

طراحی و تحلیل عددی توربین هیدروکوئیل با پره گام ثابت و متغیر

سازمان پژوهش‌های علمی و صنعتی ایران، پژوهشکده مهندسی مکانیک، تهران، ایران
 استادیار، موسسه آموزش عالی انرژی ساوه، ساوه، ایران
 استاد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تهران، تهران، ایران
 دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تهران، تهران، ایران

علی حسینی مقدم امامی
 یوسف یاسی*
 سیداحمد نوربخش
 امیرفرهاد نجفی

چکیده

در سال‌های اخیر، نیاز به تولید انرژی با هزینه پایین، به‌کارگیری توربین‌های هیدرولیکی در ابعاد میکرو را مورد توجه گسترده جهانی قرار داده است. هزینه پایین ساخت، راه‌اندازی و نگهداری، هد و دبی پایین مورد نیاز، ابعاد کوچک، بی‌نیازی از شبکه گسترده انتقال برق و تمرکززدایی از تولید برق با حذف نیروگاه‌های بزرگ حرارتی، آبی و ... از جمله ویژگی‌های منحصر به فرد توربین‌های میکرو هستند. توربین هیدروکوئیل با عنوان یک توربین جریان محوری به‌روز، کارا و ارزان قیمت، یکی از بهترین گزینه‌ها برای تولید پراکنده برق است. هیدروکوئیل با الهام از توربین پیچی ارشمیدس طراحی شده است و تفاوت آن با توربین ارشمیدس در متغیر بودن گام پره و زاویه نصب توربین است. در این پژوهش، توربین هیدروکوئیل در دو نمونه با گام ثابت و گام متغیر تحت شرایط یکسان مورد مطالعه عددی قرار گرفته است تا اثر تغییر گام بر نقطه‌ی بهینه عملکرد در هد ثابت و پنج سرعت دورانی مختلف تعیین گردد. نتایج به‌دست آمده، افزایش ۳۰ تا ۴۰ درصدی توان تولیدی و بازده توربین گام متغیر نسبت به توربین گام ثابت را نشان می‌دهد. این نتایج زمینه‌ی لازم جهت ساخت نمونه بهینه توربین هیدروکوئیل با گام متغیر را برای اولین بار در کشور فراهم می‌سازد.
 واژه‌های کلیدی: هیدروکوئیل، پیچی، گام متغیر، گام ثابت.

Design and Numerical Analysis of Hydrocoil Turbine with Constant and Variable Blade's Pitch

A. HoseiniMoghaddamomami

Department of Mechanical Engineering Search, Iranian Research Organization for Science and Technology (IROST), Tehran, Iran

A. Yasi

Energy Institute of Higher Education of Saveh, Saveh, Iran

S. A. Nourbakhsh

Department of Mechanical Engineering, University of Tehran

A. F. najafi

Department of Mechanical Engineering, University of Tehran

Abstract

In recent years, because of need to energy production at low cost, using micro hydro turbines has been very attractive. The low construction costs, easy installation and maintenance, low head and flow requirements, small size, no need for the extensive power network and decentralization of hydro power are some of the unique characteristics of Micro hydro turbines. Hydrocoil turbine as a new, efficient and affordable axial flow turbine is one of the best options for distributed generation of electricity. Although Hydrocoil's design is mainly inspired by Archimedes screw turbine, there are differences in their blade's pitch and installing angle.

In this work, two different samples of hydrocoil turbine with constant and variable pitches have been studied numerically under identical conditions to study the effect of pitch changes on operating point at constant head and five different rotational speeds. The results indicate that efficiency and power of variable pitch turbine are 30 to 40 percent more than constant pitch turbine. These results provide necessary background to build optimized variable pitch hydrocoil for the first time in Iran.

Keywords: Hydrocoil, screw, Variable pitch, Constant pitch.

شرایط، حرکت به سوی انرژی‌های پاک و تجدید پذیر به عنوان منبعی دایمی و ارزان قیمت به عنوان اولویت تأمین انرژی شناخته می‌شود. دایمی و ارزان قیمت بودن، مهمترین ویژگی‌های انرژی‌های تجدیدپذیر هستند. در میان انرژی‌های تجدیدپذیر و پاک، نیروگاه‌های هیدرولیکی جایگاه ویژه‌ای دارند. اما هزینه‌های بالای ساخت سدهای بزرگ و اثرات بسیار مخرب این نیروگاه‌ها بر محیط زیست، دیدگاه دولت‌ها را نسبت به نیروگاه‌های برق- آبی بزرگ تغییر داده است. بهترین جایگزین برای نیروگاه‌های آبی بزرگ، توربین‌های هیدرولیکی مایکرو هستند که به

۱- مقدمه

تأمین انرژی با هزینه و آثار مخرب زیست محیطی کمتر، دغدغه اصلی کشورهای توسعه یافته و در حال توسعه، در حال حاضر و آینده است. نیروگاه‌های حرارتی به دلیل هزینه‌های بالای سوخت، بازده کم و اثرات زیست محیطی مخرب و نیروگاه‌های هسته‌ای به دلیل خطرات امنیتی و زیست محیطی مانند: حادثه انفجار نیروگاه هسته‌ای فوکوشیما در سال ۲۰۱۱، دیگر مورد توجه اکثر کشورهای توسعه یافته نیستند. در این

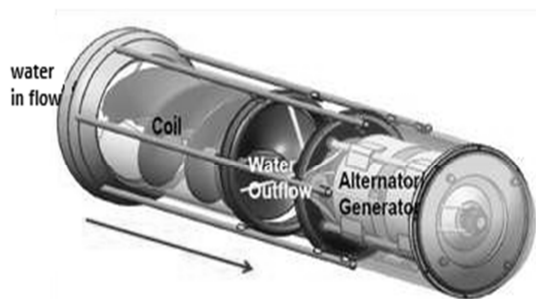
پایین دست ثابت نگه‌داشت. این امر علت به‌کارگیری توربین ارشمیدس با سرعت ثابت است. [۳]

همچنین روز و نورنبرگ نشان‌دادند که برای کنترل بهتر اغتشاشات، عمق آب بالادست باید از قطر خارجی توربین حداقل ۱۰ درصد کمتر باشد. [۴]

آزمایش توربین ارشمیدس در زاویه‌های نصب مختلف نسبت به سطح افق نشان داد که بهترین زاویه نصب توربین 3 ± 31 درجه نسبت به سطح افقی است. [۵] هرچقدر زاویه نصب از ۳۱ کمتر شود، اثر وزن آب کمتر شده و اختلاف فشار کلی به عنوان محرک دوران توربین غالب می‌گردد. به نحوی که در زاویه کمتر از ۱۵ درجه اثر وزن آب به طور کلی قابل صرف‌نظر کردن است. [۶]

پره توربین هیدروکویل شبیه توربین پیچی ارشمیدس است با این تفاوت که گام پره در توربین هیدروکویل بر خلاف توربین ارشمیدس متغیر است. به دلیل اینکه پره مارپیچ هیدروکویل در محفظه بسته‌ای قرار دارد، لذا تحت تأثیر مستقیم ارتفاع جریان ورودی قرار داشته و توانایی عبور دادن مقدار جریان آب بالاتری را دارد. نتیجه این طراحی، پر شدن کامل سطح مقطع ورودی جریان آب است که اجازه دستیابی به سرعت‌های دورانی بالاتر را به توربین هیدروکویل می‌دهد. از این رو سرعت دورانی بالای آن، سهم خود را در تولید گشتاور بالا به خوبی ایفا کرده و شعاع پره توربین کاهش می‌یابد. در این حالت اثر وزن آب در آن قابل صرف‌نظر کردن است و توربین هیدروکویل به صورت افقی نصب می‌شود. [۷]

شکل ۲ طرحواره از توربین هیدروکویل را نمایش می‌دهد.



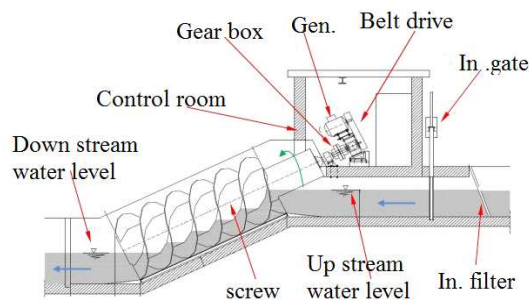
شکل ۲ - طرحواره توربین هیدروکویل

مطالعات عددی صورت گرفته بر روی توربین هیدروکویل در گام ثابت نشان می‌دهد که چنانچه هد ورودی توربین افزایش یابد، مشخصه‌های عملکردی توربین به صورت نمایی افزایش می‌یابند. در حالی که این مشخصه‌ها از سرعت دورانی تأثیر زیادی نمی‌پذیرند. [۸] اگر گام پره توربین ثابت نباشد، با تغییر گام مارپیچ توربین از فرکانس بالا در ورودی (پره فراختر) تا فرکانس پایین در خروجی (پره مترکم‌تر)، خاصیت جذب انرژی یا به عبارت دیگر هد قابل استحصال توربین افزایش می‌یابد. [۹] اما تغییر فرکانس پره از زیاد به کم، فشار لبه خروجی را به شدت کاهش می‌دهد و وقوع کاویتاسیون را در این محل، محتمل می‌سازد. به عبارت دیگر کاویتاسیون در دبی‌های پایین‌تری به وقوع می‌پیوندد. [۱۰] نکته قابل توجه این است که نمونه ساخته شده این توربین با قطر 0.3 متر (۱۲ اینچ)، هد $3/65$ متر (۱۲ فوت) و دبی 50 لیتر بر ثانیه ($1/8$ فوت مکعب بر ثانیه) توانی تا $1/5$ کیلووات را تولید کرده است. [۱۱]

عنوان جایگزینی ارزان و پاک شناخته می‌شوند. توان تولیدی بالا در مقایسه با ابعاد کوچک، نیاز به هد و دبی پایین که امکان نصب در مکان‌های بسیاری را فراهم می‌سازد، اثرات زیست محیطی قابل صرف‌نظر، امکان سرمایه‌گذاری بخش خصوصی، حذف شبکه‌های انتقال برق، تعمیر و نگهداری ارزان و آسان و ... از ویژگی‌های منحصر به فرد این توربین‌ها هستند.

یکی از بهترین نمونه‌های توربین‌های مایکرو که برای ارتفاع و جریان بسیار کم آب طراحی شده‌است، هیدروکویل است. این توربین با ابعاد کوچک، پره‌ای یک تکه و مارپیچ گونه با گام متغیر دارد که با ارتفاع ورودی بین ۳ تا ۱۲ متر آب، توانی تا ۲ کیلووات تولید می‌کند. وزن و ابعاد کم، قابلیت حمل با دست، نسبت توان به حجم بالا، سهولت ساخت، قیمت مناسب و بی‌نیازی به تاسیسات پیچیده و پرهزینه نصب، از جمله ویژگی‌های منحصر به فرد توربین هیدروکویل هستند.

ایده اولیه طراحی توربین هیدروکویل، الهام گرفته از پمپ پیچی ارشمیدس است. [۱] استفاده از پمپ-توربین‌ها و به عبارت دیگر، استفاده معکوس از پمپ به جای توربین برای تولید توان الکتریکی، سرآغاز پیدایش تحولات گسترده‌ای در زمینه تولید انرژی از آب در مقیاس کوچک بوده‌است. آب در توربین ارشمیدس به صورت ثقیلی بر روی پره‌ای مارپیچ و با گام ثابت و زاویه نصب مناسب نسبت به سطح افق جریان می‌یابد و به دلیل نیروی وزن آب، پره به گردش درمی‌آید. سرعت دورانی در توربین پیچی ارشمیدس به نسبت سایر توربین‌های هیدرولیکی پایین است. از این رو، برای تولید توان بالا، گشتاور تولیدی این توربین‌ها باید بالا باشد. به همین دلیل است که توربین‌های پیچی ارشمیدس شعاع پره بالایی دارند. [۲] علاوه بر شعاع بزرگ پره، به دلیل نصب توربین با زاویه‌ای خاص نسبت به سطح افق، دو عامل ارتفاع آب در بالادست و پایین دست توربین و زاویه نصب توربین از اهمیت بالایی برخوردار هستند. شکل ۱ تصویری از توربین ارشمیدس را نمایش می‌دهد.



شکل ۱ - طرحواره توربین پیچی ارشمیدس

لیونز و لوبیتز در مطالعه‌ای تجربی به بررسی اثر تغییر عمق آب در پایین‌دست توربین و سرعت دورانی پرداختند. کاهش عمق پایین‌دست جریان، هد توربین را افزایش می‌دهد و به دنبال آن توان تولیدی و بازده توربین افزایش می‌یابد. نتایج در رابطه با سرعت دورانی توربین و عمق پایین‌دست، گویای این مطلب است که بیشینه توان خروجی در سرعت‌های مختلف با تغییر عمق جریان، تغییر زیادی نمی‌کند. یعنی با انتخاب سرعت مناسب، می‌توان توان را در محدوده زیادی از عمق‌های

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_{rel1}^2}{2g} = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_{rel2}^2}{2g} + \tau_{1-2} \quad (3)$$

$$V_{rel1}^2 = V_a^2 + (U - V_c)^2 \quad (4)$$

$$V_{rel2}^2 = V_a^2 + U^2 \quad (5)$$

$$\frac{\Delta P}{\rho} = \frac{1}{2} \left(\frac{V_a^2}{\tan^2 \beta} - U^2 \right) \quad (6)$$

در رابطه (۳) P_1 و P_2 به ترتیب فشار کلی در لبه ورودی و خروجی پره هستند و γ حاصلضرب شتاب گرانش در چگالی است. برای درک بهتر تفاوت پره با گام ثابت و متغیر، رابطه (۶) بر اساس گام پره بازنویسی می‌شود تا رابطه‌ای صریح بر اساس اختلاف فشار کلی در لبه ورودی و خروجی و گام پره به دست آید.

$$t = 2\pi R_m \tan \beta \quad (7)$$

$$\frac{\Delta P}{\rho} = \frac{2\pi^2 R_m^2 V_a^2}{t^2} - \frac{U^2}{2} \quad (8)$$

در روابط (۷) و (۸) R_m و t به ترتیب شعاع میانگین پره و گام پره هستند. تمامی متغیرهای سمت راست رابطه (۸) به جز t ثابت هستند. لذا می‌توان نتیجه گرفت که چنانچه گام پره به جای ثابت بودن، به صورت تدریجی از لبه ورودی تا لبه خروجی کاهش یابد، (فرکانس تغییرات گام آن ابتدا زیاد بوده و سپس کاهش یابد) افت فشار کلی بین لبه‌های ورودی و خروجی نسبت به حالت گام ثابت، افزایش می‌یابد. نتیجه این امر افزایش هد توربین است.

$$\Delta P \propto \frac{C_1}{t^2} - C_2 \quad (9)$$

C_1 و C_2 در رابطه (۹) ثابت هستند. همانگونه که گفته شد در این پژوهش رابطه‌ای ساده برای تغییر گام پره ارائه شده‌است. با تعریف یک متغیر کمکی به نام C مختصات نقاط روی منحنی پره به کمک روابط (۱۱) تا (۱۳) به دست می‌آیند. در این صورت، گام پره از ابتدا تا انتها با یک فرکانس ملایم تغییر می‌کند.

در رابطه (۱۳)، m یک ثابت نمایی دلخواه است. چنانچه m برابر یک باشد، پره توربین گام ثابت دارد و چنانچه هر مقدار بزرگتر از یک داشته باشد، پره توربین در ابتدا دارای فرکانس بالا بوده و در نزدیکی لبه خروجی فرکانس کمتر شده و پره متراکم تر می‌شود.

$$c = l \frac{N\pi}{L} \quad (10)$$

$$X = R \cos(c) \quad (11)$$

$$Y = R \sin(c) \quad (12)$$

$$Z = L \left(1 - \left(\frac{c}{N\pi} \right)^m \right) \quad (13)$$

در روابط (۱۰) تا (۱۳) L و R به ترتیب طول پره و شعاع پره هستند. N تعداد دوری است که پره به دور محور توربین می‌پیچد. در این پژوهش دو توربین با گام ثابت ($m=1$) و گام متغیر ($m=1.5$) تحت شرایط یکسان، مورد حل عددی قرار گرفته‌اند. برای طراحی توربین هیدروکوئل با توجه به ویژگی‌های خاص آن، محدودیت‌های زیر در نظر گرفته شده‌است.

- ۱- توان هدف طراحی ۱/۵ کیلووات
 - ۲- بازده هدف ۷۰ الی ۷۵ درصد
 - ۳- دبی طراحی ۰/۱ متر مکعب بر ثانیه
 - ۴- هد ورودی ۵ متر بر ثانیه
 - ۵- سرعت دورانی حداقل ۵۰۰ و حداکثر ۱۴۵۰ دور بر دقیقه
- متناسب با ژنراتورهای موجود در بازار

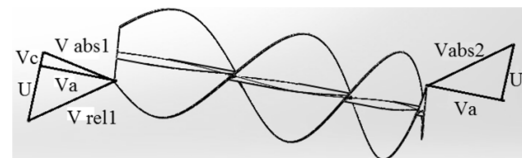
نتایج ارائه شده تاکنون نشان می‌دهد که با افزایش هد ورودی به توربین، توان و بازده بیشینه توربین هیدروکوئل در گام‌هایی به دست می‌آید که پره در ورودی توربین، فرکانس بالایی ندارد. برای اینکه بتوان بالاترین بازده را متناسب با هر جریان دلخواهی بدست‌آورد، نیاز است تا سازوکاری برای تغییر گام پره توربین ارائه نمود. در محدود مطالعات انجام شده، برای تغییر گام پره توربین، ابتدا آن را به چند بخش تقسیم کرده‌اند و در هر بخش از یک گام ثابت استفاده شده‌است. [۹] این کار علاوه بر اینکه پیوستگی بین تغییرات فرکانس را از بین می‌برد، امکان درک صحیح رابطه بین نقطه بهینه کارکرد توربین و مشخصه‌های جریان را از طراح سلب می‌نماید. در این پژوهش که بخشی از یک طرح جامع برای طراحی و ساخت توربین هیدروکوئل در گام‌های مختلف است، یک رابطه ساده ریاضی برای تغییر گام پره توربین ارائه می‌گردد تا بتوان بدون هرگونه پیچیدگی، گام پره توربین را متناسب با شرایط طراحی تغییر داد. در ادامه یک توربین با گام ثابت و یک توربین با گام متغیر تحت شرایط یکسان جریان و هندسه، مورد تحلیل عددی قرار می‌گیرند.

۲- مدل سازی ریاضی

همانگونه که گفته شد، تفاوت اصلی توربین هیدروکوئل با توربین ارشمیدس در گام پره است. پره توربین هیدروکوئل دارای سطح آزاد جریان نیست. به عبارت دیگر تمام سطح مقطع محفظه لوله‌ای شکل پیرامون پره، پر از آب است. در این شرایط هد موثر توربین به طور مستقیم با اختلاف فشار کلی بین لبه ورودی و لبه خروجی توربین رابطه دارد.

$$H_{cal} = \Delta P_{st} + \Delta P_{dyn} / \rho g \quad (1)$$

در رابطه (۱)، ΔP_{st} و ΔP_{dyn} به ترتیب اختلاف فشار استاتیک و دینامیک جریان بین لبه‌های ورودی و خروجی پره توربین است. مثلث سرعت در لبه‌های ورودی و خروجی پره توربین هیدروکوئل در شکل ۳ نشان داده شده است.



شکل ۳- مثلث‌های سرعت در لبه‌های ورودی و خروجی

در شکل ۳، V_a سرعت محوری جریان، V_c سرعت لغزشی جریان، U سرعت دورانی و V_{abs} و V_{rel} به ترتیب سرعت‌های مطلق و نسبی جریان هستند. زاویه ورودی جریان طبق شکل ۳ از رابطه (۲) محاسبه می‌گردد.

$$\beta = \tan^{-1}(V_a / (U - V_c)) \quad (2)$$

با اعمال رابطه برنولی بین لبه ورودی و لبه خروجی پره، رابطه (۳) حاصل می‌شود. چنانچه مقادیر V_{rel1} و V_{rel2} که از روابط (۴) و (۵) محاسبه می‌شوند در رابطه (۳) جایگذاری شوند و از τ_{1-2} صرف‌نظر شود، رابطه (۶) حاصل می‌شود.

- ۶- طول توربین حداکثر ۶۰ تا ۹۰ سانتیمتر به همراه ژنراتور
 - ۷- قطر توربین حداکثر ۶ اینچ برای سهولت ساخت و کاهش وزن توربین به منظور حمل با دست
 - ۸- یک تکه بودن پره مارپیچ توربین با شفت برای کاهش لرزش و افزایش دقت بالانس دینامیکی توربین
 - ۹- همراستایی ردیف‌های پره توربین برای عبور بیشترین جریان ممکن از توربین
- تمامی محدودیت‌های بالا باعث می‌شود تا طراحی گام پره از اهمیت بالایی برخوردار گردد.

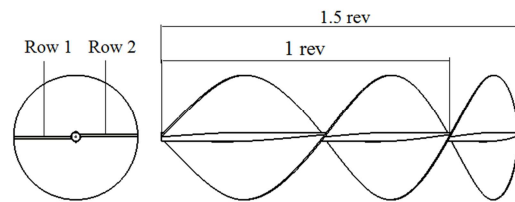
پره حاصل کنش بین سیال و پره است و این کنش که با دوران پره ایجاد می‌شود، سبب می‌شود تا جریان نزدیک پره ماهیت گذرا داشته باشد. برای مدل سازی این جریان گذرای دوار در نزدیکی پره، دو روش وجود دارد: ۱- روش مش متحرک ۲- روش دوران قاب مرجع. ساختار بی‌سازمان شبکه حل مانع از بدست آوردن جواب‌های دقیق با روش مش متحرک می‌شود. از این رو در این مطالعه از روش دوم استفاده شده است. در این روش پره دوران نمی‌کند، بلکه محور دوران می‌چرخد و پره نسبت به محور دوران سرعت صفر دارد و معادلات پایستگی مومنتوم و جرم نسبت به قاب مرجع بازنویسی می‌شوند. این بازنویسی باعث پیدایش دو مولفه شتاب کریولیس و شتاب جانب مرکز در رابطه مومنتوم می‌شود. در نتیجه روابط زیر حاصل می‌گردند. [۱۲]

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \vec{V}_r = 0 \quad (14)$$

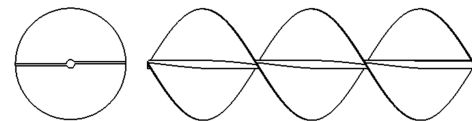
$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{V}_r) + \nabla \cdot (\rho \vec{V}_r \vec{V}_r) + \rho (2\vec{\omega} \times \vec{V}_r + \vec{\omega} \times \vec{\omega} \times \vec{r}) = -\nabla P + \nabla \cdot \vec{\tau}_r + \vec{F} \quad (15)$$

در روابط (۱۴) و (۱۵)، $\vec{\omega}$ سرعت دورانی، \vec{V}_r بردار سرعت، $\vec{\tau}_r$ تنش برشی، ∇P گرادیان فشار و \vec{F} سایر نیروهای حجمی هستند. برای حل معادلات بالا از نرم افزار Fluent استفاده شده است. گسسته سازی روابط برای تصحیح مقادیر فشار در بین تکرارها به روش standard، برای مومنتوم و آشفتگی به روش first order upwind و گرادیان‌ها به روش least square cell based انجام شده است. برای حل میدان سرعت و فشار الگوریتم SIMPLE مورد استفاده قرار گرفته است. مدل سازی اغتشاشات جریان با الگوریتم k- ω استاندارد انجام شده است که علت آن پایداری بالاتر در سرعت‌های دورانی زیاد نسبت به روش k- ϵ است. [۱۳] مدل سازی زمان در حل نیز با کمک روش first order implicit صورت گرفته است.

توربین طراحی شده دارای دو ردیف پره همراستا است که ۱/۵ دور حول محور توربین پیچیده‌اند. قطر پره مارپیچ توربین ۰/۱۵۲۴ متر و قطر محور اصلی توربین ۰/۱۵۲۴ متر است. محفظه بیرونی توربین یک استوانه ثابت است و زاویه‌های ورودی و خروجی پره، بسته به مقدار گام آن متغیر بوده و طول توربین ۰/۴۹۵ متر در نظر گرفته شده است. شکل‌های ۴ و ۵ به ترتیب توربین با گام متغیر ۱/۵ و گام ثابت را نشان می‌دهند.



شکل ۴ - پره گام متغیر با $m=1.5$



شکل ۵ - پره گام ثابت با $m=1$

۴- شرایط مرزی حل

در ورودی میدان حل شرط فشار ورودی و در خروجی نیز شرط فشار خروجی تعیین شده است. میزان اغتشاش در هر دو سطح ورودی و خروجی نیز ۱۰٪ است. سیال با سرعت ثابت دوران کرده و پره نیز دارای سرعت صفر نسبت به سیال است. دیواره داخلی محفظه جداری، دارای شرط عدم لغزش است.

پس از حل میدان، توان تولیدی توربین و بازده آن به ترتیب از روابط (۱۶) و (۱۷) به دست می‌آیند.

$$P_{tur} = T_{blade} \cdot \omega_{blade} \quad (16)$$

$$\eta_{tur} = \frac{P_{tur}}{\rho g H_{cal} Q} \quad (17)$$

در معادلات (۱۶) و (۱۷) T_{blade} ، P_{tur} و Q به ترتیب عبارتند از: گشتاور وارده بر پره، توان توربین و دبی عبوری از توربین.

در مدل سازی عددی برای جلوگیری از اثرات جریان بر ورودی، فاصله لبه ورودی میدان حل از لبه ورودی پره، ۰/۱۲۷ متر معادل یک چهارم طول پره است و لبه خروجی میدان حل نیز ۱/۴۸۵ متر معادل با سه برابر طول پره دورتر از لبه خروجی پره است. همچنین از فاصله بین تیپ پره تا جداره داخلی محفظه پیرامون توربین، صرف نظر شده است.

۳- شبکه بندی و معادلات حاکم

ماهیت دورانی جریان حاکم و هندسه توربین سبب می‌شود تا شبکه بندی میدان حل به شکلی سازمان یافته و مدون، مقدر نباشد. از این رو، از سلول‌های هرمی بی‌سازمان در حجم کنترل و سلول‌های سه وجهی بی‌سازمان در سطح پره استفاده شده است. به منظور کاهش حجم شبکه و کوتاه تر شدن زمان حل در کنار حفظ دقت، از یک تابع اندازه ۱ با نرخ رشد ۱/۲ استفاده شده است تا اندازه و تراکم سلول‌ها را از نزدیکی پره با اندازه ۳ تا نقاط دورتر که دقت بالایی نیاز ندارند، تا اندازه ۸، تغییر دهد.

برای مدل سازی عددی نیاز است تا در گام اول، ماهیت جریان حاکم بر مسئله از نظر وابستگی به زمان مشخص گردد. تولید توان در نزدیکی

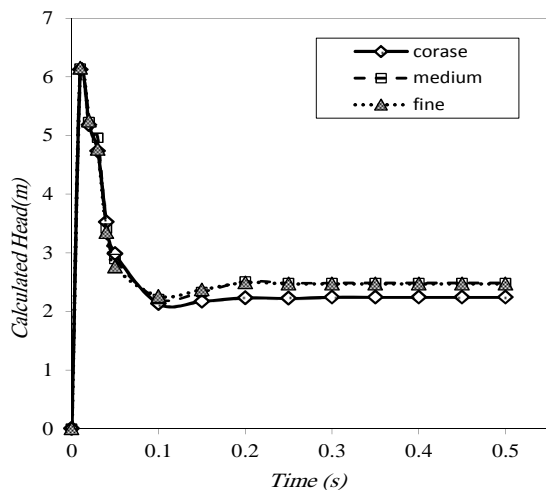
Y^+ بیش از اندازه بزرگ باشد، کل لایه مرزی در یک سلول قرار می گیرد که در نتیجه آن، سرعت‌ها در لایه مرزی قابل محاسبه نخواهند بود. در نتیجه، اولین سلول نه باید آنقدر کوچک باشد که در ناحیه گذار باشد و نه آنقدر بزرگ باشد که کل لایه مرزی را دربرگیرد. لذا مقدار بهینه Y^+ بین ۳۰ تا ۴۰ است که تقریباً برای تمامی طرح‌ها مناسب است. [۱۴]

برای هر سه شبکه مقدار Y^+ در اولین لایه نزدیک دیوار و پره در جدول ۱ نشان داده شده است. برای شبکه کم تراکم، مقدار Y^+ بیشینه و میانگین در نزدیکی پره و دیواره مقدار بالایی دارد. به همین دلیل است که مقادیر محاسبه شده توسط آن کمتر از مقدار صحیح است.

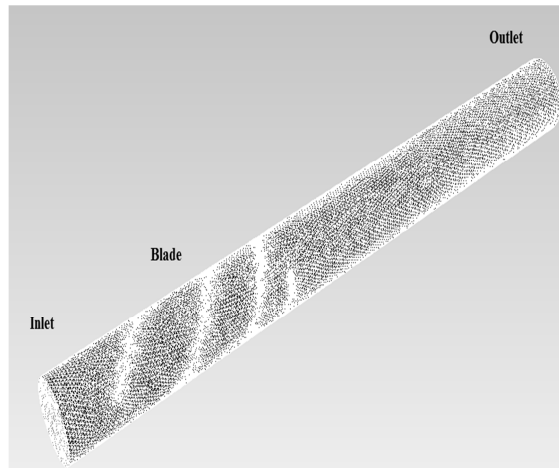
جدول ۱- مقادیر Y^+ دیواره

| شبهه کم تراکم | شبهه متعادل | | شبهه متراکم | | | |
|---------------|-------------|-------|-------------|-------|-------|---------------|
| | پره | جداره | پره | جداره | | |
| ۱/۰۳ | ۴/۵۲ | ۱/۹۲ | ۱/۱۹ ۱۸ | ۱/۴۱ | ۱۰/۲۶ | Y^+ کمینه |
| ۷۵/۱۹ | ۸۶/۷۳ | ۳۶/۱۱ | ۵۹/۰۰ | ۱۵/۸۳ | ۴۵/۵۴ | Y^+ میانگین |
| ۲۴۳/۱ | ۱۶۳/۷ | ۱۰۹/۱ | ۸۹/۸۱ | ۷۳/۲۸ | ۸۲/۴۶ | Y^+ بیشینه |

پس از بررسی استقلال از شبکه میدان حل، صحت فیزیکی نتایج به دست آمده را باید با مقایسه با مطالعات گذشته بررسی کرد. بدین منظور، نتایج با اعداد ارائه شده در مطالعه شیلر مقایسه شده است. نتایج مربوط به گام ۱/۵ و دور ۷۵۰ دور بر دقیقه است. همانگونه که در شکل ۹ نشان داده شده است، بیشینه خطای محاسبات کمتر از ۵٪ است که حاکی از دقت بالای حل عددی است.



شکل ۷- هد محاسبه شده بر حسب زمان



شکل ۶- میدان و شبکه حل برای پره با گام متغیر $m=1.5$

۵- اعتبار سنجی نتایج

گام اول در بررسی درستی نتایج در هر مطالعه عددی، بررسی استقلال نتایج به دست آمده از شبکه بندی میدان حل است. برای این منظور، اندازه شبکه حل به کمک یک تابع اندازه مناسب تغییر کرده است تا اثر افزایش حجم شبکه حل بر مشخصات عملکردی توربین بررسی شود. برای این منظور از سه شبکه با اندازه مختلف استفاده شده است. شبکه کم تراکم با تعداد ۵۵۲۱۲۳ سلول حجمی، شبکه متعادل با ۱۱۸۴۳۵۵ سلول و شبکه متراکم با ۲۷۳۲۳۶۵ سلول ساخته شده است. در هر سه مدل، هندسه میدان و شرایط مرزی حل یکسان هستند. در شکل‌های ۷ و ۸ به ترتیب توان تولیدی و هد قابل استحصال توربین در هد ورودی ۵ متر با گذر زمان نشان داده شده است. برای هر سه شبکه مورد استفاده، در شروع حل یک جهش مشاهده می شود و بعد از گذشت زمانی در حدود ۰/۲۵ ثانیه به حالت پایا می رسند. شبکه کم تراکم در زمان کمتری همگرا می شود ولی مقدار محاسبه شده با آن از مقدار صحیح کمتر است. تفاوت شبکه متعادل و متراکم در مقدار محاسبه شده، بسیار ناچیز است ولی زمان حل با شبکه متراکم بسیار بیشتر از شبکه متعادل است.

متغیر دیگری که در بررسی شبکه حل اهمیت فراوانی دارد، Y^+ است. Y^+ تابعی تجربی است که رابطه بین سرعت سیال در درون لایه مرزی بر حسب فاصله از دیواره را نشان می دهد. در مدل‌های $k-\omega$ و $k-\epsilon$ که برای جریان‌های با رینولدزهای بالا استفاده می شود. سرعت سیال در نزدیکی دیواره به صورت فزاینده‌ای کاهش می یابد و این مدل‌ها قادر به محاسبه دقیق سرعت در این نواحی نیستند. برای حل این مشکل از تابع Y^+ استفاده می شود تا سرعت سیال را بر حسب فاصله از دیواره محاسبه کند.

$$Y^+ = yu_t/\nu \quad (18)$$

در رابطه (۱۸)، u_t سرعت برشی و ν لزجت سینماتیک است.

در لایه مرزی سه زیرلایه وجود دارد. اول: زیر لایه لزج که در آن $Y^+ < 5$ است. دوم ناحیه گذار است که $5 < Y^+ < 30$ است و در آخر لایه مغشوش که $30 < Y^+$ است. در زیرلایه‌های اول و سوم سیال مشکل خاصی ندارد اما در زیرلایه گذار، حرکت سیال کاتوره‌ای است و از الگوی خاصی پیروی نمی کند. در نتیجه سرعت‌های محاسبه شده در این نواحی کاملاً اشتباه هستند. حال اگر برای پرهیز از قرارگیری در ناحیه گذار،

پره گام ثابت و متغیر رفتار متفاوتی در برابر افزایش سرعت دورانی از خود نشان می‌دهند. همانگونه که در شکل‌های ۴ و ۵ نشان داده شده- است، پره گام متغیر در نزدیکی لبه خروجی پره، دارای تراکم بالاتری است. این بدین معناست که پره با گام متغیر به عنوان مانعی در برابر عبور جریان، مقاومت بیشتری از خود نشان می‌دهد و به راحتی اجازه عبور جریان را نمی‌دهد. لذا سرعت محوری جریان در پره گام متغیر نسبت به گام ثابت کمتر است. جدول ۲ سرعت‌ها و فشارهای مختلف میانگین را در لبه خروجی پره توربین نشان می‌دهد.

جدول ۲- سرعت و فشار میانگین در لبه خروجی پره

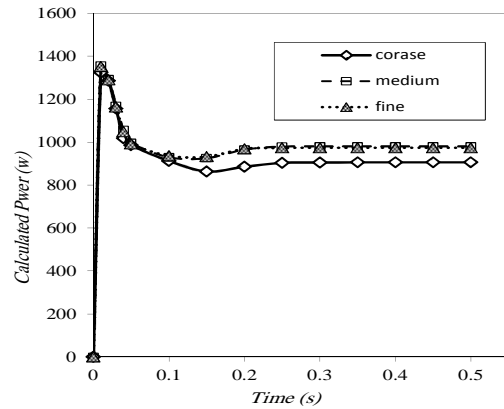
| rpm | | ۵۰۰ | ۷۵۰ | ۱۰۰۰ | ۱۲۵۰ | ۱۴۵۰ |
|------------------------------|-------|-------|--------|--------|-------|-------|
| سرعت مماسی (متر بر ثانیه) | ثابت | ۳/۵۱ | ۱/۴۳ | ۰/۱۴ | -۱/۱۱ | -۲/۲۵ |
| | متغیر | -۱/۲۸ | -۲/۱۳ | -۳/۰۷ | -۴/۱ | -۴/۲۴ |
| سرعت شعاعی (متر بر ثانیه) | ثابت | -۰/۰۵ | -۰/۰۳۷ | -۰/۰۰۵ | -۰/۰۳ | -۰/۰۵ |
| | متغیر | ۰/۱۱ | ۰/۲۱ | ۰/۳۶ | ۰/۷۸ | ۰/۹۹ |
| سرعت محوری (متر بر ثانیه) | ثابت | ۵/۷۴ | ۵/۷۴ | ۵/۷۳ | ۵/۷۱ | ۵/۷ |
| | متغیر | ۴/۰۴ | ۴/۰۳ | ۴/۰۲ | ۴/۰۲ | ۴/۰۸ |
| سرعت مطلق (متر بر ثانیه) | ثابت | ۶/۷۳ | ۶/۲۵ | ۵/۹۷ | ۵/۹۳ | ۶/۰۹ |
| | متغیر | ۴/۷ | ۴/۹۹ | ۵/۴۳ | ۶/۲۴ | ۶/۳۶ |
| فشار استاتیک (پاسکال) | ثابت | ۱۱۷۶۶ | ۱۰۲۴۴ | ۹۲۸۲ | ۷۸۸۷ | ۴۴۱۲ |
| | متغیر | ۵۲۵۶ | ۴۲۱۷ | ۳۴۲۰ | ۱۷۵۰ | ۳۱۹ |
| فشار دینامیک (پاسکال) | ثابت | ۲۲۸۷۲ | ۱۹۸۹۴ | ۱۸۳۱۱ | ۱۸۰۷۳ | ۱۹۲۶۹ |
| | متغیر | ۱۲۰۹۴ | ۱۲۸۰۴ | ۱۶۳۱۹ | ۲۱۷۸۷ | ۲۵۲۵۳ |
| فشار کلی (پاسکال) | ثابت | ۳۴۶۳۹ | ۳۰۱۳۹ | ۲۷۵۹۴ | ۲۵۹۲۵ | ۲۳۶۸۵ |
| | متغیر | ۱۷۳۵۰ | ۱۸۰۲۱ | ۱۹۷۳۹ | ۲۲۵۲۹ | ۲۵۶۸۷ |

همان طور که مشاهده می‌شود، سرعت مماسی در گام ثابت و متغیر رفتار معکوس دارند. با افزایش سرعت دورانی، اندازه سرعت مماسی در توربین گام متغیر کاهش می‌یابد. در حالیکه، در توربین گام ثابت ابتدا کاهش و سپس افزایش می‌یابد. این رفتار درباره سرعت شعاعی هم صادق است. با توجه به اینکه سرعت مماسی در طول پره ثابت است، سرعت مطلق در لبه خروجی پره در گام ثابت با افزایش سرعت دورانی، افزایش و در پره گام متغیر کاهش می‌یابد. به عبارت دیگر فشار دینامیکی در لبه خروجی پره در گام ثابت، افزایش و در گام متغیر کاهش می‌یابد. با توجه به رابطه (۱۸) و اینکه در لبه خروجی پره، سرعت‌های مماسی و شعاعی جهت‌های مختلفی دارند، فشار استاتیک در هر دو پره با افزایش سرعت دورانی، افزایش می‌یابد ولی در گام ثابت مقدار بسیار بیشتری دارد.

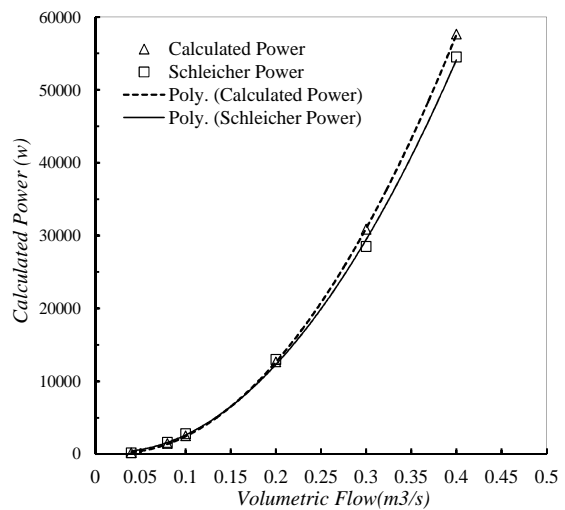
$$\frac{P_2}{\rho g} = \frac{P_1}{\rho g} - \frac{(V_{r1} \cdot V_{t1} - V_{r2} \cdot V_{t2})}{g} \quad (19)$$

در رابطه (۱۹)، V_t و V_r سرعت‌های شعاعی و مماسی هستند. نتیجه کلی این است که فشار کلی در لبه خروجی پره، (مجموع فشار استاتیک و دینامیک) در گام ثابت بیش از گام متغیر است. لذا افت فشار کلی در طول پره در گام متغیر، بیش از گام ثابت است و بر خلاف گام ثابت با افزایش سرعت دورانی، افزایش می‌یابد.

شکل‌های ۱۱ تا ۱۴ کانتورهای فشار کلی و بردارهای سرعت را برای پره با گام ثابت و متغیر در سرعت دورانی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه نشان می-



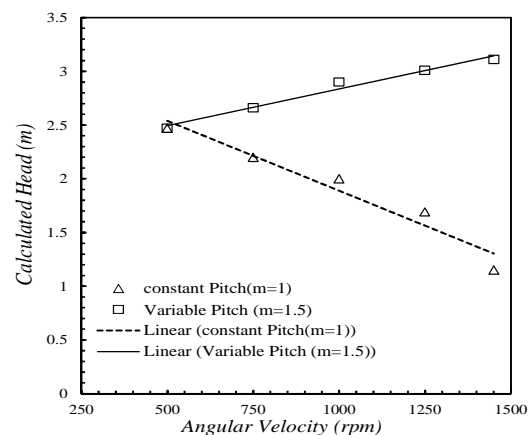
شکل ۸ - توان محاسبه شده بر حسب زمان



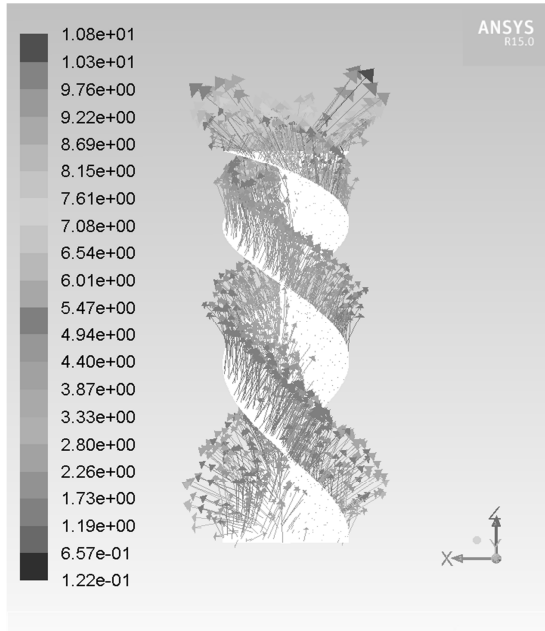
شکل ۹ - توان محاسبه شده و نتایج شیلر

۶- نتایج

در شکل ۱۰ هد قابل استحصال توربین در مقابل سرعت دورانی برای هر دو پره گام ثابت و متغیر نشان داده شده‌است.

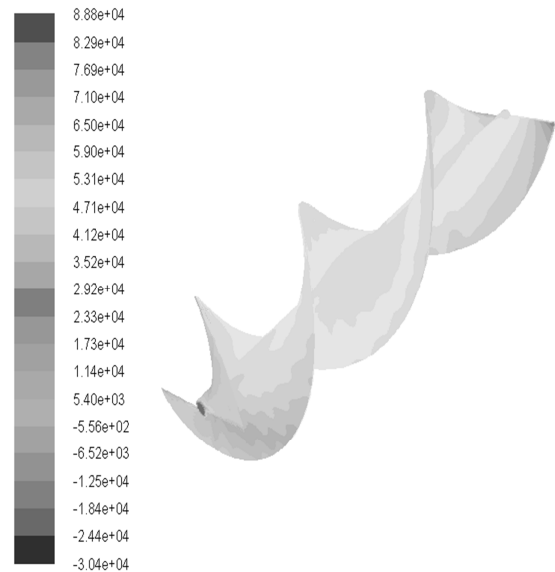


شکل ۱۰ - هد قابل دسترسی برای مقادیر $m=1$ و $m=1.5$

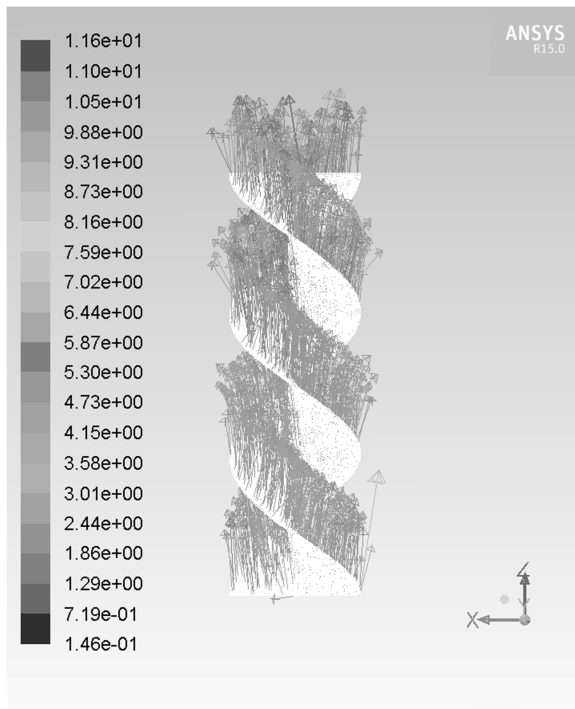


شکل ۱۳ - کانتور بردار سرعت مطلق برای توربین با گام متغیر $m=1.5$ و سرعت 1000 rpm

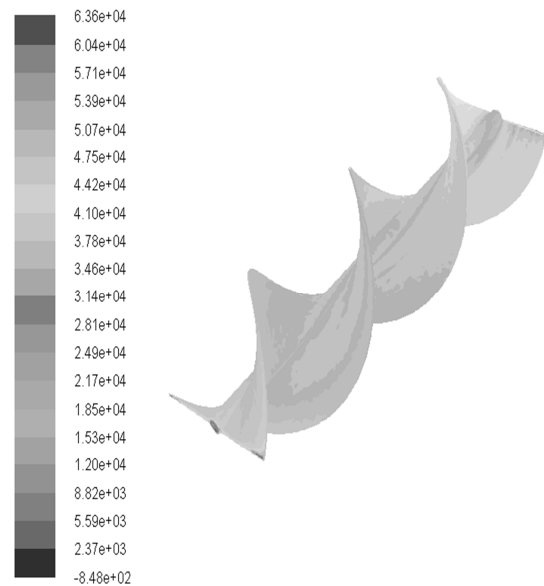
دهند. مطابق توضیحات ارائه شده، در گام متغیر اختلاف فشار کلی بین لبه ورودی و خروجی توربین بالاتر است و همچنین مقدار فشار کلی در گام متغیر به شکل چشمگیری بالاتر از گام ثابت است.



شکل ۱۱ - کانتور فشار کلی برای توربین با گام متغیر $m=1.5$ و سرعت 1000 rpm



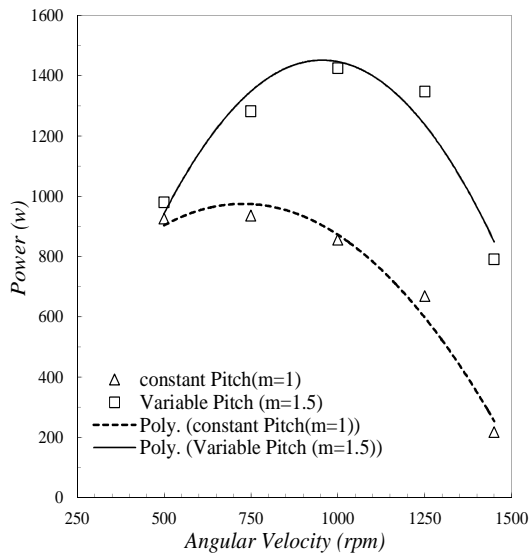
شکل ۱۴ - کانتور بردار سرعت مطلق برای توربین با گام ثابت $m=1$ و سرعت 1000 rpm



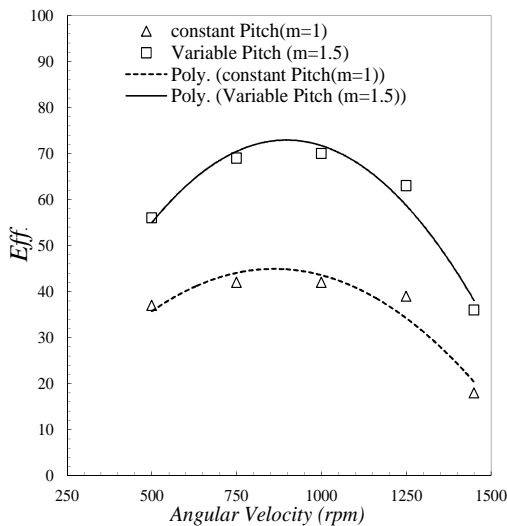
شکل ۱۲ - کانتور فشار کلی برای توربین با گام ثابت $m=1$ و سرعت 1000 rpm

همانگونه که در شکل ۱۵ نشان داده شده است و انتظار می رود، گشتاور در هر دو توربین گام ثابت و متغیر با افزایش سرعت دورانی کاهش می یابد. ولی گشتاور در توربین گام متغیر مقدار بیشتری نسبت به توربین گام ثابت دارد. از طرف دیگر با افزایش سرعت دورانی، درصد افزایش گشتاور در توربین گام متغیر نسبت به توربین گام ثابت افزایش می یابد. به صورتی که در سرعت دورانی ۵۰۰ دور بر دقیقه این درصد افزایش ۵، در سرعت ۱۰۰۰ دور بر دقیقه ۶۶ و در سرعت ۱۴۵۰ دور بر دقیقه مقدار آن به ۲۶۳ درصد می رسد. این گشتاور بالاتر ناشی از هد

برای سرعت مطلق جریان نیز شکل های ۱۳ و ۱۴ نشان می دهد که چرخش در پایین دست جریان در گام متغیر بسیار بیشتر از گام ثابت است. به عبارت دیگر، سرعت مطلق خروجی در توربین با گام متغیر کمتر از گام ثابت است. چرخش زیادتر در پایین دست جریان در هر سرعت دورانی، عاملی است تا فشار کلی در پایین دست جریان بالاتر باشد و به دنبال آن، اختلاف فشار کلی بین لبه های ورودی و خروجی توربین افزایش یافته و هد قابل استحصال توربین افزایش یابد.



شکل ۱۶ - توان تولیدی برای مقادیر $m=1$ و $m=1.5$



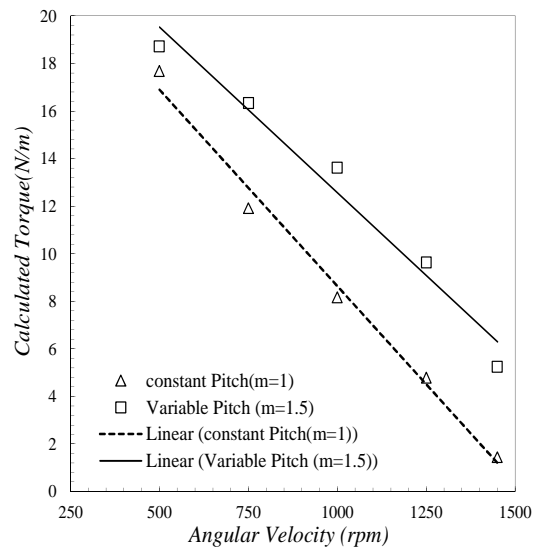
شکل ۱۷ - بازده برای مقادیر $m=1$ و $m=1.5$

برای تعیین بهترین نقطه کارکرد توربین در هد و دبی ثابت و در سرعت‌های دورانی مختلف توان و بازده برای هر دو توربین در شکل ۱۸ ترسیم شده‌است. نقطه تقاطع خطوط توان و بازده برای هر توربین به منزله سرعت دورانی است که در آن توربین بهترین عملکرد را دارد. همانگونه که در شکل ۱۸ نشان داده شده‌است، توربین با گام متغیر عملکرد بالاتری نسبت به توربین با گام ثابت دارد. در نقطه بهینه کارکرد توربین، بازده توربین گام متغیر ۲۸٪ و توان تولیدی آن ۵۰۹ وات بیشتر از توربین گام ثابت است که هرگونه تردیدی برای انتخاب توربین با گام متغیر را از بین می‌برد.

قابل دسترسی بالاتر در توربین گام متغیر است. علت رشد درصد افزایش گشتاور را می‌توان در افزایش هد قابل استحصال با افزایش سرعت دورانی در توربین گام متغیر و کاهش آن در توربین گام ثابت جستجو نمود. به دنبال آن توان تولیدی در توربین گام متغیر نیز بیشتر از توربین گام ثابت خواهد بود.

اما برخلاف گشتاور که با افزایش سرعت دورانی سیر نزولی دارد، توان تولیدی توربین با افزایش سرعت دورانی ابتدا افزایش یافته و سپس کاهش می‌یابد. از طرف دیگر سرعت دورانی که بیشترین توان را تولید می‌کند، در توربین‌های گام ثابت و گام متغیر متفاوت است. تغییر گام از ثابت به متغیر عاملی است تا در شرایط یکسان، سرعت دورانی که بیشترین توان را تولید می‌کند، افزایش یابد. در توربین گام ثابت بیشترین توان در سرعت ۷۵۰ دور بر دقیقه به دست می‌آید. این در حالی است که در گام متغیر ۱۰۰۰ دور بر دقیقه سرعتی است که بیشترین توان را تولید می‌کند. توان تولیدی در شکل ۱۶ نشان داده شده‌است.

با وجود داشتن توان بیشینه در سرعت ۷۵۰ دور بر دقیقه، تغییرات کلی توان تولیدی با افزایش سرعت دورانی در گام ثابت، سیر نزولی دارد. همانگونه که در شکل ۱۷ نشان داده شده‌است، روند تغییرات بازده توربین با افزایش سرعت دورانی مشابه توان تولیدی است. با این تفاوت که بازده در هر دو توربین گام ثابت و گام متغیر در سرعت دورانی بین ۹۰۰ تا ۹۵۰ دور بر دقیقه به بیشترین مقدار خود می‌رسد. ولی این نقطه الزاماً بهترین نقطه کارکرد توربین نیست. نقطه بهینه کارکرد جایی است که مجموعه توان و بازده هر دو در بهترین حالت قرار گیرند.



شکل ۱۸ - گشتاور محاسبه شده برای مقادیر $m=1$ و $m=1.5$

| | |
|----------------------|-------|
| طول مشخصه (m) | l |
| طول توربین (m) | L |
| ثابت نمایی | m |
| تعداد دور توربین | N |
| توان ($watt$) | P |
| دبی (m^3/s) | Q |
| شعاع توربین (m) | R |
| گشتاور (N/m) | T |
| سرعت مماسی (m/s) | U |
| سرعت (m/s) | V |
| سرعت شعاعی (m/s) | V_r |
| نیروی حجمی (N) | F |

علائم یونانی

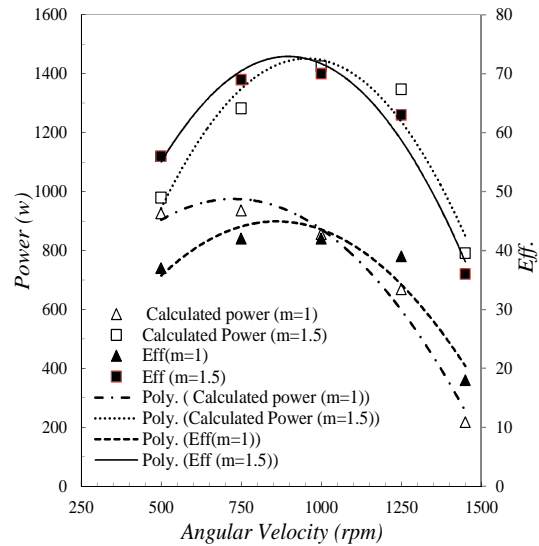
| | |
|-------------------------------|----------|
| زاویه وروی جریان ($degree$) | β |
| چگالی (kgm^{-3}) | ρ |
| تنش برشی | τ |
| حاصل ضرب چگالی در گرانش | γ |
| سرعت دورانی (rpm) | ω |
| بازده | η |

زیرنویس‌ها

| | |
|------------|-------|
| محاسبه شده | cal |
| استاتیک | st |
| دینامیک | Dyn |
| محوری | a |
| لغزشی | c |
| نسبی | rel |
| میانگین | m |
| شعاعی | r |
| توربین | tur |
| پره | blade |

۹- مراجع

- [1] Rorres C., Optimal design of an Archimedes screw, *Journal of Hydraulic Engineering*, Vol. 126, No. 1, 2000.
- [2] Muller G., Senior J., Simplified theory of Archimedean screws, *Journal of Hydraulic Research*, Vol. 47, No. 5, pp. 666-669, 2009.
- [3] Murray Lyons, William David Lubitz, Archimedes screws for power generation, *Engineering and Technology Conference ESFuelCell2013*, July 14-19, 2013, Minneapolis, MN, USA
- [4] Dirk M., Nuernbergk, Chris Rorres, Analytical Model for Water Inflow of an Archimedes Screw Used in Hydropower Generation, *Journal of Hydraulic Engineering*, Volume 139, Issue 2, 2013.
- [5] Marcel Wright, *Testing of a 60% Archimedes Screw Turbine*, University of Calgary, thesis for degree of master of science, canada, 2012.
- [6] Makoto SHIMOMURA, Masao TAKANO, Modeling and Performance Analysis of Archimedes Screw Hydro Turbine Using Moving Particle Semi-Implicit Method, *Journal of Computational Science and Technology*, Vol. 7, No. 2, 2013.
- [7] Brada K., Wasserkraftschnecke ermöglicht Stromerzeugung über Kleinkraftwerke, *Maschinenmarkt Würzburg*, (14), 52-56, 1999. (in German).



شکل ۱۸ - توان و بازده برای مقادیر $m=1.5$ و $m=1$

۷- نتیجه گیری

در این مطالعه دو توربین هیدروکویل با گام‌های ثابت و متغیر مورد بررسی و تحلیل عددی قرار گرفتند و اثر افزایش سرعت دورانی بر مشخصه‌های عملکردی هر دو توربین در شرایط ورودی و هندسی یکسان بررسی گردید. نتایج بدست‌آمده نشان داد که مهمترین عامل در افزایش کارایی توربین هیدروکویل، فرکانس تغییرات گام پره آن است. لذا با افزایش فرکانس پره در نزدیکی لبه ورودی و کاهش آن در نزدیکی لبه خروجی پره، (فراخ نمودن پره در نزدیکی ورودی و متراکم نمودن آنها در نزدیکی خروجی پره) هد قابل استحصال توربین به صورت چشم گیری افزایش یافت.

با افزایش سرعت دورانی، مقدار هد قابل استحصال در گام متغیر افزایش می‌یابد. درحالی که افزایش سرعت دورانی باعث کاهش هد قابل استحصال در توربین گام ثابت است. به صورتی که در سرعت‌های بالاتر، این هد در گام متغیر نزدیک به دو برابر گام ثابت است. به همین دلیل گشتاور و توان تولیدی نیز در توربین گام متغیر بالاتر است. از سوی دیگر ساختار پره گام متغیر عاملی است تا دبی ورودی توربین در شرایط یکسان ورودی، کمتر از پره گام ثابت باشد. در نتیجه بازده توربین گام متغیر بالاتر است.

به عنوان دستاورد نهایی بازده و توان تولیدی توربین گام متغیر در نقطه بهینه عملکرد که در سرعت حدود ۱۰۰۰ دور بر دقیقه است، حدود ۲۸٪ و ۵۰۰ وات بیشتر از توربین گام ثابت است.

افزایش ۸۵٪ توان تولیدی توربین تنها با تغییر فرکانس پره حاصل گردید.

مطالعه اثرات گام متغیر با فرکانس‌های دیگر و شرایط ورودی دیگر، گام آینده مطالعات است.

۸- فهرست علائم

| | |
|------------------------|-----|
| ثابت | c |
| شتاب گرانش (m/s^2) | g |
| هد (m) | H |

- [8] Schleicher W.C., *Numerical Investigation and Performance Characteristic Mapping of an Archimedean Screw Hydro turbine*, Lehigh University, thesis for degree of master of science, Pennsylvania,usa ,2012.
- [9] aprilliyano A., Design of a prototype hydro coil turbine applied as micro hydro solution, *ASEAN journal of system engineering*, Vol 1, No.2 December 2013.
- [10] Riglin J. D.I., *Cavitation Study of a Micro hydro Turbine* , PHD thesis, Lehigh University, Pennsylvania,usa 2012.
- [11] Rosefsky B., Jonathan K.. Ribbon drives power generation and method of use, *U.S.patent* NO. 8,148,839B2.
- [12] Alexander K.V., Giddens E.P., Fuller A.M., Axial-flow turbines for low head micro hydro systems, *Renewable Energy*, Vol. 34, pp. 35-47, 2005.
- [13] Flunet tutorial guide, 2015.
- [14] Mohd ARIFF, Salim M. SALIM, Siew Cheong CHEAH, WALL Y+ APPROACH FOR DEALING WITH TURBULENT FLOW OVER A SURFACE MOUNTED CUBE: PART 1 – LOW REYNOLDS NUMBER, *Seventh International Conference on CFD in the Minerals and Process Industries CSIRO*, Melbourne, Australia 9-11 December 2009.