



## بررسی اثر تغییرات هندسه چرخ متحرک بر عملکرد حالت توربینی پمپ سانتریفیوژ در شرایط حاکم بر شبکه توزیع آب شهری

مجتبی طحانی<sup>1\*</sup>، سلمان صارمیان<sup>2</sup>

1- استادیار، دانشکده علوم و فنون نوین، مهندسی هوا فضا، دانشگاه تهران، تهران  
2- کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی واحد تهران مرکزی، تهران  
\* تهران، صندوق پستی 143951374، m.tahani@ut.ac.ir

### اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل  
دریافت: 06 مرداد 1396  
پذیرش: 09 آذر 1396  
ارائه در سایت: 08 دی 1396  
کلید واژگان:  
پمپ به عنوان توربین  
فشارشکن  
دینامیک سیالات محاسباتی  
افزایش بازده  
ضخامت پره

### چکیده

با افزایش میزان آلاینده‌های نیروگاه‌های حرارتی در کشورهای صنعتی و در حال توسعه، تمایل به استفاده از نیروگاه‌های برق آبی در اندازه‌های کوچک افزایش یافت. در مناطق شهری با اقلیم ناهموار، اختلاف ارتفاع قابل توجهی بین تصفیه‌خانه‌ها و محل مصرف وجود دارد که می‌توان این فشار را از طریق نیروگاه‌های فشارشکن به برق تبدیل نمود. با بررسی امکان استفاده از پمپ به عنوان توربین و کاهش هزینه احداث یک نیروگاه برق آبی میکرو، و امکان جایگزینی آن با فشارشکن‌های سنتی خطوط توزیع آب، استفاده از این نیروگاه‌ها گسترش یافته است. لذا در این بررسی پمپ سانتریفیوژ توسط نرم‌افزار سی اف توربو طراحی و برای تحلیل عددی سه‌بعدی سیال از مدل آشننگی کامگا اس‌اس‌تی در نرم‌افزار سی اف ایکس شبیه‌سازی استفاده شده است. نتایج عددی با نتایج آزمایشگاهی موجود در حالت پمپی و توربینی مقایسه شده‌اند و تطابق خوبی را نشان دادند. جهت افزایش بازده پمپ توربینی (پمپ معکوس) کاهش ضخامت پره‌های پروانه در دی‌های مختلف مورد بررسی قرار گرفت که نتایج حاکی از کاهش میزان پدیده جدایش در اطراف پره‌ها و سبب افزایش کمیت‌های هیدرولیکی در نزدیکی نقطه عملکردی حالت توربینی بود. اما کاهش ضخامت در دی‌های خیلی پایین‌تر از نقطه عملکردی تأثیر چندانی در بهبود بازده نداشت، در نقطه عملکردی کاهش ضخامت پره سبب افزایش 11.86 و 13.65 درصدی هد و گشتاور شد و بازده 1.26 درصد بهبود یافت.

## Investigation effect of changes geometry of impeller on turbine mode performance of the centrifugal pump at the governing condition of the urban water distribution network

Mojtaba Tahani<sup>1\*</sup>, Salman Saremian<sup>2</sup>

1- Faculty of New Sciences and Technologies, University of Tehran, Tehran, Iran.  
2- Department of Mechanical Engineering, University of Islamic Azad Central Tehran Branch, Tehran, Iran.  
\* P.O.B. 143951374 Tehran, Iran, m.tahani@ut.ac.ir

### ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper  
Received 28 July 2017  
Accepted 30 November 2017  
Available Online 29 December 2017

#### Keywords:

Pump as turbine  
Pressure Reducer  
Computational Fluid Dynamics  
Increase the efficiency  
Blade thickness

### ABSTRACT

With increasing amount of pollution by thermal power plants in Industrial and developing countries, tend to use small-sized hydroelectric plants increased. In complex terrain regions there are usually a significant height difference between refineries and using place, the pressure can to produce electricity by power plants pressure reducer. The power plant is due to the relatively high initial cost less were used. Gradually, with the possibility of using pump as turbine and reducing the cost of building a micro power plant use the plant was expanded. Therefore, in this study centrifugal pump by CFturbo software was designed and for Numerical analysis of the three-dimensional fluid, the simulation was performed using the CFX software on SST k- $\omega$  turbulence model. The numerical results were compared with experimental in pump and turbine modes and showed good agreement. In order to increase the efficiency of the turbine pump (reverse pump), the decrease in the thickness of the impeller blades at different flow rates was investigated, which resulted was decrease in the amount of separation phenomenon around blades and causing increase in hydraulic quantities nearby the turbine bep point, but reducing the thickness at the flow rates very lower from bep point, didn't have great impact at improvement of efficiency, at the bep point reducing the thickness, caused to increase 11.86 and 13.65 percent of the head and torque, and improved efficiency 1.26 percent.

### 1- مقدمه

اقتصادی و ضریب مصرف بالا و همچنین تلفات شبکه‌های توزیع برق، همگی محدودیت ذخایر فسیلی، نگرانی‌های زیست‌محیطی، ازدیاد جمعیت، رشد مباحثی هستند که یافتن راهکارهای مناسب در حل معضلات انرژی

### Please cite this article using:

M. Tahani, S. Saremian, Investigation effect of changes geometry of impeller on turbine mode performance of the centrifugal pump at the governing condition of the urban water distribution network, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 18, No. 01, pp. 11-19, 2018 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

تجربی مورد بررسی قرار دادند مشخص شد که نیروی شعاعی در هر دبی به صورت نوسانی می‌باشد و همچنین نیروی شعاعی متوسط به صورت خطی با شیب ثابت نسبت به دبی افزایش یابد. در سال 2010 سینگ و نستمن [8] روابط جدیدی را برای انتخاب و پیش‌بینی عملکرد یک پمپ سانتریفیوژ در کارکرد توربینی استخراج کردند و حدود 10 تا 30 درصد خطا بین داده‌های تئوری و تجربی وجود دارد. در سال 2011 ناوتیال و همکارانش [9] به صورت تجربی یک پمپ سانتریفیوژ بررسی کردند و روابط جدیدی را برای پیش‌بینی عملکرد معکوس پمپ ارائه دادند. دقت این روابط در سرعت مخصوص بین 20 تا 40 قابل قبول بود. در سال 2011 فکارتا و همکارانش [10] به صورت عددی عملکرد یک پمپ را در حالت معکوس مورد بررسی قرار دادند. اثرات ریز شدن شبکه و تأثیر نوع جریان بر پمپ در حالت عادی و معکوس بررسی شد و نشان دادند که برای دستیابی به جواب‌های نزدیک به حالت واقعی مش باید به حد کافی ریز شود و تأثیرات گذرا بودن هم می‌تواند نقش مهمی در عملکرد پمپ معکوس داشته باشد. در سال 2012 یانگ و همکارانش [11] روابطی را برای پیش‌بینی عملکرد پمپ معکوس ارائه دادند. روابط ارائه شده با وجود اینکه نسبت به روش‌های قبلی بهبود یافته بود و سرعت مخصوص عملکرد توربینی را با دقت بالایی پیش‌بینی می‌کند. اما همچنان در نقاط خارج از طراحی اختلاف بین مقادیر پیش‌بینی شده برای نسبت ضریب دبی و ضریب فشار با مقادیر تجربی نمایان شد. در سال 2012 یانگ و همکارانش [12] تأثیر کاهش قطر پروانه را بررسی قرار کردند. نتایج مشاهدات تجربی و عددی نشان می‌داد که با کاهش قطر و سرعت چرخش پروانه، نقطه عملکردی به دبی پایین‌تری منتقل می‌شود و مقدار راندمان این نقطه نیز حدود 4 درصد کاهش می‌یابد. در سال 2013 بزرگی و همکارانش [13] به صورت عددی و تجربی یک پمپ محوری را در حالت معکوس به عنوان توربین مورد بررسی قرار دادند. نتایج نشان داد که پمپ محوری می‌تواند با بازده نسبتاً ثابت و قابل قبولی در محدوده وسیعی از دبی‌ها کار کند. در سال 2015 پاتل و همکارانش [14] عملکرد توربینی چند پمپ در دبی پایین مورد بررسی قرار دادند. نتایج آن‌ها نشان داد که کاهش قطر و سرعت دورانی پروانه سبب افزایش بازده توربینی می‌شود. اثر پیچ زدن لبه ورودی پره پروانه در حالت معکوس سبب افزایش 3 تا 4 درصدی بازده خواهد شد. در سال 2015 دیپاسا و همکارانش [15] یک پمپ معکوس را در دبی‌های مختلف به صورت عددی و تجربی بررسی کردند. نتایج نشان داده در محدوده نقطه عملکردی پمپ نتایج عددی تا حد قابل قبولی (5 درصد) با نتایج تجربی مطابقت داشته باشد و رفتار سیستم در نقطه عملکردی قابل پیش‌بینی است. در سال 2016 گوانگلی [16] به صورت عددی و تجربی به تحلیل جریان‌های سیالات پایدار با ویسکوزیته‌های مختلف در حالت پمپی و توربینی پرداخت. اثرات لزجت مایع در مشخصات جریان و عملکرد هیدرولیکی توربین به وضوح نشان داده که سرعت جریان، هد کل و بازده هیدرولیکی توربین با افزایش گرانروی در نقطه عملکردی بالا رفته است، تلفات هیدرولیک توربین به طور عمده در پروانه و لوله مکش رخ می‌دهد. افزایش ویسکوزیته باعث افزایش تنش برشی دیواره و موجب کاهش بازده توربین می‌شود. در سال 2017 محمدی‌پور و همکارانش [17] به صورت عددی و تجربی به بررسی پارامترهای هندسی پروانه جهت افزایش بازده پمپ معکوس پرداختند و به صورت عددی نشان دادند که استفاده از هفت پره، انحنا دار کردن لبه ورودی به همراه پیچ سمت مکش و پره‌های جداکننده با طول 20 درصد نسبت به طول کلی پره، به طور مستقل راندمان نقطه طراحی را به ترتیب 0.6، 1.7 و 1 درصد ارتقا می‌دهند. سپس آن‌ها به بررسی تأثیر

به خصوص بحران زیست‌محیطی را اجتناب‌ناپذیر می‌سازد. تحقیقات زیادی در طی سال‌های اخیر برای کاهش استفاده از مواد اولیه با بالا بردن راندمان نیروگاه‌ها و تجهیزات مورد استفاده صورت گرفته است و در این راستا، یافتن روش‌هایی برای کاهش هزینه‌ها و معرفی روش‌های جدید و استفاده از منابع انرژی تجدید پذیر در تأمین نیازهای جامعه مورد توجه می‌باشد. استفاده از نیروگاه‌های آبی کوچک برای تولید برق در کنار تمام مزیت‌های آن، به دلیل هزینه اولیه زیاد و زمان طولانی احداث کمتر مورد توجه قرار گرفته است [1]. در شبکه آب‌رسانی شهری به دلیل فاصله میان سرچشمه‌ها و یا تصفیه‌خانه‌ها تا محل مصرف یا فرآوری و وجود شیب زیاد، فشار مضاعفی وجود دارد، به همین علت شرکت آب و فاضلاب، یک یا چند ایستگاه پمپاژ یا فشارشکن را در مسیر عبور لوله‌های آب قرار می‌دهند.

این اختلاف ارتفاع در سراسی‌های مسیر با افزایش فشار درون لوله‌ها باعث تشدید پدیده‌های مخرب می‌شود و در برخی موارد، فشار آب داخل لوله‌های انتقال آب به علت توپوگرافی منطقه به حدی بالا می‌رود که از شیرهای فشارشکن برای تعدیل و خنثی‌سازی نیروی فشار اضافی داخل خطوط انتقال آب به منظور جلوگیری از ترکیدگی و شکستگی شبکه‌های آب‌رسانی استفاده می‌شود؛ اما امروزه می‌توان با استفاده از توربین‌های آبی یا پمپ‌های معکوس به استحصال انرژی الکتریکی از خطوط انتقال آب پرداخت [2,3].

از زمانی که برای اولین بار ایده استفاده از پمپ به عنوان توربین مطرح شد، محققان تلاش‌هایی برای ارائه روابطی تئوری بر طبق بررسی‌های تجربی انجام دادند تا به‌وسیله آن‌ها بتوان رفتار و نمودارهای عملکردی پمپ‌های معکوس را با توجه به حالت پمپی به دست آورد، برای اولین بار استپانوف 1957 متکی بر تجربیات و مشاهداتش رابطه‌ای را بین بهترین نقطه کارکرد پمپ و بهترین نقطه کارکرد آن در حالت چرخش به عنوان توربین را ارائه کرد. شارما 1985 بر پایه تحقیقاتش و با توجه به رابطه و فرضیات استپانوف روابطی را پیشنهاد می‌کند خطای این روش کمتر از خطای روابط استپانوف می‌باشد، چاپالاز و همکارانش 1992 بر پایه نتایج آزمایشگاهی روی پمپ‌هایی در بازه‌های مختلف روابطی را ارائه دادند و در محدوده پمپ‌های مورد نظر پیش‌بینی این روابط تا حد قابل قبولی هستند، آلتور-فرانک 1994 بر اساس مشاهدات تجربی و نتایج آزمایشگاهی رابطه‌ای برای تخمین کارکرد پمپ معکوس ارائه کردند و روابطی هرچند با خطا برای ترسیم منحنی عملکردی پمپ معکوس به دست آوردند. روابط ارائه شده توسط محققین هرکدام در مورد پمپ‌هایی با سرعت مخصوص و مشخصات هیدرولیکی و هندسی معینی مناسب هستند. راموس و بورگا 1999 از پمپ‌های معکوس به عنوان یک ایده جهت تولید برق در مناطقی که کاهش ارتفاع قابل توجهی در سیستم‌های آب شهری، آبیاری و غیره را مطرح کردند [4]. در سال 2003 رودریگز و همکارانش [5] به صورت عددی چند پمپ را در سیکل معکوس بررسی کردند و با نتایج آزمایشگاهی مقایسه نمودند، اختلاف نسبتاً زیادی بین نتایج عددی و نتایج آزمایشگاهی در سیکل معکوس وجود داشت. در سال 2005 راموس و همکارانش [3] به تجزیه و تحلیل نتایج استفاده از یک پمپ معکوس به جای شیر فشارشکن در سیستم آب شرب پرداختند تا ضمن کاهش فشار لوله از این فشار مازاد تولید برق کنند. در سال 2008 درخشان و همکارانش [6] تحقیقاتی را به صورت، تجربی و عددی روی پمپ معکوس انجام دادند؛ و در نتایج مطالعات خود روابطی برای پیش‌بینی عملکرد پمپ در شرایط معکوس از روی مشخصه‌های پمپ ارائه کردند. در سال 2009 فرناندز و همکارانش [7] عملکرد یک پمپ را در حالت معکوس به صورت عددی و

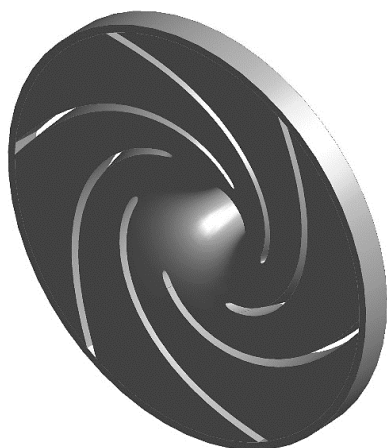


Fig. 1 Designed impeller with CFTurbo software

شکل 1 پروانه طراحی شده با نرم افزار سی اف توربو



Fig. 2 Designed volute with CFTurbo software

شکل 2 حلزونی طراحی شده با نرم افزار سی اف توربو

صرفه جویی در تعداد المان های شبکه و به دست آوردن یک جواب مناسب از یک ترکیب شبکه بندی هرمی و گوه ای برای شبکه بندی پروانه و حلزونی استفاده شده است تا امکان تراکم گره ها و المان ها به طور محلی در موقعیت به خصوصی از هندسه وجود داشته باشد و سطوح با دقت بیشتری گسسته شوند، در شکل 3 شبکه بندی نشان داده شده است. برای شبکه بندی پروانه از 1324733 المان استفاده شده است و مقدار

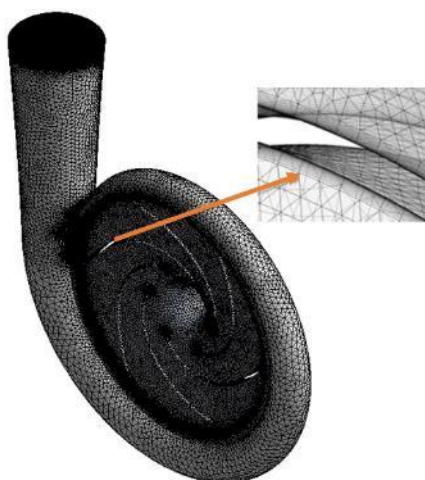


Fig. 3 The Mesh Configuration of Impeller and Volute in Ansys

شکل 3 شبکه بندی پروانه و حلزونی در انسیس

همزمان پارامترهای هندسی پرداختند نتایج نشان از افزایش 2 درصدی بازده در شرایط کاری نقطه طراحی داشت. در سال 2017 هوانگ و همکارانش [18] یک روش تئوری جدید با توجه به مشخصات هندسی پروانه و حلزونی برای پیش بینی مقادیر دبی و هد نقطه عملکردی در حالت مستقیم و معکوس را ارائه دادند، مقایسه آن ها نشان داده که در بین روش های تئوری ارائه شده این روش در سرعت مخصوص های متفاوت بهترین پیش بینی را انجام می دهد. البته این روش فقط برای تعیین نقطه عملکردی مناسب است. در سال 2017 لی و همکارانش [19] به صورت عددی تأثیر نیروی های هیدرولیکی روی پروانه پمپ معکوس را بررسی کردند. نتایج آن ها نشان داد که میزان تأثیر نیروهای هیدرولیکی به محدوده کارکرد پمپ معکوس بستگی دارد. دلیل فیزیکی ایجاد این نیروهای بزرگ که به صورت عمودی بر پروانه وارد می شوند وجود جریان های برگشتی و گردابه ها هستند که موجب ایجاد نایکنواختی هایی در جریان داخل پروانه می شوند. در پروژه هایی که تغییرات مکرر دبی در حین کارکرد پمپ معکوس وجود دارد باید به دقت نیروهای وارد بر پروانه بررسی شوند تا دچار واماندگی نشود.

چنانچه بیان گردید بررسی های زیادی توسط محققان روی پارامترهای هیدرولیکی جهت افزایش بازده پمپ های معکوس انجام گرفته است، سایر تحقیقات موجود در شبکه انتقال بوده اند و این تحقیق در شبکه توزیع بررسی شده است به صورتی که فشار خروجی اتمسفریک نبوده و نوسانات دبی سیال بسیار زیاد است. در این مقاله یک پمپ به صورت مستقیم و معکوس به صورت عددی و آزمایشگاهی بررسی شده و به صورت عددی تأثیر کاهش ضخامت پره های پروانه در حالت توربینی جهت کاهش اثرات جدایش در دبی های مختلف (نقطه طراحی و خارج از آن) مورد بررسی قرار گرفته و تأثیر آن بر پارامترهای هیدرولیکی هد و گشتاور و همچنین تأثیر بر میزان بازده توربینی مورد تحلیل قرار گرفته است. در شبیه سازی عددی از نرم افزار سی اف ایکس و از روش آشفتنی اساسی برای حل معادلات استفاده شده است

## 2- مدل سازی هندسی

برای فراهم شدن امکان تحلیل عددی پمپ، مدل سه بعدی کامپیوتری پروانه و حلزونی پمپ با استفاده از نرم افزار سی اف توربو و با توجه به مشخصات پمپ در جدول 1 طراحی و در شکل های 1 و 2 پروانه و حلزونی نشان داده شده اند.

## 3- شبکه محاسباتی

برای ایجاد شبکه از نرم افزار انسیس مش<sup>1</sup> استفاده شده است. این نرم افزار توانایی ایجاد شبکه بی سازمان و سازمان یافته را دارد. هندسه پمپ جهت شبکه بندی به دو قسمت چرخ متحرک، حلزونی تفکیک می گردد. به منظور

جدول 1 مشخصات طراحی ایمپلر

Table 1 Impeller design specification

6	تعداد پره ها
259	قطر پروانه
116	قطر ورودی پروانه
19	عرض خروجی پروانه ( $b_2$ )
29.8	زاویه ورودی پره ( $\beta_1$ )
36	زاویه خروجی پره ( $\beta_2$ )
3	ضخامت پره در شروود
5	ضخامت پره در هاب

<sup>1</sup> Ansys Mesh

$$\overline{\tau_{ij}} = -\mu \left( \frac{\partial \overline{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (4)$$

که در معادلات فوق  $\rho$  چگالی و  $\Omega$  و  $x$  بیانگر دوران سیستم مختصات نسبی و بردار مکان می‌باشند [20].

#### 6- شرایط مرزی

برای شرایط مرزی در شرط مرزی ورودی و خروجی پمپ معکوس به ترتیب شرط فشار کل و دبی جرمی جریان در نظر گرفته شده است. دیواره‌های ساکن و متحرک پمپ دارای شرط عدم لغزش با زبری نسبی  $100 \mu\text{m}$  می‌باشند. حلزونی به عنوان دیوار ساکن در نظر گرفته شده است. در مورد پروانه به علت چرخشی بودن آن شرط دورانی بودن کار رفته است. سیال استفاده شده در این شبیه‌سازی عددی آب با چگالی  $998 \text{ kg/m}^3$  و میزان لزجت سینماتیکی  $1 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$  در دمای  $25^\circ\text{C}$  است. در ورودی و خروجی به علت اینکه جریان توسعه یافته در نظر گرفته شده، شدت آشفتگی 5 درصد اعمال شده است. شرایط مرزی به کار رفته در شکل 5 نشان داده شده است.

#### 7- حل عددی جریان

در مطالعه حاضر از نرم‌افزار انسیس سی اف ایکس برای حل سه‌بعدی معادلات ناور-استوکس متوسط گیری شده در شرایط کاری مختلف استفاده شد. این حل گر یک کد سی اف دی سه‌بعدی است که بر پایه دیدگاه حجم محدود<sup>4</sup> و میان‌یابی المان محدود<sup>5</sup> با مقادیر ذخیره شده در گره‌های محاسباتی استفاده می‌کند [11]. استفاده از این نرم‌افزار، خصوصاً در جریان‌های توربوماشینری و آیرودینامیکی موجب دستیابی سریع به نتایج دقیق می‌گردد، به دلیل استفاده از روش حل کوپل شبه گذرا در فیزیک‌های پایا، از همگرایی بالایی برخوردار است. گسترش مدل‌های آشفتگی آن نسبتاً مناسب بوده، لیکن در فیزیک‌های خاص مانند جریان در هندسه‌های دارای مرز متحرک و همچنین فیزیک‌های واکنشی از توانایی بالاتری برخوردار است [21,22]. با توجه به بررسی‌ها بیشتر کاربران این نرم‌افزار، کاربران صنعتی بوده و در مقایسه با فلونت در بین سازندگان تجهیزات دوار، استفاده از آن بیشتر است. این نرم‌افزار از روش کاملاً ضمنی استفاده کرده و هیچ

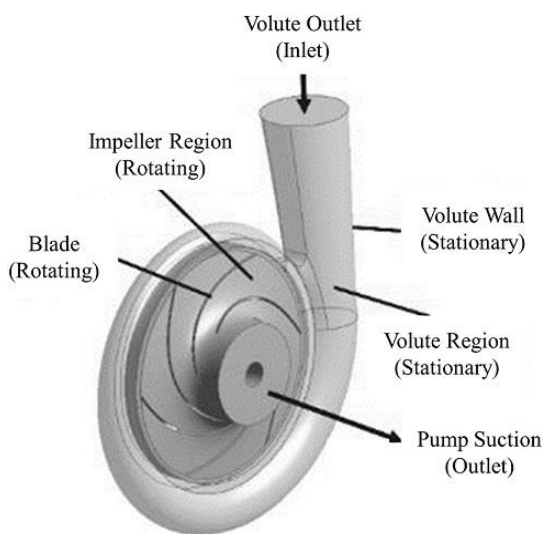


Fig. 5 Boundary conditions of reverse pump

شکل 5 شرایط مرزی پمپ معکوس

<sup>4</sup> Finite Volume  
<sup>5</sup> Finite Element

متوسط تعامد<sup>1</sup> 0.85634 و مقدار متوسط کشیدگی المان‌ها<sup>2</sup> 0.27636 کیفیت شبکه پروانه در حد مطلوب است. برای شبکه‌بندی حلزونی از 1519283 المان استفاده شده است. مقدار متوسط تعامد 0.84412 و متوسط کشیدگی المان‌ها در حلزونی برابر 0.26419 شده که نشانه دهنده کیفیت مطلوب شبکه ایجاد شده برای حلزونی است.

#### 4- بررسی استقلال از شبکه مدل اعتبار سنجی

برای بررسی استقلال از شبکه، فشار خروجی به عنوان پارامتری برای ارزیابی تعداد شبکه‌های متفاوت بر روی حل عددی استفاده شده است. با توجه به شکل 4 شبکه با تعداد 2844016 یک شبکه مناسب برای حل عددی از نظر دقت است که به همین علت در این مطالعه از مدل‌سازی با این تعداد سلول استفاده گردیده است.

#### 5- معادله‌های حاکم

معادلات اساسی حاکم بر جریان سیال، معادلات پیوستگی و انتقال مومنتم می‌باشد. به دلیل اینکه در پمپ گریز از مرکز سیال درون پروانه حول یک محور در حال دوران می‌باشد، معادلات حاکم باید در دو چارچوب مرجع نوشته شوند، این دو بخش شامل چارچوب چرخان و ثابت حل شوند. به همین علت از روش چارچوب مرجع چندگانه برای بیان معادلات این سیستم استفاده شده است. معادلات حاکم در یک چارچوب چرخان بیان شده‌اند و نیروهای کوریولیس<sup>3</sup> و گریز از مرکز به عنوان مؤلفه چشمه به معادلات اضافه می‌شوند [17,20]. با توجه به تراکم ناپذیر بودن سیال و دائمی بودن جریان، معادله پیوستگی به صورت رابطه (1) بیان می‌شود:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_j} = 0 \quad (1)$$

معادله بقای تکانه با افزوده شدن ترم چشمه و تنش برشی متوسط به صورت رابطه (2) بیان می‌شود:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \overline{u_i u_j}) = -\frac{\partial \overline{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} [\overline{\tau_{ij}} - \rho \overline{u_i u_j}] - S_{ui} \quad (2)$$

در رابطه بالا مؤلفه سرعت به صورت سرعت نسبی بیان شده است. عبارت چشمه هم مطابق رابطه (3) شامل نیروهای گریز از مرکز و کوریولیس می‌باشد. در این رابطه از تأثیر شتاب جاذبه زمین صرفه نظر شده است.

$$S_{ui} = -\rho [2\vec{\Omega} \times \vec{u} + \vec{\Omega} \times (\vec{\Omega} \times \vec{r})] \quad (3)$$

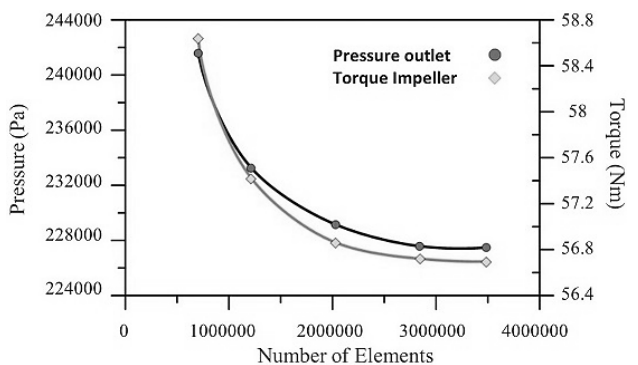


Fig. 4 The chart of output pressure and torque of impeller in terms of the number of element

شکل 4 نمودار فشار خروجی و گشتاور پروانه برحسب تعداد شبکه

<sup>1</sup> Orthogonal Quality  
<sup>2</sup> Skewness  
<sup>3</sup> Coriolis

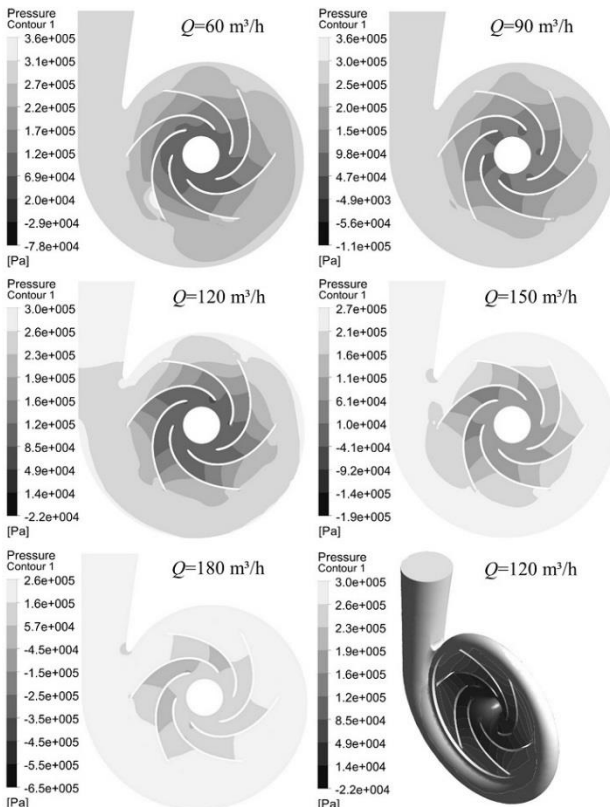


Fig. 6 Pressure contour in pump mid plane at different flow rate  
 شکل 6 کانتور فشار در صفحه میانی پمپ در دبی‌های مختلف

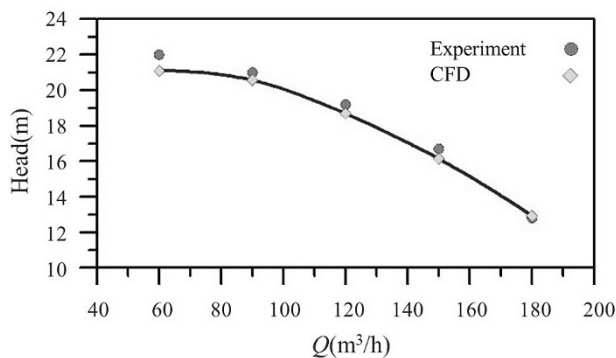


Fig. 7 Comparison of experimental and numerical head of pump  
 شکل 7 مقایسه هد تجربی و عددی پمپ

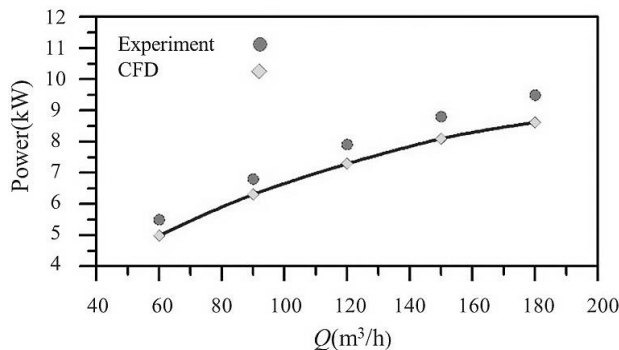


Fig. 8 Comparison of experimental and numerical power of pump  
 شکل 8 مقایسه توان مصرفی تجربی و عددی پمپ

ورودی و دبی‌های 120، 150، 180، 220 مترمکعب بر ساعت در خروجی بررسی شده‌اند. در شکل 10 پمپ معکوس در مدار تست نشان داده شده

محدودیتی برای فواصل زمانی ندارد، این مسئله باعث کاهش تعداد تکرار محاسبات و تسریع همگرایی می‌گردد. همچنین قابلیت پردازش ویژه برای اجزای توربوماشین‌ها را در مراحل قبل از اجرای نهایی<sup>1</sup> و پس از به دست آمدن نتایج<sup>2</sup> دارد و از این رو بسیاری از مراحل آماده‌سازی مدل برای حل و همچنین امکان نمایش مناسب نتایج به دست آمده در دسترس می‌باشد [23].

### 8- مدل آشفنگی

پربکاربردترین مدل‌های اغتشاشی مدل‌های دو معادله‌ای هستند که اساس کار آن‌ها در ایجاد ارتباط بین لزجت آشفنگی<sup>3</sup> با مقیاس طولی و سرعت آشفنگی است. در این مدل‌ها که توازن مناسبی بین هزینه محاسباتی و دقت نتایج در آن‌ها برقرار است. مدل‌های آشفنگی بر پایه معادله اپسیلون شروع جدایش را خیلی دیر و مقدار آن را کمتر پیش‌بینی می‌کنند. مدل‌های کی امگا بهترین مدل‌های هستند که تاکنون برای این حل این مشکل ارائه شدند. در بین مدل‌های کی امگا، مدل انتقال تنش برشی<sup>4</sup> (اس‌اس‌تی) برای پیش‌بینی دقیق شروع و مقدار جدایش در حضور گرادیان فشار نامطلوب، با اعمال اثرات انتقال در معادله لزجت گردابه‌ای طراحی شده است و در این راه بسیار موفق بوده است. این مدل در شبیه‌سازی توربو-ماشین‌ها با توجه به پیچیدگی جریان در قسمت دوار به خوبی عمل می‌کند. جهت بررسی عددی جریان داخل پمپ گریز از مرکز از مدل آشفنگی دو معادله‌ای استفاده شده است [20, 22, 24].

### 9- تحلیل عددی و تجربی پمپ

در این مقاله به بررسی عددی پمپ گریز از مرکز در پنج دبی 60، 90، 120، 150، 180 مترمکعب بر ساعت و دور 1450 رادیان بر دقیقه انجام شده است. برای هر یک از این دبی‌ها توزیع فشار در صفحه میانی پمپ و مقدار هد خروجی به دست آمده است؛ و در نهایت نتایج عددی با نتایج تجربی حاصل از کاتالوگ پمپ سانتریفیوژ 100-250 شرکت پمپیران مقایسه شده است. در شبیه‌سازی به دلیل وجود خطاهایی مانند قطع معادلات دیفرانسیل و در نظر نگرفتن تلفات جریان در حل عددی، نتایج اختلافاتی را با نتایج آزمایشگاهی نشان می‌دهد، که در بررسی ذیل میزان اختلافات در محدوده قابل قبولی هستند. در شکل 6 کانتورهای فشار در صفحه میانی پمپ در دبی‌های مختلف و در شکل‌های 7 و 8 و 9 مقایسه‌ای بین مقادیر عددی و تجربی پمپ برای بازده و هد و توان مصرفی انجام شده میزان اختلاف بین حالت تجربی و عددی برای بازده، هد و توان در دبی‌های بررسی شده در جدول 2 نشان داده شده است.

### 10- تحلیل در حالت پمپ معکوس

پمپ سانتریفیوژ 100-250 در آزمایشگاه در حالت توربینی با فشار 60 متر در

جدول 2 مقایسه اختلاف بین شبیه‌سازی عددی و حالت تجربی پمپ

Table 2 Comparison of the difference between numerical simulation and experimental mode of the pump

دبی	خطای هد	خطای توان	خطای بازده
60	4.21%	9.35%	6.17%
90	2.05%	7.23%	5.02%
120	2.75%	7.68%	3.23%
150	3.41%	8.04%	4.25%
180	1.03%	9.37%	7.04%

<sup>1</sup> Pre-processing

<sup>2</sup> Post-Processing

<sup>3</sup> Turbulence Viscosity

<sup>4</sup> Shear Stress Transport

پرها اتلافات بیشتری اتفاق می‌افتد، که در حالت عددی کمتر برآورد می‌شوند. در شکل‌های 12 و 13 و 14 مقایسه مقادیر عددی و آزمایشگاهی هد، توان و بازده نشان داده شده است، میزان اختلاف بین حالت تجربی و عددی پمپ معکوس برای بازده، هد و توان در دبی‌های بررسی شده در جدول 3 نشان داده شده است.

جدول 3 مقایسه اختلاف بین شبیه سازی عددی و حالت تجربی پمپ معکوس

Table 3 Comparison of the difference between numerical simulation and experimental mode of the reverse pump

دبی	خطای هد	خطای توان	خطای بازده
120	5.58%	11.02%	5.16%
150	5.06%	10.07%	4.77%
180	3.58%	7.67%	3.96%
220	10.34%	16.86%	4.67%

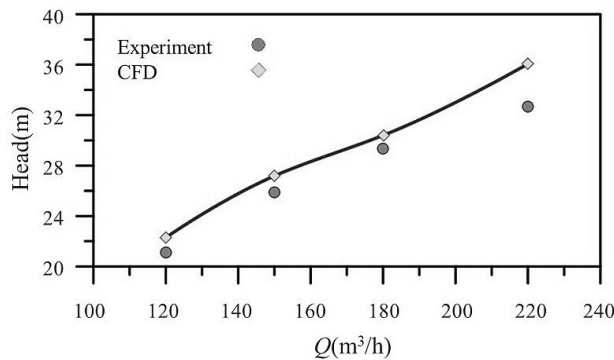


Fig. 12 Comparison of experimental and numerical head of reverse pump

شکل 12 مقایسه هد تجربی و عددی پمپ معکوس

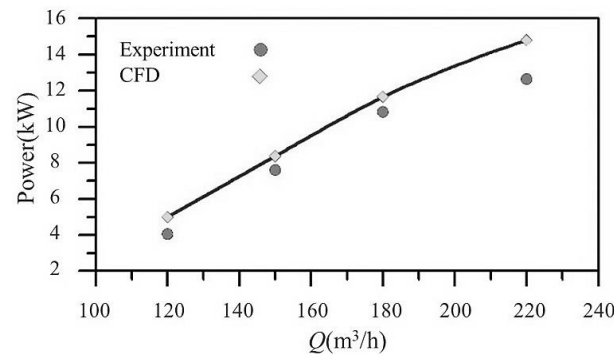


Fig. 13 Comparison of experimental and numerical generated power of reverse pump

شکل 13 مقایسه توان تولیدی تجربی و عددی پمپ معکوس

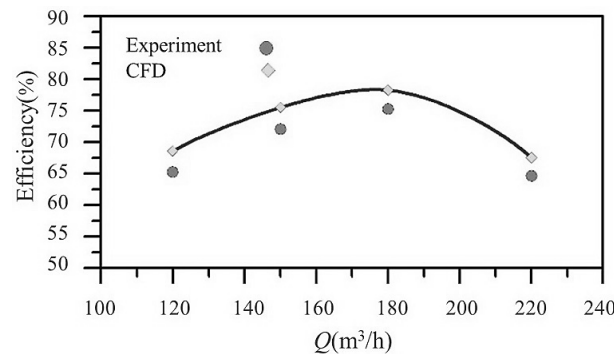


Fig. 14 Comparison of experimental and numerical efficiency of reverse pump

شکل 14 مقایسه بازده تجربی و عددی پمپ معکوس

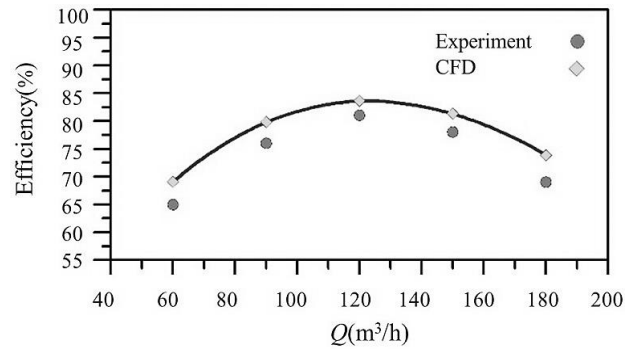


Fig. 9 Comparison of experimental and numerical efficiency of pump

شکل 9 مقایسه بازده تجربی و عددی پمپ



Fig. 10 Reverse pump in test circuit

شکل 10 پمپ معکوس در مدار تست

است.

برای تحلیل عددی فشار و دبی همانند حالت تجربی به عنوان ورودی و خروجی و با توجه به پمپ انتخاب شده، دور مخصوص حالت توربینی به دست آمده و با توجه به دور مخصوص حالت توربینی و شرایط هد و دبی، دور پروانه 1540 دور بر دقیقه در نظر گرفته شده است.

با توجه به کانتورهای فشار در شکل 11، افزایش میزان دبی، سبب افزایش میزان فشار در حلزونی و پروانه و همچنین سرعت چرخش پروانه شده است. نتایج آزمایشگاهی توربینی اختلافات بیشتری نسبت به حالت پمپی دارند، چون در حالت توربینی جهت جریان معکوس شده و در ورودی

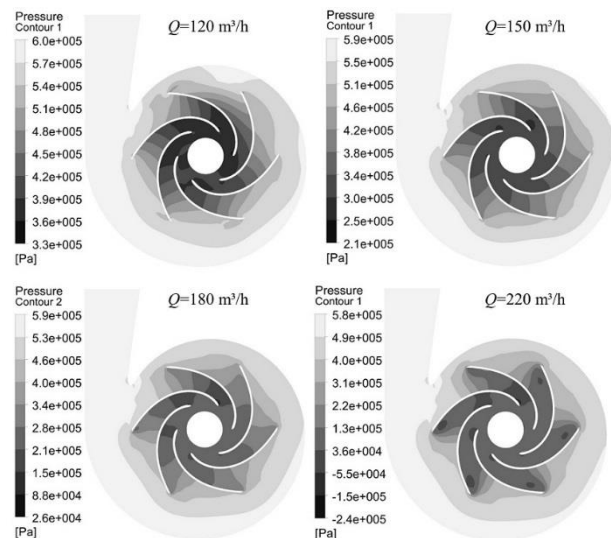


Fig. 11 Pressure contour in mid plane of reverse pump at different flow rate

شکل 11 کانتور فشار در صفحه میانی پمپ معکوس در دبی‌های مختلف



Fig. 15 The original blade of centrifugal pump

شکل 15 پره اصلی پمپ سانتریفیوژ



Fig. 16 The improve blade of centrifugal pump

شکل 16 پره اصلاح شده پمپ سانتریفیوژ

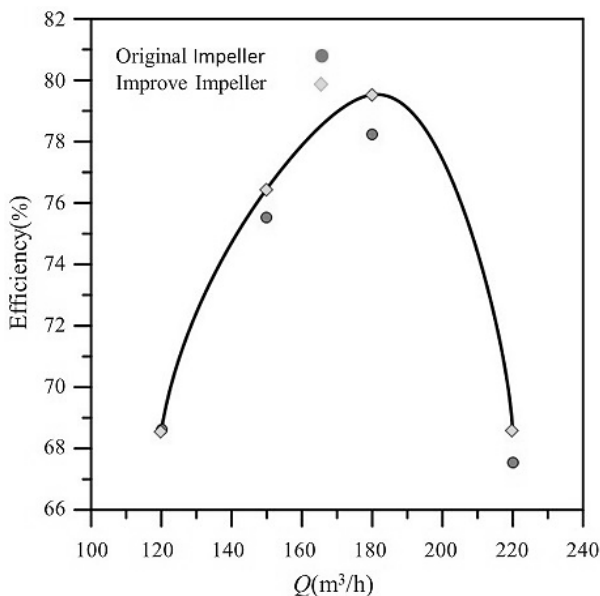


Fig. 17 Comparison of numerical efficiency the original and improved impeller

شکل 17 مقایسه بازده عددی پروانه اصلی و اصلاح شده

### 13- نتیجه گیری

بازده توربینی پمپ همیشه کمتر از حالت پمپ است، در صورت انتخاب صحیح پمپ این میزان کمتر خواهد شد.

### 11- بررسی عدم قطعیت پمپ معکوس

عدم قطعیت نتایج مطالعات آزمایشگاهی، به دلیل محدوده دقت تجهیزات اندازه گیری و تغییرات تصادفی در پارامترهای اندازه گیری شده به وجود می آید. برای برآورد عدم قطعیت اندازه گیری ها، تجزیه و تحلیل زیر انجام شد. فرض کنید  $R$  یک تابع است که به صورت رابطه (5) بیان می شود و به پارامترهای اندازه گیری  $x_1, x_2, \dots, x_n$  وابسته است.

$$R = R(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (5)$$

جایی که  $E_i$  و  $\hat{x}_i = x_i \pm E_i$  خطای متناظر در اندازه گیری پارامتر  $x_i$  است که از رابطه (6) بدست می آید.

$$E_R = \left[ \sum_{i=1}^n \left( E_{x_i} \frac{\partial R}{\partial x_i} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (6)$$

مقدار  $E_R$  درصد اشتباه در تخمین میزان  $R$  با توجه به متغیرهای اندازه گیری  $x_1, x_2, \dots, x_n$  می باشد [25].

برای مثال میزان بازده  $(\epsilon = \frac{P}{\rho \times g \times Q \times H})$  پمپ معکوس از رابطه زیر به دست می آید با توجه به اینکه بازده تابعی از هد، توان و دبی حجمی است عدم قطعیت بازده با توجه به رابطه (6) به فرم رابطه (7) درمی آید:

$$E_\epsilon = \left[ \left( \frac{\partial \epsilon}{\partial P} E_P \right)^2 + \left( \frac{\partial \epsilon}{\partial Q} E_Q \right)^2 + \left( \frac{\partial \epsilon}{\partial H} E_H \right)^2 \right]^{1/2} \quad (7)$$

که در رابطه فوق  $P$  توان تولیدی توربین و  $H$  هد توربین است. با توجه به خطای موجود در اندازه گیری ها برای داده های تجربی استخراج شده میزان عدم قطعیت هد، توان تولیدی و بازده پمپ معکوس به ترتیب 1.35، 1.12 و 2.56 درصد می باشد.

### 12- افزایش بازده پمپ سانتریفیوژ معکوس (بررسی عددی کاهش

#### ضخامت پره در پمپ معکوس)

پمپ ها چون جهت کار در سیکل معکوس طراحی نشده اند، در حالت معکوس اتلافاتی در ورودی و خروجی و همچنین در حین برخورد با پره ها دارند و به کمک برخی از آیتم ها می توان تا حدودی این اتلافات را کاهش داد. در بررسی های یانگ [12] و همچنین پاتل [14] تأثیر کاهش قطر پروانه بررسی شده است. در این پژوهش، تأثیر کاهش ضخامت پره ها بررسی خواهد شد. طبق بررسی انجام شده، با تغییر ضخامت پره های پروانه بازده دچار تغییر می شود. نتایج نشان دهنده افزایش بازده با کاهش قطر پره ها است. در طراحی اصلی ضخامت پره در هاب 5 سانتیمتر و در شروود 3 سانتیمتر است. مقدار ضخامت در هاب و شروود در مقادیر مختلف به صورت عددی برای پره اصلاح شده ارزیابی شده است. طبق بررسی ها، مقدار بهینه تغییر ضخامت برای این پره 2.5 سانتیمتر است. در شکل های 15 و 16 پره اصلی و پره اصلاح شده نشان داده شده است.

در جدول 4 تأثیر کاهش ضخامت در دبی های مختلف بر هد و گشتاور پروانه و در شکل 17 تأثیر کاهش ضخامت بر بازده بررسی شده است.

برای نمونه کانتورهای فشار و سرعت و فشار کل در دبی 180 متر مکعب بر ساعت در شکل های 18 و 19 و 20 آورده شده است. با توجه به کانتورهای سرعت و فشار کل و گرادیان فشار کل در اطراف پره اصلاح مشاهده می شود کاهش ضخامت پره سبب افزایش سرعت و کاهش فشار خروجی در پروانه شده است که نشان دهنده کاهش پدیده جدایش در اطراف پره است. بر طبق شکل 17 بیشترین میزان افزایش بازده در نقطه عملکردی توربینی به دست آمده که حدود 1.26 درصد بوده است.



14- فهرست علائم

$b_2$	عرض پروانه در خروجی (mm)
$H$	هد (m)
$P$	فشار (Pa)
$Q$	دبی ( $m^3/h$ )
$u$	مؤلفه‌ی بردار سرعت (m/s)
SST	انتقال تنش برشی

علائم یونانی

$\beta_1$	زاویه‌ی ورودی پره (degree)
$\beta_2$	زاویه‌ی خروجی پره (degree)
$\mu$	لزجت دینامیکی سیال (Pa.s)
$\nu$	لزجت سینماتیکی سیال ( $m^2/s$ )
$\rho$	چگالی ( $kg/m^3$ )
$\tau$	تنش برشی (Pa)

15- منابع

- [1] M. De Marchis, C. M. Fontanazza, G. Freni, A. Messineo, B. Milici, E. Napoli, V. Notaro, V. Puleo, A. Scopa, Energy Recovery in Water Distribution Networks. Implementation of Pumps as Turbine in a Dynamic Numerical Model, *Procedia Engineering*, Vol. 70, pp. 439-448, 2014.
- [2] H. Ramos, A. Borga, Pumps as turbines: an unconventional solution to energy production, *Urban Water*, Vol. 1, No. 3, pp. 261-263, 1999.
- [3] H. Ramos, D. Covas, L. Araujo, M. Mello, Available energy assessment in water supply systems, *Proceedings of The 31th International Association for Hydro-Environment Engineering and Research Congress*, Seoul, Korea, September 11-16, 2005.
- [4] T. Agarwal, Review of pump as turbine (PAT) for micro-hydropower, *International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering*, Vol. 2, No. 11, pp. 163-169, 2012.
- [5] A. Rodrigues, A. A. Williams, P. Singh, F. Nestmann, Hydraulic Analysis of a Pump as a Turbine with CFD and Experimental Data, *Proceedings of The Computational Fluid Dynamics for Fluid Machinery*, London, UK, November 18, 2003.
- [6] S. Derakhshan, A. Nourbakhsh, Theoretical, numerical and experimental investigation of centrifugal pumps in reverse operation, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 32, No. 8, pp. 1620-1627, 2008.
- [7] J. Fernández, R. Barrio, E. Blanco, J. Parrondo, A. Marcos, Experimental and numerical investigation of a centrifugal pump working as a turbine, *Proceeding of ASME 2009 Fluids Engineering Division Summer Meeting Conference*, Vail, Colorado, USA, August 2-6, 2009.
- [8] P. Singh, F. Nestmann, Experimental optimization of a free vortex propeller runner for microhydro application, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 33, No. 6, pp. 991-1002, 2010.
- [9] H. Nautiyal, Varun, A. Kumar, S. Yadav, Experimental investigation of centrifugal pump working as turbine for small hydropower systems, *Energy Science and Technology*, Vol. 1, No. 1, pp. 79-86, 2011.
- [10] O. Fecarotta, A. Carravetta, H. M. Ramos, CFD and comparisons for a pump as turbine mesh reliability and performance concerns, *International Journal of Energy and Environment*, Vol. 2, No. 1, pp. 39-48, 2011.
- [11] S. S. Yang, F. Y. Kong, S. Derakhshan, Theoretical, numerical and experimental prediction of pump as turbine performance, *Renewable Energy*, Vol. 48, No. 1, pp. 507-513, 2012.
- [12] S. S. Yang, F. Y. Kong, W. M. Jiang, Q. X. Yun, Effects of impeller trimming influencing pump as turbine, *Computers & Fluids*, Vol. 67, pp. 72-78, 2012.
- [13] A. Bozorgi, E. Javidpour, A. Riasi, A. Nourbakhsh, Numerical and experimental study of using axial pump as turbine in pico hydropower plants, *Renewable Energy*, Vol. 53, pp. 258-264, 2013.
- [14] R. N. Patel, S. V. Jain, A. Swarnkar, K. H. Motwani, Effects of impeller diameter and rotational speed on performance of pump running in turbine mode, *Journal of Energy Energy Conversion and Management*, Vol. 89, pp. 6-19, 2015.
- [15] E. Dribssa, T. Nigusie, B. Tsegaye, Performance analysis of centrifugal pump operating as turbine for identified micro/pico hydro site of ethiopia, *International Journal of Engineering Research and General Science*, Vol. 3, No. 3, pp. 6-19, 2015.
- [16] W. G. Li, Effects of viscosity on turbine mode performance and flow of a low specific speed centrifugal pump, *Applied Mathematical Modelling*, Vol. 40, No. 2, pp. 904-926, 2016.
- [17] D. Mohammadipour, A. Najafi, H. Alemi, A. Riasi, Numerical Analysis on the Effects of Impeller Geometry Parameters for a Centrifugal Pump in Reverse Operation, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 9, pp. 13-24, 2017. (in Persian)

جدول 4 مقایسه هد و گشتاور پروانه اصلی و اصلاح شده در دبی‌های مختلف

Table 4 Comparison of head and torque of the original and improved impeller at different flow rate

میزان افزایش بازده	هد پروانه اصلاح شده	هد پروانه اصلی	گشتاور پروانه اصلاح شده	گشتاور اصلی پروانه	دبی
-0.05	23.54	22.31	32.67	30.98	120
0.93	29.51	27.19	57.07	51.94	150
1.26	34.105	30.41	82.104	72.24	180
1.06	40.17	36.08	102.23	91.67	220

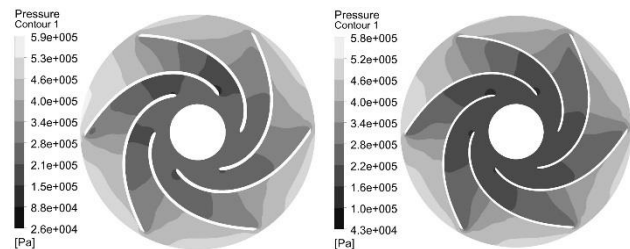


Fig. 18 Pressure contour around the original (left) and improved impeller (right)

شکل 18 کانتور فشار حول پروانه اصلی (سمت چپ) و اصلاح شده (سمت راست)

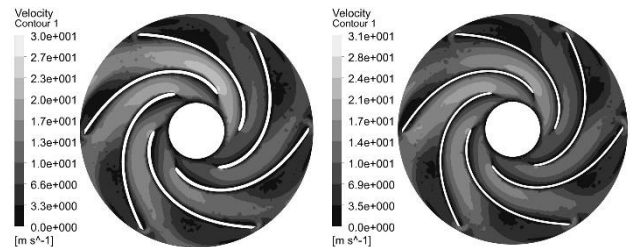


Fig. 19 Velocity contour around the original (left) and improved impeller (right)

شکل 19 کانتور سرعت حول پروانه اصلی (سمت چپ) و اصلاح شده (سمت راست)

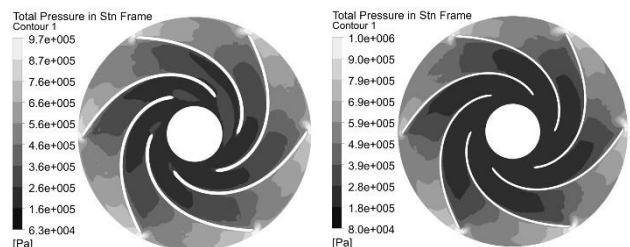


Fig. 20 Total pressure in stn frame contour around the original (left) and improved impeller (right)

شکل 20 کانتور فشار کل حول پروانه اصلی (سمت چپ) و اصلاح شده (سمت راست)

کاهش ضخامت در حالت توربینی سبب کاهش اثرات جدایش در پره‌ها و افزایش پارامترهای هیدرولیکی هد، گشتاور در نزدیکی نقطه عملکردی خواهد شد. بیشترین میزان افزایش بازده ناشی از کاهش ضخامت در نقطه عملکردی رخ داده و 1.26 درصد افزایش را نشان داد.

تغییرات دبی در شبکه توزیع آب شهری در طول شبانه روز نسبتاً زیاد است، به همین جهت انتخاب نقطه عملکردی برای تعیین پمپ معکوس با توجه به بیشترین فراوانی دبی انجام می‌شود و با توجه به بررسی صورت گرفته اگر بازه زمانی کارکرد پمپ معکوس بیشتر در ناحیه پایین‌تر از نقطه عملکردی باشد کاهش ضخامت تأثیر مثبتی بر میزان بازده ندارد. در شرایطی که بیشتر بازه زمانی کارکرد پمپ معکوس نزدیک نقطه عملکردی یا بالاتر از آن باشد میزان بازده افزایش قابل توجهی خواهد داشت.



- [22] E. Alizadeh, S. Hosseini, A. Riasi, Numerical investigation of the effect of locating groove on the runner cone of pump-turbine on the vortex flow in the draft tube, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 14, No. 15, pp. 352-360, 2014. (in Persian فارسی)
- [23] Help Navigator, ANSYS CFX, Release 17.2 CFX-Solver Modeling Guide, 2016.
- [24] H. Alemi, A. Nourbakhsh, M. Raisee, F. Najafi, Effects of volute curvature on performance of a low specific-speed centrifugal pump at design and off-design conditions, *Journal of Turbomachinery*, Vol. 137, No. 4, pp. 1-10, 2015.
- [25] R. J. Moffat, Contributions to the theory of single-sample uncertainty analysis. *ASME Journal of Fluids and Engineering*, Vol. 104, No. 2, pp. 250-260, 1982.
- [18] S. Huang., G. Qiu, X. Su, J. Chen, W. Zou, Performance prediction of a centrifugal pump as turbine using rotor-volute matching principle, *Renewable Energy*, Vol. 108, pp. 64-71, 2017.
- [19] J. W. Li, Y. N. Zhang, K. H. Liu, H. Z. Xian, J. X. Yu, Numerical simulation of hydraulic force on the impeller of reversible pump turbines in generating mode, *Journal of Hydrodynamics*, Vol. 29, No. 4, pp. 603-609, 2017.
- [20] M. H. Shojaeefard, M. Tahani, M. B. Ehghaghi, M. A. Fallahian, M. Beglari, Numerical study of the effects of some geometric characteristics of a centrifugal pump impeller that pumps a viscous fluid, *Computers & Fluids*, Vol. 60, pp. 61-70, 2012.
- [21] A. Bozorgi, *Small axial turbine blade optimization with very little loss in height*, M. Sc Thesis, Department of Mechanical Engineering, University of Tehran, Tehran, 2011. (In Persian فارسی)