

## بررسی تأثیر نوع و قطر حلزونی بر بازده پمپ معکوس سانتریفیوژ در شرایط عملکردی مختلف

دانشیار، دانشکده علوم و فنون نوین، دانشگاه تهران، تهران، ایران	مجتبی طحانی*
دانشجوی دکتری، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، ایران	سلیمان صارمیان
دانشیار، دانشکده علوم و فنون نوین، دانشگاه تهران، تهران، ایران	حسین یوسفی
دانشجوی دکتری، دانشکده علوم و فنون نوین، دانشگاه تهران، تهران، ایران	روشنک فهیمی
دانشیار، دانشکده علوم و فنون نوین، دانشگاه تهران، تهران، ایران	یونس نوراللهی

### چکیده

در توربین‌های شعاعی معمولاً دو نوع حلزونی شعاعی و مماسی برحسب کاربردهایشان مورد استفاده قرار می‌گیرند. استفاده از نوع شعاعی یا مماسی در کاربرد پمپ به عنوان توربین با توجه به نواحی کارکرد آن‌ها از اهمیت بالایی برخوردار است. در این مقاله تأثیر نوع حلزونی و کاهش قطر آن به عنوان یکی از پارامترهای مؤثر در حالت توربینی بررسی شده است. در این راستا PAT توسط نرم‌افزار CFTurbo طراحی و در نرم‌افزار ANSYS Meshing فرایند شبکه‌بندی آن انجام شده و توسط نرم‌افزار CFX با رویکرد حجم محدود و با مدل توربولانسی  $k-\omega$  SST تحلیل شده و نتایج حاصل از شبیه‌سازی عددی با نتایج تجربی مقایسه و اعتبارسنجی گردید. بررسی تأثیر نوع حلزونی در کارکرد توربینی بر پارامترهای هیدرولیکی و بازده نشان داد، زمانی که فراوانی دبی در پایین نقطه عملکردی بیشتر است ( $Q < Q_{BEP}$ )، بازده حلزونی شعاعی ۰/۷۱۵ درصد بالاتر از حلزونی مماسی و زمانی که فراوانی در نقاط بالاتر از نقطه عملکردی بیشتر است ( $Q > Q_{BEP}$ )، استفاده از حلزونی مماسی موجب افزایش ۱/۰۳ درصدی بازده نسبت به حلزونی شعاعی می‌شود. نتایج کاهش قطر حلزونی حاکی از افزایش ۴/۰۵ درصدی بازده در نقطه عملکردی بود، البته در نقاط پایین‌تر از نقطه عملکردی ( $Q < Q_{BEP}$ ) تأثیر بیشتری نسبت به نقاط بالای آن دارد. **واژه‌های کلیدی:** فشارشکن، افزایش بازده، کاهش قطر حلزونی، پمپ سانتریفیوژ، مدل‌سازی عددی.

## Investigation Effect of Type and Diameter of Volute on the Efficiency of Centrifugal Reverse Pump at Different Operating Conditions

M. Tahani  
S. Saremian  
H. Yousefi  
R. Fahimi  
Y. Noorollahi

Faculty of New Sciences and Technologies, University of Tehran, Tehran, Iran  
School of Mechanical Engineering, Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran  
Faculty of New Sciences and Technologies, University of Tehran, Tehran, Iran  
Faculty of New Sciences and Technologies, University of Tehran, Tehran, Iran  
Faculty of New Sciences and Technologies, University of Tehran, Tehran, Iran

### Abstract

In radial turbines, two types of the radial and tangential volute are usually used in terms of their applications. In the application of the pump as turbine, the utilized type of radial or tangential volute is very important in terms of their operation areas. In this paper, the effect of the volute type and its diameter reduction as one of the effective parameters in turbine state was investigated. In this regard, PAT was designed with CFTurbo software, and mesh generation process was performed with ANSYS Meshing software, and by CFX software Analyzed with finite volume method approach and turbulent  $k-\omega$  SST model, and the results of numerical simulation with the experimental results were compared and validation. Investigating the effect of volute type in turbine mode on hydraulic parameters and efficiency showed that when the flow rates is less than BEP point ( $Q < Q_{BEP}$ ), the radial volute efficiency is 0.715% higher than the tangential volute, and when the flow rates is greater than the BEP point ( $Q > Q_{BEP}$ ) use of tangential volute causes an increase in the efficiency up to 1.03% compared to the radial volute. The results of the reduction in the diameter of the volute indicate an increased of 4.05% of the efficiency at BEP point, of course in lower points of BEP point is more effective than higher points ( $Q < Q_{BEP}$ ).

**Keywords:** Pressure Reducer, Increase the efficiency, Volute diameter reduction, Centrifugal pump, Numerical modeling.

ساخت نیروگاه می‌باشد. با این حال، هزینه‌های بالای سرمایه‌گذاری اولیه احداث یک نیروگاه، توسعه سریع در بسیاری از کشورها را محدود کرده است. برای رفع این مشکل، ایده استفاده از پمپ‌های معکوس استاندارد برای توجیه اقتصادی نیروگاه‌های برق‌آبی کوچک مطرح شد. با توجه به اقبال عمومی استفاده از پمپ به جای توربین در پروژه‌های کوچک، شرکت‌های پمپ‌سازی هم با سرمایه‌گذاری زیاد، نمودارهای عملکردی پمپ‌های خود در چرخه توربینی دست آورده‌اند. در سال‌های اخیر پروژه‌های فشارشکن زیادی در کشورهای اروپایی و آمریکا انجام شده که از پمپ به جای توربین استفاده

### ۱- مقدمه

با توجه به بحران کمبود منابع انرژی، افزایش آلودگی محیط‌زیست، افزایش گازهای گلخانه‌ای، کاهش لایه اوزون بحث صنعت سبز و مسائل بهینه‌سازی فرآیندهای تولید، افزایش راندمان تولید و بازیافت انرژی مورد توجه جدی قرار گرفته است؛ و از طرفی در کشورهای در حال توسعه و به ویژه در مناطق روستایی، استفاده از نیروگاه‌های برق‌آبی کوچک می‌تواند نقش مهمی در پیشرفت آن‌ها به وجود آورد. از مزایای نیروگاه‌های کوچک، کاهش مدت زمان طراحی و

کرده‌اند و صرفاً دلیل استفاده از پمپ صرفه اقتصادی پروژه است. در کشور ما به دلیل کوهستانی بودن زمینه استفاده از پمپ‌های معکوس برای ایجاد نیروگاه‌های فشارشکن وجود دارد، چون معمولاً اختلاف ارتفاع قابل ملاحظه‌ای بین تصفیه‌خانه‌ها تا محل مصرف وجود دارد با استفاده از نیروهای فشارشکن می‌توان در مناطقی که احتیاج به کاهش فشار دارند، از این فشار مازاد برق تولید کنیم و توجیه اقتصادی پروژه را فراهم کنیم [۱].

از زمانی که برای اولین بار ایده استفاده از پمپ به عنوان توربین مطرح شد محققان زیادی از جمله چاپالاز و همکارانش [۲] تلاش کردند تا روابطی بر طبق بررسی‌های تجربی ارائه دهند تا بتوان نمودارهای عملکردی پمپ‌های معکوس را به دست آورد. در سال ۲۰۰۵ سینگ [۳] به صورت تجربی پمپ‌های معکوس را در سرعت‌ها مختلف بررسی کرد و تلاش‌هایی در جهت افزایش بازده با انجام اصلاحاتی روی قسمت‌های مختلف پمپ انجام داد و توانست میزان بازده پمپ معکوس را افزایش دهد. در سال ۲۰۰۸ درخشان و همکارانش [۵و۴] تحقیقاتی را در خصوص ارائه روشی نظری و بررسی تجربی و عددی پمپ معکوس انجام دادند؛ و در نتایج مطالعات آن‌ها، روابطی برای پیش‌بینی عملکرد پمپ معکوس از روی مشخصه‌های پمپ ارائه شده است. و همچنین تأثیر یخ زدن لبه ورودی پره و هاب و شروید بر روی بازده پمپ معکوس بررسی شد که حاکی از افزایش بازده داشت. در سال ۲۰۱۰ سینگ و نستمن [۶] روابط جدیدی را برای انتخاب و پیش‌بینی عملکرد یک پمپ سانتریفیوژ در کارکرد توربینی استخراج کردند و نتایج آن‌ها نشان داد که حدود ۱۰ تا ۳۰ درصد اختلاف بین داده‌های نظری و تجربی وجود دارد. در سال ۲۰۱۱ بانگ و همکارانش [۷] به‌وسیله نرم‌افزار سی‌اف‌ایکس<sup>۱</sup> و با استفاده از مدل RNG k-ε اثرات هندسه‌های مختلف حلزونی را در یک پمپ با سرعت مخصوص ۲۳ بررسی کردند. مطالعات آن‌ها نشان داد که حلزونی با سطح مقطع دایره در مقایسه با سطح مقطع مستطیلی و دوزنقه‌ای ارتفاع و بازده بالاتری را ایجاد می‌کند. در سال ۲۰۱۱ ناوتیال و همکارانش [۸] به صورت تجربی یک پمپ معکوس سانتریفیوژ را بررسی کردند و روابط جدیدی را برای پیش‌بینی عملکرد ارائه دادند. دقت این روابط در سرعت مخصوص بین ۲۰ تا ۴۰ قابل قبول بود. در سال ۲۰۱۱ فکاروتا و همکارانش [۹] 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 ۲۰۱۲ بانگ و همکارانش [۱۰] با بررسی نتایج تجربی و روش‌های نظری روابطی را برای پیش‌بینی عملکرد پمپ معکوس ارائه دادند. روابط ارائه شده با وجود این که 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

پمپ‌های معکوس نسبت به حالت پمپی افت راندمان دارند و با توجه به تولیدی بودن تجهیز، افزایش راندمان از اهمیت بالایی برخوردار است. چنانچه بیان گردید بررسی‌های زیادی روی

<sup>1</sup> CFX



شکل ۲- خلاصه مراحل که باید برای انتخاب پمپ معکوس باید صورت گیرد.

### ۳- مدل سازی هندسی

برای فراهم شدن امکان تحلیل عددی پمپ، باید مدل سه بعدی کامپیوتری پروانه و حلزونی تهیه گردد. به این منظور پروانه و حلزونی با توجه مشخصات هندسی در جدول های ۱ و ۲ با استفاده از نرم افزار سی اف توربو<sup>۱</sup> مدل های سه بعدی تهیه گردیده است که در شکل های ۳ و ۴ نشان داده شده اند.

جدول ۱- مشخصات طراحی ایمپلر

Number of Blades	6
Suction diameter	116
Impeller Diameter	259
Outlet width	19
Blade angle $\beta_1$	29.8
Blade angle $\beta_2$	36
Blade thickness Shroud	3
Blade thickness Hub	5

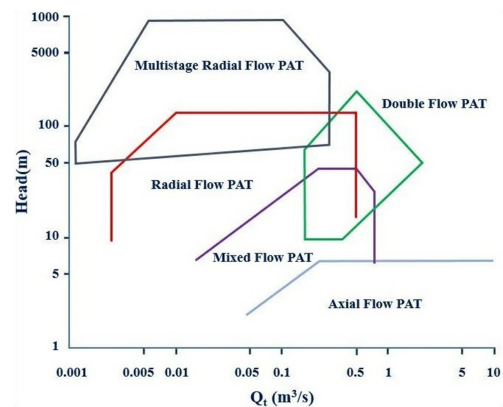
جدول ۲- مشخصات طراحی حلزونی پمپ

Volute Type	Single volute
Inlet Width	32
Inlet Diameter	286
Design Rule	215
Diffuser Height	280
Outlet	100

پارامترهای هیدرولیکی جهت افزایش بازده انجام شده است، تحقیقاتی که تاکنون انجام شده اند در شبکه انتقال بوده اند و این تحقیق در شبکه توزیع بررسی شده است به صورتی که فشار خروجی اتمسفری نبوده و نوسانات دبی سیال بسیار زیاد است و همچنین تاکنون تأثیر نوع حلزونی و کاهش قطر آن در پمپ های معکوس بررسی نشده است. در این مقاله یک پمپ به صورت مستقیم و معکوس به صورت عددی و آزمایشگاهی بررسی شد و تأثیر نوع حلزونی و کاهش قطر آن در حالت توربینی در دبی های مختلف (نقطه طراحی و خارج از آن) بر پارامترهای هیدرولیکی هد و گشتاور و همچنین بر میزان بازده مورد بررسی قرار گرفته است.

### ۲- انتخاب پمپ معکوس

محققان روابطی نظری با توجه به آزمایشات خود برای انتخاب اولیه پمپ معکوس ارائه دادند، ولی هر کدام از این روابط در مورد پمپ هایی با سرعت مخصوص و مشخصات هیدرولیکی و هندسی معینی مناسب هستند با توجه به شکل ۱ و محدوده دبی و هد، پمپ معکوس از جهت نوع جریان مشخص می شود.



شکل ۱- ناحیه کاربرد پمپ های معکوس بر حسب دبی و ارتفاع [۲]

برای انتخاب پمپ معکوس، شبیه سازی عددی و تست آزمایشگاهی باید مراحل طی شود که در شکل ۲ به صورت مختصر شرح داده شده است.

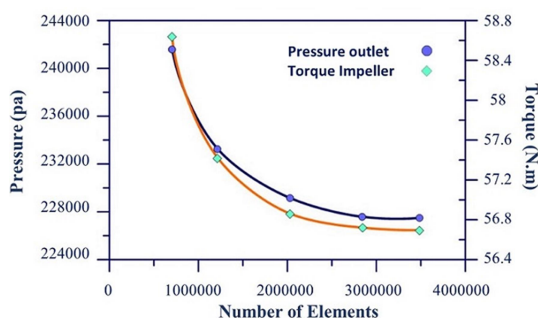
در صورتی که نتایج توان خروجی و عملکرد پمپ معکوس در نقاط خارج از محدوده نقطه عملکردی در روش تئوری در بازه مورد نظر قرار نداشت، با تغییر در مشخصات هندسی پروانه و حلزونی، به محدوده مورد نظر تا حد قابل قبولی نزدیک خواهد شد و در صورت تأیید نتایج پمپ معکوس انتخاب شده به صورت عددی، می توان این پمپ را جهت بررسی آزمایشگاهی انتخاب کرد.

<sup>1</sup> CF Turbo

حلزونی مماسی مقدار متوسط تعامد  $0.84412$  و متوسط کشیدگی المان‌ها در حلزونی برابر  $0.26419$  و برای شبکه‌بندی حلزونی شعاعی مقدار متوسط تعامد  $0.84838$  و متوسط کشیدگی المان‌ها در حلزونی برابر  $0.27141$  شده که نشانه دهنده کیفیت مطلوب شبکه ایجاد شده برای حلزونی است.

#### ۵- استقلال شبکه مدل اعتبار سنجی

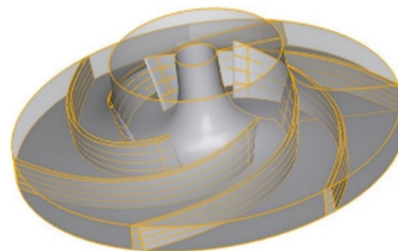
بدین منظور فشار خروجی و گشتاور پروانه پارامترهایی هستند که برای ارزیابی تعداد شبکه‌های متفاوت بر روی حل عددی مورد ارزیابی قرار گرفته شده‌اند و مشاهده شد که میزان اختلاف برای تعداد مش‌های بالاتر به کمتر از  $0.8$  رسید. در این مطالعه شبکه‌های با تعداد  $2844016$  برای پروانه و حلزونی مماسی و شبکه با تعداد  $2952375$  برای پروانه و حلزونی شعاعی یک شبکه مناسب برای حل عددی استفاده گردید.



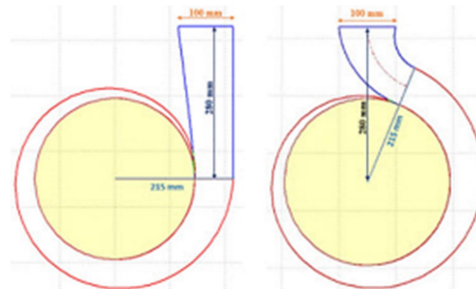
شکل ۶- نمودار فشار خروجی و گشتاور پروانه برحسب تعداد شبکه

#### ۶- حل عددی جریان

در مطالعه حاضر از نرم‌افزار انسیس سی‌اف‌ایکس<sup>۲</sup> برای حل سه‌بعدی معادلات ناویر-استوکس متوسط گیری شده در شرایط کاری مختلف استفاده شده است. این نرم‌افزار گسسته سازی معادلات را بر پایه روش حجم محدود این نرم‌افزار گسسته سازی معادلات را بر پایه روش حجم محدود و میان‌یابی المان محدود، با مقادیر ذخیره‌شده در گره‌های محاسباتی استفاده می‌کند، این نرم‌افزار از روش‌های کاملاً ضمنی استفاده کرده و هیچ محدودیتی برای فواصل زمانی ندارد، این مسئله باعث کاهش تعداد تکرار محاسبات و تسریع همگرایی می‌گردد [۱۹]. استفاده از این نرم‌افزار، خصوصاً در جریان‌های توربوماشینی و آیرودینامیکی، موجب دستیابی سریع به نتایجی دقیق می‌گردد. همچنین قابلیت پردازش ویژه برای اجزای توربوماشین‌ها را در مراحل قبل از اجرای نهایی و پس از به دست آمدن نتایج داشته و از این رو خیلی از مراحل آماده‌سازی مدل برای حل و همچنین امکان نمایش مناسب نتایج به دست آمده به سادگی قابل حصول می‌باشد. برای گسسته سازی در راستای مکانی از روش مرتبه بالا استفاده شده است [۲۰].



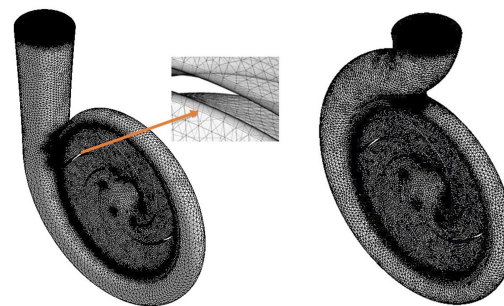
شکل ۳- پروانه طراحی شده با نرم‌افزار سی‌اف‌توربو



شکل ۴- حلزونی‌های شعاعی و مماسی طراحی شده در سی‌اف‌توربو

#### ۴- شبکه محاسباتی

برای ایجاد شبکه از نرم‌افزار انسیس مش<sup>۱</sup> استفاده شده است. هندسه پمپ جهت شبکه‌بندی به دو قسمت چرخ متحرک، حلزونی تفکیک می‌گردد. به منظور صرفه‌جویی در تعداد المان‌های شبکه و به دست آوردن یک جواب مناسب از یک ترکیب شبکه‌بندی هرمی و گوه‌ای مطابق جدول ۳ استفاده شده است، در شکل ۵ مش بندی پمپ با حلزونی شعاعی و مماسی نشان داده شده است.



شکل ۵- مش بندی پروانه و حلزونی‌های شعاعی و مماسی

جدول ۳- مقادیر مش در اجزای پمپ سانتریفیوژ

Component	Number of Nodes	Number of Elements
Impeller	461873	1324733
Radial Volute Casing	541853	1627642
Tangential Volute Casing	535807	1519283

برای شبکه‌بندی پروانه از  $1324733$  المان استفاده شده است و مقدار متوسط تعامد  $0.85634$  و مقدار متوسط کشیدگی المان‌ها  $0.27636$  کیفیت شبکه پروانه در حد مطلوب است. برای شبکه‌بندی

<sup>2</sup> Ansys CFX

<sup>1</sup> Ansys Mesh

اضمحلال  $\varepsilon$  برای مشخص کردن آشفتنگی استفاده می‌کند. معادلات  $k-\omega$  برای اعداد رینولدز پایین توسط ویلکوکس (Wilcox) توسعه یافتند. معادلات انتقال  $k$  و  $\omega$  عبارت‌اند از

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = P - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ (\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\gamma \omega}{k} P - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ (\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right] \quad (4)$$

$$P = \tau_{ij} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad (5)$$

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \quad (6)$$

در بین مدل‌های  $k-\omega$ ، مدل انتقال تنش برشی (SST  $k-\omega$ ) برای پیش‌بینی دقیق شروع و مقدار جدایش در حضور گرادیان فشار نامطلوب، با اعمال اثرات انتقال در معادله لزجت گردابه‌ای طراحی شده است. مدل انتقال تنش برشی توسط منتر بر اساس مدل  $k-\omega$  استاندارد در نواحی نزدیک دیواره و استفاده از مدل  $k-\varepsilon$  استاندارد مستقل از جریان آزاد در نواحی دور از دیواره ارائه شده است؛ یعنی این مدل به طور همزمان، توانایی مدل  $k-\omega$  در نواحی با عدد رینولدز پایین و توانایی بالای مدل  $k-\varepsilon$  در نواحی با عدد رینولدز بالا را در اختیار گرفته است، برای ترکیب این دو مدل نیازمند این هستیم که فرمول‌بندی مدل  $k-\varepsilon$  به شکل مدل  $k-\omega$  درآید [۲۱].

مدل آشفتنگی دو معادله‌ای انتقال تنش برشی در شبیه‌سازی توربوماشین‌ها با توجه به پیچیدگی جریان در قسمت دوار به خوبی عمل می‌کند [۲۶، ۲۵، ۲۳، ۲۲، ۱۰]. در این مقاله جهت بررسی عددی پمپ گریز از مرکز از مدل انتقال تنش برشی استفاده شده است. جهت انتقال تنش برشی اغتشاشی در مدل انتقال تنش برشی، مقدار لزجت گردابه‌ای با اعمال یک محدود کننده، توسط رابطه زیر که در آن  $S$  اندازه نرخ کرنش می‌باشد، محاسبه می‌شود.

$$\mu_T = \frac{\rho k}{\omega} \frac{1}{\max \left[ \frac{1}{\alpha^*}, \frac{SF_2}{a_1 \omega} \right]} \quad (7)$$

در معادله (7)  $S$  و  $F_2$  و  $\alpha^*$  به طور جداگانه محاسبه می‌شوند.

## ۹- گسسته سازی معادلات و روش حل

این روش عددی به منظور حل معادلات جریان، با استفاده از یک روش ترکیبی حوزه سیال را به مجموعه محدودی از حجم کنترل گسسته سازی نموده و سپس از روش المان محدود در برخورد با هندسه استفاده می‌کند. طرح عددی بکار گرفته در این مورد شامل تولید حجم متناهی از مش که در شکل ۷ نشان داده شده است. تمام متغیرهای جواب و خصوصیات سیال در گره‌ها (نقاط شبکه) ذخیره می‌شوند. یک حجم کنترل در اطراف هر گره با استفاده از روش میانه دوگانه (که به وسیله خطوط متصل کننده مرکز لبه‌های المان‌های اطراف گره تعریف می‌شود) ساخته می‌شود.

## ۷- معادله‌های حاکم

معادلات اساسی حاکم بر جریان سیال شامل معادلات پیوستگی و انتقال مومنوم می‌باشد. به دلیل اینکه در پمپ معکوس سیال درون پروانه حول یک محور در حال دوران می‌باشد، معادلات حاکم باید در دو چارچوب مرجع چرخان و ثابت نوشته 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 و گریز از مرکز به عنوان مؤلفه چشمه به معادلات مومنوم اضافه می‌شوند. با توجه به تراکم ناپذیر بودن سیال و دائمی بودن جریان در پمپ، معادله پیوستگی به شکل زیر بیان می‌شود:

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

معادله بقای تکانه با افزوده شدن جمله چشمه و تنش برشی متوسط، به صورت زیر بیان می‌شود:

و معادله مومنوم به صورت زیر بیان می‌شود

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (U_j U_i) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \nu \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - u_i u_j \right] - 2\epsilon_{ijp} \Omega_p U_j - \left[ \Omega_j X_j \Omega_i - \Omega_i X_j \Omega_j \right] \quad (2)$$

که در معادلات فوق  $\rho$  و  $\nu$  به ترتیب چگالی و لزجت سینماتیکی سیال بوده و  $\Omega$  و  $X$  بیانگر دوران سیستم مختصات نسبی و بردار مکان می‌باشند. از آنجا که در بیشتر کاربردهای مهندسی جریان‌ها آشفته هستند برای حل جریان آشفته معمولاً مشخصات جریان به دو جزء متوسط زمانی و نوسانی تجزیه شده و از معادلات پیوستگی و ناویر استوکس در زمان متوسط گیری می‌گردد. حل این معادلات با توجه به ظاهر شدن جمله‌های اضافی در بخش اغتشاشی معادلات حاکم امکان‌پذیر نمی‌باشد. برای ایجاد امکان حل معادلات حاکم، معمولاً تنش‌های رینولدز برحسب گرادیان سرعت متوسط جریان با استفاده از مدل‌های مختلف آشفته تقریب زده می‌شوند.

## ۸- مدل اغتشاشی

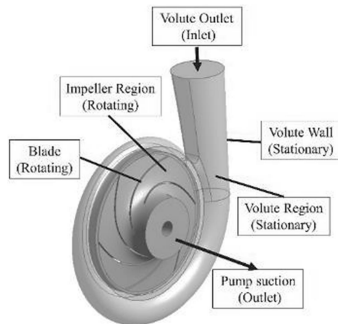
مدل‌های اغتشاشی برای سادگی کار و جلوگیری از حل جریان با در نظر گرفتن نوسانات در تمامی ابعاد، به کار می‌روند. تاکنون مدل‌های زیادی برای تخمین اثرات اغتشاشی در حل جریان بر پایه معادلات ناویر استوکس متوسط‌گیری شده توسط رینولدز ارائه شده است؛ اما تاکنون یک مدل اغتشاشی جامع که بتوان برای تمام جریان‌ها و کاربردهای صنعتی و تحقیقاتی، با اطمینان و دقت بالا از آن استفاده کرد، وجود ندارد. پرکاربردترین مدل‌های اغتشاشی، مدل‌های دو معادله‌ای هستند که اساس کار آن‌ها در ایجاد ارتباط بین لزجت اغتشاشی با مقیاس طولی و سرعت اغتشاشی است. در این مدل‌ها که توازن مناسبی بین هزینه محاسباتی و دقت نتایج در آن‌ها برقرار است. مدل‌های اغتشاشی بر پایه معادله  $\varepsilon$  شروع جدایش را خیلی دیر و مقدار آن را کمتر پیش‌بینی می‌کنند. مدل‌های  $k-\omega$  بهترین مدل‌های هستند که تاکنون برای این حل این مشکل ارائه شدند.

حالت عمومی مدل‌های  $k-\omega$  از فرکانس آشفتنگی  $\omega$  به جای نرخ

$dn_j$  بردار گسسته نرمال سطح است [۲۴،۲۲].

### ۱۰- شرایط مرزی

برای پمپ معکوس شرایط مرزی ورودی و خروجی به ترتیب شرط فشار کل و دبی جرمی جریان در نظر گرفته شده است. دیواره های ساکن و متحرک پمپ دارای شرط عدم لغزش با زبری نسبی  $\mu m$  می باشند. سیال مورد استفاده در شبیه سازی عددی آب با چگالی  $998 \text{ kg/m}^3$  و لزجت سینماتیکی  $1 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$  در  $25^\circ \text{C}$  است. در ورودی و خروجی به علت اینکه جریان توسعه یافته در نظر گرفته شده، شدت آشفتگی ۵ درصد در نظر گرفته شده است. شرایط مرزی پمپ معکوس در شکل ۸ نشان داده شده است.



شکل ۸- شرایط مرزی پمپ معکوس

### ۱۱- تحلیل عددی و تجربی پمپ

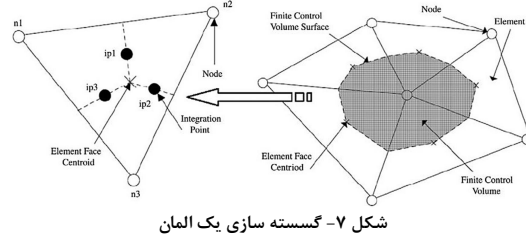
در این مقاله به بررسی عددی پمپ گریز از مرکز در پنج دبی  $1450, 1500, 1600, 1700, 1800$  مترمکعب بر ساعت و دور  $1450$  رادیان بر دقیقه انجام شده است. برای هر یک از این دبی ها توزیع فشار در صفحه میانی پمپ و مقدار هد خروجی به دست آمده است؛ و در نهایت نتایج عددی با نتایج تجربی حاصل از کاتالوگ پمپ سانترفیوژ  $100-250$  شرکت پمپیران مقایسه شده است که تا حد قابل قبولی این نتایج به هم نزدیک هستند. میزان هد، بازده و توان عددی پمپ با استفاده از روابط زیر به دست آمده اند:

$$Head = \frac{P_{Total\ Out} - P_{Total\ In}}{\gamma} \quad (14)$$

$$Power = T_{All\ Blades} \times \omega \quad (15)$$

$$Efficiency = \frac{\gamma \times Q \times Head}{Power} \quad (16)$$

در شبیه سازی عددی نرم افزار محاسبات را در حالت ایده آل بررسی می کند به همین جهت میزانی اختلاف بین مقادیر آزمایشگاهی و عددی که ناشی از اتلافاتی که در حالت واقعی وجود دارد، البته در این شبیه سازی نتایج در حد قابل قبولی هستند. در شکل ۹ کانتورهای فشار در صفحه میانی پمپ در دبی های مختلف و در جداول ۴ و ۵ و ۶ مقایسه ای بین مقادیر عددی و تجربی پمپ برای بازده و هد و توان مصرفی انجام شده که میانگین مقدار خطا بین حالت تجربی و عددی برای بازده، هد و توان به ترتیب  $3.25, 5.14, 3.33$  و  $8.33$  به دست آمده است.



شکل ۷- گسسته سازی یک المان

معادلات بقای جرم و اندازه حرکت در مختصات دکارتی روی هر حجم کنترل انتگرال گیری می شوند و قضیه واگرایی گاوس برای تبدیل انتگرال های روی حجم شامل عملگرهای دیورژانس و گرادینان، به انتگرال های سطحی استفاده می گردد. فرم نهایی معادلات به صورت روابط زیر در خواهد آمد:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho dv + \int_S \rho u_j dn_j = 0 \quad (8)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho u_i dv + \int_S \rho u_j u_i dn_j = - \int_S P dn_i + \int_S \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) dn_j + \int_S S_{u_i} dv \quad (9)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho u_i \phi dv + \int_S \rho u_j \phi dn_j = - \int_S \Gamma \left( \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) dn_j + \int_S \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) dn_j + \int_S S_{\phi} dv \quad (10)$$

که  $V$  و  $S$  به ترتیب نمایانگر انتگرال روی حجم و سطح می باشند و  $dn_j$  مؤلفه های مشتق دکارتی بردار نرمال سطح است. انتگرال های حجمی بیانگر جملات منبع یا انباشتگی هستند در حالی که انتگرال های سطحی بیانگر مجموع شار می باشند. گام بعدی در الگوریتم عددی، گسسته سازی انتگرال های حجمی و سطحی است. برای این مرحله یک المان شبکه مطابق شکل ۷ در نظر گرفته می شود.

انتگرال های حجمی در هر قطاع المان گسسته سازی می شوند و در نهایت بر روی حجم کنترلی که آن قطاع بدان تعلق دارد، انباشته می شود. انتگرال های سطحی در نقاط انتگرال گیری که در مرکز هر قسمت سطحی درون یک المان قرار دارند، گسسته سازی و آنگاه به حجم های کنترلی مجاور توزیع می شوند. بعد از گسسته سازی انتگرال های حجمی و سطحی، معادلات انتگرالی به فرم روابط زیر درمی آیند:

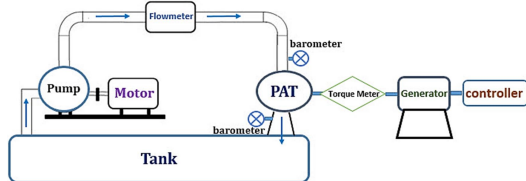
$$\rho V \left( \frac{\rho - \rho^\circ}{dt} \right) + \sum_{ip} (\rho u_i dn_j)_{ip} = 0 \quad (11)$$

$$\rho V \left( \frac{u_i - u_i^\circ}{dt} \right) + \sum_{ip} \dot{m}_{ip} (u_i)_{ip} = \sum_{ip} (\rho dn_j)_{ip} + \sum_{ip} \left( \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) dn_j \right)_{ip} + \overline{S_{u_i}} V \quad (12)$$

$$\rho V \left( \frac{\phi - \phi^\circ}{dt} \right) + \sum_{ip} \dot{m}_{ip} \phi_{ip} = \sum_{ip} \left( \Gamma \left( \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) dn_j \right)_{ip} + \sum_{ip} \left( \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) dn_j \right)_{ip} + \overline{S_{\phi}} V \quad (13)$$

که در روابط فوق  $\dot{m}_{ip} = (\rho u_i \Delta n_j)_{ip}^\circ$  حجم کنترلی،  $dt$  گام زمانی،

ساعت در خروجی مورد بررسی قرار گرفت. در شکل ۱۰ شماتیک تست آزمایشگاهی نشان داده شده است.



شکل ۱۰- شماتیک تست آزمایشگاهی

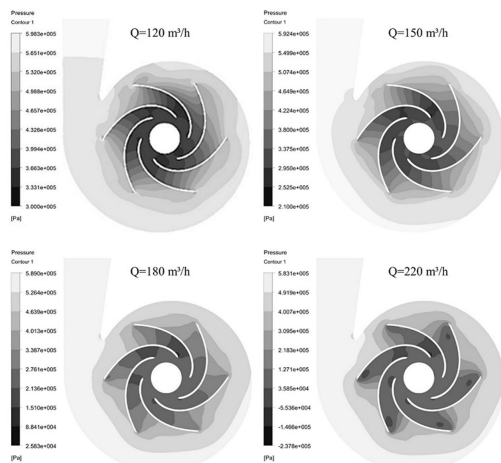
جهت ایجاد یک جریان پیوسته با فشار و دبی مورد نیاز در مدار آزمون پمپ معکوس، از پمپ‌های سری استفاده شده که قطر لوله‌ی رابط ۵۰ سانتی‌متر و قطر فلنج ورودی پمپ ۱۰ سانتی‌متر می‌باشد. جهت اتصال لوله رابط به فلنج ورودی پمپ از یک نازل به عنوان تبدیل استفاده شده است. در مدار آزمون سامانه مولد فشارشکن، قبل و بعد از توربین دو عدد فشارسنج کالیبره شده نصب شده و از یک شیر پروانه‌ای جهت تنظیم دبی ورودی و جهت اندازه‌گیری دبی، از دبی سنج آلتراسونیک قبل از توربین و برای اندازه‌گیری سرعت دورانی ژنراتور از سنسور تعیین دور از نوع انکودر شفت دار و از یک ژنراتور القایی با ظرفیت ۱۵ کیلووات جهت تولید الکتریسیته استفاده شده است.

پمپ در حالت توربینی در نرم‌افزار سی‌اف‌ایکس در دبی‌های مطرح شده مورد تحلیل عددی قرار گرفت. میزان هد و توان تولیدی و بازده عددی از روابط زیر به دست آمده‌اند:

$$Head = \frac{P_{Total In} - P_{Total Out}}{\gamma} \quad (17)$$

$$Power = T_{All Blades} \times \omega \quad (18)$$

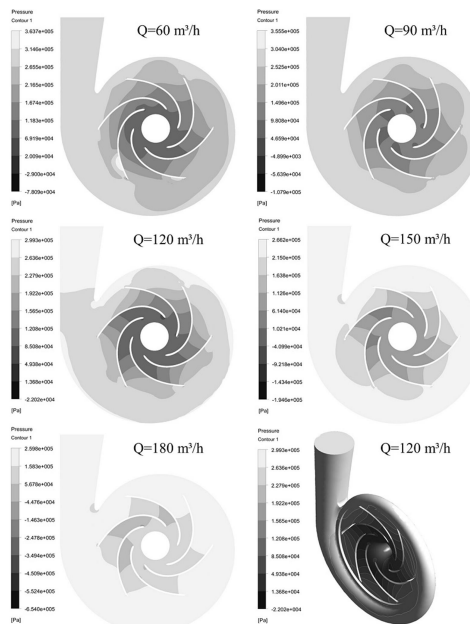
$$Efficiency = \frac{Power}{\gamma \times Q \times Head} \quad (19)$$



شکل ۱۱- کانتور فشار در صفحه میانی پمپ معکوس در دبی‌های مختلف

جدول ۷- مقادیر عددی و تجربی هد برای دبی‌های جرمی مختلف

دبی جرمی	هد تجربی	هد عددی	درصد خطا
۱۲۰	۲۱,۱۳	۲۲,۳۱	۵,۵۸
۱۵۰	۲۵,۸۸	۲۷,۱۹	۵,۰۶
۱۸۰	۲۹,۳۶	۳۰,۴۱	۳,۵۸
۲۲۰	۳۲,۷	۳۶,۰۸	۱۰,۳۴



شکل ۹- کانتور فشار در صفحه میانی پمپ در دبی‌های مختلف

جدول ۴- مقادیر عددی و تجربی هد برای دبی‌های جرمی مختلف

دبی جرمی	هد تجربی	هد عددی	درصد خطا
۶۰	۲۲	۲۱,۰۹	۴,۲
۹۰	۲۱	۲۰,۵۷	۲,۰۵
۱۲۰	۱۹,۲	۱۸,۶۹	۲,۷
۱۵۰	۱۶,۷۰	۱۶,۴	۳,۴
۱۸۰	۱۳,۸۰	۱۳,۹۱۹	۱,۰۵

جدول ۵- مقادیر عددی و تجربی توان مصرفی برای دبی‌های جرمی مختلف

دبی جرمی	توان مصرفی (تجربی)	توان مصرفی (عددی)	درصد خطا
۶۰	۵,۵	۴,۹۸۶	۹,۳۵
۹۰	۶,۸	۶,۳۰۹	۷,۲۳
۱۲۰	۷,۹	۷,۲۹۳	۷,۶۸
۱۵۰	۸,۸	۸,۰۹۶	۸,۰۱
۱۸۰	۹,۵	۸,۶۱	۹,۳۷

جدول ۶- مقادیر عددی و تجربی بازده برای دبی‌های جرمی مختلف

دبی جرمی	بازده (تجربی)	بازده (عددی)	درصد خطا
۶۰	۶۵	۶۹,۰۱	۶,۱۷
۹۰	۷۶	۷۹,۸۰	۵,۰۱
۱۲۰	۸۱	۸۳,۶۲	۳,۲۳
۱۵۰	۷۸	۸۱,۳۱	۴,۲۵
۱۸۰	۶۹	۷۳,۶۸	۷,۰۴

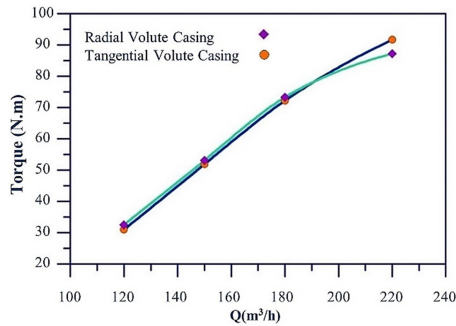
## ۱۲- تحلیل در حالت پمپ معکوس

پمپ سانتریفیوژ ۲۵۰-۱۰۰ در آزمایشگاه در حالت توربینی با فشار ۶۰ متر در ورودی و دبی‌های ۱۲۰، ۱۵۰، ۱۸۰، ۲۲۰ مترمکعب بر

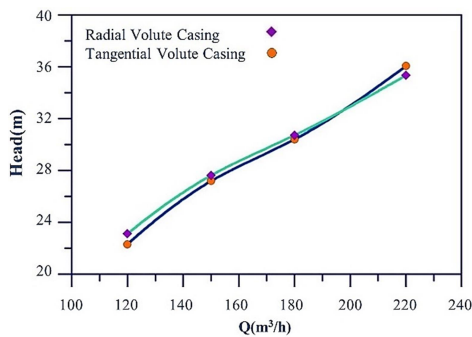
#### ۱۴- بررسی تأثیر نوع حلزونی بر مشخصات

##### هیدرولیکی و بازده

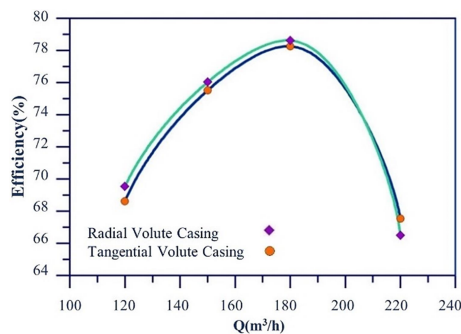
دو گزینه شعاعی و مماسی برای انتخاب نوع حلزونی وجود دارند، که برای هر دو آن‌ها هندسه حلزونی ثابت است. طبق بررسی صورت گرفته شرایط در حالت پمپی و توربینی کاملاً متفاوت است و بر حسب میزان فراوانی دبی می‌توان در مورد نوع حلزونی نظر داد.



شکل ۱۲- مقادیر گشتاور در شرایط کاری مختلف برای پمپ معکوس با توجه به نوع حلزونی



شکل ۱۳- مقادیر هد در شرایط کاری مختلف برای پمپ معکوس با توجه به نوع حلزونی



شکل ۱۴- مقادیر بازده در شرایط کاری مختلف برای پمپ معکوس با توجه به نوع حلزونی

با توجه به شکل‌های ۱۲ و ۱۳ و ۱۴ در دبی‌های کمتر و حتی در خود نقطه طراحی (BEP) استفاده از حلزونی شعاعی نسبت مماسی باعث افزایش همزمان هد و گشتاور به میزان ۲٫۶۴ و ۳٫۶۸۱ درصد شده و تقریباً به میزان ۰٫۷۱۵ را افزایش می‌دهد؛ اما در دبی‌های بالاتر از نقطه طراحی استفاده از حلزونی مماسی نسبت به شعاعی باعث افزایش همزمان هد و گشتاور به میزان ۲٫۰۲ و ۴٫۸۶ درصد شده

#### جدول ۸- مقادیر عددی و تجربی توان تولیدی برای دبی‌های جرمی مختلف

دبی جرمی	توان تولیدی (عددی)	توان تولیدی (تجربی)	درصد خطا
۱۲۰	۴٫۹۹۶	۴٫۰۵	۱۱٫۰۲
۱۵۰	۸٫۳۷۶	۷٫۶۱	۱۰٫۰۷
۱۸۰	۱۱٫۶۵۰	۱۰٫۸۲	۷٫۶۷
۲۲۰	۱۴٫۷۸۳	۱۲٫۶۵	۱۶٫۸۶

#### جدول ۹- مقادیر عددی و تجربی بازده برای دبی‌های جرمی مختلف

دبی جرمی	بازده (تجربی)	بازده (عددی)	درصد خطا
۱۲۰	۶۵٫۲۵	۶۸٫۶۲	۵٫۱۶
۱۵۰	۷۲٫۰۸	۷۵٫۵۲	۴٫۷۷
۱۸۰	۷۵٫۲۸	۷۸٫۲۶	۳٫۹۶
۲۲۰	۶۴٫۶۵	۶۷٫۵۴	۴٫۶۷

با توجه به کانتورهای فشار در شکل ۱۱ 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 پرها اتلافات بیشتری اتفاق می‌افتد که در حالت عددی کمتر برآورد می‌شوند، در جدول‌های ۷ و ۸ و ۹ مقایسه مقادیر عددی و آزمایشگاهی هد، توان بازده نشان داده شده است، میانگین اختلاف مقادیر آزمایشگاهی و عددی بازده و هد و توان پمپ معکوس به ترتیب ۴٫۶۴، ۶٫۱۴ و ۱۱٫۴۰۵ درصد به دست آمده که در محدوده قابل قبولی است.

#### ۱۳- بررسی عدم قطعیت پمپ معکوس

در بررسی‌های آزمایشگاهی به دلیل محدوده دقت تجهیزات اندازه‌گیری و تغییرات تصادفی در پارامترهای اندازه‌گیری شده برای برآورد عدم قطعیت اندازه‌گیری‌ها، تجزیه و تحلیل‌هایی ارائه شده است. فرض کنید R یک تابع باشد که به پارامترهای اندازه‌گیری  $x_1-x_n$  وابسته است:

$$R = R(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (20)$$

جایی که  $x_i = x_i \pm E_i$  و  $E_i$  خطای متناظر در اندازه‌گیری پارامتر  $x_i$  است.

$$E_R = \left[ \sum_{i=1}^n \left( E_{x_i} \frac{\partial R}{\partial x_i} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (21)$$

مقدار  $E_R$  درصد اشتباه در تخمین R با توجه به متغیرهای اندازه‌گیری  $x_1-x_n$  می‌باشد [۲۸، ۲۷]. برای مثال عدم قطعیت بازده با توجه به رابطه (۲۱) به فرم زیر درمی‌آید:

$$E_\epsilon = \left[ \left( \frac{\partial \epsilon}{\partial P} E_P \right)^2 + \left( \frac{\partial \epsilon}{\partial Q} E_Q \right)^2 + \left( \frac{\partial \epsilon}{\partial H} E_H \right)^2 \right]^{1/2} \quad (22)$$

با توجه به خطای موجود در اندازه‌گیری‌ها برای داده‌های تجربی استخراج شده میزان عدم قطعیت هد، توان تولیدی و بازده پمپ معکوس به ترتیب در حدود ۱٫۳۵، ۱٫۱۲ و ۲٫۵۶ درصد می‌باشد.



با توجه به شکل ۱۷ کاهش قطر در همه دبی‌ها سبب افزایش میزان بازده شده است. البته میزان افزایش پارامترهای هیدرولیکی در نقاط پایین‌تر از نقطه عملکردی بیشتر از نقاط بالاتر از نقطه عملکردی است. به طور میانگین کاهش قطر سبب افزایش ۲٫۹۲ درصدی بازده پمپ معکوس شده است.

### ۱۶- نتیجه‌گیری

در کاربرد پمپ‌های معکوس به جای فشارشکن با توجه به کاهش راندمان نسبت به حالت پمپی، اهمیت افزایش راندمان و تولید توان ناشی از بهسازی هندسه بسیار زیاد است و با توجه به تغییرات زیاد دبی در طول شبانه‌روز در نیروگاه‌های فشارشکن، انتخاب نقطه عملکردی با توجه به فراوانی دبی و هد ایستگاه تولید توان صورت می‌گیرد و برای افزایش زمان کارکرد توربین در نزدیکی نقطه عملکردی سعی می‌شود نقطه عملکردی، مقداری کمتر از مقدار واقعی پروژه انتخاب شود.

بررسی میزان تأثیر نوع حلزونی با توجه به تغییرات دبی نشان می‌دهد در حالتی که زمان کارکرد پمپ معکوس اغلب در ناحیه کمتر از نقطه عملکردی است استفاده از حلزونی شعاعی نسبت به حلزونی مماسی از نظر هیدرولیکی و بازده خروجی به مراتب بهتر خواهد بود؛ و در حالتی که زمان کارکرد اغلب در ناحیه بالاتر از نقطه عملکردی باشد استفاده از حلزونی مماسی خروجی مطلوب‌تری دارد. بررسی تأثیر کاهش قطر حلزونی در همه دبی‌ها سبب افزایش تولید توان و بازده می‌شود. کاهش قطر در نقاط پایین‌تر از نقطه عملکردی تأثیر بیشتری بر میزان بازده نسبت به نقاط بالاتر دارد.

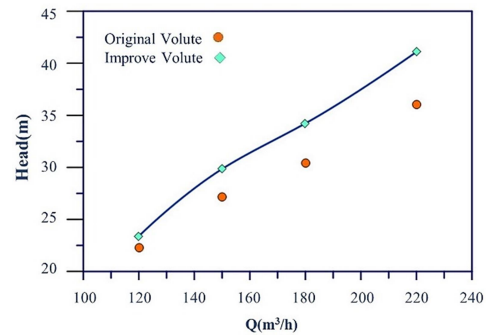
### ۱۷- نمادها

$b_2$	عرض پروانه در خروجی (mm)
H	هد (m)
P	فشار (Pa)
Q	دبی ( $m^3/h$ )
u	مؤلفه‌ی بردار سرعت (m/s)
<b>علائم یونانی</b>	
$\beta_1$	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 ( $kg/m^3$ )
$\gamma$	وزن مخصوص ( $N/m^3$ )
$\omega$	سرعت زاویه‌ای چرخشی پروانه (rad/s)
$\tau$	تنش برشی (Pa)
<b>بالانویس‌ها</b>	
o	بازه زمانی قبل
-	متوسط زمانی
<b>زیرنویس‌ها</b>	
i,j	شاخص کاذب
ip	نقطه انترگرال‌گیری

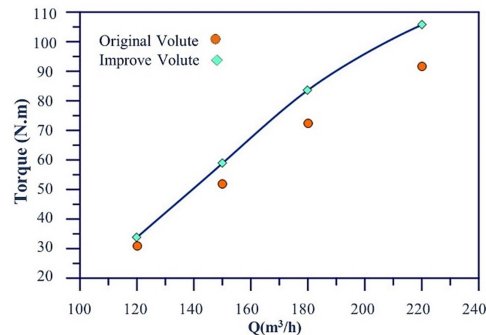
و ۱٫۰۳ درصد بازده را افزایش خواهد داد. در نقطه طراحی اختلاف چندانی بین دو حلزونی وجود ندارد، اما در حالت کلی در نقطه عملکردی هم حلزونی شعاعی عملکرد بهتری دارد. نتایج نشان می‌دهد در محدوده‌ی پایین‌تر از نقطه عملکردی حلزونی شعاعی و در نقاط بالاتر از نقطه عملکردی حلزونی مماسی بازده بالاتری دارند.

### ۱۵- بررسی تأثیر کاهش قطر حلزونی بر مشخصات هیدرولیکی و بازده

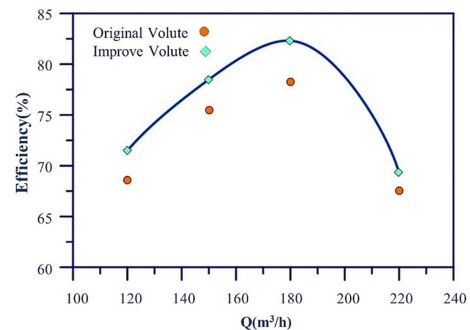
یکی از پارامترهای مهم در میزان پارامترهای هیدرولیکی پمپ معکوس قطر حلزونی است. در این بخش به صورت عددی تأثیر کاهش ۵ میلی‌متری قطر حلزونی بر پارامترهای هد، گشتاور، میزان تولید توان و بازده در دبی‌های مختلف مورد بررسی قرار گرفت و نتایج تحلیل شکل‌های ۱۵ و ۱۶ حاکی از افزایش ۱۰٫۰۵ و ۱۴٫۰۳ درصدی میانگین هد و گشتاور در دبی‌های مختلف است.



شکل ۱۵- مقادیر هد عددی حلزونی اصلی و اصلاح شده



شکل ۱۶- مقادیر گشتاور عددی حلزونی اصلی و اصلاح شده



شکل ۱۷- مقادیر بازده عددی حلزونی اصلی و اصلاح شده

- urban water distribution network, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 18, No. 01, pp. 11-19, 2018. (in Persian)
- [19] Menter F. R., Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications". *AIAA Journal*, Vol 32, pp. 1598-1605, 1994.
- [20] Help Navigator, ANSYS CFX, Release 17.2 CFX-Solver modeling Guide.
- [21] Wilcox D. C., Reassessment of the Scale-Determining Equation for Advanced Turbulence Models". *AIAA Journal*, Vol 26, pp. 1299-1310, 1988.
- [22] Shojaeefard M. H., Tahani M., Ehghaghi M. B., Beglari M. and Fallahian M. A., 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.
- [23] Guo P., Luo X., Liao W. and Zhu G., Numerical investigation on impeller-volute interaction in a low specific speed centrifugal pump with tongue profile variation. *Proceedings of ASME Fluids Engineering Conference*, Florida USA, 2008.
- [۲۴] شجاعی فرد م.ح. و طحانی م.، بررسی عددی و تجربی اثر هندسه چرخ متحرک بر عملکرد پمپ گریز از مرکز هنگام پمپاژ روغن. مجله مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز، د. ۴۲، ش. ۱، ص ۳۳-۴۳، ۱۳۹۱.
- [۲۵] احقاقی م.ب.، وجدی م. و نمازی زاده م.، عملکرد پمپ گریز از مرکز به عنوان توربین و تأثیر پره‌های جداکننده. مجله مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز، د. ۴۷، ش. ۳، ص ۱۱-۲۰، ۱۳۹۶.
- [۲۶] احقاقی م.ب.، شروانی تبار م.ت.، وجدی م. و نمازی زاده م.، بررسی عددی بهبود عملکرد پمپ گریز روغن با پره‌های جدا کننده. مجله مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز، د. ۴۶، ش. ۴، ص ۹-۱۸، ۱۳۹۶.
- [27] Sanaye S. and Tahani M., Analysis of gas turbine operating parameters with inlet fogging and wet compression processes. *Applied Thermal Engineering*, Vol 30, pp. 234-244, 2010.
- [28] Moffat R.J. Contributions to the theory of single-sample uncertainty analysis. *ASME Journal of Fluids and Engineering*, Vol 104, pp. 250-260, 1982.
- [1] Ramos H. and Borga A., Pump as Turbine: an Unconventional Solution to Energy Production. *Urban Water*, Vol 1, pp. 261-263, 1999.
- [2] Chapallaz J. M., Eichenberger P. and Fischer G., Manual on Pumps used as Turbines. Vieweg, Braunschweig, Germany, 1992.
- [3] Singh P., Optimization of the Internal Hydraulic and of System Design in Pumps as Turbines with Field Implementation and Evaluation. Ph.D. thesis, University of Karlsruhe, Karlsruhe, June 2005.
- [4] Derakhshan S. and Nourbakhsh A., Theoretical, Numerical and Experimental Investigation of Centrifugal Pumps in Reverse Operation. *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol 32, pp. 1620-1627, 2008.
- [5] Derakhshan S., Nourbakhsh A. and Mohammadi B., Efficiency Improvement of Centrifugal Reverse Pumps. *Journal of Fluids Engineering*, Vol 131, pp. 1620-1627, 2009.
- [6] Singh P. and Nestmann F., Experimental Optimization of a Free Vortex Propeller Runner for Microhydro Application. *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol 33, pp. 991-1002, 2009.
- [7] Yang S., Kong F. and Chen B., Research on Pump Volute Design Method Using CFD. *International Journal of Rotating Machinery*, Vol 124, 2011.
- [8] Nautiyal H., Varun, Kumar A. and Yadav S., Experimental Investigation of Centrifugal Pump Working as Turbine for Small Hydropower Systems. *Energy Science and Technology*, Vol 1, Issue 1, pp. 79-86, 2011.
- [9] Fecarotta O., Carravetta A. and Ramos H. M., CFD and Comparisons for a Pump as Turbine Mesh Reliability and Performance Concerns. *International Journal of Energy and Environment*, Vol 2, pp.39-48, 2011.
- [10] Yang S. S., Kong F. Y. and Derakhshan S., Theoretical, Numerical and Experimental Prediction of Pump as Turbine Performance. *Renewable Energy*, Vol 48, pp. 507-513, 2012.
- [11] Bozorgi A., Javidpour E., Riasi A. and Nourbakhsh A., Numerical and Experimental Study of Using Axial Pump as Turbine in Pico Hydropower Plants. *Renewable Energy*, Vol 53, pp. 258-264, 2013.
- [12] Dribssa E., Nigussie T. and Tsegaye B., 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, Issue 3, pp. 6-19, 2015.
- [13] Alemi H., Nourbakhsh A., Raisee M. and Najafi F., Effects of Volute Curvature on Performance of a Low Specific-Speed Centrifugal Pump at Design and Off-Design Conditions. *Journal of Turbomachinery*, Vol 137, 2015.
- [14] Guang Li W., Effects of Viscosity on Turbine Mode Performance and Flow of a Low Specific Speed Centrifugal Pump. *Applied Mathematical Modelling*, Vol 40, pp. 904-926, 2016.
- [15] Barbarelli S., Amelio M. and Florio G., Predictive Model Estimating the Performances of Centrifugal Pump used as Turbines. *Energy*, Volume 103, pp. 103-121, 2016.
- [16] Huang S., Qiu G., Su X., Chen J. and Zou W., Performance Prediction of a Centrifugal Pump as Turbine using Rotor-Volute Matching Principle. *Renewable Energy*, Vol 108, pp. 64-71, 2017.
- [17] Li J. W., Zhang Y. N., Liu K. H., Xian H. Z., Yu J. X., Numerical simulation of hydraulic force on the impeller of reversible pump turbines in generating mode. *Science Direct journal of hydrodynamics*, Vol 29, pp. 603-609, 2017.
- [18] Tahani M. and Sareman S., Investigation effect of changes geometry of impeller on turbine mode performance of the centrifugal pump at the governing condition of the