http://mjmec.ir

مجله علمی پژوهشی
مهندسی مکانیک مدرس
خرداد ۱۳۹۲، دوره ۱۳ شماره ۳ ص‌ص ۷۶-۹۲

مقاله پژوهشی کامل
تاریخ دریافت ۹۱/۵/۱
تاریخ پذیرش ۹۱/۸/۲۱
ارائه در سایت ۹۱/۱۲/۳۰

طراحی سه‌بعدی آیرودینامیکی ایمپلر توربین شعاعی به روش طراحی مستقیم

علیرضا مستوفی‌زاده[1*]، سید محمد رضا افقری[2]

۱- استادیار گروه مهندسی مکانیک و هوافضا، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، اصفهان
۲- کارشناس ارشد مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، اصفهان
* اصفهان (شاهین شهر)، کد پستی ۸۱۹۹۷۶۷۹۴۱، armostofizadeh@mut-es.ac.ir

چکیده- در این تحقیق طراحی آیرودینامیکی ایمپلر توربین جریان شعاعی با استفاده از روش مستقیم در دو مرحله طراحی یک‌بعدی و سه‌بعدی انجام شده و با روشی جدید، هندسه سه‌بعدی پره بدون بکارگیری نرم‌افزارهای تولید هندسه و تنها با استفاده از کد نوشته شده بدست آمده است. علاوه بر این با استفاده از این کد می‌توان کلیه خواص جریان را در نقاط مختلف پره بررسی کرد. روش‌های جدیدی که در این طراحی استفاده شده باعث صرف زمان و هزینه کمتر و دقت بالاتر نسبت به روش‌های مستقیم گذشته شده است. در بخش اول، طراحی یک‌بعدی انجام شده است. ورودی‌های این طراحی شامل دما و فشار سکون ورودی، دبی جرمی و نسبت فشار توربین می‌باشد. در این طراحی هدف بدست آوردن هندسه پره‌ای با نسبت ابعاد ورودی و خروجی مطابق با مقادیر ایده‌ال پیشنهادی از آزمایش‌های تجربی است. روش انجام این طراحی، همگرایی در بازده ایمپلر می‌باشد. در بخش دوم این تحقیق طراحی سه‌بعدی به روشی جدید که شامل طراحی مقدماتی و جزئیات می‌باشد، انجام شده است. در جهت صحه‌گذاری نتایج طراحی یک‌بعدی از نتایج آزمایشگاهی و برای طراحی سه‌بعدی از تحلیل عددی استفاده شده است. در تمام این مراحل، تطابق بسیار خوبی بین نتایج مشاهده می‌شود.

کلیدواژگان: توربین جریان شعاعی، ایمپلر، طراحی آیرودینامیکی، طراحی پره.

Three-Dimensional aerodynamic design of a radial in-flow turbine impeller by direct design method

A.R. Mostofizadeh[1*], M.R. Afghari[2]

1- Assis. Prof., Mech. Eng., Maleke Ashtar Univ. of Tech., Esfahan, Iran
2- MSc. Graduate of Mech. Eng., Maleke Ashtar Univ. of Tech., Esfahan, Iran
* P. O. B. 8199767941, Esfahan, Iran. armostofizadeh@mut-es.ac.ir

Abstract- In this research, the aerodynamic design of a radial inflow turbine impeller is carried out using a direct design Method. This new method consists of 2 steps; one dimensional design and three dimensional design. In this design, the blade 3D geometry is obtained with new method. Moreover flow properties in various blade points can be investigated. The advantages this method in comparison with previous other method is less time & cost consuming and more accuracy. At the first step of the aerodynamic design, 1D design is done. This program's inputs consists of; stagnation temperature, stagnation pressure, mass flow rate and pressure ratio. The goal of 1-d design is to obtain according to optimum experimental data. This procedure based on impeller efficiency convergence. At the second part of this research, by developing a novel design method, the 3D profiles of blade and impellers will be obtained. To validate of one dimensional design results, experimental results and for three dimensional designs, Computational fluid dynamic (CFD) analysis is used. In all this steps, good agreement is observed.

Keywords: Radial Inflow Turbine, Impeller, Aerodynamic Design, Blade Design.

۱- مقدمه

توربین‌های جریان شعاعی کاربرد وسیعی در توربوشارژرها، واحدهای تولید توان کمکی، سیستم‌های سرمایش هواپیماها و توربین‌های گازی صنعتی کوچک دارند.

با توجه به اینکه اصلی‌ترین جزء خنک‌سازی سیستم تهویه مطبوع هواپیما، یک توربین جریان شعاعی است، بنابراین دستیابی به دانش فنی طراحی و تحلیل توربین‌های جریان شعاعی با عملکرد بالا نیازی ضروری برای صنعت هوایی است. هدف از کار حاضر طراحی مهمترین قسمت این توربین‌ها یعنی ایمپلر آن می‌باشد.

به طور کلی پره‌های ایمپلر را می‌توان به دو روش مستقیم یا معکوس طراحی نمود. در روش مستقیم طراح پس از طراحی پره، هندسه را وارد برنامه‌های تحلیل جریان سیال کرده و عملکرد پره را بدست می‌آورد. سپس تا زمانی که عملکرد مطلوبی بدست آید، هندسه پره بهینه‌سازی می‌شود. در حالی که در روش معکوس، طراح معمولاً از یک شکل اولیه پره و یک عملکرد اولیهٔ مطلوب شروع کرده و پس از تحلیل جریان توسط نرم‌افزارهای مربوطه، اصلاحات عملکرد مطلوب را اعمال می‌کند. در نتیجه شکل و عملکرد جدیدی پدید می‌آید که تا حد ممکن به عملکرد مطلوب اولیه نزدیک می‌شود.

در سال ۱۹۷۶، والاس و همکارانش از یک آنالیز یک‌بعدی به همراه مدل‌های تجربی افت استفاده کردند تا ابعاد اصلی روتور را بدست بیاورند [۱]. مطالعات بر روی روش آنالیز طراحی یک‌بعدی توسط مؤلفان دیگری از قبیل خوون کیو و همکاران [۲]، ویتفیلد و باینس [۳] و ایبید [۴]، نیز ارائه شدند. اسپنس و همکاران در سال ۱۹۹۷، به صورت آزمایشگاهی، افت‌های برخورد را در یک روتور توربین جریان شعاعی بررسی کردند [۵]. آنها روابط بین مقدار افت و زاویه برخورد در ورودی روتور را ترسیم کردند. علت اصلی افت راندمان در شرایط خارج از طرح، انحراف زاویه برخورد از زاویه بهینه می‌باشد. به عنوان نتیجه این تحلیل، استفاده از زوایای برخورد منفی به عنوان زاویه برخورد بهینه تأیید شد. در سال ۲۰۰۵، باینس روش یکپارچه‌ای را برای طراحی توربین‌های شعاعی ارائه کرد [۶]. روشی که وی ارائه نمود، بدین صورت بود که طراح در ابتدا مقادیر ضریب بارگذاری طبقه و ضریب جریان را در یک بازه مطلوب انتخاب می‌کند. با انتخاب‌های پی در پی این پارامترها، نقطه طرح برای حالت بهترین راندمان بدست می‌آید. او برای طراحی از روش‌های دینامیک سیالات محاسباتی[1] نیز استفاده کرد. او عقیده داشت که با استفاده از این تحلیل، حتی با شبکه محاسباتی ضعیف، می‌توان ویژگی‌های جریان درون روتور را پیش‌بینی کرد.

زنگنه [۷]، در سال ۱۹۹۱، از روشی معکوس برای طراحی ایمپلر استفاده کرد. بدین صورت که با تعیین نوع توزیع پارامتر مؤلفه جانبی سرعت متوسط در طول ایمپلر توسط نرم‌افزارهای تحلیل جریان و با حل معادلات سه‌بعدی جریان تراکم‌پذیر مادون صوت، شکل سه‌بعدی پره بدست می‌آید. همچنین نیلی و همکاران [۸] در سال ۲۰۱۲، طراحی آیرودینامیکی کمپرسور گریز از مرکزی را به روش طراحی معکوس انجام داده‌اند. آنها در این تحقیق با ارائه یک روش طراحی معکوس به نام گلوله-اسپاین هندسه کمپرسور را در صفحه نصف النهاری در جهت افزایش راندمان و نسبت فشار اصلاح کرده‌اند. کراورو و همکاران [۹]، در سال ۲۰۰۴، یک روش طراحی مستقیم برای توربین‌های جریان شعاعی ارائه کردند که از یک قسمت طراحی یک‌بعدی تشکیل شده و در آن به منظور بهینه‌سازی از الگوریتم ژنتیک استفاده می‌شود. در کار انجام شده، هندسه سه بعدی ایمپلر با استفاده از طراحی یک بعدی بدست می‌آید. پس از حل معادلات جریان درون ایمپلر، تغییرات لازم در هندسه ایجاد می‌شود و معادلات جریان دوباره حل می‌شوند. این روند آنقدر تکرار می‌شود تا رژیم جریان مناسب درون ایمپلر برقرار شود. در روش آنها، نتایج حل یک‌بعدی به یک حلگر سه‌بعدی معادلات ناویراستوکس تراکم‌پذیر لزج در گذرگاه چرخان فرستاده می‌شود و توسط آن جریان در ایمپلر تحلیل می‌شود. هر دو روش مستقیم و معکوس معایب و محاسن نسبی دارند. در روش مستقیم طراح بر پارامترهای هندسی گوناگون کنترل مستقیم دارد و از الگوهای نامناسب، پیش از بررسی صرف‌نظر می‌شود. ولی برای دستیابی به این الگوی مناسب و هندسه سه‌بعدی پره، نیاز به نرم‌افزارهای تولید هندسه و تحلیل جریان پره می‌باشد. از طرفی در روش طراحی معکوس برای شروع طراحی نیاز به داده‌ها و فرضیات زیادی می‌باشد که این فرضیات باعث کاهش دقت حل می‌شود. همچنین برای کاهش تعداد تکرارها، نیاز است که از یک شکل پره که نزدیک به یک طرح مناسب باشد، استفاده شود.

1. CFD

در کار حاضر به منظور طراحی آیرودینامیکی به دلیل کنترل بر پارامترهای هندسی و جریان از روش طراحی مستقیم برای طراحی ایمپلر استفاده شده است. در این کار با استفاده از روشی نوین در این طراحی سعی شده است محدودیت‌ها و معایب طراحی مستقیم برطرف شود. از جمله مزیت‌های این روش نسبت به روش‌های مشابه می‌توان به طراحی یک‌بعدی با کمترین فرضیات و بدون انجام سعی و خطا در آنها که باعث تعداد تکرارهای کمتر و در نتیجه صرف زمان و هزینه کمتر خواهد شد، و همچنین توانایی رسم هندسه سه‌بعدی پره و بررسی خواص جریان در طول پره به روشی نوین به وسیله کد نوشته شده بدون نیاز به نرم‌افزارهای تولید هندسه و تحلیل جریان پره، اشاره کرد.

۱-۱- اجزاء توربین جریان شعاعی

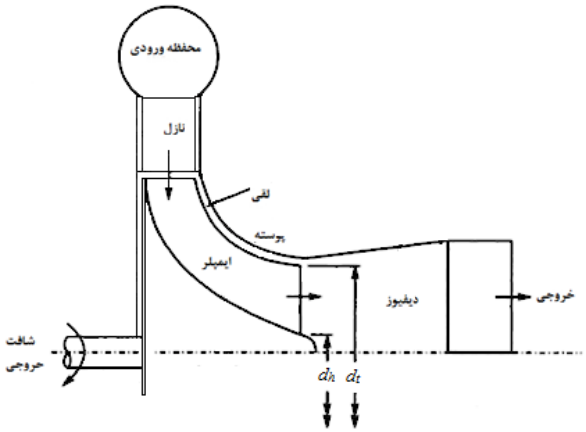
همان‌طور که در شکل ۱ دیده می‌شود اجزاء اصلی توربین‌های شعاعی عبارت است از: محفظه و نازل، ایمپلر (روتور)، دیفیوزر [۱۰]. ایمپلر منبع اصلی تلفات در توربین است و به عبارتی اصلی‌ترین قسمت توربین می‌باشد. انتقال انرژی از سیال به محور توربین در ایمپلر صورت می‌پذیرد. جریان در ایمپلر الگوی بسیار پیچیده، غیر دائمی، لزج، سه‌بعدی و تراکم پذیر دارد. همچنین هندسه آن بر بازده و دبی جرمی تأثیر می‌گذارد و از این رو طراحی ایمپلر (روتور)، مهمترین و پیچیده‌ترین قسمت طراحی توربین می‌باشد. شکل ۲ نشان دهنده مثلث‌های سرعت در ورود و خروج ایمپلر می‌باشند [۳].

۲- طراحی آیرودینامیکی

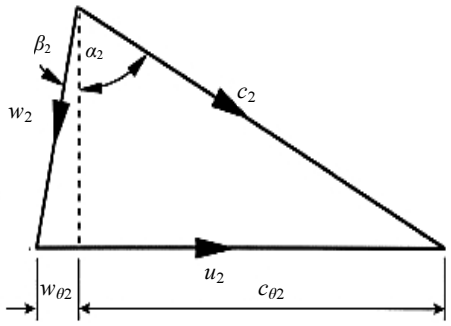
طراحی آیرودینامیکی به روش مستقیم و در دو مرحله طراحی یک‌بعدی و سه‌بعدی انجام شده است.

۲-۱- طراحی یک‌بعدی

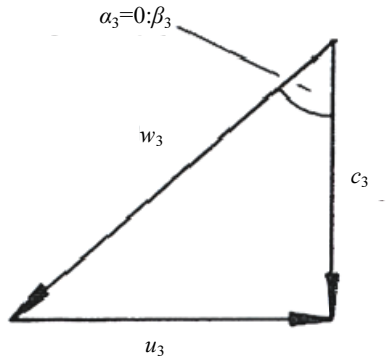
طراحی یک‌بعدی یکی از مهمترین و اساسی‌ترین مراحل طراحی توربوماشین‌ها می‌باشد که نه تنها در گذشته بلکه امروزه نیز در سطح گسترده‌ای برای تحلیل توربوماشین‌ها استفاده می‌شود. در اکثر طراحی‌های یک‌بعدی که تاکنون انجام شده است، فرضیات بسیاری در نظر گرفته می‌شود تا طراحی موردنظر انجام شود.



شکل ۱ اجزاء توربین جریان شعاعی



الف- ورودی ایمپلر



ب- خروجی ایمپلر

شکل ۲ دیاگرام سرعت در ورود و خروج ایمپلر

بدیهی است در نظر گرفتن چنین فرضیاتی دقت پیش‌بینی خصوصیات میدان جریان را از بین می‌برد. ولی در این مقاله با استفاده از روش نوینی سعی شده است که طراحی انجام شود که به کمترین داده‌های اولیه و فرضیات ممکن نیازمند باشد. در این روش با توجه به اینکه طراحی سه‌بعدی نیازمند محاسبات

هندسی و آیرودینامیکی خاص در نواحی ورود و خروج و به عبارتی طراحی یک‌بعدی آن می‌باشد، به همین دلیل کیفیت این طراحی تأثیر بسزایی در هندسه نهایی ایمپلر دارد. از این‌رو سعی شده است مبنای این طراحی بر پایه ابعاد هندسی ایمپلر و عوامل موثر بر عملکرد توربین قرار گیرد. به طور کلی پارامترهای اصلی طراحی که به وسیلهٔ طراح مشخص می‌شوند، $\dot{m}$، P_{01}، T_{01}، $\frac{P_{01}}{P_3}$، ν_s، η_s و n_s می‌باشند که چهار پارامتر اولی خواص ترمودینامیکی مسأله هستند و با توجه به شرایط عملکردی، از معلومات مسأله می‌باشند ولی در موارد ν_s، η_s و n_s استثنا وجود دارد. انتخاب ν_s و n_s، به شدت بر روی مقدار η_s که مشخص‌کنندهٔ عملکرد طبقه می‌باشد، اثر می‌گذارد [۱۱،۳].

در ادامه به بعضی از اساسی‌ترین مشخصه‌هایی که می‌توان برای طراحی یک توربین جریان شعاعی با قدرت خروجی مطلوب در نظر گرفت، اشاره شده است [۳].

- نسبت قدرت[1] (s_w)

نسبت قدرت شکل بی‌بعد شده‌ای از قدرت توربین می‌باشد و یکی از راه‌های بدست آوردن آن، معلوم بودن دبی جرمی و دمای سکون ورودی جریان و قدرت مورد نیاز توربین می‌باشد که در رابطه (۱) نشان داده شده است.

$$s_w = \frac{\dot{W}}{\dot{m} h_{o1}} = 1 - \frac{T_{o3}}{T_{o1}} \qquad (۱)$$

روش دیگر محاسبه آن به وسیله معلوم بودن نسبت فشار طبقه توربین مطابق با رابطه (۲) می‌باشد.

$$S_w = \eta_s \times \left(1 - \frac{1}{\left(\frac{P_{01}}{P_3}\right)^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}}}\right) \qquad (۲)$$

در شرایطی که هیچ کدام از این معلومات در اختیار نباشد، باید این ضریب در ابتدا تخمین زده شود (مقادیر بین ۰/۱۵ تا ۰/۲۵) و در نهایت و در طول انجام طراحی، مقدار آن محاسبه شود. انتخاب ضریب نسبت قدرت، سبب تعیین سرعت لازم دلخواه پره می‌شود.

با توجه به اینکه سرعت پره به وسیله سرعت دورانی و همچنین محدودیت‌های ترمودینامیکی محدود می‌شود، از این رو باید همواره بین نسبت قدرت و سرعت پره، توافق و مصالحه انجام شده و از روش تکرار استفاده شود [۳].

- زاویه برخورد

معمولاً سیال با یک زاویهٔ غیر صفر وارد ایمپلر می‌شود. اما نتایج آزمایش نشان می‌دهند که در فاصلهٔ کوتاهی پس از ورود به ایمپلر، جریان تا حد بسیار خوبی از هندسهٔ ایمپلر تبعیت می‌کند. از طرفی هنگامی که جریان وارد ایمپلر می‌شود، در صورتی که زاویهٔ برخورد با زاویهٔ بهینه متفاوت باشد، تلفات قابل ملاحظه‌ای در ناحیه کوچک ورودی ایمپلر موسوم به ناحیه برخورد اتفاق می‌افتد.

تحقیقات نشان می‌دهد بهترین بازده در زمانی که جریان دقیقاً مماس بر پره می‌باشد، اتفاق نمی‌افتد. این بازده بیشینه در زوایای منفی برخورد اتفاق می‌افتد. مقدار این زاویه تابع شرایط دینامیکی جریان در ورودی ایمپلر و پارامترهای هندسی و بطور قابل ملاحظه‌ای تعداد پره می‌باشد. این زاویه تأثیر بسیاری بر طراحی مناسب دارد ولی متأسفانه تعیین مقدار دقیق آن مشکل است. بنابراین برای زاویه برخورد بهینه پیشنهادهای مختلفی از طریق تجربه و نتایج آزمایشگاهی توسط دانشمندان ارائه شده است که اغلب این پیشنهادها در بازه مقادیر بین ۲۰- و ۴۰- هستند [۳].

یکی دیگر از روش‌هایی که برای بدست آوردن زاویه برخورد ارائه شده است، براساس گردابه در ورودی ایمپلر می‌باشد. این گردابه در قسمت ورودی ایمپلر جریان را از سمت فشاری به سمت مکشی می‌برد. بنابراین در حالتی، جریان به صورت یکنواخت وارد ایمپلر می‌شود که زاویه برخورد منفی باشد. روش مذکور بسیار شبیه به روش محاسبهٔ ضریب لغزش در کمپرسورها می‌باشد. در نتیجه از رابطهٔ ضریب لغزش استانیتز برای این منظور استفاده می‌شود [۱۲]:

$$\mu = \frac{C_{\theta 2}}{u_2} \qquad (۳)$$

با توجه به این که فیزیک جریان در ورودی توربین با خروجی کمپرسور متفاوت است، لذا دلیل معقولی برای استفاده از ضریب لغزش کمپرسور برای محاسبه زاویه برخورد توربین وجود ندارد مگر اینکه مقادیر حاصل از این رابطه شباهت زیادی با مقادیر محاسبه شده آزمایشگاهی داشته باشد [۵]. روش دیگر محاسبه زاویه برخورد که توسط چن و بینز (۱۹۹۴)، ارائه شده است، بر اساس تلفات درون پره‌های ایمپلر صورت گرفته است. بر این اساس ضریب لغزش برای توربین‌های جریان

1. Power Ratio

شعاعی به صورت رابطه (۴) بدست می‌آید [۱۲].

$$\mu = 1 - \frac{2\sin\left(\frac{\pi}{Z}\right)}{\pi\left[1+\sin\left(\frac{\pi}{Z}\right)\right]} \quad (۴)$$

گفته می‌شود که رابطه (۴) با نتایج تجربی تطابق بهتری دارد [۱۲]. پس از محاسبه ضریب لغزش از یکی از روابط بالا، زاویه برخورد بهینه به صورت رابطه (۵) بدست می‌آید.

$$\beta_{2\text{opt}} = \arctan\left[\frac{\mu-1}{\mu}\tan\alpha_2\right] \quad (۵)$$

رابطه (۶) یکی از بهترین روابطی است که تأثیر کل ایمپلر و تعداد پره‌های آن را بر زاویه برخورد لحاظ می‌کند. این رابطه توسط ویتفیلد، برای محاسبه زاویه برخورد ارائه شده است. بر طبق این رابطه برای توربین‌های جریان شعاعی بین ۱۲ تا ۲۰ پره، این زاویه بین ۲۵ تا ۳۳ قرار دارد که تطابق بسیار زیادی با گزارش‌های آزمایشگاهی و تجربی دارد [۳].

$$\cos\beta_2 = 1 - \frac{0.63\pi}{Z} \quad (۶)$$

- انتخاب پره

بر اساس تئوری جامیسون در شرایط طرح تعداد حداقل پره‌ها برابر است با:

$$Z_{min} = 2\pi\cot\alpha_2 \quad (۷)$$

معادله جامیسون حداقل تعداد پره‌های لازم برای جلوگیری از جریان برگشتی را به خصوص در زوایای بزرگ جریان خروجی استاتور زیاد نشان می‌دهد. در حقیقت رسیدن به تعداد پره زیاد بسیار مشکل است. بخصوص برای ایمپلرهای کوچک این مطلب بیشتر نمایان است، زیرا انسداد جریان بیش از حد اندازه می‌شود و در خروجی ایمپلر انباشتگی زیاد پره‌ها به وجود می‌آید و وزن و اینرسی ایمپلر بالا می‌رود. به علاوه تعداد پره زیاد، باعث افزایش سطح تماس و در نتیجه افت اصطکاکی زیاد می‌شود. ولی از سوی دیگر تعداد پره بیش از حد کم، باعث جدایش جریان می‌شود. بنابراین در تعداد پره باید مقدار بهینه‌ای بدست آید. به همین دلیل گلاسمن و ویتفیلد، روابط تجربی دیگری که تعداد پره کمتری را نسبت به رابطه (۷) نشان می‌دهد و کاربرد بیشتری نسبت به این رابطه دارند، را پیشنهاد داده‌اند. که این روابط به ترتیب در زیر آورده شده است [۳]:

$$Z = \frac{\pi}{30}(110-\alpha_2)\tan\alpha_2 \quad (۸)$$

$$Z = \frac{0.63\pi}{2\cos^2\alpha_2} \quad (۹)$$

- زاویه جریان نسبی خروجی

محدوده این زاویه بین ۵۵- تا ۷۵- می‌باشد. اگر عملکرد توربین به نحوی باشد که سرعت خروجی به طور مؤثر استفاده شود و دیفیوز شود (مثلاً از دیفیوزر استفاده شود)، این زاویه به مقادیر کوچک‌تر میل می‌کند که این باعث بزرگترشدن سرعت نصف‌النهاری که باید دیفیوز شود، خواهد شد و درنتیجه افت خروجی کاهش می‌یابد. ولی اگر امکان دیفیوژن کارآمد وجود نداشته باشد، برای کاهش افت، باید سرعت خروجی کاهش یابد که این کار با افزایش زاویه نسبی خروجی امکان‌پذیر هست [۳].

- نسبت سرعت‌های نسبی

این پارامتر نشانه انبساط انجام شده در ایمپلر می‌باشد و مقادیر بالاتر از یک از این نسبت مورد نیاز است. با فرض $C_{\theta 3}=0$ و در نظر گرفتن نسبت سرعت‌های نسبی، مثلث سرعت در خروج ساخته و رسم می‌شود و در نتیجه می‌توان نسبت شعاع‌ها را در ورود و خروج ایمپلر بدست آورد [۳].

- بازده توربین

از جمله نیازمندی‌هایی که به منظور کامل کردن طراحی یک‌بعدی وجود دارد، تعیین بازده توربین خواهد بود. برای تعیین بازده می‌توان در ابتدا با استفاده از مقادیر و نمودارهای تجربی، برای آن یک مقدار احتمالی تخمین زد و در نهایت با استفاده مناسب از مدل‌های افت، مقدار واقعی را محاسبه کرد [۳].

- نسبت شعاع پایه[1] به نوک[2] خروجی ونسبت شعاع نوک خروجی به شعاع ورودی

انتخاب نسبت‌های شعاع پایه به نوک خروجی و شعاع نوک خروجی به شعاع ورودی، بستگی زیادی به تعداد پره و محدودیت‌های تنش دارد. انتخاب نسبت شعاع نوک خروجی به شعاع ورودی (r_{s3}/r_2) باید به گونه‌ای باشد که بتوان ماکزیمم بازده ایمپلر را محاسبه کرد. مقدار بزرگ این نسبت باعث افزایش بلندی پره‌ها می‌شود که در نتیجه باعث یک دبی بزرگ و ایجاد تمرکز تنش در پایه می‌شود و از طرفی نسبت‌های کوچک باعث افزایش انحناء نوک می‌شود و در نتیجه باعث انحناء بیش از حد توربین شده و در نتیجه سیال نمی‌تواند در

1. Hub
2. Shroud

این مقطع کوچک ۹۰ درجه بچرخد و این باعث افزایش جریان‌های ثانویه و ایجاد پدیده جدایش خواهد شد. به همین دلیل بیشتر دانشمندان از جمله ویتفیلد پیشنهاد می‌کنند نسبت این شعاع از ۰/۷بیشتر نشود. بلج [۱۳] مقدار این نسبت را ۰/۷۸ پیشنهاد می‌دهد.)

هندسه خروجی نه تنها به نسبت r_{s3}/r_2 وابسته است بلکه به نسبت شعاع پایه به نوک خروجی (r_{h3}/r_{s3}) نیز بستگی دارد. برای انتخاب این نسبت نیز به تجربه و نتایج تست باید تکیه کرد. مقداری که برای این نسبت پیشنهاد می‌شود ۰/۴ می‌باشد. برای مقادیر کوچکتر از ۰/۴ سطح مقطع خروجی کاهش یافته و در نتیجه سرعت و افت انرژی جنبشی خروجی افزایش می‌یابد [۳].

۲-۱-۱- تلفات ایمپلر

ایمپلر توربین شعاعی بدون تردید مهمترین جزء این ماشین می‌باشد و اولین بخشی است که باید در نظر گرفته شود. به همین دلیل تلفات آن بیشترین سهم را در تلفات توربین دارد. روش محاسبه تلفات در ایمپلر به این صورت است که مقدار بی بعد شده آنتالپی سیال که بواسطه هر کدام از عوامل تلفات در روتور هدر می‌رود، جداگانه محاسبه شود [۳].

- **تلفات برخورد:** تلفات برخورد با وجود اینکه جزء تلفات روتور به حساب می‌آید، اما به دلیل ملاحظات مدل‌سازی به طور جداگانه مورد بررسی قرار می‌گیرد. این تلفات هنگامی به وجود می‌آید که زاویه برخورد جریان با زاویه برخورد بهینه متفاوت باشد. زاویه برخورد بهینه در حدود ۲۰- تا ۴۰- درجه است و در صورتی که زاویه برخورد جریان با زاویه برخورد بهینه متفاوت باشد باعث آشفتگی در الگوی جریان و جدایش آن درون ایمپلر می‌شود.

برای بدست آوردن تلفات برخورد دو مدل معروف وجود دارد؛ در مدل اول فرض می‌شود که در ناحیه برخورد تغییرات فشار وجود ندارد و فشار ورودی و فشار خروجی سیال با یکدیگر برابر می‌باشد. در مدل دوم که به مدل ناسا مشهور است و توسط فوترال و واسربر [۱۴] ارائه شده، فرض شده است که انرژی جنبشی مؤلفه سرعت سیال که در جهت عمود بر زاویه بهینه ورود سیال بر ایمپلر است، کاملاً تلف می‌شود. بنابراین تلفات برخورد در جمله تغییرات آنتالپی به شکل زیر خواهد بود:

$$\Delta q_{\mathrm{in}} = 0.5\left[\frac{w_2 \sin(|\beta_2 - \beta_{2\mathrm{opt}}|)}{u_2}\right]^2 \qquad (۱۰)$$

محققان دیگری روابط مختلفی برای محاسبه تلفات برخورد پیشنهاد داده‌اند که عمدتاً بر اساس یکی از دو مدل فوق بدست آمده است. چن و همکاران [۱۵] پیشنهاد کرده‌اند در صورتی که $|\beta_2 - \beta_{2\mathrm{opt}}| < \pi/4$ باشد، از رابطه ۱۰ استفاده شود و در غیر این صورت از رابطه (۱۱) استفاده شود.

$$\Delta q_{in} = 0.5\frac{({w_2}^2(0.5 + |\beta_2 - \beta_{2\mathrm{opt}}| - \frac{\pi}{4})}{{u_2}^2} \qquad (۱۱)$$

- **تلفات اصطکاکی:** این تلفات در اثر اصطکاک بین جریان و دیواره‌ها بوجود می‌آید.

- **تلفات در اثر انحنای مسیر:** در اثر انحنای مسیر جریان‌های ثانویه‌ای ایجاد می‌شود که تلفاتی را در بر خواهد داشت. بیشتر مواقع تلفات اصطکاکی و انحنای مسیر را توسط یک رابطه بدست می‌آورند و اثرات آنها را از هم جدا نمی‌کنند.

$$\Delta q_f = 4c_f\left(\frac{L_{\mathrm{h}}}{D_{\mathrm{h}}}\right)\left(\frac{\overline{w}^2}{2{u_2}^2}\right) \qquad (۱۲)$$

- **تلفات بارگذاری پره:** این تلفات حاصل جریان‌های ثانویه موجود در ایمپلر می‌باشد که در اثر چرخش ایمپلر و هندسه پیچیده آن به وجود می‌آید.

$$\Delta q_{bl} = \frac{2\left(\frac{c_{\theta 2}}{u_2}\right)^2}{Z\Delta z_{\mathrm{R}}} \qquad (۱۳)$$

- **تلفات نشتی:** این تلفات به دلیل نشت جریان از فاصله بین پره‌ها و پوسته از سمت فشاری به سمت مکشی پیش می‌آید.

$$\Delta q_{cl} = 0.4\left(\frac{e_{\mathrm{cl}}}{b_2}\right)\left(\frac{c_{\theta 2}}{u_2}\right)^2 \qquad (۱۴)$$

$$e_{cl} = \frac{0.008}{\left(\frac{b_2}{r_2}\right)} \qquad (۱۵)$$

- **تلفات خروجی:** این تلفات در خروجی ایمپلر اتفاق می‌افتد.

$$\Delta q_{ex} = 0.5\left(\frac{c_3}{u_2}\right)^2 \qquad (۱۶)$$

لازم به ذکر است که مبنای استخراج روابط بالا، آزمایش‌های تجربی می‌باشد [۳].

۲-۱-۲- الگوریتم طراحی یک‌بعدی

بدست آوردن هندسه پره‌ای که نسبت ابعاد ورودی و خروجی آن مقادیر ایده‌ال پیشنهادی از آزمایش‌های تجربی باشد، هدف

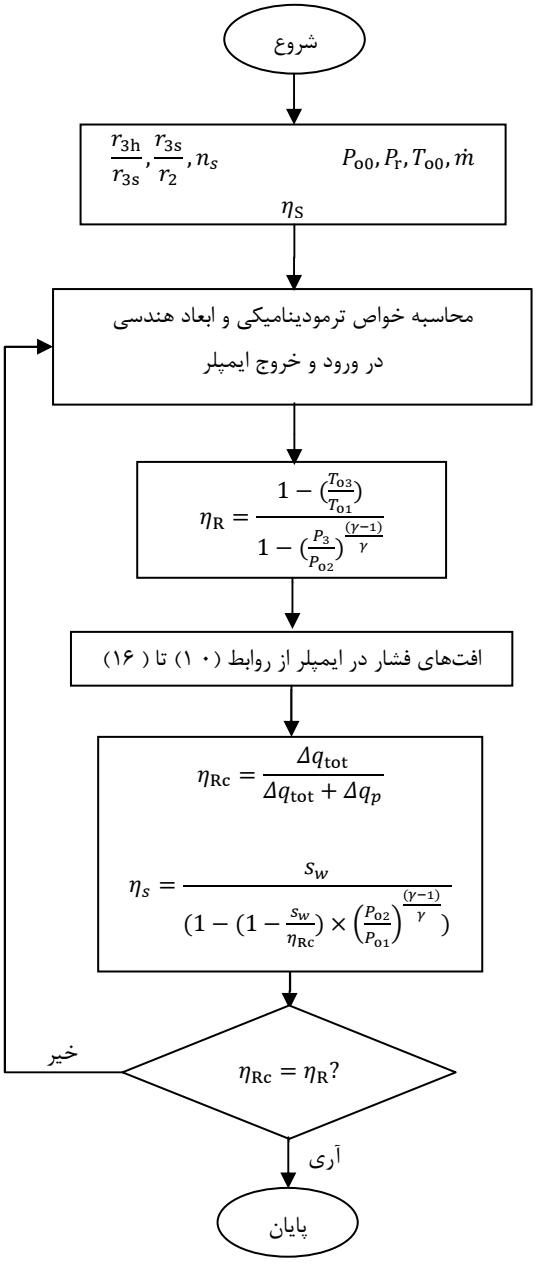
این طراحی است. بدین منظور از نسبت شعاع‌های ورود و خروج (نسبت شعاع پایه[1] به نوک[2] در خروجی و نسبت شعاع نوک در خروجی به شعاع ورودی که در مراجع مختلف مقادیر ایدهال آن اشاره شده و به ترتیب ۰/۴ و ۰/۷ می‌باشد [۳])، به همراه سرعت مخصوص، به عنوان فرضیات انتخابی و تحت کنترل طراح استفاده شده است. رعایت این نسبت‌ها باعث بدست آوردن پره‌ای با عملکرد بالا می‌شود. لازم به ذکر است که مقادیر فوق، مقادیر بهینه نسبت شعاع‌ها می‌باشد و در طراحی‌های مختلف با توجه به نیازمندی‌های طراحی و خواسته‌های طراح می‌تواند تغییرکند. از طرفی این فرضیات نیاز به سعی و خطا ندارد و تا آخر طراحی مقادیر آنها ثابت می‌باشد. همچنین داده‌های ورودی برای این طراحی شامل خواص ترمودینامیکی دبی، فشار ورودی و خروجی و دمای ورودی به توربین می‌باشد. شروع طراحی به تخمین اولیه‌ای برای بازده آیزنتروپیک نیازمند است که این تخمین بر اساس سرعت مخصوص انتخاب شده توسط طراح و با استفاده از نمودارهای نمونه‌ای عملکردی زده می‌شود و در پایان حلقه مقدار واقعی آن محاسبه می‌شود. الگوریتم طراحی یک‌بعدی انجام شده در شکل ۳ نشان داده شده است.

روش انجام طراحی، همگرایی در بازده ایمپلر می‌باشد. به عبارت دیگر در حلقه مربوط به این الگوریتم، بازده ایمپلر از دو رابطه، که یکی بدون در نظر گرفتن افت‌ها و دیگری با در نظر گرفتن آنها است، محاسبه می‌شود و این حلقه تا جایی تکرار خواهد شد که مقادیر این دو رابطه با یکدیگر برابر شوند. زیرا هدف این است که راندمان ایمپلر به راندمان ایدهال و آیزونتروپیک ایمپلر(راندمان بدون در نظر گرفتن افت‌ها) نزدیک شود. در این طراحی، اثرات لزجت توسط وارد کردن روابط افت در معادلات، در نظر گرفته شده است. تاثیر این افت‌ها در شکل هندسه پره لحاظ می‌شود و این هندسه آنقدر اصلاح می‌گردد تا راندمانی که با در نظر گرفتن افت ها است به راندمان ایده آل توربین نزدیک شود.

با توجه به اینکه ورودی‌های این طراحی همان خواص ترمودینامیکی معلوم در اکثر مسائل توربوماشین‌ها می‌باشد بنابراین کد نوشته شده دارای انعطاف‌پذیری بالایی برای طراحی کلیه توربین‌های شعاعی و با تغییراتی دیگر توربوماشین‌ها می‌باشد [۳].

۲-۲- طراحی سه‌بعدی

در این طراحی پره‌ها به وسیله ارتباط سطوح پره بر روی دو منحنی پایه و نوک با خطوط مستقیم[3] ساخته شده‌اند.



شکل ۳ الگوریتم طراحی یک‌بعدی

1. Hub
2. Shroud
3. Straight Line Element

این روش حل تقریب تفاضل محدود بسیار دقیقی را بدون بروز هیچگونه نقطه منفرد در مشتق‌گیری‌ها ایجاد می‌کند [۱۱].

در ابتدا هدف تعیین منحنی‌های پایه و نوک می‌باشد. برای رسم این منحنی‌ها از روشهای مختلفی می‌توان استفاده کرد. در کار حاضر از منحنی چند جمله ای بزیر[1] که یکی از دقیقترین این روش‌ها می‌باشد، استفاده شده است. علت استفاده از این روش دقت بالای رسم منحنی و انعطاف پذیری آن می‌باشد که در ادامه درباره این روش و بعضی از خصوصیات بارز این منحنی توضیح داده می‌شود.

منحنی چند جمله‌ای بزیر روشی برای تولید منحنی هموار[2] می‌باشد. این روش از یک سری نقاط برای رسم منحنی استفاده می‌کند. بر اساس این چند جمله‌ای، مکان هر نقطه بر روی منحنی از روابطی که در ادامه آورده شده، بدست می‌آید:

اگر $n+1$ نقطه مرجع[3]، از صفر تا n شماره‌گذاری شده باشد، مکان بردار نقطه مرجع k در یک سیستم مختصات کارتزین (x,y) به وسیله رابطه (۱۷) داده می‌شود:

$$\vec{P}_K = x_K\vec{i} + y_K\vec{j} \qquad (۱۷)$$

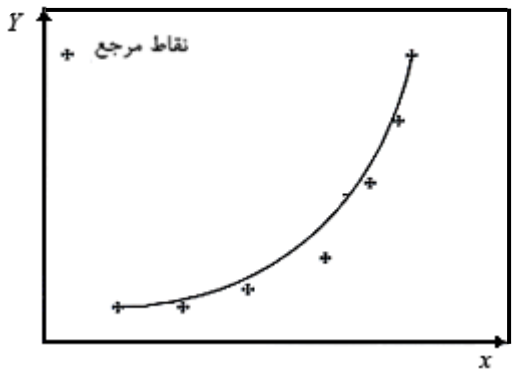
مکان بردار هر نقطه بر روی هر منحنی عبارت است از :

$$\vec{R}(U) = \sum_{k=0}^{n} \vec{P}_K B_k^n(U) \qquad (۱۸)$$

که پارامتر U از ۰ تا ۱ در طول منحنی متغیر است. همچنین چند جمله‌ای بزیر با رابطه (۱۹) تعریف می‌شود:

$$B_k^n = \binom{n}{k} U^k (1-U)^{(n-k)} \qquad (۱۹)$$

شکل ۴ یک منحنی چند جمله‌ای بزیر را نشان می‌دهد.



شکل ۴ منحنی چند جمله‌ای بزیر

1. Bezier Polynomial Curve
2. Smooth
3. Reference Point

بعضی از خصوصیات این منحنی در زیر اشاره شده است:

۱- حداقل از ۷ نقطه مرجع برای رسم این منحنی استفاده می‌شود و بنابراین حداقل دقت رسم منحنی به این روش از درجه ۶ می‌باشد.

۲- این منحنی از نقاط مرجع انتهایی می‌گذرد. (معمولاً از دیگر نقاط مرجع نمی‌گذرد.)

۳- شیب نقطه نهایی برابر است با شیب خطوط اتصال‌دهنده نقطه مرجع نهایی با نقطه مرجع مجاور آن.

۴- شعاع نقطه نهایی تنها به نقطه مرجع نهایی و دو نقطه مرجع مجاور آن وابسته است.

۵- نقاط مرجع میانی بر شکل منحنی تأثیرگذار می‌باشد. به‌طور کلی حرکت یک نقطه مرجع میانی، باعث حرکت منحنی در همان جهت ولی تنها در حدود یک سوم مقدار آن می‌شود [۱۱].

همان‌طور که اشاره شد برای استفاده از منحنی بزیر نیاز به نقاط مرجع بوده تا بتواند منحنی مورد نظر رسم شود. بدین منظور در ابتدا نیاز به طراحی اولیه و مقدماتی از پروفایل پایه و نوک بوده تا بتوان نقاط مرجع موردنظر برای طراحی نهایی این پروفایل‌ها را بدست آورد.

۲-۲-۱- طراحی مقدماتی هندسه نصف‌النهاری

- هندسه نصف‌النهاری پایه

در طرح‌ریزی منحنی پایه، برای حداقل‌کردن اثرات انحناء گذرگاه باید از بزرگترین منحنی دایره‌ای ممکن که با اندازه‌های هندسی بدست آمده، در طراحی یک‌بعدی در ورود و خروج ایمپلر سازگاری دارد، استفاده کرد. بنابراین برای شعاع انحناء (R_c) این منحنی دایره‌ای، از مقداری که در طراحی یک‌بعدی بدست آمده است، استفاده می‌شود. شکل ۵ این منحنی را نشان می‌دهد [۱۱].

- هندسه نصف‌النهاری نوک

در طرح‌ریزی منحنی نوک از روابط زیر استفاده می‌شود:

$$r = r_{s3} + (r_2 - r_{s3})\xi^n \qquad (۲۰)$$

$$\xi = (z - z_3)/(\Delta z_R - b_2) \qquad (۲۱)$$

با توجه به شکل ۶، منحنی ساخته شده برای نوک زمانی مناسب و قابل قبول می‌باشد، که خطوط شبه نرمال[4] میانی بین

4. Quasi Normal

دو منحنی یعنی که ارتباط بین دو نقطه میانه در طول این صفحات شبه نرمال نیاز به محاسبه مقادیر m بر روی هر منحنی می‌باشد. بنابراین مختصات مقادیر m برروی هر منحنی با استفاده از میان‌یابی عددی[1] توسط رابطه زیر بدست می‌آید [۱۱]:

$$m_i = \int_1^i \sqrt{\left(\frac{\partial z}{\partial i}\right)^2 + \left(\frac{\partial r}{\partial i}\right)^2}\, di \qquad (۲۲)$$

۲-۲-۲- طراحی مقدماتی زوایای خط انحنا

- زوایای خط انحناء منحنی پایه

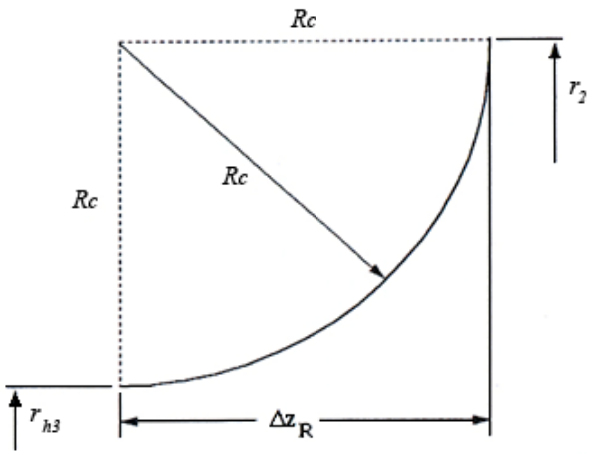
با استفاده از تقریب چند جمله‌ای و به کمک روابط زیر زوایای خط انحنا در پایه بدست می‌آید [۱۱].

$$\theta_{\mathrm{h}}(m) = Am + Bm^3 + Cm^4 \qquad (۲۳)$$

$$\tan\beta = r\frac{\partial\theta}{\partial m} \qquad (۲۴)$$

همان‌طور که در روابط بالا مشاهده می‌شود درجه چند جمله‌ای‌های استفاده شده برای پروفایل، درجه ۴ است که این دقت بالا با توجه به استفاده از مختصات نقاط آنها به عنوان نقاط مرجع در رسم منحنی‌های نهایی به روش بزیر، بسیار حائز اهمیت است.

ضرایب A,B,C معادله با استفاده از عملیات جبری و با توجه به زوایای پره در نقاط انتهایی آن، و همچنین صفر قرار دادن مشتقات اول و دوم معادلات بالا در نقاط انتهایی بدست می‌آید. همچنین فرض می‌شود، زاویه پره در ورود و C_m در خروجی ایمپلر، از پایه تا نوک ثابت است.



شکل ۵ ساختار منحنی پایه

- زوایای خط انحناء منحنی نوک

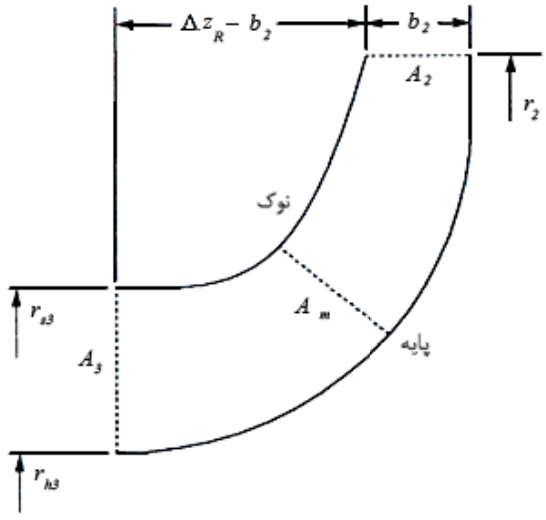
با استفاده از تقریب چند جمله‌ای و به کمک روابط (۲۴) و (۲۵) زوایای خط انحنا درنوک بدست می‌آید [۱۱].

$$\theta_{\mathrm{s}}(m) = Dm + Em^2 + Fm^3 \qquad (۲۵)$$

ضرایب D,E,F همانند ضرایب معادله (۲۳) بدست می‌آیند. حال با استفاده از مختصات ۷ نقطه از هر یک از این منحنی‌ها، به عنوان نقاط مرجع، توسط چند جمله‌ای بزیر که قبلاً توضیح داده شد، پروفایل‌های نهایی پایه و نوک در صفحه نصف النهاری و صفحه مربوط به خط انحنا رسم می‌شود.

۲-۲-۳- ایجاد ساختار شبکه‌بندی شده

در این مرحله هدف ایجاد یک ساختار شبکه‌بندی شده در صفحه نصف النهاری با در نظر گرفتن خطوط مستقیم الخط بین منحنی‌های پایه و نوک می‌باشد. بنابراین هر چه منحنی‌های بدست آمده برای پایه و نوک مناسب‌تر باشد، هندسه نصف‌النهاری و شبکه خطوط جریان‌ها، بهتر خواهند بود. در ابتدا لازم است که خطوط شبه نرمال مستقیم‌الخط، به طور مناسب ایجاد شوند و سپس خطوط جریان‌ها برای شکل دادن یک ساختار شبکه‌بندی شده در صفحه نصف‌النهاری مطابق با شکل ۷ اضافه می‌شوند [۱۱].



شکل ۶ ساختار منحنی پایه و نوک در صفحه نصف النهاری

سطوح نصف‌النهاری تعریف شده شامل کسر ثابتی از مساحت کل حلقه، بین هر سطح و منحنی پایه می‌باشد. روابط استفاده

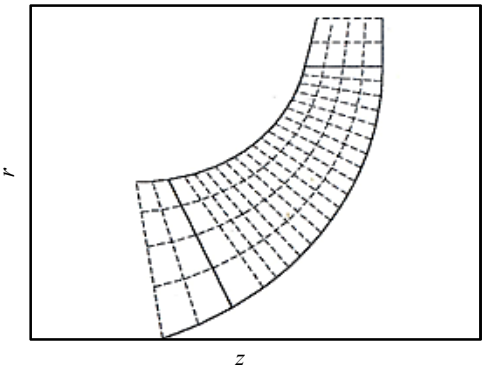
1.Numerical Interpolation

شده برای ایجاد چنین ساختاری در زیر آورده شده است [۱۱]:

$$x_c = f(x_{ch}, x_{cs}, \xi) \quad (۲۶)$$

$$y_c = f(y_{ch}, y_{cs}, \xi) \quad (۲۷)$$

$$z_c = f(z_{ch}, z_{cs}, \xi) \quad (۲۸)$$



شکل ۷ ساختار شبکه‌بندی شده صفحه نصف‌النهاری

ζ فاصله بی‌بعد شده از پایه تا نوک می‌باشد و مقدار آن بین صفر تا یک خواهد بود.

در ادامه زوایای خط انحنا برای تمام نقاط خطوط جریان‌های رسم شده توسط روابط زیر تعیین می‌شود [۱۱]:

$$\tan\theta_c = \frac{x_c}{y_c} \quad (۲۹)$$

$$\tan\beta_c = r_c \frac{\partial\theta_c}{\partial m_c} \quad (۳۰)$$

در نهایت با ترکیب هندسه بدست آمده در صفحات نصف‌النهاری و انحنا پره، هندسه سه‌بعدی پره در مختصات استوانه‌ای رسم می‌شود.

۲-۲-۴- ضخامت نهایی پره

طراحی پره‌های توربین شعاعی به نحوی صورت می‌گیرد که عموماً پره در نزدیکی خروجی باریک‌تر شود.

ضخامت پره در جهت عمود به سطح انحناء تعریف می‌شود. برای تعیین جهت عمود، بردار یکه S مماس بر انحناء در صفحه نصف‌النهاری و بردار یکه B در جهت خط مستقیم‌الخط L تعریف می‌شود. تقاطع این دو بردار یکه، بردار یکه T را عمود بر سطح انحناء تولید می‌کند. روابط ایجاد چنین ضخامتی در زیر آورده شده است [۱۱]:

$$\vec{S} = S_x\vec{\imath} + S_y\vec{\jmath} + S_z\vec{k} \quad (۳۱)$$

$$\vec{B} = B_x\vec{\imath} + B_y\vec{\jmath} + B_z\vec{k} \quad (۳۲)$$

$$\vec{T} = \vec{S} \times \vec{B} = T_x\vec{\imath} + T_y\vec{\jmath} + T_z\vec{k} \quad (۳۳)$$

$$x = x_c \pm 0.5 t_b T_x \quad (۳۴)$$

$$y = y_c \pm 0.5 t_b T_y \quad (۳۵)$$

$$z = z_c \pm 0.5 t_b T_z \quad (۳۶)$$

$$r = \sqrt{x^2 + y^2} \quad (۳۷)$$

t_b ضخامت فرض شده اولیه‌ای از پره است که در اینجا از روابط تجربی برای آن استفاده شده است و به این صورت است که ضخامت پره به جز ۱۰ درصد نهایی طول پره که تا ضخامت خروجی به صورت خطی کاهش می‌یابد، برابر ضخامت ورودی می‌باشد. ضخامت ورودی و خروجی به ترتیب توسط روابط تجربی (۳۸) و (۳۹) در نظر گرفته می‌شوند [۱۱].

$$t_{b2} = 0.04 r_2 \quad (۳۸)$$

$$t_{b3} = 0.02 r_2 \quad (۳۹)$$

پس از اعمال این روابط و ترکیب صفحات نصف‌النهاری با صفحات مربوط به زوایای انحناء آنها در مختصات استوانه‌ای، شکل سه‌بعدی پره در سطح فشار و مکش رسم می‌شود. در نهایت با فراخوانی نتایج حاصل از این برنامه در نرم‌افزار کتیا، مدل سه‌بعدی ایمپلر بدست می‌آید.

نتایج کد نوشته شده برای شرایط عملکردی توربین مربوطه در ادامه آورده شده است.

۲-۳- نتایج طراحی آیرودینامیکی

داده‌های ورودی برای طراحی آیرودینامیکی ایمپلر مورد نظر در جدول ۱ آورده شده است [۱۶].

جدول ۱ داده‌های ورودی برای طراحی آیرودینامیکی ایمپلر

کمیت	پارامتر	مقدار
دبی جرمی گذرنده از توربین	$\dot{m}$ (kg/s)	۰/۱۵
فشار سکون ورودی به توربین	P_{o0} (Pa)	۳۷۰۰۰۰
فشار خروجی از توربین	P_3 (Pa)	۱۱۰۰۰۰
دمای سکون ورودی به توربین	T_{o0} (K)	۳۵۳
فرضیات انتخابی طراح		
نسبت شعاع پایه به نوک	r_{3h}/r_{3s}	۰/۴
نسبت شعاع نوک در خروجی به شعاع ورودی	r_{3s}/r_2	۰/۷
سرعت مخصوص	n_s	۰/۵۷

مقدار n_s با توجه به مقدار سرعت دورانی که بر اساس

مشخصات سیستم تهویه مطبوع هواپیما، از این توربین انتظار می‌رود، انتخاب می‌شود.

نتایج حاصل از طراحی یک‌بعدی، برای شرایط عملکردی موردنظر، در جدول ۲ آورده شده است.

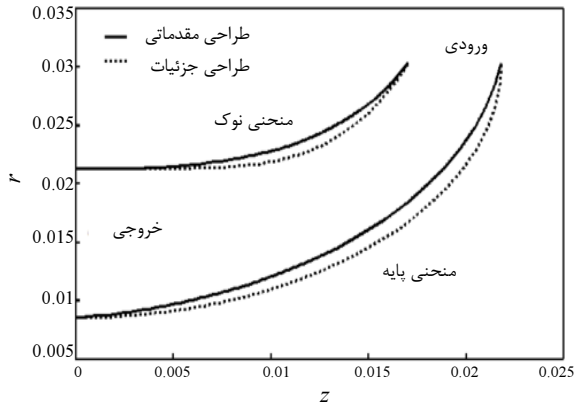
با توجه به این که در طراحی توربین سیستم تهویه مطبوع هواپیما، افت دما عامل بسیار مهم و تأثیرگذاری می‌باشد، بنابراین یکی از اهداف مهم در طراحی این توربین‌ها، بالا بودن این کاهش دما می‌باشد. که مطابق جدول فوق این هدف به خوبی در این طراحی رعایت شده است.

همچنین اکثر پارامترهای خروجی بدست آمده در محدوده ایدهال می‌باشد (این محدوده‌ها توسط دانشمندان از آزمایش‌های تجربی بدست آمده است). در زمینه تعداد پره نیز نسبت به طراحی‌های گذشته تعداد زیادتری بدست آمده که باعث کاهش جدایش جریان و کنترل بیشتر بر جریان عبوری از بین پره‌ها می‌شود. (البته این تعداد با رعایت محدوده حداکثر تعداد پره برای جلوگیری از افزایش افت‌های اصطکاکی حاصل از سطح تماس بیشتر سیال با پره محاسبه شده است.)

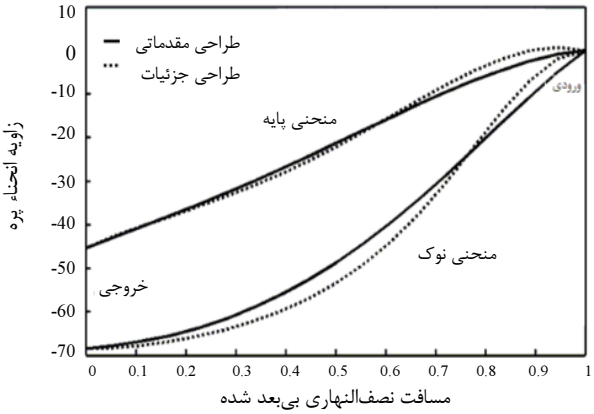
در شکل‌های ۸ و ۹ نتایج طراحی نهایی و طراحی مقدماتی در پایه و نوک با یکدیگر مقایسه شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود منحنی‌های رسم شده توسط روش بزیر در طراحی نهایی، لزوماً باید از نقاط ابتدایی و انتهایی منحنی‌های طراحی مقدماتی عبور کند. با توجه به شکل ۸ منحنی‌های هموار و ایده‌الی برای پایه و نوک بدست آمده است. از طرفی با توجه به شکل ۹، در هر دو حالت طراحی مقدماتی و نهایی، در ورودی ما بین دو منحنی، اختلاف انحنائی وجود ندارد.

جدول ۲ خلاصه‌ای از نتایج طراحی یک‌بعدی

کمیت	مقدار
مقدار کاهش دما در مرحله (K)	-۸۷
تعداد پره ایمپلر	۲۰
راندمان توتال به استاتیک مرحله	۰/۸۴۵
راندمان ایمپلر	۰/۸۷
زاویه نسبی جریان در ورودی ایمپلر	-۲۵
شعاع ورودی ایمپلر (mm)	۳۰
نسبت عکس العمل	۰/۵۷
نسبت سرعت آیزونتروپیک	۰/۷
سرعت دورانی (rad/s)	۹۸۷۵



شکل ۸ مقایسه منحنی پایه و نوک در صفحه نصف النهاری



شکل ۹ مقایسه زوایای انحناء در پایه و نوک

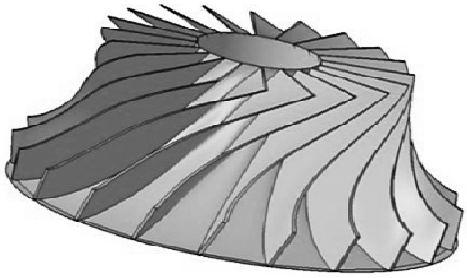
هر چه به انتها نزدیک‌تر شده، تفاوت انحناء این دو منحنی بیشتر می‌شود. این تفاوت انحناء، نشان‌دهنده چرخش پره می‌باشد که در خروجی بیشترین چرخش وجود دارد.

در ادامه توسط نقاط متناظر بر روی منحنی‌های پایه و نوک و خط میانه، خطوط شبه نرمال بین دو منحنی پایه و نوک رسم شده و همچنین با تعریف خطوط جریان‌های مختلف بین منحنی‌های پایه و نوک، یک ساختار شبکه‌بندی شده در صفحه نصف‌النهاری و صفحه مربوط به زوایای انحناء آنها، مطابق شکل‌های ۱۰ و ۱۱ بدست می‌آید.

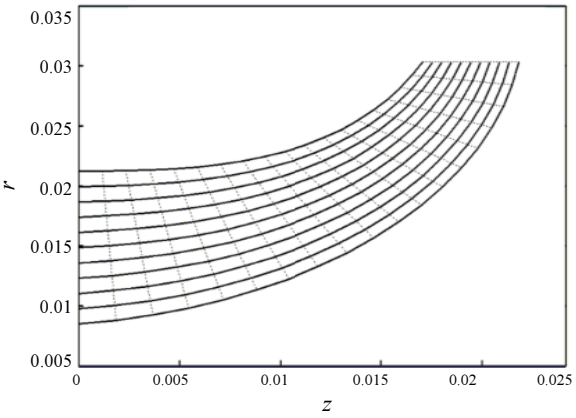
سپس با ترکیب هندسه پره در صفحه نصف‌النهاری و صفحه مربوط به زوایای انحناء آنها، هندسه سه‌بعدی پره رسم می‌شود. در نهایت پس از ایجاد ضخامت پره، و بدست‌آوردن هندسه سه‌بعدی سطوح فشار و مکش، با فراخوانی کد مربوطه در نرم‌افزار کتیا هندسه سه‌بعدی ایمپلر مدلسازی می‌شود. هندسه سه‌بعدی پره و ایمپلر، در شکل‌های ۱۲ و ۱۳ نمایش داده شده است. همان‌طور که در این شکل‌ها مشاهده می‌شود هندسه

بدست آمده دارای چرخش یکنواختی از ورود تا خروج می‌باشد که این یکنواختی باعث توزیع بهتر جریان داخل ایمپلر و بازده بالاتر آن خواهد شد. با استفاده از کد مربوطه نه تنها هندسه سه‌بعدی ایمپلر بدست می‌آید، بلکه می‌توان رفتار جریان و عملکرد توربین را با استفاده از آن بررسی نمود.

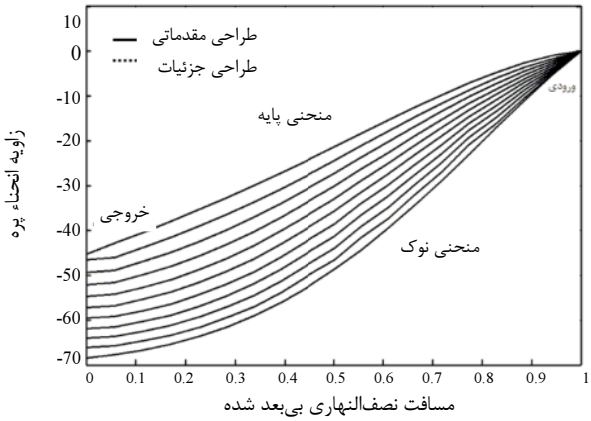
در شکل ۱۴ بعضی از خواص ترمودینامیکی جریان در طول پره بررسی شده است.



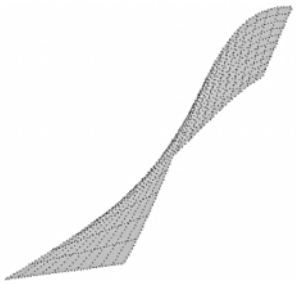
شکل ۱۳ مدل سه‌بعدی ایمپلر



شکل ۱۰ هندسه شبکه‌بندی شده کل پره در صفحه نصف‌النهاری



شکل ۱۱ زوایای انحناء کل پره



شکل ۱۲ هندسه سه‌بعدی پره

همان‌طور که از این شکل‌ها مشاهده می‌شود، دما و فشار در طول پره کاهش و عدد ماخ نسبی به دلیل افزایش سرعت نسبی در طول پره، افزایش می‌یابد.

همچنین در شکل ۱۵ تأثیر تغییر در سرعت مخصوص بر روی عملکرد توربین و نسبت سرعت آیزونتروپیک بررسی شده است. که تطابق خوبی با نمودارهای نمونه‌ای توربوماشین‌ها که حاصل تست‌های آزمایشگاهی است [۱۱]، دارد. همان‌گونه که از این نمودارها مشاهده می‌شود در سرعت مخصوص حدود ۰/۵ تا ۰/۶ ماکزیمم راندمان و مقدار بهینه نسبت سرعت آیزونتروپیک که حدود ۰/۷ می‌باشد اتفاق می‌افتد.

برای اطمینان از درستی نتایج لازم است که از صحت کد نوشته شده اطمینان حاصل شود که در ادامه این صحه‌گذاری آورده شده است.

۳- صحه‌گذاری طراحی آیرودینامیکی

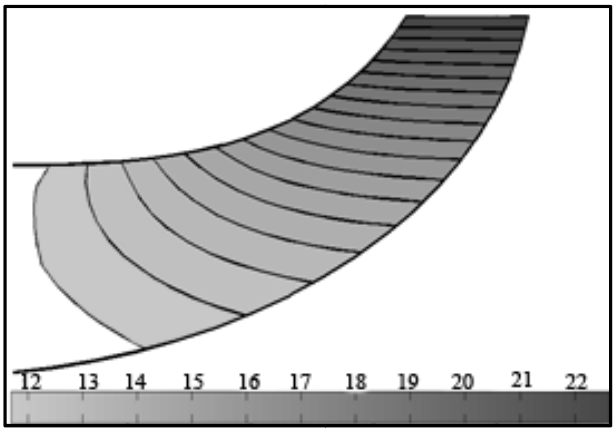
۳-۱- صحه‌گذاری طراحی یک‌بعدی

به منظور صحه گذاری طراحی یک‌بعدی انجام شده از کد مربوطه برای طراحی توربینی که نتایج تجربی و ابعاد هندسی آن معلوم می باشد [۱۷]، استفاده می‌شود. نمایی از این توربین در شکل ۱۶ مشاهده می‌شود. برای این طراحی از نسبت $r_{3s}/r_2 = 0.6275$ و $r_{3h}/r_{3s} = 0.4844$ که در مرجع مربوطه اشاره شده، استفاده شده است. پس از طراحی ایمپلر و مقایسه نتایج با مرجع فوق، تطابق بسیار خوبی بین آنها مشاهده می‌شود. در جدول ۳ این مقایسه آورده شده است.

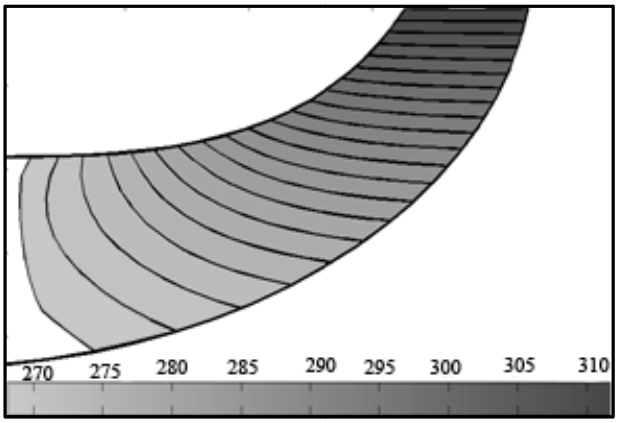
۳-۲- صحه‌گذاری طراحی سه‌بعدی

به منظور صحه‌گذاری طراحی سه‌بعدی انجام شده از تحلیل عددی استفاده می‌شود. با توجه به وجود تقارن در پره‌ها و صرفه‌جویی در وقت و کاهش تعداد مش‌ها، به جای در نظر

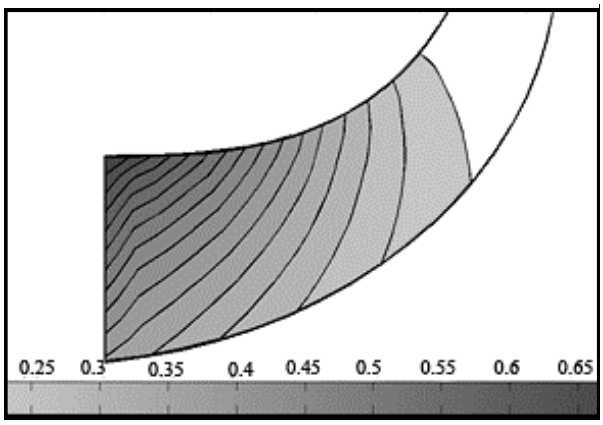
گرفتن کل مدل تنها محدوده اطراف یک پره در نظر گرفته شده و دو مرز قطع کننده به عنوان مرزهای متناوب انتخاب شده‌اند. در شکل ۱۷ این محدوده با نام‌گذاری نواحی و مرزها نشان داده شده است.



الف- کانتور فشار (Pa)

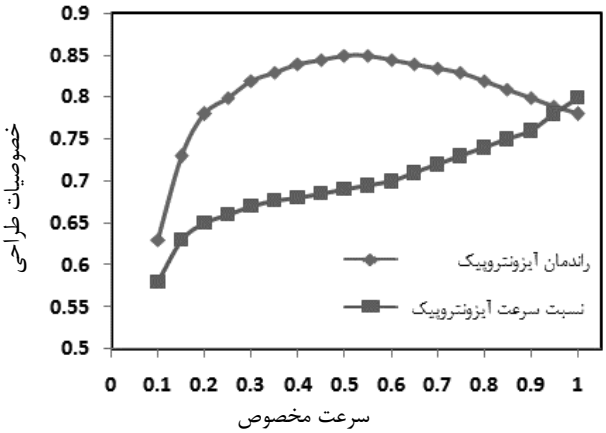


ب- کانتور دما (K)



ج- کانتور ماخ نسبی

شکل ۱۴ کانتورهای جریان در ورود و خروج ایمپلر



شکل ۱۵ ارتباط سرعت مخصوص با عملکرد توربین

جدول ۳ اعتبار سنجی نتایج

کمیت	آزمایشگاهی	طراحی
تعداد پره ایمپلر	۱۲	۱۲
راندمان کل به استاتیک مرحله	۰/۸۳۴	۰/۸۳۳
شعاع ورودی ایمپلر (mm)	۷۵	۷۲
شعاع خروجی در پایه (mm)	۲۳	۲۲
شعاع خروجی در نوک (mm)	۴۷	۴۵
سرعت زاویه‌ای (rpm)	۳۱۴۵۶	۳۲۳۹۵
سرعت مخصوص	۰/۴۶۴	۰/۴۵
نسبت فشارهای سکون ورودی به خروجی	۳/۰۲۸	۳/۱۳
کار مخصوص (J/g)	۶۹/۲	۶۳
راندمان کل به کل مرحله	۰/۸۸	۰/۸۷

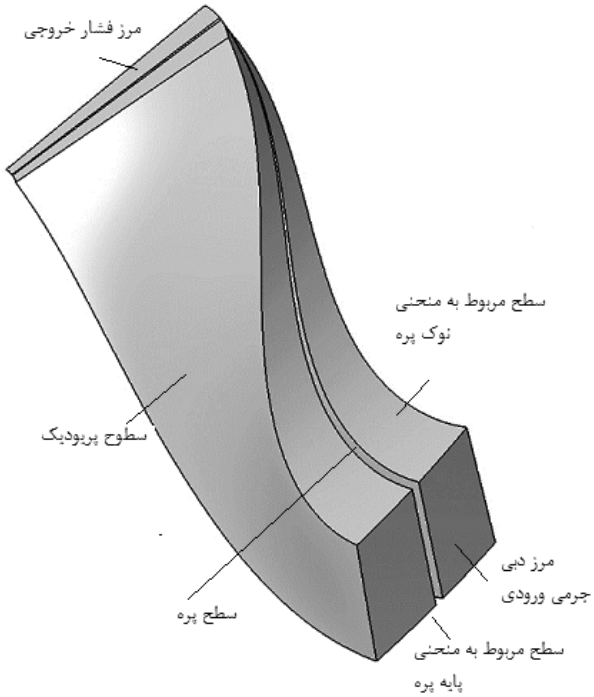
شکل ۱۶ هندسه ایمپلر

۴- مقایسه نتایج طراحی آیرودینامیکی با تحلیل عددی

جدول ۴، مقایسه‌ای بین بعضی از نتایج تحلیل عددی با طراحی آیرودینامیکی در ورود و خروج ایمپلر را نشان می‌دهد. همچنین در شکلهای ۱۸ تا ۲۰، مقایسه بین نتایج تحلیل

عددی با طراحی آیرودینامیکی مربوط به دمای کل، فشار استاتیک و ماخ نسبی در خط میانه آورده شده است.

همان‌طور که در این شکل‌ها مشاهده می‌شود در مجموع تطابق بسیار خوبی بین نتایج در طول پره مشاهده می‌شود.



شکل ۱۷ مدل هندسی ایمپلر و نام‌گذاری مرزها

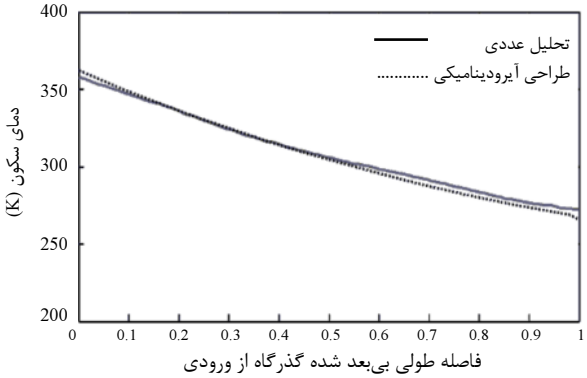
جدول ۴ مقایسه نتایج طراحی آیرودینامیکی با تحلیل عددی

کمیت	طراحی آیرودینامیکی	تحلیل عددی
سرعت زاویه‌ای (rad/s)	۱۰۳۲۵	۹۸۷۵
بازده سکون به استاتیک	٪۸۴/۵	٪۸۶/۲۴
فشار استاتیک خروجی (Pa)	۱۱۱۰۰۰	۱۱۱۵۰۰
فشار سکون خروجی (Pa)	۱۱۶۰۰۰	۱۲۰۰۰۰
دمای استاتیک خروجی (K)	۲۶۲	۲۶۴
دمای سکون خروجی (K)	۲۶۶	۲۶۸
ماخ مطلق ورودی	۰/۹	۰/۸۹
ماخ مطلق خروجی	۰/۲۷	۰/۳۲
ماخ نسبی ورودی	۰/۲۴۵	۰/۲۵
ماخ نسبی خروجی	۰/۵۴۵	۰/۵۵
عدد رینولدز	۲/۷۱×۱۰^{۶}	۲/۶۵×۱۰^{۶}

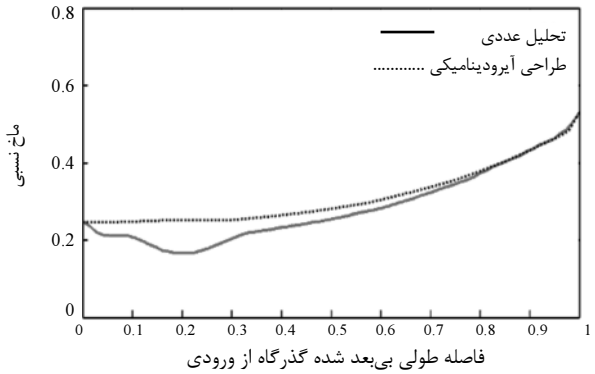
در مورد عدد ماخ نسبی در شبیه‌سازی عددی به دلیل زاویه برخورد جریان و گردابه نسبی که در ناحیه ورودی برای حفظ حالت غیر چرخشی بودن جریان جهت مخالف دوران ایمپلر ایجاد می‌شود و باعث کاهش ماخ نسبی سیال روی سطح فشار پره می‌شود، آشفتگی و تغییراتی در سرعت و عدد ماخ نسبی در ناحیه ورودی مشاهده می‌شود. از دیگر دلایل این تفاوت می‌توان به تأثیر ویسکوز اشاره کرد که در تحلیل عددی به خوبی خود را نشان داده است.

لازم به ذکر است که عدد رینولدز در توربین‌های شعاعی از رابطه ۴۰ بدست می‌آید.

$$R_{ez} = \frac{\rho_2 u_2 D_2}{\mu_2} \qquad (۴۰)$$



شکل ۱۸ مقایسه تحلیل عددی و طراحی آیرودینامیکی دمای سکون در طول پره

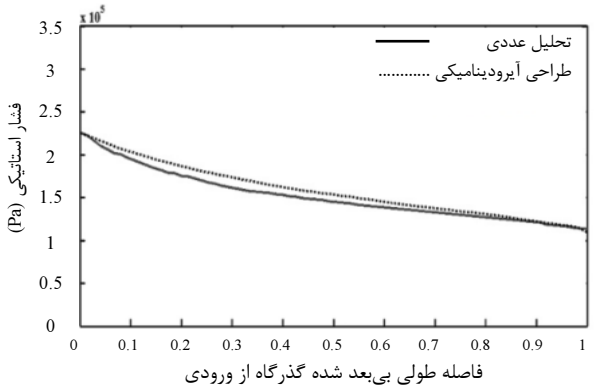


شکل ۱۹ مقایسه تحلیل عددی و طراحی آیرودینامیکی ماخ نسبی در طول پره (سطح فشار)

۵- نتیجه‌گیری و جمع‌بندی

به وسیله طراحی انجام شده، کدی برای طراحی سه‌بعدی ایمپلر توربین‌های جریان شعاعی بدست آمده که با کمترین

داده‌های ورودی و با صرف کمترین زمان و هزینه آن را به صورت سه بعدی و دقیق طراحی و مدل‌سازی نمود و رفتار جریان را به طور کامل داخل آن بررسی کرد.



شکل ۲۰ مقایسه تحلیل عددی و طراحی آیرودینامیکی فشار استاتیکی در طول پره

از جمله ویژگی‌های بارز طراحی آیرودینامیکی انجام شده که آن را با کارهای گذشته متمایز می‌کند می‌توان به موارد زیر اشاره کرد:

۱- انجام طراحی یک بعدی به روش تکرار و بدون سعی و خطا در فرضیات.

۲- تأثیر زیاد طراحی یک بعدی در بهینه شدن هندسه نهایی.

۳- استفاده از کمترین داده‌های ورودی و انعطاف‌پذیری بالای آن برای طراحی دیگر توربوماشین‌ها.

۴- استفاده از پارامترهای نسبت شعاع‌های ورود و خروج ایمپلر به عنوان پارامترهای کنترلی طراح.

۵- بازده بالای این طراحی و در محدوده ایده‌ال بودن اکثر پارامترهای خروجی آن.

۶- انجام طراحی سه‌بعدی به روش مستقیم با مزیت تکرار کم نسبت به سایر طراحی‌های مستقیم.

۷- توانایی رسم هندسه سه‌بعدی پره به وسیله کد نوشته شده بدون نیاز به نرم افزارهای طراحی هندسه پره.

- استفاده از منحنی چند جمله‌ای بزیر برای رسم منحنی‌های نهایی با دقت بالا (با حداقل دقت رسم منحنی درجه ۶).

۸- ایجاد ضخامت نهایی پره و دستیابی به مختصات سطوح فشار و مکش پره به روشی نوین.

۹- چرخش بهینه و یکنواخت پره که باعث توزیع بهتر جریان داخل ایمپلر و بازده بالاتر آن شده است.

۱۰- تعداد زیادتر پره نسبت به گذشته که باعث کاهش جدایش جریان و کنترل بیشتر بر جریان عبوری از بین پره‌ها می‌شود (البته با رعایت محدوده حداکثر تعداد پره برای جلوگیری از افزایش افت‌های اصطکاکی حاصل از سطح تماس بیشتر سیال با پره).

۶- فهرست علایم

A	مساحت (m^2)
B	بردار یکه مماس بر خط مستقیم الخط-منحنی بزیر
b	پهنای پره (m)
c	سرعت مطلق جریان (m/s)
c_f	ضریب اصطکاک
D	قطر (m)
D_h	قطر هیدرولیکی (m)
h	آنتالپی
k	انرژی جنبشی آشفتگی
L_h	طول هیرولیکی (m)
m	مسافت نصف النهاری (m)
$\dot{m}$	دبی عبوری (kg/s)
n_s	سرعت مخصوص
P	فشار (Pa)- مکان برداری نقاط مرجع بزیر
R	مکان برداری هر نقطه روی منحنی بزیر
r	شعاع (m)
Rc	شعاع انحنا (m)
R_{ez}	عدد رینولدز
S	بردار یکه مماس بر خط انحنا
s_w	نسبت قدرت
T	بردار یکه عمود بر خط انحنا- دما (K)
t_b	ضخامت پره
U	پارامتر بی‌بعد شده برای تولید منحنی
u	سرعت پره (m/s)
w	سرعت نسبی جریان (m/s)
$\overline{w}$	سرعت نسبی متوسط جریان (m/s)
$\dot{W}$	توان (J/s)
x	مختصات کارتزین برای تولید منحنی
y	مختصات کارتزین برای تولید منحنی
z	مختصات نصف النهاری- مختصات کارتزین برای تولید منحنی

Z	تعداد پره

علایم یونانی:

α	زاویه مطلق جریان
β	زاویه نسبی جریان - زاویه خط انحناء
η	راندمان
μ	ضریب لغزش- ویسکوزیته مولکولی
vs	نسبت سرعت آیزونتروپیک
τ	گشتاور (N.m)
γ	نسبت گرماهای ویژه
θ	زاویه قطبی
ξ	فاصله بی بعد شده از پایه تا نوک
ρ	چگالی (kg/m^3)
ω	سرعت دورانی (rad/s)- فرکانس آشفتگی
Δq	تغییرات آنتالپی
ΔZ_R	طول محوری ایمپلر

زیرنویس‌ها:

0	ورودی توربین
۲	ورودی ایمپلر
۳	خروجی ایمپلر
bl	بارگذاری پره
c	سطح پره
cl	نشتی
ex	خروجی
f	اصطکاکی
h	پایه
in	ورودی
m	میانه
min	حداقل
o	سکون
opt	بهینه
p	فشار
r	نسبت
R	ایمپلر
Rc	ایمپلر
s	نوک- آیزونتروپیک
ts	کل به استاتیک
tot	مجموع
θ	سرعت مماسی

۷- مراجع

[1] Wallace F. J., Baines N. C., Whitfield A., "A Unified Approach to One Dimensional Analysis and Design of Radial and Mixed Flow Turbine", *ASME*, 1976, pp. 76-100.

[2] Xuwen Qiu, Mark R. Andeson and Nicholas C. Baines, "Meanline Modeling Of Radial Inflow Turbines With Variable Area Nozzle", *ASME Turbo Expo Power for Land, Sea and Air*, 2009, pp. 1185-1191.

[3] Whitfield A., Baines N.C., *Design of radial turbomachines*, Longman Scientific &Technical, 1990.

[4] M S Y Ebaid and Q Z Al-Hamdan, "Optimization Techniques for Designing an Inward Flow Radial Turbine Rotor", *Proc. Instn Mech. Engrs Power and Energy*, Vol. 218 Part A: J. 2004, pp. 655-668.

[5] Spence S W T., Artt D W., "An Experimental Assessment of Incidence Losses in a Radial Inflow Turbine Rotor", *ProcInstn Mech Engrs*, Vol 212 Part A, 1997, pp. 43-53.

[6] Baines N Ck., "Radial Turbines: An Integrated Design Approach", *Concepts ETI Inc*, 2005, pp. 1-10.

[7] Zanganeh M., "A Compressible Three-Dimensional Method for Radial and Mixed Flow Turbomachinery Blades", *International Journal of Numerical Methods in Fluids*, Vol. 13, 1991, pp. 599-624.

[۸] [نیلی احمد آبادی م.، پور صادق ف.، شاه حسینی م.، "بهبود عملکرد کمپرسور گریز از مرکز با استفاده از روش طراحی معکوس در صفحه نصف النهاری و پره به پره"، *مجله علمی پژوهشی مهندسی مکانیک مدرس*، دوره ۱۲ شماره ۲، تیر ۱۳۹۱، ص‌ص ۱۰۹-۱۲۴.

[9] Cravero C., Bettini C., Oliviero M., Papalia K., "A CFD Based Software System Forthe Automatic Design of Radial Inflow Turbines", *European Congress on Computational Methods in Applied Sciences and Engineering*, *ECCOMAS,* 24-28 July 2004, pp. 1-13.

[10] Yahya S. M., *Turbines, Compressors and Fans*, Tata McGraw Hill Publishing Company Limited, New Delhi, 2003.

[11] Aungier R., *Turbine Aerodynamics: Axial-Flow and Radial-Inflow Turbine Design and Analysis*, ASME, New York, 2006.

[12] Chen, H., Baines, N.C., "The Aerodynamic Loading of Radial and Mixed Flow Turbines", *Int. J. Mech. Sci*., Vol. 36, 1994, pp. 63-79.

[13] Balje, O.E., *Turbo machines: A Guide to Design, Selection and Theory*, John Wiley &Sons, New York, 1981.

[14] Futral, S. M. and Wasserbauer, C. A., *Experimental Performance Evaluation of a 4.59-inch Radial-*

Inflow Turbine With and Without Splitter Blades, NASA TN D-7015, 1970.

[15] Chen, H., Hakeem, I., and Martinez-Boats, R. F., "Modeling of a Turbocharger Turbine under Pulsating Inlet Conditions", *Proceeding of Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, Vol. 2108, 1996, pp. 397-40.

Cooling turbine, Component Maintenance Manual with Illustrated Parts List, Honeywell, 2002.

[16] McLallin K.L., Haas J.E., *Experimental Performance and Analysis of 1 5.04-Centimeter-Ti p -Diameter, Radial-Inflow Turbine With Work Factor of 1.126 and Thick Blading*, NASA, Technical Paper-1730, 1980.