

طراحی بهینه، ساخت و آزمون محفظه‌ی کمپرسور جریان شعاعی

محمد مجدم* (استادیار)

دانشکده‌ی مهندسی مکانیک و انرژی، دانشگاه شهید بهشتی

علی حاجیلوی بنیسی (استاد)

دانشکده‌ی مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف

مهندسی مکانیک شریف، بهار ۱۳۹۶ (۱۷-۲۸)
دوره‌ی ۳-۳، شماره‌ی ۱، ص. ۲۸-۱۷

محفظه یکی از اجزای اصلی کمپرسور جریان شعاعی است و نقش آن جمع‌آوری و تحویل جریان به تجهیزات پس از کمپرسور است. طراحی محفظه، بر نسبت فشار، بازده و محدوده‌ی عملکرد پایدار کمپرسور تأثیر مستقیم و قابل توجهی دارد. محفظه می‌تواند باعث ایجاد ناهمگونی فشار در اجزای بالادست خود شود که منجر به ایجاد یک نیروی خالص بر محور پروانه می‌شود. در پژوهش حاضر، براساس شناسایی اصول طراحی و پارامترهای مؤثر بر عملکرد محفظه، یک روش طراحی بهینه ارائه می‌شود. سپس با استفاده از ابزار دینامیک سیالات محاسباتی، مقادیر بهینه‌ی پارامترها که منجر به افزایش نسبت فشار سکون، افزایش بازیابی فشار استاتیک، کاهش افت فشار سکون و نیز کاهش نیروی خالص شعاعی در محفظه می‌شوند، شناسایی خواهد شد. مدل‌های مختلف در نقطه‌ی طراحی و نقاط خارج طرح ارزیابی و طرح بهینه با اضافه‌کردن ملاحظات مربوط به زبانه و مخروط خروجی ساخته می‌شود و روی بستر آزمون نصب و نتایج عملکردی آن استخراج خواهد شد. نتایج نشان می‌دهد، در نقطه‌ی طراحی حدود ۴۰ درصد تغییر در مساحت خروجی، منجر به ۱۴ درصد تغییر در ضریب بازیابی فشار، و ۱۸ درصد تغییر در افت فشار می‌شود؛ در حالی که نیروی محوری را تا دو برابر تغییر می‌دهد. نتایج آزمون کمپرسور با محفظه‌ی جدید که در اعتبارسنجی نتایج عددی کاربرد دارد، نشان می‌دهد که در سرعت دورانی ۷۰ هزار دور بر دقیقه، ۲/۵ درصد نسبت فشار و ۱/۹ درصد بازده آیزنتروپیک کمپرسور افزایش یافته است که بهبود حائز اهمیت است.

واژگان کلیدی: کمپرسور جریان شعاعی، محفظه، نسبت فشار، بازده آیزنتروپیک، گردهای آزاد، فشار غیریکنواخت پیرامونی.

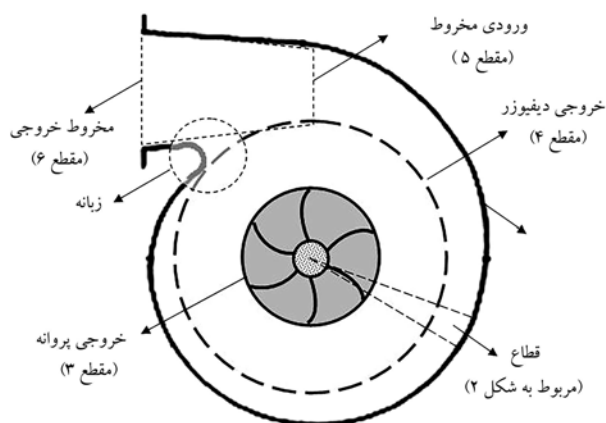
۱. مقدمه

با توسعه صنایع مختلف، فناوری فشرده‌سازی سیال با استفاده از کمپرسورها، پیشرفت روزافزونی داشته است. در این توسعه فناوری، کمپرسورهای جریان شعاعی که کاربرد آن‌ها در دبی‌های کم و فضاهای محدود، بر کمپرسورهای محوری ترجیح دارد، جایگاه خود را حفظ کرده‌اند و کاربرد گسترده‌ی دارند. بهبود عملکرد این کمپرسورها در کنار گسترش محدوده‌ی عملکردی، نیازمند طراحی بهینه‌ی اجزای آن‌ها براساس بررسی دقیق جریان با در نظر گرفتن پیچیدگی‌هاست. تاکنون مطالعات عددی و تجربی زیادی روی پروانه‌ی کمپرسور و دیفیوزر آن صورت گرفته است. با این حال مطالعه‌ی طراحی محفظه^۱ و پیش‌بینی رفتار جریان درون آن، کم‌تر مورد توجه قرار گرفته است،^۱ که از دلایل آن می‌توان هندسه‌ی پیچیده‌ی محفظه، جریان کاملاً سه‌بعدی، به شدت آشفتنه و ناپایایی درون آن را برشمرد. رفتار جریان در محفظه،

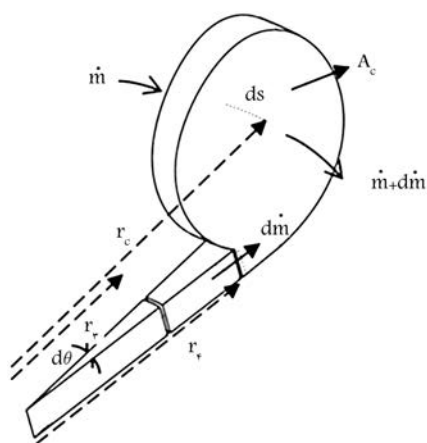
* نویسنده مسئول

تاریخ دریافت: ۱۳۹۴/۶/۱۰، اصلاحیه ۱۳۹۴/۱۱/۷، پذیرش ۱۳۹۴/۱۲/۱۶.

m_mojaddam@sbu.ac.ir
hajilouy@sharif.ir



شکل ۱. طرحواره محفظه.



شکل ۲. قطاع محفظه.

استاتیک سیال است. همچنین در قسمت اتصال این دو ناحیه «زبانه» قرار دارد. طراحی محفظه، به منظور یافتن پارامترهای هندسی محفظه -- شامل: تغییرات سطح مقطع به شعاع متوسط برحسب زاویه‌ی پیرامونی، ابعاد مخروط خروجی و مواردی از قبیل شکل زبانه -- است. با این حال براساس مدل‌های موجود، تنها می‌توان پارامترهای محدودی را تعیین کرد و سایر پارامترها براساس مطالعات پارامتری، تجربیات طراحان، بهینه‌سازی تعدادی پارامتر هندسی براساس عملکرد و محدودیت‌های ساخت، برای یک کمپرسور با کاربرد مشخص قابل تعیین خواهد بود. در ادامه، اصول طراحی حلزونی محفظه بررسی می‌شود و سپس ملاحظات طراحی مخروط خروجی و ناحیه‌ی زبانه در بخش مدل‌سازی مورد توجه قرار می‌گیرد.

جریان خروجی از پروانه، سرعت مطلق زیادی دارد و معمولاً با راستای شعاعی زاویه‌ی زیادی دارد؛ پس لازم است از سرعت این جریان کاسته شود تا کمپرسور افزایش فشار و بازده مطلوبی داشته باشد. این وظیفه به عهده‌ی دیفیوزر است. از آنجا که جریان خروجی بسیار غیریکنواخت است، دیفیوزر می‌بایست با در نظر گرفتن تغییرات سرعت در راستای محوری و شعاعی طراحی شود. پس از دیفیوزر محفظه قرار دارد که برای جمع‌کردن جریان و در مواردی برای بازیابی بیشینه فشار طراحی می‌شود.

از آنجا که سرعت‌ها در محفظه کم‌تر از سرعت جریان در اجزای بالادست آن است، معمولاً از اثرات اصطکاک‌کی در طراحی اولیه صرف‌نظر می‌شود. چنانچه قطاعی از محفظه (شکل ۲) در نظر گرفته شود (موقعیت آن در شکل ۱ نشان داده

بررسی ساختار جریان و تأثیر پارامترهای مختلف بر عملکرد محفظه را فراهم می‌آورد.

آیذر و همکاران^[۷] به صورت عددی و تجربی، جریان را در محفظه‌ی بی‌مقطع بیضی شکل مورد مطالعه قرار دادند. برام‌پوش و همکاران^[۸] نیز کار مشابهی روی محفظه با مقطع مستطیلی انجام دادند. دای و همکاران^[۹] اثر سطح مقطع را با بررسی دو محفظه با دو اندازه‌ی متفاوت بررسی کردند و نشان دادند که اگرچه عملکرد کل کمپرسور متفاوت خواهد بود ولی عملکرد پروانه تغییر چندانی ندارد. تأثیر اندازه‌ی ورودی محفظه توسط کیم و همکاران بررسی، و به‌عنوان یکی از پارامترهای مؤثر معرفی شد.^[۱۰]

اثر زبانه‌ی محفظه مورد توجه ژو و مولر قرار گرفت و روشی برای بهبود آن ارائه شد.^[۱۱] کیانگ و همکاران پارامترهای هندسی مختلفی را بررسی کردند و نشان دادند که شعاع متوسط مقاطع پیرامونی، بیشترین تأثیر را بر عملکرد محفظه دارد.^[۱۲] عالمی و همکاران اثر طراحی با استفاده از مدل سرعت ثابت و اندازه حرکت زاویه‌ی ثابت را برای یک پمپ جریان شعاعی مورد بررسی قرار دادند و نشان دادند در حالت سرعت ثابت عملکرد بهتر است.^[۱۳] مجدم و همکاران نیز نشان دادند که تأثیر شکل مقطع ناچیز است، با این وجود محفظه‌های خارجی عملکردی بهتر از محفظه‌های داخلی دارند.^[۱۴]

مروری بر پژوهش‌های انجام شده نشان می‌دهد، تأکید این تحقیقات پیشین بر پیش‌بینی عملکرد محفظه با بررسی اثر تغییرات پارامترهای هندسی است. لذا اشاره به اصول طراحی محفظه در این پژوهش‌ها، پراکنده و براساس نوع محفظه‌های مورد بررسی به شکل موردی بیان شده است. بنابراین نیاز به جمع‌بندی این اصول، برای به‌کارگیری در طراحی اولیه‌ی محفظه ضروری به نظر می‌رسد. در پژوهش حاضر، سعی شده است ملاحظات طراحی اجزای مختلف محفظه به‌طور مستقل معرفی شود و سپس با استفاده از آن‌ها، مدلی برای طراحی محفظه معرفی می‌شود که پارامترهای آن با استفاده از مدل‌سازی محفظه بهینه می‌شود. مدل اولیه با استفاده از نتایج تجربی یک کمپرسور جریان شعاعی مربوط به یک توربوشارژر آزمون در آزمایشگاه توربوشارژر دانشگاه صنعتی شریف اعتبارسنجی می‌شود. بر این اساس نمونه‌ی بهینه ساخته، و بر بستر آزمون نصب می‌شود. نتایج عملکردی کمپرسور با محفظه‌ی جدید استخراج، و با نتایج اولیه مقایسه می‌شود. نتایج نشان می‌دهد انتخاب بهینه‌ی پارامترهای طراحی محفظه موجب بهبود نسبت فشار و بازده کمپرسور خواهد شد. گفتنی است اصول طراحی محفظه در تحقیق دیگری از همین نویسندگان ارائه شده است.^[۱۴] اما بخش‌های ۲ و ۳ برای ایجاد یک منبع فارسی در زمینه‌ی اصول طراحی محفظه در این نوشتار نیز ارائه می‌شود.

۲. اصول طراحی محفظه

در خروجی کمپرسور گریز از مرکز، از جمع‌کننده^۳ یا محفظه استفاده می‌شود، جمع‌کننده مقطع پیرامونی ثابتی دارد در حالی که محفظه دارای شکل حلزونی^۴ است و اندازه مقطع پیرامونی آن در جهت چرخش محور افزایش می‌یابد. در شکل ۱ طرح‌واره‌ی یک کمپرسور گریز از مرکز نشان داده شده است. مشاهده می‌شود که یک محفظه از دو ناحیه‌ی اصلی تشکیل شده است.

ناحیه‌ی اول فضای بین سطح خروجی دیفیوزر (مقطع ۴)، دیواره و بیشینه مقطع محفظه (مقطع ۵) است که حلزونی نامیده می‌شود؛ ناحیه دوم نیز فضای میان مقاطع ۵ و ۶ است که مخروط خروجی^۵ نامیده می‌شود و وظیفه‌ی آن بازیابی بیشینه فشار

شده است)، قانون بقای جرم برای این المان عبارت خواهد بود از:

$$\left(\frac{dm}{ds}\right) ds = \rho_c C_{r\tau} b_{\tau} r_{\tau} d\theta \quad (1)$$

که در آن تغییرات جرم در راستای پیرامونی در طرف چپ تساوی و در طرف دیگر، دبی جرمی ورودی در راستای شعاعی قرار دارد و در آن $ds = r_c d\theta$ و r_c شعاع قرارگیری مرکز سطح مقطع است. از طرفی برای دبی جرمی خواهیم داشت:

$$\dot{m} = \int \rho C_{\theta} dA \quad (2)$$

چنانچه از تغییرات سرعت و چگالی در هر مقطع صرف نظر شود و به ترتیب از مقادیر متوسط C_{θ} و ρ_c استفاده شود، رابطه ۲ چنین بازنویسی می شود:

$$\int \rho C_{\theta} dA = \rho_c C_{\theta} A_c \quad (3)$$

که در آن، A_c مساحت مقطع در زاویه پیرامونی θ است. با جایگذاری در رابطه ۱ خواهیم داشت:

$$\left(\frac{d(\rho_c C_{\theta} A_c)}{ds}\right) r_c d\theta = \rho_c C_{r\tau} b_{\tau} r_{\tau} d\theta \quad (4)$$

A_c ، r_c و C_{θ} مقادیری نامعلوم اند و چنانچه شکل مقطع محفظه تعیین شود، مقدار r_c وابسته به مقدار A_c خواهد بود؛ در نتیجه می توان دو پارامتر A_c/r_c و C_{θ} را به عنوان مقادیر نامعلوم در نظر گرفت. با این فرض، به یک رابطه دیگر برای تعیین این پارامترها احتیاج است. بنابراین چنانچه C_{θ} تعیین شود، می توان مقدار $A_c/r_c(\theta)$ را در زوایای پیرامونی مختلف به دست آورد.

دو مدل پایه برای پیش بینی سرعت مماسی وجود دارد. این دو مدل در واقع از طراحی محفظه پمپ های جریان شعاعی استخراج شده و پس از آن برای کمپرسورهای گریز از مرکز توسعه داده شده اند.

۱.۲.۱. مدل استپانف

این مدل بر مبنای ثابت در نظر گرفتن مؤلفه مماسی سرعت در محفظه پمپ جریان شعاعی ارائه شده است.^[۱۵] در این مدل یک ضریب تجربی برای محاسبه مقدار سرعت مماسی ارائه شده است.

$$C_{\theta} = const. = K_s \sqrt{2gH} \quad (5)$$

K_s به عنوان ثابت تجربی پیشنهاد و رابطه بی خطی برای یافتن در آن در هد پمپ، H ارائه شده است.^[۱۶]

۲.۲.۱. مدل پفلایدر

این مدل بر اساس رابطه ۶ تعریف شده است:

$$r^m C_{\theta} = cte \quad (6)$$

که در آن، $0 \leq m \leq 1$ است. چنان که ملاحظه می شود، اگر در این مدل $m = 0$ باشد، مشابه مدل استپانف است و در صورتی که $m = 1$ مدل گردابه ای آزاد خواهد شد؛ بدین معنا که جریان در خروج از دیفیوزر، مسیر گردابه ای آزاد را طی خواهد کرد.^[۱۵]

لازم به ذکر است از بین حالت های مختلفی که برای پیش بینی سرعت مماسی جریان در محفظه ایجاد می شود، مدل گردابه ای آزاد، به دلیل کاربرد در طراحی دیفیوزر بدون تیغه نیز، بیشتر در ادبیات طراحی محفظه کمپرسور مورد استفاده قرار گرفته است.^[۱۷]

۳. طراحی حلزونی محفظه

با استفاده از مدل های موجود برای پیش بینی سرعت مماسی (شامل مدل استپانف، پفلایدر و گردابه آزاد)، چنانچه سرعت مماسی، C_{θ} ، در رابطه ۴ استفاده شود، می توان در زوایای مختلف پارامتر هندسی A_c/r_c را برای حلزونی به دست آورد. برای این محاسبه لازم است فرضیاتی برای مقدار چگالی در هر مقطع، ρ_c ، لحاظ شود. در ادامه دو مدل چگالی ثابت و چگالی متغیر و تأثیر این فرضیات بر رابطه ۴ و نهایی سازی هندسه محفظه مورد بررسی قرار می گیرد.

۳.۱.۱. مدل چگالی ثابت

از آنجا که اختلاف سرعت در خروجی دیفیوزر و مقطع محفظه به ترتیب در شعاع های r_c و r_{τ} نسبت به مقدار سرعت ناچیز است، از فرض $\rho_{\tau}/\rho_c \approx 1$ استفاده می شود. با چنین فرضی، رابطه ۴ چنین خلاصه می شود:

$$d(C_{\theta} A_c) = C_{r\tau} b_{\tau} r_{\tau} d\theta \quad (7)$$

با استفاده از رابطه ۷ مساحت مقطع در زوایای پیرامونی مختلف، $A_c(\theta)$ ، در صورت داشتن سرعت مماسی خروجی از دیفیوزر به دست می آید. با استفاده از مدل استپانف و جایگذاری رابطه ۵ در رابطه ۷ و انتگرال گیری از 0 تا 2π ، سطح مقطع خروجی محفظه، $A_{c,2\pi}$ ، به دست می آید و با تغییرات خطی مساحت از 0 تا 2π ، $A_c(\theta)$ نیز قابل محاسبه است.

$$A_{c,2\pi} = 2\pi \frac{C_{r\tau}}{C_{\theta c,2\pi}} b_{\tau} r_{\tau} \quad (8)$$

که در آن، $C_{\theta c,2\pi}$ سرعت مماسی در خروجی حلزونی است. با استفاده از مدل پفلایدر نیز به طور مشابه، چنانچه رابطه ۶ در رابطه ۴ جایگذاری شود ($\rho_c = const.$)، خواهیم داشت:

$$\left(\frac{d}{ds} \left(\rho_c A_c \frac{r_{\tau}^m C_{\theta\tau}}{r_c^m}\right)\right) r_c d\theta = \rho_c C_{r\tau} b_{\tau} r_{\tau} d\theta$$

$$\Rightarrow d\left(\frac{A_c}{r_c^m}\right) = \frac{\rho_c C_{r\tau}}{\rho_c C_{\theta\tau}} \frac{b_{\tau}}{r_c} r_{\tau}^{-m} (r_c d\theta) \quad (9)$$

و در نتیجه:

$$d\left(\frac{A_c}{r_c^m}\right) = \frac{\rho_c C_{r\tau}}{\rho_c C_{\theta\tau}} b_{\tau} r_{\tau}^{-m} d\theta \quad (10)$$

این رابطه نشان می دهد که چگونه یک مشخصه هندسی، A_c/r_c^m ، می بایست در پیرامون محفظه تغییر کند تا مقدار $r^m C_{\theta}$ ثابت بماند. با انتگرال گیری پیرامون محفظه خواهیم داشت:

$$\frac{A_c}{r_c^m} = \frac{C_{r\tau}}{C_{\theta\tau}} b_{\tau} r_{\tau}^{-m} \theta \quad (11)$$

این رابطه نشان می دهد که متغیر اساسی در طراحی محفظه معادل $C_{r\tau}/C_{\theta\tau}$ است که زاویه جریان در خروجی دیفیوزر است و برای یک مقدار مشخص، تغییرات مساحت با انتخاب r_c مناسب به دست خواهد آمد.

۲.۳. مدل چگالی متغیر

چنانچه این رابطه برحسب عدد ماخ و روابط فرایند آیزنتروپیک بازنویسی شود، خواهیم داشت:

$$P_{\circ c} = P_{\circ f} \left[(1 - \eta_i) \frac{(\gamma - 1)}{\gamma} M_{\circ f}^{\gamma} + 1 \right]^{\frac{-\gamma}{\gamma-1}} \quad (17)$$

اگر از فرض تغییرات خطی ماخ پیرامونی از ورود تا خروج برای رسیدن به مقدار مشخصی از عدد ماخ در خروجی، M_{\circ} ، استفاده شود:

$$M_c = M_f - \frac{\theta}{\gamma\pi} (M_f - M_{\delta}) \quad (18)$$

که در آن فرض شده است اثر تغییرات چگالی می‌تواند منجر به تغییرات سرعت و ماخ پیرامونی شود. با جایگذاری دو رابطه‌ی اخیر در رابطه‌ی ۱۵، یک معادله‌ی دیفرانسیل مرتبه اول برای به دست آوردن مقدار A_c/r_c^m در زوایای پیرامونی مختلف حاصل می‌شود (رابطه ۱۹).

$$d \left(\left(1 + \frac{\gamma-1}{\gamma} \left[M_f - \frac{\theta}{\gamma\pi} (M_f - M_{\delta}) \right]^2 \right)^{-\frac{1}{\gamma-1}} \frac{A_c}{r_c^m} \right) = \frac{\left(1 + \frac{\gamma-1}{\gamma} M_f^2 \right)^{-\frac{1}{\gamma-1}} C_{r\tau} b_{\tau} r_{\tau}^{-m} d\theta}{\left[(1 - \eta_i) \frac{(\gamma-1)}{\gamma} M_{\circ f}^{\gamma} + 1 \right]^{\frac{-\gamma}{\gamma-1}} C_{\theta\tau}} \quad (19)$$

با استفاده از مدل پفلایدر برای پیش‌بینی سرعت مماسی خروجی از دیفیوزر با $m = 1$ ، با فرض $M_{\delta} = M_f$ ، در بازه $\eta_i = 1$ ، مساحت خروجی محفظه $1/1$ درصد نسبت به مساحت خروجی در بازه $\eta_i = 0.9$ ، کوچک‌تر خواهد بود. با در نظر گرفتن تأثیر نسبت M_{δ}/M_f ، در مدل پفلایدر با $m = 1$ ، تغییرات چگالی و فشار به‌گونه‌ی بی‌است که در $M_{\delta}/M_f = 0.8$ ، با افزایش چگالی پیرامونی محفظه، مساحت محفظه 2.8 درصد کوچک‌تر خواهد شد. این مقدار برای مدل پفلایدر با $m = 0.5$ برابر 2.7 درصد است. این بررسی نشان می‌دهد که فرض ثابت بودن چگالی پیرامونی، در محدوده‌ی اعداد ماخ این مسئله، فرض مناسبی است و می‌توان در طراحی اولیه‌ی محفظه از آن بهره گرفت.

۳.۳. در نظر گرفتن تلفات

در طراحی محفظه در حالت یک‌بعدی، از بسیاری از پارامترها مانند عدم یکناختی جریان پیرامونی، اثرات لزجت سیال و جریان‌های ثانویه صرف‌نظر می‌شود. راه حل مناسب برای در نظر گرفتن این اثرات، استفاده از پارامتر اندازه، SP ، است که مطابق رابطه‌ی ۲۰ در فرایند طراحی محفظه وارد می‌شود. این پارامتر حاصل تقسیم مساحت محفظه‌ی واقعی به مساحتی است که از مدل اندازه حرکت زاویه‌ی ثابت به دست می‌آید.^[۲۰]

$$\left(\frac{d(\rho_c C_{\theta c} A_c)}{ds} \right) r_c d\theta = SP \rho_{\tau} C_{r\tau} b_{\tau} r_{\tau} d\theta \quad (20)$$

انتخاب SP ، معمولاً در محدوده‌ی ۱ تا 1.2 است و برای محفظه‌هایی که پس از دیفیوزر بدون تیغه قرار می‌گیرند از مقادیر بزرگ‌تری استفاده می‌شود.^[۲۰] در برخی مراجع به‌جای استفاده از این ضریب، از ضریب تصحیح در مدل گردابه‌ی آزاد، S ، که انحراف از حالت ایده‌آل را نشان می‌دهد و مقدار آن عکس مقدار SP است، به‌صورت رابطه‌ی ۲۱ استفاده می‌شود:^[۲۱]

$$r_c C_{\theta c} = S r_{\tau} C_{\theta\tau} \Rightarrow \frac{A_c}{r_c} = \frac{C_{r\tau}}{S C_{\theta\tau}} b_{\tau} \theta \quad (21)$$

اگر تغییرات پیرامونی چگالی را تابعی از زاویه‌ی پیرامونی در نظر بگیریم، رابطه‌ی ۱۰ عبارت خواهد بود از:

$$d \left(\rho_c(\theta) \frac{A_c}{r_c^m} \right) = \rho_{\tau} \frac{C_{r\tau}}{C_{\theta\tau}} b_{\tau} r_{\tau}^{-m} d\theta \quad (12)$$

چنانچه چگالی، $\rho = P/RT$ ، در خروجی دیفیوزر و مقطع محفظه با استفاده از روابط دما و فشار سکون، مطابق رابطه‌ی ۱۳ و ۱۴ جایگذاری شود:^[۱۸]

$$\frac{T_c}{T} = 1 + \frac{k-1}{\gamma} M^2 \quad (13)$$

$$\frac{P_c}{P} = \left(1 + \frac{k-1}{\gamma} M^2 \right)^{\frac{k}{\gamma-1}} \quad (14)$$

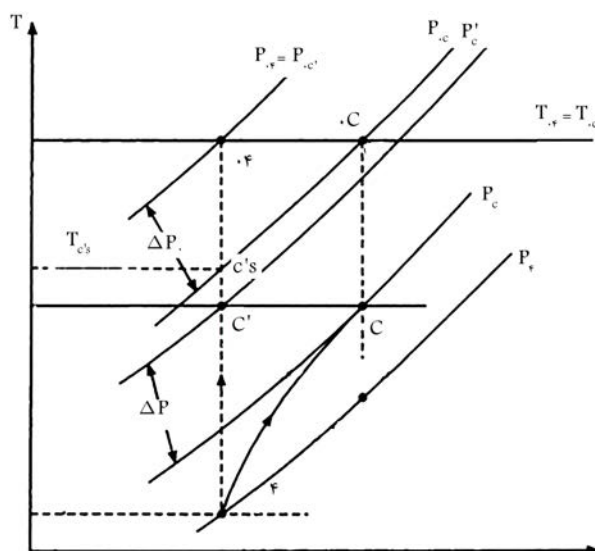
که در آن هواگاز کامل فرض شده، و نیز با فرض ثابت بودن دمای سکون در محفظه خواهیم داشت:

$$d \left(P_{\circ c} \left(1 + \frac{\gamma-1}{\gamma} M_{\circ f}^2 \right)^{-\frac{1}{\gamma-1}} \frac{A_c}{r_c^m} \right) = P_{\circ f} \left(1 + \frac{\gamma-1}{\gamma} M_{\circ f}^2 \right)^{-\frac{1}{\gamma-1}} \frac{C_{r\tau} b_{\tau} r_{\tau}^{-m} d\theta}{C_{\theta\tau}} \quad (15)$$

در طرف چپ این معادله‌ی دیفرانسیل، چنانچه مقادیر M_c و $P_{\circ c}$ برحسب θ جایگذاری شوند، معادله را می‌توان برای محاسبه‌ی A_c/r_c^m حل کرد. مقدار فشار سکون در هر مقطع، $P_{\circ c}$ ، با استفاده از تعریف بازه آیزنتروپیک دیفیوزر مطابق نمودار استخراج می‌شود (شکل ۳).

حال برای به دست آوردن مقدار فشار کل در هر مقطع، می‌توان از راندمان آیزنتروپیک برای یک فرایند دیفیوزن مطابق شکل ۳ و رابطه‌ی ۱۳ بهره گرفت. نمودار یک فرایند دیفیوزن را از ورودی محفظه، مقطع ۴، تا هر مقطع پیرامونی که با c بیان شده است نشان می‌دهد؛ بازه آیزنتروپیک آن نیز با استفاده از رابطه‌ی ۱۶ تعریف می‌شود:^[۱۸]

$$\eta_i = \frac{h'_{cs} - h_{\tau}}{h_{\circ c} - h_{\tau}} = \frac{T'_{cs} - T_{\tau}}{T_{\circ c} - T_c} \quad (16)$$



شکل ۳. فرایند واقعی (c-4) و آیزنتروپیک (c'-4) تراکم روی نمودار T-S.

که با فرض مقدار S ، می توان مقدار A/r را برای محاسبه ی هندسه پیرامونی به دست آورد.

۴.۳. استخراج ابعاد حلزونی

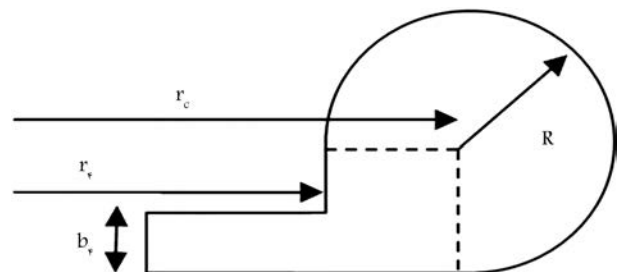
از میان حالت های مختلفی که برای پیش بینی سرعت مماسی جریان ورودی و همچنین محاسبه ی پارامترهای هندسی مقطع ارائه شد، مقدار مساحت مقطع A_c یا A_c/r_c^m ، در زوایای پیرامونی مختلف، با استفاده از روابط ۱۱، ۱۹ و ۲۱ به ترتیب برای مدل چگالی ثابت، مدل چگالی متغیر و مدل گردابه آزاد با در نظر گرفتن تلفات قابل محاسبه است. بنابراین با انتخاب شکل مناسب برای مقطع حلزونی، هندسه ی کامل حلزونی قابل استخراج است. در این پژوهش از مقطع دایره یی مطابق شکل ۴ استفاده شده است.

با انتخاب این مقطع، نسبت A_c/r_c از رابطه ی ۲۲ قابل محاسبه خواهد بود و با استفاده از روابط ذکر شده، مقدار R در تمام زوایای پیرامونی تعیین می شود:

$$\frac{A_c}{r_c} = \frac{R^2 (1 + 3\pi/4)}{r_c + R(1 - 1/9\pi)} \quad (22)$$

انتخاب شکل مقطع محفظه به عوامل مختلفی بستگی دارد که مهم ترین آن بحث های مربوط به روش ساخت آن است. با این حال شکل دایره یی در مطالعات مختلفی مورد استفاده قرار گرفته و به عملکرد بهتر آن نسبت به هندسه های دیگر اشاره شده است.^[۲۲] لازم به ذکر است که مدل طراحی حلزونی، مقدار مساحت مقطع A_c و یا A_c/r_c^m را می دهد و برای استخراج ابعاد نهایی، پیش فرض انتخاب هندسه لازم است.

بر اساس مدل های طراحی معرفی شده، شش حالت مختلف بر اساس پارامترهای طراحی، برای بررسی اثر هندسه ی پیرامونی مطابق جدول ۱ مورد بررسی قرار می گیرد.



شکل ۴. شماتیک مقطع.

جدول ۱. مدل های مقایسه شده.

نام مدل	فرضیات ایجاد مدل	رابطه
$m = 0$	مدل پفلایدر با $m = 0$	رابطه ۶
Ste	مدل استپانف	رابطه ۵
$m = 0.5$	مدل پفلایدر با $m = 0.5$	رابطه ۶
$m = 1$	مدل پفلایدر با $m = 1$	رابطه ۶
$s = 0.95$	مدل انحراف از گردابه آزاد با $s = 0.95$	رابطه ۱۹
$s = 0.9$	مدل انحراف از گردابه آزاد با $s = 0.9$	رابطه ۱۹

۴. مدل سازی

برای مقایسه ی مدل های مختلف، عملکرد کمپرسور با محفظه های مختلف روی مجموعه ی ثابتی از مجرای ورودی، پروانه و دیفیوزر مقایسه می شود. مشخصات پروانه کمپرسور مورد بررسی مطابق جدول ۲ است.

۴.۱. ایجاد شبکه

تولید شبکه^۷ محاسباتی مناسب، یکی از مهم ترین و زمان برترین بخش های مدل سازی عددی محسوب می شود. همچنین نوع شبکه و تقسیم مناسب نواحی به نواحی ریزتر برای تولید شبکه بهتر، از اهمیت خاصی برخوردار است. چنانچه هندسه ی مسئله به دو قسمت دوار و ثابت تقسیم بندی شود، ایجاد شبکه ی سازمان یافته^۸ برای قسمت های دوار زمان رسیدن به همگرایی را به طور قابل توجهی کاهش می دهد. در این مدل سازی از شبکه بندی سازمان یافته برای پروانه استفاده می شود. برای محفظه با توجه به پیچیدگی هندسی آن، از شبکه ی بی سازمان^۹ چهاروجهی استفاده می شود. تعداد المان های شبکه، بسته به نتایج مورد نیاز تنظیم می شود، به طوری که برای استخراج نتایج عملکردی، شبکه بندی بزرگ تر شرط استقلال از شبکه بندی^{۱۰} را ارضا می کند و برای مطالعه ی میدان جریان، شبکه بندی ریزتر لازم است.^[۱۶]

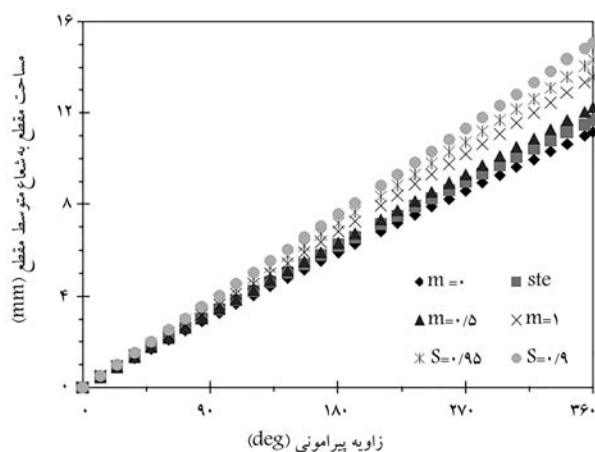
حدود سه میلیون شبکه محاسباتی (شامل حدود 3×10^6 هزار شبکه محاسباتی برای هر مجرای پروانه و $1/2$ میلیون برای اجزای ثابت)، برای پیش بینی رفتار عملکردی کمپرسور مناسب است. برای بررسی میدان جریان، از حدود 75×10^6 هزار شبکه محاسباتی برای یک کانال جریان - شامل ورودی، پروانه و دیفیوزر - استفاده می شود. حدود سه میلیون شبکه محاسباتی برای محفظه استفاده می شود. در این حالت محفظه جدا از دیفیوزر مدل می شود. برای اجتناب از تأثیر خطای عددی در سطح تماس^{۱۱} بین ورودی محفظه و خروجی دیفیوزر بر جریان محفظه، 10% درصد انتهایی هندسه ی دیفیوزر جزو هندسه ی محفظه در نظر گرفته می شود. نمونه ی شبکه بندی پروانه و محفظه مطابق شکل ۵ است.

۴.۲. مدل سازی جریان

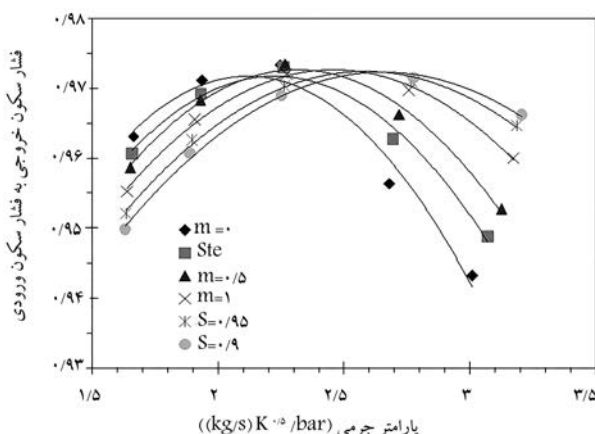
حل میدان جریان در پروانه، دیفیوزر بدون تیغه و محفظه با استفاده از مدل سه بعدی و به روش حجم محدود بر معادلات ناویر - استوکس میانگین گیری شده ی رینولدز^{۱۲} صورت می گیرد. تنش های رینولدز در معادلات انتقال با استفاده از مدل توربولانسی اس اس تی^{۱۳} حل می شود. لازم به ذکر است حل مسئله با استفاده از مدل های $k - \epsilon$ و $k - \omega$ نیز انجام، و نشان داده شد که اثر انتخاب مدل توربولانسی بر پارامترهای گزارش شده در محفظه قابل اغماض است؛ به همین دلیل از مدل اس اس تی که در

جدول ۲. مشخصات ابعادی کمپرسور.

مقادیر	پارامتر
۶	تعداد پره ها
۶	تعداد نیم پره
۶۰ درجه	زاویه ی ورودی (نسبت به راستای محوری)
۳۰ درجه	زاویه ی خروجی (نسبت به راستای شعاعی)
۵۴ میلی متر/۲۲ میلی متر	قطر نوک / ریشه در ورودی
۸۲ میلی متر	قطر خروجی پروانه
۵/۵ میلی متر	عرض پره در خروجی



شکل ۶. توزیع پیرامونی مساحت.



شکل ۷. مقایسه‌ی نسبت فشار برحسب پارامتر جرمی برای مدل‌های مختلف.

مساحت پیرامونی در مدل استپانف خطی است در حالی که در سایر مدل‌ها توزیع مساحت غیرخطی است.

برای مقایسه، از نسبت فشار سکون خروجی به فشار سکون ورودی محفظه که اختصاراً «نسبت فشار» نامیده می‌شود، مطابق رابطه‌ی ۲۳ استفاده می‌شود:

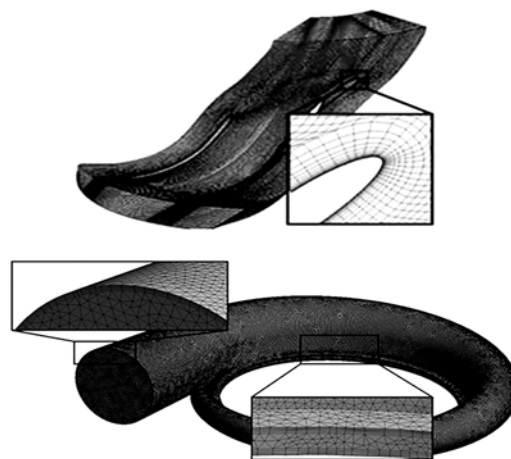
$$P_r = \frac{P_{0.5}}{P_{0.4}} \quad (23)$$

در شکل ۷ نیز نسبت فشار مدل‌های مختلف برحسب پارامتر جرمی، MP ، مطابق رابطه‌ی ۲۴ نشان داده شده است؛ در شکل مذکور دما و فشار سکون مربوط به ورودی کمپرسور است.

$$MP = \frac{\dot{m}\sqrt{T_0}}{P_0} \quad (24)$$

بیشترین نسبت فشار برای مدل‌هایی که مساحت خروجی کوچک‌تری دارند (مدل‌های ste، $m = 0$ و $m = 0.5$) در نقطه‌ی طراحی مشاهده می‌شود. با این حال مدل‌های $S = 0.9$ و $S = 0.95$ بیشترین نسبت فشار را در دبی‌های بالاتر دارند. بیشترین نسبت فشار در مدل $m = 0.5$ حاصل می‌شود. این پدیده نشان می‌دهد در صورت استفاده از مدل‌هایی که مساحت خروجی بیشتری دارند، نقطه‌ی طراحی به سمت دبی‌های جرمی بالاتر جابه‌جا می‌شود.

بررسی سایر پارامترها نشان می‌دهد که تغییر در مساحت خروجی محفظه در



شکل ۵. نمونه‌ی شبکه‌بندی پروانه (بالا) و محفظه (پایین).

کنار دیواره از مدل $k - \omega$ و در خارج از آن $k - \varepsilon$ از مدل استفاده می‌کند، انتخاب شد. [۲۳] براساس عدد رینولدز در ورودی پروانه، شدت آشفتگی 14 محاسبه شد و تحلیل حساسیت نشان می‌دهد که مقدار 5 درصد مناسب است.

در این مدل‌سازی از مدل روتور منجمد 15 برای انتقال خواص جریان بین مختصات ثابت و دوار استفاده می‌شود. در این مدل، دو دستگاه مختصات طوری به یکدیگر متصل می‌شوند که هرکدام وضعیت نسبی ثابتی در محاسبات داشته باشند و معادلات حاکم در عبور ذره از مرز مشترک، در مختصات نسبی جدید حل می‌شود. [۱۳]

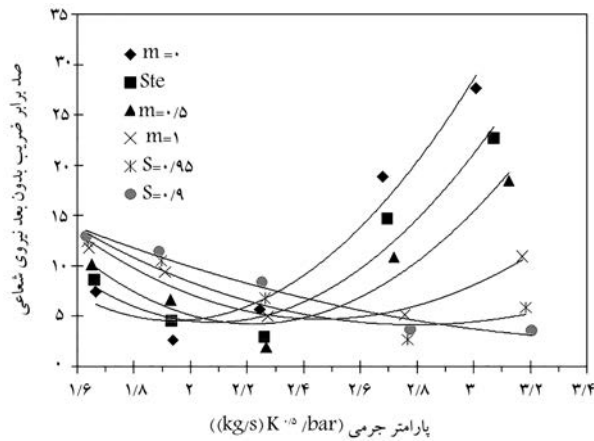
در مدل توربولانسی از تابع اتوماتیک دیواره 16 -- که میان توابع دیواره و فرمولاسیون‌های نزدیک دیواره 17 (برای رینولدز کم) یکی را انتخاب می‌کند -- استفاده می‌شود. برای پروانه مقدار y^+ دیواره 18 از مرتبه‌ی 10 تا در نهایت 20 حاصل می‌شود. شرط مرزی، دبی جرمی و دمای سکون در ورودی و فشار استاتیک در خروجی در نظر گرفته می‌شود. تمامی دیواره‌ها به صورت آدیاباتیک در نظر گرفته می‌شود؛ دیواره‌های پروانه و دیفیوزر به صورت هموار 19 و برای محفظه زبری متوسط 20 0.2 میلی‌متر لحاظ می‌شود. معیار همگرایی مدل برای معادلات بقا، اندازه حرکت و انرژی، یک ده هزارم یا پنج صد هزارم، بسته به شرایط حل، تنظیم می‌شود و فرایند حل تا جایی ادامه می‌یابد که ادامه‌ی آن بر روند همگرایی تأثیر نداشته باشد.

۵. نتایج مدل‌سازی

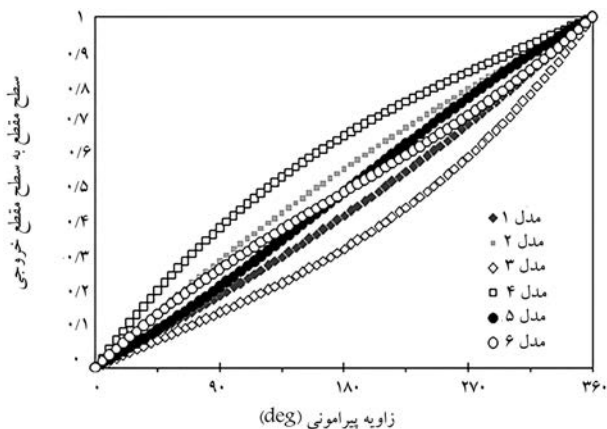
مقایسه‌ی نتایج عملکردی برای مدل‌های مختلف محفظه، منجر به انتخاب طرح بهینه به عنوان طرح نهایی برای ساخت، نصب و آزمون آن می‌شود. در ادامه، این نتایج ارائه می‌شود.

۱.۵. بررسی تأثیر مساحت خروجی

در شکل ۶ نسبت مساحت مقطع به شعاع متوسط مقطع برای مدل‌های مورد بررسی برحسب زاویه‌ی پیرامونی نشان داده شده است. چنان‌که ملاحظه می‌شود، بیشترین مساحت مربوط به مدل $S = 0.9$ است و مساحت انتهایی آن 40 درصد بزرگ‌تر از کوچک‌ترین مساحت خروجی در مدل $m = 0$ است. همچنین مساحت انتهایی مدل $m = 1$ ، 24 درصد بزرگ‌تر از مدل $m = 0$ است. لازم به ذکر است توزیع



شکل ۸. ضریب بدون بعد نیروی شعاعی در مدل‌های مختلف.



شکل ۹. مدل‌های در نظر گرفته شده برای بررسی توزیع مساحت.

جدول ۳. بررسی تأثیر توزیع مساحت پیرامونی بر عملکرد.

مدل‌ها	P_r	C_p	K_p	K_r
				$\frac{K_r}{K_r(m=0.5)}$
مدل ۱	-۰٫۷۰۷	-۱۶٫۵	۶٫۶۴	۲٫۳۱
مدل ۲	-۰٫۷۰۶	-۱۶٫۰	۶٫۵۵	۲٫۳۲
مدل ۳	-۱٫۸۵	-۲۸٫۵۶	۴۴٫۳۳	۴٫۳۵
مدل ۴	-۱٫۸۱	-۲۹٫۳	۴۳٫۰۶	۲٫۳۸
مدل ۵	-۰٫۷۲	-۱۵٫۹	۶٫۹۳	۱٫۰۸
مدل ۶	-۰٫۹۵	-۱۸٫۲۴	۱۴٫۱۸	۰٫۲۵
مدل خطی	-۰٫۷۹	-۱۶٫۸	۹٫۳	۰٫۶

کم‌ترین نیرو را نشان می‌دهد و می‌تواند نیرو را تا یک‌چهارم تقلیل دهد. نتایج مدل ۶ در سایر دبی‌های جرمی نیز نشان از کاهش نیرو و بیشینه افت فشار، ۱ درصد دارد. بنابراین می‌توان در طراحی کمپرسورهای با نسبت فشار بالا از این مدل استفاده کرد.

۳.۵. مخروط خروجی

مخروط خروجی در انتهای بخش حلزونی، مانند یک دیفیوزر است با این تفاوت که جریان درون آن چرخشی و نامنظم است. در طراحی دیفیوزرهای مخروطی (شکل ۱۰)، از طول و شعاع مقطع خروجی یا زاویه‌ی بازشدگی به‌عنوان پارامترهای

نقطه‌ی طراحی منجر به تغییر ۱ درصدی در نسبت فشار، ۱۴ درصد در ضریب بازیابی فشار، و ۱۸ درصد در ضریب افت فشار سکون می‌شود.

محفظه به دلیل شکل ظاهریش باعث غیریکنواختی فشار پیرامونی و در نتیجه یک نیروی شعاعی خالص بر پروانه می‌شود. برای بیان این نیرو می‌توان از ضریب بدون بعد نیروی شعاعی، K_r ، مطابق رابطه‌ی ۲۵ استفاده کرد: [۲۲]

$$K_r = \frac{F_r}{P_0 d_t b_t} \quad (25)$$

که در آن، F_r ، نیروی خالص شعاعی وارد بر پروانه ناشی از غیریکنواختی فشار است؛ d_t و b_t نیز به ترتیب عرض و قطر خروجی دیفیوزر هستند. در شکل ۸، ضریب بدون بعد نیروی شعاعی در مدل‌های مختلف مقایسه شده است.

نتایج حاصله نشان می‌دهد که برای مدل‌هایی که مساحت کم‌تری دارند، تغییرات نیرو شدیدتر است. برای مدل $m = 0$ ، این ضریب در دبی جرمی زیاد تا ۵ برابر مقدار کمیته‌ی آن تغییر می‌کند، درحالی که برای مدل $m = 1$ این مقدار حدود ۲/۵ برابر است. در نقطه‌ی طراحی، مقادیر نیروها برای این دو مدل مشابه‌اند. بررسی نتایج مدل‌های با مساحت بزرگ‌تر نشان می‌دهد که در دبی کم نیرو بیشتر است و با افزایش دبی این نیرو کاهش می‌یابد.

۲.۵. بررسی تأثیر توزیع مساحت پیرامونی

برای بررسی اثر توزیع مساحت پیرامونی بر عملکرد محفظه، تغییرات توزیع مساحت پیرامونی با ثابت نگه‌داشتن مساحت خروجی صورت می‌گیرد. به جز مدل استپانف که در آن از زاویه‌ی 0 تا 2π رادیان توزیع مساحت پیرامونی خطی است، در سایر مدل‌ها توزیع مساحت غیرخطی است. شش مدل مختلف با مساحت انتهایی برابر و توزیع مساحت‌های مختلف مطابق شکل ۹ در نظر گرفته می‌شود. اصطلاح «توزیع مساحت محدب» به مدلی اطلاق می‌شود که مساحت مقطع در زاویه‌های کم بیشتر از مقداری است که در طراحی آن به دست آمده است. در توزیع مساحت مقعر نیز این مساحت‌ها بیشتر از مقدار طراحی هستند. مطابق این تعریف، در شکل ۹ مدل‌های ۱ و ۳ مقعر و مدل‌های ۲ و ۴ محدب‌اند. مدل ۵ تا زاویه‌ی π مقعر و سپس محدب محسوب می‌شود؛ مدل ۶ نیز تا زاویه‌ی π محدب و از آن به بعد مقعر است. همچنین توزیع خطی مساحت از زاویه‌ی صفر تا خروجی نیز با عنوان مدل خطی بررسی می‌شود.

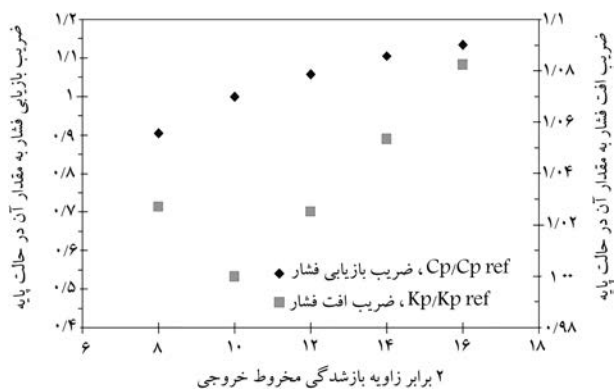
معیار مقایسه‌ی مدل‌ها، پارامترهای نسبت فشار (رابطه ۲۳)، ضریب بدون بعد نیروی شعاعی (رابطه ۲۵)، و همچنین ضریب بازیابی فشار استاتیکی و ضریب افت فشار سکون هستند که به ترتیب مطابق روابط ۲۶ و ۲۷ تعریف می‌شوند.

$$C_p = \frac{P_0 - P_f}{P_{0f} - P_f} \quad (26)$$

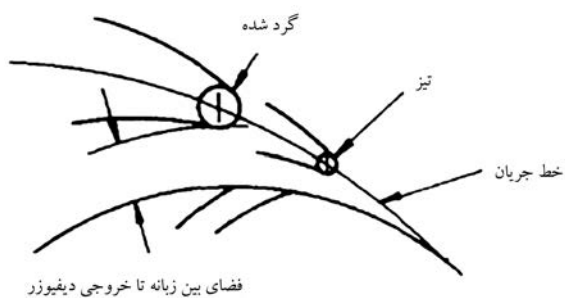
$$K_p = \frac{P_{0f} - P_{05}}{P_{0f} - P_f} \quad (27)$$

در جدول ۳ درصد تغییرات عملکرد مدل‌ها در مقایسه با عملکرد مدل فیلایدر با $m = 0.5$ (به‌عنوان مدل پایه) و نسبت ضریب نیرو گزارش شده است. مقادیر نشان می‌دهد که در مدل‌های ۳ و ۴ بیشترین افت فشار وجود دارد و تمامی پارامترها نشان از عملکرد نامناسب این دو مدل دارند. در مدل ۳ مساحت کم در نظر گرفته شده برای زوایای کوچک منجر به انسداد جریان، و در مدل ۴ مساحت زیاد در نظر گرفته شده منجر به درهم‌ریختگی جریان و افزایش تلفات می‌شود.

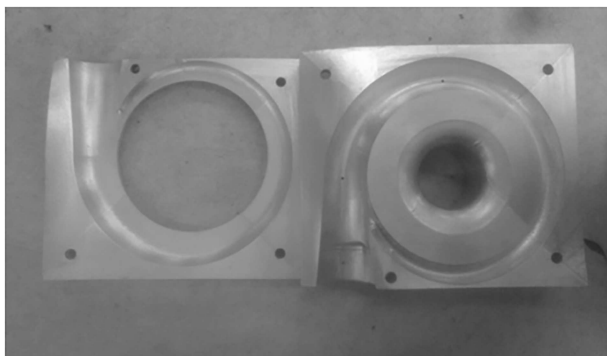
مدل‌های ۱، ۲، ۵ و مدل خطی عملکرد مشابه دارند، اگرچه نیروی محاسبه شده در مدل ۵ تقریباً با مدل پایه برابر است ولی مدل خطی ۰/۶ همان نیرو را دارد. مدل ۶



شکل ۱۱. تأثیر تغییر زاویه مخروط خروجی بر ضرایب بازیابی فشار و افت فشار.



شکل ۱۲. شکل زبانه. [۲۶]

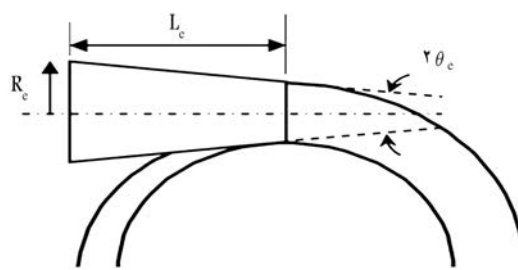


شکل ۱۳. دو قسمت ساخته شده محفظه.

۶. ساخت

برای ساخت محفظه با استفاده از روش تراشکاری و ماشین سه محور، محفظه به دو تکه تقسیم و صفحه‌ی جدایش طوری طراحی شد که منحنی‌های موجود در هر دو سمت، شیب منفی^{۲۱} نداشته باشند. بدین منظور از یک رویه‌ی سه بعدی برای جدایش استفاده شد. روش ساخت به شکل براده‌برداری از دو بلوک آلومینیوم آلیاژی سری ۲۰۲۷۰۰ است. بلوک‌های تراش خورده در شکل ۱۳ مشاهده می‌شود.

دو قطعه‌ی تراش خورده توسط پیچ‌های راهنما و نگه‌دارنده به یکدیگر متصل شد و توسط چسب مقاوم در برابر حرارت آب‌بندی شد. ورودی محفظه و خروجی آن نیز به صورت قطعات جداگانه در نظر گرفته شد. این قطعات از استوانه‌های آلومینیومی تراشیده شدند و به ترتیب توسط انطباق محکم و پیچ روی محفظه نصب شد. در شکل ۱۴ محفظه‌ی جدید نصب شده بر بستر آزمون ملاحظه می‌شود که روی آن بلموس^{۲۳}، دورسنج و حس‌گر فشار نصب شده است.



شکل ۱۰. پارامترهای هندسی مخروط خروجی.

طراحی استفاده می‌شود. در برخی موارد بنا به کاربرد کمپرسور، قیودی برای طراح محفظه وجود دارد، مانند طول دیفیوزر یا قطر انتهایی. در این مطالعه قید طول دیفیوزر به عنوان قید طراحی در نظر گرفته می‌شود و با استفاده از تغییر زاویه مخروطی دیفیوزر، $2\theta_e$ ، مدل‌های مختلف بررسی می‌شود.

پنج مدل مختلف با استفاده از مدل پایه ($m = 0.5$) برای مقادیر ۴، ۵، ۶، ۷ و ۸ درجه زاویه‌ی θ_e مقایسه می‌شود. نتایج حاصله نشان می‌دهد که این تغییرات کم‌تر از نیم درصد تغییر در نسبت فشار کل را سبب می‌شود، با این حال بیشترین نسبت فشار برای زاویه ۵ درجه رخ می‌دهد. مقادیر ضریب بازیابی و ضریب افت فشار برای محدوده‌ی فوق‌الذکر زاویه‌ی θ_e ، با استفاده از مقدار آن‌ها در مدل ۵ درجه به عنوان مدل پایه، بی‌بعد شده است (شکل ۱۱). بر این اساس، ضریب بازیابی فشار با افزایش زاویه مخروط افزایش می‌یابد در حالی که ضریب افت فشار در ۵ درجه کم‌ترین است.

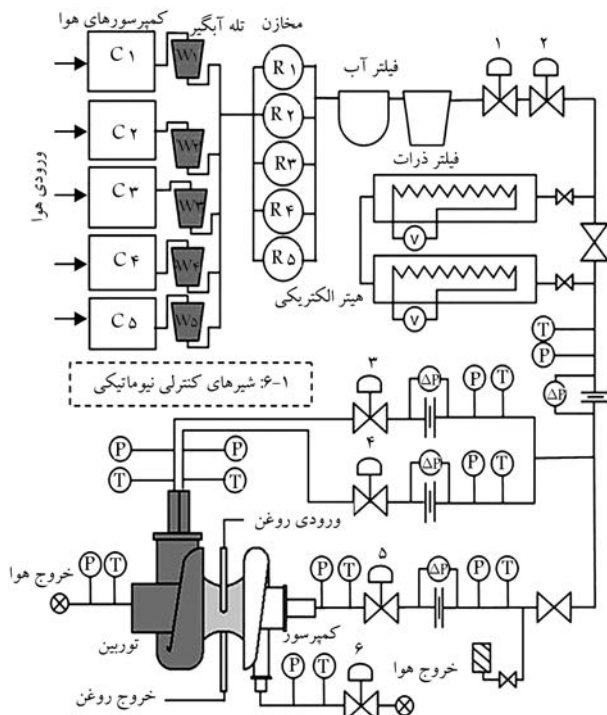
۴.۵. ملاحظات زبانه‌ی محفظه‌ی کمپرسور

اطلاعات کمی در رابطه با طراحی زبانه در محفظه‌ی کمپرسورها وجود دارد و این موضوع در محفظه‌های نامتقارن نیز مورد توجه قرار نگرفته است.^[۲۵،۱۱] در اغلب پمپ‌ها، پس از پروانه محفظه قرار می‌گیرد لذا فاصله‌ی بین زبانه و پروانه پارامتر تأثیرگذاری است و کم بودن آن موجب افزایش ارتعاش و صدا می‌شود. معمولاً این فاصله ۵ تا ۱۰ درصد قطر پروانه در نظر گرفته می‌شود.^[۲۶]

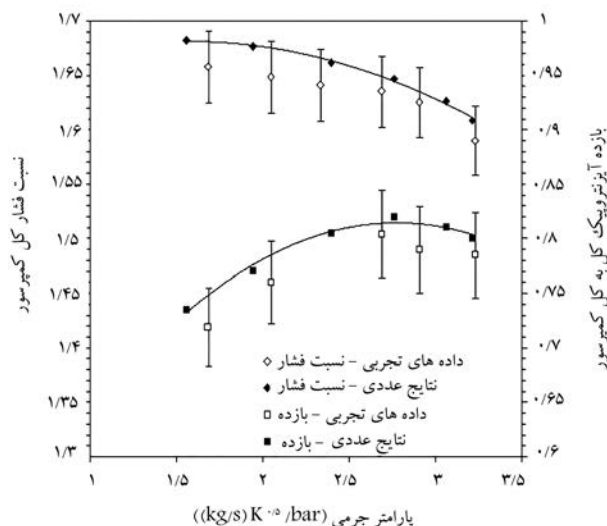
با توجه به روش ساخت، نوک زبانه می‌تواند مطابق شکل ۱۲ تیز یا گرد و در راستای خط جریان بالادست باشد. زبانه‌ی گرد، قابلیت انعطاف بیشتری در نقاط غیر از نقطه‌ی طراحی دارد.^[۲۶] در محفظه‌های نامتقارن کمپرسور، هنگامی که بخش حلزونی طراحی می‌شود، زبانه محل برخورد حلزونی و مخروط خروجی است و زاویه‌ی آن نسبت به راستای عمود بر مخروط خروجی، زاویه‌ی شروع نامیده می‌شود. نتایج مدل‌سازی نشان می‌دهد با افزایش زاویه‌ی شروع، افت فشار سکون تا ۷ درصد افزایش می‌یابد و بازیابی فشار نیز ۲ درصد کاهش می‌یابد. بنابراین افزایش زاویه‌ی شروع زبانه در جهت بهتر شدن عملکرد محفظه نخواهد بود. با افزایش زاویه‌ی شروع زبانه، مقدار جریان برگشتی از این ناحیه به درون محفظه بیشتر می‌شود؛ بدین معنا که سیالی که یک بار حول محفظه چرخیده، به جای خروج از مخروط خروجی دوباره به درون محفظه بازمی‌گردد و این باعث افت بیشتر انرژی می‌شود.

۵.۵. طرح بهینه

با توجه به مدل‌های مورد بررسی، محفظه‌ی بهینه با استفاده از مدل $m = 0.5$ که در آن $\theta_e = 5$ انتخاب شده و محل زبانه‌ی آن تقاطع هندسی حلزونی، دیواره و مخروط خروجی است و غیرتیز اختیار شده، برای ساخت انتخاب شد.



شکل ۱۵. طرح واره بستر آزمون.

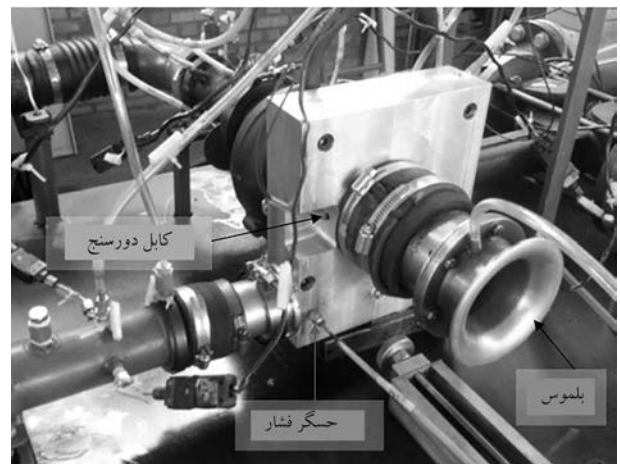


شکل ۱۶. منحنی نسبت فشار و بازده برحسب پارامتر جرمی کمپرسور (۷۰ هزار دور بر دقیقه).

$$\eta_{it} = \frac{P_{rt}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\frac{T_{out}}{T_{in}} - 1} \quad (29)$$

انحراف نتایج عددی از نتایج تجربی برای نسبت فشار محدود به مقدار ۱٫۵ درصد و در نقطه‌یی با بیشترین بازده معادل ۱ درصد است؛ این مقادیر برای بازده به ترتیب ۴ درصد و ۱٫۴ درصد است.

علل انحراف نتایج مدل‌سازی نسبت به نتایج آزمون را می‌توان مواردی از قبیل انحراف مدل از هندسه واقعی، تأثیرات ناشی بین اجزا و انتقال حرارت سیستم که در مدل‌سازی در نظر گرفته نمی‌شود و وجود خطاهای منظم و تصادفی^[۲۷] در نتایج آزمایشگاهی دانست.^[۲۹]



شکل ۱۴. محفظه‌ی ساخته‌شده و نصب شده بر کمپرسور روی بستر آزمون.

۷. آزمون تجربی

مطالعات تجربی در بستر آزمون توربوشارژر آزمایشگاه توربوشارژر دانشگاه صنعتی شریف صورت می‌پذیرد. در این آزمایشگاه به منظور انجام آزمایش‌های عملکردی توربوشارژر، از روش شبیه‌سازی رفتار توربین با استفاده از هوای متراکم استفاده می‌شود. هوای فشرده از دو مجرای قابل تنظیم وارد توربین شده و پس از انبساط در توربین به بیرون تخلیه می‌شود. توربین توان لازم برای کمپرسور را تأمین کرده و کمپرسور با مکش هوای محیط آن را متراکم می‌کند. برای اندازه‌گیری مقادیر مختلف فشار، دبی و دما، تجهیزات اندازه‌گیری در ورودی و خروجی کمپرسور و توربین نصب شده است.^[۲۷]

دما توسط ترموکوپل‌های نوع جی ۲۴ در ورودی و خروجی کمپرسور اندازه‌گیری می‌شود. فشارهای کل توسط لوله پیتوت و فشارهای استاتیک توسط مجراهایی که در جدار لوله ایجاد شده اندازه‌گیری می‌شوند. لوله‌های پیتوت و سوراخ‌های فشار استاتیک به سیستم اندازه‌گیری فشار وصل می‌شوند و فشار با استفاده از ترانسیمترهای فشار ۲۵ اندازه‌گیری می‌شود. در ایستگاه اندازه‌گیری دبی کمپرسور امکان استفاده از بلموس یا اریفیس وجود دارد و برای سنسج دور، از یک دورسنج نوری مادون قرمز ۲۶ استفاده می‌شود. طرح‌واره‌ی بستر آزمون در شکل ۱۵ ملاحظه می‌شود.^[۱۶] اعتبارسنجی مدل عددی از طریق مقایسه‌ی نتایج عددی با نتایج آزمایشگاهی برای مقادیر منتج از آزمون‌های عملکردی، مقادیر افت فشار اجزا -- شامل پروانه، دیفیوزر و محفظه -- و همچنین برای مقادیر فشار پیرامونی محفظه، در پژوهشی دیگر از همین نویسندگان انجام شده است.^[۲۸] در این پژوهش، اعتبارسنجی نتایج عددی برای مدل ساخته‌شده نهایی از طریق مقایسه‌ی نتایج عملکردی آن با نتایج آزمون ارائه می‌شود.

آزمون‌های عملکردی محفظه‌ی جدید، در سرعت‌های دورانی ۴۰، ۵۰، ۶۰، ۷۰ و ۷۵ هزار دور بر دقیقه صورت گرفت. مقایسه‌ی نتایج مدل‌سازی عددی و نتایج حاصل از آزمون نمونه ساخته‌شده در سرعت دورانی ۷۰ هزار دور بر دقیقه مطابق شکل ۱۶ است. نسبت فشار کل و بازده آیزنتروپیک کل به کل کمپرسور برحسب پارامتر جرمی، مطابق روابط ۲۸ و ۲۹ محاسبه شده است. محدوده‌ی خطا برای نسبت فشار، ± 2 درصد نشان داده است و برای بازده این مقدار ± 5 درصد است.

$$P_{rt} = \frac{P_{out}}{P_{in}} \quad (28)$$

بنابراین بر مبنای نتایج مدل‌سازی، مدل پفلایدر با پارامتر طراحی ۰٫۵، مخروط خروجی با ۱۰ درجه بازشدگی و زبانه‌ی گردشده انتخاب، و با ملاحظات که پیش‌تر تشریح شد، ساخته شد. محفظه ساخته شده بر روی بستر آزمون نصب شد و آزمایش‌های عملکردی بر روی آن انجام گرفت. طرح نهایی نسبت به طرح اولیه دارای عملکرد بهتری است که یکی از دلایل آن خارجی بودن محفظه‌ی آن است. نتایج تجربی در سرعت دورانی ۷۰ هزار دور بر دقیقه حدود ۲٫۵ درصد بهبود نسبت فشار و ۱٫۹ درصد افزایش را در بازده نشان می‌دهد و نتایج مدل‌سازی ۳٫۰ درصد بهبود را برای بازده پیش‌بینی می‌کند.

فهرست علائم

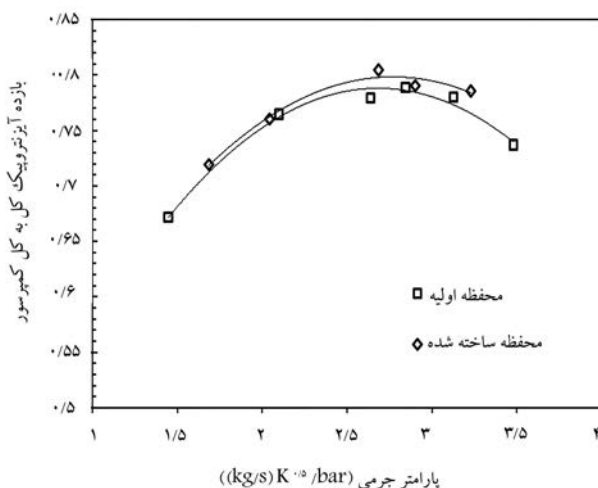
A : سطح مقطع (m^2)؛
 b : عرض مجرا (m)؛
 C : سرعت (ms^{-1})؛
 C_p : ضریب بازیابی فشار سکون؛
 $C_{\theta c, 2\pi}$: سرعت مماسی در مقطع خروجی حلزونی (ms^{-1})؛
 F_r : نیروی خالص شعاعی وارد بر پروانه؛
 h : آنتالپی ($kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$)؛
 H : هد سیال (m)؛
 K_p : ضریب افت فشار سکون؛
 K_r : ضریب بدون بعد نیروی شعاعی؛
 K_s : ضریب ثابت مدل استپانف؛
 \dot{m} : دبی جرمی ($kg \cdot s^{-1}$)؛
 m : ثابت مدل پفلایدر؛
 M : عدد ماخ؛
 MP : پارامتر جرمی ($kg \cdot s^{-1} \cdot K^{-0.5} \cdot bar^{-1}$)؛
 P : فشار (bar)؛
 P_r : نسبت فشار سکون در محفظه؛
 r : شعاع نسبت به محور ماشین (m)؛
 s : مسیر طی شده توسط ذره در محفظه (m)؛
 S : ضریب تصحیح در مدل گردابه آزاد؛
 SP : پارامتر اندازه؛
 T : دما (K).

علائم یونانی

η : بازده؛
 θ : زاویه پیرامونی (رادان)؛
 ρ : چگالی ($kg \cdot m^{-3}$).

زیرنویس‌ها

$^{\circ}$: خاصیت سکون؛
 c : مرکز سطح؛
 i : آیزنتروپیک؛
 im : ورودی کمپرسور؛



شکل ۱۷. مقایسه‌ی نتایج تجربی دو محفظه بر اساس بازده برحسب پارامتر جرمی (۷۰ هزار دور بر دقیقه).

محفظه‌ی ساخته شده یک محفظه‌ی خارجی است در حالی که محفظه‌ی قبلی یک محفظه‌ی نیمه‌خارجی است. مقایسه‌ی عملکرد این دو محفظه، در سرعت دورانی ۷۰ هزار دور بر دقیقه، در شکل ۱۷ نشان داده شده است. نتایج نشان می‌دهد که در نقطه‌ی با بیشترین بازده در حدود ۱٫۹ درصد بهبود بازده حاصل شده است. مقایسه‌ی نتایج مدل‌سازی عددی مقدار بهبود بازده را در همین شرایط عملکردی، حدود ۳ درصد پیش‌بینی می‌کند.

۸. نتیجه‌گیری

برای طراحی بهینه‌ی محفظه، روش‌های مختلف طراحی مورد بررسی قرار گرفت و توسعه یافت. گرچه این مدل‌ها عمدتاً برای پمپ‌های گریز از مرکز توسعه یافته‌اند، از همه‌ی مدل‌های موجود در این زمینه استفاده شد. هدف اصلی طراحی محفظه، یافتن الگویی مناسب برای شکل و مساحت مقاطع پیرامونی محفظه است. بدین منظور، طرح‌های استپانف، پفلایدر، مدل گردابه آزاد، مدل چگالی متغیر و مدل اصطکاکی مورد بررسی قرار گرفت. بر مبنای این مدل‌ها طرح‌های مختلف محفظه به منظور بررسی نسبت فشار کل، بازیابی فشار استاتیک، افت فشار سکون و نیروی خالص شعاعی ایجاد شده توسط محفظه مدل‌سازی شد و نتایج ارزیابی شد.

نتایج حاصله نشان می‌دهد که تغییر قابل توجه مساحت خروجی در شرایط طراحی، تأثیر کمی بر نسبت فشار کل کمپرسور می‌گذارد و با این وجود ۴۰ درصد تغییر در مساحت خروجی موجب ۱۴ درصد تغییر در بازیابی فشار و ۱۸ درصد تغییر در افت فشار سکون در نقطه طراحی می‌شود و مقدار نیروی خالص شعاعی را تا دو برابر افزایش می‌دهد. از طرفی در شرایط غیر از نقطه‌ی طراحی نتایج کاملاً تغییر می‌کند و عملکرد برخی مدل‌ها نسبت به مدل‌های دیگر برتری دارد. مدل پفلایدر با پارامتر طراحی ۰٫۵ بهترین عملکرد را در نقطه‌ی طراحی نشان می‌دهد و همچنین نتایج قابل قبولی در نقاط خارج طرح دارد. همچنین توزیع مساحت پیرامونی و تأثیر آن بر عملکرد کمپرسور در کنار ملاحظات طراحی مخروط خروجی و زبانه مورد بررسی قرار گرفت.

تقدیر و تشکر

نویسندگان تحقیق از حمایت‌های قطب تبدیل انرژی دانشگاه صنعتی شریف و از همکاری پرسنل آزمایشگاه توربوشاژر دانشگاه صنعتی شریف کمال تشکر را دارند.

out : خروجی کمپرسور؛
 r : مؤلفه شعاعی؛
 t : مربوط به کل کمپرسور؛
 θ : مؤلفه مماسی.

پانویس‌ها

1. volute
2. computational fluid dynamic (CFD)
3. collector
4. scroll or spiral
5. exit cone
6. tongue
7. grid
8. structured
9. unstructured
10. mesh independency
11. interface
12. reynolds averaged navier-stokes equations (RANS equations)
13. shear stress transport (SST)
14. turbulence intensity
15. frozen rotor
16. automatic wall function
17. low reynolds near wall formulation
18. wall Y plus
19. smooth wall
20. sand-grain roughness
21. under cut
22. aluminum alloys 7000 series (zinc dominant alloy) based on (ANSI) standard H35.1
23. bell-mouth
24. J-type
25. pressure transmitter
26. infrared
27. systematic & random errors

منابع (References)

1. Mojaddam, M., Benisi, A.H. and Movahhedy, M.R. "Investigation on effect of centrifugal compressor volute cross-section shape on performance and flow field", in *Proceeding of ASME Turbo Expo 2012*, pp. 871-880 (2012).
2. Sorokes, J.M., Borer, C.J. and Koch, J.M. "Investigation of the circumferential static pressure non-uniformity caused by a centrifugal compressor discharge volute", in *Proceeding of ASME Turbo Expo 1998*, Paper No. GT-98-326 (1998).
3. Qiang, X., Teng, J. and Du, Z. "Influence of various volute designs on volute overall performance", *Journal of Thermal Science*, **19**(6), pp. 505-513 (2010).
4. Van den Braembussche, R. and Hande, B. "Experimental and theoretical study of the swirling flow in cen-

trifugal compressor volutes", *Journal of Turbomachinery*, **112**(1), pp. 38-43 (1990).

5. Ayder, E., Van den Braembussche, R. and Brasz, J. "Experimental and theoretical analysis of the flow in a centrifugal compressor volute", in *Proceeding of ASME Turbo Expo 1992*, Paper No. 92-GT-030 (1992).
6. Zheng, X., Huenteler, J., Yang, M., Zhang, Y. and Bamba, T. "Influence of the volute on the flow in a centrifugal compressor of a high-pressure ratio turbocharger", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, **224**(8), pp. 1157-1169 (2010).
7. Ayder, E. and Van den Braembussche, R. "Numerical analysis of the three-dimensional swirling flow in centrifugal compressor volutes", *Journal of Turbomachinery*, **116**(3), pp. 462-468 (1994).
8. Van den Braembussche, R., Engeda, A., Keiper, R. and Rautenberg, M. "Experimental and numerical investigation of the flow in a centrifugal compressor volute", *Journal of Turbomachinery*, **122**, pp. 21-31 (2000).
9. Dai, Y., Engeda, A., Cave, M. and Di Liberti, J. "A flow field study of the interaction between a centrifugal compressor impeller and two different volutes", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, **224**(2), pp. 345-356 (2010).
10. Kim, S., Park, J., Ahn, K. and Baek, J. "Improvement of the performance of a centrifugal compressor by modifying the volute inlet", *Journal of Fluids Engineering*, **132**(9), pp. 091101 (2010).
11. Xu, C. and Müller, M. "Development and design of a centrifugal compressor volute", *International Journal of Rotating Machinery*, **2005**(3), pp. 190-196 (2005).
12. Alemi, H., Nourbakhsh, S.A., Raisee, M. and Najafi, A.F. "Effects of volute curvature on performance of a low specific-speed centrifugal pump at design and off-design conditions", *Journal of Turbomachinery*, **137**(4), pp. (41009)1-10 (2015).
13. Mojaddam, M., Hajilouy-Benisi, A. and Movahhedy, M. "Experimental and numerical investigation of radial flow compressor volute shape effects in characteristics and circumferential pressure non-uniformity", *Scientia Iranica. Transaction B Mechanical Engineering*, **20**(6), pp. 1753-1764 (2013).
14. Mojaddam, M., Hajilouy Benisi, A. and Movahhedy, M.R. "Optimal design of the volute for a turbocharger radial flow compressor", *Proceedings of the Institution*

- of *Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace*, **229**(6), pp. 993-1002 (2015).
15. Lobanoff, V.S. and Ross, R.R., *Centrifugal Pumps Design and Application*, Houston: Gulf Publishing Company (1985).
 16. Mojaddam, M. "Centrifugal compressor volute design & performance optimization with experimental validation", PhD Thesis, Department of Mechanical Engineering, Sharif University of Technology, Tehran (In Persian) (2014).
 17. Cumpsty, N.A., *Compressor Aerodynamics*, Longman Scientific & Technical (1989).
 18. Cohen, H., Rogers, G.F.C. and Saravanamuttoo, H.I.H., *Gas Turbine Theory*, London: Longman (1996).
 19. Balachandran, P., *Fundamentals of Compressible Fluid Dynamics*, PHI Learning Pvt. Ltd. (2006).
 20. Aungier, R.H., *Centrifugal Compressors: A Strategy for Aerodynamic Design and Analysis*, ASME press New York, USA (2000).
 21. Japikse, D., *Centrifugal Compressor Design and Performance*, Wilder, VT: Concepts ETI Inc. (1996).
 22. Yahya, S., *Turbines, Compressors and Fans*, Tata McGraw-Hill Education (1987).
 23. Nili-Ahmadabadi, M., Hajilouy-Benisi, A., Durali, M. and Ghadak, F. "Investigation of a centrifugal compressor and study of the area ratio and TIP clearance effects on performance", *Journal of Thermal Science*, **17**(4), pp. 314-323 (2008).
 24. Nourbakhsh, A., Jaumotte, A., Hirsch, C. and Parizi, H.B., *Turbopumps and Pumping Systems*, Springer Science & Business Media (2007).
 25. Xu, C. and Amano, R. "Investigation of the flow in centrifugal compressor volute", in *Proceeding of ASME TurboExpo 2008*, pp. 751-765 (2008).
 26. Turton, R.K., *Principles of Turbomachinery*, Springer Science & Business Media (2012).
 27. Hajilouy-Benisi, A., Rad, M. and Shahhosseini, M. "Empirical assessment of the performance characteristics in turbocharger turbine and compressor", *Experimental Techniques*, **34**(3), pp. 54-67 (2010).
 28. Mojaddam, M., Hajilouy-Benisi, A., Mousavi, A., Movahhedy, M.R. and Durali, M. "Experimental and numerical investigations of radial flow compressor component losses", *Journal of Mechanical Science and Technology*, **28**(6), pp. 2189-2196 (2014).
 29. ASME Standard for Test Uncertainty, PTC-19.1, American Society of Mechanical Engineers Publication (2005).