



Research Article

Design and Replacement of a Three-Stage Axial Compressor with a Centrifugal Compressor in a Gas Turbine to Enhance Performance

MohammadReza Khajekoolaki and Ali Hajilouy*

Faculty of Mechanical Engineering of Sharif University of Technology, Tehran, Iran.

* corresponding author: (hajilouy@sharif.edu)

Article Info

Article history:

Received: 9 September 2024

Revised: 5 March 2025

Accepted: 12 March 2025

Keywords:

Axial compressor,
gas turbine,
performance improvement,
one-dimensional modeling.

Abstract

Dynamic compressors are vital components in gas turbines and various industrial applications such as transportation, power generation, oil refineries, and petrochemical plants. The gas turbine at the Gas Turbine Laboratory of Sharif University of Technology uses a two-stage combined compressor with an axial first stage and a centrifugal second stage. This study investigates replacing the centrifugal stage with a multi-stage axial compressor to enhance turbine performance. A one-dimensional model was developed and validated against experimental data to predict compressor behavior under design and off-design conditions. Based on this analysis, a three-stage axial compressor and a new stator were designed, forming a four-stage axial configuration. Performance predictions indicate that the proposed design achieves 10.1–15.1% higher isentropic efficiency along the operating line, and at speeds above 90% of the design point, its pressure ratio surpasses that of the existing combined compressor by up to 9.4%. The results confirm that replacing the centrifugal stage with the new axial compressor is both feasible and beneficial, improving performance while reducing engine diameter.

Introduction

Gas turbines are crucial energy conversion systems in modern industries, providing propulsion in aviation and maritime applications, as well as power generation in thermal power plants. Their performance largely depends on the efficiency and reliability of compressors, which typically consume about 50% of the turbine's power [1]. Therefore, designing efficient and reliable compressors is essential for maximizing the overall turbine efficiency.

Centrifugal compressors, though compact and robust, often incur higher aerodynamic losses in multi-stage gas turbines. In contrast, axial compressors offer higher efficiency, better scalability, and lower flow losses, especially when multiple stages are used. Many gas turbines employ hybrid arrangements, coupling an axial stage with a centrifugal stage. However, this combination introduces flow turning, diffuser losses, and geometric challenges.

At the Gas Turbine Laboratory of Sharif University of Technology, the experimental gas turbine features a two-stage combined compressor: an axial first stage and a centrifugal second stage. This study aims to replace the centrifugal stage with a newly designed three-stage axial compressor, forming a four-stage purely axial system. The replacement is expected to enhance isentropic efficiency and pressure ratio while reducing engine diameter, enabling a more compact design.

This work contributes to axial compressor research by demonstrating a practical replacement strategy and providing performance predictions validated against experimental results.

Methodology

The research methodology consisted of three main phases: one-dimensional performance modeling, aerodynamic design, and performance prediction of the axial compressor.

To Cite this article:

Khajekoolaki, M.R. and Hajilouy, A. 2025. Design and replacement of a three-stage axial compressor with a centrifugal compressor in a gas turbine to enhance performance, *Sharif Mechanical Engineering Journal*, 41(1), 29-42.
<https://doi.org/10.24200/ij40.2025.65087.1719>

• One-Dimensional Performance Modeling

A one-dimensional code predicted compressor performance across a wide operating range, calculating pressure ratio and isentropic efficiency while accounting for rotor and stator losses. Validation against experimental data from the existing axial-centrifugal compressor showed deviations of 2.2% in pressure ratio (Fig. 11) and 4.9–12.8% in isentropic efficiency (Fig. 12), confirming adequate accuracy.

• Aerodynamic Design of a Three-Stage Axial Compressor

The design began with defining inlet stagnation conditions, a design pressure ratio of 2.5, target efficiency of 87%, mass flow rate, and rotational speed (Table 1). Specific speed analysis indicated that three axial stages were required to achieve the desired pressure ratio while maintaining efficiency. The rotor hub and shroud diameters were determined using the Cordier diagram (Fig. 3) and non-dimensional parameters. Blade profiles were based on NACA 65-series airfoils, providing stable subsonic performance with low losses [16]. Blade number, solidity, aspect ratio, and tip clearance were determined from empirical correlations to prevent stall and minimize leakage. A stator stage was also designed to connect the existing axial rotor with the new three-stage compressor, ensuring smooth flow transition and reduced turning losses.

• Performance Prediction of the New Configuration

The designed three-stage compressor was integrated with the existing axial stage, forming a four-stage configuration (Fig. 6). Using the one-dimensional model, performance maps of pressure ratio and isentropic efficiency versus mass flow were generated and compared with experimental data, confirming the predictive capability and performance advantages of the new design (Fig. 13 and 14).

Results and discussion

The performance evaluation demonstrated significant improvements when replacing the centrifugal stage with the three-stage axial compressor.

- Ratio: At turbine rotational speeds above 90% of the design speed, the pressure ratio of the four-stage axial compressor exceeded that of the existing configuration, reaching 9.4% higher at the design point (Fig. 13). This result indicates stronger compression capability and more effective utilization.

Funding: This research did not receive any specific grant from funding agencies in the public, commercial, or not-for-profit sectors.

Conflicts of Interest: The authors declare no conflict of interest.

- Isentropic Efficiency: Along the operating line, the isentropic efficiency of the new compressor was consistently 10.1–15.1% higher than that of the original design (Fig. 14). Such efficiency gains directly lead to lower specific fuel consumption and improved overall turbine performance.

- Validation with Experimental Data: When comparing the one-dimensional predictions with laboratory measurements of the existing compressor, the differences were limited to 2.2% in pressure ratio (Fig. 11) and below 13% in efficiency (Fig. 12). This confirms that the developed prediction code is reliable for evaluating and validating compressor performance.

- Geometric Advantages: The proposed configuration eliminates the bulky centrifugal stage, thereby reducing the overall engine diameter. This geometric improvement results in a lighter and more compact engine, which is particularly advantageous for mobile and aerospace applications.

In summary, replacing the centrifugal stage with the newly designed three-stage axial compressor enhances aerodynamic performance, improves efficiency, and provides geometric benefits without compromising predictive accuracy.

Conclusion

This study successfully demonstrated the feasibility of replacing a centrifugal compressor stage with an equivalent multi-stage axial compressor in a micro gas turbine. The results confirm that such replacement can be achieved without compromising stability while improving aerodynamic performance. The new four-stage axial configuration achieved up to 9.4% higher pressure ratio and 15.1% higher isentropic efficiency at the design point compared to the original combined compressor (Fig. 15 and 16). The one-dimensional prediction model proved reliable and accurate for preliminary compressor design and performance evaluation. Furthermore, eliminating the bulky centrifugal stage reduces the overall engine diameter, offering practical benefits for compact integration in industrial and propulsion systems. Overall, the proposed replacement strategy enhances both thermodynamic efficiency and geometric compactness, providing a practical pathway toward improved gas turbine compressor design.

Author Contributions: All authors contributed to the reported work for conceptualization, methodology, validation, writing-review and editing, and supervision.



طراحی و جایگزینی کمپرسور محوری سه طبقه با کمپرسور گریزازمرکز در توربین گازی به منظور ارتقاء عملکرد

محمدرضا خواجه کولکی و علی حاجیلوی بنیسی*

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف، تهران، ایران.

*نویسنده مسئول (hajilouy@sharif.edu)

چکیده

پژوهش حاضر، با هدف ارتقاء عملکرد یک توربین گازی، امکان جایگزینی کمپرسور گریزازمرکز را با یک کمپرسور محوری چندطبقه بر روی توربین گازی دانشگاه صنعتی شریف بررسی کرده‌اند. لذا ابتدا، یک کد یک‌بعدی برای پیش‌بینی عملکرد کمپرسور محوری نوشته و نتایج آن با داده‌های تجربی مقایسه شده است. سپس، یک کمپرسور محوری سه طبقه، جایگزین کمپرسور گریزازمرکز موجود طراحی شد. در ادامه، عملکرد ترکیب جدید اخیر با کمپرسور اولیه مقایسه شد و نتایج نشان داد که جایگزینی پیشنهادی منجر به بهبود قابل توجهی در عملکرد توربین گازی شده است. به طور خاص، بازده آیزنتروپیک کمپرسور جدید در خط کاری بیش از ۱۰٪ و نسبت فشار آن نیز در نقطه‌ی طراحی ۹/۴٪ افزایش یافته است. پژوهش حاضر نشان می‌دهد که با استفاده از طراحی‌های نوین، می‌توان به بهبود عملکرد توربین گازی مذکور دست یافت.

اطلاعات مقاله

تاریخ دریافت: ۱۴۰۳/۰۶/۱۹

تاریخ اصلاحیه: ۱۴۰۳/۱۲/۱۵

تاریخ پذیرش: ۱۴۰۳/۱۲/۲۲

واژگان کلیدی:

کمپرسور محوری،

توربین گازی،

ارتقاء عملکرد،

مدل‌سازی یک‌بعدی.

۱. مقدمه

امروزه توربین‌های گازی به‌عنوان یکی از منابع مهم تولید برق در جهان، نقشی حیاتی در تأمین انرژی ایفا می‌کنند. همچنین در بخش حمل و نقل هوایی، پیشران اصلی شکل‌های مختلف موتورهای توربینی هستند، که تقریباً بدون جایگزین بوده‌اند. لذا، ارتقاء عملکرد توربین‌های گازی، به‌ویژه در شرایط افزایش تقاضا برای انرژی و محدودیت منابع، بسیار مهم است. عملکرد مطلوب توربین‌های گازی مستقیماً به کارایی کمپرسور وابسته است. کمپرسور با افزایش فشار هوا، شرایط لازم برای احتراق کامل سوخت و تولید انرژی را فراهم می‌کند. با این حال، بیش از ۵۰٪ از توان تولیدی یک توربین گازی صرف چرخاندن کمپرسور همان توربین می‌شود.^[۱] بنابراین، طراحی مطلوب کمپرسورها به‌عنوان مصرف‌کننده انرژی حائز اهمیت است.

مطالعات گسترده‌ای برای بهبود عملکرد و طراحی بهینه‌ی کمپرسورها در سه دسته اصلی انجام شده است: **دسته اول**، بر روش‌های طراحی کمپرسور تمرکز دارد؛ **دسته دوم**، به بررسی تأثیر پارامترهای هندسی در عملکرد کمپرسور می‌پردازد؛ و **دسته سوم**، بر بهینه‌سازی پارامترهای مذکور متمرکز

است. در حوزه‌ی طراحی کمپرسورهای محوری، استفاده از ابزارهای محاسباتی پیشرفته و روش‌های نوین طراحی هندسی، طراحی کمپرسورهای محوری را به سطح جدیدی از پیچیدگی و دقت رسانده است. بن‌جاک^۱ و همکاران (۲۰۲۳)،^[۲] نرم‌افزاری را برای طراحی فن‌های محوری و کمپرسورهای چندمرحله‌ای ارائه کرده‌اند، که شامل چند ابزار برای طراحی و تحلیل آیرودینامیکی یک‌بعدی و دوبعدی و تولید هندسه‌ی سه‌بعدی پره‌ها بوده است. یانگ^۲ و همکاران (۲۰۲۲)،^[۳] نیز روشی مبتنی بر توزیع ضخامت روی خط کمر برای طراحی مقاطع دوبعدی پره‌های کمپرسور محوری ارائه کرده‌اند. چن یانگ و همکاران (۲۰۱۹)،^[۴] با ارائه‌ی یک روش طراحی معکوس سه‌بعدی نوین، رویکردی جهت طراحی کمپرسورهای محوری پیشنهاد کرده‌اند؛ که در آن، به جای اتکا بر اصلاحات متوالی یک شکل اولیه، با حل دقیق معادله‌های ناویه-استوکس، مستقیماً به طراحی شکل نهایی پره پرداخته شده است. شی^۳ (۲۰۲۱)،^[۵] یک روش طراحی هندسی پارامتری پره‌ی کمپرسور محوری با هدف بازده بیشتر توسعه داده است؛ که در آن برای خط کمر و ضخامت پره، توابع بی‌بعد پیشنهاد شده است. لی^۴ و همکاران (۲۰۲۱)،^[۶] یک روش طراحی بهینه‌ی سریع و خودکار برای کمپرسور محوری چندمرحله‌ای ارائه داده‌اند؛ که

³ Shi⁴ Lei¹ Banjac² Yang

استناد به این مقاله:

خواجه کولکی، محمدرضا و حاجیلوی بنیسی، علی، ۱۴۰۴. طراحی و جایگزینی کمپرسور محوری سه طبقه با کمپرسور گریزاز مرکز در توربین گازی به منظور ارتقاء عملکرد. مهندسی مکانیک شریف، ۴۱(۱)، صص. ۲۹-۴۲. <https://doi.org/10.24200/j40.2025.65087.1719>



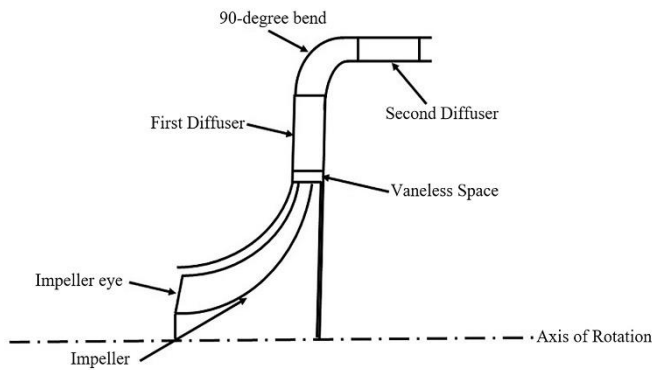


Figure 1: Schematic diagram of the centrifugal compressor of the gas turbine at Sharif University of Technology.

شکل ۱. طرحواره‌ی کمپرسور گریز از مرکز توربین گازی دانشگاه صنعتی شریف.

صورت نمی‌گیرد، تلفات کمتری دارد و بازدهی بیشتری را ارائه می‌دهد. لذا در پژوهش حاضر، با هدف ارتقاء عملکرد توربین گازی موجود، طراحی و ارزیابی یک کمپرسور محوری سه طبقه به عنوان جایگزین کمپرسور گریز از مرکز فعلی انجام شده است. نوآوری اصلی پژوهش حاضر در دو بخش است: (۱) ارائه‌ی یک روش طراحی جدید برای کمپرسور محوری چند طبقه، که با ترکیب یافته‌های پیشین، چارچوبی مناسب برای انتخاب پارامترهای کلیدی، مانند: تعداد طبقات، نسبت منظر، و فاصله‌ی نوک پره از جداره ارائه می‌دهد؛ (۲) جایگزینی کمپرسور گریز از مرکز با کمپرسور محوری سه طبقه، که علاوه بر کاهش قطر کلی کمپرسور، با حذف تغییر ناگهانی جهت جریان در دیفیوزر، تلفات را کاهش و بازده سیستم را افزایش می‌دهد.

۲. طراحی آیرودینامیکی کمپرسور محوری

قبل از شروع طراحی کمپرسور، باید داده‌های مورد نیاز تعیین شوند. در هر طراحی، اهداف، دانسته‌ها، و قیود متفاوت هستند و متناسب با آن‌ها، طراحی صورت می‌پذیرد. در پژوهش حاضر، داده‌های ورودی در جدول ۱ ارائه شده‌اند.

جدول ۱. داده‌های ورودی جهت طراحی کمپرسور.

Table 1. Input data for compressor design.

Quantity	Value
Working fluid	Air (ideal gas)
Inlet stagnation temperature	327.2 K
Inlet stagnation pressure	1.4 bar
Design mass flow rate	$\dot{m}_D$
Design rotational speed	N_D
Total-to-total pressure ratio	2.5
Expected isentropic efficiency	0.87

¹⁰ cascades

¹¹ Chen

¹² Karrabi

¹³ Rannou

¹⁴ Tip clearance

¹⁵ Rotational stall

بر اساس روش طراحی خط میانی یک‌بعدی، معادله‌ی تعادل شعاعی و الگوریتم ژنتیک توسعه یافته است.

در زمینه‌ی اثر پارامترهای هندسی در عملکرد کمپرسور محوری نیز پژوهش‌های زیادی انجام شده است. سیلوا^۵ و همکاران (۲۰۲۴)^[۷] با بررسی تأثیر نسبت منظر^۶ در عملکرد کمپرسورهای محوری به این نتیجه رسیده‌اند که کاهش نسبت منظر، منجر به بهبود بازده می‌شود؛ اما در عین حال، حاشیه‌ی سرچ را کاهش می‌دهد. تائو^۷ و همکاران (۲۰۲۱)^[۸] موقعیت بهینه‌ی بیشینه‌ی ضخامت پره را بین ۲۰ الی ۳۵ درصد طول وتر پره پیشنهاد داده‌اند؛ به طوری که مقدار مذکور، تلفات شوک را به میزان کمینه می‌رساند و عملکرد را بهبود می‌بخشد. سانس^۸ و همکاران (۲۰۱۴)^[۹] به بررسی عددی تأثیر صلبیت^۹ بر روی ردیف پره‌های^{۱۰} کمپرسور محوری پرداخته و دریافته‌اند که با کاهش صلبیت، تلفات کاهش می‌یابد. اما این اتفاق فقط در زاویه‌ی برخورد طراحی اتفاق می‌افتد و در زاویه‌ی برخورد خارج طرح، تلفات افزایش قابل ملاحظه‌ی می‌یابد؛ بنابراین، باید مقدار بهینه‌ای برای آن انتخاب کرد. چن^{۱۱} و همکاران (۲۰۲۲)^[۱۰] به بررسی عددی زبری سطح بر عملکرد یک کمپرسور محوری ۵ طبقه پرداخته و دریافته‌اند هنگامی که زبری سطح تمامی پره‌ها افزایش می‌یابد، بیشینه‌ی بازده به اندازه‌ی ۰/۴٪ کاهش می‌یابد. همچنین زبری سطح در استاتورها، تأثیر کمی در عملکرد کمپرسور دارد. کرابی^{۱۲} و همکاران (۲۰۱۹)^[۱۱] با مطالعات نرم‌افزاری، به تأثیر تغییرات ضخامت بیشینه در عملکرد یک کمپرسور محوری پرداخته و دریافته‌اند که افزایش بیشینه‌ی ضخامت پره در یک کمپرسور محوری باعث کاهش بازده، نسبت فشار، و دبی جرمی می‌شود. رائو^{۱۳} و همکاران (۲۰۲۲)^[۱۲] در بررسی عددی اثر فاصله‌ی نوک پره و جداره‌ی کمپرسور^{۱۴} در عملکرد و واماندگی دورانی^{۱۵} کمپرسور پرداختند و دریافتند که افزایش مقدار اخیر، به وضوح منجر به افزایش نشتی جریان از نوک پره می‌شود و تلفات فشار در روتور را در پی خواهد داشت. همچنین باعث می‌شود که پدیده‌ی واماندگی سریع‌تر از حالت معمول رخ دهد. با کاهش مقدار فاصله‌ی نوک پره و جداره‌ی کمپرسور از مقدار اسمی آن، عملکرد و ناحیه‌ی واماندگی کمپرسور تغییر خاصی نخواهد کرد و مشابه با وضعیتی است که فاصله‌ی نوک پره و جداره‌ی کمپرسور در حالت اسمی‌اش باشد.

۱.۱. بیان مسئله

توربین گازی آزمایشگاه دانشگاه صنعتی شریف، یک کمپرسور ترکیبی دو طبقه است؛ که طبقه‌ی اول از نوع محوری با نسبت فشار ۱/۴ و طبقه‌ی دوم از آن نوع گریز از مرکز با نسبت فشار ۲/۵ در نقطه‌ی طراحی است. در شکل ۱، طرحواره‌ی کمپرسور گریز از مرکز توربین مذکور مشاهده می‌شود.

کمپرسور گریز از مرکز موجود دارای دو دیفیوزر، یکی شعاعی و دیگری محوری است، که به وسیله‌ی یک خم ۹۰ درجه به یکدیگر متصل شده‌اند. این اتصال زاویه‌دار، موجب ایجاد تلفات قابل توجه در جریان سیال و در نتیجه کاهش محسوس بازده کمپرسور می‌شود. در مقابل، هر طبقه از کمپرسور جریان محوری فقط به یک دیفیوزر نیاز دارد و از آنجا که تغییر جهت جریان در آن‌ها

⁵ Silva

⁶ Aspect ratio

⁷ Tao

⁸ Sans

⁹ Solidity

۱.۲. تعیین تعداد طبقات کمپرسور

جهت تعیین تعداد طبقات کمپرسور، از روش سرعت مخصوص استفاده می‌شود. سرعت مخصوص برای کمپرسور مطابق رابطه‌ی ۱ محاسبه می‌شود: [۱۳]

$$\omega_s = \frac{2\pi}{60} n Q^{1/2} / \Delta h_{is,stage}^3 \quad (1)$$

که در آن، n سرعت دورانی (rpm)، Q دبی حجمی (m^3/s)، و $\Delta h_{is,stage}$ تغییرات آنتالپی طی فرایند آیزنتروپیک در طبقه‌ی کمپرسور است.

در روش اخیر، ابتدا فرض می‌شود که یک طبقه‌ی کمپرسور محوری کافی است و سرعت مخصوص مطابق رابطه‌ی ۱ محاسبه می‌شود. در صورتی که سرعت مخصوص محاسبه‌شده بین ۱/۵ تا ۲/۵ باشد، یک طبقه کافی است؛ در غیر این‌صورت، یک طبقه‌ی دیگر اضافه می‌شود و با فرض اینکه افزایش انرژی به صورت مساوی در تمام طبقات کمپرسور صورت می‌گیرد، سرعت مخصوص، مجدد برای هر دو طبقه محاسبه می‌شود و در صورتی که مقدار آن کمتر از ۱/۵ باشد، یک طبقه‌ی دیگر نیز اضافه می‌شود. این کار آنقدر ادامه می‌یابد تا سرعت مخصوص در تمامی طبقات بزرگ‌تر از ۱/۵ شود. [۱۳]

در جدول ۲، نتیجه‌ی تحلیل اخیر برای پژوهش حاضر ارائه شده است؛ که مطابق آن، در صورتی که کمپرسور سه‌طبقه طراحی شود، سرعت مخصوص در تمام طبقات از ۱/۵ بیشتر و از ۲/۵ کمتر است.

۲.۲. تعیین ابعاد هندسی روتور کمپرسور

جهت تعیین ابعاد هندسی روتور کمپرسور مطابق شکل ۲، نیاز است تا این کمیت تعیین شوند:

۱. قطر پوسته در خروجی روتور (d_{s2})،

۲. قطر ریشه در خروجی روتور (d_{h2})،

جدول ۲. سرعت مخصوص طبقات کمپرسور.

Table 2. Specific speed of compressor stages.

Configuration	First Stage	Second Stage	Third Stage
Single-stage	1.06	—	—
Two-stage	1.91	1.45	—
Three-stage	2.40	2.18	1.98

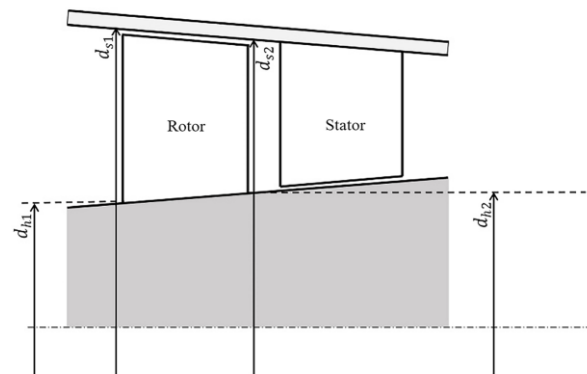


Figure 2: Schematic of the axial compressor.

شکل ۲: طرحواره کمپرسور محوری.

۳. قطر پوسته در ورودی روتور (d_{s1})،

۴. قطر ریشه در ورودی روتور (d_{h1})،

جهت تعیین مقدار قطر پوسته در خروجی روتور (d_{s2})، از نمودار کوردیر در شکل ۳ استفاده شده است.

نمودار کوردیر، حد پایین و بالایی را برای قطر پوسته در خروجی روتور پیشنهاد می‌دهد. برای استفاده از نمودار مذکور، ابتدا با استفاده از رابطه‌ی ۲، مقدار کمیت (σ) برای طبقه محاسبه می‌شود: [۱۵]

$$\sigma = 2\sqrt{\pi} \times n Q^{1/2} / (2\Delta h_{is,stage})^3 \quad (2)$$

که در آن، n بر حسب (rev/s) است. پس از محاسبه‌ی مقدار σ از رابطه‌ی اخیر، مقدار قطر مخصوص (δ) از نمودار شکل ۳ تعیین می‌شود. در نهایت، مقدار (d_{s2})، مطابق رابطه‌ی ۳ محاسبه می‌شود: [۱۵]

$$d_{s2} = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \delta \times \left(\frac{Q^2}{2\Delta h_{is,stage}} \right)^{1/4} \quad (3)$$

جهت تعیین مقدار قطر ریشه در خروجی روتور (d_{h2})، کافی است تا نسبت (d_{h2} / d_{s2}) تعیین شود. برای اطمینان از اینکه کمپرسور در ناحیه‌ی سرچ قرار ندارد، مقدار (d_{h2} / d_{s2}) باید به نحوی انتخاب شود که شرط رابطه‌ی ۴ برقرار باشد: [۱۳]

$$\frac{d_{h2}}{d_{s2}} \geq \left(\frac{2}{\max \left(\sqrt{1-R_M}, \sqrt{\psi_M}, \phi_M \right)} - 1 \right)^{-1} \quad (4)$$

که در آن، R_M ، ψ_M ، و ϕ_M که به ترتیب ضریب عکس‌العمل، ضریب بارگذاری، و ضریب جریان هستند، برای کمپرسور محوری مطابق رابطه‌های ۵ الی ۷ محاسبه می‌شوند: [۱۳]

$$R_M = 1 - \frac{c_{u2} + c_{u1}}{2u_m} \quad (5)$$

$$\psi_M = \frac{c_{u2} - c_{u1}}{u_m} \quad (6)$$

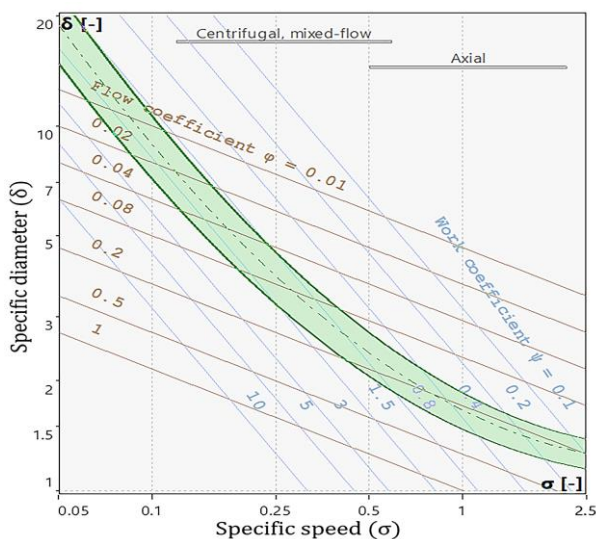


Figure 3: Cordier diagram for determining the casing diameter at the rotor outlet [14].

شکل ۳. نمودار کوردیر جهت تعیین قطر پوسته در خروجی روتور. [۱۴]

$$\tan(\beta_2) = \frac{u_2 - c_{u2}}{c_x} = \frac{w_{u2}}{c_x} \quad (10)$$

$$w_2 = u_2 - c_{u2} \quad (11)$$

$$w_2 = \frac{c_x}{\cos(\beta_2)} \quad (12)$$

برای مثلث سرعت در ورودی روتور، روابط ۱۳ الی ۱۶ باید برقرار باشند:

$$c_1 = \sqrt{c_x^2 + c_{u1}^2} \quad (13)$$

$$\tan(\beta_1) = \frac{u_1 - c_{u1}}{c_x} = \frac{w_{u1}}{c_x} \quad (14)$$

$$w_1 = u_1 - c_{u1} \quad (15)$$

$$w_1 = \frac{c_x}{\cos(\beta_1)} \quad (16)$$

پس از تعیین مثلث‌های سرعت، نوع پره، تعداد پره‌ها، و صلبیت انتخاب می‌شوند. برای تعیین نوع پره، بر حسب اینکه ماخ نسبی در ورودی روتور در چه بازه‌ای قرار دارد، این پروفیل‌ها پیشنهاد شده‌اند: [۱۶]

- ماخ نسبی کمتر از ۰/۷۸ ← خانواده‌ی ناکا ۶۵؛
- ماخ نسبی بین ۰/۷ تا ۱/۲ ← پروفیل دو کمان دایره‌ای. [۱۶]

در پژوهش حاضر، از ایرفویل‌های ناکا سری ۶۵ برای طراحی روتور استفاده شده است. از طرفی، با توجه به اینکه افزایش بیشینه ضخامت پره، باعث کاهش نسبت فشار و بازده می‌شود، [۱۱] لذا، در پژوهش حاضر از پروفیل ۰۰۶-NACA استفاده شده است.

برای تعیین صلبیت، مکنزی رابطه‌ی ۱۷ را پیشنهاد داده است: [۱۷]

$$\frac{1}{\sigma} = 9 \times (0.567 - C_p) \quad (17)$$

که پارامتر C_p در آن از رابطه‌ی ۱۸ به دست می‌آید:

$$\phi_M = \frac{c_x}{u_m} \quad (7)$$

برای تعیین مقادیر (d_{s1}) و (d_{h1}) ، شکل نهائی روتور کمپرسور و نسبت سرعت محوری در خروجی روتور به ورودی روتور (c_{x2}/c_{x1}) تعیین می‌شوند. با توجه به اینکه فرض شده است سرعت محوری در طول طبقه ثابت است، بنابراین مقدار (c_{x2}/c_{x1}) برابر ۱ است.

شکل نهائی کمپرسور می‌تواند یکی از این سه حالت باشد:

۱. قطر پوسته‌ی ثابت،
۲. قطر ریشه‌ی ثابت،
۳. قطر میانگین ثابت.

با توجه به اینکه حالت قطر پوسته‌ی ثابت، بیشترین عدد هالر را در مقایسه با دو حالت دیگر دارد، در طراحی حاضر استفاده شده است. در ادامه، با استفاده از الگوریتم شکل ۴، مساحت ورودی روتور محاسبه شده است.

۳.۲. طراحی پره‌ی روتور در مقطع میانگین

پس از تعیین ابعاد روتور کمپرسور، مراحل طراحی پره آغاز می‌شود. بدین منظور، ابتدا مثلث‌های سرعت در ورودی و خروجی روتور، در شعاع میانگین محاسبه و سپس تعداد پره، نوع خانواده‌ی پره، و صلبیت انتخاب شده‌اند. در نهایت، با محاسبه‌ی طول وتر پره، زاویه‌ی نصب و زاویه‌ی انحنا روند طراحی پره در شعاع میانگین تکمیل شده است. در ادامه، به توضیح مراحل مذکور پرداخته شده است.

ابتدا، به کمک الگوریتم شکل ۴، مقادیر c_x و c_{u2} و سپس سایر پارامترهای مثلث سرعت در خروجی روتور با استفاده از روابط ۸ الی ۱۲ محاسبه شده‌اند: [۱۳]

$$c_2 = \sqrt{c_x^2 + c_{u2}^2} \quad (8)$$

$$\tan(\alpha_2) = \frac{c_{u2}}{c_x} \quad (9)$$

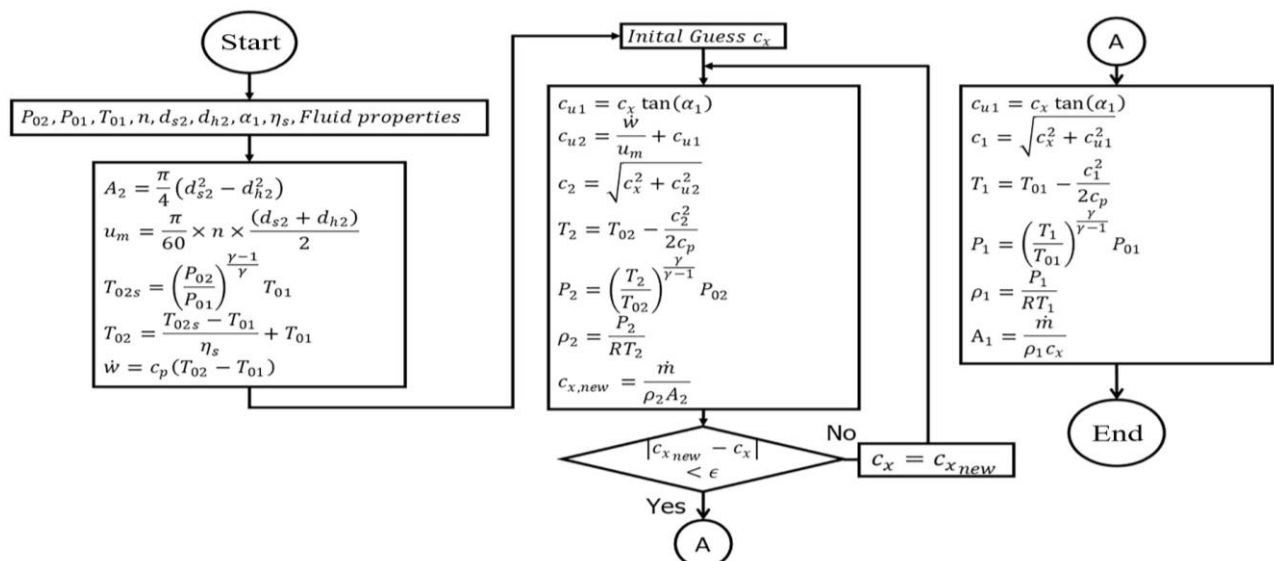


Figure 4: Algorithm for determining the rotor inlet area of the compressor.

شکل ۴: الگوریتم تعیین مساحت ورودی روتور کمپرسور.

شده‌اند، بنابراین گام پره و طول وتر آن با استفاده از روابط ۲۶ و ۲۷ محاسبه می‌شوند: [۲۰]

$$S = \frac{\pi d_m}{Z} \quad (26)$$

$$C = \sigma \times S \quad (27)$$

زاویه‌های نصب پره و انحنا پره مطابق روابط ۲۸ و ۲۹ محاسبه می‌شوند: [۲۰]

$$\lambda = \frac{\kappa_2 + \kappa_1}{2} = \frac{(\beta_2 - \delta) + (\beta_1 - i)}{2} \quad (28)$$

$$\theta = \kappa_1 - \kappa_2 = (\beta_1 - i) - (\beta_2 - \delta) \quad (29)$$

جهت محاسبه‌ی زاویه‌های برخورد و انحراف، از روابط لیبلین (۱۹۶۰) استفاده می‌شود. [۲۰]

برای محاسبه‌ی فاصله‌ی نوک پره تا پوسته، رابطه‌ی ۳۰ پیشنهاد شده است: [۱۳]

$$\tau = (0.6\% \div 1.5\%) \times h_B \quad (30)$$

در نوشتار حاضر، مقدار فاصله‌ی نوک پره تا پوسته، ۰/۶٪ ارتفاع پره در نظر گرفته شده است.

۴.۲. طراحی پره روتور در سایر مقاطع

برای طراحی پره در سایر مقاطع، مشابه مقطع میانگین، ابتدا مثلث‌های سرعت محاسبه می‌شوند. بدین منظور از معادله‌ی تعادل شعاعی ساده در خروجی روتور (معادله‌ی ۳۱) استفاده و مقدار C_{u2} در هر مقطع محاسبه شده است: [۲۱]

$$C_{u2,i} \times r_i = C_{u2,m} \times r_m \quad (31)$$

ثانیاً به علت برقراری معادله‌ی تعادل شعاعی ساده، مقدار C_{x2} نیز از رشته تا نوک ثابت است (رابطه‌ی ۳۲):

$$C_{x2,i} = C_{x2,m} = cte \quad (32)$$

در هر شعاع دلخواه، مقدار سرعت محیطی u_2 نیز مطابق رابطه‌ی ۳۳ معلوم است:

$$u_{2,i} = \left(\frac{2\pi}{60} \right) n \times r_i \quad (33)$$

سایر کمیت‌های مثلث سرعت در خروجی روتور و ورودی روتور محاسبه می‌شوند. ادامه‌ی مراحل، مشابه بخش طراحی در شعاع میانگین است.

در طراحی اولیه، فرض شده است که جریان با زاویه‌ی پره از استاتور خارج و از تلفات فشار در استاتور صرف‌نظر شده است. بنابراین مشخصات جریان در طبقات بعدی معلوم بوده و روتورهای طبقات بعدی به همین صورت طراحی شده‌اند. بعد از تکمیل طراحی، زاویه‌ی جریان در خروجی استاتور و تلفات فشاری استاتور محاسبه شده و طراحی روتورها، مجدداً صورت گرفته است.

۵.۲. طراحی پره استاتور

از استاتور برای افزایش فشار استاتیک و هدایت جریان به روتور طبقه‌ی بعدی استفاده می‌شود. لذا با هدف مذکور، در بخش حاضر به بیان روند طراحی استاتور در پروژه‌ی حاضر پرداخته شده است.

$$C_p = 1 - \left(\frac{w_2}{w_1} \right)^2 \quad (18)$$

تورنیه و ال-گنک (۲۰۱۰)، [۱۹] رابطه‌ی ۱۹ را برای مقدار بهینه‌ی صلبیت با هدف کمینه‌سازی تلفات ثانویه ارائه داده‌اند:

$$(\sigma)_{opt} = A + B\beta_2^n \quad (19)$$

که در آن، ضرایب A ، B و n مطابق روابط ۲۰ الی ۲۲ محاسبه می‌شوند:

$$A = -0.0917 + 0.042231 \times (\beta_1 - \beta_2) \quad (20)$$

$$B = \exp \left\{ \frac{-13.427 + (\beta_1 - \beta_2) \times [0.33303 - 0.002368(\beta_1 - \beta_2)]}{1} \right\} \quad (21)$$

$$n = 2.8592 - 0.04677(\beta_1 - \beta_2) \quad (22)$$

رابطه‌ی اخیر برای $10 \leq \beta_1 \leq 65$ ، $0 \leq \beta_2 \leq 55$ ، و $10 \leq \beta_1 - \beta_2 \leq 60$ برقرار است. در پژوهش حاضر از میانگین دو رابطه‌ی اخیر استفاده شده است.

همچنین جهت اطمینان از درستی انتخاب صلبیت، از ضریب پخش^{۱۸}، که یک کمیت حیاتی برای تعیین بیشینه‌ی بارگذاری پره‌هاست، استفاده شده است. لیبلین^{۱۹} (۹) تعریف کرده است که تلفات در یک ردیف پره به‌طور ناگهانی در محدوده‌ی ضریب پخش ۰/۶ افزایش می‌یابند؛ بنابراین، محدوده‌ی مذکور به‌عنوان حد واماندگی پره و جدایش لایه‌ی مرزی روی پره استفاده شده است. ضریب پخش به صورت رابطه‌ی ۲۳ تعریف می‌شود: [۱۹]

$$DF = 1 - \frac{w_2}{w_1} + \frac{|w_{u2} - w_{u1}|}{2\sigma w_1} \quad (23)$$

در پژوهش حاضر نیز، مقدار صلبیت به نحوی انتخاب شده است که مقدار ضریب پخش همواره کمتر از ۰/۴۵ باشد. جهت تعیین تعداد پره‌های روتور کمپرسور، از نسبت منظر استفاده شده است. نسبت منظر به صورت رابطه‌ی ۲۴ تعریف می‌شود:

$$AR = \frac{h_B}{C} \quad (24)$$

برای مقدار بهینه‌ی نسبت منظر پره، رابطه‌ی ۲۵ پیشنهاد شده است: [۱۳]

$$AR_{opt} = 0.316 \left(\frac{t_{max}}{h_B} \right)^{-0.416} \quad (25)$$

که در آن، برای $0.02 \leq \frac{t_{max}}{h_b} \leq 0.10$ برقرار است.

میلر (۲۰۱۹)، نشان داده است در صورتی که نسبت منظر پره به میزان $2.0 \pm$ ٪ از مقدار بهینه اختلاف داشته باشد، تغییرات بازده در حدود ۰/۱٪ است. [۱۳] بنابراین در صورتی که نسبت منظر پره در بازه‌ی $0.8AR_{opt} \leq AR \leq 1.2AR_{opt}$ باشد، مقدار آن قابل قبول است.

در گام پایانی، سه پارامتر: زاویه‌ی نصب، زاویه‌ی انحنا، و طول وتر پره تعیین می‌شوند. با توجه به اینکه تعداد پره‌ها و صلبیت در مرحله‌ی قبل انتخاب

¹⁹ Lieblein

¹⁷ Tournier & El-Genk

¹⁸ Diffusion factor

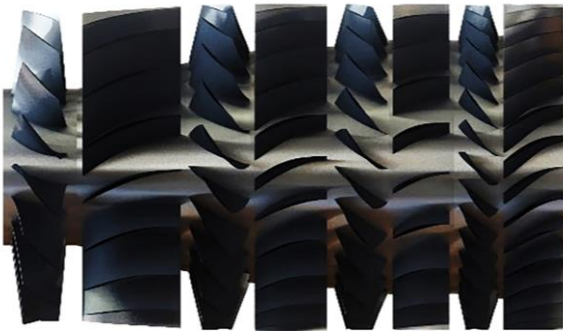


Figure 6: Side view of the four-stage compressor.

شکل ۶: نمای جانبی کمپرسور چهار طبقه.

جدول ۳. مقادیر ضریب جریان در طبقات کمپرسور طراحی شده.

Table 3. Flow coefficient values in the designed compressor stages.

Quantity	First Stage	Second Stage	Third Stage
Flow Coefficient (ϕ)	0.61	0.59	0.54

جدول ۴. مقادیر ضریب بارگذاری در طبقات کمپرسور طراحی شده.

Table 4. Loading coefficient values in the designed compressor stages.

Quantity	First Stage	Second Stage	Third Stage
Loading Coefficient (ϕ)	0.46	0.37	0.39

۳. ارزیابی آیرودینامیکی نتایج طراحی

در بخش کنونی، ارزیابی کمپرسور طراحی شده انجام شده است. این معیارها، جهت ارزیابی در نظر گرفته شده‌اند:

- ضریب جریان^{۲۰}؛
- ضریب بارگذاری^{۲۱}؛
- ضریب عکس‌العمل^{۲۲}؛
- عدد هالر و ضریب دیفیوژن^{۲۳}.

در جدول ۳، مقادیر ضریب جریان (ϕ) طبقات کمپرسور طراحی شده ارائه شده است. معمولاً برای کمپرسور محوری، ضریب جریان عددی در بازه ۰/۴ تا ۰/۸ در نظر گرفته می‌شود.^[۱۳]

بنابراین مقادیر ضریب جریان در بازه مطلوب قرار دارند.

در جدول ۴، مقادیر ضریب بارگذاری (ψ) طبقات کمپرسور طراحی شده ارائه شده است. مقدار ضریب بارگذاری برای طراحی کمپرسورهای مرسوم بین ۰/۲ تا ۰/۴۵ است. اما برای کمپرسورهایی با ضریب بارگذاری بالا، این مقدار بین ۰/۴۵ تا ۰/۷۵ است.

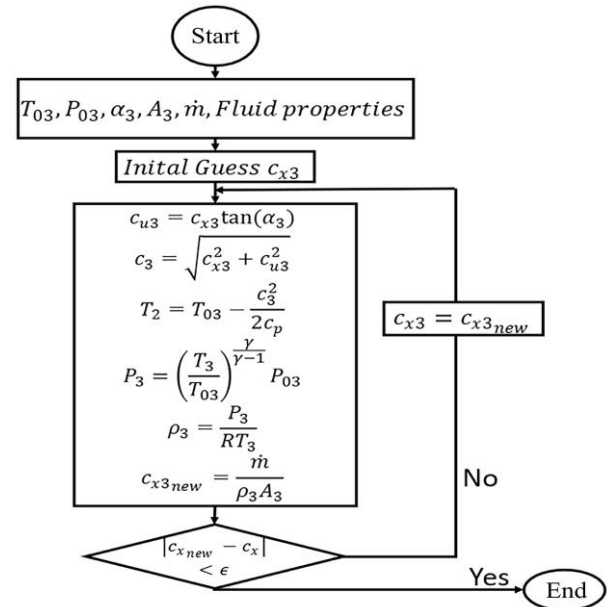


Figure 5: Algorithm for calculating the flow properties at the stator outlet.

شکل ۵: الگوریتم محاسبه خواص جریان در خروجی استاتور.

با توجه به اینکه استاتورهای طبقات میانی در بین دو روتور متوالی قرار دارند، بنابراین قطر ریشه و پوسته در ورودی و خروجی استاتورها مشخص و برابر با روتور قبل و بعد از آن است.

برای استاتور طبقه‌ی آخر نیز، قطر ریشه و پوسته از ورودی تا خروجی ثابت است. جریان خروجی از روتور با سرعت C_2 و زاویه‌ی α_2 از روتور خارج و وارد استاتور شده است. بنابراین، در ورودی استاتور روابط ۳۴ و ۳۵ باید برقرار باشند:

$$C_{u2} = C_2 \sin(\alpha_2) \quad (34)$$

$$C_{x2} = C_2 \cos(\alpha_2) \quad (35)$$

در خروجی استاتور نیز، به کمک الگوریتم ارائه شده در شکل ۵، خواص جریان شامل: چگالی، دما، و فشار استاتیک، و کمیت‌های مثلث سرعت محاسبه شده‌اند.

سایر کمیت‌های مثلث سرعت در خروجی استاتور مطابق روابط ۳۶ و ۳۷ محاسبه شده‌اند:

$$C_{u3} = C_{x3} \tan(\alpha_3) \quad (36)$$

$$C_3 = \sqrt{C_{x3}^2 + C_{u3}^2} \quad (37)$$

۷.۲. مشخصات نهائی کمپرسور طراحی شده

در شکل ۶، نمای جانبی کمپرسور محوری چهار طبقه مشاهده می‌شود. طول محوری کمپرسور مذکور ۴۹/۹ سانتی‌متر، نقطه‌ی طراحی آن با فشار ۱ bar، دمای $20^\circ C$ ، و سرعت دورانی و دبی نقطه‌ی طراحی آن مطابق با توربین گازی موجود بوده است.

²³ de Haller number and Diffusion factor

²⁰ Flow coefficient

²¹ Loading coefficient

²² Reaction coefficient

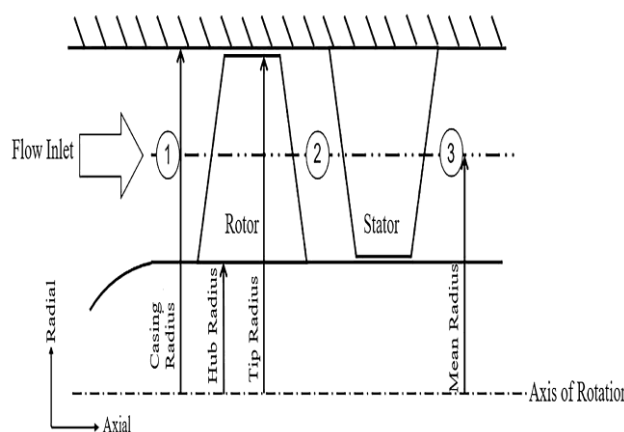


Figure 7: Schematic of a single stage of the axial compressor.

شکل ۷: طرحواره یک طبقه کمپرسور محوری.

$$r_m = \frac{(r_h + r_s)}{2} \quad (38)$$

۳.۱. محاسبه‌ی دبی جرمی، نسبت فشار، و بازده در نقطه‌ی طراحی در گام اول، محاسبات مربوط به نقطه‌ی طراحی صورت می‌گیرد. سه پارامتر دبی جرمی، نسبت فشار، و بازده، مجهولات اصلی هستند. جهت محاسبات مربوط به نقطه‌ی طراحی، این مراحل به‌ترتیب صورت می‌پذیرد:

- گام ۱: محاسبه‌ی زاویه‌ی برخورد و زاویه‌ی انحراف روتور و استاتور در نقطه‌ی طراحی.
- گام ۲: محاسبه‌ی دبی جرمی در نقطه‌ی طراحی.
- گام ۳: محاسبه‌ی تلفات فشاری روتور.
- گام ۴: محاسبه‌ی خواص جریان در خروجی روتور.
- گام ۵: محاسبه‌ی تلفات فشاری استاتور.
- گام ۶: محاسبه‌ی خواص جریان در خروجی استاتور.
- گام ۷: محاسبه‌ی نسبت فشار و بازده نقطه‌ی طراحی.

همان‌طور که اشاره شد، در قدم اول زاویه‌ی برخورد و زاویه‌ی انحراف در نقطه‌ی طراحی محاسبه می‌شوند. جهت این امر از روابط ارائه‌شده در نوشتار بویس^{۲۵} (۲۰۱۱)^[۲۰] استفاده شده است. در قدم بعد، دبی جرمی نقطه‌ی طراحی تعیین می‌شود.

با توجه به رابطه‌ی پیوستگی، دبی جرمی در خروجی روتور با ورودی آن برابر است. بنابراین، مقدار دبی جرمی در خروجی روتور مشخص است.

در گام سوم، ضریب تلفات فشاری برای روتور مطابق رابطه‌ی ۳۹ محاسبه می‌شود:

$$\omega_{total} = \omega_{pro} + \omega_{sec} + \omega_{ew} + \omega_{tc} + \omega_{shock} \quad (39)$$

برای محاسبه‌ی تلفات از روابط ارائه‌شده در نوشتار گامبینی و ولینی (۲۰۲۰)^[۱۳] استفاده شده است. پس از محاسبه‌ی تلفات روتور، الگوریتم ارائه‌شده در شکل ۸، برای تعیین خواص جریان در مقطع ۲ استفاده می‌شود.

جدول ۵. مقادیر ضریب عکس‌العمل در طبقات کمپرسور طراحی‌شده.

Table 5: Reaction coefficient values in the designed compressor stages.

Quantity	First Stage	Second Stage	Third Stage
Reaction Coefficient (R)	0.72	0.73	0.73

جدول ۶. مقادیر عدد هالر و ضریب دیفیوژن در طبقات کمپرسور

طراحی‌شده.

Table 6. Haller number and diffusion coefficient values in the designed compressor stages.

Quantity	First Stage	Second Stage	Third Stage
Haller Number	0.71	0.75	0.72
DF	0.43	0.38	0.40

ضریب بارگذاری بالا باعث کاهش تعداد طبقات کمپرسور می‌شود، اما این امر با کاهش بازده همراه خواهد بود.^[۱۳] در جدول ۵، مقادیر ضریب عکس‌العمل (R) طبقات کمپرسور طراحی‌شده ارائه شده است.

برای کمپرسورهایی با بارگذاری کم، مقدار مناسب ضریب عکس‌العمل در حدود ۰/۵ است. اما دیکنز و دی^{۲۴} (۲۰۱۱)، نشان داده‌اند که برای کمپرسور با بارگذاری زیاد، مقدار بهینه‌ی ضریب عکس‌العمل با افزایش ضریب بارگذاری افزایش می‌یابد.^[۲۳]

بنابراین در پژوهش حاضر، برای کاهش تلفات در استاتور، ضریب عکس‌العمل افزایش داشته است. در جدول ۶، عدد هالر و ضریب دیفیوژن طبقات کمپرسور طراحی‌شده ارائه شده است.

دیکنز و دی (۲۰۱۱)، بیان کرده‌اند در صورتی که عدد هالر از ۰/۶۴ کمتر شود، تلفات استاتور به‌طور قابل‌ملاحظه‌ای افزایش خواهد یافت و اگر این مقدار از ۰/۶ کمتر شود، باعث شکل‌گیری نواحی جدایش جریان در استاتور می‌شود.^[۲۳]

۳. نقشه‌ی عملکردی کمپرسور محوری

پس از طراحی کمپرسور محوری، لازم است که عملکرد آن با دقت مناسبی پیش‌بینی شود. بدین منظور، روش‌های گوناگونی وجود دارند که به‌صورت یک‌بعدی، دوبعدی، و یا سه‌بعدی به پیش‌بینی عملکرد کمپرسور می‌پردازند. در روش پیش‌بینی عملکرد یک‌بعدی، که به روش خط میانگین نیز شناخته می‌شود، از تغییرات شعاعی جریان صرف‌نظر و مشخصات جریان کمپرسور فقط روی خط میانگین و به‌صورت یک‌بعدی بررسی می‌شود. در روش مذکور با تعیین شرایط ورودی جریان و در نظر گرفتن مشخصات هندسی کمپرسور و نیز افت‌های مختلف درون آن، می‌توان مشخصات عملکردی کمپرسور شامل بازده و نسبت فشار را تعیین کرد. بدین منظور، یک برنامه به کمک زبان برنامه‌نویسی پایتون توسعه داده شده است. در شکل ۷، مقاطع بررسی‌شده در یک کمپرسور محوری مشاهده می‌شود.

شعاع میانگین در شکل ۷ مطابق رابطه‌ی ۳۸ تعریف می‌شود.

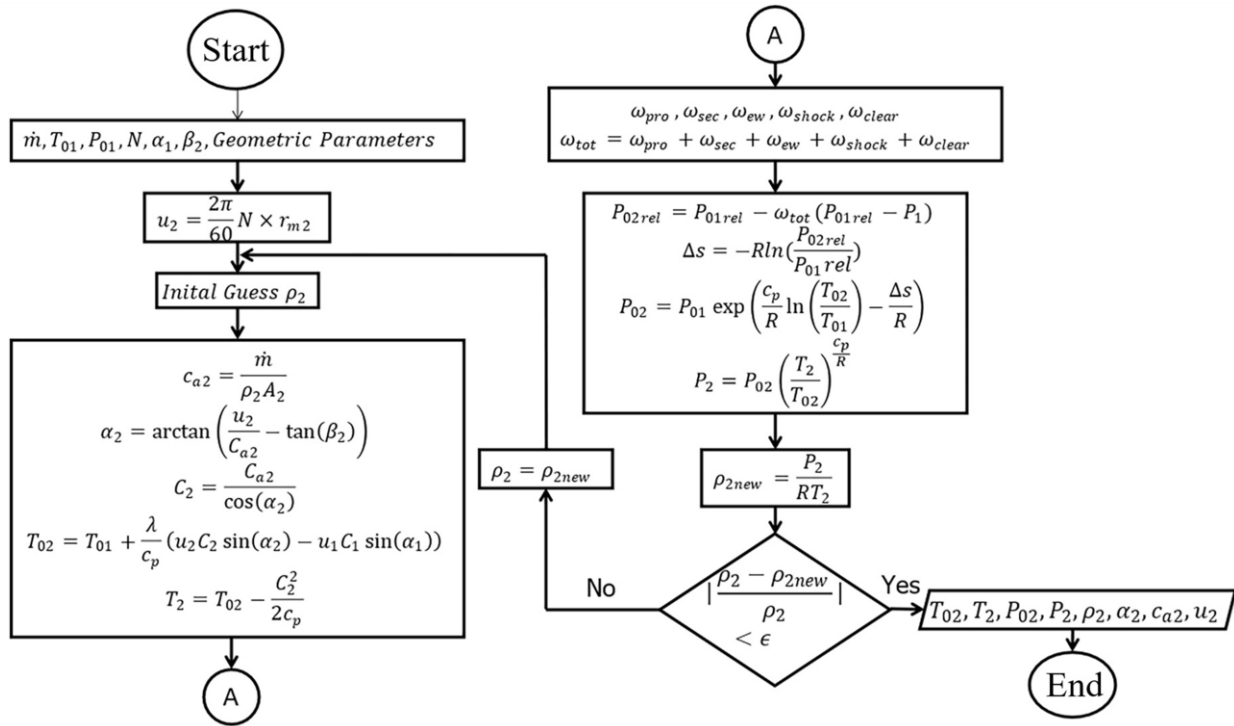


Figure 8: Algorithm for calculating the flow characteristics at section 2 (rotor outlet).

شکل ۸: الگوریتم محاسبه مشخصات جریان در مقطع ۲ (خروجی روتور).

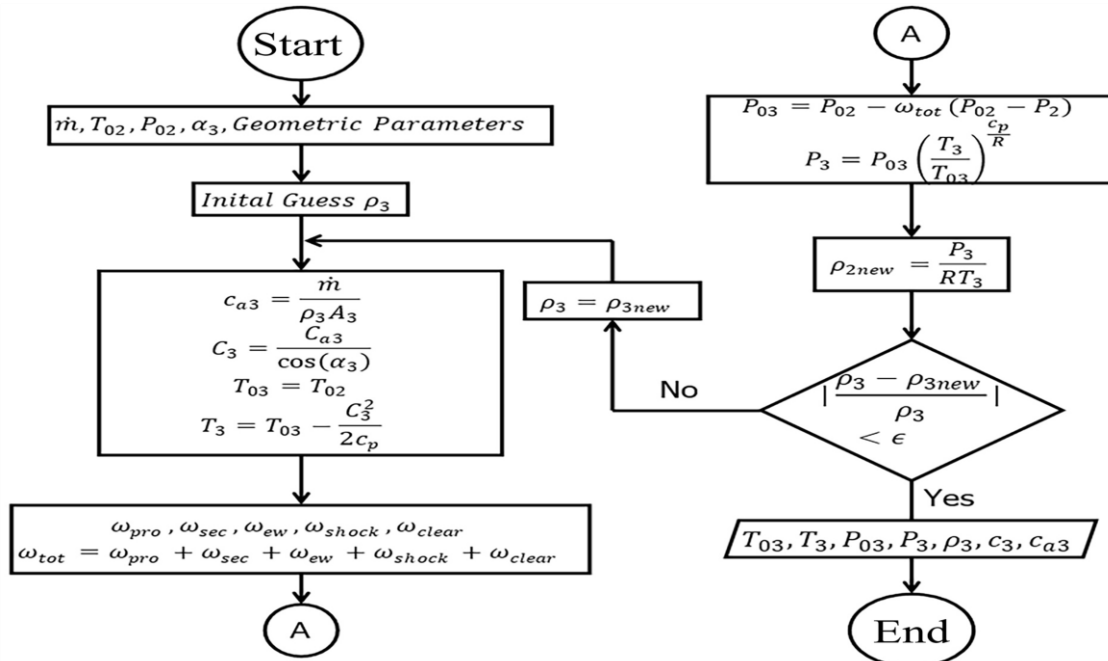


Figure 9: Algorithm for calculating the flow characteristics at section 3 (stator outlet).

شکل ۹: الگوریتم محاسبه مشخصات جریان در مقطع ۳ (خروجی استاتور).

$$\alpha_{1s} = \alpha_{1r} + i_s^* \quad (43)$$

$$\alpha_{2s} = \alpha_{2r} + \delta_s^* \quad (44)$$

در ادامه، پس از محاسبه تلفات فشاری استاتور، مطابق روابط ارائه شده در نوشتار اخیر^[۱۳] مشخصات جریان در خروجی استاتور مطابق الگوریتم شکل ۹ محاسبه می شود. خروجی الگوریتم مذکور، خواص جریان در خروجی استاتور،

پس از تعیین مشخصات جریان در خروجی روتور، فرض می شود از خروجی روتور تا ورودی استاتور تلفات وجود ندارد و روابط ۴۰ الی ۴۴ برقرارند:

$$P_{01s} = P_{01r} \quad (40)$$

$$T_{01s} = T_{01r} \quad (41)$$

$$C_{1s} = C_{2r} \quad (42)$$

۳.۳. راستی‌آزمایی نتایج مدل‌سازی یک‌بعدی با نتایج تجربی کمپرسور محوری موجود

چون از برنامه‌ی ارائه‌شده برای ارزیابی طراحی استفاده خواهد شد، نیاز است ابتدا آن را راستی‌آزمایی کرد. بدین منظور از داده‌های تجربی کمپرسور محوری توربین گازی دانشگاه شریف استفاده شده است. در شکل ۱۱، خروجی برنامه‌ی یک‌بعدی مربوط به پیش‌بینی نسبت فشار کمپرسور محوری با نتایج آزمون تجربی مقایسه شده است. این نمودار مربوط به سرعت دورانی ۰/۶۲ تا ۰/۹۳ نقطه‌ی طراحی است. بیشینه‌ی اختلاف نسبی داده‌های مدل‌سازی با نتایج تجربی ۲/۲٪ بوده است، که قابل قبول به نظر می‌رسد.

در شکل ۱۲، نمودار بازده آیزنتروپیک کل به کل کمپرسور محوری بر حسب پارامتر جرمی مشاهده می‌شود. بیشینه‌ی اختلاف نسبی ۱۲/۸٪ و کمینه‌ی آن ۴/۹٪ است. این مقدار تفاوت نیز در نتایج پیش‌بینی رفتار، قابل قبول است.

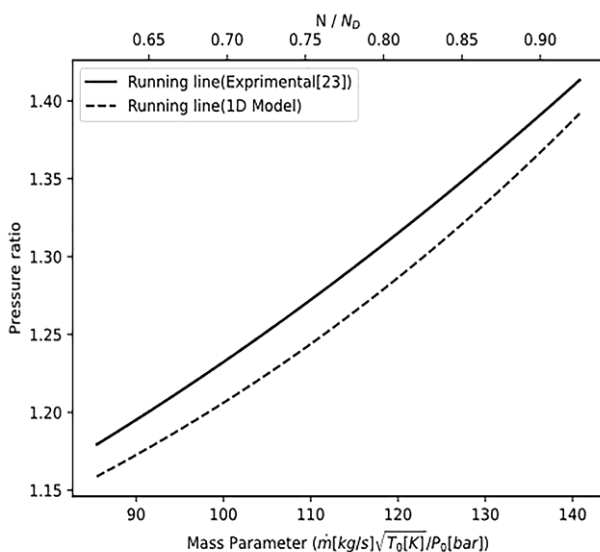


Figure 11: Compressor pressure ratio versus mass flow parameter for the axial compressor.

شکل ۱۱: نمودار نسبت فشار کمپرسور محوری بر حسب پارامتر جرمی.

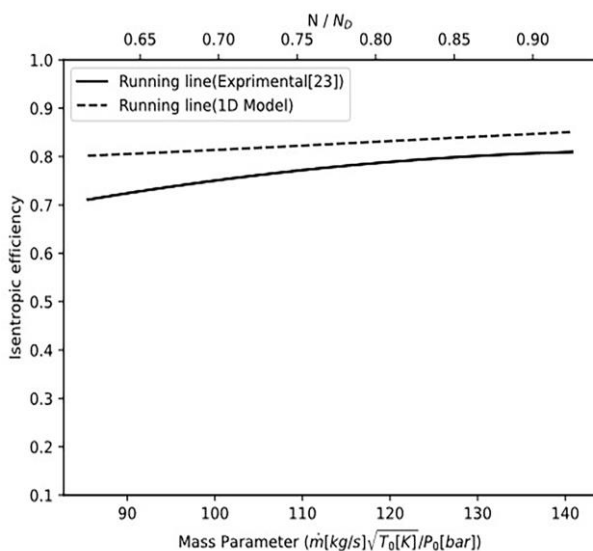


Figure 12: Efficiency versus mass flow parameter for the axial compressor.

شکل ۱۲: نمودار بازده بر حسب پارامتر جرمی کمپرسور محوری.

شامل: دما، فشار، چگالی، و سرعت سیال است. لذا، با توجه به اینکه دمای کل و فشار کل در خروجی کمپرسور محاسبه شده‌اند و مقادیر آن‌ها در ورودی کمپرسور مشخص هستند، بازده و نسبت فشار محاسبه می‌شود.

۲.۳. محاسبه‌ی نسبت فشار و بازده در خارج از نقطه‌ی طراحی

محاسبات در نقاط خارج از نقطه‌ی طراحی، مشابه نقطه‌ی طراحی است؛ اما سه تفاوت اصلی بین دو حالت مذکور وجود دارد:

۱. در نقاط خارج از طرح، مقدار دبی جرمی به‌عنوان یکی از داده‌های ورودی به الگوریتم در نظر گرفته می‌شود.
۲. زاویه‌های برخورد و انحراف در نقاط خارج از طرح با نقطه‌ی طراحی یکسان نیستند.
۳. مقادیر تلفات فشاری در نقاط خارج از طرح با نقطه‌ی طراحی تفاوت دارد.

برای محاسبه‌ی بازده و نسبت فشار در نقاط خارج از نقطه‌ی طراحی، ابتدا از الگوریتم ارائه‌شده در شکل ۱۰، برای تعیین مشخصات ترمودینامیکی جریان در مقطع ۱ استفاده شده است. این مشخصات شامل: دما، فشار، چگالی، و مثلث سرعت هستند. با دانستن مثلث سرعت در مقطع ۱، می‌توان زاویه‌ی نسبی جریان و در نتیجه زاویه‌ی برخورد در نقطه‌ی خارج از طرح را محاسبه کرد. سپس به کمک روابط ارائه‌شده در نوشتار بویس (۲۰۱۱)، تلفات و زاویه‌ی برخورد خارج از طرح محاسبه می‌شوند. درنهایت، به کمک الگوریتم‌هایی مشابه با الگوریتم‌های ارائه‌شده در شکل‌های ۸ و ۹، عملکرد کمپرسور در نقاط خارج از طرح مشخص می‌شود.

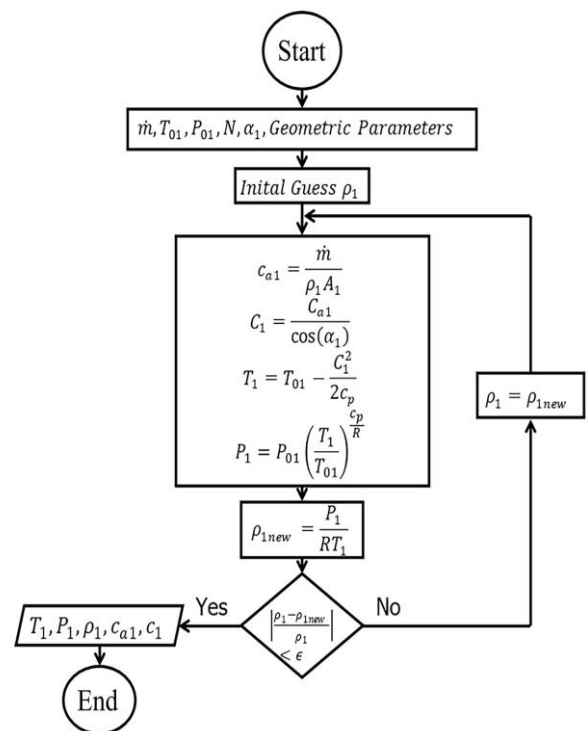


Figure 10: Algorithm for calculating the flow characteristics at section 1 (off-design points).

شکل ۱۰: الگوریتم محاسبه مشخصات جریان در مقطع ۱ (نقاط خارج از طرح).

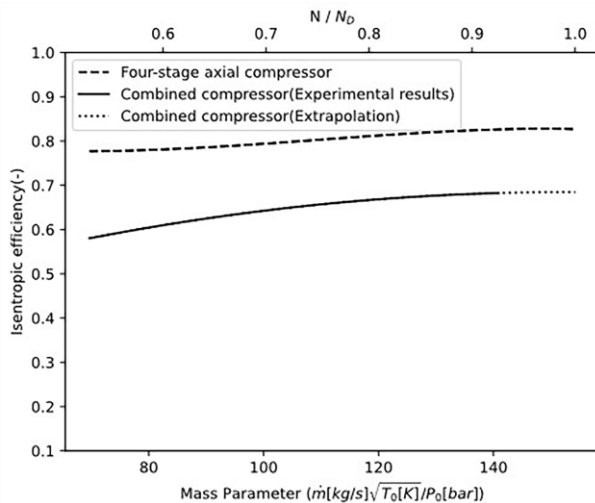


Figure 14: Isentropic efficiency versus mass flow parameter.

شکل ۱۴: نمودار بازده آیزنتروپیک بر حسب پارامتر جرمی.

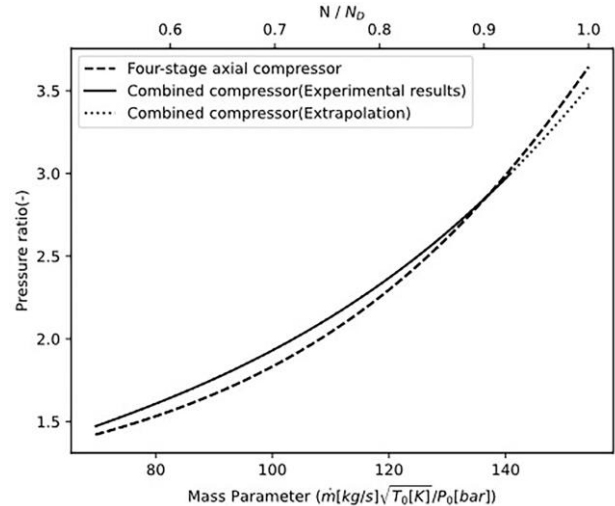


Figure 13: Total-to-total pressure ratio versus mass flow parameter.

شکل ۱۳: نمودار نسبت فشار کل به کل بر حسب پارامتر جرمی.

۴.۳. مدل سازی یک بعدی کمپرسور چهار طبقه و مقایسه با نتایج

تجربی کمپرسور ترکیبی

پس از اعتبار سنجی کد یک بعدی، از کد اخیر برای پیش بینی عملکرد کمپرسور محوری چند طبقه استفاده می شود. در شکل ۱۳، نمودار نسبت فشار بر حسب پارامتر جرمی مشاهده می شود. منحنی توپر مشکی رنگ، نسبت فشار کل به کل را برای دوطبقه ای کمپرسور موجود (طبقه ای اول محوری و طبقه ای دوم گریز از مرکز) بر حسب پارامتر جرمی نشان می دهد و نمودار خط چین، نسبت فشار کل به کل برای چهار طبقه ای کمپرسور محوری (طبقه ای اول، همان کمپرسور محوری موجود و سه طبقه ای بعدی، مجموعه ای کمپرسور طراحی شده) بر حسب پارامتر جرمی مشاهده می شوند. نتایج نشان می دهند، در صورتی که سرعت دورانی توربین گازی، از حدود ۰/۹ دور طراحی اش بالاتر رود، نسبت فشار مجموعه ای کمپرسور محوری بالاتر از کمپرسور ترکیبی موجود است، به نحوی که در دور طراحی، نسبت فشار کمپرسور چهار طبقه، ۹/۴٪ بالاتر از کمپرسور ترکیبی فعلی بوده است.

بیشینه ای اختلاف نسبی میان دو نمودار ۱۱/۴٪ است. این امر نشان می دهد، کمپرسور طراحی شده با دقت خوبی عملکرد مشابه کمپرسور گریز از مرکز را دارد. در شکل ۱۴، نمودار بازده آیزنتروپیک بر حسب پارامتر جرمی مشاهده می شود؛ که مطابق آن، بازده آیزنتروپیک کمپرسور چهار طبقه در خط کاری، کمینه ای ۱۰/۱٪ و بیشینه ای ۱۵/۱٪ بیشتر از بازده کمپرسور ترکیبی موجود و در نقطه ای طراحی، بازده کمپرسور چهار طبقه، ۱۳/۱٪ زیاده تر از بازده کمپرسور موجود بوده است. در شکل ۱۵، منحنی مشخصه ای کمپرسور چهار طبقه بر حسب پارامتر جرمی و در شکل ۱۶، نمودار بازده بر حسب پارامتر جرمی برای کمپرسور محوری چهار طبقه مشاهده می شوند؛ که مطابق آن ها، با خروج از نقطه ای طراحی کمپرسور، بازده به شدت افت کرده است.

۴. نتیجه گیری و جمع بندی

در پژوهش حاضر، با هدف بهبود عملکرد، طراحی آیرودینامیکی یک کمپرسور محوری سه طبقه به عنوان جایگزین کمپرسور گریز از مرکز توربین گازی دانشگاه صنعتی شریف صورت پذیرفته است.

در گام نخست، کد یک بعدی جهت پیش بینی عملکرد کمپرسور محوری نوشته

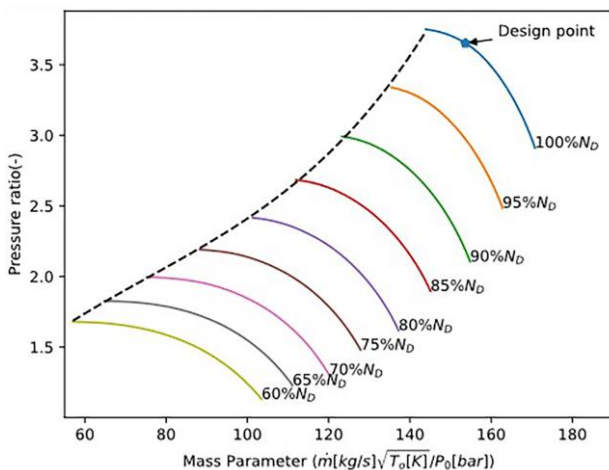


Figure 15: Efficiency versus mass flow parameter for the compressor.

شکل ۱۵: نمودار بازده بر حسب پارامتر جرمی را برای کمپرسور.

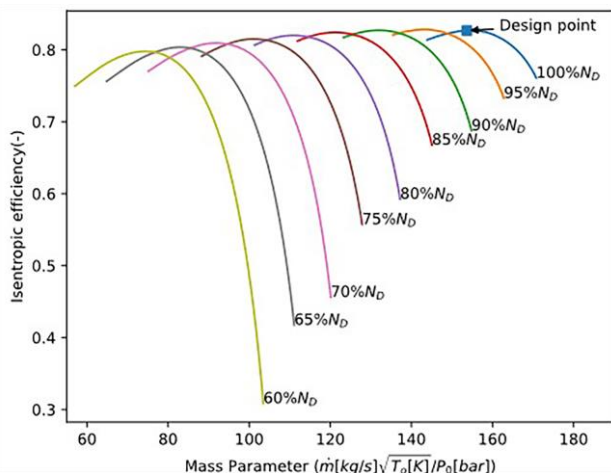


Figure 16: Efficiency versus mass flow parameter for the four-stage axial compressor.

شکل ۱۶: نمودار بازده بر حسب پارامتر جرمی برای کمپرسور محوری

چهار طبقه.

که سرعت دورانی توربین گازی، از ۰/۹ دور طراحی‌اش بالاتر رود، نسبت فشار کمپرسور چهارطبقه بالاتر از کمپرسور ترکیبی موجود قرار می‌گیرد؛ به نحوی که در دور طراحی، نسبت فشار کمپرسور چهارطبقه، ۹/۴٪ بالاتر از کمپرسور ترکیبی فعلی شده است.

بنابراین، می‌توان نتیجه گرفت که طراحی کمپرسور محوری سه‌طبقه و جایگزینی آن با کمپرسور گریزازمرکز در توربین گازی دانشگاه صنعتی شریف امکان‌پذیر است و این جایگزینی، منجر به ارتقاء عملکرد قابل توجه توربین گازی خواهد شد.

تقدیر و تشکر

از حمایت‌های دانشکده‌ی مکانیک و معاونت پژوهشی دانشگاه صنعتی شریف و نیز همکاری کادر فنی آزمایشگاه در انجام پژوهش حاضر قدردانی به‌عمل می‌آید.

شده است. به‌منظور اعتبارسنجی کد، نتایج آن با داده‌های تجربی کمپرسور محوری موجود مقایسه شده است. بیشینه‌ی اختلاف نسبی نسبت فشار داده‌های مدل‌سازی با نتایج تجربی ۲/۲٪ و بیشینه‌ی اختلاف نسبی بازده آیزنتروپیک ۱۲/۸٪ و کمینه‌ی آن ۴/۹٪ بوده است. این مقدار تفاوت در نتایج پیش‌بینی رفتار، قابل‌قبول است.

در ادامه، یک کمپرسور محوری سه‌طبقه در نقطه‌ی طراحی مشابه کمپرسور گریزازمرکز موجود طراحی شده است. سپس با طراحی یک استاتور جدید، روتور کمپرسور محوری موجود به کمپرسور طراحی‌شده الصاق شده است.

در گام بعدی، کد پیش‌بینی عملکرد بر روی کمپرسور چهارطبقه اعمال و نتایج آن با نتایج تجربی کمپرسور ترکیبی موجود مقایسه شده است. بازده آیزنتروپیک کمپرسور چهارطبقه در خط کاری، دست‌کم ۱۰/۱٪ و بیشینه‌ی ۱۵/۱٪ بالاتر از بازده کمپرسور ترکیبی موجود بوده است. همچنین در صورتی

References – منابع

- Fathi, A., 2012. Blade optimum design of a selected stage in axial compressors based on stage matching and overall performance. *PhD thesis*, K.N. Toosi University of Technology, Tehran, Iran. [In Persian].
- Banjac, M., Petkovic, D., Madzar, T., and Petrovic, M. V., 2023. Axial compressor design system with direct generation of 3D geometry. *GPPS Hong Kong*, 24. <http://dx.doi.org/10.33737/gpps23-tc-273>
- Yang, J., Hu, B., Tao, Y., and Li, J., 2022. A flexible method for geometric design of axial compressor blades. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering*, 236(12), pp. 2420-2432. <https://doi.org/10.1177/09544100211063078>
- Yang, C., Wu, H., and Liang, Y., 2019. A novel three-dimensional inverse method for axial compressor blade surface design. *Arabian Journal for Science and Engineering*, 44(12), pp. 10169-10179. <https://doi.org/10.1007/s13369-019-04083-3>
- Shi, H., 2021. A parametric blade design method for high-speed axial compressor. *Aerospace*, 8(9), 271. <https://doi.org/10.3390/aerospace8090271>
- Lei, F., Ju, Y., and Zhang, C., 2021. A rapid and automatic optimal design method for six-stage axial-flow industry compressor. *Journal of Thermal Science*, 30(5), pp. 1658-1673. <https://doi.org/10.1007/s11630-021-1496-2>
- Silva, L., Grönstedt, T., Xisto, C., Whitacker, L., Bringhenti, C., and Lejon, M., 2024 "Analysis of blade aspect ratio's influence on high-speed axial compressor performance. *Aerospace*, 11(4), 276. <https://doi.org/10.3390/aerospace11040276>
- Tao, C., Du, X., Ding, J., Luo, Y., and Wang, Z. 2021. Maximum thickness location selection of high subsonic axial compressor airfoils and its effect on aerodynamic performance. *Frontiers in Energy Research*, 9, 791542. <https://doi.org/10.3389/fenrg.2021.791542>
- Sans, J., Resmini, M., Brouckaert, J. F., and Hiernaux, S. 2014. Numerical investigation of the solidity effect on linear compressor cascades. In *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. American Society of Mechanical Engineers*. <https://doi.org/10.1115/GT2014-25532>
- Chen, Y., Gao, C., and Chu, W. 2022. Effect and mechanism of roughness on the performance of a five-stage axial flow compressor. *Aerospace*, 9(8), 428. <https://doi.org/10.3390/aerospace9080428>
- Karrabi, H., Sajjadi, M., and Baghani, M. 2019. Effect of aging and manufacturing tolerances on multi-stage transonic axial compressor performance. *Energy Equipment and Systems*, 7(2), pp. 133-147. <https://doi.org/10.22059/ees.2019.35846>

12. Rannou, C., Dazin, A., Marty, J., Tanguy, G., Castillon, L., and Moubogha, J. 2022. Effect of the axial compressor tip clearance size: Performance and transition to rotating stall. In Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. *American Society of Mechanical Engineers*. <https://doi.org/10.1115/GT2022-80914>
13. Gambini, M., and Vellini, M., 2020. Turbomachinery: fundamentals, selection and preliminary design. *Springer Nature*.
14. Cfturbo., 2023 .Cfturbo User Guide.
15. Web. <https://manual.cfturbo.com/>
16. Eppe, Ph., Durst, F., and Delgado, A., 2011. A theoretical derivation of the Cordier diagram for turbomachines. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: *Journal of Mechanical Engineering Science*, 225(2), pp. 354-368. <https://doi.org/10.1243/09544062JMES228>
17. Wright, L. C., 1974. Blade selection for a modern axial-flow compressor. *Fluid Mech., Acoustics, and Design of Turbomachinery, Pennsylvania State Univ.*
18. Ramzi, M., 2018. A 2D aerodynamic design of subsonic axial compressor stage. *Fluid Mech. Res. Int.*, 2(3), pp.138-142. <https://doi.org/10.15406/fmrij.2018.02.00030>
19. Tournier, J.M., and El-Genk, M., (2010). Axial flow, multi-stage turbine and compressor models. *Energy Conversion and Management*, 51(1), pp. 16-29. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2009.08.005>
20. Boyce, M.P., 2011. Gas turbine engineering handbook. *Elsevier*.
21. Aungier, R.H., 2003. Axial-flow compressors. *American Society of Mechanical Engineers*, New York.
22. Wilson, D.G., and Korakianitis, T., 2014. The design of high-efficiency turbomachinery and gas turbines, with a new preface. *MIT press*.
23. Dickens, T., and Day, I., 2011. The design of highly loaded axial compressors. *ASME. J. Turbomach.*, 133(3). <https://doi.org/10.1115/1.4001226>