



مدل‌سازی و تحلیل عددی عملکرد پره استاتور توربین از دیدگاه قانون دوم ترمودینامیک

محسن سروشان^۱، جاماسب پیرکندی^{۲*} و حمید پرهیزکار^۳

^۱ کارشناس ارشد، مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، مجتمع دانشگاهی هوافضا، ایران

^۲ دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، مجتمع دانشگاهی هوافضا، ایران

^۳ استادیار، مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، مجتمع دانشگاهی هوافضا، ایران

مقاله مستقل، تاریخ دریافت: ۱۳۹۸/۰۳/۰۶؛ تاریخ بازنگری: ۱۳۹۹/۰۹/۱۹؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۹/۱۱/۲۰

چکیده

طراحی مناسب پره استاتور توربین کمک شایانی به افزایش عملکرد آن و بازده کلی موتور می‌کند. در این پژوهش به کمک نرم‌افزار فلونت تولید آنتروپی محلی و نرخ آگرژی تخریبی پره استاتور توربین آزمایشگاهی، مورد بررسی قرار گرفته است. در تحلیل انجام شده آنتروپی تولیدی محلی به دو بخش آنتروپی تولیدی چسبندگی و آنتروپی تولیدی حرارتی تقسیم‌بندی شده و معادلات حاکم به کمک UDF داخل نرم‌افزار فلونت تعریف شده است. بعد از محاسبه آنتروپی تولیدی محلی و مشخص شدن مقدار بازگشت‌ناپذیری‌ها، طبق معادله‌ی گویا-استودلا مقدار آگرژی تخریبی نیز به کمک روش عددی محاسبه شده است. بررسی نتایج نشان می‌دهد که دو مدل اسپالارت آلماراس و $k-\omega(SST)$ بهترین پیش‌بینی ویک پره را انجام داده‌اند. مقدار آنتروپی تولیدی چسبندگی و آنتروپی تولیدی حرارتی به ترتیب ۶۹ و ۳۱ درصد است. مقادیر تولید آنتروپی محلی محاسبه شده با نتایج یک پره استاتور توربین مقاله معتبر اعتبارسنجی شده که تطابق قابل قبولی در آن مشاهده می‌شود. آگرژی تخریبی محاسبه شده، ۲۸۱ کیلووات بوده که در محدوده توربین‌های گازه‌ای هوایی مدرن برای یک طبقه توربین پرفشار قرار دارد.

کلمات کلیدی: پره استاتور؛ توربین، تحلیل عددی؛ قانون دوم ترمودینامیک؛ تولید آنتروپی.

Modeling and Numerical Analysis of a Turbine Stator Vane Performance from the Second Law of Thermodynamics View Point

M. Soroushan¹, J. Pirkandi^{2,*}, H. Parhizkar³

¹ Graduated Student, Faculty of Aerospace, Malek Ashtar University of Technology, Iran.

² Associate Professor, Faculty of Aerospace, Malek Ashtar University of Technology, Iran.

³ Assistant Professor, Faculty of Aerospace, Malek Ashtar University of Technology, Iran.

Abstract

The proper design of the stator turbine supercharger is of great help in increasing its performance and overall engine efficiency. In this research, with the help of FLUENT software, the local entropy generation and rate of exergy destruction of the turbine stator vane has been investigated. In the analysis, local entropy generation is divided into two sections: viscous entropy generation and thermal entropy generation, and the governing equations are defined with the help of UDF within the FLUENT software. After calculating the local entropy generation and determining the value of irreversibility quantities, According to the Gouy-Stodola equation, the amount of exergy destruction is calculated by numerical method. The results show that the two models of the Spalart Allmaras and $k-\omega(SST)$ have performed the best prediction wake of the vane. The amount of viscous entropy generation and thermal entropy generation is 69% and 31%, respectively. The values of the local entropy production calculated with the results of a stator turbine vane of authentic paper are validated with acceptable adaptation in it. The calculated exergy destruction is 281 kW, located in the range of modern gas turbines for a high-pressure turbine stage.

Keywords: Stator Vane; Turbine, Numerical Analysis; Second Law of Thermodynamics; Entropy Generation.

۱- مقدمه

بازگشت‌ناپذیری‌ها در بهبود طراحی هر سیستم، مسئله مهم و حیاتی هستند که در شبیه‌سازی و تحلیل هر مسئله بوسیله محاسبه تولید آنتروپی مشخص می‌گردند. آنتروپی نمایش‌دهنده کل تلفات در موقعیت مشخص شده است. این در حالی است که آنتروپی تولیدی محلی، مکان و مقدار آنتروپی تولید شده را نشان می‌دهد. آنتروپی به عنوان یک پارامتر کلیدی برای بدست آوردن عوامل محدودکننده عملکردی و کیفیت در بسیاری از سیستم‌های مهندسی کاربرد دارد. آنتروپی به همراه انرژی توانسته زاویای جدید از فرآیندهای مختلف جریان را روشن کند. آنتروپی نمایش‌دهنده کل تلفات در موقعیت مشخص شده بوده و این در حالی است که آنتروپی تولیدی، مکان و مقدار آنتروپی تولید شده را آشکار می‌کند. در گذشته آنتروپی برای اندازه‌گیری تلفات تولیدی به ندرت استفاده می‌شد، چون قابل درک نبوده و به طور مستقیم قابلیت اندازه‌گیری نداشت؛ اما امروزه، اطلاعات جزئی جریان که به صورت تجربی غیرقابل اندازه‌گیری بوده یا پارامترهای غیر قابل درک بودند، به کمک نرم‌افزارهای دینامیک سیالات محاسباتی قابل دستیابی شدند. آنتروپی تولیدی اطلاعات جزئی در مورد موقعیت تلفات داده و تفسیر فیزیکی مستقیم تلفات را از طریق ترم انرژی (دسترس انرژی) فراهم کرده است. واژه مقادیر جریان محلی، اولین بار توسط بجان در سال ۱۹۸۲ میلادی بیان شد و اسکویبا در سال ۱۹۹۴ میلادی در شبیه‌سازی عددی پره از آن استفاده کرد [۱]. آنتروپی تولیدی محلی یک نقشه طراحی در اختیار طراح قرار می‌دهد تا اصلاحات لازم بر روی سیستم را به نحو احسن انجام دهد. بهبود نحوه طراحی پره استاتور توربین، باعث افزایش عملکرد توربین شده و این مسئله بازده کلی موتور را افزایش خواهد داد.

در سال ۱۹۹۷ میلادی ناتالینی و اسکویبا به صورت دو بعدی به تحلیل تولید آنتروپی محلی پره روتور توربین در زاویه حمله‌های مختلف پرداختند. نتایج آن‌ها نشان داد که مقدار کمی افزایش در زاویه حمله پره روتور، تولید آنتروپی را در حد کمی کاهش داده است [۲]. در سال ۱۹۹۹ میلادی ناتالینی و اسکویبا به بررسی تولید آنتروپی محلی در یک پره استاتور دو بعدی زیرصوت با چهار پیکربندی مختلف

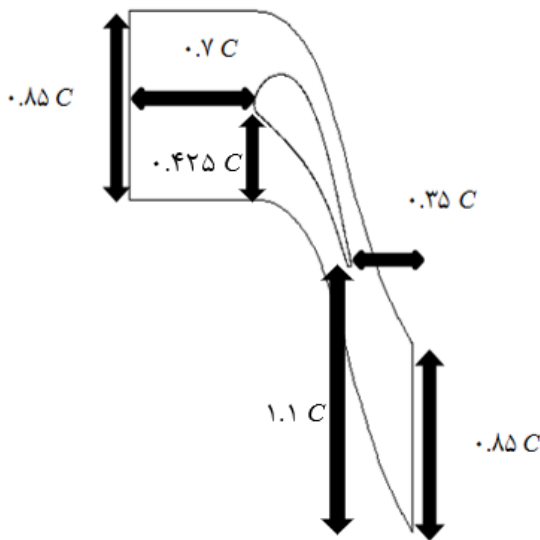
خنک‌کاری پره استاتور پرداختند. آن‌ها در این تحقیق به این نتیجه رسیدند که سرعت خنک‌کاری مناسب سیال و زاویه مناسب سوراخ خنک‌کاری در پره باعث کاهش مقدار تولید آنتروپی محلی شده است [۳]. اسکویبا در سال ۲۰۰۵ میلادی به بررسی آنتروپی تولیدی محلی پره بدون خنک‌کاری در حالت سه بعدی و با نرم‌افزار فلونت پرداخته است. وی رفتار جریان در پره سه بعدی را با توجه به تولید آنتروپی محلی تشریح کرده است [۴]. هولمز و همکاران در سال ۲۰۱۱ میلادی به بررسی جریان پایا و ناپایا در طبقه جلوی توربین فشار پایین هواپیما با نسبت کنارگذر بالا پرداختند. نتایج آنها نشان داد که شبیه‌سازی جریان ناپایا تلفات موجود در توربین را مناسب‌تر و دقیق‌تر نشان می‌دهد [۵].

در پژوهش زلاتینوف و همکاران در سال ۲۰۱۲ میلادی با استفاده از نرم‌افزار CFX به تحلیل مکانیزم تلفات جریان در رزیند غلاف و هاب پره پرداختند. نتایج آن‌ها نشان داد که اگر از یک شکاف بین پره استاتور و روتور توربین، مقداری هوا به داخل جریان بین فاصله میانی پره روتور و استاتور اضافه شود، مقدار تولید آنتروپی محلی و تلفات کاهش خواهد یافت [۶]. اورهان در سال ۲۰۱۲ میلادی با کمک نرم‌افزار فلونت به بررسی تولید آنتروپی پره استاتور دو بعدی با استفاده از فرمول‌بندی جدید برای معادلات RANS پرداخت. وی با استفاده از ترم‌های منبع موجود در معادلات انتقال تولید آنتروپی، دقت شبیه‌سازی تولید آنتروپی را در اطراف پره افزایش داد [۷]. یون و همکاران در سال ۲۰۱۶ میلادی به نکاتی کلیدی در مورد تحلیل و محاسبه تولید آنتروپی برای شبیه‌سازی تلفات یک طبقه توربین پرداختند [۸]. تاکاکورا در سال ۲۰۱۶ میلادی با کمک نرم‌افزار فلونت به تحلیل جریان بازگشتی و نشستی جریان سیال در نوک پره‌ی استاتور در حالت سه بعدی پرداخت تا بتواند بهینه‌سازی لازم برای فاصله مناسب پره و پوسته توربین به کمک تولید آنتروپی محلی پیش‌بینی کند [۹].

در پژوهش حاضر به شبیه‌سازی تولید آنتروپی محلی و انرژی تخریبی یک پره استاتور توربین (پره راهنمای نازل) آزمایشگاهی دو بعدی ترانسونیک و تراکم‌پذیر پرداخته شده است. تولید آنتروپی محلی به دو بخش آنتروپی تولیدی چسبندگی و آنتروپی تولیدی حرارتی تقسیم شده و با

جدول ۱- مشخصات هندسی پره استاتور

C	وتر	۶۷/۶۴۷ میلی‌متر
c_x	وتر محوری	۳۸/۸۰۱ میلی‌متر
γ	زاویه برخورد	۵۵ درجه
g/c	گام/وتر	۰/۸۵
Γ_{LE}/c	شعاع لبه حمله/وتر	۰/۰۶۱
Γ_{TE}/c	شعاع لبه فرار/وتر	۰/۰۱۰۵



شکل ۱- شماتیک پروفیل پره

۳- معادلات حاکم

۱-۳- معادلات اساسی

معادلات بقای جرم، مومنتم و انرژی در روابط (۱) و (۲) و (۳) معرفی شده است [۱۱ و ۱۲].

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho X_i \quad (2)$$

$$\rho \frac{De}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(-q_j - \sum_k h_{kj} k_{k,j} \right) - p \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) + \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + Q \quad (3)$$

دو مدل توربولانس و با دقت گسسته‌سازی ثانویه و در حالت پایا و غیرپایا سیستم تحلیل شده است. نوآوری پژوهش حاضر تحلیل و محاسبه نرخ آگزژی تخریبی به کمک نرم‌افزار فلونت است که نیاز به محاسبه‌ی دقیق تولید آنتروپی است. ترسیم کانتورهای تولید آنتروپی چسبندگی، تولید آنتروپی حرارتی، عدد بجان و آگزژی تخریبی، نقشه دقیق مهندسی با ذکر جزئیات دما و سرعت به طراحان ارائه می‌دهد تا بتواند تحلیل جزئی و مناسبی از رفتار جریان در اطراف پره داشته باشند و اصلاحات ساختاری لازم را برای طراحی پره‌ی استاتور توربین اعمال کنند.

۲- هندسه

پره استاتور انتخاب شده در این تحقیق یک پره راهنمای نازل (خروجی محفظه احتراق) متعلق به موسسه ون کارمن است که VKI-LS89 نام دارد. پره VKI-LS89 یک پره آبرو ترمودینامیکی بوده که مقدار عدد ماخ، عدد رینولدز و دمای گاز روی دیواره به صورت متداول در موتورهای هوایی مدرن دیده شده است. مشخصات هندسی پره در جدول ۱ نمایش داده شده است.

در جدول ۱ پارامتر c وتر، c_x وتر محوری، γ زاویه برخورد، g گام، Γ_{LE} شعاع لبه حمله و Γ_{TE} شعاع لبه فرار پره است. تست‌های انجام شده روی پره در دستگاه VKI-CT2 در محدوده دمای ورودی کل ($T_{01}=420K$)، عدد ماخ آیزنتروپیک در خروجی پره (۱/۱) تا ($M_{is2}=0.7$)، عدد رینولدز (۵۰۰۰۰ تا $Re_{is}=200000$) و شدت توربولانس (۶٪ تا $T_{t0}=1$) انجام شده است. اطلاعات بدست آمده در طول این تست‌ها در موسسه ون کارمن حداقل ۲ مرتبه توسط پروفیسور فوتنر آزمایش شده است [۱۰].

اطلاعات توربولانس و انتقال حرارت برای مقایسه با شبیه‌سازی‌های عددی معادلات ناوییر-استوکس در سال ۱۹۸۹ میلادی تکمیل شده است. پروفیل پره و اندازه سطح کنترل آن (مرزهای اطراف پره) در شکل ۱ مشخص شده است. نقاط پروفیل پره استاتور از مقاله موسسه ون کارمن گرفته شده است [۱۰].

بازگشت‌ناپذیری انتقال حرارت و تلفات چسبندگی است. انتقال حرارت بازگشت‌پذیر می‌تواند مقداری مثبت یا منفی باشد و معمولاً در لایه‌های مرزی که تغییرات دما خیلی زیاد است در نظر گرفته می‌شود. در این مقاله به علت دمای ثابت فرض شده روی دیواره پره از ترم انتقال حرارت بازگشت‌پذیر صرف‌نظر شده است. بازگشت‌ناپذیری‌های انتقال حرارت به علت گرادیان‌های دمایی المان‌ها رخ داده و مقدار مثبتی دارد، در نتیجه آنتروپی تولیدی مقداری مثبت است. تلفات چسبندگی به علت تبدیل انرژی مکانیکی به انرژی حرارتی رخ داده و مقدار مثبتی دارد. پس مقدار تولید آنتروپی محلی به دو قسمت آنتروپی تولیدی حرارتی و چسبندگی در حالت معادله انتقال تقسیم شده و طبق معادلات (۱۰) و (۱۱) تعریف شده است.

$$\dot{s}_t = \frac{k}{T^2} \left(\frac{\partial T}{\partial x_i} \right)^2 \quad (10)$$

$$\dot{s}_v = \frac{\tau_{ij}}{T} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (11)$$

یکی از تکنیک‌های مقادیر متوسط، استفاده از فرآیند متوسط‌گیری RANS است. زمان متوسط و نوسان توربولانس مطابق ترم‌های RANS به صورت $\bar{s} = \bar{s} + s'$ ، $\rho = \bar{\rho} + \rho'$ ، $T = \bar{T} + T'$ و $u_i = \bar{u}_i + u'_i$ است. حال اگر این ترم‌ها در معادله انتقال آنتروپی معادله (۹) جایگذاری شود، معادله (۱۲) بدست می‌آید [۹].

$$\bar{\rho} \frac{D\bar{s}}{Dt} = \dot{s}_{mean} + \dot{s}_{turb} \quad (12)$$

در معادله (۱۲) \dot{s}_{mean} تغییرات آنتروپی متوسط را در طول خط جریان متوسط نشان داده و این پارامتر در معادله (۱۳) معرفی شده است [۹].

$$\dot{s}_{mean} = \frac{k}{\bar{T}^2} \left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i} \right)^2 + \frac{\bar{\varphi}}{\bar{T}} \quad (13)$$

در معادله (۱۲) \dot{s}_{turb} به عنوان آنتروپی تولیدی ناشی از نوسانات توربولانس بوده و در معادله (۱۴) تعریف شده است [۹].

$$\dot{s}_{turb} = \frac{k}{\bar{T}^2} \left(\frac{\partial T'}{\partial x_i} \right)^2 + \frac{\bar{\varphi}'}{\bar{T}} \quad (14)$$

مقادیر محاسبه شده در این مقاله برای \dot{s}_{mean} قابل اطمینان است. \dot{s}_{turb} در پس‌پردازش نرم‌افزار فلوئنت قابل مشاهده نیست و از طریق دو ضریب که در معادلات (۱۵) و (۱۶) معرفی شده، می‌توان آن‌ها را وارد معادلات متوسط

در معادله (۱) چگالی، ρ اجزای سرعت کارترین است. در معادله (۲) اجزای نیروهای بدنه و τ_{ij} تانسور تنش برشی چسبندگی و p فشار است. در معادله (۳) انرژی داخلی مخصوص، q_j فلاکس حرارتی، h_k آنتالپی مخصوص و Q تولید انرژی حجمی است که بوسیله حرارت داخلی یا تشعشع بوجود آمده است. معادله تانسور تنش برشی چسبندگی در معادله (۴) معرفی شده است [۱۲].

$$\tau_{ij} = \mu \left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right] - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad (4)$$

در معادله (۴) δ_{ij} به دلتای کرونیکر معروف است که طبق معادله (۵) به تلفات چسبندگی φ مرتبط شده و رابطه آن با تنش برشی در معادله (۶) معرفی شده است [۹ و ۱۲].

$$\varphi = \mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left[\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right] \quad (5)$$

$$\varphi = \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (6)$$

معادله تلفات چسبندگی φ در مختصات کارترین دو بعدی، در غیاب واکنش شیمیایی و تغییر فاز در معادله (۷) نشان داده شده است [۹].

$$\varphi = 2\mu \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 \right] \quad (7)$$

۳-۲- معادلات انتقالی آنتروپی تولیدی محلی

هر معادله به فرم معادله (۸) یک معادله انتقالی نامیده می‌شود.

$$\frac{\partial \phi_k}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(F_i \phi_k - \Gamma_k \frac{\partial \phi_k}{\partial x_i} \right) = S_{\phi_k} \quad (8)$$

$k = 1, 2, \dots, N_{scalar}$

در معادله (۸) ϕ_k کمیت اسکالری جدید، Γ_k ترم پخش و S_{ϕ_k} ترم منبع است. این مدل معادلات در اکثر معادلات مربوط به مدل‌های توربولانس به کار رفته است و در این مقاله از ترم‌های چشمه S_{ϕ_k} صرف‌نظر شده است [۱۳]. معادله انتقالی آنتروپی در معادله (۹) تعریف شده است [۱۴].

$$\rho \frac{Ds}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{k}{T} \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + \frac{k}{T^2} \left(\frac{\partial T}{\partial x_i} \right)^2 + \frac{\varphi}{T} \quad (9)$$

در معادله (۹) چگالی، ρ آنتروپی مخصوص، s هدایت حرارتی، T دما و φ تلفات چسبندگی است. ترم سمت چپ معادله نرخ تغییر آنتروپی در ذره سیال است. سه ترم سمت راست تغییر آنتروپی ناشی از بازگشت‌پذیری انتقال حرارت،

کارتزین معادلات (۱۰) و (۱۱) می‌باشند. اگر چسبندگی و هدایت حرارتی به صورت ثابت (یعنی در حالت آرام) در UDF نوشته شوند، معادلات حل شده توسط نرم‌افزار مقادیر کانتور ترسیم شده را مستقل از مدل توربولانس در نظر گرفته و فقط گرادیان‌های دمایی و سرعتی اطراف پره را مناسب نشان خواهد داد. طبق معادلات (۲۰) و (۲۱) مقادیر k_{eff} و μ_{eff} مجموع مقادیر آرام و آشفته بوده که نرم‌افزار با توجه به مدل توربولانسی انتخاب شده آن را حل کرده است [۱۸].

$$k_{eff} = k + k_t \quad (20)$$

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (21)$$

آنتروپی تولیدی محلی از جمع آنتروپی تولیدی حرارتی و آنتروپی تولیدی چسبندگی در واحد W/m^3K محاسبه شده که در معادله (۲۲) آورده شده است [۳].

$$\dot{S}_{gen} = \dot{S}_v + \dot{S}_t \quad (22)$$

اگر معادله (۲۲) در حجم ضرب شود، واحد آن W/K خواهد شد و با انتگرال‌گیری از معادله (۲۲) مقدار آنتروپی تولیدی کل در معادله (۲۳) بدست می‌آید [۱۲].

$$\dot{S}_{gen,tot} = \iiint \dot{S}_{gen} dx dy dz \quad (23)$$

نرخ آگزرژی تخریبی بواسطه بازگشت‌ناپذیری‌ها متناسب با آنتروپی تولیدی کل است. نرخ آگزرژی کل در معادله (۲۴) آورده شده است و واحد آن بر حسب W است [۱۲].

$$\dot{E}x_{des} = T_0 \dot{S}_{gen,tot} \quad (24)$$

در معادله (۲۴) T_0 دمای مرجع بوده و بر حسب کلون است. عدد بجان در سال ۱۹۸۲ میلادی توسط بجان معرفی شد که اولین مرتبه در سال ۱۹۸۹ میلادی توسط پائولتی و اسکیبوا در تحلیل عددی استفاده کردند [۱۷]. برای مقایسه مقدار تولید آنتروپی به واسطه انتقال حرارت، عدد بجان تعریف شده که از تقسیم آنتروپی تولیدی حرارتی به آنتروپی تولیدی کل در معادله (۲۵) مشخص شده است [۳ و ۱۷].

$$Be = \frac{\dot{S}_t}{\dot{S}_t + \dot{S}_v} \quad (25)$$

۴- شرایط مرزی

برای انجام تحلیل محاسبات روی پره، شرایط مرزی متفاوتی وجود دارد؛ همچنانکه اشاره شد، مقادیر وسیعی از جریانات سیال روی پره VKI-LS89 از حالت زیرصوت تا ترانسونیک

زمانی تولید آنتروپی محلی در سیستم‌های مختلف مهندسی کرد. این ضرایب توسط هروینگ و کوک ارائه شده و مقادیر تقریبی را تخمین زده است [۱۵].

$$\dot{S}_{turb,v} = \frac{\rho \varepsilon}{T} \quad (15)$$

$$\dot{S}_{turb,t} = \frac{\alpha_t k}{\alpha T^2} \left[\left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)^2 \right] \quad (16)$$

در معادله (۱۵) ε نرخ تلفات انرژی جنبشی توربولانس و در معادله (۱۶) α_t پخش حرارتی توربولانس است. به دلیل سهم کم آنتروپی تولیدی حرارتی در توربین از معادله توربولانس (۱۶) صرفنظر شده و به علت پیچیدگی جریان (ترانسونیک و تراکم پذیر) روی پره از مقدار تقریبی معادله توربولانس (۱۵) چشم‌پوشی شده است.

۳-۳- معادلات کارتزین آنتروپی تولیدی محلی

در تحلیل‌های ترمودینامیکی آنتروپی تولیدی کلی طبق معادله (۱۷) تابع دما و فشار بوده و برای حالت زیر صوت و گاز ایده‌آل استفاده شده است [۱۲].

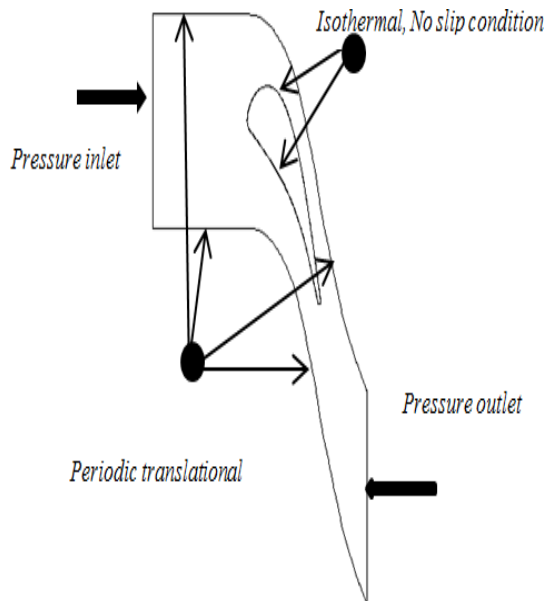
$$\dot{S}_{global} = \dot{m} \left(c_p \ln \frac{T_{out}}{T_{in}} - R \ln \frac{p_{out}}{p_{in}} \right) \quad (17)$$

در آنتروپی تولیدی محلی (آنتروپی تولیدی حجمی) مقدار تولید آنتروپی به دو قسمت آنتروپی تولیدی حرارتی و چسبندگی تقسیم شده که معادلات (۱۸) و (۱۹) بستگی به مقادیر گرادیان‌های محلی دما و سرعت دارد. تلفات چسبندگی به عنوان کاهش انرژی مکانیکی به انرژی درونی از طریق اثرات چسبندگی تعریف می‌شود. ترم تلفات حرارتی به واسطه انتقال حرارت در طی اختلاف دمای سیال است. آنتروپی تولیدی دو بعدی حرارتی در معادله (۱۸) و آنتروپی تولیدی دو بعدی چسبندگی در معادله (۱۹) معرفی شده که در واحد حجم بوده و واحد ریاضی آنها W/m^3K است [۱۲، ۱۶ و ۱۷].

$$\dot{S}_t = \frac{k_{eff}}{T^2} \left[\left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)^2 \right] \quad (18)$$

$$\dot{S}_v = \frac{2\mu_{eff}}{T} \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 \right] \quad (19)$$

در معادلات (۱۸) و (۱۹) μ_{eff} چسبندگی دینامیکی و k_{eff} هدایت حرارتی موثر است. معادلات (۱۸) و (۱۹) شکل



شکل ۲- شماتیک شرایط مرزی پره

در ورودی و خروجی سطح معیار از شرطهای مرزی فشار ورودی و فشار خروجی استفاده شده و شدت توربولانس ورودی ۶ درصد لحاظ شده است. شماتیکی از شرایط مرزی در شکل ۲ نشان داده شده است.

۵- شبکه بندی

شبکه بندی روی پره به صورت بی سازه من مثلثی بوده و در نرم افزار گمبیت با ۷۹۷۶۸ سلول و ۴۸۱۹۴ گره ایجاد شده است که دارای ۳۰۰ نقطه روی قسمت مکشی و فشاری پره قرار دارد.

تعداد لایه مرزی ۲۵ عدد است که فاصله اولین لایه ۰/۰۰۰۰۲ متر و نرخ رشد لایه مرزی ۱/۱ قرار داده شده است. تعداد سلولهای لایه مرزی اطراف پره ۱۵۰۰۰ سلول است. در شکل ۳ شماتیک شبکه بندی پره استاتور نمایش داده شده است. مقدار مناسب y^+ برای تحلیل مسئله حدود عدد ۱ قابل قبول است که y^+ مش انجام شده حدود عدد ۱ است. با توجه به اینکه از مدل توربولانس $k-\omega(SST)$ با تابع دیواره پیشرفته استفاده شده است، باید مقدار y^+ روی دیواره در محدوده حدود یک باقی بماند که در کار حاضر رعایت شده و در شکل ۴ روی دیواره پره نشان داده شده است.

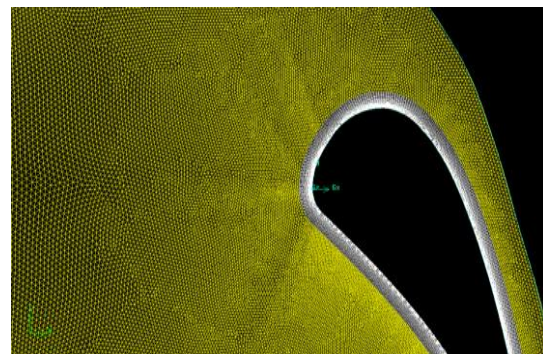
وجود دارد. دو مورد از شرایط به نام MUR۱۲۹ و MUR۲۳۵ شرایطی نزدیک به حالت واقعی عملکرد یک توربین را دارا است [۱۹].

اطلاعات کامل شرایط مرزی جریان و شرایط مرجع برای تست MUR۲۳۵ در حالت ترانسونیک در جدول ۲ ارائه شده است.

جدول ۲- شرایط مرزی [۱۹]

مقادیر	پارامترها (واحد)	مقادیر مرجع
۱/۵۴	ρ (kg/m ³)	
۴۱۶/۶	T_{∞} (K)	
۱۸۲۸۰۰	P_{∞} (Pa)	
۰/۰۰۰۰۱۷۱۶	μ_{∞} (Pa.s)	
۳۰۰	T_{wall} (K)	دیوار
.	U_{wall} (m/s)	
.	K_{wall} (m ² /s ²)	
۱۸۲۸۰۰	P (Pa)	ورودی
۴۱۶/۶	T (K)	
۱۰۴۹۰۰	P (Pa)	خروجی

مرزهای جانبی به عنوان پرئودیک ترنسلیشنال و دیواره های فشاری و مکشی پره بدون لغزش بوده و از سرعت های مماسی صرف نظر شده است.



شکل ۳- شماتیک شبکه بندی پره

۶- روش حل

به منظور کسب مقادیر μ_{eff} و k_{eff} و جریانات ویک^۱ پشت پره مدل‌های حل مختلفی بر روی پره استاتور استفاده شده است. مدل‌های حل عددی بیش‌تر از دو معادله مانند $k-kI-\omega$ و RSM باعث ایجاد جریان‌های غیر واقعی روی پره شده است. حل با این مدل‌ها باعث ایجاد تعداد شوک‌های زیاد روی قسمت مکشی پره شده که با مقادیر تجربی آزمایش شده تفاوت دارد. مدل تک معادله‌ای اسپالارت آلماراس که در کاربردهای هوافضا و توربوماشین‌ها مناسب است، مقادیر مناسبی برای پره ترانسونیک و تراکم‌پذیر محاسبه کرده است.

معادله انتقالی مدل اسپالارت آلماراس طبق معادله (۲۶) معرفی شده است که در آن از ترم‌های منبع صرفنظر شده است (نیروهای بدنه و گرانش صرفنظر شده است) [۱۳].

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \bar{v} v_i) = G_v + \frac{1}{\sigma_{\bar{\theta}}} \left[\frac{\partial}{\partial x_j} \left((\mu + \rho \bar{\theta}) \frac{\partial \bar{\theta}}{\partial x_j} \right) + C_{b2} \rho \left(\frac{\partial \bar{\theta}}{\partial x_j} \right)^2 \right] - Y_v \quad (26)$$

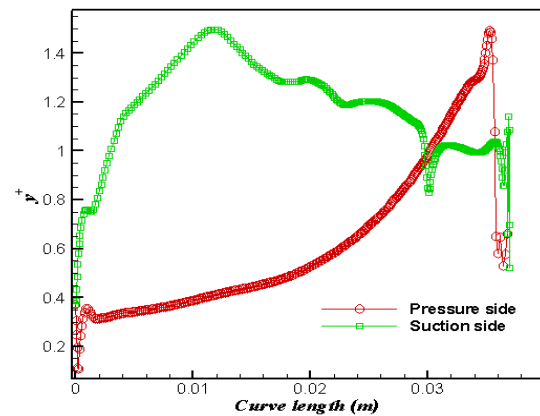
در معادله (۲۶) G_v تولیدکننده چسبندگی و Y_v تخریب چسبندگی توربولانس است که در نزدیک ناحیه دیواره به علت دمپینگ چسبندگی رخ داده است. ثابت‌های C_{b2} و $\sigma_{\bar{\theta}}$ برابر 0.1666 و 0.1622 است. مدل $k-\epsilon$ (RNG)، مقادیر μ_{eff} و k_{eff} روی پره را به خوبی محاسبه نکرده است، اما مدل $k-\omega$ (SST) به علت اصلاحاتی که در تنش‌های برشی توربولانس دارد، پیش‌بینی جریان با جدایش جریان و گرادیان فشاری معکوس را خوب پیش‌بینی کرده است. معادلات انتقالی $k-\omega$ (SST) طبق معادلات (۲۷) و (۲۸) معرفی شده است [۱۳].

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \text{div}(\rho k U) = \text{div} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \text{grad } k \right) + \left(2\mu_t S_{ij} S_{ij} - \frac{2}{3} \rho k \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \delta_{ij} \right) - \beta^* \rho k \omega \quad (27)$$

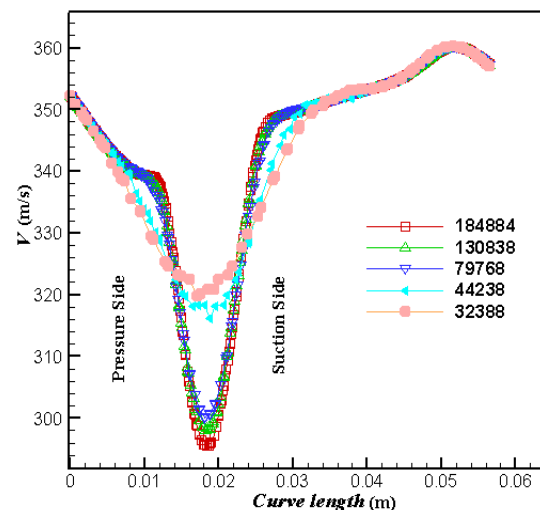
^۱ Wake

برای رعایت مقدار y^+ ، از شبکه لایه مرزی در نزدیک دیواره به همراه شبکه بی‌سازمان در دور از دیواره‌ها استفاده شده است. علت استفاده از شبکه لایه مرزی توانایی فشرده کردن شبکه برای رعایت معیار y^+ و علت استفاده از شبکه بی‌سازمان بیرونی، رعایت معیارهای کیفیت شبکه مثل کجی سلول است.

برای استقلال نتایج حل از تعداد سلول‌های شبکه از خط مبنای شکل ۱۷ در پره VKI-LS89 استفاده شده و در شکل ۵، مقدار اندازه سرعت با توجه به خط مبنا ترسیم شده است. همانطور که در شکل ۵ مشخص است، مقدار 79768 سلول برای حل عددی پره VKI-LS89 مناسب خواهد بود.



شکل ۴- مقدار y^+ بر روی دیواره پره



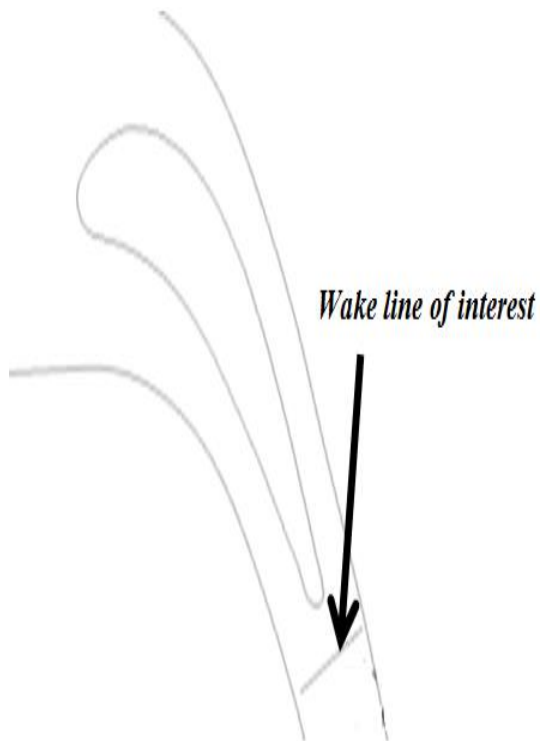
شکل ۵- پارامتر اندازه سرعت بر روی خط مبنای شکل ۱۷

در معادله (۳۰) d خط مبنا و d_{max} خطی است که بیشینه آنژیومی تولیدی محلی در آن رخ داده و l_{ref} نیز طول مبنای پره است. مقدار محاسبه شده (متوسط نمودار) برای آنژیومی تولیدی محلی در مقایسه با مقدار مرجع به ترتیب ۱۰ درصد تفاوت دارد که از تطابق قابل قبولی برخوردار است.

برای اینکه مقادیر محاسبه شده پره VKI-LS89 در شرایط MUR۲۳۵ قیاس شود، مقدار عدد ماخ آیزنتروپیک پره طبق معادله (۳۱) در نظر گرفته شده است.

$$M_{is} = \sqrt{\left(\frac{2}{\gamma-1}\right) \left(\left(\frac{p_{01}}{p}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right)} \quad (31)$$

در معادله (۳۱) γ برابر ۱/۴ و p_{01} مقدار فشار کل در مرز ورودی است که ثابت فرض شده است. مقدار عدد ماخ آیزنتروپیک (یا توزیع فشار استاتیک) روی سطح مکشی و فشاری پره محاسبه شده و با مقدار تجربی آزمایش شده در شکل ۸ مقایسه شده است. در شکل ۸ مقادیر متوسط نمودار تجربی ماخ آیزنتروپیک ۶/۷ درصد با مقادیر ماخ آیزنتروپیک محاسبه شده تفاوت دارد که قابل قبول است.



شکل ۶- خط مبنا [۲۰]

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \text{div}(\rho\omega U) \\ & = \text{div}\left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega,1}}\right) \text{grad } \omega\right) \\ & + \gamma_2 \left(2\mu_t S_{ij} S_{ij} - \frac{2}{3}\rho\omega \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \delta_{ij}\right) \\ & - \beta_2 \rho \omega^2 + 2 \frac{\rho}{\sigma_{\omega,2}} \frac{\partial k}{\partial x_k} \frac{\partial \omega}{\partial x_k} \end{aligned} \quad (28)$$

در معادلات (۲۷) و (۲۸) $\sigma_{\omega,1}$ ، β_2 ، γ_2 ، $\sigma_{\omega,2}$ ، β_2^* ، σ_k و β_2 ثابت مدل‌ها می‌باشند. مقادیر ثابت‌ها برابر با $\sigma_{\omega,1} = 2$ ، $\gamma_2 = 0.44$ ، $\sigma_{\omega,2} = 1.17$ و $\beta_2 = 0.083$ ، $\sigma_k = 1$ ، $\beta_2^* = 0.09$ چسبندگی توربولانس در معادله (۲۹) تعریف شده است.

$$\mu_t = \frac{\rho a_1 k}{\max(a_1 \omega; SF_2)} \quad (29)$$

ثابت $a_1 = 0.31$ و $S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} F_2$ است [۱۳].

۷- اعتبار سنجی

برای اعتبار سنجی پره استاتور توربین (پره راهنمای نازل) از پره مقاله ناتالینی و اسکویبا با پیکره‌بندی بدون خنک‌کاری بهره گرفته شده است [۳]. مقادیر مرزی مشابه در نظر گرفته شده و همچنین در معادلات (۱۸) و (۱۹)، مقادیر k و μ برای هوا ثابت فرض شده و جریان آرام در نظر گرفته شده است. زمانی که مقادیر k و μ ثابت فرض شود، جواب مسئله مستقل از روش حل معادله توربولانسی بوده و فقط باید مسئله طوری حل شود تا جواب‌ها واگرا نشوند. پره این مقاله زیر صوت بوده و تمام خواص ترموفیزیکی هوا ثابت است. دمای روی پره ۱۳۰۰ کلوین و ثابت در نظر گرفته شده است. نقاط پروفیل به کمک نرم‌افزار دیجی‌تایزر پره بدست آمده است. یک خط مبنا روی سطح کنترل در ناحیه پشت لبه فرار پره مطابق شکل ۶ در نظر گرفته شده [۲۰] و مقدار تولید آنژیومی کل روی خط مبنا در شکل ۷ ترسیم شده است.

در شکل ۷ از معادله (۳۰) برای محور افقی نمودار تولید آنژیومی محلی استفاده شده است [۲۰].

$$y^* = \frac{d - d_{max}}{l_{ref}} \quad (30)$$

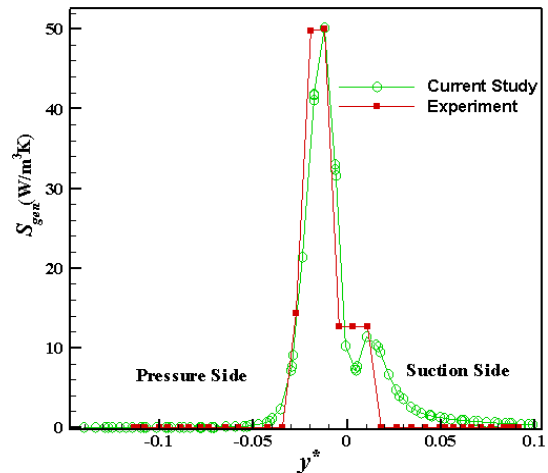
عملکرد توربین استفاده می‌شد تا جزئیات جریان را برای بهبود طراحی در اختیار طراح قرار دهد. در گذشته که کدهای دینامیک سیالات محاسباتی کمتر بوده، جزئیات جریان با دقت محاسبه نمی‌شد و در نتیجه این روش قابل استفاده نبود. با پیشرفت کدهای دینامیک سیالات محاسباتی استفاده از این روش برای پیش‌بینی عملکرد انواع سیستم‌های مهندسی روز به روز در حال گسترش است.

مقادیر محاسبه شده در این مقاله در حالت گسسته‌سازی مرتبه دوم است و معیار همگرایی باقیمانده تا 0.001 حل شده است. تمام جواب‌ها ابتدا در حالت گسسته‌سازی مرتبه اول همگرا شده، سپس گسسته‌سازی مرتبه دوم حل شده تا دقت جریان مناسب در نظر گرفته شود. همچنانکه قبلاً اشاره شد، مقادیر بدست آمده مربوط به \dot{S}_{mean} (آنتروپی تولیدی متوسط جریان) است. آنتروپی تولیدی محلی به دو بخش آنتروپی چسبندگی و آنتروپی حرارتی تقسیم شده که در شکل‌های ۹ و ۱۰ کانتور آن‌ها در مدل $k-\omega$ (SST) نشان داده شده و دارای واحد W/m^3K است.

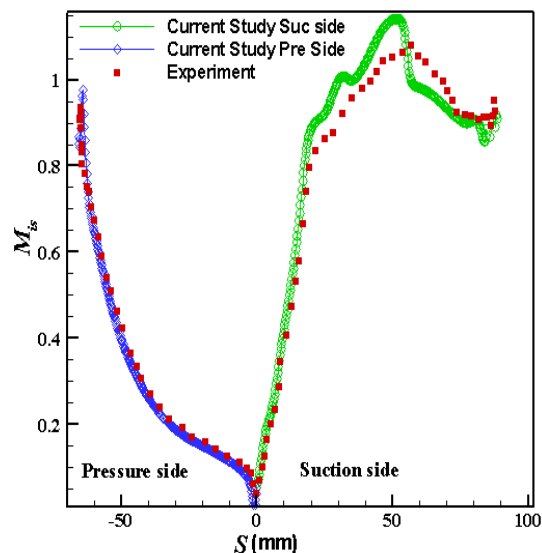
همانطور که در شکل‌های ۹ و ۱۰ نشان داده شده، مقدار آنتروپی تولیدی چسبندگی \dot{S}_v و آنتروپی تولیدی حرارتی \dot{S}_t در لایه مرزی، به علت گرادیان‌های شدید سرعتی و دمایی زیاد است. همانطور که در شکل ۹ مشاهده می‌شود، مقدار آنتروپی تولیدی چسبندگی به علت گرادیان‌های سرعتی زیاد بالا بوده و در لبه فرار و در نقطه ایستایی است و در ناحیه انحنای پره نیز به علت انحنای زیاد پره افزایش شدید دارد. در ناحیه لبه فرار که جریانات مکشی و فشاری پره با یکدیگر ترکیب شده، مقدار تولید آنتروپی چسبندگی تا انتهای مرز دامنه کشیده شده است.

همچنین به علت اینکه پره ترانسونیک است و دارای یک شوک قائم در ناحیه میانی قسمت مکشی پره است، مقدار آنتروپی تولیدی چسبندگی در آن ناحیه نیز افزایش چشمگیر دارد.

در یک شوک قائم مقدار آنتروپی تولیدی چسبندگی به نسبت آنتروپی تولیدی حرارتی بیشتر است که نشان‌دهنده مقدار زیاد گرادیان سرعتی نسبت به گرادیان دمایی است. در ناحیه مکشی پره به علت عدم وجود جریان بازگشتی یا جدایش جریان مقدار تولید آنتروپی چسبندگی فقط در لایه مرزی رخ داده است. در شکل ۱۰ مقدار آنتروپی تولیدی



شکل ۷- آنتروپی تولیدی محلی اندازه‌گیری و شبیه‌سازی شده

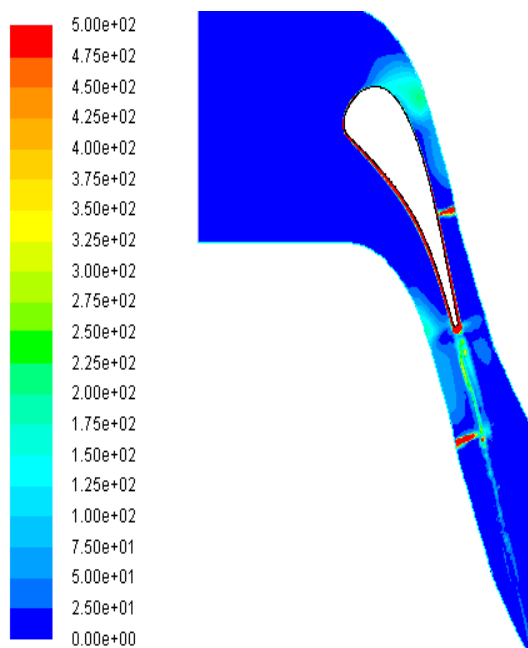


شکل ۸- عدد ماخ آیزنتروپیک تجربی و شبیه‌سازی شده

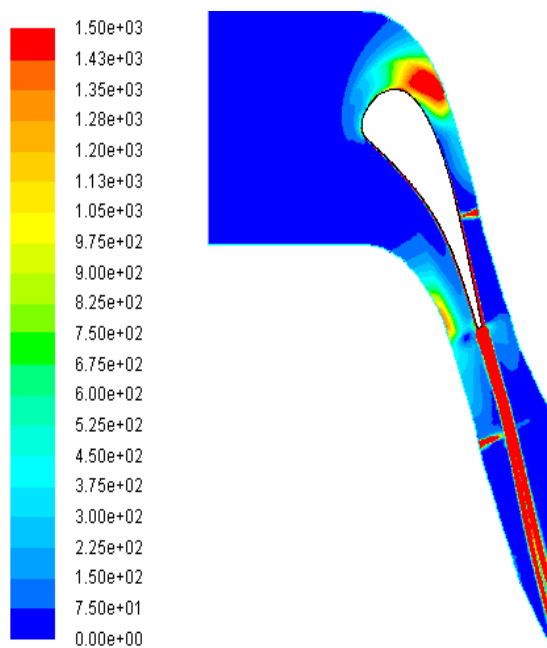
۸- نتایج

در روش‌های سنتی برای پیش‌بینی عملکرد توربین از پارامترهای ضریب تلفات فشار ایستایی^۱، ضریب تلفات آنتالپی و بازده آیزنتروپیک پره استفاده کرده‌اند؛ اما از سال ۱۹۸۹ میلادی روشی توسط بجان و اسکویبا معرفی شد که به نام روش تولید آنتروپی محلی معروف بود و از آن برای پیش‌بینی

^۱ Stagnation Pressure



شکل ۱۰- کانتور آنتروپی تولیدی حرارتی در مدل $k-\omega(SST)$



شکل ۹- کانتور آنتروپی تولیدی چسبندگی در مدل $k-\omega(SST)$

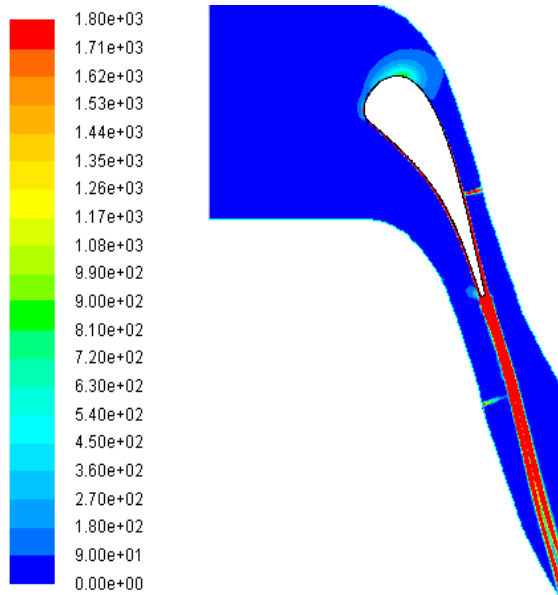
شکل‌های ۱۱ و ۱۲ در دو مدل $k-\omega(SST)$ و اسپالارت آلماراس نشان داده شده است.

کانتور عدد بجان نشان‌دهنده سهم دو قسمت تولید آنتروپی محلی (آنتروپی تولیدی چسبندگی و آنتروپی تولیدی حرارتی) است که در شکل‌های ۱۳ و ۱۴ با دو مدل $k-\omega(SST)$ و اسپالارت آلماراس نمایش داده شده است. عدد بجان محدوده‌ای بین ۰ تا ۱ است که مقدار صفر مربوط به زمانی است که سهم بازگشت‌ناپذیری مربوط به تلفات چسبندگی بوده و مقدار ۱ نیز مربوط به تلفات انتقال حرارت است. این عدد علت اصلی بازگشت‌ناپذیری را بیان می‌کند. اگر عدد بجان کمتر از ۰/۵ باشد، نشان دهنده این است که بازگشت‌ناپذیری در اثر تلفات چسبندگی رخ می‌دهد و اگر عدد بجان بیشتر از ۰/۵ باشد، نشان دهنده این است که بازگشت‌ناپذیری در اثر تلفات حرارتی است. اگر مقدار عدد بجان حدود ۰/۵ باشد، بازگشت‌ناپذیری به واسطه انتقال حرارت و چسبندگی سهم مساوی خواهند داشت [۱۷].

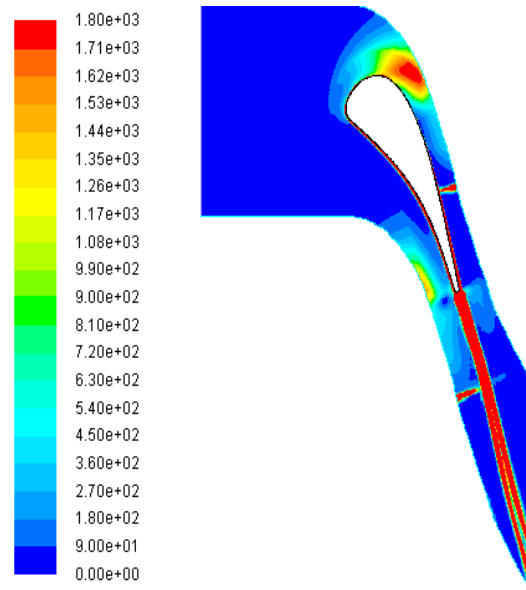
عدد بجان در پشت پره ناحیه ویک بین ۰/۲ تا ۰/۲۵ است که نشان از سهم زیاد آنتروپی تولیدی چسبندگی را دارد. در ناحیه ویک به علت ترکیب جریانات سطح مکشی و فشاری پره استاتور مقدار گرادیان‌های سرعتی زیاد شده و

حرارتی به علت هم‌دما در نظر گرفتن دمای سطح پره در تمامی نقاط و عدم وجود خنک‌کاری روی سطح آن مقدار کمی دارد. البته ذکر این نکته ضروری است که با وجود خنک‌کاری نیز سهم تولید آنتروپی حرارتی نسبت به تولید آنتروپی چسبندگی در توربین کمتر است؛ همچنین به علت عدم وجود جریان بازگشتی مقدار تولید آنتروپی حرارتی روی پره یکنواخت است.

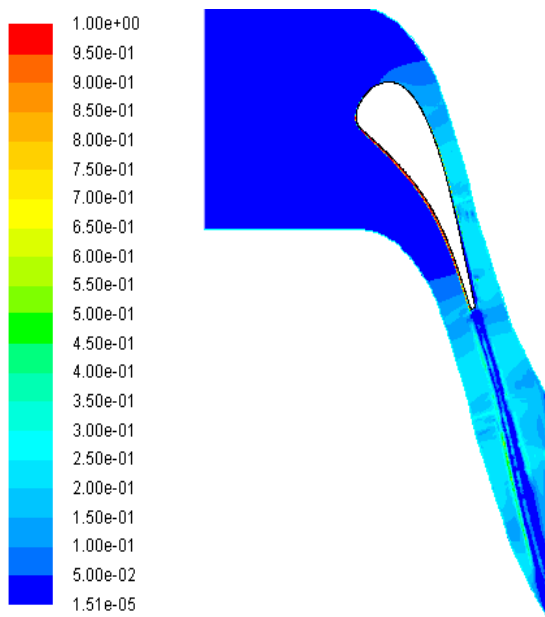
طبق قاعده $s_v = 0$ و $s_t \neq 0$ می‌تواند در جریان غیر لزج و غیر هم‌دما رخ دهد، اما خلاف این مطلب $s_v \neq 0$ و $s_t = 0$ صادق نیست، زیرا وجود مقداری آنتروپی تولید چسبندگی دمای محلی را در قسمتی از دامنه افزایش داده و مطابق آن مقداری آنتروپی تولیدی حرارتی تولید کرده است. اصولاً مقدار آنتروپی تولیدی چسبندگی در توربین به علت گرادیان‌های شدید سرعتی بیشتر از مقدار آنتروپی تولیدی حرارتی است. مقدار آنتروپی تولیدی چسبندگی می‌تواند با کاهش ویک، حذف ترکیب چسبندگی در لایه مرزی و خنک‌کاری مناسب (از نظر سرعت خنک‌کاری و زاویه سوراخ خنک‌کاری) اندکی کاهش داشته باشد. مقدار آنتروپی تولیدی حجمی (آنتروپی تولیدی محلی) بر حسب W/m^3K در



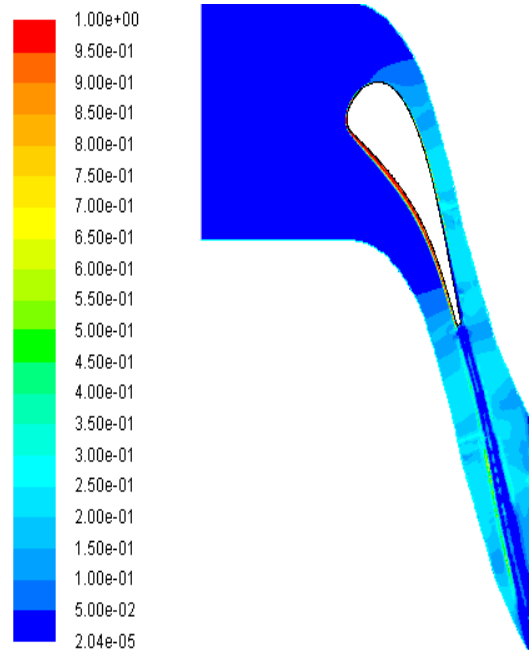
شکل ۱۲- کانتور آنتروپی تولیدی محلی در مدل اسپالارت آلماراس



شکل ۱۱- کانتور آنتروپی تولیدی محلی در مدل k- ω (SST)



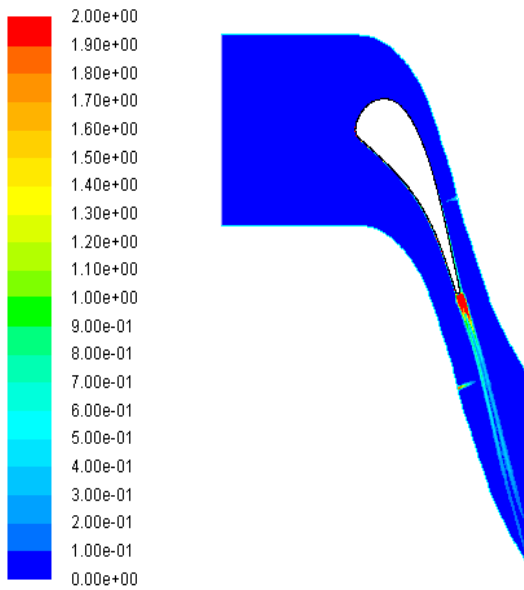
شکل ۱۴- کانتور عدد بجان در مدل اسپالارت آلماراس



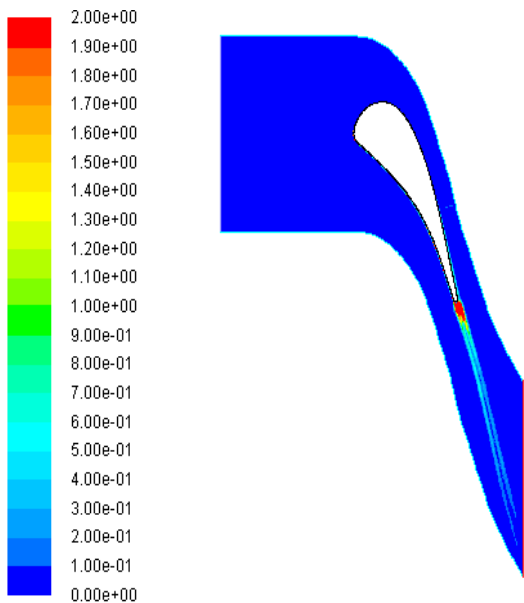
شکل ۱۳- کانتور عدد بجان در مدل k- ω (SST)

افزایش سرعت روی پره مقدار عدد بجان بالا نمی‌باشد. در نوک پره عدد بجان بین ۰/۶ تا ۰/۶۵ است که نشان از سهم بزرگ آنتروپی تولیدی حرارتی به علت سرعت پایین در این نواحی است. هر چقدر از لایه مرزی پره فاصله گرفته شود،

سهم تولید آنتروپی چسبندگی بالا رفته است. مطابق شکل‌های ۱۳ و ۱۴ در اطراف پره ناحیه لایه مرزی قسمت فشاری، عدد بجان بین ۰/۹۴ تا ۱ بوده که دلیل آن سرعت کم و یکنواخت جریان است. در قسمت مکشی پره به علت



شکل ۱۵- کانتور اگزورژی تخریبی در مدل $k-\omega(SST)$



شکل ۱۶- کانتور اگزورژی تخریبی در مدل اسپالارت آلماراس

مقدار گام زمانی $\Delta t = 0.00000012$ و زمان تا 0.002 ثانیه پیشروی کرده است و همگرایی معادله پیوستگی اگر f یک تابع فرض شود مقادیر محاسبه شده معادله RANS طبق معادله (۳۲) می‌تواند به سه قسمت تقسیم گردد.

سهم آنتروپی تولیدی حرارتی کم شده و مقدار عدد بجان کاهش می‌یابد؛ همچنین در ناحیه شوک مطابق انتظار عدد بجان کمتر از 0.3 است و گرادیان‌های سرعت مقدار بیشتری را از خود نشان می‌دهد.

مقدار بازگشت‌ناپذیری‌ها (کار تلف شده) با اگزورژی تخریبی بیان شده که طبق معادله (۲۴) کانتور آن برای دو مدل $k-\omega(SST)$ و اسپالارت آلماراس در شکل‌های ۱۵ و ۱۶ نشان داده شده است.

مقدار اگزورژی تخریبی محاسبه شده در UDF به صورت ضرب آنتروپی تولیدی کل در حجم و دمای مرجع است که دارای واحد W است. مقدار اگزورژی تخریبی برای پره توربین برایت یورام که از همین پروفیل پره استفاده کرده برابر با $281 kW$ محاسبه شده است. در کد UDF حجم در معادله (۲۲) ضرب شده و برای محاسبه معادله (۲۳) در قسمت پس‌پردازش از گزینه جمع تمام مقادیر سلول‌ها استفاده شده است. اگر تعداد پره مطابق توربین برایت یورام دارای 43 پره استاتور با ارتفاع 0.05 متر باشد [۲۱] و سهم تولید آنتروپی در استاتور برابر با 0.213 باشد [۸]، مقدار اگزورژی تخریبی برای یک طبقه توربین $281 kW$ محاسبه می‌شود. مقدار محاسبه شده در محدوده اگزورژی تخریبی توربین پرفشار موتورهای مدرن هوایی همچون موتور توربوجت $57 J$ است [۲۲].

مطابق شکل‌های ۱۵ و ۱۶ مقدار اگزورژی بیشینه به علت گرادیان‌های شدید سرعت و وجود لایه مرزی در اطراف دیواره‌های پره رخ داده که در قسمت فشاری پره حدود $2/4$ وات و در قسمت مکشی پره 6 وات است. در حل ناپایا به علت کسب جریان مناسب در پشت پره (ناحیه لبه فرار) مقدار تولید آنتروپی در نقطه بیشینه نمودار حدود $1/84$ درصد بیشتر نشان داده است.

برای مقایسه مقادیر تولید آنتروپی محلی در حالت پایا و ناپایا از یک خط مرجع مطابق شکل ۱۷ استفاده شده است. مقدار طول و عرض نقطه اول برای تشکیل خط برابر با 0.4704743 و -0.5297988 و برای نقطه دوم برابر با 0.5929123 و -0.6315423 است. مقادیر تولید آنتروپی محلی (تولید آنتروپی حجمی) روی خط مرجع در حالت پایا و ناپایا در شکل ۱۷ نشان داده شده است.

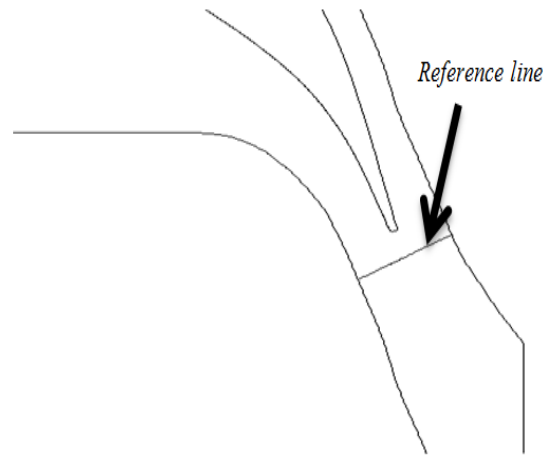
۹- نتیجه‌گیری

تحلیل تولید آنتروپی محلی نقشه‌ای با ذکر جزئیات جریان برای طراح فراهم آورده تا اصلاحات ساختاری مناسب را روی پره اعمال کند. به علت موثر در نظر گرفتن چسبندگی دینامیکی و هدایت حرارتی، محاسبات انجام شده به مدل آشفنگی بستگی دارد که مقدار تولید آنتروپی محلی متوسط در مدل $k-\omega(SST)$ مناسب‌تر و به واقعیت جریان نزدیک‌تر است. تولید آنتروپی چسبندگی به علت گرادیان شدید سرعت در پره توربین، دارای سهم ۶۹ درصدی از کل تولید آنتروپی بوده و تولید آنتروپی حرارتی ۳۱ درصد سهم دارد. تولید آنتروپی چسبندگی در نواحی شوک، لایه مرزی و انحنای لبه حمله به علت گرادیان‌های شدید سرعت زیاد است. برای کاهش آنتروپی چسبندگی کاهش انحنای لبه حمله و خنک‌کاری مناسب از نظر سرعت سیال و زاویه سوراخ خنک‌کاری پیشنهاد شده است. ذکر این نکته ضروری است که خنک‌کاری انجام شده باید از بوجود آمدن گرادیان‌های شدید دمایی جلوگیری کند تا آنتروپی تولیدی حرارتی افزایش چشمگیر نداشته باشد. کاهش ویک و حتی زاویه حمله مناسب پره نیز باعث کاهش آنتروپی تولیدی چسبندگی خواهد شد.

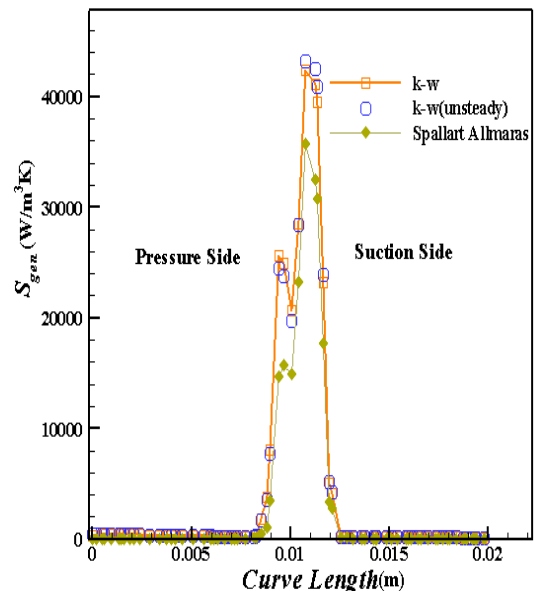
تولید آنتروپی حرارتی در توربین سهم کمتری دارد و بیش‌ترین مقدار خود را در لایه مرزی به خصوص در ناحیه فشاری به علت پایین بودن تغییرات سرعت، داراست که این مسئله در کانتور عدد بجان در شکل ۱۳ مشخص است. ناپایداری لحاظ شده در حل مدل عددی $k-\omega(SST)$ مقدار تولید آنتروپی را حدود ۱/۸۴ درصد افزایش داد. مقدار انرژی تخریبی یک طبقه توربین پرفشار مانند برای یورام که از پروفیل پره VKI-LS89 استفاده کرده، ۲۸۱ kW محاسبه شده که در محدوده انرژی تخریبی محاسبه شده موتورهای هوایی مدرن همچون موتور J ۵۷ است.

۱۰- مراجع

- [1] Iandoli CL, Sciubba E (2005) 3-D Numerical of the local entropy generation rate in a radial compressor stage. Int J Thermodyn 8(2): 83-94.
- [2] Natalini G, Sciubba E (1997) Entropy generation a 2-D cascade at different angels of attack: a numerical study. Presented at the international Gas Turbine & Aeroengine Congress & Exhibition 1-30.



شکل ۱۷- خط مرجع



شکل ۱۸- مقایسه تولید آنتروپی محلی در حالت پایا و ناپایا

$$f = \bar{f} + f' + f'' \quad (32)$$

ترم اول معادله (۳۲) مقادیر متوسط، ترم دوم مقادیر توربولانس و ترم سوم ناشی از نوسانات ناپایا است. با توجه به اینکه پره استاتور توربین (پره راهنما نازل) هیچ‌گونه حرکتی ندارد، جریان پایا برای حل مسئله مناسب به نظر رسیده، ولی به علت اینکه جریان پشت پره با حالات ناپایا به خصوص در حالت سه بعدی بهتر پیش‌بینی شده است، پیشنهاد شده که از مقدار ترم سوم معادله (۳۲) صرف‌نظر نشود که حدود ۲ تا ۳ درصد در تولید آنتروپی تأثیرگذار است [۸].

- [13] Fluent, User's Guide version 16.1 (2015) Fluent Incorporation. USA.
- [14] Perez E (2014) Entropy generation in a highly-loaded axial turbine. Ph.D Thesis, University of Notre Dame.
- [15] Kock F, Herwig H (2005) Entropy production calculation for turbulent shear flows and their implementation in cfd codes. *Int J Heat Fluid Flow* 26: 672-680.
- [16] Yapci H, Kayaats N, Kahraman N, Basturk G (2005) Numerical study on local entropy generation in compressible flow through a suddenly expanding pipe. *Entropy* 7: 38-67.
- [17] Wei Y, Wang Z, Qian Y (2017) A numerical study on entropy generation in two-dimensional rayleigh-benard convection at different prandtl number. *Entropy* 19: 1-13.
- [18] Giangaspero G, Sciubba E (2011) Application of the EGM method to a LED-Based spotlight: A constrained pseudo-optimization design process based on the analysis of the local entropy generation. *Entropy* 13: 1212-1228.
- [19] Morata EC (2012) Impact of the unsteady aerothermal environment on the turbine blades. Ph.D Thesis, University of Toulouse.
- [20] Orhan OE (2014) Investigation of the effect of turbulence on entropy generation in turbomachinery. Ph.D Thesis, University of Middle East.
- [21] Paniagua G, Denos R, Arts T (2001) Steady-unsteady measurement of the flow field downstream of a transonic high-pressure turbine stage. Presented at the 4th European Conference on Turbomachinery.
- [22] Balli O (2017) Advanced exergy analyses to evaluate the performance of a military aircraft turbojet engine (TJE) with afterburner system: splitting exergy destruction into unavoidable/avoidable and endogenous/exogenous. *Appl Therm* 111: 152-169.
- [3] Natalini G, Sciubba E (1999) Minimization of the local rates of entropy production in the design of air-cooled gas turbine blades. *J Eng Gas Turbine Power* 121: 466-475.
- [4] Sciubba E (2005) Computing the entropy generation rate for turbomachinery design application: Can a diagnostic tool become a predictive one. Proceedings of International Mechanical Engineering Congress Exposition.
- [5] Holmes DG, Moore BJ, Connel SD (2011) Unsteady vs steady turbomachinery flow analysis: exploiting large-scale computations to deepen our understanding of turbomachinery flows. *GE Global Research Niskayuna NY12309*:1-13.
- [6] Zlatinov MB, Tan CS, Montgomery M, Islam T, Harris M (2012) Turbine hub and shroud sealing flow loss mechanisms. *J Turbomach* 134(6): 1-13.
- [7] Orhan E, Uzol O (2012) Direct calculation of entropy generation by solving reynolds-averaged entropy transport equation in an air-cooled turbine cascade. Proceedings of American Society of Mechanical Engineers Turbo Expo.
- [8] Yoon S, Vandeputte T, Mistry H, Ong J, Stein A (2016) Loss audit of a turbine stage. *J Turbomach* 138(5): 051004.1-051004.9.
- [9] Takakura T (2016) Entropy generation in the tip region of a high-pressure turbine. Ph.D Thesis, University of Notre Dame.
- [10] Arts T, Rouvorit MLD (1990) Aero-thermal performance of a two dimensional highly loaded transonic turbine nozzle guide vane. Presented at the Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition.
- [11] Ertesveg IS, Kolbu J (2002) Entropy production modeling in CFD of turbulent combustion flow. Norwegian University of Science and Technology NO-7491.
- [12] Hassan HZ (2013) Evaluation of the local exergy destruction in the intake and fan of a turbofan engine. *Energy J.* 63: 245-251.