



مطالعه پارامتری و بهبود عملکرد پروانه کمپرسور گریز از مرکز یک موتور توربوشفت با استفاده از حل عددی سه بعدی

محمد جعفری^۱، مهدی نیلی احمد آبادی^{۲*} و فرزاد پورصادق^۳

^۱ کارشناس، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اصفهان

^۲ استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اصفهان

^۳ کارشناس ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف

چکیده

در این پژوهش، پروانه کمپرسور گریز از مرکز متعلق به یک موتور توربوشفت مورد بررسی قرار می‌گیرد. برای این منظور، ابتدا مشخصات هندسی آن به طور دقیق اندازه‌گیری شده و سپس در محیط تولید پرهی نرم‌افزار انسیس مدل‌سازی سه بعدی صورت می‌گیرد. سپس هندسه تولید شده در بخش تولیدمش، شبکه‌بندی شده و با اعمال شرایط مرزی موجود از عملکرد موتور، در محیط سی‌اف‌ایکس مورد بررسی و تحلیل عددی قرار می‌گیرد. نتایج به دست آمده از این تحلیل عددی به صورت منحنی‌های نسبت فشار و بازده کمپرسور به ازای دبی‌های جرمی مختلف ارائه می‌گردند. پس از بررسی استقلال حل عددی از شبکه تولید شده، به بررسی تأثیر برخی از پارامترهای هندسی موثر بر عملکرد کمپرسور نظیر پروفیل صفحه نصف‌النهاری، طول محوری پروانه، زاویه مماس ورودی و خروجی طوقی، موقعیت و زاویه ورودی تیغه جداکننده و فاصله لقی بین پروانه و طوقی پرداخته می‌شود. در انتها با بررسی تأثیر تغییرات هندسی روی منحنی‌های عملکردی کمپرسور و انتخاب نقطه کاری بهینه، کمپرسوری با نسبت فشار و بازده بالاتر ارائه می‌گردد. در کمپرسور اصلاح شده، نسبت ناحیه شعاعی پروانه به کل پروانه ۰/۲۲، زاویه انتهایی دیواره طوقی با راستای قائم برابر ۶ درجه و طول محوری پروانه به میزان ۵ میلی‌متر افزایش یافته است. با در نظر گرفتن این اصلاحات، بازده کمپرسور به میزان ۲/۴ درصد و نسبت فشار به میزان ۱ درصد افزایش یافته است.

کلمات کلیدی: کمپرسور گریز از مرکز؛ بهینه‌سازی؛ حل عددی سه بعدی؛ مطالعه پارامتری.

۱- مقدمه

هوایی و توربوچارجرها به کار رفته است. باتوجه به کاربردهای فراوان این نوع کمپرسورها، مطالعه‌ی میدان جریان در داخل پروانه به منظور شناسایی افت‌ها و نیز تلاش در راستای بهبود

کمپرسورهای گریز از مرکز از گذشته‌های دور در واحدهای توربین‌گازی کوچک، صنایع گاز و پتروشیمی، موتورهای

عددی مورد بررسی قرار می‌گیرد تا از صحت روش طراحی، اطمینان کامل حاصل شود.

گنزالز^۶ و فرناندز^۷ [۵] توانائی مدل‌سازی عددی در مدل کردن جریان غیر دائم دوار داخل پمپ شعاعی همراه با جمع کننده را توسط نرم افزار فلونت ارائه کردند. آن‌ها از تکنیک مش لغزنده^۸ برای مدل کردن سطح مشترک بین پروانه و جمع کننده بهره جستند. نتایج مدل‌سازی عددی با نتایج تجربی مقایسه شده که تطابق بسیار خوبی با یکدیگر نشان می‌دهند. آن‌ها با استفاده از حل عددی، افت‌های دینامیکی و نیروهای وارد شده به پره‌ها را براساس حل ناپایدار به دست آوردند.

آسوجی^۹ و همکاران [۶] مدل‌سازی یک پمپ و جمع کننده آن را توسط کد سه بعدی CFX انجام دادند. ابتدا، پروانه با مش باسازمان مدل‌سازی شده و به صورت سه‌بعدی تحلیل عددی شد. سپس تحلیل حساسیت نسبت به شبکه و مدل آشفتگی انجام گرفت. آن‌ها از مدل‌های $k-\omega$ ، $k-\epsilon$ و SST برای مدل آشفتگی استفاده کردند و نشان دادند که اختلاف نتایج این سه مدل آشفتگی بسیار ناچیز است. مدل نهایی پروانه برای تحلیل شبه دائم پروانه به همراه جمع کننده بکار رفت. آن‌ها از تکنیک مش لغزنده برای مدل کردن سطح مشترک بین پروانه و جمع‌کننده استفاده کردند. این شبیه‌سازی برای چند پروانه و محفظه مختلف صورت گرفت.

گو^{۱۰} و همکارانش [۷]، موگلی^{۱۱} و همکارانش [۸] و کراورو^{۱۲} و مارینی^{۱۳} [۹] نزدیکی بین نتایج شبیه‌سازی عددی توربوماشین‌ها و نتایج تجربی را اثبات کردند. آن‌ها با حل جریان به صورت پایا و ناپایا به بررسی تاثیر تغییر پارامترهای هندسی بر روی پمپ، دیفیوزر و... پرداختند.

زنگه^{۱۴} و هاترونی^{۱۵} [۱۰] با مطالعات گسترده بر روی کمپرسورهای گریز از مرکز و با استفاده از روش طراحی

عملکرد کمپرسور گریز از مرکز امری ضروری می‌باشد. از طرفی جریان هوا در کمپرسورهای گریز از مرکز نسبت به کمپرسورهای محوری تا ۹۰ درجه می‌چرخد و کاملاً سه‌بعدی می‌باشد. علاوه بر این، وجود جریان تراکم پذیر لزج از ویژگی‌های جریان داخلی توربوماشین‌ها می‌باشد. این ویژگی‌ها همراه با هندسه پیچیده پره‌ها باعث مشکل شدن بررسی جریان می‌شود. برای ارزیابی یک کمپرسور گریز از مرکز و بهینه‌سازی آن، آگاهی از موقعیت به وجود آمدن افت‌ها و مکانیزم تولید آن‌ها اساساً مورد نیاز می‌باشد. پس از کسب اطلاعات لازم در مورد افت، مرحله بعد اصلاحات هدفمند روی قسمت‌های مربوطه می‌باشد.

معمولاً طراحی کمپرسورهای گریز از مرکز با اتکا به یک سری روابط آماری و تجربی، هنوز هم به صورت تجربی انجام می‌گیرد. اما این روش‌ها فقط برای طراحی ابعاد اصلی، منطقی به نظر می‌رسد، زیرا برای تعیین هندسه کامل پروانه و محفظه، لازم است پارامترهای مرتبه دوم زیادی انتخاب شوند. این انتخاب‌ها تحت یک سری معیارهای بهینه‌سازی مانند جریان یکنواخت، بهبود بازده و یا بهبود نوسانات فشار انجام می‌گیرد. در سال‌های اخیر طراحی و تحلیل عملکرد توربوماشین‌ها به واسطه افزایش قدرت کامپیوترها و دقت روش‌های عددی، پیشرفت قابل توجهی پیدا کرده است. ترکیب روش‌های عددی و اندازه‌گیری‌های تجربی، ابزار مکملی برای شبیه‌سازی میدان جریان و بدست آوردن منحنی مشخصه توربوماشین‌ها به وجود آورده است.

اخیراً چندین نویسنده بنام‌های پاسراچر^۱ و وندن برایمباسچه^۲ [۱]، کراورو^۳ [۲]، اسلوتمن^۴ و همکاران [۳] و گوتو^۵ و همکاران [۴] از روش‌های ترکیبی برای طراحی و تحلیل توربوماشین‌ها استفاده کرده‌اند. اغلب این روش‌ها، از ترکیب تحلیل عملکرد یک بعدی با روش‌های شبه سه‌بعدی برای طراحی هندسه کمپرسور استفاده می‌کنند. در نهایت، هندسه طراحی شده توسط شبیه‌سازی سه‌بعدی به صورت

^۶Gonzalez

^۷Fernandez

^۸Sliding Mesh

^۹Asuaje

^{۱۰}Gu

^{۱۱}Mugli

^{۱۲}Cravero

^{۱۳}Marini

^{۱۴}Zangeneh

^{۱۵}Hawthorne

^۱Passrucker

^۲Van den Braembussche

^۳Cravero

^۴Sloteman

^۵Goto

گریزاز مرکز موجود در محیط آزمایشگاه نشان داده شده است.



شکل ۱- تصویر از بالای کمپرسور گریزاز مرکز



شکل ۲- تصویر از کنار کمپرسور گریزاز مرکز

معکوس توانستند بازده و محدوده‌ی عملکرد کمپرسور گریزاز مرکز را افزایش دهند.

نیلی و همکارانش [۱۱] تحلیل عددی سه‌بعدی میدان جریان در کمپرسور گریزاز مرکز یک توربوچارجر را انجام داده و منحنی عملکرد آن را استخراج کردند. سپس منحنی عملکرد حاصل از نتایج عددی را با نتایج تجربی اعتبار سنجی کردند.

بورگبورو^۱ و لی پاپی^۲ [۱۲] بهینه‌سازی آیرودینامیکی یک کمپرسور گذر صوتی را با استفاده از ترکیب حل‌کننده‌ی شبه سه‌بعدی معادله ناویراستوکس و الگوریتم ژنتیک انجام دادند. آن‌ها سطح مکش یک پره دوبعدی را با هدف ایجاد آنتروپی یکنواخت بهینه‌سازی کردند.

هیلدبرنت^۳ و همکاران [۱۳] طراحی آیرودینامیکی یک پروانه کمپرسور گریزاز مرکز با سرعت ویژه پائین را به همراه تحلیل آیرودینامیک آن انجام دادند. آن‌ها تأثیر طراحی آیرودینامیکی را روی افزایش بازده پروانه و بهبود جزئیات جریان داخلی از جمله جریان ثانویه بررسی کردند.

در این پژوهش، اثر تغییر پارامترهای هندسی پروانه نظیر پروفیل صفحه نصف‌النهاری، طول محوری پروانه، زاویه مماس ورودی و خروجی طوقی، موقعیت و زاویه ورودی تیغه جداکننده و فاصله لقی بین پروانه و طوقی روی عملکرد کمپرسور با استفاده از تحلیل عددی مورد بررسی قرار می‌گیرد. سپس، سعی می‌شود با انتخاب مقادیر بهینه این پارامترها، عملکرد کمپرسور بهبود یابد.

۲- مدل‌سازی و تحلیل عددی پروانه کمپرسور

در این پژوهش، ابتدا پره‌های کمپرسور گریزاز مرکز موجود توسط وسایل اندازه‌گیری، اندازه گرفته‌شده و اطلاعات لازم جهت تولید هندسه محاسبه می‌شود. از جمله موارد اندازه‌گیری شده و اطلاعات مورد نیاز برای مدل‌سازی پره‌های کمپرسور گریزاز مرکز در جدول ۱ آورده شده است. در شکل‌های شماره ۱ و ۲ تصاویر گرفته شده از کمپرسور

جدول ۱- مشخصات پره کمپرسور گریزاز مرکز

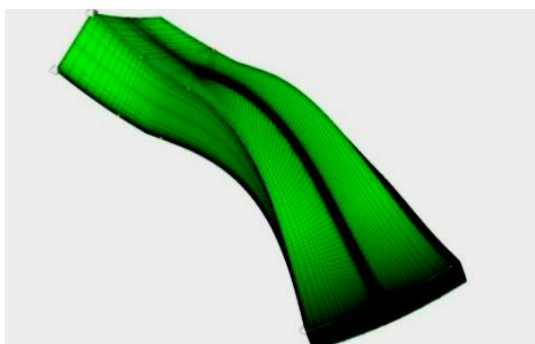
ردیف	ارامترها یا اندازه گیری شده	مقدار
۱	قطر ورودی توپی (D_{1h})	۱۱۲/۷mm
۲	قطر ورودی نوک پره (D_{1s})	۱۶۰mm
۳	زاویه ورودی پره در نوک (B_1)	۶۳°
۴	قطر خروجی پروانه (D_2)	۲۳۷mm
۵	زاویه خروجی پروانه (B_2)	۹۰°
۶	عرض خروجی پروانه	۸/۷mm
۷	فاصله گپ بین پره و پوسته (S)	۱mm
۸	فاصله محوری ورودی پره از تیغه جداکننده	۲۴mm
۹	تعداد پره (Z)	۱۶
۱۰	تعداد تیغه جداکننده	۱۶
۱۱	طول محوری کمپرسور (L)	۵۱/۹mm
۱۲	ضخامت پره از ۱mm تا ۲mm به صورت خطی متغیر	
۱۳	اندازه گیری ارتفاع پره از توپی تا طوقی در ۸ مقطع (h)	
۱۴	پروفیل دیواره طوقی پروانه	
۱۵	پروفیل مقطع پره به پره در مقطع طوقی پروانه	

¹Burguburu

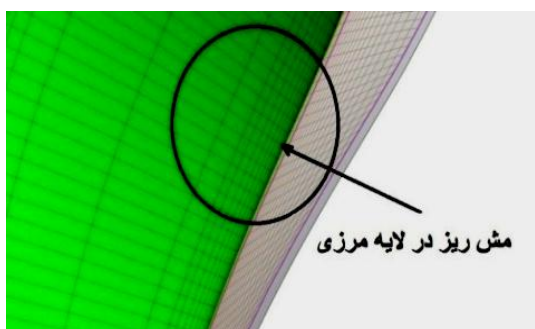
²Le Pape

³Hildebrandt

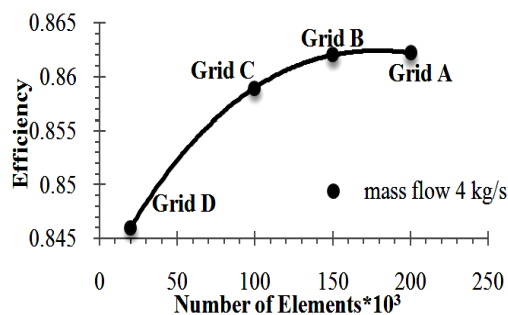
دمای سکون برابر ۴۳۰ کلوین، نوع جریان پایا، فشار مرجع برابر صفر بار، مدل توربولانسی SST، دبی جرمی ورودی ۴ کیلوگرم بر ثانیه، فشار استاتیک خروجی برابر ۷ بار و مقدار همگرایی باقیمانده‌های کمیت‌های سرعت و فشار برابر 10^{-6} در نظر گرفته شده است. همان‌طور که در منحنی‌های ترسیم شده در شکل‌های ۵ و ۶ مشاهده می‌شود، در تعداد (Grid B) ۱۵۰۰۰۰ المان نتایج حل، مستقل از شبکه‌بندی پره‌های کمپرسور می‌باشد (Pr: برابر نسبت فشار می‌باشد).



شکل ۳- پره مش‌بندی شده با 10^5 سلول



شکل ۴- نمایش مش‌بندی ریز در لایه مرزی



شکل ۵- منحنی بازده کمپرسور بر حسب تعداد المان

۲-۱- مدل‌سازی کمپرسور گریز از مرکز

در این بخش با انجام عملیات ریاضی و نیز انجام محاسبات بر روی داده‌های بدست آمده، مدل‌سازی پره در محیط تولید پره نرم افزار انسیس انجام می‌شود. سپس هندسه تولید شده در محیط تولید مش به صورت باسازمان و با روش H/J/C/L-Grid شبکه‌بندی می‌شود. در پایان، با قرار دادن شرایط مرزی مسئله، جریان داخل کمپرسور مورد تحلیل قرار می‌گیرد. به منظور حل دقیق جریان سیال نزدیک دیواره‌های پروانه، از شبکه ریز در نزدیک دیواره‌ها استفاده می‌شود به طوری که مقدار y^+ برابر ۶ و فاصله اولین گره تا دیواره برابر 10^{-6} متر در نظر گرفته می‌شود. برای بررسی تعداد مناسب سلول‌ها، استقلال حل از شبکه بررسی می‌شود. برای کنترل کیفیت شبکه‌بندی پره‌ها، پارامترهای بسیاری از جمله انتخاب مقدار عددی y^+ نزدیک دیواره‌ها بر اساس مشخص نمودن عدد رینولدز، قرار دادن مقدار عددی اندازه ماکزیمم نسبت رشد^۱ و مینیمم زاویه سطوح سلول‌ها^۲ در محدوده مجاز صورت گرفته است. محدوده مجاز برای شبکه‌بندی پره‌ها مقدار ماکزیمم نسبت رشد برابر ۱۰۰، مقدار ماکزیمم زاویه سطوح ۱۶۵ درجه و مینیمم زاویه سطوح^۳ ۱۵ درجه در نرم افزار در نظر گرفته شده است.

در شبکه‌بندی این کمپرسور مقدار y^+ برابر ۶، ماکزیمم نسبت رشد برابر ۵۰، مقدار ماکزیمم زاویه سطوح ۱۵۳ درجه و مینیمم زاویه سطوح ۱۳ درجه لحاظ شده است. در شکل شماره ۳ و ۴ شبکه‌بندی پره‌های کمپرسور نمایش داده شده است.

۳-۱- شرایط مرزی مسئله

به منظور حل جریان هوای عبوری از کمپرسور معادلات حاکم بر جریان از جمله معادلات پیوستگی، ممنتوم و انرژی به روش حجم محدود گسسته‌سازی می‌شود. برای حل معادلات پیوستگی، ممنتوم، انرژی و توربولانس از روش گسسته‌سازی کوئیک با دقت حل از دقت مرتبه دوم استفاده می‌شود. برای حل جریان کمپرسور سیال مورد بررسی هوا،

^۱Maximum Aspect Ratio

^۲Maximum & Minimum Face Angle

^۳Skewness

۲- بررسی پارامترهای موثر پره‌های کمپرسور

در این بخش پارامترهای هندسی پره کمپرسور که در افزایش راندمان و نسبت فشار موثر می‌باشد بررسی و در هر قسمت منحنی عملکرد کمپرسور نشان داده شده است. از جمله پارامترهایی که مورد بررسی قرار گرفته است می‌توان به موارد زیر اشاره نمود:

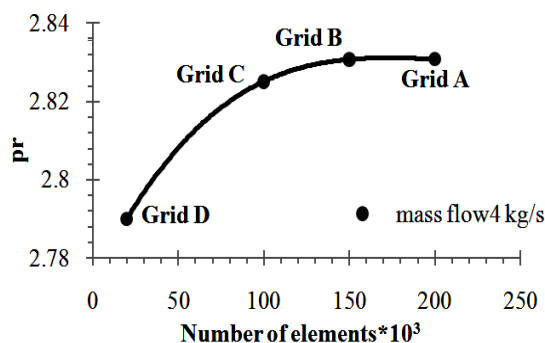
۱. اثر طول ناحیه ورودی پروانه (inducer)
۲. اثر فاصله لقی نوک پره
۳. اثر طول محوری پروانه
۴. اثر شکل منحنی توپی و طوقی
۵. اثر زاویه مماس ورودی طوقی
۶. اثر زاویه خروجی طوقی
۷. اثر تغییر هم‌زمان زاویه ورودی و خروجی طوقی
۸. اثر تغییر مکان تیغه جداکننده
۹. اثر تغییر زاویه ورودی تیغه جداکننده

منحنی‌های زیادی از جمله بیضی، سهمی و برای $\left(\frac{x}{b}\right)^3 + \left(\frac{y}{a}\right)^2 = 1$ منحنی توپی و طوقی به کار می‌رود.

برای هماهنگ‌سازی تحلیل‌ها، منحنی بیضی برای تمام قسمت‌ها در نظر گرفته شده است تا منحنی بهینه برای پره‌های کمپرسور گریز از مرکز معرفی گردد. در قسمت بعد پارامتر موثر هندسی معرفی و ضمن بیان تغییرات آن، منحنی عملکرد کمپرسور ترسیم می‌شود تا اثر تغییر هندسه پره‌های کمپرسور مشخص شود.

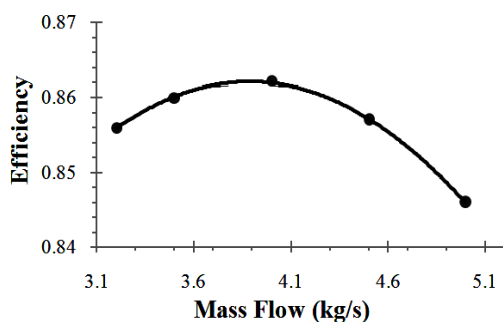
۲-۱- اثر نقطه مماسی منحنی بتا بر حسب طول نصف‌النهاری

منحنی بتا بر حسب درصد طول نصف‌النهاری که بیان‌گر میزان انحنای پره می‌باشد، در شکل ۹ نشان داده شده است. این منحنی یک نقطه مماسی دارد که با تغییر آن میزان انحنای پره تغییر می‌کند. در این قسمت با داشتن اطلاعات مسئله از جمله زاویه ورودی پره $B_1=63^\circ$ و زاویه خروجی پره $B_2=90^\circ$ و نیز داشتن طول نصف‌النهاری چهار دسته منحنی درجه سوم مماس در 40% ، 55% ، 78% و 85% از محور نصف‌النهاری (مکانی که نقطه مماسی منحنی بتا بر محور طول نصف‌النهاری مماس می‌باشد) در نظر گرفته می‌شود.

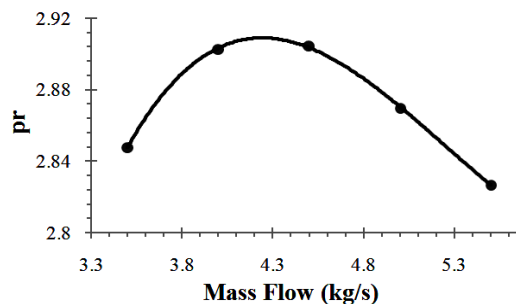


شکل ۶- منحنی نسبت فشار کمپرسور بر حسب تعداد المان

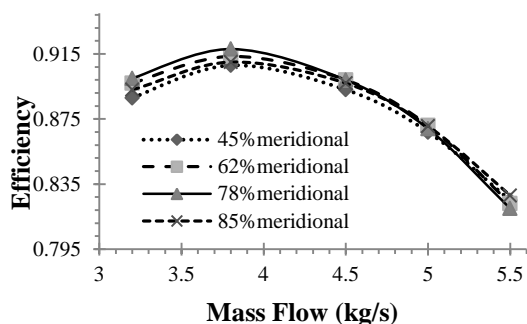
پس از بررسی استقلال حل از شبکه، منحنی بازده و نسبت فشار در دبی جرمی‌های مختلف نمایش داده شده است. از شکل‌های ۷ و ۸ مشاهده می‌شود که دبی جرمی طرح 4 kg/s می‌باشد. در این دبی جرمی، راندمان پروانه کمپرسور برابر $86/2\%$ درصد و نسبت فشار $2/90.3$ می‌باشد.



شکل ۷- منحنی راندمان بر حسب دبی جرمی



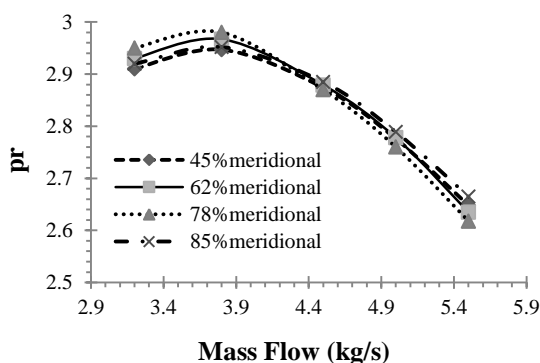
شکل ۸- منحنی نسبت فشار (pr) بر حسب دبی جرمی



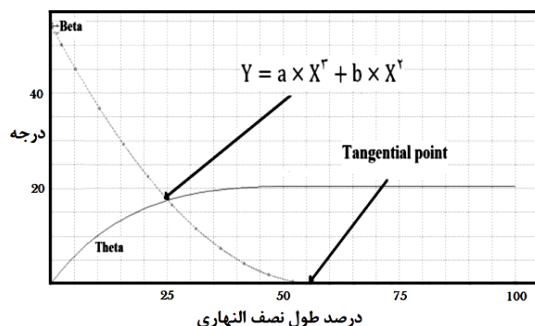
شکل ۱۰- اثر نقطه مماسی منحنی بتا روی بازده بر حسب طول نصف‌النهاری

۲-۲- اثر فاصله طوقی تا نوک پره

در این قسمت مقدار فاصله بین طوقی و پوسته خارجی بین ۰/۱ تا ۱/۵ میلی‌متر تغییر داده می‌شود و عملکرد کمپرسور در دور نامی مورد ارزیابی قرار می‌گیرد. نتایج به دست آمده در شکل‌های ۱۲ و ۱۳ نمایش داده شده است. همان‌طور که از شکل‌های ۱۲ و ۱۳ مشاهده می‌شود هر چه فاصله طوقی تا نوک پره کمتر باشد، نسبت فشار و راندمان توربوماشین افزایش می‌یابد. چرا که با افزایش فاصله لقی، فضای خالی ایجاد شده در قسمت شroud، باعث فرار جریان پرفشار کمپرسور به قسمت‌های کم فشار و ایجاد افت جریان ثانویه در کمپرسور می‌گردد. لذا با افزایش فاصله لقی بازده کمپرسور و در نتیجه نسبت فشار کاهش می‌یابد. البته باید یادآور شد که کاهش فاصله لقی، مشکلات ساخت کمپرسور را در بر دارد [۱۴].



شکل ۱۱- اثر نقطه مماسی منحنی بتا بر حسب طول نصف‌النهاری روی نسبت فشار



شکل ۹- منحنی بتا بر حسب طول نصف‌النهاری

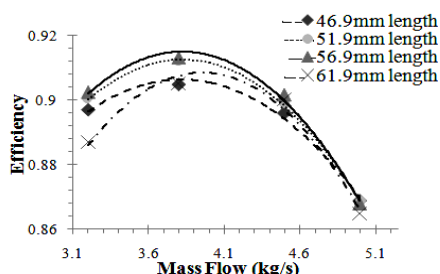
معادلات این چهار دسته منحنی در جدول ۲ آورده شده است. سپس هر بار در دبی جرمی‌های مختلف و در یک درصد خاص از طول نصف‌النهاری که منحنی بتا بر محور طول نصف‌النهاری مماس می‌باشد، کمپرسور مورد تحلیل قرار می‌گیرد. در شکل‌های ۱۰ و ۱۱ منحنی‌های راندمان و نسبت فشار در دبی جرمی‌های مختلف ترسیم شده است.

جدول ۲- معادلات منحنی بتا بر حسب محور نصف‌النهاری

ردیف	درصد	نمایش معادلات
۱	۴۵	$Y = 0.49218 \times 10^{-5} \times X^3 + 0.05365 \times X^2$
۲	۵۵	$Y = 1.5326 \times 10^{-5} \times X^3 + 0.0188099 \times X^2$
۳	۷۸	$Y = -7.69 \times 10^{-5} \times X^3 + 5.70 \times 10^{-3} \times X^2$
۴	۸۵	$Y = -9.01 \times 10^{-5} \times X^3 - 1.384 \times 10^{-4} \times X^2$

همان‌طور که از منحنی‌های ۱۰ و ۱۱ مشاهده می‌شود، زمانی که نقطه مماسی منحنی بتا در ۷۸ درصد از طول نصف‌النهاری قرار دارد، راندمان به میزان ۵/۶ درصد و نسبت فشار به اندازه ۱/۷ درصد نسبت به حالت اولیه کمپرسور افزایش می‌یابد. لازم به ذکر است که در کمپرسور اولیه، نقطه مماسی که در شکل ۹ نمایش داده شده است، در فاصله‌ی ۵۰ درصدی از طول نصف‌النهاری قرار دارد. پرواضح است که کارایی دیفیوژن شعاعی نسبت به حالت محدب به دلیل بازیافت بالای فشار، کمتر می‌باشد. لذا کاهش میزان دیفیوژن شعاعی که با افزایش فاصله نقطه مماس از ورودی کمپرسور صورت می‌گیرد، بازده و نسبت فشار نقطه عملکرد افزایش می‌یابد. اما افزایش بیش از حد این فاصله باعث افزایش بیش از حد طول مسیر و در نتیجه افزایش تلفات اصطکاکی می‌گردد که باعث افت کارایی کمپرسور می‌گردد.

است [۱۶]. در این بخش سه منحنی برای شکل توپی و طوقی پیشنهاد شده است:



شکل ۱۴- تأثیر طول محوری روی بازده

۱- بیضی به معادله:

معادله توپی:

$$Y = \left[\left[-\sqrt{1 - \frac{x^2}{L^2}} \right] \times (r_2 - b_2) \right] + R_2 \quad (1)$$

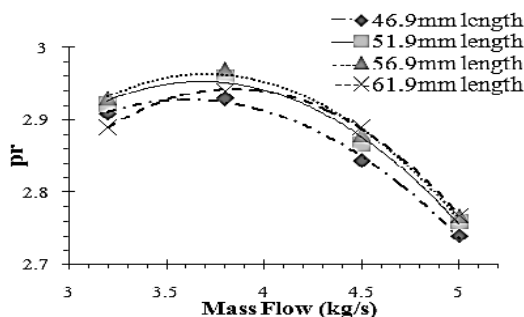
معادله طوقی:

$$Y = \left[\left[-\sqrt{1 - \frac{x^2}{(L - b_2)^2}} \right] \times (-r_2) \right] + R_2 \quad (2)$$

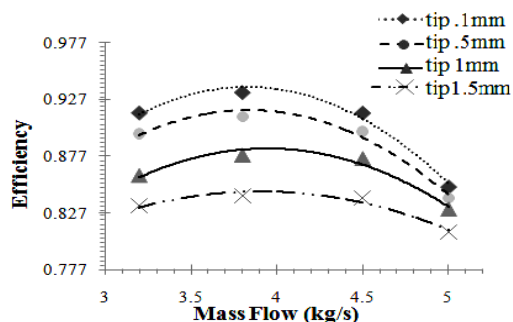
۲- منحنی به معادله:

$$Y = \left[-\sqrt{b^2 - \frac{x^3}{c}} \right] + b \quad (3)$$

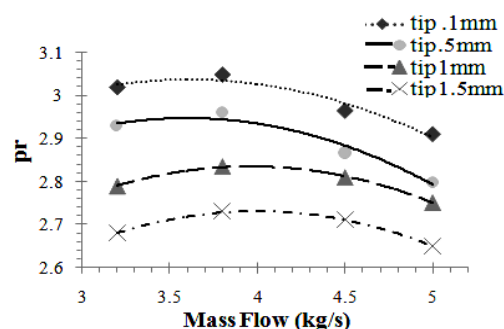
۳- منحنی بزرگنمایی شده پره کمپرسور گریز از مرکز: برای ایجاد منحنی سوم از طرح بزرگنمایی شده پره‌های کمپرسور اولیه جهت پوشش دادن طرح بهینه شده از لحاظ طول محوری استفاده می‌شود. همان‌طور که در شکل‌های ۱۶ و ۱۷ مشاهده می‌کنیم منحنی $\left(\frac{x}{b}\right)^3 + \left(\frac{y}{a}\right)^2 = 1$ راندمان و نسبت فشار بهتری نسبت به دو منحنی دیگر دارد.



شکل ۱۵- تأثیر طول محوری روی نسبت فشار



شکل ۱۲- اثر اندازه لقی بر بازده



شکل ۱۳- اثر اندازه لقی بر نسبت فشار

۲-۳- اثر طول محوری پره‌های کمپرسور

طول محوری پره کمپرسور گریز از مرکز از ناحیه ورودی تا قسمت انتهایی آن ۵۱/۹mm می‌باشد. در این قسمت برای بررسی اثر طول و یافتن طول بهینه، طول‌های ۴۱/۹mm، ۵۶/۹mm و ۶۱/۹mm مورد ارزیابی قرار می‌گیرد. با مقایسه نتایج به دست آمده در شکل‌های ۱۴ و ۱۵ مشاهده می‌شود که با افزایش ۵ میلی‌متری در طول محوری پروانه کمپرسور اولیه می‌توان راندمان و نسبت فشار بهتری نسبت به حالت اولیه داشت. این افزایش راندمان به دلیل کاهش تغییرات شیب مجرا با افزایش طول محوری می‌باشد. لازم به ذکر است که افزایش بیش از حد طول محوری تلفات اصطکاکی بر افزایش کارایی ذکر شده غلبه کرده و در نتیجه کاهش راندمان و نسبت فشار را خواهیم داشت.

۲-۴- اثر منحنی توپی و طوقی

همان‌طور که قبلاً اشاره شد تا قبل از یافتن منحنی بهینه برای توپی و طوقی، منحنی بیضی برای توپی و طوقی در نظر گرفته شده است و تحلیل‌ها بر پایه آن‌ها صورت گرفته

با توجه به نتایج به دست آمده از شکل‌های ۱۸ و ۱۹ مشاهده می‌شود که پروانه در زاویه ورودی طوقی برابر صفر درجه عملکرد بهتری دارد. این کاهش در کارایی کمپرسور مشخصاً بدلیل افزایش تلفات در ورودی طوقی می‌باشد.

۲-۶- اثر زاویه‌ی خروجی طوقی

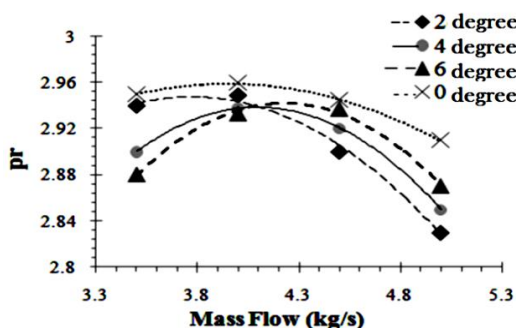
در این قسمت ورودی و خروجی توپیی به صورت مماس افقی و قائم، قسمت ورودی طوقی به صورت مماس افقی و به قسمت خروجی آن زاویه‌های ۰°، ۲°، ۴°، ۶° اعمال می‌شود. پس از اعمال این تغییرات کمپرسور در دبی جرمی‌های مختلف مورد تحلیل قرار گرفته است که نتایج بدست آمده در شکل‌های ۲۰ و ۲۱ مشاهده می‌شود.

با مقایسه نتایج بدست آمده، مشاهده می‌گردد که با افزایش زاویه طوقی در خروجی، میزان انحراف جریان کاهش یافته و در نتیجه کارایی و نسبت فشار کل کمپرسور در نقطه طرح افزایش می‌یابد.

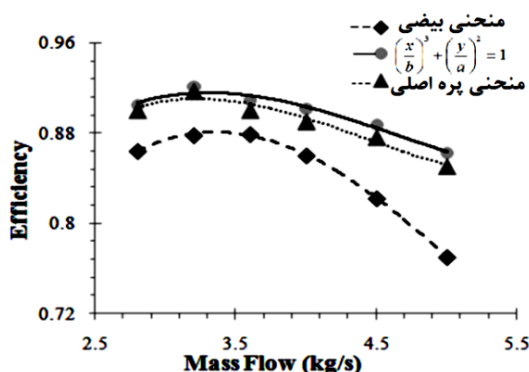
۲-۷- اثر تغییر هم‌زمان زاویه ورودی و خروجی طوقی

در این بخش ورودی و خروجی توپیی به صورت مماس افقی و قائم و قسمت ورودی و خروجی طوقی را به طور هم‌زمان در زاویه‌های ۰°، ۲°، ۴° و ۶° تغییر داده که نتایج بدست آمده در شکل ۲۲ و ۲۳ نمایش داده شده است.

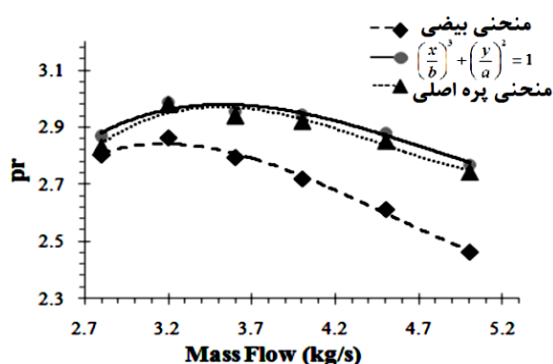
نتایج این اعمال تغییر هم نشان می‌دهد که افزایش بازده ناشی از ایجاد تحدب در خروجی طوقی تقریباً با کاهش کارایی ناشی از افت برخورد در ورودی خنثی می‌گردد. در نتیجه تغییر محسوسی در کارایی و نسبت فشار نخواهیم داشت.



شکل ۱۹- منحنی اثر تغییر زاویه ورودی طوقی



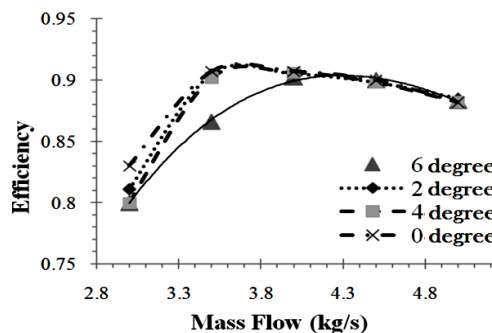
شکل ۱۶- اثر منحنی توپیی و طوقی روی بازده



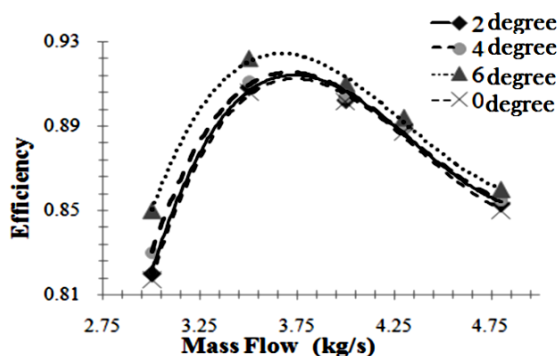
شکل ۱۷- اثر منحنی توپیی و طوقی روی نسبت فشار

۲-۵- اثر زاویه ورودی طوقی

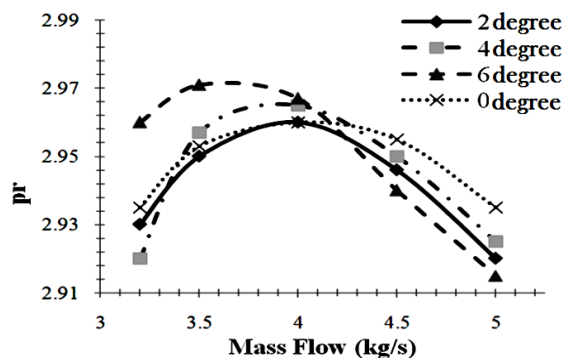
در این مرحله زوایای خروجی و ورودی توپیی و نیز خروجی طوقی به صورت مماسی در نظر گرفته شده است. به منظور بررسی اثر زاویه ورودی طوقی زاویه‌های ۰°، ۲°، ۴° و ۶° به قسمت ورودی طوقی داده شده است. سپس کمپرسور در دبی جرمی‌های مختلف مورد تحلیل قرار گرفته است که نتایج آن در شکل‌های ۱۸ و ۱۹ نشان داده شده است.



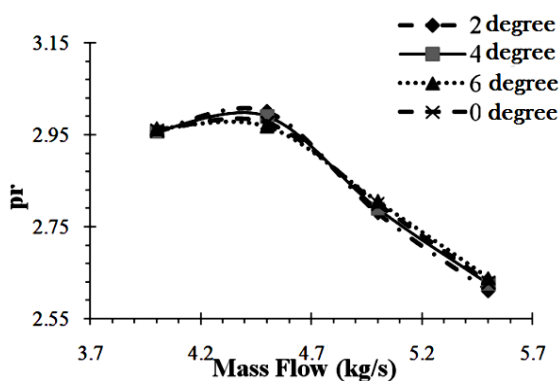
شکل ۱۸- منحنی اثر تغییر زاویه ورودی طوقی



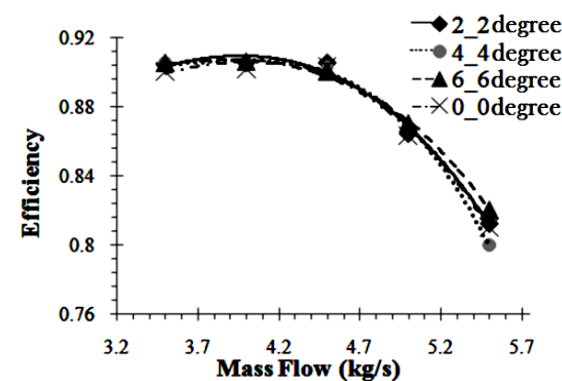
شکل ۲۰- منحنی اثر تغییر زاویه خروجی طوقی



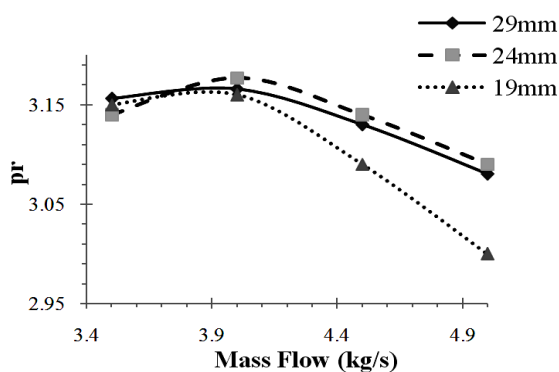
شکل ۲۱- منحنی اثر تغییر زاویه خروجی طوقی



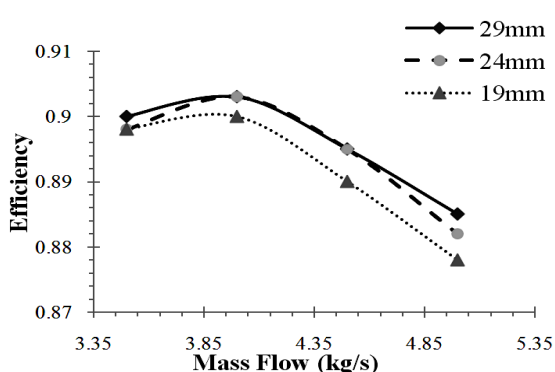
شکل ۲۳- اثر زاویه ورودی و خروجی طوقی بر نسبت فشار



شکل ۲۲- اثر تغییر زاویه ورودی و خروجی طوقی روی بازده



شکل ۲۵- اثر فاصله تیغه جداکننده تا ورودی پره



شکل ۲۴- اثر فاصله تیغه جداکننده تا ورودی پره بر بازده

فاصله‌های ۱۹mm و ۲۹mm تغییر داده شده است. سپس کمپرسور در دبی جرمی‌های مختلف تحلیل شده که نتایج آن در شکل‌های ۲۴ و ۲۵ نمایش داده شده است.

۸-۲- اثر تغییر مکان تیغه جداکننده

فاصله‌ی لبه‌ی ورودی تیغه جداکننده از لبه ورودی پره کمپرسور اولیه ۲۴mm می‌باشد. در این قسمت این فاصله به

۳- ارائه کمپرسور با هندسه اصلاح شده

در پایان، پس از بررسی پارامترهای هندسی موثر در طراحی پره کمپرسور گریز از مرکز که در افزایش راندمان و نسبت فشار حائز اهمیت هستند، اصلاحاتی بر روی کمپرسور اصلی صورت می‌گیرد و ۲ کمپرسور با مشخصات و منحنی عملکرد آن‌ها در زیر ارائه می‌شود. در این‌جا در ۱ کمپرسور ملاحظات ساخت در نظر گرفته می‌شود و فاصله بین طوقی و نوک پره آن برابر ۱mm معادل هندسه اولیه لحاظ می‌شود و در دیگری فاصله بین طوقی و نوک پره آن برابر ۰/۴mm در نظر گرفته می‌شود.

۳-۱- موارد اصلاح شده:

(۱) نقطه مماسی منحنی بتا برحسب طول نصف‌النهاری برابر ۷۸ درصد در نظر گرفته شده است.

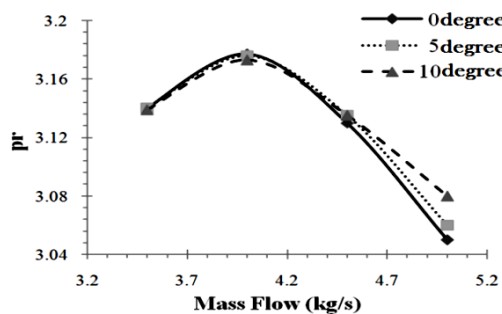
(۲) منحنی توپوی و طوقی به منحنی $1 = \left(\frac{x}{b}\right)^3 + \left(\frac{y}{a}\right)^2$ تغییر داده شده است.

(۳) طول محوری پره کمپرسور گریز از مرکز ۵mm افزایش داده شده است.

(۴) زاویه خروجی طوقی برابر ۶° در نظر گرفته شده است.

۳-۲- منحنی عملکردی کمپرسور اصلاح شده

با توجه به شکل‌های ۲۹ و ۳۰ مشاهده می‌کنیم که با اصلاحات صورت گرفته در حالی که فاصله بین طوقی و نوک پره برابر ۱mm باشد در نقطه طرح (۴kg/s) راندمان به اندازه ۲/۴ درصد و نسبت فشار به اندازه ۱ درصد افزایش می‌یابد.



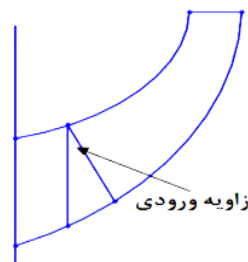
شکل ۲۸- منحنی اثر زاویه ورودی تیغه جداکننده

با مقایسه نتایج می‌توان مشاهده کرد که کمپرسور با قرارگیری تیغه جداکننده در فاصله اولیه خود یعنی ۲۴ میلی متری از لبه ورودی عملکرد بهتری نسبت به حالت‌های دیگر دارد. پرواضح است که استفاده از جداکننده برای کنترل دیفیوژن تنها در نسبت‌های فشار بالا مفید می‌باشد. از طرفی استفاده از این تکنیک باعث افزایش تلفات اصطکاکی می‌گردد. لذا در شرایطی که بازیافت فشار زیاد نیست کاهش طول تیغه باعث کاهش تلفات اصطکاکی و در نتیجه افزایش کارایی در نقطه عملکرد می‌گردد.

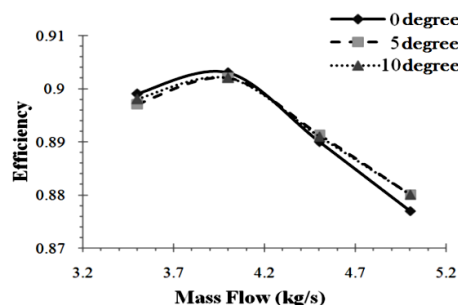
۲-۹- اثر تغییر زاویه ورودی تیغه جداکننده

در این بخش در حالی که لبه ورودی تیغه جداکننده در فاصله ۲۴ میلی متری از لبه ورودی پره می‌باشد، به لبه ورودی آن زاویه‌های ۵° و ۱۰° اعمال می‌شود. با تغییر دبی جرمی عملکرد کمپرسور مورد تحلیل قرار گرفته است که نتایج در شکل‌های ۲۷ و ۲۸ آورده شده است. در شکل ۲۶ محل قرارگیری تیغه جداکننده و تغییر زاویه‌های اعمال شده به آن نمایش داده شده است.

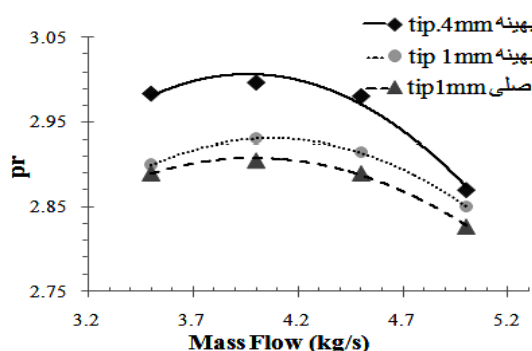
با اعمال این تغییر، ملاحظه می‌گردد که بیشتر بودن طول تیغه جداکننده در سمت ریشه پره باعث افزایش تلفات اصطکاکی و در نتیجه باعث کاهش کارایی کمپرسور می‌گردد.



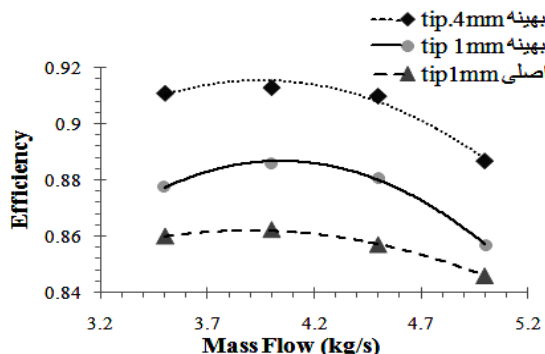
شکل ۲۶- نمایش زاویه ورودی تیغه جداکننده



شکل ۲۷- منحنی اثر زاویه ورودی تیغه جداکننده



شکل ۳۰- منحنی مقایسه کمپرسور اصلی و اصلاح شده



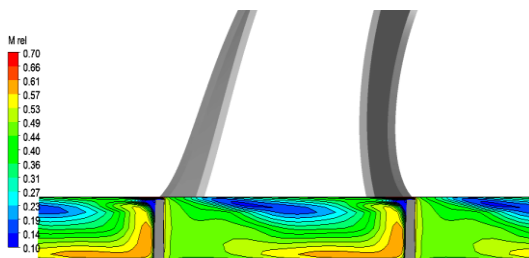
شکل ۲۹- منحنی مقایسه کمپرسور اصلی و اصلاح شده

این دو کانتور واضح است، جریان جت و ویک در خروجی پروانه اصلاح شده تضعیف گردیده است، که این امر باعث کاهش در تلفات انرژی جریان می‌گردد. به عبارت دیگر، عدد ماخ خروجی یکنواخت‌تر شده است. شکل‌های ۳۳ و ۳۴ به ترتیب کانتور توزیع آنروپی را در خروجی پروانه‌های موجود و اصلاح شده نشان می‌دهد. به طوریکه از این کانتورها نیز نمایان است افزایش آنروپی خروجی پروانه اصلاح شده کمتر است. به عبارت دیگر، آنروپی خروجی یکنواخت‌تر شده است. بدین ترتیب تلفات جریان ثانویه و اختلاط کاهش یافته است.

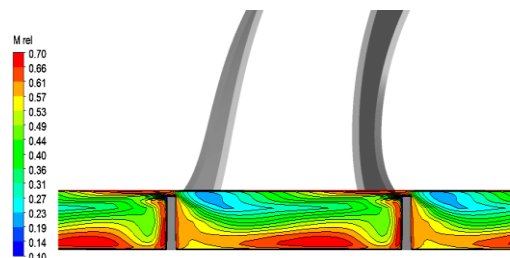
با توجه به نتایج حاصل از تحلیل عددی کمپرسور اولیه و کمپرسور اصلاح شده مشاهده می‌کنیم که در محدوده دبی جرمی طرح، کمپرسور اصلاح شده عملکرد بهتری از نظر بازده و نسبت فشار دارد.

۳-۳- مقایسه کانتورهای هندسه اولیه و اصلاحی

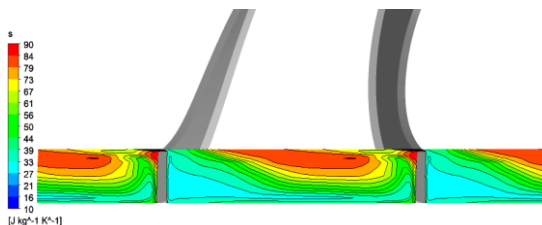
شکل ۳۱ کانتور عدد ماخ را در خروجی پروانه نشان می‌دهد. کاهش عدد ماخ در نزدیکی دیواره طوقی ناشی از انحنای شدید دیواره طوقی است. شکل ۳۲ نیز کانتور عدد ماخ نسبی را در خروجی روتور نشان می‌دهد. همان‌گونه که از مقایسه



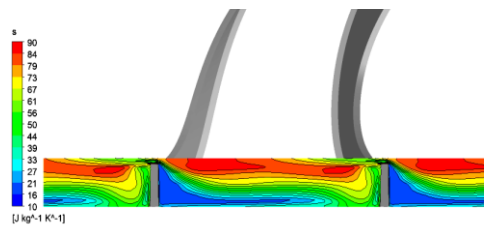
شکل ۳۲- ماخ نسبی خروجی کمپرسور اصلاح شده



شکل ۳۱- ماخ نسبی خروجی کمپرسور اولیه



شکل ۳۴- آنروپی خروجی کمپرسور اصلاح شده

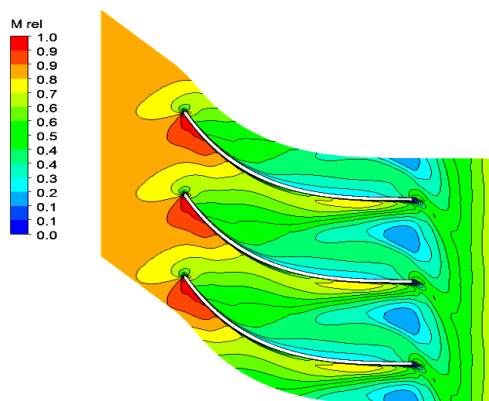


شکل ۳۳- آنروپی خروجی کمپرسور اولیه

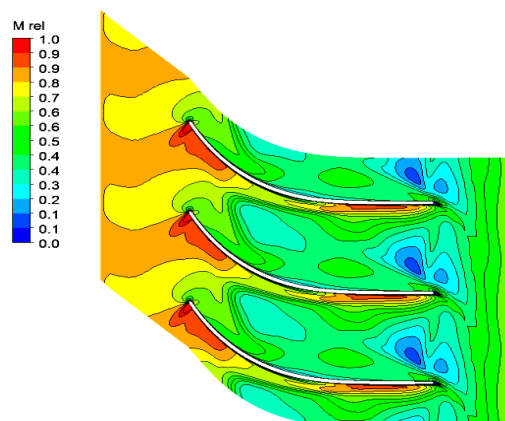
گردیده‌است که این امر باعث افزایش آشفتگی جریان و افزایش تلفات می‌گردد. در هندسه اصلاح شده این افزایش آنتروپی و انرژی جنبشی آشفتگی کمتراست و بدین ترتیب تلفات جریان ثانویه و اختلاط کاهش یافته است. شکل‌های ۳۹ تا ۴۲ کانتور خواص جریان در مقطع نصف‌النهاری پروانه را نشان می‌دهد. در این کانتورها خواص جریان در فاصله بین هر دو صفحه متناوب، متوسط‌گیری می‌شوند. با مقایسه شکل‌های ۳۹ و ۴۰ مشاهده می‌گردد که منطقه با سرعت پایین جریان و در نتیجه کاهش ماخ نسبی در قسمت ابتدایی و انتهای طوقی در هندسه اصلاح شده بهبود یافته است. به عبارت دیگر، گرادیان سرعت بین تویی و طوقی در پروانه اصلاح شده کاهش یافته است.

در شکل‌های ۳۵ و ۳۶ به ترتیب کانتور توزیع عدد ماخ در صفحه پره به پره و در نزدیکی طوقی پروانه‌های موجود و اصلاح شده نشان داده می‌شود. همان‌طور که از این کانتورها نمایان است، در هندسه اصلاح شده گرادیان سرعت به خصوص در سطح مکشی پره کاهش یافته است. این پدیده نیز به نوبه خود باعث کاهش تلفات در پروانه می‌گردد. همچنین در خروجی پروانه جریان یکنواخت‌تری برای هندسه اصلاح شده مشاهده می‌شود.

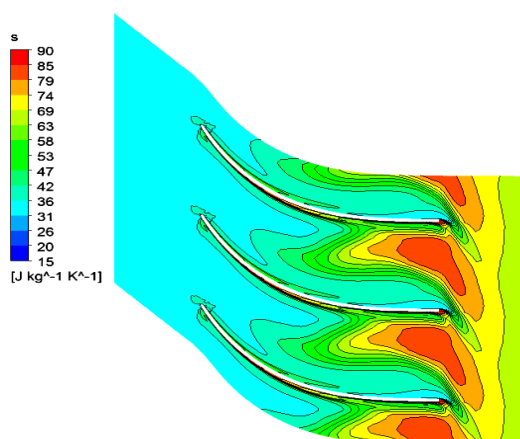
شکل‌های ۳۷ و ۳۸ به ترتیب کانتور توزیع آنتروپی را در صفحه پره به پره و در نزدیکی طوقی پروانه‌های موجود و اصلاح شده نشان می‌دهد. به طوریکه از این کانتورها نیز نمایان است، تشکیل گردابه قوی در خروجی پروانه باعث افزایش قابل ملاحظه آنتروپی در خروجی پروانه موجود



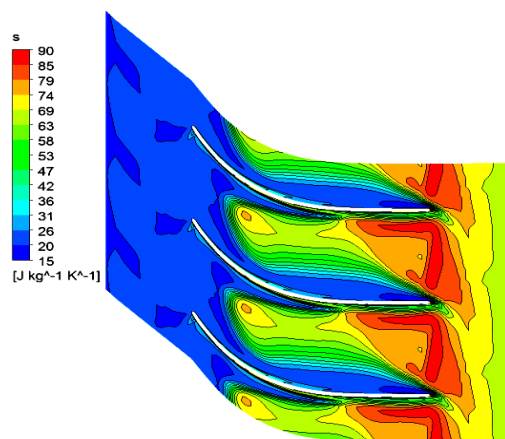
شکل ۳۶- توزیع عدد ماخ در کمپرسور اصلاح شده



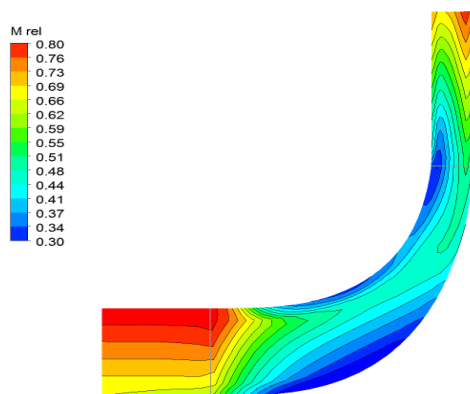
شکل ۳۵- توزیع عدد ماخ در کمپرسور اولیه



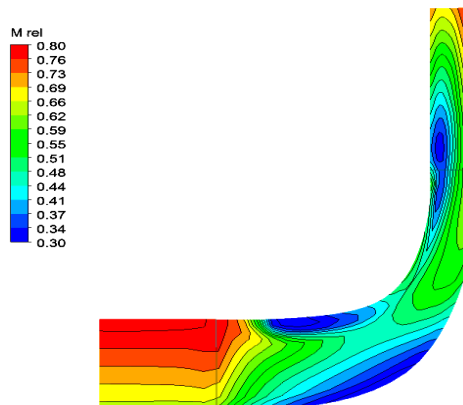
شکل ۳۸- توزیع آنتروپی در کمپرسور اصلاح شده



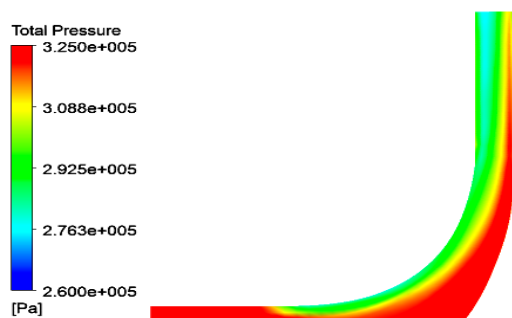
شکل ۳۷- توزیع آنتروپی در کمپرسور اولیه



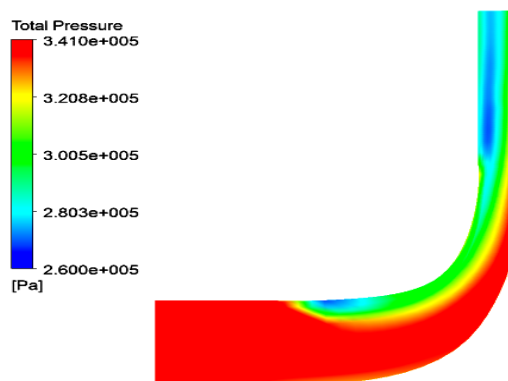
شکل ۳۹- ماخ نسبی کمپرسور اولیه



شکل ۴۰- ماخ نسبی کمپرسور اصلاح شده



شکل ۴۱- فشار کلی کمپرسور اولیه



شکل ۴۲- فشار کلی کمپرسور اصلاح شده

۴- بحث و نتیجه‌گیری

در این پژوهش، کمپرسور گریز از مرکز یک موتور توربوشفت مورد مطالعه قرار گرفته و با بررسی پارامترهای مهم تأثیرگذار در کارایی کمپرسور، در راستای بهبود عملکرد آن اقدام گردیده است. در این راستا محل قرارگیری نقطه مماسی منحنی بتا، پروفیل منحنی توپی و طوقی، طول محوری پره کمپرسور و زاویه خروجی طوقی به عنوان تأثیرگذارترین پارامترها بر عملکرد کمپرسور تعیین شده‌اند و با اعمال مقادیر بهینه برای این پارامترها، افزایش راندمانی در حدود ۲/۴ درصد و افزایش نسبت فشار به میزان ۱ درصد حاصل شده است.

در شکل‌های ۴۱ و ۴۲ کانتورهای فشار سکون نسبی در صفحه نصف‌النهاری کمپرسورهای موجود و اصلاح شده مقایسه می‌گردد. مطابق شکل ۴۱ افت فشار سکون نزدیکی دیواره طوقی در خروجی روتور، تلفات جریان را در این ناحیه نشان می‌دهد. وجود اختلاف فشار از قسمت توپی تا طوقی سبب می‌شود جریان در این قسمت یکنواخت نباشد و شاهد داشتن گرادیان سرعت در این مقطع می‌باشیم. تمامی موارد ذکر شده سبب تلفات جریان و کاهش نسبت فشار کمپرسور می‌شود. در هندسه اصلاح شده جریان سیال یکنواخت‌تر و گرادیان‌های فشار کمتر شده است که همین امر سبب کاهش تلفات و افزایش نسبت فشار شده است.

- مراجع
- [8] Mugli F, Holbein P, Dupont P (2001) CFD calculation of a mixed flow pump characteristic from shut-off to maximum flow. ASME Fluid Engineering.
- [9] Cravero C, Marini M (2002) Modeling of Incompressible Three-Dimensional Flow in Rotating Turbomachinery Passages. ASME Fluids Engineering.
- [10] Zangeneh M, Hawthorne WR (1990) A fully compressible three dimensional inverse design method applicable to radial and mixed flow turbomachines. ASME, International Gas Turbine and Aeroengine.
- [11] Nili-Ahmadabadi M, Hajilouy-Benisi A, Durali M, Ghadak F (2008) Investigation of a centrifugal compressor and study of the area ratio and tip clearance Effects on performance. J of Thermal Science: 314–323.
- [12] Burguburu S, Le Pape A (2003) Improved aerodynamic design of turbomachinery bladings by numerical optimization. Aerospace Science and Technology 7(4): 277–287.
- [13] Hildebrandt A, Franz H, Jakiel C (2011) Numerical analysis of effects of centrifugal compressor impeller design on overall and flow field performance. ASME Turbo Expo. GT2011–45014: 1833–1843.
- [14] Basson A, Lakshminarayana B (1995) Numerical simulation of tip clearance effects in turbomachinery. J of Turbomachinery 117(3) 348–359.
- [1] Passrucker H, Van den Braembussche R (2000) Inverse design of centrifugal impellers by simultaneous modification of blade shape and meridional contour. ASME Turbo Expo.
- [2] Cravero C (2002) A Design Methodology for Radial Turbomachinery: Application to Turbines and Compressors. ASME.
- [3] Sloteman D, Saad A, Cooper P (2001) Design of custom pump hydraulics using traditional methods, in Proc. ASME Fluid Engineering.
- [4] Goto A, Nohmi M, Sakurai T, Sogawa Y (2002) Hydrodynamic design system for pumps based on 3-D CAD, CFD, and inverse design method: Pump Analysis and Design. J Fluids Engineering 124(2): 329–335.
- [5] Gonzalez J, Fernandez J, Blanco E, Santolaria C (2002) Numerical simulation of the dynamic effects due to impeller-volute interaction in a centrifugal pump. J Fluids Engineering: 348–355.
- [6] Asuaje M, Bakir F, Kouidri S, Kenyery F, Rey R (2005) Numerical modelization of the flow in centrifugal pump: volute influence in velocity and pressure fields. J Rotating Machinery: 244–255.
- [7] Gu F, Engeda A, Cave M, Di Liberti JL (2001) A numerical investigation on the volute/diffuser interaction due to the axial distortion at the impeller exit. J Fluids Engineering 123(3): 475–483.