

## بررسی اثر پارامترهای هیدرولیکی توربین برآبی درون لوله به منظور تولید توان

محمد سیفی  
 کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تهران، تهران، ایران، m\_seifi93@yahoo.com  
 محمد کریمی پور  
 کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تهران، تهران، ایران، mkppareshkooh@gmail.com  
 نیما حسن زاده  
 دانشجوی دکتری، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تهران، تهران، ایران، nima.hasanzadeh@ut.ac.ir  
 سید عبدالکریم پیمبر پور  
 دکتری، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تهران، تهران، ایران، payambarpour@ut.ac.ir  
 امیرفرهاد نجفی\*  
 استاد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تهران، تهران، ایران، afnajafi@ut.ac.ir

### چکیده

در سالیان اخیر محدودیت منابع تجدیدناپذیر انرژی و همچنین آلودگی ناشی از استفاده بی‌رویه آن، موجب بهره‌برداری از سایر منابع پاک و تجدیدپذیر از جمله پتانسیل‌های آبی گردیده است. گستردگی خطوط انتقال آب و همچنین فشار مضاعف موجود در آن‌ها به‌عنوان یک ظرفیت مناسب برای تولید توان الکتریکی با نصب توربین‌های درون لوله‌ای؛ می‌تواند از جذابیت خوبی برخوردار باشد. در این تحقیق به طراحی، شبیه‌سازی و بهبود عملکرد توانی این یک نوع خاص از توربین‌ها (برآبی) پرداخته می‌شود. در شبیه‌سازی عددی به‌وسیله نرم افزار تجاری ANSYS-Fluent، از حلگر سه بعدی جریان‌های تراکم‌ناپذیر و ناپایا در کنار مدل تلاطم مناسب استفاده شده است. پس از معرفی پارامترهای موثر بر عملکرد توربین، شبیه‌سازی عددی توربین درون لوله با شرایط هندسی و سرعت‌های دورانی متفاوت صورت پذیرفت. با شبیه‌سازی عددی هندسه‌های مختلف توربین و بهبود توان تولید شده توسط آن به‌روش سعی و خطا، نهایتاً هندسه‌ای که در شبیه‌سازی‌های عددی دارای بهترین عملکرد بوده است، به‌منظور راستی‌آزمایی به‌صورت تجربی نیز مورد آزمایش قرار می‌گیرد. **واژه‌های کلیدی:** توربین محور عمودی، توربین برآبی، توربین درون لوله، شبیه‌سازی عددی، مطالعه آزمایشگاهی، مطالعه پارامتری.

## Study of Hydraulic Parameters' effect on Lift Based Vertical Axis In-Pipe Turbine for Power Generation

M. Seifi  
 M. Karimpour  
 N. Hasanzadeh  
 S. A. Payambarpour  
 A. F. Najafi

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

### Abstract

In recent years, the limitations of the non-renewable energy sources and the rising pollution of their overuse have led the attention to renewable and clean energy sources such as the potential energy in water resources. Because of vastly used water transportation pipelines and the existing extra pressure in these pipes, it has a high potential for generating electrical power using the in-pipe turbines. In this research, the designing, simulation, and power optimization of a particular kind of these turbines (lift type) are studied. The numerical simulation is performed by Ansys Fluent commercial package software using a 3D solver for unsteady and incompressible flow in conjunction with a proper turbulence model. After introducing the turbine's effective design parameters, the simulation of the in-pipe turbine with different geometry conditions and rotational speeds is performed and discussed. Then it is tried to enhance the generated power of the turbine using trial and error by changing the geometry conditions of the rotor. Lastly, by numerical simulation of different geometries and improving the generated power, the best turbine geometry is tested for experimental validation.

**Keywords:** Vertical axis turbine, Lift based turbine, In-pipe turbine, Numerical simulation, Experimental study, Parametric Study.

### ۱- مقدمه

اجرای پروژه می‌باشد. اما در مقابل عمر این نیروگاه‌ها طولانی‌تر و نگاه-داری از آن‌ها نیز کم هزینه‌تر است [۲].

با توجه به هزینه بالای راه‌اندازی نیروگاه‌های آبی در مقیاس بزرگ و همچنین توسعه آن‌ها در طول سالیان اخیر، توجهات معطوف به تامین انرژی از منابع آبی در مقیاس کوچک شده است. یکی از روش‌های تولید انرژی از پتانسیل آبی در مقیاس خرد، استفاده از فشار آب اضافی در خطوط لوله‌های آبرسانی شهری می‌باشد. عمدتاً فشار مناسب برای انتقال آب آشامیدنی از طریق مخزن‌های واقع در ارتفاع یا ایستگاه پمپاژ تأمین می‌شود. در مواردی ممکن است در طول مسیر انتقال، این فشار به بیش از حد مجاز تحمل خط لوله‌کشی افزایش یافته و منجر به وارد آمدن آسیب به سیستم انتقال آب گردد. به‌منظور

یکی از چالش‌های قرن ۲۱، یافتن روش‌هایی برای استفاده از انرژی‌های تجدیدپذیر است که کمترین اثر منفی بر محیط زیست را در پی داشته باشد. همچنین، تغییرات آب و هوایی به‌همراه هزینه بالای سوخت‌های فسیلی، محققان را همواره بر آن داشته است تا تولید انرژی از روش‌های "تجدیدپذیر" را گسترش دهند [۱]. یکی از روش‌های مرسوم در تولید انرژی‌های تجدیدپذیر، استفاده از پتانسیل منابع آبی می‌باشد. برای مثال یکی از اهداف احداث نیروگاه‌های آبی چند منظوره تولید توان الکتریکی مورد نیاز می‌باشد. یکی از چالش‌های نیروگاه‌های آبی در مقیاس بزرگ، بالا بودن سرمایه اولیه و طولانی بودن مدت

\* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: afnajafi@ut.ac.ir

تاریخ دریافت: ۰۰/۰۶/۲۰

تاریخ پذیرش: ۰۰/۱۰/۲۰

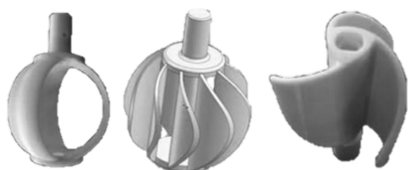
جلوگیری از ایجاد شکست و نشستی در خط لوله‌کشی، فشار مضاعف ایجاد شده می‌بایست به نحوی کاهش بیابد. از جمله روش‌های متداول کاهش فشار مضاعف در خطوط آبرسانی می‌توان به استفاده از شیرهای فشارشکن و یا تخلیه‌ی آب به مخازن متصل به اتمسفر اشاره کرد. شیرهای فشارشکن تمام انرژی پتانسیل موجود در جریان سیال را هر اندازه که لازم باشد، تلف می‌نماید. احداث مخازن ذخیره به‌منظور کاهش فشار جریان آب نیز مقرون به صرفه نیست. یکی از روش‌های نوینی که می‌تواند برای کاهش این فشار مضاعف در خطوط لوله مورد استفاده قرار بگیرد، به کارگیری توربین‌های درون لوله‌ای می‌باشد.

توربین‌های درون لوله‌ای این قابلیت را دارند تا در مسیر جریان آب نصب شوند و در عین ایجاد افت فشار مورد انتظار، توان الکتریکی نیز تولید نمایند. در ضمن مطالعات نشان داده است که نصب این سیستم‌ها هیچ تاثیر مخربی بر کیفیت آب انتقالی ندارد [۳]. به همین جهت، می‌توان از توربین‌های جریان آزاد جهت استحصال توان از خطوط لوله پرفشار آب نیز استفاده نمود. البته با توجه به وجود تفاوت‌هایی در شرایط جریان آزاد و جریان داخل لوله، لازم است تا ملاحظاتی متفاوت با آنچه که در جریان آزاد وجود دارد، برای جریان داخل لوله در نظر گرفته شود. تولید انرژی از فشار مازاد درون لوله موضوعی است که اخیراً مورد توجه قرار گرفته و تحقیقات اندکی در این زمینه صورت گرفته است. در سال ۲۰۱۶، سامورا و همکاران [۴]، در مطالعه‌ای به بررسی تاثیر استفاده از یک لوله کنار گذر برای بازیافت انرژی هدر رفته در شیرهای فشارشکن پرداخته‌اند. در این مطالعه یک توربین محوری پنج پره مشابه با توربین کاپلان برای این کار پیشنهاد داده شده است. این توربین با قطر ۸۵ میلیمتری قادر به تولید توان ۳۰۰ وات با بازده ۶۰ درصد بوده است که از نظر تجاری نیز می‌توانست مورد توجه قرار بگیرد. در این مطالعه میان نتایج حل عددی و مقادیر آزمایشگاهی اختلاف قابل توجهی وجود داشته است که علت آن ناکارآمد بودن حل عددی برای مدل‌سازی جریان آشسته و چرخش شدید جریان اطراف توربین عنوان شده است. مهم‌ترین چالش توربین‌های محوری الزام تغییر مسیر لوله جریان آب است که باعث افزایش هزینه‌های جانبی مربوط به نصب و راه اندازی توربین می‌شود.

با توجه به وجود مطالعات و تجربه فراوان در زمینه استفاده از توربین‌های جریان آزاد جهت استخراج توان از جریان بادی، به کارگیری توربین‌های جریان آزاد با محور عمودی در خطوط لوله آب نیز مورد توجه قرار گرفته است. به علت وجود تفاوت‌هایی در شرایط جریان آزاد و جریان داخل لوله، لازم است تا ملاحظات متفاوت با آنچه که در جریان آزاد وجود دارد، برای جریان داخل لوله در نظر گرفته شود. برای مثال در مطالعه‌ای که با استفاده از آزمایشات تجربی و شبیه‌سازی‌های عددی توسط چن و همکاران انجام شده است [۵]، به منظور بهره‌وری بیشتر و پایش بهتر در شبکه‌های آبرسانی زیرزمینی یا دور از دسترس، استفاده از یک توربین درون لوله با محور عمودی پیشنهاد شده است. مزیت اصلی این نوع از توربین‌ها نسبت به توربین‌های محوری در عدم نیاز به تغییر مسیر لوله‌کشی و هزینه‌های جانبی نصب می‌باشد. در این تحقیق، هندسه‌های متفاوتی از توربین‌های محور عمودی به همراه هدایت‌کننده‌های نصب شده در بالادست آن‌ها مورد بررسی قرار گرفته است. استفاده از هدایت‌کننده باعث هدایت جریان به سمت پره‌ی پیش‌رو شده و باعث افزایش

بازدهی و استحصال توان بیشتر از توربین می‌شود. سه نوع اصلی از توربین‌های مورد بررسی در پژوهش مزبور شامل توربین پسایی توپر<sup>۱</sup>، پسایی توخالی<sup>۲</sup> و برآیی<sup>۳</sup> می‌باشند (شکل ۱).

از مهمترین اهداف پروژه‌ی چن و همکاران [۵]، ساخت توربینی در داخل یک لوله ۴ اینچی با افت فشاری کمتر از ۵ متر آب و در سرعت جریان ۱/۵-۱/۲ متر بر ثانیه بوده است. در این مطالعه، با روش سعی و خطا و استفاده از حل‌های عددی بهترین توربین از لحاظ تولید توان و بازده عملکردی پیشنهاد شده است. نهایتاً مشخص شده است که توربین پسایی توخالی ۱۲ پره همراه با هدایت‌کننده چشمی<sup>۴</sup> در افت فشاری معادل ۵ متر آب، قادر به تولید توان ۸۸ وات می‌باشد.



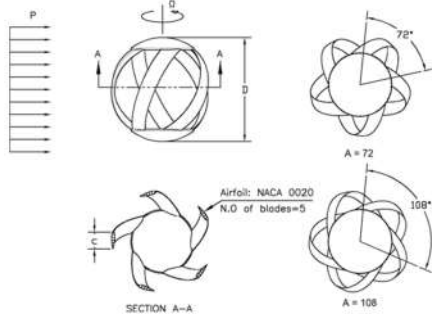
شکل ۱- توربین‌های بررسی شده توسط چن و همکاران به ترتیب از راست به چپ: برآیی، پسایی توخالی و پسایی توپر [۵]

اخیراً پیمبرپور و نجفی [۶] توربین ساونپوس را با طراحی مجدد برای کاربری در لوله به‌صورت آزمایشگاهی و عددی مورد مطالعه قرار داده و تأثیر لقی بین توربین و هدایت‌کننده را بر کارایی توربین درون لوله‌ی پسایی بررسی کرده‌اند. در این مطالعه ارتباط بین عملکرد توربین و جریان سیال اطراف آن از طریق مطالعه خطوط جریان پیرامون توربین بررسی شده است. همچنین نمونه‌ای از توربین‌های درون لوله‌ای برای توسط شرکت لوسید انرژی تجاری سازی نیز شده اند. این توربین‌ها در لوله با سایزهای ۲۴ تا ۶۰ اینچ بازه توانی ۱۸ تا ۱۰۰ کیلووات را پوشش می‌دهند [۳]. بسته به اندازه لوله، دبی عبوری از آن از یک تا پنج متر مکعب بر ثانیه متغیر می‌باشد.

در زمینه تحلیل و بررسی عملکرد توربین‌های برآیی با محور عمودی در داخل لوله‌ها مطالعات اندکی صورت گرفته است. این مطالعات عمدتاً به صورت کلی به بررسی عملکرد این نوع از توربین‌ها پرداخته و جزئیات موثر بر عملکرد آن‌ها مانند متغیرهای هندسی، متغیرهای هیدرولیکی، قابلیت عملکرد از نظر شروع به کار و نواسانات گشتاور تولیدی را به صورت دقیق بررسی نکرده اند. هدف از انجام این پروژه، طراحی، تحلیل و امکان‌سنجی استفاده از توربین‌های محور عمودی به‌منظور تولید توان از اضافه فشار جریان داخل لوله در یک حالت عملکردی مطلوب می‌باشد. استفاده از شبیه‌سازی‌های عددی صحت‌سنجی شده برای بررسی عملکرد توربوماشین‌ها یک روش مرسوم می‌باشد [۷] و [۸]. به همین جهت در این مطالعه نیز توربین برآیی درون لوله‌ای با طراحی هندسی و سرعت‌های دورانی متفاوت از طریق شبیه‌سازی عددی صحت‌سنجی شده توسط آزمایشات تجربی مورد بررسی قرار گرفته است تا توربین با بهترین عملکرد از لحاظ توان

1 Solid Drag Turbine  
2 Hollow Drag Turbine  
3 Lift Turbine  
4 Eye-block

۶) **زاویه‌ی پیچش پره:** این زاویه در مدل‌های ارائه شده به صورت درجه بیان شده است. به عنوان مثال زاویه پیچش  $10.8^\circ$  یعنی پروفیل پره از سطح بالایی تا سطح پایینی به اندازه‌ی  $10.8^\circ$  چرخش کرده است. زاویه‌ی پیچش در یکنواخت کردن گشتاور روی پره توربین تاثیر قابل ملاحظه‌ای دارد. متغیرهای مؤثر بر عملکرد توربین در شکل ۲ و جدول ۱ ارائه شده اند.



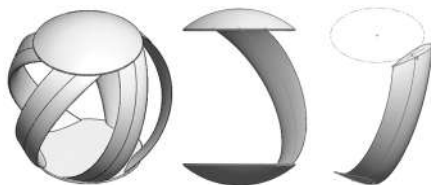
شکل ۲- هندسه توربین به همراه پارامترهای طراحی

جدول ۱- پارامترهای هندسی طراحی توربین

پارامتر	توضیح
P	شرایط مرزی بالادست (در این مورد فشار کل)
D	قطر چرخ
$\Omega$	سرعت دورانی
A	زاویه پیچش پره
c	طول کورد
NACA	نوع پروفیل پره
N	تعداد پره

## ۲-۲- روش ایجاد هندسه

برای ایجاد هندسه توربین، از نرم‌افزار SolidWorks استفاده شده است. ابتدا پروفیل پره در امتداد یک مسیر منحنی حول حباب توربین تولید می‌شود. سپس قسمت بالایی و پایینی توربین به نحوی که ابعاد توربین از مقدار مجاز تجاوز نکند، ایجاد و اضافه می‌شوند. نهایتاً پره ایجاد شده در مرحله اولیه به تعداد تعیین شده در اطراف توربین تولید می‌گردد (شکل ۳). سایر نواحی هندسه مسئله در محیط نرم‌افزار ANSYS تعریف می‌شوند. در این مرحله هندسه توربین درون یک حفره کروی در داخل لوله قرار داده می‌شود. همان‌گونه که در ادامه نیز اشاره خواهد شد، دامنه حل دارای دو بخش دوار و ساکن می‌باشد، این بخش کروی جهت جداسازی تاحیه دوار میدان محاسباتی (سیال در حال چرخش اطراف توربین) از ناحیه ثابت آن (سیال داخل لوله) از طریق یک مرز میانی دوسویه ایجاد می‌شود.



شکل ۳- ترتیب مدل سازی سه بعدی به ترتیب از راست به چپ

تولیدی مشخص گردد.

## ۲- معرفی هندسه توربین و متغیرهای مؤثر بر عملکرد آن

هدف اصلی در طراحی توربین درون لوله برآیی یافتن هندسه توربینی است که با ایجاد افت فشار معادل یک متر آب، بیشترین توان را در لوله‌ای با اندازه ۴ اینچ (100 mm) تولید نماید. به طور کلی برای طراحی توربین‌های محور عمودی روش تحلیلی مشخصی وجود نداشته و برای اینکار از روش‌های تجربی همراه با فرض‌های ساده کننده استفاده می‌شود. از این رو در این تحقیق نیز انجام تحلیل‌های عددی برای هندسه‌های متفاوت، به عنوان یک رهیافت جهت انجام یک طراحی مناسب مورد استفاده قرار گرفته تا با تغییر هر یک از پارامترهای هندسی و جریان، بهترین مدل از لحاظ تولید توان و بازده بدست بیاید.

### ۲-۱- متغیرهای مؤثر بر عملکرد توربین درون لوله

متغیرهایی مرتبط با هندسه و شرایط کاری توربین که در این مطالعه بررسی شده اند، عبارتند از:

۱) **قطر روتور:** با توجه به این که نیاز است تا نتایج حل عددی به صورت تجربی نیز مورد آزمون قرار بگیرند، قطر روتور نزدیک به ۴ اینچ در نظر گرفته شده است تا با مشخصات ظرفیت مدار تست همخوانی داشته باشد.

۲) **طول کورد ایرفویل و نوع آن:** میزان طول کورد و نوع ایرفویل یک پارامتر مؤثر در تولید توان به حساب می‌آید. به همین منظور در مدل‌های بررسی شده طول کورد در بازه‌های ۴ میلیمتری تغییر می‌کند. این مقادیر به نحوی در نظر گرفته شده اند که امکان ساخت قطعه نیز فراهم باشد.

۳) **سرعت دورانی:** سرعت دورانی نیز تاثیر مستقیم در گشتاور تولیدی توربین دارد. مقدار بالای سرعت دورانی، باعث کاهش گشتاور تولیدی و همچنین مقدار بسیار کم آن باعث برهم خوردن الگوی مناسب جریان در اطراف توربین می‌شود و گشتاور تولید شده توربین از مقدار بیشینه فاصله می‌گیرد. با توجه رابطه توان تولیدی که برابر حاصل ضرب سرعت دورانی و گشتاور تولیدی توربین می‌باشد، مقدار سرعت دورانی باید به گونه‌ای تعیین شود که در یک مقدار مشخص، توربین بیشترین توان را تولید کند.

۴) **شرط مرزی بالادست (تعیین کننده دبی عبوری):** میزان فشار بالادست توربین و دبی عبوری از آن از دیگر پارامترهای تعیین کننده در تولید توان، است. هر چه میزان فشار و در نتیجه دبی عبوری بیشتر باشد، میزان توان تولیدی توسط توربین نیز بیشتر خواهد بود. اما هدف از یک طراحی بهبودیافته، به دست آوردن بیشترین توان در نقطه عملکرد توربین می‌باشد. شرط مرزی بالادست برای تمامی مدل‌ها، فشار ورودی یک متر آب در نظر گرفته شده است تا نزدیک به شرایط واقعی در لوله‌های آب باشد.

۵) **تعداد پره:** تعداد پره‌های ۲ تا ۵ پره برای هر هندسه مورد بررسی قرار گرفته است.

### ۳- شرایط بررسی عملکرد توربین درون لوله‌ای

در این قسمت شرایطی که تحت آن عملکرد توربین برای درون لوله‌ای مورد بررسی قرار می‌گیرد، شرح داده می‌شود. این شرایط شامل طراحی هندسی توربین مانند تعداد پره‌ها، زاویه پیش پره‌ها، طول کورد پره و ... می‌باشد. همچنین شرایط کاری که عملکرد توربین طی آن مورد بررسی قرار می‌گیرد، شرح داده می‌شود.

#### ۳-۱- دور ثابت و هندسه‌ی متغیر

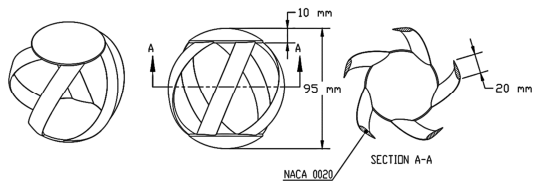
در مرحله‌ی اول، تعدادی توربین با مشخصات هندسی متفاوت در سرعت دورانی یکسان، مورد بررسی قرار می‌گیرند تا اثر متغیرهای هندسی بر روی عملکرد توانی توربین مشخص گردد. در هر قسمت از طراحی، تغییری در هندسه نسبت به مدل قبلی انجام می‌گیرد. در صورتی که این تغییر باعث بهبود عملکرد توربین شده است، تغییر مورد نظر در طراحی بعدی حفظ شده و یا تغییر بیشتری در این راستا اعمال می‌گردد. توضیحی اجمالی در مورد چهار هندسه اولیه که عملکردشان با یکدیگر مقایسه شده اند در جدول ۲ ارائه شده است.

#### ۳-۲- هندسه ثابت دور متغیر

در مرحله دوم پژوهش سعی می‌شود تا با تغییر سرعت دورانی نمودار توانی و عملکرد توربین بهبود یابد. در این بخش هندسه پنجم با تعداد پره ۵ و پروفیل پره ناکا ۰۰۲۰ که در شکل ۴ نشان داده شده است، مورد بررسی قرار می‌گیرد.

### ۴- شبیه سازی عددی توربین درون لوله

در این مطالعه جهت ارزیابی عملکرد توربین‌های درون لوله‌ای



شکل ۴- مدل سه بعدی هندسه پنجم

برآیی با طراحی‌ها و شرایط کاری متفاوت از شبیه‌سازی‌های عددی استفاده شده است که فرآیند آن در ادامه به تفصیل بیان می‌گردد.

#### ۴-۱- معادلات حاکم

معادلات حاکم بر هندسه مدل شامل معادلات بقای جرم و مومنتم

(ناویر-استوکس) می‌باشند (رابطه (۱)):

$$\frac{\partial u_k}{\partial x_k} = 0 \quad (1)$$

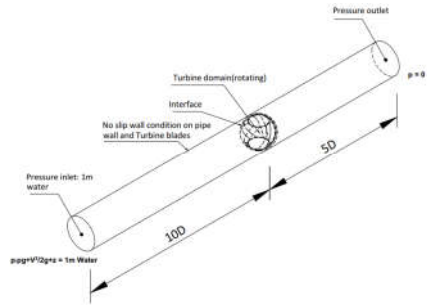
$$\rho \frac{\partial u_j}{\partial t} + \rho u_k \frac{\partial u_j}{\partial x_k} = -\frac{\partial p}{\partial x_j} + \mu \frac{\partial^2 u_j}{\partial x_i \partial x_i} + \rho g_j$$

در این مطالعه برای حل معادلات جریان آشفته از مدل  $k - \omega SST$  استفاده شده است. این مدل به منظور ترکیب توانایی حل دقیق و قدرتمند مدل  $k - \omega$  در نواحی نزدیک دیواره با قدرت حل مدل  $k - \epsilon$  در جریان آزاد در نواحی دور از دیواره ارائه شده است. این خصوصیات باعث شده است که مدل  $k - \omega SST$  برای دسته وسیعی از جریانات (همانند جریانات حاوی گرادیان فشار معکوس، ایرفویل‌ها و موج شوک گذرا) دارای نتایج بسیار دقیق و مطمئن باشد [۹]. به منظور ارزیابی عملکرد توربین، نیاز است تا گشتاور روی پره‌ها در هر گام زمانی بر حسب موقعیت زاویه‌ای ثبت شود. سپس با داشتن گشتاور متوسط در هر دور

جدول ۲- مشخصات هندسی چهار توربین مورد بررسی در این مطالعه

هندسه	شرح	طرحواره توربین
اول	پروفیل پره: ناکا ۰۰۱۵ (به عنوان حدس اولیه، مورد استفاده در توربین‌های بادی از نوع داریوس [۱۰])، تعداد پره: ۲ عدد، طول کورد: ۴۲ میلی‌متر فرم طراحی: دایره‌ای بدون انحنا زاویه پیش پره: صفر درجه	
دوم	پروفیل پره: ناکا ۰۰۱۵، تعداد پره: ۲ عدد، طول کورد: ۴۲ میلی‌متر فرم طراحی: پره انحنا دار، بررسی تاثیر انحنای پره‌های توربین در عملکرد آن زاویه پیش پره: ۹۰ درجه	
سوم	پروفیل پره: ناکا ۰۰۱۵، تعداد پره: ۳ عدد، طول کورد: ۳۲ میلی‌متر فرم طراحی: پره انحنا دار، کاهش طول کورد جهت جلوگیری از تداخل پره‌ها با یکدیگر زاویه پیش پره: ۱۲۰ درجه	
چهارم	پروفیل پره: ناکا ۰۰۱۵ تعداد پره: ۳ عدد، طول کورد: بالا و پایین ۳۲ میلی‌متر، وسط < ۲۰ میلی‌متر فرم طراحی: وابستگی میزان بار وارده بر روی پره به مقدار فاصله از مرکز دوران و طول کورد < تغییر طول کورد در ابتدا، مرکز و انتهای پره توربین جهت یکنواخت نمودن بار وارد شده بر توربین زاویه پیش پره: ۱۲۰ درجه	

یکسان می‌باشند. همچنین سطح بیرونی کره دربرگیرنده توربین و سیال اطراف آن به‌صورت یک سطح مشترک (با ناحیه لوله) در نظر گرفته شده است (شکل ۷).



شکل ۷- شرایط مرزی هندسه شبیه سازی شده

### ۵- آزمایش تجربی و روش انجام آن

قدم مهم در هر طراحی بر اساس شبیه‌سازی‌های عددی، تصدیق نتایج حاصل از شبیه‌سازی با روش آزمایش تجربی می‌باشد. بنابراین، هندسه با بهترین عملکرد از نظر شبیه‌سازی‌های عددی، در مدار تست آزمایشگاه ماشین‌های آبی دانشگاه تهران مورد بررسی قرار گرفته است. آزمایش تجربی شامل اندازه‌گیری افت فشار، دبی عبوری و سرعت دورانی توربین در سرعت فرار است. به‌منظور مقایسه بهتر داده‌های آزمایشگاهی با نتایج حل عددی لازم است تا شرایط مرزی و هندسی یکسانی بین مدل تجربی و شبیه‌سازی شده برقرار باشد. به‌طور کلی ۴ تفاوت مهم بین حل عددی و آزمایشگاهی وجود دارد:

- در حل‌های عددی از تاثیر شفت عبوری از میان توربین صرف نظر شده است.
- در مدار آزمایش شفت توربین بیرون از لوله قرار می‌گیرد که باعث اندکی نشتی بین درزهای بین شفت دوار و بلبرینگ می‌شود.
- تفاوت‌هایی در پارامترهای هندسی دیگر از قبیل زبری سطح و تلورانس ساخت وجود دارد.
- میزان صحت حل عددی با توجه به مدل توربولانسی و شرط مرزی توربولانس در ورودی لوله

### ۵-۱- توربین مورد آزمایش

برای آزمایش حل عددی، مدل واقعی توربین ۵ پره با طول کورد ۳۰ میلی‌متر و پروفیل ناکا ۰۰۲۰ توسط پرینتر سه بعدی و با استفاده از روش مدل‌سازی رسوب ذوب شده یا FDM<sup>۴</sup> ساخته شده است. در شکل ۸ مدل واقعی توربین ساخته شده ملاحظه می‌شود.



شکل ۸- نمونه‌ی توربین ساخته شده

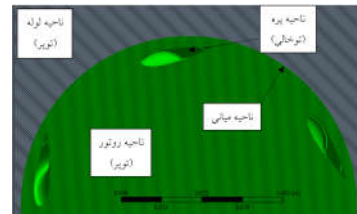
4 Fused deposition modelling (FDM)

چرخش، توان متوسط که تابعی از گشتاور و سرعت دورانی است و توسط رابطه (۲) محاسبه می‌شود:

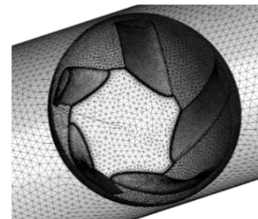
$$P_{turbine} = T_{avg}\Omega \quad (2)$$

### ۴-۲- شبکه بندی

با توجه به هندسه پیچیده پره، امکان شبکه‌بندی منظم وجود نداشته و با استفاده از المان‌های چهاروجهی فضای اطراف پره شبکه‌بندی شده است. دامنه شبکه‌بندی شده شامل دو بخش دوار و ثابت می‌باشد. به همین جهت در حل عددی از روش مش لغزان<sup>۱</sup> استفاده شده است که در آن نواحی مختلف مدل با مش‌بندی متفاوت توسط یک سطح مشترک<sup>۲</sup> به یکدیگر مرتبط می‌گردند. همانگونه که از شکل ۵ و شکل ۶ مشخص است، ناحیه چرخان دربرگیرنده سیال اطراف توربین از طریق یک مرز دوسویه از ناحیه ثابت شامل سیال داخل لوله مجزا شده است.



شکل ۵- نواحی مختلف هندسه مدل



شکل ۶- نمایی از سطوح شبکه‌بندی شده توربین و لوله

اندازه شبکه در اطراف پره به ضخامت لایه مرزی بستگی دارد. با توجه به این که مقدار  $\gamma^+$  یا همان طول بی بعد لایه مرزی در ناحیه زیر لایه لزج می‌بایست در محدوده ۱ تا ۱۰ قرار گیرد (با توجه به مدل توربولانسی انتخاب شده) [۱۱]، با در نظر گرفتن بیشترین عدد رینولدز برای روتور، اندازه سلول‌های روی دیواره‌ها با اندازه ۰/۰۲ میلی‌متر انتخاب شده است تا مقدار  $\gamma^+$  به‌طور تقریبی کمتر از مقدار تعیین شده باقی بماند. همچنین با افزایش فاصله از ناحیه شامل توربین، اندازه شبکه بزرگتر می‌شود.

### ۴-۳- شرایط مرزی

شرایط مرزی تعریف شده در این مطالعه شامل شرط مرزی فشار کل<sup>۳</sup> معادل ۱ متر آب در ورودی و فشار آزاد (فشار استاتیکی صفر) در خروجی است. در دیواره‌ها شرط عدم لغزش برقرار بوده و ناحیه شامل دیواره‌های توربین و سیال اطراف آن در حال چرخش با سرعت دورانی

1 Sliding Mesh

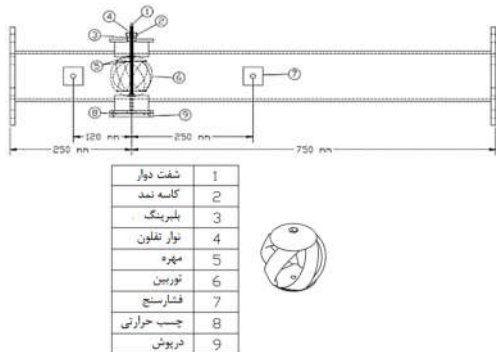
2 Interface

3 Total Pressure:  $p + \frac{1}{2}\rho V^2 + \rho gz$

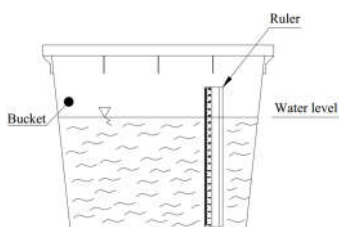
## ۵-۲- شرح دستگاه و روش انجام آزمایش

برای انجام آزمایش تجربی، از مدار تستی که در یک مسیر بسته جریان آب را که با یک هد ثابت در ورودی توربین به گردش در می-آورد، استفاده شده است. میزان دبی عبوری از مدار آزمایش توسط یک شیر پروانه ای، به صورت دستی کنترل می شود و اختلاف فشار ایجاد شده در دو طرف توربین از طریق مانومتر جیوه ای محاسبه می گردد. در شکل ۹ تصویری از مدار آزمایش آورده شده است. نصب توربین در مدار آزمایش همراه با اجزای جانبی آن مانند شفت و ... صورت می گیرد که جزئیات آن در شکل ۱۰ قابل مشاهده است. از آنجایی که شفت دوار در خارج از لوله قرار می گیرد، نیاز به آب بندی اطراف آن به منظور به حداقل رساندن نشتی وجود داشته است. محل انشعاب فشارسنج مانومتری به ترتیب در فاصله تقریبی دو و یک برابر قطر توربین در بالادست و پایین دست جریان قرار دارد تا تاثیر اغتشاشات توربین و افت فشار طولی لوله در اندازه گیری فشار به حداقل برسد.

کمیت های اندازه گیری شده در این آزمایش شامل اختلاف فشار قبل و بعد از توربین، دور شفت توربین و دبی عبوری از توربین می-باشند. برای اندازه گیری اختلاف فشار قبل و بعد از توربین از مانومتر جیوه ای استفاده شده است. با توجه به دفعات تکرار آزمایش و نتایج ثبت شده برای فشار، بیشینه انحراف معیار و خطای استاندارد اختلاف فشار دو طرف توربین به ترتیب معادل ۰/۰۷ و ۰/۱۰ می باشد. دور شفت توربین به وسیله یک تاکومتر لیزری با رزولوشن ۰/۱ دور بر دقیقه و دقت ۰/۵٪ اندازه گیری شده است. همچنین برای اندازه گیری دبی عبوری از توربین، از یک مخزن مدرج استفاده شده است (شکل ۱۱). زمان پر شدن سطل توسط زمان سنج رقمی با دقت یک صدم ثانیه اندازه گیری شده است. خطای استاندارد و انحراف معیار دبی عبوری از توربین به ترتیب برابر ۰/۰۹۸ و ۰/۱۵ می باشند.



شکل ۱۰- مجموعه توربین و اتصالات

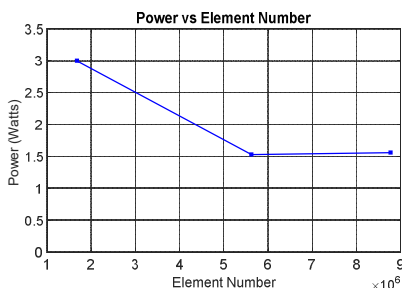


شکل ۱۱- مخزن مدرج آب برای اندازه گیری حجم آب

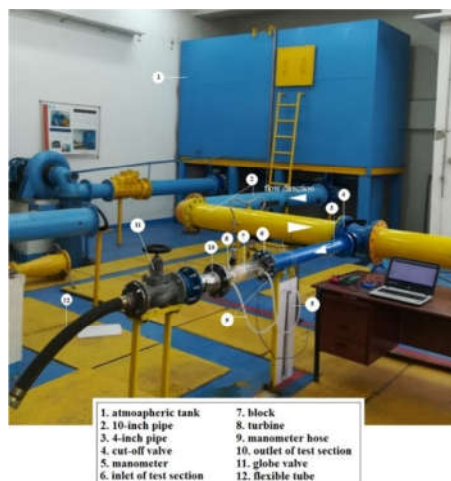
با اندازه های کوچک، متوسط و بزرگ برای اولین هندسه تولید شده جهت شبیه سازی، ایجاد شده اند. لازم به ذکر است، که اندازه شبکه برای هر سه مدل در نزدیکی دیواره ها ثابت نگاه داشته شده و اندازه آن در قسمت های پیرامون توربین و سیال داخل لوله متغیر بوده است. اندازه های متناظر با شبکه بندی های ذکر شده در جدول ۳ آورده شده است. شکل ۱۲ نیز نمودار تغییرات توان توربین برحسب تعداد المان-های شبکه را نشان می دهد. با توجه به اینکه نتایج مربوط به توان تولیدی پس از کاهش اندازه المان های شبکه از متوسط به کوچک تغییری نداشته است، در ادامه از اندازه المان متوسط برای شبکه بندی استفاده شده است.

جدول ۳- اندازه شبکه بندی کوچک، متوسط و بزرگ

اندازه شبکه	اندازه المان (mm)	تعداد سلول	توان متوسط (وات)
کوچک	۲	۸۷۷۰۲۸۲	۱/۵۶
متوسط	۴	۵۶۲۲۵۷۲	۱/۵۳
بزرگ	۸	۱۶۷۸۴۴۱	۳/۰۰



شکل ۱۲- توان تولید شده بر اساس تعداد المان شبکه



شکل ۹- مدار آزمایش در آزمایشگاه توربوماشین های دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تهران [6]

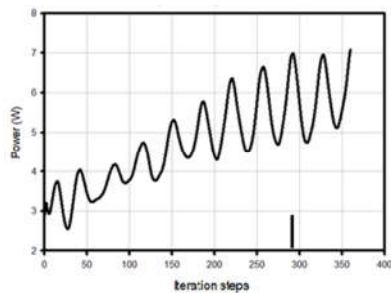
## ۶- نتایج

### ۶-۱- عدم وابستگی نتایج عددی به شبکه بندی

به منظور تحلیل عدم وابستگی نتایج به شبکه بندی، سه نوع شبکه

### ۶-۲- نتایج آزمایش تجربی و صحت سنجی نتایج عددی

پس از نصب لوله دربرگیرنده توربین در مدار تست، با افزایش



شکل ۱۴- نمودار توانی شبیه‌سازی تست آزمایشگاهی

جدول ۵- نتایج نهایی حل عددی تست آزمایشگاهی

توان (وات)	خطا	سرعت (متر بر ثانیه)	خطا	افت فشار (میلیمتر جیوه)	سرعت دورانی (دور بر دقیقه)
-	-	۱/۳	-	۴۵	۵۵۰
۶	٪۱۵	۱/۵	٪۷	۴۲	۵۵۰

### ۳-۶- نتایج بررسی عملکرد توربین برای حالت دور ثابت

#### و هندسه متغیر با استفاده از شبیه‌سازی عددی

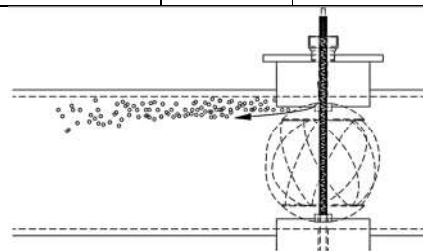
در این قسمت نتایج حاصل از شبیه‌سازی‌های عددی انجام شده برای بررسی عملکرد توربین‌های درون لوله‌ای برای هندسه متفاوت (مطابق با جدول ۲) در دور ثابت ارائه شده اند. شرایط مرزی در این حالت شامل فشار کل ورودی ۱ متر آب در ورودی و فشار آزاد در خروجی به همراه سرعت دورانی ۳۰ دور بر دقیقه (به عنوان حدس اولیه) می‌باشد.

نمودار توان بر اساس تعداد گام زمانی برای هندسه‌های شماره ۱ تا ۴ از طریق شبیه‌سازی عددی به دست آمده است (شکل ۱۵). شبیه‌سازی عددی تا جایی ادامه می‌یابد که نمودار توان تولید شده توسط توربین بعد از مدتی به‌طور تناوبی تکرار شود<sup>۱</sup> و با ادامه حل تغییر چندانی در نمودار توانی حاصل نشود. برای نشان دادن همگرایی حل عددی انجام شده خطی هم‌رنگ هر منحنی توانی روی محور افقی نشان داده شده است؛ به‌طوری که بعد از آن خط فرض شده است که نمودار توانی به‌طور متناوب تکرار می‌شود و حل عددی همگرا شده است. با بررسی نمودار توانی در شکل ۱۵، هر توربین در هر دور کاملی که می‌زند، به تعداد پره‌هایی که دارد دارای یک ماکزیمم در نمودار توانی است. هر قله در نمودار توانی، متناظر با لحظه ایست که جهت حرکت پره دقیقاً عمود بر جهت حرکت جریان قرار می‌گیرد و گشتاور روی پره در این لحظه، دارای مقدار بیشینه می‌باشد.

میزان بازشدگی شیر ایزوله‌کننده، جریان عبوری از توربین به حدی می‌رسد که گشتاور لازم برای شروع به حرکت توربین را فراهم می‌کند. با افزایش میزان بازشدگی شیر، توربین به سرعت نهایی خود می‌رسد که منجر به ایجاد اختلاف فشار ۴/۵ سانتی متر جیوه (معادل ۰/۶۱ متر آب) و دبی عبوری با سرعت متوسط ۱/۳ متر بر ثانیه می‌گردد. در این حالت مقاومت توربین در برابر جریان عبوری به حداکثر میزان خود می‌رسد و توربین با سرعت حداکثری ۵۵۰ دور بر دقیقه در حال چرخش است. برخلاف انتظار، در این حالت نشستی آب از درزهای بالایی توربین به حالت معکوس درمی‌آید. به عبارتی با کاهش فشار عبوری از ناحیه منحنی در بالای توربین، فشار استاتیکی در آن نقطه از فشار اتمسفری کمتر می‌شود و باعث مکش اندکی هوا به داخل مجرای لوله می‌گردد. در این حالت حباب‌های ریز هوا در داخل لوله قابل مشاهده می‌باشند (شکل ۱۳). همچنین نتایج نهایی حاصل از آزمایش در جدول ۴ آورده شده است.

جدول ۴- نتایج حاصل از آزمایش

سرعت متوسط جریان (متر بر ثانیه)	افت فشار (میلیمتر جیوه)	سرعت دورانی (دور بر دقیقه)
۱/۳	۴۵	۵۵۰



شکل ۱۳- مکش هوا به داخل لوله در اثر کاهش فشار استاتیکی در قسمت بالایی توربین به زیر فشار اتمسفر در سرعت فرار بالا

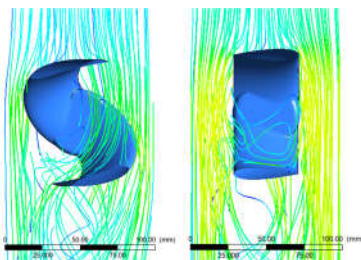
همان‌گونه که در بخش شرایط مرزی حل عددی اشاره شده بود، شبیه‌سازی‌های عددی با فرض فشار کل ورودی لوله معادل ۱ متر آب انجام شده است. در خروجی لوله نیز، فشار استاتیکی آب، صفر در نظر گرفته شده است. با کم کردن فشار دینامیکی از فشار کل، فشار استاتیکی در ورودی به دست می‌آید. بنابراین افت فشار ایجاد شده توسط توربین درون لوله دقیقاً معادل فشار استاتیکی در ورودی خواهد بود. در حل‌های عددی انجام شده، حداکثر کردن میزان افت فشار ملاک بهبود طراحی قرار گرفته است. به‌منظور بررسی دقت حل‌های عددی، بار دیگر نتایج آزمایشگاهی شبیه‌سازی شده اند. بنابراین فشار کل در ورودی لوله از مجموع فشار دینامیکی به همراه افت فشار ایجاد شده به دست می‌آید. این مقدار برابر است با ۶۸۴۹ پاسکال (معادل ۰/۷ متر آب) که کمتر از فشار تعیین شده در بخش شبیه‌سازی عددی می‌باشد. نمودار توانی شبیه‌سازی تست آزمایشگاهی در شکل ۱۴ آورده شده است. مقایسه نهایی بین حل عددی و تست آزمایشگاهی در جدول ۵ قابل مشاهده است.

<sup>1</sup> steady-state periodic

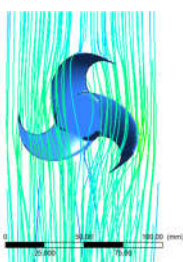


شده است. افزایش تعداد پره‌ها باعث شده است تا نوسانات نمودار توانی نسبت به دو هندسه قبل ملایم‌تر شده و سه قله در نمودار توانی وجود داشته باشد. به بیانی دیگر پره سوم باعث می‌شود تا به هم ریختگی خطوط جریان نسبت به دو حالت قبل کمتر شده و جریان یکنواخت‌تر گردد. از طرفی کاهش طول کورد پره باعث شده است تا به هنگام چرخش، لیفت و گشتاور کمتری تولید شود و توان متوسط روی توربین به‌میزان قابل توجهی افت کرده است. در شکل ۱۸ خطوط جریان عبوری از هندسه شماره ۴ قابل مشاهده است.

خطوط جریان عبوری از میان توربین‌های شماره ۳ و ۴ بسیار شبیه به هم هستند. در هندسه شماره ۴، طول کورد پره در ناحیه میانی توربین اندکی از هندسه شماره ۳ کمتر می‌باشد. هدف اصلی از انجام این کار، کاستن نوسانات در نمودار توانی بوده است و مزیت اصلی این کار در چرخش یکنواخت‌تر توربین می‌باشد. در هندسه‌های یک تا چهار مشاهده می‌شود که کاهش طول کورد پره با گشتاور اعمال شده روی توربین رابطه مستقیم دارد. در هندسه‌های بعدی که در ادامه مورد بررسی قرار می‌گیرند، تلاش بر این است تا عواملی را که در یکنواخت کردن و بهبود نمودار توانی موثرند، بیشتر مورد توجه قرار گیرند. نتایج شبیه سازی هندسه‌های ۱ تا ۴ در جدول ۶ آورده شده است.



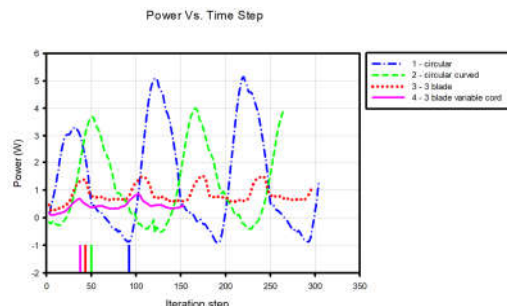
شکل ۱۷- خطوط جریان در هندسه‌های یک و دو از نمای بالا



شکل ۱۸- خطوط جریان عبوری از هندسه ۴

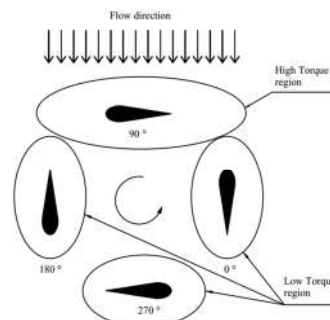
جدول ۶- نتایج شبیه سازی هندسه‌های ۱ تا ۴

مدل	طول کورد (میلیمتر)	سرعت دورانی (دور بر دقیقه)	سرعت فشار (متر آب)	سرعت جریان (متر بر ثانیه)	توان (وات)
۱	۴۲	۳۰	۰/۷	۲/۵	۲/۵
۲	۴۲	۳۰	۰/۷	۲/۷	۲
۳	۳۲	۳۰	۰/۶	۲/۷	۱
۴	۳۲-۳۰-۲۲	۳۰	۰/۴	۳/۴	۰/۴



شکل ۱۵- نمودار توانی هندسه‌های ۱ تا ۴

با بررسی نمودار توانی هندسه اول و دوم، اثرات میزان زاویه پیش پره در نوسانات نمودار توانی قابل مشاهده می‌باشد. با افزایش زاویه پیش پره در هندسه دوم، فاصله بین بیشینه و کمینه در نمودار توانی نسبت به هندسه اول کمتر شده است و منحنی توان تولیدی تغییرات ملایم‌تری دارد. هر چه نمودار توانی توربین نوسان کمتری داشته باشد، بیانگر این است که گشتاور روی توربین به‌میزان یکنواخت‌تری توزیع می‌شود و باعث می‌شود که دوران توربین نرم‌تر باشد. این رفتار با هندسه پره‌های توربین نیز همخوانی دارد، زیرا در موقعیت‌های زاویه‌ای که پره وارد ناحیه با تولید گشتاور بالایی می‌شود، (شکل ۱۶) هر چه زاویه پیش بیشتر باشد، ورود پره به این ناحیه به تدریج صورت می‌گیرد و کل گشتاور به یکباره به پره وارد نمی‌گردد. همچنین در هندسه‌هایی که پره منحنی دارند، هنگامی که تعداد پره‌های توربین افزایش می‌یابد، گشتاور روی توربین در ناحیه گشتاور زیاد بین چند پره توزیع می‌گردد.



شکل ۱۶- نواحی گشتاور زیاد و گشتاور کم در چرخش توربین

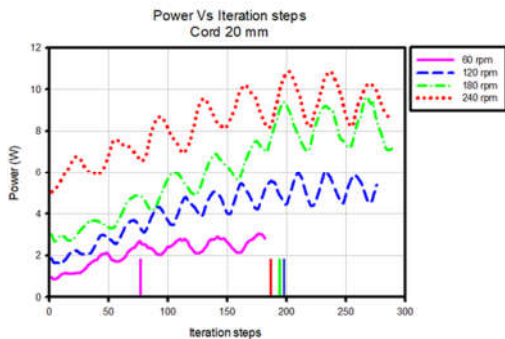
در هندسه شماره ۲ پروفیل پره‌ها به‌گونه ایست که خطوط جریان، وقتی که از میان پره‌ها عبور می‌کند، تغییرات مسیر به‌مراتب کمتری را نسبت به هندسه شماره ۱ تجربه می‌کند. هر چه تغییرات مسیر خطوط جریان بیشتر باشد، نمودار توانی توربین نیز دارای شیب زیادی می‌شود و نوسانات گشتاور روی توربین افزایش می‌یابد. در شکل ۱۷ خطوط جریان هندسه‌های شماره ۱ و ۲ از نمای بالا در لحظه بیشترین توان تولیدی وارد بر پره ملاحظه می‌شود.

در مورد هندسه‌های شماره ۳ و ۴، طول کورد و تعداد پره‌ها نسبت به دو هندسه قبلی تغییر کرده است. تعداد پره‌ها به سه عدد افزایش یافته و طول کورد ۱۰ میلیمتر کمتر شده است تا نحوه قرار گیری پره‌ها به گونه‌ای باشد که با هم تداخل نداشته باشند. با توجه به نوسانات شدید مشاهده شده در نمودار توانی برای هندسه شماره ۱، در ادامه از بررسی توربینی که دارای پروفیل پره‌ای مشابه با این هندسه باشد، صرف نظر



جدول ۷- نتایج شبیه سازی های ۵ تا ۸ با طول کورد ۲۰ میلیمتر

مدل	سرعت دورانی (دور بر دقیقه)	افت فشار (متر آب)	سرعت جریان (متر بر ثانیه)	توان (وات)
۵	۶۰	۰/۵۴	۳	۲/۳
۶	۱۲۰	۰/۵۶	۳	۵
۷	۱۸۰	۰/۵۷	۲/۹	۸
۸	۲۴۰	۰/۶	۲/۶	۹/۵



شکل ۲۰- نمودار توانی هندسه پنجم با افزایش سرعت دورانی

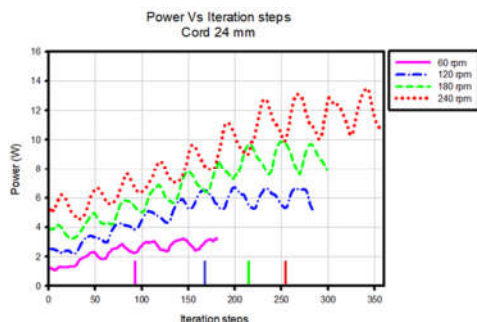
#### ۵-۶- نتایج به دست آمده برای شرایط بهبود یافته )

##### سرعت و هندسه با استفاده از شبیه سازی عددی

هندسه ششم در شبیه سازی های ۹ تا ۱۲، نسبت به هندسه پنجم دارای ۴ میلیمتر طول کورد بیشتری است. از این رو انتظار می رود ضمن کاهش سرعت و دبی عبوری جریان، افت فشار و توان تولیدی بیشتری داشته باشد. مشخصات شبیه سازی های شماره ۹ تا ۱۲ و نمودار توانی به ترتیب در جدول ۸ و شکل ۲۱ آورده شده است. همانطور که انتظار می رود با افزایش طول کورد و سرعت دورانی، توان تولیدی چرخ همچنان روند افزایشی دارد.

جدول ۸- نتایج شبیه سازی های ۹ تا ۱۲ با طول کورد ۲۴ میلیمتر

مدل	سرعت دورانی (دور بر دقیقه)	افت فشار (متر آب)	سرعت جریان (متر بر ثانیه)	توان (وات)
۹	۶۰	۰/۶۱	۲/۷	۲/۵
۱۰	۱۲۰	۰/۶۱	۲/۷۵	۵/۸
۱۱	۱۸۰	۰/۶۶	۲/۶۵	۹
۱۲	۲۴۰	۰/۷۱	۲/۳	۱۱/۵

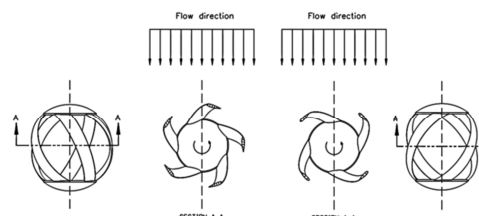


شکل ۲۱- نمودار توان هندسه ششم در سرعت های دورانی

مختلف

انتخاب تعداد پره، بر تمامی پارامترهای عملکردی توربین تاثیرگذار خواهد بود. با افزایش تعداد پره شاهد کاهش اندک در توان توربین به- همراه یکنواخت تر شدن بار بر روی پره های آن خواهیم بود. مزیت اصلی

یکنواخت شدن بار روی چرخ شامل عدم وارد شدن بار ضربه ای به توربین به همراه شروع به کار راحت تر در عملکرد توربین می باشد. از طرفی، با توجه به این که توربین با تعداد پره فرد، در هر موقعیت زاویه ای که قرار داشته باشد همواره دارای عدم تقارن نسبت به جریان می باشد، از این جهت نسبت به توربین با تعداد پره های زوج دارای برتری است. چرا که تعادل استاتیکی توربین را در هنگام شروع به کار تسهیل می نماید. از طرف دیگر توربین دارای تعداد پره های زوج بسته به موقعیت زاویه ای که در آن قرار دارد، ممکن است بار لازم برای شروع به حرکت کردن توربین را دارا نباشد (شکل ۱۹). با توجه به توضیحات ارائه شده هندسه بعدی که مورد بررسی قرار می گیرد دارای ۵ پره است که نتایج نشان می دهد ایده آل ترین حالت از لحاظ تعداد پره بین هندسه های ارائه شده می باشد.



شکل ۱۹- عدم تقارن نسبت به خط جریان در هندسه با تعداد پره های فرد

#### ۴-۶- نتایج بررسی عملکرد توربین برای حالت هندسه

##### ثابت و دور متغیر با استفاده از شبیه سازی عددی

در قسمت قبلی مشاهده شد که هر چه پروفیل پره بزرگتر باشد، گشتاور روی چرخ نیز افزایش می یابد. پارامتر متغیر در شبیه سازی های ۵ تا ۸ با هندسه پنجم (شکل ۴)، سرعت دورانی توربین می باشد. با مشاهده گشتاور روی توربین در سرعت دورانی های مختلف، ملاحظه می شود که تقریباً در سرعت های بررسی شده، گشتاور با اندکی افزایش در حدود ۰/۵ نیوتون متر بوده است. مشخصات شبیه سازی به همراه نمودار توانی به ترتیب در جدول ۷ و شکل ۲۰ ملاحظه می شود. مشاهده می شود که با افزایش سرعت دورانی، توان روی چرخ نیز روند افزایشی دارد. از پارامترهای دیگری که تحت تاثیر سرعت دورانی و هندسه توربین قرار دارند، می توان به سرعت و میزان افت فشار در قبل و بعد از توربین اشاره کرد. میزان دبی عبوری از لوله رابطه مستقیم با افت فشار بین ورودی و خروجی دارد. هر چه سرعت دورانی افزایش یابد و هندسه توربین دارای تعداد پره های بیشتر و یا دارای طول کورد بزرگتری باشد، میزان مقاومت توربین در برابر جریان بیشتر شده و افت فشار بیشتری تولید می کند. سرعت ایده آل سیال درون لوله بین ۱ تا ۲ متر بر ثانیه، می باشد. از این رو برای دستیابی به این میزان سرعت، باید اختلاف فشار بیشتری در دو طرف توربین درون لوله موجود باشد.

در شبیه‌سازی‌های شماره ۱۳ تا ۱۶ با قرار دادن طول کورد به- اندازه ۳۰ میلیمتر که بیشترین مقدار ممکن در این نوع از هندسه می‌باشد، سعی بر این شده است تا ضمن افزایش سرعت دورانی بیشترین توان تولیدی توربین حاصل شود. سرعت دورانی در شبیه سازی‌های شماره ۱۳ تا ۱۶ از ۳۰۰ تا ۵۰۰ تغییر کرده است. هدف از انجام این کار مشخص کردن سرعتی است که در آن توربین بیشترین توان تولیدی را دارد. نتایج حل عددی در جدول ۹ آورده شده است.

جدول ۹- نتایج شبیه سازی‌های ۱۳ تا ۱۶ با طول کورد ۳۰ میلیمتر

مدل	سرعت دورانی (دور بر دقیقه)	افت فشار (متر آب)	سرعت جریان (متر بر ثانیه)	توان (وات)
۱۳	۳۰۰	۰/۵۱	۲/۳	۱۵
۱۴	۳۶۰	۰/۵۷	۲/۲	۱۸/۵
۱۵	۴۲۰	۰/۶۵	۲	۱۹
۱۶	۵۰۰	۰/۷	۱/۹	۱۴

## ۷- نتیجه‌گیری

پژوهش حاضر به بررسی عملکرد یک توربین درون لوله‌ای برای مخصوص لوله‌ها با قطر کوچک می‌پردازد که صرفاً جنبه آزمایشگاهی داشته و می‌تواند مقدمه ای بر ساخت توربین‌هایی با اندازه بزرگ‌تر باشد. رهیافت اصلی در طراحی هندسه بهبودیافته، شبیه‌سازی و حل عددی مدل‌های مختلف و مقایسه عملکرد توربین‌ها با تغییر پارامترهای هندسی بوده است. بعد از انجام شبیه‌سازی‌ها، توربین پنج پره، با طول کورد ۳۰ میلیمتری بهترین عملکرد را در بین توربین‌های مدل شده داشته است. در حالی که در مطالعات پیشین توان تولیدی این توربین-ها در آزمایش و حل عددی برابر صفر گزارش شده است ۱۵، در این پروژه توان تولیدی این توربین در بهترین حالت در حدود ۲۰ وات بوده است که برای این دسته از توربین‌ها مقدار قابل توجهی است. شرایط در نظر گرفته شده در این مطالعه نزدیک به شرایط واقعی در درون لوله‌های آبرسانی شهری می‌باشد. به‌منظور تصدیق نتایج حاصل از حل عددی، مدل واقعی توربین در مدار تست آزمایش شده و بررسی نتایج حاصل از آزمایش و حل عددی حاکی از آن است که حل عددی می‌تواند به‌عنوان ابزار مناسبی برای بهبود طراحی هندسه توربین مورد استفاده قرار بگیرد. اختلاف موجود بین نتایج آزمایشگاهی و حل عددی را می‌توان ناشی از چند مورد زیر دانست:

- وجود اندکی نشتی در پکیج توربین در آزمایش تجربی
- با توجه به این که مدل‌سازی شفت دوار نیازمند افزایش حجم شبکه بندی در حل عددی و در نتیجه مدت زمان مورد نیاز برای حل عددی می‌باشد، در حل‌های عددی از مدل کردن شفت عبوری از میان توربین اجتناب شده است.
- هدف از انجام آزمایش، اندازه‌گیری افت فشار توربین در حالت بدون بار و در سرعت فرار بوده است. اما در شرایط آزمایشگاهی اصطکاک موجود بین قطعات متحرک و ثابت باعث به‌وجود آمدن اندکی گشتاور معکوس شده است که در حل عددی نیز قابل مشاهده شاست.
- مدل واقعی از لحاظ ابعاد ساخته شده و زبری سطح (کمتر از ۱ میلیمتر) اندکی با حل عددی تفاوت داشته است. این مورد به-

همراه خطاهای ناشی از حل عددی باعث می‌شود تا تفاوت ناچیزی در نتایج حاصل شود.

## ۸- نمادها

$P$	فشار کل (Pa)
$p$	فشار استاتیک (Pa)
$u_k$	سرعت در راستای $k$ ( $k=1,2,3$ ) (m s <sup>-1</sup> )
$x_k$	مختصات مکانی در راستای $k$ (m)
$t$	زمان (s)
$g_i$	شتاب گرانش در راستای $i$
$V$	سرعت (m s <sup>-1</sup> )
$z$	ارتفاع (m)
$P_{turbine}$	توان روی چرخ (Watts)
$T_{ave}$	گشتاور متوسط روی چرخ (N m)
$y^+$	طول بی بعد فاصله از دیواره در لایه مرزی توربولانس
$\Omega$	سرعت دورانی (rad/s)
$\rho$	چگالی (kg m <sup>-3</sup> )
$\mu$	لزجت (kg (s m) <sup>-1</sup> )

### علامت یونانی

## ۹- مراجع

- [1] Global Trends in Sustainable Energy Investment, United Nations Environment Programme, 2007.
- [۲] علیرضا ریاسی، شهرام درخشان هوره "توربین‌های آبی" انتشارات جهاد دانشگاهی دانشگاه تهران، ۱۳۹۳.
- [3] How it works, Lucid energy, [Online]. Available: <http://lucidenergy.com/how-it-works/>. [Accessed 01 August 2019]
- [4] Samora I., Hasmatuchi V., Münch-Alligne C., Franca M. J., Schleiss A. J., Ramos H. M., Experimental characterization of a five blade tubular propeller turbine for pipe inline installation, Renewable Energy, No. 95, pp. 356-366, 2016 .
- [5] Chen J., Yang H.X., Liu C.P., Lau C.H., Lo M., A novel vertical axis water turbine for power generation from water pipelines, Energy, No. 54, pp. 184-193, 2013 .
- [6] Payambarpour S. A., Najafi A. F., Experimental and numerical investigations on a new developed Savonius turbine for in-pipe hydro application, Proc IMechE Part A: journal of power and energy, 2019 .
- [7] Mamouri A. R., Khoshnevis A. B, and Lakzian E., Entropy generation analysis of S825, S822, and SD7062 offshore wind turbine airfoil geometries, Ocean Eng., Vol. 173, No. December 2018, pp. 700-715, 2019.
- [8] Aliabadi M. A. F., Lakzian E., Jahangiri A., and Khazaei I., Numerical investigation of effects polydispersed droplets on the erosion rate and condensation loss in the wet steam flow in the turbine blade cascade, Appl. Therm. Eng., Vol. 164, No. September 2019, p. 114478, 2020.
- [9] Alemi H., Nourbakhsh S. A., Raisee M., Najafi A. F., Effects of volute curvature on performance of a low specific-speed centrifugal pump at design and off-design conditions, Turbomachinery, Vol. 137, 2015 .
- [10] Paraschivoiu I., Wind turbine design: with emphasis on Darrieus concept, Politechnic international press, 2002
- [11] Wilcox D., Turbulence modeling for CFD, DCW industries La Canada, CA, 1998.