

# Prace nad konstrukcjami pomp zatapialnych z silnikiem chłodzonym płaszczem wodnym

Andrzej Korczak, Grzegorz Peczkis, Tomasz Synowiec

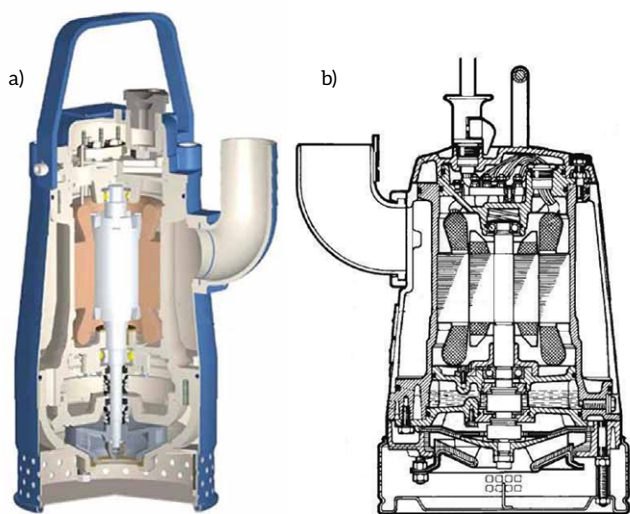
## 1. Stan techniki

Mimo iż omawiana konstrukcja zatapialnego agregatu pompowego, zwanego też pompą zatapialną, jest od szeregu dekad bogato reprezentowana w ofertach produjących fabryk pomp [2, 17], podjęto się dalszych prac zmierzających do podniesienia jakości tych maszyn.

Zasadniczą cechą tego typu pomp jest zakładana możliwość obciążania silnika w szerokim zakresie mocy, wynikającym z przypadkowości relacji między charakterystyką pompy a charakterystyką rurociągu. Chłodzenie płaszczem wodnym powoduje, że mimo obciążenia silnika o ponad 50% powyżej mocy nominalnej, temperatura pracy silnika nie przekracza dopuszczalnej. Jest to korzystne szczególnie w przypadku pomp przenośnych, dla których jak największy stosunek mocy użytecznej do ich ciężaru jest niewątpliwą zaletą.

Przykłady typowych konstrukcji przenośnych pomp zatapialnych ich produjących producentów, przedstawiono na rys. 1 [17].

Konstrukcje zatapialnych z reguły pionowych, przenośnych agregatów pompowych, charakteryzują się:



Rys. 1. Konstrukcje przenośnych zatapialnych agregatów pompowych:  
a) agregat o nominalnej mocy silnika 2,2 kW, produkcji POWEN;  
b) agregat o mocy silnika 3,7 kW produkcji Flygta

**Streszczenie:** W artykule opisano typową konstrukcję zatapialnego agregatu pompowego z silnikiem chłodzonym płaszczem wodnym. Przytoczono kryteria oceny układu przepływowego pompy wirowej. Przedstawiono nową konstrukcję pompy i jej elementów. Przedstawiono wyniki badań numerycznych i empirycznych przepływów przez pompę oraz opracowane jej charakterystyki. Opisano badania dopuszczające do pracy w strefie zagrożonej wybuchem gazu. Porównano charakterystyki, nominalne parametry pracy i wskaźniki ruchowe nowej pompy i pomp innych producentów.

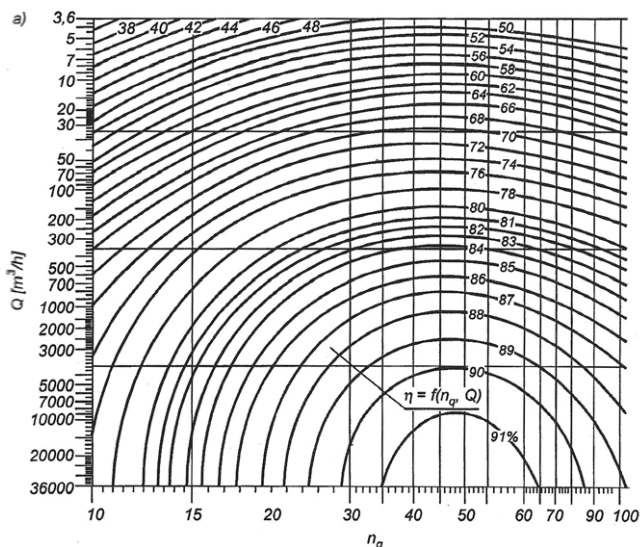
**Abstract:** The article describes a typical construction of submersible pump unit with the engine cooled by water jacket. The criteria for assessing of the flow of the pump impeller are quoted. It presents a new design of the pump and its components. It also presents the results of numerical and empirical researches of flows through the pump and its characteristics developed. The article describes studies allowing for operation in area endangered by gas explosion. We compared the characteristics, nominal operating parameters and ratios of a new motor pumps and pumps from other manufacturers.

- wspólnym wałem silnika i pompy, które są od siebie oddzielone komorą olejową z dwoma uszczelnieniami ślizgowymi;
- napędem silnikiem dwubiegunowym i wynikającą z tego prędkością obrotową;
- wirnikiem odśrodkowym zamkniętym lub otwartym, łopatkowym lub kanałowym i kierownicą promieniowo-osiową;
- płaszczem wodnym, przez który przepływa pompowana ciecz zarazem chłodząca silnik, mający króciec tłoczny o wypływie bocznym lub osiowym.

Ponadto zastosowanie tych pomp w kopalniach lub przepompowniach ścieków sanitarnych powoduje konieczność spełnienia dodatkowych wymagań przeciwwybuchowych, wynikających z możliwości wystąpienia w środowisku ich pracy gazu, przede wszystkim metanu.

**Tabela 1.** Profile wirników i ich stosunki średnic  $d_2/d_0$  dla pomp wirowych w podanych zakresach wyróżników szybkobieżności [4]

| $n_Q$            | 10-30   | 30-50   | 50-80   | 80-150  | 150-300 |
|------------------|---------|---------|---------|---------|---------|
| Przekrój wirnika |         |         |         |         |         |
| $d_2/d_0$        | 3,5-2,0 | 2,0-1,5 | 1,5-1,3 | 1,2-1,1 | 1       |



**Rys. 2.** Zależności sprawności pomp wirowych jednostopniowych od ich wydajności i wyróżnika szybkobieżności  $n_{sQ}$  [3]

## 2. Podobieństwo dynamiczne pomp wirowych

Wprawdzie przyjęto powyżej, iż artykuł dotyczy pomp odśrodkowych, lecz podobieństwo dynamiczne i wynikający z nominalnych parametrów pracy pompy wirowej wyróżnik szybkobieżności pozwala na określenie maksymalnej sprawności, jaką każda pompa, działająca na zasadzie przekazywania cieczy krętu przez wirnik, powinna osiągać. Kinematyczny wyróżnik szybkobieżności określa wzór [4]:

$$n_{sq} = \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}}$$

gdzie:

$n$  – prędkość obrotowa; obr./min;

$Q$  – wydajność pompy;  $m^3/s$ ;

$H$  – użyteczna wysokość podnoszenia; – m/1 stopień

to parametry, przy których pompa osiąga najwyższą sprawność, a które są też parametrami nominalnymi lub do nich zbliżonymi. Na podstawie wyróżnika szybkobieżności można się zorientować, jaki typ pompy wirowej wynika z parametrów przyjętych do obliczenia wyróżnika szybkobieżności, co ilustruje tabela 1.

Dla konstruktorów, ale też dla użytkowników pomp istotne są sprawności pomp wirowych, jakie powinny być osiągnięte przy ich założonych, nominalnych parametrach pracy. W przypadku pomp, których punkt pracy w warunkach eksploatacyjnych jest w przyjętym zakresie parametrów przypadkowy, istotne są również typowe przebiegi charakterystyk: przepływowej  $H(Q)$ , mocy  $P(Q)$  i sprawności  $\eta(Q)$ , które w postaci bezwymiarowej dla różnych wyróżników szybkobieżności dokładniej ilustrują wykresy na rys. 3 [3].

## 3. Prace nad nową konstrukcją przenośnego zatapialnego agregatu pompowego z silnikiem chłodzonym płaszczem wodnym

Ponieważ między sprawnościami osiąganymi przez znane konstrukcje tego typu pomp a wartościami tych sprawności wynikającymi z wykresu na rys. 2 jest pewna rezerwa, więc podjęto prace nad nową konstrukcją. Zasadnicza trudność polega na tym, że pompy specjalne, do których zaliczamy omawianą konstrukcję, mają zwykle niższą sprawność od pomp jednostopniowych z kierownicą spiralną. By osiągnąć założony cel należało w nowej konstrukcji wyeliminować wszystkie najdrobniejsze straty oraz zastosować najlepsze technologie, które ze względu na koszty są stosowane standardowo w budowie maszyn. Wdrożono też własne patenty [11, 12, 13, 14, 15].

### 3.1. Wirnik pompy

Średnicę końcówki wału ze stali 40H, na której jest osadzony wirnik, wykonano o jak najmniejszej średnicy. Pomogło w tym zastosowanie dwóch wpustów mogących mieć nieco mniejszą wysokość. Cofnięcie piasty pozwoliło zredukować przesłonięcie jej przekrojem wlotu wirnika.

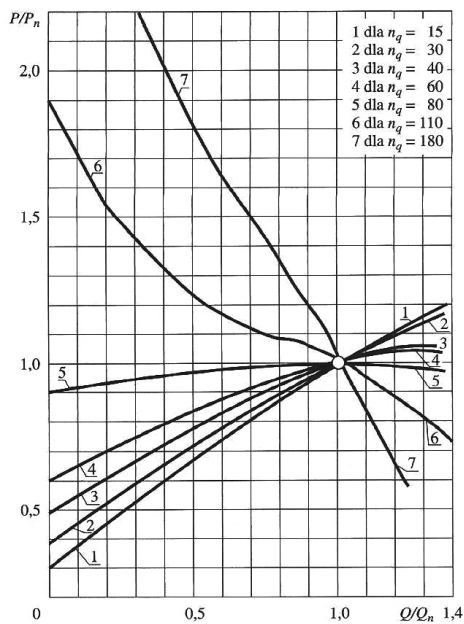
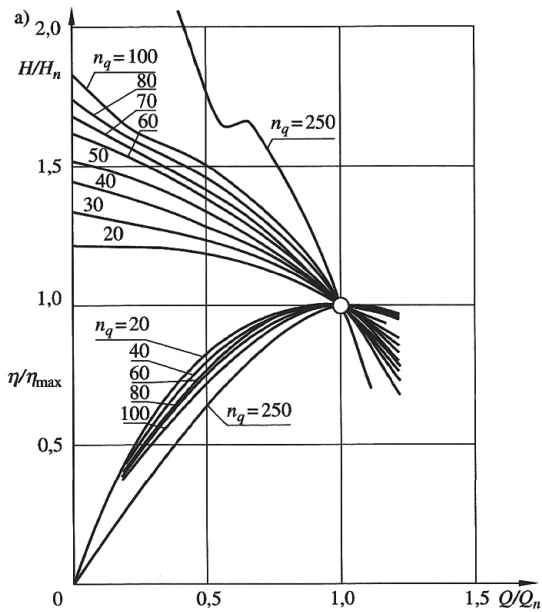
Pokazany na rys. 4 wirnik pompy zamkniętej konstrukcji ma łopatki wykonane wg patentu [11], czyli tworząca szkieletowej łopatek wirnika jest linią prostą, co pozwala na uzyskanie jak największych promieni hydraulicznych przy takich samych przekrojach poprzecznych kanałów międzyłopatkowych.

Ponadto zastosowanie nowoczesnej technologii odlewniczej przy wykorzystaniu numerycznie wykonanych modeli pozwoliło na uzyskanie cienkościennych odlewów o malej chropowatości.

### 3.2. Kierownica odśrodkowa

W typowej pojedynczej kierownicy spiralnej rozkład ciśnienia na powierzchni cylindrycznej między wylotem z wirnika a wlotem do kierownicy, dla wydajności pompy różnej od nominalnej, jest asymetryczny, co pokazuje rys. 5 b.

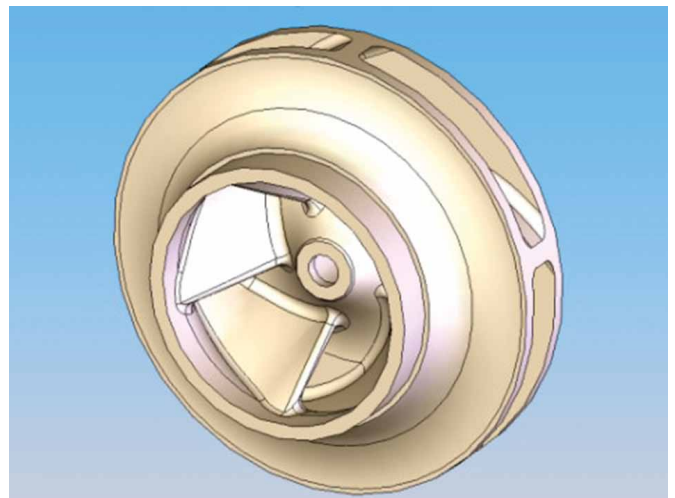
Taki przebieg ciśnienia wzdłuż zewnętrznego obwodu wirnika powoduje występowanie siły promieniowej, działającej na wirnik. Kierunek siły promieniowej od ciśnienia na wylocie



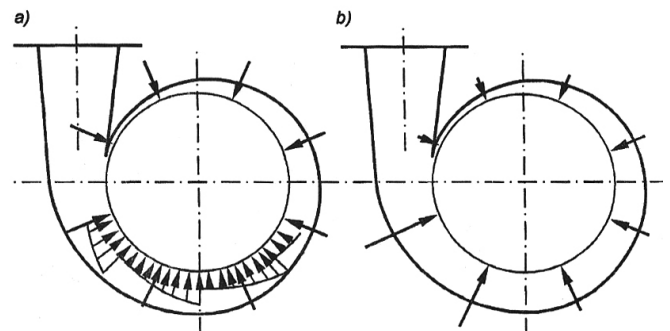
Rys. 3. Bezwymiarowe zależności przebiegów podstawowych charakterystyk pomp wirowych od wyróżnika szybkoobrotowości [3]

wirnika jest przy ustalonych parametrach pracy pompy praktycznie stały, więc jej działanie na wirnik i wał jest cykliczne i zmienia się wraz z obrotami, powodując zmęczeniowe obciążenie wału, którego konsekwencją może być jego przełom.

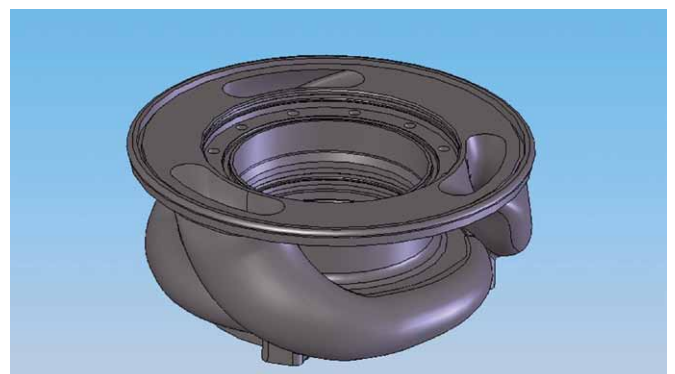
Ponieważ pompy przenośne zatapialne pracują przy losowych parametrach, więc prawdopodobieństwo wystąpienia sił promieniowych jest znaczne. Dlatego w nowej konstrukcji zastosowano kierownicę o przepływie promieniowo-osiowym [14], w której dzięki okresowo osiowej symetrii przepływu zrównoważono siły promieniowe działające na wirnik przy wydajnościach



Rys. 4. Odśrodkowy jednostrumieniowy wirnik zamknięty



Rys. 5. Rozkład ciśnienia w kierownicy spiralnej na średnicy zewnętrznej wirnika pompy odśrodkowej: a) przy wydajności nominalnej; b) przy wydajności większej lub mniejszej od nominalnej [3]



Rys. 6. Potrójna kierownica spiralna o wypływach osiowych [14]

pompy różnych od nominalnej. Widok potrójnej kierownicy spiralnej przedstawia rys. 6.

W konstrukcjach pomp odśrodkowych są też stosowane kierownice spiralne podwójne i kierownice łopatkowe o przepływie promieniowo-osiowym, w których następuje równoważenie sił osiowych.



### 3.3. Płaszcz wodny z króćcem tłocznym

Płaszcz wodny stanowi kanał przepływowy ograniczony od wewnątrz powierzchnią walcową kadłuba silnika, a od zewnątrz ścianką stożkową lub walcową. Od dołu płaszcz zamyka ścianka komory olejowej z wylotami kanałów kierownicy spiralnej, a od góry ścianka kadłuba silnika. Szczególnie wlot do króćca tłocznego jest istotny ze względu na występującą w nim stratę miejscową. Najczęściej spotykany wlot do króćca tłocznego jest ostrokrawędziowy, co pokazuje rys. 7a. W nowej konstrukcji zastosowano wlot profilowany zaokrąglony, pokazany na rys. 7b. Wprowadzie powoduje to pewne zwiększenie gabarytu pompy, lecz w kierunku rurociągu tłocznego, a więc nie ma znaczenia dla jej instalacji.

Po przyjęciu ogólnej koncepcji konstrukcji przeprowadzono obliczenia układu przepływowego, korygując jego wymiary na podstawie przebiegów zmian przekrojów kanałów wirnika i kierownicy.

### 4. Wyniki badań numerycznych układów przepływowych pomp nowych konstrukcji [7]

Obliczenia hydrauliczne układu przepływowego przeprowadzono w oparciu o teorię jednowymiarową z uwzględnieniem współczynników empirycznych. Następnie dokonywano analizy poszczególnych węzłów konstrukcyjnych, mając na celu określenie minimalnych koniecznych wymiarów ich elementów. Celem było ograniczenie ciężaru agregatu do niezbędnego minimum.

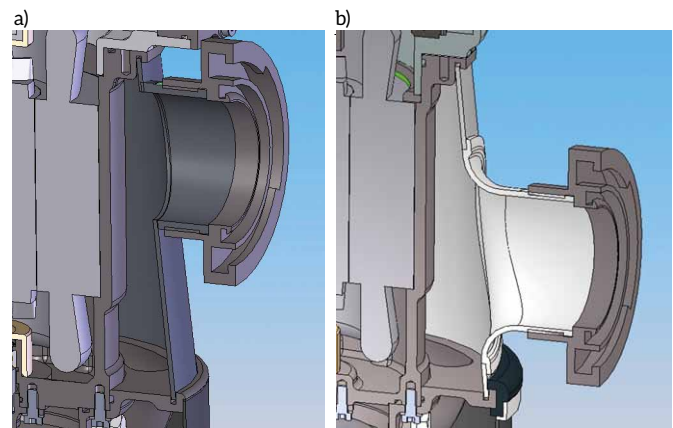
Stosując model turbulencji k-e, programem CFD dokonano analizy linii prądu, pól prędkości i pól ciśnień w projektowanym układzie przepływowym [6, 7]. Jako warunki brzegowe przyjęto dla wlotu ciśnienie  $p = 0,1$  [kPa], a dla wylotu natężenia przepływu:  $Q = 27$  [m<sup>3</sup>/h];  $Q = 36$  [m<sup>3</sup>/h];  $Q = 45$  [m<sup>3</sup>/h]. Wydajność pompy  $Q = 36$  [m<sup>3</sup>/h] była przyjęta w obliczeniach hydraulicznych jako nominalna. Dla wydajności nominalnej wyniki obliczeń numerycznych przedstawiono na rys. 8, 9, 10 i 11. Wylot z płaszcza wodnego dla jego różnych konstrukcji przebadano empirycznie, co opisano w dalszym punkcie.

Pokazane na rys. 9 pole ciśnień w przekroju poprzecznym wirnika wykazuje płynny wzrost ciśnienia w kanale międzyłopatkowym. Przedstawione na rys. 10 pole ciśnień w przekroju poprzecznym wirnika i kierownicy potwierdza występowanie dalszego wzrostu ciśnienia statycznego w kierownicy, co dowodzi poprawności jej konstrukcji.

Monotoniczność zmian analizowanych parametrów przepływu i eliminacja istotnych zawirowań były przesłanką, że pompa uzyska zakładaną możliwie wysoką sprawność, co potwierdziły badania empiryczne.

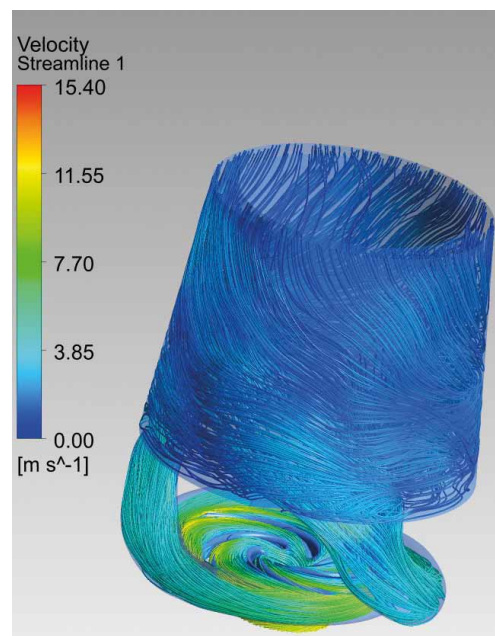
### 5. Konstrukcja agregatu pompowego o nominalnej mocy silnika 2,2 kW

Rezultatem prac konstrukcyjnych i obliczeń numerycznych przepływów była konstrukcja pompy pokazana na rys. 12. Obok konstrukcji w wersji podstawowej opracowano też projekt agregatu wyposażonego w dodatkowe zabezpieczenia, co opisano w artykule [8].

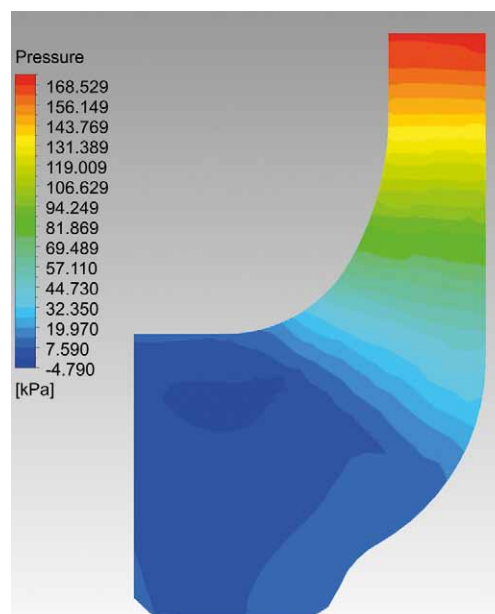


Rys. 7. Przekrój płaszcza wodnego z wlotem do króćca tłocznego:

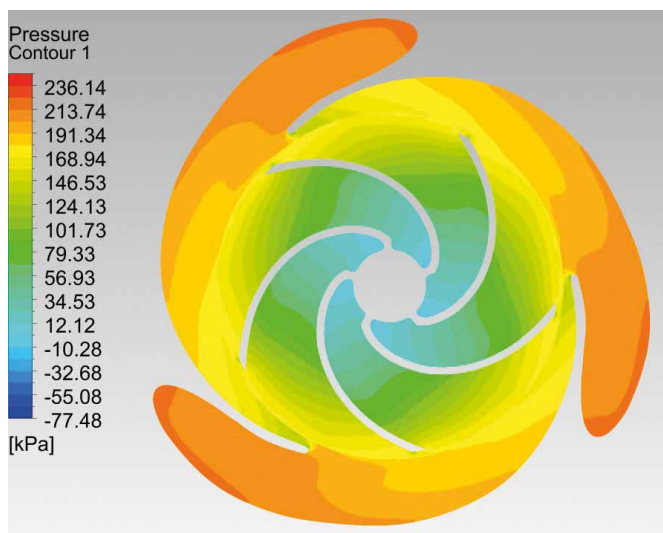
a) ostrokrawędziowym; b) profilowanym



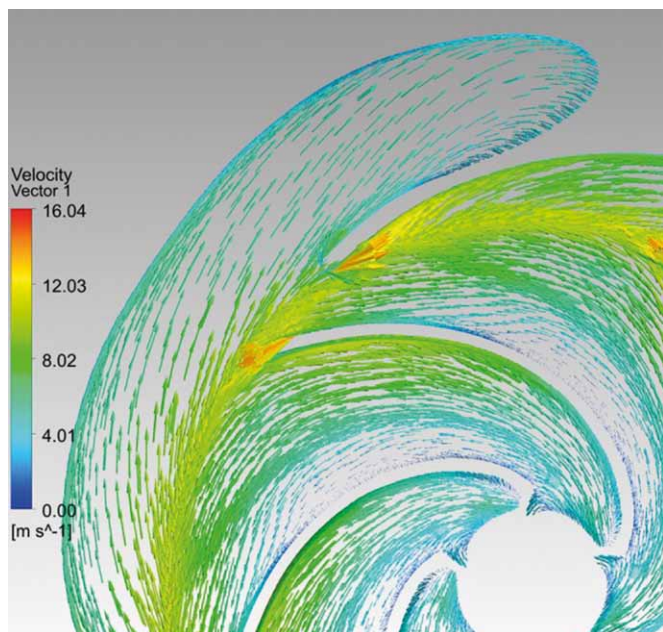
Rys. 8.  
Linie prądu  
w płaszczu  
wodnym



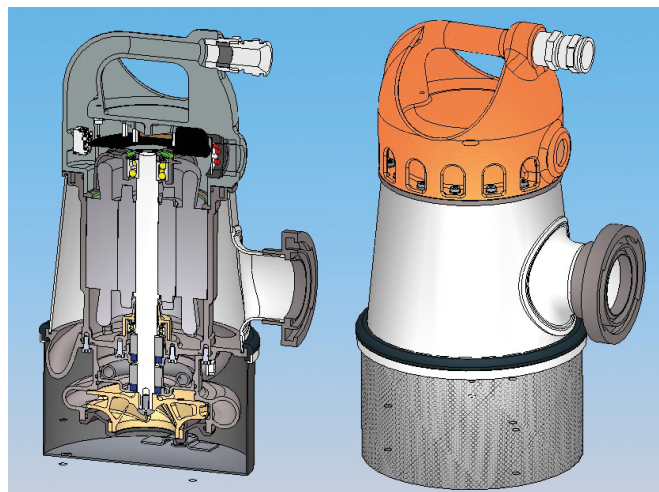
Rys. 9.  
Pole ciśnień  
w przekroju  
osiowym  
wirnika



Rys. 10. Pole ciśnień w przekroju poprzecznym wirnika i kierownicy



Rys. 11. Pole prędkości cieczy w przekroju poprzecznym wirnika i kierownicy



Rys. 12. Przekrój i widok przenośnego zatapialnego agregatu pompowego, określonego skrótem PZW, przeznaczonego do pracy w kopalniach



Rys. 13. Laboratorium Maszyn i Urządzeń Hydraulicznych Politechniki Śląskiej. Stanowisko do badań pomp zatapialnych

## 6. Badania laboratoryjne pomp nowych konstrukcji

Badania przeprowadzono w Laboratorium Maszyn i Urządzeń Hydraulicznych na stanowisku skonstruowanym specjalnie do pomiarów charakterystyk przenośnych pomp zatapialnych, które pokazano na rys. 13.

### 6.1. Pomiary podstawowych charakterystyk

Z metodycznych badań podstawowych charakterystyk pracy pompy prototypowej wynika, że założone nominalne parametry pracy są osiągnięte przy stoczeniu wirnika z maksymalnej zewnętrznej średnicy, którą przyjęto  $d_2 = 135$  mm

na średnicę  $d'_2 = 132,5$  mm. Badania wykonane w Zakładzie Maszyn i Urządzeń Hydraulicznych wykazały, że wbrew niektórym publikacjom lepsze wyniki daje stoczenie samych łopatek [16]. Charakterystyki uzyskane w wyniku pomiarów przedstawia rys. 14.

### 6.2. Dodatkowe badania hydrauliczne

Obok pomiarów podstawowych charakterystyk pompy prototypowej na wyżej przedstawionym stanowisku badawczym dodatkowo wykonano pomiary specjalne, które miały na celu ilościowe określenie przewidywanych zależności. W ramach badań pompy prototypowej wykonano:



- pomiar różnicy ciśnienia za wirnikiem między średnicą zewnętrzną a średnicą uszczelnienia mechanicznego. Pomiar ten miał na celu ustalenie ciśnienia, na które powinien być ustawiony czujnik ciśnienia w komorze olejowej wg patentu nr 224247 [12]. Wyniki tych badań opisano też w artykule [8];
- pomiary spadku ciśnienia między przestrzenią płaszcz wodnego a króćcem tłocznym dla wlotu ostrokrawędziowego i dla wlotu profilowanego, które pokazano na rys. 7. Badania wykazały, że zastosowanie profilowanego wlotu do króćca istotnie zmniejszyło stratę miejscową. Wyniki tych pomiarów przedstawiono na rys. 15. Z wykresu wynika, że dla nominalnej wydajności pompy obniżono stratę miejscową na wlocie do króćca o ok. 1,5 m, co stanowi prawie 10% nominalnej wysokości podnoszenia pompy. Oczywiście dla przepływów samopodobnych zmierzone spadki ciśnienia rosną z kwadratem wydajności pompy. Powoduje to zarazem odpowiedni wzrost sprawności pompy. Mimo że zastosowanie profilowanego wlotu do króćca tłocznego wydaje się racjonalnym rozwiązaniem, w znanych konstrukcjach stosowane są wloty ostrokrawędziowe, ewentualnie mające stępioną krawędź.

### 6.3. Porównanie charakterystyk empirycznych z charakterystykami obliczonymi numerycznie [6, 7]

Dla układu przepływowego pompy z niestoczonym wirnikiem, a więc o średnicy 135 mm, przeprowadzono obliczenia numeryczne podstawowych charakterystyk pompy i ich pomiary laboratoryjne i na wykresie przedstawionym na rys. 16 dokonano porównania.

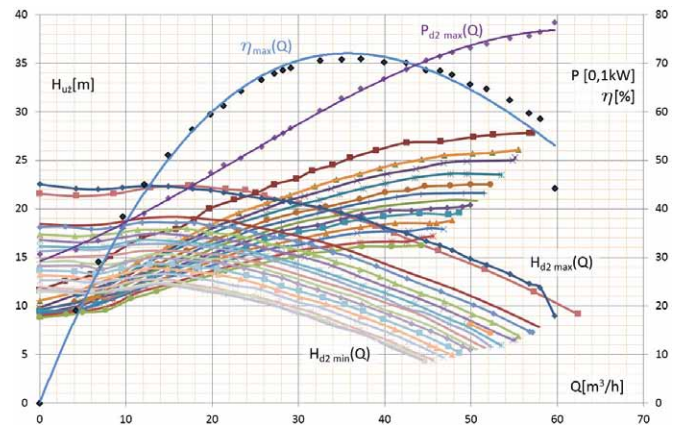
Zaobserwowano doskonałą zgodność charakterystyk przepływowych numerycznej i empirycznej. Ta zgodność potwierdza też wysoką dokładność wykonania prototypowego układu przepływowego i uniknięcia strat spowodowanych błędami jego kształtu. Wynika to z tego, iż zastosowano najnowsze technologie wykonania modeli, odlewów i obróbki mechanicznej.

Zaniżone wartości mocy obliczeniowej wynikają z pominięcia w modelu obliczeniowym strat tarcia tarcz wirnika wirujących w cieczy i strat mechanicznych w uszczelnieniach. Z tego też wynika nadwyżka obliczeniowej sprawności pompy.

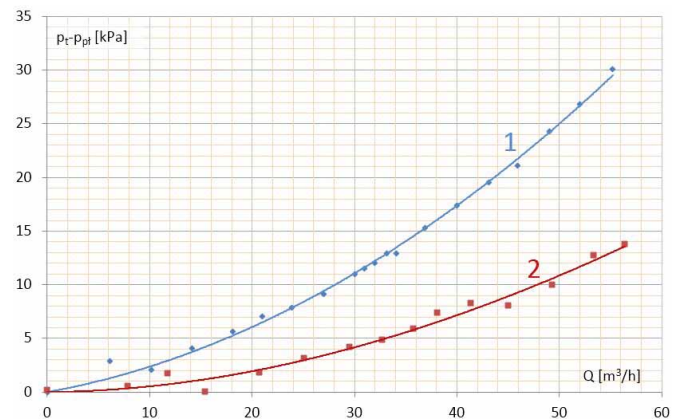
### 6.4. Ocena niezbędnej nadwyżki antykawitacyjnej pompy prototypowej

Szczególnie przenośne pompy zatapialne, które współpracują z rurociągiem o przypadkowej długości i przypadkowej geometrycznej wysokości podnoszenia, powinny w całym zakresie wydajności też przy minimalnym zanurzeniu nie wykazywać objawów kawitacji. Wynika z tego, iż przy maksymalnej możliwej wydajności powinny mieć  $NPSH < 10$  m.

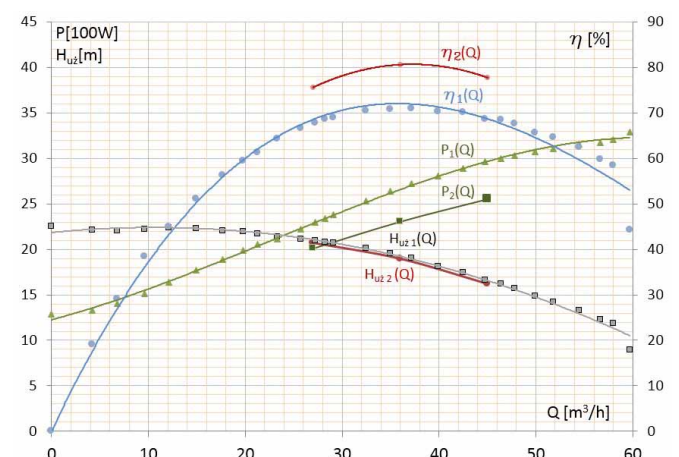
Z przedstawionych na wykresie rys. 14 wyników badań metodycznych wynika, że ten warunek jest spełniony przy geometrycznej wysokości podnoszenia rurociągu  $H_g = 0$  i przy czterometrowym rurociągu tłocznym z otwartym całkowicie zaworem regulacyjnym. Nieznaczne objawy kawitacji wystąpiły tylko w jednym punkcie pomiarowym: przy całkowicie otwartym zaworze, w pompie mającej wirnik o średnicy 135 mm.



Rys. 14. Metodyczne badania podstawowych charakterystyk pracy pompy prototypowej przy różnych stoczeniach wirnika



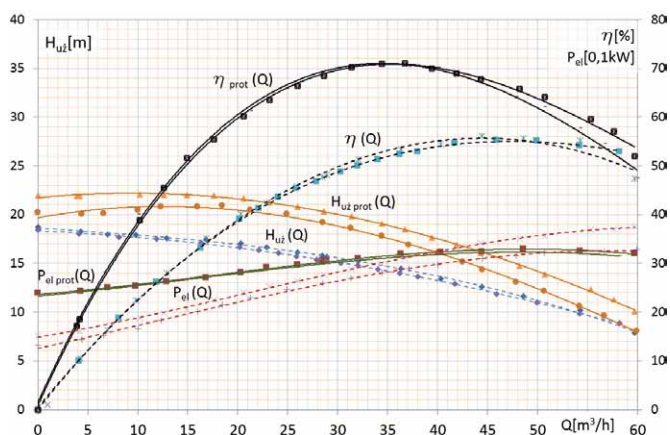
Rys. 15. Zmierzone spadki ciśnienia na wlocie z płaszcz wodnego: 1 – dla ostrokrawędziowego; 2 – dla profilowanego wlotu do króćca tłocznego



Rys. 16. Porównanie wyników badań empirycznych i numerycznych podstawowych charakterystyk pompy prototypowej [6, 7]



Rys. 17. Agregat pompowy w komorze zabezpieczającej przed ewentualnymi skutkami wywołanego w jego silniku wybuchu gazu w ramach badań ATEX wg normy PN-EN 60079-0:2009



Rys. 18. Porównanie podstawowych charakterystyk pracy pompy prototypowej nazwanej PZW z charakterystykami pompy tego typu innego znanego producenta

Tabela 2. Porównanie zmierzonych nominalnych parametrów pracy i podstawowych wskaźników pompy projektowanej i pomp innych znanych producentów [17]

|                           | PZW  | P1-BA | 6SP13-Ex | Flygt B231MT |
|---------------------------|------|-------|----------|--------------|
| Wydajność Q [m³/h]        | 36   | 32    | 32       | 36           |
| Wysokość podnoszenia H[m] | 17,2 | 12,5  | 12,5     | 17           |
| Moc użyteczna Nu [kW]     | 1,51 | 1,09  | 1,09     | 1,67         |
| Moc silnika Ns [kW]       | 2,2  | 2,2   | 3        | 3,7          |
| Sprawność pompy η [%]     | 70   | 56    |          | 66           |
| Masa m [kg]               | 40   | 62    | 50       | 70           |
| Współczynnik m/Nu [kg/kW] | 26,5 | 56,88 | 45,87    | 41,97        |

## 7. Badania dopuszczające pompę nowej konstrukcji do pracy w strefach zagrożonych wybuchem

Badania ATEX (od fr. *Atmosphères Explosibles*) mają na celu spełnienie dyrektywy UE, która definiuje wymagania zasadnicze, jakie musi spełniać każdy produkt, przeznaczony do stosowania w strefach zagrożonych wybuchem. Wymagania szczegółowe podane są w normach powiązanych z tą dyrektywą. Podstawowym aspektem jest badanie szczelności ogniowej. Urządzenie poddawane jest różnym próbom, a jedną z nich są tak zwane strzelania. Próba strzelania polega na zainicjowaniu wybuchu określonej mieszanki gazów wewnątrz urządzenia i sprawdzeniu, czy zainicjowany wybuch nie przedostanie się do otoczenia oraz sprawdzeniu, czy powstałe wewnątrz ciśnienie nie uszkodziło w omawianym przypadku korpusu silnika. Próbę wykonuje się w czterech wariantach dla kilku mieszanin gazów.

Agregat pompowy, którego kadłub silnika stanowił osłonę ognioszczelną w znaczeniu normy – PN-EN 60079-0:2009, pozytywnie przeszedł wyszczególnione w niej wymagania.

## 8. Porównanie konstrukcji i charakterystyk pompy prototypowej z pompą innego znanego producenta

Oczywistą motywacją do podjęcia prezentowanego projektu była wstępna analiza, z której wynikała możliwość istotnego podniesienia sprawności pompy zatapialnej z silnikiem chłodzonym płaszczem wodnym w stosunku do sprawności pomp znanych producentów. Dla założonych nominalnych parametrów pracy pompy celem było osiągnięcie sprawności, która wynika z wykresu przedstawionego na rys 2. Jak wyżej nadmieniono, trudność polegała na tym, iż pompę z płaszczem wodnym chłodzącym silnik pompowaną cieczą zalicza się do pomp o konstrukcji specjalnej, które mają zwykle niższą sprawność od pomp standardowej konstrukcji, czyli jednostopniowych z pojedynczą kierownicą spiralną.

Na wykresie rys. 18 porównano zmierzone charakterystyki pompy prototypowej nazwanej PZW z charakterystykami pompy tego typu innego znanego producenta. Dla uniknięcia przypadkowości przebadano dwie jednakowe nowe pompy innego producenta, uzyskując ich powtarzalność. Pompy tego





Rys. 19. Widok pomp prototypowej i pompy innego znanego producenta, mających silniki elektryczne o tej samej mocy 2,2 kW

typu innych producentów mają rzeczywiście niższe sprawności od sprawności pompy skonstruowanej w ramach prezentowanego projektu

Porównując masy pomp tego samego typu, należy brać pod uwagę takie same wykonania materiałowe, a konkretnie konstrukcje, w których nie są stosowane odlewy ze stopów aluminium.

## 9. Wnioski

Systematyczne analizy konstrukcyjne, numeryczne i empiryczne w oparciu o doświadczenie uzyskane w projektowaniu szczególnie jednostopniowych pionowych pomp wirowych, a też staranne dopracowanie wszystkich węzłów konstrukcyjnych pozwoliło na uzyskanie założonego efektu. Jest nim konstrukcja pompy przenośnej, zatapialnej, zwanej też zatapialnym agregatem pompowym, z silnikiem chłodzonym płaszczem wodnym, która mając cechy pompy specjalnej, uzyskuje sprawność wynikającą z wykresu na rys. 2, osiąganą przez pompy jednostopniowe podstawowej konstrukcji.

## Literatura

- [1] KORCZAK A.: *Opinia o przyczynach przebicia elektrycznego silnika pompy zatapialnej typu KRDI G, skutkującego wypadkiem śmiertelnym*. Opinię wykonano dla Huty Katowice w budowie. Gliwice 1974 (praca nie publikowana)
- [2] ZARZYCKI M., KORCZAK A., MORZYŃSKI S.: *Przenośne pompy zanurzeniowe z zatapialnym silnikiem elektrycznym*. „Przegląd Mechaniczny” 9/1977.
- [3] JĘDRAL W.: *Pompy wirowe odśrodkowe*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1996, s. 324.
- [4] ŁAZARKIEWICZ Sz., TROSKOLAŃSKI A.T.: *Pompy wirowe*. WNT, Warszawa 1968.
- [5] TROSKOLAŃSKI A.T.: *Dictionary of hydraulic machinery*. PWN, Warszawa 1985, s. 789.

- [6] KORCZAK A., PECZKIS G., SYNOWIEC T., ALTYNTSEV I.: *Experimental problems of new constructions of portable submersible pumps for mining with electric motor cooled by water jacket*. Transactions of the VŠB – Technical University of Ostrava, Mechanical Series, article No. 1987 No. 2, 2014, vol. LX.
- [7] KORCZAK A., PECZKIS G., SYNOWIEC T., ALTYNTSEV I.: *Mining Submersible Pump Construction, Characteristics And Protections*. „Applied Mechanics and Materials” Vol. 630 (2014), Trans Tech Publications, Switzerland, pp. 99–108.
- [8] KORCZAK A., SOBEK P., SYNOWIEC T.: *Zabezpieczenia górniczego zatapialnego agregatu pompowego*. „Napędy i Sterowanie” 1/2014.
- [9] KORCZAK A., SYNOWIEC T.: *Jednostopniowa przenośna pompa zatapialna dla górnictwa*. XIX Międzynarodowa Konferencja Trwałość Elementów i Węzłów Konstrukcyjnych Maszyn Górniczych. TEMAG 2011. Ustroń, 19 października 2011, materiały konferencyjne.
- [10] MARTSYNKOVSKYY V.A., KORCZAK A., PECZKIS G., SYNOWIEC T.: *Flow through gaps of a hermetic single-stage centrifugal pump with a balanced axial force*. Monografia pt. „Dynamics and Design Problems of Centrifugal Machines”, KUNDERA Cz. MARTSYNKOVSKYY V.A. (red.), Politechnika Świętokrzyska, Kielce 2016, s. 36–48.
- [11] KORCZAK A., RUDZKI E., WRÓBLEWSKI W., ŚWIERK J.: *Wirnik pompy*. Patent nr 198013 zgł. 02.02.2001 r.
- [12] KORCZAK A., SYNOWIEC T.: *Sposób zabezpieczenia monoblokowej pompy wirowej przed skutkami uszkodzenia uszczelnienia ślizgowego*. Patent nr 224247 zgł. 18.03.2013 r.
- [13] KORCZAK A., PECZKIS G., SYNOWIEC T.: *Obudowa przyłącza zasilającego przewodu elektrycznego silnika przenośnej pompy zatapialnej*. Patent nr 218662 zgł. 12.12.2011 r.
- [14] KORCZAK A., SYNOWIEC T.: *Pompa odśrodkowa*. Patent nr 218361 zgł. 01.03.2011 r.
- [15] KORCZAK A., PECZKIS G., SYNOWIEC T.: *Pompa odśrodkowa jednostrumieniowa*. Patent nr 217496 zgł. 08.08.2011 r.
- [16] KORCZAK A., PECZKIS G., PLUTECKI J., PUSTELNIK A.: *Wpływ sposobu stoczenia wirnika pompy odśrodkowej z kierownicą spiralną na jej charakterystyki i maksymalną sprawność*. Kwartalnik „Pompy – Pompownie” 1/2009.
- [17] Katalogi pomp: POWEN – WAFAPOPOMP, FLYGT, KSK.

dr hab. inż. Andrzej Korczak, profesor nzw. Pol. Śl.,  
dr inż. Grzegorz Peczkis – Politechnika Śląska,  
mgr inż. Tomasz Synowiec – Politechnika Śląska

artykuł recenzowany