بسم الله الرحمن الرحيم

دانشکده مهندسی مکانیک

بررسی اثرات زبری، خوردگی و رسوب بر عملکرد یک کمپرسور گریز از مرکز

نگارش
یحیی آقایاری

استاد راهنما : محمد رضا علیگودرز
استاد مشاور: شعبان علیاری شوره دلی

پایان‌نامه برای دریافت درجه کارشناسی ارشد
در رشته مهندسی مکانیک گرایش تبدیل انرژی

تیر ۱۳۹۱

بسمه تعالی

مدیریت تحصیلات تکمیلی

تعهد نامه اصالت اثر

اینجانب **یحیی آقایاری** متعهد می‌شوم که مطالب مندرج در این پایان نامه حاصل کار پژوهشی اینجانب است و دستاوردهای پژوهشی دیگران که در این پژوهش از آن استفاده شده است، مطابق مقررات ارجاع و در فهرست منابع و مأخذ ذکرگردیده است. این پایان نامه قبلاً برای احراز هیچ مدرک هم سطح یا بالاتر ارائه نشده است. در صورت اثبات تخلف(در هر زمان) مدرک تحصیلی صادر شده توسط دانشگاه از اعتبار ساقط خواهد شد.

کلیه حقوق مادی و معنوی اثر متعلق به دانشگاه شهید رجایی می‌باشد.

امضاء

یحیی آقایاری

تاییدیه هیات داوران

تقدیر و تشکر

بر خود لازم می‌دانم از راهنمائی های گرانبهای استاد بزرگوارم آقای دکتر محمد رضا علیگودرز که مرا در انجام این تحقیق بسیار یاری نمود و همچنین از مساعدت آقای دکتر شعبان عیاری تشکر نمایم. در ادامه از همکاری و همدلی صمیمانه آقای مهندس هادی کرابی تشکر می نمایم.

چکیده

جریان واقعی درون کمپرسور سه بعدی و کاملا آشفته است که علت آن هندسه پیچیده، لزجت جریان و سرعت بالای آن می‌باشد. از این رو برای تحلیل و شناخت صحیح جریان سعی می‌شود که میدان جریان درکمپرسور به صورت سه بعدی تحلیل شود. در این تحقیق ابتدا سعی در مدل کردن کمپرسور دوطبقه با توجه به شرایط مرزی و خواص سیال با نرم افزار CFX می شود و پس از اطمینان از صحت شبیه سازی با داده های شرکت سازنده کمپرسور ادامه کار صورت می گیرد.

در این تحقیق اثرات عیوب رسوب و خوردگی بر روی کارکرد یک کمپرسور گریز از مرکز بررسی می گردد، این عیوب با کمک شبیه سازی عددی مدل می شوند. در شبیه سازی های عددی اثر هر یک از عیوب بر روی هندسه کمپرسور اعمال شده و اثر آن عیب بر عملکرد کمپرسور به دست می آید. برای رسوب ما زبری و سطح مقطع پره را افزایش می دهیم و برای خوردگی زبری را افزایش و سطح مقطع پره را کم می کنیم. همانطور که در ادامه می آید شاهد هستیم که اثر رسوب باعث کاهش بیشتر بازده و نسبت فشار کمپرسور نسبت به خوردگی می‌شود.

کلمات کلیدی: *کمپرسور گریز از مرکز ، رسوب ، خوردگی ، زبری*

فهرست مطالب

۱ فصل اول مقدمه و طرح مسئله ۱

۱-۱ توربوماشین ها ۲

۱-۲ کاربرد توربوماشینها ۳

۱-۳ تاریخچه کمپرسور گریز از مرکز ۳

۱-۴ مروری بر ادبیات فن ۴

۱-۵ اهداف تحقیق ۱۰

۲ فصل دوم کمپرسور گریز از مرکز ۱۱

۲-۱ ساختارکمپرسور گریز از مرکز ۱۲

۲-۱-۱ چهار بخش اصلی تشکیل دهنده کمپرسور گریز از مرکز ۱۲

۲-۲ منحنی عملکرد و سرج ۲۲

۲-۳ کمپرسور چند طبقه ۲۳

۲-۴ محدودیت های سرعت ورودی ۲۴

۲-۵ عدد ماخ در دیفیوزر ۲۶
۲-۶ مثلث سرعتها و انتقال انرژی در کمپرسور گریز از مرکز ۲۶
۲-۷ بررسی افزایش دما در یک طبقه کمپرسور گریز از مرکز ۲۹
۲-۸ به دست آوردن روابط بازده آیزنتروپیک و پلی تروپیک و نسبت فشار کمپرسور ۳۲
۳ فصل سوم شبیه سازی ۳۴
۳-۱ مقدمه ۳۵
۳-۲ ساخت هندسه و شبکه بندی ۳۵
۳-۳ بررسی جریان با استفاده از رایانه ۴۲
۳-۳-۱ روش تحلیل جریان ۴۳
۳-۴ معادلات حاکم ۴۶
۳-۴-۱ معادله بقای جرم ۴۷
۳-۴-۲ معادله اندازه حرکت خطی ۴۷
۳-۴-۳ معادله انرژی ۴۷
۳-۴-۴ مدل لزجت گردابه ای ۴۸
۳-۵ زبری ۵۰

۳-۵-۱ سطح صاف و زبر ۵۱
۳-۵-۲ تاثیر زبری روی لایه های مرزی ۵۲
۳-۶ روش حل عددی ۵۳
۳-۷ تعیین شرایط مرزی ۵۳
۳-۸ استقال حل از شبکه ۵۶
۳-۹ نتایج ۵۷
۳-۱۰ اعتبار سنجی روش عددی ۶۴
۴ فصل چهارم مدلسازی عیوب ۶۵
۴-۱ مقدمه ۶۶
۴-۲ بررسی اثر عیوب ۶۷
۴-۳ نتیجه‌گیری ۷۸
۵ فصل پنجم نتیجه گیری ۷۹
۵-۱ مقدمه ۸۰
۵-۲ تحلیل و نتیجه گیری ۸۰
۵-۳ پیشنهات برای پژوهش های بعدی ۸۱

فهرست جداول

جدول ۲-۱ : معایب و مزایای انواع پره ایمپلر ۱۸

جدول ۳-۱ : مقادیر تجربی در معادلات $k-\varepsilon$ ۵۰

جدول ۳-۲ : ترکیب گاز ۶۲

جدول ۴-۱: مقادیر زبری و تغییر ضخامت پره ها ۶۹

جدول ۴-۲: افت نسبت فشار در حالت معیوب اول ۶۹

جدول ۴-۳: افت بازده پلی تروپیک در حالت معیوب اول ۷۰

جدول ۴-۴: افت نسبت فشار در حالت معیوب دوم ۷۰

جدول ۴-۵: افت بازده پلی تروپیک در حالت معیوب دوم ۷۰

فهرست شکل ها

شکل ۲-۱ کمپرسور گریز از مرکز یک طبقه به همراه مثلث های سرعت در ورودی و خروجی ایمپلر[۲۴]..... ۱۳

شکل ۲-۲ پره کمپرسور گریز از مرکز[۲۵] ۱۴

شکل ۲-۳ ایندیوسر کمپرسور گریز از مرکز[۲۶] ۱۵

شکل ۲-۴ جریان در کانال ایمپلر [۲۶] ۱۶

شکل ۲-۵ انواع تیغه پره[۲۶] ۱۷

شکل ۲-۶ فشار و سرعت درون یک کمپرسور گریز از مرکز[۲۶] ۱۹

شکل ۲-۷ جریان ورودی به دیفیوزر پره دار[۲۴] ۱۹

شکل ۲-۸ توزیع جریان جت-ویک از یک ایمپلر [۲۶] ۲۱

شکل ۲-۹ منحنی عملکرد کمپرسور در دورهای مختلف ۲۲

شکل ۲-۱۰ اجزاء کمپرسور گریز از مرکز چند طبقه [۲۷] ۲۴

شکل ۲-۱۱ مثلث های سرعت برای (الف) سطح ورودی بزرگ، (ب) سطح ورودی کوچک [۲۴] ۲۵

شکل ۲-۱۲ مثلث های سرعت در ورودی و خروجی پروانه کمپرسور گریز از مرکز ۲۷

شکل ۲-۱۳ اثر β_{2b} و $\frac{C_{r2}}{U_2}$ بر انرژی انتقالی [۲۴] ۲۹

شکل ۲-۱۴ دیاگرام $h-s$ برای یک طبقه کمپرسور گریز از مرکز [۲۴] ۳۰

شکل ۳-۱ نمای نصف النهاری اجزای مختلف کمپرسور ۳۶

شکل ۳-۲ نمای نصف النهاری کمپرسور گریز از مرکز دو طبقه ۳۷

شکل ۳-۳ نمای پره های راهنمای ورودی، ایمپلر و دیفیوزر ۳۸

شکل ۳-۴ هندسه جمع کننده و شبکه بندی سازمان یافته در آن ۳۹

شکل ۳-۵ نمای سه بعدی اجزای کمپرسور به همراه هندسه جمع کننده ۴۰

شکل ۳-۶ نحوه شبکه بندی در پروانه ۴۱

شکل ۳-۷ نحوه شبکه بندی در پره های مستقیم ساز ۴۲

شکل ۳-۸ نمودار خطا بر حسب تکرار در محیط CFX-Solver ۴۵

شکل ۳-۹ مراحل کار نرم افزار CFX ۴۶

شکل ۳-۱۰ روش های معمول اعمال شرایط مرزی در حل های عددی [۳۴] ۵۴

شکل ۳-۱۱ شرایط مرزی ۵۵

شکل ۳-۱۲ نمای نصف النهاری پره [۳۴] ۵۶

شکل ۳-۱۳ نمودار استقلال از مش ۵۷

شکل ۳-۱۴ خطوط جریان سه بعدی از ورودی پره های راهنما تا خروجی ولوت ۵۸

شکل ۳-۱۵ توزیع فشار استاتیک بر روی سطوح پروانه طبقه اول ۵۹

شکل ۳-۱۶ تغییرات فشار سکون در نمای نصف النهاری ۶۰

شکل ۳-۱۷ تغییرات دمای سکون در نمای نصف النهاری ۶۱

شکل ۳-۱۸ منحنی مشخصه های نسبت فشار برای پنج دور مختلف ۶۳

شکل ۳-۱۹ تغییرات راندمان پلی تروپیک برای پنج دور مختلف ۶۳

شکل ۳-۲۰ مقایسه نسبت فشار حاصل از نتایج تجربی و عددی ۶۴

شکل ۳-۲۱ مقایسه بازده حاصل از نتایج تجربی و عددی ۶۴

شکل ۴-۱ بررسی اثر عیوب بر منحنی نسبت فشار ۷۲

شکل ۴-۲ بررسی اثر عیوب بر منحنی بازده ۷۲

شکل ۴-۳ تولید انتروپی در خروجی ایمپلر دوم در حالت سالم در قطر متوسط پره ۷۳

شکل ۴-۴ تولید انتروپی در خروجی ایمپلر دوم در حالت خوردگی در قطر متوسط پره ۷۴

شکل ۴-۵ تولید انتروپی در خروجی ایمپلر دوم در حالت رسوب در قطر متوسط پره ۷۴

شکل ۴-۶ تولید انتروپی در نمای پره به پره ۷۶

شکل ۴-۷ فشار کل در نمای پره به پره ۷۷

فهرست علائم و اختصارات

بازده کمپرسور	η
دما	T
سرعت مطلق	C
دبی جرمی	$\dot{m}$
فشار	P
نسبت فشار کمپرسور	PR
سرعت دورانی روتور	ω
سرعت پره روتور	U
کار	W
ظرفیت گرمایی ویژه فشار ثابت	C_p
نسبت حرارت های ویژه	γ
سطح مقطع	A
ویسکوزیته ی مولکولی	μ
ویسکوزیته ی موثر	μ_{eff}
ویسکوزیته ی جریان مغشوش	μ_t
افت انرژی اغتشاش	ε
تانسور تنش برشی	τ

فصل اول

مقدمه و طرح مسئله

۱-۱ توربوماشین ها

کلمه توربوکلمه ای لاتین است و به اجسام گردنده اتلاق می‌شود. توربوماشین را به عنوان وسیله ای که از جریان پیوسته سیال انرژی می گیرد یا به آن انرژی می دهد، به شکلی که انتقال انرژی ناشی از عمل دینامیکی یک یا چند ردیف تیغه چرخنده روی محور ماشین باشد، می توان تعریف کرد. اساسا ردیف تیغه گردنده یا روتور، آنتالپی سکون سیال عبور کننده را بسته به انتظاری که از ماشین داریم با انجام کار مثبت یا منفی تغییر می دهد. این تغییر آنتالپی با تغییرا ت هم زمان فشار در سیال ارتباط نزدیک دارد.

تعریف عمومی توربوماشین که بصورت بالا به کار رفت، گستره وسیعی از ماشین های تبدیل انرژی را همچون انواع پروانه ها، ملخ کشتی ها، آسیاب های بادی، چرخ های آبی، فن‌های مختلف، انواع پمپ ها، کمپرسور ها، توربین‌های هیدرولیکی، گازی، بخاری و... را پوشش می دهد.

توربوماشین ها را می توان به انواع مختلفی تقسیم بندی کرد، در زیر چهار نوع رایج از این تقسیم بندی ها آورده می شود:

الف) توربوماشین‌ها را از نظر نوع سیال مورد استفاده می‌توان به دو دسته تقسیم کرد، دسته اول توربو ماشین هایی که با جریان ترکم ناپذیر مثل آب، روغن، سوخت مایع و غیره کار می‌کنند. به این توربوماشین ها که چگالی سیال در آنها ثابت می‌ماند توربوماشین‌های هیدرولیکی یا اصطلاحا آبی می‌گویند. نوع دوم توربوماشین ها با جریان تراکم پذیر مثل هوا، بخار و سایر گازها کار می‌کنند و در حین عبور از دستگاه چگالی سیال در اثر تغییر فشار آن تغییر می کند. در برخی موارد به این نوع توربو ماشین‌ها اصطلاحا توربوماشین‌های گرمایی می‌گویند.

ب) از نظر انتقال انرژی، توربوماشین‌ها را می توان به دو دسته مشخص تقسیم کرد: توربوماشین های که قدرت جذب می کنند تا فشار یا ارتفاع سیال را بالا ببرند مانند پمپ ها و کمپرسور ها، و آن هایی که با انبساط سیال و رسیدن به فشار یا ارتفاع کمتر قدرت تولید می کنند مانند انواع توربین های گازی، بخاری، هیدرولیکی [۱].

ج) توربوماشین‌ها به طور گسترده بر اساس توربوماشین‌های لفافه‌دار[1] یا بدون لفافه[2] تقسیم بندی می شوند. توربوماشین‌ها لفافه دار که اعضاء دوار در محفظه محاصره شده اند به طوری که سیال عامل نمی تواند به راحتی به دور لبه‌های پره نفوذ کند، توربین بخاری و پمپ مثال‌هایی از این دست هستند. در غیر این صورت توربوماشین‌ها را بدون لفافه گویند، مانند آسیاب بادی و ملخ هواپیما.

د) تقسیم بندی دیگر بر اساس جهت جریان سیال درون اعضا دوار می‌باشد. اگر جریان ورودی و یا خروجی در راستای شعاع باشد به آن جریان شعاعی، و در صورتی که راستای شعاع به سمت بیرون باشد، ماشین گریز از مرکز می گویند. اگر جریان سیال محوری باشد به آن ماشین جریان محوری می‌گویند. در نهایت اگر جریان در راستای بین محوری و شعاعی باشد به آن ها ماشین جریان مختلط گویند[۲].

۱-۲ کاربرد توربوماشین‌ها

امروزه با نگاهی اجمالی به اطراف خود به سادگی دامنه وسیع کاربرد توربوماشین‌های پیشرفته را در می یابیم که در زیر به مواردی اشاره می گردد:

الف) سیستم‌های پیشران هواپیما، کشتی، بخش هوا فضا و ...

ب) تهویه مطبوع ساختمان‌ها، خودروها و ...

ج) تولید برق در نیروگاه‌ها و توربین‌های بادی

د) انتقال سیالات نظیر پمپ‌ها و ...

ه) برج‌های تقطیر در پالایشگاه‌ها و سایر کاربردهای کلیدی دیگر.

از آنجا توربوماشین ها در زندگی امروز بشر کاربرد فراوانی دارند، از این رو در ابتدا باید طراحی بهینه ای برای این نوع ماشین های دوار صورت گیرد، زیرا طراحی نامناسب توربوماشین، باعث افزایش افت هایی مانند رشد لایه مرزی در پره‌ها و جدایی جریان سیال، افزایش افت برخورد سیال، افزایش افت اصطکاک سطح و ... می شود که نتیجه آن کاهش بازده دستگاه و در نهایت هدر رفتن زمان و هزینه است.

۱-۳ تاریخچه کمپرسور گریز از مرکز

در خلال جنگ جهانی دوم، کاربرد کمپرسور های گریز از مرکز سبب پیشرفت زیادی در توربین های

[1] shrouded
[2] unshrouded

گازی شد. علت آن، نیاز توربین های گازی به مقدار زیاد هوای فشرده بود و برای این منظور کمپرسور های گریز از مرکز، که قبلا برای استفاده در موتور های احتراق داخلی پرسرعت و کوچک بررسی شده بودند، گزینه ای طبیعی بودند. هرچند کمپرسورهای جریان محوری در موتور هواپیماهای جت جایگزین کمپرسورهای گریز از مرکز شده اند، اما این کمپرسور ها در جایی که به کوتاه بودن طول کلی موتور نیاز است و امکان تشکیل رسوب در گذرگاه های هوا وجود دارد مناسب اند، زیرا به سبب طول نسبتا کوتاه گذرگاه هوا ، کاهش عملکرد ناشی از تشکیل رسوب در آنها به اندازه کمپرسور های جریان محوری نیست. کمپرسور گریز از مرکز بیشتر در توربوشارژها یافت می شود و معمولا بر روی همان محور توربین گازی جریان شعاعی، رو به داخل قرار دارد که بوسیله گازهای خروجی موتور حرکت می کند. در این کمپرسور ها، نسبت های فشار ۴ به ۱ برای یک مرحله معمول است و در صورت استفاده از مواد مخصوص با مقاومت بالا در ساخت پروانه، به نسبت فشار ۷ به ۱ نیز می توان دست یافت. در بهترین حالت، بازده این کمپرسور ها حدود ۳ تا ۴ درصد کمتر از کمپرسور های جریان محوری طراحی شده، برای همان شرایط کاری است. اما در دبی های بسیار کم بازده کمپرسور های جریان محوری به سرعت افت می کند. همچنین، رسیدن به دقت های ابعادی لازم برای ساخت تیغه کمپرسور های کوچک جریان محوری مشکل و پر هزینه است. اگر نسبت چگالی در دو طرف کمپرسور کمتر از ۱/۰۵ باشد، از واژه (دمنده) برای این ماشین استفاده می شود. در این حالت، سیال را تراکم ناپذیر در نظر می گیرند. در غیر اینصورت، از معادلات جریان تراکم پذیر باید استفاده شود.

تکمیل کمپرسور گریز از مرکز تا نیمه دهه ۱۹۶۰ ادامه یافت ولی روشن شده بود که در موتورهای بزرگتر برای پیشرانش هواپیماها، کمپرسور جریان محوری مناسب‌تر بوده و با بازده بالاتر کار می کند. در نیمه دهه ۱۹۶۰ نیاز به هلیکوپترهایی که قدرتشان از موتورهای توربین گازی کوچک تامین شود، انگیزه‌ای برای تکمیل سریعتر کمپرسور های گریز از مرکز شد. پیشرفت های فنی در این زمینه طراحان را به فکر کاربرد گسترده تر کمپرسورهای گریز از مرکز انداخت[۳].

۱-۴ مروری بر ادبیات فن

در سال‌های اخیر پیش بینی، طراحی و تحلیل عملکرد توربوماشین‌ها به دلیل اهمیت آن ها در صنعت و به واسطه افزایش قدرت کامپیوترها و دقت روش‌های عددی، پیشرفت قابل توجهی پیدا کرده است. ترکیب روش‌های عددی و اندازه‌گیری‌های تجربی ابزار مکملی برای شبیه‌سازی میدان جریان و به دست آوردن منحنی مشخصه توربو ماشین‌ها به وجود آورده است.

با افزایش سرعت و حافظهٔ کامپیوترها از سال ۱۹۶۰ مدلهای جریان مغشوش اساس مدل سازی جریان

آشفته شدند. زیرا این مدل ها بر اساس حل تکراری داده ها تا رسیدن به همگرایی نتایج استوار است و این حل بدون وجود کامپیوتر ها بسیار زمان بر می باشد [۴].

روش انحنای خط جریان در دهه ۶۰ مورد توجه بود و برای آنالیز میدان جریان در توربوماشین ها کُد های کامپیوتری بسیاری نوشته شد. این روش به صورت آنالیز مستقیم جریان بوسیله محاسبات تکراری روی تصویر خطوط جریان در یک صفحه تعریف شده، به عنوان مثال صفحه نصف النهاری می‌باشد. این کد نویسی بصورت حل یک بعدی بوده است. فرضیات استفاده شده در بیشتر این کد ها تقارن محوری، غیرلزج و آدیاباتیک بودن جریان بود و نتایج حاصل وابسته به تصحیحات مربوط به افت و انطباقشان با داده های تجربی بودند.

در اواسط دهه ۷۰ روش اجزاء محدود مورد توجه قرار گرفت. روش حجم محدود نیز اخیراً در تحلیل سه بعدی و یا روی صفحهٔ نصف النهاری استفاده شده است. این روش نیز مانند روش تفاضل محدود برای هندسه‌های پیچیده کاربرد فراوان دارد. از کارهای انجام شده توسط این روش می‌توان به کارهای دِنتون و سای (۱۹۷۹)، فارن و ویرلو (۱۹۷۷) و کیماسوو (۱۹۷۸) اشاره کرد [۵].

چن و همکارانش با استفاده از روش مدلسازی یک بعدی عملکرد یک کمپرسور محوری یک طبقه را بررسی کرده و با تغییر زاویه مطلق جریان ورودی و خروجی روتور، بازده کمپرسور را افزایش دادند. وی نشان داد که در صورتی که انحنای لبه ابتدایی پره ها زیاد باشد امکان ایجاد سرعت حداکثر نامناسب در لبه ها وجود دارد که این امر باعث کاهش راندمان کلی کمپرسور می گردد. فردریش و همکارانش جریان لایه مرزی در دو نوع استاتور با طراحی متفاوت برای یک کمپرسور محوری یک طبقه و تاثیر آن در عملکرد کمپرسور را به صورت تجربی مورد مطالعه قرار دادند و نتایج حاصل را با هم مقایسه کردند. بر طبق این نتایج با افزایش تعداد پره های استاتور هر چند بازده هر پره کاهش می یابد ولی تغییر جهت متوسط سرعت سیال عبوری از بین پره ها بیشتر شده در نتیجه انرژی تبادل شده بین سیال و روتور افزایش می یابد [۴].

ویتفیلد و همکارانش به بررسی پارامترهای طراحی و تاثیر آن ها روی مشخصات جریان در ورودی و خروجی کمپرسور گریز از مرکز با نسبت فشار بالا پرداختند. در این کار نمودارهای بسیار ارزنده ای برای نشان دادن تغییرات عدد ماخ نسبی ورودی به پروانه و عدد ماخ مطلق خروجی نسبت به زاویه پره در ورودی و خروجی رسم شده است، که برای طراحی کمپرسور بسیار مفید می‌باشد. بر طبق نتایج به دست آمده افزایش ضخامت لبه انتهایی پره ها سبب افزایش افت می گردد [6].

بیکر و همکارانش به بهینه سازی مدل سه بعدی یک پمپ گریز از مرکز به همراه جمع کننده آن توسط کد CFX پرداختند. ابتدا پروانه با مش سازمان یافته مدل سازی سه بعدی شد و سپس تحلیل حساسیت نسبت به شبکه و مدل آشفتگی انجام گرفت. برای جمع کننده از مش غیرسازمان یافته استفاده شد و اینترفیس پروانه و جمع کننده مورد بحث قرار گرفت. در بعضی تیغه ها کاویتاسون در شرایط خاص مشاهده گشت. در این پژوهش از هر سه مدل آشفتگی k-ω و k-ε و SST استفاده شد و طبق نتایج اختلاف این سه

مدل بسیار ناچیز می‌باشد، همچنین توزیع فشار غیر یکنواخت در اطراف پروانه که تابعی از دبی جرمی بود مشاهده شد [7].

در سال های اخیر در ایران نیز کارهای پژوهشی بسیاری در راستای مدل سازی و بهینه سازی توربوماشین‌ها و همچنین تحلیل و آنالیز جریان انجام گرفته است که به چند مورد در زمینه کمپرسورهای محوری و گریز از مرکز اشاره می کنیم.

در سال ۱۳۷۴ آرش فرامرزی با راهنمایی دکتر مسگر پور طوسی در دانشگاه امیرکبیر پایان نامه کارشناسی ارشد خود را تحت عنوان بررسی شبه سه بعدی جریان در مجاری بین پره‌های یک توربوماشین به روش انحنای خطوط جریان انجام داد. در این پروژه کدی به زبان سی نوشته شد که روش انحنای خط جریان را مورد بررسی قرار داد. مقایسه نتایج با داده های تجربی هم خوانی خوبی را نشان داد. لازم به ذکر است در سال های بعد همین کد به زبان های سی پلاس پلاس و سپس با زبان ویژوال سی بهینه شد [۵].

در سال ۱۳۷۷ فعالیتی در زمینه تحلیل جریان سیال بین پره‌های کمپرسور جریان محوری در دانشگاه علم و صنعت توسط احمد حسینی به راهنمایی دکتر تقوی انجام شد، در این پروژه با فرض دو بعدی و جریان غیرلزج به روش حجم محدود به حل معادلات جریان در بین پره‌های کمپرسور محوری توسط کد نویسی پرداخته شد. بر طبق نتایج، غیر لزج فرض کردن جریان باعث ایجاد اختلاف زیاد بین نتایج شبیه سازی و نتایج تجربی گردیده است[۸].

در سال ۱۳۸۰ پروژه ای با عنوان حل عددی جریان سیال بین پره‌های روتور کمپرسور محوری توسط علی مرتضوی با راهنمایی دکتر صنایع انجام شد. در این پروژه به بررسی جریان دو بعدی بین پره‌های کمپرسور محوری در استاتور و روتور توسط نرم افزار فلوئنت و بررسی قابلیت‌های این نرم افزار پرداخته شده است. در ابتدا جریان حول پره ناکا۱۰۰۱۲[1] مورد توجه بوده که سپس در مرحله بعدی جریان دو بعدی حول استاتور به وسیله‌ی مدل k-ε مورد بررسی قرار گرفته که با نتایج تجربی مقایسه شد. بر طبق نتایج به دلیل نادیده گرفتن برخی افت ها در تحلیل دو بعدی میزان نسبت فشار و راندمان بیشتر از مقادیر تجربی پیش بینی گردید [۹].

در سال ۱۳۸۵ نیز پایان نامه ای با عنوان بهینه‌سازی عملکرد کمپرسور محوری با استفاده از یک روش ریاضی توسط هادی ثنایی کیا، با راهنمایی دکتر مسگرپور طوسی در دانشگاه امیر کبیر انجام شد. این پایان نامه در راستای بهینه سازی عملکرد کمپرسور تدوین شد. ابتدا یک روش برای حل جریان در کمپرسور (روش انحنای خط جریان) انتخاب شد. اما پارامترهایی نیز به عنوان متغیر طراحی استفاده شد و تاثیر آنها بطور جداگانه و همچنین با هم بررسی شد. پارامترهایی مانند مقدار یکپارچگی، نسبت ضخامت ماکزیمم و شعاع ریشه به عنوان متغیر طراحی در نظر گرفته شدند. در نهایت مقدار تغییر راندمان و مقادیر جدید متغیرهای طراحی بدست آمد [۱۰].

[1] NACA0012