

بهبود عملکرد پره یک روتور با تغییر همزمان فاصله لقی نوک و جابجایی محوری پره

هدف از این تحقیق شبیه‌سازی جریان یک مرحله از ناسا روتور ۳۷ و سپس بهبود هندسه روتور مذکور براساس تنظیم لقی بین نوک پره و پوسته و جابجایی محوری^۴ پره است. ابتدا بهترین مدل توربولانسی برای شبیه‌سازی انتخاب شد. سپس با توجه به دو پارامتر تغییر جابجایی محوری و فاصله لقی نوک پره با پوسته، بهینه‌سازی عملکرد روتور ۳۷ مورد بررسی قرار گرفت. شبیه‌سازی‌ها براساس تغییر جابجایی محوری برای پنج حالت بررسی شد. در ادامه چهار اندازه لقی برای پره شماره ۲ (بهترین راندمان برای جابجایی محوری) در نظر گرفته شد که برای میزان لقی حالت طراحی بیشترین راندمان حاصل شد.

امیرشایان آزاده^۱

دکتر

نادر پورمحمود^۲

استاد

ایرج میرزائی^۳

استاد

واژه های راهنما: کمپرسور محوری، بهینه‌سازی، فاصله لقی نوک پره، جابجایی محوری پره

۱- مقدمه

توربین گاز یک دستگاه مولد نیروست که در مقایسه با اندازه و وزنش، مقدار قابل توجهی انرژی تولید می‌کند. در حال حاضر از لحاظ سطح فناوری در میان توربین‌های گازی، موتورهای هوایی پیشرو هستند. در موتورهای هوایی از کمپرسورهای گذر صوتی به منظور دستیابی به مقادیر بالای راندمان و نسبت تراکم استفاده می‌شود. از این رو در توسعه یک موتور، کمپرسور عضوی حساس تلقی می‌شود، چرا که کمترین بهبود در عملکرد آن، از لحاظ صرفه جویی در هزینه‌های مصرف سوخت هواپیما تاثیر قابل توجهی دارد [۱].

برای بررسی این موضوع، دینامیک سیالات محاسباتی از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است چرا که به کمک آن طراح می‌تواند درک بهتری از ماهیت جریان داشته باشد و به روش طراحی هندسی تیغه‌ها و در صورت نیاز بهینه‌سازی آنها دست یابد. هدف از بهینه‌سازی طراحی ایرودینامیکی هندسه روتور، به حداقل رساندن افت‌های موجود در جریان است که به صورت تولید انرژی اتروپی بروز می‌یابند [۲، ۳].

^۱ دکترا، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه ارومیه a_sh_azadeh@yahoo.com

^۲ نویسنده مسئول، استاد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه ارومیه n.pormahmod@urmia.ac.ir

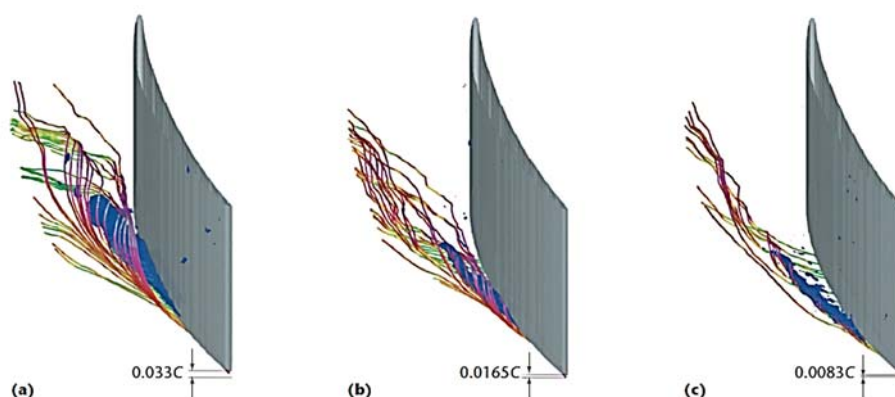
^۳ استاد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه ارومیه irajmirzaee.aca@gmail.com

تاریخ دریافت: ۹۸/۰۱/۱۶، تاریخ پذیرش: ۹۸/۰۵/۱۳

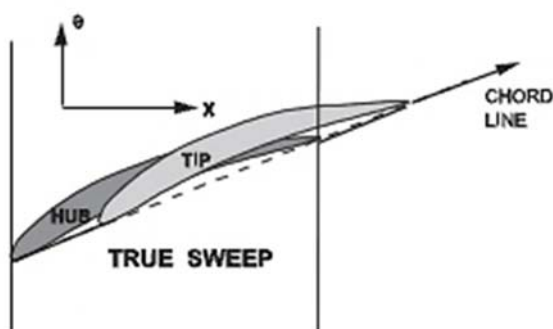
تاکنون مطالعات بسیار متعددی بر روی اثرات میزان فاصله لقی نوک پره و اثرات جابجائی محوری بر روی عملکرد انواع پره‌ها و بهینه‌سازی شکل هندسی تیغه‌ها بوسیله اصلاح جابجائی محوری آنها انجام شده است. البته در اغلب موارد این مطالعات به صورت مجزا انجام شده است و در حقیقت در کنار هم قرار دادن این اثرات و بررسی چندجانبه عملکرد پره کمپرسور در پی تغییرات ایجاد شده در هندسه هدف و نوآوری اصلی این پژوهش است.

۲- تعریف مساله

یکی از دلایل افت در کمپرسور، افت موجود در لقی نوک پره روتور کمپرسور است شکل (۱) در تمامی توربوماشین‌ها حضور پره‌های دوار مستلزم وجود فاصله لقی میان نوک و پوسته بیرونی است. این لقی هرچند از نظر مکانیکی لازم است، اما می‌تواند یکی از منابع بزرگ افت در توربوماشین‌ها از جمله کمپرسورها باشد. در ادامه تاثیر فاصله لقی در جریان نشتی نوک پره و گردابه‌های ایجاد شده در نتیجه آن در شکل (۱) نشان داده شده است. همان‌طور که در شکل مشاهده می‌شود، با تعیین دقیق و بهینه فاصله لقی می‌توان از میزان افت‌ها کاست.



شکل ۱- تاثیر میزان لقی در گردابه‌ها و افت‌های ناشی از جریان نشتی نوک پره [۴]

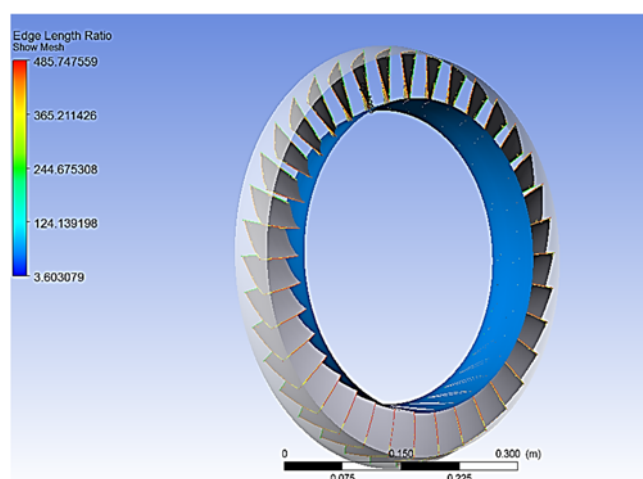


شکل ۲- نحوه تغییرات هندسه در اثر جابجائی محوری [۶]

از سوی دیگر روش‌های مختلفی برای انجام بهینه‌سازی به روی هندسه تیغه کمپرسورها وجود دارند که جابجائی محوری هندسه تیغه بخشی از آنها را تشکیل می‌دهند. جابجائی محوری تیغه‌های کمپرسور فروسوتی با جلوگیری از توسعه جریان‌های ثانوی در کانال جریان تیغه، باعث افزایش کارایی آن می‌شود. از طرفی جابجائی محوری پره‌های کمپرسور گذر صوتی یا فرا صوتی می‌تواند افت‌های موجود در جریان به سبب وجود امواج ضربه و برخورد آنها با لایه مرزی را کاهش دهد [۴، ۵].

با توجه به موارد بیان شده به نظر می‌رسد می‌توان با بررسی همزمان تاثیر کاهش میزان فاصله لقی و بهبود هندسه پره در اثر جابجائی محوری آن، عملکرد کمپرسور را افزایش داد. برای رسیدن به یک هندسه بهینه‌سازی شده نیاز است در ابتدا تاثیر این تغییرات بر روی عملکرد پره‌ها کاملاً مورد بررسی قرار گیرد. در راستای بررسی موضوعی که به آن اشاره شد، هدف از این تحقیق مطالعه تاثیر همزمان جابجائی محوری پره و تغییر میزان فاصله لقی نوک آن، برای دستیابی به هندسه یک روتور بهینه از لحاظ عملکردی خواهد بود. در حقیقت جابجائی محوری، جابجایی مقاطع در در راستای خط وتر محلی (خطی که در هر مقطع پره، لبه فرار و حمله را به هم متصل می‌کند) می‌باشد [۶]. شکل (۲) نشان‌دهنده همین موضوع است.

روند کار در تحقیق حاضر به این صورت است که ابتدا یک مورد تحقیقاتی مناسب برای شبیه‌سازی عددی جریان حول تیغه‌های روتور انتخاب می‌شود تا علاوه بر انجام صحت‌سنجی‌ها، تغییرات مدنظر نیز بر روی هندسه آن انجام شود. کمپرسور انتخاب شده ناسا روتور ۳۷ است. روتور ۳۷ در دهه (۱۹۸۰) و در طی تحقیقات صورت گرفته توسط رید و مور^۱ و در مرکز تحقیقاتی گلن ناسا^۲ ایجاد شد. به دلیل عملکرد مناسب این روتور، در طی سال‌های گذشته تحقیقات عددی و تجربی گسترده‌ای پیرامون عملکرد این روتور انجام شده است. روتور ۳۷ که در شکل (۳) هندسه آن نشان داده شده است، یکی از پرکاربردترین کمپرسورهای محوری گذر صوتی ایزوله شده است که دارای ۳۶ پره می‌باشد. این نوع کمپرسور برای جریان حجمی بالا و نسبت‌های فشار متوسط در هر طبقه کاربرد داشته و دارای راندمان ترمودینامیکی بالایی است [۲].



شکل ۳- هندسه ایجاد شده روتور ۳۷

¹ Reid & Moore

² Glenn-Nasa

در راستای انجام شبیه‌سازی‌ها، ابتدا با استفاده از نرم‌افزار بلیدجن^۱ طراحی هندسه روتور ۳۷، با استفاده از نرم‌افزار توربوگرید^۲ شبکه‌بندی (برای سه نوع شبکه) و با استفاده از نرم‌افزار CFX شبیه‌سازی عددی آن انجام شد. سپس برای انتخاب بهترین مدل توربولانسی سه مدل کی‌اپسیلون آران‌جی^۳، مدل اس‌اس‌تی^۴ و کی‌امگا^۵ برای سه پارامتر توزیع نسبت فشار، دما و بازده با نتایج تجربی مقایسه شدند. مدل کی‌اپسیلون آران‌جی روند توزیع سه پارامتر مذکور را به شکل مناسب‌تری پیش‌بینی کرده است و در ادامه، شبیه‌سازی‌ها تنها براساس این مدل توربولانسی صورت خواهند گرفت. پس از انتخاب تعداد مناسب شبکه برای دامنه محاسباتی و اطمینان از تطابق نتایج عددی با داده‌های تجربی موجود، در مرحله بعدی به بررسی تاثیر همزمان جابجائی محوری پره و میزان فاصله لقی آن بر روی منحنی‌های عملکردی روتور پرداخته خواهد شد. بدین منظور چندین تیغه جدید با جابجائی‌های محوری رو به جلو و عقب در نرم‌افزار بلیدجن طراحی شده و با تنظیم چندگانه فاصله لقی، جریان حول آنها نیز شبیه‌سازی می‌شود تا پس از مقایسه نتایج، بهترین هندسه از لحاظ کارایی مشخص شود. در نهایت نیز نتایج حاصل از این شبیه‌سازی‌ها و تاثیر تغییرات هندسی صورت گرفته مورد بحث قرار خواهند گرفت.

۳- پیشینه تحقیق

در دهه‌های اخیر و با توجه به پیشرفت‌های صورت گرفته در زمینه شبیه‌سازی عددی، تحلیل‌ها و مدل‌سازی‌های متعددی بر روی روتور ۳۷ به منظور بررسی پارامترهای عملکردی و بهبود آنها صورت گرفته است. در ادامه مهم‌ترین این تحقیقات بررسی خواهند شد. جی دونهم^۶ و همکاران [۷] علاوه بر تست‌های تجربی متعدد، بیش از ۱۰ مورد شبیه‌سازی عددی مختلف را برای روتور ۳۷ مورد بررسی قرار داده و پارامترهای عملکردی مثل بازده کل، نسبت فشار، نسبت دما و... را در دو حالت تجربی و عددی بررسی نموده‌اند. رودریک وی چیمما^۸ [۸] در مرکز تحقیقاتی لوییس ناسا، جریان عبوری از ناحیه لقی نوک پره روتور ۳۷ را محاسبه کرده و نتایج حاصل شده را با پراب‌های آیرودینامیکی و داده‌های لیزر آنومتر مقایسه کرده و از این طریق تاثیرات لقی را در این روتور خاص مورد بررسی قرار داده است. بهشتی و همکاران [۹] تاثیر تغییر سایز لقی نوک پره بر روی بازده، نسبت فشار و سایر پارامترهای عملکردی را مورد بررسی قرار دادند. محمد سعید و همکاران [۱۰] تاثیر تغییر زاویه انحراف پروفایل پره در بهبود عملکرد و افزایش نسبت فشار خروجی از روتور ۳۷ را بررسی کرده‌اند. یویچی ایتو و همکاران^۸ [۱۱] اثر کانتورهای مختلف دیواره انتهایی روتور ۳۷ را بر روی پایداری جریان مورد بررسی قرار داده‌اند.

¹ BladeGen

² TurboGrid

³ $k - \varepsilon RNG$

⁴ SST

⁵ $k - \omega$

⁶ J. Dunham

⁷ R. V. Chima

⁸ Yoichi Ito

نتایج نشان داده‌اند که قرارگیری کانتور دیواره بالاتر از لبه حمله پره یک بهبود مناسب برای حاشیه استال به وجود می‌آورد؛ با اینکار یک افت بسیار ناچیز در بازده و نسبت فشار به وجود آمد. آمري [۱۲] از یکی از کدهای معروف ناسا (گلن-اچ تی کد)، که برای محاسبات توربوماشینی و به خصوص محاسبات انتقال حرارتی در توربین به کار می‌رود، استفاده کرده و چندین کمیت در جریان خروجی از کمپرسور را با نتایج تجربی مقایسه کرده است. این کد یک نوع کد عمومی چند بلوکه است که از روش حجم محدود و روند مرتبه دوم بهره می‌برد. آر.وی.چيما [۱۳] از یکی دیگر از کدهای توسعه داده شده توسط ناسا (کد تحلیل توربوماشینی سوئیفت) برای تحلیل جریان در روتور ۳۷ و مرحله ۳۵ استفاده کرده است. این مدل از روش اختلاف-مرکزی و مدل توربولانسی جبری بهره می‌برد. اوایاما و همکارانش^۱ [۳] جمله مطالعات انجام شده در راستای بهینه‌سازی عملکرد کمپرسور نیز می‌توان به کار تحقیقاتی اشاره کرد. ایشان توانستند هندسه تیغه‌های مربوط به روتور ۶۷ را بوسیله جابجائی محوری مقاطع مختلف و با کمک یک الگوریتم تکمیلی با صحت بالا بهینه‌سازی کنند. طبق اعلام این افراد با کمک این روش میزان تولید انتروپی در پره‌های بهینه شده ۱۶٪ نسبت به پره‌های معمولی کاهش یافته است. بنینی^۲ و بیولو^۳ [۱۴] تاثیر جابجایی‌های محوری و مماسی^۴ پره‌ها در رفتار ایرودینامیکی روتور کمپرسور محوری گذر صوتی را مورد بررسی قرار داده‌اند. ایشان در تحقیقات خود از پره روتور ۳۷ برای انجام شبیه‌سازی‌ها استفاده کرده‌اند و در حدود ۲۶ مدل جدید پره با جابجایی‌های محوری و ۲۶ پره با جابجایی‌های مماسی را نیز مدل‌سازی کرده‌اند. نتایج بدست آمده نشان می‌دهند جابجایی محوری و مماسی تاثیرات قابل توجهی بر میدان جریان روتور کمپرسور گذر صوتی دارند. یزدانی و محسنی [۱۵] در یک کار پژوهشی یک بستر محاسباتی جهت بهینه‌سازی خودکار ایروترمودینامیکی سه‌بعدی پره استاتور توربین گاز با استفاده از نرم‌افزارهای متن‌باز ارائه کردند. این بستر شامل مدل‌سازی پارامتری هندسه سه‌بعدی، تولید شبکه محاسباتی، حل جریان با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی و اعمال الگوریتم بهینه‌سازی جهت بهبود هندسه ایرفویل و جابجایی‌های محوری و مماسی سطوح مقطع پره است.

دنیس^۵ و همکارانش [۱۶] اثرات دو پارامتر را در یک کمپرسور محوری مورد بررسی قرار داده‌اند؛ اول اثرات لقی نوک پره و دوم فاصله میان اولین استاتور و روتور و به تبع آن دومین استاتور و روتور بر راندمان کلی کمپرسور محوری. ایشان شبیه‌سازی‌های خود را با چندین فاصله لقی و فاصله طولی میان اولین استیج استاتور-روتور با دومین استیج استاتور-روتور کمپرسور انجام داده‌اند. نتایج بدست آمده نشان می‌دهد که افزایش لقی نوک پره اثرات سو در راندمان کلی کمپرسور دارد. مفاخری و همکاران [۴] در یک تحلیل عددی، به بررسی اثرات لقی نوک پره روتور ۳۷ ناسا بر عملکرد کمپرسور جریان محوری و پارامترهای موثر، نمودار عملکرد و بازدهی کمپرسور در محدوده عملیاتی کمپرسور پرداخته‌اند. ایشان علاوه بر لقی استاندارد مربوط به طراحی پره، اثرات مربوط به افزایش و کاهش اندازه لقی نوک پره را نیز مورد مطالعه قرار داده‌اند. به عنوان بخشی از نتایج بدست آمده توسط ایشان ذکر شده است که بر خلاف تصور، کاهش مقدار لقی لزوماً سبب بهبود محدوده

¹ Oyama et al

² Benini

³ Biollo

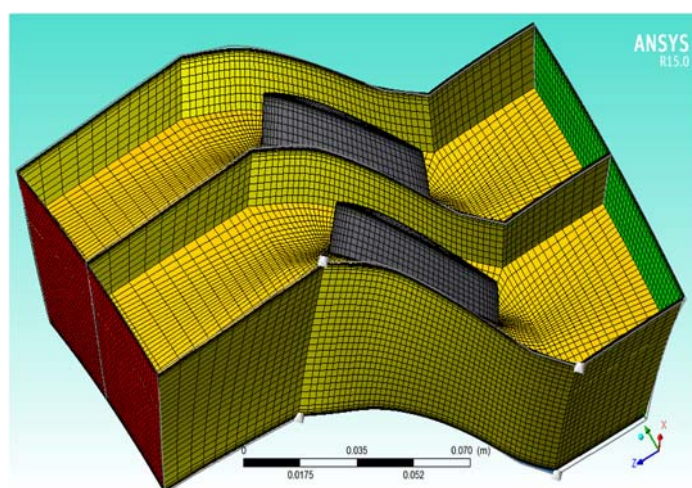
⁴ Lean

⁵ Danish

عملیاتی کمپرسور نمی‌شود. پوآگاره و همکاران^۱ [۱۷] یک مطالعه جامع را در مورد رفتار لایه مرزی در هر دو سطح مکش و فشار روتور یک کمپرسور محوری انجام داد. آنها استنتاج کردند که جریان نشستی نوک به طور مشخصی لایه مرزی و رفتار شبه دنباله، در ناحیه خارجی اسپن در تیغه و مسیر جریان پایین دست را تحت تاثیر قرار می‌دهد.

لاکشمیناراینا و پارتو^۲ [۱۸] ساختار یک جریان دنباله ای در روتور کمپرسور محوری در لبه فرار را در ناحیه های نزدیک دنباله و دور از دنباله مورد مطالعه قرار دادند. پروفیل سرعت‌های نامتقارن در لبه فرار و در ناحیه نزدیک دنباله مشاهده شدند، اگرچه پروفیل‌ها دورتر از دنباله، به علت اختلاط، تمایل به متقارن شدن داشتند. گرادیان فشارهای استاتیک - بزرگ در عرض دنباله در ناحیه های لبه فرار و نزدیک دنباله وجود داشت و ماکزیمم فشار استاتیک در خط مرکزی دنباله قرار داشت.

از بررسی تحقیقات صورت گرفته می‌توان به این نتیجه رسید که بسیاری از نتایج مربوط به روتور ۳۷ از شبیه‌سازی عددی حاصل شده است. در این بین موضوعی که در شبیه‌سازی اهمیت می‌یابد، انتخاب مدل توربولانسی در مدلسازی عددی است. با توجه به گستردگی مدل‌های آشفتگی استفاده شده در نرم‌افزارهای حل گر، مدل مورد نظر می‌بایست به شکلی انتخاب شود که قادر به پیش‌بینی مناسب توزیع جریان در نزدیکی دیواره، جریان آزاد، گردابه‌ها، و در کل پارامترهای عملکردی روتور ۳۷ در مقایسه با تست‌های تجربی باشد تا بتوان از نتایج شبیه‌سازی عددی با اطمینان بیشتری برای تحلیل‌های مربوط به بخش بهینه‌سازی این کمپرسور محوری استفاده کرد. قابل ذکر است که برای این تحلیل عددی به دلیل اینکه روتور از ۳۶ پره تشکیل شده و حل جریان در بین این ۳۶ پره به صورت پی‌یودیک بود، تنها یک معبر از پره‌ها در تحلیل در نظر گرفته شد. در ادامه شبکه‌بندی این هندسه در سه تعداد مش متفاوت با استفاده از نرم‌افزار توربوگریید انجام شد که در شکل (۴) یک نمونه از مش ساختاریافته ایجاد شده برای این روتور نشان داده شده است.



شکل ۴- یک نمونه از مش ساختاریافته ایجاد شده برای روتور ۳۷

¹ Pouagare

² Parto & Lakshminarayana

۴- روابط حاکم

نرم افزارهای مدل سازی عددی، برای شبیه سازی جریان های مختلف مدل های توربولانسی متفاوتی ارائه داده اند که می توان از هر کدام از این مدل ها بسته به شرایط مربوط به مساله استفاده کرد. در این تحقیق همانگونه که ذکر شد از سه مدل آشفتگی مختلف که همگی براساس مدل های دومعادله ای براساس مدل سازی رنس^۱ هستند، استفاده خواهد شد. در مدل سازی رنس دو فاکتور اصلی وجود دارد که نرخ اضمحلال^۲ و نرخ تولید انرژی جنبشی است. در این روش از تمامی مقیاس های زمانی توربولانس میانگین گیری می شود [۱۹، ۲۰].

معادلات رنس معادلاتی بر حسب میانگین گیری زمانی حرکت برای جریان سیال هستند. ایده اصلی این معادله تجزیه رینولدز است، که یک کمیت را در لحظه به دو قسمت میانگین زمانی و کمیت نوسانی تقسیم می کند. برای معادلات مربوط به بقاء، ابتدا فرم دیفرانسیلی معادله پیوستگی جریان آشفته تراکم پذیر به صورت رابطه (۱) بیان می شود:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho u) = 0 \quad (1)$$

سپس معادله رینولدز برای یک جریان تراکم پذیر در راستای x بیان می شود (قابل تعمیم برای راستای y و z):

$$\begin{aligned} \frac{\partial U}{\partial t} + \text{div}(\rho U U) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \text{div}(\mu \text{grad} U) \\ + \left[-\frac{\partial(\rho u'^2)}{\partial x} - \frac{\partial(\rho u'v')}{\partial y} - \frac{\partial(\rho u'w')}{\partial z} \right] + S_{Mx} \end{aligned} \quad (2)$$

ترم $\overline{\rho U_i' U_j'}$ در اصطلاح تنش رینولدز گفته می شود که تفاوت اصلی در مدل سازی جریان های آشفته و آرام است. این ترم به یک سری مدل های اضافی برای حل معادلات رنس نیاز دارد که همین موضوع باعث ایجاد مدل های توربولانسی مختلف شده است. این ترم ها که در ادامه به صورت جداگانه برای هر مدل بیان خواهند شد، مقیاس های انرژی جنبشی (k)، اضمحلال ϵ و یا ورتیسیتته (ω) هستند.

در ابتدا مدل کی اپسیلون آران جی بررسی خواهد شد که بهبود یافته کی اپسیلون استاندارد بوده و به دلیل ترم هایی که در معادله اضمحلال آن اضافه شده است، توانایی بررسی جریان های چرخشی و جدا شده را نیز دارد. معادلات حاکم بر مقیاس انرژی جنبشی توربولانس مدل کی اپسیلون آران جی مشابه روش کی اپسیلون استاندارد است و تفاوت این دو مدل، در معادلات اضمحلال است که برای کی اپسیلون آران جی مطابق رابطه (۹) محاسبه می شود:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\alpha_\epsilon \mu_{\text{eff}} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j}) + \right. \\ \left. C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{K} (G_K + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{K} - R_\epsilon + S_\epsilon \right] \end{aligned} \quad (9)$$

در رابطه (۹) ترم های α_ϵ و α_K به ترتیب اعداد مربوط به پرانتل موثر معکوس برای k و ϵ هستند.

¹ RANS

² dissipation

در ادامه معادلات مربوط به مدل توربولانسی کی‌امگا بررسی می‌شود که در آن توربولانس به وسیله دو معادله پی‌دی‌ای^۱ تقریب زده می‌شود که اولین متغیر انرژی جنبشی توربولانس و دومین متغیر مقیاس اضمحلال است. این مدل برای رینولدزهای کم و جریان‌های با گرادیان معکوس و جداشده مناسب است؛ ولی ایراد آن مربوط به ریز شدن مش در نزدیکی دیواره است. مقیاس انرژی جنبشی برای این مدل در رابطه (۱۰) و ترم نرخ اضمحلال در رابطه (۱۱) بیان شده است:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j}[\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j}] + G_k - Y_k + S_k \quad (10)$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho w u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j}[\Gamma_w \frac{\partial w}{\partial x_j}] + G_w - Y_w + S_w \quad (11)$$

که در این روابط G_k نرخ تولید انرژی جنبشی توربولانس مربوط به گرادیان سرعت میانگین است. G_w نرخ تولید w است. Γ_k و Γ_w دیفیوژن موثر و Y_k و Y_w نرخ اضمحلال k و w مربوط به توربولانس است. S_k و S_w ترم‌های منبع هستند [۲۱-۲۳]. نحوه محاسبه ترم‌های موجود در روابط (۱) تا (۱۱) و همچنین مدل SST به طور کامل در مرجع [۱۹] مورد بررسی قرار گرفته‌اند.

۵- طراحی هندسه و شبکه‌بندی

برای ایجاد هندسه و شبکه‌بندی در این تحقیق، ابتدا اعداد مربوط به طراحی ایرفویل ریشه و نوک، و پروفیل هندسه روتور ۳۷ در نرم‌افزار بلیدجن وارد شده و سپس برای شبکه‌بندی هندسه ایجاد شده از نرم‌افزار توربوگرید استفاده شد. مقادیر مورد نیاز برای طراحی این روتور در مرجع [۷] ارائه شده است.

در ادامه مقادیر نقاط طراحی برای این روتور بررسی خواهد شد که سرعت چرخش معادل از رابطه (۱۴) محاسبه شده است:

$$(N \sqrt{\frac{T_{ref}}{T_{t1}}} = 17188.7) rpm = 1800 rad / s \quad (12)$$

که در آن T_{t1} دمای کلی ورودی و دمای مرجع ۲۸۸،۱۵ کلین (دمای استاندارد سطح دریا) است. سرعت معادل نوک پره از رابطه (۱۵) و جریان جرمی معادل بر واحد مساحت حلقوی از رابطه (۱۶) محاسبه می‌شود:

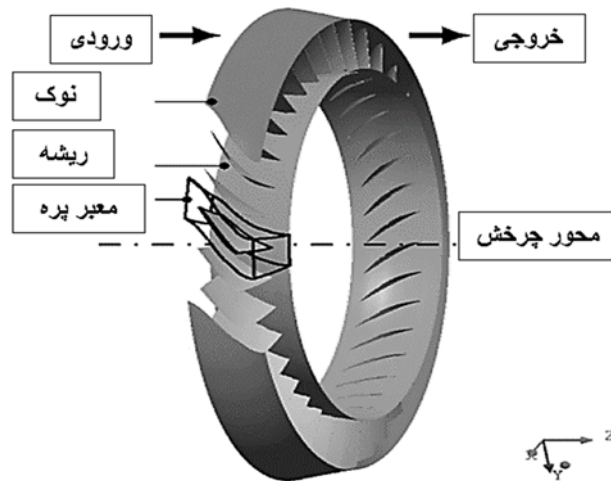
$$U_t \sqrt{\frac{T_{ref}}{T_{t1}}} = 454.1 \text{ (m/s)} \quad (13)$$

$$\left(\frac{\dot{m} P_{ref}}{A_{an} P_{t1}} \sqrt{\frac{T_{t1}}{T_{ref}}} = 200.5 \right) kg \quad (14)$$

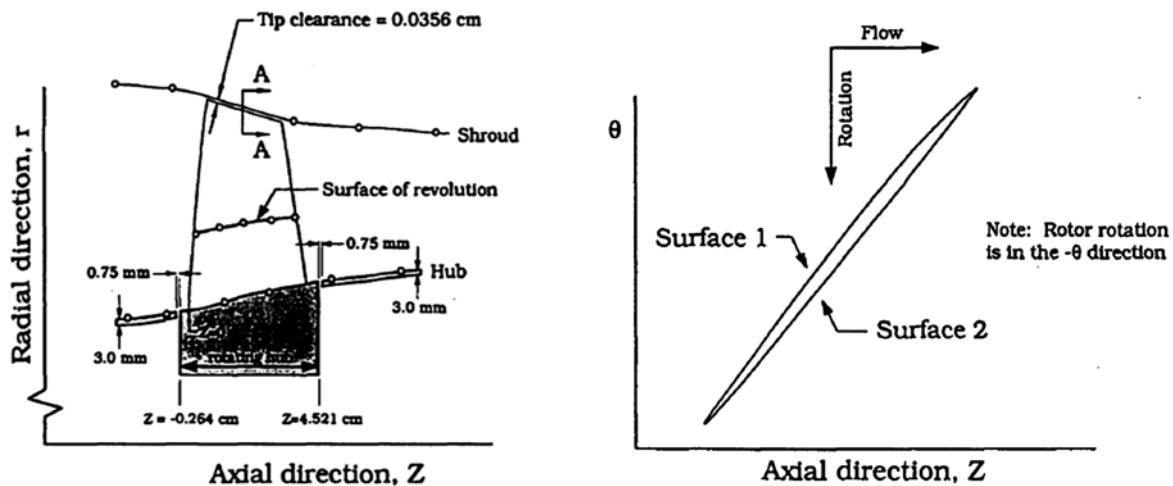
s.m²

که در رابطه (۱۶)، P_{t1} فشار کلی ورودی، فشار مرجع ۱۰۱،۳۳ کیلو نیوتن/مترمربع (اتمسفر استاندارد سطح دریا) و A_{an} مساحت حلقوی است [۷]. دامنه حل جریان برای روتور ۳۷ در شکل (۵) و شماتیک معبر جریان و هندسه‌های بکار رفته در ایرفویل پره همراه با توضیحات مربوط به مختصات مرجع در ساختار هندسی روتور ۳۷ در شکل (۶) نشان داده شده است.

¹ PDE



شکل ۵- مرزهای هندسی در نرم‌افزار توربوگرید برای روتور ۳۷



شکل ۶- مختصات پره و معبر جریان [۷]

شعاع فیلت ریشه پره ۲,۵ میلی‌متر و زبری سطح پره برابر ۰,۵-۱,۲۵ میکرون است. از مقادیری که در شکل (۶) بیان شده‌اند به عنوان مبنای هندسی محاسبات این تحقیق استفاده می‌شود. پس از بررسی پارامترهای مربوط به طراحی روتور ۳۷ و ایجاد آن در نرم‌افزار بلیدجن، برای شبکه‌بندی آن از توربوگرید استفاده می‌شود که در ایجاد مش ساختاریافته برای توربوماشین‌ها نرم‌افزاری بسیار قوی و کارآمد محسوب می‌شود. در توربوگرید روش‌های مختلفی برای ایجاد مش وجود دارد که از جمله آنها می‌توان به نوع اچ (H)، جی (J) و شبکه اچ/جی/اسی/ال (h/J/C/L-Grid) (ترکیب انواع روشها) اشاره کرد که در این تحقیق چون زاویه پره بزرگتر از ۴۵ درجه است، استفاده از مش نوع جی توصیه شده است [۲۴, ۲۵]. همچنین ضخامت مش لایه مرزی نوع O در اطراف ایرفویل هر مقطع از پره، ۰,۵ در نظر گرفته شد.

۶- شبیه‌سازی عددی

همانطور که قبلاً ذکر شد، بخشی از هدف تحقیق حاضر بررسی اثر تغییرات مدل آشفتگی بر رفتار جریان در روتور ۳۷ و مقایسه با نتایج تجربی است. برای اینکار از سه مدل آشفتگی در نرم‌افزار سی اف ایکس استفاده شد که بررسی انطباق و سپس انتخاب بهترین مدل توربولانسی نسبت به نتایج تجربی در ادامه بررسی خواهد شد. در این تحقیق برای مدلسازی عددی سیال به صورت نیوتنی و جریان به صورت توربولانس، سه‌بعدی با خواص ترموفیزیکی ثابت در نظر گرفته شده است. شرایط مرزی و سایر پارامترهای استفاده شده در این حل عددی، در جدول (۱) ارائه شده است. شرط مرزی فشار کل ورودی- فشار استاتیک خروجی به این دلیل در نظر گرفته شد که با لحاظ کردن فشار استاتیک خروجی از تست‌های تجربی مرجع [۷] و دبی جرمی کل حاصل از آن، نقشه عملکردی کمپرسور حاصل می‌شود.

در ادامه و به منظور صحت‌سنجی می‌بایست نتایج حاصل از حل عددی در سه پارامتر بازده، نسبت فشار و نسبت دمای کل با هم مقایسه شوند. برای اعمال شرط مرزی، فشار و دمای کل ورودی در همه حالت‌ها ثابت فرض می‌شود و تنها فشار استاتیک خروجی طبق جدول (۲) تغییر می‌کند.

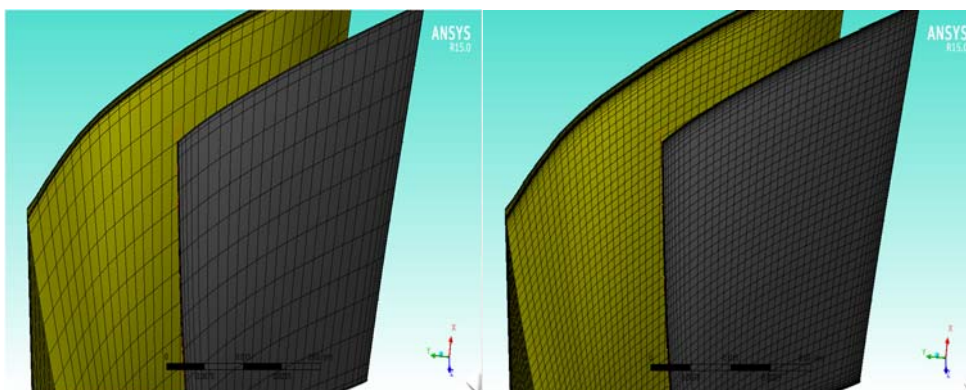
جدول ۱- مشخصات حل عددی

پارامتر	اعمال در حل عددی
شرایط مرزی	فشار کل ورودی- فشار استاتیک خروجی
حرکت دامنه	چرخشی
جهت حرکت جریان	عمود بر مرز
سیال عامل	گاز ایده‌آل
نوع معادلات	صریح/پایدار
فشار مرجع	۰ اتمسفر
فشار کل ورودی	۱ اتمسفر
تابع دیواره	مقیاس‌پذیر- اتوماتیک
دمای کل ورودی	۲۸۸،۱۵ کلوین

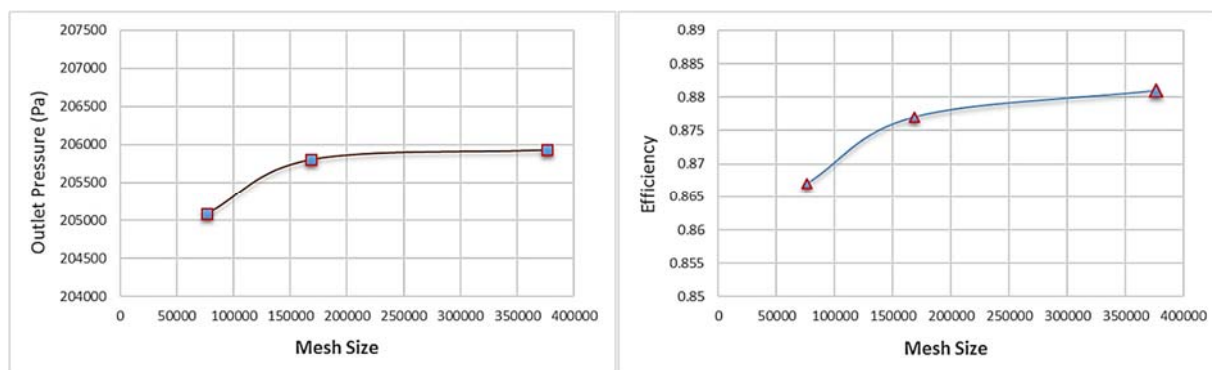
جدول ۲- نقاط کارکرد در نقشه عملکردی کمپرسور [۷]

نقاط کارکرد	فشار استاتیک (Pa)
۱	۹۹۲۱۵
۲	۱۱۰۰۰۰
۳	۱۱۴۰۷۴
۴	۱۱۹۰۳۵
۵	۱۲۱۰۳۳
۶	۱۲۳۰۰۸
۷	۱۲۴۰۲۷

نقاط کارکرد ۱ تا ۷ نقاطی هستند که در تست تجربی بررسی شده‌اند و با استفاده از این نقاط نقشه عملکرد کمپرسور در حالت تجربی به شکل مناسبی ایجاد شده است؛ اما برای شرایط مختلف حل عددی نقاط دیگری نیز در نظر گرفته شد؛ چون محدوده حاصل از نقاط ۱ تا ۷ تنها بازه محدودی از نقشه عملکردی کمپرسور در شبیه‌سازی عددی را در مقایسه با نتایج تست تجربی پوشش می‌دهد؛ از این‌رو برای بررسی بهتر متناسب با روش حل، فشارهای استاتیکی مثل ۱۲۵۰۰۰، ۱۲۸۰۰۰، ۱۳۰۰۰۰ و ... نیز در حل عددی لحاظ شد. در ادامه و به منظور بررسی روند استقلال حل از مش، سه نوع شبکه‌بندی متفاوت مورد استفاده قرار گرفت. برای مش اولیه ۷۶۵۸۴ المان، متوسط ۱۶۸۴۰۰ المان و در بهترین حالت تعداد ۳۷۶۷۳۰ المان برای شبکه‌بندی در نظر گرفته شد. نحوه توزیع المان‌ها (بر روی پره) برای مش اولیه و نهایی در شکل ۷ (۷) نشان داده شده است. برای بررسی روند استقلال از شبکه، دو پارامتر بازده و فشار کل خروجی (در فشار استاتیک خروجی ۱۲۳۰۰۸ پاسکال) برای سه شبکه‌بندی با تعداد المان‌های ۷۶۵۸۴، ۱۶۸۴۰۰ و ۳۷۶۷۳۰ مطابق شکل ۸ (۸) با یکدیگر مقایسه شدند. با توجه به مقادیر حاصل شده در این شکل می‌توان مشاهده نمود که برای تعداد المان بیشتر از مش متوسط (۱۶۸۴۰۰) مقادیر به صورت جزئی تغییر نموده‌اند؛ از این‌رو می‌توان برای سایر شبیه‌سازی‌ها از همین تعداد المان مش استفاده کرد.



شکل ۷- نحوه توزیع المان‌ها در دو شبکه‌بندی مختلف

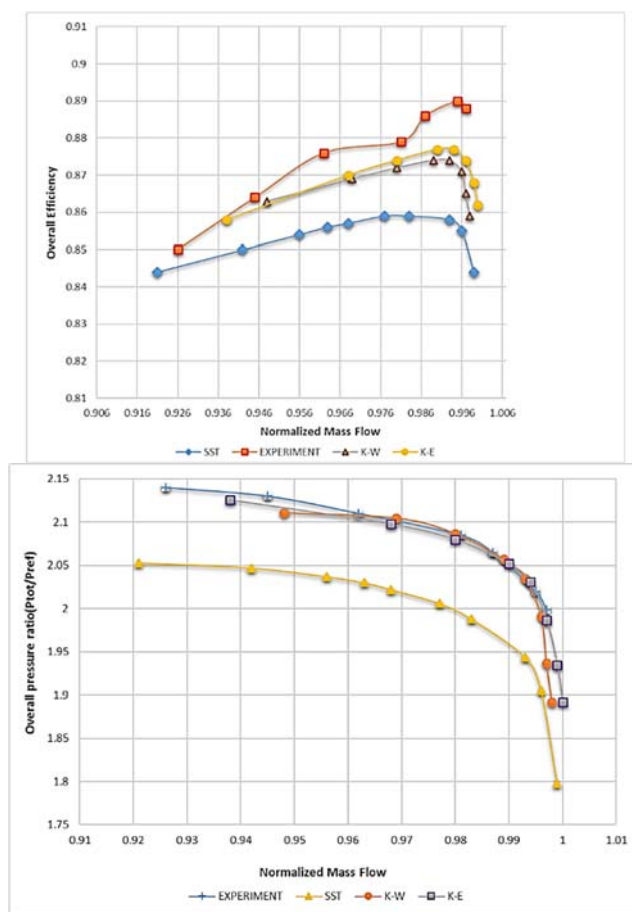


شکل ۸- مقایسه دو پارامتر بازده و فشار کل خروجی برای بررسی روند استقلال از شبکه (در فشار استاتیک خروجی ۱۲۳۰۰۸ پاسکال)

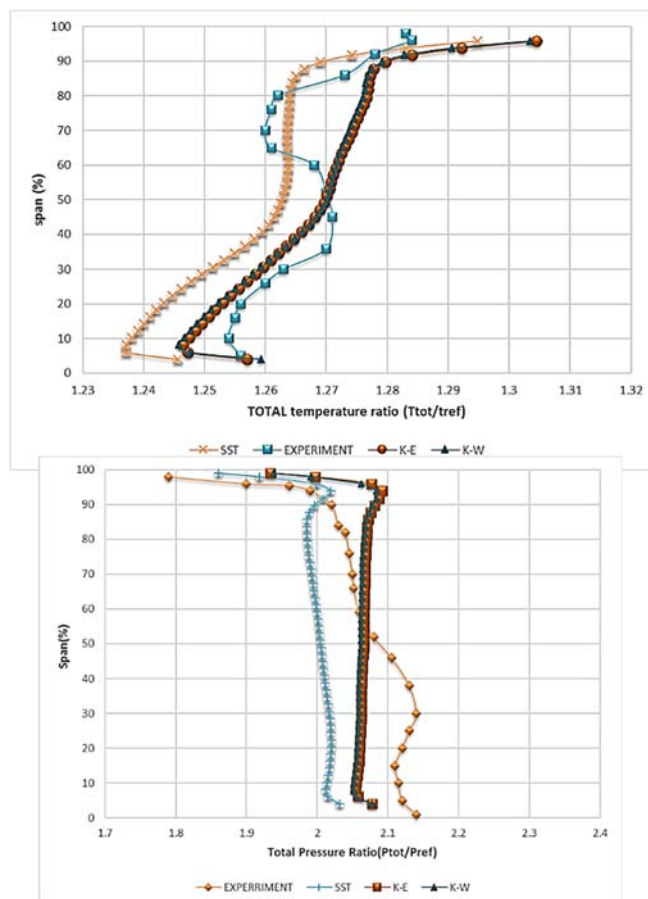
۷- انتخاب بهترین مدل توربولانسی

پس از اعمال شرایط مرزی، سه مدل مختلف توربولانسی در شبکه‌بندی با تعداد المان 168400 و برای پارامتر نسبت فشار- دبی جرمی و بازده- دبی جرمی با یکدیگر مقایسه شدند که پس از بررسی نتایج حاصل شده شکل (۹) مشاهده شد که دو مدل توربولانسی کی‌اِپسیلون‌آران‌جی و اس‌اس‌تی با بهتر شدن شبکه‌بندی انطباق بیشتری با نتایج تجربی پیدا می‌کردند و دو مدل کی‌اِپسیلون استاندارد و کی‌امگا با بهتر شدن شبکه‌بندی، از نتایج تست‌های عددی فاصله بیشتری می‌گیرند.

قابل ذکر است که مدل کی‌اِپسیلون‌آران‌جی در مقایسه با اس‌اس‌تی اختلاف کمتری با نتایج تجربی دارد. تغییرات بازده و نسبت فشار برای دبی جرمی 0.92 تا 1 ، به ترتیب از بازه $0.85-0.89$ و $1.95-2.15$ می‌باشد که در مقایسه با نتایج تجربی برای بهترین مدل توربولانسی یعنی کی‌اِپسیلون‌آران‌جی 2 درصد خطا دارد. در ادامه و با بررسی جداگانه نتایج حاصل شده برای مدل‌های مختلف توربولانسی، پارامترهای توزیع نسبت فشار و نسبت دما شکل (۱۰) در فشاری که در آن 0.98 دبی جرمی خفگی تامین شده بود نیز با نتایج تجربی مقایسه شد. در تست تجربی ناسا نرخ جریان جرمی خفگی 20.93 و نرخ جریان جرمی نزدیک استال برابر $(19.36 = 20.93 \times 0.925)$ کیلوگرم بر ثانیه گزارش شده است.

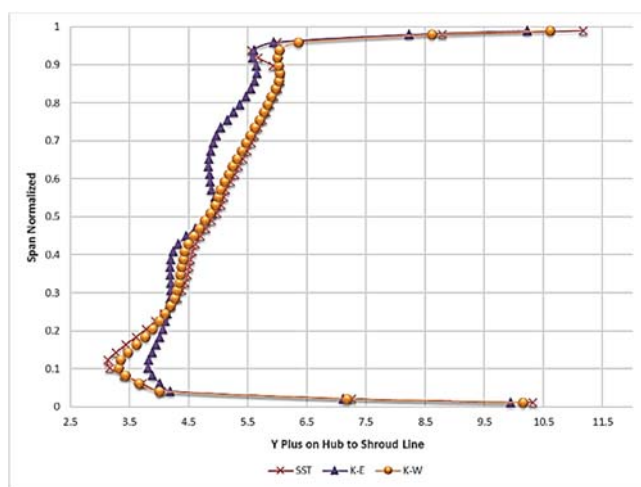


شکل ۹- مقایسه نتایج نسبت فشار و بازده کل حاصل از چهار مدل مختلف آشفتگی و نتایج تجربی

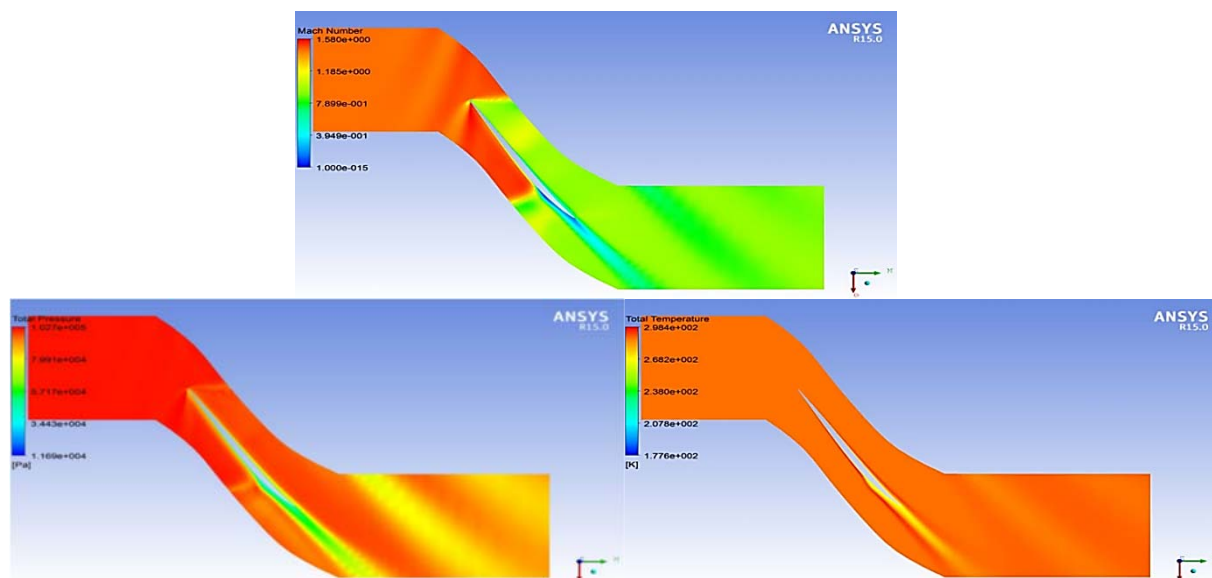


شکل ۱۰- توزیع نسبت فشار دما در طول اسپن پره برای نتایج تجربی و چهار مدل توربولانسی در ۰,۹۸ دبی خفگی

قابل ذکر است که در این شبیه‌سازی، مقدار Y^+ دیواره برای سه مدل مذکور، بین بازه ۲ تا ۱۱ قرار گرفت که با توجه به تابع دیواره استفاده شده (که مثلاً برای کی‌اِپسیلون تابع مقیاس‌پذیر و برای اس‌اس‌تی تابع اتوماتیک است) مقدار Y^+ مطابق شکل (۱۱) در بازه مناسب قرار گرفت؛ از این رو می‌توان نشان داد که این حل عددی علاوه بر جریان آزاد، در نزدیکی دیواره نیز دارای اعتبار است.



شکل ۱۱- نحوه توزیع مقادیر Y^+ بر روی خط ریشه تا نوک پره



شکل ۱۲- کانتور توزیع عدد ماخ، فشار کل و دمای کل در ۰٫۹ طول اسپن- مدل توربولانسی $K - \epsilon$ RNG

در نهایت مشاهده می‌شود که بهترین مدل توربولانسی برای این شبیه‌سازی، کی اسپیلون آر ان جی است. از این‌رو، سایر تحلیل‌های مربوط به بهینه‌سازی پره روتور ۳۷ با این مدل توربولانسی بررسی خواهند شد. در شکل (۱۲) کانتور توزیع عدد ماخ، فشار کل و دمای کل در ۰٫۹ طول اسپن با استفاده از مدل توربولانسی کی اسپیلون آر ان جی برای پره روتور ۳۷ نشان داده شده است.

تغییر هندسی پره‌های روتور گامی موثر در بهبود مشخصه‌های عملکردی کمپرسورها محسوب می‌شود. مسلماً برای دستیابی به بهترین عملکرد باید بهینه‌ترین حالت هندسی برای پره‌ها استخراج گردد که مستلزم تدوین روش‌های بهینه‌سازی می‌باشد. در این بین مطالعات زیادی بر اساس اثرات جابجائی محوری بروی عملکرد انواع پره‌ها و بهینه‌سازی شکل هندسی تیغه‌ها بوسیله اصلاح جابجائی محوری آنها انجام شده است و همچنین تغییر فاصله لقی (به صورت مجزا) در عملکرد روتورهای مختلف صورت گرفته است. اما بررسی همزمان این دو پارامتر بر بهبود راندمان پره کمتر مورد بررسی قرار گرفته است. با توجه به این موضوع، در این تحقیق یک روش بهینه‌سازی مبتنی بر اعمال جابجائی محوری روی پره و تغییر فاصله لقی برای پره روتور ۳۷ اعمال خواهد شد.

برای این موضوع با استفاده از مدل توربولانسی $K - \epsilon$ RNG که در بخش قبل به عنوان بهترین مدل برای شبیه‌سازی عملکرد روتور ۳۷ انتخاب شد، تحلیل عددی اثر جابجائی محوری در پنج حالت مختلف بر روی روتور ۳۷ بررسی شده و نتایج با تست تجربی مقایسه خواهند شد و با انتخاب بهترین پره جابجائی محوری داده شده (از لحاظ راندمان عملکردی)، چند حالت مختلف از تغییر فاصله لقی برای پره مذکور اعمال شده و در نهایت با توجه به راندمان عملکردی، بهترین فاصله لقی نیز انتخاب خواهد شد. در ادامه نتایج مربوط به پره‌های جابجائی محوری داده شده بررسی خواهند شد.

۸- نتایج مربوط به اعمال جابجائی محوری در پره روتور ۳۷

در این مرحله، ابتدا مدل سازی تیغه های جابجائی محوری داده شده انجام خواهد شد. برای بررسی تاثیر این تغییر هندسی در عملکرد پره روتور ۳۷، چندین مدل هندسه جدید طراحی گردید و جریان اطراف آنها شبیه سازی شد. در دو مدل هندسی جابجائی محوری رو به عقب، در دو مدل جابجائی محوری رو به جلو و در یک مدل ترکیبی از این دو حالت به روی تیغه اصلی اعمال شده است. تصویر تیغه های جدید در شکل (۱۳) نشان داده شده است. نحوه اعمال تغییرات در پروفیل مقاطع مختلف تیغه اصلی برای ایجاد هندسه های جدید در جدول (۳) ارائه شده است.

	<p>تیغه با جابجائی محوری رو به عقب (تیغه شماره ۱)</p>
	<p>تیغه با جابجائی محوری رو به عقب (تیغه شماره ۲)</p>
	<p>تیغه با جابجائی محوری رو به جلو (تیغه شماره ۳)</p>
	<p>تیغه با جابجائی محوری رو به جلو (تیغه شماره ۴)</p>
	<p>تیغه با جابجائی محوری ترکیبی (تیغه شماره ۵)</p>

شکل ۱۳- تصویر تیغه های جدید طراحی شده براساس جابجائی محوری

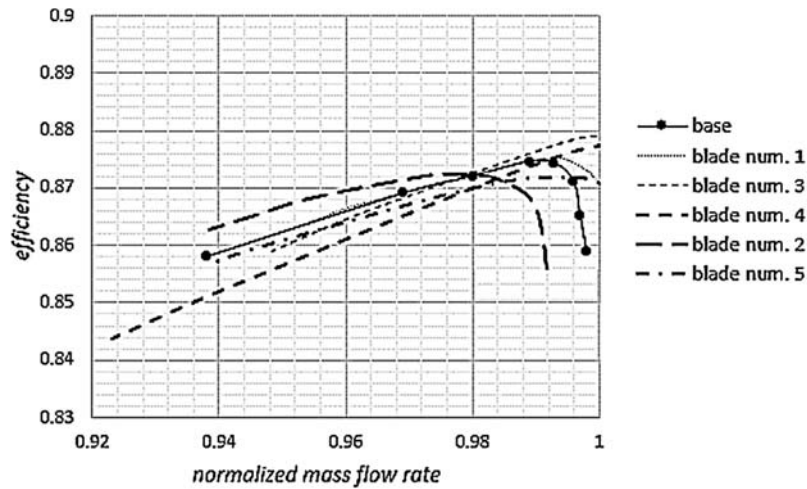
جدول ۳- نحوه تغییرات تیغه اصلی برای ایجاد هندسه‌های جدید

شماره تیغه ۱	تیغه شماره ۲	تیغه شماره ۳	تیغه شماره ۴	تیغه شماره ۵	موقعیت قرارگیری مقطع جابجا شده
+۰/۳cm	+۰/۴cm	-۰/۳cm	-۰/۴cm	cm +۰/۳	Span % ۱۰۰
-	+۰/۳ cm	-۰/۱cm	-۰/۳ cm	cm -۰/۱۵	Span % ۷۵
-	+۰/۲cm	-	-۰/۲cm	cm -۰/۳	Span % ۵۰
-	+۰/۱cm	-	-۰/۱cm	cm -۰/۱۵	Span % ۲۵

توجه: علامت مثبت به معنی جابجائی محوری رو به جلو و علامت مثبت به معنی جابجائی محوری رو به عقب می‌باشد. برای نمونه، مشخصه‌های عملکردی پره شماره ۲ که از شبیه‌سازی جریان اطراف آنها بدست آمده در قالب جدول (۴) ارائه شده است. از آنجایی که عمده تاثیر این تغییر هندسی را باید در راندمان پره جست، راندمان پره‌های مختلف با پره روتور ۳۷ در دور طراحی به ازای فشار استاتیک خروجی‌های مختلف مطابق شکل (۱۴) با یکدیگر مقایسه شدند.

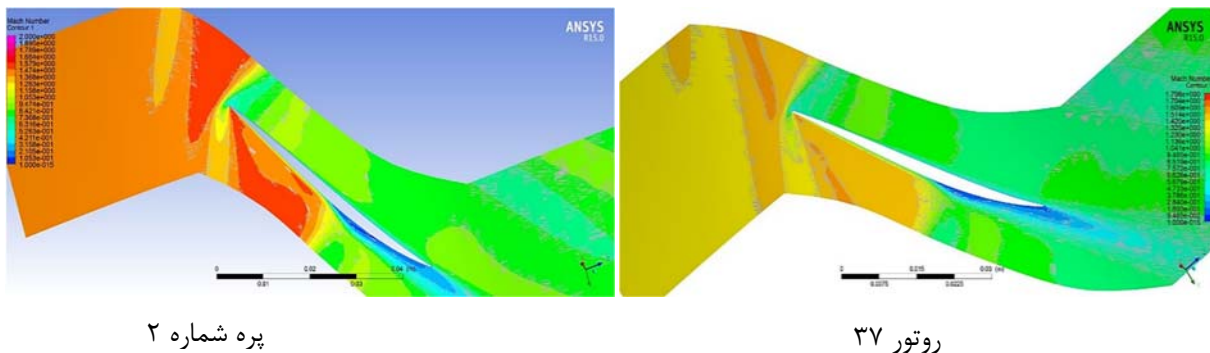
جدول ۴- مشخصات عملکردی تیغه شماره ۲

$\frac{\dot{m}}{\dot{m}_{chock}}$	$\dot{m} [Kg/s]$	$eff_{poly.}$	$\frac{P_{t,out}}{P_{ref}}$	$T_{t,out} [K]$	$P_{t,out} [Pa]$	
-/۹۹۲	۲۰/۷۷۹	-/۸۴۳۶	۱/۷۶۹	۳۴۹/۶۹۸	۱۷۹۲۹۲	$P_{s,out} = 99215$
-/۹۹	۲۰/۷۲۷	-/۸۶۵۷	۱/۹۱۳	۳۵۷/۰۳	۱۹۳۸۷۴	$P_{s,out} = 114074$
-/۹۸۴	۲۰/۶۰۵	-/۸۷۱۳	۱/۹۹۴	۳۶۱/۴۰۷	۲۰۲۰۴۴	$P_{s,out} = 121033$
-/۹۷۸	۲۰/۴۸۲	-/۸۷۲۳	۲/۰۲۵	۳۶۳/۲۵	۲۰۵۲۸۱	$P_{s,out} = 124027$
-/۹۷۳	۲۰/۳۷	-/۸۷۲۲	۲/۰۴۶	۳۶۴/۴۸۴	۲۰۷۳۴۰	$P_{s,out} = 126000$
-/۹۵۴	۱۹/۹۸۲	-/۸۶۸۳	۲/۰۸۴	۳۶۷/۲۱۴	۲۱۱۲۳۹	$P_{s,out} = 130000$
-/۹۳۸	۱۹/۶۴	-/۸۶۲۸	۲/۰۹۷	۳۶۸/۶۱	۲۱۲۵۴۸	$P_{s,out} = 131700$



شکل ۱۴- مقایسه راندمان پره‌های جدید با پره روتور ۳۷

با توجه به نتایج حاصل از اعمال جابجائی محوری در پره روتور ۳۷، از میان ۵ پره با هندسه جدید، پره شماره ۲ بیشترین تاثیر را بر روی راندمان روتور گذاشته است و با ایجاد تغییر در ساختار امواج ضربه شکل گرفته مطابق شکل (۱۵) و با مقایسه کانتور عدد ماخ حول تیغه در Span ۸۰٪ برای تیغه اصلی روتور ۳۷ و تیغه شماره ۲ (در فشار استاتیک خروجی ۱۳۰۰۰۰ پاسکال) توانسته موجب کاهش افت‌ها گردد. بعد از این پره، پره شماره ۱ تاثیر خوبی بر راندمان گذاشته و در مقطعی باعث افزایش آن گردیده است. سایر هندسه‌های ایجاد شده تاثیر چندانی بر راندمان پره نداشته‌اند. اما با توجه به کارهایی که تاکنون در این زمینه انجام شده این گونه می‌توان استنباط کرد که نحوه ایجاد جابجائی محوری برای مشاهده تغییرات در عملکرد پره بسیار مهم است. با توجه به بازده حاصل شده برای پنج پره، اثرات لقی تنها برای پره شماره ۲ که بهترین راندمان را برای جابجائی محوری نسبت به حالت اصلی را دارد بررسی خواهد شد. نتایج در چهار لقی با اندازه‌های ۰،۲۴۸، ۰،۳۵۶ (لقی طراحی اصلی)، ۰،۷۱۲ و ۱،۲۴۲ میلی‌متر با یکدیگر مقایسه خواهند شد.



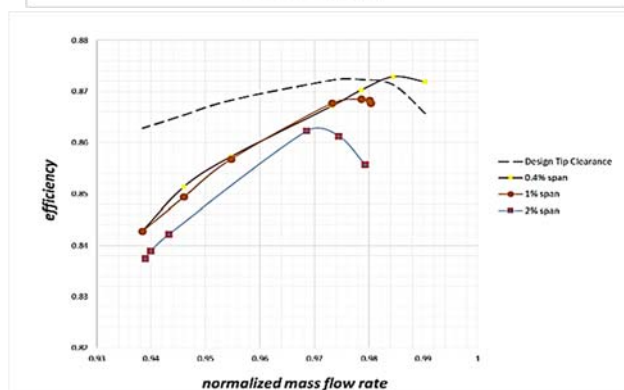
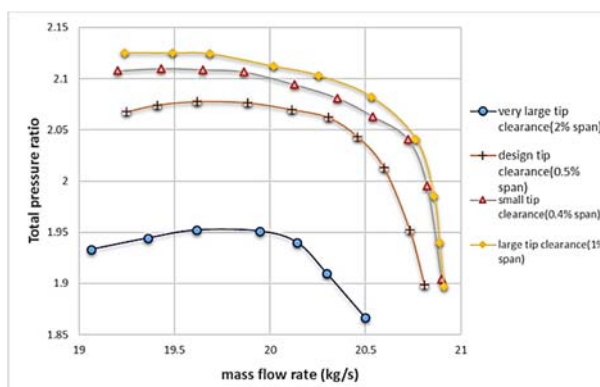
شکل ۱۵- کانتور عدد ماخ پره روتور ۳۷ و پره شماره ۲ در Span ۸۰٪ با فشار استاتیک خروجی ۱۳۰۰۰۰ پاسکال

۹- نتایج مربوط به اعمال فاصله لقی در پره روتور ۳۷

در تمامی توربوماشین‌ها پره‌های دوار مستلزم لقی نوک پره و پوسته بیرونی است. این لقی هر چند از نظر مکانیکی لازم است اما می‌تواند یکی از منابع افت بزرگ در توربوماشین‌ها از جمله کمپرسورها باشد. لقی نوک پره اغلب برای افزایش فشار، محدوده جریان و بازده کمپرسور محوری مضر و زیان آور شناخته می‌شود. دو ویژگی جریان لقی نوک مشکل ساز هستند؛ یکی از این ویژگی‌ها جنبه دینامیک سیال است و جنبه دیگر اتلاف و افت‌ها می‌باشند که یک اثر ترمودینامیکی است. لقی نوک پره همچنان به عنوان یک دغدغه در طراحی و کنترل کمپرسور و توربین گاز می‌باشد [۱۱].

جدول ۵- چهار حالت بررسی لقی نوک پره در تحقیق حاضر

اندازه لقی (mm)	اندازه لقی (درصد اسپن)	اندازه لقی کوچک
0.248 (mm)	0.4 %	اندازه لقی کوچک
0.356 (mm)	0.5 %	اندازه لقی طراحی
0.712 (mm)	1 %	اندازه لقی بزرگ
1.242 (mm)	2 %	اندازه لقی خیلی بزرگ



شکل ۱۶- اثر تغییر لقی نوک پره بر خط عملکردی و راندمان پره جابجائی محوری داده شده شماره ۲

تحقیقات زیادی تاکنون در مورد لقی نوک پره انجام شده است که به صورت عددی، تحلیلی و تجربی این موضوع را مورد بررسی قرار داده‌اند. مراجع مربوطه در قسمت‌های قبل به تفصیل بررسی شده‌اند. در ادامه و با توجه به نتایج عددی برای پره جابجائی محوری داده شده شماره ۲ (که بهترین راندمان را پس از اعمال جابجائی محوری داشت)، در لقی ۰,۳۵۶ میلی‌متر (۰,۵٪ طول اسپن) که اندازه لقی طراحی است، و سه لقی انتخابی دیگر جدول (۶) نتایج خط عملکردی و راندمان مطابق شکل (۱۶) با یکدیگر مقایسه خواهند شد. مشخص گردید که کاهش لقی نوک پره نسبت به مقدار طراحی نیز اثرات زیانباری بر محدوده عملیاتی کمپرسور دارد که البته مقدار این اثرات مضر بسیار کمتر از اثرات افزایش لقی است. همچنین در این بخش از تحقیق مشخص شد که بر خلاف تصور، کاهش مقدار لقی الزاما سبب بهبود محدوده عملیاتی کمپرسور نمی‌شود و مقدار مشخصی از اندازه لقی پره که در طراحی تعیین می‌شود برای کمپرسور نیاز است. با توجه به این موضوع مشخص شد که بهترین عملکرد، مربوط به پره جابجائی محوری داده شده شماره ۲ با همان میزان لقی استفاده شده در طراحی (۵ درصد اسپن (۰,۳۶۵ میلی‌متر)) است.

۱۰- نتیجه‌گیری

هدف از این تحقیق شبیه‌سازی جریان بر روی یک مرحله از یک کمپرسور محوری (ناسا روتور ۳۷) و سپس بهبود هندسه کمپرسور مذکور براساس تنظیم لقی بین نوک پره و پوسته و جابجائی محوری پره است. برای شروع این تحقیق در ابتدا مقدمه‌ای راجع به مفاهیم مربوط به توربوماشین‌ها ارائه شد. سپس پیشینه تحقیق برای مراجعی که به صورت تحلیلی، عددی و تجربی پره مذکور را مورد بحث قرار داده‌اند، بررسی شد. در ادامه به دلیل استفاده از شبیه‌سازی عددی در تحقیق حاضر، مقدمه‌ای بر دینامیک سیالات محاسباتی ارائه شد و مدل‌های مختلف آشفستگی و پارامترهای مهم مربوط به آنها بررسی شد. سپس با استفاده از نرم‌افزار بلیدجن طراحی هندسه روتور ۳۷، با استفاده از نرم‌افزار توربوگرید شبکه‌بندی و با استفاده از نرم‌افزار CFX شبیه‌سازی عددی آن انجام شد. در ادامه این تحقیق تاثیر سه مدل مختلف توربولانسی بر پارامترهای مهم خروجی از شبیه‌سازی جریان در روتور ۳۷ مورد بررسی قرار گرفته و نتایج حاصل از شبیه‌سازی عددی، با نتایج تست‌های تجربی مقایسه شد. در بین سه مدل آشفستگی ذکرشده، برای نمودار عملکردی کمپرسور، مدل کی‌اپسیلون آران‌جی و مدل اس‌اس‌تی در شرایط معمول و در نزدیکی استال، مدل کی‌اپسیلون استاندارد بهترین روند انطباق را با نتایج تجربی داشته است. بیشترین خطا در نمودار عملکردی کمپرسور مربوط به کی‌امگا با ۶ درصد و کمترین خطا مربوط به کی‌اپسیلون آران‌جی با ۲ درصد است.

در نمودار بازده مدل کی‌اپسیلون آران‌جی و اس‌اس‌تی تا قبل از دبی خفگی نسبت به مدل کی‌امگا ضعیف‌تر عمل کرده، ولی در نزدیکی ۹۹٪ جریان خفگی، مدل کی‌امگا افت کرده و از نتایج تجربی فاصله می‌گیرد؛ درحالی‌که کی‌اپسیلون آران‌جی و اس‌اس‌تی افت‌شان طبق روند افت تست تجربی است که در این میان عملکرد کی‌اپسیلون آران‌جی مطابقت بیشتری با روند تست تجربی دارد. در بررسی توزیع نسبت فشار و دما نیز می‌توان بیان کرد که تقریباً تا ۵۰٪ طول اسپن پره، مدل کی‌امگا روند پیش‌بینی را به شکل مناسب‌تری انجام داده است؛ اما در طول بیشتر از ۵۰٪ اسپن پره، این دو مدل از نتایج تست تجربی فاصله گرفته و نتایج توسط دو مدل کی‌اپسیلون آران‌جی و اس‌اس‌تی با دقت مناسب‌تری حاصل شده است.

در کل نیز مدل کی‌اپسیلون آر‌ان‌جی روند توزیع نسبت فشار و دما را در طول پره به شکل مناسب‌تری پیش‌بینی کرده است. با توجه به این موضوع، تحلیل‌های مربوط به بهینه‌سازی هندسه پره براساس مدل $K - \varepsilon$ RNG انجام شد. در ادامه دو پارامتر مهم در شبیه‌سازی یعنی استقلال از شبکه و بررسی Y^+ بررسی شدند که نتایج برای هر دو پارامتر مطلوب بود. حال با توجه به دو پارامتر، بهینه‌سازی عملکرد روتور ۳۷ مد نظر قرار گرفت. پارامتر اول ایجاد جابجائی محوری و پارامتر دوم کم و زیاد کردن فاصله لقی نوک پره با پوسته است. ابتدا شبیه‌سازی‌ها تنها براساس تغییر جابجائی محوری بررسی شد و پره شماره ۲ تغییر یافته، بهترین راندمان را در مقایسه با تمامی پره‌های تغییر یافته و همچنین پره اصلی داشت. در ادامه چهار اندازه لقی برای پره شماره ۲ در نظر گرفته شد که برای همان میزان لقی استفاده شده در طراحی (۵ درصد اسپن برابر با ۰,۳۶۵ میلی‌متر) بیشترین راندمان حاصل شد. از این‌رو با توجه به شبیه‌سازی‌های صورت گرفته در این تحقیق، بهترین پره از لحاظ عملکردی، پره تغییر جابجائی محوری داده شده شماره ۲ با لقی ۰,۳۶۵ میلی‌متر است.

مراجع

- [1] Boyce, M. P., "An Overview of Gas Turbines", in Gas Turbine Engineering Handbook (Fourth Edition), M. P. Boyce, Ed Oxford University Press, Butterworth-Heinemann, pp. 3-88, (2012).
- [2] Benini, E., "Accurate Multi-objective Design Optimization of Nasa Rotor 37", New York, (2004).
- [3] Oyama, A., Liou, M., and Obayashi, S., "High-fidelity Swept and Leaned Rotor Blade Design Optimization using Evolutionary Algorithm", 16th AIAA Computational Fluid Dynamics Conference, Orlando, Florida, USA, June 23-26, (2003).
- [4] Mafakheri, M., Mahmudi, M., Jahromi, M., "Numerical Simulation of the Loop Effect of the Tip of the Blade on the Operation of the Axial Flow Compressor", Iranian Journal of Mechanical Engineering Research, Vol. 19, No. 2, pp. 96-122, (2017).
- [5] Sheldon, K. E., "Analysis Methods to Control Performance Variability and Costs in Turbine Engine Manufacturing", Master Department of Mechanical Engineering, Virginia Polytechnic and State University, (2001).
- [6] Passrucker, H., "The Effect of Forward Sweep in a Transonic Compressor Rotor", (2003).
- [7] Dunham, J., "Cfd Validation for Propulsion System Components (La Validation Cfd Des Organes Des Propulseurs)", Paris, France, (1998).
- [8] Chima, R. V., "Calculation of Tip Clearance Effects in a Transonic Compressor Rotor", ASME Journal of Turbo Machinery, Vol. 120, (1998).
- [9] Beheshti, A., "Calculation of Tip Clearance Size Effects for the Nasa Rotor 37 Compressor Blade", 13th ASME Annual Conference on Mechanical Engineering, Isfahan, (2005).

- [10] Muhammad Saeed., S. M., Rafique, M., and Salim-Ud-Din Zahir., "Transonic Rotor 37 Blade Profile Improvement to Increase Pressure Ratio", Centre for Fluid Dynamics, Nescom, Pakistan, (2011).
- [11] Ito, Y., Watanabe, T., and Himeno, T., "Effect of Endwall Contouring on Flow Instability of Transonic Compressor", International Journal of Gas Turbine, (2019).
- [12] Ameri, A., "Nasa Rotor 37 Cfd Code Validation Glenn-Ht Code", (2009).
- [13] Chima, R.V., "Swift Code Assessment for Two Similar Transonic Compressors", (2009).
- [14] Benini, E., and Biollo, R., "Aerodynamics of Swept and Leaned Transonic Compressor-Rotors", Applied Energy, Vol. 84, pp. 1012-1027, (2007).
- [15] Yazdani, A., and Mohseni, A., "Three-dimensional Aerothermodynamic Optimization of the Stator Blade of an Axial-flow Gas Turbine in an Open-source Platform", Mdrsjrns, Vol. 17, pp. 176-184, (2017).
- [16] Danish, S. N., Qureshi, S. R., Imran, M. M., Khan, S. U. D., and Sarfraz, M. M., "Effect of Tip Clearance and Rotor-stator Axial Gap on the Efficiency of a Multistage Compressor", Applied Thermal Engineering, Vol. 99, pp. 988-995, (2016).
- [17] Pouagare, M., Lakshminarayana, B., and Galmes, J. M., "An Experimental Study of the Compressor Rotor Blade Boundary Layer", Vol. 107, pp. 364-372, (1984).
- [18] Prato, J., and Lakshminarayana, B., "Investigation of Compressor Rotor Wake Structure at Peak Pressure Rise Coefficient and Effects of Loading", Journal of Turbomachinery, Vol. 115, pp. 487-500, (1993).
- [19] Anderson, J., "*Computational Fluid Dynamics the Basics with Applications*", Third Ed. Michigan State University, (2009).
- [20] Lakshminarayana, B., "*Fluid Dynamics and Heat Transfer of Turbomachinery*", Third Ed, Wiley Press, (2006).
- [21] Thimmaiah, A. R. S., and Raghavan, A., "Flow Behaviour of Transonic Axial Compressor Stage with Different Turbulence Models", Gas Turbine India Conference, Vol. 87, No. 19, pp. 274-282, (2015).
- [22] Tu, J., Yeoh, G. H., and Liu, C., "*Computational Fluid Dynamics: A Practical Approach*", Third Ed, Elsevier, (2018).
- [23] Ferziger, J. H., Peric, M., and Street, R. L., "*Computational Methods for Fluid Dynamics*", Fourth Ed, Springer, (2019).
- [24] "Ansys Fluent Users Guide," (2019).
- [25] "Ansys Turbo Grid Lectures (Mesh)," (2019).

فهرست نمادهای انگلیسی

G_K : نرخ تولید انرژی جنبشی توربولانس مربوط به گرادیان سرعت میانگین

G_w : نرخ تولید w

K : مقیاس‌های انرژی جنبشی

S_w و S_k : ترم‌های منبع

T_{tl} : دمای کلی ورودی

$\rho \overline{U'_i U'_j}$: تنش رینولدز

Y_w و Y_k : نرخ اضمحلال w و k مربوط به توربولانس

نمادهای یونانی

ϵ : اضمحلال

ω : ورتیسیتته

α_ϵ : پرانتل موثر معکوس برای k

α_K : پرانتل موثر معکوس برای ϵ

Γ_K و Γ_ω : دیفیوژن موثر

Abstract

Improving the performance of gas turbines in today's world is an important and key issue, of course, in optimizing the performance of its core components. As an important part of the gas turbine, the compressor has always attracted particular attention. Many studies and experiments have been done to increase its efficiency. On the other hand, numerical analyzes and modeling are rapidly expanding due to the high cost of experimental tests and the rigidity of test conditions. The study of numerical methods and turbulence models continues to provide a more complete and better simulation of all aspects of fluid problems, and new aspects of this field are unveiled every day.

The purpose of this study is to simulate the flow of a single stage of the NASA rotor 37, and then improve the geometry of the rotor based on the adjustment of the tip clearance and the axial displacement of the blade. First, the best turbulence model ($k-\epsilon$ RNG) was selected for simulation. Then, with regard to the two parameters of axial displacement and tip clearance, optimization of the rotor function was investigated. At first simulations were examined based on axial displacement for five states. In the following, four sizes for Blade No. 2 (best efficiency for axial displacement) were considered, which achieved the highest efficiency for the design level tip clearance (0.365 mm).