



## بررسی اثر زاویه گام و طول وتر پره بر ضریب توان توربین انرژی جنبشی آب

محمد مهدی نیکوهمت<sup>۱</sup>, ایمان خزایی<sup>۲\*</sup>, آرمان محسنی<sup>۲</sup>, سید حسین مهاجری<sup>۳</sup>

۱- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید بهشتی، تهران

۲- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید بهشتی، تهران

۳- استادیار، مهندسی عمران، دانشگاه آزاد اسلامی واحد علوم و تحقیقات، تهران

i\_khazaee@sbu.ac.ir, 1653846555 \*

**چکیده**  
 عملکرد توربین های انرژی جنبشی آب بستگی به عوامل مختلفی از قبیل پارامترهای هندسی پره (زاویه گام، اندازه وتر، شکل هیدروفیل مورد استفاده و ...)، پارامترهای سینماتیکی (نظیر سرعت جریان آب، سرعت دورانی و ...) و همچنین عواملی مانند نسبت نوک سرعت، موقعیت قرارگیری توربین در کanal دارد. در این پژوهه با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی و نرم افزار تجاری انسیس فلوئنت 16 به شبیه سازی توربین انرژی جنبشی آب پرداخته شده است. در حل عددی از مدل مرجع مختصات چندگانه و مدل آشتفتگی تنش بر بشی انتقالی استفاده شده است. برای اطمینان از نتایج عددی استقلال از شبکه مورد بررسی قرار گرفته است. همچنین تحلیل عددی با نتایج تجربی انتشارسنجی شده است. ابتدا برای بررسی اثر زاویه گام پره و طول وتر روی ضریب عملکرد، سه اندازه مختلف وتر در نظر گرفته شده است و زاویه گام‌های مختلف ( $0^\circ$  تا  $16^\circ$ ) در نسبت نوک سرعت متفاوت (17.2 تا 2.17) مورد بررسی قرار گرفته و بیشترین ضریب توان به مقدار 38 در زاویه  $10^\circ$  و طول وتر 1.676 cm اتفاق می‌افتد. براساس نتایج زاویه گام و اندازه وتر روی تعییق واماندگی موثری باشد.

### اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 30 دی 1395

پذیرش: 19 فروردین 1396

ارائه در سایت: 06 خرداد 1396

کلید واژگان:

توربین انرژی جنبشی آب

زاویه گام

اندازه وتر

ضریب توان

## Effects of chord length, blade pitch angle on hydrokinetic turbine's power coefficient

Mohammad Mahdi Nikoohemmat<sup>1</sup>, Iman Khazaee<sup>1\*</sup>, Arman Mohseni<sup>1</sup>, Seyyed Hossein Mohajeri<sup>2</sup>

1- Mechanical and Energy Engineering Department, ShahidBeheshti University, Tehran, Iran

2-Department of Civil Engineering, Science and Research Branch Islamic Azad University, Tehran, Iran

\* P.O.B. 1653846555, Tehran, Iran, i\_khazaee@sbu.ac.ir

### ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper

Received 19 January 2017

Accepted 08 April 2017

Available Online 27 May 2017

#### Keywords:

Hydrokinetic turbine

Blade pitch angle

Chord length

Power coefficient

### ABSTRACT

Hydrokinetic turbine performance depends on different parameters such as blade geometrical parameters (i.e. chord length, blade pitch angle, hydrofoil shape, blade yaw angle etc.) Kinematic parameters (i.e. water speed, rotational speed etc.) and other important parameters include tip speed ratio (TSR) and the location of turbine in the channel or river bed. In this project Computational fluid dynamics (CFD) and commercial software ANSYS Fluent 16 are used to simulate hydrokinetic turbine. In numerical simulation multiple reference frame (MRF) model and the shear-stress transport k- $\omega$  SST turbulence model are used. The grid independency is studied to ensure of numerical results. Also, the results are validated with experimental data. At first, to investigate the effect of blade pitch angle and chord length on power coefficient, three different chord lengths were considered and blade pitch angle over a range of blade pitch angles ( $0^\circ$  to  $16^\circ$ ) with TSR (2.17 to 6.22) are studied .The results show that maximum power coefficient was found at  $10^\circ$  blade pitch angle with 1.676 cm chord length .Based on the results, stall delay depends on blade pitch angle and chord length.

با وجود فرآیند بودن این روش در تولید انرژی برق آبی، ساخت و نگهداری از یک سد موجب مجموعه‌ای از خسارات زیست‌محیطی به محیط پیرامون می‌شود. این خسارت در برخی موارد به حدی است که از هزینه ساخت و نگهداری یک سد بیشتر می‌شود. بر همین اساس بسیاری از کشورهای توسعه یافته اقدام به تخریب سدهای بزرگ و بعضًا کهنه می‌کنند [1].  
[1] بهمنظور حل این معضل در رویکرد نوین تولید انرژی برق آبی تلاش بر

با توسعه روزافزون جمعیت و پیشرفت‌های شگرف در علم و فن‌آوری، نیاز شر به یک منبع انرژی تجدیدپذیر بیش از پیش احساس می‌شود. انرژی برق آبی یکی از منابع مهم انرژی‌های تجدیدپذیر می‌باشد.  
نیروی برق آبی یا هیدرولکتریسیته عبارت از انرژی الکتریکی تولید شده از آب موجود در طبیعت می‌باشد. به طور کلی این نیرو توسط نیروگاه‌های برق آبی و از انرژی پتانسیل آب ذخیره شده در پشت یک سد تولید می‌شود.

### 1- مقدمه

#### Please cite this article using:

M. M. Nikoohemmat, I. Khazaee, A. Mohseni, S. H. Mohajeri, Effects of chord length, blade pitch angle on hydrokinetic turbine's power coefficient, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 6, pp. 51-58, 2017 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

محاسباتی به طراحی و تحلیل توربین انرژی جنبشی آب برای کanal قشم که ظرفیت مناسبی برای جذب انرژی از طریق جذب دارد پرداخته و با در نظر گرفتن دو نمونه توربین با زاویه‌های پیچش مختلف، عوامل مختلفی شامل طول پرده، اندازه قطر محور، فاصله نصب توربین نسبت به سطح آزاد آب با استفاده از حل پایا و گذرا مورد مطالعه قرار داده‌اند و نشان دادند نزدیک شدن توربین به سطح آزاد نقش مهمی در عملکرد توربین و افزایش گشتاور تولید پرده‌ها دارد.

با هاچ و همکاران [9] تحلیل تجربی توربینی با قطر 80cm انجام داده‌اند و ضریب بار و ضریب توان برای زاویه گام 15، 20، 25، 27 و 30 درجه و سرعت جريان متفاوت مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها نشان دادند عملکرد توربین برای محدوده‌ی نسبت نوک سرعت 5 تا 7 مناسب می‌باشد. نتایج آزمایش آن‌ها نشان می‌دهد با انتخاب زاویه گام و نسبت نوک سرعت مناسب می‌توان از ایجاد کاویاتیون در تمام دامنه جلوگیری نمود.

موخرجی و همکاران [10] به مقایسه طرح المان پره با دینامیک سیالات عددی برای توربین هیدرولینیتیک محور افقی واستحکام، تاثیر زاویه حمله و تعداد پرده‌ها روی توان تولیدی پرداخته‌اند.

مایر [11] به تحلیل تجربی و بررسی اثر زاویه انحراف محور روی تاخیر ایجاد تعویق و اماندگی<sup>۹</sup>، توزیع زاویه پیچشی و تغییر زاویه حمله و زاویه گام برای سه زاویه 0، 8، 16 درجه برای توربین دریایی با سرعت جريان 2.5 m/s پرداخته و نشان دادند تاخیر در پدیده‌ی اماندگی تابعی از زاویه گام، ضریب برآ و پسا و زاویه انحراف محور می‌باشد.

شهسواریفرد و همکاران [12] به مطالعه تجربی اثر پوسته روی عملکرد توربین انرژی جنبشی آب محور افقی پرداخته است. مقایسه سه حالت توربین بدون پوسته و با پوسته و با دیفیوزر انجام شده و به این نتیجه رسیده‌اند که توربین همراه دیفیوزر ضریب توان بیشتری نسبت به حالت‌های دیگر دارد. همچنین نشان دادند تاثیر پوسته زمانی که سرعت جريان کمتر (کمتر از 0.9 m/s) باشد بیشتر است.

## 2- شبیه سازی عددی

### 2-1- مبانی محاسباتی توان جنبشی آب

توربین‌های انرژی جنبشی آب، انرژی را با کاهش سرعت جريان از آب استخراج می‌کنند. در این نوع استخراج یک محدودیت برای برای انتقال بیشینه‌ی انرژی از جريان آب وجود دارد. این محدودیت به نام شاخص بتز<sup>۱۰</sup> شناخته شده‌است. این شاخص برای یک دیسک راهانداز باز برابر با ۵۹.۳٪ می‌باشد [13]. البته بايد توجه داشت که محدودیت بتز فقط برای توربین‌های با جريان آزاد باز معتبر است.

در این نوع توربین‌ها، ضریب توان توربین و عدد بی بعد مهم نسبت سرعت نوک از روابط زیر محاسبه می‌شود [14]:

$$C_p = \frac{P_{\text{rotor}}}{P_{\text{available}}} = \frac{T \omega_s}{\frac{1}{2} \rho A U^3} \quad (1)$$

$$TSR = \frac{R \omega_s}{U} \quad (2)$$

در این رابطه  $C_p$  ضریب بازدهی توربین می‌باشد که مقدار آن بستگی به نوع توربین دارد. در عمل معیار سطح بازده توربین را مشخص می‌کند. توان تولیدی محور (W) و  $P_{\text{available}}$  توان موجود در آب (W) می‌باشد.  $T$  گشتاور (N-m)،  $\rho$  چگالی آب ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )،  $U$  سرعت جريان

تولید انرژی از جريان و حرکت آب و بدون ساخت سد می‌باشد. در این رویکرد انرژی جنبشی آب<sup>۱</sup>، توسط یک یا دسته‌ای از توربین‌ها که در مسیر جريان قرار داده می‌شود به انرژی الکتریکی تبدیل می‌شود [2].

عملکرد این توربین‌ها اساساً شبیه به توربین‌های بادی می‌باشد، تفاوت در تغییر جنس سیال گذرنده‌ی توربین از هوا به آب می‌باشد که تقریباً هزار برابر چگال تر از هواست. همچنین برخلاف توربین‌های بادی، توربین‌های انرژی جنبشی آب در یک جريان محدود بین سطح آب و بستر کanal یا رودخانه می‌باشد [3].

ایده استفاده از انرژی جنبشی آب مفهوم جدیدی نیست و توسط محققین مختلف از سال مورد بررسی قرار گرفته است. در ابتدا این مطالعات بر روی مقیاس‌های کوچک بوده است. از سال 1990 به بعد توربین‌های جريان آب در مقیاس بزرگ به کار گرفته شده است [4].

نوع توربین انرژی جنبشی آب بوسیله مشخصات محوری و جهت جريان آب مشخص می‌شود. اساساً طبقه‌بندی توربین‌ها می‌تواند براساس محور افقی و محور عمودی باشد. در حالت اول محور چرخشی موازی با جهت جريان آب است (محور افقی)، مانند توربین‌های دوپرهای و سهپرهای و در حالت دیگر محور چرخشی عمود بر جهت جريان آب است (محور عمودی) مانند توربین‌های داریوس<sup>۲</sup>، ساونیوس<sup>۳</sup>، گورلو<sup>۴</sup> و ... [5].

در این مقاله به تحلیل عددی توربین محور افقی انرژی جنبشی آب پرداخته می‌شود. از مشکلات این توربین‌ها پایین بودن ضریب توان می‌باشد که تابع عوامل مختلفی مانند طراحی متفاوت پر، نرخ یا نسبت سرعت نوک،<sup>۵</sup> زاویه گام پره، توزیع وتر، استحکام<sup>۶</sup> و تعداد پره می‌باشد [6]. حل عددی به کمک نرم‌افزار دینامیک سیالاتی محاسباتی تجاری انسیس فلوئنت<sup>۷</sup> انجام شده است، تا تاثیر اندازه وتر و زاویه گام پره در نسبت‌های نوک سرعت متفاوت بر ضریب توان بررسی شود.

كلکار و برجی [3] با اشاره به این که توربین‌های انرژی جنبشی آب دریایی وقتی در عمق کم قرار می‌گیرند (در بسیاری از موارد عمق کanal بین ۱.۵ تا ۳ برابر قطر توربین که سبب نسبت انسدادی بزرگ‌تر از ۰.۱ می‌شود.) تحت تاثیر شرایط مرزی و تغییرات سطح آزاد آب می‌باشد و روی عملکرد توربین تاثیر می‌گذارد، به مطالعه تجربی و عددی این عوامل روی توربین پرداخته‌اند. در این مطالعه به تعریف دو مفهوم مهم در توربین‌های انرژی جنبشی آب پرداخته شده است. ۱- انسداد صلب (مقدار شتاب جريان در اطراف توربین که بستگی به اندازه توربین و سطح مقطع کanal به عنوان انسداد صلب معروف می‌شود که همان نسبت انسداد می‌باشد). ۲- انسداد گردابهای (گردابهای ایجاد شده بست توربین که سبب محدودیت در جريان می‌شود).

شلایکر و همکاران [7] به طراحی مقدماتی توربین انرژی جنبشی آب که در سیستم‌های نظامی برای تولید برق بعضی از تجهیزات و روشنایی به کار می‌رود، پرداخته‌اند و با تحلیل دینامیک سیالات محاسباتی و بررسی ضریب توان در نسبت‌های سرعت نوک متفاوت و مقایسه قدرت این توربین با انواع توربین‌های باد پرداخته است.

نوروزی و همکاران [8] با استفاده از تئوری المان پره<sup>۸</sup> و دینامیک سیالات

<sup>1</sup> Hydrokinetic Energy

<sup>2</sup> Darrieus

<sup>3</sup> Savonius

<sup>4</sup> Gorlov

<sup>5</sup> Tip speed ratio (TSR)

<sup>6</sup> Solidity

<sup>7</sup> ANSYS Fluent 16

<sup>8</sup> Blade Element Momentum (BEM)

<sup>9</sup> Stall-Delay  
<sup>10</sup> Betz limit

برای نرخ اتلاف مخصوص  $\omega$  حل می‌شود [16]:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = G_k + \left[ \frac{\partial}{\partial x_i} \left\{ \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_i} \right\} \right] - Y_k \quad (6)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \omega u_i)}{\partial x_i} = G_\omega + \left[ \frac{\partial}{\partial x_i} \left\{ \Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right\} \right] - Y_\omega + D_\omega \quad (7)$$

که در آن  $G_k$  و  $G_\omega$  به ترتیب تولید انرژی جنبشی آشفتگی و تولید نرخ اتلاف،  $\Gamma_k$  و  $\Gamma_\omega$  معروف پخش انرژی جنبشی و پخش نرخ اتلاف،  $Y_k$  و  $Y_\omega$  ترم اتلاف  $k$  و  $\omega$  به دلیل آشفتگی می‌باشد.

#### 2-4- ناحیه محاسباتی و شبکه‌بندی

برای بررسی اثر گام و مقدار وتر ایرفویل، سه مقدار متفاوت وتر در نظر گرفته شده است. برای هر وتر زاویه گام از  $0^\circ$  تا  $16^\circ$  متغیر است، تا تغییرات ضریب توان بررسی شود و بهترین زاویه انتخاب شود. در جدول 1 هندسه پره و مشخصات دامنه محاسباتی آمده است.

نیروهای هیدرودینامیکی وارد بر یک مقطع پره و بردارهای سرعت نسبی در "شکل 1" نشان داده شده است. زاویه پیچشی در طول پره ثابت و صفر درنظر گرفته می‌شود و مجموع زاویه حمله ( $\alpha$ ) و زاویه گام ( $\theta_p$ ) برابر با زاویه جریان ( $\Phi$ ) می‌شود. با توجه به نتایج بررسی زاویه گام از  $0^\circ$  تا  $16^\circ$  کافی می‌باشد زیرا بیشینه ضریب توان در کمتر از  $16^\circ$  اتفاق می‌افتد.

به منظور کاهش هزینه محاسباتی تنها یک پره در استوانهای به قطاع  $120^\circ$  درنظر گرفته شده است و سپس نتایج بدست آمده برای سه پره تعمیم داده شده است. به عبارتی شرایط مرزی تناوبی است. علت استفاده از شرایط مرزی

جدول 1 هندسه پره و مشخصات دامنه محاسباتی

Table 1 Blade geometry and characteristics computational domain

اندازه	پارامتر( واحد )
3	[3]
0.14	[3](m)
0.015	(m)
0.9	[3] (m/s)
6.22 تا 2.17	سرعت آب
2.2 ، 1.676 ، 1	نسبت نوک سرعت
28	وترا فویل (cm)
70	شعاع ناحیه چرخان (cm)
16 تا 0	شعاع ناحیه ثابت (cm)
SG 6043	زاویه گام پره ( $^\circ$ )
	[3] ایرفویل

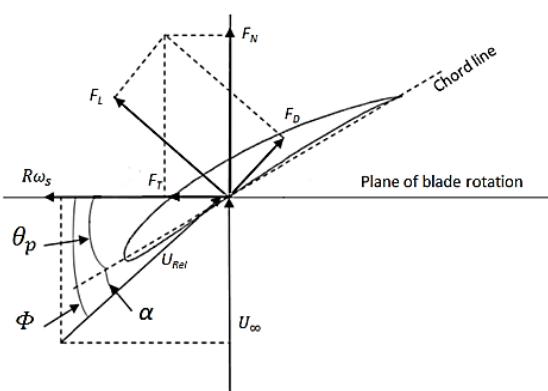


Fig.1 Hydrodynamic forces exerted on a blade profile and the relative velocity vector

شکل 1 نیروهای هیدرودینامیکی وارد بر یک مقطع پره و بردارهای سرعت نسبی

آب (m/s)، TSR نسب سرعت نوک،  $R$  شعاع توربین،  $\omega$  سرعت دورانی محور (rad/s) در نهایت  $A$  سطح توربین ( $m^2$ ) می‌باشد.

#### 2-2- معادلات حاکم

به منظور شبیه‌سازی عددی جریان توسط دینامیک سیالات محاسباتی، معادلات اساسی حاکم بر میدان جریان، شامل معادلات بقا جرم و ممنتوم می‌باشد که با استفاده از روش میانگین زمانی ناوبر – استوکس<sup>1</sup>:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho U_i) = 0 \quad (3)$$

$$\frac{\partial \rho U_j}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho U_j U_i) = - \frac{\partial p}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\tau_{ji} - \rho \bar{u}_j \bar{u}_i) + S_M \quad (4)$$

که  $p$  فشار و  $U$  بردار سرعت و برای ترم تنش رینولذز فرضیه بوزینگ<sup>2</sup> در نظر گرفته شده است.

$$-\rho \bar{u}_j \bar{u}_i = \mu_t \left( U_{i,j} + U_{j,i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} (\rho k + \mu_t U_{k,k}) \right) \quad (5)$$

که  $\mu_t$  لزج گردابهای<sup>3</sup> می‌باشد.

#### 2-3- مدل آشفتگی

محاسبه‌ی پارامترهای میدان جریان در توربوماشین‌ها با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی پیچیده است، زیرا جریان بدیله‌های جدایش جریان، جریان‌های ثانویه و جریان‌های برگشتی و همچنین مغشوش بودن جریان، بسیار پیچیده است [15]. جریان سه بعدی و پایا با استفاده از نرم‌افزار فلوئنت مورد تحلیل و بررسی قرار می‌گیرد. در این نرم‌افزار، معادلات جریان تراکم ناپذیر براساس روش فشار مینا، حل می‌شود.

گسسته‌سازی معادلات براساس روش آپویند درجه یک<sup>4</sup> انجام می‌شود. ترم‌های تنش رینولذز در معادلات انتقال ممنتوم با استفاده از مدل آشفتگی انتقال تنش برشی<sup>5</sup> حل می‌شود.

مدل آشفتگی انتقال تنش برشی یک مدل دو معادله‌ای است که به صورت مختلط و به فرم مدل  $k-\omega$  ارائه شده است. مدل  $k-\omega$  استاندارد توانایی بیشتری در پیش‌بینی جریان لایه‌های نزدیک دیواره نسبت به مدل  $k-\epsilon$  دارد. به همین دلیل این مدل توانایی خوبی برای پیش‌بینی جریان‌های با گرادیان فشار معکوس ملاجیم از خود نشان می‌دهد، اما در جریان‌های با جدایش ناشی از گرادیان فشار معکوس، ضعیف عمل می‌کند. علاوه بر این معادله<sup>6</sup> وابستگی شدیدی به مقدار  $\omega$  در جریان آزاد (خارج از لایه‌ی مرزی) از خود نشان می‌دهد. این در حالیست که در مدل  $k-\epsilon$  معادله<sup>6</sup> وابستگی چندانی را نسبت به شرایط جریان آزاد نشان نمی‌دهد ولی این مدل پیش‌بینی مناسبی از جریان نزدیک دیواره ندارد.

منتر [17,16] با ابتکاری ساده مدلی را ارائه کرده است که تنها از مزایای مدل‌های  $k-\omega$  و  $k-\epsilon$  بهره برده و از معایب آن‌ها متضرر نمی‌شود. او برای این کار از نوعی توابع وزنی استفاده کرده است. این توابع به گونه‌ای عمل می‌کند که در نزدیکی دیواره مدل  $k-\omega$  و دور از دیواره مدل  $k-\epsilon$  فعال شود. این مدل باعث بهبود عمدتی در محاسبات اختلاف فشار معکوس شده و در جریان‌های دارای لایه مرزی دارای جدایش، باعث حذف حساسیت مدل  $k-\omega$  به شرایط سطح آزاد می‌شود.

در این مدل دو معادله انتقال یک معادله برای انرژی جنبشی  $k$  و دیگری

<sup>1</sup> Reynolds-averaged Navier-Stokes(RANS)

<sup>2</sup> Boussinesq hypothesis

<sup>3</sup> Eddy viscosity

<sup>4</sup> First Order Upwind

<sup>5</sup> Shear Stress Transport (SST)

جدول 2 شرایط مرزی

Table 2 Boundary Condition

نوع شرط مرزی	شرط مرزی
سرعت ورودی <sup>۷</sup> با سرعت یکنواخت m/s	ورودی
0.9	
تนาوی <sup>۸</sup>	کناره ها
شرط فشار خروجی <sup>۹</sup> نسبی 0 پاسکال	خرجی
دیواره متحرک با سرعت دورانی نسبی	پره و محور توربین
صفر و شرط عدم لغزش	

## 2-5-اعتبارسنجی

جهت اعتبارسنجی از اطلاعات تجربی که توسط کلکار و بنرجی [3] گزارش شده، استفاده شده است. آزمایش تجربی آن ها در یک کانال باز آب با توربین سه پره ای و وتر ثابت بدون زاویه پیچش انجام شده است و ضرایب توان این توربین در شرایط مختلف اندازه گیری شده است.

سرعت جریان در ورودی 0.9 m/s و نسبت سرعت نوک متغیر می باشد. شعاع پره ها cm 16 و وتر ثابت 1.676 cm و فرم پره ها از ایروفیل SG6043 استفاده شده است. زاویه گام پره های ثابت و 10° درجه در نظر گرفته شده است. سرعت دورانی توربین بین 300 rpm تا 300 rpm است.

گشتاورستخ 500 نمونه در ثانیه نمونه برداری می کند.

تعداد المان های استفاده شده در شبکه بندی بیش از 4.2 میلیون (کانال مربعی و سه پره ای توربین مشابه آزمایش تجربی در نظر گرفته شده است) می باشد. میزان باقیمانده ای که با رسیدن به آن انجام مراحل تکراری حل معادلات متوقف می شود، 10° در نظر گرفته شده است.

در "شکل 4" مقایسه نتایج تجربی و دینامیک سیالات محاسباتی کلکار [3] (با 3.5 میلیون المان) و مطالعه حاضر نشان داده شده است.

مشاهده می شود نتایج به دست آمده در ناحیه ضریب توان بیشینه تطابق خوبی با نتایج تجربی دارد خطأ حدود 0.5 تا 0.7 درصد می باشد اما با کاهش نسبت سرعت نوک، خطأ افزایش می باید.

انحراف بین نتایج تجربی و شبیه سازی می تواند به دلایل عدم حضور سطح آزاد و مدل بویانسی که در حالت پایا مورد استفاده است و سبب تغییر در الگوی جریان می شود، باشد.

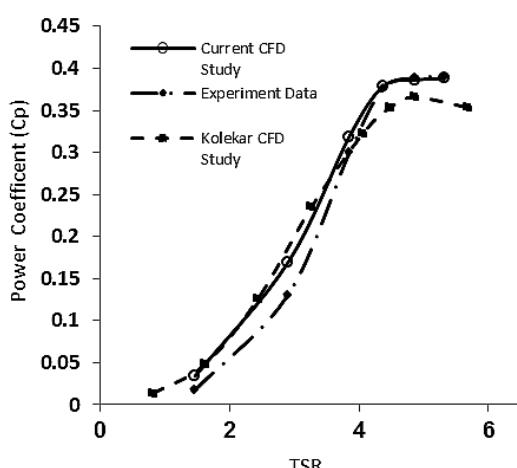


Fig.4 Present study and experiment results comparison

شکل 4 مقایسه نتایج تجربی با شبیه سازی

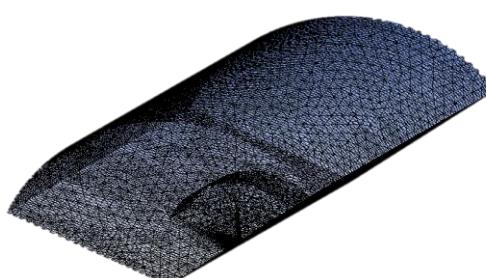
<sup>7</sup> Velocity Inlet<sup>8</sup> Periodic<sup>9</sup> Pressure outlet

تناوی آن است که به دلیل جلوگیری از افزایش محاسبات و حجم مدل سازی به جای سه و دو پره، فقط یک پره مدل شده و با درنظر گرفتن شرط مرزی تناوی اثر پره یا پره های دیگر بدون انجام مدل سازی مستقیم و بزرگ شدن شبکه لحاظ گردیده است. در استفاده از شرط مرزی تناوی لازم است که دو سطح مدنظر به یکدیگر متصل<sup>1</sup> شوند و برای این منظور می باشد سطوح مدنظر دارای شبکه ای مشابه، یکسان و دارای سلول های برابر باشند که در هنگام تولید شبکه لحاظ گردید.

با استفاده از چارچوب مرجع متحرک<sup>2</sup> ناحیه محاسباتی به دو ناحیه ساکن و متتحرک تقسیم می شود.

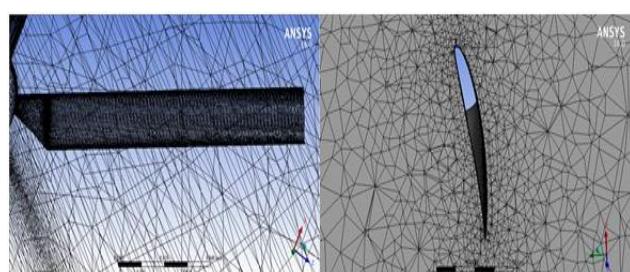
ناحیه محاسباتی و شبکه بندی در "شکل 2" نشان داده شده است. باید به این نکته توجه داشت که ابعاد ناحیه محاسباتی طوری انتخاب شوند تا جریان عبوری از محور به مرزی محدود نباشد، بدین معنی که تاحد امکان مرزها دور انتخاب شوند تا جریان به شرایط جریان آزاد برسد.

برای رسم پره و توربین و دامنه محاسباتی از نرم افزار دیزاین مودلر<sup>3</sup> استفاده شده است. برای شبکه بندی از نرم افزار Meshing ANSYS<sup>4</sup> استفاده شده است. تعداد المان های کل دامنه محاسباتی بیش از 1.6 میلیون المان می باشد. جهت شبکه بندی ناحیه چرخان و ناحیه غیر چرخان از شبکه بندی سازمان<sup>5</sup> استفاده شده است. همچنین به منظور انسجام شبکه و کاهش خطأ برای سطح مشترک این دو ناحیه از شبکه بندی تطبیقی<sup>6</sup> استفاده شده است. شبکه بندی اطراف پره تاثیر زیادی بر دقت نتایج دارد. بدین منظور از شبکه لایه ای مناسب استفاده شده است تا مقدار y<sup>+</sup> (فاصله اولین گره شبکه از دیواره) کمتر شده و نتایج دقیق تر باشد. در "شکل 3" شبکه بندی اطراف پره نشان داده شده است و در جدول 2 شرایط مرزی مورد استفاده در این بخش از شبیه سازی آمده است.



شکل 2 ناحیه محاسباتی و شبکه بندی

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-11]



شکل 3 شبکه بندی اطراف پره

[DOI: 10.1001.1.10275940.1396.17.6.18.8]

<sup>1</sup> Link<sup>2</sup> Moving Reference Frames<sup>3</sup> AnsysDesignModeler<sup>4</sup> Ansys Meshing<sup>5</sup> Unstructured Mesh<sup>6</sup> Conformal Mesh

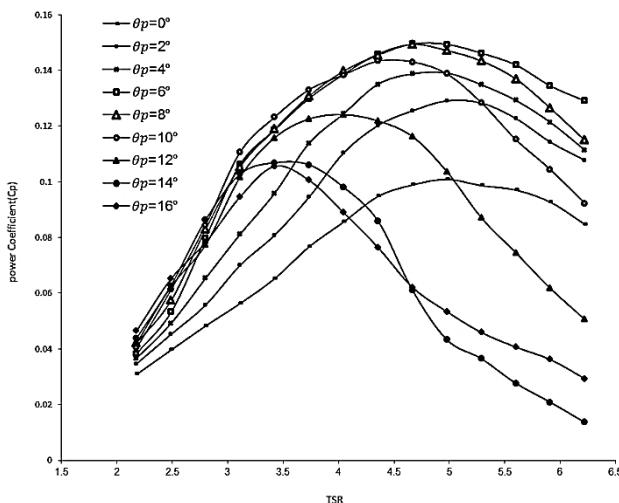


Fig.6 ضریب توان برای زاویه گام متفاوت و اندازه وتر 1 cm

شکل 6 ضریب توان برای زاویه گام متفاوت و اندازه وتر 1 cm

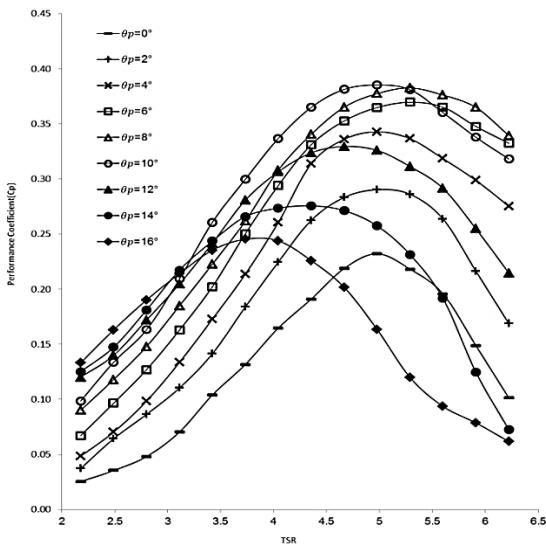


Fig.7 Power Coefficient for different blade pitch angle and chord length 1.676 cm

شکل 7 ضریب توان برای زاویه گام متفاوت و اندازه وتر 1.676 cm

وتر به دلیل افزایش سطح پره گشتاور تولیدی افزایش یافته و توان تولیدی و ضریب توان افزایش می‌یابد. البته افزایش اندازه وتر از 1 cm به 1.676 cm افزایش چشم‌گیری در ضریب توان نشان می‌دهد، اما تغییر اندازه وتر از 1.676 cm به 2.2 cm 2.2 سانتی‌متر بیشترین مقدار توان به مقدار 5 درصد کاهش یافته است. البته برای هر سه اندازه وتر قطر محور توربین ثابت در نظر گرفته شده است. همچنین برای هر سه اندازه وتر در نسبت‌های سرعت نوک پایین بیشترین ضریب توان برای زاویه گام‌های بزرگتر اتفاق می‌افتد. با افزایش نسبت سرعت نوک و به عبارتی به دلیل ثابت نگداشتن سرعت جریان، سرعت دورانی افزایش می‌یابد و وجود جدایش و میزان مختلف آن تغییرات ضریب توان متفاوت بوده است و به ترتیب برای وتر 1 cm زاویه گام 6° به مقدار 0.15، برای وتر 1.676 cm زاویه گام 10° به مقدار 0.38 و برای وتر 2.2 cm زاویه گام 8° به مقدار 0.36 اتفاق می‌افتد. همچنین به طور کلی با کاهش زاویه گام بیشینه ضریب توان در نسبت‌های سرعت نوک بزرگتری اتفاق می‌افتد.

## 2-6- استقلال شبکه

با ریزشدن شبکه، خطای روش عددی کاهش یافته و زمان محاسبات به شدت افزایش می‌یابد. جهت عدم وابستگی نتایج به شبکه و رسیدن به دقت مناسب، از چندین سایز شبکه برای محاسبه ضریب توان استفاده شده است.

در بررسی استقلال نتایج از شبکه بنده، ضریب توان در شرایط جریانی با سرعت دورانی 34 rad/s، سرعت جریان آب 0.9 m/s و حالت پایا در نظر گرفته شده است. "شکل 5" تاثیر تغییر شبکه و سایز المان‌ها بر ضریب توان توربین نشان می‌دهد.

با توجه به نمودار مشاهده می‌گردد از تعداد شبکه‌ای معین (بیش از 1.6 میلیون المان) با ریزتر شدن شبکه محاسباتی، ضریب توان تغییر محسوسی نمی‌کند که نشان از بهینه بودن شبکه محاسباتی دارد.

## 3- نتایج حل عددی

در این بخش به تحلیل دینامیک سیالات محاسباتی توربین انرژی جنبشی آب پرداخته می‌شود. تئوری المان پره در شرایط واماندگی ناکارمد بوده و توان را کمتر از مقدار واقعی پیش‌بینی می‌کند [10]. این پدیده، که اغلب به عنوان تعویق واماندگی نامیده می‌شود، برای طراحان توربین بادی و توربین انرژی جنبشی پدیده‌ی پسیار مهمی است، چراکه تنظیم توان وابسته به واماندگی بوده و برای پیش‌بینی صحیح بیشینه توان نیاز به درک صحیحی از جزییات رفتار واماندگی است. همچنین، پدیده‌ی جدایش جریان بر روی پره، موجب کاهش عملکرد پره و در نهایت موجب کاهش توان تولیدی توربین می‌شود. بنابراین بررسی پدیده‌ی جدایش جریان یکی از مراحل اصلی در طراحی، کنترل و بهینه‌سازی توربین می‌باشد.

بدین منظور از دینامیک سیالات محاسباتی استفاده شده است تا تاثیر طول وتر و زاویه گام پره در نسبت‌های سرعت متفاوت بر ضریب توان بررسی شود.

باید توجه داشت که از مدل رینولدز پایین جهت پیش‌بینی بهتر رفتار جریان زیرلایه لزج نواحی آشفته (نواحی با اثرات رینولدز پایین و غالب بودن ترم‌های استهلاکی) استفاده می‌شود، از آنجا که در زیر لایه لزج مقدار  $y^+$  (فاصله اولین گره شبکه از دیواره) در محدوده 0.1 تا 8.5 می‌باشد و با استناد به مراجع،  $y^+$  کمتر از 10 برای پیش‌بینی اثرات جدایی لایه مرزی صحت دارد [3,17].

در "شکل‌های 6 تا 8" ضریب توان برای نسبت سرعت نوک‌های متفاوت برای سه اندازه‌ی مختلف وتر آمده است. با توجه به نتایج با افزایش اندازه‌ی

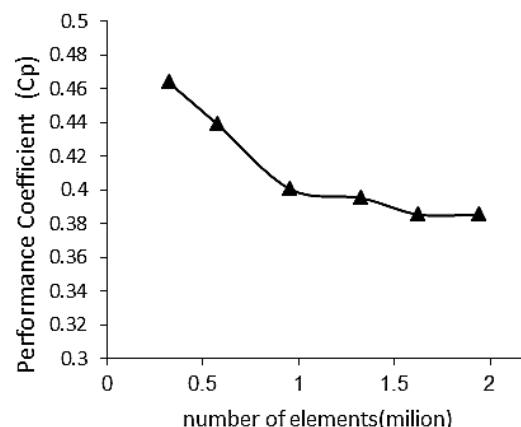
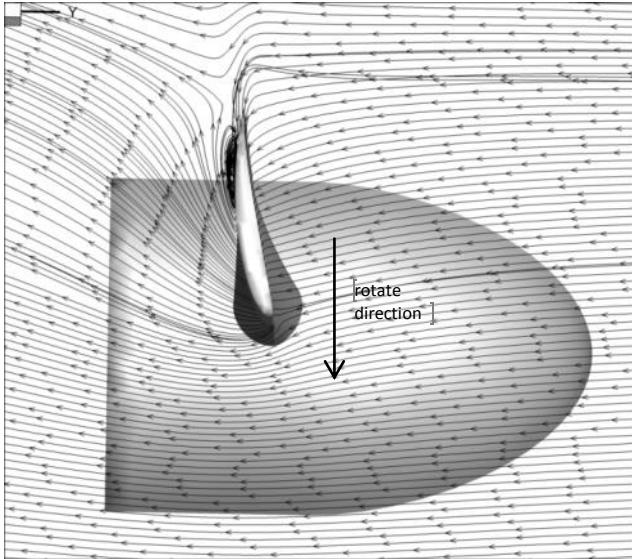
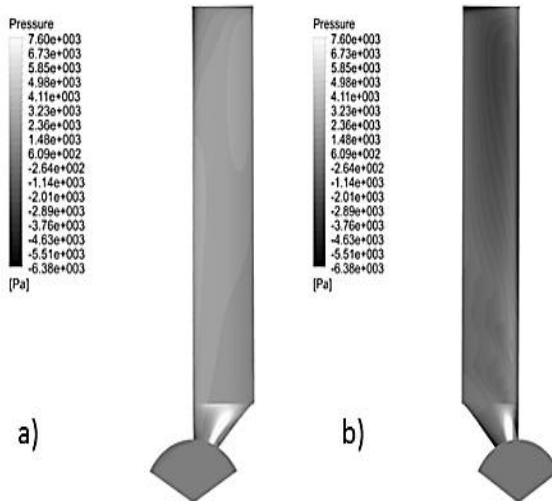


Fig.5 mesh independence

شکل 5 استقلال از شبکه



شکل 10 خطوط جریان برای زاویه گام  $8^\circ$  و نسبت سرعت نوک 5.19



شکل 11 کانتورهای فشار (پاسکال) a) سمت فشار b) سمت مکش برای زاویه گام  $8^\circ$  و اندازه وتر  $2.2 \text{ cm}$

روی پره توربین و دستیابی به بار یکنواخت بیشتر نیاز به استفاده از زاویه پیچشی و توزیع روی پره می‌باشد. همچنین باید توجه داشت توربین براساس نیروی برآ کار می‌کند و اختلاف فشار سمت فشار و مکش سبب ایجاد نیروی برآ و تولید گشتاور می‌شود.

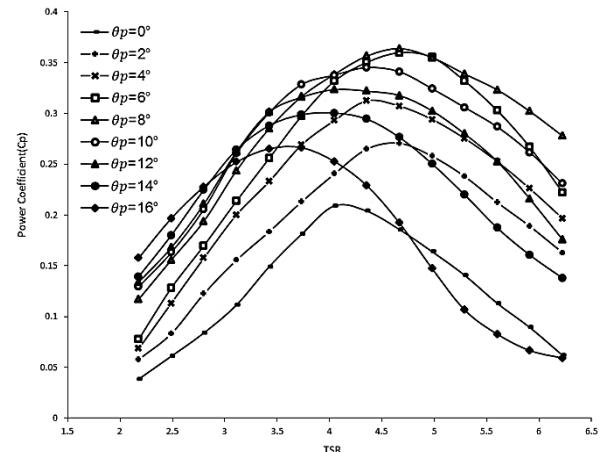
در "شکل 13" کانتورهای فشار در سطح مقطع‌های مختلف برای زاویه گام 10 درجه نسبت سرعت نوک 4.97 و اندازه وتر  $1.676 \text{ cm}$  نشان داده شده است. با توجه به شکل، بیشینه‌ی فشار در نوک پره اتفاق می‌افتد و کاهش فشار تا پای پره مشهود است. برای یکنواخت شدن می‌توان از زاویه پیچش و تغییر اندازه وتر در مقاطع مختلف استفاده کرد تا توزیع فشار یکنواخت‌تر شود.

#### 4- نتیجه‌گیری

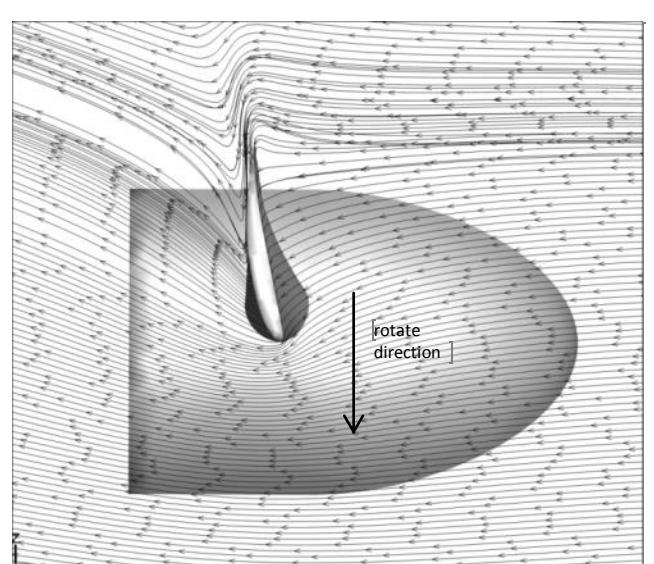
در این مقاله به بررسی اثر زاویه گام و اندازه وتر روی ضریب توان توربین

ایجاد پدیده‌ی جدایش در زاویه‌های گام مختلف و همچنین میزان این پدیده در پشت پره توربین در زاویه‌ی گام مختلف، متفاوت بوده و همین سبب متفاوت بودن ضریب توان توربین می‌شود. در "شکل 9" خطوط جریان برای زاویه گام  $10^\circ$  و نسبت سرعت نوک 4.97 و در "شکل 10" خطوط جریان برای زاویه گام  $8^\circ$  و نسبت سرعت نوک 5.19 با استفاده از نرم‌افزار تکلپات 360 نشان داده شده است. با توجه به نتایج این بخش می‌توان نتیجه گرفت که زاویه گام و اندازه وتر و نسبت سرعت نوک بر جدایش پشت توربین موثر است.

در "شکل 11" کانتورهای فشار کل سمت فشار و مکش پره برای زاویه گام  $8^\circ$  و نسبت سرعت نوک 4.66 و اندازه وتر  $2.2 \text{ cm}$  نشان می‌دهد و همچنین در "شکل 12" زاویه گام  $12^\circ$  و نسبت سرعت نوک 4.66 و اندازه وتر  $1.676 \text{ cm}$  نشان داده شده است. با توجه به شکل بیشینه‌ی فشار در نزدیکی نوک توربین اتفاق می‌افتد و همچنین کمترین فشار برای سمت مکش در این قسمت اتفاق می‌افتد اختلاف فشار بیشتر سبب می‌شود بار بیشتری در این ناحیه به توربین وارد شود و علاوه بر کاهش عملکرد توربین سبب کاهش طول عمر پره توربین می‌شود. برای کاهش این توزیع بار ناهموار



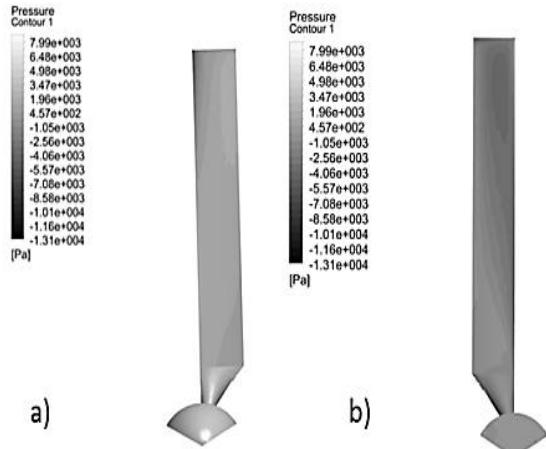
شکل 8 ضریب توان برای زاویه گام متفاوت و اندازه وتر  $2.2 \text{ cm}$  و اندازه وتر  $2.2 \text{ cm}$



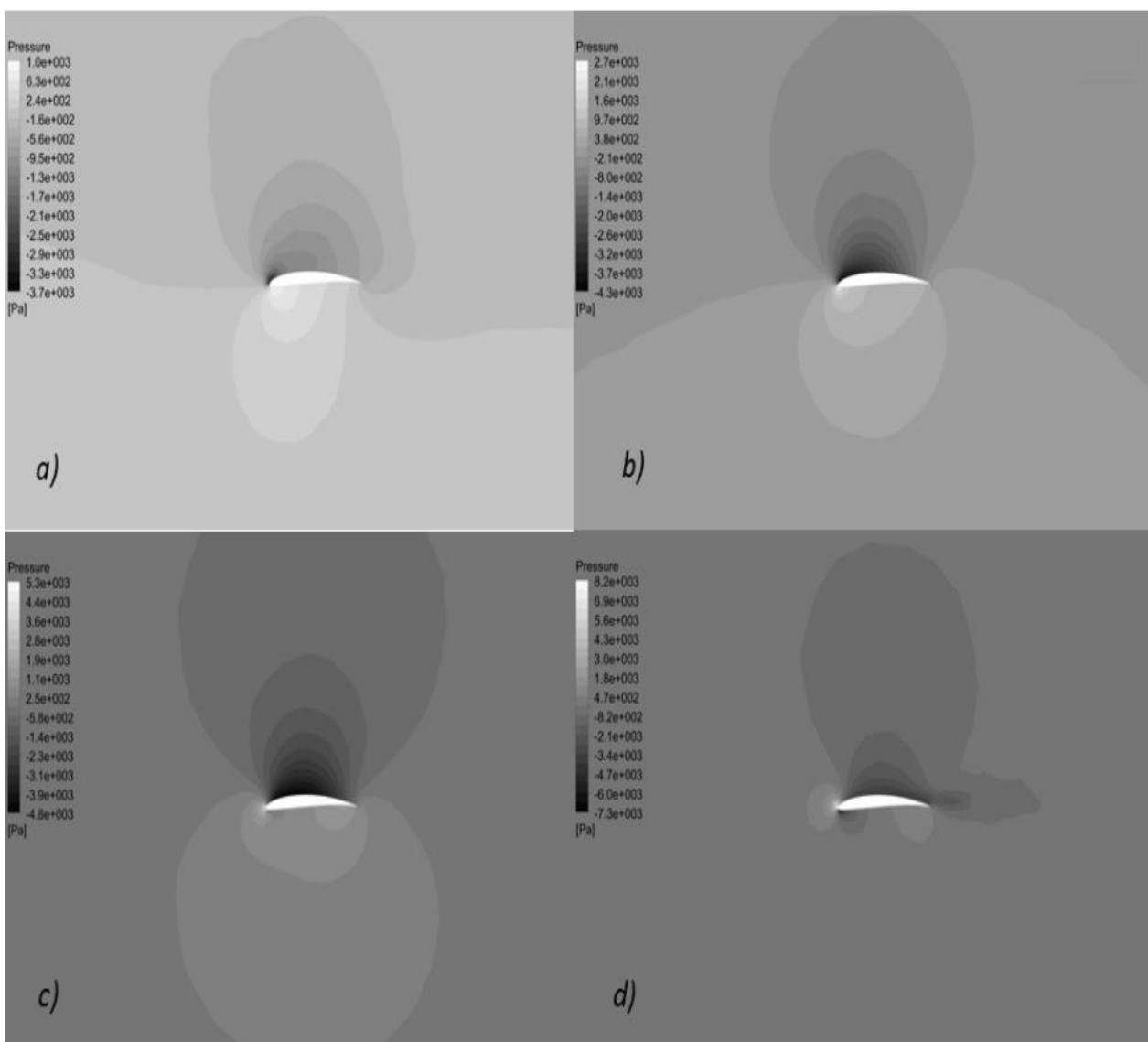
شکل 9 خطوط جریان برای زاویه گام  $10^\circ$  و نسبت سرعت نوک 4.97

شکل 9 خطوط جریان برای زاویه گام  $10^\circ$  و نسبت سرعت نوک 4.97

انرژی جنبشی آب پرداخته شد. برای بررسی اثر زاویه گام پره و طول وتر روی ضریب عملکرد، سه اندازه مختلف وتر درنظر گرفته شده است و زاویه گام‌های مختلف ( $0^\circ$  تا  $16^\circ$ ) در نسبت نوک سرعت متفاوت (2.17 تا 6.22) در زاویه  $10^\circ$  مورد بررسی قرار گرفته و بیشترین ضریب توان به مقدار 0.38 در زاویه  $10^\circ$  و طول وتر 1.676 cm اتفاق می‌افتد. با توجه به نتایج با افزایش اندازه وتر به دلیل افزایش سطح پره گشتاور تولیدی افزایش یافته و توان تولیدی و ضریب توان افزایش می‌یابد. البته افزایش اندازه وتر از 1 cm به 1.676 cm افزایش چشم‌گیری در ضریب توان نشان می‌دهد اما تغییر اندازه وتر از 1.676 cm به 2.2 cm بیشترین مقدار توان به مقدار 5 درصد کاهش یافته است. البته برای هر سه اندازه وتر قطر محور توربین ثابت درنظر گرفته شده است، که عاملی موثر بر ضریب توان می‌باشد. نتایج نشان می‌دهد زاویه گام و اندازه وتر روی تعویق و اماندگی موثر می‌باشد و با انتخاب زاویه گام و اندازه وتر مناسب می‌توان جدایش پشت توربین را کنترل نمود.



**شکل 12** کانتورهای فشار (پاسکال) a) سمت فشار (b) سمت مکش برای زاویه گام 12° و اندازه وتر 1.676 cm



**شکل 13** کانتورهای فشار (پاسکال) در سطح مقطع‌های (a) 0.25 R و (b) 0.5 R و (c) 0.75 R و (d) 0.99 R در طول پره

Issues Workshop, 2005.

- [2] M. S. Guney, K. Kaygusuz, Hydrokinetic energy conversion systems: A technology status review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 14, pp.2996–3004, 2010.
- [3] N. Kolekar, A. Banerjee, Performance characterization and placement of a marine hydrokinetic turbine in a tidal channel under boundary proximity and blockage effects, *Applied Energy* Vol. 148 , pp.121–133, 2015.
- [4] EPRI, Electric power research institute, *Assessment of Water Power Potential and Development Needs*, Palo Alto, CA: EPRI 1014762. this report has been made publicly available, 2007.
- [5] J. Zanette,D. Imbault,A. Tourabi .A design methodology for cross flow water turbines. *Renew Energy* Vol. 35, No.5,pp. 997–1009, 2010.
- [6] N. Kolekar, A. Banerjee, A coupled hydro-structural design optimization for hydrokinetic turbines, *Journal Renewable Sustainable Energy*, Vol. 5, 2013.
- [7] W. C. Schleicher, J. D. Riglin, A. Oztekin, Numerical characterization of a preliminary portable microhydrokinetic turbine rotor design, *Renewable Energy*, Vol. 76, pp.234-241, 2015.
- [8] R. Noruzi, M. Vahidzadeh, A. Riasi. Design, analysis and predicting hydrokinetic performance of a horizontal marine current axial turbine by consideration of turbine installation depth, *Ocean Engineering* , Vol. 108, pp.789–798, 2015.
- [9] A. S. Bahaj, A. F. Molland, A. S. Chaplina, W. M. Batten, Power and thrust measurements of marine current turbines under various hydrodynamic flow conditions in a cavitation tunnel and a towing tank, *Renewable Energy*, Vol. 32, pp. 407–426, 2007.
- [10] S. S. Mukherji, N. Kolekar, A. Banerjee, R. Mishra, Numerical investigation and evaluation of optimum hydrodynamic performance of a horizontal axis hydrokinetic turbine, *Journal Renewable Sustainable Energy*, Vol. 3, 2011.
- [11] L. Myers, A. S. Bahaj, Power output performance characteristics of a horizontal axis marine current turbine, *Renewable Energy* Vol. xx, pp.1–12, 2005.
- [12] M. Shahsavarifard, E. L. Bibeau, V. Chatoorgoon, Effect of shroud on the performance of horizontal axis hydrokinetic turbines, *Ocean Engineering* ,Vol. 96, pp.215–225, 2015.
- [13] R. H. Clark, Elements of Tidal-Electric Engineering, pp. 256-266, Wiley-IEEE Press, 2007.
- [14] P. L. Fraenkel, Marine current turbines an emerging technology, *Paper for Scottish Hydraulics Study Group Seminar in Glasgow*, 2004.
- [15] A. Tamm, M. Gugau, B. Stoffel, Experimental and 3d numerical analysis of the flow field in turbomachines, part 1, *International Congress on Quality Assessment of Numerical Simulation in Engineering*, University of Concepcion, Chile, 2002.
- [16] F. R. Menter, Two-Equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications, *AIAA Journal*, Vol. 32, No. 8, pp. 1598–1605, 1994.
- [17] F. R. Menter, M. Kuntz, R. Langtry, Ten years of industrial experience with the SST turbulence model, *Turbul, Heat Mass Transfer*, Vol. 4, pp. 625–32, 2003.

**5- فهرست علایم**

سطح توربین (m <sup>2</sup> )	A
ضریب توان توربین	C <sub>p</sub>
نیروی پسا (N)	F <sub>D</sub>
نیروی برآ (N)	F <sub>L</sub>
نیروی محوری (N)	F <sub>N</sub>
نیروی مماسی (N)	F <sub>T</sub>
تولید انرژی جنبشی آشتگی	G <sub>k</sub>
تولید نرخ اتلاف	G <sub>ω</sub>
توان تولیدی محور (W)	P <sub>rotor</sub>
توان موجود در آب (W)	P <sub>available</sub>
شعاع توربین(m)	R
گشتاور (N·m)	T
نسب سرعت نوک	TSR
سرعت جریان آب (m/s)	U <sub>∞</sub>
سرعت نسبی جریان (m/s)	U <sub>Rel</sub>

**علائم بونانی**

زوایه حمله	A
پخش انرژی جنبشی	G <sub>k</sub>
پخش نرخ اتلاف	G <sub>ω</sub>
زاویه گام	θ <sub>p</sub>
چگالی آب (kg m <sup>-3</sup> )	ρ
سرعت دورانی محور(rad/s)	ω <sub>s</sub>

**6- منابع**

- [1] R. Bedard, Hydrokinetic energy lay of the land”, *Proceedings of the hydrokinetic and Wave Energy Technologies Technical and Environmental*