

# مطالعه عددی تأثیر تغییر هندسه پروانه بر بهبود عملکرد یک پمپ معکوس گریز از مرکز

سلمان صارمیان، محمدحسن شجاعی فرد\*

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، ایران

## چکیده

بکارگیری پمپ معکوس به جای توربین‌های سنتی در سامانه فشارشکن باعث کاهش هزینه‌های اولیه و زمان احداث نیروگاه می‌شود. اما تلفات قابل توجه در شرایط خارج از طراحی رخ می‌دهد زیرا پمپ برای کار در حالت معکوس ساخته نشده است. در این مطالعه طراحی و شبیه‌سازی پمپ معکوس گریز از مرکز به عنوان مهمترین بخش نیروگاه توسط نرم‌افزارهای سی-اف-توربو و سی-اف-ایکس انجام شده است. گسسته سازی معادلات حاکم به کمک روش حجم محدود انجام شد و با توجه به ماهیت آشفته جریان در پمپ معکوس از مدل کی امگا اس-اس-تی استفاده شده است. روند تغییرات نتایج حاصل از شبیه‌سازی هندسه اولیه پمپ معکوس اساساً با نتایج تجربی تطابق قابل قبولی دارد. تأثیر تغییر پارامترهای ضخامت پره، عرض ورودی پره و پره‌های جداکننده به صورت عددی در محدوده کاری پمپ معکوس مورد بررسی قرار گرفت. از آنجایی که افزایش راندمان و ظرفیت تولید نیروگاه مدنظر است، انتخاب حالت بهینه تغییرات پارامترهای هندسی پروانه بر اساس تحلیل آماری دبی انجام شده است. نتایج نشان می‌دهد که با تغییر همزمان پارامترها، محدوده کارکرد با راندمان بالا و تولید برق نسبت پروانه اصلی افزایش می‌یابد. پروانه بهینه در محدوده ۰/۷۷ تا ۱/۲ دبی نقطه طراحی عملکرد بهتری دارد و راندمان در نقطه طراحی ۱/۹۲ درصد افزایش داشته است.

## کلمات کلیدی

پمپ معکوس، ضخامت پره، پهنای ورودی پره، پره‌های جداکننده، دینامیک سیالات محاسباتی.

\* shojaefard@iust.ac.ir

در اقلیم کوهستانی کشور ما معمولاً اختلاف ارتفاع قابل ملاحظه‌ای بین تصفیه‌خانه‌ها تا محل مصرف وجود دارد و با بکارگیری نیروگاه‌های فشارشکن امکان تولید برق از فشار مازاد وجود دارد [۱]. استفاده از پمپ‌های معکوس با وجود راندمان کمتر نسبت به توربین‌های سنتی به‌طور گسترده‌ای از دهه سوم قرن بیستم فراگیر شده است. محققان مختلف بر اساس نتایج کارهایشان استفاده از پمپ‌های سانتریفیوژ یک طبقه را که در محدوده دبی‌های پایین از نظر فنی و اقتصادی توصیه کرده‌اند [۳ و ۲]. به علت در دسترس نبودن کاتالوگ پمپ‌ها در سیکل معکوس و کاهش راندمان آن‌ها نسبت به سیکل پمپی محققان زیادی تلاش‌های انجام داده‌اند تا راه کارهایی جهت افزایش راندمان، همچنین روابطی بر طبق بررسی‌های تجربی جهت دستیابی به نمودارهای عملکردی پمپ‌های معکوس ارائه دهند. ولی هرکدام از این روابط در مورد پمپ‌هایی با سرعت مخصوص و مشخصات هیدرولیکی و هندسی معینی مناسب هستند [۴].

افزایش کارایی دینامیک سیالات محاسباتی در کنار تحقیقات تجربی برای ارزیابی و بهبود عملکرد پمپ معکوس در سال‌های اخیر بیشتر مورد توجه محققان قرار گرفته است. درخشان و همکارانش [۶ و ۵] تحقیقاتی را در خصوص ارائه روشی تئوری با بررسی تجربی و عددی پمپ معکوس انجام دادند؛ آنها روابطی برای پیش‌بینی عملکرد پمپ معکوس از روی مشخصه‌های پمپ با توجه به نتایجشان ارائه کردند. همچنین تأثیر پخ زدن ورودی پره و هاب و شرود بر روی بازده پمپ معکوس بررسی شد که حاکی از افزایش بازده داشت. بزرگی و همکارانش [۷] یک پمپ را در حالت توربینی به صورت عددی و تجربی مورد بررسی قرار دادند. برای شبیه‌سازی عددی از نرم‌افزار نیومکا و مدل توربولانسی اسپالارات-آلماراس استفاده کردند. نتایج این بررسی نشان داد که پمپ‌ها با بازده نسبتاً ثابت و قابل قبولی در محدوده وسیعی از دبی‌ها می‌توانند استفاده شوند. دیباسا و همکارانش [۸] به صورت عددی یک پمپ را در حالت معکوس در دبی‌های مختلف مورد بررسی قرار دادند. نتایج عددی در محدوده نقطه عملکردی پمپ معکوس تا حد قابل قبولی (۵ درصد) به نتایج تجربی مطابقت داشتند و رفتار سیستم در نقطه عملکردی قابل پیش‌بینی است. یانگ و همکارانش [۹] تأثیر اضافه کردن پره‌های جداکننده را بر عملکرد به صورت عددی بررسی کردند نتایج نشان می‌داد که فشار هد کاهش یافته و راندمان افزایش یافته است و افزودن پره‌های جداکننده سبب کاهش نوسانات فشار می‌شود. جابین و همکارانش [۱۰] 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 پخ زدن لبه ورودی پره پروانه در حالت معکوس سبب افزایش ۳ تا ۴ درصدی بازده خواهد شد. هوانگ و همکارانش [۱۱] با توجه به مشخصات هندسی پروانه و حلزونی برای پیش‌بینی مقادیر دبی و هد نقطه عملکردی در حالت مستقیم و معکوس یک روش تئوری جدید را ارائه دادند، آنها با توجه به نتایجشان ادعا می‌کنند که در مقایسه با روش‌های تئوری که تاکنون ارائه شده این روش در سرعت مخصوص‌های مختلف برای تعیین نقطه عملکردی بهترین پیش‌بینی را ارائه می‌دهد. لی و همکارانش [۱۲] تأثیر نیروی‌های هیدرولیکی روی پروانه پمپ معکوس به صورت عددی بررسی کردند. بنا بر نتایج به دست آمده، میزان تأثیر نیروهای هیدرولیکی به شرایط کارکرد پمپ معکوس بستگی دارد. جریان‌های برگشتی و گردابه‌ها علت فیزیکی به وجود آمدن نیروهای بزرگی هستند که به صورت عمودی بر پروانه وارد و سبب ایجاد ناپیکنواختی‌هایی در جریان داخل پروانه می‌شوند. شجاعی‌فرد و صارمیان [۱۳] تأثیر اصلاح هندسه پروانه بر بهبود پارامترهای هیدرولیکی و بازده پمپ معکوس به صورت عددی بررسی کردند. افزودن پره‌های جداکننده باعث کاهش پدیده جدایش و گردابی در طول تیغه و کاهش تلفات انرژی می‌شود. هد پمپ معکوس با افزایش عرض عبور پروانه کاهش قابل توجهی دارد و راندمان بواسطه کاهش تلفات در محدوده نقطه عملکردی و بالاتر افزایش یافته است. آنالیز عملکرد پمپ معکوس با پروانه بهینه در محدوده کاری مورد مطالعه قرار گرفته است. نتایج آنها نشان می‌دهد که اصلاح پروانه در محدوده دبی بار جزئی تا شرایط اضافه‌بار باعث کاهش تلفات و در عین حال بهبود کارایی می‌شود. شی و همکارانش [۱۴] تأثیر استفاده از پره‌های راهنما را بر عملکرد توربینی پمپ معکوس بررسی کردند، نتایج آن‌ها نشان داد که توزیع انرژی جنبشی آشفتگی یکنواخت‌تر از حالت بدون پره راهنما است و پمپ معکوس عملکرد ثابت‌تری دارد. بر طبق بررسی آن‌ها در پمپ معکوس با پره راهنما، نیروی شعاعی روی پروانه کاهش می‌یابد، توزیع بردار نیروی شعاعی در پروانه متقارن‌تر است. وانگ و همکارانش [۱۵] روشی تئوری برای تعیین زوایای ورودی و خروجی پره (که نقش مهمی در تبدیل انرژی ایفا می‌کنند) و تخمین نقطه عملکردی ارائه کردند. همچنین در این مطالعه برای بهبود عملکرد پمپ معکوس، پروانه ویژه با پره‌های فوروارد طراحی شده است. بررسی عملکرد پروانه مخصوص و پروانه اصلی به صورت عددی و تجربی انجام شده است. نتایج آنها نشان می‌دهد که جریان داخلی و گردان فشار در پروانه اصلاح شده یکنواخت‌تر از پروانه اصلی است. علاوه بر این،

تلفات هیدرولیکی در پروانه ویژه به طور چشمگیری کاهش و راندمان افزایش می‌یابد. محدوده عملکرد راندمان بالای پروانه ویژه وسیع‌تر از پروانه اصلی است. کوپین و همکارانش [۱۶] به صورت تجربی و عددی تأثیر استفاده از یک سیستم پره‌های راهنمای قابل تنظیم برای کنترل جریان ورودی یک پمپ معکوس را بررسی کردند. مثلث سرعت مناسب در ورودی پروانه به کمک گام پره‌های راهنمای متغیر فراهم می‌شود و کارایی پمپ معکوس با فاصله گرفتن از شرایط طراحی در مقایسه با پمپ معکوس اولیه بهبود قابل‌ملاحظه دارد. پمپ معکوس طراحی و ساخته شده، هزینه اولیه و دوره بازپرداخت کمتری نسبت به توربین‌های فرانسویس در مقیاس کوچک دارد و به عنوان یک راه‌حل‌های مقرون به صرفه برای تولید انرژی در مناطق روستایی، دورافتاده پیشنهاد شده است. بینگ و همکارانش [۱۷] به صورت عددی و تجربی پمپ‌های معکوس با پره‌های بکوارد و فوروارد را بررسی کردند. از تئوری تولید آنتروپی برای بررسی عملکرد و اتلافات استفاده شده است. نتایج نشان می‌دهد که بالاترین نرخ تولید آنتروپی آشفتگی عمدتاً روی لبه جلویی و عقبی پره و ناحیه ویک رخ می‌دهد. پمپ معکوس فوروارد دارای آنتروپی کمتر و کارایی بالاتری نسبت به پمپ معکوس بکوارد در تمام محدوده‌های عملیاتی است. همچنین، ناحیه راندمان بالای پمپ معکوس فوروارد به طور قابل توجهی وسیع‌تر از پمپ معکوس بکوارد است و همچنین نقطه عملکردی پمپ معکوس فوروارد در نرخ جریان بالاتری رخ داده است.

در بیشتر تحقیقات انجام شده در گذشته بررسی‌های زیادی جهت بهبود پارامترهای هیدرولیکی و افزایش بازده روی پارامترهای هندسی پمپ‌های معکوس در شبکه انتقال آب انجام شده است. در کار پژوهشی حاضر هدف افزایش ناحیه کارکرد با راندمان بالای پمپ معکوس نصب شده در شبکه توزیع آب شهری است. عدم وجود تجهیز مکانیکی برای هدایت مناسب سیال ورودی به پروانه، باعث کاهش قابل توجه راندمان نیروگاه‌های پمپ معکوس با فاصله گرفتن از نقطه طراحی می‌شود؛ در این مقاله تأثیر اصلاح پارامترهای ضخامت و عرض ورودی پره، همچنین اضافه کردن پره‌های جداکننده به پروانه بر عملکرد پمپ معکوس بررسی شده است. برای تعیین میزان بهینه پارامترهای هندسی، تغییرات دبی در یک روز کاری به صورت آماری مورد ارزیابی قرار گرفته و در نهایت تأثیر پروانه بهینه با تغییر همزمان پارامترهای هندسی پروانه بر افزایش محدوده کارکرد با راندمان بالای پمپ معکوس بررسی شده است.

## ۲- بررسی عددی پمپ معکوس

### ۲-۱- مدل‌سازی هندسی

در این مطالعه به منظور بررسی عددی و تجربی از هندسه پمپ ۲۵۰-۱۰۰ شرکت پمپیران استفاده شده است. دبی، هد و سرعت چرخش در نقطه عملکردی به ترتیب برابر ۱۲۰ مترمکعب بر ساعت، ۱۹/۲ متر و ۱۴۵۰ دور بر دقیقه است. این پمپ به صورت تک مکشه و فاقد پره‌های جداکننده بوده است و شامل یک پروانه به قطر خارجی ۲۵۹ میلی‌متر، قطر ورودی ۱۱۶ میلی‌متر، تعداد پره‌ها ۶ و زاویه‌های ورودی و خروجی ۲۷/۵ و ۲۰ درجه، پهنای گذرگاه خروجی ۱۹ میلی‌متر، با توجه مشخصات هندسی با استفاده از نرم‌افزار سی اف توربو مدل‌سازی ایمپلر و حلزونی انجام شده است و در شکل ۱ نمای از پروانه و حلزونی نشان داده شده است.

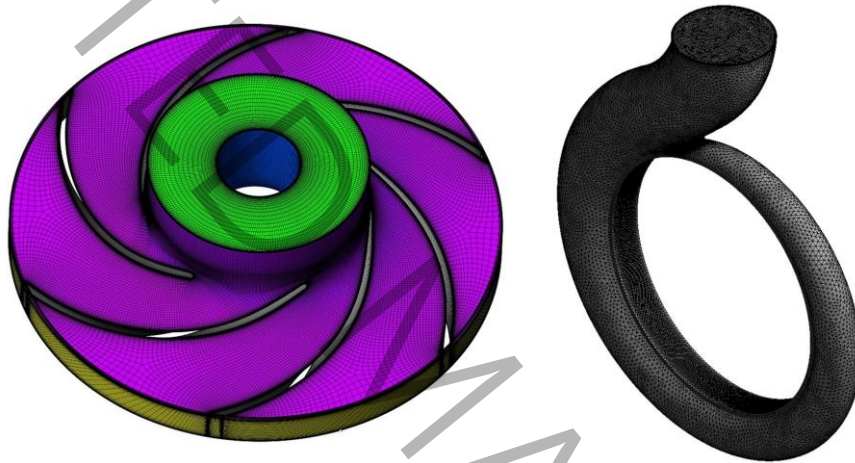


شکل ۱ پمپ طراحی شده با نرم‌افزار سی اف توربو

Figure 1. Designed pump with Cfturbo software

## ۲-۲- شبکه محاسباتی

هندسه پمپ معکوس جهت شبکه‌بندی به دو قسمت چرخ متحرک، حلزونی ثابت تفکیک شده و مش بندی هر زیر دامنه به صورت جداگانه انجام شده است. به منظور دستیابی به نتایج مناسب در شبیه‌سازی، علاوه بر ارضای معیارهای کیفی مش، مشخص کردن معیار  $Y^+$  مدل آشفتگی برای در نظر گرفتن شیب‌های تند نزدیک دیوارها ضروری است. به کمک نرم‌افزار توربوگرید شبکه محاسباتی سازمان یافته پروانه توسط سلول‌های شش‌وجهی ایجاد شده است. با توجه به مدل آشفتگی در نظر گرفته شده در شبیه‌سازی، از تکنیک بهبود مش برای افزایش چگالی مش در ناحیه نزدیک دیوار پروانه استفاده می‌شود. ضخامت اولین سلول‌های نزدیک دیوار در تولید شبکه پروانه با تخمین عدد رینولدز برای برآورده کردن معیار  $Y^+$  تعیین شده است. از یک شبکه محاسباتی بدون سازمان با در نظر گرفتن لایه مرزی در مناطق نزدیک دیوار در ۱۰ لایه با نرخ رشد  $1/2$  برای مش بندی هندسه حلزونی استفاده شده است. شبکه تولید شده در زبانه حلزونی به دلیل اهمیت آن در نتایج شبیه‌سازی به اندازه کافی ریز شده است. در شبکه‌بندی حلزونی کیفیت شبکه ایجاد شده با در نظر گرفتن دو پارامتر کیفی متوسط تعامد و متوسط کشیدگی المان‌ها برای بررسی شده است. مش تولید شده برای پروانه و حلزونی در شکل ۲ نشان داده شده است.

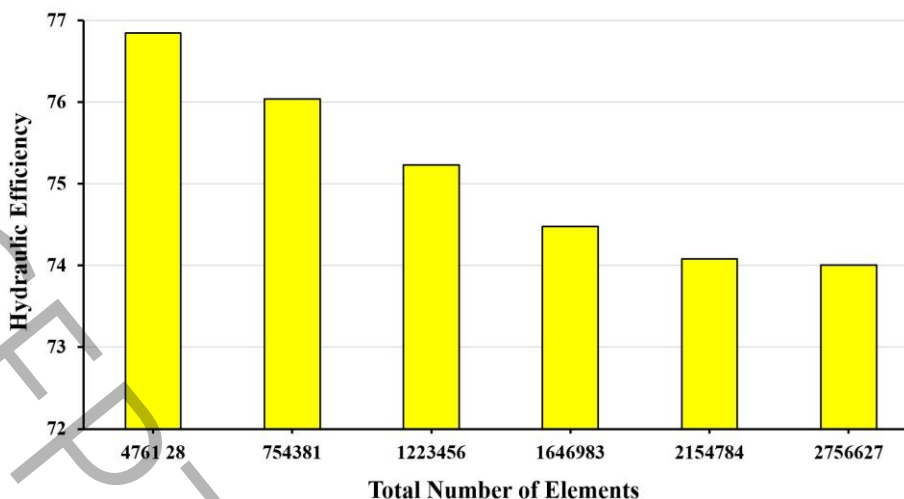


شکل ۲ شبکه ایجاد شده برای پروانه و حلزونی

Figure 2. The grid generated for impeller and volute

## ۲-۳- بررسی استقلال حل از شبکه

استقلال حل از شبکه برای حداقل رساندن اثر تعداد المان‌های شبکه بر نتایج حل عددی بررسی شده است. شبکه بهینه تأثیر قابل توجهی بر کاهش منابع سخت‌افزاری و زمان انجام محاسبات دارد. بازده هیدرولیک پمپ معکوس به عنوان معیاری برای ارزیابی استقلال حل عددی انتخاب شده است. حساسیت نتایج شبیه‌سازی با افزایش تعداد المان‌های مش پروانه و حلزونی بدون تغییر روش مش‌بندی بررسی شده است. نتایج ارائه شده در شکل ۳ نشان می‌دهد که افزایش تعداد عناصر بیش از ۲۱۵۴۷۸۴ اثر قابل توجهی بر بازده ندارد؛ بنابراین، از این شبکه‌ای برای شبیه‌سازی عددی استفاده شده که تعداد المان‌ها در پروانه و حلزونی به ترتیب ۸۱۲۵۴۸ و ۱۳۴۲۲۳۶ است.



شکل ۳ حساسیت حل عددی به تعداد المانهای شبکه

Figure 3. The sensitivity of the numerical solution to the number of grid elements

#### ۴-۲- معادله‌های حاکم و مدل آشفتگی

معادلات اساسی حاکم بر سیالات تراکم ناپذیر، معادلات پیوستگی و انتقال مومنتوم هستند. 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 و گریز از مرکز به عنوان مؤلفه چشمه به معادلات اضافه می‌شوند [۱۸]. انتخاب مدل اغتشاشی به عوامل زیادی از جمله فیزیک جریان موردنظر، وجود یا عدم وجود همزمان چند رژیم متفاوت جریانی در کنار یکدیگر، نحوه کارکرد و دقت نتایج مدل، مشخصات شبکه و میزان پایداری در عملکرد مدل بر روی شبکه محاسباتی موردنظر، امکان یا عدم استفاده از توابع دیواره با مدل موردنظر، میزان دقت موردنیاز، امکانات محاسباتی، حداکثر زمان برای رسیدن به جواب مناسب، وابسته است.

برکاربردترین مدل‌های اغتشاشی، مدل‌های دو معادله‌ای هستند که توازن مناسبی بین هزینه محاسباتی و دقت نتایج در آن‌ها برقرار است. مدل‌های اغتشاشی بر پایه معادله اپسیلون شروع جدایش را خیلی دیر و مقدار آن را کمتر پیش‌بینی می‌کنند و مدل‌های کی‌امگا بهترین جایگزینی هستند که تاکنون برای این حل این مشکل ارائه شدند. در بین مدل‌های کی‌امگا، مدل انتقال تنش برشی 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 کی‌امگا استاندارد در نزدیکی دیواره، استفاده از مدل کی‌اپسیلون استاندارد در جریان آزاد دور از دیواره ارائه شده است؛ یعنی این مدل به‌طور همزمان، توانایی مدل کی‌امگا در نواحی با عدد رینولدز پایین و توانایی بالای مدل کی‌اپسیلون در نواحی با عدد رینولدز بالا را در اختیار گرفته است، در مدل انتقال تنش برشی از مدل کی‌اپسیلون که معادله تلفات آن برحسب امگا بازنویسی شده است استفاده می‌شود [۱۹].

برای بهره‌گیری از مزایای این مدل در نزدیکی دیواره جامد، باید حداقل ۱۰ سلول محاسباتی در لایه مرزی وجود داشته باشد. مدل آشفتگی دو معادله‌ای انتقال تنش برشی در شبیه‌سازی توربوماشین‌ها با توجه به پیچیدگی جریان در قسمت دوار به خوبی عمل می‌کند [۲۵-۲۰]. در این مقاله جهت بررسی عددی پمپ گریز از مرکز از مدل انتقال تنش برشی استفاده شده است.

#### ۵-۲- شرایط مرزی

در مقاله حاضر از آب با دمای ۲۵ درجه سانتی‌گراد با چگالی ۹۹۸ کیلو گرم بر متر مکعب و لزجت دینامیکی  $1 \times 10^{-3}$  پاسکال در ثانیه در شبیه‌سازی عددی و بررسی تجربی استفاده شده است. شرایط مرزی برای حالت توربین در بخش‌های ورودی و خروجی به

ترتیب دبی جرمی جریان و فشار در نظر گرفته شده است. از روش فصل مشترک روتور منجمد برای ارتباط بین قسمت ثابت و چرخان استفاده شده است. در حل عددی به واسطه توسعه یافتگی جریان، شدت متوسط تلاطم عددی ۵ درصد در نظر گرفته می‌شود. شرایط مرزی عدم لغزش برای تمام دیوارهای ثابت و چرخان اعمال می‌شود. شرایط مرزی پمپ معکوس در جدول ۱ نشان داده شده است.

جدول ۱ شرایط مرزی پمپ معکوس  
Table 1. Boundary conditions of PAT

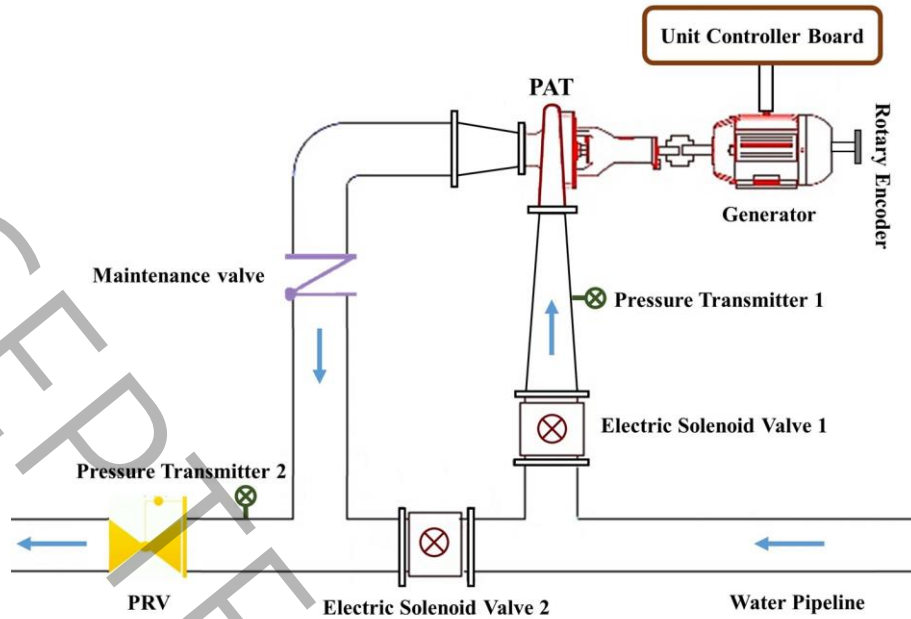
موقعیت	شرط مرزی
خروجی حلزونی	ورودی (دبی جرمی ثابت و عمود بر سطح)
ورودی پروانه	خروجی (فشار)
پره‌ها	دیواره دورانی
ناحیه پروانه	ناحیه دورانی
دیواره حلزونی	دیواره ساکن
ناحیه حلزونی	ناحیه ساکن
بین پروانه و حلزونی	فصل مشترک روتور منجمد

## ۲-۶- حل عددی جریان

در مطالعه حاضر برای شبیه‌سازی عددی پمپ معکوس در شرایط کاری مختلف از حل‌کننده تجاری انسیس سی-اف-ایکس ۱۹/۵ استفاده شده است. روش گسسته‌سازی برای معادلات حاکم در این نرم‌افزار بر اساس روش حجم محدود و تحلیل هندسه بر اساس روش اجزای محدود در نظر گرفته شده است؛ بنابراین می‌توان از انعطاف‌پذیری هندسی روش اجزای محدود استفاده کرد. با این وجود، معادلات با استفاده از روش حجم محدود حل می‌شوند. حجم کنترل در اطراف هر گره مش ایجاد می‌شود که توسط خطوطی تعریف شده است که مراکز عناصر اطراف گره را به هم متصل می‌کنند. رویکرد حجم محدود با ادغام معادلات بر روی یک حجم کنترل انتخاب شده با اجرای قضیه واگرایی گاوس برای تبدیل انتگرال‌های حجمی به انتگرال‌های سطحی انجام می‌شود [۲۶]. این نرم‌افزار از روش کاملاً ضمنی استفاده کرده و هیچ محدودیتی برای فواصل زمانی ندارد، این مسئله باعث کاهش تعداد تکرار محاسبات و تسریع همگرایی می‌گردد. استفاده از این نرم‌افزار، خصوصاً در جریان‌های توربوماشینری و آیرودینامیکی، موجب دستیابی سریع به نتایجی دقیق می‌گردد. برای گسسته‌سازی در راستای مکانی از روش مرتبه بالا استفاده شده است [۲۷].

## ۳- بررسی تجربی پمپ معکوس

نیروگاه میکرو آبی در پایین دست مخزنی قرار دارد که آب مورد نیاز ۱۵۰۰۰ جمعیت را تأمین می‌کند. شکل ۴ شماتیک و ستاپ آزمایشگاهی نیروگاه را در خطوط لوله شبکه توزیع آب شهری نشان می‌دهد. همان‌طور که در شکل ۴ مشخص است یک مسیر جانبی با خط لوله اصلی ایجاد شده و پمپ معکوس در این لوله موازی قرار دارد. از لوله‌هایی چدنی با قطر داخلی ۲۰۰ میلی‌متر در شبکه توزیع آب استفاده شده است و پمپ معکوس به کمک نازل در ورودی (۲۰۰ میلی‌متر ۱۰۰ میلی‌متر) و در خروجی (۱۵۰ میلی‌متر ۲۰۰ میلی‌متر) به لوله‌ها متصل شده است. دو شیر برقی که به کنترل‌گر منطقی برنامه‌پذیر متصل هستند، وظیفه باز و بستن مسیر جریان در خط اصلی و جانبی را دارند و در دبی‌های تنظیم شده پمپ معکوس وارد مدار می‌شود و در بقیه زمان شیر برقی دیگر باز می‌شود و پمپ معکوس از مدار خارج می‌شود. با توجه به سرعت متغیر پمپ معکوس، از یک داریو الکتریکی فرکانس متغیر برای کنترل پمپ معکوس با تنظیم مداوم گشتاور در ژنراتور القایی استفاده شده است. به کمک یک اینورتر پشت به پشت، تبدیل جریان فرکانس متغیر ورودی به یک فرکانس ثابت ۵۰ هرتز جهت تزریق به شبکه برق انجام می‌شود. فشار ورودی و خروجی توسط دو فشارسنج در قبل و بعد از توربین اندازه‌گیری می‌شوند، یک شیر فشارشکن بعد از توربین جهت تنظیم فشار موردنیاز شبکه توزیع نصب شده است. جدول ۴ دقت ابزارهای مورد استفاده در تحقیق حاضر را نشان می‌دهد.



شکل ۴ شماتیک نیروگاه پمپ معکوس اجرا شده در شبکه توزیع آب شهری

Figure 4. Schematic of PAT power station implemented in the urban WDN

جدول ۲ دقت ابزار اندازه گیری

Table 2. Measuring instruments accuracy

دقت	واحد اندازه گیری	ابزار
±۰/۲%	مترمکعب بر ساعت	دبی سنج
±۰/۱%	پاسکال	فشارسنج
±۰/۲%	ولت	تجهیزات آنالیز توان
±۰/۲%	آمپر	
±۰/۵%	هرتز	انکودر چرخشی
±۰/۰۱%	دور بر دقیقه	

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 باشد که به پارامترهای اندازه گیری  $X_1-X_n$  وابسته است:

$$R = R(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (1)$$

جایی که  $x'_i = x_i \pm E_i$  و  $E_i$  خطای متناظر در اندازه گیری پارامتر  $x_i$  است.

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

مقدار  $E_R$  درصد اشتباه در تخمین میزان  $R$  با توجه به متغیرهای اندازه گیری  $x_1-x_n$  می باشد [۲۸]. هر پارامتر در مطالعه تجربی هشت بار به طور مکرر اندازه گیری شده است و نتایج نشان می دهد که حداکثر عدم قطعیت با توجه به خطای موجود در اندازه گیری داده های تجربی استخراج شده برای هد، توان تولیدی، دبی و بازده پمپ معکوس به ترتیب ترتیب ۱/۱۷، ۰/۵۹، ۱/۳۵، ۱/۰۴ درصد می باشد.

#### ۴- اعتبار سنجی نتایج عددی

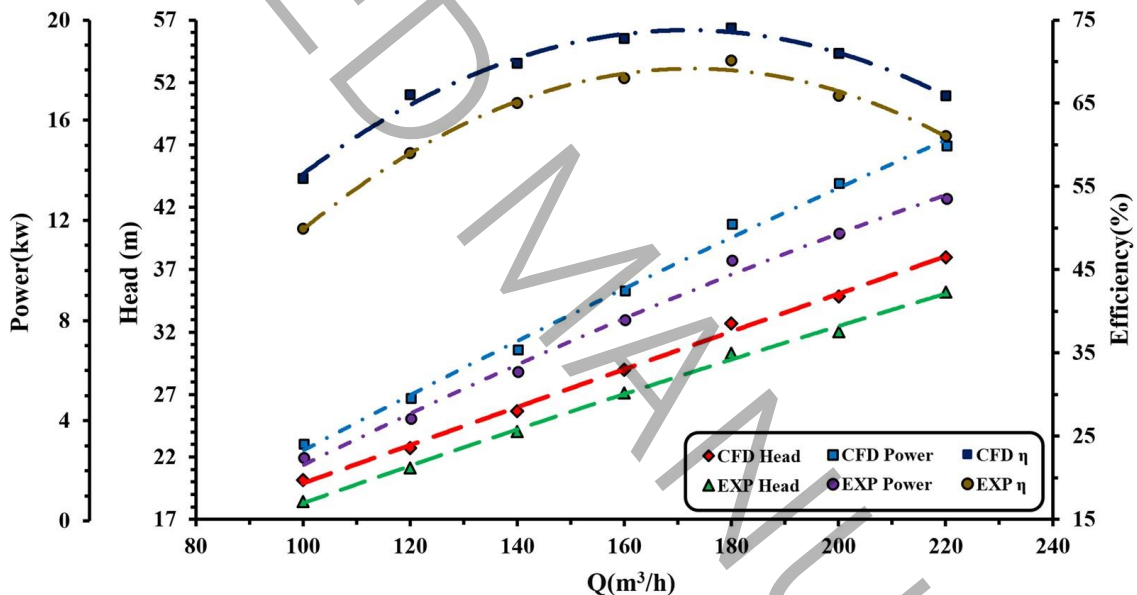
شبیه‌سازی پمپ معکوس در نرم‌افزار سی-اف-ایکس در محدوده کاری انجام شده است. میزان هد و توان تولیدی و بازده عددی از روابط زیر به دست آمده‌اند:

$$Head = \frac{P_{Total (Inlet)} - P_{Total (Outlet)}}{\gamma} \quad (3)$$

$$Power = T_{All Blades} \times \omega \quad (4)$$

$$Efficiency = \frac{Power}{\gamma \times Q \times Head} \quad (5)$$

شکل ۵ مقایسه بین منحنی‌های عملکردی تجربی و شبیه‌سازی شده پمپ معکوس را نشان می‌دهد. بررسی نمودار حاکی از آن است که روند تغییر منحنی عملکرد پمپ معکوس شبیه‌سازی شده اساساً با نتایج تجربی سازگار است. هنوز برخی از اختلاف‌هایی بین نتایج عددی و تجربی وجود دارد. این‌ها را می‌توان ناشی از استفاده از مدل‌های توربولانس برای حل معادلات متوسط‌گیری شده رینولدز به جای حل مستقیم معادلات ناویر استوکس، همچنین وجود خطاهایی مانند قطع معادلات دیفرانسیل و در نظر نگرفتن تلفات جریان در حل عددی باشند.



شکل ۵ مقایسه منحنی عملکردی بین شبیه‌سازی و تجربی

Figure 5. Comparison of the performance curve between the simulation and the experiment

با این حال، نسبت اختلاف کلی محاسبات عددی و تجربی نسبتاً کوچک است. حداکثر اختلاف نتایج عددی نسبت تجربی در نقطه طراحی برای هد، توان، بازده به ترتیب برابر ۱۰/۲، ۷/۴، ۵/۳ است؛ بنابراین، استفاده از مش محاسباتی تولید شده و محاسبه عددی ارائه شده در این مطالعه با توجه به تأیید و اعتبار ارائه شده در این بخش منطقی به نظر می‌رسد.

#### ۵- تأثیر ضخامت پره بر عملکرد پمپ معکوس

شکل پروفیل پره تأثیر زیادی در انتقال نیرو و سایر پارامترهای هیدرولیکی پمپ معکوس دارد. ضخامت پره یکی از تأثیرگذارترین پارامترهای هندسی پره است و نقش کلیدی در راندمان توربوماشین دارد. در این پژوهش، تأثیر ضخامت پره بر عملکرد پمپ معکوس با بررسی ۳ پروانه با مشخصاتی مطابق جدول ۳ به صورت عددی انجام شده است.



جدول ۳ ضخامت پره در هاب و شروود پروانه

پروانه شماره	ضخامت پره در شروود (میلی متر)	ضخامت پره در هاب (میلی متر)
۱	۳	۳
۲	۳	۵
۳	۵	۷

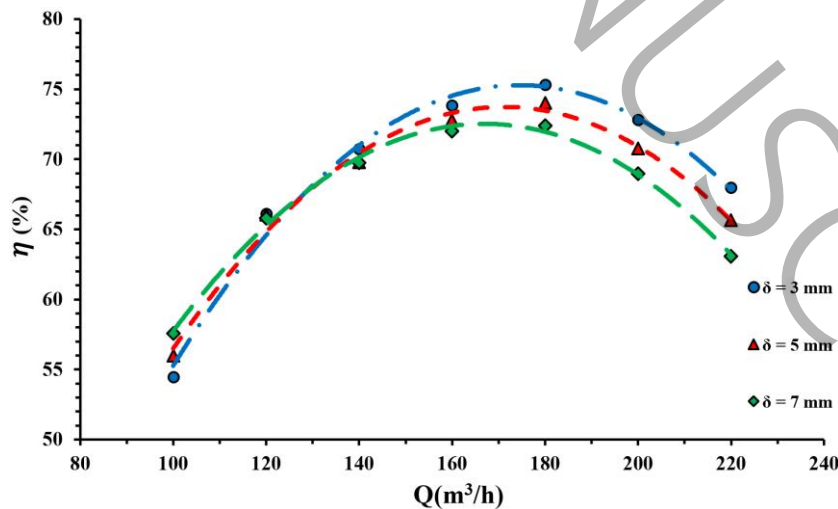
شبیه‌سازی عددی سه پمپ معکوس با ضخامت تیغه‌های مختلف انجام شده است. بررسی جدول ۴ نشان می‌دهد که در همه محدوده کاری میزان هد و توان تولیدی با افزایش ضخامت پره افزایش داشته است.

جدول ۴ مقایسه هد و توان تولیدی بین پروانه‌ها با ضخامت پره‌های مختلف

Table 4. Comparison of head and power generation between impellers with different blade thickness

دبی (مترمکعب بر ساعت)	توان (کیلووات)			هد (متر)		
	پروانه ۱	پروانه ۲	پروانه ۳	پروانه ۱	پروانه ۲	پروانه ۳
۱۰۰	۲/۹۶۴	۳/۰۶۸	۳/۱۸۳	۲۰/۱۵	۲۰/۱۵	۲۰/۳۳
۱۲۰	۴/۸۴۴	۴/۸۹۵	۴/۹۶۹	۲۲/۷۱	۲۲/۷۱	۲۲/۹۸
۱۴۰	۶/۷۹۶	۶/۸۱۹	۶/۸۶۱	۲۵/۶۶	۲۵/۶۶	۲۵/۸۴
۱۶۰	۹/۱۴۸	۹/۱۷۶	۹/۲۲۶	۲۸/۹۸	۲۸/۹۸	۲۹/۴۵
۱۸۰	۱۱/۸۴۰	۱۱/۸۵۱	۱۱/۹۰۶	۳۲/۷۱	۳۲/۷۱	۳۳/۵۱
۲۰۰	۱۳/۴۴۴	۱۳/۴۶۵	۱۳/۵۰۸	۳۴/۸۶	۳۴/۸۶	۳۵/۶۵
۲۲۰	۱۴/۹۵۵	۱۴/۹۶۹	۱۵/۰۲۴	۳۷/۹۸	۳۷/۹۸	۳۹/۳۷

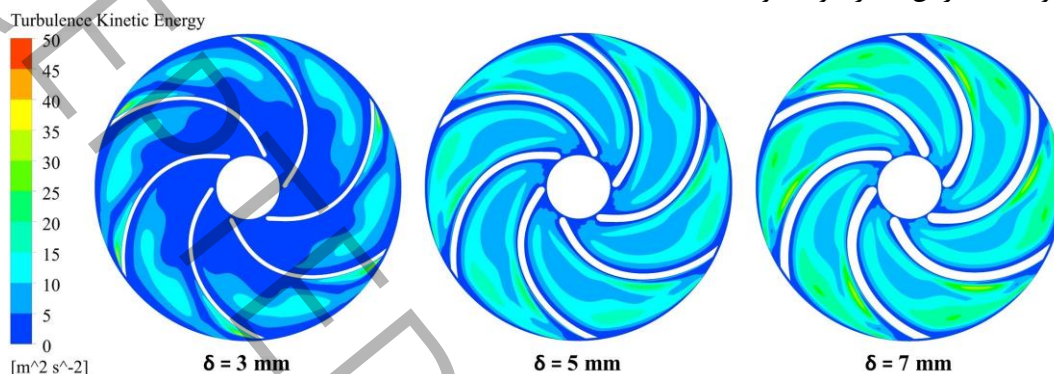
با افزایش ضخامت پره میزان فضای بین پره‌ها کاهش یافته و با تغییر در فضای بین پره‌ها شاهد تغییرات در تلفات هستیم. بررسی شکل ۶ نشان می‌دهد که تغییرات راندمان با تغییر ضخامت روند یکسانی در محدوده کاری ندارد. با افزایش ضخامت پره در محدوده دبی‌های کمتر از  $0.8Q_{BEP}$  راندمان افزایش یافته است، با افزایش دبی و رسیدن به نقطه عملکردی و بالاتر راندمان روند کاهشی دارد. با کاهش ضخامت پره در محدوده دبی‌های کمتر از  $0.8Q_{BEP}$  راندمان کاهش یافته است، با افزایش دبی و رسیدن به نقطه عملکردی و بالاتر راندمان روند افزایشی دارد.



شکل ۶ مقایسه راندمان بین پروانه‌ها با ضخامت پره‌های مختلف

Figure 6. Comparison of efficiency between impellers with different blade thickness

به منظور درک تفاوت عملکرد بین پروانه‌ها با ضخامت پره مختلف، لازم است که میدان جریان داخلی و تلفات هیدرولیکی مورد تجزیه و تحلیل قرار گیرد. انرژی جنبشی آشفتگی معیاری برای شدت آشفتگی است، شدت آشفتگی نسبت انحراف استاندارد نوسان شده شدت اغتشاش به سرعت متوسط است که شاخص نسبی برای ارزش‌گذاری سطح آشفتگی است. البته مطابقت صریحی برای بازده پمپ معکوس ندارد، اما می‌تواند اندازه نوسانات سرعت را ارزیابی کند و شرایط جریان را به‌طور غیرمستقیم مشخص می‌کند. هر چه انرژی جنبشی اغتشاش کمتر باشد، اتلاف انرژی کمتر است و به این معنی که جریان پایدارتر است و بالعکس. از شکل ۷، می‌توان دریافت که شدت آشفتگی داخلی با کاهش ضخامت پره کاهش یافته است؛ بنابراین، جریان در پمپ معکوس با کاهش ضخامت پره، پایدارتر است و تلفات جریان کمتر خواهد بود.



شکل ۷ مقایسه انرژی جنبشی آشفتگی بین پروانه‌ها با ضخامت پره‌های مختلف

Figure 7. Comparison of turbulence kinetic energy between impellers with different blade thickness

#### ۶- تأثیر عرض ورودی پره بر عملکرد پمپ معکوس

پارامترهای هندسی تأثیر به‌سزایی بر نمودارهای عملکردی دارند و تغییر آن‌ها منجر به تغییرات قابل‌ملاحظه‌ای در پارامترهای هیدرولیکی و راندمان توربوماشین می‌شود. در این بخش با افزایش عرض ورودی پروانه از ۱۹ به ۲۱ و ۲۳ میلی‌متر، تأثیر افزایش سطح ورود سیال به پروانه به صورت عددی بررسی شده است. لازم به ذکر است که تغییرات اعمال شده هیچ تغییری در زاویه ورودی و خروجی تیغه نداشته است. در شکل ۸ پره پمپ معکوس با عرض عبور ۱۹، ۲۱، ۲۳ میلی‌متر نشان داده شده است.



شکل ۸ پره پروانه با عرض‌های مختلف

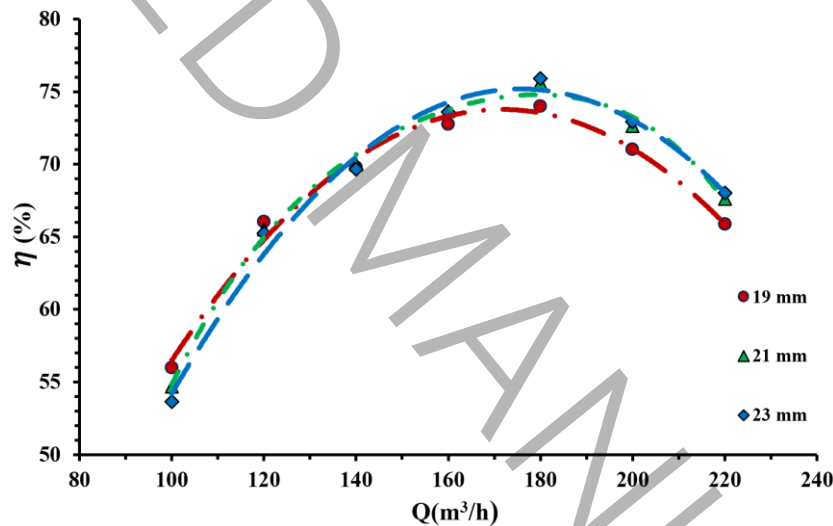
Figure 8. Impeller blade with different widths

افت هیدرولیکی با افزایش عرض ورودی پره تغییر می‌یابد و ملاحظه شده هد موردنیاز پمپ معکوس با افزایش عرض ورودی با همان سرعت چرخش پروانه کاهش می‌یابد البته گشتاور تولیدی کاهش داشته، ولی میزان کاهش گشتاور در مقایسه با هد، در دبی‌های بالا کمتر بوده است.

جدول ۵ مقایسه هد و توان تولیدی بین پروانه‌ها با عرض ورودی مختلف

هد (متر)			توان (کیلووات)			دبی (مترمکعب بر ساعت)
۲۳ میلی‌متر	۲۱ میلی‌متر	۱۹ میلی‌متر	۲۳ میلی‌متر	۲۱ میلی‌متر	۱۹ میلی‌متر	
۱۹/۵۹	۱۹/۸۱	۲۰/۱۵	۲/۸۵۹	۲/۹۴۶	۳/۰۶۸	۱۰۰
۲۲/۳۹	۲۲/۵۱	۲۲/۷۱	۴/۷۶۶	۴/۸۱۳	۴/۸۹۵	۱۲۰
۲۵/۳۴	۲۵/۵۲	۲۵/۶۶	۶/۷۲۰	۶/۸۰۱	۶/۸۱۹	۱۴۰
۲۸/۴۶	۲۸/۵۸	۲۸/۹۸	۹/۱۱۲	۹/۱۶۲	۹/۱۷۶	۱۶۰
۳۱/۷۴	۳۱/۹۱	۳۲/۷۱	۱۱/۷۹۱	۱۱/۸۰۹	۱۱/۸۵۱	۱۸۰
۳۳/۰۸	۳۳/۳۲	۳۴/۸۶	۱۳/۱۲۰	۱۳/۱۶۱	۱۳/۴۶۵	۲۰۰
۳۶/۵۸	۳۶/۹۱	۳۷/۹۸	۱۴/۸۸۳	۱۴/۹۳۴	۱۴/۹۶۹	۲۲۰

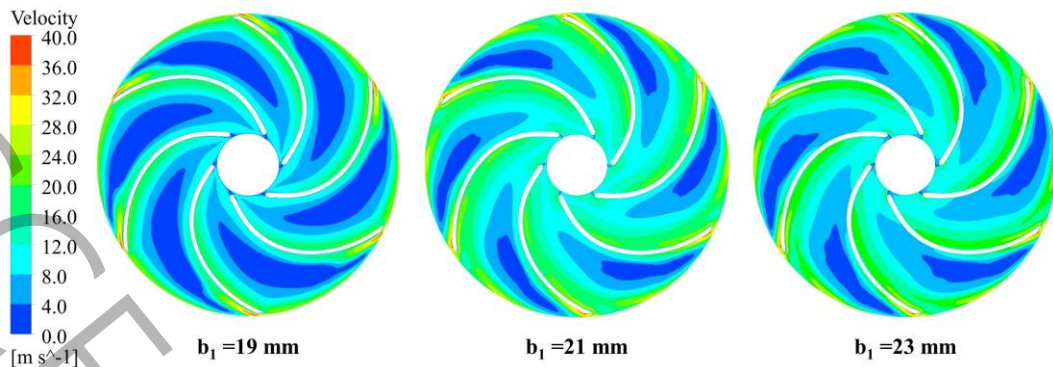
مطابق شکل ۹ در دبی کم میزان بازده نسبت به حالت اصلی کاهش یافته و در نقطه عملکردی و بالاتر از آن بازده افزایش یافته و در دبی‌های بالا به علت کاهش اتلافات اصطکاکی و مقاومت هیدرولیکی سیال، ناشی از افزایش عرض ورودی پره سبب افزایش راندمان توربینی نسبت به حالت اصلی شده است. در دبی ۲۲۰ مترمکعب بر ساعت بیشترین میزان افزایش رخ داده است که حدود ۲/۱۳ درصد بازده بهبود یافته است.



شکل ۹ مقایسه راندمان بین پروانه‌ها با عرض ورودی مختلف

Figure 9. Comparison of efficiency between impellers with different inlet width

در شکل ۱۰ مقایسه‌ای بین کانتور سرعت در پروانه‌ها با عرض ورودی متفاوت در نقطه عملکردی انجام شده است. با افزایش عرض ورودی پره گرادین سرعت کاهش یافته و در نتیجه تلفات در داخل پروانه هم کاهش یافته‌اند و در این شرایط راندمان بهبود یافته است. در نقطه عملکردی عرض ورودی ۲۱ کمترین میزان اتلافات مشاهده می‌شود، اما با افزایش دبی و رسیدن  $1/2 Q_{BEP}$  پروانه با عرض ۲۳ بهترین عملکرد را دارد.

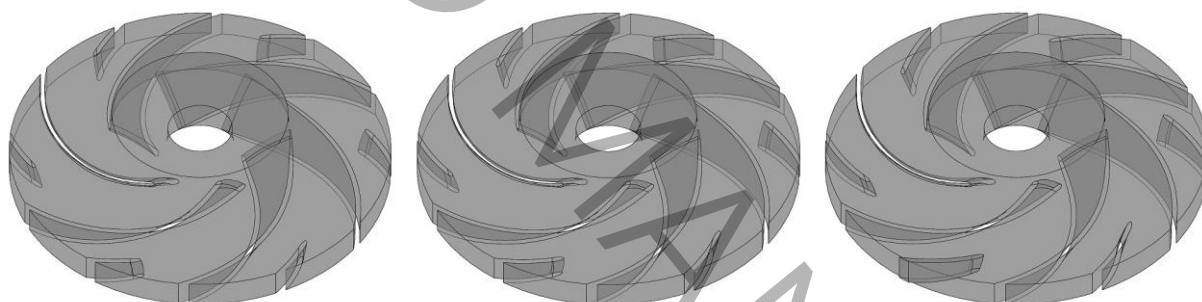


شکل ۱۰ مقایسه کانتور سرعت بین پروانه‌ها با عرض ورودی متفاوت

Figure 10. Comparison of velocity contours between impellers with different inlet width

#### ۷- بررسی تأثیر پره‌های جداکننده در راندمان پمپ معکوس

توربین‌ها از پره‌های راهنما برای هدایت بهتر و هم تنظیم دور توربین استفاده می‌کنند ولی زمانی که از پمپ معکوس استفاده می‌کنیم به دلیل نبود پره‌های راهنما گردابه‌هایی در ورودی پروانه ایجاد می‌شود که سبب جدایش جریان در طول پره و همچنین نوسان فشار در داخل پروانه می‌شود. در شکل ۱۱ پروانه طراحی شده با پره‌های جداکننده با طول مختلف نشان داده شده است.



شکل ۱۱ پروانه با پره‌های جداکننده با طول مختلف

Figure 11. Impellers with different length splitter blades

تأثیر استفاده از پره‌های جداکننده با ابعاد ۰/۲، ۰/۲۵، ۰/۳ قطر پره اصلی بررسی شده‌اند، در محدوده نقطه عملکردی و بالاتر از آن زمانی که از پره‌های جداکننده استفاده می‌کنیم سیال در ورودی پره دچار جدایش و گردابه‌های کمتری خواهد شد، البته در دبی‌های خیلی پایین‌تر از نقطه عملکردی شرایط این‌گونه نیست و کاهش میزان سرعت مطلق و زاویه ورود جریان به پروانه باعث افزایش زاویه شوک در ورودی پمپ معکوس و افزایش گردابه می‌شود.

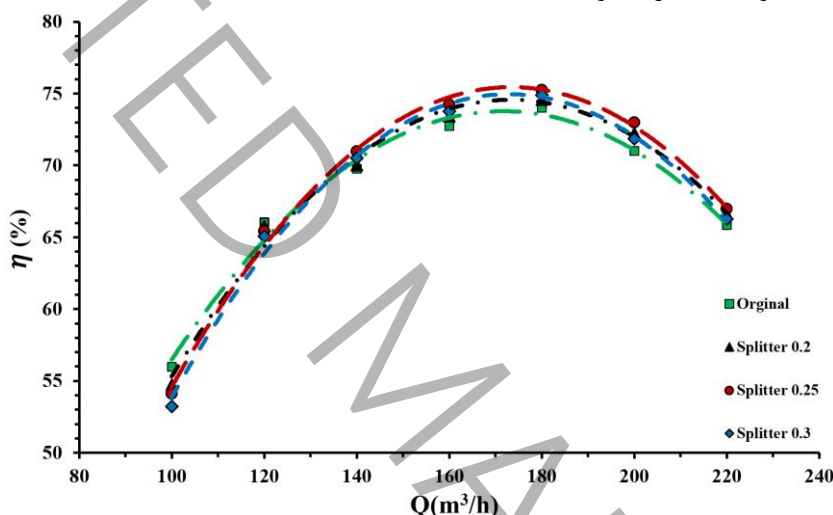
بر طبق جدول ۶ در دبی‌های خیلی پایین‌تر از نقطه عملکردی هد بیشتری تولید و میزان چرخش افزایش قابل توجهی ندارد که سبب کاهش اندک راندمان پمپ معکوس می‌شود. نتایج بررسی نشان داد که با افزایش میزان دبی در نقطه عملکردی و بالاتر از آن شاهد کاهش گردابه‌ها در جریان ورودی و پیروی سیال از پروفیل پره در داخل پروانه، به دلیل کاهش میزان جدایش در پره هستیم.

جدول ۶ مقایسه هد و توان تولیدی بین پروانه‌ها با پره‌های جداکننده با طول‌های مختلف

Table 6. Comparison of head and power generation between impellers with different length splitter blades

هد با پره‌های جداکننده (متر)				توان با پره‌های جداکننده (کیلووات)				دبی
۰/۳	۰/۲۵	۰/۲	۰	۰/۳	۰/۲۵	۰/۲	۰	(مترمکعب بر ساعت)
۲۰/۷۶	۲۰/۶۱	۲۰/۴۸	۲۰/۱۵	۳/۰۰۵	۳/۰۳۲	۳/۰۴۸	۳/۰۶۸	۱۰۰
۲۲/۹۷	۲۲/۸۸	۲۲/۷۹	۲۲/۷۱	۴/۸۷۸	۴/۸۸۵	۴/۸۹۱	۴/۸۹۵	۱۲۰
۲۵/۴۸	۲۵/۵۴	۲۵/۶۳	۲۵/۶۶	۶/۴۸۱	۶/۹۰۱	۶/۸۳۲	۶/۸۱۹	۱۴۰
۲۸/۵۴	۲۸/۶۴	۲۸/۷۶	۲۸/۹۸	۹/۱۶۲	۹/۲۵۲	۹/۱۹۱	۹/۱۷۶	۱۶۰
۳۲/۵۷	۳۲/۲۹	۳۲/۴۸	۳۲/۷۱	۱۱/۹۳۹	۱۱/۸۹۳	۱۱/۸۵۶	۱۱/۸۵۱	۱۸۰
۳۴/۷۶	۳۴/۴۴	۳۴/۶۴	۳۴/۸۶	۱۳/۵۸۱	۱۳/۶۷۰	۱۳/۶۱۱	۱۳/۴۶۵	۲۰۰
۳۶/۶۲	۳۶/۴۱	۳۶/۴۹	۳۷/۹۸	۱۴/۵۵۲	۱۴/۵۹۳	۱۴/۵۴۳	۱۴/۹۶۹	۲۲۰

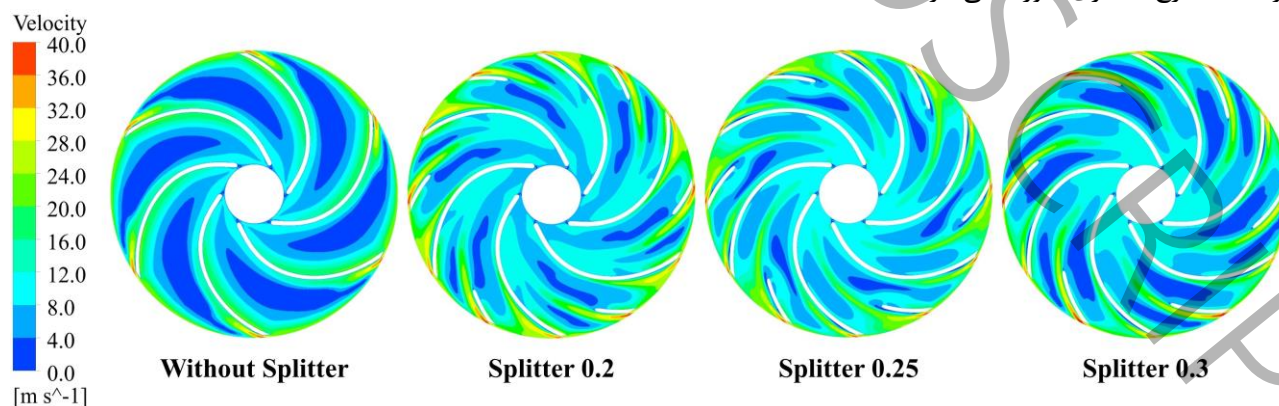
استفاده از پره‌های جداکننده در دبی‌های بالا سبب کاهش میزان هد و افزایش میزان چرخش پروانه می‌شود و نتایج حاکی از کاهش تلفات داخلی پروانه و افزایش راندمان پمپ معکوس در این نواحی است. مطابق شکل ۱۲ بیشترین میزان افزایش بازده در نقطه عملکردی اتفاق می‌افتد که حدود ۱/۲۱ درصد بود.



شکل ۱۲ مقایسه راندمان بین پروانه‌ها با پره‌های جداکننده با طول‌های مختلف

Figure 12. Comparison of efficiency between impellers with different length splitter blades

در شکل ۱۳ مقایسه‌ای بین بردار سرعت در پروانه اصلی و همراه با پره‌های جداکننده در نقطه عملکردی انجام شده است. بعد از ورود سیال به پروانه، به تدریج از سطح گردابه‌ها در سمت مکش و فشار پره کاسته می‌شود، در پروانه با پره‌های جداکننده از بین رفتن گردابه‌ها با نرخ بیشتری صورت می‌گیرد.

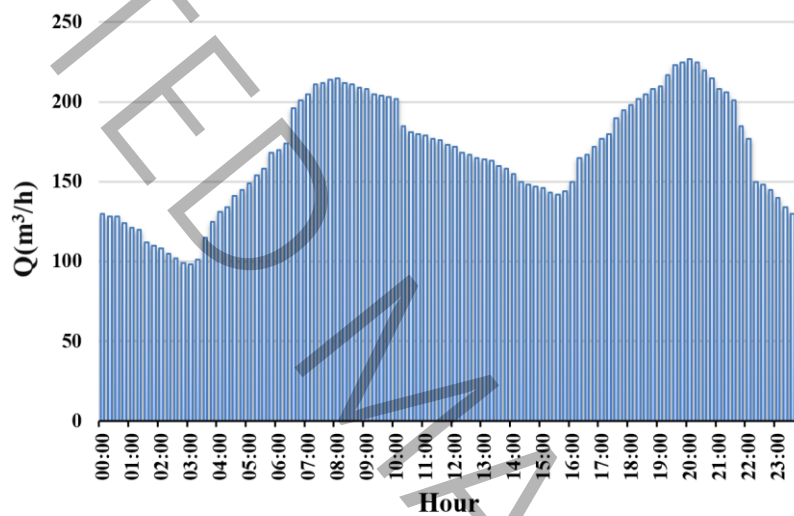


شکل ۱۳ مقایسه کانتور سرعت بین پروانه‌ها با پره‌های جداکننده با طول‌های مختلف

Figure 13. Comparison of velocity contours between impellers with different length splitter blades

## ۸- بررسی تأثیر همزمان پارامترهای هندسی بر عملکرد پمپ معکوس

در این بخش ابتدا بر اساس بررسی آماری تغییرات دبی در طول روز ناحیه که فراوانی دبی بیشتری دارد انتخاب و در مرحله بعد بر اساس بررسی انجام شده در بخش‌های قبل پارامترهای بهینه در این شرایط کاری انتخاب و شبیه‌سازی عددی انجام می‌شود. شکل ۱۴ تغییرات دبی در ساعات مختلف شبانه‌روز در سامانه‌های فشارشکن نرم نصب شده در شبکه توزیع را نشان می‌دهد. در این سامانه‌ها معمولاً طوری برنامه‌ریزی می‌شوند که از یک حد مشخص دبی پایین‌تر دیگر پمپ معکوس به جهت کاهش شدید میزان توان و مشکلات هیدرولیکی (به علت نبودن دریچه راهنما، سیستم به جای آب، هوا می‌مکد) معمولاً از مدار تولید توان خارج می‌شود. طبق بررسی صورت گرفته برای این پروژه، در دبی‌های کمتر از ۱۲۰ مترمکعب بر ساعت پمپ معکوس را از مدار خارج می‌کنیم. باید توجه داشت که دبی‌های بالا به علت تولید بیشتر برق ارزش بالاتری دارند، با توجه به بررسی آماری انجام شده توزیع فراوانی و تأثیر محدوده کاری بر میزان تولید برق، در این پروژه بیشترین اهمیت را محدوده بالاتر از ۱۵۰ مترمکعب بر ساعت دارند و اگر تغییرات هندسی در این محدوده تأثیر بسزای داشته باشند تولید توان و راندمان بهبود قابل توجهی خواهد یافت.



شکل ۱۴ نوسانات دبی عبوری از ایستگاه فشارشکن در طی یک شبانه‌روز

Figure 14. Fluctuations of the flow rate of the pressure reduction station during a whole day

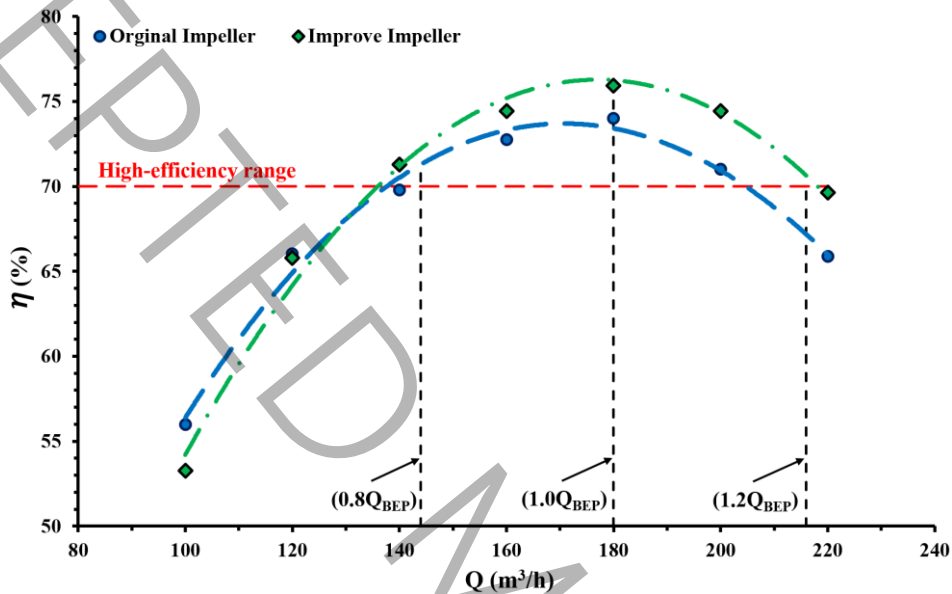
بررسی بخش‌های قبل حاکی از آن است که اضافه کردن پره‌های جدا کننده با طول ۰/۲۵، کاهش قطر پره تا ۳ میلی‌متر، افزایش عرض ورودی پره تا ۲۱ میلی‌متر بیشترین تأثیر را در افزایش عملکرد پمپ معکوس در این محدوده دارند. نتایج حاصل از شبیه‌سازی عددی نشان می‌دهد که تغییر همزمان پارامترهای هندسی سبب کاهش اتلافات هیدرولیکی و بهبود راندمان پمپ معکوس می‌شود.

جدول ۷ مقایسه هد و توان تولیدی بین پروانه بهینه با اصلی

Table 7. Comparison of head and power generation between the optimal and original impellers

هد (متر)		توان (کیلووات)		دبی (مترمکعب بر ساعت)
اصلی	بهینه	اصلی	بهینه	
۲۰/۱۸	۲۰/۱۵	۲/۹۲	۳/۰۷	۱۰۰
۲۲/۶۳	۲۲/۷۱	۴/۸۶	۴/۸۹	۱۲۰
۲۵/۳۷	۲۵/۶۶	۶/۸۸	۶/۸۲	۱۴۰
۲۸/۴۶	۲۸/۹۸	۹/۲۲	۹/۱۸	۱۶۰
۳۱/۹۸	۳۲/۷۱	۱۱/۸۹	۱۱/۸۵	۱۸۰
۳۳/۳۵	۳۴/۸۶	۱۳/۵۱	۱۳/۴۷	۲۰۰
۳۶/۰۸	۳۷/۹۸	۱۵/۰۳	۱۴/۹۷	۲۲۰

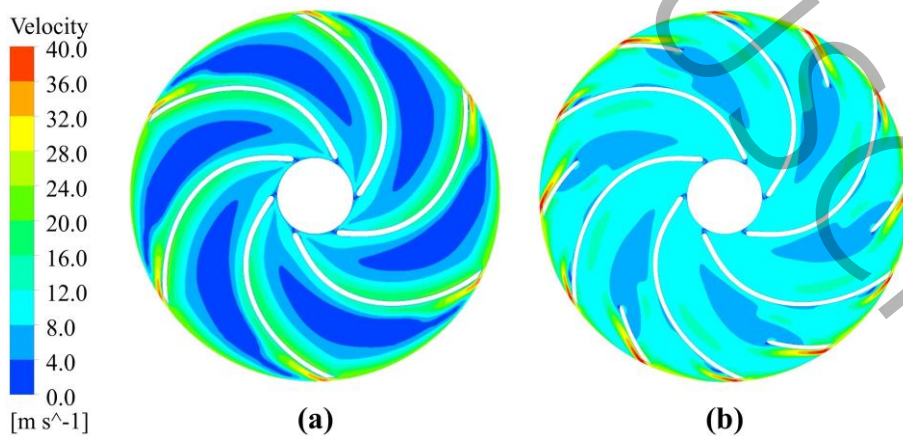
به‌طور کلی معمولاً راندمان پمپ‌های معکوس در دبی‌های پایین‌تر از نقطه عملکردی افت قابل توجهی دارد و معمولاً سامانه فشارشکن طوری برنامه‌ریزی می‌شود که در این دبی‌ها از مدار خارج می‌شود. تغییر همزمان پارامترهای هندسی پروانه شرایط را از این حالت هم بدتر می‌کند به همین علت در این سامانه باید توجه شود که در صورت کارکرد زیاد پمپ معکوس در این محدوده دبی ایجاد این تغییرات باعث کاهش هرچه بیشتر توان تولیدی می‌شود. مطابق شکل ۱۵ با افزایش دبی و رسیدن به نقطه عملکردی تغییر پارامترها نقش قابل توجهی در باعث اتلافات و افزایش راندمان پمپ معکوس می‌شود؛ که بیشترین میزان تأثیر در دبی  $1.2Q_{BEP}$  رخ می‌دهد که راندمان  $3/76$  درصد افزایش را نشان می‌دهد در صورت کارکرد پمپ معکوس در این ناحیه دبی راندمان به میزان قابل توجهی افزایش خواهد یافت.



شکل ۱۵ مقایسه راندمان بین پروانه بهینه با اصلی

Figure 15. Comparison of efficiency between the optimal and original impellers

در شکل ۱۶ مقایسه‌ای بین کانتور سرعت در پروانه اصلی و بهینه در نقطه عملکردی انجام شده است. در پروانه بهینه گرادیان سرعت کاهش یافته و در نتیجه تلفات هم کاهش یافته و بعد از ورود سیال به پروانه، به تدریج از سطح گردابه‌ها در سمت مکش و فشار پره کاسته می‌شود، از بین رفتن گردابه‌ها با نرخ بیشتری صورت می‌گیرد.



شکل ۱۶ مقایسه کانتور سرعت بین پروانه‌های الف) اصلی ب) بهینه

Figure 16. Comparison of velocity contour between a) original b) optimal impellers

## ۹- نتیجه‌گیری

در این مطالعه عملکرد پمپ معکوس به صورت تجربی و عددی بررسی شده است، با توجه به دقت تجهیزات به کاررفته میزان حداکثر عدم قطعیت برای هد، توان تولیدی، دبی و بازده پمپ معکوس به ترتیب ۱/۱۷، ۰/۵۹، ۱/۳۵، ۱/۰۴ درصد می‌باشد. اعتبارسنجی نتایج عددی با توجه به اختلاف کم با نتایج تجربی تأیید شده است.

برای بهبود عملکرد پمپ معکوس تأثیر پارامترهای هندسی پروانه (ضخامت پره، پهنای عرض ورودی پره و پره‌های جداکننده) به صورت عددی بررسی شد، سپس بر اساس تحلیل آماری و توزیع فراوانی دبی در طول یک روز، تغییر همزمان پارامترهای هندسی جهت دستیابی به ناحیه کارکرد با راندمان بالای گسترده‌تر بررسی شده است. نتایج زیر خلاصه‌ای از مهم‌ترین دستاوردها است:

با تغییر ضخامت پره شکل میدان جریان داخلی در پروانه عوض شده و شاهد تغییرات در تلفات هستیم. بررسی انرژی جنبشی آشفته‌گی پروانه حاکی از آن است که شدت آشفته‌گی داخلی با کاهش ضخامت پره کاهش یافته است؛ بنابراین، جریان در پمپ معکوس با کاهش ضخامت پره، پایدارتر است و تلفات جریان کمتر خواهد بود. بررسی تغییرات در محدوده کاری نشان می‌دهد که با افزایش ضخامت پره در محدوده نقطه عملکردی و بالاتر راندمان روند کاهشی دارد، همچنین با کاهش ضخامت پره در محدوده دبی‌های پایین راندمان کاهش یافته است، با افزایش دبی و رسیدن به نقطه عملکردی و بالاتر راندمان روند افزایشی دارد. با کاهش ضخامت پره به ۳ میلی‌متر راندمان در دبی ۱۸۰ مترمکعب بر ساعت نسبت به پروانه اصلی ۱/۳۱ درصد بهبود داشته است.

افزایش عرض ورودی پره در دبی‌های کمتر از نقطه عملکردی سبب کاهش پارامترهای هیدرولیکی و کاهش میزان بازده در حالت پمپ معکوس می‌شود. ولی در نقطه عملکردی و بالاتر از آن به علت کاهش اتلافات اصطکاکی و مقاومت هیدرولیکی سیال، ناشی از افزایش عرض ورودی پره میزان کاهش پارامترهای هیدرولیکی یکسان نیست و هد کاهش بیشتری نسبت به گشتاور دارد و در این محدوده پمپ معکوس راندمان بالاتری دارد. بیشترین میزان افزایش راندمان در پروانه با عرض ورودی ۱۹ میلی‌متر در دبی ۲۲۰ مترمکعب بر ساعت رخ داده و ۲/۱۳ درصد بهبود یافته است.

افزودن پره‌های جداکننده به چرخ متحرک در محدوده نقطه عملکردی و بالاتر از آن سبب افزایش پیروی سیال از پروفیل پره‌ها و کاهش جدایش و گردابه‌ها در ورودی پره‌ها و کاهش اتلافات انرژی در پروانه می‌شود. البته در دبی‌های پایین به دلیل کاهش سرعت مطلق و زاویه ورود جریان به پروانه زاویه شوک افزایش یافته و میزان اتلافات بیشتری داریم. در بین طول‌های مختلف پره‌های جداکننده با طول ۰/۲۵ عرض پره اصلی بهترین عملکرد را داشته و در نقطه عملکردی راندمان ۱/۲۱ درصد نسبت به پروانه اصلی افزایش یافته است.

به‌کارگیری همزمان پره‌های جداکننده و افزایش عرض ورودی پره و کاهش ضخامت پره، در دبی‌های خیلی پایین باعث افزایش میزان گردابه‌ها و جدایش در لبه ورودی و کاهش چشمگیر هد و گشتاور می‌شود که در این محدوده با توجه به افزایش میزان اتلافات بازده کاهش خواهد یافت، اما در دبی‌های بالاتر از  $0.77Q_{BEP}$  اتلافات به دلیل کاهش گرادیان سرعت و میزان گردابه‌ها و جدایش در سمت مکش و فشار پره کاهش قابل توجهی یافته است و در دبی‌های بالاتر از نقطه عملکردی بیشترین میزان تأثیر بر روی بازده مشاهده می‌شود. راندمان پمپ معکوس با پروانه اصلاح شده در شرایط کاری یکسان برای شرایط بار جزئی ( $0.8Q_{BEP}$ )، طراحی ( $Q_{BEP}$ ) و اضافه بار ( $0.8Q_{BEP}$ ) به ترتیب ۱/۴۹٪، ۱/۹۲٪ و ۳/۷۶٪ افزایش یافته است. محدوده کارکرد با راندمان بالای پمپ معکوس با پروانه اصلاح شده بهبود قابل توجهی داشته و با توجه به ارزش بالاتر تولید برق در ساعات اوج مصرف این تغییرات می‌تواند تأثیر بسزایی در شرایط اقتصادی پروژه هم داشته باشد.

## ۱۰- فهرست علائم

### علائم انگلیسی

$D$	قطر خارجی پروانه
$g$	شتاب گرانش، $m.s^{-2}$
$H$	هد پمپ، $m$
$k$	انرژی جنبشی آشفته، $m^2/s^2$



$P$	فشار،	pa
$Q$	دبی،	$m^3/h$
$T$	گشتاور کل روی پروانه،	N.m

#### علائم یونانی

$\rho$	چگالی،	$kg/m^3$
$\beta_1$	زاویه ورودی پره	
$\beta_2$	زاویه خروجی پره	
$\tau$	تنش برشی،	pa
$\eta$	راندمان	
$\Omega$	سرعت چرخش،	rpm
$\omega$	سرعت زاویه‌ای چرخشی پروانه،	rad/s
$\mu$	لزجت دینامیکی سیال،	kg/m.s
$\nu$	ویسکوزیته سینماتیک سیال،	$m^2/s$

#### زیرنویس

$i, j$	بردارهای یکه مختصات دکارتی
--------	----------------------------

#### ۱۱- منابع و مراجع

- [1] H. Ramos, A. Borga, Pumps as turbines: an unconventional solution to energy production, *Urban Water*, 1(3) (1999) 261-263.
- [2] J. Fernández, E. Blanco, J. Parrondo, M. Stickland, T. Scanlon, Performance of a centrifugal pump running in inverse mode, *Proceedings of The Institution of Mechanical Engineers Part A-journal of Power and Energy - PROC INST MECH ENG A-J POWER*, 218 (2004) 265-271.
- [3] H. Nautiyal, V. Goel, A. Kumar, S. Yadav, Experimental Investigation of Centrifugal Pump Working as Turbine for Small Hydropower Systems, *Energy Science and Technology*, 1 (2011).
- [4] T. Agarwal, Review of Pump as Turbine (PAT) for Micro-Hydropower, *International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering*, 2 (2012) 163-169.
- [5] S. Derakhshan, A. Nourbakhsh, Theoretical, numerical and experimental investigation of centrifugal pumps in reverse operation, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 32(8) (2008) 1620-1627.
- [6] S. Derakhshan, B. Mohammadi, A. Nourbakhsh, Efficiency Improvement of Centrifugal Reverse Pumps, *Journal of Fluids Engineering*, 131(2) (2009).
- [7] A. Bozorgi, E. Javidpour, A. Riasi, A. Nourbakhsh, Numerical and experimental study of using axial pump as turbine in Pico hydropower plants, *Renewable Energy*, 53 (2013) 258-264.
- [8] T.N. Edessa Dribssa, Bazen 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*, 3(3) (2015) 6-19.
- [9] S.S. Yang, F.Y. Kong, J.H Fu, L. Xue, Numerical Research on Effects of Splitter Blades to the Influence of Pump as Turbine, *International Journal of Rotating Machinery*, 2012 (2012), 26-34.
- [10] S.V. Jain, A. Swarnkar, K.H. Motwani, R.N. Patel, Effects of impeller diameter and rotational speed on performance of pump running in turbine mode, *Energy Conversion and Management*, 89 (2015) 808-824.

- [11] 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*, 108 (2017) 64-71.
- [12] 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, Ser. B*, 29(4) (2017) 603-609.
- [13] M.H. Shojaeefard, S. Saremian, Effects of impeller geometry modification on performance of pump as turbine in the urban water distribution network, *Energy*, 255 (2022).
- [14] F. Shi, J. Yang, X. Wang, Analysis on the effect of variable guide vane numbers on the performance of pump as turbine, *Advances in Mechanical Engineering*, 10 (2018).
- [15] L. Wang, S.N. Asomani, J. Yuan, D. Appiah, Geometrical Optimization of Pump-As-Turbine (PAT) Impellers for Enhancing Energy Efficiency with 1-D Theory, *Energies*, 13(16) (2020).
- [16] Z. Qian, F. Wang, Z. Guo, J. Lu, Performance evaluation of an axial-flow pump with adjustable guide vanes in turbine mode, *Renew. Energy*, 99 (2016) 1146-52.
- [17] B. Qi, D. Zhang, L. Geng, R. Zhao, B.P.M. van Esch, Numerical and experimental investigations on inflow loss in the energy recovery turbines with back-curved and front-curved impeller based on the entropy generation theory, *Energy*, 239 (2022).
- [18] M.H. Shojaeefard, M. Tahani, M.B. Eghghaghi, M.A. Fallahian, M. Bejlari, Numerical study of the effects of some geometric characteristics of a centrifugal pump impeller that pumps a viscous fluid, *Computers & Fluids*, 60 (2012) 61-70.
- [19] F. Menter, Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications, *AIAA Journal*, 32 (1994) 1598-1605.
- [20] M.H. Shojaeefard, S. Saremian, Studying the impact of impeller geometrical parameters on the high-efficiency working range of pump as turbine (PAT) installed in the water distribution network, *Renewable Energy*, 216 (2023).
- [21] M. Tahani, S. Saremian, H. Yousefi, Y. Noorollahi, R. Fahimi, Investigation Effect of Type and Diameter of Volute on the Efficiency of Centrifugal Reverse Pump at Different Operating Conditions, *Journal of Mechanical Engineering*, 49 (2019) 229-238.
- [22] H. Yousefi, Y. Noorollahi, M. Tahani, R. Fahimi, S. Saremian, Numerical simulation for obtaining optimal impeller's blade parameters of a centrifugal pump for high-viscosity fluid pumping, *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 34 (2019) 16-26.
- [23] M.M. Ghorani, M.H. Sotoude Haghghi, A. Maleki, A. Riasi, A numerical study on mechanisms of energy dissipation in a pump as turbine (PAT) using entropy generation theory, *Renewable Energy*, 162 (2020) 1036-1053.
- [24] Z. Hu, Y. Cheng, D. Liu, H. Chen, B. Ji, J. Ding, Broadening the operating range of pump-turbine to deep-part load by runner optimization, *Renewable Energy*, 207 (2023) 73-88.
- [25] 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*, 18 (2018) 11-9. (In Persian)
- [26] M.H. Shojaeefard, S. Saremian, Analyzing the impact of blade geometrical parameters on energy recovery and efficiency of centrifugal pump as turbine installed in the pressure-reducing station, *Energy*, 289 (2024).
- [27] A. Maleki, M.M Ghorani, M.H.S Haghghi, A. Riasi, Numerical study on the effect of viscosity on a multistage pump running in reverse mode. *Renewable Energy*, 150 (2020) 234-54.
- [28] R.J. Moffat, Contributions to the Theory of Single-Sample Uncertainty Analysis, *Journal of Fluids Engineering*, 104(2) (1982) 250-258.

# Numerical study of the influence of changing impeller geometry on improving the performance of a centrifugal pump as turbine

Salman Saremian, Mohammad Hassan Shojaefard\*

Department of Mechanical Engineering, Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran

## ABSTRACT

Implementation of pump as turbine rather than traditional turbines in the soft pressure regulation system reduces the initial costs and construction time of the power plant. But the significant losses occur under off-design conditions because the pump was not built to work in reverse mode. In this study, the design and simulation of the centrifugal pump as turbine as the most important part of the power plant have been done by CFTurbo and CFX software. The discretization of governing equations was done with the help of the finite volume method, and regarding the turbulent nature of flow in the pump as turbine from  $k-\omega$  SST model was used. The changing trend of the pump as turbine simulation results is basically in acceptable agreement with the experimental results. The impact of changing the parameters of blade thickness, blade inlet width, and splitter blades was numerically investigated in the operating range. Since increasing the efficiency and production capacity of the power plant is considered, the selection of the optimal mode of changes in the geometrical parameters of the impeller was investigated based on the statistical analysis of the flow rate. The results indicated that by simultaneously modifying the parameters, the operating range with high efficiency and electricity production is increased compared to the original impeller. The optimal impeller is better performing in the range of  $0.77Q_{BEP}$  to  $1.2Q_{BEP}$ , and efficiency at the design point has increased by 1.92%.

### *Keywords*

Pump as Turbine, Blade thickness, Splitter Blades, Blade inlet width, CFD.

---

\* Corresponding Author: Email: shojaefard@iust.ac.ir