

بررسی عددی تاثیر تعداد پره‌ها بر عملکرد یک کمپرسور توربوشارژر

محمد حسین شفیعی میم*

استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه بزرگمهر فائانات، فائانات، ایران

محمد مصطفی غفوریان

دانشجوی دکتری، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی مشهد، مشهد، ایران

محمد آدینه بیگی

کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه سیستان و بلوچستان، زاهدان، ایران

چکیده

در این پژوهش، تاثیر تغییر تعداد پره‌های یک کمپرسور توربوشارژر به صورت عددی مورد بررسی قرار گرفته است. در این راستا، هندسه‌ی پروانه و حلزونی کمپرسور توربوشارژر گرت T25 با استفاده از اسکن سه بعدی تعیین و سپس در نرم افزار انسیس مدل گردیده است. پس از حل میدان جریان در کمپرسور با تعداد پره‌ها ۶، تعداد پره‌ها از مقدار اولیه‌ی ۶ عدد به ۵ عدد تغییر داده و سپس حل عددی برای تعداد ۴ و ۷ پره تکرار شده است. با کاهش تعداد پره‌ها سطح مقطع عبوری جریان افزایش یافته و در نتیجه کمپرسور دیرتر به شرایط شوک می‌رسد. بنابر این کمپرسور با تعداد پره کمتر قابلیت عبور جریان با دبی جرمی بیشتری را دارد. از طرفی با افزایش تعداد پره‌ها ضریب لغزش و قدرت انتقال یافته به سیال افزایش یافته، اما قدرت و نسبت فشار با بیشتر شدن تعداد پره‌ها از ۶ عدد کاهش می‌یابد. در یک برآورد کلی نتایج مطالعه حاضر نشان می‌دهد که کمپرسور دارای ۶ پره در دبی‌های جرمی کمتر که متناظر با نسبت فشارهای بالاتر می‌باشد، دارای بهترین عملکرد می‌باشد.

واژه‌های کلیدی: کمپرسور گریز از مرکز، پروانه، بررسی عددی، زاویه‌ی پره‌ها، مدل‌سازی جریان.

Numerical Investigation on the Effect of Number of Blades on the Performance of a Turbocharger Compressor

M. H. Shafiei Mayam

Faculty of Mechanical Engineering, Bozorgmehr University of Qaenat, Qaen, Iran

M. M. Ghafuoryan

Department of Mechanical Engineering, Ferdowsi University of Mashhad, Mashhad, Iran

M. Adine Beigi

School of Mechanical Engineering, University of Sistan and Baluchestan, Zahedan Iran

Abstract

In the present work, the effect of number of blades of a turbocharger is investigated numerically. First, the geometry of impeller and volute of Garrett T25 turbo compressor is acquired using 3D scanning. Then the acquired geometry is modeled in Ansys software. The flow is acquired for a compressor with default number of blades (6 blades) first, and the number of blades is changed to 5 blades. This study is also done for 4 and 7 blades. The effective area is increased when the number of blades is decreased, so the compressor is choked later. As a result, mass flow can increase in a compressor with fewer blades. On the other hand, slip factor and transferred power to fluid are augmented when the number of blades is increased, while the power and pressure ration is decreased when the number of blades is more than 6 blades. The acquired results show that the optimum performance of the compressor is obtained in a compressor with default number of blades in a wide range of mass flow rate.

Keywords: Centrifugal compressor, Impeller, Numerical investigation, Blades angle, modeling of flow.

۱- مقدمه

توربوشارژرها در اکثر کاربردهای سبک نظیر اتومبیل‌های شهری تا کاربردهای سنگین نظیر موتورهای بزرگ کشتی‌ها قابل استفاده هستند و تاثیر قابل توجهی در افزایش کارایی انواع موتورها دارند. به همین دلیل تاکنون تحقیقات فراوانی در زمینه بهبود عملکرد آن‌ها انجام شده است.

تحلیل جریان در توربوماشین‌ها توسط کاتسانیس (۱۹۶۴) [۱] پایه گذاری شد. زنگنه (۱۹۹۰) [۲] از یک روش طراحی معکوس سه بعدی برای ماشین‌های جریان شعاعی و جریان مخلوط استفاده کرد. پیتکانن و همکاران (۲۰۰۰) [۳] یک کمپرسور گریز از مرکز با دیفیوزر بدون پره را به صورت عددی و تجربی مورد مطالعه قرار دادند. یوسانگ و همکاران (۲۰۰۴) [۴] با ترکیب الگوریتم ژنتیک و حل معادلات ناویر-استوکس توانستند منحنی‌های ریشه و شروع پروانه‌ی گریز از مرکز Eckardt 0-type را در صفحه‌ی نصف النهاری برای تولید حداقل

صدا، بهبود بخشند. طیبی و براتی (۲۰۰۶) [۵]، جریان با جزئیات کامل جریان بین پره‌ها، دیفیوزر و محفظه‌ی حلزونی در یک کمپرسور گریز از مرکز توربوشارژر را به صورت عددی مورد بررسی قرار دادند. کاسپرادووا و اولدریچ (۲۰۰۸) [۶]، یک فرآیند بهبود مسیر جریان به وسیله‌ی تغییر در هندسه‌ی پره‌های کمپرسور گریز از مرکز و پره‌های کانال برگشتی آن را با استفاده از روش CFD انجام دادند. نیلیوه‌مکاران (۲۰۰۸) [۷]، کمپرسور گریز از مرکز یک توربوشارژر را به صورت عددی و تجربی مورد مطالعه قرار دادند. وانگ و مو (۲۰۱۱) [۸]، با استفاده از روش بهینه سازی چند هدفی، پره‌های پروانه‌ی NASA rotor37 را برای رسیدن به نسبت فشار و بازدهی آدیاباتیک حداکثر مورد مطالعه قرار دادند. پورصادق و همکاران (۲۰۱۱) [۹]، تحلیل میدان جریان و اصلاح هندسه‌ی کمپرسور گریز از مرکز در صفحات پره به پره و نصف النهاری را با استفاده از روش شبه سه بعدی انجام دادند. وانگ و لو (۲۰۱۱) [۱۰]، با استفاده از CFD به مطالعه‌ی ویژگی‌های جریان بر روی کمپرسورهای گریز از مرکز مادون صوت با

1) Ansys

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: shafiei@buqaen.ac.ir

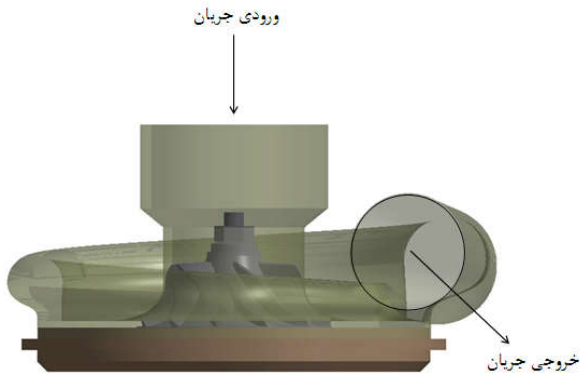
تاریخ دریافت: ۹۵/۰۶/۱۷

تاریخ پذیرش: ۹۶/۰۲/۲۶

۱- مدل سازی، معادلات حاکم و شرایط مرزی

به منظور مدل سازی و حل میدان جریان در هندسه‌ی پروانه و حلزونی از یک کمپرسور گریز از مرکز که متعلق به توربوشارژر Garrett T25 می‌باشد، استفاده شده است. این توربوشارژر از لحاظ ابعاد با توربوشارژر Garrett GT2056 که مشخصات آن در مرجع [۲۱] موجود می‌باشد، قابل مقایسه است. از این توربوشارژر در موتورهایی با حجم حدوداً ۱/۴ تا ۲ لیتر استفاده می‌شود که منجر به تولید توانی بین ۱۴۰ تا ۲۶۰ اسب بخار می‌شود. با توجه به نقشه‌ی کمپرسور این توربوشارژر مشخص می‌شود که محدوده‌ی سرعت دورانی شفت آن بین ۷۰۰۰۰ rpm تا ۱۹۰۰۰۰ rpm می‌باشد که در این محدوده نسبت فشاری بین ۱/۱۵ تا ۳/۶ ایجاد می‌کند. کمپرسور این توربوشارژر دارای پروانه‌ای با قطر ورودی ۳۹/۵ میلی‌متر و قطر خروجی ۵۳/۲ میلی‌متر می‌باشد. همچنین نسبت مساحت به شعاع در حلزونی این کمپرسور ۰/۴۲ می‌باشد.

همان طور که از شکل ۱ مشخص است جریان ورودی به حلزونی پس از عبور از پروانه و افزایش چگالی و فشار به قسمت حلزونی شکل وارد می‌شود و سپس از مرز خروجی با مقطع دایره‌ای خارج می‌شود.



شکل ۱- اجزای کمپرسور توربوشارژر Garrett T25 [۲۱-۲۲]

- معادلات بقای حاکم

معادلات بقای جرم، ممنتوم و انرژی متوسط گیری شده‌ی کلی یا معادلات RANS برای یک جریان آشفته در دستگاه مختصات مرجع ثابت به شکل زیر می‌باشد.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial \rho U_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_i U_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\tau_{ij} - \rho \overline{u_i u_j}) + S_{M_i} \quad (2)$$

$$\frac{\partial \rho h_{tot}}{\partial t} - \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j h_{tot}) = \frac{\partial}{\partial x_j} (\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} - \rho \overline{u_j h}) + \frac{\partial}{\partial x_j} (U(\tau_{ij} - \rho \overline{u_i u_j})) + S_{E_i} \quad (3)$$

در صورت نوشتن معادلات در دستگاه مختصات دورانی، اثر نیروهای کریولیس و گریز از مرکز در معادلات ممنتوم و انرژی به شکل چشمه‌های ممنتوم و انرژی غیر فیزیکی ظاهر می‌شوند. در مسئله‌ی حاضر محور دوران دستگاه‌های مختصات ساکن و دورانی بر روی یکدیگر قرار گرفته‌اند (شکل ۲). در این صورت سرعت و شتاب ذره‌ای از سیال که

اندازه‌ها و سرعت‌های متفاوت پرداختند. نیلی و همکاران (۲۰۱۲) [۱۱]، پس از طراحی آیرودینامیکی کمپرسور گریز از مرکز به روش طراحی معکوس و ترکیب آن با الگوریتم اصلاح هندسه‌ی گلوه-اسپاین، پروفیل نصف‌النهاری را با اعمال توزیع فشار اصلاح شده روی دیواره‌ی ریشه و شroud پروانه تغییر دادند. ژو و همکاران (۲۰۱۲) [۱۲]، از دو طرح مختلف برای پروفیل نصف‌النهاری پروانه‌ی کمپرسور گریز از مرکز استفاده کردند و نشان دادند که اصلاح شکل پروفیل نصف‌النهاری پره می‌تواند بازده، نسبت فشار و محدوده‌ی کاری کمپرسور را تغییر دهد.

اخیراً، تأثیر جداکننده^۱ در لبه حمله پره‌های کمپرسور توربوشارژر بر عملکرد آن بدون هیچ گونه تغییری در پره‌های کمپرسور به طور عددی مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج این تحقیق نشان داد که جریان ثانویه در پروانه اثر نامطلوب در زاویه حمله جداکننده دارد. همچنین جداکننده‌ها باید بطور مستقل طراحی شده و در صورت داشتن زاویه حمله می‌تواند عملکرد کمپرسور را بهبود داده و خفگی را به تأخیر بیندازد [۱۳]. عبدالمجید و همکاران در سال ۲۰۱۷ [۱۴]، تأثیر هندسه ولوت^۲ بر جریان آشفته کمپرسور را بصورت عددی بررسی کردند. آنها نشان دادند که هندسه ولوت تأثیر قابل ملاحظه‌ای بر فشار و دمای خروجی کمپرسور دارد. فنلی و همکاران (۲۰۱۷) [۱۵] و مارلی و همکاران (۲۰۱۶) [۱۶] نیز مطالعاتی بر روی هندسه توربوشارژر و تأثیر پارامترهای هندسی بر عملکرد کمپرسور انجام دادند. باتی و پتل (۲۰۱۴) [۱۷] تأثیر تعداد پره بر عملکرد کمپرسور محوری در مرحله فشار بالا را بصورت عددی بررسی کردند. افزایش انتالپی و انتروپی در هر مرحله از کمپرسور برای تعداد پره بهینه توسط محققین گزارش شد.

چهار و همکاران [۱۸] به بررسی عددی تأثیر صلیبیت دیفیوزر بر جریان و عملکرد کمپرسور توربوشارژر پرداختند. که نتایج آنها نشان داد، کمپرسور با دیفیوزر دارای ۶ تیغه ثابت بهترین عملکرد را برای محدوده وسیعی از دبی جرمی دارد.

همانطور که مشاهده شد در هیچیک از پژوهش‌های انجام شده اثر تغییر تعداد پره‌های کمپرسور بر عملکرد کمپرسور گریز از مرکز بررسی نشده است. از آنجایی که در کمپرسورهای گریز از مرکز که یکی از اجزای مهم توربوشارژرها هستند، بررسی عملکرد آنها و رسیدن به بالاترین بازده مخصوصاً در بارهای وارده‌ی بالا که در نسبت فشارهای بالا اتفاق می‌افتد [۱۹-۲۰]، می‌تواند برای صنعت این ماشین‌ها بسیار مفید باشد. لذا در کار حاضر اثر تغییر تعداد پره‌های یک کمپرسور توربوشارژر بر عملکرد آن با استفاده از روش عددی مورد بررسی قرار خواهد گرفت. به منظور بررسی اثر این تغییرات بر میدان جریان سیال، از روش عددی استفاده خواهد شد چرا که بررسی جریان و شرایط مرزی حاکم بر مسئله توسط نرم‌افزارهای تجاری بسیار آسان‌تر و کم هزینه‌تر نسبت به بررسی آن‌ها در شرایط واقعی می‌باشد.

¹splitter
²volute

$$\frac{\partial \rho I_{tot}}{\partial t} - \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial t} (\rho V_j I_{tot}) = \frac{\partial}{\partial X_j} (\lambda_{eff} \frac{\partial T}{\partial X_j}) + \quad (9)$$

$$\frac{\partial}{\partial X_j} (U_i (\tau_{ij} - \rho \overline{V_i V_j})) + V_i (S_{M_i} + S_{M_i, total}) + S_E$$

$$S_{M_i, tot} = S_{Cor} + S_{c_{fg_i}}$$

$$S_{Cor} = -2\rho \Omega \times U \quad (10)$$

$$S_{c_{fg}} = -\rho \Omega \times (\Omega \times r)$$

در معادلات بالا I_{tot} آنتالپی چرخشی سکون است که به شکل زیر تعریف می‌شود.

$$I = h_{stat} + \frac{1}{2} U^2 - \frac{1}{2} \Omega^2 r_{\perp}^2 \quad (11)$$

یا

$$I = h_{stat, rel} - \frac{1}{2} \Omega^2 r_{\perp}^2 \quad (12)$$

در معادله‌های (9) و (10) μ_{eff} و λ_{eff} به ترتیب لزجت موثر و رسانای گرمایی موثر هستند که با روابط زیر تعریف می‌شوند.

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (13)$$

$$\lambda_{eff} = \lambda + \lambda_t \quad (14)$$

و P' فشار اصلاح شده است که با رابطه‌ی زیر تعریف می‌شود.

$$p' = p + \frac{2}{3} \rho k + \frac{2}{3} \mu \frac{\partial U_k}{\partial X_k} \quad (15)$$

جمله‌ی آخر در معادله‌ی بالا دیورژانس سرعت را در بر می‌گیرد.

در این پژوهش برای مدل کردن تنش‌های رینولدز از مدل دو معادله ای $k-\omega$ SST استفاده شده است. در این مدل فرض می‌شود که لزجت توربولانس توسط رابطه‌ی زیر به انرژی جنبشی توربولانس و فرکانس توربولانس وابسته می‌شود.

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} \quad (16)$$

فرکانس توربولانس بر اساس تعریف کلموگورف³ در سال ۱۹۴۲ با رابطه‌ی زیر تعریف می‌شود.

$$\omega = \frac{\sqrt{k}}{l} \quad (17)$$

در رابطه‌ی بالا l مقیاس طولی توربولانس است.

این مدل برای محاسبه‌ی مقادیر k و ω از دو معادله‌ی بقای اضافی استفاده می‌کند که معادلات آنها در دستگاه مختصات ثابت به شکل زیرند:

$$\frac{\partial (\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial X_j} (\rho U_j k) = \frac{\partial}{\partial X_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k3}} \right) \frac{\partial k}{\partial X_j} \right] + P_k - \beta' \rho k \omega \quad (18)$$

$$\frac{\partial (\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial X_j} (\rho U_j \omega) = \frac{\partial}{\partial X_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 3}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial X_j} \right] + (1 - F_1) \times 2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \frac{\partial k}{\partial X_j} \frac{\partial \omega}{\partial X_j} + \alpha_3 \frac{\omega}{k} P_k - \beta_3 \rho \omega^2 \quad (19)$$

ضرایب معادلات جدید، ترکیبی خطی از ضرایب معادله‌ی (۱۸) هستند.

$$\Phi_3 = F_1 \Phi_1 + (1 - F_1) \Phi_2 \quad (20)$$

تمام ضرایب برای جانشانی در رابطه‌ی (۲۰) توسط منتر [۲۳] عبارتند از:

در مسیر پروانه حرکت می‌کند در دستگاه مختصات مطلق، به شکل زیر نوشته می‌شود.

$$U_A = U_B + \Omega \times r + V_{rel} \quad (3)$$

$$a_A = a_B + \dot{\Omega} \times r + \Omega \times (\Omega \times r) + 2\Omega \times V_{rel} + a_{rel} \quad (4)$$

که:

- U سرعت هر نقطه نسبت به دستگاه مختصات ساکن (مطلق)

- V سرعت هر نقطه نسبت به دستگاه مختصات دورانی (نسبی)

- r بردار موضعی نقطه‌ی A در دستگاه مختصات دورانی می‌باشد.

در نتیجه U_A سرعت مطلق ذره‌ی سیال، U_B سرعت مطلق مبدا

دستگاه متحرک، و V_{rel} سرعت نسبی ذره‌ی سیال می‌باشد. به همین

شکل a_A شتاب مطلق ذره‌ی سیال، a_B شتاب مطلق مبدا دستگاه

مختصات متحرک و a_{rel} شتاب نسبی ذره‌ی سیال می‌باشد. با توجه به

شکل ۲ مشخص است که V_B و a_B برابر صفرند زیرا مبدا دستگاه

مختصات نسبی دورانی بر روی دستگاه مختصات ساکن قرار گرفته

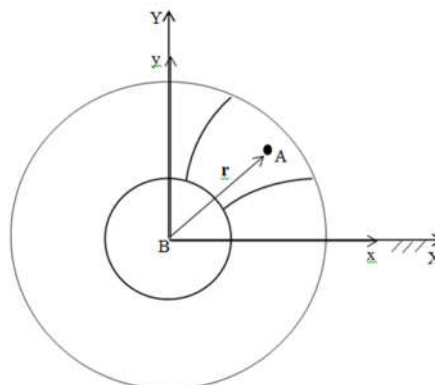
است و همچنین $\dot{\Omega}$ نیز صفر می‌باشد زیرا سرعت زاویه‌ی ای ثابت در نظر

گرفته شده است. در نتیجه معادلات (۳) و (۴) به شکل زیر ساده می

شوند.

$$U_A = \Omega \times r + V_{rel} \quad (5)$$

$$a_A = \Omega \times (\Omega \times r) + 2\Omega \times V_{rel} + a_{rel} \quad (6)$$



شکل ۲- محل قرارگیری دستگاه مختصات نسبی متحرک (x-y) با سرعت زاویه‌ای Ω و دستگاه مختصات مرجع ساکن (X-Y) در مسئله‌ی حاضر

جملات $\Omega \times (\Omega \times r)$ و $2\Omega \times V_{rel}$ به ترتیب شتاب جانب مرکز و شتاب کریولیس نامیده می‌شوند.

با نوشتن معادلات بقای ممنوم بر حسب جملات سرعت و شتاب

نسبی، این جملات به شکل چشمه به سمت راست معادله اضافه می

شوند در نتیجه معادلات بقای ممنوم و انرژی در دستگاه مختصات

نسبی دورانی به شکل زیر نوشته می‌شوند.

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial X_j} (\rho V_j) = 0 \quad (7)$$

$$\frac{\partial \rho V_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial X_j} (\rho V_i V_j) = \quad (8)$$

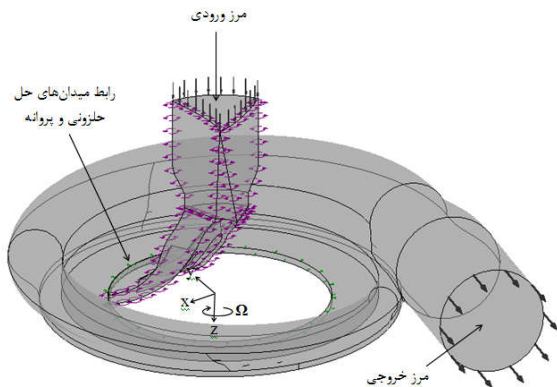
$$\frac{\partial P'}{\partial X_i} + \frac{\partial}{\partial X_j} \left[\mu_{eff} \left(\frac{\partial V_i}{\partial X_j} + \frac{\partial V_j}{\partial X_i} \right) \right] + S_{M_i} + S_{M_i, total}$$

³Kolmogorov

۲- روش حل مسئله

استخراج هندسه، شبکه‌بندی مسیر جریان و حل عددی جریان عبوری از کمپرسور طی مراحل زیر انجام گردیده است.

۱. مدل سازی هندسه: پروانه و حلزونی کمپرسور توسط دستگاه اندازه برداری سه‌بعدی L3D، اسکن سه بعدی شدند و با استفاده از داده‌های ابر نقاط^۴ حاصل، به ترتیب به نرم‌افزارهای مولد پره^۵ و طرح مدل کننده^۶ ی انسیس وارد شدند.
۲. شبکه‌بندی: هندسه‌ها، بعد از آماده سازی، برای تولید شبکه‌ی مناسب به منظور حل عددی، به ترتیب به نرم‌افزارهای Ansys TurboGrid و Ansys CFX Meshing انتقال داده شدند. از شبکه بندی غیر سازمان یافته برای هردو هندسه استفاده شد.
۳. اتصال شبکه‌بندی‌های پروانه و حلزونی و حل عددی: به منظور اتصال شبکه‌بندی پروانه و حلزونی در محیط Ansys CFX-PRE، از رابط^۷ استفاده شد. شکل ۳ نشان دهنده‌ی میدان‌های حل پروانه و حلزونی و مرزهای ورودی و خروجی کمپرسور می‌باشد. دستگاه مختصات نسبی چرخان نیز در این شکل نشان داده شده است. این دستگاه مختصات بر روی دستگاه مختصات مرجع ثابت قرار گرفته با این تفاوت که جهت محور Z مخالف جهت محور Z دستگاه مختصات مرجع می‌باشد. در این شکل محور Z محور دوران پروانه می‌باشد.



شکل ۳- محل قرار گیری میدان‌های حل پروانه و حلزونی و مرزهای ورودی و خروجی

۴. تعیین شرایط مرزی و حل عددی: مرز ورودی با شرط مرزی فشار کل و دمای کل و مرز خروجی با شرط مرزی فشار استاتیک انتخاب شدند. در مراحل بعد سیال عامل، فشار مرجع، مدل انتقال حرارت، مدل توربولانسی و سرعت دورانی انتخاب شدند. سپس پارامترهای مورد استفاده در همگرایی الگوریتم حل یعنی مقیاس زمانی فیزیکی، نوع و مقادیر هدف باقیمانده‌ها انتخاب شد. پس از اعمال شرایط مرزی معین شده، حل عددی در محیط Ansys CFX Solver Manager انجام شد و میدان سرعت، فشار و دمای سیال در مسیر پروانه و حلزونی بدست آمدند. بعد از بکارگیری روابط مورد نیاز در بررسی عملکرد کمپرسور، منحنی‌های نسبت فشار کل و بازدهی آیزنتروپیک بر

$$\begin{aligned} \beta' &= 0.09 \\ \alpha_1 &= 5/9 \\ \beta_1 &= 0.075 \\ \sigma_{k1} &= 2 \\ \sigma_{\omega 1} &= 2 \\ \alpha_2 &= 0.44 \\ \beta_2 &= 0.0828 \\ \sigma_{k2} &= 1 \\ \sigma_{\omega 2} &= 1/0.856 \end{aligned} \quad (21)$$

لزجت توربولانس در این مدل با استفاده از یک محدود کننده محاسبه می‌شود:

$$v_t = \frac{\alpha_t k}{\max(\alpha_t \omega, SF_1)} \quad (22)$$

در معادله‌ی بالا S نرخ کرنش ثابت است و F_1 با رابطه‌ی زیر تعریف می‌شود.

$$F_1 = \tanh(\arg_1^2) \quad (23)$$

$$\arg_1 = \max\left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta' \omega y}, \frac{500v}{y^2 \omega}\right)$$

در معادله‌ی بالا y فاصله از دیوار و v لزجت سینماتیکی است.

- شرایط مرزی حاکم بر مسئله در دستگاه مختصات دورانی

سه نوع شرط مرزی ورودی، خروجی و دیوار در دستگاه مختصات دورانی به شکل زیر تعریف می‌شوند.

ورودی: این مرز بر روی دهانه‌ی ورودی حلزونی قرار گرفته و شرایط مرزی مقادیر فشار کل و دمای کل که با روابط زیر تعریف می‌شوند برای آن در نظر گرفته می‌شوند.

$$T_{tot} = T_{stat} + \frac{(\mathbf{v} \cdot \mathbf{v} - (\boldsymbol{\Omega} \times \mathbf{r} \cdot \boldsymbol{\Omega} \times \mathbf{r}))}{2c_p} \quad (24)$$

$$p_{tot} = p_{stat} \exp\left(\frac{1}{R} \int_{T_{stat}}^{T_{tot}} \frac{c_p(T)}{T} dT\right) \quad (25)$$

در این معادلات T_{sat} و P_{sat} به ترتیب دما و فشار استاتیک هستند و بردار سرعت مطلق در دستگاه مختصات مرجع ساکن می‌باشد. همچنین Γ بردار شعاعی متصل کننده‌ی محور دوران به هر نقطه است. خروجی: این مرز بر روی مقطع دایره ای خروجی حلزونی قرار داده شده و شرط مرزی فشار استاتیک (فشار ترمودینامیکی) برای آن در نظر گرفته شده است.

دیوار: دیواره‌های حلزونی دیواره‌هایی با شرط‌های مرزی عدم لغزش و آدیاباتیک در نظر گرفته شدند.

$$U_{wall, volute} = 0 \quad (26)$$

در معادله‌ی بالا Ω سرعت زاویه ای پروانه و Γ بردار شعاعی متصل کننده‌ی محور دوران به هر نقطه از سطح حلزونی است.

سطوح پره و ریشه‌ی پروانه نیز به علت دوران، در دستگاه مختصات مرجع ساکن دارای سرعت غیر صفر می‌باشند که با رابطه‌ی زیر تعریف می‌شود.

$$U_{wall, impeller} = \Omega \times \mathbf{r} \quad (27)$$

⁴ Cloud of Points

⁵AnsysBladeGen

⁶Ansys Design modeler

⁷ Interface

موجود پارامترهای دیگر حل از قبیل سرعت دوران و فشارهای ورودی و خروجی تعیین گردید. به دلیل اینکه عملکرد کمپرسور در دوره‌های بالا بسیار حائز اهمیت می‌باشد سرعت 128453 rpm از میان سرعت‌های دورانی قابل انتخاب بر روی منحنی عملکرد، برای دوران کمپرسور انتخاب گردید. سپس شرایط مرزی در ورودی و خروجی در ۴ مرحله‌ی حل تنظیم شد تا منحنی عملکرد حاصل از حل عددی برای مقایسه با منحنی‌های موجود حاصل گردد. در نهایت با استفاده از پارامترهایی که باعث افزایش بازده و نسبت فشار در یک دبی جرمی خاص می‌شدند پروانه‌ای جدید طراحی شد و مراحل حل برای آن تکرار شد. نتایج پروانه‌ی جدید نیز با نتایج حاصل از حل عددی برای پروانه‌ی اولیه مقایسه شد. شرایط مرزی ورودی و خروجی اعمالی در جدول ۱ نشان داده شده است.

جدول ۱- شرایط مرزی ورودی و خروجی کمپرسور

مرحله‌ی حل	دمای سیال ورودی (K)	فشار کل ورودی (Pa)	فشار استاتیک خروجی (kPa)
۱	۲۹۸	۱۰۰۰۰۰	۱۴۵
۲	۲۹۸	۱۰۰۰۰۰	۱۵۶
۳	۲۹۸	۱۰۰۰۰۰	۱۶۵
۴	۲۹۸	۱۰۰۰۰۰	۱۷۸

جهت جریان در ورودی، کاملاً محوری فرض شده است. مقدار فشار استاتیک خروجی نیز با متوسط گیری این متغیر در تمام مرز خروجی بدست می‌آید. سپس مقادیری برای دبی جرمی، بازده‌ی آیزنتروپیک و نسبت فشار کل بدست می‌آید. با استفاده از مقادیر بدست آمده نقطه‌ای بر روی منحنی عملکرد کمپرسور مشخص می‌شود. با اتصال چهار نقطه‌ی بدست آمده از چهار مرحله‌ی حل با چهار شرط مرزی جدول ۱ منحنی‌های بازده‌ی آیزنتروپیک و نسبت فشار کل بر حسب دبی جرمی رسم می‌شوند. این منحنی‌ها، مبنای بررسی عملکرد کمپرسور مورد نظر خواهند بود.

۶- بررسی استقلال از شبکه

قبل از اعمال تغییرات هندسی، ابتدا بررسی استقلال از شبکه برای روش حل انجام شد. بدین منظور فاکتورهای مؤثر در تراکم شبکه طی ۴ مرحله تغییر داده شد. پارامترهای مورد استفاده برای هر یک از شبکه‌بندی‌های هندسه‌ی پروانه در جدول ۲ و پارامترهای مورد استفاده برای هر یک از شبکه‌بندی‌های هندسه‌ی حلزونی در جدول ۳ نشان داده شده است.

از جدول ۴ مشاهده می‌شود که اختلاف بین تمام کمیت‌های مورد بررسی بین شبکه‌بندی چهارم و پنجم کمتر از ۱ درصد می‌باشد. به همین دلیل شبکه‌بندی سوم برای ادامه‌ی حل انتخاب گردید.

جدول ۲- شبکه‌بندی‌های هندسه‌ی پروانه

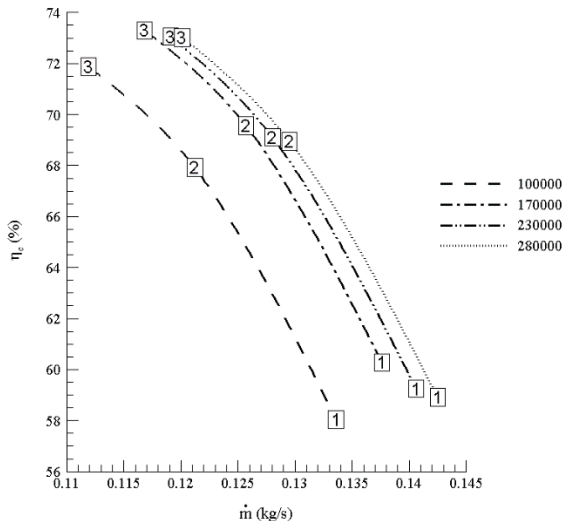
حسب دبی جرمی رسم شد تا بتوان استقلال نتایج از شبکه‌بندی را بررسی کرد. پس از انتخاب شبکه‌ی مناسب، اعتبار سنجی روش حل با نتایج معتبر موجود انجام گردید. هر یک از پارامترهای هندسی پره در طی چند مرحله تغییر کرده و حل عددی در هر مرحله انجام شد. سپس منحنی‌های نسبت فشار کل و بازده‌ی آیزنتروپیک بر حسب تغییر در پارامتر مورد نظر رسم شدند تا روند تغییر عملکرد کمپرسور بر حسب پارامتر تغییر یافته بررسی شود. در نهایت با استفاده از زوایایی که در آن‌ها حداکثر بازده و نسبت فشار به ازای کمترین دبی جرمی حاصل می‌شد، پروانه‌ای جدید طراحی شد و مراحل حل برای آن تکرار گردید تا نتایج آن با نتایج حاصل از هندسه‌ی اولیه مقایسه شود.

۳- روش‌های تحلیل عملکرد کمپرسور

همان طور که ذکر گردید هدف از این کار، بررسی و بهبود عملکرد یک کمپرسور توربوشارژر با تغییر برخی از پارامترهای هندسی آن می‌باشد. مطالعات بسیاری در حل مسائل دینامیک سیالات و بهبود بازدهی کمپرسور انجام شده است. اما تعدد متغیرهای دینامیک سیالات و اثرات آن‌ها، انتخاب مقادیر مناسب را در هر پروژه مشکل می‌کند. به همین دلیل همواره می‌توان با استفاده از روش‌های تحلیل عددی و تجربی و تغییر در پارامترهای هندسی و همچنین تغییر در ساختار، بازده کمپرسور را افزایش و توان مصرفی آن را کاهش داد. به عنوان مثال برای تغییر ساختار، می‌توان به جایگزینی یک کمپرسور بدون دیفیوزر با کمپرسور دارای دیفیوزر با تیغه‌های ثابت و یا متحرک اشاره کرد. تحلیل عملکرد تمام اجزاء توربوشارژر در روش‌های تجربی با سختی و هزینه‌ی زیادی همراه خواهد بود زیرا تمام پارامترها باید به صورت فیزیکی تغییر کنند. با توجه به این شرایط، بررسی اثر تغییر پارامترهای مختلف بر عملکرد واقعی توربوشارژر با استفاده از روش تجربی با دشواری‌های فراوانی همراه خواهد بود. در این شرایط نیاز به روشی است که توانایی تشخیص کارایی هر کدام از اجزای توربوشارژر را توسط یک تحلیل جزء به جزء داشته باشد. به همین دلیل، شبیه سازی اجزا و میدان جریان اطراف آن‌ها با استفاده از نرم‌افزارهای تجاری می‌تواند بسیار مؤثر باشد. تحلیل عددی جریان کمپرسور شعاعی از لحاظ ریاضی، پیچیده و دارای مراحل تکرار است. به این معنی که انجام محاسبات، بدون استفاده از کامپیوتر بسیار مشکل است. بنابراین در حال حاضر بیشتر روش‌های تحلیل دینامیک سیالات به صورت کامپیوتری و با استفاده از نرم‌افزارهای شبیه ساز انجام می‌شود. در قسمت‌های بعد به تعیین شرایط مرزی، بررسی استقلال از شبکه و اعتبارسنجی روش حل، تغییرات هندسی انجام شده و نتایج حاصل از این تغییرات در منحنی‌های عملکرد کمپرسور پرداخته شده است.

۴- چیدمان دستگاه و شرایط مرزی

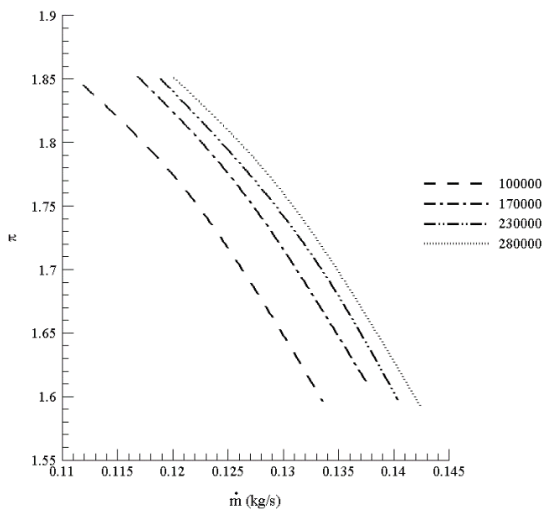
برای اتصال پروانه‌ی کمپرسور به عنوان جزء دوران کننده و حلزونی به عنوان جزء ثابت، از رابط کلی با مدل مرحله‌ای و اتصال شبکه GGI استفاده شده است. مرز ورودی بر روی دهانه‌ی ورودی حلزونی و مرز خروجی بر روی دهانه‌ی خروجی حلزونی قرار داده شد (شکل ۲). مدل انتقال گرمای کل، مدل توربولانسی SST $k-\omega$ برای تمام مراحل حل انتخاب شد. سپس با توجه به داده‌های بدست آمده از منحنی عملکرد کمپرسوری با بیشترین شباهت هندسی به کمپرسور



شکل ۴- بازدهی آیزنتروپیک بر حسب دبی جرمی برای شبکه بندی ها با تعداد المان های مختلف

جدول ۵- عدد رینولدز در مرز خروجی بر حسب قطر خروجی حلزونی

شبکه	نقطه ی ۱	نقطه ی ۲	نقطه ی ۳	
۱۰۰۰۰۰	۱۱۰/۶	۸۸/۴۵	۷۷/۴	سرعت در مرز خروجی (m/s)
۱۷۰۰۰۰	۱۱۴/۱	۹۱/۱۵	۸۰/۱۹	
۲۳۰۰۰۰	۱۱۴/۵	۹۲/۳۸	۸۱/۷۴	
۲۸۰۰۰۰	۱۱۶/۱	۹۳/۸۶	۸۲/۸۷	چگالی متوسط سیال در مرز خروجی (kg/m3)
۱۰۰۰۰۰	۱/۴۸۸	۱/۶۳۱	۱/۶۹۲	
۱۷۰۰۰۰	۱/۵۰۸	۱/۶۴۱	۱/۷۰۶	
۲۳۰۰۰۰	۱/۵	۱/۶۴۱	۱/۷۰۹	عدد رینولدز در مرز خروجی بر حسب قطر خروجی حلزونی
۲۸۰۰۰۰	۱/۴۹۶	۱/۶۴۱	۱/۷۱۲	
۱۰۰۰۰۰	۲۴۶۸۵۹	۲۱۶۳۹۲	۱۹۶۴۴۱	
۱۷۰۰۰۰	۲۵۸۰۹۴	۲۲۴۳۶۵	۲۰۵۲۰۶	
۲۳۰۰۰۰	۲۵۷۶۲۵	۲۲۷۳۹۳	۲۰۹۵۴۰	
۲۸۰۰۰۰	۲۶۰۵۲۸	۲۳۱۰۳۶	۲۱۲۸۱۰	



شکل ۵- نسبت فشار کل بر حسب دبی جرمی برای شبکه بندی ها با تعداد المان های مختلف

شبکه	فاکتور تعداد المان در مسیر جریان	فاکتور تعداد المان در میدان حل ورودی	فاکتور تعداد المان سطح پره	تعداد گره ها	تعداد المان ها
۱	۵	۱۰	۲	۵۹۸۸۳	۵۱۲۳۲
۲	۶	۱۵	۳	۱۰۵۱۳۶	۹۰۹۱۸
۳	۹	۲۰	۴	۱۴۵۸۱۲	۱۲۹۶۳۷
۴	۱۱	۲۵	۵	۱۸۱۱۶۶	۱۶۱۸۷۹

جدول ۳- شبکه بندی های هندسه ی حلزونی

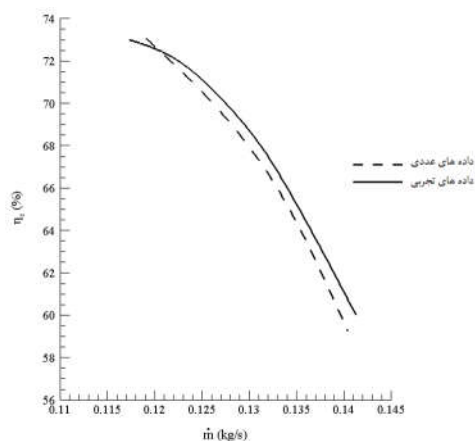
شبکه	فاکتور اندازه ی بدنه (cm)	تعداد گره ها	تعداد المان ها
۱	۰/۳۲	۱۲۶۶۹	۵۲۹۹۱
۲	۰/۲۹	۱۹۱۹۳	۸۴۱۶۱
۳	۰/۲۶	۲۲۸۵۴	۹۶۲۸۶
۴	۰/۲۴	۲۸۶۱۱	۱۲۱۸۰۶

نتایج حل با شرایط مرزی مرحله ی چهارم (جدول ۱) در جدول ۴ نشان داده شده است.

جدول ۴- نتایج حل با شرایط مرزی مرحله ی چهارم

شبکه	نرخ دبی جرمی (kg/s)	نسبت فشار کل	بازدهی آیزنتروپیک (%)	قدرت مصرفی (kg/s)
۱	۰/۱۱۱۹	۱/۸۴۵	۷۱/۸۷	۷۹۱۲
۲	۰/۱۱۶۸	۱/۸۵۲	۷۳/۳	۸۱۲۱
۳	۰/۱۱۹۱	۱/۸۵	۷۳/۰۶	۸۳۰۷
۴	۰/۱۲۰۱	۱/۸۵۱	۷۳/۰۲	۸۳۹۱

همچنین برای مقایسه ی بهتر شبکه بندی های مختلف نمودارهای بازدهی آیزنتروپیک و نسبت فشار کل بر حسب دبی جرمی برای تمام شبکه بندی ها به ترتیب در شکل های ۴ و ۵ نشان داده شده است. در شکل ۴ نقاط ۱، ۲ و ۳ بر روی هر منحنی به ترتیب نشان دهنده ی فشار خروجی استاتیک ۱۴۵، ۱۶۷ و ۱۷۸ کیلو پاسکال هستند. بدیهی است که هرچه فشار استاتیک خروجی افزایش می یابد سرعت خروجی کمتر می شود. جدول ۵ نشان دهنده ی سرعت های خروجی و اعداد رینولدز محاسبه شده بر اساس این سرعت ها، قطر دهانه ی خروجی حلزونی و چگالی متوسط در این مرز می باشد. با توجه به شکل های ۵ و ۶ و جدول ۵ مشاهده می شود که با افزایش عدد رینولدز که متناظر با نسبت فشارهای پایین است اختلاف بازدهی آیزنتروپیک در شبکه بندی های مختلف بیشتر می شود یعنی پراکنندگی داده های نقاط ۱ بیشتر از داده های نقاط ۳ می باشد.

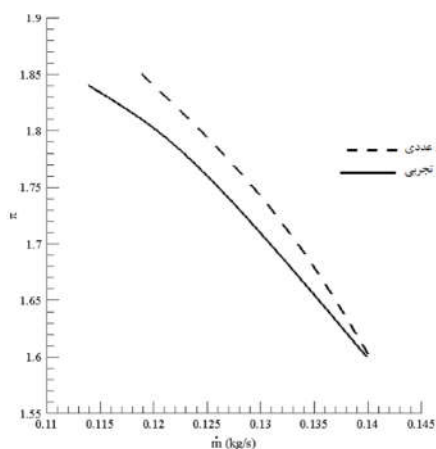


شکل ۷- اعتبارسنجی نتایج بدست آمده برای نسبت فشار کل با داده‌های آزمایشگاهی موجود [۲۱]

با توجه به شکل ۷ مشاهده می‌شود که متوسط خطای مشاهده شده نسبت به داده‌های تجربی ۱/۲۸۷ درصد می‌باشد که نشان دهنده‌ی تطابق خوب کار حاضر با داده‌های تجربی است. لازم به ذکر است که خطای متوسط با رابطه‌ی زیر محاسبه می‌شود.

$$Er = \frac{\sum_{i=1}^n \left(\frac{X_{sim} - X_{exp}}{X_{exp}} \right)}{n} \times 100 \quad (37)$$

در رابطه‌ی بالا X_{sim} داده‌ی عددی، X_{exp} داده‌ی آزمایشگاهی و n تعداد داده‌های مورد استفاده برای محاسبه‌ی خطا می‌باشد.

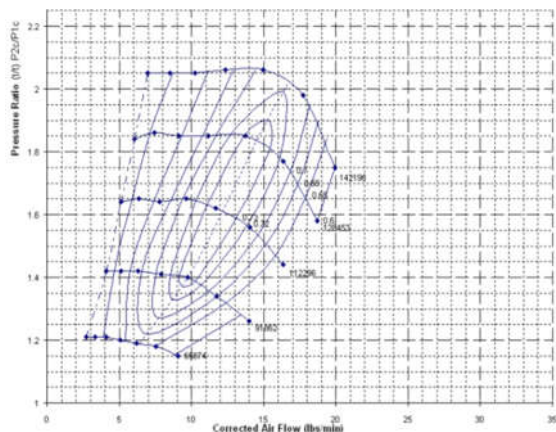


شکل ۸- اعتبارسنجی نتایج بدست آمده برای نسبت فشار کل با داده‌های آزمایشگاهی موجود [۲۱]

با توجه به شکل ۸ مشاهده می‌شود که متوسط خطای مشاهده شده نسبت به داده‌های تجربی ۱/۵۳۶ درصد می‌باشد.

۸- اثر تغییر تعداد پره

پس از بررسی استقلال از شبکه و اعتبارسنجی روش حل، به تغییر پارامترهای هندسی به منظور مطالعه و بررسی اثر آن‌ها بر عملکرد کمپرسور پرداخته شده است. ابتدا تعداد پره‌ها را بدون تغییر در زوایا از مقدار اولیه‌ی ۶ عدد به ۵ عدد تغییر داده و حل عددی برای آن تکرار می‌شود. در گام‌های بعدی، حل برای تعداد ۴ و ۷ پره نیز انجام شده

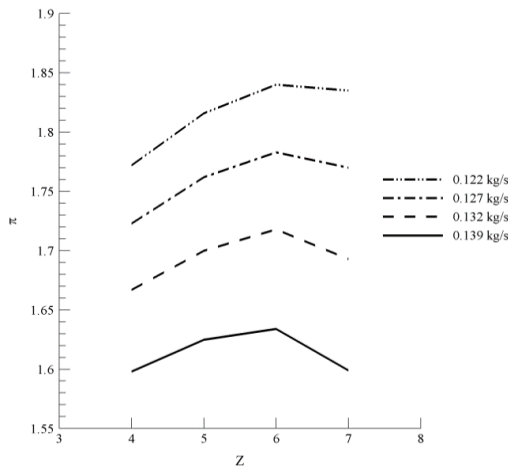


شکل ۶- منحنی عملکرد کمپرسور Garrett T25 رسم شده توسط شرکت Aligned Automotive [۲۱]

۷- بررسی دقت نتایج عددی

مهم ترین متغیر در بررسی عملکرد کمپرسورها نسبت فشار تولید شده توسط آن‌ها می‌باشد. برای بررسی چگونگی تغییر این پارامتر، نسبت فشار بر حسب دبی جرمی عبوری از کمپرسور در سرعت‌های دورانی ثابت، ترسیم گردید. همچنین با اتصال مقادیر بازدهی برابر در سرعت‌های دورانی متفاوت به یکدیگر منحنی‌های بسته‌ای تشکیل می‌شوند که به جزیره‌های بازده معروفند. مرز این جزیره‌ها نشان دهنده‌ی بازدهی ثابت است. پس از بررسی استقلال از شبکه، به منظور اعتبارسنجی روش حل، از منحنی عملکرد کمپرسور Garrett T25 که بیشترین تطابق را از نظر هندسی با کمپرسور موجود دارد استفاده شد. پروانه‌ی این کمپرسور دارای ثابت شکل ۵۵ و حلزونی آن دارای نسبت مساحت به شعاع ۰/۴۸ می‌باشد. منحنی عملکرد این کمپرسور در شکل ۶ نشان داده شده است.

همانطور که از شکل ۶ مشخص است در تمام سرعت‌های دورانی، منحنی‌ها در نسبت فشارهای بالا دارای شیب صفر می‌باشند که این رویداد اثر استفاده از شیر تخلیه در کمپرسور می‌باشد و به این دلیل که اثر آن در هندسه‌ی طراحی شده لحاظ نشده است اعتبارسنجی نسبت به قسمتی از نمودار که دارای شیب منفی است انجام شده است. شکل‌های ۷ و ۸ به ترتیب نشان دهنده‌ی منحنی‌های بازدهی آیزنتروپیک و نسبت فشار کل بر حسب دبی جرمی خروجی کمپرسور مدل شده در مقابل داده‌های آزمایشگاهی در دسترس است.



شکل ۱۱- تاثیر تغییر تعداد پره‌ها در نسبت فشار در دبی جرمی‌های مختلف

همان طور که از شکل‌های ۱۰ و ۱۱ مشخص است کمپرسور دارای ۶ پره در دبی‌های جرمی کمتر که متناظر با نسبت فشارهای بالاتر می‌باشد، دارای عملکرد بهتر می‌باشد. در واقع هرچه دبی جرمی افزایش می‌یابد توانایی کمپرسور ۵ پره برای عبور دادن دبی جرمی بیشتر، افزایش می‌یابد زیرا کاهش تعداد پره‌ها با افزایش سطح مقطع عبوری جریان همراه است و این امر باعث می‌شود که کمپرسور دارای ۵ پره دیرتر به شرایط شوک برسد.

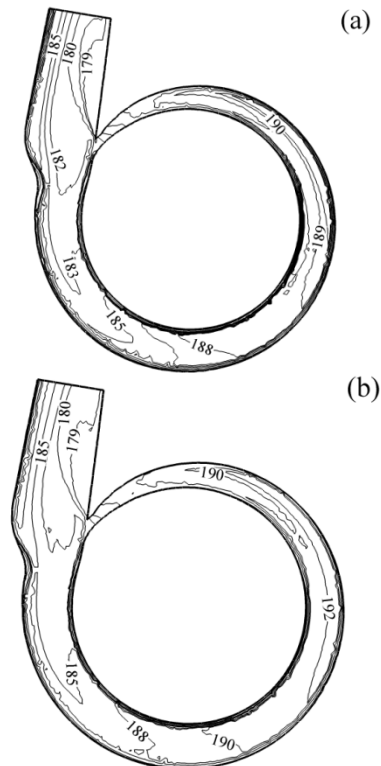
به منظور بررسی دقیق علت این رویداد باید به تحلیل مثلث‌های سرعت پرداخت. در جدول ۶ سرعت‌های مطلق و زاویه‌ی این سرعت‌ها در ورودی و خروجی پروانه برای دو حالت ۴ پره و ۶ پره که به ترتیب کمترین و بیشترین نسبت فشار و بازده را در کمترین دبی جرمی دارند، نشان داده شده‌اند. در تمام حالات به علت ثابت بودن سرعت دورانی و قطر ورودی و خروجی پروانه، سرعت مماسی پروانه در ورودی $199/6$ و در خروجی $355/6$ m/s می‌باشد. همچنین دمای کل در ورودی پره‌ها در تمام حالات $298/53$ K می‌باشد.

جدول ۶- مقایسه‌ی نتایج بدست آمده از تغییر تعداد پره‌ها در حداکثر نسبت فشار

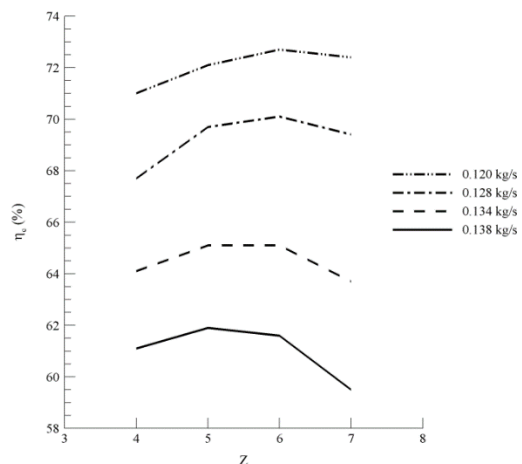
ناحیه	تعداد پره	دبی جرمی (kg/s)	سرعت مطلق (m/s)	زاویه‌ی سرعت مطلق (α)	قدرت محور دوران (w)	دمای کل (K)
ورودی پره	۴	۰/۱۱۰۶	۱۰۶/۹۱	۷۳/۶۷	۱۱۳۷۲	۲۹۸/۵۲
خروجی پره	۶	۰/۱۱۹۱	۱۱۴/۴۸	۷۶/۴۴	۸۳۰۷	۲۹۸/۴۶
ورودی پره	۴	۰/۱۱۰۶	۲۸۱/۱۶	۳۲/۱۳	۱۱۳۷۲	۳۷۵/۰۹
خروجی پره	۶	۰/۱۱۹۱	۲۹۴/۰۹	۳۳/۸۸	۸۳۰۷	۳۷۶/۴۸

با توجه به جدول بالا می‌توان کار انجام شده بر روی سیال توسط پروانه را محاسبه کرد اما ابتدا باید ضریب لغزش در هر حالت محاسبه شود. برای این منظور از رابطه‌ی تجربی استدولا [۲۴] استفاده شده است. نتایج نشان می‌دهد که ضریب لغزش در حالت ۴ پره $0/657$ و در

است. شکل‌های ۹، ۱۰ و ۱۱ نتایج بدست آمده برای توزیع فشار در حلزونی، نسبت بازدهی آیزنتروپیک و نسبت فشار کل را بر حسب تغییر در تعداد پره‌ها برای دبی جرمی‌های مختلف نشان می‌دهد.



شکل ۹- خطوط هم تراز فشار حلزونی در صفحه‌ای با مختصات $z=12.2$ mm در کمپرسور با (a) چهار پره اصلی و (b) هفت پره اصلی



شکل ۱۰- تاثیر تغییر تعداد پره‌ها در بازده آیزنتروپیک در دبی جرمی‌های مختلف

- [3] Pitkanen H., Esa h., Reunanen A., Sallinen P., Larjola, J., Computational and experimental study of an industrial centrifugal compressor volute, journal of thermal science, Vol.9, No. 1, pp. 77-84, 2000.
- [4] Hyosung S., Hyunki Sh., Soogab L., Analysis and optimization of aerodynamic noise in a centrifugal compressor, Journal of Sound and Vibration, Vol. 289, pp. 999-1018, 2006.
- [5] طیبی رهنی م.، بیاتی. م.، شبیه سازی عددی جریان داخل کمپرسور یک توربوشارژر، مجله مکانیک و هوا فضا (مکانیک سیالات و هوافضا)، جلد ۶، شماره ۱، ۱۳۸۹، صفحه ۱ الی ۱۰
- [6] Kosprdová J., Oldřich, J., The Development of centrifugal turbo compressor stage using CFD, ICHP, Prague, 2008.
- [7] Nili-Ahmadabadi, M., Hajilouy-Benisi, A., Durali, M., Ghadak, F., Investigation of a Centrifugal Compressor and Study of the Area Ratio and TIP Clearance Effects on Performance, Journal of Thermal Science, Vol.17, No. 4, pp. 314-323, 2008.
- [8] Wang, W., Mo, R., Multi-objective aerodynamic optimization design method of compressor rotor based on Isight, Procedia Engineering 15, pp. 3699 – 3703, 2011.
- [9] پورصادق ف.، حاجیلوی ع.، نیلی م.، اصلاح هندسه پروفیل پره‌های کمپرسور گریز از مرکز با استفاده از روش شبه سه بعدی و مطالعات تجربی. دهمین کنفرانس انجمن هوا فضا، تهران، ایران، ۱۳۸۹.
- [10] Wang, Y., Luo, Z., Simulation and performance analysis on centrifugal compressors of different dimensions and variable operation speed, IEEE conferences, pp. 4400-4403, 2011.
- [11] نیلی م.، پورصادق ف.، شاه حسینی م.، بهبود عملکرد کمپرسور گریز از مرکز با استفاده از روش طراحی معکوس در صفحه نصف‌النهاری و پره به پره، مجله علمی پژوهشی مهندسی مکانیک مدرس، دوره ۱۲، شماره ۲، ۱۳۹۱، صفحه ۱۰۹ الی ۱۲۴
- [12] Xu C., Amano R. S., Meridional Considerations of the Centrifugal Compressor Development, International Journal of Rotating Machinery, Vol. 2012, 2012.
- [13] AbolfazlMoussaviS., HajilouyBenisi A., Durali M., Effect of splitter leading edge location on performance of an automotive turbocharger compressor, Energy, Vol 123, NO 15, pp 511-520, 2017,
- [14] Abdelmadjid C., Mohamed Si-A., Boussad B., CFD Analysis of the Volute Geometry Effect on the Turbulent Air Flow through the Turbocharger Compressor, Energy Procedia, Vol 36, pp 746-755, 2013,
- [15] Feneley A J., Pesiridis A., MahmoudzadehAndwari A., Variable Geometry Turbocharger Technologies for Exhaust Energy Recovery and Boosting-A Review, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol 71, pp 959-975, 2017
- [16] MarelliS., CarraroC., MoggiaS., CapobiancoM., Effect of Circuit Geometry on Steady Flow Performance of an Automotive Turbocharger Compressor, Energy Procedia, Vol 101, pp 630-637, 2016.
- [17] Batti M., PatelV., Optimization of number of blade in high pressure compressor, International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering, Vol 4, No 6, pp 287-292, 2014
- [18] Chehhata A., Si-Ameur M., Boumeddane.B., Abo-Serie E., Boulahrouz S., Numerical investigation of diffuser solidity effect on turbulent airflow and performance of the turbocharger compressor, Applied and ComputationalMechanics, Vol 10, pp 79-96, 2016
- [19] Perdichizzi A., Savini M., Aerodynamic and geometric optimization for the design of centrifugal compressors, International Journal of Heat & Fluid Flow, Vol. 6, No. 11, pp. 49-56, 1985.
- [20] Lebele-Alaw B.T., Hart H.I., Ogaji S.O.T., Probert, S.D., Rotor-blades' profile influence on a gas-turbine's compressor effectiveness, Journal of Applied Energy, No. 85, pp. 494-505, 2008.
- [21] Garrett Catalog V4., www.turbobygarrett.com/ 2016

حالت ۶ پره ۰/۵۹ می‌باشد. با توجه به مثلث سرعت شعاعی از رابطه‌ی زیر محاسبه شده است.

$$C_{r2} = C_2 \cos \alpha_2 \quad (38)$$

توان انتقال داده شده به سیال برای حالت ۴ پره ۳۶۱۳ W و برای حالت ۶ پره ۴۲۹۸ W می‌باشد. با تقسیم این قدرت‌ها بر قدرت محور دوران در جدول ۵ مشاهده می‌شود که بازده بدون محاسبه‌ی افت در حلزونی در حالت ۴ پره ۳۱/۷۷ درصد و در حالت ۶ پره ۵۱/۷۳ درصد است. می‌توان نتیجه گرفت که نسبت فشار کل نیز افزایش می‌یابد. این افزایش بازده و نسبت فشار در منحنی‌های شکل‌های ۹ و ۱۰ دیده می‌شوند.

با توجه به مطالب بالا انتظار می‌رود که با افزایش تعداد پره‌ها ضریب لغزش و قدرت انتقال یافته به سیال افزایش یابد اما قدرت و نسبت فشار با بیشتر شدن تعداد پره‌ها از ۶ عدد، کاهش می‌یابد. این رویداد می‌تواند به دو دلیل اتفاق بیفتد. دلیل اول افزایش ضریب سختی و خنثی کردن اثر افزایش ضریب لغزش است و دلیل دوم می‌تواند به خاطر کاهش اعتبار روش استفاده شده باشد زیرا در پروانه‌ای با ۷ پره، در لایه‌ی ریشه، پره‌ها خیلی به هم نزدیکند و مسیر جریان عبوری از روی پره به شدت تحت تاثیر پره‌های مجاور قرار می‌گیرد و در این حالت از اعتبار استفاده از رابطه‌های تکرار شونده کاسته می‌شود.

۹- نتیجه گیری

در کار حاضر اثر تغییر تعداد پره‌های یک کمپرسور توربوشارژر بر عملکرد آن با استفاده از روش عددی مورد بررسی قرار گرفت. در گام نخست هندسه‌ی پروانه و حلزونی کمپرسور توربوشارژر گرت T25 با استفاده از اسکن سه بعدی تعیین شد و پس از شبکه بندی آن در نرم افزار عددی انسیس و اعمال شرایط مرزی معین، حل عددی در محیط Ansys CFX Solver Manager انجام شد و میدان سرعت، فشار و دمای سیال در مسیر پروانه و حلزونی محاسبه گردید. نتایج نشان داد که با کاهش تعداد پره‌ها سطح مقطع عبوری جریان افزایش یافته و در نتیجه کمپرسور دیرتر به شرایط شوک می‌رسد. در نتیجه کمپرسور با تعداد پره کمتر جریان با دبی جرمی بیشتری می‌تواند از مجرای طراحی شده عبور کند. از طرف دیگر در صورت افزایش تعداد پره‌ها در پروانه ضریب لغزش و قدرت انتقال یافته به سیال افزایش یابد، اما قدرت و نسبت فشار با بیشتر شدن تعداد پره‌ها از ۶ عدد کاهش می‌یابد. با جمع بندی نتایج بدست آمده از کار حاضر می‌توان گفت که کمپرسور با پروانه دارای ۶ پره در دبی‌های جرمی کمتر که متناظر با نسبت فشارهای بالاتر می‌باشد، دارای عملکرد بهتری می‌باشد. همچنین در محدوده‌ی وسیعی از دبی جرمی کمپرسور با پروانه دارای ۶ پره دارای بهترین عملکرد می‌باشد.

۱۰- مراجع

- [1] Katsanis T., Use Of Arbitrary Quasi-Orthogonals For Calculating Flow Distribution In The Meridional Plane Of A Turbomachine, National Aeronautics and Space Administration, Washington.D.C., 1964.
- [2] Zangeneh M., Hawthorne W. R., A Fully Compressible Three Dimensional Inverse Design Method Applicable To Radial And Mixed Flow Turbomachines, Gas Turbine And Aero Engine Congress And Exposition, Belgium, 1990.

- [22] ANSYS CFX release 12.1 solver theory Guide /2016
- [23] Menter F. R. (August 1994), *Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications*, *AIAA Journal*, 32 (8): 1598–1605, doi:10.2514/3.12149
- [24] Stoodola A., *Steam and Gas turbine*, McGraw-Hill, New York, 1927