

dr hab. inż. Stanisław Kostecki, prof. PWr\*  
 dr inż. Oscar Herrera-Granados\*

# Modelowanie obciążeń hydrodynamicznych krzywaka ssącego elektrowni wodnej

## *Modelling hydrodynamic loads acting on the draft tube of an hydroelectric powerhouse*

**Streszczenie.** Bardzo ważnym elementem hydrozespołu elektrowni wodnej jest rura ssąca, której kształt w znacznym stopniu decyduje o sprawności elektrowni oraz o możliwości wystąpienia zjawiska kawitacji. W przypadku krzywaka na działanie kawitacji narażone są powierzchnie po wypukłej stronie kolana oraz w miejscu, w którym promień krzywizny krzywaka jest najmniejszy. Oprócz zjawiska kawitacji przyczyną erozji rury ssącej może być nadmierna prędkość wody. W artykule zaprezentowano wyniki analizy numerycznej rozkładu prędkości oraz ciśnienia hydrodynamicznego w rurze krzywaka ssącego dużej elektrowni w Polsce, na podstawie rozwiązania równań dynamiki płynów Reynoldsa metodą  $k-\varepsilon$ .

**Słowa kluczowe:** elektrownia wodna, przepływ turbulentny, modelowanie numeryczne.

**Abstract.** A very important element of a hydroelectric power is the draft tube, whose shape importantly determines the efficiency of the powerhouse and the possibility of occurrence of cavitation. In the case of cavitation within this draft tube, the surfaces that are exposed to convex sides, such as its elbow, or places where the surface curvature radius are small, are more prone to this phenomena. Apart from cavitation, another cause of erosion within the draft tube may be excessive water velocity. In this paper the authors present the results of a numerical analysis of the velocity field and hydrodynamic pressures acting on the surfaces of the draft tube of a large powerhouse in Poland. The numerical analysis is based on the Reynolds' standard  $k-\varepsilon$  model.

**Keywords:** hydroelectric powerhouse, turbulent flow, numerical modelling.

Przepływowi wody przez rurę ssącą w elektrowni wodnej towarzyszą zwykle niekorzystne zjawiska dynamiczne w postaci drgań wywołanych pulsacją ciśnienia wody oraz kawitacją. Zjawisko kawitacji zostało stwierdzone ponad sto lat temu i jest przedmiotem wielu opracowań naukowych. Pojawia się wówczas, kiedy minimalne ciśnienie w przepływie jest równe ciśnieniu parowania wody [1]. Kawitacja powoduje erozję elementów opływanych, a jej wystąpienie może prowadzić do zniszczenia tych elementów w bardzo krótkim czasie. Na zjawisko kawitacji w elektrowniach wodnych najbardziej narażone są łopatki turbiny, ale zjawisko to pojawiać się może również wewnątrz krzywaka ssącego. Przy projektowaniu elektrowni zwykle wykorzystuje się uproszczony wzór (1), którym sprawdza się, czy wyznaczona wartość współczynnika kawitacji  $\sigma$  jest większa od wartości krytycznej:

$$\sigma = H_b - H_s/H > \sigma_c \quad (1)$$

gdzie:

$H_b$  – ciśnienie barometryczne [m słupa wody];  
 $H_s$  – ciśnienie ssania na wylocie z turbiny lub wysokość wirnika powyżej dolnej wody;  
 $H$  – wysokość spadu turbiny elektrowni [m].

Wartość  $\sigma_c$  może być wyznaczona na podstawie odpowiednich formuł empirycznych [2]. Zjawisko przepływu przez hy-

drozespół było wielokrotnie badane na modelach fizycznych [3, 4, 5] oraz teoretycznie za pomocą modelowania numerycznego. Numeryczne symulacje przepływu przez rurę ssącą turbiny Francisca przedstawili Lipej i Jošt [6, 7], którzy wyznaczyli pulsacje ciśnienia oraz badali ewolucję strefy kawitacji z zastosowaniem metody SAS-SST, LES i  $\omega$ -RSM. Podobne zjawisko analizował Wu metodą RANS [8], który również zajmował się określeniem zależności krytycznego współczynnika kawitacji od prędkości obrotowej turbiny [9].

W artykule przedstawiono obliczenia numeryczne rozkładu prędkości i ciśnienia przez krzywak ssący turbiny Kaplana oraz sprawdzano, czy przy powierzchni krzywaka nie występują spadki ciśnienia mogące sprzyjać zjawisku kawitacji.

### Modelowanie numeryczne przepływu turbulentnego

W modelowaniu przepływu turbulentnego stosuje się uśrednioną po czasie postać równań Naviera-Stokesa znanych pod nazwą równań Reynoldsa:

$$\rho \frac{\partial \bar{\mathbf{u}}}{\partial t} + \rho (\bar{\mathbf{u}} \nabla) \bar{\mathbf{u}} = -\nabla \bar{p} + \mu \nabla^2 \bar{\mathbf{u}} - \rho \nabla \cdot (\overline{\mathbf{u}'\mathbf{u}'}) + \mathbf{f} \quad (2)$$

gdzie:

$\bar{\mathbf{u}}, \bar{p}$  – uśrednione wartości prędkości i ciśnienia;

$\rho$  – gęstość cieczy;

$\mathbf{f}$  – pole sił zewnętrznych;

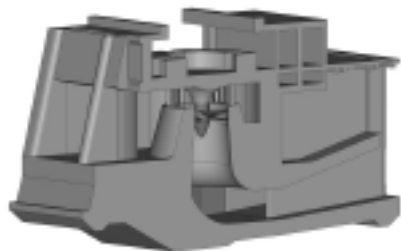
$\nabla^2$  – operator Laplace'a;

$\overline{\rho \mathbf{u}'\mathbf{u}'}$  – symetryczny tensor Reynoldsa, którego elementy stanowią składowe jednostkowego burzliwego strumienia pędu.

Równanie (2) wymaga sformułowania warunków początkowych, brzegowych dla prędkości i swobodnego zwierciadła wody oraz dodatkowych sześciu równań w celu jednoznacznego rozwiązania tego układu. Wykorzystano dwurównaniowy model transportu i dyssypacji energii kinetycznej przepływu nazywany  $K-\varepsilon$ .

Do analizy przepływu przez hydrozespół elektrowni zastosowano program Flow 3D wykorzystujący metodę objętości skończonych jako narzędzie aproksymacji w celu sprowadzenia układu równań różniczkowych do układu równań algebraicznych. Rozpatrując przypadek przepływu turbulentnego, należy zauważyć, że wymagania gęstości podziału obszaru na elementy objętościowe (siatka) są istotnym ograniczeniem, gdyż powinny zapewniać odwzorowanie występujących w takim przepływie różnorodnych skal wirów. W rozpatrywanym przepływie przez elektrownię rozmiar oczka siatki jest zdezeterminowany możliwością odwzorowania łopatek aparatu kierowniczego i turbiny. Stanowi to problem natury technicznej, gdyż czas obliczeń (i ich dokładność) rośnie wraz ze zwiększaniem gęstości podziału, ale zwiększają się również wyma-

gania na moc obliczeniową i pamięć komputera. Model geometryczny elektrowni przedstawiono na rysunku 1.

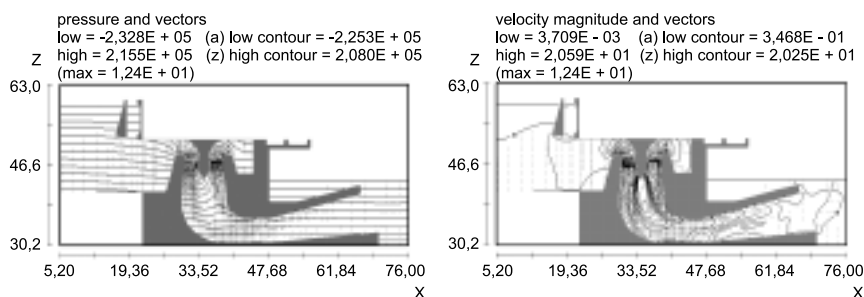


Rys. 1. Przekrój podłużny modelu elektrowni z widokiem na aparat kierowniczy i turbinę

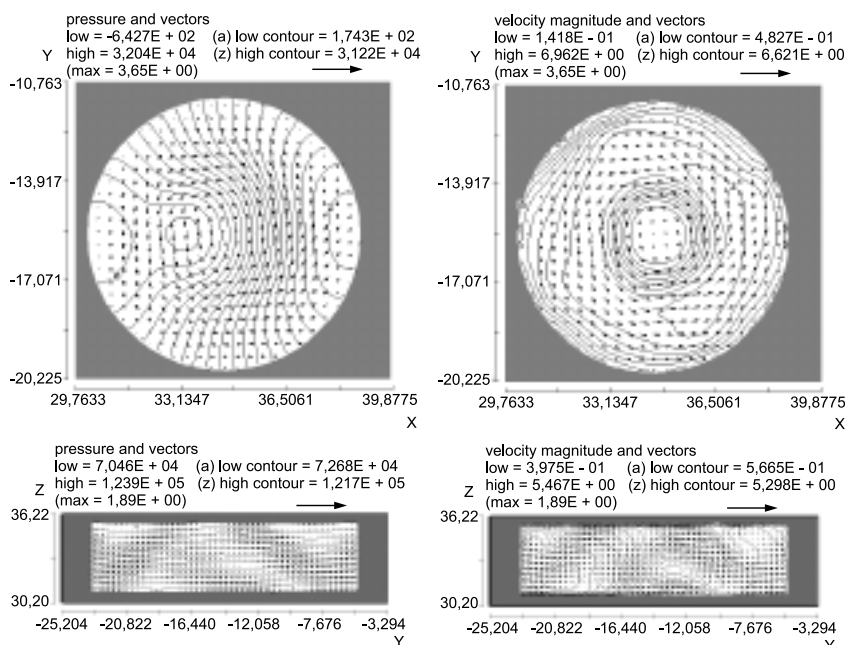
Wysokość spadku elektrowni przyjęto 8,8 m. Siatka modelu numerycznego składa się z obszarów zróżnicowanych pod względem wielkości elementu objętościowego i ma wymiary oczka: w przypadku wlotu i wylotu elektrowni 40 x 40 x 40 cm; odwzorowania spirali, komory turbinowej i rury ssącej 20 x 20 x 20 cm, a obracającej się turbiny 5 x 5 x 5 cm. Model został zweryfikowany na warunki ciśnienia przy braku przepływu oraz pod kątem dokładności i zbieżności przez zastosowanie siatek o mniejszej gęstości. Następnie wykonano obliczenia z turbiną obracającą się zgodnie z jej nominalną prędkością ok. 54 obr/min.

### Wyniki symulacji numerycznych

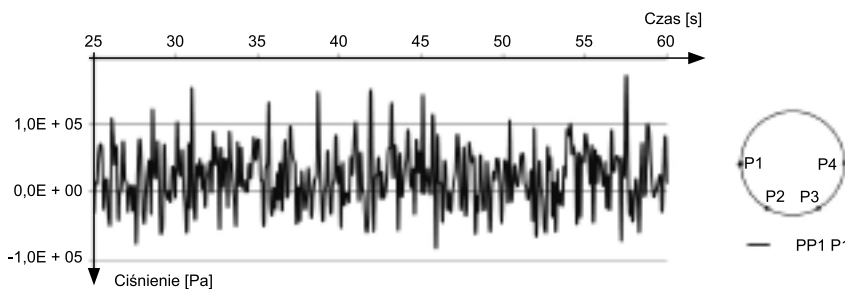
Wyniki obliczeń prędkości i ciśnienia przedstawiono w przekrojach elektrowni, w miejscach gdzie występują największe spadki ciśnienia. Na rysunku 2 przedstawiono wyniki symulacji numerycznych dla chwili czasowej  $t = 60$  s, w przekroju podłużnym przechodzącym przez oś turbiny. Ujemne chwilowe wartości ciśnienia i maksymalne chwilowe wektory prędkości wynoszące ok.  $20 \text{ ms}^{-1}$  występują na spodniej stronie łopatek turbiny. Na rysunku 3 przedstawiono izolinie ciśnienia w przekroju poziomym rury ssącej, położonym powyżej kolana, w odległości pionowej ok. 7,8 m od osi łopatek turbiny. Najniższe ciśnienie to  $0,174 \text{ kPa}$ , co jest poniżej wartości  $1,22 \text{ kPa}$ , przy którym następuje wrzenie wody o temperaturze  $10 \text{ }^\circ\text{C}$ . Prędkość przekracza  $6 \text{ ms}^{-1}$  przy wartościach dopuszczalnych dla betonu  $5 \text{ ms}^{-1}$ . Jest to jednak wartość chwilowa wywołana silną turbulencją. W przekroju pionowym poniżej kolana, w odległości pionowej ok. 8,7 m od osi turbiny, najniższa wartość ciśnienia wzrasta do  $70,46 \text{ kPa}$  i nie zachodzi niebezpieczeństwo kawitacji, a prędkość zmniejsza się do  $5,46 \text{ ms}^{-1}$ .



Rys. 2. Rozkład ciśnienia [Pa] i pola prędkości wody [ $\text{ms}^{-1}$ ] w postaci wektorów i izolinii w przekroju podłużnym elektrowni, przechodzącym przez oś turbiny, dla  $t = 60$  s



Rys. 3. Rozkład ciśnienia [Pa] i prędkości [ $\text{ms}^{-1}$ ] w przekrojach poprzecznych: poziomym (okrągłym), powyżej kolana rury ssącej i pionowym (prostokątnym) poniżej kolana



Rys. 4. Historia modelowanego ciśnienia dla wybranego punktu przekroju poziomego położonego pod wewnętrznym stalowym płaszczem turbiny

Przepływ przez hydrozespół charakteryzuje się dużymi pulsacjami wartości jego parametrów. Rysunek 4 ilustruje pulsacje w czasie ciśnienia wyznaczonego na modelu w przekroju leżącym o  $1,8 \text{ m}$  poniżej osi łopatek turbiny. W przekroju tym, z uwagi na bliskość turbiny, zmiany są największe, a na wylocie z rur ssących amplituda zmian ciśnienia jest najmniejsza i współczynnik zmienności nie przekracza 10%.

### Wnioski

1. Do analizy ruchu turbulentnego programem Flow 3D wybrano opcję modelu  $K-\epsilon$ , który okazał się wystarczająco dokładny i efektywny do wykonania złożonych obliczeń przepływu przez turbinę i rurę ssącą elektrowni.

2. Z analizy rozkładu prędkości wynika, że maksymalna wartość pojawia się w obrębie aparatu kierowniczego oraz turbiny

i wynosi ok. 20 m/s. W rurze ssącej prędkość ta znacznie spada i u wylotu wynosi ok. 3,5 m/s.

3. Analizując rozkład ciśnienia, stwierdzono, że największe podciśnienie występuje na łopatkach turbiny. W rurze ssącej ciśnienie w obrębie górnej powierzchni kolana jest ok. dwukrotnie mniejsze niż ciśnienie hydrostatyczne, i mimo że wartości chwilowe są niższe niż ciśnienie parowania wody w temperaturze 10 °C, to jednak wartości uśrednionego po czasie ciśnienia są znacznie powyżej granicy pojawiania się kawitacji.

#### Literatura

[1] Arndt R., Cavitation in Vortical Flows, *Annu. Rev. Fluid Mech.* 34, (2002), 143 – 75.

[2] Kumar P., Saini R.P., Study of cavitation in hydro turbines-A review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 14, (2010), 374 – 383.

[3] Escalera X., Egusquiza E., Farhat M., Avelanb F., Coussirat M., Detection of cavitation in hydraulic turbines, *Mech. Sys. Signal Processing* 20, (2006) 983 – 1007.

[4] Müller A., Dreyer M., Andreini N., Avellan F., Draft tube discharge fluctuation during self-sustained pressure surge: fluorescent particle image velocimetry in two-phase flow, *Exp Fluids* (2013) 54: 1514.

[5] Vučković S., Širok B., Jošt D., Bajcar T., The Identification of a Vortex in the Draft-Tube Cone of a Model Francis Turbine, *Int. J. Dyn. Fluids*, Vol. 3, 2 (2007), pp. 133 – 152.

[6] Lipej A., Jošt D., Mežnar P., Djelić V., Numerical prediction of pressure pulsation amplitude

for different operating regimes of Francis turbine draft tubes, *Int. J. of Fluid Machinery and Systems*, Vol. 2, No. 4, 2009.

[7] Jošt D., Lipej A., Numerical Prediction of Non-Cavitating and Cavitating Vortex Rope in a Francis Turbine Draft Tube, *J. Mech. Eng.* 57 (2011) 6, 445 – 456.

[8] Wu Y., Liu S., Dou H., Zhang L., Simulations of unsteady cavitating turbulent flow in a Francis turbine using the RANS method and the improved mixture model of two-phase flows, *Engineering with Computers* (2011) 27: 235 – 250.

[9] Wu Y., Liu J., Sun Y., Liu S., Zuo Z., Numerical analysis of flow in a Francis turbine on an equal critical cavitation coefficient line, *J. Mech. Sci. Techn.* 27 (6), (2013), 1635 –1641.

mgr Agnieszka Woźniak\*

# Wpływ obecności gondoli na kształt łopatek wirnika turbiny wiatrowej o poziomej osi obrotu

*The influence of the nacelle for blade horizontal axis wind turbine*

**Streszczenie.** Dobrze znane metody konstrukcji łopatek turbin wiatrowych o poziomej osi obrotu oparte są na napływie jednorodnym [1], natomiast prawdziwe turbiny wiatrowe pracują w niejednorodnym strumieniu. Przyczyną tej niejednorodności może być obecność gondoli wiatraka. Celem artykułu jest przedstawienie wpływu obecności gondoli na kształt łopatek wirnika turbiny wiatrowej, tj. kształt cięciwy i kąta skręcenia. Opisana metoda łączy twierdzenie Betza o minimalnej mocy indukowanej śmigła z modyfikowaną teorią opływu ciała smukłego oraz zasadą zachowania pędu i momentu pędu w przypadku elementu łopaty wirnika.

**Słowa kluczowe:** turbina wirnika, aerodynamika turbiny wiatrowej.

**Abstract.** Well established methods of wind turbine blades aerodynamic design are founded on assumption of uniform inflow. Real wind turbine works in non-uniform stream affected by vertical velocity gradient, nacelle. It seems that the effect for small turbine will be strong. The purpose of the present paper is investigation of nacelle on shape of the blade i.e. radial chord and twist distribution in so-called reverse (design) problem for HAWT. In the paper a sample calculations of the rotor geometry for given conditions has been presented. It was shown that the presence of nacelle has an appreciable influence on twist and chord distribution in the inner portion of the rotor disk.

**Keywords:** wind turbine, wind turbine aerodynamics.

Moc zawarta w strumieniu powietrza wzrasta z trzecią potęgą prędkości wiatru oraz liniowo ze wzrostem rozmiarów wirnika. Z tego powodu ogromne znaczenie ma posadowienie elektrowni wiatrowej w miejscu o możliwie korzystnych warunkach wiatrowych. W przypadku gdy wybór terenu jest już przesądzony, znaczenia nabiera powierzchnia wirnika.

Od kilkudziesięciu lat zauważamy trwały wzrost rozmiarów wirnika, a wraz z nim dużego znaczenia nabierają aspekty projektowania oraz wykonania łopatek wirnika turbiny wiatrowej. Ostateczny kształt łopaty jest wynikiem kompromisu pomiędzy wieloma czynnikami, takimi jak:

obciążenia aerodynamiczne; wydajność; koszty produkcji; stabilność aeroelastyczna i obciążenia zmęczeniowe [2, 3]. Wiedząc, że wydatki poniesione na produkcję łopatek stanowią ok. 10% całkowitych kosztów turbiny wiatrowej, uzasadnione jest inwestowanie w innowacyjne rozwiązania konstrukcji łopatek, metody ich wykonania oraz stosowane materiały. Dobrze dobrana konstrukcyjnie łopata pozwala zmniejszyć wymagania stawiane paście i wieży, obniżyć koszty produkcji i eksploatacji turbiny wiatrowej oraz wpłynąć na wydajność produkcji energii. W artykule poruszono problem optymalnego kształtu łopaty wirnika turbiny wiatrowej uwarunkowanego obecnością gondoli.

\* PWSZ im. Stanisława Pigonia w Krośnie, Instytut Politechniczny