

شبیه‌سازی روش‌های دائم و غیردائم به‌وسیله دینامیک سیالات محاسباتی و بررسی عددی تغییرات هندسی در یک طبقه توربوماشین جریان محوری

سعید کرمی*
محمود رستمی

کارشناسی ارشد، گروه مهندسی هیدرودینامیک و جلوبرندگی، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، اصفهان، ایران
استادیار، گروه مهندسی هیدرودینامیک و جلوبرندگی، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، اصفهان، ایران

چکیده

یکی از اهداف دینامیک سیالات محاسباتی برای توربوماشین‌ها، پیش‌بینی عملکرد آن‌ها از قبیل نسبت فشار، راندمان و ماهیت جریان عبوری است. در این پژوهش که از دو بخش تشکیل شده، در بخش اول روش‌های شبیه‌سازی دائم و غیردائم برای یک طبقه از توربوماشین جریان محوری انجام و نتایج اعتبارسنجی شد. در این راستا از دو روش عددی دائم شامل روتور یخ‌زده و طبقه و سه روش عددی گذرا شامل گذرای استاندارد، تبدیل زمانی و تبدیل پروفیل استفاده شد که روش‌های گذرا پیش‌بینی دقیق‌تری را ارائه نمودند. در روش‌های گذرا مشاهده شد که اثرات گذرا شامل دنباله، حباب لبه حمله استاتور و جدایش جریان را می‌توان با وضوح بیشتری به دست آورد که این موارد در روش‌های پایا ضعیف‌تر مشاهده شد. به‌منظور حل عددی میدان جریان از شبکه‌بندی با سازمان و برای مدل‌سازی آشفته‌گی از مدل توربولانسی انتقال تنش برشی استفاده شد. در بخش دوم مقاله ۹ حالت تغییر هندسی از قبیل ایجاد زبری در سطوح تیغه، چرخش‌های ساعت‌گرد و پادساعت‌گرد مقاطع فویل، ایجاد شعاع در ریشه تیغه‌ها و ایجاد فاصله محوری بین تیغه‌ها بررسی شد. که مقدار بازدهی در بهترین حالت ۲ درصد افزایش و در بدترین حالت ۱۱ درصد کاهش یافت.

واژه‌های کلیدی: دینامیک سیالات محاسباتی، توربوماشین جریان محوری، مدل توربولانسی انتقال تنش برشی، موج ضربه‌ای.

Steady and Unsteady Methods Simulation Using Computational Fluid Dynamics and Numerical Study of Geometrical changes in a stage axial flow Turbomachinery

S. Karami Faculty of Hydrodynamic & Propulsion Engineering, Malek Ashtar University of Technology, Esfahan, Iran
M. Rostami Faculty of Hydrodynamic & Propulsion Engineering, Malek Ashtar University of Technology, Esfahan, Iran

Abstract

One of the goals of computational fluid dynamics for turbomachinery is the prediction of their performance such as the ratio of pressure, efficiency, and the nature of the flow. In this research, which consists of two parts, in the first part were performed steady and unsteady simulation methods on stage of the axial flow turbomachinery and results validated. In this regard, two numerical steady methods including a frozen rotor and stage, and three transitional numerical methods including standard transitions, time transformation, and profile transformation were used. Transient methods provided a more accurate prediction. In transient methods, it was observed that transient effects including wake, stator leading edge bubble and flow separation can be obtained more clearly, which were found to be weaker in other methods. In order to solve the numerical flow field used of structured grid and SST turbulence model was used for modeling turbulence. In the second part of the paper, 9 changes were investigated to the geometric changes, such as roughness in the blade surfaces, clockwise and counter-clockwise rotation of the foil sections, the creation of radius in the roots of the blades, and create of the axial distance between the blades.

Keyword : Computational Fluid Dynamics; Axial Flow Turbomachinery; Turbulence Model Transfer Shear stress; Shock Waves.

مقدمه

یکی از اهداف دینامیک سیالات محاسباتی برای توربوماشینها، پیش‌بینی مؤلفه‌های عملکردی از قبیل نسبت فشار و راندمان است. بسیاری از نتایج منتشرشده در سال‌های اخیر در زمینه توربوماشینها مقایسه کیفی با برخی از نتایج آزمایشگاهی از قبیل نمودارهای توزیع فشار، محل ایجاد امواج ضربه‌ای و... بوده است. به همین دلیل دینامیک سیالات محاسباتی در توربوماشینها زمینه را برای پیش‌بینی‌هایی مستدل برای عملکرد کلی آن‌ها گشوده است. در بسیاری از مقالات جزئیاتی از عملکرد فن‌ها و کمپرسورهای جریان محوری گذر صوتی ارائه شده است. تحقیقات آزمایشگاهی و تحلیلی در زمینه فن‌ها و کمپرسورهای جریان محوری از سال ۱۹۶۰ شروع شد اما بررسی

تست‌های پیشرفته و گسترده‌تر و به‌کارگیری روش‌های محاسباتی از سال ۱۹۸۵ آغاز گردید. یکی از کارهای برجسته در سال ۱۹۷۸ از رید و مور [۱] منتشر شد که مبنای بسیاری از بررسی‌های عددی است. آن‌ها ۴ طبقه ورودی یک کمپرسور را طراحی و مورد آزمایش قرار دادند که طبقات ۳۵ و ۳۷ عملکرد بهتری داشتند. زانو و همکاران [۲] تغییرپذیری جریان رانده‌شده در برهمکنش روتور و استاتور یک کمپرسور محوری را بررسی نمودند. آن‌ها دو فاصله محوری متفاوت را در بین روتور و استاتور بررسی کردند. آن‌ها به این نتیجه رسیدند که نوسان دنباله روتور وابسته به فاصله بین ردیف روتور و استاتور است. پدیده نوسان دنباله به‌طور واضح در مدل بافاصله نزدیک به همدیگر آشکار می‌شود درحالی‌که این پدیده در حالت مدل دور از همدیگر ناپدید می‌شود. یاو و همکاران [۳] جریان لایه‌مرزی تیغه را در یک

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: saeed.karami@chmail.ir

تاریخ دریافت: ۹۵/۰۴/۲۵

تاریخ پذیرش: ۹۷/۰۷/۳۰

کمپرسور کم فشار بررسی کردند. در داخل لایه‌مرزی نرخ انتقال ویک در طرف سطح مکشی نسبت به سطح فشار بزرگ‌تر است. هاتاوا [۴] مشاهده کرد که وقتی روتور و استاتور زیاد نزدیک به هم کوپل نشده‌اند، انتقال دنباله‌های روتور از میان تیغه‌های استاتور، اساساً توسط اثرات جریان غیر لزج حالت پایدار کنترل می‌شود و اثرات متقابل تیغه‌ها در کمپرسورهای چندطبقه بسیار پیچیده‌تر است. برایس و چرت [۵] جریان لزج ناپایدار، در سه طبقه اول یک کمپرسور چندطبقه‌ای، پرسرعت را مورد آزمایش قرار دادند. آن‌ها مشاهده کردند که در روتورهای طبقات داخلی تأثیرات متقابل قوی بین روتورها رخ می‌دهد، که باعث القاء تغییرات زیاد در میدان فشار کلی بین استاتورها می‌شود. دوویچ و زیریک [۶، ۷] جزئیات رفتار لایه‌های مرزی را روی سطوح مکشی و فشاری یک تیغه کمپرسور در حال کار مورد آزمایش قرار دادند. پوآگری و همکاران [۸] یک مطالعه جامع را در مورد رفتار لایه‌مرزی در سطح مکش و فشار روتور یک کمپرسور محوری انجام دادند. آن‌ها استنتاج کردند که مؤلفه سرعت در جهت جریان درون لایه‌مرزی اساساً متأثر از گرادیان فشار در جهت جریان است. سرعت شعاعی درون لایه‌مرزی در بسیاری از نقاط به سمت خارج بوده و بیشترین مقدار را در نزدیکی لبه فرار دارد. واگنر و همکاران [۸، ۹] اثر ضخامت لایه‌مرزی دیواره‌ها را بر روی جریان ثانویه در روتور یک کمپرسور محوری مورد مطالعه قرار دادند. بر این اساس معلوم گردید که ضخامت لایه‌مرزی دیواره‌ها هم بر جدایی در midspan و هم بر حرکت شعاعی جریان، از مرکز به نوک اثر می‌گذارد. برای روتور کمپرسورهای محوری، جریان لایه‌مرزی shroud به‌طور نزدیک با رفتار جریان نشستی در نوک پره‌ها در ارتباط است. اگرچه جریان نشستی از میان فاصله نسبتاً باریکی در نوک وارد می‌شود، اما تأثیر این جریان در بخش قابل‌توجهی از span خارجی مسیر جریان روتور احساس می‌شود. استرازیر و پاوول [۱۰] نقشه‌ای از سطوح شوک در یک روتور کمپرسور محوری با عدد ماخ فراضوتی تهیه کردند. آن‌ها مشاهده کردند که پایین‌دست شوک ناشی از لبه حمله فراضوتی است و ناحیه داخلی span جریان داخل گذرگاه به شرایط فروصوتی و بدون گذر از شوک دیگری، پخش می‌شود. لاکشمیرا و پارتو [۱۱] ساختار یک جریان دنباله‌ای در روتور کمپرسور محوری در لبه فرار را در ناحیه‌های نزدیک دنباله و دور از دنباله مورد مطالعه قرار دادند. آرنت [۱۲] پدیده‌های جریان ناپایدار در یک توربین کم‌فشار پنج طبقه را مورد آزمایش قرار داد. اندازه‌گیری‌ها در پائین‌دست هر یک از ردیف پره‌های روتور صورت گرفت. آرنت دریافت که تعامل روتور-روتور و روتور - استاتور، هر دو اثر قابل‌توجهی بر روی جریان در یک توربین دارند و هر دو شکل تعامل دارای اهمیت قابل‌مقایسه‌ای هستند. کولی [۱۳] اثرات ناپایدار موج‌های فشاری عبوری از یک مجموعه ردیف پره را مورد مطالعه قرار داد. آن‌ها مشاهده کردند که موج‌های فشاری از ردیف پره بالادست، به‌طور مکرر در عرض گذرگاه تیغه منعکس شده و به‌طور پیوسته قدرت شوک کاهش می‌یابد. ارنستو بنینی و روبرتو بیولو [۱۴] به بررسی اثرات تغییر انحنای تیغه در راستای اسپن به سمت جلو و عقب بر روی ایجاد موج ضربه‌ای و افت‌های ثانویه بررسی کردند. انحنای به سمت جلو بازدهی را افزایش داد.

به‌طورکلی انتخاب روش عددی با توجه به درجه انتظار از دقت می‌تواند متفاوت باشد از آنجایی که بیشتر پدیده‌ها در کمپرسورها از

قبیل دنباله‌ها، جدایش جریان، امواج ضربه‌ای و برهمکنش بین موج ضربه‌ای و لایه‌مرزی ذاتاً ناپایدار است بررسی روش‌های گذار در بررسی جزئی‌تر طراحی بسیار سودمند است، با مطالعه منابع مختلف در این زمینه تعداد بررسی جریان دنباله به‌وسیله روش‌های عددی محدود بوده و اکثر بررسی‌ها در حالت دائم و منحصر به بررسی منحنی‌های عملکرد است. در این مقاله اکثر روش‌های عددی مربوط به مدل‌سازی جریان در توربوماشین‌ها شبیه‌سازی و ساختار جریان مقایسه شده است. در بخش تغییرات هندسی چرخش مقاطع تیغه، ایجاد شعاع در ریشه تیغه‌ها در زمینه کمپرسورها مطالعه‌ای صورت نگرفته و در مورد ایجاد گپ محوری بین تیغه‌های روتور و استاتور نیز یک منبع [۲] وجود داشته که در این مقاله بررسی شده‌اند.

معادلات حاکم

معادلات پایه

به‌منظور مدل‌سازی عددی باید معادلات حاکم بر جریان سیال حل شوند که شامل معادله پیوستگی و معادلات میانگیری شده سه بعدی ناویر استوکس است. برای مدل سازی توربولانس از مدل توربولانسی SST استفاده شده است. این مدل توربولانسی ترکیبی از دو معادله K- ϵ و K- ω است که اولین بار توسط منتر در سال ۱۹۹۳ ارائه شد [۱۵]. چون مدل K- ω در نواحی دور از دیواره به علت تأثیر گرفتن از شرایط بالادست جریان خطای بیشتری دارد به همین دلیل از این مدل در نواحی نزدیک دیواره و از مدل K- ϵ در نواحی دور از دیواره استفاده می‌شود. مدل SST در پیش‌بینی زمان جدایش لایه‌مرزی از روی سطوح از مدل K- ϵ قوی‌تر است. ارتباط بین این دو معادله توسط دو تابع ترکیب F_1 و F_2 برقرار می‌گردد. [۱۵]. معادلات براساس روش حجم محدود گسسته سازی شده و سپس به‌وسیله کد تجاری CFX 15 به‌صورت عددی حل شده‌اند.

مدل‌سازی برهمکنش ردیف تیغه پایا و گذرا

به‌منظور شبیه‌سازی نواحی ثابت و متحرک باید تغییر گام در نظر گرفته شود که در CFX سه نوع دستگاه مختصات چندگانه وجود دارد که عبارتند از: ST^1, FR^1 و TRS^3 که مورد آخر مربوط به حالت گذرا است که مدل‌سازی با هر سه مورد انجام گرفته است. در مدل FR که برای حل‌های دائم استفاده می‌شود دامنه ساکن اجزای چرخان را در یک موقعیت ثابت می‌بینند و در مدل ST اندرکنش بین دستگاه مختصات ساکن و متحرک به‌صورت یک میانگیری محیطی تقریب زده می‌شود. در مدل FR اجزاء دارای موقعیت نسبی ثابتی هستند؛ اما انتقال چهارچوب و تغییرات گام به‌صورت نسبی صورت می‌گیرد. در مدل FR پارامترهای جریان به همان مقدار خروجی از روتور، به‌عنوان شرط مرزی ورودی برای ورودی استاتور در نظر گرفته می‌شود در مدل ST یک میانگیری محیطی از شار روی نوارهای سطوح مشترک انجام می‌شود و متوسط پارامترهای جریان مثل پروفیل فشار کل، دمای کل و... به‌عنوان شرط مرزی ورودی برای ردیف تیغه بعدی در نظر گرفته می‌شود [۱۶]. در روش‌های ردیف تیغه گذرا حرکت نسبی بین قطعات

1 Frozen Rotor
2 Stage
3 Transient Rotor Stator

جدول ۳- شرایط طرح طبقه ۳۵ ناسا در صد درصد سرعت طراحی [۱]

پارامتر	مقدار
سرعت دورانی روتور ۳۵	۱۷۱۸۸/۷ دور بر دقیقه
سرعت اسمی نوک تیغه	۴۵۴/۴۵ متر بر ثانیه
سرعت دورانی روتور ۳۵	۱۷۱۸۸/۷ دور بر دقیقه
دبی جرمی	۲۰/۸۲ کیلوگرم بر ثانیه
بازدهی پلی تروپیک طبقه ۳۵	۰/۸۴۲
دبی خفگی جریان	۲۰/۹۵ کیلوگرم بر ثانیه
نسبت فشار کل روتور ۳۵	۱/۸۷۵
نسبت فشار کل طبقه ۳۵	۱/۸۴۲
نسبت دمای کل روتور ۳۵	۱/۲۲۵
نسبت دمای کل طبقه ۳۵	۱/۲۲۵
بازدهی آدیاباتیک روتور ۳۵	۰/۸۷۲
بازدهی آدیاباتیک طبقه ۳۵	۰/۸۴۵
بازدهی پلی تروپیک روتور ۳۵	۰/۸۷۷

دبی جرمی اندازه‌گیری شده در شرایط خفگی ۲۰/۹۵ کیلوگرم بر ثانیه است، به منظور صحت‌گذاری در مقاله حاضر، از نتایج تست در حالت نزدیک به راندمان بیشینه (دبی جرمی ۰/۹۸٪ حالت خفگی) استفاده شده است.

هندسه و شبکه بندی

برای تولید هندسه، از پارامترهای هندسی طراحی در مرجع [۱] استفاده شده است. هندسه توسط نرم افزار مدل‌سازی سه‌بعدی Solidwork ساخته و سپس با استفاده از انوار ابزار تیغه Ansys و ماژول تولید تیغه انسیس مسیر خطوط جریانی به شبکه‌زن حرفه‌ای توربوماشینری TurboGrid Ansys معرفی شده و مش زنی انجام شده است. شبکه محاسباتی به صورت شبکه با سازمان در مدول TurboGrid Ansys ایجاد گردید. تأثیرات لایه مرزی، با ایجاد شبکه متراکم در نزدیکی دیواره‌ها مدنظر قرار گرفته است. در نواحی ورودی و خروجی از مش نوع H شکل، در ناحیه چرخشی روتور از مش ترکیبی J/O شکل و در لبه‌های حمله و فرار تیغه‌ها روتور و استاتور از نوع C شکل استفاده شد. شکل ۱ و ۲ به ترتیب دامنه محاسباتی و شرایط مرزی در حالت استفاده از شرط تناوبی یعنی یک تیغه از هر ردیف را نشان داده است. برای بررسی استقلال از شبکه ۹ نوع شبکه بررسی شد که در شکل ۳ برای نسبت فشار نشان داده شده است؛ که در شبکه ۷ و ۸ مقادیر تغییری نداشته و برای کاهش زمان محاسبات از شبکه ۷ برای اعتبارسنجی استفاده شده است.



شکل ۱- دامنه محاسباتی و اعمال شرط تناوبی

روتور و استاتور به صورت دقیق نسبت به زمان مدل‌سازی می‌شود و می‌توان اثرات جریان عبوری از سطح اشتراکی را در ردیف بعدی تیغه‌ها دنبال نمود. برای مدل‌های FR، PT^۱ و TT^۲ باید پارامتر تغییر گام نزدیک به یک در نظر گرفته شود. برای مثال اگر یک روتور و یک استاتور با توجه به ۴۶ استاتور و ۳۶ روتور این نسبت برابر ۱/۲۷ است که توصیه نرم‌افزار محدوده ۰/۷۳ الی ۱/۴ است که محدوده مجاز برای این مدل‌ها است [۱۷]. این اختلاف گام بازهم مقداری خطا در نتایج ایجاد می‌کند، اگر ۲ روتور و ۳ استاتور مدل شود مقدار تغییر گام ۰/۸۵۲ و اگر ۳ روتور و ۴ استاتور مقدار ۰/۹۵۲ را داریم و در نهایت اگر ۲۳ روتور و ۳۲ استاتور شبیه‌سازی شود این نسبت دقیقاً یک می‌شود، که هزینه محاسباتی بسیار بالایی دارد در این حالت حجم شبکه نزدیک به ۲۰ میلیون المان می‌رسد که از لحاظ محاسباتی برای بررسی موجود مقرون به صرفه نیست. در شبیه‌سازی‌های انجام شده برای همه روش‌ها از یک روتور و یک استاتور استفاده شده است. در روش‌های شبیه‌سازی گذرا، روش TN از حل اولیه روش FR و در روش‌های PT و TT از حل اولیه روش ST استفاده شد. جدول ۱ زمان‌بندی حل در هر روش آمده است.

جدول ۱- زمان‌بندی حل در روش‌های مختلف با یک سیستم ۴ هسته‌ای و فرکانس ۲/۵۰ گیگاهرتز و ۴ RAM گیگ

روش های پایا و گذرا	روش	زمان (ساعت)
Steady	FR	۵-۴
	ST	۶-۵
	TN	۱۱-۱۰
TRS	PT	۵۱-۵۰
	TT	۵۰-۴۹

اعتبارسنجی عددی

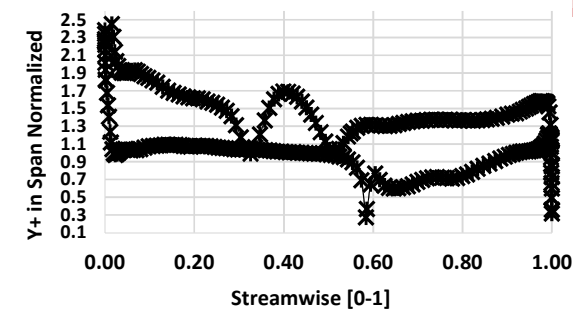
شرایط تست

به منظور صحت‌گذاری روش عددی از نتایج آزمایشگاهی طبقه ۳۵ ناسا استفاده شده است. طبقه ۳۵ ناسا جزء طبقات ورودی هسته اصلی کمپرسور بود [۱]. مشخصات هندسی طبقه ۳۵ در جدول ۲ آمده است. شرایط طرح مربوط به طبقه ۳۵ در جدول ۳ آمده است.

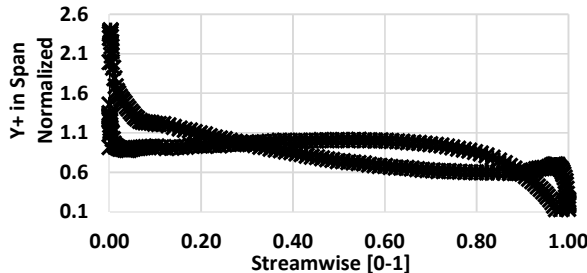
جدول ۲- مشخصات هندسی طبقه ۳۵ ناسا [۱]

پارامتر	مقدار
نسبت منطری روتور	۱/۱۹
نسبت منطری استاتور	۱/۲۶
تعداد تیغه روتور	۳۶
تعداد تیغه استاتور	۴۶
سرعت دورانی طراحی	۱۷۱۸۸/۷ دور بر دقیقه
لقی نوک تیغه روتور	۰/۰۴ سانتی‌متر
لقی در ریشه استاتور	۰/۰۷۶۲ سانتی‌متر
نسبت شعاع نوک به ریشه	۰/۷۰

1 Profile Transformation
2 Time Transformation



شکل ۴- مقادیر Y^+ حول دیواره‌های تیغه روتور در اسپین ۵۰ درصد



شکل ۵- مقادیر Y^+ حول دیواره‌های تیغه استاتور در اسپین ۵۰ درصد

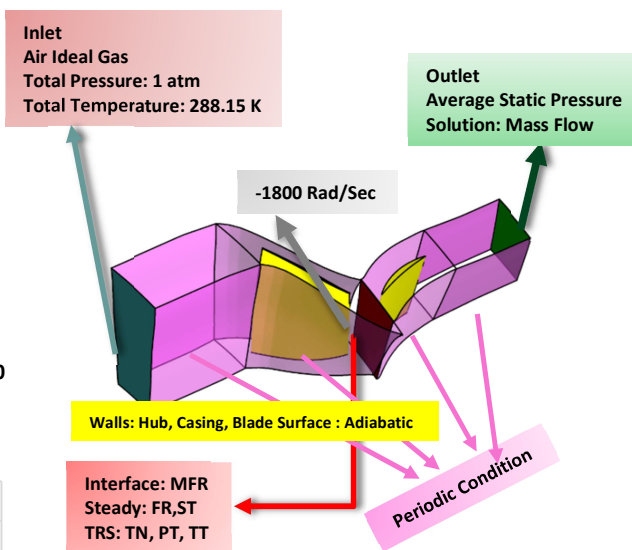
جدول ۴- اطلاعات سه نوع شبکه برای یک تیغه روتور و یک تیغه استاتور			
کیفیت شبکه	تعداد کل المان (روتور + استاتور)	تعداد گره در جهت اسپین (روتور/استاتور)	میانگین Y^+
بزرگ	۷۳۵۶۹۶	۵۳/۴۵	~۱/۲
متوسط	۱۴۵۹۶۳۲	۸۳/۷۲	~۱/۲
ریز	۲۵۶۳۹۸۶	۹۴/۸۹	~۱/۲

مقایسه نتایج آزمایشگاهی با نتایج حل عددی

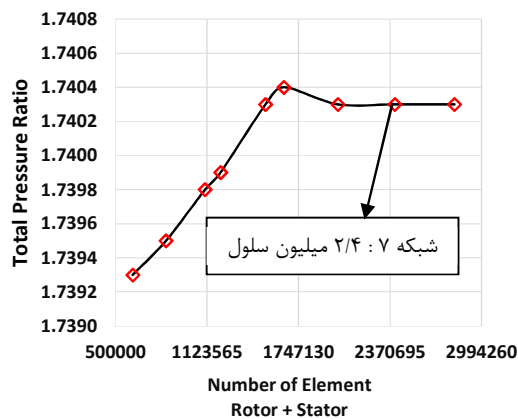
برای اطمینان از صحت روش حل عددی، مقادیر به دست آمده از CFD با مقادیر آزمایشگاهی تست طبقه ۳۵ از آقایان رید و مور [۲۸] مقایسه گردید که طبق نمودارهای شکل ۶ و ۷ و جداول ۵ و ۶ ملاحظه می‌شود که مطابقت قابل قبولی بین روش عددی و آزمایشگاهی وجود دارد. در شبیه‌سازی‌های انجام شده به ترتیب روش Y^+ ، PT ، ST و FR بیشترین نزدیکی را به نتایج تجربی داشتند. در جدول ۶ انحراف نتایج عددی از نتایج آزمایشگاهی آورده شده است که مدل PT و TT به‌غیر از دبی و بازده در موارد دیگری خطای کمتری داشتند.

مقایسه نتایج نمای تیغه به تیغه در روش‌های پایا و گذرا

بطور کلی تفاوت اصلی روش‌های پایا و گذرا در سطح مشترکی است که سیال پاساژ روتور را ترک می‌کند. سطح مشترک یا صفحه مخلوط گر محل منتقل شدن گردابه‌های لبه فرار روتور است. با توجه به شکل ۸ و ۹ در روش‌های گذرا می‌توان دنباله لبه فرار تیغه روتور را بعد از صفحه مخلوط گر در ردیف تیغه استاتور دنبال نمود ولی در حالات پایا این اثرات قابل‌ردیابی نیست. تفاوت دیگری که در این تصاویر می‌توان مشاهده نمود پیش‌بینی لایه مرزی است که در حالات گذرا پیش‌بینی بهتری از لایه مرزی دیده می‌شود.



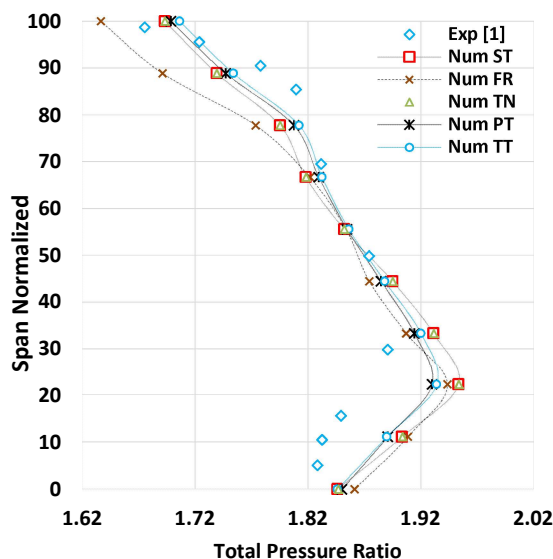
شکل ۲- شرایط مرزی



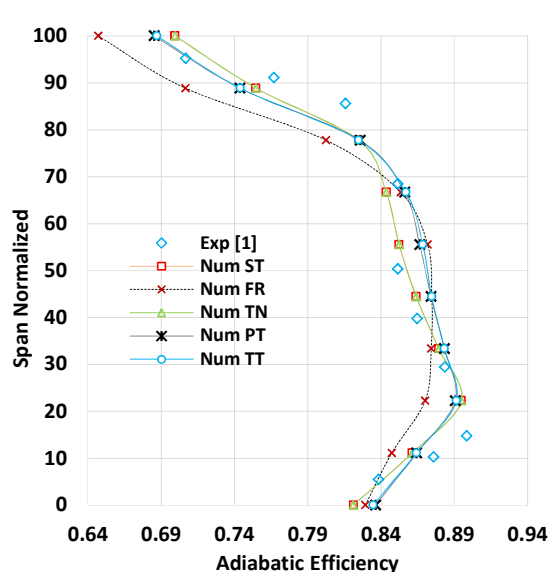
شکل ۳- تغییرات متوسط نسبت فشار کل نسبت به تعداد المان

از آنجایی که بررسی حاضر جریان نزدیک دیواره مهم است. به منظور بهتر مشاهده نمودن جدایش جریان، با ایجاد تراکم بیشتر شبکه در نزدیک دیواره‌ها گره اول هر سلول باید در زیر لایه لزج قرار بگیرد، بدین منظور پس از شبیه‌سازی و بررسی خروجی‌ها اگر میانگین مقدار Y^+ محاسبه شده کمتر از ۳ بود این شرایط ارضا شده و می‌توان گفت که جدایش جریان نزدیک دیواره‌ها به صورت صحیح مدل‌سازی شده است. در منابع مختلف توصیه فاصله بی‌بعد Y^+ برای مدل توربولانسی SST کمتر از ۳ است [۱۸].

برای اطمینان از صحت شبکه ایجاد شده، باید مقدار Y^+ را بر روی دیواره‌ها بررسی کرد تا از مقدار مجاز بیشتر نباشد از آنجایی که در تمام روش‌های شبیه‌سازی از مدل توربولانسی انتقال تنش برشی استفاده شده، باید مقدار Y^+ بسیار کوچک باشد. در شکل‌های (۴) و (۵) مقادیر Y^+ حول سطوح مکشی و فشاری تیغه روتور و استاتور نشان داده شده است. در جدول ۴ مقادیر Y^+ در سه نوع شبکه بزرگ، متوسط و ریز به صورت میانگین آمده است.



شکل ۷- نسبت فشار کل آزمایشگاهی مرجع [۱] با منحنی نسبت فشار کل حاصل از روش های عددی



شکل ۶- مقادیر بازدهی آزمایشگاهی مرجع [۱] با منحنی بازده در روش های عددی

جدول ۵- نتایج حل عددی و آزمایشگاهی [۱]

روش	نماد	دبی جرمی (Kg/Sec)	نسبت دبی جریان $\frac{\dot{m}}{\dot{m}_{choke}}$	نسبت فشار	نسبت دما	بازدهی آدیاباتیک	توربولانس
آزمایشگاهی [۱]	◇	۲۰/۸۲	۰/۹۹۳۷	۱/۸۴۲	۱/۲۲۵	۸۴/۵	SST
ST	□	۲۰/۸۲۲۳	۰/۹۹۳۹	۱/۸۴۵۶	۱/۲۲۹۵	۸۴/۱۳۴۹	SST
FR	×	۲۰/۵۱۷۸	۰/۹۷۹۳	۱/۸۳۱۲	۱/۲۳۰۳	۸۳/۳۶۷۵	SST
TN	△	۲۰/۸۲۲۳	۰/۹۹۳۹	۱/۸۴۷۲	۱/۲۲۹۵	۸۴/۱۴۲۵	SST
PT	*	۲۰/۸۸۵۷۰	۰/۹۹۵۵	۱/۸۴۴۸	۱/۲۲۸۲	۸۴/۵۲۷۱	SST
TT	○	۲۰/۸۵۵۶	۰/۹۹۵۴	۱/۸۴۸۲	۱/۲۲۸۹	۸۴/۵۲۰۹	SST

جدول ۶- درصد خطای نتایج عددی نسبت به نتایج آزمایشگاهی

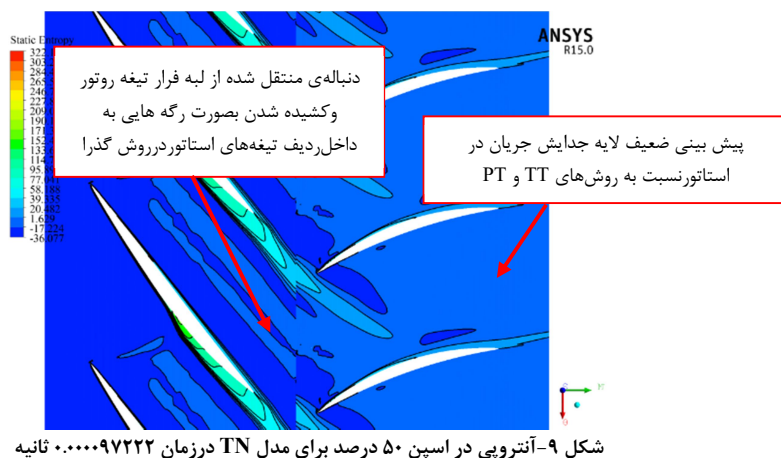
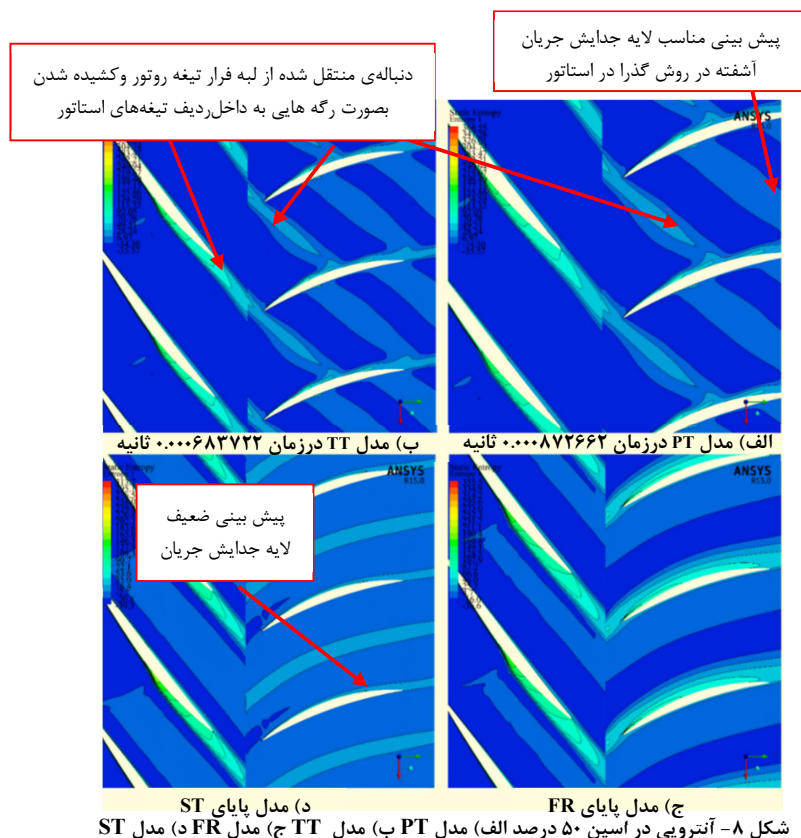
روش	نماد	دبی جرمی (درصد)	نسبت فشار کل (درصد)	نسبت دما کل (درصد)	بازدهی آدیاباتیک (درصد)
ST	□	+۰/۰۱	+۰/۱۹	+۰/۳۶	-۰/۴۳
FR	×	-۱/۴۵	-۰/۵۸	+۰/۴۳	-۱/۳۴
TN	△	+۰/۰۱	+۰/۲۸	+۰/۳۶	-۰/۴۲
PT	*	+۰/۱۷۷	+۰/۱۵	+۰/۲۶	+۰/۰۳
TT	○	+۰/۱۷۰	+۰/۳۳	+۰/۳۱	+۰/۰۲

حالت (۱) الی (۳)

سه حالت زبری شبیه سازی شده است. با توجه به شکل های ۱۰ الی ۱۲ بدترین حالت کاهش دبی مربوط به حالت (۳) است که ۹/۹ درصد کاهش داشته است. حالت (۳) دارای بیشترین کاهش بازدهی و نسبت فشار به ترتیب ۱۰/۸۷ و ۴/۰۲ درصد در بین حالات بررسی شده است. در بررسی دلایل کاهش نسبت فشار می توان گفت که با افزایش زبری دبی عبوری کاهش یافته و با کاهش دبی مقدار سیالی که به پره برخورد می کند کاهش می یابد. با کاهش دبی، لایه مرزی رشد بیشتری پیدا کرده و رشد لایه مرزی سبب می شود تا اختلاف سرعت سیال در دو طرف پره کاهش یابد و در نهایت کاهش بارگذاری را به دنبال دارد. از دلایل کاهش بازدهی هم می توان به رشد لایه مرزی در سطح مکشی تیغه ها اشاره نمود که باعث می شود جریانات ثانویه بیشتر شود.

هندسه های جدید مورد مطالعه

با توجه به نتایج مشاهده می شود که می شود که در مقادیر منجینی های عملکرد اختلاف زیادی بین روش های پایا و گذار وجود ندارد و بیشتر در خطوط همتراز می توان تفاوت ها را مشاهده نمود. چون هزینه محاسباتی روش های گذار بالا و مقرون به صرفه نبود، بنابراین برای کاهش هزینه محاسباتی از روش دائم طبقه برای تغییرات هندسی استفاده شد. در حالت ۵ که مربوط به افزایش فاصله محوری بین تیغه ها است و هدف بررسی دنباله است از روش گذرای تبدیل پروفیل استفاده شده است. تغییرات اعمال شده هندسی مطابق با جدول ۷ هست. برای بررسی شبکه نیز از چندین نوع تراکم استفاده شده که طبق جدول ۸ از شبکه های مورد نظر استفاده شد. در جدول ۹ نتایج تغییرات هندسی در مقایسه با نتایج آزمایشگاهی آمده است.



حالت (۴) و (۵)

در حالت (۴) کاهش در دبی جرمی، بازدهی و نسبت فشار را داریم که ناشی از کاهش سطح مقطع جریان عبوری است. در حالت (۴) برای دبی جرمی، بازده و نسبت فشار به ترتیب ۰/۷۲، ۱/۶۲ و ۱/۵۳ درصد کاهش مشاهده می‌شود. در شکل ۱۹ کانتورهای آنترابی حالت (۵) در کنار حالت مینا (حالت اعتبارسنجی شده به روش PT) آمده است. با توجه به کانتورها مشاهده می‌شود که در داخل لایه‌مرزی نرخ انتقال دنباله در طرف سطح مکشی نسبت به طرف فشار بزرگ‌تر است. اثرات دنباله تیغه روتور را در ردیف استاتور می‌توان دنبال نمود که در حالت (۵) این دنباله‌ها دارای ضخامت و توسعه‌یافتگی بیشتری هستند. در حالت (۵) لایه‌مرزی استاتور دارای نوسانات بیشتری است که ناشی از رشد بیشتر دنباله روتور است که در حالت مینا کمتر دیده می‌شود.

کاهش ۰/۳۱ در بازدهی را داریم که دارای دو دلیل است. دلیل اول مربوط به افزایش دبی جرمی به مقدار ۰/۲۵ درصد است که مقدار جریان ثانویه را افزایش می‌دهد و دلیل دوم مربوط به توسعه دنباله‌های روتور در ردیف استاتور است که باعث شده لایه‌مرزی استاتور را تحت تأثیر قرار داده و بزرگ‌تر کند و اثر متقابل این قطعات دنباله روتور با لایه‌مرزی تیغه استاتور، باعث تلفات بیشتر در استاتور می‌شود. کاهش ۱/۲۹ درصد در نسبت فشار مشاهده می‌شود که ناشی از رشد لایه‌مرزی حول سطوح مکشی و فشار تیغه استاتور است که باعث می‌شود بارگذاری کاهش یابد. همان‌طور که در شکل ۱۹ فریم ۳ قابل‌مشاهده هست می‌توان اختلاف برخورد دنباله به لبه حمله استاتور را در دو حالت مشاهده نمود که در مدل نزدیک به همدیگر قطر حباب قابل‌مشاهده بوده ولی در مدل دور از هم، حباب ناشی از برخورد دنباله

جدول ۸- استقلال از شبکه برای تغییرات هندسه

حالات	شماره شبکه	تعداد المان	نسبت دما	نسبت فشار	بازدهی
۱	(۱)	۶۱۷۶۹۵	۱/۲۰۶۴	۱/۷۳۹۳	۸۳/۷۹۷۸
۲	(۲)	۸۴۴۲۳۹	۱/۲۰۶۴	۱/۷۳۹۵	۸۳/۸۵۴۶
۳	(۳)	۱.۱۱۱.۰۷۸	۱/۲۰۶۱	۱/۷۳۹۸	۸۳/۹۴۲۸
۴	(۴)	۱.۲۱۶.۱۸۷	۱/۲۰۶۰	۱/۷۳۹۹	۸۴/۱۰۳۷
۵	(۵)	۱.۵۲۳.۲۹۴	۱/۲۰۵۹۷	۱/۷۴۰۳	۸۴/۱۱۹۹
۶	(۶)	۱.۶۴۷.۶۲۰	۱/۲۰۵۹۵	۱/۷۴۰۴	۸۴/۱۲۵۸
۷	(۷)	۲.۰۱۵.۶۷۴	۱/۲۰۵۹	۱/۷۴۰۳	۸۴/۰۶۸۲
۸	(۸)	۲.۴۰۲.۷۳۲	۱/۲۰۵۹	۱/۷۴۰۳	۸۴/۰۶۸۴
۹	(۹)	۲.۸۱۰.۲۳۱	۱/۲۰۵۹	۱/۷۴۰۳	۸۴/۰۶۸۴

حالت (۶) الی (۹)

برای بررسی زاویه پیچش چهار حالت بررسی شده است. در اعمال پیچش تغییر زاویه از ریشه تا نوک به صورت یکسان تغییر کرده است که درواقع زاویه نصب پرها تغییر کرده است. در شکل های ۱۶ الی ۱۸ درصد اختلاف دبی جرمی، بازدهی و نسبت فشار باحالت آزمایشگاهی آورده شده است. همان طور که از نتایج پیداست، با پیچش منفی پره (ساعتگرد) از حالت مبنا در حالات (۹)، (۷) و (۸) میزان دبی عبوری کاهش یافته و درنتیجه کاهش نسبت فشار، و بازدهی مقداری افزایش داشته است، که دلیل افزایش بازدهی کاهش جریان های ثانویه از ریشه به سمت نوک تیغه در سمت مکش تیغه ها است.

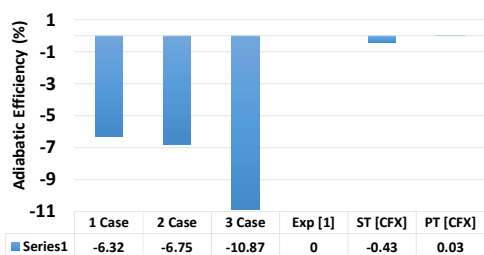
تیغه روتور وجود ندارد. از فریم ۱۱ به بعد در شکل ۱۹ نوسانات جریان در لایه مرزی سطح مکشی استاتور در حالت فاصله محوری زیاد، بزرگ تر است.

جدول ۷- تغییرات هندسی جدید مورد مطالعه

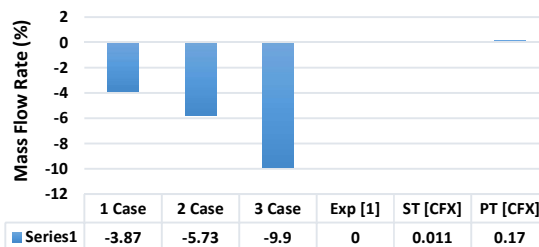
حالات	نماد	توضیح	روش حل
حالت ۱	+	ایجاد زبری در سطح تیغه به مقدار ۷۵ میکرومتر	ST
حالت ۲	△	ایجاد زبری در سطح تیغه به مقدار ۵۰ میکرومتر	ST
حالت ۳	□	ایجاد زبری در سطح تیغه به مقدار ۱۰۰ میکرومتر	ST
حالت ۴	△	ایجاد شعاع به مقدار ۰/۵ سانتی متر در ریشه روتور و نوک استاتور	ST
حالت ۵	×	ایجاد گپ محوری و عقب بردن استاتور به مقدار ۱۵ میلی متر	PT
حالت ۶	○	پیچش پاد ساعتگرد مقاطع روتور و استاتور به مقدار دو درجه	ST
حالت ۷	—	پیچش ساعتگرد مقاطع روتور و پاد ساعتگرد مقاطع استاتور به مقدار دو درجه	ST
حالت ۸	—	پیچش ساعتگرد مقاطع روتور و پاد ساعتگرد مقاطع استاتور به مقدار چهار درجه	ST
حالت ۹	◇	پیچش ساعتگرد مقاطع روتور و استاتور به مقدار دو درجه	ST

جدول ۹- مقایسه نتایج عددی تغییرات هندسی جدید با نتایج آزمایشگاهی [۱]

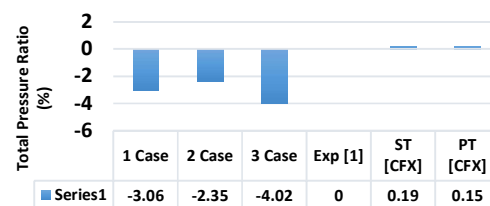
روش و حالات	نماد	دبی جرمی Kg/sec	نسبت دبی جریان $\frac{\dot{m}}{\dot{m}_{choke}}$	نسبت فشار	نسبت دما	بازدهی آدیاباتیک	توربولانس
آزمایشگاهی [۱]	◇	۲۰/۸۲	۰/۹۹۳۷	۱/۸۴۲	۱/۲۲۵	۸۴/۵	SST
ST مبنا	□	۲۰/۸۲۲۳	۰/۹۹۳۹	۱/۸۴۵۶	۱/۲۲۹۵	۸۴/۱۳۴۹	SST
حالت ۱	+	۲۰/۰۱۲۳	۰/۹۵۵۲	۱/۷۸۵۶	۱/۲۳۸۶	۷۹/۱۵۶۳	SST
حالت ۲	△	۱۹/۶۲۶۳	۰/۹۳۶۸	۱/۷۹۸۶	۱/۲۳۴۴	۷۸/۷۹۳۲	SST
حالت ۳	□	۱۸/۷۵۸۴	۰/۸۹۵۳	۱/۷۶۷۸	۱/۲۳۵۹	۷۵/۳۰۶۷	SST
حالت ۴	△	۲۰/۶۶۸۶	۰/۹۸۶۵	۱/۸۱۳۸	۱/۲۲۴۸	۸۲/۱۲۳۴	SST
PT مبنا	*	۲۰/۸۵۷۰	۰/۹۹۵۵	۱/۸۴۴۸	۱/۲۲۸۲	۸۴/۵۲۷۱	SST
حالت ۵	×	۲۰/۸۷۴۰	۰/۹۹۶۳	۱/۸۱۸۲	۱/۲۲۳۶	۸۴/۱۸۰۸	SST
حالت ۶	○	۲۱/۰۱۴	۱/۰۰۳	۱/۸۶۹۴	۱/۲۴۰۱	۸۲/۱۲۱۶	SST
حالت ۷	—	۱۹/۸۴۰۷	۰/۹۴۷۰	۱/۸۰۵۳	۱/۲۱۸۲	۸۴/۹۶۲۸	SST
حالت ۸	—	۱۹/۰۶۷	۰/۹۱۰۱	۱/۷۷۳۷	۱/۲۰۹	۸۵/۸۵۷۱	SST
حالت ۹	◇	۱۹/۹۴۷۱	۰/۹۵۲۱	۱/۷۹۹۲	۱/۲۱۷۲	۸۴/۶۷۳۸	SST



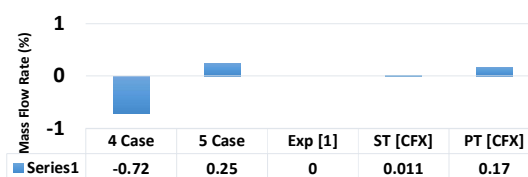
شکل ۱۱- درصد اختلاف نتایج بازدهی حالت (۱) الی (۳) نسبت به حالت آزمایشگاهی [۱]



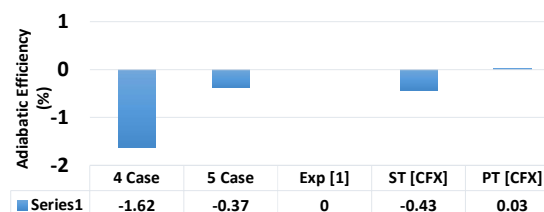
شکل ۱۰- درصد اختلاف نتایج نرخ دبی جرمی حالت (۱) الی (۳) نسبت به حالت آزمایشگاهی [۱]



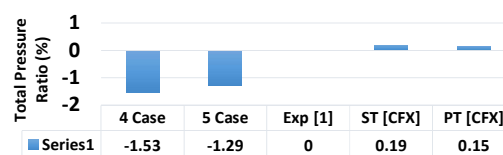
شکل ۱۲- درصد اختلاف نتایج نسبت فشار حالت (۱) الی (۳) نسبت به حالت آزمایشگاهی [۱]



شکل ۱۳- درصد اختلاف نتایج نرخ دبی جرمی حالت (۴) الی (۵) نسبت به حالت آزمایشگاهی [۱]



شکل ۱۴- درصد اختلاف نتایج بازدهی حالت (۴) و (۵) نسبت به حالت آزمایشگاهی [۱]



شکل ۱۵- درصد اختلاف نتایج نسبت فشار حالت (۴) و (۵) نسبت به حالت آزمایشگاهی [۱]

در حالت پیش‌پیش مثبت پره (پادساعتگرد) از حالت مبنا حالت (۶) میزان دبی عبوری افزایش یافته در نهایت، نسبت فشار ۱/۴۶ درصد افزایش و بازدهی ۲/۸۱ درصد کاهش داشته است که دلیل آن افزایش جریان‌ات ثانویه است. کاهش و افزایش دبی ناشی از کاهش و افزایش سطح مقطع عبوری جریان در بین پره‌ها است. کمترین سطح مقطع عبوری جریان مربوط به حالت (۸) است که دبی عبوری ۸/۴۱ درصد کاهش داشته و بیشترین سطح مقطع عبوری مربوط به حالت (۶) با افزایش ۱/۰۴ درصدی دبی عبوری همراه است. نسبت فشار به بارگذاری روی پره مربوط است. با تغییر زاویه نصب و افزایش آن، دبی عبوری کاهش می‌یابد. با کاهش دبی، مقدار سیالی که به پره برخورد می‌کند کاهش یافته و این کاهش سبب می‌شود تا سرعت جریان‌های عبوری از طرفین روتور کاهش یابد و بارگذاری پره‌ها به این سرعت‌ها وابسته است. با کاهش دبی، لایه مرزی رشد بیشتری پیدا کرده و رشد لایه مرزی سبب می‌شود تا اختلاف سرعت سیال در دو طرف پره کاهش یابد و در نهایت کاهش بارگذاری را به دنبال دارد. از سوی دیگر، با افزایش زاویه نصب، بارگذاری کاهش می‌یابد. اما، همان‌طور که مشاهده می‌شود، اثر کاهش بارگذاری در اثر کاهش دبی، نسبت به اثر افزایش بارگذاری ناشی از افزایش زاویه نصب، بیشتر بوده و در نهایت منجر به

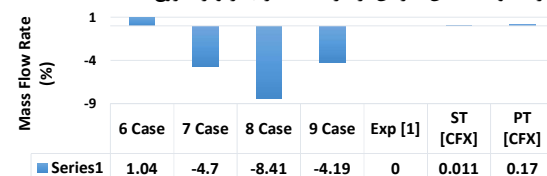
کاهش بارگذاری و کاهش نسبت فشار شده است. مسئله مهم‌تری که در تغییر زوایای نصب روتور مطرح می‌شود مسئله زاویه خروج جریان است که اگر زیاد باشد مؤلفه چرخشی جریان در خروجی روتور زیادتر شده و مستقیم کردن آن برای استاتور دشوارتر می‌شود. از آنجایی که در ردیف بعد استاتور ردیف تیغه روتور بعدی است باید تا حد امکان جریان یکنواخت و مستقیم به ردیف بعدی وارد شود و این مسئله در استاتور مهم‌تر است. در شکل ۲۱ زاویه مؤلفه چرخشی جریان در خروجی روتور برای حالات (۶) الی (۹) نسبت به حالت مبنا (حالت اعتبارسنجی شده به روش ST) آمده است. همان‌طور که دیده می‌شود حالت (۹) کمترین زاویه و در نتیجه کمترین مؤلفه چرخشی را در خروجی روتور ایجاد می‌کند. طبق شکل ۲۲ در خروجی استاتور نیز کمترین مؤلفه چرخشی را حالت (۹) ایجاد کرده است. به ترتیب کمترین مؤلفه چرخشی در خروجی روتور:

حالات (۹) > ST Base > (۷) > (۸) > (۶)

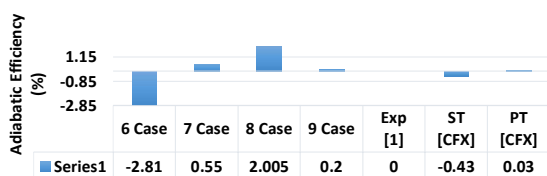
به ترتیب کمترین مؤلفه چرخشی در خروجی استاتور:

حالات (۹) > ST Base > (۷) > (۶) > (۸)

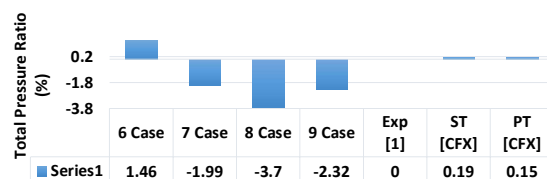
در بین حالت بررسی شده برای پیش‌پیش، حالت (۹) نتایج بهتری در مستقیم کردن جریان در خروجی طبقه داشته است. با توجه به کانتورهای آنتروپی در شکل ۱۷ می‌بینیم که در حالت (۶) به علت پیش‌پیش پاد ساعتگرد تیغه محل برخورد جریان در سطح مکش عقب‌تر رفته و جدایش جریان از درصد کمتری از وتر شروع شده است.



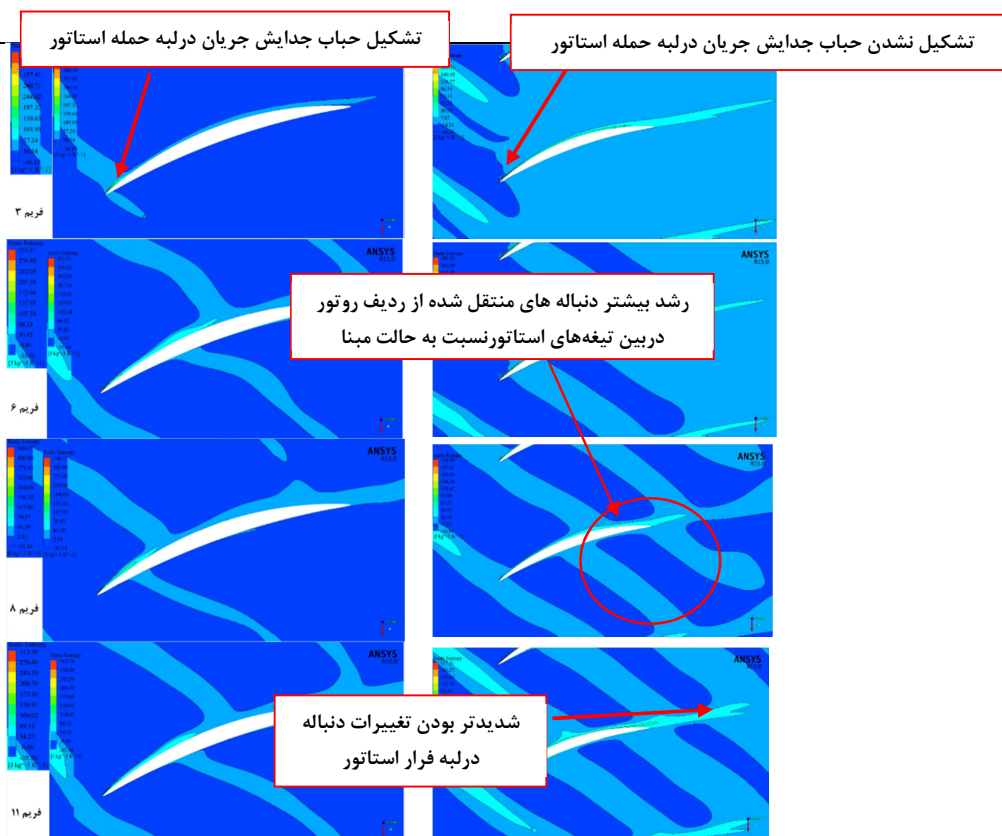
شکل ۱۶- درصد اختلاف نتایج دبی جرمی حالت (۶) الی (۹) نسبت به حالت آزمایشگاهی [۱]



شکل ۱۷- درصد اختلاف نتایج بازدهی حالت (۶) الی (۹) نسبت به حالت آزمایشگاهی [۱]

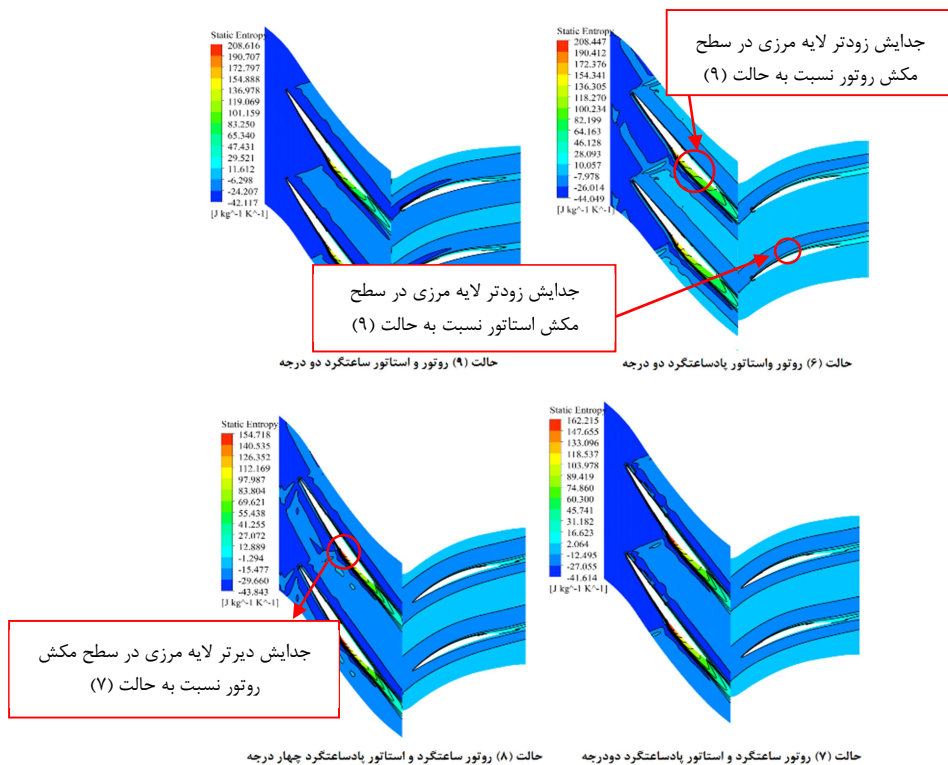


شکل ۱۸- درصد اختلاف نتایج نسبت فشار حالت (۶) الی (۹) نسبت به حالت آزمایشگاهی [۱]

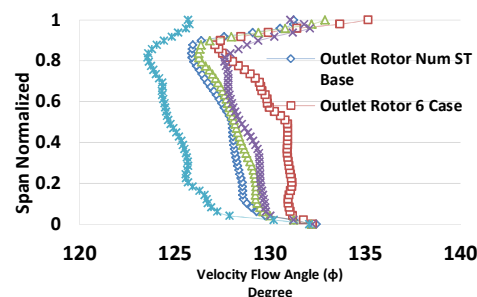


الف) حالت (۵) (ورود جریان از چپ به راست) ب) حالت مبنا (ورود جریان از چپ به راست)

شکل ۱۹- کانتور آنتروپی در اسپن ۵۰ درصد برای حالت (۵) و مبنا



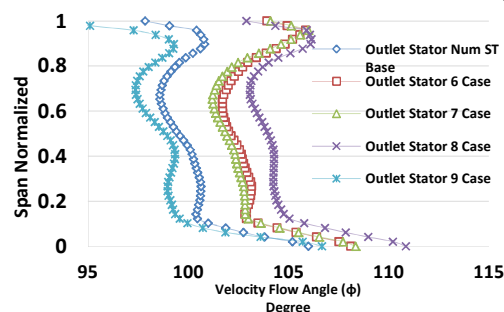
شکل ۲۰- کانتور آنتروپی در اسپن ۵۰ درصد برای حالت (۶) الی (۹)



شکل ۲۱- زاویه مؤلفه چرخشی سرعت برای خروجی روتور حالت (۶) الی (۹)

نتیجه‌گیری

به‌طور کلی در مورد شبیه‌سازی جریان می‌توان گفت که روش‌های گذرا از جمله TT و PT دارای دقت بیشتری در شبیه‌سازی جریان عبوری از سطح مشترک هستند، که یکی از دلایل آن محاسبه دقیق گام‌های زمانی و زمان عبور یک پاساژ تیغه است، سپس از روش‌های پایا به ترتیب ST و FR دارای دقت بیشتری بودند که روش FR به دلیل پیش‌بینی کمتر دبی عبوری و ضعیف‌تر محل امواج ضربه‌ای بیشتر برای یک ردیف تیغه نتایج مناسب‌تری دارد تا دو ردیف، و روش‌های پایا برای حدس‌های اولیه سریع در مورد جریان، روش‌های پایا مناسب‌ترند. بررسی خطوط جریان در گذر از روتور نشان داد که گردابه‌های نشی در نوک روتور و ریشه استاتور نیز از دیگر منابع افت در طبقه کمپرسور به شمار می‌روند. استفاده از پره‌های استاتور در خروجی تأثیر زیادی بر جریان چرخشی خروجی از روتور داشته و موجب کاهش مؤلفه چرخشی (V_t) جریان می‌گردد. موج ضربه‌ای ایجادشده در نوک روتور زمان برخورد با گردابه نشی نوک فرم خطی خود را از دست می‌دهد.



شکل ۲۲- زاویه مؤلفه چرخشی سرعت برای خروجی استاتور حالت (۶) الی (۹)

در قسمت تغییرات هندسی می‌توان به نتایج زیر اشاره نمود:

ایجاد زبری در سطح پره‌ها باعث می‌شود که مقدار دبی عبوری کاهش، ضخامت لایه مرزی تیغه بزرگ‌تر و در نتیجه نسبت فشار و بازدهی کاهش یابند. مقدار شعاع ایجادشده در ریشه روتور و نوک استاتور تأثیر چندانی در پارامترها ندارد، و فقط باعث مقدار کمی کاهش در دبی، و مقدار کمی افزایش در بازده به علت کاهش جریانات ثانویه می‌شود. در حالت فاصله محوری بیشتر کمی افزایش دبی، و در بقیه پارامترها کاهش داشتیم که بنا به دلایل گفته‌شده مفید نبود. به‌طور کلی به خاطر اثرات مضر دنباله روتور و اینکه در حالت فاصله محوری بیشتر توسعه یافتگی در دنباله‌ها را داریم، روتور و استاتور هر چه به هم نزدیکتر کوپل شوند نتایج بهتر می‌شوند. در حالت‌های پیچش مقاطع

به‌طور کلی چرخش‌های ساعت‌گرد مساوی کاهش سطح مقطع جریان عبوری، دبی عبوری کمتر، کاهش جریانات ثانویه و افزایش بازدهی بودند که شامل حالت‌های (۷)، (۸) و (۹) بوده که بیشترین مقدار افزایش بازدهی مربوط به حالت ۸ بوده که چرخش ۴ درجه را شامل می‌شد. در حالت پادساعتگرد نیز دبی عبوری افزایش ولی در مقابل جریانات ثانویه بیشتر و باعث کاهش بازده پره‌ها شد. در مورد مولفه چرخشی جریان در خروجی استاتور حالت (۹) مستقیم‌ترین خطوط جریان را در خروجی استاتور نشان داد.

مراجع

- [1] Reid L. and Moore R. D. Design and overall performance of four highly loaded, high speed inlet stages for an advanced high-pressure-ratio core compressor 1978.
- [2] Ben Z. Shan Y. Ce. C., Mingxu Q. and Mi Z. Unsteady flow variability driven by rotor-stator interaction at rotor exit *Chinese Journal of Aeronautics*, Vol. 25, pp. 871-878, 2012.
- [3] Yao H. Yan P. and Han W. Numerical investigation of influence of rotor/stator interaction on blade boundary layer flow in a low speed compressor, *Journal of Thermal Science*, vol. 20, pp. 39-46, 2011.
- [4] Hathaway M. D. Suder K. L. Okiishi T. H. Strazisar A. J. and Adamczyk J. J. Measurements of the Unsteady Flow Field within the Stator Row of a Transonic Axial-Flow Fan. II-Results and Discussion, *Gag Turbine Conference and Exhibition, ASME-87-GT-227* 1987.
- [5] Cherrett M. A. and Bryce J. D. Unsteady Viscous Flow in a High Speed Core Compressor, *International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, ASME-91-GT-91*, 1991.
- [6] Deutsch S. and Zierke W. C. The Measurement of Boundary Layers on a Compressor Blade in Cascade: Part 2—Suction Surface Boundary Layers, *Journal of turbomachinery*, Vol. 110, pp. 138-145, 1988.
- [7] Lieber L. Fluid dynamics of turbomachines, *MECHANICAL ENGINEERING-NEW YORK AND BASEL-MARCEL DEKKER*, pp. 43-94, 2003.
- [8] Pouagare M. Galmes J. and Lakshminarayana B. An experimental study of the compressor rotor blade boundary layer, *Journal of engineering for gas turbines and power*, Vol. 107, pp. 36. 1985, 372-4
- [9] Dring R. P. and Spear D. A., The effects of wake mixing on compressor aerodynamics, *Journal of turbomachinery*, Vol. 113, pp. 600-607, 1991.
- [10] Strazisar A. J. Wood J. R. Hathaway M. D., and Suder K. L. *Laser anemometer measurements in a transonic axial-flow fan rotor* vol. 2879: National Aeronautics and Space Administration, Office of Management, Scientific and Technical Information Division, 1989.
- [11] Prato J. and Lakshminarayana B. Investigation of compressor rotor wake structure at peak pressure rise coefficient and effects of loading, *Journal of turbomachinery*, Vol. 115, pp. 487-500, 1993.
- [12] Arndt N. Blade row interaction in a multistage low-pressure turbine, *Journal of turbomachinery*, Vol. 115, pp. 137-146, 1993.
- [13] Collie J. Moses H. Schetz J. and Gregory B. Recent advances in simulating unsteady flow phenomena brought about by passage of shock waves in a linear turbine cascade, in *ASME 1992 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition*, 19, 99 pp. V001T01A002-V001T01A002.
- [14] Benini E. and Biollo R. Aerodynamics of swept and leaned transonic compressor-rotors, *Applied energy*, Vol. 84, pp. 1012-1027, 2007.
- [15] Egorov Y. and Menter F. Development and application of SST-SAS turbulence model in the DESIDER project, in *Advances in Hybrid RANS-LES Modelling*, ed: Springer, 2008, pp. 261-270.
- [16] ANSYS, "ANSYS CFX-Solver Modeling Guide," 2014.
- [17] ANSYS, "ANSYS CFX-Solver Theory Guide".
- [18] Simoes M. R. Montojos B. G. Moura N. R. and Su J. Validation of turbulence models for simulation of axial flow compressor, in *20th International Congress of Mechanical Engineering*, 2009.