

بررسی اثر تغییرات سرعت در طبقات مختلف بر عملکرد کمپرسور محوری چرخش معکوس

ناراله عباسی* (استادیار)

مریم علیزاده (کارشناس)

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اراک

مهندسی مکانیک شریف، (پاییز ۱۳۹۹)
دوری ۳-۲، شماری ۲، ص. ۳۰-۲۱

در این نوشتار اثر تغییرات سرعت رتورهای یک کمپرسور محوری چرخش معکوس بر عملکرد کمپرسور و رفتار جریان در آن بررسی می شود. نتایج بر اساس شبیه سازی عددی جریان ویسکوز به صورت سه بعدی با حل معادلات ناویر-استوکس، پیوستگی و انرژی و با استفاده از نرم افزار تجاری Ansys-CFX ارائه شده است. در ابتدا، به منظور اعتبارسنجی نتایج حاصله، منحنی های تغییرات زوایای مطلق و نسبی جریان در هریک از رتورها در راستای شعاعی با استفاده از شبیه سازی حاضر استخراج و با نتایج تحقیقات دیگر مقایسه شده است که تطابق خوبی مشاهده می شود. به منظور بررسی اثر تغییرات سرعت رتورها، پنج حالت مختلف برای سرعت رتور دوم در نظر گرفته شده است. در حالت های اول و دوم سرعت رتور دوم به میزان ۲۰ و ۱۰ درصد کاهش نسبت به حالت مرجع (حالت سوم با سرعت های برابر برای رتور اول و دوم) و در حالت های چهارم و پنجم سرعت رتور دوم به میزان ۱۰ و ۲۰ درصد افزایش داده شده است. نتایج نشان می دهد که افزایش سرعت رتور دوم در حالت های چهارم و پنجم منجر به بهبود ساختار جریان، کاهش جریان های گردابه ای، کاهش انسداد در مسیر گذرگاه و نهایتاً کاهش آنتروپی جریان می شود. به نحوی که منحنی عملکرد کمپرسور مقادیر دبی جرمی و نسبت فشار بیشتری را نشان می دهد. در مقابل کاهش سرعت رتور دوم منجر به ایجاد رفتار نامطلوب در ساختار جریان حتی در شرایط طراحی و خفگی شده و منجر به تقویت جریان نشی نوک و افزایش آنتروپی جریان شده است. این امر کاهش نسبت فشار و دبی جرمی جریان را به همراه دارد.

واژگان کلیدی: کمپرسور محوری، چرخش معکوس، شبیه سازی عددی، منحنی عملکرد، استال.

s.abbasi@arakut.ac.ir
alizadehm59@gmail.com

۱. مقدمه

چرخش معکوس را دستاوردی مهم برای متراکم کردن و افزایش کارایی در کمپرسورها و توربین ها می دانند. با به کارگیری روش چرخش معکوس، می توان به کوچک کردن اندازه اجزاء در توربوماشین ها و همچنین سرعت های چرخشی بالاتر در رتورها دست یافت. بر این اساس، این فناوری به عنوان یک فناوری امیدوارکننده در تحقق اهداف آینده صنعت هواپیما در نظر گرفته می شود.^[۱] کمپرسورها و فن های دارای این فناوری که در آنها پره های استاتور حذف شده و دو رتور مجاور در راستای مخالف یکدیگر می چرخند، از مزیت افزایش فشار بیشتر در طول محوری کمتر بهره می برند. همچنین کاهش وزن موتور و جلوگیری از تلفات ویسکوز مرتبط با پره های ثابت از دیگر اثرات استفاده از آنهاست. برخی از تحقیقات در این زمینه در مؤسسه علوم و فنون هند^[۲]، مؤسسه فناوری ماساچوست (MIT)^[۳]، مرکز هوافضای

* نویسنده مسئول

تاریخ: دریافت ۱۳۹۸/۹/۱۲، اصلاحیه ۱۳۹۹/۲/۱۷، پذیرش ۱۳۹۹/۲/۲۴. DOI:10.24200/J40.2020.54868.1541

آلمان (DLR)^[۴] و دانشگاه پلی تکنیک شمال غربی^[۵] انجام شده است. در اوایل دهه ی ۱۹۴۰، راهکار چرخش معکوس برای پروانه های موتورهای هواپیما توسط بوردون^[۶]، فیوروست^[۸] و واتسون^[۹] مورد بررسی قرار گرفت. میلین و همکاران^[۱۰] به صورت عددی و تجربی یک فن چرخش معکوس را تحت شرایط مختلف پرواز، مورد مطالعه قرار دادند. نتایج حاصله حاکی از تغییر فشار کل و راندمان آدیاباتیک در هنگام کار فن در جریان ورودی غیریکنواخت است. تحقیقات نشان داد که به کارگیری فناوری چرخش معکوس در توربوفن ها باعث افزایش ۶ تا ۸ درصد در بازده آنها در مقایسه با ساختار چرخش معمولی می شود.^[۱۱] همچنین مصرف سوخت در مقایسه با موتورهای توربوفن با نسبت کنارگذر بالا کاهش قابل توجهی می یابد که در حال حاضر کاربرد این موتورها در اکثر هواپیماهای غیرنظامی در حال گسترش است.^[۱۳] ناپایداری آیرودینامیکی یکی از موضوعات قابل توجه است و محققان بسیاری به بررسی پدیده های جریان و سازوکارهای استال دورانی پرداخته اند.^[۱۴-۱۶] در این راستا، تلاش های زیادی نیز برای بررسی ارتباط ساز و کار جریان درز نوک

با شروع فرایند استال صورت گرفته است. نتایج حاکی از آن است که جریان درز نوک و ورتکس ناشی از آن، تأثیر به سزایی بر پایداری کمپرسور دارد.^[۱۷] تحقیقات لیو^[۱۸] روی کمپرسور محوری با سرعت کم نشان داده است که ورتکس ناشی نوک و ورتکس گوشه بیشترین اثر را در وقوع انسداد گذرگاه داشته و نقش اساسی را در شروع فرایند استال دورانی بازی می‌کنند. علاوه بر این مطالعه‌ی تجربی و عددی یامادا و همکاران^[۱۹] روی یک کمپرسور محوری نشان که شکست ورتکس نه تنها انسداد بزرگی در مسیر جریان ایجاد می‌کند، بلکه باعث ایجاد اغتشاش چرخشی و شروع استال می‌شود. شارما و همکارانش^[۲۰] اثر برخی از عوامل مؤثر بر عملکرد کمپرسورها، نظیر نسبت سرعت دو رتور، زاویه‌ی نصب رتور، نسبت گام به کورد و فاصله‌ی محوری بین رتورها را بررسی کردند. آنان دریافتند که کارایی طبقه‌ی کمپرسور محوری چرخش معکوس از تمامی عوامل ذکر شده تأثیر می‌پذیرد. در میان این عوامل، فاصله‌ی محوری بین رتورها و نسبت سرعت رتورها، تأثیر بیشتری بر رفتار کمپرسور به خصوص در شرایط استال دارد. ویلکس و همکارانش^[۲۱] با انجام مطالعاتی روی یک کمپرسور چرخش معکوس مشاهده کردند که سرعت دورانی رتور دوم تأثیر بیشتری بر راندمان دارد. چن و همکارانش^[۲۲] در مطالعه‌ی به صورت تجربی و عددی به اثرات نسبت سرعت رتور بالادست به رتور پایین دست بر عملکرد کمپرسور محوری چرخش معکوس با آرایش رتور-رتور پرداختند. همچنین آنها از پره‌های راهنمای ورودی IGV و پره‌های خروجی OGV برای کنترل جریان ورودی و خروجی بهره گرفتند. آنان نشان دادند که با به کارگیری نسبت سرعت بهینه، راندمان همسان‌گرد و حاشیه‌ی اطمینان افزایش می‌یابد. مائو و همکارانش^[۲۳] رفتار ناپایا در کمپرسور جریان محوری چرخش معکوس را به صورت عددی بررسی کردند و نشان دادند که در هر دو رتور نوسانات سطح فشار بسیار قوی‌تر از سطح مکش است، مخصوصاً نزدیک درز نوک که جریان اصلی و جریان ناشی نوک و پره‌ها اثرات متقابل بیشتری دارد. انسداد جریان با افزایش چشمگیر گردابه‌ی ناشی نوک و افزایش قدرت آن و وجود جریان برگشتی منجر به ایجاد انسداد در جریان اصلی و کاهش دبی جرمی جریان می‌شود. در خصوص کاربرد چرخش معکوس در افزایش بهره‌وری مصرف سوخت در سیستم‌های پیرانش، مطالعاتی در توربوماشین‌های مختلف صورت گرفته است.^[۲۴] تیواری^[۲۵] به صورت عددی به طراحی کمپرسور محوری چرخش معکوس و بررسی جریان بر اساس معادلات ناویر - استوکس پرداخت و نشان داد که با افزایش سرعت دورانی رتور عملکرد کمپرسور تغییر می‌کند. در این مطالعه فقط اثر سرعت بیشتر از سرعت طرح بررسی شده است و سرعت‌های کمتر از سرعت طراحی بررسی نشده است. با توجه به افت‌های شدید در کمپرسور بر اثر تولید آنتروپی در شرایط نزدیک استال، بررسی در شرایط نزدیک استال از اهمیت زیادی برخوردار است. همچنین مطالعه‌ی جزئیات ساختار جریان در گذرگاه‌های توربوماشین‌ها و در شرایط مختلف عملکردی ضروری است که در تحقیق تیواری بررسی نشده است. به علاوه منحنی عملکرد کمپرسور و اثرات تغییر دور بر آن استخراج نشده است. مائو و همکاران^[۲۸] رفتار ناپایا و فرایند شکل‌گیری استال دورانی در کمپرسور جریان محوری چرخش معکوس را به صورت عددی بررسی کردند. با توجه به عدم وجود استاتور، رتور دوم پتانسیل بیشتری برای وقوع استال دارد. آنها اسپیلای جریان از لبه‌ی حمله و برگشت جریان در لبه فرار را مشاهده کردند. بررسی آنها حکایت از ایجاد نوسانات با فرکانس‌های متفاوت از فرکانس عبوری پره ناشی از ایجاد ورتکس ناشی نوک و وقوع ناپایداری دارد. مائو و همکارانش^[۲۹] در تحقیق دیگری، به بررسی عددی اثر فاصله‌ی محوری رتورها در یک کمپرسور چرخش معکوس بر عملکرد آن پرداختند و نشان دادند که راندمان طبقه به فاصله‌ی محوری بین رتورها وابسته است. علاوه بر این مشخص شد که

در شرایط نزدیک استال، بیشینه نوسانات فشار در لبه‌ی حمله‌ی پره و در نزدیکی منطقه‌ی نوک ایجاد می‌شود و مقدار آن با افزایش فاصله‌ی محوری کاهش می‌یابد. گائو و همکارانش^[۳۰] اثر جریان ناشی نوک و وقوع استال دورانی بر کمپرسور محوری چرخش معکوس را به صورت ناپایا بررسی کردند. از آن‌جا که با حذف استاتور پایداری جریان رتور دوم با مشکل روبه‌رو می‌شود، آنان به بررسی جزئیات ساختار جریان رتور دوم در شرایط نزدیک استال پرداختند و نشان دادند که جریان ناشی نوک رتور دوم نقش بیشتری در ناپایداری جریان کمپرسور محوری چرخش معکوس دارد. دجور و همکاران^[۳۱] یک کمپرسور غیرمحوری چرخش معکوس جدید را برای استفاده در موتورهای هوایی ارزیابی کردند و نشان دادند که ساختار چرخش معکوس، موجب افزایش فشار و راندمان بالاتر در طول محوری کوتاه‌تر در مقایسه با نوع معمولی می‌شود.

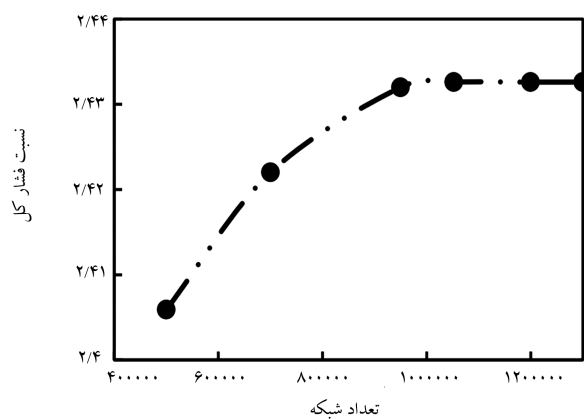
با توجه به فناوری چرخش معکوس و امکان تفاوت در اندازه و جهت سرعت هریک از رتورها، بررسی و درک عمیق‌تر ساختار پیچیده‌ی جریان در حالت‌های مختلف امری لازم و ضروری است. بررسی نحوه‌ی اثرگذاری سرعت‌های متفاوت رتورها و انتخاب سرعت‌های مناسب نقش مهمی در کنترل و بهبود ساختار جریان در کمپرسورهای چرخش معکوس ایفا می‌کند.

بررسی تاریخی‌ی تحقیقات نشان می‌دهد مطالعه‌ی اثر سرعت دورانی رتورها فقط در شرایط خاصی از عملکرد کمپرسور انجام شده است. در ضمن بررسی تأثیرات بر مشخصه‌های کلی عملکردی محدود شده است. بر این اساس بررسی جزئیات ساختار جریان آن هم در تمامی شرایط عملکردی کمپرسور انجام نشده است. بنابراین در تحقیق حاضر به بررسی اثر سرعت‌های مختلف رتورهای اول و دوم علاوه بر عملکرد کلی کمپرسور، بر جزئیات ساختار جریان در یک کمپرسور محوری چرخش معکوس در شرایط مختلف عملکردی آن پرداخته می‌شود. در این راستا با به کارگیری سرعت‌های مختلف برای رتورهای اول و دوم، اثرات تغییر سرعت‌ها بر محدوده‌ی عملکردی و عملکرد کمپرسور و ساختار جریان در شرایط مختلف عملکردی از خفگی تا استال بررسی شده و بر این اساس راهکاری برای بهبود عملکرد کمپرسور و حذف پدیده‌های نامطلوب نظیر برگشت جریان و وقوع استال استخراج می‌شود. در این بررسی ساختار جریان ناشی نوک در شرایط مختلف عملکردی در نسبت‌های سرعت مختلف بررسی و تجزیه و تحلیل می‌شود. بررسی تداخل جریان اصلی و جریان ناشی نوک و وقوع ورتکس ناشی نوک و همچنین وقوع امواج ضربه‌یی بخش دیگری از این تحقیق را شامل می‌شود که از اهمیت زیادی برخوردار است و در سایر تحقیقات به آنها نپرداخته‌اند.

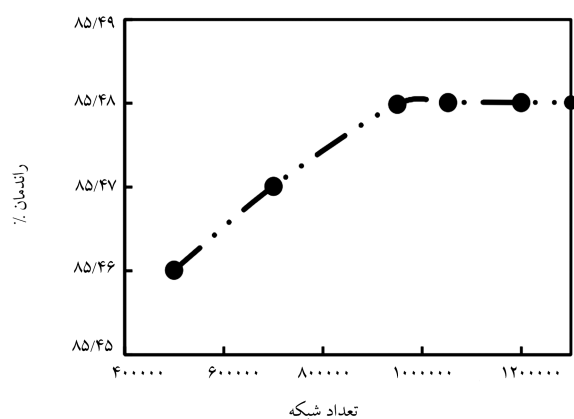
۲. هندسه و شبکه‌بندی کمپرسور

در تحقیق حاضر یک کمپرسور جریان محوری چرخش معکوس دوطبقه‌ی با آرایش رتور - استاتور - رتور^[۲۷] در نظر گرفته شده است. در جدول ۱ برخی از مشخصات این کمپرسور محوری ذکر شده است.

شبکه‌بندی این کمپرسور با استفاده از نرم افزار Turbogrid به صورت شبکه‌ی سازمان‌یافته انجام شده است. میدان محاسباتی برای یک گذرگاه در نظر گرفته شده است که برای رتور اول معادل ۳۹۳۶۶۴، برای رتور دوم معادل ۴۵۴۷۷۰، برای استاتور معادل ۲۰۴۱۰۲ و در مجموع ۱۰۵۲۵۳۶ سلول محاسباتی برای کل کمپرسور است. تراکم شبکه در نزدیکی دیواره به گونه‌ی بی مقدار y^+ از ۵ کوچک‌تر است. مقادیر ضریب منطری^۱ سلول‌های محاسباتی در بازه ۰٫۹۵ تا ۱٫۰۵ قرار



شکل ۲. نسبت فشار کل کمپرسور برحسب تعداد شبکه‌ای محاسباتی.



شکل ۳. راندمان کمپرسور برحسب تعداد شبکه‌ای محاسباتی.

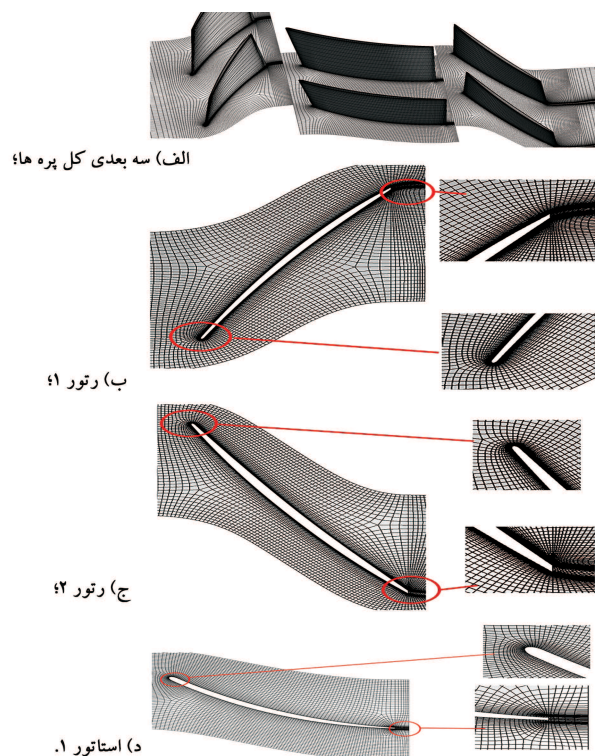
۳. شرایط مرزی و تنظیمات حل در CFX Pre

حل‌گر انتخاب شده در مطالعه‌ی حاضر، نرم‌افزار تجاری Ansys-CFX است که قابلیت تحلیل جریان سه‌بعدی و ویسکوز را دارد. این نرم‌افزار از روش حجم محدود برای حل معادلات به دست آمده شامل اندازه حرکت و پیوستگی و انرژی بهره می‌برد. به منظور استخراج تنش‌های رینولدز از مدل توربولانس $k - \omega - SST$ استفاده شده است. این مدل توربولانسی با اعمال ضرایب اصلاحی نسبت به مدل‌هایی نظیر $k - \epsilon$ قادر به تخمین دقیق‌تر گرادیان‌های فشار معکوس، جدایش جریان و وقوع جریان‌های برگشتی، ورتکس‌ها و همچنین جریان‌های نشتی نوک و تداخلات آنهاست که در توربوماشین‌ها رخ می‌دهد و عملکرد کمپرسور، پدیده‌های آیرودینامیکی و گردابه‌های ایجاد شده را دقیق‌تر مدل‌سازی می‌کند. بر این اساس در شبیه‌سازی حاضر از این مدل توربولانسی استفاده شده است. شبیه‌سازی جریان به صورت پایا انجام شده است. گسسته‌سازی معادلات حاکم با استفاده از روش upwind مرتبه دو انجام شده است. از الگوریتم ساده برای پیوند دادن معادلات فشار و سرعت استفاده شده است. معیار همگرایی در حل عددی مقادیر باقیمانده‌ی معادلات اصلی 10^{-7} در نظر گرفته شده است. در تحقیق حاضر از روش فریم‌های مرجع چندگانه^۳ استفاده شده است. بدین منظور، کمپرسور به قسمت‌های چرخان (رتورها) و ثابت (استاتور) تقسیم شده و سطح مشترک مابین دو منطقه‌ی جریان با استفاده از گزینه‌ی رتور بدون حرکت^۴ تعریف شده است.

در حالت مرجع دور محور رتورهای اول و دوم به میزان $N_d = 18000 \text{ rpm}$

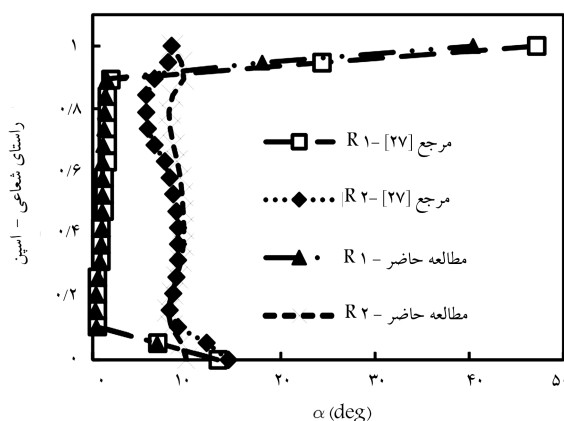
جدول ۱. مشخصات کمپرسور محوری چرخش معکوس.^[۲۷]

پارامتر	رتور اول	استاتور اول	رتور دوم
شعاع ورودی در پایه‌ی (میلی‌متر)	۲۱۲٫۵	۲۱۸٫۷	۲۲۵٫۸
شعاع خروجی در پایه‌ی (میلی‌متر)	۲۱۶٫۷	۲۲۴٫۷	۲۲۹
شعاع ورودی در نوک (میلی‌متر)	۲۸۷٫۳	۲۸۲٫۲	۲۷۴٫۱
شعاع خروجی در نوک (میلی‌متر)	۲۸۴	۲۷۵٫۳	۲۷۱٫۳
تعداد پره	۲۸	۳۶	۳۸
سرعت دورانی محور (دور بر دقیقه)	۱۸۰۰۰	-	۱۸۰۰۰

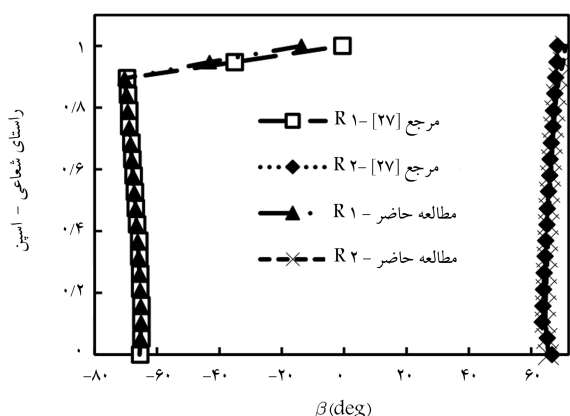


شکل ۱. شبکه‌بندی پره رتور در ناحیه‌ی پایه.

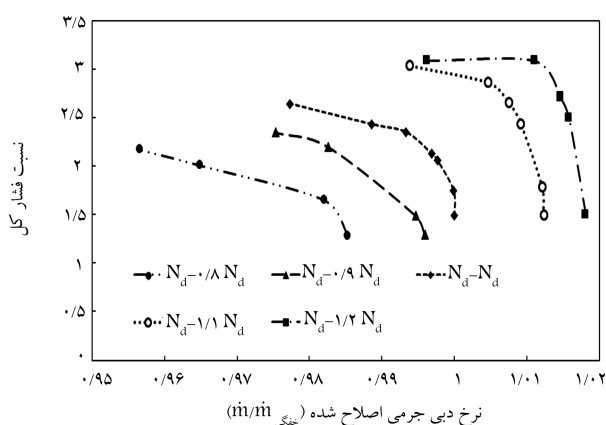
دارد که مطلوب است. همچنین شبکه‌بندی به نحوی است که دارای سلول‌هایی با زاویه‌ی اریب^۲ کم مابین صفر تا 90° است که مطلوب است. در این شبکه‌بندی اندازه‌ی درز نوک ۱ درصد ارتفاع پره در نظر گرفته شده است. در شکل ۱ جزئیات این شبکه‌بندی نشان داده شده است. به منظور اطمینان از شبکه‌بندی و تعداد شبکه‌های در نظر گرفته شده، در شبیه‌سازی حاضر، استقلال نتایج از تعداد شبکه بررسی شده است. بدین منظور شبکه‌بندی جریان در شش نوع مختلف انجام شده و عملکرد کمپرسور در هریک از آنها مورد بررسی قرار گرفته است. در شکل ۲ و ۳ مقادیر نسبت فشار و راندمان در تعداد شبکه مختلف ترسیم شده است. مشخص است که با افزایش تعداد شبکه از 500000 سلول محاسباتی تا 1052536 سلول محاسباتی مقادیر نسبت فشار و راندمان تغییر می‌کند. اما با افزایش تعداد المان‌ها از 1052536 سلول محاسباتی تا 13000000 سلول محاسباتی تغییر محسوسی در مشخصه‌های عملکردی کمپرسور ایجاد نمی‌شود. بنابراین تعداد 1052536 المان برای تحلیل حاضر مناسب بوده و از این شبکه‌بندی استفاده شده است.



شکل ۵. مقایسه‌ی تغییرات زوایای مطلق (α) رتور اول و دوم در فاصله‌ی شعاعی مطالعه‌ی حاضر و مطالعه‌ی قبلی [۲۷].

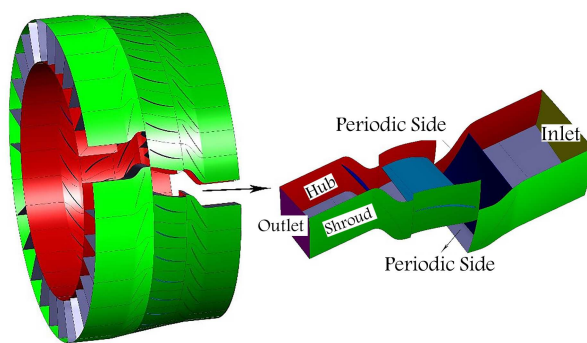


شکل ۶. مقایسه‌ی تغییرات زوایای نسبی (β) رتور اول و دوم در فاصله‌ی شعاعی مطالعه‌ی حاضر و مطالعه‌ی قبلی [۲۷].



شکل ۷. منحنی نسبت فشار کل کمپرسور بر حسب نرخ دبی جرمی در دوره‌های مختلف و شرایط مختلف عملکردی.

در شکل‌های ۷ و ۸ منحنی عملکرد کمپرسور محوری چرخش معکوس در حالت‌های مختلف ارائه شده است. در شکل ۷ مشخص است که با کاهش نسبت سرعت رتور دوم به اول (در حالت‌های اول و دوم) در منحنی عملکرد کمپرسور، نسبت فشار و دبی جرمی جریان کاهش می‌یابد. این امر نشان‌دهنده‌ی عملکرد کمپرسور در نرخ دبی‌های جرمی کم‌تر و همچنین کاهش نسبت فشار تولیدی



شکل ۴. هندسه و شرایط مرزی کمپرسور محوری چرخش معکوس.

جدول ۲. حالت‌های مختلف مورد بررسی.

حالت‌های مورد بررسی	سرعت رتور دوم - سرعت رتور اول
حالت اول	$N_d = 0.8 N_d$
حالت دوم	$N_d = 0.9 N_d$
حالت سوم [۲۷]	$N_d = N_d$
حالت چهارم	$N_d = 1.1 N_d$
حالت پنجم	$N_d = 1.2 N_d$

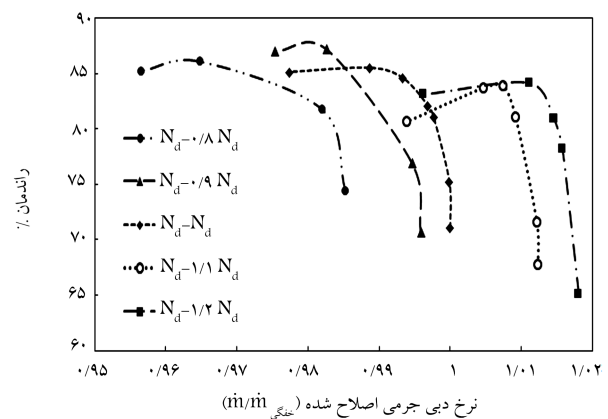
و در خلاف جهت یکدیگر تنظیم می‌شود. در شکل ۴ هندسه و شرایط مرزی نشان داده شده است. بر اساس اطلاعات موجود [۲۷] در مرز ورودی فشار کل (۳۳۹ kPa) و دمای کل (۴۸۸) درجه کلوین و در مرز خروجی فشار استاتیک اعمال شده است. به منظور تحلیل شرایط مختلف عملکردی، فشار استاتیک در خروجی کمپرسور تغییر می‌یابد. بر مبنای اطلاعات موجود [۲۷] فشار استاتیک در خروجی، از ۴۰۰ کیلوپاسکال تا ۷۰۰ کیلوپاسکال افزایش می‌یابد تا شرایط جریان از حالت خفگی تا استال شبیه‌سازی شود. با توجه به این که میدان محاسباتی شامل یک گذرگاه از رتورها و استاتور است، در طرفین میدان حل شرط مرزی متناوب اعمال شده است. بر دیوارهای پره‌ها و پوسته کمپرسور، شرایط به صورت آدیاباتیک با اعمال شرط مرزی عدم لغزش لحاظ شده است.

۴. اعتبارسنجی نتایج

به منظور اعتبارسنجی نتایج، در شکل‌های ۵ و ۶ تغییرات زوایای مطلق و نسبی جریان در هر دو رتور در فواصل شعاعی مختلف استخراج شده و با نتایج مرجع [۲۷] مقایسه شده است. ملاحظه می‌شود که نتایج عددی تطابق خوبی با نتایج قبلی مرجع [۲۷] دارد.

۵. ارائه نتایج و بحث

به منظور بررسی اثر تغییرات سرعت دورانی رتورها بر رفتار جریان و اصلاح عملکرد کمپرسور، حالت‌های مختلفی در نظر گرفته شده است. در جدول ۲ حالت‌های مختلف مورد بررسی، نشان داده شده‌اند. در تمامی حالت‌ها، سرعت رتور اول ثابت در نظر گرفته شده و سرعت رتور دوم تغییر داده شده است.



شکل ۸. منحنی راندمان کمپرسور برحسب دبی جرمی در دوره‌های مختلف و شرایط مختلف عملکردی.

است. این در حالی است که مطابق شکل ۸، میزان راندمان کمپرسور نسبت به حالت سوم ($N_d - N_d$) افزایش یافته است. بررسی شکل ۷ نشان می‌دهد که افزایش دور رتور دوم در حالت‌های چهارم و پنجم (یعنی $N_d - 1/1 N_d$ و $N_d - 1/2 N_d$) منجر به افزایش نسبت فشار تولیدی و نرخ دبی‌های جرمی عملکردی کمپرسور می‌شود. به نحوی که منحنی عملکرد کمپرسور بهبود می‌یابد. به عبارت دیگر دبی جرمی عبوری از کمپرسور با افزایش دور رتور دوم افزایش یافته است. در حالی که مطابق شکل ۸ میزان راندمان کمپرسور در این حالت کاهش یافته است.

در شکل ۹ تغییرات عدد ماخ در طول دو طبقه از کمپرسور چرخش معکوس در نسبت دوره‌های مختلف و در 0.97° فاصله‌ی شعاعی، از شرایط خفگی تا نزدیک استال نشان داده شده است. با توجه به شکل، وقوع امواج ضربه‌یی در ورودی رتورهای اول و دوم در شرایط مختلف عملکردی مشخص است. در شرایط خفگی این امواج در میانه‌های گذرگاه ایجاد شده‌اند. در حالی که با کاهش دبی جرمی جریان، امواج ضربه‌یی در بالادست رخ می‌دهند. در شرایط $N_d - N_d$ امواج ضربه‌یی در رتور دوم در لبه‌ی فرار رخ می‌دهد که با کاهش دبی به سمت میانه‌ی گذرگاه پیشروی می‌کند. با کاهش دور رتور دوم در حالت‌های اول و دوم در نظر گرفته شده $N_d - 0.8 N_d$ و $N_d - 0.9 N_d$ در شرایط مختلف عملکردی، امواج ضربه‌یی قوی‌تری (تقریباً عمودی) شکل می‌گیرد. با توجه به شکل ۹، وقوع این امواج به خصوص در بالادست لبه‌ی حمله‌ی رتور اول کاملاً مشخص است. با توجه به عمودی بودن این امواج انتظار می‌رود افت زیادی در فشار کل جریان ایجاد شود. بررسی کانتور عدد ماخ برای حالت‌های چهارم و پنجم نشان می‌دهد که با افزایش دور رتور دوم، امواج ضربه‌یی نسبت به حالت سوم ($N_d - N_d$) به سمت پایین‌دست حرکت می‌کنند. همچنین این امواج به صورت مایل شکل می‌گیرند که قدرت کم‌تری داشته و تغییرات عدد ماخ در دو طرف آنها کم‌تر است. این وضعیت موجب وقوع افت‌های کم‌تری در فشار کل جریان شده و بهبود عملکرد کمپرسور را به همراه دارد. کاهش افت‌های موجود در جریان به خصوص در شرایط استال که عملکرد کمپرسور با گریزهای فشار معکوس، جریان‌های برگشتی و همچنین جریان نشستی نوک قوی‌تر مواجه است از اهمیت بیشتری برخوردار است.

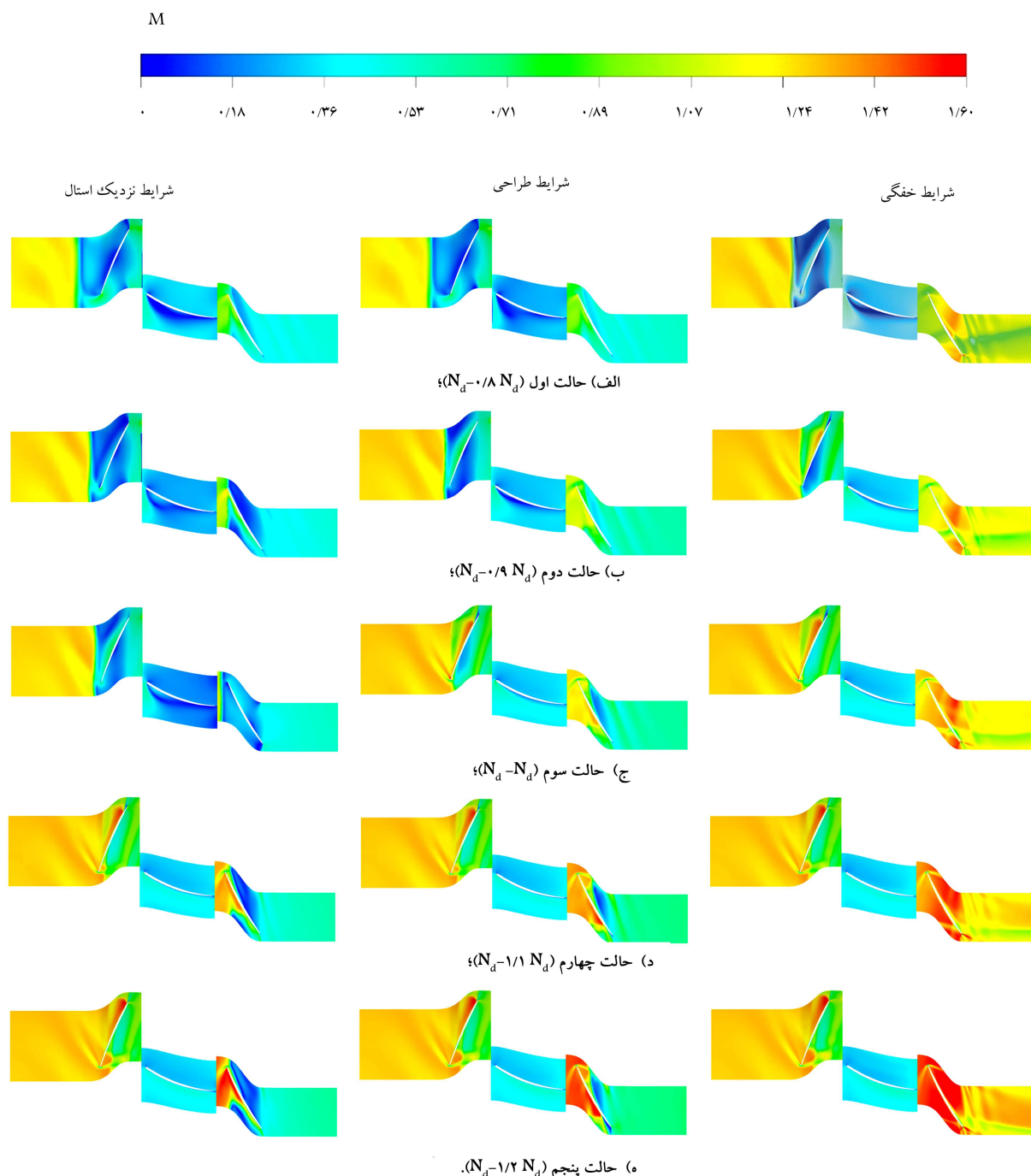
در شکل ۱۰ تغییرات فشار کل نسبی در نسبت دوره‌های مختلف و در 0.97° فاصله‌ی شعاعی، در شرایط مختلف عملکردی نشان داده شده است؛ همچنین

خطوط جریان بر این کانتورها الحاق شده است. با توجه به شکل مشاهده می‌شود که در حالت مرجع یعنی ($N_d - N_d$)، در شرایط خفگی و طراحی در هیچ‌یک از گذرگاه‌های $R1$ ، $S1$ و $R2$ گردابه‌یی مشاهده نمی‌شود. اما در شرایط نزدیک استال، جریان برگشتی در رتورهای اول و دوم رخ می‌دهد و در استاتور نیز گردابه ایجاد شده است. با کاهش سرعت دورانی رتور دوم به $0.8 N_d$ ، در تمامی شرایط عملکردی کمپرسور اعم از شرایط خفگی، طراحی و نزدیک استال، برگشت جریان و وقوع گردابه به خصوص در گذرگاه استاتور مشاهده می‌شود. با افزایش دور رتور دوم به $0.9 N_d$ رفتار جریان نسبت به حالت اول ($N_d - 0.8 N_d$) به خصوص در شرایط خفگی و طراحی بهبود یافته است. به طوری که گردابه‌ی کوچک‌تری در استاتور در شرایط طراحی شکل گرفته است. به عبارت دیگر با کاهش دور رتور دوم، اوضاع رتور اول در تمامی شرایط عملکردی نامطلوب است. در عین حال در استاتور هم در شرایط نزدیک استال وضعیت جریان مناسب نیست. با افزایش سرعت دورانی رتور دوم مشاهده می‌شود که در شرایط خفگی و طراحی، جریان برگشتی وجود ندارد و گردابه‌یی نیز در گذرگاه‌ها مشاهده نمی‌شود. به علاوه در شرایط نزدیک استال نیز گردابه و برگشت جریان حتی در رتور اول واقع نمی‌شود و در رتور دوم نیز وقوع این پدیده‌ها تضعیف شده است. این در حالی است که در حالت $N_d - N_d$ در شرایط نزدیک استال وقوع گردابه در استاتور و برگشت جریان در رتورها کاملاً مشهود بود. به عبارت دیگر افزایش سرعت دورانی رتور دوم موجب بهبود عملکرد کمپرسور در شرایط نزدیک استال شده است.

در شکل ۱۰ مشخص است که با کاهش سرعت دورانی رتور دوم از مقدار N_d ، فصل مشترک جریان اصلی و جریان نشستی نوک رتورهای اول و دوم، هر دو به سمت بالادست حرکت می‌کند. این امر نشان‌دهنده‌ی تقویت جریان نشستی نوک در مقابل جریان اصلی است که مطلوب نیست. مشخص است که این وضعیت در حالت‌های $N_d - 0.8 N_d$ و $N_d - 0.9 N_d$ در تمامی شرایط عملکردی ایجاد شده است. به عبارت دیگر کاهش دور رتور دوم علاوه بر تشدید وضعیت نامناسب جریان در شرایط نزدیک استال، عملکرد کمپرسور در حالت‌های طراحی و خفگی را نیز دچار اختلال کرده و ساختارهای جریان نامناسبی را در این شرایط ایجاد می‌کند.

در مقابل، افزایش دور رتور دوم موجب کاهش قدرت جریان نشستی نوک در مقابل جریان اصلی شده و فصل مشترک دو جریان را به سمت پایین‌دست حرکت می‌دهد. وقوع این امر به نحوی است که نه تنها در شرایط طراحی و خفگی مشابه حالت $N_d - N_d$ ، گردابه‌یی مشاهده نشده و جریان درون کمپرسور مطلوب است، بلکه حتی در شرایط نزدیک استال نیز، خلاف حالت $N_d - N_d$ ، این فصل مشترک به سمت پایین‌دست حرکت کرده و اوضاع جریان بهبود یافته است.

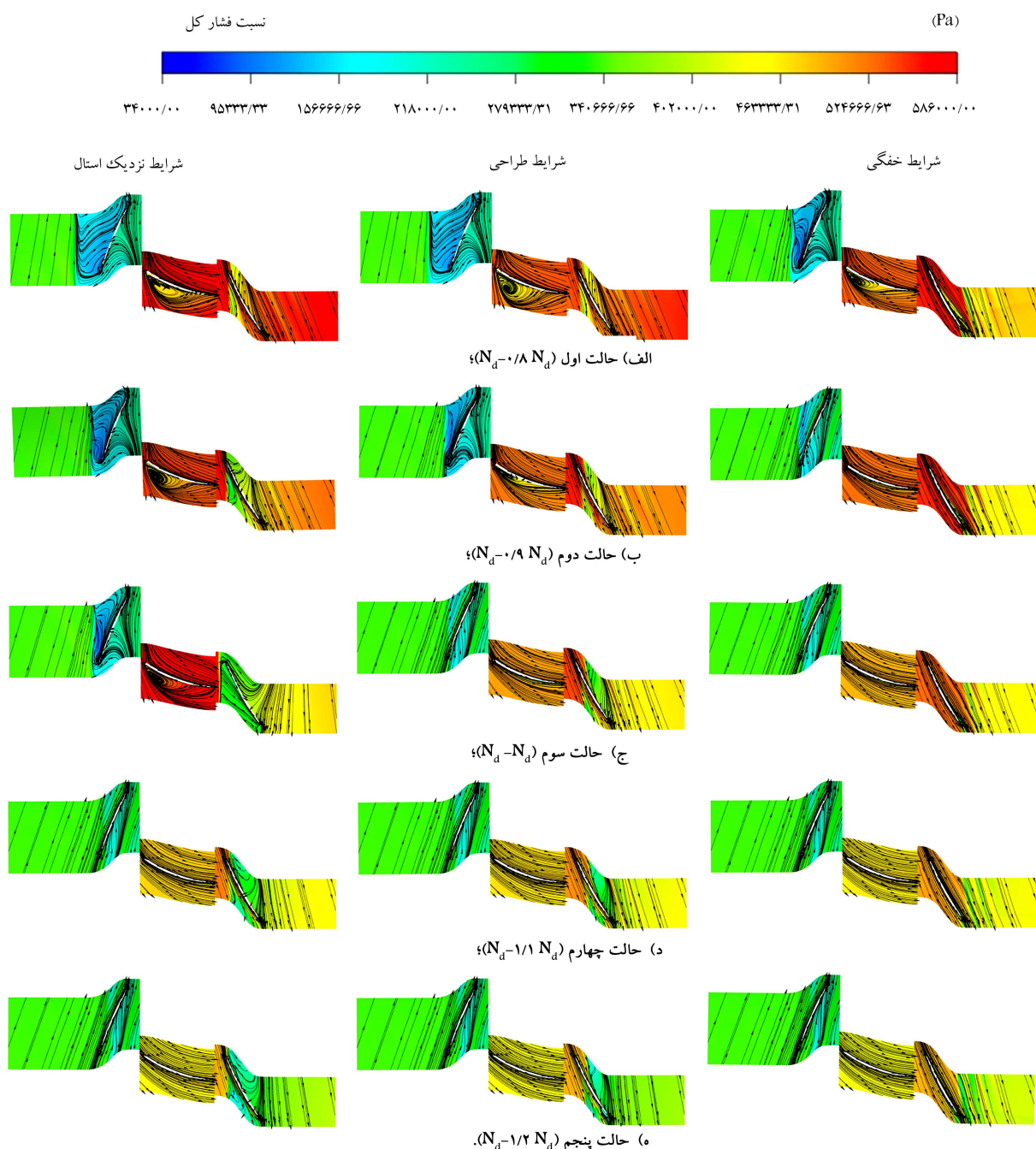
در شکل ۱۱ تغییرات آنتروپی را در طول دو طبقه از کمپرسور چرخش معکوس در نسبت دوره‌های مختلف در فاصله‌ی شعاعی 0.97° و در شرایط مختلف عملکردی از شرایط خفگی تا نزدیک استال نشان می‌دهد. افزایش آنتروپی در کمپرسور به دلیل امواج ضربه‌یی رخ داده روی رتورها و نیز افت‌های ایجاد شده در مسیر جریان به خصوص افت جریان‌های نشستی نوک در هر یک از رتورهاست. بررسی شکل ۱۱ ج نشان می‌دهد که در سرعت‌های برابر، بیشترین میزان تولید آنتروپی در رتور اول رخ می‌دهد. ملاحظه می‌شود که با کاهش دبی جرمی جریان میزان تولید آنتروپی در رتور اول افزایش یافته است. این موضوع نشان‌دهنده‌ی افزایش جریان نشستی نوک و سهم بیشتر آن در تولید آنتروپی است. با توجه به شکل ۱۱ الف و ب مشخص است که با کاهش دور رتور دوم، میزان آنتروپی



شکل ۹. تغییرات ماخ نسبی در حالت‌های مختلف در ۹۷٪ فاصله‌ی شعاعی در شرایط مختلف عملکردی.

در کمپرسور حتی در شرایط طراحی و خفگی نیز افزایش قابل توجهی یافته است. چنان که در شکل ۱۰ ملاحظه شد وقوع جریان‌های برگشتی و گردابه‌ها در گذرگاه‌های رتور و استاتور در این حالت، افزایش آنتروپی را قابل توجه می‌سازد. بررسی کانتور آنتروپی در حالت‌های چهارم و پنجم شکل ۱۱ - د و ۱۱ - ه که در آنها دور رتور دوم نسبت به حالت مرجع (حالت سوم) افزایش یافته است نشان از کاهش قابل توجه آنتروپی در تمام شرایط عملکردی دارد. این امر ناشی از بهبود رفتار جریان و کاهش قدرت جریان نشی نوک است، به نحوی که فصل مشترک جریان نشی نوک و جریان اصلی به میانه‌های گذرگاه منتقل شده است. با توجه به

این که بیشترین مقادیر آنتروپی در رتور اول و آن هم در شرایط نزدیک استال ایجاد می‌شود مشخص است که با افزایش دور محور رتور دوم رفتار جریان در این رتور به صورت قابل توجهی اصلاح شده و رتور قابلیت عملکرد بهتری در این حالت دارد. بررسی دقیق کانتورهای آنتروپی حکایت از آن دارد که میزان این پارامتر در سایر شرایط عملکردی (یعنی خفگی و طراحی) افزایش داشته است. به عبارت دیگر با افزایش دور رتور دوم، میزان افت جریان در شرایط طراحی و خفگی افزایش می‌یابد که با توجه به مقدار ناچیز این افزایش، تأثیر قابل توجهی در عملکرد کمپرسور ندارد.

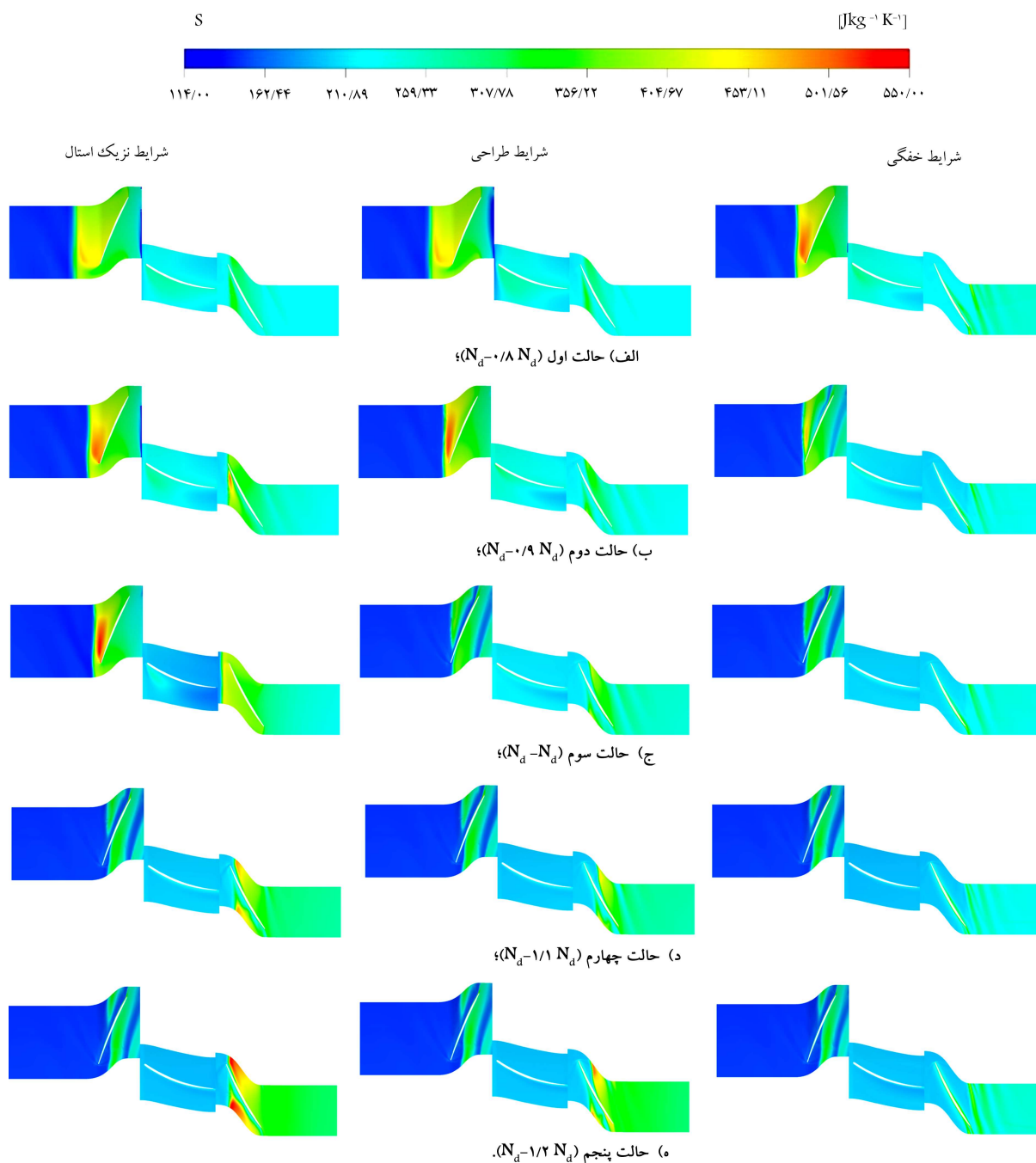


شکل ۱۰. تغییرات فشار کل نسبی در ۹۷° فاصله‌ی شعاعی در شرایط مختلف عملکردی در نسبت دورهای مختلف.

۶. نتایج و بحث

اول و دوم سرعت دورانی رتور دوم ۲۰ درصد و ۱۰ درصد نسبت به سرعت رتور اول کاهش داده شده است. در حالت سوم، سرعت رتور اول و دوم با هم برابر بوده و به عنوان حالت مرجع لحاظ شده است. در حالت‌های چهارم و پنجم سرعت دورانی رتور دوم به ترتیب ۱۰ و ۲۰ درصد نسبت به سرعت رتور اول افزوده شد. با کاهش نسبت سرعت رتور دوم به رتور اول در حالت‌های اول و دوم در منحنی عملکرد کمپرسور نسبت فشار و دبی کاهش می‌یابد. این موضوع نشان‌دهنده‌ی عملکرد کمپرسور در نرخ دبی‌های جرمی کم‌تر و همچنین کاهش نسبت فشار تولیدی است. به علاوه میزان راندمان کمپرسور نسبت به حالت سوم ($N_d - N_d$) افزایش یافته است. در حالی که افزایش دور رتور دوم در حالت‌های چهارم و پنجم (یعنی

در نوشتار حاضر، اثر تغییرات سرعت رتورها بر عملکرد کمپرسور و رفتار جریان در شرایط عملکردی مختلف در یک کمپرسور چرخش معکوس بررسی عددی شده است. تحلیل جریان با کمک نرم‌افزار تجاری Ansys-CFX انجام شد. اعتبارسنجی نتایج از طریق مقایسه‌ی منحنی‌های زوایای جریان مطلق و نسبی در هریک از رتورهای اول و دوم در شرایط طراحی انجام شد و تطابق خوبی مشاهده شد. به منظور بررسی اثر تغییرات سرعت دورانی رتورها بر رفتار جریان و اصلاح عملکرد کمپرسور، حالت‌های مختلفی برای نسبت سرعت رتور دوم در نظر گرفته شد. در حالت‌های



شکل ۱۱. تغییرات آنتروپی در حالت‌های مختلف در فاصله شعاعی ۰/۹۷ اسپن در شرایط مختلف عملکردی.

یافته و ساختارهای گردابه‌یی در جریان به شدت تضعیف شده، که کاهش میزان آنتروپی را به همراه دارد.

دبی‌های جرمی عملکردی کمپرسور و کاهش راندمان می‌شود. $(N_d - 1/2 N_d)$ و $(N_d - 1/1 N_d)$ منجر به افزایش نسبت فشار تولیدی و نرخ

نتایج بررسی ساختار جریان نشان داد که با کاهش دور محور رتور دوم (در حالت‌های اول و دوم)، جریان نشستی نوک تقویت شده به نحوی که فصل مشترک جریان نشستی نوک و جریان اصلی به سمت بالادست حرکت کرده، ساختارهای ورتیکال در جریان علاوه بر شرایط نزدیک استال در شرایط طراحی و خفگی نیز رخ می‌دهد. این امر منجر به افزایش میزان افت‌های تولیدی در کمپرسور و افزایش آنتروپی شده است. در حالی‌که با افزایش دور رتور دوم (حالت‌های چهارم و پنجم) رفتار جریان در تمامی شرایط عملکردی به خصوص در شرایط نزدیک استال بهبود

فهرست علائم اختصاری

S:	آنتروپی استاتیک	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$
M:	ماخ نسبی	-
in:	نرخ دبی جرمی جریان	$[kg \cdot s^{-1}]$

degree β : زاویه ی جریان نسبی
 - R۱: رتور اول
 - R۲: رتور دوم
 - S۱: استاتور اول

y^+ : فاصله ی دیواره ی بی بعد
 N_d : سرعت طراحی rpm
 rpm: واحد سرعت دورانی رتور
 α : زاویه ی جریان مطلق degree

پانویسها

1. aspect ratio
2. skewness
3. multiple reference frame (MRF)
4. frozen rotor

منابع (References)

1. Lengyel, T., VoB, C. and Schmidt, T., "Design of a counter rotating fan—an aircraft engine technology to reduce noise and CO2-emissions", *ISABE Conference on Air Breathing Engines, Montreal, Canada*, Sept. 7-11, Paper No. ISABE-1267 (2009).
2. Mistry, C. S., and Pradeep, A. M., "Effect of speed ratio and axial spacing variations on the performance of a high aspect ratio, low speed contra rotating fan", *ASME Paper No. GT-68383* (2012).
3. Knapke, R. D. and Turner, M. G., "Detailed unsteady simulation of a counter rotating aspirated compressor with a focus on the aspiration slot and plenum", *Int. J. Rotating Mach.*, p. 857616, (2013).
4. Robert, M., Karsten, K., and Johannes, L., "Hot-wire measurements in a high speed counter rotating turbo fan rig", *ASME Paper No. GT-22569* (2010).
5. Wang, L., Liu, B., and Xiang, X., "Blade optimization of a two-stager counter-rotating compressor", *Mech. Sci. Technol. Aerosp. Eng.*, **29**(7), pp. 886-890, Paper No. 1003-872807-0886-05 (in Chinese) (2010).
6. Gao, L., Li, X., and Xie, J., "The numerical study of the effect of speed ratio on the first rotating stall stage in contra-rotating compressor", *ASME Paper No. GT-68802* (2012).
7. Bourdon, M. W., "Rotor contra rotating propeller", *Automot. Aviat Ind.*, **86**(12), pp. 920-921 (1942).
8. Fairhurst, L. G., "Contra rotating airscrews", *Flight*, **46**, pp. 423-425 (1944).
9. Watson, C. B., "Duplex airscrews", *Flight, L1*, pp. 1-6 (1947).
10. Mileschin, V. I., Brailko, I. A., Volkov, A. M., and et al. "Numerical and experimental investigations of CRF with simulation of flow non-uniformity in the basic flight conditions", *Proceedings of the 27th International Congress of the Aeronautical Sciences, Nice, France*, September 19-24 (2010).
11. Hager, R. and Vrabel, D., "Advanced turboprop project", *NASA Technical Report No.*, SP-495 (1988).
12. Strack, W., Knip, G., Weisbrich, A. and et al. "Technology and benefits of aircraft counter-rotation propellers", *NASA Technical Report No.*, TM-82983 (1982).
13. Groeneweg, J., and Bober, L., "NASA advanced propeller research", *NASA Technical Report No.*, TM-101361 (1988).
14. Choi, M., and Vahdati, M., "Recovery process from rotating stall in a fan", *J. Propul. Power*, **27**(6), pp. 1161-1168 (2011).
15. Vo, H. D., "Rotating stall suppression in axial compressors with casing plasma actuation", *J. Propul. Power*, **26**(4), pp. 808-818 (2010).
16. Zaki, M., Sankar, L. N., and Menon, S., "Numerical stall inception predictions for axial compressors using a hybrid RANS/KES turbulence model", *AIAA Paper No.*, 5374 (2009).
17. Vo, H. D., "Role of tip clearance flow in rotating instabilities and Nonsynchronous Vibrations", *J. Propul. Power*, **26**(3), pp. 556-561 (2010).
18. Duan, Z., Lu, L., and Liu, Y., "Numerical investigation of the behavior of tip leakage flow in a low-speed axial compressor rotor at near-stall condition", *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air, American Society of Mechanical Engineers*, **44748**, pp. 461-471 (2012).
19. Yamada, K., Kikuta, H. and Furukawa, M., "Effect of tip clearance on the stall inception process in an axial compressor rotor", *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air, American Society of Mechanical Engineers*, **Vol. 55249** (2013).
20. Sharma, P. B., Jain, Y. P. and Pundhir, D. S. "A study of some factors affecting the performance of a contra-rotating axial compressor stage", *Proc IMechE, Part A: J Power and Energy*, **202**, pp. 15-21 (1988).
21. Wilcox, W. W. and Wright, L. C. "Investigation of two stage counter-rotating compressor-I, design and overall performance of transonic first compressor stage", *NACA RM E56C15* pp. 1-40, (1956).
22. Wright, L. C. and Wilcox, W. W. "Investigation of two stage counter-rotating compressor-II, first rotor blade element performance", *NACA RM E56G09* pp. 1-37 (1956).
23. Chen, Y. Y., Liu B, Xuan Y, et al. "A study of speed ratio affecting the performance of a contra-rotating axial compressor", *Proc IMechE, Part G: J Aerospace Engineering*, **222**, pp. 985-991 (2008).

24. Xiaochen, Mao. and Bo, Liu, "Numerical investigation of the unsteady flow behaviors in a counter-rotating axial compressor", **230**(3), pp. 289-301 (2016).
25. Saunders, N. T. and Glassman, A. J. "Future directions in aeropropulsion technology", *ISABE (International Symposium on Air Breathing Engines)* 85-7000, September (1985).
26. Newton, A. E. "Aero gas turbine engines for commercial application", *BABE* 85-7002, September (1985).
27. Tiwari, M. "Axial compressor design with counter-rotation and variable RPM for stall mitigation," *Dissertations and Theses*, Paper 185 (2014).
28. Mao, X. and Liu B. "Numerical study of the unsteady behaviors and rotating stall inception process in a counter-rotating axial compressor", *Proc IMechE Part G: J Aerospace Engineering*, **230**(14) pp. 2716-2727 (2016).
29. Mao, X. and Liu, B. "A numerical study on the unsteady effect of axial spacing on the performance in a contra-rotating axial compressor", *Proc IMechE Part C: J Mechanical Engineering Science*, **231**(14) pp. 2598-2609 (2016).
30. Gao, L., Li, R., Miao, F. and et al. "Unsteady investigation on tip flow field and rotating stall in counter-rotating axial compressor", *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, **137**(7) (2015).
31. Dejour, Q. and Vo, H. "Assessment of a novel non-axial counter-rotating compressor concept for aero-engines", *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air, American Society of Mechanical Engineers*, **50992**, pp. V02AT39A041 (2018).