ANALIZA PRACY POMPY NORMOWEJ

w ruchu pompowym (PAP) i turbinowym (PAT)

dr inż. Witold Lorenz
dr inż. Marcin Janczak
mgr inż. Mikołaj Sitniewski
Hydro-Vacuum S.A., Dział Badawczo-Rozwojowy

Wykorzystanie pomp do pracy turbinowej, mimo że nie jest zagadnieniem nowym [1, 2, 4, 6÷17] nadal nie zostało do końca zbadane. Przedstawiony materiał zwraca uwagę na wybrane aspekty i zagadnienia związane z pracą pompy jako pompy (PAP) oraz pompy jako turbiny (PAT) w ujęciu analizy struktury przepływu i uzyskanych parametrów energetycznych. Artykuł jest rozszerzeniem i kontynuacją materiału opublikowanego w czasopiśmie Pompy Pompownie nr 2/2022 [19].

Z uwagi na rosnącą potrzebę wzrostu efektywności energetycznej zmierza się do ograniczenia kosztów eksploatacyjnych instalacji technologicznych poprzez odzysk rozpraszanej w nich energii [18]. Jednym ze sposobów jest wykorzystanie mikroturbin lub pomp pracujących w ruchu turbinowym [3]. W związku z powyższym zdecydowano o realizacji projektu pt. „Prace badawcze nad opracowaniem zintegrowanej innowacyjnej konstrukcji miniturbin i pomp normowych". Współfinansowany jest on z funduszy europejskich w ramach Programu Operacyjnego Inteligentny Rozwój – konkurs: Szybka Ścieżka, a jego cel to opracowanie i wdrożenie do produkcji zintegrowanego typoszeregu innowacyjnych pomp i miniturbin bazujących na wspólnych, produkowanych seryjnie podzespołach. Ma to zapewnić dużą dostępność miniturbin i ich relatywnie niską cenę, w porównaniu do turbin projektowanych i produkowanych indywidulanie.

Realizacja projektu obejmuje opracowanie nowego, wysokosprawnego typoszeregu 12 pomp oraz miniturbin ze specjalnie zaprojektowanymi wirnikami typu Francisa wraz z kierownicami o następujących parametrach w pracy turbinowej: przełyk Q wynoszący od 100 do 1000 m³/h (0,0278 – 0,278 m³/s) oraz spad H od 10 do 60 m. Projekt obejmuje również analizy pracy pomp w ruchu turbinowym (PAT) poprzez badania doświadczalne i symulacje numeryczne Computational Fluid Dynamics (CFD). Prowadzone badania PAT na Stacji Prób Pomp (SPP) stanowią tło do projektów miniturbin, w których – ze względu na małe rozmiary maszyn i niski przełyk – wykorzystanie standardowych algorytmów obliczeniowych turbin Francisa nastręcza dużo trudności.

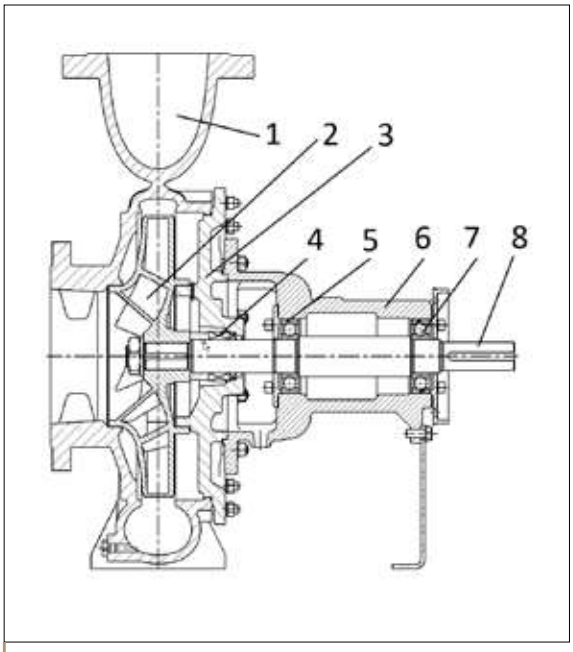
Obiekt i cel badań

Przedmiotem badań jest pompa o kinematycznym wyróżniku szybkobieżności n_q ~= 27, pracująca w ruchu pompowym i turbinowym. To nowo projektowana pompa odśrodkowa o układzie konsolowym, o wymiarach zgodnych z normą PN-EN 733 – wielkość 150-400, nominalna szybkość obrotowa n = 1475 1/min. Parametry energetyczne w punkcie optymalnym dla pracy jako PAP: Q_{opt} = 500 m³/h; H_{opt} = 52,4 m; η_{opt} = 82,6% i Pw_{opt} = 86 kW.

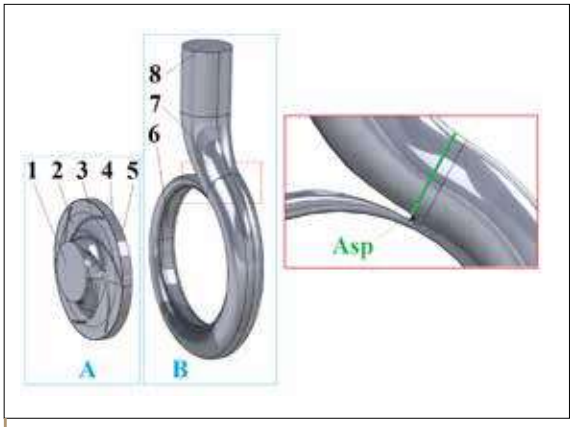
Przeprowadzone badania miały na celu rozpoznanie oraz przedstawienie zjawisk przepływowych podczas pracy pompy w ruchu pompowym (PAP)

Projekt jest współfinansowany ze środków Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego w ramach Programu Operacyjnego Inteligentny Rozwój 2014-2020

i turbinowym (PAT). Uzyskane wyniki zestawiano jako porównanie wizualizacji przepływu, dla tych samych względnych natężeń przepływu (Q/Q_{opt}). W trakcie prowadzenia analiz szczególnie zwrócono uwagę na miejsca występowania niekorzystnych przemian energii, gwałtownych zmian prędkości, stref recyrkulacji i strat przepływu, które pogarszają parametry energetyczne maszyny. Efektem końcowym ww. etapu prac było wyznaczenie i zwalidowanie (wstępne dla pracy w trybie turbinowym) charakterystyk energetycznych rozpatrywanej pompy działającej w obu trybach pracy. Uproszczony przekrój zaprojektowanej pompy 150-400 pokazano na rysunku 1.



RYS. 1
Pompa 150-400
1 – Korpus spirali, 2 – Wirnik, 3 – Korpus uszczelnienia,
4 – Uszczelnienie mechaniczne,
5 – Łożysko PN, 6 – Korpus łożyskowy, 7 – Łożysko N, 8 – Wał



RYS. 2
Budowa modelu numerycznego
1 – Wylot/wlot do wirnika – ciśnienie/masowe natężenie przepływu, 2 – Tarcza przednia wirnika – ściana (R),
3 – Łopatki wirnika – ściana (R), 4 – Połączenie wirnika ze spiralą – połączenie, 5 – Tarcza tylna wirnika – ściana (R),
6 – Połączenie spirali z wirnikiem – połączenie,
7 – Powierzchnia wewnętrzna spirali – ściana,
8 – Wlot/wylot ze spirali – masowe natężenie przepływu/ciśnienie, Asp – Pole kontrolne spirali

Model numeryczny i zakres badań CFD

Model numeryczny pompy pracującej w ruchu pompowym i turbinowym zbudowany jest z dwóch brył: wirnik A i spirala B. Typy poszczególnych warunków brzegowych dla wybranych ścian obu brył wynikają z rysunku 2 i umieszczonego pod nim podpisu. Ściany obracające się oznaczono jako (R). Oznaczono również przekrój spirali w przestrzeni nad językiem (Asp), w którym prędkość (c_{sp}) jest jednym z głównych parametrów projektowych pomp decydujących o położeniu punktu optymalnej wydajności.

Obliczenia prowadzono za pomocą komercyjnego kodu obliczeniowego Ansys CFD Ultimate. Model dyskretny zbudowany był z elementów czworo- i pięciościennych. Symulacje realizowano w stanie ustalonym przepływu, wykorzystując RANS (równania Naviera-Stokesa w uśrednieniu Reynoldsa). Algorytm obliczeniowy, po uaktualnieniu danych dotyczących właściwości płynu, w pierwszej kolejności obliczał w sposób sprzężony poszczególne składowe równania pędu i ciągłości bazujące na ciśnieniu, a następnie pozostałe wielkości skalarne (np. intensywności turbulencji). Obliczenia zatrzymywano po ustabilizowaniu się na wymaganym poziomie wartości ciśnienia i momentu na poszczególnych powierzchniach kontrolnych.

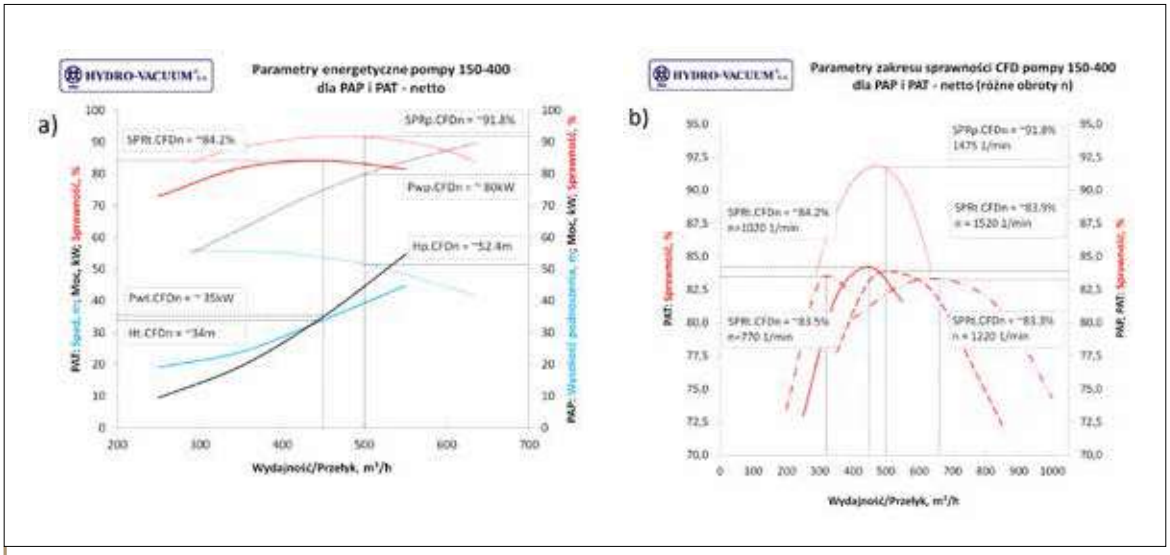
> Zgodnie z zasadą ciągłości strumienia cieczy w rozpatrywanych kanałach międzyłopatkowych, wzrostowi wydajności towarzyszy wzrost prędkości i jest to naturalne

Symulacje numeryczne prowadzono dla dwóch trybów pracy: ruch pompowy (PAP) i ruch turbinowy (PAT).

Tryb pompowy przeliczono dla prędkości obrotowej n = 1475 1/min dla sześciu wydajności Q = 290, 360, 405, 440, 520 i 635 m^3/h. Zakres symulacji dla trybu pracy pompy w ruchu turbinowym zawierał cztery różne szybkości obrotowe (n) zespołu wirującego w zakresie przełyku od 200 do 1000 m^3/h. Dobór szybkości obrotowej zespołu wirującego PAT podyktowany był uzyskaniem relatywnie wzajemnie bliskiego położenia wydajności dla pracy pompy i przełyku dla pracy turbiny, przy zachowaniu ogólnie dostępnych, przyjętych obrotów znamionowych produkowanych silników 4, 6 i ośmiobiegunowych. Rozszerzenie symulacji numerycznych na większy zakres szybkości

TAB. 1
Zakres badań pracy pompy PAP i PAT

r. pompowy (PAP)	r. turbinowy (PAT)			
n = 1475 1/min	n = 770 1/min	n = 1020 1/min	n = 1220 1/min	n = 1520 1/min
Q; m³/h				
290, 360, 405, 440, 520, 635	200, 300, 400	250, 350, 450, 550	350, 450, 550, 650, 750, 850	400, 550, 700, 850, 1000



RYS. 3
Charakterystyki energetyczne uzyskane na drodze symulacji numerycznych CFD:
a) charakterystyki energetyczne dla PAP (n = 1475 1/min) i PAT (n = 1020 1/min)
b) charakterystyki w zakresie najwyższych sprawności dla różnych obrotów PAP i PAT

obrotowych realizowano w celach poznawczych. W tabeli 1 przedstawiono przeprowadzony zakres badań numerycznych dla obu trybów pracy.

Wyniki symulacji CFD

Na podstawie przeprowadzonych symulacji numerycznych PAP i PAT uzyskano wyniki ilościowe w postaci krzywych charakterystyk energetycznych, pokazane na rysunku 3. Przedstawione wyniki CFD nie uwzględniają strat tarcia tarcz wirujących, strat mechanicznych oraz wolumetrycznych, tj. przedstawiają wynik netto. Kolorem niebieskim oznaczono wydajność/spad, czarnym moc pobieraną/uzyskaną, a czerwonym sprawność. Wszystkie krzywe (rys. 3a i 3b) dotyczą wyników symulacji numerycznych CFD.

TAB. 2
Zakres natężeń przepływu PAP i PAT

PAP, n = 1475 1/min	PAT, n = 1020 1/min	Q/Q_{opt}
Q, m³/h	Q, m³/h	-
290	250	~0,55
405	350	~0,77
520	450	~1
635	550	~1,2

Na rys. 3b przedstawiono natomiast wyniki symulacji CFD dla PAP i PAT; dotyczą one wyłącznie sprawności hydraulicznych netto (SPRtp.CFDn).

Analiza wykresu (rys. 3a) wskazuje na dwa istotne zagadnienia. Pierwsze dotyczy sprawności w dwóch rodzajach ruchu. Otóż pompa pracująca jako PAP z silnikiem czterobiegunowym (4p) ma większą sprawność niż ten sam hydrozespół pracujący jako PAT z silnikiem sześciobiegunowym (6p).

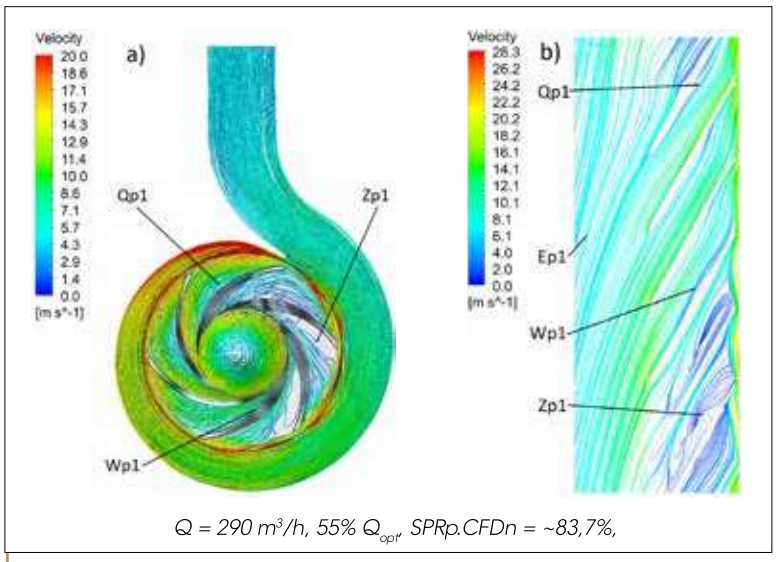
Zagadnienie drugie dotyczy punktu uzyskania przepływu optymalnego dla obu typów pracy. Dla pracy PAP zakres najwyższych sprawności zawiera się w przedziale Q_{opt} = ~480÷520 m³/h. Dla pracy PAT, aby uzyskać relatywnie najwyższą sprawność oraz wydajność PAP, zakładając użycie seryjnie produkowanego silnika o normalnej szybkości obrotowej, należy dobrać maszynę 6p. Uzyskany dla tej szybkości obrotowej n przełyk PAT wynosi Q_{opt} = ~450 m³/h.

W celach poznawczych, dotyczących możliwości uzyskania najwyższych sprawności na potrzeby regulacji pracy PAT, na wykresie (rys. 3b) poglądowo przedstawiono charakterystyki sprawności netto dla PAP przy n = 1475 1/min oraz dla PAT przy n = 770, 1020, 1220 i 1520 1/min. Dla ich najwyższych wartości (*SPRt.CFDn* ~= 80%) wstępnie szacowany obliczeniowo zakres zmiany przełyku w funkcji obrotów zawiera się w przedziale Q = 260÷870 m³/h.

Z punktu widzenia przedstawianych rezultatów, w niniejszym artykule najistotniejszymi są wyniki dla PAP przy szybkości obrotowej n = 1475 1/min (silnik 4p) oraz dla PAT przy n = 1020 1/min (silnik 6p). Porównanie struktur przepływu dobrano tak, aby uzyskać możliwie taką samą lub najbliższą wartość względną przepływu Q/Q_{opt} dla odpowiadających sobie trybów pracy.

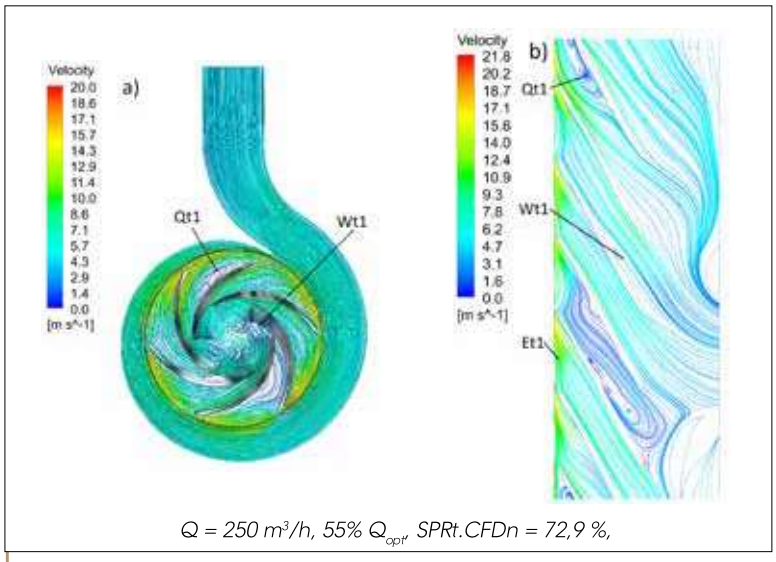
Zestawione wyniki w tabeli 2 zilustrowano dla tych samych względnych natężeń przepływu Q/Q_{opt} i odpowiadających sobie trybów pracy maszyny.

Uzyskane wyniki symulacji CFD analizowano również jakościowo. Na wizualizacjach pokazanych na rysunkach (rys. 4 i 5) modele obliczeniowe przedstawiono: widok tarczy przedniej (rys. 4a, rys. 5a) oraz rozwinięcia palisady łopatkowej wirnika (rys. 4b, rys. 5b). Wyniki ilustrują trajektorie cząstek cieczy, na które naniesiono prędkości jej przepływu. Przedstawione pola prędkości przedstawiają przepływ względny o natężeniu 0,55 Q/Q_{opt} (55% Q_{opt}) w dwóch rodzajach pracy. Użytkowanie pomp wirowych z takim poziomem wydajności jest zaliczane do pracy w głębokiej regulacji. Punkt pracy pompy jest daleki od punktu najwyższej sprawności. W kanałach międzyłopatkowych wirnika zaobserwować można przestrzenie, w których ciecz nie wykazuje akceptowalnego poziomu uwarstwienia linii przepływu. Zjawiska te występują po obu stronach łopatki: czynnej (Qp1) i biernej (Wp1). Dodatkowo zaobserwować można, że część kanałów międzyłopatkowych w ogóle nie pracuje poprawnie (Zp1).



Q = 290 m³/h, 55% Q_{opt}, SPRp.CFDn = ~83,7%,

RYS. 4
Trajektorie cząstek cieczy oraz rozwinięcia palisady łopatkowej wirnika w pompie w ruchu: pompowym (PAP), n = 1475 1/min, 55% Q_{opt}



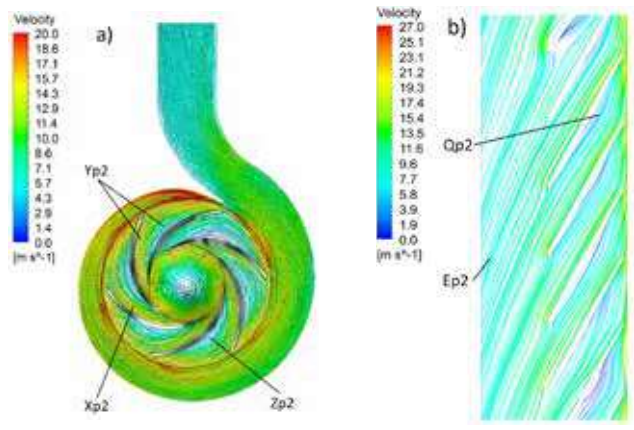
Q = 250 m³/h, 55% Q_{opt}, SPRt.CFDn = 72,9 %,

RYS. 5
Trajektorie cząstek cieczy oraz rozwinięcia palisady łopatkowej wirnika w pompie w ruchu: turbinowym (PAT), n = 1020 1/min, 55% Q_{opt}

Pojawienie się dużych obszarów zastoju (Zp1) wynika również z ograniczeń prowadzonych obliczeń numerycznych dla takiej wydajności, jednakże sam charakter i powstałe zaburzenia uzasadniają spadek sprawności oraz relatywnie niestabilną pracę pompy zaobserwowaną podczas badań na (SPP). Analiza odwzorowania rozwinięcia palisady łopatkowej wirnika potwierdza występowanie przestrzeni (Qp1) i (Wp1). Dodatkowo uwydatnia niewłaściwy kąt dopływającego strumienia cieczy (Ep1) do palisady łopatkowej wirnika. Pomimo tego, dla pompy pracującej jako pompa (PAP) przepływ w spirali charakteryzuje się względnie dobrym uwarstwieniem torów przepływających cząstek.

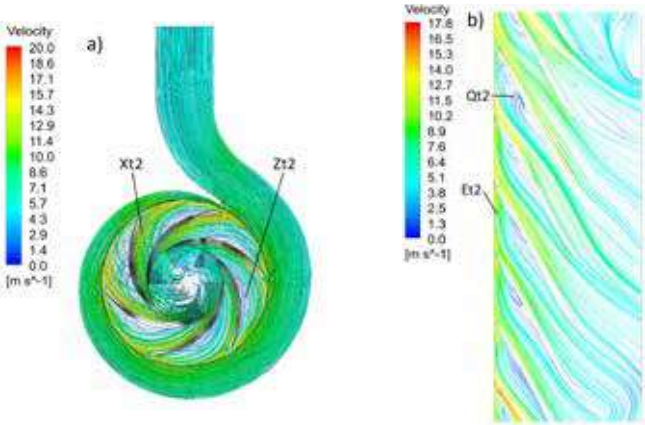
Ciecz przepływająca przez komorę spiralną maszyny (PAT) dobrze przylega do jej ścian i nie odnotowuje się poważnych anomalii w przepływie. Analizując przepływ w kanałach międzyłopatkowych wirnika obserwuje się zaburzenia po stronie czynnej łopatki (Qt1) i biernej (Wt1). Przepływ jest wysoce nieuporządkowany z lokalnie występującymi zaburzeniami oraz występują, podobnie jak dla (PAP), charakterystyczne dla tak małego przełyku, obszary stagnacji w kanałach międzyłopatkowych wirnika. Grafiki ilustrujące rozwinięcie palisady łopatkowej wirnika w pracy (PAT) wyraźnie wskazują również na zbyt mały kąt dopływu cieczy do palisady łopatkowej (Et1). Strumień cieczy fragmentarycznie faluje i nierównomiernie przylega do profilu łopatki po stronie czynnej (Qt1) i biernej (Wt1). Powstała nierównomierność uwarstwienia i falowania strumienia przepływu odnotowana jest, zależnie od łopatki, na każdym jej odcinku długości. Podpisy grafik (PAP i PAT) zawierają również, uzyskane na drodze obliczeń numerycznych CFD, wartości sprawności hydraulicznych netto i ilustrują, jak istotna dla parametrów energetycznych maszyny jest jakość przepływu.

Zwiększenie wydajności do 0,77 Q_{opt} (77% Q_{opt}, rys. 6 i rys. 7) spowodowało przesunięcie punktu pracy do zalecanego obszaru parametrów ruchowych (PAP). Przepływ w spirali nie ulega pogorszeniu, natomiast struktura przepływu w przestrzeniach międzyłopatkowych wirnika charakteryzuje się lepszym uporządkowaniem i uwarstwieniem przepływu niż dla 55% Q_{opt}. Mimo że wzrost wydajności spowodował lepsze wypełnienie i uwarstwienie strumienia przepływu w jego



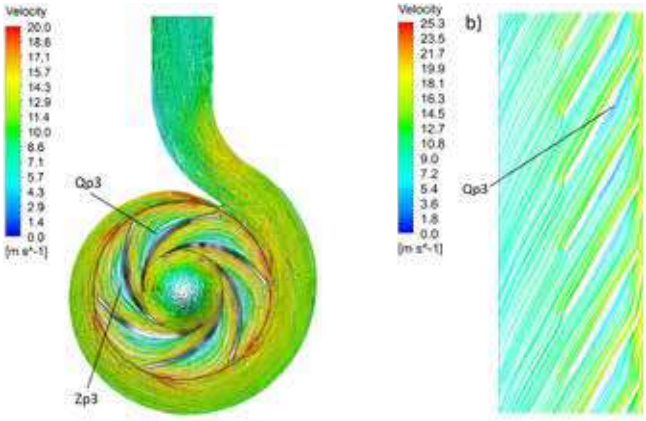
Q = 405 m³/h, 77% Q_{opt}, SPRp.CFDn = ~90,9 %

RYS. 6
Trajektorie cząstek cieczy oraz rozwinięcia palisady łopatkowej wirnika w pompie w ruchu: pompowym (PAP), n = 1475 1/min, 77% Q_{opt}



Q = 350 m³/h, 77% Q_{opt}, SPRt.CFDn = ~82,0 %

RYS. 7
Trajektorie cząstek cieczy oraz rozwinięcia palisady łopatkowej wirnika w pompie w ruchu: turbinowym (PAT), n = 1020 1/min, 77% Q_{opt}



Q = 520 m³/h (Q/Q_{opt} =~ 1), SPRp.CFDn = ~91,8 %

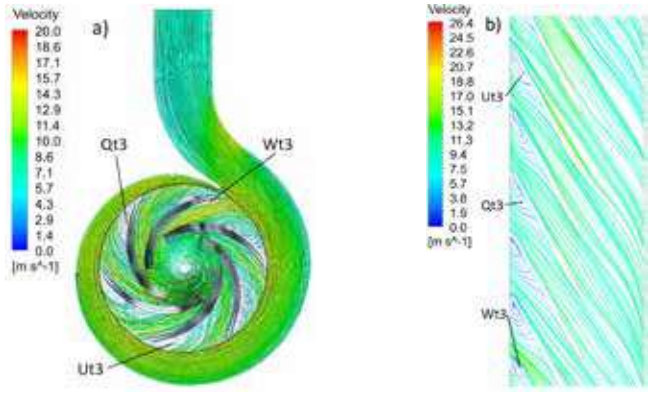
RYS. 8
Trajektorie cząstek cieczy oraz rozwinięcia palisady łopatkowej wirnika w pompie w ruchu: pompowym (PAP), n = 1475 1/min, 100% Q_{opt}

kanałach międzyłopatkowych (Xp2), nadal odnotowuje się dużą zmienność prędkości przepływu (prędkości względne w zakresie w = 4÷15 m/s, Yp2). Przestrzenie występowania najmniejszych wartości prędkości przepływu (w =~4÷6 m/s, Zp2) są znacznie mniejsze aniżeli dla 55% Q_{opt}. Kąt dopływu cieczy (Ep2) jest dość bliski optymalnemu. Martwe strefy występują głównie po stronie czynnej łopatki (Qp2). W przypadku pracy (PAT) spirala pracuje raczej poprawnie, a wzrost prędkości przepływu poprawił uwarstwienie strumieni w kanałach międzyłopatkowych (Xt2) w wirniku. Przestrzenie, w których pojawiały się zaburzenia przepływu w 55% Q_{opt} dla 77% Q_{opt} nadal występują, jednakże są mniejsze (Zt2). Pomimo występowania stref recyrkulacji praca wirnika w 77% Q_{opt} jest lepsza niż dla 55% Q_{opt}. Pola prędkości na rozwinięciu palisady łopatkowej wskazują, że główne anomalie zdarzają się po stronie czynnej łopatki (Qt2) oraz ze zmniejszonym kątem dopływu (Et2).

Dla PAP przy wydajności Q_{opt} (rys. 8 i rys. 9) przepływ w spirali i wirniku jest relatywnie najlepszy. Mimo małego wyróżnika szybkobieżności n_q nie odnotowuje się stref martwych po biernej stronie łopatki wirnika. Rozwinięcie kaskady łopatek potwierdza, że nie zlikwidowano całkowicie lokalnych stref recyrkulacji (Zp3) po stronie czynnej łopatki (Qp3), jednakże wyraźnie je zmniejszono.

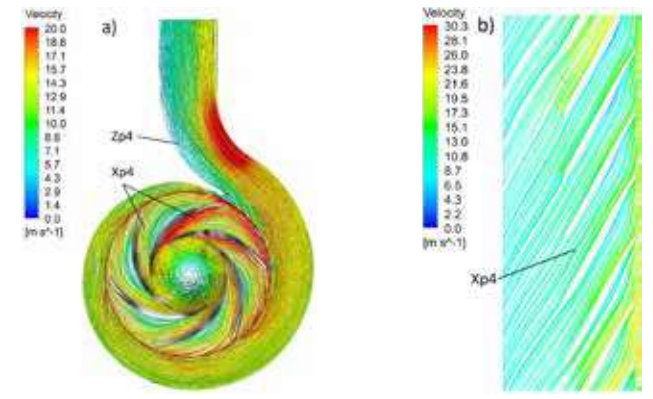
Co ciekawe, dla pracy PAT w Q_{opt}, mimo że spirala pracuje stosunkowo poprawnie, to obserwując przestrzenne trajektorie cząstek przepływu w wirniku zauważa się, że przepływ w kanałach międzyłopatkowych jest gorszy niż w 77% Q_{opt}. Odnotowuje się prądy powrotne po stronie czynnej (Qt3), biernej (Wt3) oraz wyróżnia się utworzenie spiralnego kształtem strumienia w przestrzeniach, gdzie są najmniejsze wartości prędkości cieczy (Ut3). Spiralnego kształtem zaburzenia przepływu nie odnotowano dla 77% Q_{opt}. Mapy torów cząstek na odwzorowaniu palisady łopatkowej wskazują na występowanie (Qt3) i (Wt3) oraz wykazują powstawanie pierścieni, które są rzutem spiralnego toru cząstek wody (Ut3) na analizowaną powierzchnię. Zestawiając przepływy dla pracy (PAP i PAT) zauważa się wyraźne różnice w jakości przepływu cieczy w wirniku na korzyść pracy (PAP). Zaobserwowane różnice w przepływie znajdują odzwierciedlenie w różnicach uzyskiwanej sprawności pompy. Dla pracy (PAP) wynosząc *SPRp.CFDn* =~91,3% a (PAT) znacznie mniej, gdyż *SPRt.CFDn* = ~84,2%.

Zmiana przepływu do przyjętej granicznie wartości 1,2 Q_{opt} (120% Q_{opt}, rys. 10 i rys. 11), wynikającej z raczej standardowego doboru parametrów pracy pochodzącej z regulacji spowodowała, że uwarstwienie strumienia przepływającego przez wirnik (praca PAP) dla takiego n_q jest akceptowalne (Xp4). Zgodnie z zasadą ciągłości strumienia cieczy w rozpatrywanych kanałach międzyłopatkowych, wzrostowi wydajności towarzyszy wzrost prędkości i jest to naturalne. Ponadto, mimo że w rozpatrywanym zakresie wydajności jakość przepływu w przestrzennym dyfuzorze spirali



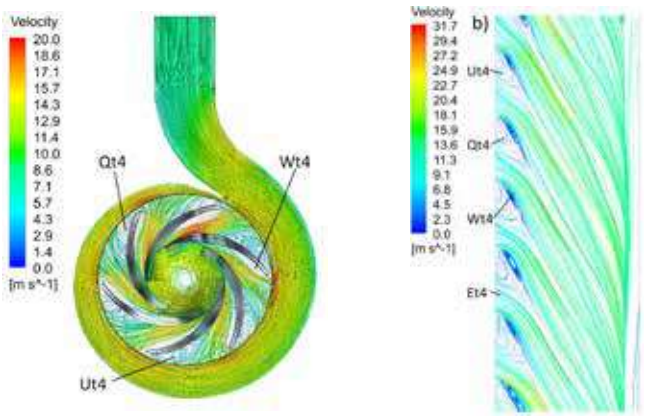
Q = 450 m³/h (Q/Q$_{opt}$ =~ 1), SPRt.CFDn = ~84,2%

RYS. 9
Trajektorie cząstek cieczy oraz rozwinięcia palisady łopatkowej wirnika w pompie w ruchu: turbinowym (PAT), n = 1020 1/min, 100% Q_{opt}



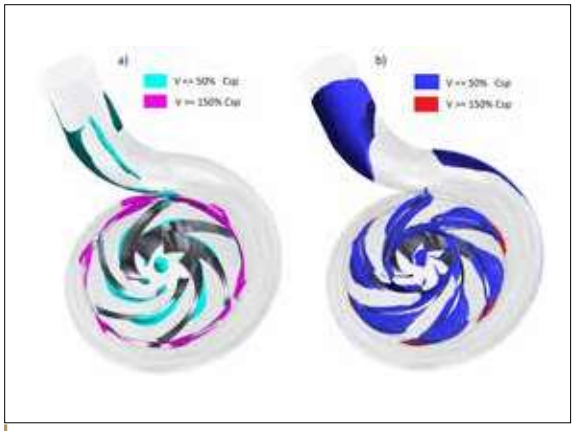
Q = 635 m³/h, 120% Q$_{opt}$, SPRp.CFDn = ~83,9%

RYS. 10
Trajektorie cząstek cieczy oraz rozwinięcia palisady łopatkowej wirnika w pompie w ruchu: pompowym (PAP), n = 1475 1/min, 120% Q_{opt}



Q = 550 m³/h 120% Q$_{opt}$, SPRt.CFDn = ~81,6 %

RYS. 11
Trajektorie cząstek cieczy oraz rozwinięcia palisady łopatkowej wirnika w pompie w ruchu: turbinowym (PAT), n = 1020 1/min, 120% Q_{opt}



RYS. 12
Przestrzenie prędkości, a) praca PAP, b) praca PAT

w tym punkcie jest najgorsza, co uzasadnia powstawanie oderwania w strefie (Zp4), można uznać ją, w kontekście regulacji pracy pompy, za akceptowalną. Pole prędkości na odwzorowaniu palisady łopatkowej wykazuje dobry przepływ.

Zupełnie inaczej i znacznie gorzej wygląda przepływ w wirniku dla 120% Q_{opt} w pracy PAT. Ciecz dopływa pod zbyt dużym kątem do palisady łopatkowej wirnika (Et4). Strumień pompowanej wody uderza w krawędź wlotową łopatki i tworzy, zaobserwowany dla Q_{opt}, jeszcze większy spiralny kształtem prąd powrotny (Ut4), generując jeszcze większe strefy Qt4 i Wt4. Przepływ w spirali wykazuje silne zróżnicowane prędkości przepływu. Sprawność pompy w pracy PAT, w stosunku do Q_{opt}, spadła z wartości SPRp.CFDn =~83,9% do SPRt.CFDn =~81,6%.

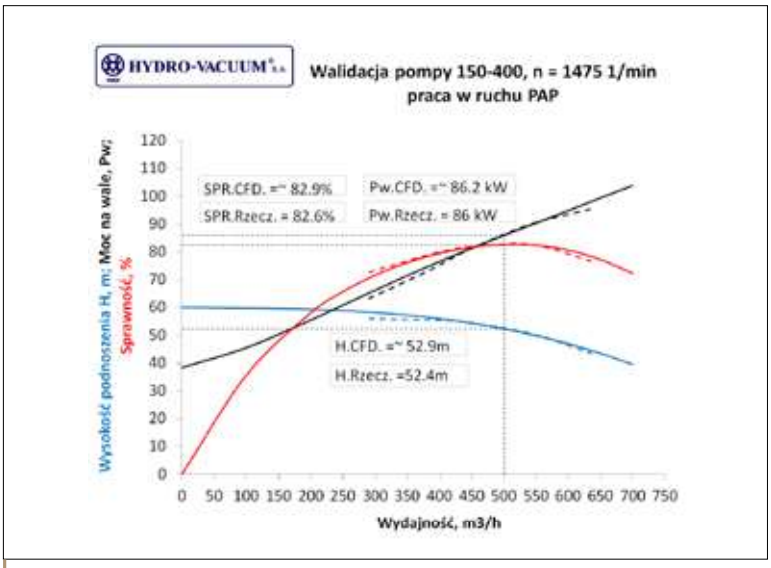
Wykazane różnice przedstawionych stref recyrkulacji i dużej zmienności pola prędkości w pracy PAP i PAT wpływają na sprawność maszyny. W związku z powyższym, określono jaki wpływ mają przestrzenie pól, gdzie prędkość płynięcia cieczy jest zbyt duża lub zbyt mała. Na rysunku 12 przedstawiono wizualizacje przedstawiające miejsca, gdzie kolorami oznaczono strefy wystąpień określonych zjawisk fizycznych.

Ocenie podlegały przestrzenie, które wg badaczy negatywnie wpływają na sprawność na skutek wysokiej prędkości przepływu (kolor różowy dla pracy PAP i czerwony dla PAT) powodującej duży wzrost oporów w elemencie odprowadzenia i doprowadzenia cieczy do wirnika. W celu wyznaczenia wartości krytycznych dla danego modelu obliczeniowego PAP i PAT zdecydowano, że punkt graniczny będzie stanowić 150% wartości prędkości C_{sp}, ale przyjętej dla pompy pracującej w projektowym punkcie optymalnym dla szybkości obrotowej n = 1475 1/min. Przy pracy PAP objętości te wynoszą 0,55% całkowitej objętości rozpatrywanego modelu, natomiast dla pracy PAT – tylko 0,06%. Obie wartości są bardzo małe i nie odgrywają kluczowej roli przy wielkościowym kryterium oceny.

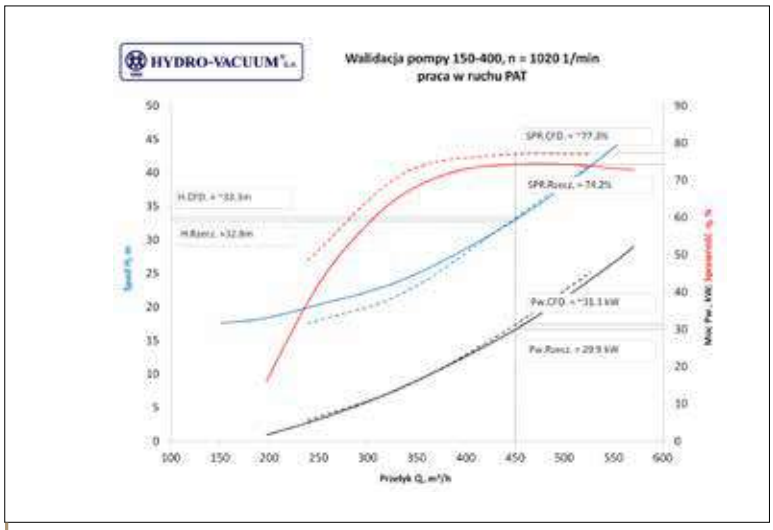
Ponadto, kolorem jasnoniebieskim (dla pracy PAP) i ciemnoniebieskim (dla pracy PAT) wskazano obszary,

w których względna prędkość przepływu[1] jest mniejsza niż 50% prędkości przepływu w przekroju Asp. Zakłada się, że miejsca te, traktowane jako strefy stagnacji, ze względu na lokalnie intensywną dysypację energii pracują niekorzystnie i obniżają parametry maszyny. Dla pracy jako PAP przestrzenie te wynoszą 1,2%, a dla PAT znacznie więcej, tj. 4,7%. Ocenia się, że występowanie przestrzeni ze zbyt małymi prędkościami (strefy stagnacji) jest jednym z powodów uzyskania mniejszej sprawności dla pracy PAT w stosunku do pracy PAP.

Należy jednak nadmienić, że wielkość przestrzeni ze zmniejszoną prędkością może wynikać ze sposobu i prędkości dopływu cieczy do palisady łopatkowej wirnika. Uderzenie napływającego strumienia cieczy o krawędź wlotową łopatki powoduje zmiany w dynamice przepływu powodując, że czynnik nie może opływać profilu łopatki, generując odcięte przestrzenie, które tworzą strefy z recyrkulacjami.



RYS. 13
Walidacja modelu numerycznego pompy pracującej jako PAP



RYS. 14
Walidacja modelu numerycznego pompy pracującej jako PAT

Ze względu na niedomknięty układ równań Naviera-Stokesa (wykorzystywanego w symulacjach numerycznych przepływu CFD), stosowanie modeli turbulencji oraz innych uproszczeń, wymaga się, aby ww. wyniki potwierdzić z wynikami uzyskanymi na podstawie badań doświadczalnych. Na rysunku 13 przedstawiono charakterystyki energetyczne rozpatrywanej pompy pracującej w trybie PAP a na rysunku 14 w trybie PAT. Krzywe oznaczono jak wcześniej, przy czym liniami ciągłymi przedstawiono wyniki badań doświadczalnych osiągnięte na stanowisku badawczym Stacji Prób Pomp.

Z uwagi na to, że wirnik analizowany w badaniach numerycznych pompy pracującej jako PAP i PAT miał średnicę krawędzi łopatek mniejszą o ~4,3% niż ten zastosowany w badaniach doświadczalnych, uzyskane parametry przeliczono do jednakowej wartości. Badania CFD nie uwzględniały strat tarcia tarcz wirujących, strat mechanicznych oraz wolumetrycznych i nie były one szczegółowo i jednostkowo wyznaczane podczas badań doświadczalnych. W związku z powyższym, do walidacji PAP założono stałą wartość wzrostu poboru mocy wynoszącą 8,5 kW, która z założenia uwzględniała wymienione wyżej straty (bez strat wolumetrycznych). Wartość tę wyznaczono na podstawie doświadczenia autorów i badań innych, podobnych typem, pomp wirowych. Przeliczone wg przyjętego kryterium wyniki ilustrują zadowalającą zgodność symulacji numerycznych CFD z przeprowadzonymi badaniami na Stacji Prób Pomp producenta.

Mając na uwadze zastosowane korekty, dla pracy PAT, osiągnięto relatywnie dobrą zgodność spadu (pomiędzy wynikami uzyskanymi na podstawie CFD oraz badań doświadczalnych) w punkcie optymalnym wynoszącą mniej niż ΔH =~ 4%. Aby móc porównać moc uzyskaną na drodze symulacji numerycznych CFD oraz badań doświadczalnych dla PAT przyjęto, że straty mocy, przy założeniu jednakowej szybkości obrotowej PAP i PAT będą na tym samym poziomie. Natomiast uwzględniając mniejszą szybkość obrotową pracy PAT, w odniesieniu do wytycznych podanych w literaturze [5], korekta mocy – wynikająca głównie ze zmiany strat tarcia tarcz wirujących – wynosiła 2,8 kW. Ostatecznie uzyskana na podstawie symulacji CFD krzywa dla mocy PAT zbliżyła się do krzywej doświadczalnej, tym samym konsekwentnie wykazując odchylenia krzywych sprawności. Z uwagi na wykazane rozbieżności krzywych energetycznych uzyskanych na drodze symulacji numerycznych i badań doświadczalnych pracy PAT, wyznaczanie jednostkowych i dokładnych strat, dla precyzyjniejszego określenia mocy i sprawności, to temat dalszych prac badawczych.

***

Wyniki obliczeń CFD dla pracy PAP, z uwzględnieniem strat mechanicznych i strat tarcia tarcz wirujących

wykazują bardzo dobrą zgodność z wynikami uzyskanymi podczas badań na Stacji Prób Pomp. Dla pracy PAT rozbieżność spadu jest bardzo mała, natomiast ocena strat i mocy traconej pozostaje w fazie dalszych analiz.

Kształt uzyskanych charakterystyk oraz uzyskany na drodze obliczeń numerycznych i badań doświadczalnych punkt optymalny pompy pracującej w ruchu pompowym (PAP) i turbinowym (PAT) wskazują, że rozpoznanie zjawisk hydrodynamicznych jest poprawne oraz umożliwia ocenę parametrów i struktury przepływu pracującego hydrozespołu.

Praca PAT wykazuje niższe sprawności niż praca PAP dla każdej ze zbadanych szybkości obrotowych. Ma to odzwierciedlenie w porównaniu wyników charakteru przepływu i w wielkości wyznaczonych stref stagnacji w kanałach hydraulicznych dla obu trybów pracy oraz ich potwierdzenie przez wyznaczone charakterystyki energetyczne działających maszyn.

Przypis

[1] Prędkość względna – oznacza prędkość przypisaną do danej bryły wodnej; w wirniku to „w" a spirali to „c".

Literatura

[1] A. Łojek, Z. Stankiewicz. Zapotrzebowanie na odzysk energii traconej wskutek dławienia przepływu w różnych procesach technologicznych. Sprawozdanie IMP nr 151/93, Gdańsk 1993.

[2] A. Stepanoff. Centrifugal and Axial Flow Pumps, New York, USA: John Wiley, 1957.

[3] H. M. Ramos, A. Borga, M. Simão. New design solutions for low-power energy production in water pipe systems, Water Science and Engineering, 2009.

[4] H. Nautiyal, Varum, A. Kumar, S. Yadav, Experimental Investigation of Centrifugal Pump Working as Turbine for Small Hydropower Systems, Energy Science and Technology, Vol.1 No.1, 2011.

[5] J. F. Gülich, Centrifugal Pumps, Springer, 2012.

[6] J. M. Chapallaz, P. Eichenberger and G. Fischer, Manual on Pumps Used as Turbines. Volume11, Deutsches Zentrum fur Entwicklungstechnologien GATE, 1992.

[7] J. Steller, A. Adamkowski, Z. Stankiewicz, A. Łojek, J. Rduch, M. Zarzycki, Pumps as Turbines for hydraulic energy recovery and small hydropower purposes in Poland, IMP PAN, TREN/07/FP6EN/S07.74894/038539, 2008.

[8] J. Szymczyk, Zastosowane pomp do pracy turbinowej, Pompy i pompownie, 1/2022

[9] K. Steller. Pompy wirowe jako turbiny wodne. IMP PAN, nr 297(1262), Gdańsk 1990.

[10] K. Steller, A. Łojek, Z. Reyman. Sprawozdanie z badań laboratoryjnych niskociśnieniowej pompy wirowej odśrodkowej, jednostopniowej, typu PJM. Sprawozdanie IMP nr 173 /92, Gdańsk 1992.

[11] K. Steller, A. Łojek. Przegląd procesów technologicznych, w których do odzysku energii traconej wskutek dławienia cieczy przepływu lub zrzutów cieczy, przewiduje się stosowanie pomp wirowych w ruchu turbino¬wym lub klasycznych turbin wodnych. Sprawozdanie IMP nr 172 /92, Gdańsk 1992.

[12] M. Birma et all. Investigation on pump as turbine (PAT) selection and performance prediction for micro hydropower schemes: A review, International Symp. Of Cavitation and multiphase flow, China, October 22-25, 2016

[13] M. Stefanizzi, M. Torresi, B. Fortunato, S. M. Camporeale, Experimental Investigation and performance prediction modeling of a single stage centrifugal pump operating as turbine, Elsevier, Energy Procedia 126, 2017.

[14] M. Zarzycki, J. Rduch. Pompy wirowe w ruchu turbinowym, Pompy i pompownie, nr 9 (47), 1996, 32-36.

[15] M. Zarzycki, J. Rduch. Odzysk energii hydraulicznej w układach technologicznych, Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, seria Energetyka, zeszyt 127, Gliwice 1996.

[16] S. Childs. Convert pumps to turbines and recover HP. Hydro Carbon Process. Pet. Refin, no. 41, p. 173–174, 1962.

[17] Si Huang, Q. Guangqi, S. Xianghui, J. Chen, W. Zou, Performance prediction of a centrifugal pump as turbine using rotor-volute matching principle, Renevable Energy, RENE 8552, 2017.

[18] V. Sanjay, Jain, Rajesh N. Patel. Investigations on pump running in turbine mode: A review of the state-of-the--art., Renewable and Sustainable Energy Reviews 30 (2014) 841–868

[19] W. Lorenz, M. Janczak, Analiza pracy pompy w ruchu turbinowym, Pompy Pompownie 2/2022. ■

KOMENTARZ DO ARTYKUŁU

W wodnych instalacjach komunalnych (np. sieci wodociągowe, oczyszczalnie ścieków) i w niektórych instalacjach przemysłowych dochodzi niejednokrotnie do technologicznie wymuszonego rozpraszania energii płynącej cieczy. Zjawisko to występuje zarówno w węzłach redukcji ciśnienia, jak i na zrzutach cieczy do zbiorników ze zwierciadłem swobodnym. Odzysk traconej w tych miejscach energii cieszy się od lat rosnącym zainteresowaniem.

Budowa małej rekuperacyjnej elektrowni wodnej uchodzi za inwestycję niskonakładową z uwagi na brak lub znikomy udział prac budowlanych. Wśród niezbędnych kosztów należy jednak wymienić cenę samego hydrozespołu, jak i szeregu dodatkowych elementów zapewniających nie tylko zadowalający uzysk energii elektrycznej, ale i bezpieczną, niezawodną pracę całej instalacji.

W przypadku niewielkich mocy instalowanych, np. poniżej 100 kW, zastosowanie hydrozespołu z klasyczną turbiną wodną może odcisnąć się niekorzystnie na stronie ekonomicznej całego przedsięwzięcia. Dlatego od końca lat 70. ubiegłego stulecia obserwuje się rosnące zainteresowanie wykorzystaniem pomp w ruchu turbinowym (PAT). W takich zastosowaniach szansę rozszerzenia rynku upatruje między innymi firma KSB AG, która od lat oferuje typoszeregi pomp przystosowanych do pracy turbinowej. W tym samym kierunku zorientowane są też i prace badawczo-rozwojowe prowadzone przez firmę Hydro-Vacuum wspólnie z zespołem badawczym z Politechniki Wrocławskiej. W pracach zmierzających do budowy typoszeregu maszyn hydraulicznych charakteryzujących się dobrymi własnościami w obu kierunkach ruchu, autorzy artykułu posługują się intensywnie metodami CFD.

Opracowany przez nich artykuł zawiera pouczającą interpretację zaobserwowanych przy tej okazji zjawisk hydraulicznych, które mają bezpośredni wpływ na charakterystyki energetyczne PAT. Wyniki obliczeń wskazują dużą zgodność z wynikami badań laboratoryjnych, a relacje między parametrami w ruchu pompowym i turbinowym są zgodne z danymi statystycznymi znanymi z literatury przedmiotu. Zachęcam do tej ciekawej lektury.

dr hab. Janusz Steller
Ośrodek Hydrodynamiki Instytutu Maszyn Przepływowych im. Roberta Szewalskiego Polskiej Akademii Nauk