شبیه سازی عددی جریان داخل کمپر سور یک توریوشارژر

مرتضی بیاتے آ دانشکدہ مہندسے مکانیک دانشگاہ صنعتی امیر کیپر (تاريخ دريافت: ١٣٨٥/٠٧/٢۴؛ تاريخ يذيرش: ١٣٨۶/٠۴/٢٠)

محمد طيبي رهني دانشکدہ مہندسے موافضا دانشگاه صنعتی شریف

حكىدە

در این تحقیق، جریان درون کمپرسور گریز از مرکز یک توربوشارژر با جزئیات کامل جریان بین پردها، دیفیوزر و محفظه حلزونی شبیهسازی عددی شده و عملکرد سیستم بدست آمده است. در شبیهسازی مناطق دوّار از روش پایا-نیمهپایای دستگاه مختصات دوّار چند چرخشی استفاده شده است. سازگاری مناسبی در مقایسه منحنی عملکردی ناشی از شبیهسازی عددی با نتایج آزمایشگاهی که توسط همین نویسندگان اندازهگیری شده، دیده می شود و این موضوع به توانایی روش های عددی استفاده شده در شبیه سازی جریانات پیجیده، همچون توربوماشینها، دلالت دارد. نتایج بر وجود جریانات ثانویه و برگشتی بین پرهها دلالت می کند. همچنین، شکل محفظه حلزونی و محل زبانه آن تأثیر زیادی بر مقدار افزایش فشار کمپرسور داشته و باعث اغتشاشاتی در جریان خروجی از پردها می شود.

واژه های کلیدی: کمیرسور گریز از مرکز، شبیه سازی عددی، دستگاه مختصات دوار جند حرخشی (MRF)

Computational Analysis of the Flow inside a Turbocharger Compressor

M. Taeibi-Rahni Aerospace Eng. Dep't. Sharif Univ. of Tech.

M. Bayati Mech. Eng. Dep't. Amirkabir Univ. of Tech.

ABSTRACT

In this research, the three-dimensional flow in a centrifugal turbocharger compressor has been numerically simulated. The flow through impeller and diffuser is modeled to obtain the compressor performance map. Also, the side-space between the impellers and the casing is simulated, in order to model the entire compressor. For the moving zones, multi-rotating reference frame approach was used. Performance maps obtained through both numerical and experimental data (measured by the authors) are relatively close indicating the high ability of numerical approach used to simulate complicated flows, such as flow in turbomachineries. The secondary flow and the clearance loss caused by the impeller were well predicted by the present numerical simulation. Also, the shroud configuration and the tongue location were shown to have high impact on the compressor pressure rise and on lits efficiency.

Keywords: Centrifugal Compressor, Computational Simulation, Multiple Rotating Reference Frame (MRF) www.SID.ir

taeibi@sharif.edu -۱-۱

۲- دانشجوی دکتری (نویسنده یاسخگو): <u>mbayati@aut.ac.ir</u>

استیاده از دینامیک سیالات عددی (CFD) برای محاسبات جریان درون توربوماشینها رو به افزایش است. ترکیب محاسبات عددی و اندازه گیریهای عملی، ابزار مکملی برای شبیه سازی، طراحی، بهینه سازی و از همه مهم تر محاسبات میدان جریان و به دست آوردن منحنی مشخصه توربوماشینها به وجود می آورد. توربوشارژرها که در حقیقت ترکیبی از یک توربین و یک کمپرسور گریز از مرکز با نسبت افزایش فشار کم میباشند چندین سال است برای افزایش قدرت خروجى موتورهاى هواسوز مورد استفاده واقع میشوند. هر چند کاربرد آنها در موتورهای بنزینی گسترش نیافته ولی بحث های کاهش آلودگی و کم کردن حجم موتورهای بنزینی به گسترش استفاده از توربوشارژرها شتاب بیشتری بخشیده است. آنچه برای سازندگان موتورهای هواسوز اهمیت دارد بالا بودن راندمان کمیرسور و پایین بودن ممان زاویهای و اینرسی آن میباشد. استفاده از کمپرسورهای کوچک تر سبب کاهش اینرسی سیستم می شود ولی در میزان جرم هوای ورودی و راندمان بالا ایجاد مشکل مینماید. در نتیجه، برای ارضاء عملکرد کمپرسور و بالا بردن راندمان آن، تحقيق و بررسی روی آيروديناميک پرهها و دیگر اجزای کمپرسور و ساختار جریان درون آن لازم است [۱]. جریان هوا در پره کمپرسورهای گریز از مرکز، مثل توربوشارژرها بر خلاف کمپرسورهای جریان محوری، تا ۹۰ درجه می چرخد و کاملاً سه بعدی می باشد. جریان تراکم پذیر با لزجت بالا از ویژگی های جریان درون اينگونه توربوماشينها است. اين ويژگىها همراه با هندسه پیچیده پرهها و محفظه حلزونی آنها، باعث مشکل شدن بررسی جریان می شود.

در این تحقیق، برای حل معادلات ناویر - استوکس از نرم افزار تجاری فلوئنت استفاده شده و کمپرسور به صورت سه-بعدی با کلیه جزئیات آن مدل شده است تا بتوان منحنی مشخصه کمپرسور مورد نظر را با دقت بالا به دست آورد. از آنجا که میدان حل، هم دارای قسمت های متحرک است و

هم قسمت های ثابت، از روش فروزن روتور ^۱ که یک روش میان گیری نسبت به زمان است برای شبیه سازی استفاده شده است. در این جا منطقه محاسباتی به نواحی ثابت و متحرک تقسیم شده و جریان غیرپایا به دو جریان پایا و میان گیری شده نسبت به زمان تقسیم می شود. این روش از حرکت نسبی بین منطقه های مختلف بهره می گیرد. روش فروزن روتور که به دستگاه مختصات دوآر چند منظوره MRF^۲ معروف است، مقادیر محاسبه شده در هر ناحیه را به ناحیه دیگر منتقل می کند [۲].

برای اعتباربخشی به نتایج عددی، توربوشارژر در آزمایشگاه توربوشارژینگ دانشگاه صنعتی شریف آزمایش شده است. نزدیکی مقادیر پارامترهای اندازه گیری شده با نتایج عددی دلیلی بر صحت آنها است.

۲ – تولید شبکه

معمولاً تولید شبکه یکی از مهمترین و زمانبرترین بخشهای یک شبیهسازی عددی می باشد. انتخاب نوع شبکه و تقسیم منطقه مورد حل به نواحی ریزتر برای تولید شبکه بهتر، از اهمیت خاصی برخوردار است. در مسائل توربوماشین، از آنجا که دیوارهها و پرهها، دارای انحناهای زیادی میباشند، شبکه نامنظم چهاروجهی اگرچه زمان حل را افزایش میدهد، دارای تطبیق بهتری با هندسه است. برای حل کنندههای حجم محدود، شبکه منظم شش وجهی توصیه می شود؛ چرا که دارای همگرایی بهتر و دارای تکرارهای کمتر میباشد [۳]. در این مقاله، به دلیل هندسه پیچیده کمپرسور توربوشارژر، در فضای بین پرهها و محفظه حلزونی نمایی پیرامون آن از شبکه چهار وجهی استفاده شده است و در نواحی دیفیوزر، ورودی و خروجی کمبرسور شبکه شش وجهی مورد استفاده قرار گرفته است. استفاده از شبکه نامنظم چهاروجهی در منطقه پرهها باعث انطباق بهتر شبکه با هندسه یرهها شده و در مکانهای دارای گردیان-های شدید از شبکه ریزتر استفاده شده است. برای تولید

٢

1-مقدمه

¹⁻ Frozen Rotor

²⁻ Multiple Rotating Reference Frame

³⁻ Finite Volume

شبکه، از نرم افزار پیش پردازش گمبیت استفاده گردیده و هندسه کمپرسور به صورت سه بعدی در آن مدل شده است [۴]. کمپرسور مورد تحلیل دارای ۱۲ پره بوده که در آن ۶ پره اصلی و ۶ پره دیگر جداکننده^۱ و دیفیوزر در آن بدون پره میباشد. محفظه حلزونی با منحنی نمایی و مقطع شبه مستطیلی اطراف دیفیوزر وظیفه هدایت جریان به مجرای خروجی کمپرسور و افزایش فشار استاتیک را بر عهده دارد. میشود)، ناحیه دیفیوزر، محفظه حلزونی پیرامونی و مجرای خروجی تقسیم میشود. کل نواحی آن با ۶۵۵,۳۲۲ سلول شبکه بندی شده است. شکل 1–الف هندسه کمپرسور و شکل 1–ب شبکهبندی آن را نشان میدهد.



شکل(۱- الف): نمای جانبی مجموعه کمپرسور.



Archive of SID

۳- روش عددی

پارامترهای زیادی از جمله راندمان، افزایش فشار، ضریب جریان، کار ورودی و عدد ماخ نوک پرهها در طراحی و بهینهسازی و معرفی کمپرسور دخالت دارند. محاسبه اینها و بسیاری از پارامترهای دیگر هدف شبیهسازی میباشد. استفاده از دینامیک سیالات برای محاسبه پارامترهای جریان داخل توربوماشین ها هنگامی که فیزیک واقعی مدل شده باشد مشکل است؛ چرا که جریان در آنها دارای ویژگیهای خاصی است که از جمله میتوان به موارد زیر اشاره کرد [۵]:

- اثراتی مانند جریانات برگشتی، جریانات ثانویه و جدایش جریان،
 - ساختار توربولانسی شدید جریان،
 - اثرات لايه مرزي و
 - اثرات تراكم پذيري.

با روش دستگاه مختصات دوّار چند منظوره می توان هم قسمتهای متحرک و هم قسمتهای ثابت را مدل کرد. در توربوشارژر مدل شده، ورودی هوا، دیفیوزر، محفظه حلزونی و مجرای خروجی مرجع، در مختصات ثابت و محفظه پرهها دارای مرجع مختصات دوّار می باشند. در نواحی چرخشی به معادلات مومنتم، ترمهای شتاب کریولیس و شتاب جانب مرکز به صورت رابطه (۱) به عنوان ترمهای اضافی وارد می شوند [۶].

 $\frac{DV_r}{Dt} + 2 \times \Omega \times V_r - \Omega \times \Omega \times \vec{r} \cdot$ (1)

البته، در روش شبیهسازی مورد استفاده، ترم زمانی عبارت بالا در نظر گرفته نمیشود. در رابطه (۱)، Ω سرعت زاویهای مختصات چرخشی و _۲۷ سرعت نسبی است که به صورت رابطه (۲) تعریف می شود.

$$V_r = V - \Omega \times \vec{r} \cdot \tag{(7)}$$

برای جداسازی معادلات، روش ضمنی مجزا شده^۲ و مدل توربولانسی استفاده شده در شبیهسازی روش

²⁻ Segregated Implicit

سیال مجاور آن می باشد. لذا دیوارههای متحرک به صورت حرکت نسبی با سرعت نسبی صفر نسبت به جریان پیرامونی آنها در نظر گرفته شدهاند و دیوارههای ثابت با سرعت مطلق صفر مدل شدهاند. سرعت چرخشی نواحی دوآر ۴۰,۰۰۰ دور بر دقیقه است و کلیه دیوارهها به صورت آدیاباتیک میباشند. برای اطمینان از انتخاب صحیح شرایط مرزی، شرط مرزی فشار ورودی نیز یک بار برای مرز ورودی در نظر گرفته شده و با نسبت افزایش فشار حاصل از آزمایش تجربی (مطابق جدول ۱) مقایسه شده است.

با توجه به جدول ۱ شرط مرزی ورودی فشار هر چند دارای جوابهای نزدیک به شرط مرزی ورودی دبی است اما ورودی دبی دارای جوابهای نزدیکتری به کار تجربی میباشد و همچنین به دلیل راحتتر بودن اعمال این شرط مرزی، از شرط مرزی ورودی دبی در این تحقیق استفاده شده است.

جدول(1): مقايسه شرايط مرزى مختلف با نتايج تجربي.

جرم هوای	نسبت	
ورودی (_{Kg/s})	افزايش فشار	
۰/۰۷	1/14	کار تجربی
•/•Y	1/1٣	شرط مرزی ورودی دبی
٠/٠٧	1/17	شرط مرزی ورودی فشار

۵- حساسیت حل به شبکه

برای معتبرسازی نتایج عددی، بررسی حساسیت حل به شبکه از اهمیت زیادی برخوردار است. مدل آشفتگی کا- اپسیلون نزدیک دیوارهها که دارای عدد رینولدز پایین است دقت کافی ندارد. بنابراین، برای مدلسازی مناطق نزدیک دیواره از فرمولهای نیمه-تجربی استفاده میشود تا با تابعهای دیواره فاصله بین ناحیه چسبنده دیواره و بقیه مناطق پلی ایجاد شود. برای بررسی این موضوع معمولاً از تابع فاصله دیواره بی بعد * استفاده میشود. از نتایج تجربی در ناحیه نزدیک دیوار، * بین ۳۰ تا ۶۰ است ولی بسیاری از محققان آنرا حتی تا ۵۰۰ در نظر گرفتهاند. کا- اپسیلون ($\varepsilon - k$) و از نوع RNG¹ به کار گرفته شده که در مقایسه با انواع معمولی، برای مسائل توربوماشینها دارای دقت بهتری است و نرخ همگرایی سریعتری دارد [Y]. برای جبران اثرات دیواره و رینولدز پایین، نزدیک دیوارهها در روش کا-لپسیلون از تابع رفتار دیواره کمکی^۲ استفاده شده است. اثرات تغییرات سریع گرادیان های فشار و ویسکوزیته که در کمپرسورها بسیار زیاد است در این مدل در نظر گرفته شده است. با توجه به در نظر گرفته شدن اثرات تراکم پذیری، قانون گاز کامل و معادله انرژی نیز وارد حل شده است. برای معادلات مومنتم و انرژی، دقت مرتبه دو و روش اصلاحیه سیمپل^۳ برای کوپل کردن فشار و سرعت در نظر گرفته شده است.

۴- شرایط مرزی

برای جریان تراکم پذیر در این مسأله، شرط مرزی ورودی دبی[†] قرار داده شده است. در ورودی دمای کل، شدت آشفتگی و قطر هیدرولیکی بایستی مشخص شود. شدت آشفتگی که به صورت نسبت جذر مربع نوسانات سرعت به سرعت میانگین تعریف می شود، از رابطه (۳) محاسبه شده است [۸].

$$\frac{\hat{u}'}{u_{ave}} \approx 0.16 (\operatorname{Re}_{D_H})^{-\frac{1}{8}},\tag{(7)}$$

که در آن، Re_{D_H} عدد رینولدز بر مبنای قطر هیدرولیکی ورودی میباشد.

با محاسبه سرعت جریان در مقطع ورودی و داشتن قطر هیدرولیکی، می توان _{PR} را محاسبه نمود. همچنین، تخمینی از فشار استاتیک در ورودی برای انجام محاسبات لازم است. در خروجی شرط مرزی فشار استفاده شده است. از آنجا که سیال اطراف این پرهها با سرعت چرخشی پرهها میچرخد، بنابراین دارای سرعت نسبی صفر بین پرهها و

¹⁻ Renormalization Group

²⁻ Enhanced Wall Treatment

³⁻ SIMPLE

⁴⁻ Inlet Flow

مقدار ⁺y کوچک تر از ۱۱/۲۵ فیزیکی نیست و از مقادیر بالاتر از ۲۰۰ هم بایستی اجتناب کرد؛ زیرا در لایه مرزی گردابههای زیادی تشکیل میشود و این موضوع دلالت بر زبر و درشت^۱ بودن شبکه دارد و بایستی شبکه محاسباتی شود [۹]. برای ریزتر کردن شبکه از تطبیق دادن شبکه استفاده شده است. همچنین، میتوان یک مسأله را با شبکههای مختلف و با تعداد سلول های گوناگون حل کرد، تا به شبکهای دست پیدا کرد که نتایج حل مستقل از شبکه داشته باشد و با تغییر تعداد سلولها، دیگر تغییری در کمیت های محاسبه شده ایجاد نشود. در این حالت اصطلاحاً گفته میشود که مسأله مستقل از شبکه شده است.

برای مستقل سازی میدان حل درون کمپرسور مورد نظر از شبکه، مسأله کمپرسور گریز از مرکز توربوشارژر، با ۴ شبکه مختلف حل شده که هر کدام دارای تعداد سلول مختلفی میباشند. مقادیر تابع فاصله دیواره در هر شبکه روی یک پره از ۶ پره اصلی کمپرسور محاسبه شده است. مقادیر کمینه، بیشینه و میانگین تابع فاصله در جدول ۲ آمده است.

حا	مختلف	های	شبكه	مشخصات	:(٢)	جدول
----	-------	-----	------	--------	------	------

كمينه	میانگین	بيشينه	تعداد نود	تعداد سلول
y^+	<i>y</i> ⁺	<i>y</i> ⁺		
۲۵	8410	۳۵۰	۱,۰۸۱,۵۰۱	0,104
۲.	۵۲/۸	۲	1,871,817	800,877
۱۵	41/17	18.	1,710,777	117,811
۱۳	۲۳	٩٨	7,.10,847	1,-17,886

با توجه به جدول ۲، هر چه شبکه ریزتر می شود مقدار تابع دیواره کمتر می گردد؛ ولی هر سه شبکه در مقدار مجاز آن قرار دارند. با توجه به مقدار تابع دیواره و زمان محاسبات هر شبکه و محدودیت های رایانهای موجود، شبکه دوم به عنوان شبکه مناسب انتخاب شده و منحنی عملکردی کمپرسور و ساختار بر بی ای ۲۰۰۰ سلول محاسبه شده است.

1- Coarse

Archive of SID

رایانه مورد استفاده در این تحقیق با سرعت پردازش ۱/۷ گیگا هرتز بر ثانیه و حافظه جانبی ۷۶۸ مگا بایت برای همگرا شدن شبکه اول به ۱۲۰ ساعت، برای شبکه دوم به ۱۵۶ ساعت، برای شبکه سوم به ۱۹۲ ساعت و برای همگرایی شبکه چهارم به ۳۶۰ ساعت محاسبه احتیاج دارد. زمان زیاد پردازش اطلاعات در شبکه های ریزتر دلیل اصلی انتخاب شبکه دوم به عنوان شبکه مورد استفاده می باشد.

۶– آزمایشهای تجربی

توربوشارژر مورد نظر، در آزمایشگاه توربوشارژینگ دانشگاه صنعتی شریف مورد آزمایش قرار گرفته است. شکل ۲ نمایی کلی، از چیدمان تجهیزات مربوطه و نقشه سوار شدن توربوشارژر در آزمایشگاه را نشان می دهد. جربان یایین دست و بالادست کمپرسور با فشارسنج و دبی سنج اندازه گیری شدهاند. در دور کمپرسور ۴۰٬۰۰۰ دور بر دقیقه، اندازه گیری نرخ جریان، فشار استاتیک و فشار کل، دمای استاتیک و دمای کل در ورودی و خروجی کمیرسور چهار مرتبه انجام شده است. توربوشارژر مورد استفاده دارای دهانه ورودی دایروی به شعاع ۲۷/۸ میلیمتر، شعاع ۲/۰۲۵ میلی متر در دهانه خروجی و شعاع دیسک پرهها ۴۱/۱۵ میلیمتر می باشد. در ضمن، فاصله محوری دیسک تا لبه حمله پرههای اصل ۲۶ میلیمتر است. پس از نصب کمپرسور در محل مناسب و قرار گرفتن توربین در محل استقرار، با باز کردن مخازن هوای فشرده متصل به توربین، انرژی کافی برای چرخاندن کمپرسور توسط توربین فراهم



۶

Archive of SID



در اینگونه کمپرسورها بر خلاف کمپرسورهای جریان محوری، منحنی راندمان دارای نقطه اوج نمی باشد و کمپرسور در تمامی محدوده کاری خود از حیث نرخ جرم هوای ورودی، دارای راندمان بالایی است. در شکل های **۶–۵** کمیت فشار استاتیک و فشار سکون در ورودی به کمپرسور در حالت های تجربی و عددی مقایسه شدهاند.



شکل(۵): فشار استاتیک ورودی بر حسب شدت جریان.



شده و پس از رسیدن دور کمپرسور به ۴۰,۰۰۰ دور بر دقیقه و پایدار شدن جریان، پارامترهای لازم اندازه گیری شده است. این آزمایشها در چهار نوبت و با دبیهای گوناگون انجام شده است.

۷- عملکرد کمپرسور گریز از مرکز

به خاطر دور زیاد کمپرسور، جریان داخل آن تراکم پذیر می باشد و نسبت افزایش فشار کمپرسور که به صورت رابطه (۴) تعریف می شود در دور ثابت، تابعی از جرم هوای ورودی است [۱۰].

$$\pi = \frac{P_{tot,2}}{P_{tot,1}},\tag{(f)}$$

که در آن، $P_{tot,1}$ و $P_{tot,2}$ بهترتیب فشار سکون در ورودی و خروجی طبقه کمپرسور میباشند. راندمان کمپرسور نیز به صورت رابطه (۵) محاسبه میشود که در آن، γ ضریب گرمایی ویژه و $T_{tot,2}$ و $T_{tot,2}$ دمای سکون در ورودی و خروجی میباشند.

$$\eta = \frac{T_{tot,1} \left[\pi^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} - 1 \right]}{T_{tot,2} - T_{tot,1}}.$$
 (Δ)

در شکل های ۴-۳ نسبت افزایش فشار و راندمان کمپرسور در حالت های کار تجربی و عددی مقایسه شده است.



شکل(۳): مقایسه نسبت افزایش فشار.





در شکلهای ۸-۷ دماهای سکون و استاتیک و در شکلهای ۱۰-۹ کمیت فشار استاتیک و فشار سکون در مقطع خروجی کمپرسور و در شکلهای ۱۲-۱۱ دماهای سکون و استاتیک در مقطع خروجی کمپرسور مقایسه شدهاند. در دبی جرمی دوم، مقداری افزایش در فشار و دما و شمچنین، افزایش در راندمان کمپرسور مشاهده میشود که به دلیل نزدیک بودن مقدار این دبی جرمی با دبی جرمی نامی کمپرسور مورد آزمایش میباشد. مقادیر دما و فشار، در حالت های استاتیک و سکون در مقاطع ورودی و خروجی کمپرسور دارای مقادیر میان گیری شده میباشند.

۸– الگوی جریان

الگوی جریان درون ناحیه محاسباتی در شکلهای **۱۴–۱۳** نشان داده شدهاند. شکل **۱۳** خطوط هم تراز فشار استاتیک



در مقطع طولی کمپرسور را نشان میدهد. افزایش فشار استاتیک در پرهها، دیفیوزر و محفظه حلزونی مشهود است. در محفظه حلزونی فشار استاتیک هم در جهت شعاعی و هم در جهت چرخشی افزایش مییابد. ۳۳–۲۵ درصد از افزایش فشار کمپرسور به دلیل تبدیل انرژی جنبشی به انرژی فشاری است که در محفظه حلزونی و دیفیوزر کمپرسور اتفاق میافتد [۱۱].



شکل (۱۳): کانتور فشار استاتیک (بر حسب Pa).

کانتورهای سرعت مطلق در شکل ۱۴ نشان داده شده است. به خاطر اثرات انحنای دیفیوزری محفظه حلزونی، خطوط همتراز سرعت و فشار استاتیک در خروجی از پرهها دارای جریان یکنواخت نیست و جریانی که از هر پره خارج می شود با بقیه پرهها تفاوت دارد.



شکل(۱۴): کانتور سرعت مطلق (بر حسب m/s).

Archive of SID

شکل 14 درصد جریان جرمی عبوری از هر پره را نشان می دهد. درصد دبی عبوری از هر پره به محل قرار گرفتن آن پره از زبانه محفظه حلزونی ربط دارد؛ بطوریکه پرههای نزدیک به زبانه که کمترین مساحت سطح مقطع محفظه حلزونی را دارا می باشند، کمترین نرخ جریان و پرههای مجاور به بیشترین سطح مقطع، دارای نرخ جرمی بالاتری هستند. شکل 10–الف ترتیب شماره گذاری پرهها و شکل ماه برخ جریان تا 1۵ درصد در کانالهای مختلف پرهها تغییر می کند.



شکل(۱۵ – الف): موقعیت قرارگیری پرهها در کمپرسور.



جریانات ثانویه که به پدیده درز نوک^۱ معروف است در توربوماشین ها غیر قابل اجتناب است. این جریانات که به دلیل تغییرات شدید فشار در دو طرف هر پره کمپرسور یعنی طرف فشاری^۲ و طرف مکش^۳ ایجاد می گردند باعث

- 1- Tip Clearance
- 2- Pressure Side
- 3- Suction Side

منحرف شدن جریان از مسیر اصلی خود شده و در جهتی خلاف جهت چرخش پرهها به گردش در میآیند. این پدیده باعث افت فشار کل میشود [۱۲]. در شکل ۱۶ که خطوط جریان بین پرهها و خروجی از آن ها را نشان میدهد، تمایل جریان به برگشت جریان از طرف مکنده هر پره به سمت دیواره فشاری پره مجاور مشهود است. همچنین، با دقت در شکل ۱۶ میتوان به حرکت جریان بین فاصله نوک پرهها و پوسته پی برد. این جریان به خاطر ایجاد مناطق با مومنتم کم در طرف مکنده پرهها بوجود آمده که جریان به سمت لبه پره حرکت میکند و از فاصله بین لبه تا پوسته به سمت فشاری پره به جریان در میآید.



شکل(۱۶): نمایش خطوط جریان بین پرهها.



Archive of SID

تغییرات عدد ماخ نسبی جریان در پرهها خیلی زیاد است. همانطوریکه در شکل ۱۷ نشان داده شده عدد ماخ نسبی جریان از حدود ۰/۵۹-۰/۰۱ در شعاعهای مختلف تغییر می *ک*ند.

۹– نتیجه گیری

کمپرسور گریز از مرکز یک توربوشارژر توسط نرم افزار فلوئنت با روش مختصات دوّار چند منظوره در یک دستگاه مختصات حركت نسبى مدل شده است. هندسه كامل كميرسور كه شامل محفظه حلزوني نمايي، ديفيوزر، منطقه دوار، ورودی هوا و خروجی از کمپرسور است در نرم افزار ییش پردازش گمبیت، با ترکیبی از شبکه های منظم و نامنظم شبکه بندی شده است. مقایسه نسبت فشارها و دماهای عددی با نتایج تجربی خطای کمتر از ۲ درصد را نشان می دهد. در مقادیر خطای عددی مربوط به راندمان کمپرسور تا ۱۲/۷ درصد اختلاف بین نتایج عددی و نتایج تجربی مشاهده می شود. مجراهای خروجی بین یره های کمیرسور از نرخ جریان جرمی عبوری متفاوتی در هر یره برخوردار است که بخاطر توزیع غیر یکنواخت فشار استاتیک در محفظه حلزونی رخ میدهد. شکل غیر متقارن محفظه حلزونی، اغتشاشات جریان دایروی در خروجی یرمها نسبت به یکدیگر بوجود می آورد که باعث خارج شدن از حالت طراحی می شود. اثرات غیر پایایی که توسط تقابل شدید بین مناطق دوار با مناطق ساکن بوجود می آید توسط روش مختصات دوّار چند منظوره قابل پیش بینی نیست. مثلاً جریانات حلقوی که در خروجی پره های توربوماشینها ایجاد می شود در این حل مشاهده نشده است، ولی روش مختصات دوار چند منظوره توان پیش بینی قابل قبولی در مشخص کردن اثرات جریانات ثانویه و برگشتی بین پرهها دارد.

مراجع

 Chen, H. and Conner, W., "Turbocharger Compressor Development for Passenger Car Gasoline Engine Applications", J. IMechE, C602/016, pp. 13-23, 2002.

- Thakker, A. and Houigan, F., "Computational Fluid Dynamics Analysis at 0.6m, 0.6 Hub to Tip Ratio Impulse Turbine with Fixed Guide Vanes", Int. J. Renewable Energy, Vol. 30, No. 9, pp. 1387-1399, 2005.
- Tamm, A., Gugau, M., and Stoffel, B., "Experimental and 3-D Numerical Analysis of the Flow Field in Turbomachines, Part 2", Int. Congress on Quality Assessment of Numerical Simulation in Eng., Univ. of Conception, 2002.
- 4. GAMBIT Modeling Guide, FLUENT Inc., 1998.
- Tamm, A., Gugau, M., and Stoffel, B., "Experimental and 3-D Numerical Analysis of the Flow Field in Turbomachines, Part 1", Int. Congress on Quality Assessment of Numerical Simulation in Eng., Univ. of Conception, 2002.
- Lam, J.K.W., Robert, Q.D.H., and Macdonnell, G., "Flow Modeling of a Turbocharger Turbine under Pulsating Flow", The 7th Conf. on Turbocharger and Turbocharging, London, pp. 181-197, 2002.
- Speziale, C.G., "On Nonlinear K-l and K-ε Models of Turbulence", J. Fiuid Mech., Vol. 178, pp. 459-475, 1987.
- 8. FLUENT5 User's Guide, FLUENT Inc., 1998.
- NG, E.Y.K. and Tan, S.T., "Evaluation of Turbulence Models for Machinery Application", Proceedings of the Third ASMW/JSME Joint Fluids Eng. Conf., San Francisco, CA, USA, 1999.
- Larosiliere, L.M. and Skoch, G.J., "Aerodynamic Synthesis of a Centrifugal Impeller, Using CFD and Measurements", AIAA Paper, 97-2878, 1997.
- Chapman, K.S., Kuiper, D.G., and Keshavarz, A., "Field Turbocharger Compressor Performance Enhancement by Minor Flow Modification", GMRC Gas Machinery Conf., New Mexico, October 4- 6, 2004.
- Skoch, G.J., Prahst, P.S., Wernet, M.P., Wood, J.R., and Strazisar, A.J. WWaser Schemometer Measurement of the Flow Field in a 4:1 Pressure Ratio Centrifugal Impeller", NASA-T.M.-A090033, 1997.