



طراحی یک‌بعدی و شبیه‌سازی سه بعدی کمپرسور گریز از مرکز یک موتور توربوشفت به همراه بهینه‌سازی مجرای خم ۹۰ درجه بین دیفیوزر شعاعی و دیفیوزر محوری

مهدی نیلی احمدآبادی^{۱*} و هانی مخبرملکی^۲

^۱ استادیار، دانشگاه صنعتی اصفهان، دانشکده مکانیک

^۲ کارشناس ارشد، دانشگاه صنعتی اصفهان، دانشکده مکانیک

تاریخ دریافت: ۱۳۹۲/۰۴/۱۵؛ تاریخ بازنگری: ۱۳۹۲/۱۰/۲۱؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۴/۰۸/۲۳

چکیده

در این مقاله، طراحی یک‌بعدی کمپرسور گریز از مرکز به همراه طراحی معکوس مجرای خم ۹۰ درجه بین دیفیوزر شعاعی و دیفیوزر محوری انجام می‌گیرد. در این طراحی، کلیه ابعاد اولیه اجزاء کمپرسور گریز از مرکز شامل، پروانه، دیفیوزر شعاعی پره‌دار، خم ۹۰ درجه و دیفیوزر محوری محاسبه می‌شود. به منظور ارزیابی نتایج، پس از مدل‌سازی هندسه و تولید شبکه، میدان جریان سه‌بعدی در کل کمپرسور توسط نرم‌افزار سی‌اف‌ایکس تحلیل عددی می‌شود. شبیه‌سازی عددی نشان می‌دهد، تلفات شدیدی در خم ۹۰ درجه بین دیفیوزر شعاعی و دیفیوزر محوری به علت انحنای شدید آن وجود دارد. به منظور دستیابی به کمترین تلفات در خم ۹۰ درجه، طراحی آیرودینامیکی مجرای خم ۹۰ درجه با استفاده از روش طراحی معکوس انجام می‌شود. در مرحله اول، با ترکیب الگوریتم طراحی معکوس گلوله-اسپاین و نرم‌افزار سی‌اف‌ایکس، قابلیت اصلاح هندسه مجرای خم ۹۰ درجه ایجاد می‌شود. سپس با بهبود توزیع فشار دیواره بالا و پائین و اعمال آن به کد طراحی معکوس، هندسه اصلاح می‌شود. در نهایت، کمپرسور طراحی شده با خم ۹۰ درجه اصلاح و تحلیل می‌شود. نتایج نشان می‌دهد، نسبت فشار کل و بازده کل به کل به ترتیب، در حدود ۳ و ۴ درصد افزایش می‌یابند.

کلمات کلیدی: کمپرسور گریز از مرکز، طراحی یک‌بعدی، طراحی معکوس، گلوله-اسپاین، شبیه‌سازی عددی سه‌بعدی

One-dimensional design of centrifugal compressor of a turbo-shaft engine with optimization of 90-degree bend duct between radial and axial diffuser

M. Nili-Ahmadabadi^{1,*} and H. M. Maleki²

^{1*} Assis. Prof., Mech. Eng., Isfahan Univ. of Tech., Isfahan, Iran

² Msc, Mech. Eng., Isfahan Univ of Technology., Isfahan, Iran

Abstract

In this paper, one-dimensional design of centrifugal compressor with inverse design of 90-degree bend duct between radial and axial diffuser is accomplished using an iterative method. In the design procedure, all overall dimensions of the centrifugal compressor including impeller, vanned radial diffuser, 90-degree bend duct and axial diffuser are computed. To evaluate the results, after the geometry modeling and grid generation, 3-D flow field in the whole compressor are numerically analyzed using CFX software. The numerical simulation shows that there is a high loss region through the 90-degree bend between the radial and axial diffuser because of its high curvature. In order to reach a minimum loss in the 90-degree bend duct, the aerodynamic design of the 90-degree bend duct is carried out using an inverse design method. At the first step, the shape modification capability of the 90-degree bend duct is evaluated by linking up the Ball-Spine inverse design algorithm and CFX software. Then, the geometry is modified by improving the hub and shroud pressure distribution and applying it to the inverse design code. Finally, the designed compressor with the modified 90-degree bend duct is analyzed. The results show that, the total pressure ratio and overall efficiency increases about 3 and 4 percent, respectively.

Keywords: Centrifugal Compressor, 1-D Design, Inverse Design, Ball-Spine, 3-D Numerical Simulation.

۱- مقدمه

کمپرسورهای گریز از مرکز از گذشته‌های دور در واحدهای توربین گازی کوچک، صنایع گاز و پتروشیمی و توربوچارجرها بکار رفته‌اند. لذا با توجه به کاربرد فراوان این نوع کمپرسورها، مطالعه‌ی میدان جریان داخل کمپرسور به منظور شناسایی افت‌ها، مکانیزم تولید آن‌ها و تلاش در راستای بهبود عملکرد کمپرسور گریز از مرکز امری ضروری است. از جمله فعالیت‌های اساسی انجام شده در زمینه‌ی شناسایی میدان جریان و طراحی براساس روش طراحی معکوس و بهینه‌سازی، می‌توان به موارد زیر اشاره کرد:

ویتفیلد^۱ و همکارانش، به بررسی پارامترهای طراحی و تاثیر آن‌ها روی مشخصات جریان در ورودی و خروجی برای کمپرسور با نسبت فشار بالا پرداخته‌اند. در این مقاله، نمودارهای بسیار ارزنده‌ای برای نشان دادن تغییرات عدد ماخ نسبی ورودی به پروانه و عدد ماخ مطلق خروجی نسبت به زاویه پره در ورودی و خروجی رسم شده است که برای طراحی کمپرسور بسیار مفید است [۱]. هیل و پیترسون^۲، برای طراحی کمپرسور شعاعی، پیش چرخش را هم در نظر گرفته‌اند و دلیل آن را انجام کار کمتر توسط کمپرسور عنوان کرده‌اند [۲]. شریعتی، در طراحی کمپرسور گریز از مرکز، یک توربین گازی، سرعت مطلق ورودی را داده شده فرض کرده، با توجه به این فرض و مقدار نسبت فشار لازمه به طراحی پرداخته است. وی در طراحی خود، اثرات افت‌ها را در نظر نگرفته است و تنها با استفاده از روابط کمپرسور مقدار بازده را محاسبه کرده است [۳]. کاتسانیس^۳ در سال‌های بین ۱۹۶۵ و ۱۹۷۱، مبانی تحلیل جریان داخل توربوماشین‌ها را براساس روش گرادیان سرعت پایه‌گذاری کرد [۴،۵]. زنگنه با مطالعات گسترده روی کمپرسورهای گریز از مرکز و با استفاده از روش طراحی معکوس توانست بازده و محدوده‌ی عملکرد کمپرسور گریز از مرکز را افزایش دهد [۶]. یوسانک^۴ و همکارانش با ترکیب الگوریتم ژنتیک و حل معادلات ناویراستوکس، توانستند پروفیل پره را در

صفحه‌ی نصف‌النهاری برای تولید حداقل صدا، بهبود بخشند [۷]. نیلی و همکاران، تحلیل عددی سه‌بعدی میدان جریان در کمپرسور گریز از مرکز یک توربوچارجر را انجام داده و منحنی عملکرد آن را استخراج کردند. سپس منحنی عملکرد حاصل از نتایج عددی را با نتایج تجربی اعتبارسنجی کردند. در ادامه، اثرات نسبت سطح بین مقاطع خروجی و ورودی پروانه و همچنین اثرات فاصله نوک پره‌ها را به‌صورت عددی مورد بررسی قرار دادند [۸]. نیلی و همکاران، همچنین با ارائه الگوریتم طراحی معکوس گلوله-اسپاین و ترکیب آن با کد تحلیل شبه سه‌بعدی در صفحه نصف-صفحه‌ی نصف‌النهاری کمپرسور گریز از مرکز، طرح دیواره‌ی هاب و شرود را به منظور افزایش بازده اصلاح کردند و سپس با تحلیل عددی هندسه اصلاح شده ۰/۷ درصد افزایش بازده کل کمپرسور را پیش‌بینی کردند [۹].

در پژوهش حاضر، سعی شده تمامی مراحل طراحی بگونه‌ای صورت گیرد که قیود به کار رفته در طراحی یک-بعدی به ازای کمترین قطر خروجی دیفیوزر محوری ارضا شوند. سپس با ترکیب الگوریتم طراحی گلوله-اسپاین با نرم افزار سی‌افایکس به عنوان حل‌کننده جریان و اصلاح هندسه خم ۹۰ درجه، کارایی کمپرسور بهبود داده شود.

۲- طراحی یک‌بعدی کمپرسور گریز از مرکز

۲-۱- پارامترهای ورودی در طراحی یک‌بعدی

اولین گام در روند طراحی، مشخص کردن پارامترهای ورودی است که در جدول ۱ آورده شده‌اند. در این طراحی، قطر ورودی هاب پروانه براساس قطر شافت تعیین می‌شود و با توجه به کاربرد این پروژه، ۱۱۲/۷ میلی متر در نظر گرفته شده است.

جدول ۱- ورودی‌ها برای طراحی یک‌بعدی

پارامتر	مقدار
دبی ورودی (kg/s)	۲/۹۵
فشار سکون ورودی پروانه (Pa)	۲۱۳۷۳۷
دمای سکون ورودی پروانه (K)	۳۶۷/۱۵
قطر پایه‌ی پروانه در ورودی (mm)	۱۱۲/۷
دور شافت (rpm)	۳۸۳۰۰
نسبت فشار سکون کمپرسور گریز از	۳/۵

^۱ Whitfield^۲ Hill and piterson^۳ Katsanis^۴ Hyosung

۲-۲- پارامترهای انتخابی در طراحی یک‌بعدی

البته باید در نظر داشت که یک سری از پارامترها هم هستند که برای شروع به کار مورد نیازند. خوشبختانه بر اساس کارهای تئوری و تجربی پژوهشگران پیشین [۱، ۱۰، ۱۱]، برای این پارامترها یک سری محدوده وجود دارد که در آن محدوده‌ها کمپرسور مورد نظر دارای بازده بهینه است. در روند طراحی با توجه به نتایج تجربی و نمودارهای مختلف موجود در مراجع، برخی پارامترها به عنوان ثابت‌های طراحی در نظر گرفته شده‌اند که در جدول ۲، پارامترهای انتخابی و مقادیر آن‌ها آورده شده است.

جدول ۲- مقادیر پارامترهای انتخابی در طراحی یک‌بعدی

مقدار	پارامتر
۰/۷	نسبت قطر پایه به نوک در ورودی
۰	زاویه خروجی پروانه از جهت شعاعی
۰/۹۱	ضریب لغزش پروانه
۵/۵	زاویه واگرایی موثر در دیفیوزر پره‌دار
۰/۸	بازده کل به کل کمپرسور

۳-۲- روند طراحی یک‌بعدی

با توجه به روند طراحی، با فرض نسبت قطر هاب به شروود در ورودی پروانه، قطر شروود با استفاده از رابطه‌ی ۱ بدست می‌آید.

$$\Lambda_1 = \frac{d_{hb,1}}{d_{sh,1}} \quad (1)$$

با توجه به اینکه، در ورودی پروانه جریان بدون چرخش است، به منظور محاسبه‌ی زوایای پره در هاب و شروود در ورودی پروانه، ابتدا با استفاده از رابطه (۲) مساحت چشم پروانه محاسبه می‌گردد و سپس از روابط (۳) و (۴) بترتیب، عدد ماخ مطلق و سرعت مطلق جریان در ورودی پروانه محاسبه می‌شوند و از روابط (۵) و (۶) سرعت پره بترتیب در هاب و شروود مشخص می‌شود و در نهایت از روابط (۷) و (۸)، زوایای پره به ترتیب در هاب و شروود بدست می‌آید.

$$A_1 = \left(\frac{\pi d_{sh,1}^2}{4}\right)(1-\Lambda_1^2) \quad (2)$$

$$\frac{\dot{m}\sqrt{T_{0,1}R/\gamma}}{A_1 \cos\alpha_{C,1} P_{0,1}} = \frac{M_1}{(1+(\frac{\gamma-1}{2})M_1^2)^{(\gamma-1)/2}} \quad (3)$$

$$\frac{C_1}{\sqrt{RT_{0,1}}} = \sqrt{2\left(\frac{\gamma}{\gamma-1}\right)\left[1-\left(1+\left(\frac{\gamma-1}{2}\right)M_1^2\right)^{-1}\right]} \quad (4)$$

$$u_{hb,1} = \left(\frac{N\pi}{60}\right) d_{hb,1} \quad (5)$$

$$u_{sh,1} = \left(\frac{N\pi}{60}\right) d_{sh,1} \quad (6)$$

$$\tan\beta_{hb,1} = \frac{u_{hb,1}}{C_1} \quad (7)$$

$$\tan\beta_{sh,1} = \frac{u_{sh,1}}{C_1} \quad (8)$$

با فرض ضریب لغزش و زاویه‌ی خروجی پروانه، از رابطه (۹) تعداد پره‌های پروانه محاسبه می‌شود.

$$\sigma_w = \left[\frac{C_{u,2,ac}}{C_{u,2,th}}\right] = 1 - \frac{\sqrt{\cos\beta_2}}{Z^{0.7}} \quad (9)$$

با استفاده از روابط (۱۰-۱۶) قطر و عرض خروجی پروانه محاسبه می‌شود.

$$\frac{T_{0,2}}{T_{0,1}} = \left(\frac{P_{0,2}}{P_{0,1}}\right)^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma}\right)} \quad (10)$$

$$\Delta h_{0,1-2} = \left(\frac{\gamma}{\gamma-1}\right) R(T_{0,2}-T_{0,1}) \quad (11)$$

$$-\psi = \left[\frac{C_{u,2,ac}}{u_2}\right] = \left\{\left[\frac{\tan\beta_2}{\tan\alpha_{C,2}}\right] + \frac{1}{\sigma_w}\right\}^{-1} \quad (12)$$

$$-\Delta h_{0,1-2} = \psi u_2^2 \quad (13)$$

$$u_2 = \left(\frac{N\pi}{60}\right) d_2 \quad (14)$$

$$\tan\alpha_{C,2} = \frac{C_{u,2,ac}}{C_{r,2}} \quad (15)$$

$$\dot{m} = C_{r,2} \rho_{st,2} \pi d_2 b_2 \quad (16)$$

بمنظور یکنواخت شدن جریان در ورودی دیفیوزر پره-دار، نسبت شعاع ورودی دیفیوزر پره‌دار به خروجی پروانه طبق مرجع [۱۰] می‌باید در محدوده‌ی زیر انتخاب شود.

$$1.05 < \frac{r_{in-vaned\ diffuser}}{r_{out-impeller}} < 1.25 \quad (17)$$

در این طراحی تعداد پره‌ها و نسبت قطر دیفیوزر پره-دار طوری محاسبه می‌شود که هم ضریب بازیابی فشار دیفیوزر شعاعی کمتر از ۰/۷ شود [۱۰] و هم سرعت جریان خروجی از دیفیوزر محوری بین ۶۰ تا ۱۰۰ متر بر ثانیه قرار گیرد [۱۱]. همچنین، تمامی مراحل طراحی بگونه‌ای صورت گرفته است که قیود ذکر شده به ازای کمترین قطر خروجی دیفیوزر محوری ارضا شود. نکته قابل توجه اینکه در کد طراحی، افت‌های مربوط به هر بخش در نظر گرفته شده است.

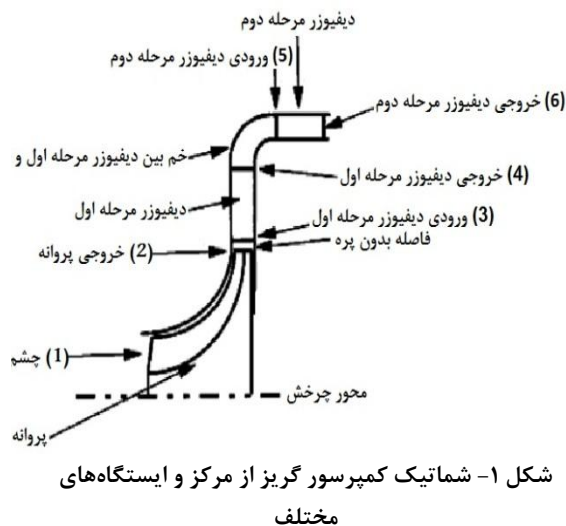
با استفاده از روابط (۱۸-۲۰) عرض خروجی دیفیوزر پره‌دار محاسبه می‌شود.

$$r_3 \sin\alpha_{C,3} = r_4 \sin\alpha_{C,4} \quad (18)$$

$$L_r = \sqrt{r_3^2 + r_4^2 - 2r_3 r_4 \cos(\alpha_{C,3} - \alpha_{C,4})} \quad (19)$$

۳- شبیه‌سازی در نرم‌افزار

۳-۱- مدل‌سازی و شبکه‌بندی کمپرسور گریز از مرکز این کمپرسور گریز از مرکز، جریان خروجی از کمپرسور محوری را دریافت می‌کند و پس عبور از پروانه و دیفیوزر شعاعی با تغییر ۹۰ درجه‌ای، جهت جریان وارد دیفیوزر محوری مرحله دوم شده و در نهایت وارد محفظه احتراق می‌شود. طرحواره کلی کمپرسور در شکل ۱ نشان داده می‌شود. به منظور تحلیل سه‌بعدی کمپرسور گریز از مرکز، پروانه، دیفیوزر پره‌دار شعاعی، خم ۹۰ درجه و دیفیوزر محوری، به عنوان میدان حل سه‌بعدی در نظر گرفته می‌شوند. به منظور تولید هندسه، شبکه‌بندی آن و تحلیل جریان، از نرم‌افزار انسیس استفاده می‌شود. برای تولید شبکه کاملاً سازمان‌یافته روی میدان حل، از بخش تولید مش و توربوگرید از نرم‌افزار انسیس استفاده می‌شود. نمونه شبکه سازمان‌یافته تولید شده روی مقطع متوسط بین هاب و شروود روتور در شکل ۲ نشان داده شده است. همچنین مطابق شکل ۳، تعداد المان‌های سازمان‌یافته‌ی تولید شده به منظور دستیابی به حل مستقل از شبکه، ۶۵۲۷۳۶ المان است.



$$\tan\theta_{eff} = \frac{\pi d_4 b_4 \cos\alpha_{C,4} - \pi d_3 b_3 \cos\alpha_{C,3}}{N_T L_T (b_3 + b_4)} \quad (20)$$

برای مشخص کردن هندسه خم، خم به صورت یک دیفیوزر بدون پره واگرا در نظر گرفته می‌شود [۱۰] و از روابط دیفیوزرهای بدون پره استفاده می‌شود، ولی با توجه به اینکه عدد ماخ در خروجی دیفیوزر پره‌دار شعاعی کمتر از خروجی پروانه است، ضریب بازیافت فشار کمتری برای این قسمت در نظر گرفته می‌شود. در قسمت خم ۹۰ درجه با در نظر گرفتن جریان ایده‌آل و بدون اصطکاک از معادله گرداب آزاد (رابطه (۲۱)) به همراه معادله پیوستگی برای محاسبه‌ی سرعت و شعاع خروجی استفاده می‌شود.

$$r_4 C_{u,4} = r_{ave,5} C_{ave,u,5} \quad (21)$$

هدف از طراحی قسمت دیفیوزر محوری، از بین بردن چرخش جریان ورودی به محفظه احتراق است تا جریان بدون چرخش وارد محفظه احتراق شود؛ بنابراین یکی از پارامترهای معلوم در طراحی این قسمت، صفر بودن سرعت مماسی در خروج است.

۲-۴- نتایج طراحی یک‌بعدی

در این پژوهش، بر مبنای روند فوق طراحی انجام می‌شود. پارامترهای هندسی بدست آمده از کد طراحی یک‌بعدی در جدول ۳ آورده شده است.

جدول ۳- پارامترهای هندسی حاصل از طراحی یک‌بعدی

پارامتر	مقدار
شعاع نوک پره در ورودی پروانه	۸۰/۵
زاویه ورودی پره پروانه در پایه (°)	۵۶
زاویه ورودی پره پروانه در نوک (°)	۶۴/۸
تعداد پره پروانه	۳۲
شعاع خروجی پره پروانه (mm)	۱۱۶/۹
عرض خروجی پره پروانه (mm)	۸/۶
شعاع ورودی پره دیفیوزر پره‌دار	۱۳۳/۳
تعداد پره دیفیوزر پره‌دار	۹
زاویه ورودی پره دیفیوزر پره‌دار (°)	۷۲/۷۳
شعاع خروجی پره دیفیوزر پره‌دار	۱۶۷
زاویه خروجی پره دیفیوزر پره‌دار (°)	۴۹/۶۵
عرض خروجی پره دیفیوزر پره‌دار	۴/۲۷
شعاع انحناء متوسط خم (mm)	۲۳/۵
تعداد پره دیفیوزر محوری	۶۱
زاویه ورودی پره دیفیوزر محوری (°)	۶۸/۸۴
طول پره دیفیوزر محوری (mm)	۲۴/۸

پذیری جریان، الگوریتم کوپل برای کوپل کردن فشار و سرعت در نظر گرفته شده است [۹]. ناحیه حل، به دو قسمت چرخان و ساکن تقسیم می‌شود. در قسمت چرخان، شتاب کوریولیس و گریز از مرکز به معادلات مومنوم اضافه و حل می‌شوند.

۳-۳- شرایط مرزی

تعیین شرایط مرزی مناسب از جمله مواردی است که می‌تواند موجب حل صحیح مسئله و همگرایی سریع برنامه گردد.

شرایط مرزی که در این شبیه‌سازی استفاده می‌شود، به صورت زیر است:

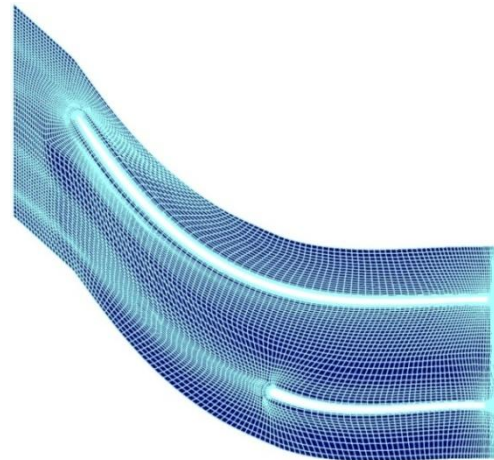
۱- در ورودی شرط مرزی، دبی جرمی استفاده می‌شود. جهت جریان در ورودی به صورت عمود بر سطح ورودی و بدون پیش چرخش فرض می‌شود. دمای سکون، شدت توربولانس و قطر هیدرولیکی به عنوان پارامترهای ورودی استفاده می‌شود.

۲- فشار متوسط استاتیکی در خروجی، به عنوان شرط مرزی استفاده می‌شود.

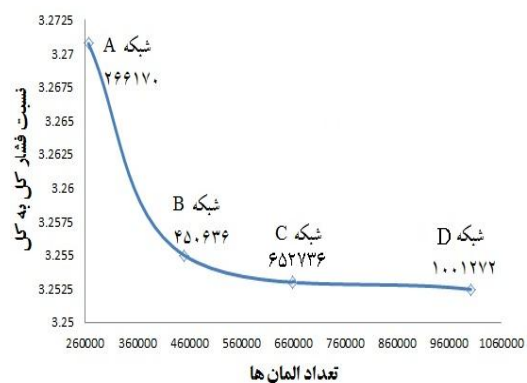
۳- شرط مرزی تمام دیواره‌های ساکن و چرخان به صورت آدیاباتیک و شرط عدم لغزش برای سرعت فرض می‌شود.

۴- شرط مرزی سطح مشترک بین روتور و دیفیوزر شعاعی، به صورت صفحه اختلاط تعریف می‌شود. در این روش، منطقه محاسباتی به نواحی ثابت (دیفیوزر) و متحرک (پروانه) تقسیم شده، هر کدام از این نواحی به صورت یک مسئله دائم حل می‌شوند. در هر چند تکرار مشخص، همه خواص جریان در صفحه اختلاط و در جهت محیطی روی خروجی پروانه و ورودی دیفیوزر شعاعی متوسط‌گیری شده، سپس از یک ناحیه به ناحیه دیگر منتقل می‌شود. روش صفحه اختلاط، زمانی استفاده می‌شود که زاویه تناوب پروانه و دیفیوزر متفاوت باشد (تعداد پره‌های روتور و استاتور با هم برابر نباشد) به این ترتیب، لازم نیست همه پره‌های پروانه و دیفیوزر شعاعی شبیه‌سازی شوند.

۵- شرط مرزی سطح مشترک بین دیفیوزر شعاعی و پره‌های مستقیم‌ساز (دیفیوزر محوری) به صورت صفحه اختلاط تعریف می‌شود.



شکل ۲- شبکه سازمان‌یافته تولید شده بر روی مقطع متوسط بین هاب و شروود روتور

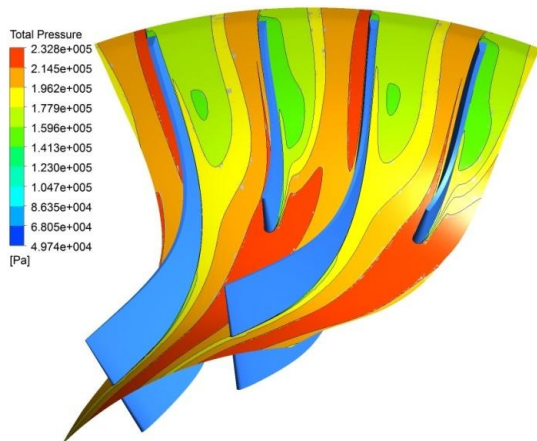


شکل ۳- بررسی استقلال شبکه

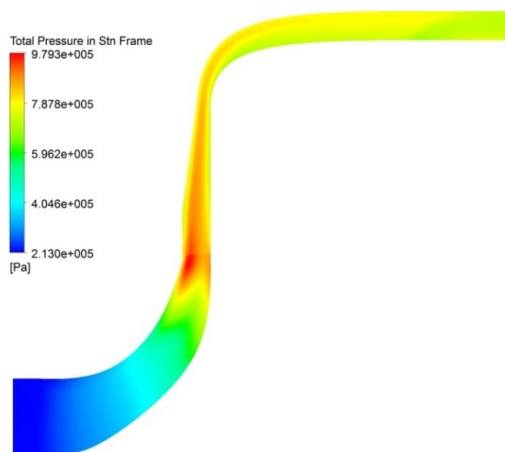
۳-۲- روش حل عددی

با توجه به نزدیک صوت بودن جریان، روش جداسازی معادلات، روش فشار- مینا در نظر گرفته شده است که برای جریان‌های صوتی، همگرایی بهتری دارد. با توجه به پیچیدگی جریان و انحنای شدید مسیر جریان، مدل آشفتگی SST انتخاب شده است که برای مسائل توربوماشین‌ها از دقت مناسبی برخوردار است [۹]. اثرات تغییرات سریع گرادیان‌های فشار و اثرات حرارتی که در کمپرسورها بسیار زیاد است، در این مدل در نظر گرفته شده است. با توجه به اثرات تراکم‌پذیری به غیر معادلات پیوستگی و ممنتم از معادله گاز کامل و معادله انرژی نیز استفاده شده است. برای معادلات ممنتم، انرژی، چگالی و آشفتگی از دقت مرتبه اول بالادست استفاده شده است. همچنین با توجه به تراکم-

متوسط بین هاب و شروود و در صفحه‌ی پره به پره نشان داده شده است. همانطور که در این شکل مشاهده می‌شود، در انتهای پروانه در ناحیه‌ی بین پره‌ی روتور و جداکننده و همچنین در ناحیه‌ی مکشی پره‌ی جداکننده، به علت کاهش ممنتوم، سرعت جریان کاهش یافته و جریان تغییر جهت داده است؛ علت کاهش سرعت و تغییر جهت جریان، لغزش جریان بوده که این لغزش از شتاب کریولیس ناشی می‌شود. همچنین در دهانه‌ی خروجی روتور ناحیه جت و ویک نیز مشاهده می‌شود. در قسمت مکشی پره به علت کاهش ممنتوم، سرعت کاهش یافته و ناحیه‌ی ویک را بوجود آورده است، در صورتی که در قسمت فشاری پره سرعت بیشتر بوده، ناحیه‌ی جت شکل گرفته است.



شکل ۴- کانتور فشار سکون نسبی بر روی مقطع متوسط بین هاب و شروود روتور



شکل ۵- توزیع فشار کل بر روی مقطع نصف‌النهاری کمپرسور گریز از مرکز

۶- چون کمپرسور تقارن محیطی دارد، از شرط مرزی متناوب برای روتور، دیفیوزر شعاعی و پره مستقیم‌ساز استفاده می‌شود؛ یعنی می‌توان با استفاده از شرط مرزی متناوب تنها یک پره از پروانه و یک پره از دیفیوزر شعاعی و یک پره مستقیم‌ساز را شبیه‌سازی کرد. شرایط مرزی و پارامترهای به کار رفته در تحلیل عددی کمپرسور، مطابق جدول ۴ ارائه می‌شود.

جدول ۴- شرایط مرزی و پارامترهای به کار رفته در حل

مقدار	پارامتر
۲/۹۵	دبی جرمی (kg/s)
.	فشار مرجع (atm)
هوا	سیال عامل
۳۶۷/۱۵	دمای سکون سیال ورودی
۷۰۰۰۰	فشار استاتیک خروجی (Pa)
انرژی کلی	انتقال حرارت
SST	مدل توربولانسی
حالت دائم	نوع جریان
عمود بر سطح ورودی	جهت جریان در ورودی
۳۸۳۰۰	دور روتور (rpm)

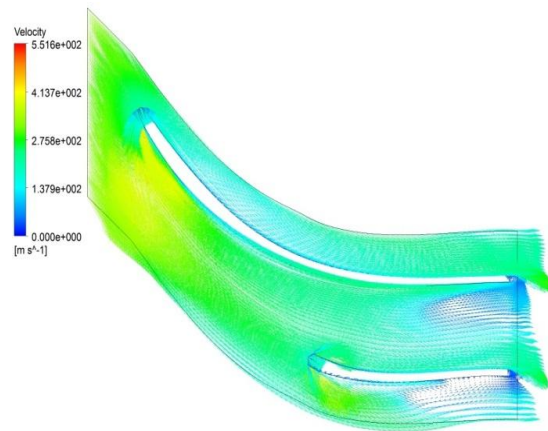
۳-۴- نتایج تحلیل عددی سه‌بعدی کمپرسور گریز از

مرکز

پس از تحلیل سه‌بعدی می‌توان جزئیات جریان دما، فشار، عدد ماخ و چگالی جریان را در نقاط مختلف اندازه‌گیری کرد و یا توزیع این پارامترها را در مقاطع مختلف دید. هدف اصلی از تحلیل سه‌بعدی، شناخت صحیح از میدان جریان است که با این شناخت، افت‌ها شناسایی و راهکارهایی در جهت کاهش این افت‌ها و افزایش بازده ارائه شود. در این بخش، نتایج حاصل از تحلیل عددی کمپرسور گریز از مرکز، ارائه شده است. شکل ۴ نشان می‌دهد که نزدیک سطح مکشی روتور، فشار سکون نسبی افت شدیدی دارد که بیانگر تلفات جریان است.

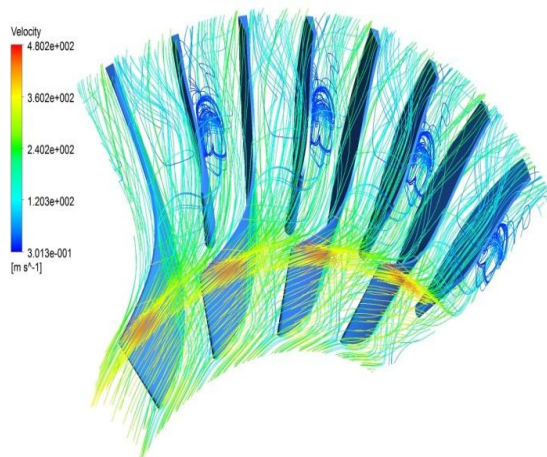
در شکل ۵، کاهش جزئی فشار سکون در دیفیوزر اول و کاهش شدید آن در دیفیوزر دوم کاملاً مشهود است. خم شدید ۹۰ درجه‌ای در دیواره پائینی ابتدای دیفیوزر دوم، علت این افت فشار سکون است. در شکل ۶، بردارهای سرعت نسبی در روتور کمپرسور گریز از مرکز در مقطع

همانطور که مشاهده می‌شود، در ناحیه مکشی پره‌ی پروانه و جداکننده گردابه‌هایی شکل گرفته است. این گردابه‌ها ناشی از جریان ثانویه است که در اثر لقی در ناحیه‌ی نوک پره‌های روتور و پوسته بوجود آمده است. این جریان ثانویه از ناحیه‌ی پرفشار به سمت ناحیه‌ی کم فشار پره‌ها، هدایت می‌شود؛ بنابراین جریان تشکیل گردابه می‌دهد که سبب تولید جریان برگشتی می‌شود که کاهش ممتموم جریان را در پی خواهد داشت. تلفات مربوط به گردابه‌های جریان آشفته و همچنین تلفات ناشی از شوک، باعث افزایش آنتروپی می‌شود. افزایش آنتروپی، میزان انرژی در دسترس و قابل استفاده برای تبدیل به کار مکانیکی را کاهش می‌دهد.



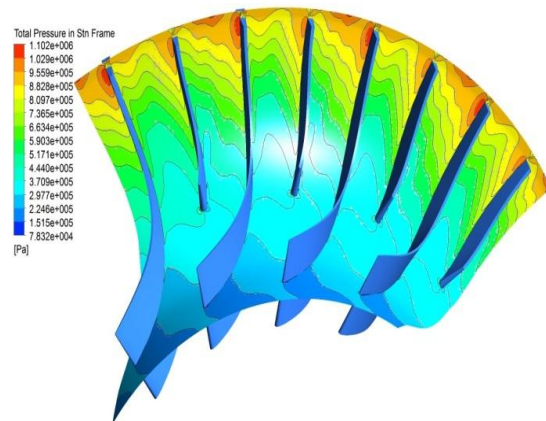
شکل ۶- بردار سرعت نسبی در صفحه‌ی پره به پره و در مقطع متوسط بین هاب و شرود روتور

در شکل ۷، کانتور فشار سکون در مقطع متوسط بین هاب و شرود روتور کمپرسور گریز از مرکز نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود، فشار سکون، در انتهای پره‌ها و در سطح فشاری پره‌ها به علت انتقال انرژی زیاد شده و نسبت به سطح مکشی و دیگر نواحی، مقدار آن بیشتر است. در سطح مکشی پره‌ها همانگونه که در شکل ۶ نشان داده شد، به علت افت، جریان سیال دچار کاهش ممتموم و انرژی می‌شود.



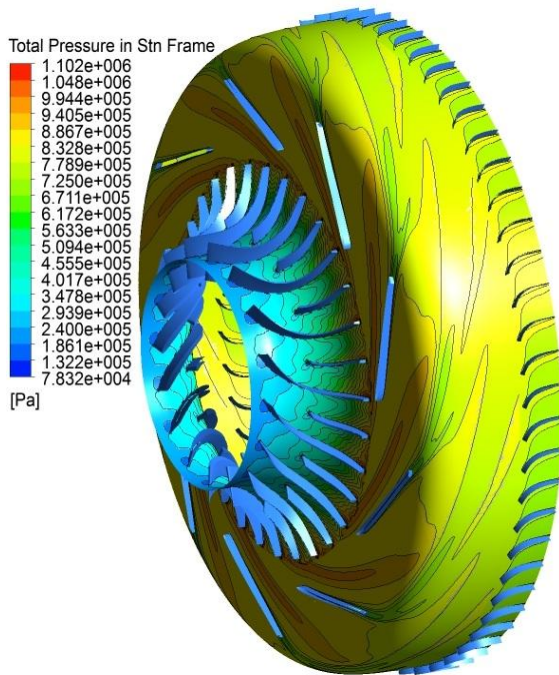
شکل ۸- خطوط جریان حول پره‌های روتور

در شکل ۹ نیز تولید آنتروپی استاتیک در روتور کمپرسور گریز از مرکز نشان داده شده است. در این شکل، مشاهده می‌شود که بیشترین بازگشت‌ناپذیری و تولید آنتروپی مربوط به انتهای پره‌ها در قسمت مکشی است و دارد که کمترین تلفات نیز مربوط به این نواحی است. در شکل مربوط به کانتور آنتروپی استاتیک، دلیل استفاده از جداکننده در این کمپرسور به وضوح مشاهده می‌شود. در ناحیه مکشی پره‌ی پروانه به علت وجود جریان ثانویه، جریان سیال دچار افت شده، مقدار آنتروپی استاتیک افزایش می‌یابد، با قرار دادن پره‌ی جداکننده از میزان تولید جریان ثانویه و آنتروپی کاسته می‌شود؛ بنابراین لزوم استفاده از پره‌ی جداکننده بین پره‌های اصلی پروانه نشان داده می‌شود.

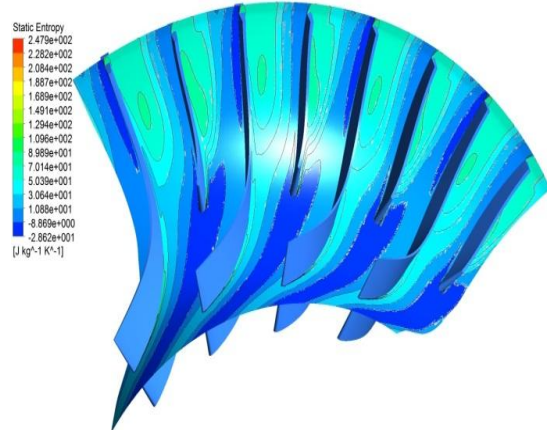


شکل ۷- کانتور فشار سکون بر روی مقطع متوسط بین هاب و شرود روتور

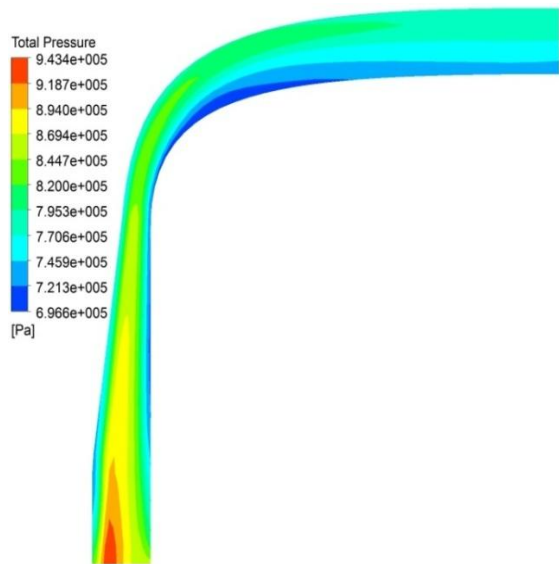
در شکل ۸، خطوط جریان حول پره‌های پروانه و جداکننده کمپرسور گریز از مرکز نشان داده شده است.



شکل ۹- کانتور فشار سکون بر روی مقطع متوسط بین هاب و شروود کمپرسور گریز از مرکز



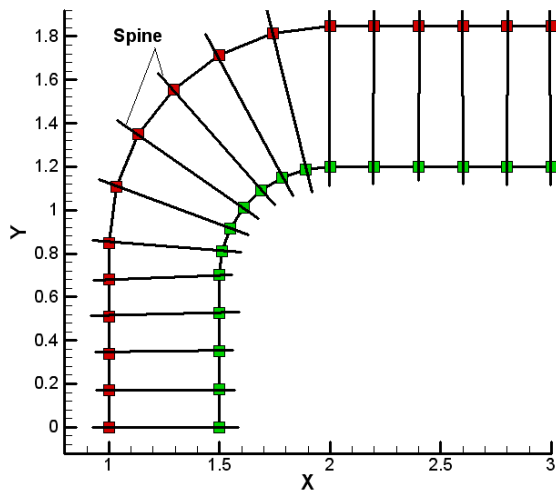
شکل ۱۰- کانتور آنترپوی استاتیکی بر روی مقطع متوسط بین هاب و شروود روتور



شکل ۱۱- کانتور فشار سکون بر روی مقطع نصف‌النهاری دیفیوزر شعاعی و خم ۹۰ درجه

مطابق شکل ۱۰، فشار کل در روتور بدلیل انتقال انرژی به سیال افزایش می‌یابد. در دیفیوزر مرحله اول بجز ناحیه‌ای در دنباله پره‌های دیفیوزر، فشار سکون تقریباً ثابت می‌ماند؛ اما در دیفیوزر دوم بدلیل خم شدید ۹۰ درجه، فشار سکون افت می‌کند که بیانگر تلفات در این بخش است. همانطور که در کانتور فشار کل روی مقطع نصف‌النهاری دیفیوزر شعاعی و خم ۹۰ درجه در شکل ۱۱ نشان داده شده است، در خم شدید ۹۰ درجه‌ای، فشار سکون افت می‌کند که بیانگر تلفات شدید در این بخش است. مسلماً این افت فشار سکون، سبب کاهش بازده کمپرسور می‌شود. در شکل ۱۲، کانتور عدد ماخ روی مقطع متوسط بین هاب و شروود دیفیوزر شعاعی و خم ۹۰ درجه نشان داده شده است. شکل ۱۲، نشان می‌دهد که عدد ماخ جریان در ورودی دیفیوزر پره‌دار شعاعی افزایش می‌یابد و جریان چوک کرده است؛ بگونه‌ای که عدد ماخ روی سطح پره تا ۱/۲ افزایش یافته است.

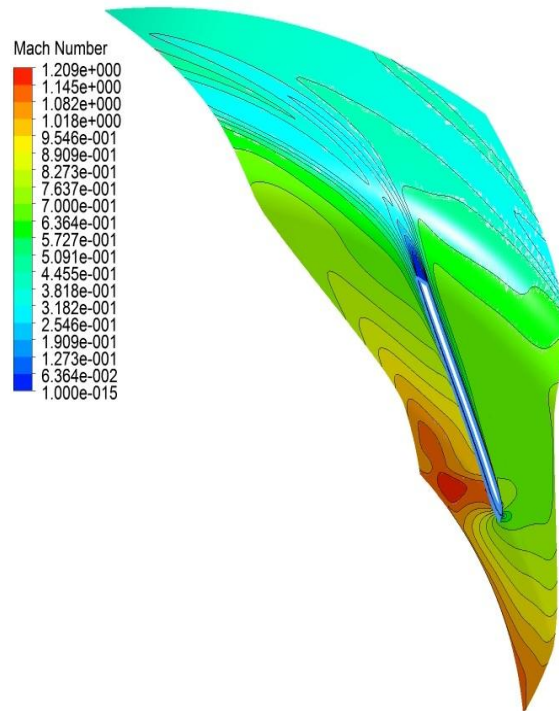
یکدیگر دور شوند. برای جلوگیری از این مشکل، هر گلوله در کل فرایند جابجائی فقط در یک راستای مشخص بنام اسپاین می‌تواند حرکت کند. در پژوهش حاضر مطابق شکل ۱۳، اسپاین‌ها بصورت خطوط عمود بر راستای جریان در نظر گرفته می‌شود. [۹ و ۱۲].



شکل ۱۳- شماتیک مجرای خم ۹۰ درجه به همراه گلوله‌ها و اسپاینها

۴-۲- اصلاح هندسه خم ۹۰ درجه با طراحی معکوس

قبل از استفاده از الگوریتم طراحی معکوس برای اصلاح هندسه، لازم است که عملکرد آن تایید گردد. لذا مجرای خم ۹۰ درجه که در شکل ۱۴ نشان داده شده، به عنوان شکل نهایی در نظر گرفته شده و توزیع فشار روی دیواره‌های آن از طریق حل عددی بدست می‌آید. این توزیع فشار به عنوان توزیع فشار هدف برای مسئله طراحی در نظر گرفته می‌شود. از آنجا که طراحی معکوس در نرم‌افزار سی‌اف‌ایکس انجام می‌شود، لازم است در هر اصلاح هندسه حل عددی جریان صورت پذیرد. حل عددی جریان داخل خم ۹۰ درجه، بصورت دوبعدی تقارن محوری همراه با جریان چرخشی صورت می‌گیرد. در شکل ۱۵، شبکه ایجاد شده دوبعدی روی مجرا به همراه شرایط مرزی تنظیمی در نرم‌افزار نشان داده شده است. مطابق شکل از شبکه لایه مرزی برای کنار دیواره‌ها استفاده شده است. در تمامی تحلیل‌های عددی، زاویه چرخش جریان ورودی به مجرا ۴۰ درجه در نظر گرفته می‌شود. توزیع فشارهای حدس اولیه و



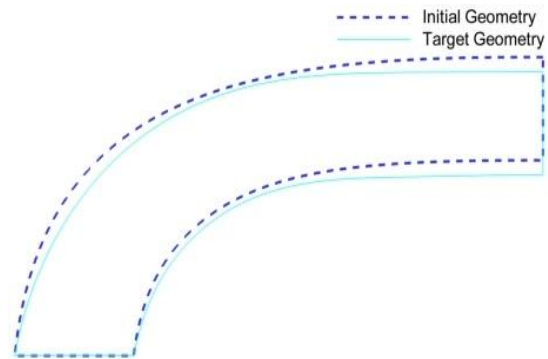
شکل ۱۲- کانتور عدد ماخ بر روی مقطع متوسط بین هاب و شروود دیفیوزر شعاعی و خم ۹۰ درجه

۴- طراحی معکوس

۴-۱- الگوریتم اصلاح هندسه‌ی گلوله و اسپاین

در الگوریتم طراحی گلوله و اسپاین، دیواره مجهول مجرای جریان از تعداد معینی گلوله با جرم مشخص تشکیل شده است که می‌توانند آزادانه در راستای مشخص اسپاین‌ها جابجا شوند [۹]. عبور جریان از داخل مجرا باعث می‌شود یک توزیع فشار (موجود) به سطح تر شده مجرا اعمال شود. اگر یک توزیع فشار مطلوب به سطح بیرونی دیواره مجرا اعمال شود، منطقی است که دیواره انعطاف‌پذیر طوری تغییر شکل دهد که توزیع فشار روی سطح تر شده، همان توزیع فشار مطلوب باشد. به عبارت دیگر، نیروی ناشی از اختلاف بین توزیع فشار موجود و مطلوب در هر نقطه از دیواره به گلوله فرضی متناظر در آن نقطه اعمال می‌شود و باعث جابجائی آن می‌شود. به محض اینکه شکل مطلوب حاصل شود، اختلاف فشار به صفر رسیده، باعث توقف گلوله‌ها می‌شود. اگر گلوله‌ها در راستای نیروی اعمال شده جابجا شوند، ممکن است گلوله‌های مجاور به هم برخورد کنند و یا از

هدف در شکل ۱۶ مشاهده می‌شود. برنامه طراحی پس از ۷۰ اصلاح هندسه به هندسه هدف همگرا می‌شود.



شکل ۱۴- هندسه هدف و حدس اولیه

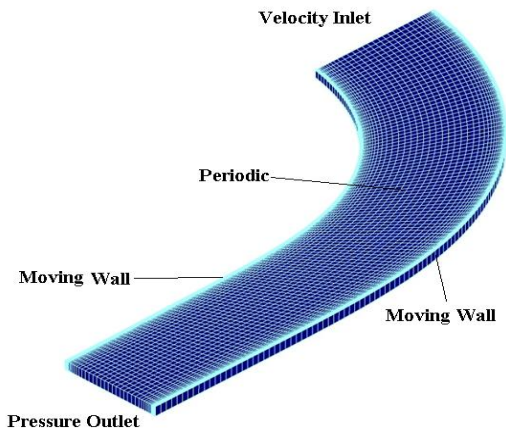
پس از اطمینان از عملکرد الگوریتم طراحی می‌توان شکل خم ۹۰ درجه موجود را بگونه‌ای اصلاح کرد که ممنتم جریان در خروجی مجرا بهبود یابد. قبل از شروع طراحی، لازم است که توزیع فشار موجود اصلاح شود. نکته‌ای که باید مورد توجه قرار گیرد، این است که اصلاح توزیع فشار به مفهوم پیدا کردن توزیع فشار بهینه نیست؛ زیرا توزیع فشار بهینه مقوله‌ای است که به پارامترهای زیادی بستگی دارد و خود به عنوان یک موضوع تحقیقاتی جالب نیاز به بررسی‌های بیشتر دارد؛ بنابراین، در اینجا می‌توان تنها ادعا کرد که هندسه اصلاح شده، عملکرد بهتری نسبت به هندسه موجود دارد.

به منظور ارائه توزیع فشار دیواره‌های خم ۹۰ درجه، نکاتی را باید مورد توجه قرار داد:

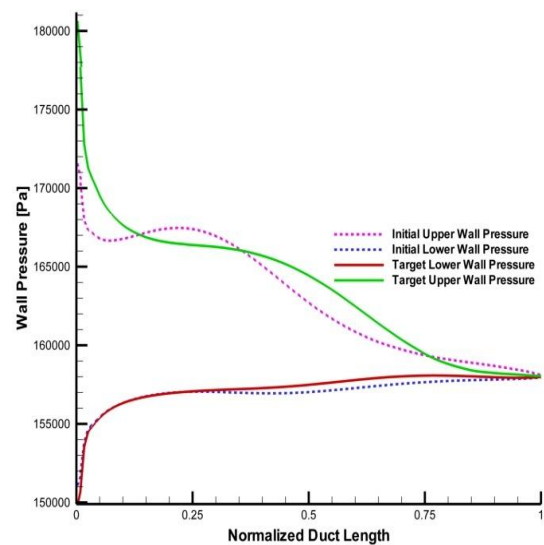
(۱) بسیار واضح است که در کانال‌های ساکن فشاری که توسط جریان به دیواره وارد می‌شود، فشار استاتیک است؛ بنابراین توزیع فشار استاتیک است که تغییر ضخامت لایه مرزی، جدایش یا عدم جدایش جریان را روی دیواره در پی دارد. به همین علت برای اصلاح هندسه دیواره‌ها لازم است، توزیع فشار استاتیک اصلاح شود. برای این منظور در اصلاح توزیع فشار سعی شده است، گرادیان فشار مثبت اضافی، روی دیواره بالا و پائین خم ۹۰ درجه که ناشی از تغییر جهت ناگهانی جریان از خروجی دیفیوزر شعاعی تا ورودی دیفیوزر محوریست، حذف گردد تا برگشت و جدایش جریان در این منطقه به حداقل برسد.

(۲) در فشار اصلاح شده، نقاط ابتدائی و انتهائی فشار نیز بدون تغییر باقی می‌مانند. نکته دیگری که لازم به ذکر است، اینکه مساحت محصور شده بین توزیع فشار دیواره بالا و پائین تغییر زاویه مجرا را از ورود تا خروج باعث می‌شود؛ بنابراین سعی شده در اصلاح توزیع فشار، این مساحت محصور تغییر چندانی نکند تا زاویه تغییر مجرا همچنان در حدود ۹۰ درجه باقی بماند.

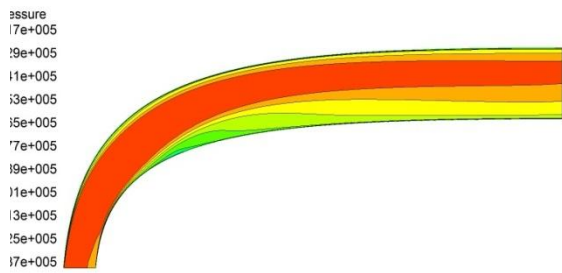
شکل ۱۷، توزیع فشار دیواره‌های هندسه موجود به همراه توزیع فشار دیواره‌های اصلاح شده آن را نشان می‌دهد. شکل اصلاح شده متناظر با این توزیع فشار و نیز هندسه موجود در شکل ۱۸ مشاهده می‌شود. برنامه طراحی پس از ۲۰۰ اصلاح شکل، همگرا می‌شود. برای ارزیابی



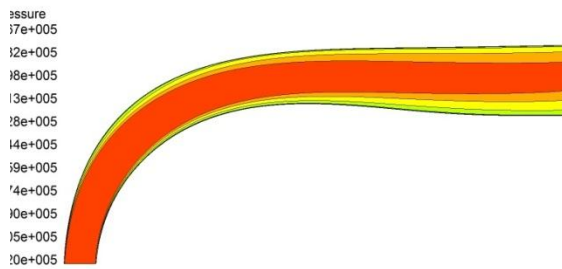
شکل ۱۵- شبکه مجرای خم ۹۰ درجه برای طراحی معکوس



شکل ۱۶- توزیع فشار هدف و حدس اولیه



شکل ۱۹- کانتور فشار سکون در خم ۹۰ درجه موجود

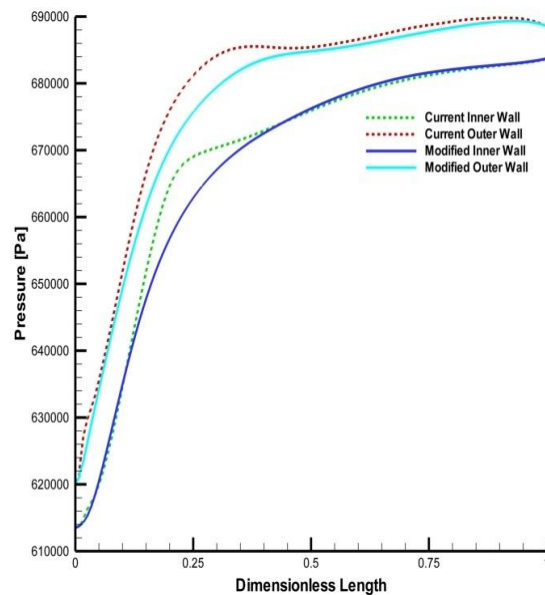


شکل ۲۰- کانتور فشار سکون در خم ۹۰ درجه اصلاح شده

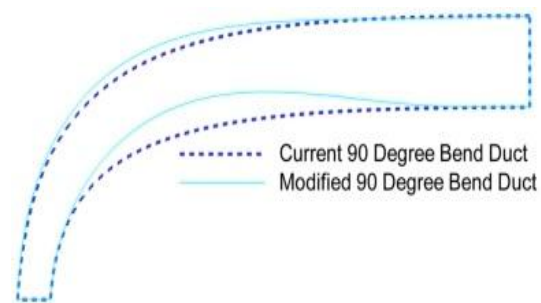
۴-۳- نتایج تحلیل عددی سه‌بعدی کمپرسور گریز از مرکز با پروفیل خم ۹۰ درجه اصلاح شده

برای ارزیابی طراحی صورت گرفته، تحلیل عددی سه‌بعدی کمپرسور گریز از مرکز اصلاح شده توسط نرم‌افزار سی‌اف-ایکس انجام شده است. در این تحلیل عددی، شرایط مرزی و شبکه تولید شده دقیقاً مانند کمپرسور گریز از مرکز موجود است. در شکل‌های ۲۱ و ۲۲، بردار سرعت در صفحه نصف‌النهاری دیفیوزر شعاعی و خم ۹۰ درجه برای کمپرسور موجود و اصلاح شده نشان داده شده است. مقایسه این دو شکل نشان می‌دهد، ناحیه جدایش در کمپرسور موجود با اصلاح صورت گرفته بطور کامل حذف شده است. در جدول ۵، مقایسه بین نسبت فشار سکون کل و بازده کل به کل کمپرسور، قبل و بعد از اصلاح هندسه خم ۹۰ درجه، ارائه می‌شود. با توجه به جدول فوق و نتایج تحلیل سه‌بعدی، افزایش نسبت فشار با بهبود کارایی کمپرسور کاملاً منطقی به نظر می‌رسد.

طراحی صورت گرفته، هندسه اصلاح شده خم ۹۰ درجه، بدون هیچ تغییری در محدوده محاسباتی، اندازه شبکه، شرایط مرزی و روش حل، توسط نرم‌افزار سی‌اف‌ایکس تحلیل می‌شود. کانتور فشار سکون هندسه موجود و اصلاح شده در شکل ۱۹ و ۲۰ نمایش داده شده است. همانگونه که مشاهده می‌شود، افت فشار سکون در دیواره پائینی هندسه اصلاح شده کمتر شده، در نتیجه از میزان تلفات جریان کاسته شده است.



شکل ۱۷- توزیع فشار موجود و اصلاح شده



شکل ۱۸- هندسه موجود و مقایسه آن با هندسه اصلاح شده

۵- نتیجه‌گیری

در این پژوهش، پس از طراحی یک‌بعدی کمپرسور گریز از مرکز و محاسبه کلیه ابعاد هندسی، کمپرسور گریز از مرکز در محیط انسیس مدل‌سازی می‌شود، سپس توسط نرم‌افزار سی‌افایکس تحلیل عددی سه‌بعدی می‌شود. تحلیل سه-بعدی میدان جریان نشان می‌دهد، مهمترین عامل افت، خم بین دیفیوزر مرحله اول و دیفیوزر مرحله دوم است که با اصلاح شکل هندسی خم این میزان افت می‌تواند کاهش یابد. در این پژوهش، الگوریتم طراحی گلوله-اسپاین با نرم-افزار سی‌افایکس به عنوان حل‌کننده جریان ترکیب شده و از آن برای طراحی آیرودینامیکی و بهینه‌سازی مجرای خم ۹۰ درجه متقارن محوری استفاده می‌شود. نتایج نشان می‌دهند، بازده کل به کل به میزان ۴ درصد و نسبت فشار سکون کل به کل به میزان ۳ درصد افزایش می‌یابد.

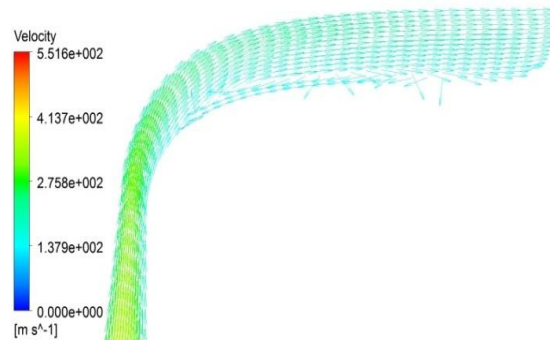
۶- فهرست علائم

نمادهای لاتین

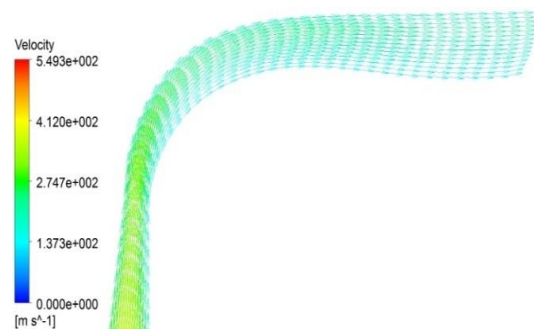
سرعت پره (m/s)	u
سرعت مماسی جریان (m/s)	C_u
سرعت شعاعی جریان (m/s)	C_r
سرعت مطلق جریان (m/s)	C
تعداد پره پروانه	Z
عدد ماخ	M
عرض پره (m)	b
افزایش آنتالپی (j/kg)	Δh
بازده پلی‌تروپیک کل به کل	$\eta_{p,tt}$
ثابت گاز (j/kg)	R
مساحت (m^2)	A
طول پره دیفیوزر شعاعی (m)	L_r
تعداد پره دیفیوزر شعاعی (m)	N_r
فشار (Pa)	P
دما (K)	T
قطر پره (m)	d
شعاع پره (m)	r
سرعت دورانی شافت (rpm)	N
دبی جرمی (kg/s)	m

جدول ۵- نسبت فشار و بازده کمپرسور قبل و بعد از طراحی

طراحی		
اصلاح شده	موجود	پارامتر
۳/۵	۳/۴	نسبت فشار
۸۰	۷۶	بازده کل به کل



شکل ۲۱- بردار سرعت بر روی مقطع نصف‌النهاری دیفیوزر شعاعی و خم ۹۰ درجه کمپرسور گریز از مرکز موجود



شکل ۲۲- بردار سرعت بر روی مقطع نصف‌النهاری دیفیوزر شعاعی و خم ۹۰ درجه کمپرسور اصلاح شده

نتایج آنها، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف، پایان نامه کارشناسی ارشد، ۱۳۸۶.

[۳] امنیان صومعه کوچک، جواد، طراحی یک‌بعدی کمپرسور گریز از مرکز، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف، پایان‌نامه کارشناسی، ۱۳۸۷.

[4] Katsanis T., 1964, "Use of Arbitrary Quasi Orthogonal for Calculating Flow Distribution in the Meridional Plane of a Turbomachine", NASA TN D-2546.

[5] Katsanis T., 1971, "Fortran Program for Quasi-Three-Dimensional Calculation of Surface Velocities and Choking Flow for Turbomachine Blade Rows", NASA TN D-6177.

[6] Zangeneh M., Hawthorne W. R., 1990, "A Fully Compressible Three Dimensional Inverse Design Method Applicable to Radial and Mixed Flow Turbomachines", Gas Turbine and Aero engine Congress and Exposition, Belgium.

[7] Hyosung S., Shin H., et al, 2005, "Analysis and optimization of aerodynamic noise in a centrifugal compressor", page1, Aerospace science and Technology.

[8] Nili M., Hajilouy A., Durali M., 2008, "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.

[9] Nili, M., Durali, M., Hajilouy, A., 2010, "A Novel Quasi 3D Design Method for Centrifugal Compressor Meridional Plane", ASME Turbo Expo 2010, Power for Land, Sea and Air, Glasgow.

[10] Ronald H.Aungier., Centrifugal Compressors. New York, ASME PRESS, 2000.

[11] Cohen, H., Rojers, G.F.C., and Sarawanamuttoo, H.I.H., (1996), "Gas Turbine Theory", 4rd edition, Longman.

[۱۲] پورصادق، فرزاد، "بهبودسازی پره‌های کمپرسور گریز از مرکز به همراه مطالعات تجربی"، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف، پایان نامه کارشناسی ارشد، ۱۳۸۹.

علائم یونانی

γ	نسبت حرارت‌های ویژه
α	زاویه جریان (°)
β	زاویه پره (°)
θ_{eff}	زاویه واگرایی موثر دیفیوزر پره‌دار شعاعی (°)
A	نسبت قطر هاب به شروود
σ_w	ضریب لغزش
ψ	ضریب بارگذاری

اندیس‌ها

1	ورودی پروانه
2	خروجی پروانه
3	ورودی دیفیوزر پره‌دار شعاعی
4	ورودی خم ۹۰ درجه، خروجی دیفیوزر پره‌دار شعاعی
5	ورودی دیفیوزر محوری، خروجی خم ۹۰ درجه
hb	هاب
sh	شروود
ave	متوسط
ac	واقعی
th	تئوری
0	سکون
st	استاتیکی

مراجع

[1] Whitfield A, Doyle M D C, Firth M R, 1993, Design and Performance of a high-pressure ratio turbocharger compressor, Instn Mech Engrs , Vol 207.

[۲] متولی، سید مصطفی، بررسی تجربی کمپرسور گریز از مرکز، مدل‌سازی یک‌بعدی و نیز شبیه‌سازی آن با نرم‌افزار و مقایسه