

# KONSTRUKCJE MINITURBIN THV I ICH PRZEWAGI NAD POMPAMI W RUCHU TURBINOWYM PAT

dr inż. Witold Lorenz, dr inż. Marcin Janczak

Dział Badawczo-Rozwojowy Hydro-Vacuum S.A.

Miniturbiny THV mogą pracować jako regulatory na sieciach wodociągowych i w układach pompowych, w których ze względów technologicznych występuje konieczność obniżenia ciśnienia [6].

Rosnące ceny energii elektrycznej i konieczność osiągnięcia nałożonych celów klimatycznych wymusza wykonanie pogłębionych analiz układów transportu cieczy i oceny, czy nie dochodzi w nich do strat energii na skutek dławienia ciśnienia lub jałowych zrzutów cieczy [1, 2]. Doskonałym przykładem takich systemów są układy technologiczne chłodzenia wody w zakładach przemysłowych z centralną pompownią, zasilającą odbiorniki o różnym oporze hydraulicznym. Mogą to również być sieci wodociągowe lub ciepłownicze, w których ze względu na ukształtowanie terenu czy bliskość centralnej pompowni

od odbiorcy wymagane jest stosowanie regulatorów w celu obniżenia ciśnienia do wymaganej wartości [8]. Wartość traconej energii w ilości od kilku do kilkunastu (czasami kilkudziesięciu) kilowatów sprawia, że zagospodarowanie takich „źródeł” jest ekonomicznie uzasadnione wyłącznie w przypadku niskich kosztów inwestycji. Dobrym sposobem na zagospodarowanie powyższych „źródeł” jest wykorzystanie pomp do pracy w ruchu turbinowym – PAT [3, 4, 5, 7, 9, 11, 12].

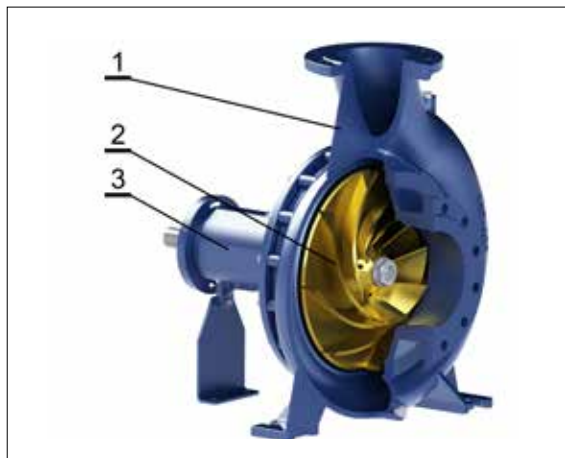
Pewnym problemem w ich zastosowaniu są niedoskonałe modele matematyczne [10], służące do obliczenia potwierdzanych później na Stacji Prób Pomp parametrów pracy, w tym sprawności, i w większości brak szeroko dostępnych, uzyskiwanych na drodze badań doświadczalnych charakterystyk energetycznych pracy pomp jako PAT. Problem stanowi również wąski, możliwy do uzyskania zakres regulacji przepływu w układzie z wykorzystaniem PAT.

W związku z powyższym, w 2021 r. w Hydro-Vacuum S.A. rozpoczęto prace nad budową typoszeregu miniturbin o przepłyku od 100 do 1000 m<sup>3</sup>/h, do których produkcji wykorzystane są elementy konstrukcyjne nowo projektowanych pomp. Działania te wykonywane są w ramach projektu pt. „Prace badawcze nad opracowaniem zintegrowanej innowacyjnej konstrukcji miniturbin i pomp normowych”. Projekt współfinansowany jest z Funduszy Europejskich w ramach Programu Operacyjnego Inteligentny Rozwój – konkurs: Szybka Ścieżka. Głównym jego celem jest opracowanie mini-

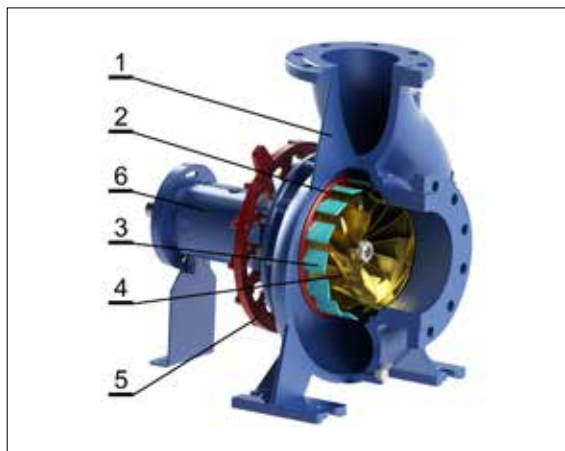
## RYS. 1

Miniturbina THVf.150-250 – układ przepływowy turbiny typu Francisca fabrycznie zabudowany w korpusie seryjnie produkowanej pompy NHVf.150-250





**RYS. 2**  
Miniturbina THV (1 – korpus pompy wg PN-EN 733, 2 – wirnik miniturbiny, 3 – układ łożyskowy)



**RYS. 3**  
Miniturbina THVf  
(1 – korpus pompy wg PN-EN 733, 2 – pierścień boczny kierownicy, 3 – łopatki kierownicy, 4 – wirnik typu Francisca, 5 – aparat kierowniczy, 6 – układ łożyskowy)

turbin o wyższej sprawności niż PAT, umożliwiającą szeroki zakres regulacji, przy zachowaniu ceny zbliżonej do ceny pomp. Wyniki pomiarów doświadczalnych w postaci charakterystyk pracy miniturbin będą zamieszczone w ogólnodostępnej bazie danych (PDP) znajdującej się na stronie: [www.pdp.hv.pl](http://www.pdp.hv.pl), tak aby każdy mógł samodzielnie dokonać wstępnego doboru maszyny i wykonać rachunek ekonomiczny przedsięwzięcia.

### Rodzaje konstrukcji miniturbin THV i zalecane zastosowania

Projekt miniturbin realizowany jest wspólnie z Katedrą Inżynierii Konwersji Energii Wydziału Mechaniczno-Energetycznego Politechniki Wrocławskiej. W ramach przeprowadzonych prac badawczych wykonano trzy rozwiązania konstrukcyjne miniturbin:

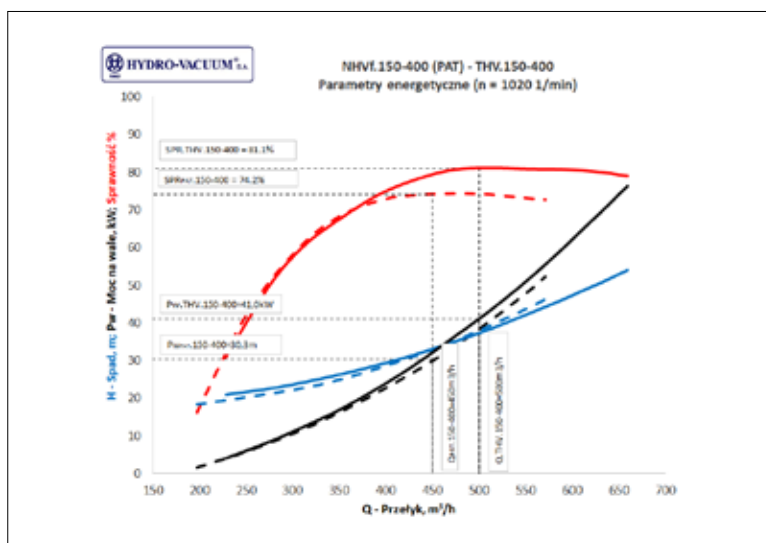
- THV – miniturbina bez łopatkowej kierownicy wlotowej ze specjalnie ukształtowanym wirnikiem wielołopatowym (rys. 2) – konstrukcja zalecana do stosowania w układach o wysokiej temperaturze czynnika (do 140°C), jego dużej agresywności chemicznej i właściwościach abrazyjnych.
- THVf – miniturbina z kierownicą wlotową o regulowanym z zewnątrz kącie ustawienia łopatek i wirnikiem o konstrukcji wzorowanej na turbinie wodnej typu Francisca (rys. 3) – konstrukcja zalecana dla układów wody zimnej (do 60°C) bez substancji abrazyjnych.
- THVfc – miniturbina z kierownicą wlotową o stałym kącie ustawienia łopatek i wirnikiem o konstrukcji wzorowanej na turbinie wodnej typu Francisca – konstrukcja zalecana do pracy w układach o wysokiej temperaturze czynnika (do 140°C) i jego dużej agresywności chemicznej.

### Parametry energetyczne miniturbin

Na skutek zastosowania specjalnej konstrukcji układu przepływowego, opracowane miniturbiny charakteryzują się wysoką sprawnością energetyczną o wartościach nominalnych od 80 do 84%.

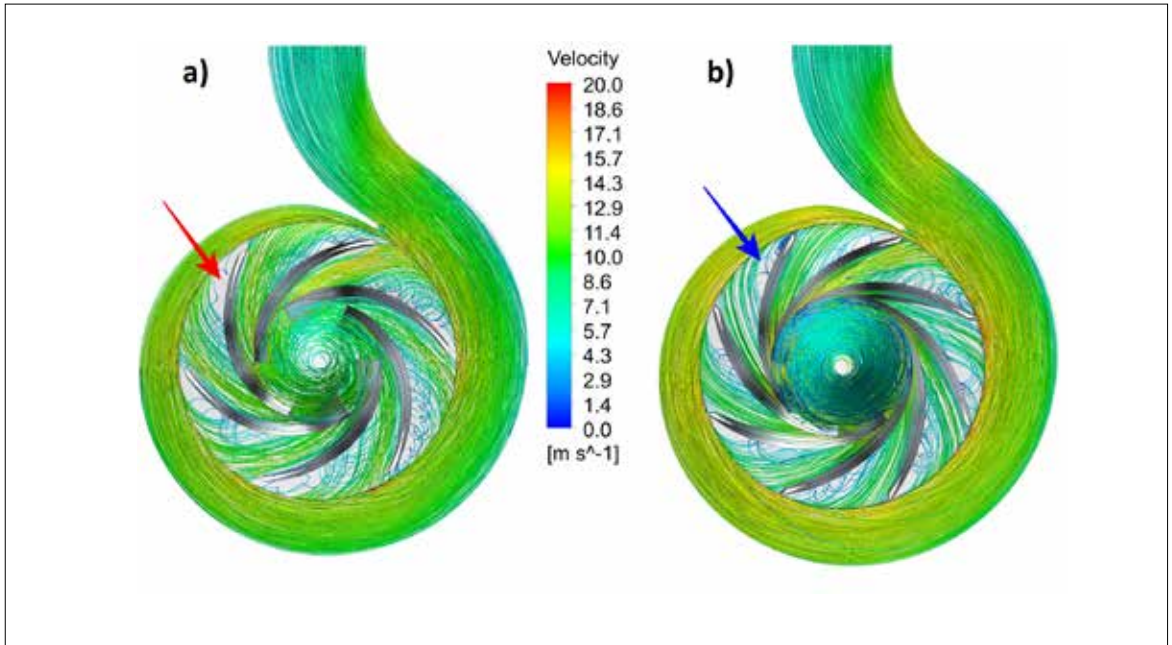
W przykładzie pokazanym na rys. 4 umieszczono charakterystyki energetyczne pompy NHVf.150-400 (linie przerywane) w ruchu turbinowym (PAT) oraz zbudowanej na jej bazie miniturbiny THV.150-400 (linie ciągłe). Poprzez zastosowanie nowego rozwiązania konstrukcyjnego wirnika wielołopatowego uzyskano znaczny (ponad 6%) wzrost sprawności miniturbiny w odniesieniu do pompy (PAT). Wzrósł również optymalny przełyk maszyny, co umożliwia zastosowanie miniturbiny na wyższe parametry, przy zachowaniu wyższej sprawności niż dla PAT, przy tym samym koszcie produkcji. Kształt charakterystyk sprawności  $\eta(Q)$ , spadku  $H(Q)$  i mocy  $P_w(Q)$  obu maszyn jest mocno zbliżony. Dla  $H(Q)$  obserwuje się korzystne spłaszczenie charakterystyki, co rozszerza zakres regulacji poprzez zmianę szybkości obrotowej w trakcie pracy na stały spadek.

Przedstawione wyżej różnice pracy PAT i miniturbiny THV wynikają głównie z charakteru



**RYS. 4**  
Porównanie parametrów energetycznych miniturbiny THV.150-400 (linie ciągłe) i pompy NHVf.150-400 w ruchu turbinowym (linie przerywane) dla n = 1020 1/min

**RYS. 5**  
Trajektorie  
cząstek cieczy  
dla: a) pompy  
NHVf.150-400 - PAT;  
b) miniturbiny  
THV.150-400



przepływu czynnika, charakteru zmian energii i strat hydraulicznych w rozpatrywanej maszynie energetycznej.

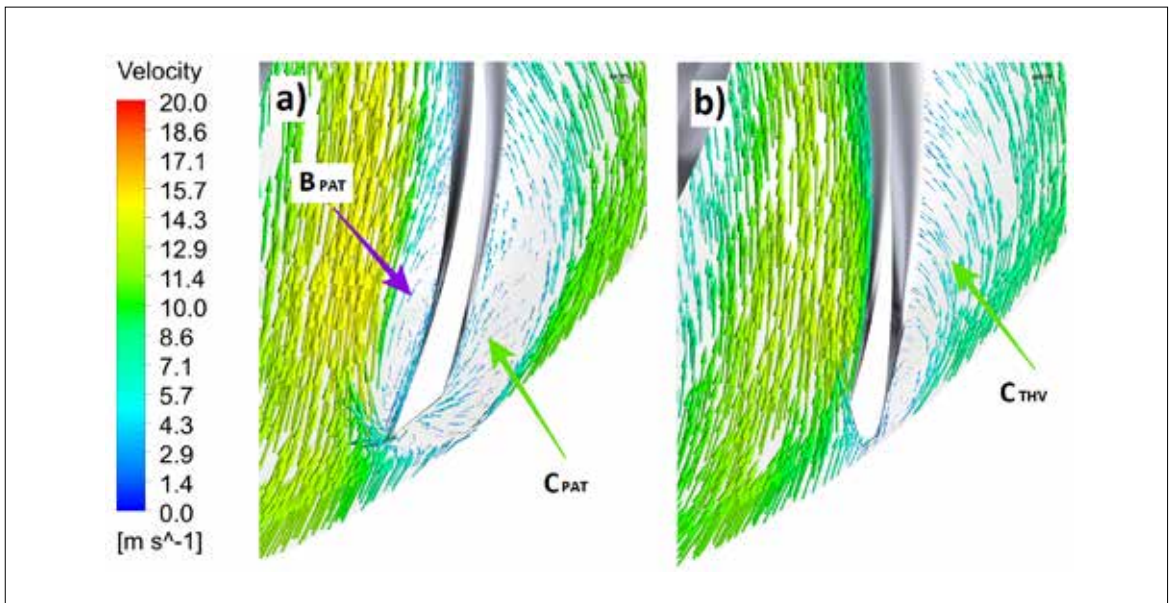
W związku z powyższym, jednym z kryteriów badania poprawności pracy obu maszyn jest ocena porównawcza wizualizacji wyników jakościowych, które zestawiono dla odpowiadających sobie optymalnych punktów pracy.

Na rysunku 5, w rzucie przednim, przedstawiono wyniki symulacji numerycznych pompy NHVf.150-400 pracującej jako PAT (a) i miniturbiny THV.150-400 (b). Badania CFD obu maszyn realizowano dla tej samej szybkości obrotowej zespołu wirującego wynoszącej  $n = 1020\ 1/min$  i dla optymalnych wydajności, czyli odpowiednio  $Q_{opt\ PAT} = 450\ m^3/h$  oraz  $Q_{opt\ THV} = 500\ m^3/h$ .

W obu analizowanych przypadkach zauważa się dość wyraźne miejsca oznaczone strzałkami (PAT – strzałka czerwona, THV – strzałka niebieska), gdzie ciecz, po wpłynięciu do palisady łopatkowej wirnika, tworzy przestrzenie najniższych prędkości przepływu, które określa się jako strefy recyrkulacji. Charakter ukształtowania przedstawionych przestrzeni wskazuje na niedopasowanie kątów napływu cieczy i geometrii łopatki w przestrzeni krawędzi natarcia<sup>1</sup>. Zilustrowane różnice pokazano na widokach przednich w postaci wektorów prędkości umieszczonych na płaszczyźnie ułożonej w połowie wysokości krawędzi natarcia<sup>1</sup> łopatki (rys. 6).

Wyznaczone, niewłaściwie pracujące strefy, w przypadku pracy PAT są po czynnej ( $C_{PAT}$  – rys. 6a

**RYS. 6**  
Wektory  
prędkości  
ulożone  
w połowie  
wysokości  
krawędzi  
wlotowej<sup>1</sup> łopatki



oraz  $C_{PAT}$  rys. 7a) i biernej ( $B_{PAT}$  – rys. 6a oraz  $B_{PAT}$  rys. 7a) stronie łopatki, natomiast dla miniturbin THV występują tylko po stronie czynnej ( $C_{THV}$  – rys. 6b oraz  $C_{THV}$  – rys. 7b). Wyraźnie zauważa się, że wielkości stref recyrkulacji po stronie czynnej są większe niż po biernej. Ponadto wielkość wyznaczonych przestrzeni

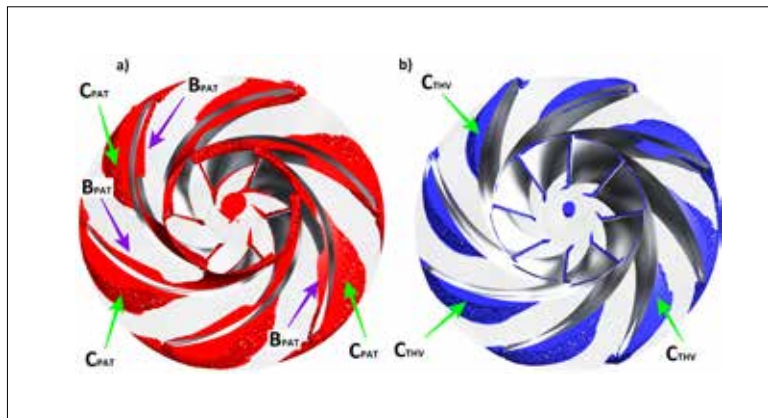
( $C_{PAT}$ ,  $B_{PAT}$  i  $C_{THV}$ ) nie jest jednakowa dla każdej łopatki wirnika dla odpowiadających sobie maszyn (rys. 7).

Przyjęto, że wielkość stref recyrkulacji, które niekorzystnie wpływają na pracę turbinową, wyznacza obszar, gdzie prędkości względne przepływu czynnika są mniejsze niż 5 m/s. Przestrzenie te, oznaczone czerwonym kolorem w wirniku, w przypadku PAT stanowią ~15,3% całkowitej objętości cieczy jego wnętrza. W przypadku miniturbin THV analogiczne strefy, oznaczone kolorem niebieskim, są mniejsze i stanowią ~14,2% całej objętości wirnika.

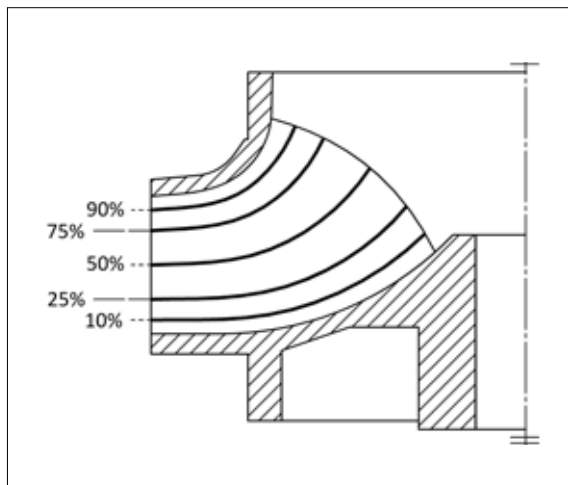
Występowanie stref recyrkulacji wpływa niekorzystnie na charakter przepływu cieczy w wirniku. Na rysunkach (rys. 9-13) przedstawiono trajektorie cząstek cieczy na powierzchniach rozwinięcia palisady łopatkowej wirnika: pompy dla pracy PAT i miniturbin THV. Aby je utworzyć, zrzutowano na odpowiednich wysokościach konstrukcyjne linie prądu w przestrzeni międzylatarkowej (międzywieńcowej) rzutu południowego wirnika. Położenia analizowanych powierzchni wynoszą odpowiednio 10, 25, 50, 75 i 90% całkowitej wysokości łopatki względem jej podstawy i pokazano je na rys. 8.

Na rys. 9 ukazano powierzchnię rozwinięcia (rozwiniecie palisady łopatkowej wirnika) wykonaną na 10% wysokości łopatki. Różnice w przepływie między pracą pompy jako PAT a miniturbiną THV, patrząc na przestrzenie z recyrkulacjami po stronie czynnej łopatki  $C_{PAT}$  i  $C_{THV}$  są nieznaczne. Wyraźnie odnotowuje się różnice w odchyleniu strumienia przepływu, gdzie dla pracy PAT ( $O_{PAT}$ ) jest bardziej skośnie ukierunkowane względem łopatki aniżeli dla pracy THV ( $O_{THV}$ ).

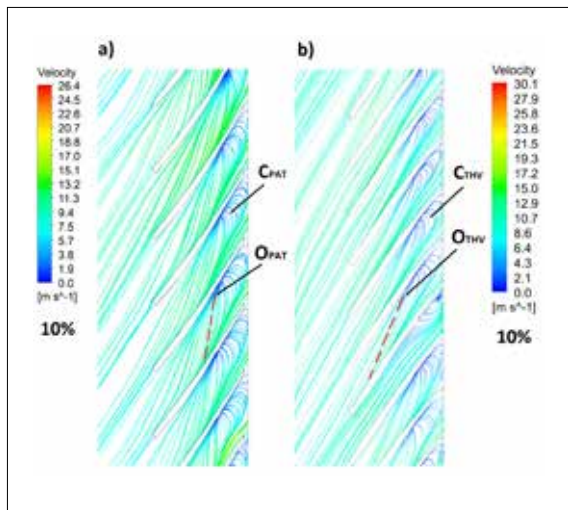
Dla powierzchni ułożonej na 25% wysokości łopatki (rys. 10) recyrkulacja ( $C_{PAT}$  i  $C_{THV}$ ) jest podobnie odnotowywalna jak dla powierzchni utworzonej na 10% wysokości łopatki. Odchylenie przepływu dla pracy PAT ( $O_{PAT}$ ) jest, mimo zmniejszenia skośności



RYS. 7  
Strefy najmniejszych prędkości przepływającej cieczy

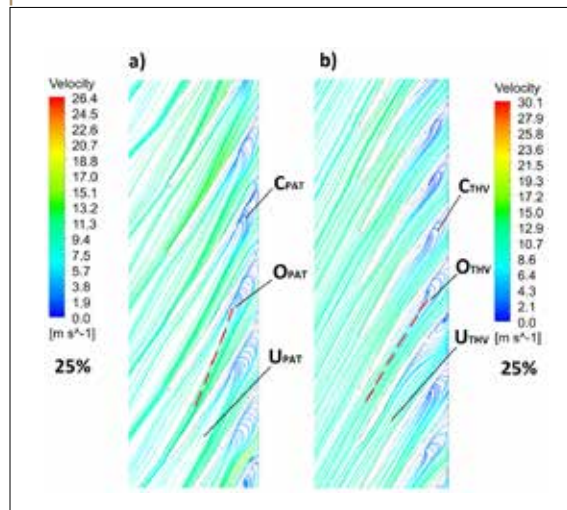


RYS. 8  
Lokalizacja powierzchni utworzonej w wyniku zrzutowania konstrukcyjnych linii prądu umieszczonych w przestrzeni międzywieńcowej przekroju południowego wirnika

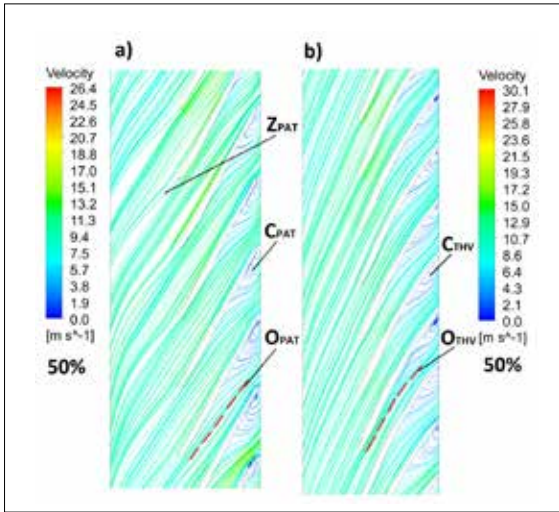


RYS. 9  
Rozwinięcia palisady łopatkowej wirnika dla pracy PAT (a) i miniturbin THV (b), 10% wysokości łopatki

RYS. 10  
Rozwinięcia palisady łopatkowej wirnika dla pracy PAT (a) i miniturbin THV (b), 25% wysokości łopatki



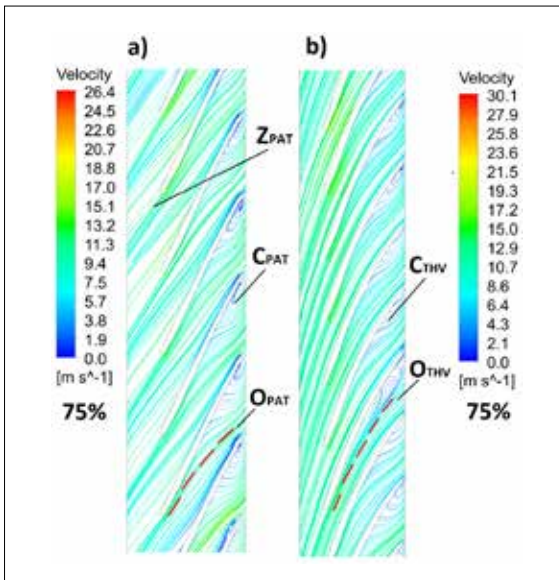
**RYS. 11**  
Rozwinięcia palisady łopatkowej wirnika dla pracy PAT (a) i miniturbiny THV (b), 50% wysokości łopłatki



(porównując do 10%) względem łopłatki, nadal gorsze niż dla pracy THV ( $O_{THV}$ ), gdzie dla turbiny pozostaje znacznie bliższe równoległemu. Dość wyraźnie zauważa się różnice w uwarstwieniu przepływu, gdzie dla THV ( $U_{THV}$ ) przepływ charakteryzuje się bardziej równomierną „gęstością” w kanałach międzyłopatkowych niż dla pracy PAT ( $U_{PAT}$ ).

Dla powierzchni utworzonej na 50% wysokości łopłatki (rys. 11) przestrzeń  $C_{PAT}$  są nieco większe niż  $C_{THV}$ . Przepływ w palisadzie wirnika pompy (praca PAT), mimo że zmienia kąt nachylenia, jest nadal skośny ( $O_{PAT}$ ). Odchylenie toru przepływu dla miniturbiny THV ( $O_{THV}$ ) jest względnie równoległe do łopatek. Ponadto, ciecz wypływając z kanałów międzyłopatkowych wirnika pracującego jako PAT zmienia kierunek ( $Z_{PAT}$ ), czego nie odnotowuje się dla pracy miniturbiny THV.

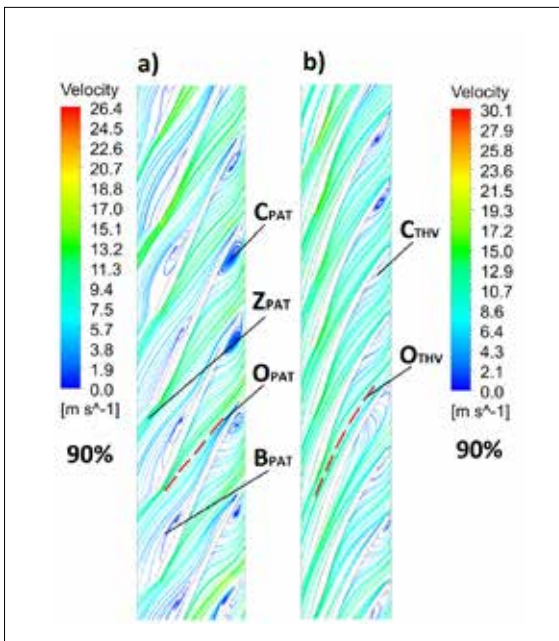
**RYS. 12**  
Rozwinięcia palisady łopatkowej wirnika dla pracy PAT (a) i miniturbiny THV (b), 75% wysokości łopłatki



Dla powierzchni utworzonej na 75% wysokości łopłatki (rys. 12) przestrzeń recyrkulacji dla PAT ( $C_{PAT}$ ), przeciwnie niż dla pracy miniturbiny (strefy  $C_{THV}$ ), odznaczają się przepływem z wyraźnie nakreślonymi torami w kształcie owalno-kołowym. Zwiększyło się również odchylenie skośne przepływu w wirniku dla pracy PAT ( $O_{PAT}$ ) względem przepływu dla miniturbiny THV ( $O_{THV}$ ). Zmiana kierunku przepływu cieczy, która wypływa z palisady łopatkowej wirnika PAT ( $Z_{PAT}$ ), jest jeszcze większa i wyraźniej zauważalna.

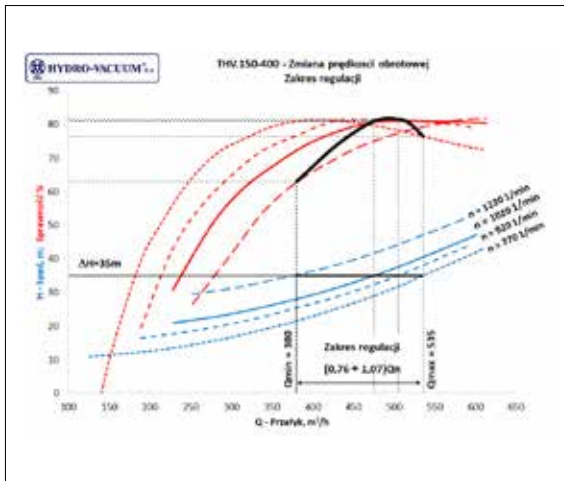
Największe różnice w przepływie odnotowuje się w obszarze blisko tarczy przedniej wirnika, czyli w 90% wysokości łopłatki (rys. 13). Przy pracy PAT, przestrzeń  $C_{PAT}$  dla przeważającej liczby łopatek ma owalno-kołowe zakresienia charakteryzujące przepływ cieczy w strefach recyrkulacji. Natomiast dla miniturbiny nie jest tak silnie rozwinięta ( $C_{THV}$ ). Jej obraz jest podobny jak dla powierzchni ulokowanych na 75% i 50% wysokości łopłatki. Przepływ dla PAT – mocno skośny ( $O_{PAT}$ ) i wspólnie z jeszcze większą zmianą kierunku przepływu cieczy wypływającej z palisady wirnika ( $Z_{PAT}$ ) przyczynia się do powstawania kolejnych przestrzeni zaburzeń po stronie biernej łopłatki, w pobliżu jej krawędzi wylotowej ( $B_{PAT}$ ). Dla pracy miniturbiny THV, mimo wzrostu odchylenia torów przepływu ( $O_{THV}$ ) względem przepływu, jak dla powierzchni położonej w 75% wysokości łopłatki, nie odnotowuje się dodatkowej strefy zwolnionego przepływu cieczy na wylocie z wirnika.

**RYS. 13**  
Rozwinięcia palisady łopatkowej wirnika dla pracy PAT (a) i miniturbiny THV (b), 90% wysokości łopłatki



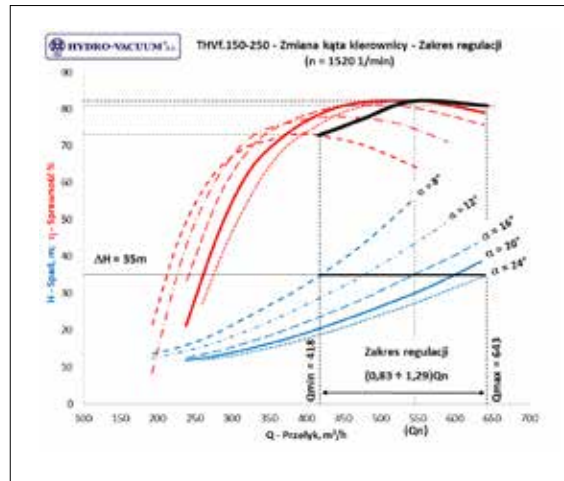
### Zakres regulacji pracy miniturbiny

Miniturbiny THV i THVfc zaprojektowano z myślą o pracy na parametry stałe. Zakres regulacji można rozszerzyć, wyposażając układ w przekształtnik częstotliwości umożliwiający pracę ze zmienną szybkością obrotową. W przykładzie pokazanym na rys. 14 zilustrowano pracę miniturbiny THV.150-400 w układzie, w którym wymagane jest dławienie o wartości 35 m. Poprzez zmianę szybkości obrotowej od 770 do 1220 1/min uzyskano zakres pracy od 380 do 535 m<sup>3</sup>/h, co odpowiada wartości 31% nominalnego przepływu ( $Q_n$ ) miniturbiny. Sprawność w tym zakresie zaczyna się od 63% dla najmniejszego przepływu, poprzez 81,1% dla



RYS. 14

Porównanie parametrów energetycznych miniturbin THV.150-400 w trakcie regulacji szybkości obrotowej podczas pracy na stałym spadzie



RYS. 15

Porównanie parametrów energetycznych miniturbin THVf.150-250 w trakcie regulacji kąta ustawienia łopat ( $n = 1520$  1/min) podczas pracy na stałym spadzie

parametrów nominalnych i 76,5% dla maksymalnego przepływu. Graficzny rozkład wypadkowej sprawności w trakcie regulacji szybkości obrotowej zilustrowano czarną krzywą na rys. 14. Odnotowuje się dość niekorzystne zjawisko obniżenia sprawności dla przepływu odbiegającego od nominalnego.

Zastosowanie w turbinach THVf płynnej zmiany kąta ustawienia łopat umożliwia osiągnięcie znacznie szerszego zakresu regulowanej pracy niż w THV i THVfc. Dla analogicznego przypadku jak powyżej dobrano miniturbinę THVf.150-250 o mniejszym gabarycie niż THV.150-400, ale pracującą z wyższą nominalną szybkością obrotową ( $n = 1520$  1/min). Dla spadu 35 m zakres regulacji wynosi od 418 do 643 m<sup>3</sup>/h, co odpowiada wartości 46%  $Q_n$ . Dodatkowo uzyskiwane są znacznie wyższe sprawności zaczynające się od 73% dla najmniejszego przepływu, poprzez 82,3 dla parametrów nominalnych i 81% dla przepływu maksymalnego. Stromość wypadkowej charakterystyki sprawności zilustrowanej czarną linią na rys. 15 jest znacznie mniejsza niż dla THV.150-400, co w połączeniu z szerszym zakresem regulacji daje możliwość większej produkcji energii.

\*\*\*

Miniturbin budowane z wykorzystaniem elementów seryjnie produkowanych pomp stanowią dobrą alternatywę kosztową w porównaniu do indywidualnie projektowanych i wytwarzanych turbin wodnych. Mogą one być wykorzystywane do odzysku energii traconej w układach pompowych oraz zagospodarowania cieków wodnych o niskim potencjale. Zastosowanie specjalnie opracowanych układów turbinowych zapewnia wysoką sprawność produkcji energii oraz umożliwia pracę w szerokim zakresie przepływu. Dostępność maszyn w szerokiej gamie materiałów i na wysokie temperatury spracowywanego czynnika umożliwia ich stosowanie również w układach technologicznych instalacji przemysłowych.

## 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] H. M. Ramos, A. Borga, M. Simão. New design solutions for low-power energy production in water pipe systems, Water Science and Engineering, 2009.
- [3] H. Nautiyal, Varun, A. Kumar, S. Yadav, Experimental Investigation of Centrifugal Pump Working as Turbine for Small Hydropower Sys.
- [4] 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
- [5] K. Steller. Pompy wirowe jako turbiny wodne. IMP PAN, nr 297(1262), Gdańsk 1990.
- [6] 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 turbinowym lub klasycznych turbin wodnych. Sprawozdanie IMP nr 172/92, Gdańsk 1992.
- [7] 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.
- [8] M. Zarzycki, J. Rduch. Odzysk energii hydraulicznej w układach technologicznych, Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, seria Energetyka, zeszyt 127, Gliwice 1996.
- [9] Si Huang, Q. Guangqi, S. Xianghui, J. Chen, W. Zou, Performance prediction of a centrifugal pump as turbine using rotor-volute matching principle, Renewable Energy, RENE 8552, 2017.
- [10] 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.
- [11] W. Lorenz, M. Janczak, Analiza pracy pompy w ruchu turbinowym, Pompy Pompownie 2/2022.
- [12] W. Lorenz, M. Janczak, P. Szulc, analiza pracy pompy normowej w ruchu pompowym (PAP) i turbinowym (PAT), Pompy Pompownie 1/2023.

## Przypis

- <sup>1</sup> Patrząc zgodnie z przepływem dla pracy turbinowej. ■