

ارزیابی عملکرد پوسته بهبودیافته در یک کمپرسور گذر صوتی محوری

احمد رضا رحمتی^{۱*}، پژمان رستگار راجعونی^۲

^۱استادیار، دانشکده مهندسی، دپارتمان مکانیک- تبدیل انرژی، کاشان، ایران

^۲دانشجوی دکتری مهندسی مکانیک- تبدیل انرژی، دانشکده مهندسی، کاشان، ایران

*مسئول مکاتبات: ar_rahmati@kashanu.ac.ir

چکیده

واژگان کلیدی

پدیده استال
پدیده سرخ
کمپرسور محوری
بهبود پوسته
دینامیک سیالات محاسباتی

تاریخچه مقاله

تاریخ دریافت ۱۳۹۷/۰۲/۲۳

تاریخ پذیرش ۱۳۹۷/۰۸/۲۶

در این مطالعه با استفاده از روش غیرفعال بهبود پوسته کمپرسور، از گردابه های ناشی نوک (که عامل ایجاد پدیده های نامطلوب استال و سرخ می باشند) کاسته شده و حاشیه سرخ نیز افزایش یافته است. این گردابه ها در نوک روتور باعث انسداد جریان در این ناحیه، ایجاد افت زیاد در روتور، کاهش راندمان و نسبت فشار کمپرسور و ایجاد توزیع سرعت غیریکنواخت در صفحه خروجی می شوند. به منظور صحت گذاری عددی، نتایج کار حاضر با نتایج آزمایشگاهی روتور ۳۷ ناسا مقایسه شده و مطابقت قابل قبولی بین نتایج آزمایشگاهی و عددی حاصل گردیده است. برای بهبود پوسته کمپرسور خاص مورد بررسی در این پژوهش؛ از سه حالت شیار محیطی یعنی ۱۰۰٪ و ۴۰٪ و ۸۰٪ استفاده شده است. شبیه سازی کمپرسور در حالت پایا و با استفاده از مدل توربولانسی SST توسط نرم افزار آنسیس ۱۴ انجام شده و نتایج بدست آمده با نتایج پوسته بهبود نیافته مقایسه گردیده است. نتایج نشان می دهد که در حالت ۸۰، بیشترین حاشیه استال (۲/۶ درصد) و کمترین میزان افت راندمان ۰/۴- بدست می آید. در این حالت می توان با افزایش عمق شیار، حاشیه استال را به ۱/۹ درصد و افت راندمان را به ۰/۶۷- تغییر داد. همچنین در این حالت با کاهش عرض شیار، حاشیه استال به ۱/۵ درصد کاهش می یابد.

۱ مقدمه و تاریخچه

سلول های استال بخش کمتری را از شعاع حلقوی می پوشانند، دستخوش حادثه می گردد. پدیده سرخ در حقیقت نوسان محوری جریان در کمپرسور است. نوسان در جریان عبوری از کمپرسور، معمولاً سبب القای نوسان در فشار نیز می شود. سرخ یک ناپایداری کلی است که تمام سیستم را متاثر می کند. در هنگام وقوع پدیده سرخ، پره های روتور تحت تنش قرار می گیرند. کار محور چرخش نیز نوسان خواهد داشت. فشار پایین دست کاهش و فشار بالا دست افزایش پیدا خواهد کرد. بر اثر تغییر و ایجاد اغتشاش در فشار، صدای برخاسته از کمپرسور تغییر خواهد کرد و سیستم تولید صدای ناهنجاری می کند. در کمپرسورهای با سرعت بالا، جریان برگشتی می تواند همراه با ایجاد موج ضربه ای باشد. فشار زیاد بعد از موج ضربه ای می تواند پوشش پره ها، پوسته کمپرسور یا ورودی را دچار تغییر شکل کند. جریان برگشتی گاز داغ به کمپرسور نیز می تواند پوشش پره های روتور را ذوب کند. استفاده از پوسته های بهبودیافته برای اولین بار در سال ۱۹۵۰ توسط ویلد^۶ مطرح شد. در این پوسته، هوا از قسمت انتهایی کمپرسور وارد محفظه ای که در پوسته ایجاد شده بود می شد و در بالا دست تیغه های راهنمای ورودی مجدداً به درون کمپرسور تزریق می شد [۲]. با توجه به نتایج موفقیت آمیز این پوسته ها در کنترل لایه مرزی در ناحیه نوک پره، در اوایل ۱۹۶۰ شرکت جنرال الکتریک آزمایش هایی را به سفارش مرکز تحقیقات لوئیس ناسا بر روی روتور یک کمپرسور تک مرحله ای سرعت بالا انجام داد و یکی از نتایج آن به تأخیر افتادن پدیده سرخ با استفاده از پوسته متخلخل بود [۲]. در سال ۱۹۷۷،

برای اینکه بتوان یک کمپرسور را از مواجهه با خطر پدیده سرخ رهایی بخشید، یک ضرورت اساسی متصور است و آن نیاز به تأخیر در وقوع پدیده استال است. برای اینکه یک کمپرسور دستخوش پدیده سرخ شود، می بایستی از گذرگاه نامطلوب پدیده استال عبور نماید. اگر بتوان از رخداد پدیده استال اجتناب کرد، فرار از مواجهه با پدیده سرخ ممکن می گردد. به هر حال امکان آن وجود دارد تا با شیوه های محافظه کارانه، محدوده پایداری عملکرد کمپرسور^۱ به گونه ای انتخاب شود تا خط عملکردی کمپرسور با فاصله ای قابل ملاحظه، دور از خط سرخ کار نماید. بدیهی است که چنین اتخاذ تصمیمی در بردارنده عدم مزیت برخوردار بودن از امکان دسترسی به حداکثر بازدهی و افزایش فشار خواهد بود. استال دورانی^۲ مکانیزی است که به کمپرسور اجازه می دهد به جای اینکه دبی کاهش یافته را با کل فضای جلوی حلقوی به اشتراک بگذارد، با تشکیل نواحی مسدود شده (سلول استال^۳) آن را جبران نماید. در واقع درون سلول استال، سرعت محوری بسیار پایین می باشد. در یک کمپرسور ممکن است یک یا چند سلول استال بوجود آید. همچنین ممکن است که این سلول استال کل ارتفاع پره (تمام اسپن^۴) یا فقط بخشی از ارتفاع آن (جزء اسپن^۵) را مسدود کند.

هرگاه سلول های استال بخش کاملی از شعاع حلقوی را در یک محدوده سطح خاص دربرگیرد، کارکرد کمپرسور سریعتر از حالتی که منحصر

¹Compressor Operating Stability Margin ²Rotating Stall ³Stall Cell ⁴Full Span Stall Cell ⁵Part Span Cell ⁶Wilde, G.L.

و گوردین^۵ به بررسی و مقایسه دو نوع خاص از بهبود پوسته یک کمپرسور محوری پرداختند [۱۱]. در سال ۲۰۱۳، کیانگ و همکاران^۶ به بررسی عددی تاثیر شیارهای محیطی در یک کمپرسور گذر صوتی پرداختند و ثابت نمودند شیارهای محیطی علاوه بر بهبود حاشیه سرچ؛ سبب انرژی دادن به سیال کم انرژی در ناحیه نوک روتور می‌شوند [۱۲]. در سال ۲۰۱۵، اسری و کریشنا^۷؛ در پژوهشی ارزشمند به تاثیر شیار در کمپرسور شعاعی پرداختند. آنها در بررسی عددیشان یکبار دو شیار و بار دیگر سه شیار را بر روی پوسته کمپرسور اعمال نمودند و ثابت نمودند در حالت استفاده از دو شیار، نسبت فشار افزایش می‌یابد [۱۳]. در سال ۲۰۱۳، استریت و همکاران [۱۴] در یک تحقیق به بررسی تاثیر و مزیت اعمال سوراخ بر روی پوسته در پیشگیری از وقوع شک و به گردش در آمدن جریان در داخل این سوراخ ها پرداختند. در سال ۲۰۱۶، شی فانگ و همکاران [۱۵] با اعمال شیارهای محیطی بر روی یک کمپرسور محوری، محدوده پایداری و راندمان کمپرسور را مورد بحث قرار دادند و به نتایج خوبی دست یافتند. در همین سال مارکوس لژون [۱۶] در رساله دکترای خود تاثیر لقی نوک تیغه روتور بر روی یک کمپرسور محوری را با استفاده از مدل های توربولانسی متفاوت بررسی نموده است. در سال ۲۰۱۷ کوانگ و همکاران [۱۷] با اعمال سوراخ بر روی پوسته یک کمپرسور گذر صوتی تاثیر مکانیزم جریان بر توسعه محدوده استال را بررسی نمودند و به این نتیجه رسیدند که در حالت ۵۰٪ پوشش نوک تیغه روتور، حاشیه استال ۲۶/۸۵ درصد افزایش می‌یابد درحالیکه به میزان خیلی کمی از راندمان نیز کاهش می‌یابد.

با توجه به کارهای انجام شده در این زمینه، می‌توان دریافت که هر کمپرسور خصوصیات منحصر به فرد خود را دارد و تاکنون روشی دقیق و منحصر به فرد که بتواند موجب بهبود حاشیه سرچ برای تمامی کمپرسورها باشد بدست نیامده است. بنابراین هدف از انجام این پژوهش بررسی ارزیابی عملکرد بهبود پوسته با استفاده از یک مدل خاص در یک کمپرسور گذر صوتی می‌باشد که تاکنون مورد بررسی قرار نگرفته است.

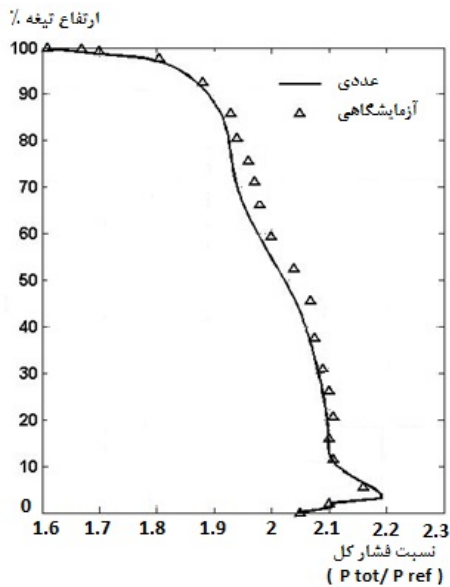
۲ صحه‌گذاری عددی روتور ۳۷ با مدل توربولانسی SST

به دلیل مقدور نبودن امکانات کافی برای آزمایش کمپرسور و پرهزینه بودن آن، نمی‌توان بوسیله انجام آزمایش بر روی کمپرسور مورد نظر، مقایسه ای بین نتایج شبیه‌سازی عددی و نتایج آزمون انجام داد. ولی می‌توانیم بصورت معکوس عمل نماییم. به این ترتیب که از کمپرسور دیگری که نتایج آزمون آن در دست است استفاده شود. مراحل کار به این ترتیب است که در صورت موجود بودن اطلاعات هندسی از کمپرسوری که نتایج آزمون آن در دست است، آن کمپرسور را به همان روش بکار گرفته شده در کار تحقیقاتی فعلی شبیه‌سازی عددی نموده و جواب شبیه‌سازی عددی را با آزمون مقایسه کنیم. سپس بین نتایج حاصل از آزمون و نتایج شبیه‌سازی عددی، مقایسه انجام می‌دهیم. بدین منظور برای تحلیل جریان در روتور، از نتایج آزمایشگاهی که

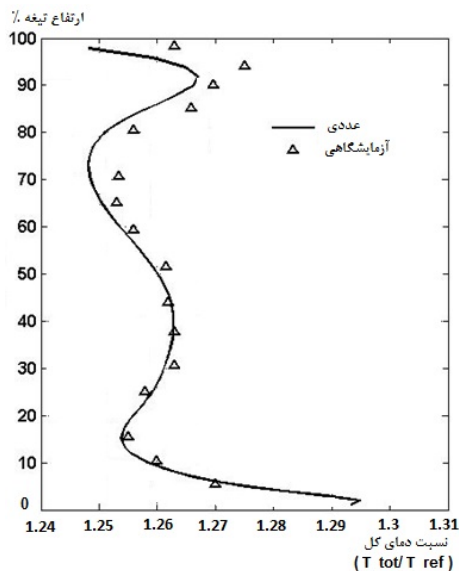
تاکاتا و تسوکودا^۱، اولین کسانی بودند که اهمیت جهت شکاف‌های مورب را بر روی راندمان و محدوده استال گزارش دادند [۳]. آنها مدعی شدند بیشترین گسترش در محدوده استال برای شکاف‌های مورب موقعی رخ می‌دهد که این شکاف‌ها در خلاف جهت چرخش، زاویه داشته باشند. در این حالت زاویه شیارها سبب می‌شود تا سیال به داخل شکاف روانه شود. در اواخر دهه ۱۹۷۰ تقریباً مشخص گردید که بیشترین گسترش ناحیه استال به وسیله شکاف‌های مورب حاصل می‌شود. لذا از آن زمان تا اوایل ۱۹۹۰ اکثر تحقیقات انجام شده بر روی فهمیدن مکانیزم پوسته‌های با شکاف‌های مورب انجام می‌گرفت. در سال ۱۹۹۰، عظیمیان و همکارانش^۲ تاثیر پوسته بهبود یافته را بر روی یک بادرسان محوری یک طبقه بدون پره هادی بررسی نمودند [۴]. آنها مدعی شدند که درصدی از طول روتور که توسط محفظه پوشش داده می‌شود، تاثیرگذارترین پارامتر می‌باشد. همچنین مدعی شدند برای حالتی که این محفظه بیش از نیمی از طول محوری روتور را تحت پوشش قرار می‌دهد نتایج خوبی بدست می‌آید. این تحقیقات همچنان ادامه داشت [۵، ۶] تا اینکه در سال ۲۰۰۴، ویلک و کاو، نوع جدیدی از شکاف‌های محوری را در دو حالت نصب مختلف به صورت عددی مورد مطالعه قرار دادند. این شکاف‌ها در پوسته مرحله جلویی یک کمپرسور مدرن فشار بالا اعمال شدند. در یک حالت تقریباً شکاف‌ها تمام طول پره را تحت پوشش داشتند ولی در حالت دیگر، شکاف‌ها فقط ۲۵ ابتدایی طول پره را تحت پوشش داشتند. هر دوی این پیکربندی‌ها، سبب گسترش ناحیه استال شدند ولی از نظر راندمان، پیکره‌بندی حالتی که ۲۵ درصد ابتدایی طول پره را تحت پوشش داشت، رفتار بهتری از خود نشان داد و افت راندمان کمتری ایجاد نمود و تاثیر چندانی نیز بر موج ضربه‌ای از خود نشان نداد [۷]. در سال ۲۰۰۹، گوردین و لبوف^۳، دو روش مختلف را برای غلبه بر ناپایداری های یک کمپرسور مادون صوت در نظر گرفتند. روش اول استفاده از بهبود پوسته با شکاف‌های نامتقارن و روش دوم استفاده از یک شیار طولی در نوک پره بود [۸، ۹]. با استفاده از بهبود پوسته، ۶٪ گسترش ناحیه عملکرد و ۶٪ افزایش نسبت فشار سکون مشاهده گردید. همچنین ناحیه مسدود شده در نزدیکی لبه حمله به مقدار زیادی کم شد. آنها مشاهده نمودند که بیشترین میزان بازچرخش درون شکاف زمانی اتفاق می‌افتد که قسمت انتهایی شکاف، مقابل سطح فشار پره و قسمت جلویی شکاف بالای سطح مکش در لبه حمله قرار می‌گیرد. در سال ۲۰۱۱، هوگتون و دی^۴، به منظور درک هرچه بهتر مکانیزم تاثیر شیارهای محیطی بر عملکرد کمپرسور، مطالعه آزمایشگاهی و عددی بر روی یک کمپرسور مادون صوت انجام دادند. آنها تاثیر مکان قرار گیری شیار در پوسته بر عملکرد کمپرسور را مورد مطالعه قرار دادند. طبق تحقیقات آنها، قرار گیری شیار در دو موقعیت طولی ۸٪ و ۵۰٪ طول محوری نوک روتور می‌تواند سبب بیشترین افزایش محدوده استال شود. آنها در ادامه تحقیقاتشان در سال ۲۰۱۳ از دو و سه شیار در پوسته استفاده کردند و تاثیر آنها بر مکانیزم استال را بصورت آزمایشگاهی بررسی کردند. نتیجه این بود که با افزایش تعداد شیار، افت راندمان نیز بیشتر شده است. آنها بیشترین گسترش ناحیه استال را در حالت دو شیار مشاهده کردند [۱۰]. در سال ۲۰۱۲، لگراس

¹Takata and Tsukuda ²Azimian, et al. ³Legras and Gourdain
Qiang, Ming-Min Zhu and Jin-Fang Teng ⁷P. Usha Sri and Krishna

⁴Tim Houghton and Ivor Day ⁵Legras and Gourdain ⁶Xiao-Qing



(الف) نسبت فشار کل



(ب) نسبت دمای کل

شکل ۲: مقایسه تغییرات نسبت دما و فشار سکون برحسب درصد ارتفاع تیغه روتور ۳۷ در حالت‌های عددی و آزمایشگاهی

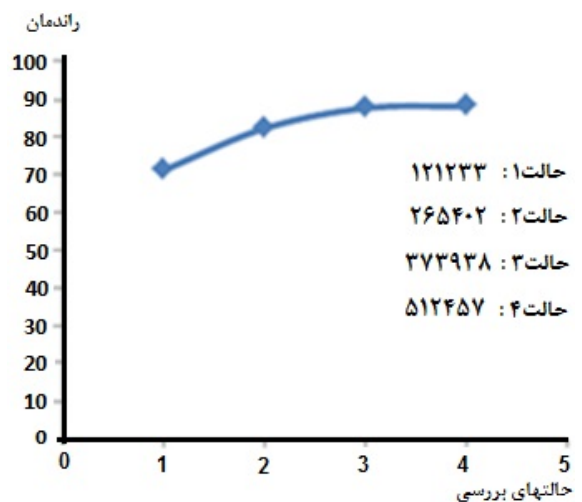
۳ مشخصات کمپرسور گذر صوتی مورد بررسی

برای ایجاد مدل هندسی روتور و استاتور مرحله اول کمپرسور مورد نظر با استفاده از اطلاعات هندسی در دسترس از این کمپرسور هندسه مورد نظر ایجاد گردید که مشخصات هندسی مرحله اول آن به شرح ذیل می‌باشد: تعداد تیغه‌های روتور ۱۹ عدد، تعداد تیغه‌های استاتور ۲۴ عدد و پروفیل تیغه‌های روتور و استاتور از نوع قوس‌های دو گانه دایروی^۷ می‌باشد، همچنین شعاع هاب در ورودی روتور ۰/۶۳۶۷۸ متر، شعاع نوک در ورودی روتور ۰/۱۰۰ متر، شعاع هاب در خروجی روتور ۰/۷۲۶۷۸ متر، شعاع نوک در خروجی روتور ۰/۱۰۰ متر، شعاع هاب در خروجی استاتور ۰/۷۴۴۷۸ متر، طول محوری ناحیه ورودی ۰/۵۰ متر، طول محوری ناحیه خروجی ۰/۳۰ متر

در سال ۱۹۹۵ توسط ناسا برای روتور ۳۷ ارائه گردیده، استفاده شده است [۱۸]. روتور ۳۷ یکی از موارد شناخته شده در تست های کمپرسورهای جریان محوری می‌باشد که به وسیله مرکز تحقیقات لوئیس ناسا^۲ طراحی شده و بیانگر ساختار جریان لزج سه بعدی پیچیده در تیغه‌های کمپرسور با جریان محوری گذر صوتی^۳ می‌باشد.

تعداد تیغه‌های این روتور ۳۶ عدد از نوع پروفیل قوس چندگانه دایروی^۴، لقی^۵ بین نوک تیغه و پوسته: ۰/۳۵۶ سانتیمتر، نرخ دبی جرمی: ۱۹/۲۰ کیلو گرم بر ثانیه، سرعت چرخشی روتور: ۱۷۱۸۸/۷ دور بر دقیقه، بازده آیزنتروپیک: ۰/۸۷۷ و سایر مشخصات این روتور در مرجع [۱۹] قابل مشاهده است. لازم به ذکر است دبی جرمی اندازه گیری شده در شرایط خفگی، ۲۰/۹۳ کیلوگرم بر ثانیه می‌باشد که در این پژوهش نتایج بدست آمده از تست در حالت دبی جرمی ۰/۹۸ حالت خفگی مورد بررسی قرار می‌گیرد. پس از آنکه هندسه سه بعدی روتور ۳۷ با استفاده از نرم‌افزار تولید تیغه ایجاد گردید، شبکه محاسباتی به صورت شبکه با سازمان در محیط شبکه بندی نرم‌افزار انسیس^۶ ۱۴ ایجاد شد. برای حل عددی معادلات نیاز به شرایط مرزی در ورودی و خروجی روتور می‌باشد.

دما و فشار سکون ورودی بر اساس مقدار طراحی روتور انتخاب گردید. از آنجا که شرط مرزی خروجی نیز باید در حل عددی لحاظ گردد با تغییر فشار استاتیکی در خروجی دبی مورد نظر در فشار ۱۱۶۵۰۰ پاسکال ارضاء می‌شود. برای بررسی استقلال از شبکه نیز، ۴ نمونه شبکه محاسباتی مختلف ایجاد گردید و پارامترهای راندمان آیزنتروپیک روتور در هر کدام از آنها محاسبه شدند. طبق شکل ۲ ملاحظه گردید که پارامترهای فوق در دو مورد آخر تقریباً ثابت باقی مانده اند. لذا برای کاهش هزینه محاسبات از شبکه با ۳۷۳۹۳۸ گره استفاده شد.

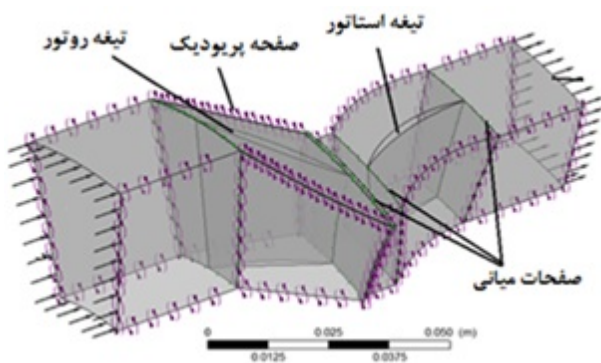


شکل ۱: مقایسه راندمان روتور در شبکه‌های محاسباتی متفاوت

برای اطمینان از صحت روش عددی، مقادیر بدست آمده از حل عددی با مقادیر آزمایشگاهی حاصل از تست روتور ۳۷ که از مرجع [۲۰] استخراج شده است مقایسه گردید. طبق نمودارهای شکل ۲ ملاحظه می‌شود که مطابقت قابل قبولی بین روش عددی و مقادیر آزمایشگاهی وجود دارد.

¹Nasa Rotor37 ²Nasa Lewis Research Center ³Transonic Axial Flow Compressor ⁴Multiple Circular Arc ⁵Tip Clearance
⁶AnsysTurbogrid14 ⁷DCA= Double Circular Arc

و یا استاتور را می دهند و جریان نیز در بین تیغه ها مشابه می باشد، بنابراین برای حل جریان از یک تیغه روتور و یک تیغه استاتور با دامنه حل متفاوت استفاده شده و جریان به کل کمپرسور تعمیم داده می شود. تمامی ابعاد و اندازه های مربوط به سه مقطع هاب، میانی و نوک تیغه روتور و استاتور داده شده است و بر اساس این اطلاعات هندسه تیغه ها بدست آمده است. پس از ایجاد هندسه که شامل ناحیه ورودی، روتور، استاتور و ناحیه خروجی است به محیط مش نرم افزار انتقال می یابد که در تمامی نواحی جهت رسیدن به شبکه منظم، صفحاتی ایجاد گردیده است؛ شکل ۴ گویای این مطلب است. بنابراین در تمامی نواحی همانند از شبکه بندی منظم و سازمان یافته استفاده شده است. شایان ذکر است مقدار $Y+$ نیز از مقدار مجاز ۲ کمتر شد.



شکل ۴: شرایط مرزی پره های کمپرسور مورد بررسی

۵ بررسی استقلال از شبکه برای کمپرسور خاص این پژوهش

برای بررسی استقلال از شبکه، در حالت بدون بهبود پوسته در راندمان ماکزیمم، ۵ نمونه شبکه محاسباتی مختلف ایجاد گردید و پارامترهای راندمان و نسبت فشار مرحله اول کمپرسور محوری خاص، در هر کدام از آنها محاسبه شدند. طبق شکل ۵ ملاحظه گردید که پارامترهای فوق در دو مورد آخر تقریباً ثابت باقی مانده اند. لذا برای کاهش هزینه و زمان محاسبات، از شبکه با ۴۸۰۰۶۲ گره استفاده شد.

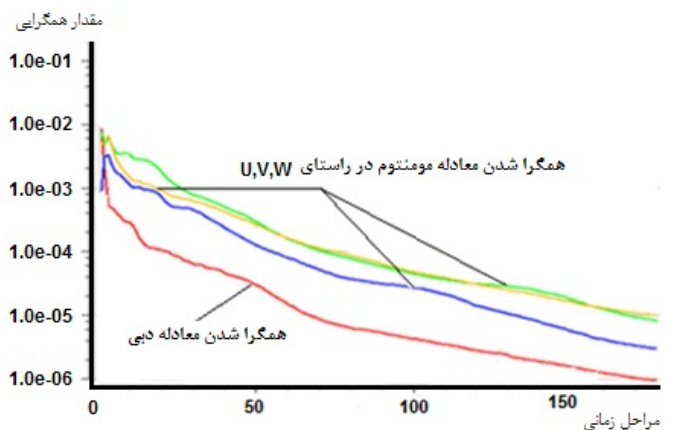
۶ بررسی منحنی عملکرد کمپرسور در حالت بدون بهبود پوسته

به منظور بدست آوردن منحنی عملکرد کمپرسور با افزایش تدریجی فشار استاتیک خروجی، دبی کاهش یافته و تا جایی که همگرایی حل از بین برود و در این حالت حدود دبی استال حاصل می گردد. در جدول ۱ مراحل انجام این کار نشان داده شده است. همانگونه که مشاهده می شود؛ ماکزیمم دبی عبوری در حالت مکش کمپرسور ۳/۳۰ کیلوگرم بر ثانیه است که در مقایسه با دبی شرایط استاتیکی طراحی یعنی ۳/۳۷۲ کیلوگرم بر ثانیه کمتر است که از دلایل آن می توان به افت های مربوط به لایه مرزی اشاره کرد که در طراحی لحاظ نشده است.

متر، لقی نوک روتور ۲۵٪ میلیمتر، طول وتر محوری در نوک تیغه روتور ۱۵۰۵۵۲۳٪ متر، سرعت دورانی طراحی روتور ۴۳۰۰۰ دور بر دقیقه.

۴ تعریف مرزها و شرایط مرزی و فرضیات لازم برای حل معادلات در میدان جریان

ورودی روتور جریانی زیر صوت با فشار کل و دمای کل معین (فشار و دمای کل محیط) و خروجی روتور و استاتور جریان زیر صوت با فشار استاتیک مشخص است. همچنین برای پره و ریشه روتور دیواره آدیباتیک، بدون لغزش و صاف بوده و پوسته روتور نیز دیواره آدیباتیک، بدون لغزش، صاف و چرخان در نظر گرفته شده است. سیال عامل گاز ایده آل هوا می باشد. وضعیت پایدار کاری برای سیال تراکم پذیر در نظر گرفته شده و برای حل مسئله از مدل توربولانسی SST استفاده شده است. برای محاسبات مربوط به آنتالپی، از مدل انرژی کل^۱ استفاده شده است. نوع شبیه سازی نیز حالت پایا^۲ می باشد. فشار مرجع^۳، صفر پاسکال و معیار همگرایی 10^{-5} (RMS) در نظر گرفته شده است. نمودار همگرایی برای معادلات مومنوم در شکل ۳ نشان داده شده است.

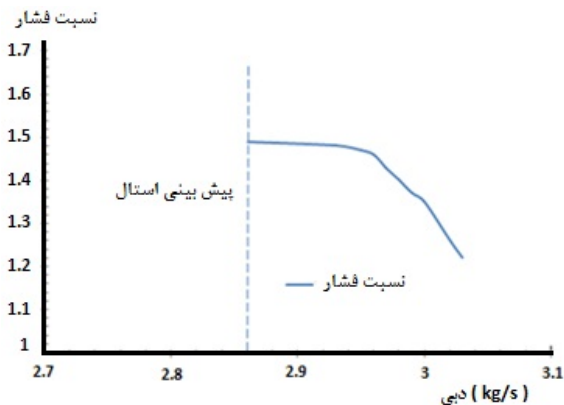


شکل ۳: همگرا شدن معادلات دبی و مومنوم

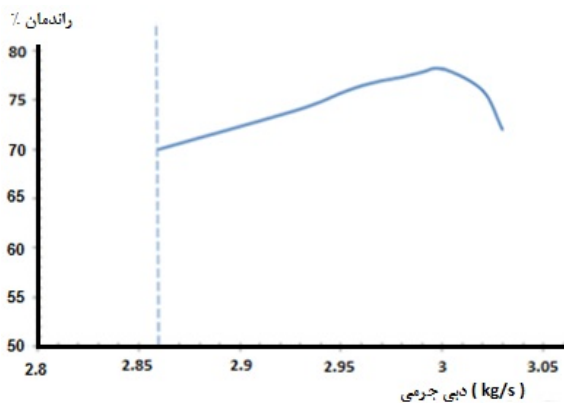
همچنین از آنجا که یک پره روتور و استاتور جهت حل عددی در نظر گرفته می شود، شرایط مرزی پرودیک بکار برده می شود. بین دو دامنه روتور و استاتور نیز از یک صفحه میانی از نوع روتور ثابت^۴ استفاده شده است. شرط پرودیک در نرم افزار انسیس برای حل مسائلی از قبیل توربوماشین ها بکار می رود. این شرط بیان می کند که شرایط جریان در محیط بطور متناوب تکرار می شود. در این پژوهش، مرحله اول کمپرسور مورد بررسی از ۱۹ تیغه روتور و ۲۴ تیغه استاتور تشکیل شده است و اگر بخواهیم کل کمپرسور حل عددی شود، مسلماً با حجم بالایی از مش بندی روبرو خواهیم شد که حل آن بسیار زمانبر و تا حدودی غیرممکن است. به همین دلیل یک قطاع با کسر ۱/۱۹ از دایره (یعنی ۱۸/۹۵ درجه) برای روتور و یک قطاع با کسر ۱/۲۴ از دایره (یعنی ۱۵ درجه) برای استاتور استفاده می شود و از آنجا که این قطاع ها بر روی یک محیط دایره در کنار هم قرار می گیرند و تشکیل یک ردیف تیغه روتور

¹Total Energy ²Steady State ³Reference Pressure ⁴Frozen Rotor

فشار در زمان وقوع استال است و PR_{peak} نسبت فشار در حالتی است که راندمان ماکزیمم است [۲۱]:



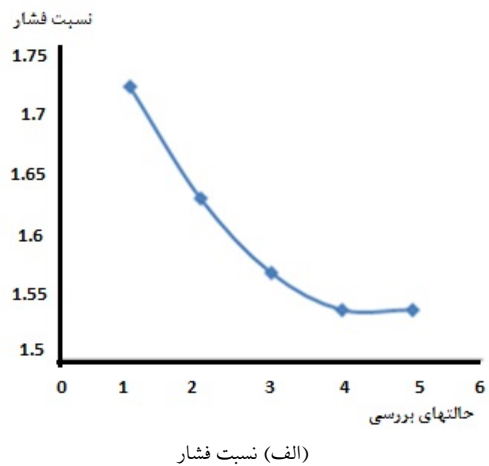
(الف) نسبت فشار



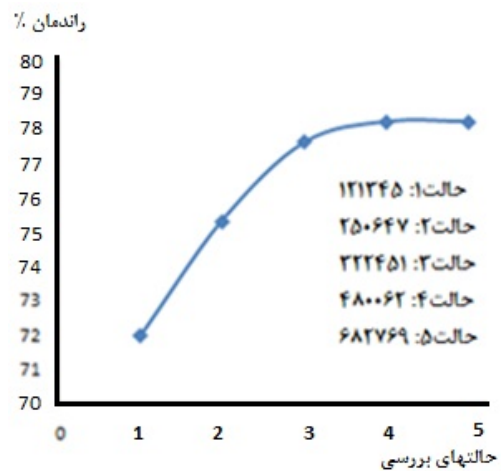
(ب) نمودار راندمان

شکل ۶: نمودارهای نسبت فشار و راندمان کمپرسور در دبی های مختلف

از طرفی با توجه به شکل ۶الف و ۶ب مشاهده می شود که، ماکزیمم راندمان ۷۸/۲ درصد است که در این حالت دبی ۳ کیلوگرم بر ثانیه و نسبت فشار ۱/۳۵ می باشد. انحراف خطوط جریان اولاً به علت وجود اختلاف فشار استاتیک بین سطوح فشار و مکش است. از طرفی وجود سرعت نسبی بین پره و پوسته یکی دیگر از علت های ایجاد جریان نشستی می باشد. وجود جریان نشستی اولاً به علت وجود اختلاف فشار استاتیک بین سطوح فشار و مکش است. از طرفی وجود سرعت نسبی بین پره و پوسته یکی دیگر از علت های ایجاد جریان نشستی می باشد. این جریان یکی از منابع مهم افت درون روتور می باشد. دو عامل اساسی که میزان جریان نشستی را کنترل می کنند، ارتفاع لقی و اختلاف فشار بین سطوح فشار و مکش می باشند. اگر میزان لقی بسیار کوچک باشد، اثرات لزجت در لقی، جریان نشستی را در حداقل مقدار خود نگه می دارد. اگر لقی به خاطر مشکلات عملی افزایش یابد، میزان جریان نشستی نیز افزایش خواهد یافت. کنترل گردابه های نشستی نوک تیغه و جلوگیری از تقویت آنها می تواند موجب کاهش احتمال وقوع پدیده سرج و افزایش حاشیه سرج گردد. در شکل ۷ مشاهده می شود جریانی که در لبه حمله از سطح فشار به مکش نشست پیدا می کند، در اثر برخورد با جریان اصلی دچار چرخش شده و یک ناپیوستگی جریان در ناحیه اختلاط آنها بوجود می آید که هسته گردابه نشستی نوک را بوجود می آورد و این گردابه با برخورد به موج



(الف) نسبت فشار



(ب) راندمان

شکل ۵: بررسی تغییرات نسبت فشار و راندمان در اندازه شبکه های مختلف

جدول ۱: نتایج مربوط به کمپرسور در دبی های مختلف

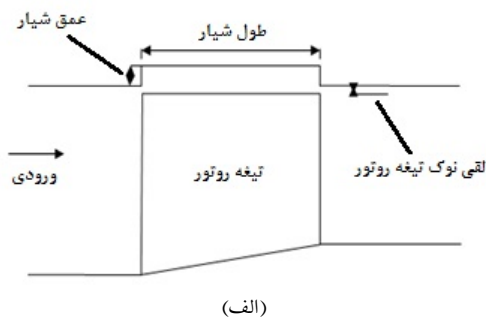
راندمان %	نسبت فشار	دبی جرمی (ثانیه/کیلوگرم)
۷۰	۱/۴۹	۲/۸۶
۷۴/۲	۱/۴۸	۲/۹۳
۷۵/۸	۱/۴۷	۲/۹۵
۷۶/۵	۱/۴۶	۲/۹۶
۷۷	۱/۴۳	۲/۹۷
۷۷/۴	۱/۴	۲/۹۸
۷۷/۹	۱/۳۷	۲/۹۹
۷۸/۲	۱/۳۵	۳
۷۶	۱/۲۶	۳/۰۲
۷۲	۱/۲۲	۳/۰۳

همانگونه که از شکل ۶الف مشاهده می شود، بیشترین افزایش فشار کل ۱/۴۹ است که در دبی ۲/۸۶ کیلوگرم بر ثانیه اتفاق می افتد و حاشیه استال نیز در این حالت ۱۵/۷ درصد است. حاشیه استال را می توان از رابطه تجربی زیر نیز محاسبه نمود:

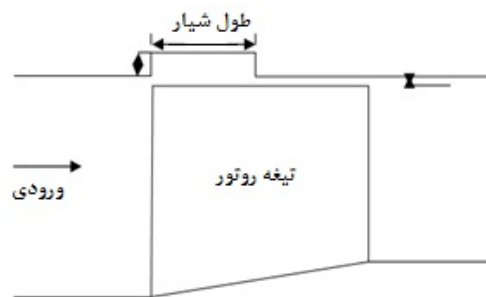
$$SM = \left(\frac{m_{peak}}{m_{stall}} * \frac{PR_{stall}}{PR_{peak}} - 1 \right) * 100\% \quad (1)$$

که m_{peak} بیانگر دبی در حالتی است که بیشترین راندمان را داریم، m_{stall} نمایانگر دبی در حالتی است که استال اتفاق می افتد، PR_{stall} بیانگر نسبت

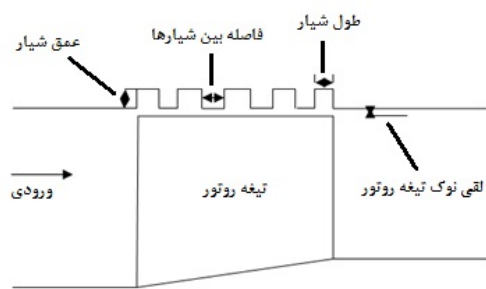
ضربه‌ای دچار انبساط می‌شود و ناحیه‌ای با مومنتوم پایین، بعد از موج تشکیل می‌شود. همچنین در اثر این برخورد، موج ضربه‌ای شکل خطی خود را از دست می‌دهد و بصورت منحنی در می‌آید [۲۲].



(الف)

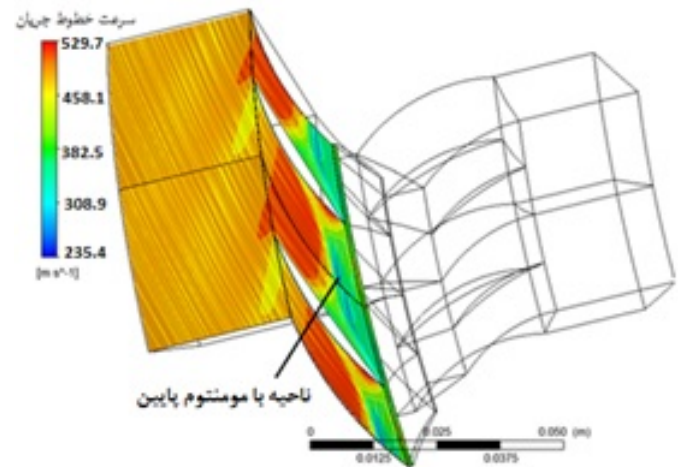


(ب)



(ج)

شکل ۸: شماتیک شیارهای محیطی در سه حالت بهبود پوسته



شکل ۷: خطوط جریان و ناحیه با مومنتوم پایین در قسمت نوک روتور

۷ تغییر هندسه پوسته و بررسی نتایج میدان جریان

طی تحقیقات در پنجاه سال گذشته، استفاده از پوسته‌های بهبودیافته توانایی خود را در انتقال خط سرج نشان داده‌اند. ویژگی مشترک همه این هندسه‌ها، ایجاد فضایی جهت به دام انداختن سیال با مومنتوم پایین می‌باشد. وقتی که این سیال با مومنتوم پایین، دوباره به میدان جریان باز می‌گردد، باعث بهبود ویژگی‌های میدان جریان می‌شود. شایان ذکر است که استفاده از بهبود پوسته در تمامی کمپرسورها نتایج یکسانی را ارائه نمی‌کند و در نتیجه تاکنون روش خاصی برای طراحی آن که برای تمامی کمپرسورها قابل استفاده باشد، ارائه نشده است و به همین دلیل است که این تحقیقات جهت دست‌یابی به نتیجه مشترک و واحد همچنان ادامه دارد.

از میان تمام هندسه‌هایی که تاکنون از آنها استفاده شده است، ایجاد شیارهای محیطی^۱ در پوسته بیشترین رضایت را در میان محققین در بر داشته است. این نوع هندسه، بسیار ساده می‌باشد و لذا هم در حین ساخت و هم در حین تحلیل نرم‌افزاری، محققین با پیچیدگی‌های کمتری مواجه می‌شوند. همچنین این نوع از بهبود پوسته، هم در کمپرسورهای مادون صوتی و هم در کمپرسورهای گذر صوتی، عملکرد موفقی از خود نشان داده و توانسته محدوده استال را در هر دو نوع گسترش دهد. از طرفی میزان افتی که در راندمان هنگام استفاده از شیارهای محیطی ایجاد می‌شود، در مقایسه با اکثر هندسه‌های استفاده شده مقدار بسیار کمتری دارد. لذا در این تحقیق، از این هندسه به عنوان بهبود پوسته استفاده شده است.

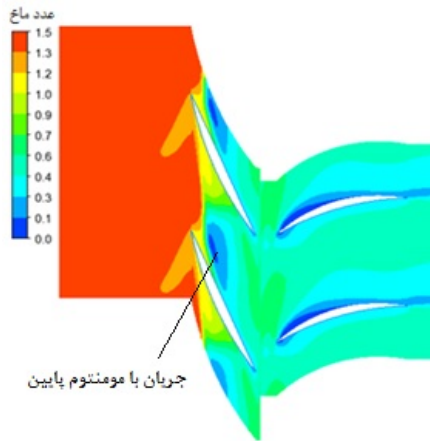
برای ایجاد شیارهای محیطی بر روی پوسته روتور از چند نمونه شیار محیطی استفاده شده است تا مقایسه‌ای بین نتایج حاصله نیز صورت پذیرد. این شیارها بصورت شماتیک در شکل ۸ نشان داده شده‌اند و مشخصات آنها بصورت ذیل می‌باشد:

۱. یک شیار با پوشش ۱۰٪ سطح روتور

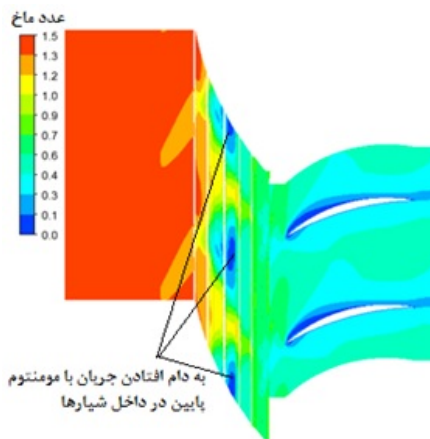
۸ مشخصات شیارهای اعمال شده بر روی پوسته کمپرسور

در بررسی اول این پژوهش، عمق تمامی شیارها یکسان و برابر ۰/۵۵ میلی‌متر، طول شیار برای حالت (الف) برابر ۱۵/۰۵۵۲۳ میلی‌متر و برای حالت (ب) برابر ۶/۰۲۲ میلی‌متر و برای حالت (ج) برابر ۲/۴۰۸۸ میلی‌متر باشد و در ادامه بررسی جامع‌تر به تغییر ابعاد شیارها پرداخته شده است و نتایج نیز با یکدیگر مقایسه گردیده است. لازم به ذکر است شرایط مرزی در حالت پوسته بهبودیافته همانند حالت قبل است. یعنی برای پره روتور، استاتور و همچنین هاب روتور و استاتور، دیواره را آدیاباتیک، صاف و بدون لغزش در نظر گرفته شده است و پوسته روتور نیز چرخان فرض شده است. در شکل ۹ شبکه بندی و همچنین شرایط مرزی اعمال شده برای حالت ۸۰ درصد پوشش نوک تیغه محوری روتور نشان داده شده است.

¹ Circumferential Grooves

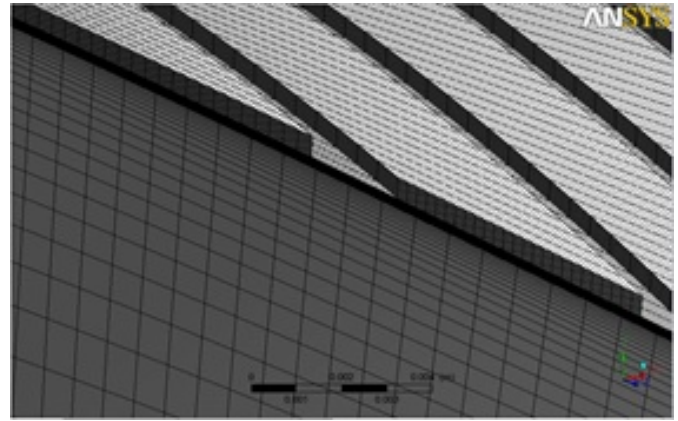


(الف) بدون بهبود پوسته

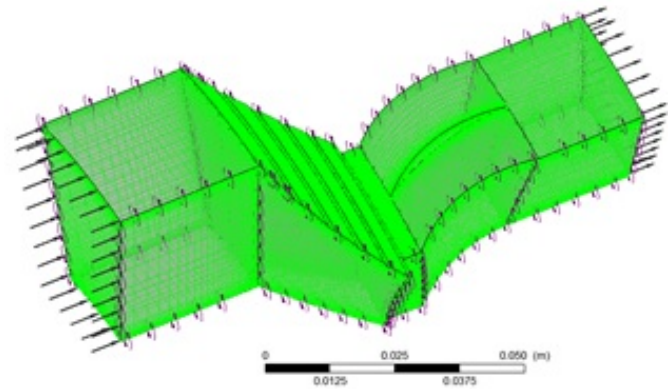


(ب) بهبود پوسته در حالت ج

شکل ۱۰: کانتور عدد ماخ در ارتفاع ۹۹ درصد تیغه و گیر افتادن جریان با مومنتوم پایین در شیارهای محیطی اعمال شده بر روی پوسته



(الف) شبکه بندی پوسته با اعمال ۵ شیارهای محیطی



(ب) شرایط مرزی اعمال شده بر روی پوسته بهبودیافته

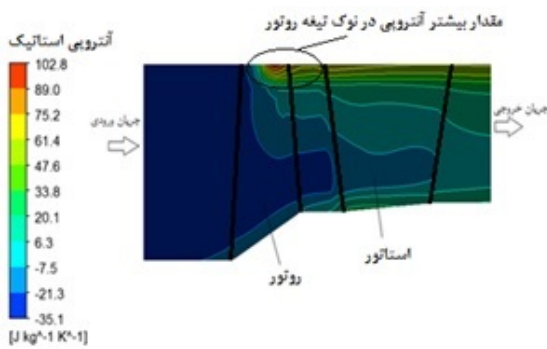
شکل ۹: شبکه بندی و شرایط مرزی در حالت پوسته بهبودیافته با اعمال پنج شیار

۹ بررسی و مقایسه نتایج در حالات مختلف پوسته

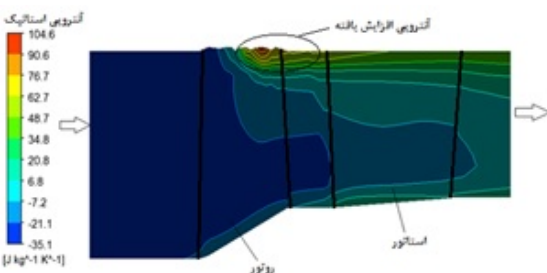
بهبود شده با پوسته بهبود نشده

در بررسی کانتور عدد ماخ همانطور که در شکل ۱۰ مشاهده می‌شود، تداخل جریان نشتی و جریان اصلی موجب ایجاد گردابه نشتی می‌شود که با اعمال تغییر در هندسه پوسته اثر گردابه نشتی کاهش یافته است و بنابراین حاشیه سرچ نیز افزایش یافته است.

در کمپرسور بدون بهبود پوسته گردابه نشتی نوک در امتداد سطح فشار تیغه حرکت می‌کند. اما با ایجاد شیارهای محیطی گرادیان فشار در نوک تیغه کاهش می‌یابد. با کاهش گرادیان فشار، سرعت گردابه‌های نشتی نوک کاهش می‌یابد و مسیر گردابه به مرکز گذرگاه بین دو تیغه روتور نزدیکتر می‌شود. از آنجا که آنتروپی معیاری از برگشت ناپذیری و اتلاف انرژی است، می‌توان با بررسی تغییرات آنتروپی در نواحی مختلف به میزان افت انرژی دست یافت. یکی از اثرات منفی ایجاد شیارهای محیطی در کمپرسورهای محوری، کاهش راندمان می‌باشد. نواحی از جریان که در آنجا آنتروپی افزایش یافته است، نشان دهنده نواحی افت انرژی در جریان می‌باشد. شکل ۱۱ کانتورهای آنتروپی در حالت قبل و بعد از بهبود پوسته کمپرسور را نشان می‌دهد و کاملاً مشخص است که در حالتی که بر روی پوسته عمل بهبود اعمال شود، مقدار آنتروپی به میزان بسیار کمی افزایش می‌یابد و در این حالت نیز از مقدار $102/8$ به $104/6$ افزایش یافته است.



(الف) کانتور آنتروپی در حالت قبل از بهبود پوسته کمپرسور



(ب) کانتور آنتروپی در حالت بعد از بهبود پوسته کمپرسور

شکل ۱۱: کانتور آنتروپی در هر دو حالت بهبود و عدم بهبود پوسته و افزایش مقدار کم آنتروپی در حالت پوسته بهبودیافته

نتایج آن قابل مشاهده است.

جدول ۲: نتایج مربوط به کمپرسور در دبی های مختلف

حالات بررسی	راندمان %	سرچ %	حاشیه راندمان %	افزایش حاشیه سرچ %
بدون بهبود	۷۸/۲	۱۵/۷	-	-
حالت الف	۷۶/۵	۱۷/۵	-۱/۷	۱/۸
حالت ب	۷۷/۳	۱۹/۱	-۰/۹	۳/۴
حالت ج	۷۷/۸	۲۱/۹	-۰/۴	۶/۲

جدول ۳: نتایج حاصل از تغییر عمق شیرار در حالت ج

عمق (میلیمتر)	طول (میلیمتر)	راندمان %	حاشیه سرچ %	افزایش راندمان %	افزایش حاشیه سرچ %
بدون اعمال بهبود	بدون اعمال بهبود	۷۸/۲	۱۵/۷	-	-
۰/۲۵	۲/۴۰۸۸	۷۷/۹۴	۲۰/۵	-۰/۲۶	۴/۸
۰/۵	۲/۴۰۸۸	۷۷/۸۱	۲۱/۹	-۰/۴	۶/۲
۰/۷۵	۲/۴۰۸۸	۷۷/۶۵	۲۳/۲	-۰/۵۵	۷/۵
۱	۲/۴۰۸۸	۷۷/۵۳	۲۴/۸	-۰/۶۷	۹/۱

همانگونه که مشاهده می شود با افزایش عمق شیرار در حالت ج، راندمان ماکزیمم کاهش یافته ولی درصد حاشیه سرچ بیشتر می شود. علت افزایش افت راندمان را می توان افزایش سطح تماس سیال با سطح پوسته دانست که با افزایش عمق، سطح تماس افزایش می یابد.

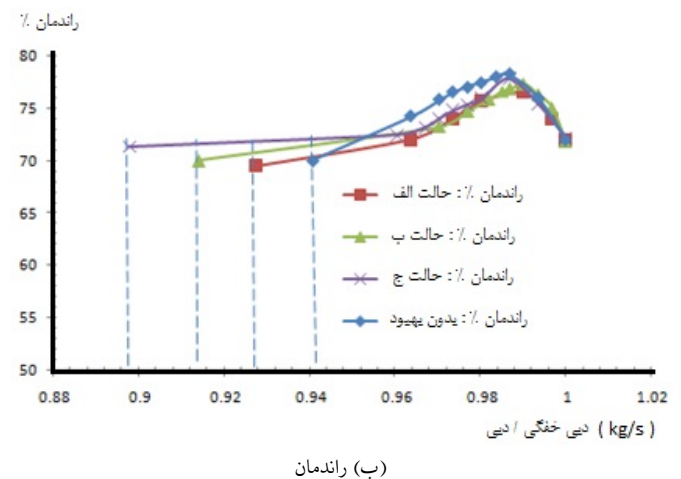
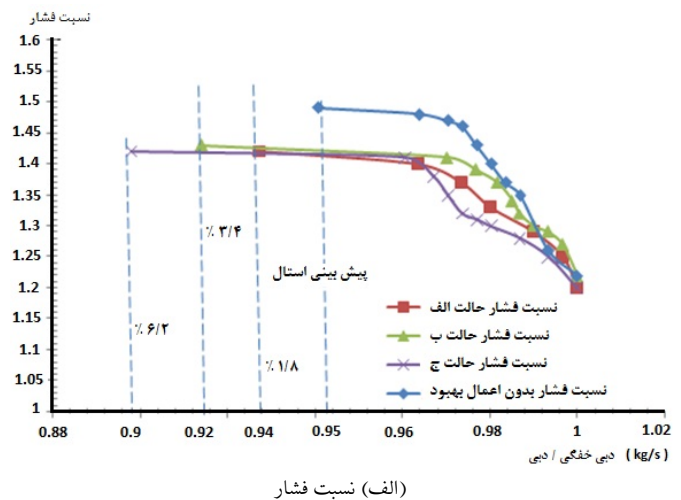
جهت بررسی اثر افزایش عمق شیرار، خطوط جریان در نزدیکی نقطه استال برای عمق های ۰/۲۵ و ۱ میلیمتر نشان داده شده است. همانطور که در شکل ۱۳ نشان داده شده است با افزایش عمق شیرار از قدرت (انرژی) گردابه نشستی نوک کاسته می شود.

۱۱ منحنی عملکرد کمپرسور در عمق های مختلف در حالت ج

با توجه به منحنی عملکرد (شکل ۱۴) می توان دریافت که؛ در حالت ۵ شیرار با عمق ۱ میلیمتر، حاشیه سرچ نسبت به حالت بدون بهبود پوسته، حدود ۹/۱ درصد افزایش یافته است. همچنین در حالت بهبود پوسته با عمق ۱ میلیمتر بیشترین افت در راندمان بوجود آمده است که از جمله مهمترین دلایل آن می توان به بالا بودن سطح تماس سیال و پوسته اشاره نمود. شکل ۱۴ نمودار عملکرد (راندمان و نسبت فشار) کمپرسور در عمق های مختلف یکی از کانتورهای مورد استفاده در بحث و بررسی گردابه نشستی نوک و اثر شیرارهای محیطی بر آن، کانتور عدد ماخ در راندمان ماکزیمم برای کمپرسور در این نوع شیرارهاست.

به همین منظور کانتور عدد ماخ در ۹۹٪ ارتفاع تیغه برای عمق های مختلف حالت ج در شکل ۱۵ نشان داده شده است. همانگونه که مشاهده می شود، اثر هسته گردابه نوک با افزایش عمق شیرار از بین می رود و موجب کاهش انسداد جریان در نوک روتور می شود.

برای مقایسه شیرارهای مختلف ایجاد شده در بهبود پوسته کمپرسور مورد نظر برای تمامی حالات منحنی عملکرد کمپرسور رسم گردیده است. در نمودارهای شکل ۱۲ مشاهده می شود که در حالت استفاده از پنج شیرار بیشترین افزایش در حاشیه سرچ و به تعویق افتادن استال وجود دارد (حدود ۲/۶ درصد) اما در حالت بهبود پوسته با پوشش ۱۰۰ درصد یعنی حالت الف بیشترین افت فشار و کمترین افزایش در بهبود حاشیه سرچ بدست آمده است که از دلایل آن می توان با بالا بودن سطح تماس سیال و پوسته اشاره کرد که سبب افزایش افت می شود. در نمودار راندمان در حالت ج یعنی استفاده از پنج شیرار کمترین افت در راندمان نسبت به حالت بدون شیرار وجود دارد که این نتیجه قبلاً از روی کانتورهای آنروپی نیز مشاهده گردید.

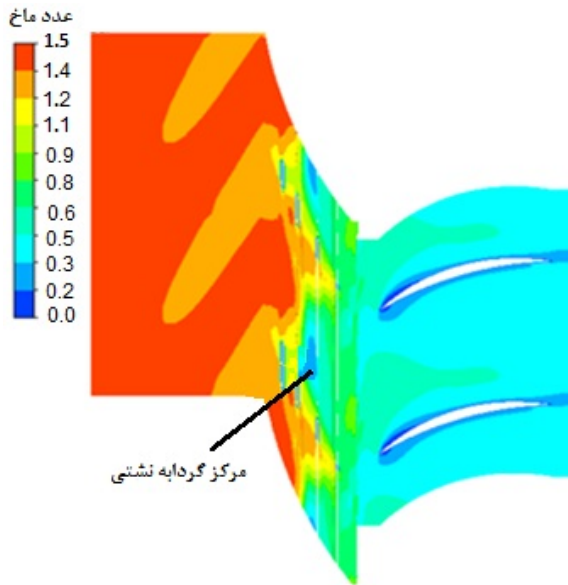


شکل ۱۲: نمودار راندمان و نسبت فشار بر حسب دبی در حالات مختلف پوسته

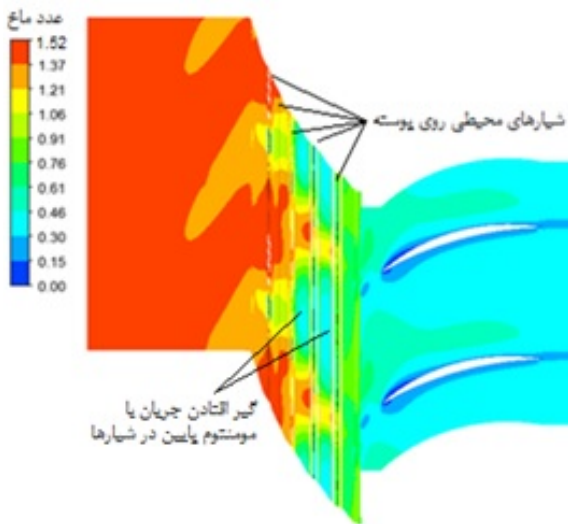
بطور کلی نتایج حاصل را می توان در یک جدول (همانند آنچه در جدول ۲ دیده می شود) خلاصه کرد که برای حالت های مختلف درصد افت راندمان و درصد افزایش حاشیه سرچ را نشان می دهد.

۱۰ بررسی اثر عمق شیرار در حالت ج

از آنجا که بهترین حالت بهبود پوسته با استفاده از شیرارهای محیطی در حالت ج یعنی پنج شیرار بدست آمده است، به منظور تاثیر عمق شیرار در این حالت سه مورد عمق متفاوت دیگر مورد بررسی قرار گرفته است که در جدول ۳



الف) کانطور عدد ماخ در عمق ۰/۲۵ میلیمتر



ب) کانطور عدد ماخ در عمق ۰/۷۵ میلیمتر

شکل ۱۵: کانطور عدد ماخ در عمق ۰/۲۵ و ۰/۷۵ میلیمتر

۱۲ بررسی اثر عرض شیار

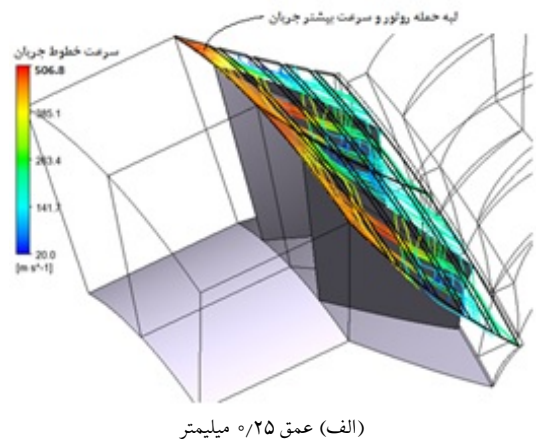
برای بررسی اثر عرض شیار در حالت ج، یک مورد دیگر با عرض ۲ میلیمتر در عمق ۰/۵ میلیمتر در نظر گرفته شده است که نتایج آن در مقایسه با حالت بدون بهبود پوسته و حالت با عرض ۲/۴ میلیمتر در جدول ۴ آمده است:

جدول ۴: نتایج حاصل از تغییر عمق شیار در حالت ج

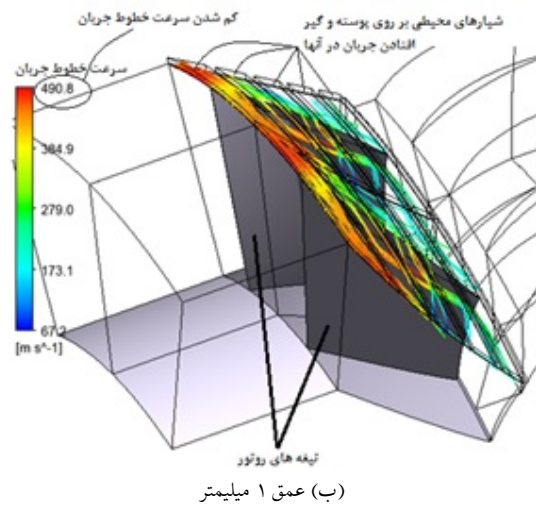
تغییر	تغییر	تغییر	تغییر	عرض	عمق	طول
حاشیه	راندمان	راندمان	حاشیه	(میلیمتر)	(میلیمتر)	(میلیمتر)
سرچ%	%	%	سرچ%			
—	—	۷۸/۲	۲۰/۸	بدون اعمال بهبود	بدون اعمال بهبود	۰/۴۰۸۸
۶/۲	—۰/۲۶	۷۷/۹۴	۲۰/۵	۰/۷۵	۰/۵	۲
۵/۱	—۰/۳۱	۷۷/۸۹	۱۹/۹	۰/۱۲۵	۰/۵	۲

۱۳ نتیجه گیری

در روش کنترل غیرفعال پدیده سرچ برعکس روش کنترل فعال، هیچ فیدبکی از خروجی دریافت نمی شود تا دستگاه کنترل بتواند دستورات لازم را صادر

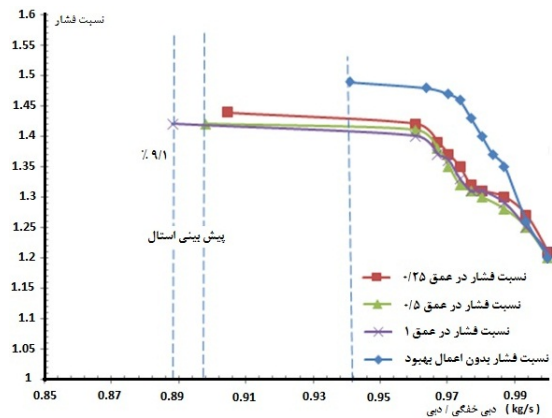


الف) عمق ۰/۲۵ میلیمتر

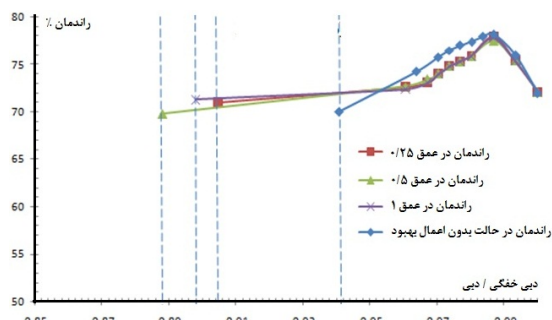


ب) عمق ۱ میلیمتر

شکل ۱۳: خطوط جریان در نوک روتور در شیارهای به عمق ۰/۲۵ و ۱ میلیمتر



الف) نمودار نسبت فشار بر حسب دبی در عمق های مختلف



ب) نمودار راندمان بر حسب دبی در عمق های مختلف

شکل ۱۴: نمودار عملکرد (راندمان و نسبت فشار) کمپرسور در عمق های مختلف

- Effectiveness*. ASME Journal of Engineering for power, pp. 121-133, Jan. 1977.
- [4] A.R. Azimian, R.L. Elder and A.B. McKenzie *Application of Recess Vaned Casing Treatment to Axial Flow Fans*. ASME Journal of Turbomachinery, vol. 112, pp. 145-150, January 1990.
- [5] A.J. Crook, E.M. Greizer, C.S. Adamczyk *Numerical Simulation Of Compressor Endwall and Casing Treatment Flow Phenomena*. ASME Journal of Turbomachinery, vol. 115, pp. 501-512, July 1993.
- [6] I. Wilke, H.P. Kau *A Numerical Investigation of the Influence of Casing Treatment on the Tip Leakage flow in a HPC Front Stage*. Proceedings of ASME TurboExpo, Amsterdam, the Netherlands, June 3-6, 2002.
- [7] I. Wilke, H.P. Kau *A Numerical Investigation of the flow Mechanisms in a High Pressure Compressor Front Stage With Axial Slots*. ASME Journal of Turbomachinery. vol. 126, pp. 339-349, July 2004.
- [8] N. Gourdain, F. Leboeuf *“Unsteady Simulation of an Axial Compressor Stage With Casing and Blade Passive Treatments”*. Journal of Turbomachinery, 138.63.213.154, 03 Aug 2011.
- [9] G. Legras, N. Gourdain, I. Trebinjac *Numerical analysis of the tip leakage flow field in a transonic axial compressor with circumferential casing treatment*. Journal of Thermal Science Springer, vol. 19, No.3, pp. 198-205, 2010.
- [10] T. Houghton and I. Day *Enhancing the Stability of Subsonic Compressors Using Casing Grooves*, ASME Journal of Turbomachinery. Vol. 133, April 2011.
- [11] G. Legras, I. Trebinjac, N. Gourdain *A Novel Approach to Evaluate the Benefits of Casing Treatment in Axial Compressor*. International Journal of Rotating Machinery, April 2012.
- [12] X. Qing Qiang, M. MinZhu, J. Fang Teng *Effect of Circumferential Grooves Casing Treatment on Tip Leakage Flow and Loss in a Transonic Mixed-Flow Compressor*. Journal of Theoretical and Applied Mechanics, pp. 903-913, Warsaw 2013.
- [13] P. Usha Sri, J. Deepthi Krishna *Computational Analysis of Centrifugal Compressor with Grooves on Casing*. International Journal of Mechanical Engineering and Technology, vol. 6, Issue 2, pp. 01-09, February 2015.
- [14] Brandstetter, J. A. Streit, F. Wartzek, F. Heinichen, H.-P. Schiffer *An Advanced Axial-Slot Casing Treatment on a Tip-Critical Transonic Compressor Rotor*. 10th European Conference

کند و به همین دلیل است که این روش به روش دائمی کنترل سرج معروف است.

با توجه به مطالب گفته شده، می‌توان نتیجه گرفت که ایجاد شیرهای محیطی در کمپرسورهای محوری موجب مقداری افت در راندمان و فشار کل می‌شود اما با توجه به آنچه گفته شد می‌تواند موجب افزایش حاشیه سرج شود و در حقیقت خط سرج را به سمت دبی‌های کمتر سوق دهد. همچنین بررسی‌ها نشان داد که با افزایش عمق شیار، حاشیه سرج؛ افزایش اما اندکی افت در راندمان و کاهش در نسبت فشار را به همراه داشت. شایان ذکر است که استفاده از بهبود پوسته در تمامی کمپرسورها نتایج یکسانی را ارائه نمی‌کند و در نتیجه تاکنون روش خاصی برای طراحی آن که برای تمامی کمپرسورها قابل استفاده باشد، ارائه نشده است.

نتایج حاصل از مطالعه اعمال شیرهای محیطی بر روی پوسته کمپرسور محوری عبارتند از:

۱. در حالت بهبود پوسته با اعمال ۵ شیار و عمق ۰/۵ میلی‌متر، حاشیه سرج ۶/۲ درصد افزایش یافته است. همچنین در این حالت کمترین افت در راندمان حاصل شده است.
۲. در حالت بهبود پوسته با اعمال یک شیار، بیشترین افت فشار و کمترین افزایش در بهبود حاشیه سرج بدست آمده است.
۳. در حالت بهبود پوسته با اعمال ۵ شیار، با افزایش عمق شیار به یک میلی‌متر؛ حاشیه سرج به ۹/۱ درصد افزایش یافته است.
۴. در حالت بهبود پوسته با اعمال ۵ شیار، با کاهش عرض شیار؛ حاشیه سرج به ۵/۱ درصد کاهش یافته است.

۱۴ نشانه‌ها و حروف اختصاری

D	عمق شیار
L	طول شیار
T	فاصله بین شیارها
M	عدد ماخ
P	فشار
PR	نسبت فشار
η	راندمان
SM	حاشیه سرج
Tip Clearance	لقی نوک تیغه روتور
CT	بهبود پوسته

مراجع

- [1] S. Niazi *Numerical simulation of Rotating Stall and Surge Alleviation in Axial Compressors*. Thesis for the Degree of Philosophy in Aerospace Engineering, pp. 12-30, Georgia Institute of Technology, 2000.
- [2] M. D. Hathaway *Passive Endwall Treatments for Enhancing Stability*. TNASA /TM-2007-214409, 2007.
- [3] H. Tsukuda, Y. Takata *Stall Margin Improvement by Casing Treatment-Its a Mechanism and*

on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics, Lappeenranta, Finland, ETC10, April 15-19, 2013.

- [15] Tao YI, Fang XIE, De-Jun LIU, Tian-Ye JI *Analysis of Circumferential Groove Casing Treatment on Axial Compressor* . Proceedings of the 3rd International Conference on Material Engineering and Application (ICMEA 2016)
- [16] M. Lejon *Simulation and Optimization of an Axial Compressor Considering Tip Clearance Flow* . Thesis for degree of Licentiate of Engineering in Thermo and Fluid Dynamics, Department of Applied Mechanics , Division of Fluid Dynamics, Chalmers University of Technology, Gothenburg, Sweden 2016.
- [17] H. Kuang, S. Wuli Chu, H. Zhang and S. Ma *Flow Mechanism for Stall Margin Improvement via Axial Slot Casing Treatment on a Transonic Axial Compressor* . Journal of Applied Fluid Mechanics, Vol. 10, No. 2, pp. 703-712, 2017.
- [18] R. S. Simonyi, R. J. Roelke, R. G. Stabe, B. C. Nowlin, and D. DiCicco *Aerodynamic Evaluation of Two Compact Radial Inflow Turbine Rotors*, NASA Lewis Research Center. 1995.
- [19] L. Reid, RD. Moore *Design and overall performance of four highly-loaded. high-speed inlet stages for an advanced high-pressure-ratio core compressor*, NASA TP 1337, 1978.
- [20] AGARD *CFD validation for propulsion system components*. Agard-AR-355, France, May 1998.
- [21] J. Hyuk Kim, K. Jin Choi, K. Yong Kim *Optimization Of A Transonic Axial Compressor Considering Interaction Of Blade and Casing Treatment to Improve Operating Stability*, Proceedings of ASME Turbo Expo, Vancouver. British Columbia, Canada, June 6-10, 2011.
- [22] K. Yamada, K. Funazaki, M. Furukawa *The Behavior of Tip Flow at Near-Stall Condition in a Transonic Axial Compressor Rotor*, Proceedings of GT2007. ASME Turbo Expo 2007, Montreal, Canada, May 14-17, 2007.