

بررسی تجربی و عددی آثار پذیرش جزئی بر توزیع جریان در فضای محوری توربین فراصوت*

رضا آقایی طوق^(۱)

ابوالقاسم مسگرپورطوسی^(۲)

چکیده در توربین‌های محوری که در نسبت فشارهای بالا کار می‌کنند، می‌توان با استفاده از پره‌های فراصوت کار ویژه‌ی بالا به دست آورد. در این توربین‌ها دبی جرمی سیال کاری کم می‌باشد و ارتفاع پره‌ها کوچک است. جریان در گذرگاه‌هایی با ارتفاع کوچک، به دلیل تشکیل گردابه‌های نعل اسبی یا انتهای دیواره، دچار انسداد می‌شود. استفاده از روش پذیرش جزئی امکان استفاده از پره‌های بلندتر را فراهم و از این نوع اتلافات جلوگیری می‌کند. اما پذیرش جزئی خود موجب بروز اتلافات دیگری است که از پارامترهای متعدد، از جمله پارامترهای هندسی نازل‌های ورودی توربین پیروی می‌کند. نازل‌ها در حکم استاتور می‌باشند و به صورت هم‌گرا-واگرا هستند. پارامترهای هندسی تأثیر خود را در توزیع جریان در فضای محوری خروجی نازل-ورودی روتور نشان می‌دهند. علاوه بر آن، تغییر این پارامترها، حتی به صورت جزئی، موجب تغییر درجه‌ی پذیرش جزئی می‌گردد. مطالعات نشان می‌دهد، راندمان توربین به شدت به درجه‌ی پذیرش جزئی وابسته است. در این مقاله، با انجام آزمایش‌های تجربی و تحلیل‌های یک‌بعدی و سه‌بعدی، الگوی جریان و پارامترهای مؤثر بر آن در فضای محوری بررسی و ارزیابی شده است. نتایج نشان می‌دهد که تغییرات اندک پارامترها تأثیر قابل توجهی بر توزیع جریان و عملکرد توربین دارد.

واژه‌های کلیدی توربین فراصوت، پذیرش جزئی، فاصله‌ی محوری، تحلیل عددی سه‌بعدی.

Experimental and Numerical Study of Partial Admission Effect on Flow Distribution in Supersonic Turbine Axial-Gap

R. Aghaei tog

A. Mesgarpour Tousi

Abstract In high-pressure axial turbines, when the fluid mass flow is low, the supersonic blades are being used to obtain a high specific work output. To prevent losses due to low blade aspect ratio, the turbine is used in partial admission conditions. The turbine stator is a group of convergence-divergence nozzles that provides the supersonic flow. The design of these nozzles is important, because there is a direct relationship between the degree of partial admission and nozzle design parameters. The turbine efficiency is highly dependent on partial admission degree. To assess, in first step, an evaluation was carried out using an appropriate turbine efficiency correlation; then, a three-dimensional numerical analysis was implemented, and finally a series of experimental tests were carried out to validate the above assessments. The experimental results showed a good agreement with 1D and 3D numerical predicted results of turbine performance. The results showed that even small changes in the nozzle geometric parameters and partial admission degree, have a significant impact on the turbine performance and the flow distribution in the axial gap.

Key Words Partial Admission, Supersonic Turbine, Axial Gap, Loss Modelling, 3D numerical analysis.

* تاریخ دریافت مقاله ۹۱/۱۲/۱۳ و تاریخ پذیرش آن ۹۲/۴/۱۸ می‌باشد.

(۱) دانشجوی دکتری پیش‌رانش، دانشکده‌ی مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی امیرکبیر.

(۲) نویسنده‌ی مسئول: دانشیار، دانشکده‌ی مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی امیرکبیر.

مقدمه

مطالعات و پژوهش‌های اولیه در زمینه‌ی توربین‌های ضربه‌ای فراصوت، به اواخر دهه‌ی ۱۹۴۰ برمی‌گردد. بخشی از کارهای انجام‌یافته در این زمینه به مدل‌سازی‌های ریاضی اتلافات جریان در این توربوماشین‌ها مربوط است و بخشی دیگر به تحلیل‌های تجربی و عددی اشاره دارد. روبرت و همکاران [1]، به‌طور تجربی نشان دادند که با کاهش درصد پذیرش جزئی به نصف پذیرش کلی، توان خروجی توربین به‌شدت کاهش می‌یابد. بالژه و بینسلی [2]، اتلافات اضافی ناشی از پذیرش جزئی را نشان دادند. بررسی تجربی یک توربین تک‌مرحله‌ای توسط کلاسن [3]، برای برآورد تأثیر درجه‌ی پذیرش‌های مختلف بر عملکرد توربین نشان داد که با کاهش درصد پذیرش جزئی، راندمان پایین می‌آید. بون و همکاران [4]، تغییرات راندمان براساس سطح مقطع عرضی کانال و دبی جرمی را تشریح کردند. در آزمایش‌های آن‌ها معلوم شد که وابستگی راندمان توربین در پذیرش جزئی به دبی جرمی بیش‌تر از شکل سطح مقطع می‌باشد. چو و همکاران [5] مدلی برای پیش‌بینی عملکرد یک توربین محوری کوچک (ضربه‌ای) با پذیرش جزئی ارائه دادند.

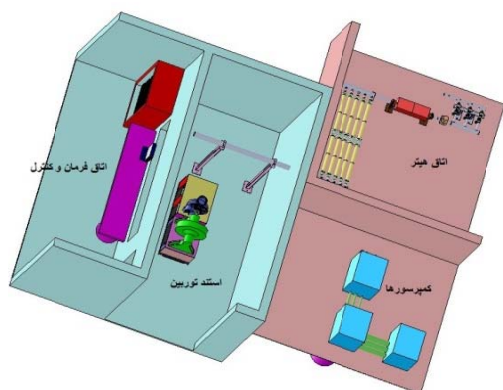
در سال‌های اخیر، استفاده از تحلیل عددی و دینامیک سیال محاسباتی در محاسبه‌ی توربوماشین‌ها به‌طور قابل ملاحظه‌ای افزایش یافته است. بسیاری از پژوهش‌گران مانند گرولیموس [6]، تاکر (۲۰۰۵) [7]، آقایی طوق و همکاران [8-12]، ابزار تحلیل عددی را به‌طور وسیع در تحلیل جریان‌های توربوماشینی مورد استفاده قرار داده‌اند. اسکوپک و همکاران [13]، تغییرات راندمان به‌ازای کاهش نرخ جریان پذیرش جزئی به ۰/۴۰ را بررسی کردند. آن‌ها نشان دادند که می‌توان راندمان را با کاهش فاصله‌ی محوری بین نازل و روتور افزایش داد. گریفین و دورنی [14]، عملکرد

یک توربین فراصوت تک‌مرحله‌ای را در شرایط پذیرش کامل و پذیرش جزئی به‌صورت عددی مدل کردند. بررسی نتایج نشان می‌داد، به‌سبب فیزیک خاص و طبیعت جریان در پذیرش جزئی، در شبیه‌سازی عددی، برای رسیدن به جواب‌های دقیق و صحیح، بایستی پذیرش جزئی لحاظ شود.

جنونگ و همکاران [15]، تأثیر فاصله‌ی محوری نازل- روتور را بر عملکرد یک توربین فراصوت با پذیرش جزئی دارای پوشش مورد بررسی قرار دادند. براساس نتایج کار جنونگ، راندمان کلی توربین به شدت تحت تأثیر سرعت دورانی است. هوشمندی [16]، پذیرش جزئی در یک توربین محوری دومرحله‌ای با ضریب عکس‌العملی پایین را بررسی کرد. آقایی و طوسی [11]، مطالعه‌ی جریان در توربین فراصوت خاص را که در پذیرش جزئی کار می‌کند، به‌صورت دوبعدی و سه‌بعدی انجام داد و تأثیر تغییر هندسی لبه‌های پره‌ها بر عملکرد توربین مذکور را بررسی کرده‌اند. مطابق با نتایج به‌دست آمده در این کار، تیز کردن لبه‌های پره‌ها موجب بهبود الگوی شوک شده و اتلافات جریان ورودی به روتور کاهش یافته است. فرید و همکاران [17] نشان دادند میزان راندمان سکون به استاتیک به‌علت پذیرش جزئی افت می‌کند و بیش‌ترین راندمان در شرایط پذیرش جزئی با نسبت سرعت‌های آیزنتروپیک پایین حاصل می‌شود.

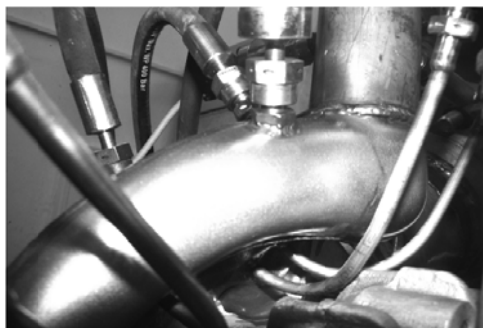
مطالعات گذشته در خصوص پذیرش جزئی نشان می‌دهد راندمان توربین به‌شدت به درصد پذیرش جزئی وابسته است. در این مطالعات مکانیزم دقیق این وابستگی را مشخص نکرده‌اند. نویسندگان این مقاله بر این باورند، از جمله کارهای اساسی در خصوص شناخت ساختاری تأثیر متقابل درجه‌ی پذیرش جزئی بر راندمان توربین، شناسایی پارامترهای مؤثر بر توزیع اتلافات و آنتروپی در فضایی است که تحت تأثیر مستقیم درجه‌ی پذیرش جزئی است. از این‌رو، در پژوهش حاضر سعی شده است با اتخاذ روشی که

می‌شود. جریان هوا از سلول‌های مبدل حرارتی عبور کرده و به دمای تنظیم شده می‌رسد. جریان گرم شده پس از عبور از یک جمع‌کننده، توربین را به حرکت در می‌آورد. گاز خروجی از توربین در فضای بیرون تخلیه می‌گردد. تمامی مراحل را شیرهای خودکار کنترل می‌کنند.



شکل ۱. نمایی از آزمایشگاه توربین

اندازه‌گیری فشار سکون و استاتیک و دمای سکون برای برآورد دقیق عملکرد توربین توسط حس‌گرهای دقیق در مکان‌های مختلفی از مجموعه‌ی توربین انجام می‌شود (شکل ۲). حس‌گرها مطابق با استانداردهای ASME و ISO [18-20] توسط واسنج (کالیبراتور)های مخصوص ساخته شده توسط گروه تحقیقاتی مؤلفان قبل از هر آزمون تنظیم می‌شوند.



شکل ۲. نمونه‌ای از اندازه‌گیری فشار و دما بر روی چندراهی ورودی توربین

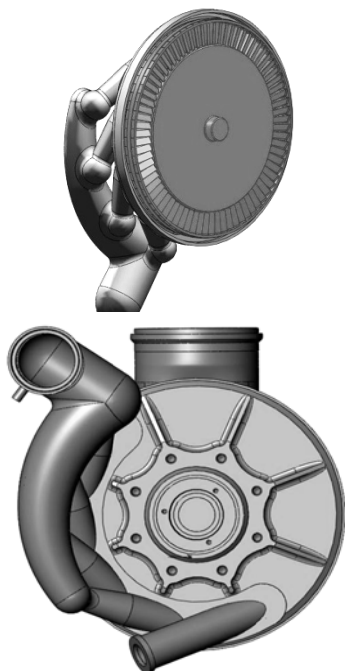
مبتنی بر فرآیند طراحی گام‌به‌گام مجموعه‌ی توربین است، این پارامترها شناسایی شده و عملکرد توربین را در قبال تغییرات پارامترها در بازه‌های سفارش شده‌ی طراحی بسنجند.

آزمایشگاه توربین و فرآیند شبیه‌سازی

برای انجام آزمایش‌های مورد نظر در این کار، آزمایشگاه توربین‌های فراصوت توسط نویسندگان طراحی و ساخته شده است. برای به‌دست آوردن منحنی‌های عملکردی توربین، باید آزمون‌های مربوط را انجام داد. با آزمون توربین در شرایط واقعی، نمی‌توان کلیه‌ی نقاط مورد نیاز را به‌دست آورد. عملاً در آزمون‌ها از توربین‌های واقعی با گاز آزمایشی استفاده می‌کنند. با کمک این روش می‌توان منحنی مشخصه‌ی توربین را در شرایط نزدیک به شرایط واقعی (عملکردی) و با دستگاه‌های نسبتاً ساده‌ای به‌دست آورد که نیاز به صرف انرژی و مواد زیادی ندارند. در آزمون توربین‌های گازی با گاز آزمایشی، پارامترهای اصلی توربین تغییر نمی‌کنند [12]. کاهش توان، فرکانس دوران، دبی سیال، دماهای کاری، ساده کردن طرح آزمایشگاه و ارزان‌تر کردن آزمون‌ها و از این قبیل را می‌توان از ویژگی‌های این روش دانست. دمای اولیه را باید به‌گونه‌ای انتخاب نمود که انبساط هوا در توربین موجب یخ‌زدگی یا تشکیل قطرات آب در سیال نشود و شرایط شبیه‌سازی را از بین نبرد. برای این منظور، معمولاً باید هوا را تا دمای ۴۰۰ یا ۵۰۰ درجه کلوین گرم نمود.

نمایی از آزمایشگاه توربین در شکل (۱) ارائه شده است. هوا از مخازن پرفشار در مدار آزمایش تغذیه می‌شود. شیرهای تنظیم‌کننده (رگولاتورها) توسط فرمان‌یار (سروموتور)هایی که از مرکز کنترل تنظیم می‌شوند، فشار مورد نیاز در خط آزمایش را تنظیم می‌کنند. برای اندازه‌گیری دبی جرمی از دبی‌سنج جرمی با دقت ۰/۰۵ درصد در پائین دست تنظیم‌کننده استفاده

سامانه‌های تغذیه با دبی جرمی سیال کاری کم مورد استفاده قرار می‌گیرد. ویژگی این نوع توربین تولید کارویژه‌ی بالا به دلیل افت فشار بالا می‌باشد. سامانه‌های تغذیه‌ی مورد اشاره در صنایع نفتی، پتروشیمی، دریایی و فضایی و... استفاده می‌شوند.



شکل ۴ مجموعه‌ی توربین فراصوت با نازل‌های ورودی

به منظور کاهش اتلافات، جریان را با استفاده از فن پذیرش جزئی، از بخشی از محیط ۳۶۰ درجه‌ی ورودی وارد روتور می‌کنند. وجود پذیرش جزئی در توربین، فرآیند مدل‌سازی و تحلیل عددی را پیچیده‌تر می‌کند و بر هزینه‌های محاسباتی به میزان قابل توجهی می‌افزاید.

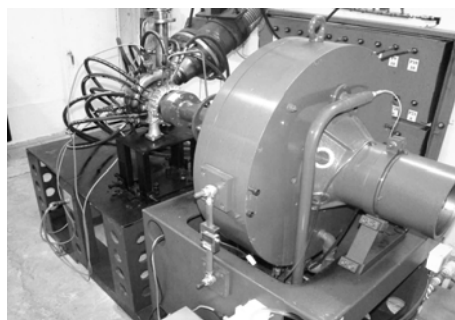
پیش‌بینی عملکرد توربین

برای هرگونه بررسی و ارزیابی از عملکرد توربین، باید برآورد درستی از اتلافات و عوامل مؤثر بر راندمان داشته باشیم. در یک توربین فراصوت، منابع اتلاف

در جدول (۱) دقت تجهیزات اندازه‌گیری آمده است. توان تولیدی توربین توسط دینامومتر جریان گردابی (شکل ۳) جذب می‌شود. کنترل سرعت دورانی و اندازه‌گیری گشتاور برای محاسبه‌ی توان خروجی توربین نیز با این دینامومتر انجام می‌شود. دقت اندازه‌گیری توان توربین روی دینامومتر $\pm 1\%$ است. سامانه‌ی داده‌برداری و کنترل با استفاده از یک الگوریتم پیشرفته وظیفه‌ی اندازه‌گیری‌ها و کنترل فرمان‌یارها، شیرآلات کنترلی و تنظیم‌کننده‌ها، مبدل حرارتی و سامانه‌ی ایمنی را برعهده دارد.

جدول ۱ دقت و مدل تجهیزات اندازه‌گیری

دقت	نوع / اندازه‌گیری	ابزار اندازه‌گیری
0.1 at %FS	نسبی	گیج فشار
0.05 at %FS	مطلق	
0.5%	OPTmass-7000	دبی سنج
± 5 rpm Max. 10000 rpm,	مغناطیسی	دورسنج
$\pm 0.03\%$ Max. 500 kgf	DBBP-500	گشتاورسنج
0.1%	RTD-PT100	حس گر دما



شکل ۳ دینامومتر و بسته‌ی توربین

مدل مورد مطالعه

توربین فراصوت تک‌مرحله‌ای با نازل‌های مخروطی هم‌گرا-واگرا در ورودی است. در شکل (۴) چند نما از این توربین ارائه شده است. این توربین‌ها در

پیش از این گفته شد که راندمان توربین به شدت به درجه‌ی پذیرش جزئی وابسته است. با داشتن رابطه‌ی (۳) برای راندمان توربین که در آن وابستگی به درصد پذیرش جزئی مشاهده می‌شود، امکان ارزیابی عملکرد توربین با بررسی پارامترهای مؤثر بر پذیرش جزئی وجود خواهد داشت. با انجام یک سری محاسبات ریاضی، می‌توان نسبت سرعت آیزنتروپیک را نیز برحسب ضریب پذیرش جزئی و سرعت مخصوص توربین نوشت (فرمول ۴):

$$\frac{u}{C_{ad}} = \left(0.75e - 6 \frac{\bar{v} \cdot n_{sT}^2}{\varepsilon \cdot \phi \cdot h_N \cdot D_m \sin \alpha_1} \right)^{0.5} \quad (4)$$

$$n_{sT} = 193.30 \frac{\omega \sqrt{Q}}{W_{0ad}^{3/4}}$$

رابطه‌های راندمان و نسبت سرعت آیزنتروپیک کاملاً غیرخطی هستند و نمی‌توان رفتار جریان در قبال تغییر درجه‌ی پذیرش جزئی را با استفاده از تحلیل‌های ریاضی صفربعدی (محاسبات ترمودینامیکی) به‌طور دقیق پیش‌بینی کرد. در واقع، با انجام محاسبات ریاضی و محاسبات اولیه، وابستگی‌های پذیرش جزئی بهینه به پارامترهای دیگر مشخص می‌شود؛ اما با توجه به ماهیت فراصوت، سه‌بعدی، ناپایا و آشفتگی جریان در این‌گونه از توربین‌ها تحلیل ریاضی نمی‌تواند نتیجه‌ی قطعی را برای عملکرد توربین ارائه دهد.

تجربیات نویسندگان نشان می‌دهد برای اطمینان از نتایج ارزیابی عملکرد این نوع توربین، بایستی ترکیبی از کارهای تحلیلی ریاضی و تحلیل عددی سه‌بعدی انجام گیرد و سپس برای اطمینان از نتایج نهایی، آزمایش‌های تجربی صورت پذیرد. در همین راستا، نویسندگان این مقاله، پس از تهیه‌ی معادلات دقیق برآورد اتلاف و محاسبه‌ی راندمان، با مشخص کردن

مختلفی وجود دارد. در این کار، فرمول (۱) برای محاسبه‌ی راندمان توربین ارائه شده است که در آن، ضرایب اتلاف محیطی (η_u) ، پروفیل لبه‌ی پره‌ها (η_k) ، دبی نشتی از گپ شعاعی (\bar{m}) ، ضرایب اتلاف دیسک (ξ_{fd}) ، بانداژ (ξ_{fb}) و پذیرش جزئی (ξ_e) لحاظ شده است.

$$\eta_T = \eta_u \cdot \eta_k \cdot (1 - \bar{m}) - \xi_{fd} - \xi_{fb} - \xi_e \quad (1)$$

برای برآورد این ضرایب در اعداد ماک مختلف آزمون‌های تجربی متعددی صورت گرفته است. تصحیحات انجام‌یافته و فرآیند برآورد و محاسبه‌ی این ضرایب در مقاله‌ی دیگری ارائه خواهد شد. مطالعات انجام‌شده نشان می‌دهد راندمان توربین به شدت به درصد پذیرش جزئی (فرمول ۲) وابسته است.

$$\varepsilon = \frac{F_N}{\pi D_m h_{Ne}} \quad (2)$$

اگر نازل‌ها دارای هم‌پوشانی باشند، سطح خروجی کل بایستی تصحیح گردد. در این شرایط، توزیع جریان به شدت تحت تأثیر سطح هم‌پوشانی خواهد بود. یکی از به‌ترین معیارها در ارزیابی عملکرد توربین، منحنی مشخصه براساس نسبت سرعت آیزنتروپیک است. بنابراین، به‌تر است رابطه‌ای بین راندمان توربین و نسبت سرعت آیزنتروپیک به‌دست آید. با جای‌گذاری رابطه‌های معادل و یک فرآیند کوتاه ریاضی، رابطه‌ی (۳) برحسب نسبت سرعت و ضریب پذیرش جزئی برای راندمان توربین به‌دست می‌آید:

$$\eta_T = A_1 \left(\frac{u}{C_{ad}} \right) - A_2 \left(\frac{u}{C_{ad}} \right)^2 - A_3 \frac{1}{\varepsilon} \left(\frac{u}{C_{ad}} \right)^3 - A_4 \frac{1-\varepsilon}{\varepsilon} \left(\frac{u}{C_{ad}} \right)^3 \quad (3)$$

$$(A_{(i)} = f(h_{Ne}, \alpha_1, \phi, \psi))$$

خروجی و زاویه‌ی نصب نازل به عنوان نمونه ارائه شده است. با وجود تغییرات اندک در مقادیر این پارامترها (۲ تا ۳٪) مشاهده می‌شود که درجه‌ی پذیرش جزئی و به‌همان نسبت، راندمان توربین تغییرات قابل توجه (حدود ۷٪) دارند. مشاهده می‌شود که عملکرد توربین نسبت به تغییرات پارامترهای طراحی نازل و مؤثر بر پذیرش جزئی، بسیار حساس است.

مطابق با جدول (۳) و برخلاف نتایج گزارش شده در مراجع مختلف که نمونه‌هایی از آن در بخش مقدمه ارائه شد، بیش‌ترین راندمان در بیش‌ترین درصد پذیرش جزئی روی نمی‌دهد. این موضوع در کار مؤلفان در مرجع [12] به‌دقت تحلیل شده است. علت این پدیده‌ها را بایستی در توزیع سه‌بعدی جریان جست‌وجو کرد. به این منظور، تحلیل عددی سه‌بعدی طرح‌های انتخابی صورت گرفته و پدیده‌های مشاهده‌شده ارزیابی شده‌اند. در بخش بعد، چگونگی تحلیل عددی تشریح شده است.

جدول ۲ پارامترهای مؤثر بر درجه‌ی پذیرش جزئی

واحد	محدوده	پارامتر
-	ϕ	ضریب سرعت
درجه	α_N	زاویه‌ی نصب نازل
mm	h_{Ne}	ارتفاع خروجی نازل
mm	Δh_{tip}	اختلاف ارتفاع پره با نازل از نوک
mm	Δh_{hub}	اختلاف ارتفاع پره با نازل از ریشه
mm	Δr	فاصله‌ی شعاعی بانداژ و بدنه
-	ϕ'	ضریب سرعت مخروطی
درجه	θ	زاویه‌ی بین دو نازل
-	ξ	ضریب افت شبکه
درجه	γ	زاویه‌ی بازشدگی مخروطی

پارامترهای تأثیرگذار در راندمان، طی یک فرآیند تحلیلی یک‌بعدی و سه‌بعدی، موارد متعددی از مدل‌های مختلف توربین را تحلیل کرده و تأثیر این پارامترها در عملکرد توربین را به‌دقت پایش کرده‌اند.

پارامترهای مؤثر بر عملکرد توربین فراصوت ضربه‌ای

گفته شد که درجه‌ی پذیرش جزئی بر عملکرد توربین تأثیر زیادی دارد. این گفته کیفی است و بایستی با روش‌های تحلیلی از نظر کمی ارزیابی شود. به این منظور، پارامترهای مؤثر بر درجه‌ی پذیرش جزئی شناسایی گردید. در روابط (۴-۲) تعدادی از پارامترهای مورد نظر دیده می‌شود. بخش دیگر این پارامترها را می‌توان در پارامترهای طراحی نازل‌های ورودی توربین جست و جو کرد. این پارامترها از نظر چگونگی توزیع جریان ورودی دارای اهمیت هستند و در حقیقت، بررسی این تأثیر هدف مقاله‌ی حاضر است. این پارامترها نماینده‌ی پدیده‌های فیزیکی و محدوده‌های طراحی هستند. این محدوده‌ها شامل محدوده‌های سیالاتی (مانند پارامترهای بی‌بعد عملکرد) و الزامات سازه‌ای نیز می‌شوند. بر این اساس، می‌توان جدول (۲) را مبنای مطالعات پارامتری این مقاله معرفی کرد.

برای فهم کامل چگونگی تأثیر پارامترهای جدول (۲) بر توزیع جریان و در نتیجه عملکرد توربین، چندین طرح مختلف انتخاب شده است. این انتخاب، با توجه به بازه‌های مجاز طراحی صورت گرفته است. نتایج عملکردی توربین براساس طراحی مقدماتی یک‌بعدی در جدول (۳) ارائه شده است.

در جدول (۳) مقادیر انتخابی دو پارامتر ارتفاع

جدول ۳ نتایج عملکردی توربین براساس طراحی مقدماتی یک‌بعدی برای طرح‌های مختلف

پارامتر	طرح اول	طرح دوم	طرح سوم	طرح چهارم	طرح پنجم
ε (%)	۲۸.۹۴	۳۱.۲۰	۲۹.۳۰	۳۱.۷۰	۳۰.۲۷
η_T (%)	۵۲.۸	۵۶.۴۴	۵۵.۹۰	۵۴.۴۲	۵۶.۲۸
h_{Ne} (mm)	۲۰	۲۰.۷۰	۲۰	۲۰.۹۰	۱۹.۱۰
α_N (درجه)	۲۰	۱۹.۷۴	۲۰.۵۰	۱۹.۶۵	۱۹.۷۴

مدل‌سازی عددی

ناپایی‌های ذاتی توربوماشینی همواره در تحلیل‌های عددی مورد توجه بوده است. اما برای تحلیل توربین در شرایط نامی و طراحی، عملکرد اصلی توربوماشین مد نظر است. چنانچه ما از مطالعه‌ی عددی خود انتظار بررسی‌های ترمودینامیکی و پارامترهای عملکردی کلی را داشته باشیم، می‌توانیم به داده‌های رژیم پایا اطمینان داشته باشیم [12]. از سویی دیگر، محدودیت‌های سخت‌افزاری، مانند بیشینه‌ی توان پردازش در اختیار و برآورد هزینه‌های محاسباتی، استفاده از تحلیل ناپایا را در بسیاری از مواقع از اولویت خارج می‌سازد. با توجه به این نکات، در کار حاضر تحلیل‌های عددی در رژیم پایا که در نرم‌افزار CFX با فروزن-روتور (frozen rotor) مدل می‌شود انجام یافته است.

مدل فروزن-روتور از قالب مرجع چرخان استفاده می‌کند تا موجب صرفه‌جویی در منابع محاسباتی در تبدیل جریان گذرای توربوماشینی به جریان پایا گردد. در روش‌های ناپایا، صفحه‌ی اختلاط (mixing plane) میانگین مقادیر در حفاصل روتور و استاتور را ارائه می‌دهد. در صورتی که در روش فروزن-روتور مقادیر به‌دست آمده از محاسبات در دو سوی صفحه‌ی میانی منتقل می‌شود. بنابراین، برای مشاهده‌ی آثار دنباله‌ی جریان در پایین‌دست، بهتر است از مدل فروزن-روتور استفاده شود. اما ایراد این روش در آن است که برای یک موقعیت نسبی تکینه این نتایج را می‌دهد و در شرایط واقعی، برای تمام موقعیت‌های نسبی چنین

نتیجه‌ای را نخواهد داشت. در نتیجه برای یافتن مقادیر واقعی باید به روش‌هایی مانند روش گذرا مراجعه کرد. در این روش مقداری خطا وجود خواهد داشت که با توجه به مشکلات شمرده‌شده در ابتدای این بخش، این خطا که همواره در مراجع به‌صورت کیفی و اندک ذکر شده است، قابل قبول است. هم‌چنین، از آنجایی که در تحلیل عددی مدل‌های مورد مطالعه در این کار از روش یکسانی استفاده‌شده و نویسندگان مقاله دیدگاه مقایسه‌ای داشته‌اند، این راه‌کار بدون اشکال خواهد بود. گفتنی است مقایسه‌ی نتایج تحلیل‌های عددی پایا و ناپایا توسط نویسندگان در مقاله‌ای دیگر صورت گرفته است. معادلات به‌کار رفته، معادلات ناویر-استوکس میان‌گیری شده‌ی رینولدز (RANS)، حاکم بر جریان ویسکوز تراکم پذیر می‌باشند.

مدل آشفتگی

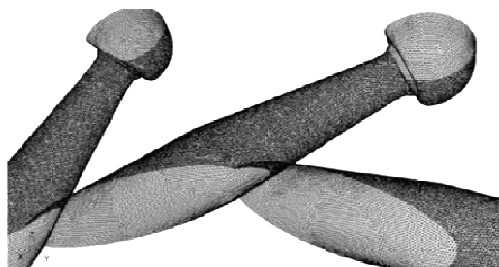
برای مدل‌سازی و برآورد آشفتگی جریان از مدل $k-\omega$ استفاده شده است. این مدل برای محاسبات توربوماشینی مدل مناسبی است و در مراجع مختلف به‌دقت این مدل ارجاع شده است [12]. این مدل برای اعداد رینولدز پایین در نزدیکی دیواره‌ها، به‌طور خودکار تابع دیواره‌ی مناسب را انتخاب می‌کند. نرم‌افزار CFX از گزینه‌ی خودکار برای این مدل استفاده می‌کند.

مدل $k-\omega$ را می‌توان به فرم‌های کلی (۹-۵) نوشت.

استقلال شبکه انجام یافته است. در شکل (۶) مشاهده می شود که با افزایش تعداد گره های محاسباتی به بیش از شش میلیون، تغییرات راندمان متوقف می شود.

شرایط مرزی

کل ناحیه محاسباتی به دو ناحیه روتور و استاتور تقسیم گردید که ناحیه روتور با سرعت ۹۹۰ rad/s در حال چرخش است. در ورود، شرط مرزی فشار سکون (۷/۵ بار) و دمای سکون (۴۵۰ کلوین) با ۰.۵ شدت آشفتگی تعریف شده است. در مرز خروجی، میانگین فشار استاتیک (شرایط جو آزمایشگاه) تعیین شده است. تمامی دیوارها آدیاباتیک و با شرط عدم لغزش تنظیم شده اند. سیال عامل گاز ایده آل هوا می باشد. رسیدن به دقت 10^{-6} و تحقق پیوستگی دبی جرمی در ورود و خروج معیار هم گرایی بوده است. صفحه میانی در فضای محوری خروجی نازل ها و روتور انتخاب شده است. در شکل (۷) ناحیه های سیالاتی مشخص شده است.



شکل ۵ نمایی از شبکه محاسباتی در دیواره نازل ها

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \left[\rho k u_j - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) k_j \right]_j = P - \beta^* \rho \omega \quad (5)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \left[\rho \omega u_j - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \omega_j \right]_j = \alpha \frac{\omega}{k} P - \beta \rho \omega^2 \quad (6)$$

$$\mu_t = \alpha^* \rho \frac{k}{\omega} \quad (7)$$

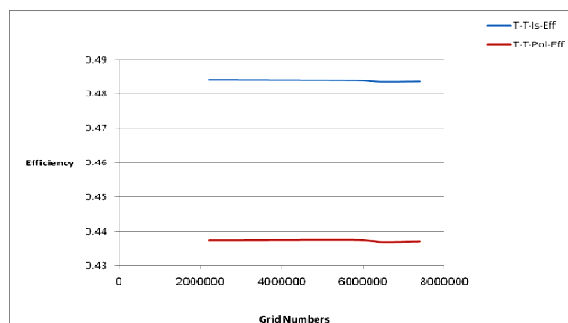
$$P = \tau_{ij}^{turb} u_{i,j} \quad (8)$$

$$\alpha^* = 1, \alpha = \frac{5}{9}, \beta^* = \frac{9}{100}, \beta = \frac{3}{40} \quad (9)$$

مطالعه شبکه محاسباتی

به دلیل این که سطوح زیادی از میدان جریان دارای انحناهای پیچیده است، ناگزیر از شبکه مرکب (hybrid) استفاده شده است. به طوری که در سطوح و لبه های حمله و فرار پره ها و نیز ناحیه خروجی روتور از شبکه با سازمان و در سایر نقاط از گره های مثلثی و هرمی استفاده شده است. در استفاده از شبکه بی سازمان، تلاش بر این بوده است که کیفیت سلول های ایجاد شده بالا باشد. در شکل (۵) نمایی از شبکه ریز تولید شده در دیواره نازل ها ارائه شده است.

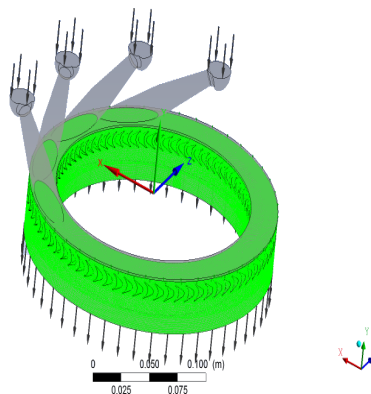
از بین شبکه های محاسباتی تولید شده، شبکه ریز دارای ۷,۳۸۰,۰۰۰ سلول و شبکه درشت دارای ۲,۲۰۰,۰۰۰ سلول محاسباتی می باشد. مطالعه



شکل ۶ تغییرات راندمان بر اساس تعداد گره های محاسباتی

نتایج تحلیل عددی سه بعدی

نتایج به دست آمده، اهمیت پارامترهای انتخاب شده و نیز پدیده‌های مرتبط با عملکرد توربین‌های فراصوت در شرایط پذیرش جزئی را به خوبی نشان داد. این نتایج در دو بخش عددی و الگوی جریان بررسی می‌شود. به عنوان مثال در بخش عددی، جدول (۴) مقایسه‌ی پارامترهای عملکردی توربین برای طرح‌های اول و دوم را نشان می‌دهد.



شکل ۷ نواحی سیالاتی استاتور و روتور

جدول ۴ مقایسه‌ی نتایج تحلیل سه بعدی

پارامتر	طرح اول	طرح دوم
گشتاور (N.m)	۳۲.۷۴	۳۳.۸۴
راندمان کل به کل آیزنتروپیک	۰.۵۰۴	۰.۵۲۳
راندمان کل به استاتیک آیزنتروپیک	۰.۴۷۲	۰.۴۸۵
راندمان کل به کل پلی تروپیک	۰.۴۵۷	۰.۴۷۷
راندمان کل به استاتیک پلی تروپیک	۰.۴۲۲	۰.۴۳۴

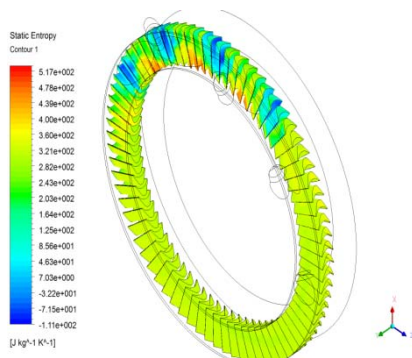
داده‌های تحلیل عددی با نتایج به دست آمده از محاسبات یک بعدی تفاوت‌هایی دارد؛ به طوری که پارامترهای عملکردی توربین مقادیر کمتری را در تحلیل سه بعدی به خود اختصاص داده‌اند. وجود این تفاوت‌ها قابل پیش‌بینی است و ریشه در تأثیر پارامترهای مؤثر بر درجه‌ی پذیرش جزئی در توزیع سه بعدی جریان دارد. به عنوان مثال، به موارد ذیل

می‌توان اشاره کرد:

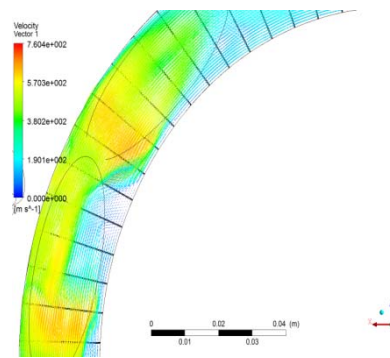
- ۱- چگونگی نفوذ جریان از ناحیه‌ی فعال به ناحیه‌ی غیرفعال با توجه به زاویه‌ی نصب نازل و شکل هندسی نازل‌ها.
- ۲- چگونگی انتقال سیال از ناحیه‌ی غیرفعال به ناحیه‌ی فعال با توجه به زاویه‌ی نصب نازل.
- ۳- تأثیر سطح هم‌پوشانی خروجی نازل‌ها.
- ۴- چگونگی و میزان انبساط جریان تحت مقادیر مختلف زاویه‌ی بازشدگی بخش واگرای نازل‌ها.
- ۵- شدت عدد ماخ، که وابسته به نسبت سطح نازل می‌باشد؛
- ۶- جدایش جریان در ارتفاع پره، وابسته به زاویه‌ی تابش جریان از نازل به روتور.
- ۷- چگونگی توزیع و گسترش موج شوک.
- ۸- چگونگی توزیع سه بعدی جریان در ارتفاع کانال. و از این قبیل.

البته بخشی از موارد ذکر شده، مانند موارد ۵ تا ۷ در پذیرش کلی نیز مؤثر هستند؛ اما در پذیرش جزئی تفاوت‌هایی وجود دارد. به عنوان مثال، تشکیل موج شوک در توربین‌های فراصوت موضوعی طبیعی است؛ اما این که در پذیرش جزئی، این موج شوک چگونه در راستای محوری، پیرامونی و شعاعی توسعه می‌یابد، بر توزیع اتلاف این توربین‌ها اثرگذار است. اگر توزیع شوک در راستای پیرامونی با شدت بالا صورت گیرد، نشی جریان در این راستا بیش‌تر می‌شود و موجب افزایش اتلاف فشار سکون می‌گردد. این اتفاق در پذیرش کلی رخ نمی‌دهد، زیرا تمامی سطح ورودی روتور فعال است و تنها با تداخل امواج در راستای پیرامونی مواجه هستیم.

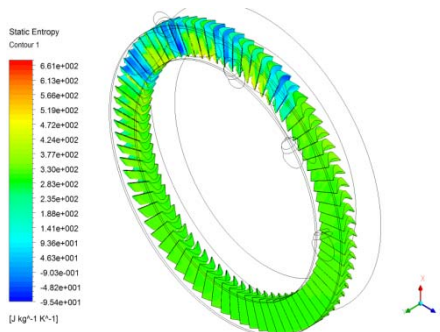
برای این مثال شکل (۸) را مشاهده کنید. این شکل نشان می‌دهد که در انتهای بخش فعال در جهت زاویه‌ی نصب نازل‌ها، تشکیل شوک رژیم جریان را تغییر داده است. در مدل‌های مختلف، سطح این تغییر می‌تواند با توجه به زاویه‌ی نازل، متفاوت باشد (موارد الف و ب).



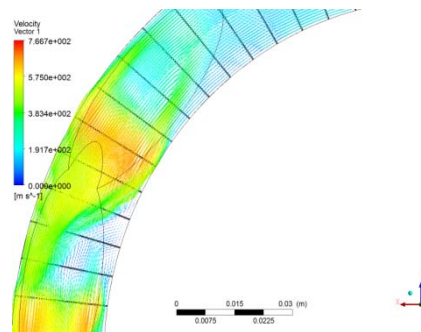
الف) طرح اول



الف) طرح اول



ب) طرح دوم



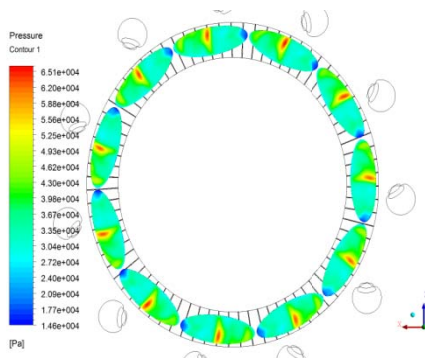
ب) طرح دوم

شکل ۹ توزیع سه بعدی آنترופی در روتور

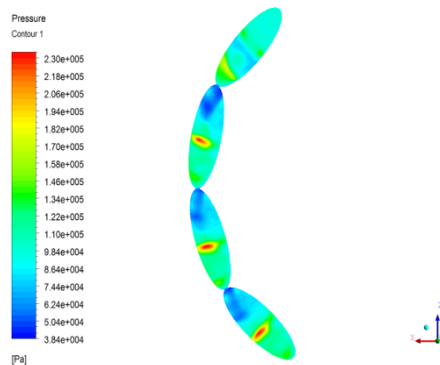
شکل ۸ تشکیل موج شوک در انتهای بخش فعال

هم چنین در شکل (۱۰) توزیع فشار سکون مدل الف نشان گر توزیع همگن تری از جریان با افت کم تر است. از نظر عددی نیز، سطح فشار در این مدل حدود ۱۱ درصد بیشتر از مدل دیگر می باشد. کانتورهای توزیع فشار استاتیک برای توربینی که در پذیرش کامل کار می کند با توربین های طرح اول و دوم در شکل (۱۱) مقایسه شده است. همان طور که مشاهده می شود، در مدل پذیرش کامل، توزیع فشار استاتیک کاملاً همگن بوده و با یک الگوی یکسان در روتور تزریق می گردد. در طرح اول، توزیع فشار نسبت به مدل دوم با کیفیت بهتری انجام شده است؛ اما در خروجی نازل اول، سطح کلی فشار پایین تر است. کاهش مقدار عددی فشار استاتیک در طرح اول نسبت به طرح دوم، با توجه به افزایش عدد ماخ در طرح اول

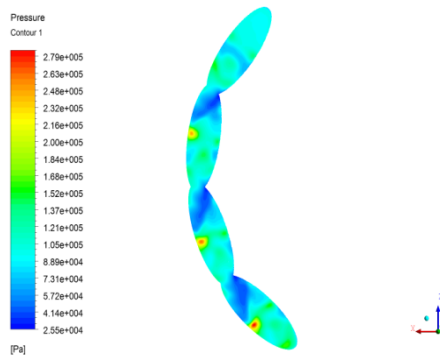
ویژگی های متفاوت در توزیع سه بعدی جریان در فضای محوری خروج نازل- ورود روتور قابل رصد است و با اندازه گیری های عددی و آزمایشگاهی می توان جزئیات دقیق تری از الگوی جریان را در این ناحیه به دست آورد. برای درک بهتر از تأثیر پارامترهای ذکر شده، کانتورهای دیگری ارائه شده است. در شکل (۹) مشاهده می شود که توزیع سه بعدی آنترופی برای طرح اول به تر از طرح دوم است و حداکثر مقدار آنترופی در طرح اول حدود ۲۸ درصد کم تر از طرح دوم است. تفاوت توزیع آنترופی نتیجه مستقیم بر راندمان توربین ها دارد. زیرا آنچه به عنوان اتلاف شناخته می شود، در توزیع آنترופی خود را نشان می دهد.



الف) پذیرش کامل



ب) طرح اول



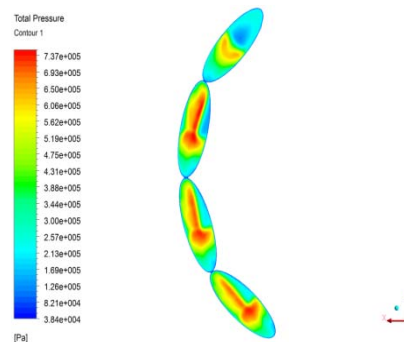
ج) طرح دوم

شکل ۱۱ مقایسه‌ی توزیع فشار استاتیک در خروجی نازل - ورودی روتور برای پذیرش کامل و طرح‌های اول و دوم

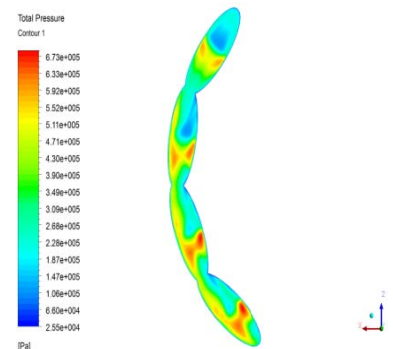
این تفاوت‌ها عمدتاً از تفاوت پارامترهای هندسی طراحی نازل‌ها حاصل می‌شود.

قابل توجه است (شکل ۱۲). سطح بیشینه‌ی فشار استاتیک محلی در مدل پذیرش کامل به‌طور قابل توجهی افزایش نشان می‌دهد.

در شکل (۱۲) مقایسه‌ی بین کانتورهای عدد ماخ توربین در پذیرش کلی و طرح‌های اول و دوم ارائه شده است. توزیع همگن‌تر جریان در پذیرش کلی قابل مشاهده است. با توجه به شکل (۱۲) نواحی دارای بیش‌ترین عدد ماخ در طرح اول در خروجی نازل بیش از طرح دوم است. وجود گردابه‌ی قوی در مرکز سطح خروجی نازل طرح دوم ممکن است در اثر تداخل جت‌های جریان در سطح هم‌پوشانی نازل‌ها ایجاد شده باشد. همچنین مشاهده می‌شود که جریان فراصوت به‌صورت همگن توزیع نشده است.



الف) طرح اول



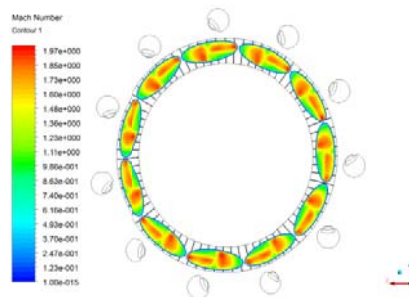
ب) طرح دوم

شکل ۱۰ توزیع فشار سکون در خروجی نازل - ورودی روتور

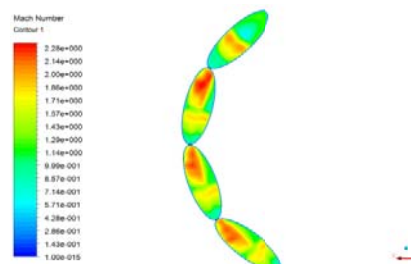
است؛ دلیل آن، بهبود وضعیت ترمودینامیکی جریان در اثر افزایش نسبت فشار است. هم‌چنین، در نسبت فشار ثابت، افزایش سرعت دورانی موجب افزایش نسبت سرعت آیزنتروپیک شده و راندمان افزایش یافته است. به‌طور کلی، نتایج ارائه‌شده در این نمودارها نشان‌دهنده‌ی انطباق مناسب نتایج تجربی و عددی است. اختلاف موجود به اتلافات اضافی اتصال مکانیکی دینامومتر و نیز به مدل frozen rotor شبیه‌سازی عددی برمی‌گردد. وارما [21] می‌گوید با افت شدید سرعت در شرایط شبیه‌سازی در آزمایشگاه، کاهش قابل توجه راندمان آزمون‌ها قابل قبول است. در کار حاضر نیز، با توجه به کاهش بیش از پنجاه درصدی سرعت دورانی، اختلاف زیاد بین نتایج تجربی و تحلیلی قابل قبول است. به هر حال، رفتار عملکردی منحنی‌ها برهم منطبق است و تناقضی در این رفتار دیده نمی‌شود. بنابراین، می‌توان به نتایج مدل‌سازی اعتماد داشت.

شکل (۱۵) رفتار نسبت فشار نازل را در قبال تغییر نسبت فشار توربین در نسبت سرعت دورانی طراحی برای هر دو طرح نشان می‌دهد. در نسبت فشارهای توربین پایین‌تر از مقدار طراحی، شیب تغییرات مثبت است و با نرخ تندی تغییر می‌کند؛ اما در نسبت‌های بالاتر از $7/5$ که نسبت طراحی می‌باشد، شیب تغییرات کم‌تر می‌شود و نسبت فشار نازل با شیب منفی به سمت ثابت شدن پیش می‌رود. نتایج تست طرح اول نیز همین الگو را نشان می‌دهد.

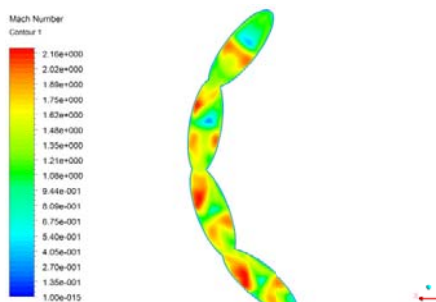
با توجه به پارامترهای تغییر یافته برای دو نازل که به هندسه‌ی خروجی آن‌ها ارتباط دارد، می‌توان چنین نتیجه گرفت که توزیع جریان در خروج نازل- ورود روتور بر عملکرد توربین اثر گذاشته است. کاتوره‌های ارائه‌شده در شکل‌های (۸-۱۲) و منحنی‌های شکل (۱۵) مؤید این مطلب است. از آنجا که این توربین‌ها در شرایط پذیرش جزئی هستند، تعیین درجه‌ی آن که وابسته به پارامترهای هندسی نازل‌ها می‌باشد از اهمیت زیادی برخوردار است.



الف) پذیرش کامل



ب) طرح اول

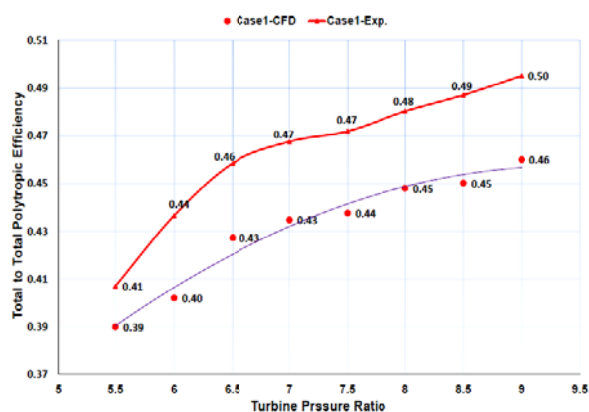


ج) طرح دوم

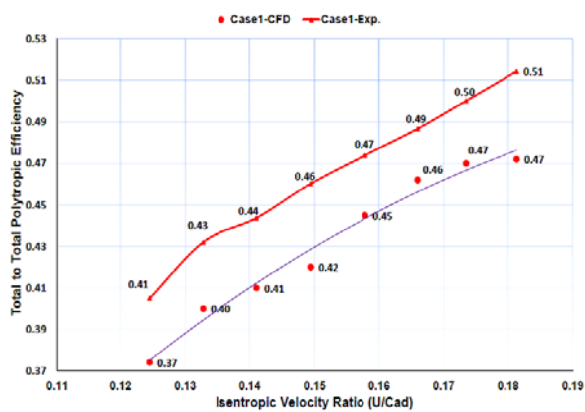
شکل ۱۲ مقایسه‌ی توزیع ماخ در خروجی نازل- ورودی روتور برای پذیرش کامل و طرح‌های اول و دوم

نتایج تجربی

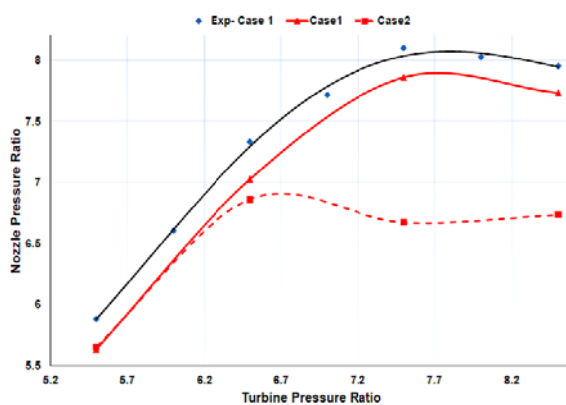
چنانچه پیش از این نیز گفته شد، از دو روش برای به‌دست آوردن منحنی مشخصه‌ی توربین استفاده شده است. در روش اول، در سرعت دورانی ثابت، فشار ورودی تغییر داده شده است. در روش دوم، با تثبیت فشار ورودی، سرعت دورانی تغییر داده شده است. نتایج به‌دست آمده در این بررسی‌ها جالب توجه است. همان‌طور که در نمودارهای شکل‌های (۱۴ و ۱۳) دیده می‌شود، با افزایش فشار ورودی راندمان افزوده شده



شکل ۱۳ تغییرات راندمان برحسب نسبت سرعت آیزنتروپیک در سرعت دورانی ثابت، نسبت فشار متغیر



شکل ۱۴ تغییرات راندمان برحسب نسبت سرعت آیزنتروپیک در نسبت فشار ثابت، سرعت دورانی متغیر



شکل ۱۵ تغییرات نسبت فشار نازل برحسب نسبت فشار توربین

توربین، مانند فشار سکون ورودی و سرعت دورانی را بر عملکرد توربین نشان می‌دهد. در مدل‌سازی عددی، با توجه به توجیه اقتصادی و امکانات نرم‌افزاری و سخت‌افزاری موجود، از روش پایا استفاده شد. نتایج تجربی نشان داد که مدل‌سازی انجام‌شده دارای انطباق مناسبی است و اختلافات موجود باعث تناقض در رفتار نتایج نیست.

نتایج عددی-تجربی به‌دست آمده نشان داد که توزیع سه‌بعدی جریان در فضای محوری خروج نازل-ورود روتور به‌شدت تحت تأثیر پارامترهای هندسی نازل‌ها می‌باشد. این پارامترها درجه‌ی پذیرش جزئی را تعریف می‌کنند. وجود تغییرات اندک در محدوده‌های مجاز طراحی، تأثیرات قابل توجهی بر عملکرد توربین دارد. بنابراین، بایستی در تعیین درجه‌ی پذیرش جزئی، از روش‌های طراحی بهینه و با استفاده از الگوریتم‌های بهینه‌سازی مناسب مانند الگوریتم ژنتیک استفاده کرد.

نتایج جدول (۳) و چگونگی توزیع سه‌بعدی جریان نشان می‌دهد که برای این توربین‌ها درجه‌ای از پذیرش جزئی را می‌توان یافت که مقداری بهینه باشد. برای این منظور، شناسایی پارامترهای مهم در این کار راه‌گشا است و می‌توان در پژوهش‌های بعدی در مورد چگونگی بهینه‌سازی پذیرش جزئی توربین‌های نمونه بحث کرد.

نتیجه‌گیری

در این کار توربین فراصوت نمونه که در پذیرش جزئی کار می‌کند مورد مطالعه قرار گرفت. هدف بررسی تأثیر پذیرش جزئی بر جریان سه‌بعدی در فضای محوری خروجی نازل-ورودی روتور بود. این هدف با معرفی روابط عملکردی توربین و محاسبات یک‌بعدی، سه‌بعدی و آزمایش‌های تجربی محقق شد. رابطه‌ی ارائه‌شده برای راندمان، تأثیر مستقیم درجه‌ی پذیرش جزئی و پارامترهای آیرودینامیکی

مراجع

1. Robert, C., Howard, Z. and Warren, J., "Effects of partial admission on performance of a gas turbine", NASA NACA-TN-1807. p. 79, (1949).
2. Balge, O.E. and Binsley, R.L., "Axial Turbine Performance Evaluation Part A- Loss Geometry Relationships", *J.Eng. for Power*, pp. 341-348, (1968).
3. Klassen, H.A., "Cold-air investigation of effects of partial admission on performance of 3.75-inch mean-diameter single stage axial-flow turbine", *NASA Technical Reports Server (NTRS)*, NASA: Glenn Research Center, p. 22, (1968).
4. Bohn, D., Gier, J. and Ziemann, M., "Influence of the Cross-Over Channel Geometry on the Flow Equalization in Partial-Admission Turbines", *VGB PowerTech* 2, p. 49-54, (1998).
5. Cho, S.Y., Cho, C.H. and Kim, C., "Performance Prediction on a Partially Admitted Small Axial-Type Turbine", *JSME International Journal Series B Fluids and Thermal Engineering*, Vol. 49(4), p. 7, (2006).
6. Gerolymos, G.A. and Hanisch, C., "Multistage Three-Dimensional Navier-Stokes Computation of Off-Design Operation of a Four-Stage Turbine", *Journal of Power and Energy*, Vol. 213(4), p. 18, (1999).

7. Thakker, A. and Hourigan, F., "Computational fluid dynamics analysis of a 0.6 m hub-to-tip ratio impulse turbine with fixed guide vanes", *Renewable Energy*, 30(9), pp. 1387-1399, (2005).
8. Aghaei tog, R. and Tousi, A.M., "Design and CFD Analysis of Centrifugal Compressor for a Microgasturbine", *Aircraft Engineering and Aerospace Technology*, Vol. 79(07), p. 6, (2007).
9. Aghaei tog, R., Tousi, A.M. and Tourani, A., "Comparison of Turbulence Methods in CFD Analysis of Compressible Flows in Radial Turbomachines", *Journal of Aircraft Engineering and Aerospace Technology*, Vol. 180(6), p. 11, (2008).
10. Aghaei tog, R., Tousi, A.M. and Ghaffari, J., "Improving of the Micro-Turbine's Impeller Performance by Changing the Blade Angles", *ICCES2010*, Las Vegas, (2010).
11. Aghaei tog, R., Tousi, A.M. and Boroomand, M., "Numerical and Experimental Evaluation of Supersonic Turbine Flow and Effect of Geometrical Change of Blade Edges on Turbine Performance", *Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics*, Vol. 22(3), p. 26, (2011).
12. Aghaei tog, R. and Tousi, A.M., "Experimental and numerical investigation of design optimization of a partial admitted supersonic turbine", *Propulsion and Power Research*, (2013).
13. Skopek, J., Vomela, J., Tajc, L. and Polansky, J., "Partial steam admission in an axial turbine stage" *IMECE, C557, London: Professional Engineering Publishing Limited for the Institution of Mech. Eng.*, Bury St Edmunds and London, UK, (1999).
14. Dorney, D.J., Griffin, L.W. and Sondak, D.L. "Full- and Partial Admission Performance of the Simplex Turbine", *38th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit*, Indianapolis, NASA., (2002).
15. Jeong, E., Kang S.H., Park, P.G. and Kim, J., "Effect of Nozzle-Rotor Clearance on Turbine Performance", *FEDSM2006, ASME Joint U.S.-European Fluid Eng. Summer Meeting*, Miami, Fl., ASME., (2006).
16. Hushmandi, N.B., "Numerical Analysis of Partial Admission in Axial Turbines", *Engineering and Management*, KTH Industrial Engineering and Management, KTH, Stockholm, Sweden., p. 118, (2010).
17. Fridh, J., "Experimental Investigation of Performance, Flow Interactions and Rotor Forcing in Axial Partial Admission Turbines", KTH, School of Industrial Engineering and Management (ITM), Energy Technology, Heat and Power Technology, KTH Stockholm. p. xvi, 69, (2012).
18. ISO-5167, Measurement of Fluid Flow by Means of Orifice Plates, Nozzles and Venturi Tubes Inserted in Circular Cross-Section Conduits Running Full, Geneve, Switzerland, (1980).
19. ASME-PTC-19.1, Measurement Uncertainties, American Society of Mechanical Engineers, (1985).
20. ISO-2314, Gas Turbines-Acceptance Tests, Geneve, Switzerland, (1989).

21. Varma, A.K. and Soundranayagam, S., "Experimental study of a small partial admission axial turbine with low aspect ratio blade", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: *Journal of Aerospace Engineering*, (2012).