



Analiza wpływu rodzaju elementu odprowadzenia cieczy na parametry pracy pompy z wirnikiem otworowym

Bartłomiej Chomiuk

*Politechnika Wroclawska, Wydział Mechaniczno-Energetyczny
Zakład Podstaw Konstrukcji i Maszyn Przepływowych
E-mail: bartlomiej.chomiuk@pwr.edu.pl*

REKOMENDACJA: *dr hab. inż. Janusz Skrzypacz*

STRESZCZENIE

W artykule przedstawiono wyniki analiz numerycznych i badań eksperymentalnych wpływu różnych typów elementów odprowadzenia cieczy na parametry pracy pompy odśrodkowej z wirnikiem otworowym. Wirniki otworowe stanowią wyraźną alternatywę dla klasycznych wirników łopatkowych w zakresie skrajnie niskich szybkoobrotowości $n_q < 10$. Celem badań jest weryfikacja jakościowa oraz ilościowa wyników uzyskanych drogą modelowania numerycznego oraz próba oszacowania dokładności, poprzez zbadanie wpływu parametrów siatki (tj. wielkości elementów oraz ich ilości) i modelu turbulencji, z jaką symulacje numeryczne odwzorowują przepływ rzeczywisty.

SŁOWA KLUCZOWE: *pompa wirowa, pompa odśrodkowa, pompa z wirnikiem otworowym, element odprowadzenia cieczy, CFD*

1. WPROWADZENIE

Z hydraulicznego punktu widzenia, pompa składa się z dwóch elementów: wirnika, który odpowiada za konwersję energii mechanicznej silnika na energię hydrauliczną transferowaną do cieczy oraz elementu odprowadzenia cieczy z wirnika. Stator jest komponentem pompy, który realizuje następujące funkcje:

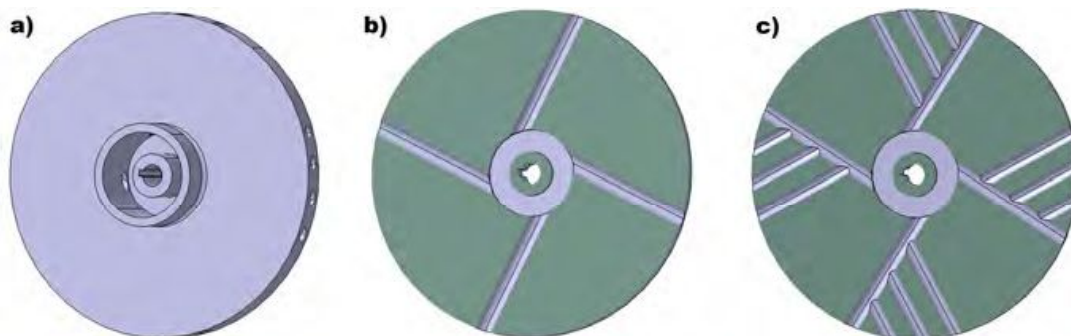
- Gromadzi ciecz wypływającą z wirnika i prowadzi ją do wylotu z pompy lub do wlotu wirnika następnego stopnia w pompach wielostopniowych.
- Przekształca energię kinetyczną cieczy za wylotem wirnika na energię potencjalną. Sprawność tej przemiany w dużej mierze determinuje sprawność całej pompy.

- Wydajność tego elementu determinuje położenie nominalnego punktu pracy na charakterystyce pompy.

Element wylotowy pompy jest więc niezwykle ważnym komponentem, którego typ i konstrukcja w dużej mierze wpływa na osiągi pompy, kształt charakterystyki przepływu, położenie nominalnego punktu pracy oraz poziom sprawności.

Rola elementu odprowadzenia nabiera szczególnego znaczenia w przypadku nietypowych konstrukcji wirnika. Przykładem takiej konstrukcji jest wirnik otworowy, pracujący w zakresie ultra niskich wyróżników szybkobieżności ($n_q < 10$), którego szczegóły konstrukcyjne przedstawiono na rys. 1 oraz w [1, 2]. Jest to konstrukcja wykorzystująca do transferu energii klasyczny przepływ odśrodkowy cieczy przez kanały wewnętrzne wirnika (mogą być one prostymi, nawierconymi otworami).

Ze względu na małą powierzchnię wylotową, zlokalizowaną okresowo po obwodzie wirnika (rys. 1b), konstrukcja elementu odprowadzenia współpracującego z takim wirnikiem jest niezwykle trudna. Aby poprawić warunki współpracy, w wirnikach otworowych stosuje się niekiedy dodatkowe otwory boczne (rys. 1c) [1].



Rys. 1: Wirnik otworowy: a) widok główny wirnika bazowego, b) przekrój wirnika bazowego, c) przekrój wirnika z dodatkowymi kanałami bocznymi

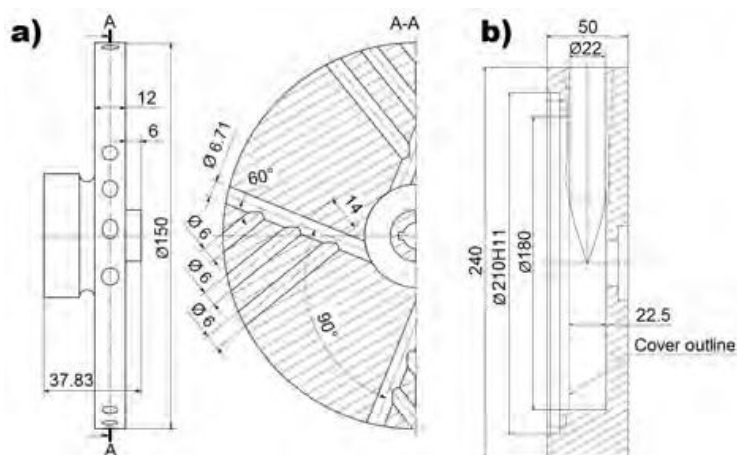
Celem niniejszej publikacji jest zbadanie wpływu typu i konstrukcji elementu odprowadzenia cieczy, współpracującego z wirnikiem otworowym z otworami bocznymi, na osiągane parametry energetyczne oraz analizę zjawisk przepływowych występujących podczas pracy pompy przy zastosowaniu wspomnianych elementów hydraulicznych. W pracy wzięto pod uwagę kanał spiralny oraz kanał koncentryczny przy różnej konfiguracji cech konstrukcyjnych wspomnianych elementów. Jako główną metodykę badawczą zastosowano analizy numeryczne typu CFD, których wyniki zostały zweryfikowane doświadczalnie na odpowiednio zaprojektowanym stanowisku badawczym.

J.F. Gulich [1] uważa, że dla pomp z niskim i skrajnie niskim kinematycznym wyróżnikiem szybkobieżności lepiej jest zastosować kanał o stałym przekroju niż inny element odprowadzenia, gdyż wraz ze spadkiem n_q różnica w sprawności między kanałem koncentrycznym a kanałem zbiorczym spiralnym maleje. Jako główną wadę kanału koncentrycznego można uznać fakt, iż następuje w nim, mieszanie się strug o różnych prędkościach, co z kolei powoduje zwiększenie strat hydraulicznych.

2. OBIEKT BADAŃ

Podstawowym obiektem analiz jest wirnik otworowy z kanałami bocznymi, których geometrię i wymiary przedstawiono na rys. 2a. Zarówno główne kanały przepływowe jak i dodatkowe kanały boczne (rys. 1c) na całej długości cechują się stałym

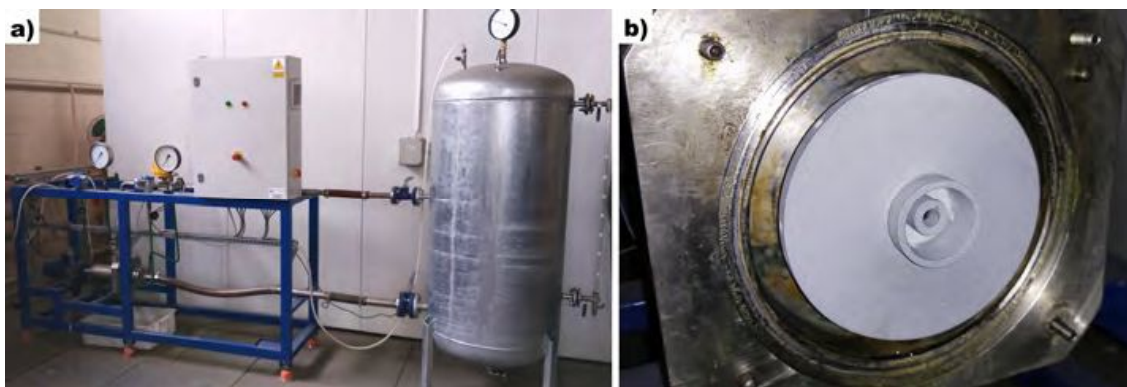
przekrojem poprzecznym. Boczne kanały przepływowe – w założeniu – zwiększają równomierność rozkładu prędkości i ciśnień w statorze, a tym samym poprawiają parametry pracy pompy. W niniejszym artykule geometria wirnika nie była modyfikowana. Za bazowy element odprowadzenia cieczy przyjęto kanał koncentryczny – znajdujący się na stanowisku pomiarowym – o wymiarach przedstawionych na rys. 2b.



Rys. 2: Bazowe wymiary geometryczne dla: a) wirnika otworowego, b) kanału koncentrycznego

3. STANOWISKO POMIAROWE

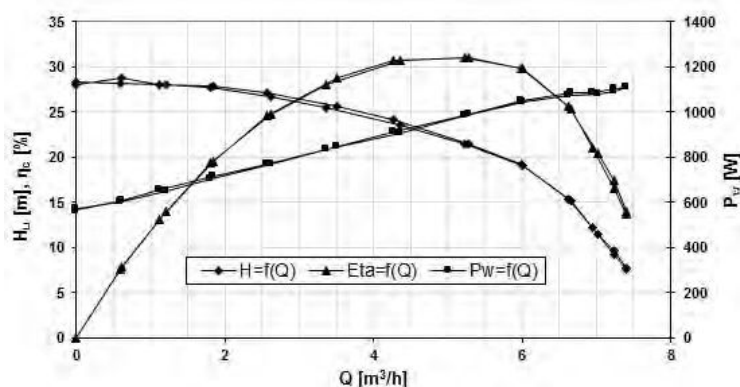
W celu weryfikacji wyników obliczeń numerycznych, zaplanowano i przeprowadzono badania doświadczalne na stanowisku pomiarowym, przedstawionym na rys. 3a. Głównym elementem stanowiska jest pompa modelowa (rys. 3b), z kanałem zbiorczym o specjalnej konstrukcji. W badaniach wykorzystano: wirnik otworowy i kanał koncentryczny, zwane w dalszej części jako konfiguracja bazowa. Pomiar na stanowisku odbywał się w sposób całkowicie zautomatyzowany, zgodnie z zaleceniami normy stosowanej przy pomiarach długotrwałych maszyn hydrotechnicznych [8]. Przyrządy pomiarowe wykorzystane do pomiaru wymaganych wielkości fizycznych na stanowisku badawczym zostały przedstawione w [2].



Rys. 3: Prezentacja stanowiska pomiarowego: a) widok ogólny stanowiska, b) widok na pompę modelową ze zdemontowaną przednią tarczą korpusu

Wyniki pomiarów charakterystyk energetycznych pompy modelowej w konfiguracji bazowej przedstawiono na rys. 4. Uzyskane charakterystyki zostaną wykorzystane do walidacji przyjętego toku postępowania przy obliczeniach numerycznych. Dzięki

temu zabiegowi możliwe będzie zbadanie wpływu poprawności doboru m.in.: modelu turbulencji, schematu dyskretyzacji czy wielkości siatki dyskretnej.



Rys. 4: Charakterystyka energetyczna dla modelowej pompy z wirnikiem otworowym

4. METODYKA OBLICZEŃ NUMERYCZNYCH

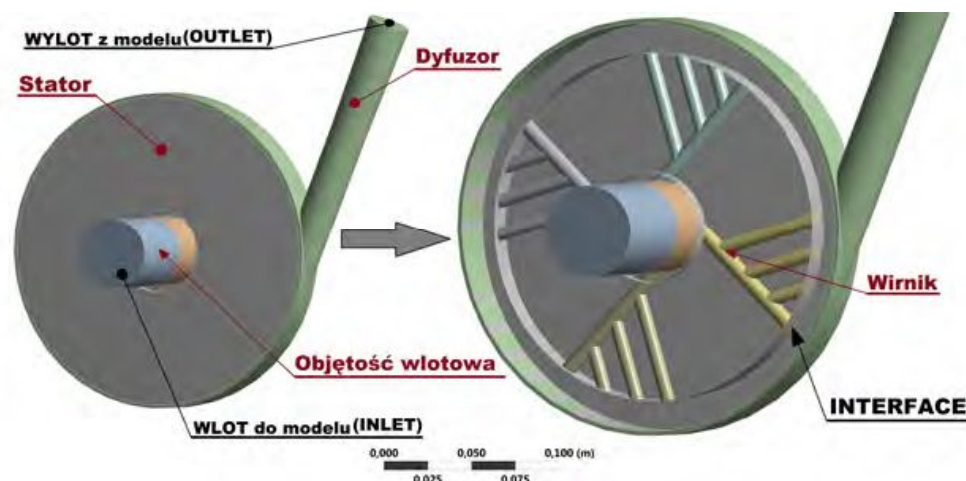
W niniejszym eksperymencie, jako podstawową metodę badawczą przyjęto technikę zwaną CFD (Computational Fluid Dynamics). W pierwszym kroku – jako model podstawowy – odwzorowano geometrię elementów przepływowych pompy modelowej w konfiguracji bazowej. W dalszych etapach geometria wirnika pozostawała identyczna, zmieniano natomiast typ i geometrię elementów odprowadzenia płynu za wirnika otworowego. W związku z tym, że pompy z wirnikiem otworowym nie są typowymi pompami wirowymi oraz powszechnie stosowanymi w przemyśle, niezbędne jest przyjęcie kilku założeń odnośnie przeprowadzania symulacji numerycznych. Analizując dostępną literaturę poruszającą tematykę pomp pracujących w zakresie skrajnie niskiego wyróżnika szybkoobrotowości ($n_q < 10$), można stanowczo stwierdzić, że przedstawione w artykule rozwiązanie konstrukcyjne jest niespotykane i wyjątkowe. Bazując na literaturze [3, 4, 5, 6, 7] poruszającej tematykę badań nad współpracą elementu odprowadzenia cieczy z innowacyjnymi konstrukcjami wirników łopatkowych można stwierdzić, że w pompach o skrajnie niskim n_q model turbulencji znacząco wpływa na parametry pracy pompy. Należy przyjąć jak najdokładniejszy model turbulencji, gdyż przy tak niskich przepływach powstają silne zawirowania oraz inne zjawiska niestacjonarne. To one wpływają w głównej mierze na sprawność hydrauliczną i całkowitą pompy.

Symulacje wykonano dla następujących ustawień:

- model turbulencji SST (Shear Stress Transport),
- płyn: czysta woda o temperaturze 20°C,
- schemat obliczeniowy SIMPLE [7],
- dla wszystkich równań przyjęto dyskretyzację schematem drugiego rzędu,
- poziom residuów (wpływających na zbieżność obliczeń) $e = 10^{-5}$.

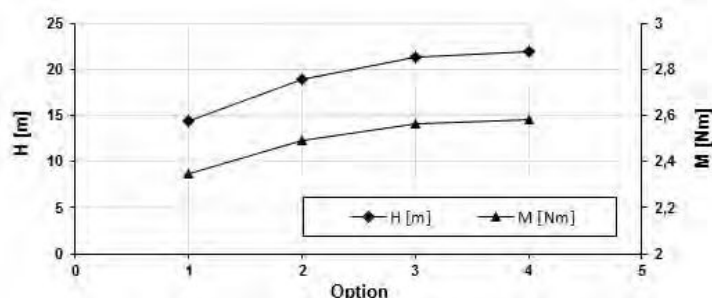
Obliczenia wykonano dla stanu niestacjonarnego. Prędkość obrotowa wirnika wynosiła 2870 obr/min. Założono, iż jeden obrót wirnika to 120 kroków czasowych. Wartość kroku czasowego wyznaczona zgodnie z [8], wynosiła $t_s = 5.2 \cdot 10^{-4}$ s. Pozostałe warunki brzegowe zdefiniowano zgodnie z rys. 5 jako:

- Inlet model – prędkość płynu na wlocie do modelu, odpowiadająca założonej wydajności oraz intensywność turbulencji $T_i = 0.4$.
- Walls – prędkość płynu w kierunku prostopadłym do ścianki $u_x = 0$, zerowy gradient ciśnienia $dp/dn = 0$.
- Outlet model – strumień masy i lepkość płynu stałe, zakładane ciśnienie na wylocie $p = 300kPa$, intensywność turbulencji przepływu wstecznego $T_{ibf} = 0.2$.



Rys. 5: Uproszczony model geometryczny pompy użyty na potrzeby analiz numerycznych

Wygenerowano niestrukturalną siatkę numeryczną z warstwą przyścienną, która została nałożona na model geometryczny pompy. W celu określenia optymalnego rozmiaru siatki wykorzystano metodę GIT (Grid Independance Test). Obliczenia wykonano dla czterech wariantów siatek różniących się od siebie wielkością i liczbą elementów. Wyniki analiz przedstawiono na rys. 6. Dla każdej analizowanej siatki wyliczono takie same parametry porównawcze – wysokość podniesienia pompy H oraz moment całkowity M . Z przeprowadzonych analiz wynika, iż siatkę, której wielkość elementu dyskretnego nie wpływa na rozwiązanie (tj. nie generuje większego błędu dyskretyzacji niż dopuszczalny) jest siatka nr 3. W każdym przypadku siatka została zagęszczona w okolicach ścianek wirnika jak i elementu odprowadzenia.

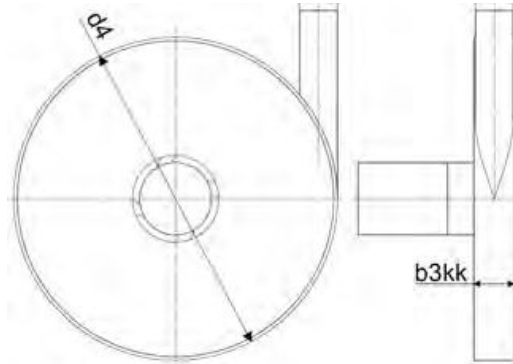


Rys. 6: Wpływ wielkości siatki dyskretnej na otrzymywane wyniki

5. WSPÓŁPRACA WIRNIKA OTWOROWEGO Z KANAŁEM KONCENTRYCZNYM

Aby przeanalizować współpracę wirnika otworowego z kanałem koncentrycznym – przy różnej konfiguracji cech konstrukcyjnych kanału – wykonano obliczenia numeryczne przepływu przez pompę, dla których otrzymano charakterystyki jak na rys. 9. Zbadano wpływ zmian wielkości następujących parametrów geometrycznych (rys. 7):

- Średnica zewnętrzna d_4 kanału – w zakresie 160–186 mm; bazowa 180 mm.
- Szerokość b_{3kk} przekroju poprzecznego kanału – w zakresie 16,5–26,5 mm; bazowa 22,5 mm.
- Zmiana kształtu przekroju poprzecznego – prostokątny, okrągły i trapezowy.

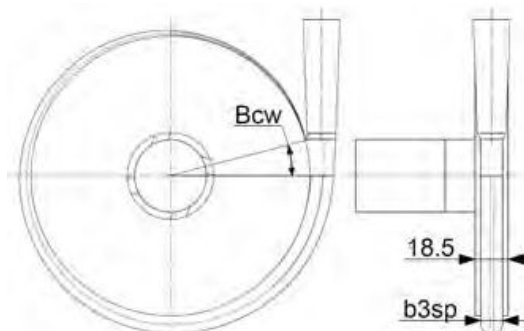


Rys. 7: Wymiary kanału koncentrycznego

6. WSPÓŁPRACA WIRNIKA OTWOROWEGO Z KANAŁEM SPIRALNYM

W następnym etapie przeanalizowano współpracę wirnika otworowego z kanałem spiralnym przy różnej konfiguracji jego cech geometrycznych, które zestawiono na rys. 10. Natomiast przetestowano wpływ następujących parametrów (rys. 8):

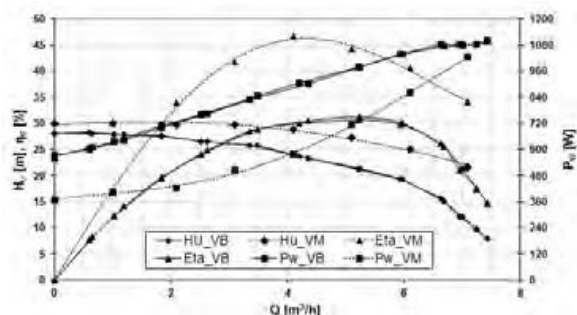
- Kąt B_{cw} początku języczka spirali – w zakresie 0–26°; bazowy kąt 0°.
- Szerokość b_{3sp} przekroju poprzecznego kanału – w zakresie 10–18,5 mm; bazowa 18,5 mm.
- Zmiana kształtu przekroju poprzecznego – prostokątny, okrągły i trapezowy.



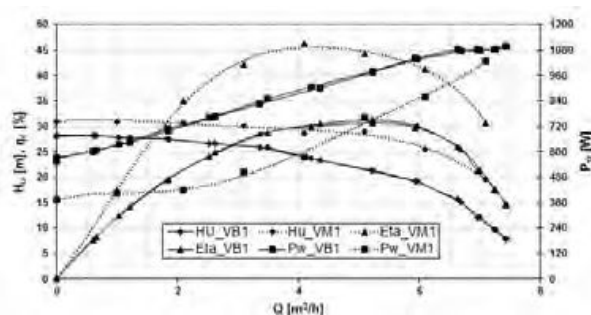
Rys. 8: Wymiary kanału spiralnego

7. ZESTAWIENIE WYNIKÓW BADAŃ

Uzyskane charakterystyki energetyczne dla analizowanych przypadków współpracy wirnika otworowego z kanałem koncentrycznym bądź kanałem spiralnym przedstawiono na rys. 9 oraz rys. 10. W obu przypadkach liniami ciągłymi poprowadzone zostały charakterystyki dla wariantu bazowego (VB), zaś liniami przerywanymi zostały odwzorowane charakterystyki dla wariantu racjonalnego (VM).

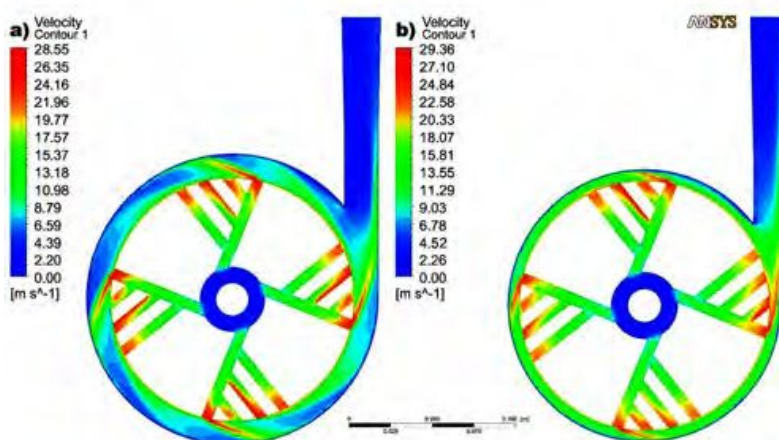


Rys. 9: Charakterystyka dla pompy z kanałem koncentrycznym

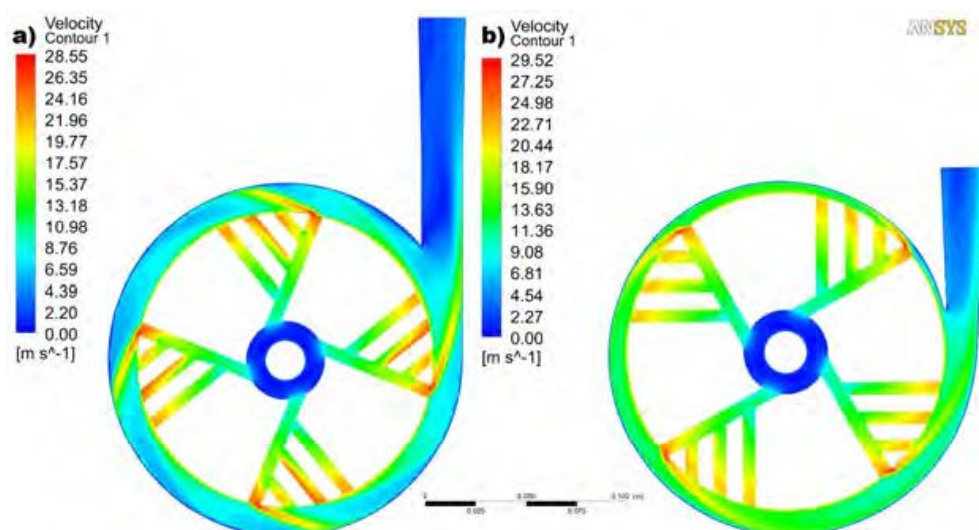


Rys. 10: Charakterystyka dla pompy z kanałem spiralnym

Analizując przedstawione wykresy widać, iż analizowane – w rozdziałach 5 i 6 – zmiany cech geometrycznych elementów odprowadzenia w znaczący sposób wpływają na poprawę parametrów pracy pompy. Znacząco wzrosła sprawność całkowita pompy. Zmalało zaś zapotrzebowanie na moc. Spowodowane to może być zmniejszeniem wszelkich pulsacji i zawirowań płynu w statorze dzięki zawężeniu przekroju poprzecznego tegoż elementu. Dodatkowo na rys. 11 ukazano rozkłady wektorów prędkości bezwzględnej dla bazowej i racjonalnej konstrukcji kanału koncentrycznego oraz na rys. 12 dla bazowej i racjonalnej konstrukcji kanału spiralnego. W obu przypadkach dobrze widać, iż racjonalizacja elementu odprowadzenia znacząco poprawiła rozkład wektorów prędkości.



Rys. 11: Rozkład prędkości bezwzględnej w kanale koncentrycznym: a) bazowym, b) racjonalnym



Rys. 12: Rozkład prędkości bezwzględnej w kanale spiralnym: a) bazowym, b) racjonalnym

8. PODSUMOWANIE

Pompa ośrodkowa z wirnikiem otworowym stanowi ciekawą alternatywę dla klasycznych wirników łopatkowych, pracujących w zakresie wyróżnika szybkoobrotowości ($n_q < 10$). Prawidłowa konstrukcja wirnika otworowego oraz elementu odprowadzenia może skutkować osiągnięciem sprawności porównywalnych lub nawet wyższych niż wirniki łopatkowe w rozpatrywanym zakresie parametrów pracy.

Wiedza na temat konstrukcji elementów hydraulicznych pomp odśrodkowych, pracujących w zakresie parametrów odpowiadających założonemu wyróżnikowi szybkoobrotowości jest niewystarczająca. Jak ukazały powyższe badania, kanał koncentryczny o zoptymalizowanej geometrii przepływowej osiągnął znacznie lepsze wartości parametrów energetycznych pompy w porównaniu do swojej bazowej konstrukcji. Podsumowując poszczególne etapy powyższych badań można sformułować następujące wnioski:

- W rozpatrywanej klasie zagadnień przepływowych, najlepszym modelem turbulencji z punktu widzenia dokładności i czasu obliczeń jest model SST.
- W wydajności, odpowiadającej nominalnemu punktowi pracy pompy generowany błąd obliczeniowy nie przekroczył 1.6%.
- Poprzez poprawny dobór typu i konstrukcji elementu odprowadzenia, współpracującego z wirnikiem otworowym, można uzyskać względny przyrost sprawności o blisko 14%, wzrost wysokości podnoszenia o ponad 20% oraz spadek zapotrzebowania mocy przez pompę o blisko 15% w stosunku do bazującej na zaleceniach z literatury.
- Analizując wyniki współpracy wirnika otworowego z kanałem spiralnym, można zauważyć, że wyniki uzyskane dla współpracy z kanałem koncentrycznym są praktycznie porównywalne. Wydaje się, że z względu na łatwość wykonania kanał koncentryczny jest najlepszym wyborem do współpracy z wirnikiem otworowym w zakresie skrajnie niskich wartości n_q .

LITERATURA

- [1] Gulich J.F., *Centrifugal Pumps. Second Edition*, Springer-Verlag, 2010.
- [2] Skrzypacz J., *Analiza pracy pompy z wirnikiem otworowym*, Pompy–Pompownie, **2**, 32–35, 2008.
- [3] Kagawa S., Choi Y., Kurokawa J., Matsui J., *Performance of very low specific speed Centrifugal pumps with circular casing*, Journal of Fluid Science and Technology **2**, **1**, 130–138, 2007.
- [4] Matsui J., Kurokawa J., Choi Y., Nishino K., *Flow in the low specific speed Centrifugal pump with circular casing*, Proceedings of the XXIII rd. IAHR Symposium, Yokohama, 1-10, 2006.
- [5] Choi Y., Kurokawa J., Matsui J., Imamura H., *Internal flow Characteristics of a Centrifugal pump with very low specific speed*, Proceedings of the XXI st IAHR Symposium on HMaS, 1–7, 2002.
- [6] Kelder J.D.H., Dijkers R.J.H., van Esch B.P.M., *Experimental and theoretical study of the flow in the volute of a low specific-speed pump*, Fluid Dynamics Research, **28(4)**, 267–280, 2001.
- [7] Choi Y., Kurokawa J., Matsui J., *Performance and internal flow characteristics on a very low specific speed centrifugal pump*, Journal of Fluids Engineering, **128(2)**, 341–349, 2006.
- [8] EN ISO 9906:2000, *Rotodynamic pumps. Hydraulic performance, acceptance tests. Grades 1 and 2*, BSI, 2003.