

الله أكبر
الحمد لله
الكرين



دانشکده : مهندسی مکانیک

گروه : تبدیل انرژی

بررسی پارامترهای طراحی یک توربین جریان شعاعی جهت تامین نیازهای یک سیکل ORC به

روش عددی

دانشجو : محمد رضا بوکانی

استاد راهنما :

دکتر مجید هاشمیان

پایان نامه ارشد جهت اخذ درجه کارشناسی ارشد

شهریور ۱۳۹۲

دانشگاه صنعتی شاهرود

دانشکده : مهندسی مکانیک

گروه : تبدیل انرژی

پایان نامه کارشناسی ارشد آقای محمد رضا بوکانی

تحت عنوان:

بررسی پارامترهای طراحی یک توربین جریان شعاعی جهت تامین نیازهای یک سیکل ORC به روش عددی

در تاریخ توسط کمیته تخصصی زیر جهت اخذ مدرک کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک-تبدیل انرژی مورد ارزیابی و با درجه مورد پذیرش قرار گرفت.

امضاء	اساتید مشاور	امضاء	اساتید راهنما
	نام و نام خانوادگی :		نام و نام خانوادگی : سید مجید هاشمیان

امضاء	نماینده تحصیلات تکمیلی	امضاء	اساتید داور
	نام و نام خانوادگی : محسن نظری		نام و نام خانوادگی : محمود نوروزی
			نام و نام خانوادگی : علی خالقی

چکیده

در این پژوهش در ابتدا با توجه به اهمیت روزافزون سیکل‌های ORC در صنعت و نقش فراوان سیال عامل سیکل در افزایش بازدهی و عملکرد این سیکل‌ها تلاش برای یافتن سیالی بهینه در سیکلی با دمای بیشینه حدود ۱۵۰ درجه سانتی‌گراد صورت پذیرفته است. سپس به بررسی پارامترهای موثر بر بازدهی و توان خروجی توربین جریان ورودی شعاعی برای کار در یک سیکل ORC پرداخته می‌شود. در نهایت با تغییر در شرایط ورودی نظیر دبی جرمی، فشار و دما سعی به بررسی تاثیر این تغییرات بر بازدهی و توان خروجی توربین منتخب پرداخته شده تا بدین وسیله پیش بینی شرایط عملکرد آن در شرایط خارج از نقطه طراحی سیکل ORC نیز تا حدودی مشخص شود.

کلمات کلیدی: سیکل ORC، سیال آلی، توربین جریان شعاعی، CFD

فهرست مطالب:

۱	فصل اول: مقدمه
۵	۱-۱ سیالات آلی
۷	۲-۱ وضعیت فعلی بکارگیری ORC در جهان
۸	۱-۲-۱ نیروگاه زمین گرمایی
۹	۲-۲-۱ نیروگاه خورشیدی و سوخت زیستی
۹	۳-۲-۱ نیروگاه بازیافت حرارت اتلافی
۱۱	۲ فصل دوم: لزوم بررسی موضوع
۱۱	۱-۲ تاریخچه ORC
۱۳	۲-۲ پیشینه پژوهش
۱۳	۱-۲-۲ مطالعات و فعالیت‌های انجام شده
۱۷	۳-۲ معرفی تحقیق حاضر
۱۹	۳ فصل سوم: تئوری‌ها و بررسی پارامترهای موثر با استفاده از روش تحلیلی
۱۹	۱-۳ انتخاب سیال کاری
۲۴	۲-۳ توربین
۲۴	۱-۲-۳ معرفی و عملکرد کلی
۲۶	۲-۲-۳ انواع توربین
۲۸	۳-۳ توربین جریان شعاعی
۲۸	۱-۳-۳ انواع [۲۶]
۳۰	۲-۳-۳ توربین گازی جریان ورودی شعاعی (توربین جریان شعاعی)
۳۰	۱-۲-۳-۳ هندسه
۳۵	۲-۲-۳-۳ بررسی ترمودینامیکی
۳۸	۳-۲-۳-۳ افت‌ها [۲۸]
۴۲	۴-۲-۳-۳ بررسی تحلیلی عوامل موثر بر کارایی توربین با استفاده از سیال عامل گاز ایده‌آل
۴۸	۵-۲-۳-۳ بررسی تاثیر استفاده از سیال R123 به جای سیال عامل گاز ایده‌آل
۵۳	۶-۲-۳-۳ انتخاب هندسه
۵۵	۴-۳ مدلسازی آشفته‌گی
۵۵	۱-۴-۳ معادلات حاکم بر جریان‌های آشفته
۵۸	۲-۴-۳ مدل آشفته‌گی $K-\omega$ SST
۶۰	۴ فصل چهارم: مدلسازی و تحلیل
۶۰	۱-۴ انتخاب هندسه اولیه توربین
۶۰	۲-۴ تولید هندسه سه بعدی اولیه
۶۴	۳-۴ تولید شبکه
۶۷	۴-۴ پیش پردازش مدل اولیه

۶۹	۱-۴-۴ مدل‌سازی گاز واقعی جهت حل مساله
۷۰	۲-۴-۴ مدل آشفته‌گی مورد استفاده
۷۱	۳-۴-۴ تنظیمات حلگر و دقت حل
۷۱	۴-۴-۴ حل مدل اولیه
۷۵	۵-۴-۴ صحت‌گذاری نتایج
۸۲	۶-۴-۴ آزمون حساسیت به شبکه
۸۵	۵-۴ بررسی تاثیر تعداد تیغه و سرعت‌های متفاوت دوران
۸۸	۶-۴ اصلاح زاویه خروجی تیغه‌های روتور
۹۲	۷-۴ تاثیر تغییر ارتفاع تیغه‌های روتور بر خروجی توربین
۹۴	۸-۴ تاثیر تغییرات دبی در فشار و دمای اولیه بر خروجی توربین منتخب
۹۵	۹-۴ تاثیر تغییرات دما در فشار و دبی اولیه بر خروجی توربین منتخب
۹۷	۱۰-۴ تاثیر تغییرات فشار در دما و دبی اولیه بر خروجی توربین منتخب
۱۰۰	۵ فصل پنجم: نتایج و پیشنهادات
۱۰۱	منابع

فهرست جداول:

۷	جدول ۱-۱ خواص آب و چند سیال آلی
۲۳	جدول ۳-۱ سیالات باقیمانده پس از حذف موارد نامناسب
۶۰	جدول ۱-۴ هندسه اولیه بر اساس روش تحلیلی
۶۰	جدول ۲-۴ سایر نتایج حاصل از روش تحلیلی
۶۲	جدول ۳-۴ مشخصات هندسی استاتور
۷۹	جدول ۴-۴ شرایط ترمودینامیکی سیال در ورودی توربین به همراه دبی جرمی عبوری از آن
۷۹	جدول ۵-۴ مقایسه نتایج تحلیل عددی و تجربی
۸۲	جدول ۶-۴ تاثیر افزایش تعداد المان‌ها بر نتایج

فهرست شکل‌ها

۲	شکل ۱-۱ شماتیکی از سیکل رانکین
۴	شکل ۲-۱ سیکل ساده ORC
۴	شکل ۳-۱ تجهیزات به کار رفته در یک سیکل ساده ORC
۴	شکل ۴-۱ سیکل ORC با بازیاب درونی و تجهیزات بکار رفته شده در آن
۶	شکل ۵-۱ دسته بندی انواع مبردها (a) مبرد آیزن‌تروپیک (b) مبرد خیس (c) مبرد خشک
	شکل ۶-۱ سهم هر یک از انواع نیروگاه‌های ساخته شده تا سال ۲۰۰۹ از میزان کل انرژی تولید شده توسط

- سیکل‌های ORC ----- ۸
- شکل ۷-۱ مقایسه مصرف ویژه انرژی برخی از صنایع ایران با کشورهای پیشرفته ----- ۱۰
- شکل ۱-۲ سه نمونه واحد تولید برق با ساختار یک پارچه ----- ۱۲
- شکل ۲-۲ نیروگاه ۴/۷ مگاواتی Huelva اسپانیا با ساختار چند پارچه ----- ۱۳
- شکل ۱-۳ تاثیر فوق داغ کردن چند سیال کاری متفاوت بر بازدهی حرارتی سیکل [۱۷] ----- ۲۰
- شکل ۲-۳ تغییرات بازدهی انرژی با تغییر در فشار بیشینه سیکل [۳] ----- ۲۱
- شکل ۳-۳ تغییرات بازدهی انرژی با تغییر در فشار بیشینه سیکل [۳] ----- ۲۱
- شکل ۴-۳ تغییرات بازدهی قانون دوم ترمودینامیک با تغییر در دمای بیشینه سیکل برای چند سیال
متفاوت ----- ۲۲
- شکل ۵-۳ مقایسه بازدهی حرارتی برای دو سیال R123 و R245ca با دمای بیشینه سیکل ۱۵۰ درجه
سانتی گراد ----- ۲۳
- شکل ۶-۳ مقایسه بازده قانون دوم ترمودینامیک برای دو سیال R123 و R245ca با دمای بیشینه سیکل
۱۵۰ درجه سانتی گراد ----- ۲۴
- شکل ۷-۳ چند نمونه روتور توربین ----- ۲۵
- شکل ۸-۳ انواع شیپوره ----- ۲۵
- شکل ۹-۳ پوسته حلزونی یک توربین فرانسوی ----- ۲۶
- شکل ۱۰-۳ جهت جریان در (الف) توربین‌های جریان محوری (ب) جریان مختلط و (ج) جریان ورودی
شعاعی ----- ۲۷
- شکل ۱۱-۳ پره یک توربین ضربه‌ای -عکس‌العملی ----- ۲۸
- شکل ۱۲-۳ توربین بخار جریان خروجی شعاعی Shepherd ----- ۲۹
- شکل ۱۳-۳ هندسه یک توربین جریان ورودی شعاعی یک سر درگیر ----- ۳۰
- شکل ۱۴-۳ هندسه یک توربین جریان شعاعی ----- ۳۱
- شکل ۱۵-۳ هندسه حلزونی از رو به رو ----- ۳۲
- شکل ۱۶-۳ انواع حلزونی الف) تک حلزونی (شکل چپ) و ب) دو حلزونی (شکل راست) ----- ۳۲
- شکل ۱۷-۳ الف) مقطع یک حلزونی ورودی دوگانه ب) مقطع چند حلزونی تک ورودی ----- ۳۳
- شکل ۱۸-۳ هندسه مقطع پره‌های استاتور الف) پروفیل خطی ب) ایرفویل ----- ۳۴
- شکل ۱۹-۳ هندسه روتور و مثلث‌های سرعت در ورودی و خروجی ----- ۳۵
- شکل ۲۰-۳ نمودار مولیر توربین جریان ورودی شعاعی ۹۰ درجه به همراه دیفیوزر ----- ۳۶
- شکل ۲۱-۳ لایه مرزی در روتور ----- ۳۹
- شکل ۲۲-۳ جریان ثانویه در روتور ----- ۴۰
- شکل ۲۳-۳ افت‌های ثانویه و افت لقی ----- ۴۱
- شکل ۲۴-۳ جدایش جریان در الف) پره‌های استاتور ب) پره روتور د) صفحه نصف النهاری روتور ----- ۴۲
- شکل ۲۵-۳ مثلث سرعت در طراحی الف) اسمی ب) اصلاح شده ----- ۴۳
- شکل ۲۶-۳ بازدهی توربین بازا تغییر در متغیرهای دوم و سوم و زاویه ۶۸ درجه ----- ۴۵
- شکل ۲۷-۳ نمودار بیشترین بازدهی استاتیک ممکن توربین بازا زوایای مختلف خروجی استاتور ----- ۴۶
- شکل ۲۸-۳ سهم هر یک از افت‌ها در طول منحنی بازدهی استاتیک بیشینه ----- ۴۶

- شکل ۳-۲۹ تغییرات نسبت فشار با سرعت ویژه در سه نسبت سرعت بحرانی ----- ۴۷
- شکل ۳-۳۰ تغییرات نسبت ارتفاع تیغه‌های استاتور به قطر روتور در ورودی با سرعت ویژه در سه نسبت سرعت بحرانی ----- ۴۸
- شکل ۳-۳۱ مقایسه بازدهی استاتیک توربین با سیال عامل هوا و سیال R123 در سه فشار متفاوت -- ۴۹
- شکل ۳-۳۲ تاثیر افزایش فشار ورودی به توربین بر نسب انبساط آن در نسبت سرعت‌های بحرانی مختلف - ۵۰
- شکل ۳-۳۳ تاثیر فوق داغ کردن سیال R123 بر بازدهی استاتیک توربین ----- ۵۱
- شکل ۳-۳۴ تاثیر فوق داغ کردن سیال R123 بر نسبت انبساط توربین ----- ۵۱
- شکل ۳-۳۵ تغییرات کار انجام شده توسط توربین با تغییرات سرعت ویژه در چند فشار و نسبت سرعت بحرانی متفاوت بازا قطر میانگین خروجی برابر ----- ۵۲
- شکل ۳-۳۶ تغییرات زاویه خروجی استاتور با سرعت ویژه جهت رسیدن به بیشترین بازدهی استاتیک ۵۳
- شکل ۳-۳۷ تغییرات نسبت سرعت جت تیغه با سرعت ویژه جهت رسیدن به بیشترین بازدهی استاتیک - ۵۴
- شکل ۳-۳۸ نسبت ارتفاع تیغه‌های استاتور به قطر روتور در ورودی ----- ۵۴
- شکل ۳-۳۹ نسبت قطر لبه خارجی روتور در خروجی به قطر آن در ورودی ----- ۵۵
- شکل ۴-۱-۴ مثلث‌های سرعت در خروجی پره ----- ۶۱
- شکل ۴-۲ روتور اولیه مدل شده توسط نرم‌افزار BladeGen ----- ۶۱
- شکل ۴-۳ تغییر مساحت گذرگاه بین دو پره متوالی ----- ۶۳
- شکل ۴-۴ هندسه نهایی استاتور پس از چند سعی و خطا ----- ۶۳
- شکل ۴-۵ ایجاد ارتباط بین دو ماژول TurboGrid و BladeGen و تولید یک Workflow -- ۶۵
- شکل ۴-۶ الف) توپولوژی تولید شبکه در استاتور ب) شبکه تولید شده در استاتور ----- ۶۵
- شکل ۴-۷ توپولوژی مورد استفاده برای تولید شبکه در روتور ----- ۶۶
- شکل ۴-۸ لقی بین وجه بالایی تیغه‌های روتور و شroud ----- ۶۶
- شکل ۴-۹ شبکه تولید شده بر روی وجه بالایی تیغه‌ها ----- ۶۶
- شکل ۴-۱۰ نمای سه بعدی از شبکه تولید شده در الف) استاتور ب) روتور ----- ۶۷
- شکل ۴-۱۱ ایجاد ارتباط بین ماژول‌های مورد نیاز برای تحلیل در نرم‌افزار Ansys Workbench -- ۶۸
- شکل ۴-۱۲ استاتور و روتور در محیط Ansys CFX قبل و بعد از انطباق ----- ۶۸
- شکل ۴-۱۳ انطباق کامل استاتور و روتور ----- ۶۹
- شکل ۴-۱۴ اعمال آشفستگی در ورودی استاتور ----- ۷۰
- شکل ۴-۱۵ نمایش باقیمانده‌های معادله مومنتوم و پیوستگی ----- ۷۱
- شکل ۴-۱۶ باقیمانده معادله انرژی ----- ۷۲
- شکل ۴-۱۷ باقیمانده معادلات انتقال آشفستگی ----- ۷۲
- شکل ۴-۱۸ تغییرات دبی جرمی در ورودی با افزایش تعداد تکرارها ----- ۷۳
- شکل ۴-۱۹ تغییرات آنتالپی در خروجی توربین با افزایش تعداد تکرارها ----- ۷۳
- شکل ۴-۲۰ مقدار Y^+ در استاتور ----- ۷۴
- شکل ۴-۲۱ مقدار Y^+ در روتور ----- ۷۴
- شکل ۴-۲۲ ابعاد توربین مورد استفاده برای صحنه گذاری ----- ۷۶
- شکل ۴-۲۳ شبکه بندی استاتور مورد استفاده ----- ۷۶

- شکل ۴-۲۴ شبکه بندی روتور مورد استفاده ----- ۷۷
- شکل ۴-۲۵ شبکه بندی حلزونی در نرم افزار Ansys ICEM CFD ----- ۷۷
- شکل ۴-۲۶ شبکه بندی پخش کننده در نرم افزار Ansys ICEM CFD ----- ۷۸
- شکل ۴-۲۷ ترکیب بندی مورد استفاده برای حل مساله در محیط Ansys CFX ----- ۷۸
- شکل ۴-۲۸ باقیمانده های معادله مومنتوم و معادله پیوستگی ----- ۸۰
- شکل ۴-۲۹ باقیمانده معادله انرژی ----- ۸۰
- شکل ۴-۳۰ تغییرات دبی جرمی در ورودی با افزایش تعداد تکرارها ----- ۸۱
- شکل ۴-۳۱ تغییرات گشتاور خروجی از روتور با افزایش تعداد تکرارها ----- ۸۱
- شکل ۴-۳۲ آزمون حساسیت به شبکه ----- ۸۳
- شکل ۴-۳۳ ایجاد تراکم مشابه برای دو ترکیب بندی متفاوت روتور الف) ۱۰ تیغه با Splitter ب) ۱۵ تیغه ----- ۸۳
- شکل ۴-۳۴ تغییرات بازدهی توربین با تغییر در تعداد تیغه ها و سرعت دورانی روتور ----- ۸۴
- شکل ۴-۳۵ تغییرات توان خروجی از توربین با تغییر در تعداد تیغه ها و سرعت دورانی روتور ----- ۸۵
- شکل ۴-۳۶ نمونه ای از کانتورهای سرعت نسبی بدست آمده برای الف) ۱۰ تیغه ب) ۱۵ تیغه ج) ۲۰ تیغه ----- ۸۵
- د) ۱۸ تیغه ----- ۸۵
- شکل ۴-۳۷ کانتور عدد ماخ الف) روتور ۱۰ تیغه ب) روتور ۱۵ تیغه ج) روتور ۱۸ تیغه د) روتور ۲۰ تیغه ----- ۸۶
- شکل ۴-۳۸ کانتور فشار مطلق الف) روتور ۱۰ تیغه ب) روتور ۱۵ تیغه ج) روتور ۱۸ تیغه د) روتور ۲۰ تیغه ----- ۸۶
- شکل ۴-۳۹ کانتور دما الف) روتور ۱۰ تیغه ب) روتور ۱۵ تیغه ج) روتور ۱۸ تیغه د) روتور ۲۰ تیغه ----- ۸۷
- شکل ۴-۴۰ بردارهای سرعت مطلق جریان در خروج از روتور الف) قبل از تصحیح ب) بعد از تصحیح ----- ۸۹
- شکل ۴-۴۱ تاثیر تغییر طول Splitterها بر گشتاور خروجی روتور ----- ۸۹
- شکل ۴-۴۲ تاثیر تعداد تیغه ها بر مشخصات توربین در سرعت دوران 8460 rpm قبل و بعد از اصلاح زاویه خروج ----- ۹۰
- شکل ۴-۴۳ تاثیر تعداد تیغه ها بر توان و فشار خروجی در سرعت دوران 8460 rpm قبل و بعد از اصلاح زاویه خروج ----- ۹۱
- شکل ۴-۴۴ هندسه روتور با چهار ارتفاع متفاوت و سایر مشخصات یکسان ----- ۹۲
- شکل ۴-۴۵ تاثیر تغییر ارتفاع روتور بر مشخصات توربین ----- ۹۳
- شکل ۴-۴۶ تاثیرات تغییرات دبی جرمی در دما و فشار اولیه بر خروجی توربین منتخب ----- ۹۴
- شکل ۴-۴۷ تغییرات عدد ماخ در توربین منتخب با تغییرات دبی جرمی الف) $27/5 \text{ Kg/s}$ ب) 28 Kg/s ج) 29 Kg/s د) $29/5 \text{ Kg/s}$ ----- ۹۵
- شکل ۴-۴۸ تاثیر تغییرات دمای ورودی در دبی و فشار اولیه بر خروجی توربین منتخب ----- ۹۶
- شکل ۴-۴۹ تغییرات عدد ماخ در توربین با تغییرات دمای ورودی الف) 425 K ب) $427/5 \text{ K}$ ج) 430 K ----- ۹۷
- د) 435 K ----- ۹۷
- شکل ۴-۵۰ تاثیر تغییرات فشار ورودی در دبی و دمای اولیه بر خروجی توربین منتخب ----- ۹۸
- شکل ۴-۵۱ تغییرات عدد ماخ با تغییر در فشار ورودی الف) $2/09 \text{ MPa}$ ب) $2/045 \text{ MPa}$ ج) 2 MPa ----- ۹۹

فهرست لغات و اصطلاحات

b	ارتفاع تیغه‌ها
BT	دمای جوش
c	سرعت مطلق در مثلث سرعت‌ها
C_p	ظرفیت گرمایی ویژه در فشار ثابت
C_p^0	ظرفیت گرمایی ویژه در فشار صفر پاسکال
D	قطر
GWP	پتانسیل گرم کردن زمین
h	آنتالپی استاتیک
h_0	آنتالپی کل
k	انرژی جنبشی
MW	وزن مولکولی
p'	فشار تغییر یافته
\dot{M}	دبی جرمی
N	سرعت دوران
n	تعداد تیغه
N_s	سرعت ویژه
ODP	پتانسیل تخریب لایه اوزون
P	فشار استاتیک
P'	فشار کل
P_c	فشار بحرانی
Pr_t	عدد پранتل آشفتگی
R	ثابت جهانی گازها
S	آنتروپی
S_E	تولید انرژی
S_M	تولید مومنوم
SS	سرعت صوت
T	دمای استاتیک
T'	دمای کل
T_c	دمای بحرانی
T_r	دمای کاهیده
u	سرعت تیغه در مثلث سرعت‌ها
U_i	مولفه U سرعت در جریان آشفته
\bar{U}_i	مولفه U متوسط زمانی سرعت در جریان آشفته
u_i	مولفه u قسمت نوسانی سرعت در جریان آشفته
V_{cr}	سرعت بحرانی

V_j	سرعت جت
V_M	حجم مولی
W	کار
w	سرعت نسبی در مثلث سرعت‌ها
α	زاویه ورودی تیغه
β	زاویه خروجی تیغه
δ_{ij}	تابع دلتای دیراک
$\eta_{ts}(\eta_s)$	بازدهی کل به استاتیک (استاتیک)
λ	ضریب هدایت حرارت
μ	چسبندگی ^۱ دینامیکی
μ_{eff}	چسبندگی موثر
μ_t	چسبندگی ادی ^۲
ν	ویسکوزیته سینماتیک
ρ	دانسیته
τ_{ij}	تانسور تنش
Ω	ضریب خروج از مرکز ^۳
ω	فرکانس نوسان آشفستگی

¹ Viscosity

² Eddy

³ Acentric Factor

۱ فصل اول: مقدمه

انرژی یک کمیت عددی^۱ است که بطور مستقیم قابل مشاهده نمی‌باشد اما می‌توان آنرا با روش‌های غیر مستقیم تخمین زد [۱]. تعریف دقیق انرژی امری مشکل می‌باشد با این حال می‌توان انرژی را بعنوان قابلیت ایجاد تغییر در نظر گرفت [۲].

یکی از پر کاربردترین انواع انرژی، انرژی الکتریکی می‌باشد. این انرژی بوسیله تبدیل سایر انرژی‌ها از جمله انرژی گرمایی بدست می‌آید. این تبدیل انرژی در نیروگاه‌هایی انجام می‌شود که صرف نظر از نوع انرژی اولیه تبدیل شده همگی بر اساس سیکل‌های ترمودینامیکی کار کرده که یکی از پر کاربردترین آنها سیکل رانکین^۲ می‌باشد. بازدهی این سیکل‌ها با توجه به محدودیت‌های موجود پایین می‌باشد. بعنوان مثال طبق آمار وزارت نیرو بازده نیروگاه‌های بخار در ایران در حدود ۳۲٪ می‌باشد. برای رفع این محدودیت تولید همزمان^۳ ابداع شده و روز به روز بر کاربرد آن افزوده می‌شود. در تولید همزمان از یک منبع انرژی برای تولید همزمان دو نوع انرژی مفید در یک سیستم یکپارچه استفاده می‌شود. این دو نوع انرژی شامل انرژی مکانیکی و انرژی حرارتی می‌باشد. از انرژی مکانیکی می‌توان بطور مستقیم برای تولید برق استفاده کرد و از انرژی حرارتی می‌توان برای گرمایش مراکز و ساختمان‌ها استفاده نمود که این ترکیب بندی به اختصار CHP^۴ نامیده می‌شود. چنانچه دمای این انرژی حرارتی به اندازه کافی بالا باشد می‌توان از آن برای تولید برق استفاده نمود که در این صورت این دو سیستم تولید برق، تشکیل یک سیکل ترکیبی^۵ را می‌دهند. بعنوان مثال می‌توان به سیکل ترکیبی برایتون^۶-رانکین اشاره کرد که در آن حرارت خروجی از توربین گاز (سیکل برایتون) به دلیل داشتن دمای بالا بعنوان منبع حرارتی برای سیکل رانکین (توربین بخار) استفاده می‌شود.

¹ Scalar quantity

² Rankine

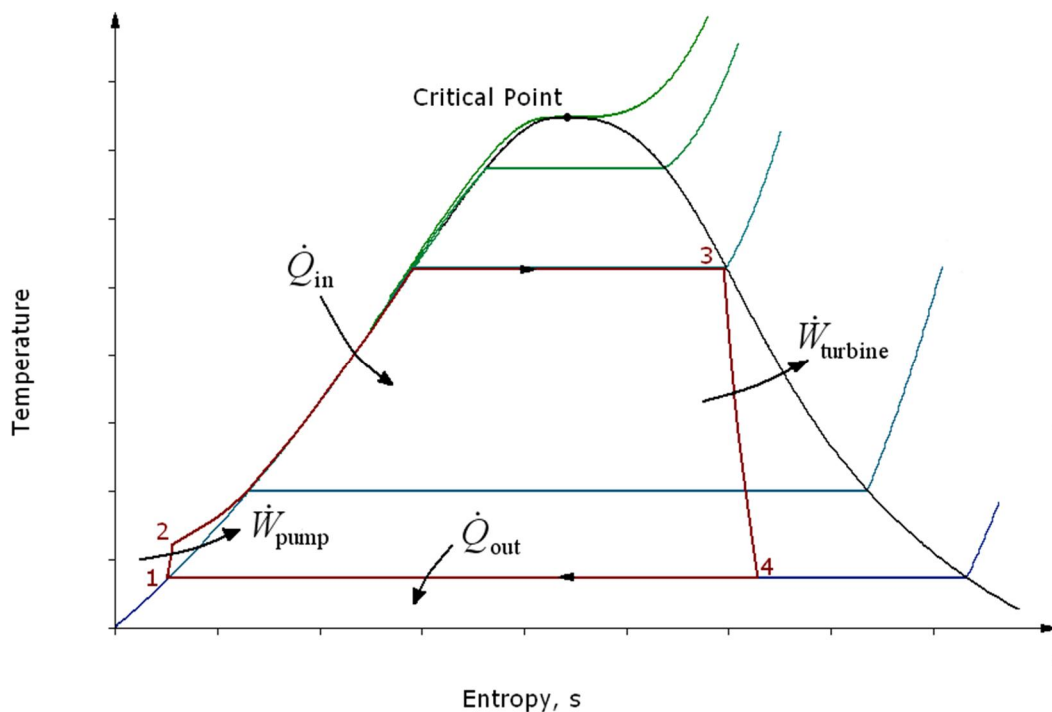
³ cogeneration

⁴ Combined Heat and Power

⁵ Combined cycle

⁶ Brayton

در شکل ۱-۱ شماتیکی از سیکل رانکین در نمودار T-S نشان داده شده است. در این سیکل فرایند ۱-۲ بیانگر انتقال کار بوسیله پمپ به سیال عامل در فاز مایع می‌باشد که نتیجه آن افزایش فشار مایع اشباع تا فشار بویلر^۱ می‌باشد. فرایند ۲-۳ بیانگر انتقال حرارت به سیال بوده که شامل دو قسمت انتقال حرارت در فاز مایع اشباع و انتقال حرارت در ناحیه دو فازی می‌باشد. انتقال حرارت در ناحیه دو فازی صرف تغییر فاز مایع اشباع به بخار اشباع در دمای ثابت می‌شود که این دما بیشینه دمای سیکل نیز می‌باشد. فرایند ۳-۴ بیانگر انبساط بخار اشباع در توربین بوده که نتیجه آن تولید کار مکانیکی می‌باشد. فرایند ۴-۱ بیانگر انتقال حرارت به محیط در دمای ثابت و توسط کندانسور می‌باشد. طی این فرایند سیال دو فازی با از دست دادن حرارت به مایع اشباع تبدیل و برای طی کردن مجدد سیکل آماده می‌شود.



شکل ۱-۱ شماتیکی از سیکل رانکین

سیال عامل در این سیکل منحصر به آب نبوده بلکه هر سیالی که دارای خواص دمای جوش

¹ Boiler

نرمال پایین، سمی نبودن، عدم خوردگی، در دسترس بودن، داشتن پایداری حرارتی در بیشترین دمای سیکل و نداشتن مسائل زیست محیطی شامل عدم تخریب لایه ازن و اثر گلخانه‌ای باشد را می‌توان بعنوان سیال کاری انتخاب کرد. هم‌اکنون آب بعنوان یک ماده ارزان و در دسترس و خواص تقریباً مطلوب ترموفیزیکی بعنوان سیال عامل در نیروگاه‌ها استفاده می‌شود اما این خواص به نحویست که امکان استفاده از آن بعنوان سیال عامل در نیروگاه‌هایی با دمای بیشینه پایین‌تر از ۳۷۰ درجه سانتی‌گراد را غیر اقتصادی و کم بازده می‌نماید [۳].

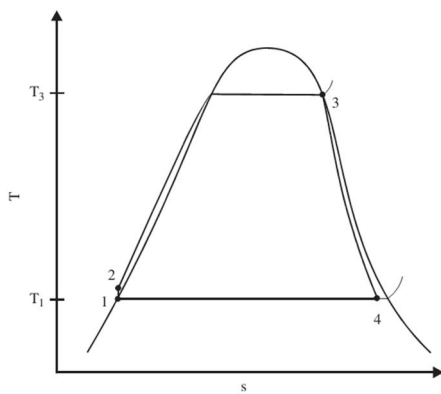
با افزایش هزینه‌های مربوط به سوخت، تلاش برای استفاده بهینه از آن و همچنین استفاده از انرژی‌های تجدید پذیر نظیر انرژی خورشیدی و زمین گرمایی آغاز شد. به علت دمای پایین منابع انرژی اتمالی در صنایع و منابع انرژی تجدید پذیر امکان استفاده از آب برای تولید توان میسر نیست. بنابراین برای غلبه بر این مشکل از سیالات آلی^۱ بجای آب استفاده شد که به سیکل رانکین آلی^۲ یا ORC معروف می‌باشد. در شکل ۱-۲ سیکل ORC بصورت شماتیک نشان داده شده است. همان‌گونه که در این شکل مشاهده می‌شود تمام فرآیندهای سیکل ORC ساده همانند مراحل سیکل شکل ۱-۱ می‌باشد به این علت که هر دو سیکل از نوع رانکین بوده و تفاوت این دو در سیال عامل متفاوت و دما و فشار پایین‌تر سیکل رانکین آلی نسبت به سیکل رانکین بخار می‌باشد. در شکل ۱-۳ تجهیزات موجود در سیکل ساده ORC بصورت شماتیک نشان داده شده است. می‌توان با استفاده از بازیاب درونی^۳ سیکل رانکین را از حالت ساده و پایه‌ای در آورده و بازدهی سیکل را افزایش داد. شکل ۱-۴ سیکل ORC با بازیاب درونی و تجهیزات استفاده شده در آن را بصورت شماتیک نشان می‌دهد. وظیفه بازیاب در این سیکل انتقال حرارت از سیال خروجی از توربین به سیال ورودی به تبخیرکننده^۴ می‌باشد. استفاده از بازیاب این مزیت عمده را به همراه دارد که سبب کاهش اختلاف دمای بین منبع حرارتی و سیال عامل شده و بنابراین با کاهش بازگشت‌ناپذیری در تبخیر کننده و کاهش حرارت مورد

¹ Organic Fluids

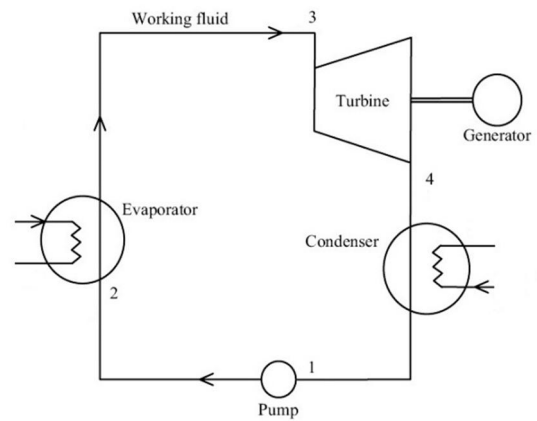
² Organic Rankine Cycle

³ Regenerator

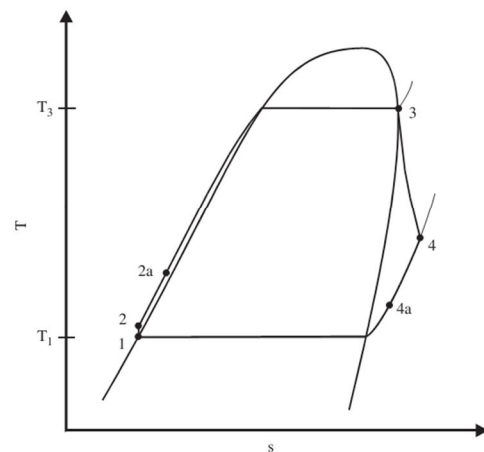
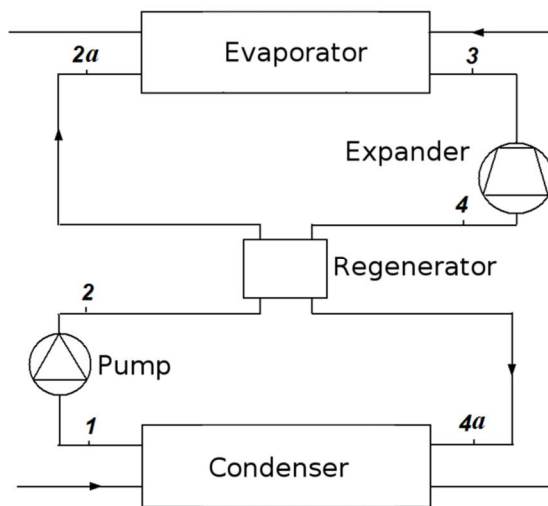
⁴ Evaporator



شکل ۲-۱ سیکل ساده ORC



شکل ۳-۱ تجهیزات به کار رفته در یک سیکل ساده ORC



شکل ۴-۱ سیکل ORC با بازیاب درونی و تجهیزات بکار رفته شده در آن

نیاز سبب افزایش بازدهی حرارتی سیکل خواهد شد. این اتفاق در کندانسور نیز اتفاق می افتد یعنی با کاهش اختلاف دما بین سیال عامل و سیال خنک کننده سبب کاهش بازگشت ناپذیری در کندانسور می شود که نتیجه آن افزایش بازدهی حرارتی و اغزرژی سیکل می باشد. همچنین بدلیل کاهش دمای سیال ورودی به کندانسور احتیاج به مبدل حرارتی کوچکتر بوده و کار کمتری برای حرکت سیال خنک کننده مصرف خواهد شد که این مساله نیز به افزایش بازدهی حرارتی سیکل کمک می کند.

با توجه به اینکه نوع سیال عامل نقش مهمی در عملکرد سیکل دارد و به ویژه اینکه سیالات آلی کارآیی بالایی در این سیکل ها یافته اند، لازم است بحث مختصری درباره سیالات آلی صورت

گیرد.

۱-۱ سیالات آلی

سیال آلی شامل یک یا چند اتم کربن بوده که به یک یا چند اتم دلخواه دیگر با پیوند کووالانسی متصل شده است. اتم‌های معمول در این نوع از سیالات علاوه بر کربن که پایه این نوع از سیالات حساب می‌شود شامل هیدروژن، اکسیژن، سولفور، نیتروژن و هالوژن‌ها می‌باشد. این سیالات با توجه به خواص شیمیایی که دارند در دسته‌های متفاوتی قرار می‌گیرند از جمله آلکان‌ها، آلکن‌ها، الکل‌ها، آمیدها و... برخی از این سیالات به علت داشتن خواص مطلوب در ساخت دستگاه‌های تبرید استفاده می‌شوند و اصطلاحاً به آنها میرد^۱ گفته می‌شود. میردها دارای برخی خواص نامطلوب هستند از جمله خوردگی، سمیت، اشتعال پذیری و خاصیت انفجاری و اثرات سوء زیست محیطی. هر سیال آلی می‌تواند بطور همزمان یک یا تعدادی از این خواص را داشته باشد. البته شدت و ضعف این خواص در سیالات مختلف متفاوت بوده بطوریکه نمی‌توان هیچ سیالی آلی را پیدا کرد که بدون هیچ یک از این مشکلات باشد. بنابراین طی پروتکل ۱۹۸۹ مونترال^۲ محدودیت‌هایی برای استفاده از این سیالات وضع گردید. بدنبال این قضیه برای مشخص کردن میزان این خواص استاندارد توسط موسسه ASHRAE^۳ منتشر گردید. بعنوان مثال در ANSI/ASHRAE Standard 34 ایمنی میردها بر اساس میزان سمیت و اشتعال پذیری مشخص شده است. در این استاندارد به هر سیال یک عبارت مانند A1 یا B3 نسبت داده می‌شود میزان سمیت گاز بوسیله حرف A یا B مشخص می‌شود که حرف A برای مواد با سمیت کم و حرف B برای مواد با سمیت زیاد بوده و عدد نوشته شده کنار حرف مشخص کننده میزان اشتعال پذیری سیال می‌باشد. عدد ۱ برای سیالی با قابلیت عدم پخش شعله بوده و عدد ۳ برای سیالات با اشتعال پذیری بالا می‌باشد. بنابراین سیالاتی که در گروه A1 قرار دارند از نظر ایمنی در بهترین حالت می‌باشند.

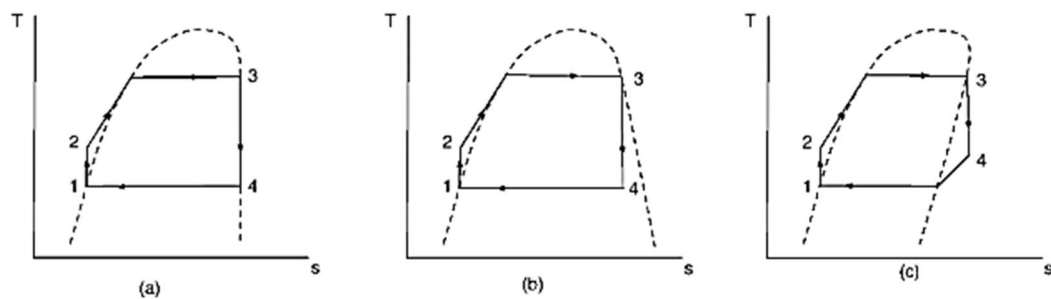
چنانچه منحنی بخار اشباع را برای میردهای مختلف در نمودار T-S رسم کنیم سه حالت

¹ Refrigerant

² 1989 Montreal Protocol

³ American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers

متفاوت شکل می‌گیرد که بر اساس آن مبردها به سه گروه تقسیم می‌شوند. در شکل اول شیب منحنی بخار اشباع منفی می‌باشد. به مبردهایی که چنین منحنی بخار اشباعی داشته باشند مبردهای خیس^۱ گفته می‌شود که از جمله می‌توان به آمونیاک، پروپان و R134a اشاره کرد. مبردهایی که شیب منحنی بخار اشباع آن بینهایت یا مقادیر بسیار زیاد باشد گروه دوم را تشکیل داده و به آنها مبرد آیزنتروپیک^۲ گفته می‌شود که بعنوان مثال می‌توان به R12 و R22 اشاره کرد و گروه سوم که شیب منحنی بخار اشباع آنها مثبت باشد را اصطلاحاً مبردهای خشک^۳ می‌نامند. R113، R123، R245fa و R245ca در گروه سوم جای می‌گیرند. در شکل ۱-۵ سه گروه توضیح داده شده نشان داده شده است.



شکل ۱-۵ دسته بندی انواع مبردها (a) مبرد آیزنتروپیک (b) مبرد خیس (c) مبرد خشک علت این نوع نام گذاری به این دلیل است که چنانچه در یک فرآیند تک آنتروپی دمای مبرد کاهش داده شود در مبردهای گروه خیس قطرات مبرد تشکیل شده و مبرد وارد ناحیه دو فاز می‌شود در صورتیکه در مبردهای خشک پس از طی همان فرآیند مبرد همچنان در ناحیه تک فاز باقی می‌ماند. مبردهای آیزنتروپیک خود دارای منحنی بخار اشباع تک آنتروپی بوده و بنابراین به آنها مبردهای آیزنتروپیک گفته می‌شود. در جدول ۱-۱ تعدادی از مبردهای پرکاربرد و خواص آنها بیان شده است.

¹ Wet Refrigerants
² Isentropic Refrigerants
³ Dry Refrigerants

جدول ۱-۱ خواص آب و چند سیال آلی

نوع	P_c (MPa)	T_c (°C)	BT(°C)	MW	GWP ²	ODP ¹	گروه ایمنی
خیس	۲۲/۰۶	۳۷۳/۹	۱۰۰	۱۸/۰۲	<۱	۰	A1
آیزنتروپیک	۴/۴	۱۹۸	۸/۹	۱۳۷/۷۷	۴۶۰۰	۱	A1
خیس	۴/۱۳	۱۱۲	-۲۹/۸	۱۲۰/۹۱	۱۰۶۰۰	۰/۹۵	A1
خشک	۳/۳۹	۲۱۴/۱	۴۷/۵۹	۱۸۷/۳۸	۶۰۰۰	۰/۸۵	A1
خشک	۳/۶	۱۸۳/۷	۲۷/۸	۱۵۲/۹۳	۱۲۰	۰	A1
خیس	۳/۶۳	۶۶/۲	-۴۸/۱۸	۱۲۰/۰۲	۳۴۰۰	۰	A1
خیس	۴/۰۶	۱۰۱/۱	-۲۶/۱	۱۰۲/۰۴	۱۳۰۰	۰	A1
خیس	۳/۸۳	۷۳/۱	-۴۷/۶	۸۴/۰۴	۴۳۰۰	۰	A2
خیس	۴/۵۲	۱۱۳/۳	-۲۷/۷	۶۶/۰۵	۱۲۰	۰	A3
خشک	۳/۱۲	۱۳۰/۶	-۱/۱	۱۵۲/۰۵	۹۶۵۰	۰	A1
خشک	۳/۶۴	۱۵۴	۱۵/۳	۱۳۴/۰۵	۱۰۲۰	۰	B1
خشک	۳/۹۲۵	۱۷۴/۴	۲۵	۱۳۴/۰۵	۶۸۲	۰	B1
خشک	۳/۶۴	۱۳۵	-۱۱/۷	۵۸/۱۲	۴	۰	A3
خیس	۳/۷۱	۷۲	-۴۶/۳۹	۹۷/۶	۳۳۰۰	۰/۰۴	A1
خیس	۴/۵۹	۶۸/۸	-۴۳/۶	۸۶/۲	۱۸۰۰	۰	A1

۱: Ozone Depletion Potential معیار تخریب لایه ازن می‌باشد. مقادیر نزدیک به صفر مطلوب می‌باشد.

۲: Global Warming Potential معیار تاثیر گاز بر گرمایش کره زمین می‌باشد. عدد ۱ برای گاز CO_2 بعنوان مبنا انتخاب شده و سایر گازها نسبت به این گاز سنجیده می‌شوند. مقادیر نزدیک به ۱ مطلوب می‌باشد.

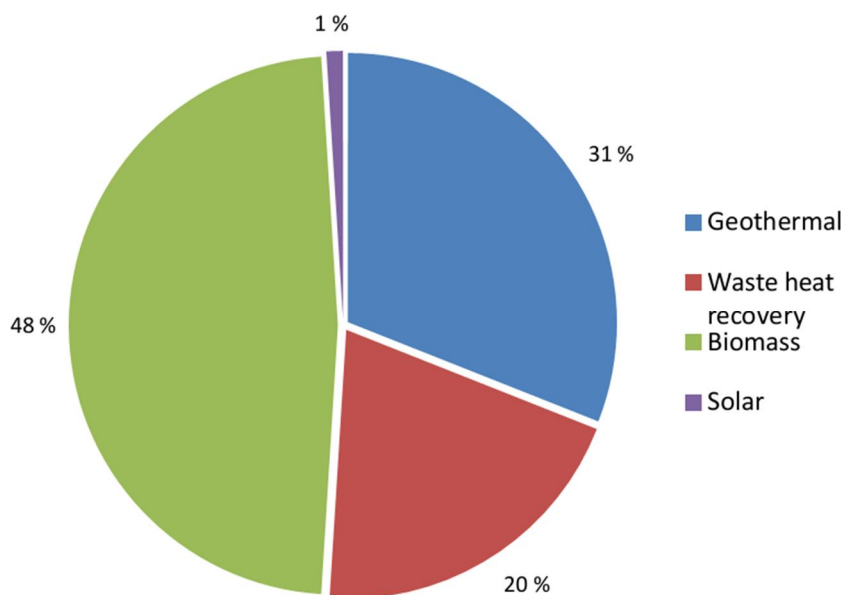
۲-۱ وضعیت فعلی بکارگیری ORC در جهان

هم اکنون بیش از ۲۸ کشور مختلف در حال بهره برداری صنعتی از این نوع از نیروگاه‌ها می-

باشند [۴]. طبق آمار سال ۲۰۰۹ میلادی بیش از ۱۶۰۰ مگاوات برق در بیش از ۲۰۰ نیروگاه که بر

پایه سیکل ORC کار می‌کنند در دنیا در حال تولید می‌باشد [۵].

این نیروگاه‌ها بر اساس منبع حرارتی مورد استفاده در چهار شاخه زمین‌گرمایی^۱، بازیابی حرارت اتلافی^۲، سوخت زیستی^۳ و خورشیدی^۴ تقسیم بندی شده‌اند. سهم هر یک از این شاخه‌ها در سال ۲۰۰۹ میلادی در شکل ۱-۶ نشان داده شده است.



شکل ۱-۶ سهم هر یک از انواع نیروگاه‌های ساخته شده تا سال ۲۰۰۹ از میزان کل انرژی تولید شده توسط سیکل‌های ORC

۱-۲-۱ نیروگاه زمین‌گرمایی

دمای سیال خروجی از زمین بعنوان منبع حرارتی در مناطق مختلف متفاوت بوده و دامنه دمایی زیادی دارد. کمترین دمای ممکن برای یک سیکل عملی ORC در حدود ۱۰۰ درجه سانتی‌گراد می‌باشد در حالیکه نیروگاه‌های زمین‌گرمایی در دماهای حدود ۲۰۰ درجه و بالاتر کار می‌کنند. دماهای بالاتر از ۱۵۰ درجه سانتی‌گراد امکان بالا بردن دمای سیال خنک‌کننده کندانسور را در محدوده ۶۰ درجه سانتی‌گراد و بالاتر ممکن می‌سازد تا بتوان بدین وسیله از انرژی موجود در سیال خنک‌کننده برای اهداف گرمایشی استفاده کرده و بازدهی انرژی را افزایش داد. در شاخه زمین

¹ Geothermal
² Waste heat recovery
³ Biomass
⁴ Solar

گرمایی می‌توان به نیروگاه ۱۰۰۰ کیلوواتی آلت^۱ اتریش و ۵۶۰۰ کیلوواتی دورنهار^۲ مونیخ آلمان اشاره کرد.

۱-۲-۲ نیروگاه خورشیدی و سوخت زیستی

در نیروگاه خورشیدی و سوخت زیستی دلیل بالا بودن دمای منبع حرارتی امکان استفاده از آب بعنوان سیال عامل وجود دارد اما نیروگاه‌های سیکل رانکین بخار برای داشتن بازدهی مناسب و در نتیجه صرفه اقتصادی مناسب احتیاج به فشار و دمای بالا دارند لذا به نظر می‌رسد که هزینه ساخت آنها نسبت به سیکل ORC که در همان شرایط کار کرده و دارای بازدهی حرارتی مشابه می‌باشد بیشتر می‌باشد. از نیروگاه‌های ساخته شده در شاخه سوخت زیستی می‌توان به نیروگاه‌های آبتنو^۳ با توان ۱۱۰۰ کیلووات در کشور اتریش و آینرینگ^۴ با توان تولید ۸۰۰ کیلووات در کشور آلمان اشاره کرد که دارای کاربرد CHP می‌باشند.

۱-۲-۳ نیروگاه بازیافت حرارت اتلافی

واحدهای صنعتی فراوانی وجود دارند که در آنها انرژی زیادی در دماهای پایین هدر می‌رود. این حرارت را می‌توان بعنوان یک منبع حرارتی برای سیکل ORC استفاده کرد. از جمله طبق بررسی انجام گرفته در سال ۲۰۰۵ [۶] مشخص شد که حدود ۴۰٪ حرارت مصرف شده در صنعت سیمان در دمای بین ۲۱۵ تا ۳۱۵ درجه سانتی‌گراد هدر می‌رود. همچنین براساس برآورد تقریبی که در سال ۲۰۰۴ از صنعت شیشه در آمریکا انجام شده مشخص گردید که حدود ۱۹٪ از حرارت استفاده شده در این صنعت در دمای حدود ۱۵۰ درجه سانتی‌گراد هدر می‌رود که معادل $2.5 \times 10^{16} \text{joule/year}$ یا $7.92 \times \frac{10^9 \text{joule}}{\text{sec}} \equiv 792 \text{ MW}$ می‌باشد. این اتلاف حرارتی در سایر واحدهای تولیدی نظیر صنایع فولاد، پتروشیمی و نیروگاه‌های بزرگ بخار نیز وجود دارد. در ایران بعلت قدمت در بسیاری از

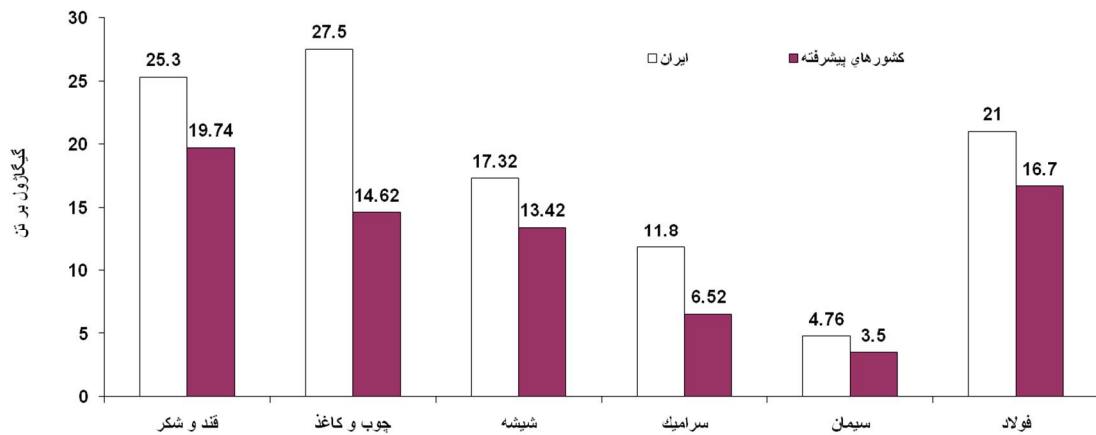
¹ Altheim

² Durrnhaar

³ Abtenau

⁴ Ainring

واحدهای تولیدی و همچنین استفاده از تکنولوژی پایین تر نسبت به سایر کشورهای پیشرفته این اتلاف انرژی شدیدتر می باشد. بعنوان مثال در گزارشی که توسط وزارت نیرو منتشر شده می توان به این اختلاف پی برد. در شکل ۱-۷ این تفاوت بازدهی نشان داده شده است.



شکل ۱-۷ مقایسه مصرف ویژه انرژی برخی از صنایع ایران با کشورهای پیشرفته

بعنوان مثالی دیگر طبق آمار سال ۱۳۸۳ صنایع شیشه سازی در ایران معادل ۴۶۲ میلیون متر مکعب گاز طبیعی مصرف کرده اند. ارزش حرارتی هر متر مکعب گاز طبیعی در حدود ده هزار کیلو کالری می باشد. با یک محاسبه ساده مشخص می شود که صنعت شیشه ایران در هر ثانیه معادل ۶۱۲ مگاژول انرژی مصرف می کند. چنانچه میزان اتلاف انرژی در این صنعت را مشابه با آمریکا در نظر بگیریم معادل ۱۲۲ مگاژول انرژی با دمای تقریبی ۱۵۰ درجه سانتی گراد در هر ثانیه هدر می رود. این میزان اتلاف انرژی تنها در یک صنعت مشخص کننده وجود بستری مناسب برای توسعه سیکل ORC در ایران می باشد. از نیروگاه های ساخته شده برای بازیافت انرژی در سایر کشورها که بر اساس سیکل ORC کار می کنند می توان به نیروگاه ۴ مگاواتی کشور رومانی که برای بازیافت انرژی در کارخانه سیمان و نیروگاه ۶۰۰ کیلوواتی کمپن^۱ آلمان که برای بازیافت انرژی خروجی از اگزوز موتورهای احتراق داخلی ساخته شده اند اشاره کرد.

^۱ Kempen

۲ فصل دوم: لزوم بررسی موضوع

۱-۲ تاریخچه ORC

استفاده از سیال آلی بجای آب برای تولید قدرت به دهه ۸۰ قرن ۱۹ بازمی‌گردد یعنی جایی که برای اولین بار بجای آب از نفتا برای تولید قدرت استفاده گردید. دو محقق انگلیسی و آمریکایی به طور مجزا از بخار نفتا بجای بخار آب برای تولید قدرت استفاده کردند. فرانک اوفلت^۱ در سال ۱۸۸۳ قایق شخصی خود را که مجهز به یک موتور بخار بود بر اساس سیکل رانکین طراحی کرد. در این سیکل بجای آب از نفتا برای تولید توان استفاده گردید. پس از جنگ جهانی دوم تحقیقات جدی بر روی ORCها در روسیه، آمریکا و اسرائیل شکل گرفت که در نتیجه تحقیقات عملی انجام گرفته در دهه ۳۰ قرن بیستم در ایتالیا بوده‌اند. اولین ORC با منبع حرارتی خورشید در سال ۱۹۶۱ میلادی توسط هری تابور^۲ و لوسین برونیکچی^۳ گسترش داده شد. در دهه ۸۰ تعداد اندکی واحد تولید برق با توان بیشتر از ۵۰ کیلووات ساخته شد که عمدتاً با کلروبنزن^۴، فلورینول^۵ ۸۵ و یا تولوئن^۶ بعنوان سیال کاری کار می‌کردند.

تاکنون نیروگاه‌های حرارتی فراوانی در سراسر دنیا طراحی و ساخته شده‌اند که بر اساس سیکل ORC کار می‌کنند. توان تولیدی این نیروگاه‌ها متفاوت بوده و در محدوده ۱۰۰ کیلووات تا ۱۰ مگاوات متغیر می‌باشد. تقریباً تمام نیروگاه‌های با توان پایین به صورت واحدهای یک‌پارچه^۷ ساخته شده و براحتی قابل حمل می‌باشند. شکل ۱-۲ سه نمونه از این واحدهای تولید برق را نشان می‌دهد.

¹ Frank Ofeldt

² Harry Zvi Tabor

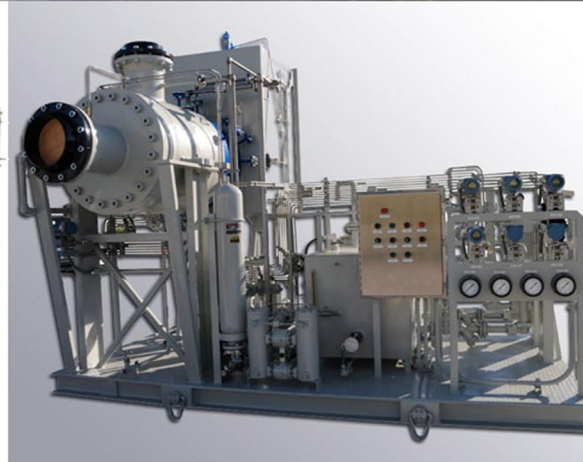
³ Lucien Bronicki

⁴ Chlorobenzene

⁵ Fluorinol 85

⁶ Toluene

⁷ Single Skid



شکل ۱-۲ سه نمونه واحد تولید برق با ساختار یک پارچه

نیروگاه‌های با توان بالا معمولاً بصورت چندپارچه^۱ می‌باشند بطوریکه تجهیزات آنها در محل ساخت نیروگاه به یکدیگر متصل و مونتاژ می‌شوند و از این جهت شبیه به نیروگاه‌های بزرگ بخار می‌باشند. در شکل ۲-۲ یک نمونه از این نوع نیروگاه نشان داده شده است.

^۱ Multiple Skid



شکل ۲-۲ نیروگاه ۴/۷ مگاواتی Huelva اسپانیا با ساختار چند پارچه

۲-۲ پیشینه پژوهش

تاکنون تلاش‌های زیادی با رویکرد افزایش بازدهی و توان خروجی ORC‌ها به انجام رسیده است. نکته‌ای که در تمام این تحقیقات به آن اشاره شده است تاثیر همزمان نوع سیال کاری و شرایط کاری سیکل بر بازدهی حرارتی و اگزرژی سیکل می‌باشد. در عمده این تحقیقات تاثیر اجزاء سیکل از جمله منبسط کننده‌ها^۱ بر کارایی آن نادیده گرفته شده و تنها به بررسی شرایط و نوع سیال کاری بسنده شده است.

۱-۲-۲ مطالعات و فعالیت‌های انجام شده

مارچینیاک^۲ [۷]، ۱۹۸۱، با تحلیل عملکرد سیکل ORC به روش تحلیلی و تاثیرات استفاده از

^۱ Expanders

^۲ Marciniak

سیالات آلی نظیر بنزن، تولوئن و مبردهای CFC و جانشینان جدید این سیالات، معیارهایی برای انتخاب سیال کاری بر مبنای درجه حرارت‌هایی که بازیافت حرارت در آن دماها انجام می‌پذیرد تعیین کرده‌اند.

چادویر^۱ [۸]، ۱۹۸۵، سیکلی را به روش تحلیلی برای استفاده از انرژی خورشیدی با ظرفیت ۳۷ KW و استفاده از تولوئن بعنوان سیال کاری در درجه حرارت متوسط طراحی نموده است.

مانکو^۲ و نروگنا^۳ [۹]، ۱۹۸۵، رفتار ترمودینامیکی سیستم‌های ORC را با کمک شبیه‌سازی رایانه‌ای تحلیل کرده و طرح‌های بسیاری را برای انتخاب سیال مناسب برای کاربرد بازیافت حرارت بوسیله سیکل ORC ارائه داده‌اند.

شولیتز^۴ [۱۰]، ۱۹۸۶، به تحلیل بازیافت حرارت اتلافی به روش تحلیلی در محدوده دمایی بین ۲۰۰ تا ۵۰۰ درجه سانتی‌گراد از خروجی دود یک موتور احتراق داخلی با استفاده از سیکل ORC به عنوان سیکل بنیادی پرداخته و محدوده کارکرد بهینه را برای هر سیال کاری بدست آورده است.

لی^۵ و همکاران [۱۱]، ۱۹۹۳، مطالعاتی در مورد بازده یک سیکل رانکین ایده‌آل با چند سیال متفاوت را انجام داده و خواص ترموفیزیکی سیال کاری را با استفاده از معادلات حالت محاسبه نموده‌اند.

هانگ^۶ [۱۲]، ۲۰۰۱، به تاثیر خواص پنج سیال کاری متفاوت و تغییرات فشار بیشینه سیکل بر بازگشت‌ناپذیری‌ها و بازدهی سیکل می‌پردازد.

¹ Chaudoir

² Manco

³ Nervegna

⁴ Schultiz

⁵ Lee

⁶ Hung

تائو لیو^۱ و همکاران [۱۳]، ۲۰۰۴، تاثیر دمای بحرانی ده سیال کاری متفاوت و همچنین تاثیر دمای بیشینه سیکل بر بازدهی حرارتی و بازدهی بازیافت انرژی^۲ در سیکل ORC مورد بررسی قرار گرفته است.

باها صالح^۳ و همکاران [۱۴]، ۲۰۰۷، فوق داغ کردن ۳۱ سیال عامل متفاوت با و بدون استفاده از بازیاب درونی برای رسیدن به بیشترین بازدهی حرارتی سیکل با استفاده از روش تحلیلی بررسی شده است.

اینورنیزی^۴ و همکاران [۱۵]، ۲۰۰۷، در این تحقیق استفاده از سیکل ORC با شانزده سیال کاری متفاوت برای بازیافت انرژی خروجی از توربین گاز با توان ۱۰۰KW و در محدوده دمای بین ۲۵۰ تا ۳۰۰ درجه سانتی‌گراد مورد بررسی قرار گرفته است. همچنین در انتها به طراحی مقدماتی یک توربین جریان شعاعی پرداخته شده است.

دشر و برگمن^۵ [۱۶]، ۲۰۰۷، استفاده از سیکل ORC برای تولید توان در یک نیروگاه سوخت زیستی به روش تحلیلی و با استفاده از جداول ترمودینامیکی و معادله حالت Peng–Robinson مورد تحلیل قرار گرفته و بیشینه دما و فشار سیکل که در آن بیشترین بازدهی سیکل حاصل می‌شود تعیین شده و مشخص شده که خانواده آلکین‌بنزن‌ها بیشترین بازدهی سیکل را در این نیروگاه‌ها که دمای بیشینه سیکل در آنها در حدود ۶۰۰ درجه سانتی‌گراد می‌باشد دارا می‌باشند.

ماگو^۶ و همکاران [۱۷]، ۲۰۰۷، تاثیر هفت سیال کاری مختلف بر بازده حرارتی و اگزرژی بصورت تحلیلی مورد بررسی قرار گرفته است.

¹ Tau Liu

² heat-recovery efficiency

³ Bahaa Saleh

⁴ Invernizzi

⁵ Drescher and Bruggemann

⁶ Mago

لمورت^۱ و همکاران [۱۸]، ۲۰۰۹، طی یک تحقیق تجربی به بررسی عوامل موثر بر کارایی یک Scroll expander که با سیال کاری R123 در یک سیکل ORC کار می‌کند پرداخته شده و سپس بر اساس چند پارامتر کلی یک مدل نیمه تجربی برای مشخص کردن کارایی این منبسط کننده در شرایط مختلف کاری استخراج شده است.

کویلین^۲ و همکاران [۱۹]، ۲۰۱۰، در این تحقیق با استفاده از نتایج آزمایشات صحت روش عددی برای تحلیل سیکل ORC مورد بررسی واقع شده و پس از تایید آن، از این روش برای تحقیق در مورد امکان بهینه سازی سیکل ORC ساخته شده استفاده شده است.

کویی^۳ و همکاران [۲۰]، ۲۰۱۱، در این تحقیق یافته‌هایی که از تحقیقات انجام گرفته در مورد منبسط کننده‌ها بدست آمده جمع بندی شده و انتخاب منبسط کننده مناسب را برای یک سیکل ORC مطرح می‌کند.

فیاچی^۴ و همکاران [۲۱]، ۲۰۱۲، در این تحقیق برای مقایسه بین سیالات آلی متفاوت بعنوان سیال کاری در توربو اکسپندرها^۵ به طراحی یک توربین جریان شعاعی با توان ۵۰ KW و با استفاده از روش عددی پرداخته شده است. با توجه به اینکه سیالات آلی در شرایط کارکرد گاز ایده‌آل نیستند بنابراین در این تحقیق از جداول ترمودینامیک برای طراحی توربین استفاده شده است.

استیچپوویچ^۶ و همکاران [۲۲]، ۲۰۱۲، بررسی تاثیر خواص سیال به روش تحلیلی بر کارایی سیستم‌های ORC مد نظر قرار گرفته است. در این تحقیق بر تحلیل نقش خواص سیال کاری بر بازده توربین و پمپ و همچنین هزینه ساخت مبدل‌های مورد استفاده در یک سیکل ORC برای رسیدن به یک روش با برنامه و مدون جهت دستیابی به سیال (سیالات) کاری بهینه تاکید شده است.

¹ Lemort

² Quoilin

³ Qiu

⁴ Fiaschi

⁵ Turbo Expanders

⁶ Stijepovic

آقاحسینی^۱ [۳]، ۲۰۱۲، با استفاده از روش تحلیلی، به بررسی تاثیر دمای جوش سیال کاری، فشار بیشینه سیکل و فوق داغ کردن سیال کاری بر کارایی حرارتی و انرژی سیکل برای هفت سیال کاری متفاوت پرداخته شده است. در این تحقیق علاوه بر سیالات خالص، سیالات مخلوط زئوتروپیک^۲ نیز مورد بررسی قرار گرفته‌اند.

کانگ^۳ [۲۳]، ۲۰۱۲، در این تحقیق طراحی یک سیکل ORC بر پایه سیال کاری R245fa انجام شده، سپس یک توربین جریان شعاعی برای این سیکل طراحی و توسعه داده شده است. پس از ساخت یک واحد تولید برق بر اساس سیکل طراحی شده به بررسی تجربی بازدهی سیکل و توربین در شرایط خارج از نقطه طراحی پرداخته شده و در انتها عواملی که بر کارایی سیکل تاثیر گذارند و نوع تاثیر آنها مشخص شده‌اند.

۳-۲ معرفی تحقیق حاضر

با توجه به کارایی چشمگیر سیکل‌های مزبور در کاربردهای دمای پایین نظیر زمین گرمایی، خورشیدی، بازیافت حرارت و سیکل‌های پایین دستی، و با عنایت به افزایش رو به رشد استفاده از سیکل ORC به منظور استفاده بهینه از انرژی حرارتی در صنایع، مطالعات فراوانی بر بازدهی ORC‌ها انجام پذیرفته اما هنوز نیاز به مطالعات بیشتری احساس می‌شود.

با توجه به مطالعات پیشین به این نتیجه می‌رسیم که اکثر تحقیقات انجام شده بر روی سیکل‌های ORC تنها بر شرایط کاری سیکل و سیال عامل آن تمرکز داشته و به توربین و عوامل موثر بر بازدهی آن بعنوان واحد تولید کننده کار بصورت کاربردی پرداخته نشده است لذا در این تحقیق در ابتدا با جمع‌بندی مطالعات پیشین به معرفی پارامترهایی از سیالات آلی که بر بازدهی یک سیکل ORC موثرند پرداخته شده و در ادامه نحوه تاثیر این پارامترها مشخص می‌شود بصورتیکه بتوان با

¹ Aghahosseini

² Zeotropic -mixture

³ Kang

مطالعه این جمع‌بندی برای هر سیکل مورد نظر سیالی با کارایی مناسب مشخص کرد.

با توجه به اینکه تاکنون مطالعات اندکی در مورد پارامترهای موثر بر بازدهی و توان خروجی توربین‌های جریان شعاعی که با سیالات آلی کار می‌کنند انجام پذیرفته لذا در این تحقیق سعی بر این است که بتوان تا حدودی این کمبود اطلاعات را پوشش دهیم. برای رسیدن به این هدف در ابتدا با معرفی روشی یک بعدی ارائه شده توسط ناسا به عوامل موثر بر بازدهی و توان خروجی توربین‌های جریان شعاعی که با گازهای ایده‌آل کار می‌کنند پرداخته شده و سپس با ایجاد تغییرات در این روش نحوه تاثیر این پارامترها در حالت استفاده از گازهای حقیقی (از جمله سیالات آلی) مشخص می‌شود. در ادامه با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی¹ نتایج روش تحلیلی و سه بعدی مقایسه شده تا دقت روش یک بعدی سنجیده شود. سپس با اعمال تغییراتی در هندسه بدست آمده از روش یک بعدی سعی بر بهینه سازی توربین اولیه خواهد شد و در نهایت با اعمال تغییرات جزئی در شرایط کاری توربین حاصل، به بررسی نحوه عملکرد آن در شرایط غیر نامی سیکل پرداخته می‌شود.

¹ Computational Fluid Dynamics (CFD)

۳ فصل سوم: تئوری‌ها و بررسی پارامترهای موثر با استفاده از روش تحلیلی

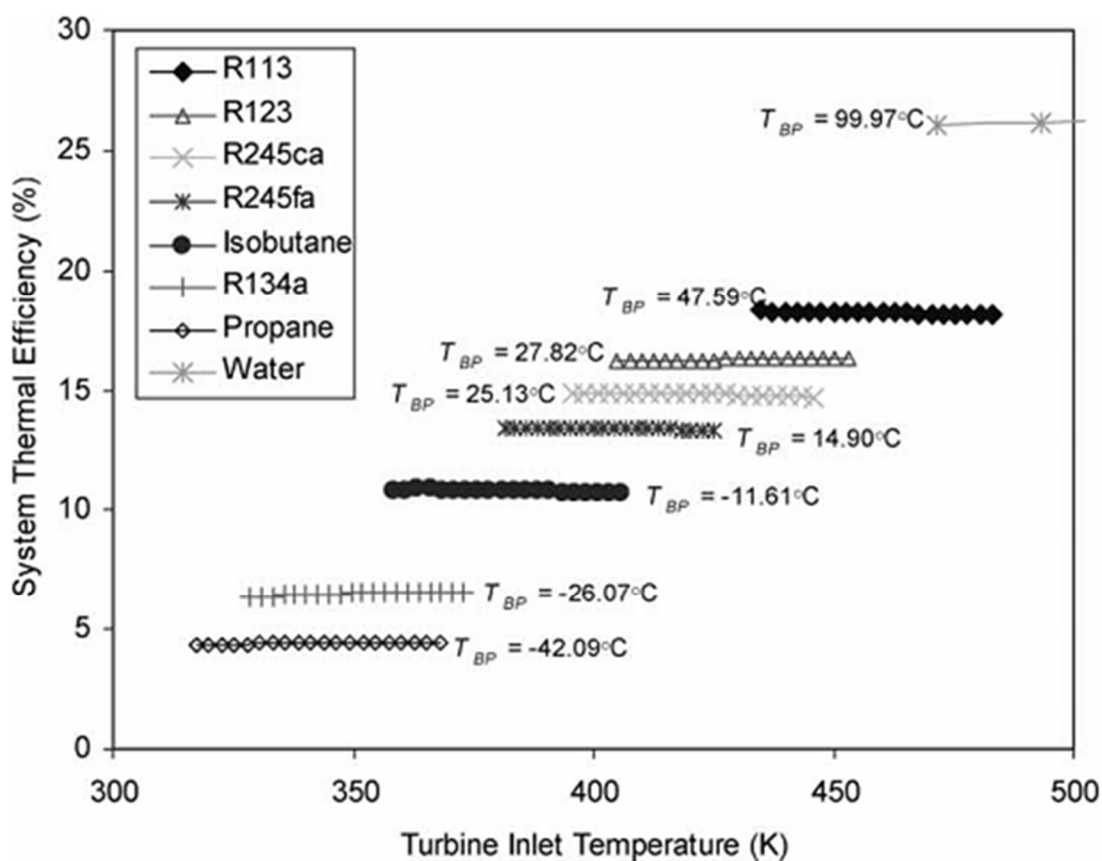
۳-۱ انتخاب سیال کاری

در اکثر تحقیقاتی که در قسمت پیشینه پژوهش به آنها اشاره شده است، این نکته ذکر شده که افزایش بازدهی حرارتی سیکل علاوه بر شرایط کاری سیکل به سیال کاری نیز وابسته می‌باشد بطوریکه انتخاب صحیح سیال کاری برای شرایط تقریباً مشخص یک سیکل ORC موجب افزایش بازدهی حرارتی خواهد شد. بدلیل کاربردهای سیکل ORC (که در فصل قبل توضیح داده شده است) دمای منبع حرارتی در محدوده ۱۰۰ تا ۳۵۰ درجه سانتی‌گراد تغییر می‌کند. این محدوده بزرگ دمایی منجر به استفاده از سیالات متفاوت برای استفاده در سیکل خواهد شد. زیرا بعنوان مثال سیالی که در دمای حدود ۱۰۰ درجه سانتی‌گراد دارای بازدهی مناسبی می‌باشد در محدوده دمایی ۳۰۰ درجه سانتی‌گراد یا دچار تجزیه مولکولی خواهد شد و یا دارای بازدهی پایینی نسبت به سیالات دیگر خواهد بود.

بررسی‌های تحلیلی انجام شده نشان‌دهنده نحوه تاثیر شرایط کاری سیکل و خواص سیال عامل

بر بازدهی حرارتی سیکل می‌باشد. این موارد پس از جمع‌بندی عبارتند از:

- (۱) پیشینه دمای سیکل بوسیله پایداری حرارتی سیال کاری محدود شده بطوریکه این دما نباید از حداکثر دمایی که سیال تا آن دما پایدار می‌باشد تجاوز کند.
- (۲) استفاده از بازیاب درونی موجب افزایش بازدهی سیکل می‌شود.
- (۳) فوق داغ کردن سیالات آلی بعنوان سیال کاری بدون استفاده از بازیاب درونی تاثیری بسیار کم در بازدهی حرارتی داشته اما بازدهی اگزرژی را کاهش می‌دهد. برای یک سیال آلی خیس استفاده از بازیاب درونی به همراه فوق داغ کردن آن سبب افزایش بازدهی حرارتی شده ولی بازهم بازدهی اگزرژی را کاهش می‌دهد. برای سیالات آلی خشک تنها استفاده از بازیاب درونی برای افزایش بازدهی حرارتی و اگزرژی کافی بوده و فوق داغ کردن آنها سبب کاهش بازدهی حرارتی و اگزرژی بطور همزمان می‌گردد. (شکل ۳-۱)

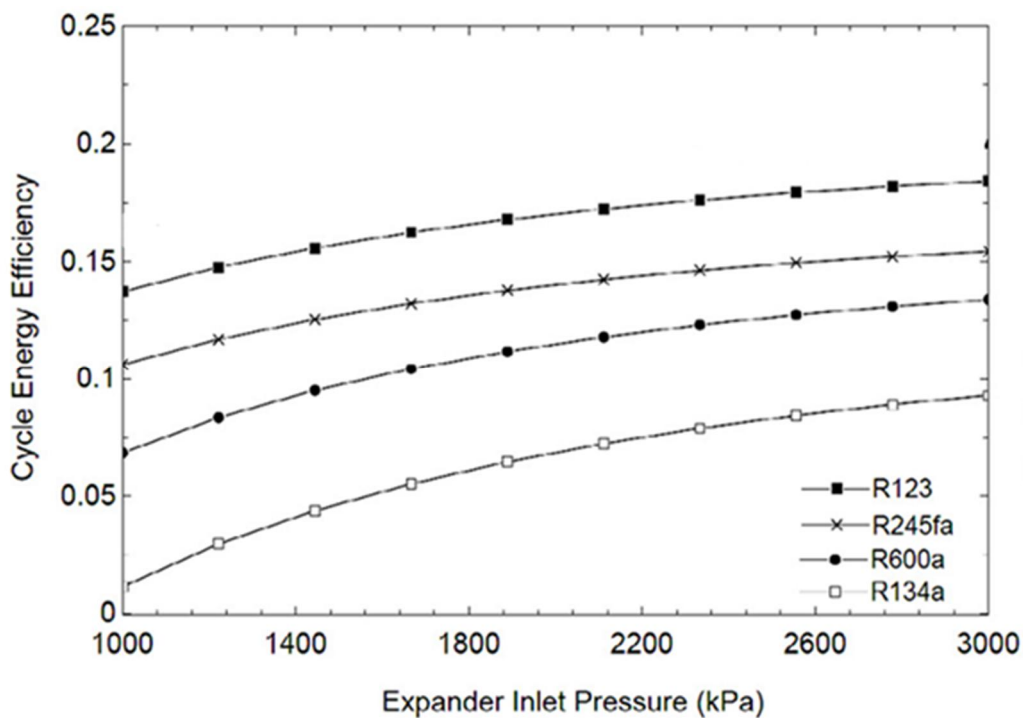


شکل ۳-۱ تاثیر فوق داغ کردن چند سیال کاری متفاوت بر بازدهی حرارتی سیکل [۱۷]
 (۴) افزایش فشار بیشینه سیکل سبب افزایش بازدهی حرارتی و کاهش بازدهی اگزرژی شده
 بنابراین برای پیدا کردن فشار بهینه احتیاج به روش سعی و خطا می‌باشد. (شکل ۳-۲ و
 شکل ۳-۳)

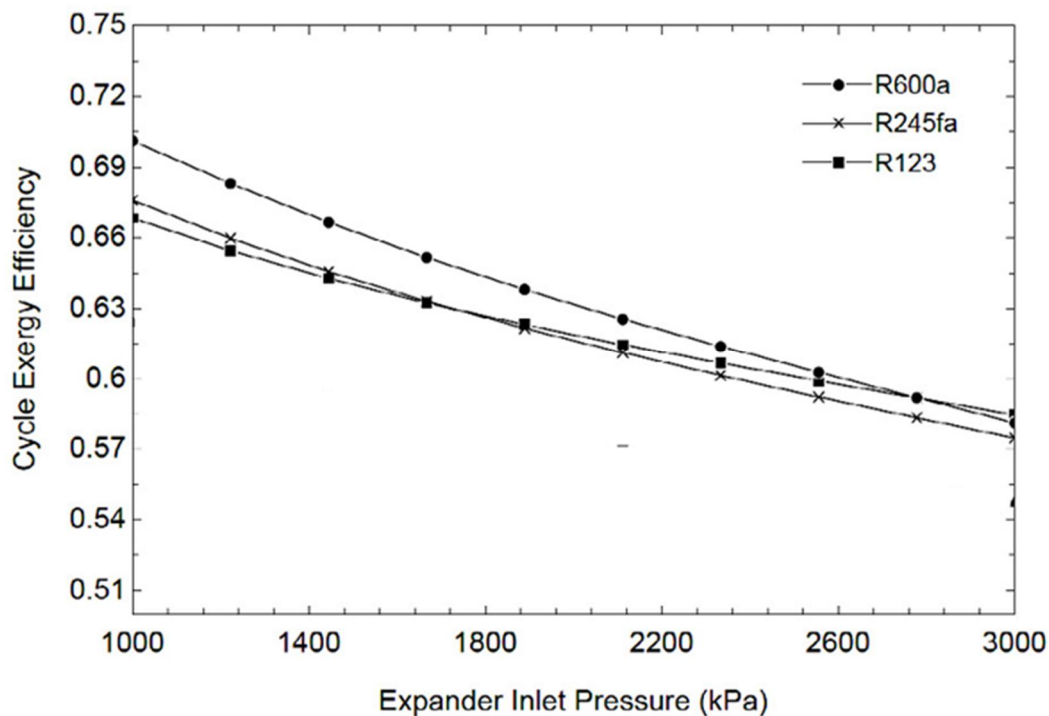
(۵) بازدهی سیالات آلی خشک بیشتر از نوع خیس آنها می‌باشد.

(۶) هر سیال در یک بازه حرارتی دارای بازدهی بیشتری نسبت به سایر سیالات می‌باشد
 بعنوان مثال بین مبردهای R113, R123, R245ca, R245fa و ایزوبوتان، برای دماهای
 بالاتر از ۴۳۰ K، R113 بیشترین بازدهی را داراست. برای رنج دمایی بین ۳۸۰ K تا ۴۳۰ K،
 R123، R245ca و R245fa بیشترین بازدهی ممکن را دارا بوده و برای دماهای زیر
 ۳۸۰ K ایزوبوتان بیشترین بازدهی ممکن را داراست. (شکل ۳-۴)

(۷) خواصی از سیال که مقادیر بیشتر آنها مطلوب می‌باشد عبارتند از: وزن مولکولی، دمای
 نرمال جوش، ضریب تراکم پذیری.

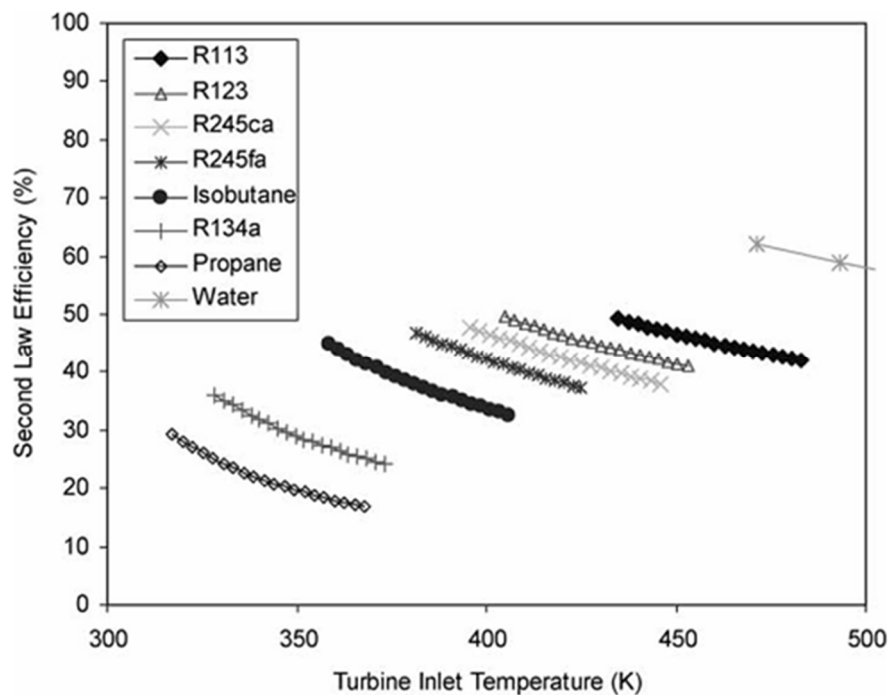


شکل ۲-۳ تغییرات بازدهی انرژی با تغییر در فشار بیشینه سیکل [۳]



شکل ۳-۳ تغییرات بازدهی انرژی با تغییر در فشار بیشینه سیکل [۳]

(۸) خواصی از سیال که مقادیر کم آنها مطلوب می‌باشد عبارتند از: حجم مولی مایع اشباع و گرمای تبخیر در دمای بیشینه سیکل.



شکل ۳-۴ تغییرات بازدهی قانون دوم ترمودینامیک با تغییر در دمای بیشینه سیکل برای چند سیال متفاوت با توجه به مطالب ارائه شده برای انتخاب سیال در ابتدا باید بیشینه دمای سیکل مشخص شود. با توجه به اینکه در اینجا یک سیکل ORC برای بازیافت انرژی از آب با دمای ۱۵۰ درجه سانتی‌گراد مورد نظر می‌باشد بنابراین دمای بیشینه سیکل از ۱۵۰ درجه پایین‌تر خواهد بود.

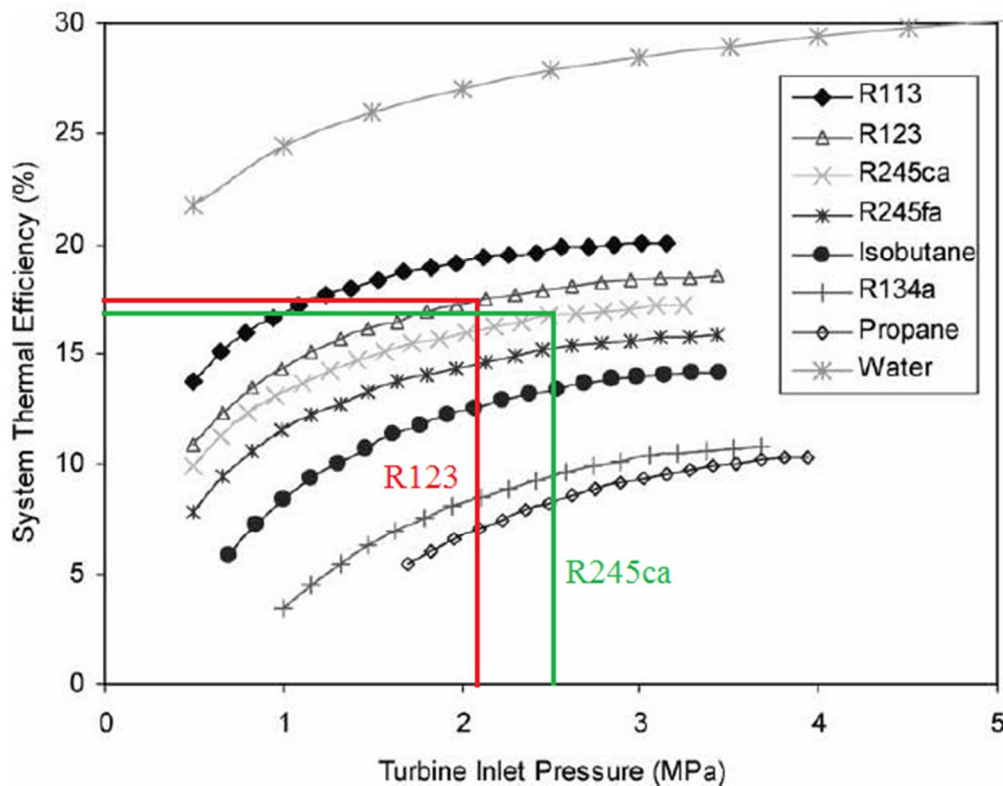
در مرحله اول سیالاتی که دارای ODP نزدیک ۱ هستند از جدول ۱-۱ حذف خواهد شد. در مرحله بعد سیالاتی که از لحاظ ایمنی در گروه A3 و B3 قرار دارند نیز به دلیل خاصیت اشتعال پذیری زیاد از لیست حذف خواهند شد. در لیست باقیمانده، سیالاتی که دارای دمای جوش پایین‌تر از صفر درجه می‌باشند نیز حذف می‌شوند. دو سیال باقیمانده در جدول ۱-۳ مشخص شده‌اند.

مشاهده می‌شود که دو سیال R123 و R245ca که در اینجا با توجه به نتایج کلی بدست آمده از تحقیقات در لیست نهایی ظاهر شده‌اند در تحقیقات آقا حسینی [۳] و ماگو و همکاران [۲۴] نیز موجود هستند لذا برای مقایسه عملکرد این دو سیال می‌توان از نمودارهای موجود در این تحقیقات استفاده نمود.

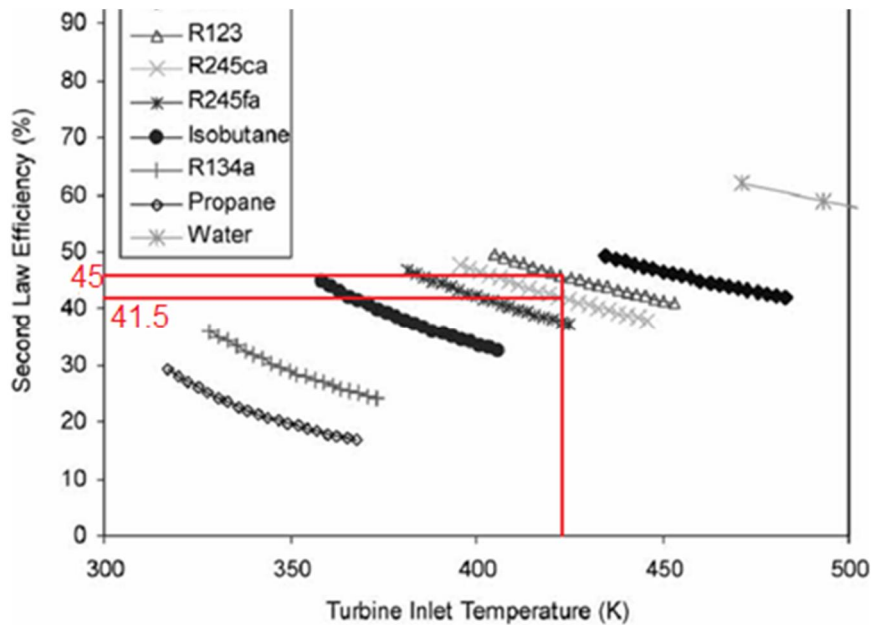
جدول ۱-۳ سیالات باقیمانده پس از حذف موارد نامناسب

	گروه ایمنی	ODP	GWP	MW	BP(°C)	T_c (°C)	P_c (MPa)
R123	A1	۰	۱۲۰	۱۵۲/۹۳	۲۷/۸	۱۸۳/۷	۳/۶۶
R245ca	B1	۰	۶۸۲	۱۳۴/۰۵	۲۵	۱۷۴/۴	۳/۹۲۵

با توجه به این که فشار اشباع R123 در دمای ۱۵۰ درجه سانتی‌گراد برابر ۲/۰۹ مگا پاسکال و فشار اشباع R245ca در این دما ۲/۵۵ مگا پاسکال می‌باشد لذا با توجه به شکل ۳-۵ و شکل ۳-۶ مشاهده می‌گردد که هم بازدهی حرارتی و هم بازدهی قانون دوم ترمودینامیک سیکلی که با R123 کار می‌کند نسبت به سیکلی که در شرایط مشابه اما با سیال R245ca کار می‌کند بالاتر می‌باشد بنابراین سیال R123 بعنوان سیال مناسب‌تر انتخاب می‌شود.



شکل ۳-۵ مقایسه بازدهی حرارتی برای دو سیال R123 و R245ca با دمای بیشینه سیکل ۱۵۰ درجه سانتی‌گراد



شکل ۳-۶ مقایسه بازده قانون دوم ترمودینامیک برای دو سیال R123 و R245ca با دمای بیشینه سیکل ۱۵۰ درجه سانتی گراد

۳-۲ توربین

۳-۲-۱ معرفی و عملکرد کلی

توربین یک ماشین چرخان مکانیکی می‌باشد که انرژی سیال در حال حرکت را به کار مفید تبدیل می‌کند. برای این منظور توربین‌ها حداقل از یک جزء متحرک که روتور^۱ نامیده می‌شود استفاده می‌کنند. روتور از چند پره یکسان تشکیل شده که معمولاً بوسیله یک محیط واسط بر روی یک محور سوار شده است. در شکل ۳-۷ چند نمونه روتور نشان داده شده است.

سیال ورودی به توربین علاوه بر انرژی جنبشی دارای انرژی پتانسیل نیز می‌باشد. این انرژی که به صورت هد^۲ فشاری می‌باشد توسط شیپوره^۳ به انرژی جنبشی تبدیل شده و سبب افزایش کار خروجی از توربین می‌گردد. همچنین وظیفه هدایت صحیح جریان سیال به روتور برای افزایش کارایی آن نیز بر عهده شیپوره می‌باشد.

^۱ Rotor
^۲ Head
^۳ Nozzle

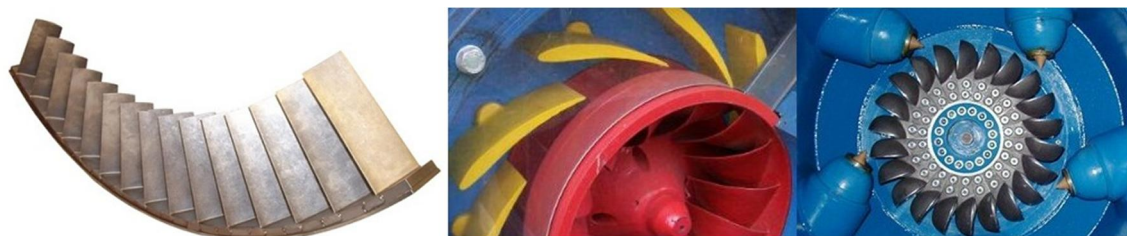


شکل ۳-۷ چند نمونه روتور توربین

از آنجا که شیپوره یک جزء ثابت می‌باشد به آن استاتور^۱ نیز گفته می‌شود. شیپوره‌ها دارای دو

نوع می‌باشند. الف) ردیفی از پره‌ها^۲ (ب) لوله همگرا

در شکل ۳-۸ این دو نوع شیپوره نشان داده شده است. نوع دوم بیشتر در توربین‌های پلتون استفاده می‌شوند در حالیکه نوع اول تقریباً در تمام انواع توربین‌ها کاربردی هستند.



شیپوره در یک توربین گاز (نوع اول)

شیپوره در یک توربین فرانسس (نوع اول)

شیپوره در یک توربین پلتون (نوع دوم)

شکل ۳-۸ انواع شیپوره

مجموعه روتور و استاتور در یک پوسته قرار می‌گیرند که وظیفه آن حفظ موقعیت اجزاء درونی

¹ Stator

² Cascade Blades

در محل خود و حفظ سیال در محیط اطراف اجزاء درونی توربین می‌باشد. در برخی از توربین‌ها پوسته‌ای حلزونی شکل^۱ پیرامون استاتور ایجاد شده که وظیفه آن انتقال میزان صحیح دبی سیال به آن می‌باشد. در شکل ۳-۹ پوسته حلزونی شکل یک توربین فرانسسیس نشان داده شده است.



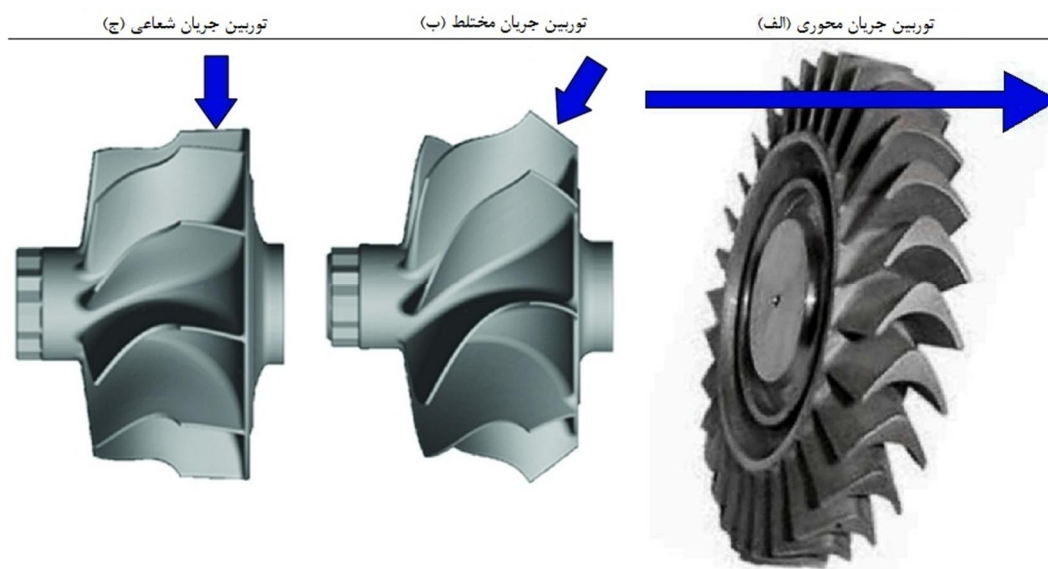
شکل ۳-۹ پوسته حلزونی یک توربین فرانسسیس

۳-۲-۲ انواع توربین

توربین‌ها بر اساس یک دسته بندی کلی به دو نوع توربین‌های گازی و هیدرولیکی تقسیم‌بندی می‌شوند. در نوع اول سیال عامل در فاز گازی شکل یا بخار و در نوع دوم در فاز مایع قرار دارد. همچنین طی یک تقسیم‌بندی دیگر توربین‌ها بر اساس جهت جریان ورودی به روتور به سه دسته توربین جریان شعاعی، توربین جریان محوری و توربین جریان مختلط تقسیم‌بندی شده‌اند. در توربین جریان شعاعی ایده‌آل جریان سیال به صورت شعاعی وارد روتور شده و به صورت

^۱ Volute

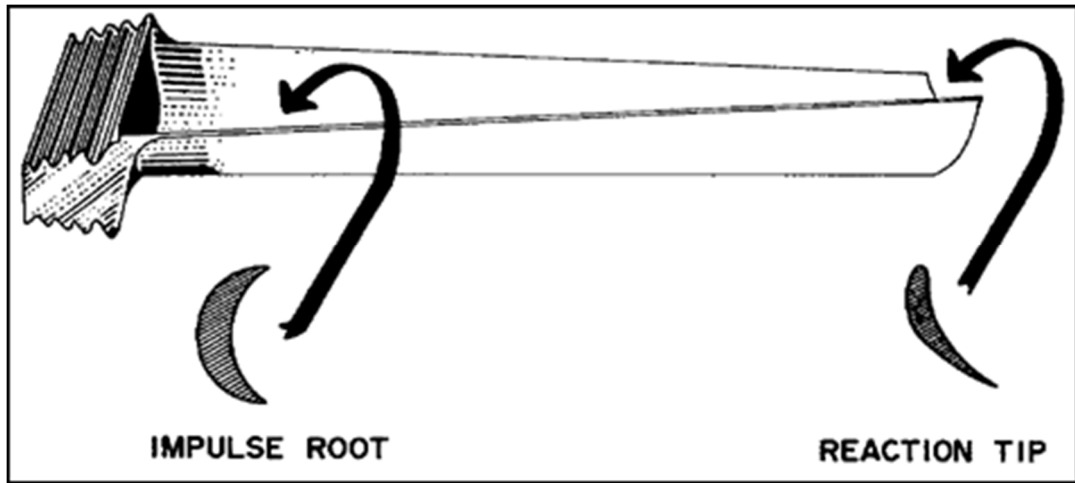
محوری از آن خارج می‌گردد^۱ در صورتیکه در توربین جریان محوری^۲ ایده‌آل جریان در روتور در راستای محور دوران آن می‌باشد. در توربین جریان مختلط^۳ جریان ورودی به روتور نه شعاعی بوده و نه محوری بلکه ترکیبی از هر دو جریان وجود دارد. در شکل ۳-۱۰ این مساله نشان داده شده است.



شکل ۳-۱۰ جهت جریان در (الف) توربین‌های جریان محوری (ب) جریان مختلط و (ج) جریان ورودی شعاعی در تقسیم‌بندی دیگری که بر اساس درجه واکنش^۴ توربین انجام شده توربین‌ها به سه دسته ضربه‌ای^۵، عکس‌العملی^۶ و ضربه‌ای-عکس‌العملی تقسیم می‌شوند. بر اساس یک تعریف کلی، درجه واکنش توربین نسبت افت آنتالپی استاتیک در روتور به افت آنتالپی کل در کل مرحله^۷ تعریف می‌شود [۲۵]. طبق این تعریف درجه واکنش در توربین ضربه‌ای مقدار صفر می‌باشد به این معنی که افت آنتالپی در روتور وجود ندارد بلکه تمام این افت در شیبپوره اتفاق می‌افتد و انرژی پتانسیل سیال تبدیل به انرژی جنبشی می‌شود. سیال پر سرعت با انتقال انرژی جنبشی خود به روتور سبب ایجاد چرخش در توربین می‌شود در حالیکه در توربین عکس‌العملی افت آنتالپی هم در شیبپوره و هم در

¹ Radial Inflow Turbine
² Axial Flow Turbine
³ Mixed Flow Turbine
⁴ Reaction Degree
⁵ Impulse Turbines
⁶ Reaction Turbines
⁷ Stage

روتور اتفاق افتاده و با افزایش درجه واکنش سهم تغییرات آنتالپی نسبت به انرژی جنبشی در تولید نیرو افزایش می‌یابد [۲۵]. در توربین ضربه‌ای-عکس‌عملی تیغه‌های روتور بنحوی طراحی می‌شوند که معمولاً در قسمت ریشه به صورت ضربه‌ای بوده و با فاصله گرفتن از ریشه، درجه واکنش پره افزایش می‌یابد (شکل ۳-۱۱).



شکل ۳-۱۱ پره یک توربین ضربه‌ای-عکس‌عملی

۳-۳ توربین جریان شعاعی

۳-۳-۱ انواع [۲۶]

به طور کلی توربین‌های جریان شعاعی به دو دسته کلی زیر تقسیم می‌شوند:

الف) جریان خروجی شعاعی^۱

اولین نوع این توربین‌ها در سال ۱۸۳۰ توسط یک مهندس فرانسوی به نام فورنیرون^۲ تولید شد. این توربین از نوع هیدرولیکی و تک مرحله^۳ بود و از آب بعنوان سیال عامل برای تولید قدرت استفاده می‌کرد. این توربین دارای مشکلات فراوان از جمله کار ویژه^۴ پایین بود. این مشکل در سال

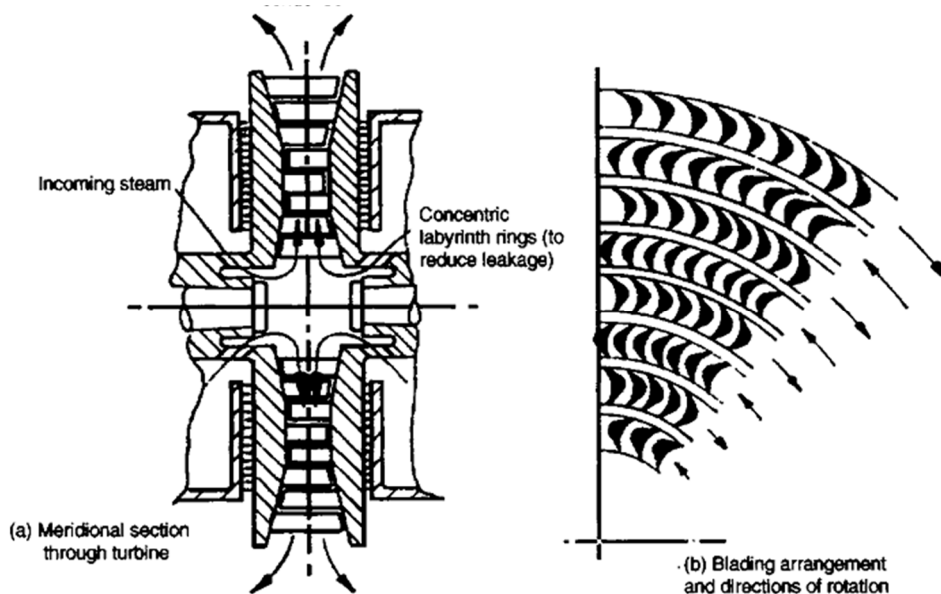
^۱ Radial Outflow Turbine

^۲ Fourneyron

^۳ Single Stage

^۴ Specific Work

۱۹۵۶ بوسیله شپرد^۱ با طراحی یک توربین بخار چند مرحله‌ای^۲ جریان خروجی شعاعی تا حدودی برطرف شد (شکل ۳-۱۲).



شکل ۳-۱۲ توربین بخار جریان خروجی شعاعی Shepherd

(ب) جریان ورودی شعاعی^۳

در این توربین‌ها بر خلاف نوع اول جریان در ورودی بصورت شعاعی می‌باشد. این توربین‌ها بر اساس نوع تیغه‌های خود دارای دو نوع بوده که عبارتند از:

(ب-۱) یک سر درگیر^۴

در این نوع، پره‌های روتور تنها در ناحیه ورودی آن قرار داشته و در جهت محوری گسترش می‌یابند. در عمل این توربین‌ها بیشتر از نوع ضربه‌ای می‌باشند. با توجه به شکل پره‌ها آیرودینامیک این توربین‌ها شبیه به توربین‌های جریان محوری بوده و می‌توان از روش‌های طراحی این توربین‌ها در

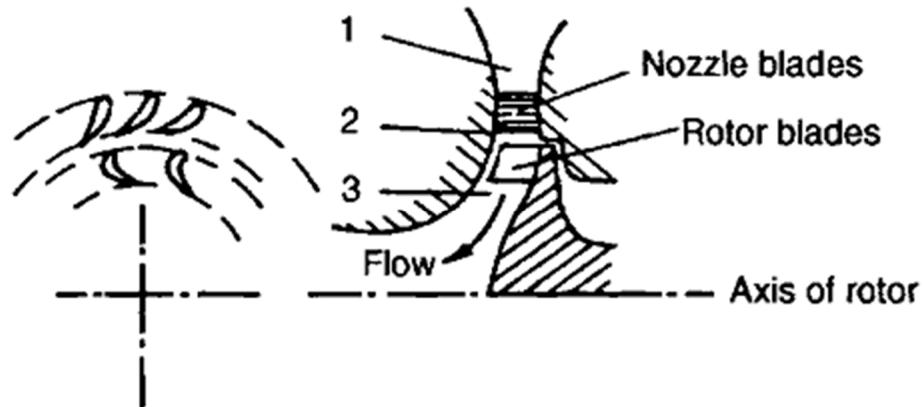
¹ Shepherd

² Multi Stage

³ Radial Inflow Turbine

⁴ Cantilever

طراحی توربین‌های جریان شعاعی یک سر درگیر استفاده نمود (شکل ۳-۱۳).



شکل ۳-۱۳ هندسه یک توربین جریان ورودی شعاعی یک سر درگیر

ب-۲) توربین جریان ورودی ۹۰ درجه

این نوع متداول‌ترین نوع در بین سایر انواع توربین‌های جریان شعاعی می‌باشد. دلیل این مطلب مقاومت سازه‌ای بالاتر نسبت به نوع یک سر درگیر و بازدهی بالاتر نسبت به توربین‌های جریان خروجی شعاعی می‌باشد. با توجه به کاربرد بسیار زیاد این نوع، امروزه منظور از بیان توربین جریان شعاعی این نوع از توربین بوده که در اینجا نیز صادق می‌باشد.

۳-۳-۲ توربین گازی جریان ورودی شعاعی (توربین جریان شعاعی)

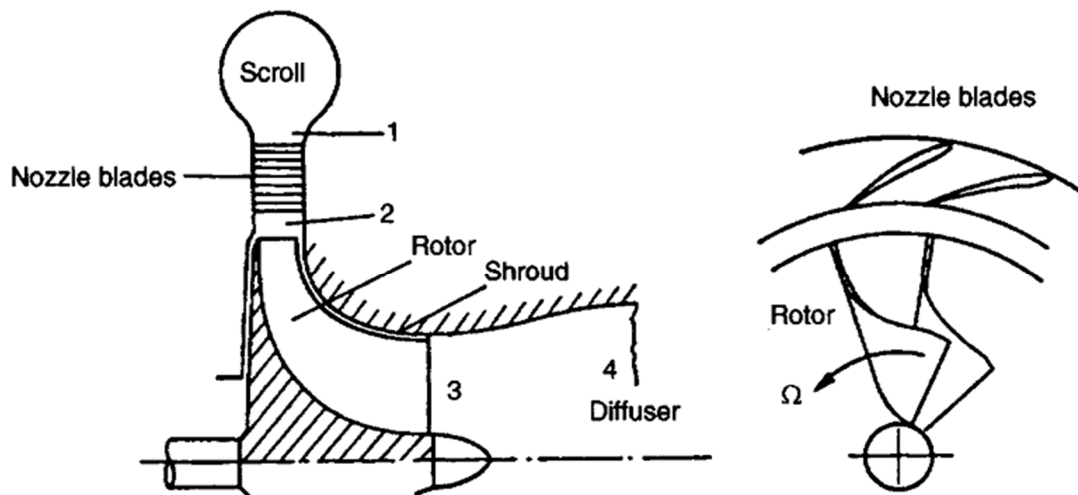
۳-۳-۲-۱ هندسه

همانطور که از شکل ۳-۱۴ پیداست هندسه این توربین‌ها از چهار قسمت اصلی تشکیل شده

که عبارتند از:

الف) بدنه: بعنوان پوششی بر روی قسمت‌های داخلی توربین وظیفه حفظ موقعیت اجزاء درونی در محل خود و حفظ سیال پیرامون شیپوره و روتور را داراست. در توربین‌های گازی جریان شعاعی که گاز از طریق یک مجرا وارد توربین می‌شود بدلیل اینکه سیال پس از ورود به توربین باید از تمام

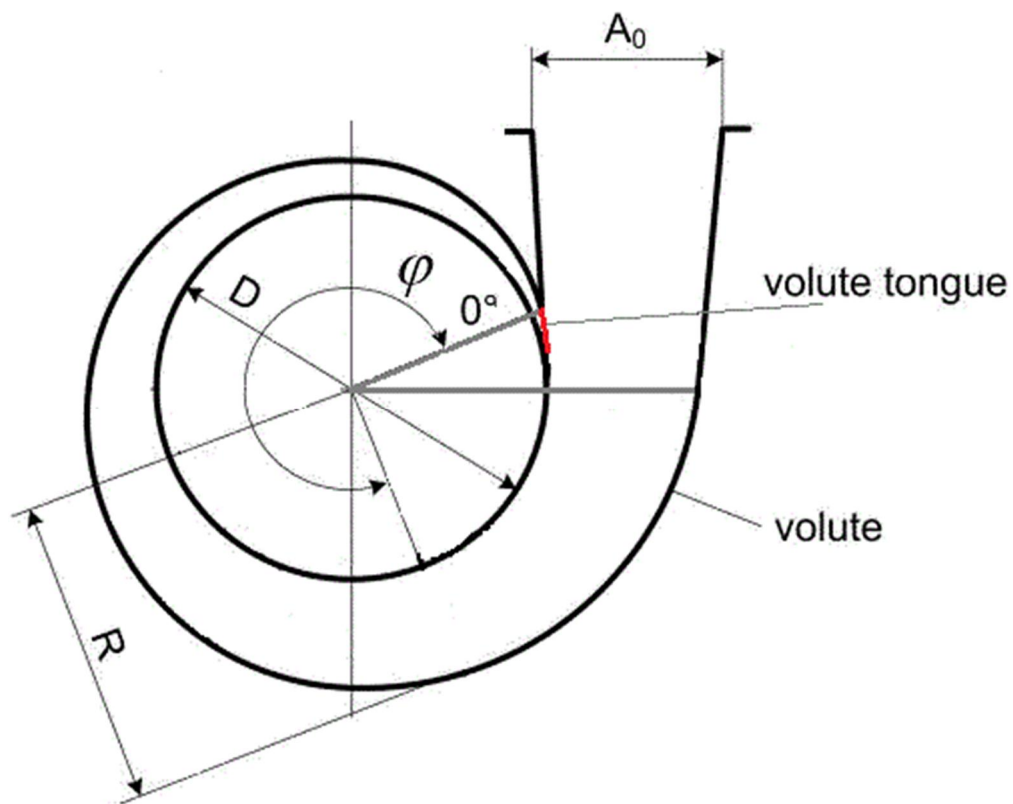
جهت به صورت یکسان وارد استاتور شود بدنه پیرامون استاتور به شکل یک مارپیچ حلزونی با سطح مقطع کوچک شونده می‌باشد. در توربین‌هایی که سیال از طریق یک ورودی پیوسته که تمام پیرامون استاتور را فرا می‌گیرد وارد توربین می‌شود حلزونی کاربرد ندارد. این حالت معمولاً در موتورهای توربین گازی موجود می‌باشد.



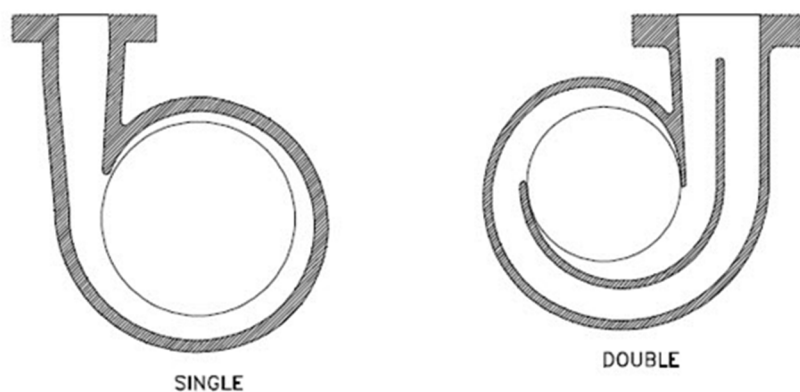
شکل ۳-۱۴ هندسه یک توربین جریان شعاعی

مطابق شکل ۳-۱۵ در زاویه صفر درجه (زبان حلزونی) شعاع مارپیچ کمترین مقدار خود را دارا بوده و با افزایش زاویه، شعاع و مساحت مقطع حلزونی افزایش می‌یابند. در زاویه مشخص شعاع و مساحت مقطع حلزونی به حداکثر مقدار خود رسیده و پس از آن بوسیله یک پوسته واسط، بدنه به آرامی تغییر شکل داده بنحوی که در انتها برای اتصال به تجهیزات بالا دستی هماهنگ شود. در این شکل D معرف قطر ورودی روتور و R معرف شعاع محلی حلزونی می‌باشد.

در برخی توربین‌ها حلزونی به شکل دو حلزونی طراحی شده است (شکل ۳-۱۶). تفاوت این نوع حلزونی با نوع معمول در این نکته است که در نوع دو حلزونی هر حلزونی دبی مورد نیاز ۱۸۰ درجه از استاتور را تامین می‌کند در حالیکه در نوع تک حلزونی تمام دبی توسط یک حلزونی هدایت می‌شود.

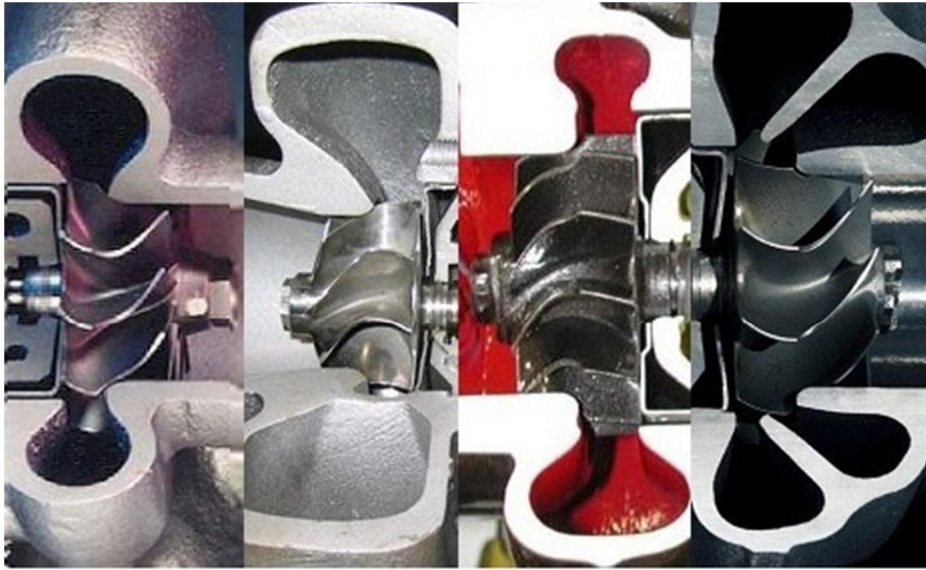


شکل ۱۵-۳ هندسه حلزونی از رو به رو
 پروفیل مقطع حلزونی‌ها در شکل‌های متفاوتی طراحی شده‌اند. همچنین علاوه بر این پروفیل‌ها در برخی توربین‌ها حلزونی‌ها از نوع ورودی دوگانه^۱ می‌باشند. در شکل ۱۷-۳ چند نوع پروفیل مقطع حلزونی نشان داده شده است.



شکل ۱۶-۳ انواع حلزونی الف) تک حلزونی (شکل چپ) و ب) دو حلزونی (شکل راست)

^۱ Twin Entry

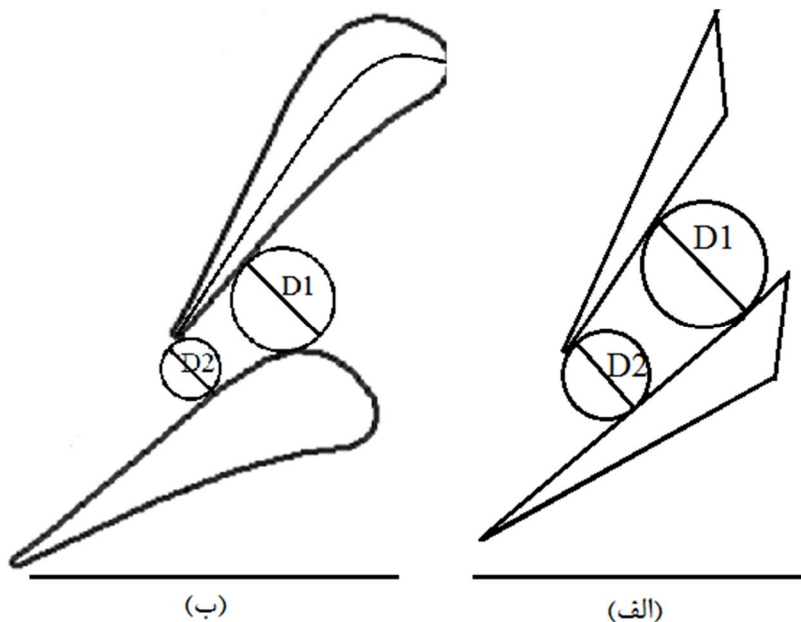


ب

الف

شکل ۳-۱۷ الف) مقطع یک حلزونی ورودی دوگانه ب) مقطع چند حلزونی تک ورودی
 ب) استاتور (شیپوره): یکی از وظایف استاتور تبدیل هد فشاری سیال به انرژی جنبشی می-
 باشد. برای این منظور در شیپوره‌هایی که عدد ماخ جریان در طول فرآیند انبساط کمتر از یک
 می‌باشد سطح مقطع شیپوره بطور مداوم کاهش پیدا می‌کند این در حالیست که ارتفاع پره در طول
 آن ثابت می‌باشد که این مطلب سبب سادگی در طراحی و ساخت استاتور می‌شود. پروفیل مقطع این
 پره‌ها دارای دو دسته بندی کلی می‌باشد. در دسته اول پروفیل پره از خطوط صاف تشکیل شده است
 اما در دسته دوم از منحنی‌های همواری تشکیل شده که با خطوط جریان در نزدیکی دیواره هماهنگ
 بوده و اصطلاحاً ایرفویل^۱ نامیده می‌شوند (شکل ۳-۱۸). خطوط صاف دارای مزیت سادگی در ساخت
 می‌باشند اما عیب اصلی آنها جدایش لایه مرزی زودتر و شدیدتر نسبت به پره‌های ایرفویل دار می‌باشد.
 جدایش جریان از سطح پره در حالتیکه دبی عبوری از توربین با دبی طراحی برابر نباشد اتفاق افتاده و
 سبب کاهش کارایی استاتور و بدنبال آن افت کارایی توربین می‌شود.

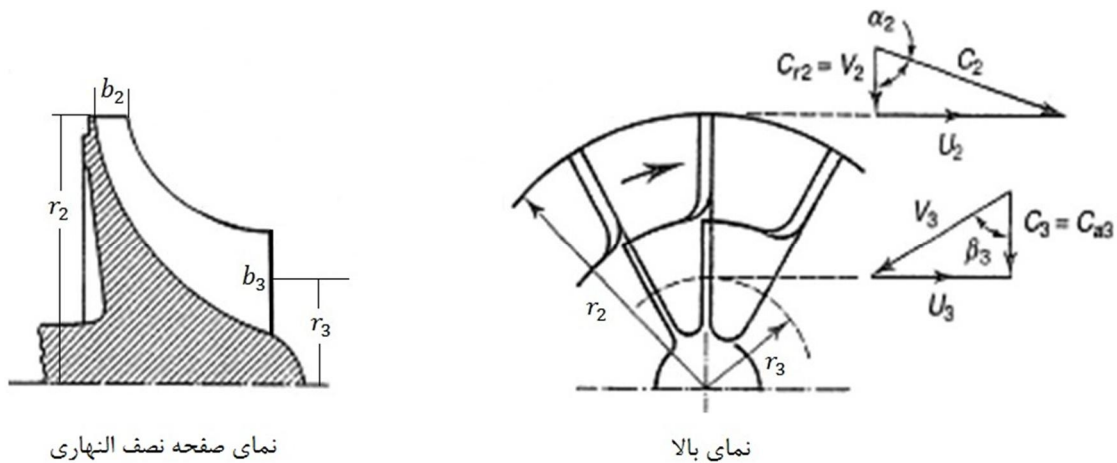
^۱ Airfoil



شکل ۳-۱۸ هندسه مقطع پره‌های استاتور الف) پروفیل خطی ب) ایرفویل

ج) روتور: در شکل ۳-۱۹ هندسه روتور و مثلث‌های سرعت در ورودی و خروجی نشان داده شده است. در این تصویر b_2 و b_3 به ترتیب ارتفاع تیغه‌های روتور در ورودی و خروجی روتور می‌باشد. همچنین شعاع روتور در ورودی و r_3 شعاع میانگین تیغه‌ها در خروجی می‌باشد. تیغه‌های روتور در ورودی به صورت شعاعی بوده و در قسمت خروجی دارای زاویه نسبت به صفحه عمود بر محور می‌باشند. با توجه به افزایش خطی سرعت تیغه‌ها در خروجی از ریشه تا لبه، میزان انحراف زاویه تیغه‌ها نیز در خروجی متناسب با آن تغییر می‌کند. این مساله سبب می‌شود که سیال پس از خروج از روتور بصورت محوری و همراستا با محور آن خارج شده و کمترین مقدار حرکت گردابی^۱ را دارا باشد. ارتفاع تیغه‌ها از ورودی تا خروجی بصورتی تغییر می‌کند که سبب کاهش سطح مقطع گذرگاه بین دو تیغه متوالی شود. این مطلب سبب می‌شود که سیال در حین پیشروی منبسط شده و سرعت آن نسبت به تیغه‌ها افزایش یابد. این مطلب سبب کاهش ضخامت لایه مرزی و افزایش کارایی روتور می‌شود.

^۱ Whirl



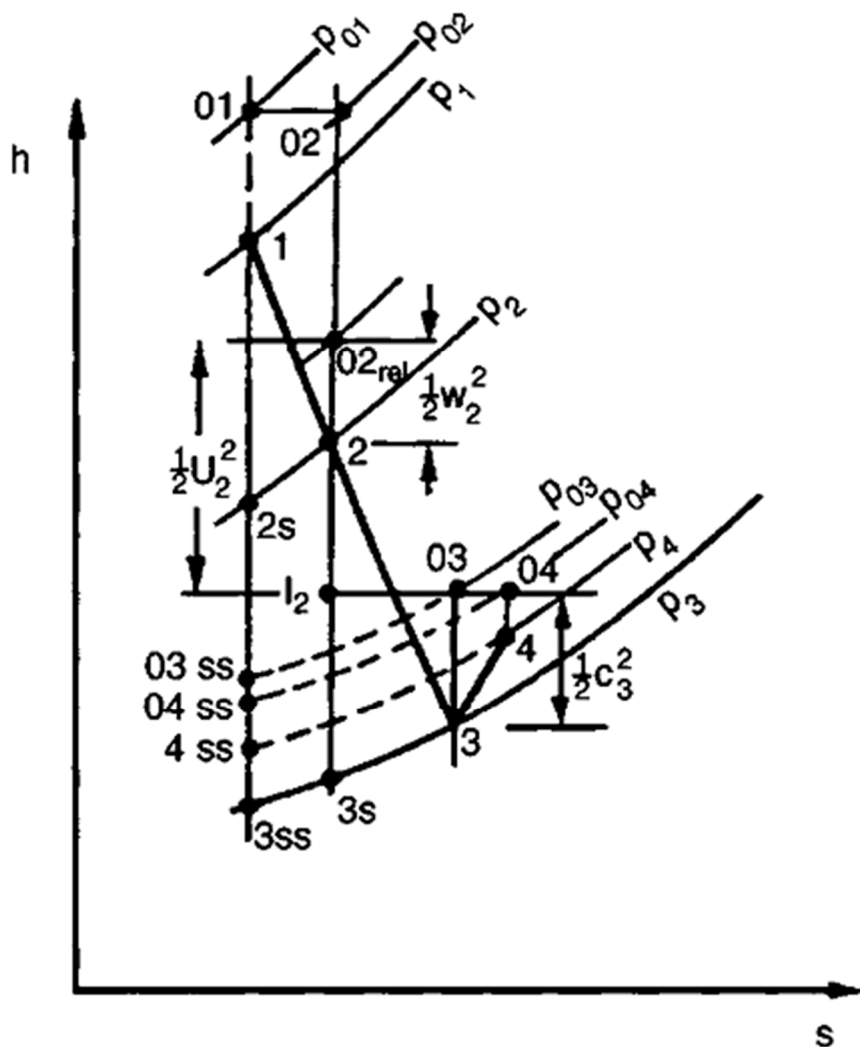
شکل ۳-۱۹ هندسه روتور و مثلث‌های سرعت در ورودی و خروجی

د) پخش کننده^۱: آخرین قسمتی که در این توربین‌ها پس از روتور قرار دارد پخش کننده یا دیفیوزر می‌باشد. هندسه دیفیوزر بسیار ساده بوده و به صورت یک لوله واگرا می‌باشد که قسمت با شعاع کمتر به خروجی روتور متصل بوده و با پیشروی در جهت جریان شعاع آن افزایش می‌یابد. استفاده از دیفیوزر سبب افزایش فشار و کاهش دبی حجمی در خروجی توربین می‌گردد که این مطلب سبب کاهش افت فشار در اتصالات پایین دستی توربین می‌شود. علاوه بر این نتایج نشان دهنده افزایش بازدهی استاتیک توربین با دیفیوزر در سرعت‌های ویژه حدود یک نسبت به توربین مشابه بدون دیفیوزر می‌باشد [۲۷].

۳-۲-۲-۲ بررسی ترمودینامیکی

با فرض فرآیند بی‌دررو^۲ انبساط گاز در قسمت‌های مختلف توربین که با توجه به سرعت بالای جریان در نقاط مختلف فرضی درست می‌باشد نمودار مولیر^۳ توربین به شکل ۳-۲۰ می‌باشد.

^۱ Diffuser
^۲ Adiabatic
^۳ Mollier



شکل ۳-۲۰ نمودار مولیر توربین جریان ورودی شعاعی ۹۰ درجه به همراه دیفیوزر وجود اصطکاک در توربین بعنوان عامل اصلی افزایش آنتروپی در فرآیندها سبب می شود که آنتالپی سیال پس از هر انبساط کاهش کمتری نسبت به فرآیندی آیزنتروپیک با همان میزان انبساط داشته باشد که این مطلب در شکل ۳-۲۰ مشخص می باشد.

در توربین های گازی آنتالپی سکون ورودی و خروجی استاتور (با توجه به اینکه در آن کاری انجام نمی پذیرد و فرآیند نیز آدیاباتیک می باشد) برابر می باشند بنابراین اختلاف آنتالپی استاتیک آنها با توجه به شکل ۳-۲۰ عبارتست از:

$$h_{01} = h_{02} \Rightarrow h_1 - h_2 = \frac{1}{2}(c_2^2 - c_1^2) \quad (1-3)$$

در حالتیکه این فرآیند بصورت آیزنتروپیک و بین فشارهای یکسان اتفاق افتد نقطه انتهای فرآیند نقطه 2s خواهد بود که دارای سرعت مطلق C_{2s} و آنتالپی کمتر نسبت به نقطه 2 می باشد. در این حالت داریم:

$$h_{01} = h_{02s} \Rightarrow h_1 - h_{2s} = \frac{1}{2}(c_{2s}^2 - c_1^2) \quad (2-3)$$

با کم کردن دو معادله (1-3) و (2-3) از هم داریم:

$$h_{02} = h_{02s} \Rightarrow h_2 - h_{2s} = \frac{1}{2}(c_{2s}^2 - c_2^2) \quad (3-3)$$

طبق این رابطه اختلاف آنتالپی بین دو فرآیند آیزنتروپیک و واقعی در استاتور برابر با اختلاف انرژی جنبشی در خروجی آن می باشد. این اختلاف در اثر وجود پدیده لزجت و ایجاد لایه مرزی در نزدیکی دیواره های استاتور بوجود می آید.

با توجه به این مطلب که در یک فرآیند آدیاباتیک بازگشت ناپذیر در یک عضو چرخان روتالپی¹ ثابت می ماند [26] لذا داریم:

$$I_2 = I_3 \Rightarrow h_{02rel} - \frac{1}{2}U_2^2 = h_{03rel} - \frac{1}{2}U_3^2 \quad (4-3)$$

همچنین با توجه به تعریف آنتالپی سکون نسبی داریم:

$$h_{0rel} = h + \frac{1}{2}w^2 \quad (5-3)$$

با جایگذاری معادله (5-3) در (4-3) داریم:

$$h_2 - h_3 = \frac{1}{2}[(U_2^2 - U_3^2) - (w_2^2 - w_3^2)] \quad (6-3)$$

کار ویژه انجام شده بوسیله روتور عبارتست از:

¹ Rothalpy

$$\begin{aligned}\Delta W &= h_{02} - h_{03} = U_2 C_{\theta 2} - U_3 C_{\theta 3} \\ &= h_2 - h_3 + \frac{1}{2}(c_2^2 - c_3^2) = \frac{1}{2}[(U_2^2 - U_3^2) - (w_2^2 - w_3^2) + (c_2^2 - c_3^2)]\end{aligned}\quad (7-3)$$

انتالپی سکون در دیفیوزر نیز بدلیل عدم انجام کار توسط سیال و آدیاباتیک بودن فرآیند ثابت بوده و معادله آن شبیه معادله استاتور می باشد:

$$h_{03} = h_{04} \Rightarrow h_4 - h_3 = \frac{1}{2}(c_3^2 - c_4^2) \quad (8-3)$$

طبق تعریف بازدهی کل به استاتیک^۱ یا به اختصار بازدهی استاتیک توربین در غیاب دیفیوزر توسط رابطه زیر محاسبه می شود:

$$\eta_{ts} = \frac{h_{01} - h_{03}}{h_{01} - h_{3ss}} = \frac{\Delta W}{\Delta W_{is}} = \frac{\Delta W}{\Delta W + \frac{1}{2}c_3^2 + (h_3 - h_{3ss})} \quad (9-3)$$

همچنین بازدهی کل به کل^۲ یا به اختصار بازدهی کل توربین عبارتست از:

$$\eta_{ts} = \frac{h_{01} - h_{03}}{h_{01} - h_{03ss}} = \frac{\Delta W}{\Delta W + (h_3 - h_{3ss})} \quad (10-3)$$

۳-۳-۲-۳ افتها [۲۸]

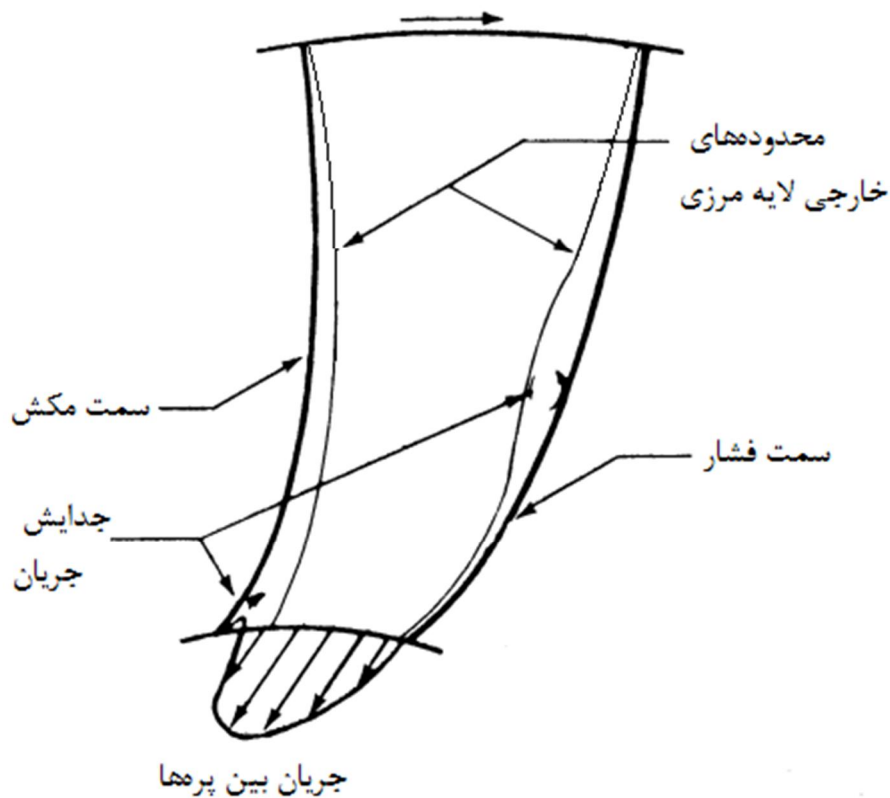
افتها در توربین دارای دلایل مختلفی می باشد که عبارتند از:

الف) افت بارگذاری تیغه یا تخلیه فشار^۳: این افتها که منشا آنها لزجت سیال می باشد در تمام قسمت های توربین وجود دارند و با تشکیل لایه های مرزی در نزدیکی دیواره ها سبب کاهش انرژی جنبشی سیال و افزایش آنتروپی آن می شوند. در شکل ۳-۲۱ رشد لایه مرزی در روتور بصورت شماتیک نشان داده شده است. میزان این افت با توجه به شدت جریان و بارگذاری تیغه بین ۷ تا ۱۲ درصد توان خروجی آیزنتروپیک توربین می باشد بنحوی که با افزایش شدت جریان مقدار این افت کاهش می یابد.

¹ Total-to-static efficiency

² Total-to-total efficiency

³ Diffusion loss

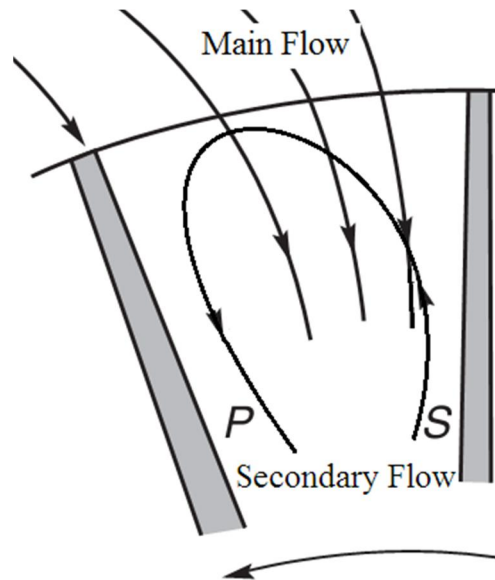


شکل ۳-۲۱ لایه مرزی در روتور

ب) افت اصطکاکی: منشا این افت ایجاد نیروهای برشی بر روی دیواره‌های روتور بوده که گشتاوری مخالف جهت حرکت آن ایجاد می‌کند. این افت بین ۱ تا ۲ درصد توان آیزنتروپیک توربین را کاهش می‌دهد. میزان افت بستگی به میزان شدت جریان دارد بطوریکه با افزایش آن میزان افت نیز افزایش می‌یابد.

ج) افت جریان ثانویه: در روتور بدلیل وجود سرعت زاویه‌ای جریانی گردابه‌ای در سیال در حال عبور از بین تیغه‌های القا می‌شود (شکل ۳-۲۲). این جریان که به آن جریان ثانویه گفته می‌شود سبب ایجاد پروفیل سرعت غیر یکنواخت در گذرگاه بین تیغه‌ها شده بطوریکه در نواحی که جهت جریان القا شده با جهت جریان اصلی مخالف است سرعت جریان اصلی کاهش و فشار آن افزایش می‌یابد. بالعکس در ناحیه‌ای که دو جریان هم جهت می‌باشند سرعت جریان اصلی افزایش و فشار آن کاهش می‌یابد. این اختلاف فشار سبب کاهش کارایی روتور و در نتیجه توربین می‌شود. راه حل

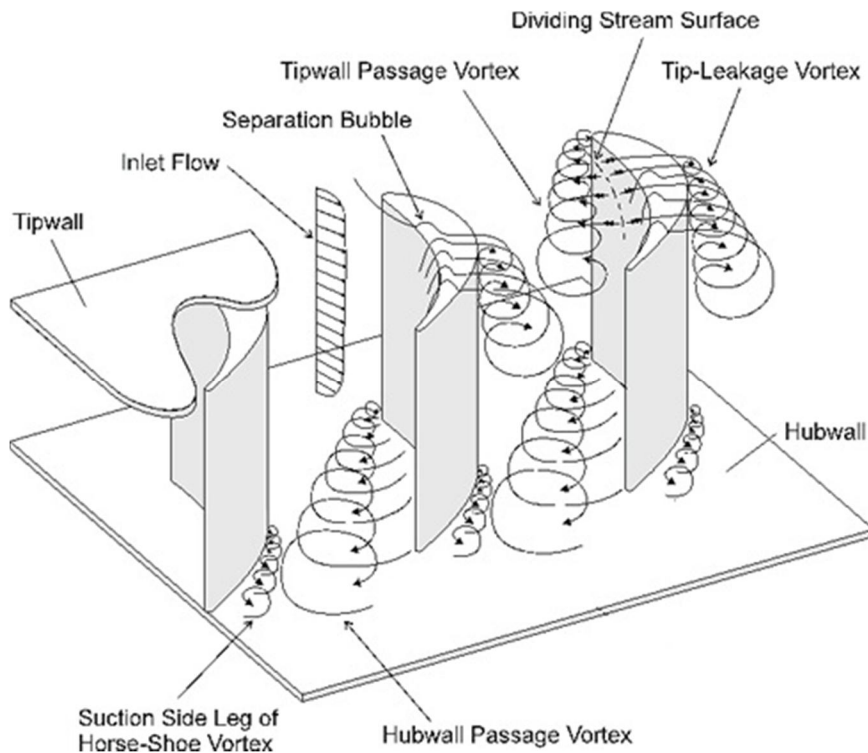
کاهش این افت افزایش تعداد تیغه‌های روتور می‌باشد اما این افزایش در نهایت سبب تداخل تیغه‌ها در قسمت ریشه آنها در خروجی روتور می‌شود. برای جلوگیری از این گرفتگی و حفظ مزیت افزایش تعداد تیغه‌ها، تیغه‌هایی کوتاه‌تر از تیغه‌های اصلی در میان آنها قرار داده می‌شوند که اصطلاحاً جداکننده^۱ نامیده می‌شوند (شکل ۲-۴).



شکل ۲-۳ جریان ثانویه در روتور

(د) افت‌های ثانویه: دلیل پیدایش این افت‌ها حرکت لایه مرزی در جهتی مخالف با جهت جریان اصلی که در نتیجه وجود گرادیان فشار و نیروهای جرمی که در حرکت منحنی الخط بر سیال وارد می‌شود می‌باشد. نتیجه این برهمکنش ایجاد جریان‌های گردابه‌ای می‌باشد که با تاثیر بر جریان اصلی سبب افت بازدهی توربین می‌شوند. میزان این افت در توربین‌های جریان شعاعی با طراحی مناسب در کل توربین کمتر از ۱ درصد می‌باشد. در شکل ۲۳-۳ این افت‌ها که ناشی از تاثیر پره‌ها بر لایه مرزی جریان بالادست می‌باشد نشان داده شده است. در صورت مهیا بودن شرایط، این جریان‌ها در طول پره‌ها رشد کرده و می‌تواند تمام گذرگاه بین پره‌ها را تحت تاثیر قرار دهد.

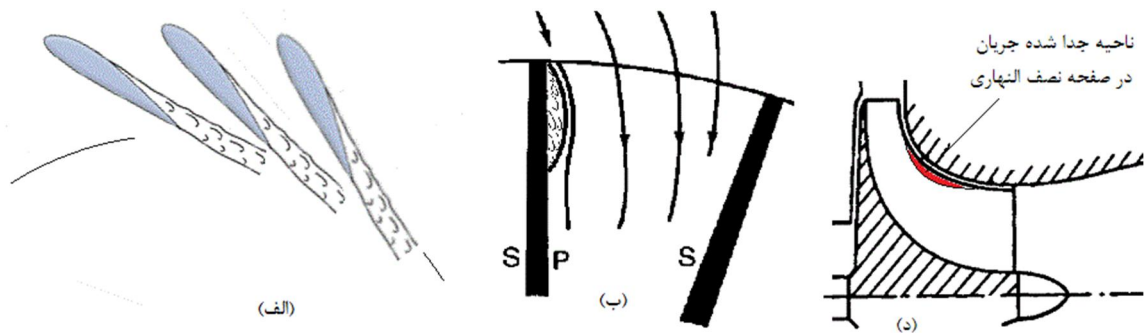
^۱ Splitter



شکل ۳-۲۳ افت‌های ثانویه و افت لقی

ه) افت لقی: در نتیجه وجود فاصله بین لبه پره‌ها با دیواره توربین و وجود اختلاف فشار بین دو سمت پره جریانی گردابه‌ای از سمت پرفشار به سمت کم فشار شکل می‌گیرد. همانند افت‌های ثانویه این گردابه‌ها نیز با تاثیر بر جریان اصلی و انحراف آن از مسیر خود سبب ایجاد افت بازدهی می‌شوند. در شکل ۳-۲۳ این جریان‌های گردابه‌ای بصورت شماتیک نشان داده شده است.

و) افت‌های ناشی از جدایش جریان: علت جدایش جریان در توربین‌ها زاویه برخورد نامناسب جریان با پره‌های استاتور و روتور می‌باشد که این مطلب یا در صورت طراحی نامناسب پره‌ها در توربین اتفاق می‌افتد یا بدلیل کارکرد توربین در شرایط غیر اسمی. همچنین وجود امواج شوک در توربین‌های گذر صوتی و فراصوتی نیز می‌تواند منجر به جدایش لایه مرزی از سطح و ایجاد افت بازدهی توربین شود. در شکل ۳-۲۴ جدایش جریان بدلیل زاویه برخورد غیر صحیح جریان با پره‌های استاتور و روتور بصورت شماتیک نشان داده شده است.



شکل ۳-۲۴ جدایش جریان در الف) پره‌های استاتور ب) پره روتور د) صفحه نصف النهاری روتور

۳-۳-۲-۴ بررسی تحلیلی عوامل موثر بر کارایی توربین با استفاده از سیال عامل گاز ایده‌آل در سال ۱۹۶۸ روشی برای یافتن هندسه بهینه این توربین‌ها در سرعت‌های ویژه متفاوت توسط ناسا معرفی شد [۲۷]. در این روش پنج عامل اصلی در کاهش کارایی توربین لحاظ شده است. این عوامل شامل افت‌های مربوط به تشکیل لایه مرزی در استاتور، روتور و پشت چرخ، افت لقی و انرژی جنبشی خروجی از توربین می‌باشد.

برای تولید هندسه‌های متفاوت سه متغیر با محدودیت‌هایی برای هر کدام در نظر گرفته شده که عبارتند از:

زاویه خروج جریان از استاتور $52^\circ < \alpha < 83^\circ$

ارتفاع تیغه روتور در ورودی به قطر میانگین آن در خروجی $0.04 < \frac{h_2}{D_{3,mean}} < 0.68$

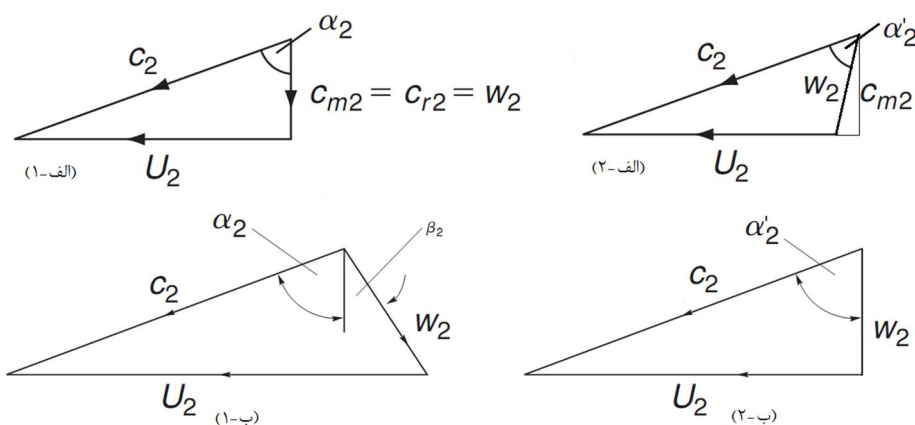
قطر میانگین روتور در خروجی به قطر آن در ورودی $0.2 < \frac{D_{3,mean}}{D_2} < 0.6$

در انجام محاسبات فرض بر این است که سرعت نسبی در خروجی دو برابر آن در ورودی روتور می‌باشد. این فرض باعث می‌شود که معادلات موجود قابل حل شود. همچنین ضریب دو به این دلیل اختیار شده تا درجه عکس العمل توربین به اندازه‌ای باشد که منجر به کاهش افت بارگذاری تیغه‌ها گردد. برای جلوگیری از گرفتگی گذرگاه در خروجی توربین شرط $\frac{D_{3,hub}}{D_{3,tip}} > 0.4$ و برای جلوگیری از انحنای بیش از حد جریان در روتور شرط $\frac{D_{3,tip}}{D_1} \leq 0.7$ در انجام محاسبات اعمال گردیده است.

نکته مهمی که در طراحی مثلث‌های سرعت به آن پرداخته شده این مطلب می‌باشد که چنانچه طراحی مثلث سرعت در ورودی روتور همانند شکل ۳-۲۵ قسمت الف-۱ باشد با توجه به وجود جریان ثانویه در روتور جریان واقعی بصورت قسمت الف-۲ خواهد شد که به معنی وجود زاویه برخورد با تیغه‌های روتور می‌باشد. این مساله سبب ایجاد جدایش جریان در تیغه‌ها می‌شود. برای رفع این مشکل مثلث سرعت باید مانند شکل ۳-۲۵ قسمت ب-۱ طراحی شود تا پس از تاثیر جریان ثانویه بر آن سرعت جریان نسبت به روتور شعاعی شده و جدایش در تیغه‌ها بوجود نیاید (شکل ۳-۲۵ ب-۲). برای این منظور رابطه (۳-۱۱) پیشنهاد شده که در آن n معرف تعداد کل تیغه‌های روتور بعلاوه جداکننده‌ها بوده و از رابطه (۳-۱۲) بدست می‌آید. فرض بر این است که رابطه ارائه شده در تمام شرایط برقرار بوده و سبب جلوگیری از جدایش جریان در روتور می‌گردد. همچنین فرض بر این است که جریان در خروجی کاملا محوری بوده و هیچگونه چرخشی در جریان خروجی وجود ندارد.

$$\frac{C_u}{U} = 1 - \frac{2}{n} \quad (۱۱-۳)$$

$$n = 0.03(\alpha_1 - 57)^2 + 12 \quad (۱۲-۳)$$



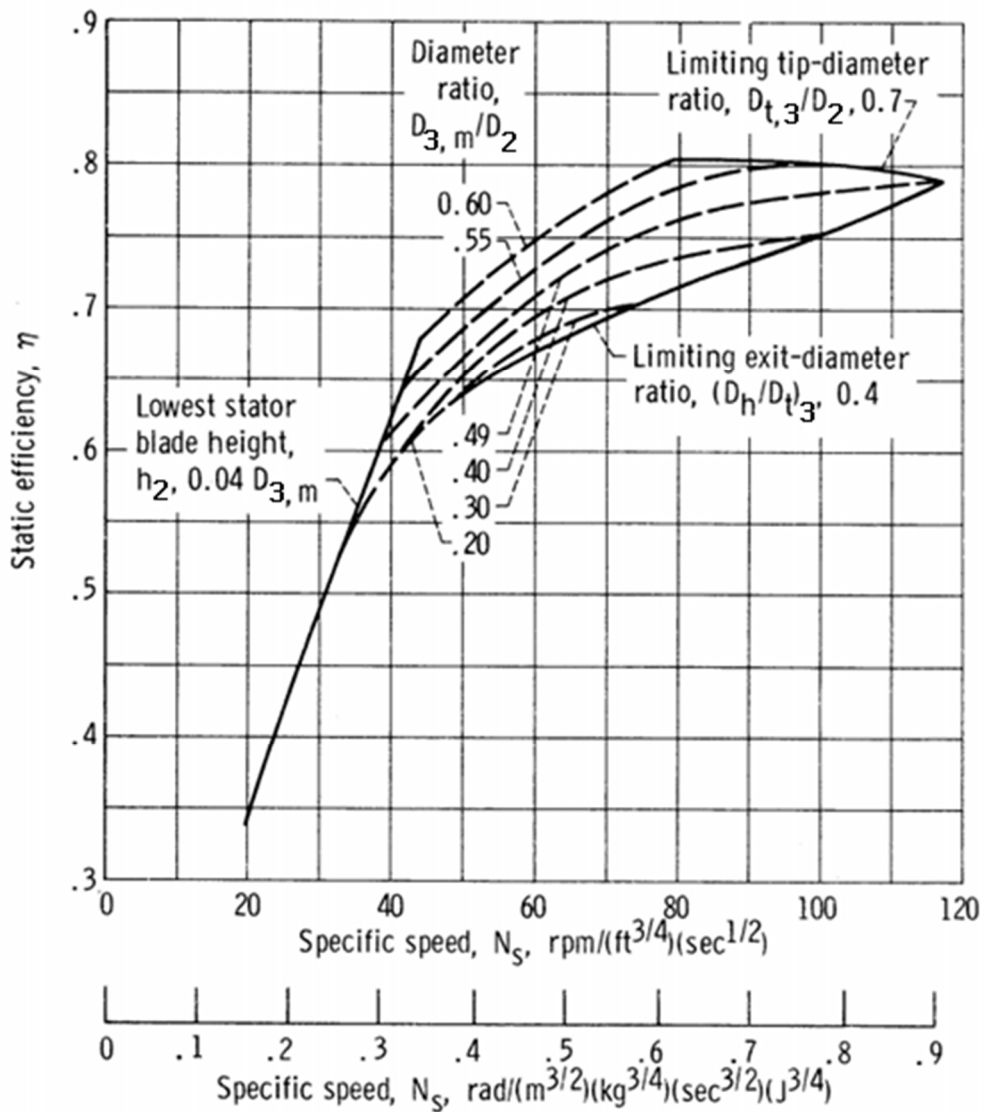
شکل ۳-۲۵ مثلث سرعت در طراحی الف) اسمی ب) اصلاح شده

پس از مشخص شدن فرضیات و محدودیت‌های مربوط به متغیرهای طراحی، با اعمال تغییر

در متغیرهای دوم و سوم در یک زاویه مشخص، ناحیه‌ای همانند شکل ۳-۲۶ حاصل می‌شود.

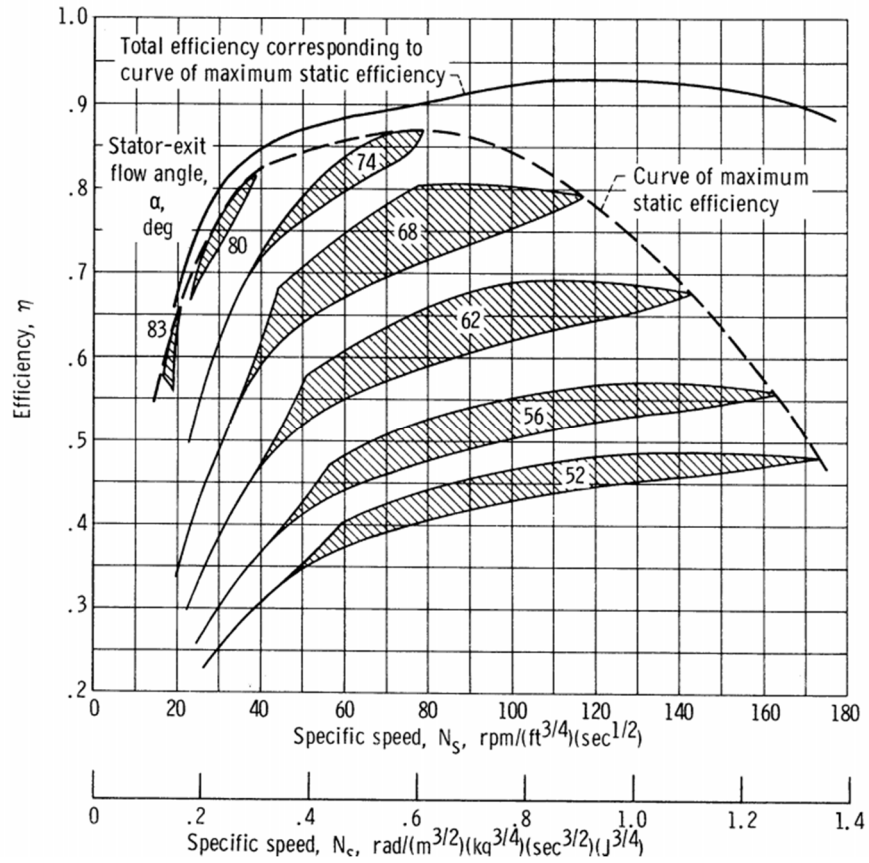
همانطور که در شکل پیداست محدوده‌های سطح ایجاد شده بر اثر محدودیت‌های اعمالی می‌باشد. با توجه به شکل مشخص می‌شود که با افزایش نسبت $\frac{D_{3,m}}{D_2}$ در سرعت ویژه یکسان بازدهی استاتیک افزایش می‌یابد. همچنین در یک نسبت $\frac{D_{3,m}}{D_2}$ معین افزایش نسبت $\frac{h_2}{D_{3,m}}$ سبب افزایش بازدهی و سرعت ویژه توربین می‌شود. در شکل ۳-۲۷ نمودار شکل ۳-۲۶ بزاء زوایای مختلف محاسبه و رسم شده است. در این شکل منحنی بیشینه بازدهی استاتیک در سرعت‌های ویژه متفاوت رسم شده است. با توجه به شکل مشخص می‌شود که بیشترین بازدهی ممکن در هر زاویه در حالتی اتفاق افتاده که نسبت $\frac{D_{3,tip}}{D_1}$ برابر ۰/۷ می‌باشد همچنین مشاهده می‌شود که با افزایش زاویه خروجی استاتور بازدهی در ابتدا افزایش یافته بطوریکه بیشترین بازدهی بدست آمده در زاویه نزدیک ۷۴ درجه برابر ۰/۸۷ و در سرعت ویژه ۰/۵۸ حاصل می‌شود، با افزایش بیشتر این زاویه بازدهی کاهش می‌یابد.

در شکل ۳-۲۸ سهم هر یک از افت‌ها از میزان اختلاف آنتالپی کل به استاتیک آیزنتروپیک با توجه به تغییرات سرعت ویژه در طول منحنی بیشترین بازدهی استاتیک نشان داده شده است. مشاهده می‌شود که در سرعت‌های ویژه کم بیشترین افت مربوط به افت بارگذاری تیغه روتور بوده و در سرعت‌های ویژه بالا بیشترین افت مربوط به انرژی جنبشی خروجی می‌باشد.

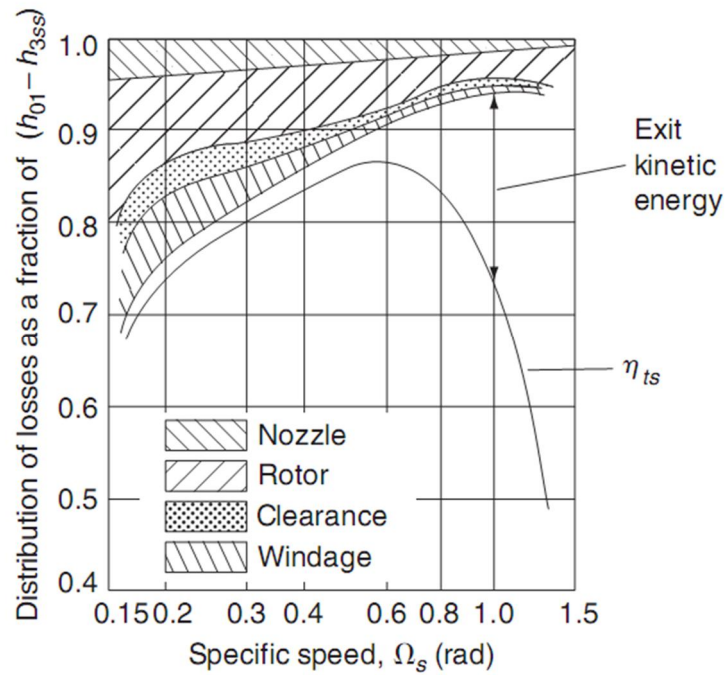


شکل ۳-۲۶ بازدهی توربین بازا تغییر در متغیرهای دوم و سوم و زاویه ۶۸ درجه نمودارهای بالا در نسبت سرعت بحرانی^۱ $\frac{U_1}{V_{cr}} = 0.49$ حاصل شده‌اند. این نسبت در نهایت نسبت فشار توربین را مشخص می‌کند. با تغییر در این نسبت تمام سرعت‌ها و در نتیجه نسبت فشار در توربین تغییر خواهد کرد.

^۱ Critical velocity ratio “cvr”

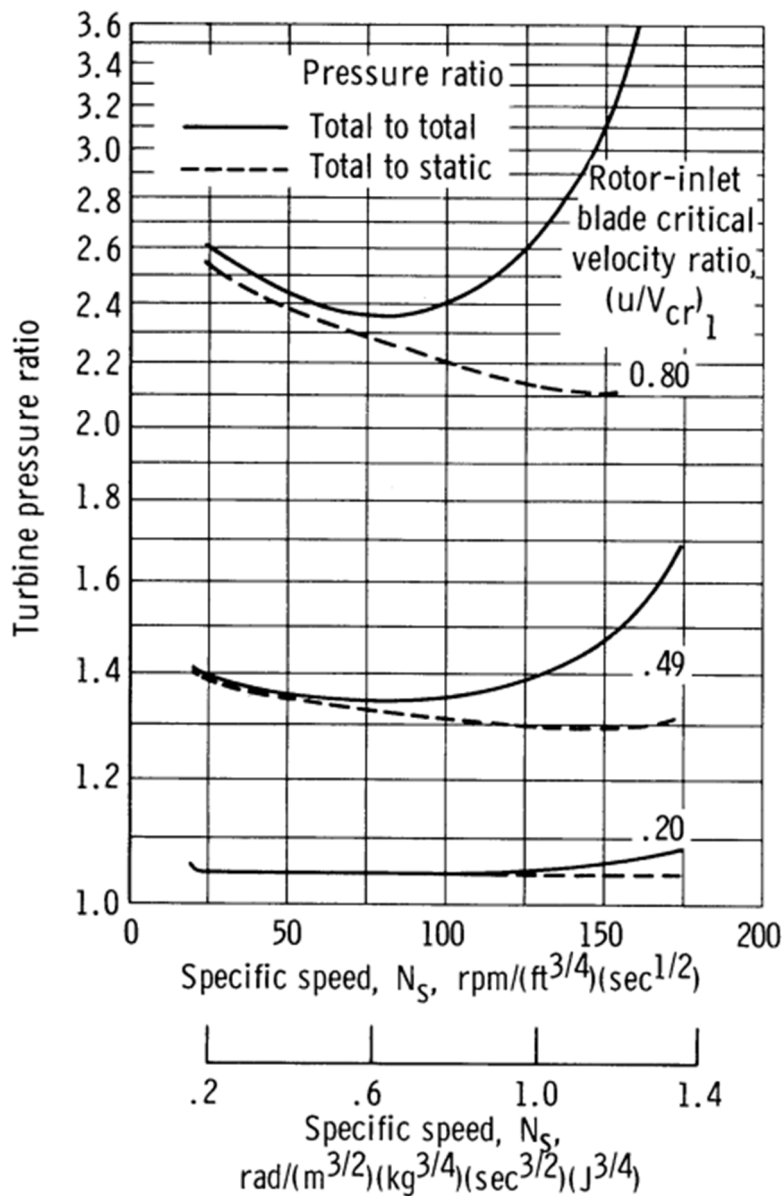


شکل ۳-۲۷ نمودار بیشترین بازدهی استاتیک ممکن توربین بازاا زوایای مختلف خروجی استاتور

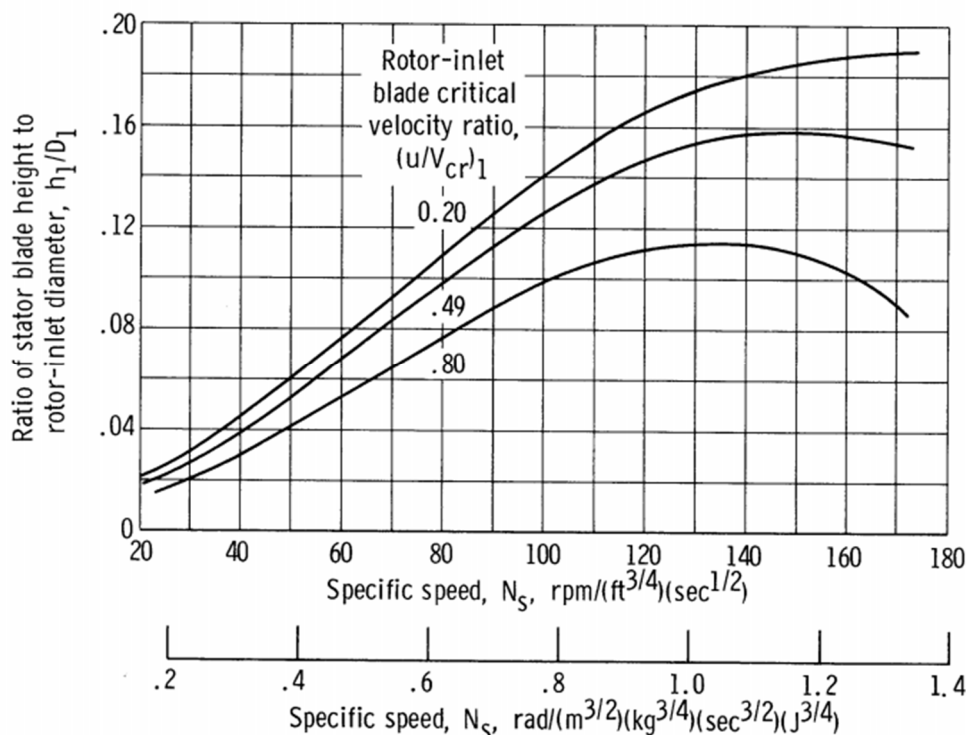


شکل ۳-۲۸ سهم هر یک از افت‌ها در طول منحنی بازدهی استاتیک بیشینه

برای دسترسی به نسبت فشارهای متفاوت محاسبات بالا در دو نسبت بحرانی 0.2 و 0.8 نیز انجام شده است (شکل ۳-۲۹). بیشترین نسبت سرعت بحرانی مجاز بنحوی انتخاب شده که عدد ماخ جریان در تمام نقاط توربین کمتر از یک باشد. نتایج محاسبات نشان داده‌اند که بازدهی توربین و پارامترهای هندسه بهینه با تغییر در این نسبت تقریباً ثابت می‌مانند بجز نسبت ارتفاع استاتور به قطر روتور در ورودی (شکل ۳-۳۰).



شکل ۳-۲۹ تغییرات نسبت فشار با سرعت ویژه در سه نسبت سرعت بحرانی



شکل ۳-۳ تغییرات نسبت ارتفاع تیغه‌های استاتور به قطر روتور در ورودی با سرعت ویژه در سه نسبت سرعت بحرانی

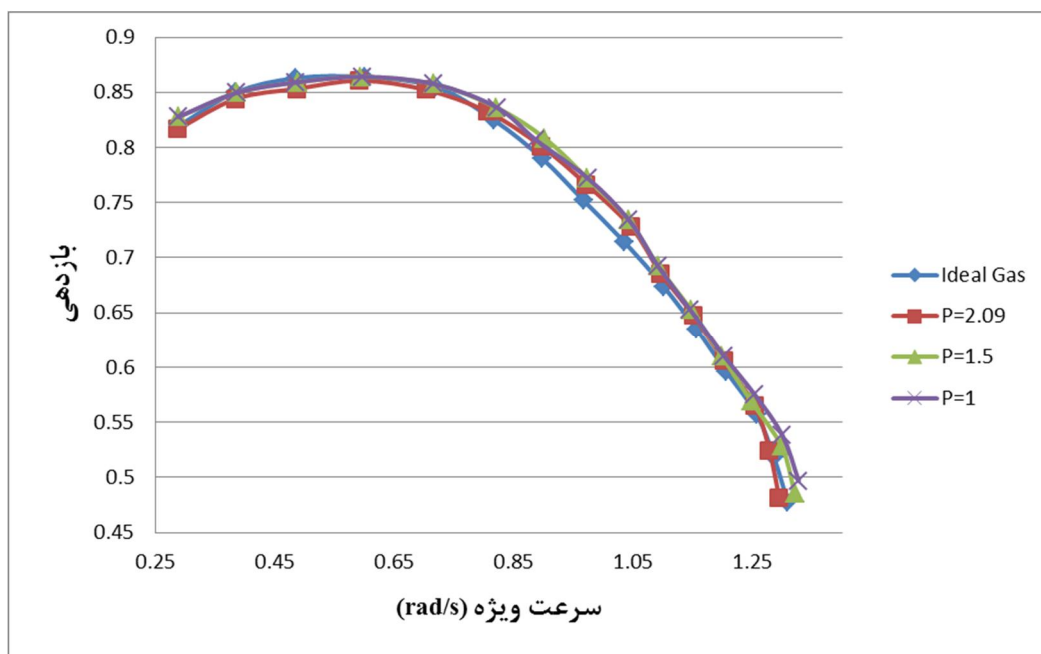
۳-۲-۳-۵ بررسی تاثیر استفاده از سیال R123 به جای سیال عامل گاز ایده‌آل

با توجه به اینکه سیال مورد استفاده در اینجا R123 می‌باشد و این سیال در شرایط مورد استفاده در سیکل از حالت گاز ایده‌آل فاصله دارد بنابراین استفاده از روابط گازهای ایده‌آل منجر به خطا در محاسبات می‌شود بنابراین جهت بررسی تاثیر استفاده از این گاز بجای هوا خصوصیات ترمودینامیکی آن توسط نسخه ۹ نرم‌افزار REFPROP استخراج شده و در یک جدول وارد محیط نرم‌افزار MATLAB شد. با اعمال تغییرات در کد اصلی بجای استفاده از روابط گاز ایده‌آل برای مشخص کردن نقطه انتهایی فرآیندهای آیزنتروپیک این نقاط مستقیماً از جدول استخراج شدند. در انجام محاسبه افت‌های لزج فرض شد که روابط حاکم بر هوا برای سیال R123 نیز در شرایط موجود صادق باشد.

برای انجام مقایسه نتایج نسبت سرعت بحرانی برای هر دو گاز ایده‌آل و بحرانی یکسان در نظر گرفته شده همچنین برای بررسی اثر فشار ورودی در توربین محاسبات در سه فشار ۲/۰۹، ۱/۵ و ۱

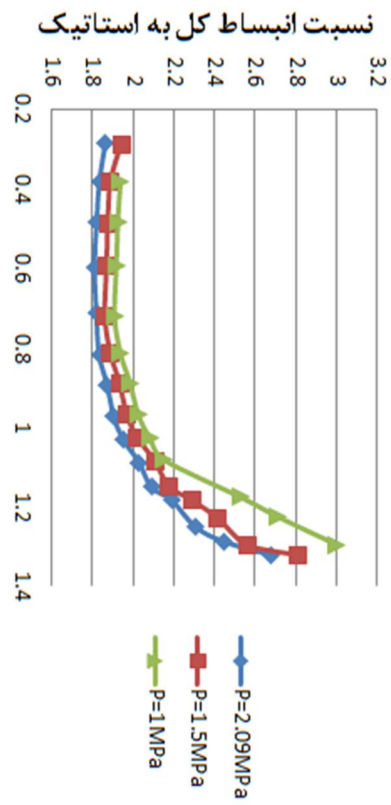
مگا پاسکال و دمایی کمی بیشتر از دمای بخار اشباع در همان فشار انجام شد. شکل ۳-۳۱ نشان می-دهد که افزایش فشار ورودی توربین تاثیری بر بازدهی آن ندارد ولی سبب کاهش اندک نسبت انبساط توربین می شود (شکل ۳-۳۲). با توجه به این شکل مشخص می شود که در حالتی که توربین با هوا کار می کند دارای نسبت انبساط بیشتری نسبت به حالتی که با گاز R123 کار می کند می باشد. همچنین مشخص می شود که با توجه به فرض انجام شده برای محاسبه افت های لزج با تغییر سیال عامل توربین از هوا به R123 بازدهی استاتیک توربین با تغییر سرعت ویژه تغییر نمی کند.

برای بررسی تاثیر فوق داغ کردن گاز بر کارایی و نسبت انبساط توربین، نتایج محاسبات در فشار ۱ مگاپاسکال و دو دمای ۳۸۵ و ۴۳۰ درجه کلوین مقایسه شد. نتیجه این مقایسه که در نسبت سرعت بحرانی ۰/۴۹ انجام شد نشان می دهد که فوق داغ کردن سیال نیز تاثیری بر بازدهی و نسبت انبساط توربین ندارد. (شکل ۳-۳۳ و شکل ۳-۳۴)

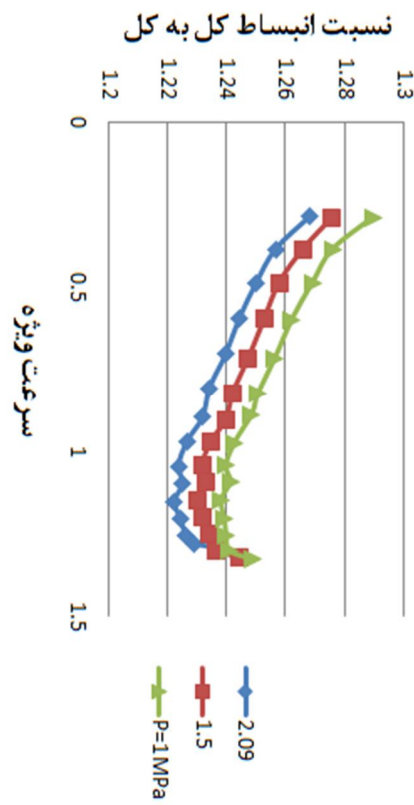
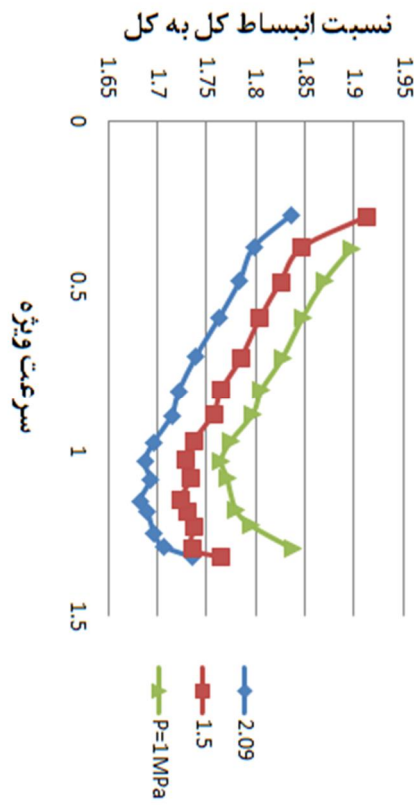
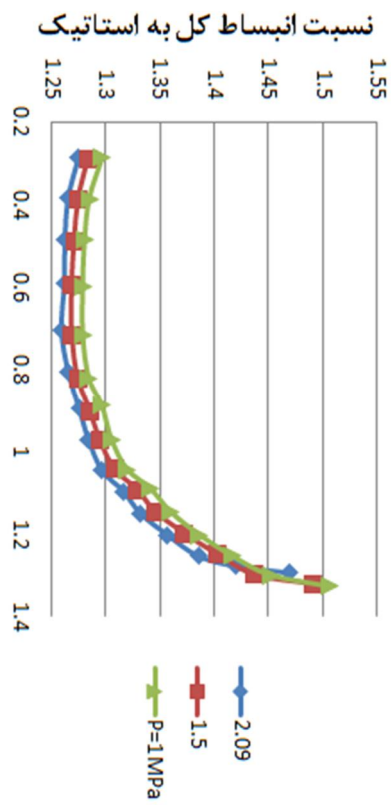


شکل ۳-۳۱ مقایسه بازدهی استاتیک توربین با سیال عامل هوا و سیال R123 در سه فشار متفاوت

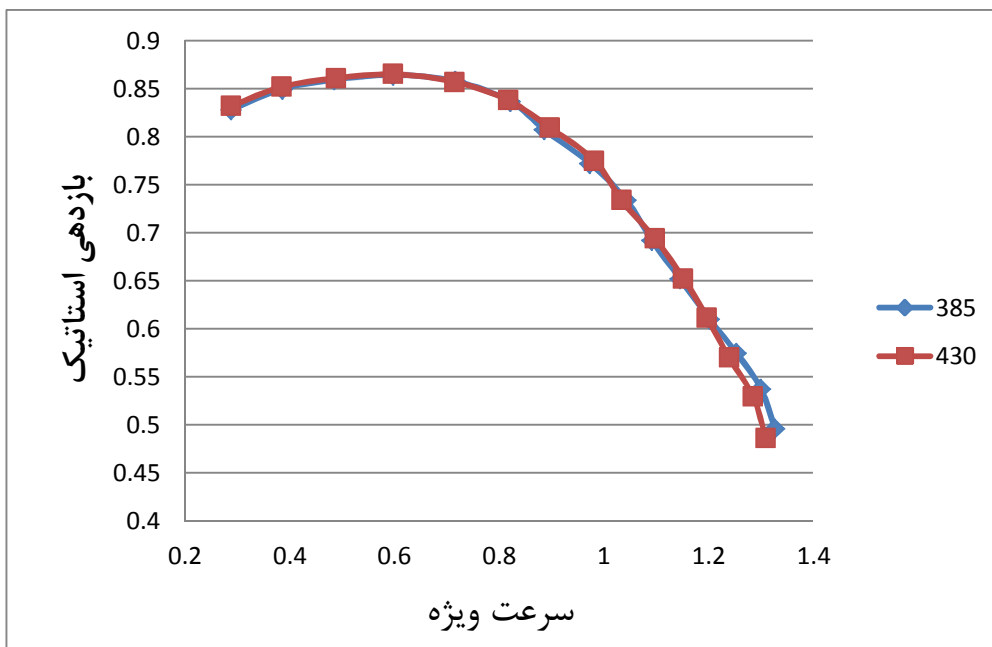
نسبت سرعت بحرانی ۸/۰*



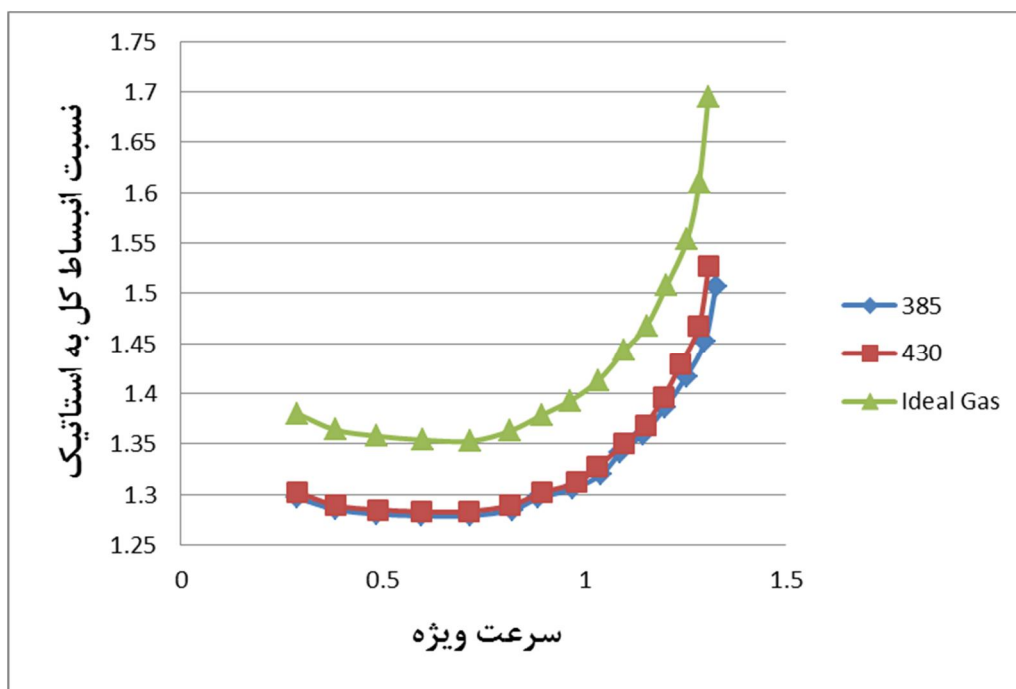
نسبت سرعت بحرانی ۹/۰*



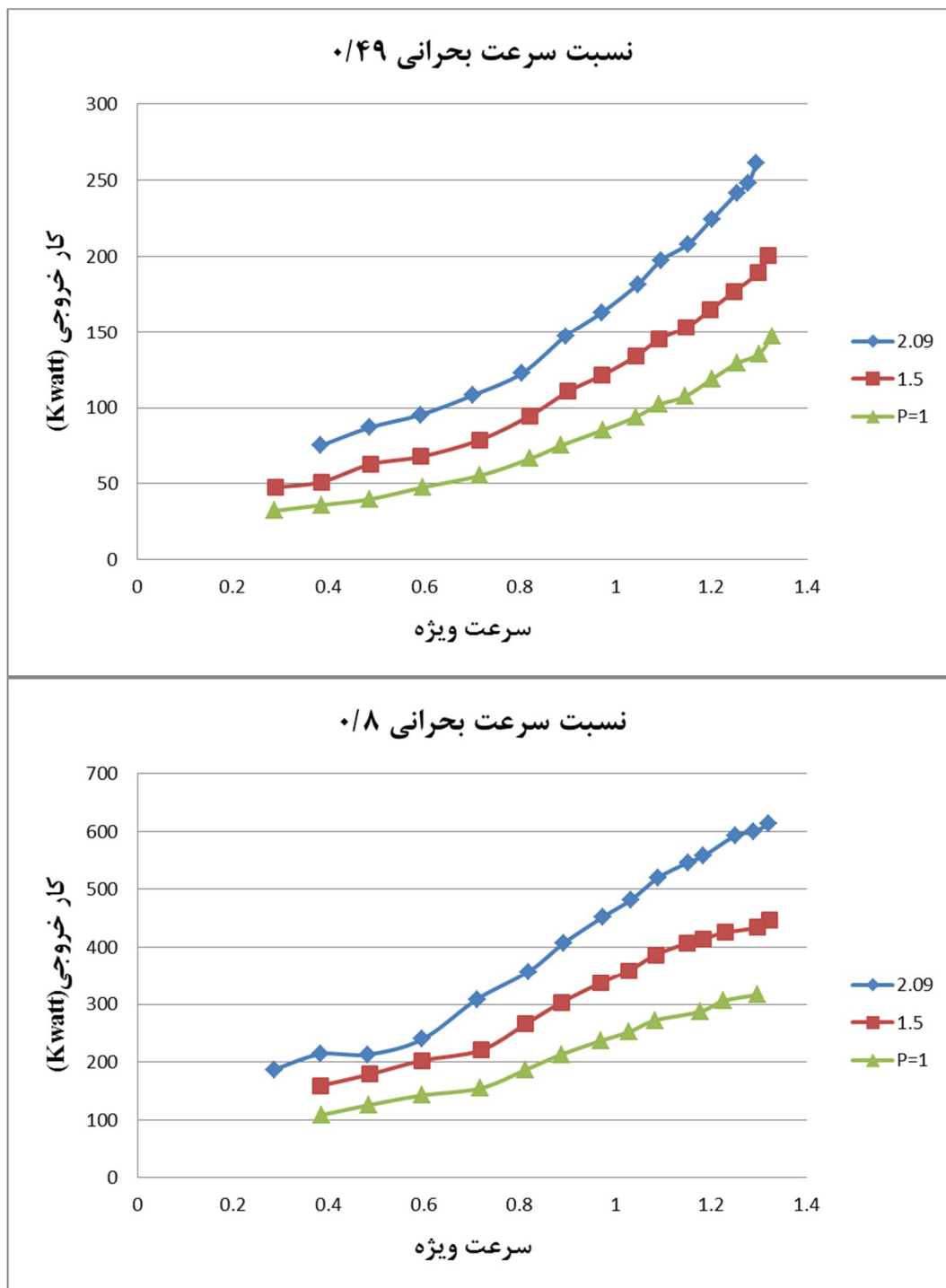
شکل ۳-۳۲ تاثیر افزایش فشار ورودی به توربین بر نسب انبساط آن در نسبت سرعت‌های بحرانی مختلف



شکل ۳۳-۳ تاثیر فوق داغ کردن سیال R123 بر بازدهی استاتیک توربین



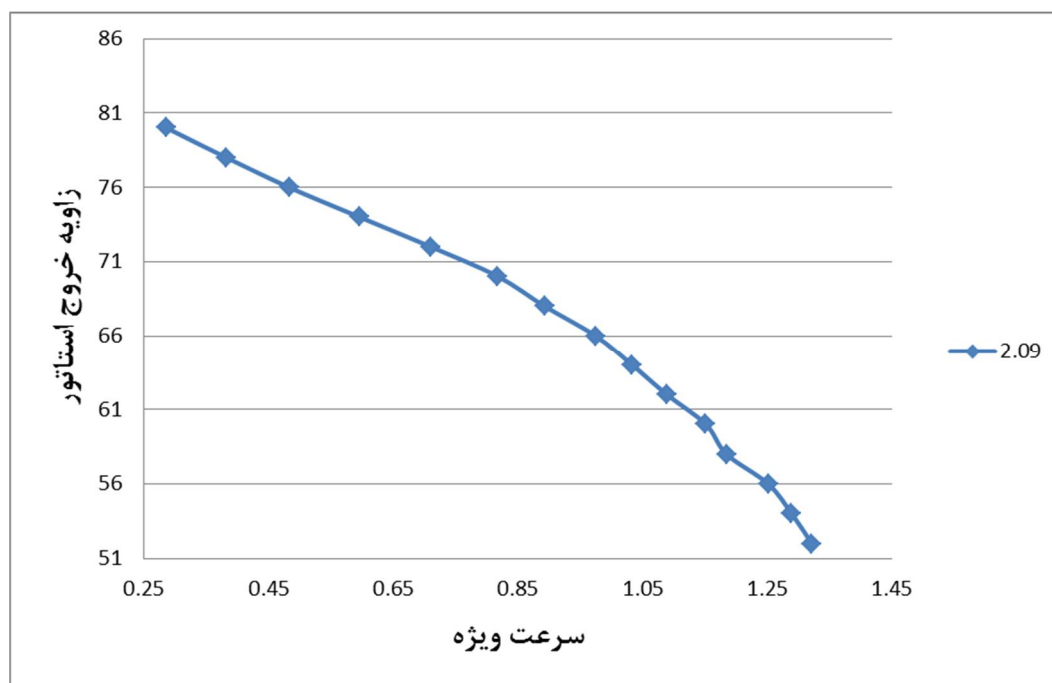
شکل ۳۴-۳ تاثیر فوق داغ کردن سیال R123 بر نسبت انبساط توربین



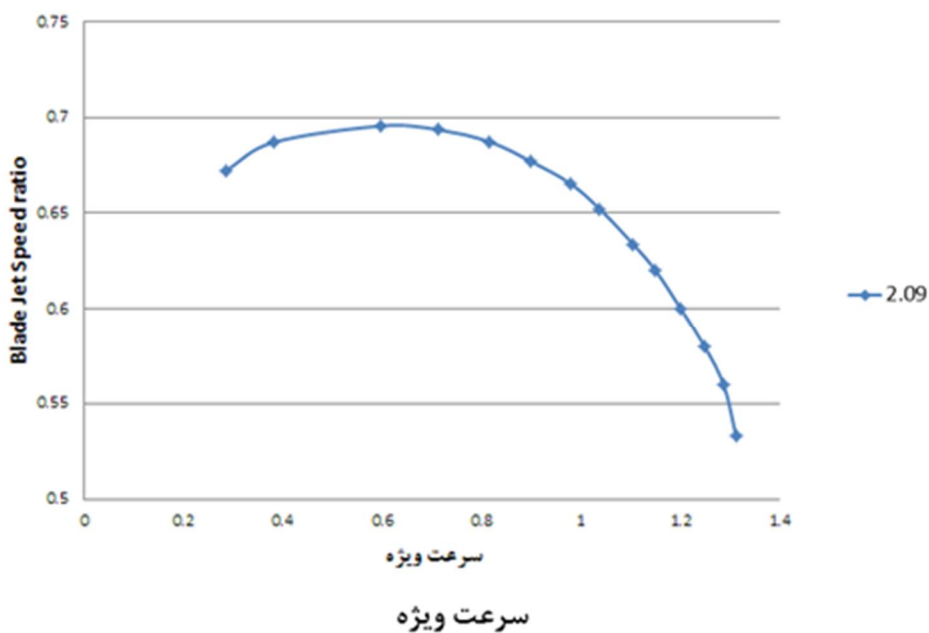
شکل ۳-۳۵ تغییرات کار انجام شده توسط توربین با تغییرات سرعت ویژه در چند فشار و نسبت سرعت بحرانی متفاوت بازا قطر میانگین خروجی برابر

۳-۲-۳-۶ انتخاب هندسه

در این روش انتخاب هندسه با توجه به نمودارهایی حاصل می‌شود که تابعی از سرعت ویژه بوده و انتخاب مقادیر از روی نمودارها و با توجه به سرعت ویژه مد نظر منجر به کسب بیشترین بازدهی استاتیک در آن سرعت خواهد شد. با توجه به این مطلب که افزایش نسبت سرعت بحرانی در شرایط ورودی یکسان سبب افزایش کار خروجی از توربین می‌شود (شکل ۳-۳۵) بنابراین نمودارهای مورد نیاز بر اساس سرعت بحرانی 0.8 استخراج شده و در شکل ۳-۳۶ تا شکل ۳-۳۹ نشان داده شده است. مشخص شد که بیشترین بازدهی توربین در تمام سرعت‌ها در نسبت $\frac{D_{2h}}{D_{2t}} = 0.4$ (نسبت قطر توپی روتور در خروجی به قطر لبه خارجی روتور در خروجی) بدست می‌آید.

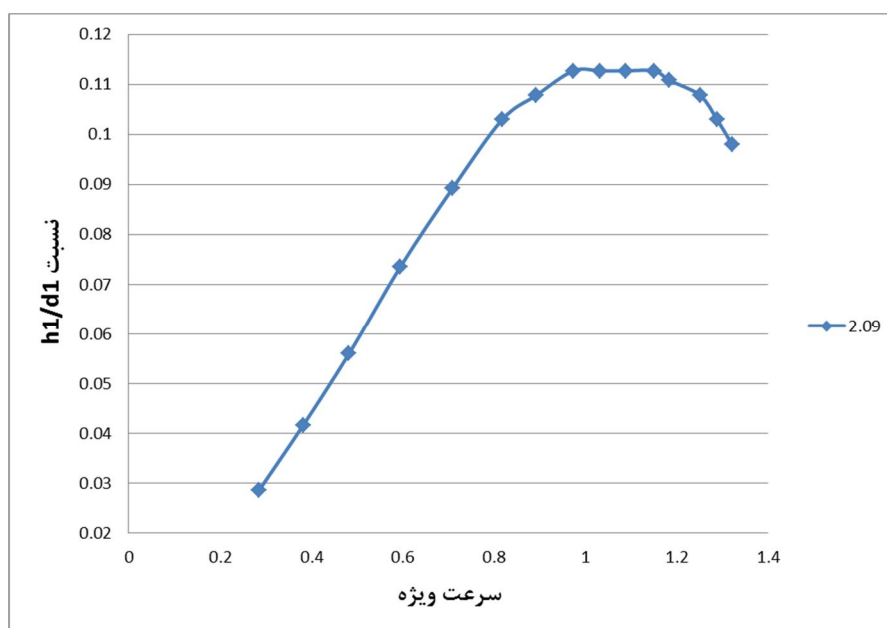


شکل ۳-۳۶ تغییرات زاویه خروجی استاتور با سرعت ویژه جهت رسیدن به بیشترین بازدهی استاتیک

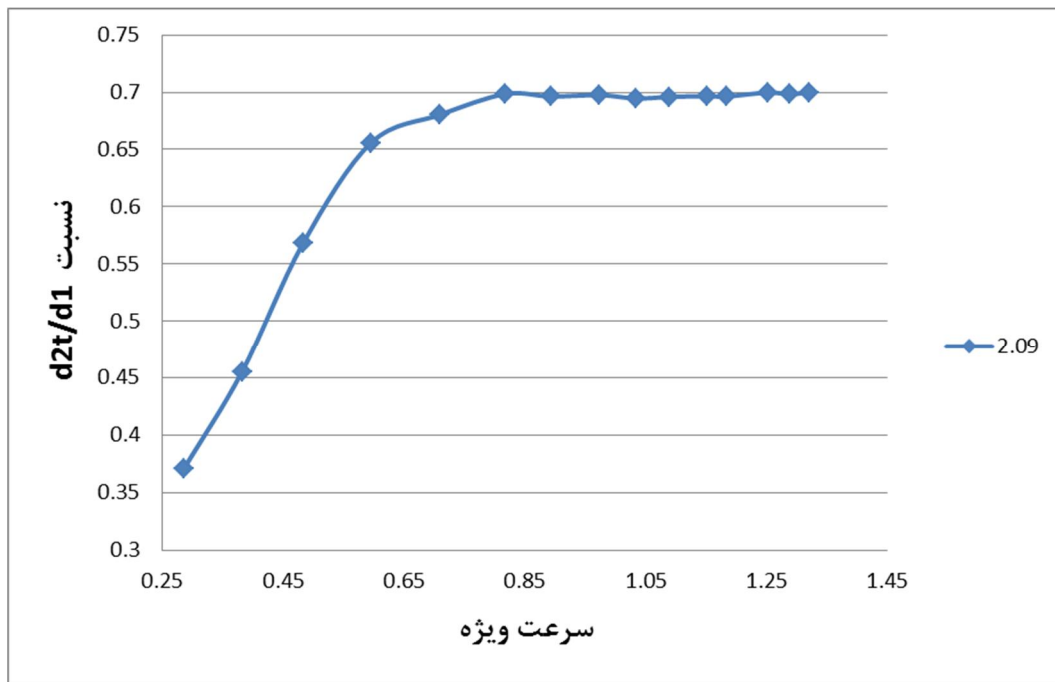


شکل ۳-۳۷ تغییرات نسبت سرعت جت تیغه با سرعت ویژه جهت رسیدن به بیشترین بازدهی استاتیک نسبت سرعت جت تیغه در رابطه (۳-۲۶) بیان شده که در آن $\Delta H_{isentropic}$ برابر است با تغییر آنتالپی سیال در توربینی با فرآیندهای آیزنتروپیک.

$$\frac{U}{V_j} = \frac{U_1}{\sqrt{2 \times \Delta H_{isentropic}}} \quad (3-13)$$



شکل ۳-۳۸ نسبت ارتفاع تیغه‌های استاتور به قطر روتور در ورودی



شکل ۳-۳۹ نسبت قطر لبه خارجی روتور در خروجی به قطر آن در ورودی

۳-۴ مدلسازی آشفتگی^۱

۳-۴-۱ معادلات حاکم بر جریان‌های آشفته

معادلات حاکم برای حل جریان‌های آشفته تراکم پذیر شامل مجموعه‌ای از معادلات انتقال^۲ به همراه معادله حالت^۳ سیال می‌باشند که در آنها مولفه‌های سرعت، فشار و دانسیته سیال متشکل از دو قسمت متوسط و نوسانی می‌باشند. بعنوان مثال سرعت در این جریان‌ها مطابق رابطه (۳-۱۴) تعریف می‌شود. سایر کمیت‌های بیان شده نیز مشابه این رابطه تعریف می‌شوند.

$$U_i = \bar{U}_i + u_i \quad (۳-۱۴)$$

در این رابطه u_i مولفه نوسانی سرعت و \bar{U}_i مولفه متوسط سرعت بوده و بوسیله رابطه (۳-۱۵)

محاسبه می‌گردد.

^۱ Turbulent Modeling

^۲ Transport Equations

^۳ Equation of State

$$\bar{U}_i = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} U_i dt \quad (15-3)$$

با جایگذاری این کمیت‌ها در معادلات اصلی انتقال، معادلات میانگین گیری شده رینولدز حاصل می‌شوند. این معادلات شامل بقای جرم (۱۶-۳)، مومنتوم (۱۷-۳) و انرژی (۱۸-۳) می‌باشند. در جریان‌های تراکم پذیر بدلیل تغییرات دانسیته سیال احتیاج به معادله دیگری برای قابل حل بودن دستگاه معادلات می‌باشد که برای این منظور از معادله حالت استفاده می‌شود.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j)}{\partial x_j} = 0 \quad (16-3)$$

$$\frac{\partial(\rho U_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_i U_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial(\tau_{ij} - \rho \bar{u}_i \bar{u}_j)}{\partial x_j} + S_M \quad (17-3)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho h_{tot})}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j h_{tot})}{\partial x_j} \\ = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} - \rho \bar{u}_j \bar{h} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[U_i (\tau_{ij} - \rho \bar{u}_i \bar{u}_j) \right] + S_E \end{aligned} \quad (18-3)$$

که در معادلات بالا ρ دانسیته متوسط، p فشار متوسط، T دما، x_i مختصات کارتزین، τ_{ij} عناصر تانسور تنش شامل تنش عمودی و برشی، λ ضریب هدایت حرارت، S_M و S_E به ترتیب منابع تولید مومنتوم و انرژی بوده و h_{tot} آنتالپی متوسط کل می‌باشد که از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$h_{tot} = h + \frac{1}{2} U_i U_i + k \quad (19-3)$$

در این رابطه h آنتالپی استاتیک و k معرف انرژی جنبشی آشفته بوده که طبق رابطه زیر تعریف می‌شود:

$$k = \frac{1}{2} \overline{u_i^2} \quad (20-3)$$

ترم‌های $\rho \overline{u_i u_j}$ و $\rho \overline{u_i h}$ در روابط (۱۶-۳) و (۱۷-۳) به ترتیب تنش و شار رینولدز نامیده می‌شوند. تفاوت مدل‌های آشفتگی مختلف در اعمال روش‌های متفاوت برای محاسبه این دو ترم می‌باشد. در روش Eddy Viscosity این دو ترم توسط روابط زیر محاسبه می‌شوند.

$$-\rho \overline{u_i u_j} = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} (\rho k + \mu_t \frac{\partial U_k}{\partial x_k}) \quad (۲۱-۳)$$

$$-\rho \overline{u_i h} = \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial h}{\partial x_i} \quad (۲۲-۳)$$

در این روابط μ_t همان Eddy Viscosity و Pr_t عدد پرائنتل آشفتگی می‌باشند.

با جایگذاری روابط (۲۱-۳) و (۲۲-۳) در معادلات مومنتوم و انرژی (روابط (۱۷-۳) و

(۱۸-۳)) در نهایت به معادلات زیر می‌رسیم:

$$\frac{\partial(\rho U_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_i U_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p'}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} [\mu_{eff} (\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i})] + S_M \quad (۲۳-۳)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho h_{tot})}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j h_{tot})}{\partial x_j} \\ = \frac{\partial}{\partial x_j} (\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} + \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial h}{\partial x_j}) + \frac{\partial}{\partial x_j} [U_i (\tau_{ij} - \rho \overline{u_i u_j})] + S_E \end{aligned} \quad (۲۴-۳)$$

که در این روابط S_M مجموع تمام نیروهای حجمی، μ_{eff} ویسکوزیته موثر و p' فشار تغییر

یافته بوده و برابرند با:

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (۲۵-۳)$$

$$p' = P + \frac{2}{3} \rho k + \frac{2}{3} \mu_{eff} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \quad (۲۶-۳)$$

۳-۴-۲ مدل آشفتگی K- ω SST

یکی از مشکلات موجود در مدلسازی جریان‌های آشفته پیش بینی جدایش جریان از سطوح می‌باشد. معمولاً اکثر روش‌های دو معادله‌ای مانند K- ϵ در پیش بینی جدایش جریان در شرایط فشار معکوس دارای دقت پایینی هستند. با توجه به اینکه پدیده جدایش جریان در اکثر کاربردها مساله‌ای بسیار مهم می‌باشد بنابراین چندین روش پیشرفته برای مدلسازی این پدیده طراحی و گسترش داده شده است. یکی از این روش‌های دو معادله‌ای قدرتمند مدل آشفتگی K- ω SST می‌باشد که با توجه به قابلیت پیش بینی بسیار خوب محل و مقدار جدایش جریان علاوه بر مسائل آیرودینامیک روشی مفید برای استفاده در توربومشین‌ها نیز می‌باشد. این روش در نواحی نزدیک دیوار همانند روش K- ω و نواحی دور از دیوار همانند روش K- ϵ عمل می‌کند و بدین ترتیب مزایای هر دو روش را بصورت همزمان دارا می‌باشد. در این روش μ_t توسط رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$\mu_t = \rho \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, SF_2)} \quad (۳-۲۷)$$

$$S = \sqrt{2 w_{ij} w_{ij}} \quad \text{که:}$$

$$w_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right)$$

مقادیر k (انرژی جنبشی آشفتگی) و ω (فرکانس آشفتگی) توسط معادلات انتقال محاسبه

می‌شوند. این روابط عبارتند از:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta' \rho k \omega \quad (۳-۲۸)$$

$$\frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j \omega)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \alpha \rho s^2 - \beta \rho \omega^2 \quad (29-3)$$

$$+ 2(1 - F_1) \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}$$

توابع F_1 و F_2 توسط روابط زیر محاسبه می‌شوند:

$$F_1 = \tanh(\arg_1^4)$$

$$\arg_1 = \min\left(\max\left(\frac{\sqrt{k}}{\beta' \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega}\right), \frac{4\rho k \sigma_{\omega 2}}{CD_{kw} y^2}\right) \quad (30-3)$$

$$CD_{kw} = \max\left(2\rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-10}\right)$$

$$F_2 = \tanh(\arg_2^2)$$

$$\arg_2 = \max\left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta' \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega}\right) \quad (31-3)$$

در این روابط y فاصله هر نقطه از نزدیکترین دیوار و ν ویسکوزیته سینماتیک سیال می‌باشد.

برای رسیدن به بیشترین دقت ممکن ضرایب مدل‌های توربولانسی با توجه به فیزیک جریان و معمولاً

با استفاده از نتایج آزمایشگاهی مشخص می‌شوند. با توجه به اینکه ضرایب مناسب برای تحلیل مساله

مطرح شده در این پایان نامه یافت نشد بنابراین از ضرایب استاندارد این مدل استفاده شده است.

۴ فصل چهارم: مدل‌سازی و تحلیل

۴-۱ انتخاب هندسه اولیه توربین

هندسه اولیه توربین بر اساس نتایج بدست آمده از روش یک بعدی در بیشترین بازدهی استاتیک ممکن و برای سیکلی با بیشینه فشار و دمای کل ۲/۰۹ مگا پاسکال و ۴۲۵ کلون انجام پذیرفته و هندسه حاصل در جدول ۴-۱ جمع‌آوری شده است.

جدول ۴-۱ هندسه اولیه بر اساس روش تحلیلی

$D_1(m)$	$D_{2,h}(m)$	$D_{2,t}(m)$	$\alpha_1(\text{degree})$	$\beta_2(\text{degree})$	$b_1(m)$
۰/۲۱۷۴	۰/۵۷۲	۰/۱۴۲۶	۷۴	۵۶/۳۲	۰/۰۱۶

سایر نتایج حاصل از روش تحلیلی نیز در جدول ۴-۲ جمع‌آوری شده‌اند.

جدول ۴-۲ سایر نتایج حاصل از روش تحلیلی

$\dot{M}(Kg/s)$	N(rpm)	$P_2(MPa)$	$P'_2(MPa)$	$\Delta\dot{H}(Kwatt)$	N_s	η_s
۲۸/۵	۸۴۶۰	۱/۱۵	۱/۱۹	۲۳۹/۳	۰/۶	۰/۸۶

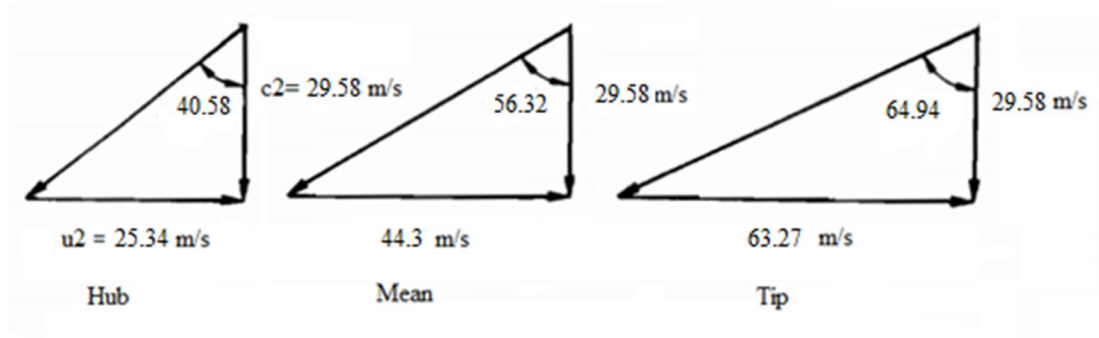
۴-۲ تولید هندسه سه بعدی اولیه

هندسه سه بعدی اولیه توربین بر اساس نتایج بدست آمده از روش تحلیلی و به کمک ماژول BladeGen از نرم‌افزار Ansys انجام پذیرفت. با توجه به این نکته که روش تحلیلی در صفحه میانی هاب^۱ و شروود^۲ انجام می‌پذیرد بنابراین زاویه بدست آمده برای پره در خروجی متعلق به این صفحه بوده که برای مدل‌سازی سه بعدی کافی نمی‌باشد بنابراین برای مدل‌سازی سه بعدی پره در خروجی احتیاج به محاسبه زوایای خروجی پره در لبه داخلی و خارجی با کمک این زاویه می‌باشد. برای محاسبه این زوایا با توجه به اینکه سرعت خطی در لبه داخلی و خارجی پره با کمک سرعت دورانی روتور و شعاع پره در لبه‌های داخلی و خارجی قابل محاسبه می‌باشد و با این فرض که سرعت مطلق

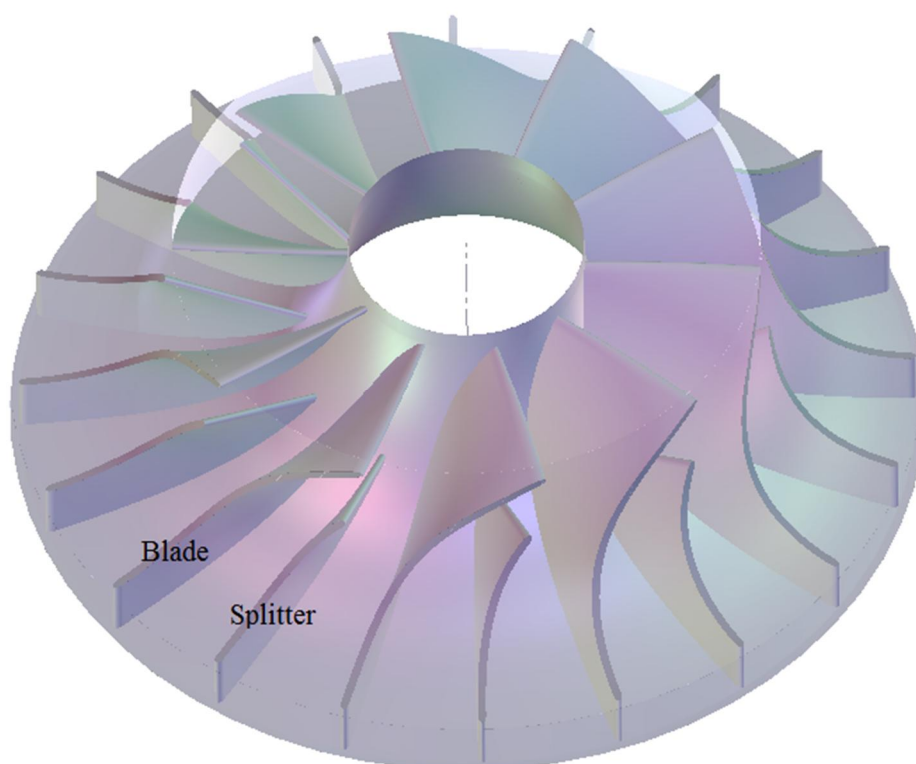
¹ Hub

² Shroud

خروج جریان در تمام طول پره یکسان و همراستای با محور روتور می باشد زاویه خروجی پره در لبه داخلی و خارجی قابل محاسبه خواهند بود (شکل ۱-۴)



شکل ۱-۴ مثلث های سرعت در خروجی پره



شکل ۲-۴ روتور اولیه مدل شده توسط نرم افزار BladeGen

تنها مشخصات استاتور که از روش تحلیلی معین می گردند زاویه خروجی (β_2) و سرعت خروج سیال از آن بوده که این مقادیر به ترتیب برابر ۷۴ درجه و ۹۰/۸۶ متر بر ثانیه می باشند. سایر مشخصات نظیر تعداد تیغه ها، طول و زاویه آنها در ورودی (α_1) با این روش معین نمی شوند. برای

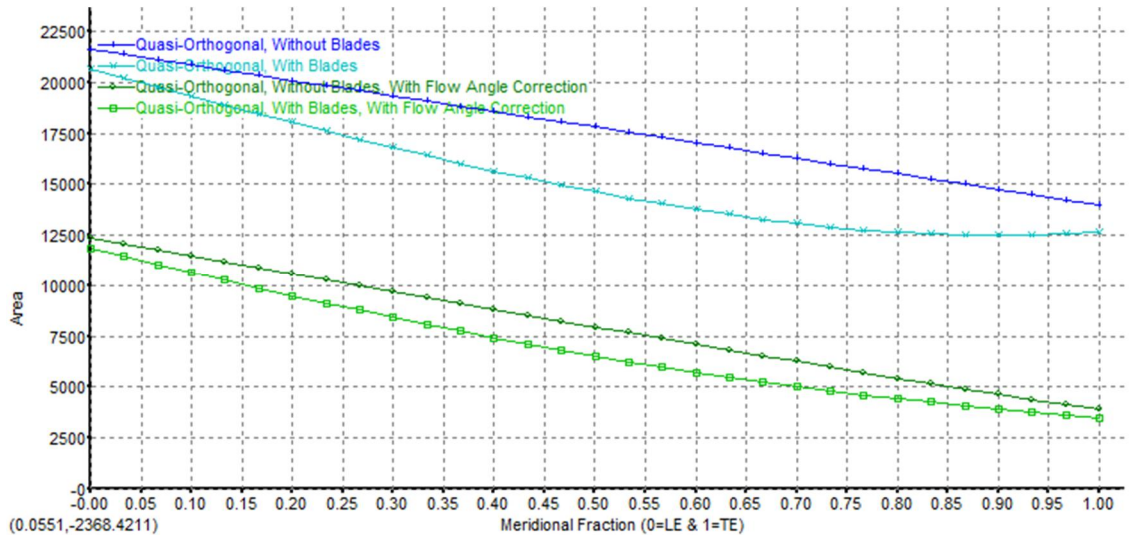
رسیدن به شرایطی که در آن پروفیل سرعت سیال در خروج از استاتور تقریباً یکنواخت بوده و مقدار آن با مقدار محاسبه شده در روش تحلیلی مطابقت خوبی داشته باشد باید از روش سعی و خطا استفاده شود. برای کاهش تعداد سعی و خطا چنانچه مساحت گلوگاه استاتور مشخص شود با استفاده از قابلیت‌های موجود در نرم‌افزار BladeGen می‌توان برای هر زاویه دلخواه α_1 تعداد و پروفیل اولیه استاتور را مشخص کرد. جهت محاسبه مساحت گلوگاه با توجه به اینکه دبی جرمی عبوری از توربین (و در نتیجه استاتور) و سرعت متوسط سیال در خروج از استاتور مشخص می‌باشند چنانچه دانسیته سیال در این محل مشخص شود می‌توان مساحت گلوگاه را بدست آورد. دانسیته سیال در این محل بوسیله برنامه‌ای که در فصل ۳ به آن اشاره شد محاسبه و بدنبال آن مساحت گلوگاه نیز مشخص می‌شود سپس با توجه به زاویه انتخاب شده برای α_1 با تغییر در تعداد و پروفیل تیغه‌ها بنحوی که مساحت گذرگاه بین تیغه‌ها به صورت هموار کاهش یافته (شکل ۴-۳) و در گلوگاه به مساحت مورد نظر برسد هندسه اولیه استاتور مشخص می‌گردد.

پس از طی مراحل بالا و مشخص شدن هندسه استاتور با انجام تحلیل سه بعدی پروفیل سرعت و مقادیر آن در استاتور محاسبه و با مقدار بدست آمده از روش تحلیلی مقایسه شده و پس از چند سعی و خطا هندسه مطلوب حاصل (شکل ۴-۴) و بدون تغییر برای انجام تمام تحلیل‌ها مورد استفاده قرار گرفت. مشخصات هندسی استاتور در جدول ۴-۳ آورده شده است.

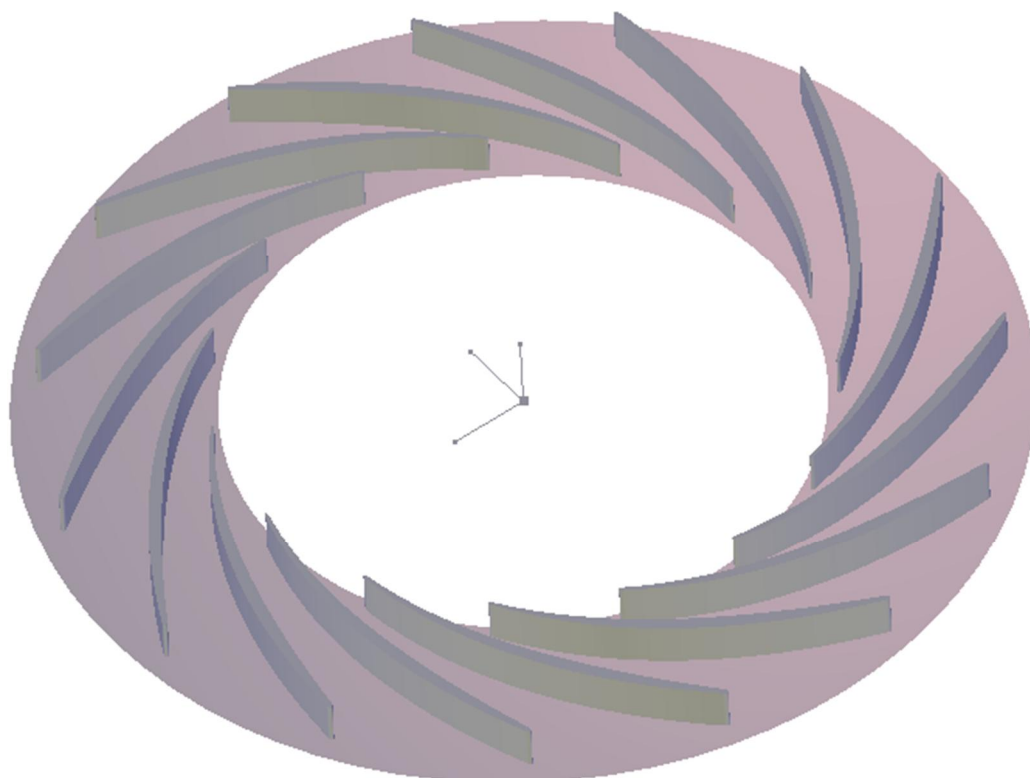
جدول ۴-۳ مشخصات هندسی استاتور

تعداد تیغه‌ها	ارتفاع تیغه‌ها	زاویه ورود	زاویه خروج	طول تیغه‌ها در صفحه نصف النهاری ^۱ (m)
	$b_1(m)$	α_1°	β_1°	
۱۵	۰/۰۱۶	۵۵	۷۴	۰/۰۵۶

^۱ Meridional plane



شکل ۳-۴ تغییر مساحت گذرگاه بین دو پره متوالی



شکل ۴-۴ هندسه نهایی استاتور پس از چند سعی و خطا

در هندسه تولید شده بین لبه خروجی استاتور و لبه ورودی روتور فاصله‌ای به اندازه ۵ میلی متر در نظر گرفته شده است. با توجه به این مطلب که شبکه مورد استفاده از نوع ۶ وجهی ساختار

یافته^۱ می‌باشد این فاصله برای تولید شبکه با کیفیت در این نقاط ضروری می‌باشد. همچنین با توجه به اینکه در روش تحلیلی لقی بین روتور و شرود از ۰/۴ میلی‌متر در ورودی تا ۰/۵ میلی‌متر در خروجی روتور تغییر می‌کند بنابراین برای انجام مقایسه دقیق‌تر بین نتایج تحلیلی و حل عددی سه بعدی، این لقی نیز مد نظر قرار گرفته است.

۳-۴ تولید شبکه

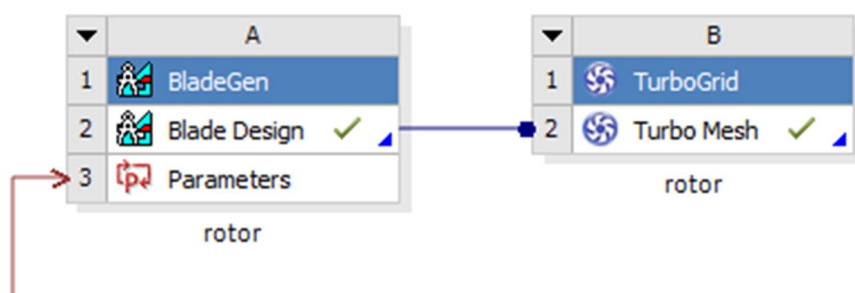
شبکه تولید شده برای انجام محاسبات توسط ماژول TurboGrid از نرم‌افزار Ansys انجام پذیرفته است. این نرم‌افزار تنها برای تولید شبکه ۶وجهی برای توربوماشین‌ها توسعه داده شده و مزیت مهم این نرم‌افزار این است که می‌توان آنرا در محیط Ansys Workbench با سایر ماژول‌های این نرم‌افزار از جمله ماژول BladeGen مرتبط کرده و تولید یک جریان کاری^۲ نمود. مزیت این ارتباط در این است که:

- (۱) هندسه تولید شده توسط BladeGen بصورت مستقیم و بدون نیاز به هیچ تغییراتی وارد محیط TurboGrid می‌شود.
- (۲) در صورت ایجاد تغییرات جزئی در هندسه ماشین، شبکه‌بندی پیشین بصورت خودکار بروز شده و احتیاجی به انجام مراحل تولید شبکه از جمله تولید توپولوژی و... نمی‌باشد.
- (۳) با ایجاد ارتباط بین این دو ماژول، یک تیغه از ماشین بصورت خودکار جدا شده و عملیات شبکه‌بندی بر روی آن اعمال می‌شود. این مطلب سبب ساده و سریع‌تر شدن تولید شبکه می‌گردد. در صورت نیاز به مدلسازی تعداد بیشتری از تیغه‌ها می‌توان این مساله را در حلگر^۳ Ansys CFX براحتی اعمال کرد.
- (۴) تولید شرایط مرزی بصورت خودکار و اعمال آن در محیط Ansys CFX.

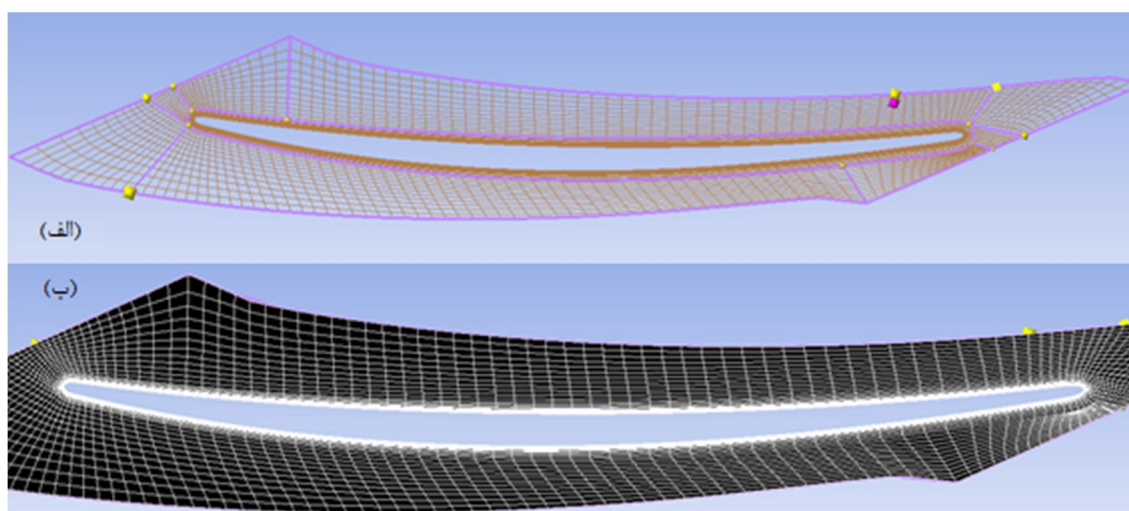
¹ Constructed hexahedral

² Workflow

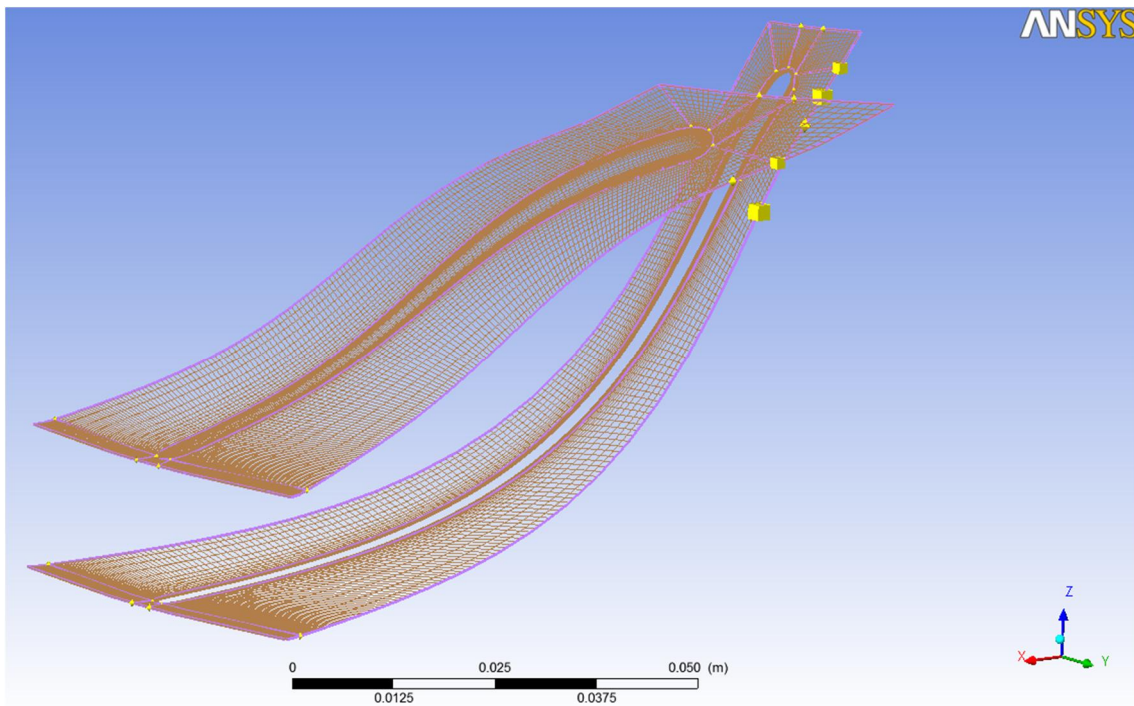
³ Solver



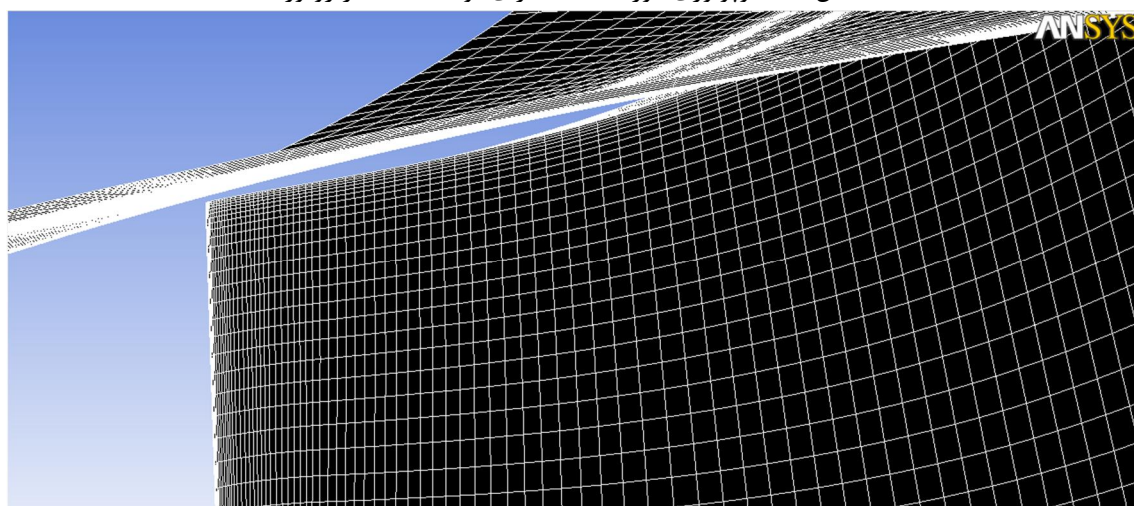
شکل ۴-۵ ایجاد ارتباط بین دو ماژول BladeGen و TurboGrid و تولید یک Workflow با توجه به وجود دیواره‌های متعدد توربین که سیال را در برگرفته‌اند و همچنین وجود لقی بین تیغه‌های روتور و شroud برای شبیه‌سازی دقیق‌تر جریان در توربین احتیاج به وجود تراکم بالای شبکه در این نقاط می‌باشد بنابراین شبکه لایه مرزی برای تمام دیواره‌های موجود بنحوی تولید شده که ارتفاع اولین المان مجاور دیواره‌ها دارای ارتفاعی برابر 0.01 میلی‌متر بوده و ارتفاع لایه‌های بعدی المان‌ها با ضریب رشد خطی در حدود $1/5$ افزایش می‌یابند. در شکل ۴-۶ تا شکل ۴-۱۰ نمونه‌ای از شبکه تولید شده نشان داده شده است.



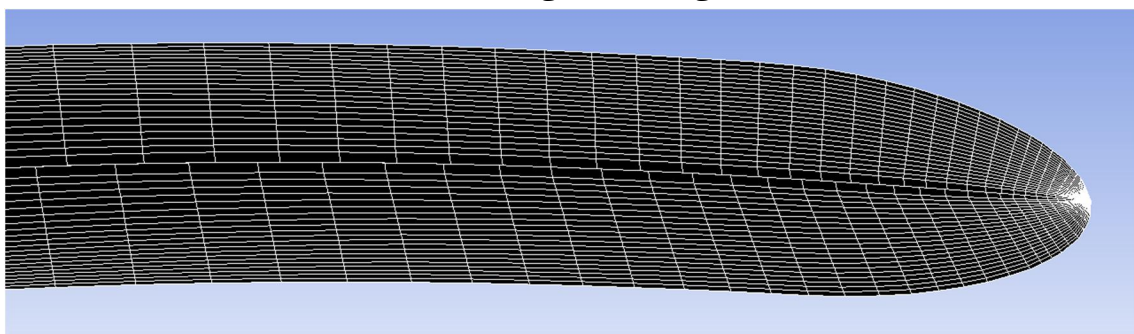
شکل ۴-۶ (الف) توپولوژی تولید شبکه در استاتور (ب) شبکه تولید شده در استاتور



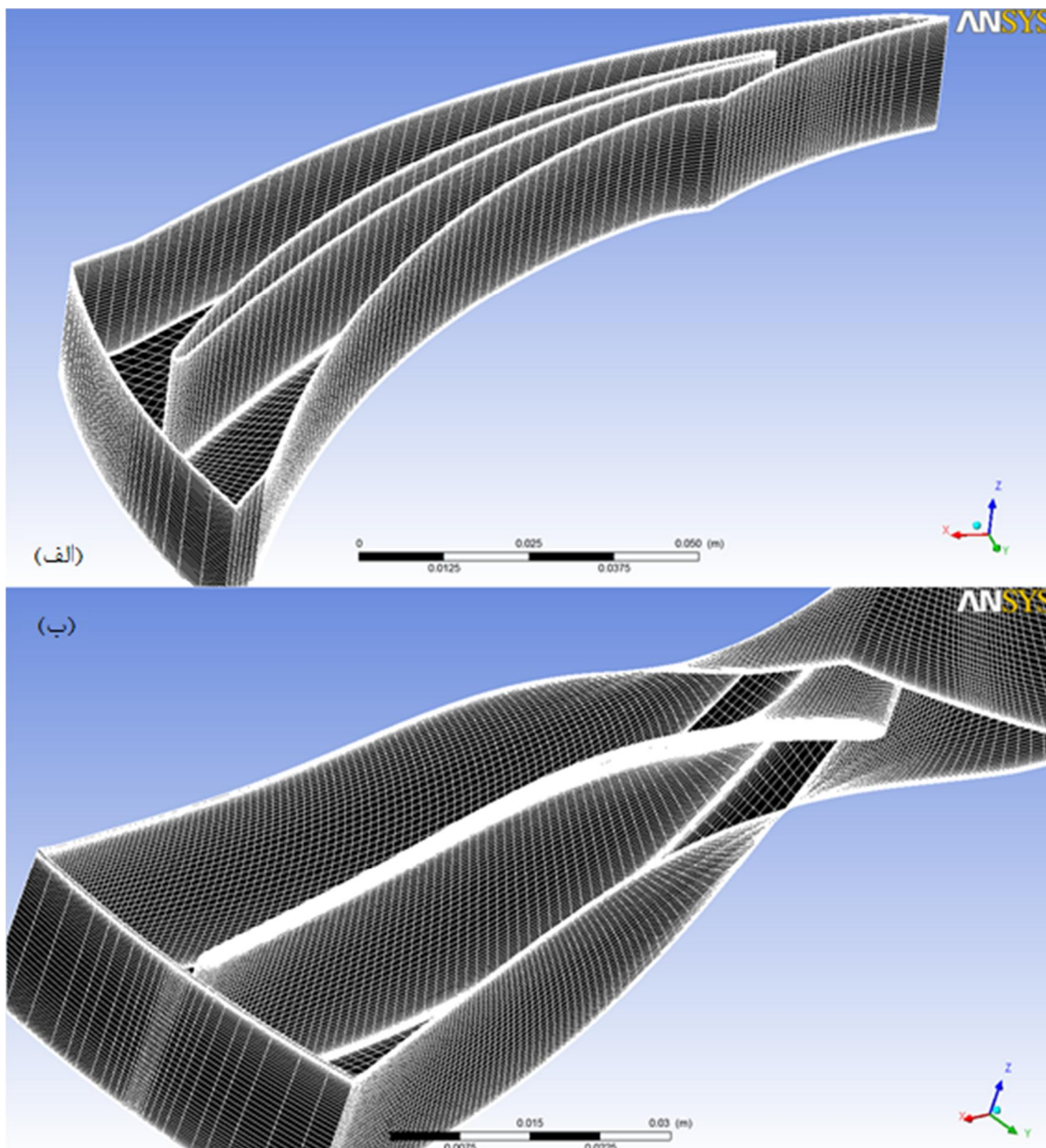
شکل ۴-۷ توپولوژی مورد استفاده برای تولید شبکه در روتور



شکل ۴-۸ لقی بین وجه بالایی تیغه‌های روتور و شرود



شکل ۴-۹ شبکه تولید شده بر روی وجه بالایی تیغه‌ها



شکل ۴-۱۰ نمای سه بعدی از شبکه تولید شده در الف) استاتور ب) روتور

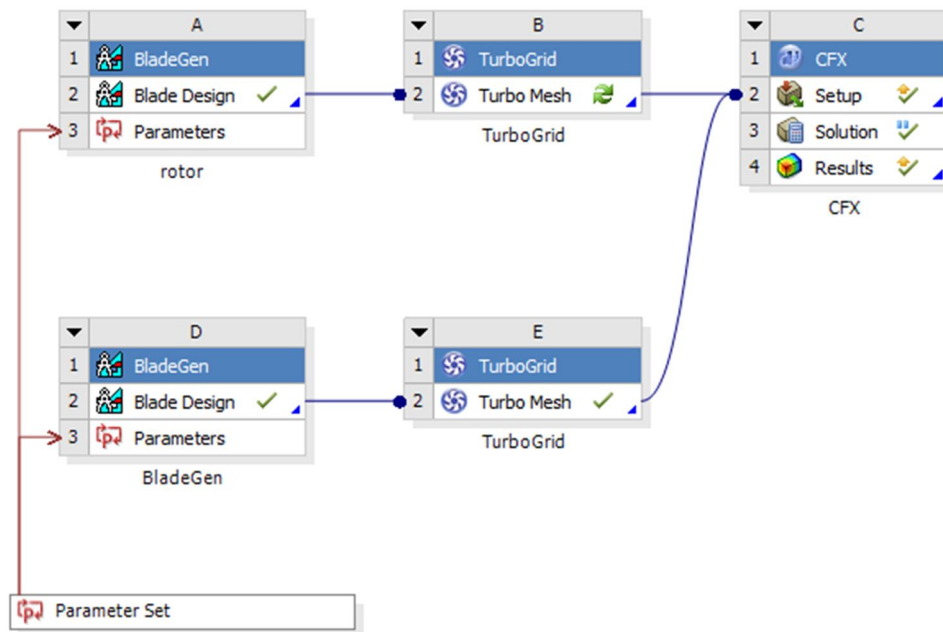
۴-۴ پیش پردازش^۱ مدل اولیه

حل مساله به کمک نرم افزار Ansys CFX انجام شده است. مهم ترین مزیت این نرم افزار قابلیت ایجاد ارتباط بین چند قسمت مجزا می باشد که در ادامه توضیح داده خواهد شد.

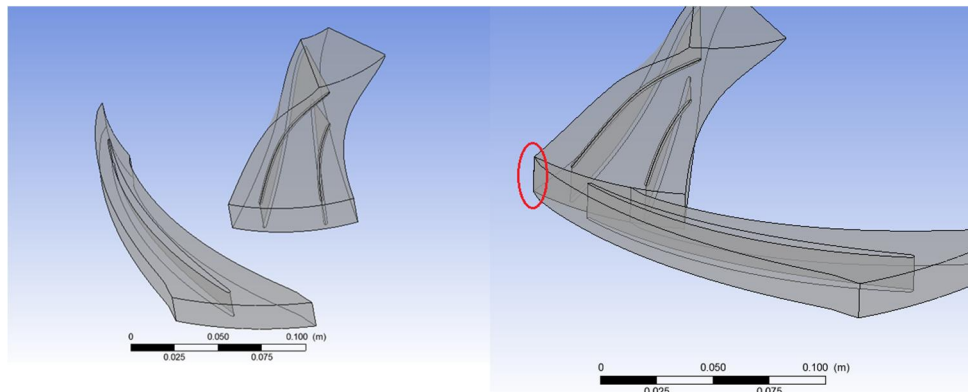
برای حل مساله توسط این نرم افزار احتیاج به ورود استاتور و روتور شبکه بندی شده به آن

^۱ Pre Processing

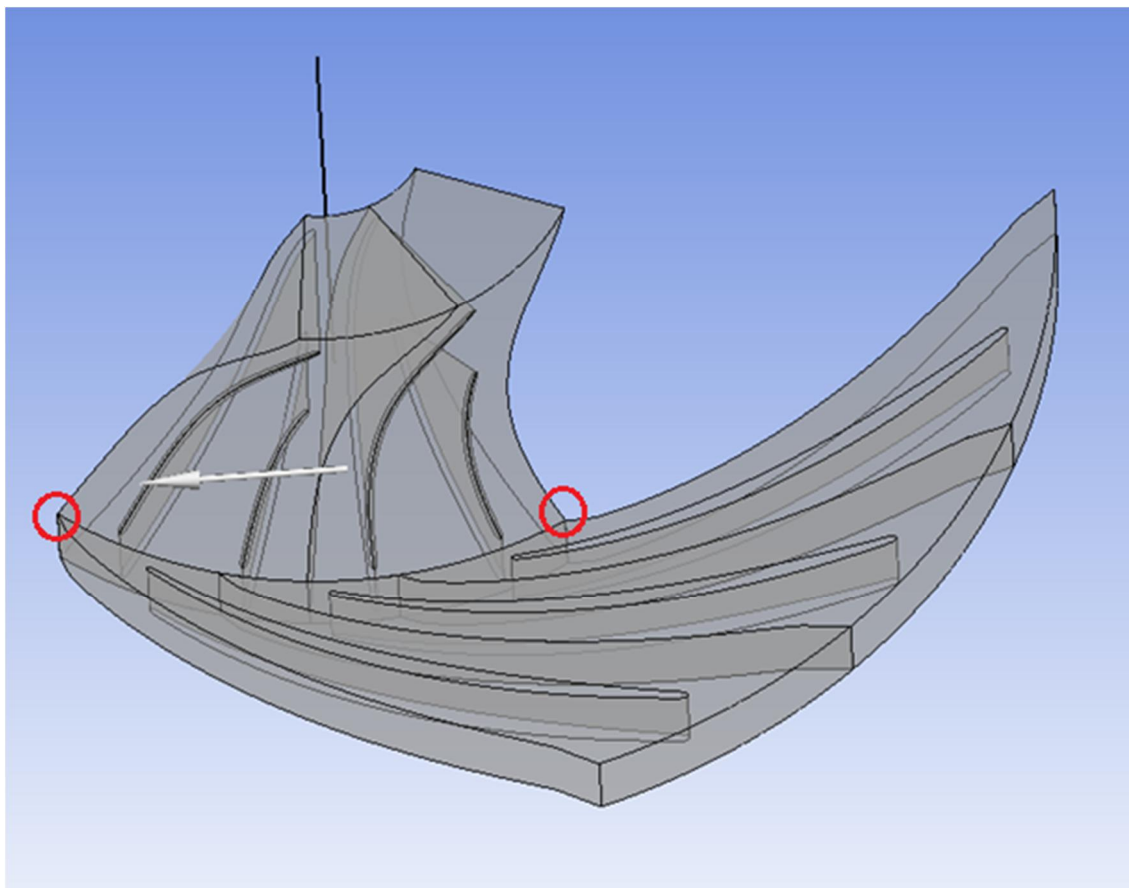
می‌باشد. برای انجام این مساله در محیط Ansys Workbench کفایست بین استاتور و روتوری که قبلا تولید و شبکه بندی شده‌اند با ماژول CFX ارتباط برقرار کرد (شکل ۴-۱۱). پس از ایجاد ارتباط نرم‌افزار بصورت خودکار استاتور و روتور را به محیط CFX بارگذاری می‌کند.



شکل ۴-۱۱ ایجاد ارتباط بین ماژول‌های مورد نیاز برای تحلیل در نرم‌افزار Ansys Workbench



شکل ۴-۱۲ استاتور و روتور در محیط Ansys CFX قبل و بعد از انطباق
 پس از انطباق صحیح استاتور و روتور مطابق شکل ۴-۱۲، با توجه به اینکه خروجی استاتور تمام ورودی روتور را پوشش نمی‌دهد باید تعداد تیغه‌های روتور و استاتور را بنحوی تعیین کرد که در نهایت خروجی استاتور ورودی روتور را کاملا پوشش دهد (شکل ۴-۱۳). پس از افزایش تعداد تیغه‌ها نرم‌افزار بصورت خودکار ارتباط صحیح بین قسمت‌های گوناگون برقرار می‌کند.



شکل ۴-۱۳ انطباق کامل استاتور و روتور

۴-۴-۱ مدل سازی گاز واقعی جهت حل مساله

با توجه به اینکه سیال مورد استفاده در اینجا یک گاز واقعی بوده بنابراین برای حل مساله نمی-توان از معادلات گاز کامل استفاده نمود. در گازها رابطه بین فشار، دما و حجم ویژه با یکدیگر مرتبط بوده که به این رابطه اصطلاحاً معادله حالت گفته می‌شود. گازهای کامل دارای معادله حالتی مطابق رابطه (۴-۱) می‌باشند.

$$Pv = RT \quad (۴-۱)$$

در این رابطه P معرف فشار بر حسب پاسکال، v معرف حجم ویژه بر حسب متر مکعب بر کیلوگرم، T معرف دما بر حسب کلوین و R ثابت جهانی گازها می‌باشد. اما برای گازهای واقعی این رابطه دارای دقت بسیار کمی می‌باشد بنابراین معادلات حالت گوناگونی تاکنون برای گازهای واقعی

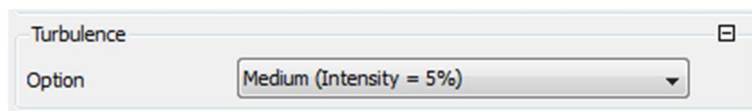
ارائه شده که هر کدام دارای مزایا و معایب مخصوص به خود می‌باشند. از بین این معادلات حالت ، چهار معادله زیر در این نرم‌افزار موجود می‌باشد :

- 1) Aungier Redlich Kwong
- 2) Peng Robinson
- 3) Soave Redlich Kwong
- 4) Standard Redlich Kwong

که معادلات ۱ و ۳ بهینه شده معادله ۴ می‌باشند به این ترتیب که این معادلات در حالت‌های نزدیک به حالت بحرانی از دقت بیشتری برخوردار هستند. با توجه به راهنمای نرم‌افزار مدل سوم برای مدلسازی گاز R123 انتخاب شده است.

۴-۴-۲ مدل آشفتگی مورد استفاده

نرم‌افزار Ansys CFX در حالت Turbo Mode که مخصوص تحلیل توربو ماشینها می‌باشد تنها دو مدل آشفتگی $K-\epsilon$ و $K-\omega$ SST را ارائه می‌دهد. با توجه به مزایای مدل دوم، این مدل برای شبیه‌سازی آشفتگی جریان مورد استفاده قرار گرفته است. برای مقدار آشفتگی در ورودی، گزینه پیش فرض نرم‌افزار یعنی گزینه Medium با شدت آشفتگی ۵٪ استفاده شده است. (شکل ۴-۱۴) میزان آشفتگی در سایر نقاط از جمله در خروجی روتور توسط نرم‌افزار محاسبه می‌شود.



شکل ۴-۱۴ اعمال آشفتگی در ورودی استاتور

۳-۴-۴ تنظیمات حلگر و دقت حل

تنظیمات حلگر برای حل مساله به ترتیب زیر می باشد.

Advection scheme: High Resolution

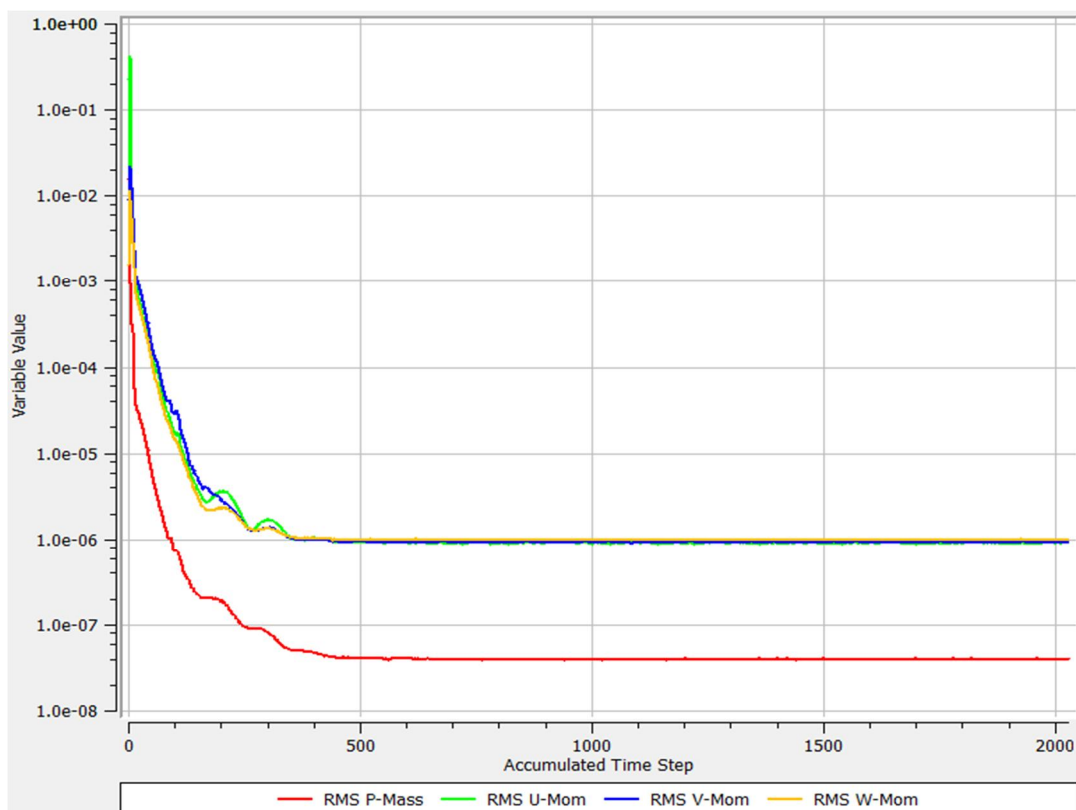
Turbulence Numerics: First Order upwind

Residual Target: 1e-6

۴-۴-۴ حل مدل اولیه

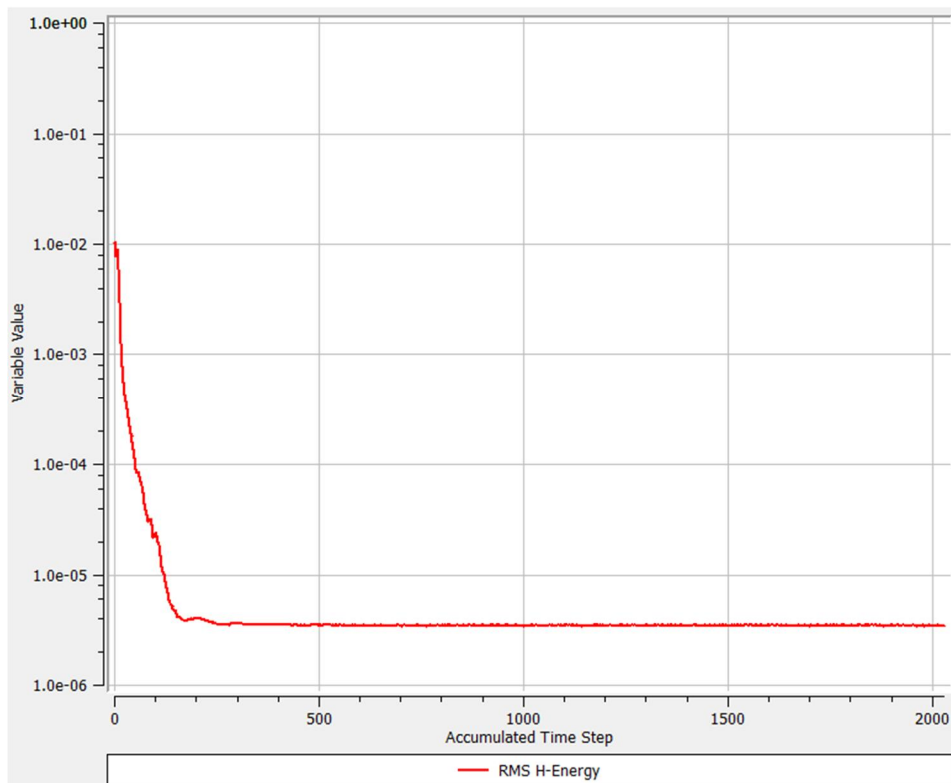
پس از مرحله پیش پردازش مدل تولید شده با ۶۴۴۳۹۲ المان توسط نرم افزار حل شد. در

شکل ۴-۱۵ تا شکل ۴-۱۷ باقیمانده های^۱ حل عددی نشان داده شده اند.

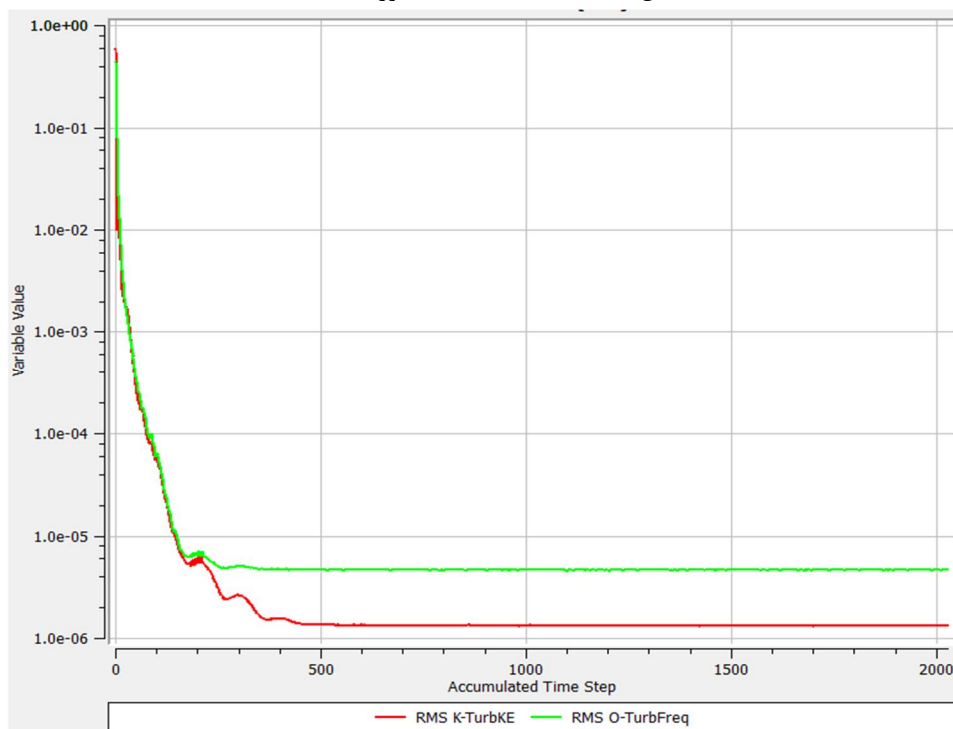


شکل ۴-۱۵ باقیمانده های معادله مومنتوم و پیوستگی

¹ Residuals



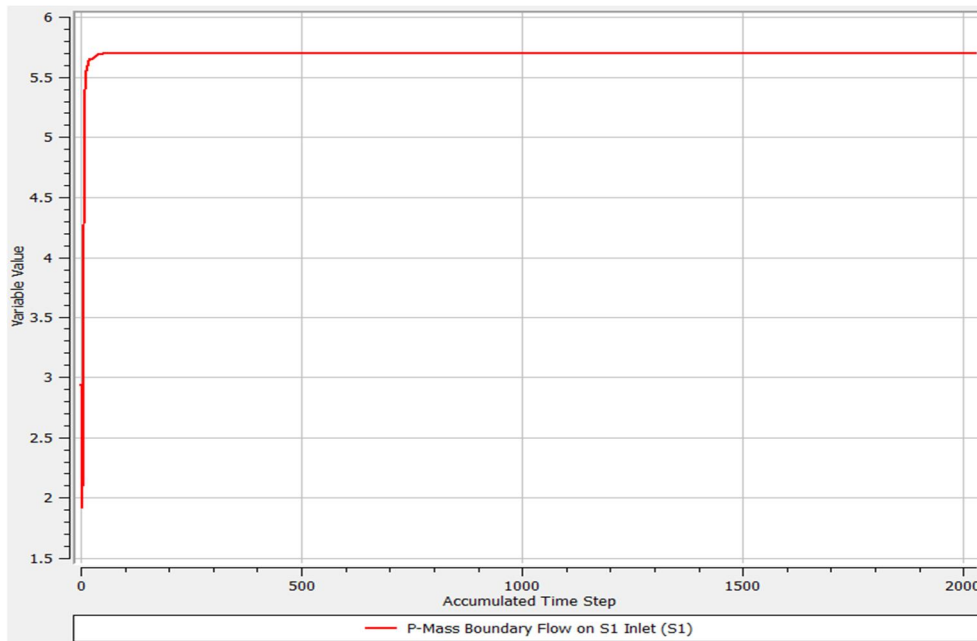
شکل ۴-۱۶ باقیمانده معادله انرژی



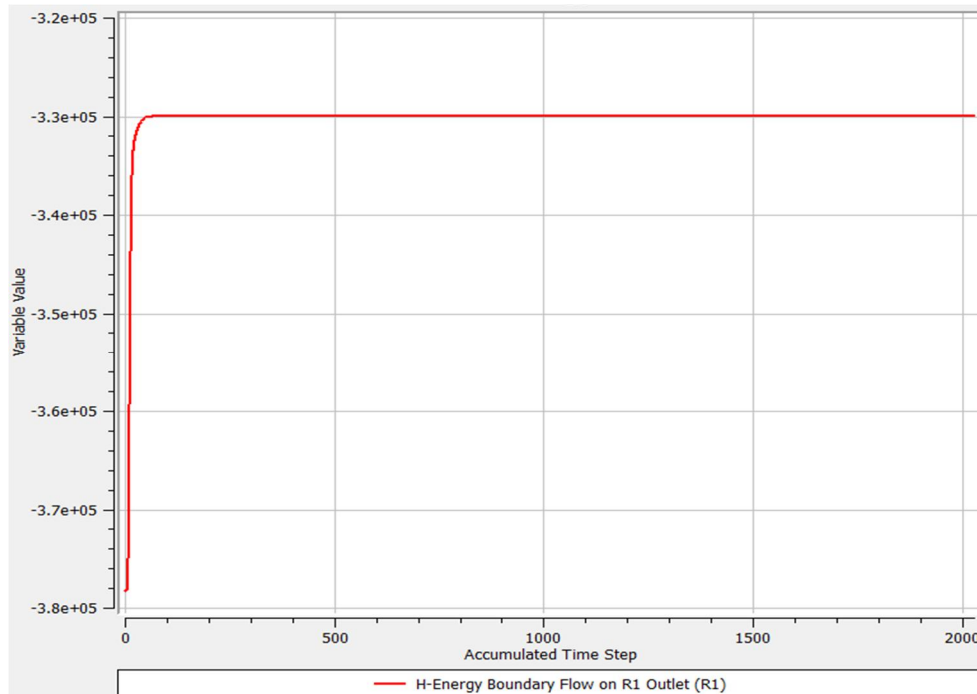
شکل ۴-۱۷ باقیمانده‌های معادلات انتقال آشفتگی

در شکل ۴-۱۸ و شکل ۴-۱۹ به ترتیب میزان تغییرات دبی جرمی در ورودی و تغییر آنتالپی

در خروجی توربین با افزایش تعداد تکرارها بعنوان معیارهای همگرایی مساله نشان داده شده‌اند.

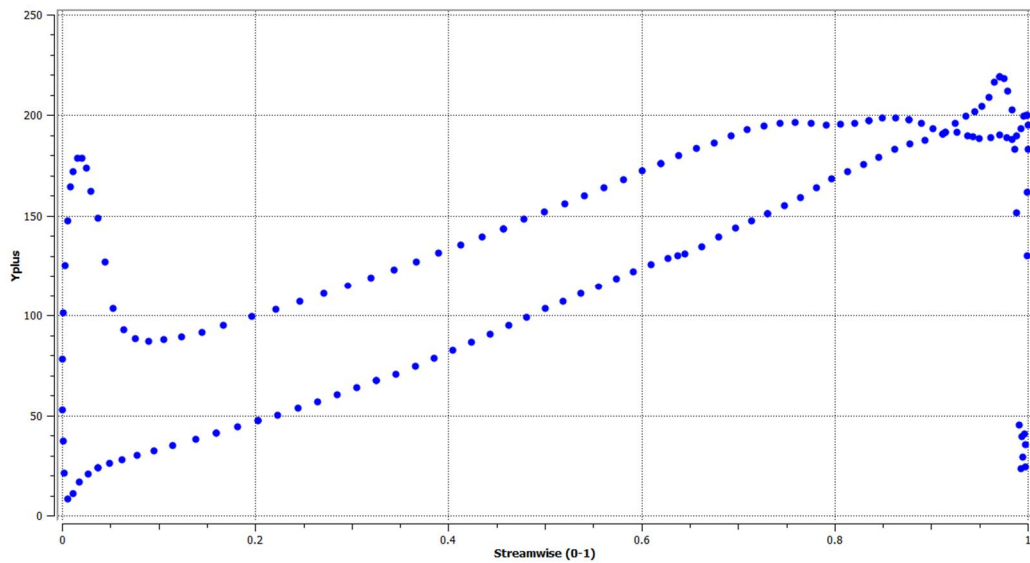


شکل ۴-۱۸ تغییرات دبی جرمی ورودی با افزایش تعداد تکرارها

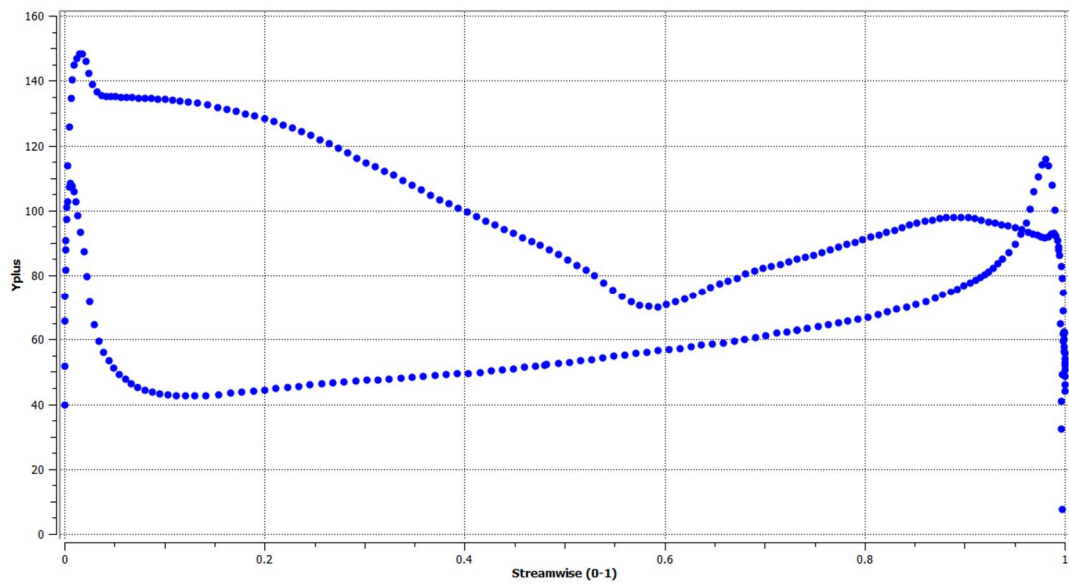


شکل ۴-۱۹ تغییرات آنالپی در خروجی توربین با افزایش تعداد تکرارها

قبل از انجام سایر مراحل برای بررسی صحت شبکه تولید شده در نزدیکی دیواره باید مقدار y^+ مشخص شود. در شکل ۴-۲۰ و شکل ۴-۲۱ مقدار y^+ در استاتور و روتور نشان داده شده است.



شکل ۴-۲۰ مقدار y^+ در استاتور



شکل ۴-۲۱ مقدار y^+ در روتور

با توجه به اینکه این نرم افزار توانایی ایجاد گره محاسباتی مجازی در $y^+ = 11.23$ را دارد بنابراین میزان y^+ بدست آمده برای استفاده از تابع دیواره^۱ مناسب می باشد.

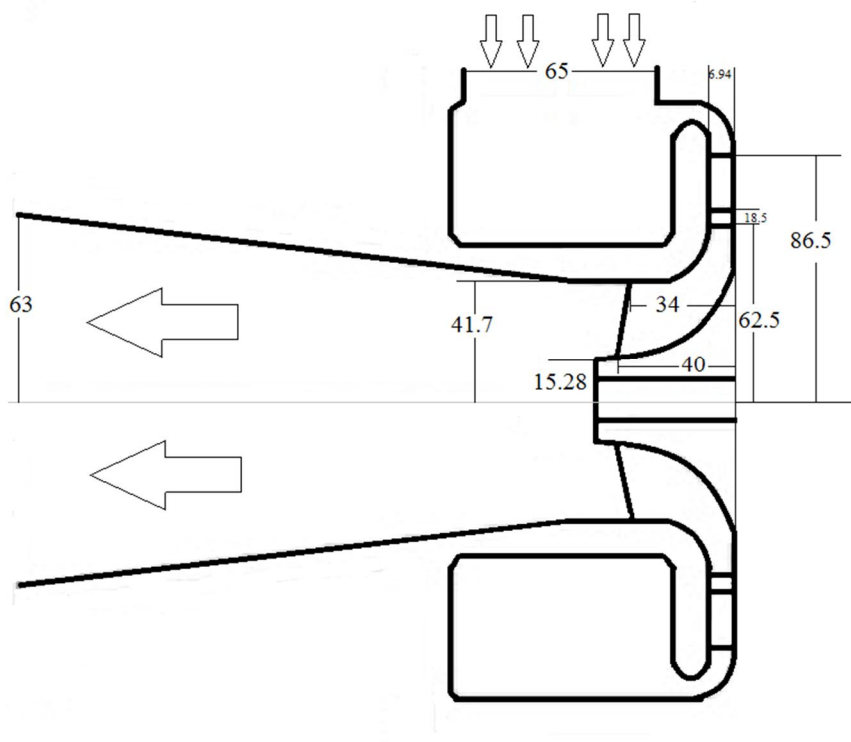
^۱ Wall Function

۴-۴-۵ صحه گذاری^۱ نتایج

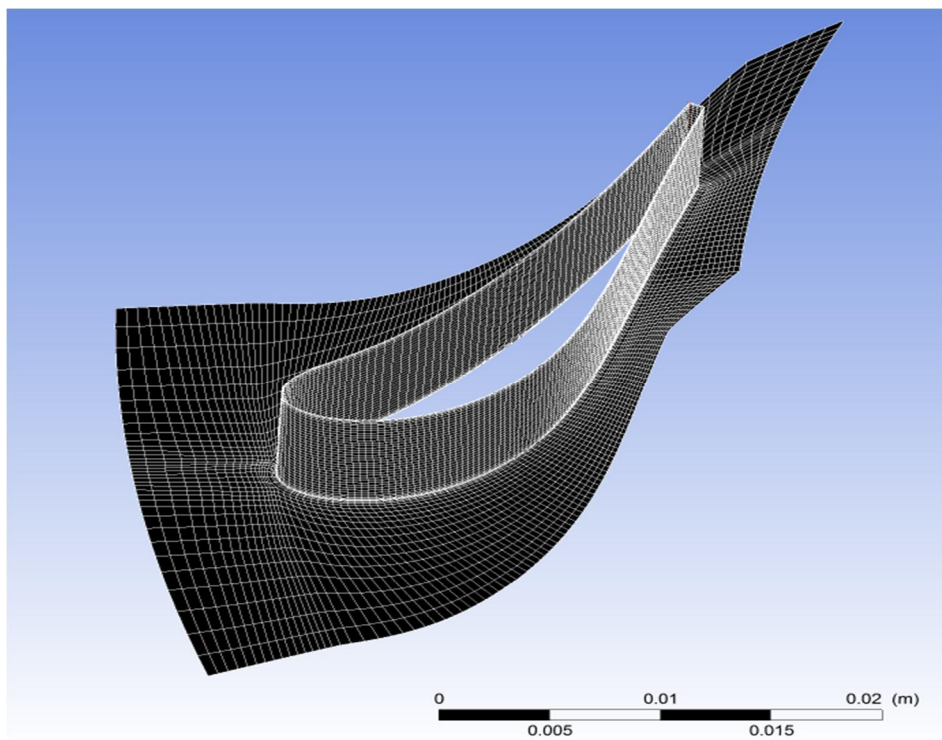
در تحلیل‌های عددی بدلیل استفاده از فرضیات ساده کننده در روال شبیه سازی و همچنین خطاهای ناشی از گسسته سازی معادلات حاکم بر جریان و روش حل عددی مورد استفاده نتایج بدست آمده نسبت به نتایج آزمایشگاهی دارای خطا می‌باشد. هر چه این فرضیات و روش‌های عددی مورد استفاده از دقت بیشتری برخوردار باشند نتایج حاصل به واقعیت نزدیک‌تر شده و بالعکس. بنابراین برای مشخص شدن دقت روش عددی باید نتایج حاصل از حل عددی را با نتایج آزمایشگاهی بدست آمده برای مساله مشابه مقایسه کرد. این حالت بهترین حالت ممکن برای بررسی میزان دقت روش حل عددی می‌باشد. اما در برخی موارد نتایج آزمایشگاهی مساله مورد نظر موجود نمی‌باشد. در این حالت باید نزدیک‌ترین نتایج آزمایشگاهی موجود به مساله مورد نظر جمع‌آوری شده و با حل عددی آن میزان دقت روش عددی سنجیده شود. هر چند که با این روش دقت روش عددی بدست آمده برابر میزان دقت در حل مساله اصلی نمی‌باشد اما هر چه میزان شباهت مساله فرعی با مساله اصلی بیشتر باشد دقت بدست آمده به دقت حل مساله اصلی نزدیک‌تر می‌شود.

در مساله حاضر بدلیل عدم وجود نتایج آزمایشگاهی مساله بیان شده مجبور به استفاده از حالت دوم برای صحه گذاری بر نتایج هستیم. بدلیل عدم یافتن نتایج آزمایشگاهی توربینی که با سیال عامل R123 کار می‌کند به ناچار از نتایج آزمایشگاهی توربینی که در یک سیکل ORC با سیال عامل R245fa کار می‌کند برای صحه گذاری نتایج استفاده شده است [۲۳]. این سیال یک سیال غیر ایده‌آل با خواصی نسبتاً مشابه سیال R123 می‌باشد که این مساله به نزدیک شدن دقت حل عددی مساله اصلی به مساله فرعی کمک می‌کند. در شکل ۴-۲۲ تا شکل ۴-۲۶ هندسه و شبکه تولید شده بر اساس هندسه توربین موجود در مقاله مورد استفاده برای صحه گذاری نشان داده شده است. در شکل ۴-۲۷ ترکیب‌بندی مورد استفاده برای حل در نرم‌افزار Ansys CFX نشان داده شده است.

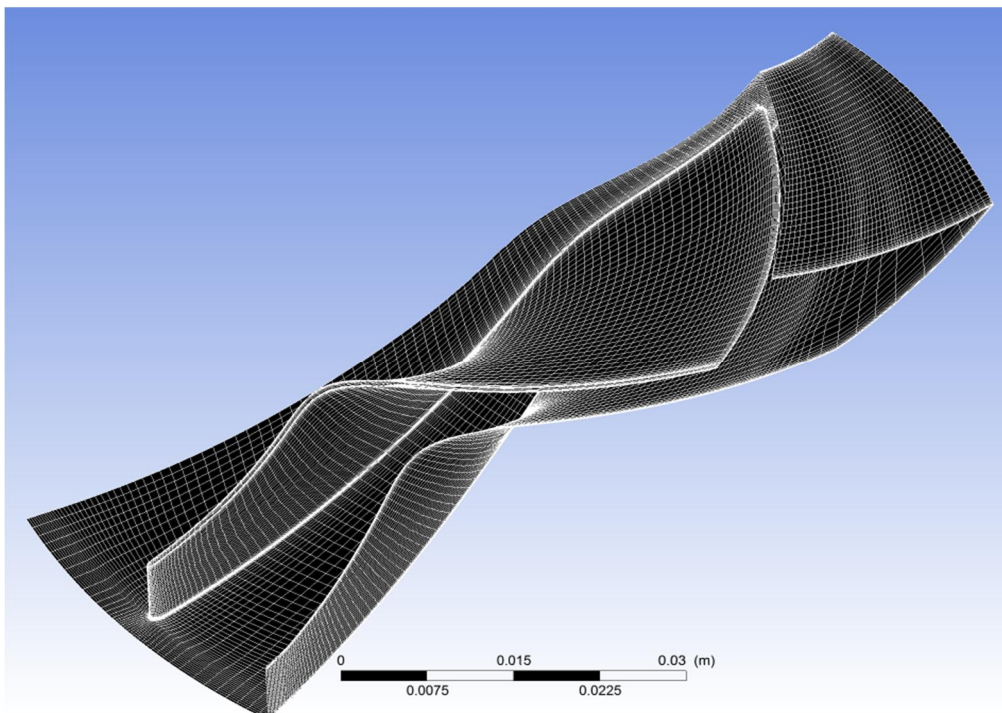
¹ Validation



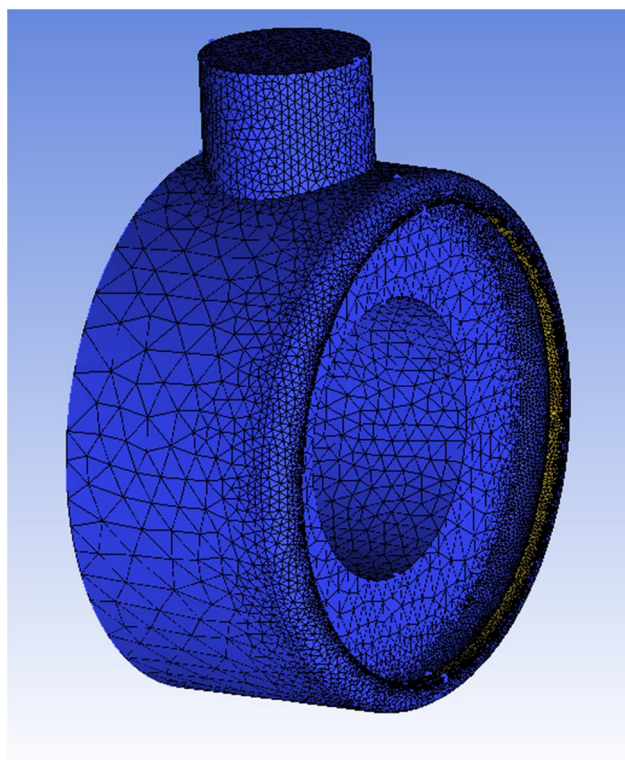
شکل ۲۲-۴ ابعاد توربین مورد استفاده برای صحنه گذاری



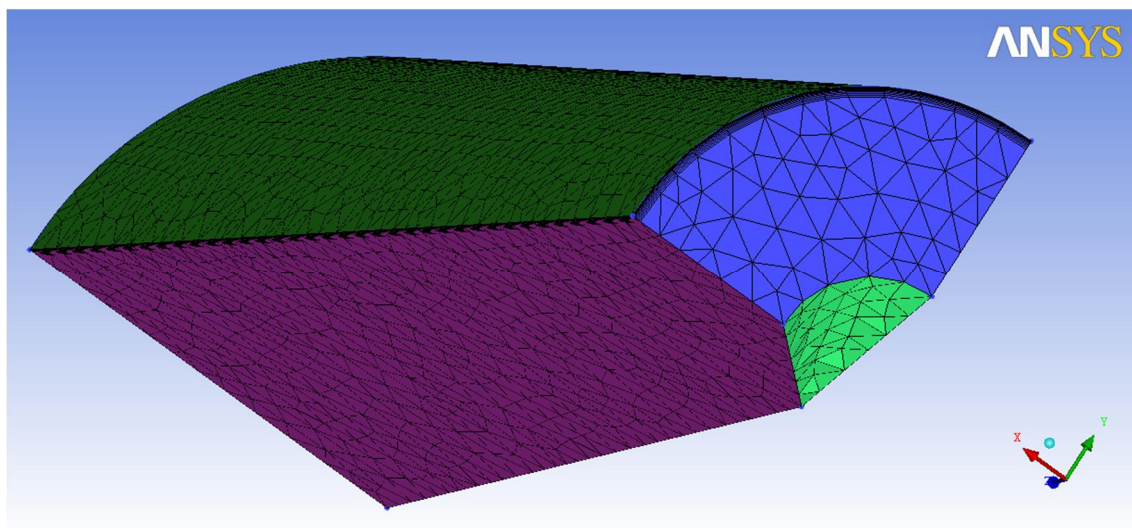
شکل ۲۳-۴ شبکه بندی استاتور در Ansys TurboGrid



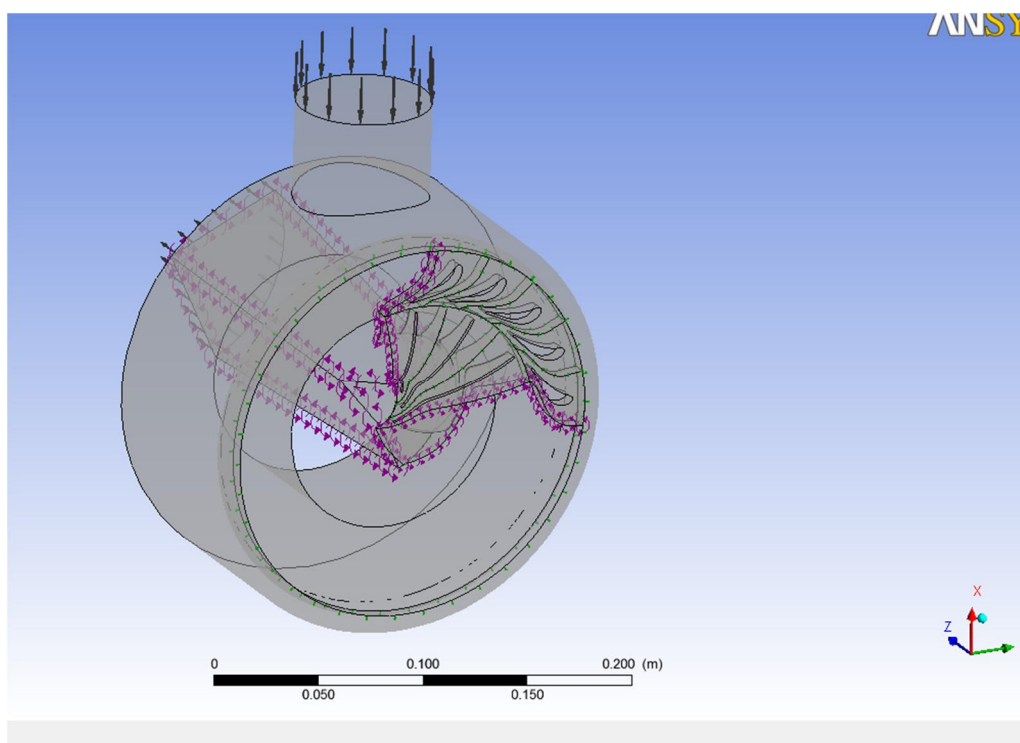
شکل ۴-۲۴ شبکه بندی روتور در Ansys TurboGrid



شکل ۴-۲۵ شبکه بندی حلزونی در نرم افزار Ansys ICEM CFD



شکل ۴-۲۶ شبکه بندی پخش کننده در نرم افزار Ansys ICEM CFD



شکل ۴-۲۷ ترکیب بندی مورد استفاده برای حل مساله در محیط Ansys CFX

شرایط سیال در ورود به توربین در جدول ۴-۴ مشخص شده است.

جدول ۴-۴ شرایط ترمودینامیکی سیال در ورودی توربین به همراه دبی جرمی عبوری از آن

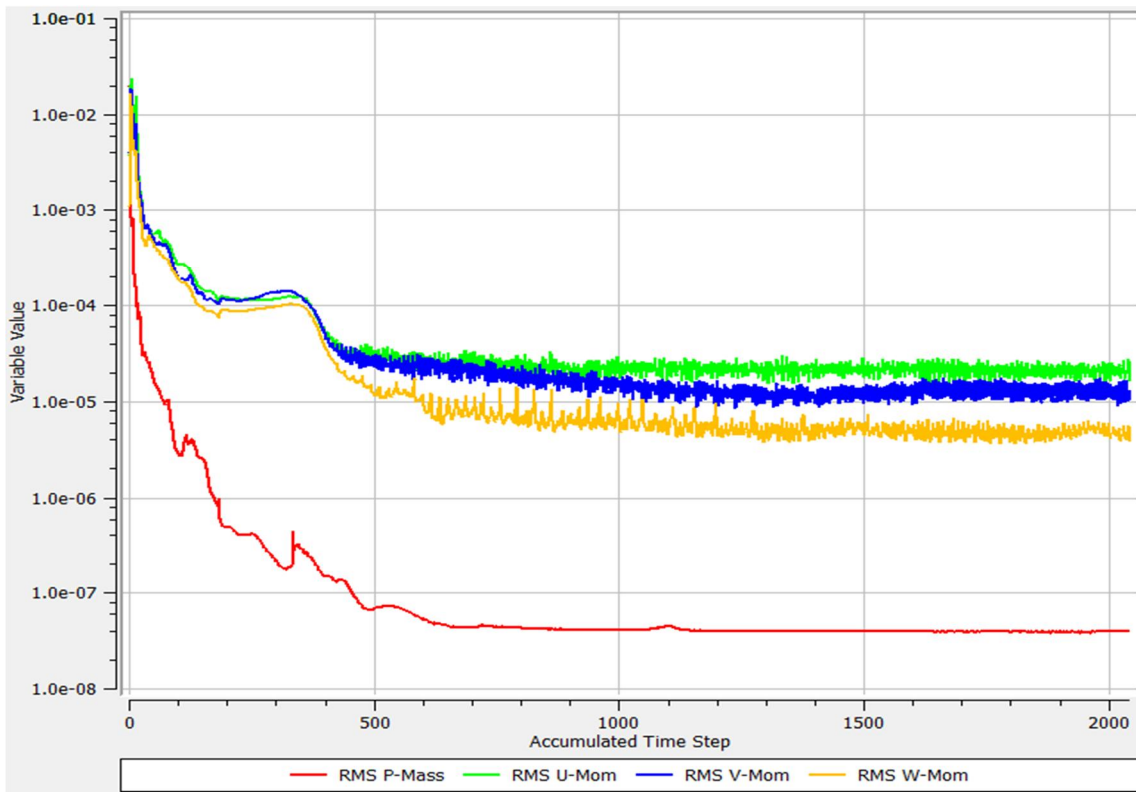
دبی جرمی عبوری (Kg/s)	دمای ورودی (°C)	فشار ورودی (bar)
۲/۵۸	۸۶/۱	۸/۶۹

پس از حل مساله نتایج حاصل از حل عددی و نتایج تجربی در جدول ۴-۶ مقایسه و میزان خطا مشخص شد. در شکل ۴-۲۸ تا شکل ۴-۳۱ مقادیر مورد استفاده بعنوان معیارهای همگرایی مساله نشان داده شده است.

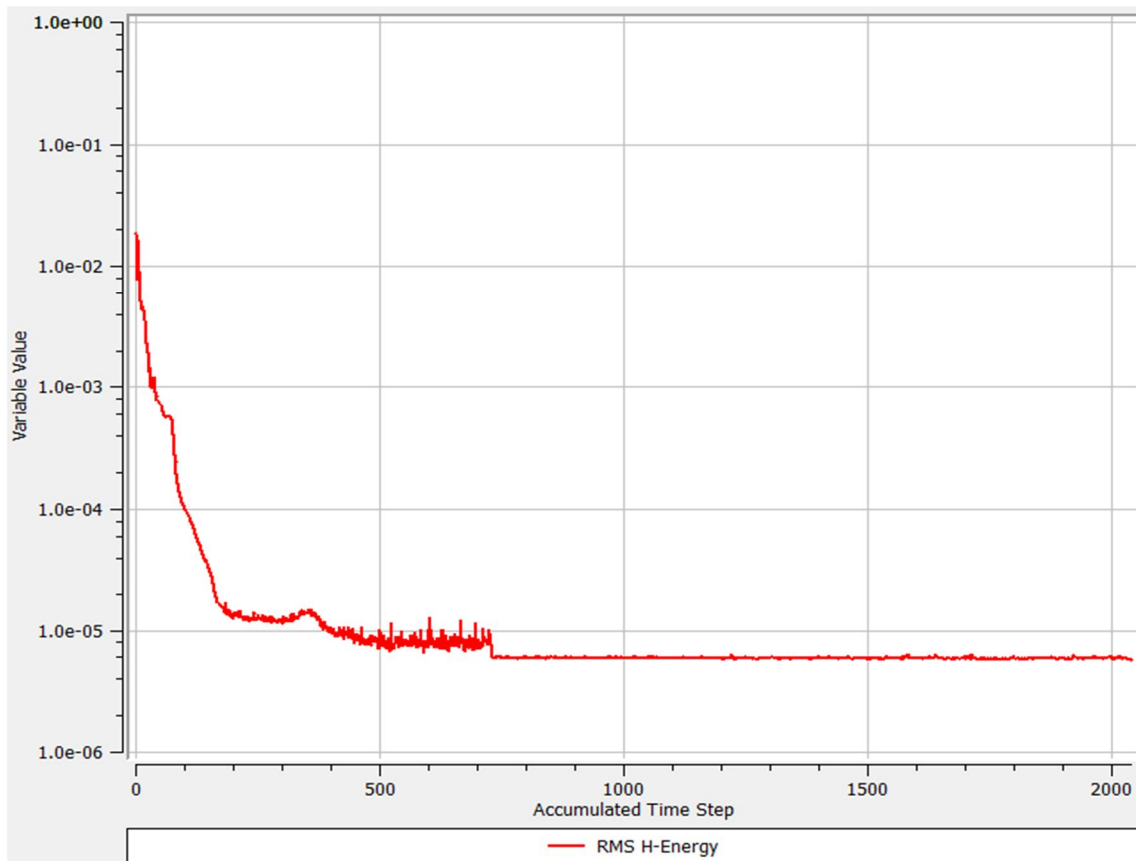
جدول ۴-۵ مقایسه نتایج تحلیل عددی و نتایج تجربی

بازدهی	توان خروجی (Watt)	دمای خروجی (°C)	فشار خروجی (bar)	
٪۹۰	۳۱۵۲۰	۶۳/۵	۴/۱۶۵	نتایج تجربی
٪۹۷	۳۱۸۱۰	۶۷/۴	۴/۳۷۴	نتایج حل عددی
+٪۰.۷	+٪۰.۱۹	+٪۰.۶۱	+٪۰.۵	خطا

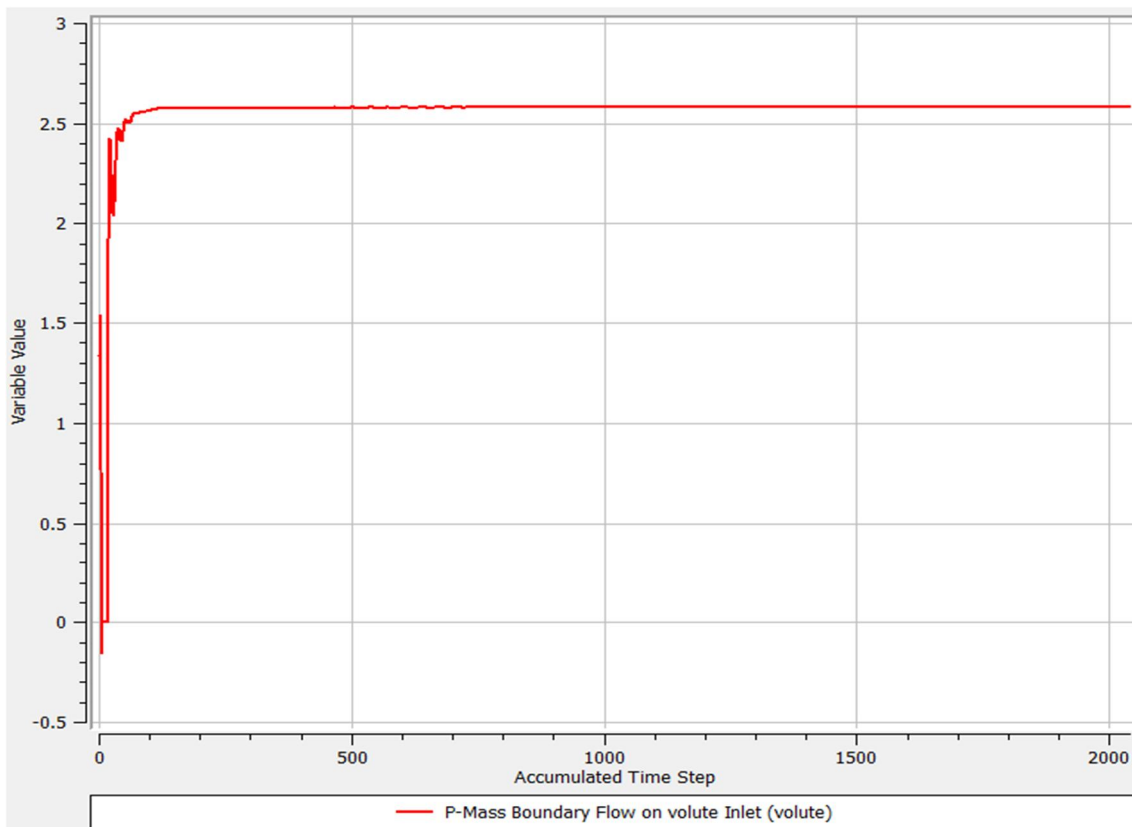
برای محاسبه میزان خطای توان خروجی با توجه به اینکه بازدهی ژنراتور مورد استفاده در آزمایش مشخص نیست بنابراین توان خروجی بدست آمده از روش عددی با توان خروجی ژنراتور مقایسه شده است. با این حال چنانچه بازدهی ژنراتور ۹۵ درصد فرض شده و میزان افت ناشی از اصطکاک یا تاقان‌ها نیز ۵ درصد در نظر گرفته شود [۲۸] در این حالت خطای محاسبه توان در حدود ۸/۶ درصد خواهد بود که این میزان خطا نشان دهنده مناسب بودن دقت روش حل عددی می‌باشد.



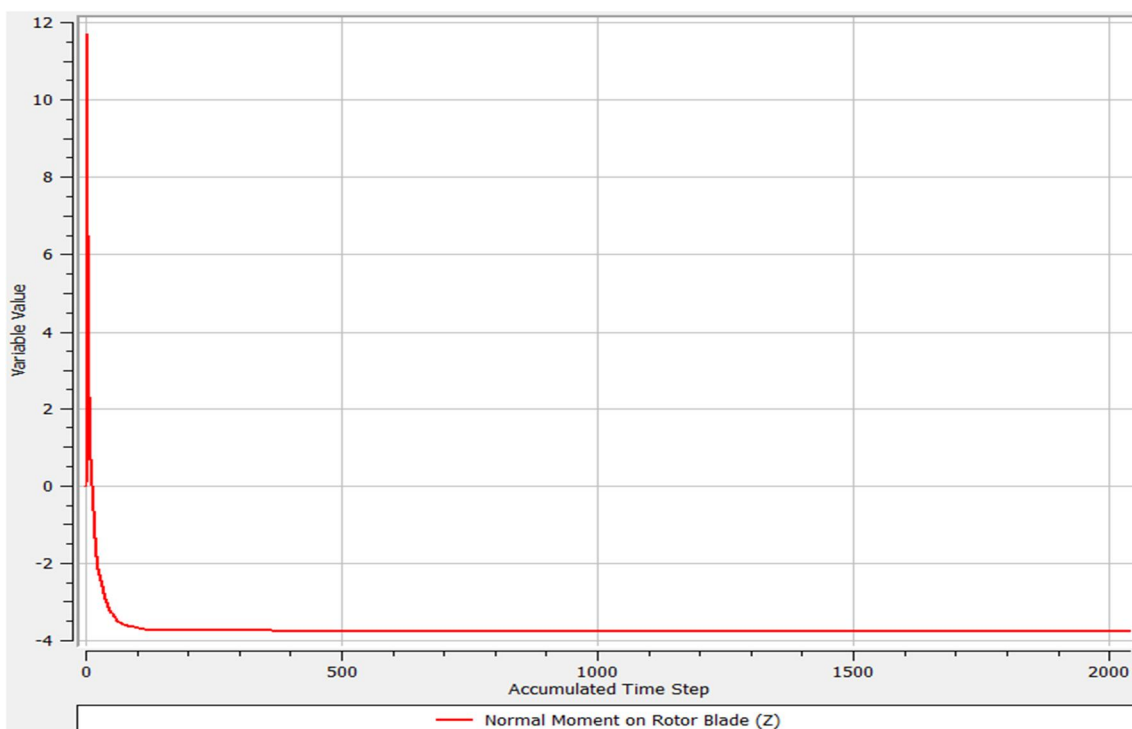
شکل ۲۸-۴ باقیمانده‌های معادله مومنتوم و معادله پیوستگی



شکل ۲۹-۴ باقیمانده معادله انرژی



شکل ۳۰-۴ تغییرات دبی جرمی در ورودی با افزایش تعداد تکرارها



شکل ۳۱-۴ تغییرات گشتاور خروجی از روتور با افزایش تعداد تکرارها

۴-۴-۶ آزمون حساسیت به شبکه^۱

پس از مشخص شدن دقت مناسب نرم‌افزار در محاسبه مقادیر جریان برای بررسی تاثیر تعداد شبکه بر نتایج حل، تعداد المان‌ها بنحوی افزایش داده شده که نسبت تعداد المان‌های استاتور به مجموع المان‌های استاتور و روتور در حدود ۰/۳ باشد. با توجه به اینکه در روش RANS^۲ مقادیر محاسبه شده برای هر گره مقدار میانگین آن در کل المان می‌باشد بنابراین با کاهش اندازه المان مقدار میانگین به مقدار واقعی آن نزدیک‌تر می‌شود. با توجه به این مطلب که گشتاور تولید شده توسط روتور حاصل برآیند نیروهای فشاری بر آن می‌باشد و با توجه به مطلب بیان شده در جمله قبل فشار می‌تواند معیاری مناسب برای آزمون حساسیت شبکه باشد. بنابراین برای بررسی تاثیر تعداد المان‌ها بر نتایج دو پارامتر فشار استاتیک میانگین در خروجی و گشتاور تولید شده توسط روتور بعنوان معیار مد نظر قرار گرفته است. نتایج این تغییر تعداد در المان‌ها در جدول ۴-۶ و شکل ۴-۳۲ نشان داده شده است. نتایج بدست آمده نشان می‌دهند که میزان اختلاف بین نتایج بسیار اندک بوده بنحوی که حداکثر خطای نسبی چه برای فشار خروجی و چه برای گشتاور از ۰/۵۲٪ تجاوز نمی‌کند. با اینحال شبکه-بندی با تعداد المان ۱۶۶۱۷۲۴ بعنوان شبکه‌بندی مناسب انتخاب می‌شود. طبق نتایج با افزایش تعداد المان‌ها به بیش از این مقدار فشار خروجی بدون تغییر مانده و گشتاور خروجی نیز کمتر از ۰/۱۶٪ تغییر می‌کند. در این شبکه بندی تعداد المان‌های هر تیغه استاتور در حدود ۱۶۵ هزار و روتور در حدود ۵۸۳ هزار المان می‌باشند.

جدول ۴-۶ تاثیر افزایش تعداد المان‌ها بر نتایج

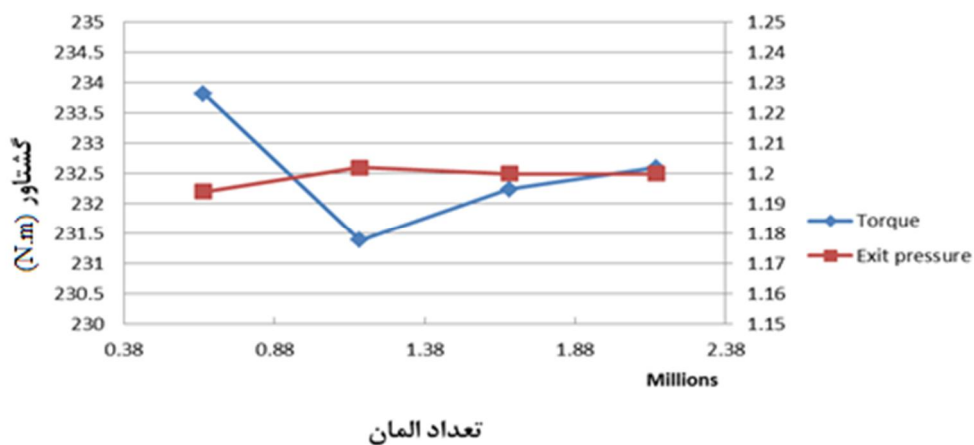
۲۱۵۱۹۳۴	۱۶۶۱۷۲۴	۱۱۶۵۱۸۲	۶۴۴۳۹۲	تعداد المان‌ها
۲۳۲/۶	۲۳۲/۲۴	۲۳۱/۳۸	۲۳۳/۸۱	گشتاور
۱/۲۰۰	۱/۲۰۰	۱/۲۰۲	۱/۱۹۴	فشار خروجی

با توجه به اینکه در تحلیل‌های پیش رو تنها روتور تغییر می‌کند بنابراین برای حفظ این

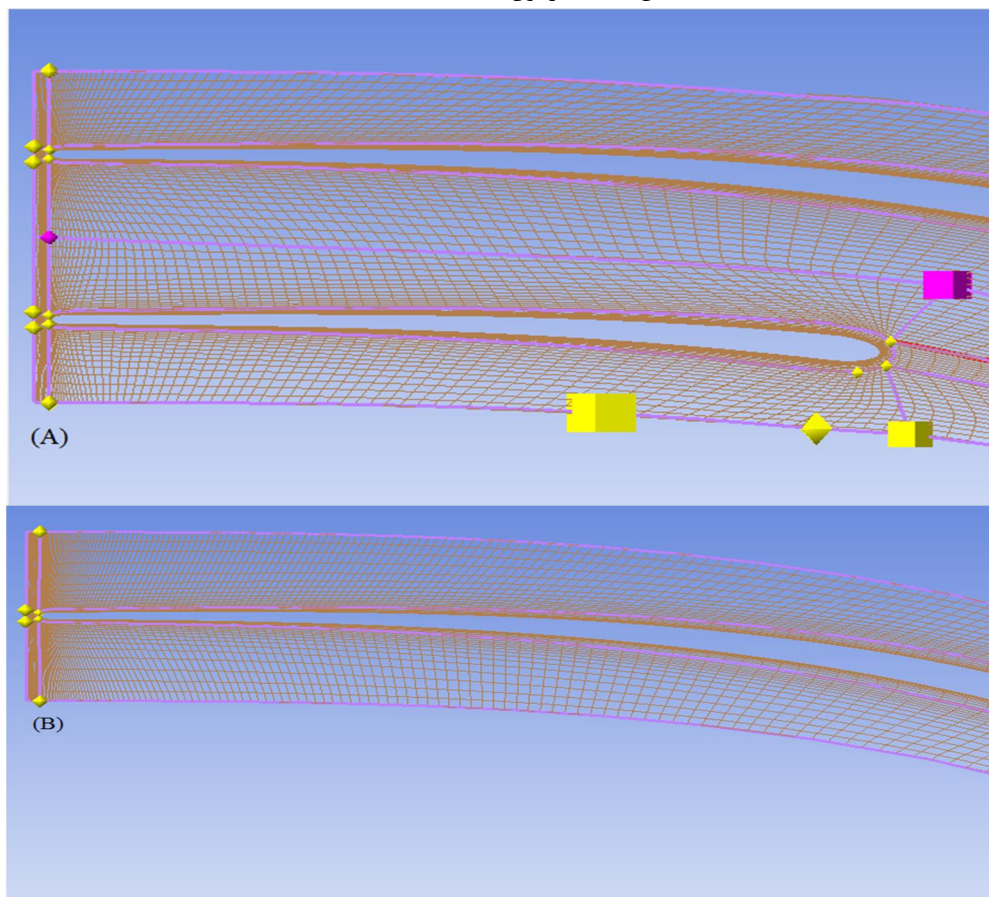
^۱ Mesh Sensitivity Study

^۲ Reynolds Average Navier Stokes

شبکه‌بندی در ترکیب‌بندی‌های مختلف روتور، شبکه لایه مرزی تغییر نمی‌کند ولی شبکه بندی در خارج آن بنحوی انجام خواهد پذیرفت که تراکم شبکه حاصل با شبکه فعلی برابر باشد (شکل ۴-۳۳).



شکل ۴-۳۲ آزمون حساسیت به شبکه

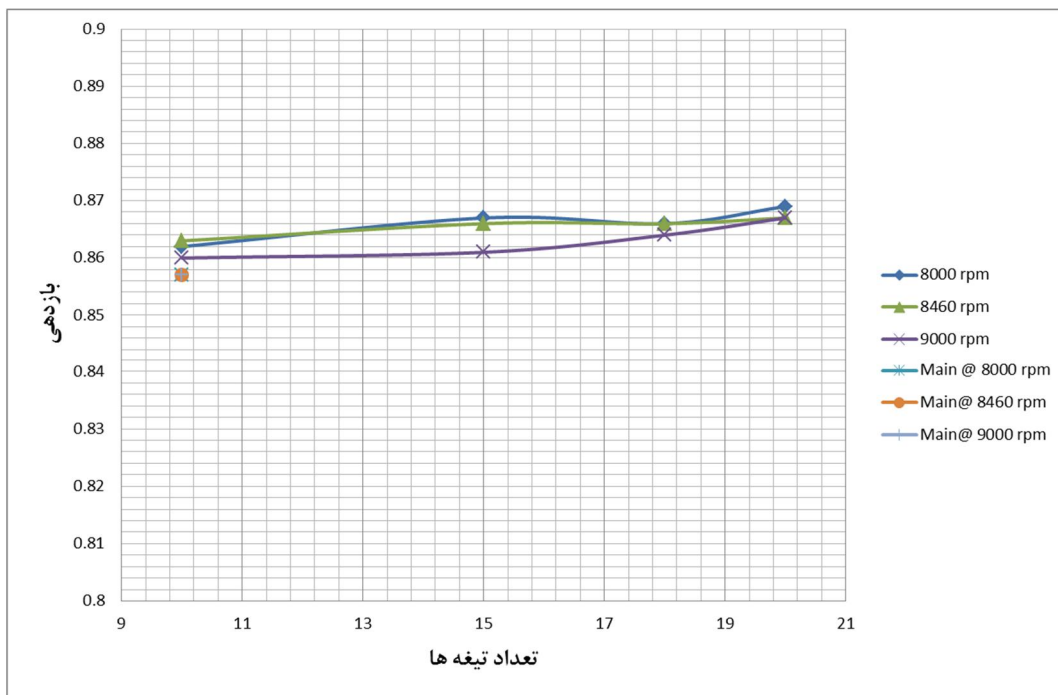


شکل ۴-۳۳ ایجاد تراکم مشابه برای دو ترکیب بندی متفاوت روتور الف) ۱۰ تیغه با Splitter ب) ۱۵ تیغه

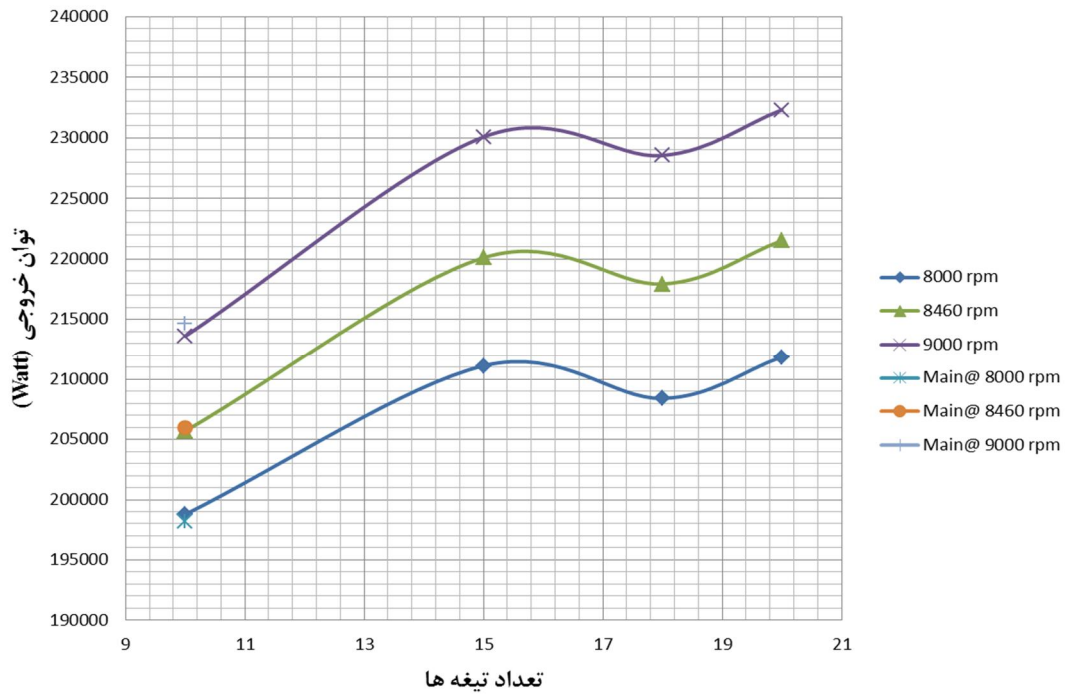
۵-۴ بررسی تاثیر تعداد تیغه و سرعت‌های متفاوت دوران

پس از مشخص شدن شبکه‌بندی مناسب در ابتدا تاثیر تغییر تعداد تیغه‌های توربین اولیه بر بازدهی و توان خروجی توربین بررسی شد. سپس برای مشخص شدن تاثیر سرعت دورانی بر دو پارامتر هدف، توربین‌های مدل شده در سرعت‌های دورانی ۸۰۰۰ و ۹۰۰۰ دور بر دقیقه نیز تحلیل شدند. نتایج حاصل از تحلیل در سرعت دوران ۸۴۶۰ دور بر دقیقه در شکل ۴-۳۴ و شکل ۴-۳۵ نشان داده شده‌اند. همچنین نمونه‌ای از کانتورهای بدست آمده سرعت مطلق، ماک مطلق، فشار و دما به ترتیب در شکل‌های ۴-۳۶ تا ۴-۳۹ نشان داده شده است.

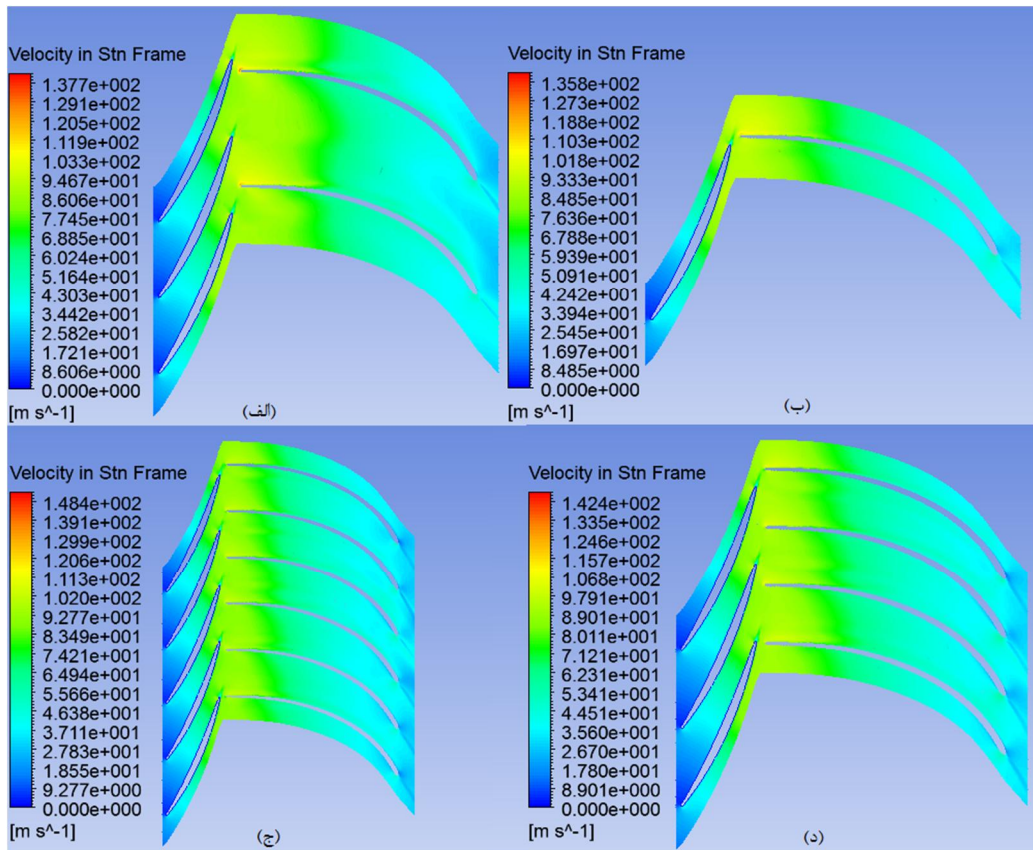
در تحلیل‌های انجام پذیرفته از مدل‌سازی Splitterها صرف‌نظر شده و تعداد تیغه‌ها تنها معرف تیغه‌های کامل می‌باشد. در هر شکل توان و بازدهی توربین اولیه (که در شکل‌ها با نام Main مشخص است) در کنار روتورهای تغییر یافته نیز نشان داده شده تا از این طریق مقایسه آنها نیز با سایر حالت‌ها امکان پذیر باشد.



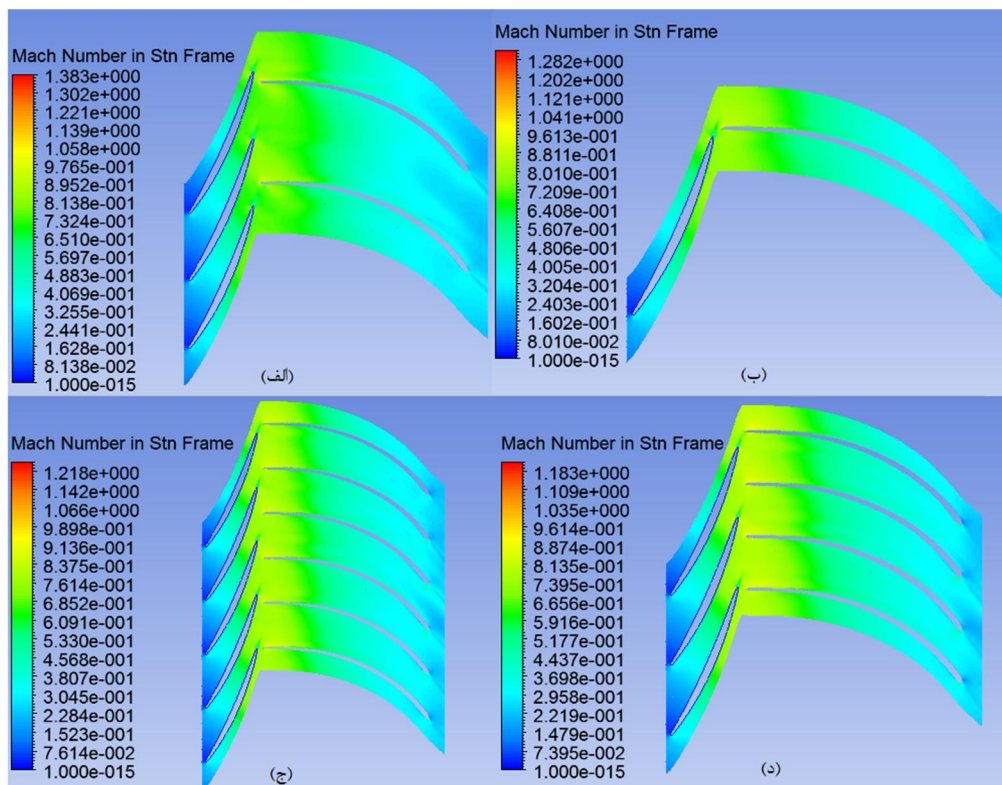
شکل ۴-۳۴ تغییرات بازدهی توربین با تغییر در تعداد تیغه‌ها و سرعت دورانی روتور



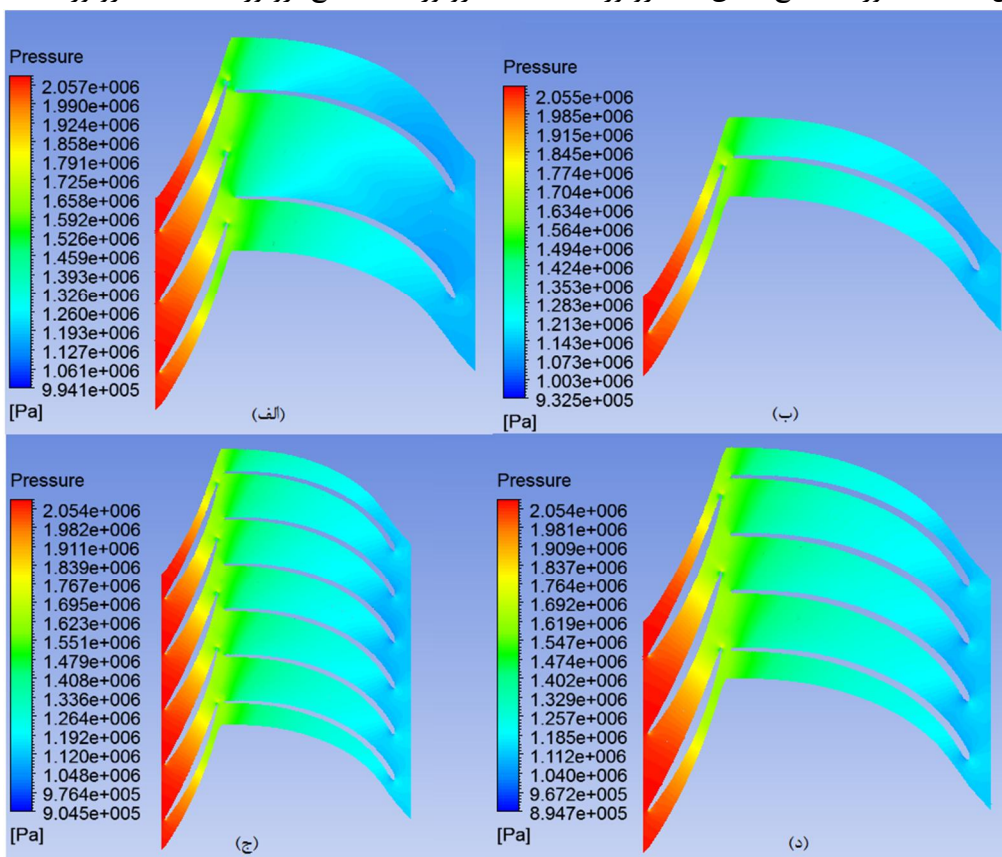
شکل ۴-۳۵ تغییرات توان خروجی از توربین با تغییر در تعداد تیغه‌ها و سرعت دورانی روتور



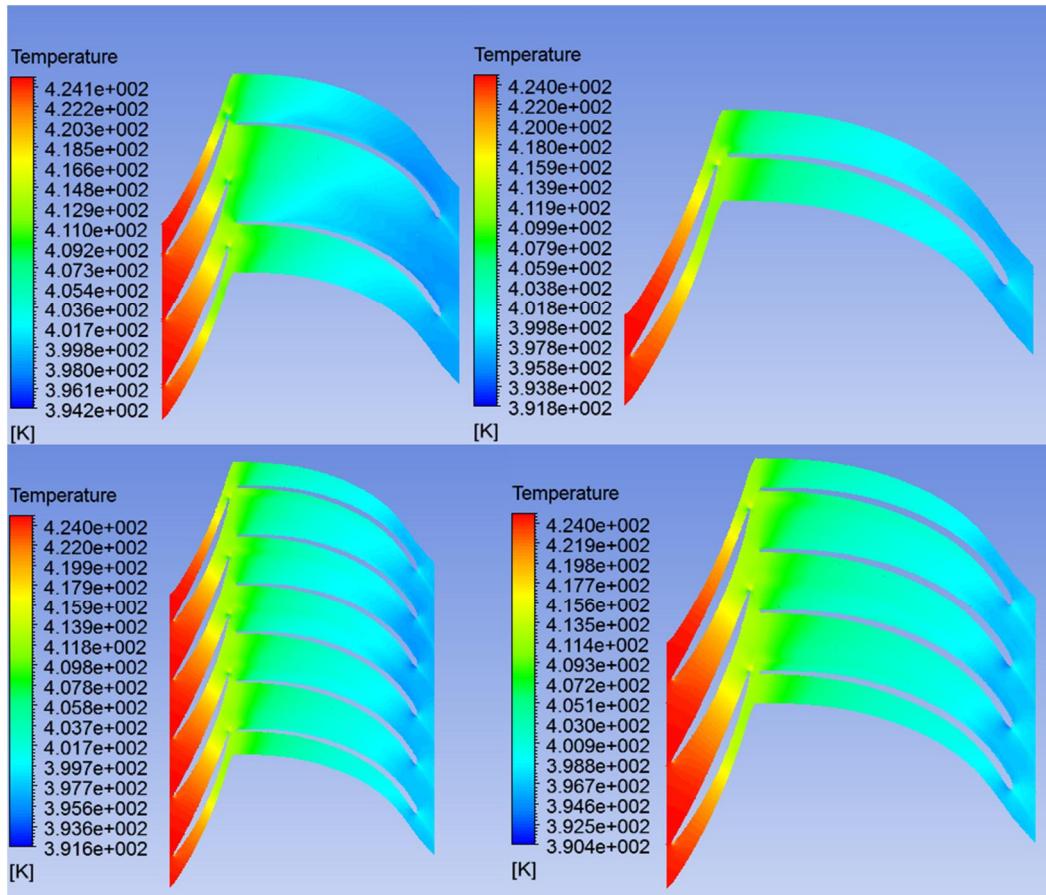
شکل ۴-۳۶ نمونه‌ای از کانتور سرعت مطلق بدست آمده برای الف) ۱۰ تیغه ب) ۱۵ تیغه ج) ۱۸ تیغه د) ۲۰ تیغه



شکل ۴-۳۷ کانتور عدد ماخ مطلق الف) روتور ۱۰ تیغه ب) روتور ۱۵ تیغه ج) روتور ۱۸ تیغه د) روتور ۲۰ تیغه



شکل ۴-۳۸ کانتور فشار مطلق الف) روتور ۱۰ تیغه ب) روتور ۱۵ تیغه ج) روتور ۱۸ تیغه د) روتور ۲۰ تیغه



شکل ۴-۳۹ کانتور دما الف) روتور ۱۰ تیغه ب) روتور ۱۵ تیغه ج) روتور ۱۸ تیغه د) روتور ۲۰ تیغه
 برای محاسبه بازدهی استاتیک توربین در هندسه‌های متفاوت روتور با توجه به رابطه (۳-۹)
 آنتالپی کل در ورودی و آنتالپی استاتیک در خروجی توربین توسط نرم‌افزار محاسبه و قابل حصول
 می‌باشد. برای محاسبه h_{3ss} به این روش عمل می‌شود:

با توجه به نمودار مولیر (شکل ۳-۲۰) و با توجه به این مطلب که فشار استاتیک خروجی
 توربین در هر دو توربین آیزنتروپیک و واقعی یکسان بوده اما آنتروپی خروجی توربین آیزنتروپیک با
 آنتروپی ورودی آن یکسان می‌باشد بنابراین با داشتن دو خاصیت فشار استاتیک خروجی و آنتروپی
 سیال در ورودی با استفاده از نرم‌افزار REFPROP آنتالپی خروجی توربین آیزنتروپیک (h_{3ss})
 محاسبه شده و در نهایت بازدهی توربین بدست می‌آید.

با توجه به دو شکل ۴-۳۴ و شکل ۴-۳۵ نتایج زیر حاصل می‌شود:

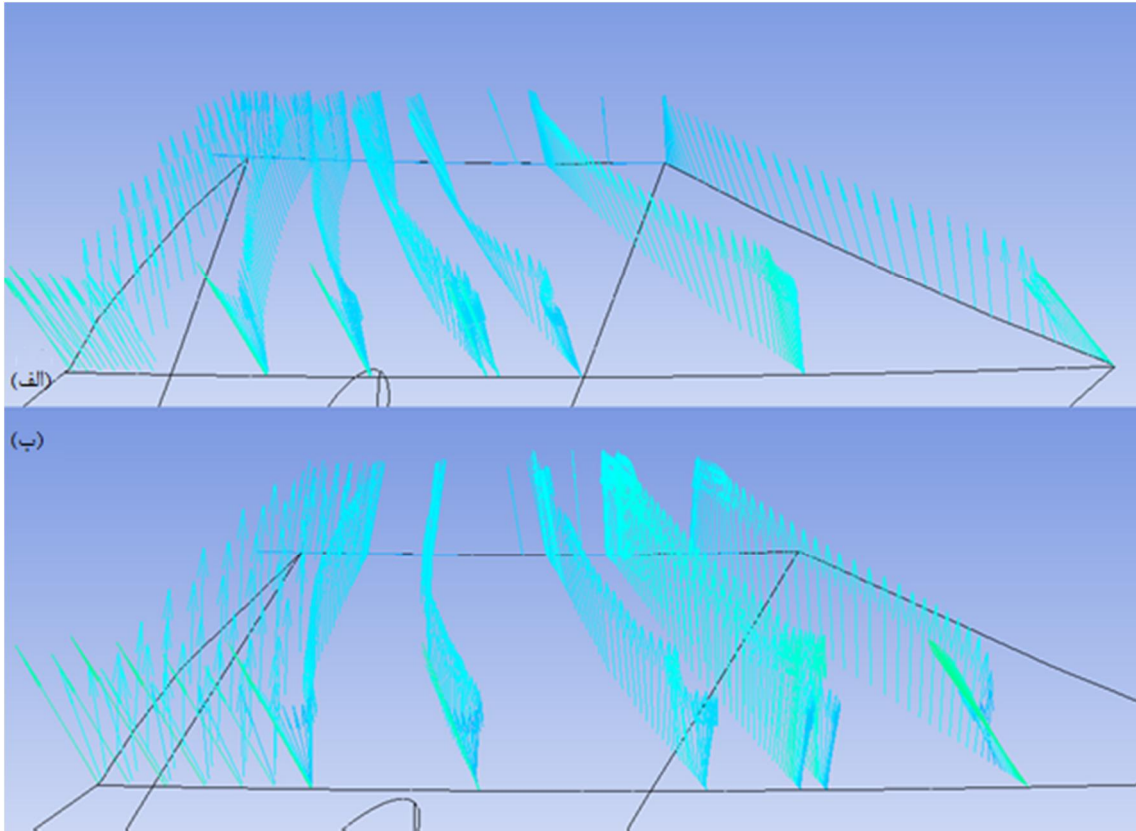
- (۱) با مقایسه بین توربینی که شامل ۱۰ تیغه بوده با توربین اولیه می‌توان به تاثیر اندک وجود Splitterهای اولیه بر بازدهی و توان خروجی توربین پی برد.
- (۲) افزایش سرعت دوران روتور از مقدار اولیه آن (۸۴۶۰ دور در دقیقه) سبب کاهش بازدهی و افزایش توان خروجی از توربین می‌گردد.
- (۳) بیشترین گشتاور تولید شده توسط روتور در کمترین سرعت دورانی حاصل شده و با افزایش سرعت دوران گشتاور نیز کاهش می‌یابد. این مطلب به این معنی می‌باشد که بدلیل ثابت بودن هندسه استاتور در تمام تحلیل‌ها، در پایین‌ترین سرعت دوران توزیع فشار در طول تیغه بهترین حالت ممکن را داراست.
- (۴) طبق نمودارهای بدست آمده مشخص می‌شود که در سرعت‌های دورانی ۸۰۰۰ و ۸۴۶۰ دور بر دقیقه اختلاف بازدهی بین روتورهای متفاوت بسیار اندک می‌باشد همچنین در یک سرعت دورانی مشخص توان خروجی از روتور ۱۵ تیغه و روتور ۲۰ تیغه تفاوت ناچیزی دارد.

۴-۶ اصلاح زاویه خروجی تیغه‌های روتور

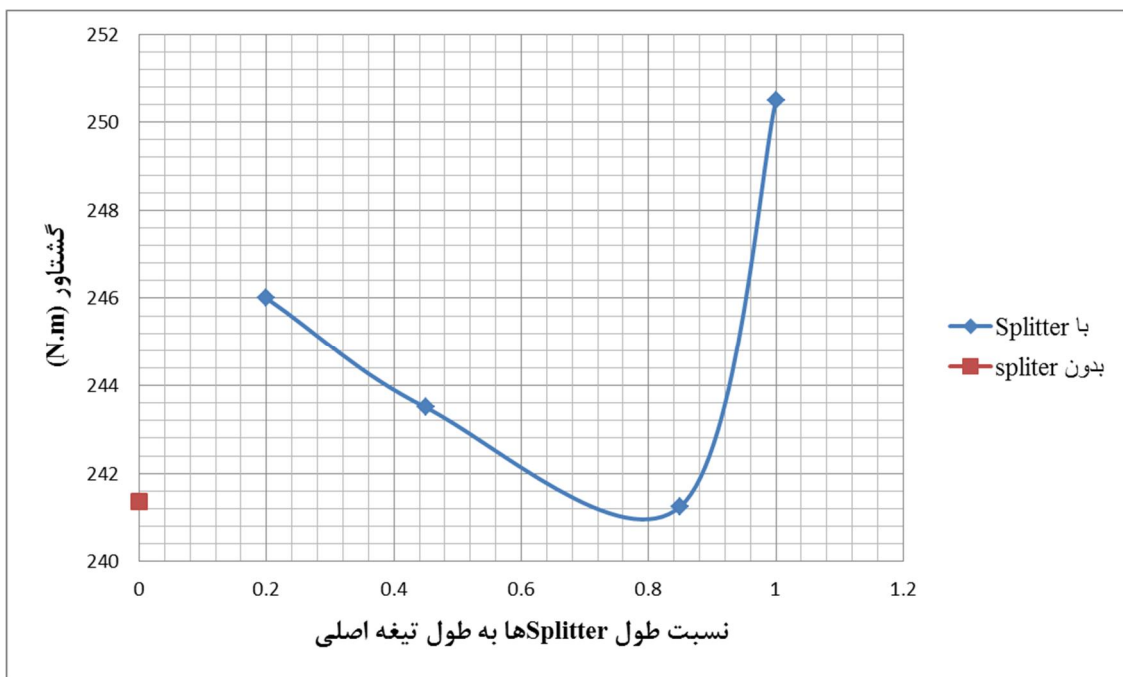
با توجه به نتیجه چهارم قسمت قبل روتور ۱۵ تیغه و سرعت دورانی ۸۴۶۰ برای انجام اصلاحات آتی از جمله اصلاح زاویه خروجی تیغه‌ها استفاده شده است. برای اصلاح تیغه‌های روتور زاویه خروجی بتدریج افزایش یافته تا جاییکه سرعت مطلق جریان در خروجی تقریباً همراستا با محور روتور شود (شکل ۴-۴۰).

در این حالت زوایای خروجی پره در قسمت هاب نسبت به حالت اولیه ۹ درجه و در قسمت شroud ۸ درجه افزایش یافته است.

پس از مشخص شدن نحوه اصلاح زاویه خروجی تیغه‌ها، این تغییرات بر توربین اولیه اعمال شد تا میزان تاثیر آن بر بازدهی و توان توربین بررسی گردد. همچنین در این مرحله تاثیر تغییر طول Splitterها (در سرعت دوران ۸۴۶۰ دور بر دقیقه) نیز بر بازدهی و توان بررسی شد که نتایج آن در شکل ۴-۴۱ نشان داده شده است.



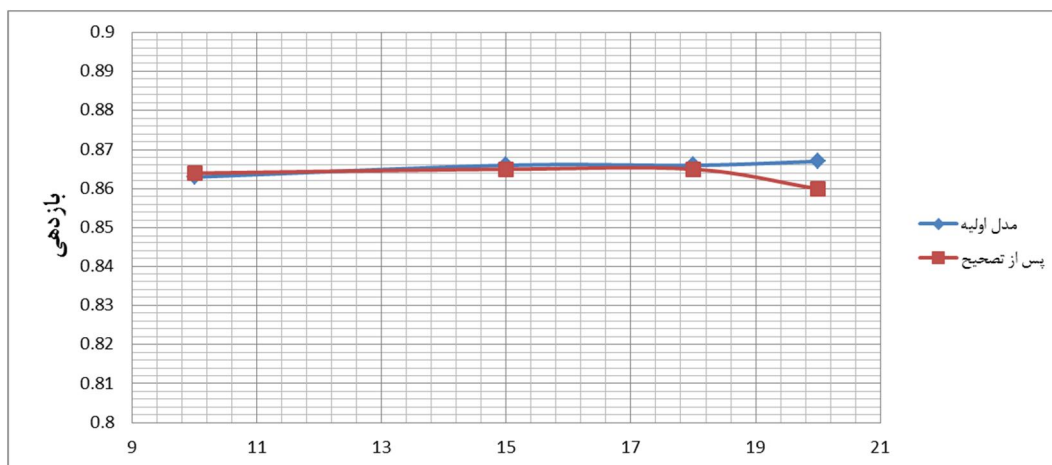
شکل ۴-۴ بردارهای سرعت مطلق جریان در خروج از روتور الف) قبل از تصحیح ب) بعد از تصحیح



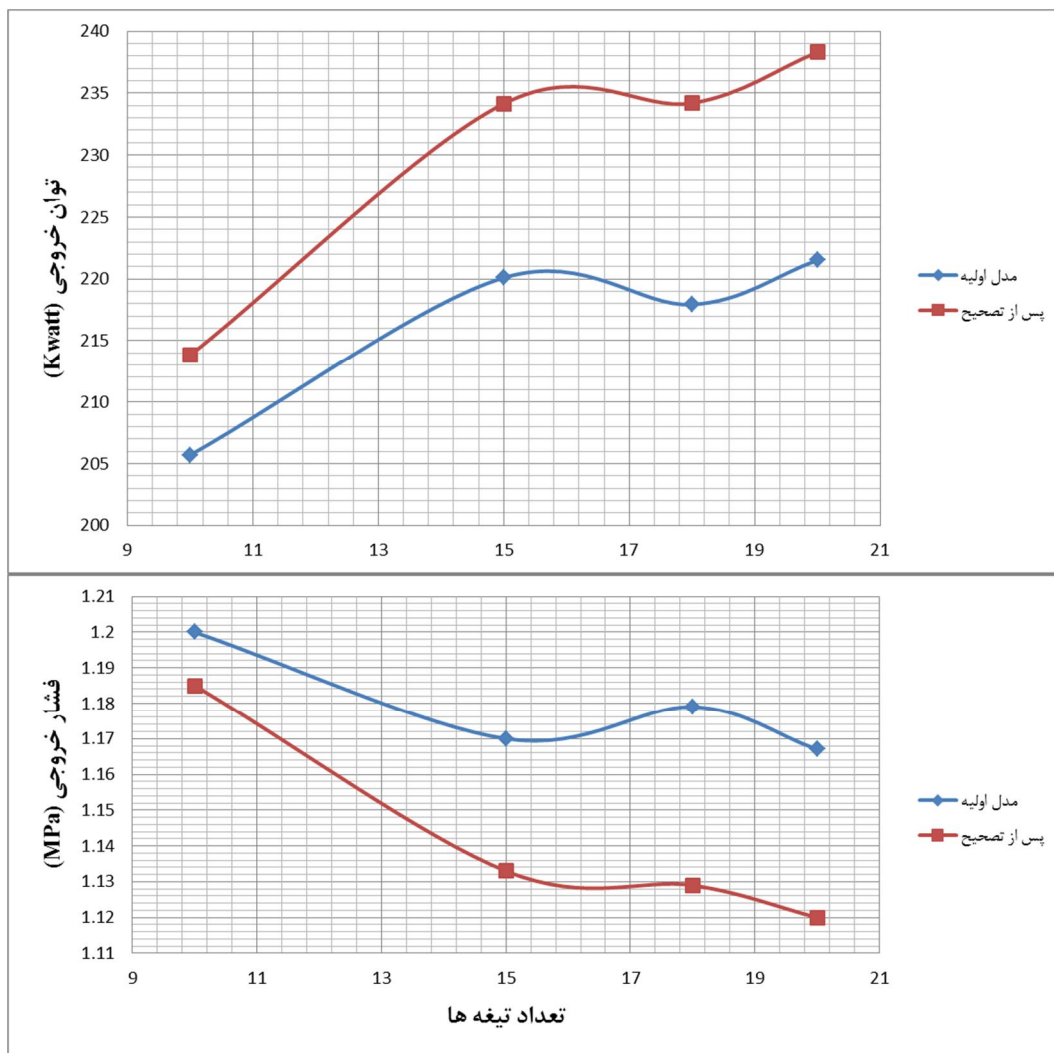
شکل ۴-۴۱ تاثیر تغییر طول Splitter ها بر گشتاور خروجی روتور

بررسی نتایج نشان داد که افزایش طول Splitterها تاثیر بسیار اندک و قابل چشم پوشی بر بازدهی توربین دارد اما تا نسبت طولی ۰/۸ سبب کاهش گشتاور خروجی توربین شده و با افزایش بیشتر گشتاور شدیداً افزایش می‌یابد. با توجه به این شکل مشخص می‌شود که نسبت‌های طولی کم نیز سبب کاهش جریان ثانویه در بین تیغه‌های روتور شده و از طرفی با توجه به کوتاه بودن طول آن افت بارگذاری تیغه و افت ثانویه در آن اندک می‌باشد. در حالیکه افزایش طول آن تاثیر کمی بر کاهش جریان ثانویه دارد بطور همزمان سبب افزایش افت بارگذاری تیغه و افت ثانویه شده و در نتیجه گشتاور خروجی کاهش می‌یابد. با افزایش نسبت طولی به بیش از مقدار ۰/۸ با توجه به ایجاد انحنا و افزایش سریع آن میزان مومنتوم زاویه‌ای تولید شده از افت‌های ایجاد شده در اثر افزایش نسبت طولی بیشتر شده و لذا در مجموع گشتاور ایجاد شده توسط روتور نیز افزایش می‌یابد.

همچنین تاثیر تغییر تعداد تیغه‌ها پس از اصلاح آنها (در سرعت دورانی ۸۴۶۰ دور بر دقیقه) بر بازدهی، توان و فشار خروجی توربین دوباره بررسی شد که نتایج آن در شکل ۴-۴۲ و شکل ۴-۴۳ نشان داده شده است. با توجه به نتایج مشخص می‌شود که بازدهی و فشار خروجی توربین پس از اصلاح روتور کاهش اما توان خروجی افزایش می‌یابد.



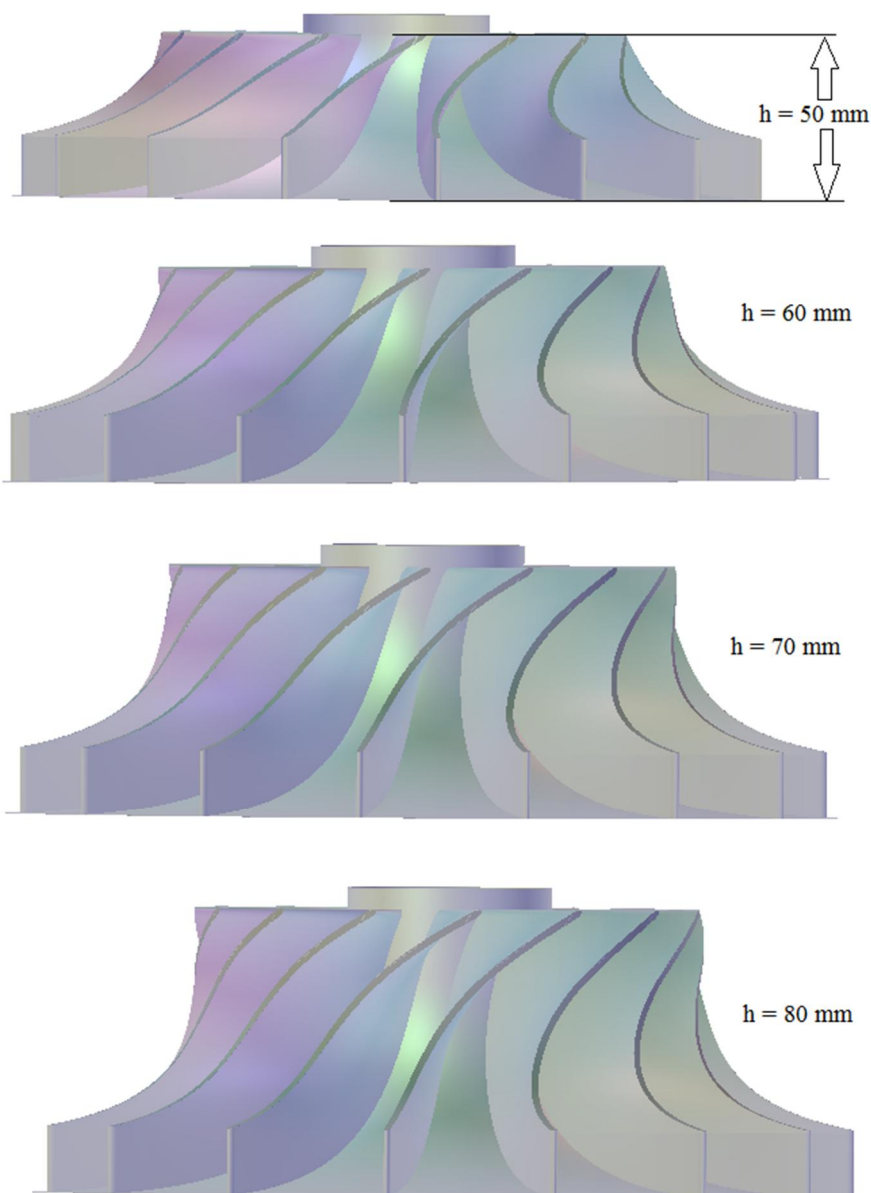
شکل ۴-۴۲ تاثیر تعداد تیغه‌ها بر بازدهی توربین در سرعت دورانی ۸۴۶۰ rpm قبل و بعد از اصلاح زاویه خروج



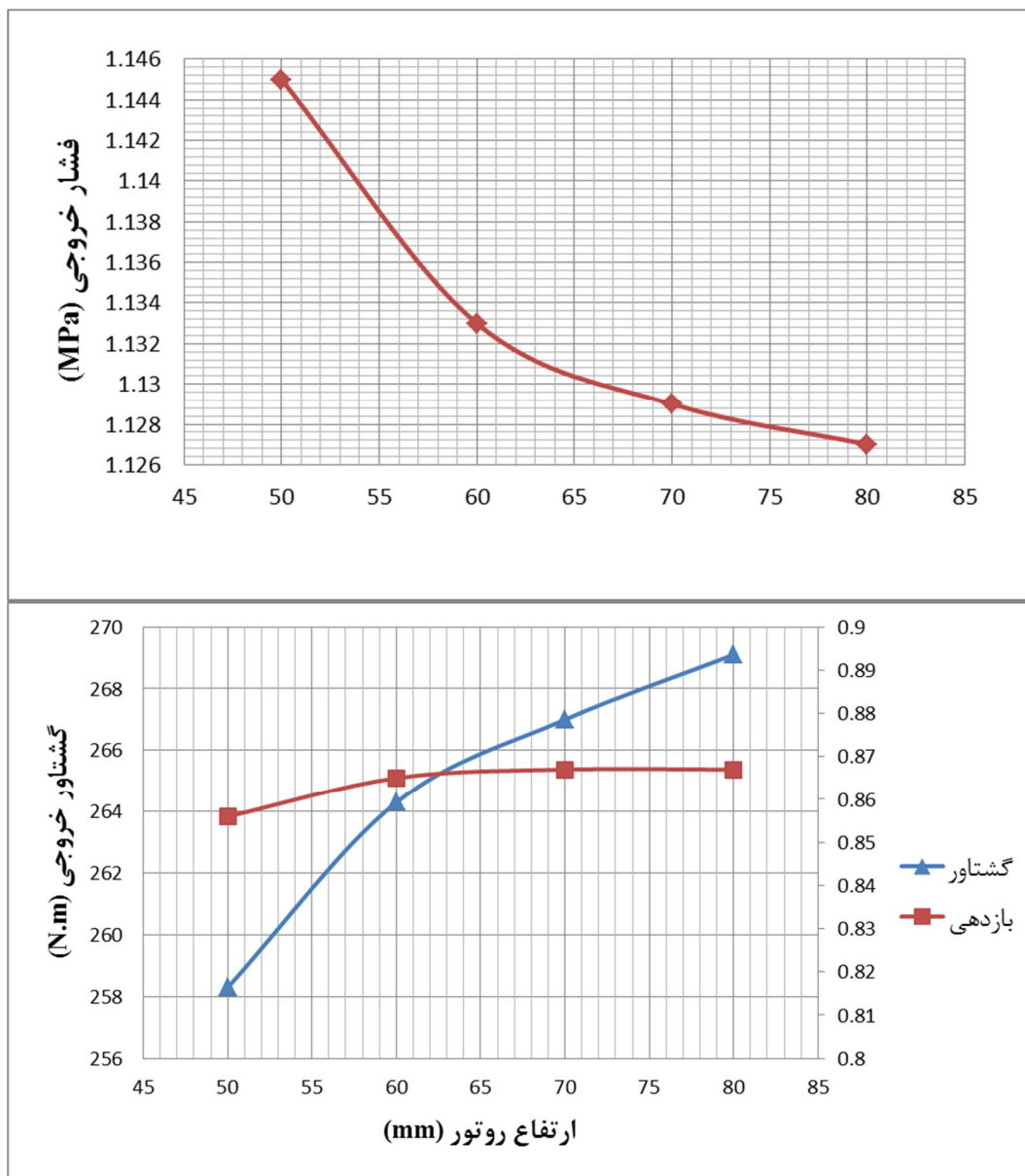
شکل ۴-۳ تاثیر تعداد تیغه‌ها بر توان و فشار خروجی در سرعت دوران ۸۴۶۰ rpm قبل و بعد از اصلاح زاویه خروج

۷-۴ تاثیر تغییر ارتفاع تیغه‌های روتور بر خروجی توربین

بعنوان آخرین تغییر در هندسه روتور تاثیر تغییرات ارتفاع آن بر مشخصات توربین مورد بررسی قرار گرفت (شکل ۴-۴۴). لازم به ذکر است که ارتفاع روتور در تحلیل‌هایی که تاکنون انجام شده برابر ۶۰ میلی‌متر بوده است.



شکل ۴-۴۴ هندسه روتور با چهار ارتفاع متفاوت و سایر مشخصات یکسان



شکل ۴-۴۵ تاثیر تغییر ارتفاع روتور بر مشخصات توربین

نتایج نشان می‌دهند که با افزایش ارتفاع روتور بازدهی در ابتدا افزایش یافته و سپس ثابت می‌ماند.

شود در حالیکه گشتاور بطور پیوسته افزایش و فشار خروجی توربین کاهش می‌یابد.

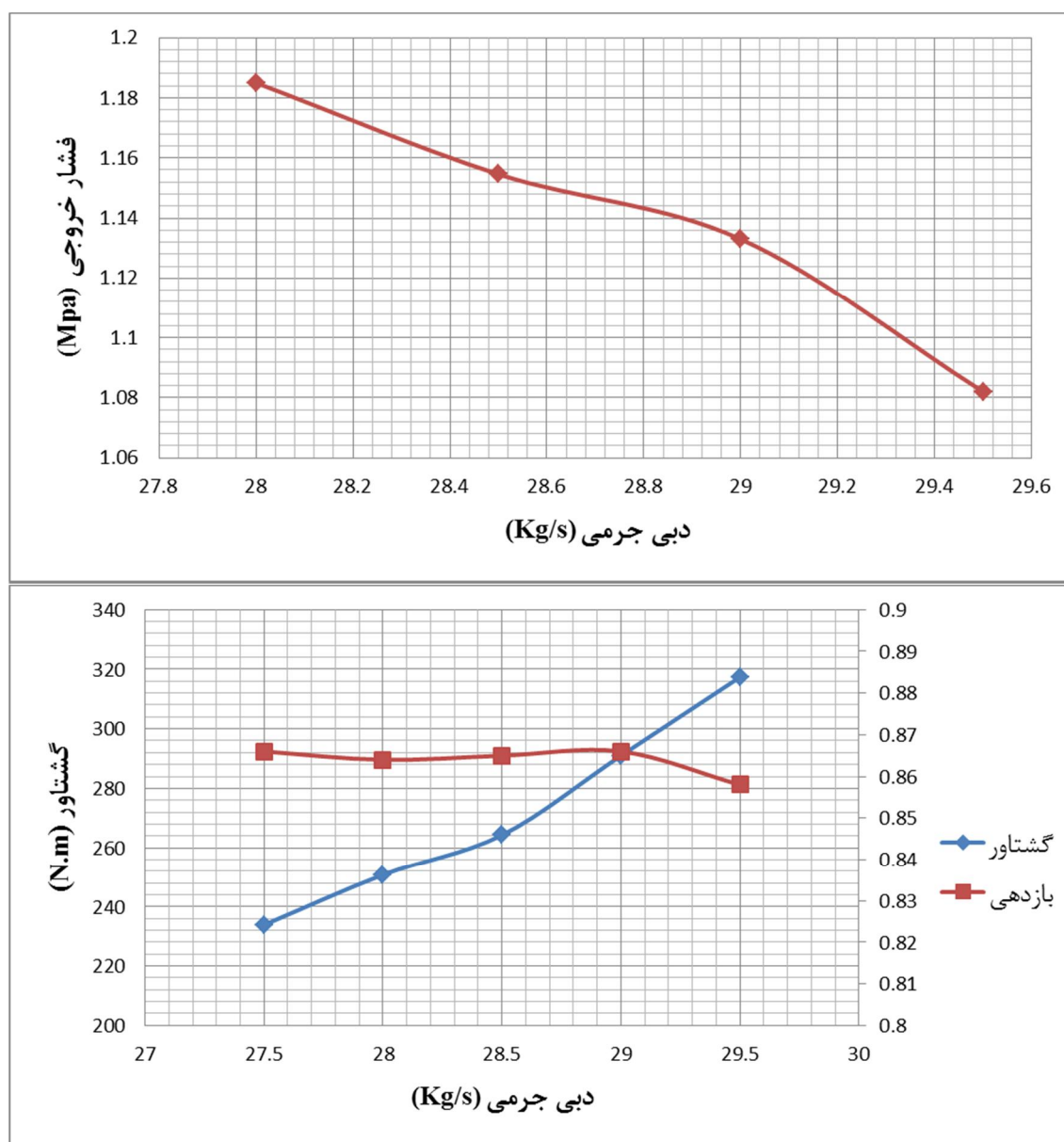
با توجه به افزایش توان خروجی توربین با افزایش ارتفاع، روتور با ارتفاع ۸۰ میلی‌متر بعنوان

روتور مناسب انتخاب شد. در مراحل بعد تاثیر تغییرات در شرایط سیکل بر روی پارامترهای هدف در

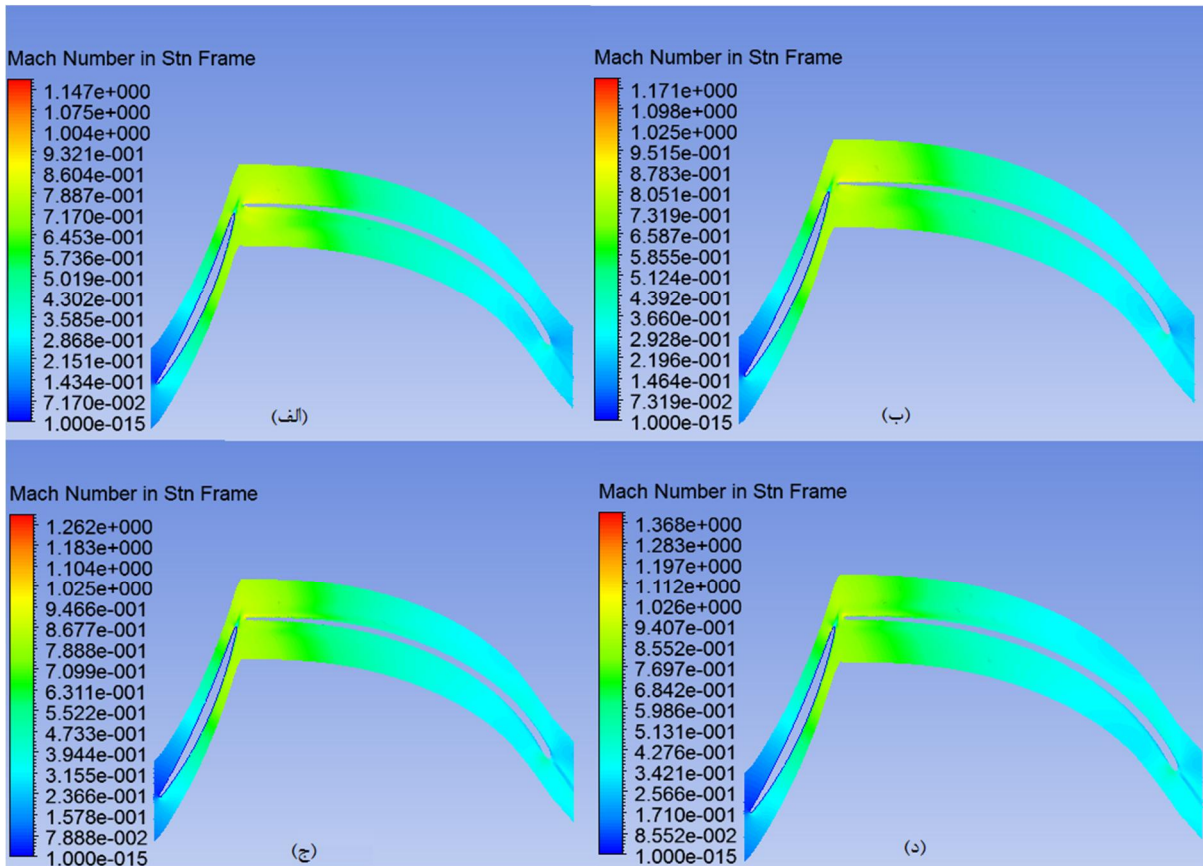
توربین منتخب مورد بررسی قرار گرفته است.

۸-۴ تاثیر تغییرات دبی در فشار و دمای اولیه بر خروجی توربین منتخب

پس از مشخص شدن توربین نهایی تاثیر تغییرات در دبی جرمی عبوری از آن در شرایط فشار و دمای اولیه بررسی شد به این معنی که در این مرحله با ثابت نگاه داشتن فشار و دمای ورودی به توربین در حالت اولیه، تاثیر تغییرات دبی عبوری مورد بررسی قرار گرفت. نتایج این بررسی در شکل ۴-۴۶ نشان داده شده است.



شکل ۴-۴۶ تاثیرات تغییر دبی جرمی در دما و فشار اولیه بر خروجی توربین منتخب



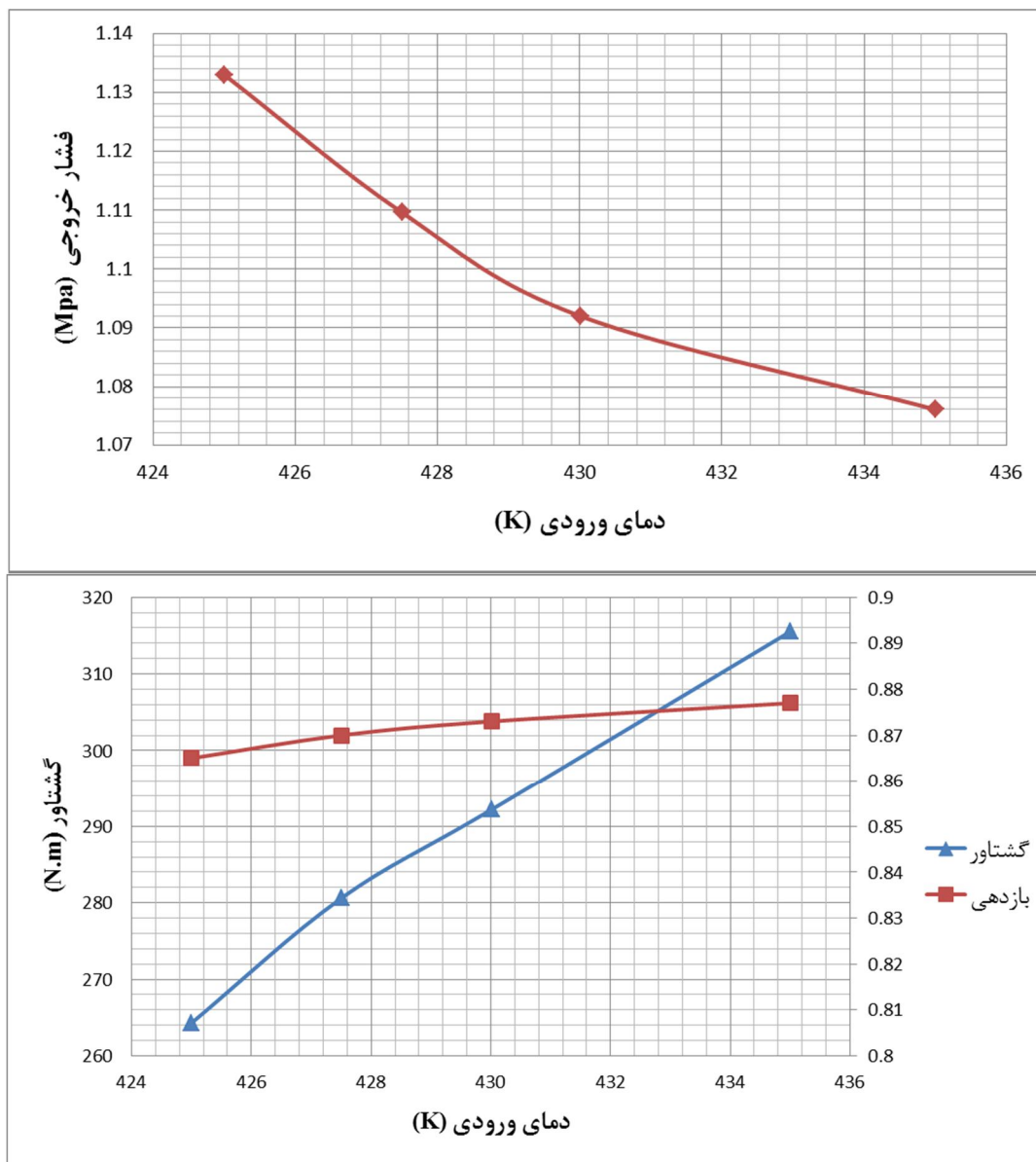
شکل ۴-۴۷ تغییرات عدد ماخ در توربین منتخب با تغییرات دبی جرمی (الف) ۲۷/۵ Kg/s (ب) ۲۸ Kg/s (ج) ۲۹ Kg/s (د) ۲۹/۵ Kg/s

۴-۹ تاثیر تغییرات دما در فشار و دبی اولیه بر خروجی توربین منتخب

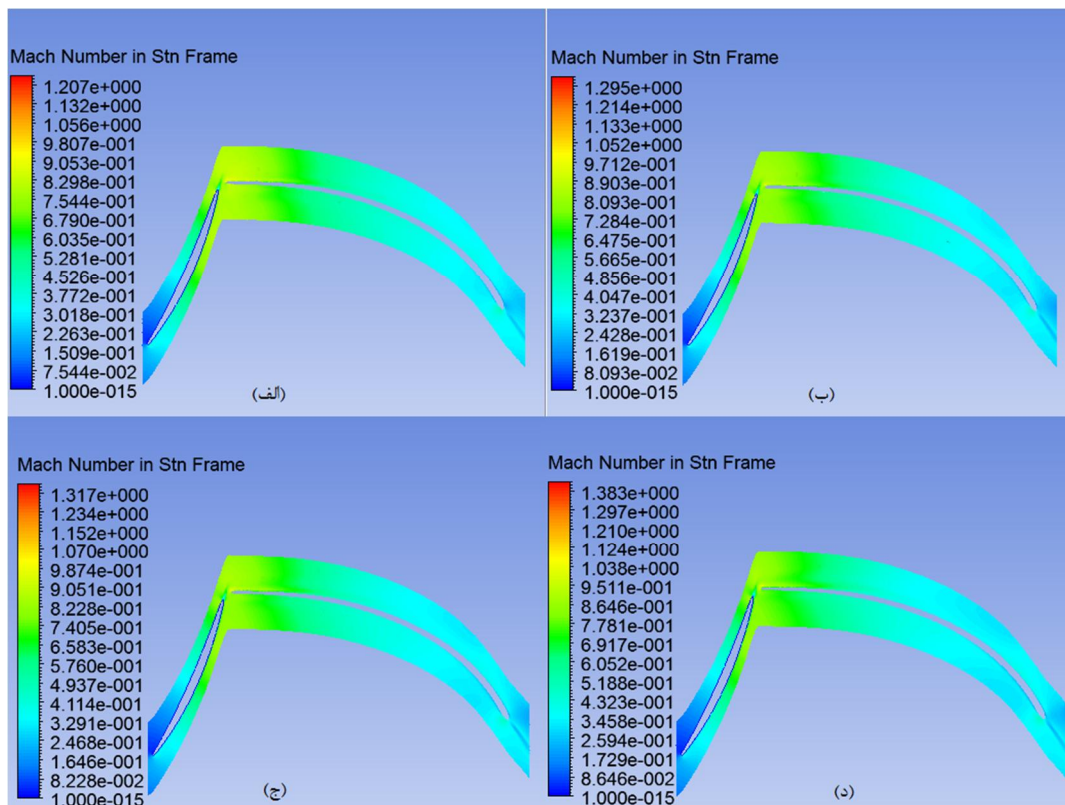
با توجه به اینکه دمای بخار اشباع R123 در فشار ۲/۰۹ مگا پاسکال برابر ۴۲۳ کلوین می باشد با کاهش دمای ورودی به کمتر از این مقدار سیال وارد بخش اشباع می شود. با توجه به این امر که معادلات استفاده شده برای تحلیل فقط مربوط به حالت گاز می باشند بنابراین برای بررسی تاثیر دما بر خروجی توربین تنها می توان افزایش دمای ورودی توربین را بررسی کرد بنابراین در این قسمت با حفظ دبی جرمی عبوری دمای ورودی به توربین را افزایش داده و نتایج با حالت اسمی مقایسه شده است. (شکل ۴-۴۸)

نتایج نشان می دهند که با افزایش دما در فشار و دبی ثابت توان افزایش می یابد زیرا با افزایش دما در فشار ثابت، سیال بیش از پیش فوق داغ شده و دانسیته آن کاهش می یابد. با توجه به ثابت

بودن دبی جرمی عبوری باید سرعت سیال از جمله در خروجی استاتور افزایش یابد. با توجه به رابطه ۳-۷ این افزایش سرعت در خروجی استاتور سبب افزایش توان خروجی می‌شود. از طرفی با توجه افزایش بازدهی و با توجه به رابطه ۳-۹ مشخص می‌شود که بر خلاف افزایش افت‌های بارگذاری تیغه و افت لقی در این حالت، با افزایش دما میزان افزایش کار تولیدی بیش از میزان افزایش کار آیزنتروپیک آن بوده و بنابراین بازدهی افزایش می‌یابد.



شکل ۴-۴ تاثیر تغییرات دمای ورودی توربین در دبی و فشار اولیه بر خروجی توربین منتخب

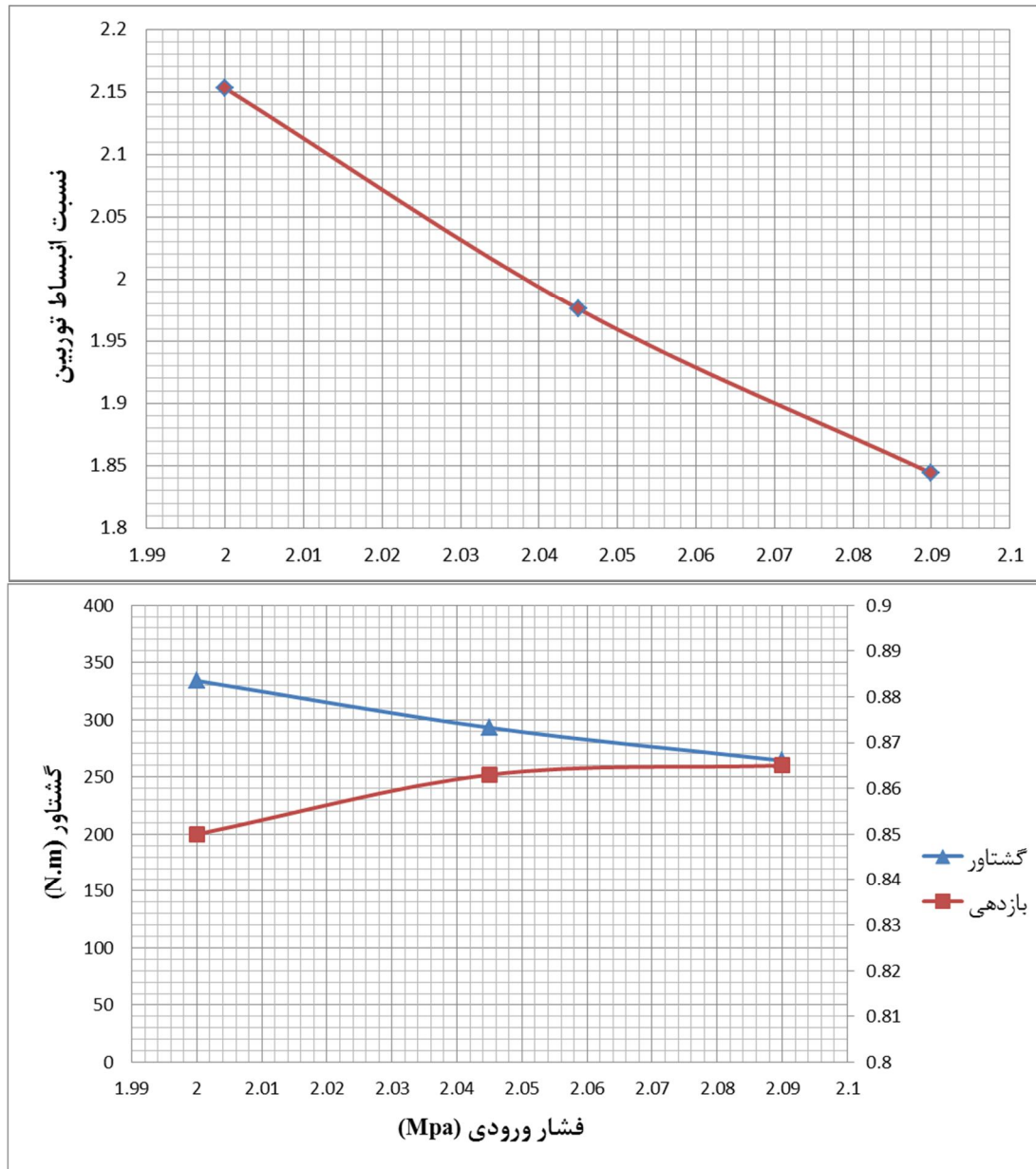


شکل ۴-۴۹ تغییرات عدد ماخ در توربین با تغییرات دمای ورودی (الف) ۴۲۵ K (ب) ۴۲۷/۵ K (ج) ۴۳۰ K (د) ۴۳۵ K

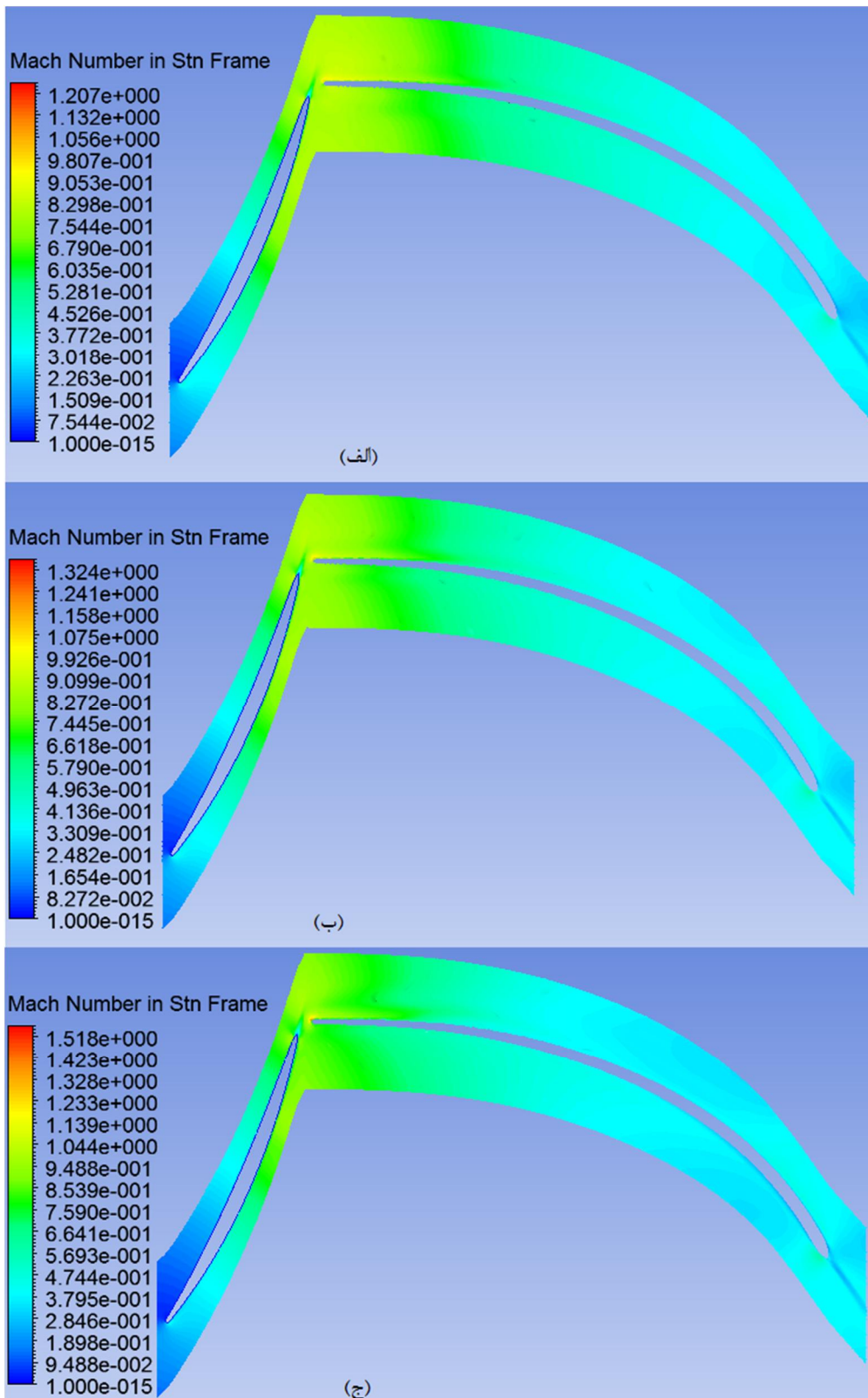
۴-۱۰ تاثیر تغییرات فشار در دما و دبی اولیه بر خروجی توربین منتخب

برای بررسی تغییرات فشار بر پارامترهای هدف، تغییری در دبی و دمای ورودی به توربین اعمال نشده و تنها فشار ورودی تغییر داده می‌شود. با افزایش فشار ورودی سیال وارد ناحیه اشباع شده و بنابراین معادلات حاکم بر جریان صادق نخواهد بود بنابراین در این حالت تنها می‌توان کاهش فشار را بررسی نمود. نتایج این تغییرات بر پارامترهای هدف در شکل ۴-۵۰ نشان داده شده است. نتایج نشان می‌دهند که با کاهش فشار ورودی توان افزایش و بازدهی کاهش می‌یابد زیرا با کاهش فشار و ثابت ماندن دما سیال از حالت اشباع دور شده و به میزان بیشتری فوق داغ شده و لذا دانسیته آن کاهش می‌یابد. از طرفی با توجه به ثابت بودن دبی جرمی عبوری از توربین سرعت سیال در تمام نقاط از جمله خروجی استاتور افزایش می‌یابد بنابراین توان خروجی افزایش خواهد یافت. بر خلاف

حالت قبل کاهش فشار در دما و دبی ثابت سبب افزایش بیشتر کار آیزنتروپیک توربین نسبت به افزایش کار خروجی از آن شده و لذا بازدهی کاهش می‌یابد.



شکل ۴-۵ تاثیر تغییرات فشار ورودی در دبی و دمای اولیه بر خروجی توربین منتخب



شکل ۴-۵۱ تغییرات عدد ماخ با تغییر در فشار ورودی (الف) $2/0.9$ MPa (ب) $2/0.45$ MPa (ج) 2 MPa

۵ فصل پنجم: نتایج و پیشنهادات

براساس بررسی‌ها مشخص شد که سیال R123 برای فعالیت در سیکلی با بیشینه دمای حدود ۱۵۰ درجه سانتی‌گراد بسیار مناسب می‌باشد.

صحه گذاری نتایج نشان دهنده دقت خوب نرم‌افزار مورد استفاده برای تحلیل عددی این نوع توربین‌ها می‌باشد.

مقایسه نتایج روش تحلیلی با تحلیل عددی نشان دهنده دقت مناسب روش تحلیلی می‌باشد. بنابراین این روش می‌تواند یک نقطه شروع مناسب برای طراحی توربین جریان شعاعی برای گازهای واقعی در نظر گرفته شود. با توجه به اینکه روش یک بعدی بر پایه استفاده از Splitter بنا شده بنابراین پیشنهاد می‌شود که امکان ایجاد تغییرات در این روش برای طراحی توربین بدون Splitter هم بررسی شود.

افزایش تعداد تیغه‌ها بطور کلی سبب افزایش توان خروجی و بازدهی توربین می‌شود. براساس نتایج مشخص شد که پس از اصلاح زاویه خروجی تیغه‌ها، با افزایش تعداد تیغه‌ها بازدهی توربین تغییرات چندانی نخواهد داشت با این حال در حالتی که تعداد تیغه‌های روتور ۱۸ عدد باشند بازدهی بیشترین مقدار را دارا می‌باشد.

افزایش ارتفاع روتور سبب افزایش همزمان بازدهی و توان خروجی توربین می‌گردد با این حال این میزان افزایش در بازدهی ناچیز می‌باشد.

افزایش دبی جرمی عبوری از توربین در فشار و دمای اولیه نشان می‌دهد که گشتاور بطور پیوسته افزایش می‌یابد اما تغییرات دبی تا ۱/۸٪ دبی اسمی تاثیری بر بازدهی توربین ندارد.

افزایش دمای کل ورودی در فشار کل و دبی اولیه سبب افزایش گشتاور و افزایش اندک بازدهی می‌گردد در حالیکه کاهش فشار کل سبب کاهش بازدهی و افزایش گشتاور می‌گردد.

- [1] Dincer Ibrahim and Cengel Yunus A (2001), "Energy, Entropy and Exergy Concepts and Their Roles in Thermal Engineering", **Entropy**. - Basel, Switzerland : MDPI. Vol. 3. - pp. 116-149. - 1099-4300.
- [2] Cengel Yunus A and Boles Michael A, "THERMODYNAMICS:An Engineering Approach" - Fifth Edition.
- [3] Aghahosseini S and Dincer I (2012), "Comparative performance analysis of low-temperature Organic Rankine Cycle (ORC)", **Applied Thermal Engineering**.
- [4] (2013). <http://www.turboden.eu/en/references/references-map.php>.
- [5] Quoilin Sylvain and Lemort Vincent (2009) "Technological and Economical Survey of Organic Rankine Cycle Systems" 5th EUROPEAN CONFERENCE ECONOMICS AND MANAGEMENT OF ENERGY IN INDUSTRY.
- [6] Engin Tahsin and Ari Vedat (2005), "Energy auditing and recovery for dry type cement rotary kiln systems-A case study", **Energy Conversion and Management**. Vol. 46. - pp. 551-562.
- [7] Marciniak T J [et al.] (1981) "Comparison of Rankine-Cycle Power System: Effects of Seven Working Fluids" [Report]. - [s.l.] : **Argonne National Laboratory**.
- [8] Chaudoir D. W. , Niggemann R. E. and Bland. T. J. (1985), "Solar Dynamic ORC Power System for Space Atation Application" , **IEEE Service Cent. Vols. Cat No 85CH 2242-6**. - pp. 58-65.
- [9] Manco S and Nervegna N (1985) "Working Fluid Selection Via Computer Assisted Analysis of ORC Waste Heat Recovery Systems" **IEEE Service Cent. Vols. Cat No.85CH2242-6**. - pp. 71-83.
- [10] Schulitz B (1986) "Working Fluids for ORC Plants: Add-An Circuits for Waste Heat Utilization" **VGB Kaftwerkstechnik**. Vol. 66. - pp. 419-426.
- [11] Lee M. J., Tien D. L. and Shao C. T. (1993) "Thermophysical Capability of Ozone-Safe Working Fluids for an Organic Rankine Cycle System" **J. Heat Recovery Syst.** Vol. 13. - pp. 409-418.
- [12] Hung Chen (2001), " Waste heat recovery of organic Rankine cycle using dry fluids" **Energy Conversion and Management**. Vol. 42. - pp. 539-553.
- [13] Liu Bo Tau, Chein Kuo Hsiang and Wang Chi Chuan (2004) "Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery" **Energy**. Vol. 29 . - pp. 1207-1217.
- [14] Saleh Bahaa [et al.] (2005) "Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles" **Energy** 32. pp. 1210 – 1221.
- [15] Invernizzi Costante, Iora Paolo and Silva Paolo (2007), "Bottoming micro-Rankine cycles for micro-gas turbines" **Applied Thermal Engineering**. Vol. 27. - pp. 100-110.

[16] Drescher Ulli and Bruggemann Dieter (2007), “ Fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in biomass power and heat plants” **Applied Thermal Engineering** . Vol. 27. - pp. 223-228.

[17] Mago P J, Chamra L M and Somayaji C (2007), "Performance analysis of different working fluids for use in organic Rankine cycles" IMechE . - 2007. Vol. 221 Part A: **J. Power and Energy**. - pp. 255-264.

[18] Lemort Vincent [et al.] (2009) “Testing and modeling a scroll expander integrated into an Organic Rankine Cycle” **Applied Thermal Engineerin**. Vol. 29. - pp. 3094–3102.

[19] Quoilin Sylvain, Lemort Vincent and Lebrun Jean (2010) “Experimental study and modeling of an Organic Rankine Cycle using scroll expander” **Applied Energy** Vol. 87. - pp. 1260–1268.

[20] Qiu Guoquan, Liu Hao and Riffat Saffa (2011), “Expanders for micro-CHP systems with organic Rankin e cycle” **Applied Thermal Engineering**. Vol. 31. - pp. 3301-3307.

[21] Fiaschi Daniele, Manfrida Giampaolo and Maraschiello Francesco (2012), “Thermo-fluid dynamics preliminary design of turbo-expanders for ORC cycles” **Applied Energy**. Vol. 97. - pp. 601–608.

[22] Stijepovic Mirko Z [et al.] (2012) “On the role of working fluid properties in Organic Rankine Cycle performance” **Applied Thermal Engineering**. Vol. 36. - pp. 406-413.

[23] Kang Seok Hun (2012), “Design and experimental study of ORC (organic Rank ine cycle) and radial turbine using R245fa working fluid” **Energy**. Vol. 41. - pp. 514 -524.

[24] Mago P J, Chamra L M and Somayaji C, (2006) “Performance analysis of different working fluids for use in organic Rankine cycles”, IMechE Vol. 221 Part A: **J. Power and Energy**. pp. 255-264.

[25] NASA SP-290 (1972) “**Turbine Design and Application**”. - [s.l.] : NASA, 1972. - Vol. 1.

[26] Dixon S. L. (2010), “**Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery**”, Sixth Eddition.

[27] Rohlik Harold E (1968) “Analytical Determination Of Radial Inflow Turbine Design Geometry For Maximum Efficiency”. - Washington, D. C.

[28] Boyce Meherwan P (2002), “**Gas Turbine Engineering Handbook** “ , Second Eddition.

Abstract

In this study, according to the increasing importance of ORC cycles in industries and important role of working fluids on increasing of the efficiency of this cycles, a trying to find the optimal fluid for a cycle with a maximum temperature of 150° C has been carried out. Then those parameters affecting the efficiency and output power of a radial inflow turbine for ORC cycles has been investigated. Finally, with changes in input parameters such as mass flow rate, pressure and temperature tried to examine the impact of these changes on the selected turbine efficiency and output power has been investigated until it's performance at off-design conditions be specified partly.

Keywords: ORC, Organic fluid, Radial turbine, CFD



Shahrood University of Technology

Faculty of Mechanical Engineering

**A numerical investigation of the centrifugal turbine according to
an Organic Rankin Cycle**

Mohammad Reza Bookani

Supervisor(s):

Dr.Seyyed Majid Hashemian

Date: September,2013