http://mme.modares.ac.ir

مجله علمی پژوهشی

مهندسی مکانیک مدرس

فوق‌العاده اسفند ۱۳۹۲، دوره ۱۳ شماره ۱۳ ص‌ص ۱۴۳-۱۵۶

مقاله پژوهشی کامل
تاریخ دریافت ۹۱/۱۱/۸
تاریخ پذیرش ۹۲/٤/۵
ارائه در سایت ۹۲/۱۰/۳۰

شبیه‌سازی عددی اثر زبری بر کارایی توربین دوطبقه با خنک‌کاری کامل

محمود چهارطاقی[1*]، مجتبی قطعی[2]، علی سمائی‌نیا[3]، هادی کرابی[4]

۱- استادیار مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شاهرود، شاهرود
۲- استادیار مهندسی مواد، دانشگاه صنعتی شاهرود، شاهرود
۳- دانشجوی کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شاهرود، شاهرود
۴- کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک، شرکت مبین ویژن، تهران
* شاهرود، صندوق پستی ۳۶۱۹۹۹۵۱۶۱، chahartaghi@shahroodut.ac.ir

چکیده- دمای بالا و خصوصیات متفاوت گاز ورودی می‌تواند عمل‌کرد توربین یک سیکل توربین گاز را در حین کارکرد کاهش دهد. با توجه به پیچیدگی جریان درون توربین، برای شناخت میدان جریان و دما درون طبقهٔ توربین نیاز به انجام تحلیل سه بعدی می‌باشد. با گذشت زمان و کارکرد توربین، افزایش زبری سطح پره اجتناب‌ناپذیر است. هدف از این مقاله بررسی تأثیر زبری، بر میدان جریان و کارایی توربین گازی با شبیه‌سازی عددی می‌باشد. در این پژوهش، توربین E^3، به صورت سه بعدی شبیه‌سازی و نتایج حاصل با نتایج آزمایشگاهی اعتبارسنجی شده است. سپس تأثیر زبری در پره‌ها بر میدان جریان و عمل‌کرد توربین در پنج نسبت فشار متفاوت مورد بررسی قرار گرفته است. همچنین به‌منظور تعیین نقش استاتورها و روتورها به تنهایی در کاهش کارایی توربین، در یک زبری خاص، ابتدا به طور جداگانه استاتورهای اول و دوم و سپس روتورهای اول و دوم مورد بررسی قرار گرفته و سپس این پدیده به طور همزمان بر پره‌ها اعمال گردیده است. نتایج نشان می دهد که کاهش کارایی توربین در زبری کامل تقریباً برابر مجموع کاهش کارایی‌ها در حالت جداگانه است.

کلیدواژگان: توربین، زبری پره، تحلیل سه بعدی، عمل‌کرد توربین، میدان جریان.

Numerical simulation of roughness effects on two stage turbine performance with full cooling

M. Chahartaghi[1*], M. Ghatee[2], A. Samaee nia[3], H.karrabi[4]

1- Assist. Prof., Mech. Eng., Shahrood Univ. of Tech., Shahrood, Iran
2- Assist. Prof., Metal. Eng., Shahrood Univ. of Tech., Shahrood, Iran
3- MSc Student., Mech. Eng., Shahrood Univ. of Tech , Shahrood, Iran
4- MSc, Mech. Eng., Mobin Vision Co , Tehran, Iran.
* P.O.B 3619995161, Shahrood, Iran. chahartaghi@shahroodut.ac.ir

Abstract- High temperatures and different properties of entering gas into the turbine of a gas turbine cycle can decrease its performance. Considering the complexity of the flow distribution inside the turbine, three-dimensional analysis to find out the flow and temperature field in the turbine stages is very important. As time passing the increasing of the roughness of blades is unavoidable.
The aim of this paper is investigation of the blades roughness effects on flow field and efficiency of gas turbine with numerical calculations. In this research, a two-stage turbine is modeled in the form of three-dimensional and the results are validated with experimental data. Then the effects of blades roughness on flow field and performance of turbine in five pressure ratios is investigated. Also, in order to determine the role of stators and rotors in decreasing the turbine efficiency, in a special roughness, the first and second stators and then corresponding rotors have separately been examined and then this phenomenon affected on blades simultaneously. Results showed that the efficiency drop by applying all together on the turbine stage is approximately equal to summation of efficiency drops by applying separately.

Keywords: Turbine, Roughness of the Blade, Three-Dimensional Analysis, Turbine Performance, Flow Field.

۱- مقدمه

پره‌های توربین‌های گازی به جهت شرایط ویژهٔ به‌کارگیری آن‌ها، در اثر عوامل مختلفی مانند خوردگی داغ، اکسیداسیون، سایش، برخورد ذرات خارجی، رسوب حاصل از وجود ناخالصی و چسبیدن گرد و غبار و غیره، تخریب می‌شوند که همهٔ این عوامل باعث افزایش زبری در سطح پره می‌گردند و به جهت کاهش عمر کاری آن‌ها، راندمان توربین کاهش یافته و در نهایت موجب هزینه‌های سنگینی جهت تعمیرات دوره‌ای و جایگزینی پره‌های جدید می‌شود.

درسال‌های اخیر استفاده از تحلیل عددی و دینامیک سیالات محاسباتی در محاسبهٔ توربوماشین‌ها به طور قابل ملاحظه‌ای افزایش یافته است. بسیاری از پژوهشگران مانند تاکر [۱]، هادسن [۲]، آقایی و همکاران [۴،۳]، ابزار تحلیل عددی را به طور وسیعی در تحلیل جریان‌های توربوماشینی به ویژه توربین‌های محوری مورد استفاده قرار داده‌اند.

در تحقیقات پیشین، پژوهشی شامل تحلیل عددی یا آزمایشگاهی اثر زبری و یا حتی رسوب و خوردگی، چه به طور جداگانه و یا هم‌زمان بر روی همهٔ طبقات یک توربین چندطبقه به صورت کامل، توربین حاضر و نیز توربینی با خنک‌کاری کامل، صورت نگرفته است.

فیالا و همکارانش [۵] در سال ۲۰۱۱ مقاله‌ای در رابطه با تأثیر زبری بر لایه‌ی مرزی جریان کاملاً آشفته و تأثیر احتمالی آن بر جریان گذار ارائه نمودند.

استریپ و همکارانش در سال ۲۰۰۷، اثر زبری سطح پره را بر روی جریانات ثانویه مطالعه نمودند. در این مطالعه از هشت نوع پره با زبری مختلف از جمله پره با سطح صاف به‌عنوان مرجع استفاده شد. آنها به این نتیجه رسیدند که اثر زبری سطح بر روی میدان جریان ثانویه، نزدیک دیواره‌های کناری بسیار قابل توجه می باشد [۶].

یانگ سئوک کانگ و همکارانش [۷] در سال ۲۰۰۴، با استفاده از نرم‌افزار سی‌اف‌اکس-تاسک فولو[1]، تأثیر زبری‌های متفاوت را بر راندمان و ضریب کار توربینی بررسی نمودند و نتایج آن را با آزمایش تطبیق دادند. آن‌ها مشاهده کردند که زبری پره‌ها، ضریب فشار و راندمان را کاهش می‌دهد و مجموع افت راندمان ناشی از استاتور زبر و روتور زبر، حدودا برابر است با افت راندمان ناشی از زبری کل مرحله.

فرانک هامل و همکارانش [۸] در سال ۲۰۰۴ اثر زبری را بر ایرودینامیک پره بررسی کردند. آن‌ها چهار مقدار زبری مختلف را در اعداد رینولدز بین ۶۰۰۰۰۰ تا ۱۲۰۰۰۰۰ بر پره‌ها اعمال کردند و دریافتند که در اعداد رینولدز بالاتر، افزایش افت فشار با افزایش اصطکاک بیشتر می‌شود. همچنین حداکثر میزان افت فشار کل در بالاترین رینولدز ایجاد شد و مقدار آن ۴۰ درصد بیشتر از حالت پرهٔ صاف بود. نتایج آزمایش‌های آن‌ها با تحقیقات مشابه انجام شده، تطابق خوبی نشان می‌داد.

منابع تلفات در پره‌های توربین، عبارتند از افت پروفیل (که ناشی از شکل پره و لایه مرزی آن و اصطکاک پوستی است)، افت ناشی از لقی نوک پرهٔ روتور (که باعث نشت جریان از قسمت پرفشار به قسمت کم فشار و همچنین برخورد آن با لایه‌مرزی روی دیوارهٔ خارجی توربین و ایجاد گردابه‌های نوک پره می‌شود) و افت فشار ناشی از جریان‌های فرعی و ثانویه در لایه مرزی دیواره‌ها. بنابراین هرگونه عاملی که باعث افزایش این تلفات شود باعث افزایش ضرایب افت خواهد شد. در این پژوهش، پس از مدل‌سازی توربین و اعمال شرایط مرزی، اعتباربخشی به آن صورت می‌پذیرد؛ سپس کارکرد توربین در شرایط مختلف و واقعی زبری، مورد واکاوی قرار می‌گیرد.

۲- معادله‌های حاکم بر جریان برای شبیه‌سازی

برای تحلیل رفتار جریان برای تمام جریان‌ها، معادله‌های بقای جرم و مومنتم حل می‌شود. برای جریان‌های تراکم‌پذیر یا جریان‌های شامل انتقال حرارت، معادله‌های بقای انرژی نیز حل می‌گردند. هنگامی که جریان، آشفته باشد باید از معادله‌های مدل‌سازی اغتشاش استفاده نمود. هدف از مدل‌سازی جریان‌های آشفته، تعیین ترم‌هایی مانند تنش رینولدز، شار جرمی آشفته و یا شار حرارتی آشفته با استفاده از ارتباط دادن مقادیر کمیت‌های مزبور به کمیت‌های جریان متوسط و به‌ویژه گرادیان‌های موجود در جریان متوسط می‌باشد. مدل توربولانسی به کار گرفته شده در این پژوهش مدل "SST"[2] است. این مدل برای کسب نهایت دقت در پیش‌بینی شروع و مقدار جریان جدایی، تحت گرادیان فشار نامساعد طراحی شده است. این مدل هم کارایی بالایی در مشاهدهٔ جریان نزدیک

1. CFX Task Flow

2. Shear Stress Transport

دیواره و هم جریان‌های ثانویه دارد. نتایج محاسبات با این مدل، پیشرفت قابل توجهی را در زمینه‌ی جدایی جریان نشان می‌دهد. کارایی بالای این مدل در تعداد قابل توجهی از مطالعات اعتبارسنجی نشان داده شده است[۹،۷]. مدل SST برای شبیه‌سازی لایه مرزی با دقت بسیار بالا نیز پیشنهاد می‌شود [۱۰].

۲-۱- معادلهٔ پیوستگی

معادلهٔ پیوستگی یا بقای جرم به‌صورت رابطهٔ (۱) نوشته می‌شود.

$$\frac{\partial \overline{\rho}}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\overline{\rho u_i}\right)+\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\overline{\rho' u'_i}\right)=0 \qquad (۱)$$

که در آن ρ چگالی سیال و u_{i} مؤلفه‌های سرعت می‌باشد.

۲-۲- معادلهٔ اندازه حرکت

معادلهٔ اندازه حرکت در حالت کلی به‌صورت رابطهٔ (۲) است.

$$\rho\frac{D\overline{V}}{Dt}+\rho\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho\,\overline{u'_i u'_j}\right)=\rho g-\nabla\overline{P}+\mu\nabla^2\overline{V} \qquad (۲)$$

معادلهٔ مومنتم یک جملهٔ اضافی شامل تانسور اینرسی اغتشاش $\rho\overline{u'_i u'_j}$ دارد که در هیچ جریان توربولانسی قابل صرف‌نظر کردن نیست و علت اصلی پیچیدگی‌های تحلیل جریان آشفته است. در رابطهٔ (۲)، $\overline{P}$ فشار متوسط استاتیک و ρg نیروی جسمی گرانشی می‌باشد که مقدار آن در این تحقیق قابل صرف‌نظر می‌باشد.

۲-۳- معادلهٔ انرژی

معادلهٔ انرژی به‌صورت رابطهٔ (۳) بیان می‌شود.

$$\rho C_P\frac{D\overline{T}}{Dt}=-\frac{\partial}{\partial x_i}\left(-k\frac{\partial\overline{T}}{\partial x_i}+\rho C_P\overline{u'_i T'}\right)+\overline{\frac{\mu}{2}\left(\frac{\partial\overline{u}_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u'_i}{\partial x_j}+\frac{\partial\overline{u}_j}{\partial x_i}+\frac{\partial u'_j}{\partial x_i}\right)^2} \qquad (۳)$$

ترم $\rho C_P\overline{u'_i T'}$ همبستگی بین نوسانات سرعت و دما و بیان‌گر انتقال آنتالپی در راستای x_{i} و برگردان است و شار حرارتی آشفته[1] نامیده می شود.

1. Turbulent Heat Flux

این معادله‌ها اصطلاحاً معادله‌های رنس[2] نامیده می‌شوند.

۳- پارامترهای به کار رفته جهت مقایسه

پارامترهای به کار رفته جهت مقایسهٔ کارایی توربین سالم [۱۱] و معیوب عبارتند از:

۱- بازدهٔ ترمودینامیکی یا راندمان کل به کل آیزنتروپیک توربین که با توجه به وجود خنک‌کاری کامل پره‌ها توسط منفذهای خنک‌کننده، به صورت رابطهٔ (۴) تعریف می‌شود که در آن H توان واقعی شفت توربین است و از رابطهٔ (۵) به‌دست می‌آید [۷].

$$\eta_{\mathrm{th}}=\frac{H}{w_{41}\Delta h_{\mathrm{a}}+\sum w_{\mathrm{c}}\Delta h_{\mathrm{a,c}}} \qquad (۴)$$

$$H=\underbrace{\dot m_{\mathrm{inlet}}h_{\mathrm{inlet}}+\dot m_{\mathrm{c}}h_{\mathrm{c}}-\dot m_{\mathrm{outlet}}h_{\mathrm{outlet}}}_{H_{R1}}+\underbrace{\dot m_{\mathrm{inlet}}h_{\mathrm{inlet}}+\dot m_{\mathrm{c}}h_{\mathrm{c}}-\dot m_{\mathrm{outlet}}h_{\mathrm{outlet}}}_{H_{R2}} \qquad (۵)$$

مخرج رابطهٔ (۴) توان ایده‌آل توربین در حالت آیزنتروپیک بوده و در آن w_{41}، دبی ورودی روتور اول، w_C دبی سیال خنک‌کننده مربوطه و Δh_{a} و $\Delta h_{\mathrm{a,c}}$ به ترتیب اختلاف آنتالپی واقعی سیال کاری و جریان خنک‌کننده مورد نظر می‌باشد.

۲- ضرایب افت ناشی از تلفات استاتور و روتور، به ترتیب از رابطه‌های (۶) و (۷) محاسبه می‌شوند.

$$Y_{\mathrm{S}}=\frac{P_{01}-P_{02}}{P_{01}-P_{2}} \qquad (۶)$$

$$Y_{\mathrm{r}}=\frac{P_{02,\mathrm{rel}}-P_{03,\mathrm{rel}}}{P_{03,\mathrm{rel}}-P_{3}} \qquad (۷)$$

که در آن P_{01} و P_{02} به ترتیب فشار کل ورودی وخروجی به استاتور یا روتور و P_2 فشار خروجی است. همچنین $P_{02,\mathrm{rel}}$ و $P_{03,\mathrm{rel}}$ به ترتیب فشار نسبی ورودی و خروجی روتور و P_3 فشار خروجی از روتور می‌باشد.

۳- میزان افت فشار کل و دمای کل در مرحلهٔ توربین که به ترتیب عبارتند از:

$$Pd=\frac{P_{0\mathrm{i}}-P_{0\mathrm{o}}}{P_{0\mathrm{i}}} \qquad (۸)$$

$$Td=\frac{T_{0\mathrm{o}}-T_{0\mathrm{i}}}{T_{0\mathrm{i}}} \qquad (۹)$$

2. Reynolds Average Navier-Stokes

که در آن P_{0i} و P_{0o} به ترتیب فشار کل ورودی و خروجی و T_{0i} و T_{0o} دمای کل ورودی و خروجی توربین و Pd و Td، به ترتیب افت فشار کل و افت دمای کل می‌باشند.

۴- شبیه‌سازی عددی

توربین در نظر گرفته شده برای بررسی، توربین E^3، یک توربین محوری دو طبقه که ساخت شرکت جنرال الکتریک و مؤسسه‌ی ناسا می‌باشد و در صنایع هوا و فضا کاربرد دارد. هدف برنامه‌های انجام شده‌ی جنرال‌الکتریک و ناسا، توسعه تکنولوژی، به جهت بهبود بازدهی سیستم‌های محرکه برای هواپیمای تجاری مادون صوت بود که در ژانویهٔ ۱۹۷۸ انجام شد. تجهیزات آزمایشگاهی توربین، شامل یک مقیاس کامل از توربین محوری فشار بالای دو طبقه و خنک‌کاری کامل می‌باشد. همهٔ قطعات روتور شامل پره‌ها، از فولاد ضدزنگ ماشین‌کاری ساخته شده است. استاتورها نیز از مواد یکسان ساخته شده‌اند. محفظه کیسینگ نیز از فولاد کربن–نیکل روکش شده است. تجهیزات، برای اندازه‌گیری جریان‌ها، شارها، دماها، سرعت شفت، گشتاور، تیپ کلیرنس و زاویهٔ جریان خروجی پیش‌بینی شده است. مشخصات کلی مرحلهٔ توربین در جدول ۱ آورده شده است [۱۲].

فرایند حل سه بعدی، دارای سه مرحلهٔ اساسی تولید هندسه، تولید شبکه و آنالیز سیالاتی می‌باشد.

جدول ۱ مشخصات توربین E^3

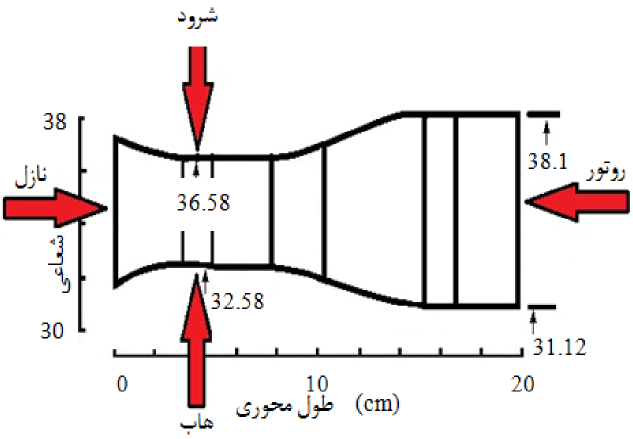
مشخصه	کمیت
نسبت فشارکل ورودی به فشار استاتیک خروجی	۵/۵۵
دور روتور در نقطهٔ طراحی	۸۲۸۳rpm
تعداد پره‌های ردیف استاتور اول	۴۶
تعداد پره‌های ردیف استاتور دوم	۴۸
تعداد پره‌های ردیف روتور اول	۷۶
تعداد پره‌های ردیف روتور دوم	۷۰
لقی نوک پرهٔ روتور اول	۰/۰۴۲۷ cm
لقی نوک پرهٔ روتور دوم	۰/۰۴۱۸۸ cm
دمای کل ورودی	۷۰۹/۴۴ K
فشار کل ورودی	۳۴۴/۷ kPa
فشار استاتیک خروجی	۶۲/۱۰۸ kPa

۴-۱- هندسهٔ توربین محوری

در شکل ۱ شماتیک کلی هندسهٔ دو بعدی توربین مورد تحلیل مشاهده می‌گردد. شکل ۲ نیز نشان‌دهندهٔ نمای سه‌بعدی توربین می‌باشد. با به کار بردن مختصات نقاط تشکیل‌دهندهٔ پره‌ها که به طور کامل در گزارش ناسا آمده، هندسهٔ پره‌ها در محیط "بلید جنریشن" شکل گرفت است.

۴-۲- شبکه‌بندی توربین

یکی از مهترین مراحل تحلیل سه‌بعدی، تولید شبکه می‌باشد. شبکهٔ مناسب، شبکه‌ای است که در مکان‌هایی با گرادیان‌های شدید، به اندازهٔ کافی ریز شده باشد. تعیین ابعاد مش در توربوماشین‌ها کار بسیار مهمی است؛ زیرا اگر مش‌ها درشت باشند، حل همگرا نخواهد شد و اگر مش‌ها خیلی ریز باشند زمان محاسباتی به شدت افزایش می‌یابند؛ بنابراین انتخاب اندازهٔ مش، به ایجاد تعادلی بین دقت حل و زمان محاسبات نیاز دارد؛ این مرحله تقریباً روندی بر مبنای سعی و خطا را به همراه دارد.



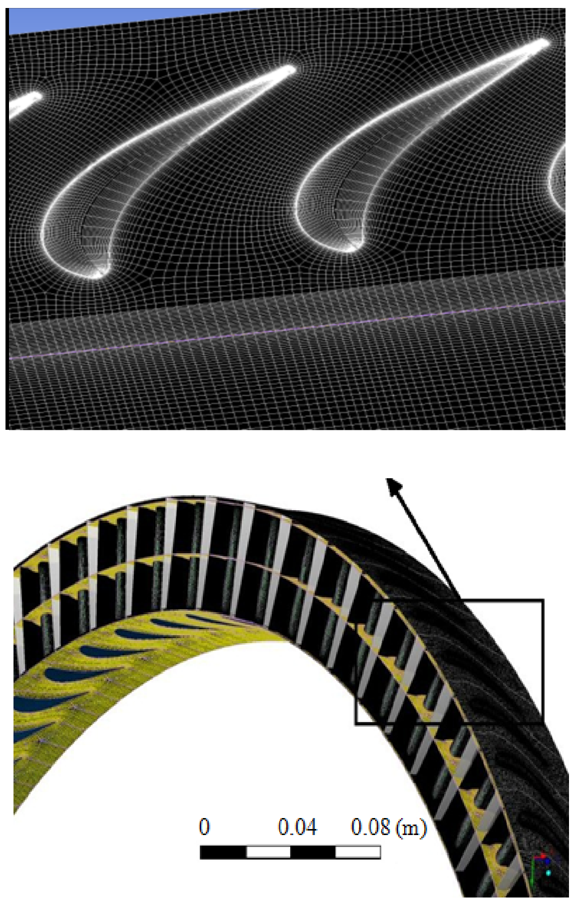
شکل ۱ شماتیک کلی توربین مورد تحلیل

شکل ۲ هندسهٔ سه بعدی توربین

در شکل ۳ شبکه‌بندی پره‌های روتور اول نشان داده شده است. ریز شدن شبکه‌های پیرامون لبهٔ پره‌ها کاملاً نمایان می‌باشد.

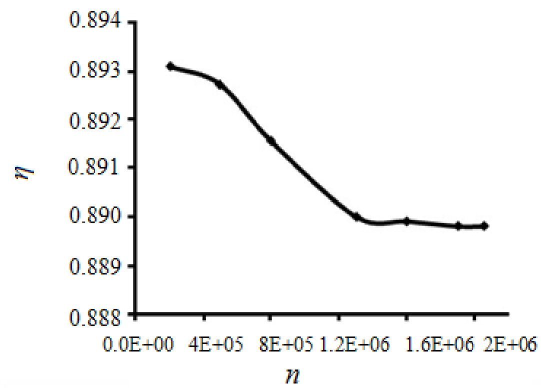
۴-۲-۱- استقلال از شبکه

با ریز شدن شبکه، خطای روش عددی کاهش یافته و زمان محاسبات به شدت افزایش می‌یابد. جهت عدم وابستگی نتایج به شبکه و رسیدن به دقت مناسب، از چندین سایز شبکه برای محاسبهٔ راندمان و نسبت فشار استفاده شده است [۱۲،۹،۸]. همان‌طور که در شکل‌های ۴ و ۵ مشاهده می‌گردد از تعداد شبکه‌ای معین با ریزتر شدن شبکهٔ محاسباتی، راندمان و نسبت فشار تغییر محسوسی نمی‌کنند که نشان از بهینه بودن شبکهٔ محاسباتی دارد. تعداد المان‌های استفاده شده در شبکه‌بندی بیش از ۱۹۰۰۰۰۰ عدد و میزان باقی‌مانده‌ای که با رسیدن به آن انجام مراحل تکراری حل معادلات متوقف می‌شود، 10^{-5} در نظر گرفته شد.

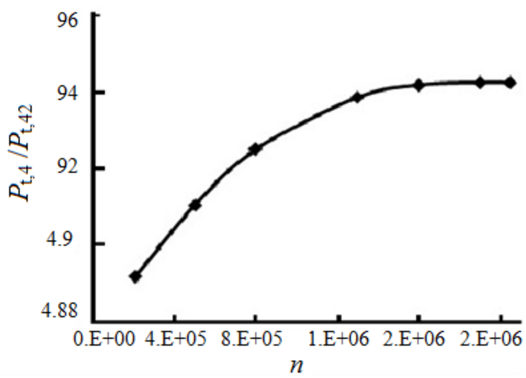


شکل ۳ شبکه‌بندی پره‌ها با تمرکز بر لایه‌مرزی

جزئیات تعداد شبکه‌های به کار گرفته شده نیز در تحلیل استاتورها و روتورها و نیز y^+ واقعی در لایه‌مرزی پره‌های روتور دوم در جدول ۲ آمده است.



شکل ۴ بررسی استقلال حل از شبکه بر اساس راندمان توربین η بر حسب تعداد المان n



شکل ۵ تأثیر اندازهٔ شبکه بر روی نسبت فشار کل ورودی به خروجی توربین P

جدول ۲ تعداد شبکه‌های پره‌های توربین و y^+ واقعی در لایه مرزی پره‌های روتور دوم

تعداد شبکه‌های کل	تعداد شبکه‌های استاتورها	تعداد شبکه‌های روتورها	y^+ واقعی
۲۰۵۰۹۲	۸۷۲۷۸	۱۱۷۸۱۴	۹۹/۵۶۶
۵۰۰۰۵۸	۲۰۵۰۲۴	۲۹۵۰۳۴	۶۶/۶۵۱۷
۸۰۰۱۸۳	۳۵۸۶۳۴	۴۴۱۵۴۹	۶۶/۶۵۱۷
۱۳۰۰۶۸۸	۶۰۸۲۹۲	۶۹۲۳۸۶	۲۰/۱۹۵۵
۱۵۹۶۳۱۹	۶۸۳۷۳۸	۹۱۲۵۸۱	۲۰/۸۱۸۷
۱۹۰۸۰۵۶	۹۲۲۶۵۳	۹۸۵۴۰۳	۲۰/۱۹۵۵
۲۰۴۹۹۱۱	۹۹۸۸۷۲	۱۰۵۱۰۳۹	۱۸/۹۶۱۹

شرایط مرزی تست هوایی که تمام نقطهٔ طراحی در بیشینهٔ ارتفاع ۱۰/۶۷ کیلومتری سطح دریا می‌باشد، عبارت بود از:

۱- در ورودی نازل شرط مرزی فشار کل استفاده شده است. جهت جریان در ورودی به صورت عمود بر سطح ورودی و بدون پیش‌چرخش فرض شده است. دمای کل و شدت توربولانس به عنوان پارامترهای ورودی اعمال شده‌اند.

۲- فشار استاتیکی در خروجی روتور طبقهٔ دوم به عنوان شرط مرزی در خروج استفاده شده است.

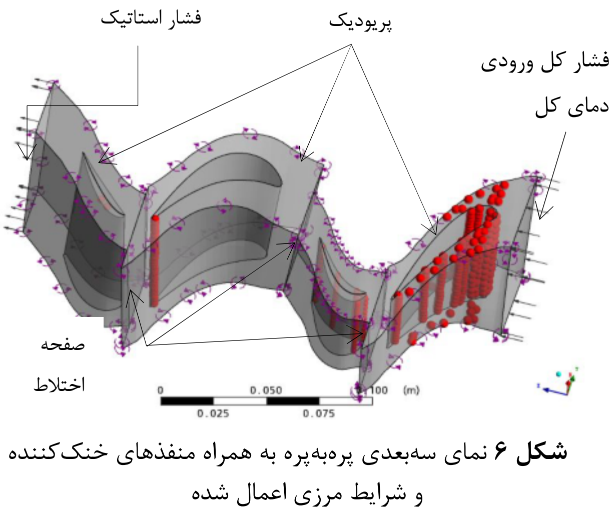
۳- شرط مرزی تمام دیوارهای ساکن و چرخان به صورت آدیاباتیک و شرط عدم لغزش برای سرعت بر روی سطوح، فرض شده است.

۴- شرط مرزی سطح مشترک بین روتور و نازل مرحلهٔ اول و دوم به صورت صفحه اختلاط[1] تعریف شده است.

۵- از آن‌جا که توربین تقارن محوری دارد، از شرط مرزی متناوب برای روتور و نازل استفاده شده است. یعنی می‌توان با استفاده از شرط مرزی متناوب تنها یک پره از روتور و یک پرهٔ نازل را شبیه‌سازی کرد .

۶- سیال‌کاری محصولات احتراق بوده و جریان به صورت پایا، تراکم‌پذیر و مادون صوت در نظر گرفته شده است.

در شکل ۶ استفاده از شرط مرزی متناوب و شرایط مرزی به‌کار گرفته شده نشان داده شده است. ضمن این‌که چگونگی به‌کارگیری منفذهای خنک‌کاری نیز قابل مشاهده است.



شکل ۶ نمای سه‌بعدی پره‌به‌پره به همراه منفذهای خنک‌کننده و شرایط مرزی اعمال شده

خنک‌کاری به صورت لایه‌ای صورت گرفته و سیال خنک‌کننده، هوای ایده‌ال می‌باشد. منفذها به شکل دایره‌ای بوده و دارای مساحت‌های مختلف هستند [۱۲]. در جدول‌های ۱ و ۲، دبی و دمای سیال خنک‌کنندهٔ خروجی از منفذها و سیال ورودی به توربین به ترتیب برحسب کیلوگرم بر ثانیه و کلوین، آمده است. به دلیل ورود گاز داغ که دمای بالای آن، خود یکی از عوامل مخرب و به تبع آن زبری‌زای پره‌ها است، استاتور اول، بیشترین تعداد منفذها را به خود اختصاص می‌دهد؛ پس از آن لبهٔ فرار و لبهٔ حمله، نیاز بیشتری به خنک‌کاری دارند. در جدول ۳ دبی محصولات احتراق ورودی به توربین و نیز دبی هوای خنک‌کاری در منفذهای استاتورها و روتورها، با نسبت فشارهای مختلف و در حالت توربین سالم، آورده شده است. دمای ورودی سیال کاری و نیز هوای خنک‌کاری را نیز می‌توان در جدول ۴ مشاهده نمود.

در شرایط کارکرد واقعی، شرایط مرزی ۱ و ۲ به دمای سکون ۷۰۹/۴۴۴K و پنج مقدار فشار کل مختلف در ورودی و فشار متوسط استاتیکی اتمسفریک در خروجی تغییر می‌یابد. همچنین از ترکیب محصولات احتراق به جای هوا استفاده گردید که ترکیب آن در رابطهٔ (۱۰) آمده است. بر این اساس، متان با ۱۹۱درصد هوای اضافه واکنش داده است.

$$CH_4+5.82(3.76N_2+O_2)\rightarrow$$
$$CO_2+2H_2O+21.92N_2+3.82O_2 \qquad (۱۰)$$

جدول ۳ دبی ورودی توربین و منفذهای خنک‌کن در حالت طراحی، بر حسب کیلوگرم بر ثانیه

نسبت فشار	ورودی توربین	منفذهای استاتور اول	منفذهای استاتور دوم	منفذهای روتورها
۸	۱۴/۸۳۷۶	۱/۸۱۸۵	۰/۸۵۷۹	۰/۴۱۲۹
۷	۱۲/۹۶۴۶	۱/۵۷۹۸	۰/۷۳۶۵	۰/۳۶۵۴
۵/۵۵	۱۰/۲۳۱۸	۱/۲۷۳۸	۰/۵۸۷۵	۰/۲۸۱۷
۴	۷/۰۱۸۷	۰/۸۷۳۶	۰/۴۰۲۵	۰/۱۹۱۹
۲/۵	۴/۵۷۱۵	۰/۴۸۲۸	۰/۲۲۸۵	۰/۱۰۸۶

جدول ۴ دمای سیال‌های ورودی توربین و منفذهای خنک‌کن برحسب کلوین

ورودی توربین	منفذهای استاتور اول	منفذهای استاتور دوم	منفذهای روتورها
۷۰۹/۴۴۴	۳۵۲	۳۴۴	۳۰۰

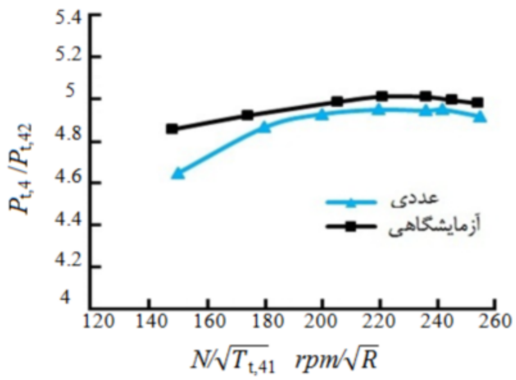
1. Mixing Plane

برای اعتبارسنجی، نمودارهای به دست آمده از اندازه‌گیری‌های آزمایش‌گاهی سرعت تصحیح شده بر حسب نسبت سرعت U/C_0 و نیز بازده توربین برحسب نسبت فشار کل به کل (فشار کل ورودی به کل خروجی)، مورد بررسی قرار داده شده است (شکل های ۷ و ۸). در نقطه طراحی نسبت سرعت تصحیح شده $N/\sqrt{T_{t,inlet}}=236.2rpm/\sqrt{R}$ و نسبت سرعت $U/C_0=0.575$ می‌باشد. که N سرعت دورانی و $T_{\text{T, inlet}}$ دمای کل ورودی می‌باشد.

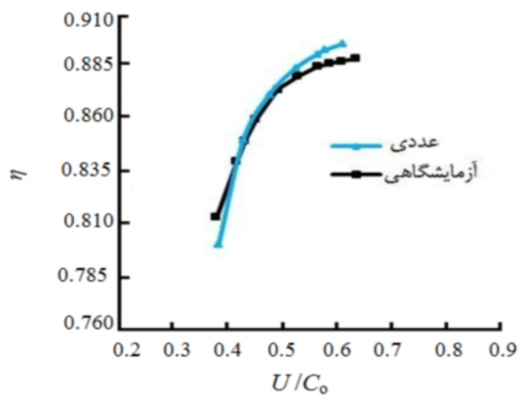
درصد خطای راندمان، گواهی بر مناسب بودن نسبی اعتبار کار است:

$$\begin{cases} \eta_{\exp}=88.4\% \\ \eta_{\text{cfd}}=88.9803\% \end{cases} \Rightarrow \text{Error=0.65\%}$$

در کل مشاهده می‌شود که تطابق نسبتاً خوبی بین داده‌های آزمایش [۱۲] و حل عددی وجود دارد.



شکل ۷ سرعت تصحیح شده بر حسب نسبت فشار کل به کل



شکل ۸ بازده توربین بر حسب نسبت سرعت U/C_0

۵- مدل‌سازی توربین معیوب

حال در اینجا به بررسی توربین معیوب پرداخته می شود.

۵-۱- زبری

مقادیر زبری به کار رفته با توجه به تحلیل‌های عددی پیشین [۱۳،۷]، ۱۰۰µm ، ۳۰۰µm و ۵۰۰µm به ترتیب در ناحیهٔ زبری گذار ، اندکی پس از گذار (ابتدای ناحیهٔ کاملاً زبر) و کاملا زبر بوده است. همچنین اختیار نمودن زبری‌های معمول مختلف با اختلاف مقدارهای برابر، امکان مقایسهٔ بهتر نتایج را فراهم می‌آورد. برای به دست‌آوردن تأثیر زبری استاتور و روتور بر کارایی توربین و در حالت ۳۰۰µm، یک بار فقط استاتورهای اول و دوم، یک بار فقط روتورهای اول و دوم و در نهایت همهٔ پره‌ها به مقدار ۳۰۰ µm زبر شدند. ارتفاع اولین شبکهٔ مجاور دیوار در حدود ارتفاع زبری، در نظر گرفته شده است. شدت آشفتگی تعریف شده در ورودی ۵٪ و مدل اغتشاشی مورد استفاده SST بوده است [۱۲]. در برنامهٔ سی اف اکس [۱۴]، جهت تعریف مقدار زبری، گزینهٔ ارتفاع معادل دانهٔ ماسه وجود دارد.

۵-۱-۱- رژیم‌های زبری

سه نوع رژیم جریان برای جریان مغشوش نزدیک دیواره به شرح زیر بیان می‌شود [۱۵]:

الف) ناحیهٔ صاف

$$k_{\text{eq}}^{+}=U_{\tau}\frac{k_{\text{eq}}}{\upsilon}\leq 5 \qquad (\text{الف -۱۱})$$

در این حالت هیچ اثری از زبری بر روی جریان مشاهده نمی‌شود، به عبارتی، ضریب اصطکاک لوله تنها تابعی از عدد رینولدز متوسط جریان است. این رژیم را از نقطه نظر هیدرودینامیکی یا آیرودینامیکی اصطلاحاً صاف می‌نامند.

ب) ناحیهٔ گذار

$$5\leq k_{\text{eq}}^{+}=U_{\tau}\frac{k_{\text{eq}}}{\upsilon}\leq 70 \qquad (\text{ب -۱۱})$$

در این حالت، یک نوع افزایش در مقاومت جریان مشاهده می‌شود؛ این رژیم را اصطلاحاً رژیم گذار می‌نامند. این حالت مربوط به مواقعی است که برجستگی عناصر زبری، زیرلایهٔ لزج را پوشش‌داده و پسا و مقاومت اضافی ایجاد شده، ناشی از این

برجستگی‌ها می‌باشد.

پ) ناحیۀ زبر

$$k_{\mathrm{eq}}^{+}=U_{\tau}\frac{k_{\mathrm{eq}}}{\upsilon}\geq 70 \qquad (۱۱\text{-پ})$$

در این حالت، افزایش بیشتری در مقاومت مقابل جریان مشاهده می‌شود. این رژیم را اصطلاحاً، رژیم تماماً زبر[1] می‌نامند و ویژۀ مواقعی است که اندازۀ برجستگی زبری‌ها، بسیار بزرگ‌تر از زیرلایۀ لزج و ناحیۀ گذار باشد.

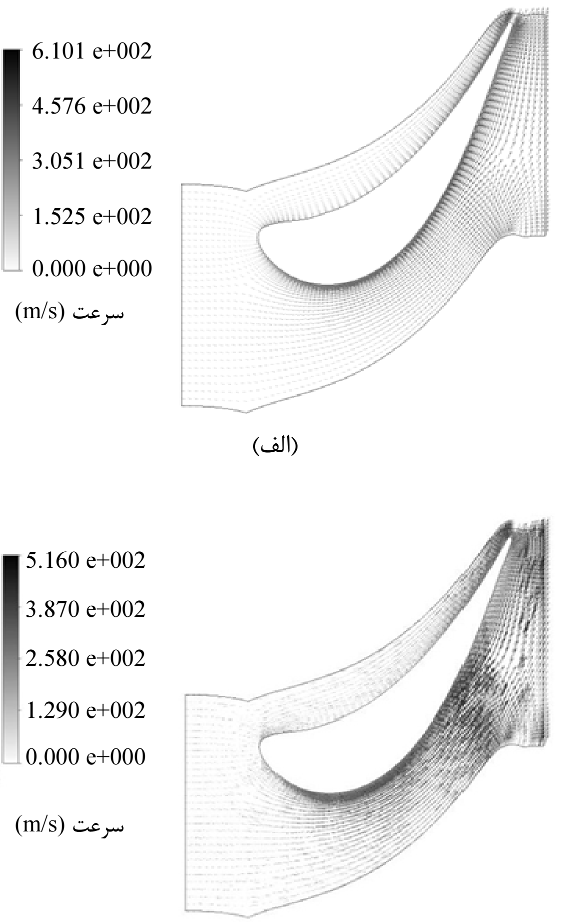
۶- نتایج حاصل از نرم‌افزار

۶-۱- تأثیر زبری بر میدان جریان و عمل‌کرد توربین

افزایش زبری باعث افزایش اصطکاک و افزایش ضخامت لایۀ مرزی می‌شود که هر دوی این عوامل افت پروفیل را بزرگ‌تر می‌کنند که بیشتر افت در ناحیۀ لایه مرزی تولید می‌شود. علاوه بر افزایش افت پروفیل، لایه مرزی ضخیم‌تر روی پره‌ها و دیواره‌های کناری، ظرفیت جریان را به خصوص در نزدیکی شرایط خفگی، کاهش می دهد.

اثر لایه مرزی در شکل‌های ۹ و ۱۰ به خوبی دیده می‌شود. زبری اعمال شده بر توربین، سطح‌های پره‌ها، شرود و هاب محفظۀ توربین را در بر می‌گیرد. لایه مرزی در حالت پرۀ زبر به‌خصوص در سمت مکش، ضخیم‌تر از حالت صاف است و موجب نامنظم شدن خطوط جریان اطراف پره می‌شود و مطابق شکل، نامنظمی جریان، به ویژه در پره‌های استاتور گسترش می‌یابد. پی‌آمد این حالت، عدم انتقال کامل انرژی جریان به پره در روتورها و بازیابی مطلوب سرعت جریان در استاتور و به دنبال آن، کاهش کارایی توربین می‌باشد. انتشار نامنظمی جریان، به دلیل گردنده بودن پره‌های روتور و کاهش اصطکاک جریان با سطح پره، پیرامون پره‌های استاتور، بیشتر از روتور است. اما لایه مرزی به شدت تحت تأثیر قرار می‌گیرد که این حالت، آشکارا با بررسی حالت‌های الف و ب در شکل ۱۰ و مقایسه با شکل‌های ۹ قابل تشخیص است. جریان در لبۀ فرار پره‌ها نیز به شدت تحت تأثیر زبری قرار می‌گیرد.

این ناحیه وظیفۀ انتقال جریان از پره به پره را بر عهده دارد؛ اگر جریان، مسیر ایده‌آل خود را طی نکند، در ورودی به پرۀ دیگر، محل نقطۀ سکون در لبۀ حمله و به همین ترتیب جریان مطلوب در ادامۀ مسیر نیز، تحت تأثیر قرار گرفته و تغییر خواهد نمود.



(ب)

شکل ۹ بردارهای سرعت پرۀ استاتور دوم با الف- سطح صاف و ب- زبر، در قسمت میانی پره

دلیل افزایش اثر زبری روی طبقۀ دوم پره در مقایسه با طبقۀ اول، همین پدیده می‌باشد (شکل ۱۱).

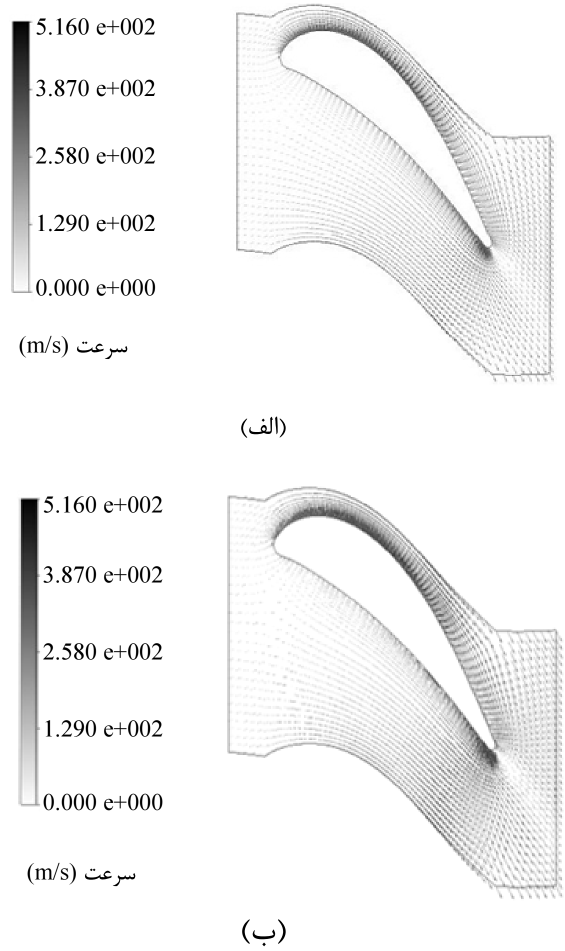
در شکل ۱۲ تغییر رفتار جریان بر اثر زبری در ناحیۀ حساس لبۀ فرار پرۀ استاتور دوم، به روشنی قابل مشاهده است.

توزیع انتروپی نیز در جهت مطالب بالا، با افزایش زبری، افزایش یافته است. در شکل ۱۳ تأثیر زبری بر توزیع انتروپی، کل توربین به صورت نمای جانبی، آورده شده است.

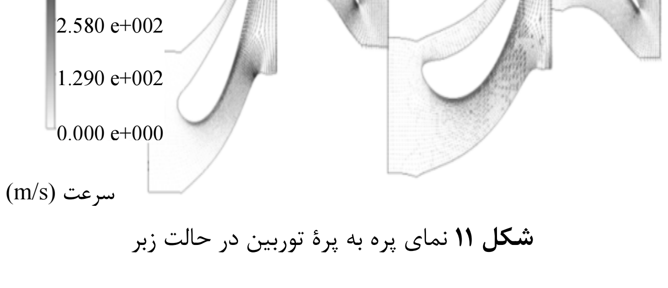
افزایش انتروپی و دور شدن از نظم مطلوب جریان، به‌ویژه در لایه‌مرزی لبۀ سمت مکش پره‌های زبر و نیز در خروجی و ورودی روتور دوم (ناحیۀ خروجی توربین معیوب)، در مقایسه با

1. Fully Rough

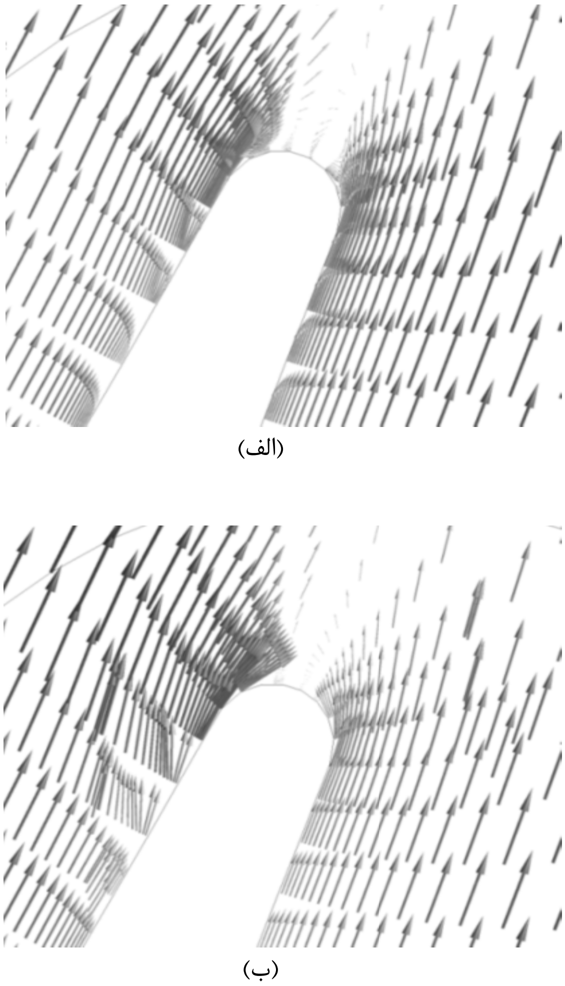
حالت سالم، کاملاً نمایان است. افزایش انتقال حرارت ناشی از افزایش برهمکنش‌های مولکولی در انتهای توربین معیوب نسبت به حالت سالم، یکی از عوامل مؤثر بر این افزایش انتروپی است.



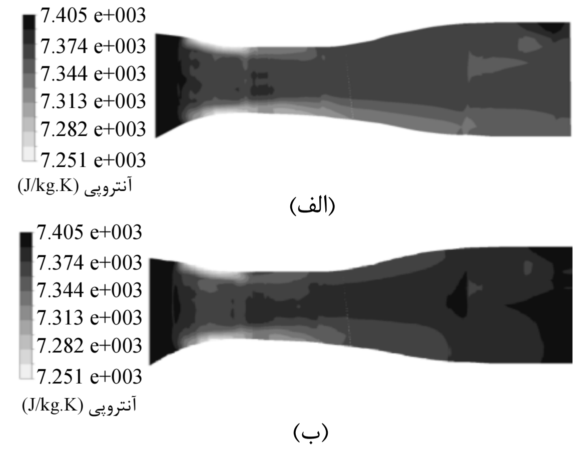
شکل ۱۰ بردارهای سرعت پرهٔ روتور دوم با الف- سطح صاف و ب- زبر، در قسمت میانی پره



شکل ۱۱ نمای پره به پرهٔ توربین در حالت زبر



شکل ۱۲ بردارهای سرعت در لبهٔ فرار پرهٔ استاتور دوم با الف- سطح صاف و ب- زبر، در قسمت میانی پره



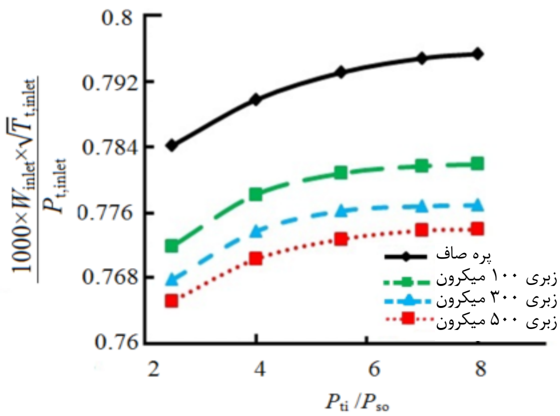
شکل ۱۳ نمای جانبی توزیع انتروپی در کل توربین با سطح‌های هر دو طبقهٔ الف- صاف و ب- زبر

شکل ۱۴ تغییرات دبی ورودی با نسبت‌فشارهای مختلف

قابل دستیابی، در حالت‌های توربین صاف و نیز با زبری‌های ۱۰۰، ۳۰۰ و ۵۰۰ میکرون را با مقایسه با حالت طراحی نشان می‌دهد [۱۲].

با توجه به نمودار، افزایش نسبت فشار، افزایش دبی را به همراه خواهد داشت و مطابق انتظار، هر چه نسبت فشار افزایش می‌یابد، روند مقدار افزایش دبی کاهش می‌یابد؛ تا جایی‌که به دلیل بروز پدیدهٔ خفگی ثابت خواهد ماند. نکتهٔ قابل تامل، رسیدن سریع‌تر به این حالت با افزایش زبری است. چرا که با توجه به شکل ۱۴، شیب نمودارها با افزایش زبری، کاهش می‌یابد.

با افزایش زبری، دبی ورودی نیز کاهش خواهدیافت؛ چرا که با افزایش بی‌نظمی جریان و بروز آشفتگی‌های ناشی از زبری، سرعت جریان درون توربین، به‌ویژه در نواحی ورودی استاتور اول، اندکی کاهش یافته و موجب افزایش محلی فشار می‌شود که در نتیجه اختلاف فشار محل با فشار ورودی کاهش یافته و دبی نیز کاهش می‌یابد. این روند با افزایش زبری همچنان ادامه پیدا می‌کند؛ اما ملاحظه گردید که این کاهش دبی با نسبتی ثابت نخواهد بود که در ادامه به آن پرداخته خواهد شد. زبری و معیوب بودن توربین بر دبی ورودی منفذها نیز تأثیرگذار خواهد بود. این مطلب با مقایسه جدول‌های ۴ و ۵ در نسبت فشار ۵/۵۵ روشن‌تر خواهد شد.



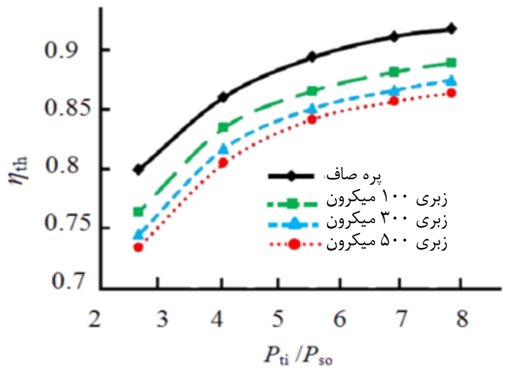
شکل ۱۴ نمودار دبی بی‌بعد ورودی برحسب نسبت‌فشار کل به استاتیک، در حالت‌های صاف و زبری‌های مختلف

جدول ۵ دبی سیال‌های ورودی توربین و منفذهای خنک‌کن در حالت پدیده زبری ۵۰۰ میکرون، بر حسب کیلوگرم بر ثانیه

نسبت فشار	ورودی توربین	منفذهای استاتور اول	منفذهای استاتور دوم	منفذهای رونورها
۵/۵۵	۹/۹۸۶۴	۱/۲۷۳۵	۰/۵۸۵۹	۰/۲۸۰۰

در شکل ۱۵ و جدول ۶، مقادیر راندمان در پنج نسبت فشار مختلف واقعی و در زبری‌های متفاوت، با هم مقایسه شده‌اند.

از آن‌جا که در حالت زبر، عناصر زبری از زیرلایهٔ لزج خارج شده و پسا و مقاومت اضافی ایجاد می‌کنند، اصطکاک شدیداً افزایش می‌یابد؛ همچنین ضخامت لایه‌مرزی، زیاد شده و باعث افزایش افت پروفیل می‌شود. هردوی این پدیده‌ها راندمان را کاهش می‌دهند. اما کاهش راندمان نیز به مانند کاهش دبی ورودی با افزایش میزان زبری‌های مختلف، روندی ثابت را طی نمی‌کند چرا که با پیدایش مقدار زبری لازم جهت رسیدن آشفتگی لایه‌مرزی به حالت گذار، کاهشی چشم‌گیر در میزان راندمان و دبی به وجود خواهد آمد؛ اما با رسیدن به ناحیهٔ کاملاً زبر، به قدری ضخامت لایه‌مرزی زیاد می‌شود که به تدریج عناصر زبری را نیز می‌پوشاند و اثر آن را در مقایسه با خود ناچیز می‌کند.



شکل ۱۵ نمودار راندمان توربین بر حسب نسبت‌فشار کل به کل در حالت‌های صاف و زبری‌های مختلف

جدول ۶ راندمان توربین در حالت‌های صاف و زبری‌های مختلف

$\frac{P_{ti}}{P_{to}}$	توربین سالم	زبری توربین ۱۰۰ میکرون	زبری توربین ۳۰۰ میکرون	زبری توربین ۵۰۰ میکرون
۸	۰/۹۱۳۴	۰/۸۸۵۳	۰/۸۷۱۰	۰/۸۶۰۱
۷	۰/۹۰۷۴	۰/۸۷۷۶	۰/۸۶۲۳	۰/۸۵۲۹
۵/۵۵	۰/۸۸۹۸	۰/۸۶۱۷	۰/۸۴۷۰	۰/۸۳۸۰
۴	۰/۸۵۶۷	۰/۸۳۰۹	۰/۸۱۳۵	۰/۸۰۱۲
۲/۵	۰/۷۹۵۷	۰/۷۶۰۵	۰/۷۴۱۴	۰/۷۳۰۷

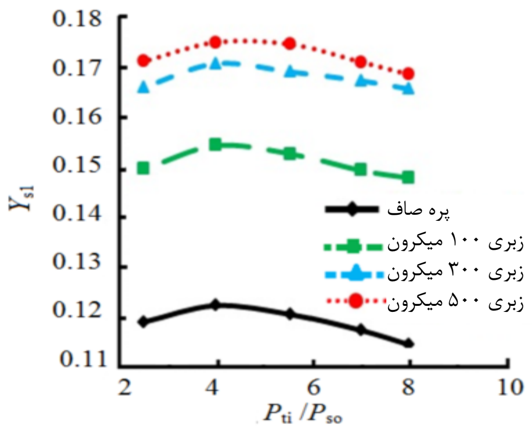
با توجه به مقادیر جدول ۷ مجموع افت راندمان ناشی از زبری استاتور و زبری روتور تقریباً برابر با افت راندمان ناشی از زبری

کل مرحله است که این موضوع، بیانگر وابستگی مستقیم راندمان به افزایش افت پروفیل ناشی از زبری است. همچنین تأثیر افزایش زبری پرهٔ استاتور در کاهش راندمان، به دلیل واقع شدن در ورودی توربین، اندکی بیش از روتور می‌باشد.

در شکل‌های ۱۶ و ۱۷، به ترتیب، ضرایب افت استاتورهای اول و دوم بر حسب نسبت‌فشارهای مختلف، آورده شده است. مشخص است که هرچه ارتفاع زبری بیشتر شود، ضرایب افت که حاصل از تلفات جریان هستند، افزایش می‌یابند.

جدول ۷ راندمان توربین در حالت‌های صاف، استاتور زبر و روتور زبر

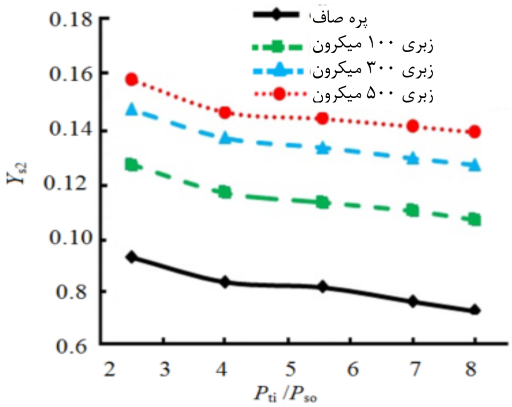
$\frac{P_{ti}}{P_{to}}$	توربین سالم	زبری استاتور ۳۰۰ میکرون	زبری روتور ۳۰۰ میکرون	زبری استاتور و روتور ۳۰۰ میکرون
۸	۰/۹۱۳۴	۰/۸۸۰۲	۰/۸۹۷۹	۰/۸۷۱۰
۷	۰/۹۰۷۴	۰/۸۷۶۶	۰/۸۹۱۹	۰/۸۶۲۳
۵/۵۵	۰/۸۸۹۸	۰/۸۶۱۳	۰/۸۷۴۲	۰/۸۴۷۰
۴	۰/۸۵۶۷	۰/۸۲۸۵	۰/۸۴۱۱	۰/۸۱۳۵
۲/۵	۰/۷۹۵۸	۰/۷۵۶۶	۰/۷۸۰۲	۰/۷۴۱۳



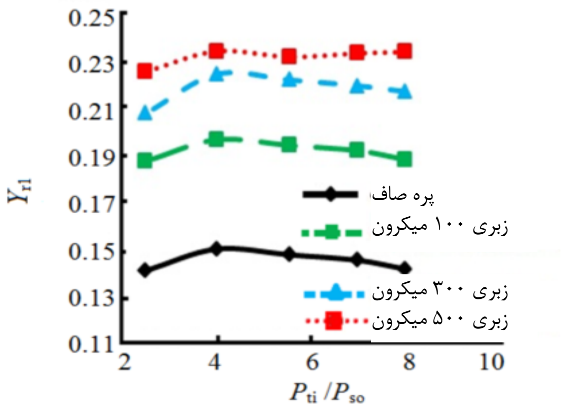
شکل ۱۶ ضرائب افت استاتور اول در حالت‌های صاف و زبر

ضریب افت، بیانگر انرژیی است که بر اثر اصطکاک از بین می‌رود و اثر آن با افت دما و افت فشار، خود را نشان می دهد. ملاحظه می‌شود که در استاتور، ضریب افت با نرخ ناچیزی تغییر می‌کند که با توجه به رابطه‌های (۶) و (۷)، حاکی از تأثیرگذاری اندک نسبت فشارهای کلی توربین بر طبقهٔ اول و روتور اول است.

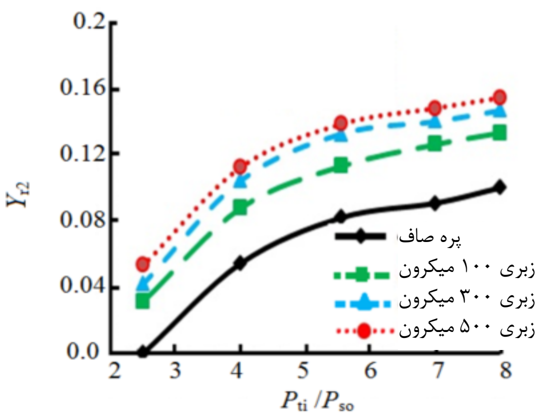
در شکل‌های ۱۸ و ۱۹ ضرایب افت روتورها در شرایط صاف و زبر ارائه شده است. با توجه به شکل‌های ۱۸ و ۱۹ ضریب افت‌های روتور اول بیشترین و در روتور دوم، نرخ افزایش ضریب افت، بسیار زیاد است و این موضوع به دلیل وجود افت‌های ناشی از لقی پرهٔ روتور و همچنین شدت جریان‌های ثانویه در روتور است.



شکل ۱۷ ضرائب افت استاتور دوم در حالت های صاف و زبر



شکل ۱۸ ضرائب افت روتور اول در حالت‌های صاف و زبر

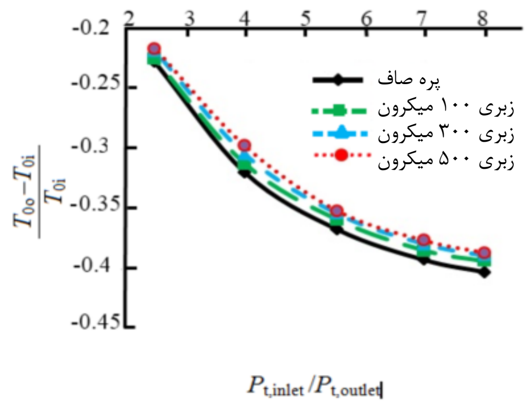


شکل ۱۹ ضرائب افت روتور دوم در حالت‌های صاف و زبر

در نسبت فشارهای پایین، از سویی به‌دلیل دبی کم و از طرف دیگر، مستهلک شدن جریان تا رسیدن به انتهای توربین، کمبود انرژی شدید جریان وجود دارد و افت‌ها خود را نشان نمی‌دهند اما با توجه به شکل ۱۹، با افزایش نسبت فشار این افت‌ها نیز به شدت خودنمایی می‌کنند. این روند با افزایش نسبت فشار بعد از نقطهٔ طراحی که انرژی جریان به حدی می‌رسد که اثر عوامل افت‌ها بر آن، رو به کاستی می‌گذارد، کاهش می‌یابد. افزایش شدید ضریب افت در نسبت فشارهای پیش از نقطهٔ طراحی و سپس کاهش نرخ افزایشی آن پس از نقطهٔ طراحی در روتور دوم، می‌تواند یکی از عوامل تأثیرگذار بر روند تغییرات راندمان باشد. در شکل ۲۰، میزان افت دمای کل در توربین در حالت‌های پرهٔ صاف و پرهٔ زبر با هم مقایسه شده‌اند. مشاهده می‌شود که با افزایش زبری، دمای کل در توربین افت کمتری دارد که به معنای وجود تلفاتی همچون اصطکاک و آشفتگی است که باعث دوباره گرم شدن گاز می‌شود.

با توجه به شکل ۲۰ تفاوت اندکی بین افت دمای حالت‌های مختلف زبری دیده می‌شود که در نسبت فشارهای بالاتر چشم‌گیرتر می‌باشد. در واقع در دبی‌های بیشتر، به دلیل کاهش تلفات اصطکاکی، افت دما نیز بیشتر است.

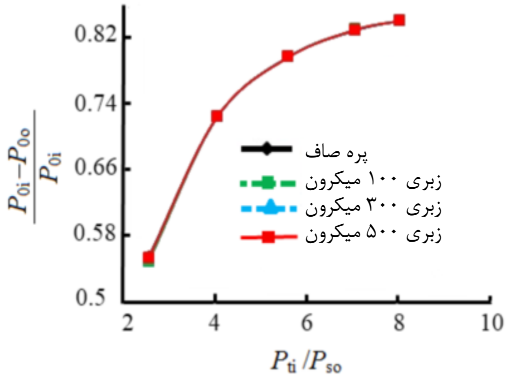
شکل ۲۱، میزان افت فشار کل در توربین در حالت‌های پرهٔ صاف و پرهٔ زبر را نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود تفاوت بسیار ناچیزی بین افت فشار حالت‌های مختلف زبری دیده می‌شود و تقریباً این نمودارها روی هم می‌افتند.



شکل ۲۰ مقایسه بین افت دما درتوربین درحالت های صاف و زبر

۷- نتیجه‌گیری

در این پژوهش، توربین E^3، به صورت سه‌بعدی شبیه‌سازی و نتایج حاصل با نتایج آزمایشگاهی اعتبارسنجی گردید.



شکل ۲۱ مقایسه بین افت فشار در توربین در حالت های صاف و زبر

سپس تأثیر زبری در پره‌ها بر میدان جریان و عمل‌کرد توربین در پنج نسبت فشار متفاوت مورد بررسی واقع شد. از نتایج مهم این تحقیق می توان به موارد زیر اشاره نمود:

- اگرچه با افزایش زبری و عیوب توربین، راندمان کاهش می‌یابد اما این نتیجهٔ سطحی مدنظر پژوهش نمی‌باشد و آشکار نمودن آن‌چه که بر جریان سیال درون توربین گذشته تا این روند کاهشی را به وجود آورد، محل بحث می‌باشد.
- در حالت زبری، عناصر زبری از زیرلایهٔ لزج خارج شده و پسا و مقاومت اضافی ایجاد شده ناشی از این برجستگی‌ها، باعث افزایش شدید اصطکاک می‌شود. با افزایش ارتفاع زبری، ضخامت لایه مرزی نیز به خصوص در سمت مکش افزایش یافته و به نوبهٔ خود باعث زیادتر شدن افت پروفیل می‌شود. با افزایش ضخامت لایه مرزی، چرخش بردارهای سرعت در روتور کاهش می‌یابد. یعنی روتور با زاویهٔ جریانی متفاوت با آنچه برای آن طراحی شده روبرو می‌شود.
- مجموع افت راندمان ناشی از زبری استاتور و زبری روتور تقریباً برابر با افت راندمان ناشی از زبری کل مرحله است که این موضوع، بیانگر وابستگی مستقیم راندمان به افزایش افت پروفیل ناشی از زبری است. همچنین تأثیر افزایش زبری پرهٔ استاتور در کاهش راندمان، به دلیل واقع شدن در ورودی توربین، اندکی بیش از روتور می‌باشد.
- با توجه به دو طبقه بودن توربین و نتایج حاصله، تفاوت‌های عمده‌ای بین نتایج ضریب‌های افت طبقه اول و دوم وجود دارد. این تفاوت به دلیل تأثیرگذاری طبقهٔ اول بر دوم می‌باشد. اساساً در ورودی توربین که کوچک بودن ضخامت لایه مرزی

قادر به پوشش زایده‌های زبری نیست، جریان به شدت تحت تأثیر قرار گرفته و نظم مطلوب خطوط جریان برهم خورده است. از سوی دیگر وجود اندکی لقی در بالای پره‌های روتور و نیز خود ماهیت حرکت دورانی روتورها نیز مزید بر علت شده‌اند و بیش از پیش بر جریان درون توربین و به ویژه در لایه‌مرزی تأثیر گذارده‌اند. علاوه بر این جریانی که از طبقهٔ اول گذشته و مقداری انرژی را به پره‌های روتور اول داده و نیز با کاهش دما مواجه شده است، در طبقهٔ دوم، از طرفی نظم دلخواه و از طرف دیگر انرژی اولیه برای غلبه بر عوامل مخربی مانند زبری را نداشته است؛ به این ترتیب قسمتی از انرژی اولیهٔ سیال به پره-های روتور منتقل نخواهد شد که کارایی توربین را با کاهش روبه‌رو خواهد ساخت.

- نقش خنک‌کاری پره‌ها اگرچه در جلوگیری از تأثیرات ناشی از دمای بالا بر قطعات محفظه‌ی توربین و نیز بهبود کارایی، انکارناپذیر است اما ورود هوا به لایه‌مرزی، خود یکی از عوامل افزایش ضخامت لایه‌مرزی است و افت را در پی داشته است. تنظیم بهینهٔ تعداد، محل، دما و میزان دبی ورودی منفذهای خنک‌کاری، نقش مؤثر این منفذها را در مقابل تأثیر منفی آن‌ها چشم‌گیر ساخته است. از طرفی با به وجود آمدن عیوب و به ویژه زبری، دمای سیال، تحت تأثیر اصطکاک بازیابی می‌شود و در پی پدیده‌ی انتقال گرما، دمای کلی توربین نیز با طولانی شدن کارکرد، افزایش عمده‌ای خواهد یافت که نیاز به خنک‌کاری را اجتناب ناپذیر خواهد ساخت.

- با توجه به نتایج می‌توان به آستانهٔ زبری موردنظر دست یافت. با توجه به مکان و نحوه و حتی شرایط اقتصادی و ارتباطی که در این پژوهش بین زبری‌های مختلف و بازده و یا نسبت فشار حاصل گردیده است، با رسیدن به آستانهٔ کارآیی توربین موردنظر، اقدام‌ها جهت انجام تعمیر و یا تعویض قطعات، ضروری به نظر خواهد رسید.

- با این همه، نکتهٔ جالب توجه در مقایسهٔ نتایج توربین سالم و معیوب، روند کاهشی تفاوت بین نمودار توربین سالم و معیوب بود، طوری که در تمام آن‌ها ابتدا با اندکی زبری تا مرحلهٔ گذار، تغییرات، شدید و پس از آن به تدریج با افزایش زبری، رو به کاهش می‌گذارد. در نتیجه باید جهت صرفه‌جویی در هزینه‌ها، کوچک‌ترین عیوب در صنعت را بسیار جدی تلقی نموده و در رفع آن‌ها کوشید.

۸- فهرست علایم

C_0	سرعت مطلق سیال
C_p	ظرفیت گرمایی ویژه در فشار ثابت
h_c	آنتالپی کولنت
h_{inlet}	آنتالپی ورودی
h_{outlet}	آنتالپی خروجی
Δh_a	تغییرات آنتالپی آیزنتروپیک
$\Delta h_{a,c}$	تغییرات آنتالپی آیزنتروپیک کولنت
H	توان واقعی توربین
H_{R1}	توان واقعی طبقه اول توربین
H_{R2}	توان واقعی طبقه دوم توربین
k_{eq}	زبری ذرات ماسه
k^+_{eq}	عدد رینولدز زبری
m_c	دبی سیال خنک کن
$\dot{m}_{inlet}$	دبی ورودی
$\dot{m}_{outlet}$	دبی خروجی
n	تعداد شبکه
N	سرعت دورانی
P_{01}	فشار سکون در ورود به استاتور
P_{0i}	فشار کل ورودی
P_{0o}	فشار کل خروجی
P_{0rel}	فشار کل نسبی
P_{ti}	فشار کل ورودی توربین
P_{to}	فشار کل خروجی توربین
$P_{t,c}$	فشار کل سیال خنک‌کننده
∇P	تغییرات فشار
t	زمان
T	دما
T_0	دمای کل
T_{0i}	دمای کل ورودی
T_{0o}	دمای کل خروجی
$T_{t,41}$	دمای کل خروجی روتور اول
T_{so}	دمای استاتیک خروجی توربین
u	سرعت خطی پره
u_i	مؤلفه های متوسط سرعت
U	سرعت
U_τ	سرعت اصطکاکی

w_{41}	دبی ورودی روتور اول
w_c	دبی سیال خنک کن
W_1	سرعت نسبی سیال در خروج از استاتور
y^+	فاصله دیواره
Y_r	ضریب افت روتور
Y_s	ضریب افت استاتور
η	بازده
η_{exp}	بازده آزمایشگاهی
η_{cfd}	بازده عددی
η_{th}	بازده ترمودینامیکی
μ	لزجت مولکولی سیال
ρ_c	چگالی سیال خنک کن
ρg	نیروی جسمی گرانشی
υ	لزجت سینماتیکی

۹- مراجع

[1] Thakker A., Frawley P., Khaleeq H.B., Abugihalia Y., Setoguchi T., “Experimental and CFD Analysis of 0.6m Impulse Turbine with Fixed Guide Vanes”, *Proceedings of the 11th international offshore and polar engineering conference,* Stavanger, Norway, 2001,

[2] Hudson S.T., Zoladz T.F., Dorney D.J., “Rocket Engine Turbine Blade Surface Pressure Distributions: Experiment and Computations”, *Propulsion and Power,* Vol. 19, No. 3, 2003, pp. 364-373.

[3] Aghaei tog R., Tousi A.M. , “Design of Turbine Test Rig for Satellite Lunch Vehicle Engines by Using Gas Dynamic Modeling Method”, IAS2009-PR-235, February, 2009.

[4] Aghaei tog R., Tousi A.M., Tourani A., “Comparison of Turbulence Methods in CFD Analysis of Compressible Flows in Radial Turbomachines”, *Journal of Aircraft Engineering and Aerospace Technology,* Emerald, London,Vo. l80, Issue 6, 2008, pp.657-665.

[5] Fiala. A., Kugeler, “Roughness Modeling for Turbomachinary”, *Proceedings of ASME Turbo Expo*, Vancouver, British Columbia, Canada, June 2011.

[6] Stripf M. , Schultz A. , Bauer H.J., “Roughness and Secondary Flow on Turbine Vane External Heat Transfer”, *Journal of Propulsion and Power*, Vol. 23, No. 2, 2007, pp 283-291.

[7] Kang Y. S., Yoo J. C., “Kang S. H., “Numerical Study of Roughness Effects on a Turbine Stage Performance”, *Proceedings of ASME Turbo Expo, Power for Land, Sea, and Air*, June 14-17, Vienna, Austria, 2004.

[8] Hummel F., Lötzerich M., Cardamone P., Fottner L., “Surface Roughness Effects on Turbine Blade Aerodynamics”, *Proceedings of ASME Turbo Expo, Power for Land, Sea, and Air*, Vienna, Austria, June 14-17, 2004.

[9] Aligoodarz M. R., Karrabi H., Soleimani Tehrani M. R., “Study and analysis of blade twist, lean and bow effects on the axial turbine performance” *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 12, No. 4, pp. 9-20, 2012. (In Persian)

[10] Menter F. R., “Two-Equation Turbulence-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications,” *AIAA Journal*, Vol. 32, No. 8, 1994, PP 1598-1605.

[11] Montis M., Niehuis R., Fiala A., “Effect of Surface Roughness on Loss Behaviour, Aerodynamic Loading and Boundary Layer Development of a Low-Pressure Gas Turbine Airfoil”, *Proceedings of ASME Turbo Expo*, Glasgow, UK, June 14-18, 2010.

[12] Halila EE. Lenahan D.T., Thomas T.T, “Energy Efficient Engine high pressure turbine test hardware detailed design report”, NASA CR-167955, 1987.

[13] Yun, Y., Park, Y., Song, S., “Performance Degradation Due to Blade Surface Roughness in a Single-Stage Axial Turbine”, *Proceedings of ASME Turbo Expo*, Power for Land, Sea, and Air, Vienna, Austria, June 14-17, 2004.

[14] ANSYS Help Document, ANSYS CFX-Pre User's Guide, Release 14.5.

[15] Heidarinejad G., *Advanced Fluid Mechanics*, Jahad Daneshgahi Press, Tehran, Iran, 2005. (In Persian)