



طراحی و بهینه‌سازی توربین با هد بسیار کم (VLH) با روش "CST"

مختار محمدی¹، علیرضا ریاسی^{2*}

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

2- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه تهران، تهران

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

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 12 تیر 1395

پذیرش: 12 شهریور 1395

ارائه در سایت: 24 آبان 1395

کلید واژگان:

توربین

هد بسیار کم

ایرفویل

بهینه‌سازی

سی - اس - تی

چکیده

امروزه استفاده از انرژی برق - آبی در جهان به عنوان یک منبع انرژی تجدیدپذیر بطور چشم‌گیری گسترش یافته است. یکی از روش‌های استحصال این انرژی استفاده از توربین‌های محوری با هد خیلی کم در رودخانه‌ها می‌باشد. در این تحقیق، طراحی و بهینه‌سازی یک توربین آبی محوری با هد خیلی کم (2.9 متر) انجام شده است. گام اول در بهینه‌سازی توربین، تولید هندسه اولیه مناسب می‌باشد. برای این منظور از روش طراحی یک بعدی مبتنی بر قانون اوپلر استفاده شده است. پیشرفت الگوریتم‌های محاسباتی در طراحی و تخمین عملکرد توربین‌های آبی نقش بسزایی داشته است. در این تحقیق شبکه توسط قسمت مش نرم‌افزار انسیس ایجاد و سپس میدان سیال با حل سه بعدی معادلات ناویر - استوکس در سی. اف. ایکس برای رانر شبیه‌سازی شده است. بهینه‌سازی این هندسه با بهینه کردن نسبت ضریب برآ به پسا برای مقاطع مختلف پره به دست می‌آید. از روش سی. اس. تی جهت پارامترسازی و از نرم‌افزار ایکس-فویل برای استخراج مشخصه‌های جریان‌ی ایرفویل استفاده شده است. سپس ضرایب ایرفویل با کمینه کردن نسبت پسا به برآ توسط الگوریتم اف. مین. سرچ نرم‌افزار متلب اصلاح شده‌اند. نتایج نشان می‌دهد که راندمان در نقطه کاری در هندسه بهینه شده حدود 2.4 درصد افزایش یافته است.

Design and optimization of the very low head turbine by the "CST" method

Mokhtar Mohammadi, Alireza Riasi*

Department of Mechanical Engineering, College of Engineering, University of Tehran, Tehran, Iran

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

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 02 July 2016
Accepted 02 September 2016
Available Online 14 November 2016

Keywords:
Turbine
Very Low Head
Airfoil
Optimization
CST

ABSTRACT

Nowadays utilization of hydroelectric power as renewable energy source is developed in the world. Using very low head axial turbines in rivers is one of the ways to obtain this energy. In this research, design and optimization of an axial hydraulic turbine with very low head (2.9m) was done. The first step in the optimization of turbine is generation of a suitable initial geometry. For this purpose one dimensional design approach based on Euler law was used. Development of computation algorithms is very efficient and suitable in hydraulic turbine design and performance investigation. In this research mesh was generated with mesh-ANSYS software and then the default domain was simulated by solving the 3-D Navier Stokes equations through the runner passages in the CFX software. Optimized geometry is obtained by optimization of Drag to Lift coefficient ratio for different blade midspans. For parameterization of airfoils, the "CST" method and for extraction of flow characteristics of airfoils XFOIL software were utilized. Then airfoil coefficients were corrected using fminsearch algorithm in MATLAB software to minimize the Drag to Lift ratio. The results show that the efficiency in design point is increased by 2.4%.

1- مقدمه

نیز در دسته توربین‌های عکس‌العملی قرار می‌گیرند که برای هد 2-10m طراحی می‌شوند اما مشکل اصلی این نوع، هزینه‌های ساخت و سازه‌های عمرانی است [4]. برای هدهای پایین‌تر از 4.5m نیز از توربین‌های با هد بسیار کم استفاده می‌شود. هر سه نوع توربین ذکر شده در بالا در دسته توربین‌های عکس‌العملی قرار می‌گیرند. علاوه بر این توربین‌ها باید در شرایط متغیری کار کنند. جریان داخل توربین‌های عکس‌العملی بسیار پیچیده بوده و رفتار سیال با توجه به تأثیر متقابل پره‌های ساکن و متحرک از هاب تا تیپ تغییر می‌کند. همچنین شرایط جریان با توجه به زاویه پره‌های راهنما و تغییر دور رانر تغییر خواهد کرد. از آنجا که طراحی توربین بر اساس فرض‌های ساده

امروزه استفاده از نیروگاه برق - آبی و انرژی‌های تجدید در دنیا بسیار مورد توجه قرار گرفت است. برق - آبی یکی از منابع تولید انرژی در جهان است که حدود 20% از کل انرژی مورد نیاز جهان را تامین می‌کند [1]. نیروگاه‌های هیدروالکتریک بسته به دبی و هد در دسترس و برای دستیابی به راندمان بیشینه به وسیله توربین‌های خاصی تجهیز می‌شوند. از برهم‌کنش سیال و پره‌های رانر توربین فشار و انرژی جنبشی سیال به توان مکانیکی تبدیل می‌شود [2]. توربین‌های کاپلان برای هدهای پایین و معمولاً بین 10m و چند متر بالاتر از 30 مورد استفاده قرار می‌گیرند [3]. توربین‌های با هد کم

کننده‌ای صورت می‌پذیرد باید عملکرد آن در شرایط متفاوت بررسی شود. در حالت کلی منحنی‌های عملکردی از انجام آزمایش و با توجه به تغییر هد، دبی جریان و سرعت به دست می‌آید [5]. مهمترین بخش توربین رانر آن است که با توجه به پیچش پره‌های آن سیال در آن حرکت می‌کند [6]. این پیچش باعث تغییر مومنوم زاویه‌ای و در نتیجه تولید گشتاور و توان می‌شود. با این همه طراحی توربین برای شرایط جریانی خاصی صورت می‌گیرد اما این شرایط تغییر می‌کنند. استخراج منحنی‌های عملکردی توربین در شرایط مختلف به انجام یک طراحی مناسب کمک می‌کند اما به دست آوردن این منحنی‌ها از روی مدل توربین ساخته شده مشکل است، علاوه بر این انجام خود آزمایش‌ها بر روی مدل ایجاد شده پر هزینه و زمان‌بر خواهد بود. بنابراین شبیه‌سازی شرایط محلی و استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی بسیار می‌تواند مؤثر واقع شود. الگوهای تغییر فاکتور جریان، راندمان و انرژی مخصوص به دست آمده از شبیه‌سازی عددی با نتایج تجربی برای هر توربین جریان محوری هم‌خوانی دارد [7].

برای هر شبکه تولید انرژی، بهینه‌سازی هندسی پره‌های توربین ضروری است. تحلیل محاسباتی استاتیکی و دینامیکی بر روی هندسه پره جهت بهینه‌سازی انجام گرفته است. جانجیوا از 5 مدل پره برای انجام تحلیل در 5 زاویه مختلف استفاده کرده است. بر اساس دبی و هدهای مختلف، پروفایل پره جهت بهینه‌سازی و مقایسه نتایج بدست آمده در نرم‌افزار انسیس تحلیل شده است [8]. بهینه‌سازی هندسی دیگری بر اساس کاهش نسبت افت پلی-تروپیک و به کمک الگوریتم ژنتیک انجام شده است. در این مطالعه هندسه بر اساس خط کمبر میانه و ضخامت داده شده به ایرفویل و بر اساس نسبت توزیع در نظر گرفته شده حول خط کمبر ایجاد شده است. شرایط مرزی بر اساس شرایط موجود برای هندسه واقعی تعریف شده و در نهایت هندسه بهینه شده است [9]. بهینه‌سازی هیدروفویل‌ها برای سایر توربین‌ها نظیر توربین‌های جریان اقیانوسی نیز صورت پذیرفته است. پروفیل هیدروفویل با استفاده از منحنی بزیر تعریف، و کاهش نسبت پسا- برا و محدودیت کاویتاسیون به عنوان تابع هدف مورد نظر انتخاب شده است. برای دستیابی به این بهینه‌سازی چند هدفه از الگوریتم ژنتیک استفاده شده است و در نهایت هندسه به دست آمده با شبیه‌سازی دینامیک سیالات محاسباتی تحلیل شده است. نتایج به دست آمده نشان داد که هیدروفویل بهینه شده در مقایسه با اولیه آن، در سه شرایط مختلف، عملکرد هیدرومکانیکی بهتری خواهد داشت [10]. بهینه‌سازی بر روی پره‌های رانر توربینی که بر اساس جریان گردابه آزاد¹ طراحی شده‌اند و در هد 1.5-2m و دبی 75 l/s^{-1} کار می‌کند، انجام گرفته است. دیکسون، ساراواناموتو و هاترسال مروری تلفیقی را برای نظریه گردابه آزاد در توربوماشین‌های محوری ارائه داده‌اند [11-13]. الکساندر از این روش برای طراحی توربین جریان محوری استفاده کرده است که با 5 پره راندمانی حدود 65% داشته است. او نسبت قطر هاب به تیپ را بزرگتر از 0.6 در نظر گرفته است [14]. و علاوه بر این سه مرحله تغییر هندسی بر اساس بهینه‌سازی عملکرد رانر را نشان می‌دهد. این تغییرات شامل تغییر زاویه‌های تیپ هم در ورودی و هم خروجی رانر و زاویه هاب در ورودی رانر است. همچنین تأثیر تغییرات انجام شده و بهینه‌سازی در هر مرحله نشان داده شده است. این روش تغییر نسبی توان خروجی شفت و دبی جریان را در هد و دور ثابت بررسی می‌کند. عملکرد رانر بسیار به تغییر زاویه خروجی تیپ وابسته است و با توجه به کاهش دبی در نقطه طرح با تغییرات

ایجاد شده در زاویه ورودی تیپ راندمان توربین افزایش می‌یابد [15]. در شرایطی که هد در دسترس کم باشد به دلیل نیاز توربین‌ها به تاسیسات (ساختار) عمرانی و تنظیم کننده‌های جریان قبل و بعد از توربین، از توربین‌های با هد بسیار کم² برای توان‌های کمتر از 500 کیلو وات استفاده می‌شود [16]. فرم جریان در این توربین‌ها به طور کامل از شعاعی به محوری تغییر می‌کند. جریان به داخل پره‌های راهنمای ورودی وارد می‌شود، که این پره‌ها سیال را با توجه به نیاز رانر با اندکی پیچش زاویه انتقال می‌دهند. جریان به صورت محوری از پره‌های راهنما خارج شده و از نظر تئوری جریان گردابه آزاد مدل سازی می‌شود. به دلیل بالا بودن گشتاور انتقالی و زیاد بودن طول پره (اختلاف شعاع تیپ و هاب)، جهت تحمل این نیروی بزرگ طول کورد پره باید زیاد باشد، بنابراین نسبت گام به کورد معمولاً 1.5-1 مورد استفاده قرار می‌گیرد و در نتیجه تعداد پره‌ها کم‌تر است. یکی از ویژگی‌های توربین‌های کاپلان، که در سایر توربین‌ها وجود ندارد قابلیت کنترل زاویه استگر است که اگرچه توربین‌های با هد بسیار کم تجاری نیز در دسته محوری قرار می‌گیرند اما در این نوع پره‌های راهنما ثابت‌اند. در شرایط بارگذاری کمتر پره‌های رانر به گونه‌ای تنظیم می‌شوند که بهترین راندمان حاصل شود که این تنظیم پره نیازمند تنظیمات مکمل دیگری است که باید در زاویه استگر³ پره‌های راهنمای ورودی اعمال شود به طوری که در خروج از رانر جریان کاملاً محوری ایجاد شود [11]. به هر حال در طراحی اولیه توربوماشین‌ها، از هندسه اولیه و مورد نیاز جهت اعمال کد دینامیک سیالات محاسباتی⁴ اطلاعات کمی وجود دارد. در این مرحله از طراحی لازم است برخی محدودیت‌ها مانند پارامترهای عملکردی بهینه، بارگذاری ایرودینامیکی روی پره‌ها، کاویتاسیون، اثر شوک، محدودیت‌های استال⁵ و غیره در نظر گرفته شود. هندسه اولیه را می‌توان با کسکیدهای محوری بهینه که افت در آن‌ها حداقل می‌باشد را با توجه به اثر فشار مکش کمینه ایجاد کرد [16]. این توربین‌ها به صورت مایل و با زاویه 60-30 درجه نسبت به محور عمودی در کانال قرار می‌گیرند [17]. هندسه کانال و زاویه نصب توربین با توجه به نوع سیال بر غیر یکنواخت شدن جریان بالادست تأثیر می‌گذارد؛ به همین دلیل در کانال‌هایی با هد کم به کار گرفته می‌شوند [18]. بنابراین برای نصب این توربین‌ها طراحی کانال به صورتی است که عمق جریان در بالادست کنترل شود [19]. این توربین‌ها بدون نیاز به تنظیم کننده‌های جریان راندمان بالایی دارند اما با این وجود باز می‌توان بر روی بهینه‌سازی و کاهش افت‌های ایرودینامیکی پژوهش‌هایی را انجام داد. توربین‌های با هد بسیار کم از جمله توربین‌هایی هستند که در دسته انرژی‌های تجدیدپذیر قرار می‌گیرند. در این نوع توربین جهت بهینه‌سازی هم باید ایرفویل پره و هم مجموعه پره‌ها در نظر گرفته شود. ایرفویل‌های توربین با توجه به دور پایین آن (سرعت دورانی این توربین‌ها در مقایسه با توربین فرانسسیس کم‌تر است)، به صورتی بهینه می‌شوند تا نسبت برا به پسی بهینه ایجاد شود [20]. موقعیت ضخامت بیشینه ایرفویل بر سایر پارامترهایی چون محل ایجاد کمینه فشار و توزیع فشار ایجاد شده اثر خواهد گذاشت. موقعیت نقطه فشار کمینه باید تا جایی که امکان دارد به انتهای ایرفویل⁶ نزدیک شود تا جریان به صورت آهسته از حالت آرام گذار پیدا کند و ضریب اصطکاک را کاهش دهد. بنابراین ضخامت بیشینه ایرفویل باید بین 30 تا 60 درصد طول پره قرار گیرد [21]. تعیین

² VLH
³ Stagger angle
⁴ CFD
⁵ Stall
⁶ Trailing edge

¹ Free vortex

$$\min_{-} f(x) = \frac{(C_L/C_D)_{\alpha 1} + (C_L/C_D)_{\alpha 2} + (C_L/C_D)_{\alpha 3}}{3}$$

یا:

$$\min_{-} f(x) = f((C_L/C_D)_{\alpha 1}) \quad (1)$$

کسکید نیز به تکرار یک هندسه در فواصل متوالی گفته می‌شود، مانند ایرفویل‌هایی که در روتور و استاتور به کار می‌روند. یکی از مهمترین بحث‌هایی که در طراحی روتور و استاتور مورد توجه قرار می‌گیرد میزان انحراف سیال در کسکید پره‌هاست که تأثیر زیادی بر نیروی برا می‌گذارد. همانند ایرفویل برای کسکید نیز ضرایب برا و پسا به صورت روابط (2) تعریف می‌شوند:

$$C_L = \frac{L}{0.5\rho l W_{\infty}^2} \quad (2-الف)$$

$$C_D = \frac{D}{0.5\rho l W_{\infty}^2} \quad (2-ب)$$

که l طول کورد ایرفویل است. بنابراین برای محاسبه نیروهای برا و پسا می‌توان روابط (3-6) را نوشت:

$$D = Y \sin(\beta_{\infty}) + X \cos(\beta_{\infty}) = \Delta p_0 t \cos(\beta_{\infty}) \quad (3)$$

$$C_D = \frac{D}{0.5\rho l W_{\infty}^2} = \left[\frac{\Delta p_0}{0.5\rho W_{\infty}^2} \right] \frac{t}{l} \cos(\beta_{\infty})$$

$$= \xi_{\infty} \frac{t}{l} \cos(\beta_{\infty}) \quad (4)$$

$$L = X \sin(\beta_{\infty}) + Y \cos(\beta_{\infty}) \quad (5)$$

$$L = \rho W_{\infty}^2 t [\tan(\beta_1) - \tan(\beta_2)] \cos(\beta_{\infty}) - \Delta p_0 t \sin(\beta_{\infty}) \quad (6)$$

و زاویه β_{∞} به صورت معادله (7) محاسبه می‌شود:

$$\tan(\beta_{\infty}) = 0.5 [\tan(\beta_1) + \tan(\beta_2)] \quad (7)$$

بنابراین روابط (8,9) بدست خواهند آمد:

$$C_L = 2 \frac{t}{l} [\tan(\beta_1) - \tan(\beta_2)] \cos(\beta_{\infty}) - \left[\frac{2\Delta p_0}{\rho W_{\infty}^2} \right] \frac{t}{l} \sin(\beta_{\infty}) \quad (8)$$

$$C_L = 2 \frac{t}{l} [\tan(\beta_1) - \tan(\beta_2)] \cos(\beta_{\infty}) - C_D \tan(\beta_{\infty}) \quad (9)$$

برای بررسی تأثیر هندسه ایرفویل بر عملکرد توربین باید هندسه ایرفویل اصلاح شود. این اصلاح از کمینه کردن نسبت پسا به برا به عنوان تابع هدف بدست می‌آید. بنابراین ابتدا باید پروفایل ایرفویل‌های استفاده شده در طراحی توربین اولیه به صورت ضرایب یک چند جمله‌ای بیان شود.

2-1- روش سی.اس.تی

هر کدام از این ایرفویل‌ها توسط معادلاتی مشخص به صورت مجموعه نقاط ایجاد می‌شوند. متناسب با تغییر شرایط جریانی مانند رینولدز و ماخ، این منحنی‌ها و مجموعه نقاط را می‌توان از نظر ایرودینامیکی مورد تحلیل و بهینه‌سازی قرار داد [23]. روش‌های متعددی برای معرفی هندسه مورد نظر وجود دارد. یکی از مؤثرترین این روش‌ها که شامل تبدیل تابع کلاس² و تابع شکل³ است سی.اس.تی نام دارد که مانند سایر روش‌ها برای تولید هندسه با توابع یکتای ریاضی به کار گرفته می‌شود [24]. این روش علاوه بر پارامترسازی هندسه‌های دوبعدی مانند ایرفویل‌های با لبه گرد شده قابلیت استفاده برای هندسه‌های سه بعدی همچون نازل‌ها، بال‌های ایرودینامیکی و داکت‌ها، با توجه به انتخاب توابع کلاس و توابع شکل اولیه مناسب، را دارد

محل ضخامت بیشینه، پروفایل ایرفویل، نسبت برا به پسا و تأثیر آن بر عملکرد توربین به شرایط موجود بستگی دارد. اگرچه بر روی توربین‌های کاپلان مطالعات خوبی انجام شده است اما بر روی طراحی و بهینه‌سازی توربین‌های با هد بسیار کم مطالعات چندانی صورت نگرفته است.

در این مقاله ابتدا بر اساس قانون اوایلر در توربوماشین‌ها و فرض سرعت محوری یکسان و ثابت در مقاطع مختلف، طراحی توربین اولیه انجام می‌شود. سطح مقطع پره ایرفویل‌های استاندارد است. از آنجا که برای شرایط عدد رینولدز و ماخ یکسان، پروفایل‌های گوناگون نسبت پسا به براهای متفاوتی دارند، پس از طراحی اولیه تغییر پروفایل سطح مقطع پره بر عملکرد توربین بررسی می‌شود. جهت بهینه‌سازی ابتدا هندسه ایرفویل به صورت دو منحنی برای سطح بالای و پایینی در نظر گرفته شود. این منحنی‌ها به صورت چند-جمله‌ای‌های پیوسته با ضرایب مربوطه تعریف می‌شوند. برای به دست آوردن این ضرایب روش‌های متفاوتی وجود دارد که در اینجا از روش سی.اس.تی استفاده می‌شود که تا کنون گزارشی از استفاده از این روش در این نوع از توربین‌ها ارائه نشده است. پس از به دست آوردن ضرایب اولیه برای شروع فرایند بهینه‌سازی، با در نظر گرفتن نسبت پسا به برا به عنوان تابع هدف بهینه‌سازی، ضرایب اصلاح می‌شوند. اصلاح این ضرایب با توجه به کوپل دو نرم‌افزار ایکس فویل¹ و متلب و استفاده از روش کمینه‌یابی اف.مین. سرچ در متلب صورت می‌گیرد. این بهینه‌سازی دوبعدی خواهد بود. اما هدف اصلی در اینجا بررسی بهینه‌سازی مدل توربین سه بعدی و مقایسه آن با توربین اولیه خواهد بود.

2- روش بهینه‌سازی پره توربین

هم ایرفویل و هم مجموعه پره‌ها (کسکید)، در فرایند بهینه‌سازی مورد بررسی قرار می‌گیرند. شکل ایرفویل به دلیل شعاع موجود در لبه حمله، بیشینه کمبر و موقعیت بیشینه ضخامت بر خصوصیات جریان گذرنده از روی ایرفویل تأثیر می‌گذارد. شعاع لبه حمله کم در موقعیت‌های زاویه حمله بالاتر باعث افزایش شتاب گرفتن سیال و در نتیجه ایجاد جدایش جریان خواهد شد. این افزایش جدایش در بین پره‌ها سبب افزایش اتلافات اصطکاکی و کاهش نیروی بالابرنده می‌شود. تغییر در موقعیت کمبر بیشینه در عدد رینولدز ثابت، بر روی ضریب برا ایجاد شده به وسیله ایرفویل اثر می‌گذارد. ضریب برا متغیری است که بر روی توان تولید شده بوسیله پره‌های توربین که به دلیل تغییر فشار استاتیک در دو سمت پره ایجاد شده است، اثر می‌گذارد [22]. از مشخصات اصلی ایرفویل ضریب برا، ضریب پسا و ضریب فشار هستند که اندازه آن‌ها به زاویه حمله بستگی دارد و از طریق حل عددی یا نتایج آزمایشگاهی می‌توان آن‌ها را تعیین کرد. شکل 1 مشخصات کلی ایرفویل را نشان می‌دهد.

آنچه در بهینه‌سازی بررسی می‌شود می‌تواند به دست آوردن نسبت برا به پسا بهینه برای یک زاویه حمله ثابت یا بدست آوردن زاویه حمله بهینه برای شرایط ثابت مانند رینولدز و ماخ باشد. از آنجا که در این مقاله هدف بررسی تأثیر بهینه‌سازی دو بعدی بر عملکرد سه بعدی توربین مد نظر است کمینه کردن نسبت پسا به برا جهت بهینه‌سازی دوبعدی ایرفویل انتخاب شده است. همچنین تابع هدف در فرایند بهینه‌سازی می‌تواند تابعی از نسبت برا به پسا در یک زاویه حمله یا تابعی از برا به پسا چند زاویه حمله مجزا باشد یعنی:

² Class function
³ Shape function

¹ XFOIL

که خود این ضرایب می‌توانند بهینه شوند [27]. حال برای تعیین این ضرایب معادله 14 به صورت رابطه (15) بازنویسی می‌شود و ماتریس D با رابطه (16) تعریف می‌شود:

$$\xi = D \times \vec{A} + \Psi \Delta \xi \quad (15)$$

$$D_{i,j} = C_{N_2}^{N_1} [\Psi(i)] \Psi(i)^j K_j^N (1 - \Psi(i))^{N-j} \quad (16)$$

بنابراین برای به دست آوردن ضرایب مورد نظر می‌توان نوشت:

$$A = D^{-1} \times (\xi - \Psi \Delta \xi) \quad (17)$$

که D^{-1} معکوس ماتریس D است و باید به روشی مناسب به دست آید.

3- طراحی توربین اولیه

پارامترهای اولیه طراحی به صورت $P=295\text{kW}$, $H=2.9\text{m}$, $\eta=85\%$ و $Q=12.187\text{m}^3\text{s}^{-1}$ در نظر گرفته شده است. قطر تیپ 1.82m و نسبت هاب به تیپ 0.45 هستند. یک دسته پره راهنما و رانر با دور 65rpm دوران می‌کنند. تعداد پره‌های رانر 8 عدد و پره‌های راهنمای ورودی (استاتور) 24 عدد است. طراحی بر اساس قوانین اوپلر و توربوماشین‌ها با در نظر گرفتن سرعت محوری برابر و زاویه خروج 90° ($\alpha=90^\circ$) از پره رانر در 11 مقطع انجام شده است. جدول 1 نتایج را برای این مقاطع نشان می‌دهد. برای سهولت در طراحی و کاهش حجم محاسبات بهینه‌سازی مقاطع به صورت جدول 2 در نظر گرفته می‌شوند.

برای مقاطع 1 تا 4 به ترتیب NACA2408، NACA2410، NACA2413 و NACA2421 با در نظر گرفتن ضخامت NACA و طول کورد هر مقطع انتخاب شدند.

برای هندسه بدست آمده با ایرفویل‌های انتخاب شده با اعمال روش پارامترسازی سی.اس. تی این ایرفویل‌ها به صورت چند جمله‌ای‌های درجه 4 برای منحنی قسمت بالایی و پایینی معادل‌سازی شده‌اند. جدول 3 نتایج پارامترسازی برای ایرفویل‌های انتخابی مقاطع مورد نظر را نشان می‌دهد. لازم به ذکر است با توجه به تعریف درجه پلی‌نومیال در روش گفته شده و اینکه مختصات توک ایرفویل در مبدا مختصات قرار گرفته است، این پارامترسازی دارای 5 ضریب برای منحنی درجه 4 خواهد بود.

فرایند بهینه‌سازی با کوپل کردن دو نرم‌افزار متلب و ایکس فویل صورت می‌گیرد. با توجه به داده‌های به دست آمده و با استفاده از الگوریتم بهینه‌سازی اف.مین. سرچ در نرم‌افزار متلب، نسبت پسا به برا روی ایرفویل دو بعدی به عنوان تابع مورد نظر جهت کمینه‌سازی در نظر گرفته می‌شود. این نسبت از نرم‌افزار ایکس فویل به دست آمده است که در هر مرحله از بهینه‌سازی توسط نرم‌افزار متلب اصلاح می‌شود. سپس با توجه به داده‌های اصلاح شده مجدداً هندسه ایرفویل با معادلات سی.اس. تی ایجاد می‌شود. برای تحلیل هندسه جدید نرم‌افزار ایکس فویل در متلب فراخوانی می‌شود. پس از فراخوانی ایکس فویل، پارامترهایی مانند رینولدز، عدد ماخ و زاویه

[25]. این روش قوی بوده و میزان خطای تخمین کم‌تری نسبت به سایر روش‌های موجود مانند بزیر دارد [26]. به عبارت دیگر این روش همانند روش بزیر است با این تفاوت که تابع کلاس به آن اضافه شده است و قابلیت تولید هندسه‌های نامتقارن و ایجاد هندسه‌های متفاوت با هندسه اولیه با توجه به تغییر تابع شکل را دارد [27]. هر ایرفویل دو بعدی هموار را می‌توان با معادلات کلی سی.اس. تی دو بعدی بیان کرد. تنها چیزی که در این روش دو ایرفویل را از هم متمایز می‌کند دو مجموعه ضریب است. این ضرایب سطوح بالایی و پایینی ایرفویل را کنترل خواهند کرد؛ به همین جهت تمامی محدوده ایرفویل‌ها را در بر گرفته و برای مواردی که ایرفویل و بهینه‌سازی آن مورد توجه است، قابل استفاده خواهد بود [27].

$$\xi_u(\psi) = C_{N_2}^{N_1}(\psi) \times S_u(\psi) + \Psi \Delta \xi_u \quad (10\text{-الف})$$

$$\xi_l(\psi) = C_{N_2}^{N_1}(\psi) \times S_l(\psi) + \Psi \Delta \xi_l \quad (10\text{-ب})$$

$$\psi = x/c, \xi = y/c$$

عبارت آخر در معادلات (10)، ضخامت مربوط به قسمت بالا و پایین ایرفویل در لبه فرار را نشان می‌دهد. بنابراین با تعریف تابع کلاس و تابع شکل به صورت معادله (11) معادله ایرفویل بدست خواهد آمد:

$$C_{N_2}^{N_1}(\psi) = \psi^{N_1} \times (1 - \psi)^{N_2} \quad (11)$$

در تابع کلاس برای ایرفویل‌های استاندارد $N_1=0.5$ و $N_2=1$ هستند. لازم به ذکر است که خود این ضرایب می‌توانند تغییر کنند و به روش مناسب بهینه شوند. تابع شکل ایرفویل نیز به صورت معادلات (12) تعریف خواهد شد:

$$S_u(\psi) = \sum_{i=0}^{N_u} A_{ui}(i) \times S(\psi, i) \quad (12\text{-الف})$$

$$S_l(\psi) = \sum_{i=0}^{N_l} A_{li}(i) \times S(\psi, i) \quad (12\text{-ب})$$

A مجموعه ضرایبی است که معرف ایرفویل خواهد بود، S جزو تابع شکل است که از چند جمله‌ای برنشتاین به دست می‌آید و N درجه چند جمله‌ای برای هر دو منحنی بالایی و پایینی ایرفویل است

$$S(\psi, i) = K_i^N \times \psi^{N_1} (1 - \psi)^{N_2}, \quad K_i^N = \frac{n!}{i!(n-i)!} \quad (13)$$

بنابراین با ترکیب معادلات (10) تا (13)، می‌توان روابط (14) را نوشت:

$$\xi_u(\psi) = \psi^{0.5} (1 - \psi)^1 \sum_{i=0}^{N_u} [A_{ui}(i) \times \frac{N_u!}{i!(N_u-i)!} \psi^i \times (1 - \psi)^{N_u-i}] + \Psi \Delta \xi_u \quad (14\text{-الف})$$

$$\xi_l(\psi) = \psi^{0.5} (1 - \psi)^1 \sum_{i=0}^{N_l} [A_{li}(i) \times \frac{N_l!}{i!(N_l-i)!} \psi^i \times (1 - \psi)^{N_l-i}] + \Psi \Delta \xi_l \quad (14\text{-ب})$$

این معادلات ایرفویل را به طور کامل توصیف کرده و تمامی ضرایب برای سطوح بالایی و پایینی ایرفویل را در خود جای داده است. لازم به ذکر است

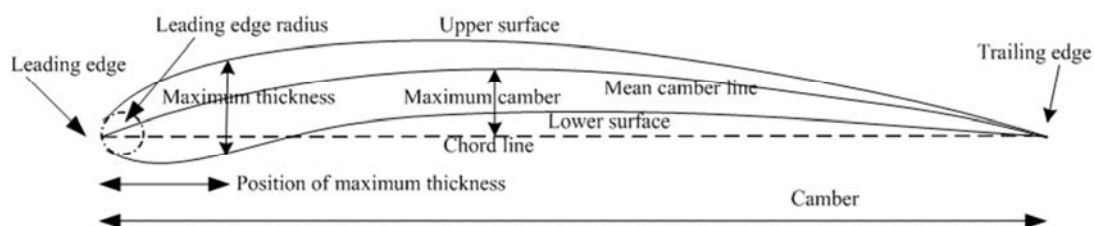


Fig. 1 Airfoil nomenclature [27].

شکل 1 نام‌گذاری ایرفویل

در سی. اف. ایکس که مشابه تنظیمات صورت گرفته برای تحلیل توربین اولیه و توربین بهینه شده در قسمت قبل بوده، انجام گرفته است. نتایج به دست آمده برای نقطه طرح، توان 2048 وات، هد 0.81m در راندمان 90% در دور 180rpm را نشان می‌دهد که با نتایج منبع 1% اختلاف داشته است. این اختلاف نیز به دلیل تغییر اندکی است که در زاویه استگر در نزدیکی هاب صورت گرفته است. نتایج شبیه‌سازی نیز با نتایج آزمایشگاهی موجود در منبع 16 با بیشینه خطای 5% تطابق دارد.

5- حل عددی و نتایج شبیه‌سازی

شبیه‌سازی جریان در توربین در نرم‌افزار سی. اف. ایکس و با استفاده از مدل توربولانس سه بعدی و ویسکوز اس. اس. تی انجام شده است. مدل انتقال تنش برشی بر اساس لزجت گردابه‌ای در جریان‌های آشفته می‌باشد که تا دیواره عمل می‌کند. این مدل برای شبیه‌سازی دقیق لایه مرزی به کار می‌رود و المان‌های مطلوب مدل‌های دو معادله‌ای را در نظر می‌گیرد. همچنین با محدود کردن تنش برشی توربولانسی تابع لزجت گردابه‌ای را اصلاح می‌کند و دقت بیشتری در پیش‌بینی رفتار جریان‌های با گرادیان فشار معکوس و ایجاد جدایش دارد. روش گسسته‌سازی در این نرم‌افزار، روش ترکیبی حجم محدود مبتنی بر المان نامیده می‌شود. در این روش از توابع شکل برای توصیف تغییر متغیرها روی المان استفاده می‌شود. حجم‌های کنترلی اطراف هر گره به وسیله اتصال مراکز هندسی المان‌ها تشکیل می‌گردد و همانند روش حجم محدود، معادلات بقا به فرم انتگرالی به این حجم‌های کنترلی اعمال می‌شود. همچنین از دستورالعمل رزولوشن بالا³ استفاده شده است که این طرح برای ناحیه‌هایی از جریان که گرادیان متغیرها ناچیز می‌باشد مشابه تفاضل مرکزی و در نواحی جریانی که گرادیان متغیرها شدید باشد مشابه آب‌ویند⁴ مرتبه یک عمل می‌کند. نتایج در سه دبی حجمی 12.187، 10 و 7 متر مکعب بر ثانیه در دوره‌های مختلف استخراج شده‌اند. توان کلی آب و توان به دست آمده از حل دینامیک سیالات محاسباتی توربین با معادلات (18) محاسبه می‌شود:

$$P_{\text{water}} = \rho g Q H \quad (18\text{-الف})$$

$$P_{\text{turbine}} = \text{Torque} \times \omega \quad (18\text{-ب})$$

بنابراین راندمان توربین از رابطه (19) قابل محاسبه خواهد بود:

$$\eta = \frac{P_{\text{turbine}}}{P_{\text{water}}} = \frac{T \times \omega}{\rho g Q H} \quad (19)$$

که ρ چگالی آب، g شتاب گرانش، Q دبی حجمی آب و H هد در دسترس T گشتاور ایجاد شده توسط توربین و ω سرعت دورانی توربین است. شکل 4 راندمان توربین اولیه و بهینه‌سازی شده را برای سه دبی مورد نظر نشان می‌دهد. در دبی $12.187 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ و دور 65rpm توربین اولیه و بهینه‌سازی شده به ترتیب راندمان 85.5% و 87.9% دارند که افزایش نسبی 2.807% راندمان در نقطه طرح را نشان می‌دهد. نتایج مشابهی برای دبی‌های $10 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ و $7 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ هم در توربین اولیه و هم در توربین بهینه شده بدست آمده است که در توربین اولیه راندمان بیشینه 86.88% و 86.53% و در توربین بهینه به ترتیب 87.6% و 87.45% را نشان می‌دهد. در این دبی‌ها نیز به ترتیب، 0.83% و 1.06% افزایش نسبی در راندمان بیشینه قابل ملاحظه است. با توجه به شکل کاملاً واضح است که با افزایش دبی، راندمان بیشینه در دوره‌های بالاتری نسبت به حالت قبل اتفاق خواهد افتاد. همچنین در هر سه دبی، کاهش دور تأثیر بیشتری در افت راندمان توربین

حمله مورد نظر برای هر مقطع، بر روی هندسه اعمال می‌شود. این روند ادامه می‌یابد و در نهایت هندسه مورد نظر برای هر مقطع استخراج می‌شود. برای ایرفویل انتخاب شده در هر مقطع رینولدز و عدد ماخ مربوط به طراحی یک بعدی توربین جهت تحلیل به کار برده می‌شود. شکل 2. همچنین برای تمامی مقاطع مقدار زاویه حمله ثابت است (یعنی زاویه حمله نیز می‌تواند به عنوان یکی از پارامترهای مورد بهینه‌سازی در نظر گرفته شود). جدول 4 داده‌های بهینه‌سازی شده برای ایرفویل‌های مرحله قبل را نشان می‌دهد. با توجه به رینولدز و ماخ داده شده در جدول 2، نسبت پسا به برا برای NACA2408 از 0.0102 به مقدار 0.0074 کاهش یافته است. همچنین برای NACA2410، NACA2413 و NACA2421 مقدار اولیه به ترتیب 0.0087، 0.009 و 0.0098 بوده است که پس از بهینه‌سازی به ترتیب 0.0068، 0.0062 و 0.007 خواهند بود. به این ترتیب میزان نسبت پسا به برا به ترتیب برای مقاطع 1 تا 4 (از هاب به تیپ) 21.84%، 27.45%، 31.11% و 28.57% کاهش یافته است.

4- ایجاد شبکه‌بندی

پس از ایجاد هندسه اولیه، برای انجام تحلیل عددی باید هندسه را شبکه‌بندی کرد. در این توربین سیال کاملاً آشفته خواهد بود. از آنجا که روش حل در ادامه اس. اس. تی¹ خواهد بود، شرایط و فرض‌هایی برای لایه مرزی که روش در آن صدق می‌کند باید در نظر گرفته شود. مهمترین پارامتری که در اینجا باید مورد دقت باشد، Y^+ است. برای جریان‌های آشفته جهت صحت نتایج بدست آمده باید این عدد کمتر از 30 باشد، بنابراین ارتفاع اولین لایه شبکه‌بندی باید طوری انتخاب شود که این معیار ارضا شود. از طرف دیگر افزایش تعداد المان باعث افزایش حجم محاسبات و زمان انجام آن خواهد شد. به همین دلیل از مش لایه مرزی در نزدیکی سطح پره و بین پره و تیپ استفاده می‌شود. شبکه مورد نظر توسط نرم‌افزار انسیس- مش² ایجاد می‌شود. شکل 3 شبکه و لایه مرزی ایجاد شده روی پره را نشان می‌دهد. بنابراین برای اطمینان از صحت نتایج چند شبکه‌بندی مختلف بر روی هندسه اجرا می‌شود سپس نتایج تحلیل می‌شود تا استقلال حل عددی از شبکه به دست آید. جدول 5 تنظیمات مربوط به هر شبکه‌بندی و استقلال حل را نشان می‌دهد.

برای صحت سنجی نتایج به دست آمده برای طراحی به این روش (فرض سرعت محوری برابر در مقاطع مختلف) با نتایج آزمایشگاهی، توربین دیگری را که نتایج آزمایشگاهی آن توسط سوتیکنو و آدام ارائه شده است [16] به همین روش تولید کرده و نتایج به دست آمده از تحلیل نرم‌افزاری با نتایج تجربی موجود مقایسه می‌شود. مشخصه‌های هندسی توربین از جمله زاویه استگر در هر مقطع، زاویه خروجی پره‌های راهنما، قطر چرخ توربین و طول کورد به دست آمده است. توربین برای توان هیدرولیکی 2300 وات در هد 0.8m با راندمان 90% طراحی می‌شود. در طراحی آن‌ها زاویه استگر از هاب تا تیپ بین 6 تا 54.5 تغییر می‌کند اما با توجه به ثابت گرفتن سرعت محوری در شیوه طراحی در این مقاله زاویه استگر بین 7.9 تا 54.54 تغییر می‌کند. قطر چرخ توربین (تیپ) 0.4m و نسبت قطر هاب به تیپ 0.4 در نظر گرفته شده است. طول کورد در هاب 66mm و در تیپ 188.5mm است.

پس از ایجاد هندسه نتایج به دست آمده با توجه به تنظیمات نرم‌افزاری

³ High resolution

⁴ Upwind

¹ SST

² Ansys- mesh

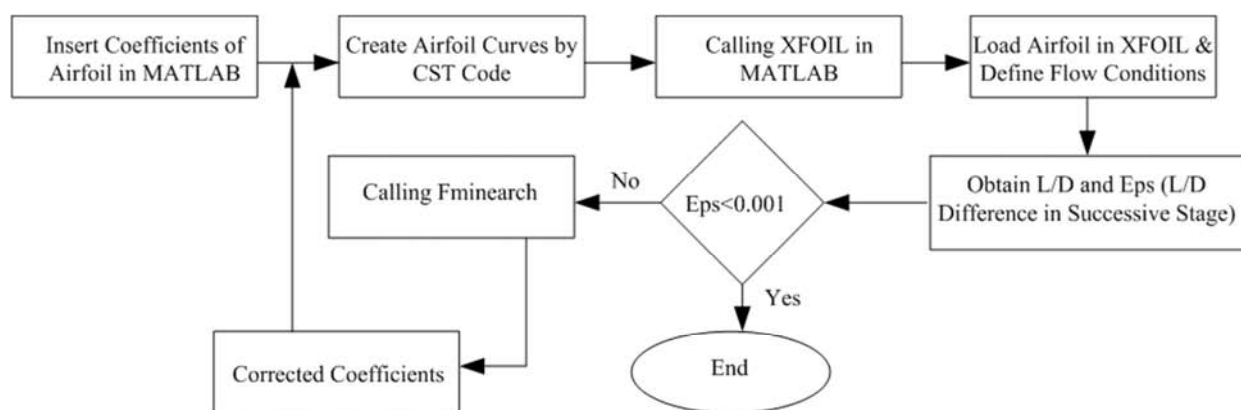


Fig. 2 Flowchart of optimization and coupling of two software

شکل 2 فلوچارت بهینه‌سازی و کوپل دو نرم‌افزار

جدول 1 طراحی کسکید در مقاطع شعاعی

Table 1 Cascade design on radial stations

مقاطع	شعاع	زاویه ورودی	زاویه خروجی	زاویه سرعت مطلق	کورد	استگر	برا به پسا	رینولدز $10^6 \times$	عدد ماخ	صلبیت
1	0.4095	-46.820	64.33	57.11	0.3377	11.38	5.9492	2.8612	0.006	1.0500
2	0.4835	-36.580	60.42	52.64	0.4090	15.49	7.1324	2.9534	0.0051	1.0773
3	0.5475	-27.190	57.27	49.15	0.4691	19.55	8.2294	3.0577	0.0046	1.0909
4	0.6048	-18.620	54.62	46.31	0.5247	23.40	9.2701	3.2100	0.0043	1.1045
5	0.6572	-10.870	52.35	43.94	0.5771	26.96	10.270	3.4072	0.0042	1.1182
6	0.7056	-3.9470	50.36	41.90	0.6272	30.17	11.239	3.6453	0.0041	1.1318
7	0.7510	2.2000	48.60	40.14	0.6756	33.02	12.184	3.9198	0.0041	1.1455
8	0.7937	7.6340	47.02	38.58	0.7226	35.53	13.108	4.2267	0.0041	1.1591
9	0.8343	12.432	45.60	37.20	0.7684	37.72	14.015	4.5621	0.0042	1.1727
10	0.8730	16.6730	44.30	35.96	0.8134	39.63	14.908	4.9228	0.0043	1.1864
11	0.9100	20.4309	43.107	34.83	0.8577	41.30	15.788	5.3063	0.0044	1.2000

جدول 2 کاهش مقاطع

Table 2 Reduceed sections

مقاطع	شعاع	زاویه ورودی	زاویه خروجی	زاویه سرعت مطلق	کورد	استگر	برا به پسا	رینولدز $10^6 \times$	عدد ماخ	صلبیت
1	0.4095	-46.820	64.33	57.11	0.3377	11.38	5.9492	2.8612	0.006	1.0500
2	0.6228	-15.994	53.82	45.48	0.5505	24.60	9.6074	3.3180	0.0042	1.1250
3	0.7797	5.8972	47.53	39.08	0.7119	34.70	12.802	4.1494	0.0041	1.1625
4	0.9100	20.4309	43.107	34.83	0.8577	41.30	15.788	5.3063	0.0044	1.2000

دور یکسان اتفاق خواهند افتاد و این در حالی است که ممکن است این دور با دوری که راندمان بیشینه در آن اتفاق می‌افتد یکسان نباشد.

شکل 7 منحنی‌های رسم شده راندمان بر حسب دور برای توربین اولیه و بهینه شده در دبی طرح را نشان می‌دهد. در نزدیکی دور طرح و دورهای بالاتر از آن راندمان توربین بهینه بیشتر از توربین اولیه است و فقط در دورهای کمتر از 55rpm راندمان توربین اولیه بیشتر است. با توجه به اینکه بهینه‌سازی برای شرایط طراحی و در زاویه‌ای خاص روی مقاطع انجام گرفته است با تغییر زیاد دور، اختلاف ایجاد شده در راندمان افزایش می‌یابد. شکل‌های 8 و 9 نیز به ترتیب منحنی‌های رسم شده توان و هد مؤثر بر حسب دور را برای توربین اولیه و بهینه نشان می‌دهند. این نمودارها نشان می‌دهند که در دورهای بالاتر از 50rpm توان خروجی و هد مؤثر توربین بهینه بیشتر از توربین اولیه شده است. شکل 10 کانتور فشار به دست آمده پس از تحلیل را برای سمت مکش و سمت فشار پره در حالتی که حل روی پره به صورت تناوبی انجام شده است، نشان می‌دهد. شکل 11 نیز کانتور فشار روی پره رانر به صورت کامل و پس از قرارگیری در کانال را نشان خواهد داد. همچنین شکل‌های 12 و 13 به ترتیب خط جریان¹ در حل پریودیک و در کانال از ورودی رانر تا خروجی را نشان می‌دهد. لازم به ذکر

نسبت به حالت افزایش دور در همان دبی خواهد داشت. شکل 5 نیز هد مؤثر (حاصل ضرب هد و راندمان) توربین‌ها را نشان می‌دهد. در نزدیکی نقطه طرح، برای شرایط دبی و دور مشابه، هد مؤثر توربین بهینه بیشتر از توربین اولیه است. در توربین اولیه برای دبی‌های 10، 12.187 و 7 متر مکعب بر ثانیه به ترتیب هد مؤثر بیشینه 2.48، 1.713 و 0.0817 متر است و برای توربین بهینه شده نیز به ترتیب 2.55، 1.7 و 0.839 متر خواهد بود که افزایش نسبی 2.82%، -0.7% و 2.69% را برای هر کدام از دبی‌های ذکر شده نشان می‌دهد. همچنین هم برای توربین اولیه و هم برای توربین بهینه با افزایش دبی، هد مؤثر افزایش یافته است. لازم به ذکر است که با افزایش دبی سرعت دورانی‌ای که در آن هد مؤثر به صفر می‌رسد افزایش می‌یابد. شکل 6 نیز توان تولیدی توربین‌ها را نشان می‌دهد. از آنجا که توربین بهینه در هد مؤثر بالاتری نسبت به توربین اولیه کار خواهد کرد توان آن از توربین اولیه بیشتر خواهد بود. برای توربین اولیه در دبی‌های 10، 12.187 و 7 متر مکعب بر ثانیه به ترتیب توان بیشینه 295.53، 167.56 و 55.97 کیلو وات، و برای توربین بهینه در همین دبی‌ها به ترتیب 303.28، 166.2 و 57.5 کیلو وات خواهد بود که افزایش نسبی 2.62%، -0.8% و 2.73% را نشان می‌دهد. توان بیشینه نیز همانند هد مؤثر بهینه، با افزایش دبی بیشتر می‌شود. همچنین واضح است که توان بهینه و هد مؤثر بهینه برای دبی ثابت در

¹ streamline

جدول 3 ضرایب سی.اس. تی برای ایرفویل‌های اولیه

Table 3 CST coefficients for base airfoils

0.1760	0.0023	0.0007	0.0027	0.01244	A_{u1}	NACA
-0.0486	-0.0002	-0.0003	-0.0004	-0.1047	A_{l1}	2408
0.2042	0.0026	0.0008	0.0031	0.1530	A_{u2}	NACA
-0.0772	-0.0005	-0.0005	-0.0008	-0.1335	A_{l2}	2410
0.2467	0.0031	0.0010	0.0037	0.1959	A_{u3}	NACA
-0.1200	-0.0009	-0.0006	-0.0014	-0.1763	A_{l3}	2413
0.3597	0.0043	0.0015	0.0053	0.3104	A_{u4}	NACA
-0.2332	-0.0022	-0.0011	-0.0029	-0.2902	A_{l4}	2421

جدول 4 ضرایب ایرفویل‌های بهینه شده

Table 4 Coefficients for optimized airfoils

0.0731	0.0020	0.0007	0.0032	0.2669	A_{u1}	Optimized
-0.0386	-0.0001	-0.0003	-0.0004	-0.1096	A_{l1}	NACA
0.2890	0.0023	0.0004	0.0032	0.3106	A_{u2}	Optimized
-0.0858	-0.0003	-0.0006	-0.0006	-0.0955	A_{l2}	NACA
0.2580	0.0027	0.0048	0.0048	0.2879	A_{u3}	Optimized
-0.0826	-0.0008	-0.0012	-0.0012	-0.1511	A_{l3}	NACA
0.3310	0.0035	0.0071	0.0071	0.2926	A_{u4}	Optimized
-0.2076	-0.0009	-0.0030	-0.0030	-0.2804	A_{l4}	NACA
						2421

6- نتیجه‌گیری

توسعه توربین‌ها آبی رشد چشم‌گیری داشته است و طراحی آن‌ها با توجه به تغییر شرایط مانند دبی جریان و هد به صورت گسترده انجام شده است. برای دستیابی به راندمان بالا و تولید توان بیشتر بهینه‌سازی هندسه توربین‌ها حوزه گسترده‌ای بخصوص بر روی توربین‌های فرانسویس و کاپلان را به خود اختصاص داده است. به هر حال بر روی طراحی و بخصوص بهینه‌سازی توربین‌های با هد بسیار کم مطالعه زیادی انجام نگرفته است. بیشتر طراحی‌های انجام شده با توجه به جریان گردابه آزاد بوده است. اما در این مقاله برای ایجاد هندسه اولیه توربین از قانون اوپلر در توربومشین‌ها و فرض ساده کننده سرعت محوری یکسان در مقاطع مختلف استفاده شد. تعیین زاویه استگر که به عبارتی بیانگر پیچش پره هم هست، طول کورد، نسبت قطر هاب به تیپ، گام پره و ضریب صلیبیت پره از پارامترهای مهم در طراحی کسکید هستند. بهینه‌سازی با لینک کردن دو نرم‌افزار متلب و ایکس فویل انجام شد. ایجاد هندسه ایرفویل نیز به روش سی.اس. تی انجام شد که از تابع شکل استفاده می‌کند و دقیق‌تر از سایر روش‌ها مانند بزیر است. با توجه به ایرفویل‌های انتخاب شده برای مقاطع مورد نظر بهینه‌سازی بر اساس

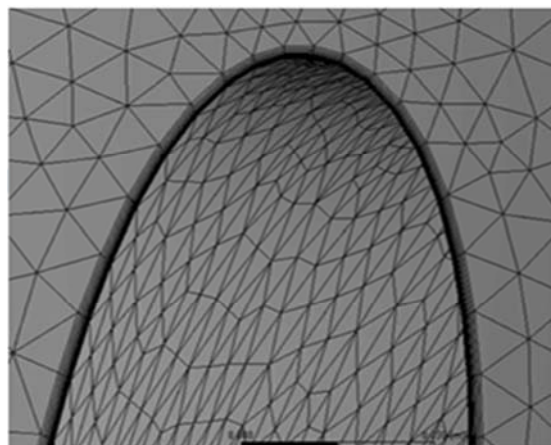


Fig. 3 Initial mesh and inflation

شکل 3 شبکه اصلی و لایه مرزی

است که شکل کانال و انحنای آن می‌تواند بررسی و بهینه شود. با توجه به جدول 5، شبکه شماره 3 برای تحلیل‌های بعدی به کار می‌رود.

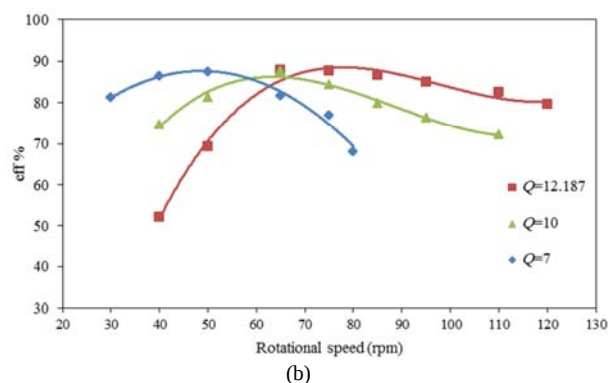
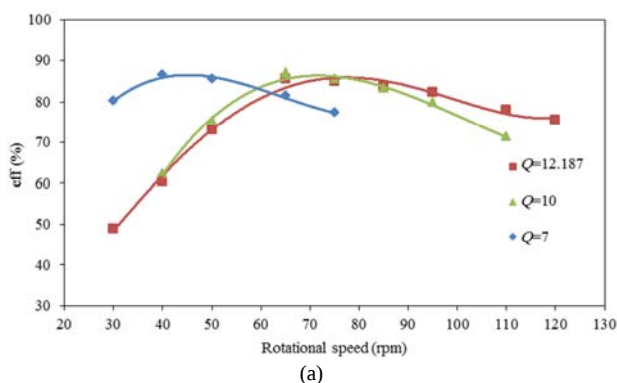
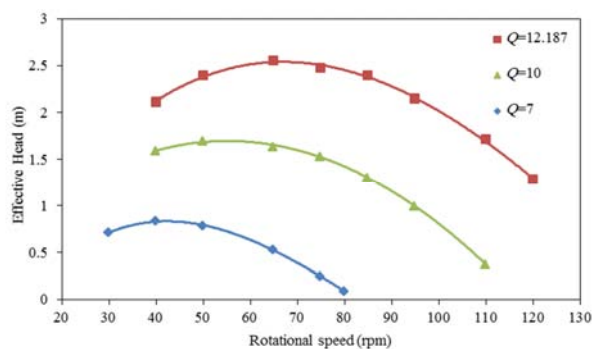
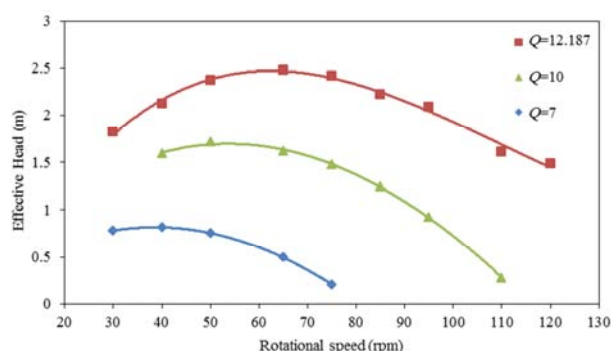


Fig. 4 Turbines efficiencies at various flow rates (m^3s^{-1}) and rotational speeds; (a) base geometry, (b) optimized geometry.

شکل 4 راندمان توربین‌ها در دبی و سرعت دورانی‌های مختلف؛ (a) هندسه اولیه، (b) هندسه بهینه.



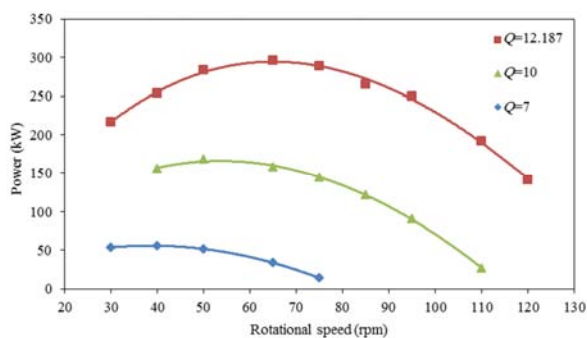
(a)



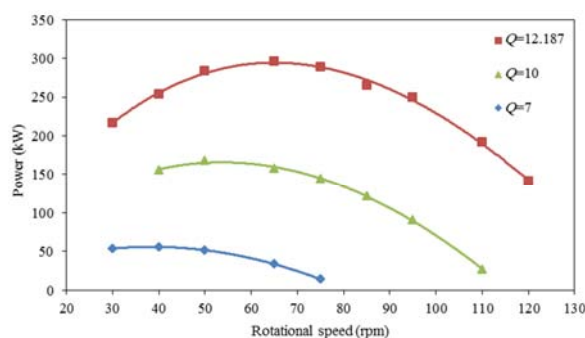
(b)

Fig. 5 Effective Head of turbines at various flow rates (m^3s^{-1}) and rotational speeds; (a) base geometry, (b) optimized geometry.

شکل 5 هد مؤثر توربین‌ها در دبی و دورهای مختلف؛ (a) هندسه اولیه، (b) هندسه بهینه.



(a)



(b)

Fig. 6 Power of turbines at various flow rates (m^3s^{-1}) and rotational speeds; (a) base geometry, (b) optimized geometry.

شکل 6 توان توربین‌ها در دبی و دورهای مختلف؛ (a) هندسه اولیه، (b) هندسه بهینه.

جدول 5 استقلال از شبکه

Table 5 Independency of mesh

شماره شبکه	تعداد المان	اندازه المان (mm)	شخامت اولین شبکه لایه مرزی	گشتاور (N.m)	y^+
1	1065965	25	0.08	43268	>30
2	1584630	17	0.04	43394	>30
3	4321231	10	0.02	43417	<30
4	7230916	7	0.015	43417	<30

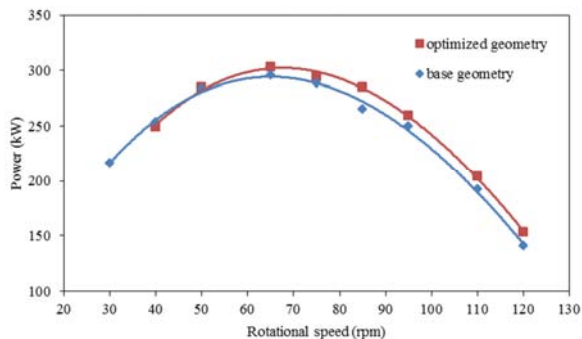


Fig. 8 Power of turbines at various rotational speeds

شکل 8 توان توربین‌ها در دورهای مختلف

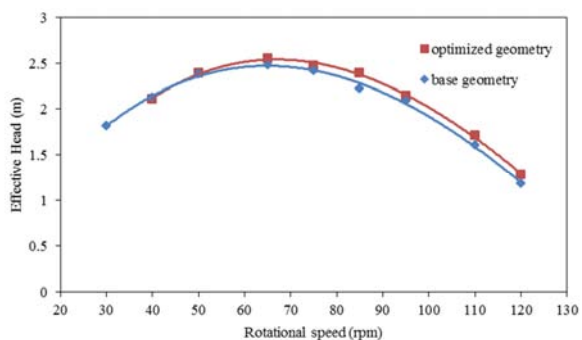


Fig. 9 Effective Head of turbines at various rotational speeds

شکل 9 هد مؤثر توربین‌ها در دورهای مختلف

دو بعدی بر هندسه سه بعدی با توجه به شرایط موجود نشان داده شده است.

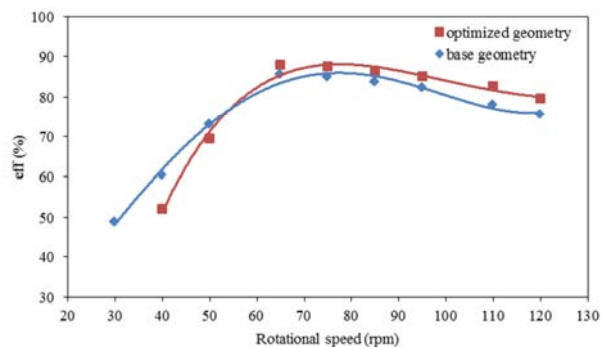


Fig. 7 Turbines efficiencies at various rotational speeds

شکل 7 راندمان توربین‌ها در دورهای مختلف

کمینه کردن نسبت پسا به برا به صورت دوبعدی صورت گرفت و تأثیر آن بر تغییر هندسه سه بعدی در توربین بهینه به صورت منحنی مشخصه‌های عملکردی نشان داده شد. این امکان وجود دارد که از روش‌های متفاوتی برای بهینه‌سازی ایرفویل با دقت بهتر استفاده شود و در این مقاله تأثیر بهینه‌سازی

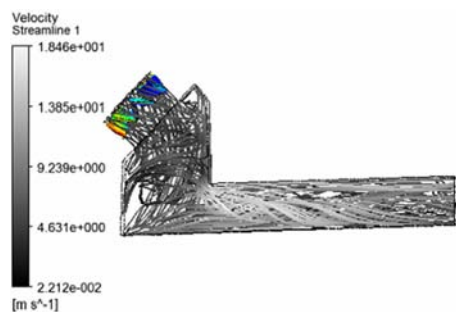


Fig. 13 Streamline for runner in channel

شکل 13 خطوط جریان برای رانر در کانال

توربین بهینه شده نسبت به توربین اولیه 2.4%، توان آن 7.75kw و هد مؤثر آن 0.07m افزایش یافته است. با توجه به اینکه شکل ایرفویل‌ها و نسبت نیروی پسا به برا برای آن‌ها تغییر یافته است، توان بدست آمده و نیز فشار استاتیک در بین پره‌های توربین تغییر می‌کند، بنابراین هد مؤثر نیز تغییر خواهد کرد. همچنین از نتایج حل عددی می‌توان دریافت که در دبی طرح، برای دورهای بالاتر از 65rpm راندمان و توان افزایش یافته‌اند.

7- فهرست علائم

D	نیروی پسا (N)
L	نیروی برا (N)
Mach	عدد ماخ
P	توان (kW)
ΔP_0	افت فشار سکون (Pa)
Q	دبی حجمی جریان ($m^3 s^{-1}$)
Re	عدد رینولدز
Solidity	ضریب صلیبیت
T	گشتاور (Nm)
W	سرعت نسبی (ms^{-1})

علائم یونانی

β	زاویه سرعت نسبی
η	راندمان
ξ_∞	ضریب افت کسکید
ρ	چگالی (kgm^{-3})
Ω	سرعت دورانی (rpm)

زیرنویس‌ها

l	پایینی
u	بالایی

8- مراجع

- [1] H. Huang, Z. Yan, Present Situation and Future Prospect of Hydropower in China, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 13, No. 8, pp. 1652-1656, China, 2009.
- [2] K. Ruchi, P. Vishnu, K. Sushil, CFD approach for flow characteristics of hydraulic francis turbine, *International Journal of Engineering Science and Technology*, Vol. 2, No. 8, pp. 3824-3831, India, 2010.
- [3] P. Celso, *Guide on how to develop a small hydropower*, Chapter 1, pp. 3-4, Belgium: The European Small Hydropower Association, 2004.
- [4] S. J. Williamson, B. H. Stark, J. D. Booker, Low head pico hydro turbine

شبیه‌سازی عددی نشان داد که هر دو توربین در دبی‌های مختلف راندمان قابل قبولی دارند. در دبی $12.187m^3s^{-1}$ و دور 65rpm، راندمان

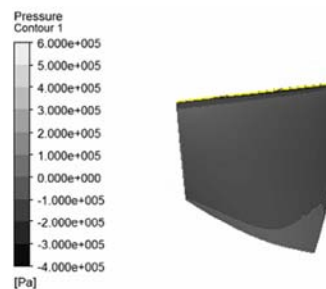


Fig. 10 Pressure contour at periodic condition for one blade

شکل 10 کانتور فشار در شرایط پریودیک برای یک پره

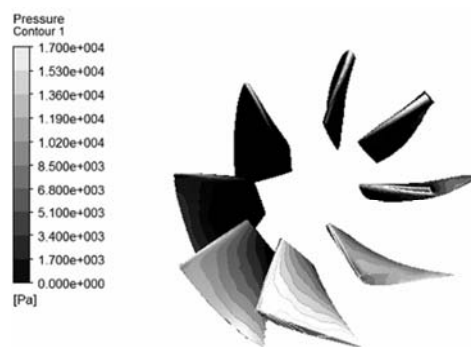


Fig. 11 Pressure contour for runner in channel

شکل 11 کانتور فشار برای رانر در کانال

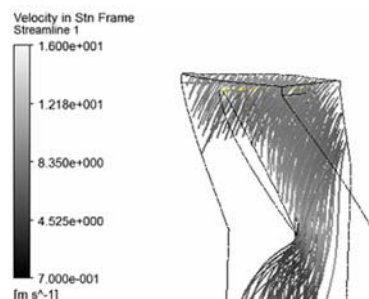


Fig. 12 Streamline at periodic condition for one blade

شکل 12 خطوط جریان در شرایط پریودیک برای یک پره

- effects of blade pitch angle and axial distance on the performance of a counter-rotating tidal turbine, *Ocean Engineering*, Vol. 110, No. 1, pp. 78–88, 2015.
- [18] 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, No. 1, pp. 105–113, 2013.
- [19] R. Fraser, C. Deschenes, C. O'Neil, M. Leclerc, VLH: Development of a new Turbine for Very Low head sites, *Proceeding of the 15th Waterpower*, Vol. 10, No. 157, pp. 23 – 26, 2007.
- [20] A. Muis, P. Sutikno, A. Soewono, F. Hartono, Design optimization of axial hydraulic turbine for very low head application, *2nd International Conference on Sustainable Energy Engineering and Application, ICSEEA 2014, Energy Procedia*, Vol. 68, No. 2, pp. 263 – 273, 2015.
- [21] R. Julian, *Optimization and Design of Two Micro-Hydro Turbines for Medium and Low Head Applications*, Thesis of Master of Science, University of Natal, 2000.
- [22] B. Kulfan, The CST universal parametric geometry representation method, *Journal of Aircraft*, Vol. 45, No. 1, pp. 142–157, 2008.
- [23] B. Kulfan, J. E. Bussoletti, Fundamental Parametric Geometry Representations for Aircraft Component Shapes. *11th AIAA/ISSMO Multidisciplinary Analysis and Optimization Conference*, Virginia, USA, September 6–8, 2006.
- [24] B. Kulfan, Universal Parametric Geometry Representation Method-CST, *45th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit*, Nevada, USA, January 8–11, 2007.
- [25] N. A. Vu, J. W. Lee, J. I. Shu, Aerodynamic design optimization of helicopter rotor blades including airfoil shape for hover performance, *Chinese Journal of Aeronautics*, Vol. 26, No. 1, pp. 1–8 2013.
- [26] A. L. Kevin, D. M. David, A Surface Parameterization Method for Airfoil Optimization and High Lift 2D Geometries Utilizing the CST Methodology, *47th AIAA Aerospace Sciences Meeting Including The New Horizons Forum and Aerospace Exposition*, Orlando, USA, January 5–8, 2009.
- [27] P. Pathike, T. Katpradit, P. Terdtoon, Optimum Shape of Airfoil for Small Horizontal-Axis Wind Turbine, *Journal of Science and Technology*, Vol. 31, No. 5, pp. 517–522, 2012.
- selection using a multi-criteria analysis, *World Renewable Energy Congress*, Vol. 6, No. 7, pp. 1377–1385, Sweden, 2011.
- [5] M. Nechleba, *Hydraulic turbines-their design and equipment* Czech Edition, pp. 151–158, Prague: Artia 1957.
- [6] Lewis, R.I. *Turbo machinery performance analysis*, Arnold, London; 1996.
- [7] V. Prasad, Numerical simulation for flow characteristics of axial flow hydraulic turbine runner, *2nd International Conference on Advances in Energy Engineering (ICAEE)*, Bhopal, India, March 8, pp. 2060 – 2065, 2012.
- [8] A. B. Janjua, M. S. Khalil, M. Saeed, Blade profile optimization of kaplan turbine using CFD analysis, *Mehran University Research Journal Of Engineering & Technology*, Vol. 32, No. 4, pp. 559–574, 2013.
- [9] M. Banaszec, K. Tesch, Rotor blade geometry optimization in kaplan turbine, *scientific bulletin of Academic Computer Centre in Gdansk*, Vol. 14, No. 3, pp. 209–225, 2010.
- [10] L. Xing-qi, Z. Guo-jun, F. Jian-jun, Multi-point design optimization of hydrofoil for marine current turbine, *Journal of Hydrodynamic*, Vol. 26, No. 5, pp. 807–817, 2014.
- [11] S. L. Dixon, *Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery*, seventh Edition, Chapters 2, 6 and 9, UK: Elsevier Inc., 2014.
- [12] H. I. H. Saravanmuttoo, G. F. C. Rogers, H. Cohen, *Gas Turbine Theory*, 6th Edition, Chapters 5, 7, Singapore: Pearson Education, 2005.
- [13] R. Hothersall *Hydrodynamic design guide for small francis and propeller turbines*, Chapters 2, 3, 10, Austria: Vienna, 2004.
- [14] K. V. Alexander, E. P. Giddens, A. M. Fuller, Axial-flow turbines for microhydro systems, *Elsevier Journal of Renewable Energy*, Vol. 34, No. 1, pp. 35–47, 2009.
- [15] P. Singh, F. Nestmann, Experimental optimization of a free vortex propeller runner for micro hydro application, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 33, No. 4, pp. 991–1002, 2009.
- [16] P. Sutikno, I. K. Adam, Design, Simulation and experimental of the very low head turbine with minimum pressure and free vortex criterions, *International Journal of Mechanical & Mechatronics Engineering (IJMME-IJENS)*, Vol. 11, No. 1, pp. 9–16, 2013.
- [17] X. Wei, B. Huang, P. Liu, P. Kanemoto, Experimental investigation into the