



## بررسی عملکرد فن گریز از مرکز یک توربین سرمایشی با استفاده از شبیه‌سازی عددی

محسن بهنیا<sup>۱</sup>، مهدی نیلی احمدآبادی<sup>۲\*</sup> و محسن ثقفیان<sup>۳</sup>

<sup>۱</sup> کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اصفهان، اصفهان

<sup>۲</sup> دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اصفهان، اصفهان

<sup>۳</sup> دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اصفهان، اصفهان

تاریخ دریافت: ۱۳۹۲/۰۲/۲۹؛ تاریخ بازنگری: ۱۳۹۳/۰۵/۲۳؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۵/۰۳/۱۶

### چکیده

در این پژوهش، فن گریز از مرکز یک توربین سرمایشی، به صورت عددی مورد بررسی قرار گرفته، در یک نقطه عملکردی با نتایج تجربی موجود مقایسه می‌شود. مشخصات عملکردی فن به صورت تجربی عبارتند از: سرعت دورانی و پارامترهای جریان در ورودی و خروجی فن. در این توربین سرمایشی، از فن برای خنک کردن هوای ورودی توربین سرمایشی استفاده می‌شود. هدف از این پژوهش، بدست آوردن منحنی عملکرد فن و تحلیل جریان سه‌بعدی داخل فن است. مدل کردن روتور و پوسته فن به ترتیب، با استفاده از نرم افزار تولید پره و کتیا، ایجاد شبکه مناسب روی دامنه‌ی روتور و پوسته فن به ترتیب با استفاده از نرم افزار توربوگرید و انسیس مش، و در نهایت، حل عددی جریان سه‌بعدی داخل فن با استفاده از نرم افزار سی اف ایکس انجام می‌شود. در این نرم افزار، معادلات جریان تراکم پذیر بر اساس روش فشار مینا، با مدل آشفتگی انتقال تنش برشی حل می‌شود. برای اطمینان از نتایج عددی، استقلال شبکه مورد بررسی قرار می‌گیرد. در نهایت، نتایج بدست آمده از شبیه‌سازی عددی با نتایج تجربی مقایسه می‌شود. مقایسه نشان می‌دهد که نتایج عددی و تجربی تطابق خوبی دارند.

**کلمات کلیدی:** شبیه‌سازی عددی سه‌بعدی؛ فن گریز از مرکز؛ منحنی عملکرد؛ توربین سرمایشی؛ آزمایش.

## Performance Study of Centrifugal Fan of a Cooling Turbine by Numerical Simulation

M. Behnia<sup>1</sup>, M. Nili-Ahmadabadi<sup>2\*</sup>, M. Saghafian<sup>3</sup>

<sup>1</sup> MSc. Mech. Eng., Isfahan Univ. of Tech., Isfahn, Iran.

<sup>2</sup> Assoc. Prof., Mech. Eng., Isfahan Univ. of Tech., Isfahn, Iran.

<sup>3</sup> Assoc. Prof., Mech. Eng., Isfahan Univ. of Tech., Isfahn, Iran.

### Abstract

In this study, the centrifugal fan of a cooling turbine is numerically investigated and is then compared with the experimental results at a performance point. The experimental performance characteristics of the fan are as: rotational speed and flow parameters at the inlet and outlet of the fan. In this cooling turbine, the fan is used for cooling of the turbine inlet air flow. The aims of this study are obtaining the fan performance characteristics curve and 3D numerical simulation inside the fan. Rotor and case modeling is respectively conducted using Blade Gen and Catia software, the grid generation of the rotor domain and fan casing is respectively accomplished by Turbo Grid and Ansys Mesh software and finally, 3D numerical solution of flow inside the fan is done by CFX software. In the CFX software, compressible flow equations are solved using pressure based method with SST turbulence modeling. To verify the numerical results, grid independency is investigated. Finally, the numerical results are compared with the experimental results that shows a good agreement.

**Keywords:** 3D Numerical Simulation; Centrifugal Fan; Characteristic Curve; Cooling Turbine; Experiment.

\* نویسنده مسئول؛ تلفن: +۹۸۳۱۳۳۹۱۵۲۴۰؛ فکس: +۹۸۳۱۳۳۹۱۲۶۲۸

آدرس پست الکترونیک: [m.nili@cc.iut.ac.ir](mailto:m.nili@cc.iut.ac.ir)

## ۱- مقدمه

توربین سرمایه‌ی، یک توربین عکس‌العملی جریان شعاعی است که با یک ژنراتور القایی روی یک شفت نصب می‌شود. توربین‌های سرمایه‌ی، عمدتاً در سیستم‌های مایع‌سازی گازها کاربرد دارند، در دستگاه‌های مایع‌سازی رایج برای کاهش فشار گاز مایع شده، از شیرهای انبساطی استفاده می‌شود، از دیدگاه ترمودینامیکی، شیر انبساطی را می‌توان با یک توربین جایگزین کرد، بنابراین با تولید نیرو می‌توان همان افت فشار را ایجاد کرد. اگرچه این جایگزینی، گاهی اوقات نه عملی است و نه مقرون به صرفه، بررسی‌ها نشان می‌دهد که سبب صرفه‌جویی در هزینه‌های الکتریکی می‌شود [۱]. در این توربین سرمایه‌ی، به جای ژنراتور از فن استفاده می‌شود. هوای گرم و فشرده که از طبقات میانی کمپرسور محوری موتور هواپیما گرفته می‌شود و قبل از ورود به توربین در یک مبدل حرارتی خنک می‌شود. سیال سرد مبدل حرارتی توسط فن به داخل مبدل مکش می‌شود. این فن همانند یک کمپرسور گریز از مرکز در توربوشارژر عمل می‌کند.

دینامیک سیالات محاسباتی در طراحی توربوماشین‌ها، بیشتر از ابزارهای مهندسی دیگر ایفای نقش می‌کند. سال‌های بسیاری است که طراحی یک توربین یا کمپرسور پیشرفته بدون استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی، غیر قابل تصور شده است. در دو دهه گذشته، شرکت‌های توربوماشینی از دینامیک سیالات محاسباتی به عنوان یکی از روش‌های اصلی ارزیابی عملکرد طراحی‌های جدید استفاده می‌کنند [۲]. در سال‌های اخیر، طراحی و آنالیز عملکرد توربوماشین‌ها بدلیل افزایش قدرت و دقت محاسبات عددی، پیشرفت چشمگیری داشته است [۳]. محققان بسیاری مانند بریماسک [۴]، کراورو [۵]، اسلوتمن و همکاران [۶] و گوتو و همکاران [۷]، برای طراحی و آنالیز عملکرد توربوماشین‌ها، روش‌های انتگرالی را ارائه کردند. بسیاری از این روش‌ها، ترکیبی از یک آنالیز عملکرد یک‌بعدی با یک روش شبه سه-بعدی است. آنها طراحی نهایی خود را با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی، شبیه‌سازی عددی کردند. از مقایسه نتایج مشاهده کردند که روش‌های یک‌بعدی و شبه سه‌بعدی، تاثیر و اهمیت زیادی در طراحی توربوماشین‌ها دارد.

مینگ یاودینگ و همکارانش [۸]، عملکرد یک کمپرسور گریز از مرکز را در نقطه خارج طرح به صورت عددی بررسی

کردند. در این پژوهش، این کمپرسور به وسیله نرم‌افزار سی اف ایکس<sup>۱</sup> مدل‌سازی شد. در این مطالعه، توانایی نرم‌افزار سی اف ایکس، برای پیش‌بینی عملکرد کمپرسور گریز از مرکز در رژیم‌های جریان با پیچیدگی بالا، مورد بررسی قرار گرفت. نتایج پیش‌بینی شده به وسیله نرم‌افزار سی اف ایکس با اندازه‌گیری‌های تجربی مقایسه شدند. نتایج نشان داد، عملکرد خارج نقطه طراحی، یک کمپرسور گریز از مرکز را می‌توان به وسیله نرم‌افزار سی اف ایکس بطور کامل و دقیق شبیه‌سازی کرد.

نیوتن مورا و همکارانش [۹]، کمپرسور گریز از مرکز یک توربین گاز با توان ۶۰۰ کیلووات را با استفاده از کد یک‌بعدی فرتن طراحی یک‌بعدی کردند و برای بررسی نتایج حاصل از طراحی یک‌بعدی به شبیه‌سازی عددی آن پرداختند. آن‌ها شبیه‌سازی را با استفاده از نرم‌افزار سی اف ایکس انجام دادند که معادلات ناویراستوکس را به روش حجم کنترل حل می‌کند. برای حل از شبکه‌ای با امان‌های شش وجهی و از مدل آشفتگی انتقال تنش برشی<sup>۲</sup> استفاده کردند که تعداد نقاط ناحیه حل، برابر ۱۸۲۶۶۶ شد. بازده آیزنتروپیک را که از نتایج طراحی یک‌بعدی و شبیه‌سازی عددی بدست آوردند، به ترتیب برابر ۸۰٪ و ۷۴/۵٪ شد.

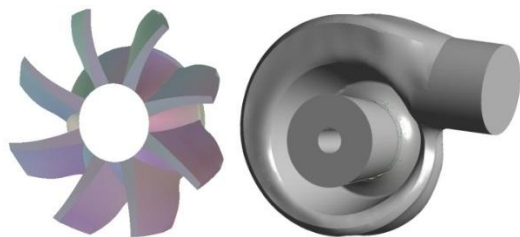
در این پژوهش، فن گریز از مرکز یک توربین سرمایه‌ی بصورت عددی مورد بررسی قرار گرفته، در یک نقطه عملکردی با نتایج تجربی مقایسه می‌شود. این توربین سرمایه‌ی در سیستم تهویه‌ی هواساز، مورد استفاده قرار می‌گیرد و از فن برای خنک کردن هوای ورودی توربین استفاده می‌شود.

## ۲- شبیه‌سازی فن گریز از مرکز

در این مقاله، جریان سه‌بعدی داخل فن یک توربین سرمایه‌ی شامل پوسته، روتور و لوله ورودی بصورت عددی مورد بررسی قرار گرفته است. هندسه و ابعاد روتور و پوسته فن مورد نظر در شکل ۱ و جدول ۱ نشان داده شده است. لازم به ذکر است که روتور و پوسته، بطور جداگانه مدل‌سازی و شبکه بندی می‌شود. مهمترین بخش در شبیه‌سازی عددی

<sup>۱</sup> CFX<sup>۲</sup> SST

خروجی، معکوس کردن جهت جریان و جهت چرخش، هندسه روتور فن مدل‌سازی می‌شود. برای مشخص کردن مسیر جریان سیال، می‌بایست اصلاحاتی روی هندسه پوسته فن صورت گیرد که با استفاده از نرم‌افزار کتیا مدل‌سازی شده است. شکل ۲، هندسه‌های سه بعدی مدل‌سازی شده مربوط به روتور و پوسته فن را نشان می‌دهد.



شکل ۲- هندسه‌ی روتور و پوسته فن مدل‌سازی شده

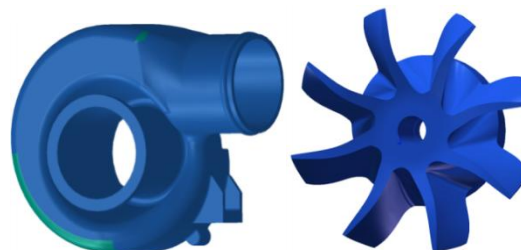
#### ۲-۲- تولید شبکه روتور و پوسته فن

مرحله‌ی بعد از تولید هندسه، شبکه‌بندی آن است. شبکه‌بندی روتور و لوله ورودی فن توسط نرم‌افزار توربوگرید صورت می‌گیرد. شبکه‌بندی توسط نرم‌افزار توربوگرید، کاملاً به صورت سازمان یافته است. مزیت شبکه سازمان یافته، سرعت همگرایی و دقت بالا در جواب‌هاست. این نرم‌افزار قابلیت ریز تر کردن شبکه را در نواحی‌ای دارا است که گرادیان‌های شدید وجود دارد. در نواحی اطراف پره، لقی و در نزدیکی دیواره‌ها گرادیان‌های شدیدی وجود دارد و به همین دلیل شبکه باید در این نواحی ریز تر از سایر نقاط باشد. شبکه‌بندی پوسته فن توسط نرم‌افزار انسیس مش<sup>۴</sup> صورت می‌گیرد. در این نرم‌افزار، برای ایجاد شبکه روی پوسته از المان‌های چهاروجهی استفاده شده است. این نرم‌افزار، قابلیت ایجاد شبکه لایه مرزی در نواحی‌ای دارا است که گرادیان‌های شدید وجود دارد. برای ایجاد شبکه مناسب، از اندازه‌های متفاوت برای نواحی مختلف استفاده شده است. در شکل‌های ۳ و ۴ بترتیب، شبکه‌بندی یک قطاع روتور، لوله‌ی ورودی و پوسته فن نشان داده شده است.

جریان داخل یک توربوماشین، مدل‌سازی و ایجاد شبکه مناسب است.

#### جدول ۱- ابعاد هندسی روتور و پوسته فن

اندازه	پارامتر(واحد)
۰/۰۹۷	قطر ورودی پوسته (m)
۰/۱۰۵	قطر خروجی پوسته (m)
۰/۰۲۴۹۱	قطر ورودی در پایه روتور (m)
۰/۰۲۴۹۱	قطر خروجی در پایه روتور (m)
۰/۰۳۸۶۸	قطر ورودی در نوک روتور (m)
۰/۰۳۹۷	قطر خروجی در نوک روتور (m)
۰/۰۱۹	طول محوری روتور (m)
۸	تعداد پره



شکل ۱- هندسه‌ی روتور و پوسته فن

#### ۲-۱- تولید و اصلاح هندسه روتور و پوسته فن

برای استفاده از ویژگی‌های نرم‌افزار توربوگرید<sup>۱</sup> که مخصوصاً برای ایجاد شبکه روی مدل‌های توربوماشینی طراحی شده، باید ابتدا هندسه روتور فن را با استفاده از نرم‌افزار تولید پره<sup>۲</sup> مدل کرده، سپس برای ایجاد شبکه، به محیط نرم‌افزار توربوگرید انتقال داده شود. پره‌های روتور فن مذکور در محیط کتیا<sup>۳</sup> تهیه شده‌اند و با توجه به توضیحات فوق‌الذکر از هر طبقه یک پره باید جدا و وارد محیط تولید پره شود. برای این منظور، ابتدا یکی از پره‌های مربوط به روتور در نرم‌افزار کتیا جدا شده، با توجه به مقدار انحنای هر پره از پایه تا نوک، تعدادی مقطع زده می‌شود. پس از آماده شدن پره در نرم‌افزار کتیا، با انجام پروسه‌های لازم، پره‌ها وارد محیط تولید پره شده، با استفاده از تنظیمات این محیط از قبیل بررسی

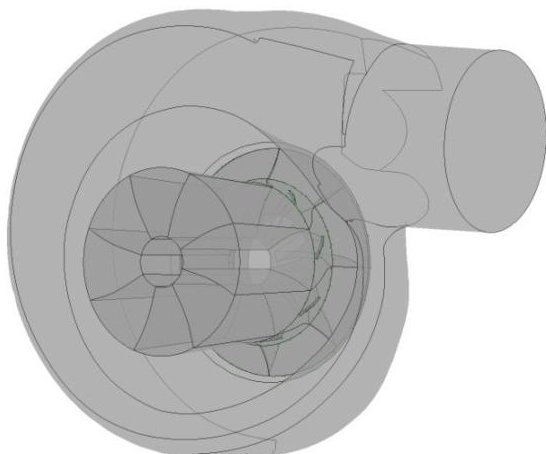
<sup>1</sup> Turbo grid

<sup>2</sup> Blade gen

<sup>3</sup> Catia

<sup>4</sup> ANSYS Mesh

معادلات انتقال مومنتوم با استفاده از مدل آشفتگی انتقال تنش برشی حل می‌شود [۱۱] و [۱۲]. با استفاده از روش صفحه مختلط<sup>۲</sup>، ناحیه محاسباتی به دو ناحیه ساکن و متحرک تقسیم می‌شود و از حرکت نسبی بین نواحی مختلف برای انتقال مقادیر محاسبه شده بین نواحی استفاده می‌شود. ناحیه حل در شکل ۵ نشان داده شده است.



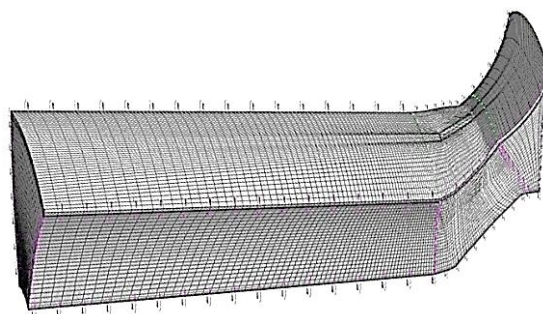
شکل ۵- ناحیهی حل

### ۲-۳-۱- شرایط مرزی

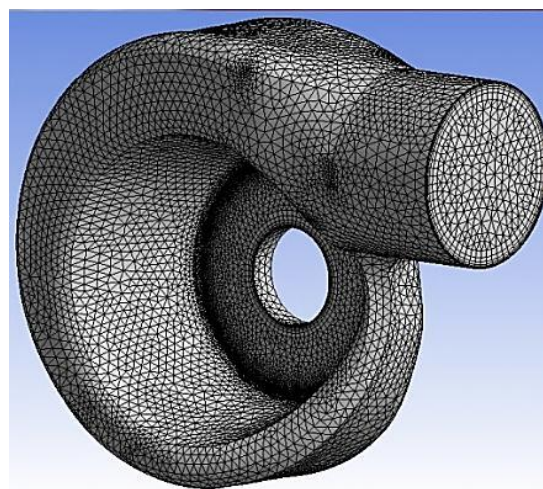
شرایط مرزی برای همه‌ی شبیه‌سازی‌ها در ادامه آمده است: در ورود، شرط مرزی دبی جرمی اعمال می‌شود که برای شبیه‌سازی‌های متفاوت، تغییر می‌کند. دمای سکون برابر  $300\text{ K}$  و همچنین جریان بدون چرخش است. در خروج، فشار استاتیک برابر  $101325\text{ Pa}$  است. فشار سکون در ورود و خروج از حل عددی بدست می‌آید. برای دیوارهای آدیباتیک ساکن شرط عدم لغزش و برای دیوارهای آدیباتیک متحرک سرعت نسبی برابر صفر در نظر گرفته می‌شود.

### ۳- استقلال شبکه

به طور کلی، حل یک مسئله‌دینامیک سیالات محاسباتی، باید مستقل از شبکه باشد. استقلال از شبکه، یعنی تغییرات جواب‌ها به ازای ریز تر شدن شبکه قابل نظر باشد. یافتن شبکه بهینه که جواب مسئله برای آن شبکه مستقل از



شکل ۳- شبکه‌بندی یک قطاع روتور و لوله‌ی ورودی فن



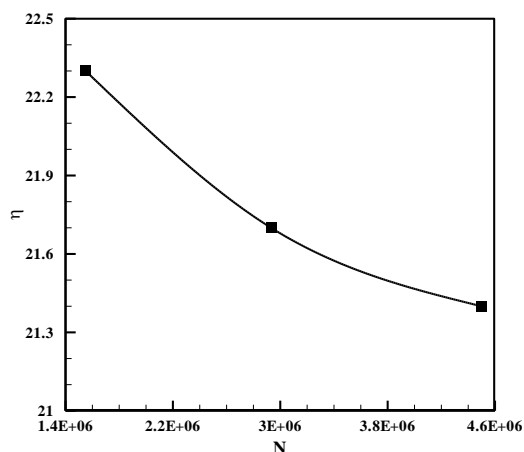
شکل ۴- شبکه‌بندی پوسته فن

### ۲-۳-۲- روش حل عددی

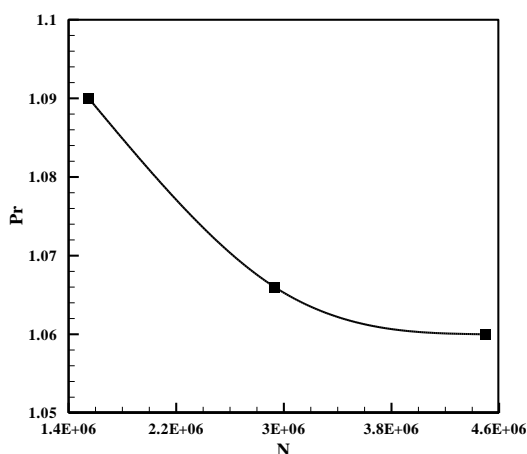
محاسبه پارامترهای میدان جریان در توربوماشین‌ها با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی پیچیده است، چون که جریان داخل توربوماشین‌ها به علت پدیده‌های جدایش جریان، جریان‌های ثانویه و جریان‌های برگشتی و همچنین تراکم‌پذیر و مغشوش بودن جریان، بسیار پیچیده است [۱۰]. جریان سه‌بعدی داخل فن با استفاده از نرم افزار سی اف ایکس، مورد تحلیل و بررسی قرار می‌گیرد. در این نرم افزار، معادلات جریان تراکم پذیر بر اساس روش فشار مینا، حل می‌شود. گسسته‌سازی معادلات، بر اساس روش دقت بالا<sup>۱</sup> انجام می‌شود. در ضمن معادله انرژی مستقل، از معادلات جرم و مومنتوم حل می‌شود. ترم‌های تنش رینولدز در

<sup>2</sup> Mixing plane

<sup>1</sup> High Resolution



شکل ۶- بازده بر حسب تعداد المان



شکل ۷- نسبت فشار بر حسب تعداد المان

ابعاد سلول‌های شبکه باشد، یک امر کاملاً تجربی است و با انجام مکرر شبکه‌بندی و بررسی نتایج بدست می‌آید. معمولاً جهت یافتن چنین شبکه‌ای، تغییرات جواب‌ها بر حسب تعداد گره‌های شبکه بررسی شده و در هر مرحله، تعداد گره‌ها را افزایش می‌دهند، در نهایت، این کار تا جایی تکرار می‌شود تا تغییرات به اندازه کافی کوچک باشد.

در شبیه‌سازی فن، راندمان و نسبت فشار، در شرایط جریان با سرعت دورانی ۷۰۰۰ دور بر دقیقه، دبی جرمی  $0.4 \text{ kg/s}$ ، فشار استاتیک خروجی  $101325 \text{ Pa}$  و دمای کل ورودی  $300 \text{ K}$ ، پارامترهایی هستند که برای ارزیابی سه شبکه متفاوت و همچنین تعیین تاثیر اندازه شبکه روی حل عددی، در نظر گرفته شده‌اند. این شرایط خارج از نقطه طراحی است. در جدول‌های ۲ و ۳ به ترتیب، تغییرات بازدهی آیزنتروپیک و نسبت فشار فن با افزایش تعداد المان‌های شبکه و مشخصات شبکه‌ی نهایی ایجاد شده برای روتور، پوسته و لوله ورودی فن نشان داده شده است. با توجه به جدول ۲ و مقادیر خطا که نسبت شبکه بسیار ریز  $4498312$  المانی محاسبه شده، شبکه با تعداد المان  $2931889$ ، یک شبکه‌ی مناسب برای حل عددی است که در شکل‌های ۳ و ۴ نشان داده شد. برای این شبکه، مقدار  $\gamma^+$  در روتور کمتر از ۵ و در پوسته از  $1/3$  تا ۵۵ تغییر می‌کند [۱۳]. همچنین در شکل‌های ۶ و ۷ به ترتیب، تغییرات بازده آیزنتروپیک و نسبت فشار فن با افزایش تعداد المان رسم شده است.

جدول ۲- تأثیر اندازه‌ی شبکه بر روی حل عددی فن

تعداد المان	بازده (%)	نسبت فشار	خطا (%)
۱۵۴۹۸۱۷	۲۲/۳	۱/۰۹	۲/۸۳-۴/۲
۲۹۳۱۸۸۹	۲۱/۷	۱/۰۶۶	۰/۵۶۶-۱/۴
۴۴۹۸۳۱۲	۲۱/۴	۱/۰۶	-

جدول ۳- مشخصات شبکه‌ی نهایی فن

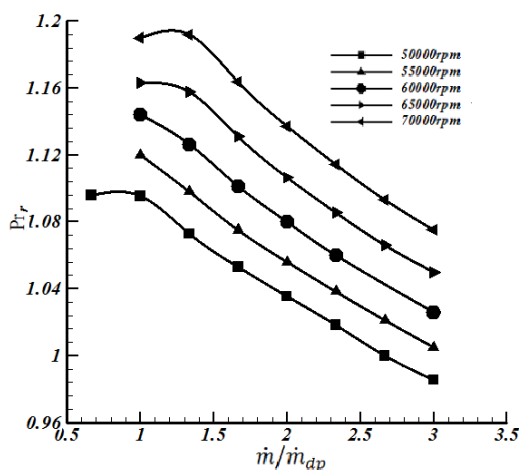
ناحیه	تعداد المان	چهاروجهی	گوه‌ای	هرمی	شش وجهی
پوسته	۷۸۶۴۸۱	۶۰۳۵۹۵	۱۷۵۸۷۳	۷۰۱۳	۰
روتور	۹۶۲۶۸۸	۰	۰	۰	۹۶۲۶۸۸
لوله	۱۱۸۲۷۲۰	۰	۰	۰	۱۱۸۲۷۲۰
کل	۲۹۳۱۸۸۹	۶۰۳۵۹۵	۱۷۵۸۷۳	۷۰۱۳	۲۱۴۵۴۰۸

#### ۴- نتایج

برای اعتبار سنجی، نتایج حاصل از حل عددی و داده‌های آزمایشگاهی موجود در یک نقطه عملکردی با هم مقایسه شده‌اند. پارامترهایی که از این داده‌های آزمایشگاهی در اختیار است، عبارت است از: سرعت دورانی، دبی جرمی جریان، فشار استاتیک خروجی و ورودی و همچنین دمای استاتیک ورودی؛ بنابراین با اعمال سرعت دورانی، دبی جرمی جریان، فشار استاتیک خروجی و دمای استاتیک ورودی مطابق با داده آزمایشگاهی بر حل عددی، نسبت فشار استاتیک بدست آمده از حل عددی با داده تجربی مقایسه می‌شود. جدول ۴، مقایسه حل عددی و نتایج تجربی و درصد خطای حل عددی را نشان می‌دهد. این خطا ممکن است به

در شکل ۹، نسبت فشار سکون روتور بدست آمده از حل عددی برحسب دبی جرمی، در سرعت دورانی ثابت نشان داده شده است. این شکل نشان می‌دهد که نسبت فشار با افزایش دبی جرمی و کاهش سرعت دورانی، کاهش می‌یابد. همچنین نسبت فشار در سرعت دورانی، ۵۰۰۰۰ دور بر دقیقه و دبی جرمی ۰/۹ کیلوگرم بر ثانیه کمتر از یک شده است، چون تلفات خیلی زیاد است. نسبت فشار سکون روتور، فشار سکون خروجی روتور به فشار سکون ورودی روتور است و به صورت رابطه (۳) تعریف می‌شود:

$$Pr_r = \frac{P_{t,ex,r}}{P_{t,in,r}} \quad (3)$$



شکل ۹- نسبت فشار سکون روتور فن بر حسب دبی جرمی، در سرعت دورانی ثابت

در شکل ۱۰، بازده آیزنتروپیک کل به کل روتور بر حسب دبی جرمی، در سرعت دورانی ثابت نشان داده شده است. مشاهده می‌شود که با کاهش دبی جرمی بازده آیزنتروپیک ابتدا افزایش می‌یابد و اگر دبی از یک حدی کمتر شود، بازده کاهش می‌یابد. در شکل ۷ نیز، برای برخی سرعت‌ها این قضیه مشاهده می‌شود که اگر دبی از یک حدی کمتر شود، نسبت فشار کاهش می‌یابد. در این ناحیه، توان مصرفی فن برای ایجاد نسبت فشار، افزایش یافته و باعث کاهش بازده آیزنتروپیک می‌شود. این ناحیه را ناحیه ناپایدار فن می‌نامند. بازده آیزنتروپیک کل به کل روتور فن بصورت رابطه (۴) تعریف می‌شود:

دلایلی از قبیل، خطا در تولید هندسه دقیق، خطا در شبکه ایجاد شده و نوع مدل توربولانسی باشد. همچنین می‌تواند به این دلیل باشد که جریان واقعی در فن ناپایا است، در حالیکه روش صفحه مختلط آن را در نظر نمی‌گیرد. نسبت فشار استاتیک، نسبت فشار استاتیک خروجی به فشار استاتیک ورودی است و به صورت رابطه (۱) تعریف می‌شود:

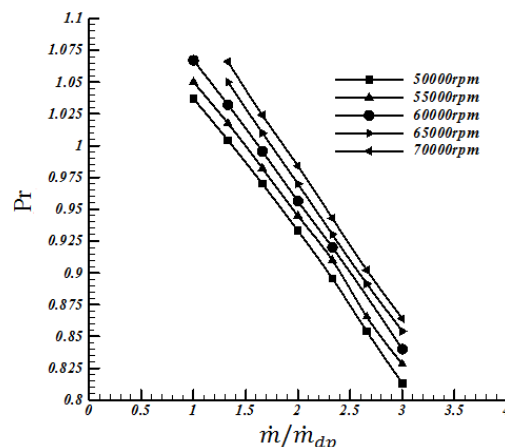
$$Pr_{static} = \frac{P_{s,ex}}{P_{s,in}} \quad (1)$$

جدول ۴- مقایسه‌ی نتایج عددی و تجربی فن

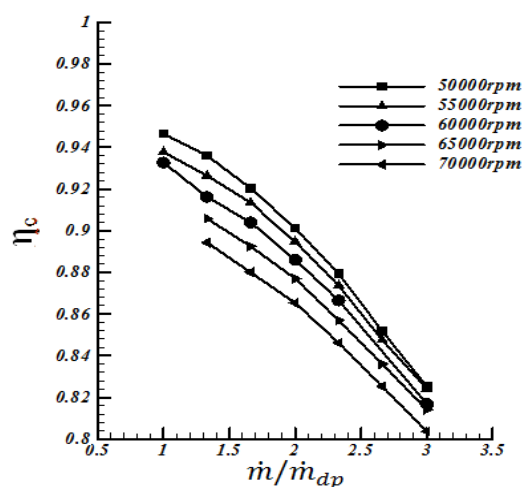
تجربی	عددی
۸۰۰۰۰	سرعت دورانی (rpm)
۰/۸۷	دبی جرمی (kg/s)
۴۳۸/۷۵	دمای ورودی (K)
۱۲۷۵۵۳	فشار استاتیک خروجی (Pa)
۰/۸۵۶۴۸	نسبت فشار استاتیک
-	خطا (%)
	۵

در شکل ۸، نسبت فشار سکون فن بدست آمده از حل عددی بر حسب دبی جرمی، در سرعت دورانی ثابت نشان داده شده است. مشاهده می‌کنیم که نسبت فشار در بعضی از شرایط، کمتر از یک است. این نتایج نشان می‌دهد که در این شرایط، افت فشار در پوسته بیشتر از افزایش فشار در روتور فن است. نسبت فشار سکون فن به صورت رابطه (۲) تعریف می‌شود:

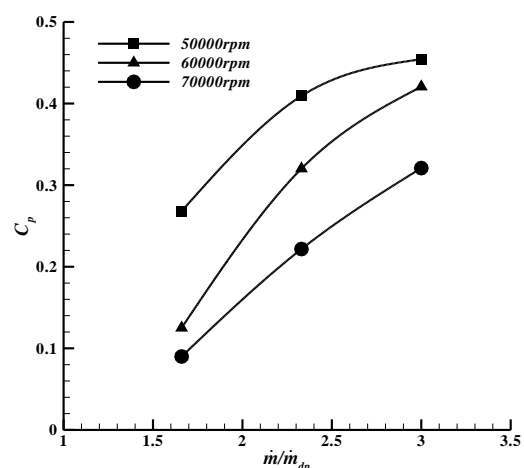
$$Pr = \frac{P_{t,ex}}{P_{t,in}} \quad (2)$$



شکل ۸- نسبت فشار سکون فن بر حسب دبی جرمی، در سرعت دورانی ثابت



شکل ۱۱- بازدهی آیزنتروپیک پوسته بر حسب دبی جرمی، در سرعت دورانی ثابت



شکل ۱۱- ضریب بازیابی فشار در پوسته بر حسب دبی جرمی، در سرعت دورانی ثابت

در شکل ۱۲، کانتور فشار سکون نسبی در روتور فن در مقطع عمود بر مسیر جریان و به ازای دبی جرمی ۰/۳، ۰/۵ و ۰/۷ کیلوگرم بر ثانیه و در دور ۵۰۰۰ دور بر دقیقه نشان داده شده است. فشار سکون نسبی، نشان‌دهنده تلفات در روتور فن است. مشاهده می‌شود که روی سطح مکشی، از پایه تا نوک جدایش جریان افزایش می‌یابد. همچنین با توجه به مقطع نامناسب پره‌های روتور فن که به صورت پروفیل‌های لبه دار یا غیر ایرفویلی هستند، مشاهده می‌شود که در تمامی حالت‌ها، جدایش جریان اتفاق می‌افتد، ولی با افزایش دبی جرمی از شدت جدایش کاسته می‌شود؛ چون با افزایش دبی،

$$\eta_{s.t,r} = \frac{\left( \frac{P_{t,ex,r}}{P_{t,in,r}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\left( \frac{T_{t,ex,r}}{T_{t,in,r}} \right) - 1} \quad (4)$$

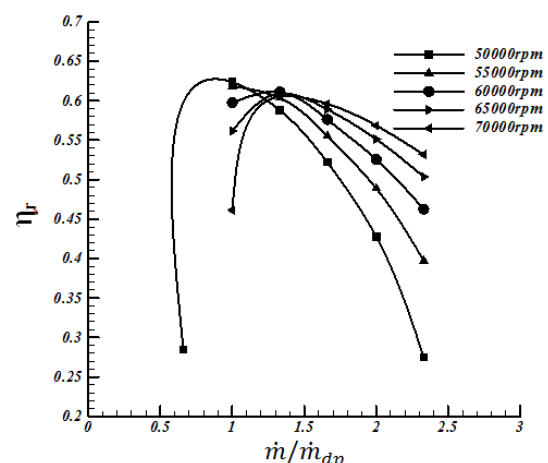
نتایج نشان می‌دهد که ماکزیمم بازده روتور فن در سرعت دورانی ۵۰۰۰ دور بر دقیقه و دبی جرمی ۰/۳ کیلوگرم بر ثانیه، برابر ۶۳٪ شده است؛ بنابراین این دبی جرمی به عنوان دبی جرمی نقطه ماکزیمم بازده در نظر گرفته شده است.

در شکل ۱۱، بازده آیزنتروپیک پوسته که نشان دهنده افت فشار در پوسته است، بر حسب دبی جرمی، در سرعت دورانی ثابت نشان داده شده است. این شکل نشان می‌دهد که افت فشار در پوسته با افزایش دبی جرمی و سرعت دورانی افزایش می‌یابد. این افت‌ها ممکن است، به دلیل تلفات اصطکاکی باشد. بازده آیزنتروپیک پوسته فن از رابطه (۵) بدست می‌آید.

$$\eta_c = 1 - \frac{P_{t,ex,r} - P_{t,ex}}{P_{t,ex,r}} \quad (5)$$

در شکل ۱۲، ضریب بازیابی فشار در پوسته که نشان دهنده‌ی افت فشار استاتیک در پوسته است، بر حسب دبی جرمی، در سرعت دورانی ثابت نشان داده شده است. ضریب بازیابی فشار در پوسته فن از رابطه (۶) بدست می‌آید.

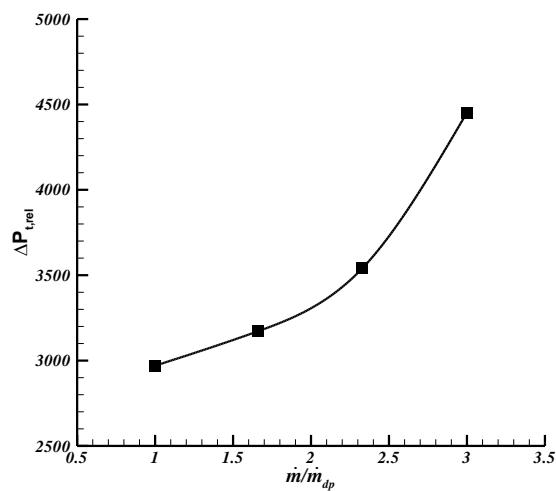
$$C_p = \frac{P_{ex,r} - P_{ex}}{P_{t,ex,r} - P_{ex,r}} \quad (6)$$



شکل ۱۰- بازدهی آیزنتروپیک کل به کل روتور فن بر حسب دبی جرمی، در سرعت دورانی ثابت

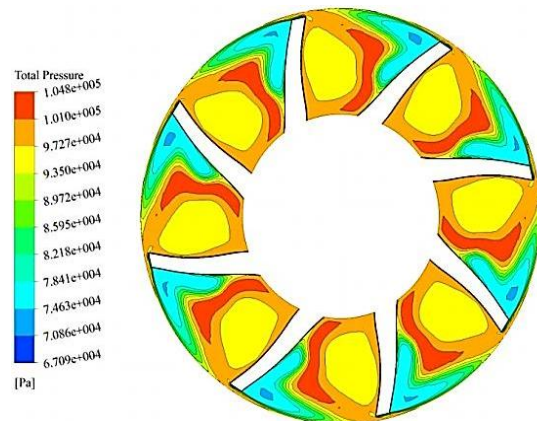
افزایش می‌یابد، بازده آیزنتروپیک روتور با افزایش دبی، کاهش می‌یابد. بنظر می‌رسد، چون مقاطع پره غیر آیرودینامیکی است و در تمامی نقاط عملکردی جدایش جریان وجود دارد، تلفات اصطکاکی نقش تعیین کننده تری در بازده دارد.

برای نشان دادن تلفات روتور، اختلاف فشار سکون نسبی در روتور برحسب دبی جرمی ترسیم شده که در شکل ۱۳ نشان داده شده است. مشاهده می‌شود که با افزایش دبی جرمی، تلفات در روتور بیشتر شده است

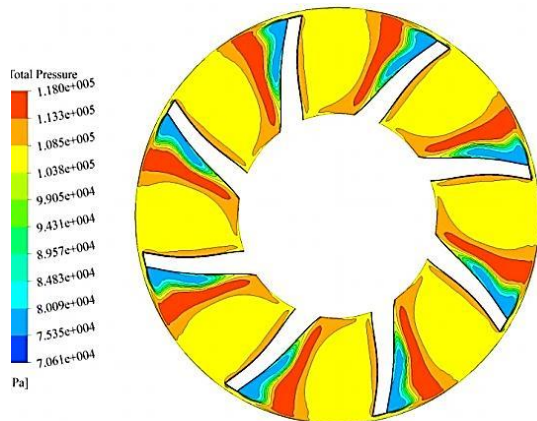


شکل ۱۳- اختلاف فشار سکون نسبی روتور بر حسب دبی جرمی، در دور ۵۰۰۰۰

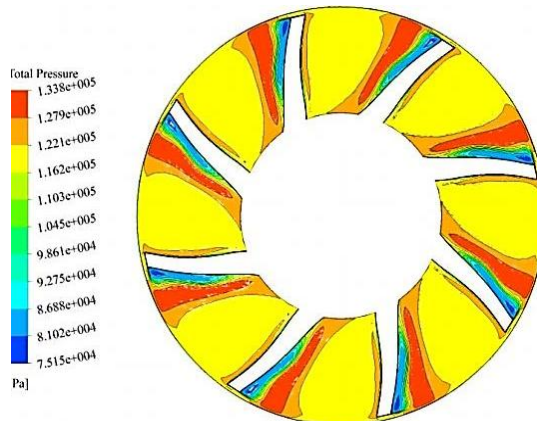
در شکل ۱۴، کانتور عدد ماخ نسبی در روتور فن در مقطع پره و پره و به ازای دبی جرمی ۰/۳، ۰/۵ و ۰/۷ کیلوگرم بر ثانیه و در دور ۵۰۰۰۰ دور بر دقیقه نشان داده شده است. مشاهده می‌شود که با افزایش دبی جرمی، عدد ماخ افزایش یافته، چون سرعت جریان بیشتر می‌شود. برای استدلال این قضیه، کانتورهای دمای استاتیک نیز، در شکل ۱۵ نشان داده شده است. همانطور که در شکل ۱۵ مشخص است، تفاوت بین دمای استاتیک در این مقاطع ناچیز است. همچنین در شکل ۱۴ مشاهده می‌شود که بر روی سطح مکشی گردابه‌ای تشکیل شده است که با افزایش دبی جرمی و افزایش توان سیال، از قدرت این گردابه کم شده، همان‌طور که در شکل ۱۰ مشاهده شد و در شکل ۱۶ مشاهده خواهد شد، از جدایش جریان روی سطح مکشی



(الف)



(ب)



(پ)

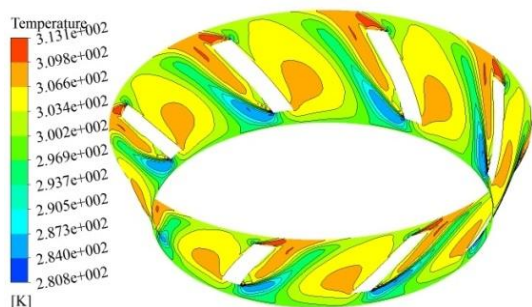
شکل ۱۲- مقایسه‌ی کانتورهای فشار سکون نسبی، در دور ۵۰۰۰۰ و  $\dot{m}/\dot{m}_{dp}$ : (الف) ۰/۱، (ب) ۰/۶۷، (پ) ۲/۳۳

جرمی توان سیال برای غلبه بر تلفات پروفیل پره افزایش می‌یابد. از طرفی چون با افزایش دبی، تلفات اصطکاکی

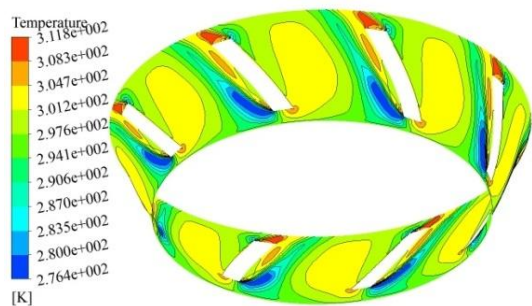


در شکل ۱۷، مقدار افزایش آنتروپی استاتیک در خروجی روتور و به ازای دبی جرمی ۰/۳، ۰/۵ و ۰/۷ کیلوگرم بر ثانیه و در دور ۵۰۰۰۰ دور بر دقیقه نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، با افزایش دبی جرمی از مقدار تولید آنتروپی زیاد اینست که کاهش دبی، باعث افزایش نسبت فشار و بارگذاری پره و همچنین کاهش ممتم جریان سیال می‌شود؛ بنابراین، ورتکس‌های لقی نوک پره با قدرت بیشتری از سمت فشاری پره به سمت مکشی پره وارد شده، نفوذ بیشتری داخل مجرای جریان بین پره‌ها خواهد داشت.

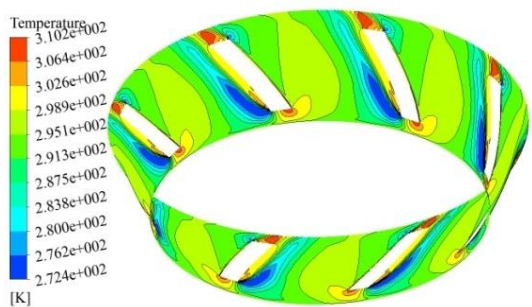
کاسته می‌شود. همچنین با کاهش دبی و کاهش ممتم سیال، گردابه‌های بیشتری در اثر اختلاف فشار بین ناحیه پرفشار و ناحیه کم فشار ایجاد می‌شود. در شکل ۱۶، خطوط جریان نسبی در روتور فن در مقطع پره به پره و به ازای دبی جرمی ۰/۳، ۰/۵ و ۰/۷ کیلوگرم بر ثانیه و در دور ۵۰۰۰۰ دور بر دقیقه نشان داده شده است. مشاهده می‌شود که با افزایش دبی جرمی از جدایش جریان روی سطح مکشی کاهش می‌یابد.



(الف)

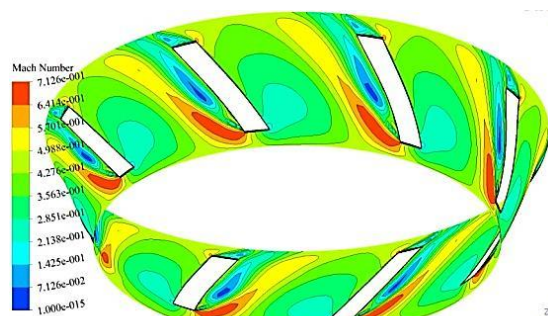


(ب)

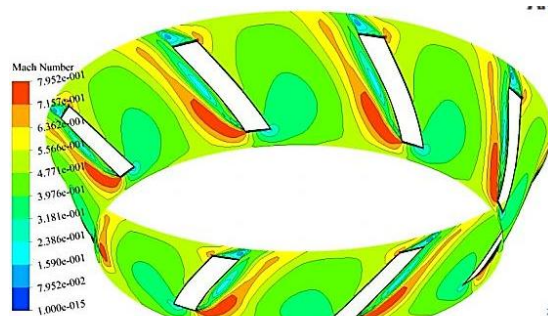


(پ)

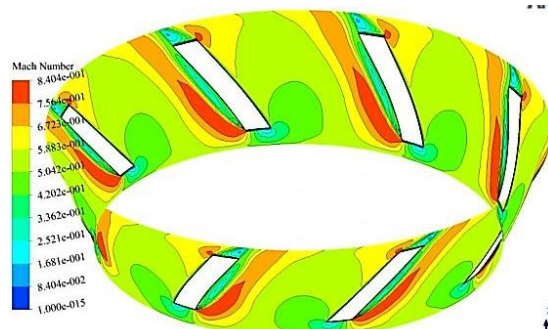
شکل ۱۵- مقایسه‌ی کانتورهای دمای استاتیک، در دور ۵۰۰۰۰ و  $\dot{m}/\dot{m}_{dp}$  (الف: ۱، ب) ۱/۶۷ و پ) ۲/۳۳



(الف)

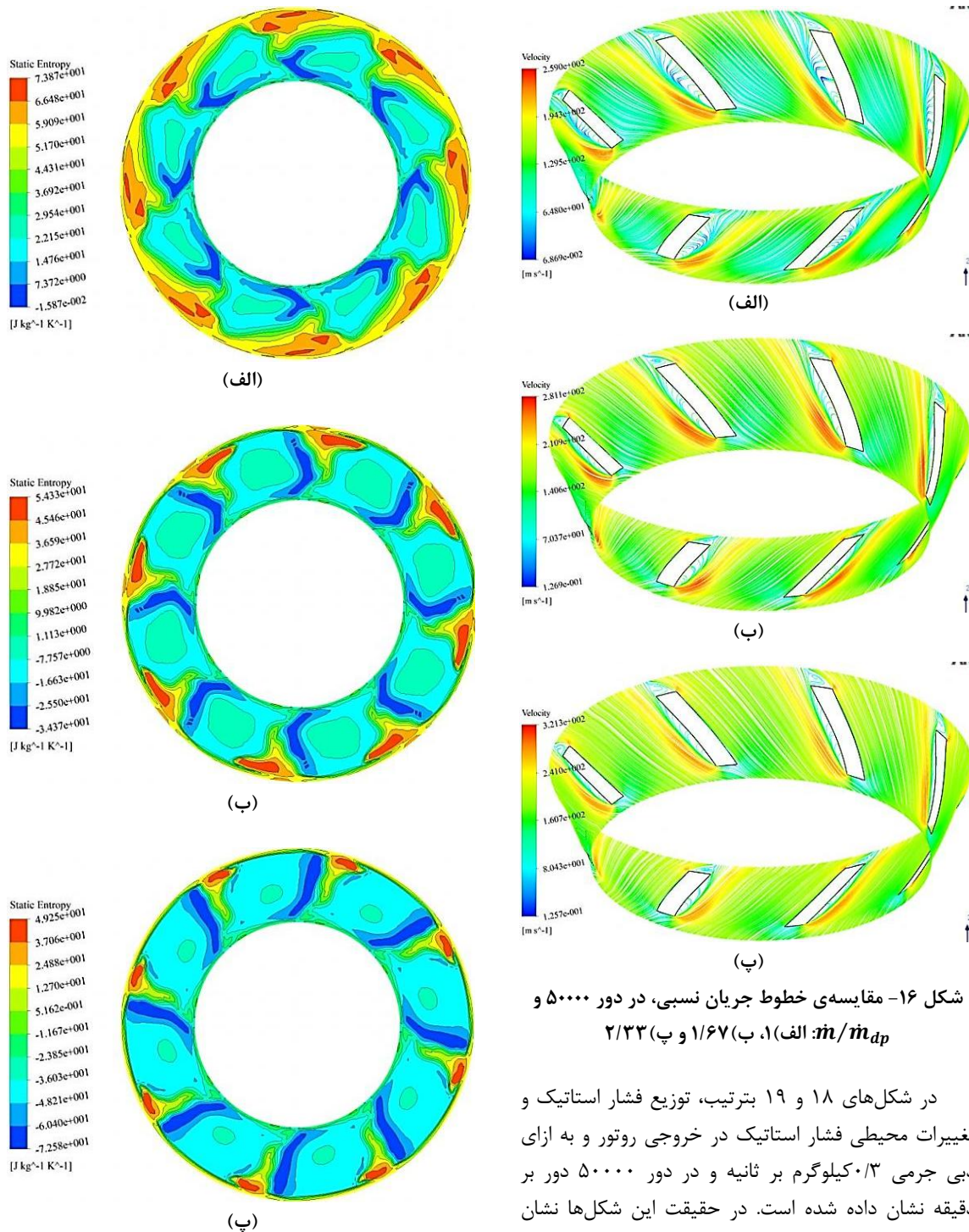


(ب)



(پ)

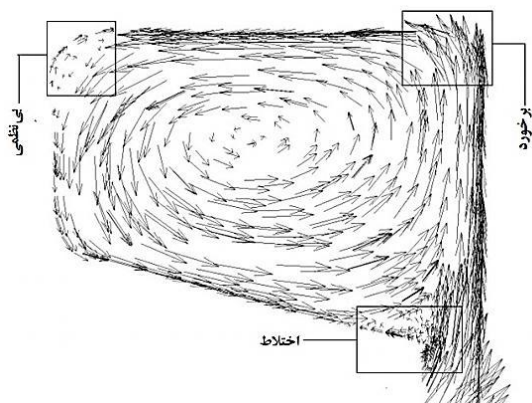
شکل ۱۶- مقایسه‌ی کانتورهای عدد ماخ نسبی، در دور ۵۰۰۰۰ و  $\dot{m}/\dot{m}_{dp}$  (الف: ۱، ب) ۱/۶۷ و پ) ۲/۳۳



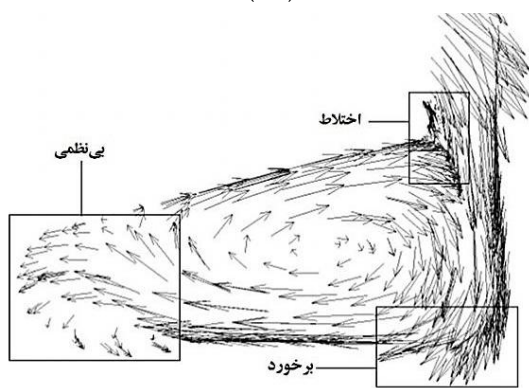
شکل ۱۶- مقایسه‌ی خطوط جریان نسبی، در دور ۵۰۰۰۰ و  $\dot{m}/\dot{m}_{dp}$  (الف) ۱، (ب) ۱/۶۷ و (پ) ۲/۳۳

در شکل‌های ۱۸ و ۱۹ بترتیب، توزیع فشار استاتیک و تغییرات محیطی فشار استاتیک در خروجی روتور و به ازای دبی جرمی ۰/۳ کیلوگرم بر ثانیه و در دور ۵۰۰۰۰ دور بر دقیقه نشان داده شده است. در حقیقت این شکل‌ها نشان دهنده، میزان غیر یکنواختی جریان خروجی از روتور هستند. مشاهده می‌شود که جریان در خروجی روتور به میزان قابل توجهی غیر یکنواخت است.

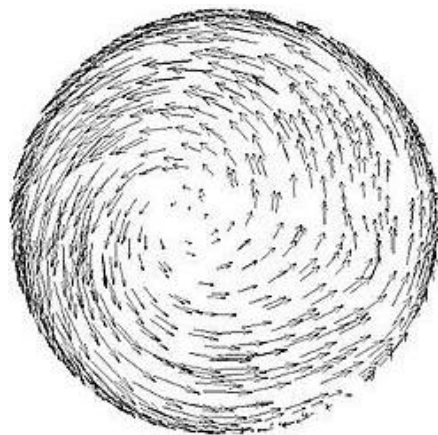
شکل ۱۷- مقایسه آنترپی استاتیک در خروجی روتور، در دور ۵۰۰۰۰ و  $\dot{m}/\dot{m}_{dp}$  (الف) ۱، (ب) ۱/۶۷ و (پ) ۲/۳۳



(الف)



(ب)

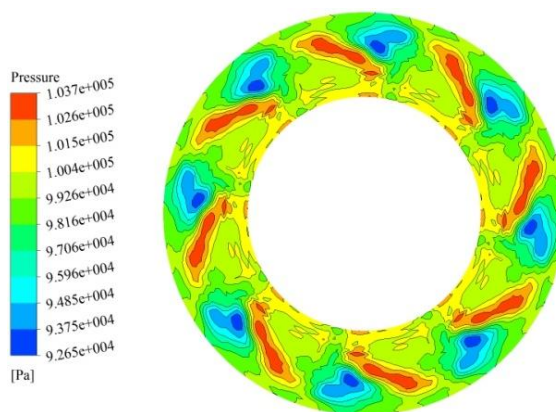


(پ)

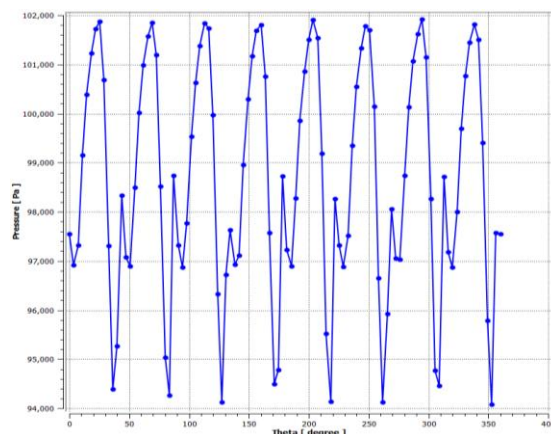
شکل ۲۰- بردارهای سرعت در بخشهای مختلف پوسته (الف) مقطع بالا، (ب) مقطع پایین، (پ) نزدیک مقطع خروجی

در شکل ۲۱، خطوط جریان سه‌بعدی در پوسته فن، در دبی جرمی ۰/۳ کیلوگرم بر ثانیه و دور ۵۰۰۰۰ دور بر دقیقه، نمایش داده شده است. مشاهده می‌شود که جریان در پوسته

شکل ۲۰، بردارهای سرعت را در مقاطع بالا و پایین صفحه میانی و همچنین در نزدیک خروجی پوسته نشان می‌دهد. این شکل نشان می‌دهد که پدیده‌های بی‌نظمی<sup>۱</sup> و برخورد<sup>۲</sup> داخل پوسته اتفاق می‌افتد. برخورد جریان با دیوارهای بالا و پایین پوسته و همچنین بی‌نظمی جریان، تلفات زیادی ایجاد می‌کنند. هموار کردن گوشه‌های دیوار، باعث کاهش تلفات می‌شود. همچنین برخورد جریان افقی با جریان خروجی از روتور، باعث ایجاد تلفات اختلاط<sup>۳</sup> می‌شود.



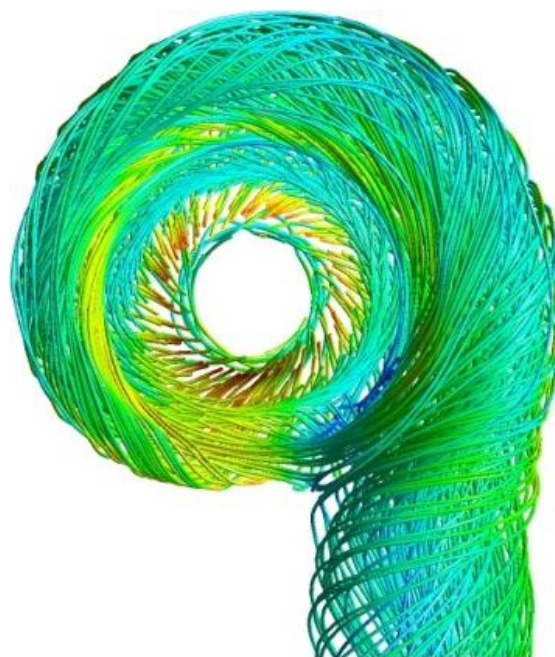
شکل ۱۸- توزیع فشار استاتیکی در خروجی روتور



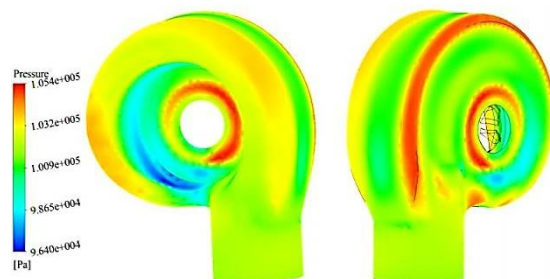
شکل ۱۹- تغییرات فشار استاتیکی خروجی روتور در امتداد محیط

<sup>1</sup> Disorganization  
<sup>2</sup> Incidence  
<sup>3</sup> Mixing loss

فن با چرخش زیادی همراه است که سبب افزایش اصطکاک می‌شود. در شکل ۲۲ نیز، چگونگی توزیع فشار استاتیک روی جداره پوسته نشان داده شده است.



شکل ۲۱- خطوط جریان در پوسته فن



شکل ۲۲- توزیع فشار روی دیواره حلزونی

### ۵- نتیجه‌گیری

در این مقاله، فن گریز از مرکز یک توربین سرمایشی، برای بدست آوردن منحنی عملکرد فن و تحلیل جریان سه‌بعدی داخل فن، بصورت عددی مورد بررسی قرار گرفت و در نقطه عملکردی با نتایج تجربی موجود مقایسه شد. پس از مدل کردن روتور و پوسته فن و تولید شبکه مناسب، برای اطمینان از نتایج عددی، استقلال شبکه مورد بررسی قرار گرفت، در نهایت شبکه با تعداد المان ۲۹۳۱۸۸۹ بدست آمد.

### ۶- علایم

$\dot{m}$	دبی جرمی جریان (kg/s)
$p$	فشار (Pa)
$Pr$	نسبت فشار سکون
$T$	دما (K)
$N$	تعداد المان
<b>علایم یونانی</b>	
$\gamma$	نسبت گرمای ویژه
$\eta$	بازده
<b>زیرنویس</b>	
$c$	پوسته
$ex$	خروجی
$in$	ورودی
$r$	روتور
$s$	آیزنتروپیک، استاتیک
$t$	سکون
$tt$	کل به کل

### ۷- مراجع

- [1] Kanoglu M (2000) Cryogenic turbine efficiencies. Math Comp Appl 5(3): 169-177.

- [8] Ding MY, Groth C, Kacker S, Roberts D (2006) CFD Analysis of off-design centrifugal compressor operation and performance. ASME Turbo Expo.
- [9] Moura NR, Gutiérrez Velásquez EI, Nascimento MAR, Miranda Carrillo RA (2010) One and three-dimensional analysis of centrifugal compressor for 600KW simple cycle gas turbine engine. ASME Turbo Expo, 2010-GT-22950.
- [10] Tamm A, Gugau M, Stoffel B (2002) Experimental and 3-D numerical analysis of the flow field in turbomachines, part 1. International Congress on Quality Assessment of Numerical Simulation in Engineering, University of Conception.
- [11] Menter FR, Kuntz M, Langtry R (2003) Ten years of experience with the SST turbulence model. In: Hanjalic K, Nagano Y, Tummers M (eds) Turbulence, Heat and Mass Transfer 4. Begell House Inc. 625-632.
- [12] Menter FR, Langtry R, Hansen T (2004) CFD simulation of turbomachinery flows verification, validation and modelling. European Congress on Computational Methods in Applied Sciences and Engineering.
- [13] Salim MS, Cheah SC (2009) Wall  $y^+$  strategy for dealing with wall-bounded turbulent flows. IMECS 2.
- [2] Denton JD, Dawes WN (1998) Computational fluid dynamics for turbomachinery design. Whittle Laboratory. Department of Engineering, University of Cambridge, UK 213: 107-123.
- [3] Kouidri S, Asuaje M (2005) Numerical modelization of the flow in centrifugal pump: volute influence in velocity and pressure fields. Int J Rotat Mach 3: 244-255.
- [4] Paßrucker H, Van den Braembussche RA (2000) Inverse design of centrifugal impellers by simultaneous modification of blade shape and meridional contour. In Proc. 45th ASME International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, Munich, Germany.
- [5] Cravero C (2002) A design methodology for radial turbomachinery. application to turbines and compressors. In Proc. ASME Fluid Engineering Division Summer Meeting (FEDSM '02), Montreal, Quebec, Canada, paper FEDSM2002-31335.
- [6] Sloteman D, Saad A, Cooper P (2001) Design of custom pump hydraulics using traditional methods. In Proc. ASME Fluid Engineering Division Summer Meeting (FEDSM'01), New Orleans, La, USA, paper FEDSM2002-18067.
- [7] Goto A, Nohmi M, Sakurai T (2002) Hydrodynamic design system for pumps based on 3-D CAD, CFD, and inverse design method. J Fluid Eng-T ASME 124(2): 329-335.