

شبیه سازی عددی جریان داخل کمپرسور یک توربوشارژر

مرتضی بیاتی^۲

دانشکده مهندسی مکانیک

دانشگاه صنعتی امیرکبیر

(تاریخ دریافت: ۱۳۸۵/۰۷/۲۴؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۸۶/۰۴/۲۰)

محمد طیبی رهنی^۱

دانشکده مهندسی هوافضا

دانشگاه صنعتی شریف

چکیده

در این تحقیق، جریان درون کمپرسور گریز از مرکز یک توربوشارژر با جزئیات کامل جریان بین پره‌ها، دیفیوزر و محفظه حلزونی شبیه‌سازی عددی شده و عملکرد سیستم بدست آمده است. در شبیه‌سازی مناطق دوار از روش پایا-نیمه‌پایای دستگاه مختصات دوار 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 می‌شود و این موضوع به توانایی روش‌های عددی استفاده شده در شبیه‌سازی جریان‌ات پیچیده، همچون توربوماشین‌ها، دلالت دارد. نتایج بر وجود جریان‌ات ثانویه و برگشتی بین پره‌ها دلالت می‌کند. همچنین، شکل محفظه حلزونی و محل زبانه آن تأثیر زیادی بر مقدار افزایش فشار کمپرسور داشته و باعث اغتشاشاتی در جریان خروجی از پره‌ها می‌شود.

واژه های کلیدی: کمپرسور گریز از مرکز، شبیه سازی عددی، دستگاه مختصات دوار چند چرخشی (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 its efficiency.

Keywords: Centrifugal Compressor, Computational Simulation, Multiple Rotating Reference Frame (MRF)

www.SID.ir

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 غیر پایا 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 دوار چند منظوره^۲ MRF معروف است، مقادیر محاسبه شده در هر ناحیه را به ناحیه دیگر منتقل می کند [۲].

برای اعتبار بخشی 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 آن ها است.

۲- تولید شبکه

معمولاً تولید شبکه یکی از مهم ترین و زمان برترین بخش های یک شبیه سازی 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 آن جا که دیواره ها و پره ها، دارای انحناهای زیادی می باشند، شبکه نامنظم چهاروجهی اگرچه زمان حل را افزایش می دهد، دارای تطبیق بهتری با هندسه است. برای حل کننده های حجم محدود^۳، شبکه منظم شش وجهی توصیه می شود؛ چرا که دارای همگرایی بهتر و دارای تکرارهای کمتر می باشد [۳]. در این مقاله، به دلیل هندسه پیچیده کمپرسور توربوشارژر، در فضای بین پره ها و محفظه حلزونی نمایی پیرامون آن از شبکه چهار وجهی استفاده شده است و در نواحی دیفیوزر، ورودی و خروجی کمپرسور شبکه شش وجهی مورد استفاده قرار گرفته است. استفاده از شبکه نامنظم چهاروجهی در منطقه پره ها باعث انطباق بهتر شبکه با هندسه پره ها شده و در مکان های دارای گردایان- های شدید از شبکه ریزتر استفاده شده است. برای تولید

استفاده از دینامیک سیالات عددی (CFD) برای محاسبات جریان درون توربوماشین ها رو به افزایش است. ترکیب محاسبات عددی و اندازه گیری های عملی، ابزار مکملی برای شبیه سازی، طراحی، بهینه سازی و از همه مهم تر محاسبات میدان جریان و به دست آوردن منحنی مشخصه توربوماشین ها به وجود می آورد. توربوشارژرها که در حقیقت ترکیبی از یک توربین و یک کمپرسور گریز از مرکز با نسبت افزایش فشار کم می باشند چندین سال است برای افزایش قدرت خروجی موتورهای هواسوز مورد استفاده واقع می شوند. هر چند کاربرد آن ها 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 کمپرسور و پایین بودن ممان زاویه ای و اینرسی آن می باشد. استفاده از کمپرسورهای کوچک تر سبب کاهش اینرسی سیستم می شود ولی در میزان جرم هوای ورودی و راندمان بالا ایجاد مشکل می نماید. در نتیجه، برای ارضاء عملکرد کمپرسور و بالا بردن راندمان آن، تحقیق و بررسی روی آیرودینامیک پره ها 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 اینگونه توربوماشین ها است. این ویژگی ها همراه با هندسه پیچیده پره ها و محفظه حلزونی آن ها، باعث مشکل شدن بررسی جریان می شود.

در این تحقیق، برای حل معادلات ناویر- استوکس از نرم افزار تجاری فلونت 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

1- Frozen Rotor

2- Multiple Rotating Reference Frame

3- Finite Volume

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 شبه‌سازی می‌باشد. استفاده از دینامیک سیالات برای محاسبه پارامترهای جریان داخل توربوماشین‌ها 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 لایه مرزی و
- اثرات تراکم‌پذیری.

با روش دستگاه مختصات دوآر چند منظوره می‌توان 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 دوآر می‌باشند. در نواحی چرخشی به معادلات مومنتم، ترم‌های شتاب کریولیس و شتاب جانب مرکز به صورت رابطه (۱) به عنوان ترم‌های اضافی وارد می‌شوند [۶].

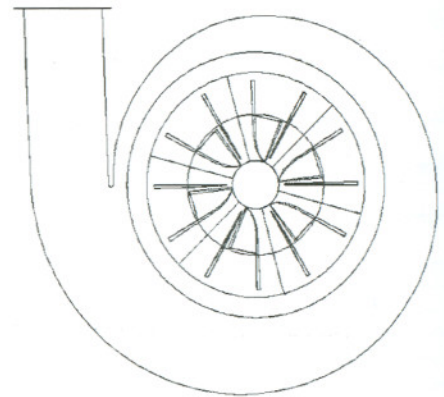
$$\frac{DV_r}{Dt} + 2 \times \Omega \times V_r - \Omega \times \Omega \times \vec{r} \cdot \quad (1)$$

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

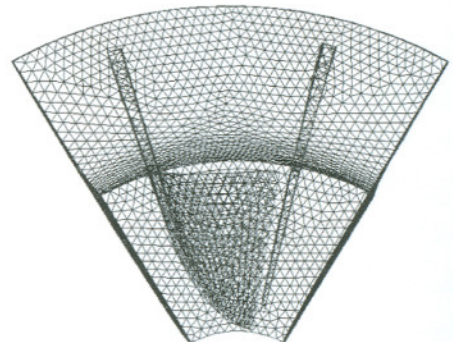
$$V_r = V - \Omega \times \vec{r} \cdot \quad (2)$$

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

شبه، 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. کمپرسور به پنج ناحیه ورودی، ناحیه دوآر (که شامل پره‌ها می‌شود)، ناحیه دیفیوزر، محفظه حلزونی پیرامونی و مجرای خروجی تقسیم می‌شود. کل نواحی آن با ۶۵۵,۳۲۲ سلول شبکه بندی شده است. شکل ۱-الف هندسه کمپرسور و شکل ۱-ب شبکه‌بندی آن را نشان می‌دهد.



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



شکل (۱-ب): شبکه منظم در بین دو پره متوالی.

Archive of SID

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 دوار 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 (۱): مقایسه شرایط مرزی مختلف با نتایج تجربی.

جرم هوای ورودی (Kg/s)	نسبت افزایش فشار	
۰/۰۷	۱/۱۴	کار تجربی
۰/۰۷	۱/۱۳	شرط مرزی ورودی دبی
۰/۰۷	۱/۱۷	شرط مرزی ورودی فشار

۵- حساسیت حل به شبکه

برای معتبرسازی نتایج عددی، بررسی حساسیت حل به شبکه از اهمیت زیادی برخوردار است. مدل آشفستگی کا-اِپسیلون 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 y^+ استفاده می‌شود. از نتایج تجربی در ناحیه نزدیک دیواره، y^+ بین ۳۰ تا ۶۰ است ولی بسیاری از محققان آنرا حتی تا ۵۰۰ در نظر گرفته‌اند.

کا-اِپسیلون ($k-\epsilon$) و از نوع RNG^۱ به کار گرفته شده که در مقایسه با انواع معمولی، برای مسائل توربومشین‌ها دارای دقت بهتری است و نرخ همگرایی سریع‌تری دارد [۷]. برای جبران اثرات دیواره و رینولدز پایین، نزدیک دیواره‌ها در روش کا-اِپسیلون از تابع رفتار دیواره کمکی^۲ استفاده شده است. اثرات تغییرات سریع گرادیان‌های 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^۴ قرار داده شده است. در ورودی دمای کل، شدت آشفستگی و قطر هیدرولیکی بایستی مشخص شود. شدت آشفستگی که به صورت نسبت جذر مربع نوسانات سرعت به سرعت میانگین تعریف می‌شود، از رابطه (۳) محاسبه شده است [۸].

$$\frac{\hat{u}'}{u_{ave}} \approx 0.16(\text{Re}_{D_H})^{-\frac{1}{8}}, \quad (3)$$

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، می‌توان Re_{D_H} 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

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- آزمایش های 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. جریان پایین دست و بالادست کمپرسور با فشارسنج و دبی سنج اندازه گیری شده اند. 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 کمپرسور چهار مرتبه انجام شده است. توربوشارژر مورد استفاده دارای دهانه ورودی دایروی به شعاع ۲۷/۸ میلی متر، شعاع ۲/۰۲۵ میلی متر در دهانه خروجی و شعاع دیسک پره ها ۴۱/۱۵ میلی متر می باشد. در ضمن، فاصله محوری دیسک تا لبه حمله پره های اصل ۲۶ میلی متر 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

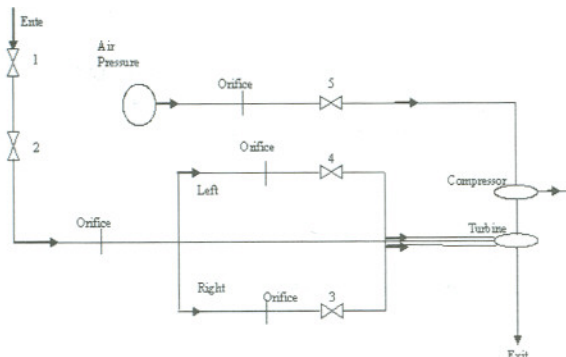
مقدار y^+ کوچک تر از ۱۱/۲۵ فیزیکی نیست و از مقادیر بالاتر از ۲۰۰ هم بایستی اجتناب کرد؛ زیرا در لایه مرزی گردابه های زیادی تشکیل می شود و این موضوع دلالت بر زیر و درشت بودن شبکه دارد و بایستی شبکه محاسباتی شود [۹]. برای ریزتر کردن شبکه از تطبیق دادن شبکه استفاده شده است. همچنین، می توان یک مسأله را با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

جدول (۲): مشخصات شبکه های مختلف حل.

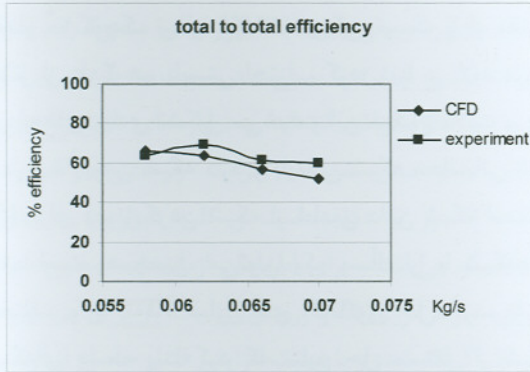
تعداد سلول	تعداد نود	بیشینه y^+	میانگین y^+	کمینه y^+
۵۰۰,۱۵۴	۱,۰۸۱,۵۰۱	۳۵۰	۶۴/۵	۲۵
۶۵۵,۳۲۲	۱,۴۲۱,۶۱۲	۲۰۰	۵۲/۸	۲۰
۸۱۲,۶۱۸	۱,۷۱۵,۸۷۷	۱۶۰	۴۷/۱۳	۱۵
۱,۰۱۲,۳۳۴	۲,۰۱۵,۳۴۲	۹۸	۲۳	۱۳

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 رایانه ای موجود، شبکه دوم به عنوان شبکه مناسب انتخاب شده و منحنی عملکردی کمپرسور و ساختار جریان با www.SID.ir سلول محاسبه شده است.



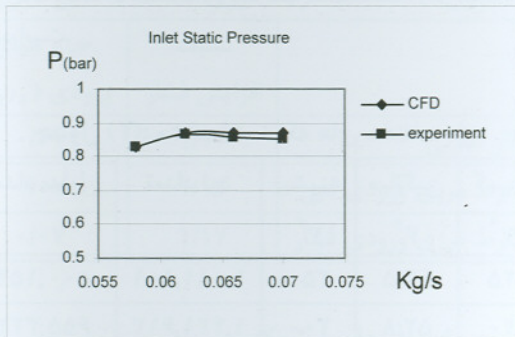
شکل (۲): نحوه قرارگیری توربوشارژر در آزمایشگاه.

Archive of SID

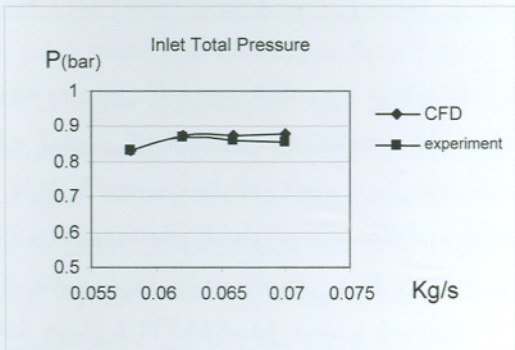


شکل (۴): مقایسه راندمان.

در اینگونه کمپرسورها بر خلاف کمپرسورهای جریان محوری، منحنی راندمان دارای نقطه اوج نمی‌باشد و کمپرسور در تمامی محدوده کاری خود از حیث نرخ جرم هوای ورودی، دارای راندمان بالایی است. در شکل‌های ۵-۶ کمیت فشار استاتیک و فشار سکون در ورودی به کمپرسور در حالت‌های تجربی و عددی مقایسه شده‌اند.



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



شکل (۶): فشار سکون ورودی بر حسب شدت جریان.

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

۷- عملکرد کمپرسور گریز از مرکز

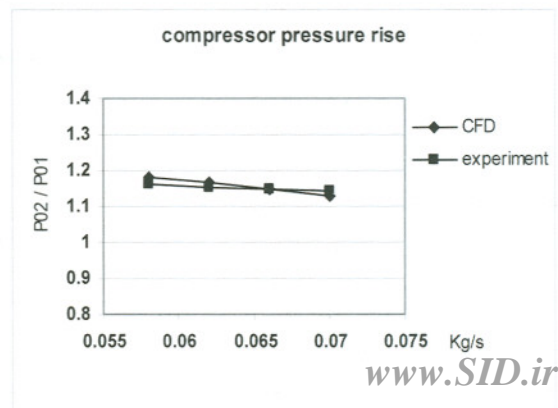
به خاطر دور زیاد کمپرسور، جریان داخل آن تراکم پذیر می‌باشد و نسبت افزایش فشار کمپرسور که به صورت رابطه (۴) تعریف می‌شود در دور ثابت، تابعی از جرم هوای ورودی است [۱۰].

$$\pi = \frac{P_{tot,2}}{P_{tot,1}}, \quad (4)$$

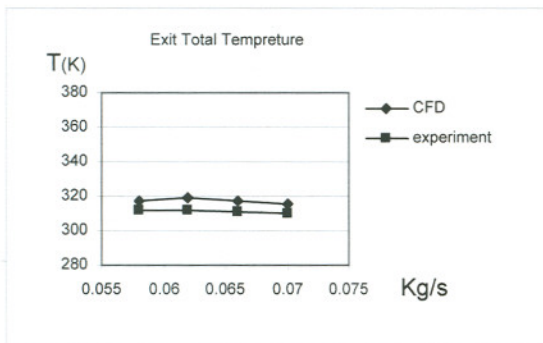
که در آن، $P_{tot,1}$ و $P_{tot,2}$ به ترتیب فشار سکون در ورودی و خروجی طبقه کمپرسور می‌باشند. راندمان کمپرسور نیز به صورت رابطه (۵) محاسبه می‌شود که در آن، γ ضریب گرمایی ویژه و $T_{tot,1}$ و $T_{tot,2}$ دمای سکون در ورودی و خروجی می‌باشند.

$$\eta = \frac{T_{tot,1} \left[\pi^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]}{T_{tot,2} - T_{tot,1}}. \quad (5)$$

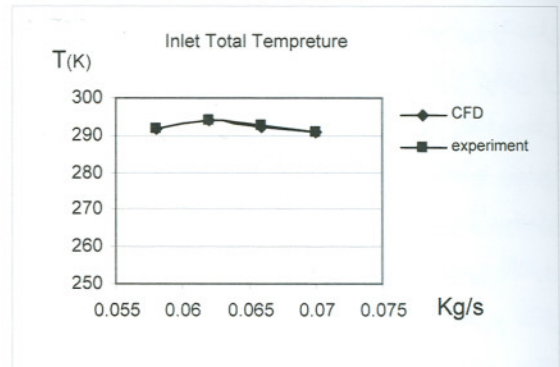
در شکل‌های ۳-۴ نسبت افزایش فشار و راندمان کمپرسور در حالت‌های کار تجربی و عددی مقایسه شده است.



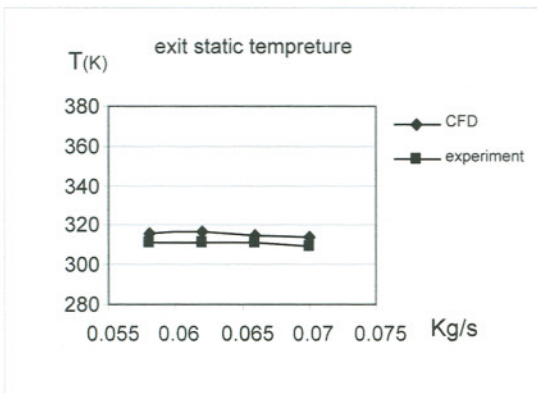
شکل (۳): مقایسه نسبت افزایش فشار.



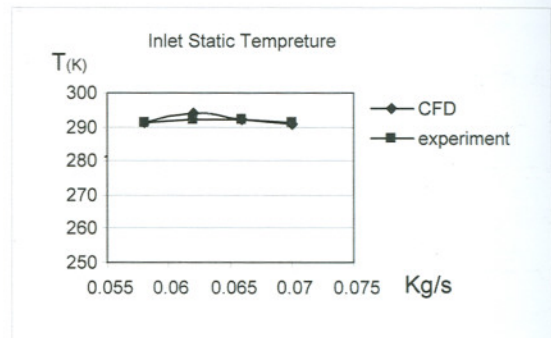
شکل (۱۱): دمای سکون خروجی بر حسب شدت جریان.



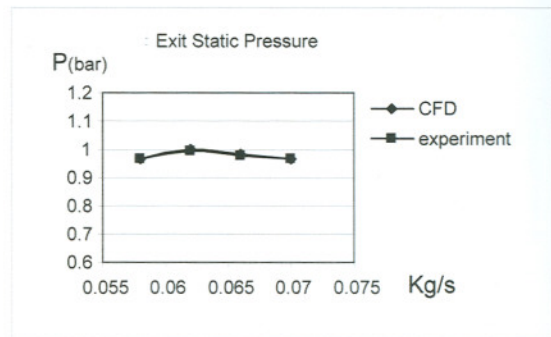
شکل (۷): دمای سکون ورودی بر حسب شدت جریان.



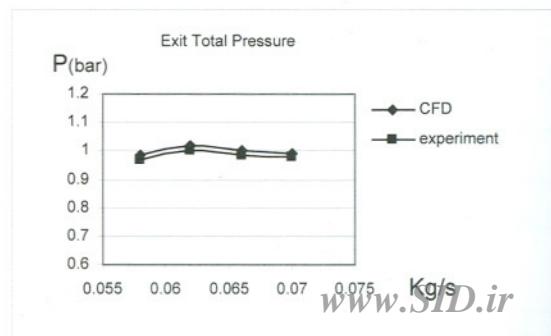
شکل (۱۲): دمای استاتیک خروجی بر حسب شدت جریان.



شکل (۸): دمای استاتیک ورودی بر حسب شدت جریان.



شکل (۹): فشار استاتیک خروجی بر حسب شدت جریان.



شکل (۱۰): فشار سکون خروجی بر حسب شدت جریان.

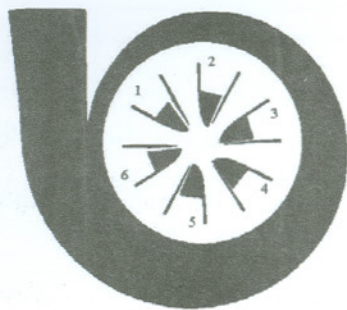
در شکل‌های ۷-۸ دماهای سکون و استاتیک و در شکل‌های ۹-۱۰ کمیت فشار استاتیک و فشار سکون در مقطع خروجی کمپرسور و در شکل‌های ۱۱-۱۲ دماهای سکون و استاتیک در مقطع خروجی کمپرسور مقایسه شده‌اند. در دبی جرمی دوم، مقداری افزایش در فشار و دما و همچنین، افزایش در راندمان کمپرسور مشاهده می‌شود که به دلیل نزدیک بودن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

۸- الگوی جریان

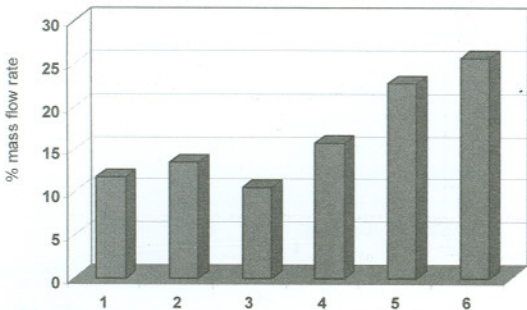
الگوی جریان درون ناحیه محاسباتی در شکل‌های ۱۳-۱۴ نشان داده شده‌اند. شکل ۱۳ خطوط هم‌تراز فشار استاتیک

Archive of SID

شکل ۱۵ درصد جریان جرمی عبوری از هر پره را نشان می‌دهد. 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 می‌باشند، کمترین نرخ جریان و پره‌های مجاور به بیشترین سطح مقطع، دارای نرخ جرمی بالاتری هستند. شکل ۱۵-الف ترتیب شماره‌گذاری پره‌ها و شکل ۱۵-ب درصد جریان جرمی را نشان می‌دهد. طبق شکل ۱۵، نرخ جریان تا ۱۵ درصد در کانال‌های مختلف پره‌ها تغییر می‌کند.



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

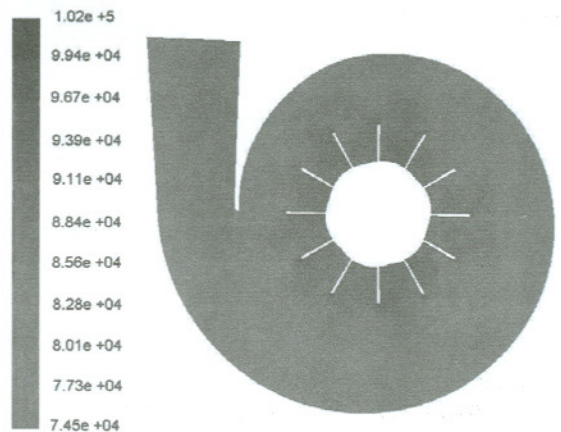


شکل (۱۵-ب): درصد جریان جرمی گذرنده از هر پره.

جریان‌ات ثانویه که به پدیده درز نوک^۱ معروف است در توربوماشین‌ها 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 می‌گردند باعث

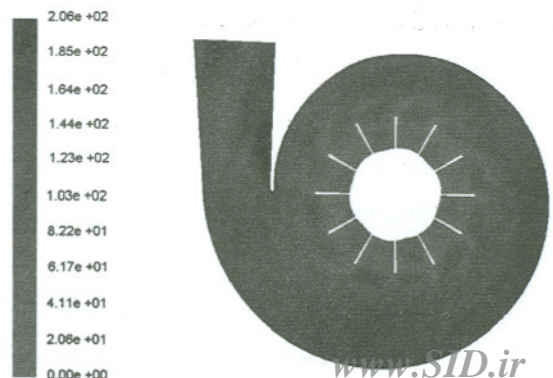
1- Tip Clearance
2- Pressure Side
3- Suction Side

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. ۲۵-۳۳ 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 می‌شود با بقیه پره‌ها تفاوت دارد.



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

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 ۰/۵۹-۰/۱۰ در شعاع‌های مختلف تغییر می‌کند.

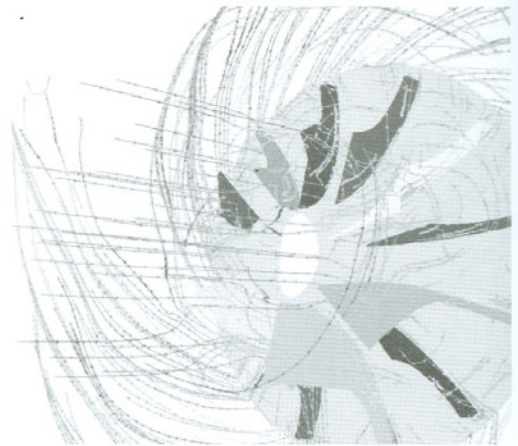
۹- نتیجه‌گیری

کمپرسور گریز از مرکز یک توربوشارژر توسط نرم افزار فلونت با روش مختصات دوآر چند منظوره در یک دستگاه مختصات حرکت نسبی مدل شده است. هندسه کامل کمپرسور که شامل محفظه حلزونی نمایی، دیفیوزر، منطقه دوآر، ورودی هوا و خروجی از کمپرسور است در نرم افزار پیش 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 می‌دهد. در مقادیر خطای عددی مربوط به راندمان کمپرسور تا ۱۲/۷ درصد اختلاف بین نتایج عددی و نتایج تجربی مشاهده می‌شود. مجزاهای خروجی بین پره‌های کمپرسور از نرخ جریان جرمی عبوری متفاوتی در هر پره برخوردار است که بخاطر توزیع غیر یکنواخت فشار استاتیک در محفظه حلزونی رخ می‌دهد. شکل غیر متقارن محفظه حلزونی، اغتشاشات جریان دایروی در خروجی پره‌ها نسبت به یکدیگر بوجود می‌آورد که باعث خارج شدن از حالت طراحی می‌شود. اثرات غیر پایایی که توسط تقابل شدید بین مناطق دوآر با مناطق ساکن بوجود می‌آید توسط روش مختصات دوآر چند منظوره قابل پیش بینی نیست. مثلاً جریانات حلقوی که در خروجی پره‌های توربوماشین‌ها ایجاد می‌شود در این حل مشاهده نشده است، ولی روش مختصات دوآر چند منظوره توان پیش بینی قابل قبولی در مشخص کردن اثرات جریانات ثانویه و برگشتی بین پره‌ها دارد.

مراجع

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

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 آن‌ها 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 مومنت 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.



شکل (۱۷): کانتور عدد ماخ نسبی در روی یک پره اصلی.

Archive of SID

2. 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.
3. 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.
5. 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.
6. 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.
7. Speziale, C.G., "On Nonlinear $K-l$ and $K-\varepsilon$ Models of Turbulence", J. Fluid Mech., Vol. 178, pp. 459-475, 1987.
8. FLUENT5 User's Guide, FLUENT Inc., 1998.
9. 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.
10. Larosiliere, L.M. and Skoch, G.J., "Aerodynamic Synthesis of a Centrifugal Impeller, Using CFD and Measurements", AIAA Paper, 97-2878, 1997.
11. 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.
12. Skoch, G.J., Prahst, P.S., Wernet, M.P., Wood, J.R., and Strazisar, A.J., "Wind Tunnel Flowmeter Measurement of the Flow Field in a 4:1 Pressure Ratio Centrifugal Impeller", NASA-T.M.-A090033, 1997.