http://mme.modares.ac.ir

مجله علمی پژوهشی

مهندسی مکانیک مدرس

بهمن ۱۳۹۲، دوره ۱۳ شماره ۱۱ ص ص ۱۵٤-۱۶۰

مقاله پژوهشی کامل
تاریخ دریافت ۹۲/۱/۲٤
تاریخ پذیرش ۹۲/۵/۹
ارائه در سایت ۹۲/۹/۳۰

تأثیر پیچش پره روتور بر روی عملکرد کمپرسور محوری ترانسونیک

سید میثم سجادی[۱]، محمدرضا علی‌گودرز[۲*]، هادی کرابی[۳]

۱-کارشناس ارشد مهندسی مکانیک، شرکت دوار صنعت شریف، تهران، ایران
۲-استادیار مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت دبیر شهید رجایی، تهران
۳- مدیر عامل، شرکت دوار صنعت شریف، تهران
* تهران، کدپستی ۱۶۷۸۸۱۵۸۱۱ maligoodarz@srttu.edu

چکیده- کمپرسور یکی از مهمترین اجزای 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 این‌رو طراحی آیرودینامیکی دقیق پره‌های کمپرسور که وظیفه انتقال کار به جریان را دارد، بسیار مهم می‌باشد.در این تحقیق، تأثیر تغییرات زاویه استگر پره روتور بر روی منحنی‌های عملکردی یک کمپرسور محوری ترانسونیک شامل راندمان و نسبت فشار مورد بررسی قرار گرفته است. برای شبیه‌سازی سه بعدی میدان جریان پیچیده کمپرسور محوری، از یک کد عددی استفاده شده که قادر به حل معادلات ناویر استوکس رینولدز-متوسط است. نتایج کد عددی با نتایج آزمایشگاهی کمپرسور محوری مورد مقایسه قرار گرفته بطوری که نتایج نشان دهنده صحت کد عددی می‌باشد. سپس تأثیر تغییرات پیچش پره روتور طبقه اول بر روی پارامترهای عملکردی کمپرسور محوری مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج نشان می‌دهد که پیچش پره روتور سبب کاهش راندمان و نسبت فشار در کمپرسور محوری می‌شود.

کلیدواژگان: کمپرسور محوری، زاویه استگر، راندمان، دینامیک سیالات محاسباتی.

Effect of rotor blade twist on axial transonic compressor performance

S. M. Sajjadi[1], M. R. Aligoodarz[2*], H. Karrabi[3]

1-Research Engineer., Sharif Rotary Industry,Northern Jamalzadeh,Tehran, Iran.
2-Assist. Prof.,Mech. Eng., SRTT Univ., Tehran, Iran.
3-CEOat Sharif Rotary Industry,Northern Jamalzadeh.,Tehran, Iran.
* P.O.B.1678815811, Tehran, Iran. maligoodarz@srttu.edu

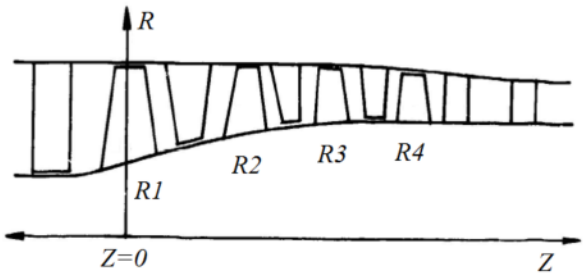
Abstract- Increasing the pressure in gas turbine cycle is done by Compressor which is one of the most important components of the Gas Turbines. Due to positive pressure gradient, the nature of the flow inside the compressor is complicated and for this reason and because of the duty of the blade for transferring energy to the flow, precise design of the compressor's blades from the aerodynamic view of point is very important In this study, effects of changes the rotor blade stagger angle on a transonic axial compressor performance curves including efficiency and pressure ratio has been studied. To simulate the complicated three-dimensional flow field in axial compressors, a numerical code is used to solve Reynolds Average Navier-Stokes (RANS) equations. comparison between numerical results and experimental data shows a good agreement. When numerical code are verified. Then the rotor blade twist changes on axial compressor performance have been studied. The results show that the rotor blades twist leads to decrease in compressor efficiency and pressure ratio.

Keywords: Axial Compressor, Stagger Angle, Efficiency, CFD.

۱- مقدمه

کمپرسور یکی از مهم‌ترین اجزای توربین‌های گازی است 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 این‌رو 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 این‌رو عدم طراحی صحیح، ایجاد تغییرات هندسی در فرایند ساخت و ایجاد تغییرات در هندسه پره‌ها به علت بهره‌برداری کمپرسور باعث کاهش عملکرد و کارایی کمپرسور خواهد شد. در این تحقیق اثر تغییرات زاویه استگرپره روتور طبقه اول کمپرسور محوری گذرصوتی ۴ طبقه‌ای بی‌بی‌سی سولزر بر روی عملکرد آن بصورت کمی بررسی می‌شود. نمای نصف‌النهاری کمپرسور فوق در شکل ۱ نشان داده شده است که پروفیل پره‌های طبقات ۱ تا ۴ از نوع دی‌سی‌ای می‌باشد [۱].

در این بررسی دو روش می‌تواند استفاده شود، ۱- روش‌های آزمایشگاهی ۲- شبیه‌سازی عددی رفتار کمپرسور. انجام تست‌های آزمایشگاهی پرهزینه و زمان‌بر است، به این علت از روش شبیه‌سازی عددی برای بررسی این آثار استفاده شده است. 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 ساده‌سازی در حل معادلات باشد. از این‌رو از روش شبیه‌سازی سه بعدی استفاده شده است که دارای دقت بالایی در شبیه‌سازی میدان‌های جریان سه بعدی با هندسه‌های پیچیده است.



شکل ۱ نمای نصف النهاری کمپرسور بی‌بی‌سی سولزر

مدل‌های عددی سه بعدی قادر به حل معادلات ناویر-استوکس بدون هیچ‌گونه ساده‌سازی می‌باشند. در سال‌های اخیر محققان متعددی از جمله گو و همکارانش [۲]، ماگلی و همکارانش [۳]، کراورو و مارینی [۴] توربوماشین‌ها را با این روش شبیه‌سازی کردند و به نتایج مناسبی رسیدند.

سودر و همکارانش تأثیرات اضافه کردن زبری و ضخامت را به روتور یک کمپرسور محوری گذرصوتی را بصورت آزمایشگاهی مورد بررسی قرار دادند به طوری که 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 [۵].

سیورد و همکارانش یک سری آزمایش‌هایی را روی موتور جت جی‌ای جی ۱۳-۸۵ 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 [۶].

در این تحقیق، کمپرسور محوری به روش سه بعدی شبیه‌سازی شده و نتایج بدست آمده از این حل عددی با نتایج آزمایشگاهی این کمپرسور مقایسه و اعتبارسنجی می‌شود. سپس به بررسی تأثیر پیچش پره روتور طبقه اول بر روی منحنی های عملکردی کمپرسور محوری ترانسونیک پرداخته می‌شود.

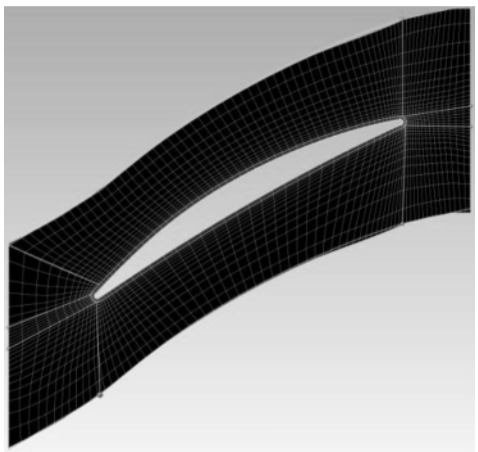
۲- شبیه‌سازی عددی

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.

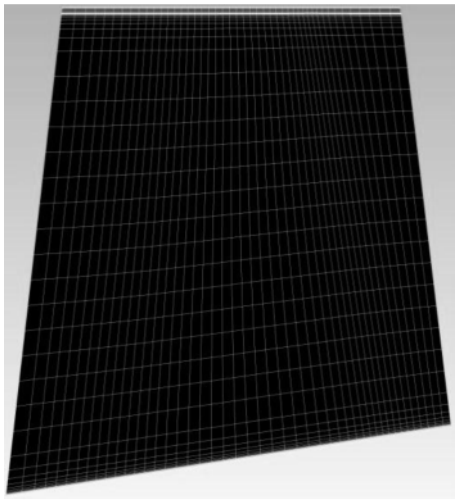
شکل ۲ روندکلی فرایند شبیه‌سازی

۲-۱- 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 ندی ریزتر، در دقت نتایج بدست آمده و نرخ همگرایی بسیار مؤثر است. از شبکه‌بندی باسازمان و بلوک‌بندی دامنهٔ حل و نوع مش شش وجهی[1] در تولید شبکه سه بعدی کمپرسور استفاده شده است. شبکه تولید شده روی صفحه پره به پره و صفحه پریودیک بین پره‌ها در شکل های ۳ و ۴ نشان داده شده‌اند.



شکل ۳ شبکه با سازمان در نمای پره به پره بین پره‌ها

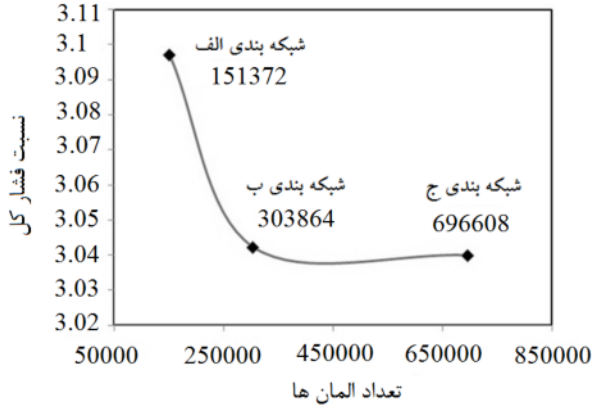


شکل ۴ شبکه با سازمان در نمای پریودیک بین پره‌ها

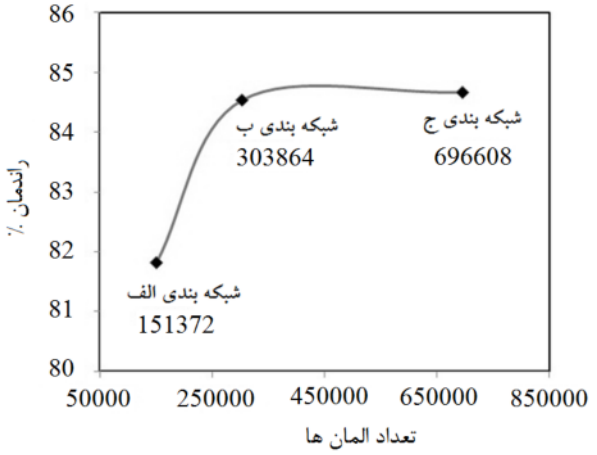
از لحاظ تئوری، خطای محاسباتی در حل، با ریزتر کردن شبکه کاهش پیدا می‌کند [۷]. در این قسمت برای رسیدن به دقت مناسب، از سه سایز شبکه برای محاسبه راندمان و نسبت فشار استفاده شده است. همان طور که در شکل‌های ۵ و ۶ مشاهده می‌شود با ریزتر شدن شبکه محاسباتی، راندمان و نسبت فشار تغییر محسوسی نمی‌کند که نشان از بهینه بودن شبکه محاسباتی استفاده شده (ب) دارد. در این حالت نواحی نزدیک به سطوح و نوک پره‌ها و همچنین دیواره‌های هاب و شرود که دارای گرادیان‌های شدیدی هستند، شبکه‌بندی با y+ نزدیک به ۱ و در حالت (الف) نزدیک به ۱۰ انتخاب شده است.

۲-۲- روش حل عددی

برای تحلیل رفتار جریان برای تمام جریان‌ها، معادلات بقای جرم و مومنتم حل می‌شود. رژیم جریان سیال در این شبیه‌سازی بصورت پایا و تراکم پذیر در نظر گرفته شده است.



شکل ۵ تأثیر سایز شبکه بر روی نسبت فشار



شکل ۶ تأثیر سایز شبکه بر روی راندمان

1. Hexahedra

برای جریان‌های تراکم‌پذیر یا جریان‌های شامل انتقال حرارت، معادلات بقای انرژی نیز حل می‌شوند. معادلات مدل‌سازی اغتشاش نیز زمانی که جریان مغشوش باشد استفاده می‌شوند. در مسأله مورد نظر، علاوه بر معادلات مومنتم، بقای جرم و انرژی، با توجه به مغشوش بودن جریان، معادلات اغتشاش نیز حل می‌شوند. از مدل آشفتگی از نوع SST برای مدل‌سازی جریان آشفته استفاده می شود که برای مسائل توربوماشین‌ها از دقت مناسبی برخوردار است [۸]. در این تحقیق حل عددی میدان جریان کمپرسور با استفاده از نرم‌افزار انسیس-سی‌اف‌ایکس و به روش حجم-محدود انجام شده و افت‌های میدان جریان از قبیل جریان نشتی نوک پره‌ها، لایه مرزی‌ها و گردابه‌های تشکیل شده اطراف پره‌ها در حل عددی دیده شده است. با توجه به اثرات تراکم‌پذیری علاوه بر معادلات پیوستگی و مومنتم از معادله گاز کامل و معادله انرژی نیز استفاده شده است. به طور کلی مدل آشفتگی افت‌های ناشی از رشد لایه مرزی روی جداره را بهتر محاسبه می کند [۹].

از آنجا که کمپرسور مورد بررسی دارای تقارن محوری است، از روش صفحه اختلاط[1] 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 مسأله دائم حل می‌شوند. در هر چند تکرار مشخص، همه خواص جریان در صفحه اختلاط و در جهت محیطی روی خروجی روتور و ورودی استاتور متوسط‌گیری 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 (تعداد پره‌های روتور و استاتور با هم برابر نباشد.) به این ترتیب لازم نیست همه پره‌های روتور و استاتور شبیه‌سازی شود.

۲-۳- شرایط مرزی

شرایط مرزی که در این شبیه سازی 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 شده‌اند.

۲- فشار متوسط استاتیکی در خروجی کمپرسور به عنوان شرط مرزی استفاده شده است.

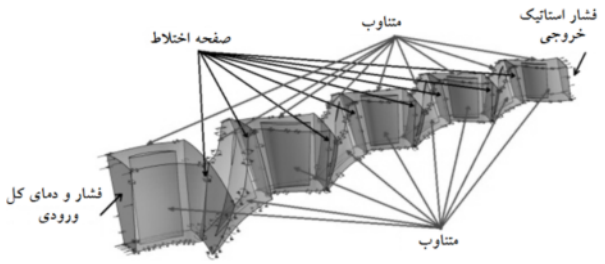
۳- شرط مرزی تمام دیوارهای ساکن و چرخان به صورت آدیاباتیک و شرط عدم لغزش برای سرعت بر روی سطوح فرض شده است.

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 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 هر طبقه شبیه‌سازی کرد. در شکل ۷ شرایط مرزی استفاده شده در شبیه‌سازی مشاهده می‌شود.

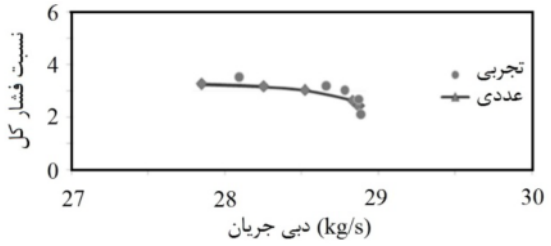
۳- اعتبارسنجی نتایج عددی

کمپرسور محوری بی‌بی‌سی سولزر گذرصوتی و دارای ۴ طبقه و با سیال کاری هوا و در ورودی آن پره‌های راهنمای ورودی نصب می‌شوند. این کمپرسور برای نسبت فشار کل ۳/۰۶ و دور ۱۵۰۰۰rpm طراحی شده است [۱]. در شبیه‌سازی صورت گرفته تعداد المان‌های شبکه ۳۰۳۸۶۴ عدد می‌باشد که برای اعتبارسنجی به حدکافی ریز هستند. نتایج حاصل از شبیه‌سازی با نتایج آزمایشگاهی این کمپرسور مقایسه شده به طوری که 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 و نسبت فشار کل در نقطه طراحی کمپرسور به ترتیب ۰/۳٪ و ۰/۹٪ می‌باشد که نشان دهنده دقت بالا و مورد قبول شبیه‌سازی عددی است. 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.

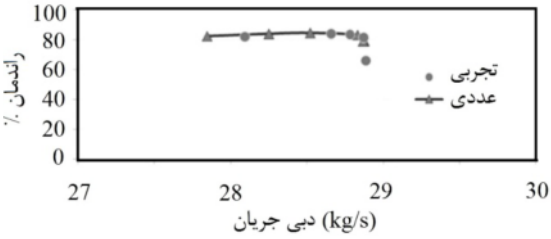


شکل ۷ شرایط مرزی استفاده شده در شبیه‌سازی

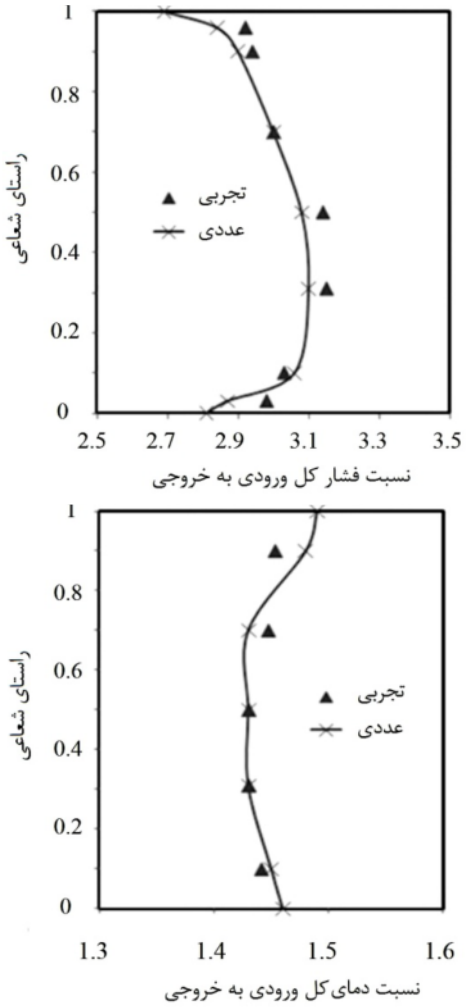
1. Mixing Plane



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

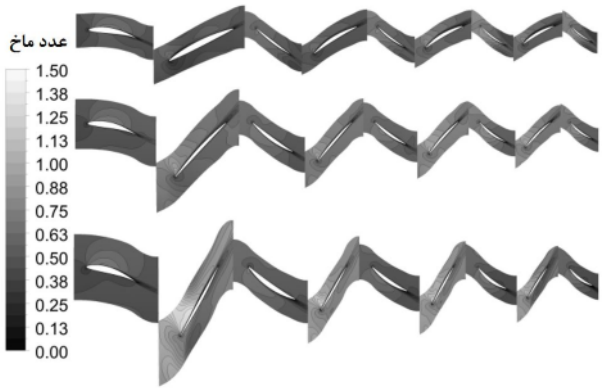


شکل ۱۰ مقایسه نتایج توزیع شعاعی فشار و دمای کل از ریشه تا نوک پره در مقطع خروجی به ازای نسبت فشار ۳/۰۲

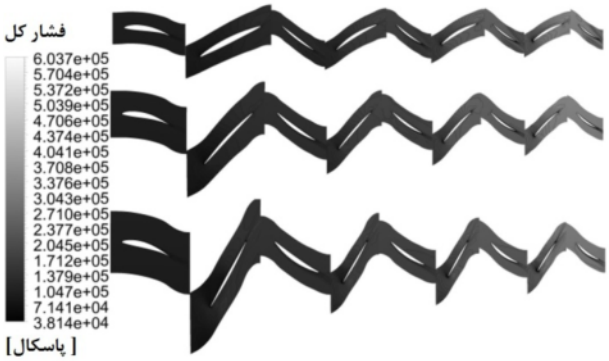
در این بخش، نتایج حاصل از شبیه‌سازی کمپرسور بی‌بی‌سی سولزر در نقطه طراحی ارائه می‌شود. در شکل ۱۱ توزیع عدد ماخ نسبی جریان در مقاطع ریشه، وسط ریشه و نوک و همچنین نوک پره‌ها نشان داده شده است. سرعت نسبی سیال در کمپرسورها در ابتدای مسیر جریان پره‌های روتور افزایش می‌یابد که منجر به افزایش ناگهانی عدد ماخ نسبی جریان در این ناحیه می‌شود. همان طور که انتظار می‌رود عدد ماخ نسبی در سطح فشاری کاهش و در سطح مکشی افزایش می‌یابد. درلبه حمله و سطح مکش پره‌های روتور مخصوصاً طبقه اول عدد ماخ نسبی از عدد یک فراتر می‌رود که به معنی وضعیت خفگی جریان درسرعت‌های بالا می‌باشد. همان طور که مشاهده می‌شود با نزدیک شدن به مقطع نوک پره عدد ماخ نسبی افزایش می‌یابد به طوری که در نزدیکی نوک پره جریان کاملاً مافوق صوت می‌شود بر خلاف مقطع ریشه پره‌ها که جریان مادون صوت می‌باشد که مطابق با طبیعت جریان در کمپرسورهای گذرصوتی است [۱۰]. در شکل ۱۲ توزیع فشارکل در مقاطع ریشه، وسط ریشه و نوک و همچنین نوک پره‌ها نشان داده شده است.

همان طور که مشاهده می‌شود رروتورها به دلیل 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 پره‌های 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 از بالا به پایین الف- نزدیک ریشه ب- وسط ریشه و نوک ج- نزدیک نوک پره‌ها



شکل ۱۲ توزیع فشار کل روی مقاطع از بالا به پایین الف- نزدیک ریشه ب- وسط ریشه و نوک ج- نزدیک نوک پره‌ها

در شکل ۱۳ خطوط جریان عبور کننده از پره‌ها در نمای کلی و سه بعدی کمپرسور نشان داده شده است. همان طور 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.

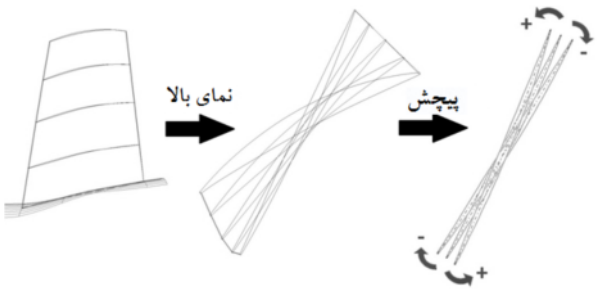
۴- پیچش پره

پیچش پره ناشی از تغییر زاویه استگر در مقاطع مختلف پره از ریشه تا نوک می‌باشد. پدیده پیچش در طی فرایند ساخت پره‌های کمپرسور، پس از مرحله ریخته‌گری و در مرحله فرج رخ می‌دهد که ناشی از تلورانس ساخت پره است. به سبب حساسیت بالاتر ردیف پره‌های روتور طبقه اول در میدان جریان و کارایی کمپرسور، پیچش در ردیف پره‌های روتور طبقه اول اعمال شده است.

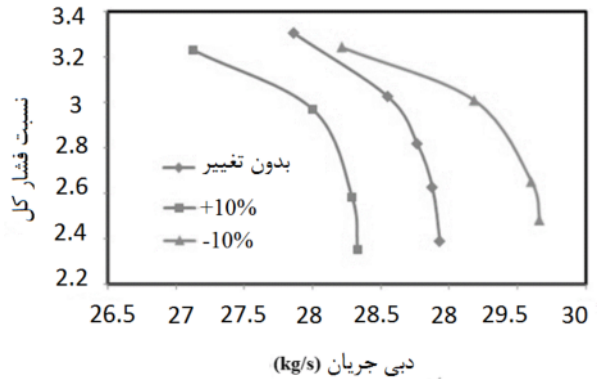
شکل ۱۳ خطوط جریان عبور کننده از پره‌ها در نمای سه بعدی کمپرسور

پیچش در قالب تغییرات زاویه استگر پره‌های روتور اولین طبقه بصورت خطی از ریشه تا نوک متغیر می‌باشد به طوری که مطابق شکل ۱۴ تغییر از ریشه آغاز به صورت خطی افزایش می‌یابد و در نوک پره ماکزیمم مقدار ۱۰٪± اعمال می‌شود.

شکل‌های ۱۵ و ۱۶ نتایج بدست آمده از پیچش پره را به ترتیب در نمودارهای نسبت فشار- دبی و راندمان- دبی را نشان می‌دهد. در نقطه طراحی کمپرسور، با افزایش ۱۰٪ زاویه نصب پره، دبی جرمی به میزان ۱/۹۳ درصد کاهش و راندمان و نسبت فشار به میزان ۰/۳۵ و ۱/۸ درصد کاهش می‌یابد. با افزایش زاویه نصب ، گلوگاه جریان نیز کاهش پیدا می‌کند و در نتیجه دبی کاهش پیدا می‌کند که نتایج گویای این مسأله است. با کاهش ۱۰٪ زاویه نصب نیز مقدار دبی ۲/۲۱ درصد افزایش و راندمان و نسبت فشار نیز ۱/۱۶ و ۰/۵۳ درصد کاهش می‌یابد.



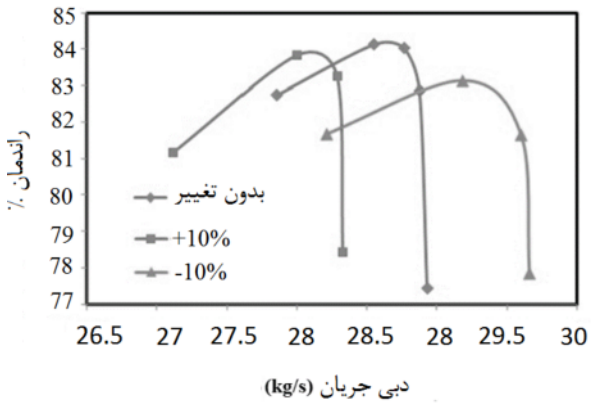
شکل ۱۴ نمایی از تغییرات اعمال شده زاویه نصب در نوک پره



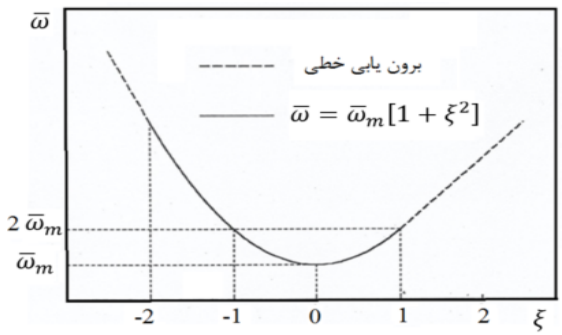
شکل ۱۵ نمودار نسبت فشار-دبی

تغییر زاویه استگر پره منجر به تغییر زاویه برخورد می‌شود. زاویه برخورد طراحی دارای کمترین مقدار اتلافات فشار کل است زیرا منجر به کمترین زاویه انحراف در لبه فرار پره می‌شود. تغییر زاویه برخورد از حالت بهینه یا طراحی شده

سبب افزایش زاویه انحراف و جریانات گردابی شده و در نتیجه منجر به بالا رفتن اتلافات فشار و کاهش راندمان کمپرسور می‌شود. تغییر یافتن زاویه برخورد از حالت طراحی، مطابق شکل ۱۷ سبب افزایش ضریب اتلافات فشار کل شده [۱۱] و منجر به کاهش راندمان و نسبت فشار کمپرسور می‌شود که نتایج بدست آمده از تغییر زاویه استگر پره روتور نشان دهنده این کاهش راندمان در کمپرسور می‌باشد.



شکل ۱۶ نمودار راندمان-دبی



شکل ۱۷ نمودار اتلافات بر حسب زاویه برخورد بی بعد

۵- نتیجه‌گیری

دراین مقاله به شبیه‌سازی سه‌بعدی جریان در یک کمپرسور محوری پرداخته شده و تأثیر تغییرات هندسی بوجود آمده بر روی پره‌ها شامل تغییرات زاویه استگر بر روی عملکرد کمپرسور بررسی شده است. ابتدا به منظور اعتبارسنجی حل عددی سه بعدی، نتایج حل عددی سه بعدی بانتایج آزمایشگاهی کمپرسور محوری مقایسه شده است که ۰/۳٪ خطا در نقطه طراحی کمپرسور بین راندمان محاسبه شده عددی و آزمایشگاهی مشاهده شد که حاکی از دقت بالای روش عددی دارد. سپس تغییرات پیچش پره روتور شامل زاویه استگر پره روی پره روتور طبقه اول اعمال گردید. نتایج بدست آمده از حل عددی سه بعدی نشان داد که با افزایش زاویه استگر پره، منحنی‌های عملکردی به سمت نسبت فشار و دبی و راندمان پایین تر و با کاهش زاویه استگر به سمت دبی بیشتر و نسبت فشار و راندمان پایین تر انتقال پیدا کرده‌اند. در هر دو حالت به سبب افزایش اتلافات، افت راندمان در کمپرسور مشاهده می‌شود.

۶- مراجع

[1] 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.

[2] Gu F., Engeda A., Cave M., Di Liberti L., "ANumerical Investigation on the Volute/Diffuser Interaction Dueto the Axial Distortion at the Impeller Exit", Transactions of the ASME, *Journal of Fluid Engineering*, Vol. 123, No. 3, pp. 475-483, 2001.

[3] Mugli F., Holbein P. , Dupont P., "CFD Calculation of a Mixed Flow Pump Characteristicfrom 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.

[4] Cravero C., 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.

[5] Suder K. L., Chima R. V., Strazisar A. J. Roberts W. B., "The Effect of Adding Roughness and Thickness to a Transonic Axial Compressor Rotor", *Journal of Turbomachinery*, Vol. 117/491, 1995.

[6] Syverud E., Brekke O., Bakken L. E., "Axial Compressor Deterioration Caused by Saltwater Ingestion", *ASME J. Turbomach.*, 129, pp. 119–127, 2007.

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

[8] ANSYS CFX-11 User's Guide.

[9] Menter F. R., 1994 "Two-Equation Turbulence-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications", *AIAA J. 32*, pp. 1598-1605.

[10] Lakshminarayana B., *Fluid dynamics and Heat transfer of Turbomachinery*, John Wiley & Sons Inc, ISBN 0-471-85546-4, 1996.

[11] Roland. H., Aungier, 2003, *Axial Flow* Compressors*: A Strategy for Aerodynamic Design and Analysis*, American Society of Mechanical Engineers, ISBN-10: 0791801926.