

# WZAJEMNY WPŁYW I ODDZIAŁYWANIE POMIĘDZY SĄSIEDNIMI ŁOPATKAMI POMPY I TURBINY PRZEKŁADNI HYDROKINETYCZNEJ

MAREK WOŹNIAK<sup>1</sup>, ZBIGNIEW PAWELSKI<sup>2</sup>, PABLO DELA FUENTE<sup>3</sup>, GUSTAVO OZUNA<sup>4</sup>

Politechnika Łódzka, Ruhr Universität Bochum (Germany),  
University of Sonora (Mexico)

## Streszczenie

W niniejszej pracy przedstawiono wyniki obliczeń numerycznych nieustalonego przepływu wewnątrz jednostopniowej, dwufazowej przekładni automatycznej.

Dla potrzeb badań zastosowano metodę objętości skończonych. Dla potrzeb symulacji przepływu wykorzystano oprogramowanie komercyjne CFX firmy ANSYS Inc. przeznaczone do tworzenia trójwymiarowych modeli opisanych równaniami Naviera-Stokesa. Uśrednione równania Reynoldsa (RANS) dla płynów nieściśliwych zostały rozwiązane w oparciu o turbulentny model  $k-\epsilon$ .

Pole przepływu zależy od położenia łopatek obu wirników, które obracają się z różną prędkością. Ilekroć dwa sąsiadujące rzędy łopatek obracają się z różną prędkością, zachodzące oddziaływania sprawiają, że przepływ staje się nieustalony. Analiza nieustalonego przepływu na wylocie pompy i wlocie turbiny została przeprowadzona w oparciu o chwilowe pola przepływu w okresie, tak aby umożliwić dokładne zrozumienie wzajemnego oddziaływania między wirnikami. Przepływ na wlocie turbiny był wyraźnie okresowy i uzależniony od śladu sphywowej pompy. Z kolei przepływ na wylocie pompy wykazał niewielką zależność od położenia pompy względem turbiny.

**Słowa kluczowe:** przekładnia hydrokinetyczna, metody numeryczne (CFD), przepływ nieustalony, symulacja przepływu.

## 1. Wprowadzenie

Wiele pojazdów drogowych jest obecnie wyposażona w automatyczne skrzynie biegów, a nieodłącznym elementem automatycznej skrzyni biegów jest przekładnia hydrokinetyczna. Napędy hydrodynamiczne, tj. przekładnie hydrokinetyczne, są powszechnie stosowane w układach napędowych pojazdów. Przekładnie łączą stronę napędzaną z napędzającym ją silnikiem i w znacznym stopniu wpływają na stacjonarne i dynamiczne zachowanie całego

<sup>1</sup> Politechnika Łódzka, Katedra Pojazdów i Podstaw Budowy Maszyn, 90-924 Łódź, Żeromskiego 116,  
e-mail: mamwroz@poczta.fm tel. 691 55 45 35

<sup>2</sup> Politechnika Łódzka, Katedra Pojazdów i Podstaw Budowy Maszyn, 90-924 Łódź, Żeromskiego 116,  
e-mail: zbigniew.pawelski@lodz.pl, tel. 42 631 23 91

<sup>3</sup> Ruhr Universität Bochum, Germany

<sup>4</sup> Universidad de Sonora, Departamento de Ingeniería Industrial, Rosales s/n Colonia Centro, cp. 83000, ph.: +52 662 259 22 83

układu. Niezbędna zatem staje się optymalizacja pracy przekładni, która wymaga zrozumienia dynamiki przepływu w jej wnętrzu.

Ciecz w przekładni hydrokinetycznej jest odpowiedzialna za przenoszenie mocy z silnika do skrzyni biegów. Przekładnie takie jak opisywany model są powszechnie stosowane w układach napędowych pojazdów takich jak samochody osobowe i autobusy. Urządzenia takie składają się z pompy połączonej z silnikiem, turbiny połączonej z przekładnią, kierownicy umożliwiającej zmianę momentu obrotowego poprzez przekierowanie przepływu do pompy oraz najważniejszego elementu – cieczy roboczej, bez której działanie przekładni nie byłoby możliwe. Przepływ wewnętrzny w przekładni można w znacznym stopniu scharakteryzować jako trójwymiarowy, turbulentny, lepki, skomplikowany i nieustalony. Z powyższych względów – oraz z powodu obecności trzech elementów obracających się z różną prędkością – przepływ ten jest trudny do zbadania.

Jednym z podstawowych problemów powodujących, że przepływ ma charakter nieustalony, jest wzajemne oddziaływanie sąsiednich rzędów łopatek, pomiędzy którymi następuje zmiana geometrii przepływu wskutek niewielkiej odległości pomiędzy elementami z obracającymi się rzędami łopatek. Tendencja do zwiększania obciążenia aerodynamicznego łopatek oraz obniżania rozmiaru i ciężaru maszyn wiąże się z potrzebą pełnego zrozumienia przepływu nieustalonego wywołanego wzajemnym oddziaływaniem sąsiednich łopatek. Wraz ze wzrostem aerodynamicznego obciążenia łopatek wzrasta również znaczenie wzajemnego oddziaływania sąsiednich rzędów łopatek. Poruszając się względem siebie, łopatki i kierownice oddziałują na siebie wskutek zjawiska śladu spływowego i efektów potencjalnych [3].

Symulacja przekładni zaprezentowanej w niniejszej pracy została wykonana i zweryfikowana w pracach [1,2]. W niniejszej pracy przedstawiono i omówiono definicję geometrii, analizę modelu siatkowego oraz weryfikację w oparciu o wyniki pomiarów. Przekładnia została zaprojektowana przez ZF Sachs AG, a jej geometrię opisano w [4]. Średnica zewnętrzna jednostopniowej, dwufazowej przekładni W240 H.T.C. wynosi 240 [mm]. Pompę ( $Z_p$ ), turbinę ( $Z_t$ ) i kierownicę ( $Z_s$ ) wyposażono, odpowiednio, w 31, 29 i 11 łopatek. Cieczą roboczą jest olej do przekładni automatycznych ATF LT 71141 o gęstości  $\rho=802$  [kg/m<sup>3</sup>] i lepkości  $\nu = 0,00653$  [Pa s] w temperaturze 95 [°C] [5]. Wszystkie obliczenia przeprowadzono przy jednakowej temperaturze cieczy.

W niniejszej pracy za podstawę do obliczeń nieustalonego trójwymiarowego przepływu wywołanego wzajemnymi oddziaływaniami między sąsiednimi rzędami łopatek przyjęto wcześniej opublikowaną pracę [2]. Po pierwsze, poczyniono starania, aby osiągnąć rozsądny stosunek czasu obliczeń/zasobów obliczeniowych oraz zadowalające wyniki poprzez weryfikację w oparciu o wyniki pomiarów. Po drugie, skutki przepływu nieustalonego zbadano ze szczególnym uwzględnieniem różnic pomiędzy wynikami dla przepływu ustalonego i nieustalonego. Po trzecie, w niniejszej pracy przedstawiono szczegółową analizę wewnętrznego przepływu w obszarze pomiędzy pompą i turbiną.

## 2. Przepływ nieustalony w przekładniach

Ze względu na niewielką odległość osiową pomiędzy poszczególnymi elementami przekładni wszystkie elementy znajdują się pod wpływem oddziaływania nazywanego oddziaływaniem

między sąsiednimi rzędami łopatek, które powoduje, że przepływ staje się okresowo niestabilny. Przepływ w tym obszarze ma szczególny charakter, ponieważ zależne od czasu pole przepływu jest niestabilne, w związku z czym na wlocie turbiny pojawia się silnie oscylujący strumień. Niewielka odległość pomiędzy pompą a turbiną powoduje wzrost oddziaływań mechanicznych pomiędzy elementami, które wpływają na przepływ. Wynikające z tego zaburzenie pracy turbiny ma również wpływ na przepływ przez dalsze rzędy turbiny, podczas gdy pompa ma wpływ na znajdujący się za nią kanał turbinowy.

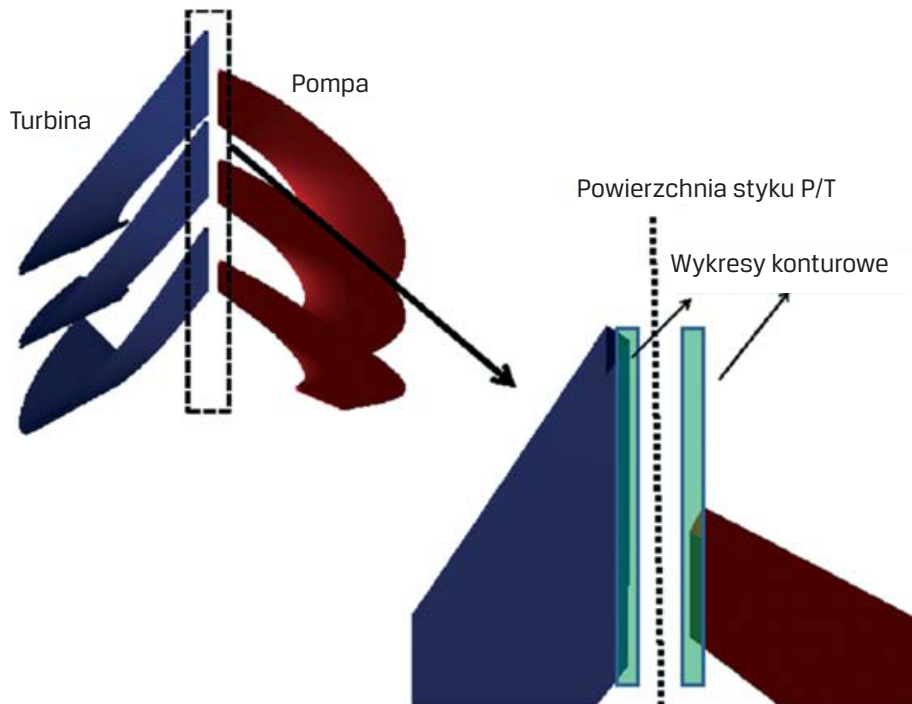
Oddziaływania są związane z przepływem płynu lepkiego i prowadzą do powstawania śladów spływowych na krawędzi spływu łopatek oraz efektu potencjalnego wskutek zaburzenia przepływu na krawędzi wlotu następnego rzędu łopatek w punkcie stagnacji. Również ze względu na powyższe oddziaływanie przepływ wewnętrzny na powierzchni styku ma w znacznym stopniu charakter okresowy. Powyższe obserwacje będą potwierdzone poprzez wyniki obliczeń. W niniejszej pracy szczególny nacisk będzie położony na zachowanie pola przepływu w obszarze wzajemnego oddziaływania między pompą a turbiną.

Badania w dziedzinie symulacji obliczeniowej oddziaływań między sąsiednimi rzędami łopatek w przekładniach rozpoczęły się na początku lat dziewięćdziesiątych. Browarzik [6] zmierzył pole przepływu w obszarze wzajemnego oddziaływania między pompą a turbiną, wykorzystując anemometrię cieplną. Wyniki wykazały, że przepływ na krawędzi spływu pompy charakteryzuje się silnym wpływem śladów spływowych. Achtelik [7, 8] wykonał pomiary przepływu niestabilnego w przekładni. W tym celu opracowano półprzewodnikową sondę wysokoczęstotliwościową i wykorzystano ją w celu odtworzenia pola przepływu w obszarze wzajemnego oddziaływania między wirnikami. Pomiary pól przepływu zostały poddane analizie i porównane w dwóch różnych trybach pracy i wykazały zależność skutków wzajemnego oddziaływania w funkcji zależnych od czasu położenia wirnika oraz fakt, że przepływ jest w znacznym stopniu niestabilny ze względu na częstotliwość łopatek wirników. Ponadto, oba wirniki powodują powstawanie śladów spływowych. Flack [9] zbadał wyniki pomiarów w obszarze wzajemnego oddziaływania między pompą a turbiną w dwóch różnych trybach pracy w dwóch różnych przekładniach o różnej geometrii i zauważył, że wahania prędkości na wylocie pompy są mniejsze niż na wlocie turbiny oraz że nie zależą one od trybu pracy. Wahania te są spowodowane wzajemnymi oddziaływaniami między pompą a turbiną. W mniejszej przekładni zaobserwowano większe wahania niż w większej przekładni na wlocie turbiny ze względu na ślad spływowy wytwarzany przez pompę. Kraus [10] również badał przepływ niestabilny w obszarze wzajemnego oddziaływania między pompą a turbiną. Pomiary zostały wykonane dla czterech różnych względnych położenia w czterech różnych trybach pracy. Kraus doszedł do wniosku, że pole przepływu na wlocie turbiny jest znacząco niestabilne ze względu na okresową obecność śladu spływowego wywołanego przez pompę. Przepływ był najbardziej niestabilny podczas pracy na wysokich obrotach. Informacje na ten temat zostały również zawarte w pracach [11÷16].

### 3. Wyniki

W celu zilustrowania wzajemnych oddziaływań w polu przepływu między pompą a turbiną zbadana zostanie prędkość południkowa zależna od czasu przedstawiona na wylocie pompy i wlocie turbiny dla różnych położenia wirników za pomocą konturów prędkości

osiowej i wykresów (rysunek 1). Prędkość południkową jest sumą wektorową osiowej i promieniowej składowej wektora prędkości. Prędkość ta leży w płaszczyźnie południkowej. Dla symulacji przepływu nieustalonego przy znamionowym punkcie pracy  $v = 0,7$ , co odpowiada najwyższej wartości sprawności. Oznacza to, że przy prędkości obrotowej  $n_p = 2000$  [obr/min]. prędkość turbiny wynosi 1400 [obr/min].



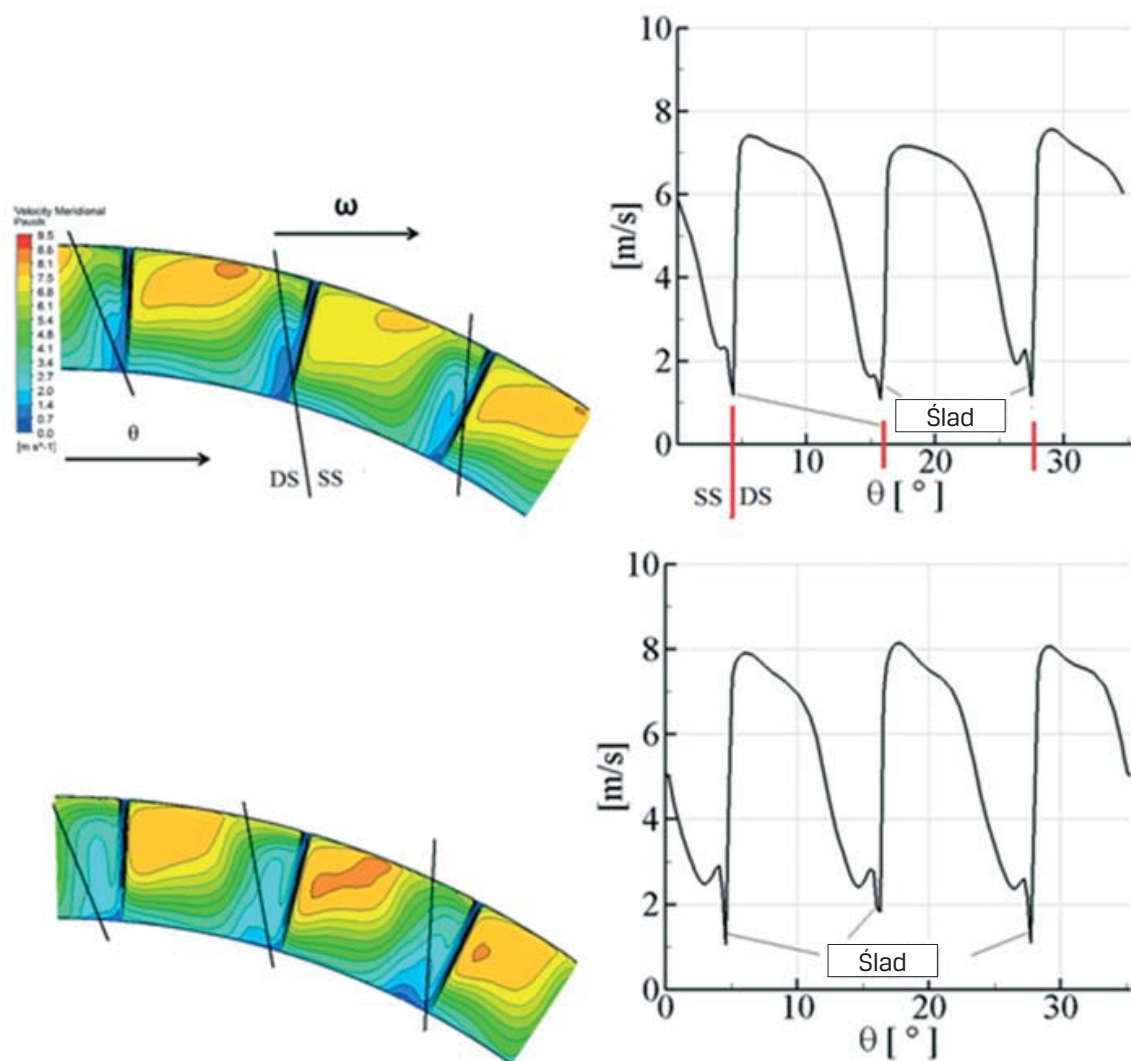
**Rys. 1. Położenie płaszczyzn na wylocie pompy i wlocie turbiny przedstawione dla potrzeb opisu oddziaływania między sąsiednimi rzędami łopatek.**

### 3.1 Oddziaływanie na obszar przed turbiną

Na rysunku nr 2 przedstawiono ewolucję czasową prędkości południkowej ( $C_m$ ) na płaszczyźnie wylotowej pompy (po lewej); po prawej stronie zamieszczono przebieg krzywej prędkości południkowej dla położenia znajdującego się w połowie odległości między piastą a osłoną (przekrój środkowy) na tej płaszczyźnie. Aby umożliwić interpretację rysunków we względnym układzie odniesienia łopatki pompy zatrzymano dla kątów 4, 16 i 28 [°] (czerwona linia na wykresach), podczas gdy łopatki turbiny obracają się ze względu na ich mniejszą prędkość względną z prawej strony do lewej.

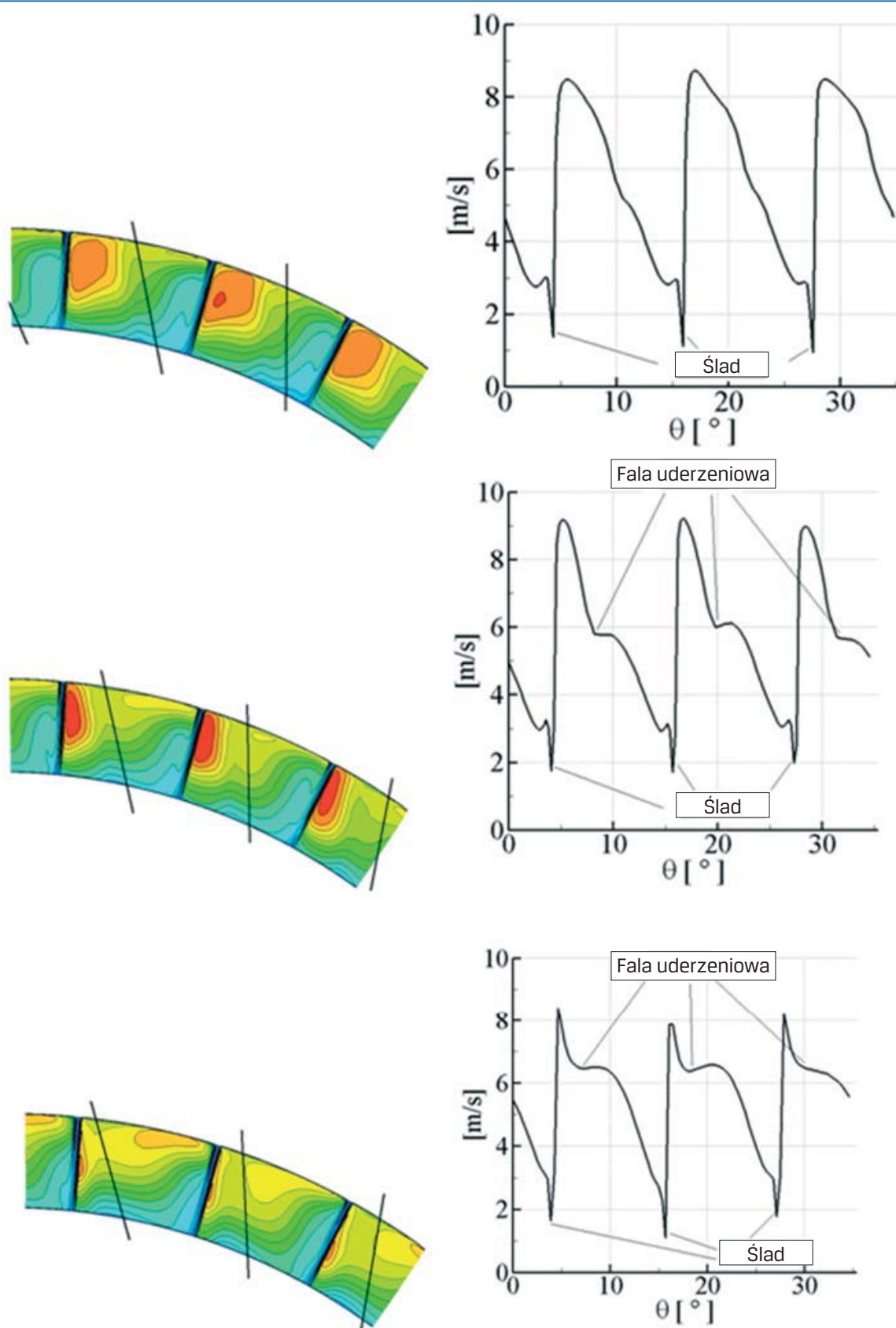
Obrazy w różnych położeniach pokazują podobne zachowanie w obszarze w górnej części kanału na wylocie pompy i widać na nich wyraźnie zależny od czasu rozkład prędkości. Miejsce powstawania śladów sphywowych można łatwo zlokalizować na wykresach, podczas gdy lokalizacja fali uderzeniowej i miejsce powstawania efektu potencjalnego charakteryzują się spadkiem prędkości. W tym momencie na przepływ na wylocie pompy wpływa efekt potencjalny znajdującej się za pompą turbiny. Odbita fala uderzeniowa powoduje zaburzenia ciśnienia na łopatkach turbiny, przenoszone w stronę obszaru przed turbiną i wpływające na przepływ na wylocie pompy. Podczas gdy w dolnym obszarze kanału nie obserwuje się zależnej od czasu zmiany prędkości, na środku kanału można zauważyć

regularny wpływ związany z oddziaływaniem aerodynamicznym pomiędzy sąsiednimi rzędami łopatek. Należy również zauważyć, że oddziaływania pomiędzy wirnikami są silniejsze na środku kanału i w pobliżu bandażu. Im bliżej siebie znajdują się strony tłoczne obu łopatek, tym wyższe są maksyma prędkości na środku kanału, tym mniejszy jest obszar wysokiej prędkości i tym silniejszy jest wpływ turbiny na obszar przed nią, charakteryzujący się spadkiem prędkości w kanale turbinowym. Jak pokazano na rysunku dla czasu 0,6 T, maksima prędkości znajdują się w pobliżu strony tłocznej i wynoszą ok. 9 [m/s], podczas gdy minima wynoszą prawie 2 [m/s] i znajdują się po stronie ssącej w pobliżu piasty. Wpływ turbiny maleje w kierunku strony tłocznej pompy, wskutek czego na łopatkach pompy będą powstawały nieustalone siły i momenty. Podstawową przyczyną tego zjawiska jest znajdujący się za pompą rząd łopatek turbiny, współczynnik skoku pomiędzy dwoma elementami obracającymi się z różną prędkością, luz osiowy między elementami oraz skomplikowana geometria. Wykresy  $C_m$  pokazują maksymalną różnicę między górną i dolną wartością szczytową wynoszącą około 7,5 [m/s]. Najniższe punkty krzywych odpowiadają położeniu krawędzi spływu łopatki pompy i oznaczają wytworzenie śladu spływowego.



Rys. 2. Wykres konturowy prędkości południkowej ( $C_m$ ) dla okresu T na wylocie pompy i położenie względne turbiny (zaznaczone czarną linią). Względne położenia wirnika dla 0 T, 0,2 T, 0,4 T, 0,6 T i 0,8 T.





Rys. 2. Wykres konturowy prędkości południkowej ( $C_m$ ) dla okresu T na wylocie pompy i położenie względne turbiny (zaznaczone czarną linią). Względne położenia wirnika dla 0 T, 0,2 T, 0,4 T, 0,6 T i 0,8 T.

### 3.2 Oddziaływanie na obszar za pompą

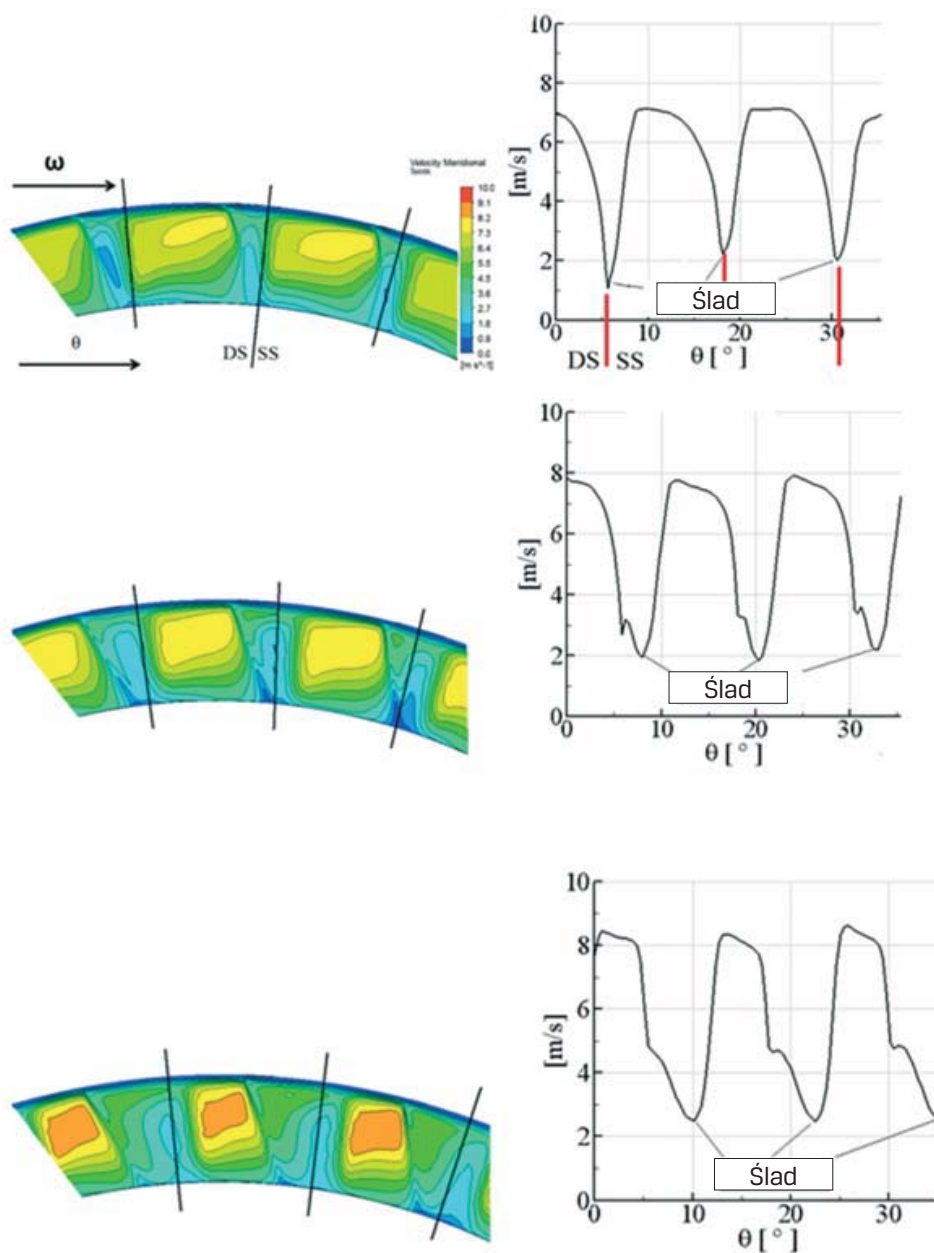
Na rysunku nr 3 przedstawiono obliczony rozkład prędkości południkowej na wykresie konturowym stałej prędkości osiowej na wlocie turbiny, a na wykresach przedstawiono przebieg  $C_m$  w funkcji kąta. Ruch okrężny turbiny względem pompy odbywa się w kierunku dodatnim, przeciwnym do ruchu wskazówek zegara. W niniejszym punkcie ponownie przedstawiono i przeanalizowano pięć reprezentatywnych położenia łopatek pompy/turbiny w celu określenia rozkładu prędkości we względnym układzie odniesienia wlotu turbiny dla różnych położenia względnych pompy. Aby umożliwić interpretację rysunków we względnym układzie odniesienia łopatki turbiny zatrzymano dla kątów 6, 18 i 30 [°], podczas gdy łopatki pompy obracają się ze względu na ich większą prędkość obrotową i wykonują względny ruch w prawo.

Na pierwszy rzut oka widoczna jest wyraźna zależność prędkości (rysunek 3). Zależność ta wiąże się z różnym położeniem łopatek pompy i turbiny. Różne zmiany prędkości wynikające z zależnego od czasu pola przepływu wywołują nieustalone oscylacje na wlocie turbiny. Na wlocie turbiny w pobliżu strony tłocznej zachodzą zaburzenia prędkości, dokładnie w obszarze rozchodzenia się śladu spływowego. Oddziaływanie wirnik/wirnik w tym miejscu ma wpływ na przepływ w całym kanale turbinowym. Na prędkość po stronie tłocznej turbiny istotny wpływ ma względne położenie łopatek. Ślad spływowy na krawędzi spływu turbiny powoduje okresowe występowanie niepożądanego kąta przepływu, co wiąże się ze spadkiem prędkości. Ślady spływowe wywołują zmiany ciśnienia po stronie tłocznej, powodują wahania ciśnienia, wahania sił, oscylacje momentu na łopatkach turbiny oraz zaburzenia na krawędzi wlotu turbiny z powodu okresowo zmieniającego się dopływu. Patrząc na obrazy znajdujące się po lewej stronie na rysunku nr 2, można łatwo ustalić położenie łopatki pompy poprzez spadek prędkości (obszar śladu spływowego) w kanale turbiny. Powyższy obszar niskiej prędkości pomiędzy dwoma obszarami wysokiej prędkości można łatwo zaobserwować na obrazach odpowiadających czasowi 0 i 0,2 T ze względu na niewielką odległość między obiema łopatkami; obszar ten odpowiada położeniu łopatek pompy i jej strony ssącej. Pola strat wytwarzane przez pompę znajdują się w pobliżu piasty po stronie tłocznej turbiny – można to wyraźnie zobaczyć na rysunkach odpowiadających czasom 0 T, 0,2 T i 0,4 T. Te trzy obszary niskiej prędkości (obszary strat), odpowiadające dokładnie względnemu położeniu łopatek pompy, są wyraźnie widoczne na rysunku nr 2. Im mniejsza jest odległość pomiędzy krawędzią spływu pompy a krawędzią wlotu turbiny tym silniej tłoczony jest przepływ z wylotu pompy do kanału turbinowego naprzeciwko strony tłocznej pompy, powodując silniejsze oddziaływania między sąsiednimi rzędami łopatek.

Obszar wysokiej prędkości rozpoczyna się po stronie ssawnej turbiny, w rogu w pobliżu bandażu i przesuwają się w kierunku strony tłocznej, tworząc dwa strumienie wysokiej prędkości na płaszczyźnie turbiny, do momentu, w którym następuje rozproszenie obszaru wysokiej prędkości po stronie tłocznej w rogu w pobliżu piasty, po czym okres rozpoczyna się od nowa. Obszar wysokiej prędkości w czasie 0 T i 0,2 T obejmuje około 70% kanału – dzięki temu przepływ w turbinie znowu szybko przyspiesza po przejściu łopatki pompy. Następnie przepływ po stronie ssącej łopatki ponownie powoli przyspiesza. W tym przypadku zaburzenie turbiny przebiega w kierunku pompy, przeciwnie do kierunku głównego przepływu. W położeniach 0,4 T, 0,6 T i 0,8 T obszar wysokiej prędkości (swobodny

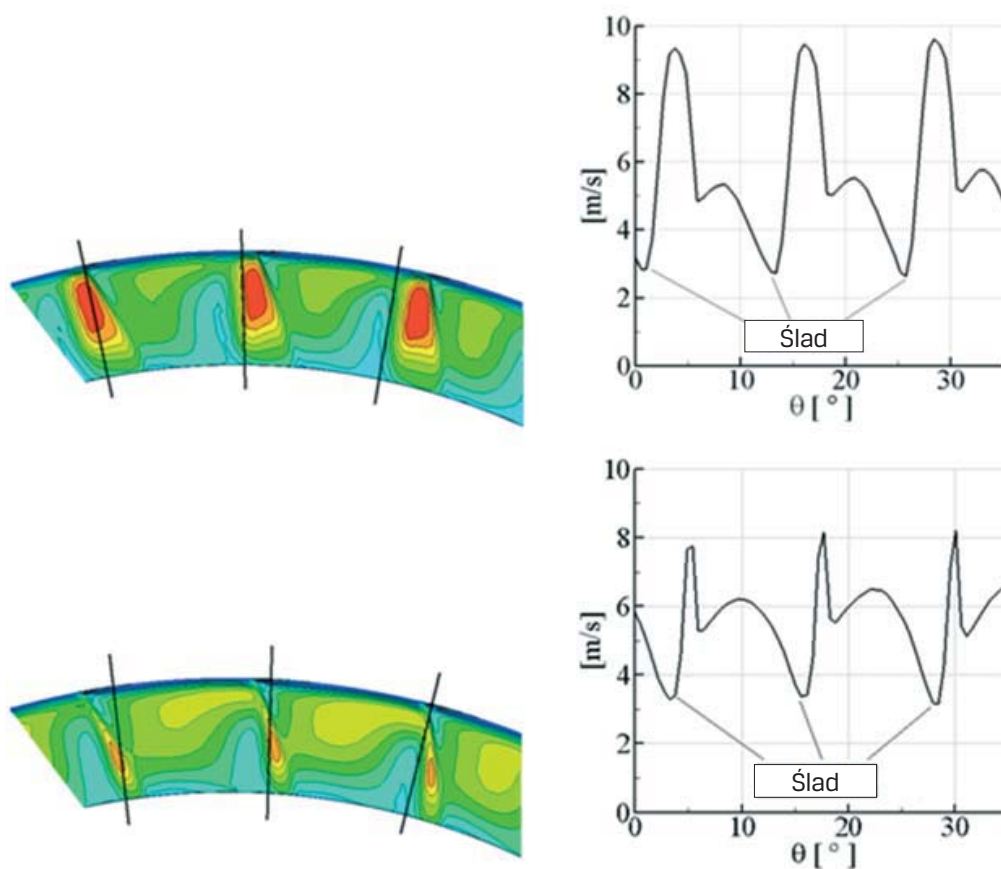
przepływ w kanale turbinowym) jest dzielony na dwie części przez obszar niższej prędkości odpowiadający położeniu łopatek pompy. W tym miejscu nakładają się na siebie ślady spływowe pompy i turbiny. Obszar wysokiej prędkości turbiny w kanale przesuwa się z prawej strony w lewo i osiąga 9,8 [m/s] w czasie 0,6 T.

Wykresy po prawej stronie na rysunku nr 3 przedstawiają prędkość południkową w połowie odległości pomiędzy trzema łopatkami turbiny w okresie. Ilustracje wyraźnie przedstawiają spadek prędkości odpowiadający śladowi spływowemu pompy i jej krawędzi spływu. Obszary te przesuwały się z prawej strony w lewo, ponieważ widok jest przedstawiony we względnym układzie odniesienia turbiny. Trzy maksyma prędkości odpowiadają położeniu



**Rys. 3. Wykres konturowy prędkości południkowej ( $C_m$ ) dla okresu T na wlocie turbiny i położenie względne pompy (zaznaczone czarną linią). Względne położenia wirnika dla 0 T, 0,2 T, 0,4 T, 0,6 T i 0,8 T.**



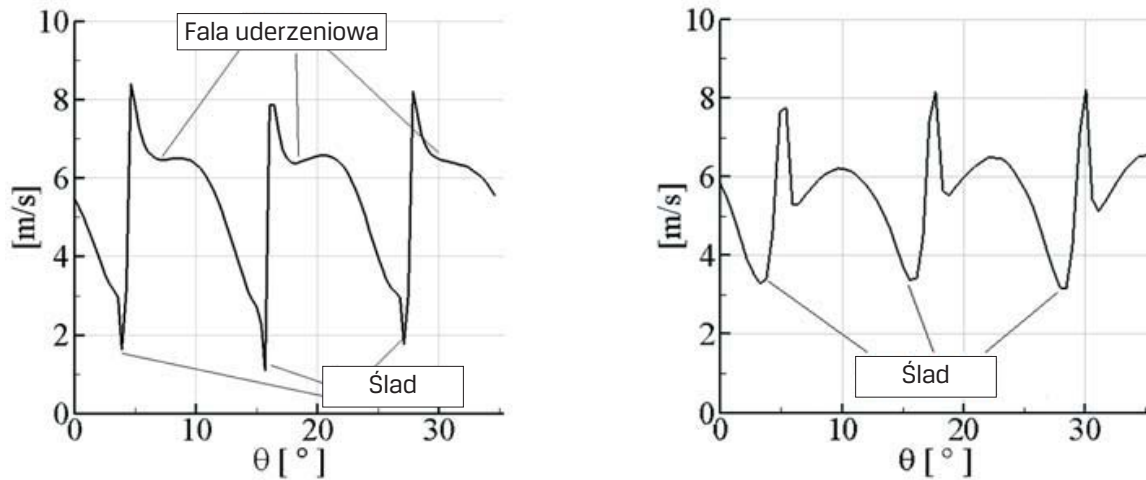


**Rys. 3. Wykres konturowy prędkości południkowej ( $C_m$ ) dla okresu  $T$  na wlocie turbiny i położenie względne pompy (zaznaczone czarną linią). Względne położenia wirnika dla  $0 T$ ,  $0,2 T$ ,  $0,4 T$ ,  $0,6 T$  i  $0,8 T$ .**

strony tłocznej w obszarze wlotu turbiny. W czasie  $0 T$  i  $0,2 T$  wyraźnie widać nakładanie się na siebie szybkiego i wolnego (ślad spływowy) przepływu cieczy. W tym miejscu ślad spływowy jest kompensowany przez obszar wysokiej prędkości. W czasie  $0 T$  prędkość w śladzie spływowym wynosi  $1-3$  [m/s]. Za obszarem śladu spływowego prędkość ponownie wzrasta bardzo szybko do poziomu maksymalnego równego  $9$  [m/s]. Ponadto wyraźnie widoczne jest, że miejscowe minima w kanale przesuwiają się w lewo, w kierunku strony tłocznej pompy.

### 3.3 Przepływ pomiędzy pompą a turbiną

Podczas oceny krążącego pola przepływu w obszarze wzajemnego oddziaływania można zauważyć trzy identyczne miejscowe minima prędkości odpowiadające śladowi spływowemu pompy. Po porównaniu prędkości południkowej w określonym czasie ( $0,8 T$ ) na płaszczyźnie wylotu pompy i wlotu turbiny na rysunku 4 wyraźnie widać, że wpływ turbiny na obszar leżący przed nią szybko spada i przewiduje się, że w kanale pompy staje się on prawie niezauważalny. Na rysunku 4 zmiana wynikająca z oddziaływania na obszar przed



**Rys. 4. Porównanie prędkości południkowej  $C_m$  na płaszczyźnie wylotowej pompy (po lewej) i płaszczyźnie wlotowej turbiny (po prawej) w czasie 0,8 T**

turbiną spada z 7,8 do 5,3 [m/s] (wlot turbiny). Na płaszczyźnie wylotowej pompy efekt potencjalny powoduje spadek z poziomu 8,3 do poziomu 6,5 [m/s].

## 4. Podsumowanie

W niniejszej pracy przedstawiono badanie przepływu wewnątrz przekładni hydrokinetycznej. Wyniki przedstawiają trójwymiarowy nieustalony przepływ w obszarze wzajemnego oddziaływania pompy i turbiny pomiędzy powstającymi śladami spływowymi oraz strukturą kanału turbinowego. Obszar śladu spływowego jest widoczny w postaci struktury śladu spływowego w obszarze wlotu turbiny.

Położenie łopatek turbiny ma niewielki wpływ na pole przepływu na wylocie pompy, podczas gdy przepływ na wlocie turbiny wykazuje istotną okresową zależność od względnego położenia łopatek pompy. Zaobserwowano, że ślady spływowe wirnika na wlocie turbiny są silniejsze niż na wylocie pompy.

Można zauważyć, że fala uderzeniowa odbita na łopatkę turbiny przemieszcza się w stronę pompy i zaburza przepływ na jej wylocie. Symulacja wyraźnie pokazuje nieznaczące oddziaływanie skierowane w stronę pompy lub zmianę prędkości, widoczne szczególnie wyraźnie w obszarze strony tłocznej turbiny. Ponadto badania nie wykazały żadnych specjalnych charakterystycznych zachowań oprócz fali uderzeniowej (efektu potencjalnego) i śladów spływowych. Zaburzenia skierowane w stronę pompy powodują spadek prędkości po stronie tłocznej turbiny, powodując okresowe przesuwanie obszaru wysokiej prędkości w kierunku strony tłocznej pompy, poprzedzające nieznaczące przyspieszenie po stronie ssącej kanału turbiny.

Podsumowując, wirnik pompy ma istotny wpływ na pole przepływu na wlocie turbiny, ponieważ niejednorodny przepływ na wylocie pompy jest bezpośrednio włączany do kanału turbiny. Przyczyną wpływu położenia łopatek pompy na wykres konturowy dla wlotu turbiny jest niejednorodny przepływ włączany do kanału turbinowego niezależnie od względnego położenia łopatek pompy i turbiny.

## References

- [1] WOLLNIK M., VOLGMANN W. i SOFF H.: *Importance of the Navier Stokes forces on the flow in a hydrodynamic torque converter (Wpływ sił Naviera-Stokesa na przepływ w przekładni hydrokinetycznej)*. WSEAS Transactions on fluid Mechanics. 2006, str. 363–369
- [2] DE LA FUENTE P., STOFF H., VOLGMANN W. i WOŹNIAK M.: *Numerical analysis into the effects of the unsteady flow in an automotive hydrodynamic torque converter (Analiza numeryczna skutków przepływu nieustalonego w samochodowych przekładniach hydrokinetycznych)*. ICME 2011, International Conference of Mechanical Engineering, Londyn, 6–8 lipca 2011, str. 2405–2410
- [3] MAILACH R.: *Unsteady Flow in Turbomachinery (Przepływ nieustalony w maszynach przepływowych)*. Praca habilitacyjna, Technische Universität Dresden (Politechnika Drezdeńska), Drezno, Niemcy, 2010.
- [4] FOERSTER H.: *Automatische Fahrzeuggetriebe: Grundlagen, Bauformen, Eigenschaften, Besonderheiten*. Springer-Verlag Berlin et al., 1990.
- [5] ES00 A.G., BEREICH S.: *Datenblatt ATF LT 71141*. 1. Moorburger Bogen 12, 1995. 21079 Hamburg.
- [6] BROWARZIK V.: *Experimental Investigation of Rotor/Rotor Interaction in a Hydrodynamic Torque Converter using Hot Film Anemometry (Eksperymentalne badanie oddziaływania między wirnikami w przekładni hydrokinetycznej za pomocą anemometrii cieplnej)*. ASME, (Praca nr 94-GT-246), 1994.
- [7] ACHELNIK C.: *Messung Instationärer Strömungsfelder mit einer neu entwickelten Drucksonde in einer hydraulischen Turbomaschine zwischen zwei Laufrädern unterschiedlicher Relativgeschwindigkeit*. Praca Doktorska, Ruhr-Universität Bochum, Lehrstuhl für Fluidenergiemaschinen (Zakład Maszyn Przepływowych), 1995.
- [8] ACHELNIK C. i EIKELMANN J.: *Experimental Investigation of the Unsteady Flow Field Between Pump and Turbine in a Hydrodynamic Torque Converter (Eksperymentalne badanie pola przepływu nieustalonego pomiędzy pompą a turbiną w przekładni hydrokinetycznej)*. Proceedings of the 10th Conference on Fluid Machinery, Budapeszt, str. 1–10, 1995.
- [9] FLACK R. D. i WHITEHEAD L. D.: *Unsteady Velocities at the Pump-Turbine Interface of an Automotive Torque Converter (Prędkości nieustalone na styku pompy z turbiną w przekładni samochodowej)*. Proceedings 7th Conference on Laser Anemometry Karlsruhe, str. 263–270, 1997.
- [10] KRAUS S. O.: *Periodic Velocity Measurements in a Wide and Large Radius Ratio Automotive Torque Converter at the Pump/Turbine Interface (Okresowe pomiary prędkości w szerokich przekładniach samochodowych o wysokim stosunku promieni na styku pompy/turbiny)*. ASME Journal of Fluids Engineering, 127:308–316, 2005.
- [11] MARATHE B. V. i LAKSHMINARAYANA B.: *Experimental Investigation of Steady and Unsteady Flow Field Downstream of an Automotive Torque Converter Turbine and Stator (Eksperymentalne badanie pola przepływu ustalonego i nieustalonego za turbiną i kierownicą przekładni samochodowej)*. International Journal of Rotating Turbomachinery, 2:67–84, 1995.
- [12] MARATHE B. V. i LAKSHMINARAYANA B.: *Experimental Investigation of Steady and Unsteady Flow Field Downstream of an Automotive Torque Converter Pump (Eksperymentalne badanie pola przepływu ustalonego i nieustalonego za pompą przekładni samochodowej)*. International Journal of Rotating Turbomachinery, 5:99–116, 1999.
- [13] AINLEY S. B. i FLACK R. D.: *Laser Velocimeter Measurements in the Stator an Automotive Torque Converter (Pomiary prędkości przepływu cieczy za pomocą aparatury laserowej w kierownicy przekładni samochodowej)*. International Journal of Rotating Turbomachinery, 6:417–431, 2000.

- [14] AINLEY S. B.: *Laser Velocimeter Measurements in the Pump of an Automotive Torque Converter Part I—Effect of Speed Ratio (Pomiary prędkości przepływu cieczy za pomocą aparatury laserowej w kierownicy przekładni samochodowej. Część I – Wpływ stosunku prędkości)*. International Journal of Rotating Turbomachinery, 6:167–180, 2000.
- [15] FLACK R. i BRUN K.: *Fundamental Analysis of the Secondary Flows and Jet-Wake in a Torque Converter Pump – Part I: Model and Flow in a Rotating Passage (Podstawowa analiza przepływów wtórnych i śladu splywowego w pompie przekładni – Część I: Model i przepływ w obracającym się kanale)*. 4th ASME/JSME Joint Fluids Engineering Conference, Honolulu, Hawaje, 2:1183–1191, 2003.
- [16] FLACK R. i BRUN K.: *Fundamental Analysis of the Secondary Flows and Jet-Wake in a Torque Converter Pump – Part II: Flow in a Curved Stationary Passage and Combined Flows (Podstawowa analiza przepływów wtórnych i śladu splywowego w pompie przekładni – Część II: Przepływ w zakrzywionym kanale stacjonarnym i przepływy mieszane)*. 4th ASME/JSME Joint Fluids Engineering Conference, Honolulu, Hawaje, 2:1193–1201, 2003.