



Numerical and Experimental Analysis of Hydro Screw Turbine with Variable Pitch

ARTICLE INFO

Article Type

Original Research

Authors

Hosseini Moghadam Omami A.¹ PhD,
Yassi Y.^{*2} PhD,
Nourbakhsh A.³ PhD,
Najafi A.F.³ PhD

How to cite this article

Hosseini Moghadam Omami A, Yassi Y, Nourbakhsh A, Najafi A.F. Numerical and Experimental Analysis of Hydro Screw Turbine with Variable Pitch. Modares Mechanical Engineering. 2019;19(2):457-466.

ABSTRACT

Hydro screw is a small micro hydro turbine. Due to increase in demand for clean energy production, a comprehensive project at the Iranian Research Organization for Science and Technology (IROST) for the design and construction of very small turbines (micro turbines), including hydro screw, has been developed. Hydro screw is suitable for a low head and discharge that does not have a guide vane and draft tube; thus, it is simple, small, inexpensive, and portable. This turbine, with a 15 cm blade diameter, can generate power up to 2 kW. Hydro screw blade is inspired by the Archimedes turbine, and difference between them is that the blade pitch of hydro screw is variable and horizontally mounted. In this project, the effect of spiral variable pitch on turbine has been studied numerically. Based on the results, it was found that the turbine had the best efficiency at a spiral pitch of 1.5. Subsequently, the small model of hydro screw was made and tested in the laboratory. The results of this study have been presented in the form of standard curves of turbine performance and the accuracy of the results has been proved by comparison of numerical and experimental results. The results show the integrity of the numerical calculations and, therefore, they can be used in line with next turbine studies. The results indicate that the maximum turbine output is between 62% and 68%.

Keywords Variable Pitch; Screw; Low Head; Archimedes

¹Energy Conversion Department, Mechanical Engineering Faculty, Iranian Research Organization for Science and Technology, Tehran, Iran

²Energy Conversion Department, Mechanical Engineering Faculty, Energy Institute of Higher Education, Technology, Saveh, Iran

³Energy Conversion Department, Mechanical Engineering Faculty, Tehran University, Tehran, Iran

*Correspondence

Address: Iranian Research Organization for Science & Technology (IROST), Mojtaba Asre Enghelab, Ahmad Abad Mostofi, Tehran, Iran. Postal Code: 3917797147

Phone: -

Fax: +98 (21) 56276632

yousefyassi@energy.ac.ir

Article History

Received: July 14, 2018

Accepted: October 09, 2018

ePublished: February 01, 2019

CITATION LINKS

[1] Hydraulic and compressible flow turbomachines [2] Passage of juvenile chinook salmon and other fish species through archimedes lifts and a hydrostatic pump at red bluff, California [3] Experimental investigation and performance analysis of Archimedes screw generator [4] Suitability of archimedes screws for micro hydro power generation in India [5] State of technology and design guidelines for the Archimedes screw turbine [6] Over 2000 years in review: Revival of the Archimedes screw from pump to turbine [7] Towards an innovative radial flow impulse turbine and a new horizontal archimedean hydropower screw [8] Investigating the hydrodynamic behavior of innovative archimedean hydropower turbines [9] Experimental and theoretical research of zero head innovative axis Archimedean screw turbines [10] Numerical investigation and performance characteristic mapping of an archimedean screw hydro turbine [11] design-manufacturing/MICRO-HYDRO [12] Effects of irrigation pumps on riverine fish [13] Mortality of European eel after downstream migration through two types of pumping stations [14] Hydroelectric dams in the Brazilian Amazon as sources of Greenhouse Gases [15] Sustainable water management under future uncertainty with eco-engineering decision scaling [16] The effects of improvement of the main shaft on the operating conditions of the Agnew turbine [17] Design of a prototype hydro coil turbine applied as micro hydro solution [18] Design and numerical analysis of hydro coil turbine with constant and variable pitch's blade [19] Cavitation study of a micro hydro turbine [20] Wall y+ approach for dealing with turbulent flows over a wall mounted cube

بررسی عددی و تجربی رفتار توربین هیدرواسکرو با گام متغیر

علی حسینی مقدم امامی PhD

گروه تبدیل انرژی، دانشکده مهندسی مکانیک، سازمان پژوهش های علمی و صنعتی ایران، تهران، ایران

یوسف یاسی PhD

گروه تبدیل انرژی، دانشکده مهندسی مکانیک، موسسه آموزش عالی انرژی، ساوه، ایران

احمد نوربخش PhD

گروه تبدیل انرژی، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تهران، تهران، ایران

امیرفرهاد نجفی PhD

گروه تبدیل انرژی، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تهران، تهران، ایران

چکیده

هیدرواسکرو یک میکروتوربین آبی کوچک است. با افزایش درخواست برای تولید انرژی های پاک، پروژه جامعی در سازمان پژوهش های علمی و صنعتی ایران برای طراحی و ساخت توربین های آبی مایکرو تدوین شده است که هیدرواسکرو از جمله آنهاست. هیدرواسکرو توربینی است مناسب برای ارتفاع و مقدار جریان کم که فاقد پره راهنما، پره های ثابت و مسیر هدایت کننده ورودی است و به همین دلیل، ساده، کوچک، ارزان و قابل حمل با دست است. این توربین با قطر پره ۱۵ سانتی متر تا ۲ کیلووات توان تولید می کند. پره های هیدرواسکرو الهام گرفته از توربین ارشمیدس است با این تفاوت که گام آن متغیر است و به صورت افقی نصب می شود. در این پروژه ابتدا اثرات تغییر گام متغیر پره به صورت عددی بررسی شده و براساس نتایج حاصله مشخص شده است که توربین با ضریب گام مارپیچ ۱/۵ بهترین عملکرد را دارد. بر همین اساس مدل کوچک این توربین در آزمایشگاه ساخته و آزمایش شده است. نتایج حاصل از این پژوهش در قالب منحنی های استاندارد عملکرد توربین ارائه شده و دقت نتایج با مقایسه نتایج عددی و آزمایشگاهی اثبات شده است. نتایج حاصل گویای صحت کامل محاسبات عددی بوده و لذا از آنها می توان در راستای مطالعات بعدی توربین با اطمینان خاطر بهره جست. نتایج به دست آمده گویای بازده بیشینه توربین بین ۶۲٪ تا ۶۸٪ است.

کلیدواژه ها: گام متغیر، اسکرو، ارتفاع کم، ارشمیدس

تاریخ دریافت: ۹۷/۰۴/۲۳

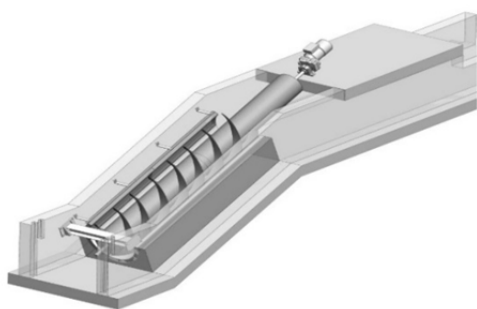
تاریخ پذیرش: ۹۷/۰۷/۱۷

*نویسنده مسئول: yousefyassi@energy.ac.ir

یا چند ردیف پره با گام ثابت به دور این محور پیچیده اند. طراحی این پره ها به گونه ای بوده که تیغه مارپیچ بر سطح محور عمود است. یک پوشش نیمه استوانه ای نیمه زیرین پره ها را می پوشاند. این توربین ها با زاویه مشخصی نسبت به سطح افق نصب می شوند و آب بدون هیچگونه پره راهنما وارد توربین می شود و بدون قیف خروجی تنظیم فشار از توربین خارج می شود. از آنجایی که عامل دوران این توربین نیروی هیدرواستاتیک ناشی از اختلاف سطح آب در بالادست و پایین دست پره ها است، سرعت دوران بسیار پایینی دارند. به همین دلیل یک گیربکس پیچیده با ضریب تبدیل بالا در بالادست توربین به محور متصل می شود. شکل ۱ طرحواره ای از توربین اسکروی / ارشمیدس را نشان می دهد [11].

این توربین ها برای ارتفاع و جریان محدود طراحی شده اند و به دلیل ساختار پره و سرعت دوران پایین، هیچگونه آسیبی به ماهی ها وارد نمی کنند و ماهی ها می توانند به راحتی از بالادست به پایین دست توربین یا بالعکس عبور کنند [2, 5, 12, 13]. از سوی دیگر، نیازی به ساخت سدهای بزرگ و فعالیت های عمرانی عظیم ندارند و به محیط زیست آسیب وارد نمی کنند [14, 15].

از سال ۱۹۶۰ با اعمال سیاست های تمرکززدایی از تولید انرژی برق آبی، به کارگیری توربین های آبی مایکرو (توربین هایی که تا ۱۰۰ کیلووات توان تولید می کنند) مورد توجه قرار گرفت. کشور چین در این عرصه پیشتاز بوده است [16]. هیدرواسکرو جدیدترین توربین الهام گرفته از توربین اسکروی / ارشمیدس است.



شکل ۱) طرحواره توربین اسکروی / ارشمیدس [12]

۲- توربین هیدرواسکرو

توربین هیدرواسکرو شامل سه بخش اصلی زیر است:

الف- پوشش محافظ جانبی: لوله ای با قطر مشخص است که از مواد شفاف پلاستیکی، استیل ضدزنگ یا آلومینیوم های آلایژی ساخته می شود.

ب- بلبرینگ های نگهدارنده: در دو سمت محور توربین دو عدد بلبرینگ ضد آب قرار دارد که در فلنچ های ابتدا و انتهای پوشش محافظ جانبی جای می گیرند.

ج- پره و محور اصلی توربین: پره و محور توربین هم جنس هستند و به صورت یکپارچه ساخته می شوند. این قسمت از آلیاژهای سخت آلومینیوم ساخته می شود.

طرحواره ای از توربین هیدرواسکرو در شکل ۲ نشان داده شده است [17]. ساختار پره توربین هیدرواسکرو تقریباً مشابه توربین اسکروی / ارشمیدس است. تفاوت اصلی توربین / ارشمیدس و هیدرواسکرو در زاویه نصب و گام پره آنهاست. توربین / ارشمیدس تحت زاویه خاصی نصب می شود و این در حالی است که توربین اسکرو به صورت افقی نصب می شود. در این حالت به دلیل از بین رفتن اختلاف سطح آب در بالادست و پایین دست پره ها،

۱- مقدمه

طی دهه های اخیر، تقاضا برای انرژی های پاک و تجدیدپذیر مانند انرژی های آبی، خورشیدی و بادی افزایش یافته است. آلاینده گی بالا و محدودیت منابع فسیلی اصلی ترین عامل افزایش توجه به انرژی های پاک و روش های تولید آن است. در میان انرژی های تجدیدپذیر، انرژی های آبی قدیمی ترین روش تولید انرژی توسط انسان هستند. چرخ آبی قدیمی ترین وسیله تولید انرژی بوده که صدها سال قبل از میلاد توسط ایرانیان و رومیان ساخته شده است [1]. یکی از قدیمی ترین توربوماشین های آبی، پمپ اسکروی / ارشمیدس است. اولین نمونه این پمپ در ۲۵۰ سال قبل از میلاد توسط / ارشمیدس ساخته شد. در سال ۱۸۱۹ هنری نویر، مهندس فرانسوی از اسکرو به عنوان چرخ آبی استفاده کرد [2, 3] و در سال ۱۹۱۶ اولین توربین اسکرو توسط ویلیام مورچر ساخته شد [4]. امروزه بعد از هزاران سال، مهندسان با الهام از پمپ اسکروی / ارشمیدس، مدل های مختلفی از توربین اسکرو مانند توربین های اسکروی سرعت متغیر [5]، توربین های اسکروی جذر و مدی [6]، توربین های اسکروی شناور [7-9] و توربین های اسکروی افقی را طراحی کرده اند [10].

توربین اسکروی / ارشمیدس یک محور استوانه ای شکل دارد که یک

$$\frac{L_m}{D_{\circ m}} = \frac{L_p}{D_{\circ p}} \quad (۶)$$

در روابط فوق، P توان خروجی (w)، Q مقدار جریان (m^3/s)، H ارتفاع در دسترس (m)، N سرعت دورانی (rad/s)، D قطر پره (m)، L طول توربین (m)، μ ویسکوزیته دینامیک ($kg/m.s$)، ρ چگالی (kg/m^3) و g شتاب گرانش (m/s^2) است. همچنین زیر نویس‌های m و p به ترتیب نشان‌دهنده مدل آزمایشگاهی و نمونه اصلی هستند.

در ادامه پس از استخراج پارامترهای مهم توربین از قبیل جریان، ارتفاع، سرعت دوران، گشتاور و بازده توربین، نتایج حاصل از آزمایش در قالب منحنی‌های استاندارد توربین ارایه شده است. این منحنی‌ها، بی‌بعد است و به وسیله آنها، رفتار توربین در شرایط مختلف کاری قابل ارزیابی و تعیین خواهد بود. روابط ۷-۱۰ مشخصه‌های استاندارد توربین را نشان می‌دهند.

$$\dot{T} = T/H \quad (۷)$$

$$\dot{Q} = Q/\sqrt{H} \quad (۸)$$

$$\dot{P} = P/\sqrt[3]{H} \quad (۹)$$

$$\dot{N} = N/\sqrt{H} \quad (۱۰)$$

در روابط ۷-۱۰، T گشتاور ($N.m$) است.

همچنین ارتفاع قابل استحصال، توان ورودی و خروجی نیز از روابط ۱۱-۱۳ محاسبه می‌شوند.

$$H = (P_{tot \text{ leading edge}} - P_{tot \text{ trailing edge}})/\rho g \quad (۱۱)$$

$$P_{in} = \eta g Q H \quad (۱۲)$$

$$P_{out} = T \times N \quad (۱۳)$$

که در روابط ۱۱-۱۳، η بازده توربین (%، P_{tot} فشار کلی (Pa)، $leading \ edge$ لبه ورودی پره توربین و $trailing \ edge$ لبه خروجی پره توربین است.

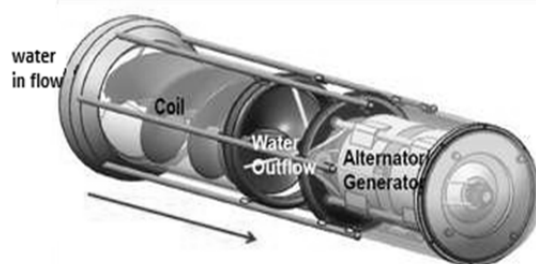
هیدروکوئل نام توربینی است که در حال حاضر در برخی بازارهای جهان در دسترس قرار دارد. این توربین در دو قطر ۱۵ و ۳۰ سانتی‌متر ساخته شده و طول آن ۰/۵ متر است. دو ردیف پره مارپیچ همراستا ۵/۱۰ دور حول محور آن پیچیده‌اند. تفاوت پره این توربین با اسکروی /رشمیدس در متغیربودن گام پره است، لیکن تفاوت چندانی با توربین هیدرواسکرو ندارد. از توربین هیدروکوئل هیچگونه اطلاعات عملکردی در دست نیست و به همین دلیل توربین مذکور با نام هیدرواسکرو خوانده شده است تا بتوان آن را به‌طور مستقل در مجامع علمی معرفی نمود.

۴- تحلیل عددی

۴-۱- طراحی گام متغیر

به‌طور کلی دو روش برای طراحی گام متغیر وجود دارد. در روش اول پره به چند بخش مختلف تقسیم و برای هر بخش یک گام ثابت متفاوت در نظر گرفته می‌شود. در این حالت پیوستگی بین گام پره از بین می‌رود. در روش دوم از یک رابطه ریاضی براساس قطر و طول پره استفاده می‌شود. ساده‌ترین روش برای ساخت یک مارپیچ، چرخش و جابه‌جایی توأمان یک بردار حول و در راستای یک محور است. بردار $\vec{r}$ در شکل ۳ را در نظر بگیرید که حول محور دوران و در راستای آن جابه‌جا می‌شود. در شکل ۳، O_f مرکز

عامل دوران توربین انرژی جنبشی ناشی از سرعت جریان آب است. با در نظر گرفتن فاصله‌ای کوچک بین نوک پره و سطح داخلی پوشش محافظ، هیدرواسکرو با سرعت بسیار بالاتری (حدود ۲۰۰۰ دور بر دقیقه) نسبت به اسکروی /رشمیدس (۵۰-۲۵ دور بر دقیقه) دوران می‌کند. از آنجایی که توان تولیدی توربین حاصل ضرب سرعت دوران در گشتاور تولیدی توربین است، افزایش سرعت دوران در هیدرواسکرو باعث کاهش گشتاور تولیدی می‌شود و به دنبال آن ابعاد هندسی توربین کاهش می‌یابد. در نتیجه هیدرواسکروی توربینی کوچک، سبک و به نسبت ارزان است. اطلاعات چندانی درباره توربین‌های هیدرواسکرو وجود ندارد. بنابراین برای ساخت این توربین استفاده از نتایج حاصل از یک پژوهش عددی ضروری است [۱۸].



شکل ۲) طرحواره توربین هیدرواسکرو [۱۷]

۳- تئوری پژوهش

هدف از این پژوهش، استخراج بهترین گام متغیر و بررسی رفتار توربین هیدرواسکرو در آن گام است. برای این منظور، در ابتدا با استفاده از تحلیل عددی، رفتار توربین در گام‌های متغیر گوناگون بررسی شده و اثرات تغییر گام متغیر بر مشخصه‌های عملکردی توربین مانند ارتفاع قابل استحصال، گشتاور، توان تولیدی و بازده توربین استخراج شده است. در ادامه گام متغیر مناسب با توجه به ابعاد هندسی و مشخصه‌های جریان انتخاب و یک نمونه از توربین با مقیاس ۱:۲ ساخته شده است.

از آنجایی که توربین با ابعاد اصلی ساخته نشده است، برای بررسی و مقایسه نتایج حاصل از حل عددی و آزمایشگاهی توربین، باید تشابه کامل هندسی و سینماتیک بین مدل (حل عددی) و نمونه آزمایشگاهی برقرار باشد. بدین منظور باید روابط ۱-۶ بین مدل و نمونه اصلی برقرار باشند.

$$\frac{P_m}{\rho_m N_m^3 D_{\circ m}^5} = \frac{P_p}{\rho_p N_p^3 D_{\circ p}^5} \quad (۱)$$

$$\frac{Q_m}{N_m D_{\circ m}^3} = \frac{Q_p}{N_p D_{\circ p}^3} \quad (۲)$$

$$\frac{g H_m}{N_m^3 D_{\circ m}^2} = \frac{g H_p}{N_p^3 D_{\circ p}^2} \quad (۳)$$

$$\frac{\rho_m N_m D_{\circ m}^2}{\mu_m} = \frac{\rho_p N_p D_{\circ p}^2}{\mu_p} \quad (۴)$$

$$\frac{D_{i_m}}{D_{\circ m}} = \frac{D_{i_p}}{D_{\circ p}} \quad (۵)$$

دوران دستگاه مختصات O_f, X_f, Y_f, Z_f است. $\vec{r}^o$ موقعیت نهایی بردار $\vec{r}$ پس از جابه‌جایی $\vec{S}$ و دوران φ است. در یک دستگاه مختصات همگن بردار $\vec{r}$ مطابق با رابطه ۱۴ نشان داده می‌شود. r_x, r_y, r_z اجزای بردار $\vec{r}$ در راستاهای X_f, Y_f, Z_f هستند.

$$\vec{r} = \{r\} = \begin{bmatrix} r_x \\ r_y \\ r_z \\ 1 \end{bmatrix} \quad (14)$$

مارپیچ مد نظر به کمک ماتریس $[S_w, \varphi]$ در رابطه ۱۵ به دست می‌آید.

$$[S_w, \varphi] = \begin{bmatrix} W_x^2 V_\varphi + C_\varphi & W_x W_y V_\varphi - W_x S_\varphi & W_x W_z V_\varphi + W_y S_\varphi & S_x \\ W_x W_y V_\varphi + W_x S_\varphi & W_y^2 V_\varphi + C_\varphi & W_y W_z V_\varphi - W_x S_\varphi & S_y \\ W_x W_z V_\varphi - W_y S_\varphi & W_y W_z V_\varphi + W_x S_\varphi & W_z^2 V_\varphi + C_\varphi & S_z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

در رابطه ۱۵، $S_\varphi = \sin \varphi$ و $C_\varphi = \cos \varphi$ ، $V_\varphi = 1 - \cos \varphi$ هستند. همچنین S_x, S_y, S_z و W_x, W_y, W_z اجزای بردارهای $\vec{S}$ و $\vec{W}$ در راستاهای X_f, Y_f, Z_f هستند. چنانچه بردارهای $\vec{Z}$ و $\vec{W}$ هم‌محور باشند، آنگاه $S_y = S_x = W_x = W_y = 0$ و $W_z = 1$. فرض کنید نقطه P در فاصله a نسبت به مبدا (O_f) و در راستای X_f قرار دارد. بردار $\vec{r}_P$ نمایانگر موقعیت نقطه P است.

$$\vec{r}_P = \vec{a} \hat{t} = [a \ 0 \ 0 \ 1]^T \quad (16)$$

متناسب با بردار $\vec{r}_P$ موقعیت بردار $\vec{r}_P^o$ پس از دوران حول محور Z_f و جابه‌جایی در راستای آن از رابطه ۱۷ محاسبه می‌شود.

$$\vec{r}_P^o = [S_{x,y}, \varphi] \{r_P\} = \begin{bmatrix} C_\varphi & -S_\varphi & 0 & 0 \\ S_\varphi & C_\varphi & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & S_z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} a \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (17)$$

چنانچه S_z تابعی خطی از φ باشد، مارپیچ حاصل گام ثابت خواهد داشت و چنانچه رابطه بین آنها غیرخطی باشد، گام مارپیچ متغیر خواهد بود. برای ایجاد یک مارپیچ گام متغیر که امکان مقایسه بین گام‌های مختلف را فراهم نماید، نیاز است تا با تلفیق حداکثری متغیرها، تعداد آنها را به حداقل رساند. پارامترهای مورد نظر در شکل ۴ نشان داده شده است.

حال اگر رابطه غیرخطی بر حسب φ برای بردار S_z به صورت رابطه ۱۸ نوشته شود، مارپیچ گام متغیر با یک پارامتر متغیر ایجاد می‌شود.

$$S_z = L_{turbine} \left(1 - \left(\frac{L_{turbine}}{L_{turbine}}\right)^m\right) \quad (18)$$

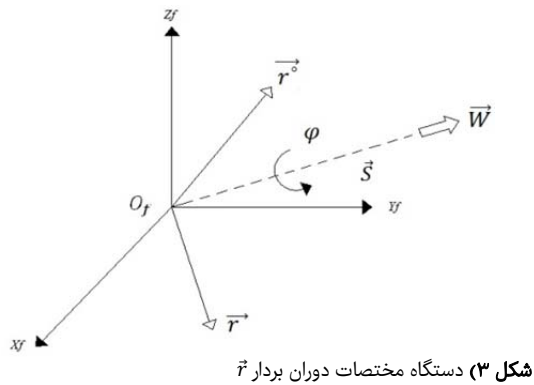
در نتیجه بردار $\vec{r}_P^o$ از رابطه ۱۹ محاسبه می‌شود.

$$\vec{r}_P^o = a C_\varphi \hat{t} + a S_\varphi \hat{j} + L_{turbine} \left(1 - \left(\frac{L_{turbine}}{L_{turbine}}\right)^m\right) \hat{k}$$

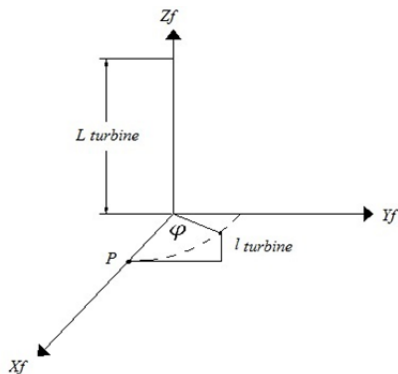
در روابط ۱۸ و ۱۹، a شعاع پره توربین (m) ، $L_{turbine}$ طول توربین (m) ، $L_{turbine}$ طول مشخصه (m) ، $C_\varphi = \cos \varphi$ ، $S_\varphi = \sin \varphi$

و m ضریب گام پره یا ثابت‌نمایی هستند.

چنانچه m برابر با یک باشد، گام پره توربین ثابت خواهد ماند. هر چقدر m افزایش یابد، فرکانس گام پره در ورودی توربین بلندتر و در خروجی پره کوتاه‌تر می‌شود. برای بررسی اثر گام متغیر پره ۶ نمونه پره با مقادیر m برابر با ۱، ۱/۲۵، ۱/۵، ۱/۷۵، ۲ و ۲/۲۵ بررسی عددی شده‌اند.



شکل ۳ دستگاه مختصات دوران بردار $\vec{r}$



شکل ۴ مارپیچ دوار گام متغیر

۴-۲- مدل‌سازی توربین و استقلال از شبکه حل

میدان حل، محفظه‌ای استوانه‌ای شکل بوده که از سه قسمت متفاوت تشکیل شده است. قسمت اول ورودی جریان بوده که طول آن ۰/۲۵ طول توربین است تا جریان توسعه‌یافته وارد توربین شود. قسمت میانی، پره توربین بوده و طول آن برابر طول توربین است. قسمت انتهایی، طولی سه‌برابر طول توربین دارد تا جریان برگشتی بر خروجی توربین اثرگذار نباشد. هر سه بخش دارای قطر ۱۵ سانتی‌متر هستند و محور توربین نیز ۲ سانتی‌متر قطر دارد. شکل ۵ میدان حل را نشان می‌دهد.

تولید توان در نزدیکی پره، حاصل کنش بین سیال و پره است و این کنش ایجاد شده با دوران پره سبب می‌شود تا جریان نزدیک پره ماهیت گذرا داشته باشد.

برای حل عددی از نرم‌افزار Fluent استفاده شده است. روش‌های مورد استفاده برای مدل‌سازی جریان در نرم‌افزار در جدول ۱ نشان داده شده است.

مدل‌سازی اغتشاشات جریان با الگوریتم $k-\epsilon$ استاندارد انجام شده که علت آن پایداری بالاتر در سرعت‌های دورانی زیاد (رینولدزهای بالا) نسبت به روش $k-\omega$ است [19]. همچنین شرایط مرزی مورد استفاده در جدول ۲ ارائه شده است. سیال نیز با سرعت ثابت دوران می‌کند و پره نیز دارای سرعت صفر نسبت به سیال است.

دارد. دقت نتایج شبکه متعادل و متراکم بسیار ناچیز است، ولی شبکه متراکم زمان حل بالاتری دارد. متغیر دیگری که در بررسی کیفیت شبکه حل اهمیت فراوانی دارد، Y^+ است. Y^+ تابعی تجربی بوده که نشان می‌دهد جریان در نزدیک دیواره آرام یا مغشوش است. در تابع دیواره ناحیه تاثیر لزجت مولکولی حل نمی‌شود، بلکه فقط ناحیه کاملاً متلاطم از دیواره حل می‌شود. بدین ترتیب یک پل بین این ناحیه و نواحی موثر از لزجت مولکولی ایجاد می‌شود تا اثر لزجت نزدیک دیواره دیده شود. مدل $k-\epsilon$ استاندارد برای نواحی نزدیک دیواره از Y^+ برای برقراری ارتباط بین ناحیه متاثر از لزجت مولکولی و ناحیه کاملاً آشفته استفاده می‌کند. رابطه Y^+ تابع Y^+ را نشان می‌دهد.

$$Y^+ = y u_{\tau} / \nu \quad (20)$$

در رابطه Y^+ ، u_{τ} سرعت برشی (m/s) و ν ویسکوزیته سینماتیک (kg/m.s) است.

در لایه مرزی سه زیرلایه وجود دارد. اول، زیرلایه لزج که در آن $Y^+ < 5$ است و می‌توان از اثرات تنش برشی رینولدز در آن صرف نظر کرد. دوم ناحیه گذار است که $5 < Y^+ < 30$ است. در زیرلایه گذار، حرکت سیال کاتوره‌ای است و از الگوی خاصی پیروی نمی‌کند. در نتیجه برای جلوگیری از خطای اندازه‌گیری سرعت‌ها اولین سلول لایه مرزی نباید در این ناحیه قرار گیرد. در آخر لایه مغشوش که $Y^+ < 30$ بوده، مقدار بهینه Y^+ بین ۳۰ تا ۴۰ بوده که تقریباً برای تمامی طرح‌ها مناسب است [20].

برای هر سه شبکه مقدار Y^+ در اولین لایه نزدیک دیوار و پره در جدول ۳ نشان داده شده است. برای شبکه با سلول‌های درشت، مقدار Y^+ بیشینه و میانگین در نزدیکی پره و دیواره مقدار بالایی دارد. به همین دلیل مقادیر محاسبه‌شده توسط آن کمتر از مقدار صحیح است.

جدول (۳) مقادیر Y^+ در شبکه‌های مختلف

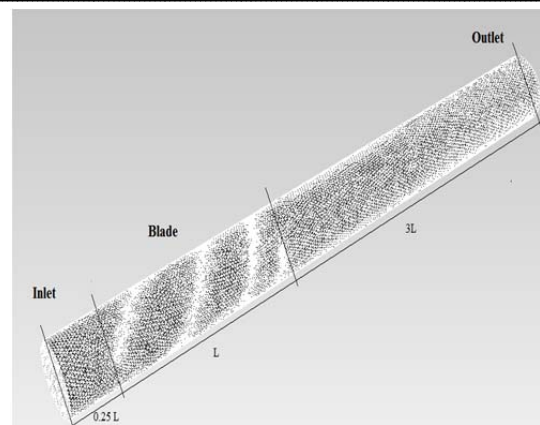
شبکه با سلول‌های درشت	پره	جداره	شبکه با سلول‌های متوسط	پره	جداره	شبکه با سلول‌های ریز
کمینه Y^+	۱/۰۳۱	۴/۵۲	۱۹/۲۳	۱۸/۱۹	۱/۴۱	۱۰/۳۶
میانگین Y^+	۷۵/۱۹	۸۶/۷۱	۳۶/۱۱	۵۹/۰۰	۱۵/۸۲	۴۵/۵۴
بیشینه Y^+	۲۴۳/۱	۱۶۳/۷	۱۰۹/۱	۸۹/۸۱	۷۳/۲۸	۸۲/۴۶

۴-۳- نتایج تحلیل عددی

نمودارهای ۲-۴ به ترتیب گشتاور، توان تولیدی و بازده را برای ارتفاع ورودی ۵ متر و سرعت‌های ثابت دوران بین ۵۰۰ تا ۱۴۵۰ دور بر دقیقه نشان می‌دهد.

همان گونه که در نمودار ۲ نشان داده شده است، با افزایش ضریب گام m ، گشتاور توربین ابتدا افزایش می‌یابد و سپس روند کاهشی دارد. در هر سرعت دورانی، بیشترین مقدار گشتاور در بازده بین ۱/۲۵ تا ۱/۵ قرار دارد. همچنین مطابق انتظار با افزایش سرعت دوران، گشتاور توربین کاهش می‌یابد. در نمودار ۳ روند تغییر توان تولیدی با ضریب گام، مشابه گشتاور توربین بوده، ولی توان تولیدی نسبت به سرعت دوران دارای نقطه بیشینه‌ای در سرعت دوران ۱۰۰۰ دور بر دقیقه است. نکته قابل توجه دیگر افزایش چشمگیر توان تولیدی در نقطه بیشینه نسبت به توربین با گام ثابت $m=1$ است. مطابق با نمودار ۴، روند تغییرات بازده توربین نیز کاملاً مشابه توان تولیدی است.

با توجه به نتایج، بهترین گام برای توربین هیدرواسکرو گام ۱/۵



شکل (۵) میدان حل و شبکه‌بندی

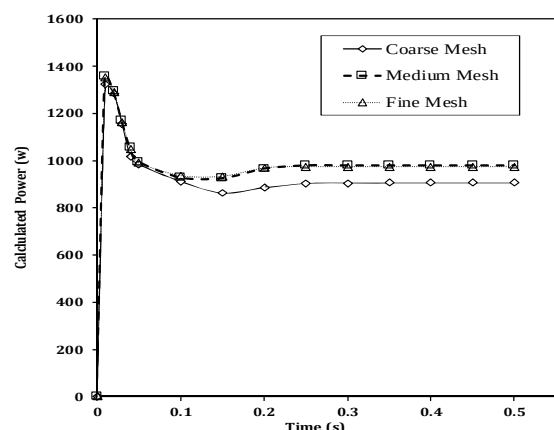
جدول (۱) الگوریتم‌های استفاده‌شده در تحلیل عددی

عنوان	الگوریتم
تصحیح مقادیر فشار در بین تکرارها	first order upwind
گرادینان‌ها	least square cell based
میدان سرعت و فشار	SIMPLE
مدل‌سازی اغتشاشات جریان	standard k-ε
مدل‌سازی زمان	first order implicit

جدول (۲) شرایط مرزی

عنوان	شرط مرزی
ورودی	Pressure Inlet
خروجی	Pressure Outlet
میزان اغتشاش در سطوح ورودی و خروجی	10%
دیواره داخلی محفظه جانبی	No Slip

برای بررسی استقلال نتایج از شبکه حل، از سه شبکه با اندازه مختلف استفاده شده است. شبکه با سلول‌های درشت با تعداد ۵۵۲۱۲۳ سلول حجمی، شبکه با سلول‌های متوسط با ۱۱۸۴۳۵۵ سلول و شبکه با سلول‌های ریز که با ۲۷۳۲۳۶۵ سلول ساخته شده است. در هر سه نمونه، هندسه میدان و شرایط مرزی حل مشابه هستند. در نمودار ۱، توان تولیدی در ارتفاع ورودی ۵ متر با گذر زمان نشان داده شده است.



نمودار (۱) توان محاسبه‌شده بر حسب زمان برای شبکه‌های با کیفیت مختلف

در هر سه شبکه عنوان‌شده، در ابتدا یک جهش اتفاق می‌افتد و بعد از گذشت زمانی در حدود ۰/۲۵ ثانیه به ثبات می‌رسند. شبکه کم‌تراکم سریع‌تر همگرا می‌شود، ولی خطای محاسبات بالاتری

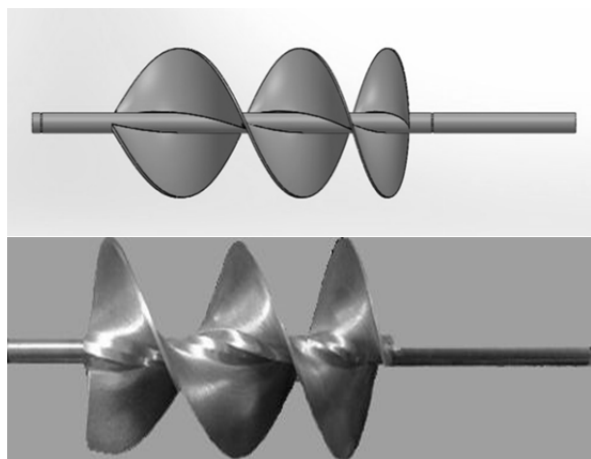
است. در این گام در مقایسه با توربین دارای مارپیچ گام ثابت بازده ۳۰٪ و توان بیشینه ۶۰۰ وات افزایش می‌یابد.

۵- ساخت توربین و آزمایش

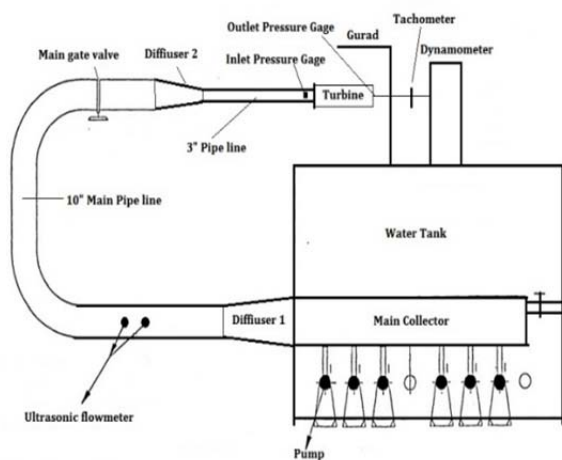
پس از تحلیل عددی و استخراج گام مناسب، یک نمونه توربین با گام ۱/۵ ساخته شده و در آزمایشگاه توربوماشین‌های آبی سازمان پژوهش‌های علمی و صنعتی ایران مورد آزمایش قرار گرفته است. به دلیل پیچیدگی‌های فرآیند ساخت پره که به واسطه یکپارچگی محور و پره توربین بوده، نمونه با مقیاس ۱:۲ ساخته شده است. شکل ۶ پره توربین با گام ۱/۵ را نشان می‌دهد. برای آزمایش این توربین نیاز بود تا بستر تست موجود بهینه شود. شکل ۷ طرحواره و شکل ۸ نمای کلی بستر تست موجود را نشان می‌دهد.

در این آزمایشگاه، ۶ دستگاه الکتروپمپ زمینی با قدرت ۱۱ کیلووات، مقدار جریان و ارتفاع مورد نیاز سیستم را تامین می‌کنند. برای اندازه‌گیری مقدار جریان از یک جریان‌سنج التراسونیک UF5000 استفاده شده است و سرعت دوران توربین را یک عدد سنسور AP501 اندازه‌گیری می‌کند.

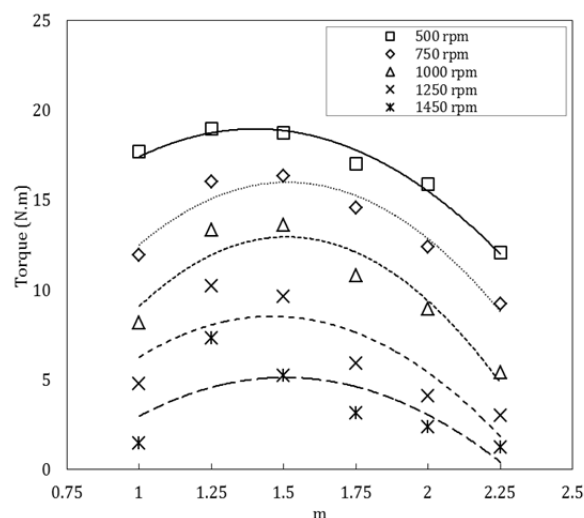
برای اندازه‌گیری گشتاور توربین یک دینامومتر پرونی مناسب، طراحی و ساخته شده که در شکل ۹ نشان داده شده است. مقدار نیروی ایجادشده توسط توربین نیز به کمک یک لودسل UBO-10 با ظرفیت ۱۰ کیلوگرم اندازه‌گیری می‌شود. شکل ۱۰ نیز توربین تحت آزمایش را نشان می‌دهد.



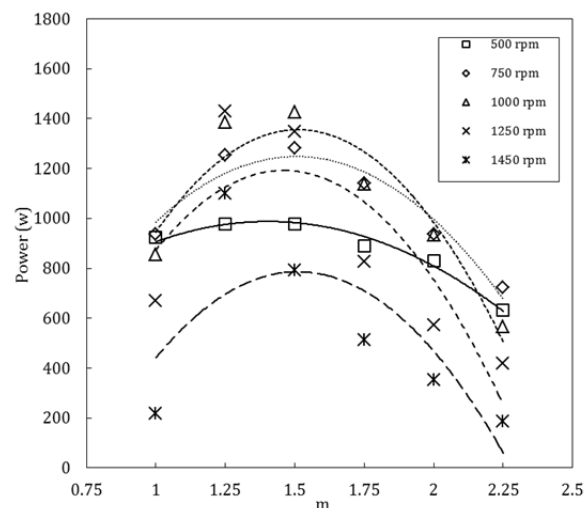
شکل ۶) پره توربین هیدرواسکرو، نمونه کامپیوتری و نمونه ساخته‌شده



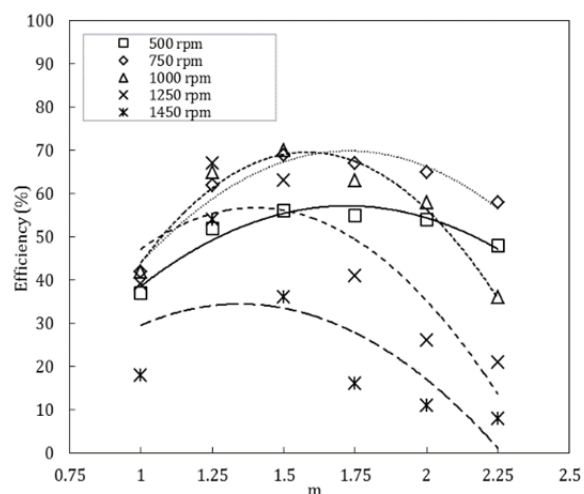
شکل ۷) طرحواره آزمایشگاه توربوماشین سازمان پژوهش‌های علمی و صنعتی ایران



نمودار ۲) گشتاور محاسبه‌شده بر حسب ضریب گام (m)



نمودار ۳) توان محاسبه‌شده بر حسب ضریب گام (m)



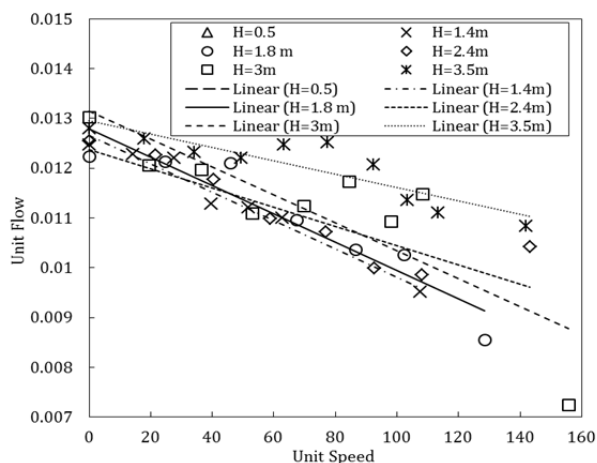
نمودار ۴) بازده محاسبه‌شده بر حسب ضریب گام (m)

واحد مشخص با سایر توربین‌های موجود فراهم می‌سازند. منحنی‌های مشخصه برای ارتفاع‌های ورودی ۰/۵، ۱/۴، ۱/۸، ۲/۴، ۳ و ۳/۵ متر ترسیم شده‌اند. همچنین منحنی‌های عملکرد در سرعت‌های دوران ثابت ۲۰۰، ۴۰۰، ۶۰۰، ۸۰۰، ۱۰۰۰ و ۱۲۰۰ دور بر دقیقه برای اندازه‌گیری نقطه بهینه عملکرد توربین ترسیم شده است.

به‌طور کلی با افزایش ارتفاع ورودی جریان به‌دلیل افزایش سرعت جریان در ورودی توربین، دبی حجمی افزایش می‌یابد. مطابق با نمودار ۵، با افزایش سرعت واحد، دبی توربین نیز کاهش می‌یابد. تغییرات گشتاور نسبت به سرعت واحد در نمودار ۶ نشان داده شده است. طبق انتظار با افزایش سرعت دورانی توربین، گشتاور تولیدی کاهش می‌یابد، ولی گشتاور در مقابل تغییرات ارتفاع ورودی رفتار متفاوتی را نشان می‌دهد. با افزایش ارتفاع ورودی توربین، ابتدا گشتاور تولیدی افزایش می‌یابد و سپس شروع به افت می‌کند. به عبارت دیگر گشتاور نسبت به ارتفاع ورودی دارای مقدار بیشینه‌ای در ارتفاع ورودی ۲/۴ است. این رفتار نسبت به تغییر ارتفاع ورودی برای توان تولیدی نیز در نمودار ۷ مشاهده می‌شود. از آنجایی که توان تولیدی براساس رابطه ۱۳ حاصلضرب گشتاور توربین در سرعت دوران است و گشتاور توربین با افزایش سرعت دورانی کاهش می‌یابد، توان تولیدی علاوه بر مقدار بیشینه نسبت به ارتفاع ورودی که در همان مقدار ۲/۴ متر به دست می‌آید، یک مقدار بیشینه نیز نسبت به سرعت دورانی در سرعت واحد ۹۰ و به عبارت دیگر در سرعت دورانی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه دارد.

مطابق با نمودار ۸، با افزایش ارتفاع ورودی جریان تا ۲/۴ متر، بازده توربین افزایش می‌یابد. با افزایش بیشتر ارتفاع ورودی و به عبارت دیگر دبی جریان، با وجود این که توربین به سرعت‌های دورانی بالاتر دست می‌یابد، ولی بازده دچار افت شدیدی می‌شود. نمودار ۹، منحنی بازده توربین بر حسب توان تولیدی را در سرعت دورانی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه نشان می‌دهد. با انحراف از بار طراحی، بازده توربین دچار افت شدید می‌شود. به عبارت دیگر، هیدرواسکرو برای کار در بارهای جزیی طراحی نشده است.

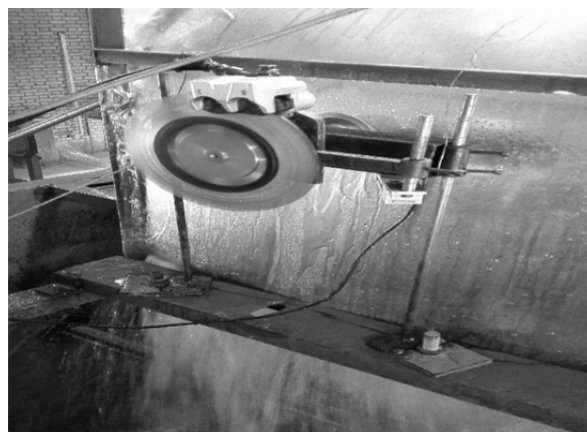
بهترین نقطه عملکرد توربین، محل تلاقی منحنی‌های توان و بازده بر حسب دبی جریان در هر سرعت دورانی است. از آنجایی که براساس نمودارهای ۷ و ۸، بهترین عملکرد در سرعت دورانی ۱۰۰۰ دور بر دقیقه و ارتفاع ورودی ۲/۴ متر به دست می‌آید. بهترین نقطه عملکرد برای این سرعت و ارتفاع در نمودار ۱۰ نشان داده شده است. براساس نمودار ۱۰، توربین در دبی ۱۵ لیتر بر ثانیه، ۱۲۳ وات توان را با بازده ۵۶٪ تولید می‌کند.



نمودار ۵) منحنی مشخصه، مقدار جریان واحد بر حسب سرعت واحد



شکل ۸) نمایی از آزمایشگاه توربوماشین سازمان پژوهش‌های علمی و صنعتی ایران



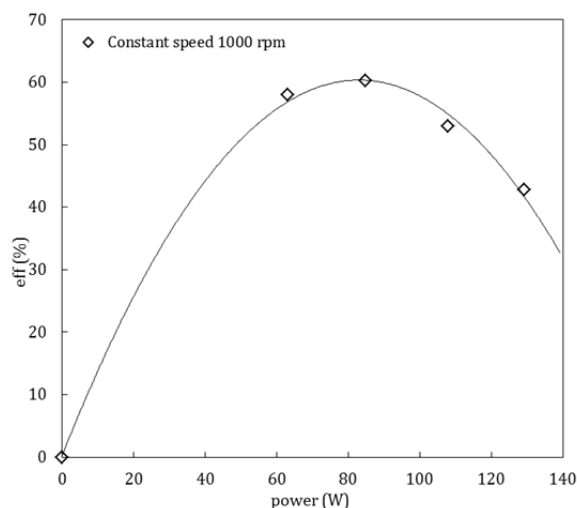
شکل ۹) دینامومتر پرونی



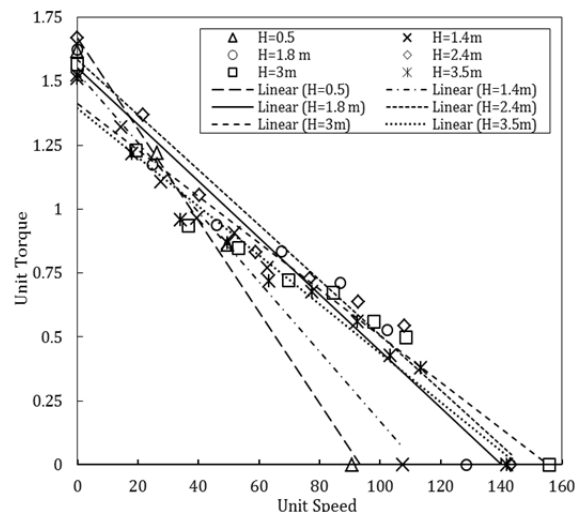
شکل ۱۰) توربین ساخته‌شده و در حال آزمایش

۶- بررسی نتایج

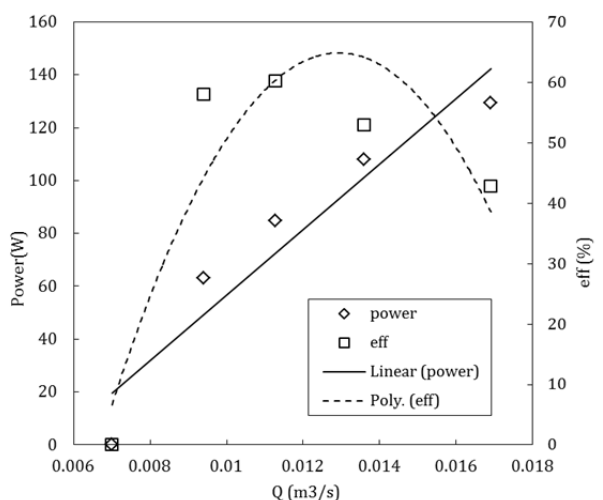
سرعت واحد، سرعت توربینی از نظر هندسی مشابه است که با ارتفاع ورودی یک‌متر، یک‌کیلووات توان تولید می‌کند. از آنجایی که در آزمایشگاه با تغییر سرعت دوران توربین، ارتفاع ورودی تغییر می‌کند، برای جلوگیری از اثرات این تغییر در نتایج آزمایش، به‌کمک روابط ۹-۷ مشخصه‌های خروجی توربین مستقل از تغییرات لحظه‌ای ارتفاع ورودی جریان می‌شوند. به‌کمک این متغیرها، منحنی‌های جریان واحد بر حسب سرعت واحد، گشتاور واحد بر حسب سرعت واحد، توان واحد بر حسب سرعت واحد و بازده بر حسب سرعت واحد به‌ترتیب در نمودارهای ۵-۸ ارایه شده‌اند. این منحنی‌ها امکان مقایسه هیدرواسکرو را در یک سرعت



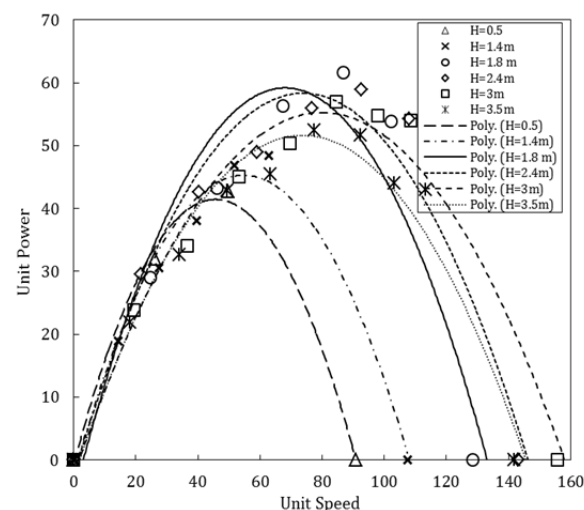
نمودار ۹) منحنی عملکرد، بازده بر حسب توان در ۱۰۰۰ دور بر دقیقه



نمودار ۶) منحنی مشخصه، گشتاور واحد بر حسب سرعت واحد



نمودار ۱۰) منحنی عملکرد، نقطه بهینه کارکرد در سرعت ۱۰۰۰ دور بر دقیقه



نمودار ۷) منحنی مشخصه، توان واحد بر حسب سرعت واحد

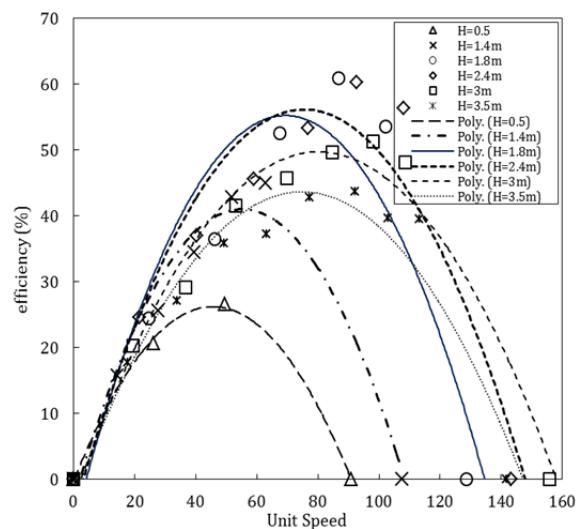
۷- مقایسه نتایج عددی و آزمایشگاهی

در تحلیل عددی امکان تغییر مقدار دبی جریان به صورت مستقل از فشار ورودی وجود ندارد. از دیدگاه نرم افزار، آب از یک منبع در بالادست به ارتفاع فشار ورودی و با سرعت اولیه صفر وارد توربین می شود. برای مشابه سازی یکسان همه نمونه های عددی و آزمایشگاهی، فشار ورودی در آزمایشگاه نیز باید توسط ارتفاع یک منبع در بالادست توربین تامین شود. از آنجایی که در آزمایشگاه، فشار ورودی توربین توسط چند الکتروپمپ تامین می شود، امکان مشابه سازی تمامی نمونه ها وجود ندارد. نتایج برای چهار نمونه حاصل از تشابه ابعادی که با تغییر دور الکتروموتورها قابل مشابه سازی بوده اند، در جدول ۴ ارائه شده است.

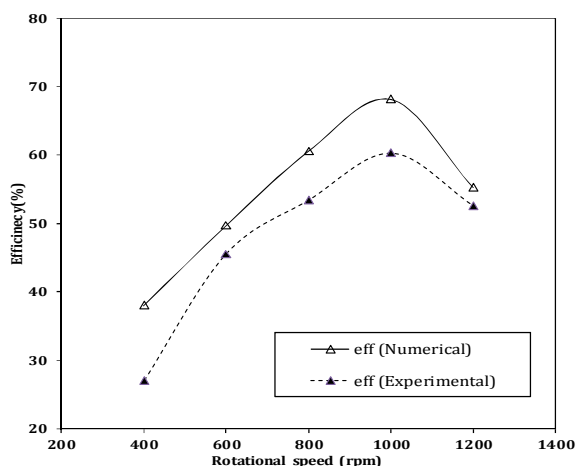
ذکر این نکته ضروری است که با توجه به عدم دخالت نشتی در مدل اصلی، گشتاور توربین در نمونه تست شده کمتر خواهد بود. برای جبران این کاهش، گشتاور به دست آمده در آزمایش بر بازده نشتی تقسیم شده است. برای محاسبه بازده نشتی از رابطه ۲۱ استفاده می شود.

$$\eta_{leak} = \frac{D_{blade}^2}{D_{tube}^2} \quad (21)$$

در رابطه ۲۱، D_{blade} و D_{tube} به ترتیب قطر پره و قطر محفظه



نمودار ۸) منحنی مشخصه، بازده بر حسب سرعت واحد



نمودار ۱۲) بازده عددی و آزمایشگاهی بر حسب سرعت دوران

بررسی این نتایج گویای این واقعیت است که تفاوت‌هایی بین نتایج عددی و آزمایشگاهی وجود دارد که بخشی از آنها در اثر عدم امکان یکسان‌سازی رقم مربوط به جریان ورودی برای یک ارتفاع خاص، در هر دو حالت عددی و آزمایشگاهی بوده و بخش دیگر در اثر بروز خطاهای اندازه‌گیری است. با این وجود بیشترین مقدار خطا در بازده و در سرعت ۱۰۰۰ دور بر دقیقه حدود ۱۱٪ است. در باقی موارد مقدار خطا کمتر از این عدد است.

۸- جمع‌بندی نتایج

- ۱- هیدرواسکروی توربینی مناسب برای جریان‌های با ارتفاع کم تا ۲/۴ متر در نمونه با قطر توربین ۷/۵ سانتی‌متر و جریان‌های با ارتفاع تا ۵ متر در نمونه ۱۵ سانتی‌متر است.
- ۲- با تغییر ساختار پره توربین از گام ثابت به گام متغیر در بهترین نقطه عملکرد، بازده توربین بیش از ۳۰٪ افزایش می‌یابد.
- ۳- بهترین گام متغیر در مقدار ضریب گام ۱/۵ حاصل می‌شود. به عبارت دیگر باید بین فرکانس بلند گام در ورودی توربین و فرکانس کوتاه گام در خروجی توربین تناسب برقرار باشد.
- ۴- در نمونه با مقیاس ۱:۲، بیشترین بازده در سرعت دوران ۱۰۰۰ دور بر دقیقه برابر با ۶۸٪ است.
- ۵- هیدرواسکرو با مقیاس ۱:۲، در بهترین نقطه عملکرد خود در ارتفاع ورودی ۲/۴ متر و دبی ۱۵ لیتر بر ثانیه، ۱۲۳ وات توان را با بازده ۵۶٪ تولید می‌کند.
- ۶- بر خلاف توربین اسکروی /رشمیدس که در بارهای جزئی کارایی بالایی دارد، در هیدرواسکرو با انحراف از بار طراحی، کارایی توربین دچار افت می‌شود.

تشکر و قدردانی: بدین وسیله از دانشکده مهندسی مکانیک سازمان پژوهش‌های علمی و صنعتی ایران که امکان انجام این پژوهش را فراهم نمود، تشکر و قدردانی می‌شود.

تأییدیه اخلاقی: این مقاله تاکنون در نشریه دیگری (به طور کامل یا بخشی از آن) به چاپ نرسیده و همچنین برای بررسی و چاپ به نشریه دیگری ارسال نشده است. محتوای علمی و ادبی مقاله حاضر مستخرج از فعالیت علمی نویسندگان است.

تعارض منافع: نویسندگان اعلام می‌کنند که این اثر حاصل پژوهشی مستقل بوده و هیچ گونه تضاد منافی با اشخاص یا سازمان‌های دیگر ندارد.

سهم نویسندگان: علی حسینی‌مقدم امامی (نویسنده اول)، نگارنده مقدمه /اروش‌شناس /پژوهشگر اصلی /تحلیلگر آماری /نگارنده بحث

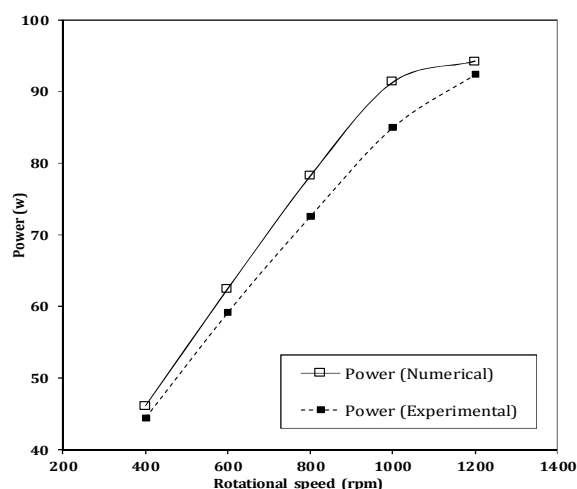
جانبی هستند. با توجه به این که لقی شعاعی در هیدرواسکرو تست شده یک میلی‌متر است، بازده نشستی برابر با ۹۴/۸٪ خواهد بود.

جدول ۴) نتایج حاصل از تشابه ابعادی

شرح	گشتاور (N.m)	سرعت دوران (rpm)	مقدار جریان (متر مکعب بر ثانیه)	ارتفاع ورودی (متر)
نمونه اول				
مدل اصلی	۱۸/۷	۵۰۰	۰/۷۱۷	۵
تشابه ابعادی	۰/۸۴۱	۶۰۰	۰/۱۰۷	۱/۸
آزمایش	۰/۷۶۵	۶۰۰	۰/۱۰۲	۱/۸
درصد خطا	%۹/۰۸		%۵/۱۱	-
نمونه دوم				
مدل اصلی	۱۸/۷	۵۰۰	۰/۷۱۷	۵
تشابه ابعادی	۱/۰۳۷	۷۱۲	۰/۱۱۷۴	۲/۴۰۳
آزمایش	۰/۹۴۸	۷۱۲	۰/۱۱۸۹	۲/۴
درصد خطا	%۸/۵۵		%۱/۲	-
نمونه سوم				
مدل اصلی	۱۶/۳۳	۷۵۰	۰/۷۱۷	۵
تشابه ابعادی	۱/۱۴۴	۱۲۰۰	۰/۱۰۳۱۱	۳/۰۳۴
آزمایش	۱/۳۲۶	۸۶۰	۰/۱۰۳۷	۳
درصد خطا	%۸/۱۷		%۴/۳	-
نمونه چهارم				
مدل اصلی	۱۸/۷	۵۰۰	۰/۷۱۷	۵
تشابه ابعادی	۱/۵۱۴	۸۶۰	۰/۱۰۴۲	۳/۰۳۴
آزمایش	۱/۳۲۶	۸۶۰	۱/۵۸	۳
درصد خطا	%۱۲/۴		%۹/۹	-

توربین نمونه با مقیاس ۱:۲ ساخته شده و با توجه به نتایج حاصل در جدول ۴ نشان داده شده است. مشاهده می‌شود که بیشینه خطا برای نمونه چهارم ۱۲٪ بوده و خطای میانگین حدود ۸/۵٪ است که دقت بالای نتایج را نشان می‌دهد.

همچنین برای ارتفاع ورودی ۲/۴ متر که بهترین نتایج استخراج شده، مدل با مقیاس ۱:۲ دوباره با همان شرایط مدل اصلی، مدل‌سازی و تحلیل عددی شده است. نتایج برای سرعت‌های دوران دیگر که در آزمایشگاه امکان معادل‌سازی از طریق تشابه ابعادی وجود نداشت، در نمودارهای ۱۱ و ۱۲ نشان داده شده است. همخوانی بالایی بین نتایج حاصل از تحلیل عددی و آزمایشگاهی دیده می‌شود و لذا می‌توان از این روش تحلیل عددی برای سایر شرایط هندسی و محیطی توربین هیدرواسکرو بهره گرفت.



نمودار ۱۱) توان تولیدی عددی و آزمایشگاهی بر حسب سرعت دوران

screws for micro hydro power generation in India. International Journal of Thermal Technologies. 2016;6(3):273-378.

5- Lashofer A, Hawle W, Pelikan B. State of technology and design guidelines for the Archimedes screw turbine. Innovative Approaches to Global Challenges Proceedings, HYDRO 2012, International Conference and Exhibition, 29 - 31 October 2012, Bilbao, Spain. Wallington: Aqua-Media International; 2012.

6- Waters S, Aggidis GA. Over 2000 years in review: Revival of the Archimedes screw from pump to turbine. Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2015;51(1):497-505.

7- Mayrhofer B, Stergiopoulou A, Pelikan B, Kalkani E. Towards an innovative radial flow impulse turbine and a new horizontal archimedean hydropower screw. Journal of Energy and Power Sources. 2014;1(2):72-78.

8- Stergiopoulou A, Kalkani E. Investigating the hydrodynamic behavior of innovative archimedean hydropower turbines. International Journal of Research and Reviews in Applied Sciences. 2013;17(1):87-96.

9- Stergiopoulou A, Stergiopoulos V, Kalkani E. Experimental and theoretical research of zero head innovative axis Archimedean screw turbines. International Journal of Energy and Environment. 2015;6(5):471-478.

10- Schleicher WC. Numerical investigation and performance characteristic mapping of an archimedean screw hydro turbine [Dissertation]. Bethlehem: Lehigh University; 2012.

11- Giv ENGINEERING. design-manufacturing/MICRO-HYDRO [Internet]. Brampton: Giv ENGINEERING; 2018 [cited 2018 July 01]. Available from: <http://givengineering.ca/wp-content/gallery/design-manufacturing/MICRO-HYDRO.png>

12- Baumgartner LJ, Reynoldson NK, Cameron L, Stanger JG. Effects of irrigation pumps on riverine fish. Fisheries Management and Ecology. 2009;16(6):429-37.

13- Buysse D, Mouton AM, Stevens M, Van den Neucker T, Coeck J. Mortality of European eel after downstream migration through two types of pumping stations. Fisheries Management and Ecology. 2014;21(1):13-21.

14- Fearnside PM. Hydroelectric dams in the Brazilian Amazon as sources of Greenhouse Gases. Journal of Environmental Conservation. 1995;22(1):368-373.

15- Poff NL, Brown CM, Grantham TE, Matthews JH, Palmer MA et al. Sustainable water management under future uncertainty with eco-engineering decision scaling. Nature Climate Change. 2016;6:25-34.

16- Yassi Y. The effects of improvement of the main shaft on the operating conditions of the Agnew turbine. Energy Conversion and Management. 2009;50(10):1970-1975.

17- Aprilliyanto A. Design of a prototype hydro coil turbine applied as micro hydro solution. ASIAN Journal of System Engineering. 2013;1(2):72-76.

18- Omami AHM, Yassi Y, Nourbakhsh A, Najafi AF. Design and numerical analysis of hydro coil turbine with constant and variable pitch's blade. Tabriz University Journal of Mechanical Engineering. July, 2018. [Persian]

19- Riglin J. Cavitation study of a micro hydro turbine [Dissertation]. Bethlehem: Lehigh University; 2012.

20- Salim SM, Ariff M, Cheah SC. Wall y+ approach for dealing with turbulent flows over a wall mounted cube. Progress in Computational Fluid Dynamics an International Journal. 2010;10(5-6):72-80.

(۶۰٪): یوسف یاسی (نویسنده دوم)، روش شناس/پژوهشگر کمکی (۲۰٪): احمد نوربخش (نویسنده سوم)، روش شناس (۱۰٪): امیرفرهاد نجفی (نویسنده چهارم)، تحلیلگر آماری (۱۰٪)
منابع مالی: این پژوهش با حمایت مالی سازمان پژوهش‌های علمی و صنعتی ایران انجام شده است.

۹- پی‌نوشت

شرح	علامه اختصاری
شعاع پره (m)	a
کسینوس	C_{ϕ}
قطر پره (m)	D
شتاب جاذبه (ms^{-2})	g
ارتفاع ورودی جریان (m)	H
طول توربین (m)	L
ضریب گام متغیر (بی‌بعد)	m
سرعت دورانی ($rads^{-1}$)	N
مرکز مختصات	O_f
توان (w)	P
فشار کلی (Pa)	P_{tot}
دبی جریان (m^3s^{-1})	Q
برداز موقعیت	$\vec{r}_p$
برداز جابه‌جایی	$\vec{S}$
سینوس	S_{ϕ}
گشتاور (N.m)	T
سرعت برشی (ms^{-1})	u_t
محور دوران	$\vec{W}$
تابع دیواره	$Y +$
بازده (%)	η
لرزه دینامیکی ($kgm^{-1}s^{-1}$)	μ
چگالی (kgm^{-3})	ρ
زاویه دوران (درجه)	ϕ
پره	$blade$
مرکز دوران	f
داخلی	i
لبه ورودی پره	$leading\ edge$
نشستی	$leak$
نمونه آزمایشگاهی	m
خارجی	o
نمونه اصلی	p
برشی	t
لبه خروجی پره	$trilling\ edge$
محفظه جانبی	$tube$
توربین	$turbine$
محور طول	X
محور عرض	Y
محور ارتفاع	Z

منابع

- 1- Sayers AT. Hydraulic and compressible flow turbomachines. Shojae Fard MH, Translator. Tehran: Iran University of Science & Technology; 1993. pp. 8-30. [Persian]
- 2- McNabb CD, Liston CR, Borthwick SM. Passage of juvenile chinook salmon and other fish species through archimedes lifts and a hidrostal pump at red bluff, California. Transactions of the American Fisheries Society. 2003;132(2):326-334.
- 3- Dellinger G, Terfous A, Garambois PA, Ghenaim A. Experimental investigation and performance analysis of Archimedes screw generator. Journal of Hydraulic Research. 2016;54(2):197-209.
- 4- Kumar U, Singh P, Tiwari AC. Suitability of archimedes