



Wykorzystanie metod CFD do modelowania przepływu w promieniowej pompie labiryntowej z łopatkami spiralnymi

AUTOR: Przemysław Szulc^{a,*}

REKOMENDOWANE PRZEZ: Janusz Plutecki

^a Zakład Podstaw Konstrukcji i Maszyn Przepływowych, Instytut Inżynierii Lotniczej, Procesowej i Maszyn Energetycznych, Politechnika Wrocławska

* Adres do korespondencji: przemyslaw.szulc@pwr.edu.pl, tel. 71 320 48 22

STRESZCZENIE

Promieniowa pompa labiryntowa składa się z dwóch tarcz: czynnej i biernej. Tarcza bierna jest nieruchoma, natomiast tarcza czynna obraca się względem głównej osi pompy. Obie tarcze są wyposażone w przeciwnie zorientowane łopatki. W komórkach ograniczonych łopatkami należącymi do dwóch tarcz, spodziewanym procesem konwersji energii mechanicznej do cieczy jest krążenie. W pracy zaprezentowano wyniki symulacji numerycznych zestawów tarcz różniących się parametrami geometrycznymi. Pozwoliło to na jakościowe i ilościowe ujęcie zjawisk zachodzących w pompie.

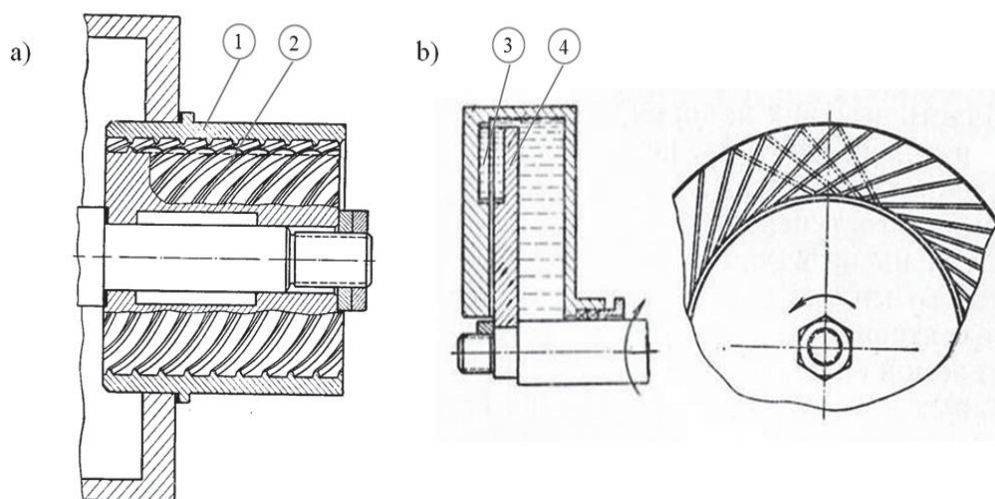
SŁOWA KLUCZOWE: *pompy specjalne, promieniowa pompa labiryntowa.*

1. WPROWADZENIE

Pompy labiryntowe, zwane również pompami gwintowo-labiryntowymi, gwintowymi lub dwuśrubowymi stanowią grupę jednostek pompowych charakteryzującą się niską wartością wyróżnika szybkoobrotowości n_q .

Pompy labiryntowe ze względu na charakter przepływu możemy podzielić na jednostki o osiowym i promieniowym charakterze przepływu. Cechą charakterystyczną w obu przypadkach jest brak klasycznego wirnika, jako elementu zwiększającego kręt ciecży. Parametry energetyczne tj. wydajność Q oraz wysokość podnoszenia H użytkiwane są poprzez konwersję energii mechanicznej z wału do cieczy za pomocą elementów roboczych, które intensyfikują wymianę pędu [1, 2, 4, 9] pomiędzy cieczą znajdującą się w obszarze części wirującej pompy, a cieczą zalegającą w nieruchomym elemencie roboczym.

Na rys. 1 przedstawiono szkice koncepcyjne pomp labiryntowych o: (a) osiowym i (b) promieniowym charakterze przepływu [1, 2]. Zwiększenie energii przetłaczanej cieczy możliwe jest dzięki współpracy ruchomych elementów roboczych z elementami pozostającymi w spoczynku. W przypadku pomp o osiowym charakterze przepływu śruba (2) umieszczona w nieruchomej tulei (1) obraca się względem głównej osi jednostki. Analogicznie, dla pomp promieniowych, wykonująca ruch obrotowy tarcza czynna (4) współdziała, z pozostającą w spoczynku, tarczą bierną (3). Cechą charakterystyczną współpracujących elementów roboczych jest duża liczba kanałów/łopatek o przeciwnie zorientowanych kątach nachylenia (jeżeli na ruchomym elemencie roboczym łopatki/kanały wykonane są w prawo, to na nieruchomym w lewo). Dla pomp osiowych realizowane jest to w postaci gwintu wielozwojnego, wykonywanego na śrubie oraz tulei. Tarcze pomp promieniowych, ze względu na zwiększanie się obwodu wraz z promieniem, mogą być wyposażone w łopatki lub kanały.



Rys. 1. Pompa labiryntowa: a) o przepływie osiowym, b) o przepływie promieniowym: 1 – tuleja, 2 – śruba, 3 – tarcza bierna, 4 – tarcza czynna [1,2]

Obecna wiedza w dziedzinie pomp labiryntowych obejmuje wyłącznie pompę osiową, dlatego istotne są badania promieniowej pompy labiryntowej, jako pompy łączącej cechy pomp: odśrodkowej i krążeniowej celem rozpoznania i optymalizacji jej konstrukcji. Dostępna literatura określa w sposób przybliżony proces projektowania osiowych pomp labiryntowych, natomiast kwestia podejścia do promieniowej pompy labiryntowej pozostaje nierozwiązana. Nieodzowne jest zatem badanie rozpatrywanych jednostek, szczególnie pod względem energetycznym w celu poznania i zrozumienia procesu wymiany energii jaki zachodzi pomiędzy tarczą czynną i bierną jednostki, a pompowanym czynnikiem.

2. REALIZACJA SYMULACJI NUMERYCZNYCH

2.1. OBIEKT BADAWCZY

Za przykład do rozważań na temat pracy promieniowej jednostki labiryntowej przyjęto dwa zestawy wirników tarczowych. Zestawy te wytypowano na podstawie przeprowadzonych studiów literaturowych dotyczących pomp o osiowym charakterze przepływu, poszerzonych o wnioski wyciągnięte na podstawie badań rzeczywistych pompy 150PPL oraz 180PPL [3, 5, 6, 7] Jako zmienne parametry geometryczne, opisujące kształt badanych elementów przyjęto liczbę łopatek z_l , ich grubość s_l oraz kąt wlotowy β_l . Dla obu zestawów parametrami niezmiennymi była wartość szczeliny międzytarczowej wynosząca $\delta = 0,6$ mm. Ponadto obie tarcze cechowały się zamkniętym światłem wlotowym kanału międzyłopatkowego na średnicy d_{1cb} , identyczną wartością średnicy zewnętrznej $d_{2cb} = 200$ mm, identyczną wartością średnicy wewnętrznej $d_{1cb} = 120$ mm oraz taką samą wysokością łopatki $h_l = 4$ mm.

Zestaw badawczy nr 1 charakteryzował się następującymi parametrami:

- liczba łopatek $z_l = 20$ szt.,
- szerokość łopatek $s_l = 2$ mm,
- kąt wlotowy $\beta_l = 30^\circ$,

natomiast dla zestawu nr 2 przyjęto następujące wymiary:

- liczba łopatek $z_l = 40$ szt.,
- szerokość łopatek $s_l = 4$ mm,
- kąt wlotowy $\beta_l = 50^\circ$.

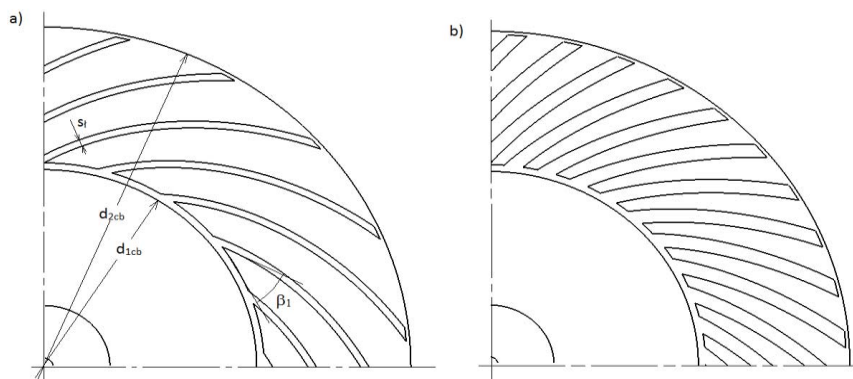
Kształt badanych tarcz, wraz z oznaczeniami wybranych parametrów geometrycznych przedstawiono na rys. 2. Z konieczności uproszczenia modelu założono, że geometria tarczy czynnej jest taka sama jak tarczy biernej.

Cechą charakterystyczną łopatek jest to, że ich kształt przebiega wzdłuż spirali logarytmicznej. Przyjęcie takiego założenia, umożliwi opisanie kształtu łopatki stałym kątem β_l w funkcji zmiany średnicy tarcz. Jest to istotne, ze względu na to, że łopatki obu tarcz przecinają się pod stałym kątem $\gamma = 180 - 2\beta_l$ co odzwierciedla przebieg zarysu gwintu pompy osiowej. Dodatkowo dla pomp tarczowych z przepływem turbulentnym cząstki cieczy poruszają się po torach spiralnych – logarytmicznych.

W trakcie prowadzonych badań poddano analizie dwie konfiguracje zestawów tarcz:

- ułopatkowana tarcza czynna i gładka tarcza bierna,
- ułopatkowana tarcza czynna i bierna.

Celem realizacji takiego zestawienia elementów pomp była konieczność rozpoznania pracy każdego zestawu w każdej proponowanej konfiguracji. Pozwoli to na identyfikację zachodzących w pompie zjawisk fizycznych oraz umożliwi wskazanie potencjalnych miejsc aplikacji takiej jednostki w przemyśle.



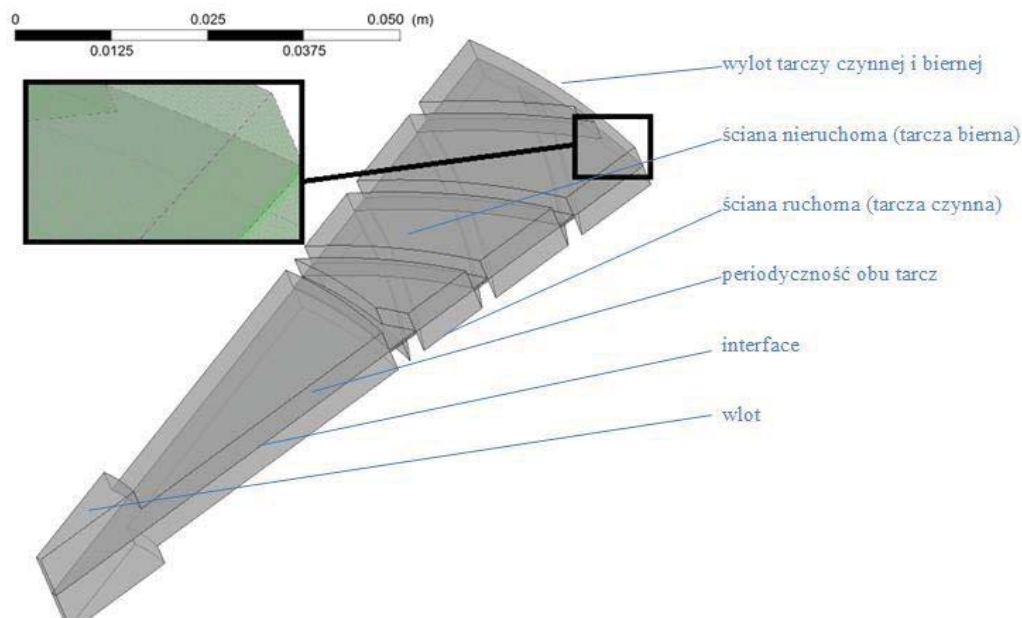
Rys. 2. Geometria badanych tarcz: (a) zestaw nr 1, (b) zestaw nr 2

2.2. GŁÓWNE ZAŁOŻENIA MODELU NUMERYCZNEGO

Numeryczna mechanika płynów CFD umożliwia przeprowadzenie symulacji obiektów rzeczywistych w celu sprawdzenia poprawności obliczeń konstrukcyjnych oraz wyjaśnienia i obrazowego spojrzenia na zjawiska towarzyszące przepływowi płynów.

Celem rozpoznania pracy proponowanych zestawów tarcz zbudowano modele numeryczne geometrii badanych obiektów. Ograniczenie podyktowane możliwościami obliczeniowymi klastra uniemożliwiło zastosowanie siatki większej niż dwanaście milionów elementów. Przepływ w pompie modelowej można potraktować jako okresowo-symetryczny przy założeniu identyczności geometrycznej każdego z analizowanych wycinków kołowych. Takie ukształtowanie modelu numerycznego nie jest zbyt daleko idącym uproszczeniem i umożliwia lepsze wykorzystanie możliwości obliczeniowych klastra oraz na wykonanie siatki o możliwie najlepszych parametrach oceny jej jakości. Model obliczeniowy dla zestawu nr 1 przedstawiono na rys. 3.

Parametry geometryczne, identyfikujące każdą z analizowanych tarcz, zostały zawarte w postaci trójwymiarowych modeli bryłowych wykonanych w oprogramowaniu CAE. Proces dyskretyzacji modelu wykonano przy użyciu programu ICEM CFD, tworząc siatkę w większości strukturalną (heksahedralną). Badania numeryczne rozpatrywanego obiektu przeprowadzono w oparciu o komercyjne oprogramowanie ANSYS Fluent CFD. Program umożliwia, z wykorzystaniem metody objętości skończonych iteracyjne rozwiązywanie równań zachowania pędu, energii oraz masy. Analizę numeryczną przepływu wykonano przy użyciu modelu MRF (Multiple Reference Frames). Badania przeprowadzono jako stacjonarne i niestacjonarne dla określonych warunków brzegowych. Podczas obliczeń monitorowano przebieg wartości ciśnień całkowitych, strumienia masy na wlocie i wylocie z modelu oraz wartość momentu na ścianie tarczy czynnej. Obliczenia wyłączano po ustabilizowaniu się wymienionych parametrów. Badany model nie uwzględniał wpływu chropowatości ścian na uzyskiwane wyniki. Symulacje wykonano dla prędkości obrotowej tarczy czynnej $n = 2000 \text{ }^1/\text{min}$. Czynnikiem roboczym była czysta woda o gęstości $\rho_{H_2O} = 998,2 \text{ kg/m}^3$ oraz lepkości dynamicznej $\mu_{H_2O} = 0,001003 \text{ Pa} \cdot \text{s}$.



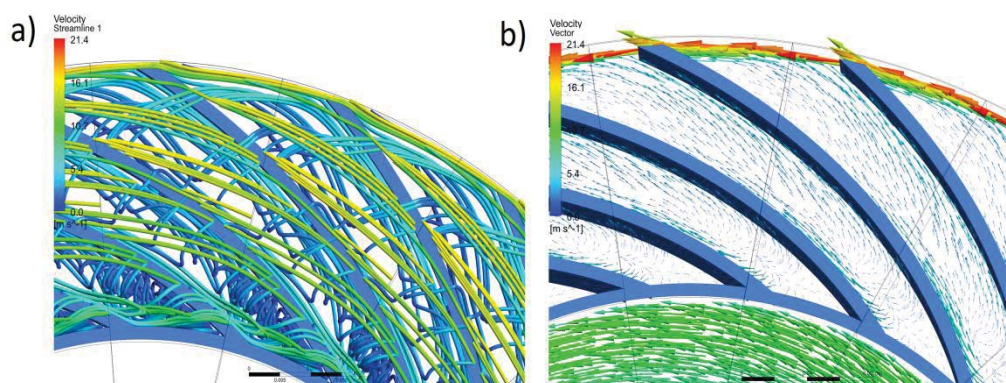
Rys. 3. Model obliczeniowy promieniowej pompy labiryntowej – zestaw nr 1

Obliczenia przeprowadzono z użyciem modelu turbulencji $k-\varepsilon$ Realizable. Wybór tego modelu turbulencji, wraz z jego ustawieniami, autor poprzedził licznymi badaniami wstępnymi, w których przeprowadzono symulacje numeryczne zestawu tarcz z łopatkami liniowymi oraz walidację z badaniami rzeczywistymi wykonanymi na specjalnie przygotowanym stanowisku pomiarowym [6,7]. Rozbieżność charakterystyki przepływu dla punktu optymalnego była mniejsza niż 5%, natomiast maksymalne odchylenie odnotowano dla wydajności $Q = 0 \text{ m}^3/\text{h}$ i wynosiło około 20%. Otrzymane rezultaty zawierają się w wartościach uzyskiwanych dla pomp krętnych o zbliżonych parametrach hydraulicznych [8]. Wyniki wstępnych symulacji numerycznych dają zadowalającą zbieżność z rzeczywistymi parametrami hydraulicznymi, szczególnie w obszarze punktu optymalnego, zatem opracowany model numeryczny może stanowić podstawę do prowadzenia dalszych prac.

W analizowanej konfiguracji przyjęto na wlocie wartość prędkości czynnika oraz szacowany poziom turbulencji, natomiast w przypadku wylotu z pompy, wartość ciśnienia i analogicznie jak dla wlotu – proponowany poziom turbulencji. Rozpatrywany model numeryczny został podzielony płaszczyznami w celu lepszej wizualizacji zjawisk. W efekcie przeprowadzonych symulacji numerycznych zgromadzono dane umożliwiające analizę stacjonarnego i niestacjonarnego przepływu przez badane zestawy tarcz.

2.3. REZULTATY SYMULACJI NUMERYCZNYCH TARCZ CZYNNYCH WSPÓLPRACUJĄCYCH Z GŁADKIMI TARCZAMI BIERNYMI

Analizując rozkład wektorów prędkości względnej (rys. 4b) w obszarze tarczy czynnej widoczny jest odśrodkowy przepływ cieczy ze średnicy wewnętrznej d_{1c} w kierunku zewnętrznej d_{2c} . Występujące zawirowania w bliskim sąsiedztwie średnicy d_{1c} są wynikiem zamknięcia światła wlotowego kanału międzyłopatkowego. Proces wymiany energii odbywa się na drodze przyrostu momentu pędu.

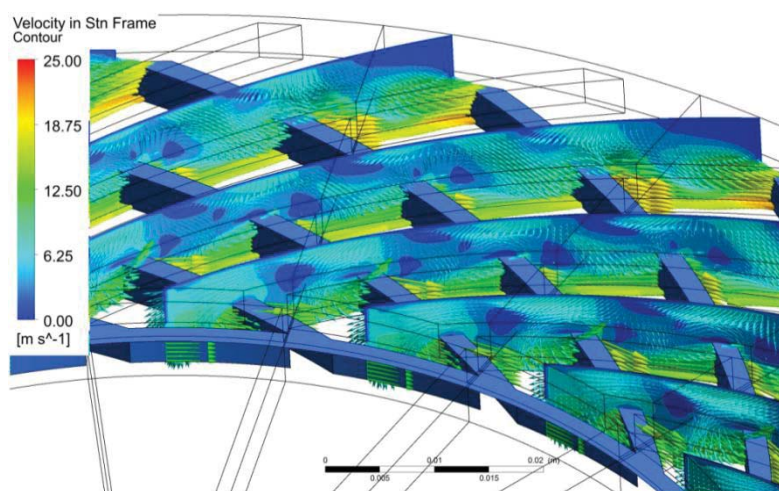


Rys. 4. Względne tory cząstek (a) i względne wektory prędkości (b) w obrębie elementów roboczych, tarcza bierna gładka, zestaw nr 1, $Q = 0,37 \text{ m}^3/\text{h}$

Tory cząstek cieczy przedstawione na rys. 4a ilustrują, że oprócz oddziaływania odśrodkowego cząstki cieczy poruszają się po liniach spiralnych biegnących wzdłuż kanału międzyłopatkowego. Zjawisko to spowodowane jest oddziaływaniem nieruchomej, gładkiej tarczy biernej na ciecz znajdującą się w półotwartym, ruchomym kanale przepływowym. Ciecz poruszająca się przez kanał międzyłopatkowy, posiadająca prędkość względną w_c i u_c , napotyka jedną ze ścian kanału pozostającą w spoczynku. Ponieważ na ścianie prędkość u_b jest równa zero, a ciecz nie jest idealna i posiada określony parametr prędkości unoszenia u_c następuje wskutek różnicy tych prędkości ($u_c - u_b$) wywołanie ruchu spiralnego, tym większego im większa jest wartość prędkości u_c . Aby wyeliminować wirowanie płynu wzdłuż kanału należy zapewnić warunek równości prędkości obwodowych dla danego promienia czyli $u_c = u_b$. Może być to realizowane gdy pompa stoi – wtedy $u_c = u_b = 0 \text{ m/s}$, jednak w żaden sposób nie prowadzi to do możliwości przetłaczania cieczy, lub też poprzez zamknięcie kanału międzyłopatkowego ruchomą tarczą – czyli zastosowania wirnika zamkniętego. Zjawisko spiralnego poruszania się cieczy nie prowadzi do zwiększenia wysokości podnoszenia pompy. Pomiędzy czynną i bierną stroną łopatki występują straty wierzchołkowe – wolumetryczne, spowodowane istniejącą pomiędzy stronami łopatki różnicą energii. Starty te będą tym większe im większa będzie wartość szczeliny δ pomiędzy tarczami. Przepływ cieczy w szczelinie δ można zaobserwować na rys. 4b.

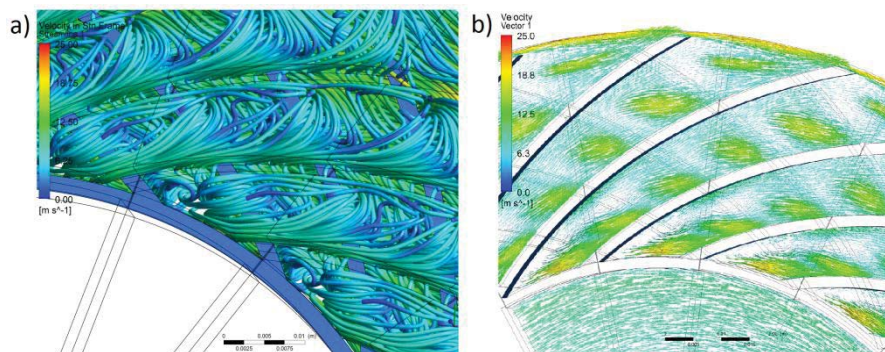
2.4. REZULTATY SYMULACJI NUMERYCZNYCH TARCZ CZYNNYCH WSPÓLPRACUJĄCYCH Z UŁOPATKOWANYMI TARCZAMI BIERNYMI

W przypadku pomp o osiowym charakterze przepływu zadaniem tulei biernej jest inicjowanie i podtrzymywanie procesu wymiany pędu pomiędzy obydwooma elementami roboczymi [1, 2, 4, 7]. Celem weryfikacji zastosowania ułopatkowanej tarczy biernej w dążeniu do uzyskania zwiększonej wartości wysokości podnoszenia H przeprowadzono symulacje numeryczne obu zestawów w opisanej konfiguracji. Wyniki badań zaprezentowano na rys. 5 – rys. 8. Kolorem niebieskim przedstawione są ruchome łopatki tarczy czynnej.



Rys. 5. Wektory i izoliny prędkości (bezwzględne) w obrębie elementów roboczych, tarcza bierna wyposażona w łopatki, zestaw nr 1, $Q = 0,37 \text{ m}^3/\text{h}$

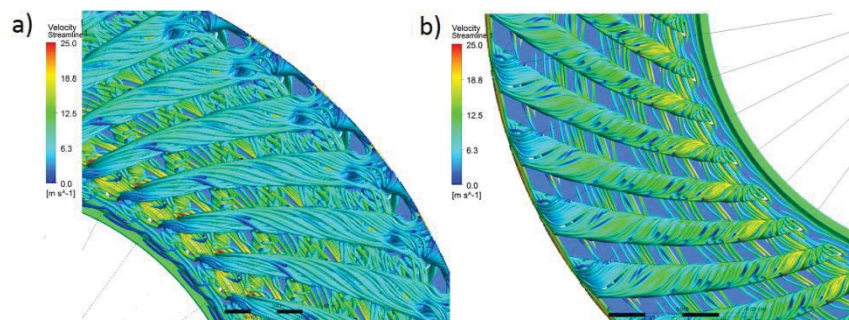
Analizując rys. 5, na którym przedstawiono rozkład bezwzględnych wektorów prędkości w kanale międzyłopatkowym nieruchomej tarczy biernej można zauważyć struktury wirowe zrywające się z wierzchołków łopatek tarczy czynnej i przechodzące przez nieruchomy kanał tarczy biernej. Proces tworzenia się wirów zachodzi na całej długości nieruchomego kanału międzyłopatkowego, niezależnie od położenia łopatek tarczy czynnej. Ponieważ podczas pracy pompy następuje ciągłe przesuwanie się łopatek tarczy czynnej wzdłuż długości kanałów tarczy biernej, zjawisko generowania wirów przyjmuje również charakter ciągły. Cząstki cieczy tworzące wiry zrywające się z wierzchołka łopatki tarczy czynnej przechodzą w obszar kanału międzyłopatkowego tarczy biernej, po czym ponownie przepływają w obszar kanału międzyłopatkowego tarczy czynnej, ponawiając proces tworzenia wirów. Skutkiem tego jest wymiana pędu pomiędzy elementem wykonującym ruch obrotowy a tym pozostającym w spoczynku. Struktury wirowe (rys. 6a) są silnie związane z obszarami martwymi, które widoczne są na rys. 5. Analizując przedstawiony widok izolinii prędkości bezwzględnych w kanałach tarczy biernej, można zauważyć liczne pola z obniżoną



Rys. 6. Bezwzględne torę cząstek (a) i względne wektory prędkości (b) w obrębie elementów roboczych, tarcza bierna wyposażona w łopatki, zestaw nr 1, $Q=0,37 \text{ m}^3/\text{h}$

prędkością, które świadczą o występowaniu tam struktur wirowych. Obszary te swoim zasięgiem obejmują tarczę czynną i bierną, co potwierdza, że następuje tu wymiana ilości ruchu. Podobnie, jak dla zestawu współpracującego z gładką tarczą bierną również w badanym zestawie występuje odśrodkowe przekazywanie energii do cieczy (rys. 6b). Obszary o zwiększonej prędkości odpowiadają miejscom tworzenia się wirów i wymianie pędu.

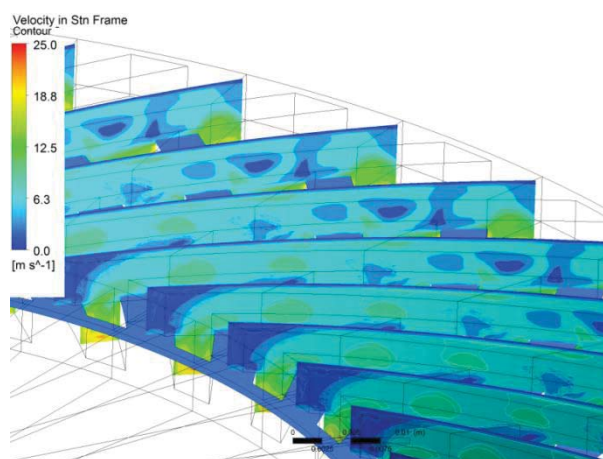
Wykonane symulacje numeryczne pozwoliły na przeprowadzenie analizy przepływu przez badany zestaw tarcz nr 2. Na rys. 7 przedstawiono torę cząstek w obrębie tarczy czynnej (względne) i biernej (bezwzględne). W kanałach międzyłopatkowych tarczy czynnej następuje odśrodkowy przepływ cieczy od średnicy d_{1c} do d_{2c} . Cząstki cieczy poruszają się torem spiralnym wzdłuż kanału, analogicznie jak dla tarczy czynnej współpracującej z gładką tarczą bierną. Rozpatrując kształt toru cząstek w kanale międzyłopatkowym tarczy biernej, charakter przepływu jest analogiczny – ciecz porusza się ruchem spiralnym, co wywołane jest wirującą tarczą czynną, jednak kierunek tego przepływu jest przeciwny – wsteczny (od d_{2b} do d_{1b}). Tarcza czynna zwiększa kręt cieczy, natomiast kanały tarczy biernej pozwalają na wyrównywanie się energii



Rys. 7. Względne torę cząstek w obrębie tarczy czynnej (a) i bezwzględne w obrębie tarczy biernej (b) zestawu nr 2, $Q = 0,37 \text{ m}^3/\text{h}$

między kolejnymi przyrostami promieni tarczy czynnej r_c+dr_c , czyli prowadzą do zwiększonych w stosunku do współpracy z tarczą bierną start wolumetrycznych, a w konsekwencji do zmniejszenia parametrów hydraulicznych pompy. W odróżnieniu od zestawu nr 1 nie następuje tutaj proces tworzenia się struktur wirowych, których początkiem jest wierzchołek łopatek tarczy czynnej. Analizując rys. 8, na którym przedstawiono izolinie prędkości bezwzględnej w kanale międzyłopatkowym tarczy biernej, zauważalny jest brak obszarów o obniżonej prędkości, które swoim zasięgiem obejmowałyby kanał międzyłopatkowy tarczy czynnej. Pozwala to na stwierdzenie, że w analizowanym przypadku nie dochodzi do wymiany pędu pomiędzy obydwooma elementami. Wyniki symulacji niestacjonarnych oraz dla różnych wartości wydajności Q obrazują identyczne zjawiska jak opisane powyżej.

Przedstawiona analiza pozwala wnioskować, że przyczyną braku powstawania struktur wirowych dla zestawu nr 2 jest zbyt wąski kanał międzyłopatkowy oraz za duża grubość łopatki s_l .



Rys. 8. Izolinie prędkości (bezwzględne), zestaw nr 2, $Q = 0,37 \text{ m}^3/\text{h}$

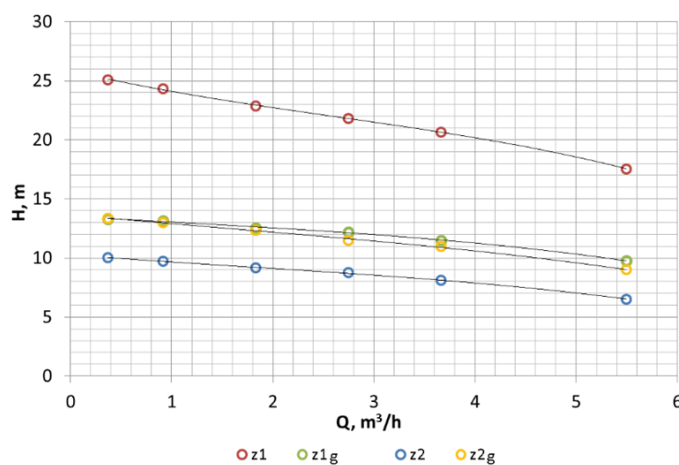
2.5. PORÓWNANIE CHARAKTERYSTYK PRZEPIYWU

Podsumowaniem przeprowadzonych symulacji numerycznych jest sporządzenie charakterystyk przepływu dla badanych zestawów tarcz. W tym celu zróżnicowano warunek brzegowy na wlocie do pompy poprzez zadanie odpowiednich wartości wydajności Q i przeprowadzenie stosownych obliczeń numerycznych. Charakterystyki pozwalają ocenić i porównać parametry energetyczne uzyskane dla poszczególnych konfiguracji. Na rys. 9 przedstawiono charakterystyki $H = f(Q)$ wyznaczone na podstawie symulacji numerycznych.

Uzyskane krzywe przepływu przyjmują charakter opadający wraz ze wzrostem wydajności Q . Tendencja zmiany może być aproksymowana funkcją liniową. Ze względu na niestabilność rozwiązania dla wydajności $Q = 0 \text{ m}^3/\text{h}$, wartość wysokości podnoszenia H w tym punkcie nie jest możliwa do obliczenia.

Analizując sporządzony wykres należy zauważyć, że potwierdzają się rozważania zawarte w punktach 2.3 i 2.4. W przypadku zestawu nr 1 współpracującego z ułopatkowaną tarczą bierną uzyskano wyższą wartość wysokości podnoszenia w całym zakresie zmian parametru Q w porównaniu z zestawieniem geometrycznym tarczy czynnej z gładką tarczą bierną. Przyrost wysokości podnoszenia wynosi od $\Delta H = 12$ m dla $Q = 0,37$ m³/h do $\Delta H = 5,5$ m dla $Q = 5,5$ m³/h, co przekłada się na procentowy przyrost H od $\delta H = 192\%$ dla $Q = 0,37$ m³/h do $\delta H = 175\%$ dla $Q = 5,5$ m³/h. Tak znaczny wzrost energii cieczy wywołany jest superpozycją odśrodkowego charakteru przekazywania energii z wymianą ilości ruchu pomiędzy elementami roboczymi pompy, co przedstawiono na rys. 5–6.

Porównując przebieg krzywych przepływu dla obu zestawów współpracujących z gładką tarczą bierną, widać niewielką różnicę w wartościach parametru H dla poszczególnych wydajności Q . Analizując punkt o najmniejszym strumieniu objętości, można sądzić, że generowana wysokość podnoszenia H zależy wyłącznie do średnicy d_{2c} , tak jak dla klasycznych pomp krętnych.



Rys. 9. Porównanie charakterystyk przepływu dla badanych zestawów tarcz, z1 – zestaw nr 1, z2 – zestaw nr 2, z1g – zestaw nr1 z tarczą bierną gładką, z2g – zestaw nr 2 z tarczą bierną gładką, $n=2000$ 1/min

Dla zestawu nr 2 charakterystyka przepływu, w konfiguracji z ułopatkowaną tarczą bierną, leży poniżej krzywej uzyskanej przy zastosowaniu jej gładkiego odpowiednika. Różnica w wysokościach podnoszenia wynosi od $\Delta H = 3$ m dla $Q = 0,37$ m³/h do $\Delta H = 2,5$ m dla $Q = 7,5$ m³/h co przekłada się na procentowy spadek H od $\delta H = 15\%$ dla $Q = 0,37$ m³/h do $\delta H = 25\%$ dla $Q = 5,5$ m³/h. Obniżenie parametru H potwierdza rozważania przedstawione w punkcie 2.4.

3. PODSUMOWANIE

Zrealizowane symulacje numeryczne pozwoliły na podsumowanie przeprowadzonych prac i sformułowanie następujących wniosków:

- dla obu zestawów współpraca łożopatkowanej tarczy czynnej z gładką tarczą bierną polega na odśrodkowym oddziaływaniu kanału międzyłożopatkowego na ciecz, powodując przyrost energii pompowanego czynnika wskutek zwiększenia jego krętu,
- zestawienie dwóch łożopatkowanych tarcz nie zawsze prowadzi do wzrostu energii jednostkowej Y generowanej przez pompę w porównaniu do pracy z gładką tarczą bierną,
- zestawienie łożopatkowych tarcz zestawu nr 1 prowadzi do zwiększenia wysokości podnoszenia H dla całego zakresu zmian wydajności Q będących obszarem zainteresowania badacza, w odniesieniu do gładkiej tarczy biernej. Uzyskany wzrost wysokości podnoszenia, wynoszący maksymalnie około $\delta H=192\%$ należy tłumaczyć superpozycją dwóch zjawisk wymiany energii pomiędzy tarczami (stacjonarną i ruchomą),
- analizując wektory prędkości oraz tory ruchu cząstek cieczy (konfiguracja łożopatkowanych tarcz, zestaw nr 1), można zauważyć obok odśrodkowego charakteru wymiany energii, proces zrywania wirów z wierzchołków łopatek tarczy czynnej w kanale międzyłożopatkowym tarczy biernej,
- tworzone przez tarczę czynną struktury wirowe, prowadzą do wymiany ilości ruchu pomiędzy elementem ruchomym, a tym pozostającym w spoczynku, co jest przyczyną wzrostu wartości energii jednostkowej Y ,
- zestawienie tarcz zestawu nr 2 prowadzi do zmniejszenia wysokości podnoszenia H w odniesieniu do współpracy z gładką tarczą bierną,
- zmniejszenie wysokości podnoszenia H dla zestawu nr 2 spowodowane jest zwiększoną wartością strat wolumetrycznych. Tarcza czynna zwiększa kręt cieczy, natomiast parametry geometryczne charakteryzujące kształt tarcz nie pozwalają na wytworzenie się struktur wirowych jak dla zestawu nr 1. Prowadzi to do tego, że ciasne kanały tarczy biernej, ze względu na różnice energii czynnika na danych średnicach tarczy czynnej, umożliwiają wsteczny przepływ medium, co jest przyczyną utraty parametrów pompy,
- porównanie charakterystyk przepływu potwierdza rozważania dotyczące sposobu przekazywania energii w pompie,
- kolejny etap prowadzonych prac obejmuje wytworzenie tarcz zestawu nr 1 i przeprowadzenie walidacji otrzymanych wyników symulacji numerycznych na rzeczywistym stanowisku badawczym,
- przedstawiony zestaw tarcz, charakteryzujący się najwyższymi przebiegami wysokości podnoszenia H w funkcji wydajności Q może znaleźć zastosowanie do przetłaczania cieczy z możliwością mieszania składników trudno-mieszających się,

- innymi sposobami potencjalnej aplikacji są: uszczelnienie bezstykowe, dla którego $Q = 0 \text{ m}^3/\text{h}$, element odciążający klasyczne uszczelnienie wałów pomp przetłaczających czynniki silnie zanieczyszczone, element odciążający siły działające na wirniki klasycznych pomp wirowych czy też jako młyny dla masy papierniczej.

LITERATURA

- [1] **Golubev A.I.:** *Labirintnye nasosy dla chimičeskoj promyšlennosti*, Mašgiz, Moskwa, 1961.
- [2] **Golubev A.I.:** *Labirintno-vintowye nasosy i uplotnenija dla agrašivnyh sred*, Moskwa, Mašinostrojenje, 1981.
- [3] **Szulc P., Plutecki J.:** *The influence of chosen structural parameters on energetic properties of a radial labyrinth pump*, XIIIth International Scientifics and Engineering Conference Hervicon 2011, Sumy, 258–266, 2011.
- [4] **Golubev A.I., Pjatigorskaja E. I.:** *Efficiency coefficients of a labyrinth pump*, Chemical and Petroleum Engineering, Vol. 41, 2005.
- [5] **Szulc P., Plutecki J.:** *Badanie wpływu zmian wybranych parametrów geometrycznych na pracę promieniowej pompy labiryntowej*, Systems: Journal of Transdisciplinary, Systems Science., vol. 17, 71–78, 2012.
- [6] **Szulc P., Plutecki J.:** *Analiza pracy promieniowej pompy labiryntowej pod kątem zmian parametrów geometrycznych wirnika tarczowego*, Młodzi naukowcy dla polskiej nauki: Materiały Konferencji Młodych Naukowców nt. Wpływ młodych naukowców na osiągnięcia polskiej nauki – Nowe trendy w naukach inżynieryjnych, III edycja, Wrocław: Creativetime, 2012.
- [7] **Szulc P., Plutecki J.** 2013. *Analiza wpływu parametrów geometrycznych promieniowej pompy labiryntowej na przebieg krzywych charakterystycznych*, Materiały Konferencji 8th PhD Students and Young Scientists R&D Conference, Warszawa, 2013.
- [8] **Gulich J.F.:** *Centrifugal Pumps*, Springer, Berlin, 2008.
- [9] **Grabow G.:** *Vergleichsbetrachtungen zu Seitenkanal-, Labyrinth- und Strahlpumpen*, Forschung im Ingenieurwesen–Engineering Research, Band 62, Nr 1/2, 11–20.