ANALIZA PRACY POMPY W RUCHU TURBINOWYM

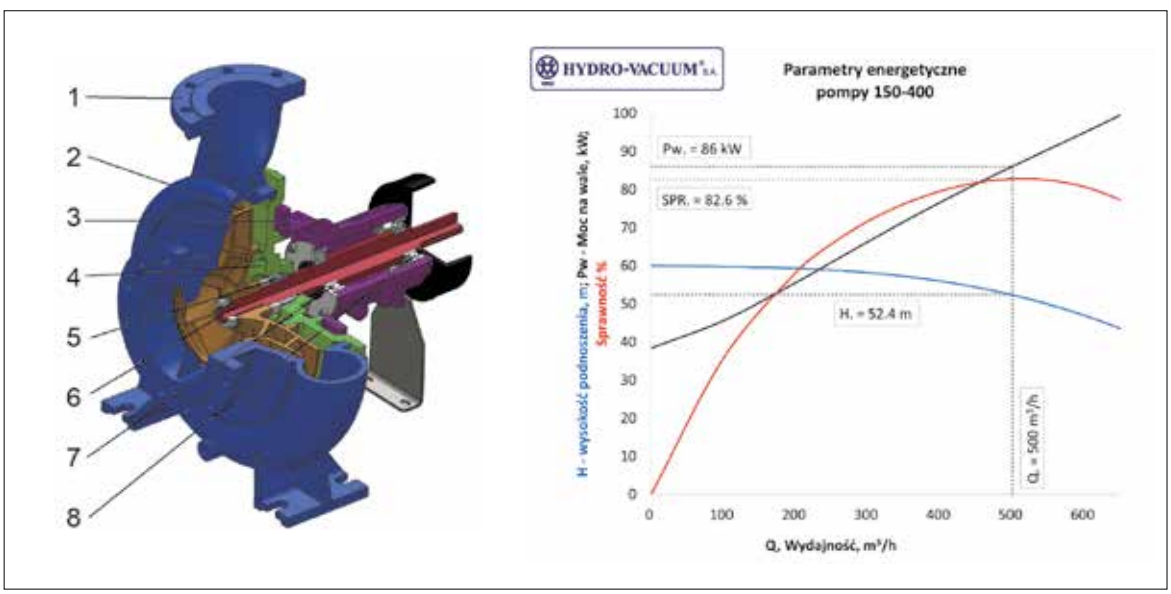
dr inż. Witold Lorenz
Hydro-Vacuum S.A.

dr inż. Marcin Janczak
Hydro-Vacuum S.A.

dr inż. Przemysław Szulc
Politechnika Wrocławska

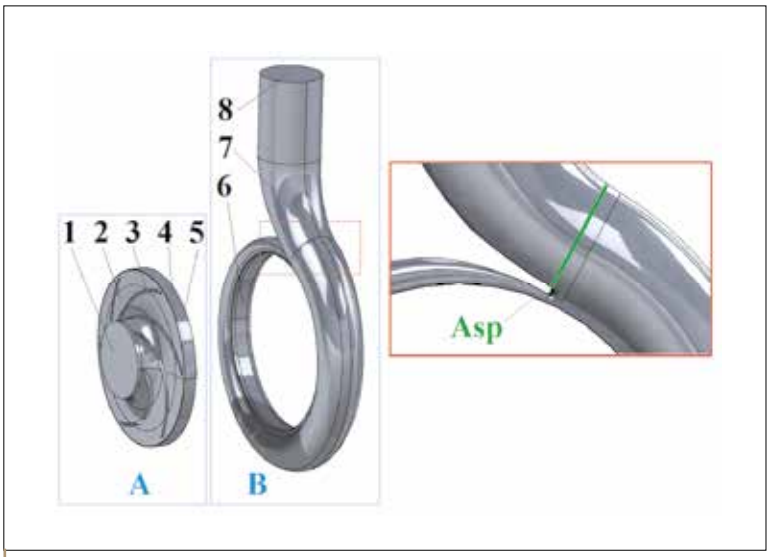
W związku z rosnącym zainteresowaniem odzyskiem energii w układach pompowych, w których ze względu na konieczność regulacji parametrów ciśnienia i wydajności stosowane są bierne regulatory przepływu w postaci zaworów regulacyjnych lub jałowych spadków cieczy, zdecydowano o realizacji projektu pt. „Prace badawcze nad opracowaniem zintegrowanej innowacyjnej konstrukcji miniturbin i pomp normowych".

Celem projektu, współfinansowanego z Funduszy Europejskich w ramach Programu Operacyjnego Inteligentny Rozwój – konkurs: Szybka Ścieżka, jest opracowanie i wdrożenie do produkcji zintegrowanego typoszeregu innowacyjnych pomp i miniturbin bazujących na wspólnych, produkowanych seryjnie podzespołach, co ma 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 opracowanymi wirnikami typu Francisa wraz z kierownicami o następujących parametrach w pracy turbinowej: przełyk Q wynoszący od 100 do 1000 m^3/h (0,0278 – 0,278 m^3/s) oraz spad H od 10 do 60 m. Projekt obejmuje również analizy pracy pomp w ruchu turbinowym (PAT) poprzez badania rzeczywiste i symulacje numeryczne CFD. Prowadzone



RYS. 1
Pompa 150-400 oraz jej charakterystyki energetyczne w ruchu pompowym
1 – spirala,
2 – wirnik,
3 – korpus łożyskowy,
4 – korpus uszczelnienia,
5 – uszczelnienie mechaniczne,
6 – wał,
7 – łożysko PN,
8 – łożysko N

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



RYS. 2
Budowa modelu numerycznego
1 – wylot z wirnika – ciśnienie, 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 do spirali – masowe natężenie przepływu, Asp – pole kontrolne spirali

testy stanowią tło do projektów miniturbin, w których ze względu na małe rozmiary maszyn i niski przełyk nie można wykorzystać standardowych algorytmów obliczeniowych turbin Francisa.

Obiekt i cel badań

Przedmiotem badań pracy pompy w ruchu turbinowym była nowo projektowana pompa odśrodkowa o układzie konsolowym, o wymiarach zgodnych z normą PN-EN 733: wielkość 150-400, nominalna prędkość obrotowa n = 1475 1/min. Parametry energetyczne w punkcie optymalnym: Q_{opt} = 500 m³/h; H_{opt} = 52,4 m; η_{opt} = 82,6% i Pw_{opt} = 86 kW. Kinematyczny wyróżnik szybkobieżności ww. jednostki wynosi n_s ~= 27.

Celem zrealizowanych badań numerycznych CFD (Computational Fluid Dynamics) pompy w ruchu turbinowym było określenie parametrów energetycznych, rozpoznanie miejsc oraz określenie przyczyn występowania zjawisk fizycznych zachodzących podczas takiej pracy. W trakcie prowadzenia analiz szczególnie zwrócono uwagę na miejsca występowania niekorzystnych przemian energii, gradientów prędkości, stref recyrkulacji i strat przepływu, które pogarszają parametry energetyczne maszyny. Efektem końcowym ww. etapu prac było wyznaczenie (i wstępne zwalidowanie) charakterystyk energetycznych rozpatrywanej pompy pracującej w ruchu turbinowym. Przekrój pompy 150-400, jej główne elementy oraz charakterystyki z badań na stacji prób pomp (stanowisko doświadczalne) pokazano na rysunku 1.

TAB. 1
Zakres badań pracy pompy w ruchu turbinowym

n = 770	n = 1020	n = 1220	n = 1520
Q; m³/h			
200, 300, 400	250, 350, 450, 550	450, 550, 650, 750, 850	400, 550, 700, 850, 1000

Definicja modelu numerycznego CFD

Model numeryczny pompy pracującej w ruchu turbinowym zbudowany jest z dwóch brył: wirnika A i spirali B (rys. 2). Typy poszczególnych warunków brzegowych dla wybranych ścian obu brył przedstawiono obok. Ściany obracające się oznaczono jako (R). Na rys. 2 oznaczono również przekrój spirali w przestrzeni nad językiem (Asp), w którym prędkość (c_{sp}) jest jednym z głównych parametrów konstrukcyjnych pomp decydujących o położeniu punktu optymalnej wydajności.

Obliczenia prowadzono za pomocą komercyjnego kodu obliczeniowego Ansys CFD Ultimate. Model dyskretny bazował na elementach czworo- i pięciościennych. Symulacje realizowano w stanie ustalonym przepływu, wykorzystując Uśrednione Równania Naviera-Stokesa Reynoldsa. Zastosowano model turbulencji Realizable k-epsylon. 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 wartości skalarne (np. intensywności turbulencji). Obliczenia zatrzymywano po ustabilizowaniu się na wymaganym poziomie wartości ciśnienia i momentu na poszczególnych powierzchniach kontrolnych.

Zakres symulacji CFD

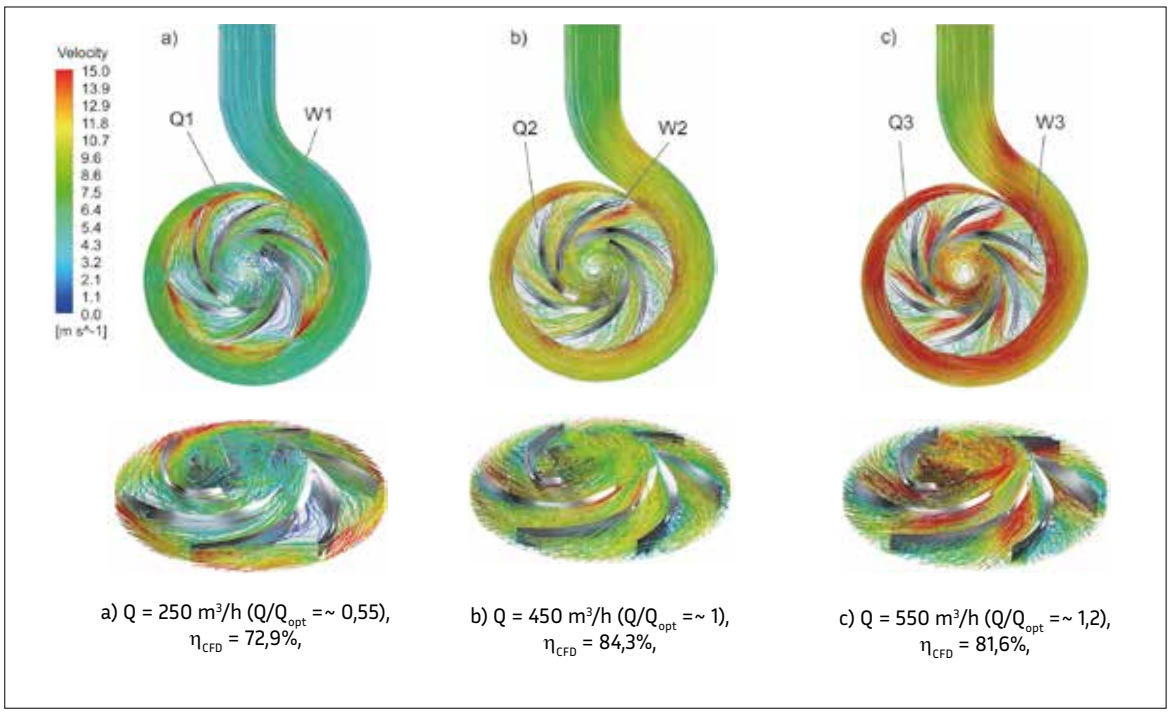
Symulacje numeryczne prowadzono dla czterech różnych prędkości obrotowych zespołu wirującego w zakresie przełyku od 200 do 1000 m³/h. Dobór szczegółowego zakresu symulacji dla poszczególnych obrotów dokonano na podstawie wyników rzeczywistych pracy pompy w ruchu turbinowym. Dobór prędkości obrotowej zespołu wirującego PAT podyktowany był uzyskaniem relatywnie wzajemnie bliskiego położenia wydajności dla pracy pompy i przełyku dla pracy turbiny, przy zachowaniu przyjętych obrotów znamionowych produkowanych silników 4, 6 i 8 polowych. Natomiast rozszerzenie symulacji numerycznych na większy zakres prędkości obrotowych realizowano w celach poznawczych. W tabeli 1 przedstawiono przeprowadzony zakres badań numerycznych, ale tylko wybrane zostały zwizualizowane w niniejszym materiale.

Wyniki symulacji CFD

Uzyskane wyniki symulacji CFD, w pierwszej kolejności przeprowadzono jako analizy jakościowe. Na grafikach pokazanych na rysunkach (rys. 3 i rys. 4) przedstawiono model obliczeniowy w rzucie od przodu. Wyniki zawierają trajektorie cząstek cieczy, na które naniesiono prędkości płynięcia

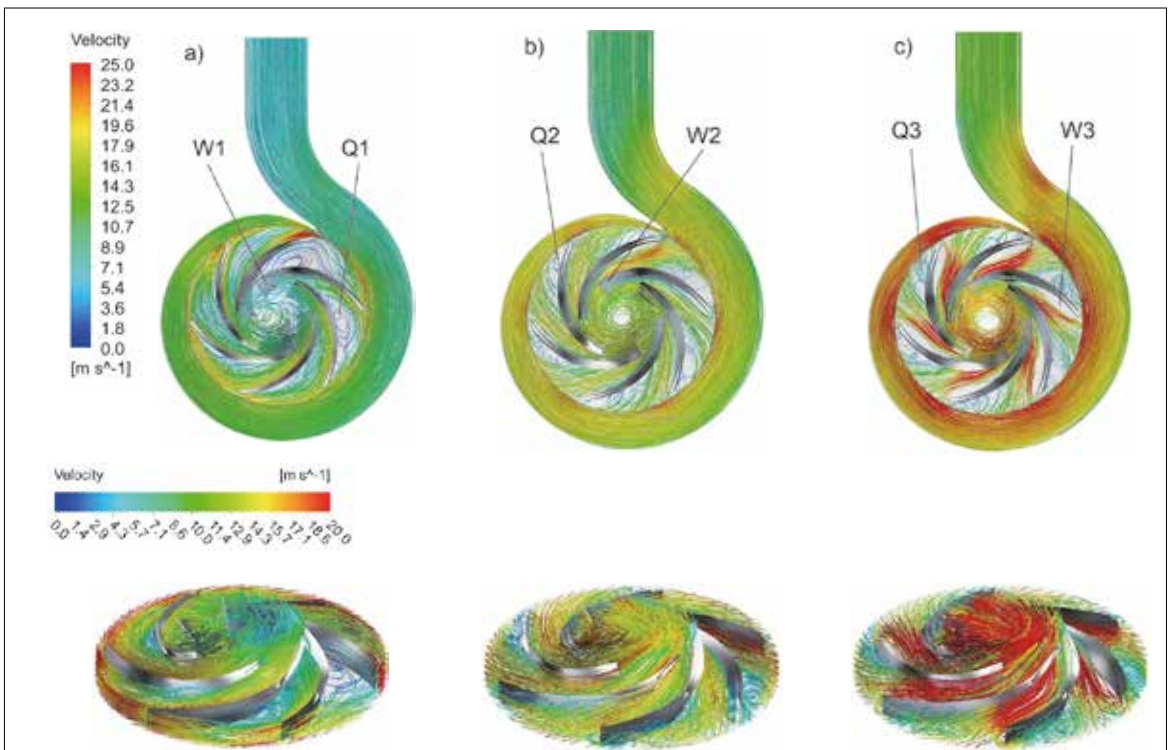
cieczy. Portrety przepływu zilustrowano dla dwóch wybranych prędkości obrotowych elementu roboczego (n = 1020 1/min oraz n = 1520 1/min) wraz z odpowiadającymi przełykami, tj. odpowiednio w zakresie Q = 250÷550 m³/h oraz Q = 400÷850 m³/h. W podpisie grafik wstawiono również sprawności hydrauliczne (netto) uzyskane na drodze obliczeń numerycznych CFD.

Dla obu prędkości obrotowych n = 1020 1/min oraz n = 1520 1/min, przy przełyku wynoszącym



a) Q = 250 m³/h (Q/Q_{opt} =~ 0,55), η_{CFD} = 72,9%, b) Q = 450 m³/h (Q/Q_{opt} =~ 1), η_{CFD} = 84,3%, c) Q = 550 m³/h (Q/Q_{opt} =~ 1,2), η_{CFD} = 81,6%,

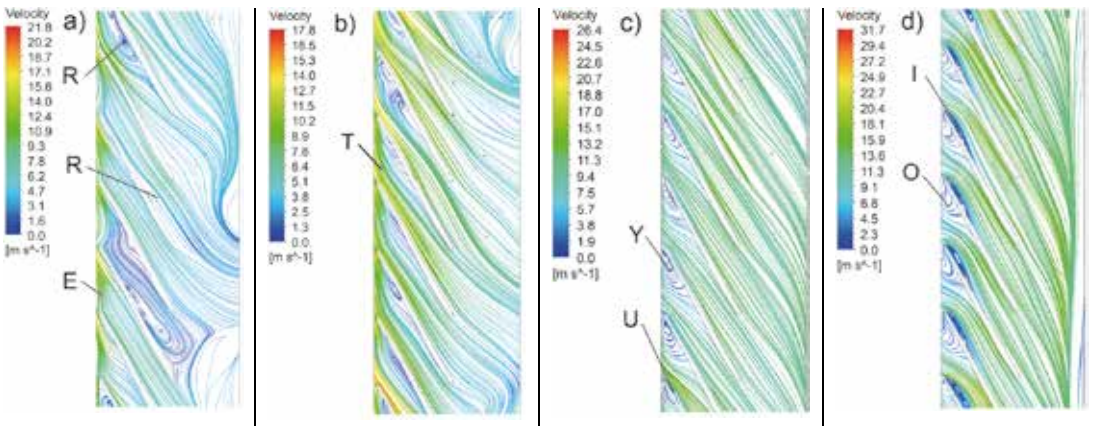
RYS. 3 Trajektorie cząstek cieczy w pompie w ruchu turbinowym (PAT) dla n = 1020 1/min



a) Q = 400 m³/h (Q/Q_{opt} =~ 0,57), η_{CFD} = 80,3%, b) Q = 700 m³/h (Q/Q_{opt} =~ 1), η_{CFD} = 83,1%, c) Q = 850 m³/h (Q/Q_{opt} =~ 1,2), η_{CFD} = 80,8%,

RYS. 4 Trajektorie cząstek cieczy w pompie w ruchu turbinowym (PAT) dla n = 1520 1/min

RYS. 5 Rozwinięcia palisady łopatkowej wirnika w ruchu turbinowym (PAT) dla n = 1020 1/min



a) Q = 250 m³/h (Q/Q_{opt} =~ 0,55), η_{CFD} = 72,9%

b) Q = 350 m³/h (Q/Q_{opt}=~ 0,77), η_{CFD} = 85,4%

c) Q = 450 m³/h (Q/Q_{opt} =~ 1), η_{CFD} = 84,3%

d) Q = 550 m³/h (Q/Q_{opt} =~ 1,2), η_{CFD} = 81,6%

Q/Q_{opt} =~0,55 odnotowuje się silne zaburzenia przepływu (rys. 3a i rys. 4a), które zauważalne są po stronie czynnej (Q1) i biernej (W1) łopatki. Przedstawione anomalie w przepływie ulokowane są praktycznie w każdym kanale międzyłopatkowym wirnika.

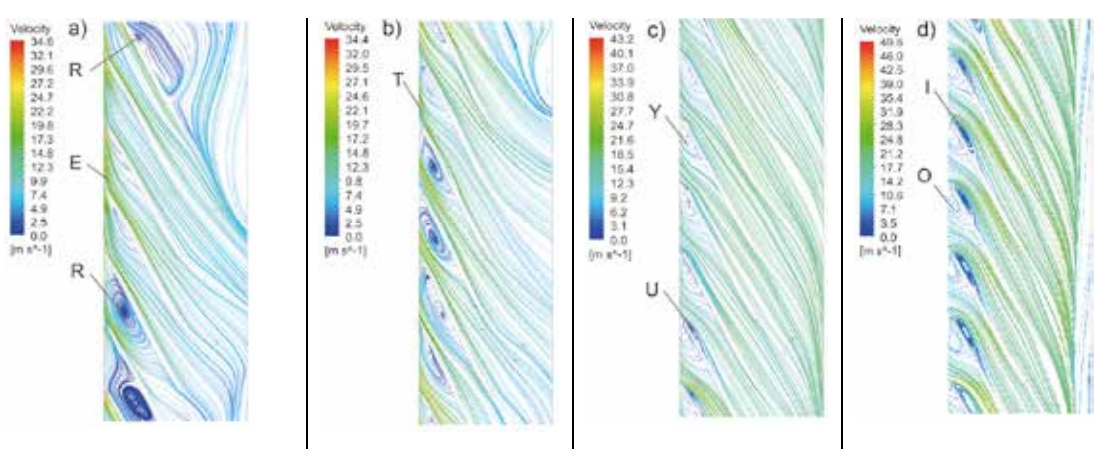
Dla przełyku Q/Q_{opt} =~1 (rys. 3b, rys. 4b) strefy zaburzeń wyraźnie zmniejszyły się, jednakże nie zostały całkowicie wyeliminowane (Q2, W2). Wzrost przełyku do Q/Q_{opt} =~1,2 (rys. 3c, rys.4c) spowodował powiększenie stref recyrkulacji i prądów powrotnych, co zauważalne jest po obu stronach: czynnej (Q3) i biernej (W3) łopatki.

Dodatkowo przy rysunkach (rys. 3a, 3b, 3c, 4a, 4b, 4c,) zamieszczono widoki przepływu przestrzennego w wirniku.

Odzwierciedleniem obrazu przepływu pokazanego przestrzennie na rysunkach wyżej (rys. 3 i rys. 4) są jego mapy torów cząstek cieczy zilustrowane na rozwinięciach palisady łopatkowej ulokowanej w połowie wysokości łopatek wirnika. Grafiki te pokazano na rys. 5 i rys. 6.

Dla rozpatrywanych prędkości obrotowych zespołu wirującego (n = 1020 1/min oraz n = 1520 1/min), przy przełyku wynoszącym Q/Q_{opt} =~0,55 (rys. 5a, rys. 6a) wyraźnie zauważa się zbyt duży kąt napływu cieczy do palisady łopatkowej wirnika (E). Przebieg trajektorii cząstek cieczy wskazuje na jego fragmentaryczne falowanie i nierównomierne przyleganie do profilu łopatki, powodując nieusystematyzowane oderwania po obu ich stronach (R). Powstała nierównomierność

RYS. 6 Rozwinięcia palisady łopatkowej wirnika w ruchu turbinowym (PAT) dla n = 1520 1/min

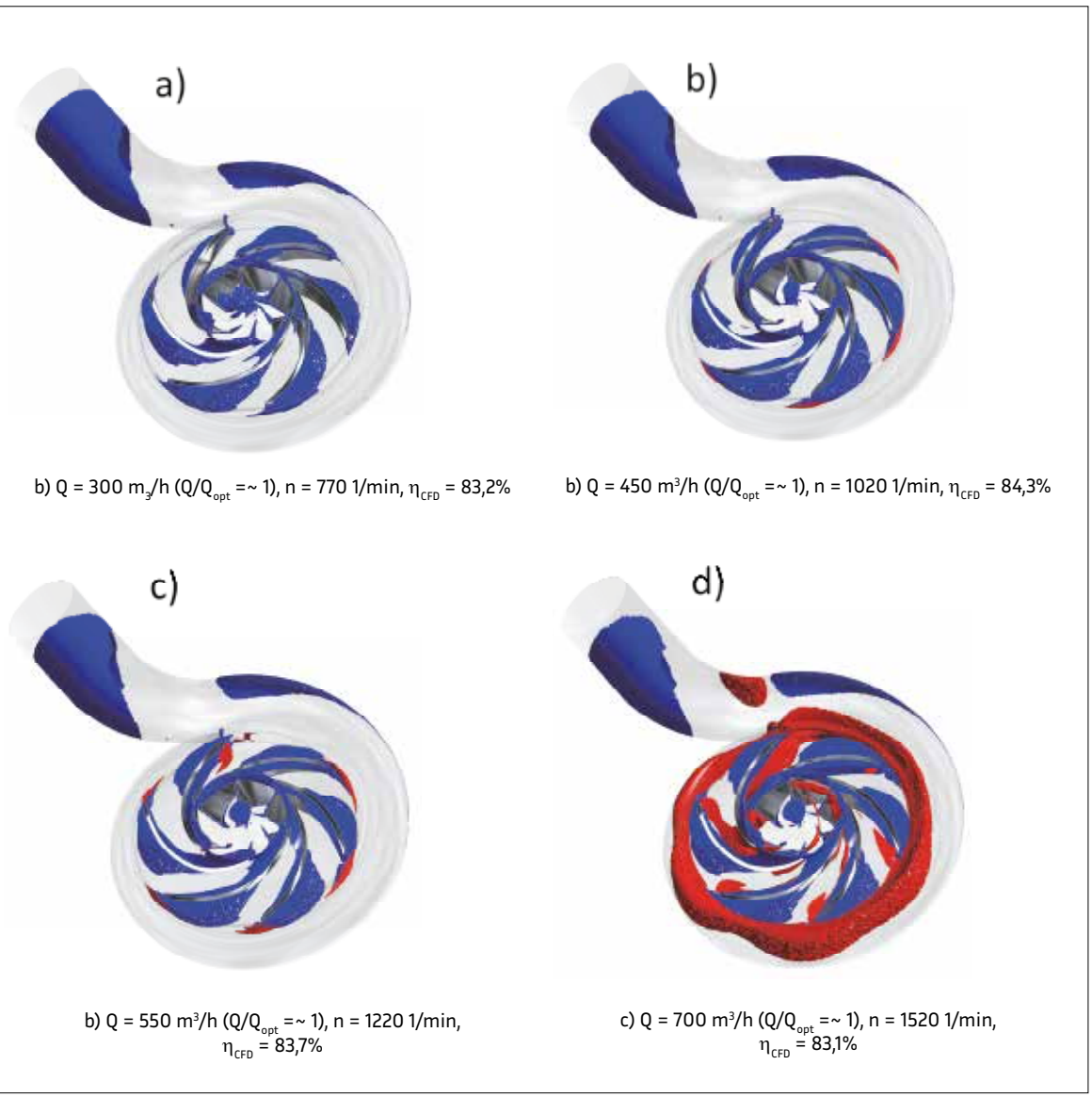


a) Q = 400 m³/h (Q/Q_{opt} =~ 0,57), η_{CFD} = 80,3%

b) Q = 550 m³/h (Q/Q_{opt} =~ 0,78), η_{CFD} = 82,9%

c) Q = 700 m³/h (Q/Q_{opt} =~ 1), η_{CFD} = 83,1%

d) Q = 850 m³/h (Q/Q_{opt} =~ 1,2), η_{CFD} = 80,8%



b) Q = 300 m$_3$/h (Q/Q_{opt} =~ 1), n = 770 1/min, η_{CFD} = 83,2%

b) Q = 450 m³/h (Q/Q_{opt} =~ 1), n = 1020 1/min, η_{CFD} = 84,3%

b) Q = 550 m³/h (Q/Q_{opt} =~ 1), n = 1220 1/min, η_{CFD} = 83,7%

c) Q = 700 m³/h (Q/Q_{opt} =~ 1), n = 1520 1/min, η_{CFD} = 83,1%

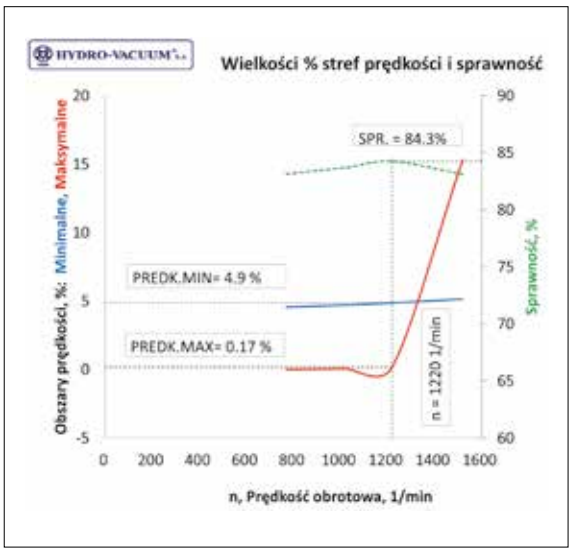
RYS. 7 Przestrzenie prędkości minimalnych (kolor niebieski) i maksymalnych (kolor czerwony)

uwarstwienia strumienia przepływu odnotowywana jest, zależnie od łopatki, na każdym jej odcinku długości. Wzrost przełyku do Q/Q_{opt} =~0,77 (rys. 5b, rys.6b) spowodował zmniejszenie kąta napływowego (T) i stref zaburzeń przepływu przy jednocześnie lepszym wypełnieniu kanałów międzyłopatkowych cieczą. Dla Q/Q_{opt} =~1 (rys. 5c, rys.6c), mimo że strumień cieczy jest najlepiej uwarstwiony i wykazuje największe przyleganie do łopatki, to na wlocie do palisady, po stronie czynnej i biernej łopatki, zauważa się cykliczne oderwanie strumienia generujące martwe strefy (Y i U). Dalszy wzrost przełyku do Q/Q_{opt} =~1,2 (rys. 5d, rys. 6d) nie tylko pogłębia oderwania u wlotu łopatki po stronie czynnej (O), ale i generuje prądy powrotne po stronie biernej (I).

Pomimo że badania numeryczne przeprowadzono dla szerokiego zakresu przełyku (Q/Q_{opt} = 0,5÷1.2), w żadnym z przypadków nie uzyskano bezuderzeniowego napływu strumienia cieczy do palisady łopatkowej wirnika. Wynika to z faktu, że konstrukcje elementów przepływowych rozpatrywanej pompy zoptymalizowane są do działania w trybie pompowym i tam uzyskuje się najlepszy obraz przepływu przy osiągnięciu największej sprawności. Kąty geometryczne i liczba łopatek oraz kształt przekroju merydionalnego wirnika pompowego, ale pracującego w trybie turbinowym, mogą być wykorzystane, jednakże nie są zoptymalizowane do takiej pracy. Z powyższego faktu wynika charakter zjawisk, jakie przedstawiono wyżej.

Wyznaczanie miejsc, gdzie zachodzą niekorzystne przemiany energii w postaci tworzenia się zawirowań strumienia, prądów powrotnych nie dla każdego modelu pracy PAT może być oceniane jednakowo. Z tego względu jako wartość referencyjną prędkości dla oceny stref stagnacji i nadmiernych prędkości przyjęto średnią prędkość c_{SP} w kanale spirali nad językiem (przekrój Asp pokazano na rys. 2), obliczaną dla optymalnej wydajności, uzyskanej dla symulacji z daną prędkością obrotową.

Wyżej przedstawiono grafiki (rys. 7) przedstawiające miejsca, gdzie kolorami oznaczono strefy wystą-



RYS. 8 Zestawienie wielkości % przestrzeni prędkości minimalnych, maksymalnych oraz sprawności pracy PAT

pień określonych zjawisk fizycznych. Na niebiesko wskazano przestrzenie, gdzie ulokowana jest ciecz, której prędkość względna płynięcia jest mniejsza niż 50% prędkości płynięcia w przekroju Asp. Z założenia wskazuje się, że ww. miejsca pracują niekorzystnie, obniżając parametry PAT. Przestrzenie te dla modelu n = 770 1/min mają objętość K_{770}= 0,001016 m^3, co stanowi 4,5% całkowitej objętości rozpatrywanej bryły modelu obliczeniowego. Natomiast wraz ze wzrostem prędkości obrotowej zespołu wirującego, wyznaczane objętości zwiększają się, tj. odpowiednio dla: n = 1020 1/min – K_{1020} = 0,001052 m^3 - (4,7 %), n = 1220 1/min – K_{1220} = 0,001087 m^3 - (4,9 %), n = 1520 1/min – K_{1520} = 0,001151 m^3, - (5,2 %). O ile wartości liczbowe (procentowe) nie są znacząco różne, o tyle udział objętościowy płynu w przestrzeniach przepływowych PAT generujący najwyższe sprawności jest mniejszy, co można odnotować na sprawności dla tej prędkości obrotowej zespołu wirującego.

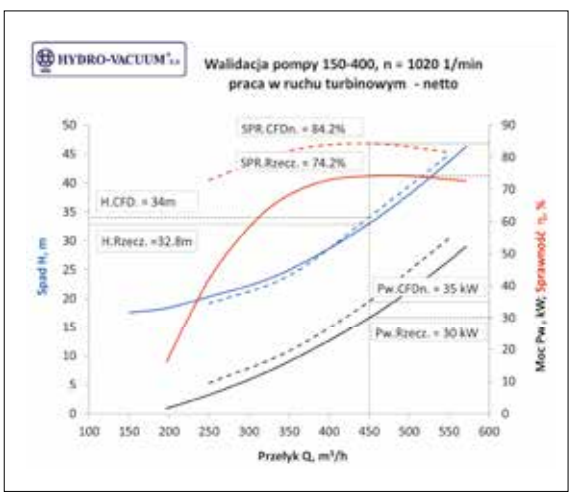
Ponadto ocenie podlegały również przestrzenie, które wg badaczy negatywnie wpływają na sprawność. Wskutek wysokiej prędkości przepływu (kolor czerwony) powodującej duży wzrost oporów w elemencie doprowadzenia cieczy do wirnika. W celu wyznaczenia wartości krytycznych dla danego modelu obliczeniowego PAT zdecydowano, że punkt graniczny będzie stanowić 150% wartości prędkości c_{sp}, ale przyjętej dla pompy pracującej w projektowym punkcie optymalnym dla prędkości obrotowej n = 1475 1/min. Wartości dla tych przestrzeni wynoszą odpowiednio: dla modelu n = 770 1/min mają objętość L_{770}= 0 m^3, co stanowi 0% całkowitej objętości rozpatrywanej bryły modelu obliczeniowego. Wraz ze wzrostem prędkości obrotowej zespołu wirującego, wyznaczane objętości zwiększają się, tj. odpowiednio dla: n = 1020 1/min – L_{1020}= 0,00001337 m^3 - (0,06 %), n = 1220 1/min – L_{1220}= 0,00003742 m^3 - (0,17 %), n = 1520 1/min – K_{1520}= 0,003419 m^3, - (15,3 %). Wartości dla zakresu n = 770÷1220 1/min są małe, natomiast dla n = 1520 1/min już mocno wzrosły (~15x). Wynika to z faktu, że PAT dla tej prędkości obrotowej ma znacznie większy przełyk (~1,5x) niż pompa wydajność, przy tej samej prędkości obrotowej. Na rys. 8 przedstawiono ww. wyniki w postaci wykresu dla całego zakresu prędkości obrotowych oraz wielkości procentowych przestrzeni z prędkościami minimalnymi, maksymalnymi oraz sprawności. Zauważa się, że przy prędkości n = 1520 1/min następuje spadek sprawności względem pozostałych prędkości obrotowych.

Ze względu na niedomknięty układ równań Nawiera-Stockesa, wykorzystywanego w symulacjach numerycznych przepływu CFD, stosowanie modeli turbulencji oraz innych uproszczeń wskazuje, że uzyskane wyniki należy weryfikować z pomiarami rzeczywistymi. Na rysunku 9 przedstawiono charakterystyki energetyczne rozpatrywanej pompy pracującej w trybie turbinowym dla prędkości obrotowej wynoszącej n = 1020 1/min. Kolorem niebieskim oznaczono spad, czarnym moc uzyskaną, a czerwonym sprawność. Krzywe kreskowe dotyczą wyników symulacji numerycznych, a ciągłe przedstawiają wyniki badań osiągnięte na stanowisku badawczym stacji prób pomp.

Zestawienie wyników nie uwzględnia strat tarcia tarcz wirujących, strat mechanicznych i wolumetrycznych. W związku z powyższym, niezgodności dla mocy i sprawności są uzasadnione (netto). Na uwagę zasługuje zestawienie krzywych spadu, których zgodność w pobliżu punktu optymalnego wynosi mniej niż ΔH =~ 4%.

W przyszłości planuje się wykonanie dodatkowych badań i symulacji celem uzyskania jeszcze lepszej zgodności wyników.

Kształt uzyskanych charakterystyk oraz wyznaczony na drodze obliczeń numerycznych i rzeczywistych punkt optymalny pompy pracującej w ruchu turbinowym wskazują na poprawność zilustrowanych zjawisk hydrodynamicznych i umożliwiają ocenę charakteru wyniku jakościowego.



RYS. 9 Walidacja pompy pracującej w ruchu turbinowym