



شبیه‌سازی و مقیاس‌کردن کمپرسور گریز از مرکز توربوشاژر یک موتور احتراق داخلی رقیق سوز با روش بازطراحی یک‌بعدی و سه‌بعدی و ایجاد اصلاحات هندسی در پروانه

رضوان رخشان^۱، علی مددی^{۲*}، مسعود برومند^۳

^۱ کارشناسی ارشد، دانشکده هوافضا، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران، ایران، Rezvan.Rakhshan@aut.ac.ir

^۲ استادیار، دانشکده هوافضا، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، نام تهران، ایران، Ali.Madadi@aut.ac.ir

^۳ استاد، دانشکده هوافضا، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران، ایران، Boromand@aut.ac.ir

* نویسنده مسئول

اطلاعات مقاله

تاریخچه مقاله:

دریافت: ۱۷ دی ۱۴۰۰

پذیرش: ۱۶ اسفند ۱۴۰۰

کلیدواژه‌ها:

طراحی سه‌بعدی

توربوشاژر

کمپرسور گریز از مرکز

مدل‌سازی عددی

مقیاس‌کردن

چکیده

امروزه کاربرد توربوشاژرها در موتورهای احتراق داخلی با هدف افزایش قدرت موتور با حفظ اندازه موتور و نزدیک شدن به احتراق دماپایین برای کاهش آلاینده‌ها بسیار حائز اهمیت است. تمرکز این پژوهش روی مقیاس‌بندی کمپرسور گریز از مرکز یک توربوشاژر برای افزایش ظرفیت کمپرسور به مقدار ۱۵ درصد دبی جرمی با حفظ نسبت فشار است؛ به طوری که عملکرد کمپرسور به لحاظ دامنه عملکردی و راندمان کاهش نیابد و ابعاد کلی توربوشاژر، حفظ شده تا تغییر ایجاد شده، هزینه ساخت را بالا نبرد. برای رسیدن به این هدف راه‌حل‌های متفاوتی وجود دارد؛ اما تمرکز این پژوهش بر روی تغییرات هندسی موثر بدون تغییر محسوس در سرعت دورانی توربوشاژر به منظور حفظ عملکرد توربین محرک است. دو سناریو برای افزایش ظرفیت در این پژوهش بررسی شده که شامل کاهش شعاع ریشه و افزایش شعاع شروع به همراه تغییر موثر محل قرارگیری پره‌های جداکننده است. در سناریو اول با کاهش شعاع ریشه در ورود به مقدار ۱٫۸ میلی‌متر و تنظیم منحنی ریشه با استفاده از طراحی یک‌بعدی و سه‌بعدی، تنها ۲ درصد افزایش ظرفیت حاصل شد که کمتر از پیش‌بینی بود. اما در سناریو دوم با افزایش شعاع شروع به اندازه ۱٫۶۳ میلی‌متر در ورود، تنظیم منحنی ریشه با استفاده از طراحی یک‌بعدی و سه‌بعدی، و تنظیم محل قرارگیری پره‌های جداکننده در ۳۵ درصد طول نصف‌النهاری به طور میانگین ۱۶٫۵ درصد افزایش ظرفیت در دور طراحی صورت گرفت. پژوهش انجام شده یک روش تحلیلی-عددی قابل اطمینان برای مقیاس‌کردن کمپرسورهای گریز از مرکز ارائه می‌دهد که مطابق آن، بدون تغییر در ابعاد کلی کمپرسور (که در صورت تغییر مستلزم هزینه و تغییرات اساسی در ساختار پوسته کمپرسور می‌شود)، ظرفیت کمپرسور افزایش می‌یابد. روش ارائه شده برای تمامی کمپرسورهای گریز از مرکز در توربوشاژرها و یا در کاربردهای دیگر قابل تعمیم است.



تمامی حقوق برای انجمن علمی موتور ایران محفوظ است.

۱- مقدمه

رقیق، با وارد کردن هوای اضافی درون سیلندر، دمای احتراق را کاهش می‌دهد و در نهایت میزان آلاینده‌های NO_x را کاهش می‌دهد. مسئله حاضر، افزایش ظرفیت توربوشاژر یک موتور احتراق داخلی رقیق سوز، به منظور کاهش آلاینده‌ها و نزدیک کردن احتراق موتور به احتراق دمایی است. شکل ۱ نمای کلی توربوشاژر مربوط به این موتور را نمایش می‌دهد.



شکل ۱- نمای کلی توربوشاژر مورد مطالعه

توربوشاژر این مطالعه تحقیقاتی، شامل یک توربین شعاعی و یک کمپرسور گریز از مرکز است که توسط یک شفت مشترک به هم متصل شده‌اند. توربین شعاعی در محل آگزوز قرار دارد. انرژی گاز سوخته، پس از وارد شدن به توربین، باعث چرخش آن شده و توربین، کار تولید می‌کند. کار تولیدی توربین صرف چرخش کمپرسور گریز از مرکزی می‌شود که در قسمت ورودی موتور قرار دارد. کار دریافتی کمپرسور باعث افزایش فشار هوای ورودی می‌شود.

در میان پژوهش‌های مرتبط در این حوزه، پژوهش‌هایی که در خصوص بهبود عملکرد کمپرسورهای گریز از مرکز در توربوشاژرها انجام شده است در ادامه آورده شده است. براوچ در سال ۲۰۱۵، برای مدل‌سازی عددی کمپرسور توربوشاژرهای گریز از مرکز روشی را ارائه کرد که بعدها توسط برخی محققان مانند گالیندوو ناوارو مورد استفاده قرار گرفت [۴ و ۳]. همچنین در این پژوهش از مدل‌سازی روش براوچ استفاده شده است. موسوی در سال ۲۰۱۶ پروفیل پره‌های جداکننده جریان را در یک پروانه کمپرسور موجود برای یک

با افزایش بهره‌وری موتورهای احتراق داخلی در کاربردهای مختلف، اهمیت شرایط هوای ورودی در موتورهای افزایش یافت. بدون استفاده از توربوشاژرها شرکت‌ها مجبور بودند ابعاد و اندازه‌ی موتورها را برای افزایش ظرفیت تغییر دهند که مستلزم صرف زمان و هزینه می‌شد. همچنین اگر یک سازنده موتور احتراق داخلی می‌توانست با حفظ اندازه و ابعاد، قدرت موتور بالاتری نسبت به رقبای خود داشته باشد، این یک امتیاز بزرگ برای او محسوب می‌شد؛ بنابراین در دهه ۱۹۵۰ و ۱۹۶۰ میلادی استفاده از توربوشاژرها در صنعت موتورهای احتراق داخلی به شدت افزایش یافت. [۱].

امروزه صنعت خودروسازی با چالش افزایش قیمت سوخت و تولید آلاینده‌ها مواجه است. یکی از راه‌حل‌های مربوط به مشکل سوخت، استفاده از سوخت‌های جایگزین است؛ اما راه‌حل دوم بهبود عملکرد موتورهای احتراق داخلی برای کاهش مصرف سوخت و کاهش آلاینده‌ها است. یکی از چالش‌های پیش رو برای موتورهای دیزلی و بنزینی، به وجود آمدن آلاینده‌هایی مانند NO_x است. این آلاینده به علت بالا بودن دمای خروجی به وجود می‌آید. برای حل این موضوع راه‌حل‌های متنوعی ارائه شده است. برخی از این راه‌حل‌ها استفاده از فیلتر و کاتالیزگر برای دریافت آلاینده‌ها و تبدیل شیمیایی آن‌ها به مواد بی‌خطر هستند. این روش‌ها در خارج از سیلندر انجام می‌شوند. یکی از مشکلات روش‌های خارجی این است که مصرف سوخت را افزایش می‌دهند چون افت فشار اضافی در خط ایجاد می‌کنند و در عین حال گران‌قیمت هستند [۲].

بدیهی است که برای افزایش راندمان موتورهای احتراق داخلی امروزی، باید نیاز آن‌ها به روش‌های خارجی را برای کاهش آلاینده‌ها، به حداقل ممکن رساند؛ بنابراین کاهش NO_x در داخل سیلندر مورد توجه محققان بسیاری است. بیشتر راهبردهای موجود برای رسیدن به این هدف در گروه احتراق دمایی^۱ (LTC) قرار دارند. اگر احتراق در دمای کمتری رخ بدهد تولید NO_x کاهش می‌یابد. علاوه بر این، با ایجاد تأخیر در جرقه‌زنی، به مخلوط سوخت و هوا فرصت بیشتری برای مخلوط شدن داده می‌شود تا با توزیع یکنواخت سوخت و هوا در کل سیلندر، احتراق به سمت کامل شدن پیش برود. از ضعف‌های روش احتراقی LTC که توسط محققان بیان شده است، افزایش آلاینده CO و هیدروکربن‌های نسوخته است. اما در سال‌های اخیر، محققان نشان داده‌اند که با استفاده از هوای ورودی فشرده‌شده، می‌توان راندمان احتراق را به نزدیک ۱۰۰ درصد رساند. بنابراین اهمیت حضور توربوشاژرها برای افزایش راندمان احتراق در موتورهای درون‌سوز، بیشتر شده است [۲]. یکی دیگر از روش‌های ایجاد احتراق دمایی، ایجاد احتراق رقیق در سیستم است. احتراق

¹Low Temperature Combustion (LTC)

هاب و شرود پروانه یک کمپرسور گریز از مرکز بررسی کرد. همچنین محل قرارگیری پره‌های جداکننده را در مطالعاتش در نظر گرفت. از نتایج مهم این تحقیق آن است، که پره‌های جداکننده جریال لزوماً برشی از پره کامل نیستند و می‌توانند جداگانه مطالعه شوند. همچنین او دریافت که محل قرارگیری پره‌های جداکننده اثر مهمی در مقدار دبی جریان عبوری از پروانه دارند [۱۱]. در سال ۲۰۱۹ گالیندو به افزایش دامنه عملکردی کمپرسورهای توربوشارژرها در دوره‌های پایین، با هدف بالا بردن کارایی کمپرسور و اثر مستقیم آن در کاهش آلایندگی‌های موتورهای احتراقی پرداخته است. روشی که گالیندو به کار گرفته تغییر در هندسه ورودی کمپرسور است که با در نظر گرفتن هندسه ورودی به‌عنوان یک مجرای مستقیم، همگرا و همگرا واگرا به بررسی اثر مجرای ورودی در کمپرسورها پرداخته است. در انتها با ترکیب هندسه‌های موجود برای ورودی، بهترین هندسه ممکن برای کمپرسور خود را انتخاب کرده است [۴].

در این پژوهش، به مساله افزایش ظرفیت کمپرسور گریز از مرکز این توربوشارژر با حفظ نسبت فشار پرداخته شده است. هدف از افزایش ظرفیت کمپرسور این است که با افزایش میزان هوای ورودی، احتراق به احتراق دماپایین نزدیک‌تر شود. روش‌هایی که برای افزایش ظرفیت در این پژوهش به کار گرفته شده است، شامل تغییرات هندسی بوده و سعی شده است ابعاد کلی (قطر پروانه) کمپرسور که اندازه کمپرسور را مشخص می‌کنند، تغییر نکند؛ بنابراین با معرفی ۲ سناریو که شامل کاهش شعاع ریشه و افزایش شعاع شرود به همراه تغییر در محل پره‌های جداکننده افزایش ظرفیت، با حفظ نسبت فشار انجام شده است. همچنین سعی شده است که سرعت دورانی که عامل موثر در عملکرد توربین است، تغییر نکند و تنها به تغییرات ناچیز سرعت دورانی به منظور حفظ راندمان آدیاباتیک اکتفا شده است. لازم به ذکر است افزایش ظرفیت کمپرسور به افزایش توان دریافتی از کمپرسور منتج می‌شود که این موضوع مستلزم این است که توربین مقابل، توان لازم را تولید کند. بنابراین لازم است که تغییرات هندسی مشابهی به منظور افزایش توان توربین در این کمپرسور انجام شود.

۲- تعریف هندسه و نتایج تجربی

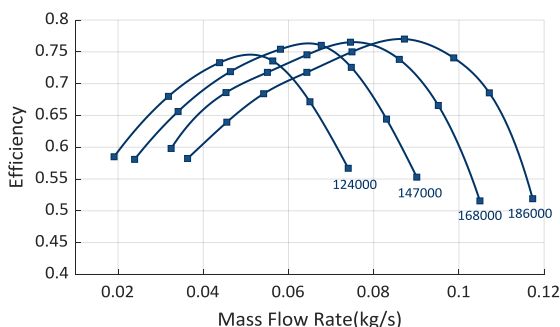
اطلاعات هندسی مربوط به هندسه پروانه گریز از مرکز که شمای کلی آن در شکل ۲ قرار دارد، مطابق جدول ۱ است. همچنین نمودارهای تجربی این کمپرسور در دمای ورودی ۱۵ درجه سانتیگراد و فشار ورودی یک اتمسفر، در شکل ۳ و شکل ۴ نمایش داده شده‌اند [۱۲]. همانطور که از نمودارها مشخص است، سرعت دورانی طراحی این کمپرسور ۱۸۶۰۰۰ دور بر دقیقه است. همچنین نقطه طراحی مطابق با دبی ۰٫۰۸۷۲ کیلوگرم بر ثانیه و نسبت فشار ۲٫۰۲ است. مابقی نقاط عملکردی کمپرسور در ۴ سرعت دورانی مختلف در منحنی‌های عملکردی ارائه شده است.

توربوشارژر مورد مطالعه قرار داد و سعی کرد با استفاده از روش‌های بهینه‌سازی مدرن بهترین پروفیل ممکن برای اسپلیتر را بدست آورد. پس از بهینه‌سازی، پروانه موجود ساخته شده و در یک توربوشارژر واقعی تست شده است. نتایج تست بهبود عملکرد و افزایش راندمان کمپرسور را نشان می‌دهد [۵]. رامچاندران در سال ۲۰۱۷ برای افزایش کارایی کمپرسور یک توربوشارژر موتور دیزل به‌منظور کاهش میزان آلایندگی در موتور، با روش طراحی آزمایش^۱ سعی داشته است که کمپرسور گریز از مرکز را در دور پایین بهینه کند بدون اینکه در دور بالا راندمان کمپرسور فدا شود [۶]. در سال ۲۰۱۷ توماس جان به‌منظور کاهش میزان آلایندگی در موتورهای احتراق داخلی، به افزایش نسبت فشار کمپرسور گریز از مرکز یک توربوشارژر نمونه پرداخته است. همچنین او سعی داشته که با افزایش نسبت فشار، دامنه کاری کمپرسور را حفظ کند. روش تحقیقاتی او بدین گونه بوده است که با تغییر در هندسه پروانه کمپرسور، نسبت فشار را افزایش داده است. روش‌های مورد مطالعه او برای تغییر هندسه، تغییر پهنای خارجی پروانه، افزایش شعاع شرود در ورودی و افزایش طول محوری پروانه بوده است [۷]. در سال ۲۰۱۷ رونالد بار و همکارش به بهینه‌سازی هندسه پروانه یک کمپرسور گریز از مرکز برای یک توربوشارژر پرداخته است. در این مطالعه از الگوریتم ژنتیک برای بهینه‌سازی نقطه طراحی کمپرسور استفاده شده است. پس از بهینه‌سازی راندمان آیزنتروپیک کمپرسور بیشتر شده و سرعت دورانی طراحی برای رسیدن به نسبت فشار مربوطه کاهش یافته است. همچنین ملاحظات مربوط به سازه پروانه و تنش‌های ایجاد شده در پروانه در نظر گرفته شده است [۸]. در سال ۲۰۱۸ چاندرامهان برای افزایش دامنه کارکردی کمپرسورهای گریز از مرکز از دو روش استفاده کرده است. یکی از این روش‌ها استفاده از دیفیوزر همگرا^۲ و روش دیگر استفاده از پوسته حفره دار^۳ است. استفاده از دیفیوزر همگرا باعث می‌شود که عملکرد کمپرسور در نقاط نزدیک به سرچ بهبود یابد. این محقق پس از بررسی عددی دیفیوزر همگرا، در قسمت شرود یک مجرا تحت عنوان پوسته حفره دار به سمت ورودی کمپرسور ایجاد کرده که نقش سیستم آنتی سرچ را بازی می‌کند. همچنین با تغییر شیب مجرای ایجادشده با استفاده از مدل‌سازی عددی بهترین شیب را برای کمپرسور مورد مطالعه‌اش انتخاب کرده است [۹]. قبل از رامچاندران در سال ۲۰۱۳ سرالاتان به اثر دیفیوزر چرخان در کارایی کمپرسور گریز از مرکز پرداخته بود. به این صورت که با افزایش قطر دیسک پروانه بدون پیشروی پره‌ها در دیسک می‌توان به فشار استاتیک بیشتر و راندمان بیشتری دست یافت [۱۰]. در سال ۲۰۱۸، فاروک توزیع زاویه پره نسبت به نمای نصف‌النهاری را در

¹ Design of Experiment

² Diffuser Pinch

³ Ported Shroud



شکل ۴- نمودار تجربی راندمان پلی تروپیک بر حسب دبی جرمی کمپرسور

۳- شبیه‌سازی عددی

برای مدل‌سازی کمپرسور، از روش براوج که در مرجع [۳] آمده‌است، استفاده شده است. در این روش کل مجموعه پروانه، دیفیوزر و حلزونی مدل‌سازی شده و استوانه‌هایی تحت عنوان ورودی و خروجی به اندازه ۵ برابر قطر لوله ورودی و خروجی کمپرسور تحت عنوان دامنه عددی، به مجموعه اضافه شده‌است. علت اضافه شدن استوانه‌های ورودی و خروجی این است که فشار ورودی و خروجی مطابق استاندارد ASME بلافاصله در ورودی و خروجی کمپرسور انجام نمی‌شود بلکه در فاصله معینی که ضریبی از قطر ورودی و خروجی است ابزارهای اندازه‌گیری فشار نصب می‌گردند. بنابراین اضافه کردن استوانه‌های ورودی و خروجی به نزدیک کردن نتایج عددی به نتایج تست تجربی کمک می‌کنند. علت انتخاب روش شبیه‌سازی این پژوهش مطابق روش براوج، شباهت هندسی شرایط شبیه‌سازی به کمپرسور مرجع است. همچنین این روش توسط محققان دیگری برای مدل‌سازی عددی توربوشارژرها انتخاب شده‌است که اطلاعات آن کمپرسورها علاوه بر اطلاعات هندسی یادشده، به لحاظ نسبت فشار و دور طراحی شباهت قابل‌قبولی به کمپرسور این پروژه تحقیقاتی دارد [۱۳و۴].

۳-۱- شبکه‌بندی و استقلال از شبکه

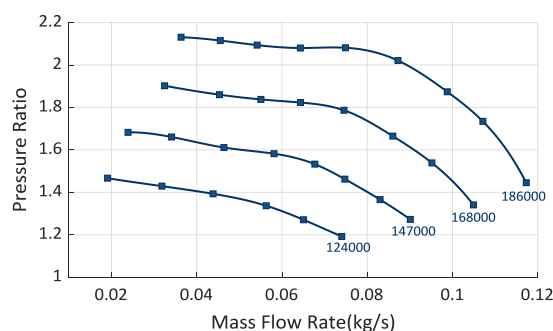
شبکه‌بندی پروانه و دیفیوزر با استفاده از نرم‌افزار توربوگرید (Turbogrid) با روش یک پره جداکننده (Single Splitter) و مقدار y^+ کمتر از ۳ انجام شده است. مقدار لقی^۲ بین شروود^۳ و پره مطابق هندسه اصلی، برابر با ۰٫۲۵ میلی‌متر در نظر گرفته شده‌است. شکل ۵ شبکه بندی پروانه را نمایش می‌دهند.



شکل ۲- نمای سه‌بعدی کمپرسور گریزمرکز توربوشارژر

جدول ۱- اطلاعات هندسی کمپرسور

قطر پروانه	۴۱ میلی‌متر
قطر ریشه در ورودی	۸٫۵ میلی‌متر
قطر ریشه در نوک	۳۱٫۲ میلی‌متر
تعداد پره‌های کامل	۶ عدد
تعداد پره‌های جداکننده	۶ عدد
محل قرارگیری پره جداکننده	۳۰ درصد طول نصف‌النهار ^۱
زاویه ورودی پره در خط میانه	۵۸٫۵ درجه
زاویه خروجی پره در خط میانه	۴۹٫۸ درجه

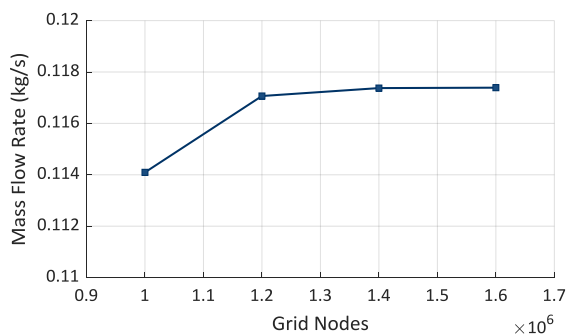


شکل ۳- نمودار تجربی نسبت فشار بر حسب دبی جرم کمپرسور

² Clearance

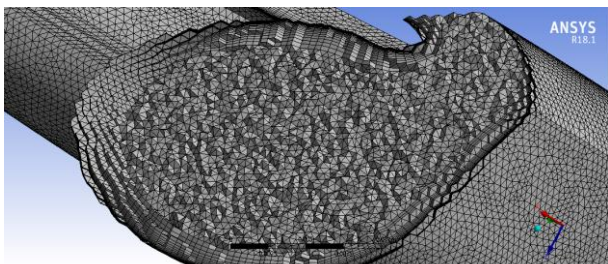
³ Shroud

¹ Meridional Length



شکل ۷- نمودار نسبت فشار و تعداد نقاط شبکه، مربوط به شبکه‌بندی مجموعه پروانه و دیفیوزر

برای شبکه‌بندی حلزونی ابتدا هندسه حلزونی، از نرم‌افزار Ansys Mesh استفاده می‌شود. شبکه‌بندی حلزونی به صورت بی‌سازمان و مثلثی است؛ اما در نزدیکی دیواره، شبکه‌بندی با سازمان با ۲۰ لایه مرزی و نرخ رشد ۱٫۲ است. طول اولین لایه‌مرزی در این شبکه‌بندی، ۱۰ میکرون در نظر گرفته شده است. شکل ۸ نمایانگر در نظر گرفتن لایه‌مرزی در نزدیکی دیواره است. پس از استقلال از شبکه با یک نقطه کاری، تعداد شبکه‌های مجرای حلزونی ۳٫۵ میلیون نقطه محاسبه شد.

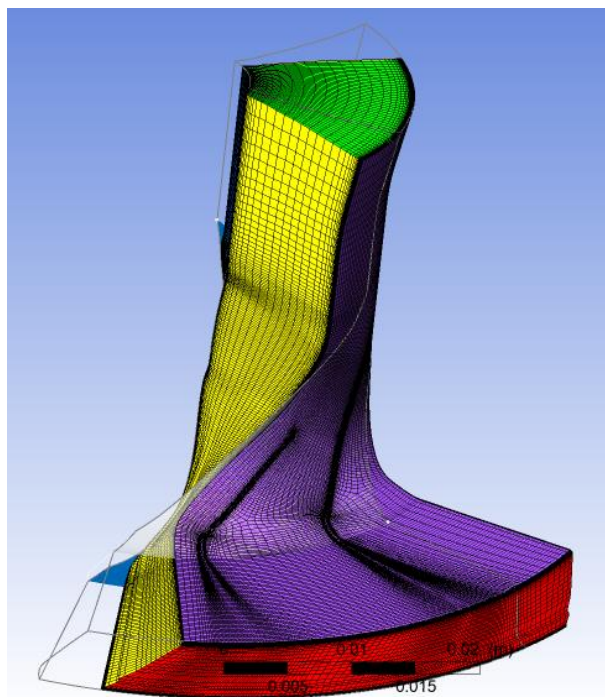


شکل ۸- برشی از داخل شبکه‌بندی حلزونی که نمایانگر شبکه‌بندی با سازمان در نزدیکی دیواره است

شبکه‌بندی مجراهای ورودی و خروجی در نرم‌افزار ICEM انجام شده است. برای شبکه‌بندی مجراهای ورودی و خروجی از شبکه‌بندی با سازمان و استفاده از یک O_Grid از ابتدا تا انتهای مجراها استفاده شده است. در نزدیکی دیواره، تعداد لایه‌ها افزایش یافته است تا اثرات لایه‌مرزی به خوبی دیده شوند.

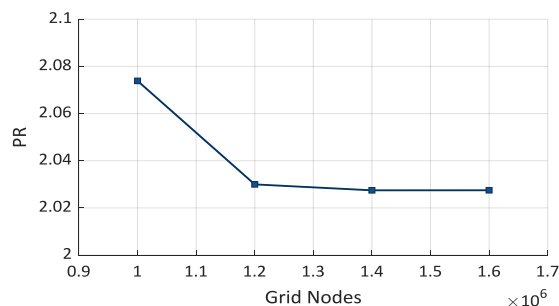
۳-۲- حل عددی و صحت‌گذاری

برای حل عددی در نرم‌افزار CFX تمامی شبکه‌های تولید شده در نرم‌افزار فراخوانی شده است که در مجموع ۶٫۹ میلیون نقطه شده است. نوع ماشین، کمپرسور گریزازمرکز و حل پایا^۱ انتخاب شده است. ترکیب گاز هوای ایده آل، روش توربولانسی SST، شرط مرزی فشار



شکل ۵- شبکه‌بندی پروانه و دیفیوزر در نمای سه‌بعدی

برای بررسی استقلال از شبکه، یک شرایط مرزی انتخاب شده و مجموعه در نرم‌افزار CFX برای شبکه‌های مختلف حل می‌شود. ریزتر شدن شبکه مادامی ادامه می‌یابد که نمودار نسبت فشار و دبی جرمی برحسب تعداد نقاط شبکه تقریباً ثابت شود. لازم به ذکر است که شرایط ورودی و خروجی در تمامی موارد مشابه است. در شرایط ورودی فشار ۱ بار و دمای ۲۸۸ کلین، در نظر گرفته شده است و در خروج، فشار استاتیک ۱٫۶ بار به عنوان شرط مرزی در نظر گرفته شده است. این شرایط مرزی در فرآیند استقلال از شبکه یکسان بوده و نسبت فشار سکون و دبی جرمی به عنوان موارد مطالعه در نظر گرفته شده‌اند. شکل ۶ نمودار نسبت فشار برحسب تعداد نقاط شبکه و شکل ۷ نمودار دبی جرمی برحسب تعداد نقاط شبکه را نشان می‌دهد.



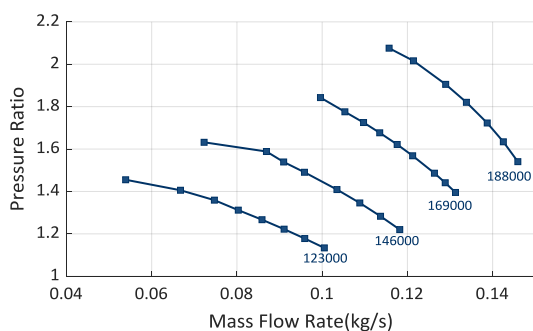
شکل ۶- نمودار نسبت فشار و تعداد نقاط شبکه، مربوط به شبکه‌بندی مجموعه پروانه و دیفیوزر

¹ Steady State

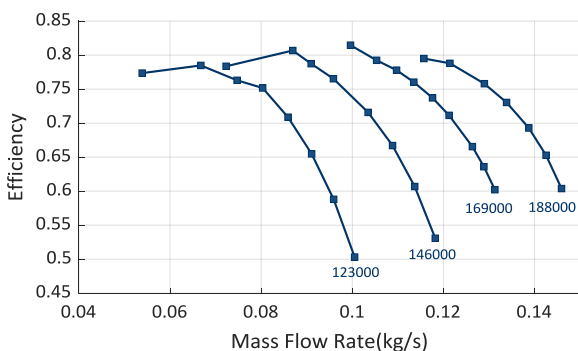
در پروانه انجام خواهد شد؛ بنابراین لازم است که پروانه به تنهایی مدل‌سازی شود؛ اما از آنجایی که مدل‌سازی توربومشین‌ها بدون خروجی مناسب، خطای فراوانی را به همراه خواهد داشت، دیفیوزر نیز به‌عنوان عامل همگرایی در مدل‌سازی آورده می‌شود.

با توجه به مطالب گفته‌شده، هندسه پروانه و دیفیوزر به تنهایی مدل‌سازی می‌شوند. شبکه استفاده‌شده برای مدل‌سازی، همانند شبکه مجموعه پروانه و دیفیوزر در بخش اعتبارسنجی است. همچنین روش حل عددی مجموعه پروانه و دیفیوزر مانند بخش قبل است. حل عددی برای ۴ سرعت دورانی و دبی‌های جرمی مختلف انجام شده‌است.

شکل ۱۰ و شکل ۱۱ به ترتیب منحنی‌های عملکردی نسبت فشار بر حسب دبی جرمی و منحنی‌های عملکردی راندمان بر حسب دبی جرمی را نشان می‌دهد.



شکل ۱۰- نمودار نسبت فشار بر حسب دبی جرمی در مدل‌سازی هندسه اولیه پروانه و دیفیوزر



شکل ۱۱- نمودار راندمان بر حسب دبی جرمی در مدل‌سازی هندسه اولیه پروانه و دیفیوزر

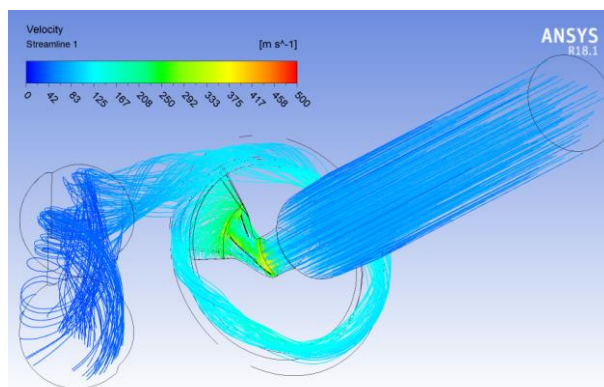
۴-۱- مقیاس کردن کمپرسور برای افزایش دبی جرمی

در این پژوهش، برای افزایش ظرفیت دبی جرمی کمپرسور، دو سناریو مطرح می‌گردد. سناریو اول کاهش شعاع ریشه به‌منظور افزایش ظرفیت با کمترین هزینه ممکن و سناریو دوم افزایش شعاع سرود با منظور کردن شعاع ریشه کاهش یافته، در سناریو اول است. در سناریو اول کاهش شعاع ریشه و تنظیم زوایای پره باعث افزایش دبی

استاتیک در خروج، شرط مرزی جرم در ورود و دمای سکون ورودی ۲۸۸،۱۵ کلین در نظر گرفته شده‌است. همچنین رابط^۱ بین اجزا از نوع Mixing Plane به منظور همگرایی سریع‌تر انتخاب شده‌است. موارد Advection Scheme و Turbulence Numeric و High Resolution در نظر گرفته شده‌است.

پس از تنظیمات لازم در CFX، حل عددی صورت گرفت. شکل ۹ نتایج مربوط به خطوط جریان از ورود تا خروج را نشان می‌دهد. مقادیر $Y+$ در نرم‌افزار CFX کمتر از ۵ محاسبه شد که برای روش توربولانسی SST قابل قبول است.

از آنجایی که شرایط مرزی و تعداد شبکه بسیار زیاد است، همگرایی این مجموعه بسیار زمان‌بر بود. بنابراین دو نقطه محدود برای اعتبارسنجی در نظر گرفته شده‌است. جدول ۲ نتایج مربوط به این دو نقطه را به همراه میزان خطا، نمایش می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود نتایج عددی با نتایج تجربی تطابق مناسبی دارند. میزان خطاها بین ۱ تا ۳ درصد است که این نشان می‌دهد مدل‌سازی صحیح بوده‌است.



شکل ۹- خط جریان از ورودی تا خروجی در مجموعه کمپرسور

جدول ۲- مقایسه نتایج شبیه‌سازی عددی و داده‌های تجربی

شماره	سرعت دورانی (rpm)	دبی جرمی (kg/s)	نسبت فشار تجربی	نسبت فشار عددی	خطا (%)
۱	۱۸۶۴۲۸	۰،۰۸۷۲	۲،۰۲	۲،۰۳	۰،۹۸
۲	۱۸۶۵۳۰	۰،۱۰۷۱	۱،۷۳	۱،۷۵	۲،۵

۴-۲ تحلیل نتایج عددی

برای ادامه کار، لازم است که مدل‌سازی عددی به‌صورت گسترده‌تری انجام شود تا در مراحل بعدی نتایج قابل‌مقایسه باشند. در این پروژه تحقیقاتی به افزایش ظرفیت بخش حلزونی و بخش دیفیوزر، پرداخته نمی‌شود. هر آنچه تحت عنوان تغییر در هندسه به آن پرداخته می‌شود

¹ Interface

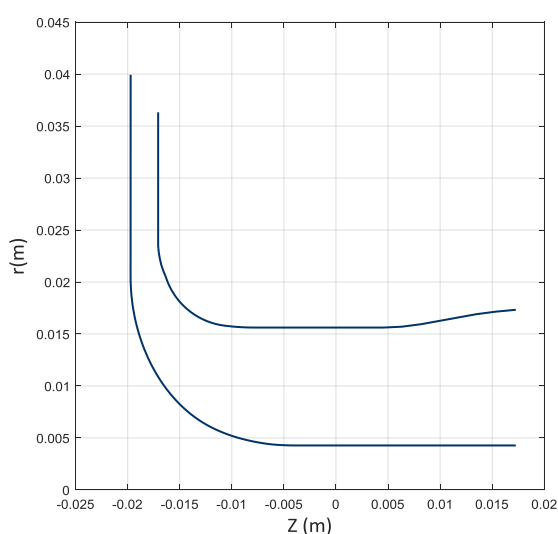
راندمان کمپرسور اثر دارد. با توجه به مرجع [۱۴] مقدار بهینه ضریب جریان در کمپرسورهای گریز از مرکز بین ۰,۰۷ تا ۰,۱۳ است. در کمپرسور مورد مطالعه مقدار ضریب جریان برابر با ۰,۱۳ است که در این بازه قرار دارد.

با در نظر گرفتن مقدار بهینه برای ضریب جریان و با معلوم بودن سرعت خطی پروانه در نوک، با استفاده از معادله ۴-۴ می‌توان شعاع پروانه را محاسبه کرد و پس از آن سرعت دورانی پروانه قابل محاسبه است. برای محاسبه پهنای ورودی و خروجی پره، می‌توان از معادله بقای جرم استفاده کرد.

۴-۳- طراحی سه بعدی

پس از طراحی یک بعدی پروانه، لازم است که طراحی سه بعدی انجام شود. برای طراحی سه بعدی، از نمای نصف النهاری هندسه اصلی بهره گرفته شده است. شکل ۱۲، نمای نصف النهاری پروانه را نشان می‌دهد.

برای مقیاس بندی کمپرسور، نمای نصف النهاری در ورودی و خروجی عریض تر می‌شود به صورتی که تابع منحنی‌های ریشه و شروود، ثابت باقی بماند. عریض کردن دهانه ورودی و خروجی پروانه به افزایش دبی جریان کمک می‌کند. برای توزیع زوایا از توزیع زوایای آنگیر استفاده شده است. علت این امر آن است که توزیع زوایای هندسه اصلی توسط نرم افزار BladeGen، به علت پیچیدگی‌های پره، از دقت لازم برخوردار نبود. از آنجایی که برای مقیاس بندی کمپرسور حتما باید توزیع زوایای مناسب اتخاذ می‌گردید، از تابع آنگیر برای توزیع زوایای پره در مرحله مقیاس بندی استفاده شد که در مرجع [۱۴] به تفصیل در مورد آن توضیح داده شده است.



شکل ۱۲- نمای نصف النهاری هندسه اصلی

برای مقایسه تغییر توزیع زوایا در سناریوها، هندسه اصلی یک بار توسط روش آنگیر طراحی شد و توزیع زوایای هندسه اصلی مطابق با

جریان با حفظ نسبت فشار و راندمان می‌شود. همچنین مزیت این روش آن است که افزایش دبی باعث تغییر در ابعاد اصلی (قطر پروانه) نخواهد شد. بنابراین؛ با حفظ فضای کلی و کمترین هزینه، افزایش ظرفیت یا مقیاس بندی انجام می‌شود.

در سناریو دوم، افزایش شعاع شروود به همراه شعاع ریشه کاهش یافته سناریوی اول، امکان افزایش ظرفیت بالاتری را فراهم می‌کند که مزیت سناریو اول را نیز به همراه دارد. همچنین تنظیم توزیع زوایا به منظور حفظ راندمان کمپرسور، باعث می‌شود که با حفظ نسبت فشار و افزایش ناچیز سرعت دورانی، افزایش ظرفیت بیشتری نتیجه شود.

۴-۲- طراحی یک بعدی

تغییرات هندسی با استفاده از طراحی یک بعدی کمپرسورهای گریز از مرکز ایجاد شده است. روش طراحی یک بعدی مطابق با روش آنگیر و ویتفیلد است [۱۴ و ۱۵].

برای طراحی یک بعدی کمپرسور گریز از مرکز با دبی جرمی و نسبت فشار معلوم از رابطه نسبت فشار استفاده می‌شود:

$$P_R^{(\gamma-1)/\gamma} = 1 + (\gamma - 1)\eta_{stage}\lambda M_u^2 \quad (1)$$

که در آن P_R نسبت فشار، γ نسبت ظرفیت گرمایی و η_{stage} راندمان آیزنتروپیک طبقه است. در این معادله M_u ماخ دورانی است که در معادله ۲-۴ تعریف می‌شود:

$$M_u = \frac{U_2}{a_0} \quad (2)$$

که در آن U_2 سرعت خطی پروانه در نوک پره و a_0 سرعت صوت در حالت سکون است. λ نسبتی است که در معادله ۳-۴ تعریف می‌شود:

$$\lambda = \frac{\mu}{1 - (\tan\beta_{B2}/\tan\alpha_2)} \quad (3)$$

که در آن μ ضریب لغزش، β_{B2} زاویه پره در خروج نسبت به محور مماسی پروانه و α_2 زاویه جریان در خروج است.

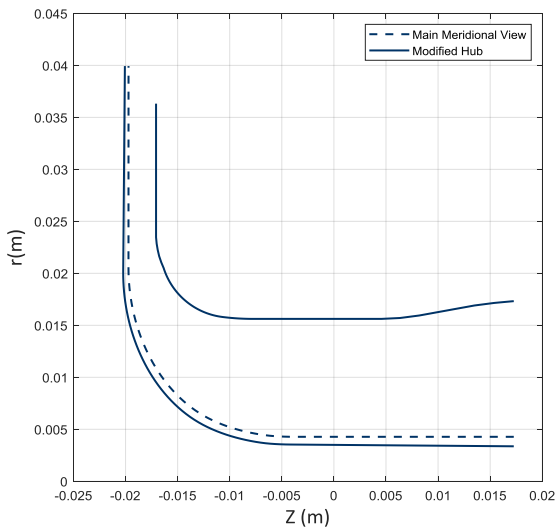
از معادله ۱-۴ می‌توان مقدار ماخ دورانی را محاسبه کرد و با استفاده از معادله ۲-۴ می‌توان مقدار سرعت خطی پروانه در نوک را محاسبه کرد که مهم ترین پارامتر هندسی پروانه را نشان می‌دهد. همانطور که مشخص است سرعت خطی پروانه در نوک، حاصل ضرب شعاع پروانه در سرعت دورانی پروانه است. با استفاده از معادله ضریب جریان می‌توان مقدار قطر و سرعت دورانی پروانه را محاسبه کرد.

$$\phi = \frac{\dot{m}}{\rho_{0t}\pi r_2^2 U_2} \quad (4)$$

که در آن \dot{m} مقدار دبی جرمی، ρ_{0t} چگالی جریان ورودی در حالت سکون، r_2 شعاع پروانه، U_2 سرعت دورانی پروانه و a_0 سرعت صوت جریان ورودی در حالت سکون است. مقدار ضریب جریان نماینده مقدار جریان ورودی نسبت به هندسه است که مستقیماً در

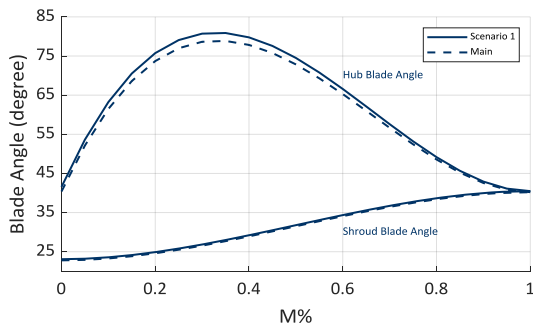
۴-۴- سناریو اول: تغییر شعاع ریشه

در این مرحله قطر ریشه هندسه موجود به اندازه ۱٫۸ میلی‌متر در ورودی کاهش داده شده‌است؛ به طوری که تابع کلی منحنی ریشه تغییر نکند. این افزایش ظرفیت طبق طراحی یک بعدی، برای افزایش ۵ درصدی دبی جرمی با حفظ نسبت فشار و راندمان طراحی شده است. نمودار نمای نصف‌النهار هندسه سناریو اول و هندسه اصلی در شکل ۱۴ نمایش داده شده است.



شکل ۱۴- نمای نصف‌النهاری هندسه جدید در سناریو اول

همچنین با توجه به طراحی یک بعدی، زاویه پره در ورودی و خروجی در محدوده ۱ درجه تغییر می‌کند. شکل ۱۵ نمودار مربوط به تغییرات زاویه پره نسبت به طول نصف‌النهاری است. تغییر زاویه ورودی در ریشه ۱٫۲ درجه، در شروود ۰٫۲ درجه است. تغییر زاویه خروجی در ریشه و نوک ۰٫۲۵ درجه، نسبت به زاویه هندسه اصلی رخ داده است. مقدار ماکسیمم زاویه پره در ریشه ۲ درجه افزایش یافته‌است. پس از تغییرات حاصل شده در نمودار توزیع زاویه پره و نمودار نمای نصف‌النهاری پره، شکل سه‌بعدی پره ایجاد می‌گردد.



شکل ۱۵- توزیع زاویه پره بر حسب طول نصف‌النهاری در سناریو اول

روش آنگیر تعیین گردید. لازم به ذکر است که تغییر توزیع زوایا جزو درجات آزادی مقیاس‌کردن است و استفاده از هر نوع توزیع زوایا جهت دریافت نتیجه بهتر، قابل قبول می‌باشد.

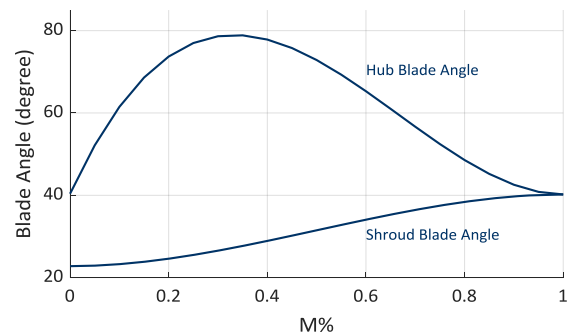
شکل ۱۳، توزیع زوایای پروانه را در ریشه و شروود، طبق روش آنگیر نمایش می‌دهد. در این شکل توزیع زوایا برحسب درصد M نشان داده شده‌اند. متغیر M مطابق زیر تعریف می‌شود:

$$M = \int dM \quad (5)$$

$$= \int \sqrt{dr^2 + dz^2}$$

که در آن مقدار r و z ، محورهای مختصات در نمای نصف‌النهاری هستند که به ترتیب در راستای شعاع و محور دوران قرار دارند.

در پروانه کمپرسورهای گریز از مرکز، ضخامت از ریشه تا شروود به صورت خطی تغییر می‌کند و در طول آن ثابت است. با توجه به این موضوع ضخامت ریشه، برابر با ۰٫۵ میلیمتر (بدون در نظر گرفتن فیلِت^۱) و ضخامت شروود برابر با ۰٫۳ میلیمتر در نظر گرفته شده است. نیروی گریز از مرکز در یک دیسک دوار با توان دوم سرعت خطی دیسک در خروجی (U_2) رابطه مستقیم دارد [۱۶]. با توجه به اینکه در مقیاس بندی، قطر پروانه ثابت بوده و سرعت دورانی پروانه کمتر از ۲ درصد افزایش می‌یابد، تنش‌های وارد به دیسک افزایش چشمگیری (در حدود ۴) نخواهد داشت. همچنین افزایش دبی جرمی به افزایش نیروی مومنتوم به دیسک می‌انجامد که می‌توان با تغییر منحنی ضخامت پشت دیسک، تنش‌های ایجاد شده را جبران کرد. بنابراین ضخامت ریشه و شروود در سناریو اول و دوم مطابق با هندسه اصلی پروانه لحاظ خواهد شد.



شکل ۱۳- توزیع زوایای پره در ریشه و شروود طبق روش آنگیر در هندسه اصلی

¹ Fillet

استقلال از شبکه صورت گرفته در بخش اعتبارسنجی حل عددی، مستقل از شبکه شد.

پس از بررسی استقلال از شبکه، حل عددی مطابق تنظیمات ایجادشده در نرم‌افزار CFX در قسمت اعتبارسنجی، برای شبیه‌سازی عددی هندسه پروانه و دیفیوزر انجام شد. همچنین مقدار بیشینه $Y+$ در حل عددی کمتر از ۵ است که مناسب روش توربولانسی SST می‌باشد.

در ادامه، حل عددی مربوط به هندسه جدید در دو نقطه تقریباً هم‌ارز با هندسه اصلی انجام شد. به طوری که شرایط ورودی (دما و فشار) و شرایط خروجی (فشار استاتیک) در هر دو هندسه کاملاً یکسان در نظر گرفته شد، با این تفاوت که هر هندسه در دور طراحی خودش دوران کند. هندسه اول در دور ۱۸۶۰۰۰ دور بر دقیقه و هندسه دوم در دور ۱۹۰۰۰۰ دور بر دقیقه. علت این انتخاب برای سرعت دورانی این است که هر دو هندسه در دور طراحی خود مورد بررسی قرار بگیرند و همچنین تغییر دور دورانی هم در راندمان کمپرسور اثر دارد، هم در نسبت فشار حاصل شده. بنابراین برای مقایسه از نسبت سرعت استفاده می‌شود. علاوه بر سرعت دورانی، نسبت فشار در دو نقطه انتخابی، برابر در نظر گرفته شد تا تنها عامل مقایسه دو هندسه، دبی جرمی حاصل شده از نتایج حل عددی باشد. نتایج مربوط به دبی جرمی حاصل شده دو نقطه انتخابی در جدول ۳ آمده است. همان‌طور که مشخص است دبی جرمی در نقطه اول ۱٫۷۸ درصد و در نقطه دوم ۱٫۸۹ درصد افزایش یافته و نتیجه حاصله بیش از ۳ درصد از نتیجه پیش بینی شده کمتر است؛ بنابراین تغییر شعاع ریشه به‌تنهایی نمی‌تواند راه‌حل مسئله باشد.

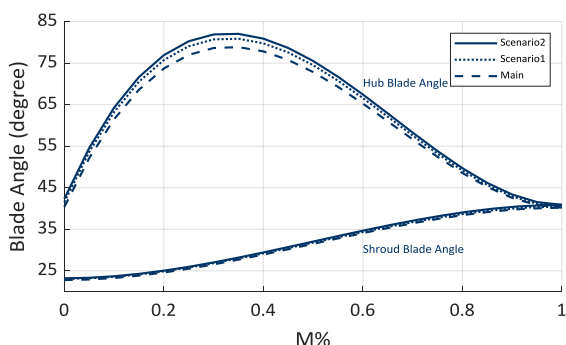
جدول ۳- نتایج عملکردی هندسه جدید در سناریو اول

شماره	دبی جرمی (kg/s)	نسبت دبی جرمی	افزایش ظرفیت (%)	نتایج عملکردی هندسه جدید در سناریو اول	
				دبی جرمی (kg/s)	نسبت دبی جرمی
۱	۰٫۱۰۲۳	۰٫۱۰۰۶	۲٫۰۸	۱٫۷۸	۱
۲	۰٫۱۰۹۹	۰٫۱۰۷۹	۱٫۹۳	۱٫۸۹	۲

برای ایجاد پره جداکننده، پره کامل در ۳۰ درصد طول نصف‌النهاری مطابق هندسه اصلی بریده شده است. برای افزایش ظرفیت به مقدار ۵ درصد پیش بینی شده، باز طراحی انجام شد. برای بازطراحی پارامترهای بی‌بعد باید تعیین شوند. پارامترهای بی‌بعد طراحی کمپرسورهای گریز از مرکز، شامل دو پارامتر اصلی ضریب جریان و عدد ماخ دورانی است که به ترتیب مطابق معادلات ۲-۴ و ۴-۴ تعریف می‌شود.

همانطور که گفته شد، در کمپرسور مورد مطالعه مقدار ضریب جریان برابر با ۰٫۱۳ است که در بازه بهینه قرار دارد. با توجه به این که در سناریو اول مقداری دبی جرمی ۵ درصد افزایش می‌یابد، مقدار ضریب جریان افزایش یافته و باعث می‌شود راندمان کاهش یابد. کاهش راندمان به این معنی است که با توجه به هندسه اصلی و در دور و شرایط کاری مشابه، نسبت فشار کمتری حاصل می‌شود. بنابراین لازم است که مقدار عدد ماخ دورانی که با نسبت فشار رابطه مستقیم دارد، افزایش یابد. با توجه به این که سرعت صوت با حفظ شرایط ورودی (فشار یک بار و دمای ۱۵ درجه) ثابت می‌ماند، تنها عاملی که می‌توان جهت افزایش عدد ماخ دورانی تغییر داد، سرعت خطی پروانه است (U_2). سرعت خطی پروانه تابع قطر پروانه و دور دورانی است و در این پژوهش ثابت نگه‌داشتن قطر پروانه به منظور محدود بودن فضا و کاهش هزینه، از اهمیت فراوانی برخوردار است. بنابراین تنها عاملی که می‌توان با تغییر دادن آن، کاهش راندمان را جبران کرد، دور دورانی است. با توجه به اینکه سرعت خطی پروانه با مقدار ضریب جریان نسبت عکس دارد، افزایش سرعت خطی پروانه، نه تنها به افزایش فشار کمک می‌کند، بلکه با نزدیک کردن ضریب جریان به مقدار قبلی، به ثابت ماندن راندمان کمپرسور کمک می‌کند. با توجه به کد یک بعدی نوشته شده در بازطراحی کمپرسور، مقدار افزایش سرعت دورانی برابر با ۲۰۰۰ دور بر دقیقه جهت حفظ نسبت فشار، برآورد شد. اما پس از تولید هندسه و بررسی نتایج عددی، افزایش ۲۰۰۰ دور بر دقیقه سرعت دورانی، کمتر از حد انتظار بوده و نسبت فشار لازم در شرایط یکسان در هندسه تغییر یافته نسبت به هندسه اصلی، حاصل نشد. بنابراین با استفاده از روش عددی و افزایش پله‌ای سرعت دورانی، هندسه تغییر یافته در دور ۱۹۰۰۰۰ دور بر دقیقه (افزایش ۴۰۰۰ دور بر دقیقه) در شرایط یکسان ورودی و فشار استاتیک خروجی، نسبت فشار برابر حاصل شد. بنابراین در سناریو اول دور طراحی ۱۹۰۰۰۰ دور بر دقیقه انتخاب شد.

همانند بخش اعتبارسنجی، هندسه ایجادشده به‌صورت فایل‌های ورودی نرم‌افزار Turbogrid تبدیل می‌شود. پس‌از آن مطابق روش‌های ذکر شده در بخش اعتبارسنجی پس از ایجاد چند شبکه، بررسی استقلال از شبکه صورت می‌گیرد. بدین منظور شبکه‌بندی برای ۹۰۰۰۰۰، ۱۱۰۰۰۰۰ و ۱۴۰۰۰۰۰ نقطه برای مجموعه پروانه و دیفیوزر در نظر گرفته شد که در ۱۴۰۰۰۰۰ نقطه، مطابق روش



شکل ۱۷- نمودار توزیع زاویه پره برحسب طول نصف‌النهاری در سناریوی دوم

در ادامه، حل عددی مربوط به هندسه جدید در نقاط تقریباً هم‌ارز با هندسه اصلی انجام شد. نتایج مربوط به حل عددی نقاط به صورت نمودارهای مقایسه‌ای نسبت فشار برحسب پارامتر جرمی و راندمان برحسب پارامتر جرمی به ترتیب در شکل ۱۸ و شکل ۱۹ آورده شده است. لازم به ذکر است که مقدار سرعت دورانی در هر نمودار نسبت به سرعت دورانی نقطه طراحی، بی‌بعد شده است.

با توجه به شکل ۱۸، نتایج تغییرات هندسی لحاظ شده به منظور افزایش ظرفیت، قابل مشاهده است. همانطور که مشاهده می‌شود افزایش ظرفیت کمپرسور نسبت به نتایج حل عددی هندسه اصلی ایجاد شده است. نتایج نشان می‌دهد که در منحنی دور طراحی، نسبت سرعت ۱، درصد افزایش ظرفیت به ازای نسبت فشار ثابت، در نزدیکی‌های نقطه طراحی از ۱۷ درصد فراتر می‌رود. با دور شدن از نقطه طراحی و حرکت به سمت راست و چپ منحنی، این افزایش ظرفیت کمتر شده و به ۱۵٫۸ درصد می‌رسد. در دورهای کمتر از دور طراحی، نسبت دور کمتر از ۱، هر چه نسبت دور کمتر می‌شود درصد افزایش ظرفیت به ازای نسبت فشار ثابت کمتر می‌شود. در نسبت دور ۰٫۸۹، افزایش ظرفیت در میانه منحنی بیش از ۱۵ درصد است اما با دورتر شدن از این ناحیه، درصد افزایش ظرفیت کاهش یافته و به ۱۴٫۵ درصد می‌رسد. در نسبت دور ۰٫۷۸، درصد افزایش ظرفیت به ازای نسبت فشار ثابت، در میانه منحنی تقریباً ۱۴ درصد است، اما با دور شدن از آن، درصد افزایش ظرفیت کاهش یافته و به ۱۲٫۷ درصد می‌رسد. در نسبت دور ۰٫۶۶، درصد افزایش ظرفیت در میانه بالاتر از ۱۳ درصد است و با دور شدن از آن، این مقدار کاهش یافته و به ۱۰ درصد می‌رسد. بنابراین می‌توان نتیجه گرفت که در دور طراحی تغییرات هندسی ایجاد شده به طور میانگین ۱۶٫۵ درصد افزایش ظرفیت ایجاد کرده است؛ اما هر چه نقاط عملکردی از دور طراحی و نقطه طراحی دورتر می‌شوند اثر تغییرات هندسی ایجاد شده کاهش می‌یابد. با توجه به شکل ۱۹ راندمان کمپرسور در نسبت دورهای کمتر از دور طراحی به نسبت هندسه اصلی کاهش یافته است. همچنین با دورتر شدن از میانه منحنی‌ها، راندمان در مقایسه با هندسه اصلی کاهش یافته است. همچنین در شکل ۱۸ شیب نمودار

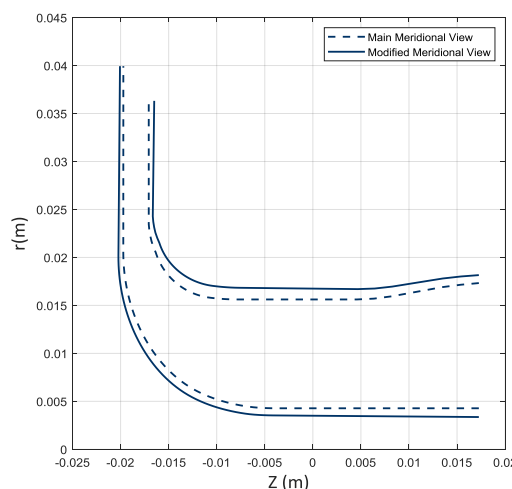
۴-۵- تغییر شعاع شروود و تغییر در محل قرارگیری پره‌های جداکننده

در سناریو دوم سعی می‌شود که با تغییر شعاع شروود، هم ۳ درصد باقی‌مانده را جبران کرد، هم به ۱۵ درصد افزایش ظرفیت رسید. در این مرحله با حفظ هندسه موجود در سناریو اول مقدار قطر شروود به اندازه ۱٫۶۳ میلی‌متر افزایش می‌یابد به طوری که شکل کلی شروود تغییر نکند. این افزایش ظرفیت مطابق طراحی یک‌بعدی، برای افزایش ۱۰ تا ۱۲ درصد ظرفیت طراحی شده است؛ بنابراین با افزایش ۲ درصدی دبی جرمی در بخش سناریو اول، به ۱۵ درصد افزایش دبی ایجاد شده برسد. با توجه به مطالب گفته شده نمودار نمای نصف‌النهاری هندسه سناریو دوم و هندسه اصلی در شکل ۱۶ نمایش داده شده است.

همچنین توزیع زاویه پره برحسب درصد طول نصف‌النهاری در ریشه و شروود مطابق شکل ۱۷ است. همان‌طور که در سناریو اول گفته شد، تغییرات زاویه پره در ورودی و خروجی شروود به ترتیب به اندازه ۰٫۲ و ۰٫۴ درجه، و در ورودی و خروجی ریشه به ترتیب ۰٫۸ و ۰٫۴ درجه است. همچنین مقدار زاویه بیشینه در توزیع زوایای ریشه نسبت به هندسه سناریو دوم ۲ درجه افزایش داشته است.

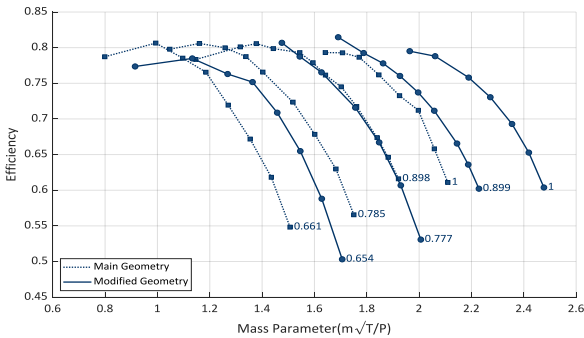
پس از تغییرات حاصل شده در نمودار توزیع زاویه پره و نمودار نمای جانبی پره، شکل سه‌بعدی پره ایجاد شد. برای ایجاد پره جداکننده، پره

کامل در ۳۵ درصد نمای نصف‌النهاری بریده شده است. در هندسه اصلی، پره جداکننده در ۳۰ درصد نمای نصف‌النهاری قرار داشت اما در سناریو دوم پره جداکننده عقب‌تر آمده تا انسداد جریان توسط پره جداکننده کمتر شود و کاهش فشار ناشی از آن توسط افزایش ناچیز سرعت دورانی جبران شود. در اینجا افزایش سرعت دورانی طراحی ۱ درصد است؛ یعنی سرعت دورانی نقطه طراحی از ۱۸۶۰۰۰ دور بر دقیقه به ۱۸۸۰۰۰ دور بر دقیقه رسیده است.



شکل ۱۶- نمای نصف‌النهاری هندسه جدید در سناریو اول و هندسه اصلی

تغییریافته سناریو دوم نسبت به هندسه اولیه کمتر شده است و این بدین معنی است که هندسه جدید محدوده بیشتری را پوشش می‌دهد.



شکل ۱۹- نمودار راندمان بر حسب دبی جرمی بی بعد شده در مقایسه با هندسه اصلی و هندسه نهایی

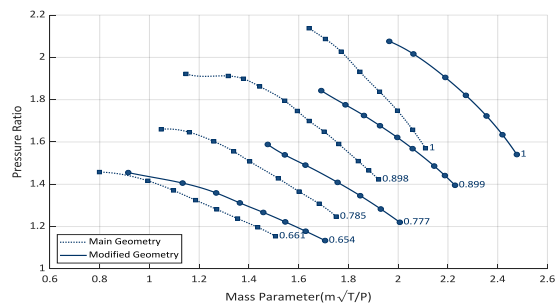
۵- نتیجه گیری

در این پژوهش به افزایش ظرفیت کمپرسور گریز از مرکز توربوشارژر یک موتور احتراق داخلی با هدف افزایش قدرت موتور و نزدیک شدن به احتراق دما پایین با هدف نهایی کاهش آلاینده‌ها پرداخته شده است. در این پژوهش مقیاس بندی کمپرسور با حفظ اندازه موتور و ابعاد کلی توربوشارژر برای کاهش هزینه ساخت انجام شد. در ابتدا با استفاده از نتایج مربوط به داده‌های تجربی کمپرسور موجود، شبیه سازی عددی هندسه اصلی با استفاده از نرم افزارهای توربوگریید، انسیس مش، ICEM، دیزاین مدرلر و CFX انجام شد. اما به علت هزینه محاسباتی بالا، بخش حلزونی از حل عددی حذف گردید و روی پروانه و دیفیوزر به تنهایی حل عددی انجام شد. حل عددی مربوط به پروانه و دیفیوزر به عنوان مرجع مقایسه مقیاس بندی کمپرسور، در این پژوهش انتخاب گردید.

برای مقیاس بندی کمپرسور ابتدا با طراحی کمپرسور گریز از مرکز انجام شد. برای با طراحی یک بعدی از روش های طراحی ویتفیلد و آنگبر استفاده شد. برای طراحی سه بعدی کمپرسور، از نمای نصف النهاری کمپرسور موجود به عنوان مرجع استفاده شد به طوری که توابع منحنی های ریشه و شروید تغییر نکنند. برای توزیع زوایای پره از روش توزیع زوایای آنگبر استفاده شد. در ادامه، با استفاده از روش های طراحی یک بعدی و طراحی سه بعدی، دو سناریو برای افزایش ظرفیت کمپرسور انتخاب گردید. سناریو اول به کاهش شعاع ریشه در ورودی به اندازه ۱٫۸ میلی متر و کاهش شعاع ریشه در خروج با استفاده از طراحی یک بعدی به منظور افزایش ظرفیت ۵ درصد انجام شد. نتایج حل عددی مربوط به تغییرات ایجاد شده در سناریو اول در دو نقطه در دور طراحی، نسبت دور ۱، انجام شد. نتایج مربوط به سناریو اول کمتر از ۲ درصد شد که کمتر از حد انتظار (۵ درصد) بود. در سناریو دوم شعاع شروید در ورودی به اندازه ۱٫۶۳ میلی متر افزایش یافت. همچنین پره های جداکننده جریان در ۳۵ درصد نمای

نسبت فشار بر حسب پارامتر جرمی در هندسه تغییر یافته سناریو دوم نسبت به هندسه اولیه کمتر شده است و این بدین معنی است که هندسه جدید محدوده بیشتری را پوشش می‌دهد.

با توجه به شکل ۱۸، نتایج تغییرات هندسی لحاظ شده به منظور افزایش ظرفیت، قابل مشاهده است. همانطور که مشاهده می‌شود افزایش ظرفیت کمپرسور نسبت به نتایج حل عددی هندسه اصلی ایجاد شده است. نتایج نشان می‌دهد که در منحنی دور طراحی، نسبت سرعت ۱، درصد افزایش ظرفیت به ازای نسبت فشار ثابت، در نزدیکی های نقطه طراحی از ۱۷ درصد فراتر می‌رود.



شکل ۱۸- نمودار مقایسه ای نسبت فشار بر حسب پارامتر جرمی برای هندسه اصلی و هندسه نهایی

با دور شدن از نقطه طراحی و حرکت به سمت راست و چپ منحنی، این افزایش ظرفیت کمتر شده و به ۱۵٫۸ درصد می‌رسد. در دورهای کمتر از دور طراحی، نسبت دور کمتر از ۱، هر چه نسبت دور کمتر می‌شود درصد افزایش ظرفیت به ازای نسبت فشار ثابت کمتر می‌شود. در نسبت دور ۰٫۸۹، افزایش ظرفیت در میانه منحنی بیش از ۱۵ درصد است اما با دورتر شدن از این ناحیه، درصد افزایش ظرفیت کاهش یافته و به ۱۴٫۵ درصد می‌رسد. در نسبت دور ۰٫۷۸، درصد افزایش ظرفیت به ازای نسبت فشار ثابت، در میانه منحنی تقریباً ۱۴ درصد است، اما با دور شدن از آن، درصد افزایش ظرفیت کاهش یافته و به ۱۲٫۷ درصد می‌رسد. در نسبت دور ۰٫۶۶، درصد افزایش ظرفیت در میانه بالاتر از ۱۳ درصد است و با دور شدن از آن، این مقدار کاهش یافته و به ۱۰ درصد می‌رسد. بنابراین می‌توان نتیجه گرفت که در دور طراحی تغییرات هندسی ایجاد شده به طور میانگین ۱۶٫۵ درصد افزایش ظرفیت ایجاد کرده است؛ اما هر چه نقاط عملکردی از دور طراحی و نقطه طراحی دورتر می‌شوند اثر تغییرات هندسی ایجاد شده کاهش می‌یابد. با توجه به شکل ۱۹ راندمان کمپرسور در نسبت دورهای کمتر از دور طراحی به نسبت هندسه اصلی کاهش یافته است. همچنین با دورتر شدن از میانه منحنی ها، راندمان در مقایسه با هندسه اصلی کاهش یافته است. همچنین در شکل ۱۸ شیب نمودار نسبت فشار بر حسب پارامتر جرمی در هندسه

combustion engines," *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 46, pp. 12-71, 2015.

[3] A. Broatch, J. Galindo, R. Navarro, and J. García-Tíscar, "Numerical and experimental analysis of automotive turbocharger compressor aeroacoustics at different operating conditions," *Int. J. Heat Fluid Flow*, vol. 61, pp. 245-255, 2016.

[4] J. Galindo, A. Gil, R. Navarro, and D. Tarí, "Analysis of the impact of the geometry on the performance of an automotive centrifugal compressor using CFD simulations," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 148, no. November 2018, pp. 1324-1333, 2019.

[5] S.A. Moussavi Torshizi, A. Hajilouy Benisi and M. Durali. "Numerical optimization and manufacturing of the impeller of a centrifugal compressor by variation of splitter blades." *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*. Vol. 49866. American Society of Mechanical Engineers, 2016.

[6] Ramachandran, Dhinakaran, Balamurugan Mayandi, Seran Krishnamoorthy, Gopalakrishnan Mani, Vasudevan Ramesh, and Swathi Chitra Lakshmanan. "Development of Efficient Compressors for Turbochargers." In *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, vol. 50954, p. V008T26A021. American Society of Mechanical Engineers, 2017.

[7] J. T. John, N. Mohanan, and A. K. D. Velayudhan, "Performance evaluation of a turbocharger compressor by varying the exit width, eye tip radius and extending the shroud to study their impact using computational modelling," in *ASME 2017 Gas Turbine India Conference*, Vol. 1, pp. 1-7, 2017.

[8] Zhang, Fangming, and Roland Baar. "Geometric optimization of turbocharger compressor and its influence on engine performance." *MATEC Web of Conferences*. Vol. 108. EDP Sciences, 2017.

[9] K. Kumar Chandramohan, K. Purushothaman, V. Pandurangi and K. Prasad Deshkulkarni, "Experimental and Numerical Investigation of Operating Range Enhancement Techniques in Centrifugal Compressor for Turbochargers." In *Gas Turbine India Conference*, vol. 58509, p. V001T01A013. American Society of Mechanical Engineers, 2017.

[10] S. Seralathan, and D.G. Roy Chowdhury, "Modification of centrifugal impeller and effect of impeller extended shrouds on centrifugal compressor performance," *Vol. 64*, pp. 1119-1128, 2013.

[11] O.F. Atac, J.E. Yun and T. Noh, "Aerodynamic design optimization of a micro radial compressor of a turbocharger," *Vol. 11, No. 7*, pp. 1827, 2018.

[12] B. Savic, R. Zimmermann, B. Jander, R. Baar, "New Phenomenological and Power-Based Approach for Determining the Heat Flows of a Turbocharger Directly from Hot Gas Test Data", *12th European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics, ETC12*, April 3-7, 2017.

[13] J. Galindo, A. Tiseira, R. Navarro, and M. A. López, "Influence of tip clearance on flow behavior

نصف‌النهاری کمپرسور قرار گرفتند. همچنین تغییرات هندسی سناریو اول، در سناریو دوم آورده شد. نتایج مربوط به سناریو دوم افزایش ظرفیت در منحنی دور طراحی را به طور میانگین ۱۶٫۵ درصد نشان می‌دهد؛ اما با فاصله گرفتن منحنی‌های عملکردی از دور طراحی، درصد افزایش ظرفیت کاهش یافته و به طور میانگین در کمترین نسبت دور (۰٫۶۶) به ۱۲ درصد می‌رسد.

برای مقیاس‌بندی تمامی کمپرسورهای گریز از مرکز، فارغ از کاربرد، می‌توان از روش به‌کارگرفته شده در این پژوهش استفاده کرد. روش کلی به این صورت است که ابتدا هندسه موجود با استفاده از یک روش عددی مناسب که منطبق بر مساله و روش تست تجربی باشد، اعتبارسنجی شود. پس از آن بازطراحی هندسه اصلی با استفاده از روش‌های موجود در طراحی یک بعدی کمپرسورهای گریز از مرکز که مبتنی بر روش آنگیر و ویتفیلد است انجام شود. با استفاده از طراحی یک بعدی، قطر ورودی و خروجی پروانه، پهنای ورودی و خروجی، دور دورانی و راندمان پیش‌بینی شده را با استفاده از نمودارها و روابط مبتنی بر تجربه آنگیر، می‌توان پیش‌بینی کرد. با استفاده از نتایج تست تجربی موجود از هندسه اصلی، می‌توان روش‌های طراحی یک بعدی موجود را راستی‌آزمایی کرد که در این پژوهش نتایج طراحی یک بعدی آنگیر و ویتفیلد با هندسه اصلی مطابقت داشت. بنابراین برای مقیاس‌بندی از روش طراحی یک بعدی آن‌ها استفاده شد. روش طراحی یک بعدی برای مقیاس‌بندی در سناریوهای اول و دوم به این صورت است که افزایش ظرفیت مطلوب و نسبت فشار به عنوان ورودی در نظر گرفته می‌شود و با در نظر گرفتن قیود پروژه مانند ثابت نگه‌داشتن قطر پروانه، می‌توان تغییرات هندسی لازم برای حصول دبی جرمی خواسته‌شده را محاسبه کرد (مقدار کاهش شعاع ریشه در ورود و خروج، افزایش شعاع شروود در ورود و خروج).

در طراحی سه‌بعدی کمپرسور، برای انتخاب نمای نصف‌النهاری از تابع منحنی‌های ریشه و شروود هندسه اصلی استفاده می‌شود. همچنین برای توزیع زوایا، با توجه به اینکه استخراج توزیع زاویه از هندسه اصلی دقت لازم را ندارد، از روش توزیع زاویه آنگیر استفاده می‌شود. برای توزیع ضخامت‌ها، با توجه به اینکه سرعت خطی پروانه در نوک، تغییر محسوسی ندارد، توزیع ضخامت از ریشه تا نوک، مطابق هندسه اصلی در نظر گرفته می‌شود. بدیهی است که اگر در مقیاس‌بندی پروانه نیاز باشد که قطر پروانه تغییر کند، با توجه به افزایش سرعت خطی پروانه در نوک، می‌بایست، توزیع ضخامت پروانه متناسب با تنش‌های اضافی تولید شده، تغییر یابد.

مراجع و منابع

- [1] J. K. Miller, *Turbo: Real World High-Performance Turbocharger Systems*. 2008.
- [2] R. D. Reitz and G. Duraisamy, "Review of high efficiency and clean reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion in internal

[15] N.C.B.A. Whitfield, Design of Radial Turbomachines-, 1st ed. Harlow: Jhon Wiley and Sons, Inc, 1990.

[16] A.C. Ugural and S.K. Fenster, "Advanced strength and applied elasticity 4th." p. 570, 1995.

and noise generation of centrifugal compressors in near-surge conditions," Int. J. Heat Fluid Flow, vol. 52, pp. 129-139, 2015.

[14] R.H. Aungier, Centrifugal compressors., 1st ed. New York: The American Society of Mechanical Engineering, 2000.



The Journal of Engine Research

Journal Homepage: www.engineersearch.ir

DOI:10.22034/ER.2022.697910



Simulation and scale-up of a centrifugal compressor for a turbocharger of a lean combustion engine employing 1-D and 3-D design and geometrical modification of the impeller

R. Rakhshan¹, A. Madadi^{2*}, M. Boroomand³

¹ Master of Science, Amirkabir University of Technology, Iran, Rezvan.Rakhshan@aut.ac.ir

² Associate Professor, Amirkabir University of Technology, Iran, Ali.Madadi@aut.ac.ir

³ Professor, Amirkabir University of Technology, Iran, Boromand@aut.ac.ir

*Corresponding Author

ARTICLE INFO

Article history:

Received: 8 December 2021

Accepted: 7 March 2022

Keywords:

3-D design

Turbocharger

Centrifugal Compressor

Numerical Simulation

Scale-Up

ABSTRACT

Nowadays, turbochargers application has been essential to increase the internal combustion engine's power and reduce the emissions while engine size remains unchanged. In this research, the scaling of a centrifugal compressor of a turbocharger is investigated to increase the mass flow rate by 15 percent. In contrast, compressor pressure ratio, efficiency, and performance range should be preserved, and the general dimension will be unchanged to cut the construction costs. This study has focused on the purpose in which the compressor should be compatible with the turbine, so the rotational speed is almost unchanged by the geometrical modification during the investigation. Two scenarios are considered, including reducing the hub radius, increasing the shroud radius, and changing the location of the splitter blade. In the first scenario, the hub radius is decreased by 1.8 mm, and only a 2 percent improvement in mass flow rate is obtained. In the second scenario, in addition to reducing the hub radius, the shroud radius is increased by 1.63 mm. The splitter blade is located at 35 percent of the meridional coordinate. One-dimensional design and three-dimensional simulation show that the mass flow rate is improved by 16.5 percent. The study introduces a reliable analytical-numerical method to scale up a centrifugal compressor without any significant modification on general dimensions, leading to a drastic change in the turbocharger casings and an increase in manufacturing costs). The method is a general way to scale up a centrifugal compressor extended for turbochargers or other applications.

