



تأثیر تغییر نسبت فشار بر مشخصه‌های عملکرد یک توربین جریان شعاعی دوقلو با استفاده از مدل‌سازی هندسی و شبیه‌سازی جریان

مرضیه نادران طحان^۱، سید سعید بحرینیان^{۲*}

۱- دانشجوی کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید چمران اهواز

۲- دانشیار مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید چمران اهواز

* اهواز، کد پستی ۶۱۳۵۷-۸۳۱۵۱، bahrainian@scu.ac.ir

چکیده- در این مقاله تأثیر نسبت فشار بر مشخصه‌های عملکرد یک توربین شعاعی دوقلو با استفاده از طراحی به کمک کامپیوتر (CAD) و دینامیک سیالات محاسباتی (CFD) بررسی شده است. ابتدا مدل هندسی مجراهای عبور سیال در توربین با به‌کارگیری هم‌زمان ابزارهای اندازه‌گیری و نرم‌افزار طراحی به کمک کامپیوتر ایجاد شده است. به دلیل پیچیده بودن هندسه مجراها، از سلول‌های چهار وجهی بی‌سازمان برای تولید شبکه در ناحیه محاسباتی استفاده شد. جریان سه بعدی با شرایط پایا، لزج، و تراکم‌پذیر با استفاده از روش چارچوب مرجع چندگانه (MRF) حل شد. نمودارهای مشخصه توربین از پس‌پردازش نتایج شبیه‌سازی جریان به دست آمد. تغییرات پارامتر دبی جرمی، پارامتر گشتاور تحویلی روتور و بازده کل به استاتیک توربین بر حسب نسبت فشارهای مختلف رسم شده است. نتایج نشان می‌دهند که در سرعت دورانی ثابت، افزایش نسبت فشار منجر به افزایش پارامتر نرخ دبی جرمی تا حد خفگی توربین می‌شود، در حالی که بازده کل به استاتیک توربین کاهش و گشتاور خروجی توربین افزایش می‌یابد.

کلیدواژه‌گان: توربین شعاعی دوقلو، شبکه چهار وجهی، نمودارهای مشخصه، چارچوب مرجع چندگانه.

The effect of pressure ratio variations on performance characteristics of a radial twin entry turbine using geometrical modeling and flow simulation

M. Naderan Tahan¹, S. S. Bahrainian^{2*}

1- MSc. Student, Mech. Eng., Shahid Chamran Univ., Ahwaz, Iran

2- Assoc. Prof., Mech. Eng., Shahid Chamran Univ., Ahwaz, Iran

* P.O.B. 61357-83151, Ahwaz Iran. bahrainian@scu.ac.ir

Abstract- In this paper the effect of pressure ratios on the performance characteristics of a radial twin entry turbine is investigated using computer aided design (CAD) and computational fluid dynamics (CFD). First, geometric models of the turbine flow passages are constructed by simultaneous use of measuring tools and computer aided design software. Because of geometrical complexity of flow passages, tetrahedral cells are used to generate unstructured grid in the computational domain. Three dimensional flow of steady, viscous, and compressible nature is solved by Multiple Reference Frame (MRF) technique. Characteristic curves of the turbine are obtained by post processing flow simulation results. Mass flow parameter, delivered torque parameter and total to static turbine efficiency are plotted against different pressure ratios. Results show that at constant rotational speed, increasing pressure ratio leads to increase in mass flow parameter until choke limit while the total to static efficiency decreases and delivered torque increases.

Keywords: Radial Twin Entry Turbine, Tetrahedral Grid, Characteristic Diagrams, Multiple Reference Frame (MRF).

۱- مقدمه

توربین گازی جریان شعاعی اولین بار به عنوان موتور جت هواپیما در اواخر دهه ۱۹۳۰ استفاده شد. این نوع توربین در صنعت حمل و نقل به عنوان توربوشارژر در هر دو نوع موتور دیزلی و اشتعال جرقه‌ای، در صنایع هوایی برای تولید قدرت کمکی در هواپیماها و هلیکوپترها و در صنایع نفت، گاز و پتروشیمی به عنوان منبسط کننده گاز برای بازیابی انرژی از افت فشار در ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز و در سیستم‌های کریونیک^۱ به کار گرفته می‌شود.

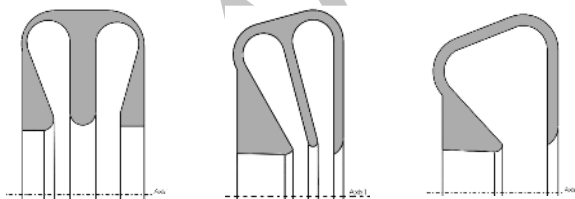
توربین جریان شعاعی از ماشین‌های دوار با هندسه پیچیده به حساب می‌آید، از این رو بسیاری از مدل‌سازی‌ها تاکنون به صورت یک بعدی همراه با آزمایش تجربی انجام شده است [۲،۱]. در مدل‌سازی یک بعدی فرض می‌شود که خواص سیال بر روی صفحه عمود بر مسیر جریان یکسان است و فقط در جهت حرکت سیال تغییر می‌کند [۱]. تحلیل عددی این روش که بر اساس الگوسازی یک بعدی جریان و به کار بردن ضرایب افت تجربی اجزای مختلف توربین است یک روش سریع، کم هزینه و وابسته به منحنی مشخصه‌هایی است که توسط سازندگان توربین ارائه می‌شود [۲]. تحلیل یک بعدی اغلب نتایج مفید و قابل قبولی دارد اما به دلیل منظور نشدن اثرات سه‌بعدی جریان دارای ضعف است. همچنین بسیاری از جزئیات حرکت سیال مانند الگوی جریان، گردابه‌ها، چگونگی توزیع دما و فشار در قسمت‌های مختلف قابل مشاهده و تحلیل نیستند [۲]. بنابراین برای دستیابی به پاسخ‌های دقیق‌تر بررسی سه‌بعدی جریان اجتناب‌ناپذیر است.

تولید مدل هندسی اجسام با هندسه پیچیده و نیز شبیه‌سازی جریان درون مجراهای ماشین‌های دوار در سال‌های اخیر مورد توجه قرار گرفته است [۳-۶]. این تحقیقات به استفاده از طراحی به کمک کامپیوتر^۲ برای مدل‌سازی و استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی^۳ برای شبیه‌سازی و حل معادلات حاکم تأکید داشته‌اند [۸،۷].

هزینه بالای آزمایش‌های تجربی در فرایند طراحی و بهینه‌سازی توربین‌ها را می‌توان با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی کاهش داد و بدین ترتیب می‌توان منحنی‌های

مشخصه توربین را بدون نیاز به آزمون‌های زمان‌بر و گران قیمت به ازای هندسه‌های مختلف به دست آورد [۵،۴]. طراحی و ساخت ماشین‌های دوار با هندسه پیچیده نیازمند دانش و تکنولوژی پیشرفته است. سازندگان اطلاعات طراحی و ساخت این محصولات را در اختیار مصرف کنندگان قرار نمی‌دهند. بسیاری از جزئیات حرکت سیال در ماشین‌های دوار با شبیه‌سازی سه‌بعدی جریان قابل مشاهده و تحلیل است [۹-۱۲]. البته این امر مستلزم به دست آوردن هندسه پیچیده مجراهای درونی ماشین‌های دوار است. بنابراین مراحل تولید شبکه و حل جریان سه‌بعدی در توربین نیازمند مدل‌سازی هندسی محفظه و روتور است [۳-۵].

توربین جریان شعاعی سه جزء اصلی دارد: محفظه، روتور و دیفیوزر^۴. وظیفه محفظه حلزونی^۵ شکل، هدایت و شتاب دادن به جریان ورودی روتور و ایجاد مؤلفه مماسی سرعت در روتور است که ممکن است پره راهنما هم داشته باشد [۱۳،۱۴]. محفظه‌ای که پره راهنما ندارد به دو صورت تک ورودی^۶ و دو ورودی (ورودی دوقلو)^۷ ساخته می‌شود. محفظه دو ورودی می‌تواند به دو گونه باشد، در گونه اول هندسه مقطع ورودی سمت پوسته^۸ و پایه^۹ تقریباً یکسان و دارای زاویه برابر و مخالف جهت همدیگر است که محفظه متقارن نامیده می‌شود. در گونه دیگر ورودی سمت پوسته مایل قرار می‌گیرد در حالی که ورودی سمت پایه به صورت عمودی است که در این حالت محفظه غیر متقارن نامیده می‌شود [۱]. سطح مقطع این سه نوع محفظه در تصاویر شماتیک شکل ۱ نمایش داده شده است.



الف- تک ورودی ب- دو ورودی نامتقارن ج- دو ورودی متقارن

شکل ۱ انواع محفظه توربین جریان شعاعی

4. Diffuser
5. Spiral Casing
6. Single Entry
7. Twin Entry
8. Shroud
9. Hub

1. Cryogenic
2. Computer Aided Design (CAD)
3. Computational Fluid Dynamics (CFD)

جریان تراکم‌پذیر و لزج از ویژگی‌های مهم شبیه‌سازی جریان در توربین شعاعی است. عبور سیال از مجراهای دورانی ماشین‌های دوار سبب تمایز این مسائل با دیگر مسائل مهندسی شده است.

برای به دست آوردن هندسه پیچیده مجراهای توربین، از ترکیب اندازه‌گیری مستقیم ابعاد در دسترس و به‌کارگیری هم‌زمان نرم‌افزار استفاده شده است. از نرم‌افزار سالیدورکس^۱ به منظور ثبت داده‌های اندازه‌گیری شده و ایجاد مدل هندسی سه‌بعدی مجراهای سیال درون توربین استفاده شده است.

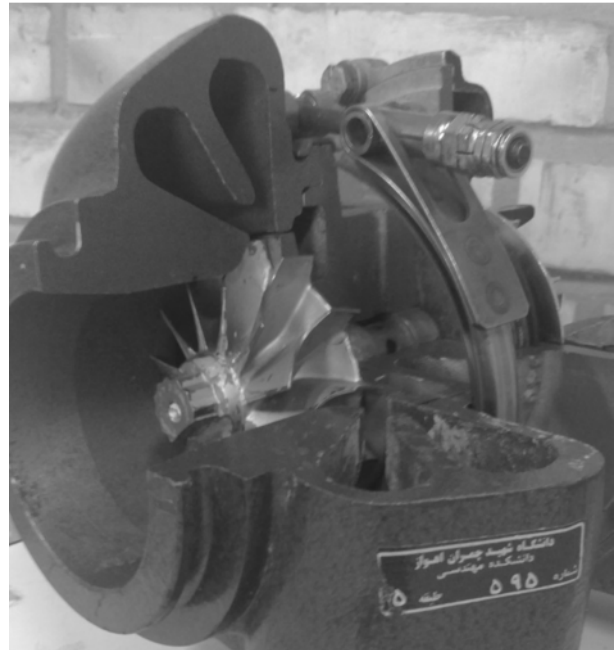
به دلیل پیچیدگی هندسه مجرای حلزونی و بین پره‌ها، از شبکه چهار وجهی بی‌سازمان برای گسسته‌سازی ناحیه محاسباتی استفاده شده است. معادلات حاکم بر نواحی دورانی این ماشین در چارچوب مرجع متحرک^۲ بیان می‌شود. برای حل معادلات ناویر-استوکس از نرم‌افزار تجاری فلونت^۳ استفاده شده و جریان درون محفظه و روتور توربین به صورت سه‌بعدی شبیه‌سازی شده است. با توجه به در نظر گرفتن اثرات تراکم‌پذیری، قانون گاز کامل و معادله انرژی نیز وارد می‌شوند.

۲- مدل‌سازی هندسی

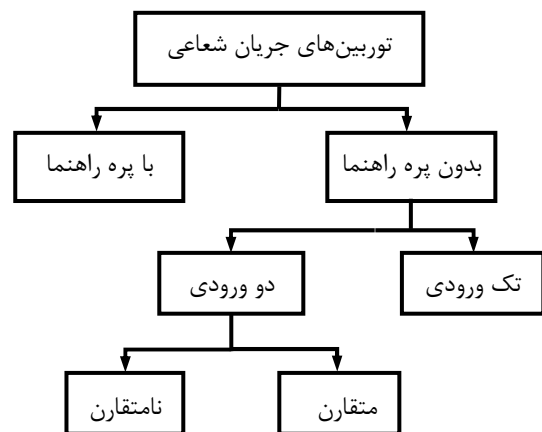
روش‌های گوناگونی برای مدل‌سازی هندسی و اندازه‌گیری ابعاد اجسام وجود دارد. خط‌کش، کولیس، ریزسنج، کمان‌سنج و پیستوله، قالب‌گیری، الگوی هندسی و دستگاه‌های ابعادبرداری تماسی و نوری ابزارهایی برای اندازه‌گیری ابعاد اجسام با هندسه مجهول هستند. هر کدام از روش‌ها و ابزارهای اندازه‌گیری با توجه به هندسه، ابعاد و امکان جابه‌جایی جسم، وقت و هزینه، محدودیت‌هایی دارند. در این تحقیق روش کاربرد هم‌زمان ابزارهای اندازه‌گیری و نرم‌افزار طراحی به کمک کامپیوتر استفاده شده است. این روش علاوه بر مفید بودن برای مهندسی معکوس، برای درک مراحل طراحی وسایل با هندسه پیچیده که نقشه‌های ساخت آن‌ها در دسترس نیست نیز مفید است. همچنین با این روش امکان ایجاد مدل جامد مجراهای عبور سیال به طور مستقیم وجود دارد.

محفظه توربین به دلیل داشتن انحنا در مجرای ورودی و شکل خاص برای شتاب دادن به جریان سیال هندسه

توربین بررسی شده در این تحقیق بدون پره راهنما با دو ورودی نامتقارن است. روتور توربین جریان شعاعی دارای ۱۲ پره است. تصویر محفظه برش خورده توربین به همراه روتور درون آن در شکل ۲ نشان داده شده است. همچنین، شکل ۳ نوع توربین این تحقیق را در میان دسته‌بندی انواع توربین‌های جریان شعاعی نشان می‌دهد.



شکل ۲ محفظه برش خورده و روتور توربین مدل‌سازی شده



شکل ۳ دسته‌بندی انواع توربین‌های جریان شعاعی

در توربین جریان شعاعی، سیال با عبور از محفظه و روتور از ورود تا خروج ۹۰ درجه می‌چرخد و کاملاً سه‌بعدی است.

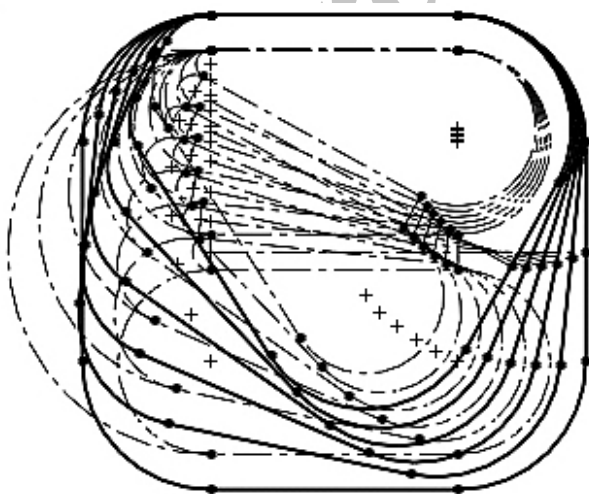
1. SolidWorks

2. Moving Reference Frame

3. Fluent

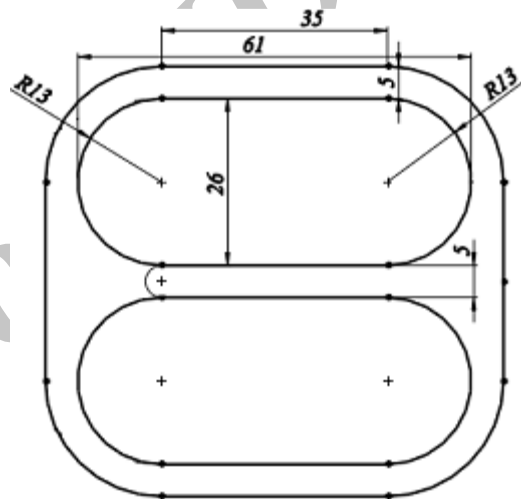
ابعاد مقطع‌های ورودی و افقی با استفاده از کولیس به دست آمده است و هندسه‌های ترسیم شده این دو مقطع به همراه اندازه در شکل‌های ۴- الف و ب نشان داده شده است. با استفاده از ۶ صفحه ترسیم در ناحیه ورودی و اعمال قیده‌های هندسی، مقاطع میانی به صورت ترسیم شده در شکل ۵ به دست آمد.

بعد از مقطع افقی، هندسه پوسته به صورت یک حلزونی است. در این ناحیه زاویه بین دو شیار ثابت است و فقط اندازه آن‌ها بر اساس رفتار حلزونی تغییر می‌کند. از دایره مرجع و حلزونی برای کنترل اندازه مقاطع مجرای پوسته توربین استفاده شده است. برای این که به کمک ترسیم مقاطع، مدل جامد مجرای سیال در محفظه به دست آید، صفحات ترسیم در ۳۶۰ درجه با زاویه مناسب قرار داده شده است. استفاده از تعداد مناسب صفحه ترسیم برای برازش سطوح باعث می‌شود مدل ایجاد شده دارای شکستگی نباشد و انحنای به وجود آمده از دقت مطلوبی برخوردار باشد. در ناحیه حلزونی شکل، ۲۴ صفحه پیرامون دایره مرجع، حول محور Z با زاویه ۱۵ درجه نسبت به هم قرار داده شده‌اند. شکل‌های ۶ و ۷ به ترتیب تمام صفحات ترسیم به همراه مقاطع رسم شده روی آن‌ها و مدل جامد مسیر سیال در ناحیه ورودی و حلزونی را نشان می‌دهند. همچنین نمای ایزومتریک از مدل برش خورده مجرای محفظه در شکل ۸ نشان داده شده است.

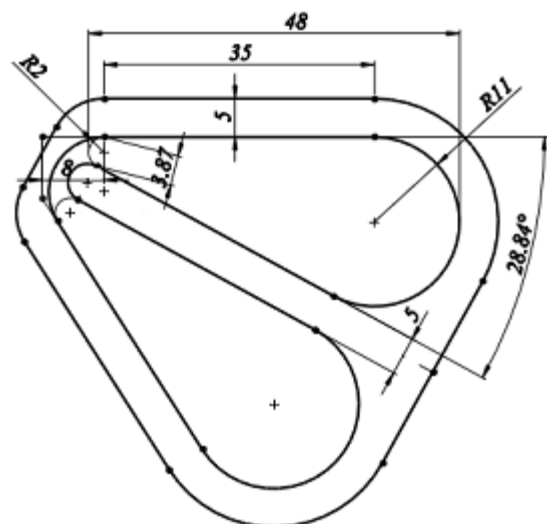


شکل ۵ چیدمان مقاطع در ناحیه ورودی محفظه

پیچیده‌ای دارد. پس از مطالعه و بررسی دقیق محفظه و اندازه‌گیری با کولیس و کمان‌سنج روابط هندسی منظمی بین سه مقطع در دسترس محفظه یعنی مقاطع ورودی، افقی و عمودی از پوسته به دست آمد. بدین ترتیب که مجرای عبور سیال هندسه‌ای شیار^۱ مانند است که فقط اندازه اضلاع و زاویه بین آنها تغییر می‌کند (شکل ۴). محفظه به دو بخش ورودی و حلزونی تقسیم شد. در ناحیه ورودی یک سطح وجود دارد که از مقطع ورودی تا مقطع افقی، یعنی ابتدای ناحیه دوم، ثابت باقی می‌ماند و زاویه بین دو شیار تغییر می‌کند. در واقع در منطقه ورودی محفظه پیچش وجود دارد.



الف- هندسه مقطع ورودی محفظه

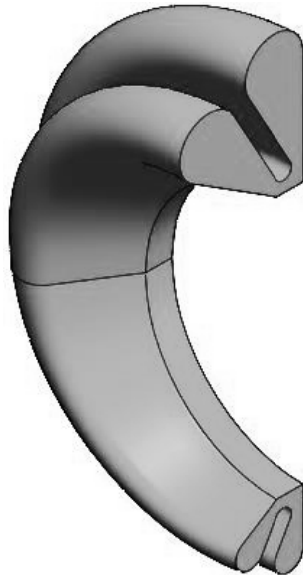


ب- هندسه مقطع افقی محفظه

شکل ۴ هندسه مقاطع ورودی و افقی محفظه (ابعاد به میلی‌متر)

1. Slot

مختلف برش داده می‌شود. به این وسیله پروفیل سطح مقطع یک مجرای چرخ توربین در نقاط مختلف و در امتداد انحنای پره به دست می‌آید.

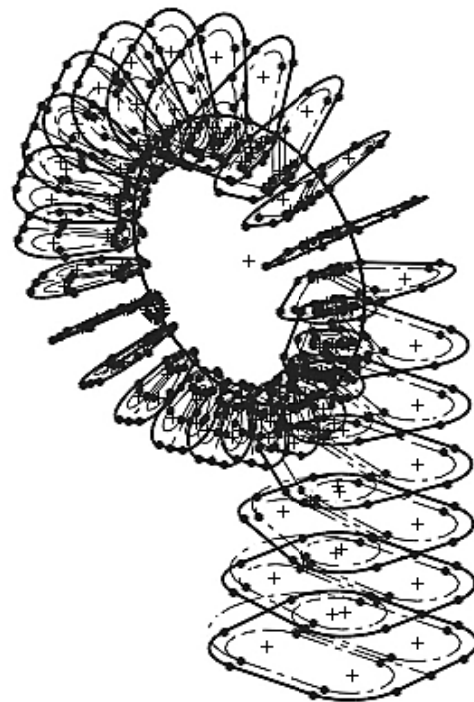


شکل ۸ مدل جامد برش خورده مجرای سیال درون محفظه

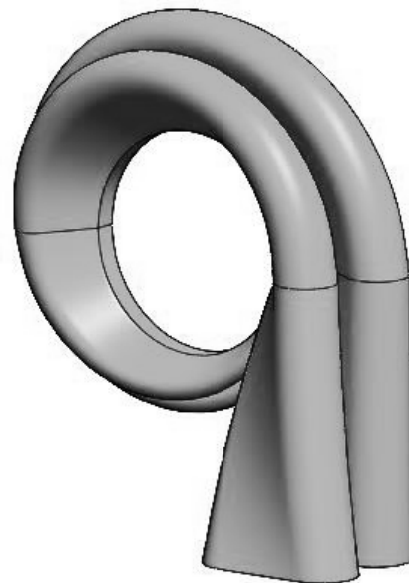
با برآزش پروفیل‌های رسم شده در نرم‌افزار طراحی به کمک کامپیوتر مدل جامد مجرای سیال ایجاد می‌شود. شکل ۹- الف و ب به ترتیب ترسیم پنج سطح مقطع از قالب برش خورده مجرا در مسیر انحنای پره و مدل جامد آن را نشان می‌دهند. مدل نهایی مجراهای سیال در روتور توربین با کنار هم قرار دادن ۱۲ مجرا حول محور روتور ایجاد می‌شود. مدل جامد سیال در دیفیوزر با استفاده از اندازه‌گیری با کولیس و انحناسنج و انتقال داده‌ها به نرم‌افزار طراحی به کمک کامپیوتر ایجاد شده است. با برهم‌نهی اجزای مدل شده می‌توان حجم یکپارچه مجراهای عبور سیال در توربین شعاعی دوقلو را ایجاد کرد. این مدل یکپارچه در شکل ۱۰ نشان داده شده است. بدین ترتیب ناحیه فیزیکی عبور جریان به دست می‌آید. در ادامه نحوه تبدیل این ناحیه فیزیکی به یک ناحیه محاسباتی مناسب شرح داده شده است.

۳- تولید شبکه محاسباتی

هدف نهایی تولید شبکه توزیع مناسب نقاط روی مرز و درون قلمرو فیزیکی است به گونه‌ای که کمترین خطای محاسباتی را به دنبال داشته باشد [۷].



شکل ۶ چیدمان مقاطع در مسیر محفظه



شکل ۷ مدل جامد مجرای سیال درون محفظه

مدل یک مجرای سیال در روتور به کمک قالب گرفتن از مجرای پیچیده عبور سیال و مدل‌سازی همزمان آن با نرم‌افزار طراحی به کمک کامپیوتر ایجاد می‌شود. ابتدا یک قالب از مجرای سیال بین دو پره ایجاد شد. برای انتقال اندازه‌های به دست آمده از قالب به نرم‌افزار، قالب در سطح مقطع‌های

با ایجاد شبکه محاسباتی مناسب می‌توان حل سیستم معادلات را تا حد زیادی ساده نمود و بالعکس انتخاب نامناسب محل نقاط شبکه می‌تواند باعث ناپایداری یا عدم همگرایی در حل شود [۸]. تولید شبکه محاسباتی یکی از مهم‌ترین و زمان‌برترین بخش‌های شبیه‌سازی عددی است. در مسائل ماشین‌های دوار از آنجا که دیواره‌ها و پره‌ها دارای انحناهای زیاد هستند، شبکه بی‌سازمان با سلول‌های چهار وجهی اگرچه زمان حل را نسبت به شبکه با سازمان افزایش می‌دهد، اما دارای تطبیق بهتری با هندسه است و برای هندسه‌های پیچیده این قابلیت را دارد که با تعداد سلول کمتر انحنای جسم را به طور مطلوب ایجاد کند. این امر هزینه‌های محاسباتی را مقدار زیادی کاهش می‌دهد [۵،۴]. بنابراین به دلیل کارایی مناسب شبکه‌های بی‌سازمان در نواحی با هندسه پیچیده از این نوع شبکه برای گسسته‌سازی میدان محاسباتی استفاده شده است. در این پژوهش گسسته‌سازی فضای سه‌بعدی مدل هندسی مجراهای عبور سیال توسط نرم‌افزار تولید شبکه گمبیت^۱ صورت گرفته و هندسه مجرای عبور سیال درون توربین به صورت سه‌بعدی در آن مدل شده است. شبکه محاسباتی در هر جزء به طور جداگانه ایجاد شده است. شکل ۱۱ اجزای توربین را با تعداد سلول ایجاد شده نشان می‌دهد. در شکل ۱۲ نمای نزدیک از شبکه ایجاد شده در مجرای یکپارچه توربین با ۳۴۶,۷۲۷ سلول چهار وجهی نمایش داده شده است. برای انتخاب شبکه محاسباتی با تعداد سلول‌های مناسب، حساسیت حل جریان با ریزتر شدن شبکه بررسی شده است. سه شبکه با تعداد سلول‌های مختلف ایجاد شد و نرخ دبی جرمی سیال به عنوان شاخص برای انتخاب شبکه با تعداد سلول‌های مناسب انتخاب شد (شبکه‌های ۱، ۲ و ۳). اختلاف نرخ دبی جرمی بر حسب درصد برای هر شبکه محاسبه و در ستون چهارم جدول ۱ نشان داده شده است.

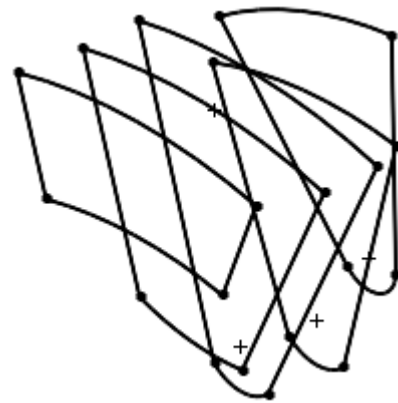
جدول ۱ نرخ دبی جرمی به ازای شبکه‌های محاسباتی با تعداد

سلول‌های متفاوت

شماره شبکه	تعداد سلول‌ها	نرخ دبی جرمی (kg/sec)	اختلاف نرخ دبی جرمی نسبت به شبکه ۳ (%)
۱	۳۴۶,۷۲۷	۰/۲۲۸	۱/۸۸
۲	۷۷۱,۲۵۲	۰/۲۳۱	۰/۳۲
۳	۱,۳۶۲,۷۸۷	۰/۲۳۲	۰

1. Gambit

۲۲۵

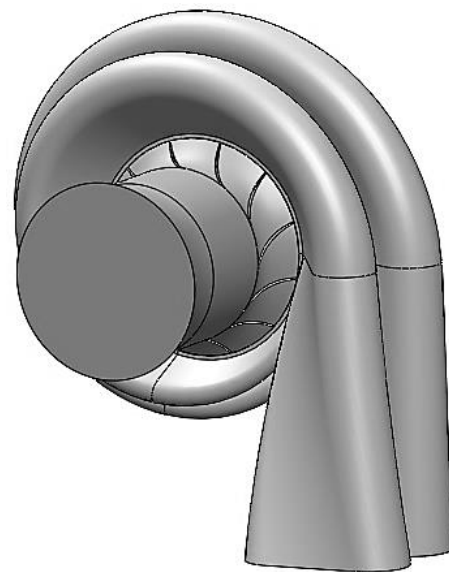


الف- ترسیم پنج مقطع از قالب برش خورده



ب- مدل جامد یک مسیر سیال در روتور

شکل ۹ ترسیم مقاطع و مدل جامد یک مجرای سیال در مسیر انحنای پره توربین



شکل ۱۰ مدل جامد یکپارچه مجراهای عبور سیال در توربین دوقلو با ورودی شعاعی

قرار گرفته است. انتخاب شبکه شماره ۱ باعث کاهش قابل توجه هزینه انجام محاسبات نسبت به دو شبکه دیگر می‌شود.

۴- معادلات حاکم و شرایط مرزی

معادلات حاکم بر جریان سیال عبارت است از بقای جرم، مومنتوم و انرژی (معادله‌های (۱) تا (۳)) [۱۵]. معادله انرژی با معادله حالت تکمیل می‌شود (معادله (۴)). در این معادلات ρ چگالی، \vec{v} بردار سرعت، p فشار استاتیک، \bar{T} تانسور تنش، \vec{g} بردار گرانش و \vec{F} نیروی حجمی خارجی است. در معادله انرژی E انرژی داخلی و k ضریب هدایت است. در معادله انرژی $E = h - p/\rho + v^2/2$ و h انتالپی استاتیک سیال است.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\bar{\tau}) + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (2)$$

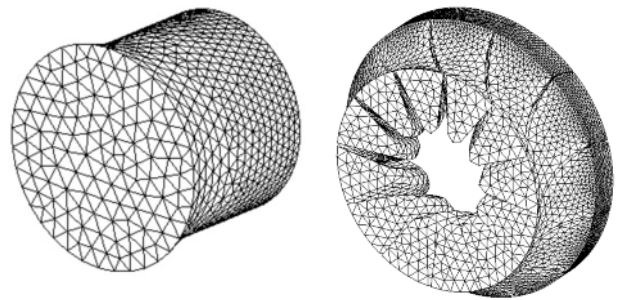
$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho E) + \nabla \cdot (\vec{v} (\rho E + p)) = \nabla \cdot (k \nabla T + (\bar{\tau} \cdot \vec{v})) \quad (3)$$

$$p = \rho RT \quad (4)$$

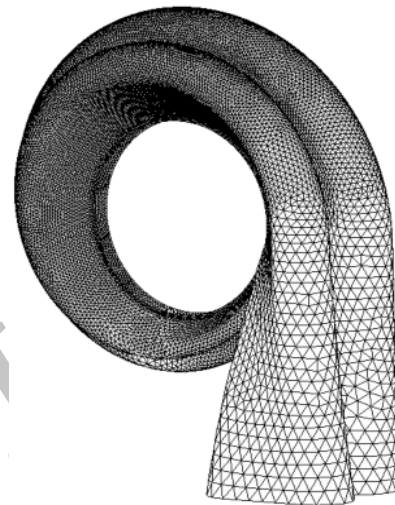
جریان سیال در ماشین‌های دوار به دلیل سرعت بالای دورانی روتور آشفته است. از مدل آشفته‌گی $k-\omega$ استاندارد برای شبیه‌سازی جریان سیال تراکم‌پذیر درون توربین حاضر استفاده شده است (روابط ۵ و ۶). در این معادلات G_k و G_ω تولید انرژی جنبشی آشفته‌گی k و ω هستند. Y_k ، Γ_ω ، Γ_k و Y_ω به ترتیب نفوذ مؤثر^۱ و اتلاف آشفته‌گی k و ω را نشان می‌دهند. S_k و S_ω جملات مربوط به چشمه هستند. ویلکاکس^۲ با معرفی مدل $k-\omega$ ضعف مدل $k-\epsilon$ استاندارد در جریان‌های تراکم‌پذیر را برطرف کرده است [۱۵].

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho k u_j) \\ = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \omega u_j) \\ = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + S_\omega \end{aligned} \quad (6)$$

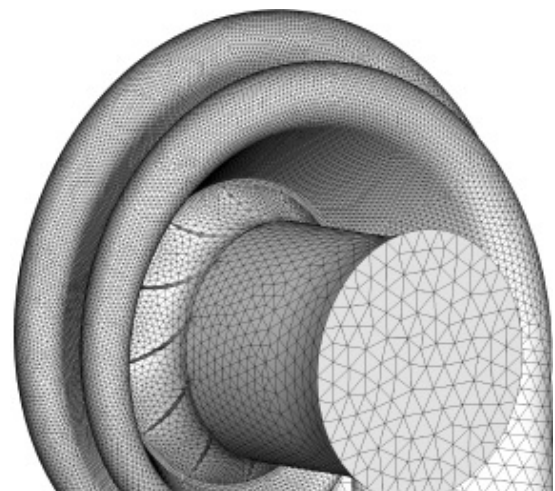


الف- روتور (۴۷,۰۵۷ سلول) ب- دیفیوزر (۱۱,۹۶۷ سلول)



ج- محفظه (۲۸۷,۷۰۳ سلول)

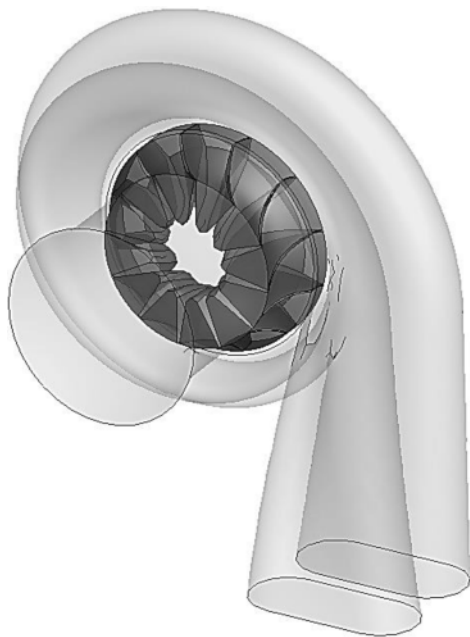
شکل ۱۱ شبکه محاسباتی در هر یک از اجزای توربین



شکل ۱۲ شبکه محاسباتی بی‌سازمان چهار وجهی در مجراهای یکپارچه سیال درون توربین (۳۴۶,۷۲۷ سلول)

با توجه به اینکه اختلاف نتیجه برای شبکه شماره ۱ کمتر از ۲ درصد است، شبکه شماره ۱ با ۳۴۶,۷۲۷ سلول مبنای محاسبات

1. Effective Diffusivity
2. Wilcox



شکل ۱۳ نمایش سطوحی که در دستگاه مختصات چرخان مدل می‌شوند

نیروهای حجمی وارد بر سیال در معادلات مومنتم برای جریان در روتور قابل صرف‌نظر کردن نیستند. این نیروها که شامل نیروهای کریولیس و گریز از مرکز هستند به صورت معادله (۷) نوشته می‌شوند [۱۷]. در این رابطه ρ چگالی سیال، Ω سرعت دورانی روتور، w سرعت نسبی سیال و r شعاع روتور است.

$$\vec{F} = \vec{F}_{\text{Coriolis}} + \vec{F}_{\text{Centrifugal}}$$

$$\vec{F} = -\rho(2\vec{\Omega} \times \vec{w}) - \rho(\vec{\Omega} \times \vec{\Omega} \times \vec{r}) \quad (7)$$

۴-۱- شرایط مرزی

در این تحقیق شرط مرزی در ورود به محفظه فشار ورودی و در خروج از توربین شرط فشار خروجی منظور شده است. دمای سیال در ورود به محفظه، با توجه به دمای سیال خروجی از محفظه احتراق توربین آزمایشگاهی [۱۶]، ثابت و ۱۳۰۰ درجه کلوین در نظر گرفته شده است. همچنین فرض می‌شود دیوارهای توربین عایق است و شرط عدم لغزش روی آن‌ها برقرار است. شرایط مرزی برای حل عددی جریان لزج تراکم‌پذیر و سه‌بعدی در حالت پایا در جدول ۲ ارائه شده است. سیال عامل هوا و به صورت گاز ایده‌آل در نظر گرفته شده و از

نکته مهم در حل عددی مسائل مربوط به ماشین‌های دوار کنار هم قرار گرفتن نواحی متحرک و ثابتی است که سیال از آن‌ها عبور می‌کند، به همین علت تحلیل CFD مسائل ماشین‌های دوار با دیگر مسائل مهندسی متمایز می‌شود. در یک توربین جریان شعاعی، سیال پس از عبور از محفظه ساکن حلزونی شکل به روتور چرخان و بعد از آن به دیفیوزر ساکن هدایت می‌شود. برای بر طرف کردن این مشکل از روش چارچوب مرجع چندگانه^۱ استفاده شده و معادلات توصیف کننده جریان، در دو دستگاه مختصات ثابت و متحرک حل می‌شوند. چارچوب مرجع متحرک به کار گرفته شده از نوع چارچوب مرجع چرخان^۲ است. بنابراین نیروهای کریولیس و گریز از مرکز به معادلات مومنتم برای سیال در حال عبور از مجرای روتور اضافه می‌شوند. این روش در صورتی که پره‌های استاتور وجود نداشته باشند و تأثیر استاتور- روتور قابل توجه نباشد، به کار برده می‌شود. بدین ترتیب نواحی سیال به ناحیه‌های چرخان و ساکن تقسیم شده و توسط سطوح مشترک به هم مرتبط می‌شوند. این سطوح بین مجراهای ثابت و متحرک تعیین شده و در واقع مرز بین سیال عبوری از نواحی دورانی و ثابت توربین هستند. شکل ۱۳ سطوحی که در دستگاه مختصات چرخان مدل می‌شوند را نشان می‌دهد. این سطوح که متعلق به روتور و مرزهای ورود و خروج آن است با سایه‌های تیره‌تر نمایش داده شده‌اند.

برای حل معادلات ناویر- استوکس از نرم‌افزار تجاری فلوئنت استفاده شده و جریان درون محفظه و روتور توربین به صورت سه‌بعدی شبیه‌سازی شده است.

منطقه محاسباتی به سه ناحیه تقسیم می‌شود. منطقه اول محفظه است که به دلیل ساکن بودن در دستگاه مختصات ثابت مدل‌سازی می‌شود. ناحیه دوم روتور توربین قرار دارد و معادلات حرکت در دستگاه مختصات چرخان حل می‌شود. بعد از روتور چرخان سیال به دیفیوزر می‌رسد که این منطقه هم در دستگاه مختصات ثابت مدل می‌شود و جریان در هر سه ناحیه به صورت پایا شبیه‌سازی می‌شود.

معادلات در ناحیه دورانی با استفاده از چارچوب مرجع چرخان و با سرعت دورانی ثابت حل می‌شوند.

1. Multiple Reference Frame (MRF)
2. Rotational Reference Frame (RRF)

و 4 به ترتیب شرایط را در ورود به توربین و خروج از آن نشان می‌دهند. همچنین زیرنویس S نشان دهنده فرایند انتروپی ثابت است.

$$\eta_{is} = \eta_{total\ to\ static} = \frac{h_{01} - h_{04}}{h_{01} - h_{04s}} = \frac{T_{01} - T_{04}}{T_{01} - T_{04s}} \quad (9)$$

مشخصه سوم توربین پارامتر گشتاور است و به صورت نسبت گشتاور به فشار مرجع تعریف می‌شود. فشار کل در ورود به توربین به عنوان فشار مرجع در نظر گرفته می‌شود [۱۳]. نمودار این مشخصه نیز در برابر نسبت فشار کل به استاتیک رسم می‌شود.

۶- نتایج

شبیه‌سازی سه‌بعدی جریان در نرم‌افزار فلوئنت و با استفاده از روش چارچوب متحرک چندگانه در مدل یکپارچه مجراها انجام شده است. نتایج تجربی پارامتر نرخ دبی جرمی بر حسب نسبت فشار در سرعت دورانی ۹۰،۰۰۰ دور در دقیقه برای توربین در شکل ۱۴ به همراه نتایج شبیه‌سازی عددی رسم شده است. مشاهده می‌شود نتایج شبیه‌سازی در دامنه وسیعی از نسبت فشار هم‌پوشانی مطلوبی با نتایج تجربی دارند. علت اندک عدم تطابق با نتایج تجربی دلایل متعددی دارد که مهمترین آنها وجود نواحی گذرا در توربین، خطای مدل‌های آشفتگی، و وجود جریان در قسمت لقی بین پره‌های روتور و محفظه در توربین است که باعث تفاوت نرخ دبی جرمی می‌شود. محدوده پارامترهای شبیه‌سازی جریان، از جمله سرعت دورانی روتور، فشار سیال ورودی به توربین، اعداد بی‌بعد رینولدز و ماخ سیال ورودی به توربین در جدول ۳ ارائه شده است.

با پس‌پردازش نتایج حل عددی و سه‌بعدی جریان لزج تراکم‌پذیر در ناحیه محاسباتی می‌توان نمودارهای مشخصه توربین را رسم کرد.

جدول ۳ محدوده پارامترهای شبیه‌سازی

پارامتر شبیه‌سازی	محدوده پارامتر
سرعت دورانی (rpm)	۷۰۰۰۰ - ۱۵۰۰۰۰
نسبت فشار	۱/۸۵ - ۲/۸۰
عدد رینولدز ورودی	۱۶۰ - ۲۶۰
عدد ماخ ورودی	۰/۸۰ - ۰/۱۶۲

حل‌گر جریان بر پایه چگالی^۱ برای حل معادلات حاکم استفاده شده است.

جدول ۲ شرایط مرزی برای حل جریان در مجراهای توربین شعاعی

شرط مرزی	مرز
فشار ورودی	ورود به توربین
فشار خروجی	خروج از توربین
دیوار	دیواره‌ها

۵- مشخصه‌های عملکرد توربین جریان شعاعی

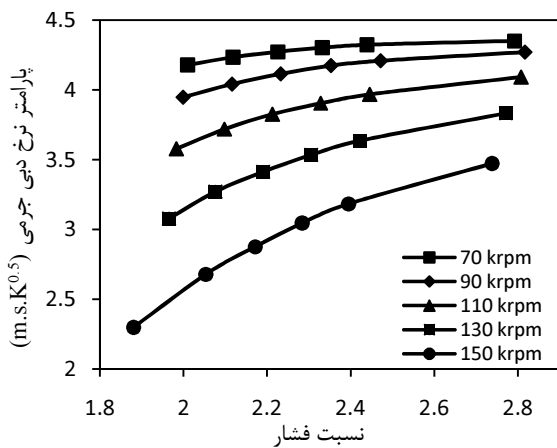
توربین‌ها معمولاً در شرایطی به غیر از نقطه طرح^۲ کار می‌کنند که به آن شرایط خارج از طرح^۳ گفته می‌شود. از این‌رو بررسی عملکرد توربین تحت این شرایط بسیار حائز اهمیت است. اولین مشخصه مهم در تعیین عملکرد توربین شعاعی پارامتر شبه بی‌بعد دبی جرمی^۴ است که معیاری برای تعیین ظرفیت است و با رابطه (۸) محاسبه می‌شود [۱۳]. در این رابطه \dot{m} نرخ دبی جرمی، T_{01} و p_{01} به ترتیب دما و فشار سکون سیال ورودی به توربین هستند. معمولاً پارامتر دبی جرمی در برابر نسبت فشار توربین یا سرعت دورانی روتور رسم می‌شود. در توربین جریان شعاعی نسبت فشار^۵ به صورت فشار کل در ورود به توربین نسبت به فشار استاتیک در خروج از آن تعریف می‌شود.

$$MFP = \dot{m} \frac{\sqrt{T_{01}}}{P_{01}} \quad (8)$$

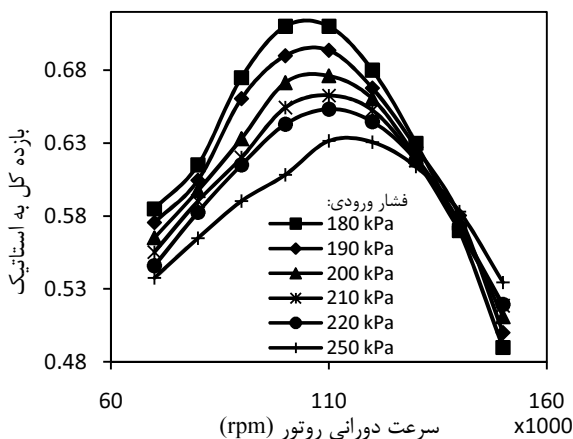
بازده کل به استاتیک از دیگر مشخصه‌های مهم توربین به شمار می‌آید که به صورت نسبت کار واقعی به کار هم‌انتروپی (حاصل فرایند انبساط هم‌انتروپی) تعریف می‌شود. بازده نیز در برابر سرعت دورانی روتور رسم می‌شود. رابطه (۹) نحوه محاسبه بازده هم‌انتروپی با استفاده از انتالپی یا دمای سیال را نشان می‌دهد [۱۳]. در این رابطه η بازده، h انتالپی و T دمای سیال است. زیرنویس‌های 0 نمایانگر مشخصات ترمودینامیکی سیال در شرایط سکون است و زیرنویس‌های 1

1. Density Based
2. Design Point
3. Off Design
4. Mass Flow Parameter (MFP)
5. Pressure Ratio (PR)

مختلف روتور نشان می‌دهد.



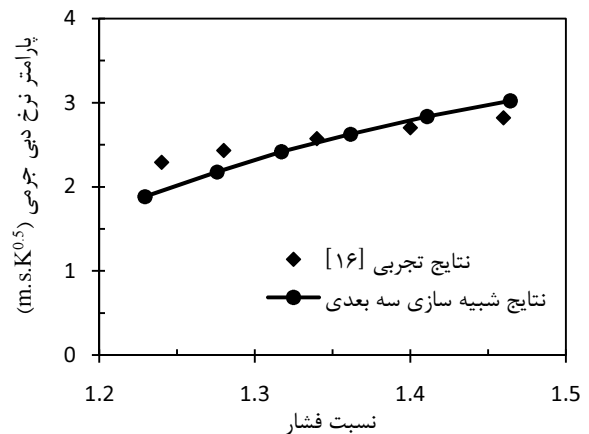
شکل ۱۵ تغییرات پارامتر نرخ دبی جرمی بر حسب نسبت فشار



شکل ۱۶ تغییرات بازده کل به استاتیک بر حسب سرعت دورانی روتور

مطابق این نمودارها با افزایش فشار ورودی توربین کار مخصوص انجام شده به ازای دور ثابت افزایش می‌یابد. بیشینه کار مخصوص در هر فشار به دوری که بیشینه بازده هم‌انرژی توربین رخ می‌دهد نزدیک‌تر است.

شکل‌های ۱۸ و ۱۹ گشتاور تحویلی روتور را به ازای سرعت دورانی روتور و پارامتر گشتاور بر حسب نسبت فشار نشان می‌دهند. در یک دور ثابت، گشتاور تحویلی روتور، با افزایش فشار ورودی توربین افزایش می‌یابد. این امر نشانه افزایش انرژی جذب شده از سیال است. پارامتر گشتاور تحویلی، در یک نسبت فشار ثابت، با افزایش دور روتور کاهش می‌یابد. علت این امر افزایش اتلاف و همچنین افزایش نیروی گریز از مرکز اعمال



شکل ۱۴ مقایسه داده‌های تجربی و شبیه‌سازی عددی

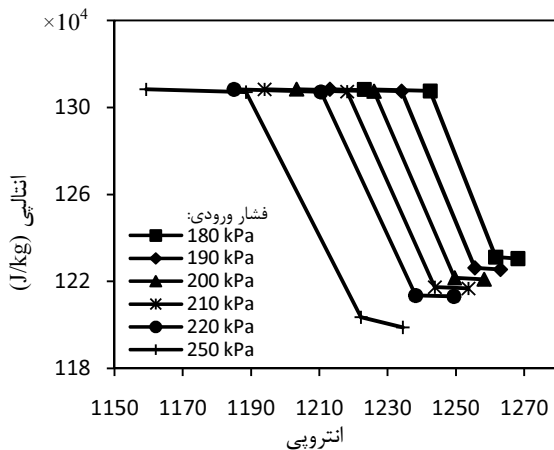
در این قسمت تغییرات پارامتر شبیه بی‌بعد دبی جرمی در برابر نسبت فشار رسم شده است. با توجه به شکل ۱۵ به ازای نسبت فشار ثابت در توربین، با افزایش سرعت دورانی روتور مقدار این پارامتر کم می‌شود. همچنین در یک دور ثابت با افزایش نسبت فشار، پارامتر دبی جرمی افزایش یافته و به یک مجانب، یعنی همان حد خفگی توربین، میل می‌کند.

شکل ۱۶ نمودار تغییرات بازده کل به استاتیک توربین را در برابر سرعت دورانی روتور و فشارهای مختلف سیال در ورود به توربین نشان می‌دهد. مطابق این شکل در سرعت دورانی ثابت با کاهش فشار سیال در ورود به توربین، بازده افزایش می‌یابد. همچنین در یک فشار ثابت با افزایش دور ابتدا بازده تا مقدار بیشینه آن افزایش می‌یابد. بیشترین بازده مربوط به نقطه طرح توربین است. بعد از نقطه طرح با افزایش سرعت دورانی، بازده کاهش می‌یابد. مطابق این نمودارها دور روتور مربوط به بازده بیشینه به ازای فشار ورودی کمتر کاهش می‌یابد. رفتار نمودارهای بازده را به کمک شکل دیگری از معادله انرژی تلف شده [۱۷]، می‌توان توضیح داد.

معادله (۱۰) نشان دهنده تبدیل انرژی مکانیکی به انرژی گرمایی در اثر تنش‌های برشی است. بنابراین، اتلاف انرژی با افزایش فشار کاهش و با توان دوم گرادیان‌های سرعت تغییر می‌کند.

$$\sigma_{ij} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} = -p \frac{\partial u_k}{\partial x_k} + \frac{1}{2} \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)^2 \quad (10)$$

شکل ۱۷ نمودار کار مخصوص انجام شده روی روتور را به ازای شش فشار مختلف سیال ورودی به توربین و دورهای



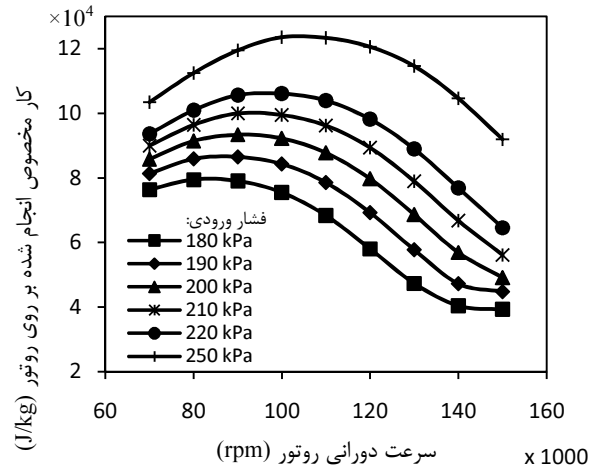
شکل ۲۰ تغییرات انتالی بر حسب انترویی

شکل ۲۰ نمودارهای انتالی بر حسب انترویی را برای سرعت ۷۰,۰۰۰ دور در دقیقه و به ازای شش فشار ورودی مختلف نشان می‌دهد. افت انتالی در محفظه و دیفیوزر اندک است و بیشترین افت در روتور رخ می‌دهد. این امر نشان دهنده کار انجام شده روی روتور است. با عبور سیال از مجراهای توربین انترویی افزایش می‌یابد. افزایش انترویی نشان دهنده بازگشت‌ناپذیری است و با افزایش فشار ورودی به توربین افزایش می‌یابد. در صورت کاهش فشار ورودی، فرایند به حالت هم‌انترویی نزدیک‌تر می‌شود.

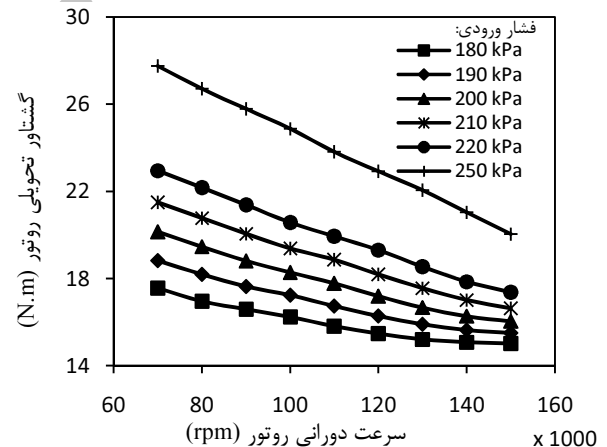
۷- بحث و نتیجه‌گیری

در این مقاله نحوه شبیه‌سازی سه‌بعدی جریان در یک توربین جریان شعاعی با ورودی دوقلو تشریح شده است. مدل جامد مجراهای عبور سیال در توربین با استفاده هم‌زمان از ابزارهای اندازه‌گیری و نرم‌افزار طراحی به کمک کامپیوتر به دست آمده است. به دلیل پیچیده بودن هندسه مجراهای سیال درون این توربین، فضای محاسباتی سه بعدی با استفاده از شبکه بی‌سازمان چهار وجهی گسسته‌سازی شده است. نکته مهم در شبیه‌سازی سه بعدی جریان درون توربین، کنار هم قرار گرفتن ناحیه‌های ساکن و دوار است. شبیه‌سازی جریان در ناحیه‌های ساکن و دوار توربین، با به کار بردن روش دستگاه مختصات چندگانه انجام شده است. بدین صورت که معادلات در هر چارچوب به طور جداگانه نوشته و حل می‌شوند و نیروهای کریولیس و گریز از مرکز در چارچوب چرخان، به معادلات مومنتم افزوده می‌شود.

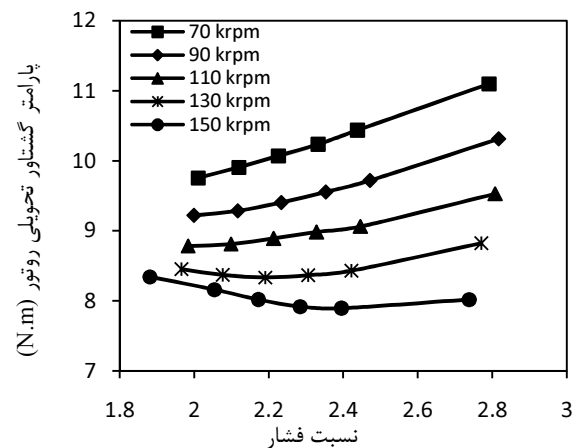
شده بر واحد جرم سیال عبوری از پره است. این نیرو یک عامل مقاوم در برابر جریان است.



شکل ۱۷ تغییرات کار انجام شده روی روتور بر حسب سرعت دورانی روتور



شکل ۱۸ تغییرات گشتاور روتور بر حسب سرعت دورانی روتور



شکل ۱۹ تغییرات پارامتر گشتاور روتور بر حسب نسبت فشار

پارامتر نرخ دبی جرمی ($\text{msK}^{0.5}$)	MFP
فشار (kgms^{-2})	P
نسبت فشار	PR
ثابت گازها ($\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$)	R
چشمه انرژی جنبشی آشفستگی	S_k
چشمه	S_M
چشمه امگا	S_ω
دما (K)	T
بردار سرعت (ms^{-1})	\vec{v}
سرعت نسبی المان سیال (ms^{-1})	w
اتلاف آشفستگی انرژی جنبشی	Y_k
اتلاف آشفستگی مخصوص	Y_ω
مقدار سکون متغیر	$()_0$
مقدار متغیر در ورود به محفظه	$()_1$
مقدار متغیر در خروج از دیفیوزر	$()_4$
نفوذ مؤثر انرژی جنبشی آشفستگی	Γ_k
نفوذ مؤثر اتلاف مخصوص	Γ_ω
بازده هم‌انرژی	η_{is}
لزجت دینامیک ($\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-1}$)	μ
چگالی (kgm^{-3})	ρ
تانسور تنش ناشی از لزجت (kgms^{-2})	$\bar{\tau}$
نرخ اتلاف مخصوص (s^{-1})	ω
سرعت زاویه‌ای روتور (rpm)	Ω

۹- تشکر و قدردانی

نویسندگان از دانشگاه شهید چمران اهواز برای استفاده از تجهیزات آزمایشگاه ترمودینامیک و حمایت‌های مرتبط با این پژوهش تشکر و قدردانی می‌کنند.

۱۰- مراجع

- [1] Aghaali H., Hajilouy A., "Experimental Investigation and Modelling of Turbocharging Twin Radial Flow Gas Turbine under Full and Partial Admission", *The Journal of Engine Research*, Vol. 13, No. 13, 2008, pp. 33-44, In Persian.
- [2] Tabatabaei H. R., Boroomand M., "Comparing between 1D & 3D Flow Analysis in the On-Engine Small Turbocharger Experimentally and

مطابق نمودارهای مشخصه پارامتر دبی جرمی، در دور ثابت با افزایش نسبت فشار مقدار این پارامتر افزایش یافته و به یک مجانب میل می‌کند که همان حد خفگی توربین است. در نسبت فشار ثابت با افزایش سرعت دورانی روتور مقدار این پارامتر کاهش می‌یابد. بازده کل به استاتیک توربین، در سرعت دورانی ثابت با کاهش فشار سیال در ورود به توربین افزایش می‌یابد و در فشار ثابت با افزایش دور ابتدا بازده تا مقدار بیشینه آن افزایش و بعد از نقطه طرح با افزایش دور کاهش می‌یابد. سرعت دورانی روتور مربوط به بازده بیشینه به ازای فشار ورودی کمتر کاهش می‌یابد.

کار انجام شده روی روتور توسط سیال، با افزایش فشار ورودی توربین به ازای دور ثابت افزایش می‌یابد. بیشینه کار مخصوص در هر فشار به دوری که بیشینه بازده کل به استاتیک توربین رخ می‌دهد نزدیک‌تر است. گشتاور تحویلی روتور در یک دور ثابت با افزایش فشار ورودی توربین افزایش می‌یابد که این امر نشانه افزایش انرژی جذب شده از سیال است. همچنین در نسبت فشار ثابت پارامتر گشتاور تحویلی با افزایش دور روتور کاهش می‌یابد که علت این امر افزایش نیروی گریز از مرکز اعمال شده بر واحد جرم سیال عبوری از پره است. این نیرو یک عامل مقاوم در برابر جریان است.

بیشترین میزان کاهش انرژی سیال در روتور رخ می‌دهد که نشان دهنده کار انجام شده توسط سیال روی روتور است. با عبور سیال از مجراهای توربین، انرژی افزایش می‌یابد و این افزایش انرژی نشان دهنده بازگشت‌ناپذیری است که با افزایش فشار ورودی به توربین افزایش می‌یابد. در صورت کاهش فشار سیال ورودی به توربین، فرایند به حالت هم‌انرژی نزدیک‌تر می‌شود.

۸- فهرست علائم

انرژی داخلی (J)	E
بردار نیرو (N)	\vec{F}
تولید انرژی جنبشی آشفستگی	G_k
تولید نرخ اتلاف مخصوص	G_ω
انتالپی (Jkg^{-1})	h
انرژی جنبشی آشفته بر واحد جرم (Jkg^{-1})	k
نرخ دبی جرمی (kgs^{-1})	\dot{m}

- Aerodynamic Applications, *Journal of Aerospace Science and Technology*, Vol. 5, No. 2, 2008, pp. 81-90.
- [9] Flaxington D., Swain E., "Turbocharger Aerodynamic Design", *Proc Instn Mech Engrs*, Vol. 213, No. 1, Part C, 1999, pp. 43-57.
- [10] Hamel M., Hamidou M. K., Cherif H. T., Abidat M., Litim S. A., "Design and Flow Analysis of Radial and Mixed Flow Turbine Volutés", *Proceeding of ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air*, Germany, 2008, pp. 41-50.
- [11] Simpson A. T., Spence S. W. T., Watterson "A Comparison of the Flow Structures and Losses Within Vaned and Vaneless Stator for Radial Turbines", *Journal of Turbomachinery*, Vol. 131, No. 3, 2009, pp.1-15.
- [12] Romagnoli A., Martinez-Botas R. F., Rajoo S., "Steady State Performance Evaluation of Variable Geometry Twin-Entry Turbine", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 32, No. 2, 2011, pp. 477-489.
- [13] Dixon S. L., *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery*, 5th ed, Butterworth-Heinemann, 2005.
- [14] Boyce M. P., *Gas Turbine Engineering Handbook*, 4th ed, McGraw-Hill, 2012.
- [15] Heidarnejad Gh., *An Introduction to Turbulence*, 1st ed, Tehran, 1388. (In Persian)
- [16] Cussons Two Shaft Gas Turbine Unit, Data Logging Option, Issue 15, January, 2004, pp. 36-37.
- [17] Currie I. G., *Fundamental of Fluid Mechanics*, 2nd ed, McGraw-Hill, 1993.
- Numerically", *Modares Mechanical Engineering (Scientific Research Monthly Journal)*, Vol. 11, No. 4, 2011, pp. 75-88. (In Persian)
- [3] Garcia M. J. R., Boulanger P., Barbosa J. P., Betancur J. M., Quintero B. A., Castaneda L. F., Betancur G. R. G., "Application of The Reverse Engineer in The Modeling of a Francis Turbine in a Hydroelectronic Minipower Station", *Proceeding of 23rd ISPE International Conference on CAD/CAM Robotics and Factories of the Future*, 2007.
- [4] Bahrainian S. S., Bakhshesh M., "A Procedure for Obtaining Complex Geometry of Rotating Machinery", *Proceedings of the 9th Iranian Conference on Manufacturing Engineering (ICME2009)*, Birjand, Iran, 2009. (In Persian)
- [5] Bahrainian S. S., Safa Abadi H., "Geometrical Modeling and Fluid Flow Simulation in Complex Passages of Two Stage Centrifugal Turbo Pump", *Proceedings of the 19th annual Iranian Conference on Mechanical Engineering (ISME2011)*, Birjand, Iran, 2011. (In Persian)
- [6] Hua She Ch., Chi Chang Ch., "Study of Applying Reverse Engineering to Turbine Blade Manufacture", *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 21, No. 10, 2007, pp. 1580-1584.
- [7] Bahrainian S. S., Mehrdoost Z., "An automatic unstructured grid generation method for viscous flow simulations", *Mathematics and Computers in Simulation*, Vol. 83, No. 1, 2012, pp. 23-43.
- [8] Bahrainian S. S., Construction of Hexahedral Block Topology and its Decomposition to Generate Initial Tetrahedral Grids for