



## **Analiza przepływu w promieniowej pompie labiryntowej z prostymi rowkami o półokrągłym przekroju**

**Oleksandr Moloshnyi<sup>1</sup>, Przemysław Szulc<sup>2</sup>**

<sup>1</sup>*Sumski Państwowy Uniwersytet, Ukraina*

*Zakład Hydroeromechaniki Stosowanej*

<sup>2</sup>*Politechnika Wrocławska, Wydział Mechaniczno-Energetyczny*

*Zakład Podstaw Konstrukcji i Maszyn Przepływowych*

*E-mail: o.moloshnij@pgm.sumdu.edu.ua*

REKOMENDACJA: *dr hab. inż. Janusz Skrzypacz*

### STRESZCZENIE

W artykule przedstawiono zagadnienia modelowania przepływu w pompie wirowej o niskim wyróżniku szybkobieżności – promieniowej pompie labiryntowej. Od strony przepływowej urządzenie to składa się z dwóch elementów: tarczy aktywnej (ruchomej) oraz pasywnej (stacjonarnej), na których wykonano kanały o wzajemnie przeciwnej orientacji dla każdej z nich. Konwersja energii mechanicznej w hydrauliczną odbywa się poprzez wymianę pędu pomiędzy cieczą znajdującą się w obszarze ruchomym pompy, a zalegającą w części nieruchomej geometrii przepływowej maszyny. Numeryczną analizę przepływu poprzedzono badaniami eksperymentalnymi identyfikującymi parametry energetyczne pompy, co umożliwiło weryfikację budowanych modeli numerycznych. Z pośród wszystkich analizowanych modeli obliczeniowych, najmniejszym odchyleniem od wyników prac eksperymentalnych cechował się model obliczany z uwzględnieniem zmiennej czasowej. Uzyskane wyniki badań zaprezentowane w postaci pól rozkładów ciśnień i prędkości.

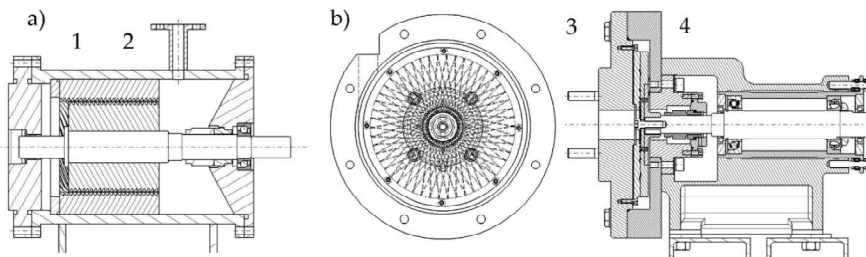
**SŁOWA KLUCZOWE:** *pompy specjalne, pompa labiryntowa, CFD*

---

## **1. WPROWADZENIE**

Pompy labiryntowe to specjalne maszyny przepływowe charakteryzujące się niską wartością kinematycznego wyróżnika szybkobieżności  $n_q$ . Proces roboczy takiej maszyny polega na intensyfikacji tarcia turbulentnego płynu, wywołanego obecnością

dużej liczby łopatek lub kanałów na elementach przepływowych pompy. Realizowane jest to za pomocą wymiany pędu, pomiędzy cieczą zalegającą w obszarach: ruchomym i nieruchomym pompy.



**Rys. 1:** Pompy labiryntowe: a) o przepływie osiowym, b) o przepływie promieniowym:  
1 – tuleja, 2 – śruba, 3 – tarcza bierna, 4 – tarcza czynna

Po raz pierwszy konstrukcja i opis zasady działania pompy labiryntowej zostały zaprezentowane przez Golubeva w 1961 roku [1]. Autor wyróżnił dwa typy takich pomp: osiową i promieniową (rys. 1). Udoskonalony model obliczeniowy oraz nowe wyniki badań eksperymentalnych zostały przedstawione przez Golubeva w [2]. W powyższych publikacjach autor skupił się głównie na osiowych pompach labiryntowych, dla których opracował teorię procesu roboczego, natomiast procedurę projektowania pomp z przepływem promieniowym pozostawił bez rozwiązania. Podstawy teorii działania pomp osiowych mogą dotyczyć również promieniowych pomp labiryntowych z założeniem, że zmiana kierunku przepływu w maszynie nie wpływa na sposób konwersji energii mechanicznej w hydrauliczną [1]. Warto zauważyć jednak, że to założenie nie uwzględnia w pełni siły odśrodkowej działającej na ciecz (pomijalnej dla pomp osiowych), co powoduje konieczność uzupełnienia i doprecyzowania istniejącej teorii.

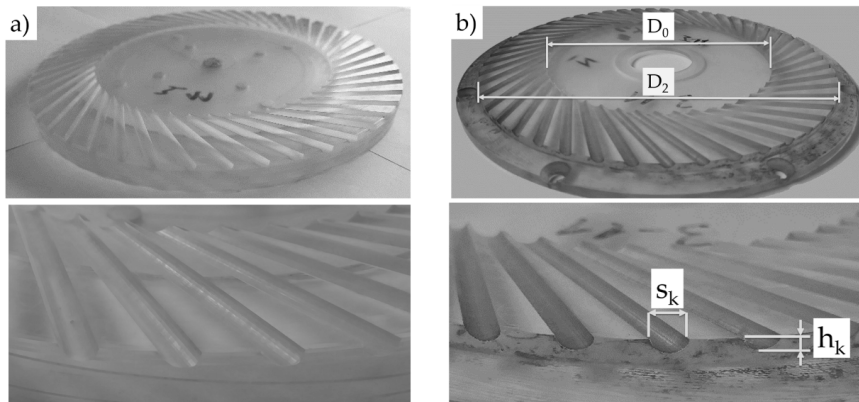
Udoskonalanie modelu teoretycznego, opisującego fizyczne zjawiska w kanałach osiowej pompy labiryntowej oraz badania złożonych struktur przepływowych trwają nadal. Golubev i inni [3] zaprezentowali metodę obliczania współczynnika wysokości podnoszenia dla różnych przekrojów kanałów. Andrenko i inni [4] przedstawili analizę istniejących metod projektowych, dokonali udoskonalenia modelu matematycznego procesu roboczego oraz opracowali sposób wyznaczania charakterystyki przepływu pompy biorąc pod uwagę kształt kanału śrubowego. Model matematyczny analizowanej pompy stał się również przedmiotem rozważań w pracach [5, 6, 7]. Numeryczne modelowanie przepływu cieczy w osiowej pompie labiryntowej zostało wykonane m.in. przez Lebedeva [8]. Rezultatem zrealizowanych symulacji numerycznych było opracowanie wytycznych konstrukcyjnych elementów roboczych pompy. Pomimo przeprowadzenia wielu badań eksperymentalnych, wciąż za najskuteczniejszą metodę projektowania nowej pompy labiryntowej uznaje się przeliczenie istniejącego modelu z wykorzystaniem praw podobieństwa hydrodynamicznego.

Promieniowe pompy labiryntowe nie zostały dotychczas dobrze rozpoznane. Szulc [9] zaprezentował analizę otrzymanych wyników symulacji numerycznych promieniowej pompy labiryntowej i wywnioskował, że poza oddziaływaniem odśrodkowym w takiej pompie istnieje również proces tworzenia wirów w przestrzeni pomiędzy łopatkami. Badania te przeprowadzono dla pompy z ułopatkowanymi tarczami, natomiast zagadnienia dotyczące pracy promieniowej pompy labiryntowej z tarczami wyposażonymi w kanały zostały pominięte.

Celem niniejszej pracy jest opracowanie modelu numerycznego promieniowej pompy labiryntowej z tarczami kanałowymi oraz wykonanie analizy struktury przepływu cieczy w tychże kanałach.

## 2. OBIEKT BADAWCZY

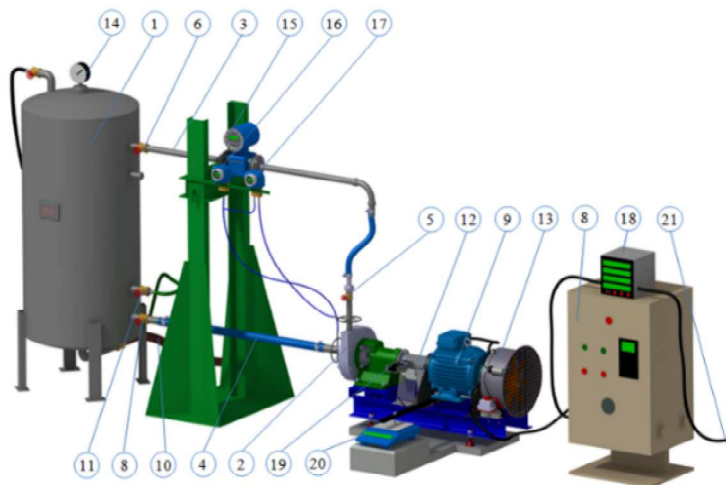
Za obiekt do analizy przyjęto promieniową pompę labiryntową wyposażoną w tarcze kanałowe. Parametry techniczne pompy wynosiły: wydajność nominalna  $Q_{nom} = 8,5 \text{ m}^3/\text{hr}$ , nominalna wysokość podnoszenia  $H_{nom} = 20,5 \text{ m}$ , prędkość obrotowa wirnika  $n = 2650 \text{ obr}/\text{min}$ . Elementami roboczymi pompy były: tarcza czynna oraz bierna, na których wykonano kanały o półokrągłym przekroju (rys. 2). Pod względem geometrii przepływowej tarcze były identyczne i charakteryzowały się następującymi parametrami: średnica wewnętrzna (wlotowa) kanałów  $D_0 = 119 \text{ mm}$ , średnica zewnętrzna  $D_2 = 180 \text{ mm}$ , liczba kanałów 50 szt., szerokość i głębokość kanałów odpowiednio:  $s_k = 4 \text{ mm}$  i  $h_k = 2 \text{ mm}$ . Kąt wlotowy rowków wynosił  $\beta_k = 30^\circ$ , a przekrój wylotowy tarczy biernej został zamknięty. Tak przygotowane tarcze zainstalowano w pompie modelowej i dokonano stosownych pomiarów energetycznych.



Rys. 2: Geometria zestawu tarcz poddanych badaniom eksperymentalnym:  
a) tarcza czynna, b) tarcza bierna

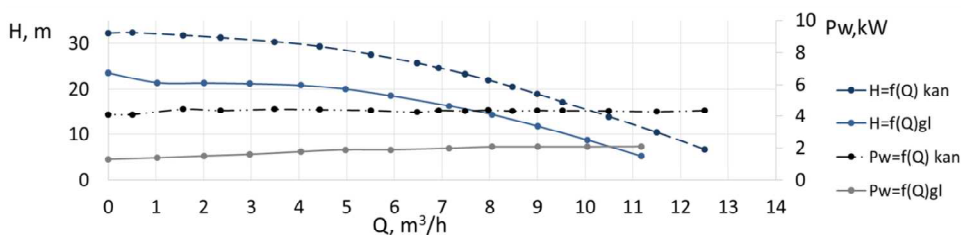
## 3. WYNIKI BADAŃ EKSPERYMENTALNYCH

Przed przystąpieniem do realizacji symulacji numerycznych przeprowadzono badania eksperymentalne promieniowej pompy labiryntowej zamontowanej na specjalnie przygotowanym stanowisku badawczym. Trójwymiarowy model stanowiska pomiarowego przedstawiono na rys. 3. Stanowisko zbudowano w układzie zamkniętym. Czynnikiem roboczym była woda o temperaturze  $t_w = 15^\circ\text{C}$ . Pompowane medium przepływało rurociągiem ssawnym 4 do pompy 2, gdzie następował przyrost energii hydraulicznej i kolejno ciecz kierowana była rurociągiem tłocznym 3 do zbiornika 1. Za pompą zainstalowano zasuwę 5, która umożliwiała płynną regulację parametrów jej pracy. Stanowisko wyposażono w wysokiej klasy aparaturę do pomiaru ciśnienia różnicowego  $p_r$ , wydajności  $Q$  oraz prędkości obrotowej  $n$ . Moc na wale pompy mierzono metodą wychyłową. Stanowisko posiadało możliwość płynnej regulacji prędkości obrotowej



**Rys. 3:** Schemat stanowiska pomiarowego (model 3D): 1 – zbiornik, 2 – promieniowa pompa labiryntowa, 3 – rurociąg ssawny, 4 – rurociąg tłoczny, 5 – zasuwa regulacyjna, 6, 7 – zasuwy odcinające, 8 – przemiennik częstotliwości, 9 – klatkowy silnik asynchroniczny, 10 – rurociąg spustowy, 11 – rurociąg zasilający, 12 – osłona sprzęgła, 13 – wentylator, 14 – manometr/wakuometr, 15 – przepływomierz elektromagnetyczny, 16 – miernik ciśnienia absolutnego, 17 – miernik ciśnienia różnicowego, 18 – miernik parametrów sieci, 19 – miernik fotoelektryczny, 20 – waga, 21 – przewód zasilający 400 V

pompy z wykorzystaniem przemiennika częstotliwości 8. Badania energetyczne pompy modelowej przeprowadzono metodą dławieniową. W wyniku przeprowadzonych prac uzyskano charakterystykę zaprezentowaną na rys. 4. Maksymalna sprawność pompy wynosi  $\eta = 11\%$ , natomiast maksymalna wysokość podnoszenia to  $H = 32$  m dla wydajności  $Q = 0$  m<sup>3</sup>/h. Charakterystyka mocy jest przeciążalna, a charakterystyka przepływowa stateczna.



**Rys. 4:** Charakterystyka energetyczna badanego zestawu tarcz; oznaczenia indeksów dolnych: kanałowa tarcza bierna, gl – gładka tarcza bierna

W ramach badań eksperymentalnych porównano parametry pracy uzyskane przy zastosowaniu kanałowej tarczy biernej z jej gładkim odpowiednikiem. Aplikacja pozabawionej kanałów tarczy biernej prowadzi do spadku wysokości podnoszenia w całym zakresie zmian wydajności od  $\Delta H = 9$  m dla  $Q = 0$  m<sup>3</sup>/h do  $\Delta H = 6$  m dla  $Q = 11,2$  m<sup>3</sup>/h (rys. 4). Charakterystyka mocy jest przeciążalna, a charakterystyka przepływowa stateczna. Osiągnięto sprawność  $\eta = 16\%$ .

Porównując uzyskane wyniki pomiarów, należy zauważyć zwiększoną wysokość podnoszenia dla zestawu z kanałową tarczą bierną, co świadczy o występowaniu zja-

wiska krążenia. W trakcie badań eksperymentalnych pompy modelowej, przy niewystarczającym ciśnieniu po stronie ssawnej, zaobserwowano występowanie zjawiska kawitacji w fazie silnie rozwiniętej – tzw. „superkawitacji”. Z tego względu zwiększono wartość ciśnienia w układzie aby ograniczyć obszar pracy pompy w kawitacji.

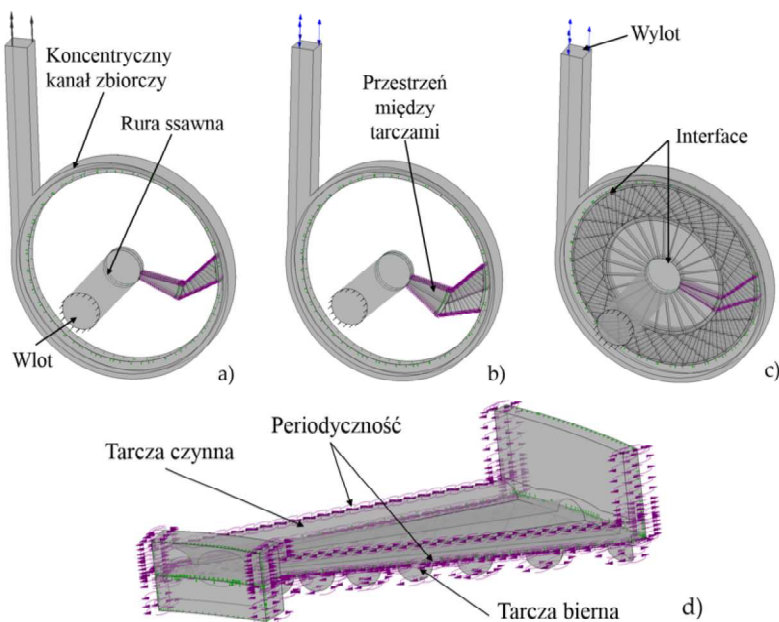
#### 4. MODEL NUMERYCZNY

Numeryczne modelowanie przepływu cieczy w części hydraulicznej promieniowej pompy labiryntowej przeprowadzono za pomocą komercyjnego oprogramowania ANSYS CFX. Program umożliwia, z wykorzystaniem metody objętości skończonych iteracyjne rozwiązywanie równań zachowania masy, pędu oraz energii. Numeryczną analizę przepływu wykonano przy użyciu modelu MRF (Multiple Reference Frames). Parametry geometryczne zostały zawarte w postaci trójwymiarowych modeli bryłowych wykonanych w oprogramowaniu CAE. Proces dyskretyzacji modelu przeprowadzono przy użyciu programu ICM CFD, tworząc siatkę strukturalną metodami blokowymi. Badania zrealizowano jako stacjonarne i niestacjonarne dla określonych warunków brzegowych, którymi było: strumień masy na wlocie i ciśnienie statyczne na wylocie. Czynnikiem roboczym była woda o temperaturze 15°C. Modele obliczeniowe przedstawiono na rys. 5. Zawierały one następujące obszary: rura ssawna, tarcza bierna, tarcza czynna oraz koncentryczny kanał zbiorczy. Obliczenia wykonano dla pełnego modelu oraz przy założeniu okresowej symetrii przepływu. Szerokość kątowna sektora periodyczności wynosiła 14,4° i zawiera 2 sąsiadujące kanały. Do obliczeń wykorzystano standardowe modele turbulencji  $k-\epsilon$  i  $k-\epsilon$  RNG. Symulacje wyłączano po ustabilizowaniu się parametrów energetycznych pompy.

#### 5. IŁOŚCIOWA ANALIZA PRZEPŁYWU

Wyniki modelowania przepływu w promieniowej pompie labiryntowej z kanałowymi elementami roboczymi przedstawiono na rys. 6. Wszystkie otrzymane charakterystyki przepływowe odznaczają się mniejszą stromością niż wyniki badań eksperymentalnych, przy czym w pobliżu punktu optymalnego różnice te są najmniejsze. Porównując punkty optymalne, największe odchylenie wysokości podnoszenia od wartości eksperymentalnej wynosiło około 22% (model turbulencji  $k-\epsilon$ , okresowa symetria). Zmiana modelu turbulencji na  $k-\epsilon$  RNG spowodowała spadek tej rozbieżności do około 7%. W przypadku całego modelu pompy uzyskano 14% odchylenie wysokości podnoszenia przy zastosowaniu modelu turbulencji  $k-\epsilon$ , a zmiany na  $k-\epsilon$  RNG spowodowała obniżenie tej różnicy do 3%. Najlepsze wyniki, pod względem zbieżności z eksperymentem, otrzymano dla modelowania niestacjonarnego – 1%. Wyniki zbieżności poszczególnych modeli zestawiono w tab. 1.

Dla wszystkich analizowanych modeli stromość charakterystyki dość mocno odbiegała od wyników rzeczywistych. Może być to spowodowane względami stanowiskowymi. Tarcze przeznaczone do badań wykonano ze szkła organicznego, które charakteryzuje się dużą elastycznością. Może to prowadzić do sytuacji, w której dla małych przepływów duże ciśnienie oddziałuje na tylną ścianę tarczy czynnej, co może powodować zmniejszenie się szczeliny międzyczarowej i wzrost wysokości podnoszenia. Ponadto podczas pracy pompy, ze względu na jej małą sprawność, elementy przepływowe mogły ulec rozszerzeniu termicznemu, co dodatkowo mogło zmniejszyć szczelinę



**Rys. 5:** Modele obliczeniowe promieniowej pompy labiryntowej:

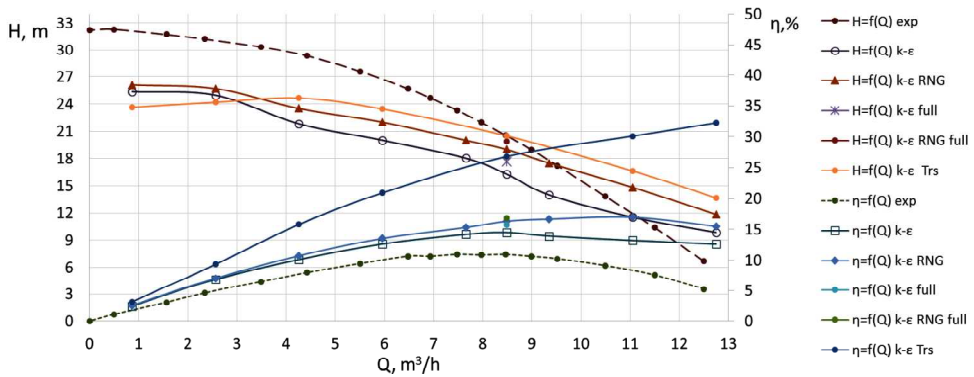
- a) model periodyczny – obliczenia stacjonarne, b) model periodyczny – obliczenia niestacjonarne, c) cały model – obliczenia stacjonarne, d) model periodyczny (tarcza czynna oraz tarcza bierna)

poniędzy tarczami. Wartości sprawności są wyższe dla badań numerycznych niż eksperymentalnych, ponieważ symulacja nie uwzględniała strat tarcia w uszczelnieniach i w tylnej części tarczy czynnej.

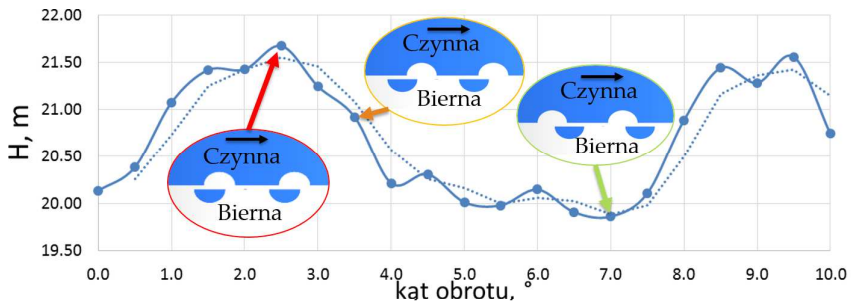
**Tabela. 1:** Wyniki zbieżności modeli obliczeniowych

Rodzaj model turbulencji	Symulacje stacjonarne				Sym. niestacj.
	$k-\epsilon$	$k-\epsilon$ RNG	$k-\epsilon$	$k-\epsilon$ RNG	$k-\epsilon$
Model geometryczny: periodyczny (P), cały model (CM)	P	P	CM	CM	P
Różnice z wynikami eksperymentalnymi	22%	7%	14%	3%	1%

Na rys. 7 przedstawiono zmianę wartości wysokości podnoszenia w zależności od położenia tarczy czynnej względem tarczy biernej. Okres zmian wskazuje na powtarzalność cyklu co  $7,2^\circ$ , co przekłada się na powtarzalność geometryczną tarcz (50 sztuk kanałów). Wartość międzyszczytowa wysokości podnoszenia wynosi około 1,5 m, gdzie najmniejsze wartości zaobserwowano dla położenia, w którym kanały tarczy czynnej na wylocie sąsiadują z powierzchnią pomiędzy kanałami tarczy biernej, a największe gdy, przekrój wylotowy rowków obu tarcz stanowi ich wzajemne odbicie lustrzane.



Rys. 6: Porównanie charakterystyk otrzymanych metodami CFD z rezultatami eksperymentalnymi

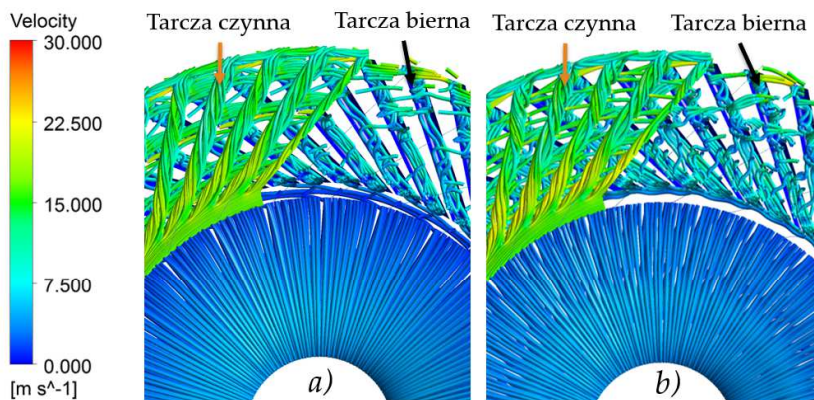


Rys. 7: Zmiana wysokości podnoszenia podczas zmiany położenia tarczy czynnej dla  $Q_{nom}$

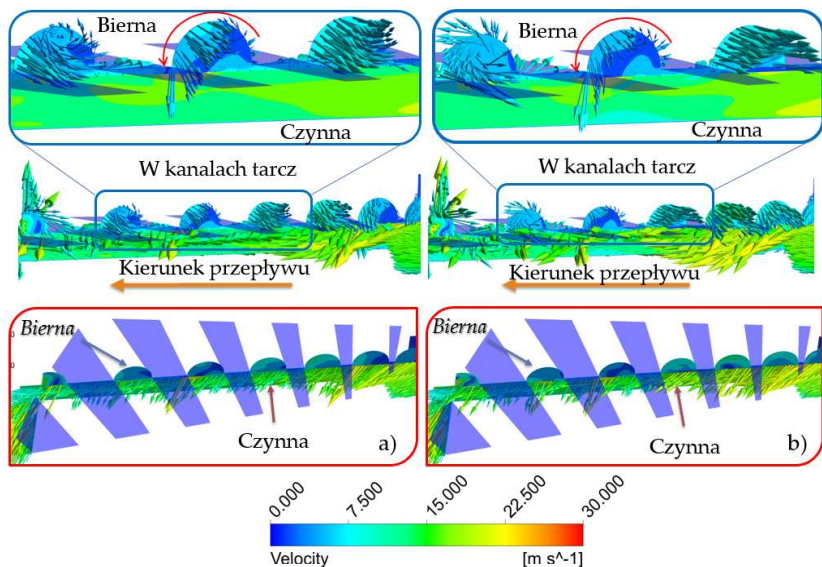
## 6. JAKOŚCIOWA ANALIZA PRZEPŁYWU

Na podstawie wyników symulacji numerycznych zidentyfikowano strukturę przepływu w kanałach tarcz. Rezultaty zaprezentowano na rys. 9. W kanałach tarczy czynnej występuje odśrodkowy charakter przepływu skorelowany z ruchem wirowym względem osi rowków. W tarczy biernej struktura przepływu jest wirowa, skierowana dośrodkowo. Przy zbliżaniu się cieczy do wylotu z tarcz, zamknięty przekrój wylotowy tarczy biernej oraz zwiększenie się odległości między sąsiednimi kanałami powoduje wzrost intensywności wirów. Zadaniem tarczy biernej nie jest transportowanie cieczy ale intensyfikacja wymiany pędu pomiędzy elementami płynu zawartymi w częściach: ruchomej i nieruchomej obszaru roboczego pompy. Potwierdza to rozkład wektorów prędkości wzdłuż kanałów tarczy czynnej, który zaprezentowano na rys. 8. Pokazują one proces powstawania oraz rozwoju struktur wirowych. Podczas interakcji dwóch kanałów następuje wzrost prędkości, co potwierdza wymianę pędu pomiędzy objętościami cieczy przepływającej w kanałach tarcz. W konsekwencji na oddziaływanie odśrodkowe, powodujące zwiększanie krętu cieczy, nakłada się ta wymiana pędu powodując wzrost wysokości podnoszenia. Wyniki symulacji z zastosowaniem modelu turbulencji  $k-\epsilon$  RNG wskazują bardziej zawirowaną strukturę przepływu płynu. Zgodnie z badaniami własnymi model ten lepiej nadaje się do symulowania przepływów w pompach krążeniowych, jednak ze względu na istnienie oddziaływania odśrodkowego nie sprawdził się on podczas analizy rozpatrywanej geometrii.





**Rys. 8:** Bezwzględne tory cząstek:  
a) model turbulencji  $k-\epsilon$ ; b) model turbulencji  $k-\epsilon$  RNG

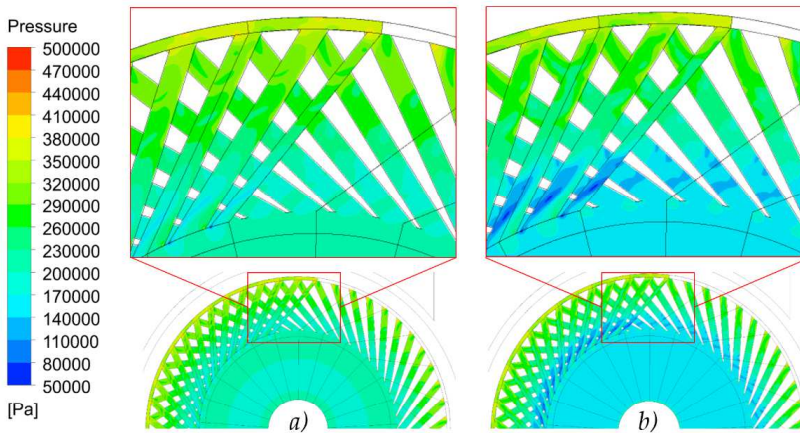


**Rys. 9:** Wektory prędkości w kanałach tarcz (przekrój przez oś kanału tarczy czynnej):  
a) model turbulencji  $k-\epsilon$ ; b) model turbulencji  $k-\epsilon$  RNG

W szczelinie pomiędzy tarczami przemieszcza się ciecz z sąsiednich kanałów nie wymieniając energii w sposób użyteczny, przeciwnie prowadzi do wyrównania ciśnień co obniża sprawność całkowitą pompy. Strumień ten stanowi międzytarczową stratę wolumetryczną. Innym strumieniem, stanowiącym stratę, jest wsteczny przepływ w tarczy biernej. Przeprowadzone doświadczenia oraz symulacje numeryczne dowodzą korzystnego oddziaływania tarczy biernej (zwiększenie wysokości podnoszenia), niestety przy niższej sprawności. Wyeliminowanie choć części wstecznego strumienia w tarczy biernej mogłoby polepszyć własności energetyczne pompy.



Na rys. 10 zaprezentowano rozkład ciśnienia statycznego w kanałach tarczy czynnej i biernej. Dla modelu turbulencji  $k-\epsilon$  RNG wyraźnie widoczny jest globalnie większy spadek ciśnienia oraz strefa jego niskiej wartości przy wejściu na tarczę czynną. Obszary te są potencjalnymi miejscami występowania kawitacji. Miejsca te powstają w wyniku lokalnego wzrostu prędkości i mają charakter zawirowania inicjowanego na biernej krawędzi kanału tarczy czynnej i przemieszczającego się wzdłuż jego trajektorii. Ponadto, należy zauważyć istnienie lokalnych obszarów z obniżonym ciśnieniem w kanałach tarczy biernej (w miejscach kontaktu z kanałami tarczy czynnej), co jest kolejnym potwierdzeniem istnienia wymiany pędu pomiędzy analizowanymi elementami.



**Rys. 10:** Rozkład ciśnienia statycznego w kanałach tarcz:  
a) model turbulencji  $k-\epsilon$ ; b) model turbulencji  $k-\epsilon$  RNG

## 7. WNIOSKI

Na podstawie otrzymanych wyników badań eksperymentalnych oraz symulacji numerycznych można wysnuć następujące wnioski:

- Zastosowanie nieruchomej tarczy z kanałami ma pozytywny wpływ na osiąganą wysokość podnoszenia.
- Do modelowania przepływu w promieniowej pompie labiryntowej należy wykorzystywać niestacjonarne metody obliczeniowe, dla których wyniki symulacji charakteryzują się najmniejszą rozbieżnością w stosunku do rzeczywistości.
- Model turbulencji  $k-\epsilon$  RNG ma lepszą zbieżność z eksperymentem niż  $k-\epsilon$  i jest bardziej odpowiedni do modelowania promieniowej pompy labiryntowej.
- Wyniki symulacji dają jedynie charakter jakościowy, natomiast nie odzwierciedlają w pełni ilościowego charakteru badanych procesów przepływowych. Przyczyn tego faktu należy doszukiwać się we względach stanowiskowych.
- Przeprowadzone symulacje potwierdzają istnienie, obok zwiększania krętu cieczy, również wymiany pędu jako drugiego sposobu konwersji energii w pompie. Proces ten można nazywać hybrydowym.

- Otrzymane wyniki poszerzają zrozumienie procesu roboczego w promieniowej pompie labiryntowej. Opracowany numeryczny model obliczeniowy umożliwia predykcję parametrów pracy pompy w celu dalszego udoskonalenia jej konstrukcji.
- Zawirowania na wlocie do kanałów tarczy czynnej świadczą o występowaniu, w odpowiednich warunkach, kawitacyjnego wiru sznurowego.
- Zwiększenie sprawności możliwe jest poprzez wyeliminowanie, lub znaczne ograniczenia przepływów wstecznych w tarczy biernej, co powinno stać się przedmiotem przyszłych prac badawczych.
- Kolejnym krokiem prowadzonych prac będzie realizacja badań kawitacyjnych i budowa modelu numerycznego uwzględniającego to zjawisko.

### Podziękowania

Praca ta była wspierana przez **Fundusz Wyszehradzki**, grant nr. 51700889. Obliczenia przeprowadzono z wykorzystaniem zasobów Wrocławskiego Centrum Sieciowo-Superkomputerowego, grant nr. 444/2017.

### LITERATURA

- [1] Golubev A.I., *Labiryntnye nasosy dlia khimicheskoi promyshlennosti*, Moskwa: Mashgiz, 1961.
- [2] Golubev A.I., *Labirintno-vintovye nasosy i uplotneniia dlia agresivnykh sred*, Mashinostroenie, 1981.
- [3] Golubev A.I., Pyatigorskaya E.I., *Efficiency coefficients of a labyrinth pump*, Chemical and Petroleum Engineering, **41** (5–6), 260–266, 2005.
- [4] Andrenko P.M., Lebedev A. J., *Labirynt screw pump theory*, Comission of motorization and energetics in agriculture, **16** (6), 35–42, 2014.
- [5] Akgungor A.C., Billigen B., *The turbulent double screw pump-theory and experiment*, Proceedings of the 6th International Conference on Fluid Sealing, Munich, February 27th – March 2nd, 1973.
- [6] Lebedev A.J., *Definition of factors of losses on the friction for definition of the characteristic of the labirintno-screw pump*, Prace TDATU **2** (3), 215–219, 2012.
- [7] Lebedev A., Andrenko, P.M., *Integral computation procedure of the flow metering characteristic of the labyrinth-screw pump*, Journal of Engineering Sciences, **4**, 20–25, 2011.
- [8] Lebedev A. J., Maltsev Y., *Mathematical simulation of power fluid flow in the labyrinth-screw pump*, Podilian State Agrarian and Engineering University Collection, **13** (6), 196–203, 2013.
- [9] Szulc P., Plutecki J., *Wykorzystanie metod CFD do modelowania przepływu w promieniowej pompie labiryntowej z łopatkami spiralnymi*, Zeszyty Energetyczne, Tom 1, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, 66–78, 2014.