

بهینه‌سازی هندسی دیفیوزر خروجی توربین گاز نمونه با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی و الگوریتم ژنتیک

مصطفی دهقانی¹، حسین عجم^{2*}، سعید فراहत³

1- دانشجوی دکتری، تبدیل انرژی، دانشگاه سیستان و بلوچستان، زاهدان
 2- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی، مشهد
 3- استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه سیستان و بلوچستان، زاهدان
 * مشهد، صندوق پستی 91775-1111 h.ajam@um.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل
 دریافت: 12 آذر 1394
 پذیرش: 28 دی 1394
 ارائه در سایت: 25 بهمن 1394
 کلید واژگان:

دیفیوزر خروجی توربین گاز
 دینامیک سیالات محاسباتی
 الگوریتم ژنتیک
 پایه نگهدارنده یاتاقان
 روش پارسک

چکیده

هدف این مقاله یافتن طراحی بهینه برای یک دیفیوزر خروجی توربین گاز نمونه است. جهت دستیابی به ضریب بازیافت فشار استاتیک حداکثر با وجود جریان چرخشی، از یک الگوریتم تکاملی استفاده شده است. فرایند بهینه‌سازی در سه حالت مختلف مورد مطالعه قرار گرفته است. در ابتدا با در نظر گرفتن یک پروفیل ثابت از هاب تا شروود برای پوشش پایه نگهدارنده، بهینه‌سازی انجام شده است. در مرحله دوم، دو پروفیل برای پوشش پایه نگهدارنده یاتاقان یکی در مقطع هاب و دیگری در مقطع شروود انتخاب شده است. نهایتاً، فرایند بهینه‌سازی برای هندسه دیفیوزر و پوشش پایه نگهدارنده یاتاقان بصورت همزمان انجام شده است. به منظور تولید پروفیل‌های مربوط به شکل پوشش پایه‌های نگهدارنده یاتاقان از روش پارامتری‌سازی پارسک استفاده شده است. حل جریان آشفته و سه‌بعدی با کمک دینامیک سیالات محاسباتی انجام گرفته است. مساله بهینه‌سازی ابتدا با یک نمونه برداری اولیه از فضای حل آغاز شده و در ادامه از الگوریتم ژنتیک برای یافتن بهینه کلی استفاده شده است. بهینه‌سازی برای جریان چرخشی در خروجی توربین با عدد رینولدز 1.7×10^5 براساس قطر هیدرولیکی در ورودی دیفیوزر انجام گرفته است. تمامی مراحل اجرای الگوریتم ژنتیک و فرایندهای تولید مدل، تولید مش با توربوگرید، حل جریان با انسیس سی اف ایکس و محاسبه تابع هدف برای هر یک از اعضاء جمعیت در هر نسل از الگوریتم ژنتیک بصورت کاملاً خودکار درون نرم‌افزار متلب پیاده‌سازی و اجرا شده است. در نتیجه بهینه‌سازی ضرایب بازیافت فشار استاتیک دیفیوزرها در مراحل اول، دوم و سوم به ترتیب 1.94%، 3.1% و 7.42% افزایش می‌یابند.

Optimization of a Typical Gas Turbine Exhaust Diffuser by CFD and Genetic Algorithm

Mostafa Dehghani¹, Hossein Ajam^{2*}, Said Farahat¹

1- Department of Mechanical Engineering, University of Sistan and Baluchestan, Zahedan, Iran
 2- Department of Mechanical Engineering, Ferdowsi University of Mashhad, Mashhad, Iran
 * P.O.B. 91775-1111, Mashhad, Iran, h.ajam@um.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
 Received 03 December 2015
 Accepted 18 January 2016
 Available Online 14 February 2016

Keywords:
 Gas Turbine Exhaust Diffuser
 CFD
 Genetic Algorithm
 Bearing Strut
 PARSEC Method

ABSTRACT

The purpose of this paper is to find the optimum design of a typical gas turbine exhaust diffuser. In order to access the maximum overall static pressure recovery at the condition of swirling flow, an evolutionary algorithm is used. The optimization process is studied in three independent cases. Firstly, the optimization is done for a single profile of strut cover from hub to shroud. Secondly, two profiles are selected for the strut covers, one in the hub section and the other in the shroud section. Finally, the optimization process is done for the strut cover and diffuser channel geometries simultaneously. In order to produce the strut cover profiles the PARSEC parameterization method is used. The turbulent 3D flow is solved using computational fluid dynamic (CFD). The optimization process starts with the initial sampling of solution domain and subsequently the genetic algorithm (GA) is used to find the global optimum. The swirling flow at the turbine exit with the Reynolds number of 1.7×10^5 based on the hydraulic diameter of the diffuser inlet is optimized. All steps of GA and corresponding processes of model creation, mesh generation by TurboGrid, flow simulation by ANSYS CFX and goal function calculation for all members of each generation are coded in the MATLAB platform. As a result of the optimization, the pressure recovery coefficients increased 1.94%, 3.1% and 7.42% in the first, second and third cases of the optimization process respectively.

1- مقدمه

در خروجی دیفیوزر تبدیل کنند. چنانچه فشار خروجی بوسیله شرایط جوی جریان‌های خروجی توربین گاز حاوی مقادیر زیادی انرژی جنبشی هستند. دیفیوزرهای خروجی می‌توانند تا حدی این انرژی را به فشار استاتیک افزوده می‌کند. این فشار استاتیک کاهش یافته در خروجی توربین سبب افزایش هد

سپس واسلیف و همکاران [14] به دنبال ارتقاء کمپرسور و افزایش دبی جرمی و در نتیجه تغییر شرایط جریان ورودی (عدد ماخ، چرخش باقیمانده) یک بهینه‌سازی آیرودینامیکی را برای دیفیوزر خروجی توربین گاز با استفاده از مدل توربولانسی $k-\epsilon$ انجام دادند. آن‌ها برای طراحی مجدد شکل پایه‌های نگهدارنده از طراحی شبه سه‌بعدی مشابه طراحی ایرفویل استفاده نمودند و شکل جدید پایه نگهدارنده را از چندین برش اوجی با استفاده از تولید کننده پروفیل استاندارد و آن‌چه محاسبات S1 نامیده شده بود براساس روش لایه‌مرزی کوپل شده اوپلر تولید نمودند [15]. همچنین نتایج این تحقیق نشان داد که ضریب بازیافت فشار C_p مستقل از عدد ماخ (و در نتیجه رینولدز) و وابسته به زاویه چرخش در محدوده بررسی شده است.

پرادپ و همکاران [16] یک دیفیوزر حلقوی-مخروطی با یک محفظه پلنوم خروج مستطیلی را با استفاده از بسته تجاری انسیس سی اف ایکس¹ بررسی نمودند. در بخش حلقوی دیفیوزر بواسطه وجود پایه‌های نگهدارنده شعاعی شبکه‌های چهاروجهی استفاده شد، درحالی‌که در دیفیوزر مخروطی و پلنوم شبکه‌های شش وجهی استفاده گردید. در این مطالعه از مدل توربولانسی $k-\omega$ SST استفاده شد.

واسلیف و همکاران [17] اثر شرایط جریان ورودی بر عملکرد دیفیوزر خروجی توربین گاز مخصوص کار سنگین را مطالعه نمودند. نتایج این تحقیق نشان داد که هرچه عدد ماخ ورودی کمتر باشد افت نیز کمتر است. همچنین، عدد رینولدز به دلیل مغشوش بودن جریان ورودی به دیفیوزر اثر ناچیزی دارد.

بهینه‌سازی یک سیستم خروجی حلقوی کوتاه با استفاده از الگوریتم ژنتیک توسط کرانتولا و بریک [18] گزارش شده است. جهت حل جریان تقارن محوری دائم و دوبعدی از نرم‌افزار فلونت استفاده شده است. همچنین جهت مدل‌سازی توربولانس از مدل $k-\epsilon$ Realizable و رفتار نزدیک دیواره ارتقاء یافته استفاده شده است. به تازگی نیز، توسط کرانتولا و بریک [19] جهت اعتبارسنجی نتایج حل عددی تست‌های آزمایشگاهی انجام شده است. مطالعات آزمایشگاهی بهبود عملکرد آیرودینامیکی سیستم خروجی توربین توسط ژولیت و همکاران [20] انجام شده است. در این تحقیق اصلاحات طراحی منجر به یک افزایش جزئی ضریب بازیافت فشار کلی به میزان $+0.07$ در مقایسه با هندسه مبنا شده است.

با وجود مطالعات انجام شده، تاریخچه فنی در زمینه فیزیک جریان و اثر متقابل شرایط جریان ورودی و هندسه و نیز روش‌های بهبود عملکرد محدود است. همچنین با توجه به پژوهش‌های ذکر شده تحقیقات محدودی جهت یافتن یک شکل دیفیوزر خروجی بهینه برای شرایط جریان ورودی معلوم انجام شده است و اکثر مطالعات تنها به حل عددی جریان درون دیفیوزرهای خروجی توربین گاز و مقایسه نتایج با داده‌های آزمایشگاهی پرداخته‌اند. بنابراین از آن‌جا که اثر چرخش برای کاربردهای عملی به دلیل وجود پایه‌های نگهدارنده کاملاً متفاوت از شرایط مدل‌های ساده شده است و برای یک چرخش ورودی معلوم یک پروفیل بهینه برای پایه نگهدارنده وجود دارد و بالعکس، هدف قسمت‌های اول و دوم از این تحقیق یافتن پروفیل بهینه پایه نگهدارنده با وجود جریان چرخشی معلوم در ورودی دیفیوزر است. همچنین به منظور در نظر گرفتن اثر متقابل پایه‌های نگهدارنده و دیواره دیفیوزر هدف قسمت سوم از این تحقیق یافتن همزمان فرم دیواره و پروفیل پوشش پایه نگهدارنده بهینه با وجود جریان چرخشی معلوم در ورودی دیفیوزر است.

آنتالپی موجود و بنابراین افزایش توان توربین و راندمان حرارتی سیکل می‌شود. از آن‌جا که دست‌یابی به بهبود بیشتر راندمان اجزاء اصلی توربین گاز بطور فزاینده‌ای دشوار است و به دلیل افزایش استفاده از توربین‌های گاز در کاربردهای سیکل ترکیبی، توجه جدیدی به طراحی دیفیوزر خروجی به عنوان یک جزء ارتباطی بین سیکل‌های برایتون و رانکین معطوف شده است. در مقایسه با دیفیوزرهای شعاعی یا قطری که اغلب در توربین‌های گاز صنعتی یا دریایی به منظور فشردگی استفاده می‌شوند، دیفیوزرهای خروجی توربین گاز از نوع محوری هستند.

کلین و همکاران [1]، از پیش‌تازان اسلوب‌شناسی طراحی بهینه برای دیفیوزرهای با دیواره مستقیم بودند. پس از آن سووران و کلامپ [2]، چارت‌های عملکردی را برای محدوده‌ای از دیفیوزرهای حلقوی توسعه دادند. در ادامه استیونز و ویلیامز [3]، اثر شرایط ورودی روی دیفیوزرهای حلقوی را بررسی نمودند. ژاپیکس [4] پارامترهای جریان ورودی موثر بر اتلاف خروجی را عدد ماخ، پروفیل‌های فشار و دمای کل، سطح توربولانس و چرخش باقیمانده معرفی نمود. این پارامترها وابسته به طراحی توربین انبساطی بودند. همچنین، دهقانی و همکاران [5] بهینه‌سازی هندسه دیفیوزر حلقوی تقارن محوری را با استفاده از مدل‌سازی تقریبی انجام دادند.

در رابطه با دیفیوزرهای ساده، مطالعات جامع و کاملی صورت گرفته اما در کاربردهای عملی وضعیت پیچیده‌تر است. برای نگهداری سازه‌ای یاتاقان شافت، پایه‌های نگهدارنده در مسیر جریان واقع شده‌اند. طراحی به شیوه قدیمی از اثر ساختار داخلی ناشی از وجود پایه‌های نگهدارنده، الگوی جریان در خروجی توربین و چرخش جریان صرف نظر نموده است.

الکرش و همکاران [6]، بررسی آزمایشگاهی عملکرد در دیفیوزرهای حلقوی با زوایای یکسان را با وجود جریان چرخشی انجام دادند. آبرتینی [7] و سلطانیان [8] اثر متقابل جریان‌های چرخشی و پایه‌های نگهدارنده در داکت‌های حلقوی را بررسی نموده‌اند. هرچند نتایج گزارش شده در تعدادی از مراجع نظیر [7] مربوط به پایه‌های نگهدارنده ساده و توزیع زوایای چرخش یکنواخت بوده که برای توربین‌های گاز واقعی مرسوم نیستند. همچنین آبرتینی [7] نتیجه گرفت که وجود پایه‌های نگهدارنده در جریان منجر به افزایش افت فشار کل در اثر افزایش اثرات اصطکاک سطحی می‌شود. اثر برخی دیگر از شرایط جریان ورودی نظیر ویک‌های دوار و جریان‌های ثانویه به ترتیب توسط سیکر [9] و کلاب [10] مطالعه شده است.

مطالعات عددی صورت گرفته در سال‌های اخیر نظیر [8] و کونینگهام [11] نشان داده که روش‌های دینامیک سیالات محاسباتی امروزی قادر به در نظر گرفتن ساختارهای جریان پایه در دیفیوزرهای خروجی توربین گاز هستند. همچنین فلدکمپ [12] اثر چرخش ورودی روی عملکرد دیفیوزر را برای مدل‌های توربولانسی مختلف بررسی کرد و نتیجه گرفت که تحلیل دینامیک سیالاتی قادر به پیش‌بینی منطقی بازیافت فشار کلی برای زوایای چرخش مختلف است.

در ادامه واسلیف و همکاران [13] به بررسی عددی-آزمایشگاهی اثر چرخش و عدد ماخ روی عملکرد دیفیوزرهای خروجی توربین گاز صنعتی پرداختند. نتایج این تحقیق نشان داد که ضریب بازیافت فشار C_p عملاً در محدوده بررسی شده مستقل از عدد ماخ است، از سوی دیگر یک وابستگی قوی به زاویه چرخش وجود دارد. همچنین نشان داده شد که اثرات سه‌بعدی نقش موثری روی عملکرد دیفیوزر دارند که بوسیله محاسبات دوبعدی قابل مشاهده نیستند.

1- ANSYS CFX

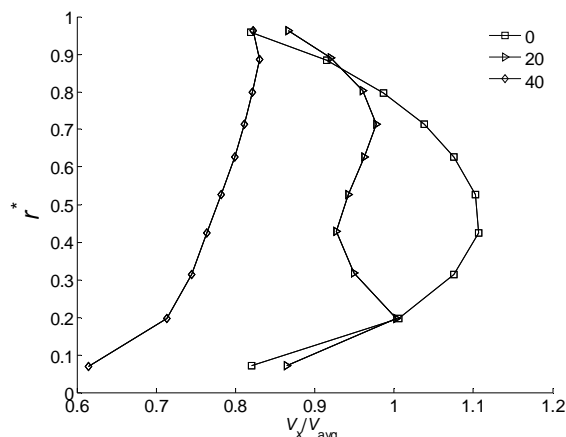


Fig. 2 Axial velocity inlets versus swirl angle [21]

شکل 2 سرعت ورودی محوری برحسب چرخش ورودی جریان [21]

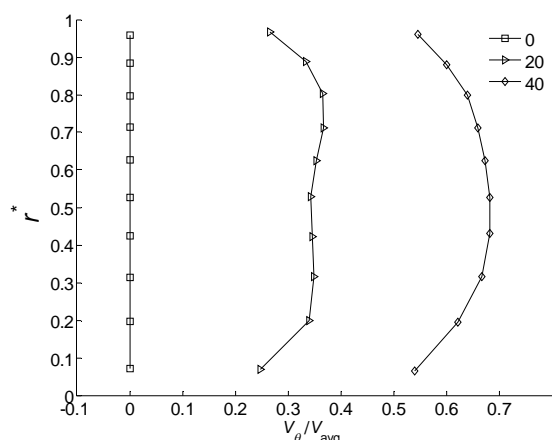


Fig. 3 Tangential velocity inlets versus swirl angle [21]

شکل 3 سرعت ورودی مماسی برحسب چرخش ورودی جریان [21]

به منظور ارزیابی اثر هندسی شکل پوشش پایه نگهدارنده یاتاقان و نیز تاثیر شکل دیواره دیفیوزر فرایند بهینه‌سازی در این تحقیق در سه مرحله انجام شده است. در ابتدا با ثابت در نظر گرفتن طول وتری ایرفویل یک پروفیل یکسان از هاب تا شروود برای پوشش پایه نگهدارنده یاتاقان به روش پارسک تولید می‌شود. روش پارسک ابتدا توسط سوپرسی [22] مطرح گردید و از 11 پارامتر برای معرفی شکل ایرفویل استفاده می‌کند. این پارامترها شامل شعاع لبه پیشرو (R_{LE})، موقعیت قله بالایی (I_{up} ، I_{up})، انحنای قله بالایی ($[d^2J/dI^2]_{up}$)، موقعیت قله پایینی (I_{low} ، I_{low})، انحنای قله پایینی ($[d^2J/dI^2]_{low}$)، موقعیت لبه دنباله (I_{te} ، I_{te}) و زوایای لبه دنباله ($\theta_{te,up}$ ، $\theta_{te,low}$) هستند. این پارامترها در شکل 4 نشان داده شده‌اند.

با توجه به این که طول وتری ایرفویل ثابت در نظر گرفته شده است، مرحله اول پارامتری‌سازی با روش پارسک تنها شامل 10 متغیر می‌باشد. مرحله دوم پارامتری‌سازی هندسی و بهینه‌سازی با در نظر گرفتن دو پروفیل مجزا برای پوشش پایه نگهدارنده یاتاقان، یکی برای هاب و دیگری برای شروود دیفیوزر و در مجموع با 20 متغیر انجام می‌گیرد. مرحله سوم همانند گام دوم بوده تنها با در نظر گرفتن 10 متغیر اضافی در قسمت دیواره دیفیوزر بهینه‌سازی در مجموع با 30 متغیر انجام می‌گیرد. شکل 5 متغیرهای بهینه سازی در حالت سوم را نشان می‌دهد. برای ایجاد شکل دیواره دیفیوزر از اسپلاین خطی استفاده شده است. نقاط متغیر نشان داده شده در شکل

فرایند بهینه‌سازی مساله شامل نمونه‌برداری اولیه از فضای حل، تولید پروفیل‌های هاب، شروود و پوشش پایه نگهدارنده دیفیوزر، تولید مش محاسباتی شش وجهی درون توربوگرید، حل مساله عددی با انسیس سی اف ایکس، ذخیره داده‌های خروجی و بهینه‌سازی با الگوریتم ژنتیک به صورت کاملا خودکار و در درون نرم‌افزار متلب کدنویسی شده است.

2- تعریف مساله

هندسه مورد استفاده مطابق با یکی از ساختارهای پایه نگهدارنده مطالعه شده توسط فلدکمپ و همکاران [21] است. هندسه بخش آزمایش در شکل 1 نشان داده شده است. هندسه دیفیوزر مورد مطالعه شامل سه قسمت لوله حلقوی ورودی، دیفیوزر حلقوی واگرای دوپل و یک دیفیوزر حلقوی خروجی با شعاع هاب ثابت است. در ناحیه دیفیوزر واگرای دوپل تعداد هشت عدد پایه نگهدارنده برای نگهداری سازه‌های یاتاقان شافت در مسیر جریان قرار گرفته‌اند. پروفیل پایه نگهدارنده در طراحی مبنا ایرفویل متقارن ناکا 0020 است. پایه‌های نگهدارنده علاوه بر نگهداری سازه‌های یاتاقان شافت به عنوان مسیری برای عبور لوله‌های روغنکاری نیز مورد استفاده قرار می‌گیرند. پارامترهای هندسی مرتبط با بخش آزمایش در جدول 1 ارائه شده است.

با توجه به داده‌های جدول 1، L_1 ، L_2 و L_3 به ترتیب معرف طول لوله حلقوی ورودی، طول دیفیوزر واگرای دوپل و طول دیفیوزر حلقوی خروجی با شعاع هاب ثابت است.

فلدکمپ و همکاران [21] مطالعات خود را برای دو حالت جریان چرخشی و غیرچرخشی در ورودی دیفیوزر انجام دادند. شکل‌های 2 و 3 داده‌های آزمایشگاهی مربوط به پروفیل سرعت ورودی به دیفیوزر در دو جهت مماسی و محوری را برای دیفیوزر مورد مطالعه برای سه چرخش ورودی جریان 0° ، 20° و 40° نشان می‌دهند. جزئیات بیشتری در رابطه با هندسه بخش آزمایش و پایه‌های نگهدارنده در مرجع [21] ارائه شده است.

طول بی بعد r^* در شکل‌های 2 و 3 با استفاده از رابطه (1) تعریف

می‌شود. در این رابطه ارتفاع حلقه جریان در ورودی می‌باشد.

$$r^* = \frac{(r - r_{h1})}{h} \quad (1)$$

3- روند بهینه‌سازی

3-1- پارامتری‌سازی هندسی

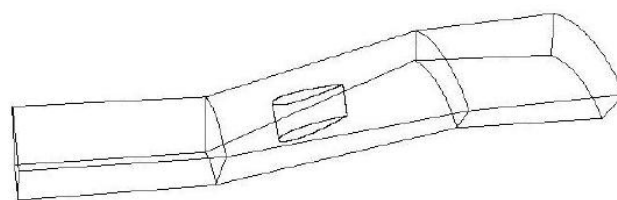


Fig. 1 Test section geometry [21]

شکل 1 هندسه بخش آزمایش [21]

جدول 1 پارامترهای هندسی بخش آزمایش [21]

Table 1 geometric parameters of the test section [21]

$r_{c1}=0.076$ m	$r_{h1}=0.0406$ m
$r_{c2}=0.121$ m	$r_{h2}=0.093$ m
$\phi_{c1}=15^\circ$	$\phi_{h1}=20.7^\circ$
$\phi_{c2}=5^\circ$	$\phi_{h2}=0^\circ$
$L_1=0.1143$ m	$AR=1.49$
$L_3=0.1016$ m	$L_2=0.1397$ m

هستیم با این فرض که تمام خصوصیات آماری جریان نسبت به زمان ثابت هستند جریان را می‌توان دائم فرض نمود. بنابراین معادله پیوستگی و ناویر-استوکس متوسط‌گیری شده در حالتی که جریان تراکم‌ناپذیر باشد با صرف نظر از نیروهای حجمی با روابط (2) و (3) تعریف می‌شوند.

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2)$$

$$\rho U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \rho \overline{u_i u_j} \right] \quad (3)$$

تنها تفاوت معادلات جریان آرام با آشفته اضافه شدن عبارت آخر در سمت راست معادله یعنی $\rho \overline{u_i u_j}$ می‌باشد. این عبارت را اصطلاحاً تنش آشفتگی یا تنش رینولدز می‌نامند. عبارت تنش رینولدز غیرخطی بوده و نیاز به مدل‌سازی اضافی دارد.

در جریان‌های چرخشی انتخاب مدل توربولانسی مناسب وابسته به میزان عدد چرخش جریان است. عدد چرخش به صورت نسبت شارمحموری ممنتم زاویه‌ای به شارمحموری ممنتم محوری تعریف می‌شود [24].

$$SW = \frac{\int r v_\theta (\vec{v} \cdot \hat{n}) dA}{\bar{r} \int r v_x (\vec{v} \cdot \hat{n}) dA} \quad (4)$$

در رابطه فوق r مولفه شعاعی، v_θ سرعت مماسی، \vec{v} بردار سرعت، \hat{n} بردار یکه نرمال سطح و A معرف سطح ورودی یا خروجی است. همچنین \bar{r} در رابطه (4) بصورت زیر تعریف می‌شود.

$$\bar{r} = \frac{1}{A} \int r dA \quad (5)$$

پس از جای‌گذاری و ساده‌سازی عدد چرخش بصورت معادله (6) قابل محاسبه است.

$$SW = \frac{\int_{r_{h1}}^{r_{c1}} v_x v_\theta r^2 dr}{\int_{r_{h1}}^{r_{c1}} v_x v_x r^2 dr} \quad (6)$$

در رابطه 6 v_x مولفه سرعت محوری، و r_{h1} و r_{c1} به ترتیب شعاع‌های داخلی و خارجی مقطع ورودی جریان هستند.

با توجه به توزیع سرعت‌های محوری و مماسی نشان داده شده در شکل‌های 2 و 3 با استفاده از معادله (6) عدد چرخش برای چرخش ورودی 20° ، 0.36 و برای چرخش ورودی 40° ، 0.81 به دست می‌آید. از سوی دیگر، با توجه به مطالعات قبلی مدل توربولانسی SST $k-\omega$ یکی از مدل‌های انتخابی برای جریان توربوماشین‌ها شامل پره و پایه نگهدارنده بوده است [16,12]. همچنین از آن‌جا که مدل توربولانسی SST $k-\omega$ علاوه بر اقتصادی بودن همانند مدل $k-\varepsilon$ مخصوصاً برای جریان‌های جدایشی دقت فوق‌العاده‌ای دارد [25] در این تحقیق برای چرخش‌های ورودی تا 20° از مدل توربولانسی SST $k-\omega$ و برای چرخش ورودی 40° به دلیل بالا بودن عدد چرخش در ورودی جریان از مدل توربولانسی RSM استفاده شده است. جزئیات مربوط به مدل توربولانسی RSM در [25] ارائه شده است. در ادامه معادلات استفاده شده برای مدل‌سازی مربوط به مدل SST $k-\omega$ درون نرم‌افزار انسیس سی اف ایکس ارائه شده‌اند.

در مدل SST $k-\omega$ فرض بر این است که ویسکوزیته توربولانس طبق رابطه (7) به انرژی جنبشی توربولانس (k) و فرکانس توربولانس (ω) مربوط می‌شود.

$$\mu_t = \frac{\rho a_1 k}{\max(a_1 \omega, SF_2)} \quad (7)$$

در رابطه (7) تابع اختلاط F_2 وابسته به فاصله تا نزدیکترین سطح و متغیرهای جریان است. همچنین اندازه نرخ کرنش S با رابطه (10) تعریف می‌شود.

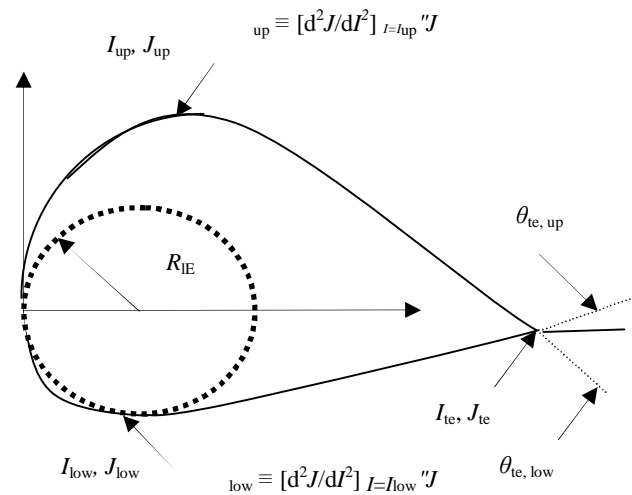


Fig. 4 Effective parameters of the PARSEC representation method

شکل 4 پارامترهای موثر در تعیین شکل ایرفویل با استفاده از روش پارسک

قادرند در هر دو جهت محوری و شعاعی جابجا شوند و بنابراین در مجموع ده پارامتر به متغیرهای بیهینه‌سازی در مرحله سوم اضافه می‌کنند. در این مساله به منظور ثابت نگه داشتن نسبت سطح در تمامی مراحل بیهینه‌سازی نقاط نشان داده شده با دایره در شکل 5 در جای خود ثابت شده‌اند.

2-3- حل عددی

1-2-3- معادلات حاکم

بطورکلی دو دسته روش RANS و LES برای شبیه‌سازی جریان آشفته وجود دارند که تفاوت آن‌ها در نوع میانگین‌گیری از معادله ناویر-استوکس است. در دسته روش‌های LES از میانگین‌گیری مکانی با استفاده از فیلتر و در دسته روش‌های RANS از میانگین‌گیری زمانی استفاده می‌شود. روش DES یک روش ترکیبی LES-RANS است که بطور خودکار در نزدیکی مرز تبدیل به روش RANS شده و در نواحی دورتر شبیه یک مدل LES یک معادله‌ای عمل می‌کند [23]. در مسئله بیهینه‌سازی مورد مطالعه به دلیل نیاز به اجرای حل جریان به دفعات متعدد و برای هریک از اعضاء جمعیت در هر نسل از الگوریتم ژنتیک، تنها شیوه مناسب استفاده از معادلات RANS یا معادلات ناویر-استوکس رینولدز متوسط بواسطه هزینه محاسباتی پایینتر این روش است. همچنین از آن‌جا که به دنبال بررسی خصوصیات میدان جریان متوسط

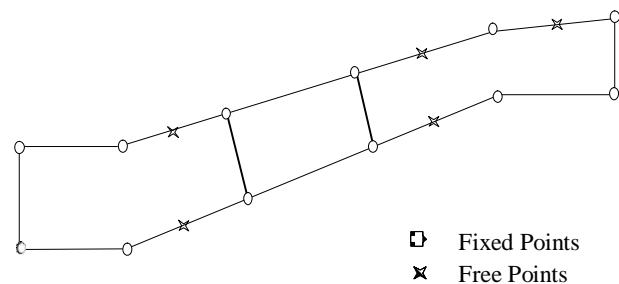


Fig. 5 Optimization control points on diffuser wall (3rd case)

شکل 5 نقاط کنترل انتخابی جهت بیهینه‌سازی دیواره دیفیوزر در مرحله سوم

شرایط ورودی وابسته است [13,12,10,9,3]. در این مطالعه سیال عامل هوا انتخاب شده است. چگالی و ویسکوزیته هوا منطبق با داده‌های آزمایش و به ترتیب 1.177 kg/m^3 و $1.857 \times 10^{-5} \text{ kg/m.s}$ در نظر گرفته شده‌اند. محاسبات برای عدد رینولدز 1.7×10^5 بر مبنای قطر هیدرولیکی ورودی جریان انجام شده است. برای ورودی از شرط مرزی سرعت استفاده شده بدین ترتیب که ابتدا مقادیر بی‌بعد سرعت در جهات محوری و مماسی با استفاده از نمودارهای شکل‌های 2 و 3 استخراج می‌شوند. سپس نموداری بر این مقادیر عددی منطبق شده و در ادامه معادلات استخراج شده در قسمت معادلات نرم افزار سی اف ایکس اعمال می‌شوند. مولفه سرعت در جهت شعاعی نیز 0 در نظر گرفته شده است. با توجه به این که در مطالعه آزمایشگاهی [21] شدت توربولانس ورودی بین 2-6 درصد گزارش شده، شدت توربولانس ورودی برای حل عددی در این تحقیق 5% در نظر گرفته شده است. از آنجا که تنها 1/8 از یخس آزمایش مدل شده است، شرط مرزی پرئودیک دورانی مورد استفاده قرار گرفته است. برای خروجی دیفیوزر از شرط مرزی فشار خروجی استفاده شده است و فشار نسبی در خروجی دیفیوزر 0 کیلوپاسکال در نظر گرفته شده است. بر روی دیواره‌های هاب، شروود و پوشش پایه نگهدارنده یاتاقان شرط مرزی دیواره (شرط مرزی عدم لغزش) اعمال شده است.

3-2-3- روش حل عددی

به دلیل تقارن دورانی مساله، حوزه محاسباتی حل عددی تنها در برگزیده 1/8 مدل آزمایشگاهی [21] است. شکل 6 حوزه محاسباتی حل جریان و مش محاسباتی تولید شده برای شبکه مینا را نشان می‌دهد. مش محاسباتی دیفیوزر خروجی توربین گاز مورد بررسی با استفاده از نرم‌افزار توربوگرید با فراخوانی پروفیل‌های هاب، شروود و پوشش پایه نگهدارنده یاتاقان تولید می‌شود. همچنین پروفیل پوشش پایه نگهدارنده یاتاقان با استفاده از روش پارامتری‌سازی پارسک تولید می‌شود.

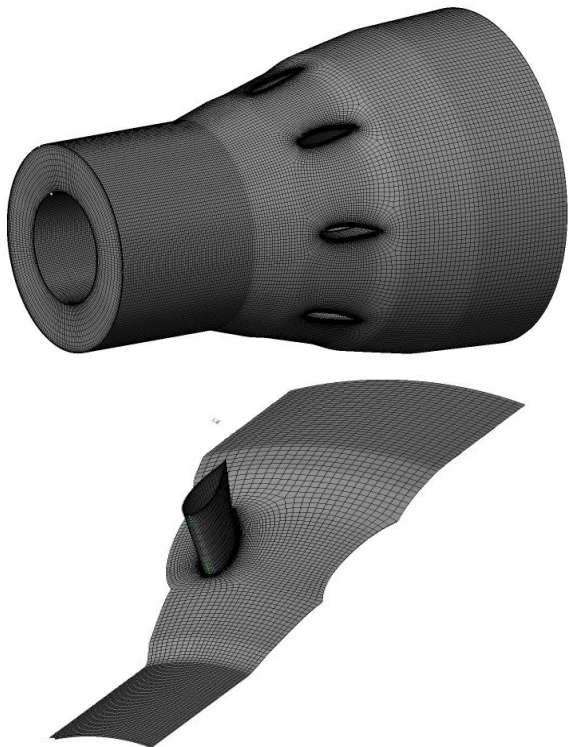


Fig. 6 Computational domain and corresponding mesh

شکل 6 حوزه حل و مش محاسباتی مرتبط با آن برای شبکه مینا

$$F_2 = \tanh(\text{arg}g_2^2) \quad (8)$$

$$\text{arg}g_2 = \max\left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta' \omega d}, \frac{500v}{d^2 \omega}\right) \quad (9)$$

به نحوی که d فاصله تا نزدیکترین دیواره و v ویسکوزیته سینماتیکی است.

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right), S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad (10)$$

همچنین معادلات انتقال برای انرژی جنبشی توربولانس k و فرکانس توربولانس ω با معادلات (11) و (12) ارائه شده‌اند.

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k3}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \beta' \rho k \omega \quad (11)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j \omega) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 3}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + (1 - F_1) \frac{2\rho}{\sigma_{\omega 2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} + \alpha_3 \frac{\omega}{k} G_k - \beta_3 \rho \omega^2 \quad (12)$$

درون مدل SST $k-\omega$ جهت ممانعت از تولید توربولانس در نواحی سکون ترم محدود کننده G_k اضافه شده و با رابطه (13) تعریف می‌شود.

$$G_k = \min \left[\mu_t \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right), 10\beta' \rho k \omega \right] \quad (13)$$

تابع اختلاط F_1 نیز با رابطه (14) تعریف می‌شود.

$$F_1 = \tanh(\text{arg}g_1^4) \quad (14)$$

$$\text{arg}g_1 = \min(\max \left\{ \frac{2\sqrt{k}}{\beta' \omega d}, \frac{500v}{d^2 \omega}, \frac{4\rho k}{CD_{kw} \sigma_{\omega 2} d^2} \right\}) \quad (15)$$

$$CD_{kw} = \max \left\{ 2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-10} \right\} \quad (16)$$

سرانجام ضرایب مدل SST $k-\omega$ (نظیر α_3) را می‌توان طبق رابطه (17) بصورت ترکیب خطی دیگر (مثلاً α_1, α_2) محاسبه نمود.

$$\eta_3 = \eta_1 F_1 + (1 - F_1) \eta_2 \quad (17)$$

همچنین ثابت‌های مدل توسط رابطه (18) تعریف شده‌اند.

$$\beta' = 0.09, \alpha_1 = \frac{5}{9}, \beta_1 = 0.075, \sigma_{k1} = 2, \sigma_{\omega 1} = 2, \alpha_2 = 0.44, \beta_2 = 0.0828, \sigma_{k2} = 1, \sigma_{\omega 2} = \frac{1}{0.856}, \alpha_1 = 0.31 \quad (18)$$

ضریب بازیافت فشار مهمترین پارامتر تعیین کننده عملکرد دیفیوزر است. یک عبارت کلی برای بازیافت فشار ایده‌آل یک دیفیوزر حلقوی تحت شرایط جریان چرخشی توسط ژاپیکس [26] ارائه شده است.

$$C_{pf} = 1 - \left(\frac{r_{m1}}{r_{m2}} \right)^2 \left(\frac{\tan^2 \gamma_1 + h_1^2 / h_2^2}{\tan^2 \gamma_1 + 1} \right) \quad (19)$$

در رابطه بالا γ معرف زاویه چرخش و r_m بیانگر شعاع متوسط است. معادله (19) اثر وجود پایه‌های نگهدارنده در مسیر جریان را به حساب نمی‌آورد. بنابراین به منظور ارزیابی عملکرد دیفیوزر با وجود پایه‌های نگهدارنده در جریان چرخشی از ضریب بازیافت فشار استاتیک رابطه (20) استفاده شده است. ضریب بازیافت فشار استاتیک به صورت نسبت تفاضل فشار استاتیک متوسط‌گیری شده جرمی در خروجی و ورودی با فشار دینامیک متوسط‌گیری شده جرمی در ورودی، که برابر با انرژی جنبشی سیال در ورودی دیفیوزر است تعریف می‌شود.

$$C_p = \frac{\overline{P_2} - \overline{P_1}}{\overline{P_{01}} - \overline{P_1}} \quad (20)$$

3-2-2- شرایط مرزی

همچنان که قبلاً نیز اشاره شد عملکرد دیفیوزرهای خروجی به شدت به

در ادامه با استفاده از نرم‌افزار توربوگرید مش مربوطه تولید و حل جریان با نرم‌افزار انسیس سی اف ایکس انجام می‌شود. بعد از محاسبه مقدار ضریب بازیافت فشار استاتیک مقدار برازندگی هر عضو جمعیت با استفاده از رابطه (21) تعیین می‌شود.

لازم به ذکر است هنگام تولید پروفیل پوشش پایه نگهدارنده یاتاقان باید بررسی شود تا پروفیل مربوطه با سطح مقطع در نظر گرفته شده برای پایه نگهدارنده یاتاقان برخورد نداشته باشد (شکل 7). برای پروفیل‌هایی که با پایه نگهدارنده یاتاقان برخورد نمایند یا برای حل‌های عددی و اگر شده با استفاده از یک فاکتور جریمه مقدار تابع هزینه بیشینه در نظر گرفته می‌شود.

4- بحث و نتایج

4-1- استقلال شبکه

به منظور ارزیابی حساسیت نتایج عددی نسبت به شبکه محاسباتی چهار شبکه با تعداد سلول‌های 81018، 221640، 521120 و 1011600 مورد مطالعه قرار گرفتند. شکل 8 نحوه تغییرات ضریب بازیافت فشار استاتیک (پارامتر هدف جهت بهینه‌سازی) با اندازه سلول‌های شبکه را هنگام اعمال چرخش ورودی 20° در ورودی نشان می‌دهد.

همچنین نحوه تغییرات γ^+ نسبت به اندازه شبکه در شکل 9 نشان داده شده است. به دلیل وجود جدایش جریان درون دیفیوزر، شبکه محاسباتی باید معیار حل $\gamma^+ < 5$ را ارضا نماید بنابراین یکی دیگر از معیارهای میزان تصفیه شبکه و یا به عبارتی ریز نمودن شبکه γ^+ در نظر گرفته شده است. بعلاوه نحوه تغییرات مقادیر فشار متوسط سطحی بر روی دیواره‌های هاب و شروود نسبت به کیفیت شبکه در شکل 10 نشان داده شده است.

بنابراین با توجه به نتایج شکل‌های 8,9,10 شبکه سوم با اندازه سلول 521120 به عنوان شبکه مینا برای فرایند بهینه‌سازی انتخاب شده است.

4-2- اعتبارسنجی

به منظور اعتبارسنجی نتایج عددی، مقادیر ضریب بازیافت فشار استاتیک برای سه حالت چرخش ورودی با داده‌های آزمایشگاهی [21] مقایسه و در شکل 11 نشان داده شده‌اند. عدم قطعیت ضریب بازیافت فشار اندازه‌گیری شده حدود 1.5% گزارش شده است [21]. با توجه به شکل 11، گرچه پاسخ‌های حل عددی مقادیر ضریب بازیافت فشار استاتیک را در مقایسه با داده‌های آزمایشگاهی بیشتر تخمین می‌زنند اما با این وجود نتایج حل عددی با

سپس درون نرم‌افزار انسیس سی اف ایکس مش تولید شده فراخوانی شده و پس از اعمال پروفیل‌های سرعت چرخشی در ورودی و تعیین سایر شرایط مرزی برحسب مدل توربولانسی انتخابی حل جریان انجام می‌شود.

محاسبات برای عدد رینولدز 1.7×10^5 بر مبنای قطر هیدرولیکی ورودی جریان انجام شده است. برای چنین عدد رینولدزی وجود جریانی کاملاً آشفته انتظار می‌رود و بنابراین از اثرات مرتبط با عدد رینولدز نظیر گذار می‌توان صرف نظر نمود.

برای گسسته‌سازی ترم‌های جابجایی معادلات ممنتوم و توربولانس از شیوه گسسته‌سازی تفکیک بالا در درون نرم‌افزار انسیس سی اف ایکس استفاده شده است. معیار همگرایی حل جریان کاهش باقیمانده‌ها به کمتر از 10^{-6} انتخاب شده است.

3-3- الگوریتم ژنتیک

الگوریتم‌های بهینه‌سازی برای جستجوی طراحی بهینه درون فضاهای چندبعدی با پارامترهای زیاد بطور گسترده مورد استفاده قرار گرفته‌اند. ایده مینا تقلید فرایند تکامل بیولوژیکی است که مبتنی بر بقاء متناسب‌ترین ژن‌ها یا بهترین اعضاء می‌باشد [27].

هنگام استفاده از الگوریتم‌های تکاملی در طراحی مهندسی و فرایند بهینه‌سازی شکل، مجموعه‌ای از پارامترها که معرف شکل هندسه مساله (در اینجا هندسه پوشش پایه نگهدارنده و دیواره) هستند یک عضو در نظر گرفته می‌شوند. شایستگی عضو براساس محاسبات دینامیک سیالات محاسباتی تعیین می‌شود، به نحوی که مجموعه پارامترها در راستای کمینه‌سازی تلفات یا بیشینه‌سازی راندمان کلی تغییر داده می‌شوند.

مقدار برازندگی یا تابع هزینه f کمیت مینا جهت ارزیابی شایستگی اعضاء محسوب می‌شود. در این تحقیق مقدار f به صورت زیر محاسبه می‌گردد.

$$f = 1 - C_p \quad (21)$$

در اینجا از الگوریتم ژنتیک برای بهینه‌سازی دیفیوزر استفاده شده است. مبانی الگوریتم ژنتیک همراه با جزئیات مربوطه در مراجع [28,27] تشریح شده است. تنها در این مقاله در عوض تولید جمعیت اولیه بصورت اتفاقی، جمعیت آغازین از بین بهترین جواب‌های نمونه‌برداری اولیه از فضای حل انتخاب شده‌اند. برای نمونه‌برداری اولیه از فضای حل از روش لاتین هاپرکیوب براساس معیار ماکسیمین [29] و تعریف گره‌بازکن و تابع معیار مقدار اسکالر [30] جهت رتبه‌بندی طرح‌های نمونه‌برداری در حال رقابت استفاده شده است. جزئیات بیشتری در رابطه با یک حالت از نمونه‌برداری اولیه از فضای حل برای بهینه‌سازی دیواره دیفیوزر حلقوی تقارن محوری در مرجع [5] ارائه شده است.

پس از انتخاب جمعیت اولیه، الگوریتم ژنتیک سه قاعده مهم را در هر قدم برای ایجاد نسل بعدی از جامعه فعلی به کار می‌برد.

قوانین انتخاب (تولیدمثل): جواب‌های منفرد (والدین) انتخاب شده و در ایجاد نسل بعدی مشارکت می‌کنند.

قوانین تقاطع: با ترکیب دو والد، فرزندان نسل بعد را تولید می‌کند.

قوانین جهش: تغییرات تصادفی را در والدین منفرد جهت تولید فرزندان

اعمال می‌کند.

پس از ایجاد جمعیت جدید، پروفیل پوشش پایه نگهدارنده یاتاقان با استفاده از روش پارسک و نیز فرم دیواره دیفیوزر با استفاده از اسپلاین‌های خطی تولید می‌شود.

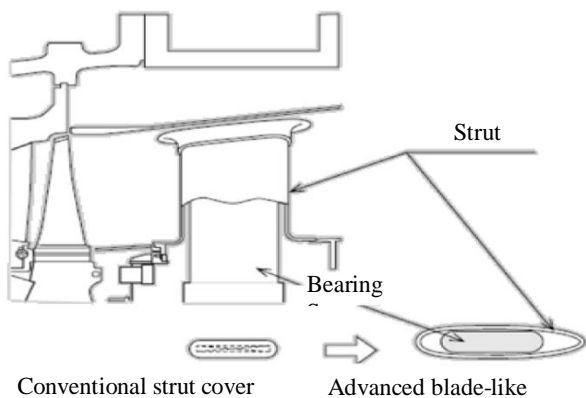


Fig. 7 Schematic of bearing strut and its cover

شکل 7 پایه نگهدارنده یاتاقان و پوشش‌های معمول و پیشرفته آن

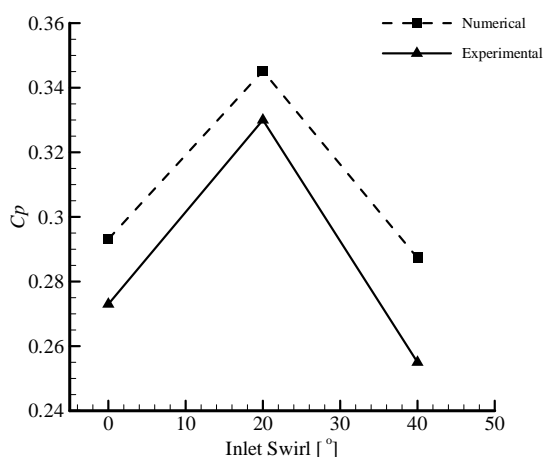


Fig. 11 Comparison of the numerical and experimental [21] pressure recovery coefficients

شکل 11 مقادیر ضریب بازیافت فشار استاتیکی عددی و آزمایشگاهی [21] در چرخش‌های ورودی مختلف

داده‌های آزمایشگاهی [21] سازگاری مناسبی دارند. مثلا برای حالت استفاده از چرخش ورودی 20° اختلاف بین نتایج عددی و آزمایشگاهی کمتر از 5% است که نزدیک به عدم قطعیت آزمایشگاهی گزارش شده است.

در این مقاله، طول و تری ایرفویل تشکیل دهنده پوشش پایه نگهدارنده یاتاقان برابر با طول اولیه و ثابت در نظر گرفته شده در حالی که سایر متغیرهای مرتبط با هندسه پوشش پایه نگهدارنده یاتاقان مساله آزادند تا در محدوده بالایی و پایینی تعیین شده مطابق با جدول 2 تغییر کنند. همچنین تعداد پایه‌های نگهدارنده مساله ثابت و برابر هشت در نظر گرفته شده است. بهینه‌سازی برای چرخش ورودی 20° درجه و با استفاده از مدل توربولانسی SST $k-\omega$ انجام شده است.

همچنان که قبلا نیز اشاره شد در مراحل اول و دوم بهینه‌سازی شکل پروفیل پوشش پایه نگهدارنده یاتاقان به ترتیب با استفاده از ده و بیست پارامتر و با بکارگیری روش پارسک تولید می‌شود.

در مرحله سوم علاوه بر تولید شکل پوشش پایه‌های نگهدارنده یاتاقان در مقاطع هاب و شروود با بیست پارامتر، شکل دیواره‌های دیفیوزر نیز با استفاده از ده متغیر طراحی و با بهره‌گیری از اسپلین‌های خطی تولید می‌شود.

به منظور نمونه برداری اولیه از فضای حل ابتدا تعداد 100، 200 و 300 اجرا با استفاده از متغیرهای طراحی پیشنهادی توسط روش لاتین هایپرکیوب در مراحل اول، دوم و سوم بهینه‌سازی انجام شده و مقادیر برازندگی تعیین می‌شوند. علت استفاده از روش نمونه برداری لاتین هایپرکیوب نیاز به تعداد نمونه‌های کمتر در مقایسه با روش فاکتوریل کامل است.

در ادامه الگوریتم ژنتیک با اندازه جمعیت ده عضو و با در نظر گرفتن شیوه رتبه‌بندی وزنی، تقاطع تک نقطه‌ای و نرخ جهش 0.25 آغاز می‌شود. با در نظر گرفتن حداکثر 80 نسل برای الگوریتم فرایند بهینه‌سازی مطابق با فلوجارت شکل 12 ادامه می‌یابد.

با فراخوانی مدول حل دقیق در شکل 12 کلیه فرایندهای پارامتری‌سازی هندسی، تولید مش محاسباتی، حل جریان درون نرم‌افزار آنسیس سی اف ایکس و محاسبه تابع هدف برحسب متغیرهای طراحی ورودی بصورت کاملا خودکار انجام می‌گیرد.

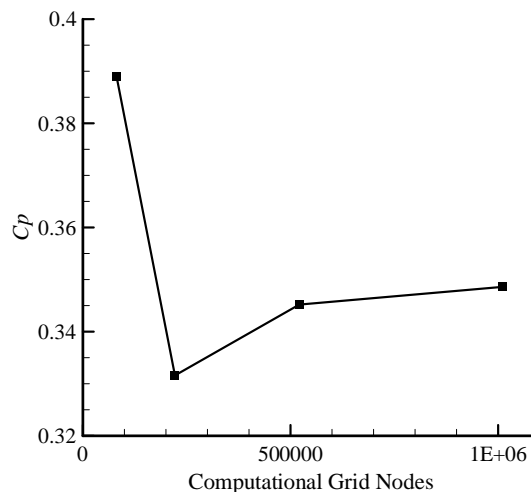


Fig. 8 Pressure recovery coefficient versus grid size

شکل 8 نحوه تغییرات ضریب بازیافت فشار استاتیکی برحسب اندازه شبکه محاسباتی

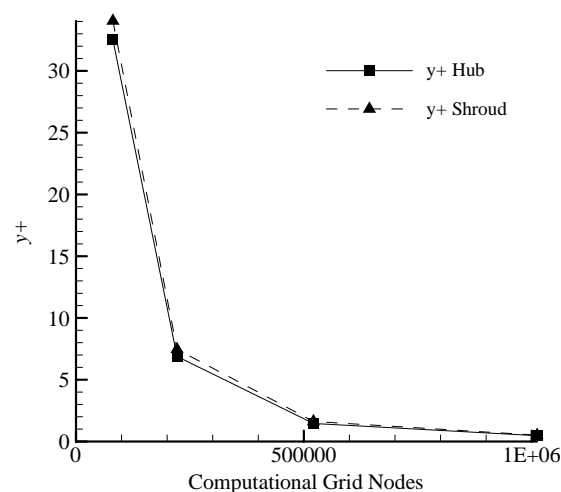


Fig. 9 Variation of y^+ versus computation grid size

شکل 9 نحوه تغییرات y^+ برحسب اندازه شبکه محاسباتی

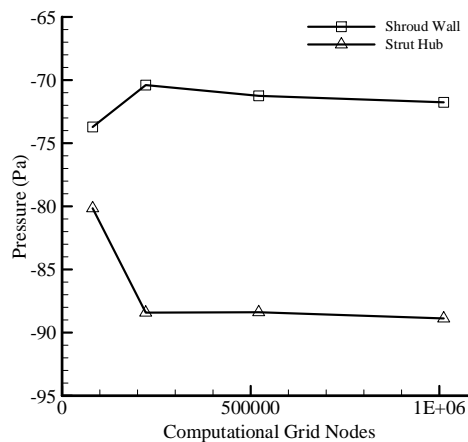


Fig.10 Area weighted average pressures on hub& shroud versus computational grid size

شکل 10 نحوه تغییرات مقادیر فشار متوسط سطحی بر روی دیواره‌های هاب و شروود برحسب کیفیت شبکه محاسباتی

مثال، الگوریتم بهینه‌سازی برای مرحله اول بعد از 54 نسل متوقف می‌شود زیرا بهترین مقدار برازندگی پس از 10 نسل متوالی بدون تغییر باقی می‌ماند. همچنین بدلیل نمونه‌برداری اولیه از فضای حل شیب تغییرات بهترین پاسخ‌ها در الگوریتم‌های ژنتیک کاهش یافته است.

پروفیل‌های پوشش پایه نگهدارنده بهینه در هر سه مرحله بهینه‌سازی، همراه با پروفیل پوشش پایه نگهدارنده منبأ در شکل 14 نشان داده شده‌اند.

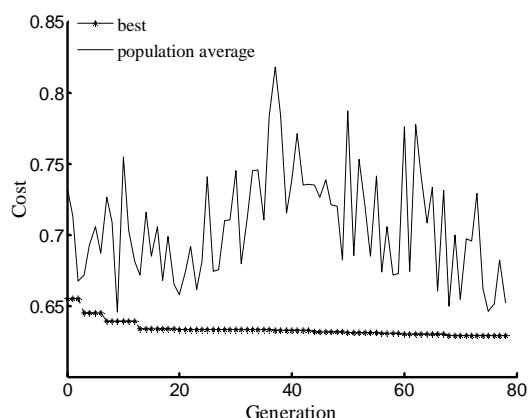
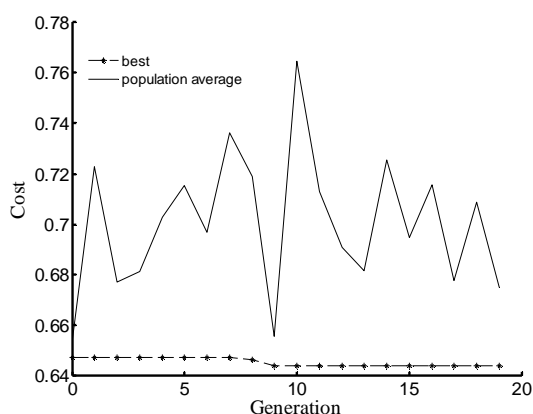
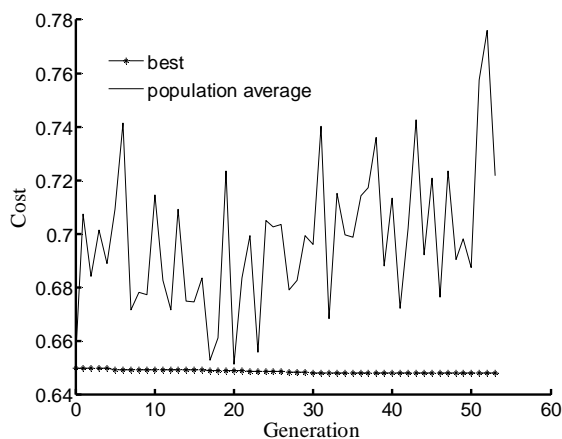


Fig. 13 Genetic algorithm convergence, a) Strut cover optimization in one section, a) Strut cover optimization in two sections (hub & shroud), c) Simultaneous optimization of the strut covers and diffuser walls

شکل 13 روند همگرایی الگوریتم ژنتیک، الف) بهینه‌سازی پوشش پایه نگهدارنده یاتاقان در یک مقطع ب) بهینه‌سازی پوشش پایه نگهدارنده یاتاقان در دو مقطع ج) بهینه‌سازی همزمان پوشش پایه نگهدارنده یاتاقان و دیواره دیفیوزر

فرایند بهینه‌سازی مساله تا رسیدن به همگرایی الگوریتم ژنتیک یا خاتمه تمامی تکرارهای تعیین شده ادامه می‌یابد. معیار همگرایی الگوریتم ژنتیک، عدم تغییر مقدار بهترین برازندگی در 10 نسل متوالی در نظر گرفته شده است.

فرایند بهینه‌سازی با الگوریتم ژنتیک در مراحل اول، دوم و سوم به ترتیب بعد از 54، 20 و 78 تکرار همگرا می‌شود. در شکل 13 همگرایی الگوریتم ژنتیک در هر سه وضعیت بهینه‌سازی ارائه شده است. به عنوان

جدول 2 محدوده تغییرات متغیرهای طراحی مرتبط با پوشش پایه نگهدارنده یاتاقان **Table 2** the range of the strut cover design variable

محدوده بالایی	محدوده پایینی	متغیرهای طراحی
65	25	R_{LE}
0.4	0.2	I_{up}
0.4	0.2	I_{low}
0.12	0.09	J_{up}
-0.09	-0.12	J_{low}
-0.5	-0.9	J''_{up}
0.9	0.5	J''_{low}
0.05	-0.05	J_{te}
12	1	$\theta_{te,up}$
-1	-12	$\theta_{te,low}$

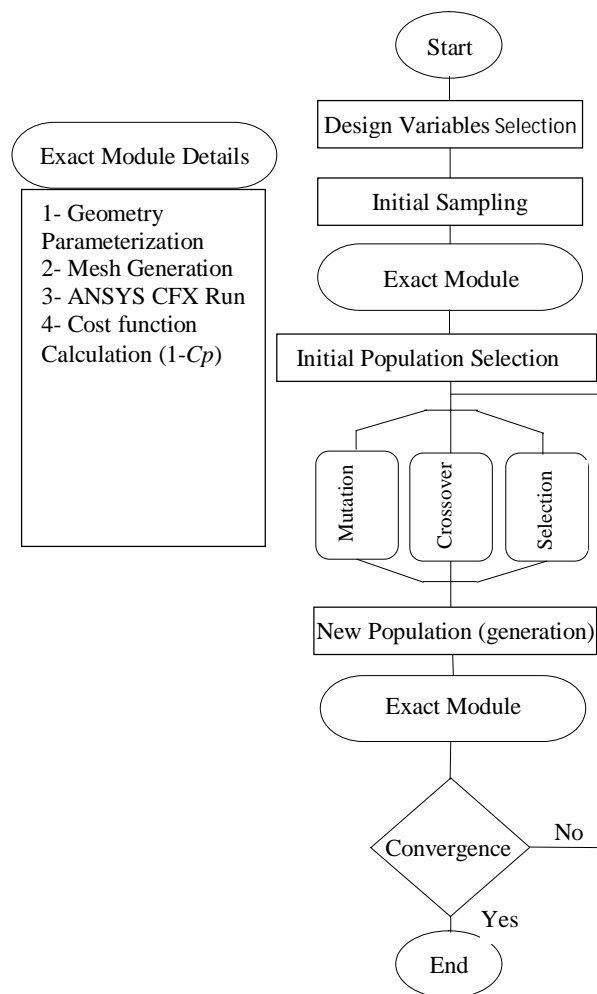


Fig. 12 Optimization algorithm

شکل 12 الگوریتم بهینه‌سازی

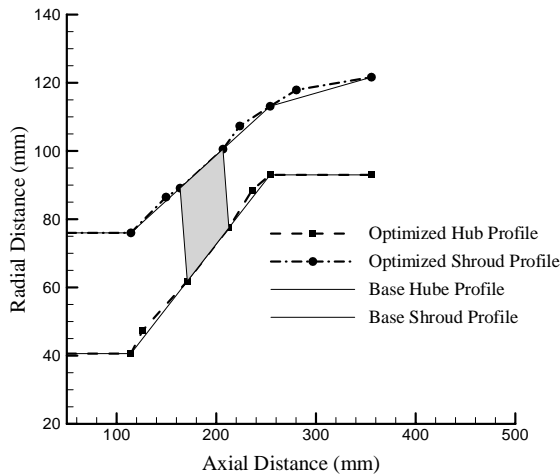


Fig. 15 Base and optimized gas turbine exhaust diffuser walls

شکل 15 فرم دیواره دیفیوزر خروجی توربین گاز بهینه و مینا

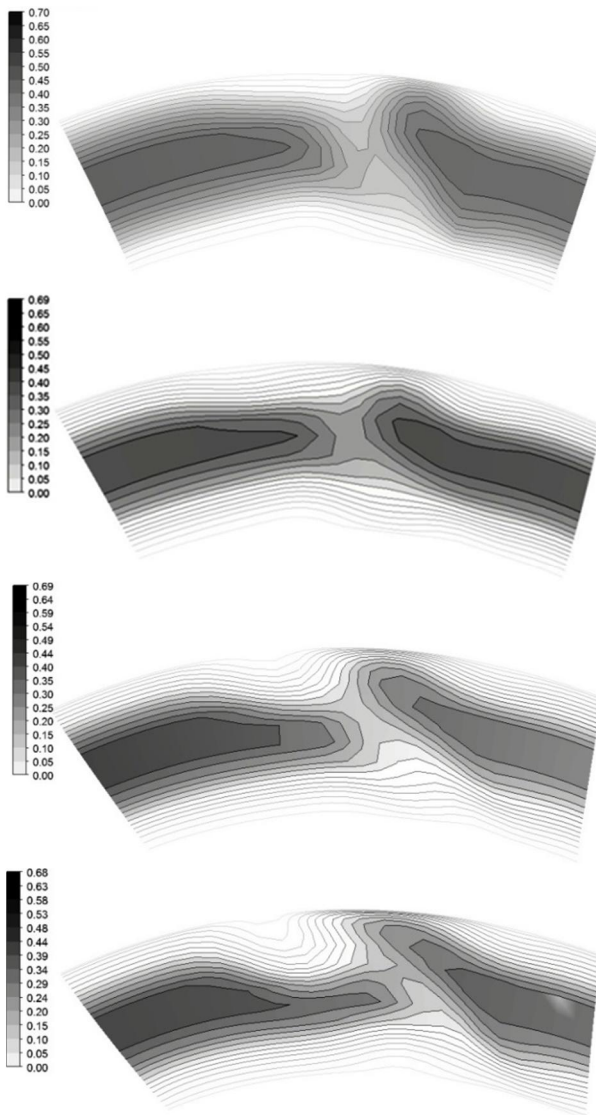


Fig. 16 Outlet non-dimensional total pressure contour plots at 20° swirl, a) base b) the optimization first instance c) the optimization second instance d) the optimization third instance

شکل 16 کنتور فشار کل بی بعد در خروجی دیفیوزر به ترتیب برای حالت مینا، بهینه مرحله اول، بهینه مرحله دوم و بهینه مرحله سوم

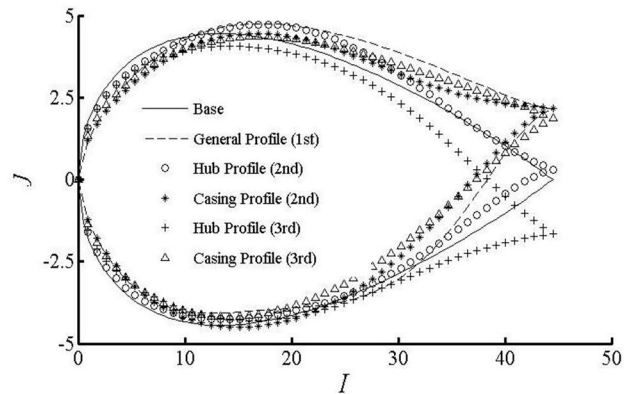


Fig. 14 Base and optimized strut cover profiles

شکل 14 پروفیل‌های پوشش پایه نگهدارنده مینا و بهینه

به‌منظور هدایت و راهنمایی بهتر جریان درون دیفیوزر، پروفیل‌های بهینه کاملاً نامتقارن به‌دست می‌آیند. مقادیر بهینه پارامترهای حل مرتبط با پروفیل‌های پوشش پایه نگهدارنده یاتاقان در جدول 3 ارائه شده‌اند.

شکل دیواره دیفیوزر بهینه در مرحله سوم در شکل 15 نشان داده شده و با دیواره‌های هاب و شروود دیفیوزر حلقوی مینا مقایسه شده است. موقعیت پایه نگهدارنده یاتاقان نیز در این شکل بطور شماتیک مشخص شده است. در نتیجه بهینه‌سازی مقادیر ضرایب بازیافت فشار استاتیک دیفیوزرها در مراحل اول، دوم و سوم به ترتیب 1.94%، 3.1% و 7.42% افزایش می‌یابند.

شکل 16 کنتورهای فشار کل بی‌بعد در خروجی دیفیوزرهای مینا و بهینه را نشان می‌دهد. فشار کل در خروجی با تقسیم بر هد دینامیک ورودی جریان بی‌بعد شده است.

$$P_{tot} = \frac{P_0}{P_{01} - P_1} \quad (22)$$

ناحیه کم‌فشار ناشی از وجود پایه نگهدارنده در مسیر جریان بوضوح در شکل 16 برای حالت دیفیوزر مینا قابل مشاهده است. با توجه به شکل 16 مشاهده می‌شود که میزان غیریکنواختی جریان خروجی برای دیفیوزرهای بهینه تا حدودی کاهش یافته است و کنتور فشار کل بی‌بعد به میزانی جزئی یکنواخت‌تر شده است.

جدول 3 پارامترهای تعیین‌کننده شکل پوشش پایه نگهدارنده یاتاقان بهینه

Table 3 The optimized parameters of the strut cover profiles

مرحله سوم	مرحله دوم	مرحله اول	متغیرهای طراحی	
بهینه (شروود)	بهینه (هاب)	بهینه (شروود)	بهینه عمومی	
44.2	31	57.4	63	R_{LE}
0.38	0.322	0.374	0.388	I_{up}
0.316	0.368	0.336	0.308	I_{low}
0.0981	0.0912	0.0999	0.1062	J_{up}
-0.0942	-0.0966	-0.1011	-0.0957	J_{low}
-0.636	-0.588	-0.896	-0.864	J_{up}^n
0.884	0.716	0.892	0.616	J_{low}^n
0.042	-0.037	0.049	0.007	J_{te}
9.03	3.09	4.85	4.63	$\theta_{te,up}$
-7.93	-10.53	-1.33	-6.83	$\theta_{te,low}$

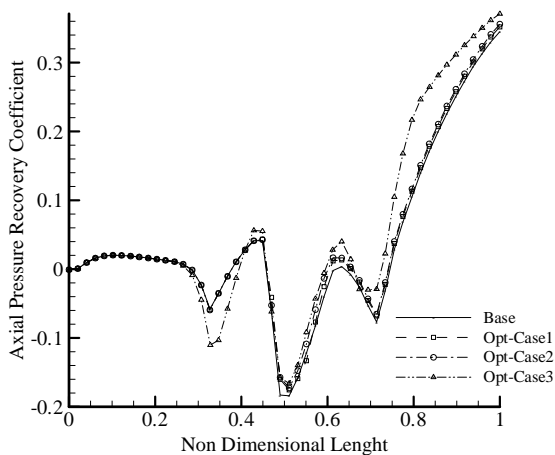


Fig. 18 Axial pressure recovery coefficients inside the base and optimized diffusers

شکل 18 روند تغییرات ضریب بازیافت فشار استاتیک محوری درون دیفیوزرهای خروجی توربین گاز مینا و بهینه

در این نمودار نیز مشاهده می‌شود اثر بهینه‌سازی دیواره دیفیوزر در مقایسه با بهینه‌سازی پروفیل پوشش پایه نگهدارنده یاتاقان بسیار بیشتر است. به عبارت دیگر بهینه‌سازی پوشش پایه نگهدارنده یاتاقان به منظور بهبود ضریب بازیافت فشار استاتیک دیفیوزر در مقایسه با بهینه‌سازی دیواره‌های دیفیوزر در مرتبه دوم اهمیت قرار دارد.

5- نتیجه گیری

به دلیل وجود پایه‌های نگهدارنده درون دیفیوزرهای خروجی توربین گاز، طراحی این نوع دیفیوزرها با استفاده از روش‌های دوبعدی مرسوم چندان منطقی به نظر نمی‌رسد. لذا در این تحقیق به مطالعه جریان دائم سه‌بعدی با ورودی چرخشی درون یک دیفیوزر خروجی توربین گاز نمونه و بهینه‌سازی هندسه با استفاده از الگوریتم ژنتیک پرداخته شده است. فرایند بهینه‌سازی به ترتیب در سه حالت بهینه‌سازی پروفیل پوشش پایه نگهدارنده یاتاقان در یک مقطع، بهینه‌سازی پروفیل‌های پوشش پایه نگهدارنده یاتاقان در دو مقطع و بهینه‌سازی همزمان دیواره دیفیوزر و پروفیل‌های پوشش پایه نگهدارنده یاتاقان (در دو مقطع) انجام شده است.

یافته‌های اصلی حاصل از این تحقیق عبارتند از:

- 1- ترکیب کاملاً خودکار روش پارامتری‌سازی پارسک برای تولید پروفیل پوشش پایه نگهدارنده یاتاقان و اسپلین خطی جهت پارامتری‌سازی دیواره، با شیوه تولید مش محاسباتی با توربوگرید و حل جریان توسط انسیس سی اف ایکس به همراه الگوریتم ژنتیک نتایج نویدبخشی را جهت بهینه‌سازی هندسی دیفیوزر خروجی توربین گاز ارائه نمود.
- 2- بهینه‌سازی شکل پروفیل پوشش پایه نگهدارنده یاتاقان در یک یا دو مقطع به تنهایی اثر قابل ملاحظه‌ای در بهبود عملکرد دیفیوزر خروجی توربین گاز ندارد.
- 3- بهینه‌سازی همزمان دیواره‌ها همراه با پروفیل‌های پوشش پایه نگهدارنده یاتاقان در دو مقطع هاب و شورد اثر قابل ملاحظه‌ای روی عملکرد دیفیوزر خروجی توربین گاز داشته و ضریب بازیافت فشار استاتیک دیفیوزر را حدود 7.5% افزایش می‌دهد.

خطوط جریان سطحی در صفحه میانی پایه نگهدارنده برای چرخش ورودی 20° برای پروفیل‌های پوشش پایه نگهدارنده مینا و بهینه در شکل 17 نشان داده شده است. نتایج شکل 17 کاهش نسبی محدوده جدایش جریان درون دیفیوزرهای بهینه را نشان می‌دهد. با توجه به شکل 17 جدایش جریان وسیع در سمت مکش پایه نگهدارنده در حالت مینا تبدیل به دو ناحیه جدایش جریان کوچک برای مرحله اول بهینه‌سازی شده است. در مرحله دوم بهینه‌سازی محدوده جدایش جریان در صفحه میانی دیفیوزر به میزان جزئی نسبت به حالت مینا کاهش می‌یابد. نهایتاً، در مرحله سوم بهینه‌سازی ناحیه جدایش جریان به محدوده‌ای بسیار کوچک در سمت مکش و در ناحیه لبه فرار پوشش پایه نگهدارنده یاتاقان تقلیل می‌یابد.

نحوه تغییرات ضرایب بازیافت فشار محوری درون دیفیوزرهای خروجی توربین گاز مینا و بهینه در شکل 18 نشان داده شده است. با توجه به شکل 18 ضریب بازیافت فشار استاتیک محوری تمامی دیفیوزرها ابتدا درون لوله حلقوی ورودی افت می‌کند، سپس با ورود جریان به درون دیفیوزر واگرایی دوبل ضریب بازیافت فشار استاتیک افزایش یافته اما در موقعیت مکانی شروع پایه‌های نگهدارنده این ضریب افت می‌کند. بواسطه بهینه‌سازی شکل پوشش پایه نگهدارنده میزان افت ضریب بازیافت فشار استاتیک درون دیفیوزرهای بهینه کمتر است. با خاتمه مقطعی از جریان که پایه‌های نگهدارنده در آن قرار دارد مجدداً ضریب بازیافت فشار استاتیک افزایش می‌یابد. در ادامه به واسطه شکل خاص بخش انتهایی دیفیوزر واگرایی دوبل که در آن سطح مقطع جریان حالت همگرا دارد ضرایب بازیافت فشار استاتیک مجدداً کاهش یافته ولی با ورود جریان به درون دیفیوزر حلقوی خروجی ضرایب بازیافت فشار استاتیک تا مقطع خروجی بطور پیوسته افزایش می‌یابند. همچنان که

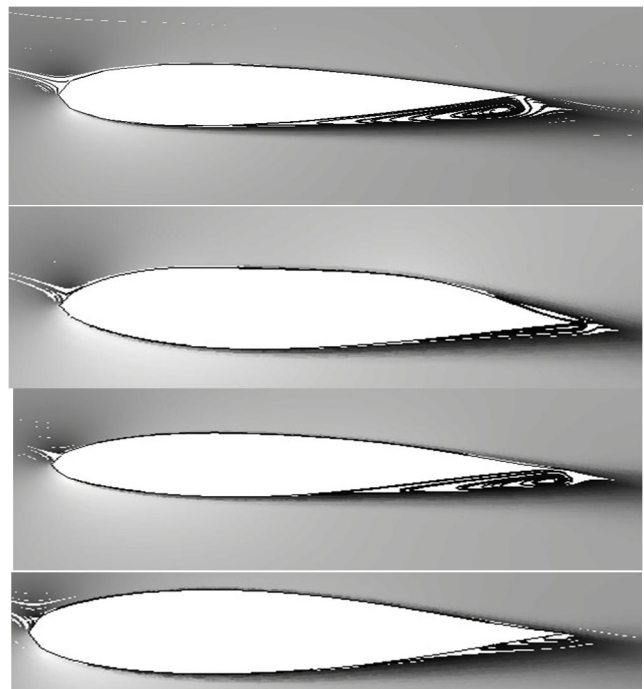


Fig. 17 Surface streamlines in the mid span for strut cover profiles at 20° swirl, a) base b) the optimization first instance c) the optimization second instance d) the optimization third instance

شکل 17 خطوط جریان سطحی در صفحه میانی به ترتیب برای پروفیل‌های پوشش پایه نگهدارنده مینا، بهینه مرحله اول، بهینه مرحله دوم و بهینه مرحله سوم

6- فهرست علائم

σ_{k1}	ضریب ثابت مدل توربولانسی SST $k-\omega$	A	سطح ورودی (خروجی) جریان (m^2)
σ_{k2}	ضریب ثابت مدل توربولانسی SST $k-\omega$	a_1	ثابت مدل توربولانسی SST $k-\omega$
σ_{k3}	ضریب ثابت مدل توربولانسی SST $k-\omega$	AR	نسبت سطح
$\sigma_{\omega 1}$	ضریب ثابت مدل توربولانسی SST $k-\omega$	C_p	ضریب بازیافت فشار استاتیک
$\sigma_{\omega 2}$	ضریب ثابت مدل توربولانسی SST $k-\omega$	C_{pi}	ضریب بازیافت فشار استاتیک ایده آل
$\sigma_{\omega 3}$	ضریب ثابت مدل توربولانسی SST $k-\omega$	d	فاصله تا نزدیکترین دیواره (m)
φ	زاویه دیواره دیفیوزر ($^\circ$)	F_1	تابع اختلاط مدل توربولانسی SST $k-\omega$
ω	فرکانس توربولانس (s^{-1})	F_2	تابع اختلاط مدل توربولانسی SST $k-\omega$
بالانویس‌ها		f	تابع هدف
-	مقدار متوسط جرمی	G	ترم محدودکننده تولید توربولانس مدل SST $k-\omega$
=	مقدار متوسط سطحی	h	ارتفاع حلقوی ورودی جریان (m)
زیرنویس‌ها		I	موقعیت طولی بی بعد پروفیل پوشش پایه نگهدارنده
1	ورودی دیفیوزر	J	موقعیت عرضی بی بعد پروفیل پوشش پایه نگهدارنده
2	خروجی دیفیوزر	k	انرژی جنبشی توربولانس (m^2s^{-2})
c1	بخش شروع در ابتدای دیفیوزر واگرای دوپل	L_1	طول لوله حلقوی ورودی (m)
c2	بخش شروع در انتهای دیفیوزر واگرای دوپل	L_2	طول دیفیوزر واگرای دوپل (m)
h1	بخش هاب در ابتدای دیفیوزر واگرای دوپل	L_3	طول دیفیوزر حلقوی خروجی (m)
h2	بخش هاب در انتهای دیفیوزر واگرای دوپل	\hat{n}	بردار یکه نرمال
LE	لبه پیشرو پروفیل پوشش پایه نگهدارنده یاتاقان	P	فشار (Nm^{-2})
low	بخش پایینی پروفیل پوشش پایه نگهدارنده یاتاقان	P_0	فشار کل (Nm^{-2})
t	توربولانس	r	شعاع (m)
te	لبه دنباله پروفیل پوشش پایه نگهدارنده یاتاقان	r^*	طول بی بعد
tot	مجموع	r_m	شعاع متوسط (m)
up	بخش بالایی پروفیل پوشش پایه نگهدارنده یاتاقان	R	شعاع پروفیل پوشش پایه نگهدارنده یاتاقان (mm)
		Re	عدد رینولدز
		S	اندازه نرخ کرنش (s^{-1})
		SW	عدد چرخش جریان
		u'	مولفه نوسانی سرعت (ms^{-1})
		U	مولفه متوسط زمانی سرعت (ms^{-1})
		\vec{v}	بردار سرعت (ms^{-1})
		y^+	طول بی بعد نزدیک دیواره

علائم یونانی

α_1	ضریب ثابت مدل توربولانسی SST $k-\omega$
α_2	ضریب ثابت مدل توربولانسی SST $k-\omega$
α_3	ضریب ثابت مدل توربولانسی SST $k-\omega$
β'	ضریب ثابت مدل توربولانسی SST $k-\omega$
β_1	ضریب ثابت مدل توربولانسی SST $k-\omega$
β_2	ضریب ثابت مدل توربولانسی SST $k-\omega$
β_3	ضریب ثابت مدل توربولانسی SST $k-\omega$
γ	زاویه چرخش ($^\circ$)
η	متغیر کاذب جهت محاسبه ضرایب مدل SST $k-\omega$
θ	زاویه دنباله پروفیل پوشش پایه نگهدارنده یاتاقان ($^\circ$)
ϑ	لزجت سینماتیکی (m^2s^{-1})
μ	لزجت دینامیکی ($kgm^{-1}s^{-1}$)
ρ	چگالی (kgm^{-3})

7- مراجع

- [1] S. J. Kline, D. E. Abbot, R. W. Fox, Optimum design of straight-walled diffusers, *ASME Journal of Basic Engineering*, Vol. 81, No. 3, pp. 321-330, 1959.
- [2] G. Sovran, E. D. Klomp, *Fluid dynamics of internal flow, in: experimentally determined optimum geometries for rectilinear diffusers with rectangular, conical or annular cross-section.*, First Edition, pp. 271-319, New York, Elsevier, 1967.
- [3] S. J. Stevens, G. J. Williams, The Influence of Inlet Conditions on the Performance of Annular Diffusers, *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 102, No. 3, pp. 357-363, 1980.
- [4] D. Japikse, *Turbomachinery Diffuser Design Technology*, Second Edition, pp. 217-243, Vermont, Concepts Eti, 2000.
- [5] M. Dehghani, H. Ajam, S. Farahat, Geometry optimization of turbulent flow inside annular diffusers by CFD analysis and surrogate modeling, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 15, No. 7, pp. 371-384, 2015. (in Persian)
- [6] A. M. Elkersh, A. H. Elgammal, N. R. L. Maccallum, An experimental investigation of the performance of equiangular annular diffusers with swirled flow, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol. 199, No. 4, pp. 293-297, 1985.
- [7] S. Ubertini, U. Desideri, Experimental performance analysis of an annular diffuser with and without struts, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 22, No. 3-4, pp. 183-195, 2000.
- [8] B. K. Sultanian, S. Nagao, T. Sakamoto, Experimental and three-dimensional CFD investigation in a gas turbine exhaust system, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 121, No. 2, pp. 364-374, 1999.
- [9] O. Sieker, J. Seume, Influence of rotating wakes on separation in turbine exhaust diffusers, *Journal of Thermal Science*, Vol. 17, No. 1, pp. 42-49, 2008.

- numerically optimized short annular diffusers, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 137, No. 5, pp. 604-614, 2015.
- [20] S. Guillot, W. F. Ng, H. D. Hamm, U. E. Stang, K. T. Lowe, The experimental studies of improving the aerodynamic performance of a turbine exhaust system, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 137, No. 1, pp. 601-615, 2014.
- [21] G. K. Feldcamp, A. M. Birk, Strut losses in a diverging annular diffuser with swirling flow, *Proceeding of ASME Turbo Expo 2006*, Barcelona: ASME, pp.9-18, 2006.
- [22] K. Fujii, G. Dulikravich, *Recent Development of Aerodynamic Design Methodologies*, First Edition, pp. 71-87, Berlin: Springer-Vieweg, 1999.
- [23] G. H. Amir Mohammad Jadidi, Turbulent wind flow simulation over Tarbiat Modares University, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 14, No. 13, pp. 272-280, 2015 (in Persian فارسی)
- [24] A. K. Gupta, A. K., D. G. Lilley, N. N. Syred, *Swirl flows*, First Edition, pp. 305-329, Tunbridge Wells, Kent: Abacus Press, 1985.
- [25] D. C. Wilcox, *Turbulence Modeling for CFD*, Third Edition, pp. 107-230, Canada : DCW Industries, 2006.
- [26] D. Japikse, A new diffuser mapping technique—part 1: studies in component performance, *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 108, No. 2, pp. 148-156, 1986.
- [27] A. E. Eiben, J. E. Smith, *Introduction to Evolutionary Computing*, First Edition, pp. 37-69, Berlin: Springer-Verlag, 2003.
- [28] D. E. Goldberg, *Genetic Algorithms in Search, Optimization and Machine Learning*, First Edition, pp. 27-214, Wilmington: Addison-Wesley Professional, 1989.
- [29] M. E. Johnson, L. M. Moore, D. Ylvisaker, Minimax and maximin distance designs, *Journal of Statistical Planning and Inference*, Vol. 26, No. 2, pp. 131-148, 1990.
- [30] M. D. Morris, T. J. Mitchell, D. Ylvisaker, Bayesian design and analysis of computer experiments: use of derivatives in surface prediction, *Technometrics*, Vol. 35, No. 3, pp. 243-255, 1993.
- [10] D. Kluß, H. Stoff, A. Wiedermann, Effect of wakes and secondary flow on re-attachment of turbine exit annular diffuser flow, *Journal of Turbomachinery*, Vol. 131, No. 4, pp. 1-12, 2009.
- [11] M. H. Cunningham, A. M. Birk, W. D. Bartolomeo, Importance of inlet total pressure conditions in evaluating performance of non-symmetric gas turbine exhaust ducts, *Proceeding of ASME Turbo Expo 2002*, Amsterdam: ASME, pp. 103-109, 2002.
- [12] G. K. Feldcamp, A. M. Birk, A Study of modest CFD models for the design of an annular diffuser with struts for swirling flow, *Proceeding of ASME Turbo Expo 2008*, Berlin: ASME, pp. 1-10, 2008.
- [13] V. Vassiliev, S. Irmisch, M. Claridge, D. P. Richardson, Experimental and numerical investigation of the impact of swirl on the performance of industrial gas turbines exhaust diffusers, *Proceeding of ASME Turbo Expo 2003*, Atlanta: ASME, pp. 19-29, 2003.
- [14] V. Vassiliev, M. Rothbrust, S. Irmisch, Refitting of Exhaust Diffuser of Industrial Gas Turbine, *Proceeding of ASME Turbo Expo 2008*, Berlin: ASME, pp. 979-987, 2008.
- [15] M. Drela, Newton solution of coupled viscous/inviscid multielement airfoil flows, *21st Fluid Dynamics, Plasma Dynamics and Lasers Conference*, Seattle :AIAA, pp.147-156, 1990.
- [16] A. M. Pradeep, B. Roy, V. Vaibhav, D. Srinivasu, Study of gas turbine exhaust diffuser performance and its enhancement by shape modifications, *Proceeding of ASME Turbo Expo 2010*, Glasgow: ASME, pp. 1101-1110, 2010.
- [17] V. Vassiliev, S. Irmisch, S. Abdel-Wahab, A. Granovskiy, Impact of the inflow conditions on the heavy-duty gas turbine exhaust diffuser performance, *Journal of Turbomachinery*, Vol. 134, No. 4, pp. 1018-1027, 2011.
- [18] D. J. Cerantola, A. M. Birk, Numerically optimizing an annular diffuser using a genetic algorithm with three objectives, *Proceeding of ASME Turbo Expo 2012*, Copenhagen: ASME, pp. 1033-1042, 2012.
- [19] D. J. Cerantola, A. M. Birk, Experimental validation of