بررسی عددی تأثیر زاویه ورودی پره‌های اصلی و جداکننده بر بهبود عملکرد پمپ معکوس سانتریفیوژ

سلمان صارمیان
دکتری، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران
shojaeefard@iust.ac.ir

محمدحسن شجاعی فرد
استاد ممتاز، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران
shojaeefard@iust.ac.ir

ویراستاری شده

چکیده:

به‌کارگیری ظرفیت نیروگاه‌های برقابی در کنار سایر نیروگاه‌ها تجدید پذیر می‌تواند بخشی از بار افزایش نیاز به برق را در کنار کاهش انتشار گازهای گلخانه‌ای را داشته باشد. استفاده از پمپ معکوس در مقیاس نیروگاه‌های کوچک، امکان کاهش هزینه‌ها را فراهم می‌کند اما چالش کاهش راندمان در بخش قابل‌توجهی از محدوده کارکرد وجود دارد. در این مطالعه عملکرد پمپ معکوس به صورت تجربی و عددی بررسی شده است و اعتبار سنجی شبیه‌سازی عددی انجام شده است. با بررسی آماری دبی ایستگاه فشارشکن محدوده کارکرد پمپ معکوس به سه بخش کم، متوسط و بالا تقسیم شد و مشخص شد بخش قابل توجهی از زمان کارکرد در محدوده دبی‌های متوسط و بالا است. با در نظر گرفتن نتایج اصلاح زاویه ورودی و اضافه شدن پره‌های جداکننده در محدوده‌های متوسط و بالا میزان بهینه پارامترها برای طراحی هندسه رانر بهبود یافته انتخاب شد. نتایج افزایش بازیابی انرژی و کاهش تلفات در محدوده‌های موردنظر را نشان می‌دهد. بیشترین بهبود راندمان در دبی ۱۹۸ مترمکعب بر ساعت رخ داده و راندمان ۳/۴۱ واحد درصد افزایش یافته است.

واژگان کلیدی:

پمپ معکوس، افزایش راندمان، زاویه ورودی پره، پره‌های جداکننده، دینامیک سیالات محاسباتی.

Numerical Analysis of the Influence of Main and Splitter Blade Inlet Angles on Enhanced Recovery Capacity of centrifugal pump as turbine

Salman Saremian and Mohammad Hassan Shojaeefard*

Faculty of Mechanical Engineering, Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran.

* Corresponding author: (shojaeefard@iust.ac.ir)

Abstract

The deployment of hydropower plants alongside other renewable energy facilities can contribute to meeting electricity demand while simultaneously reducing greenhouse gas emissions. Historically, the high initial capital cost of these plants, primarily attributed to the expense of conventional turbines, has limited attention to this capacity. The utilization of Pump as Turbine (PAT) at this power generation scale provides an opportunity to reduce costs. In this study, the performance of a PAT power plant has been investigated both experimentally and numerically. To optimize the utilization of available capacity, modifications to the inlet angle of main and splitter blades have been examined numerically. Statistical analysis of the flow rate at the pressure-reducing station revealed that a significant portion of the operating time occurs within the medium and high flow rate ranges. Optimal values of parameters for designing the runner geometry were selected by considering the results of modifications across the operating range, and the vorticity parameter was employed to evaluate the performance of optimized runner in comparison with the original runner. Results demonstrate increased energy recovery and reduced losses in the target ranges. Maximum efficiency improvement occurred at flow rate of 198 m^3/h, with an efficiency increase of 3.41%.

Keywords: Pump as Turbine, Increasing efficiency, Blade inlet angle, Splitter blades, CFD.

ویرایش شده

۱. مقدمه

با تشدید پیامدهای زیست‌محیطی ناشی از گرمایش جهانی و محدودیت‌های ذاتی منابع سوخت فسیلی، رویکرد سیاست‌گذاری انرژی در سطح بین‌المللی به‌طور فزاینده‌ای به سمت بهره‌برداری از منابع انرژی تجدیدپذیر نظیر انرژی خورشیدی، بادی و آبی سوق یافته است [۱,۲]. طی دهه اخیر، توسعه فناوری‌های تولید انرژی پاک و بهینه‌سازی سامانه‌های تبدیل و بازیابی انرژی در این حوزه به یکی از محورهای اصلی پژوهش‌های مهندسی تبدیل شده است [۳]. گزارش‌های آژانس بین‌المللی انرژی نشان می‌دهد که تا افق ۲۰۵۰، سهم منابع تجدیدپذیر در تأمین برق جهانی به حدود ۷۰ درصد خواهد رسید [۴]. تحقق اهداف توسعه پایدار مستلزم استفاده حداکثری از ظرفیت منابع انرژی کم‌کربن به‌منظور کاهش انتشار گازهای گلخانه‌ای و بهبود بازده چرخه‌های انرژی است [۵,۶]. در این میان، نیروگاه‌های برق‌آبی با توان نامی در بازه ۵ تا ۵۰۰ کیلووات، به دلیل قابلیت اطمینان بالا، عمر کاری طولانی و سازگاری مناسب با محیط‌زیست، به‌عنوان یکی از پایدارترین گزینه‌های تولید انرژی تجدیدپذیر مطرح شده‌اند [۷].

باوجود این مزایا، این دسته از نیروگاه‌ها در گذشته به دلیل توان تولید محدود و هزینه‌های نسبتاً بالای سرمایه‌گذاری اولیه و تجهیزات جانبی، کمتر مورد توجه بودند. با مطرح شدن ایده به‌کارگیری پمپ در کارکرد معکوس به عنوان یک توربین، این رویکرد به‌عنوان یک راهکار مهندسی مقرون‌به‌صرفه به سرعت جایگاه ویژه‌ای در تحقیقات دانشگاهی و کاربردهای صنعتی پیدا کرد [۸,۹]. فناوری پمپ معکوس علاوه بر هزینه ساخت و بهره‌برداری پایین، سادگی نصب و نگهداری، قابلیت بازیابی مؤثر انرژی فشاری مازاد در سامانه‌های هیدرولیکی را داراست [۱۰,۱۱]. این ویژگی‌ها موجب گسترش کاربرد آن در نیروگاه‌های برق‌آبی کوچک، شبکه‌های توزیع آب شهری جهت بازیابی انرژی [۱۲] و در سامانه‌های آبیاری کشاورزی جهت تأمین بخشی از انرژی موردنیاز برای پمپاژ شده است [۱۳].

در سال‌های اخیر، مشارکت گسترده مراکز تحقیقاتی و شرکت‌های صنعتی در توسعه، بهینه‌سازی و پیاده‌سازی عملی فناوری پمپ معکوس به‌طور چشمگیری افزایش یافته است [۱۴–۲۰]. این تلاش‌ها عمدتاً با هدف پاسخ به چالش‌های انرژی و محیط‌زیست از طریق نوآوری در طراحی ماشین‌های هیدرولیکی و بهبود عملکرد هیدرودینامیکی آن‌ها انجام شده است [۲۱–۲۴]. در حال حاضر، استفاده از پمپ‌های معکوس در پروژه‌های آبی با مقیاس کوچک، میکرو و پیکو رواج یافته و نتایج عملی، پتانسیل بالای این فناوری برای توسعه آتی را نشان می‌دهد [۲۵].

مسیر عبور سیال در یک پمپ معکوس سانتریفیوژ عمدتاً شامل رانر، محفظه حلزونی و لوله خروجی است. در این میان، رانر نقش محوری در فرآیند تبدیل انرژی هیدرولیکی به توان مکانیکی ایفا می‌کند؛ برخلاف توربین‌های آبی متعارف، عدم وجود پره‌های راهنمای قابل تنظیم در پمپ معکوس منجر به بروز پدیده‌هایی نظیر عدم انطباق جریان با پروفیل پره، آشفتگی شدید و تشکیل گردابه در رانر می‌شود [۲۶]. به‌طوری‌که بیش از نیمی از تلفات هیدرولیکی کل سامانه در این بخش متمرکز است [۲۷]. کائو و همکاران [۲۸] با بهره‌گیری از روش تحلیل میدان جریان نشان دادند که نواحی اصلی اتلاف انرژی در پمپ معکوس عمدتاً در لبه حمله و لبه فرار پره‌ها و همچنین ناحیه زبانه حلزونی متمرکز هستند. در راستای افزایش راندمان هیدرولیکی، پژوهش‌های متعددی به اصلاح هندسه اجزای داخلی پمپ معکوس اختصاص یافته است. تچادا و همکاران [۲۹] به‌صورت عددی اثر گرد کردن لبه ورودی پره‌ها را بررسی کردند و نشان دادند که لبه تیز ورودی موجب جدایش جریان و افت عملکرد می‌شود. نتایج حاکی از آن بود که با کاهش تلفات ناشی از جدایش، راندمان در دبی‌های پایین به‌طور محسوسی افزایش می‌یابد، هرچند با افزایش دبی، نرخ بهبود کاهش یافته ولی همچنان نسبت به طرح اولیه برتری دارد. یانگ و همکاران [۳۰] اثر تراش پروانه را از طریق آزمایش‌های تجربی و شبیه‌سازی عددی مورد مطالعه قرار دادند. بررسی سه قطر مختلف پروانه در سرعت ثابت ۱۵۰۰ دور بر دقیقه نشان داد که کاهش قطر منجر به افت راندمان تا حدود ۴/۱۱ درصد می‌شود. تحلیل‌های عددی بیانگر آن بود که عملکرد پمپ معکوس تابع برهم‌کنش پارامترهایی نظیر قطر پروانه، زاویه ورود جریان، عرض ورودی، زاویه پیچش و ضخامت پره است. میائو و همکاران [۳۱] با توسعه یک چارچوب بهینه‌سازی چند پارامتری برای پمپ–توربین‌ها، از ترکیب پارامتری سازی هندسی پره، شبکه‌های عصبی مصنوعی و الگوریتم ژنتیک استفاده کردند که منجر به افزایش راندمان در نقطه بهترین بازده به میزان ۲/۹ درصد شد. یکی از چالش‌های اساسی پمپ معکوس، افت عملکرد در شرایط بار جزئی است که عمدتاً ناشی از نبود سامانه‌های کنترل جریان می‌باشد و دامنه عملکرد بهینه را محدود می‌کند [۳۲]. شی و همکاران [۳۳] تأثیر افزودن پره‌های راهنما را بررسی کردند و نشان دادند که یکنواختی توزیع انرژی جنبشی آشفتگی افزایش یافته، نیروی شعاعی وارد بر رانر کاهش پیدا کرده و پایداری عملکرد توربین بهبود می‌یابد. ژونگ‌دونگ و همکاران [۳۴] ضمن تأکید بر مزیت اقتصادی پمپ معکوس نسبت به توربین‌های متداول، به‌ویژه در مناطق دورافتاده، یک پمپ معکوس جریان محوری با پره‌های راهنمای قابل تنظیم طراحی کردند که انعطاف‌پذیری سامانه را در شرایط متغیر دبی به‌طور قابل توجهی افزایش داد. بررسی تولید آنتروپی و برگشت‌ناپذیری جریان توسط

یانگ و همکاران [۳۵] نشان داد که بخش عمده تلفات هیدرولیکی در رانر و محفظه خروجی متمرکز است و نواحی لبه حمله، لبه فرار و مناطق جدایش جریان نقش غالبی در اتلاف انرژی دارند. یوکسینگ و همکاران [۳۶] اثر زاویه پیچش پره را مطالعه کرده و دریافتند که افزایش این زاویه موجب بهبود راندمان در نقطه عملکردی و کاهش تلفات در دبی‌های پایین می‌شود، هرچند در دبی‌های بالا روند معکوس مشاهده کردند. کارپوزو و همکاران [۳۷] با ارائه طرحی نوین از یک پمپ معکوس سانتریفیوژ دو مکشه با افزایش تعداد پره‌ها، بهبود قابل‌توجهی در هدایت جریان ورودی و بازیابی حدود ۴.۳۳ درصد انرژی مازاد گزارش کردند. همچنین یانگ و همکاران [۳۸] اثر ضخامت پره را در سرعت‌های مخصوص مختلف بررسی کردند و نتایج آنها نشان دادند که افزایش ضخامت پره باعث افزایش هد و توان شفت، اما کاهش راندمان کلی می‌شود که مزیت استفاده از پره‌های نازک‌تر را تأیید می‌کند. کویین و همکاران [۳۹] با بررسی تجربی و عددی سامانه پره‌های راهنمای قابل تنظیم، نشان دادند که کنترل زاویه ورود جریان به رانر می‌تواند عملکرد پمپ معکوس را در شرایط خارج از نقطه طراحی به‌طور معناداری بهبود دهد.

در بیشتر تحقیقات پیشین، عملکرد پمپ معکوس عمدتاً در شرایط فشار خروجی اتمسفری مورد ارزیابی قرار گرفته است. در مطالعه حاضر به بررسی عملکرد نیروگاه پمپ معکوس در شرایط واقعی ایستگاه‌های فشارشکن با فشار خروجی ۲/۵ بار می‌پردازد. با توجه به اینکه طراحی هندسی پمپ‌های گریز از مرکز اساساً برای کار در شرایط معکوس (توربینی) بهینه‌سازی نشده است، ورود جریان به رانر معمولاً با زاویه حمله نامناسب همراه بوده و این امر غالباً به جدایش جریان در ناحیه لبه حمله پره و در نتیجه کاهش قابل‌توجه راندمان هیدرولیکی منجر می‌شود. در مطالعات پیشین، تأثیر پره‌های جداکننده بر بهبود عملکرد پمپ معکوس بررسی شده است؛ با این حال، تغییر همزمان زاویه ورودی پره‌های رانر و پره‌های جداکننده تاکنون مورد مطالعه قرار نگرفته است. در این پژوهش هدف اصلی دستیابی به افزایش پایدار و مؤثر راندمان کلی نیروگاه در محدوده عملیاتی است، در مرحله اول این پژوهش، ارزیابی عملکرد پمپ معکوس از طریق آزمایش‌های تجربی و شبیه‌سازی عددی صورت پذیرفت و صحت‌سنجی نتایج شبیه‌سازی با داده‌های تجربی انجام شد. در مرحله دوم تأثیر زاویه ورودی پره‌های اصلی و جداکننده با استفاده از روش عددی مورد بررسی قرار گرفت. سپس با بهره‌گیری از تحلیل آماری نوسانات دبی و ارزیابی دقیق میدان جریان، مطالعه پارامتریک جهت دستیابی به پیکربندی بهبودیافته انجام شده است. این رویکرد چندمرحله‌ای امکان دستیابی به بهبود راندمان قابل‌توجه در شرایط عملیاتی واقعی ایستگاه‌های فشارشکن را فراهم می‌کند و درنهایت مقایسه‌ای بر اساس توزیع ورتیسیته بین هندسه اصلی و بهبودیافته برای مشخص شدن تأثیر اصلاحات بر عملکرد انجام شده است.

۲. تنظیمات حل عددی

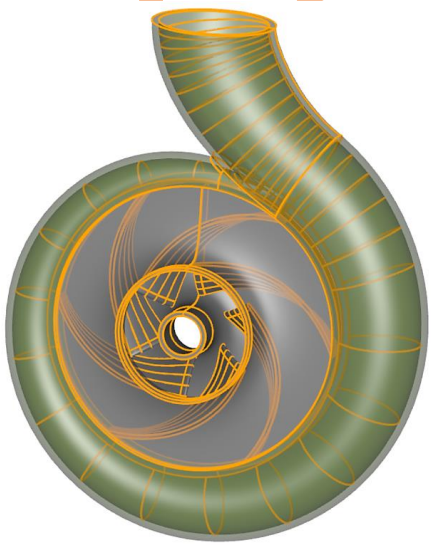
۱.۲. مدلسازی هندسی

در حوزه مکانیک سیالات کاربردی، طراحی دقیق هندسه اجزای توربوماشین (مانند رانر، حلزونی، دیفیوزر و ...) از عوامل بنیادین در دستیابی به دقت بالای شبیه‌سازی‌های عددی و تفسیر صحیح مکانیزم‌های حاکم بر میدان جریان به شمار می‌رود. در مطالعه حاضر، مدل‌سازی هندسی پمپ سانتریفیوژ ۲۵۰-۱۰۰ بر مبنای پارامترهای اصلی هندسی مندرج در جدول ۱ صورت پذیرفته است. پارامترهای عملکرد نامی پمپ گریز از مرکز تک‌مکشه فاقد پره‌های جداکننده در نقطه کار طراحی شامل دبی ۱۲۰ مترمکعب بر ساعت، هد ۱۹/۲۰ متر، سرعت چرخش ۱۴۵۰ دور بر دقیقه است که بر این اساس، سرعت مخصوص ($n_s = n\sqrt{Q}/H^{3/4}$) ۲۸/۸۶ برآورد می‌شود. این طراحی با بهره‌گیری از نرم‌افزار تخصصی سی‌اف‌توربو انجام شده و مدل سه‌بعدی نهایی در شکل ۱ ارائه گردیده است.

جدول ۱. مشخصات هندسی پمپ معکوس

Table 1. Geometric specifications of the PAT

Runner		Volute	
Parameter	Value	Parameter	Value
Number of blades	6	Inlet Width (mm)	33
Eye diameter (mm)	120	Inlet Diameter (mm)	275
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. مدلسازی هندسه پمپ معکوس در نرم‌افزار سی‌اف‌توربو

Figure 1. Geometric modeling of the PAT in CFturbo software

۲.۲. معادلات حاکم و مدل‌سازی آشفتگی

در حوزه مهندسی مکانیک سیالات، به‌ویژه طراحی و عملکرد توربوماشین‌ها، شبیه‌سازی‌های عددی به عنوان ابزاری کارآمد و اقتصادی برای کسب درک عمیق از رفتار پیچیده جریان درون این نوع ماشین به کار گرفته می‌شوند. به منظور مدل‌سازی دقیق جریان تراکم‌ناپذیر سه‌بعدی در ماشین‌های دوار، در کنار معادله پیوستگی از فرم سه‌بعدی معادلات ناویراستوکس استفاده می‌گردد. با توجه به محدودیت‌های محاسباتی موجود (از نظر توان پردازشی و زمان محاسبات)، حل مستقیم این معادلات برای کاربردهای صنعتی معمولاً غیرعملی است؛ بنابراین از رویکرد میانگین‌گیری رینولدز بهره گرفته می‌شود. در این روش، هر کمیت جریان (مانند سرعت و فشار) به دو بخش میانگین زمانی و نوسانی تجزیه می‌گردد. معادلات حاکم بر جریان تراکم ناپذیر پس از اعمال میانگین‌گیری رینولدز و ساده‌سازی‌های مربوطه، به فرم زیر بیان می‌شوند:

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

$$\rho\left(\overline{u}_j \frac{\partial \overline{u}_i}{\partial x_j}\right) = -\frac{\partial \overline{u}_i}{\partial x_j} + \left(\mu \frac{\partial \overline{u}_i}{\partial x_j} - \rho_i \overline{u_i' u_j'}\right) - S_{ui} \qquad (2)$$

که در آن u میانگین سرعت، P فشار میانگین، u' جزء نوسانی سرعت و تنسور $-\rho u_i' u_j'$ همان تنش رینولدز است که اثرات انتقال مومنتوم ناشی از نوسانات آشفتگی را مدل می‌کند. این فرمول‌بندی امکان شبیه‌سازی عددی جریان‌های لزج و غالباً آشفتگی در اجزای توربوماشین‌ها (مانند رانر، حلزونی و ...) را با دقت مناسب و هزینه محاسباتی قابل قبول فراهم می‌آورد. در حل عددی جریان‌های آشفتگی، اضافه شدن ترم‌های تنش برشی رینولدز ناشی از میانگین‌گیری رینولدز، سبب افزایش تعداد مجهولات معادلات می‌گردد، بنابراین نیاز به یک مدل برای بستن دستگاه معادلات حاکم وجود دارد.

در پژوهش حاضر، برای بستن این دستگاه معادلات، از مدل $k-\omega\ SST$ بهره گرفته شده است که با بهره‌گیری از مفهوم لزجت آشفتگی به مدل‌سازی دقیق تنش‌های رینولدز می‌پردازد [۴۰]. این مدل دومعادله‌ای، معادلات انتقال برای انرژی جنبشی آشفتگی و فرکانس آشفتگی را شامل می‌شود.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \overline{u}_i k)}{\partial x_i} = \tilde{P}_k - 0.9\rho k\omega + \frac{\partial}{\partial x_i}\left[(\mu + \sigma_k \mu_T)\frac{\partial k}{\partial x_i}\right] \qquad (3)$$

$$\frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\omega \overline{u}_i)}{\partial x_i} = \left[\frac{5}{9}F_1 + 0.44(1-F_1)\right]\frac{1}{\upsilon_t}\tilde{P}_k - \beta\rho\omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_i}\left[(\mu + \sigma_\omega \mu_T)\frac{\partial \omega}{\partial x_i}\right] + 2(1-F_1)\frac{\rho\sigma_{\omega 2}}{\omega}\frac{\partial k}{\partial x_i}\frac{\partial \omega}{\partial x_i} \qquad (4)$$

که در این معادلات ρ چگالی سیال، k انرژی جنبشی آشفتگی، t زمان، P_k تولید انرژی جنبشی آشفتگی، ω فرکانس آشفتگی، μ لزجت دینامیکی مولکولی، μ_T لزجت گردابه‌ای آشفتگی، ω فرکانس آشفتگی، F_1 تابع ترکیبی مدل، ν_t لزجت سینماتیکی آشفتگی است.

بررسی‌های انجام‌شده در سال‌های اخیر توسط پژوهشگران حوزه دینامیک سیالات محاسباتی نشان می‌دهد که مدل $k-\omega\ SST$ در شبیه‌سازی عددی توربوماشین‌ها از دقت و پایداری مطلوبی برخوردار است [۴۱-۴۷]. این برتری عمدتاً ناشی از ترکیب هوشمندانه مدل‌های استاندارد $k-\varepsilon$ و $k-\omega$ درنواحی مختلف است؛ به‌گونه‌ای که امکان پیش‌بینی دقیق میدان جریان در مناطق نزدیک به دیواره شامل زیر لایه لزج و جریان آزاد را به‌طور همزمان فراهم می‌آورد. این مدل به‌ویژه در شرایط وجود گرادیان فشار نامطلوب، جدایش جریان و برهم‌کنش‌های پیچیده لایه مرزی که در اجزای توربوماشین‌ها نظیر پره‌ها، دیفیوزرها و روتورها رایج است عملکرد برتری نسبت به دیگر مدل‌های دو معادله‌ای از خود نشان می‌دهد.

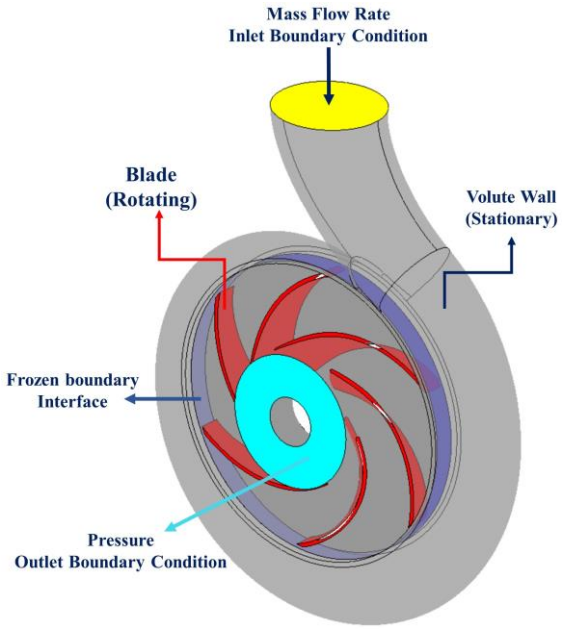
۳.۲. تنظیمات حلگر و شرایط مرزی

در پژوهش حاضر، شبیه‌سازی عددی عملکرد پمپ معکوس با استفاده از نرم‌افزار تجاری Ansys CFX انجام شده است. این نرم‌افزار معادلات حاکم بر جریان هیدرودینامیکی را به‌صورت هم‌زمان در یک سامانه‌ی ماتریسی یکپارچه حل می‌کند. اگرچه این رویکرد نیاز به حافظه‌ی محاسباتی بیشتری دارد، پایداری عددی بالا و همگرایی سریع‌تر (با تعداد تکرارهای کمتر) را فراهم می‌آورد.

گسسته‌سازی معادلات بر پایه‌ی تلفیقی از روش اجزای محدود و حجم محدود انجام می‌شود. تحلیل هندسی و تولید شبکه‌ی محاسباتی بر اساس روش اجزای محدود صورت می‌گیرد تا انعطاف‌پذیری لازم در هندسه‌های پیچیده‌ی توربوماشین‌ها تأمین شود؛ در حالی که حل معادلات با رویکرد حجم محدود انجام می‌پذیرد. در این روش، حول هر گره از شبکه‌ی محاسباتی یک حجم کنترل تعریف شده و معادلات با انتگرال‌گیری روی این حجم و با استفاده از قضیه‌ی واگرایی گاوس از فرم حجمی به فرم سطحی تبدیل می‌گردند.

با توجه به ماهیت پایای شبیه‌سازی، از روش روتور منجمد (Frozen Rotor) برای اتصال ناحیه‌ی دوار رانر به ناحیه‌ی ساکن حلزونی استفاده شده است. شرایط مرزی در ورودی به‌صورت دبی جرمی و در خروجی به‌صورت فشار استاتیکی اعمال گردیده است. شدت آشفتگی در ورودی معادل ۵ درصد در نظر گرفته شده و سطوح دیواره به‌عنوان دیواره‌های صاف با شرط عدم لغزش تعریف شده‌اند. معیار همگرایی نیز رسیدن باقیمانده‌های معادلات پیوستگی و

مومنتوم به مقدار 10^{-6} تعیین شده است. شرایط مرزی بخش‌های مختلف پمپ معکوس در شکل ۲ مشخص شده‌اند.



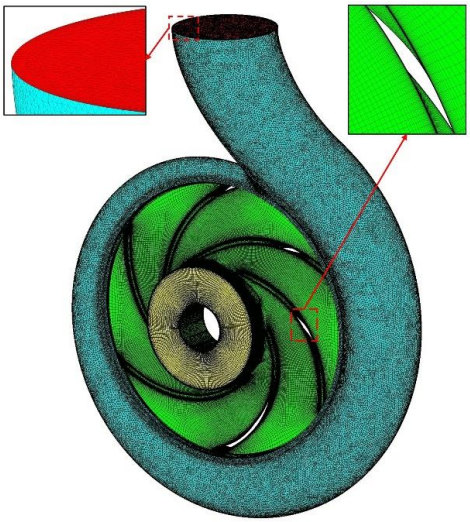
شکل ۲. شرایط مرزی پمپ معکوس سانتریفیوژ

Figure 2. Boundary conditions of PAT

۳.۲. شبکه بندی و بررسی حساسیت حل به تعداد المان‌ها

شبکه محاسباتی بخش متحرک با بهره‌گیری از روش شبکه‌بندی سازمان‌یافته در محیط نرم‌افزار توربوگرید تولید شده است. با توجه به اینکه غالب پدیده‌های فیزیکی مؤثر در عملکرد توربوماشین‌ها از جمله جدایش جریان، لایه‌های برشی، اثرات لزج نزدیک دیواره و تشکیل گردابه‌های در نواحی مجاور سطوح جامد رخ می‌دهند، ضروری است که لایه مرزی با دقت کافی مش‌بندی شود تا امکان ثبت دقیق گرادیان‌های دیواره‌ای و تنش برشی دیواره فراهم آید.

به‌منظور تأمین شرایط لازم برای به‌کارگیری مدل $k-\omega\ SST$ در حل عددی برای حل زیر لایه لزج، فاصله اولین گره از دیواره (y^+) در تمامی سطوح مرزی جامد متحرک باید کمتر از ۱ لحاظ شود. این شرط، امکان مدل‌سازی دقیق انتقال تنش برشی و اثرات گرادیان فشار نامطلوب در نزدیکی دیواره را تضمین می‌کند. برای هندسه ثابت حلزونی، از نرم‌افزار Ansys Meshing استفاده شده و یک شبکه بی‌سازمان با المان‌های ترکیبی (عمدتاً تتراهدرال همراه با لایه‌های منشوری) ایجاد گردیده است. در این شبکه، لایه مرزی با حدود ۱۰ لایه منشوری نزدیک دیواره‌ها پیاده‌سازی شده تا هم y^+ رعایت شود و هم انتقال مناسب به میدان خارجی جریان حاصل شود. در حلزونی متوسط تعامد و مقدار متوسط کشیدگی المان‌ها به ترتیب برابر ۰/۸۷۶ و ۰/۲۱۳ شده، که نشانه دهنده کیفیت مطلوب شبکه ایجاد شده برای حلزونی است. در شکل ۳ نمایی از هندسه مش‌بندی شده رانر و حلزونی نشان داده شده است.



شکل ۳. مش بندی دامنه محاسباتی پمپ معکوس

Figure 3. Computational grid generation for the PAT domain

استقلال شبکه از طریق افزایش تدریجی تراکم المان‌ها در پنج مرحله متوالی بررسی شده است تا اثر تعداد المان‌ها بر دقت نتایج به حداقل برسد. در جدول ۲ متغیرهای کلیدی راندمان هیدرولیکی پمپ معکوس برای سنجش حساسیت شبکه انتخاب شدند. برای این ارزیابی حل عددی در محیط Ansys CFX و بدون تغییر در شرایط مرزی، مدل آشفتگی و استراتژی کلی مش‌بندی انجام پذیرفت؛ تنها تعداد المان‌ها در هر مرحله افزایش یافت تا مش بندی بهینه که افزایش بیشتر المان‌ها در نتایج حل ناچیز شود و در عین حال هزینه محاسباتی خیلی بالا نرود، شناسایی گردد.

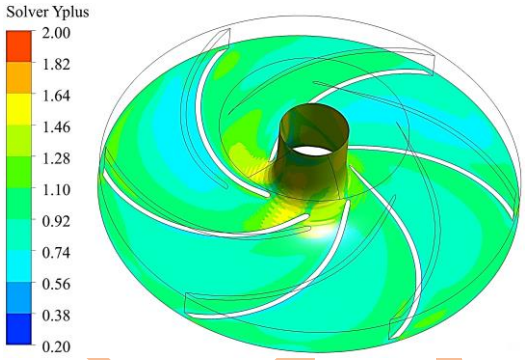
جدول ۲. تأثیر تعداد المان‌های شبکه بر پارامترهای عملکردی پمپ معکوس

Table 2. Table 1. Effect of the number of mesh elements on the performance parameters of PAT

Mesh cases	Element number		Head (m)	Power (kW)	Efficiency (%)
	Runner	Volute			
Mesh 1	654721	296735	36.53	13.562	75.84
Mesh 2	954126	489025	34.31	12.518	74.53
Mesh 3	1745324	1242221	32.84	11.882	73.91
Mesh 4	2253682	1601104	31.37	11.077	72.13
Mesh 5	3347893	2381421	31.11	10.930	71.77
Mesh 6	4587932	3291311	31.09	10.917	71.73

به‌منظور ارزیابی صحت شبکه‌ی محاسباتی به‌کاررفته در شبیه‌سازی عددی، توزیع پارامتر بی‌بعد وای‌پلاس (y^+) در سطوح رانر بررسی گردید. نتایج این ارزیابی در شکل ۴ نمایش داده شده است. کانتورهای حاصل از توزیع y^+

بیانگر آن است که وضوح شبکه‌ی محاسباتی در نواحی نزدیک به دیواره در محدوده‌ی قابل قبول قرار دارد و شرایط لازم برای مدل‌سازی دقیق لایه‌ی مرزی فراهم شده است.

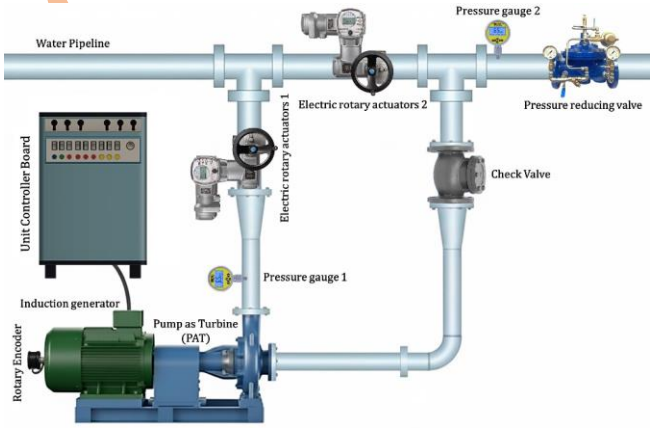


شکل ۴. کانتور y^+ روی دیواره‌های رانر

Figure 4. y^+ contour on runner walls

۳. بررسی تجربی و اعتبارسنجی حل عددی

در مطالعه حاضر، عملکرد یک نیروگاه آبی میکرو که به‌طور همزمان برای تولید برق و تنظیم فشار در شبکه توزیع آب شهری طراحی و اجرا شده، مورد بررسی قرار گرفته است. این واحد در پایین‌دست یک مخزن ذخیره احداث گردیده و آب شرب جمعیتی حدود ۱۵۰۰۰ نفر را تأمین می‌نماید. طرح کلی جانمایی تجهیزات و ادغام این نیروگاه در مدار خطوط لوله شهری در شکل ۵ نمایش داده شده است.



شکل ۵. شماتیک نیروگاه پمپ معکوس نصب شده در شبکه توزیع آب

Figure 5. Schematic diagram of the PAT station installed within the water distribution network

به‌منظور بهره‌برداری از پتانسیل انرژی هیدرولیکی موجود در شبکه توزیع، یک مسیر انشعابی موازی با خط اصلی شبکه ایجاد شده و پمپ معکوس در این مسیر نصب گردیده است. عبور جریان از این خط جانبی، ضمن امکان تبدیل انرژی جنبشی و پتانسیل سیال به توان الکتریکی، موجب کاهش فشار در شبکه می‌گردد. با توجه به نوسانات قابل‌توجه دبی در شبکه توزیع آب شهری، تولید پایدار توان الکتریکی در تمام ساعات شبانه‌روزی امکان‌پذیر نیست؛ بنابراین، دو شیر برقی (یکی در مسیر اصلی و دیگری در مسیر جانبی) پیش‌بینی شده است. یک سامانه کنترل منطقی قابل برنامه‌ریزی بر مبنای اندازه‌گیری لحظه‌ای دبی ورودی، سیگنال‌های فرمان باز و بسته شدن شیرها را صادر می‌کند. در دوره‌هایی که پمپ معکوس از مدار خارج می‌شود، شیر برقی مربوطه فعال شده و کاهش فشار بواسطه شیر فشارشکن انجام می‌پذیرد. با توجه به استفاده از ژنراتور القایی، تولید توان الکتریکی نیازمند دستیابی به سرعت دورانی بالاتر از سرعت سنکرون است. تنظیم فرکانس میدان استاتور ژنراتور متناسب با دبی عبوری و اختلاف فشار موجود، با بهره‌گیری از دو فشارسنج نصب‌شده در بالادست و پایین‌دست توربین و از طریق یک درایو فرکانس متغیر صورت می‌گیرد. به‌دلیل نوسانات گذرای فشار و دبی در شبکه، فرکانس برق تولیدی دچار تغییرات لحظه‌ای می‌شود؛ لذا برای تثبیت فرکانس خروجی به شبکه، از یک مبدل فرکانس پشت‌به‌پشت استفاده شده است. جدول ۳ دقت ابزارهای مورد استفاده در تحقیق حاضر را نشان می‌دهد.

جدول ۳. دقت ابزارهای اندازه‌گیری

Table 3. Measuring instruments accuracy

Instrument	Unit	Accuracy
Flowmeter	Q(m^3/h)	±0.2%
Pressure Transmitters	P(Pa)	±0.1%
Power Analyzer	Voltage (V)	±0.2%
	Current (A)	±0.2%
	Frequency (HZ)	±0.5%
Rotary Encoder	n(r/min)	±1rpm

به‌منظور ارزیابی عدم قطعیت نتایج تجربی، هر پارامتر عملکردی در شرایط عملیاتی یکسان به‌صورت تکراری اندازه‌گیری شده و تحلیل عدم قطعیت با استفاده از روش استاندارد موفات انجام پذیرفته است. برای برآورد عدم قطعیت اندازه‌گیری‌ها، تجزیه و تحلیل زیر انجام شد. فرض کنید R یک تابع باشد که به پارامترهای اندازه‌گیری x_1-x_n وابسته است:

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

جایی که $x'_i = x_i + E_i$ و E_i خطای متناظر در اندازه‌گیری پارامتر x_i است.

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

مقدار E_R درصد اشتباه در تخمین میزان R با توجه به متغیرهای اندازه‌گیری x_1-x_n می‌باشد [۴۸].

هر پارامتر در مطالعه تجربی هشت بار به طور مکرر اندازه‌گیری شده است و بر این اساس، عدم قطعیت برای هد، توان خروجی و راندمان کلی به‌ترتیب حدود ٪۱/۱±، ٪۱/۳± و ٪۱/۴± برآورد گردیده است.

در بخش شبیه‌سازی عددی، عملکرد پمپ معکوس با اعمال شرایط مرزی فشار واقعی شبکه توزیع آب شهری، در نرم‌افزار Ansys CFX مورد تحلیل قرار گرفته است. در این ایستگاه فشارشکن دبی در بازه ۱۰۰ تا ۲۳۴ مترمکعب بر ساعت و فشار در بازه ۵/۹ تا ۶/۴ بار نوسان دارد. مقادیر هد هیدرولیکی، توان شفت و راندمان هیدرولیکی پمپ معکوس با استفاده از روابط زیر محاسبه شده‌اند.

$$H = \frac{p_{(in)} - p_{(out)}}{\gamma} \quad (7)$$

$$P = T_{All\ Blade} \times \omega_1 \quad (8)$$

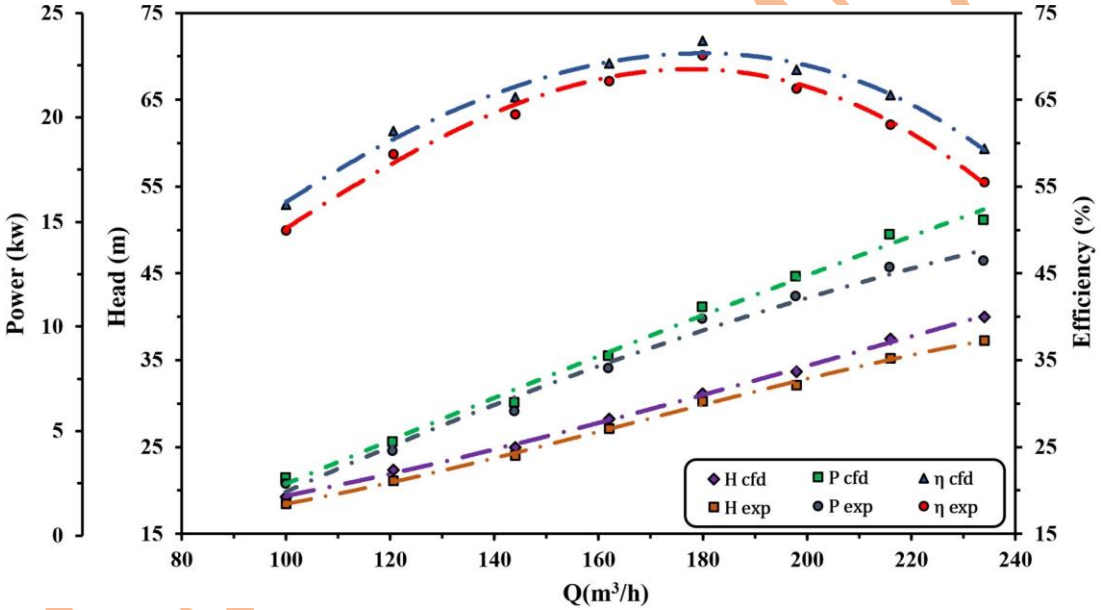
$$\eta = \frac{P}{\rho g Q H} \times 100 \quad (9)$$

که روابط بالا H هد هیدرولیکی، p فشار، γ وزن مخصوص سیال، P توان شفت، $T_{All\ Blade}$ گشتاور کل پره‌ها، ω_1 سرعت زاویه‌ای، η راندمان هیدرولیکی، ρ چگالی سیال، g شتاب گرانش و Q دبی حجمی است.

اعتبارسنجی شبیه‌سازی عددی از طریق مقایسه مستقیم نتایج عددی با داده‌های تجربی انجام شده و میزان انحراف نسبی با استفاده از رابطه استاندارد خطای مقایسه‌ای محاسبه گردیده است [۴۹].

$$\Delta A_{rel} = \frac{\left|\eta_{EXP} - \eta_{CFD}\right|}{\max\left\{\eta_{EXP}, \eta_{CFD}\right\}} \quad (10)$$

که در آن ΔA_{rel} خطای نسبی مقایسه‌ای، η_{EXP} راندمان تجربی و η_{CFD} راندمان حاصل از شبیه‌سازی عددی است.



شکل ۶. مقایسه نمودار عملکردی حاصل از حل عددی و تجربی نیروگاه پمپ معکوس

Figure 6. Comparison of the performance curves obtained from numerical simulations and experimental of PAT station

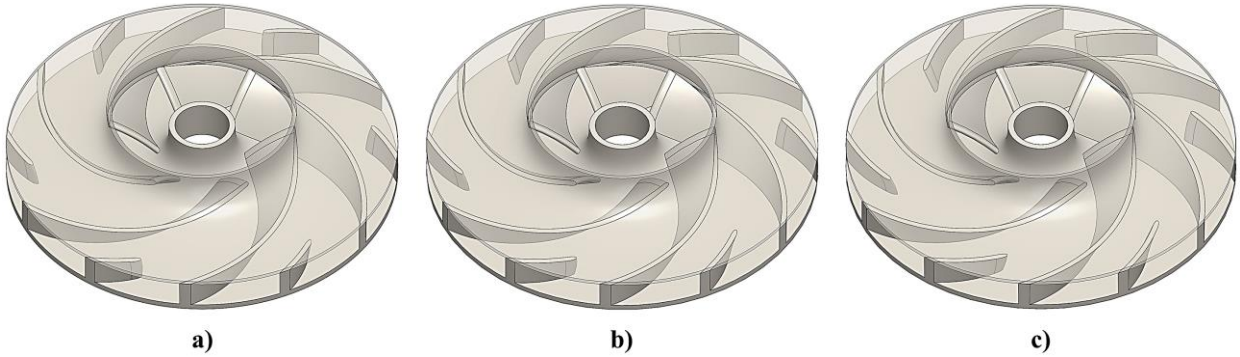
شکل ۶ مقایسه منحنی‌های عملکرد پمپ معکوس (هد، توان و راندمان در مقابل دبی) را در دو رویکرد تجربی و عددی نشان می‌دهد. بررسی کیفی و کمی نمودارها حاکی از هم‌خوانی کلی روند تغییرات نتایج عددی با داده‌های تجربی است. اختلاف‌های مشاهده‌شده عمدتاً ناشی از ویژگی‌های ذاتی حل معادلات مومنتوم (استفاده از معادلات میانگین‌گیری شده رینولدز به جای معادلات ناویراستوکس لحظه‌ای)، بکارگیری مدل آشفتگی و خطاهای عددی مرتبط با گسسته‌سازی و تراکم مش می‌باشد. با این حال، میانگین خطای نسبی در پیش‌بینی هد، توان و راندمان در نقطه عملکردی به ترتیب ۲/۳۲، ۴/۸۹ و ۲/۶۴ درصد است. تطابق مناسب کلی نتایج، نشان‌دهنده کفایت کیفیت شبکه محاسباتی، تنظیمات حلگر و انتخاب مدل آشفتگی برای شبیه‌سازی رفتار هیدرولیکی پمپ معکوس در شرایط عملیاتی واقعی است.

۴. تحلیل اثرات اضافه شده پره‌های جداکننده به رانر بر عملکرد پمپ معکوس

در توربین‌های هیدرولیکی سنتی، پره‌های راهنما وظیفه تنظیم دبی و بهبود هدایت زاویه‌ای جریان ورودی را بر عهده دارند. با این حال، در فناوری پمپ معکوس فقدان این تجهیزات کنترلی منجر به شکل‌گیری گردابه‌های نامنظم

در ورودی رانر می‌گردد. این پدیده هیدرولیکی عامل اصلی جدایش جریان در طول پاساژهای جریان و بروز نوسانات فشار در داخل رانر است.

در این پژوهش، تأثیر اضافه شدن پره‌های جداکننده با نسبت‌های طولی مختلف نسبت به قطر پره اصلی مورد ارزیابی قرار گرفت. رانرهای طراحی شده پره‌های جداکننده در شکل ۷ نشان داده شده‌اند.



شکل ۷. رانر با اسپلیتر (الف) ٪۲۰، (ب) ٪۲۵ و (ج) ٪۳۰ قطر پره‌ی اصلی

Figure 7. Runner with splitter (a) 20%, (b) 25%and (c) 30% main blade diameter

تحلیل‌های عددی انجام‌شده بر عملکرد پمپ معکوس نشان داد که در رانرهای دارای پره‌های جداکننده، تغییرات قابل‌توجهی را در ساختار میدان جریان در پاساژهای شکل می‌گیرد. تحلیل‌های جریانی نشان می‌دهد که در نقطه طراحی و دبی‌های بالاتر از آن، استفاده از پره‌های جداکننده به طور مؤثری نرخ جدایش جریان و شدت گردابه‌های ورودی را تقلیل می‌دهد. با این وجود، در شرایط دبی‌های بسیار پایین، کاهش بردار سرعت مطلق و تغییر در زاویه برخورد جریان منجر به تشدید شوک در ورودی پمپ معکوس و در نتیجه گسترش نواحی آشفتگی می‌گردد. مطابق با نتایج ارائه شده در جداول ۴ و ۵، در ناحیه کم‌دبی، اگرچه هد تولیدی افزایش می‌یابد، اما به دلیل عدم جهش محسوس در گشتاور، راندمان سیستم با افت اندکی مواجه می‌شود. در مقابل، نتایج شبیه‌سازی مؤید آن است که با افزایش دبی و نزدیک شدن به نقطه عملکردی، جریان به دلیل کاهش جدایش تطابق بهتری با پروفیل پره پیدا کرده و گردابه‌های با ابعاد کوچک‌تری در پاساژهای رانر شکل می‌گیرد.

در محدوده‌ی دبی‌های بالا، به‌کارگیری پره‌های جدا کننده منجر به کاهش هد و در عین حال افزایش گشتاور می‌گردد که نشان‌دهنده تقلیل تلفات هیدرولیکی داخلی و ارتقای بازدهی پمپ معکوس در این محدوده است. بر اساس نتایج شکل ۸، بیشینه بهبود عملکرد توربین در دبی ۱۹۸ مترمکعب بر ساعت مشاهده شد که بازدهی ۲/۱۸ واحد درصد افزایش یافته است.

برای ارزیابی دقیق تأثیر پره‌های جداکننده بر مشخصه‌های عملکرد پمپ معکوس، بررسی جامع الگوی جریان داخلی، ساختار گردابه‌ها و اتلافات هیدرولیکی در دامنه رانر ضروری است. در این راستا، انرژی جنبشی آشفتگی به‌عنوان شاخصی معتبر برای سنجش شدت نوسانات آشفتگی و میزان اتلاف انرژی در جریان سیال در این مطالعه به کار گرفته شده است. مقادیر بالاتر انرژی جنبشی آشفتگی با افزایش تلفات لزج، ناپایداری بیشتر جریان و کاهش بازده هیدرولیکی همراه است.

جدول ۴. هد موردنیاز پمپ معکوس با طول مختلف پره‌های جداکننده

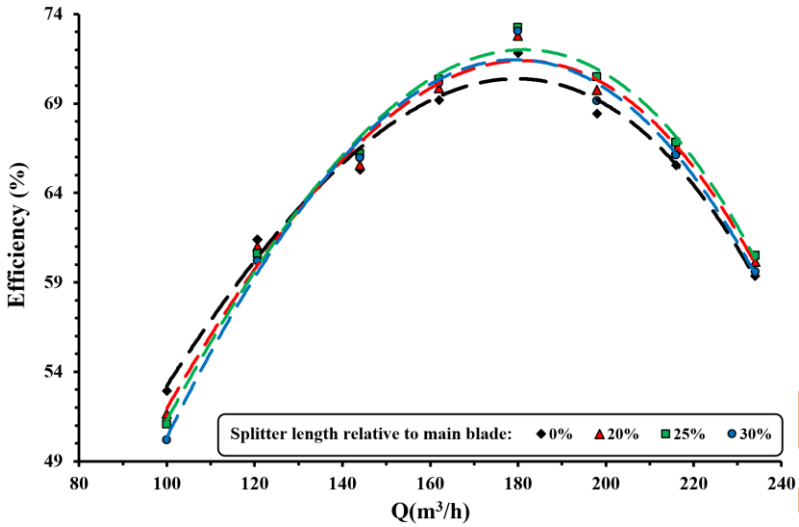
Table 4. Required head of the PAT with varying splitter blade lengths

Q(m^3/h)	Head (m)			
	0 %	20 %	25 %	30 %
100	19.26	19.61	19.75	19.9
120.6	22.33	22.45	22.56	22.67
144	24.97	25.17	25.09	25.03
162	28.21	28.36	28.25	28.19
180	31.11	31.08	30.98	31.18
198	33.68	33.45	33.31	33.74
216	37.42	36.89	36.75	36.99
234	39.98	39.12	38.97	39.45

جدول ۵. توان تولیدی پمپ معکوس با طول مختلف پره‌های جداکننده

Table 5. Generated power of the PAT with varying splitter blade lengths

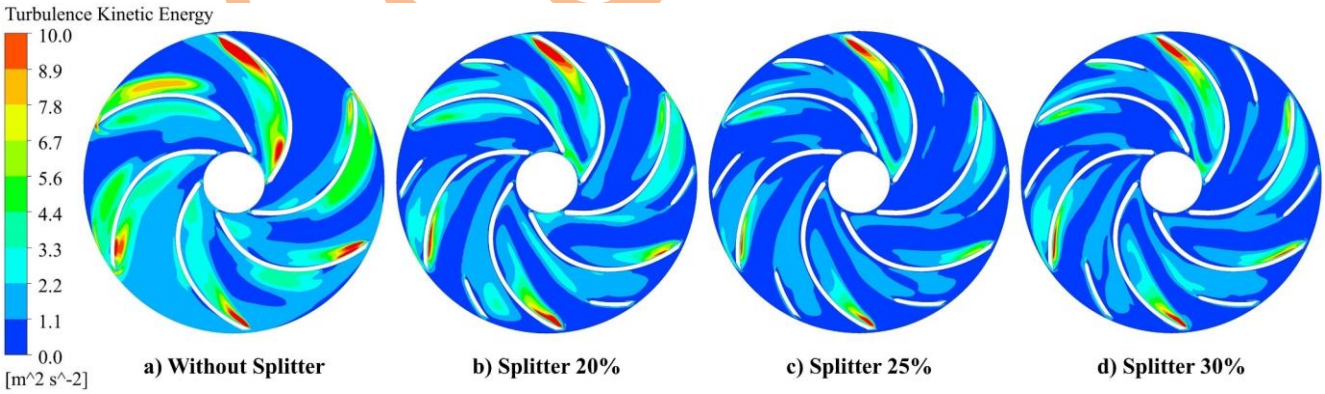
Q(m^3/h)	Power (kW)			
	0 %	20 %	25 %	30 %
100	2.77	2.75	2.74	2.72
120.6	4.50	4.49	4.48	4.48
144	6.38	6.46	6.50	6.47
162	8.61	8.73	8.76	8.71
180	10.93	11.08	11.11	11.15
198	12.39	12.57	12.64	12.56
216	14.41	14.39	14.42	14.37
234	15.09	14.98	15.01	14.96



شکل ۸. مقایسه راندمان پمپ معکوس با طول‌ها مختلف پره‌ها جداکننده

Figure 8. Comparison of the PAT efficiency across various splitter blade lengths

مقایسه توزیع میدان انرژی جنبشی آشفتگی در نقطه طراحی برای رانرهای با و بدون پره‌های جداکننده (شکل ۹) نشان می‌دهد که کمترین شدت تلاطم در رانر با پره‌های جداکننده با طول ۲۵ درصدی از پره اصلی رخ می‌دهد. همچنین، مقایسه میدان‌های جریان بین رانر اصلی و مجهز به پره جداکننده، نشان‌دهنده آن است که پس از ورود سیال به فضای داخلی رانر، شدت آشفتگی و گردابه‌ها در سمت مکش و سمت فشار به تدریج مستهلک می‌شود. شایان ذکر است که نرخ اضمحلال این گردابه‌ها در رانرهای مجهز به پره‌های جداکننده به مراتب سریع‌تر از نمونه اصلی است که این امر حاکی از بهبود کیفیت جریان هیدرولیکی در داخل توربین است. نتایج به‌طورکلی حاکی از آن است که اضافه کردن پره‌های جداکننده به کاهش دامنه نوسانات جریان و افزایش یکنواختی میدان سرعت در پاساژهای جریان منجر می‌شود. این بهبود عمدتاً به دلیل کاهش جدایش جریان است. با این حال، افزایش طول تا ۳۰ درصد طول پره اصلی به دلیل تشدید تلفات اصطکاکی به‌ویژه در دبی‌های بالا مجدداً سبب افزایش انرژی جنبشی آشفتگی و افت بازده می‌گردد.



شکل ۹. مقایسه کانتورهای انرژی جنبشی آشفتگی بین رانر با و بدون پره‌های جداکننده

Figure 9. Comparison of Turbulence Kinetic Energy contours in the runner with and without splitter blades

به طور کلی، اضافه شدن پره‌های جداکننده با طول ۲۵ درصدی بدون ایجاد انسداد در ناحیه ورودی رانر، تعداد پره‌های درگیر با جریان سیال را افزایش می‌دهند که سبب یکنواخت‌تر شدن میدان‌های جریان و کاهش جدایش جریان و جریان‌های ثانویه ناشی از چرخش بالای سیال در داخل رانر

می‌شود. هرچند افزایش سطح خیس‌شونده به دلیل حضور پره‌های اضافی، موجب تشدید تلفات اصطکاکی می‌گردد، با این حال برآیند اثرات مثبت - به‌ویژه کنترل جدایش جریان و کاهش ابعاد و شدت ساختارهای گردابه‌ای - بر این افزایش تلفات غلبه کرده و در نهایت به بهبود خالص راندمان سیستم منجر می‌شود.

۵. تأثیر زاویه ورودی پره بر عملکرد پمپ معکوس

در بخش عمده‌ای از اتلافات هیدرولیکی پمپ معکوس، رانر محل تمرکز غالب این تلفات است. از این‌رو، شناسایی و تحلیل دقیق مکانیزم‌های غالب تولید اتلاف در این جزء، ضرورتی غیرقابل‌اجتناب به شمار می‌رود. زوایای هندسی ورودی و خروجی پره‌های رانر از پارامترهای کلیدی طراحی در توربوماشین‌های هیدرولیکی محسوب می‌شوند و تأثیر تعیین‌کننده‌ای بر توان خروجی، راندمان هیدرولیکی و عملکرد کلی نیروگاه دارند. هرگونه تغییر در این زوایا، مستقیماً مثلث‌های سرعت را تغییر می‌دهد و در نتیجه تمامی متغیرهای هیدرولیکی مهم (هد، دبی، توان، راندمان و میدان جریان) تحت تأثیر قرار می‌گیرند.

در کارکرد توربینی (پمپ معکوس)، زاویه خروجی پره پمپ به عنوان زاویه حمله جریان در ورودی رانر عمل می‌کند و بنابراین اثر مستقیمی بر الگوی جریان و ساختار میدان سرعت داخل پاساژهای جریان دارد. به‌منظور بررسی سیستماتیک تأثیر زاویه ورودی پره (β_1) بر رفتار هیدرولیکی پمپ معکوس، پنج هندسه رانر با مقادیر متفاوت زاویه ورودی طراحی گردید؛ در حالی که سایر مشخصه‌های هندسی رانر (قطر، عرض، تعداد پره‌ها و ...) ثابت نگه داشته شدند. ارزیابی عملکرد هیدرولیکی هد خالص و توان خروجی در بازه دبی ۱۰۰ تا ۲۳۴ مترمکعب بر ساعت به‌ترتیب در جداول ۶ و ۷ گزارش شده‌اند. منحنی تغییرات راندمان هیدرولیکی برحسب دبی در شکل ۱۰ ترسیم گردیده که نمایانگر ناهمسان بودن اثر تغییر زاویه ورودی پره بر راندمان در نواحی مختلف کاری است و نشان می‌دهد این تأثیر به‌شدت وابسته به نقطه طراحی می‌باشد. زاویه ورودی پره در رانر مرجع برابر ۲۷ درجه است، تغییر این پارامتر می‌تواند شکل کلی منحنی‌های عملکردی و گستره ناحیه با راندمان بالا را دستخوش تغییر کند. نتایج به‌دست‌آمده از رانر اصلی حاکی از آن است که در محدوده دبی‌های پایین (تقریباً کمتر از ۱۴۴ متر مکعب بر ساعت)، به دلیل کاهش شدید زاویه حمله جریان، پدیده جدایش مرزی در نزدیکی لبه حمله رخ می‌دهد که منجر به تشکیل گردابه‌های قوی و گسترده در داخل پاساژ رانر می‌گردد. در این محدوده دبی، کاهش زاویه ورودی پره باعث بهبود انطباق جریان با هندسه پروفیل پره، کاهش گستره جدایش و محدود شدن تشکیل گردابه‌ها می‌شود. نتیجه این تغییرات، کاهش تلفات هیدرولیکی، افت هد و در نهایت افزایش راندمان هیدرولیکی در دبی‌های پایین است. برعکس، افزایش زاویه ورودی پره اختلاف بین زاویه حمله و زاویه پره را تشدید کرده، جدایش جریان را در این شرایط کاری شدیدتر می‌سازد، گردابه‌های بزرگ‌تری ایجاد می‌کند و در نتیجه تلفات انرژی افزایش یافته و راندمان به‌طور محسوسی کاهش می‌یابد.

در شکل ۱۱ مقایسه‌ای بین کانتور سرعت در رانر با زاویه ورودی متفاوت در نقطه عملکردی صورت گرفته است. همانطور که از کانتورهای سرعت مشخص است، در زاویه ۲۵ درجه نواحی کم سرعت قابل توجهی در فضای پاساژ جریان وجود دارد با افزایش زاویه ورودی گرادیان سرعت کاهش داشته که منجر به یکنواخت‌تر شدن توزیع سرعت، کاهش اغتشاشات هیدرولیکی و بهبود پیروی جریان از هندسه پره می‌شود. در نتیجه، تلفات انرژی کاهش یافته و مقادیر توان و راندمان نسبت به رانر اصلی بهبود می‌یابند.

جدول ۶. هد موردنیاز با زوایای ورودی مختلف

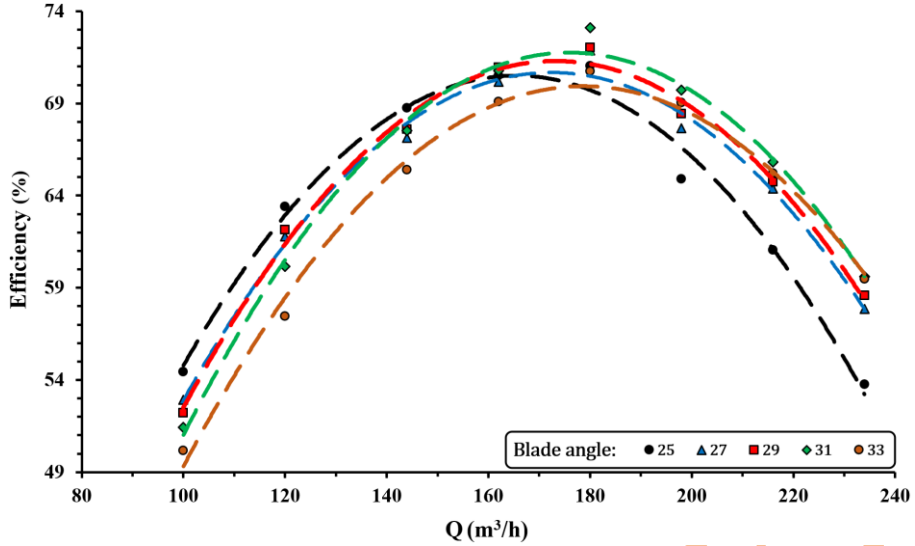
Table 6. Required head at various blade inlet angle

Q(m^3/h)	Head (m)				
	25°	27°	29°	31°	33°
100	18.58	19.26	19.87	20.31	21.19
120.6	21.42	22.33	22.64	23.24	24.17
144	24.11	24.97	25.19	25.37	26.48
162	27.03	28.21	28.35	28.63	29.51
180	30.84	31.11	31.23	31.48	33.31
198	34.32	33.68	33.75	34.11	34.92
216	37.19	37.42	37.53	37.62	37.74
234	39.77	39.98	40.14	40.19	40.83

جدول ۷. توان تولیدی با زوایای ورودی مختلف

Table 7. Generated power at various blade inlet angle

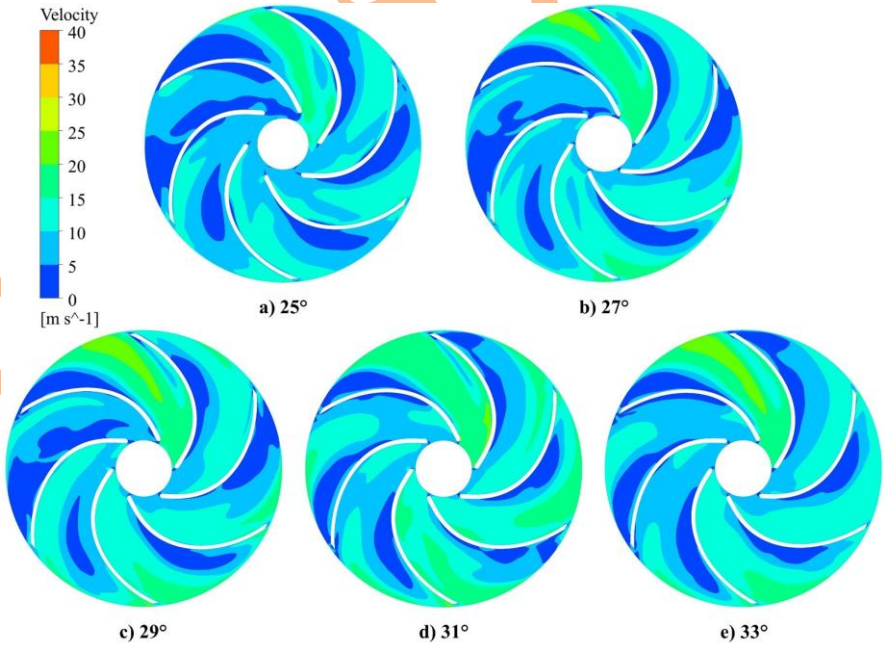
Q(m^3/h)	Power (kW)				
	25°	27°	29°	31°	33°
100	2.75	2.77	2.82	2.84	2.89
120.6	4.43	4.50	4.59	4.56	4.53
144	6.31	6.38	6.48	6.52	6.59
162	8.29	8.61	8.75	8.82	8.87
180	10.72	10.93	11.01	11.26	11.53
198	12.11	12.39	12.56	12.93	13.11
216	13.58	14.41	14.53	14.81	14.72
234	13.95	15.09	15.34	15.63	15.84



شکل ۱۰. مقایسه راندمان پمپ معکوس با زوایای ورودی مختلف

Figure 10. Comparison of the PAT efficiency at various blade inlet angles

در بازه ۱۴۴ تا ۲۱۸ مترمکعب بر ساعت، رانر با زاویه ورودی ۳۱ درجه بهترین عملکرد کلی را از خود نشان داده و علاوه بر دستیابی به راندمان بالاتر، محدوده کاری با راندمان مطلوب وسیع‌تری ارائه می‌دهد. رانر با زاویه ورودی ۳۳ درجه هم گرادیان سرعت کاهش داشته اما چون هد هم افزایش یافته راندمان کمتر از ۳۱ درجه است. در دبی‌های بالا، افزایش زاویه حمله جریان در رانر اصلی، شدت شوک ورودی و نواحی جدایش را افزایش داده و گردابه‌های قابل‌توجهی ایجاد می‌کند. در این شرایط کاری، بهترین عملکرد را رانر با زاویه ورودی ۳۳ درجه دارد. همچنین، افزایش زاویه ورودی در این محدوده کاری هد تولیدی و توان خروجی را افزایش و راندمان کل نیروگاه را به‌طور محسوسی بهبود می‌دهد.



شکل ۱۱. مقایسه کانتورهای سرعت در صفحه میانی رانر با زوایای ورودی مختلف پره

Figure 11. Comparison of velocity contours at the runner mid-span for different blade inlet angle

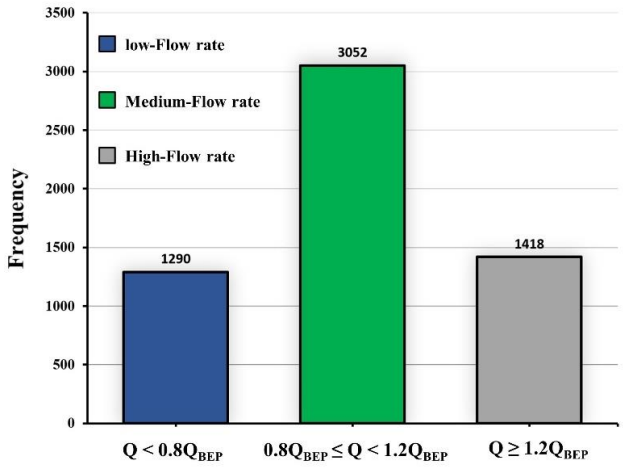
۶. طراحی رانر بهبود یافته با اصلاح زاویه ورودی پره‌های اصلی و جداکننده

پژوهش حاضر به ارزیابی عملکرد یک نیروگاه پمپ معکوس در یکی از شاخه‌ای از شبکه توزیع آب غرب تهران می‌پردازد. در حالی که دبی جریان مستقیماً تابعی از الگوی مصرف نهایی است، پروفیل فشار ورودی در سیکل روزانه به واسطه اختلاف ارتفاع بین مخزن و ایستگاه فشارشکن، نوساناتی در گستره ۵/۹ الی ۶/۴ بار را تجربه می‌کند. به منظور کنترل فشار خروجی از یک شیر فشارشکن استفاده شده است تا فشار آب در یک بازه پایدار ۲/۱ تا ۲/۴ بار تثبیت شود.

در این مطالعه موردی، تغییرات دبی آب در شاخه انتخاب شده از شبکه توزیع آب در طول یک دوره ۴ ماهه بررسی شده است. دبی مصرف‌کنندگان در طول دوره بین ۶۵ تا ۲۳۵ مترمکعب بر ساعت تغییر می‌کند. با توجه به اینکه اصلاحات هندسی رانر تأثیر یکسان و یکنواختی بر عملکرد پمپ معکوس در تمام گستره عملیاتی ندارد، محدوده کاری نیروگاه مطابق شکل ۱۲ به سه ناحیه دبی تقسیم شده است.

برای هر یک از این نواحی، مقادیر بهینه متغیرهای طراحی با هدف بیشینه‌سازی راندمان هیدرولیکی متفاوت است. تحلیل همزمان نتایج شبیه‌سازی عددی و داده‌های تجربی نشان می‌دهد که در دبی‌های کمتر از حدود ۱۲۰ مترمکعب بر ساعت، توان تولیدی به قدری اندک است که ادامه کار نیروگاه پمپ معکوس از منظر فنی و اقتصادی توجیه‌پذیر نمی‌باشد و می‌تواند احتمال بروز ناپایداری‌های هیدرولیکی نظیر کاویتاسیون، جریان بازگشتی یا جدایش گسترده را افزایش دهد.

بررسی شکل ۱۲ نشان می‌دهد که بیشترین زمان کارکرد سیستم در محدوده دبی متوسط رخ می‌دهد. از این رو، بهبود عملکرد پمپ معکوس در این ناحیه، تأثیر بسزایی بر راندمان کلی آن خواهد داشت. دبی‌های بالا هم حائز اهمیت هستند زیرا بیشترین تولید برق در این شرایط کاری رخ می‌دهد و درآمد فروش برق در ماه‌های گرم سال که این شرایط کاری بیشتر تکرار می‌شود بیشتر است. بر اساس بررسی‌های انجام‌شده در این پروژه، اصلاحات هندسی که منجر به بهبود عملکرد پمپ معکوس در محدوده متوسط و بالا شوند، نقش تعیین کننده‌ای در افزایش ظرفیت تولید و ارتقای سودآوری اقتصادی ایفا می‌کنند.



شکل ۱۲. تقسیم‌بندی فراوانی دبی ایستگاه فشارشکن در چهار ماه کاری

Figure 12. Flow rate frequency distribution at the pressure reducing station over a four-month operational period

بدین منظور در این بخش تأثیر اصلاح همزمان زاویه ورودی پره‌های اصلی و جداکننده به صورت عددی در محدوده کارکرد بررسی می‌شود. عملکرد هیدرولیکی پمپ معکوس مجهز به رانر اصلاح‌شده در بازه دبی ۱۰۰ تا ۲۳۴ مترمکعب بر ساعت به‌صورت عددی بررسی شده و مقادیر هد موردنیاز و توان تولیدی در جدول ۸ ارائه شده است.

جدول ۸. مقایسه توان و هد به‌وسیله رانر اصلی و بهبودیافته

Table 8. Comparison of power output and required head between the main and improved runner

Q(m³/h)	Original Runner		Improved Runner	
	Head(m)	Power(kW)	Head(m)	Power(kW)
100	19.26	2.77	20.11	2.81
120	22.33	4.50	23.01	4.59
144	24.97	6.38	25.27	6.54
162	28.21	8.61	28.39	8.86
180	31.11	10.93	31.29	11.27
198	33.68	12.39	33.59	12.98
216	37.42	14.41	37.11	14.67
234	39.98	15.09	39.72	15.43

شکل ۱۳ منحنی راندمان توربین را برای رانر اصلی و رانر بهبودیافته در محدوده‌ی عملکردی پمپ معکوس نشان می‌دهد. برای دبی‌های کمتر از حدود ۱۲۰ مترمکعب بر ساعت، دو رانر عملکرد تقریباً یکسانی دارند و رانر بهبودیافته حتی اندکی راندمان کمتری دارد. از دبی حدود ۱۴۴ مترمکعب بر ساعت به بعد، رانر بهبودیافته در تمام نقاط راندمان بالاتری دارد. نتایج نشان می‌دهد که

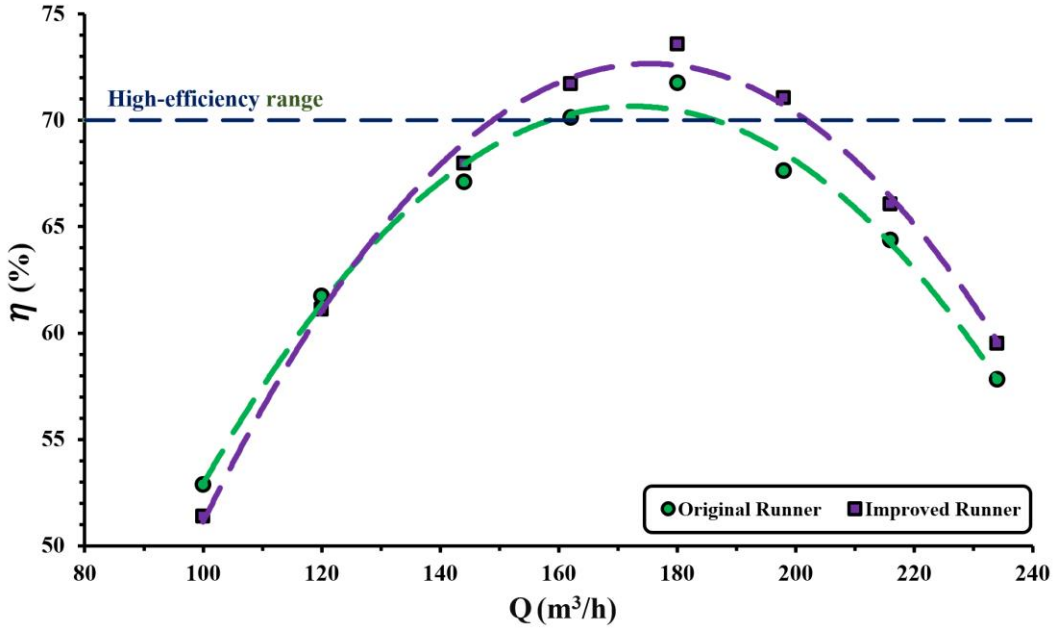
در نقطه عملکردی (۱۸۰ مترمکعب بر ساعت) همچنین دبی‌های ۱۹۸ و ۲۱۶ مترمکعب بر ساعت به ترتیب راندمان ۱/۸۱ ، ۳/۴۱ و ۱/۷۱ واحد درصد افزایش یافته است.

مقایسه محدوده با راندمان بالا ($\eta \geq ۷۰$) نشان می‌دهد که برای رانر اصلی در محدوده دبی ۱۵۸ تا ۱۸۷ مترمکعب بر ساعت و برای رانر بهبودیافته تقریباً ۱۵۰ تا ۲۰۳ مترمکعب بر ساعت برآورد شده است. پهنای ناحیه‌ی راندمان بالا بنابراین حدود ۸۰ درصد بیشتر شده است. تطبیق این نتایج با الگوی زمانی توزیع دبی در ایستگاه فشار شکن (شکل ۱۲) تائید می‌کند که سیستم در بیشتر ساعات کاری خود در این ناحیه با راندمان بالا قرار خواهد گرفت. در نتیجه، این بهبود عملکرد مستقیماً به افزایش انباشته تولید انرژی منجر می‌گردد.

از آنجایی که برای درک اثر اصلاح رانر علاوه بر پارامترهای عملکرد بررسی شکل میدان‌ها جریان کمک قابل توجهی به درک موضوع می‌کند در این بخش از پارامتر ورتیسیتی برای مقایسه توربین با رانر اصلی و بهبود یافته استفاده شده است. در مکانیک سیالات پیشرفته، ورتیسیته به عنوان یک کمیت برداری بنیادین جهت توصیف سینماتیک چرخی میدان سرعت شناخته می‌شود. معادله انتقال ورتیسیته، به عنوان یکی از روابط کلیدی در چارچوب نظری دینامیک گردابه‌ها، بستری ریاضیاتی برای مدل‌سازی فرآیندهای تولید، جابه‌جایی، تقویت و انتشار گردابه‌ها در جریانات سیال فراهم می‌آورد. هر یک از جملات این معادله دارای تفسیر فیزیکی معینی است که مستقیماً با ترم‌های موجود در معادلات ناویراستوکس (از جمله اثرات لزجت، گرادیان فشار و نرخ کرنش) در ارتباط است. تمرکز اصلی این معادله بر تحلیل تحولات مکانیِ گردابه است. علاوه بر این، انتقال ورتیسیته مکانیسم برهم‌کنش میان گردابه‌ها و سایر میدان‌های فیزیکی (سرعت، کرنش و فشار) را تبیین کرده و درک عمیق‌تری از پدیده‌های پیچیده در جریان‌های لزج، نظیر جدایش جریان، تشکیل لایه‌های برشی، گردابه‌های بزرگ‌مقیاس و گذار به آشفتگی ارائه می‌دهد. در تحلیل سیستم‌های پیچیده، به‌ویژه در چارچوب‌های مرجع دوار، فرم تعمیم‌یافته این معادله جهت پایش دقیق‌تر رفتار هیدرودینامیکی سیال به کار گرفته می‌شود. برای یک جریان تراکم‌ناپذیر و نیوتنی، شکل استاندارد معادله انتقال ورتیسیته به صورت زیر بیان می‌گردد:

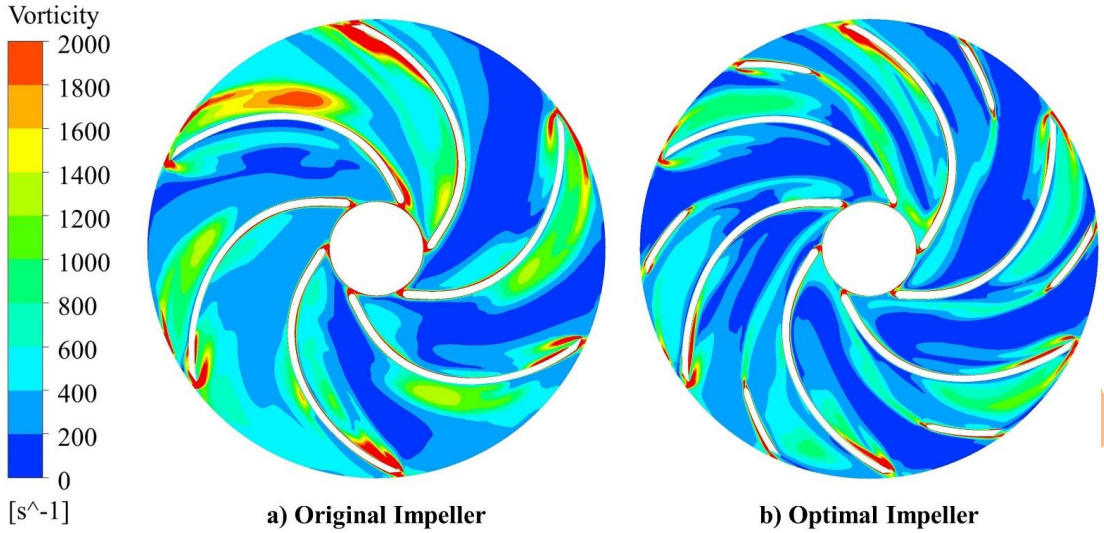
$$\frac{D\omega_r}{Dt} = (\omega_r - \nabla)V - 2\nabla \times (\omega_r \times V) + \upsilon \nabla^2 \omega_r \qquad (11)$$

که در آن ω_r بردار ورتیسیته نسبی است، V بردار سرعت نسبی است و υ ویسکوزیته سینماتیکی سیال است. در شکل ۱۴ مقایسه‌ای کانتورهای ورتیسیته را در صفحه میانی پمپ معکوس بین رانر اصلی و رانر اصلاح‌شده تحت شرایط کارکرد با سرعت چرخش ثابت انجام شده است.



شکل ۱۳. مقایسه راندمان پمپ معکوس با رانر اصلی و بهبودیافته

Figure 13. Comparison of the PAT efficiency between the main and improved runners



a) Original Impeller **b) Optimal Impeller**

شکل ۱۴. مقایسه ورتیسیتی در صفحه میانی رانر اصلی و بهبود یافته

Figure 14. Comparison of vorticity contours at the mid-span of the main and improved runners

افزایش شدید گرادیان سرعت در مجاورت سطوح پره باعث حساسیت بیشتر لایه مرزی نسبت به ناپایداری‌های هیدرودینامیکی می‌گردد. این وضعیت احتمال جدایش جریان را به‌طور قابل‌توجهی افزایش می‌دهد و در نتیجه، یکنواختی و پایداری جریان داخل کانال‌های رانر مختل می‌شود. چنین شرایطی زمینه‌ساز تشکیل شوک ورودی، جدایش گسترده در نزدیکی لبه حمله و ایجاد جریان‌های بازگشتی می‌گردد که خود مهم‌ترین مکانیزم تولید و تقویت گردابه‌ها هستند. گردابه‌های کوچک‌مقیاس موجود در نواحی آشفته می‌توانند از طریق فرآیند ادغام گردابه‌ها به ساختارهای بزرگ‌تر و پرقدرت‌تر تبدیل شوند. همزمان، تنش‌های برشی آشفتگی به‌طور مداوم گردابه‌های جدیدی تولید و تقویت می‌کنند که این امر به تشدید تلفات هیدرولیکی و نوسانات فشار منجر می‌گردد.

در رانر اصلی، نواحی متعدد با شدت ورتیسیته بالا مشاهده می‌شود که عمدتاً با پدیده جدایش جریان و افت شدید سرعت موضعی همراه است. شدت ورتیسیته در نزدیکی لبه حمله پره‌ها به‌طور چشمگیری افزایش می‌یابد و این اثر در هر دو سمت سطح فشار و سطح مکش مشهود است؛ نتیجه آن ایجاد تلفات هیدرولیکی قابل‌توجه به‌ویژه در اثر تشکیل گردابه‌های بزرگ می‌باشد. در مقابل، رانر اصلاح‌شده شاهد کاهش قابل‌ملاحظه هم در شدت و هم در ابعاد نواحی گردابی در سراسر دامنه رانر است. این بهبود مستقیماً ناشی از اصلاح شرایط هیدرولیکی ورودی، کاهش گرادیان‌های سرعت و دستیابی به توزیع یکنواخت‌تر میدان جریان داخل پاساژهای رانر می‌شود. در نتیجه، اتلاف هیدرولیکی کلی به‌طور محسوسی کاهش یافته و رفتار جریان در نزدیکی پره‌ها پایدارتر شده است.

۷. تحلیل تلفات انرژی

با صرف‌نظر از اتلاف‌های ناشی از نشتی و انتقال حرارت، اتلاف هیدرولیکی کل در پمپ معکوس عمدتاً به دو مؤلفه اصلی تقسیم می‌شود: اتلاف ناشی از اضمحلال آشفتگی و اتلاف ناشی از اصطکاک دیواره. این تقسیم‌بندی بر اساس معادله زیر بیان می‌شود:

$$Loss = Loss_{Fri} + Loss_{Tur} \quad (12)$$

که در آن $Loss_{Tur}$ توان اتلاف اضمحلال آشفتگی (وات) و $Loss_{Fri}$ توان اتلاف اصطکاک دیواره (وات) است. این دو مؤلفه به‌ترتیب از روابط انتگرالی زیر محاسبه می‌شوند [۵۰].

$$Loss_{Tur} = \int_V \rho \varepsilon dV \quad (13)$$

$$Loss_{Fri} = \int_A \tau . v dA \quad (14)$$

در این روابط، ε نرخ اضمحلال انرژی جنبشی آشفتگی(m^2/s^3)، V حجم دامنه محاسباتی(m^3)، A مساحت سطوح جامد در تماس با سیال(m^2)، τ بردار

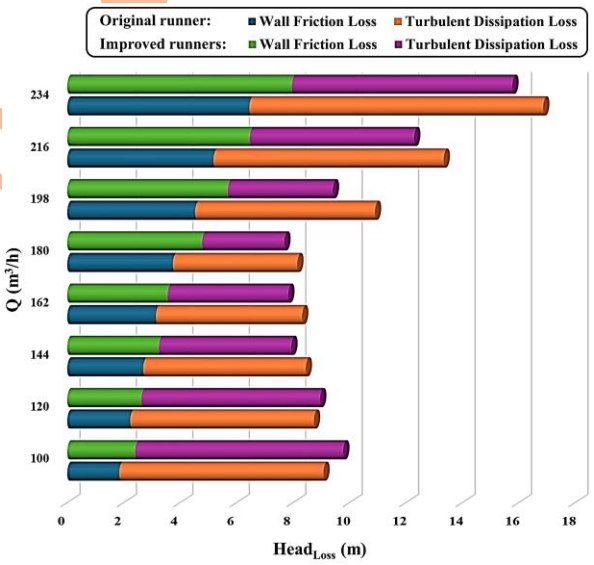
تنش برشی دیواره (Pa) و v بردار سرعت سیال در لایه نزدیک دیواره(m/s) حاصلضرب ρ چگالی و ε نرخ اتلاف آشفتگی (W/m^3) است.. هنگام استفاده از مدل آشفتگی SST k–ω، رابطه (۱۳) با توجه به تعریف نرخ اضمحلال در این مدل ($\varepsilon = 0.09k\omega$) به شکل زیر بازنویسی می‌شود:

$$Loss_{Tur} = \int_V 0.09\rho k\omega dV \qquad (15)$$

که در آن k انرژی جنبشی آشفتگی (m^2/s^2) و ω فرکانس آشفتگی (1/s) است. در نهایت، اتلاف هد هیدرولیکی کل از رابطه زیر به‌دست می‌آید:

$$H_{Loss} = H_{Loss_{Fri}} + H_{Loss_{Tur}} = \frac{Loss}{\dot{m}g} \qquad (16)$$

که در آن $\dot{m}$ دبی جرمی (kg/s) و g شتاب گرانش (m/s^2) است. این رابطه امکان مقایسه مستقیم اتلاف هد ناشی از اصطکاک دیواره و اضمحلال آشفتگی را در شرایط مختلف کاری فراهم می‌کند.



شکل ۱۵. مقایسه تلفات کل پمپ معکوس با رانر اصلی و بهبود یافته

Figure 15. Comparison of total losses for the PAT with original and improved runners

شکل ۱۵ مقایسه توزیع تلفات کل (شامل مؤلفه‌های اصطکاکی و آشفتگی) را برای رانر اصلی و رانر بهبودیافته در دبی‌های مختلف نشان می‌دهد. در هر دو رانر افت اصطکاکی با افزایش دبی یکنواخت بالا می‌رود، چون سرعت جریان و در نتیجه تنش برشی دیواره زیاد می‌شود. در مقابل، افت ناشی از آشفتگی تا حوالی نقطه عملکردی روند کاهشی دارد و پس از آن مجدداً افزایش می‌یابد. این رفتار با تغییر ساختار گردابه‌ها و شدت جدایش جریان در پاساژهای رانر مرتبط است.

رانر بهبودیافته در تمام دبی‌ها افت اصطکاکی بیشتری دارد. علت این افزایش، سطح خیس‌شده بیشتر ناشی از پره‌های جداکننده است. در دبی‌های کم ($Q<0.8Q_{BEP}$) از یک‌سو، افزایش سطح خیس‌شده ناشی از پره‌های جداکننده منجر به افزایش قابل‌توجه تلفات اصطکاکی نسبت به رانر اصلی می‌گردد. از سوی دیگر، افزایش زاویه ورودی پره باعث بزرگ‌تر شدن زاویه شوک و تشدید گردابه‌های ورودی می‌شود و به نظر می‌رسد اثر مثبت پره‌های جداکننده بر آشفتگی را خنثی می‌کند که در نتیجه آن، تلفات آشفتگی نسبت به رانر اصلی افزایش محدودی دارد.

در محدوده کاری با دبی متوسط و بالا ($Q>0.8Q_{BEP}$)، افت کل رانر بهبودیافته بین ۵/۶۴ تا ۱۰/۹۲ درصد کمتر از رانر اصلی است و بیشترین کاهش در ۱۹۸ مترمکعب بر ساعت رخ می‌دهد. در این شرایط کاری میدان‌های جریان با اصلاح هندسه رانر در ورودی منظم‌تر شده، جدایش جریان و اندازه گردابه‌ها کاهش می‌یابد و در نتیجه تلفات آشفتگی به‌طور محسوسی کمتر از رانر اصلی می‌شود. کاهش محسوس تلفات آشفتگی، افزایش محدود تلفات اصطکاکی را جبران نموده و در نهایت منجر به کاهش اتلاف کل در دبی‌های بالا می‌گردد.

۸. نتیجه‌گیری

در این مطالعه عملکرد یک پمپ سانتریفیوژ با سرعت مخصوص ۲۸/۸۶ در کارکرد معکوس (توربین) نصب شده در شبکه توزیع آب شهری به صورت عددی و تجربی مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج نشان می‌دهد که به دلیل تغییرات قابل توجه دبی در ایستگاه فشارشکن، بخش عمده کارکرد پمپ‌های معکوس در شرایط غیر نامی است و باتوجه به نبود مکانیزم هدایت سیال در ورودی رانر و عدم انطباق جریان سیال با هندسه پروفیل پره‌ها تلفات هیدرولیکی قابل‌توجهی در این شرایط کاری اتفاق می افتد. اصلاحات هدفمند هندسی رانر می‌تواند این اتلافات را به‌طور مؤثری کاهش دهد. در پژوهش حاضر، تأثیر اصلاح هندسه با اضافه شدن پره‌های جداکننده و افزایش زاویه ورودی پره‌های اصلی و جداکننده بر عملکرد هیدرولیکی پمپ معکوس به صورت عددی مورد تحلیل قرار گرفت و درنهایت هندسه بهبود یافته رانر طراحی گردید. یافته‌های اصلی این مطالعه به شرح زیر است:

افزودن پره‌های جداکننده در شرایط دبی طراحی (۱۸۰ مترمکعب بر ساعت) و بالاتر بدون ایجاد انسداد در ناحیه ورودی رانر، انطباق جریان با پروفیل پره

را بهبود می‌بخشد. این اصلاح شدت جدایش جریان و تشکیل گردابه در نزدیکی لبه حمله پره را به‌طور قابل‌ملاحظه‌ای کاهش می‌دهد. هرچند سطح تماس سیال با اضافه شدن این پره‌ها افزایش یافته و موجب تشدید تلفات اصطکاکی می‌گردد، با این حال برآیند اثرات مثبت به‌ویژه کنترل مؤثر جدایش جریان و کاهش ابعاد و شدت ساختارهای گردابه‌ای سبب کاهش قابل توجه تلفات کل شده و در این شرایط کاری راندمان بهبود یافته است. با این وجود، در دبی‌های پایین، کاهش سرعت مطلق و تغییر زاویه ورود سیال به رانر باعث افزایش زاویه شوک و در نتیجه افزایش تلفات می‌گردد.

زاویه ورودی پره یکی از پارامترهای هندسی کلیدی رانر است که تأثیر مستقیمی بر شوک ورودی، الگوی جریان داخل کانال‌ها و نمودارهای عملکردی دارد. کاهش زاویه ورودی در دبی‌های پایین، زاویه حمله را کم کرده، جدایش جریان و تشکیل گردابه‌های بزرگ را محدود می‌سازد و در نتیجه راندمان هیدرولیکی در این محدوده دبی بهبود می‌یابد، در حالی که افزایش زاویه ورودی در این محدوده جدایش را تشدید کرده، گردابه‌های قوی‌تری ایجاد می‌کند و تلفات هیدرولیکی و افت راندمان را به دنبال دارد. در محدوده دبی نقطه عملکردی و بالاتر از آن کاهش زاویه ورودی ناپایداری جریان، گستردگی جدایش و افت محسوس هد، توان و راندمان را به همراه دارد. در مقابل، افزایش زاویه ورودی تا ۳۱ درجه انطباق جریان با پروفیل پره را بهبود بخشیده، جدایش و تشکیل گردابه را کاهش می‌دهد، توزیع سرعت را یکنواخت‌تر شده و در نتیجه تلفات کمتر و راندمان بالاتری به دست می‌آید.

اصلاح همزمان زاویه ورودی پره‌های اصلی و جداکننده در محدوده دبی‌های متوسط و بالا تلفات هیدرولیکی را کاهش داده و گشتاور شفت خروجی را افزایش می‌دهد. تحلیل تلفات انرژی پمپ معکوس با رانر بهبودیافته نشان می‌دهد که در محدوده کاری با دبی متوسط و بالا ($Q>0.8Q_{BEP}$)، افت کل بین ۵/۶۴ تا ۱۰/۹۲ درصد نسبت به رانر اصلی کاهش یافته است. در این پژوهش، بیشترین بهبود راندمان در رانر بهبود یافته در دبی ۱۹۸ مترمکعب بر ساعت به دست آمد و راندمان ۳/۴۱ واحد درصد افزایش یافته است. با این حال، در محدوده دبی‌های پایین، تشدید پدیده‌های گردابه و جدایش جریان به افت گشتاور و کاهش راندمان منجر می‌شود. در مطالعه موردی انجام‌شده و بر پایه تحلیل آماری دبی بیشترین زمان کارکرد نیروگاه در محدوده متوسط و بالا رخ می‌دهد و اصلاح هندسه رانر نه‌تنها تلفات انرژی کل را کاهش می‌دهد، بلکه راندمان هیدرولیکی و میزان انرژی بازیابی شده را نیز به‌طور مؤثری ارتقا می‌بخشد.

۸. فهرست علائم

علائم انگلیسی

$F_{1,2}$	توابع ترکیبی مدل SST
g	شتاب گرانش، $m.s^2$
H	هد پمپ، m
I	شدت آشفتگی
k	انرژی جنبشی آشفته، m^2/s^2
n_s	سرعت مخصوص
p	فشار، Pa
P	توان، kW
P_k	تولید انرژی جنبشی آشفتگی، W/kg
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، m/s

علائم یونانی

β	ثابت مدل SST
ΔA_{rel}	خطای نسبی راندمان، ٪
ρ	چگالی، kg/m^3
β_1	زاویه ورودی پره، °
β_2	زاویه خروجی پره، °
ε	نرخ اتلاف آشفتگی، m^2/s^3
τ	تنش برشی، Pa
η	راندمان، ٪
Ω	سرعت چرخش، rpm
ω	فرکانس آشفتگی ، 1/s
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
$\sigma_{\omega 2}$	ثابت معادله ω در مدل SST
υ	لزجت سینماتیک سیال، m^2/s

زیرنویس

i, j	بردارهای یکه مختصات دکارتی

the urban water distribution network. *Energy*, *255*, pp.124550. https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.124550.

11. Saremian, S. and Shojaeefard, M.H., 2025. Numerical investigation of the effect of adding stay blades on improving the performance of centrifugal pump as turbine. *Modares Mechanical Engineering*, *25*, pp.97-105. [In Persian]. doi: 10.48311/mme.25.2.97
12. Spedaletti, S., Rossi, M., Comodi, G., Salvi, D. and Renzi, M., 2021. Energy recovery in gravity adduction pipelines of a water supply system (WSS) for urban areas using Pumps-as-Turbines (PaTs). *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, *45*(4), pp.101040. https://doi.org/10.1016/j.seta.2021.101040.
13. Crespo Chacón, M., Rodríguez Díaz, J.A., García Morillo, J. and McNabola, A., 2019. Pump-as-turbine selection methodology for energy recovery in irrigation networks: minimising the payback period. *Water*, *11*(1), pp.149. https://doi.org/10.3390/w11010149.
14. Pugliese, F., De Paola, F., Fontana, N., Giugni, M. and Marini, G., 2016. Experimental characterization of two Pumps as Turbines for hydropower generation. *Renewable Energy*, *99*(5), pp.180-187. https://doi.org/10.1016/j.renene.2016.06.051.
15. Fontanella, S., Fecarotta, O., Molino, B., Cozzolino, L. and Della Morte, R., 2020. A performance prediction model for pumps as turbines (PATs). *Water*, *12*(4), pp.1175. https://doi.org/10.3390/w12041175.
16. De Marchis, M., Milici, B., Volpe, R. and Messineo, A., 2016. Energy saving in water distribution network through pump as turbine generators: economic and environmental analysis. *Energies*, *9*(11), pp.877. https://doi.org/10.3390/en9110877.
17. Dong, W., Dong, Y., Sun, J., Zhang, H. and Chen, D., 2023. Analysis of the internal flow characteristics, pressure pulsations, and radial force of a centrifugal pump under variable working conditions. *Iranian Journal of Science and Technology, Transactions of Mechanical Engineering*, *47*(2), pp.397-415. https://doi.org/10.1007/s40997-022-00533-w.
18. Carravetta, A., Fecarotta, O., Sinagra, M. and Tucciarelli, T., 2014. Cost-benefit analysis for hydropower production in water distribution networks by a pump as turbine. *Journal of Water Resources Planning and Management*, *140*(6), pp.04014002. https://doi.org/10.1061/(ASCE)WR.1943-5452.0000384.
19. Alberizzi, J.C., Renzi, M., Righetti, M., Pisaturo, G.R. and Rossi, M., 2019. Speed and pressure controls of pumps-as-turbines installed in branch of water-distribution network

References– منابع

1. Cellura, M., Luu, L.Q., Guarino, F. and Longo, S., 2025. A review on life cycle assessment of concentrating solar energy technologies. *Renewable Energy*, *249*. https://doi.org/10.1016/j.renene.2025.123203.
2. Shame, B.H., Tjahjana, D.D.D.P., Ubaidillah, A.M. and Mbumba, M.T., 2024. Analysis of seasonal wind energy potential on zanzibar coastal island. *HighTech and Innovation Journal*, *5*, pp.331-348. https://doi.org/10.28991/HIJ-2024-05-02-08.
3. Chacon, M.C., Diaz, J.A.R., Morillo, J.G. and Mcnabola, A., 2020. Estimating regional potential for micro-hydropower energy recovery in irrigation networks on a large geographical scale. *Renewable Energy*, *155*, pp.396-406. https://doi.org/10.1016/j.renene.2020.03.124.
4. Erdogan, S., Pata, U.K. and Solarin, S.A., 2023. Towards carbon-neutral world: the effect of renewable energy investments and technologies in G7 countries. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, *186*, pp.113683. https://doi.org/10.1016/j.rser.2023.113683.
5. Destek, M.A. and Sinha, A., 2020. 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*, *242*, pp.118537. https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2019.118537.
6. Hanif, I., Aziz, B. and Chaudhry, I.S., 2019. Carbon emissions across the spectrum of renewable and nonrenewable energy use in developing economies of Asia. *Renewable Energy*, *143*, pp.586-595. https://doi.org/10.1016/j.renene.2019.05.032.
7. Nasir, A., Dribssa, E. and Grima, M., 2021. The pump as a turbine: a review on performance prediction, performance improvement, and economic analysis. *Heliyon*, *10*(4), pp.e26084. https://doi.org/10.1016/j.heliyon.2024.e26084.
8. Nejadali, J., 2021. Analysis and evaluation of the performance and utilization of regenerative flow pump as turbine (PAT) in Pico-hydropower plants. *Energy for Sustainable Development*, *64*(1), pp.103-117. https://doi.org/10.1016/j.esd.2021.08.002.
9. Yu, W., Zhou, P., Miao, Z., Zhao, H., Mou, J. and Zhou, W., 2024. Energy performance prediction of pump as turbine (PAT) based on PIWOA-BP neural network. *Renewable Energy*, *222*, pp.119873. https://doi.org/10.1016/j.renene.2023.119873.
10. Shojaeefard, M.H. and Saremian, S., 2022. Effects of impeller geometry modification on performance of PAT in

performances: A numerical investigation into the impact of impeller leading edge rounding. *Heliyon*, *10*(15), pp.e34663. https://doi.org/10.1016/j.heliyon.2024.e34663.
30. Yang, S.S., Kong, F.Y., Jiang, W.M. and Qu, X.Y., 2012. Effects of impeller trimming influencing pump as turbine. *Computers & Fluids*, *61*, pp.72-78. https://doi.org/10.1016/j.compfluid.2012.07.009.
31. Miao, S.C., Yang, J.H., Shi, G.T. and Wang, T.T., 2015. Blade profile optimization of pump as turbine. *Advances in Mechanical Engineering*, *7*(10). https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.06.022.
32. Kim, J.H., Cho, B.M., Kim, S., Kim, J.W. and Choi, Y.S., 2017. Design technique to improve the energy efficiency of a counter-rotating type pump-turbine. *Renewable Energy*, *101*, pp.647-659. https://doi.org/10.1016/j.renene.2016.09.026.
33. Shi, F., Yang, J. and Wang, X., 2018. Analysis on the effect of variable guide vane numbers on the performance of pump as turbine. *Advances in Mechanical Engineering*, *10*(10), pp.1-9. https://doi.org/10.1177/1687814018808599.
34. Zhongdong, Q., Fan, W., Zhiwei, G. and Jie, L., 2016. Performance evaluation of an axial-flow pump with adjustable guide vanes in turbine mode. *Renewable Energy*, *99*, pp.1146-1152. https://doi.org/10.1016/j.renene.2016.08.020.
35. Yang, F., Li, Z., Cai, Y., Jiang, D., Tang, F. and Tang, S., 2022. Numerical study for flow loss characteristic of an axial-flow pump as turbine via entropy production analysis. *Processes*, *10*(9), p.1695. https://doi.org/10.3390/pr10091695.
36. Yuxing, B., Fanyu, C., Sunsheng, Y., Kai, C. and Tao, D., 2017. Effect of blade wrap angle in hydraulic turbine with forward-curved blades. *International Journal of Hydrogen Energy*, *42*(29), pp.18709-18717. https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2017.04.185.
37. Capurso, T., Bergamini, L. and Torresi, M., 2019. Design and CFD performance analysis of a novel impeller for double suction centrifugal pumps. *Nuclear Engineering and Design*, *341*, pp.155-166. https://doi.org/10.1016/j.nucengdes.2018.11.002.
38. Yang, S.S., Wang, C., Chen, K. and Yuang, K., 2014. Research on blade thickness influencing pump as turbine. *Advances in Mechanical Engineering*, *6*, pp.190530. https://doi.org/10.1155/2014/190530.
39. Qian, Z., Wang, F., Guo, Z. and Lu, J., 2016. Performance evaluation of an axial-flow pump with adjustable guide subjected to highly variable flow rates. *Energies*, *12*(24), pp.4738. https://doi.org/10.3390/en12244738.
20. Adu, D., Jianguo, D., Darko, R.O., Boamah, K.B. and Boateng, E.A., 2020. Investigating the state of renewable energy and concept of pump as turbine for energy generation development. *Energy Reports*, *6*(3), pp.60-66. https://doi.org/10.1016/j.egyr.2020.08.025.
21. Wang, Z., Wang, W., Wang, D. and Song, Y., 2024. Numerical analysis of energy loss characteristics of guide vane centrifugal pump as turbine. *Frontiers in Energy Research*, *12*, pp.1410679. https://doi.org/10.3389/fenrg.2024.1410679.
22. Zhu, Z., Gu, Q., Chen, H., Ma, Z. and Cao, B., 2024. Investigation and optimization into flow dynamics for an axial flow pump as turbine (PAT) with ultra-low water head. *Energy Conversion and Management*, *314*, pp.118684. https://doi.org/10.1016/j.enconman.2024.118684.
23. Lei, S., Cheng, L., Yang, W., Xu, W., Yu, L., Luo, C., et al., 2024. Dynamic multiscale pressure fluctuation features extraction of mixed-flow pump as turbine (PAT) and flow state recognition of the outlet passage using variational mode decomposition and refined composite variable-step multiscale multimapping dispersion entropy. *Energy*, *305*(7), p.132230. https://doi.org/10.1016/j.energy.2024.132230.
24. Lin, T., Zhang, J., Wei, B., Zhu, Z. and Li, X., 2024. The role of bionic tubercle leading-edge in a centrifugal pump as turbines(PATs). *Renewable Energy*, *222*(1), pp.119869. https://doi.org/10.1016/j.renene.2023.119869.
25. Liu, M., Tan, L. and Cao, S., 2022. Performance prediction and geometry optimization for application of pump as turbine: a review. *Frontiers in Energy Research*, *9*, p.818118. https://doi.org/10.3389/fenrg.2021.818118.
26. Yu, H., Wang, T., Dong, Y.C., Gou, Q.Q., Lei, L. and Liu, Y.Q., 2023. Numerical investigation of splitter blades on the performance of a forward-curved impeller used in a pump as turbine. *Ocean Engineering*, *281*, p.114721. https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2023.114721.
27. Yang, S.S., Kong, F.Y., Chen, H. and Su, X.X., 2012. Effects of blade wrap angle influencing a pump as turbine. *Journal of Fluids Engineering*, *134*(6). https://doi.org/10.1115/1.4006677.
28. Cao, Z., Deng, J., Zhao, L., et al., 2021. Numerical research of pump-as-turbine performance with synergy analysis. *Processes*, *9*(6), pp.1031. https://doi.org/10.3390/pr9061031.
29. Tchada, A.M., Tchoumboué, N.K., Mesquita, A.L.A. and Hendrick, P., 2024. Enhancing Pump as Turbine (PAT)

Engineering, *104*(2), pp.250-258. https://doi.org/10.1115/1.3241818

49. Qi, B., Zhang, D., Geng, L., Zhao, R. and van Esch, B.P.M., 2022. 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, pp.122426. https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.122426
50. Xie, H. Luo, X. Feng, J. Zhu, G. and Wang, L., 2024. Energy performance and flow characteristics of a pump-turbine under pump mode at different guide vane openings. *Journal of Energy Storage*, *97*, pp. 112743. https://doi.org/10.1016/j.est.2024.112743

vanes in turbine mode. *Renewable Energy*, *99*, pp.1146-1152. https://doi.org/10.1016/j.renene.2016.08.020.

40. Menter, F.R., 2009. Review of the shear-stress transport turbulence model experience from an industrial perspective. *International Journal of Computational Fluid Dynamics*, *23*(4), pp.305-316. https://doi.org/10.1080/10618560902773387
41. Saremian, S. and Shojaeefard, M.H., 2025. Study on the impact of volute geometric modification on the performance of centrifugal pump as turbine. *Renewable Energy*, *253*, pp.123632. https://doi.org/10.1016/j.renene.2025.123632
42. Yousefi, H., Noorollahi, Y., Tahani, M., Fahimi, R. and Saremian, S., 2019. Numerical simulation for obtaining optimal impeller's blade parameters of a centrifugal pump for high-viscosity fluid pumping. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, *34*, pp.16-26. https://doi.org/10.1016/j.seta.2019.04.011
43. Saremian, S. and Shojaeefard, M.H., 2026. Numerical investigation of the simultaneous modification of blade numbers and wrap angle on the performance of a centrifugal pump as turbine. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, *92*, pp.105240. https://doi.org/10.1016/j.seta.2026.105240
44. Tahani, M. and Saremian, S., 2018. 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*(1), pp.11-19. [In Persian]. https://doi.org/10.1016/j.mme.2018.11.19
45. Shojaeefard, M.H. and Saremian. S., 2025. The effect of fixed blades installation angle on the high-efficiency operating range of a centrifugal pump as turbine. *Sharif Journal of Mechanical Engineering (SJME)*, *41*(2), pp. 49-61. [In Persian]. https://doi.org/10.24200/j40.2025.66460.1735
46. Saremian, S. and Shojaeefard, M.H., 2025. The role of changing runner geometry in expanding energy efficiency of a centrifugal pump as turbine (PAT). *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, *77*, pp.104329. https://doi.org/10.1016/j.seta.2025.104329
47. Asgarshamsi, A., Rezazadeh, M. and Iravani, A., 2020. Investigation the effects of lean in a centrifugal pump impeller on its aerodynamic performance, *Sharif Journal of Mechanical Engineering (SJME)*, 36.3(1), pp. 57-65. [In Persian]. doi: 10.24200/j40.2019.52549.1500
48. Moffat, R.J., 1982. Contributions to the Theory of Single-Sample Uncertainty Analysis. *Journal of Fluids*

ویرایش اولیه شده