

پیش‌بینی عملکرد پمپ گریز از مرکز به عنوان توربین و تأثیر پره‌های جداکننده

دانشیار، دانشگاه تبریز، دانشکده فنی مهندسی مکانیک، تبریز، ایران

میر بیوک احقاقی

استادیار، دانشگاه حقوق اردبیلی، دانشکده فنی و مهندسی، اردبیل، ایران

محمد وجدي*

دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشگاه تبریز، دانشکده فنی مهندسی مکانیک، تبریز، ایران

محمد نمازی زاده

چکیده

پمپ‌های گریز از مرکز با توجه به سادگی طراحی و ساخت نسبت به توربین‌های هیدرولیکی، به صورت معکوس به عنوان توربین نیز مورد استفاده قرار می‌گیرند. کاربرد پمپ‌های شعاعی به عنوان توربین باعث تغییراتی در مخصوصهای عملکردی آن می‌گردد. در این بررسی، یافتن نقطه بهینه کارکرد پمپ در حالت توربین به صورت عددی مورد مطالعه قرار گرفته و منحنی‌های عملکردی با روش شبیه‌سازی عددی استخراج شده است. با توجه به اینکه پره‌های جداکننده به عنوان روشی برای بهبود عملکرد توربوماشین‌ها مورد استفاده قرار گرفته‌اند، در این بررسی نیز علاوه بر شبیه‌سازی کارکرد پمپ اصلی به عنوان توربین، به تأثیر پره‌های جداکننده بر عملکرد پمپ به عنوان توربین پرداخته خواهد شد. شبیه‌سازی با روش حجم محدود برای حل معادلات اساسی جریان انجام گرفته است. معادلات مومنت و پیوستگی به صورت متوسط زمانی استفاده شده و از جمله‌ی چشممه برای اثرات شتاب کریولیپس و جانب مرکز استفاده می‌گردد. با توجه به ماهیت آشفته جریان در داخل توربین، مدل آشفتگی $k-\omega$ SST با تابع دیواره استاندارد مورد استفاده قرار گرفته است. تحلیل شبه پایا توسط روش چند دستگاه مختصاتی انجام پذیرفته و نتایج توسط رابط روتور ایستا استخراج می‌گردد. نتایج حاکی از افزایش دبی مربوط به نقطه‌ی بهترین راندمان به هنگام کارکرد توربینی بوده و از طرف دیگر توان پمپ به عنوان توربین با پره‌های جداکننده افزایش یافته است. در برابر این افزایش توان، احتمال وقوع پدیده کاویتاسیون در حضور پره‌های جداکننده کاهش می‌یابد.

واژه‌های کلیدی: پمپ شعاعی، پمپ به عنوان توربین، پره‌ی جداکننده، حل عددی، پدیده کاویتاسیون.

Prediction of Pump Performance as Turbine and Splitter Blades Effect

M. B. Ehghaghi

Faculty of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran

M. Vajdi

Faculty of Engineering, University of Mohaghegh Ardabili, Ardabil, Iran

M. Namazizadeh

Faculty of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran

Abstract

Pumps are used in reverse direction as hydraulic turbines due to their simple structure but use of a pump as a turbine changes its characteristics. In this study reverse operation of a centrifugal pump is numerically investigated so Best Efficiency Point (BEP) and performance diagrams are obtained. Splitter blades as a passive flow control were used in many turbo machineries and are suggested in this study for pumps as turbines. Governing equations including continuity and momentum equations were employed in time-averaged form due to turbulent behavior of flow. Source term of momentum equation was used to consider rotating effect of impeller such as Coriolis acceleration and centrifugal force. Proposed numerical method uses $k-\omega$ SST turbulent model with standard wall function. To simulate the flow in rotating and stationary parts of the turbo machine, Multi Reference Frame (MRF) analysis was employed along with Frozen Rotor technique. Results showed that efficiency was improved and BEP tends to occur at higher flow rates in splitter bladed impellers, which results in higher energy production. On the other hand cavitation risk is reduced by means of splitter blades.

Keywords: Radial pump, Pump as turbine, Splitter blades, Numerical solution, Cavitation.

توجیه‌پذیر است. ساخت و نگهداری پمپ با توجه به قطعات کمتر و ساده‌تر،

مقرر به صرفه نیز می‌باشد.

پیش‌بینی کارکرد پمپ به عنوان توربین مورد توجه محققین بوده است [۶-۴]، اما این روش‌ها تقریبی بوده و دقیق نمی‌باشند و عدم قطعیت قابل توجهی در آنها وجود دارد [۶]. شارما [۷]، وانگ [۸] و راموس و بورگا [۹] روش‌هایی برای پیش‌بینی عملکرد پمپ به عنوان توربین ارائه نموده‌اند. اما این روش‌ها نتایجی را ارائه داده‌اند که در حدود ۲۰٪ با داده‌های عملی و تست‌های تجربی متفاوت بوده است [۶].

در خشان و نوربخش [۱۰] پمپ به عنوان توربین را ابتدا به صورت تحلیلی و با استفاده از روش نسبت مساحت (ارائه شده توسط اندرسون [۱۱])، به این صورت که رفتار هیدرولیکی پمپ به عنوان توربین، با استفاده از رفتار هیدرولیکی پمپ اصلی پیش‌بینی شود، تحلیل نموده‌اند. سپس با روش‌های

۱- مقدمه

با افزایش قیمت حامل‌های انرژی تمايل به تولید انرژی الکتریکی ارزان افزایش یافته است. از طرف دیگر سوخت‌های فسیلی که در نیروگاه‌های حرارتی مورد استفاده قرار می‌گیرند علاوه بر قیمت بالا، آلودگی محیط زیست را نیز در پی دارند. لذا استفاده از انرژی آب و تولید برق توسط نیروگاه‌های برق‌آبی مورد توجه قرار گرفته است [۱]. نیروگاه‌های برق‌آبی کوچک با توجه به تولید برق ارزان‌تر مورد توجه می‌باشند، اما در این واحداً به جای توربین‌های آبی پرهزینه، بیشتر از پمپ‌ها به عنوان توربین استفاده می‌گردد [۲]. پمپ به عنوان توربین، در کاربردهایی با توان بایین (۱ الی ۵۰۰ کیلووات) مورد استفاده قرار می‌گیرد و عمر کمتری نیز دارد [۳]، اما با توجه به ساختمان پیچیده توربین‌های هیدرولیکی، استفاده از پمپ به عنوان توربین

طولهای مختلف به هندسه‌ی توربین (پمپ بعنوان توربین) اضافه شده و تأثیر آنها بر شرایط کارکرد توربین مورد مطالعه قرار می‌گیرد. در حالی که در تحقیق انجام گرفته توسعه یانگ و همکاران [۲۲] از پرههای جداکننده با طول ۰.۸٪ طول پرههای اصلی پمپ، استفاده شده و به اهمیت تغییر طول پرههای جداکننده بر عملکرد توربین پرداخته نشده است. در بررسی حاضر، سرعت مخصوص پمپ برابر $10/5$ بوده و زاویه‌ی پرهها برابر $27/5$ درجه می‌باشد. جریان سه بعدی آشفته در داخل توربین با استفاده از نرم‌افزار CFX حل می‌گردد.

۲- میانی و روش‌ها

۱-۲- مشخصات پمپ مورد استفاده و روش تحقیق

پمپ انتخاب شده از سری تولیدات پمپیران (مدل اثاثرم ۲۰۰-۶۵) است. قطر پروانه‌ی پمپ ۲۰.۹ میلی‌متر و تعداد پره‌ها ۶۵ می‌باشد. نتایج تست تجربی این پمپ در دسترس بوده [۲۳] و مشخصات هندسی آن نیز به صورت صفحه‌ی نصف‌النهاری در شکل ۱ نشان داده است.

پمپ مورد نظر در حالت پمپاژ سیال با استفاده از روش عددی پیشنهادی مورد تحلیل قرار گرفته و با مقایسه نتایج حل عددی با داده‌های تجربی موجود، از صحت روش عددی به کار رفته اطمینان حاصل شده است.

سپس پمپ در عملکرد معکوس تحلیل شده و نقطه‌ی راندمان بیشینه تعیین می‌گردد. پروانه‌ی بدون پرهی جداکننده با عنوان طرح الف شناخته می‌شود، با افزودن پره‌های جداکننده به طول‌های ۶۰ میلی‌متر و ۱۲۰ میلی‌متر به پروانه‌ی طرح الف، طرح‌های ب و ج به ترتیب معرفی می‌شوند. مشخصات این پره‌ها از نظر ضخامت و انحنا کاملاً شبیه پره‌های اصلی می‌باشد.

طول پرههای اصلی پمپ ۱۸۰ میلی‌متر بوده و در نتیجه پرههای جداکننده با طول بی‌بعد (نسبت طول پرهی جداکننده به طول پرهی اصلی) ۳۳٪ / و ۶۴٪ / مود استفاده قرار گرفته‌اند.

فضای محاسباتی برای پمپ به عنوان توربین شامل دو بخش حلقه‌نی و پروانه می‌باشد. در شکل ۲ طرح حلقه‌نی و هر سه پروانه‌ی مورد استفاده نشان داده شده است. در طرح شبیه‌سازی شده فضای بین پروانه و حلقه‌نی و همچنین سوراخ‌های بالانس فشار مدل نشده‌اند.

۲-۲- شیکه بندی و بررسی استقلال نتایج از شیکه

همان طور که اشاره گردید فضای محاسباتی شامل پروانه و حلزونی می باشد. حلزونی از روی نقشه موجود، در نرم افزار Gambit رسم و شبکه بندی شده است. رسم و شبکه بندی پروانه مورد استفاده نیز با استفاده از نرم افزارهای Ansys Mesh و Blade Gen و CF Turbo صورت پذیرفت. پروانه به طور کامل ترسیم گردیده و از شرط های مرزی پریودیک اجتناب شده است. شبکه بندی مورد استفاده در این تحقیق برای پروانه و حلزونی در شکل ۳ نشان داده شده است.

به منظور بررسی استقلال نتایج از شبکه‌بندی مورد استفاده، تحلیل عددی با اندازه شبکه‌های مختلف صورت پذیرفته و استقلال نتایج از شبکه مورد بررسی قرار گرفته است. استقلال نتایج از شبکه در جدول ۱ شان داده شده است.

عددی و با استفاده از نرم افزار FineTurbo نقطه‌ی کارکرد بهینه را ارائه داده‌اند. در نهایت داده‌های تحلیلی و عددی را با داده‌های تجربی مقایسه و ارزیابی نموده‌اند که نتایج بدست آمده از روش های عددی و تجربی حدود ۲۳٪ باهم اختلاف دارند.

علاوه بر پیش‌بینی عملکرد، افزایش کارایی پمپ‌ها به عنوان توربین نیز مورد توجه محققین قرار گرفته تا انرژی تولیدی از منابع آبی را افزایش دهند [۱۴-۱۲]. در سال ۲۰۱۴ میلادی یانگ و همکاران [۱۵] به بحث عملکرد پمپ به عنوان توربین پرداخته و برای افزایش کارایی استفاده از پره‌های نازک‌تر را پیشنهاد نمودند. آن‌ها پره‌هایی با ضخامت‌های ۶، ۴، ۲ و ۰ میلی‌متر تهیه نموده و با شبیه‌سازی عددی برتری هیدرولیکی پره‌های پاریک‌تر را نشان دادند.

پرههای جداکننده بهوفور برای افزایش کارایی و بهبود عملکرد ماشین‌های سیالاتی بخصوص پمپ‌ها مورد استفاده قرار گرفته‌اند. کارگولی و همکاران [۱۶] در سال ۲۰۰۶ میلادی تأثیر پرههای جداکننده بر عملکرد پمپ‌های گریز از مرکز باز را مورد بررسی قرار دادند. نتایج تحلیل از کاهش نوسانات فشار، همگن بودن محیطی سرعت‌ها و نیز افزایش نیروی شعاعی واردشده بر پروانه‌های باز حکایت داشته است.

گولجو و همکاران [۱۷] با هدف کاهش مصرف انرژی در پمپ‌های چاه

نمیکن از پژوهشی جداسازنده استفاده نمودند. پاییچی محبی بیربی و علی‌الدین صورت گرفته نشان از کاهش مصرف انرژی در مدت زمان آبیاری سالانه داشته است. شیگمیتسو و همکاران [۱۸ و ۱۹] در بررسی تأثیر پرههای جداکننده در پمپهای گریز از مرکز کوچک، پمپی با پرههای صاف با زاویه خروجی ۶۰ درجه طراحی نمودند. در بررسی آن‌ها که به صورت عددی و تجربی بوده، نشان داده شده است که با کاربرد پرههای جداکننده، مقدار هد افزایش یافته و عملکرد هیدرولیک، پهانه‌های رفت مر پشمود.

لی [۲۰] به بررسی پمپ‌های گریز از مرکز روغن با سرعت مخصوص
بسیار پایین پرداخته و به منظور افزایش کارایی پمپ، پره‌های جداکننده به
هندسه اصلی اضافه شده است. روش تحقیق وی تحلیلی بوده و از روش
تکینیگی^۱ برای شبیه‌سازی جریان استفاده نموده است. وی ابتدا با استفاده از
روش تکینیگی، جریان‌های برگشتی در پمپ را بدون پره‌های جداکننده مدل
نموده و سپس با افزودن پره‌های جداکننده نشان داده است که جریان‌های
برگشتی، کنترا، شده و د. نتیجه عدد افراش، م. باید.

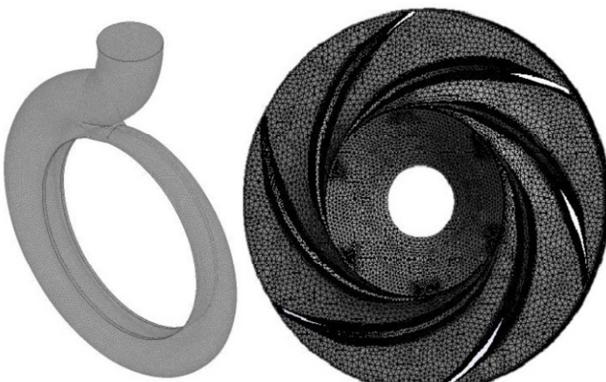
هو و همکاران [۲۱] نیز کاربرد پرهای جداگذشته در توربین فرانسیس را به صورت عددی مورد بررسی قرار دادند. مشاهدات آنان نشان می‌دهد که کاربرد پرهای جداگذشته مقدار زیادی از اینها در این داده

یانگ و همکاران [۲۲] از پرهای جداکننده برای کنترل نوسانات فشار در پمپ به عنوان توربین استفاده نمودند. این تحقیق تجربی و عددی با پرهای جداکننده با طول ۸۰٪ طول پرهای اصلی پمپ صورت گرفته و به اهمیت تغییر طول پرهای جداکننده بر عملکرد توربین پرداخته نشده است.

حقوقی و وجودی [۲۳] در سال ۲۰۱۵ به صورت عددی و تجربی پمپ گریز از مرکز را تحلیل نموده و تأثیر مثبت پرهای جداگانه در پمپ‌های شعاعی سسته با سعت مخصوص، متوسط را نشان دادند.

در کار حاضر، پمپ نمونه در کارکرد به عنوان توربین تحلیل شده و نقطه‌ی عملکرد بهینه‌ی آن تعیین می‌گردد. سیس پره‌های جداکننده با

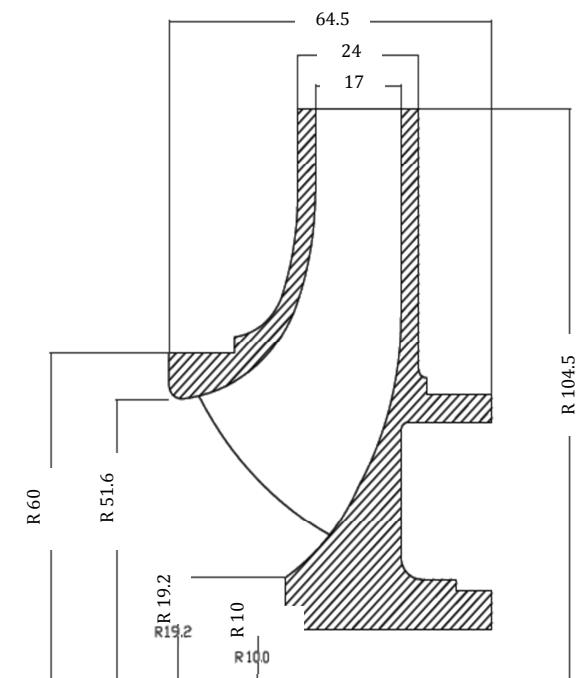
¹ Singularity Method



شکل ۳- حلزونی و پروانه‌ی شبکه‌بندی شده

جدول ۱- بررسی استقلال نتایج از شبکه

گشتاور اعمالی بر پروانه	تعداد المان‌های شبکه
۴۱۸۸۹۶	۱۴/۳۵
۷۳۳۶۴۱	۱۴/۲۳
۲۱۱۳۳۲۴	۱۴/۱۴
۴۱۳۶۳۵۹	۱۴/۰۵
۴۹۲۹۱۰۸	۱۴/۰۴



شکل ۱- صفحه نصف‌النهاری پروانه مورد استفاده

معادله پایستگی جرم برای سیال غیر قابل تراکم به صورت رابطه‌ی (۱) ارائه شده است [۲۳]:

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

$$\text{معادله‌ی بقای مومنت نیز به صورت معادله زیر به کار برده می‌شود [۲۵]:} \\ \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{\tau}_{ij} - \rho \bar{u}'_i \bar{u}'_j) + s_{u_i} \quad (2)$$

که جمله چشممه (S_{u_i}) شامل شتاب گریز از مرکز و کوریولیس بوده و برابر

است با:

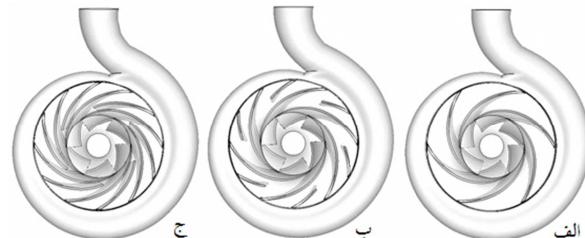
$$S_{u_i} = -\rho [2\vec{\Omega} \times \vec{u} + \vec{\Omega} \times (\vec{\Omega} \times \vec{r})] \quad (3)$$

تنش برشی اعمال شده نیز عبارت است از:

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

معادلات اساسی موجود با استفاده از روش حجم محدود گسسته‌سازی و سپس حل می‌شوند. برای حل معادلات از روش چند دستگاه مختصاتی استفاده می‌شوند. برای حل جریان در پروانه، دستگاه مختصات چرخان مورد استفاده قرار می‌گیرد که از دید ناظر دورانی با پروانه، جریان در پروانه پایا است و از دید ناظر ساکن جریان در حلزونی پایاست. نتایج دو تحلیل در دستگاه‌های مختصات مختلف توسط رابط روتور ایستا^۲ به یکدیگر مربوط می‌شوند. این تحلیل در واقع تصویری از پمپ در حالت‌های نسبی مختلف بین حلزونی و پروانه را ارائه می‌دهد [۲۴].

برای مدل‌سازی آشفتگی از مدل SST k-ω استفاده شده است. این مدل به همراه تابع دیواره‌ی اتوماتیک^۳، هم در نزدیکی دیواره و هم در نواحی دورتر



شکل ۲- طرح حلزونی و پروانه‌های سه طرح مورد استفاده

۳-۲- معادلات حاکم و مدل‌سازی آشفتگی

برای تحلیل جریان در داخل پمپ گریز از مرکز، معادلات اساسی حرکت سیال شامل معادلات پیوستگی و مومنت می‌بایست حل شوند که به دلیل حرکت سیال در پاساژ پره و حرکت دورانی پروانه جملات شتاب کوریولیس^۱ و شتاب گریز از مرکز به صورت جمله چشممه به معادله مومنت اضافه می‌شوند. در این معادلات به دلیل متلاطم بودن جریان از متوسط‌گیری زمانی برای متغیرها استفاده شده است.

² Frozen Rotor

³ Automatic Wall Function

^۱ Coriolis

جدول ۲- شرایط مرزی در حالت توربین

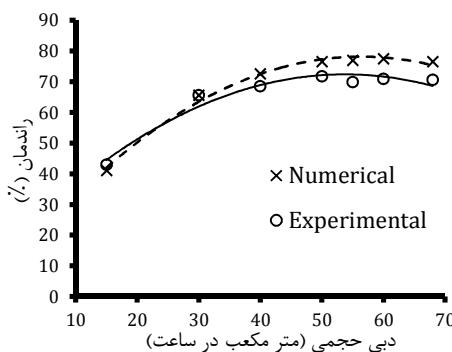
شرط مرزی	موقعیت
فشار کل خط مکش	مکش
دی جرمی تخلیه	رانش
دیواره دورانی	پره ها
دیواره دورانی	ناحیه پروانه
دیواره ساکن	دیواره های حلقه ای
دیواره ساکن	ناحیه حلقه ای

در شکل ۵ نیز مقدار راندمان توسط روش عددی پیشنهادی برای پمپ با پروانه اصلی نشان داده شده است. روش عددی به کار رفته راندمان بیشتری را برای پمپ تخمین زده است، که دلیل آن وجود خطاهای اشاره شده در روش عددی و عدم در نظر گرفتن اصطکاک در بخش های مختلف ساختمان پمپ می باشد. با این وجود می توان عنوان داشت روش های عددی به کار رفته توانایی پیش بینی صحیح تغییرات راندمان با دیجی را دارد [۱۹].

پس از اعتبارسنجی نتایج روش عددی پیشنهاد شده، به بررسی عملکرد پمپ به عنوان توربین پرداخته شده است.

جدول ۳- نتایج تحلیل عددی پمپ و داده های تجربی [۲۰]

خطا (%)	عددی	تجربی	دی جرمی (m ³ /hr)
	هد پمپ (m)	هد پمپ (m)	
۱/۷۹	۱۱/۵۲	۱۱/۳۲	۶۸
۰/۰۹	۱۲/۱۵	۱۲/۱۶	۶۰
۱/۷۰	۱۲/۴۶	۱۲/۶۷	۵۵
۵/۱۴	۱۲/۷۳	۱۳/۴۲	۵۰
۸/۵۸	۱۳/۱۹	۱۴/۴۴	۴۰
۸/۷۹	۱۴/۳۲	۱۵/۶۸	۳۰
۷/۸۴	۱۴/۸۲	۱۶/۰۸	۱۵



شکل ۵- نتایج عددی و داده های تجربی [۲۳] برای راندمان پمپ

پروانه ای طرح الف با حلقه ای به عنوان توربین مورد تحلیل قرار گرفته و نقطه بهترین راندمان آن تعیین می گردد. نمودارهای عملکردی این طرح در شکل ۶ نشان داده شده است.

نتایج مطلوب تری ارائه می دهد [۲۵]. به عبارت دیگر در این مدل، نواحی نزدیک دیواره توسط مدل k-e و نواحی دورتر از دیواره برمبنای مدل k-e شیبیه سازی می گرددند تا از مزایای هر دو روش استفاده شود [۲۶ و ۲۷].

۴-۲- شرایط مرزی

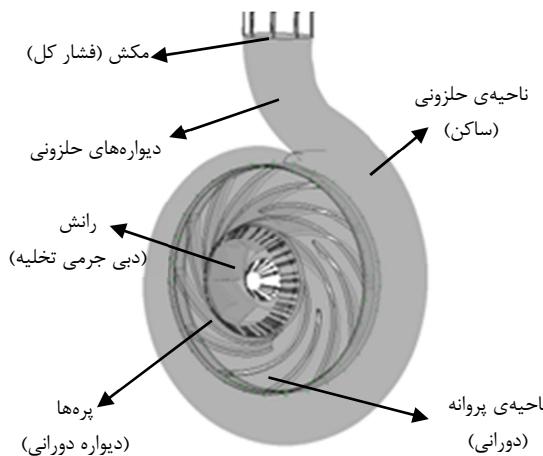
تحلیل برای پروانه و حلقه ای مجزا بوده و بین آنها از رابط روتور است. استفاده شده، لذا برای شبیه سازی، دو ناحیه مجزا تعریف شده است. ناحیه دورانی شامل پروانه است که به همراه سیال موجود در داخل آن در حال دوران می باشد. ناحیه ساکن نیز شامل حلقه ای، دیواره های آن و خروجی می باشد. کلیه دیواره ها از نوع بدون لغزش و ناصاف در نظر گرفته شده اند. شرط مرزی ورودی به صورت فشار کل خط مکش و شرط مرزی تخلیه به صورت دی جرمی تعریف شده است. شرایط مرزی در شکل ۴ نمایش داده شده اند.

۳- نتایج

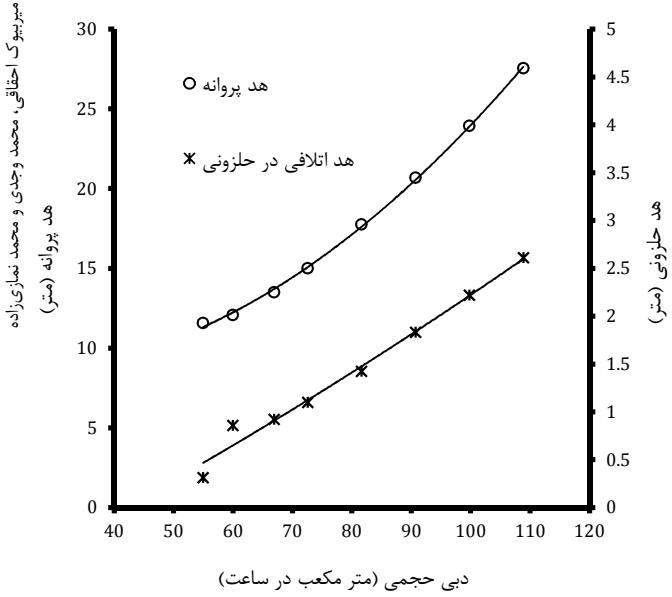
به منظور اطمینان از روش عددی به کار برده شده هندسه پمپ اصلی به صورت کارکرد در حال پمپاژ آب، مورد تحلیل قرار گرفته و با داده های تجربی [۲۳] مقایسه گردیده است. در حال کارکرد با آب، شرایط مرزی ورود و خروج همانند شکل ۴ بوده با این تفاوت که محل آنها عوض شده است. همچنین شرایط مرزی در جدول ۲ نیز آورده شده است. پس از تحلیل عددی پمپ، هد آن توسط معادله زیر محاسبه گردیده است:

$$H = \frac{P_{t2} - P_{t1}}{\gamma} \quad (5)$$

که در این معادله P_{t1} و P_{t2} به ترتیب فشار کل در مکش و رانش می باشند. هد استخراج شده از تحلیل عددی با داده های تجربی موجود [۲۳] در جدول ۳ آورده شده اند که تطابق قابل قبولی بین آنها مشاهده می گردد. خطای روش عددی در اطراف نقطه ای طراحی پمپ (دی جرمی ۵۵ متر مکعب در ساعت) بسیار کم می باشد اما در دیجی های کمتر، از یک طرف به دلیل افزایش جریان نشتی که در این تحقیق مدل نشده است و از طرف دیگر به دلیل گردش سیال در داخل پمپ که تا حدودی فرض جریان پایا را به دلیل حضور گرداب ها با مشکل مواجه می نماید [۲۸]. خطای روش عددی تا حدودی افزایش یافته است.



شکل ۴- شرایط مرزی در حالت توربین



شکل ۸- تغییر هد در حلزونی و پروانه برای پمپ اصلی به عنوان توربین

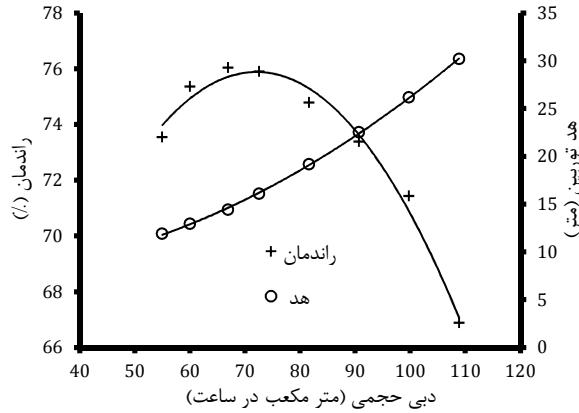
جدول ۴- نسبت هد قسمت‌های مختلف پمپ به عنوان توربین با پروانه اصلی

	نسبت هد پروانه به هد کل (%)	نسبت هد حلزونی به هد کل (%)	نسبت هد پروانه به هد کل (%)	دبی (m³/hr)
۲/۷۱	۹۷/۳۶	۲/۶۳	۵۵	
۷/۱۱	۹۳/۳۶	۶/۶۴	۶۰	
۶/۸۲	۹۳/۶۳	۶/۳۸	۶۷	
۷/۳۳	۹۳/۱۷	۶/۸۳	۷۲/۵	
۸/۰۲	۹۲/۵۸	۷/۴۲	۸۱/۶	
۸/۸۵	۹۱/۸۵	۸/۱۳	۹۰/۷	
۹/۲۸	۹۱/۵۰	۸/۴۹	۹۹/۸	
۹/۴۸	۹۱/۳۴	۸/۶۶	۱۰۸/۸	

توزيع فشار در مقطع میانی حلزونی برای ۳ دبی مختلف در شکل ۸ نشان داده شده است. با افزایش دبی عبوری، توزیع فشار در حلزونی یکنواخت‌تر شده اما افت فشار بیشتری مشاهده می‌شود. با افزایش دبی، سهم حلزونی در افت هد افزایش یافته که دلیل آن، رشد اتلافات اصطکاکی با توان دوم سرعت سیال می‌باشد.

در شکل ۹ نیز بردارهای سرعت در فضای پره به پره برای پروانه طرح الف در دبی‌های متناظر با شکل ۸، نشان داده شده‌اند. با افزایش دبی عبوری از پروانه و بزرگ‌تر شدن مؤلفه دبی دهنده سرعت، بردارهای سرعت نشانگر توزیع یکنواخت‌تر سیال در بین ۶ پره می‌باشد.

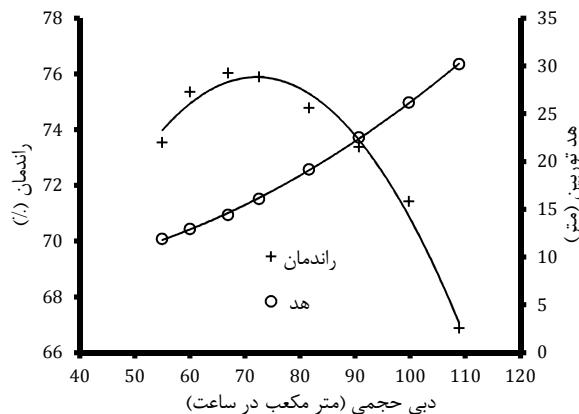
در حلزونی برای هدایت سیال به پروانه، هیچ پره‌ای نصب نشده و سادگی ساخت را در پی داشته است، به همین دلیل نیز جریان در ورود به پروانه با بردها همان‌گ نبوده و گردابهایی در محل مکش پروانه مشاهده می‌شود. برای کاهش اثرات گردابهای بخصوص در ورودی پروانه که به دلیل عدم هدایت سیال در حلزونی است، استفاده از پره‌های جداکننده پیشنهاد شده است.



شکل ۶- منحنی‌های عملکردی پمپ اصلی به عنوان توربین

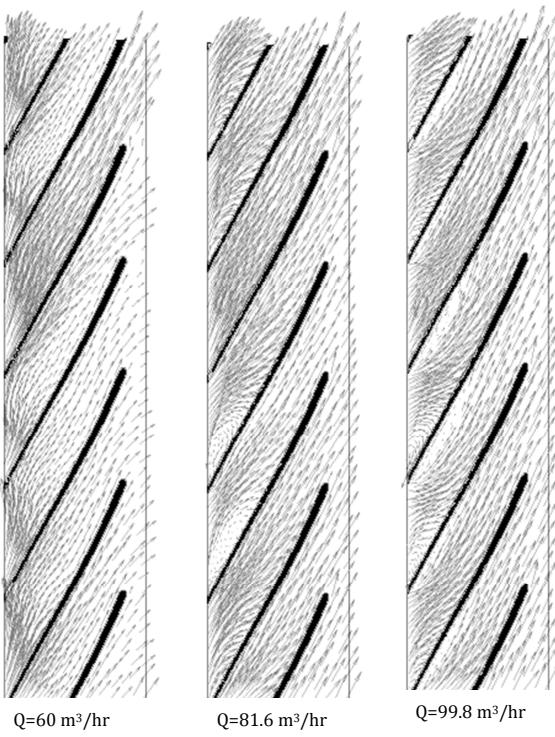
در صورتی که پمپ به عنوان توربین استفاده شود، دبی و هد نقطه بهترین راندمان افزایش می‌یابد. افزایش هرچه بیشتر هد به مفهوم دریافت انرژی بیش تراز سیال می‌باشد. بررسی منحنی راندمان-دبی برای پروانه طرح الف، نقطه‌ی بهترین راندمان^۱ را در دبی ۶۸ متر مکعب در ساعت مشخص می‌نماید. توان تولیدی توربین در برابر هد دریافتی از سیال نشان گر راندمان بیشینه‌ای در حدود ۷۶٪ بوده و در این نقطه سرعت مخصوص توربین برابر ۵۲٪ می‌باشد.

یکی از مزایای روش عددی امکان مشخص نمودن جزئیات جریان در توربین می‌باشد. جریان ورودی به توربین ابتدا در حلزونی حرکت نموده و سپس به پروانه وارد می‌گردد. در شکل ۷ میزان تغییر هد سیال در حلزونی و پروانه به طور مجزا محاسبه و نمایش داده شده است. در پمپ به عنوان توربین تغییر هد محاسبه شده در حلزونی و پروانه منفی می‌باشد اما در این شکل، قدر مطلق تغییر هد مدنظر قرار گرفته است. با افزایش دبی عبوری از توربین میزان اتلافات هد در حلزونی و انتقال هد در پروانه افزایش یافته است. با افزایش دبی، افزایش هد در پروانه به مراتب سریع‌تر از اتلاف هد در حلزونی اتفاق افتاده و به همین دلیل منحنی هد پروانه با دبی از حالت خطی خارج شده است. در جدول ۴ نسبت هد حلزونی به هد کل، هد پروانه به هد کل و هد حلزونی به هد پروانه نشان داده شده است.

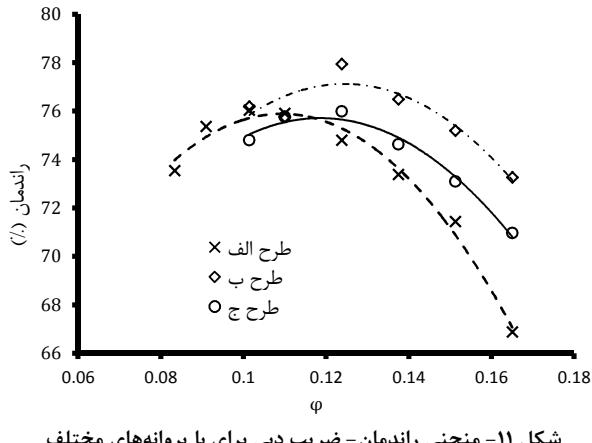


شکل ۷- منحنی‌های عملکردی پمپ اصلی به عنوان توربین

^۱ BEP (Best Efficiency Point)



شکل ۱۰- بردارهای سرعت در فضای پره به پره برای پروانه طرح الف در دبی‌های مختلف



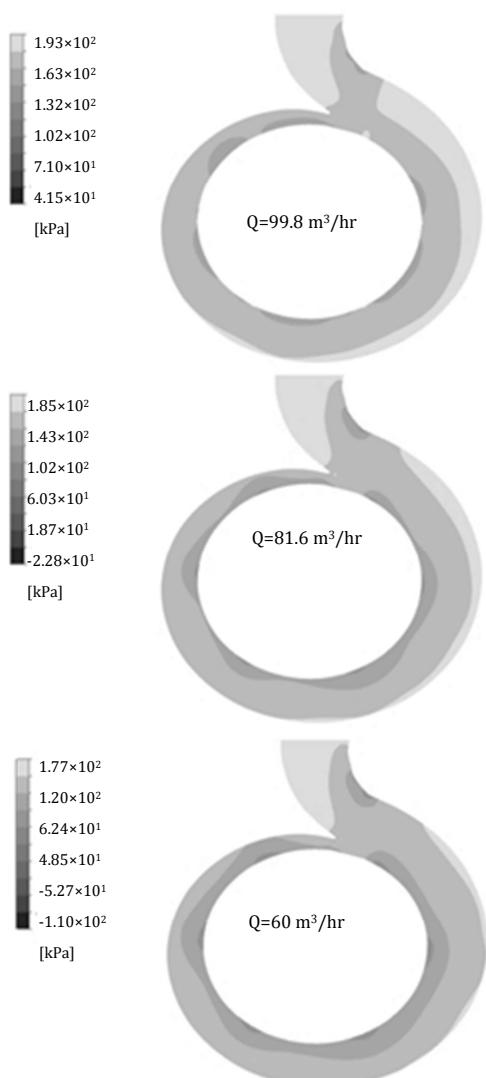
شکل ۱۱- منحنی راندمان- ضریب دبی برای با پروانه‌های مختلف

در طرح ب مقدار راندمان بیشینه افزایش یافته و همچنین دبی در نقطه راندمان بیشینه نیز بیشتر است. اما با طرح ج مقدار راندمان بیشینه تغییر چندانی را نشان نمی‌دهد در حالی که دبی مربوط به این نقطه افزایش یافته است.

شکل ۱۱ ضریب هد پروانه‌ها را در برابر ضریب دبی نشان می‌دهد که ضریب هد توسط معادله (۷) تعیین می‌گردد [۳۰]:

$$\psi = \frac{2gH}{U_2^2} \quad (7)$$

پروانه‌های دارای پرهای جداکننده در دبی‌های پایین هد مصرفی بیشتری را نشان می‌دهند، اما با افزایش دبی، هد توربین برای پرهای طرح ب و ج کاهش می‌یابد. بررسی همزمان شکل‌های ۱۰ و ۱۱ نشانگر افزایش راندمان و کاهش هد توربین با پرهای جداکننده می‌باشد، لذا می‌توان نتیجه گرفت اتفاقات داخلی پروانه به کمک پرهای جداکننده کاهش یافته است.



شکل ۹- کانتور فشار در حلزونی توربین با پروانه طرح الف در دبی‌های مختلف

تأثیر پرهای جداکننده بر راندمان پمپ به عنوان توربین در شکل ۱۰ نشان داده شده است. اهمیت این منحنی تغییر محل راندمان بیشینه می‌باشد. با افزودن پرهای جداکننده، دبی نقطه‌ی بترین راندمان افزایش یافته است که به مفهوم امکان استفاده‌ی بهینه از انرژی با نرخ بیشتر می‌باشد.

در این شکل ضریب دبی با استفاده از معادله (۶) تعیین شده است [۳۰]:

$$\psi = \frac{Q}{U_2 A} \quad (6)$$

که در این رابطه U_2 و A به ترتیب سرعت مماسی در قطر بیرونی پروانه و مساحت پروانه در محل ورود جریان می‌باشند.

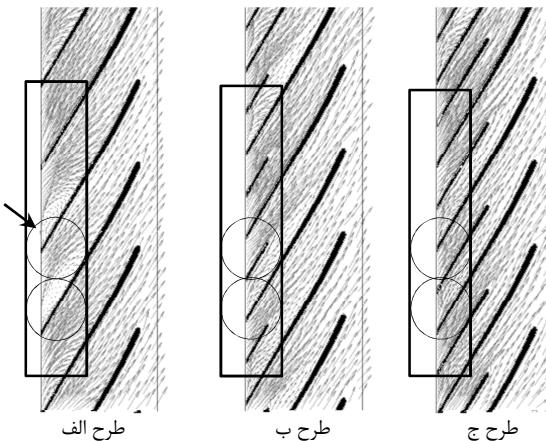
همان‌طور که از شکل ۱۰ بر می‌آید با افزودن پرهای جداکننده در دبی‌های کمتر، به دلیل کوچک‌بودن مؤلفه دبی‌دهنده سرعت تأثیر پرهای جداکننده بر تصحیح جریان قابل توجه نبوده و به دلیل اصطکاک بیشتر بین سیال و پروانه (افزایش سطح تماس سیال و پروانه) افت راندمان مشهود است. با افزایش دبی، راندمان با استفاده از پرهای جداکننده افزایش یافته است. افزایش راندمان با پروانه طرح ب که پرهای جداکننده کوتاه‌تر دارد بیشتر است که دلیل آن کمتر بودن سطح تماس و اتفاقات هیدرولیکی نسبت به پروانه طرح ج می‌باشد.

۶۹/۵ گیگاژول (۱۹/۳ هزار کیلووات-ساعت) می‌باشد در صورتی که پروانه ب در نقطه بهترین راندمان مربوط به خود، میزان توان تولیدی ۳۶۰/۱/۱ وات را نشان می‌دهد و در مدت زمان یک سال کارکرد مداوم در این شرایط انرژی تولیدی سالانه‌ای برابر ۱۱۳/۶ گیگاژول (۳۱/۵ هزار کیلووات-ساعت) را ارائه می‌دهد که افزایشی برابر با ۴۴ گیگاژول (۱۲/۲ هزار کیلووات-ساعت) را نشان می‌دهد. این میزان افزایش انرژی تولیدی معادل ۶۳٪ مقدار انرژی تولیدی پروانه طرح الف در مدت زمان مشابه می‌باشد.

جدول ۵- توان و انرژی تولیدی توربین با پروانه‌های الف و ب در نقطه بهترین راندمان در طول مدت یک سال کار مداوم

آنرژی تولیدی در طول یک سال کارکرد مداوم توربین	توان تولیدی در نقطه بهترین راندمان (وات)	نوع پروانه
گیگاژول	هزار کیلووات-ساعت	
۱۹/۳	۶۹/۵	الف
۳۱/۵	۱۱۳/۵	ب
۳۱/۷	۱۱۴/۱	ج

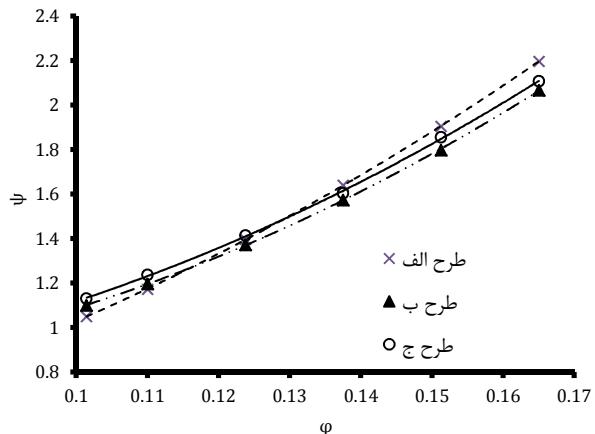
در شکل ۱۳ بردارهای سرعت در صفحه پره به پره برای سه طرح مختلف در شرایط $\varphi=0.12$ نشان داده شده است. در قسمت ورودی جریان به پروانه در طرح الف جریان‌های جداسده مشهود است که در شکل نیز نمایش داده شده‌اند، اما با افزودن پره‌های جداکننده، کنترل جریان و پیروی سیال از پره‌ها بهتر صورت گرفته و جریان جداسده تا حد زیادی کنترل شده است. به دلیل حذف گردابهای نشان داده شده در شکل، اتفاقات انرژی کاسته شده و در نتیجه راندمان بهبود یافته است.



شکل ۱۴- بردارهای سرعت در صفحه پره به پره برای پروانه‌های مختلف در $\varphi=0.12$

در این بررسی جریان به صورت تک‌فازی تحلیل شده و احتمال وقوع کاویتاسیون با بررسی کانتورهای فشار انجام شده است. کاویتاسیون بر روی پره‌های چدنی باعث خوردگی شدید آنها می‌شود. بنابراین پیشگیری از وقوع آن یا کوچک‌تر کردن محدوده آن مورد بررسی قرار گرفته است [۳۱].

در شکل‌های ۱۴ و ۱۵ توزیع فشار بر روی پره‌های توربین در طرح‌های مختلف نشان داده شده است. در دید اول مقدار فشار کمینه در صورت استفاده از پره‌های جداکننده مقدار کمتری را نسبت به طرح الف نشان می‌دهد. اما دقت در کانتورهای فشار و مقایسه آن‌ها نشان‌گر کوچک‌بودن

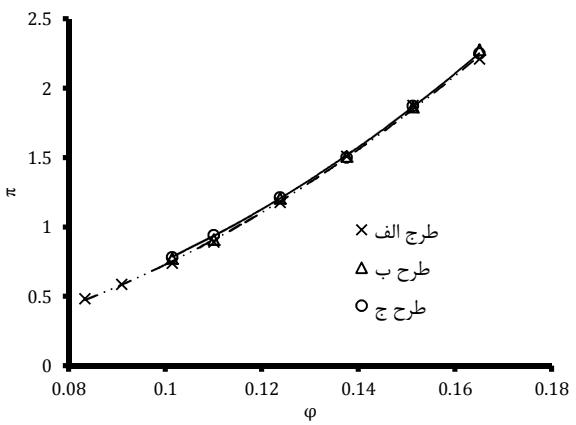


شکل ۱۲- منحنی ضریب هد - ضریب دبی برای پمپ به عنوان توربین با پروانه‌های مختلف

در شکل ۱۲ منحنی ضریب توان در برابر ضریب دبی برای توربین با هر سه پروانه نشان داده شده است. ضریب توان بی‌بعد توسط معادله (۸) تعیین گردیده است:

$$\pi = \frac{P_0}{\rho U_2^2 A} \quad (8)$$

در این معادله مقدار P_0 برابر توان تولیدی توربین با واحد وات و ρ چگالی سیال بر حسب کیلوگرم بر مترمکعب می‌باشد.



شکل ۱۳- منحنی ضریب توان- ضریب دبی برای پمپ به عنوان توربین با پروانه‌های مختلف

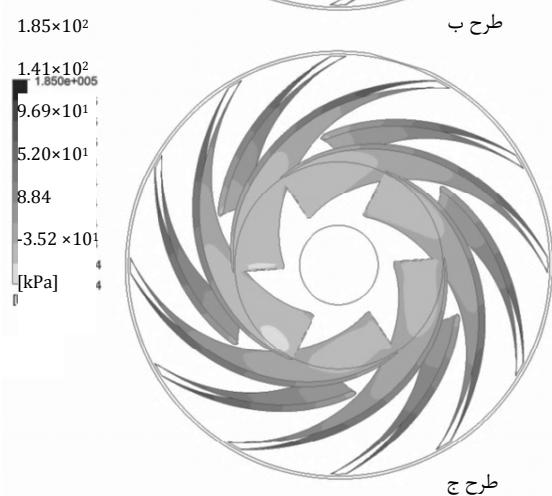
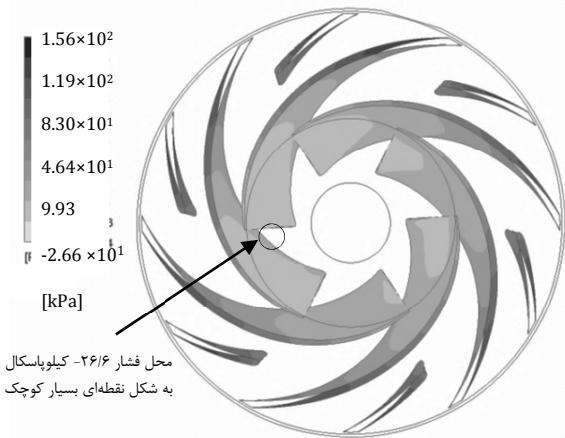
نمودار مربوطه نشان‌گر عدم تغییر قابل توجه در میزان توان تولیدی برای هر سه پروانه می‌باشد، اما به دلیل کاهش هد توربین با پره‌های جداکننده در دبی‌های بیشتر، راندمان پروانه‌های ب و ج نسبت به پروانه الف بهبود یافته است. با توجه به بهبود راندمان و افزایش دبی مربوط به نقطه بهترین راندمان، پتانسیل تولید توان با استفاده از پروانه ب در مدت زمان مشخص بیشتر خواهد بود. در جدول ۵ میزان توان و انرژی تولیدی در طول مدت یک سال توسط پروانه‌های الف، ب و ج مقایسه شده است.

توان تولیدی توربین با پروانه طرح الف در صورت استفاده از آن در نقطه بهترین راندمان مربوطه برابر $220/3/9$ وات است. بنابراین میزان انرژی تولیدی در مدت زمان مشخصی مانند یک سال کارکرد مداوم توربین تقریباً برابر

می باشد. افزایش دبی مربوط به نقطه بهترین راندمان منجر به کارکرد توربین در دبی های بالاتر و در نتیجه تولید توان بیشتر می گردد. این افزایش توان در حدود ۶۳٪ بوده و قابل توجه است. همچنین با افزودن پره های جداکننده به پروانه، جریان ورودی به آن گردابه های کمتری را تجربه می نماید و در نتیجه پیروی سیال از پروفیل پره ها بیشتر شده و افت انرژی کاهش می باشد.

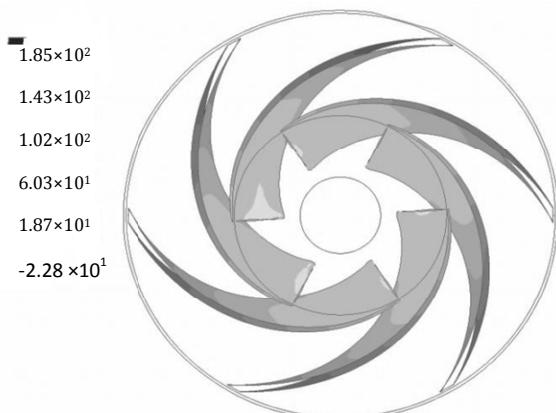
هدایت مناسب جریان به صورت موازی با پره ها در توربین بر عهده استاتور و پره های آن می باشد، اما در حلقه ای پمپ ها خبری از پره ها نبوده که دلیلی بر سادگی ساخت آن می باشد. در این بررسی به کمک پره های جداکننده در پروانه تا حدودی اثرات عدم تطبیق جریان با پروفیل پره تعديل شده است. با افزودن پره های جداکننده، نواحی کاویتاپسیون کوچکتر شده و احتمال آن نیز کاهش یافته است.

پس با جمع بندی موارد گفته شده مشاهده می شود که از نظر کاویتاپسیون طرح ب و ج نسبت به طرح الف برتری دارند و از نظر باره و از نظر بازده و توان تولیدی طرح ب نسبت به طرح ج بهتر می باشد. در نهایت می توان با توجه به اثرات پره های جداکننده بر مقدار راندمان، انرژی تولیدی و نیز پدیده کاویتاپسیون، می توان طرح ب را به عنوان بهترین طرح انتخاب نمود.



شکل ۱۶- توزیع فشار بر روی پره های پروانه در طرح های ب و ج

نواحی کم فشار در حضور پره های جداکننده است. در طرح الف کمترین فشار با مقدار ۲۲/۸-کیلوپاسکال بر روی تمامی پره ها دیده می شود و به عبارتی در صورت وقوع کاویتاپسیون مساحت بزرگی از پره ها در معرض خوردگی قرار دارد. اما در مورد پروانه ب سطحی که دارای کمترین فشار (۲۶/۶-کیلوپاسکال) می باشد سیار کوچک بوده و فقط در یکی از پره ها دیده می شود (که در شکل ۱۵ نشان داده شده است). در این طرح قسمت بزرگی از سطح پره ها با فشاری برابر ۸/۳-کیلوپاسکال در ارتباط می باشد که بیشتر از کمینه فشار پروانه الف است. به عبارت دیگر می توان عنوان داشت که با پروانه ب شرایط کاری توربین از نظر کاویتاپسیون بر روی پره ها بهبود یافته است.



شکل ۱۵- توزیع فشار بر روی پمه اصلی به عنوان توربین (طرح الف)

در شکل ۱۶ نیز میزان اختلاف بین زاویه ورودی سیال به پروانه و زاویه پره نشان داده شده است. همان‌طور که دیده می شود با افزودن پره های جداکننده، در محل ورود سیال به پروانه به سبب کنترل گردابه های نشان داده شده در شکل ۱۴ و حذف برخی از آنها اختلاف زاویه پره و سیال کاهش یافته است. با افزایش دبی پمپ به عنوان توربین که باعث بزرگ تر شدن مؤلفه دبی دهنده سرعت است گردابه ها در محل ورود جریان به پروانه کاهش یافته اند (شکل ۱۰) و به همین دلیل در دبی های بیشتر اختلاف زاویه برای پروانه الف نیز به مقادیر گزارش شده برای پره های طرح ب و ج نزدیک است.

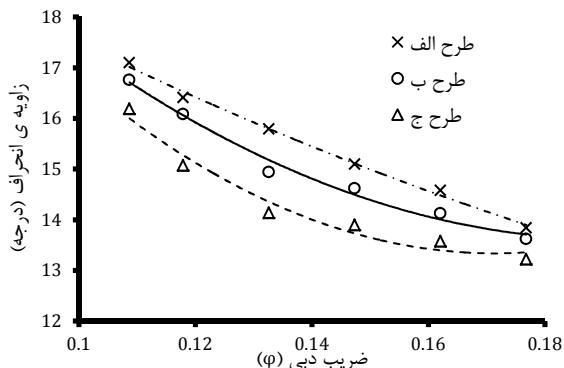
۴- نتیجه گیری

در این بررسی پمپ به عنوان توربین مورد تحلیل قرار گرفته و نمودارهای عملکردی آن توسط روش عددی تعیین گردیده است. با مشخص شدن اتفاقات در محل ورود جریان از حلقه ای به پروانه به منظور افزایش کارایی توربین، پره های جداکننده با طول های متفاوت به پروانه اضافه شده و کل هندسه تحت تحلیل عددی مجدد قرار گرفته است.

تطابق قابل قبول میان داده های آزمایشگاهی و نتایج حل عددی مشاهده شده است. افت انرژی در حلقه ای افزایش دبی توربین افزایش یافته و سهم هد حلقه ای از هد کل توربین به مقدار ۹/۵٪ رسیده است. با افزایش دبی توزیع فشار در محل خروج جریان از حلقه ای و ورود به پروانه یکنواخت تر شده است.

پره های جداکننده به منظور کنترل جریان در پروانه به هندسه پروانه افزوده شده اند. نتایج تحلیل عددی پروانه با پره های جداکننده حاکی از بهبود عملکرد از نظر افزایش راندمان و نیز دبی مربوط به نقطه بهترین راندمان

- turbine, International Journal of Rotating Machinery, Vol. 2012, 2012.
- [3] Chapallaz Jean-Marc, P., Eichenberger G., Fischer Manual on pumps used as turbines, 1992.
- [4] Amelio, Mario S., Barbarelli, A one-dimensional numerical model for calculating the efficiency of pumps as turbines for implementation in micro-hydro power plants, In ASME 7th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis, American Society of Mechanical Engineers, pp. 65-72. 2004.
- [5] Singh, Punit, F. Nestmann, An optimization routine on a prediction and selection model for the turbine operation of centrifugal pumps, Experimental Thermal and Fluid Science, 34, No. 2, pp. 152-164, 2010.
- [6] S. Derakhshan, A. Nourbakhsh, Experimental study of characteristic curves of centrifugal pumps working as turbines in different specific speeds, Experimental thermal and fluid science, 32, No. 3, pp. 800-807, 2008.
- [7] Sharma K., Small hydroelectric project-use of centrifugal pumps as turbines, Technical Report, Kirloskan Electric Co., Bangalore, India, 1985.
- [8] Wong W., Application of centrifugal pumps for powers generation, World Pump, pp. 348-381, 1987.
- [9] Ramos H., and Borga A.. Pumps as turbines: an unconventional solution to energy production, Urban Water, Vol. 1, No. 3, pp. 261-263, 1999.
- [10] Derakhshan S., Nourbakhsh A., Theoretical, numerical and experimental investigation of centrifugal pumps in reverse operation, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 32, No. 8, pp. 1620-1627, 2008.
- [11] Anderson H., Modern developments in the use of large single-entry centrifugal pumps, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Vol. 169, No. 1, pp. 141-161, 1955.
- [12] Derakhshan S., Mohammadi B., Nourbakhsh A., Efficiency improvement of centrifugal reverse pumps, Journal of Fluids Engineering, Vol. 131, No. 2, pp. 021103, 2009.
- [13] Derakhshan S., Mohammadi B., Nourbakhsh A., The comparison of incomplete sensitivities and Genetic algorithms applications in 3D radial turbo machinery blade optimization, Computers & Fluids, Vol. 39, No. 10, pp. 2022-2029, 2010.
- [14] Singh, Punit, and Franz Nestmann. Internal hydraulic analysis of impeller rounding in centrifugal pumps as turbines, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 35, No. 1, pp. 121-134, 2011.
- [15] Yang, Sun-Sheng, Chao Wang, Kai Chen, and Xin Yuan, Research on Blade Thickness Influencing Pump as Turbine, Advances in Mechanical Engineering, Vol. 2014, 2014.
- [16] Kergourlay G., Younsi M., Bakir F., Rey R., Influence of splitter blades on the flow field of a centrifugal pump: test-analysis comparison, International Journal of Rotating Machinery, Vol. 2007, 2007.
- [17] Gölcü M., Pancar Y., Sekmen Y., Energy saving in a deep well pump with splitter blade, Energy Conversion and Management, Vol. 47, No. 5, pp. 638-651, 2006.
- [18] Shigemitsu T., Fukutomi J., Wada T., Shinohara H., Performance analysis of mini centrifugal pump with splitter blades, Journal of Thermal Science, Vol. 22, No. 6, pp. 573-579, 2013.
- [19] Shigemitsu T., Fukutomi J., Kaji K., Wada T., Performance and internal flow condition of mini centrifugal pump with splitter blades, in Proceeding of IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, IOP Publishing, Vol. 15, No. 7, pp. 072001, 2012.
- [20] Li W.-G., Analysis of flow in extreme low specific speed centrifugal pump impellers with multi-split-blade, International Journal of Turbo and Jet Engines, Vol. 23, No. 2, pp. 73-86, 2006.
- [21] Hou Y., Li R., Zhang J., Research on the Length Ratio of Splitter Blades for Ultra-high Head Francis Runners, Procedia Engineering, Vol. 31, pp. 9296, 2012.
- [22] Sun-Sheng, Yang, Kong Fan-Yu, Fu Jian-Hui, and Xue Ling, Numerical research on effects of splitter blades to the influence of pump as turbine, International Journal of Rotating Machinery, Vol. 2012, 2012.
- [23] Eghaghi M. B., Vajdi M., Numerical and Experimental Study of splitter blades effect on the centrifugal pump performance, Modares Mechanical Engineering, Vol. 15, No. 3, pp. 398-410, 2014. (In Persian)



شکل ۱۷- اختلاف زاویه سیال و پره در ورودی پروانه برای هر سه طرح

۵- نمادها

سطح بیرونی پروانه (m)	A
هد پمپ (m)	H
بردار نرمال سطح (kPa)	N
فشار (kPa)	P
فشار کل (kPa)	P_t
توان (W)	P_o
(m ³ /s) دبی پمپ	Q
بردار موقعیت (m)	R
مساحت (m ²)	S
زمان (S)	T
مؤلفه‌ی محیطی سرعت در شعاع بیرونی پروانه (m/s)	U_2
مؤلفه‌ی بردار سرعت (m/s)	U
سرعت (m/s)	V
حجم (m ³)	V
دستگاه مختصات	X
وزن مخصوص (N/m ³)	γ
راندمان	η
لزجت (Pa.s)	μ
(kg/m ³) چگالی	ρ
تنش برشی (Pa)	τ
ضریب دبی	ϕ
ضریب هد	ψ
ضریب توان	Π
سرعت دورانی (RPM)	Ω
بالانویس‌ها	
بازه‌ی زمانی قبل	O
متوسط زمانی	-
زیرنویس‌ها	
نقطه‌ی انگرال گیری	Ip

۶- مراجع

- [1] Gleick H., Peter Water and energy, Annual review of energy and the environment 19, No. 1, pp. 267-299, 1994.
- [2] S. Sheng Yang, K. Fan-Yu, Fu Jian-Hui X. Ling, Numerical research on effects of splitter blades to the influence of pump as

- [24] Elder R., Tourlidakis A., Yates M., Advances of CFD in fluid machinery design, *John Wiley & Sons*, 2003.
- [25] Shojaeesfard M., Tahani M., Ehghaghi M., Fallahian M., Beglari M., 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.
- [26] Menter F. R., Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications, *AIAA journal*, Vol. 32, No. 8, pp. 1598-1605, 1994.
- [27] Spence R., Amaral-Teixeira J., A CFD parametric study of geometrical variations on the pressure pulsations and performance characteristics of a centrifugal pump, *Computers & Fluids*, Vol. 38, No. 6, pp. 1243-1257, 2009.
- [28] Stickland M. T., Scanlon T. J., Blanco-Marigorta E., Fernandez-Francos J., González-Pérez J., Santolaria-Morros C., Numerical flow simulation in centrifugal pump with impeller-volute interaction, in Proceeding of ASME, pp.147-154, 2010.
- [29] A. J. Stepanoff, Centrifugal and axial flow pumps, 1948.
- [30] Šavar M., Hrvoje K. and Sutlović I.. Improving centrifugal pump efficiency by impeller trimming. *Desalination* 249, No. 2, pp. 654-659, 2009.
- [31] Yang W., Xiao R., Wang F., Wu Y., Influence of splitter blades on the cavitation performance of a double suction centrifugal pump, *Advances in Mechanical Engineering*, Vol. 2014, 2014.