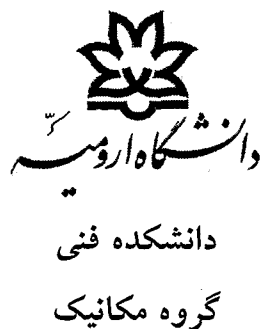


بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

1A1V8

۸۷/۱/۱۰۴۹۳۱  
۸۷-۱۲-۲۱



پایان نامه برای دریافت درجه کارشناسی ارشد  
در رشته مهندسی مکانیک

# بررسی عددی میدان جریان و انتقال حرارت کانال های خنک کننده ریب دار دوار در پره های توربین گاز

مهرداد مهروند

اساتید راهنما:

دکتر ایرج میرزایی

دکتر سید مهدی پسته ای

پاییز ۱۳۸۶

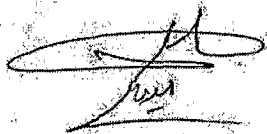
۱۰۹۱۷۵

کتابخانه مرکزی دانشگاه ارومیه

۱۴/۱۲/۸۷

پایان نامه آقای مهرداد مهروند به تاریخ ۸۵/۹/۵ و شماره ۲-۳۴ ف مورد پذیرش هیات محترم داوران با

رتبه عالی و نمره ۱۸٫۷۵ همواره و طبعاً درج صحت قرار گرفت.

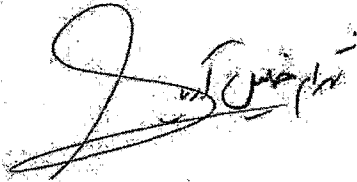


۱- استاد راهنمای اول و رئیس هیئت داوران: دکتر ایرج میرزایی



دکتر سید مهدی پسته ای

۲- استاد راهنمای دوم:



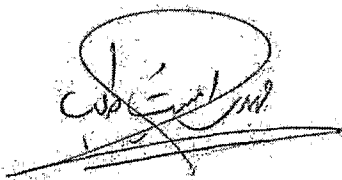
دکتر شهرام خلیل آریا

۳- داور خارجی:



دکتر صمد جعفرمدار

۴- داور داخلی:



دکتر مهدی امنیت طلب

۵- نماینده تحصیلات تکمیلی:

حق طبع و نشر محتوی پایان نامه برای دانشگاه ارومیه محفوظ است.

تقدیم به

پدرم

که مظهر ایمان است و تلاش  
و وجودش، روشنگر راهم

و

مادرم

که آکنده است از عشق و فداکاری بی دریغ  
و گرمای وجودش، امید بخش من در این راه

## تقدیر و تشکر

در آغاز لازم می دانم از زحمات بی شائبه اساتید راهنمای محترم، جناب آقای دکتر میرزایی و جناب آقای دکتر پسته ای که در طی انجام این پایان نامه علاوه بر راهنمایی های بسیار ارزنده علمی، درس اخلاق و عمل را نیز به من یاد دادند، کمال تشکر را بنمایم.

هم چنین از زحمات اساتید محترم گروه مکانیک دانشکده فنی و به خصوص استاد ارجمند جناب آقای دکتر خلیل آریا که بعنوان داور خارجی زحمت بررسی و بازبینی پایان نامه ام را قبول کرده، و نکات خوبی را برایم متذکر شده اند، کمال تشکر و سپاسگزاری را دارم.

از مسوولان و کارکنان بخش های مختلف دانشگاه ارومیه و دانشکده فنی آن، بویژه آموزش دانشکده فنی که نهایت همکاری را با من داشته اند، تشکر و قدردانی می نمایم. از لطف تک تک دوستان خوبم و دانشجویان صمیمی و مهربان دانشکده فنی که سختی کار پایان نامه و دوری از خانواده با حضور در کنار آنها برایم آسان می شد، سپاسگذارم. در نهایت و بیشتر از همه از پدر و مادر گرامی ام و کلیه کسانی که در دوران تحصیل همواره مشوق و پشتیبان من بوده اند، تشکر می نمایم.

# فهرست مطالب

صفحه	عنوان
I	فهرست مطالب
V	فهرست شکل ها
VII	فهرست جدول ها
VIII	چکیده

## فصل اول

### مقدمه و ساختار پایان نامه

۱	۱-۱- توربین گاز و تاریخچه آن
۲	۲-۱- سیکل ترمودینامیکی توربین گاز
۴	۳-۱- افزایش بازده حرارتی توربین گاز
۵	۴-۱- انواع روش های خنک کاری
۶	۱-۴-۱- خنک کاری لایه ای
۶	۲-۴-۱- خنک کاری با قرار دادن ریب هایی بر روی سطح داخلی پره
۷	۳-۴-۱- خنک کاری توسط برخورد جت سیال
۷	۴-۴-۱- خنک کاری پین- فین
۸	۵-۱- کانال های ریب دار دوار
۱۳	۶-۱- اهداف پایان نامه
۱۳	۷-۱- رئوس مطالب

## فصل دوم

### مروری بر مطالعات انجام یافته

۱۵	۱-۲- مقدمه
۱۵	۲-۲- مطالعات آزمایشگاهی
۱۵	۱-۲-۲- کانال های ساکن
۱۸	۲-۲-۲- کانال های دوار
۲۰	۳-۲- مطالعات عددی

## فصل سوم

### معادلات دیفرانسیل حاکم و مدل های توربولانس

۲۴	۱-۳- معادلات حاکم وابسته به زمان
۲۴	۱-۱-۳- معادله پیوستگی
۲۴	۲-۱-۳- معادله مومنتم
۲۵	۳-۱-۳- معادله انرژی
۲۶	۴-۱-۳- تغییرات مربوط به دوران و بویانسی
۲۷	۲-۳- مقدمه ای بر توربولانس
۲۸	۳-۳- معادلات حاکم متوسط زمانی
۳۰	۴-۳- مدل های توربولانس
۳۱	۱-۴-۳- مدل های صفر- معادله ای
۳۲	۲-۴-۳- مدل های تک- معادله ای
۳۲	۵-۳- مدل دو- معادله ای $K - \varepsilon$
۳۳	۱-۵-۳- زیر مدل استاندارد
۳۳	۱-۵-۳- زیر مدل RNG
۳۴	۱-۵-۳- زیر مدل واقعی (Realizable)
۳۵	۴-۵-۳- مدلسازی تولید اغتشاش در مدل های $K - \varepsilon$
۳۶	۵-۵-۳- تاثیر بویانسی بر توربولانس در مدل های $K - \varepsilon$
۳۶	۶-۵-۳- انتقال حرارت در مدل های $K - \varepsilon$
۳۷	۶-۳- مدل دو- معادله ای $K - \omega$
۳۷	۱-۶-۳- زیر مدل استاندارد
۳۹	۱-۶-۳- زیر مدل SST
۴۱	۷-۳- مدل تنش رینولدز (RSM)
۴۱	۱-۷-۳- معادلات انتقال تنش رینولدز
۴۱	۲-۷-۳- مدلسازی انتقال پخش آشفته
۴۱	۳-۷-۳- مدلسازی عبارت فشار- کرنش
۴۲	۴-۷-۳- اثرات بویانسی روی توربولانس
۴۲	۴-۷-۳- مدلسازی نرخ اتلاف

## فصل چهارم

### هندسه مساله و جزئیات روش حل عددی

۴۳	۱-۴-۱- مقدمه
۴۳	۲-۴-۲- مدل مورد استفاده
۴۳	۱-۲-۴- محدوده محاسباتی
۴۵	۲-۲-۴- شرایط مرزی
۴۵	۳-۴- شبکه بندی
۴۵	۱-۳-۴- تولید شبکه (المان بندی هندسه)
۴۸	۲-۳-۴- بررسی استقلال شبکه
۴۹	۴-۴- جزئیات حل
۵۰	۱-۴-۴- روش گسسته سازی
۵۰	۲-۴-۴- ارتباط فشار- سرعت (معادله تصحیح فشار)
۵۱	۳-۴-۴- معیار همگرایی
۵۲	۴-۴-۴- رفتار نزدیک دیواره
۵۳	۵-۴-۴- روش توابع دیواره
۵۴	۶-۴-۴- مدل سازی نزدیک دیواره

## فصل پنجم

### ارائه نتایج و بحث

۵۶	۱-۵-۱- مقدمه
۵۶	۲-۵-۲- بررسی مدل های توریولانس
۵۹	۱-۲-۵- کانال ریب دار ساکن
۵۹	۱-۲-۵-۱- همگرایی
۵۹	۲-۲-۵-۱- سرعت
۶۱	۳-۲-۵-۱- انتقال حرارت
۶۲	۲-۲-۵- کانال ریب دار دوار
۶۲	۱-۲-۵- همگرایی
۶۴	۲-۲-۵- سرعت
۶۵	۳-۲-۵- انتقال حرارت
۶۶	۴-۲-۵- خطوط مسیر جریان و جریان های ثانویه



۶۹	۵-۲-۲-۵- شددت توربولانس
۷۱	۳-۲-۵- بحث بر روی کارآیی مدل های توربولانس و فرضیات مرتبط
۷۱	۱-۳-۲-۵- فرضیات مرتبط با مدل های دو- معادله ای
۷۲	۲-۳-۲-۵- تعیین ضرایب مدل
۷۲	۳-۳-۲-۵- مزیت های مدل <i>RSM</i>
۷۳	۳-۵- مقایسه نتایج مدلسازی های دو و سه بعدی
۷۳	۱-۳-۵- سرعت
۷۵	۲-۳-۵- انتقال حرارت
۷۵	۳-۳-۵- نتیجه گیری مقایسه مدلسازی های دو و سه بعدی
۷۶	۴-۵- جزئیات میدان جریان و انتقال حرارت در کانال ریب دار دوار
۷۶	۱-۴-۵- میدان جریان
۷۶	۱-۱-۴-۵- خطوط جریان
۷۷	۲-۱-۴-۵- ضریب اصطکاک و افت فشار
۸۰	۳-۱-۴-۵- سرعت
۸۲	۲-۴-۵- میدان دما و انتقال حرارت
۸۲	۱-۲-۴-۵- میدان دما
۸۶	۳-۴-۵- بازده حرارتی
۸۷	۵-۵- مطالعه پارامتری اعداد رینولدز و دوران
۸۷	۱-۵-۵- بررسی اثر عدد رینولدز
۸۹	۲-۵-۵- بررسی اثر عدد دوران

## فصل ششم

### نتیجه گیری کلی و پیشنهادات

۹۱	۱-۶- نتیجه گیری کلی
۹۴	۲-۶- پیشنهادات برای کارهای آتی

## فهرست شکل ها

- شکل ۱-۱: سیکل توربین گاز، الف) شماتیکی از چرخه باز، ب) نمودار فشار-حجم، ج) نمودار دما-آنتروپی ۲
- شکل ۱-۲: نمایی شماتیک از دو نوع کاربرد مهم سیکل توربین گاز، الف) تولید الکتریسیته در نیروگاه، ب) تولید نیروی پیشرانه در هواپیما ها ۳
- شکل ۱-۳: موتور توربوفن مورد استفاده در هواپیمای بوئینگ ۷۷۷ ۳
- شکل ۱-۴: الف) بازده و ب) کار مخصوص خروجی سیکل واقعی توربین گاز بر حسب نسبت فشار کمپرسور در دماهای مختلف ورودی توربین ۴
- شکل ۱-۵: افزایش دمای ورودی به توربین در نتیجه استفاده از مواد مقاوم تر و تکنیک های خنک کاری متفاوت ۵
- شکل ۱-۶: طرح شماتیک پره توربین گاز به همراه تکنیک های عمومی خنک کاری، الف) خنک کاری خارجی، ب) خنک کاری داخلی ۷
- شکل ۱-۷: مقطع برش خورده یک پره توربین واقع به همراه مسیر جریان های خنک کننده داخلی ۸
- شکل ۱-۸: مجاری خنک کننده داخلی با نسبت منظرها و زوایای قرارگیری مختلف در داخل پروفیل پره ۸
- شکل ۱-۹: مدلی از یک کانال دوگذر ریب دار دوار به همراه مسیرهای جریان ۹
- شکل ۱-۱۰: الف) ریب های زاویه دار و مشخصات هندسی آنها ب) کانال دو بعدی با آرایش متقارن و یک در میان برای ریب ها ۱۰
- شکل ۱-۱۱: اثر دوران و بویانسی در کانال های خنک کننده داخلی ۱۲
- شکل ۱-۳: سرعت های لحظه ای، متوسط و نوسانی الف) در داخل یک لوله و در راستای شعاعی، ب) برای یک نقطه مشخص در داخل لوله ۲۸
- شکل ۱-۴: مدل هندسی کانال تک گذر دوار و محدوده محاسباتی، الف) مدل دو بعدی به همراه پارامترهای هندسی، ب) مدل سه بعدی ۲۴
- شکل ۲-۴: الف) شبکه بندی مدل دو بعدی با المان های چهار ضلعی، ب) شبکه بندی در اطراف دیواره ریب ۲۷
- شکل ۳-۴: شبکه بندی مدل سه بعدی با المان های شش وجهی ۲۷
- شکل ۴-۴: نمودار نسبت عدد نوسلت روی دیواره پایینی برای سه شبکه بندی درشت، متوسط، و ریز ۲۹
- شکل ۴-۵: تقسیم بندی ناحیه نزدیک دیواره به زیر ناحیه ها ۵۳
- شکل ۵-۱: نمایش صفحات با فواصل بی بعد، الف) در راستای  $x$ ، ب) در راستای  $y$ ، و ج) در راستای  $z$  ۵۸
- شکل ۵-۲: نمودار باقیمانده ها برای ۶ مدل توربولانس در حالت ساکن ۶۰
- شکل ۵-۳: نمودار سرعت بی بعد در راستای جریان در حالت ساکن روی خط  $x/D_p = 0.25$  و  $z/D_p = 0.50$  برای انواع مدل های توربولانس ۶۱
- شکل ۴-۵: نمودار نسبت عدد نوسلت موضعی روی دیواره پایینی در حالت ساکن برای انواع مدل های توربولانس ۶۲
- شکل ۵-۵: نمودار باقیمانده ها برای ۶ مدل توربولانس در حالت دوار ۶۳

- شکل ۵-۶: نمودار سرعت بی بعد در راستای جریان در حالت دوار روی خط  $x/D_h = 0.25$  و  $z/D_h = 0.50$  برای انواع مدل های توربولانس
- شکل ۵-۷: نمودار نسبت عدد نوسلت موضعی روی دیواره پایینی در حالت دوار برای انواع مدل های توربولانس
- شکل ۵-۸: خطوط مسیر جریان، رنگ شده با مولفه سرعت در راستای جریان روی صفحه  $z/D_h = 0.50$  برای شش مدل توربولانس در محدوده محاسباتی
- شکل ۵-۹: خطوط جریان و جریان های ثانویه روی صفحه  $z/D_h = 0.50$  و در اطراف ریب های بالا و پایین برای شش مدل توربولانس
- شکل ۵-۱۰: نمودار شدت توربولانس در حالت دوار در مرکز کانال برای انواع مدل های توربولانس
- شکل ۵-۱۱: کانتورهای شدت توربولانس در حالت دوار روی صفحه  $z/D_h = 0.50$  برای شش مدل توربولانس در محدوده محاسباتی
- شکل ۵-۱۲: نمودار سرعت بی بعد در راستای جریان در حالت دوار روی خط  $x/D_h = 0.25$  و  $z/D_h = 0.50$  برای مدل های دو و سه بعدی
- شکل ۵-۱۳: نمودار نسبت عدد نوسلت موضعی روی دیواره پایینی در حالت دوار برای مدل های دو و سه بعدی
- شکل ۵-۱۴: خطوط مسیر جریان، رنگ شده با مولفه سرعت در راستای جریان روی صفحات  $z/D_h = 0.50$  و  $x/D_h = 0.5$  در حالت های ساکن و دوار
- شکل ۵-۱۵: ضریب اصطکاک سطحی برای کانال های صاف و ریب دار در حالت های ساکن و دوار روی دیواره های بالایی و پایینی
- شکل ۵-۱۶: مولفه های بی بعد شده سرعت جریان بر حسب ارتفاع بی بعد بر روی سه خط مختلف
- شکل ۵-۱۷: کانتورهای دما روی صفحات مختلف در سه جهت محورهای مختصات
- شکل ۵-۱۸: کانتور نسبت عدد نوسلت برای کانال ریب دار روی دیواره های حمله و فرار و پشت از دو زاویه متفاوت
- شکل ۵-۱۹: نسبت عدد نوسلت محلی برای کانال ریب دار در حالت های ساکن و دوار، الف) روی دیواره پایینی، ب) روی دیواره بالایی
- شکل ۵-۲۰: انتقال حرارت کلی کانال ریب دار دوار نسبت به عدد رینولدز، الف) منحنی عدد نوسلت، ب) منحنی نسبت عدد نوسلت
- شکل ۵-۲۱: افت فشار کلی کانال ریب دار دوار نسبت به عدد رینولدز، الف) منحنی ضریب اصطکاک کلی، ب) منحنی نسبت ضریب اصطکاک کلی
- شکل ۵-۲۲: بازده حرارتی کانال ریب دار دوار نسبت به عدد رینولدز
- شکل ۵-۲۳: انتقال حرارت کلی کانال ریب دار دوار نسبت به عدد دوران، الف) روی دیواره حمله، ب) روی دیواره فرار، ج) روی دیواره کناری د) میانگین کل

## فهرست جدول ها

- جدول ۱-۲: پارامترهای هندسی در مطالعات آزمایشگاهی کانال های ساکن (مقدار بالا= مینیمم، مقدار پایین= ماکزیمم) ۱۷
- جدول ۲-۲: پارامترهای هندسی در مطالعات آزمایشگاهی کانال های دوار (مقدار بالا= مینیمم، مقدار پایین= ماکزیمم) ۲۰
- جدول ۱-۴: شبکه بندی های مورد مطالعه و تعداد المان ها ۴۹
- جدول ۱-۵: مقادیر محاسبه شده ضریب اصطکاک کلی و مقدار بی بعد آن برای کانال های صاف و ریب دار در حالت ساکن و دوار ۷۹
- جدول ۲-۵: مقادیر میانگین سطحی محاسبه شده عدد نوسلت و نسبت بی بعد آن برای کانال های صاف و ریب دار در حالت ساکن و دوار ۸۴
- جدول ۳-۵: بازده حرارتی برای کانال ریب دار در حالت ساکن و دوار ۸۶

## چکیده

افزایش دمای گازهای ورودی به توربین در موتورهای توربین گاز بطور عمده ای قدرت خروجی و بازده آنها را افزایش می دهد، ولی احتمال شکست حرارتی آنها را نیز افزایش می دهد. جهت خنک کاری پره های توربین، معمولا کانال های داخلی همراه با ریب های کوچک در داخل پره ها ایجاد می شوند، و توانایی پیش بینی دقیق میدان جریان و انتقال حرارت در داخل این پره ها، به طراحی بهتر و جلوگیری از خرابی ناشی از بارهای حرارتی منطقه ای پره ها خواهد انجامید. پیش بینی جریان در این کانال ها مشکل است، زیرا جریان بسیار مغشوش و ناهمسان بوده، و حضور نیروهای حجمی دورانی جریان را پیچیده تر می سازد.

در این پروژه به منظور تعیین یک مدل توربولانس مناسب جهت محاسبه عددی میدان جریان و انتقال حرارت سه بعدی کاملا توسعه یافته درون کانال ریب دار دوار با سطح مقطع مربعی و با ریب های یک در میان  $90^\circ$ ، شش مدل توربولانس بر پایه میانگین رینولدز معادلات ناویر-استوکس مورد استفاده قرار گرفته اند. همچنین مدل های دو و سه بعدی کانال ریب دار دوار بصورت عددی محاسبه، و با هم مقایسه شده اند. در قسمت آخر نیز مطالعه پارامتری برای بررسی اثر پارامترهای جریانی مانند اعداد رینولدز و دوران در رنج های گسترده، بر افزایش انتقال حرارت کانال های ریب دار دوار انجام شده است.

نتایج با مقادیر تجربی موجود مقایسه شده و مشخص شد که مدل تنش رینولدز بیشترین تطابق را با داده های تجربی دارد، که دلیل آن عدم استفاده این مدل از فرض های تعادل و همسانی محلی نسبت به دیگر مدل های توربولانس بر پایه RANS می باشد. همچنین نتایج بخش دوم حاکی از آن است که مدل دو بعدی کانال ریب دار دوار بدلیل حذف اثرات ساختار سه بعدی جریان توربولانس و جریان ثانویه های عرضی در مدل دو بعدی، نمی تواند به عنوان مدل مطمئن و دقیقی بکار گرفته شود.

در قسمت سوم نتایج میدان جریان و انتقال حرارت درون کانال های ریب دار دوار و پارامترهای مربوطه بطور مفصل مورد بحث قرار گرفته است. از نتایج مهم این بخش می توان به تاثیر دوران بر افزایش انتقال حرارت وافت فشار کلی کانال، و همچنین بر ایجاد تفاوت در انتقال حرارت از سطوح حمله و فرار کانال اشاره کرد. نهایتا در قسمت پایانی مشخص شده است که در حالت کلی، نسبت عدد نوسلت میانگین روی کل سطوح کانال با افزایش عدد رینولدز کاهش، و با افزایش عدد دوران افزایش می یابد.

## فصل اول:

### مقدمه و ساختار پایان نامه

#### ۱-۱- توربین گاز<sup>۱</sup> و تاریخچه آن

توربین های گاز، دستگاه های تولید قدرت جریان پایداری هستند که در آنها یک گاز (معمولا هوا) جهت تولید قدرت متراکم شده، حرارت دریافت می کند، و در نهایت انبساط می یابد. توربین، قسمتی است که قدرت را از گاز، هنگامی که منبسط می شود، دریافت می کند؛ و به آن منبسط کننده<sup>۲</sup> نیز گفته می شود. عنوان توربین گاز به مجموعه دستگاه تولید قدرت اطلاق می شود، در حالیکه منظور از توربین قسمت منبسط کننده جریان گاز می باشد.

توربین های گاز نقش فزاینده مهمی در دنیای صنعتی بازی می کنند. در حالیکه این موتورها اغلب برای پیشرانش هواپیماها و تولید قدرت در نیروگاه های گازی مورد استفاده قرار می گیرند، جهت راندن کشتی ها و دیگر کاربردهای مختلف صنعتی نیز به کار گرفته می شوند. از لحاظ اندازه، توربین های گاز از مقیاس های بزرگ ۲۵۰۰۰۰ اسب بخار در ماشین های صنعتی و بزرگ تا مقیاس های کوچک ۵ اسب بخار در توربوشارژرهای اتومبیل ها و موتورهای متفاوت می باشند. همچنین میکرو توربین های با ظرفیت ۲۵ تا ۲۵۰ کیلووات در حال حاضر به تولید انبوه رسیده اند [۱]. مزیت های عمده توربین های گاز عبارتند از: قابلیت اعتماد بسیار بالا، نیروی پیشرانه به وزن زیاد، و میزان ارتعاش کم بدلیل عدم استفاده از قطعات رفت و برگشتی.

در ربع چهارم قرن نوزدهم تحول شگرفی در صنعت ماشین های تولید قدرت بوجود آمد. مهندسان علاوه بر موتورهای بنزینی احتراق جرقه ای، موتورهای دیزلی احتراق تراکمی، و توربین های بخار، بطور همزمان روی موتورهای با جریان هوای داغ دیگری نیز کار می کردند. چارلز کورتیس<sup>۳</sup> اولین طرح یک توربین گاز کامل در ایالات متحده را در تاریخ ۲۴ ژوئن ۱۸۹۵ به ثبت رساند. آجیدیوس الینگ<sup>۴</sup> اولین توربین گاز را در سال ۱۹۰۳ با قدرت ۱۱ اسب بخار ساخت. نخستین توربین گاز زمینی تجاری جهت تولید قدرت یک ماشین ۴۰۰۰ کیلوواتی بود که در سال ۱۹۳۹ توسط کمپانی براون بووری<sup>۵</sup> در سوئیس ساخته شد. نخستین پرواز هواپیمایی که قدرت خود را از یک موتور جت از نوع توربین گاز دریافت می کرد، در ۲۷ آگوست ۱۹۳۹ در کشور آلمان انجام شد. یک لوکوموتیو راه آهن سوئسی که از توربین گاز استفاده می کرد، برای اولین بار در ۱۹۴۱ حرکت کرد. همچنین نخستین اتومبیلی که با توربین گاز کار می کرد، یک روور<sup>۶</sup> انگلیسی در سال ۱۹۵۰ بود [۲].

<sup>1</sup>- Gas Turbine

<sup>2</sup>- Expander

<sup>3</sup>- Charles Curtis

<sup>4</sup>- Aegidius Elling

<sup>5</sup>- Brown Boveri

<sup>6</sup>- Rover

## ۲-۱- سیکل ترمودینامیکی توربین گاز

سیکل ترمودینامیکی پایه ای که توربین گاز بر اساس آن کار می کند، معروف به سیکل برایتون می باشد که اولین بار توسط جرج برایتون<sup>۷</sup> در سال ۱۸۷۰ اختراع شد. شکل ۱-۱ یک سیکل ایده آل برایتون به همراه نمودارهای فشار-حجم و دما-آنترپی را نشان می دهد. توربین های گازی معمولاً در چرخه باز کار می کنند (شکل ۱-۱ الف)). هوای تازه محیط وارد کمپرسور می شود و به هوای با دما و فشار بالا تبدیل می شود. هوای فشار بالا به طرف محفظه احتراق حرکت می کند و در آنجا سوخت با فشار ثابت مشتعل می گردد. سپس گازهای حاصل از احتراق با دمای بالا وارد توربین می گردند. از این مرحله به بعد بسته به نوع کاربرد توربین گاز ادامه سیکل می تواند به دو صورت باشد. کار خروجی موتور توربین گاز ممکن است به صورت گشتاور محوری جهت تولید الکتریسیته و یا به صورت نیروی پیشران در موتور جت مورد استفاده قرار گیرد. در حالت اول، گازها در توربین تا فشار اتمسفر منبسط می شوند و حاصل این انبساط توان تولیدی در شفت توربین می باشد که به ژنراتور تولید جریان برق منتقل می شود (شکل ۱-۲ الف)). گازهای خروجی که توربین را ترک می کنند بی مصرف هستند (دیگر در چرخه جریان نمی یابند)، و به همین دلیل، موجب می شوند که این چرخه در یک چرخه باز طبقه بندی شود. البته در عمل گرمای قسمتی از این گازها در مبدل های حرارتی به دیگر قسمت های مورد نیاز در نیروگاه منتقل می شود. از لحاظ ترمودینامیکی چرخه باز فوق می تواند با در نظر گرفتن مراحل زیر، مطابق نمودارهای فشار-حجم و دما-آنترپی در شکل ۱-۱ الف و ب، به صورت یک چرخه بسته مدل شود:

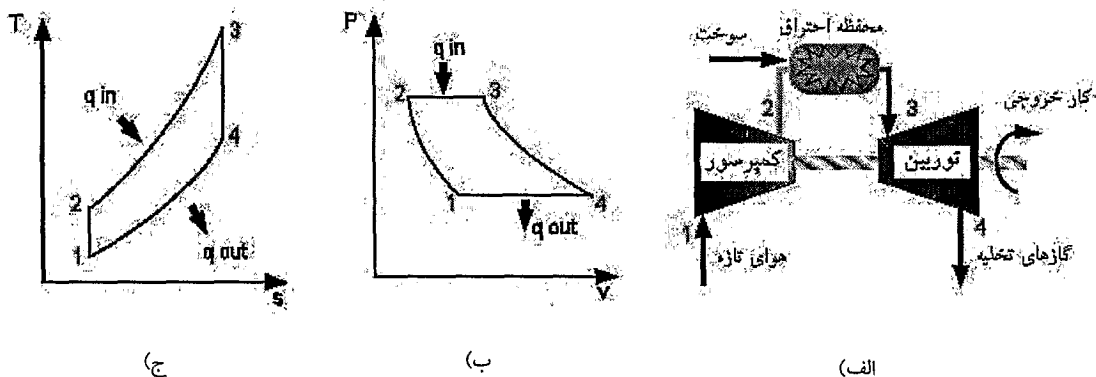
فرآیند ۲ → ۱: تراکم در کمپرسور که به صورت آیزوتروپیک در نظر گرفته می شود.

فرآیند ۳ → ۲: احتراق در محفظه احتراق که به صورت یک فرآیند گرماگیر در فشار ثابت در نظر گرفته می شود.

فرآیند ۴ → ۳: انبساط در توربین که به صورت آیزوتروپیک در نظر گرفته می شود.

فرآیند ۱ → ۴: خروج گازها که به صورت یک فرآیند گرماده در فشار ثابت در نظر گرفته می شود.

توجه شود که هر چهار مرحله سیکل ایده آل برایتون در وسایل جریان پایدار و به صورت برگشت پذیر داخلی انجام می گیرند.



شکل ۱-۱: سیکل توربین گاز، الف) شماتیکی از چرخه باز، ب) نمودار فشار-حجم، ج) نمودار دما-آنترپی

<sup>7</sup> George Brayton





### ۳-۱- افزایش بازده حرارتی توربین گاز

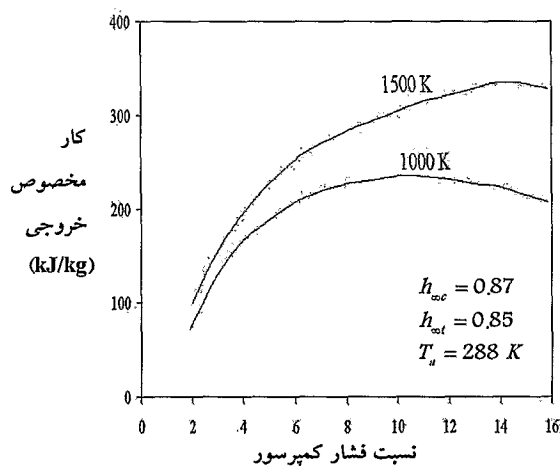
همانگونه که می دانیم، بازده سیکل ایده آل توربین گاز، تنها تابعی از نسبت فشار بوده و با رابطه زیر تعریف می گردد:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{(P_2/P_1)^{(k-1)/k}} \quad (1.1)$$

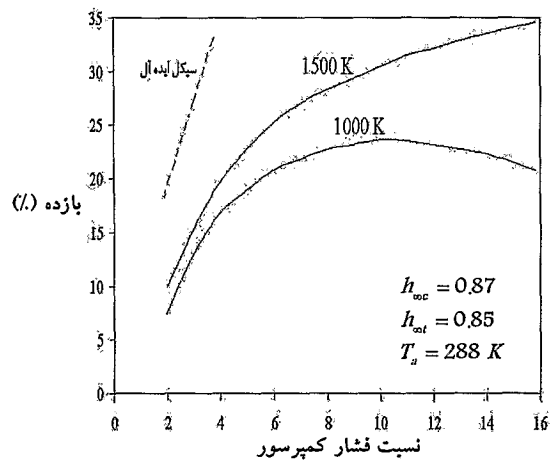
که در این رابطه  $P_1$  و  $P_2$  به ترتیب فشارهای ورودی و خروجی کمپرسور می باشند. بازده یک سیکل واقعی توربین گاز به دلیل افت فشار، اصطکاک، غیر آیزونتروپیک بودن کمپرسور و توربین، و عوامل متعدد دیگر کمتر از بازده سیکل ایده آل است. در شکل ۱-۴ بازده و کار مخصوص خروجی یک سیکل واقعی توربین گاز بر حسب نسبت فشار کمپرسور در دماهای مختلف ورودی توربین نشان داده شده است. همانطور که در این شکل ملاحظه می شود، با افزایش دمای ورودی به توربین در هر نسبت فشار مشخص کمپرسور، بازده و کار مخصوص خروجی توربین گاز افزایش می یابد.

به منظور بهبود بازده حرارتی و قدرت خروجی، توربین های گازی پیشرفته در دماهای بالا (حداقل ۱۶۰۰ درجه کلوین) کار می کنند. از طرفی با افزایش دمای ورودی توربین، حرارت منتقل شده به پره های توربین نیز افزایش می یابد. اما دمای پره نمی تواند از یک مقدار بحرانی مشخصی، که مقدار آن بستگی به مقاومت حرارتی مواد به کار رفته در ساخت پره های توربین و نیز عمر کاری پره ها دارد، فراتر رود. بنابر این همزمان با توسعه مواد قادر به تحمل دماهای زیاد، به منظور عملکرد ایمن و مداوم توربین های گازی، باید از سیستم های خنک کاری مناسب نیز بهره گرفت.

شکل ۱-۵ افزایش دمای ورودی به توربین در نتیجه استفاده از مواد مقاوم تر و تکنیک های خنک کاری متفاوت را نشان می دهد. همانطور که در این شکل ملاحظه می شود، بین سال های ۱۹۵۰ تا ۱۹۶۰ به دلیل عدم استفاده از سیستم های خنک کاری، دمای ورودی به توربین کمتر از ۱۲۰۰ درجه کلوین بوده است. همچنین بین سال های ۱۹۶۰ تا ۱۹۷۰، به دلیل محدودیت متالورژیکی، دمای مجاز قابل تحمل توسط پره بین ۱۲۰۰-۱۳۰۰ درجه کلوین بوده است. در حالی که می توان با

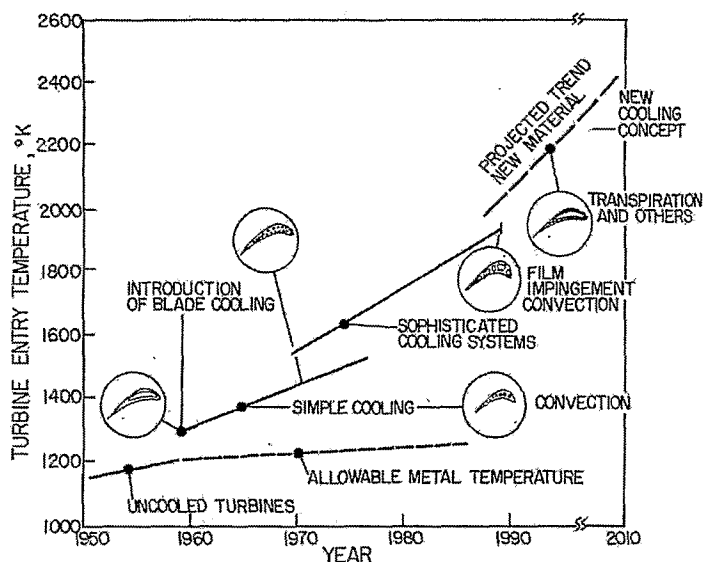


(ب)



(الف)

شکل ۱-۴: (الف) بازده و (ب) کار مخصوص خروجی سیکل واقعی توربین گاز بر حسب نسبت فشار کمپرسور در دماهای مختلف ورودی توربین



شکل ۵-۱: افزایش دمای ورودی به توربین در نتیجه استفاده از مواد مقاوم تر و تکنیک های خنک کاری متفاوت

استفاده از سیستم خنک کاری ساده دمای ورودی به توربین را به حدود ۱۵۰۰ درجه کلون و با استفاده از سیستم های خنک کاری پیشرفته، دمای ورودی به توربین را به حدود ۱۹۰۰ درجه کلون افزایش داد که خیلی بیشتر از دمای مجاز پره ها است. توجه به این نکته حائز اهمیت است که با استفاده همزمان از مواد جدید مقاوم در برابر دماهای بالا و سیستم های خنک کاری پیشرفته تر، می توان دمای ورودی به توربین را به حدود ۲۴۰۰ درجه کلون افزایش داد. بنابراین، اگرچه بخشی از افزایش راندمان توربین گاز به دلیل استفاده از مواد جدید مقاوم در برابر دماهای بالا است، اما بخش عمده افزایش راندمان یک توربین گاز، ناشی از بهبود سیستم خنک کاری توربین آن می باشد.

## ۴-۱- انواع روش های خنک کاری

در یک تقسیم بندی کلی می توان انواع روشهای خنک کاری پره توربین را در دو گروه خنک کاری خارجی<sup>۸</sup> و خنک کاری داخلی<sup>۹</sup> پره توربین در نظر گرفت. عمده ترین روش خنک کاری خارجی، روش خنک کاری یا سرمایش لایه ای<sup>۱۰</sup> می باشد که به صورت تشکیل یک لایه خنک کننده محافظ روی سطح بیرونی پره جهت جلوگیری از تماس مستقیم گازهای داغ با سطح خارجی پره انجام می گیرد. خنک کاری داخلی بسته به موقعیت و شرایط محل خنک کاری، شامل روشهای مختلفی می باشند که عبارتند از: خنک کاری توسط برخورد جت سیال<sup>۱۱</sup>، خنک کاری توسط ریب<sup>۱۲</sup>، خنک کاری توسط پین-فین<sup>۱۳</sup>.

<sup>۸</sup>- External Cooling

<sup>۹</sup>- Internal Cooling

<sup>۱۰</sup>- Film Cooling

<sup>۱۱</sup>- Jet Impingement Cooling

<sup>۱۲</sup>- Rib Cooling

<sup>۱۳</sup>- Pin-Fin Cooling

بر خلاف روش سرمایش لایه ای که از طریق تماس مستقیم دو سیال داغ و خنک مانع نفوذ حرارت به سطح پره می شود، سه نوع دیگر خنک کاری (روش های خنک کاری داخلی) بر اساس انتقال حرارت جابجایی میان هوای خنک و سطوح داخلی پره می باشند. برای این منظور، قسمت داخلی پره را به صورت کانال های تو خالی چندگذر با سطح مقطع های مستطیلی، دوزنقه ای، و یا مثلثی، به طوری که پروفیل پره را پر کنند (قسمت های خالی در پروفیل پره در قسمت بالای شکل ۱-۶-۱ ب)، می سازند، تا هوای خنک گرفته شده از کمپرسور حین عبور از کانال ها، ضمن تماس با دیواره های کانال، حرارت را از سطوح داخلی پره جذب کرده و با خود برده و در نهایت، پس از طی مراحل فوق، توسط سرمایش لایه ای از سوراخ های موجود در قسمتهای مختلف پره از پره خارج شود. با توجه به پایین بودن ضریب انتقال حرارت از کانال ساده، عدم توزیع یکنواخت بار حرارتی روی قسمت های مختلف پره، و نیز هندسه پیچیده پره، تکنیک هایی جهت بهبود خنک کاری داخلی در قسمت های مختلف پره وجود دارد که سه روش فوق مهم ترین آنها می باشند. شکل ۱-۶-۱ طرح شماتیک پره توربین گاز به همراه تکنیک های عمومی خنک کاری را نشان می دهد. اگرچه هریک از روشهای فوق، ضرایب انتقال حرارت را افزایش می دهند، ولی استفاده ترکیبی از آنها می تواند سبب افزایش بیشتر ضریب انتقال حرارت در پره توربین شود [۵]. در ادامه، هر یک از روشهای فوق به اختصار توضیح داده می شود.

#### ۱-۴-۱- خنک کاری لایه ای

یکی از سخت ترین ناحیه ها جهت خنک کاری در طراحی پره توربین، لبه فرار<sup>۱۴</sup> پره می باشد. زیرا لبه فرار به علت کاهش اثرات افت های آیرودینامیکی، باید تا حد امکان به صورت نازک (نسبت به نواحی مرکزی و لبه حمله) طراحی و ساخته شود و این امر خنک کاری مناسب این قسمت را به دلیل عدم امکان ساخت کانال های خنک کاری در داخل لبه فرار به علت نازک بودن و در نتیجه نبود فضای کافی و نیز استحکام سازه ای، بسیار سخت و عملاً غیر ممکن می سازد. یکی از روش های موثر در خنک کاری لبه فرار، استفاده از سوراخ های عمود بر مسیر جریان گاز داغ روی سطح پره می باشد که باید هنگام ساخت پره ایجاد شوند. البته مطابق شکل ۱-۶-۱ الف)، این سوراخ ها در لبه حمله<sup>۱۵</sup>، سطوح مکش و فشار<sup>۱۶</sup>، و نقاط ابتدائی و انتهایی پره نیز قرار دارند. در این روش سیال نسبتاً خنک خارج شده از کمپرسور، که در گذرگاه های داخلی پره جریان دارد، از طریق شکاف ها و روزنه هایی که در سطح پره تعبیه شده اند، خارج شده و سطح پره را از تماس مستقیم با سیال داغ محافظت می کند.

#### ۱-۴-۲- خنک کاری با قرار دادن ریب هایی بر روی سطح داخلی پره

یکی از راه های افزایش انتقال حرارت از سطوح داخلی پره های توربین گاز، قرار دادن قطعاتی به نام ریب بر روی دیواره های گذرگاه های خنک کاری داخلی، به منظور مغشوش کردن لایه مرزی و افزایش شدت توربولانس جریان می باشد. حضور این ریب ها سبب ایجاد میدان دما و جریان پیچیده با نواحی جدایش<sup>۱۷</sup> جریان قبل و بعد از ریب ها می گردد.

<sup>14</sup>- Trailing Edge

<sup>15</sup>- Leading Edge

<sup>16</sup>- Suction and Pressure Surfaces

<sup>17</sup>- Separation Regions

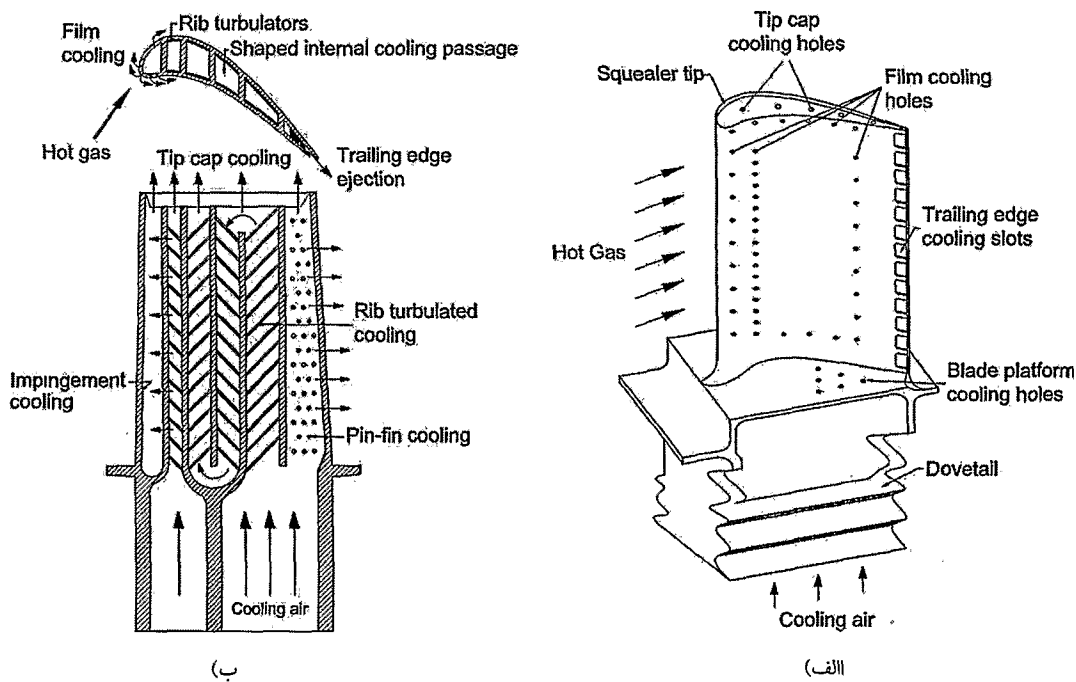
هندس و نحوه قرارگیری این ریب ها و همچنین کانال ها اثرات متفاوتی روی عملکرد انتقال حرارت پره دارند. با توجه به اینکه موضوع بحث این پایان نامه مدلسازی و بحث روی تاثیر ریب بر انتقال حرارت و افت فشار در کانال های خنک کننده می-باشد، در قسمت های بعدی به تفصیل در این مورد صحبت خواهیم کرد.

### ۱-۴-۳- خنک کاری توسط برخورد جت سیال

در بین کلیه تکنیک های افزایش انتقال حرارت، برخورد جت سیال بیشترین اثر را در افزایش ضریب انتقال حرارت موضعی دارد. انتقال حرارت در اثر برخورد جت سیال، مناسب ترین روش برای خنک کاری داخلی لبه حمله می باشد که در آن بار حرارتی دارای بیشترین مقدار بوده و ضخامت بیشتر سطح مقطع این بخش از ایرفویل، می تواند سبب بهبود خنک کاری توسط برخورد جت سیال گردد. آرایش های متعددی برای جت های خنک کننده امکان پذیر بوده و توزیع و اندازه سوراخ جت، سطح مقطع کانال و شکل سطح برخورد بر توزیع ضریب انتقال حرارت، تاثیر می گذارد.

### ۱-۴-۴- خنک کاری پین-فین

پین-فین ها عمدتاً در لبه فرار پره که در آن به دلیل نازکی و محدودیت ساخت، استفاده از ریب و جت سیال امکان پذیر نیست، به کار می روند. همچنین پین-فین ها به دلیل اتصال به هر دو سطح فشار و مکش پره، استحکام سازه ای آن را بالا می-برد. نسبت ارتفاع به قطر پین ها معمولاً بین ۰/۵ و ۴ است. انتقال حرارت در مجموعه پین-فین ها، ترکیبی از انتقال حرارت



شکل ۱-۶: طرح شماتیک پره توربین گاز به همراه تکنیک های عمومی خنک کاری، (الف) خنک کاری خارجی، (ب) خنک کاری داخلی