

طراحی آیرودینامیکی مجموعه فن و کمپرسور محوری موتورهای توربوفن با نسبت کنارگذر دلخواه به روش انحناى خطوط جریان

رضا تقوی زنوز^۱، ثاراله عباسی^۲ و علیرضا پیرنیا^۳

دانشکده مهندسی مکانیک

دانشگاه علم و صنعت ایران

(تاریخ دریافت: ۹۱/۰۲/۲۷؛ تاریخ پذیرش: ۹۲/۰۴/۲۶)

چکیده

در مقاله حاضر، روش انحناى خطوط جریان برای طراحی و تحلیل میدان جریان در هر یک از مجموعه‌های کمپرسور و فن محوری و همچنین قسمت داکت موتور توربوفن به کار گرفته شده است. در ابتدا، به کمک تحلیل یک‌بعدی بر اساس حل ردیف به ردیف جریان در امتداد شعاع میانی و بر اساس نسبت کنارگذر مورد نظر، هندسه نصف‌النهارى فن، کمپرسور و جداکننده و همچنین سرعت‌های محوری استخراج شده‌اند. این اطلاعات به عنوان اطلاعات ورودی برای اعمال روش انحناى خطوط جریان مورد استفاده قرار گرفته است. ورودی‌های دیگر برنامه شامل فشار و دمای کل ورودی به فن، دور محور، دبی جریان و نسبت فشار کل می‌باشند. در طراحی کمپرسور و داکت، فشار کل و دمای کل ورودی، بر اساس خروجی‌های فن به صورت متغیر از پایه تا نوک اعمال می‌شوند. از مدل‌های افت پروفیل، افت موج ضربه‌ای و افت درز نوک پره‌ها به منظور محاسبه تغییرات آنتروپی استفاده شده است. شکل هندسی پره کمپرسور از طریق ایجاد خط انحناى دایروی و انواع سهموی با درجه‌های مختلف و توزیع ضخامت بر اساس اطلاعات ضخامت ایرفویل‌های ناکا سری-۶ حول آن صورت گرفته است. به منظور کسب اطمینان از صحت نتایج، خروجی‌های برنامه برای یک فن دو طبقه با نتایج تجربی مقایسه شده است. پس از آن تأثیر برخی کمیت‌های ورودی برنامه نظیر بار آیرودینامیکی و تعداد پره‌ها بر عملکرد آیرودینامیکی و شکل هندسی فن دو طبقه بررسی شده و در هر مورد حالت بهینه برای عملکرد فن انتخاب شده است.

واژه‌های کلیدی: موتور توربوفن، فن محوری، کمپرسور محوری، روش انحناى خطوط جریان، بارگذاری آیرودینامیکی

Aerodynamic Design of Fan and Compressor Assembly for Turbofan Engines of Arbitrary By-pass Ratio, Based on Streamline Curvature Method

R. Taghavi-Zenouz, S. Abbasi and A.R. Pirnia

Mech. Eng. Dep't.

Iran Univ. of Sci. and Tech.

(Received: 16 May, 2012; Accepted: 17 July, 2013)

ABSTRACT

This paper deals with aerodynamic design of fan and compressor assembly for turbofan engines having arbitrary by-pass ratios. Two different softwares were developed in this respect. First, based on general performance data at design point condition, a one-dimensional approach was activated. Initial flow passages of both fan and compressor, together with splitter position were developed utilizing row by row analysis along the meanline radius. Considering design restriction parameters, with diffusion factor as the most important one, the initial geometries of blades projection on the meridional plane and their numbers at each row was estimated. Then, these data were imported to the second software, developed for three-dimensional design purposes. This latter approach is based on the well-known streamline curvature method. Executing this computerized program, one can obtain the full geometries of fan and compressor blades with all gas dynamics data at different axial and radial positions. Different kinds of losses, including profile, shock wave and tip clearance losses were considered through the calculations, in order to evaluate entropy changes. To validate current design procedure, an existent two-stage fan was redesigned. Finally, a parametric study was carried out to investigate the effects of variations in some geometric and gas dynamics parameters on the general performances of either the fan or compressor modulus.

Keywords: Turbofan, Through Flow Theory, Streamline Curvature Method, Aerodynamic Loading

۱- دانشیار (نویسنده پاسخگو): taghavi@iust.ac.ir

۲- دانشجوی دکتری: s_abbasi@iust.ac.ir

۳- کارشناسی ارشد: pirnia3868@yahoo.co.uk

۱- مقدمه

با توجه به دشواری‌های موجود در حل هم‌زمان معادلات حرکت، انرژی و حالت در کمپرسورهای محوری، تاکنون مدل‌های متعددی ارائه شده که با مفروضات ساده کاری برای تحلیل جریان و فرآیند طراحی مورد بهره‌برداری قرار گرفته‌اند. یکی از روش‌های اولیه توسط اسمیت^۱ در سال ۱۹۶۶ انجام گرفته است [۱]. وی به ایجاد یک روش متوسط‌گیری برای بهبود شکل تقریبی معادله تعادل شعاعی پرداخت. این راهکار توسط سایر محققین نظیر هیرش^۲ [۲] توسعه یافت. بسیاری از مؤلفان کار کردن در صفحه نصف‌النهاری، یعنی صفحه‌ای با زاویه ثابت در مختصات استوانه‌ای را ترجیح می‌دهند. معادلات حاکم بر سطوح پره به پره و معادلات متوسط‌گیری شده در طول گذرگاه برای صفحه نصف‌النهاری را می‌توان با یکی از روش‌های تفاضل محدود، المان محدود یا انحنای خطوط جریان حل نمود. یکی از روش‌های کارآمد برای حل این معادلات، روش انحنای خطوط جریان بوده، که بر خلاف روش‌های دیگر، که زمان و هزینه زیادی را می‌طلبند، بسیار کم‌هزینه و سریع است. نتایج نهایی حاصل از این روش، قابل مقایسه با حل کامل سه‌بعدی روش‌های دینامیک سیالات محاسباتی بوده و هم‌اکنون در صنعت از پیشرفته‌ترین روش‌های طراحی محسوب می‌شود [۳]. کاربرد این روش در توربو ماشین‌ها از اواسط دهه ۶۰ آغاز شده است [۴]. نمونه‌های مختلفی از این تکنیک توسط هرسی^۳ [۴]، پاچیدیس^۴ [۳] به صورت ساختار یافته و ریاضی برای طراحی و تحلیل فن و کمپرسور به صورت مجزا ارائه شده است.

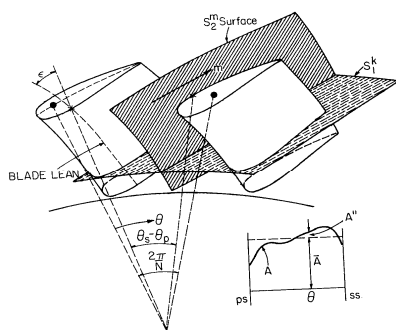
هر چند روش انحنای خطوط جریان یکی از روش‌های کلاسیک است، با این وجود، تکامل این روش و موارد استفاده از آن، هنوز هم موضوع تحقیقات متعددی می‌باشند. مطالعات زیادی پیرامون روش انحنای خطوط جریان و کاربردهای آن انجام شده، ولی پیرامون استفاده از این روش در طراحی مجموعه فن و کمپرسور موتور توربو فن مطالعاتی صورت نگرفته است. همچنین بررسی اثر پارامترهای ورودی طراحی بر شکل هندسی پره‌ها و کارایی آنها با استفاده از این روش می‌تواند موضوع تحقیق باشد. در تحقیق حاضر، مجموعه فن و کمپرسور محوری و داکت یک موتور توربو فن با نسبت کنارگذر معلوم به روش انحنای خطوط جریان طراحی شده و شکل هندسی پره‌های فن و کمپرسور استخراج می‌شود. در طراحی

کمپرسور و داکت، ورودی‌ها تابعی از خروجی‌های فن بوده و به صورت متغیر از پایه تا نوک اعمال می‌شوند. در فرآیند طراحی، مشخصات دینامیک گازی و عملکردی ردیف پره‌ها در نتیجه حل میدان جریان حاصل می‌شوند. سپس با تغییر در شرایط ورودی نظیر بار و تعداد پره با استفاده از کد طراحی، تأثیر پارامترهای مختلف بر عملکرد فن و شکل هندسی آن مورد بررسی قرار می‌گیرد. به کارگیری نتایج این قسمت می‌تواند منجر به طراحی بهینه کمپرسور شود.

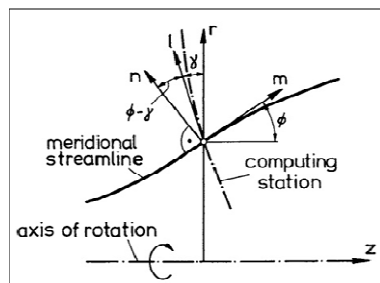
۲- روش انحنای خطوط جریان

روش حل انحنای خطوط جریان، روش بخصوصی جهت حل سیستم معادلات اصلی حاکم بر جریان است. در این روش، در ابتدا دو صفحه S1 و S2 تعریف شده و معادلات حاکم در این صفحات تجزیه و سپس حل می‌شوند. شکل ۱ سطوح جریان S1 و S2 را نشان می‌دهد. به کمک حل در صفحه S2 که تصویر آن صفحه نصف‌النهاری است، می‌توان به فرآیند طراحی کمپرسور (یا فن) و تحلیل میدان جریان با دقت قابل ملاحظه‌ای پرداخت. معادله اندازه حرکت حاکم در صفحه نصف‌النهاری به صورت معادله (۱) است [۵]. پارامترهای حاکم در این معادله در شکل ۲ نمایش داده شده است.

$$V_m \frac{dV_m}{dl} = \sin(\varphi - \gamma) \left[V_m \frac{\partial V_m}{\partial m} - F_m \right] + \cos(\varphi - \gamma) \left[\frac{V_m^2}{r_c} - F_n \right] + \frac{dh_0}{dl} - T \frac{dS}{dl} - \frac{V_0}{r} \frac{d(rV_0)}{dl} \quad (1)$$



شکل (۱): صفحه‌های جریان S1 و S2.



شکل (۲): پارامترهای حاکم در معادله (۱).

- 1- Smith
- 2- Hirsch
- 3- Hearsey
- 4- Pachidis

بنابراین برآوردی از تمامی جملات سمت راست معادله اندازه حرکت به دست می‌آید،

۵- معادله (۱) که یک معادله دیفرانسیل خطی است، به صورت عددی حل می‌شود. تحقیق حاضر در طول اولین شبه‌قائم با تخمین اولیه‌ای از سرعت بر روی طوقه شروع شده و حل تا پوسته ادامه می‌یابد. بدین ترتیب سرعت‌های V_m محاسبه شده و می‌توان تخمینی از چگالی در نقاط محاسباتی به دست آورد، ۶- مقدار دبی جرمی در طول گذرگاه جریان با توجه به مقادیر جدید سرعت و چگالی، با استفاده از رابطه (۵) محاسبه می‌شود. در حالت کلی دبی جرمی برابر همان مقدار مورد نظر اولیه (در گام ۱) نخواهد بود. بنابراین اندازه V_m بر روی طوقه متناسب با این میزان خطا اصلاح شده و بار دیگر معادله اندازه حرکت حل می‌شود. این فرایند تا ارضاء معادله پیوستگی (۵) ادامه می‌یابد:

$$\dot{m} = \int_{hub}^{casc} V_m \cos(\phi - \gamma) \rho \lambda (1 - K_B) 2\pi r dl. \quad (5)$$

۷- حال مقدار دبی جرمی عبوری از هر لوله جریان برآورد می‌شود و در حالت کلی به دلیل اینکه محل خطوط جریان از تقریب‌های اولیه چگالی و سرعت حاصل شده بود، این مقدار برای همه لوله‌های جریان یکی نخواهد بود. به کمک قانون پیوستگی (رابطه ۵) و با توجه به مقادیر جدید V_m و ρ ، محل جدید خطوط جریان در هر نقطه محاسباتی در امتداد هر خط شبه‌قائم از رابطه (۲) محاسبه می‌شود،

۸- مراحل ۷-۵ برای شبه‌قائم بعدی، تا رسیدن به آخرین شبه‌قائم تکرار می‌شود،

۹- تقریباً همیشه خطوط جدید جریان ناپیوسته خواهند بود و هرگونه تکرار بیشتر منجر به واگرایی حل می‌شود. بنابراین برای کنترل پایداری لازم است که ضریب تخفیف^۱ اعمال شود. بدین منظور، ویلکینسون روشی ساختار یافته به صورت رابطه (۶) ارائه نمود [۶]:

$$r_{new}^n = r^{n-1} + R(r^n - r^{n-1}), \quad (6)$$

که در آن، r_{new}^n شعاع خط جریان بوده و می‌بایست در تکرار جدید مورد استفاده قرار گیرد. r^{n-1} شعاع خط جریان در تکرار قبل و r^n شعاع محاسبه شده در گام γ است. ضریب تخفیف R از رابطه (۷) به دست می‌آید:

$$R = \frac{1}{1 + \frac{k}{8} \left(\frac{\Delta r}{\Delta z} \right)^2} \quad (7)$$

با ضریب k که به صورت رابطه (۸) است:

برای طراحی فن یا کمپرسور محوری با استفاده از این روش، مراحل زیر باید انجام شوند:

۱- در ابتدا هندسه کمپرسور در صفحه نصف‌النهاری به همراه تعداد و محل خطوط شبه‌قائم تعیین می‌شوند. معمولاً محل شبه‌قائم‌ها به گونه‌ای است که تعدادی از آنها، بر روی لبه‌های حمله و فرار پره‌ها قرار گیرند.

۲- به کمک رابطه پیوستگی، سطح مقطع حلقوی جریان به تعدادی لوله جریان تقسیم می‌شود.

این کار را می‌توان با اعمال جریان جرمی یکسان یا فاصله برابر لوله‌های جریان انجام داد.

به دلیل محاسبات ساده‌تر در حالت دبی جرمی یکسان در این تحقیق از این روش استفاده شده که شعاع هر لوله جریان از رابطه (۲) به دست می‌آید.

$$\rho_1 V_{z1} \pi r_1 dr_1 = \rho_2 V_{z2} \pi r_2 dr_2 = \frac{m_{tot}}{N} \quad (2)$$

مکان‌های محوری همان محل شبه‌قائم‌ها می‌باشد. در این رابطه زیرنویس‌های ۱ و ۲ معرف دو خط جریان متوالی است. تخمین اولیه سرعت‌های محوری از تحلیل یک‌بعدی جریان حاصل می‌شود که در ادامه بیشتر توضیح داده شده است [۵].

با داشتن سرعت محوری و شعاع در هر موقعیت شعاعی و حرکت از پایه به سمت نوک، می‌توان اندازه لوله جریان (dr) را محاسبه کرد. با داشتن این اندازه، شعاع خط جریان بعدی (در هر موقعیت محوری) به دست می‌آید.

۳- با شکل‌گیری خطوط جریان، انحنای این خطوط از رابطه (۳) به دست می‌آید:

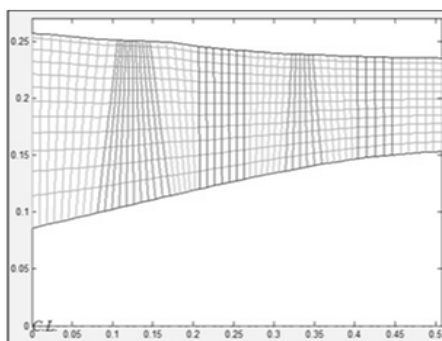
$$\frac{1}{r_m} = \frac{d^2 r / dz^2}{\left[1 + \left(\frac{dr}{dz} \right)^2 \right]^{3/2}}. \quad (3)$$

بدین ترتیب، زاویه خطوط جریان برابر خواهد بود با:

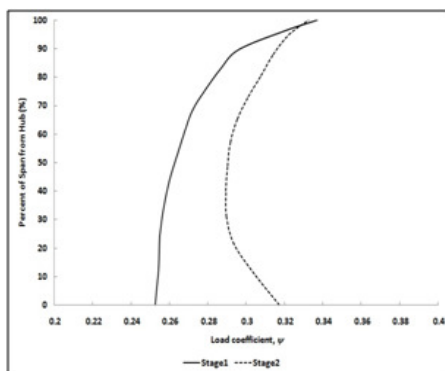
$$\tan \phi = \frac{dr}{dz}. \quad (4)$$

۴- به منظور حل معادله اندازه حرکت، لازم است که توزیع شعاعی rV_θ (در معادله ۱) تعیین شود. در حالت طراحی با استفاده از توزیع بار ایرودینامیکی که به عنوان ورودی برنامه است، توزیع شعاعی مومنتوم زاویه‌ای استخراج می‌شود. همچنین از مدل‌های افت پروفیل، افت موج ضربه‌ای و افت درز نوک پره‌ها به منظور محاسبه تغییرات آنترופی استفاده شده است. از طرفی با داشتن مقادیر تقریبی سرعت‌های محوری (V_z) از گام دوم و زوایای خطوط جریان از گام سوم، تخمینی از توزیع سرعت‌های نصف‌النهاری، V_m ، در دست خواهد بود.

هندسه نصف‌النهاری این فن دو طبقه به صورت شکل ۳-الف است. در این شکل پره‌ها و خطوط شبه قائم درون آنها با خطوط پررنگ مشخص هستند. در طراحی این فن از تعداد ۶۰ خط شبه‌قائم و ۱۲ قسمت شعاعی استفاده شده است. توزیع بار در راستای شعاعی برای هر طبقه، یکی از پارامترهای طراحی است. توزیع بار دو طبقه در راستای شعاعی از توزیع سرعت مطلق مماسی در لبه فرار هر رتور (که در مقاله آورده شده) به دست آمده و به عنوان ورودی طراحی اعمال شده است. توزیع بار دو طبقه فن در شکل ۳-ب نشان داده شده است.



(الف)



(ب)

شکل (۳): اطلاعات ورودی نرم‌افزار، (الف) هندسه نصف‌النهاری و موقعیت خطوط جریان و شبه‌قائم و (ب) توزیع ضریب بار.

با مقایسه نتایج مشخص می‌شود که تطابق خوبی بین خروجی‌های برنامه (داده‌های عددی) با داده‌های تجربی وجود دارد. نمونه‌ای از این مقایسه برای سرعت‌های نصف‌النهاری طبقه اول در شکل ۴ ارائه شده است.

در شکل ۴-الف و در لبه حمله رتور اول، با این‌که روند تغییرات سرعت در نتایج به دست آمده و آزمایشگاهی یکسان است، تغییرات سرعت در نتایج به دست آمده شدیدتر است، در حالی که در لبه فرار این‌طور نیست. علت این رخداد، در نظر نگرفتن افت تا لبه حمله طبقه اول است. در واقع، به دلیل

$$k = \frac{1}{\rho_{mR}} \left[\frac{\partial(\rho V_m)}{\partial V_m} \right]_{mR} = (1 - M_m^2)_{mR} \quad (8)$$

در روابط فوق، زیرنویس mR بیانگر مقادیر در شعاع میانی است [۶] و

۱۰- بعد از تعیین محل جدید و تخفیف یافته خطوط جریان، می‌توان مقادیر جدید φ ، r_m و سایر جملات معادله اندازه حرکت را به دست آورد. حال مراحل ۹-۵ تا رسیدن به همگرایی (تا هنگامی که تغییر محل خطوط جریان دقت مورد نظر را تأمین کند) تکرار می‌شوند.

۳- نحوه استخراج افت‌ها

یکی از ترم‌هایی که در معادله اندازه حرکت می‌بایست مشخص شود ترم آنتروپی است. تعیین مقادیر آنتروپی به کمک یک مدل افت امکان‌پذیر است. افت را می‌توان برای گاز کامل در قالب افت فشار سکون (یا افزایش آنتروپی) از طریق رابطه زیر بیان نمود:

$$\frac{\Delta s}{R} = -\ln \frac{P_2}{P_1} = -\ln \left[1 - \frac{(\Delta P)_{\text{loss}}}{P_1} \right], \quad (9)$$

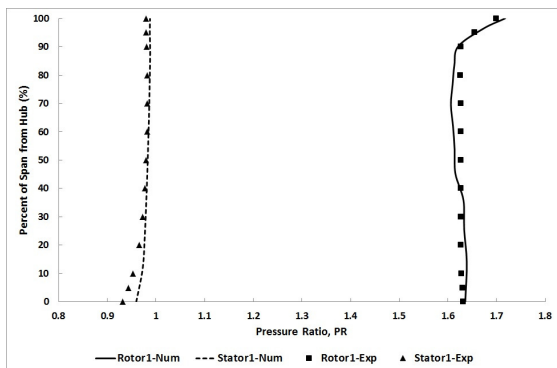
که در آن، Δs تغییر آنتروپی، P_1 فشار سکون در ورود و P_2 فشار سکون در خروجی و $(\Delta P)_{\text{loss}}$ افت لزجت یا سایر افت‌ها است. در این تحقیق، افت پروفیل، افت موج ضربه‌ای، افت جریان نشستی نوک و افت ثانویه بر اساس روابط موجود در مراجع [۷-۸] استخراج می‌شوند.

۴- اعتبار سنجی

به منظور کسب اطمینان از صحت نتایج حاصل طراحی، فن دو طبقه‌ای که اطلاعات آن در مقاله اوراسک^۱ منتشر شده است، توسط کد کامپیوتری نوشته شده حاضر بازطراحی شده و خروجی‌های آن با نتایج ایشان مقایسه شده است [۹]. اطلاعات ورودی به نرم‌افزار، از این مقاله استخراج شده است. بخشی از اطلاعات ورودی که از مقاله استخراج شده در جدول ۱ نشان داده شده است.

جدول (۱): اطلاعات کلی فن دو طبقه اوراسک [۹].

۲/۴	نسبت فشار کل	۱۰۱/۳۲۵	فشار کل ورودی (kpa)
۲	تعداد طبقات	۲۸۸/۲	دمای کل ورودی (K)
۱/۵۶	نسبت منظری رتور اول	۳۳/۲۴۸	دبی جرمی (kg/s)
۸۴/۹	راندمان حرارتی (%)	۱۶،۰۴۸	دور (RPM)



شکل (۵): مقایسه نسبت فشار محاسبه شده با نتایج

آزمایشگاهی [۹] در طبقه اول.

۵- تحلیل مجموعه فن و کمپرسور

طراحی حاضر برای توربوفنی با نسبت کنارگذر یک که شامل دو طبقه فن و چهار طبقه کمپرسور می‌باشد صورت گرفته است. داده‌های ورودی این توربوفن که در طراحی مجموعه فن و کمپرسور مورد نیاز می‌باشد در جدول ۲ آورده شده است.

جدول (۲): پارامترهای ورودی طراحی فن و کمپرسور

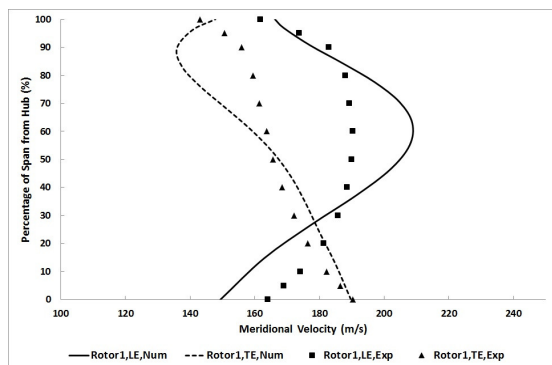
موتور توربوفن.

دبی جرمی (Kg/s)	نسبت کنار گذر	فشار کل ورودی (Pa)	دمای کل ورودی (K)
۷	۱	۱۰۱,۳۲۵	۲۸۸
دور موتور (rpm)	نسبت فشار کمپرسور	نسبت فشار فن	راندمان ایزنتروپیک
۲۵,۰۰۰	۴	۲/۳	۰/۸۵

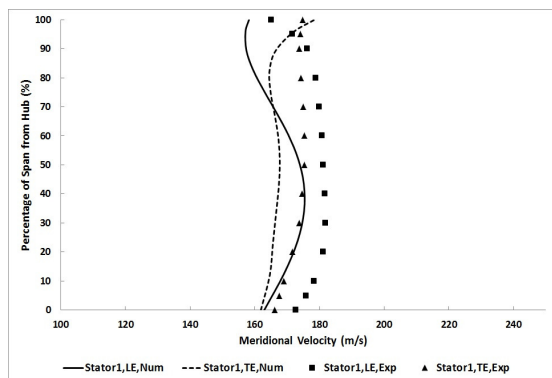
یکی از اطلاعات مورد نیاز برای تحلیل جریان، هندسه کمپرسور در صفحه نصف‌النهار است. این هندسه را می‌توان از طراحی یک‌بعدی به دست آورد. طراحی یک‌بعدی بر اساس حل پره به پره جریان در امتداد شعاع میانی است. پس از به دست آوردن خواص جریان در شعاع میانی، با استفاده از یکی از روش‌های تعادل شعاعی (مانند روش گردابه آزاد، توانی) خصوصیات جریان در ارتفاع پره از ریشه تا نوک تخمین زده می‌شوند. بدین ترتیب، یک طراحی تقریبی از کمپرسور مورد نظر در اختیار طراح قرار می‌گیرد. خروجی‌های این روش (نظیر هندسه نصف‌النهار و سرعت‌های محوری) به عنوان ورودی روش انحنا خطوط جریان به کار برده می‌شوند.

هندسه نصف‌النهار مجموعه فن، کمپرسور و داکت حاصل از تحلیل یک‌بعدی به صورت شکل ۶ به دست می‌آید که ابعاد کلی توربوفن در آن مشخص شده است.

اینکه در این محاسبات افت‌های لایه مرزی، دیواره‌ها و توربولانس جریان آزاد در نظر گرفته نمی‌شوند، محاسبات تا این نقطه کاملاً غیرلزج است. اما با ورود مدل‌های لزجت از ناحیه پره‌دار به بعد، تغییرات سرعت کندتر می‌شود. این امر در لبه فرار رتور اول و شکل ۴-ب کاملاً واضح است. نتایج مرتبط در استاتور اول نشان از تطابق خوب با نتایج آزمایشگاهی دارد. در شکل ۵ مقادیر نسبت فشار خروجی برنامه با نتایج آزمایشگاهی مقایسه شده است که تطابق بسیار خوبی را نشان می‌دهند. با توجه به شکل ۴ مشخص است که میانگین خطای محاسبه سرعت در رتور اول حدود ۶ درصد و در استاتور اول حدود ۵ درصد بوده و مقدار بیشینه خطا حدود ۱۰٪ است. تحلیل حاضر با فرض تقارن محوری به صورت شبه سه‌بعدی در صفحه S2 انجام شده است. همچنین اثرات لزجت از طریق مدل‌های افت اعمال شده است. با این فرضیات، خطای موجود در نتایج برای طراحی مقدماتی قابل قبول است. به طور مسلم تکامل مدل‌های افت و روابط زوایای برخورد و انحراف منجر به حل دقیق‌تر می‌شوند.



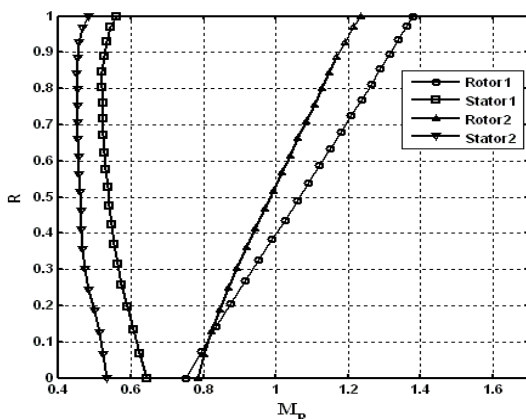
الف) رتور اول



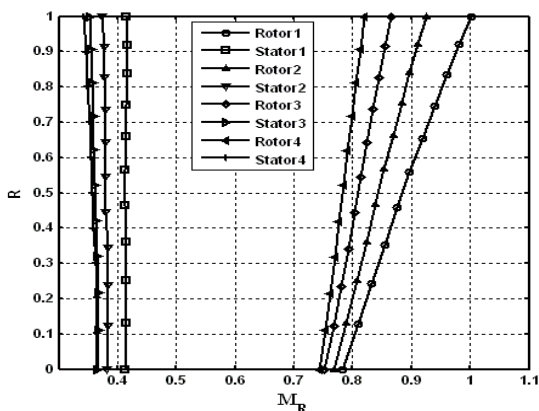
ب) استاتور اول

شکل (۴): توزیع سرعت نصف‌النهاری آزمایشگاهی [۹] و عددی در طبقه اول.

خروجی‌های فن به صورت متغیر از پایه تا نوک اعمال می‌شوند که از مزایای این تحقیق است. در طراحی کمپرسور، مشابه طراحی فن توزیع بار از پایه تا نوک به عنوان ورودی برنامه جهت مشخص شدن تغییرات ممنوم زاویه‌ای اعمال می‌شود. در تحلیل جریان داکت، به علت عدم وجود رتور و استاتور بارگذاری آیرودینامیکی وجود نداشته و سرعت مماسی جریان در گذر از داکت تغییری ندارد. منحنی تغییرات عدد ماخ نسبی برای فن و کمپرسور به ترتیب در شکل‌های ۹-۸ ارائه شده‌اند. همان‌طور که مشاهده می‌شود، در بخش‌هایی از رتور فن در نزدیکی نوک پره، عدد ماخ نسبی از یک فراتر رفته است. ولی در طبقات کمپرسور ماخ نسبی کمتر از یک است. این امر ناشی از ارتفاع زیاد پره‌های فن در مقایسه پره‌های کمپرسور است.

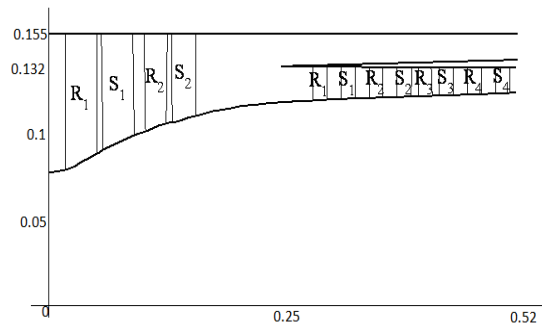


شکل (۸): توزیع عدد ماخ نسبی پره‌های فن در جهت شعاعی.



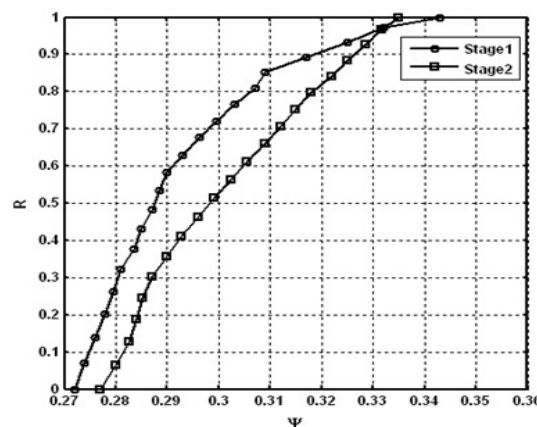
شکل (۹): توزیع عدد ماخ نسبی پره‌های کمپرسور در جهت شعاعی.

پس از محاسبه افت‌های موجود شامل افت پروفیل، موج ضربه‌ای و درز انتهایی ضریب افت کلی از مجموع افت‌های مذکور به دست می‌آید و از راه تأثیر بر آنتروپی در معادله اندازه حرکت وارد می‌شود.



شکل (۶): تصویر نصف‌النهاری مجموعه فن، کمپرسور و داکت موتور توربوفن با نسبت کنارگذر یک (ابعاد بر حسب متر).

پس از طراحی یک بعدی، طراحی فن با استفاده از روش انحنا خطوط جریان مطابق مراحل ذکر شده انجام می‌شود. برای فن مورد نظر بارگذاری مطابق شکل ۷ اعمال شده است.

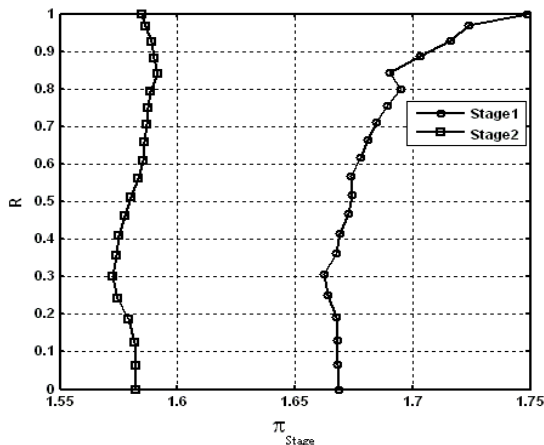


شکل (۷): توزیع ضریب بار در طبقات فن در جهت شعاعی.

تعداد خطوط جریان فن طوری تعیین می‌شود که در نسبت کنارگذر توربوفن (در توربوفن حاضر مقدار نسبت کنارگذر یک)، در کمپرسور و داکت خطوط جریان به درستی تقسیم شوند. یعنی محل جداکننده به طور دقیق بر مبنای نسبت کنارگذر مشابه یک خط جریان عمل نماید. بر این اساس و با توجه به نسبت کنارگذر یک، در این شکل دامنه محاسباتی برای فن با ۲۱ خط جریان و ۴۸ خط شبه‌قائم، برای کمپرسور ۱۱ خط جریان و ۴۰ خط شبه‌قائم و برای داکت ۱۱ خط جریان و ۴۶ خط شبه‌قائم تقسیم‌بندی شده است.

یکی از مواردی که در طراحی کمپرسور و داکت موتور توربوفن حائز اهمیت بوده و در تحقیق حاضر مورد توجه قرار گرفته، در نظر گرفتن ورودی‌های آنها به صورت متغیر از پایه تا نوک است. بنابراین به منظور طراحی دقیق کمپرسور و داکت، ورودی‌هایی نظیر فشار کل و دمای کل، بر اساس

زاویه برخورد و انحراف پره‌ها محاسبه شده و بر اساس آنها، زوایای پره محاسبه می‌شود. لیبیلین زاویه برخورد را زاویه کمینه افت می‌داند. بر این اساس رابطه‌ای برای زاویه برخورد پیشنهاد کرد. برای زاویه انحراف پره در حالت طراحی رابطه مشابهی با زاویه برخورد پیشنهاد شده است که در آن ضریب صلبیت و زاویه ورودی تأثیر زیادی دارند [۱۰].

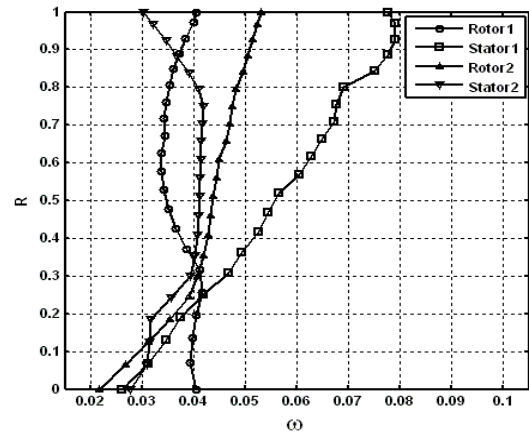


شکل (۱۱): توزیع نسبت فشار در طبقات مختلف فن در جهت شعاعی.

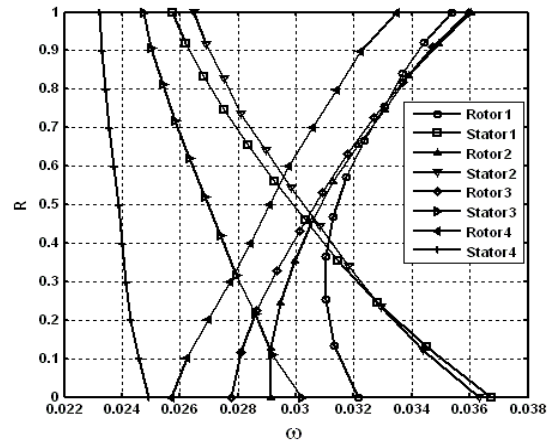
شکل هندسی پره از طریق ایجاد کمبر سهموی با درجات مختلف و یا خط انحنای دایروی و توزیع ضخامت بر اساس اطلاعات ایرفویل‌های ناکا سری-۶ حول آن، ایجاد می‌شود. در طراحی پره‌ها در تحقیق حاضر به دلیل به دست آوردن اطلاعات کامل‌تری از میدان جریان و زوایای آن، امکان تعریف خط انحنای به صورت یک چند جمله‌ای درجه بالا، به گونه‌ای که با زوایای پره حد فاصل لبه‌های حمله و فرار نیز مطابقت داشته باشد، فراهم شده است. به عنوان نمونه منحنی تغییرات زوایای انحراف کمپرسور در شکل ۱۲ ارائه شده‌اند.

برای نمونه، هندسه پره‌های رتور اول فن و کمپرسور در شکل‌های ۱۳-۱۴ آورده شده‌اند. پس از انجام طراحی، معیارهای طراحی از قبیل عدد دی هالر و ضریب پخش، چک می‌شوند. در صورت گذر این مقادیر از محدوده‌های مجاز می‌بایست مقادیر ورودی برنامه مانند توزیع بار و سایر ورودی‌ها را تغییر داده تا جواب منطقی و مطلوب دریافت شود. به عنوان نمونه شکل ۱۵ مقادیر ضریب پخش برای ردیف پره‌های کمپرسور را نشان می‌دهد.

توزیع شعاعی ضریب افت کل برای روتورها و استاتورهای فن و کمپرسور در شکل ۱۰ ترسیم شده است.



فن (الف)



کمپرسور (ب)

شکل (۱۰): ضریب افت کل برای ردیف‌های پره‌های فن و کمپرسور.

در نهایت یادآوری این نکته ضروری است که هدف از طراحی یک کمپرسور، افزایش فشار سیال ورودی است و تمامی تلاش‌ها برای ارتقاء کیفیت طراحی در راستای افزایش نسبت فشار و بازده انجام می‌گیرد. برای نمونه مقادیر فشار استاتیک در خروجی ردیف‌های پره فن در شکل ۱۱ ارائه شده است. میزان بازده فن و کمپرسور نیز به ترتیب ۸۷/۷ و ۹۱ درصد محاسبه شده‌اند.

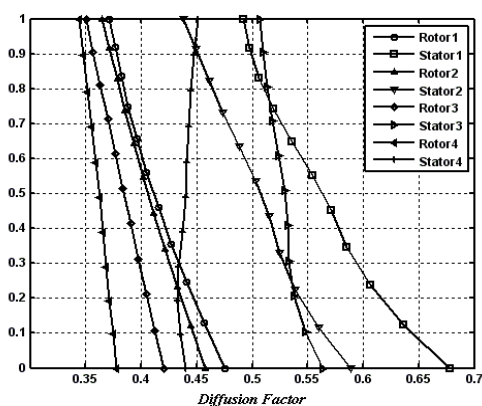
۶- نحوه ایجاد شکل هندسی

پس از محاسبه سرعت‌های نصف‌النهاری و تعیین محل خطوط جریان، با استفاده از زوایای جریان و بر طبق روابط موجود

تأثیر پارامترهای مختلف بر عملکرد فن و شکل هندسی آن مورد بررسی قرار می‌گیرد. لازم به ذکر است شرایط ورودی و هندسه نصف‌النهاری فن مشابه طراحی قبلی در نظر گرفته می‌شود. بدیهی است در فرایند بررسی اثر هر پارامتر، فقط آن پارامتر تغییر می‌کند و دیگر پارامترهای ورودی طراحی در حالت‌های مختلف یکسان در نظر گرفته می‌شوند.

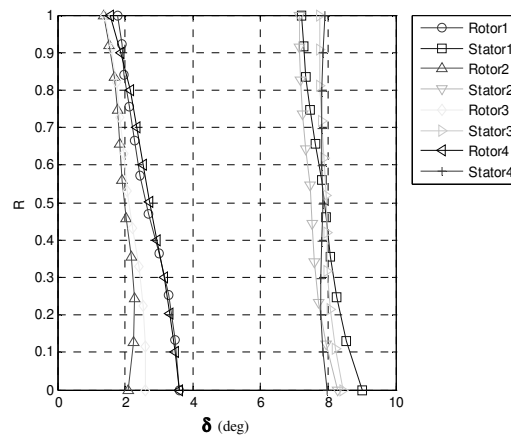
۷-۱- تأثیر بارگذاری آیرودینامیکی

یکی از پارامترهای مهم در طراحی توربوماشین‌ها، بارگذاری طبقات مختلف می‌باشد. بارگذاری نامناسب بر روی ردیف پره‌ها، موجب تولید شکل نامناسب پره، افزایش انواع افت‌ها و در نتیجه کاهش راندمان آنها می‌شود. در این قسمت به بررسی اثر نحوه بارگذاری شعاعی بر هندسه پره و سایر پارامترهای عملکردی پره‌های فن موتور توربوفن پرداخته شده است. شکل ۱۶ حالت‌های مختلف بارگذاری شعاعی اعمال شده بر روی پره رتور طبقه اول فن را نشان می‌دهد. در حالت اول (I) بارگذاری از پایه تا نوک ثابت و به میزان ۰/۳۴ است. در حالت دوم (II)، بارگذاری به صورت سهمی افزایش می‌یابد که افزایش بار در نوک، به دلیل وجود افت‌های موجود در نوک پره‌ها است. در حالت سوم (III) نیز بارگذاری به صورت سهمی اعمال می‌شود، بدین صورت که در پایه و نوک بار بیشتری اعمال می‌شوند. با هر یک از بارگذاری‌های ذکر شده، طراحی فن محوری صورت گرفته و شکل هندسی و سایر خواص آیرودینامیکی و دینامیک گازی به دست می‌آید.

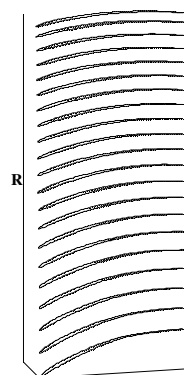


شکل (۱۵): توزیع ضریب پخش کمپرسور در جهت شعاعی.

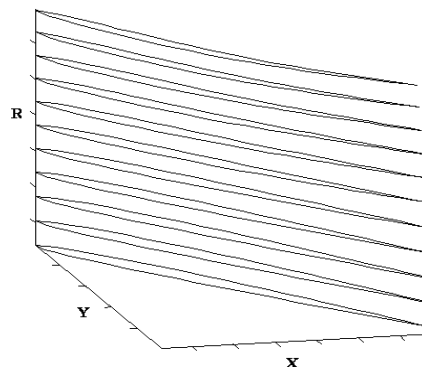
تأثیر بارگذاری بر نسبت فشار از پایه تا نوک در شکل ۱۷ مشاهده می‌شود. مشخص است که روند تغییرات نسبت فشار از پایه تا نوک، مشابه روند تغییر بار از پایه تا نوک می‌باشد. بنابراین نتیجه می‌شود که روند تغییرات نسبت فشار، تأثیرات



شکل (۱۲): توزیع زاویه انحراف کمپرسور در جهت شعاعی.



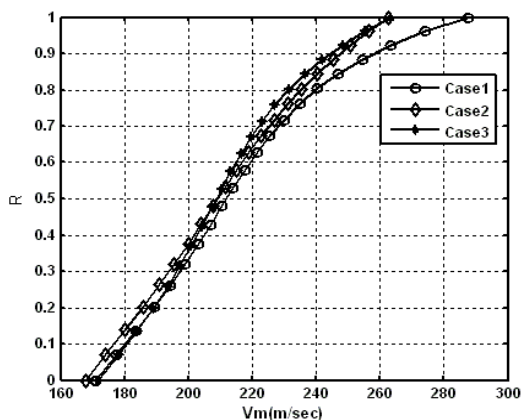
شکل (۱۳): نمای سه‌بعدی رتور اول فن حاصل از کد طراحی.



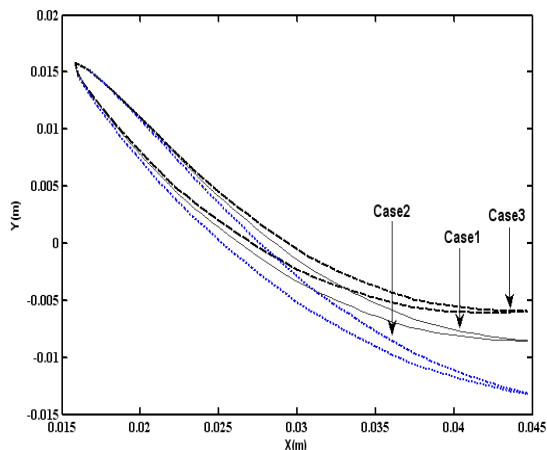
شکل (۱۴): نمای سه‌بعدی رتور اول کمپرسور حاصل از کد طراحی.

۷- بررسی اثر پارامترهای ورودی بر عملکرد آیرودینامیکی

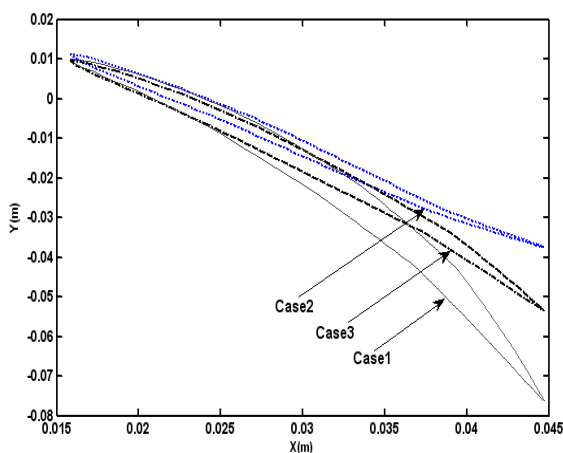
بررسی اثر پارامترهای ورودی طراحی توربو ماشین‌ها بر شکل هندسی پره‌ها و عملکرد آیرودینامیکی آنها در بهینه‌سازی توربوماشین‌ها نقش بسزایی دارد. در این قسمت با تغییر در شرایط ورودی نظیر بار و تعداد پره با استفاده از کد طراحی،



شکل (۱۸): توزیع سرعت نصف‌النهاری روتور اول در جهت شعاعی.



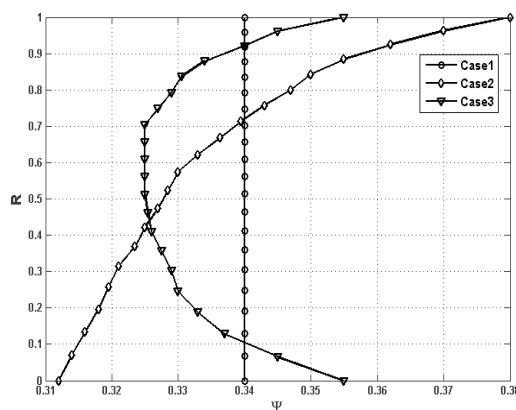
شکل (۱۹): مقطع نوک پره رتور طبقه اول در بارگذاری‌های مختلف.



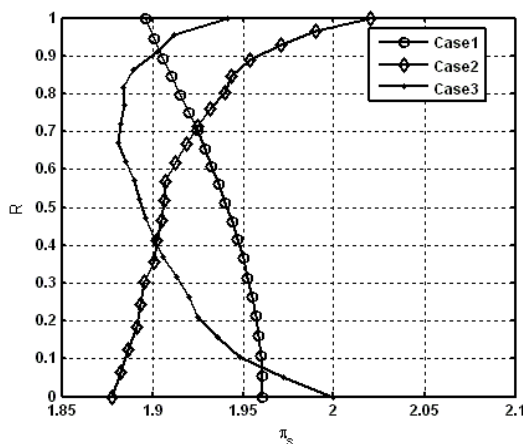
شکل (۲۰): مقطع ریشه پره رتور اول فن در بارگذاری‌های مختلف.

زیادی از بارگذاری می‌پذیرد و در صورتی که نسبت فشار فن مطلوب نباشد، با تغییر بارگذاری می‌توان اصلاحات مورد نظر را اعمال کرد. در شکل ۱۸ سرعت‌های نصف‌النهاری حاصل از حل معادله اندازه حرکت آورده شده است. تاثیر نحوه بارگذاری بر شکل هندسی رتور طبقه اول در شکل های ۱۹-۲۰ مشاهده می‌شود.

شکل های ۲۱-۲۲ تاثیر نحوه بارگذاری بر مقادیر ضریب پخش و عدد دی‌هال را برای رتور اول فن نشان می‌دهد. مشخص است که بارگذاری حالت دوم، منجر به ضریب پخش و عدد دی‌هال بهتری در رتور طبقه اول فن می‌شوند.



شکل (۱۶): توزیع ضریب بار رتور طبقه اول فن در جهت شعاعی.



شکل (۱۷): توزیع نسبت فشار رتور طبقه اول فن در جهت شعاعی.

رتور اول می‌شود. در ضمن توزیع بار به صورت ثابت (حالت اول) نسبت به دو حالت دیگر نتایج نامناسب‌تری را به همراه دارد.

۷-۲- اثر تعداد پره

تعداد پره‌های فن از جمله پارامترهای ورودی و تأثیرگذار در طراحی کمپرسور به روش انحنای خطوط جریان می‌باشد. مطابق رابطه (۱۰) تعداد پره‌ها به طور مستقیم در ضریب صلبیت وارد می‌شود. ضریب صلبیت در محاسبه ضریب پخش (رابطه ۱۱) و زوایای نصب و انحراف پره اثرگذار است. افت پروفیل ارائه شده [۷ و ۸]، به صورت تابعی از صلبیت، زاویه جریان ورودی و خروجی و ضخامت اندازه حرکت بوده که پارامتر آخر به شکل تابعی از ضریب پخش بیان شده است.

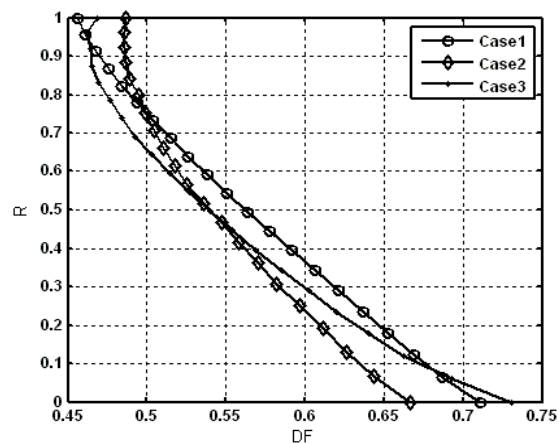
$$\sigma = \frac{C}{S} = \frac{C}{2\pi R/N} = \frac{C \times N}{2\pi R} \quad (10)$$

$$D^* = 1 - \frac{V_2 + \Delta V_0}{V_1 + 2V_1 \sigma} \quad (11)$$

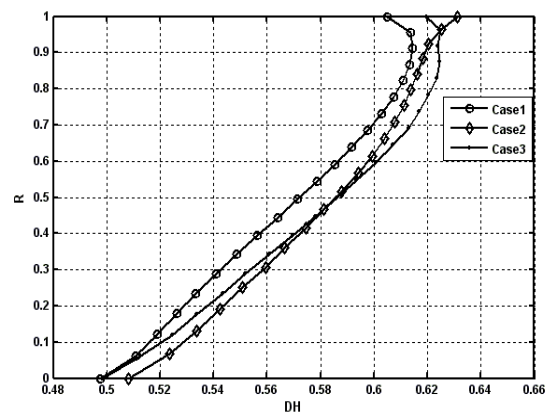
تغییر تعداد پره با تأثیر بر هر یک از پارامترهای ذکر شده منجر به تغییر نتایج نهایی طراحی خواهد شد.

در این قسمت با تغییر تعداد پره‌های فن و بررسی نتایج خروجی شامل راندمان، نسبت فشار و شکل هندسی پره‌ها، تعداد بهینه این کمیت جهت طراحی انتخاب می‌شود. تعداد بهینه پره علاوه بر افزایش کارایی می‌تواند موجب کاهش وقت و هزینه مصرفی در ساخت توربوماشین شود. ساخت تعداد بیشتر پره نسبت به مقدار بهینه، علاوه بر صرف وقت و هزینه زیاد، نتایج نامطلوبی را به دنبال خواهد داشت. بدین منظور تعداد پره‌های رتور طبقه اول در حالت‌های مختلف به ترتیب ۵، ۱۰، ۲۰، ۵۰ و ۱۰۰ در نظر گرفته می‌شود. در هر حالت پس از طراحی فن نتایج استخراج و سپس نتایج حاصل با یکدیگر مقایسه می‌شوند.

در جدول ۴، مقدار نسبت فشار و راندمان کل فن (محاسبه شده در برنامه) در حالت‌های مختلف مشاهده می‌شود. تأثیر تعداد پره‌ها بر روی نسبت ضریب پخش، ضریب صلبیت، زوایای پره در ورود و خروج و افت پروفیل در شکل ۲۷-۲۳ نشان داده شده است. بر اساس نتایج به دست آمده، مشاهده می‌شود که در بارگذاری یکسان، با افزایش تعداد پره، راندمان و نسبت فشار فن کاهش می‌یابد اما این تغییرات بسیار اندک است. با توجه به تغییرات ضریب پخش مشخص است که در تعداد پره ۵ و ۱۰ ضریب پخش بالا رفته و بنابراین عملکرد فن مطلوب نخواهد بود. با توجه به تغییرات افت فشار مشخص است که با افزایش تعداد پره، افت‌ها افزایش یافته‌اند که البته مطلوب



شکل (۲۱): توزیع ضریب پخش رتور طبقه اول فن در بارگذاری‌های مختلف.



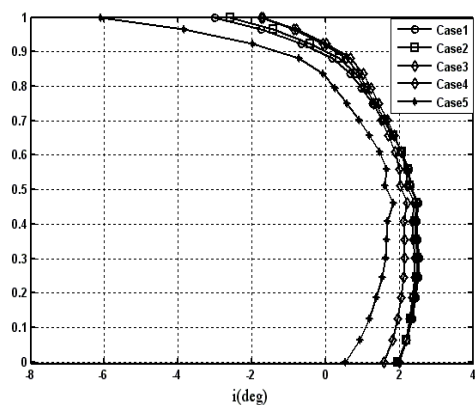
شکل (۲۲): توزیع عدد دی‌هالر رتور طبقه اول فن در جهت شعاعی.

مقادیر نسبت فشار متوسط و همچنین راندمان در بارگذاری‌های مختلف در جدول ۳ ارائه شده است. همان‌طور که مشخص است بارگذاری حالت دوم منجر به افزایش راندمان و نسبت فشار فن نسبت به دو حالت دیگر شده است.

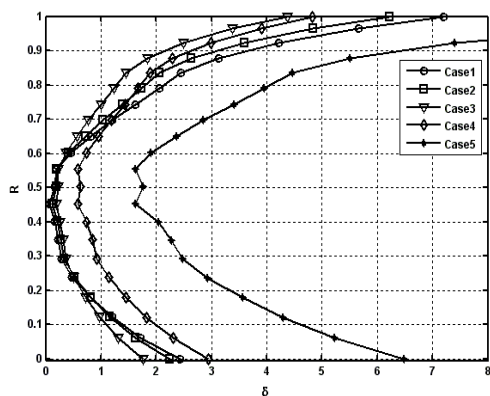
جدول (۳): مقدار راندمان و نسبت فشار فن در بارگذاری‌های مختلف.

حالت	۱	۲	۳
نسبت فشار	۳/۱۷	۳/۳۹	۳/۲۶
راندمان (%)	۹۲/۹۵	۹۳/۱۲	۹۲/۹۸

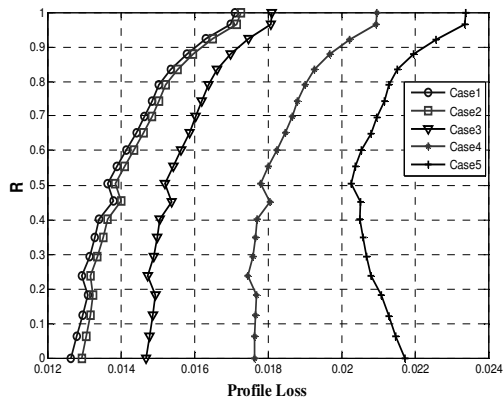
بارگذاری مناسب موجب افزایش راندمان، نسبت فشار بالاتر و نتایج مطلوب‌تری می‌شود. این موضوع در نتایج ارائه شده مشخص شده است. بارگذاری حالت (۲) منجر به راندمان بالاتر، ضریب پخش بهتر، زوایای نصب و انحراف پایین‌تر پره‌ها در



شکل (۲۵): توزیع زاویه برخورد روتور طبقه اول فن در جهت شعاعی.

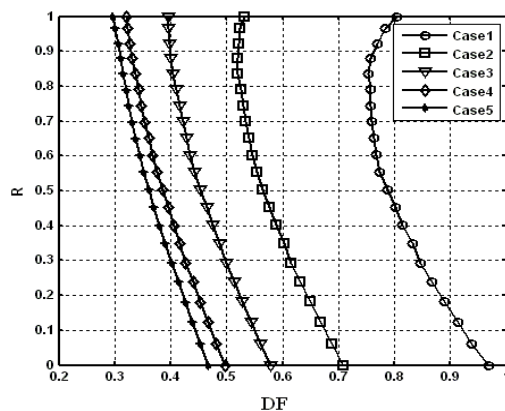


شکل (۲۶): توزیع زاویه انحراف روتور طبقه اول فن در جهت شعاعی.

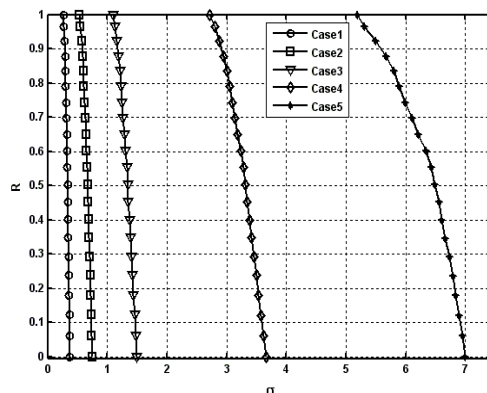


شکل (۲۷): توزیع افت پروفیل روتور طبقه اول فن در جهت شعاعی.

نمی‌باشد. همچنین با افزایش تعداد پره زوایای نصب و انحراف پره افزایش یافته که از لحاظ آیرودینامیکی مطلوب نیست. با توجه به مطالب ذکر شده، مشخص می‌شود که فن با تعداد پره ۵ و ۱۰ از نظر ضریب پخش مناسب نمی‌باشند. همچنین فن با تعداد پره ۱۰۰ نیز از لحاظ زوایای پره نامناسب است. بین دو حالت ۲۰ و ۵۰ راندمان و نسبت فشار حالت اول بیشتر است. همچنین از لحاظ زوایای پره، فن با ۲۰ پره شرایط بهتری دارد. اضافه بر اینکه از لحاظ اقتصادی و صرف وقت و هزینه نیز فن با ۲۰ پره مناسب‌تر است. بنابراین با توجه به مجموع شرایط حالت بهینه، تعداد پره برای رتور طبقه اول معادل ۲۰ پره در نظر گرفته می‌شود.



شکل (۲۳): توزیع ضریب پخش روتور طبقه اول فن در جهت شعاعی.



شکل (۲۴): توزیع ضریب صلبیت روتور طبقه اول فن در جهت شعاعی.

بنابراین، می‌بایست حالتی بین دو حالت مذکور انتخاب شود که هر دو جنبه را تأمین نماید. در این نمونه تعداد پره ۲۰ نسبت به سایر گزینه‌ها نتایج بهتری را نشان می‌دهد.

۹- مراجع

- Smith, L.H. "The Radial Equilibrium Equation of Turbomachinery", Trans. ASME J. Eng. for Power, Vol. 88, No. 1, pp. 1-12, 1966.
- Hirsch, C. and Denton, J.D. "Through-Flow Calculations in Axial Turbomachines", AGARD Advisory Report, AGARD-AR-175, No. 175, pp. 141-145, 1981.
- Pachidis, V. "Prediction of Engine Performance under Compressor Inlet Flow Distortion, Using Streamline Curvature", J. Eng. for Gas Turbines and Power, Vol. 129, No. 1, pp. 97-103, 2007.
- Wu, C.H. "A General Through-Flow Theory of Flow in Subsonic and Supersonic Turbomachines of Axial-Mixed-Flow Types", NASA Report, No. TN2604, 1952.
- Hearsey, R.M. "Practical Compressor Aerodynamic Design", Advanced Topics in Turbomachinery Technology", Principal Lecture Series, No. 2, Concepts ETI, 1986.
- Lakshminarayana, B. "Fluid Dynamics and Heat Transfer of Turbomachinery", John Wiley & Sons, New York, 1996.
- Koch, C.C. and Smith, L.H. "Loss Sources and Magnitudes in Axial Flow Compressors", Transactions of the ASME, J. Eng. for Power, Ser. A, Vol. 98, pp. 411-424, 1976.
- Storer, J.A. and Cumpsty, N.A. "An Approximation Analysis and Prediction Method for Tip Clearance Loss in Axial Compressors", Transaction of ASME, Vol. 116, No. 2, pp. 648-656, 1994.
- Urasek, D.C., William, T.G., and Cunnam, W.S. "Performance of a Two-stage Fan Having Low Aspect Ratio First Stage Rotor Blading", NASA Technical, NASA TP-1493; AVRADCOM TR 78-49, 1979.
- Cumpsty, N.A. "Compressor Aerodynamics", John Wiley & Sons, New York, 1989.

جدول (۴): مقدار راندمان و نسبت فشار فن در

حالات‌های مختلف.

حالت	۱	۲	۳	۴	۵
تعداد پره	۵	۱۰	۲۰	۵۰	۱۰۰
نسبت فشار (%)	۲/۸۱	۲/۸۰	۲/۷۹	۲/۷۸	۲/۷۶
راندمان	۹۲/۴۷۶	۹۲/۳۴۳	۹۲/۰۲۴	۹۱/۳۶۶	۹۰/۶۸۱

۸- نتیجه‌گیری

در این مقاله طراحی مجموعه فن و کمپرسور محوری موتور توربوفن با نسبت کنارگذر یک به روش انحنا خطوط جریان صورت گرفت. مقایسه نتایج طراحی صورت گرفته با نتایج ارائه شده در مقاله نشان از دقت این روش در طراحی فن، محاسبه افت‌ها و استخراج شکل پره دارد که بیشینه خطایی در حدود ۱۰٪ برای سرعت‌های نصف‌النهاری را ارائه می‌دهد.

بررسی اثر بارگذاری پره نشان می‌دهد که شکل هندسی پره‌ها با تغییر توزیع شعاعی بار آیرودینامیکی تغییر می‌کند. در این نمونه توزیع سهموی (افزاینده از پایه تا نوک) بارگذاری موجب افزایش راندمان (حدود ۲ درصد)، نسبت فشار (حدود ۵ درصد) و کاهش افت‌های موجود می‌شود. بنابراین، بارگذاری آیرودینامیکی از پارامترهای کلیدی در طراحی توربومشین است که تغییر شعاعی مطلوب آن می‌تواند منجر به نتایج بهتر و شکل هندسی مطلوب‌تر شود. همچنین بررسی اثر تغییر تعداد پره نشان از آن دارد که تغییر این پارامتر بر میزان افت‌های موجود، نسبت فشار و راندمان تأثیر می‌گذارد. زوایای برخورد و انحراف با افزایش تعداد پره افزایش می‌یابد که مطلوب نبوده و ممکن است منجر به بروز ناپایداری در کمپرسور شود. علاوه بر آن، تعداد پره‌های بیشتر، هزینه ساخت بیشتری را تحمیل می‌کند. همچنین هر چه تعداد پره کمتر شود مقدار ضریب پخش به عنوان پارامتر اثرگذار در طراحی زیاد می‌شود.