

## Aerodynamic Design and Optimization of a 10 Stage Compressor and a 3 Stage Fan of a Low Bypass Ratio Turbofan Engine

M. Mahmoodi<sup>1</sup>J. Pirkandi<sup>\*2</sup>M. Jahromi<sup>3</sup>

Malek Ashtar University of Technology, Tehran, Iran.

(Received: 2024/05/05, Revised: 2024/06/07, Accepted: 2024/07/06, Published: 2024/07/22)

DOR: <https://dor.isc.ac/dor/20.1001.1.23223278.1403.13.1.10.6>

### ABSTRACT

This research focuses on the design and optimization of the compression section of a low bypass ratio turbofan engine. The engine employs a three-stage axial fan and a ten-stage axial compressor for compression. Initially, a commercial software was used to conduct a preliminary design of the engine's compression section based on engine cycle analysis results. The design's performance was then modeled using computational fluid dynamics. This allowed for the evaluation of the software's design performance and the calculation of its deviation percentage from the desired cycle analysis. Subsequently, insights from previous studies were utilized to optimize the initial design. The goal was to achieve the desired flow rate and pressure ratio by minimizing performance deviations. The findings indicate that the commercial software can generate designs that are within 20-30% of the desired design point. Moreover, it is feasible to reduce the design error to less than 20% through optimization. During the optimization process, the fan's flow rate increased from 74 to 86 kg/s, while the compressor's flow rate rose from 57 to 59 kg/s. The pressure ratio of the fan also increased from 2.46 to 2.54, and the compressor's pressure ratio rose from 5.24 to 6.34. By leveraging previous research for optimization, the study managed to enhance the fan's efficiency by 0.7% and the compressor's efficiency by 1.5%. This increase was attributed to the reduction in shock waves in the fan and compressor chamber.

**Keywords:** Axial Compressor, Axial Fan, Turbofan Engine, Aerodynamic Optimization

## طراحی و بهینه‌سازی آیرودینامیکی کمپرسور ۱۰ مرحله‌ای و فن ۳ مرحله‌ای یک موتور توربوفن با نسبت کنارگذر کم

مهدی جهرمی<sup>۱</sup>جاماسب پیرکندی<sup>\*۲</sup>مصطفی محمودی<sup>۱</sup>

دانشگاه صنعتی مالک اشتر، تهران، ایران.

(دریافت: ۱۴۰۳/۰۲/۱۶، بازنگری: ۱۴۰۳/۰۳/۱۸، پذیرش: ۱۴۰۳/۰۴/۱۶، انتشار: ۱۴۰۳/۰۵/۰۱)

### چکیده

در این مطالعه، بخش تراکم یک موتور توربوفن با نسبت کنارگذر کم طراحی و بهینه شده است. این موتور از یک فن محوری سه مرحله‌ای و یک کمپرسور محوری ده مرحله‌ای برای تراکم بهره می‌برد. ابتدا، طراحی مقدماتی قسمت تراکم موتور به انجام رسیده، سپس عملکرد طرح، با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی مدل‌سازی شده است. این چنین درصد انحراف آن از مطلوب تحلیل سیکل محاسبه شده است. به کمک تحقیقات قبلی، سپس طرح اولیه بهینه گشته تا با کاهش انحرافات عملکردی، دبی و نسبت فشار مورد نظر به دست آید. نتایج نشان می‌دهد که نرم‌افزار تجاری قادر به تولید طرح‌هایی در حاشیه ۲۰ تا ۳۰ درصدی نقطه طراحی مورد نظر است. همچنین می‌توان خطای طراحی را از طریق بهینه‌سازی به کمتر از ۲۰ درصد کاهش داد. در طول بهینه‌سازی، دبی جرمی فن از ۷۴ به ۸۶ کیلوگرم بر ثانیه افزایش یافت، در حالی که دبی کمپرسور از ۵۷ به ۵۹ کیلوگرم بر ثانیه افزایش داشته‌است. نسبت فشار فن نیز از ۲/۴۶ به ۲/۵۴ و نسبت فشار کمپرسور از ۵/۲۴ به ۶/۳۴ افزایش یافته‌است. این مطالعه با بهینه‌سازی بر اساس یافته‌های قبلی، توانست راندمان فن را ۰/۷ درصد و راندمان کمپرسور را ۱/۵ درصد افزایش دهد. کاهش قدرت امواج ضربه‌ای در محفظه فن و کمپرسور موجب چنین افزایشی شده‌است.

**واژه‌های کلیدی:** کمپرسور محوری، فن محوری، موتور توربوفن، بهینه‌سازی آیرودینامیکی

۱- دانشیار: mostafamahmoodi@mut.ac.ir

۲- دانشیار (نویسنده پاسخگو): jamasb\_p@yahoo.com

۳- استادیار: mjahromi@mut.ac.ir

## فهرست علائم و اختصارات

نسبت نمود	$Asp\_Ratio$
دیفیوژن فاکتور	$D\_factor$
دیورژانس	$div$
بازدهی پلی تروپیک کل به استاتیک	$ETA\_ts\_poly$
بازدهی پلی تروپیک کل به کل	$ETA\_tt\_poly$
گرادیان	$grad$
ضریب هدایت حرارتی، W/mK	$K$
شمارنده	$k$
دبی کنارگذر، Kg/s	$m_b$
ماخ نسبی	$Mrel$
فشار، pa	$p$
فشار کل ورودی، kPa	$P_{01}$
فشار استاتیک خروجی، kPa	$P_2$
نسبت فشار کل به کل	$PR\_tt$
نسبت فشار کل به استاتیک	$PR\_ts$
ثابت گاز، J/mol.K	$R$
شعاع هاب، mm	$R_h$
شعاع شroud، mm	$R_s$
صلبیت	$Solidity$
دما، K	$T$
دمای کل ورودی، K	$T_{01}$
نسبت دمای کل به کل	$TR\_tt$
سرعت، m/s	$U$
سرعت مماسی پره در ریشه، m/s	$U(h)$
سرعت مماسی پره در نوک، m/s	$U(t)$
مکان، m	$x$
<b>علائم یونانی</b>	
چگالی، $kg/m^3$	$\rho$
ویسکوزیته دینامیکی، Kg/ms	$\mu$
تابع استهلاك، $1/s^2$	$\varphi$

## ۱- مقدمه

طراحی آیرودینامیک فن و کمپرسور محوری موتور های هوایی به عنوان یک فرایند پرهزینه، در چندین مرحله طراحی مقدماتی و ثانویه قابل بررسی است. محاسبات در مرحله مقدماتی، اغلب بر مبنای روابط یک بعدی، دو بعدی و دانش سیالات صورت می پذیرد. چراکه به علت تعدد پارامتر های هندسی و هزینه محاسباتی گزاف، نمی توان در

مرحله مقدماتی از شبیه سازی ها و بهینه سازی های دقیق سه بعدی استفاده کرد. گرچه نتیجه حاصل از طراحی مقدماتی با کد های ساده شده از دقت کافی برخوردار نیست، اما زمینه را جهت مطالعات ثانویه برای افزایش دقت محصول مهیا می کند. لازمه یک طراحی توجیه پذیر در مرحله مقدماتی، علاوه بر شناسایی انواع روش های طراحی، شناسایی معیار های یک طرح قابل قبول است. برای وصول به چنین معیار هایی، طراح می بایست بتواند با به کارگیری روش درست طراحی، مفروضات خود را در ارتباط با فیزیک جریان آشفته کمپرسور، به خوبی انتخاب نماید. لذا شناخت ساختار های جریان و پارامتر های هندسی تاثیرگذار بر عملکرد واحد تراکم الزامی است. از دهه ۶۰ میلادی، تحقیقات تجربی و عددی در زمینه طراحی ادوات تراکم [۱-۴] موجب توسعه روابط طراحی و شناخت ساختار های جریان کمپرسورها شده است. امروزه حل های عددی [۵] و آزمایش های تجربی [۶] نگرش عمیقی را از جریان آشفته و سه بعدی درون کمپرسور در اختیار طراحان قرار می دهد. در سال ۱۳۹۲ تقوی و همکاران [۷] طی مقاله ای به موضوع طراحی آیرودینامیکی مجموعه فن و کمپرسور محوری موتور توربو فن پرداختند. آن ها اعلام داشتند که روش های تفاسل محدود، المان محدود و انحنای خطوط جریان جهت تحلیل جریان در کمپرسورها و فن ها به قابل استفاده است. آنها ضمن طراحی به روش انحنای خطوط جریان، اعلام داشتند که در طول فرایند طراحی، بایستی بارگذاری بر روی پره ها در طبقات مختلف، متفاوت فرض شود. آنها توزیعی به صورت سهومی را بر طراحی اعمال نمودند که در آن، بازدهی آیزنتروپیک ۲ درصد و نسبت فشار ۵ درصد ارتقا یافت. همچنین تعداد پره ها را از مهم ترین مشخصه های طراحی و بهینه سازی اعلام داشته و خاطر نشان کردند که با افزایش تعداد پره ها، زاویه انحراف و زاویه برخورد افزایش می یابد که احتمال وقوع ناپایداری را تشدید می کند. در سال ۱۳۹۵ حضرتی علیشاه و همکاران [۸] اقدام به طراحی کمپرسور تک مرحله ناکا<sup>۱</sup> ۳۷ نموده و ضمن تشریح معادلات حاکم بر طراحی آیرودینامیک کمپرسور، اعلام نمودند که

<sup>۱</sup> NACA

محوری در خروجی و نسبت شعاع در ورودی معرفی نمودند. بهینه‌سازی را با استفاده از کد دوبعدی بر روی کمپرسورهای ۳، ۵، ۶ و ۷ طبقه انجام داده و موفق شدند تا بازدهی آنها را به ترتیب به مقدار ۰/۸، ۰/۴۴، ۰/۵۶ و ۱/۳۴ درصد افزایش دهند. آنها اعلام نمودند که با افزایش تعداد طبقات مقدار نسب نمود در میان ۱/۴۴ تا ۱/۵۸ تغییر کرده و حداکثر بازدهی هنگامی حاصل می‌شود که ضریب عکس‌العمل در میان ۰/۴۴ تا ۰/۴۹ قرار گیرد. همچنین افزودند که با افزایش تعداد طبقات، سرعت دورانی بهینه میان ۴۰۵۳ تا ۶۱۲۵ دور بر دقیقه متغیر بوده و عدد ماخ خروجی در حالت بهینه در حدود ۰/۳۴ بوده‌است. آنها نسب شعاعی ورودی ۰/۳ را به عنوان نسبتی که در آن بیشترین بازدهی حاصل می‌شود معرفی کردند. در سال ۱۴۰۲، سیوگرن و یارانش [۱۲] به توسعه روشی برای بهینه‌سازی چندجانبه و پارامتریک پره فن بر مبنای روش احنا‌ی جریان پرداختند. آنها اعلام داشتند که برای یک بهینه‌سازی کارآمد، بایستی در کنار پارامترهای عملکردی فن مانند بازدهی، ماخ ورودی، حاشیه سرج، نسبت نمود، بارگذاری مرحله و عدد جریان، بهینه‌سازی وزن و صرف سوخت را نیز لحاظ کرد. علیرضا ربیعی و همکارش [۱۳] مدل‌سازی ترمودینامیکی یک موتور توربوفن دو محوره، با کنارگذر مجزا در شرایط نقطه طراحی و خارج از نقطه طراحی را انجام دادند. نتایج نشان می‌دهد که حساسیت خفه شدن جریان کانال کنارگذر در صورت افزایش ماخ ورودی جریان به موتور، بیشتر از هسته اصلی آن است. یاسر ربیعی و همکارش [۱۴] مطالعه آزمایشگاهی توزیع فشارهای محوری و شعاعی در یک کمپرسور محوری گذر صوت انجام دادند. نتایج آزمایش‌ها نشان می‌دهند که فشار کل در هریک از طبقات از ناحیه خط مرکزی به سمت پوسته و طوقه کاهش می‌یابد. طیبی رهنی و همکاران [۱۵] شبیه‌سازی عددی خنک کاری لایه ای سه بعدی آشفته غیر قابل تراکم با استفاده از رهیافت‌های RANS و LES را انجام دادند. نتایج به دست آمده در این تحقیق نشان داد که در زاویه تزریق ۹۰ درجه نتایج بدست آمده با نتایج تجربی همخوانی بسیار

در اغلب موارد سعی بر این است تا سرعت محوری در گذر از محفظه کمپرسور بدون تغییر باقی بماند. آنها برای طراحی روتور، برنامه‌ای کامپیوتری به زبان سی‌شارپ<sup>۱</sup> را توسعه دادند. در سال ۱۳۸۳ کیسی و تیم تحقیقاتی او [۹] طی مقاله‌ای به تشریح مراحل طراحی کمپرسور محوری پرداخته و در باب مشخصه‌های مهم عملکردی آن توضیح داده‌اند. آنها در این مقاله به بهینه‌سازی کمپرسور پرداخته و توانستند تا نسبت فشار و بازدهی آیزنتروپیک را افزایش دهند. آنها ۱۰ مشخصه را بر روی پروفیل و ۱۰ مشخصه را به صورت ضخامت در گستره شعاعی مختلف اتخاذ نموده‌اند. آنها موفق شدند تا پروفیل ناکا ۶۵ را به پروفیل سی‌دی‌ای<sup>۲</sup> ارتقا دهند. فعالیت آنها منجر به کاهش ضریب افت در زاویه حمله‌های مختلف شد که دلیل آنرا بهبود رفتار جریان در لبه حمله<sup>۳</sup> اعلام کردند. در سال ۱۳۹۱ لینگار و همکارش [۱۰] به تشریح مراحل بهینه‌سازی چندجانبه کمپرسور محوری پرداختند. آنها در تحقیقات خود، ضمن تشریح روند طراحی مقدماتی و بهینه‌سازی تجربی، بر اهمیت انتخاب صحیح مشخصه‌های طراحی تاکید نمودند و اعلام داشتند که طراحی صحیح با تمرکز بر نواحی لبه حمله، لبه پشتی<sup>۴</sup> و حدفاصل نوک پره و محفظه صورت می‌پذیرد. آنها تاکید نمودند که اگر بازطراحی به کاهش افت‌های آیرودینامیکی ختم شود، می‌توان گفت طرح بهینه، پایدارتر نیز شده‌است. کاهش این افت‌ها را با کاهش شوک‌های جریان، کاهش نشت از حدفاصل نوک پره و محفظه، کاهش انحراف جریان در لبه حمله، به تعویق افتادن جدایش و کاهش اختلاف فشار میان دو سطح فشاری و مکشی پره دانستند. در سال ۱۴۰۰ ژانگ و همکارنش طی مقاله‌ای [۱۱]، به طور مفصل در مورد شیوه طراحی مقدماتی کمپرسور محوری و الگوریتم ارتقای آن توضیح دادند. آنها مشخصه‌های اصلی طراحی را نسبت نمود<sup>۵</sup>، نسبت عکس‌العمل<sup>۶</sup>، صلبیت<sup>۷</sup>، سرعت دورانی، ماخ<sup>۸</sup>

<sup>1</sup> C Sharp

<sup>2</sup> Controlled Diffusion Airfoil (CDA)

<sup>3</sup> Leading edge

<sup>4</sup> Trailing edge

<sup>5</sup> Aspect Ratio

<sup>6</sup> Reaction

<sup>7</sup> Solidity

طراحان کمپرسورهای فراصوت باید با آنها مقابله کنند، معرفی شده است [۱۷، ۱۸]. فهم روشن طراح از این پدیده ها، موجب تسریع و افزایش دقت طراحی خواهد شد.

یکی از چالش‌های اصلی طراحی، کنترل موج ضربه‌ای در نقاط خارج از نقطه طراحی است. موج ضربه‌ای به دو علت دیفیوژن<sup>۲</sup> و برخورد ناگهانی پدید می‌آید. یک ساختار منسجم موج ضربه‌ای، ممکن است در طول محفظه تراکم به شاخه‌هایی مجزا شده و ایجاد افت محلی نماید؛ بنابراین امکان مشاهده لایه شوک در هر جایی از دامنه جریان وجود دارد. همچنین موج ضربه‌ای ممکن است در هر نقطه عملکردی میان ناحیه سرچ تا خفگی مشاهده شود. در نزدیکی شرایط سر به علت واماندگی جریان، اغلب موج‌های ضربه‌ای در مختصات مطلق رخ می‌دهند<sup>۳</sup>. در حالی که در دبی‌های نزدیک به خفگی، کمپرسور بیشتر تحت تأثیر موج ضربه‌ای در مختصات نسبی است [۱۹]. افت حاصل از امواج شوک در نزدیکی نوک پره‌ها، به علت سرعت بیشتر سیال در آن نواحی، قابل توجه‌تر است. گاهی اوقات موج شکل گرفته در نوک با جریان لایه مرزی روی سطح مکشی پره‌ها تداخل می‌کند و موجب جدایش لایه مرزی می‌گردد. علاوه بر این، گرادیان شدید اعمالی از سوی موج ضربه‌ای در لبه حمله موجب پدیدار شدن ناحیه‌ای تحت عنوان حباب جدایش نیز می‌گردد که به تشدید جدایش در لبه حمله ختم می‌شود. موج ضربه‌ای با عدد ماخ قابل اندازه‌گیری است. مقدار قابل قبول برای ماخ نوک پره روتور<sup>۴</sup> که منجر به بازدهی بالا می‌شود در حدود ۱٫۳ تا ۱٫۳ تخمین زده شده است. تلاش بر این است تا با بهینه‌سازی‌ها بتوان حتی‌المقدور در حدود چنین ماخ بالایی به نسبت فشار، بازدهی و عملکرد قابل قبول در نقاط خارج از نقطه طراحی دست‌یافت. تحقیقات نشان می‌دهد، در نسبت فشار ۱٫۷ تا ۱٫۸ در طبقه اول، سرعت نوک پره روتور در حدود ۴۵۰ متر بر ثانیه قابل تحمل است و طراحی به‌گونه‌ای توجیه‌پذیر قابل انجام است.

جدایش لبه حمله، دیگر پدیده‌ای است که شدت وقوع آن بر عملکرد حرارتی و پایداری واحد تراکم تأثیرگذار است. در صورتی که جریان جدا شده پیش از لبه فرار بر روی پره نشینند، ناحیه ویک<sup>۵</sup> بزرگی را موجب خواهد شد که افت

خوبی دارد. در تحقیق دیگری محمودی و همکارش [۱۶] بررسی عددی اثرات نرخ جریان تزریقی از لبه فرار پره توربین گازی روی توزیع عدد ماخ سطح پره را با استفاده از مدل آشفتگی RNG.k-ε انجام دادند. مقایسه نتایج مدل آشفتگی RNG.K-ε بانتهای آزمایشگاهی دقت مدل مذکور را برای نشان دادن افت عدد ماخ در لبه فرار ناشی از گردابه های ایجاد شده در انتهای آن نشان داد.

در این پژوهش به طراحی مقدماتی بخش تراکم یک موتور توربو فن پرداخته خواهد شد. برای این کار، نرم‌افزار تجاری NREC AXIAL مورد استفاده قرار گرفته است. بدین طریق این پژوهش اولین مطالعه‌ای است که مسیر طراحی مقدماتی فن و کمپرسور را در داخل کشور با استفاده از این نرم‌افزار تدوین می‌کند. از آنجایی که پارامترهای طراحی مقدماتی در نرم‌افزار بسیار متعدد است، این مطالعه برخی از پارامترها را به صورت پیشنهادی نرم‌افزار قرار می‌دهد و نتیجه طراحی را با استفاده از شبیه‌سازی سه بعدی گزارش می‌نماید. در این مرحله، با مقایسه هدف طراحی و عملکرد به دست آمده، دقت نرم‌افزار تجاری ارزیابی خواهد شد. این ارزیابی روشن می‌سازد که طراحی با این نرم‌افزار تجاری، با فرض‌های پیشنهادی نرم‌افزار، چه مقدار به هدف نهایی نزدیک است. در مرحله بعد، با ایجاد اصلاحاتی در هندسه ایجاد شده و یا پارامترهای پیشنهادی نرم‌افزار، آیرودینامیک مجموعه تراکم مورد بهینه‌سازی قرار خواهد گرفت. هدف بهینه‌سازی طرح مقدماتی نزدیک نمودن عملکرد طرح اولیه به عملکرد مدنظر در تحلیل سیکل موتور است. این بهینه‌سازی بر پایه یافته‌های پیشین به انجام رسیده است؛ لذا در این مطالعه، پیش‌نیازهای لازم جهت طراحی مقدماتی فن و کمپرسور محوری مورد بررسی واقع شده و سپس برای درک بهتر روش طراحی نرم‌افزار تجاری، توضیحاتی در این خصوص ارائه خواهد شد.

## ۲- پیش نیازهای طراحی-مکانیزم های آیرودینامیکی واحد تراکم

مواردی همچون موج ضربه‌ای<sup>۱</sup>، جدایش، افت‌های آیرودینامیکی، تداخل موج ضربه‌ای و لایه مرزی و جریان‌های ثانویه به عنوان چالش برانگیزترین پدیده‌هایی که

<sup>۲</sup> Diffusion

<sup>۳</sup> Surge

<sup>۴</sup> Rotor

<sup>۵</sup> Wake

<sup>۱</sup> Shock wave

نشان داده شده است که توسعه جریان نشت نوک در جهت محیطی و تداخل آن با جریان گذرای لبه حمله، به ناپایداری استال خواهد انجامید [۲۶].

### ۳- طراحی و بهینه‌سازی پره

طراحی و بهینه‌سازی مقدماتی کمپرسورهای محوری فراصوت فرایندی پیچیده است. هدف از طراحی مقدماتی، طراحی هندسه خام پرها به منظور دستیابی به حدود مشخصه‌های آیرودینامیکی و ترمودینامیکی از پیش تعیین شده است. برای چنین هدفی، طراح آیرودینامیک پرکاربردترین نقطه عملکردی موتور را بر روی این منحنی‌های عملکردی واحد تراکم، به عنوان نقطه طراحی اتخاذ می‌نماید. پس از انتخاب مقادیر مشخصه‌های نقطه طراحی (دبی جرمی، نسبت فشار و سرعت دوران)، با استفاده از معادلات حاکم بر ماشین‌آلات دوار، ابعاد و زوایای طرح مقدماتی مورد محاسبه قرار می‌گیرد. در انجام محاسبات یک‌بعدی، طراح از نمودارهای تجربی و ضرایب تصحیح بهره می‌گیرد تا بتواند تخمین درستی از شرایط ایدئال داشته باشد. در صورت وجود کدهای دوبعدی، استفاده از آن‌ها می‌تواند سرعت طراحی را افزایش دهد [۱۰]. پس از تأیید هر دو مرحله محاسبات یک‌بعدی و دوبعدی، بایستی با ابزار حل سه‌بعدی جریان، طراح عملکرد را به صورت دقیق‌تر مورد واکاوی قرار دهد. در محاسبات سه‌بعدی تک لحظه<sup>۱</sup>، منحنی‌های عملکردی در دوره‌های مختلف به دست می‌آید که در آن تأثیر تمام افت‌ها در شرایط واقعی مشهود است. در مرحله سه‌بعدی، طراح می‌تواند به مرز خفگی و استال دست یابد. پس از حل سه‌بعدی جریان و تأیید منحنی‌های استخراج شده و عملکرد حرارتی، مرحله طرح مقدماتی به پایان رسیده و نتایج به طراحی ثانویه منتقل می‌شود [۱۰].

بهینه‌سازی می‌تواند برای ارتقای یک طرح مقدماتی به یک طرح قابل توجیه مورد استفاده قرار گیرد. از بهینه‌سازی‌های قابل انجام بر روی پره‌های کمپرسور می‌توان به بهینه‌سازی سه‌بعدی [۲۷-۲۹] اشاره نمود. این روش پرهزینه بهینه‌سازی با افزایش توان محاسباتی رایانه‌ای امری

شدیدی را به کمپرسور تحمیل می‌کند. پس از وقوع جدایش، یک رانش از سمت دیواره هاب<sup>۱</sup> به شروود<sup>۲</sup> بر روی سطح مکشی مشاهده می‌شود که موجب تجمع جریانات کم‌انرژی در مجاورت هاب می‌گردد. این تجمع به افزایش ضخامت لایه مرزی و گسترش ناحیه ویک دامن می‌زند و کمپرسور را به ناپایداری آیرودینامیکی سوق می‌دهد.

اختلاف فشار موجود میان سطح مکشی و فشاری پره موجب ترغیب جریان به نشت از حدفاصل پره و دیواره می‌شود که با تولید آنتروپی شدیدی همراه است [۲۰، ۲۱]. مطالعات نشان می‌دهد [۲۲] که عملکرد کمپرسورها شدیداً نسبت به میزان حدفاصل پره و دیواره حساس است و افزایش آن موجب افت عملکرد آیرودینامیکی می‌شود. افزایش این حدفاصل، مومنتوم جت نشت شده را افزایش می‌دهد. جت در اثر بر همکنش با نوک پره، گردابه‌های نوک را ایجاد می‌کند که از لبه پره شروع به توسعه کرده و در راستای خروجی منتشر می‌شوند. این‌گونه امکان تشکیل سلول‌های استال تقویت می‌شود. ساختارهای جریان نشت نوک در بر همکنش با موج ضربه‌ای در هم می‌شکنند. آنها نه تنها موجب بلوکنگی بلکه به تشکیل نواحی مرتعش ختم خواهند شد. کمپرسور در حضور چنین گردابه‌هایی نیز می‌تواند به صورت پایداری عمل کند، مگر ارتعاش آنها استال دورانی را موجب شود.

هر چه کمپرسور از نقطه عملکردی با حداکثر بازدهی به سمت ناحیه استال حرکت می‌کند، جریان کمپرسور خاصیت گذرایی به خود گرفته، جریان‌های ثانویه رشد کرده و بارگذاری بر روی پره‌ها افزایش می‌یابد. در نقاط نزدیک به استال، به علت آنکه کمپرسور در نسبت فشار بالاتری کار می‌کند، تمایل جریان برای بازگشت به سمت ورود افزایش می‌یابد که تشدید جریان‌های بازگشتی در مجاورت شروود را به همراه خواهد داشت. استال دورانی از تشکیل سلول‌های استال استاتیک پدید می‌آید که با سرعتی بیش از سرعت روتور در داخل دامنه کمپرسور دوران می‌کنند [۲۳، ۲۴]. استال دورانی با افزایش بارگذاری بر روی پره همراه بوده و ماشین را به سمت تخریب سوق می‌دهد. نتایج آزمایشگاهی نشان داده است [۲۵]، به هنگامی که جریان به طور کامل بازگشت می‌خورد، استال رخ خواهد داد. همچنین

<sup>3</sup> Single chamber

<sup>1</sup> Hub

<sup>2</sup> Shroud

الگوریتم مورد استفاده در نرم‌افزار، نمونه‌ی ارتقا یافته‌ی روش فرخی [۳۶] است. در الگوریتم نرم‌افزار برای محاسبه بازدهی و حاشیه پایدار عملکردی، از روابط نیمه تجربی استفاده شده است. جدول ۱ ورودی‌های نرم‌افزار را برای طراحی مقدماتی فن و کمپرسور نشان می‌دهد.

**جدول (۱):** ورودی‌های نرم‌افزار (مفروضات طراحی).

نام طرح	کمپرسور	فن	-
سیال کاری	Air-ideal gas	Air-ideal gas	-
سرعت دورانی	۱۳۴۵۰	۱۰۰۰۰	rpm
فشار کل ورودی	۳۱۶/۰۳	۱۰۱/۳۵۳	KPa
دمای کل ورودی	۴۲۲/۳۷	۲۹۸/۱۶۷	K
دبی جرمی	۶۲/۶۱	۱۰۲	Kg/s
تعداد طبقات	۱۰	۳	-
عدد جریان	۰/۵	۰/۵	-
زاویه ورودی جریان	۰	۰	Deg
نسبت فشار کل به استاتیک	۸/۲	۳/۱۲	-
بازدهی کل به کل	۰/۸۷	۰/۸۷	-
بازدهی کل به استاتیک	۰/۸۵	۰/۸۵	-
دیفیوژن فاکتور	۰/۵	۰/۵	-
دبی جرمی Bleed	۳/۴	-	Kg/s
نوع پروفیل پره	MCA	MCA	-

عدد جریان از مهم‌ترین پارامترهای طراحی است که برای آن مقداری مابین ۰/۳ تا ۰/۹ پیشنهاد شده است [۳۶]. در طراحی مقدماتی فن و کمپرسور از پروفیل‌های چند کمانه دایروی استفاده شده است. سایر موارد آورده شده در جدول ۱ از تحلیل سیکل موتور به دست آمده است. در این مطالعه، بدون استفاده از الگوریتم‌های پیچیده، روش‌های پیچیده‌تر، الزام اصلاحات شدید در پارامترها و گستردگی بازه پارامترها در مرحله مقدماتی است. دلیل دیگری که برای عدم استفاده از الگوریتم‌هایی مانند بهینه‌سازی‌های چندمنظوره می‌توان متصور بود، هزینه بسیار بالای محاسباتی جهت اعمال آنهاست. شبیه‌سازی ۲۶ عضو بخش تراکم، هزینه محاسباتی را برای چندین بار تحلیل عملکرد بسیار گران می‌کند، چه رسد به انجام صدها شبیه‌سازی جهت یافتن بهینه‌ترین حالت ممکن؛ لذا تعیین

ممکن شده است [۳۰]. از اهداف مدنظر در این بهینه‌سازی می‌توان به کاهش عدد ماخ، بارگذاری پره، افت بازدهی و افزایش نسبت فشار و دبی جرمی اشاره کرد. بهینه‌سازی سه‌بعدی پره‌ها می‌تواند تا ۱/۵ درصد موجب افزایش بازدهی کمپرسور شده و افزایش حاشیه پایدار کمپرسور را به همراه داشته باشد [۳۱، ۳۲]. تحقیقات نشان داده است که کمترین تغییرات در زوایای تار میانی<sup>۱</sup>، شکل پروفیل و توزیع ضخامت‌ها در هر مقطع به طور قابل توجهی بر عملکرد کمپرسورهای فراصوت تأثیرگذار است [۳۳]. ایجاد قوس منفی می‌تواند عدد ماخ را از حدود ۱/۴ به ۱/۲ کاهش دهد و منجر به افزایش بازدهی به مقدار ۱،۷۵ درصد شود [۳۰]. برای کاهش قدرت موج ضربه‌ای، می‌توان ضخامت پره در نوک را در حدود ۲ درصد طول کورد<sup>۲</sup> اتخاذ کرد که به سبک‌تر شدن موتور، و مصرف سوخت نهایی نیز ختم خواهد شد. از مشخصه‌های هندسی تأثیرگذار بر عملکرد کمپرسور فراصوت، مکان حداکثر ضخامت پره بر روی تار کورد است. نتایج عددی و آزمایشگاهی نشان می‌دهد که بهینه‌ترین مکان حداکثر ضخامت پره مکان‌های مابین ۵۵ تا ۶۰ درصد طول کورد فرض می‌شود [۳۴]. تغییر پروفیل‌های چند کمانه دایروی<sup>۳</sup> به پروفیل‌های کمبر<sup>۴</sup> معکوس باعث افزایش بازدهی آیزنتروپیک به اندازه ۱/۷۷ درصد و افزایش دبی به اندازه ۰/۱۵ درصد و کاهش نسبت فشار به اندازه ۰/۰۸ درصد می‌شود [۳۵].

#### ۴- روش عددی

##### ۴-۱- طراحی مقدماتی و بهینه‌سازی

در این پژوهش، طراحی مقدماتی فن و کمپرسور محوری یک موتور هوایی با استفاده از نرم‌افزار تجاری NREC AXIAL به انجام رسیده است. این نرم‌افزار از چندین الگوریتم مختلف برای طراحی مقدماتی بهره می‌گیرد. اما در اینجا از الگوریتمی که ورودی‌های آن با ورودی‌های الگوریتم طراحی تشریح شده در کتاب سعید فرخی [۳۶] مطابقت دارد، استفاده شده است. قابل ذکر است که طراحی فن و کمپرسور به صورت مجزا مورد طراحی قرار گرفته و

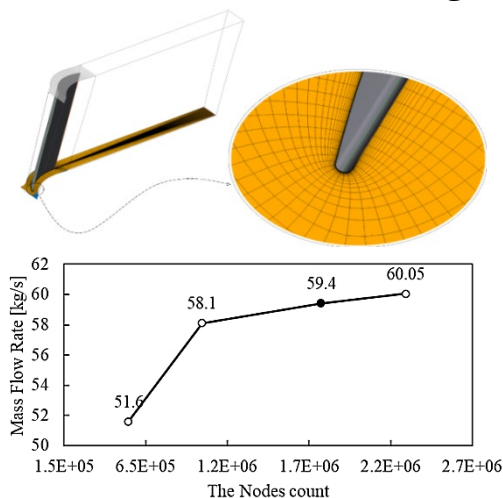
<sup>1</sup> Meanline

<sup>2</sup> Chord

<sup>3</sup> Multiple circular arc (MCA)

<sup>4</sup> Camber

کیفیت بسیار مناسبی در لبه حمله، لبه فرار، ناحیه احیا و لایه مرزی دارا است. مش لایه‌مرزی در این نرم‌افزار به انواع مختلف صورت می‌پذیرد که از مهم‌ترین‌های آن روش  $Y^+$  است. در این روش با توجه به عدد رینولدز تخمینی و مقدار  $Y^+$  مدنظر، شبکه لایه‌مرزی تولید می‌شود. در تولید شبکه هر دو بخش فن و کمپرسور از این روش استفاده شده و مقدار  $Y^+$  مدنظر ۲ قرار داده شده است. کیفیت شبکه تولیدی با این روش را می‌توان در شکل ۲ مشاهده نمود. تعداد گره‌های محاسباتی برای هر یک از بخش‌های فن و کمپرسور نمونه طراحی شده و نمونه بهینه‌شده در جدول ۲ آورده شده است. قابل ذکر است که تعداد گره‌ها، مجموع گره‌های یک محفظه از هر طبقه است. این تعداد پس از مطالعه استقلال حل از شبکه نهایی شده است و با بیش از تعداد گره‌های محاسباتی پیشنهاد شده در [۳۷] است. شکل ۲ نتیجه این مطالعه را نشان می‌دهد که برای طبقه آخر کمپرسور به انجام رسیده است. به علت تعدد عضوهای بخش تراکم و حساسیت بالای طبقه آخر به کیفیت شبکه محاسباتی، طبقه آخر برای مطالعه استقلال از شبکه انتخاب شده است. در این مطالعه فرض شده است که در صورت استقلال نتایج طبقه آخر کمپرسور با کیفیت مش حاضر، سایر عضوهای که دارای شبکه‌ای با همان کیفیت هستند، نتایج مستقل از شبکه محاسباتی ارائه خواهند داد. تعداد گره‌های محاسباتی طبق مطالعه استقلال از شبکه در نقطه‌ای انتخاب شده است (نقطه توپر سیاه) که افزایش بیشتر گره‌ها موجب تغییراتی کم‌تر از ۳ درصد در دبی محاسباتی ایجاد کند.

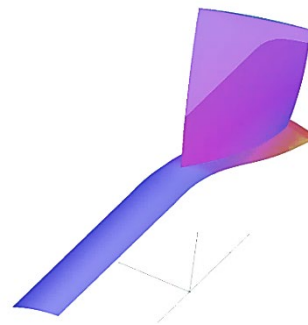


شکل (۲): مش مربوط به استاتور طبقه آخر کمپرسور به همراه نتیجه استقلال از شبکه

مقادیر پارامترهای هندسی بهینه در این مرحله که امکان دوری طرح از نقطه بهینه خود زیاد است، با روشی مبتنی بر تجربیات گزارش شده در مقالات و اصلاح مکرر مقادیر انجام پذیرفته است.

## ۴-۲- شبیه‌سازی دینامیک سیالات محاسباتی

جهت مدل‌سازی آیرودینامیک مجموعه فن و کمپرسور طراحی شده، از مجموعه توربو سیستم نرم‌افزار انسیس<sup>۱</sup> بهره گرفته شده است. برای ایجاد ارتباط میان نرم‌افزار طراحی مقدماتی و مجموعه انسیس، الزامی است تا در ابتدا بتوان طرح‌های تولید شده در نرم‌افزار طراحی یک‌بعدی را به نرم‌افزار بلید جن انتقال داد. طرح وارد شده در نرم‌افزار بلید جن امکان استفاده از نرم‌افزار تولید مش توربوگرید، حلگر دینامیک سیالات محاسباتی سی‌اف‌ایکس را ایجاد می‌نماید. شکل ۱ نشان دهنده تصویر سه‌بعدی یکی از پره‌های فن در نرم‌افزار بلید جن است. در این شکل می‌توان مشاهده نمود که پره طراحی شده دارای پیچش بوده و در مقاطع مختلف دارای زاوایی مختلف است. با نرم‌افزار بلید جن می‌توان توزیع ضخامت پروفیل را در طول خط کورد و توزیع زاوایی بتا<sup>۲</sup> و تتا<sup>۳</sup> را تغییر داد. زاویه بتا، زاویه پره نسبت به جهت محوری و زاویه تتا نشان دهنده میزان پیچش نسبت به محور مبنای پره است.



شکل (۱): شمایی سه‌بعدی از پره ی طراحی شده در نرم افزار بلید جن.

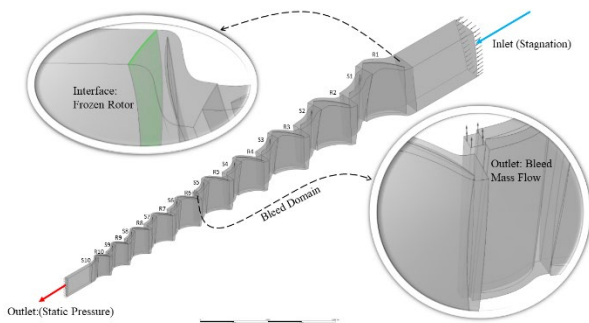
برای تولید شبکه از نرم‌افزار توربوگرید استفاده شده است. این نرم‌افزار به صورت کاملاً اتوماتیک و با کمترین دسترسی کاربر، توانایی تولید انواع شبکه‌های از نوع H و O را دارد. شبکه تولید شده به واسطه این نرم‌افزار دارای

<sup>۱</sup> Ansys

<sup>۲</sup> Beta

<sup>۳</sup> Theta

پدیده‌های ناپایدار حاصل از برهمکنش روتور - استاتور مدنظر نباشد [۳۸]. با فرض تقارن جریان در کل محفظه کمپرسور و فن دامنه محاسباتی به تعداد هر پره از هر طبقه تقسیم گشته تا هزینه محاسبات کاهش یابد. شکل ۳ و جدول ۳ نشان دهنده شرایط مرزی حل دینامیک سیالات محاسباتی است. در این جدول، از آنجایی که فشار خروجی نمونه اولیه و نمونه بهینه شده متفاوت است، سلول مربوط به فشار خالی قرار داده شده است. همچنین mb، دبی جرمی خروجی میان مرحله است.



شکل (۳): شرایط مرزی مدل محاسباتی

جدول (۳): شرایط مرزی مربوط به فن و کمپرسور

Fan				
Inlet		Outlet		
$P_{01}$ [kpa]	$T_{01}$ [K]	$m_b$ [kg/s]	$P_2$ [kpa]	N [rpm]
۱۰۱/۳۵۳	۲۹۸	-		۱۰۰۰۰
Compressor				
Inlet		Outlet		
$P_{01}$ [kpa]	$T_{01}$ [K]	$m_b$ [kg/s]	$P_2$ [kpa]	N [rpm]
۳۱۵/۸۱	۴۲۲	۳/۴		۱۳۴۵۰

## ۵- نتایج

### ۵-۱- نتایج طراحی مقدماتی - خروجی NREC AXIAL

نتایج عملکردی در این بخش با استفاده از روابط یک‌بعدی توسط نرم‌افزار طراحی محاسبه شده است. توزیع شعاعی طرح مقدماتی را می‌توان در شکل ۴ مشاهده کرد. طبق شکل، قطر ورودی فن و کمپرسور به ترتیب به اندازه ۴۵۰ و ۳۰۰ میلی‌متر محاسبه شده است. می‌توان دریافت که نوع روتور فن از نوع منحنی هاب و شروود متغیر است. درحالی‌که نوع روتور فن از نوع شعاع هاب ثابت طراحی شده است.

جدول (۲): اطلاعات مربوط به شبکه محاسباتی

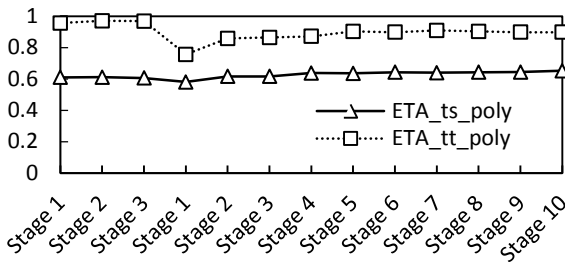
Component	Number of Nodes
Fan (3 Stage)	۴۶۹۰۹۱۲
Fan (3 Stage)-Optimized	۴۶۸۸۳۹۳
Compressor (10 Stage)	۱۰۹۶۴۳۹۶
Compressor (10 Stage)-Optimized	۱۱۴۱۷۸۲۴

در این مطالعه از حلگر سی‌اف‌ایکس استفاده می‌شود. این حلگر، با روش میانگین‌گیری رینولدز، معادلات ناویر-استوکس را حل نموده و میدان سرعت و فشار را به دست می‌آورد. با استفاده از معادله بقای مومنتوم (۱)، جرم (۲)، انرژی (۳)، و معادله حالت (۴) میدان دما نیز محاسبه می‌شود [۳۸].

$\text{div}(\bar{\rho}\bar{U}_i\bar{U}_k) = -\frac{\partial\bar{p}}{\partial x_i} + \text{div}(\mu \text{grad}\bar{U}_i) - \text{div}(\bar{\rho}\bar{U}_i'U_k')$	(۱)
$\text{div}(\bar{\rho}\bar{U}_k) = 0$	(۲)
$\text{div}(\bar{\rho}\bar{U}_k) = -\bar{p}\frac{\partial\bar{U}_k}{\partial x_k} + \text{div}(K \text{grad}\bar{T}) + \varphi$	(۳)
$\bar{p} = \bar{\rho}R\bar{T}$	(۴)

این کد محاسباتی، حلگری بر پایه فشار است که نتایج حل و مشخصات سیال را در گره‌ها ذخیره می‌کند. معادلات را به صورت کیفیت بالا و بادقت خطای مرتبه دو گسسته می‌نماید. حلگر جمله دیفیوژن را با استفاده از درون‌یابی سه خطی و جمله گرادیان فشار را با درون‌یابی تک‌خطی محاسبه می‌نماید. همچنین برای مدل‌سازی جمله تنش‌های ویسکوز از مدل SST k- $\omega$  [۳۵] استفاده می‌کند. دلیل استفاده از این مدل آشفتگی به علت توانایی بالای آن در تخمین مشخصه‌های جریان‌هایی با رینولدز کم است [۳۶،۳۷]. این بدان معناست که با این مدل می‌توان به خوبی جریان آرام لبه حمله و لایه مرزی دیواره را مدل کرد. در این مطالعه، سیال عامل، هوا و به صورت ایدئال فرض شده است. فشار و دمای کل به عنوان شرایط مرزی در ورود و فشار استاتیک، شرط مرزی در خروج در نظر گرفته شده و از مدل Frozen Rotor در مرزهای مشترک روتور و استاتور استفاده شده است. در روش Frozen Rotor، بخش دوار به صورت ساکن در نظر گرفته شده و سرعت دورانی به جریان اطراف آن اعمال می‌گردد. محاسبات درون هر سلول بر مبنی روش معادلات مختصات متحرک به انجام می‌رسد. استفاده از این مدل زمانی پیشنهاد شده است که بررسی

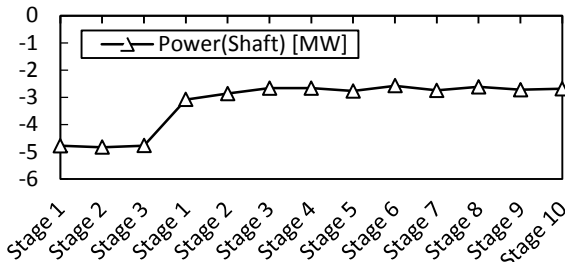




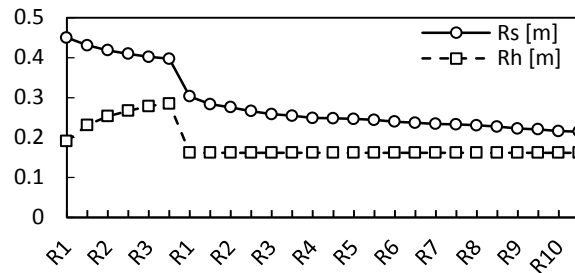
شکل (۶): بازدهی هر مرحله از فن و کمپرسور پرفشار

نتایج نشان می‌دهد که فشار در فن از یک‌بار تا حدود ۳/۵ بار و در کمپرسور از حدود ۳/۵ بار (فشار خروجی فن) تا مقدار تقریبی ۲۵ بار افزایش می‌یابد. دما در فن از ۲۷۳ درجه کلوین تا ۴۳۶ درجه کلوین، و در کمپرسور از ۴۲۰ به ۸۴۹ درجه کلوین می‌رسد. دما با یک روند خطی و فشار با روندی تقریباً لگاریتمی در طول واحد افزایش پیدا می‌کند. در طبقات ابتدایی دما در طول طبقات با شیب بیشتری نسبت به فشار افزایش می‌یابد. در طبقات اولیه، کار مکانیکی، بیشتر صرف افزایش دما می‌شود تا افزایش فشار، که با تولید انترופی همراه است. طبقات انتهایی نقش بیشتری در افزایش فشار ایفا می‌کنند. این درحالیست که افزایش دمای طبقات در طول طبقات تقریباً ثابت است. افزایش تاثیر طبقات انتهایی بر فشار به دلیل تقویت پدیده ی دیفیوژن به علت افزایش سرعت نسبی سیال است.

از عامل‌های که می‌تواند ما را در طراحی بهتر بخش توربین و سیستم‌های انتقال قدرت یاری کند، توان موردنیاز کلی، جهت تحویل نسبت فشار و دبی موردنظر است. از شکل ۷ قابل دریافت است که هر طبقه از فن محوری توان [۳۶] بیشتری نسبت به هر طبقه کمپرسور نیاز دارد. به طور تقریبی، توان موردنیاز هر طبقه از فن، ۱/۸ برابر توان کمپرسور است. گرچه در کمپرسور، به علت تعداد بیشتر طبقات، توان کلی در حدود ۱/۸ برابر توان کل فن محاسبه شده است. هر طبقه از فن، توان بیشتری مطالبه می‌کند؛ زیرا ملزم به گذر دبی بیشتری است. توان کلی بیشتر در کمپرسور به علت تعداد بیشتر طبقات و ایجاد نسبت فشار بیشتر است.

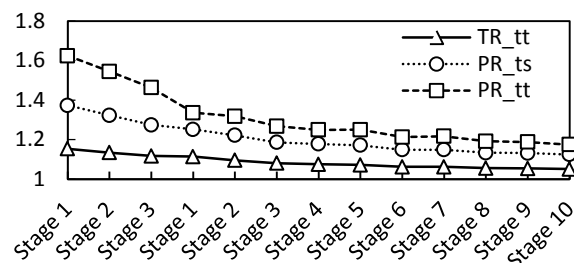


شکل (۷): قدرت مورد نیاز فن محوری و کمپرسور پرفشار



شکل (۴): توزیع شعاعی فن محوری و کمپرسور پرفشار

شکل ۵ نشان دهنده نسبت فشار و دمای کل [۳۶] هر طبقه از فن و کمپرسور طراحی شده است. مشاهده می‌شود که با نزدیک شدن به طبقات خروجی، نسبت فشار هر طبقه کاهش می‌یابد. شیب کاهش در فن بیش از کمپرسور است. دلیل آنرا می‌توان تغییر بیشتر مثلث‌های سرعت در طبقات فن نسبت به طبقات کمپرسور دانست. نتایج نشان می‌دهد که روند تغییرات نسبت دمای کل هر طبقه نیز کاهش‌ی است، اما با روندی بسیار کند تر. به طور کلی نسبت فشار کل یک طبقه از ۱/۶۲ تا ۱/۱۷ تغییر می‌کند. درحالی‌که مقدار نسبت دمای کل یک طبقه از ۱/۱۵ در طبقه اول فن تا ۱/۰۵ در طبقه آخر کمپرسور متغیر است.

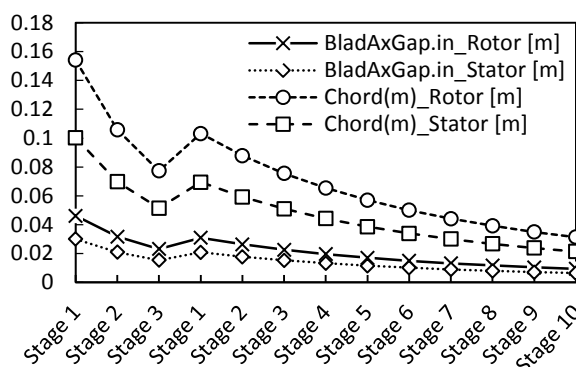


شکل (۵): نسبت فشار و نسبت دمایی فن محوری و

کمپرسور پرفشار

بازدهی هر طبقه از مجموعه فن و کمپرسور [۳۶] در شکل ۶ نمایش داده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود، کمترین میزان بازدهی کمپرسور و فن در طبقات اولیه مشاهده شده است. افت بازدهی در طبقات اولیه هر دو بخش فن و کمپرسور به علت افزایش ناگهانی سرعت سیال در لبه حمله رخ داده است. این بدان معناست که ماخ نسبی در ورودی بیشتر بوده و چسبندگی جریان به پره‌ها کمتر است. این امر موجب می‌شود تا کار مکانیکی موجود به خوبی به جریان منتقل نشده و افت بازدهی رخ دهد. طبق نتایج بازدهی کمپرسور پرفشار به مراتب از بازدهی فن کمتر است.

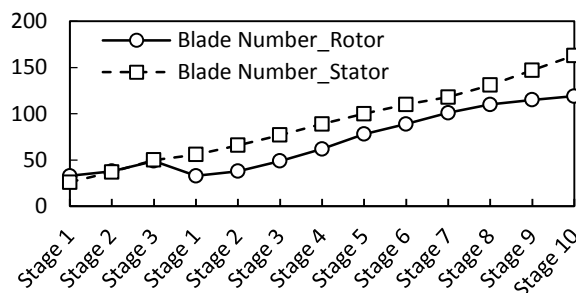
دیواره و لایه مرزی می‌انجامد. فاصله میانی پره‌ها از مشخصه‌های هندسی است که مقدار آن به طور دقیق از معادلات یک‌بعدی طراحی مقدماتی قابل محاسبه نیست. در مراجع آمده است [۳۶] که این فاصله به اندازه حدودی مابین ۰/۲۳ تا ۰/۲۵ برابر طول کورد پره است. تغییرات طول کورد و فاصله میان پره‌ای در شکل ۹ نشان داده شده است. طبق نتایج، نرم‌افزار این نسبت را در هر بخش روتور یا استاتور معادل ۰/۳ طول کورد لحاظ می‌کند. مشاهده می‌شود که با کاهش طول کورد در طول طبقات، فاصله میان پره‌ای نیز کاهش می‌یابد.



شکل (۹): فاصله میان پره و طول کورد پره‌های هر طبقه از فن محوری و کمپرسور پرفشار

پس از طراحی الزامی است که مشخصه‌های هندسی و آیرودینامیکی طرح جهت بررسی اجرایی بودن آن با معیارهای ذکر شده در منابع [۳۶] مقایسه شود. همانطور که پیش‌تر گفته شد، بسیاری از خروجی‌های بدست آمده در طراحی مقدماتی در مراحل بعدی، یعنی طراحی دقیق، که در سیکلی یکپارچه با آنالیزهای حرارت و سازه انجام می‌پذیرد، دچار دگرگونی خواهند شد. بنابراین عدول از مرزهای‌های ذکر شده در منابع که ویژه طرح نهایی می‌باشند، قابل انتظار است. اولین مشخصه‌ای که بسیار عملکرد کمپرسورهای فراصوت را تحت تاثیر قرار می‌دهد، ماخ نسبی جریان است. از مقدار این مشخصه می‌توان به شدت موج ضربه‌ای و حتی میزان بارگذاری روی پره یا جدایش جریان پی برد. میزان حداکثری که برای این مشخصه ذکر شده است، کمتر از ۱/۷ است. همانطور که از شکل ۱۰ قابل دریافت است، مقدار این مشخصه در هیچ یک از طبقات بخش تراکم طراحی شده به مقدار ۱/۷ نزدیک نمی‌باشد.

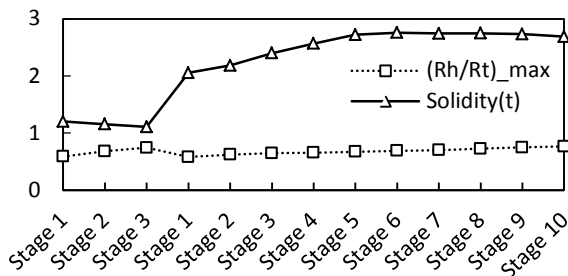
از مشخصه‌های تأثیرگذار بر عملکرد آیرودینامیکی و سازه‌ای بخش تراکم، تعداد پره‌های هر طبقه است. این تعداد به صورت حدودی در بخش طراحی مقدماتی تخمین زده می‌شود و در بخش طراحی ثانویه، در یکپارچه‌سازی تحلیل سه‌بعدی آیرودینامیک و تحلیل سازه، بهینه می‌گردد. شکل ۸ نشان می‌دهد که در طول بخش تراکم از طبقه ابتدایی فن تا آخرین طبقه کمپرسور، تعداد استاتورها به صورت تقریباً خطی افزایش می‌یابد (از ۲۶ تا ۱۶۳). تعداد پره‌های روتور نیز با نزدیک شدن به خروجی بخش تراکم افزایش می‌یابد، اما با رفتاری متفاوت در کمپرسور و فن. مشاهده می‌شود که افزایش تعداد پره‌ها در فن روندی خطی را طی می‌کند. این در حالی است که در کمپرسور این روند کاهشی، لگاریتمی است. به زبان دیگر، طبقات انتهایی کمپرسور دارای روتورهایی با اختلاف تعداد پره کمتری هستند. همچنین در کمپرسور تعداد پره‌های روتور از استاتور کمتر است در حالی که در فن تعداد پره‌های روتور بیشتر است. حساسیت بیشتر کمپرسور به ناپایداری سرچ دلیل احتمالی این تفاوت است.



شکل (۸): تعداد پره‌های فن محوری و کمپرسور پرفشار موتور

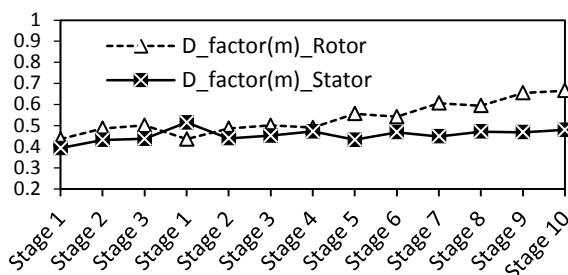
نتایج نشان می‌دهد که میان توزیع شعاعی در هاب، تارمیانی، و شروود و تغییرات زاویه پره در همین مقاطع، در طول واحد تراکم، رابطه‌ای مستقیم وجود دارد. این بدان معناست که با تغییرات شعاعی در طول واحد تراکم، زوایای پره به گونه‌ای تغییر می‌کند که سرعت نصف‌النهاری تغییر چندانی را در طول واحد متحمل نشود. طبق نتایج، سرعت نصف‌النهاری در فن بیش از کمپرسور است که به علت دبی بیشتر آن است. سرعت نصف‌النهاری میانگین در طبقات کمپرسور در حدود ۱۳۰ و در فن در حدود ۱۸۵ متر بر ثانیه محاسبه شده است. افزایش سرعت سیال به افزایش افت‌های ناشی از حدفاصل نوک پره و دیواره، نیروی درگ

در منابع به اهمیت مشخصه‌های هندسی همچون صلبیت و نسبت شعاعی نیز اشاره شده است. حدودی که برای صلبیت تعیین شده، مابین ۱ تا ۲ است. حدودی که برای نسبت شعاعی معرفی شده است، مقداری در حدود ۰/۹ می‌باشد. از نتایج شکل ۱۳ مفهوم است که نتایج طراحی مقدماتی نزدیک به حدود ذکر شده است، اما آنها را ارضا نمی‌کند. در مورد این انحراف باید اشاره کرد که مقادیر شعاعی و تعداد پره‌های هر طبقه در طول فرایند طراحی دقیق دچار تغییر خواهند شد. از آنجایی که انحراف در هر یک اندک است، در این مرحله می‌توان این انحراف را قابل قبول دانست.

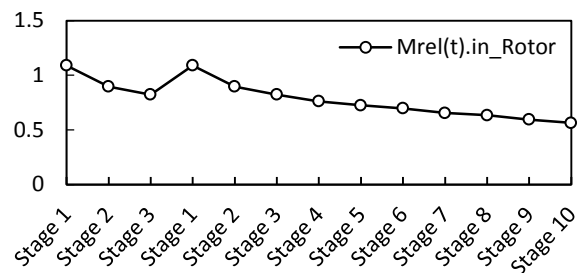


شکل (۱۳): توزیع نسبت شعاعی و صلبیت پره در هر طبقه از فن محوری و کمپرسور پرفشار

یکی از مشخصه‌های مهم که در مراجع به اهمیت آن اشاره شده است، سرعت مماسی پره است که حدودی کمتر از ۴۵۰ متر بر ثانیه در نوک و ۳۸۰ متر بر ثانیه در هاب برای آنها تعیین شده است. مشخصه بسیار مهم دیگر، مقدار دیفیوژن فکتور [۳۶] است که معرف تمایل جریان به ناپایداری استال می‌باشد. حدود دیفیوژن فکتور مقداری کمتر از ۰/۶ در نظر گرفته شده است. با دقت در شکل‌های ۱۴ و ۱۵ می‌توان دریافت که مشخصه‌های ذکر شده طراحی مقدماتی در داخل مرزهای تعیین شده قرار دارد (جز مقدار دیفیوژن فکتور در روتور طبقه آخر کمپرسور که به مقدار اندکی از محدوده خارج شده و قابل چشم پوشی است).

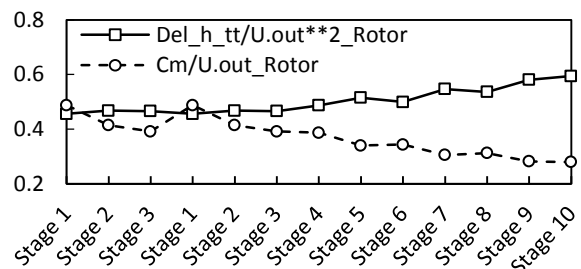


شکل (۱۴): دیفیوژن فکتور در هر طبقه از فن محوری و کمپرسور پرفشار



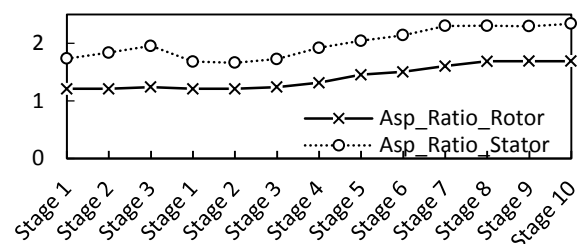
شکل (۱۰): توزیع ماخ نسبی هر طبقه از فن محوری و کمپرسور پرفشار

محدودیت دیگری که بدان اشاره شده است، عدد جریان و عدد بارگذاری است. تأکید شده است که مقدار عدد جریان باید مابین ۰/۳ تا ۰/۹ بوده و عدد بارگذاری مابین ۰/۲ تا ۰/۵ به دست آید. بر اساس شکل ۱۱، در تمام روتورهای طبقات بخش تراکم، این حدود رعایت شده است.



شکل (۱۱): توزیع عدد جریان و عدد بارگذاری در هر طبقه از فن محوری و کمپرسور پرفشار

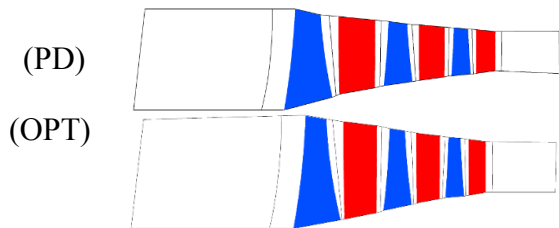
نسبت نمود پره که به‌عنوان یک مشخصه هندسی پره معرفی می‌شود، برابر نسبت مجذور طول واقعی اسپین<sup>۱</sup> بر مساحت سطح پره است [۳۶]. مقدار حدودی برای میانگین این مشخصه در هر طبقه مابین ۱ تا ۴ اعلام شده است که معمولاً کمتر از ۲ است. شکل ۱۲ نشان می‌دهد که در تمام طبقات هیچ پره‌ای از این محدوده تجاوز نکرده و میانگین مقادیر برای استاتور و روتور در مقادیر معمول بدست آمده است.



شکل (۱۲): توزیع نسبت نمود پره در هر طبقه از فن محوری و کمپرسور پرفشار

<sup>۱</sup> Span

و قطر ریشه خروجی طراحی اولیه به ترتیب ۷۸۴ و ۵۸۳ میلی‌متر بوده که به مقادیر ۷۹۱ و ۵۲۳ میلی‌متر تغییر کرده‌است. طی بهینه‌سازی، طول فن از ۵۷۰ میلی‌متر به ۵۲۰ میلی‌متر کاهش داده شده و با تغییر عدد جریان، تعداد پره‌ها به صورت تقریبی نصف شده‌است. این نشان از کاهش وزن محصول به صورت قابل توجهی دارد.

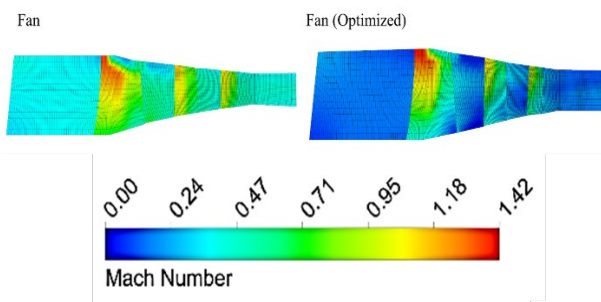


شکل (۱۶): - شمای نصف‌النهاری طرح اولیه (PD) و نمونه بهینه‌شده (OPT) فن

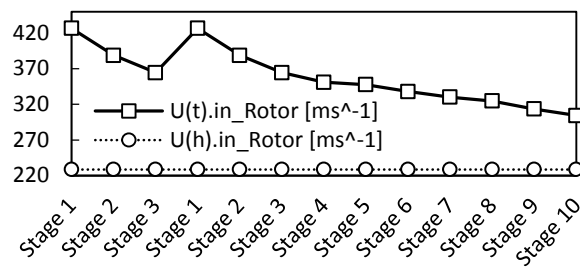
جدول (۴): عملکرد آیرودینامیکی طرح اولیه (PD) و نمونه بهینه‌شده (OPT) فن

Fan	(PD)	(OPT)
Mass Flow Rate [kg s <sup>-1</sup> ]	۷۴/۲۵	۸۶
Total Pressure Ratio	۲/۴۶	۲/۵۴
Total Temperature Ratio	۱/۳۷	۱/۳۸
Polytropic Efficiency (t-t) %	۸۳/۳۴	۸۴

نتایج نشان می‌دهد که طرح بهینه‌شده به مقدار حدودی ۰/۷ درصد دارای بازدهی بیشتری است و نسبت فشار بیشتری را می‌تواند ایجاد کند. از تغییرات ماخ نسبی در شکل ۱۷ می‌توان دریافت که جریان‌های ثانویه در طرح بهینه نسبت به طرح اولیه کاهش یافته‌است. طبق نتایج، فشار فن در نسخه بهینه از حدود ۲ بار به ۲/۳ بار افزایش پیدا کرده‌است.



شکل (۱۷): توزیع ماخ نسبی در طول طبقات طرح اولیه (PD) و نمونه بهینه‌شده (OPT) فن



شکل (۱۵): توزیع سرعت مماسی ریشه و نوک پره در هر طبقه از فن محوری و کمپرسور پرفشار

## ۵-۲- عملکرد طرح مقدماتی و طرح بهینه - خروجی CFD

شمای نصف‌النهاری طرح اولیه (PD) و نمونه بهینه‌شده (OPT) فن در شکل ۱۶ نشان داده شده‌است. عملکرد آیرودینامیکی هریک در جدول ۴ خلاصه شده‌است. همانطور که مشاهده می‌شود، نمونه طراحی شده اولیه، به میزان حدودی ۲۷ درصد در دبی جرمی و ۲۱ درصد در نسبت فشار حاوی انحراف از هدف طراحی (نتیجه تحلیل سیکل موتور) است. این انحرافات برای نمونه بهینه‌شده به مقدار ۱۶ درصد در دبی جرمی و ۱۹ درصد در نسبت فشار کاهش داده شده‌است. جهت بهینه‌سازی، مقدار عدد جریان فن در نرم افزار از ۰/۵ به ۰/۴۶ تغییر داده شده و سپس تغییرات شعاعی بدان اعمال گشته‌است. همانطور که در جدول ۴ مشاهده می‌شود، در نمونه بهینه، دهانه فن بزرگتر شده، فرم منحنی‌ها و شروود تغییر نموده و متعاقباً، در تمام طبقات طول پره‌ها با افزایش همراه بوده‌است. از آنجایی که توزیع زوایا تابعی از تغییرات شعاعی است، می‌توان دریافت که زوایای پره‌ی نمونه بهینه‌شده نیز دچار تغییرات شده‌است. این تغییرات به واسطه تغییر عدد جریان در نرم افزار صورت پذیرفته و برخلاف اصلاحات شعاعی که در نرم‌افزار بلیدجن اعمال شده، کاملاً اتوماتیک محاسبه شده‌اند. طرح بهینه‌شده نهایی دارای قطر دهانه ۹۲۴ میلی‌متر و قطر ریشه ۳۳۳ میلی‌متر (بدون تغییرات دستی) می‌باشد. این در حالیست که در نسخه طراحی اولیه قطر دهانه ۹۰۰ میلی‌متر و قطر ریشه ۳۸۰ میلی‌متر بوده‌است. قطر ریشه در تمام طبقات (جز روتور طبقه اول) به میزان تقریبی ۱۰ میلی‌متر، به صورت دستی کاهش و قطر نوک در تمام طبقات، به میزان تقریبی ۱۰ میلی‌متر افزایش داده شده‌است. با اعمال این تغییرات عملکردی با کمتر از ۲۰ درصد انحراف از هدف طراحی دریافت شده‌است. قطر نوک

این انحرافات برای نمونه بهینه‌شده به مقدار ۴ درصد در دبی جرمی و ۲۰ درصد در نسبت‌فشار کاهش داده شده‌است. جهت بهینه‌سازی، تنها زاویه لبه فرار مربوط به استاتورهای هر طبقه به صورت دستی اصلاح شده‌اند. برای بهینه‌سازی، زاویه لبه فرار استاتورها کاهش داده شده و تلاش شده‌است تا جریان در خروجی هر طبقه با زاویه مطلق صفر وارد طبقه بعدی شود. این اصلاح موجب می‌شود تا مقدار پیچش اعمالی به جریان بیشتر شده و متعاقباً نسبت‌فشار و دبی نیز افزایش یابد. در نمونه بهینه‌شده منحنی‌های ریشه و نوک، چه از نظر طولی و چه از نظر شعاعی بدون تغییر مانده‌اند. در طرح بهینه‌شده تعداد پره‌ها نیز تغییری نکرده‌است. در هر دو طرح، قطر ریشه و نوک ورودی معادل ۳۲۴ و ۶۰۶ میلی‌متر و قطر ریشه و نوک خروجی معادل ۳۲۴ و ۴۲۴ میلی‌متر محاسبه شده است. طول محوری هر دو طرح از کمپرسور در حدود ۹۶۵ میلی‌متر می‌باشد.

**جدول (۵):** عملکرد آیرودینامیکی طرح اولیه (PD) و نمونه بهینه‌شده (OPT) کمپرسور

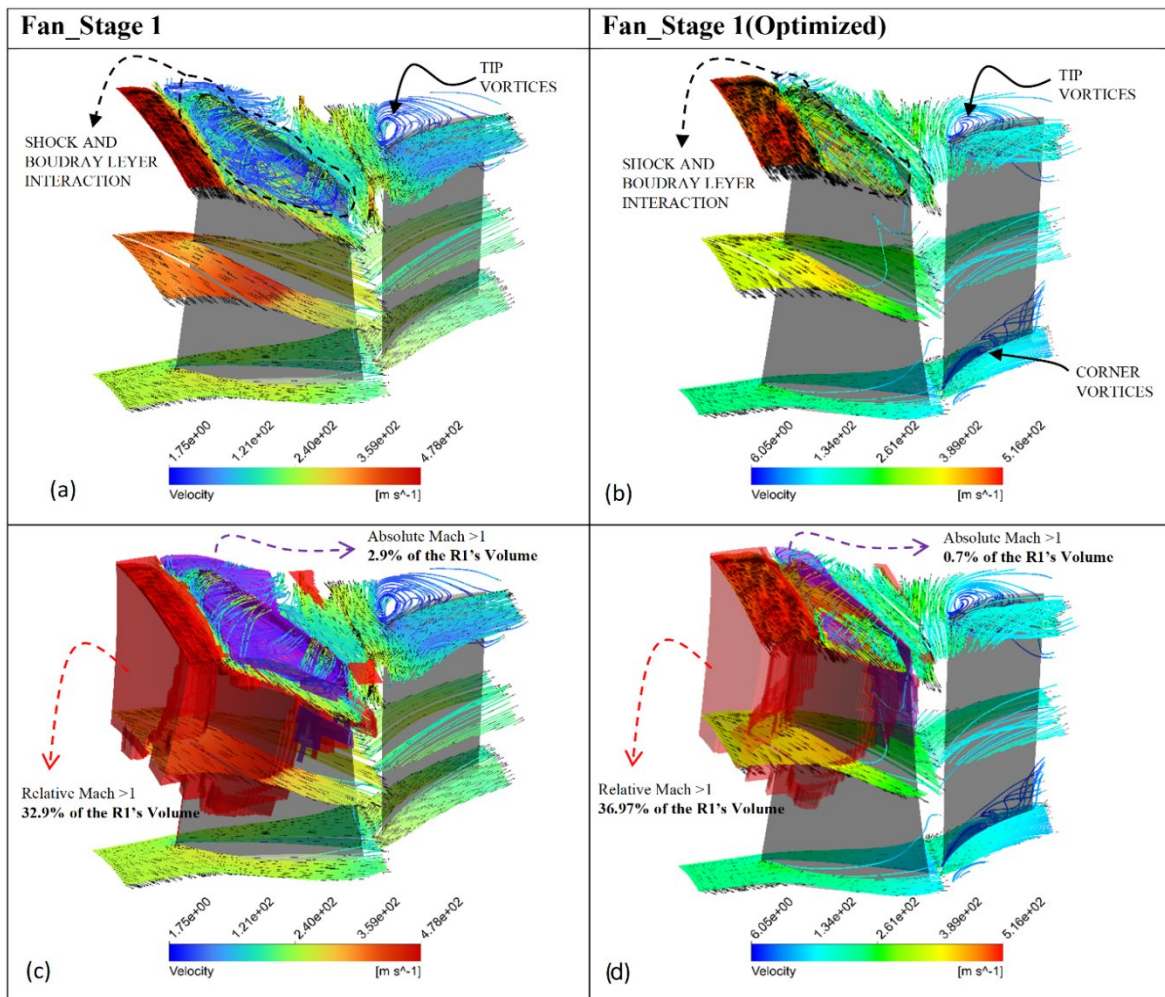
Compressor	(PD)	(OPT)
Mass Flow Rate [kg s <sup>-1</sup> ]	۵۷/۰۹	۵۹/۴
Total Pressure Ratio	۵/۲۴	۶/۳۴
Total Temperature Ratio	۱/۷۷	۱/۸۷
Polytropic Efficiency (t-t) %	۸۲/۵۹	۸۴/۰۸

مشاهده می‌شود که کمپرسور بهینه‌شده توان ایجاد فشاری در حدود ۱۹،۵ بار را دارد در حالیکه این فشار در طرح اولیه در حدود ۱۵،۳ بوده‌است. توزیع عدد ماخ نسبی برای دو طرح اولیه و بهینه‌شده کمپرسور به صورت میانگین گیری شده بر روی صفحه نصف النهاری در شکل ۲۰ نشان داده شده است. از شکل مشهود است که در تمام طبقات به‌ویژه طبقات آخر، عدد ماخ نسبی در استاتور کاهش چشمگیری داشته است که به معنی کاهش جریانات ثانویه و بارگذاری بر روی پره‌های استاتور است. همین‌طور می‌توان دریافت که جز در روتور طبقه دوم، در سایر طبقات، مناطقی با عدد ماخ نسبی بالا متمرکزتر بوده است. از شکل ۲۰ ملاحظه می‌شود که میانگین عدد ماخ نسبی به‌طور کلی در طبقات بعد از طبقه سوم، کاهش یافته است که نشان از بهبود عملکرد آیرودینامیکی در هفت طبقه آخر دارد.

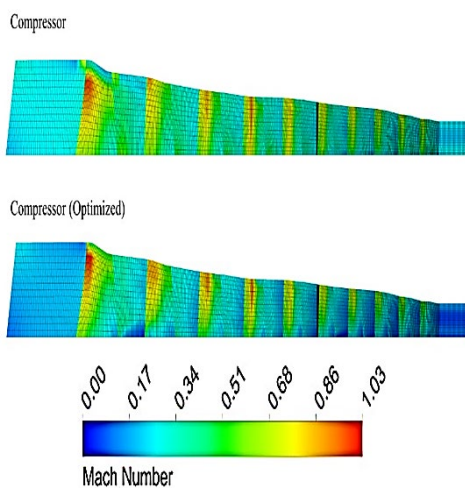
نتایج نشان می‌دهد که بیشترین ارتقای بازدهی در فن بهینه معطوف به طبقه اول است. در شکل ۱۸ بردارهای سرعت بر روی خطوط جریان در سه مقطع ۰/۵، ۰/۲ و ۰/۱۹۸ درصد اسپین رسم شده‌است. شکل نشان می‌دهد که گردابه‌های نوک در روتور طرح اولیه بسیار انباشته‌تر و درهم تنیده‌تر از گردابه‌های نوک در روتور نمونه بهینه‌شده‌است. این گردابه‌ها بیشتر به علت درهمکنش جریان لایه مرزی با موج ضربه‌ای توسعه یافته‌اند.

شکل ۱۸ به وضوح نشان می‌دهد که گردابه‌ها در پشت موج ضربه‌ای (مکان هندسی نقاطی با ماخ نسبی بیش از یک - حجم‌هایی که با رنگ قرمز مشخص شده‌اند) انباشت می‌شوند. در شکل ۱۸ نشان داده شده‌است که گردابه‌های نوک در آن ناحیه از پره وامانده‌اند و موجب بلوکی جریان شده‌اند. حجم‌های بنفش رنگ که معرف مکان هندسی نقاطی با ماخ مطلق بیش از یک هستند، در برگزیده گردابه‌های نوک می‌باشند. در شکل ۱۸ مشاهده می‌شود که حجم‌های به رنگ قرمز و بنفش به ترتیب ۳۲/۹ و ۲/۹ درصد از حجم کل روتور طبقه اول را بر گرفته‌اند. در حالیکه این مقادیر برای طرح بهینه به ۳۶/۹۷ و ۰/۷ تغییر یافته‌است. این تغییرات نشان می‌دهد که در نمونه بهینه به میزان ۲/۲ درصد بلوکی جریان و درهمکنش جریان نوک کاهش پیدا کرده‌است. علاوه بر این ملاحظه می‌شود که گردابه نوک در استاتور طرح اولیه گسترده‌تر از گردابه نوک در طرح بهینه‌است و همچنین در میدان جریان طرح بهینه گردابه گوشه‌ای در نزدیکی ریشه ایجاد شده‌است که در میدان جریان طرح اولیه دیده نمی‌شود. با علم بر اینکه گردابه‌های استال به عنوان چاه انرژی در جریان کمپرسور عمل می‌کنند، می‌توان نتیجه گرفت، تاثیر آیرودینامیکی کاهش ساینز گردابه‌های نوک و بلوکی جریان در طبقه اول فن بهینه بر ظهور گردابه گوشه‌ای در استاتور طبقه اول آن غلبه می‌کند که در انتها باعث بهبود بازدهی به میزان ۴ درصد نسبت به نمونه اولیه می‌شود.

طرح اولیه کمپرسور پرفشار محوری و نمونه بهینه‌شده آن در شکل ۱۹ و جدول ۵ نشان داده شده‌است. همانطور که مشاهده می‌شود، دبی نمونه اولیه، به خوبی به دبی مد نظر نزدیک است، اما نسبت‌فشار همچنان از هدف طراحی فاصله دارد. نتایج به اندازه ۸ درصد در دبی جرمی و ۳۴ درصد در نسبت‌فشار حاوی انحراف از هدف طراحی است.

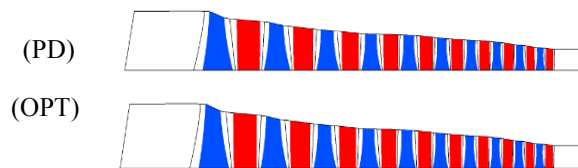


شکل (۱۸): خطوط جریان در سه مقطع ۰/۲، ۰/۵ و ۰/۹۸ اسپین طبقه اول فن



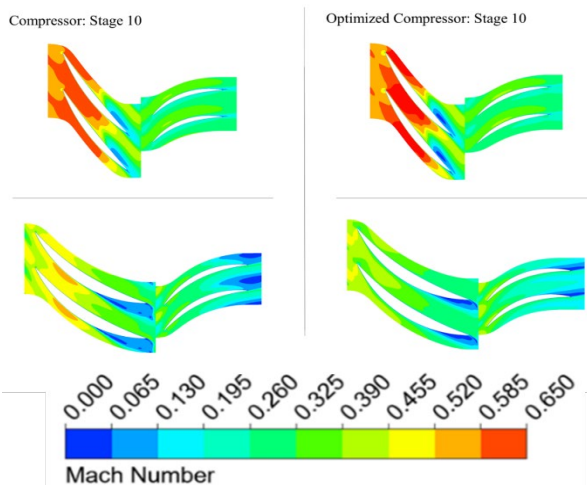
شکل (۲۰): توزیع ماخ نسبی در طول طبقات طرح اولیه (PD) و نمونه بهینه شده (OPT) کمپرسور

از آنجایی که ارتقای آیرودینامیکی در طبقه آخر کمپرسور بسیار محسوس تر است، جریان این طبقه را برای بررسی مکانیزم ارتقا مورد بررسی قرار می دهیم. بدین منظور خطوط جریان در اسپن ها ۰/۲ و ۰/۹۸ برای طرح اولیه و طرح بهینه در شکل ۲۱ نشان داده شده است. قابل ذکر است که طبق بهبود در سه طبقه آخر قابل ملاحظه تر است.

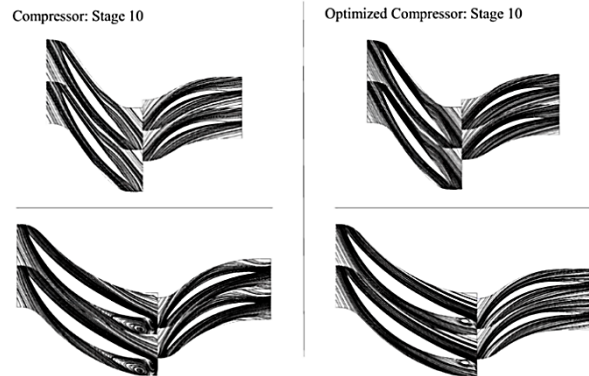


شکل (۱۹): شمای نصف النهاری طرح اولیه (PD) و نمونه بهینه شده (OPT) کمپرسور

بسیار بیشتر از مقدار ماخ نسبی در نزدیکی ریشه‌است. از شکل ۲۲ می‌توان دریافت که بیشترین مقدار ماخ در نوک مرحله آخر در هر دو نمونه از ۰/۶۵ تجاوز نمی‌کند. همچنین مشاهده می‌شود که در قطاع نزدیک به نوک، ماخ نسبی در محفظه استاتور در حدود ۰/۳۵ است و تفاوت چندانی با مقدار ماخ نسبی در قطاع نزدیک به ریشه ی استاتور ندارد. طبق شکل، مقدار ماخ نسبی در روتور در نزدیکی نوک و ریشه کاهش داشته‌است، که کاهش آن در نزدیکی ریشه بسیار بیشتر می‌باشد. در شکل ۲۲ مربوط به قطاع‌های نزدیک به ریشه، مناطق آبی رنگ ایجاد شده در محفظه روتور، به علت تشکیل گردابه‌های استال است که به عنوان پدیده‌های مخرب شناخته می‌شوند. قابل ذکر است که کاهش عدد ماخ نسبی به علت تشکیل گردابه‌های استال به عنوان مزیت آیرودینامیکی محسوب نمی‌شود. مشاهده می‌شود که جدایش زود هنگام جریان از روی سطح مکشی پره در ریشه روتور نمونه اولیه، باعث افزایش سرعت‌های نسبی بالادست و در نهایت افزایش ماخ نسبی در آن نواحی شده‌است. طبق شکل مربوط به نمونه بهینه، با کاهش زاویه لبه فرار، جدایش به تعویق افتاده و ماخ نسبی بر روی سطح مکشی کاهش پیدا کرده‌است. تشکیل گردابه‌های نوظهور در خروجی طبقه دهم، در شکل ۲۲ با مناطق آبی پر رنگ در خروجی استاتور در قطاع ریشه قابل مشاهده‌است. می‌توان ملاحظه کرد که این گردابه نوظهور در نمونه بهینه‌شده تضعیف شده‌است.



شکل (۲۲): توزیع ماخ نسبی در اسپن‌ها ۰/۰۲ و ۰/۹۸ در استاتور طبقه ۱۰ طرح اولیه (PD) و نمونه بهینه‌شده (OPT) کمپرسور



شکل (۲۱): خطوط جریان در اسپن‌ها ۰/۰۲ و ۰/۹۸ در استاتور طبقه ۱۰ طرح اولیه (PD) و نمونه بهینه‌شده (OPT) کمپرسور

از شکل ۲۱ می‌توان دریافت که کاهش زاویه لبه فرار استاتور در نزدیکی ریشه نسبت به نوک پره محسوس‌تر است. شکل ۲۱ تغییرات خطوط جریان را در هر دو نمونه به خوبی نشان می‌دهد. همانطور که ملاحظه می‌شود، کاهش زاویه لبه فرار موجب تغییر رفتار جریان در بالادست نیز می‌گردد. افزایش تراکم خطوط جریان نوک بر روی سطح فشاری در روتور نمونه بهینه، نشان از چسبندگی بیشتر جریان به سطح پره دارد. چسبندگی بیشتر جریان در کارکرد کمپرسور بهینه در فشار بالاتر نشان از ارتقای چشم‌گیری در آیرودینامیک آن دارد. همانطور که مشاهده می‌شود، جدایش خطوط جریان از روی سطح فشاری پره در نزدیکی نوک به تعویق افتاده‌است. چسبندگی بیشتر جریان نوک در محفظه استاتور نیز مشهود است. طبق شکل ۲۱ بهبود قابل توجهی در جریان نزدیک به ریشه طبقه ۱۰ صورت پذیرفته‌است. شکل نشان می‌دهد که کاهش زاویه پره در لبه فرار ریشه، موجب به تعویق افتادن جدایش در طول کمبر روتور شده‌است. در شکل کاهش سایز گردابه‌های ناشی از جدایش جریان قابل مشاهده‌است. باید خاطر نشان کرد که تضعیف گردابه‌های استال علاوه بر مزیت ترمودینامیکی، پایداری آیرودینامیکی کمپرسور را نیز ارتقا می‌دهد. شکل ۲۱ نشان می‌دهد که خطوط جریان محفظه استاتور در نمونه بهینه‌شده کمتر تمایل به جدایش از خود نشان می‌دهند.

شکل ۲۲ نشان دهنده توزیع عدد ماخ در طبقه ۱۰ هر دو نمونه در قطاع‌های اسپن ۰/۰۲ و ۰/۹۸ می‌باشد. به طور کلی مشاهده می‌شود که میزان ماخ نسبی در نزدیکی نوک

## ۶- نتیجه گیری

طراحی، توان ایجاد دبی ۸۶ کیلوگرم بر ثانیه و نسبت فشار ۲/۵۴ را با بازدهی ۸۴ درصد دارد.

## ۷- مراجع

[1] Miller GR, Lewis GW, Hartmann, MJ. Shock Losses in Transonic Compressor Blade Rows. *Journal of Engineering for Power*. 1961;83(3): 235-241. DOI 10.1115/1.3673182

[2] Chen GT, Greitzer EM, Tan CS, Marble FE. Similarity Analysis of Compressor Tip Clearance Flow Structure. *J. Turbomach.* 1991; 113(2): 260-269. DOI 10.1115/1.2929098

[3] Konig WM, Hennecke DK, Fottner L. Improved Blade Profile Loss and Deviation Angle Models for Advanced Transonic Compressor Bladings: Part II-A Model for Supersonic Flow. *J. Turbomach.* Jan 1996; 118(1): 81-87. DOI 10.1115/1.2836610

[4] Freeman C, Cumpsty N. A Method for the Prediction of Supersonic Compressor Blade Performance. published 1989. DOI 10.1115/89-GT-326

[5] Ning F, Xu L. Numerical Investigation of Transonic Compressor Rotor Flow Using an Implicit 3D Flow Solver With One-Equation Spalart-Allmaras Turbulence Model. *ASME Turbo Expo* 2001. DOI 10.1115/2001-GT-0359

[6] Strazisar AJ. Investigation of Flow Phenomena in a Transonic Fan Rotor Using Laser Anemometry. Twenty-ninth Annual International Gas Turbine Conference sponsored by the American Society of Mechanical Engineers Amsterdam, The Netherlands, June 3-7, 1984. Report Number: NASA-TM-83555

[7] Taghavi Zenouz R, Abbasi S, Pirmia AR. Aerodynamic Design of Fan and Compressor Assembly for Turbofan Engines of Arbitrary By-Pass Ratio, Based on Streamline Curvature Method. *Journal of Fluid Mechanics and Aerodynamics*. 2013 ;2(1): 47-58. (In Persian).

[8] Hazrati Alisha S, Aslanian H, Broman M. Design of a Single-Stage Axial Passage Compressor with the Help of Software. 16th International Conference of the Iranian Aerospace Society. 2016. (in persian).

[9] Sieverding F, Ribl B, Casey M, Meyer M. Design of Industrial Axial Compressor Blade Sections for Optimal Range and Performance *J. Turbomach.* 2004; 126(2): 323-331. DOI 10.1115/1.1737782

[10] Iyengar V, Sankar L. Comprehensive Application of a First Principles Based Methodology for Design of Axial Compressor Configurations. *J. Turbomach.* 2012; 134(6): 061035. DOI 10.1115/1.4006301

[11] Lei F, Zhang C. Preliminary Optimization of Multi-Stage Axial-Flow Industrial Process Compressors Using Aero-Engine Compressor Design Strategy. *Appl. Sci.* 2021; 11(19), 9248. DOI 10.3390/app11199248

[12] Sjögren O, Grönstedt T, Lundblad A, Xisto C. Fan Stage Design and Performance Optimization for Low Specific Thrust Turbofans. *Int. J. Turbomach. Propuls. Power.* 2023; 8(4), 53. DOI 10.3390/ijtp8040053

این مطالعه ضمن ایجاد بستر دانشی مناسب از مکانیزم‌های جریان‌ی کمپرسور فراصوت به طراحی و بهینه‌سازی مقدماتی فن و کمپرسور یک موتور هوایی توربو فن با نسبت کنارگذر کم می‌پردازد. در بخش اول با استفاده از نتایج تحلیل سیکل موتور، نقطه طراحی، ویژه فن و کمپرسور استخراج شده است. سپس با کمک یک نرم‌افزار طراحی خط میانگین، هندسه خام هریک از بخش‌های فن و کمپرسور به دست آمده است. به منظور اطمینان از عملکرد طرح‌های ایجاد شده، با استفاده از مجموعه نرم افزارهای انسیس، شبیه‌سازی دینامیک سیالات محاسباتی برای سه طبقه فن و ۱۰ طبقه کمپرسور پر فشار به صورت مجزا انجام پذیرفت. سپس با اتکا به روش‌های بهینه‌سازی مطالعه شده، طرح مقدماتی به اهداف طراحی نزدیک‌تر گشته است. نتایج حاصل از شبیه‌سازی‌های پایا بر پایه معادلات RANS، نشان داد که طرح مقدماتی طراحی شده در نرم‌افزار، به میزان حدودی ۲۷ درصد در دبی جرمی فن و ۲۱ درصد در نسبت فشار فن حاوی انحراف از هدف طراحی است. این انحرافات برای نمونه بهینه‌شده به مقدار ۱۶ درصد در دبی جرمی و ۱۹ درصد در نسبت فشار کاهش داده شده است. همچنین در مورد کمپرسور فشار بالا، عملکرد طرح ابتدایی به اندازه ۸ درصد در دبی جرمی و ۳۴ درصد در نسبت فشار حاوی انحراف از هدف طراحی است. این انحرافات برای نمونه بهینه‌شده به مقدار ۴ درصد در دبی جرمی و ۲۰ درصد در نسبت فشار کاهش داده شده است. بازدهی کمپرسور و فن در نمونه بهینه به ترتیب به مقدار ۱/۵ و ۰/۷ درصد افزایش یافت. مشاهده می‌شود که تغییرات زیر موجب افزایش دبی، نسبت فشار و بازدهی در نمونه بهینه نسبت به نمونه‌های اولیه فن و کمپرسور شده است.

۱. تغییر عدد جریان فن از ۰/۵ به ۰/۴۶ و اعمال تغییرات شعاعی به صورت دستی به میزان یک سانتی متر
۲. کاهش زاویه پره‌های استاتور در لبه حمله کمپرسور پر فشار

پس از اعمال بهینه‌سازی‌ها مشاهده می‌شود که کمپرسور پر فشار در نقطه طراحی، قادر است تا دبی ۵۰/۴۰ کیلوگرم بر ثانیه و نسبت فشار ۶/۳۴ را با بازدهی ۸۵ درصد ایجاد کند. همچنین فن محوری در نقطه



AR. Investigation of Tip-Flow Based Stall Criteria Using Rotor Casing Visualization. ASME Turbo Expo 2008. DOI 10.1115/GT2008-51319

[26] Hah C, Bergner J, Schiffer HP. Short Length-Scale Rotating Stall Inception in a Transonic Axial Compressor: Criteria and Mechanisms. Conference: ASME Turbo Expo 2006. DOI 10.1115/GT2006-90045

[27] Copenhaver WW, Ha C. A Three-Dimensional Shock Loss Model Applied to an Aft-Swept, Transonic Compressor Rotor. J. Turbomach. Jul 1997; 119(3): 452-459. DOI 10.1115/1.2841144

[28] Hah C, Rabe DC, Wadia AR. Role of Tip-Leakage Vortices and Passage Shock in Stall Inception in a Swept Transonic Compressor Rotor. Turbo Expo 2004, Parts A and B, ASMEDC, pp. 545-555. DOI 10.1115/GT2004-53867

[29] Mayhew ER, Hah C, Wadia AR. The Effect of Tip Clearance on a Swept Transonic Compressor Rotor. J. Turbomach. Apr 1996; 118(2): 230-239. DOI 10.1115/1.2836630

[30] Burguburu S, Toussaint C, Bonhomme C, Leroy G. Numerical Optimization of Turbomachinery Bladings. J. Turbomach. Jan 2004, 126(1): 91-100 . DOI 10.1115/1.1645869

[31] Hah C, Puterbaugh SL, Wadia AR. Control of Shock Structure and Secondary Flow Field Inside Transonic Compressor Rotors Through Aerodynamic Sweep. ASME 1998 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition. DOI 10.1115/98-GT-561

[32] Denton JD, Xu L. The Effects of Lean and Sweep on Transonic Fan Performance. ASME Turbo Expo 2002. DOI 10.1115/GT2002-30327

[33] Wadia AR Copenhaver WW. An Investigation of the Effect of Cascade Area Ratios on Transonic Compressor Performance. J. Turbomach. 1996; 118(4): 760-770. DOI 10.1115/1.2840932

[34] Chen N, Zhang H, Xu Y, Huang W. Blade Parameterization and Aerodynamic Design Optimization for a 3D Transonic Compressor Rotor. Journal of Thermal Science. 2007; 16(2):105-114. DOI 10.1007/s11630-007-0105-3

[35] Wang DX, He L, Li YS, Wells RG. Adjoint Aerodynamic Design Optimization for Blades in Multistage Turbomachines-Part II: Validation and Application. J Turbomach, 2010; 132(2). DOI 10.1115/1.3072498

[36] Farokhi S ., Aircraft Propulsion . John Wiley & Sons Ltd, New Delhi, India. 2014. ISBN: 978-1-1-118-80677-7

[37] Muchowski R, Gubernat S. Influence of Axial Compressor Model Simplification and Mesh Density on Surge Margin Evaluation. Advances in Science and Technology Research Journal. 2021; 15(3). 243-253. DOI 10.12913/22998624/140541

[38] Versteeg HK, Malalasekera W. An Introduction to Computational Fluid Dynamics. Pearson Education Limited. 2007. ISBN 0131274988, 9780131274983

[13] Rabiei A, Lakzian E. Simulation and thermodynamic analysis of a twin-shaft turbofan engine at design point and off-design point conditions. Aerospace Mechanics. 2019; 15(4) (in persian)

[14] Rafiei Y, Taghavi R. Laboratory study of axial and radial pressure distribution in a transonic axial compressor. Aerospace Mechanics. 2008;4(1)(in persian)

[15] Tayebi Rahni M, Ramezanizadeh M, Kimasi M R. Numerical simulation of three-dimensional turbulent incompressible layer cooling using RANS and LES approaches. Aerospace Mechanics. 2005;1(3). (in persian)

[16] Mahmoodi M, Ansari MR. Numerical investigation of the effects of the injection flow rate from the trailing edge of a gas turbine blade on the blade surface Mach number distribution using the RNG.k-ε turbulence model. Aerospace Mechanics. 2005;1(2). (in persian)

[17] Sun Y, Ren Y, Fu S. The Unsteady Loss in One-Stage Transonic Compressor Under Peak Efficiency and Near Stall Conditions. Conference: ASME Turbo Expo 2008. DOI 10.1115/GT2008-51019

[18] Wadia AR, Law CH. Low Aspect Ratio Transonic Rotors: Part 2-Influence of Location of Maximum Thickness on Transonic Compressor Performance. J. Turbomach. 1993; 115(2): 226-239 . DOI 10.1115/1.2929227

[19] Altafi D, Mojaddam M, Bastankhah M. Entropy Generation Rate Analysis of Turbocharger Radial Flow Compressor in Range from Surge to Choke. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part A Journal of Power and Energy 238(3). DOI 10.1177/09576509231216187

[20] Suder KL, Celestina ML. Experimental and Computational Investigation of the Tip Clearance Flow in a Transonic Axial Compressor Rotor. J. Turbomach. 1996; 118(2): 218-229 DOI 10.1115/1.2836629

[21] Altafi D, Mojaddam M, Javadi S, Mohammadi M . Entropy Generation Analysis of a Turbocharger Centrifugal Compressor in the Range Surge to Choke. Conference: 12th Annual International Conference on IC Engines (ICICE). At: Tehran. 2022.(in persian)

[22] Altafi D, Mojaddam M, Ghadimi B. Investigation of the Effect of the Geometric Deviations on the Performance of a Radial Flow Compressor Employing Uncertainty Quantification (UQ) and Sensitivity Analysis. Engine Research, 67(67): 51-63. DOI 10.22034/er.2022.697920

[23] Hah C, Bergner J, Schiffer HP. Tip Clearance Vortex Oscillation, Vortex Shedding and Rotating Instability in an Axial Transonic Compressor Rotor. Conference: ASME Turbo Expo 2008. DOI 10.1115/GT2008-50105

[24] Yamada K, Funazaki K, Sasaki H. Numerical Investigation of Relation Between Unsteady Behavior of Tip Leakage Vortex and Rotating Disturbance in a Transonic Axial Compressor Rotor. ASME Turbo Expo 2008. DOI 10.1115/GT2008-50779

[25] Bennington MA, Cameron JD, Morris SC, Legault C, Barrows ST, Chen P, McNulty GS, Wadia

[39] Romanova D, Ivanov O, Trifonov V, Ginzburg N, Korovina D, Ginzburg B, Koltunov N, Eglit M, Strijhak S. Calibration of the  $K-\omega$  SST Turbulence Model for Free Surface Flows on Mountain Slopes Using an Experiment. *Fluids*. 2022; 7(3), 111. DOI 10.3390/fluids7030111

[40] Könözsy L. The  $K\omega$  Shear-Stress Transport (SST) Turbulence Model. *Fluid Mechanics and Its Applications*, Springer Netherlands. 2019; 57–66. DOI 10.1007/978-3-030-13543-0\_3

[38] René Van den Braembussche. Design and Analysis of Centrifugal Compressors. co-publication between ASME Press and JohnWiley & Sons Ltd. 2019. ISBN: 978-1-119-42409-3