



Wpływ metod obliczeniowych spiralnego kanału zbiorczego na parametry pracy pomp

Anna Chernobrova¹, Oleksandr Moloshnyi¹, Przemysław Szulc²

¹Katedra Hydroeromechaniki Stosowanej,
Sumski Państwowy Uniwersytet

²Katedra Mechaniki, Maszyn, Urządzeń i Procesów Energetycznych,
Politechnika Wrocławska

e-mail: a.chernobrova@pgm.sumdu.edu.ua

Streszczenie

Elementy odprowadzenia cieczy w pompach wirowych mają znaczący wpływ na kształt charakterystyki energetycznej, w tym na uzyskiwany poziom sprawności. W celu identyfikacji parametrów pracy pompy dwustrumieniowej ($n_q = 23$), przeprowadzono symulacje numeryczne przepływu, przy zastosowaniu spiralnych kanałów zbiorczych zaprojektowanych zgodnie z zaleceniami Stepanoffa, Pfeleiderera i Łomakina. Otrzymane rezultaty zestawiono z wynikami uzyskanymi dla rozwiązania referencyjnego, którym była geometria korpusu spiralnego produkowanego seryjnie. Przeprowadzone badania wskazują, że projektowanie kanałów spiralnych metodą stałej prędkości średniej prowadzi do uzyskania największej wartości sprawności oraz relatywnie płaskiej charakterystyki przepływu. Ponadto wykazano, że projektowanie spiral metodą stałego krętu cieczy umożliwia uzyskanie stromej charakterystyki przepływu. Wadą takiego podejścia projektowego jest niższa sprawność i większe straty hydrauliczne, niż w kanale spiralnym zaprojektowanym zgodnie z metodą obliczeniową Stepanoffa.

Słowa kluczowe: pompa dwustrumieniowa, spiralny kanał zbiorczy, element odprowadzenia cieczy

1. Wprowadzenie

Odprowadzenie cieczy z wirnika pompy krętej oraz transformacja energii kinetycznej w ciśnienie statyczne realizowane są za pomocą różnych konstrukcji kanałów zbiorczych, wśród których, z energetycznego punktu widzenia, najkorzystniejszy jest kanał spiralny. Rozwiązanie to jest również często stosowane w pompach z pojedynczym, jak i z podwójnym wlotem, które nazywane są pompami dwustrumieniowymi. W odniesieniu do formy przepływu, określonej rozkładem prędkości cieczy, istnieją dwie metody projektowania kanałów spiralnych. Pierwsza z nich została zaproponowana przez Pfeleiderera i polega na zachowaniu niezmienności krętu, natomiast druga, stworzona przez Stepanoffa – na utrzymaniu stałej prędkości średniej. Poza wymienionymi metodami istnieją również zalecenia konstrukcyjne, bazujące na wynikach badań empirycznych, a dotyczące relacji między wymiarami charakterystycznymi kanału spiralnego a średnicą wirnika (szerokość i średnica wlotu, położenie języka). Dotychczasowe podejście projektowe umożliwia konstruktorowi pełną elastyczność w zakresie doboru metody oraz parametrów geometrycznych kanału spiralnego, co jest rezultatem braku bezpośrednich wytycznych dotyczących zasad ich stosowalności.

Wielu badaczy porównało pracę pomp ze spiralnymi kanałami zbiorczymi, zaprojektowanych zgodnie ze wspomnianymi powyżej metodami. Na przykład Knapp i in. [1] analizowali zmianę struktury przepływu w kanałach spiralnych przy różnych wydajnościach pompy, które to kanały skonstruowano na podstawie rekomendacji Pfeleiderera i Stepanoffa. W badaniach wykonano zarówno symulacje numeryczne, jak i eksperyment rzeczywisty. Wyniki ilościowe uzyskane za pomocą tych dwóch podejść były zbliżone. Spiralny kanał zbiorczy, zaprojektowany zgodnie z zaleceniem Stepanoffa, wykazał wyższą sprawność przy przepływach większych niż nominalne, natomiast spirala obliczona metodą Pfeleiderera – przy przepływach poniżej punktu nominalnego. Podobne wyniki uzyskali Alemi i in. [2], którzy porównali kanały spiralne, zaprojektowane wspomnianymi powyżej metodami. Łitfin i in. [3] zbadali trzy warianty spiralnego kanału zbiorczego, obliczonego według metody Stepanoffa, dla różnej prędkości cieczy. Autorzy potwierdzili, że metoda utrzymywania stałej średniej przepływu wzdłuż kanału spiralnego gwarantuje najwyższą sprawność pompy.

Niven i in. [4] wykorzystali metodę stałej prędkości średniej przy projektowaniu kanału spiralnego pompy z wirnikiem jednokanałowym. Zgodnie z wynikami symulacji, w badanym elemencie występują niewielkie fluktuacje prędkości przepływu w granicach 4% dla wydajności nominalnej. Tan i in. [5] przeprowadzili analizę pracy kanału spiralnego jednostopniowej pompy wirowej do ścieków. Autorzy określili optymalną średnicę wlotu kanału spiralnego (d_3), która odpowiada najwyższym wartościom wysokości podnoszenia. Fluktuacja ciśnienia i siła promieniowa zmniejszają się wraz ze

wzrostem d_3 . Wpływ wartości średnicy d_3 i kształtu przekroju poprzecznego kanału spiralnego na straty w pompie były przedmiotem analizy opisanej w artykule [6]. Krishtop i in. [7] obliczyli spiralne kanały pompy z wykorzystaniem metody stałego krętu cieczy oraz zaproponowali uzupełnienia do obliczania zależności stałego krętu cieczy.

Przegląd literatury wskazuje na istotność badań procesu pracy pomp ze spiralnymi kanałami zbiorczymi. Analiza wykazała niedostateczne określenie wpływu założeń początkowych i przyjętej metody obliczeniowej kanału spiralnego na właściwości energetyczne pompy. Praca poświęcona jest analizie struktury przepływu w kanałach spiralnych, które są projektowane metodami stałego krętu cieczy oraz stałej prędkości średniej, w celu znalezienia możliwie efektywnego kształtu kanału spiralnego pompy pod względem sprawnościowym.

2. Metody i zalecenia dotyczące projektowania spiralnego kanału zbiorczego

Głównymi parametrami geometrycznymi charakteryzującymi kształt spiralnych kanałów zbiorczych są szerokość kanału b_3 , średnica wlotowa d_3 , kąt języka spirali α_3 oraz kształt i pola przekrojów przepływowych. W literaturze spotykane są różne zalecenia, dotyczące ich relacji w stosunku do wymiaru charakterystycznego oraz różne wartości. W artykule uwzględniono zalecenia dotyczące projektowania kanału spiralnego rekomendowane przez Stepanoffa, Pfleiderera, Łomakina oraz Gulicha.

2.1. Metoda obliczeniowa Stepanoffa

Zgodnie z zaleceniami Stepanoffa [8] szerokość dla pomp o małych wartościach kinematycznego wyróżnika szybkobieżności (n_q) może być określona za pomocą równania:

$$b_3 = 2 \cdot b_2 \quad (1)$$

gdzie b_2 – szerokość wirnika na wylocie.

Wartość d_3 wpływa na sprawność pompy. Stepanoff proponuje dobór d_3 zgodnie z podejściem określonym w [8], według następującego równania:

$$d_3 = (\rho + 1) \cdot d_2 \quad (2)$$

gdzie:

- ρ – współczynnik określający średnicę d_3 , zaproponowany i uzyskany eksperymentalnie przez Stepanoffa [8],
- d_2 – średnica wylotowa wirnika.

Stepanoff argumentuje, że najlepsze pod względem energetycznym charakterystyki pompy można uzyskać, projektując kanał spiralny z zachowaniem stałej prędkości we wszystkich przekrojach prostopadłych do kierunku przepływu. Oznacza to, że pola przekrojów poprzecznych powinny wzrastać proporcjonalnie do kąta, pod jakim dany przekrój jest umieszczony w stosunku do języka spirali. Autor zaleca, aby średnią prędkość określać ze wzoru:

$$c_3 = k_{csp} \sqrt{2gH} \quad (3)$$

gdzie k_{csp} – współczynnik prędkości średniej w kanale spiralnym; jego wartość zależy od n_q .

2.2. Metoda obliczeniowa Pfleiderera

Zgodnie z zaleceniami Pfleiderera [9] wartość szerokości b_3 dla pomp o małej wartości wyróżnika n_q określa się wzorem:

$$b_3 = b_2 + a \quad (4)$$

gdzie a zmienia się w zakresie (1–2 mm).

Średnica d_3 jest wyznaczana zgodnie z:

$$d_3 = 1,033 \cdot d_2 \quad (5)$$

Pfleiderer jest zwolennikiem metody zachowania stałego krętu cieczy. Uważa, że prędkość w kanale spiralnym powinna zmniejszać się z powodu oddziaływania siły odśrodkowej na przepływ. W rezultacie średnia prędkość w kanale spiralnym maleje wraz z oddalaniem się od języka. Z tego rozumowania wynika, że prędkości w każdym punkcie kanału spiralnego zmieniają się zgodnie z:

$$c_u \cdot r = K \quad (6)$$

gdzie:

c_u – składowa obwodowa prędkości bezwzględnej w odległości r od osi obrotu,

K – kręt cieczy.

2.3. Metoda obliczeniowa Łomakina

Łomakin [10] zaleca użycie następującej zależności dla b_3 :

$$b_3 = b_2 + 0,05 \cdot d_2 \quad (7)$$

Wybór średnicy d_3 określa zależność:

$$d_3 = (1,033 \dots 1,05) \cdot d_2 \quad (8)$$

Metoda wyznaczania kształtu kanału spiralnego autorstwa Łomakina jest oparta na metodzie stałości krętu cieczy (6).

2.4. Zalecenia określone przez Gulicha

Gulich [11] twierdzi, że sprawność kanału spiralnego, którego kształt wyznaczono metodą stałej prędkości średniej, może być zbliżona do sprawności kanału zaprojektowanego metodą stałego krętu cieczy. Zaleca, aby stosować następujące podejście projektowe:

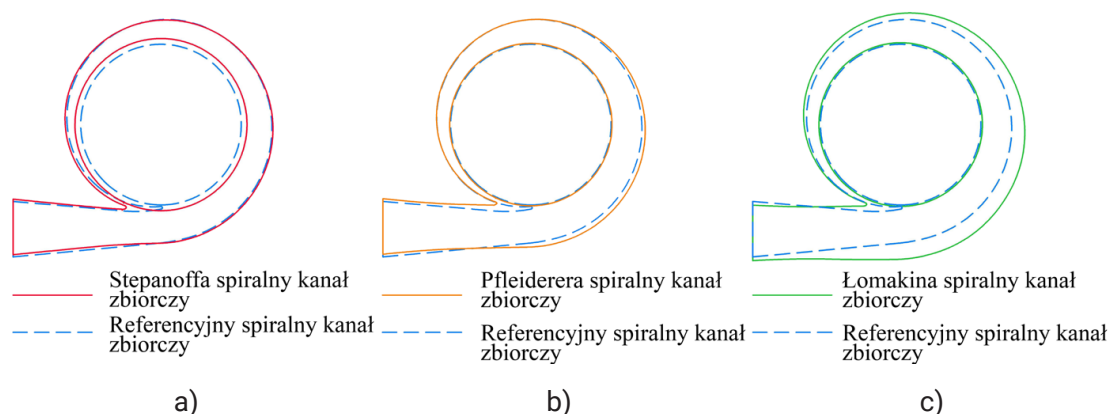
- a) dla $n_q < 25 \dots 35$ metodą stałej prędkości średniej,
- b) dla $n_q > 25 \dots 35$ metodą stałego krętu.

3. Przedmiot badań

Zgodnie z opisanymi powyżej metodami skonstruowano trzy spiralne kanały zbiorcze odśrodkowej pompy dwustrumieniowej, które porównano z rozwiązaniem referencyjnym (produkcja seryjna) i przedstawiono na rys. 1. Parametry geometryczne i eksploatacyjne pompy oraz kanałów spiralnych przedstawiono w tab. 1.

Tabela 1. Główne parametry pompy

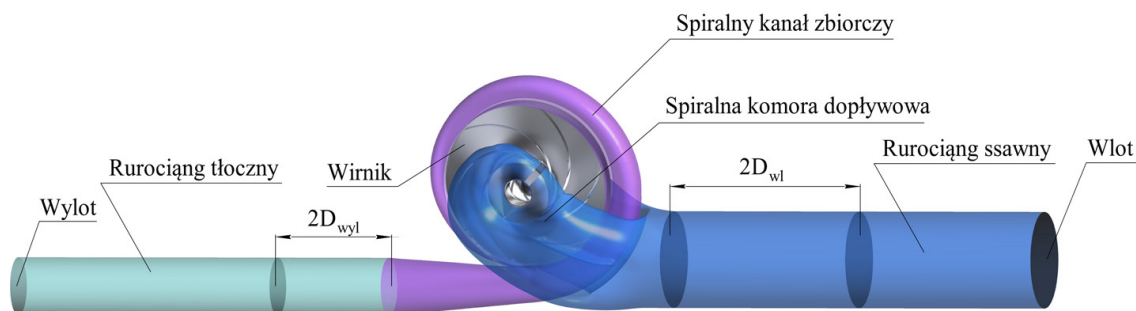
	Symbol	Jednostka	Model referencyjny	Metoda Stepnoffa	Metoda Pfeiderera	Metoda Łomakina
Parametry projektowe:						
Wysokość podnoszenia	H	m	100	100	100	100
Wydajność	Q_{nom}	m ³ /h	2000	2000	2000	2000
Prędkość obrotowa	n	obr/min	980	980	980	980
Kinematyczny wyróżnik szybkoobrotowości	n_q	-	16	16	16	16
Wirnik:						
Średnica wirnika na wylocie	d_2	mm	850	850	850	850
Szerokość wirnika na wylocie	b_2	mm	69	69	69	69
Liczba łopatek	z	-	6	6	6	6
Spiralny kanał zbiorczy:						
Średnica wlotowa do spirali	d_3	mm	868	930	878	884
Szerokość wlotowa do spirali	b_3	mm	140	138	71	111
Metoda projektowania	-	-	$c_u \cdot r = K$	$c_{sp} = const$	$c_u \cdot r = K$	$c_u \cdot r = K$



Rys. 1. Porównanie zarysów analizowanych spiralnych kanałów z modelem referencyjnym: a) obliczony według Stepanoffa i referencyjny spiralny kanał zbiorczy, b) obliczony według Pfeleiderera i referencyjny spiralny kanał zbiorczy, c) obliczony według Łomakina i referencyjny spiralny kanał zbiorczy

4. Metodyka badań

Zaprojektowane geometrie przepływowe spiralnych kanałów zbiorczych odwzorowano w postaci brył trójwymiarowych, w których za pomocą komercyjnego oprogramowania stworzono niestrukturalną siatkę obliczeniową, składającą się z elementów tetrahedralnych oraz warstw pryzmatycznych w pobliżu ścian modelu. Wielkość siatki dobrano za pomocą testu niezależności, który polegał na badaniu wpływu ilości elementów na wyniki symulacji. W rezultacie przeprowadzonych prac przyjęto, że średnia ilość elementów siatki będzie wynosić 3 mln. Zwiększenie tej liczby, a zatem zagęszczenie siatki, nie wpływa na wyniki obliczeń. Model numeryczny składa się z rurociągu ssawnego, spiralnej komory dopływowej, wirnika, spiralnego kanału zbiorczego i rurociągu tłocznego (rys. 2). Symulację pracy pompy przeprowadzono przy użyciu oprogramowania ANSYS CFX. Aby zwiększyć szybkość obliczeń, analizowany obszar obliczeniowy składał się z połowy części przepływowej pompy dwustrumieniowej. Czynnikiem roboczym była woda o temperaturze 25°C. Jako warunki brzegowe na wlocie zastosowano wydajność i normalny kierunek przepływu, a na wylocie określono ciśnienie statyczne. Zastosowano metodę RANS, ze standardowym modelem turbulencji $k - \varepsilon$. Jako funkcję ścianki przyjęto domyślne ustawienia CFX (ang. *scalable wall function* [12]). Na styku części ruchomych ze stacjonarnymi zadano warunek interfejsu z opcją „stage”, który polega na przekazywaniu między powierzchniami uśrednionych obwodowo wartości zmiennych. Na ściankach zastosowano warunek brzegowy Dirichleta (prędkość jest równa 0 m/s). Wartość wysokości podnoszenia określono zgodnie z EN ISO 9906:2012 [13] dla przekrojów znajdujących się w odległości dwóch średnic rurociągów od króćca wlotowego i wylotowego pompy.



Rys. 2. Model dedykowany do symulacji numerycznych

5. Analiza wyników symulacji

Analiza porównawcza parametrów pracy pompy wyposażonej w kanały spiralne obliczone zgodnie z zaleceniami Stepanoffa, Pfleiderera, Łomakina oraz kanału referencyjnego, wykazała istotny wpływ parametrów geometrycznych tych kanałów na charakterystykę energetyczną pompy. Spowodowane jest to zmianami charakteru przepływu cieczy w badanych obiektach. Rysunek 3 przedstawia charakterystykę pompy z różnymi kanałami spiralnymi, w zakresie wydajności od 1000 m³/h do 2400 m³/h.

Na podstawie przeprowadzonych symulacji należy wnioskować, że zgodnie z rys. 3a wysokość podnoszenia H dla Q_{nom} (2000 m³/h) jest zbliżona dla wszystkich badanych wariantów spiral, z wyjątkiem konstrukcji stworzonej zgodnie z metodą Łomakina. Charakteryzowała się ona najniższymi wartościami wysokości podnoszenia. Należy wnioskować, że profil i pole przekroju poprzecznego kanału spiralnego wpływa na stromość krzywej $H = f(Q)$. Przy wydajności poniżej Q_{nom} pompa z kanałem spiralnym, skonstruowanym zgodnie z metodą Pfleiderera, ma najwyższą wysokość podnoszenia spośród wszystkich badanych obiektów. Na prawo od Q_{nom} osiąga ona najniższe wysokości podnoszenia H dla wszystkich modeli. Pompa z kanałami spiralnymi skonstruowanymi zgodnie z metodami Stepanoffa i Pfleiderera podczas pracy przy wydajnościach (0,7–1,0) Q_{nom} ma wyższe wartości wysokości podnoszenia, w porównaniu z modelem referencyjnym. Dla wydajności większych niż Q_{nom} charakterystyka przepływu pompy z kanałem spiralnym obliczonym według Stepanoffa pokrywa się z charakterystyką pompy wyposażonej w kanał referencyjny.

Rysunek 3b przedstawia zależność sprawności pompy od jej wydajności. Jednostka współpracująca ze spiralą skonstruowaną zgodnie z metodą Stepanoffa ma najwyższą sprawność w analizowanym zakresie wydajności. Sprawność pompy z kanałem referencyjnym jest wyższa w odniesieniu do spiral obliczonych według Pfleiderera dla wydajności (1,0–1,2) Q_{nom} oraz Łomakina w analizowanym zakresie pracy. Znaczne zmniejszenie pola przekroju (rys. 4) prowadzi do przesunięcia maksymalnej sprawności w kierunku

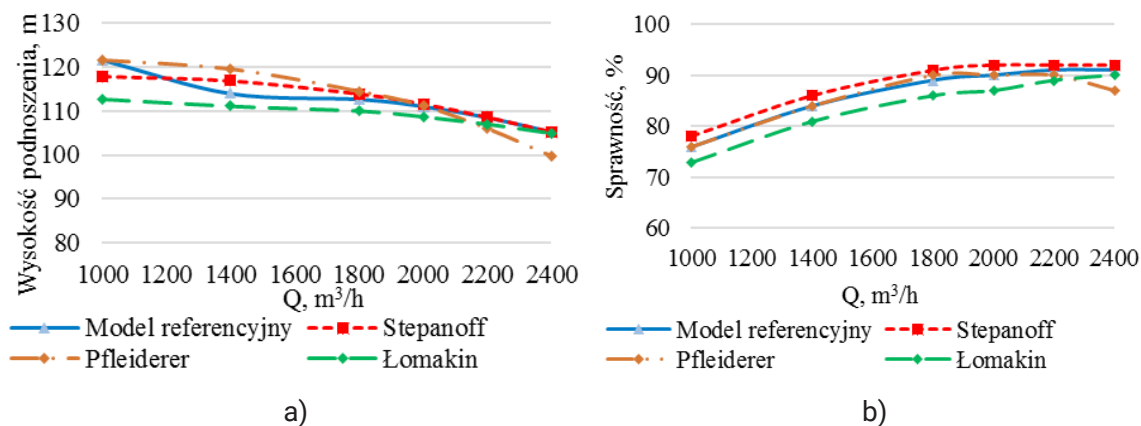
ku mniejszych wydajności i przyczynia się do spadku sprawności pompy, poprzez wzrost strat hydraulicznych (rys. 5).

Analizując rysunek 5a, należy zauważyć, że pola przekrojów poprzecznych poszczególnych części spiral są do siebie zbliżone co do wartości. Zatem istotny wpływ na parametry pracy pompy ma kształt tych przekrojów, a nie wartość pól. Wpływ ten można wytłumaczyć formą struktury przepływu w kanale spiralnym i dodatkowymi stratami, związanymi z występowaniem obszarów wirowych.

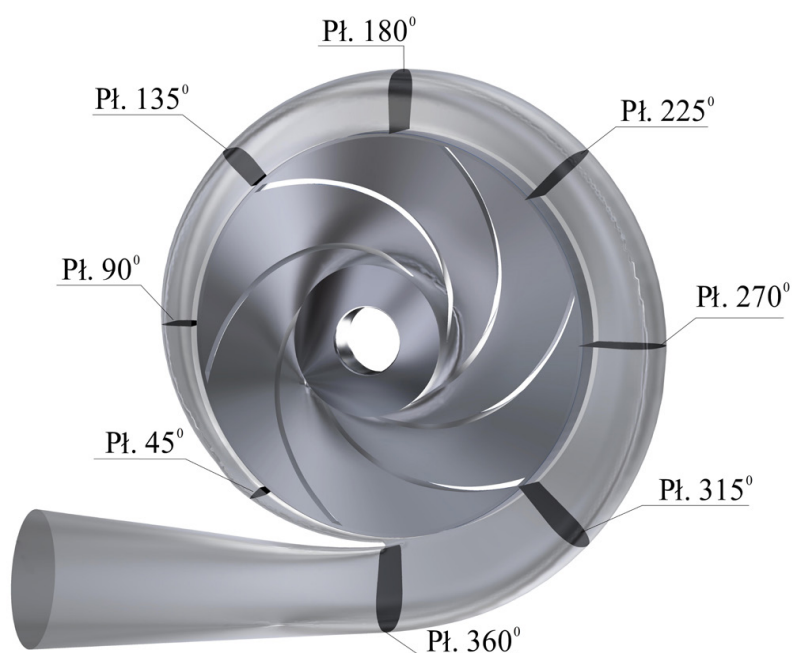
Na rysunku 5b przedstawiono straty przepływu w badanych obiektach w funkcji wydajności. W kanale spiralnym zaprojektowanym zgodnie z zaleceniami Łomakina są one największe, co powoduje znaczne obniżenie sprawności pompy.

Analizą objęto również zmianę prędkości średniej oraz krętu cieczy w ośmiu przekrojach wzdłuż kanałów spiralnych rozmieszczonych co 45° , co przedstawiono na rys. 6. Zgodnie z uzyskanymi wynikami (rys. 6a), prędkość przepływu w kanale spiralnym zaprojektowanym według metody Stepanoffa nie jest stała i waha się w granicach 8%. Należy podkreślić, że zalecenia Stepanoffa uwzględniają występowanie tarcia i strat objętościowych poprzez zastosowanie współczynnika k_{csp} , wyznaczonego eksperymentalnie. Ze względu na różnorodność konstrukcji pomp współczynnik ten nie może w pełni odzwierciedlać charakteru zjawisk przepływowych, czym można tłumaczyć zaistniałe różnice. Zmiany prędkości średniej w kanałach spiralnych obliczonych na podstawie metod Pfleiderera, Łomakina oraz w modelu referencyjnym wynoszą odpowiednio 7, 37 i 17%.

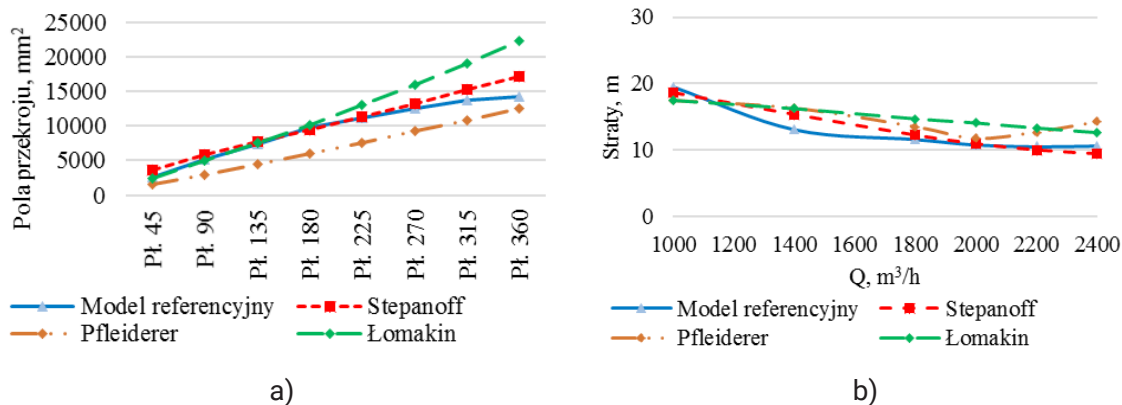
Na rysunku 6b przedstawiono zmianę krętu cieczy w analizowanych spiralnych kanałach zbiorczych. Element odprowadzenia cieczy, zaprojektowany zgodnie z metodą zachowania krętu według zaleceń Pfleiderera, ma zakres zmiany momentu prędkości $c_u \cdot r$, wynoszący około 13%. Pomijając przekrój pł. 45 (rys. 4, ze względu na znaczne rozbieżności w rozkładzie prędkości w odniesieniu do pozostałych przekrojów), odchylenie wynosi 7%. Można więc uznać, że kręt w badanym obiekcie jest względnie stały. Referencyjny spiralny kanał zbiorczy ma najmniejszą zmianę krętu spośród wszystkich analizowanych obiektów, która mieści się w granicach 6%. Sugeruje to, że element ten został zaprojektowany metodą stałego krętu. W przypadku kanałów spiralnych skonstruowanych według wytycznych Stepanoffa i Łomakina fluktuacja krętu to odpowiednio 8 i 21%. W przypadku konstrukcji otrzymanej metodą Stepanoffa występuje niewielki, równomierny wzrost krętu cieczy wzdłuż kanału spiralnego, natomiast dla kanału otrzymanego z wykorzystaniem metody Łomakina odnotowano jego spadek. Zmiana krętu odpowiada zmianie pola przekroju poprzecznego wzdłuż kanału spiralnego (rys. 5a). Znaczną nierównomierność rozkładu krętu w kanale spiralnym Łomakina można tłumaczyć dużą powierzchnią przekrojów poprzecznych, o których decyduje dobór wartości d_3 i b_3 .



Rys. 3. Charakterystyki przepływu: a) $H = f(Q)$, b) sprawności $\eta = f(Q)$



Rys. 4. Wykorzystane do analizy jakościowej przepływu przekroje poprzeczne kanału spiralnego

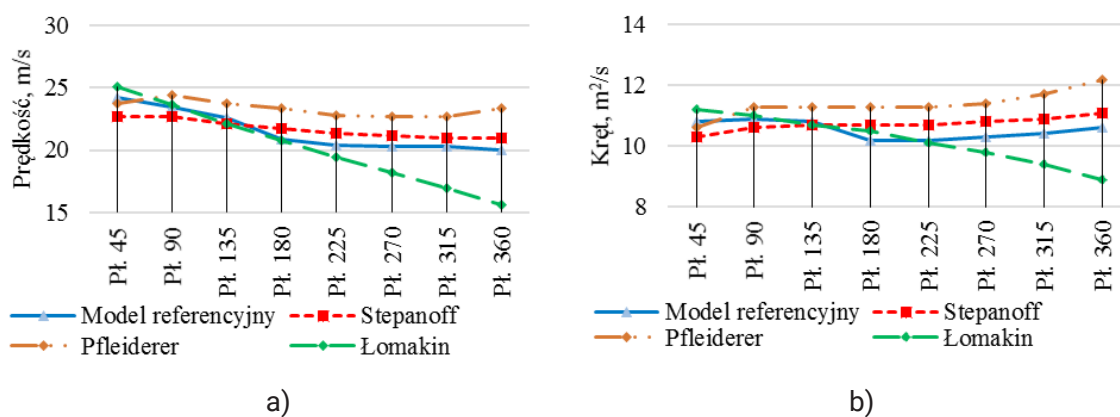


Rys. 5. Zmiany pola przekroju (a) oraz straty hydrauliczne (b) w analizowanych obiektach

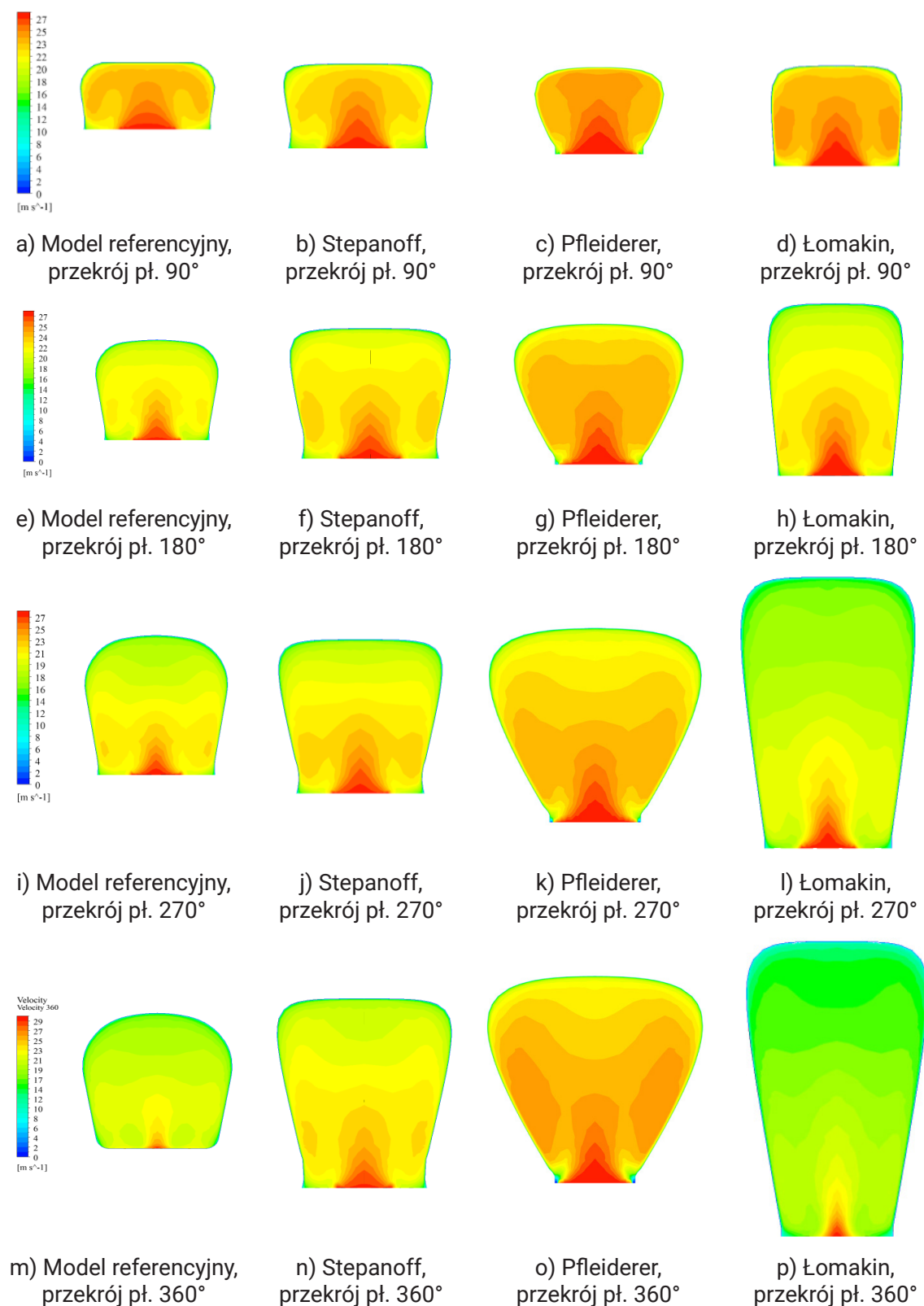
W celu przeprowadzenia szczegółowej analizy struktury przepływu w badanych elementach przedstawiono poniżej (rys. 7 i 8) rozkłady prędkości i ciśnienia dla wydajności Q_{nom} w przekrojach poprzecznych spiralnych kanałów zbiorczych. Płaszczyzny, na których zobrazowano rozkłady, pokazano na rys. 4. Przedstawione wyniki symulacji wskazują znaczną różnorodność parametrów charakteryzujących przepływ w odniesieniu do kształtu przekrojów poprzecznych badanych kanałów, których różnorodność wynika z zastosowanych metod obliczeniowych (najmniej widoczne różnice w kształcie między badanymi kanałami występują dla przekrojów pod kątem 90° w stosunku do języka spirali). Ogólny obraz rozkładu prędkości jest zbliżony dla wszystkich modeli. Maksymalne wartości występują na wlocie do kanału spiralnego. W części środkowej przekrojów widoczny jest wyraźny obszar maksymalnej prędkości cieczy. W miarę oddalania się od wlotu, a wraz ze zbliżaniem się do ściany zewnętrznej kanału spiralnego, prędkość stopniowo maleje. Podobną tendencję obserwuje się w kierunku poprzecznym, horyzontalnym. Prędkość jest największa w centrum i spada w kierunkach bocznych. W pobliżu lewej i prawej części przekrojów obserwuje się obszary o dużych prędkościach, co jest spowodowane znaczną szerokością wlotu do kanału spiralnego.

Porównując strukturę przepływu w różnych kanałach spiralnych dla tych samych płaszczyzn poprzecznych, obserwuje się zbliżony charakter rozkładu prędkości. Znaczne różnice w obrazach przepływu dostrzegalne są dla tego samego kanału spiralnego i różnych kątów położenia przekrojów poprzecznych. Wynika to z różnic w kształcie kanału i wysokości kanału spiralnego. Największe różnice dostrzegalne są między kanałem obliczonym zgodnie z zaleceniami Łomakina a pozostałymi.

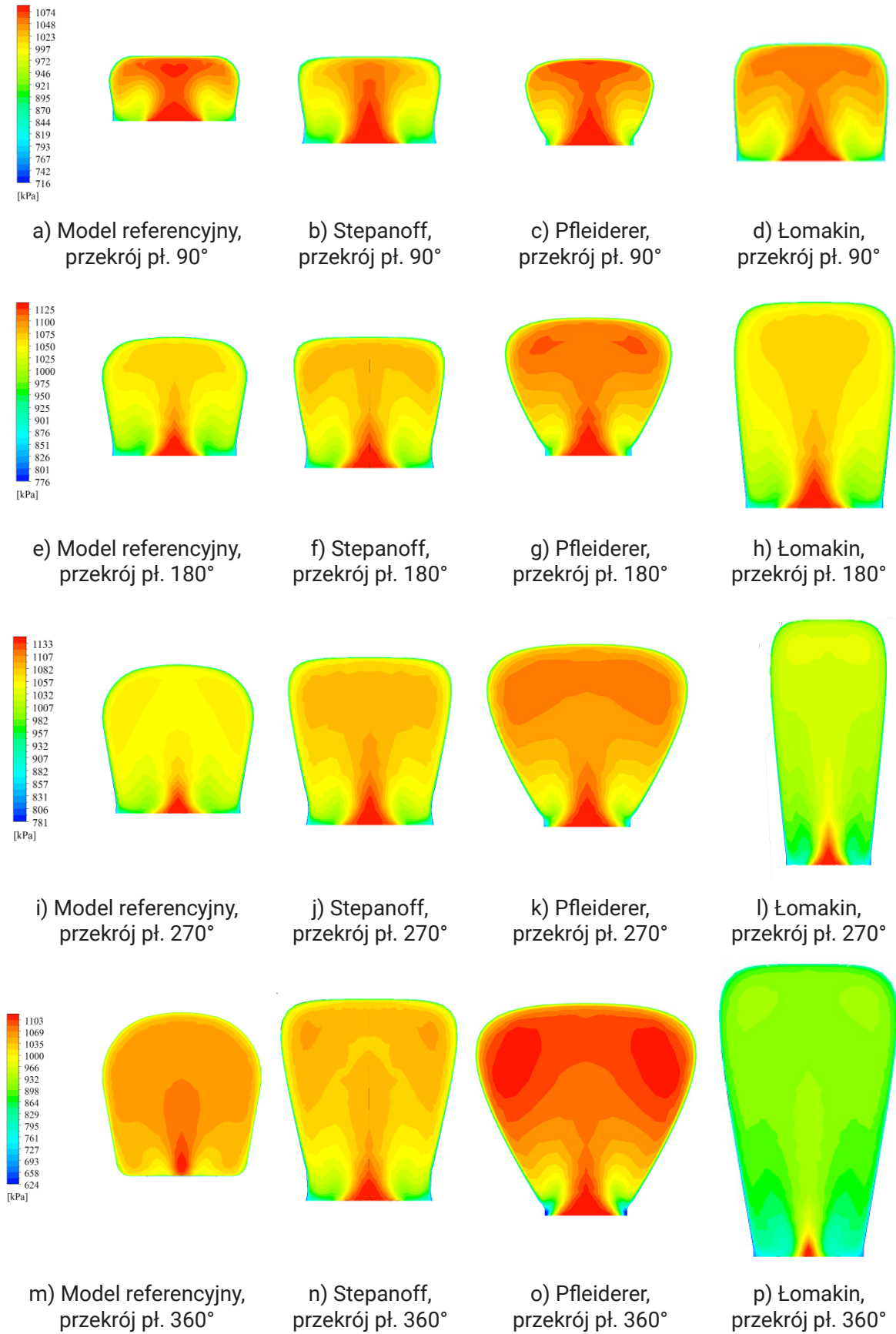
Rozkład ciśnień w przekrojach poprzecznych analizowanych elementów odprowadzenia cieczy przedstawiono na rys. 8. Zmiany tego parametru są zbliżone do zmian prędkości, które opisano powyżej. Rozkład prędkości w przekrojach kanału spiralnego wykonanego zgodnie z zaleceniami.



Rys. 6. Zmiany prędkości średniej (a) oraz krętu cieczy (b) w analizowanych dla Q_{nom}



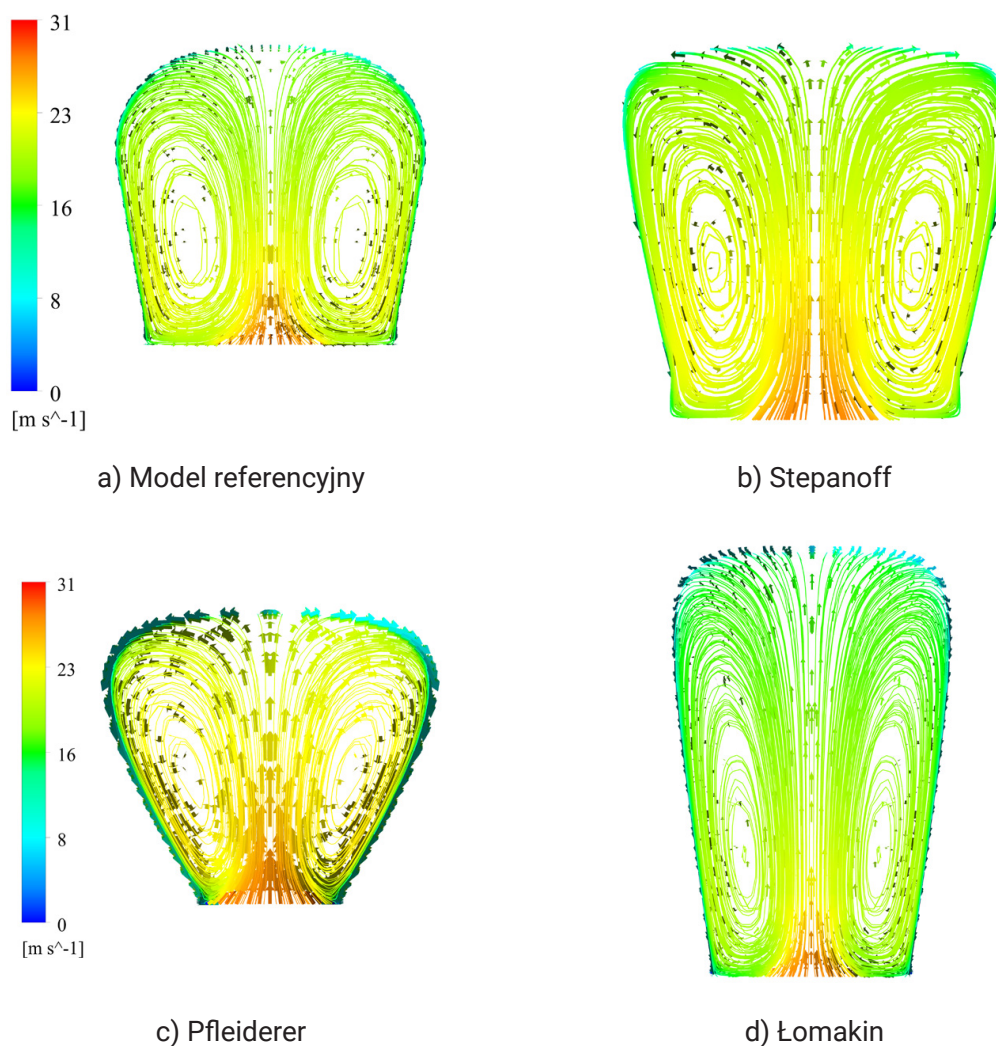
Rys. 7. Rozkłady prędkości bezwzględnej w wybranych przekrojach spiralnych kanałów zbiorczych dla wydajności Q_{nom}



Rys. 8. Rozkład ciśnienia całkowitego w wybranych przekrojach spiralnych kanałów zbiorczych dla wydajności Q_{nom}

Pfleiderera jest najbardziej równomierny. Dostrzegalne są większe wartości prędkości obok ścian bocznych oraz wysokie straty hydrauliczne (rys. 5b i 7). Kanał spiralny zbudowany według zaleceń Łomakina ma największe pola przekrojów, co odpowiada najmniejszym prędkościom spośród badanych konstrukcji. Symulacje wykazały, że straty hydrauliczne, zdefiniowane jako różnica wysokości energii między wlotem a wylotem ze spiralnego kanału zbiorczego, są największe dla spirali zaprojektowanej metodą Łomakina. Dodatkowo większe spadki ciśnienia po obwodzie spirali mogą być spowodowane różnymi strukturami przepływu.

Obrazy przepływu, w tym wektory prędkości w przekroju pł. 270° przedstawiono na rys. 9. Kąt rozwarcia ścian bocznych spiralnego kanału zbiorczego należy przyjmować w zakresie 10–13 stopni według [14]. Taka wartość kąta pozwala uniknąć występowania oderwań przepływu od ścian i zabezpiecza przed powstawaniem stref wirowych. Jednak, zgodnie z wynikami symulacji, pompa z kanałem spiralnym zaprojektowanym według zaleceń Pfleiderera, który charakteryzował się najmniejszą szerokością b_3 oraz naj-



Rys. 9. Rozkład wektorów prędkości bezwzględnej i torów cząstek cieczy w przekroju pł. 270° spiralnego kanału zbiorczego dla wydajności Q_{nom}

większym kątem rozwarcia ścian bocznych ($\lambda_3 = 35$), miała wysokość podnoszenia, sprawność oraz straty na poziomie modeli z kątem rozwarcia ścian bocznych zakresie 10–13 stopni. Można to tłumaczyć faktem, że struktura przepływu w przekroju poprzecznym kanału spiralnego nie jest tożsama z charakterem pracy dyfuzora o przekrojach kołowych. Strumień wypływający z wirnika kierowany jest w stronę ścian zewnętrznej kanału, co prowadzi do jego rozdzielenia na obie strony i jest przyczyną powstania zawirowań. Występujące obszary wirowe prowadzą do zwiększenia prędkości cieczy w strumieniach ulokowanych w pobliżu ścian bocznych i płynących w stronę wylotu z wirnika (rys. 7). Przedstawiona forma przepływu merydionalnego wraz z przepływem obwodowym tworzy rzeczywisty obraz pracy spiralnego kanału zbiorczego.

6. Wnioski

W artykule przedstawiono wyniki analizy pracy spiralnych kanałów zbiorczych o przekroju trapezowym, zaprojektowanych metodami stałej prędkości średniej oraz stałego krętu cieczy, uwzględniających zalecenia Stepanoffa, Pfleiderera i Łomakina. Wyniki porównano z rezultatami symulacji przeprowadzonych dla kanału referencyjnego, którym był korpus spiralny produkowany seryjnie.

Na podstawie sporządzonych wykresów rozkładu prędkości średniej i krętu cieczy można stwierdzić, że kanał spiralny referencyjny został zaprojektowany zgodnie z metodą stałości krętu. Takie podejście nie spełnia zalecenia Gulicha, dotyczącego metody obliczenia kanału spiralnego dla $n_q < 25$.

Zmiany prędkości średniej w kanale spiralnym zaprojektowanym zgodnie z wytycznymi Stepanoffa mieszczą się w zakresie 8%, co może być spowodowane stratami nieuwzględnionymi we współczynniku k_{csp} . Ponadto symulacje nie uwzględniały wpływu działania tarcz wirnika na przepływ w kanale spiralnym. Biorąc to pod uwagę można stwierdzić, że zastosowana metoda względnie dobrze przybliżyła rzeczywisty charakter przepływu.

Kanał spiralny zaprojektowany zgodnie z metodą stałości krętu cieczy i rekomendacjami Pfleiderera ma zakres zmian krętu wynoszący 7% (bez uwzględnienia pł. 45°). Wskazuje to na względnie niewielką zmianę tego parametru wzdłuż przepływu. Dowodzi to, że założenia teoretyczne są odzwierciedlone w wynikach symulacji w sposób zadowalający. Spośród wszystkich analizowanych modeli spirala ta ma najwyższe wartości prędkości, ze względu na najmniejsze pola przekrojów poprzecznych.

W kanale spiralnym zaprojektowanym metodą stałego krętu i według zaleceń Łomakina kręt cieczy nie jest stały – zmiana wynosi ok. 21%. Brak zachowania krętu można tłumaczyć dużym polem przekroju poprzecznego, uzależnionym od doboru parametrów geometrycznych d_3 i b_3 . Projektując

nowy kanał spiralny dla rozpatrywanej pompy, nie rekomenduje się korzystania z zaleceń Łomakina, dotyczących doboru wartości d_3 i b_3 .

Nierówny rozkład prędkości, spowodowany kształtem i/lub wysokością spiralnego kanału, prowadzi do zwiększonych strat hydraulicznych. Rozkład wektorów prędkości bezwzględnej i torów cieczy pokazuje duże zawirowania, których obszar zależy od wysokości kanału spiralnego. Zalecana jest jego mniejsza wysokość.

Kąt rozwarcia ścian bocznych spiralnego kanału zbiorczego jest ważnym parametrem geometrycznym, który wpływa na charakter przepływu cieczy i charakterystykę pracy pompy.

W sytuacji, gdy pożądana jest płaska charakterystyka przepływu, zaleca się projektowanie kanału spiralnego metodą stałej prędkości średniej. Uzyskiwane są w tym przypadku wyższe wartości sprawności, jak również mniejsze straty hydrauliczne.

Gdy istotne jest otrzymanie stromej charakterystyki $H = f(Q)$ zaleca się projektowanie kanału spiralnego zgodnie z metodą stałości krętu cieczy. Wadą tego podejścia jest niższa sprawność i większe straty hydrauliczne (w odniesieniu do metody Stepanoffa).

Uzyskane wyniki symulacji są przydatne przy doborze metod i zaleceń, dotyczących projektowania kanałów spiralnych do nowych pomp o wyróżniku n_q , w zakresie 20–25. W przyszłości planowane jest przeprowadzenie podobnych badań dla pomp o n_q , w zakresie 25–35.

Podziękowanie

Praca ta była wspierana przez Fundusz Wyszehradzki (grant nr 52010774).

Obliczenia wykonano przy wykorzystaniu zasobów udostępnionych przez Wrocławskie Centrum Sieciowo-Superkomputerowe (<http://wcss.pl>), grant 444/2017.

Literatura

- [1] Knapp A., Böhle M., Roclawski H., *Investigation of different design methods of volutes with circular cross sectionals for a single-stage centrifugal pump*, ISROMAC 2017, 1–8.
- [2] Alemi H., Dehkordi M.R., Najafi A., *Effects of volute curvature on performance of a low specific-speed centrifugal pump at design and off-design conditions*, Journal of Turbomachinery 2015, 137(4), 1–11. DOI: 10.1115/1.4028766.
- [3] Litfin O., Delgado A., *On the effect of volute design on unsteady flow and impeller-volute interaction in a centrifugal pump*, FEDSM2014, 2014, 1–12.
- [4] De Souza B., Niven A., McEvoy R., *A numerical investigation of the constant-velocity volute design approach as applied to the single blade impeller pump*, Journal of Fluids Engineering 2010, 132(6), 1–8. DOI: 10.1115/1.4001773.

-
- [5] Tan L., Zhang D., Shi W., Zhou L., Cai X., *Influence of volute basic circle diameter on the pressure fluctuations and flow noise of a low specific speed sewage pump*, Journal of Vibroengineering 2017, 19(5), 3779–3796. DOI: 10.21595/jve.2017.18067.
- [6] Parygin A.G., Vikhlyantsev A.A., Volkov A.V., Druzhinin A.A., Naumov A.V., *An analytical method for predicting hydraulic head losses in the outlet of centrifugal pump*, IJMET 2018, 9, 1228–1239.
- [7] Krishtop V., *Calculation and designing of volutes of rotodynamic pumps*, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering 2017, 233, 1–10. DOI: 10.1088/1757-899X/233/1/012005.
- [8] Stepanoff A.L., *Centrifugal and axial flow pumps*, 462, 1957.
- [9] Pflleiderer C., Petermann H., *Strömungsmaschinen* 7rd Edition, 582, 2004.
- [10] Lomakin A., *Centrobežnye i osevyje nasosy*, 364, 1965.
- [11] Gülich J.F., *Centrifugal Pumps*, 3rd Ed. 2014, 1146. DOI: 10.1007/978-3-642-40114-5.
- [12] *ANSYS CFX-Solver Theory Guide, Release.15.0.*, Ansys Inc., 2013.
- [13] *ISO 9906 Rotodynamic pumps – Hydraulic performance acceptance tests – Grades 1, 2 and 3*, 2nd Ed., (Switzerland) International Organization for Standardization, 66, 2012.
- [14] Mihailov A., Malushenko W., *Konstrukcii i rasčet centrobežnyh nasosov vysokogo davlenija*, Mašinostroenie 1971, 304.