



مطالعه عددی پارامترهای عملکردی کمپرسور شعاعی توسعه یافته به کمک یک الگوریتم کلاسیک یادگیری ماشین

امیرحسین علیان^۱، حسین مهدوی مقدم^{۲*}

^۱ دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران، ایران

^۲ دانشیار، دانشکده مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران، ایران

مقاله مستقل، تاریخ دریافت: ۱۴۰۲/۱۲/۱۹؛ تاریخ بازنگری: ۱۴۰۳/۰۶/۱۹؛ تاریخ پذیرش: ۱۴۰۳/۰۷/۱۱

چکیده

در سال‌های اخیر پیشرفت‌های قابل توجهی در پژوهش‌های مربوط به توربوماشین صورت گرفته است. امروزه باتوجه به اهمیت بهینه سازی و یافتن مدل بهینه، مولفه‌های اقتصادی و کاهش وزن سازه در هر مرحله از کمپرسورها مورد توجه است. باتوجه به کاربرد این وسایل در موتورهای هوایی، پرخوران موتورهای دیزل و معمولی و استفاده در پتروپالایشگاه‌ها می‌توان از اهمیت آن برشمرد. به دلیل تجاری بودن این داده‌ها، مطالعات پژوهشی این حوزه کمتر به وضوح دیده می‌شود. رویکرد پژوهش حاضر کاهش تعداد پره های یک کمپرسور و جبران این کاهش با تغییر در زوایای پره با کمک یک الگوریتم یادگیری ماشین کلاسیک، صورت گرفته است. در مرحله بعد تحلیل جریان در هندسه جدید بانرم افزار انسیس سی اف ایکس، که مبتنی بر روش عددی المان محدود است، بررسی شده است. درحقیقت با این کار به نوعی صحت سنجی پرداخته شده است. در راستای این پژوهش اثر تغییر تعداد پره بر پارامترهای عملکردی مثل آنتروپی و نسبت فشار ارزیابی شد. مشاهده شد که می‌توان با کاهش تعداد پره که موجب کاهش ۵ درصدی نسبت فشار، وزن سازه را کاهش داد. ضمن این پژوهش ثابت شد که الگوریتم های کلاسیک یادگیری ماشین همچنان قابلیت رقابت با الگوریتم های پیشرفته تر را دارد. برای مدل سازی توربولانس هم، مدل $k - \epsilon$ SST استفاده شده است. از این مدل به منظور مشاهده دقیق برگشت جریان در جریان پایین دست کمپرسور، استفاده شده است.

کلمات کلیدی: کمپرسور شعاعی؛ موتور دیزل و هوایی؛ پرخوران؛ بهینه سازی؛ تحلیل عددی.

Numerical study of the performance parameters of the developed centrifugal compressor using a classical machine learning algorithm

Amir Hossein Aliyan¹, Hosein Mahdavy moghaddam^{2,*}

¹ MSc student, Department of Aerospace Engineering, University K.N.Toosi University of Technology, Tehran, Iran

² Assoc. Prof., Department of Aerospace Engineering, University K.N.Toosi University of Technology, Tehran, Iran

Abstract

In recent years, significant progress has been made in research related to turbomachine. Nowadays, due to the importance of optimization and finding the optimal model, economic components and reducing the weight of the structure in each stage of compressors are considered. Due to the use of these devices in air engines, regular and diesel engines, and use in petrorefineries, it can be counted among its importance. Due to the commercial nature of these data, research studies in this field are less clearly visible. The approach of the current research is to reduce the number of blades of a compressor and compensate for this reduction by changing blade angles with the help of a classical machine learning algorithm. In the next step, the analysis of the flow in the new geometry has been investigated with the Ansys CFX software, which is based on the finite element numerical method. In fact, with this work, a kind of verification has been done. In line with this research, the effect of changing the number of blades on functional parameters such as entropy and pressure ratio was evaluated. It was observed that it is possible to reduce the weight of the structure by reducing the number of blades, which reduces the pressure ratio by 5%. In addition, this research proved that the classic machine learning algorithms still have the ability to compete with more advanced algorithms. For turbulence modeling, $k - \epsilon$ SST model is used. This model has been used to accurately observe the reverse flow in the downstream flow of the compressor.

Keywords: Radial compressor; Diesel and air engine; Turbocharge; Optimization; Numerical analysis.

۱- مقدمه

۱-۱- پیشینه پژوهش

هدف از این پژوهش بررسی پارامتریک معیارهای بهینه ساز یک کمپرسور شعاعی می‌باشد. در ادامه به بررسی اجمالی پژوهش‌های سال‌های اخیر که مرتبط به این مبحث می‌باشد، پرداخته خواهد شد.

نخست در یافته‌های مرونی [۱]، برای یک سیستم که شامل پمپ حرارتی بود، یک مدل کمپرسور بهینه پیشنهاد شد. این مدل بهینه برای ساخت یک کمپرسور با توسعه ی یک الگوریتم پیشنهادی بهینه، ارائه شد. این طراحی با مبنای پارامترهای ترمودینامیکی و طرح ریزی خط میانی ادامه یافت. در نهایت با تست پنج نوع سیال کاری صحت سنجی این کار ارزیابی شد. در مرحله بعد با همان سیستم، پمپ حرارتی هم پیوند داده شد و اثر آن بر روی راندمان سیکل ارزیابی شد. طی این کار، یافت شد که با افزایش راندمان سیکل که در نتیجه افزایش ظرفیت کمپرسور صورت می‌گیرد، کاهش محسوس انرژی هم همراه است.

در ادامه ی آنالیز الگوریتم بهینه‌سازی، کیولانگ [۲]، با استفاده از الگوریتم ژنتیک چند پارامتری، دو پارامتر نسبت فشار و بازده کمپرسور را به عنوان پارامتر مورد نظر بهینه ساز لحاظ کرده بود. مبنای این کد، روش عددی گام زمانی خط جریان بود. این کد بهینه برای دونوع کمپرسور گسترش یافت. مشاهده شده که این روش برای یکی از کمپرسورها با نسبت فشار بالاتر پاسخگو است. در انتها با استخراج نقشه عملکردی مشاهده شده که افزایش نسبت فشار در حدود ۲/۲۷ درصد و بازده ایزنتروپی در حدود ۵/۰ درصد بهبود یافت. در انتها پاسخ آکوستیکی مناسبی برای تحلیل پایداری کمپرسور دریافت شد. این نتایج به افزایش نیمه عمر و کاهش خستگی سازه کمک قابل توجهی کرد.

در بهینه سازی‌های هندسی هم، تغییر مولفه‌های موثر مغفول مانده است. مثلاً رخشان [۳]، به شبیه سازی یک پرخوران بهینه پرداخته بود. این مطالعه به منظور کاهش انتشار آلاینده‌گی صورت گرفت. در این ارزیابی سعی شد، برای ارائه مدلی بهینه از روش تغییر هندسه کمک گرفت. تغییر ارتفاع و تغییر محل پایه و نوک پره و هم چنین جابجایی محل قرارگیری پره جداکننده در گام اول لحاظ شد. سرانجام بدون تغییر محسوس ابعاد و شکل هندسی کلی پرخوران، با

افزایش ظرفیت کمپرسور، دبی تا ۱۵ درصد افزایش پیدا کرد. البته این تغییر بدون اینکه تغییر نسبت فشار دست خوش تغییر جدی شود، صورت گرفت. در مسائل مربوط به احتراق، ذکر این نکته لازم است که تغییر دمای محصولات احتراق به عنوان سیال عامل موجب تغییر در میزان انتشار آلاینده‌گی می‌شود. این مورد مستلزم بررسی جدی است که در پژوهش مذکور چنین چیزی یافت نشد.

جیان‌تینگ سانگ [۴]، برای افزایش راندمان و عملکرد، با تزریق رطوبت به هوا با صحت سنجی مدل تجربی، نتایج خود را تکمیل کرد. با تزریق رطوبت، کاهش دمای سیال حین فشرده سازی مشاهده شد. ضمن اینکه فشار قطرات حین فرایند فشرده سازی به فشار بخار می‌رسد و قطره تغییر فاز می‌دهد. این امر موجب کاهش دمای میانگین سیال می‌شود. در ادامه ملاحظه شد که در حالت تزریق رطوبت نسبت به عدم تزریق و در نسبت فشرده سازی مشابه، افزایش توان و راندمان مشاهده می‌شود. سپس به بررسی اثر قطر ذرات تزریق شده و همچنین میزان دبی رطوبت تزریق شده پرداخت. مشاهده شد با افزایش این دو پارامتر، توان در حدود ۴ درصد افزایش یافت. قطر بهینه تزریق هم در حدود ۱۰ میکرومتر است. نهایتاً نقشه عملکردی برای محدوده سرج و استال مدل پیشنهادی خود ارائه داد.

عباسی و همکاران [۵]، بر روی شبیه سازی روی یک ردیف پره کمپرسور CC3 از نقطه واماندگی و کارکرد تا خفگی را ارزیابی کردند. تغییرات فشار و سرعت در طول کمپرسور و در دبی‌های بین واماندگی تا خفگی در جهت جریان مورد مطالعه قرار گرفت. نتایج نشان گر این موضوع بود که در دبی واماندگی به دلیل بوجود آمدن گردابه‌های برگشتی بر روی پره کمپرسور و برگشت جریان به داخل، راندمان کاهش پیدا می‌کند. در دبی کارکرد که مقدار راندمان و نسبت فشار به حداکثر خود رسید، بعد از آن نیز با کاهش فشار استاتیک خروجی به دلیل افزایش سرعت در خروج و نزدیک شدن سرعت سیال خروجی به سرعت صوت و خفگی، راندمان و نسبت فشار کاهش پیدا کرد. نهایتاً در دبی خفگی با کاهش فشار استاتیک خروجی، راندمان و نسبت فشار روند نزولی پیدا کرد. این پژوهش به جهت دهی آنالیز عددی پیش رو کمک شایانی برای طراحی در نقاط طراحی کرد.

۱-۲- اهداف پژوهش

هدف در پژوهش حاضر، آن است که در یک کمپرسور CC3 با کمک یک الگوریتم کلاسیک یادگیری ماشین (گرادیان کاهشی) با تغییر در تعداد پره یک اصلاحات هندسی انجام داد. سپس با مطالعه‌ی عددی بررسی کرد که آیا به نتایج این الگوریتم می‌توان استناد کرد یا خیر.

در گام بعدی با بررسی در چند دبی جرمی و یک بازده پلی تروپیک در محدوده عملکردی به یک هندسه بهینه رسید. در ابتدا لازم است مشخصات نمونه اولیه را بیان کرد. در تحلیل مسائل توربوماشین همواره دو چالش عمده تولید هندسه و تحلیل هندسه وجود دارد. برای تولید هندسه بهینه باید با تحلیل‌های پی‌درپی مطابق الگو (شکل ۱۵) عمل کرد تا هندسه مطلوب بدست آید. در واقع کاهش تعداد پره به طور عمده با کاهش فاصله خلاصی، تغییر در موقعیت ریشه و افزایش زاویه برگشت از پشت پره به شکل بهینه جبران شد. سرانجام کمیت‌های دیگر، در صورت تغییر، مقایسه و تحلیل می‌شود. سرانجام پس از طی کردن مراحل بالا، می‌توان اثبات کرد که:

- الگوریتم کلاسیک گرادیان کاهشی، نسبت به الگوریتم‌های پیچیده مثل شبکه عصبی و ژنتیک، همچنان کارآمد می‌باشد. به علاوه چون پیچیدگی‌های الگوریتم‌های پیشرفته را ندارد، سریع تر (نیاز کمتر به دیتا دارد) و کم هزینه تر است.
- به یک ساختار هندسی اصلاح شده دستیابی شده که با کاهش وزن همراه بوده است. طبیعتاً اگر موارد بالا بتواند از فیلتر صحت سنجی عبور کند، به لحاظ اقتصادی نیز به صرفه خواهد بود.

۲- تولید هندسه

برای تولید هندسه استاندارد ابتدا نیاز به اطلاعات نمونه اولیه‌ی CC3 می‌باشد. برای رسم دقیق پروفیل هندسه مورد نظر از گزارش‌های منتشر شده ناسا و برخی مراجع مرتبط استفاده شده است [۱۲-۱۶].

نهایتاً هندسه‌ای با مشخصاتی که در جدول ۱- (الف) ذکر شده ترسیم گردیده است. سپس با سعی و خطا و بهره‌گیری از یک الگوریتم یادگیری ماشین (گرادیان کاهشی) [۱۷]، در تعیین یکی از پارامترها (مثلاً تعداد پره و یا زوایای پره)، در

در نهایت جی لی [۶]، به طور مشابه روی یک پرخوران نتایج این قبیل بهینه سازی را پیاده سازی و بررسی عددی کرد. گری اسکاخ و همکاران [۷]، در پژوهشی آزمایشگاهی به اثر بهبود پایداری در عملکرد بهینه کمپرسور پرداختند. آنها یافتند در بازه تغییراتی ± 8 درجه در زوایای قرارگیری دیفیوزر می‌توان بهبود نسبی در یک کمپرسور بانسبت فشار ۴:۱ شاهد بود.

جیسون بورگیوس و همکاران [۸]، روی طیف وسیعی از مدل‌های توربولانسی برای شبیه سازی جریان در کمپرسور مطالعه کردند. نتایج آنها حکایت از آن دارد که بین مدل‌های توربولانسی موجود، مدل $k-\epsilon SST$ بهینه ترین مدل برای شبیه سازی جریان سیال کمپرسور می‌باشد. نتایج این مدل به سایر مدل‌ها نشان داد که دقت قابل قبولی در شبیه سازی برگشت جریان در نقاط بحرانی دارد. همچنین بررسی آنها روی آبشار انرژی موید ادعای آنها بود.

نتایج آزمایشگاهی که توسط اسکاخ و همکاران [۹]، در آزمایشگاه ارتش ایالات متحده روی کمپرسور CC3 موتور توربوشفت بخصوص صورت گرفت، مشخص شد علاوه بر این که مدل توربولانسی $k-\epsilon$ نسبت به $k-\omega$ برتری دارد و نهایتاً برخی مدل‌های دینامیک سیالاتی برتری ویژه ای در بررسی نقاط عملکردی (از واماندگی تا کارکرد) این کمپرسور دارد.

در ادامه‌ی بررسی به منظور افزایش بهره‌وری کمپرسور، مطالعات ژنگ یوان و همکارانش [۱۰]، در راستای یافتن نقطه‌ی بهینه‌ی عملکرد یک کمپرسور در یک رژیم کاری بخصوص صورت گرفت. یافته‌های آنان نشان داد با کاهش ۷۰ درصدی رینولدز، ۱ درصد نسبت فشار کاهش یافته و رشد لایه مرزی به تاخیر می‌افتد که برای نسبت فشارهای مورد نظر قابل قبول است.

سنگ هان و همکاران [۱۱]، برای یک کمپرسور با سیال عامل بخار یک تابع ترمودینامیکی ساده تعریف کردند. سپس عملیات بهینه سازی تابع هزینه مورد نظر را اعمال کردند. نتایج مطالعات نشان داد بدون در نظر گرفتن محدودیت‌هایی از قبیل واماندگی نمی‌توان به نتیجه‌ی مطلوبی رسید.

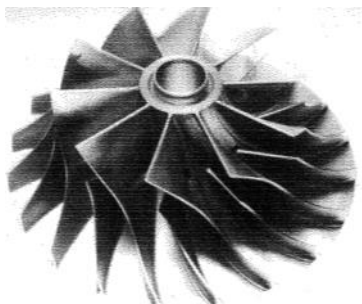
جی لی نیز [۱۲]، با تغییر در نقطه خفگی یک کمپرسور گریز از مرکز، از طریق تغییر در فشار خروجی دیفیوزر به بهبود عملکرد آن کمک کرد.

$$b_{\text{new}} = b_{\text{old}} - \alpha \frac{\partial}{\partial b} J(w, b)$$

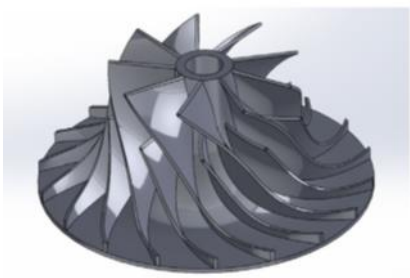
در نتیجه، از کد گرادیان کاهشی فوق خروجی هندسه جدید با کاهش پره گرفته شد. با تحلیل عددی ضمن این پژوهش یافت شد که با کاهش به اندازه‌ی تعداد پره و تصحیح زوایای طراحی پره‌ی یک کمپرسور تک مرحله می توان به فاکتور بهینه طراحی رسید. در ادامه با تحلیل عددی این پژوهش، می توان درستی گزاره‌های زیر را ارزیابی نمود:

۱- درست بودن تخمین این الگوریتم: در این صورت می توان ثابت کرد که این الگوریتم کلاسیک همانند الگوریتم های پیشرفته مثل شبکه عصبی و ژنتیک، برای این مدل کمپرسور عملکرد خوبی دارد.

۲- صحت سنجی مناسب: با توجه به آنچه در پژوهش های مشابه یافت شد، تحلیل عددی به تنهایی صحت سنجی مناسبی برای خروجی های ماشین می باشد. هرچند در ادامه این پژوهش نتایج عددی این مطالعات هم با منابع معتبر، راستی آزمایی خواهد شد.



شکل ۱- نمونه اصلی CC3



شکل ۲- هندسه طراحی شده برای مطالعه

نتیجه به جدول ۱- (ب) به عنوان مدل بهینه ترسیم شد. نکته ای که باید توجه گردد این است که علاوه بر روش فوق، برای کاهش منابع خطای هندسی، با استفاده از نرم افزار CFTURBO هم این هندسه استخراج شد. نهایتاً هندسه نهایی شده به قسمت توربوماشین نرم افزار انسیس توربوماشینری فراخوانی شد.

۱-۲- الگوریتم گرادیان کاهشی

تعداد این پره با لحاظ محدودیت عملکردی از جمله دور طراحی که در جدول ۲ ذکر شده، اعمال شده است. از طرفی برخی پارامترها به عنوان محدودیت لحاظ شده است. در این پژوهش زوایای پره، موقعیت پای پره و تعداد پره به عنوان سه متغیر (X_1 و X_2 و X_3) در نظر گرفته شد [۱۷ و ۱۸]. نسبت فشار و بازده پلی تروپیک هر کدام یکبار به عنوان محدودیت برای الگوریتم گرادیان کاهشی (یادگیری ماشین) در نظر گرفته شد. نقاطی که پدیده‌های سرج و استال در یک دور یا بازده مشخص رخ می دهد هم به عنوان قید (b) لحاظ شد (رابطه ۱-۳).

$$f_{\vec{w}_i, b}(\vec{x}) = \vec{w}_1^T \cdot \vec{x}_1 + b \quad (1)$$

$$\vec{w} = \begin{bmatrix} w_1 \\ w_2 \\ \vdots \\ w_n \end{bmatrix} \quad \vec{x} = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_n \end{bmatrix}$$

برای تابع هزینه (نسبت فشار و بازده پلی تروپیک) داریم:

$$J(w, b) = \frac{1}{2m} \sum_{i=1}^m (f_{\vec{w}_i, b}(\vec{x}) - y)^2 \quad (2)$$

که هدف از تابع هزینه، در واقع به حداقل رساندن بین داده های اصلی (Y) و داده های پیش بینی کننده محاسبه شده ی ماشین ($f_{\vec{w}_i, b}(\vec{x})$) است. دلیل استفاده از فضای رگرسیونی، داده های پیوسته برای مقدار زاویه و تعداد پره و رژیم زیر صوتی می باشد.

برای ترم تولید پارامتر های بهینه، جهت اطلاع دهی اولیه به ماشین داریم:

$$w_{\text{new}} = w_{\text{old}} - \alpha \frac{\partial}{\partial w} J(w, b) \quad (3)$$

ذکر است که این معادلات در تنظیمات حلگر با روش عددی المان محدود (شبکه‌ی ۴ وجهی) استفاده شده است [۲۰ و ۲۱]. برای معادله پیوستگی و مومنوم هر سیال کاری، به ترتیب روابط زیر برقرار می‌باشد (فرم بقایی):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v) = 0 \quad (4)$$

$$\frac{\partial \rho u_j}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial}{\partial x_j} (2S_{ij} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij}) \quad (5)$$

معادله انرژی استفاده شده نیز به قرار زیر است:

$$dH = dE + d(PV) = C_p dT \quad (6)$$

برای یک سیال ایده آل تراکم پذیر که در رژیم $M > 0.3$ کارمی کند و برای هرگام مکانی روابط زیر برقرار است:

$$\frac{P_t}{P} = (1 - \eta_s \frac{\gamma - 1}{2} M^2)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (7)$$

$$\frac{T_t}{T} = (1 - \eta_s \frac{\gamma - 1}{2} M^2) \quad (8)$$

هم‌چنین برای محاسبه سرعت و عدد ماخ سیال برای خط جریان در هرگام مکانی، روابط زیر مورد ارزیابی قرار گرفته است:

$$M = \frac{v}{a} \quad (9)$$

$$a = \sqrt{\gamma RT} \quad (10)$$

هم‌چنین برای محاسبه آنتروپی از معادله زیر استفاده شده:

$$Tds = du + Pdv \quad (11)$$

وبه صورت ساده شده:

$$\begin{aligned} du &= c_v dT \\ \therefore ds &= \frac{1}{T} (c_v dT + Pdv) \end{aligned} \quad (12)$$

جدول ۱- (الف) مدل اولیه (استاندارد) کمپرسور CC3

(ب) مدل بهینه شده ی کمپرسور CC3

(الف)

۴	نسبت فشار
۰/۴۵ Kg/s	دبی جرمی
۳۰	تعداد کل پرها
۵۰ Deg.	زاویه برگشت پرده
۰/۱۵ mm	خلاصی لبه پره در ورود
۰/۲۰ mm	خلاصی لبه پره در خروج
۶۴mm	ارتفاع پره در ورودی
۱۷mm	ارتفاع پره در خروجی
۱۰۵ mm	شعاع نوک پیشانی
Cut off	شرط نوک پره
k-e sst	مدل توربولانسی
۴۲۲۲۶۳	تعداد مش

(ب)

۳/۸۱	نسبت فشار
۰/۹۱ Kg/s	دبی جرمی
۲۶	تعداد کل پرها
۶۴/۳ Deg.	زاویه پیچش برگشت پرده
۰/۱۱ mm	خلاصی لبه پره در ورود
۰/۱۶۳mm	خلاصی لبه پره در خروج
۶۴mm	ارتفاع پره در ورودی
۱۷mm	ارتفاع پره در خروجی
۱۰۵ mm	شعاع نوک پیشانی
Elips	شرط نوک پره
k-e sst	مدل توربولانسی
۴۵۰۲۳۸	تعداد مش

۳- معادلات حاکم

همانطور که ملاحظه شد، در این پژوهش از معادلات پیوستگی، مومنوم و انرژی (۴-۶) استفاده شده است. هم‌چنین برای یک سیال تراکم پذیر از رابطه (۷ و ۸) استفاده شد. پیش نیاز این روابط، روابط ابتدایی مثلث سرعت (۲۰-۱۶) می‌باشد. لازم به

برای دبی جرمی عبوری از سطح A:

$$\dot{m} = \rho_0 A a_{01} \left(\frac{T}{T_{01}}\right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (13)$$

در توربوماشین‌ها برای ارزیابی تولید توان و راندمان ترمودینامیکی [۲۱] نیز از روابط پر کاربرد زیر استفاده می‌گردد:

$$\dot{W}_C = \tau_A \Omega = \dot{m} (U_2 C_{\theta 2} - U_1 C_{\theta 1}) \quad (14)$$

$$\eta_c = \frac{(h_{2s} - h_1)}{(h_2 - h_1)} \quad (15)$$

در ادامه لازم به ذکر است که در هریک از پره‌های کمپرسور به صورت یک مثلث سرعت تحلیل می‌گردد. در مثلث (شکل ۳) سرعت پژوهش حاضر رابطه زیر مورد استفاده قرار گرفته است:

$$C = \sqrt{C_x^2 + C_r^2 + C_\theta^2} = \sqrt{C_m^2 + C_\theta^2} \quad (16)$$

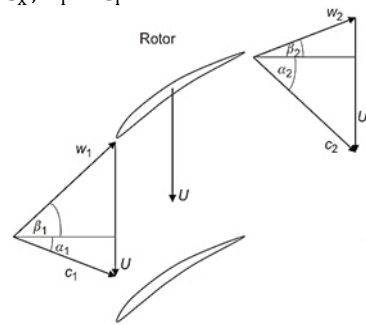
$$C_m = \sqrt{C_x^2 + C_r^2} \quad (17)$$

برای زوایای ورودی سیال معادلات حاکم به قرار زیر است:

$$\alpha = \tan^{-1}\left(\frac{C_\theta}{C_m}\right) \quad (18)$$

$$\beta = \tan^{-1}\left(\frac{W_\theta}{W_m}\right) \quad (19)$$

$$W_\theta = C_m - U, \quad W_x = C_x, W_r = C_r \quad (20)$$



شکل ۳- شماتیک مثلث سرعت برای ردیف پره

همانطور که ذکر شد، مدل توربولانسی مورد استفاده [۲۲] در این پژوهش $k - \epsilon$ است. دلیل استفاده از این مدل طبق بررسی‌های پیشین دقت قابل قبول در مدل سازی مناسب

برگشت جریان است. از طرفی طبق آبشار انرژی شبیه‌سازی مناسب گردابه‌ها می‌باشد [۸ و ۹]. نهایتاً هم به لحاظ هزینه محاسبات و هم زمان همگرایی به پاسخ صحیح مناسب تر است. رابطه مدل بر اساس انرژی جنبشی گردابه به قرار زیر می‌باشد:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \tilde{P}_k + D_k \quad (19)$$

رابطه آشفتگی بر اساس فرکانس ریز گردابه‌ها:

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j \omega)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \tilde{P}_\omega + D_\omega + (1 - F_1) \frac{\rho \omega_2}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (20)$$

همچنین برای محاسبه ضرایب، روابط زیر حاکم است:

$$(21)$$

$$F_1 = \begin{cases} 0; & \text{برای هسته جریان} \\ 1; & \text{برای نزدیک دیواره} \end{cases}$$

$$\tilde{P}_k = \min(P_k, 10\rho\beta^*k\omega) \quad (22)$$

$$P_k = \mu_t S^2$$

$$S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}$$

$$P_k = \alpha\rho S^2$$

$$\alpha = \alpha_1 + F_1 + \alpha_2(1 - F_1)$$

$$D_k = -\rho\beta^*k\omega$$

$$D_\omega = -\rho\beta\omega^2$$

$$\mu_t = \frac{\rho\alpha_1 k}{\max(\alpha_1\omega, SF_2)}$$

$$F_2 = \tanh\left(\max\left(2\frac{\sqrt{k}}{\beta^*\omega d}, \frac{500\nu}{d^2\omega}\right)\right)^2$$

ضرایب ثابت این روابط عبارتند از:

$$\beta^* = 0.09, \beta_1 = \frac{3}{40}, \beta_2 = 0.0828, \alpha_1 = \frac{5}{9}, \alpha_2 = 0.44 \quad (23)$$

از طرفی تغییرات پارامتر مینا (مثل در این پژوهش بازده پلی تروپیک، که نمودار استقلال شبکه آن آورده شده) تعیین می‌کند. یعنی تا هرکجا که تغییرات پارامتر مورد نظر برای روش عددی و مدل توربولانسی قابلیت تشخیص تغییر وجود داشته باشد کوچکتر خواهد شد، تاجایی که حلگر به کمک روش عددی تشخیص دهد نیاز به متراکم کردن مش نیست.

۵- شرایط مرزی

برای بسته شدن معادلات میدان حل و حل معادلات مربوطه لازم است شرایط مرزی تعیین شود که در جدول ۲، شرایط مرزی مورد نیاز حلگر آورده شده است:

جدول ۲- شرایط مرزی مورد استفاده در حل

$> 1\%$	شدت توربولانس
12000 Rpm	سرعت طراحی
FIREST ELEMENT	روش تحلیل
Pressure Ratio (3.8:1)	نوع شرط مرزی
1 Atm	فشار سیال در ورود
.	فشار دستگاه مرجع
298.15K	دمای سیال در ورود
$\sim 10^{-6}$	رینولدز ورودی
Sub Sonic	رژیم سیال

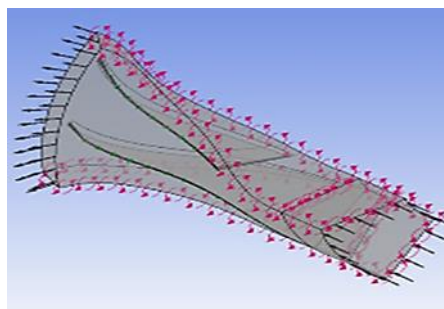
۶- استقلال از شبکه

در هر مطالعه‌ی عددی لازم است قبل از هرگونه اعتبارسنجی عددی یا تجربی مربوط به آن پژوهش، از همگرایی نتایج مطمئن شد. در این صورت ضمن اتکا به نتایج تولید شده بتوان به عنوان یک سند معتبر علمی از آن استفاده کرد.

در این راستا، برای این کار باید یکی از پارامترهای مورد ارزیابی را در نظر گرفت. در این پژوهش بازده پلی تروپیک به عنوان متغیر موردنظر منظور شده است. در نهایت با تولید مش‌های مختلف، همگرایی پاسخ مربوطه را ارزیابی کرد. در ادامه در راستای همین گزاره این تکنیک علمی به کار بسته شده تا ضمن تولید پاسخ مطمئن به پاسخ قابل اتکایی بتوان رسید.

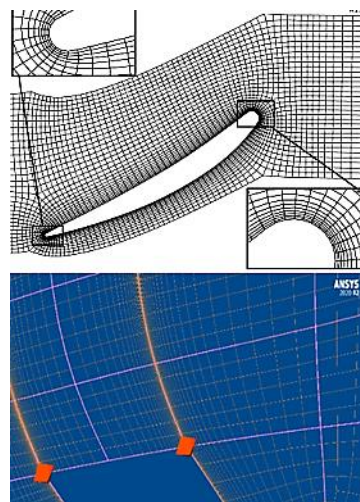
۴- تولید شبکه

در این مرحله لازم است تا با ابزار TURBO GRID عملیات مش زدن صورت گیرد. در هندسه جدید لبه حمله به جای حالت CUT OFF از ELIPS استفاده شده است. به همین صورت از برگشت جریان با کاهش تعداد پره جلوگیری می‌شود. از طرفی خفگی جریان در حالت بهینه تری نسبت به حالت اولیه حاصل شد. در ادامه در شکل ۱ قید گذاری جریان برای ورود و خروج جریان مشخص شده است [۱۹].



شکل ۴- تعریف قیود ورودی و خروجی جریان

در ادامه مش تولید شده توسط TURBO GRID در شکل ۵ مشاهده می‌گردد:

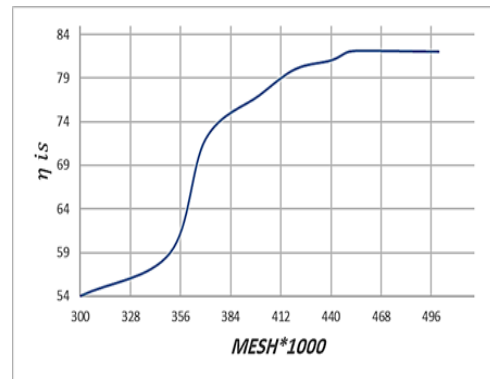


شکل ۵- کیفیت مش در پره و گوشه‌ها

معیار انتخاب شبکه چهار وجهی، به پیچیدگی هندسه که خود این مورد به ایجاد جریان‌های برگشتی و گوشه‌ها بستگی دارد.

افزایش راندمان در حدود ۲/۷۶ درصد (با تغییر در نسبت آنتالپی).

این نمونه نسبت به نمونه مشابه کاهش آنتروپی قابل توجهی دارد (حدوداً ۷/۳ درصد) که [۲۶] این مورد نیز از جهت افزایش قابلیت کاردهی و کاهش آگزرژی به منظور افزایش بهره‌وری و مصرف انرژی این کمپرسور بسیار حائز اهمیت است [۲۷]. در مورد عدد ماخ هم ذکر این نکته لازم است که ماخ نوک پره تا ۱/۲ در خروجی در حال افزایش است. اما ماخ خود سیال طبق انتظاراتی که وجود داشت در خروج کاهش می‌شد. در ادامه در شکل ۷ نمودارهای خروجی تحلیل فوق نمایش داده شده است:

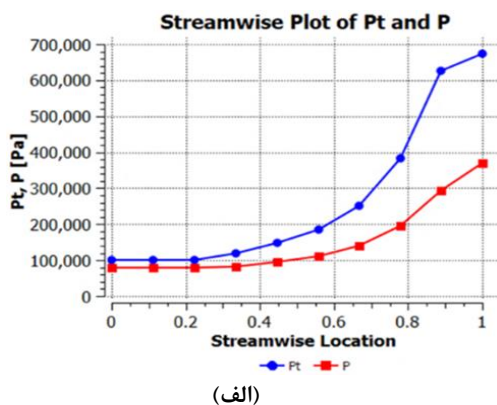


شکل ۶- مش تولید شده در ناحیه مستقل از شبکه

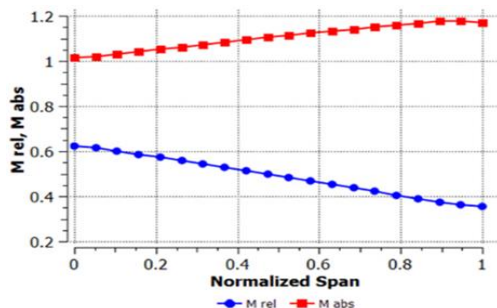
۷- تحلیل فیزیکی نتایج

در این پژوهش مشاهده شد، با کاهش تعداد پره (جدول ۱) و تغییراندکی در موقعیت پایه، همچنین تغییر در زاویه برگشت پره و کاهش دبی خلاصی از بالای پره، افت نسبت فشاری در حدود ۰.۵٪ (شکل ۷-الف) به وجود آمد. این تغییر هندسی بر پارامترهای عملکردی اثر مطلوب داشت. در نتیجه موجب شد تا این افت ناچیز به نظر برسد. دبی سیال عبوری (افزایش جرم در واحد زمان) نسبت به نمونه اولیه افزایش حدود ۲۱/۲ درصد داشت. این امر باعث شد تا کمپرسور افزایش محدوده‌ی خفگی در دور طراحی (شکل ۱۳) را تجربه کند. نکته دیگر این که، چنانچه تعداد پره بیش از این مورد کاهش می‌یافت (شکل ۱۲)، کاهش چشم‌گیری در توان کمپرسور بوجود می‌آمد [۱۰]. جبران این مورد، مستلزم تغییر چشم‌گیری در هندسه استاندارد محاسباتی و حجم محاسبات بوجود می‌آمد. افزایش بار محاسبات به دلیل تغییر در هندسه موقعیت پایه و نوک و همچنین تغییر مدل توربولانسی به مدل‌های پرهزینه‌تر به وجود می‌آمد.

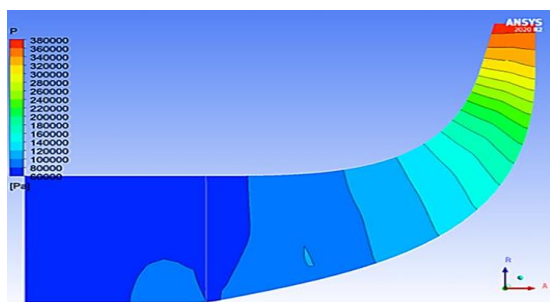
نکته دیگر این که افزایش تعداد پره هم نیز موجب استال زود هنگام در دورهای طراحی می‌شد که بررسی بیشتر و دقیق‌تری در این حوزه لازم است [۱۴]. از آنجایی که کاهش وزن سازه هم دنبال می‌شود، هر پره بسته به جنس چیزی بین ۲/۵ تا ۶/۴ درصد وزنی کمپرسور را تشکیل می‌دهد [۱۴ و ۲۰ و ۲۴]. ضمناً این کمپرسورها در بالگردهای تجاری لایکامینگ (سری سی اچ) استفاده می‌شوند [۲۵]. از طرفی چون سیال تماس کمتری با سازه دارد، طبق مشاهدات دمای سیال در خروجی کمتر شد. این امر دو نتیجه دارد: یکی افزایش عمر بارگذاری حرارتی (شکل ۱۰) و دیگری



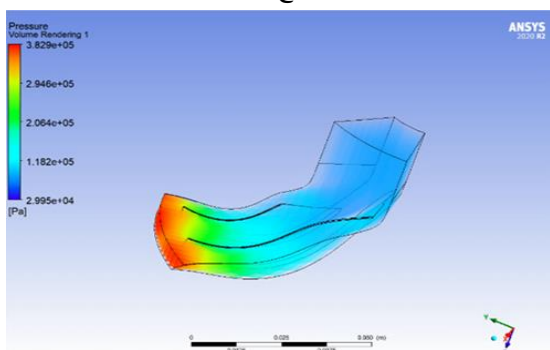
(الف)



(ب)



(ج)



(د)

شکل ۸- کانتورهای خروجی مورد مطالعه

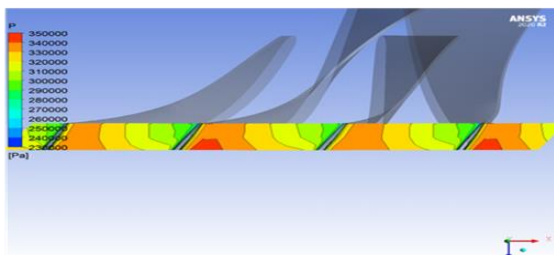
توزیع سرعت (الف) نصف‌النهاری،

(ب) پره به پره سه بعدی،

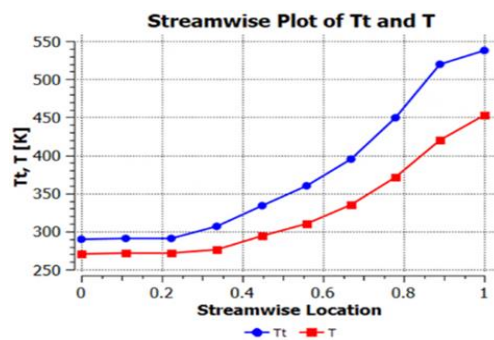
(ج) فشار نصف‌النهاری،

(د) توزیع فشار در نقاط طراحی سه بعدی

همان‌طور که در شکل ۸ ملاحظه می‌گردد، مقادیر مربوط به نمودار شکل ۷، آورده شده که حکایت از دقت در کانتورهای بالا دارد. همان‌طور که مشاهده می‌گردد نتایج عددی بادقت قابل قبولی برای این کمپرسور شعاعی محاسبه شده است. با توجه به مادن صوتی بودن جریان ملاحظه می‌گردد که با حرکت به سمت خروجی با افزایش فشار، سرعت سیال نیز کاهش می‌یابد.



(الف)

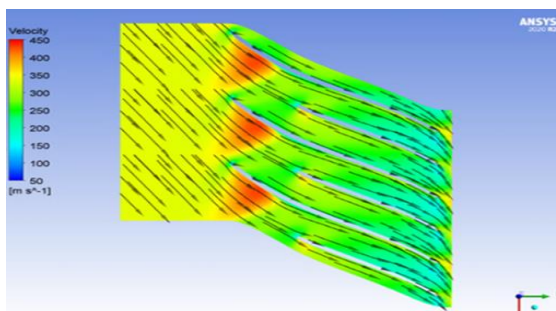


(ج)

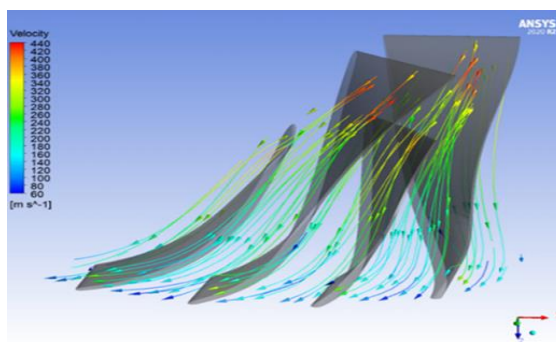
شکل ۷- پارامترهای مورد مطالعه مورد نظر؛

(الف) فشار، (ب) دما، (ج) عدد ماخ

همان‌طور که در شکل ۷- (الف) دیده شد، مقدار فشار استاتیک را برای جریان در خروج محاسبه شد که مقدار ۳,۸ بدست آمد (جدول ۱- (ب)). در نتیجه مقدار دمای استاتیک جریان را هم محاسبه شد (شکل (ب)). مقدار سرعت درخروجی را با ماخ نسبی (شکل ۷- (ب)) نشان داده شده است.



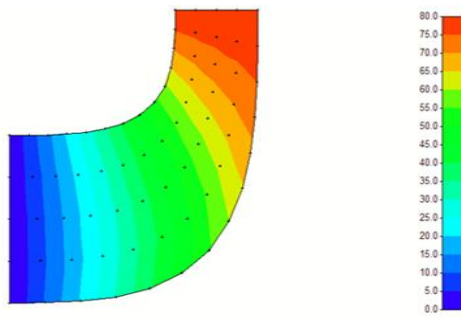
(الف)



(ب)

شکل ۱۰- کانتور (الف) تنش وارد بر دیواره‌ها، (ب) فشار از نمای کلی کمپرسور

در شکل ۹، پارامترهای سرعت، فشار و آنتروپی از نمای دیگر محاسبه شده است. در شکل ۱۰ هم مقادیر تنش و فشار به نمایش گذاشته شده است. مقدار بیشینه در این کانتورها ارزیابی شده است. در ادامه به میزان پراکندگی زاویه پره و نقطه‌ای که کمپرسور در آن طراحی شده است پرداخته شده (شکل ۱۱). این دیاگرام معرف خط طراحی هم می‌باشد.



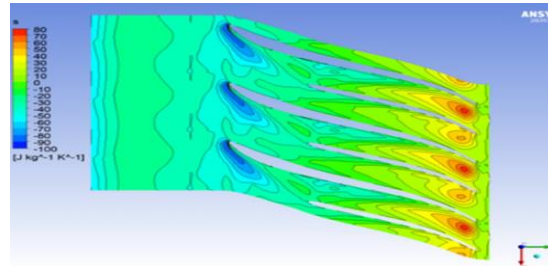
(الف)



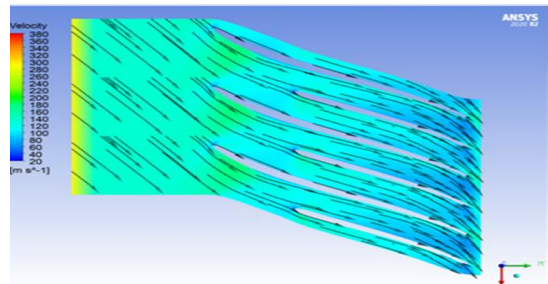
(ب)

شکل ۱۱- (الف) توزیع ضخامت پره توسعه یافته، (ب) ناحیه ایمن از نظر بازده ایزنتروپی

همانطور که گفته شده طبق تخمین ماشین، بهینه ترین حالت حذف پره ۴۰ عدد است. برای اثبات این ادعا یک بار دیگر تعداد پره با یک عدد کاهش منتهی به نتیجه زیر شد:



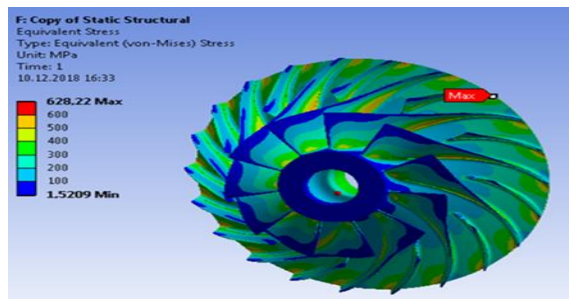
(ب)



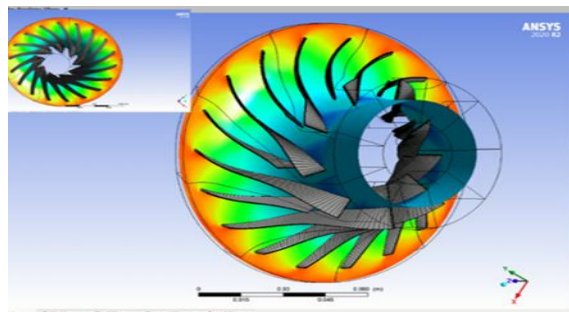
(ج)

شکل ۹- کانتورهای (الف) فشار (ب) آنتروپی، (ج) سرعت در span90%

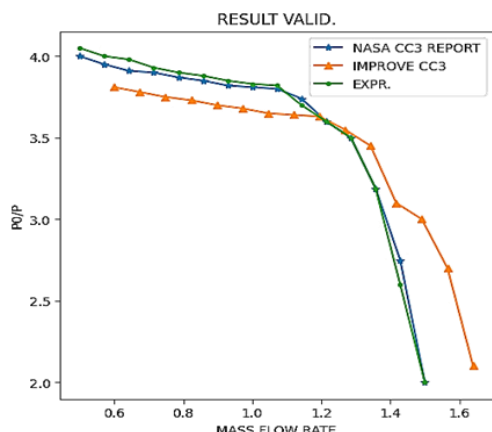
همانطور که در شکل ۹ دیده می‌شود توزیع آنتروپی در خروجی با افزایش فشار، یک افزایش نامحسوس دارد.



(الف)



(ب)

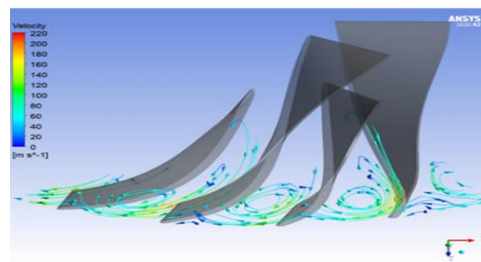


شکل ۱۳- نتایج صحت سنجی

۹- جمع بندی

در این پژوهش مشاهده شد، با کاهش عددی تعداد پره، همچنین تغییر در زاویه برگشت پره، افت نسبت فشاری در حدود ۵٪ وجود داشت (اثر نامطلوب). اما این تغییر هندسی بر پارامترهای عملکردی اثر مطلوب داشت.

در نتیجه موجب شد تا این افت ناچیز به نظر برسد. دبی سیال عبوری (افزایش جرم در واحد زمان) نسبت به نمونه اولیه افزایش حدود ۲۱/۲ درصد داشت. این امر باعث افزایش محدوده‌ی خفگی در دور طراحی شد. نکته دیگر این که، چنانچه تعداد پره بیش از این مورد کاهش می‌یافت، دیگر راهی برای جبران پدیده‌های سرج و استال وجود نداشت. از طرفی افزایش تعداد پره هم نیز موجب استال زود هنگام در دورهای طراحی می‌شد که بررسی بیشتر و دقیق‌تری در این حوزه لازم است [۱۴]. از آنجایی که کاهش وزن سازه را دنبال کرد (اثر مطلوب)، هر پره چیزی بین ۲/۵ تا ۶/۴ درصد وزنی، کمپرسور را تشکیل می‌دهد [۱۴ و ۲۰ و ۲۴]. در نتیجه موجب کاهش ۱۰ درصدی وزن کمپرسور می‌گردد. از طرفی چون سیال تماس کمتری با سازه دارد، طبق مشاهدات دمای سیال در خروجی کمتر شد. این امر دو نتیجه دارد: یکی افزایش عمر بارگذاری حرارتی و دیگری افزایش راندمان (با تغییر در نسبت آنتالپی). این نمونه نسبت به نمونه مشابه کاهش آنتروپی قابل توجهی دارد (حدوداً ۷ درصد) که این مورد نیز از جهت افزایش قابلیت کاردهی و کاهش آگزورژی حائز اهمیت است (به جهت افزایش بهره‌وری و مصرف انرژی). در مورد عدد ماخ هم ذکر این نکته لازم است که ماخ نوک پره تا ۱/۲ در خروجی



شکل ۱۲- ایجاد ناپایداری و چرخش برای نقطه خارج طراحی کانتور سرعت

شکل ۱۲ نشان می‌دهد که سرعت در ناحیه‌ی خروجی ایجاد یک جریان چرخشی می‌نماید. این جریان چرخشی با تغییر در یکی از پارامترهای فیزیکی مثل دور کاری موجب ناپایداری در رژیم کاری و نقطه عملکرد کمپرسور می‌شود.

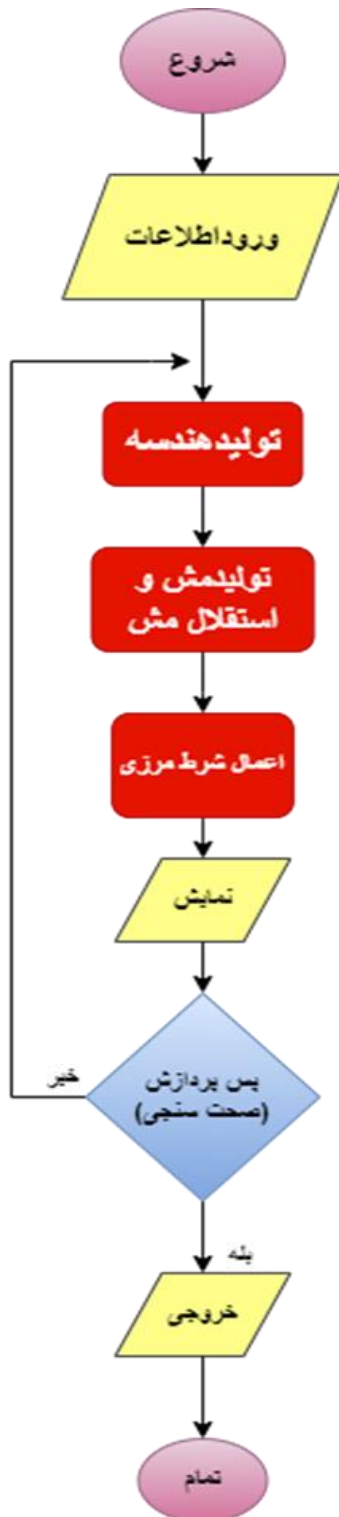
۸- صحت سنجی

در تحلیل عددی به نتایج مستخرج عددی به تنهایی نمی‌توان اکتفا کرد و باید صحت سنجی انجام داد.

هرچند در پژوهش‌هایی که مربوط به حوزه یادگیری ماشین می‌باشد، تنها با انجام کار عددی به صحت سنجی مورد نظر می‌توان رسید [۲]. با این حال در ادامه با یک کمپرسور مشابه این نتایج مجدد مورد ارزیابی قرار می‌گیرد.

این کمپرسور بهبود یافته با نقشه عملکردی استاندارد خود که طبق گزارش ناسا انتشار یافته مطابقت خوبی در محدوده کاری دارد. این کار مجدد یک بار هم با یک تست تجربی که توسط اسکاخ انتشار یافته است، صحت سنجی شده است که نتایج آن در شکل ۱۳ آورده شده است [۱۴ و ۲۷].

همان‌طور که دیده می‌شود بین محدوده‌ی سرج و استال با بازده پلی تروپیک ثابت دارای نسبت فشار مشابه [۲۷] با کمپرسور این پژوهش می‌باشد (شکل ۱۳). از طرفی با توجه به بهینه شدن این کمپرسور با الگوریتم یادگیری ماشین و بازطراحی این کمپرسور، در تحلیل عددی دیده شد که این کمپرسور در محدوده عملکرد مورد نظر (مطابق شکل ۱۳)، در نقاط طراحی، عملکرد خوبی در نسبت فشار و بازده مربوطه دارد.

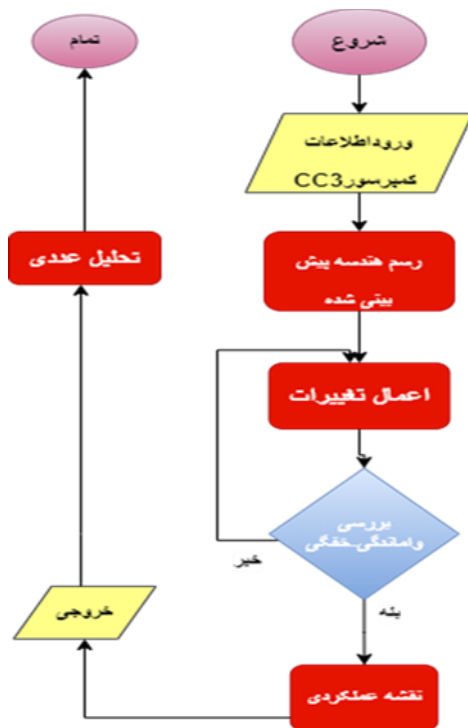


شکل ۱۵- خلاصه‌ی تحلیل عددی

در حال افزایش است. اما ماخ خود سیال طبق انتظاراتی که وجود داشت در خروج کاهش شد.

برای پژوهش آینده می‌توان:

- ۱- الگوریتم‌های ژنتیک، شبکه عصبی و درخت تصمیم‌گیر روی این کمپرسور موقعیت بهینه در تویی را توسعه داد. با این تکنیک تغییر در سایر پارامترها را هم می‌توان امکان سنجی کرد. هم‌چنین می‌توان تاثیر این تغییر بر راندمان کلی یک موتور را استخراج کرد.
 - ۲- اثر تزریق رطوبت و اندازه قطرات را در راندمان کلی این کمپرسور بررسی کرد.
 - ۳- این پژوهش را مجدد با مدل‌های توربولانسی نظیر LES مجدداً تکرار کرد.
 - ۴- اثر تزریق پلاسما بر روی لایه مرزی بررسی کرد.
 - ۵- اثر میدان مغناطیسی بر دبی خفگی را در دوره‌های مختلف طراحی بررسی کرد.
- در آخر خلاصه‌ی پژوهش حاضر در فلوچارت‌های زیر (شکل ۱۳ و ۱۴) خلاصه شده:



شکل ۱۴- خلاصه‌ی تولید هندسه

۱۰- علائم اختصاری

در ادامه به برخی از علائم اختصاری که در روابط از آن‌ها استفاده شده اشاره شده است:

C_θ	سرعت نسبی مماسی پره، m/s		
C_x	سرعت نسبی جهت x پره، m/s		
U	سرعت مطلق پره، m/s		
P	فشار، Pa		
v	بردار سرعت، m/s		
u	مولفه سرعت در جهت x، N/m^2	α	زاویه نسبی پره با افق، degree
C_m	سرعت نسبی میانی پره، m/s	β	زاویه نسبی سیال با افق، degree
C_r	سرعت نسبی شعاعی پره، m/s	η_c	بازده کمپرسور، درصد
E	انرژی درونی، J	τ_A	گشتاور، N. M
T	دما، K	Ω	سرعت زاویه ای، rad/s
C_p	ظرفیت گرمای ویژه در فشار ثابت، J/kg. K	μ_t	لزجت توربولانسی، Pa s
P_t	فشار کل (سکون)، Pa	ω	فرکانس جریان، 1/s
T_t	دمای کل (سکون)، K	α	نرخ همگرایی
M	عددماخ	β^*	ضریب اغتشاش
a	سرعت صوت، m/s^2	ρ	چگالی، kg/m^3
C_v	ظرفیت گرمای ویژه در حجم ثابت، J/kg. K	δ_{ij}	دلتای کرونکر
F	تابع ترکیب		زیر نویس‌ها
d	فاصله تانزدیک ترین دیواره، mm	θ	جهت زاویه ای
k	انرژی جنبشی، J	x	جهت محور افق
S_{ij}	تانسور نرخ کرنش	m	مقدار میانگین
S	بزرگی نرخ کرنش	r	جهت شعاعی
D	فرکانس جریان ادی (m^3/s^2)	P	فشار ثابت
w	ضریب اطلاعات	t	کل
b	عرض از مبدا	V	حجم ثابت
		ij	راستای افق و عمود
		c	کمپرسور
		t	توربولانسی

۱۱- مراجع

- [12] Li, Jie & Yin, Yuting & Li, Shuqi & Zhang, Jizhong. (2013). Numerical simulation investigation on centrifugal compressor performance of turbocharger. *J. Mech. Sci. Tech.* 27. 10.1007/s12206-013-0405-3.
- [13] Larosiliere, L., Skoch, G., Prahst, P., Larosiliere, L., Skoch, G., & Prahst, P. (1997, July). Aerodynamic synthesis of a centrifugal impeller using CFD and measurements. In 33rd Joint Propulsion Conference and Exhibit (p. 2878).
- [14] Skoch, G. J. (2003). Experimental investigation of centrifugal compressor stabilization techniques. *J. Turbomach.*, 125(4), 704-713.
- [15] Skoch, G. J. (2005). Experimental investigation of Diffuser hub injection to improve centrifugal compressor stability. *J. Turbomach.*, 127(1), 107-117.
- [16] Ni, R. H., & Fan, G. (2009). CFD Simulation of a High-Speed Centrifugal Compressor Using Code Leo and Code Wand. Aerodynamic Solutions, Inc., Pleasanton, CA, Technical Report
- [17] Di Song, Junxian Shen, Tianchi Ma, Feiyun Xu. (2023), Multi-objective acoustic sensor placement optimization for crack detection of compressor blade based on reinforcement learning, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Volume 197, 110350, ISSN 0888-3270.
- [18] Python Scikit learn lib., <https://scikit-learn.org/stable>
- [19] Ansys(2020) version R2, Turbomachinery module.
- [20] Principles of Turbomachinery; Seppo A. Korpela, 2nd Edition.
- [21] Yunus A Cengel, Michael A Boles, Thermodynamics An Engineering Approach edition 8.
- [22] Mohebbi, Ali & Mirzaei, Maryam. (2017). Turbulent Flows by Stephen B. Pope translated to Persian (Farsi)
- [24] Skoch, G. J., Prahst, P. S., Wernet, M. P., Wood, J. R., Strazisar, A. J. (1997, March). Laser Anemometer measurements of the flow field in a 4:1 pressure ratio centrifugal impeller. In ASME 1997 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition. American Society of Mechanical Engineers Digital Collection.
- [25] CH47, lycoming <https://www.chinookhelicopter.com/Publications/Publications.html>
- [26] Doustmohammadi, Ali & Hajilouy Benisi, Ali & Mojaddam, Mohammad. (2013), Experimental and Numerical Investigation of Losses in Centrifugal Compressor Components. Proceedings of the ASME Turbo Expo. 6. 10.1115/GT2013-95500.
- [27] J. Skoch Propulsion Directorate U. S. Army Aviation Research and Technology Activity-A VSCOM Lewis Research Center Cleveland, Ohio and etc. (1987), Performance of Two 10-lb/sec Centrifugal Compressors With Different Blade and Shroud Thicknesses Operating Over a Range of Reynolds Numbers. NASA Technical Memorandum 100 1 15 AIAA-87- I745REPORT Gary.
- [1] Andrea Meroni, Benjamin Zühlsdorf, Brian Elmegaard, Fredrik Haglind (2018), Design of centrifugal compressors for heat pump systems, *Applied Energy*, Volume 232.
- [2] Tang, Q., Wu, H., Li, J. et al. (2022), Performance optimization of Centrifugal Compressors Based on Throughflow Model. *Arab J Sci Eng* 47, 16439–16450.
- [۳] رخشان، رضوان ومددی، علی وبرومند، مسعود (۱۴۰۱)، شبیه سازی و مقیاس کردن کمپرسور گریز از مرکز توربوشارژر یک موتور احتراق داخلی رقیق سوز با روش بازطراحی یک بعدی و سه بعدی و ایجاد اصلاحات هندسی در پروانه. مجله تحقیقات موتور، تهران.
- [4] Jianting Sun, Zhitao Zuo, Qi Liang, Xuehui Zhang, Huan Guo, Haisheng Chen. (2022), Theoretical and experimental study on effects of wet compression on centrifugal compressor performance, *Applied Thermal Engineering*, Volume 212.
- [۵] عباسی، ثارالله و بغدادی محمد (۱۴۰۰)، بررسی عملکرد کمپرسور گریز از مرکز در نقاط واماندگی، کارکرد و خفگی. بیست و نهمین همایش سالانه بین المللی انجمن مهندسان مکانیک ایران و هشتمین همایش صنعت نیروگاه های حرارتی، تهران.
- [6] Li, J., Yin, Y., Li, S. et al. (2013), Numerical simulation investigation on centrifugal compressor performance of turbocharger. *J Mech Sci Technol* 27, 1597–1601.
- [7] Skoch, G. J. (2003). Experimental investigation of centrifugal compressor stabilization techniques. *J.*, 125(9), 704-715.
- [8] Assessment of turbulence model predictions for an aero-engine centrifugal compressor. *J. Turbomachinery*, 133(1).
- [9] Kulkarni, S., Beach, T. A., & Skoch, G. J. (2013). Computational study of the CC3 impeller and vaneless diffuser experiment. In 49th AIAA/ASME/SAE Joint Propulsion Conference (p. 3631).
- [10] Lin, Yun & Gan, Bin Lin & Zhuge, Weilin & Zhang, Yangjun. (2013). Effects of Reynolds number on the performance of a high pressure-ratio turbocharger compressor. *Science China Technological Sciences*. 56. 10.1007/s11431-013-5213-6.
- [11] Kang, Seung-Hwan & Ryu, Changkook & Ko, Han. (2016). Analysis of performance for centrifugal steam compressor. *J. Mech. Sci. Tech.* 30. 5521-5527. 10.1007/s12206-016-1120-7.