

تأثیر زبری سطح پره‌ها بر روی عملکرد کمپرسور محوری چهار طبقه‌ای گذر صوتی

سجادی، سید میثم^۱، اسدالهی قهیه، عبدالله^۲

۱- دانشگاه آزاد اسلامی واحد علوم و تحقیقات

۲- دانشکده صنعت هواپیمایی کشوری

(دریافت مقاله: ۱۳۹۰/۰۸/۳۰ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۲/۰۳/۲۲)

چکیده:

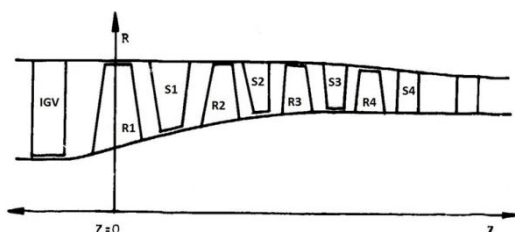
در این تحقیق، تأثیر زبری سطح پره‌ها بر روی پارامترهای عملکردی یک کمپرسور محوری گذر صوتی چهار طبقه‌ای بطور عددی مورد بررسی قرار گرفته است. برای شبیه‌سازی سه‌بعدی میدان جریان پیچیده کمپرسور محوری، از یک کد عددی استفاده شده که قادر به حل معادلات ناویر استوکس رینولدز-متوسط است. نتایج کد عددی سه‌بعدی با نتایج آزمایشگاهی منحنی‌های عملکردی کمپرسور مورد مقایسه قرار گرفته بطوریکه نتایج نشان دهنده صحت کد عددی می باشد. سپس تأثیر افزایش زبری سطح پره‌های کمپرسور در نقطه طراحی بر روی پارامترهای عملکردی کمپرسور محوری مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج نشان می‌دهد که زبری سطح پره‌ها سبب افزایش ضخامت لایه مرزی و اتلافات فشار و کاهش راندمان و نسبت فشار کمپرسور می‌گردد که کاهش راندمان نسبت به نسبت فشار بسیار محسوس تر می‌باشد.

واژه های کلیدی: کمپرسور محوری، شبیه‌سازی سه‌بعدی، زبری سطح پره

مقدمه

کمپرسور یکی از مهمترین اجزاء توربین‌های گازی می‌باشد که وظیفه افزایش فشار در سیکل توربین گازی را بر عهده دارد. با توجه به اینکه جریان در کمپرسور تحت تأثیر گرادیان فشار مثبت می‌باشد و طبیعت جریان در کمپرسور بسیار پیچیده می‌باشد از این رو طراحی آیرودینامیکی دقیق پره‌های کمپرسور که وظیفه انتقال کار به جریان را دارد، بسیار مهم می‌باشد. عملکرد و کارایی کمپرسور وابستگی شدیدی به هندسه پره‌های کمپرسور دارد از این رو عدم طراحی صحیح، ایجاد تغییرات هندسی و افزایش زبری سطح پره‌ها در فرایند ساخت و بهره برداری کمپرسور باعث کاهش عملکرد و کارایی کمپرسور خواهد شد. در این مقاله اثرات زبری سطح پره‌های کمپرسور

محوری گذر صوتی چهار طبقه‌ای BBC/SULZER بر روی عملکرد آن بصورت کمی بررسی می‌شود. نمای نصف النهای کمپرسور فوق در شکل ۱ نشان داده شده است که نوع پروفیل پره‌های آن DCA می‌باشد.



شکل ۱ - نمای نصف النهای کمپرسور BBC/SULZER

در این بررسی دو روش می‌تواند مورد استفاده قرار بگیرد،

بوزن نشان داد که زبری پرها نقش اساسی در تبادل ممنوم و نرخ انتقال حرارت در توربین‌های گاز دارد بطوری که با تغییر رژیم جریان در دیواره‌های زبر-گذرا یا متوسط به دیواره‌های کاملا زبر، ارتفاع لایه لزج نزدیک به سطح و به دنبال آن اغتشاشات جریان حول دیواره افزایش می‌یابد [۷].

فیالا و همکارش به بررسی مفاهیم اساسی مدل‌سازی زبری در توربوماشین‌ها و تاثیرات آن بر روی جریان و لایه مرزی مغشوش و جدایش جریان پرداختند. نتایج نشان داد که افزایش ارتفاع، موقعیت و شکل زبری تاثیرگذار بر روی اتلافات و زاویه خروجی جریان در اسپن میانگین و همچنین سبب کاهش طول جدایش جریان است [۸].

در این تحقیق، کمپرسور محوری به روش سه‌بعدی شبیه‌سازی شده و نتایج بدست آمده از این حل عددی با نتایج آزمایشگاهی این کمپرسور مقایسه و اعتبارسنجی می‌گردد. سپس به بررسی کیفی و کمی تاثیر زبری سطح پره‌های طبقات مختلف بر روی پارامترهای عملکردی کمپرسور محوری ۴ طبقه‌ای پرداخته می‌شود.

شبیه‌سازی عددی

فرایند و مراحل شبیه‌سازی عددی در توربوماشین‌ها در شکل ۲ نشان داده شده است. در این بخش میدان جریان سه بعدی کمپرسور محوری شامل ۴ طبقه، بطور عددی مورد تحلیل قرار می‌گیرد.



شکل ۲- روند کلی فرآیند شبیه‌سازی

تولید شبکه

اولین و مهمترین قدم جهت شبیه‌سازی رفتار توربوماشین تعریف هندسه و تولید شبکه است که نسبتاً زمان‌بر می‌باشد. انتخاب نوع شبکه و موقعیت مکانهای با شبکه بندی ریزتر، در دقت نتایج بدست آمده و نرخ همگرایی بسیار موثر است. از شبکه بندی با سازمان و بلوک‌بندی دامنه حل و نوع مش شش وجهی (Hexahedra) در تولید شبکه سه‌بعدی کمپرسور استفاده شده است. شبکه تولید شده روی صفحه پره به پره و در نمای کلی‌تر در شکل‌های ۳ و ۴ نشان داده شده‌اند.

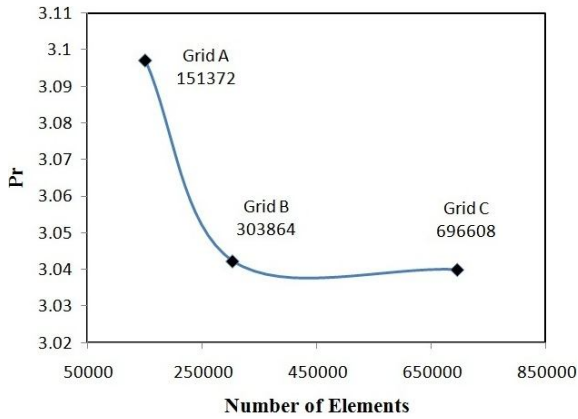
۱- روش‌های آزمایشگاهی ۲- شبیه‌سازی عددی رفتار کمپرسور. انجام تستهای آزمایشگاهی پرهزینه و زمان‌بر است، بدین علت از روش شبیه‌سازی عددی برای بررسی این آثار استفاده شده است.

روشهای مختلفی برای شبیه‌سازی کمپرسور محوری وجود دارد از جمله روش صفر بعدی، یک بعدی، شبه سه بعدی و روش سه بعدی. در این تحقیق به علت وجود هندسه دقیق و پیچیده سه بعدی، روش شبیه‌سازی می‌بایست قادر به حل این میدان جریان سه بعدی، با دقت بالا و بدون هیچگونه ساده سازی در حل معادلات باشد. از این رو از روش شبیه‌سازی سه بعدی استفاده شده است که دارای دقت بالایی در شبیه‌سازی میدان‌های جریان سه‌بعدی با هندسه های پیچیده می‌باشد. مدل‌های عددی سه‌بعدی قادر به حل معادلات ناویر-استوکس بدون هیچگونه ساده سازی می‌باشند. در سالهای اخیر محققان متعددی از جمله گو و همکارانش [۱]؛ ماگلی و همکارانش [۲]؛ کراوو و مارینی [۳] توربوماشین‌ها را با این روش شبیه‌سازی کردند و به نتایج مناسبی رسیدند.

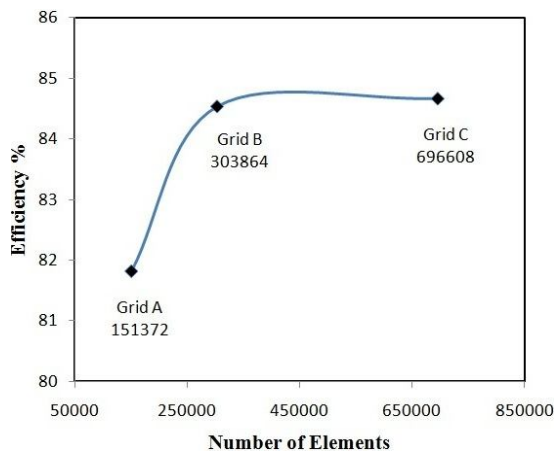
سودر و همکارانش تاثیرات اضافه کردن زبری و ضخامت را به روتور یک کمپرسور محوری گذر صوتی را بصورت آزمایشگاهی مورد بررسی قرار دادند بطوریکه نتایج نشان داد که اضافه کردن زبری به سطح روتور سبب کاهش عملکرد کمپرسور شد و همچنین اضافه کردن ضخامت (سطح صاف) سبب اتلافات ۴ درصدی نسبت فشار در نقطه طراحی کمپرسور گردید [۴].

سیورد و همکارانش یک سری آزمایشهایی را روی موتور جت GE J85-13 انجام دادند. آنها با پاشش قطرات آب نمک به داخل کمپرسور محوری (۸ طبقه با نسبت فشار ۶/۵) موتور جت باعث رسوب سطح پره‌ها شدند که در نتیجه سبب افزایش زبری در سطح فشار و مکش پره‌ها شد. نتایج تست آنها نشان داد که این زبری منجر به حرکت کلی منحنی‌های عملکردی به سمت دبی پایین‌تر و همچنین نسبت فشار پایین‌تر شد [۵].

مورینی و همکارانش شبیه‌سازی دینامیک سیالاتی محاسباتی رسوب در یک ردیف پره کمپرسور محوری را انجام دادند که این کار با کد عددی صورت پذیرفت و نتایج گویای این بود که عامل رسوب سبب کاهش ضریب جریان و ضریب فشار در ردیف پره گردید [۶].

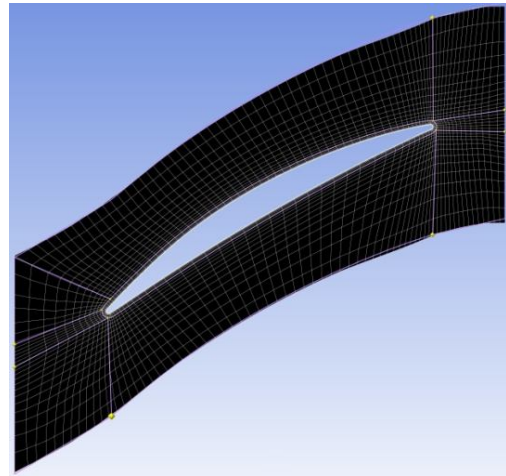


شکل ۵- تأثیر اندازه شبکه بر روی نسبت فشار



شکل ۶- تأثیر اندازه شبکه بر روی راندمان

از لحاظ تئوری، خطای محاسباتی در حل، با ریزتر کردن شبکه کاهش پیدا می‌کند [۹]. در این قسمت برای رسیدن به دقت مناسب، از سه سائز شبکه برای محاسبه راندمان و نسبت فشار استفاده شده است. همانطور که در شکل‌های ۵ و ۶ مشاهده می‌گردد با ریزتر شدن شبکه محاسباتی، راندمان و نسبت فشار تغییر محسوسی نمی‌کند که نشان از بهینه بودن شبکه محاسباتی استفاده شده B دارد.

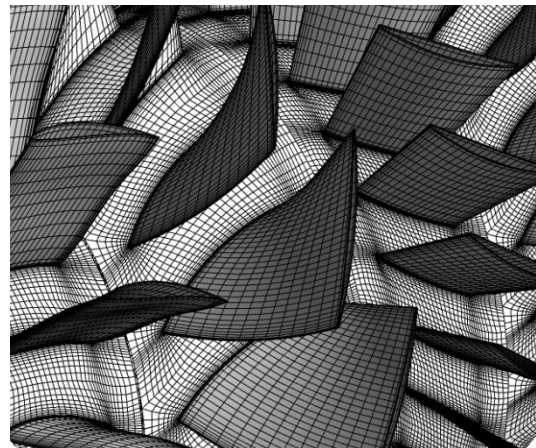


شکل ۳- شبکه باسازمان در نمای پره به پره

روش حل عددی

جهت تحلیل رفتار جریان برای تمام جریان‌ها، معادلات بقای جرم و مومنوم حل می‌شود. برای جریان‌های تراکم پذیر یا جریان‌های شامل انتقال حرارت، معادلات بقای انرژی نیز حل می‌شوند. معادلات مدل‌سازی اغتشاش نیز زمانی که جریان مغشوش باشد استفاده می‌شوند. در مسئله مورد نظر، علاوه بر معادلات مومنوم، بقای جرم و انرژی، با توجه به مغشوش بودن جریان، معادلات اغتشاش نیز حل می‌شوند. از مدل آشفتگی $K-\omega$ SST از نوع SST برای مدل‌سازی جریان آشفته استفاده می‌شود که برای مدل‌سازی اغتشاش ناشی از افزایش زبری سطح مناسب بوده و افت‌های ناشی از لایه مرزی را بهتر محاسبه می‌کند و در مقالات مرتبط معتبر از این مدل استفاده شده که نتایج حاکی از دقت مطلوب این مدل می‌باشد [۶].

فرم کلی معادلات حاکم در زیر آورده شده است [۱۰]. معادله بقای جرم یا پیوستگی بصورت زیر تعریف می‌شود:



شکل ۴- هندسه شبکه بندی شده کمپرسور

تعداد پره‌های روتور و استاتور با هم برابر نباشد) به این ترتیب لازم نیست همه پره‌های روتور و استاتور شبیه‌سازی شود.

شرایط مرزی

شرایط مرزی که در این شبیه‌سازی استفاده شده است به صورت زیر می‌باشند:

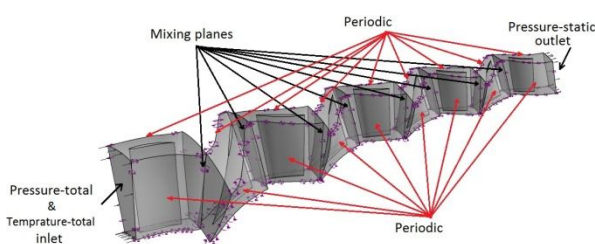
۱- در ورودی کمپرسور شرط مرزی فشار سکون استفاده شده است. جهت جریان در ورودی به صورت عمود بر سطح ورودی و بدون پیش چرخش فرض شده است. دمای سکون، مدل توربولانس به عنوان پارامترهای ورودی اعمال شده اند.

۲- فشار متوسط استاتیکی در خروجی کمپرسور به عنوان شرط مرزی 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 استاتور در طبقات به صورت صفحه اختلاط تعریف شده است.

۵- از آنجا که کمپرسور تقارن محوری دارد، از شرط مرزی متناوب برای برای روتور و استاتور استفاده شده است. یعنی می‌توان با استفاده از شرط مرزی متناوب تنها یک پره از روتور و یک پره استاتور را در طول طبقات شبیه‌سازی کرد. در شکل ۷ شرایط مرزی استفاده شده در شبیه‌سازی و در جدول ۱ شرایط مرزی ثابت شبیه‌سازی نشان داده شده است [۱۱].



شکل ۷- شرایط مرزی استفاده شده در شبیه‌سازی

جدول ۱- شرایط مرزی ثابت شبیه‌سازی و شرایط طراحی

Design speed	15000 rpm
inlet total pressure	0.975 bar
inlet total temperature	293.15° k
Design pressure ratio	3.06

اعتبارسنجی نتایج عددی

کمپرسور محوری BBC/SULZER گذر صوتی و دارای ۴ طبقه و با سیال کاری هوا می‌باشد و در ورودی آن پره‌های راهنمای

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

که در آن چگالی سیال و u_i مولفه‌های متوسط سرعت می‌باشد. معادله ممنتوم یا اندازه حرکت در جهت i بصورت زیر تعریف می‌شود:

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

در رابطه فوق، p فشار متوسط استاتیک، τ_{ij} تانسور تنش و ρg_i نیروی جسمی گرانشی در جهت i می‌باشد.

در این رابطه تانسور تنش بصورت زیر تعریف می‌شود:

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

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (4)$$

μ لزجت مولکولی سیال بوده و μ_t که جزء خواص سیال نمی‌باشد، تحت عنوان لزجت برشی در جریان‌های آشفته تعریف می‌شود.

معادله انرژی نیز به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot (v(\rho E + p)) = \nabla \cdot (k_{eff} \nabla T - \sum_j h_j j_j + (\tau_{ij} v)) + S_h \quad (5)$$

$$E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} \quad (6)$$

P: فشار متوسط استاتیک

k_{eff} : هدایت موثر

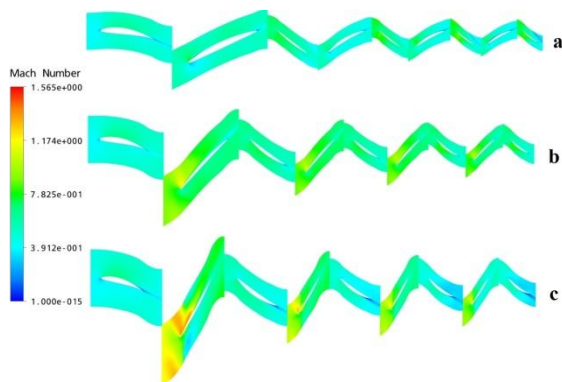
J: فلاکس دیفیوژن

τ_{ij} : تانسور تنش

از آنجا که کمپرسور مورد بررسی دارای تقارن محوری است، از روش صفحه اختلاط برای شبیه‌سازی آن استفاده می‌شود. در این روش منطقه محاسباتی به نواحی ثابت (استاتور) و متحرک (روتور) تقسیم شده و هر کدام از این نواحی بصورت یک مسئله دائم حل می‌شوند. در هر چند تکرار مشخص، همه خواص جریان در صفحه اختلاط و در جهت محیطی روی خروجی روتور و ورودی استاتور متوسط گیری شده و سپس از یک ناحیه به ناحیه دیگر منتقل می‌شود. روش صفحه اختلاط زمانی استفاده می‌شود که زاویه تناوب روتور و استاتور متفاوت باشد

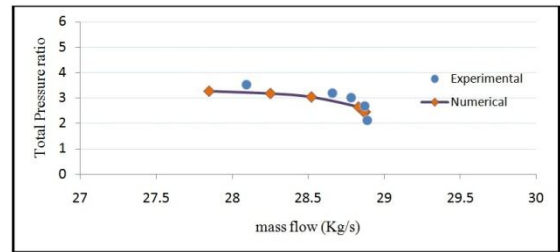
در این بخش نتایج حاصل از شبیه سازی کمپرسور BBC/SULZER در نقطه طراحی ارائه می‌شود. در شکل ۱۱ توزیع عدد ماخ نسبی جریان در مقاطع ریشه، وسط ریشه و نوک و همچنین نوک پره‌ها نشان داده شده است. سرعت نسبی سیال در کمپرسورها در ابتدای مسیر جریان پره های روتور افزایش می‌یابد که منجر به افزایش ناگهانی عدد ماخ نسبی جریان در این ناحیه می‌گردد. همانطور که انتظار می‌رود عدد ماخ نسبی در سطح فشاری کاهش و در سطح مکشی افزایش می‌یابد. در ابتدای سطح مکش پره های روتور مخصوصاً طبقه اول عدد ماخ نسبی از عدد یک فراتر می‌رود که به معنی وضعیت خفگی جریان در سرعت‌های بالا می‌باشد. همانطور که مشاهده می‌شود با نزدیک شدن به مقطع نوک پره عدد ماخ نسبی افزایش می‌یابد بطوریکه در نزدیکی نوک پره جریان کاملاً مافوق صوت می‌گردد بر خلاف مقطع ریشه پره ها که جریان مادون صوت می‌باشد که مطابق با طبیعت جریان در کمپرسورهای گذر صوتی است [۱۲].

در شکل ۱۲ توزیع فشار کل در مقاطع ریشه، وسط ریشه و نوک و همچنین نوک پره ها نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می‌گردد در روتورها بدلیل انتقال انرژی توسط روتور به سیال فشار کل افزایش می‌یابد ولی در استاتورها تقریباً ثابت می‌ماند که مطابق انتظار است. همچنین به سبب افزایش شدید عدد ماخ نسبی جریان در مقطع نزدیک به نوک پره های روتور بالاخص پره روتور طبقه اول و به سبب افزایش اتلافات، فشار کل افت نسبتاً شدیدی در این ناحیه پیدا می‌کند.

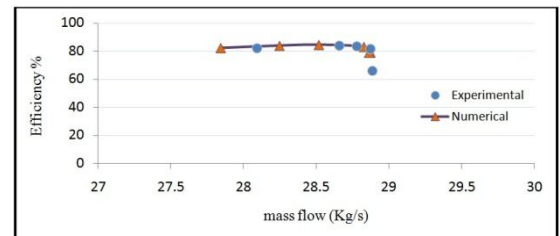


شکل ۱۱- توزیع عدد ماخ نسبی روی مقاطع (a) نزدیک ریشه (b) وسط ریشه و نوک (c) نزدیک نوک پره ها

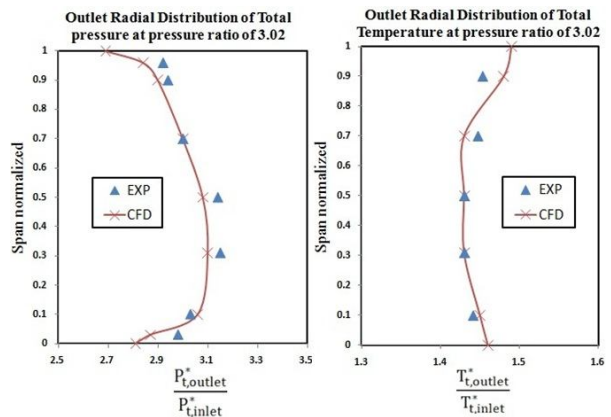
ورودی نصب می‌شوند. این کمپرسور برای نسبت فشار کل ۳/۰۶ و دور ۱۵۰۰۰rpm طراحی شده است [۱۱]. در شبیه‌سازی صورت گرفته تعداد المان های شبکه ۳۰۳۸۶۴ عدد می‌باشد که برای اعتبارسنجی به حدکافی ریز هستند. نتایج شبیه‌سازی فوق با نتایج آزمایشگاهی موجود این کمپرسور [۱۱] مقایسه شد. این نتایج در دو نمودار نسبت فشار کل به دبی جرمی و راندمان به دبی جرمی در شکل‌های ۸ و ۹ نشان داده شده است. درصد خطای راندمان در نقطه طراحی کمپرسور ۰/۸٪ می‌باشد که نتایج نشان دهنده دقت بالا و مورد قبول شبیه سازی عددی می‌باشد. مقایسه نتایج عددی و آزمایشگاهی در نمودارهای توزیع شعاعی فشار و دمای کل از ریشه تا نوک پره در مقطع خروجی کمپرسور به ازای نسبت فشار کل ۳/۰۲ در شکل ۱۰ نشان داده شده است.



شکل ۸- نمودار نتایج عددی و تجربی بر حسب نسبت فشار و دبی

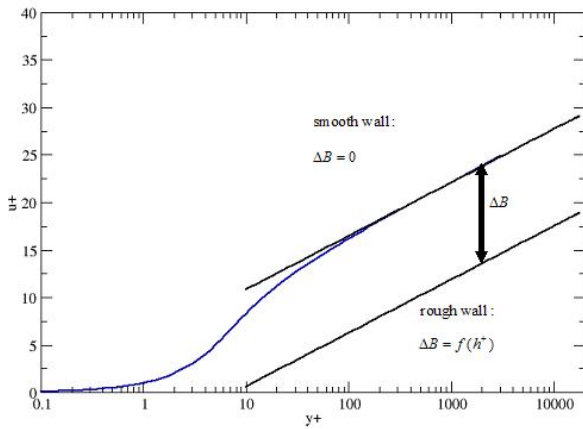


شکل ۹- نمودار نتایج عددی و تجربی بر حسب راندمان و دبی



شکل ۱۰- مقایسه نتایج توزیع شعاعی فشار و دمای کل از ریشه تا نوک پره در مقطع خروجی به ازای PR=3.02

دیواره‌ها و ممنوم و انتقال حرارت می‌شوند. در شکل ۱۴ کاهش سرعت لگاریتمی نشان داده شده است.



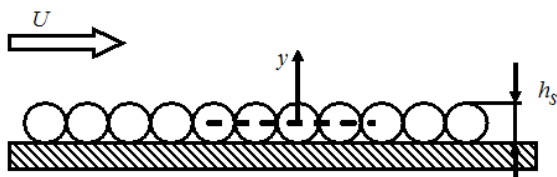
شکل ۱۴- کاهش پروفیل سرعت لگاریتمی

$$u^+ = \frac{1}{k} \ln y^+ + 5.2 - \Delta B \quad (7)$$

$$\Delta B = \frac{1}{k} \ln(1 + 0.3h_s^+) \quad (8)$$

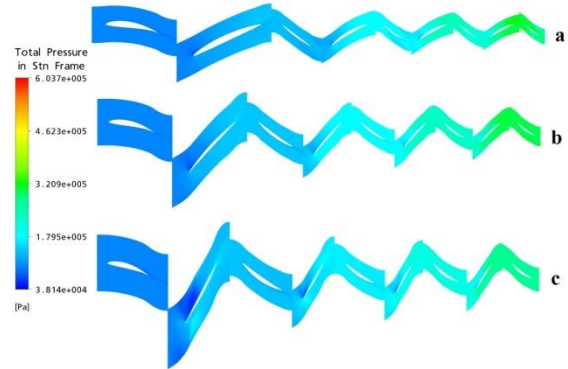
$$h_s^+ = \frac{h_s u_\tau}{\nu} \quad (9)$$

در رابطه ۷ که بیانگر رابطه بین سرعت نزدیک دیواره u^+ و فاصله بی‌بعد از دیواره y^+ است، مقدار افت پروفیل سرعت ΔB تابعی از ارتفاع زبری بی‌بعد h_s^+ می‌باشد. نمونه‌ای از ارتفاع زبری میانگین بر روی دیواره شامل یک لایه با دوایر توده‌ای نزدیک به هم در شکل ۱۵ نشان داده شده است [۱۳ و ۱۴].

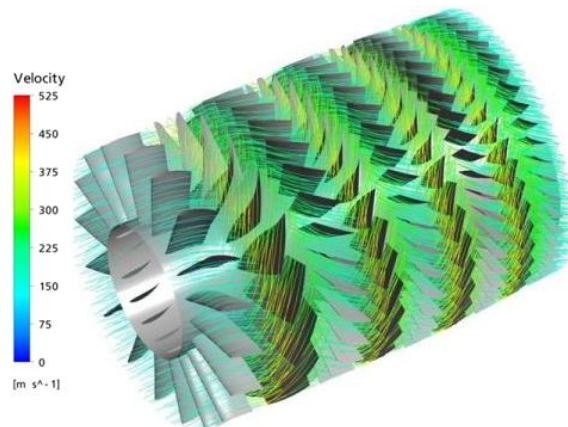


شکل ۱۵- زبری ذرات معادل

بر حسب مقدار ارتفاع بی‌بعد زبری ذرات h_s^+ ، سه رژیم زبری تعریف می‌شود: الف) رژیم صاف هیدرولیکی ($0 \leq h_s^+ \leq 5$)، عامل اصطکاک تنها به عدد رینولدز وابسته است زیرا که ارتفاع زبری بسیار کم بوده و جلوآمدگی‌های ناشی از زبری در همان زیر لایه آرام باقی می‌مانند. ب) رژیم گذرا ($5 \leq h_s^+ \leq 70$)، عامل اصطکاک به عدد رینولدز و نسبت h_s/R وابسته است زیرا که جلوآمدگی‌ها تا حدی خارج از زیرلایه آرام قرار می‌گیرند که سبب افزایش مقاومت و درگ می‌گردد. ج) رژیم کاملاً زبر



شکل ۱۲- توزیع فشار کل روی مقاطع (a) نزدیک ریشه (b) وسط ریشه و نوک (c) نزدیک نوک پره‌ها



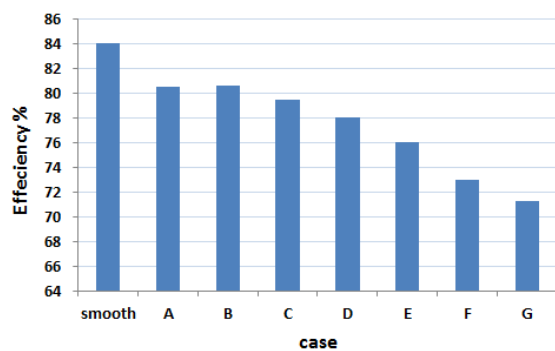
شکل ۱۳- خطوط جریان عبور کننده از پره‌ها در نمای سه‌بعدی کمپرسور

در شکل ۱۳ خطوط جریان عبور کننده از پره‌ها در نمای کلی و سه بعدی کمپرسور نشان داده شده است. همانطور که دیده می‌شود سرعت جریان در طی عبور از پره‌های روتور افزایش می‌یابد که به سبب افزایش انرژی جنبشی سیال و حین عبور از پره‌های استاتور به سبب دیفیوز شدن کاهش می‌یابد.

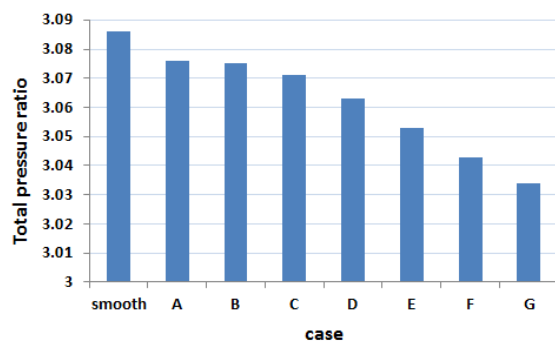
زبری سطوح پره‌ها

به طور کلی با گذشت زمان و بهره برداری و کارکرد کمپرسور و ورود ذرات معلق در هوا مانند ذرات شن و خاک و... بسته به نوع شرایط کاری کمپرسور، زبری سطح پره‌ها افزایش می‌یابد. در جریان آرام زبری سطوح تاثیر چندانی بر روی پروفیل‌های سرعت نزدیک دیواره‌ها ندارند درحالی‌که در جریان‌های آشفته مقادیر جزئی زبری سطوح نیز حتی سبب افزایش تنش‌های برشی سطوح و جدایش لایه داخلی لزوج دیواره‌ها شده و به دنبال آن موجب افزایش شدید اصطکاک

در دو نمودار راندمان و نسبت فشار مطابق شکل‌های ۱۶ و ۱۷ نشان داده شده است. نتایج بدست آمده نشان دهنده رابطه مستقیم کاهش راندمان و نسبت فشار در مقابل افزایش زبری دارد. در حالت A که کمترین ارتفاع زبری اعمال شده، راندمان نزدیک به ۴ درصد و نسبت فشار ۰/۳ درصد افت کرده است. در حالت G نیز که بیشترین ارتفاع زبری اعمال شده، راندمان ۱۲/۸ درصد و نسبت فشار ۱/۷ درصد افت کرده است. در حالت B که برعکس حالت A می باشد زبری در طبقات آخر افزایش یافته است. نتایج نشان داد زبری در طبقات اول تأثیر بیشتری روی افت راندمان و نسبت فشار کمپرسور در مقایسه با طبقات آخر دارند البته این اختلاف بسیار اندک است.



شکل ۱۶ - راندمان کمپرسور در حالت های مختلف



شکل ۱۷ - نسبت فشار کل کمپرسور در حالت های مختلف

در شکل ۱۸ خطوط انتروپی ثابت حول پره روتور طبقه اول نشان از تأثیر مورد توجه زبری بر روی لایه مرزی تشکیل شده روی سطح پره‌ها دارد. برای تمامی حالت‌های زبری در نظر گرفته شده خطوط انتروپی ثابت نشان داده شده است بطوریکه با افزایش مقدار زبری سطوح پره‌ها از حالت A تا G ضخامت لایه مرزی در سطوح فشار و مکش افزایش می‌یابد. همچنین ضخامت لایه مرزی تشکیل شده در سطوح مکش در مقایسه با سطوح فشار پره بیشتر است. در ناحیه لایه مرزی تشکیل شده

($70 \leq h_s^+$)، عامل اصطکاک تنها به نسبت h_s^+/R وابسته است و تمامی جلوامدگی‌ها در خارج زیر لایه آرام قرار گرفته بطوریکه این رژیم دارای بالاترین مقاومت و درگ است [۶]. با توجه به جریان آشفته و گردادیان فشار مثبت در کمپرسورها، افزایش یافتن زبری سطح پره‌ها، منجر به بالاتر رفتن ضریب درگ (C_d) و افزایش لایه مرزی ایجاد شده در سطوح فشاری و مکشی پره‌ها می‌گردد که اتلافات پروفیل را بالا می‌برد و ضریب افت (ω) افزایش می‌یابد که منجر به کاهش عملکرد و راندمان کمپرسور شده که در روابط ۸ و ۷ مشاهده می‌گردد [۱۵]:

$$C_d = \left(2.625 - 0.6181 \ln \left(\frac{h_s}{c} \right) \right)^{-2.57} \quad (10)$$

$$\omega = C_d \sigma \frac{(\cos \beta_1)^2}{(\cos \beta_m)^3} \quad (11)$$

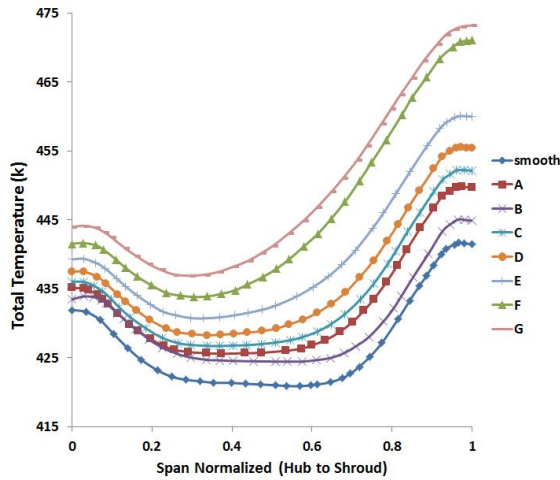
زبری سطح پره‌های طبقات اولیه کمپرسور که سیال ابتدا از آنها عبور می‌کند ماکزیمم مقدار را داراست و در امتداد کمپرسور این زبری کاهش یافته بطوریکه در طبقات آخر مینیمم مقدار زبری اعمال شده است. اعمال زبری روی سطح پره‌ها در قسمت جزئیات شرایط مرزی سطح پره‌ها صورت می‌گیرد و برای پره مقدار ارتفاع زبری (h_s) اعمال می‌شود. در بررسی کمی اثرات زبری در نقطه طراحی کمپرسور، ۷ حالت مختلف در نظر گرفته شده که مطابق با جدول ۲ مقادیر زبری روی سطح پره‌های کمپرسور محوری اعمال شده است.

جدول ۲ - حالت های مختلف اعمال زبری روی سطح پره ها

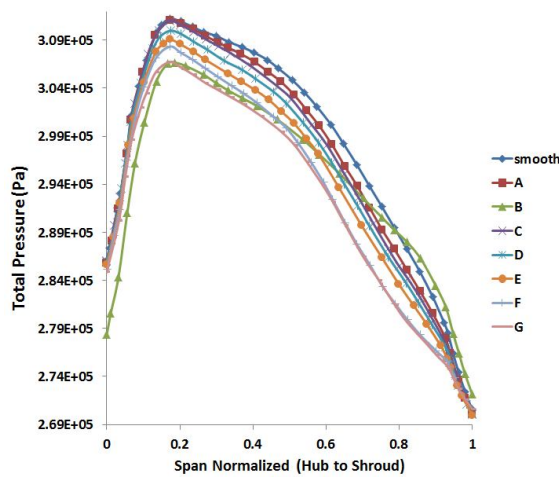
Blade	Sand Grain Roughness (μm)						
	Case A	Case B	Case C	Case D	Case E	Case F	Case G
IGV	75	0	150	375	750	1500	3000
R1	75	10	150	375	750	1500	3000
S1	65	25	130	325	650	1300	2600
R2	55	35	110	275	550	1100	2200
S2	45	45	90	225	450	900	1800
R3	35	55	70	175	350	700	1400
S3	25	65	50	125	250	500	1000
R4	10	75	20	50	100	200	400
S4	0	75	0	0	0	0	0

در حالت‌های اعمال شده مقدار ارتفاع زبری روی سطح پره‌ها در طول کمپرسور کاهش یافته به استثناء حالت B که کاهش یافته است. بیشترین زبری در حالت G و کمترین در حالت A اعمال شده است. نتایج بدست آمده در نقطه طراحی کمپرسور

و اتلافات و افت فشار سکون می‌شوند. در شکل های ۲۲ و ۲۳ نیز که نشان دهنده توزیع دما و فشار سکون در مقطع خروجی کمپرسور می‌باشند، افزایش دمای کل و افت فشار سکون با زبرتر شدن سطوح کاملاً مشهود می‌باشد.

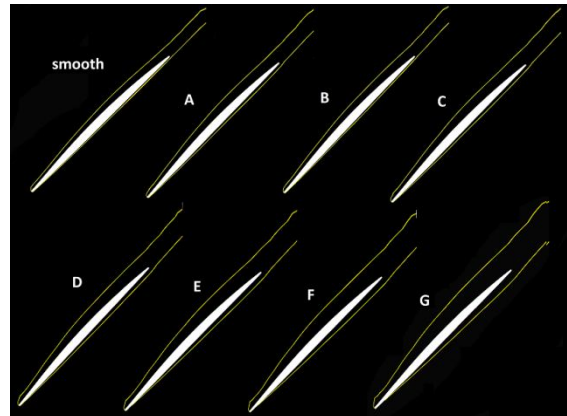


شکل ۲۰ - توزیع شعاعی دمای کل در مقطع خروجی کمپرسور

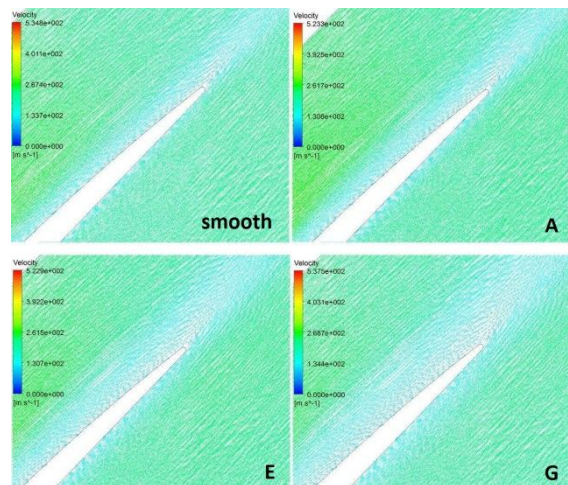


شکل ۲۱ - توزیع شعاعی فشار کل در مقطع خروجی کمپرسور

که اثرات لزجت غالب است سرعت جریان سیال نسبت به نواحی دیگر بیشتر بوده که در شکل ۱۹ برای چهار حالت مختلف بردارهای سرعت حول لبه فرار پره روتور طبقه اول نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود افزایش ضخامت لایه مرزی پرها سبب افت سرعت بیشتر ناحیه حول لبه فرار شده که به دنبال افت کارایی بیشتر کمپرسور را در بر دارد.



شکل ۱۸ - خطوط انتروپی ثابت حول لبه فرار روتور طبقه اول



شکل ۱۹ - بردارهای سرعت حول لبه فرار پره روتور طبقه اول

توزیع شعاعی دما و فشار سکون در مقطع خروجی کمپرسور برای تمامی حالت‌های زبری در شکل ۲۰ و ۲۱ نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود با افزایش زبری سطوح پرها دما در خروجی کمپرسور افزایش و فشار سکون کاهش می‌یابد که همانطور که قبلاً اشاره گردید در جریان‌ات آشفته زبری تاثیر شدیدی بر روی انتقال حرارت داشته و سبب افزایش آن می‌شود و از طرفی سبب افزایش اغتشاشات جریان

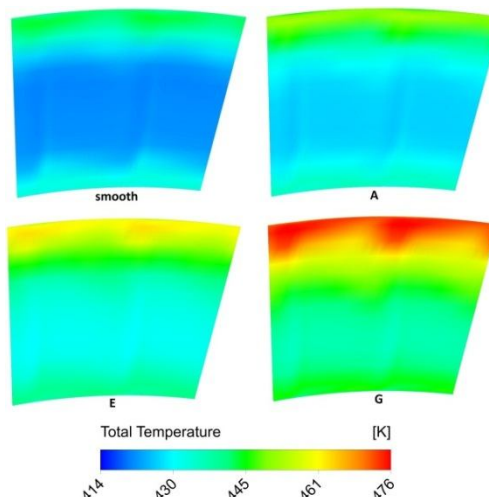
گردید. نتایج بدست آمده از حل عددی نشان داد که عامل زبری روی سطح پره‌ها سبب افزایش ضخامت لایه مرزی و اتلافات و از طرفی موجب کاهش راندمان و نسبت فشار کمپرسور می‌گردد که کاهش راندمان در مقایسه با نسبت فشار بسیار محسوس‌تر می‌باشد.

قدردانی

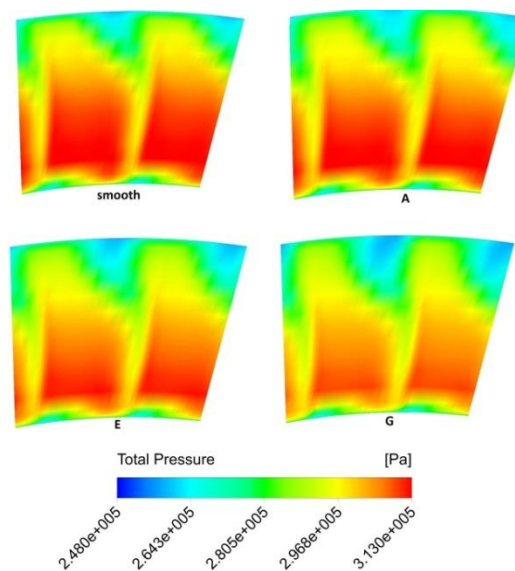
با تقدیر و تشکر از حمایت شرکت توربوکمپرسورتک خاورمیانه

مراجع

- [1] Gu, F., Engeda, A., Cave, M. and Di Liberti, L., "A Numerical Investigation on the Volute/Diffuser Interaction Due to the Axial Distortion at the Impeller Exit," Transactions of the ASME, Journal of Fluid Engineering, Vol. 123, no. 3, pp. 475-483, 2001.
- [2] Mugli, F., Holbein, P. and Dupont, P., "CFD Calculation of a Mixed Flow Pump Characteristic from Shut-off to Maximum Flow", in Proc. ASME Fluid Engineering Division Summer Meeting (FEDSM'01), New Orleans, LA, USA, paper FEDSM2001-18072, May-June 2001.
- [3] Cravero, C. and Marini, M., "Modeling of Incompressible Three-Dimensional Flow in Rotating Turbomachinery Passages", in Proc. ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting (FEDSM'02), Montreal, Quebec, Canada, paper FEDSM2002-31177, July 2002.
- [4] K. L. Suder, R. V. Chima, A. J. Strazisar, W. B. Roberts, "The Effect of Adding Roughness and Thickness to a Transonic Axial Compressor Rotor", Journal of Turbomachinery. Vol. 117/491, 1995.
- [5] Syverud, E., Brekke, O., and Bakken, L. E., "Axial Compressor Deterioration Caused by Saltwater Ingestion", ASME J. Turbomach., 129, pp. 119-127, 2007.
- [6] Mirko Morini, Michele Pinelli, Pier Ruggero Spina, Mauro Venturini, "Computational Fluid Dynamics Simulation of Fouling on Axial Compressor Stages", Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 132 / 072401-1, 2010.
- [7] Bons, J. P., "A Review of Surface roughness effects in gas turbines", Journal of Turbomachinery, Vol. 132/021004-1, 2010.
- [8] Fiala, A., Kugeler, "Roughness Modeling for Turbomachinery", Proceedings of ASME Turbo



شکل ۲۲ - توزیع دمای کل در مقطع خروجی کمپرسور



شکل ۲۳ - توزیع فشار کل در مقطع خروجی کمپرسور

نتیجه گیری

در این مقاله به شبیه سازی سه بعدی جریان در یک کمپرسور محوری پرداخته شده و تاثیر تغییرات هندسی بوجود آمده بر روی پره‌ها شامل تغییرات ضخامت ماکزیمم و زبری بر روی عملکرد کمپرسور بررسی شده است. ابتدا به منظور اعتبارسنجی حل عددی سه بعدی، نتایج حل عددی سه بعدی با نتایج آزمایشگاهی کمپرسور محوری مقایسه شده است که ۰/۸٪ خطا در نقطه طراحی کمپرسور بین راندمان محاسبه شده عددی و آزمایشگاهی مشاهده شد که حاکی از دقت بالای روش عددی دارد. سپس اعمال زبری روی سطح پره‌ها اعمال

Expo2011, June 6-10, Vancouver, British Columbia, Canada, 2011.

[9] Ferziger, J.H. and Peric, M., "*Computational Methods for Fluid Dynamics*", Springer, Berlin, Germany, 1996.

[10] ANSYS CFX-13 User's Guide.

[11] Hirsch, Ch., Denton, J. D., "*Propulsion and Energetic panel working group 12 on Through flow calculations in Axial Turbomachines*", AGARD Advisory Report No.175, Advisory group for Aerospace research and development. ADA109292, 1981.

[12] Budugur Lakshminarayana, "*Fluid dynamics and Heat transfer of Turbomachinery*", JohnWiley & sons Inc, ISBN 0-471-85546-4, 1996.

[13] H. Schlichting., "Boundary Layer Theory", McGraw-Hill, 1979.

[14] White, F.M., "Viscous Fluid Flow", Second Edition, McGraw-Hill, 1991.

[15] A.Hamed, W.Tabakoff and D.Singh, "*Modeling of compressor performance deterioration due to erosion*", International journal of rotating machinery, Vol. 4, No. 4, 1998, pp. 243-248