



طراحی هیدرودینامیکی و شبیه‌سازی عددی توربین محوری با ارتفاع بسیار کم (VLH)

سیدمحمد میرقوامی¹، محمدهادی ستوده‌حقیقی¹، سیدفرشید چینی²، علیرضا ریاسی^{3*}

1- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه تهران، تهران

2- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه تهران، تهران

3- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه تهران، تهران

* تهران، صندوق پستی 11155/4563، ariasi@ut.ac.ir

چکیده

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 19 شهریور 1396

پذیرش: 09 آذر 1396

ارائه در سایت: 24 آذر 1396

کلید واژگان:

توربین آبی

ارتفاع بسیار کم

هیدروفویل

راندمان هیدرولیکی

کاویتاسیون

یکی از روش‌های جدید بهره‌برداری از انرژی آبی در رودخانه‌ها و کانال‌ها استفاده از نیروگاه‌های کوچک مجهز به توربین‌های محوری با ارتفاع بسیار کم می‌باشد. در این پژوهش روند طراحی و شبیه‌سازی عددی توربین با ارتفاع بسیار کم با توجه به اطلاعات نمونه ساخته شده، ارائه شده است. توربین صنعتی مورد مطالعه قادر به تولید توان 450 کیلووات در ارتفاع 2.6 متر است. برای تولید هندسه توربین، کد محاسباتی با استفاده از ترکیب نرم‌افزارهای متلب و ایکس‌فویل توسعه داده شده است. در روند حل، طراحی هیدرودینامیکی اولیه با توجه به معادله اوپلر برای چرخ‌های آبی انجام شده است. در ادامه با توجه به روش کلاسیک طراحی توربوماشین‌های محوری و انتخاب هیدروفویل با ضریب برآی مناسب، اطلاعات نهایی هندسی برای مقاطع پره چرخ به دست آمده است. پس از انتقال هندسه و ایجاد شبکه بندی ساختاریافته در توربوگرید برای گسسته‌سازی معادلات حاکم، شبیه‌سازی عددی با استفاده از نرم‌افزار سی‌اف‌ایکس انجام شده است. نتایج شبیه‌سازی برای مجموعه توربین شامل چرخ و پره‌های راهنما در بازشدگی‌های مختلف پره‌های چرخ ارائه شده‌اند. همچنین نتایج مربوط به امکان وقوع کاویتاسیون در بازشدگی‌ها و دبی‌های مختلف بررسی شده است. نتایج به دست آمده نشان می‌دهد که استفاده از روش طراحی ارائه شده، راندمان هیدرولیکی را برای نقطه کاری در بازشدگی مبنای طراحی پره‌های چرخ به میزان حدود 89 درصد رسانده است. از نظر کاویتاسیون، توربین طراحی شده تنها در دبی‌های بالای خارج از نقطه طراحی و در بازشدگی‌های مثبت پره‌های چرخ دچار کاویتاسیون لبه ورودی می‌شود و در نقطه طراحی مشکل کاویتاسیون وجود ندارد.

Hydrodynamic Design and Numerical Simulation of a Very Low Head Axial Turbine

Seyed Mohammad Mirghavami, Mohammad Hadi Sotoude Haghghi, Seyed Farshid Chini, Alireza

Riasi*

School of Mechanical Engineering, University of Tehran, Tehran, Iran

* P.O.B. 11155/4563, Tehran, Iran, ariasi@ut.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 10 September 2017
Accepted 30 November 2017
Available Online 15 December 2017

Keywords:
Hydraulic Turbine
Very Low Head
Hydrofoil
Hydraulic efficiency
Cavitation

ABSTRACT

Small scale hydraulic power plants equipped with very low head (VLH) axial turbines can be considered as a novel approach to extract energy from rivers and canals. In this study, design process and numerical simulation of a prototype of a VLH turbine is done. The selected turbine generates 450 kW power at the head of 2.6 m. In order to generate the turbine geometry using MATLAB and X-Foil, a computational code has been developed. The design process to generate finalized geometrical data of the runner blades contains a primary hydrodynamic design using Euler equation in turbomachinery, a classical approach for axial turbomachinery design and selection of hydrofoils with appropriate lift coefficient. Using the geometry and structured mesh generated by Turbo Grid for discretization of governing equations, the numerical simulation was accomplished by ANSYS CFX. Simulation results of different opening angles of the runner blades are presented for the turbine system including runner and guide vanes. Also, cavitation possibility is studied in various opening angles and discharges. The results demonstrate that the hydraulic efficiency of the VLH turbine is approximately 89% where the opening angle of the runner blades is at the design point. Moreover, cavitation does not occur at the design point. However, at flow rates larger than the nominal flow rate, and at opening angles larger than the design point cavitation at the leading edge is possible.

1- مقدمه

کم نسبت به توربین‌های هیدرولیک معمولی هستند که سازگاری بیشتری با محیطزیست و گونه‌های آبی ساکن رودخانه‌ها دارند [1]. محدوده ارتفاع

توربین‌های با ارتفاع بسیار کم¹، نوع جدیدی از توربین‌های کاپلان² با ارتفاع

² Kaplan

¹ Very Low Head

Please cite this article using:

S. M. Mirghavami, M. H. Sotoude Haghghi, S. F. Chini, A. Riasi, Hydrodynamic Design and Numerical Simulation of a Very Low Head Axial Turbine, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 12, pp. 373-381, 2018 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

S. M. Mirghavami, M. H. Sotoude Haghghi, S. F. Chini, A. Riasi, Hydrodynamic Design and Numerical Simulation of a Very Low Head Axial Turbine, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 12, pp. 373-381, 2018 (in Persian)

در محدوده ارتفاع 0.2 متر تا 1.2 متر و سرعت دورانی 140 rpm تا 200 rpm شده‌است که خارج از محدوده طراحی نمونه‌های صنعتی بوده‌است [11]. استفاده از معیار ضریب فشار کمینه در سمت مکش پره برای کنترل بارگذاری هیدرودینامیکی در طراحی ردیف پره‌های توربین محوری پیش از این در پژوهش دیگری مورد استفاده شده‌بوده‌است [12].

بهینه‌سازی هندسه هیدروفویل‌های مورد استفاده در روند طراحی توربین در ابعاد آزمایشگاهی و با سرعت دورانی بالاتر از محدوده صنعتی با توجه به مقدار بهینه نسبت نیروی برآ به پسا و با استفاده از ترکیب نرم‌افزارهای ایکس‌فویل⁸ و متلب⁹ نشان داده که استفاده از این روش بهینه‌سازی منجر به ایجاد هندسه توربین در ابعاد کوچک و با راندمان هیدرولیکی تا حد 91% در دبی‌های مختلف می‌شود [13].

پژوهش‌های انجام‌شده در داخل کشور در سال‌های اخیر شامل مطالعه برای مکان‌یابی و امکان‌سنجی اقتصادی احداث نیروگاه‌های دارای توربین‌های با ارتفاع بسیار کم در ایران، تحلیل اثر هندسی بالادست و زاویه نصب توربین بر عملکرد توربین‌های با ارتفاع بسیار کم با در نظر گرفتن مشخصه‌های ماهی دوستی و طراحی و بهینه‌سازی پره‌های توربین با توجه به هیدروفویل مورد استفاده با روش سی‌اس‌تی¹⁰ بوده‌است [14]. در پژوهش اخیر، روش سی‌اس‌تی برای پارامترسازی هندسه دوبعدی و بهینه‌سازی نسبت نیروی پسا به برآ با کمک ترکیب نرم‌افزارهای ایکس‌فویل و متلب به کار گرفته شده‌است. تحلیل عددی سه‌بعدی جریان نشان داده که استفاده از این روش بهینه‌سازی برای هیدروفویل‌های انتخاب‌شده از سری NACA24XX، راندمان هیدرولیکی در نقطه کاری را به میزان 2.4% افزایش داده‌است.

در این مقاله روند طراحی چرخ و پره‌های راهنمای توربین با ارتفاع بسیار کم بر اساس الگوریتم طراحی توربوماشین‌های محوری ارائه شده‌است. روند طراحی با تحلیل اولیه مشخصه‌های جریان شامل زاویه و سرعت جریان نسبت به پره آغاز می‌شود که مبتنی بر معادله اوپلر برای چرخ‌های آبی است. در ادامه با استفاده از برنامه نوشته‌شده در نرم‌افزار متلب بر اساس الگوریتم طراحی توربوماشین‌های محوری [15]، طراحی مقاطع توربین انجام می‌شود. به این منظور بر اساس اطلاعات موجود، هیدروفویل مشابه با نمونه صنعتی [5] انتخاب و در ادامه زاویه نصب¹¹ و طول وتر¹² هیدروفویل در هر مقطع تعیین می‌شود. این کار با توجه به اطلاعات دریافتی از نرم‌افزار ایکس‌فویل و تعیین زاویه حمله مناسب انجام می‌گیرد. پس از طراحی پره‌های راهنمای توربین برای نقطه طراحی، شبیه‌سازی‌های عددی برای بازشدگی‌های مختلف چرخ و دبی‌های مختلف جریان انجام گرفته و نتایج در نقطه طراحی با نمونه صنعتی مقایسه شده‌اند. همچنین با توجه به وقوع پدیده کاویتاسیون در نقاط خارج از نقطه کاری در بازشدگی‌های مختلف پره چرخ که در تحقیقات منتشرشده قبلی بررسی نشده‌است، نتایج حل دوفاز با مدلسازی همگن در نظر گرفته‌شده و محل‌های تشکیل حباب در پدیده کاویتاسیون مشخص شده‌اند. با توجه به نوین‌بودن ایده طراحی این توربین‌ها و امکان استفاده در ظرفیت‌های آبی داخل کشور به خصوص کانال‌های پایین‌دستی سدها مانند سد دز، روش طراحی و نتایج این مقاله می‌تواند برای طراحی چرخ و پره‌های راهنمای توربین‌های با ارتفاع بسیار کم جهت استفاده در طرح‌های آبی ساخت و توسعه نیروگاه‌های کم‌ظرفیت در ایران استفاده شود.

کارکردی این توربین‌ها 1.5 تا 4.5 متر است که در مقایسه با محدوده ارتفاع توربین‌های کاپلان (10 تا 60 متر) [2]، بسیار کوچک به نظر می‌رسد. تفاوت دیگر این توربین با نوع کاپلان رایج، تعداد بیشتر پره‌ها برای چرخ است؛ یعنی تعداد 8 عدد پره در چرخ که دو برابر تعداد پره در چرخ توربین‌های کاپلان است [1]. مزیت عمده این توربین‌ها، کاهش قابل ملاحظه در هزینه‌های ساخت تاسیسات ذخیره‌سازی آب است. به طوری که خود توربین و محفظه آن به همراه کانال بالادست، نقش مخزن را بر عهده دارند. به عبارت دیگر این توربین نیازی به لوله پستتاک¹ و محفظه حلزونی² در بالادست چرخ ندارد. همچنین به علت پایین بودن سرعت و انرژی جنبشی سیال در پایین دست چرخ، نیازی به ساخت لوله مکش³ نیست. عدم نیاز به ساخت اجزای گفته شده، هزینه‌های عمرانی را در حدود 40 تا 50 درصد کاهش می‌دهد [3] و موجب کاهش زمان مورد نیاز برای ساخت تا حد یک سال در مقایسه با دوره 3 تا 6 ساله ساخت نیروگاه‌های هیدرولیکی متداول می‌شود [4]. با توجه به محدوده ارتفاع مذکور، توربین‌های با ارتفاع بسیار کم با استفاده از دبی جریان 10 تا 27.5 متر مکعب در ثانیه، قادر به تولید توان در محدوده 100 تا 500 کیلووات در نمونه‌های صنعتی با راندمان بالای 80 درصد هستند [5]. پژوهش‌های انجام‌شده درباره توربین‌های با ارتفاع بسیار کم را می‌توان به سه دسته تقسیم‌بندی نمود. دسته اول به معرفی، تحلیل و ذکر مزایای استفاده از این نوع توربین می‌پردازند [6,1]. با توجه به سرمایه‌گذاری‌های صورت گرفته در کشورهای فرانسه و کانادا، بخشی از این تحلیل‌ها با توجه به پتانسیل‌های موجود در این کشورها انجام شده‌است [7]. چنین پژوهش‌هایی منجر به احداث 57 نمونه از نیروگاه‌های دارای توربین با ارتفاع بسیار کم در کشورهای اروپایی به ویژه فرانسه و ایتالیا تا سال 2015 شده‌است [5].

دسته دوم پژوهش‌ها به صورت تجربی و عددی به بررسی این توربین‌ها پرداخته‌اند [9,8,3]. به عنوان مثال در یکی از این بررسی‌ها به اثر وجود پله در بالادست توربین پرداخته‌اند. لازم به ذکر است که وجود پله در کانال بالادست به علت وجود شیب‌های مختلف در کف کانال اجتناب‌ناپذیر است [3]. در [9] نشان داده شده‌است که وجود پله در بالادست باعث ایجاد پروفیل سرعت غیریکنواخت، سیرکولاسیون و کاهش سرعت جریان ورودی به توربین می‌شود. در نتیجه بازده توربین کاهش پیدا خواهد کرد.

دسته سوم با استفاده از روش دینامیک سیالات محاسباتی⁴ به بهینه‌سازی توربین‌های با ارتفاع بسیار کم می‌پردازند. این مطالعات نشان داده‌اند که طراحی توربین با در نظر گرفتن معیار گردابه آزاد⁵ برای سرعت مماسی در خروجی چرخ، منجر به ثابت شدن سرعت محوری توربین می‌شود. اعمال معیارهای گردابه اجباری⁶ و سرعت چرخشی⁷ ثابت برای سرعت مماسی خروجی، موجب توزیع غیرثابت برای سرعت محوری چرخ می‌شود. در صورت در نظر گرفتن معیار گردابه آزاد، در مقایسه با معیارهای گردابه اجباری و سرعت چرخشی ثابت میزان توان تولیدی کمتر است. با این حال استفاده از معیار گردابه آزاد در خروجی توربین منجر به ثابت شدن اندازه سرعت محوری در تمام مقاطع می‌شود و احتمال بروز کاویتاسیون را کاهش می‌دهد [10]. در پژوهش دیگری استفاده از معیار ضریب فشار کمینه در سمت مکش پره برای تعیین نوع هیدروفویل در طراحی توربین با ارتفاع بسیار کم با فرض گردابه آزاد در خروجی چرخ، منجر به طراحی هندسه با راندمان بالای 90%

¹ Penstock

² Spiral Case

³ Draft Tube

⁴ CFD

⁵ Free Vortex

⁶ Forced Vortex

⁷ Swirl Velocity

⁸ X-Foil

⁹ MATLAB

¹⁰ CST

¹¹ Stagger Angle

¹² Chord

$$C_m = \frac{Q}{\frac{\pi}{4}(D^2 - D_{hub}^2)} \quad (7)$$

سپس با استفاده از روابط 8 تا 11 مقادیر سرعت نسبی جریان، زاویه سرعت نسبی جریان ورودی و خروجی به پره و زاویه سرعت نسبی جریان برای هر مقطع مشخص می‌شود.

$$W_\infty^2 = C_m^2 + (U - \frac{C_u}{2})^2 \quad (8)$$

$$\tan \beta_1 = \frac{C_m}{U - C_u} \quad (9)$$

$$\tan \beta_2 = \frac{C_m}{U} \quad (10)$$

$$\tan \beta_\infty = \frac{\tan \beta_1 + \tan \beta_2}{2} \quad (11)$$

در ادامه با توجه به شکل 1(a) و تعریف زاویه لغزش⁴ با توجه به نسبت نیروی پسا به نیروی برآ در رابطه 12، مقدار حاصلضرب ضریب برآ در نسبت صلبیت برای هر مقطع به دست می‌آید.

$$\tan \lambda = \frac{C_d}{C_l} \quad (12)$$

$$C_l \sigma = \frac{2gHC_m \cos \lambda}{W_\infty^2 U \sin(\beta_\infty - \lambda)} \quad (13)$$

در رابطه 13 نسبت صلبیت⁵ با تعریف نسبت طول وتر به گام هیدروفویل در هر مقطع از رابطه 14 قابل محاسبه است.

$$\sigma = \frac{C}{S} \quad (14)$$

جهت مشخص شدن نحوه قرارگیری هیدروفویل در مقطع مربوطه، نیاز است دو پارامتر طول وتر و زاویه نصب هیدروفویل مطابق با شکل 1(a) تعیین شوند. بر اساس رابطه 14 در هر مقطع طول وتر بر مبنای طول گام

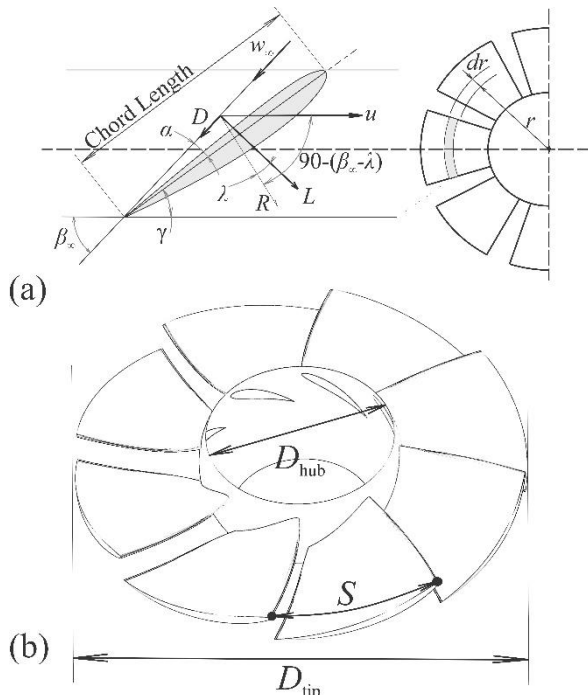


Fig. 1 Design angles and forces on the blade section (a), blades pitch at tip section and diameter of hub and shroud

شکل 1 (a) زوایای طراحی و نیروهای وارد بر مقطع پره و (b) گام پره‌ها در مقطع نوک پره و قطرهای داخلی و خارجی چرخ

2- روش طراحی چرخ و پره‌های راهنما

به منظور طراحی چرخ توربین، اولین گام توجه به اطلاعات موجود درباره نمونه صنعتی [5] است. با توجه به محدودیت اطلاعات فنی منتشرشده با مراجعه به جداول طراحی در مرجع شرکت فرانسوی سازنده توربین، نمونه‌ای از توربین انتخاب شد که اطلاعات مربوط به نقطه طراحی آن در مقاله منتشرشده [6] وجود داشته باشد. به این ترتیب در گام نخست مشخصه‌های اولیه توربین مطابق با جدول 1 انتخاب گردید.

لازم به ذکر است که انتخاب پارامتر سرعت دورانی با توجه به مشخصه ماهی‌دوستی¹ و نیز محدودیت فنی پارامترهای دبی واحد و سرعت دورانی واحد بوده است. بر این اساس، پارامترهای طراحی انتخاب شده طبق آزمایش‌های اولیه صورت گرفته باید در شرایط معادلات 1 و 2 صدق می‌کنند تا راندمان هیدرولیکی توربین بیشتر از 80% باشد [10,1].

$$0.2 < Q_{11} = \frac{Q}{D^2 H^{0.5}} < 1.2 \quad (1)$$

$$65 < N_{11} = \frac{nD}{H^{0.5}} < 280 \quad (2)$$

مقدار سرعت مخصوص مخصوص توربین با توجه به رابطه 3 که برای تعیین سرعت مخصوص توربین‌های آبی به کار می‌رود، تقریباً برابر 257 است که در محدوده سرعت مخصوص توربین‌های محوری (200 تا 300) قرار می‌گیرد [15].

$$N_s = \frac{n\sqrt{P}}{H^{\frac{5}{4}}} \quad (3)$$

همچنین در روند حل با توجه به نمونه صنعتی توربین و نیز در تطابق با روش طراحی توربوماشین‌های محوری، نسبت قطر ریشه² به قطر خارجی توربین برابر 0.45 در نظر گرفته شد [15]. با توجه به تعریف راندمان هیدرولیکی³ توربین در رابطه 4 و مقادیر موجود در جدول 1 و نیز احتساب راندمان الکتریکی 90 درصد برای مجموعه توربین، مقدار راندمان هیدرولیکی برای شروع طراحی بر اساس اطلاعات نمونه صنعتی توربین حدود 86 درصد است [5].

$$\eta = \frac{P}{\rho g Q H} \quad (4)$$

در روند حل اولیه بر اساس معادله اوپلر برای چرخ‌های آبی، لازم است زاویه و سرعت نسبی جریان تعیین شود. به این منظور سرعت مماسی و مولفه مماسی سرعت مطلق و نیز سرعت محوری از معادلات 5 تا 7 تعیین می‌شوند. فرض اصلی در این مرحله از طراحی توربوماشین‌های محوری، تساوی سرعت محوری برای مقاطع مختلف پره از ریشه تا نوک است [15] که پیش از این در طراحی توربین‌های با ارتفاع بسیار کم نیز استفاده شده است [10].

$$U = \frac{2\pi r n}{60} \quad (5)$$

$$C_u = \frac{gH}{U} \quad (6)$$

جدول 1 پارامترهای طراحی اولیه چرخ توربین

مقدار انتخاب شده	پارامتر طراحی
450 kW	توان
2.6 m	ارتفاع خالص
22.7 m ³ s ⁻¹	دبی حجمی
4.5 m	قطر چرخ
40 rpm	سرعت دورانی

¹ Fish Friendliness

² Hub

³ Hydraulic Efficiency

⁴ Gliding Angle

⁵ Solidity

مربوط به آن مقطع محاسبه می‌شود. طول گام در مقطع نوک پره در شکل 1(b) نشان داده شده است. در روند طراحی پس از مشخص کردن مقدار ضریب لیفت مورد نیاز از رابطه 13، انتخاب زاویه حمله مناسب براساس تحلیل نرم افزار ایکس‌فویل بر روی هیدروفویلی صورت می‌گیرد که توسط کاربر انتخاب شده است. براساس زاویه حمله تعیین شده توسط ایکس‌فویل، زاویه نصب هیدروفویل مطابق با هندسه مقطع پره و جریان نسبی در شکل 1(a) از رابطه 15 تعیین می‌شود.

$$\gamma = \beta_{\infty} - \alpha \quad (15)$$

برای تعیین طول وتر هیدروفویل با توجه به تعریف نسبت صلیبیت و با در نظر گرفتن مقدار نسبت صلیبیت ثابت 1، طول وتر در مقاطع مشخص می‌شود. قابل ذکر است که استفاده از ضریب صلیبیت ثابت، به عنوان پارامتر تجربی در طراحی معمول بوده و در یک نمونه از پژوهش‌های گذشته در زمینه طراحی توربین با ارتفاع بسیار کم منجر به راندمان بالای 90 درصد شده است [13]. پارامترهای طراحی برای 5 مقطع در طول پره حاصل از الگوریتم نشان داده شده در فرآیند شکل 2، در جدول 2 ارائه شده‌اند.

به منظور مدلسازی پره‌های راهنما از تعداد 18 پره راهنما در ورودی جریان به چرخ استفاده گردید. هر پره راهنما شامل یک قسمت مسطح ورودی متصل به بخش زاویه‌دار است که جریان سیال ورودی به توربین را بر روی پره‌های چرخ توزیع می‌کند. روند طراحی این پره‌ها به این صورت است که با استفاده از برنامه متلب، با اعمال ضریب صلیبیت 0.7 برای مقاطع مختلف پره راهنما و نیز با فرض اینکه هر مقطع از پره راهنما قوس زاویه‌ای 14 درجه‌ای را بپوشاند، نقاط مربوط به مقاطع پره راهنما تولید شده است. زاویه هدایت جریان از پره‌های راهنما به چرخ با استفاده از شبیه‌سازی‌های اولیه و مشاهده تغییر مسیر خطوط جریان بر اثر عبور از پره‌های راهنما برای نقطه کاری طراحی برابر 50 درجه انتخاب گردیده است. انتخاب زاویه پره‌های راهنما به گونه‌ای بوده است که پس از تحلیل عددی برای مجموعه توربین، مقادیر ارتفاع و راندمان هیدرولیکی برابر با نقطه طراحی توربین صنعتی به دست آید. پس از تولید نقاط مربوط به پره‌های راهنما و انتقال هندسه به مجموعه انسیس¹، مجموعه توربین شامل قطاع پریودیک چرخ و پره‌های راهنما در شکل 3 نشان داده شده است.

با توجه به نیاز به تنظیم پره چرخ در زوایای بازشدگی مختلف در مراحل بعدی حل، اطلاعات هر مقطع بر روی سطوح کروی تصویر شد. به عبارت دیگر با استفاده از نرم‌افزار متلب، نقاط تشکیل‌دهنده مقاطع طراحی، جهت شناسایی هندسه سه‌بعدی پره چرخ توسط توربوگرید برای مقاطع ریشه، نوک و سه مقطع میانی تولید شدند. لازم به ذکر است که فرآیند طراحی و ایجاد هندسه با ترکیب نرم‌افزارهای متلب، ایکس‌فویل و توربوگرید، موجب حذف روند معمول مربوط به مدلسازی جداگانه در نرم‌افزارهای تولید هندسه می‌شود. استفاده از برنامه نوشته شده برای ترکیب چند نرم‌افزار یاد شده علاوه بر امکان مدلسازی توربومشین‌های محوری مشابه، ضمن کاهش زمان مدلسازی و حل عددی نسبت به شبیه‌سازی‌های قبلی، امکان تولید هندسه‌های مختلف پره چرخ و پره‌های راهنما را برای مطالعه حالت‌های امکان‌پذیر در ساختار توربین‌های با ارتفاع بسیار کم فراهم می‌کند.

3- حل عددی جریان به روش دینامیک سیالات محاسباتی

3-1- تولید شبکه

با مشخص شدن پارامترهای مربوط به هر مقطع پره چرخ، مشخصات

¹ ANSYS

برای شبکه‌بندی حل حول پره‌های راهنما نیز مشابه با چرخ پس از اعمال مقدار γ^+ کمتر از 1 برای دیواره‌ها و تعیین عدد رینولدز متوسط 3×10^6 ، شبکه ساختاریافته به تعداد 570750 سلول در نظر گرفته شده است. همچنین برای دقیق‌تر شدن حل و اینکه شرط مرزی خروجی از چرخ فاصله مناسبی داشته باشد، یک قسمت استوانه‌ای پریودیک به طول 1.2 متر و با قطر داخلی و خارجی چرخ به قسمت خروجی چرخ اضافه شد. برای تعیین طول مناسب برای لوله خروجی چند مرحله حل عددی انجام شد تا ابعاد لوله به گونه‌ای باشد که جریان برگشتی به کمترین مقدار برسد و اتصال پایین‌دست توربین به فشار خروجی قابل مقایسه با حالت واقعی باشد. شبکه این قسمت که شامل 53951 سلول محاسباتی است، با کمک نرم‌افزار تولید شبکه انسیس² ایجاد شد. علت اضافه کردن این بخش، محدودیت ابعاد هندسه ورودی به توربوگرید بوده است. برای شبکه لایه مرزی در قسمت دیواره‌های استوانه خروجی 10 لایه به ضخامت مجموع 2 میلی‌متر در نظر گرفته شده است. روند استقلال حل از شبکه در جدول 3 و شکل 4 ارائه شده است که در نتیجه آن، شبکه شماره 4 جهت حل عددی در بازشدگی مبنای چرخ استفاده شده است. در شکل 5 نمایی از شبکه ساختاریافته برای پره چرخ و شبکه لایه مرزی در قسمتهای لقی پره و در اطراف هیدروفویل در ریشه پره نشان داده شده است.

3-2- تنظیمات حلگر و شرایط مرزی

با انتقال شبکه تولید شده برای چرخ، پره‌های راهنما و لوله خروجی به حلگر انسیس سی‌اف‌ایکس⁴ و تعریف شرایط مرزی، حل اولیه‌ای برای مقادیر متفاوت سرعت ورودی انجام شد. ناحیه شامل چرخ با سرعت زاویه‌ای 40 rpm دوران می‌کند. در قسمت چرخ، سطوح پره و ریشه دارای سرعت دورانی برابر با سرعت زاویه‌ای چرخ هستند در حالی که دیواره محفوظه چرخ ثابت در نظر گرفته شده است. شرایط مرزی در سطوح شامل دیواره‌های ریشه و محفوظه توربین و نیز بر روی سطح پره‌ها، دیوار بدون لغزش است. شرط مرزی در سطح بین پره‌های راهنما و چرخ و نیز بین چرخ و لوله خروجی، به صورت اینترفیس⁵ در حالت فروزن روتور⁶ اعمال شده و برای سطوح پریودیک در قطاع پره‌های چرخ و راهنما، از نوع پریودیک دورانی⁷ است. در مقطع خروجی، شرط فشار خروجی وجود دارد که به سیال اجازه می‌دهد در صورت بازگشت جریان، در جهت خطوط جریان و با فشار نسبی صفر برگردد. برای شرط ورودی جریان، در صورت استفاده از پره‌های راهنما، نیازی به اعمال سرعت ورودی به صورت چند مولفه‌ای نخواهد بود و تنها کافیست سرعت

² Turbo Grid

³ ANSYS Mesh

⁴ ANSYS CFX

⁵ Interface

⁶ Frozen Rotor

⁷ Rotational Periodicity

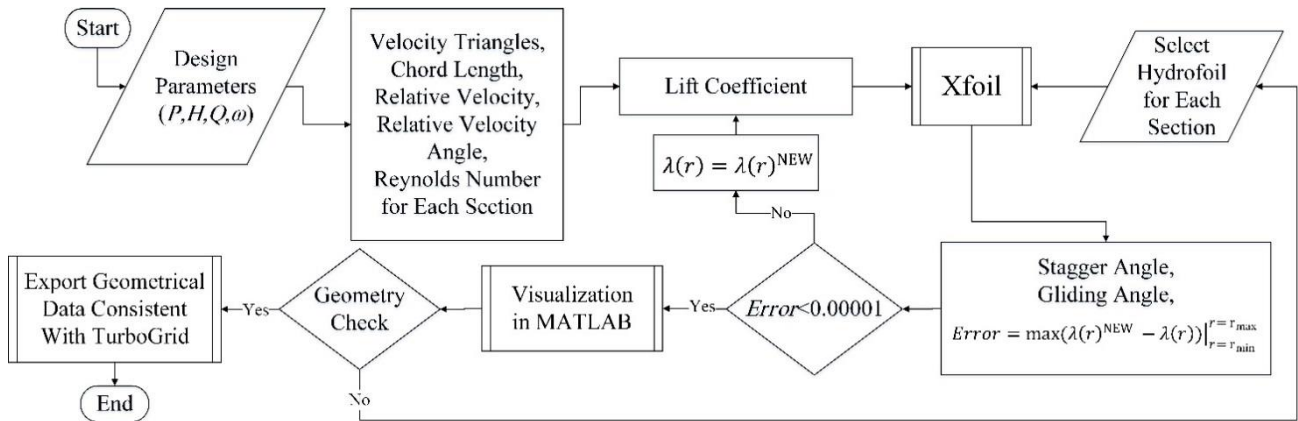


Fig. 2 Flowchart of sections design in MATLAB and X-Foil

شکل 2 فرآیند طراحی مقاطع در متلب و ایکس‌فویل

جدول 2 پارامترهای طراحی مقاطع پره چرخ

Table 2 Design parameters of the runner blade

5	4	3	2	1	شماره مقطع
2.25	1.9406	1.6313	1.3219	1.0125	شعاع (m)
NACA2406	NACA2406	NACA2406	NACA2408	NACA2416	نوع هیدروفویل
1.767	1.524	1.281	1.038	0.795	گام یا طول وتر (m)
17.45	22.15	30.00	44.77	74.14	β_1
10.75	12.42	14.68	17.91	22.88	β_2
14.15	17.41	22.76	33.33	63.10	β_∞
10.13	11.27	13.01	16.79	30.44	زاویه نصب
0.47	0.43	0.60	0.86	1.25	زاویه لغزش
4.02	6.14	9.76	16.54	32.66	زاویه حمله
0.68	0.91	1.27	1.84	2.75	C_L

محوری که در نقطه طراحی برابر با 1.79 متر بر ثانیه است، اعمال شود. نواحی حل و شرایط مرزی در شکل 6 نشان داده شده‌اند.

برای مدلسازی جریان آشفته، از مدل توربولانسی دو معادله‌ای اس‌اس‌تی¹ (انتقال تنش برشی²) که کارایی مناسبی برای مدلسازی آشفته‌گی جریان در

جدول 3 استقلال حل از شبکه

توان (kW)	تعداد سلول لوله خروجی	تعداد سلول پره‌های راهنما	تعداد سلول چرخ	شماره شبکه
483.24	33118	276750	324960	1
476.42	41517	371250	476040	2
470.83	48772	434250	683055	3
471.29	53951	570750	800371	4
471.46	72992	691725	848310	5

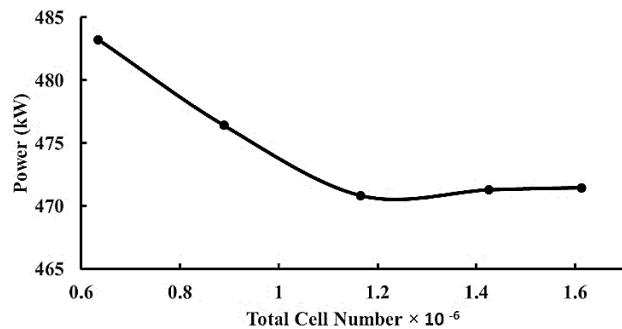


Fig. 4 Mesh independency for generated power based on total cell number

شکل 4 استقلال نتایج از شبکه برای توان تولیدی بر مبنای تعداد کل سلول‌های محاسباتی

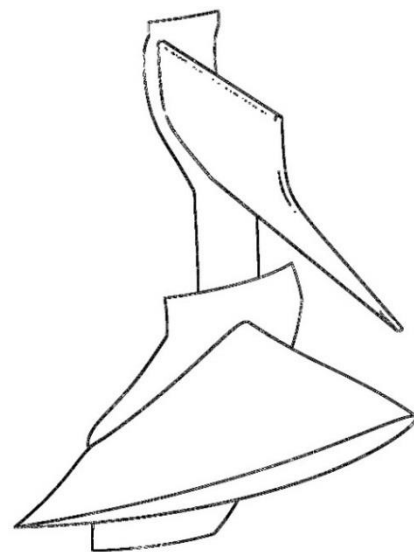


Fig. 3 Periodic view of the runner blade and guide vane

شکل 3 نمای پریدودیک پره چرخ و پره راهنما

³ $k\omega$

¹ SST

² Shear Stress Transport

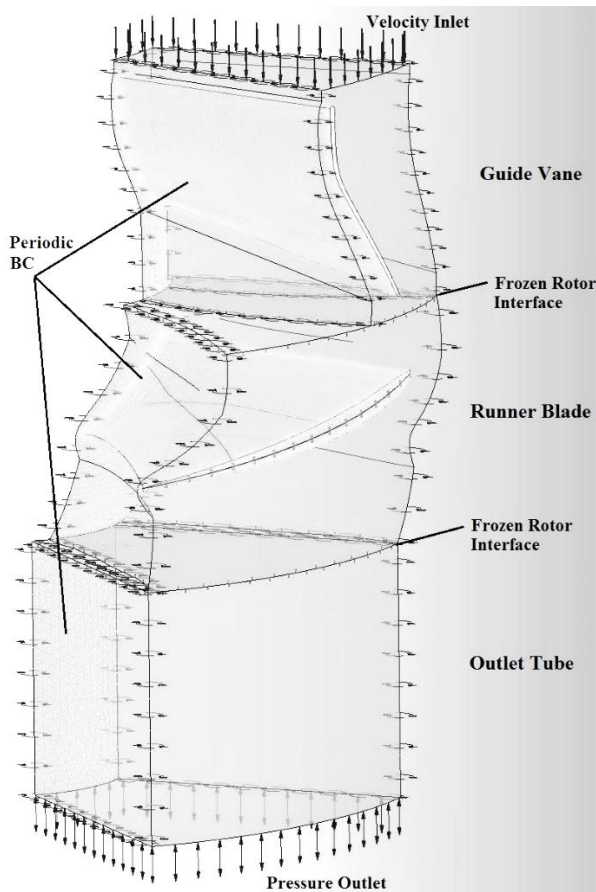


Fig. 6 Domains and boundary conditions

شکل 6 دامنه حل و شرایط مرزی

کاویتاسیون دمای سیال به طور ثابت 25°C فرض شد. با توجه به دوفازی بودن این پدیده و نتایج تحلیل عددی اولیه که به طور تک‌فاز صورت‌گرفت مشخص شد که می‌توان با استفاده از مدل همگن چندفازی، جریان را تحلیل نمود. مدل همگن چند فازی با در نظر گرفتن میدان جریان مشترک برای هر دو فاز مایع و بخار و با توجه به مشترک بودن کمیت‌های انتقالی، میدان جریان را با استفاده از معادلات انتقالی برای بالک سیال تحلیل می‌کند. برای مدلسازی انتقال جرم بین فازهای آب و بخار آب از مدل کاویتاسیون در حلگر سی‌اف‌ایکس استفاده شد. با توجه به سرعت بالای تولید و فروپاشی حباب‌ها، امکان برقراری تعادل حرارتی بین فازهای مختلف وجود ندارد. بنابراین به منظور ساده‌سازی مدلسازی کاویتاسیون، تنها تغییرات فشار فازها مورد توجه است. انتقال جرم بین فازی در مدل کاویتاسیون با استفاده از معادله ریلی‌پلسه¹ بررسی می‌شود [17] که می‌توان نرخ تولید و چگالش بخار را با کمک آن بررسی نمود. رابطه 17 فرم ساده‌شده معادله ریلی‌پلسه را برای تعیین نرخ رشد حباب‌های کاویتاسیون با صرف نظر از اثرات تنش سطحی و ترم‌های درجه دوم نشان می‌دهد [16].

$$\frac{dR_B}{dt} = \sqrt{\frac{2p_v - p}{3\rho}} \quad (17)$$

با توجه به رابطه 17، لازم است فشار بخار در دمای سیال تعیین شود که در مورد تحلیل حاضر این مقدار برابر با 3169 پاسکال در دمای ثابت 25°C تعیین گردید. با تعیین نرخ رشد حباب‌ها، حلگر قادر است نرخ تغییرات حجم و جرم حباب‌ها را تعیین کند و در نهایت کسر حجمی فاز بخار آب مشخص

¹ Rayleigh-Plesset

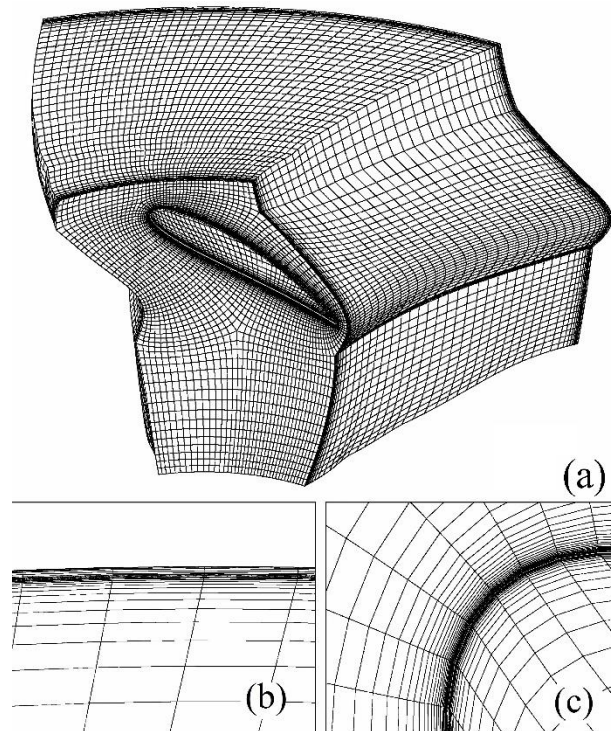


Fig. 5 Structured grid for runner blade (a), boundary layer mesh in clearance (b) and boundary layer mesh around the hydrofoil near the hub (c)

شکل 5 شبکه ساختاریافته برای پره چرخ (a)، شبکه لایه مرزی در قسمت لقی پره (b) و شبکه لایه مرزی در اطراف هیدروفویل در نزدیکی ریشه (c)

در نظر گرفتن انتقال تنش برشی ناشی از آشفتگی جریان، پیش‌بینی دقیقی از شروع و اندازه جدایی جریان از سطوح بر اثر گرادیان‌های فشار نامناسب ارائه می‌دهد [16]. لازم به ذکر است که در قسمت مدلسازی آشفتگی در نرم‌افزار سی‌اف‌ایکس، تابع دیواره از نوع اتوماتیک انتخاب شده است تا بتواند بین شرایط حاکم بر دیواره مانند تنش برشی و متغیرهای مستقل در گره‌های محاسباتی نزدیک دیواره که در مناطق کاملاً آشفته از لایه مرزی واقع شده‌اند، رابطه برقرار کند. برای افزایش دقت محاسباتی در این مدلسازی، لازم است مقدار پارامتر فاصله بی‌بعد از دیواره y^+ در حدود عدد 1 باقی بماند که این معیار با توجه به مرحله تولید شبکه و نتایج مرحله استقلال حل از شبکه در سطوح دیواره‌ها به خصوص دیواره‌های پره چرخ اعمال گردید. برای بررسی همگرایی حل، معیار همگرایی به اندازه 10^{-6} انتخاب شد. برای مشاهده روند همگرایی، مقادیر ارتفاع دو سر مجموعه توربین از طریق اختلاف فشار مطلق بین سطوح ورودی و خروجی تعریف شد. همچنین توان تولیدی با توجه به سرعت دورانی و گشتاور روی پره‌ها تعریف شد که با کمک آن مقدار راندمان هیدرولیکی طبق رابطه 16 محاسبه می‌شود.

$$\eta = \frac{T\omega}{\rho gQH} \quad (16)$$

در رابطه اخیر مقدار ارتفاع توربین، در طی حل و از طریق اختلاف فشار کل بین دو سر مجموعه چرخ و پره‌های راهنما محاسبه می‌شود. همچنین در محاسبه توان، گشتاور روی سطوح پره و قسمت ریشه مورد توجه بوده است.

3-3- مدلسازی کاویتاسیون

در مورد توربین با ارتفاع بسیار کم با توجه به عدم وجود گرادیان‌های دمایی برای جریان در حین عبور از مجموعه توربین، برای مدلسازی پدیده

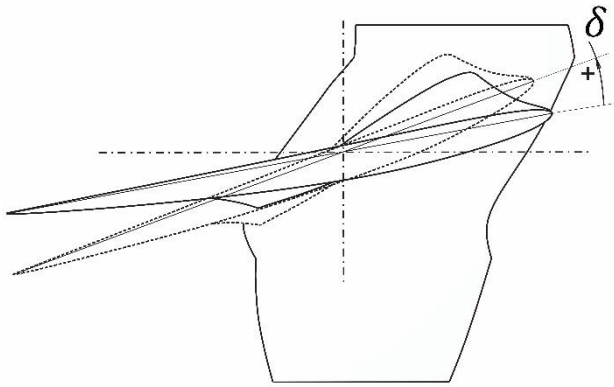


Fig. 7 Variations of the opening angle of the rotor blades

شکل 7 نحوه تغییر زاویه بازشدگی پره‌های چرخ

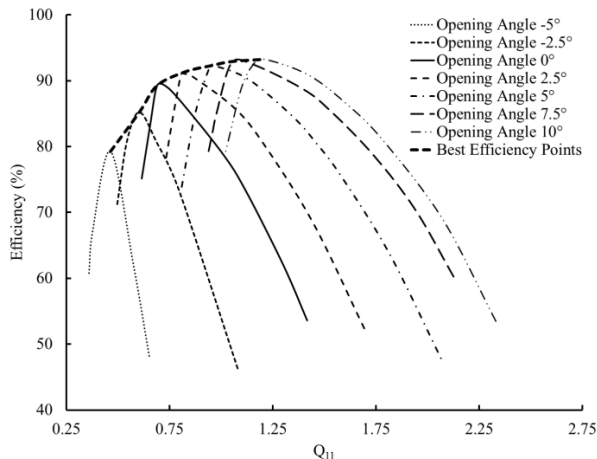


Fig. 8 Turbine hydraulic efficiency at different unit discharges for various opening angles of the runner blade

شکل 8 راندمان هیدرولیکی توربین در دبی‌های واحد مختلف برای بازشدگی‌های متفاوت پره چرخ

تغییردادن زاویه بازشدگی به میزان مناسب، از افت راندمان توربین جلوگیری کرد.

با توجه به روند نقاط بهینه در بازشدگی‌های مختلف، دیده می‌شود که نقطه بیشینه راندمان هیدرولیکی در مورد بازشدگی‌های مثبت نتایج بهتری را نسبت به بازشدگی مبنا نشان می‌دهد. اما به علت اینکه مقدار دبی حجمی جریان در نقاط بهینه مربوط به بازشدگی‌های مثبت، خارج از محدوده دبی حجمی توصیه شده برای توربین‌های با ارتفاع بسیار کم ($10 \frac{m^3}{s} < Q < 27.5 \frac{m^3}{s}$) است، نقطه بیشینه در بازشدگی مبنا، که همان نقطه طراحی اولیه بوده است، همچنان می‌تواند به عنوان نقطه طراحی بهینه مورد توجه قرار گیرد.

مطابق با شکل 9 خطوط جریان در دیدگاه نسبی نشان می‌دهند که همانطور که در روند طراحی مورد نظر بوده است، جریان سیال در مقاطع مختلف با زاویه حمله مناسب برای آن مقطع با پره برخورد می‌کند. در شکل 10 خطوط جریان در دیدگاه مطلق نشان‌دهنده اهمیت پره‌های راهنما در هدایت جریان با زاویه مناسب بر روی پره‌های چرخ هستند. همانطور که مشاهده می‌شود زاویه این پره‌ها به گونه‌ای انتخاب شده که در شرایط پایا و با توجه به انحراف خطوط جریان در نزدیکی چرخ، زاویه برخورد جریان به چرخ بتواند زاویه حمله مناسب جهت ایجاد ضریب برای مورد نیاز در روند طراحی را فراهم کند.

می‌شود که به عنوان پارامتر خروجی حل در نواحی بحرانی از دیواره‌های پره چرخ قابل مشاهده است.

4- نتایج حل عددی

پس از چند مرحله حل اولیه که به صورت تک‌فاز انجام گردید و بررسی نتایج، به منظور مدل‌سازی پدیده کاویتاسیون تحلیل دوفاز مطابق با تنظیمات ارائه شده در قسمت قبل، صورت گرفت. جدول 4 به منظور مقایسه نتایج به دست آمده با اطلاعات نقطه طراحی برای نمونه صنعتی در بازشدگی مبنا [6] ارائه شده است. درباره درصد خطای حل موجود در مقایسه با نمونه صنعتی می‌توان دو دلیل عمده را ذکر کرد. اول اینکه هندسه دقیق نمونه صنعتی شامل هیدروفویل و مشخصات هیدرودینامیکی مربوط به مقاطع مختلف پره چرخ در دسترس نبوده و طراحی به طور مستقل و براساس روش طراحی توربوماشین‌های محوری انجام شده است که در مطالعات پیشین ارائه نشده بوده است. دلیل دوم اینست که به منظور ساده‌سازی روند حل عددی و کاهش هزینه‌های محاسباتی و در تطابق با نمونه‌های حل عددی شرکت سازنده، از تحلیل کامل توربین در شرایط گذرا و غیرپروپدیگ در داخل کانال اجتناب شده است. با وجود ساده‌سازی‌های ذکر شده نتایج در نقطه طراحی از تطابق خوبی با نمونه صنعتی برخوردارند.

به منظور بررسی اثر تغییرات بازشدگی پره چرخ بر کارکرد توربین، نتایج حل در بازشدگی مبنا که طراحی در آن انجام شده است و نیز در 6 بازشدگی دیگر بررسی شده است. مطابق با شکل 7، نحوه تغییر زاویه بازشدگی پره‌های چرخ به این صورت است که پره چرخ حول نقطه پیش‌چسب مربوط به مقطع ریشه به اندازه زاویه بازشدگی دوران داده می‌شود. نتایج حل مربوط به بازشدگی‌های مختلف در شکل 8 ارائه شده است. در 4 زاویه بازشدگی مثبت، مسیر عبور جریان از بین پره‌های چرخ به تدریج مستقیم‌تر می‌شود و در 2 زاویه بازشدگی منفی، پره‌های چرخ به تدریج بسته می‌شوند. در شکل 8 تغییرات راندمان هیدرولیکی توربین بر اثر تغییر دبی حجمی واحد در هر بازشدگی در دور ثابت 40 rpm ارائه شده است. دبی حجمی واحد (Q_{11}) از طریق رابطه 1 برای هر مقدار دبی حجمی و ارتفاع خالص توربین حاصل از حل محاسبه می‌شود.

در مورد نمودار شکل 8 ذکر این نکته لازم است که در هر بازشدگی، افزایش دبی حجمی جریان منجر به نتایجی برای ارتفاع خالص حاصل از حل عددی شده به طوری که طبق رابطه 1، مقدار دبی حجمی واحد (Q_{11}) کاهش می‌یابد. به عبارت دیگر در هر بازشدگی، افزایش دبی حجمی منجر به کاهش دبی حجمی واحد می‌شود. همچنین باید توجه شود که تغییرات راندمان هیدرولیکی به ازای تغییرات دبی حجمی به عنوان ورودی مسئله، در اطراف نقطه بیشینه هر بازشدگی به کندی صورت می‌گیرد و در نقاط دور از نقطه بیشینه افت راندمان هیدرولیکی سریع‌تر است. بنابراین می‌توان با توجه به منحنی نقاط بهینه¹ در هنگام بروز تغییر در دبی ورودی به توربین، با

جدول 4 نتایج حل در نقطه طراحی در بازشدگی مبنا

Table 4 Results of the design point at the reference opening angle

پارامتر طراحی	منبع [6,5]	نتیجه حل	درصد خطا %
توان (kW)	450	471.293	4.73
ارتفاع خالص (m)	2.6	2.64	1.53
راندمان هیدرولیکی (%)	86.51	89.27	3.19

¹ Best Efficiency Points

کاویتاسیون در توربین با ارتفاع بسیار کم، تنها در شرایطی مشاهده می‌شود که فشار خروجی مجموعه توربین تا حد زیادی کاهش پیدا کند که با توجه به ثابت بودن فشار خروجی توربین در شرایط نصب معمول در کانال‌ها و یا رودخانه‌ها امکان بروز این نوع از کاویتاسیون بسیار کم است. در شرایط تحلیل شده در این مقاله، این نوع از کاویتاسیون تنها در ناحیه کوچکی در لبه حمله نوک پره و در بازشدگی‌های مینا و 7.5° دیده شد و کسر حجمی بخار مربوط به این حالت‌ها در مقادیر کمینه دبی حجمی به ترتیب به مقادیر بیشینه 0.04 و 0.07 رسید. این نتیجه نشان می‌دهد که این نوع از کاویتاسیون می‌تواند از زاویه تنظیم پره‌ها تأثیرپذیرد و اصلاح آن از طریق اصلاح هندسی نوک پره ممکن خواهد بود.

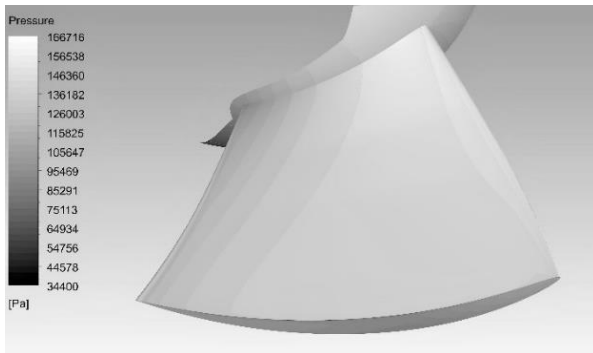


Fig. 11 Static pressure contour in pressure side of th blade

شکل 11 کانتور فشار استاتیک در سمت فشار پره

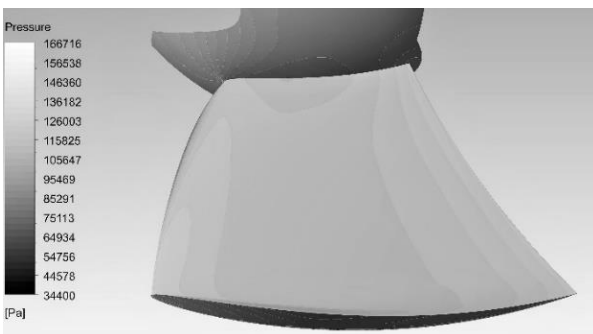


Fig. 12 Static pressure contour in suction side of th blade

شکل 12 کانتور فشار استاتیک در سمت مکش پره

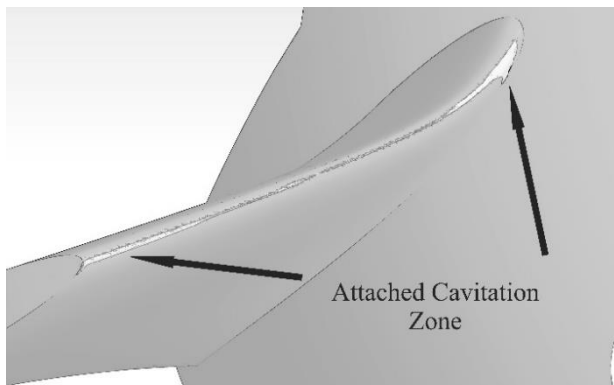


Fig. 13 Iso-surface of vapor volume fraction = 0.5 at opening angle = 7.5° and $Q = 44 \text{ m}^3\text{s}^{-1}$

شکل 13 سطح تراز برای کسر حجمی بخار آب 0.5 در بازشدگی 7.5° و دبی حجمی $44 \text{ m}^3\text{s}^{-1}$

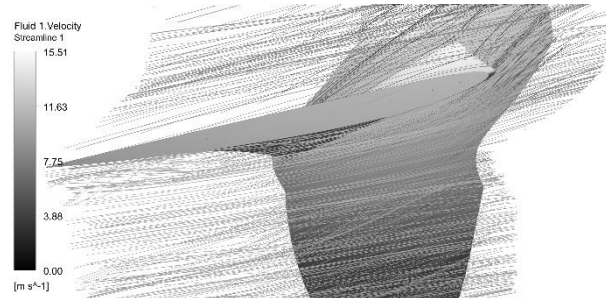


Fig. 9 Relative streamlines in periodic condition

شکل 9 خطوط جریان از دیدگاه نسبی در شرایط پرودیک

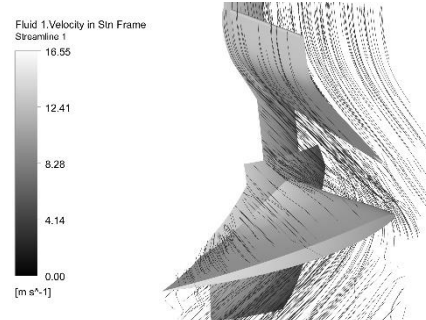


Fig. 10 Absolute streamlines in periodic condition

شکل 10 خطوط جریان از دیدگاه مطلق در شرایط پرودیک

به علت تشابه هندسه چرخ توربین‌های با ارتفاع بسیار کم با چرخ توربین‌های کاپلان و از آنجا که کاویتاسیون هیدرودینامیکی در توربین‌های آبی در نقاطی رخ می‌دهد که افت فشار محلی تا حد فشار اشباع آب اتفاق می‌افتد، لازم است به توزیع فشار روی چرخ توجه شود. همانطور که در شکل‌های 11 و 12 دیده می‌شود، توزیع فشار در قسمت‌های مکش و فشار پره نشان می‌دهد که مناطق با فشار کم به طور مشخص در قسمت لبه ورودی در سمت مکش پره و نیز در قسمت نوک پره واقع شده‌اند. نتایج حل عددی نشان می‌دهد که در نقطه طراحی در بازشدگی‌های مختلف، افت فشار موضعی در مناطق مذکور به حدی نیست که منجر به بروز کاویتاسیون شود. با این حال نتایج در شرایط خارج از نقطه طراحی نشانگر این است که در تمام بازشدگی‌های مثبت، افزایش دبی نسبت به نقطه بیشینه در منحنی‌های شکل 8 منجر به بروز کاویتاسیون در لبه حمله پره چرخ می‌شود. به عنوان نمونه در بازشدگی 7.5° و در دبی حجمی $44 \text{ m}^3\text{s}^{-1}$ که معادل با نقطه انتهایی منحنی مربوط به این بازشدگی در شکل 8 است، منطقه کم‌فشار قسمت مکش در لبه حمله¹ پره، منجر به ایجاد کاویتاسیون الحاقی² به شکل نوار باریکی از ریشه تا نوک پره شده است. این نتیجه مشابه با نوع کاویتاسیون الحاقی معمول در توربین کاپلان است [2]. در شکل 13 سطح تراز کسر حجمی 0.5 که به طور تقریبی نشانگر سطح تبادل بین دو فاز است، در شرایط مذکور ارائه شده است. مشاهده می‌شود که در این حالت، اندازه ناحیه دچار کاویتاسیون در نزدیکی چرخ بزرگتر شده و کاویتاسیون از نوع الحاقی است.

همچنین انتظار می‌رفت نوع دیگری از کاویتاسیون که به عنوان کاویتاسیون گردابی نوک پره³ شناخته می‌شود، در تنش برشی بالا در نواحی کم‌فشار نوک پره و در ناحیه لقی بین نوک پره و محفظه توربین قابل مشاهده باشد [2]. اما تحلیل عددی انجام شده نشان داد که این نوع از

¹ Leading Edge

² Attached Cavitation

³ Tip Vortex Cavitation

5- نتیجه‌گیری

طراحی توربین محوری با ارتفاع بسیار کم با توان 450 کیلووات در ارتفاع خالص 2.6 متر و سرعت دورانی 40 rpm با استفاده از روش کلاسیک طراحی توربین‌های محوری صورت‌گرفت. در روند طراحی با استفاده از ترکیب نرم-افزارهای متلب، ایکس‌فویل و توربوگرید، هندسه چرخ توربین و پره‌های راهنما تولید شد و شبکه ساختاریافته‌ای جهت حل عددی ایجادگردید. این بسته نرم‌افزاری می‌تواند برای شبیه‌سازی‌های عددی سایر توربوماشین‌های محوری استفاده‌شود. تحلیل عددی پایا و دوفازی همگن مجموعه توربین به صورت پربودیک با کمک نرم‌افزار سی‌اف‌ایکس نشان‌داد که نتایج توربین طراحی‌شده در نقطه طراحی به طور مناسبی مشابه با نمونه صنعتی هستند و روش طراحی به‌کارگرفته‌شده در این مقاله منجر به تولید توان 471 کیلووات، ارتفاع خالص 2.64 متر و افزایش راندمان هیدرولیکی تا حدود 89 درصد در نقطه طراحی بازشدگی مینا شده‌است. همچنین با توجه به منحنی راندمان هیدرولیکی بر حسب دبی حجمی واحد، عملکرد توربین در بازشدگی‌های مختلف پره‌های چرخ روند مشابهی با اطلاعات نمونه صنعتی دارد. مدلسازی کاویتاسیون در حل عددی توربین برای دمای ثابت نشان‌می‌دهد که کاویتاسیون لبه حمله در قسمت مکش پره چرخ و در دبی‌های حجمی بالای مربوط به بازشدگی‌های مثبت پره‌های چرخ اتفاق‌می‌افتد و در نقطه طراحی در بازشدگی‌های مختلف، کاویتاسیون مشاهده‌نمی‌شود.

6- فهرست علائم

C	طول وتر هیدروفویل (m)
C_d	ضریب پسا
C_l	ضریب برآ
C_m	سرعت محوری (ms^{-1})
C_{Tl}	مولفه مماسی سرعت مطلق (ms^{-1})
D	نیروی پسا (N)
D_{hub}	قطر ریشه چرخ (m)
D_{tip}	قطر چرخ (m)
g	شتاب گرانش (ms^{-2})
H	ارتفاع خالص (m)
L	نیروی برآ (N)
n	سرعت دورانی (rpm)
N_{11}	سرعت دورانی واحد
N_s	سرعت مخصوص
p	فشار سیال (Pa)
P	توان (kW)
p_v	فشار بخار در دمای سیال (Pa)
Q	دبی حجمی (m^3s^{-1})
Q_{11}	دبی واحد
r	شعاع هر مقطع (m)
R	نیروی برآیند وارد بر هیدروفویل (N)
R_B	شعاع حباب (μm)
S	طول گام (m)
T	گشتاور توربین (Nm)
U	سرعت مماسی (ms^{-1})

W_{∞} سرعت نسبی سیال (ms^{-1})

علائم یونانی

α	زاویه حمله
β_1	زاویه سرعت نسبی در ورود به پره
β_2	زاویه سرعت نسبی در خروج از پره
β_{∞}	زاویه سرعت نسبی جریان
γ	زاویه نصب
δ	زاویه بازشدگی پره چرخ
η	راندمان هیدرولیکی
λ	زاویه لغزش
ρ	چگالی (kgm^{-3})
σ	نسبت صلبیت
ω	سرعت زاویه‌ای توربین (rad/s)

7- مراجع

- [1] R. Fraser, C. Deschênes, C. O'Neil, M. Leclerc, VLH: development of a new turbine for very low head sites, *Proceedings of 15th Waterpower HCI Publications*, Chattanooga, Tennessee, USA, Vol. 10, No. 157, pp. 23–26, 2007.
- [2] A. Riasi, S. Derakhshan, *Hydraulic Turbines*, First Edition, Tehran: Iranian academic center for education, culture and research, 2015. (in Persian)
- [3] J. N. Fernando, D. E. Rival, Characterizing the influence of upstream obstacles on very low head water-turbine performance, *Journal of Hydraulic Research*, Vol. 52, No. 5, pp. 644–652, Sep. 2014.
- [4] *Very Low Head (VLH) Turbine - OWA Emergent Hydro Workshop*, Accessed on 1 July 2017; <http://www.andrey.li/roueshydrauliques/FINALCoastalHydropower.pdf>.
- [5] *VLH-Turbine*, Accessed on 1 July 2017; http://www.vlh-turbine.com/FR/html/Pdt_VLH.htm.
- [6] P. Lautier, C. O'Neil, C. Deschenes, H. J. N. Ndjana, et al., Variable speed operation of a new very low head hydro turbine with low environmental impact, *Canada Electrical Power Conference of the Institute of Electrical and Electronics Engineers*, Montreal, Québec, Canada, pp. 85–90, 2007.
- [7] P. Kemp, C. Williams, R. Sasseville, N. Anderson, Very Low Head Turbine Deployment in Canada, *Institute of Physics Conference Series: Earth and Environmental Science*, Vol. 22, No. 6, pp. 62005, 2014.
- [8] B. Tackaberry, A. Yuen, J. Vertz, C. Hartloper, et al., Investigation of approach conditions for very low head (VLH) water turbine performance, *Proceedings of the 23rd Canadian Congress of Applied Mechanics*, Vancouver, British Columbia, Canada, pp. 698–701, 2011.
- [9] M. K. Wright, D. E. Rival, An experimental investigation of the approach flow conditions for a non-rotating, very low head water-turbine model, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 49, pp. 105–113, 2013.
- [10] A. Muis, P. Sutikno, design and simulation of very low head axial hydraulic turbine with variation of swirl velocity criterion, *International Journal of Fluid Machinery and Systems*, Vol. 7, No. 2, pp. 68–79, 2014.
- [11] P. Sutikno, I. K. Adam, Design, simulation and experimental of the very low head turbine with minimum pressure and freevortex criterions, *International Journal of Mechanical and Mechatronics Engineering*, Vol. 11, No. 1, pp. 9–16, 2011.
- [12] A. G. B. da Cruz, A. L. A. Mesquita, C. J. C. Blanco, Minimum pressure coefficient criterion applied in axial-flow hydraulic turbines, *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, Vol. 30, No. 1, pp. 30–38, 2008.
- [13] A. Muis, P. Sutikno, A. Soewono, F. Hartono, Design optimization of axial hydraulic turbine for very low head application, *Energy Procedia: 2nd International Conference on Sustainable Energy Engineering and Application 2014 Sustainable Energy for Green Mobility*, Bandung, Indonesia, Vol. 68, pp. 263–273, 2015.
- [14] M. Mohammadi, A. Riasi, Design and optimization of the very low head turbine by the 'CST' method, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 16, No. 11, pp. 339–348, 2016. (in Persian)
- [15] A. Noorbakhsh, *Turbomachinery*, Fourth Edition, Tehran: University of Tehran, 2015. (in Persian)
- [16] ANSYS® Academic Research, Release 15.0, Help System, Accessed on 1 July 2017; https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/15.0.7/en-us/help/cfx_thry/i1302321.html#i1302649.
- [17] P. Kumar, R. P. Saini, Study of cavitation in hydro turbines—A review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 14, No. 1, pp. 374–383, 2010.