

Evaluating The Effect of Inlet Angle and Leading Edge Geometry of The Blade on The Efficiency Improvement of The PAT Power Station

Salman Sareman, Mohammad Hassan Shojaeefard*

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

ARTICLE INFO

Article Type

Original Research

Article History

Received: June 28, 2026

Revised: August 06, 2026

Accepted: August 26, 2026

ePublished: October 19, 2026

ABSTRACT

The significance of enhancing renewable power plant capacity becomes increasingly evident considering the growing energy demand, climate change, and air pollution caused by fossil fuel power plants. Micro-hydro power plants represent a viable option for increasing clean energy capacity in water distribution and transmission networks, though they have historically received less attention due to their high initial costs relative to lower generation capacity. A substantial portion of the power plant cost can be reduced by utilizing pumps and motors in reverse operation mode; however, challenges exist in their implementation. In this study, the performance of a pump as turbine (PAT) was investigated both experimentally and numerically, and a comparison was conducted to validate the numerical solution, with the minimal discrepancy in results confirming the adequate accuracy of the simulations. Due to the fact that pump blade profiles are not designed for reverse operation, significant losses occur, particularly under off-design operating conditions. In this study, the effects of blade leading edge geometry and blade inlet angle were examined to improve performance, and subsequently, the simultaneous modification of these parameters was analyzed numerically. The vorticity analysis results demonstrate improvement in flow fields, reducing flow separation, and vortex formation at the inlet and throughout the entire runner passage, which has resulted in extending the high-efficiency operating range of the PAT. The maximum improvement occurred at a flow rate of 175m³/h, with the efficiency enhanced by 3.2%.

Keywords: Pump as Turbine, Rounding Leading Edge, Blade Inlet Angle, Vorticity, Energy Recovery

How to cite this article

Sareman S, Shojaeefard M H, Evaluating the effect of inlet angle and leading edge geometry of the blade on increasing the high-efficiency operating range of pump as turbine. Modares Mechanical Engineering; 2027;27(01):49-63.

*Corresponding author's email: shojaeefard@iust.ac.ir

*Corresponding ORCID ID: 0000-0001-6509-2469



Copyright© 2027, TMU Press. This open-access article is published under the terms of the Creative Commons Attribution-NonCommercial 4.0 International License which permits Share (copy and redistribute the material in any medium or format) and Adapt (remix, transform, and build upon the material) under the Attribution-NonCommercial terms.



ارزیابی تأثیر زاویه ورودی و هندسه لبه حمله پره بر افزایش راندمان نیروگاه پمپ معکوس

سلمان صارمیان، محمدحسن شجاعی فرد* 

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

چکیده

اهمیت افزایش ظرفیت نیروگاه‌های تجدیدپذیر با توجه به افزایش نیاز به انرژی و تغییرات اقلیمی و آلودگی هوای ناشی از نیروگاه‌های فسیلی هرروز بیشتر نمایان می‌شود. نیروگاه‌های برقایی میکرو یکی از گزینه‌های مناسب برای افزایش ظرفیت انرژی پاک در شبکه توزیع و انتقال آب هستند که در گذشته بدلیل هزینه اولیه بالای آنها در مقابل ظرفیت تولید کمتر به آنها توجه می‌شد. بخش قابل توجهی از هزینه نیروگاه با استفاده از پمپ و موتور در کارکرد معکوس کاهش می‌یابد اما چالش‌هایی در به‌کارگیری آنها وجود دارد. در این مطالعه عملکرد پمپ معکوس به صورت تجربی و عددی بررسی و مقایسه‌ای برای صحت سنجی حل عددی انجام شده و اختلاف خیلی کم نتایج تأیید کننده دقت مناسب شبیه‌سازی‌ها است. به دلیل عدم طراحی پروفیل پره پمپ برای کارکرد معکوس تلفات قابل‌توجهی به خصوص در شرایط کارکرد خارج از طراحی اتفاق می‌افتد. در این مطالعه تأثیر شکل لبه ورودی پره و زاویه ورودی پره به منظور بهبود عملکرد بررسی شد و در مرحله بعد اصلاح همزمان این پارامترها به صورت عددی مورد تحلیل قرار گرفت. نتایج بررسی ورتیسیت به‌بود میدان‌ها جریان، کاهش جدایش و تشکیل گردابه‌ها در ورودی و کل پاساژ رانر را نشان می‌دهد که سبب افزایش محدوده کارکرد با راندمان بالای پمپ معکوس شده است. بیشترین بهبود در دبی ۱۷۵ مترمکعب بر ساعت رخ داده و راندمان ۳/۲ درصد بهبود یافته است.

اطلاعات مقاله

نوع مقاله

مقاله پژوهشی

تاریخچه مقاله

دریافت: ۱۴۰۵/۰۴/۰۷

بازنگری: ۱۴۰۵/۰۵/۱۵

پذیرش: ۱۴۰۵/۰۶/۰۴

ارائه آنلاین: ۱۴۰۵/۰۷/۲۷

کلیدواژه‌ها: پمپ معکوس، گرد کردن لبه حمله، زاویه ورودی پره، گردابه، بازیابی انرژی

نحوه ارجاع به این مقاله

صارمیان سلمان، شجاعی فرد محمدحسن، ارزیابی تأثیر زاویه ورودی و هندسه لبه حمله پره بر افزایش محدوده عملیاتی با راندمان بالای پمپ معکوس، مهندسی مکانیک مدرس. ۷۳-۴۹-۱(۰۱):۲۷-۱۴۰۵.

*پست الکترونیکی نویسنده عهده‌دار مکاتبات: shojaeefard@iust.ac.ir

*شناسه ارکید نویسنده عهده‌دار مکاتبات: 0000-0001-6509-2469



۱- مقدمه

انرژی به عنوان یکی از ارکان اصلی پیشرفت تمدن بشر، تأثیر عمیقی بر ابعاد اجتماعی، اقتصادی و فرهنگی جوامع دارد [۱]. با کاهش پیوسته ذخایر فسیلی نظیر نفت و زغال سنگ و تشدید چالش‌های زیست‌محیطی جهانی، سیاست‌گذاری انرژی در کشورهای مختلف به سمت منابع تجدیدپذیر نظیر انرژی آبی، بادی و خورشیدی گرایش یافته است [۲، ۳]. این روند، توجه به توسعه و پایداری منابع انرژی پاک را افزایش داده است [۴، ۵]. در این میان، انرژی آبی به عنوان بزرگ‌ترین و پایدارترین منبع تولید برق تجدیدپذیر شناخته می‌شود که نقش مؤثری در کاهش انتشار گازهای گلخانه‌ای ایفا می‌کند [۶]. در ایران، بخش قابل توجهی از اقلیم کشور را نواحی کوهستانی تشکیل می‌دهد و در این مناطق به منظور تأمین پایدار آب مخازن ذخیره در ارتفاع بالا ساخته می‌شوند و در این شرایط اختلاف ارتفاع قابل ملاحظه میان محل ذخیره و مصرف کننده نهایی وجود دارد [۷، ۸]. شیرهای فشارشکن در شبکه‌های توزیع آب شهری برای کنترل فشار پایین‌دست در محدوده مجاز به کار گرفته می‌شوند، اما این فرآیند انرژی پتانسیل گرانشی قابل توجهی را تلف می‌کند [۹]. بازیابی این انرژی از طریق تولید برق، رویکردی نوین در مدیریت بهینه شبکه‌های آب‌رسانی شهری به شمار می‌رود که بر تبدیل فشار اضافی هیدرواستاتیک به توان الکتریکی تمرکز دارد [۱۰]. نصب توربوماشین‌های بازیابی انرژی در ایستگاه‌های فشارشکن، نه تنها بخشی از نیاز الکتریکی محلی را تأمین می‌کند، بلکه کاهش فشار شبکه را نیز ممکن می‌سازد [۱۱].

استفاده از همه ظرفیت نیروگاه‌های برق آبی می‌تواند نقشی کلیدی در کاهش تراز انتشار کربن و آلاینده‌های جوی ایفا می‌کنند. در میان فناوری‌های موجود، بهره‌گیری از پمپ معکوس، به‌ویژه در کشورهای در حال توسعه، راهکاری بسیار مقرون‌به‌صرفه نسبت به توربین‌های متداول (نظیر فرانسیس یا کاپلان) محسوب می‌شود [۱۲]. این فناوری با کاهش هزینه‌های سرمایه‌گذاری و کوتاه کردن دوره بازگشت سرمایه، توجیه‌پذیری اقتصادی پروژه‌های کوچک‌مقیاس را به طور قابل ملاحظه‌ای ارتقا می‌بخشد [۱۳، ۱۴]. کاربرد پمپ معکوس در بخش‌هایی نظیر معادن، صنایع پتروشیمی، پالایشگاه‌ها، مزارع آبی‌پروری و فرآیندهای صنعتی متنوع، امکان بازیابی انرژی را فراهم می‌آورد [۱۵، ۱۶].

با توجه به اینکه سازندگان پمپ معمولاً منحنی مشخصه عملکرد در رژیم توربینی را ارائه نمی‌دهند، پژوهشگران متعددی بر پایه داده‌های تجربی و شبیه‌سازی‌های عددی، روابط تجربی و مدل‌های پیش‌بینی برای تخمین نقطه بهینه عملکرد و نمودارهای هیدرولیکی پیشنهاد کرده‌اند [۱۷-۲۱]. تاکنون، به دلیل تنوع گسترده سرعت مخصوص پمپ‌ها، روش یکپارچه و جامعی برای انتخاب بهینه پمپ معکوس به تأیید نرسیده است. در سال‌های اخیر، تحقیقات گسترده‌ای بر بهبود عملکرد هیدرولیکی پمپ‌های

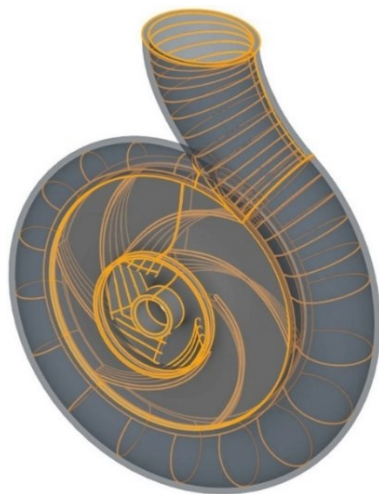
معکوس از طریق اصلاح هندسه اجزا مختلف متمرکز شده است تا محدوده عملیاتی با راندمان بالا گسترش یافته و تلفات کاهش یابد. در ادامه، مروری بر برخی از این مطالعات کلیدی ارائه می‌شود. مطالعات انجام‌شده نشان می‌دهد که اصلاح هندسه پروانه، نقش کلیدی در بهبود توزیع میدان سرعت و فشار، کاهش تلفات هیدرولیکی و افزایش دامنه عملکرد با راندمان بالا دارد. به عنوان مثال، استفاده از پره‌های فورواردر در مقایسه با پره‌های بکوارد منجر به یکنواخت‌تر شدن جریان داخلی، کاهش گرادین‌های شدید فشار و در نتیجه کاهش اتلافات انرژی شده است [۲۲]. همچنین، اصلاح لبه ورودی پره‌ها از طریق گردکردن، موجب کاهش جدایش جریان در شرایط خارج از نقطه طراحی و بهبود عملکرد توربینی پمپ معکوس شده است [۲۳]. تغییر هم‌زمان پارامترهایی نظیر ضخامت پره، عرض ورودی و تعداد پره‌ها نیز سبب افزایش انطباق جریان با پروفیل پره و کاهش شدت آشفتگی در گذرگاه‌های پروانه می‌شود [۲۴]. بررسی زاویه پیچش پره‌ها نشان می‌دهد که این پارامتر تأثیر قابل توجهی بر رفتار گردابه‌ای جریان و میزان تلفات هیدرولیکی دارد؛ به گونه‌ای که انتخاب زاویه مناسب می‌تواند منجر به تضعیف گردابه‌های نامطلوب و بهبود راندمان در محدوده کاری گسترده‌تری شود [۲۵]. از سوی دیگر، افزایش ضخامت پره اگرچه موجب افزایش هد و توان خروجی می‌شود، اما به دلیل تشدید تلفات هیدرولیکی در پروانه و حلزونی، کاهش راندمان کلی سیستم را به دنبال دارد [۲۶]. بهینه‌سازی هندسه پروانه با استفاده از روش‌های هوشمند نظیر شبکه‌های عصبی و الگوریتم‌های ژنتیک نیز نتایج امیدوارکننده‌ای در افزایش بازدهی نقطه کاری نشان داده است [۲۷]. افزودن پره‌های جداکننده و پره‌های راهنما به عنوان راهکاری مؤثر برای بهبود الگوی جریان، کاهش جدایش و افزایش دامنه عملکرد با راندمان بالا معرفی شده است [۲۸]. همچنین، اصلاح هندسه پره‌های راهنما در پمپ‌های معکوس چندمرحله‌ای تأثیر مستقیمی بر منحنی هد-دبی و جابه‌جایی نقطه بهترین بازدهی دارد [۲۹]. استفاده از پره‌های راهنمای قابل تنظیم، به‌ویژه در پمپ‌های جریان محوری، امکان کنترل مؤثر زاویه ورود سیال به پروانه را فراهم کرده و موجب بهبود عملکرد در شرایط بار جزئی می‌شود [۳۰]. نتایج پژوهش‌ها نشان می‌دهد که افزایش تعداد پره‌های ثابت تا مقدار بهینه، باعث یکنواخت‌تر شدن توزیع انرژی جنبشی آشفتگی و کاهش نیروهای شعاعی وارد بر پروانه می‌گردد [۳۱]. با بهره‌گیری از ترکیب شبکه عصبی و الگوریتم ژنتیک چندهدفه، تأثیر اصلاح هم‌زمان پارامترهای هندسی پره — شامل تعداد، زاویه پیچش، زاویه‌های ورودی و خروجی و عرض ورودی — بر محدوده کارکرد با راندمان بالا بررسی شد. نتایج نشان داد که راندمان هیدرولیکی وزنی میانگین پروانه بهینه‌شده نسبت به مدل اولیه ۲/۶ درصد افزایش یافته است. این بهبود عمدتاً ناشی از یکنواخت‌تر شدن توزیع خطوط جریان، کاهش گردابه‌ها و ناحیه کم‌سرعت در پروانه و لوله مکش و نیز کاهش محسوس نرخ تولید

بدون پره‌های جداکننده شامل دبی ۱۲۰ مترمکعب بر ساعت، هد ۱۹/۲ متر و سرعت چرخش ۱۴۵۰ دور بر دقیقه است. در این پژوهش، هندسه پمپ سانتریفیوژ بر اساس پارامترهای هندسی ارائه‌شده در جدول ۱ و با استفاده از نرم‌افزار سی‌اف‌توربو طراحی و هندسه سه‌بعدی مدل‌سازی شده در شکل ۱ نشان داده شده است.

جدول ۱. مشخصات هندسی پمپ معکوس

Table 1. Geometric specifications of the Pump as Turbine

Runner		Volute	
Parameter	Value	Parameter	Value
Number of blades	6	Inlet Width (mm)	33
impeller eye diameter (mm)	120	Inlet Diameter (mm)	275
impeller outer diameter (mm)	260	Design Rule (mm)	215
blade outlet width (mm)	19	Diffuser Height (mm)	280
Blade inlet Angle (°)	20	Outlet (mm)	100
Blade outlet Angle (°)	27	Warp angle (°)	360



شکل ۱ طراحی هندسه پمپ معکوس در سی‌اف‌توربو

Fig.1 Design of the PAT geometry in CFTurbo

۲-۲. معادلات حاکم و مدل‌سازی آشفتگی

شبیه‌سازی‌های دینامیک سیالات محاسباتی به‌عنوان یک روش مقرون‌به‌صرفه برای دریافت بینش مناسب از پدیده‌هایی که در پمپ سانتریفیوژ رخ می‌دهند، به کارگرفته می‌شوند [۳۶]. برای تحلیل عددی جریان تراکم‌ناپذیر در توربوماشین‌ها از شکل سه‌بعدی معادلات ناویر-استوکس استفاده می‌شود. از آنجایی که امکان حل مستقیم این معادلات با سیستم‌های کامپیوتری در دسترس هزینه و زمان زیادی نیاز دارد، به کمک تجزیه رینولدز هر پارامتر به دو بخش متوسط و نوسانی تفکیک می‌شود. شکل تراکم‌ناپذیر معادلات پیوستگی و مومنوم با لحاظ تجزیه رینولدز به صورت زیر نوشته می‌شوند:

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

$$\rho \left(\overline{u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j}} \right) = - \frac{\partial \overline{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} - \rho \overline{u_i u_j} \right) - S_{ui} \quad (2)$$

به دلیل اضافه شدن ترم تنش برشی رینولدز بر تعداد مجهولات معادلات حاکم اضافه شده است. در این مطالعه برای بستن دستگاه معادلات از با در نظر گرفتن ویسکوزیته گردابی برای مدل

آنتروپی حجمی می‌شود که بیشترین میزان کاهش آن در دبی طراحی رخ می‌دهد [۳۲]. به منظور بهبود عملکرد پمپ در کارکرد مستقیم و معکوس اصلاح پارامترهای هندسی پمپ بررسی شد. به منظور شناسایی پارامترهای بهینه ۶۰ مدل هندسه طراحی و تأثیر تغییر این پارامترها بر مشخصه‌های عملکردی تحلیل شد. نتایج نشان داد به‌کارگیری پروانه بهینه‌شده بازده حالت توربین را ۰/۸۸ درصد افزایش می‌دهد، در حالی‌که تأثیر آن بر حالت پمپ ناچیز است [۳۳]. بررسی ۱۵ پیکربندی پره جداکننده در یک پمپ معکوس با سرعت مخصوص پایین نشان داد طرح بهینه (زاویه انحراف محیطی ۰/۵ و طول ۰/۷ نسبت به پره اصلی) بهترین عملکرد را دارد. این پیکربندی با بهبود جریان ورودی به پروانه، کاهش گردابه‌ها و انرژی جنبشی آشفته و کاهش آنتروپی کل می‌شود. در نتیجه، بازده نقطه عملکردی را حدود ۱/۶ درصد افزایش داده و محدوده جریان با بازده بالا را گسترش می‌دهد [۳۴]. مقایسه سه رویکرد بهینه‌سازی سه‌بعدی پره رانر پمپ معکوس — شامل توزیع بارگذاری پره، سمت فشار بالا و سمت فشار پایین — نشان داد که بهینه‌سازی سمت فشار پایین در شرایط کاری مختلف بهترین عملکرد را ارائه می‌دهد. همچنین، تحلیل‌های ترمودینامیکی مبتنی بر نرخ تولید آنتروپی تأیید می‌کند که طراحی هدفمند سمت فشار پایین نواحی پرتلفات جریان را به‌طور قابل‌توجهی کاهش می‌دهد [۳۵].

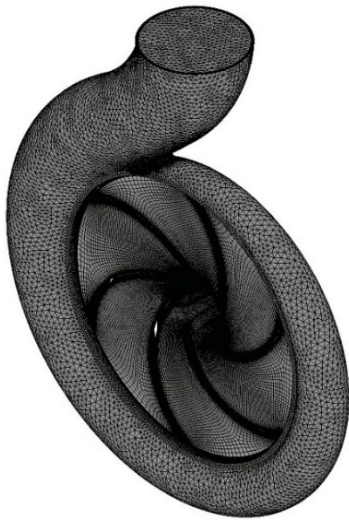
اغلب مطالعات پیشین بر روی عملکرد پمپ معکوس در شرایط فشار خروجی اتمسفری پرداخته‌اند؛ حال آنکه در پژوهش حاضر، عملکرد نیروگاه پمپ معکوس در شرایط ایستگاه‌های فشارشکن با فشار خروجی ۲/۵ بار مورد بررسی قرار گرفته است. از آنجا که پمپ‌ها ذاتاً برای عملکرد در حالت توربینی طراحی نشده‌اند، ورود سیال به رانر اغلب با زاویه نامناسب همراه است که این مسئله منجر به جدایش جریان در لبه ورودی پره و افت محسوس راندمان می‌شود. در مطالعات پیشین، اصلاح هندسه پمپ تنها به بهبود عملکرد در بخشی از زمان بهره‌برداری منجر شده بود؛ در حالی‌که هدف اصلی این پژوهش، ارتقای راندمان نیروگاه در کل دوره عملکردی است. در فاز نخست، عملکرد پمپ معکوس به صورت تجربی و عددی بررسی شده و اعتبارسنجی نتایج عددی انجام شده است. در فاز دوم، تأثیر زاویه ورودی پره و هندسه لبه ورودی به صورت عددی تحلیل شده است. در فاز دوم، با ارزیابی آماری نوسانات دبی، هندسه بهینه رانر طراحی و ساختار میدان جریان با استفاده از دیدگاه ورتیسیته مورد تحلیل قرار گرفته است.

۲- بررسی عددی پمپ معکوس

۲-۱- مدل هندسی:

طراحی دقیق هندسه نقش تعیین‌کننده‌ای در افزایش دقت تحلیل‌های عددی و درک صحیح پدیده‌های حاکم بر میدان جریان ایفا می‌کند. مشخصات نقطه کاری پمپ سانتریفیوژ تک‌مکشه

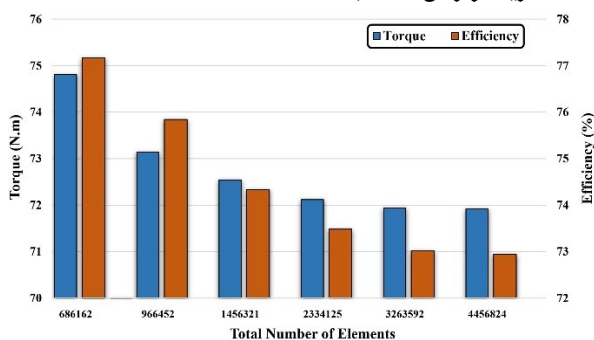
پدیده‌های داخل توربوماشین‌ها در نزدیکی دیوارها رخ می‌دهند، لازم است که شبکه‌های لایه مرزی را در نظر بگیریم تا گرادیان حدی را در این ناحیه مشاهده کنیم. به منظور تحقق پیش‌نیازهای مدل آشفتگی کی‌امگا اس‌اس‌تی در حل عددی، مقدار وای پلاس (y^+) باید کمتر از ۱ در شبکه در نظر گرفته شد. همچنین از انسیس مش برای ایجاد یک مش محاسباتی بی‌سازمان برای بخش ثابت حلزونی با در نظر گرفتن لایه مرزی در ۱۰ لایه‌ای در نزدیکی دیوارها استفاده شده است (شکل ۲).



شکل ۲ شبکه‌بندی رانر و حلزونی

Fig.2 Meshing of the runner and volute

استقلال شبکه با افزایش تراکم مش در ۵ مرحله به منظور به حداقل رساندن تأثیر تعداد المان‌های شبکه بر نتایج حل عددی مطابق شکل ۳ مورد بررسی قرار گرفت. پارامترهای گشتاور و راندمان پمپ معکوس برای ارزیابی حساسیت نتایج شبیه‌سازی انتخاب شد، بررسی با افزایش تعداد المان‌ها بدون تغییر در رویکرد مش‌بندی، شرایط مرزی و مدل آشفتگی انجام شده است. نتایج نشان می‌دهد زمانی که مش ۳/۲۶ میلیون المان است، راندمان و هد محاسبه شده با افزایش بیشتر المان‌ها، تغییرات بسیار ناچیزی را نشان می‌دهند. این مش‌بندی بهینه‌ترین حالت با در نظر گرفتن دقت، هزینه و زمان محاسبات است.



شکل ۳ بررسی نتایج حل عددی نسبت به تعداد المان‌ها مش

Fig.3 Investigation of numerical solution results relative to the number of mesh elements

کردن تنش رینولدز از مدل کی‌امگا اس‌اس‌تی استفاده شده است [۳۷]. مدل دو معادله‌ای برای انرژی جنبشی و فرکانس به صورت زیر تعریف می‌شوند.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{u}_i k)}{\partial x_i} = \bar{P}_k - 0.9 \rho k \omega \quad (3)$$

$$\begin{aligned} & + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[(\mu + \sigma_k \mu_T) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] \\ \frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \omega \bar{u}_i)}{\partial x_i} & = \left[\frac{5}{9} F_1 + 0.44(1 - F_1) \right] \frac{1}{v_t} \bar{P}_k \\ & - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[(\mu + \sigma_\omega \mu_T) \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right] \\ & + 2(1 - F_1) \frac{\rho \sigma_{\omega 2}}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \end{aligned} \quad (4)$$

میزان ویسکوزیته آشفتگی به صورت زیر تعریف می‌شود.

$$v_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}} F_2)} \quad (5)$$

در سال‌های اخیر نتایج بررسی محققان نشان داد که در شبیه‌سازی توربوماشین‌ها مدل توربولانسی انرژی جنبشی آشفتگی از دقت و پایداری مناسبی برخوردار است [۳۸-۴۲]. این مدل بدلیل به‌کارگیری مدل‌های کی‌اپسیلون استاندارد و کی‌امگا استاندارد امکان شناسایی دقیق میدان‌های جریان در نزدیکی دیوارها همچنین جریان آزاد را دارد.

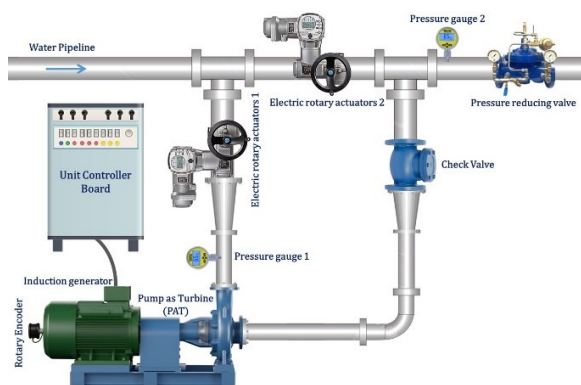
۳-۲- تنظیمات حل و شرایط مرزی

در مطالعه حاضر برای شبیه‌سازی عددی پمپ معکوس از نرم‌افزار تجاری انسیس سی‌اف‌ایکس (Ansys CFX) استفاده شده است. در این نرم‌افزار تمامی معادلات هیدرودینامیکی را به صورت همزمان در یک سیستم ماتریسی بزرگ حل می‌کند. این ویژگی، ضمن نیاز به حافظه محاسباتی بیشتر، پایداری عددی بالا و همگرایی سریع‌تر (با تعداد تکرارهای کمتر) را به همراه دارد؛ روش گسسته‌سازی معادلات حاکم بر پایه ترکیبی از روش اجزای محدود و حجم محدود است؛ به این صورت که تحلیل هندسی و مش‌بندی بر اساس روش اجزای محدود انجام می‌شود تا از انعطاف‌پذیری آن در هندسه‌های پیچیده بهره گرفته شود، اما حل معادلات با رویکرد حجم محدود صورت می‌گیرد. در این روش، حول هر گره مش یک حجم کنترل ایجاد شده و معادلات حاکم با انتگرال‌گیری روی این حجم کنترل و با استفاده از قضیه واگرایی گاوس از فرم حجمی به فرم سطحی تبدیل می‌شوند. با توجه به ماهیت پایایی شبیه‌سازی، از روش فصل مشترک روتور منجمد (frozen rotor) برای اتصال بین قسمت متحرک رانر و ثابت حلزونی استفاده شده است. شرایط مرزی در ورودی خروجی به ترتیب دبی جرمی و فشار استاتیکی تنظیم شده است. شدت توربولانس در ورودی ۵ درصد لحاظ شده است. سطح دیواره به عنوان دیواره صاف بدون لغزش تنظیم شده است. همچنین معیار همگرایی رسیدن باقیمانده‌های معادلات پیوستگی و مومنوم به 10^{-6} تعیین شده است.

۳-۴- شبکه‌بندی و بررسی حساسیت حل به تعداد شبکه

شبکه محاسباتی رانر با استفاده از شبکه‌بندی ساختار یافته در نرم‌افزار انسیس توربوگرید ایجاد شده است. از آنجا که بیشتر

اصلی و خط جانبی تعبیه شده است. یک سامانه کنترل منطقی قابل برنامه‌ریزی (PLC) بر اساس مقدار دبی ورودی، فرمان باز و بسته شدن شیرها را صادر می‌کند. در بازه‌هایی که نیروگاه از مدار تولید خارج می‌شود، شیر برقی دوم فعال شده و فرایند کاهش فشار از طریق یک شیر فشارشکن انجام می‌پذیرد.



شکل ۵ شماتیک نیروگاه برقآبی در شبکه توزیع آب

Fig.5 Schematic of the hydropower plant in the water distribution network

از آنجا که در این سامانه از ژنراتور القایی استفاده شده است، تولید توان الکتریکی مستلزم دستیابی به سرعت دورانی بالاتر از سرعت سنکرون می‌باشد. تنظیم فرکانس شار استاتور ژنراتور متناسب با دبی عبوری و اختلاف فشار اندازه‌گیری شده، به کمک دو حسگر فشار نصب شده در بالادست و پایین دست توربین، از طریق یک درایو الکتریکی با فرکانس متغیر انجام می‌شود. به دلیل نوسانات لحظه‌ای فشار و دبی در شبکه توزیع آب، تغییراتی در فرکانس برق تولیدی نیروگاه مشاهده می‌شود؛ از این رو، به منظور تثبیت فرکانس خروجی، از یک مبدل فرکانس پشت‌به‌پشت در ساختار الکتریکی سامانه استفاده شده است.

به منظور ارزیابی عدم قطعیت نتایج تجربی، اندازه‌گیری هر یک از پارامترهای عملکردی در شرایط کاری یکسان به صورت تکرارشونده انجام شده و عدم قطعیت اندازه‌گیری‌ها با بهره‌گیری از روش موقات [۴۳] مورد تحلیل قرار گرفته است. بر اساس این تحلیل، عدم قطعیت پارامترهای هد، دبی، توان و راندمان به ترتیب برابر با $\pm 1/1$ ، $\pm 0/5$ ، $\pm 1/3$ و $\pm 1/4$ برآورد شده است.

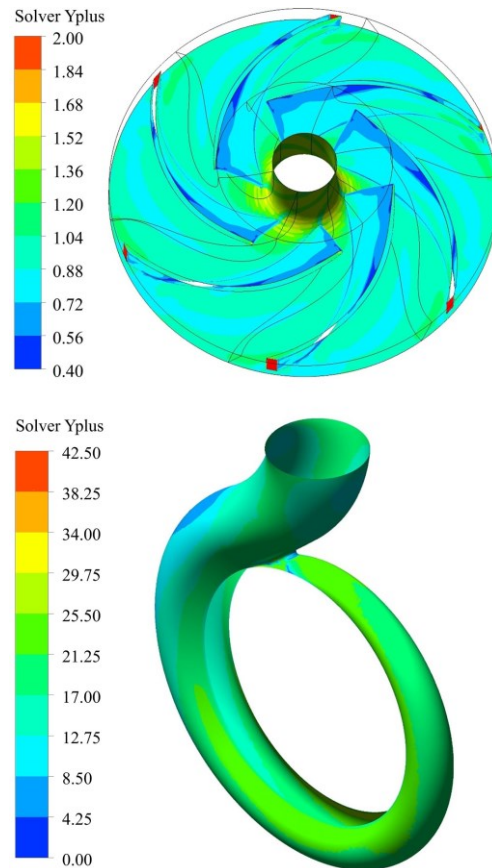
در بخش شبیه‌سازی عددی، تحلیل عملکرد پمپ معکوس با تغییر دبی در بازه ۱۰۰ تا ۲۴۰ مترمکعب بر ساعت و با اعمال شرایط فشار متناظر شبکه توزیع آب، در محیط نرم‌افزار انسیس سی‌اف‌ایکس انجام گرفته است. به منظور محاسبه هد هیدرولیکی، توان شفت و راندمان هیدرولیکی سامانه، از روابط زیر استفاده شده است.

$$H = \frac{P_{T(in)} - P_{T(out)}}{\gamma} \quad (۶)$$

$$P = T_{All\ Blade} \times \omega_1 \quad (۷)$$

$$\eta = \frac{P}{\rho g Q H} \times 100 \quad (۸)$$

به منظور صحت‌سنجی مش به‌کاررفته در شبیه‌سازی عددی، مقادیر وای‌پلاس (y^+) در نواحی مجاور دیواره‌های رانر و حلزونی مورد بررسی قرار گرفت که نتایج آن مطابق شکل ۴ ارائه شده است. کانتورهای وای پلاس نشان می‌دهند که کیفیت مش در نواحی نزدیک به دیواره در سطح قابل قبولی قرار دارد.



شکل ۴ کانتور وای پلاس روی نواحی دیواره (الف) رانر (ب) حلزونی
Fig. 4. y^+ contour on wall regions (a) impeller and (b) volute

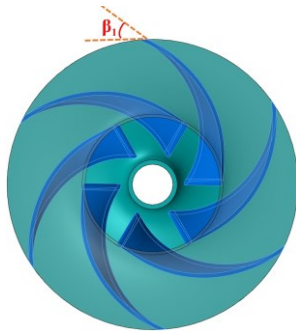
۳- بررسی تجربی عملکرد توربینی پمپ

در پژوهش حاضر، عملکرد یک نیروگاه برق‌آبی میکرو که با هدف تولید انرژی الکتریکی و مدیریت فشار در شبکه توزیع آب شهری احداث شده، مورد ارزیابی قرار گرفته است. این تأسیسات در بخش پایین دست مخزنی استقرار یافته است که وظیفه تأمین آب شرب جمعیتی بالغ بر ۱۵۰۰۰ نفر را بر عهده دارد. پیکربندی کلی و جانمایی اجزای این نیروگاه در مدار خطوط لوله شهری، در شکل ۵ ارائه شده است.

در این ساختگاه به منظور بهره‌برداری از پتانسیل انرژی هیدرولیکی شبکه توزیع آب، یک خط لوله فرعی به صورت موازی با خط اصلی احداث شده و پمپ معکوس در این مسیر نصب گردیده است. عبور جریان آب از این خط جانبی ضمن امکان تولید توان الکتریکی، منجر به کاهش فشار سیال می‌شود. با توجه به تغییرات قابل توجه دبی در شبکه توزیع آب شهری، امکان تولید پیوسته برق در تمام ساعات شبانه‌روز فراهم نیست؛ از این رو، دو شیر برقی در مسیر

۴- تأثیر زاویه ورودی پره بر عملکرد پمپ معکوس:

با توجه به این که بخش عمده تلفات هیدرولیکی در پمپ معکوس در رانر متمرکز است، تحلیل دقیق این بخش به منظور شناسایی مکانیزم‌های غالب ایجاد تلفات، امری اجتناب‌ناپذیر محسوب می‌شود. از سوی دیگر، زوایای هندسی ورودی و خروجی پره‌های رانر از مهم‌ترین پارامترهای طراحی در توربوماشین‌ها به شمار می‌روند که نقش تعیین‌کننده‌ای در میزان توان تولیدی و راندمان کل سامانه دارند. تغییر این زوایا موجب تغییر در مثلث‌های سرعت شده و در نتیجه تمامی شاخص‌های هیدرولیکی تحت تأثیر قرار می‌گیرند. در حالت کارکرد توربینی پمپ، زاویه خروجی پره در حالت پمپاژی به عنوان زاویه ورودی جریان تلقی می‌شود و از این رو تأثیر مستقیمی بر ساختار میدان جریان داخل رانر خواهد داشت. به منظور ارزیابی تأثیر زاویه ورودی پره‌های رانر بر عملکرد پمپ معکوس، مدل‌های هندسی رانر با پنج زاویه ورودی پره مختلف طراحی شده‌اند، در حالی که سایر پارامترهای رانر بدون تغییر هستند، زاویه ورودی پره توربین که در این بخش تغییر می‌کند در شکل ۷ نشان داده شده است.



شکل ۷ طراحی هندسه رانر با تغییر زاویه ورودی

Fig.7 Design of the runner geometry with changes in inlet angle

بررسی تغییر زاویه ورودی پره بر پارامترهای هیدرولیکی پمپ معکوس در محدوده ۰/۵ تا ۱/۳ دبی نقطه عملکردی انجام شده است. تحلیل عملکرد هیدرولیکی پمپ معکوس با تغییر زاویه ورودی پره در بازه دبی ۱۰۰ تا ۲۴۰ مترمکعب بر ساعت انجام شده و مقادیر هد و توان تولیدی به ترتیب در جداول ۴ و ۵ ارائه شده است. همچنین، تغییرات راندمان بر حسب دبی در شکل ۸ ارائه شده که نشان می‌دهد تأثیر تغییر زاویه ورودی پره بر راندمان در تمام محدوده‌های کاری یکنواخت نبوده و وابستگی شدیدی به شرایط بهره‌برداری دارد.

جدول ۴. بررسی تأثیر زاویه ورودی بر هد مورد نیاز

Table 4. Investigation of the effect of inlet angle on required head

Q(m ³ /h)	Head(m)				
	25°	27°	29°	31°	33°
100	19.28	20.25	20.83	21.41	22.36
120	21.76	22.61	22.91	23.86	24.62
144	24.87	25.65	25.87	26.12	27.23
162	28.01	28.97	29.12	29.45	30.256
180	32.41	32.65	32.74	33.08	34.92
198	34.56	34.86	34.93	35.11	36.04
216	37.76	37.95	38.05	38.13	38.24
240	41.01	41.22	41.35	41.52	42.04

قابلیت اطمینان شبیه‌سازی عددی در حالت پمپ معکوس از طریق مقایسه با نتایج تجربی بررسی می‌شود. اختلاف بین نتایج عددی و تجربی از رابطه زیر محاسبه می‌شود [۴۴]:

$$\Delta A_{rel} = \frac{|A_{EXP} - A_{CFD}|}{\max\{A_{EXP}, A_{CFD}\}} \quad (9)$$

نتایج تجربی و عددی عملکرد پمپ معکوس در محدوده کاری در جداول ۲ و ۳ ارائه شده است. مقایسه بین نتایج در شکل ۶ نشان می‌دهد که روند تغییرات نتایج عددی نسبت به نتایج تجربی اساساً سازگار است. با این وجود، اختلاف میان نتایج عددی و تجربی در تمامی مطالعات مشاهده می‌شود که می‌توان آن‌ها را به خطاهای ناشی از حل عددی معادلات متوسط‌گیری شده (به جای معادلات اصلی ناویر-استوکس)، استفاده از مدل‌های توربولانس و خطاهایی نظیر خطای قطع در معادلات دیفرانسیل نسبت داد. خطای نسبی راندمان میان نتایج عددی و تجربی در دبی‌های $0.8Q_{BEP}$ ، Q_{BEP} (معادل ۱۸۰ مترمکعب بر ساعت) و $1.2Q_{BEP}$ به ترتیب ۳/۹، ۶/۲ و ۶/۱ درصد است. با این حال، تطابق نسبتاً خوب بین نتایج نشان می‌دهد که شبکه محاسباتی و تنظیمات شبیه‌سازی به درستی برای حل عددی انتخاب شده‌اند.

جدول ۲. بررسی تجربی عملکرد پمپ معکوس در محدوده کاری

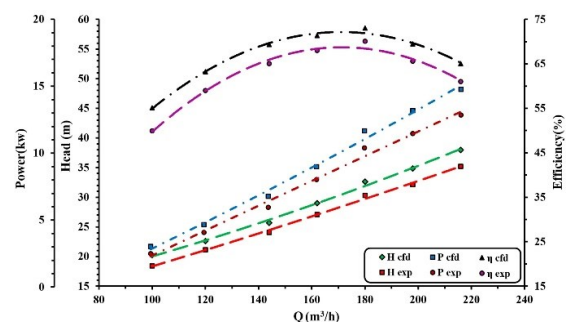
Table 2. Experimental investigation of the PAT performance over the operating range

Q(m ³ /h)	Head (m)	Power (kW)	Efficiency (%)
100	18.423	2.501	49.92
120	21.13	4.069	59.01
144	24.04	5.951	65.02
162	27.11	8.023	68.01
180	30.29	10.395	70.11
198	32.15	11.474	65.62
216	35.21	12.853	61.03

جدول ۳. بررسی عددی عملکرد پمپ معکوس در محدوده کاری

Table 3. Numerical investigation of the PAT performance over the operating range

Q(m ³ /h)	Head (m)	Power (kW)	Efficiency (%)
100	20.25	3.04	55.12
120	22.61	4.66	63.21
144	25.65	6.77	69.35
162	28.97	9.01	71.34
180	32.65	11.67	73.02
198	34.86	13.18	69.50
216	37.95	14.76	65.03



شکل ۶ مقایسه نمودارهای عملکردی عددی و تجربی پمپ معکوس

Fig.6 Comparison of numerical and experimental performance curves of the pump as turbine

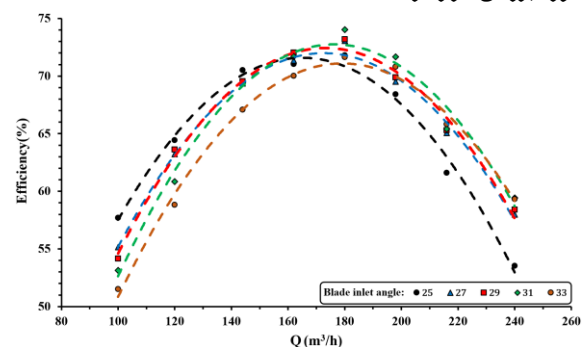
جدول ۵. بررسی تأثیر زاویه ورودی بر توان تولیدی

Table 5. Investigation of the effect of inlet angle on power generation

Q(m ³ /h)	Power(kW)				
	25°	27°	29°	31°	33°
100	3.02	3.04	3.07	3.09	3.13
120	4.57	4.66	4.75	4.74	4.72
144	6.68	6.77	6.85	6.90	6.95
162	8.65	9.01	9.12	9.19	9.22
180	11.39	11.67	11.73	11.98	12.24
198	12.85	13.18	13.27	13.68	13.87
216	13.91	14.76	14.86	14.92	15.05
240	14.32	15.59	15.75	16.10	16.27

زاویه ورودی پره در رانر اصلی پمپ معکوس برابر با ۲۷ درجه است و تغییر این پارامتر می‌تواند شکل منحنی‌های عملکردی و همچنین بازه کاری با راندمان بالا را به‌طور قابل ملاحظه‌ای تغییر دهد. نتایج حاصل از بررسی رانر اولیه نشان می‌دهد که در دبی‌های کمتر از ۰/۸ دبی نقطه عملکردی (۱۴۴ مترمکعب بر ساعت)، به دلیل کوچک بودن زاویه حمله جریان، پدیده جدایش در مجاورت لبه ورودی پره در سمت فشار رخ داده و منجر به تشکیل گردابه‌های قوی در داخل رانر می‌شود. زاویه ورودی پره به‌عنوان یکی از مؤثرترین پارامترهای هندسی، کنترل‌کننده شدت جدایش جریان و توسعه گردابه‌ها در این ناحیه است. در این شرایط کاری، کاهش زاویه ورودی پره موجب بهبود انطباق جریان با پروفیل پره، کاهش میزان جدایش و محدود شدن تشکیل گردابه‌ها در رانر شده و در نتیجه اتلافات هیدرولیکی و هد مورد نیاز کاهش می‌یابد؛ به‌تبع آن، راندمان در این محدوده دبی افزایش نشان می‌دهد. در مقابل، افزایش زاویه ورودی پره سبب افزایش اختلاف بین زاویه حمله جریان و زاویه ورود پره شده و با تشدید جدایش و شکل‌گیری گردابه‌های بزرگ‌تر، تلفات انرژی افزایش می‌یابد و همان‌طور که در شکل ۸ مشخص است راندمان کاهش قابل توجهی دارد.

به‌منظور تحلیل دقیق ساختار میدان جریان در داخل رانر، صفحات کنترلی در سه موقعیت مشخص از دهانه پره تعریف شده‌اند؛ به‌طوری‌که نواحی مجاور دیواره هاب ($\text{Span}=0.1$)، نواحی نزدیک به شروود ($\text{Span}=0.9$) و ناحیه میانی پاساژ جریان ($\text{Span}=0.5$) مورد بررسی قرار گرفته‌اند.



شکل ۸ مقایسه عملکرد پمپ معکوس با زوایای مختلف ورودی پره

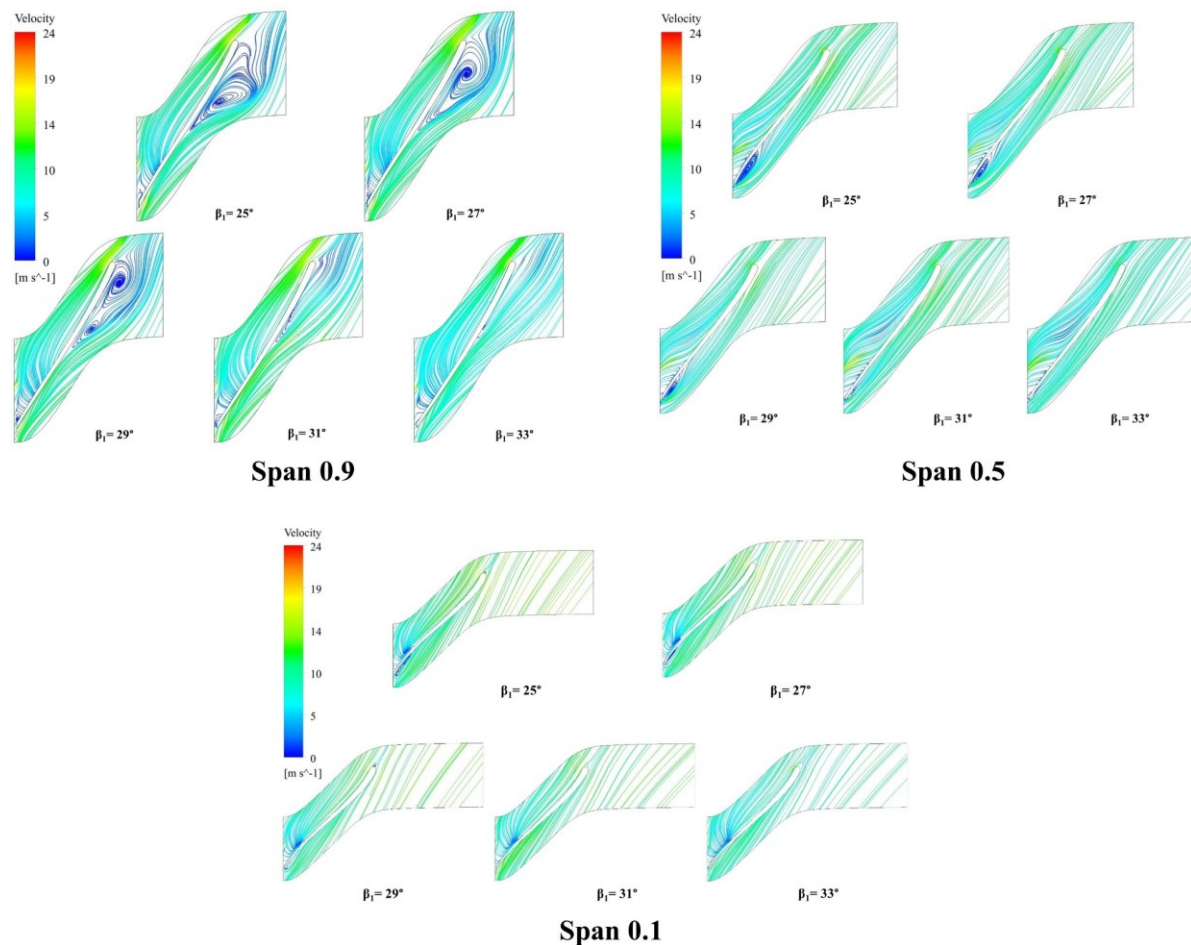
Fig.8 Comparison of PAT performance with different blade inlet angles

در شکل ۹، مقایسه‌ای از خطوط جریان دوبعدی برای پنج پیکربندی مختلف رانر با زوایای ورودی متفاوت، در شرایط نقطه طراحی پمپ معکوس ارائه شده است.

در شرایط عملکردی طراحی، با افزایش زاویه حمله جریان تا زاویه ورودی پره، در رانر اصلی پدیده جدایش جریان در نواحی لبه حمله و لبه فرار مشاهده می‌شود که این امر منجر به شکل‌گیری ساختارهای گردابه‌ای در مسیر عبور سیال می‌گردد. مقایسه خطوط جریان دوبعدی نشان می‌دهد که با کاهش زاویه ورودی پره در پمپ معکوس، شدت جدایش و توسعه گردابه‌ها افزایش یافته و این رفتار مطابق داده‌های ارائه‌شده در جداول ۴ و ۵، با افت هد، توان تولیدی و راندمان کل همراه است.

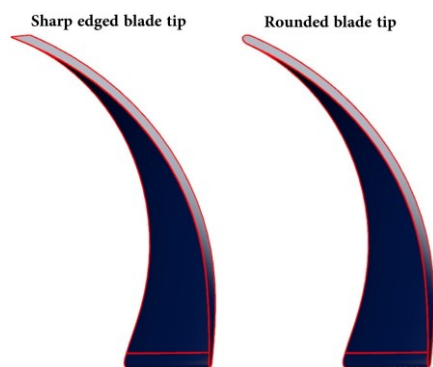
افزایش زاویه ورودی پره به ۲۹ درجه منجر به کاهش نسبی جدایش و گردابه‌ها در لبه‌های ابتدایی و انتهایی پره شده است، هرچند این بهبود از نظر کیفی چندان چشمگیر نیست. در مقابل، با افزایش زاویه ورودی به ۳۱ درجه، کاهش محسوسی در میزان جدایش جریان مشاهده می‌شود که این امر به یک‌نواخت‌تر شدن میدان جریان، کاهش اغتشاشات هیدرولیکی و بهبود پیروی جریان از پروفیل پره منجر می‌گردد. در نتیجه، اتلافات انرژی کاهش یافته و مقادیر هد، توان خروجی و راندمان نسبت به رانر اصلی افزایش نشان می‌دهند. در بازه عملکردی بین ۰/۸ تا ۱/۲ دبی نقطه طراحی، رانری با زاویه ورودی ۳۱ درجه در میان زوایای بررسی‌شده بهترین عملکرد را از خود نشان داده و علاوه بر دستیابی به راندمان بالاتر، از محدوده کاری گسترده‌تری با راندمان بالا برخوردار است. در زاویه ورودی ۳۳ درجه، پدیده جدایش جریان و تشکیل گردابه‌ها در سمت مکش پره و در فاصله بین لبه ورودی تا لبه خروجی عملاً مشاهده نمی‌شود؛ با این حال، به دلیل افزایش قابل توجه هد، راندمان در نقطه طراحی کاهش یافته است.

بررسی عملکرد رانر در دبی‌های بالاتر از اضافه بار ($Q \geq 1.2Q_{BEP}$) نشان می‌دهد که افزایش زاویه حمله جریان، شدت پدیده شوک ورودی در ناحیه لبه پیشرو پره رانر اصلی را افزایش داده و منجر به ایجاد نواحی جدایش و تشکیل گردابه در مسیر جریان می‌شود. در این شرایط، کاهش زاویه ورودی پره موجب تشدید جدایش و افزایش اتلافات هیدرولیکی شده و افت محسوسی در راندمان مشاهده می‌گردد. در مقابل، افزایش زاویه ورودی پره شدت شوک ورودی را به میزان قابل توجهی کاهش داده و بهترین عملکرد پمپ معکوس در این محدوده دبی مربوط به رانری با زاویه ورودی ۳۳ درجه است. همچنین بر اساس نتایج جداول ۴ و ۵ با افزایش زاویه ورودی پره در این بازه کاری، هد مورد نیاز و توان تولیدی افزایش یافته و راندمان کل سامانه نیز به‌طور قابل ملاحظه‌ای بهبود می‌یابد.



شکل ۹ مقایسه توزیع خطوط جریان در صفحات مختلف رانر در نقطه طراحی

Fig.9 Comparison of streamlines distribution in different runner sections at the design point



شکل ۱۰ گرد کردن لبه ورودی پره رانر

Fig.10 Rounding of the runner blade leading edge

جدول ۶. بررسی تأثیر شکل لبه ورودی بر هد مورد نیاز

Table 6. Investigation of the effect of leading-edge shape on required head

Q(m ³ /h)	Head(m)			
	0	1.25	1.75	2.25
100	20.25	20.01	20.11	20.03
120	22.61	22.63	22.55	22.15
144	25.66	25.63	25.42	25.09
162	28.97	28.96	28.51	28.83
180	32.65	31.54	31.28	31.37
198	34.86	33.78	33.49	33.21
216	37.95	37.04	36.73	36.81
240	41.22	40.11	39.07	39.73

۵- تأثیر گرد کردن لبه ورودی پره:

لبه‌های خروجی پره‌ها در طراحی متداول رانر، با توجه به ماهیت شعاعی خروج جریان و به‌منظور بیشینه‌سازی مؤلفه نیروی گریز از مرکز، به‌صورت لبه‌های تیز در نظر گرفته می‌شوند. این رویکرد طراحی در شرایط بهره‌برداری مستقیم، پاسخ هیدرولیکی مناسبی ارائه می‌دهد؛ با این حال، در حالت کارکرد معکوس که در آن لبه خروجی پره عملاً نقش ناحیه ورودی توربوماشین را ایفا می‌کند، وجود لبه‌های تیز موجب بروز شوک در ورودی، جدایش زودهنگام جریان، افزایش شدت آشفتگی و در نهایت رشد قابل توجه تلفات هیدرولیکی می‌گردد. در پژوهش حاضر، تأثیر گرد لبه انتهایی پره با تغییر آن در ۳ شعاع مختلف بررسی شده است. تصویر پره اصلی و پره لبه گرد شده در شکل ۱۰ نشان داده شده است.

اصلاح ورودی پره باعث تغییر مثلث سرعت و کاهش مقدار زاویه شوک در ورودی رانر می‌شود و باعث بهبود میدان سیال و کاهش تلفات هیدرولیک داخل رانر می‌شود. مقایسه نتایج به دست آمده با و بدون گرد کردن لبه ورودی برای هد و توان در جداول ۶ و ۷ ارائه شده است. هد مورد نیاز پمپ معکوس کاهش قابل توجه داشته است و توان تولیدی افت اندکی دارد.

جدول ۷. بررسی تأثیر شکل لبه ورودی بر توان تولیدی

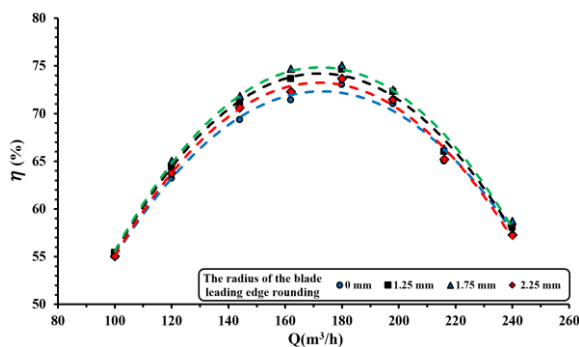
Table 7. Investigation of the effect of leading-edge shape on power generation

Q(m ³ /h)	Power(kW)			
	0	1.25	1.75	2.25
100	3.04	3.02	3.02	3.01
120	4.66	4.76	4.79	4.62
144	6.77	6.94	6.95	6.74
162	9.00	9.28	9.27	9.07
180	11.67	11.53	11.47	11.31
198	13.47	13.28	13.20	12.91
216	14.76	14.64	14.58	14.36
240	15.59	15.20	14.97	14.85

شکل ۱۱ نشان می‌دهد که افزایش قابل توجهی در راندمان در محدوده نقطه عملکردی و نزدیک آن اتفاق می‌افتد. در شرایط کاری مشابه رانر با لبه گرد شده ۱/۷۵ میلی‌متر بهترین عملکرد را داشته است و در دبی‌های Q_{BEP} ، $0.8Q_{BEP}$ و $1.2Q_{BEP}$ به ترتیب ۲/۰۵، ۲/۳۱ و ۱/۳۱ درصد بهبود یافته است.

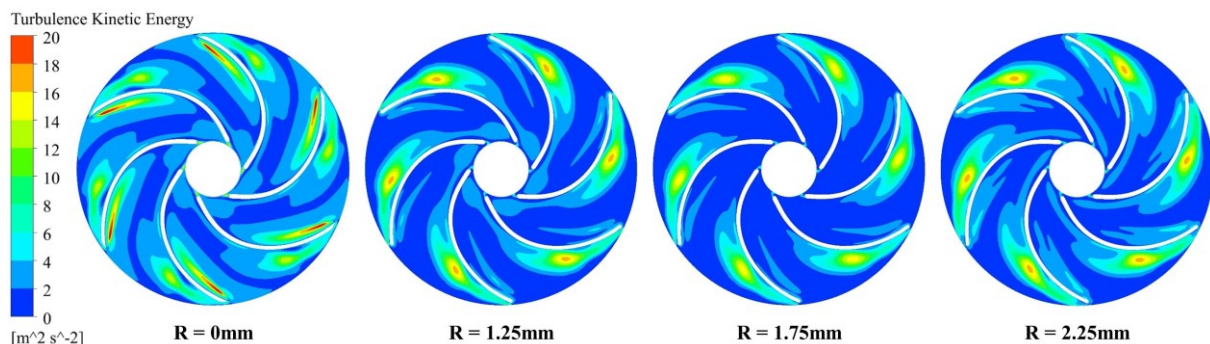
برای بررسی تأثیر گرد کردن لبه ورودی پره بر عملکرد پمپ معکوس، تحلیل میدان جریان و تلفات هیدرولیکی ضروری است. در این بخش، از معیار انرژی جنبشی آشفتگی به عنوان شاخص کلیدی برای ارزیابی شرایط جریان استفاده شده است. این معیار نقش مهمی در درک و شناسایی تلفات هیدرولیکی در قسمت‌های مختلف هندسه رانر ایفا می‌کند؛ زیرا هرچه انرژی جنبشی آشفتگی بالاتر باشد، میدان جریان ناپایدارتر شده و تلفات انرژی، به ویژه در اجزای دوار، افزایش می‌یابد. شکل ۱۲ مقایسه توزیع انرژی جنبشی آشفتگی را در صفحه میانی رانر، بین رانر اصلی و رانرهای

اصلاح شده، در دبی ۱۶۲ مترمکعب بر ساعت نشان می‌دهد. نتایج حاکی از آن است که در رانرهایی که لبه ورودی پره گرد شده است، انرژی جنبشی آشفتگی در مجاورت پره‌ها به طور قابل توجهی کاهش یافته است. این بهبود عمدتاً ناشی از کاهش پدیده شوک ورودی بوده و امکان کاهش انرژی آشفتگی از ورودی به بخش خروجی رانر فراهم می‌کند. با توجه به نتایج پارامترهای هیدرولیکی و مقایسه کانتورهای انرژی جنبشی آشفتگی، مشخص می‌شود که گرد کردن لبه ورودی با شعاعی معادل نصف ضخامت پره، بیشترین تأثیر مثبت را بر عملکرد توربینی دارد. این اصلاح در دبی ۱۶۲ مترمکعب بر ساعت بیشترین بهبود را ایجاد کرده و راندمان را به میزان ۳/۲۸ درصد افزایش داده است.



شکل ۱۱ بررسی تأثیر شکل لبه ورودی بر راندمان

Fig.11 Investigation of the effect of leading-edge shape on efficiency



شکل ۱۲ مقایسه تأثیر شکل لبه ورودی بر کانتورهای انرژی جنبشی آشفتگی

Fig.12 Comparison of the effect of leading-edge shape on turbulent kinetic energy contours

القایی مستلزم تأمین توان الکتریکی اولیه برای ایجاد میدان مغناطیسی است که در شرایط بار کم، تولید انرژی را از منظر اقتصادی بهینه نیست و احتمال بروز پدیده‌های نامطلوب هیدرولیکی در توربین را افزایش می‌دهد. بر اساس تحلیل نتایج عددی و تجربی، این نیروگاه در دبی‌های پایین‌تر از ۱۲۰ مترمکعب بر ساعت با توجه به تولید توان بسیار کم از مدار تولید خارج می‌شود و شیر فشارشکن وظیفه تنظیم فشار را انجام می‌دهد. دبی در یک روز کاری هر ۱۵ دقیقه یک‌بار اندازه‌گیری شده و توزیع فروانی آن در شکل ۱۳ ارائه شده و امکان به‌کارگیری نیروگاه در ۱۹ ساعت کاری وجود دارد.

۶- طراحی رانر بهینه با اصلاح زاویه ورودی و گرد کردن لبه

ورودی

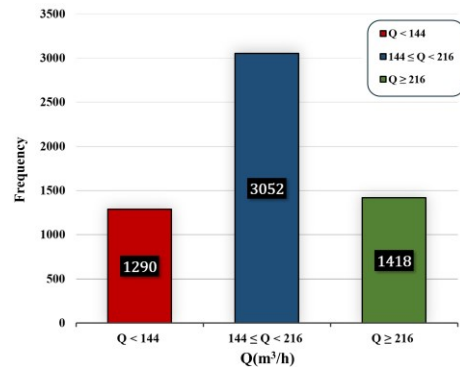
با توجه به این‌که پارامترهای اصلاحی هندسی اثر یکنواختی بر عملکرد پمپ معکوس در کل دامنه عملیاتی ندارند، محدوده کاری نیروگاه به سه بخش تفکیک دبی کم ($Q < 144 \text{ m}^3/\text{h}$)، متوسط ($144 \leq Q < 216$) و بالا ($Q \geq 216 \text{ m}^3/\text{h}$) گردیده و به‌منظور ارتقای راندمان، مقادیر بهینه متغیرهای طراحی هیدرولیکی تعیین شده است. از آنجایی که تغییرات زیاد دبی در طی شبانه‌روز اتفاق می‌افتد و در برخی ساعات تولید توان با کاهش دبی افت محسوسی دارد. از سوی دیگر، استفاده از ژنراتور

ورتیسته یک کمیت فیزیکی است که برای توصیف ویژگی‌های چرخشی سیالات استفاده می‌شود. معادله انتقال ورتیسته، فرآیند انتقال گردابه در سیالات را از دیدگاه ریاضی به صورت کمی نشان می‌دهد و به عنوان یکی از معادلات اصلی در سیستم نظری دینامیک گردابه شناخته می‌شود. هر عبارت در این معادله دارای یک معنای فیزیکی است که ارتباط نزدیکی با اثر هر نیرو در معادله ناویر استوکس دارد. این معادله در درجه اول بر توصیف تغییر گردابه و ویژگی‌های انتقال تمرکز دارد. معادله انتقال ورتیسته، تولید، توسعه و انتشار گردابه در سیالات، همراه با رابطه متقابل آن با سایر کمیت‌های فیزیکی را آشکار می‌کند. این معادله نقش حیاتی در درک پدیده‌های مرتبط با گردابه در سیالات لزج ایفا می‌کند. معادله انتقال ورتیسته در یک چارچوب مرجع چرخان در دینامیک گردابه برای تجزیه و تحلیل معرفی شده است. برای سیالات تراکم‌ناپذیر، عبارت به صورت زیر است:

$$\frac{D\omega_r}{Dt} = (\omega_r - \nabla)V - 2\nabla \times (\omega_r \times V) + \nu \nabla^2 \omega_r \quad (10)$$

که در آن ω_r بردار گردابه نسبی، V بردار سرعت نسبی و ν لزجت سینماتیکی سیال است.

شکل ۱۵ مقایسه‌ای از توزیع گردابه‌ها (بر پایه کانتورهای ورتیسته) در صفحه میانی رانر پمپ معکوس، در شرایط سرعت چرخش یکسان، بین رانر با پره‌های اصلی و اصلاح شده انجام گرفته است. افزایش گردایان سرعت در نزدیکی سطوح پره، لایه مرزی سیال را نسبت به ناپایداری‌های هیدرو دینامیکی حساس‌تر کرده و احتمال وقوع پدیده جدایش جریان را افزایش می‌دهد. این امر پایداری و یکنواختی جریان در داخل رانر را مختل می‌کند و زمینه را برای تشکیل شوک و جدایش در ورودی پره، همچنین جریان‌های برگشتی فراهم می‌آورد که خود عامل اصلی ایجاد و تکامل ساختارهای گردابی هستند. با افزایش مداوم سرعت چرخش، گردابه‌های کوچک موجود در ناحیه آشفته‌گی ممکن است از طریق فرآیند ادغام به گردابه‌های بزرگ‌تر و قوی‌تر تبدیل شوند؛ همچنین، نیروهای برشی آشفته‌گی می‌توانند به طور مداوم گردابه‌های جدیدی تولید و تقویت کنند. در رانر اصلی، نواحی متعددی با ورتیسته بالا مشاهده می‌شود که عمدتاً با جدایش جریان و کاهش قابل توجه سرعت محلی همراه هستند. شدت ورتیسته در نزدیکی لبه حمله تیز پره‌های رانر اصلی به طور چشمگیری افزایش می‌یابد و این اثر در هر دو سمت فشار و مکش پره قابل مشاهده است که منجر به تلفات هیدرولیکی قابل ملاحظه می‌گردد. در مقابل، در رانر اصلاح‌شده، شدت و ابعاد نواحی گردابی در سراسر رانر به طور قابل توجهی کاهش یافته است. این بهبود مستقیماً به اصلاح شرایط هیدرولیکی و یکنواخت‌تر شدن میدان جریان در داخل رانر منجر شده و در این شرایط اتلاف هیدرولیکی بهبود می‌یابد.



شکل ۱۳ فراوانی دبی ایستگاه فشارشکن

Fig.13 Frequency of flow rates at the pressure breaking station

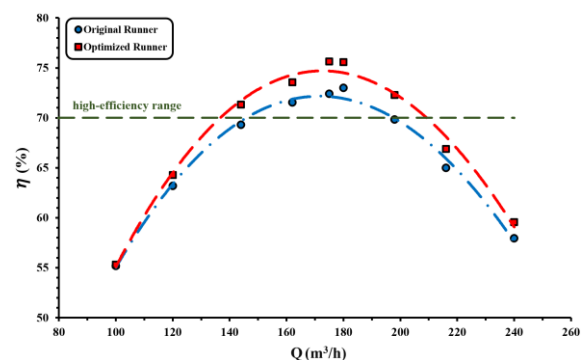
با توجه به محدوده کارکرد و همچنین نتایج بخش‌های قبل میزان بهینه پارامترها برای طراحی رانر بهینه به ترتیب گرد کردن لبه ورودی به اندازه ۱/۷۵ میلی‌متر و افزایش زاویه ورودی به ۳۱ درجه انتخاب شده است. به صورت عددی عملکرد پمپ معکوس در دبی‌های بین ۱۰۰ تا ۲۴۰ مترمکعب بر ساعت بررسی شد و برآوردی از میزان تولید توان و هد موردنیاز نیروگاه در جدول ۸ ارائه شده است.

جدول ۸. مقایسه توان و هد بوسیله رانر اصلی و بهینه

Table 8. Comparison of power and head using the original and optimized runner

Q(m³/h)	Original Runner		Optimized Runner	
	Head(m)	Power(kW)	Head(m)	Power(kW)
100	20.25	3.04	20.47	3.08
120	22.61	4.66	22.36	4.69
144	25.66	6.77	25.63	6.96
162	28.98	9.02	28.52	9.13
175	31.71	10.93	31.45	11.32
180	32.65	11.67	32.57	12.05
198	34.86	13.24	34.61	13.61
216	37.95	14.76	37.31	14.93
240	41.22	15.59	40.41	15.71

در شکل ۱۴ مقایسه‌ای بین راندمان پمپ معکوس با رانر بهینه و اصلی انجام شده است. با توجه به کاهش قابل توجه هد، راندمان تقریباً در همه محدوده کارکرد نیروگاه بهبود یافته است.



شکل ۱۴ مقایسه راندمان پمپ معکوس با رانر اصلی و بهینه شده

Fig.14 Comparison of the PAT efficiency with the original and optimized runner

افزایش راندمان مشاهده شده پس از اصلاح لبه ورودی، عمدتاً ناشی از کاهش هد مورد نیاز و بهبود شرایط ورود جریان به رانر است. بهبود ساختار میدان جریان در این حالت منجر به یکنواخت‌تر شدن توزیع فشار شده و در این شرایط به میزان قابل توجهی از شدت آشفتگی‌های جریان در ناحیه ورودی رانر کاسته می‌شود.

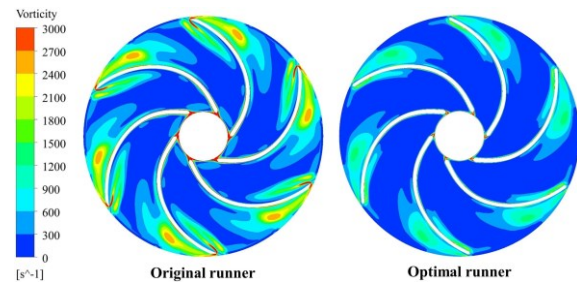
نتایج شبیه‌سازی و ارزیابی عملکرد پمپ معکوس با رانر اصلاح‌شده (با افزایش زاویه ورودی و گرد کردن لبه حمله) حاکی از آن است که منحنی راندمان در تقریباً کل محدوده عملیاتی ارتقا یافته و ناحیه راندمان بالا به بازه دبی ۱۳۲ تا ۲۱۰ مترمکعب بر ساعت گسترش یافته است. مقایسه کانتورهای ورتیسیته نشان می‌دهد که با اصلاح هندسه پره میزان گردابه‌ها در هر دو طرف مکش و فشار پره کاهش قابل توجهی داشته و میدان‌ها جریان یکنواخت‌تر و پایدارتری در رانر شکل می‌گیرد. همچنین این اصلاحات، ظرفیت تولید انرژی را افزایش داده و علاوه بر بهبود شاخص‌های اقتصادی پروژه، منجر به کاهش انتشار گازهای گلخانه‌ای می‌شود. بهترین نقطه عملکردی با اصلاح هندسه رانر در دبی کمتری (۱۷۵ مترمکعب بر ساعت) اتفاق افتاده و پارامترهای هد، توان تولیدی و راندمان به ترتیب ۰/۸۲-، ۳/۵۶ و ۳/۲ درصد تغییر داشته‌اند.

فهرست علائم

a_1	ثابت مدل SST
$F_{1,2}$	توابع ترکیبی مدل SST
g	شتاب گرانش، $m.s^{-2}$
H	هد پمپ، m
I	شدت آشفتگی
k	انرژی جنبشی آشفتگی، m^2/s^2
n_s	سرعت مخصوص
P	فشار، Pa
$\hat{P}_k$	نرخ تولید آشفتگی در مدل SST
Q	دبی، m^3/h
S_{ui}	ترم چشمه (شامل نیروهای گریز از مرکز و کوریولیس)
T	گشتاور کل روی رانر، $N.m$
u	سرعت سیال، m/s
v	بردار سرعت نسبی

علائم یونانی

β	ثابت مدل SST
ΔA_{rel}	خطای نسبی راندمان (%)
ρ	چگالی، kg/m^3
τ	تنش برشی، Pa
η	راندمان، %
ω	نرخ اتلاف ویژه مدل آشفتگی
ω_1	سرعت زاویه‌ای چرخشی رانر، rad/s
ω_r	بردار گردابه نسبی
μ	لزجت دینامیکی سیال، $kg/m.s$
σ_k	ثابت معادله k در مدل SST
σ_ω	ثابت معادله ω در مدل SST



شکل ۱۵ مقایسه کانتورهای ورتیسیته بین رانر اصلی و اصلاح شده
Fig.15 Comparison of vorticity contours between the original and optimized runner

۷- نتایج

در پمپ‌های سانتریفیوژ، پروفیل پرها به طور اختصاصی برای عملکرد در حالت مستقیم طراحی شده و در کارکرد معکوس به دلیل عدم انطباق زوایای پره با سیال ورودی، بازدهی هیدرولیکی به شدت افت می‌کند. اصلاح هندسی رانر، بدون اعمال تغییر در سایر اجزای سامانه، راهکاری مقرون‌به‌صرفه جهت ارتقای عملکرد فنی و حفظ توجیه اقتصادی نیروگاه‌های برق آبی میکرو به شمار می‌رود.

در میان پارامترهای هندسی مؤثر بر ساختار میدان جریان، زاویه ورودی پره به‌عنوان عامل کلیدی در شکل‌گیری شوک ورودی و الگوی جریان داخل رانر شناخته می‌شود و تأثیر مستقیمی بر شاخص‌های هیدرولیکی نظیر هد، توان و راندمان دارد. در دبی‌های کمتر از دبی نامی (حدود ۰/۸ دبی نقطه عملکردی)، کاهش زاویه ورودی پره موجب کاهش پدیده جدایش جریان و محدود شدن تشکیل گردابه‌ها شده و در نتیجه راندمان هیدرولیکی در این محدوده کاری افزایش می‌یابد. در مقابل، افزایش زاویه ورودی در این شرایط سبب افزایش اختلاف زاویه حمله جریان نسبت به زاویه پره شده و با تشدید جدایش و ایجاد گردابه‌های بزرگ‌تر، میزان اتلافات افزایش می‌یابد. با افزایش دبی و نزدیک شدن به شرایط طراحی، کاهش زاویه ورودی پره در پمپ معکوس منجر به تشدید ناپایداری جریان، افزایش جدایش و افت محسوس در هد، توان تولیدی و راندمان کل می‌شود. در این دبی و بالاتر از آن، افزایش زاویه ورودی پره به ۳۱ درجه باعث بهبود پیروی جریان از پروفیل پره، کاهش جدایش و یکنواخت‌تر شدن میدان جریان می‌گردد. در نتیجه، شدت اغتشاشات جریان و اتلافات کاهش یافته و پارامترهای عملکردی از جمله هد، توان خروجی و راندمان بهبود می‌یابند. بررسی‌ها نشان می‌دهد که افزایش زاویه ورودی پره‌های رانر تا ۳۳ درجه در دبی‌های خیلی بالا موجب کاهش قابل توجه شوک ورودی شده و بهترین عملکرد هیدرولیکی را در این بازه از خود نشان می‌دهد.

علاوه بر این، گرد کردن لبه ورودی پرها در تمامی قطره‌های بررسی‌شده تأثیر مثبتی بر عملکرد پمپ معکوس داشته است.

Journal of Energy Storage, vol. 84, pp. 110921, 2024. doi:10.1016/j.est.2024.110921.

[4] M. A. Destek and A. Sinha, "Renewable, non-renewable energy consumption, economic growth, trade openness and ecological footprint: evidence from Organisation for Economic Co-operation and Development countries," *Journal of Cleaner Production*, vol. 242, pp. 118537, 2020. doi:10.1016/j.jclepro.2019.118537.

[5] I. Hanif, B. Aziz, and I. S. Chaudhry, "Carbon emissions across the spectrum of renewable and nonrenewable energy use in developing economies of Asia," *Renewable Energy*, vol. 143, pp. 586–595, 2019. doi:10.1016/j.renene.2019.05.032.

[6] J. Ma and R. Poursoleiman, "Optimization of the home energy system in presence of price fluctuation and intermittent renewable energy sources in grid-connected and islanded modes," *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, vol. 54, pp. 102875, 2022. doi:10.1016/j.seta.2022.102875

[7] S. Saremi and M. H. Shojaeefard, "Numerical Investigation of the Effect of Adding Stay Blades on Improving the Performance of Centrifugal PAT," *Modares Mechanical Engineering*, vol. 25, no. 2, pp. 97-105, 2025. [In Persian]. doi:10.48311/mme.25.2.97

[8] S. Saremi and M. H. Shojaeefard, "Numerical study of the influence of changing impeller geometry on improving the performance of a centrifugal PAT," *Amirkabir Journal of Mechanical Engineering*, vol. 56, no. 1, pp. 103–124, 2024. [In Persian]. doi:10.22060/mej.2024.22708.7680.

[9] F. García-Ávila, A. Avilés-Añazco, J. Ordoñez-Jara, C. Guanuchi-Quezada, L. Flores del Pino, and L. Ramos-Fernández, "Pressure management for leakage reduction using pressure reducing valves. Case study in an Andean city," *Alexandria Engineering Journal*, vol. 58, no. 4, pp. 1313–1326, 2019. doi:10.1016/j.aej.2019.11.003.

[10] F. De Paola, E. Galdiero, and M. Giugni, "A jazz-based approach for optimal setting of pressure reducing valves in water distribution networks," *Engineering Optimization*, vol. 48, no. 1, pp. 1–13, 2015. doi:10.1080/0305215X.2015.1042476.

[11] D. Borge-Diez, J. M. Godoy-Déniz, A. López-Rey, and A. Colmenar-Santos, "Pico turbines, the solution to self-supply energy to the water supply network. A case study in Las Palmas de Gran Canaria," *Energy*, vol. 229, pp. 120653, 2021. doi:10.1016/j.energy.2021.120653.

[12] M. H. Shojaeefard and S. Saremi, "Effects of impeller geometry modification on performance of PAT in the urban water distribution network," *Energy*, vol. 255, pp. 124550, 2022. doi:10.1016/j.energy.2022.124550.

[13] S. V. Jain and R. N. Patel, "Investigations on pump running in turbine mode: A review of the state-of-the-art," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 30, pp. 841–868, 2014. doi:10.1016/j.rser.2013.11.030.

[14] A. Morabito, E. Vagnoni, M. Di Matteo, and P. Hendrick, "Numerical investigation on the volute cutwater for pumps running in turbine mode," *Renewable Energy*, vol. 175, pp. 807–824, 2021. doi:10.1016/j.renene.2021.04.112.

[15] M. C. Morani, A. Carravetta, O. Fecarotta, and A. McNabola, "Energy transfer from the freshwater to the

σ_{w2} ثابت معادله ω در مدل SST

u لزجت سینماتیکی سیال، m^2/s

زیرنویس

BEP نقطه عملکردی (ماکزیمم بازده)

i, j مولفه‌ها

in ورودی

out خروجی

تأییدیه اخلاقی: محتویات علمی این مقاله حاصل پژوهش نویسندگان است و در هیچ نشریه ایرانی و غیرایرانی منتشر نشده است.

تعارض منافع: تعارض منافی برای اظهار وجود ندارد.

حامی مالی: این پژوهش هیچ‌گونه گرنت مشخصی از آژانس‌های تأمین مالی در بخش‌های عمومی، تجاری یا غیرانتفاعی دریافت نکرده است.

اظهارنامه استفاده از هوش مصنوعی مولد و فناوری‌های مبتنی بر هوش مصنوعی در فرآیند آماده‌سازی مقاله: در جریان آماده‌سازی این اثر، نویسندگان از ابزارهای ویرایش زبانی برای بهبود وضوح و خوانایی بخش‌هایی از متن استفاده کردند. پس از استفاده از این ابزارها، نویسندگان محتوا را در صورت نیاز بررسی و ویرایش کرده و مسئولیت کامل محتوای مقاله منتشرشده را بر عهده می‌گیرند.

نقش و مسئولیت نویسندگان: نویسنده اول: نرم‌افزار (Software)، تحلیل رسمی (Formal Analysis)، مدیریت داده‌ها (Data Curation)، اعتبارسنجی (Validation)، مدیریت پروژه (Project Administration) و تهیه پیش‌نویس اولیه مقاله (Writing - Original Draft). نویسنده دوم: ایده پردازی (Conceptualization)، نظارت (Supervision)، روش‌شناسی (Methodology)، بازبینی و ویرایش مقاله (Writing - Review & Editing) و انجام پژوهش (Investigation).

منابع

- [1] S. Saremi and M. H. Shojaeefard, "Analyzing the impact of blade geometrical parameters on energy recovery and efficiency of centrifugal pump as turbine installed in the pressure-reducing station," *Energy*, vol. 289, pp.130004. doi: 10.1016/j.energy.2023.130004.
- [2] J. Ding, Y. Tan, Q. Shan, Z. Han, and Y. Zhang, "A two-stage dispatching optimization strategy for hybrid renewable energy system with low-carbon and sustainability in ancillary service market," *Renewable Energy*, vol. 207, pp. 647–659, 2023. doi:10.1016/j.renene.2023.03.050.
- [3] G. Shi, Z. Hao, X. Peng, H. Wen, W. Lv, and J. Fu, "Analysis of vortex characteristics in the S-shaped region of a reversible pump-turbine with different guide vane openings based on Ω -vortex identification method,"

- Ocean Engineering*, vol. 281, pp. 114721, 2023. doi:10.1016/j.oceaneng.2023.114721.
- [29] S. Wang, J. Yang, and G. Xu, "Influence of Positive Guide Vane Geometric Parameters on the Head-Flow Curve of the Multistage PAT," *Processes*, vol. 11, no. 12, pp. 3393, 2023. doi:10.3390/pr11123393.
- [30] Z. Qian, F. Wang, Z. Guo, and J. Lu, "Performance evaluation of an axial-flow pump with adjustable guide vanes in turbine mode," *Renewable Energy*, vol. 99, pp. 1146–1152, 2016. doi:10.1016/j.renene.2016.08.020.
- [31] F. Shi, J. Yang, and X. Wang, "Analysis on the effect of variable guide vane numbers on the performance of PAT," *Advances in Mechanical Engineering*, vol. 10, no. 7, pp. 1–9, 2018. doi: 10.1177/1687814018780796.
- [32] G. Yang, X. Shen, Q. Pan, J. Ding, W. Luo, J. Meng, et al., "Multi-objective optimization design for broadening the high efficiency region of hydrodynamic turbine with forward-curved impeller and energy loss analysis," *Renewable Energy*, vol. 245, pp. 122818, 2025. doi:10.1016/j.renene.2025.122818.
- [33] Y.-L. Zhang, H.-F. Huang, and Y.-J. Zhao, "Performance optimization and prediction model of pump as turbine based on Latin hypercube sampling," *Renewable Energy*, vol. 271, pp. 126004, 2026. doi:10.1016/j.renene.2026.126004.
- [34] T. Wang, Y. Wu, H. Yu, and P. Shu, "Selection of the optimal splitter blade for a low-specific-speed centrifugal pump operating as a turbine," *Journal of Energy Storage*, vol. 165, pp. 122317, 2026. doi:10.1016/j.est.2026.122317.
- [35] B. Jiang, Y. Qin, S. Han, and B. Zhu, "Hydraulic efficiency improvement in a pump-turbine based on three-dimensional runner blade design: A comparative study," *Energy*, vol. 356, pp. 141251, 2026. doi:10.1016/j.energy.2026.141251.
- [36] S. S. Yang, C. Wang, K. Chen, and X. Yuan, "Research on Blade Thickness Influencing PAT," *Advances in Mechanical Engineering*, vol. 6, pp. 1-8, 2014. doi:10.1155/2014/190530.
- [37] F. R. Menter, "Review of the shear-stress transport turbulence model experience from an industrial perspective," *International Journal of Computational Fluid Dynamics*, vol. 23, no. 4, pp. 305–316, 2009. doi:10.1080/10618560902773387.
- [38] M. H. Shojaeefard, M. Tahani, M. B. Ehghaghi, M. A. Fallahian, and M. Beglari, "Numerical study of the effects of some geometric characteristics of a centrifugal pump impeller that pumps a viscous fluid," *Computers & Fluids*, vol. 60, pp. 61–70, 2012. doi:10.1016/j.compfluid.2012.02.028.
- [39] S. Saremian and M. H. Shojaeefard, "Study on the impact of volute geometric modification on the performance of centrifugal pump as turbine," *Renewable Energy*, vol. 253, pp. 123632, 2025. doi:10.1016/j.renene.2025.123632.
- [40] S. Saremian and M. H. Shojaeefard, "Numerical investigation of the simultaneous modification of blade numbers and wrap angle on the performance of a centrifugal pump as turbine," *Sustainable Energy wastewater network using a PAT-equipped turbopump,"* *Water*, vol. 12, no. 1, pp. 1–20, 2020. doi:10.3390/w12010038.
- [16] M. Renzi, P. Rudolf, D. Stefan, A. Nigro, and M. Rossi, "Installation of an axial PAT in a wastewater sewer of an oil refinery: A case study," *Applied Energy*, vol. 250, pp. 665–676, 2019. doi:10.1016/j.apenergy.2019.05.052.
- [17] M. Renzi, A. Nigro, and M. Rossi, "A methodology to forecast the main non-dimensional performance parameters of PATs operating at Best Efficiency Point (BEP)," *Renewable Energy*, vol. 160, pp. 16–25, 2020. doi:10.1016/j.renene.2020.05.165.
- [18] M. Tahani, A. Kandi, M. Moghimi, and S. D. Houreh, "Rotational speed variation assessment of centrifugal PAT as an energy utilization device under water distribution network condition," *Energy*, vol. 213, pp. 118502, 2020. doi:10.1016/j.energy.2020.118502.
- [19] G. A. Maria Castorino, L. Manservigi, S. Barbarelli, E. Losi, and M. Venturini, "Development and validation of a comprehensive methodology for predicting PAT performance curves," *Energy*, vol. 274, p. 127366, 2023. doi:10.1016/j.energy.2023.127366.
- [20] S. Huang, G. Qiu, X. Su, J. Chen, and W. Zou, "Performance prediction of a centrifugal PAT using rotor-volute matching principle," *Renewable Energy*, vol. 108, pp. 64–71, 2017. doi:10.1016/j.renene.2017.02.045.
- [21] F. Pugliese, F. De Paola, N. Fontana, M. Giugni, and G. Marini, "Experimental characterization of two PATs for hydropower generation," *Renewable Energy*, vol. 99, pp. 180–187, 2016. doi:10.1016/j.renene.2016.06.051.
- [22] L. Wang, S. N. Asomani, J. Yuan, and D. Appiah, "Geometrical optimization of PAT impellers for enhancing energy efficiency with 1-D theory," *Energies*, vol. 13, no. 16, pp. 4120, 2020. doi:10.3390/en13164120.
- [23] A. M. Tchada, N. K. Tchoumboué, A. L. A. Mesquita, and P. Hendrick, "Enhancing PAT performances: A numerical investigation into the impact of impeller leading edge rounding," *Heliyon*, vol. 10, no. 15, pp. e34663, 2024. doi:10.1016/j.heliyon.2024.e34663.
- [24] M. H. Shojaeefard and S. Saremian, "Studying the impact of impeller geometrical parameters on the high-efficiency working range of PAT installed in the water distribution network," *Renewable Energy*, vol. 216, pp. 119060, 2023. doi:10.1016/j.renene.2023.119060.
- [25] B. Yuxing, C. Fanyu, Y. Sunsheng, C. Kai, and D. Tao, "Effect of blade wrap angle in hydraulic turbine with forward-curved blades," *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 42, no. 30, pp. 18709–18717, 2017. doi:10.1016/j.ijhydene.2017.04.185.
- [26] S. S. Yang, C. Wang, K. Chen, and K. Yuan, "Research on blade thickness influencing PAT," *Advances in Mechanical Engineering*, vol. 6, pp. 190530, 2014. doi:10.1155/2014/190530.
- [27] M. Sen-chun, S. Zhi-xiao, W. Xiao-hui, S. Feng-xia, and S. Guang-tai, "Impeller meridional plane optimization of PAT," *Science Progress*, vol. 103, no. 1, pp. 1–17, 2019. doi:10.1177/00368504198765.
- [28] H. Yu, T. Wang, Y. Dong, Q. Gou, L. Lei, and Y. Liu, "Numerical investigation of splitter blades on the performance of a forward-curved impeller used in a PAT,"

Technologies and Assessments. vol. 92, pp. 105240, 2026.

[doi:10.1016/j.seta.2026.105240](https://doi.org/10.1016/j.seta.2026.105240).

[41] M. Tahani and S. Saremian, "Investigation effect of changes geometry of impeller on turbine mode performance of the centrifugal pump at the governing condition of the urban water distribution network," *Modares Mechanical Engineering*, vol. 18, no. 1, pp. 11-19, 2018. [In Persian]. [doi:10.1016/j.mme.2018.11.19](https://doi.org/10.1016/j.mme.2018.11.19).

[42] A. A. Dehghan, M. H. Shojaeefard, and M. Roshanaei, "Exploring a new criterion to determine the onset of cavitation in centrifugal pumps from energy-saving standpoint; experimental and numerical investigation," *Energy*, vol. 293, pp. 130681, 2024. [doi:10.1016/j.energy.2024.130681](https://doi.org/10.1016/j.energy.2024.130681).

[43] R. J. Moffat, "Contributions to the Theory of Single-Sample Uncertainty Analysis," *Journal of Fluids Engineering*, vol. 104, no. 2, pp. 250-258, 1982. [doi:10.1115/1.3241818](https://doi.org/10.1115/1.3241818).

[44] B. Qi, D. Zhang, L. Geng, R. Zhao, and 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*, vol. 239, pp. 122426, 2022. [doi:10.1016/j.energy.2021.122426](https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.122426).