

بازطراحی مسیر گاز پروانه‌های یک کمپرسور فرآیندی شعاعی دو ردیفه

کاوه قربانیان

استاد دانشگاه صنعتی شریف
Ghorbanian@sharif.edu

صبا محمدی ینگجه

کارشناسی ارشد دانشگاه صنعتی شریف
Saba_mohammadi85@yahoo.com

چکیده

کمپرسورهای شعاعی، با گذشت زمان و به دلیل افزایش طول عمر، تغییر شرایط فرآیندی (فشار، دما و مشخصات گاز) از نقطه طراحی و کاری خود خارج و در نهایت با بازده نسبتاً پایین ادامه به کار خواهند کرد. از آنجا که، کمپرسورهای شعاعی می‌بایستی توانایی عملکرد در بازه‌ی وسیعتری را داشته باشند، یکی از راه کارهای متداول ولی پیچیده و چالش برانگیز، بازطراحی مسیر آیرودینامیک گاز در پروانه‌ها است که می‌تواند موجب افزایش نسبت فشار و بازده شود. در این پژوهش بازطراحی یک کمپرسور دو ردیفه، که اطلاعات هندسه و عملیاتی آن موجود می‌باشد، جهت بهینه سازی نسبت فشار و بازده کمپرسور به صورت عددی انجام شده است همچنین جهت اعتبارسنجی، از داده‌های تجربی عملکردی موجود برای کمپرسور در شرایط نقطه طراحی استفاده شده است. نتایج بهینه‌سازی پروانه اول، افزایش ۷٪ برای نسبت فشار و ۲,۲۱٪ برای بازده پلی‌تروپیک در شرایط ورودی نقطه طراحی شعاعی موجود، نشان می‌دهد. همچنین این مقادیر برای پروانه دوم، میزان ۱۵,۲٪ برای نسبت فشار و ۶,۵۵٪ برای بازده پلی‌تروپیک به دست آمد. با توجه به نتایج حاصل شده، روش بهینه‌سازی حاضر، روشی کارآمد و به صرفه از لحاظ زمان و هزینه می‌باشد که قابل تعمیم به موارد بهینه‌سازی کمپرسورهای شعاعی دیگر است.

کلمات کلیدی: کمپرسور شعاعی، بهینه‌سازی، نسبت فشار، بازده پلی‌تروپیک

فهرست علائم

imp	پروانه
P	فشار
T	دما
t-t	کل به کل
علائم یونانی	
η	بازده
ρ	چگالی
γ	نرخ انتقال حرارت
Π	نسبت فشار
زیرنویس	
o	کل
p	پلی‌تروپیک
s	آیزنتروپیک
t-t	کل به کل
۱	ورودی
۲	خروجی

۱- مقدمه

کمپرسورهای شعاعی نقش مهمی در صنعت پتروشیمی، نفت و گاز و هوافضا دارند. در حقیقت عنصر اصلی در استخراج و خطوط انتقال نفت و گاز، موتورهای هوایی و فضایی گذر صوتی، تولید انواع سوخت، پلاستیک، کودهای شیمیایی، فولاد می‌باشند. به طور کلی کمپرسورهای شعاعی در مواردی که نیاز به نسبت فشار بالا با نرخ جریان طبقه‌ی پایین مورد توجه است، کاربرد دارند. برای افزایش سهم تولید در بخش‌های تولیدی یا افزایش توان خروجی، گاهی خارج از نقطه بهترین بازده حتی فراتر از نقطه خفگی عمل می‌نمایند. این شرایط نه تنها باعث کاهش بازده می‌شود، بلکه آسیب‌های جدی به سازه وارد می‌کند [۱].

باز طراحی کمپرسورها و جایگزینی اجزا آیرودینامیکی جدید با بازده بالاتر بهبود کمپرسور از لحاظ آیرودینامیکی، می‌تواند به صورت قابل توجهی میزان مصرف انرژی را کاهش دهد. بازطراحی به معنای تغییر در هندسه‌ی کمپرسور عملیاتی حاضر به منظور تغییر رفتار آیرودینامیکی است که موجب تغییر منحنی‌های عملکردی و تغییر در نرخ جریان، هد، بازده، نسبت فشار و بازه عملیات می‌شود [۲]. بدین صورت بازطراحی یک کمپرسور در صنعت مانع کارکرد کمپرسورهای شعاعی خارج از نقطه بهینه عملکردی می‌شود. همچنین بازطراحی کمپرسور به جای جایگزینی کل سیستم آن با کمپرسور دیگر و استفاده مجدد از تجهیزات جانبی آن شامل پوسته، پایه و مجاری جریان، به میزان قابل توجهی موجب صرفه جویی در هزینه‌ها و زمان ارتقا می‌شود. در سالیان گذشته، استفاده از روش‌های سعی و خطا برای بهینه‌سازی و بازطراحی کمپرسورها، امری زمان‌بر و بسیار هزینه‌بر بوده‌است. بنابراین صنعت ماشین‌آلات دوار به دنبال توسعه‌ی روشی خودکار برای این کار بوده‌است به طوری که تجربه‌ی بازطراحی‌های مبتنی بر سعی و خطا را جمع‌بندی نماید. ضمن این‌که، این روش محدودیت‌ها و قیود روند ساخت را رعایت نموده و قوانین جدیدی برای بهبود عملکرد توربوماشین‌های موجود ارائه می‌نماید [۳].

احمد آبادی و همکاران در سال ۲۰۱۳ توانستند طراحی آیرودینامیکی کمپرسور گریز از مرکز با استفاده از یک روش طراحی معکوس انجام دهند برای اطمینان از طراحی صورت‌گرفته، هندسه موجود و جدید کمپرسور توسط نرم‌افزار CFX به طور کامل شبیه‌سازی شده و تحلیل عددی سه‌بعدی انجام گرفته‌است. نتایج نشان می‌دهد، نسبت فشار ۵ درصد افزایش یافته است [۴]. جعفری و همکاران در سال ۲۰۱۳ پروانه کمپرسور گریز از مرکز متعلق به یک موتور توربوشفت را مورد بررسی قرار دادند. نتایج به دست آمده از این تحلیل عددی به صورت منحنی‌های نسبت فشار و بازده کمپرسور به ازای دبی‌های جرمی مختلف ارائه گردید. در کمپرسور اصلاح شده، نسبت ناحیه شعاعی پروانه به کل پروانه ۰/۲۲، زاویه انتهایی دیواره طوقی با راستای قائم برابر ۶ درجه و طول محوری پروانه به میزان ۵ میلی‌متر افزایش یافته است. با در نظر گرفتن این اصلاحات، بازده کمپرسور به میزان ۴/۲ درصد و نسبت فشار به میزان ۱ درصد افزایش یافته است [۵].

گوا^۱ و همکاران در سال ۲۰۱۴ بهینه‌سازی هندسی برای کمپرسور شعاعی یک موتور مینی توربوجت با هدف افزایش نسبت فشار، افزایش بازده و کاهش توان ورودی، و با کمک روش طراحی آزمایش انجام دادند. شبیه‌سازی‌ها در نرم افزار سه بعدی دینامیک سیالاتی Axcent انجام گرفت و برای بخش بهینه‌سازی از الگوریتم ژنتیک بهره بردند. نتایج نشان داد، افزایش نسبت فشار به میزان ۷/۵ درصد به دست آمده‌است [۶]. چن^۲ و همکاران در سال ۲۰۱۵ توانستند یک کمپرسور شعاعی چهار طبقه به منظور افزایش ۲۰ درصدی دبی جرمی و ثابت نگه داشتن ابعاد دیافراگم و افزودن اینترکولر^۳، بهینه و بازطراحی کنند. عملکرد کمپرسور اولیه با استفاده از محاسبات خط میانی با کمک نرم افزار AxSTREAM و مقایسه با نتایج تجربی اعتبار سنجی گردید. تاثیر افزودن پره به دیفیوزر، افزودن مبدل‌های حرارتی به کمپرسور بر عملکرد آن مورد بررسی قرار گرفت. نتایج محاسبات خط میانی میزان اتلافات را نشان داد و با استفاده از این داده‌ها مسیر بازطراحی به دست آمد. سپس آنالیز تنش برای طراحی‌های جدید انجام پذیرفت. نتایج افزایش ۲۰ درصدی نرخ دبی جرمی و افزایش ۱۵ درصدی توان در نقطه طراحی نشان دادند که طراحی به مراتب بهتری نسبت به طراحی اولیه کمپرسور را نشان می‌دهد [۷].

جاوید^۴ و همکاران در سال ۲۰۱۶ روشی بر مبنای ارزیابی احتمالی تاثیر خطاهای ساخت بر عملکرد کمپرسور شعاعی با استفاده از روش‌های Non-Intrusive Monte Carlo ارائه دادند. نتایج آن‌ها نشان داد با تغییر تلورانس پارامترهای هندسی، عملکرد کمپرسور نیز تغییر می‌کند. پس با انتخاب بازه تلورانس مناسب می‌توان میزان این تغییرات را به حداقل رساند تا کیفیت تولید افزایش و هزینه‌ها کاهش یابد [۸]. جاوید و همکاران در سال ۲۰۱۶ بررسی روی پروانه کمپرسور شعاعی با هدف ایجاد یک توربوماشین روپاست^۵ با عدم قطعیت ایجاد شده در فرآیند ساخت و تولید انجام دادند. پروانه کمپرسور پارامتربندی شد و با روش عددی آنالیز گردید. سپس مدل Surrogate برای ایجاد رویه پاسخ^۶ با استفاده از طراحی‌های فضا پرکن Latin

1 Guo, Shuai

2 Chen, Chao

3 Intercooler

4 Javed, A

5 Robust

6 Response Surface Methodology (RSM)

Hypercube^۷ استفاده شد. آنالیز حساسیت سنجی برای یافتن پارامترهای کلیدی موثر در عملکرد اعمال گردید. در نهایت یک بهینه‌سازی طراحی روبات با استفاده از مدل شبیه‌سازی Monte Carlo ایجاد کردند و با کمک گرفتن از روش‌های آماری، بهترین طراحی انتخاب گردید و تاثیر خطاهای ساخت بر عملکرد و بازه مجاز هر یک بررسی شد [۹].

در پژوهش حاضر یک کمپرسور شعاعی دو طبقه مورد بررسی قرار می‌گیرد. این کمپرسور در صنعت نفت و گاز کاربرد دارد و نتایج تجربی موجود از عملکرد این کمپرسور در نقطه طراحی و خارج از نقطه طراحی در شرایط استاندارد و خارج از استاندارد موجود است. برای دستیابی به عملکردی بهتر از عملکرد حاضر این کمپرسور، نیاز به بهینه‌سازی و بازطراحی می‌باشد. برای کاهش در هزینه‌ها و زمان، بازطراحی از لحاظ هندسی بر پروانه‌های هر طبقه صورت می‌گیرد تا بتوان از پوسته، تجهیزات جانبی و محور همان کمپرسور حاضر برای نمونه جدید استفاده شود. روش به کار رفته عددی می‌باشد و از نرم افزار تجاری CFX جهت دستیابی به عملکرد این کمپرسور در شرایط نقطه طراحی و خارج از آن استفاده شده‌است. به منظور بهینه‌سازی نیز از ترکیبی از روش‌های DOE^۸، RSM^۹ و MOGA^{۱۰} بهره برده شده‌است.

بازده کمپرسور شعاعی به صورت کلی از تقسیم میزان کار ایده‌آل بر کار واقعی به دست می‌آید. میزان کار ورودی به کمپرسور با سنجش میزان گشتاور لازم برای چرخش پروانه یا با محاسبه میزان تغییرات فشار کلی می‌توان محاسبه کرد. بازده آیزنتروپیک کل به کل که در مواردی که از جریان خروجی کمپرسور استفاده می‌شود، طبق رابطه ۱ محاسبه می‌شود.

$$\eta_{imp(t-t)} = \frac{\left(\frac{P_{o2}}{P_{o1}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\frac{T_{o2}}{T_{o1}} - 1} \quad (1)$$

برای مقایسه کمپرسورها با نسبت فشار متفاوت نمی‌توان از بازده آیزنتروپیک استفاده کرد زیرا وابسته به اتلافات و نسبت فشار می‌باشد. به این منظور بازده پلی تروپیک معرفی می‌شود که در حقیقت هر کمپرسور را به طبقات ریز تقسیم می‌کند که می‌توان این بازده را برای آن‌ها تعریف کرد و به ازای کمپرسورهای مختلف با هم مقایسه کرد. رابطه ۲ روش محاسبه این بازده را بیان می‌کند. همچنین نسبت فشار کمپرسور تحت تاثیر میزان انبساط سرعت نسبی و تغییر شعاع است و با فشار کل ورودی و خروجی به صورت زیر محاسبه می‌شود. به همین دلیل است که میزان نسبت فشار کمپرسورهای شعاعی از محوری بیشتر است. هرچه سرعت دوران بیشتر باشد، نسبت فشار بیشتر می‌گردد. رابطه ۳ نحوه محاسبه نسبت فشار را نشان می‌دهد.

$$\eta_p = \frac{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma}\right) \ln\left(\frac{P_{oj}}{P_{o1}}\right)}{\ln\left[1 + \frac{1}{\eta_s} \left(\left(\frac{P_{oj}}{P_{o1}}\right)^{(\gamma-1)\gamma} - 1\right)\right]} \quad (2)$$

$$\Pi_{imp(t-t)} = \frac{P_{o2}}{P_{o1}} \quad (3)$$

۲- شرح روش مدل‌سازی

در این بخش روش و ابزار به کار گرفته شده به منظور بهینه‌سازی کمپرسور شعاعی معرفی و بررسی می‌گردد. به طور کلی این روند از سه مرحله تشکیل DOE، تشکیل RSM و سپس استفاده از روش الگوریتم ژنتیک MOGA تشکیل شده‌است.

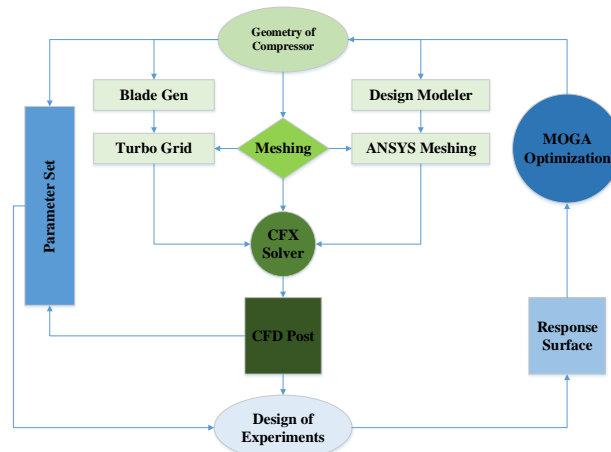
⁷ Space Filling Latin Hypercube Designs

⁸ . Design of experiment

⁹ . Response surface method

¹⁰ . Multi objective genetic algorithm

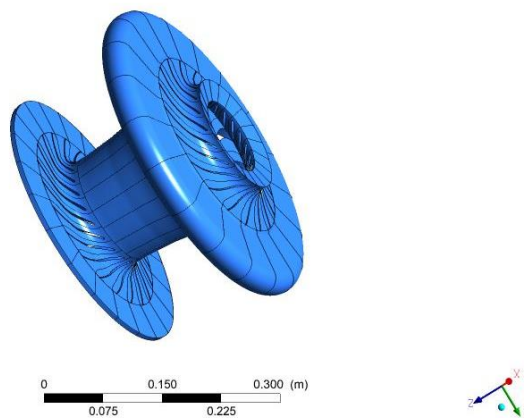
پس از تشکیل نقاط ورودی بهینه‌سازی، نمونه‌های کمپرسور وارد مرحله شبیه‌سازی عددی شده و از نتایج آن در جهت ادامه روند بهینه‌سازی استفاده می‌گردد. شکل ۱ فلوجارت این روند را به صورت شماتیک نشان می‌دهد.



شکل ۱: فلوجارت روند بهینه‌سازی

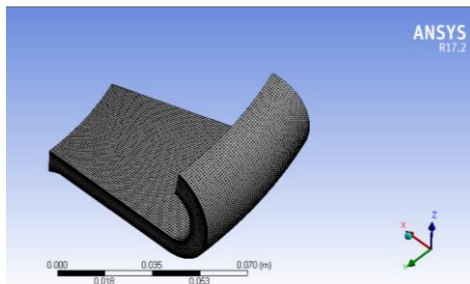
۱-۲- مدل‌سازی

ابتدا هر پروانه به همراه دیفیوزر مربوط به همان طبقه، مدل شده و وارد سیستم بهینه‌سازی می‌گردد. در این بخش پارامترهای هندسی مختلف از جمله ضخامت و زاویه پره در ورودی و خروجی آن، در محل هاب و شروود و پارامترهای خروجی بازده و نسبت فشار انتخاب می‌شود. پس از بهینه‌کردن و دستیابی به نتایج بهینه‌سازی هر پروانه تحت پارامترهای ورودی و خروجی منتخب و آنالیز حساسیت سنجی هر پارامتر به ازای پارامترهای خروجی، موثرترین پارامترها برای بهینه‌سازی کل کمپرسور انتخاب می‌شود. کل هندسه کمپرسور به همراه هر دو پروانه و دیفیوزر متناظر و بخش کانال برگشتی که در شکل ۲ نشان داده شده‌است، وارد بخش بهینه‌سازی می‌شوند. در انتها نتایج کلی این بخش ارائه شده و بررسی می‌گردد.

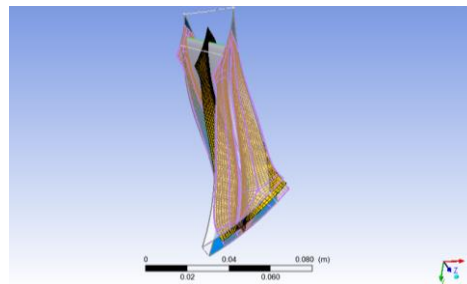


شکل ۲: هندسه سه بعدی کمپرسور شعاعی

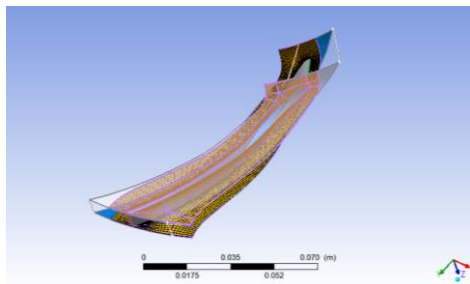
بعد از تکمیل هندسه سه‌بعدی، برای تحلیل ابتدا نیاز به شبکه‌بندی هندسه مورد نظر می‌باشد. برای این منظور خروجی نرم‌افزار Blade Gen برای پروانه‌ها و کانال برگشتی را به Turbo Grid برده و برای دیفیوزرها از نرم‌افزار ANSYS Meshing استفاده می‌شود. جهت کاهش زمان محاسبه، تنها یکی از پره‌ها یا قطعی از اجزای دیگر شبکه‌بندی شده‌است و از آنجایی که هندسه متقارن می‌باشد، مش مذکور پس از تکمیل شدن به کل هندسه اعمال گردیده‌است. شبکه تشکیل شده برای هر جزء در شکل ۳ و نتایج استقلال حل از شبکه در جدول ۱ و شکل ۴ نشان داده شده‌است.



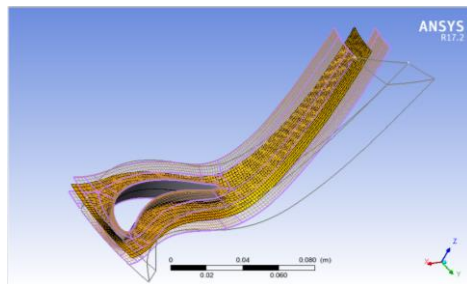
ب



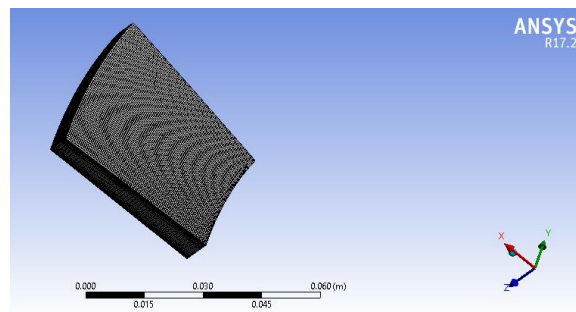
الف



ت



پ

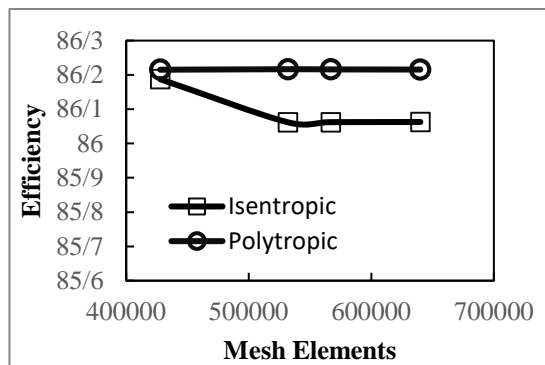


ج

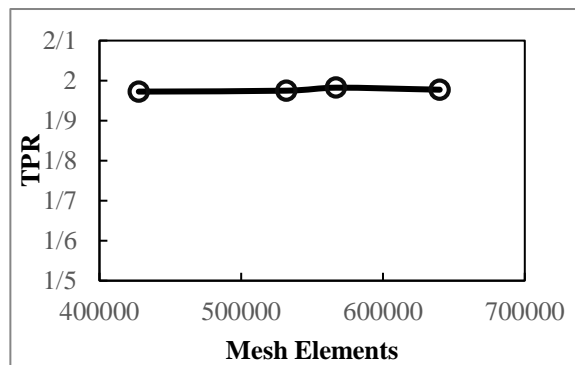
شکل ۳: الف) شبکه یک پره از پروانه طبقه اول، ب) شبکه قطاع $\frac{1}{19}$ از دیفیوزر طبقه اول، پ) شبکه قطاع $\frac{1}{18}$ از کانال برگشتی، ت) شبکه یک پره از پروانه طبقه اول، ج) شبکه قطاع $\frac{1}{21}$ از دیفیوزر طبقه دوم

جدول ۱: نتایج استقلال حل از شبکه

پارامترها	شبکه بندی ۱	شبکه بندی ۲	شبکه بندی ۳	شبکه بندی ۴
تعداد المان	۴۲۸۵۶۸	۵۳۲۵۶۰	۵۶۷۸۸۸	۶۳۹۲۱۶
نسبت فشار	۱/۹۷۲	۱/۹۷۵	۱/۹۸۲	۱/۹۸۲
بازده آیزنتروپیک	۸۶/۱۸۷	۸۶/۰۶۲	۸۶/۰۶۲	۸۶/۰۶۲
بازده پلی تروپیک	۸۶/۲۱۵	۸۶/۲۱۶	۸۶/۲۱۶	۸۶/۲۱۶



ب



الف

شکل ۴: نتایج استقلال از شبکه. الف: نتایج نسبت فشار، ب: نتایج بازده

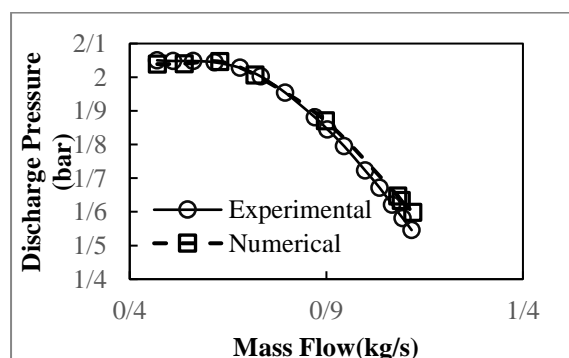
در بخش تنظیمات، روش SST برای مدل توربولانس، شرایط اولیه فشار ورودی 1.03 بار، دمای ورودی 61.7 درجه سانتیگراد و دبی جرمی خروجی 3244 کیلوگرم بر ساعت، دور طراحی 16261 دور در دقیقه، انتخاب شده است. حل پایا می‌باشد و گام زمانی به صورت اتوماتیک بنا به حل اصلاح می‌شود. گاز ورودی به صورت مخلوطی از چند نوع گاز مختلف می‌باشد که شرح درصد جرمی آن‌ها به صورت جدول ۲ می‌باشد.

جدول ۲: درصد جرمی اجزاء گاز ورودی

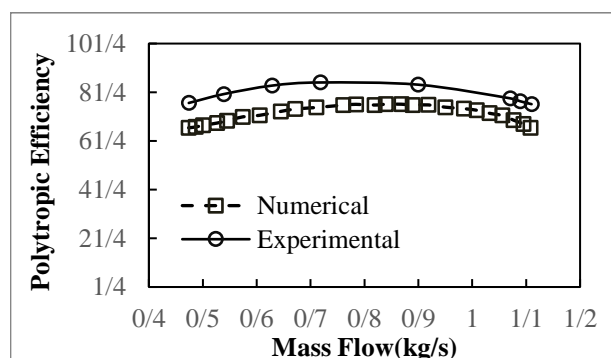
Gas Type	H ₂ O(g)	N ₂	CO ₂	H ₂ S	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	I-C ₄ H ₁₀	n-C ₄ H ₁₀	I-C ₅ H ₁₂	n-C ₅ H ₁₂	C ₆ H ₁₄
Mass Fraction	20.20	0.03	0.15	0.86	20.58	6.69	18.62	4.18	13.15	4.21	4.89	6.44

۲-۲- اعتبارسنجی عملکرد کمپرسور با نتایج تجربی

نتایج حاصل از مدل‌سازی و تحلیل سه بعدی جریان داخل کمپرسور شعاعی، با نتایج تجربی موجود در دور طراحی مقایسه می‌شود. این مقایسه، بیشترین خطای 8 درصدی برای میزان بازده پلی‌تروپیک نشان می‌دهد. در شکل ۵ مقایسه نتایج دیده می‌شود.



ب



الف

شکل ۵: الف) مقایسه نتایج تحلیل سه بعدی بازده پلی‌تروپیک در دور طراحی با نتایج تجربی ب) مقایسه نتایج تحلیل سه بعدی فشار خروجی در دور طراحی با نتایج تجربی

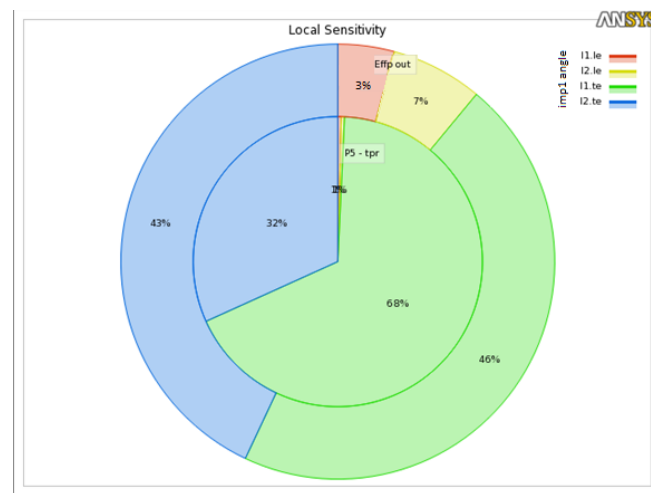
۳-۲- بهینه‌سازی طبقه اول

برای بهینه‌سازی پروانه طبقه اول، چندین پارامتر هندسی انتخاب شده‌اند. ابتدا مقادیر زوایای ورودی و خروجی در مقطع هاب و شroud، با بازه‌ی مشخص انتخاب شده و مقادیر نقاط طراحی با روش CCD تولید شده‌اند. سپس از طریق الگوریتم ژنتیک رویه پاسخ بین هر متغیر خروجی با متغیرهای ورودی تشکیل می‌گردد. این روش خود تصحیح بوده و تا جایی روش تکرار می‌شود تا مقادیر خطا را به حداقل برساند و بیشترین تطابق بین نتایج رویه پاسخ ایجاد شده با مقادیر موجود در نقاط طراحی، حاصل شود. در شکل ۶ آنالیز حساسیت سنجی متغیرهای خروجی بر حسب مقادیر ورودی، بیشترین تاثیر در افزایش نسبت فشار و بازده را تغییر زاویه خروجی پره نشان می‌دهد.

نتایج بهینه‌سازی طبقه اول در جدول ۳ نشان می‌دهد که بهترین گزینه مقدار افزایش نسبت فشار ۶,۹۶٪، مقدار افزایش بازده ۲,۲۱٪ و در نتایج بهینه‌سازی بازده و نسبت فشار به طور همزمان، بهترین گزینه مقدار ۴,۶۴٪ افزایش نسبت فشار و افزایش بازده ۱,۸۱٪ را دارد. مقادیر متناظر پارامترهای ورودی نیز در جدول ارائه شده‌است.

جدول ۳: نتایج نقاط منتخب بهینه‌سازی تک هدفه پروانه طبقه اول با نسبت فشار و بازده پلی تروپیک و دوهدفه این دو مقادیر با تغییر زوایای ورودی و خروجی در مقطع هاب و شroud

	Tpr optimization	Effp optimization	Tpr& Effp optimization
L1.le(degree)	0.6261	1.0957	0.9246
L2.le(degree)	7.751	7.1859	8.3142
L1.te(degree)	47.597	45.92	43.556
L2.te(degree)	42.831	52.394	52.201
Tpr value	1.5054	-	1.4728
Effp value	-	88	87.785



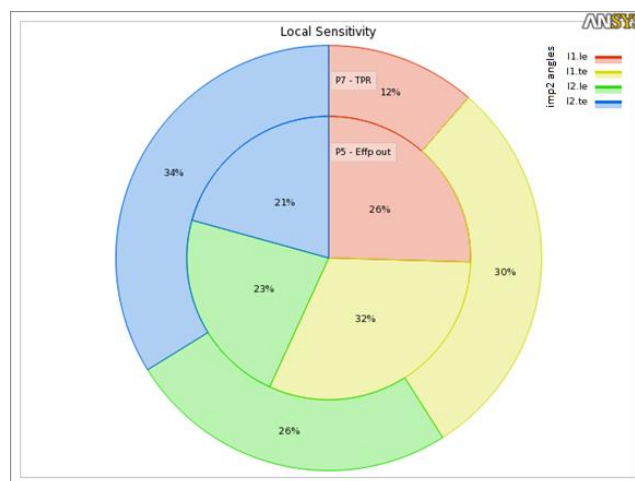
شکل ۶: آنالیز حساسیت‌سنجی برای متغیرهای خروجی به ازای متغیرهای ورودی

۴-۲- بهینه‌سازی طبقه دوم

نتایج بهینه‌سازی طبقه دوم، در جدول ۴ نشان می‌دهد که بهترین گزینه مقدار افزایش نسبت فشار ۱۵,۲٪، برای بازده ۶,۵۵ و به صورت دو هدفه، افزایش نسبت فشار به میزان ۱۴/۷۳ و ۴/۴ برای بازده پلی تروپیک را نشان می‌دهد. همچنین در شکل ۷ آنالیز حساسیت سنجی متغیرهای خروجی بر حسب مقادیر ورودی، بیشترین تاثیر در افزایش نسبت فشار و بازده را تغییر زاویه خروجی پره نشان می‌دهد.

جدول ۴: نتایج نقاط منتخب بهینه‌سازی تک هدفه پروانه طبقه دوم با نسبت فشار و بازده پلی تروپیک و دوهدفه این دو مقادیر با تغییر زوایای ورودی و خروجی در مقطع هاب و شرود

	Tpr optimization	Effp optimization	Tpr& Effp optimization
L1.le(degree)	37.155	36.801	37.356
L2.le(degree)	41.203	41.259	42.004
L1.te(degree)	82.816	88.037	82.922
L2.te(degree)	72.612	86.71	74.381
Tpr value	1.351	-	1.3646
Effp value	-	78.747	77.152



شکل ۷: آنالیز حساسیت‌سنجی برای متغیرهای خروجی به ازای متغیرهای ورودی

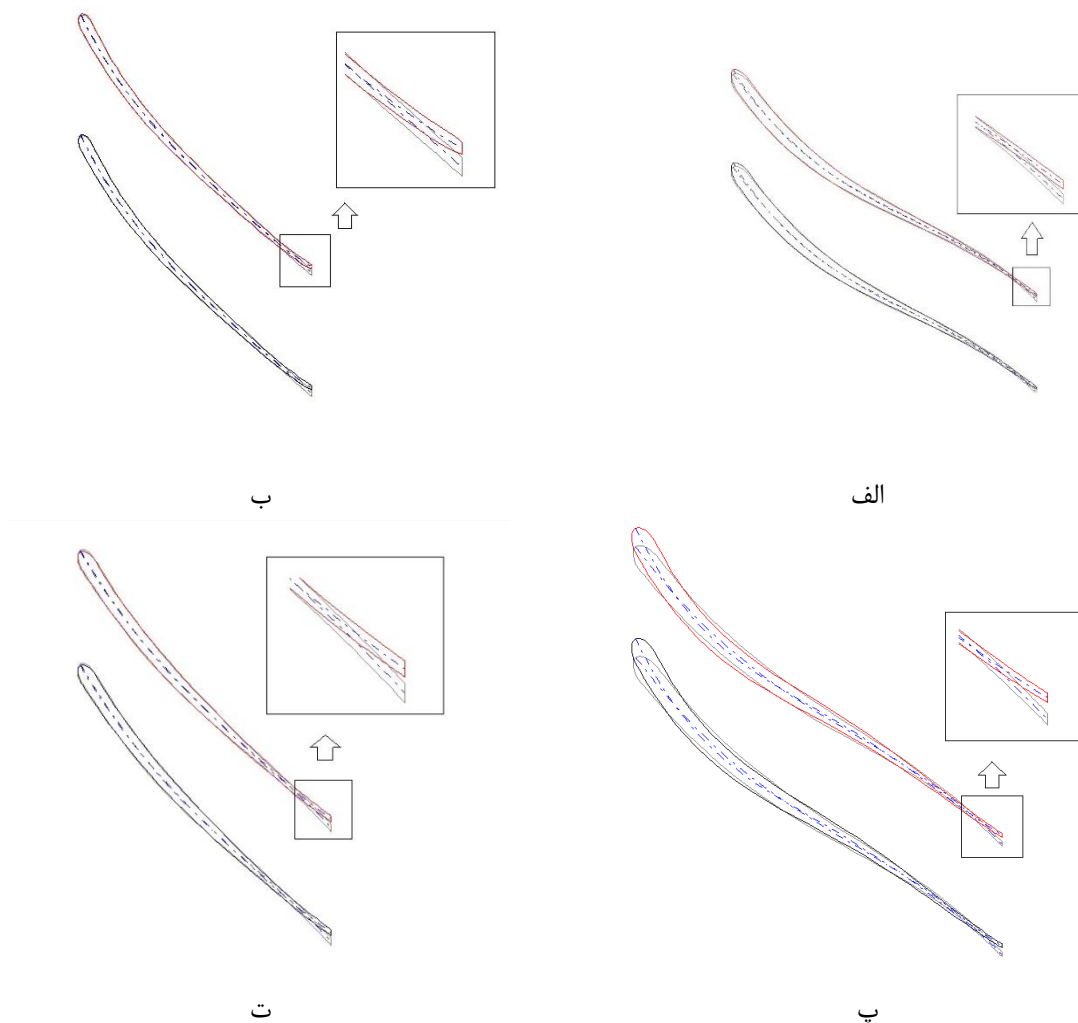
۵-۲- بهینه‌سازی کل کمپرسور

در این بخش با توجه به بهینه‌سازی‌های مراحل قبل پارامترهای هندسی معینی انتخاب شده که شامل ۴ زاویه ورودی و خروجی در مقطع هاب و شرود برای پروانه اول و دوم می‌باشد. سپس نقاط طراحی با بهترین نتایج حاصل شده از مراحل قبل وارد بخش طراحی آزمایش برای بهینه‌سازی کلی کمپرسور می‌شود. مقادیر به‌دست آمده نیز در جدول ۵ نشان می‌دهد که میزان نسبت فشار ۷,۲٪ و بازده ۸,۶٪ نسبت به مقادیر تحلیلی در شرایط نقطه طراحی افزایش یافته‌است.

جدول ۵: نتایج نقاط منتخب بهینه‌سازی تک هدفه کل کمپرسور با نسبت فشار و بازده پلی تروپیک و دوهدفه این دو مقادیر با تغییر زوایای ورودی و خروجی در مقطع هاب و شرود

		Tpr& Effp optimization
Impeller1	L1.le(degree)	0.67752
	L2.le(degree)	8.6336
	L1.te(degree)	52.229
	L2.te(degree)	49.406
Impeller2	L1.le(degree)	30.821
	L2.le(degree)	38.25
	L1.te(degree)	88.089
	L2.te(degree)	81.44
Tpr value		2.1019
Effp value		91.272

پس از اعمال مقادیر پیش‌بینی شده‌ی زاویه و ضخامت برای ورودی و خروجی پره‌های پروانه طبقه اول و دوم در مقطع ریشه و نوک پره، برای بهینه‌سازی کل کمپرسور، پروفیل‌های تغییر یافته برای پره‌ها در شکل ۸ با پروفیل‌های قبل از بهینه‌سازی مقایسه شده‌اند. پروفیل‌های به رنگ قرمز و مشکی پس از بهینه‌سازی و پروفیل به رنگ طوسی قبل از بهینه‌سازی می‌باشد. کاهش زاویه در انتهای پره‌ها کاملاً محسوس است. هم‌چنین پروفیل پره پروانه طبقه دوم در مقطع ریشه بیشترین تغییرات را نسبت به نمونه اصلی در مقایسه با سایر تغییرات پروفیل‌ها نشان می‌دهد. هم‌چنین نتایج پیش‌بینی شده موجود در جدول ۶ مقدار ۰,۷٪ خطا برای بازده و ۰,۷٪ برای نسبت فشار نشان می‌دهد.



شکل ۸: مقایسه پروفیل پره بهینه شده و نمونه اصلی برای الف) پره پروانه طبقه اول در مقطع ریشه، ب) پره پروانه طبقه اول در مقطع شرو، پ) پره پروانه طبقه دوم در مقطع ریشه، ت) پره پروانه طبقه دوم در مقطع شرو

جدول ۶: مقایسه نتایج به دست آمده برای یکی از نقاط کاندید با مقادیر حل عددی پس از بهینه‌سازی و قبل از آن

Predicted		Solved Optimized		Original	
TPR	EFFP	TPR	EFFP	TPR	EFFP
2.1744	84.501	2.1826	85.976	1.9567	84.0748

۳- نتیجه‌گیری

در این مقاله، ابتدا هندسه موجود با نرم افزارهای مذکور، مدل‌سازی و در شرایط نقطه طراحی و خارج از آن تحلیل شد. نتایج تحلیل با منحنی عملکردهای تجربی موجود مقایسه و اعتبارسنجی گشت و خطایی قابل قبول حاصل شد. سپس روند بهینه‌سازی یک کمپرسور شعاعی معرفی شد و یک بار به صورت تک هدفه با نسبت فشار و بازده، و بار دیگر به صورت دو هدفه، نسبت فشار و بازده با هم، در شرایط نقطه طراحی، بر طبقات کمپرسور به صورت مجزا و بار دیگر بر کل کمپرسور اعمال گردید. متغیرهای هندسی منتخب برای بررسی عملکرد کمپرسور شامل تغییر زاویه پره در دو مقطع هاب و شروود بود. همچنین، آنالیز حساسیت برای ارتباط بین پارامترهای خروجی با ورودی انجام شد. بررسی‌ها نشان داد که بیشترین تاثیر را زوایای خروجی پره دارند و می‌توان با تغییر این مقادیر به عملکردی بهتر از شرایط عملکردی حاضر کمپرسور در نقطه طراحی رسید. نتایج تا افزایش حدود ۷٪ برای مقدار نسبت فشار و ۲۱،۲٪ بازده برای پروانه طبقه اول، و تا افزایش ۱۵،۲٪ نسبت فشار و ۶،۵۵٪ برای پروانه طبقه دوم، نشان داده‌شد. در نهایت نقاط با بهترین ویژگی‌ها که از بهینه‌سازی مراحل قبل به دست آمده بود، به عنوان اطلاعات ورودی برای بهینه‌سازی کلی کمپرسور، انتخاب شدند و بهینه‌سازی روی کمپرسور انجام گرفت. نتایج، افزایش ۷،۲٪ نسبت فشار و ۸،۶٪ بازده برای کل کمپرسور به دست آمد.

مراجع

- [۱] D. Fisher, "Energy Savings for Centrifugal Compressors," in Industrial Energy Technology Conference, New Orleans, Louisiana, 2011.
- [۲] K. H. Lüdtke, Process centrifugal compressors: basics, function, operation, design, application: Springer Science & Business Media, 2013.
- [۳] D. Bonaiuti, A. Arnone, M. Ermini, and L. Baldassarre, "Analysis and optimization of transonic centrifugal compressor impellers using the design of experiments technique," in ASME Turbo Expo 2002: Power for Land, Sea, and Air, 20, 0۲ pp. 1089-1098.
- [۴] ن. ا. مهدی، پ. فرزاد، ش. ح. مجیدرضا، "بهبود عملکرد کمپرسور گریز از مرکز با استفاده از روش طراحی معکوس در صفحه نصف النهاری و پره به پره،" مجله علمی پژوهشی مکانیک سازه‌ها و شاره‌ها، ۲۰۱۳.
- [۵] جعفری، ن. احمدآبادی، پور صادق، فرزاد، "مطالعه پارامتری و بهبود عملکرد پروانه کمپرسور گریز از مرکز یک موتور توربوشفت با استفاده از حل عددی سه بعدی،" مکانیک سازه‌ها و شاره‌ها، 2013, vol. 2, pp. 55-68.
- [۶] S. Guo, F. Duan, H. Tang, S. C. Lim, and M. S. Yip, "Multi-objective optimization for centrifugal compressor of mini turbojet engine," Aerospace Science and Technology, vol. 39, pp. 414-425, 2014.
- [۷] C. Chen, L. Moroz, A. Sherbina, and D. Ketelaar, "RETROFIT AND RE-DESIGN OF A FOUR-STAGE CENTRIFUGAL COMPRESSOR," ASME Turbo Expo 2015.
- [۸] A. Javed, E. Kamphues, T. Hartuc, R. Pecnik, and J. Van Buijtenen, "Probabilistic analysis of manufacturing uncertainties for an automotive turbocharger centrifugal compressor using numerical and experimental methods," in Proceedings of the 11th European conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics, ETC 2015, Madrid (Spain), 23-27 March, 2015, 2015.
- [۹] A. Javed, R. Pecnik, and J. Van Buijtenen, "Optimization of a Centrifugal Compressor Impeller for Robustness to Manufacturing Uncertainties," Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, vol. 138, p. 112101, 2016.