





دانشکده مهندسی مکانیک و مکاترونیک
پایان نامه کارشناسی ارشد مهندسی تبدیل انرژی

بررسی نقش توربین در طراحی مقدماتی سیکل آلی رانکین در شرایط مشخصی از بازیافت حرارت یا تولید برق

نگارنده: سید امیرحسین حیدری دهنوی

اساتید راهنما

دکتر سید مجید هاشمیان

دکتر محمود نوروزی

استاد مشاور

دکتر علی خالقی

شهریور ۱۳۹۶

شماره: ۱۴۴، ۲۹۶ / ۳
تاریخ: ۱۳۹۶ / ۷ / ۲۶

باسمه تعالی



مدیریت تحصیلات تکمیلی

فرم شماره (۳) صورتجلسه نهایی دفاع از پایان نامه دوره کارشناسی ارشد

با نام و یاد خداوند متعال، ارزیابی جلسه دفاع از پایان نامه کارشناسی ارشد خانم / آقای سید امیر حسین حیدری با شماره دانشجویی ۹۳۰۶۷۲۴ رشته مکانیک گرایش تبدیل انرژی تحت عنوان بررسی نقش توربین در طراحی مقدماتی سیکل آلی رانکین در شرایط مشخصی از بازیافت حرارت یا تولید برق که در تاریخ ۹۶/۰۶/۲۰ با حضور هیأت محترم داوران در دانشگاه صنعتی شاهرود برگزار گردید به شرح ذیل اعلام می گردد:

قبول (با امتیاز ۱۸ درجه بسیار خوب) <input checked="" type="checkbox"/> مردود <input type="checkbox"/>			
نوع تحقیق: نظری <input checked="" type="checkbox"/> عملی <input type="checkbox"/>			
عضو هیأت داوران	نام و نام خانوادگی	مرتبۀ علمی	امضاء
۱- استاد راهنمای اول	دکتر سیدمجید هاشمیان	استادیار	
۲- استاد راهنمای دوم	دکتر محمود نوروزی	دانشیار	
۳- استاد مشاور	دکتر علی خالقی	استادیار	
۴- نماینده تحصیلات تکمیلی	دکتر احمد نظری	استادیار	
۵- استاد ممتحن اول	دکتر محمود چهارطاقی	استادیار	
۶- استاد ممتحن دوم	دکتر محمد ضامن	استادیار	

نام و نام خانوادگی رئیس دانشکده:

تاریخ و امضاء و مهر دانشکده:

تبصره: در صورتی که کسی مردود شود حداکثر یکبار دیگر (در مدت مجاز تحصیل) می تواند از پایان نامه خود دفاع نماید (دفاع مجدد نباید زودتر از ۴ ماه برگزار شود).



تقدیم به:

روح پاک و آرامیده می پدرم که حضورش در تک تک لحظات عمرم حس می شود و وجودم نهایت سپاس از مهری است که به من آموخت و رفت....

و به مادرم، دریای بی کران فداکاری و عشق که وجودم برایش همه رنج بود و وجودش برایم همه مهر

و به : همسرم، پناه حستگیم و امید بودنم

و با تشکر از اساتید ارجمندم:

جناب آقای دکتر محمود نوروزی و دکتر مجید هاشمیان و دکتر علی خالقی که خالصانه در تمام مراحل

انجام و تدوین این پژوهش مرایاری نمودند.

تعهد نامه

اینجانب سیدامیرحسین حیدری دهنوی دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته مهندسی مکانیک گرایش تبدیل انرژی دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان نامه بررسی نقش توربین در طراحی مقدماتی سیکل آلی رانکین در شرایط مشخصی از بازیافت حرارت یا تولید برق تحت راهنمایی دکتر مجید هاشمیان و دکتر محمود نوروزی متعهد می شوم.

- تحقیقات در این پایان نامه توسط اینجانب انجام شده است و از صحت و اصالت برخوردار است.
- در استفاده از نتایج پژوهشهای محققان دیگر به مرجع مورد استفاده استناد شده است.
- مطالب مندرج در پایان نامه تاکنون توسط خود یا فرد دیگری برای دریافت هیچ نوع مدرک یا امتیازی در هیچ جا ارائه نشده است.
- کلیه حقوق معنوی این اثر متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می باشد و مقالات مستخرج با نام « دانشگاه صنعتی شاهرود » و یا « Shahrood University of Technology » به چاپ خواهد رسید.
- حقوق معنوی تمام افرادی که در به دست آمدن نتایج اصلی پایان نامه تأثیرگذار بوده اند در مقالات مستخرج از پایان نامه رعایت می گردد.
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه ، در مواردی که از موجود زنده (یا بافتهای آنها) استفاده شده است ضوابط و اصول اخلاقی رعایت شده است.
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه، در مواردی که به حوزه اطلاعات شخصی افراد دسترسی یافته یا استفاده شده است اصل رازداری ، ضوابط و اصول اخلاق انسانی رعایت شده است

تاریخ

امضای دانشجو سیدامیرحسین حیدری

مالکیت نتایج و حق نشر

- کلیه حقوق معنوی این اثر و محصولات آن (مقالات مستخرج، کتاب، برنامه های رایانه ای، نرم افزار ها و تجهیزات ساخته شده است) متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می باشد. این مطلب باید به نحو مقتضی در تولیدات علمی مربوطه ذکر شود.
- استفاده از اطلاعات و نتایج موجود در پایان نامه بدون ذکر مرجع مجاز نمی باشد.

چکیده:

امروزه مبحث انرژی بسیار با اهمیت و حیاتی می‌باشد. به منظور کاهش مصرف انرژی، تمرکز بر روی قسمت‌های اتلافی و بهره‌برداری از آن بیشتر شده است. سیکل آلی رانکین یکی از تجهیزات مناسب برای استفاده از منابع دمایی و حرارت‌های اتلافی می‌باشد. مزیت اصلی سیکل، استفاده از سیالات آلی است، این سیالات دارای دمای جوش پایینی بوده و هنگامیکه در معرض یک منبع حرارتی با دمای پایین قرار بگیرند تبخیر می‌شوند. تولید توان بیشتر و انتخاب سیال مناسب در این سیکل بسیار حائز اهمیت می‌باشد. در این پژوهش قسمت تولید توان سیکل مورد ارزیابی قرار می‌گیرد. برای دستیابی به این هدف از یک نمونه‌ی توربین توربوشارژر موجود، استفاده شده است. ابتدا این توربین با هندسه‌ی مشخص مدل‌سازی شده و سپس با استفاده از روش عددی و نرم‌افزار انسیس فلونت شبیه‌سازی می‌شود. مراحل مدل‌سازی شامل انتخاب شبکه‌ی محاسباتی مناسب، شرایط مرزی مختلف و اعمال تنظیمات مربوط به سیال در نرم‌افزار است. سیال مورد استفاده، R245fa با توجه به شرایط دمایی و فشاری سیکل انتخاب می‌شود. در انتها، نتایج عددی با نتایج آزمایشگاهی صحت سنجی شده و سپس توربین با شرایط ورودی و خروجی مختلف تحت محاسبات قرار می‌گیرد. مشاهده می‌شود با افزایش نسبت فشار ورودی به خروجی و افزایش دبی، توان خروجی بیشتری به دست می‌آید. این افزایش توان با افزایش و کاهش بازده ایزنتروپیک توربین همراه بوده که برای بهره‌برداری مناسب می‌بایست تناسبی بین بازده و نسبت فشار برقرار نمود. همچنین افزایش نسبت فشار باعث افزایش سرعت دورانی شده ولی گشتاور توربین روند مشخصی نداشته و ابتدا زیاد و در ادامه کم می‌شود. به طور کلی در این تحقیق، هدف مدل‌سازی توربین موجود و به‌کارگیری در سیکل آلی رانکین به منظور بهره‌برداری از منابع دمایی می‌باشد. مدل‌سازی به روش SIXDOF و استفاده از نمونه‌ی توربین توربوشارژر در سیکل آلی رانکین روشی نو و منحصر به فرد در این زمینه بوده که ارزیابی قسمت تولید توان سیکل را امکان‌پذیر می‌نماید.

کلمات کلیدی: سیکل آلی رانکین، مدل‌سازی، شبیه‌سازی عددی، فلونت، توربوشارژر

فهرست مطالب:

فصل اول	۱
مقدمه	۱
۱-۱ مقدمه:	۲
۲-۱ موقعیت جهانی انرژی:	۲
۳-۱ سیکل آلی رانکین ORC:	۳
۴-۱ مرور تحقیقات و کارهای گذشتگان:	۴
۱-۴-۱ سیکل آلی رانکین:	۶
۲-۴-۱ تجهیزات سیکل (توربین و توربوآکسپندر و ...):	۱۱
۳-۴-۱ انتخاب سیال سیکل آلی رانکین:	۱۳
۴-۴-۱ توربوشارژرها:	۱۶
۵-۱ تعریف مسئله و ضرورت انجام تحقیق:	۱۸
۱-۵-۱ جنبه های نوآورانه ی تحقیق:	۱۹
فصل دوم	۲۱
آشنایی با سیکل آلی رانکین	۲۱
۱-۲ سیکل قدرت بخار یا سیکل رانکین:	۲۲
۲-۲ سیکل آلی رانکین ORC:	۲۳
۳-۲ تفاوت سیکل آلی رانکین با سیکل ساده رانکین:	۲۴
۴-۲ انواع مختلف سیکل آلی رانکین:	۲۵
۱-۴-۲ سیکل رانکین به همراه بازگرمکن:	۲۶
۲-۴-۲ سیکل آلی رانکین با بازیاب:	۲۷
۳-۴-۲ سیکل سوپرکریٹیکال یا فوق بحرانی رانکین:	۲۸
۵-۲ تجهیزات مورد استفاده در سیکل آلی رانکین:	۲۸
۱-۵-۲ توربین یا اکسپندر:	۲۸
۲-۵-۲ مبدل حرارتی:	۲۹
۳-۵-۲ پمپ:	۲۹

۲۹.....	۴-۵-۲ کندانسور:.....
۳۰.....	۵-۵-۲ تجهیزات جانبی:.....
۳۱.....	۶-۲ توربوشارژرها:.....
۳۱.....	۱-۶-۲ تأمین هوای موتور (توربوشارژر):.....
۳۲.....	۲-۶-۲ اجزا و عملکرد توربو شارژ:.....
۳۳.....	۳-۶-۲ انواع توربو شارژ:.....
۳۳.....	۱-۳-۶-۲ توربوشارژر حلزونی ساده:.....
۳۴.....	۲-۳-۶-۲ توربوشارژر حلزونی با افزایش سرعت:.....
۳۵.....	۳-۳-۶-۲ توربوشارژر نوع ضربانی:.....
۳۶.....	۴-۶-۲ مزایای توربو شارژرها:.....
۳۶.....	۷-۲ انتخاب سیال:.....
۳۷.....	۱-۷-۲ سیال آلی و مبرد:.....
۳۷.....	۸-۲ سیالات تر، خشک و آیزنتروپیک:.....
۳۷.....	۱-۸-۲ مبرد های خیس (تر):.....
۳۸.....	۲-۸-۲ مبردهای آیزنتروپیک:.....
۳۸.....	۳-۸-۲ مبردهای خشک:.....
۴۵.....	فصل سوم.....
۴۵.....	روابط فیزیکی و مدل‌های آشفستگی.....
۴۶.....	۱-۳ مدل‌های بر پایه ی لزجت گردابه‌ای:.....
۴۷.....	۲-۳ متوسط گیری از رابطه ی ناویر استوکس:.....
۴۹.....	۳-۳ معرفی و انتخاب مدل‌های آشفستگی:.....
۵۱.....	۱-۳-۳ مدل سازی تولید اغتشاشات در مدل های $k - \epsilon$
۵۱.....	۲-۳-۳ مدل اغتشاشی انتقال تنش برشی (SST k- ω):.....
۵۲.....	۳-۳-۳ معادلات انتقال برای مدل SST k- ω :.....
۵۳.....	۴-۳-۳ مدل سازی تولید اغتشاشات:.....
۵۴.....	۵-۳-۳ مدل سازی اتلاف اغتشاشات :.....
۵۴.....	۶-۳-۳ مدل سازی لزجت گردابه‌ای:.....
۵۵.....	۷-۳-۳ ثابت‌های مدل SST k- ω :.....

۵۵	۸-۳-۳ شرایط مرزی در مدل های $k - \omega$:
۵۷	۹-۳-۳ جمع بندی و انتخاب نهایی مدل آشفتگی:
۵۸	۴-۳ روابط و معادلات حاکم بر سیکل آلی رانکین:
۵۹	۱-۴-۳ روابط سیکل آلی رانکین بدون بازیاب:
۶۱	۵-۳ انتخاب سیال حقیقی یا ایده آل و معادلات حالت:
۶۲	۱-۵-۳ معادله‌ی حالت (Redlich-Kwong soave Eos) RKS:
۶۳	۲-۵-۳ معادله‌ی حالت PR(Peng Robinson):
۶۷	فصل چهارم
۶۷	مدلسازی
۶۸	۱-۴ هندسه توربین و شبکه‌ی محاسباتی:
۶۸	۱-۱-۴ هندسه توربین و نازل:
۶۹	۲-۱-۴ شبکه محاسباتی:
۷۳	۲-۴ شرایط مرزی:
۷۴	۱-۲-۴ Pressure Inlet شرط مرزی:
۷۵	۲-۲-۴ Pressure Outlet شرط مرزی:
۷۵	۳-۲-۴ Wall شرط مرزی:
۷۷	۳-۴ مدل های گاز حقیقی پایگاه داده‌های NIST:
۷۹	۱-۳-۴ طریقه‌ی استفاده از مدل های گاز حقیقی:
۸۳	۴-۴ فرضیات مدل سازی:
۸۴	۵-۴ استقلال از شبکه:
۸۴	۱-۵-۴ استفاده از روش Mesh adaption برای ریزتر کردن شبکه:
۸۷	۶-۴ شروع به حل:
۸۹	۱-۶-۴ عوامل مؤثر بر همگرایی:
۹۰	۲-۶-۴ پایان یافتن حل:
۹۳	فصل پنجم
۹۳	نتایج
۹۴	۱-۵ اعتبارسنجی نتایج:
۹۶	۲-۵ نتایج حل:

۹۸.....	۳-۵ رسم نمودارها:
۹۸.....	۱-۳-۵ منحنی تغییرات سرعت دورانی:
۹۹.....	۲-۳-۵ منحنی تغییرات دبی:
۱۰۰.....	۳-۳-۵ منحنی تغییرات گشتاور:
۱۰۰.....	۴-۳-۵ منحنی تغییرات توان خروجی:
۱۰۱.....	۵-۳-۵ منحنی تغییرات بازده ایزنتروپیک:
۱۰۲.....	۴-۵ شکل کانتورها و خطوط جریان در توربین و نازل:
۱۱۱.....	فصل ششم.....
۱۱۲.....	۱-۶ نتیجه گیری:
۱۱۳.....	۲-۶ پیشنهادها:
۱۱۵.....	مراجع:

فهرست شکل ها

- شکل ۱-۱-۱- مصرف سالانه انرژی در جهان [۲]..... ۳
- شکل ۱-۱-۲ سیکل رانکین [۳]..... ۴
- شکل ۱-۲-۱ نمودار T-S سیکل رانکین [۳۳]..... ۲۳
- شکل ۱-۲-۲ سیکل رانکین با بخار سوپر هیت برای سیال آب (نمودار سمت چپ) و R245fa (نمودار سمت راست) [۳۳]..... ۲۵
- شکل ۱-۲-۳ سیکل رانکین به همراه بازگرمکن [۳۳]..... ۲۶
- شکل ۱-۲-۴ سیکل رانکین با بازیاب [۳۳]..... ۲۷
- شکل ۱-۲-۵ اتلاف انرژی در او اپراتور. سمت چپ: سیال زیر نقطه‌ی بحرانی. سمت راست: سیال بالای نقطه‌ی بحرانی [۱]..... ۲۸
- شکل ۱-۲-۶ تجهیزات مورد استفاده در سیکل آلی رانکین [۶]..... ۳۰
- شکل ۱-۲-۷ خطوط جریان در توربوشارژر [۳۵]..... ۳۲
- شکل ۱-۲-۸ نحوه‌ی عملکرد توربوشارژر [۳۴]..... ۳۳
- شکل ۱-۲-۹ توربوشارژر حلزونی ساده [۳۶]..... ۳۴
- شکل ۱-۲-۱۰ توربوشارژر حلزونی با افزایش سرعت [۳۷]..... ۳۴
- شکل ۱-۲-۱۱ توربوشارژر نوع ضربانی [۳۸]..... ۳۵
- شکل ۱-۲-۱۲ مدل و مشخصات توربوشارژر..... ۳۶
- شکل ۱-۲-۱۳ نمودار مبردهای خیس [۳۹]..... ۳۷
- شکل ۱-۲-۱۴ نمودار مبردهای آیزنتروپیک [۳۹]..... ۳۸
- شکل ۱-۲-۱۵ مبردهای خشک [۳۹]..... ۳۸
- شکل ۱-۲-۱۶ تغییرات بازده گرمایی در مقابل دمای ورودی توربین [۳]..... ۴۱
- شکل ۱-۲-۱۷ ماکزیمم کار خروجی سیکل آلی رانکین با سیال‌های مختلف [۴۰]..... ۴۲
- شکل ۱-۳-۱ مدل‌ها و معادلات مختلف مدل‌سازی [۴۲]..... ۵۰
- شکل ۱-۳-۲ قسمت‌های مختلف سیکل آلی رانکین a: بدون بازیاب b: با بازیاب [۲۱]..... ۵۹
- شکل ۱-۳-۳ نمودار انحراف فشار توسط معادله‌ی حالت PR و RKS و گاز ایده‌آل [۲۲]..... ۶۴
- شکل ۱-۳-۴ انحراف Cp، Cv و C با استفاده از معادله‌های حالت PR و RKS و گاز ایده‌آل [۲۲]..... ۶۵
- شکل ۱-۴-۱ ابعاد توربین (بر حسب میلی‌متر)..... ۶۸
- شکل ۱-۴-۲ ابعاد نازل (بر حسب میلی‌متر)..... ۶۹

- شکل ۳-۴ انتقال مدل توربین به نرم افزار گمبیت..... ۷۱
- شکل ۴-۴ شبکه بندی اطراف تک پره ۷۱
- شکل ۵-۴ شبکه بندی نازل ۷۲
- شکل ۶-۴ بلوکه بندی کل شکل ۷۲
- شکل ۷-۴ شبکه محاسباتی روی پره توربین و هاپ ۷۳
- شکل ۸-۴ شبکه روی کل پره های توربین ۷۳
- شکل ۹-۴ مرزهای ورودی و خروجی [۲۹]..... ۷۶
- شکل ۱۰-۴ شروع به حل [۳۲]..... ۷۹
- شکل ۱۱-۴ مشخص کردن تعداد فازها [۳۲]..... ۷۹
- شکل ۱۲-۴ لیست سیالات قابل انتخاب [۳۲]..... ۸۰
- شکل ۱۳-۴ انتخاب سیال [۳۲]..... ۸۰
- شکل ۱۴-۴ تعداد فازها [۳۲]..... ۸۰
- شکل ۱۵-۴ انتخاب سیال های مختلف [۳۲]..... ۸۰
- شکل ۱۶-۴ نمایش مشخصات سیال انتخابی [۳۲]..... ۸۱
- شکل ۱۷-۴ تعداد سلول های مارک شده ۸۵
- شکل ۱۸-۴ تغییر تعداد شبکه پس از ادپت شدن ۸۵
- شکل ۱۹-۴ نمودار اصالت شبکه ۸۷
- شکل ۲۰-۴ محدوده وای پلاس پس از ریز کردن شبکه ۸۷
- شکل ۲۱-۴ تنظیمات مرزهای اسلایدینگ ۸۸
- شکل ۲۲-۴ نمودار باقیمانده ها ۹۱
- شکل ۱-۵ منحنی تغییرات سرعت دورانی بر حسب تغییرات نسبت فشار ۹۹
- شکل ۲-۵ منحنی تغییرات دبی بر حسب تغییرات نسبت فشار ۹۹
- شکل ۳-۵ تغییرات گشتاور پره ها بر حسب تغییرات نسبت فشار ۱۰۰
- شکل ۴-۵ منحنی تغییرات توان خروجی بر حسب تغییرات نسبت فشار ۱۰۱
- شکل ۵-۵ منحنی تغییرات بازده بر حسب تغییرات نسبت فشار ۱۰۲
- شکل ۶-۵ کانتورهای فشار روی پره ها ۱۰۳
- شکل ۷-۵ خطوط جریان ۱۰۳
- شکل ۸-۵ محدوده ی عدد ماخ ۱۰۴

- شکل ۵-۹ عدد ماخ بر روی پره و خروجی ۱۰۴
- شکل ۵-۱۰ بردارهای سرعت درون نازل و اطراف پره‌ها ۱۰۵
- شکل ۵-۱۱ بردارهای سرعت در قسمت ورودی به پره‌ها ۱۰۵
- شکل ۵-۱۲ کانتورهای سرعت در نازل و اطراف پره‌ها ۱۰۶
- شکل ۵-۱۳ کانتور دمای استاتیک در نازل و اطراف پره‌ها ۱۰۷
- شکل ۵-۱۴ کانتور دمای کلی در نازل و اطراف پره‌ها ۱۰۷
- شکل ۵-۱۵ کانتور فشار استاتیک در نازل و اطراف پره‌های توربین ۱۰۸
- شکل ۵-۱۶ کانتور فشار کلی در نازل و اطراف پره‌های توربین ۱۰۸
- شکل ۵-۱۷ کانتور تغییرات عدد K (انرژی جنبشی آشفته‌گی) ۱۰۹
- شکل ۵-۱۸ کانتور تغییرات عدد K (انرژی جنبشی آشفته‌گی) ۱۰۹

فهرست جداول:

- جدول ۱-۲ خصوصیات ترمودینامیکی و شیمیایی سیالات..... ۴۰
- جدول ۲-۲ خصوصیات سیال R245fa در کنار هوا و بخار در فشار ۵ اتمسفر و دمای ۲۰۰ درجه سانتی‌گراد..... ۴۳
- جدول ۳-۲ خواص بخار و مایع اشباع R245fa [۴۱]..... ۴۴
- جدول ۱-۳: ثابت‌های مدل SST k- ω ۵۵
- جدول ۲-۳ خصوصیات سیال R245fa..... ۶۳
- جدول ۱-۴ مقادیر فشاری و دمایی در خروجی توربین..... ۷۷
- جدول ۲-۴ مقادیر فشاری و دمایی در ورودی توربین..... ۷۷
- جدول ۳-۴ هیدروکربن و مبردهای پایگاه داده‌های REFPROP V7..... ۷۸
- جدول ۴-۴ مشخصات شبکه‌های مختلف تولیدشده..... ۸۶
- جدول ۱-۵ شرایط مرزی اعمالی..... ۹۵
- جدول ۲-۵ مشخصات ورودی و خروجی سیال..... ۹۷

فهرست علائم و اختصارات:

ردیف	علامت	توضیح	۱۵	e	اوپراتور
		علائم انگلیسی	۱۶	t	توربین
۱	\dot{E}	نرخ انرژی درونی	۱۷	c	کندانسور
۲	\dot{Q}	نرخ انتقال حرارت	۱۸	L	منبع حرارتی سرد
۳	\dot{I}	نرخ برگشت ناپذیری	۱۹	H	منبع حرارتی گرم
۴	T	دما (k)	۲۰	c	بحرانی
۵	\dot{m}	دبی جرمی (kg/s)	۲۱	۱	ورودی
۶	s	آنتروپی مخصوص (kj/kg.k)	۲۲	۲	خروجی
۷	t	زمان (s)			علائم یونانی
۸	h	آنتالپی (kj/kg)	۲۳	η	راندمان
۹	V	سرعت (m/s)	۲۴	ρ	چگالی (kg/m ^۳)
۱۰	R	ثابت عمومی گازها	۲۵	ω	ضریب بی مرکزی
۱۱	T	گشتاور (n.m)	۲۶	ω	ورتیسیتیته آشفتگی
		زیروندها	۲۷	ϵ	انرژی جنبشی آشفتگی
۱۲	i	ورودی	۲۸	\emptyset	قطر
۱۳	j	خروجی	۲۹	ω	سرعت دوران (rad/s)
۱۴	p	پمپ	۳۰	Δ	تغییرات

فصل اول

مقدمه

۱-۱ مقدمه:

موضوع انرژی همواره از اهمیت بالایی برخوردار بوده است. از یک دیدگاه می‌توان انرژی را به انرژی‌های قدیمی و انرژی‌های نو تقسیم‌بندی نمود. انرژی‌های قدیمی شامل: چوب، زغال‌سنگ، انرژی باد، نفت و ... بوده و انرژی‌های نو شامل انرژی خورشیدی، باد (برای ماشین‌های دوار بادی امروزی)، هیدروژن، اتم و انرژی هسته‌ای و ... می‌باشند. با پیشرفت علم و فناوری مبحث تبدیل انرژی‌ها و استفاده از منابع مختلف با حداکثر بازدهی و بیشترین کارایی بسیار مورد توجه قرار گرفته است.

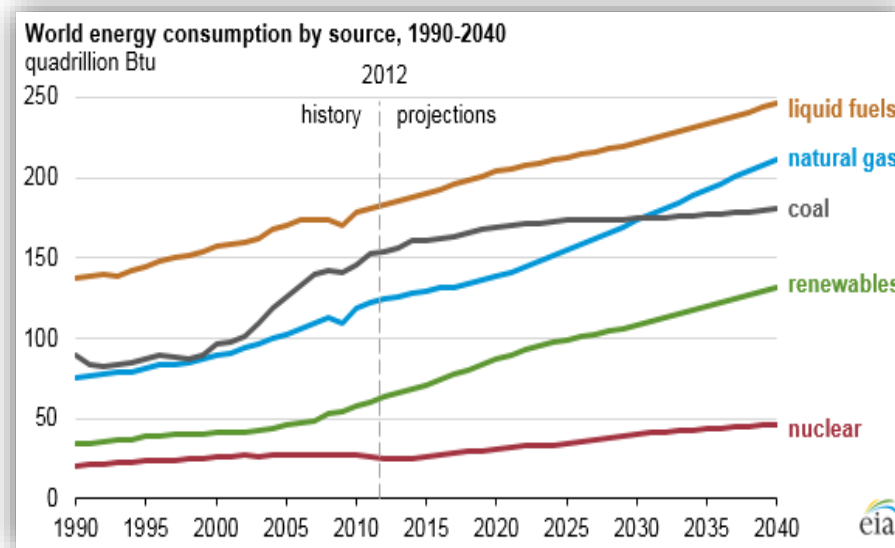
۲-۱ موقعیت جهانی انرژی:

نیاز گسترده انسان به منابع انرژی واقعی‌انکارناپذیر بوده و همواره انسان‌ها در آرزوی دستیابی به یک منبع تمام ناشدنی انرژی بوده‌اند. در ابتدا با پیشرفت تمدن بشری استفاده از منابع انرژی همچون گیاهان و درختان و پس از آن زغال‌سنگ، نفت، گاز و ... مرسوم بوده ولی با توجه به نیاز روزافزون به انرژی و محدودیت این منابع در کنار آلودگی‌های زیست‌محیطی که در اثر سوزاندن و متصاعد شدن گازهای مضر در جو به وجود می‌آید، کارشناسان بران شدند که با استفاده از انرژی‌های پاک نظیر انرژی خورشیدی، بادی، زمین‌گرمایی، هیدروژنی و ... به جای انرژی‌های محدود فسیلی از خطرات و مشکلات به وجود آمده ممانعت کنند. در چنین وضعیتی کشورهای توسعه‌یافته به‌طور جد استفاده از انرژی‌های موجود در طبیعت به خصوص انرژی‌های تجدیدشونده را مورد توجه قرار دادند.

با نگاهی اجمالی به گزارش EIA¹ که در سال ۲۰۱۲ منتشر شد (شکل ۱-۱)، می‌توان فهمید که مقدار مصرف انرژی در جهان از سال ۲۰۰۸ تا سال ۲۰۳۵ به‌طور میانگین و سالانه ۱/۶ درصد افزایش پیدا خواهد کرد. این رشد از منطقه‌ی خاورمیانه به‌میزان ۲/۱ درصد است [۱]. با توجه به این چشم‌انداز

¹ اداره اطلاعات انرژی آمریکا U.S. Energy Information Administration EIA

کمبود سوخت‌های فسیلی در کنار بالا رفتن قیمت آن‌ها و افزایش آلودگی زیست‌محیطی امری دور از انتظار نخواهد بود. با توجه به وضعیت موجود لزوم استفاده از منابع تجدید پذیر و همچنین استفاده از اتلافات حرارتی و تبدیل انرژی با بالاترین راندمان و کارایی بیشتر احساس می‌شود.



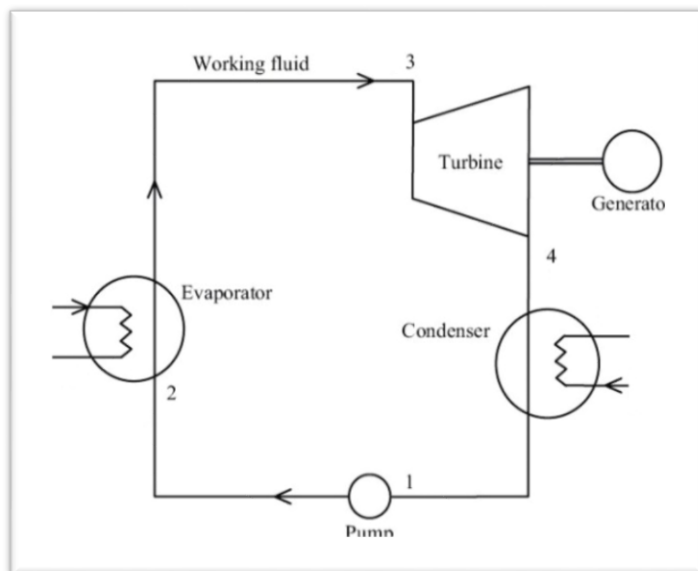
شکل ۱-۱- مصرف سالانه انرژی در جهان [۲]

یکی از تجهیزاتی که به‌منظور بهره‌برداری از اتلافات حرارتی و منابع دمایی استفاده می‌شود سیکل آلی رانکین است.

۳-۱ سیکل آلی رانکین ORC:

سیکل آلی رانکین عبارت است از سیکل قدرت بخار با سیال ارگانیک یا آلی. در این سیکل هدف تولید توان از منابع دمایی است. مزیت این سیکل سیال مورد استفاده در آن است. با استفاده از سیالات ارگانیک و هیدروکربن‌ها به دلیل داشتن نقطه‌ی جوش پایین‌تر نسبت به آب می‌توان از منابع دمایی استفاده نمود. این منابع دمایی می‌تواند انرژی خورشیدی و یا زمین‌گرمایی و یا اتلافات حرارتی در خروجی دودکش و اگزوز باشد. بازده استفاده از سیکل آلی رانکین بالا نبوده ولی با توجه به اندازه‌ی کوچک‌تر تجهیزات و اتلافات حرارتی بسیاری که در صنایع مختلف وجود دارد استفاده از این سیستم

امری منطقی و اقتصادی است. در فصل دوم به صورت مفصل عملکرد و تجهیزات و انواع مختلف این سیکل شرح داده می شود.



شکل ۱-۲ سیکل رانکین [۳]

۴-۱ مرور تحقیقات و کارهای گذشتگان:

در این قسمت تحقیقات و کارهای گذشتگان که مرتبط با موضوع این پژوهش است، بیان می شود. مقالات و تحقیقات مرتبط به چند دسته تقسیم می شوند:

- قسمت اول آن دسته از مقالاتی هستند که سیکل آلی رانکین را توضیح داده، به مزایا و معایب آن پرداخته و تجهیزات و عملکرد آن را مورد بررسی قرار داده است. این مقالات نیز خود به دودسته تقسیم می شوند. یک دسته از آنها سیکل را به صورت آزمایشگاهی ساخته و نتایج را با استفاده از آزمون های تجربی به دست آورده اند. دسته ی دیگر کسانی هستند که سیکل و تجهیزات آن را به وسیله ی نرم افزارهای تجاری مدل سازی نموده و نتایج را با داده های تجربی مقایسه کرده اند.

- بخش دیگری از تحقیقات بر روی تجهیزات سیکل آلی رانکین متمرکز شده‌اند. این تجهیزات عبارت‌اند از توربین و مبدل و... با توجه به شرایط کاری سیکل و محدوده‌ی دمایی و فشاری بهترین پیشنهاد برای نوع توربین یا مبدل مطرح شده است. انواع توربین‌ها و اکسپندرهای مختلف در سیکل‌های مختلف ارائه شده و به‌طور مشخص نمونه‌ی توربین خاص در سیکل مدل‌سازی شده است. با در نظر گرفتن شرایط سیکل توربین موردنظر مدل‌سازی شده و برای آن قسمت سیکل طراحی شده است. در این دسته از مقالات اطلاعات کلی در مورد کل سیکل و اطلاعات تخصصی در مورد قسمت توربین و تولید توان و قدرت سیکل ارائه شده است.
- در سیکل آلی رانکین دو مبحث بسیار حائز اهمیت است. یکی نسبت انبساط توربین و توان خروجی به همراه بازده بالا و پس از آن انتخاب سیال کاری مناسب برای سیکل برای تحقق اهداف قبلی. انتخاب سیال برای سیکل بسیار دارای اهمیت بوده و انتخاب مناسب آن هم از لحاظ اقتصادی هم از لحاظ زیست‌محیطی و هم از لحاظ کارایی می‌تواند بسیار حساس و مهم باشد. سیالات مختلف دارای خصوصیات ترمودینامیکی متفاوت و عملکردهای گوناگون می‌باشند. هر سیال در کنار داشتن خصوصیات مناسب می‌تواند خصوصیات نامناسب نیز داشته باشد و باید تناسبی بین این دو با توجه به شرایط موردنیاز برقرار کرد. قسمتی از این تحقیقات در مورد سیال‌های آلی خالص و قسمتی دیگر در مورد سیال‌های آلی ترکیبی در سیکل آلی رانکین است. در هر قسمت روابط و نمودارها ارائه شده و این دسته از مقالات در فصل‌های بعد و قسمت انتخاب سیال بسیار مورد استفاده قرار گرفته‌اند.
- بخش دیگری از مقالات مربوط به بحث توربوشارژها است. با توجه به اینکه توربین مورد استفاده در تحقیق ما از یک نمونه‌ی موجود توربوشارژ برداشته شده باید اطلاعاتی در مورد این توربوشارژها کسب می‌کردیم. در این قسمت عملکرد توربوشارژ تحت شرایط مختلف و آزمایش آن‌ها ذکر شده است. با توجه به مدل توربین و نازل توربوشارژ مورد استفاده‌ی ما، از یکی از

همین مقالات برای صحت سنجی نتایج استفاده شده است. بدین صورت که روش حل ما با داده‌های آزمایشگاهی توربوشارژر مقایسه شده است.

۱-۴-۱ سیکل آلی رانکین:

گالونی^۱ و همکاران [۴] اجزای سیستم سیکل آلی رانکین در سایز کوچک و بهره‌برداری از منابع با درجه حرارت پایین را مدنظر قرار دادند؛ بنابراین یک سیکل ساده رانکین بررسی و برای انتخاب سیال کاری شرایط مختلفی مقایسه شده است. در نهایت R245fa به عنوان سیال عامل و از یک اسکروول اکسپندر به عنوان ماشین تولید انرژی استفاده گردیده است. دمای منبع گرم بین ۲۰ تا ۳۳ درجه سانتی‌گراد متغیر بوده و ماکزیمم فشار بخار سیال از ۶ تا ۱۰ بار تغییر می‌کند. قدرت خروجی نیز ۱/۲ کیلووات به دست می‌آید. سیکل کوچک مقیاس آلی رانکین تحت شرایط کاری متعددی تست شده و برای اندازه‌گیری کمیت‌های مختلف وسایل سنجش مختلفی در سیکل تعبیه شده است. در نهایت این نتایج به دست آمده که وقتی انرژی گرمایی در دمایی کمتر از ۱۰۰ درجه سانتی‌گراد باشد سیکل دارای بازده گرمایی حدود ۹٪ و کار مخصوص حدود ۲۰ کیلوژول بر کیلوگرم و قدرت خروجی بزرگ‌تر از ۱ کیلووات است. با انجام این تحقیق مشخص می‌شود که بازده اکسپندر بیشترین تأثیر در بازده گرمایی سیکل و کار خروجی را دارد. تورس^۲ و همکاران [۵] نیز پژوهشی مشابه انجام داده اند.

در پژوهش بعدی، تحقیقات آزمایشگاهی در مورد سیکل آلی رانکین کوچک مقیاس برای تولید قدرت الکتریکی با استفاده از منابع دما پایین توسط عثمان محمد^۳ و همکاران [۶] انجام شده است. ابتدا سیکل طراحی گردیده و مدل‌سازی‌های ترمودینامیکی انجام می‌شود. اکسپندرهای مختلف بررسی شده و با توجه به محدوده‌ی کاری، اکسپندر مناسب و تجهیزات مورد نیاز انتخاب شده و آزمون انجام می‌گیرد.

¹ Galloni

² Torres

³ Usman Muhammad

سیال عامل R245fa است. در طول آزمایش تأثیر فوق گرم کردن سیال کاری در ورودی اکسپندر مورد بررسی قرار می‌گیرد. درجه حرارت سیال سوپرهیت قبل اکسپندر به وسیله‌ی تغییر دبی اوپراتور انجام شده و بازده گرمایی محاسبه می‌شود. مشاهده می‌شود با افزایش ۱ درجه سانتی‌گراد سوپرهیت کردن سیال بازده گرمایی سیستم حدود ۰/۰۲۱٪ کاهش می‌یابد. همچنین با تغییر نسبت فشار ورودی و خروجی اکسپندر کار خروجی متفاوتی به دست می‌آید. در ادامه نمودارهای بازده گرمایی و توان خروجی رسم شده و تأثیر نسبت فشارهای مختلف و سوپرهیت کردن‌های متفاوت بررسی می‌شود. با توجه به نمودارهای مشخص می‌شود که هر چه نسبت فشار ورودی و خروجی بیشتر شود کار خروجی بیشتر شده ولی بازده ایزنتروپیک اکسپندر کاهش می‌یابد. همچنین هر چه دبی سیال افزایش پیدا می‌کند فشار اوپراتور بیشتر شده و به همان نسبت کار پمپ نیز افزایش می‌یابد. براکو^۱ و همکاران نیز مشابه این پژوهش را انجام داده‌اند [۷].

سوک هنگ کنگ^۲ و همکاران [۸] سیکل آلی رانکین برای تولید توان از منابع دمایی را ارزیابی کرده و مطالعات آزمایشگاهی انجام شده است. در این آزمایش از یک توربین شعاعی متصل به ژنراتور هم‌زمان سرعت بالا استفاده شده است. سیال عامل R245fa با ملاحظات خاصی انتخاب شده و شرایط کاری متفاوت بررسی گردیده است. بازده سیکل و توربین و توان الکتریکی با در نظر گرفتن شرایط کاری متفاوت بررسی شده و عواملی که در کارایی سیکل تأثیر می‌گذارد مورد بحث قرار گرفته است. سیال در دما و فشارهای اشباع وارد توربین شده و در هر حالت دبی و بازده و کار و توان خروجی به دست آمده و همچنین شرایط سیال در خروجی توربین مورد بررسی قرار گرفته است. مشاهده می‌شود که توان خروجی با افزایش دبی و نسبت فشار افزایش می‌یابد. افزایش دمای اوپراتور نیز چون باعث

¹ Bracco

² Seok Hung Kang

افزایش نسبت فشار و دبی شده توان خروجی را افزایش می‌دهد. مشابه این پژوهش کاپاتا^۱ و همکاران انجام داده‌اند [۹].

در این تحقیق توسط سلوین کویلین^۲ و همکاران [۱۰] رفتار سیکل کوچک مقیاس رانکین برای بازیافت انرژی از دبی‌ها و منابع گرمایی متفاوت توصیف می‌شود. مدل استاتیک تجاری قادر نبوده رفتار گذرا در سیکل با دماهای متفاوت را پیش‌بینی کند لذا مدل‌سازی تحت شرایط کاری متفاوت ضروری است. مدل‌سازی دینامیکی این کار را انجام می‌دهد. در ادامه ۳ استراتژی کاری پیش‌گرفته شده که با یکدیگر مقایسه می‌شوند. ۳ روش کنترل عبارت‌اند از: ۱- ثابت نگه‌داشتن دمای اوپراتور ۲- متغیر بودن دمای بهینه اوپراتور تحت شرایط کاری مختلف ۳- وابسته بودن سرعت پمپ به سرعت اکسپندر بهترین نتایج در حالتی که تنظیمات دمای اوپراتور بهینه‌شده است اتفاق می‌افتد. نتایج مدل‌سازی نشان می‌دهد که مدل کنترلی بر پایه حالت بهینه پایا تحت شرایط کاری مختلف بهترین نتایج را به همراه دارد

در این تحقیق توسط گنگ پی^۳ و همکاران [۱۱] ساختار جدیدی از سیکل آلی رانکین با سیال عامل R123 نشان داده می‌شود. برای این سیکل به‌طور خاص توربینی طراحی شده است. به‌منظور بررسی و ارزیابی انتقال حرارت و تولید توان از فرمولاسیون استفاده می‌شود. در این تحقیق سیکل رانکین به در مقیاس کوچک ساخته‌شده و آزمایش‌ها مختلف تحت شرایط مختلف انجام شده است. در انتها نیز نتایج حاصل از انجام آزمایش‌ها بیان شده است. نتایج آزمون‌های انجام‌شده نشان می‌دهد با تغییرات دمایی حدود ۷۰ درجه سانتی‌گراد بازده آیزنتروپیک توربین ۰/۶۵ و بازده سیکل ۶/۸٪ به دست

¹ Capata

² Sylvain Quoilin

³ Gang Pei

می‌آید. همچنین در این تحقیق توربین مناسب طراحی گردیده که توان خروجی حدود ۱ کیلووات ارائه می‌دهد

کیوچنگ چن^۱ و همکاران [۱۲] با توجه به پارامترهایی همچون دمای ورودی و خروجی و دبی معلوم جریان گرم، روشی جدید در سیکل آلی رانکین ارائه می‌کنند. در این روش ۵ حالت جریان گرم موردبررسی قرار گرفته و با سوپرهیت کردن سیال کاری در ورودی توربین عملکرد سیستم موردبررسی قرار می‌گیرد. پس از بررسی‌ها مشخص شد افزایش دمای ورودی توربین باعث اتلافات زیاد انگرژی و کاهش فشار و دبی ورودی می‌شود. همچنین اگر دما خیلی کم شود نیز این اتلافات زیاد بوده که مناسب نیست. بهترین حالت برای سیال کاری در ورودی حالت بخار اشباع با مقدار کمی سوپرهیت است.

جویینگ لی^۲ و همکاران [۱۳] تحلیل انرژی و انگرژی سیکل آلی رانکین موردبررسی قرار می‌دهند. همچنین بازده گرمایی سیکل وقتی دمای منبع گرم متفاوت بوده به دست می‌آید. در ادامه مشاهده می‌شود برگشت‌ناپذیری‌های ترمودینامیکی در توربین و پمپ و اواپراتور و کندانسور و سپراتور اتفاق می‌افتد. سیال کاری مورد استفاده R123 است. آزمایش در ۴ دمای منبع گرم متفاوت انجام شده و تأثیر سوپرهیت کردن سیال بر راندمان کلی و راندمان انگرژی به دست می‌آید. مشاهده می‌گردد با سوپرهیت شدن سیال، راندمان کلی افزایش یافته ولی راندمان انگرژی کاهش می‌یابد و با دمای منبع گرم ثابت ۱۰۰ درجه سانتی‌گراد بیشترین اتلاف انگرژی مربوط به اواپراتور است.

چن کیو^۳ و همکاران [۱۴] در این تحقیق از روش جدیدی استفاده کردند. بدین صورت که دمای ورودی و خروجی و دبی مشخص برای جریان منبع حرارتی مقداری مشخص فرض شده و با در نظر

¹ Qicheng Chen

² Jing Li

³ Chen Q

گرفتن گرمای ویژه‌ی سیال حامل حرارت جریان منبع حرارتی، از تشابه دو مثلث ایجادشده در نمودار T-Q استفاده شده است. در ۵ حالت مختلف جریان منبع حرارتی تأثیر سوپرهیت شدن سیال کاری (بنزن) ورودی به توربین بر عملکرد سیکل از لحاظ انرژی و انرژی بررسی شده است. نتایج نشان داد که راندمان حرارتی سیستم، فشار ورودی توربین و دبی جرمی سیال کاری، با افزایش دمای ورودی توربین، کاهش پیدا می‌کند و وضعیت مناسب برای سیال کاری ورودی به توربین، قرار گرفتن در حالت بخار اشباع یا سوپرهیت شدن به مقدار ناچیز است. افزایش اختلاف دمای پینچ، راندمان و فشار ورودی توربین را کم می‌کند ولی تأثیر چشم‌گیری بر روی دبی سیال کاری ندارد. در شرایط بالا بودن دمای ورودی توربین، کندانسور و اواپراتور هر دو باعث اتلافات زیاد انرژی می‌شوند و در شرایط پایین بودن دمای ورودی توربین به ترتیب اواپراتور، اکسپندر و کندانسور بیشترین اتلافات انرژی در سیستم را دارند و با پایین رفتن دمای ورودی توربین، اتلافات انرژی در کندانسور کمتر می‌شود.

در تحقیق شائو^۱ و همکاران [۱۵] سیکل رانکین برای تولید هم‌زمان برق و حرارت از منبع حرارتی ۵۰ کیلووات بویلر زیست‌توده و به همراه اکسپندر ساخته شد. نتایج تجربی نشان داد که می‌توان ۸۶۰/۷ وات برق و ۴۷/۲۶ کیلووات حرارت و به ترتیب با راندمان ۱/۴۱٪ و ۷۸/۶۹٪ تولید کرد. در این شرایط راندمان اکسپندر ۵۳/۹۲٪، دستگاه تولیدکننده برق ۵۰/۹۴٪، بویلر ۸۰/۸۵٪ و سیکل ۳/۷۸٪ خواهد بود. چون راندمان اکسپندر و آلترناتور پایین است تولید برق در این سیستم تجربی کم است. همچنین در این تحقیق در مورد مبدل‌های حرارتی و طراحی مناسب آن‌ها برای تولید آب داغ در بویلر مطالبی ارائه شده است.

¹ Shao

۱-۴-۲ تجهیزات سیکل (توربین و توربوآکسپندر و ...):

در این تحقیق توسط سی یونگ چو^۱ و همکاران [۱۶] سعی شده است که شرایط عملکردی سیکل رانکین آلی به همراه توربوآکسپندر تحت شرایط نوسانی دمایی بررسی گردد. در ادامه بیان می‌شود که از توربوآکسپندرهای عموماً در نیروگاه‌های با مقیاس بزرگ با دبی زیاد و از اسکروال اکسپندر ها در نیروگاه‌های کوچک مقیاس استفاده می‌شود. در سیکل آلی رانکین، انرژی گرمایی مورد نیاز به عنوان منبع گرمایی نمی‌تواند به صورت پیوسته تأمین گردد. با وجود نوسان انرژی گرمایی در دسترس تجهیزات و ماشین‌های جابجایی مثبت به سختی تغییرات دبی را تنظیم می‌کنند. با این وجود برای تنظیم کردن دبی موتورهای گرمایی متفاوت توربین کوچک مقیاس شعاعی با نازل سوپرسونیک طراحی و آزمون می‌گردد. در این آزمایش سیال عامل مورد استفاده R245fa است. توربوآکسپندر و نازل اطراف آن توسط نرم افزار انسیس فلونت^۲ مدل سازی شده است. روش حل و شبکه‌ی مورد استفاده و پارامترهای مدل سازی بیان شده و سیکل تحت شرایط مختلف قرار گرفته است. سیکل با تعداد نازل‌های متفاوت و دما و فشارهای مختلف ورودی توربین مورد بررسی قرار گرفته و نتایج آزمایش‌ها به صورت نمودار نشان داده شده و تأثیر هر یک از پارامترها مشاهده و تحلیل شده است. نشان داده شده که قدرت خروجی توربین رابطه‌ی مستقیمی با دبی سیال در سیکل دارد و هر چه این دبی بیشتر شود توان خروجی افزایش می‌یابد. این افزایش دبی با تغییر در تعداد نازل‌های اطراف توربین محقق شده است. مشابه این پژوهش را دکلی^۳ و همکاران انجام داده‌اند [۱۷].

در این تحقیق توسط چیه چانگ^۴ و همکاران [۱۸] بر روی بازده آزمایشگاهی اسکروال اکسپندر مورد استفاده در سیکل آلی رانکین تمرکز شده است. در آزمایش‌ها دو رویه مورد بررسی

¹ Soo-Yong Cho

^۲ ANSYS FLUENT

³ Declay

⁴ Jen-Chieh Chang

قرار گرفته است: در حالت اول شرایط ورودی اکسپندر بخار سوپرهیت است و در فشارها و سرعت دورانی‌های مختلف اکسپندر، بازده سیکل و بازده اکسپندر و کار خروجی به دست می‌آید. در حالت دوم با فشار ۵ و ۶ بار ورودی و سرعت دورانی یکسان با دماهای سوپرهیت متفاوت موارد ذکر شده بررسی می‌گردد. بازده اکسپندر تحت تأثیر دماهای ورودی متفاوت و دوره‌های مختلف تغییر می‌کند و با سوپرهیت کردن سیال در ورودی اکسپندر بازده سیکل ۹٪ و بازده اکسپندر ۸۰٪ افزایش می‌یابد. نمودارهای مربوطه رسم شده و تغییرات کار خروجی در مقابل بازده سیکل در فشارهای مختلف به دست می‌آید. مشابه این پژوهش را کولین^۱ و همکاران انجام داده‌اند [۱۹].

در این تحقیق توسط ژنینگ ژانگ^۲ و همکاران [۲۰] اکسپندر به همراه سیستم سرمایی با بخار زیربحرانی مورد بررسی قرار گرفته است. بدین منظور یک نمونه اولیه توربو اکسپندر شعاعی برای استخراج قدرت در این سیستم استفاده شده و سیکل سرمازا به همراه اکسپندر مورد بررسی قرار گرفته است. در ادامه تأثیر سیالات کاری متفاوت بر بازده اکسپندر بررسی گردیده است. مشاهده می‌شود با افزایش دمای اواپراتور نسبت سرعت اکسپندر برای سیالات مختلف کاهش می‌یابد. همچنین با افزایش فشار ورودی اکسپندر دبی عبوری از اکسپندر بیشتر شده است. نتایج آزمایشگاهی نشان می‌دهد که نمونه اولیه با سرعت بالاتر از ۳۲۰۰ دور بر دقیقه می‌چرخد. بازده ایزنتروپیک اکسپندر تحت تأثیر سرعت‌های دورانی و شرایط ورودی مختلف است. ماکزیمم بازده ایزنتروپیک وقتی فشار ورودی ۱/۷ مگا پاسکال است برابر ۱۰/۴٪ است. همچنین نسبت سرعت اکسپندر با افزایش فشار ورودی تغییر می‌کند. در تحقیق لمورت^۳ و همکاران نیز مشابه این کار انجام شده است [۲۱] و [۲۲].

¹ Quoilin

² Zhenying Zhang

³ Lemort

۱-۴-۳ انتخاب سیال سیکل آلی رانکین:

در این تحقیق توسط پدرو ماگو^۱ و همکاران [۲۳] سیکل آلی رانکین با بازیاب با سیالات خشک متفاوت بررسی می‌شود. سیالات خشک مورد بررسی عبارت‌اند از R113 و R245ca و R123 سیکل با بازیاب با سیکل پایه مقایسه شده تا بهترین بازده گرمایی با کمترین برگشت‌ناپذیری حاصل شود. ارزیابی در شرایط دمایی و فشاری متفاوتی انجام می‌پذیرد. معادلات و روابط ترمودینامیکی برای قسمت‌های مختلف سیکل بدون بازیاب و همراه بازیاب ارائه شده است. بر طبق این تحقیق سوپرهیت کردن سیال باعث افزایش برگشت‌ناپذیری‌ها و کاهش بازده قانون دوم می‌شود؛ بنابراین بهترین حالت ورودی سیال حالت بخار اشباع برای کاهش نرخ برگشت‌ناپذیری‌هاست. از سوی دیگر نتیجه بررسی‌ها نشان می‌دهد که سیکل آلی رانکین با بازیاب بازده بیشتری در مقایسه با سیکل پایه به همراه دارد، همچنین با فرض تولید کار یکسان هدر رفت انرژی و برگشت‌ناپذیری کمتری نیز دارد.

در این تحقیق توسط لوژان^۲ و همکاران [۲۴] روش‌های بازیافت حرارت از منابع مختلف همچون خورشیدی، زمین‌گرمایی و بیومس و انرژی گرمایی و تولید الکتریسیته از آن‌ها توضیح داده می‌شود. سیکل آلی رانکین یکی از موارد مورداستفاده بازیافت حرارتی است. در ادامه بیان می‌شود که دو عامل مهم در مورد سیکل آلی رانکین را باید در نظر گرفت، اولی انتخاب سیال عامل مناسب و دومی نسبت انبساط که وابسته به فاکتورهای ترمودینامیکی و بازده است. در این مقاله برای مشاهده انحراف از معادله گاز ایده آل با متغیرهای ترمودینامیکی متفاوت ۳ معادله حالت ارزیابی شده است. در انتهای مقاله نیز مثال‌های متنوعی در مورد روند انبساط مورد بررسی قرار می‌گیرد. انبساط‌های متفاوت در دو حالت انجام شده و در هر قسمت از معادله‌ی حالت خاصی استفاده می‌شود. در انتها با رسم نمودار انحراف از معادله حالت گاز ایده آل بررسی می‌شود. با مقایسه نتایج سیال ایده آل و واقعی مشخص می‌شود که

¹ Pedro J. Mago

² Luján

در نواحی بحرانی و اندکی سوپرهیت اختلاف زیادی در نتایج وجود دارد و فرض ایده آل بودن سیال می‌تواند خطای بسیاری داشته باشد. سپس حل با استفاده از معادلات حالت مختلف مقایسه می‌شود و در انتها یک معادله‌ی حالت انتخاب می‌گردد. این تحقیق لزوم فرض گاز حقیقی و اختلاف آن با گاز ایده آل در طی فرآیند در سیکل آلی رانکین را مشخص می‌کند.

در این تحقیق توسط روی^۱ و همکاران [۲۵] سیکل آلی رانکین بدون بازیاب با سیالات مختلف مورد ارزیابی قرار می‌گیرد. اساس کار بهینه‌سازی پارامتری است و از سیالات R123 و R134a و R717 به صورت سوپرهیت در فشار ثابت استفاده می‌شود. برای بهینه‌سازی پارامتری و مقایسه بازده قانون اول و دوم، نرخ برگشت‌ناپذیری و کار خروجی و دبی جریان تحت شرایط دمایی مختلف از برنامه کامپیوتری متلب^۲ استفاده شده است. نتایج محاسبات نشان می‌دهد که سیال R123 تحت شرایط دمایی مختلف بالاترین بازده به همراه بیشترین کار خروجی و کمترین میزان برگشت‌ناپذیری را به همراه دارد. به همین منظور انتخاب این سیال به عنوان سیال عامل سیکل آلی رانکین در بازیافت انرژی از منابع دمایی پایین انتخابی مناسب است. مشابه این تحقیق توسط پی^۳ و همکاران انجام شده است [۲۶].

در این تحقیق توسط فلورین هبرل^۴ و همکاران [۲۷]، مدل‌های جزئی از سیکل آلی رانکین در روند تبدیل انرژی از منابع زمین‌گرمایی با آنتالپی پایین ارائه می‌شود. سیالات مورد استفاده زئوتروپیک ایزوبوتان/ایزوپنتان است. در ادامه بازده قانون دوم بر اساس مخلوط متفاوت سیال کاری یا دمای منبع حرارتی متغیر محاسبه می‌شود. مشاهده می‌شود استفاده از سیال کاری زئوتروپیک نسبت به سیال کاری خالص راندمان بیشتر و نرخ برگشت‌ناپذیری کمتری به همراه دارد. همچنین با تغییر درصد اجزا مخلوط سیال می‌توان مشخصه‌های فیزیکی و راندمان سیکل را بهبود بخشید.

¹ Roy

² MATLAB

³ Pei

⁴ Florian Heberle

در این تحقیق توسط هانگ^۱ و همکاران [۲۸]، تمرکز بر روی انتخاب سیال مناسب برای سیکل است. ۱۱ مورد سیال کاری مورد بررسی قرار گرفته است و تأثیر هر یک بر روی بازده سیکل و توربین مشخص شده است. سیالات آلی مورد بررسی به سه دسته‌ی سیالات خشک و سیالات تر و سیالات آیزنتروپیک تقسیم می‌شود. در فصل‌های بعد به‌طور مفصل در مورد این سیالات توضیح داده خواهد شد. ولی به‌طور خلاصه سیالات خشک سیالاتی هستند که شیب منحنی بخار اشباع آن‌ها در نمودار T-S مثبت است و سیالات تر دارای شیب منحنی بخار اشباع منفی و سیالات آیزنتروپیک دارای شیب بی‌نهایت هستند. در این تحقیق ذکر می‌شود که سیالات تر به دلیل اینکه در فرآیند انبساط امکان نمناک شدن آن‌ها است مناسب نمی‌باشند. سیالات خشک در طول فرآیند انبساط همچنان سوپرهیت می‌مانند ولی کار انجام‌شده توسط آن‌ها در مقایسه با سیال‌های دیگر کمتر است که مناسب نیست. سیالات آیزنتروپیک گزینه‌ی بهتری از بقیه می‌باشند و این مشکلات را ندارند. باین‌وجود عوامل دیگری نیز در انتخاب سیال مهم است همچون قیمت و دوستدار محیط‌زیست و ... این شرایط ممکن است در سیالات آیزنتروپیک فراهم نشود. به‌طور کلی انتخاب سیال کاری بستگی به عوامل مختلفی دارد و باید دید اثر کدام خصوصیت سیال اهمیت بیشتری داشته و می‌تواند برای حیطة‌ی کاری مشخص مناسب باشد.

در این تحقیق هتیاراچی^۲ و همکاران [۲۹] سعی کردند تا با استفاده از سیکل آلی رانکین از منابع دما پایین همچون زمین‌گرمایی استفاده کنند. هدف آن‌ها بررسی سیال‌های آلی مختلف برای استفاده در سیکل و انتخاب بهترین و مناسب‌ترین سیال بود. دمای منبع حرارتی که زمین است حدود ۹۰ درجه سانتی‌گراد است. مشخص شد که پارامترهای متفاوتی در انتخاب سیال مؤثر می‌باشند به‌عنوان مثال انتخاب سیال می‌تواند مستقیماً بر روی اندازه و مساحت صفحات مبدل‌های حرارتی مؤثر

¹ Hung T.C

² Hettiarachchi M

بوده و هزینه‌های طراحی را بالا ببرد. با بررسی‌های انجام‌شده سیال آمونیاک از لحاظ اقتصادی مناسب‌تر است ولی چون در انتهای فرآیند انبساط و خروجی توربین دوفازی می‌شود مناسب نبوده و استفاده از آن محدود به دماهای خاصی است.

۴-۴-۱ توربوشارژرها:

در این تحقیق توسط عادل قانینت^۱ [۳۰]، جریان درون یک توربوشارژر با دو ورودی تحت شرایط پایا و گذرا مدل‌سازی می‌شود. نمونه‌ی اولیه توربین به همراه نازل موجود بوده و با استفاده از فناوری ابر نقاط هندسه‌ی توربین و نازل به دست می‌آید. سپس با استفاده از نرم‌افزار ANSYS CFX توربین تحت شرایط فشاری و دمایی مختلف قرار می‌گیرد. با استفاده از نرم‌افزار شبکه‌های مختلفی تولیدشده و استقلال از مش یا شبکه محاسباتی بررسی می‌گردد. نتایج عددی با نتایج حاصل آزمایش‌ها مقایسه شده که تطبیق خوبی داشته‌اند. در انتها نیز نمودارهای تغییرات بازده اینترتروپیک بر حسب دبی و نسبت فشار و سرعت دورانی رسم شده و مقایسه می‌شوند. مشابه این تحقیق توسط چوینگ^۲ و همکاران انجام شده است [۳۱].

در این تحقیق توسط کردون^۳ و همکاران [۳۲]، رفتار آئرودینامیک توربین جریان شعاعی تحت شرایط پایا و گذرا بررسی می‌شود. جریان در ورودی دوگانه توربین مدل شده و تقابل روتور و دهانه آنالیز گردیده است. با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی پس از اعمال شرایط فیزیکی تحلیل صورت گرفته است. نرم‌افزار مورد استفاده در این مدل‌سازی ANSYS CFX بوده که شرایط حل و شرایط مرزی به‌طور کامل مورد بررسی قرار گرفته است. روتور به‌صورت ثابت مدل شده تا در مورد ساختار جریان (در نقطه‌ی طراحی) بحث شود. مدل‌سازی بر مبنای یک پره انجام‌شده و شرایط دمایی و فشاری اعمال

¹ Adel Ghenaiet

² CHoing

³ Cerdoun

گردیده است. همین مراحل در حالت گذرا نیز طی شده است. انجام این تحقیق باعث شده نسبت به ساختار جریان در دو حالت گذرا و غیر گذرا دید خوبی حاصل شود. نمودارها در زمان‌ها و فشارهای متفاوت رسم شده و رفتار نوسانی جریان مشاهده می‌گردد. همچنین مشخص می‌شود که حل مسئله به روش تک پره و پریودیک نتایج دقیقی نداشته و برای رسیدن به نتایج واقعی‌تر نیاز است که کل شکل به صورت کامل مدل شود که این مدل‌سازی هم پیچیده‌تر بوده و هم نیاز به زمان و محاسبات بیشتری دارد. مشابه این تحقیق توسط راجو^۱ و همکاران انجام شده است [۳۳].

این تحقیق توسط پالفریمن^۲ و همکاران [۳۴] انجام شده است. هدف بررسی عددی و آزمایشگاهی جریان ضربانی در توربین توربوشارژر است. در قسمت اول حل عددی و مدل صحت‌سنجی شده و استقلال از مش بررسی گردیده است. در این قسمت روش حل و معادلات حاکم بیان شده و سپس برای شبکه‌های مختلف حل انجام شده و بهترین شبکه انتخاب شده است. در قسمت دوم در مورد میدان جریان تحت شرایط پالسی متفاوت تحقیق شده و نمودارهای فشار و سرعت در زمان‌های مختلف رسم شده است. حل انجام شده با نتایج آزمایشگاهی مقایسه شده و اختلاف ناچیزی مشاهده می‌شود. مشابه این تحقیق نیز توسط چوینگ^۳ و همکاران انجام شده است [۳۵].

در این تحقیق توسط چوینگ و همکاران [۳۶]، تأثیرات هندسه مدل یک‌بعدی توربین توربوشارژر با دو ورودی در شرایط پالسی بررسی می‌شود. مدل‌های با پیچیدگی مختلف با حل گر جریان تراکم پذیر یک‌بعدی مورد ارزیابی قرار می‌گیرند. مشاهده می‌شود که پیش‌بینی نرخ دبی جریان به پارامترهای جریان محلی و نرخ جریان ثانویه بستگی دارد. در انتها مدل با دو ورودی و سطح مقطع ثابت

¹ Rajoo

² D.Palfreyman

³ Chiong

به‌عنوان مدل با بیشترین دقت در پیش‌بینی جریان معرفی می‌شود. این تحقیق در زمینه‌ی شناخت فرضیات مدل توربین با دو ورودی به‌صورت یک‌بعدی تحت شرایط نوسانی کمک خوبی می‌کند.

در تحقیقی دیگر توسط راهول ورما^۱ و همکاران [۳۷]، یک نمونه توربوآکسپندر مورد استفاده در سیستم تبرید با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی مورد بررسی قرار گرفته است. به کمک نرم‌افزار ANSYS CFX جریان سه‌بعدی توربولانس توربوآکسپندر مدل شده است. در طول این تحقیق فیزیک جریان و روش‌های مدل‌سازی و شبکه‌بندی‌های مختلف در قسمت‌های توربین و نازل و دیفیوزر بررسی شده است. در انتهای این مقاله پس از مدل‌سازی پارامترهای مهم شناسایی شده و مش با مشخصات ذکر شده و شرایط مرزی و روش‌های حل اعمال شده است، همچنین برای ارتقا طراحی آنالیز پارامتری که شامل تعداد نازل‌ها، تعداد پره‌های توربین و زوایای دیفیوزر و ... بود بررسی شده است. با رسم کانتورهای عددی مشخص می‌شود که در چه مکان‌هایی عدد ماکزیمم زیاد شده و شوک جریان اتفاق می‌افتد. دلیل این پدیده و رابطه‌ی آن با تعداد پره‌ها و شکل نازل نیز بررسی گردیده است.

۱-۵ تعریف مسئله و ضرورت انجام تحقیق:

در تحقیق حاضر با توجه به ضرورت بازیافت انرژی، تمرکز ما بر روی راهکار تأمین انرژی از منابع اتلافی است. بدین صورت که با توجه به سیکل آلی رانکین که قابلیت بهره‌برداری از منابع دمایی را داشته از اتلافات حرارتی با دمای پایین در جهت تولید توان و کار خروجی استفاده می‌کنیم. وظیفه‌ی تولید توان در سیکل بر عهده‌ی توربین است. این توربین می‌تواند اسکرو اکسپندر، توربوآکسپندر، اکسپندر و توربین ساده باشد. در این تحقیق برای بخش تولید توان از توربین موجود در یک توربوشارژر استفاده شده است. این توربین به همراه نازل آن در نرم‌افزار انسیس فلونت^۲ مدل‌سازی شده و شرایط ورودی و خروجی واقعی در سیکل اعمال شده است. در انتها پارامترهای مختلف که در سرعت دوران و گشتاور

¹ Rahul Verma

² ANSYS FLUENT

پره‌های توربین و راندمان و بازده خروجی توربین تأثیرگذار است بررسی گردیده و به‌صورت نمودار آورده شده است. به طور کلی هدف تحقیق بهره‌برداری از حرارت اتلافی با استفاده از تجهیزات موجود می‌باشد. تمرکز بر روی قسمت تولید توان سیکل بوده و مراحل مدل‌سازی و ارزیابی شرایط مختلف بررسی می‌گردد.

۱-۵-۱ جنبه‌های نوآورانه‌ی تحقیق:

- بر اساس تحقیقات گذشته بر روی سیکل آلی رانکین بررسی‌ها و تحلیل‌های متفاوتی انجام شده ولی کمتر در مورد مدل‌سازی توربین و پارامترهای ورودی و خروجی آن بحث شده است.
- تا به حال مدل‌سازی‌های مختلف با نرم‌افزارهای مختلف از جمله ANSYS CFX انجام شده ولی مدل‌سازی با نرم‌افزار ANSYS FLUENT [۳۸] و استفاده از روش حل SIXDOF در این زمینه‌ی کاری بسیار کم است. با انجام این تحقیق پارامترهای مؤثر بر مدل‌سازی بررسی گردیده و نسبت به نرم‌افزار در این حیطة کاری دید بهتری حاصل شده است.
- تا به حال در سیکل رانکین از یک نمونه‌ی توربین موجود در توربوشارژر استفاده نشده است و می‌توان گفت که این تحقیق در این زمینه خاص بوده و می‌تواند زمینه‌ساز ساخت سیکل با استفاده از تجهیزات موجود همانند توربوشارژر باشد.

فصل دوم

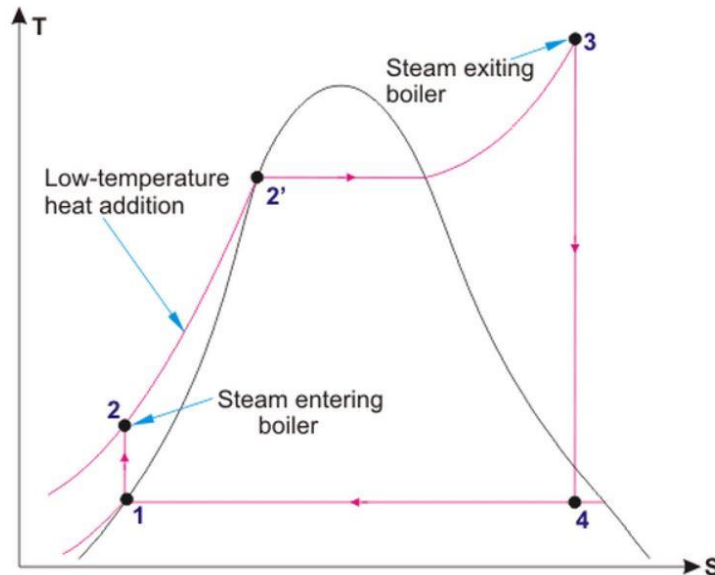
آشنایی با سیکل آلی رانکین

۱-۲ سیکل قدرت بخار یا سیکل رانکین:

سیکل بخار عبارت است از چرخه‌ای که سیال عامل در این چرخه به فشار و دمای خاصی در حالت بخار می‌رسد و از این بخار تولیدشده کار یا توان خروجی حاصل می‌شود. سیکل قدرت بخار نسبت به سیکل گازی دارای برتری نسبی است؛ زیرا این سیکل در قسمت تراکم سیال انرژی کمتر و در قسمت خروجی نیز کار بیشتری تولید می‌کند. سیکل قدرت بخار به نام مخترع آن سیکل رانکین^۱ نامیده می‌شود. سیکل ساده رانکین از دو فرآیند هم‌فشار در کنار دو فرآیند ایزنتروپیک تشکیل شده است. تجهیزات اصلی سیکل عبارت‌اند از پمپ، او اپراتور، توربین و کندانسور که در ادامه به صورت کامل‌تری توضیح داده خواهند شد. مطابق شکل ۱-۲ شروع فرآیند از ۱-۲ است. در این قسمت سیال کاری ما که بخار آب است به صورت ایزنتروپیک تا فشار او اپراتور فشرده می‌شود. در قسمت بعدی ۲-۳ سیال توسط یکسری مبدل‌های حرارتی با تعداد صفحات و راندمان مشخص از منبع حرارتی بیرونی در فشار ثابت حرارت دریافت می‌کند. مقداری از این حرارت صرف تغییر فاز سیال از فاز مایع به بخار شده و قسمت دیگری از آن صرف افزایش دمای آن تا درجه‌ی سوپرهیت می‌شود. دقت شود در سیکل ساده رانکین برای افزایش بازده و جلوگیری از تشکیل قطرات مایع در طول انبساط توربین، سیال به صورت سوپرهیت وارد توربین می‌شود. در قسمت ۳-۴ سیال وارد شده به توربین تحت یک فرآیند ایزنتروپیک منبسط شده و تولید توان و کار در این قسمت صورت می‌گیرد. در قسمت پایانی ۴-۱ نیز سیال در فشار ثابت در کندانسور حرارت خود را به محیط بیرونی منتقل کرده و به فاز مایع تغییر فاز می‌دهد. دقت شود هر چه اختلاف دمای پینچ در او اپراتور و کندانسور بیشتر باشد اتلاف انرژی بیشتر و بازدهی کمتر می‌شود یعنی هر چه دمای سیال با دمای منبع حرارتی اختلاف بیشتری داشته باشد، این اتلافات بیشتر شده و بازدهی کاهش می‌یابد.

¹ Rankine cycle

در شکل ۱-۲ نمودار T-S سیکل رانکین قابل مشاهده است. در این نمودار مراحل مختلف سیکل برای تبدیل سیال به بخار سوپرهیت و مرحله‌ی وارد شدن به توربین و انبساط و در نهایت دفع حرارت در کندانسور مشخص شده است.



شکل ۱-۲ نمودار T-S سیکل رانکین [۳۹]

۲-۲ سیکل آلی رانکین ORC^۱:

سیکل آلی رانکین همان سیکل رانکین ساده است و با همان اصول و قواعد کار می‌کند، با این تفاوت که سیال عامل مورد استفاده در سیکل به جای آب، سیالات ارگانیک آلی مانند هیدروکربن‌ها و مبردها است. در مورد سیال‌های سیکل آلی به‌طور کامل در فصل چهارم توضیح داده شده است. اولین بار در دهه هفتاد میلادی دو محقق انگلیسی و آمریکایی از نفتا به جای آب برای تولید قدرت استفاده کردند. استفاده کردن از سیال‌های ارگانیک چند مزیت بخصوص دارد. به‌عنوان مثال این سیالات دارای دمای جوش پایینی بوده و با درجه‌ی حرارت کم تبخیر شده و تغییر فاز می‌دهند. این امر موجب می‌شود که بتوان از منابع دما پایین نیز استفاده کرده و تولید توان داشته باشیم. منابعی همچون انرژی گرمایی زمین

¹ Organic Rankine Cycle

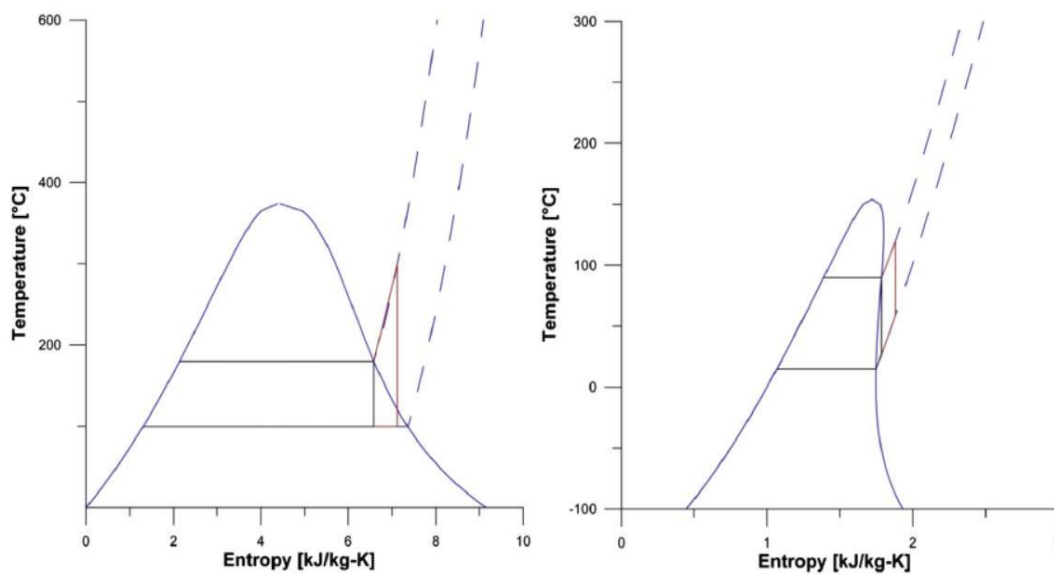
و انرژی خورشیدی و انرژی اتلافی حاصل از دود آگروزها و دودکش کارخانه‌ها باینکه دارای دمای بالایی نیستند ولی در سیکل آلی رانکین می‌توانند به‌عنوان منبع حرارت گرم مورد استفاده قرار بگیرند.

۲-۳ تفاوت سیکل آلی رانکین با سیکل ساده رانکین:

در سیکل رانکین ساده برای بالا بودن بازده و اثرات دیگر لازم بود سیال تا درجه‌ی سوپرهیت گرم شده و بعد وارد توربین شود. مزیت استفاده از سیالات آلی این است که در سیکل آلی رانکین نیازی به سوپرهیت کردن سیال نیست کما اینکه در مواردی سوپرهیت کردن باعث کاهش بازدهی نیز می‌شود. این امر باعث شده که نیاز به انرژی ورودی کمتر و بازدهی بالاتری داشته باشیم. مزیت دیگر سیکل آلی رانکین این است که چون چگالی بخار ورودی بالا بوده و سرعت دوران پایین‌تری نسبت به سیکل رانکین ساده داریم تجهیزات مورد استفاده نیز ساده‌تر و به‌مراتب کوچک‌تر و از نظر اقتصادی به‌صرفه‌تر می‌باشند. به‌عنوان مثال دبی سیال مورد استفاده در سیکل رانکین آلی نسبت به سیکل رانکین ساده بسیار کمتر بوده و این کمتر بودن دبی باعث می‌شود تا از پمپ و مبدل و توربینی کوچک‌تر و به‌صرفه‌تر استفاده شود. همین‌طور به دلیل بالا بودن دمای سیکل رانکین ساده، تجهیزات مورد استفاده در سیکل در اثر تنش‌های حرارتی زودتر فرسوده می‌شوند. از این‌رو باید از توربین‌هایی با پره‌های خاص و مبدل‌های بزرگ‌تر استفاده کرد که همه موجب افزایش هزینه‌ها می‌شود. بالاتر بودن فشار کاری در سیکل رانکین بخار مخصوصاً در قسمت بویلر موجب استفاده از بویلرهای بزرگ‌تر و با صفحات با مساحت و تعداد بیشتر می‌شود که این امر نیز هزینه‌بر است.

استفاده از سیکل آلی رانکین در کنار مزیت‌هایی که داشته عیب‌هایی هم دارد که به‌صورت مختصر به آن‌ها اشاره می‌کنیم: یکی از معایب این سیکل‌ها، سیال عامل آن‌ها بوده که بسیاری از آن‌ها دارای خاصیت اشتعال‌پذیری و سمیت و قیمت بالا بوده و در صورت آزاد شدن در محیط‌زیست برای طبیعت و لایه‌ی اوزون مضر می‌باشند. در صورتی که در سیکل ساده رانکین بخار سیال عامل آب بوده که هم قابل‌دسترس و ارزان است و هم سمیت و اشتعال‌پذیری نداشته و برای محیط‌زیست هم اثرات مخربی

ایجاد نمی‌کند. یکی دیگر از معایب سیکل آلی رانکین راندمان پایین‌تر این سیکل نسبت به سیکل بخار رانکین است. راندمان سیکل بخار حدود ۳۰ درصد بوده که سیکل آلی رانکین از این مقدار کمتر است. در کنار تمام مزایا و معایب سیکل آلی رانکین با توجه به قابلیت استفاده از منابع دمایی و تجهیزات کوچک‌تر و اقتصادی‌تر در دنیای امروزی که انرژی بسیار مهم بوده و سعی بر این است که اتلافات حرارتی تا حد امکان کم شود به نظر می‌رسد که استفاده از این سیکل به‌صرفه بوده و می‌تواند مورد استفاده قرار گیرد. همان‌طور که در شکل ۲-۲ مشخص می‌شود سیکل رانکین با سیال ارگانیک در دماهای کمتر با تولید آنتروپی پایین‌تری کار می‌کند.



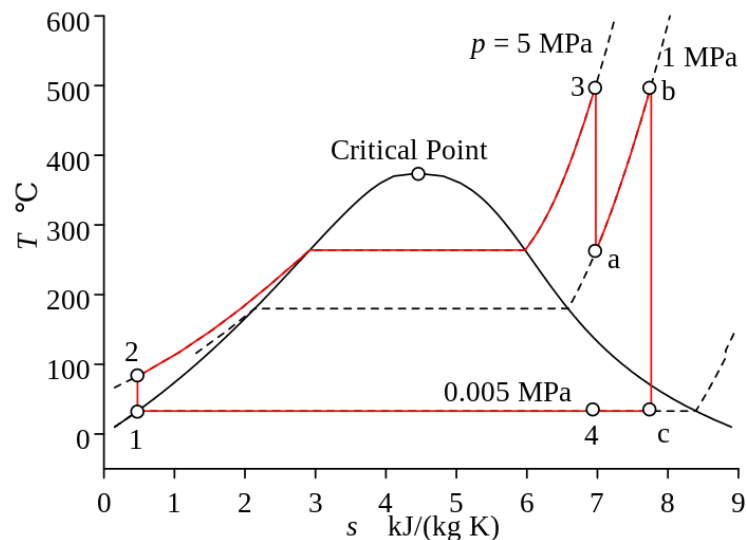
شکل ۲-۲ سیکل رانکین با بخار سوپرهیت برای سیال آب (نمودار سمت چپ) و R245fa (نمودار سمت راست) [۳۹]

۴-۲ انواع مختلف سیکل آلی رانکین:

در این قسمت انواع مختلف سیکل آلی رانکین بیان شده و نمودارهای مربوطه رسم می‌گردد.

۲-۴-۱ سیکل رانکین به همراه بازگرمکن:

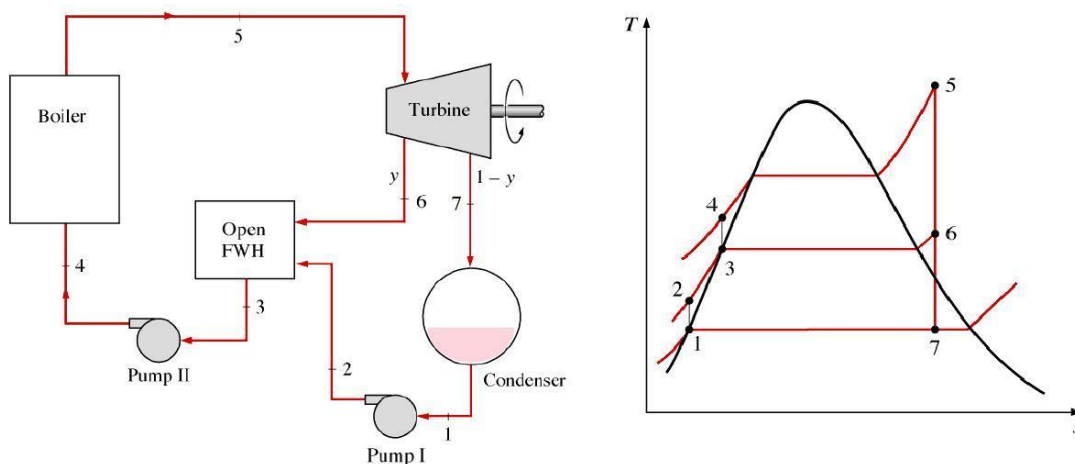
هدف از باز گرم کردن سیال این است که رطوبت موجود در انتهای فرایند انبساط سیال در توربین از بین برود [۳۹]. بدین منظور از دو توربین به صورت سری استفاده می‌شود. ابتدا سیال با فشار و دمای بالا وارد توربین اولی شده و پس از انبساط و کاهش فشار و دما از آن خارج می‌شود. پس از خروج سیال دوباره وارد بویلر شده و حرارت دریافت می‌کند و وارد توربین دومی تحت عنوان توربین فشار کمتر می‌شود. دمای ورود به توربین دومی بسیار نزدیک به دمای ورودی به توربین فشار بالا است. این بازگرمکن موجب می‌شود که از مایع شدن بخار در طی فرایند انبساط جلوگیری شده و عمر پره‌های توربین را افزایش می‌دهد در کنار این موارد موجب افزایش بازده سیکل نیز می‌شود. این کار ابتدا در سال ۱۹۲۰ معرفی شد ولی تا سال‌ها به دلیل مشکلات فناوری مورد استفاده قرار نگرفت. امروزه دو بار بازگرمکن در نیروگاه‌های تحت فشار بالای بحرانی امری رایج است. همچنین مشاهده شده که بیشتر از دو بار ازگرمکن امری غیرضروری است. در شکل ۲-۳ فرآیند بازگرمکن در سیکل قابل مشاهده است.



شکل ۲-۳ سیکل رانکین به همراه بازگرمکن [۳۹]

۲-۴-۲ سیکل آلی رانکین با بازیاب:

عملکرد سیکل آلی رانکین با بازیاب بدین صورت است که مقداری از بخار خروجی از توربین مطابق شکل ۲-۴ با بخار خروجی از کندانسور که دارای فشار یکسانی می‌باشند مخلوط شده و دمای ورود به او اپراتور سیال را افزایش می‌دهند. چون سیال با دمای بیشتری وارد او اپراتور شده نیاز به گرم کردن کمتری دارد و این امر بازده سیکل را افزایش می‌دهد. در تحقیق آقای کنگ^۱ و همکاران [۸] مشخصاً به تأثیر بازیاب در سیکل آلی رانکین پرداخته شده است. در این تحقیق از سیالات خشک متفاوتی استفاده شده و تأثیر بازیاب بر روی بازده قانون اول و دوم ترمودینامیک و نرخ برگشت‌ناپذیری‌ها بررسی شده است. نتایج حاصل از آزمایش‌ها با سیالات مختلف نشان می‌دهد که بازده قانون اول و دوم ترمودینامیک سیکل با بازیاب در مورد تمام سیال‌ها بیشتر بوده همچنین در این حالت نرخ بازگشت‌ناپذیری کمتری نیز شاهد هستیم. در کنار این نتایج مشخص شد که در سیکل دارای بازیاب برای تولید توان یکسان به حرارت کمتری نیاز داریم.

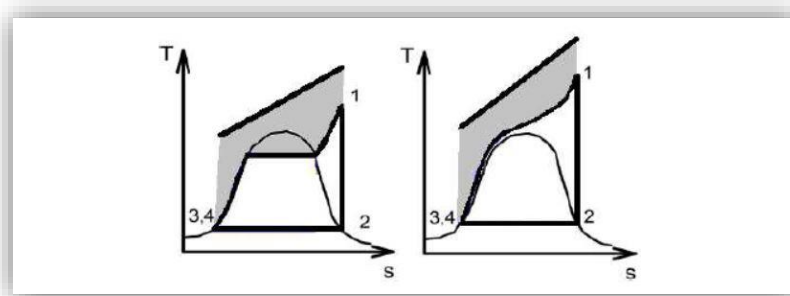


شکل ۲-۴ سیکل رانکین با بازیاب [۳۹]

¹ Kang

۳-۴-۲ سیکل سوپرکریبتیکال یا فوق بحرانی رانکین:

حالت دیگری که مورد استفاده قرار می‌گیرد تحت فشار قرار دادن سیال مورد استفاده در سیکل است. مطابق شکل ۵-۲ تحت فشار قرار دادن سیال موجب می‌شود که پروفیل دمایی جریان گرم و سیال سیکل مطابقت بهتری داشته باشند و اتلافات انرژی کاهش پیدا می‌کند. این سیکل برای ظرفیت‌های فشاری و دمایی بالا مناسب بوده ولی این بالا بودن فشار نیازمند به رعایت بیشتر مسائل ایمنی است.



شکل ۵-۲ اتلاف انرژی در اوپراتور. سمت چپ: سیال زیر نقطه‌ی بحرانی. سمت راست: سیال بالای نقطه‌ی بحرانی [۱]

۵-۲ تجهیزات مورد استفاده در سیکل آلی رانکین:

سیکل آلی رانکین از قسمت‌های مختلفی تشکیل شده است. همان‌طور که در قسمت‌های قبل گفته شد یکی از مزایای سیکل‌های آلی رانکین اندازه کوچک‌تر تجهیزات است. کوچک‌تر بودن تجهیزات علاوه بر اینکه از لحاظ اقتصادی مناسب بوده باعث می‌شود که تلفات و تنش‌ها کمتر بوده و قطعات دیرتر مستهلک شوند.

۱-۵-۲ توربین یا اکسپندر:

در این سیکل برای تولید توان خروجی با توجه به مقدار توان خروجی متناسب با فشار و دمای سیکل از توربین‌های شعاعی و یا اسکرو اکسپندرها و یا ولو متریک اکسپندرها استفاده می‌شود. این توربین برای تولید توان به یک ژنراتور متصل شده که مومنتوم و سرعت دورانی را به کار الکتریکی خروجی

تبدیل نماید. در تحقیق حاضر، مدل سازی بر روی توربین جریان شعاعی به همراه ۱۲ پره انجام گردیده که در قسمت مشخصات توربین هندسه‌ی آن به طور کامل توضیح داده شده است.

۲-۵-۲ مبدل حرارتی:

برای تبخیر و رساندن به فشار و دمای بالای سیال و در نتیجه تولید کار و توان خروجی از مبدل گرمایی در سیکل استفاده می شود. انتخاب مبدل نیز یکی از قسمت های مهم است. سایز مبدل انتخاب شده باید طوری باشد که اختلاف دمای نقطه‌ی پینچ کمترین باشد. هر چه اختلاف دمای سیال داخل و بیرون کمتر باشد تلفات و بازگشت ناپذیری کمتر بوده و سیکل دارای راندمان بالاتری است. با توجه به فشار کاری سیکل و هزینه های اقتصادی تعداد و مساحت صفحات مبدل انتخاب می شود که بحث مربوط به آن در حوصله این تحقیق نیست.

۳-۵-۲ پمپ:

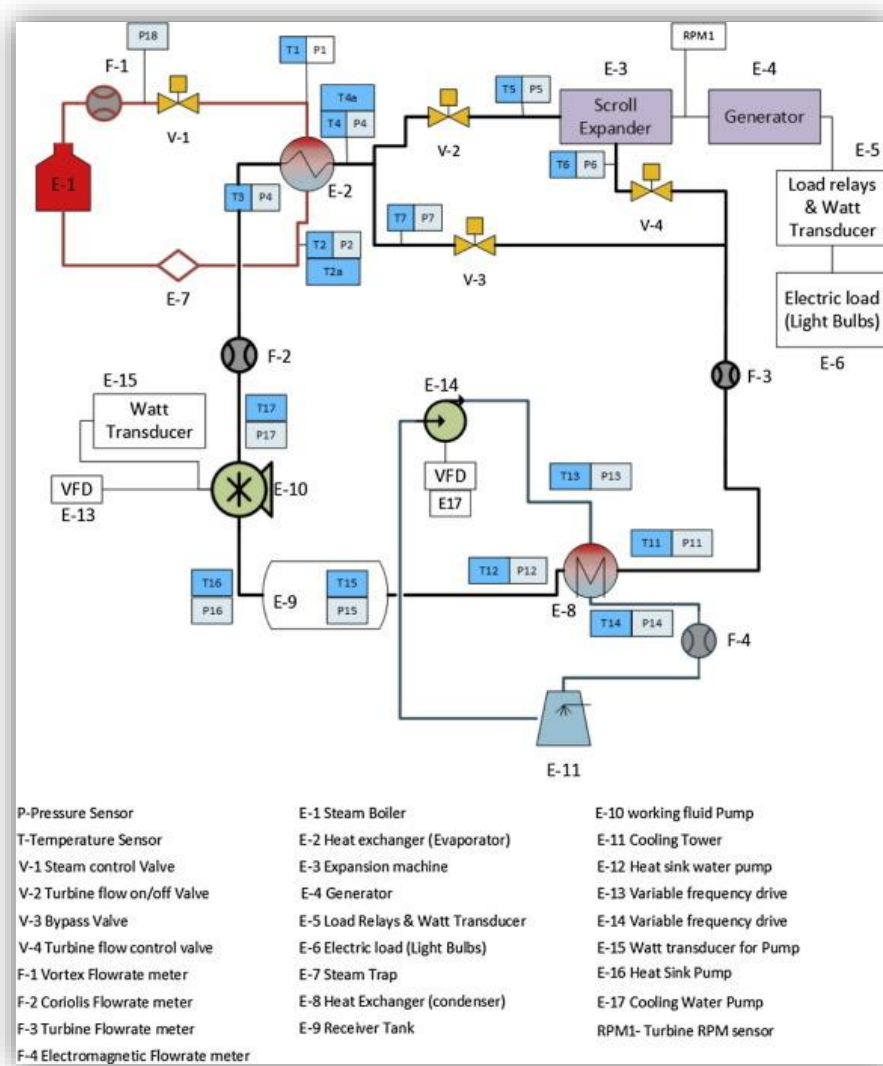
انتخاب پمپ نیز یکی دیگر از قسمت های مهم سیکل است. برای سیستم های کوچک مقیاس به خاطر شرایط عملکردی غیر معمول بسیار مشکل است. دبی نسبتاً کم است و اختلاف و تغییرات فشار بسیار زیاد می باشد. پمپ هایی که تحت این شرایط کار کنند بسیار کم می باشند. پمپ های گریز از مرکز تقریباً برای این شرایط کاری مناسب نمی باشند. پمپ های جابجایی مثبت توانایی تولید دبی کم تحت تغییرات فشاری بالا را دارند.

۴-۵-۲ کندانسور:

معمولاً در سیکل رانکین دمای ورود به کندانسور به عنوان اولین مرحله‌ی طراحی مطرح می شود. سیال به صورت اشباع وارد کندانسور شده و کندانسور وظیفه‌ی دفع حرارت مبرد سیکل به محیط و تغییر فاز آن را دارد. همانند مبدل در قسمت اواپراتور، در کندانسور نیز برای کم کردن اتلافات و برگشت پذیری ها باید اختلاف دمای نقطه‌ی پینچ و دمای داخل و خارج را کمینه کرد.

۵-۵-۲ تجهیزات جانبی:

در سیکل تجهیزات جانبی دیگری نیز استفاده می‌شود. دبی سنج‌ها در قسمت‌های مختلف نصب شده که وظیفه‌ی کنترل دبی عبوری را دارند. دماسنج‌ها و فشارسنج‌ها حس‌گرهایی هستند که با توجه به شکل ۶-۲ نصب می‌شوند. یکی دیگر از تجهیزات جانبی دورسنج‌ها می‌باشند که تعداد دورهای شافت را اندازه‌گیری می‌کنند. خطوط انتقال مبرد در داخل سیکل برای کاهش اتلافات معمولاً از جنس مس یا ترکیبات مسی می‌باشند. در شکل زیر نمونه‌ی طراحی شده سیکل آلی رانکین مشاهده می‌شود. جانمایی تجهیزات مختلف سیکل که در قبل توضیح داده شد، به‌طور کامل در این شکل درج شده است.



شکل ۶-۲ تجهیزات مورد استفاده در سیکل آلی رانکین [۶]

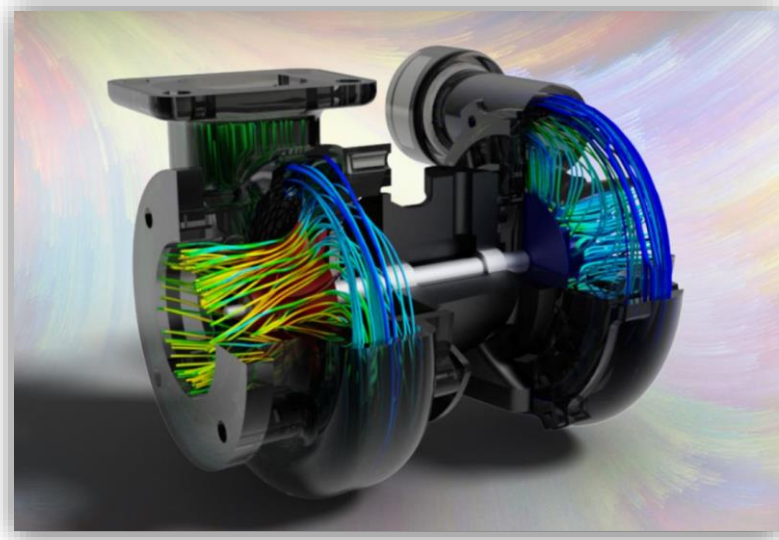
۲-۶ توربوشارژرها:

وظیفه توربو شارژ دمیدن هوا با فشار به داخل سیلندر است. توربوشارژر با این کار در خروج دود کمک کرده در ضمن توربوشارژر با این کار هوای بیشتری به داخل سیلندر تزریق می‌کند. این کار توربوشارژر باعث بهتر پر کردن سیلندر خواهد شد و راندمان موتور افزایش می‌یابد. تأمین هوای بیشتر در واقع مهیا ساختن اکسیژن بیشتر برای انجام احتراق بوده و این امر سبب احتراق بهتر سوخت در محفظه احتراق و در نهایت قدرت بیشتر موتور خواهد بود. در موتورهای دیزل دو زمانه از یک دمنده به همین منظور استفاده می‌شود، فشار هوای ارسالی توسط دمنده تنها اندکی از فشار جو (فشار اتمسفر) بیشتر است و بنابراین اثر توربو شارژر را ندارد. توربو شارژر نیروی خود را از دودهای خروجی موتور می‌گیرد [۴۰].

۲-۶-۱ تأمین هوای موتور (توربوشارژر):

موتورهایی که توربو شارژر ندارد به‌عنوان موتورهای بدون توربو شارژر یا موتورهای معمولی یاد می‌شوند زیرا در این موتورها به علت حرکت پیستون در داخل سیلندر عمل مکش هوا به داخل سیلندر انجام می‌شود. به این ترتیب هوای داخل سیلندر با فشار جو تأمین می‌گردد. حتی در شرایط ایده آل فشار هوای ورودی در داخل سیلندرها به فشار جو نمی‌رسد و در عمل به مقدار قابل توجهی کمتر از آن است. توربو شارژر جریان هوای ورودی به محفظه احتراق را تقویت نموده و باعث افزایش فشار آن به نسبت دو برابر فشار جو می‌گردد این امر سبب افزایش قدرت خروجی و گشتاور موتور از ۲۵ تا ۴۰ درصد بسته به طراحی توربوشارژر و موتور می‌شود. در شکل ۲-۷ خطوط جریان در توربوشارژر مشاهده می‌شود.

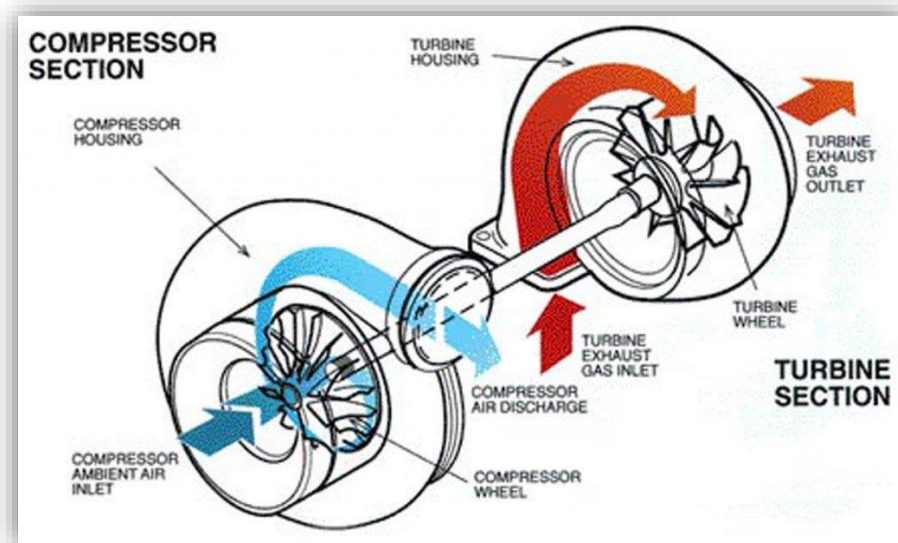
¹ Turbocharger



شکل ۲-۷ خطوط جریان در توربوشارژر [۴۱]

۲-۶-۲ اجزا و عملکرد توربو شارژر:

توربوشارژر شامل یک کمپرسور و یک توربین است که هر دو روی شفت نصب شده‌اند. توربین توسط گازهای خروجی حاصل از احتراق چرخانیده می‌شود: به این ترتیب انرژی این گازها که در صورت نبودن توربوشارژر تلف می‌شد برای چرخاندن کمپرسور استفاده می‌شود و هوای بیشتری برای سیلندرها موتور تأمین می‌کند. توربو شارژر دارای یک قسمت دوار (روتور) است که شامل یک شفت می‌باشد و یکسر آن توربین و سر دیگر آن یک کمپرسور نصب شده است. این قسمت دوار داخل یک پوسته قرار گرفته که دارای دو محفظه یکی توربین و دیگری برای کمپرسور می‌باشد. گازهای خروجی موتور مستقیماً وارد محفظه توربین شده و توربین و در نتیجه کمپرسور را با سرعت بالایی به چرخش وامی‌دارند. هوا از مرکز محفظه کمپرسور مکیده شده و تحت فشار قرار گرفته و توسط نیروی گریز از مرکز که به واسطه سرعت بسیار بالای چرخش کمپرسور ناشی می‌شود به درون موتور رانده می‌شود. به این ترتیب هوای بیشتری به داخل سیلندر ارسال می‌گردد اگر سوخت بیشتری به داخل سیلندرها تزریق شود انرژی گازهای خروجی نیز افزایش یافته و در نتیجه سرعت چرخش توربوشارژر نیز بالاتر می‌رود. این امر سبب افزایش هوای تأمین شده برای موتور می‌گردد. در شکل ۲-۸ عملکرد توربوشارژر مشاهده می‌شود.



شکل ۲-۸ نحوه عملکرد توربوشارژر [۴۰]

۲-۶-۳ انواع توربو شارژ:

همه توربو شارژها به یک طریق عمل می‌کنند اما چگونگی ورود گازهای خروجی به داخل توربین متفاوت است. سه نوع توربوشارژ وجود دارد، این سه نوع عبارت‌اند از: نوع حلزونی ساده و نوع حلزونی با افزایش سرعت و نوع ضربانی

۲-۶-۳-۱ توربوشارژر حلزونی ساده:

مطابق شکل ۲-۹ این نوع توربوشارژ دارای یک معبر تنها است که گازهای خروجی موتور را به چرخ توربین منتقل می‌کند. حلزون یک معبر مارپیچ در درون پوسته محفظه توربین است که مقطع آن ثابت نبوده و کاهش می‌یابد. این تغییر به دلیل ثابت نگه‌داشتن سرعت گازهای خروجی هنگام عبور از طول حلزون است. گازهای خروجی به‌طور پیوسته از حلزون عبور کرده و وارد توربین می‌شوند. گازها از میان پره‌های توربین عبور کرده و باعث چرخش توربین شده و سپس توربین را ترک و وارد اگزوز می‌شوند. چرخ کمپرسور به همراه توربین روی یک شفت نصب شده است. پره‌های کمپرسور دارای انحنا بوده و تحت تأثیر نیروی گریز از مرکز هوا را فشرده می‌سازد. هوای فشرده شده با سرعت زیاد و فشار کم از لبه پره‌های کمپرسور جدا می‌شود. هوا از دیفیوزر عبور نموده وارد قسمت حلزونی پوسته کمپرسور می‌شود.

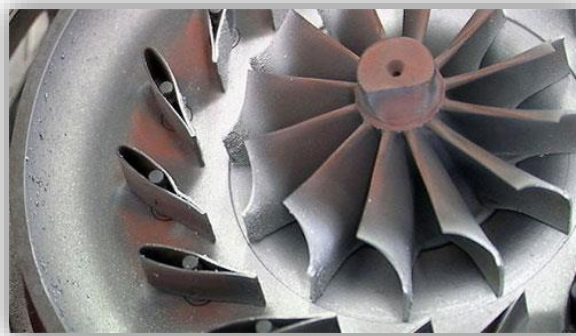
این امر سبب می‌گردد قبل از آنکه هوا مستقیماً وارد محفظه احتراق شود سرعت آن کاهش و فشار آن افزایش یابد.



شکل ۲-۹ توربوشارژر حلزونی ساده [۴۲]

۲-۳-۶-۲ توربوشارژر حلزونی با افزایش سرعت:

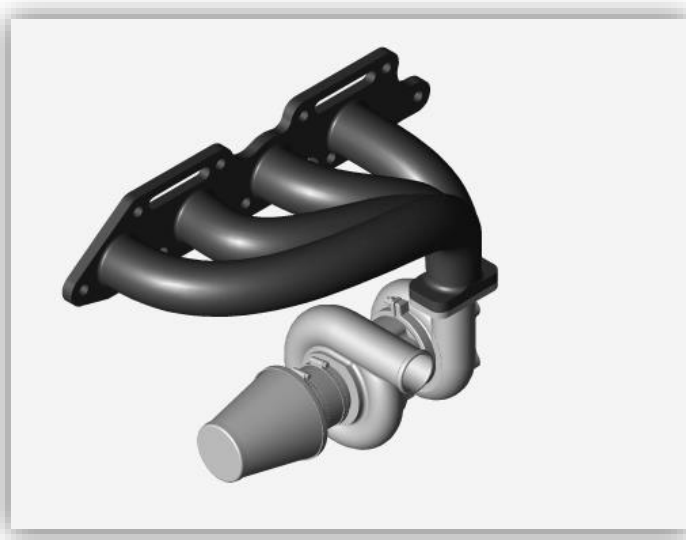
مطابق شکل ۲-۱۰ این نوع توربوشارژر دارای یک حلزون و یک افزایشنده سرعت (پره‌های ثابت) یا دو حلزون و دو مجرا است. گازهای خروجی وارد منیفولد دود و از آنجا وارد حلزون‌ها شده اما بجای آنکه مستقیماً وارد چرخ توربین شوند از پره‌های ثابت روی پوسته توربین عبور نموده و با زاویه مناسب و بسیار زیاد و بالتر با پره‌های توربین برخورد می‌نماید. سمت کمپرسور توربو شارژر همان‌طور که قبلاً در نوع حلزونی توضیح داده شد عمل می‌کند.



شکل ۲-۱۰ توربوشارژر حلزونی با افزایشنده سرعت [۴۳]

۲-۶-۳ توربوشارژ نوع ضربانی:

استفاده از این نوع توربوشارژ یک منیفولد دود نوع ضربانی را طلب می‌کند زیرا از ضربات دوده‌ای خروجی که از سیلندرها موتور خارج می‌شود استفاده می‌کند. این امر سبب افزایش سرعت توربوشارژ می‌شود. منیفولد نوع ضربانی دارای معبری از هر سیلندر است که در انتها به دو کانال اصلی جداگانه تبدیل می‌شوند. این دو کانال به دو کانال روی پوسته توربین می‌پیوندند. منیفولد دارای مقطع نسبتاً کوچکی می‌باشد تا از ضربات بهره بیشتری برد زیرا در منیفولد بزرگ‌تر اتلاف بیشتر است. شکل منیفولد به‌گونه‌ای طرح گشته تا از جریان گازهای آزاد نیز به‌خوبی گازهای توده‌ای استفاده کند. در حین شتاب گیری این امر اجازه می‌دهد انرژی گازهای خروجی سریعاً به توربین رسیده و شتاب موتور بهبود یابد. برای بهره بردن بهتر از گازهای توده‌ای سیلندرها به‌طور یک‌درمیان با توجه به ترتیب احتراق به یک کانال مرتبط گشته‌اند مثلاً در یک موتور شش سیلندر که ترتیب احتراق ۴-۲-۶-۳-۵-۱ است. سیلندره‌های ۱ و ۲ و ۳ به یک کانال و سیلندره‌های ۴ و ۵ و ۶ به کانال دیگر متصل می‌گردند. به این ترتیب باعث می‌شود توده‌های دود بیشتر از هم جدا باشند و اثر بیشتری خواهد داشت. شکل ۲-۱۱ نمونه‌ای از این توربوشارژ را نشان می‌دهد.



شکل ۲-۱۱ توربوشارژ نوع ضربانی [۴۴]

۲-۶-۴ مزایای توربو شارژرها:

با صرف نظر از افزایش توان خودرو، کمک توربو شارژر به موتور در ارتفاعات است. با توجه به اینکه در ارتفاعات غلظت هوا کم است به موتور کمک می کند تا دچار کاهش قدرت نشود. در ارتفاعات برای هر مکش پیستون جرم کمتری از هوا را به داخل سیلندر می کشد. حتی با پرشدن سیلندر از سوخت به علت کمبود اکسیژن احتراق کامل صورت نمی گیرد: بنابراین توربو شارژر این کمبود را جبران کرده و موتور با شرایط عادی کار می کند. توربوشارژر مورد استفاده در تحقیق حاضر مدل HX40W است که مطابق شکل ۲-۱۲ مشخصات آن بر روی نازل توربوشارژر درج شده است. از توربین این توربوشارژر در سیکل آلی رانکین استفاده کرده و وظیفه ی تولید توان را بر عهده دارد.



شکل ۲-۱۲ مدل و مشخصات توربوشارژر

۲-۷ انتخاب سیال:

یکی از مهم ترین فاکتورهای عملکرد سیکل آلی رانکین انتخاب مناسب سیال کاری است. در ساخت این سیکل عواملی همچون بازدهی بالا و توان خروجی بیشتر در کنار اقتصادی و به صرفه بودن مواد به کار گرفته شده بسیار مهم می باشد. پس باید سیالی انتخاب شود که اولاً راندمان و بازدهی بالایی داشته

و ثانیاً از نظر قیمت و هزینه به صرفه باشد. قبل از اینکه به مقایسه‌ی سیال‌های مختلف پرداخته ابتدا تعاریفی را بیان می‌کنیم.

۲-۷-۱ سیال آلی و مبرد:

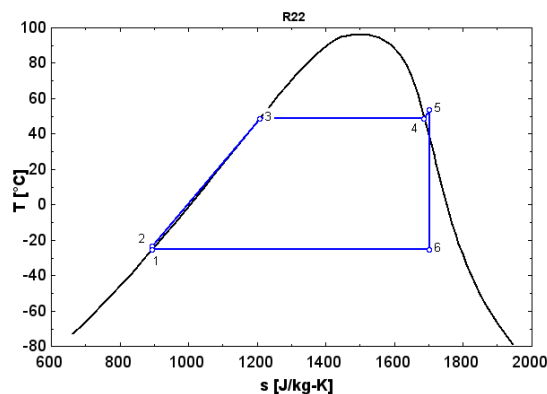
سیال آلی شامل یک یا چند اتم کربن بوده که به یک یا چند اتم دلخواه دیگر با پیوند کووالانسی متصل شده است. این سیالات علاوه بر اتم‌های کربن که پایه‌ی این سیالات می‌باشند دارای اتم‌های هیدروژن، اکسیژن، سولفور، نیتروژن و هالوژن نیز هستند. این سیالات در دسته‌بندی‌های متفاوتی از جمله آلکان‌ها، آلکن‌ها، الکل‌ها و آمیدها و... قرار می‌گیرند. به سیالات آلی که دارای خواص مناسب برای به کارگیری در دستگاه‌های تبرید می‌باشند اصطلاحاً مبرد می‌گویند.

۲-۸ سیالات تر، خشک و آیزنتروپیک:

با رسم منحنی بخار اشباع در نمودار T-S برای مبردهای مختلف سه حالت متفاوت شکل می‌گیرد که در زیر به تفکیک هر کدام بیان می‌شود [۴۵].

۲-۸-۱ مبردهای خیس (تر):

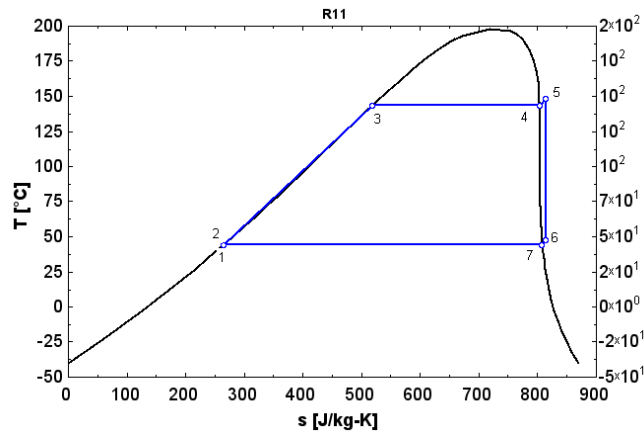
همانطور که در شکل ۲-۱۳ مشاهده می‌شود به مبردهایی که شیب منحنی بخار اشباع آن‌ها منفی باشد مبرد های خیس می‌گویند. از جمله‌ی این مبردها می‌توان به آمونیاک و R134a اشاره کرد.



شکل ۲-۱۳ نمودار مبردهای خیس [۴۵]

۲-۸-۲ مبردهای آیزنتروپیک:

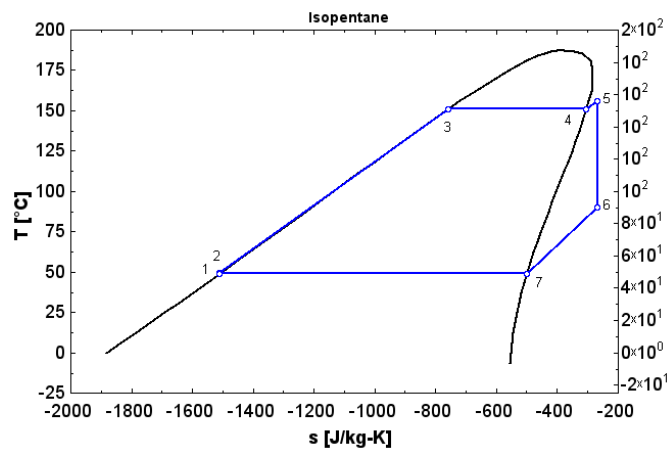
مطابق شکل ۱۴-۲ به مبردهای که شیب منحنی بخار اشباع آنها بینهایت باشد مبردهای آیزنتروپیک می‌گویند که به‌عنوان مثال می‌توان R11 و R12 را بیان نمود.



شکل ۱۴-۲ نمودار مبردهای آیزنتروپیک [۴۵]

۳-۸-۲ مبردهای خشک:

مطابق شکل ۱۵-۲ به مبردهای که شیب منحنی بخار اشباع آنها مثبت باشد مبردهای خشک می‌گویند که به‌عنوان مثال می‌توان به R245fa و R123 و R113 اشاره نمود.



شکل ۱۵-۲ مبردهای خشک [۴۵]

بحث اصلی در مورد پارامترهای مؤثر بر توربین سیکل هست؛ بنابراین باید تفاوت مبردها در عملکرد توربین مورد بررسی قرار گیرد. تفاوت مبردهای خشک و تر و ایزنتروپیک زمانی نمود بیشتری پیدا می‌کند که در طی یک فرآیند تک آنترروپی دمای مبرد کاهش پیدا کند. هنگامی که این فرآیند رخ دهد در مبردهای گروه خیس قطرات مبرد تشکیل شده و سیال وارد ناحیه‌ی دوفازی خواهد شد. در مبردهای خشک مبرد همچنان در ناحیه تک فازی فوق داغ باقی مانده و مبردهای ایزنتروپیک نیز کماکان در ناحیه اشباع باقی می‌مانند. همان‌طور که می‌دانیم دوفازی شدن مبرد و تشکیل قطرات مایع بر روی توربین علاوه بر پایین آوردن راندمان توربین باعث خوردگی توربین در درازمدت می‌شود. با توجه به پارامترهای بررسی شده سیال‌های خشک مبردهای مناسب‌تری برای افزایش راندمان توربین و سیکل می‌باشند [۱۳]. پارامترهای مهم دیگری که در انتخاب سیال کاری مؤثر است عبارت‌اند از: سمیت، اشتعال‌پذیری سیال، دوستدار محیط‌زیست بودن، دمای جوش، پایداری شیمیایی سیال در دمای بالا و همچنین فشار کاری سیکل. هر سیال آلی ممکن است دارای تعدادی از خواص مناسب در کنار خواص نامناسب با شدت و ضعف‌های متفاوتی باشد؛ بنابراین برای مشخص کردن میزان و مقایسه‌ی این خواص موسسه‌ی ASHRAE^۱ خواص استاندارد را منتشر کرده است. در جداول منتشر شده میزان ایمنی سیال‌ها در کنار سمیت و اشتعال‌پذیری آن‌ها درج شده است. در این استاندارد به هر سیال یک حرف و یک عدد در کنار یکدیگر اختصاص داده می‌شود؛ مانند (A3 یا B3 یا B1). میزان سمیت گاز به وسیله‌ی حرف A یا B مشخص شده که سمیت کم با حرف A و سمیت زیاد با حرف B مشخص می‌شود. در جدول ۱-۲ تعدادی از پرکاربردترین مبردها به همراه خواص آن‌ها بیان شده است.

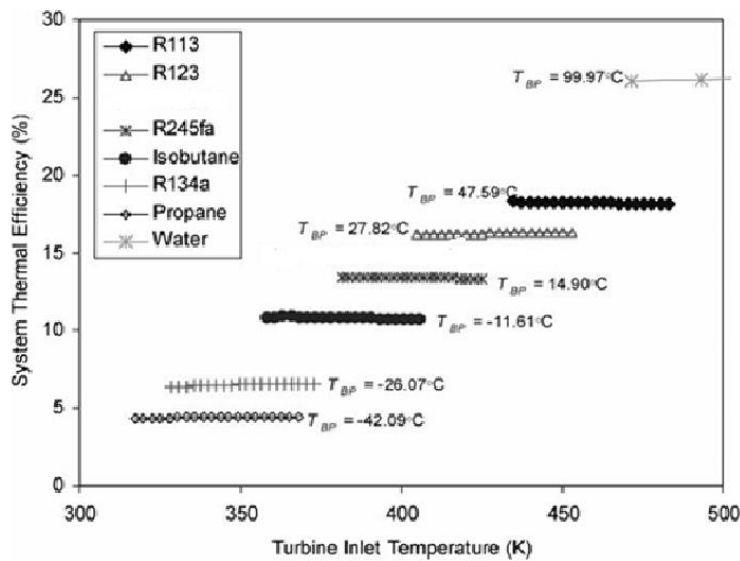
^۱ American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineer
سازمان مهندسی گرما، سرما و تهویه مطبوع آمریکا

جدول ۱-۲ خصوصیات ترمودینامیکی و شیمیایی سیالات [۳]

Safety Group	ODP ^۱	GWP ^۲	Molecular weight	Boiling Point	T _c (°C)	P _c (MPa)	Type	
A1	۰	< ۱	۱۸/۰۲	۱۰۰	۳۷۳/۹	۲۲/۰۶	Wet	Water
A1	۱	۴۶۰۰	۱۳۷/۷۷	۸/۹	۱۹۸	۴/۴	Isentropic	R11
A1	۰/۹۵	۱۰۶۰۰	۱۲۰/۹۱	-۲۹/۸	۱۱۲	۴/۱۳	Isentropic	R12
A1	۰/۸۵	۶۰۰۰	۱۸۷/۳۸	۴۷/۵۹	۲۱۴/۱	۳/۳۹	Dry	R113
A1	۰	۱۲۰	۱۵۲/۹۳	۲۷/۸	۱۸۳/۷	۳/۶	Dry	R123
A1	۰	۳۴۰۰	۱۲۰/۰۲	-۴۸/۱۸	۶۶/۲	۳/۶۳	Wet	R125
A1	۰	۱۳۰۰	۱۰۲/۰۴	-۲۶/۱	۱۰۱/۱	۴/۰۶	Wet	R134a
A2	۰	۴۳۰۰	۸۴/۰۴	-۴۷/۶	۷۳/۱	۳/۸۳	Wet	R143a
A3	۰	۱۲۰	۶۶/۰۵	-۲۷/۷	۱۱۳/۳	۴/۵۲	Wet	R152a
A1	۰	۹۶۵۰	۱۵۲/۰۵	-۱/۱	۱۳۰/۶	۳/۱۲	Dry	R236fa
B1	۰	۱۰۲۰	۱۳۴/۰۵	۱۵/۳	۱۵۴	۳/۶۴	Dry	R245fa
A1	۰/۰۴	۳۳۰۰	۹۷/۶	-۴۶/۳۹	۷۲	۳/۷۱	Wet	R404a

عدد نوشته شده کنار حرف نمایانگر میزان اشتعال پذیری سیال است. به صورتی که عدد ۱ برای سیال با قابلیت عدم پخش شعله و عدد ۳ برای سیال با اشتعال پذیری بالا می باشد. از پارامترهای بسیار مهم در انتخاب سیال محدوده‌ی دمایی سیکل است. تعدادی از سیالات در دماهای بالا پایداری شیمیایی خود را از دست داده و بعضی از سیال‌ها در دماهای پایین بازدهی مناسبی ندارند. دمای جوش سیال نیز هر چه بالاتر و گرمای تبخیر سیال در دمای مشخص هر چه کمتر باشد مطلوب تر است. شاخص دیگری

برای مقایسه سیال‌ها عدد ODP^۱ و GWP^۲ می‌باشد. ODP بیانگر میزان تخریب لایه اوزون است که هر چه این مقدار به صفر نزدیک‌تر باشد مطلوب‌تر است و GWP معیار تأثیر گاز بر گرمایش کره‌ی زمین می‌باشد که عدد یک برای گاز CO₂ به‌عنوان مبنا انتخاب‌شده و هر چه این عدد به یک نزدیک‌تر باشد مطلوب‌تر است.



شکل ۲-۱۶ تغییرات بازده گرمایی در مقابل دمای ورودی توربین [۳]

برای انتخاب سیال مناسب باید موارد متعددی را مدنظر قرارداد. با توجه به شکل ۲-۱۶ در تحقیق آقای بوکانی [۳]، هر سیال در یک بازه دمایی دارای بازدهی حرارتی متفاوتی نسبت به سایر سیالات می‌باشد به‌عنوان مثال بین مبردهای R113، R123، R245fa و ایزو بوتان، برای دماهای بالاتر از ۴۳۰ K، R113 بیشترین بازدهی را داراست. برای محدوده‌ی دمایی بین ۳۸۰ K تا ۴۳۰ K، R123 و R245fa بیشترین بازدهی ممکن را دارا بوده و برای دماهای زیر ۳۸۰ K ایزو بوتان بیشترین بازدهی

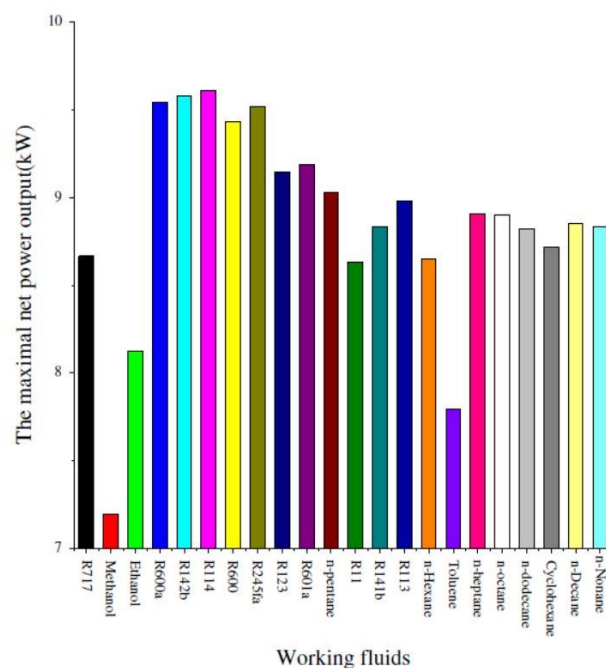
1 Ozone Depletion Potential

معیار تخریب لایه‌ی اوزون است و عدد نزدیک به صفر مطلوب است.

2 Global Warming Potential

معیار تأثیر گاز بر گرمایش کره‌ی زمین است. عدد ۱ برای گاز CO₂ به‌عنوان مبنا انتخاب‌شده و سایر گازها نسبت به این گاز سنجیده می‌شوند. مقادیر نزدیک به یک مطلوب می‌باشد.

ممکن را داراست. با توجه به مطالبی که بیان شد و جدول ۲-۱، انتخاب سیال از میان سیال‌های خشک مناسب‌تر است. پس از آن سیالاتی که دارای ODP نزدیک ۱ هستند، حذف خواهند شد. سیالاتی که نقطه‌ی جوش زیر صفر درجه دارند نیز مناسب نمی‌باشند. با ملاحظه به این موارد دو سیال R245fa و R123 باقی می‌ماند. هر دو سیال در محدوده‌ی دمایی ۷۰ تا ۱۳۰ درجه سانتی‌گراد (محدوده دمایی در تحقیق حاضر) حالت بخار داشته و پایداری شیمیایی قابل قبولی دارند. سیال R123 سمیت کمتری نسبت به R245fa داراست. همچنین با توجه به تحقیق آقای لی و همکاران [۱۳] تأثیر سیالات مختلف بر کار خروجی مورد بررسی قرار گرفته است. همان‌طور که در شکل ۲-۱۷ دیده می‌شود سیال R245fa دارای ماکزیمم کار خروجی بالاتری نسبت به R123 است.



شکل ۲-۱۷ ماکزیمم کار خروجی سیکل آلی رانکین با سیال‌های مختلف [۴۶]

بر طبق تحقیق کنگ و همکاران [۸] نیز استفاده از سیال کاری R245fa در نمونه سیکل و توربین مشابه توصیه شده است. در این تحقیق بیان شده که سیال کاری R245fa بازده مناسب‌تری در سیکل از خود نشان داده است. خصوصیات ترمودینامیکی و شیمیایی و محیط‌زیستی سیال، محدوده‌ی فشار و

دمای کاری یکی از مهم‌ترین پارامترهای انتخاب سیال می‌باشد؛ زیرا در محدوده‌ی دمایی خاص ممکن است یک سیال توان خروجی و بازده بالاتری در سیکل داشته ولی در بازه دمایی دیگر این تأثیر را نداشته باشد. در نهایت با جمع بندی موارد مختلف، سیال R245fa به‌عنوان مناسب‌ترین سیال انتخاب می‌شود. در جدول ۲-۲ خصوصیات سیال R245fa با هوا و بخار در فشار ۵ اتمسفر و دمای ۲۰۰ درجه سانتی‌گراد مقایسه می‌شود.

جدول ۲-۲ خصوصیات سیال R245fa در کنار هوا و بخار در فشار ۵ اتمسفر و دمای ۲۰۰ درجه سانتی‌گراد

Air	Steam	R245fa	واحد	
۴۳۶	۵۲۷	۱۷۷	m/s	سرعت صوت V
۳/۷	۲/۴	۱۷/۶	Kg/m ^۳	چگالی ρ
۷/۰۶	۶/۸۲	۰/۹۵	μm ^۲ /s	ویسکوزیته دینامیکی

در جدول ۲-۳ تمام خواص ترمودینامیکی سیال R245fa در دماها و فشارهای اشباع مختلف درج شده است. در قسمت‌های بعدی شرایط اشباع ورودی توربین و ورودی کندانسور از این جدول استخراج شده است.

فصل سوم

روابط فیزیکی و مدل‌های آشفتگی

یکی از مهم‌ترین قسمت‌های مربوط به مدل‌سازی بخش معادلات حل و مدل‌های توربولانسی است. برای مدل‌سازی جریان اطراف توربین توربوشارژر از نرم‌افزار انسیس فلونت ۱۵ استفاده می‌شود. در پیش‌فرض نرم‌افزار مدل‌های آشفتگی متفاوتی وجود دارد که با توجه به فیزیک مسئله و جریان باید مدل مناسب را انتخاب نمود. انتخاب مدل آشفتگی مناسب در نزدیکی نتایج به واقعیت بسیار حائز اهمیت بوده و مدل‌سازی را تحت تأثیر قرار می‌دهد.

در این فصل ابتدا معادلات بقا ذکر شده و سپس با متوسط‌گیری از این معادلات پارامتر تنش رینولدزی آشکار می‌شود. در ادامه با بیان معادلات مومنتوم در یک جریان آشفته، پارامتر ویسکوزیته آشفتگی نمایان می‌شود. برای به دست آوردن ویسکوزیته آشفتگی باید از مدل‌های توربولانسی استفاده نمود. مدل توربولانسی و معادلات آن بیان شده و بهترین و مناسب‌ترین مدل برای این مسئله انتخاب می‌شود. در بخش بعدی روابط موجود در سیکل آلی رانکین از جمله روابط محاسبه توان و بازده بیان می‌شود. از این روابط در فصل نتایج و مقایسه‌ی پارامترهای مختلف استفاده خواهد شد.

۳-۱ مدل‌های بر پایه‌ی لزجت گردابه‌ای:

معادلات اصلی میدان در مدل‌های بر پایه فرضیه لزجت گردابه‌ای که معادلات پیوستگی جرم، مومنتوم و انرژی می‌باشند به صورت رابطه ۳-۱ نوشته می‌شوند [۴۸]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1-3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_i) = -\frac{\partial p'}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu_{eff} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + S_M$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h_{tot}) - \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i h_{tot}) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\lambda \frac{\partial T}{\partial x_i} + \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial h}{\partial x_i} \right] + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[u_i (\tau_{ij} - \overline{\rho u_i u_j}) \right] + S_E$$

در رابطه‌ی فوق S_M مجموع نیروهای حجمی، μ_{eff} لزجت مؤثر بر پایه لزجت مولکولی و اغتشاشی و p' فشار اصلاح شده می‌باشد.

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (2-3)$$

$$P' = P + \frac{2}{3} \rho k + \frac{2}{3} \mu_{eff} \frac{\partial U_k}{\partial x_k}$$

در رابطه‌ی ۲-۳ μ لزجت مولکولی و μ_t لزجت گردابه‌ای است.

۲-۳ متوسط‌گیری از رابطه‌ی ناویر استوکس:

بررسی رفتار جریان‌های اغتشاشی به دلیل وجود نوسانات، به مراتب دشوارتر از جریان آرام است. یکی از بیشترین تکنیک‌های مورد استفاده در بررسی جریان‌های اغتشاشی، به کار بردن تجزیه رینولدز است. در این روش با بازنویسی و بسط معادلات ناویر استوکس بر اساس تقسیم متغیرهای جریان آنی به یک جز اصلی یا متوسط و یک جز نوسانی $G = \bar{G} + G'$ ، $P = \bar{P} + P'$ و $U = \bar{U} + U'$ و نهایتاً متوسط‌گیری از روابط حاصله، معادلات متوسط‌گیری شده ناویر استوکس به دست می‌آید. فرآیند متوسط‌گیری توسط عملگر زیر انجام می‌شود که در آن مقدار Δt مقداری مابین مقیاس زمانی نوسانات و مقیاس زمانی کلی مسئله می‌باشد.

$$\bar{U}_i(\bar{x}, t) = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} U_i dt \rightarrow \bar{U}_i(\bar{x}, t) = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N U_i^{(n)}(\bar{x}, t) \quad (3-3)$$

با این فرآیند مشخصات متوسط جریان از مقادیر لحظه‌ای میدان جریان استخراج می‌گردد.

فرآیند تجزیه متغیرهای معادلات به دو جز متوسط و نوسانی به صورت زیر انجام می‌شود:

$$(4-3)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_i} \right) = 0 \rightarrow (U = \bar{U} + U') \rightarrow \frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_i} + \rho \frac{\partial U_i'}{\partial x_i} = 0$$

$$\frac{\partial U_i}{\partial t} + \rho \left(\frac{\partial U_i U_j}{\partial x_j} \right) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 U_i}{\partial x_j^2} + G_i \rightarrow$$

$$\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial t} + \frac{\partial \bar{U}_i'}{\partial t} + \frac{\partial \bar{U}_i \bar{U}_j}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_i' \bar{U}_j}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_i \bar{U}_j'}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_i' \bar{U}_j'}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}'}{\partial x_i} + \nu \left(\frac{\partial^2 \bar{U}_i}{\partial x_j^2} + \frac{\partial^2 \bar{U}_i'}{\partial x_j^2} \right) + \bar{G}_i + G_i'$$

حال با متوسط گیری زمانی از معادلات فوق و با علم به این موضوع که متوسط مقادیر نوسانی به تنهایی

صفر می گردد، خواهیم داشت:

معادله پیوستگی جرم:

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \rho \frac{\partial \bar{U}_i'}{\partial x_i} + \rho \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_i} = 0 \rightarrow \frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \rho \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_i} = 0 \rightarrow \left\{ \begin{array}{l} \bar{\phi}' = 0 \\ \bar{\phi} = \bar{\phi}' \rightarrow \frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \rho \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_i} = 0 \\ \bar{\rho} = \rho \end{array} \right. \quad (5-3)$$

معادله ی پیوستگی مومنتوم:

$$\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial t} + \frac{\partial \bar{U}_i'}{\partial t} + \frac{\partial \bar{U}_i \bar{U}_j}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_i' \bar{U}_j}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_i \bar{U}_j'}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_i' \bar{U}_j'}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}'}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 \bar{U}_i}{\partial x_j^2} + \nu \frac{\partial^2 \bar{U}_i'}{\partial x_j^2} + \bar{G}_i + G_i' \quad (6-3)$$

$$\rightarrow \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial t} + \frac{\partial \bar{U}_i \bar{U}_j}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 \bar{U}_i}{\partial x_j^2} + \bar{G}_i - \frac{\partial \bar{U}_i' \bar{U}_j'}{\partial x_j}$$

$$\rightarrow \rho \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial t} + \rho \frac{\partial \bar{U}_i \bar{U}_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\mu \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} - \rho \bar{U}_i' \bar{U}_j') + \rho \bar{G}_i$$

همان طور که مشاهده می شود معادله ی پیوستگی جرم برای مقادیر لحظه ای به معادله پیوستگی

جرم برای مقادیر متوسط تبدیل شد؛ اما معادله مومنتوم برای مقادیر متوسط سرعت نسبت به معادله

مومنتوم برای مقادیر لحظه ای سرعت، دارای یک ترم اضافی $-\rho \bar{u}_i' \bar{u}_j'$ است که بیانگر اثر تبادل مومنتوم

در مقیاس اغتشاشی بوده و از جنس تنش است و آن را تنش رینولدزی می‌نامند. فرم کلی عبارت تنش رینولدزی به صورت یک تانسور بوده که به آن تانسور تنش رینولدزی می‌گویند.

$$\tau_{ij} = \begin{bmatrix} -\rho \overline{u'u'^2} & -\rho \overline{u'v'} & -\rho \overline{u'w'} \\ -\rho \overline{v'u'} & -\rho \overline{v'^2} & -\rho \overline{v'w'} \\ -\rho \overline{w'u'} & -\rho \overline{w'v'} & -\rho \overline{w'^2} \end{bmatrix} \quad (7-3)$$

به طور کلی معادله‌ی مومنوم در یک جریان آشفته به صورت رابطه (۳-۸) می‌باشد. در این رابطه برای

محاسبه‌ی تنش رینولدز از رابطه‌ی (۳-۹) استفاده می‌شود. همان طور که مشاهده می‌شود برای

محاسبه‌ی تنش رینولدز نیازمند محاسبه‌ی ویسکوزیته آشفتگی μ_t با استفاده از مدل‌های آشفتگی

هستیم. در قسمت بعدی مدل‌های آشفتگی توضیح داده می‌شود.

$$\rho \left(\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_i u_{i,j} \right) = -P_i + B_i + \left[\mu (u_{i,j} + u_{j,i}) - \rho \overline{u'_i u'_j} \right]_{,j} \quad (8-3)$$

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = 2\mu_t S_{ij} - \frac{2}{3} \rho \kappa \delta_{ij} \quad (9-3)$$

۳-۳ معرفی و انتخاب مدل‌های آشفتگی:

به طور کلی معادلات آشفتگی را می‌توان به ۳ دسته تقسیم کرد [۴۸]:

- مدل‌های صفر معادله‌ای
- مدل‌های یک معادله‌ای
- مدل‌های دو معادله‌ای

در مدل‌های صفر معادله‌ای، تنها از روابط و معادلات جبری جهت توصیف رابطه‌ی بین خواص

محاسبه‌شده یا قابل اندازه‌گیری استفاده می‌شود. مدل‌های یک معادله‌ای، از یک معادله‌ی انتقال اضافی

نیز در این بین استفاده می‌کنند، در حالی که مدل‌های دو معادله‌ای شامل دو عدد معادله دیفرانسیل با

مشتقات جزئی است. باید توجه داشت که مدل‌های دو معادله‌ای، به عنوان زیربنای بسیاری از تحقیقات

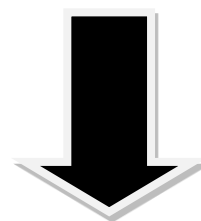
مربوط به شبیه‌سازی جریانات آشفته مخصوصاً در سال‌های اخیر بسیار مورد توجه قرار گرفته‌اند. ساده‌ترین مدل‌های کامل آشفتگی که در عین قابلیت بالا دارای معادلات نسبتاً ساده‌ای می‌باشند مدل‌های دو معادله‌ای هستند که در آن‌ها حل دو معادله انتقال جداگانه باعث تعیین مستقلانه مقیاس سرعت آشفتگی و مقیاس طول آشفتگی می‌شوند. وظیفه‌ی اصلی مدل‌های آشفتگی آن است که به‌وسیله‌ی رابطه‌های تقریبی، تنش‌های رینولدز را به کمیت‌های متوسط میدان مربوط سازند.

در نرم‌افزار انسیس فلونت برای مدل‌سازی آشفتگی مدل‌های مختلفی ارائه شده است. همان‌طور که در شکل ۱-۳ مشاهده می‌شود هر چه از معادلات با دقت بالاتری استفاده کنیم هزینه و زمان محاسبات افزایش می‌یابد. پس برای استفاده از بهترین مدل ابتدا باید بررسی شود که مدل توربولانسی مناسب برای مسئله‌ی ما کدام بوده و سپس با نظر گرفتن دقت موردنیاز و زمان محاسبات بهترین معادله را انتخاب کنیم.

مدل‌های تک معادله‌ای
Spalart-Allmaras
مدل‌های دو معادله‌ای
Standard k-ϵ
RNG k-ϵ
Realizable k-ϵ
Standard k-ω
SST k-ω
4-Equation v2f
Reynolds stress Model
k-kl-w Transition Model
SST Transition Model
Detached Eddy simulation (DES)
Large Eddy simulation (LES)

افزایش هزینه و زمان محاسبات

افزایش دقت و کارایی



شکل ۱-۳ مدل‌ها و معادلات مختلف مدل‌سازی [۴۸]

در قسمت بعدی مدل‌های رایج مورد استفاده $k-\omega$ و $k-\epsilon$ توضیح داده می‌شود:

۳-۳-۱ مدل سازی تولید اغتشاشات در مدل های $k-\epsilon$:

ترم G_k نشان دهنده انرژی جنبشی اغتشاشات است که در همه زیر مدل‌های RNG, standard و Realizable یکسان است. این ترم از یک معادله دقیق برای انتقال k به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$G_k = -\overline{\rho u_i' u_j'} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (10-3)$$

بنابر ارزیابی G_k در یک وضعیت پایدار با فرض بوزینسک:

$$G_k = \mu_t S^2 \quad (11-3)$$

که S ضریبی از متوسط نرخ تانسور کرنش است و به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$S \equiv \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad (12-3)$$

و مقدار از رابطه زیر قابل محاسبه است:

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (13-3)$$

۳-۳-۲ مدل اغتشاشی انتقال تنش برشی (SST k- ω):

این مدل اغتشاشی با استفاده از مدل Standard k- ω برای شبیه‌سازی در نزدیکی دیوار و استفاده از مدل Standard k- ϵ برای شبیه‌سازی جریان آزاد دور از دیواره و تغییر وضعیت پایدار و دقیق بین این دو مدل به وجود آمده است. در مدل انتقال تنش برشی از مدل k- ϵ که معادلات تلفات آن بر حسب ω بازنویسی شده است استفاده می‌شود، تا عملکرد مدل SST در جریان‌های برشی آزاد همانند مدل Standard k- ϵ باشد. این مدل بر اساس انتقال تنش برشی اغتشاشی (تنش برشی ایجاد شده به واسطه

نوسانات سرعت) نوشته شده است. برای بهره‌گیری از مزایای این مدل در نزدیکی دیوار جامد، حداقل ۱۰ سلول محاسباتی در لایه مرزی باید اتخاذ شود. تفاوت مدل SST و BSL با مدل Standard در موارد زیر است:

- تغییر تدریجی از مدل Standard k- ω در لایه مرزی منطقه داخلی به یک اعداد رینولدز بالا از مدل k- ϵ در لایه مرزی بخش بیرونی (BSL, SST).
- اصلاح معادله لزجت گردابه‌ای، برای در نظر گرفتن اثرات اساسی انتقال تنش برشی فقط برای مدل SST

موارد فوق باعث کارکرد دقیق‌تر و قابلیت اطمینان بیشتر این مدل نسبت به دو مدل دیگر خانواده مدل اغتشاشی k-w، خصوصاً در جریان‌های با گرادیان معکوس، ایرفویل‌ها و امواج شوک مافوق صوت می‌گردد.

۳-۳-۳ معادلات انتقال برای مدل SST k- ω :

معادلات انتقال مدل SST k- ω بسیار شبیه به مدل Standard k- ω است و به ترتیب برای k و ω به صورت زیر می‌باشد:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k \quad (۱۴-۳)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \omega u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega \quad (۱۵-۰۳)$$

در معادلات بالا G_k معرف انرژی جنبشی اغتشاشی، G_ω جمله تولید ω به دلیل اغتشاشات، Γ_k و Γ_ω به ترتیب پخش موثر برای ω و k هستند. Y_k و Y_ω نمایانگر اتلاف ω و k به دلیل اغتشاشات می‌باشد. D_ω جمله انتشار متقابل (پخش مشترک) همچنین S_k و S_ω توابع منبع که توسط کاربر می‌توانند وارد شوند، هستند.

۴-۳-۳ مدل سازی تولید اغتشاشات:

یکی از وظایف مدل آشفتگی محاسبه و حل میزان اغتشاشات در جریان است که در این مدل مدل سازی اغتشاشات به صورت زیر انجام می شود.

الف) تولید k:

جمله G_k معرف تولید انرژی جنبشی اغتشاشی است. از یک معادله دقیق برای انتقال k این جمله به صورت زیر قابل محاسبه است.

$$G_k = -\overline{\rho u_i u_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (16-03)$$

این رابطه با استفاده از رابطه بوزینسک نیز به صورت زیر قابل محاسبه است:

$$G_k = \mu_t S^2 \quad (17-03)$$

که S ضریبی از متوسط نرخ تانسور کرنش است و به صورت زیر تعریف می شود. مقدار S_{ij} از رابطه (19-03) قابل محاسبه خواهد بود:

$$S \equiv \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad (18-03)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (19-03)$$

تولید ω :

جمله تولید در معادله انتقال ω نیز به صورت زیر تعریف می شود:

$$G_\omega = \frac{a a^*}{\nu_t} G_k \quad (20-03)$$

۵-۳-۳ مدل سازی اتلاف اغتشاشات :

یکی از وظایف مدل آشفتگی محاسبه و حل میزان تلفات ناشی از اغتشاشات در جریان است که در این مدل مدل سازی اغتشاشات به صورت زیر انجام می شود.

الف) نرخ اتلاف k:

نرخ اتلاف انرژی جنبشی اغتشاشی به صورت زیر بدست می آید:

$$Y_k = \rho \beta^* k \omega \quad (21-03)$$

ب) نرخ اتلاف ω :

نرخ اتلاف ω نیز از رابطه (22-03) زیر بدست می آید:

$$Y_\omega = \rho \beta \omega^2 \quad (22-03)$$

ج) اصلاح انتشار متقابل:

مدل SST k- ω بر اساس دو مدل Standard k- ω /Standard k- ϵ می باشد. برای آمیختگی این دو مدل با همدیگر، مدل Standard k- ϵ به معالاتی بر اساس k و ω تغییر شکل می دهد که این عامل باعث پیدایش جمله ی با نام انتشار متقابل می شود که به صورت زیر بیان می گردد.

$$D_\omega = 2(1 - F_1)\rho \frac{1}{\omega \sigma_{\omega,2}} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (23-03)$$

۶-۳-۳ مدل سازی لزجت گردابه ای:

این مدل برای غلبه بر نقاط ضعف مدل های دیگر این مدل اغتشاشی، یعنی دقت کم در تخمین شروع جدایش و مقدار آن از روی سطوح هموار، توسعه داده شده است. علت این نقطه ضعف، لحاظ نکردن

انتقال تنش برشی اغتشاشی در دو مدل Standard k- ω /Standard k- ϵ است، که که لزجت گردابه‌ای را بیش از حد محاسبه می‌کنند. بنابراین مدل SST k- ω بر دو مدل یاد شده ارجعیت دارد. جهت اعمال انتقال تنش برشی اغتشاشی در مدل SST k- ω ، مقدار لزجت گردابه‌ای با اعمال یک محدود کننده، توسط رابطه زیر که در آن S اندازه نرخ کرنش می‌باشد، محاسبه می‌شود.

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \frac{1}{\max \left[\frac{1}{a^*}, \frac{SF_2}{a_1 \omega} \right]} \quad (24-03)$$

برای رینولدزهای بالا در مدل k- ω ، $\alpha^* = 1$ و F_2 از روابط زیر قابل محاسبه هستند.

$$F_2 = \tanh(\phi_2^2) \quad (25-03)$$

$$\phi_2 = \max \left[2 \frac{\sqrt{k}}{0.09 \omega y}, \frac{500y}{\rho y^2 \omega} \right] \quad (26-03)$$

۷-۳-۳ ثابت‌های مدل SST k- ω :

در جدول ۱-۰۳ مقادیر ثابت‌های مدل آشفتگی SST k- ω را مشاهده می‌نمائیم:

جدول ۱-۰۳: ثابت‌های مدل SST k- ω

$\sigma_{k,1} = 1/176$	$\sigma_{\omega,1} = 2/0$	$\sigma_{k,2} = 1/0$	$a_1 = 0/31$	$\beta_{i,1} = 0/075$
$\alpha = 5/9$	$a_\infty^* = 1,0$	$a_\infty = 0/52$	$a_\infty = 1/9$	$\beta_\infty^* = 0/09$
$\beta^* = 0/09$	$\beta = 0/075$	$\sigma_k = 2/0$	$\sigma_\omega = 2/0$	$\sigma_{\omega,2} = 1/168$

۸-۳-۳ شرایط مرزی در مدل‌های k - ω :

شرایط مرزی دیواره برای معادله k در مدل‌های k- ω ، مشابه مدل‌های k- ϵ زمانی که از روابط بهبود رفتار در نزدیکی دیواره استفاده می‌شود، می‌باشد. یعنی تمام شرایط مرزی در سلول‌هایی که متناسب

با دیدگاه تابع دیواره تولید شده‌اند، بر اساس دیدگاه بهبود رفتار در نزدیکی دیواره محاسبه شده و برای سلول‌های ریز، شرط مرزی عدد رینولدز پایین اعمال می‌گردد. مقدار ω بر روی دیوار (ω_w) نیز توسط رابطه (۲۷-۰۳) محاسبه می‌شود.

$$\omega_w = \frac{\rho(u^*)^2}{\mu} \omega^+ \quad (27-03)$$

در رابطه (۲۷-۰۳) همان جمله بدون بعد ω است که بر اساس پارامتر k_s که متوسط ارتفاع زبری‌های دیواره است محاسبه می‌شود. مقدار مجانبی ω^+ یعنی حداقل مقدار ω^+ که می‌تواند به عنوان شرط مرزی برای معادله ω استفاده شود، برای زیر لایه لزج از رابطه زیر محاسبه می‌شود. جمله β_i از رابطه (۲۸-۰۳) بدست می‌آید:

$$\omega^+ = \min\left(\omega_w^+, \frac{6}{\beta_i(y^+)^2}\right) \quad (28-03)$$

$$k_s^+ = \max\left(1, \frac{\rho k_s u^*}{\mu}\right) \quad (29-03)$$

$$\omega_w^+ = \begin{cases} \left(\frac{50}{k_s^+}\right)^2 & k_s^+ < 25 \\ \left(\frac{500}{k_s^+}\right) & k_s^+ \geq 25 \end{cases} \quad (30-03)$$

برای زیر لایه لگاریتمی مقدار ω^+ از رابطه (۳۱-۰۳) محاسبه می‌شود، که این رابطه در سلول مجاور دیواره به رابطه (۳۲-۰۳) تبدیل می‌شود.

$$\omega^+ = \frac{1}{\sqrt{\beta_\infty^*}} \frac{du_{turb}^+}{dy^+} \quad (31-03)$$

$$\omega^+ = \frac{u^*}{\sqrt{\beta_\infty^* k y}} \quad (32-03)$$

در صورتی که اولین سلول مجاور دیوار در زیر لایه بافر قرار گیرد، نرم افزار از ترکیب مقدار ω^+ در روابط زیر لایه لزج و زیر لایه لگاریتمی به عنوان شرط مرزی استفاده می‌کند. بنابراین می‌توان برای

این مدل یک تابع اصلاح اثرات دیواره تعریف کرد که با توجه به شبکه محاسباتی، به صورت اتوماتیک از رابطه مربوط به زیر لایه لزج به تابع دیواره تغییر حالت می‌دهد. این تابع بر اساس ضریب اصطکاک پوسته‌ای و ضریب انتقال حرارت حل مستقل از شبکه جریان کوئت بهینه شده است و به صورت پیش فرض نیز از این تابع تغییر وضعیت در نزدیکی دیواره استفاده می‌شود.

این مدل توسط منتز [۴۹] و به منظور آمیختن فرمول‌بندی دقیق و قدرتمند مدل $k-\omega$ در نواحی نزدیک دیواره با مدل $k-\epsilon$ مستقل از جریان آزاد در نواحی دور از دیواره ارائه شده است. این مدل به طور هم‌زمان توانایی بالای مدل $k-\omega$ در نواحی با عدد رینولدز پایین و توانایی بالای مدل $k-\epsilon$ در نواحی با عدد رینولدز بالا را در اختیار گرفته است. برای این ترکیب دو مدل، نیازمند آن هستیم که فرمول‌بندی مدل $k-\epsilon$ را به شکل مدل $k-\omega$ دریاوریم. اساس مدل $k-\omega$ توانایی بیشتری در مورد پیش‌بینی جریان در لایه‌های نزدیک دیواره نسبت به مدل $k-\epsilon$ دارد. از این رو این مدل توانایی خوبی برای پیش‌بینی جریان‌های با گرادیان فشار معکوس ملایم نشان داده است. اما در جریان‌هایی با جدایش ناشی از فشار معکوس ضعیف عمل کرده است. علاوه بر این معادله ω وابستگی شدیدی نسبت به مقدار ω در جریان آزاد از خود نشان می‌دهد. با وجود دقت مناسب مدل $k-\omega$ در پیش‌بینی جریان‌های نزدیک دیواره، وابستگی به شرایط جریان آزاد، استفاده از این مدل را به شدت محدود کرده است. این در حالی است که در مدل $k-\epsilon$ معادله ϵ وابستگی چندانی را نسبت به شرایط جریان آزاد نشان نمی‌دهد، ولی این مدل پیش‌بینی مناسبی از جریان نزدیک دیواره ندارد.

۹-۳-۳ جمع بندی و انتخاب نهایی مدل آشفتگی:

در مدل‌سازی آقای یانگ چو و همکاران [۱۶] از روش Realizable $k-\epsilon$ برای مدل‌سازی پره‌های توربین و نازل استفاده شده است. در تحقیق آقای چیه چانگ و همکاران [۲۱] که جریان پالسی و غیر پالسی در توربوشارژر بررسی شده است. از مدل حل توربولانسی Standard $k-\epsilon$ استفاده شده است. در تحقیق

آقای دکتر پالفریمن [۳۴] که جریان گذرا و غیر گذرا در توربین توربوشارژر بررسی می‌شود از مدل توربولانسی SST k- ω استفاده شده است.

به‌طور کلی اگر نیروهای روی دیواره (درگ آئرودینامیک، توربوماشین ها، عملکرد پره) المان کلیدی باشد باید از مدل‌های توربولانسی با عدد رینولدز پایین استفاده کرد. با توجه به این که تحقیق آقای قانینت [۵۰] و همکاران جدیدترین تحقیق در این حوزه است و از روش SST k- ω استفاده کرده و شاهد نتایج بهتری بوده، در نهایت مدل توربولانسی SST k- ω به‌عنوان مدل مورد استفاده در تحقیق ما انتخاب می‌شود.

۳-۴ روابط و معادلات حاکم بر سیکل آلی رانکین:

در این قسمت معادلات حاکم بر سیکل آلی رانکین ساده و سیکل آلی رانکین به همراه بازیاب بیان می‌شود [۲۳]. این معادلات بر پایه‌ی استفاده از قانون اول و دوم ترمودینامیک مطرح می‌شوند. کارایی سیکل آلی رانکین تحت شرایط کاری متفاوت با سیال‌های مختلف به‌وسیله‌ی این معادلات می‌تواند مورد ارزیابی قرار بگیرد. تحلیل به‌وسیله‌ی معادلات تحت یکسری شرایط و فرض‌هایی انجام می‌شود: شرایط سیکل به‌صورت پایدار بوده و کاویتاسیون در او اپراتور و کندانسور ولوله‌ها و پمپ رخ نمی‌دهد. همان‌طور که در شکل ۳-۲ دیده می‌شود سیکل با بازیاب و بدون بازیاب به‌صورت شماتیک نشان داده شده است. طبق شکل سیکل شامل ۴ قسمت است.

همان‌طور که ذکر شد برای محاسبه کار خروجی و حرارت ورودی یا خروجی، در همه اجزا قانون اول و دوم ترمودینامیک اعمال شده است. معادله‌ی بالانس انرژی در سیکل به‌صورت زیر می‌باشد.

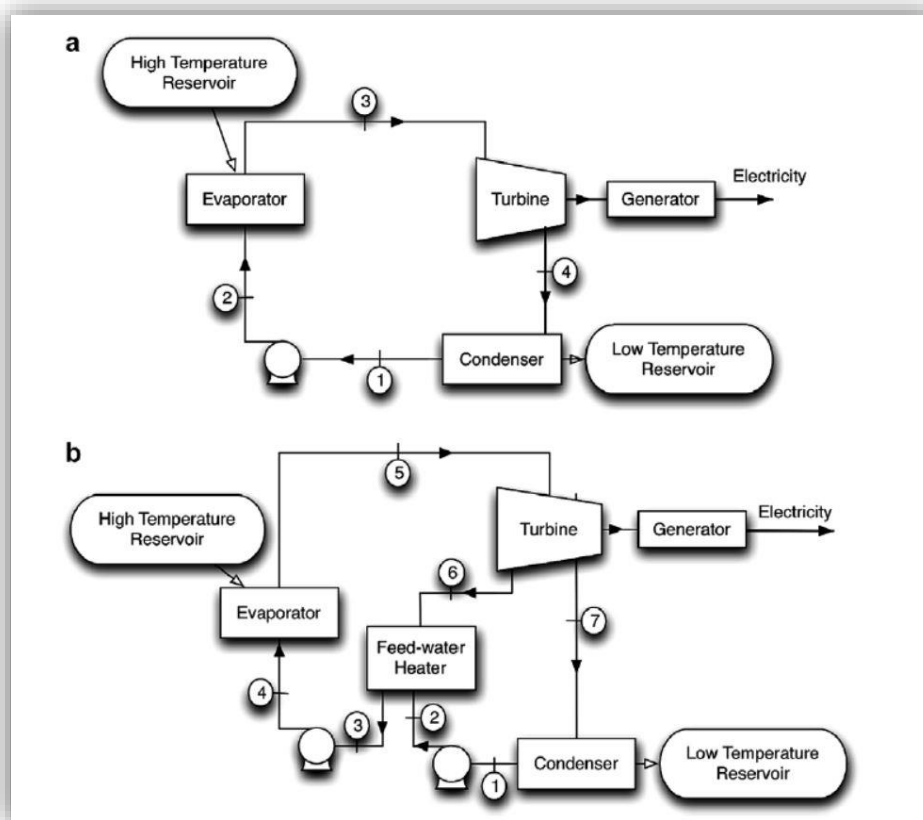
$$\sum_i E_i + \dot{Q} = \sum_o E_o + \dot{W} \quad (۳۳-۳)$$

همین‌طور نرخ برگشت‌ناپذیری مطابق معادله‌ی زیر بیان می‌شود:

$$\dot{I} = T \cdot \frac{dS}{dt} = T \cdot \dot{m} \left[\sum S_{exit} - \sum S_{inlet} + \left(\frac{dS_{system}}{dt} \right) + \sum_j \frac{q_j}{T_j} \right] \quad (۳۴-۳)$$

دقت شود که زیرنویس "j" برای انتقال حرارت از منابع مختلف و ترم $= 0$ برای $\left(\frac{ds_{system}}{dt}\right)$

شرایط پایدارمی باشد.



شکل ۳-۲ قسمت‌های مختلف سیکل آلی رانکین a: بدون بازیاب b: با بازیاب [۲۳]

۳-۴-۱ روابط سیکل آلی رانکین بدون بازیاب:

در این قسمت روابط مربوط به توربین سیکل را به صورت مجزا بیان می‌کنیم.

الف) توربین

توان خروجی توربین از رابطه‌ی زیر محاسبه می‌شود:

$$\dot{W}_t = \dot{W}_{t \text{ ideal}} \eta_t = \dot{m}(h_3 - h_{4s}) \eta_t \quad (3-35)$$

در این رابطه $\dot{W}_{t ideal}$ توان ایده آل خروجی η_t بازده ایزنتروپیک توربین و h_3 و h_{4s} آنتالپی سیال در ورودی و خروجی توربین در حالت ایده آل می‌باشند. بازده ایزنتروپیک توربین نیز از رابطه‌ی زیر محاسبه می‌شود:

$$\eta_t = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad (36-3)$$

نرخ برگشت‌ناپذیری توربین نیز به صورت زیر بیان می‌شود:

$$\dot{I}_t = T \cdot \dot{m}(s_4 - s_3) \quad (37-3)$$

در این رابطه s_4 و s_3 آنتروپی مخصوص سیال در ورودی و خروجی توربین برای شرایط واقعی می‌باشند.

ب) بازده سیکل:

بازده گرمایی سیکل به صورت نسبت توان کلی سیکل به نرخ گرمای اوپراتور تعریف می‌شود که رابطه‌ی آن به صورت زیر است:

$$\eta_{cycle} = \frac{\dot{W}_t + \dot{W}_p}{\dot{Q}_e} \quad (38-3)$$

بازده گرمایی پایه سیکل ORC به صورت زیر بیان می‌شود:

$$\eta_{cycle} = \frac{(h_3 - h_{4s})\eta_t + (h_1 - h_{2s})\eta_p^{-1}}{(h_3 - h_2)} \quad (39-3)$$

ج) بازده قانون دوم:

با استفاده از معادلات بالا بازده قانون دوم به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_e \left(1 - \frac{T_L}{T_H}\right)} = \left(\frac{(h_3 - h_{4s})\eta_t + (h_1 - h_{2s})\eta_p^{-1}}{(h_3 - h_2)} \right) \left(1 - \frac{T_L}{T_H}\right)^{-1} \quad (40-3)$$

۳-۵ انتخاب سیال حقیقی یا ایده آل و معادلات حالت:

سیکل آلی رانکین به عنوان یکی از بهترین روش‌های سازگار با محیط‌زیست برای تبدیل انواع مختلف انرژی از منابع با درجه‌ی حرارت پایین مانند انرژی خورشیدی و زمین‌گرمایی و انرژی اتلافی گاز خروجی به انرژی الکتریسیته هست. دو عامل در این سیستم دارای اهمیت بسزایی است: اولین عامل انتخاب مناسب سیال و دومین عامل نسبت انبساط توربوماشین‌ها تحت شرایط ترمودینامیکی مختلف و بازده آن‌ها می‌باشد. در گذشته طراحی مقدماتی توربوماشین‌ها بر اساس قانون سیال‌های ایده آل بوده ولی انتخاب سیال به عنوان گاز حقیقی، سیکل رانکین را در شرایط کاری مختلف بسیار تحت تأثیر قرار می‌دهد. بیشتر تأثیرات و اختلاف بین سیال حقیقی و ایده آل در مجاورت خط بخار اشباع مشاهده می‌شود. پس با توجه به اینکه در چه محدوده‌ی فشاری و دمایی آزمایش انجام می‌پذیرد، در مورداستفاده از سیال به صورت حقیقی یا ایده آل می‌توان اظهار نظر نمود.

در تحقیق آقای لوژان و همکاران [۲۴] دقیقاً بر روی این مسئله تحقیق انجام شده است. در این تحقیق از دو معادله‌ی حالت گاز حقیقی PR و RKS استفاده شده است. چند نمونه انبساط با نسبت‌های متفاوت در شرایط دمایی و فشاری مختلف مورد ارزیابی قرار گرفته و داده‌های خروجی از معادلات گاز حقیقی با واقعی را با داده‌های NIST^۱ مقایسه کرده است. شرایط کاری در سیکل آلی رانکین از لحاظ دمایی بین ۳۰۰ درجه کلوین و ۴۵۰ درجه کلوین است. این محدوده‌ی دمایی متأثر از پایین بودن دمای منبع حرارتی است. محدوده‌ی فشاری که به این بازه‌ی دمایی تعلق می‌گیرد حدود ۰/۱ مگا پاسکال تا ۲/۵ مگا پاسکال می‌باشد. این شرایط کاری با فشار زیاد در محدوده‌ی خط بخار اشباع باعث انحراف رفتار گاز ایده آل و حقیقی می‌شود. این انحراف به دلیل نادیده گرفتن نیروهای بین مولکولی و حجم

¹ National Institute of Standards and Technology (NIST)

مولکولی است. به طور مشخص بیان می شود که وقتی رفتار سیال های ارگانیک مورد مطالعه است، فقط در شرایطی که دما و فشار پایین داریم می توانیم رفتار گاز را به صورت ایده آل در نظر بگیریم.

در قرن بیستم محققین متعددی برای توصیف تأثیرات گاز حقیقی معادلات حالت متفاوتی پیشنهاد کردند. معادلات مختلف بر اساس تجربی و یا تئوری ها و یا تلفیقی از تجربه و تئوری بیان شدند. اولین معادله ای حالت بیان شده که نزدیکی خوبی با پیش بینی رفتار گاز ایده آل داشت معادله ای حالت واندروالس بود. بعد از آن معادله ای حالت Redlich-Kwong دقت معادله ای واندروالس را بهبود بخشید. معادلات پنگ رابینسون و... نیز معادلاتی بودند که هر کدام با بهبود معادلات قبلی رفتار گاز حقیقی اعم از فشار بخار و چگالی مایع و ... را پیش بینی می کردند. این معادلات حالت به صورت وسیع در صنعت مورد استفاده قرار می گیرند و نیازمند یک سری اطلاعات از جمله فشار و دمای بحرانی هستند. در قسمت بعدی دو نمونه معادله ای حالت گاز حقیقی معرفی می شود.

۳-۵-۱ معادله ای حالت RKS (Redlich-Kwong soave Eos):

معادله ای Redlich-Kwong در سال ۱۹۴۹ معرفی شد. این معادله در واقع معادله ای تغییر شکل داده شده ای واندروالس بود که تطابق بسیار خوبی در نزدیکی منحنی بخار اشباع داشت. معادله ای RKS ارتقایافته ای معادله ای RK بود که هدفش پیش بینی و تطابق فشار بخار برای هیدروکربن ها است. این معادله در نزدیکی خط بخار اشباع پیش بینی های خوبی داشته ولی در نزدیکی نقطه ای بحرانی دارای اندکی انحراف می باشد. در رابطه ۳-۵۰ این معادله ای حالت ارائه شده است:

(۳-۴۱)

$$p = \frac{RT}{v-b} - \frac{a}{v} \frac{\alpha(T)}{v(v+b)}$$

$$a = \frac{0.42747R^2 T_c^2}{P_c} \quad b = \frac{0.008664RT_c}{P_c}$$

$$\alpha(T) = \left(1 + \alpha_{RKS} \left(1 - \sqrt{\frac{T}{T_c}} \right) \right)^2$$

$$\alpha_{RKS} = 0.48 + 1.574\omega - 0.176\omega^2$$

۲-۵-۳ معادله‌ی حالت PR(Peng Robinson):

معادله‌ی حالت پنگ رابینسون یکی از مورد استفاده‌ترین معادلات برای مطالعه‌ی مواد خالص است. این معادله بهبود یافته‌ی معادلات RK و RKS و Van der Waals برای پیش‌بینی چگالی در تمام فاز مایع در نزدیکی نقطه‌ی بحرانی می‌باشد. این معادله به صورت رابطه‌ی (۳-۵۱) تعریف می‌شود.

$$p = \frac{RT}{v-b} - \frac{\alpha(T)a}{v^2 + 2bv - b^2} \quad (۳-۴۲)$$

$$a = \frac{0.452724R^2T_c^2}{P_c} \quad b = \frac{0.07780RT_c}{P_c}$$

$$\alpha(T) = \left(1 + \alpha_{PR} \left(1 - \sqrt{\frac{T}{T_c}} \right) \right)^2$$

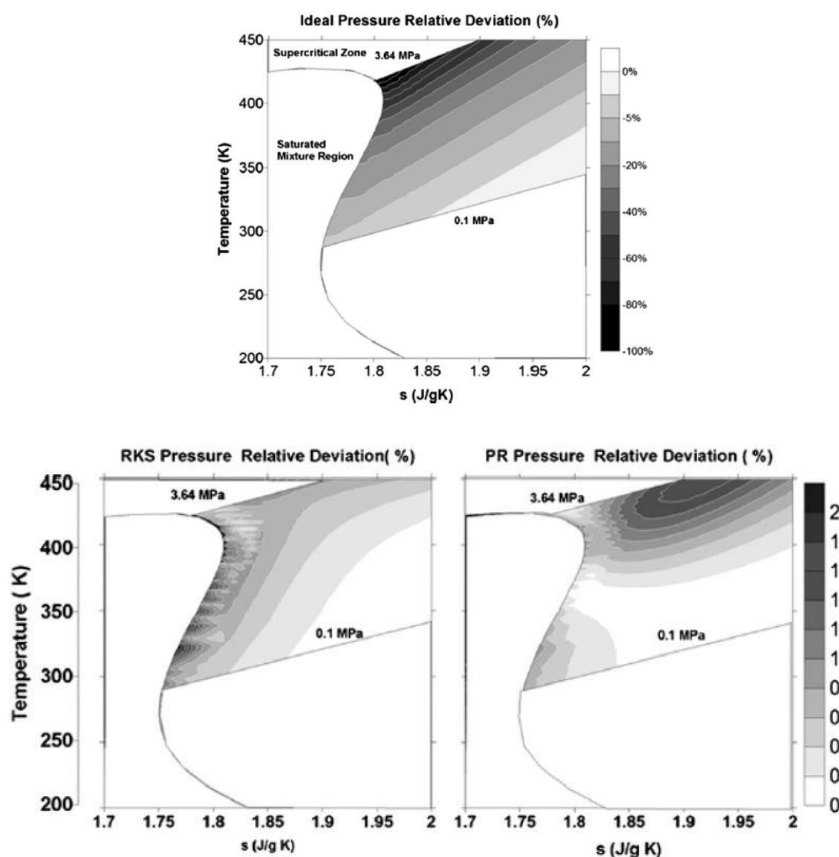
$$\alpha_{PR} = 0.37464 + 1.54226\omega - 0.26992\omega^2$$

پارامترهای مورد نیاز برای قرار گرفتن در این معادلات حالت خصوصیات سیال می‌باشند مانند دمای بحرانی، فشار بحرانی، وزن مولکولی، چگالی بحرانی و ضریب خارج از مرکز یا بی مرکزی. این خصوصیات برای هر سیال متفاوت است. به عنوان مثال این خصوصیات برای سیال R245fa به صورت جدول ۲-۳ می‌باشد.

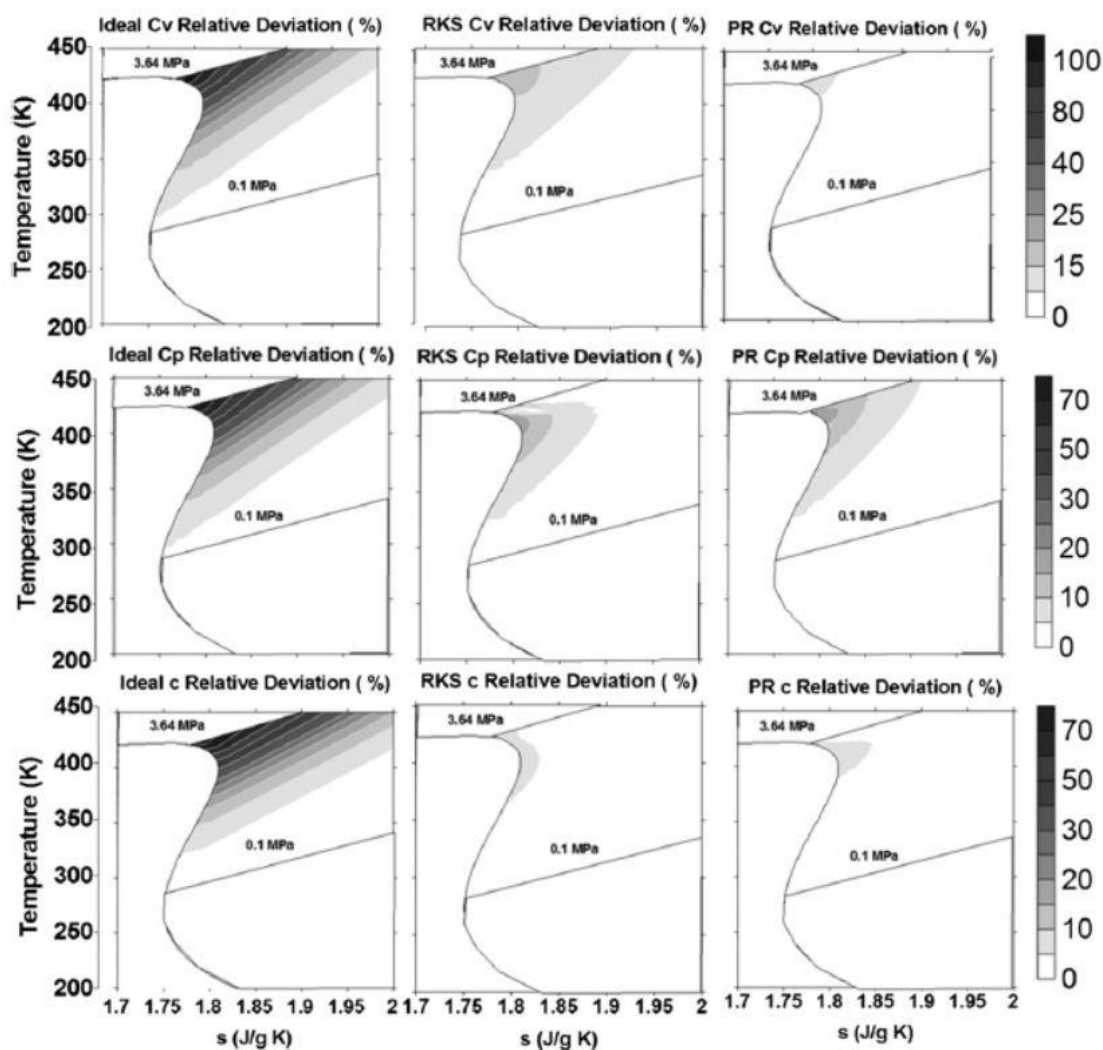
جدول ۲-۳ خصوصیات سیال R245fa

پارامتر	مقدار
وزن مولکولی	۱۳۴/۰۴۸۲ g/mol
دمای بحرانی T_c	۴۲۷/۲K
فشار بحرانی P_c	۳/۶۴MPa
چگالی بحرانی ρ_c	۵۱۷m ^۳ /kg
ضریب بی مرکزی	۰/۳۷۲۴

در تحقیق آقای کویلین و همکاران [۱۰] تأثیر استفاده از دو معادله‌ی حالت RKS و PR و معادله‌ی گاز ایده آل در انبساط توربین سیکل آلی رانکین با سیال R245fa بررسی شده است. آزمایش‌ها در شرایط کاری متفاوت انجام شده و نتایج با اطلاعات NIST به‌عنوان مرجع مقایسه می‌شود. در نهایت نتایج زیر حاصل شد. برای پیش‌بینی فشار گاز ایده آل انحرافی حدود ۸۰٪ و معادلات حالت انحرافی کمتر از ۲٪ نشان می‌دهند برای پیش‌بینی C_p و C_v معادلات گاز ایده آل انحرافی از ۷۰ تا ۱۰۰٪ را نشان می‌دهند در صورتی که معادلات حالت انحراف ۵ تا ۲۰٪ دارند. مدل PR در نزدیکی نقطه‌ی بحرانی تطابق بهتری را نشان می‌دهد. در مجموع طبق شکل‌های ۳-۳ و ۳-۴ مشاهده می‌شود که در محدوده‌ی خط بخار اشباع و مناطق با دما و فشار بالا استفاده از مدل گاز ایده آل انحرافات زیادی داشته که موجب عدم دقت نتایج می‌شود. این نتایج در طراحی مبدل‌ها و دبی سیال کاری و طراحی توربوماشین‌ها می‌توان مؤثر واقع شود. پس انتخاب معادله‌ی حالت و اعمال آن در مدل بسیار مؤثر و مهم است.



شکل ۳-۳ نمودار انحراف فشار توسط معادله‌ی حالت PR و RKS و گاز ایده‌آل [۲۴]



شکل ۳-۴ انحراف C_v ، C_p و c با استفاده از معادله‌های حالت PR و RKS و گاز ایده‌آل [۲۴]

همان‌طور که مشاهده می‌شود در محدوده‌ی دمایی ۳۰۰ تا ۴۰۰ کلوین و فشاری ۱ تا ۷ بار تحقیق ما استفاده از معادلات گاز به‌صورت حقیقی بسیار ضروری است و استفاده از سیال به‌صورت ایده‌آل تنها در فشارها و دماهای پایین می‌تواند معتبر باشد و در محدوده‌ی کاری ما اگر سیال را به‌صورت حقیقی فرض کنیم نتایج دارای خطای بسیاری بوده که به آن نمی‌توان اعتماد نمود. نرم‌افزار مورد استفاده‌ی ما انسیس فلونت و سیال سیکل ما R245fa انتخاب شده است. در قسمت پایگاه

داده‌های^۱ نرم‌افزار استفاده از معادلات گاز حقیقی برای این سیال موجود نیست. برای حل این مسئله دو راه حل وجود دارد:

۱- ابتدا معادله‌ی حالت گاز حقیقی مورد استفاده را انتخاب کرده و سپس کد یو دی اف^۲ مربوط به به این معادله نوشته شود. در ادامه از قسمت UDF نرم‌افزار این کد فراخوانی و اعمال شود.

۲- با استفاده از روش گفته شده در قسمت بعدی که البته محدود است از داده‌های پایگاه NIST استفاده کرده و معادله‌ی گاز حقیقی را اعمال می‌کنیم.

هر کدام از روش‌های فوق دارای یکسری محدودیت‌ها است. در روش اول چون معادله‌ی حالت گاز حقیقی پیچیده بوده و کد آن به راحتی به دست نمی‌آید. روش دوم نیز در محدوده‌ی دمایی و فشاری خاص و همچنین برای تعداد محدودی سیال قابل استفاده است که خوشبختانه چون سیال ما جز سیالات ارائه شده در این روش می‌باشد روش دوم را انتخاب می‌کنیم. در بخش ۴-۳-۱ به صورت گام به گام نحوه‌ی اعمال معادله‌ی حالت گاز حقیقی با استفاده از روش دوم بیان شده است.

¹ Data Base

² UDF (user define function)

فصل چهارم

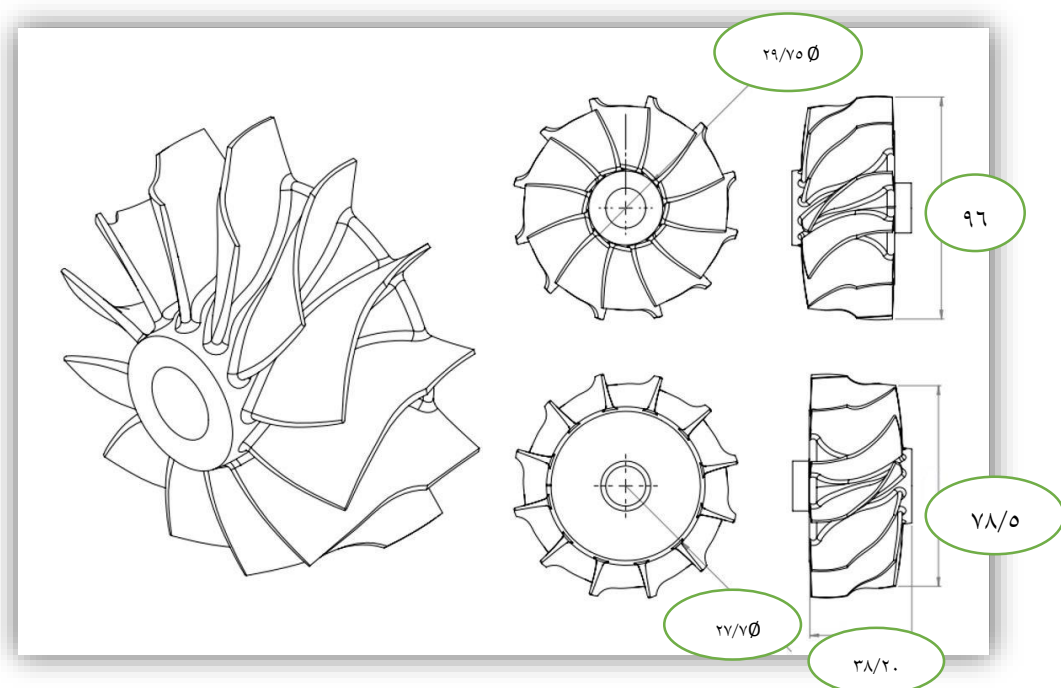
مدل سازی

۱-۴ هندسه توربین و شبکه‌ی محاسباتی:

در این قسمت ابتدا مدل هندسی توربین و نازل تهیه شده و سپس شبکه‌ی محاسباتی یا مش آن تولید می‌شود.

۱-۱-۴ هندسه توربین و نازل:

توربین مورد استفاده برای مدل‌سازی در نرم‌افزار فلوئنت^۱ توربین توربوشارژر مدل HX40W است. برای مدل‌سازی دقیق هندسه‌ی توربین ابتدا توربین موجود به وسیله‌ی روش ابر نقاط مدل شد و سپس فایل به دست آمده در نرم‌افزار فلوئنت فراخوانی می‌شود. استفاده از روش ابر نقاط^۲ برای مدل‌سازی، در تحقیق آقای کیو و همکاران [۱۵] نیز به کار برده شده است [۵۱]. ابعاد توربین به صورت شکل ۱-۴ می‌باشد.

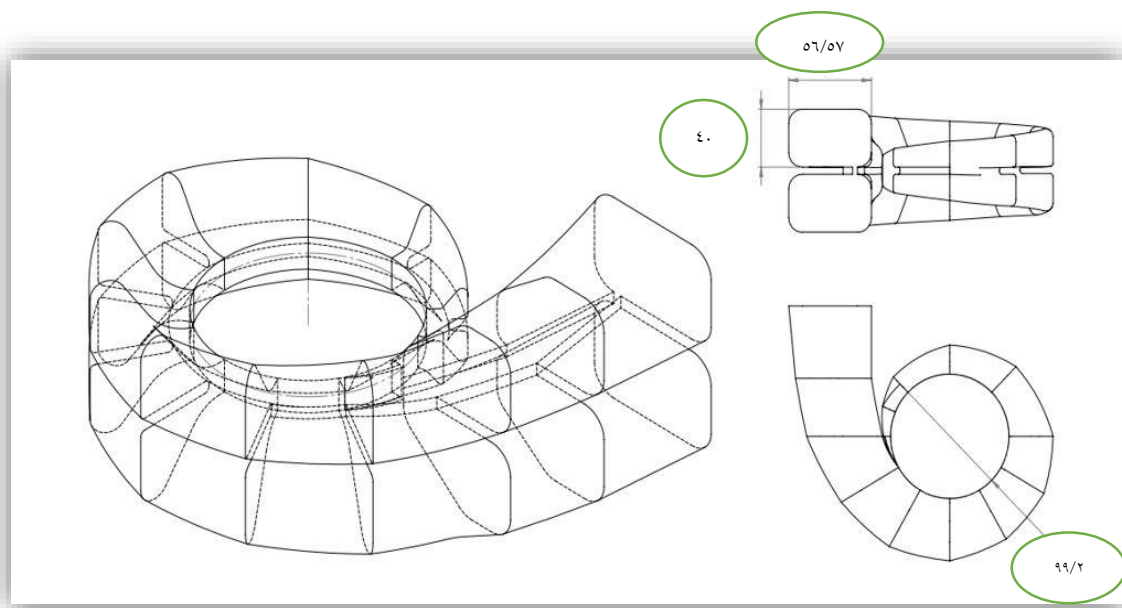


شکل ۱-۴ ابعاد توربین (برحسب میلی‌متر)

¹ FLUENT

² Cloud of Points

توربین دارای ۱۲ پره است و قطر ورودی توربین ۹۶ میلی‌متر و قطر خروجی توربین ۷۸/۵ میلی‌متر می‌باشد. اندازه شافت نیز طبق شکل ۴-۱ قابل مشاهده است. ابعاد کلی محفظه توربین با فرض ۰/۱۱ میلی‌متر به عنوان تلورانس بین محفظه و توربین در نظر گرفته شده است. هندسه‌ی نازل نیز در شکل ۴-۲ مشاهده می‌شود. نازل دارای دو ورودی بوده که مساحت هر کدام از ورودی‌ها ۲۲۶۳ میلی‌متر مربع است.



شکل ۴-۲ ابعاد نازل (برحسب میلی‌متر)

۲-۱-۴ شبکه محاسباتی:

برای شبیه‌سازی جریان حول توربین می‌بایست توربین به صورت سه‌بعدی مدل شود و شبکه‌ی محاسباتی برای حجم درون نازل و اطراف توربین و روی دیواره‌ها و پره‌ها ایجاد شود. برای شبکه بندی از نرم‌افزار گمبیت^۱ استفاده شده است. حجم اطراف پره‌ها به صورت باسازمان^۲ و سلول‌های هشت‌وجهی

^۱ GAMBIT 2.4.6

^۲ Structure

توسط نرم‌افزار گمبیت شبکه‌بندی شده است. حجم درون نازل نیز به صورت بی‌سازمان^۱ توسط سلول‌های هشت‌وجهی شبکه‌بندی شده است. در زمان شبکه‌بندی سعی شده است معیار Aspect ratio و skewness size رعایت شود و مقادیر آن‌ها به ترتیب به صورت ۲۵ و کمتر از ۰/۵ است. اندازه مش‌ها در نواحی با گرادیان سرعت زیاد همانند نواحی نزدیک توربین ریزتر گردیده است. البته معیار کمی مناسب برای کیفیت شبکه، مقدار y^+ بر روی توربین و پوسته بوده است که بر مبنای توصیه‌های دینامیک سیالات عددی CFD تعیین شده‌اند [۴۸]. مقدار y^+ در اکثر نواحی کمتر از ۱۰ است. مراحل مختلفی برای ایجاد شبکه حول پره‌های توربین انجام شده است که به ترتیب عبارت‌اند از:

- تولید هندسه به وسیله ابر نقاط توسط نرم‌افزار کتیا^۲
- انتقال مدل به نرم‌افزار گمبیت برای تقسیم‌بندی میدان حل و شبکه‌بندی (شکل ۴-۳)
- مدل‌سازی پوسته اطراف پره‌ها با در نظر گرفتن تلورانس ۰/۲ میلی‌متر بین پره‌ها و توربین
- ایجاد حجم بین پره‌های توربین و پوسته به صورت دو قسمت چرخان^۳ و ثابت^۴ و به کار بردن صفحات اینترفیس^۵ به منظور استفاده از اسلایدینگ مش به عنوان روش مش دینامیکی^۶ که نسبت به روش‌های دیگر مش دینامیکی سرعت بسیار بالاتر و دقت بیشتری دارد. در این روش چون در طی حل مش نزدیک پره‌ها و پوسته تغییر نمی‌کند، نیازی به شبکه‌بندی مجدد^۷ در طی حل نیست و فقط صفحات اینترفیس بر روی هم می‌لغزند.

¹ Unstructured

² Catia

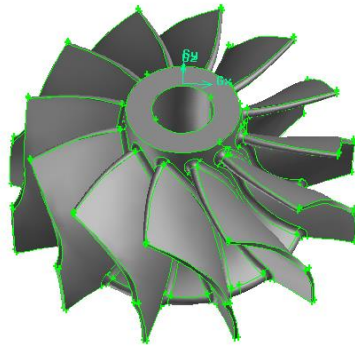
³ Rotational

⁴ Stationary

⁵ Interface

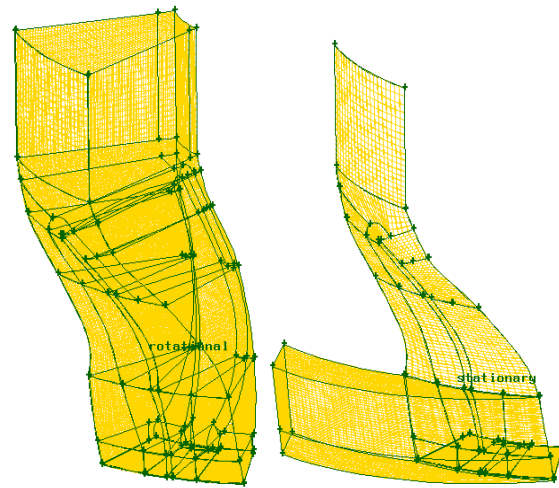
⁶ Dynamic mesh

⁷ Remeshing



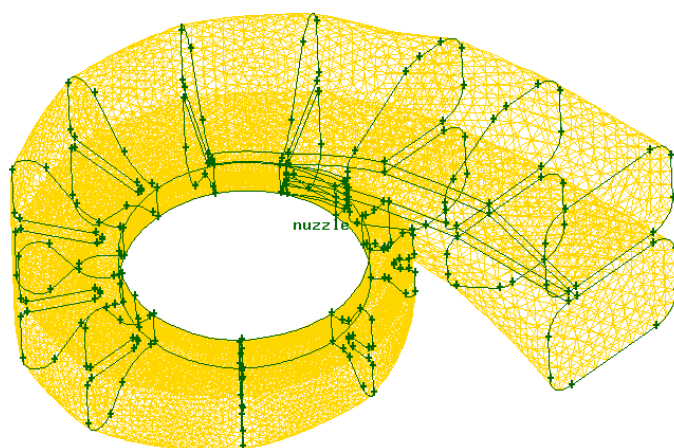
شکل ۳-۴ انتقال مدل توربین به نرم افزار گمبیت

- شبکه بندی حجم اطراف پره ها به گونه ای است که نزدیک لبه پره ها که گرادیان های سرعت و فشار بیشتری وجود دارد، مش متراکم تر و ریزتر و در فاصله های دورتر مش درشت تر باشد تا حجم محاسبات و هزینه محاسبات کاهش یابد (مطابق شکل ۴-۴).



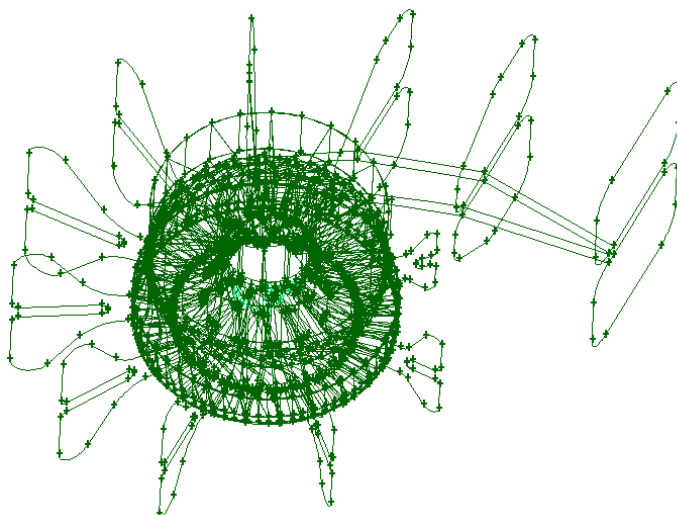
شکل ۴-۴ شبکه بندی اطراف تک پره

- انجام شبکه بندی های مختلف با نسبت رشد ثابت برای تعداد سلول های شبکه و تحلیل آنها توسط نرم افزار فلونت تا زمان رسیدن به استقلال از شبکه محاسباتی. در ادامه هندسه نازل تولید و شبکه بندی انجام می شود که در شکل ۴-۵ قابل مشاهده است.



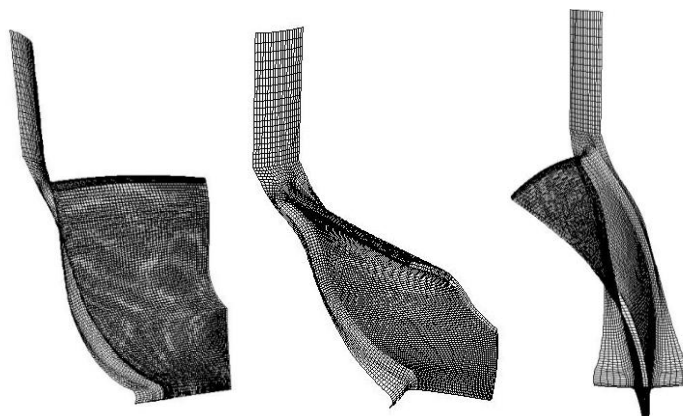
شکل ۴-۵ شبکه بندی نازل

در نهایت بلوکه بندی های انجام شده برای تولید توربین کامل و نازل و پوسته به تعداد ۳۳۴۲ عدد رسیده است که نشان از پیچیدگی مسئله دارد. تصویر بلوکه بندی ها در شکل ۴-۶ قابل مشاهده است. از دیگر ملاحظات انجام شده در طی شبکه بندی حالت دینامیکی آن است که نباید قسمت های چرخان و ثابت حتی در یک نقطه به هم اتصال داشته باشند و بایستی در نرم افزار فلونت صفحات اینترفیس را به صورت درست به هم متصل کرد.

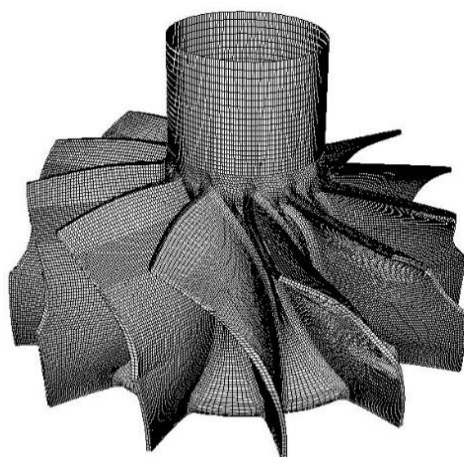


شکل ۴-۶ بلوکه بندی کل شکل

همچنین تصاویر شبکه بندی در شکل ۴-۷ و ۴-۸ قابل مشاهده است.



شکل ۴-۷ شبکه محاسباتی روی پره توربین و هاپ



شکل ۴-۸ شبکه روی کل پره‌های توربین

۲-۴ شرایط مرزی^۱:

شرایط مرزی مسئله بخش مهمی از حل است. انتخاب درست شرایط مرزی منجر به جواب‌های دقیق‌تر و همگرایی زودتر می‌شود. شرایط مرزی مسئله با توجه به اطلاعات موجود و هدف نهایی از مدل‌سازی اعمال می‌گردد. در این تحقیق بخش اصلی که مورد بررسی است توربین سیکل آلی رانکین می‌باشد.

¹ Boundry condition

این توربین یک ورودی سیال و یک خروجی سیال دارد. ابتدا باید ببینیم چه اطلاعاتی از سیال در ورود و خروج داریم و سپس شرایط مرزی را اعمال کنیم.

بر طبق تحقیق آقای کنگ و همکاران [۸] اولین قسمت اساسی که برای طراحی سیکل آلی رانکین تعیین می‌شود فشار ورودی به کندانسور یا فشار خروجی توربین می‌باشد. همان‌طور که در آنجا ذکر شده حالت ورودی سیال به کندانسور باید به صورت اشباع باشد. با استفاده از جدول ۲-۳ ابتدا فشار و دمای ورودی به کندانسور که در واقع خروجی توربین می‌باشد را مقدار اشباع و اندکی سوپرهیت با فشار ۲۸۵۲۰۰ پاسکال و دمای ۴۴ درجه سانتی‌گراد تعیین می‌کنیم. شرایط ورودی سیال بر طبق تحقیق آقای گالونی و همکاران [۴] و آقای کنگ و همکاران [۸] بهتر است بخار اشباع با اندکی سوپرهیت باشد. دقت شود همان‌طور که در این تحقیق‌ها بیان شده سوپرهیت کردن بیش از حد سیال منجر به کاهش بازده ایزنتروپیک توربین و سیکل می‌شود. همان‌طور که در جدول ۴-۲ مشاهده می‌شود، شرایط دمایی و فشاری ورودی سیال به توربین به صورت بخار اشباع با اندکی سوپرهیت در ۵ حالت مشخص شده است. شرایط فشاری و دمایی ورودی و خروجی سیال به توربین را تعیین کرده و بر طبق نرم‌افزار ورودی و خروجی را pressure inlet و pressure outlet قرار می‌دهیم.

در تحقیق آقای یانگ چو [۱۶] شرایط ورودی را Mass flow rate و شرایط خروجی را Static pressure در نظر گرفته است. در تحقیق آقای قانینت [۳۰] شرایط مرزی ورودی عبارت است از Total Pressure و شرایط مرزی خروجی توربین Mass flow rate می‌باشد. در تحقیق آقای ورما و همکاران [۳۷] شرایط مرزی ورودی Mass flow rate و شرایط مرزی خروجی Pressure outlet است. در ادامه شرایط مرزی در نرم‌افزار انسیس فلونت توضیح داده می‌شود [۵۲].

۱-۲-۴ شرط مرزی Pressure Inlet:

این شرط مرزی برای هر دو جریان تراکم پذیر و تراکم ناپذیر مناسب است و هنگامی که فشار ورودی معلوم بوده ولی دبی و سرعت نامشخص است استفاده می‌گردد. این شرایط در بسیاری از مسائل کاربرد

دارد. ANSYS FLUENT فشار استاتیک و سرعت را در ورودی محاسبه می‌کند. شار جرمی عبور کننده از مرز بر اساس حل جریان و جهت جریان تعریف شده تغییر می‌کند. پارامترهای ورودی مورد نیاز را بر اساس نوع مسئله می‌توان در کادر محاوره Pressure Inlet وارد کرد که عبارت‌اند از: فشار کلی، دمای کلی، جهت جریان، فشار استاتیک، پارامترهای توربولانس، پارامترهای تشعشع، کسر جرمی و مولی در گونه‌های شیمیایی، نسبت و تغییرات مخلوط، شرایط مرزی جدایش فازها، شرایط مرزی چند فاز و پارامترهای جریان کانال باز.

۲-۲-۴ شرط مرزی Pressure Outlet:

این شرط مرزی به فشار استاتیک (نسبی) در مرز خروجی احتیاج دارد. فقط هنگامی که جریان مادون صوت است از فشار استاتیک استفاده می‌شود. این شرط مرزی برای جریان‌های تراکم پذیر و تراکم ناپذیر مناسب است. فشار تعیین شده در صورتی که جریان در خروجی به صورت موضعی مادون صوت باشد صرف نظر می‌شود. همچنین می‌تواند به عنوان یک مرز آزاد در جریان خارجی یا بدون دیوار استفاده شود.

۳-۲-۴ شرط مرزی Wall:

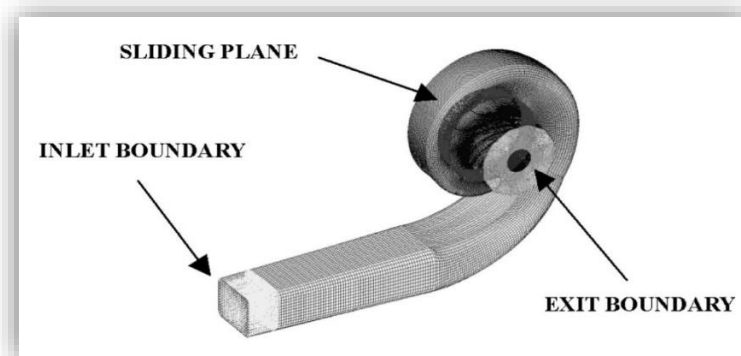
در جریان‌های ویسکوز، شرط عدم لغزش در دیوارها اعمال می‌شود. می‌توان شرایط مرزی دمایی نیز روی دیوارها اعمال کرد. چندین نوع شرط مرزی حرارتی در زبانه حرارتی^۱ وجود دارد. همچنین زبری دیوار می‌تواند برای جریان‌های آشفته به کار رود. تنش برشی دیوار و انتقال حرارت مبتنی بر میدان جریان محلی، سرعت جابجایی یا دورانی می‌تواند به مرزهای دیوار اعمال گردد. مرزهای دیواره می‌تواند متحرک یا ثابت باشد. این حرکت می‌تواند انتقالی یا چرخشی باشد.

¹ Termal

در قسمت توصیه‌های شرایط مرزی فایل‌های آموزشی^۱ انسیس بیان شده شرایط مرزی ورودی و خروجی فشاری بسیار به مقداردهی اولیه حساس است. مطابق شکل ۹-۴ در ورودی نازل و خروجی توربین شرط مرزی فشاری را اعمال می‌کنیم. با استفاده از دبی و محاسبه‌ی آنتالپی ورودی و خروجی توربین، توان ایده آل برحسب کیلووات مطابق رابطه‌ی ۴-۱ به دست می‌آید. توان واقعی توربین نیز طبق رابطه‌ی ۴-۲ از ضرب مقدار عددی گشتاور در سرعت دورانی برحسب وات بدست می‌آید. شرایط مرزی قسمت‌های دیگر نظیر پره، هاب و نازل دیواره^۲ و به‌صورت ثابت با شرط عدم لغزش^۳ است. باید توجه داشت اگر فشار عملکردی^۴ صفر در نظر گرفته شود مقادیر فشار ورودی به‌صورت مطلق می‌باشند در غیر این صورت مقادیر فشار به‌صورت نسبی هستند. شدت توربولانس در ورودی همان پیش‌فرض نرم‌افزار و مقدار ۵ درصد است. با مقداردهی فشار دینامیکی سیال، به نحوی سرعت ورودی و یا دبی ورودی را نیز مقداردهی اولیه می‌کنیم.

$$\dot{W}(\text{ideal}) = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (1-4)$$

$$\dot{W}(\text{actual}) = T * \omega \quad (2-4)$$



شکل ۹-۴ مرزهای ورودی و خروجی [۳۴]

¹ Tutorial

² Wall

³ No Slip

⁴ Operating conditions

در جداول ۱-۴ و ۲-۴ مقادیر اعمال شده در ورودی و خروجی مشاهده می شود:

جدول ۱-۴ مقادیر فشاری و دمایی در خروجی توربین

P(pa)	T(c)
۲۸۵۲۰۰	۴۴

جدول ۲-۴ مقادیر فشاری و دمایی در ورودی توربین

P(pa)	T(c)	
۴۱۲۰۱۰	۵۷	۱
۴۳۶۷۴۰	۵۹	۲
۴۸۹۵۷۰	۶۳	۳
۵۴۷۱۰۰	۶۷	۴
۵۷۷۷۱۰	۶۹	۵

۳-۴ مدل های گاز حقیقی پایگاه داده های NIST^۱:

مدل های گاز حقیقی NIST در حالت حل گر به صورت Density-based فعال می باشد. این مدل ها از خصوصیات ترمودینامیکی موجود در پایگاه داده های (REFPROP v7.0) Version 7.0 برای مبردها و ترکیب مبردها استفاده می کند. در این پایگاه خصوصیات تقریباً ۳۹ سیال خالص و ترکیب آن ها موجود است. وقتی که مدل گاز حقیقی NIST را در نرم افزار فلوننت فعال می کنیم داده های این پایگاه اطلاعاتی برای حل گر به صورت پویا بارگذاری شده و مدل گاز حقیقی اعمال می شود. وقتی که مدل اعمال می شود اطلاعات سیال در پنل مواد نمایش داده شده و تمام اطلاعات سابق در مورد سیال توسط حل گر نادیده گرفته می شود. استفاده کردن از این روش یکسری محدودیت هایی هم دارد. به عنوان مثال شما نمی توانید خصوصیات یک سیال را اصلاح یا هر ماده ای را به این مجموعه اضافه کنید. پایگاه داده ها شامل ۳۹ سیال مطابق جدول ۳-۴ می باشد که این سیالات شامل مبردها و هیدروکربن ها است. The REFPROP

^۱ NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database (REFPROP)

v7.0 از معادلات حالت مختلفی استفاده می کند که دارای نتایج دقیقی می باشند. این معادلات بر اساس

۳ مدل بناشدهاند:

• معادله ی حالت ^۱ MBWR

• معادله ی انرژی هلمولتز^۲

• ^۳ESC

جدول ۳-۴ هیدروکربن و میردهای پایگاه داده های REFPROP V7

<i>R 23</i>	<i>R 32</i>	<i>R 41</i>	<i>R 125</i>	<i>R 134a</i>
<i>R 143a</i>	<i>R152a</i>	<i>R 227ea</i>	<i>R 236ea</i>	<i>R 236fa</i>
<i>R 245ca</i>	<i>R245fa</i>	<i>R 22</i>	<i>R 123</i>	<i>R 124</i>
<i>R 141b</i>	<i>R 142b</i>	<i>R 11</i>	<i>R 12</i>	<i>R 13</i>
<i>R 113</i>	<i>R 114</i>	<i>R 115</i>	<i>R 116</i>	<i>R 14</i>
<i>R 218</i>	<i>R318</i>	<i>ammonia</i>	<i>carbon dioxide</i>	<i>propane</i>
<i>isobutane</i>	<i>propylene</i>	<i>nitrogen</i>	<i>oxygen</i>	<i>argon</i>
<i>methane</i>	<i>ethane</i>	<i>butane</i>	<i>water</i>	

¹ modified Benedict-Webb-Rubin (MBWR) equation of state

² Helmholtz-energy equation of state

³ extended corresponding states (ECS)

۱-۳-۴-۳-۴: **طریقه‌ی استفاده از مدل‌های گاز حقیقی:**

ابتدا باید مدل‌های گاز حقیقی را فعال کرد [۳۸]. زمانی که از مدل حل density-based استفاده می‌شود شما قادر خواهید بود که مدل گاز حقیقی را فعال نمایید. فعال کردن مدل دو گام اساسی دارد. ابتدا شما باید تعیین کنید که از مدل گاز حقیقی برای سیال با یک جز می‌خواهید استفاده کنید یا سیال شما از چند جز تشکیل شده است و در گام بعدی شما باید مواد سیال موردنظر را از پایگاه داده‌ها انتخاب نمایید. اگر شما از سیال با یک جز استفاده می‌کنید (تحقیق ما بر اساس سیال با یک جز است) باید عبارت شکل ۱۰-۴ را در کنسول فلوئنت تایپ نمایید:

```
> define/user-defined/real-gas/nist-real-gas-model
use NIST real gas? [no] yes
```

شکل ۱۰-۴ شروع به حل [۳۸]

از سوی دیگر اگر سیال شما ترکیبی از چند سیال است شما باید عبارت شکل ۱۱-۴ را در کنسول فلوئنت تایپ نمایید:

```
> define/user-defined/real-gas/nist-multispecies-real-gas-model
use multispecies NIST real gas? [no] yes
```

شکل ۱۱-۴ مشخص کردن تعداد فازها [۳۸]

پس از تایپ کردن yes مطابق شکل ۱۲-۴ فهرستی از سیالاتی که می‌توانید انتخاب کنید نمایش داده می‌شود:

```

ammonia.fld  nitrogen.fld  r116.fld  r13.fld  r227ea.fld
r32.fld
argon.fld    oxygen.fld    r11.fld   r141b.fld r22.fld
r41.fld
butane.fld   propane.fld   r123.fld  r142b.fld r236ea.fld
rc318.fld
co2.fld      propylen.fld  r124.fld  r143a.fld r236fa.fld
water.fld
ethane.fld   r113.fld     r125.fld  r14.fld   r23.fld
isobutan.fld r114.fld     r12.fld   r152a.fld r245ca.fld
methane.fld  r115.fld     r134a.fld r218.fld  r245fa.fld

```

شکل ۴-۱۲ لیست سیالات قابل انتخاب [۳۸]

در این قسمت اگر سیال شما یک جزئی است باید نام سیال را به صورت شکل ۴-۱۳ تایپ نمایید. دقت شود که نام باید به صورت کامل همراه با ".fld" تایپ شود.

```

select real-gas data file [""] "r245fa.fld"

```

شکل ۴-۱۳ انتخاب سیال [۳۸]

اگر سیال شما از چند جز تشکیل شده باشد پس از انتخاب مدل چند جزئی عبارت شکل ۴-۱۴ نمایش داده می شود. در این قسمت از شما خواسته می شود که تعداد جزها ترکیب سیال خود را وارد نمایید.

```

Number of species  [ ] 3

```

شکل ۴-۱۴ تعداد فازها [۳۸]

و در ادامه همانند شکل ۴-۱۵ باید نام هر سیال را مطابق قسمت قبل وارد کنید.

```

select real-gas data file [""] "nitrogen.fld"
select real-gas data file [""] "co2.fld"
select real-gas data file [""] "r22.fld"

```

شکل ۴-۱۵ انتخاب سیال های مختلف [۳۸]

پس از انجام مراحل بالا فلوئنت اطلاعات ماده‌ی موردنظر را از پایگاه داده‌های REFPROP

بارگذاری می‌نماید. سپس گزارش می‌دهد که اطلاعات موجود در پایگاه به اشتراک گذاشته شد و اطلاعات

سیال مطابق شکل ۴-۱۶ نمایش داده می‌شود.

```
/usr/local/Fluent.Inc/fluent6.2/realgas/lib/r125.fld

Opening "/usr/local/Fluent.Inc/fluent6.2/realgas/
ultra/librealgas.so"...
Setting material "air" to a real-gas...

Matl name: "R125"
           : "pentafluoroethane !full name"
           : "354-33-6"
Mol Wt    : 120.021

Critical properties:
  Temperature : 339.173 (K)
  Pressure     : 3.6177e+06 (Pa)
  Density      : 4.779 (mol/L) 573.582 (kg/m^3)

Equation Of State (EOS) used:
Helmholtz Free Energy (FEQ)
EOS:"FEQ Helmholtz equation of state for R-125 of Lemmon and
Jacobsen (2002)."
```

```
EOS Range of applicability
  Min Temperature: 172.52 (K)
  Max Temperature: 500 (K)
  Max Density     : 1691.1 (kg/m^3)
  Max Pressure    : 6e+07 (Pa)

Thermal conductivity Range of applicability
  Min Temperature: 172.52 (K)
  Max Temperature: 500 (K)
  Max Density     : 1691.1 (kg/m^3)

Max Pressure : 6e+07 (Pa)

Viscosity Range of applicability
  Min Temperature: 172.52 (K)
  Max Temperature: 500 (K)
  Max Density     : 1692.3 (kg/m^3)
  Max Pressure    : 6e+07 (Pa)
```

شکل ۴-۱۶ نمایش مشخصات سیال انتخابی [۳۸]

پس از بارگذاری اطلاعات قبلی در مورد سیال نادیده گرفته می‌شود. بدین ترتیب شما سیال موردنظر خود را به نرم‌افزار وارد کرده و بر اساس معادلات گاز حقیقی، حل گر از اطلاعات آن سیال استفاده می‌کند.

در استفاده از این روش توجه به نکات زیر بسیار مهم و اساسی است:

- استفاده از مدل جریان گاز حقیقی NIST بسیار پیچیده‌تر از حالت جریان گاز ایده آل است، بنابراین باید انتظار داشت که همگرایی حل به درجات آرام‌تر و دیرتر اتفاق بیافتد.
- همچنین به علت پیچیدگی معادلات برای ارزیابی خصوصیات سیالات، همگرایی حل با مدل گاز حقیقی در عددهای بسیار کوچک‌تر¹ CFL اتفاق می‌افتد.
- پیشنهاد می‌شود که ابتدا برای حل از معادلات با مرتبه‌ی اول استفاده کرده و سپس به حالت مرتبه‌ی دوم ارتقا داده و حل را ادامه دهید.
- باید دقت داشت که این مدل برای خصوصیت‌های گاز حقیقی در محدوده‌ی خاصی تعریف شده است. بسیار مهم است که خصوصیات جریان شما در محدوده‌ی اطلاعات موجود در پایگاه داده‌ها باشد. ممکن است که شرایط جریان شما به صورت فیزیکی ممکن بوده ولی در پایگاه تعریف نشده باشد. در این گونه موارد حل فوراً واگرا می‌شود و خطا ظاهر می‌گردد. در برخی موارد با کاهش بیشتر عدد کورانت این مسئله حل می‌گردد. در نهایت اگر پس از تعیین شرایط مرزی اقدام به حدس اولیه بر اساس شرایط جریان کردید و پیغام خطا ظاهر شد، این امر نشان‌دهنده‌ی این است که شرایط جریانی که شما اعمال نمودید در محدوده‌ی اطلاعات پایگاه داده‌ها نیست.

¹ Courant-Friedrichs-Lewy

۴-۴ فرضیات مدل سازی:

همان طور که در بخش ۴-۳-۱ به طور مفصل بیان شد، گاز مورد استفاده در مدل سازی به صورت حقیقی در نظر گرفته شده که خواص سیال از طریق پایگاه داده های REFPROP فراخوانی و در طول فرآیند حل اعمال می شود.

۱- با توجه به استفاده از روش حل SIXDOF و فرایند حل، مسئله به صورت گذرا حل می شود. در روش SIXDOF توربین دارای ۶ درجه آزادی است که با اعمال کد UDF^۱ فقط یک درجه آزادی به توربین اعمال می کنیم. در این روش سیال به سمت توربین حرکت کرده و در اثر برخورد سیال با توربین و اعمال گشتاور به آن توربین چرخیده و به سرعت نهایی می رسد.

۲- با توجه به تحقیقات و آزمایشات آقای قانینت [۳۰] و [۳۲] گام زمانی^۲ در این مسئله در ابتدای حل $1e-6$ بوده و پس از اینکه حل مقدراری تکرار شد به $1e-5$ ارتقا پیدا می کند.

۳- عدد کورانت^۳ در این مسئله $0/9$ مقداردهی می شود. دقت شود این عدد با حل های مختلف با عددهای کورانت مختلف به دست آمده است. کاهش عدد کورانت می تواند موجب کاهش باقیمانده ها شده و همگرایی بهتری حاصل شود ولی کوچک کردن زیاد این عدد باعث می شود زمان حل طولانی تر شود.

۴- مدل توربولانسی همان طور که در بخش ۳-۳-۹ توضیح داده می شود KW-SST بوده و تمامی معادلات توربولانسی و انرژی ابتدا به صورت First Order حل شده و پس از حدود ۵۰۰ تکرار معادلات به مرتبه ی Second order ارتقا پیدا می کنند. این امر موجب می شود که همگرایی بهتری حاصل شده و از واگرایی جلوگیری می شود.

1 User define function

2 Time steps

3 Courant number

۵- به دلیل سرعت بالای جریان حل به صورت تراکم پذیر و آشفته با حل گر مبتنی بر چگالی^۱ انجام می گردد.

۴-۵ استقلال از شبکه^۲:

در این قسمت برای دستیابی به استقلال جواب نهایی از شبکه محاسباتی و وابسته نبودن حل به تعداد سلولها، هندسه‌ی موردنظر را به ۴ صورت مختلف از درشت به ریز شبکه‌بندی می‌کنیم. سپس هرکدام از شبکه‌ها را وارد محیط نرم‌افزار انسیس فلونت کرده و با شرایط مرزی و روش‌های حل کاملاً یکسان پارامتر سرعت دورانی توربین را در شبکه‌های مختلف بررسی می‌نماییم. سرعت دورانی یکی از فاکتورهای محاسبه‌ی توان خروجی است و در صورتی که تغییر نکند توان خروجی نیز تغییر چندانی نخواهد داشت.

۴-۵-۱ استفاده از روش Mesh adaption برای ریزتر کردن شبکه:

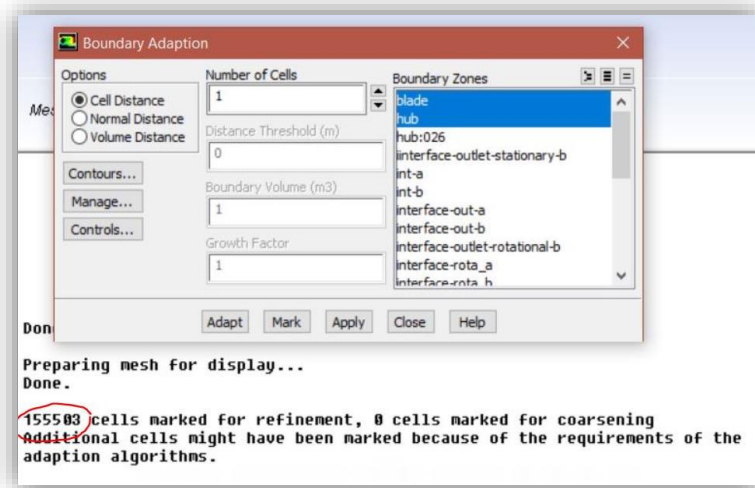
ریز کردن شبکه با استفاده از قابلیت سازگاری مش^۳ نرم‌افزار انسیس فلونت انجام شد. به این صورت که ابتدا شبکه‌ی درشت را با گمبیت ساخته و سپس با فراخوانی شبکه در نرم‌افزار با دستور read-mesh و سپس با انتخاب گزینه‌ی adapt-boundary پنجره‌ای باز می‌شود. در این پنجره باید قسمت‌هایی را که می‌خواهیم مش در آن ناحیه ریزتر شود مشخص کنیم. با توجه به این که سرعت درروی پرها افزایش یافته و مهم‌ترین قسمت در نتایج سرعت دورانی و گشتاور حاصله پره و هاب است، این دو قسمت را از بین بخش‌های دیگر انتخاب می‌کنیم. سپس با فشردن کلید mark تعداد سلول‌هایی که در این مرحله انتخاب و آماده‌ی ریز شدن هستند در کنسول فلونت نمایش داده می‌شود. سپس با کلیک کردن بر روی گزینه‌ی adapt یک مرحله شبکه در قسمت‌های پره و هاب ریزتر می‌شود. برای ریزتر کردن

1 Density based

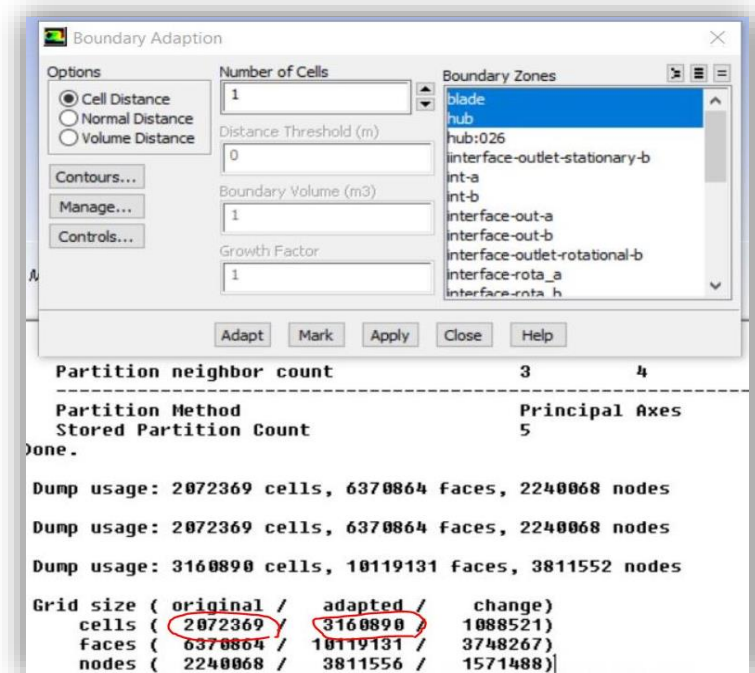
2 Grid study

3 Mesh Adaption

شبکه از همین روش با همین روال دوباره می‌توان استفاده کرد و شبکه‌های ریزتری تولید نمود. در شکل ۴-۱۷ و ۴-۱۸ مراحل مارک و ادپت کردن نمایش داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود ابتدا ۱۵۵۵۰۳ سلول مارک شده است. این سلول‌ها اطراف هاب و پره می‌باشند. تعداد سلول‌های کل شبکه قبل از ادپت کردن ۲۰۷۲۳۶۹ عدد بوده که پس از اعمال تغییر به ۳۱۶۰۸۹۰ عدد رسیده است.



شکل ۴-۱۷ تعداد سلول‌های مارک شده



شکل ۴-۱۸ تغییر تعداد شبکه پس از ادپت شدن

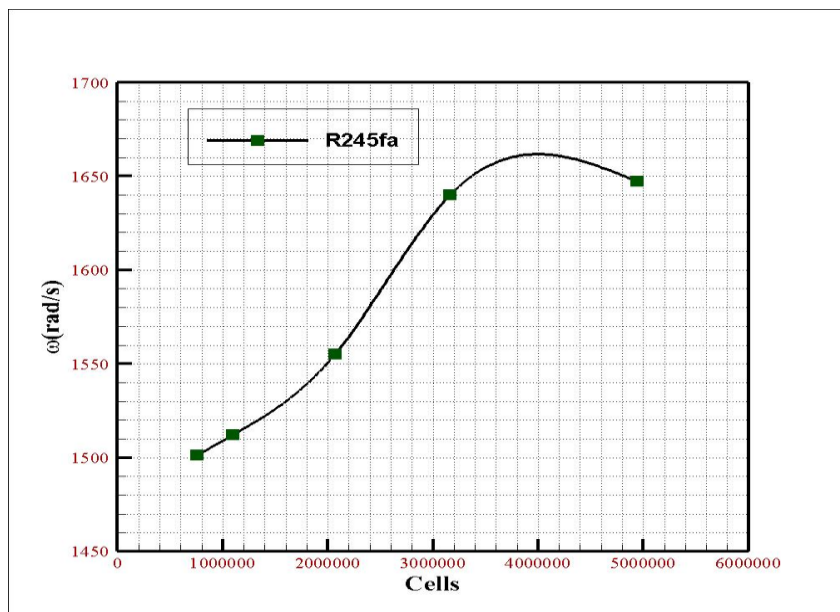
ریز کردن شبکه باعث می‌شود مقدار y^+ کوچک‌تر شده و نتایج دقیق‌تر گردد ولی به همان نسبت حجم محاسبات افزایش می‌یابد پس باید تناسبی بین دقت و حجم محاسبات برقرار نمود و بهترین شبکه را انتخاب کرد. هدف از انجام Gride study ریز کردن شبکه تا جایی است که نتایج تغییر چندانی نکند؛ یعنی از آن قسمت به بعد هر چه شبکه ریز شود نتایج تقریباً یکسان ولی حجم محاسبات افزایش می‌یابد. ۴ نوع شبکه تولید شد و با هر شبکه تحت شرایط یکسان مدل را حل می‌کنیم. نتایج حل به صورت جدول ۴-۴ است:

جدول ۴-۴ مشخصات شبکه‌های مختلف تولید شده

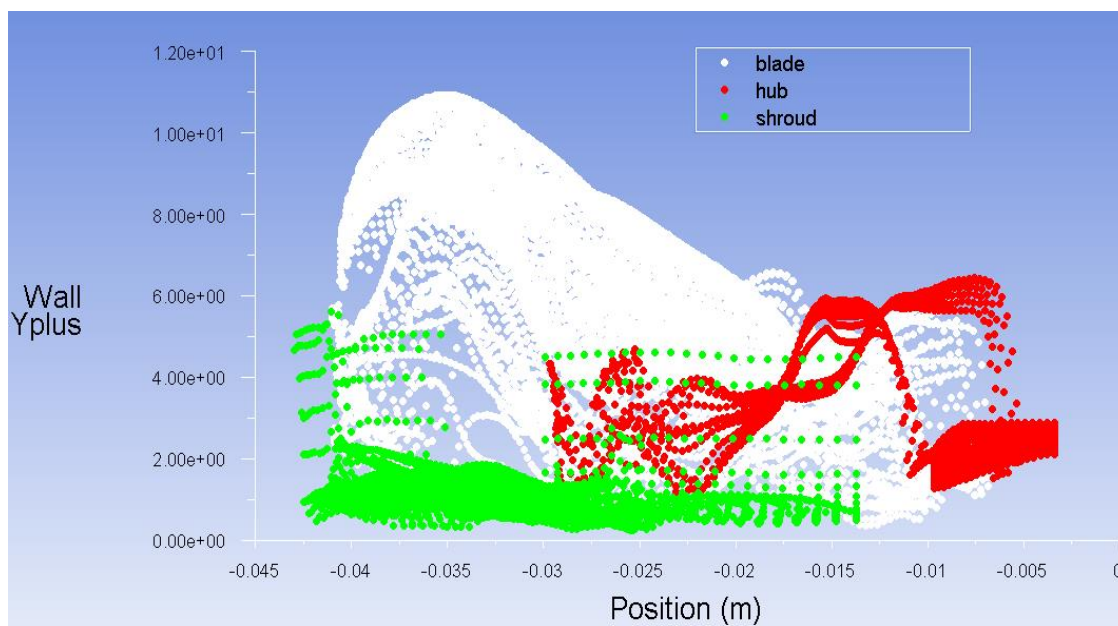
ω (rad/s)	Faces	Nodes	Cells	
۱۵۰/۱/۱۵۰	۱۵۶۳۶۸۵	۷۸۰۵۹۶	۷۵۶۵۲۳	۱
۱۵۱۲/۱۲	۳۵۲۵۶۴۲	۱۱۱۰۵۷۸	۱۱۰۰۲۴۵	۲
۱۵۵۵/۲۶	۶۸۳۰۷۵۱	۲۲۴۰۰۷۰	۲۰۷۲۳۶۹	۳
۱۶۳۹/۸۹۵	۱۰۶۱۴۵۴۸	۳۸۱۱۵۵۵	۳۱۶۰۸۹۰	۴
۱۶۴۷/۲۵	۱۶۷۸۰۰۴۹	۶۳۱۷۳۷۲	۴۹۴۳۸۰۴	۵

مطابق شکل ۴-۱۹ تغییرات سرعت دورانی نسبت به شبکه مشخص شده است. در نمونه مشابه مدل‌سازی انجام شده در تحقیق توسط آقای سی یانگ چو^۱ و همکاران [۱۶] از مدل شبکه با ۲۰۰۰۰۰۰ سلول استفاده شده است. ولی در مدل تحقیق حاضر، چون با این مقدار شبکه هنوز y^+ مقدار بزرگی دارد، شبکه ریزتر شده و به مقدار ۳۱۶۰۸۹ سلول رسیده است. بر طبق جدول ۴-۴ هم از این شبکه به بعد تغییرات سرعت دورانی بسیار کم می‌شود و این شبکه را به عنوان شبکه‌ی مورد نظر برای حل انتخاب می‌کنیم. در شکل ۴-۲۰ محدوده‌ی y^+ را می‌توان مشاهده کرد که در بیشتر مناطق کمتر از ۵ است. این مقدار مناسب بوده و با این شبکه حل و مدل‌سازی انجام می‌شود.

¹ soo yong cho



شکل ۴-۱۹ نمودار اصالت شبکه

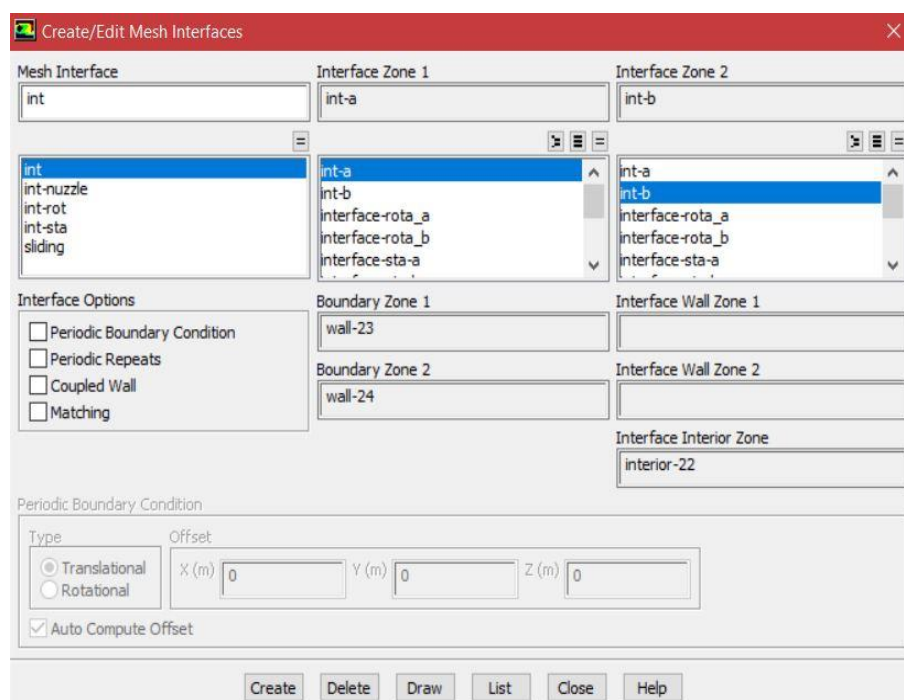


شکل ۴-۲۰ محدوده وای پلاس پس از ریز کردن شبکه

۴-۶ شروع به حل:

ابتدا فایل مش از قسمت Read-Mesh فراخوانی می‌شود. پس از فراخوانی شبکه توسط گزینه‌ی General-Check بررسی می‌شود. باقی اطلاعات مربوط به مش از قسمت Mesh-Info قابل دسترسی

است. گام بعدی فراخوانی کد UDF است. این کد ممان اینرسی توربین را مشخص می‌کند و برای استفاده از روش مش دینامیک و SIX DOF ضروری است. فراخوانی این کد از قسمت Define-User defined-functions-compiled انجام می‌شود. پس از Load کردن، این کد به حل اعمال می‌شود. حل گر ما بر اساس چگالی^۱ و ناپایا^۲ است. در قسمت General این گزینه‌ها را انتخاب می‌کنیم. در گام بعدی از قسمت Mesh Interface باید مرزهای اسلایدینگ ثابت و متحرک مش را مشابه شکل ۴-۲۱ به یکدیگر متصل کرد.



شکل ۴-۲۱ تنظیمات مرزهای اسلایدینگ

در گام بعدی از قسمت Dynamic Mesh تیک مربوطه را زده و SIX DOF را فعال می‌کنیم. در ادامه برای پره و هاب و قسمت چرخان^۳ کد UDF را اعمال می‌کنیم. در قسمت Boundary شرایط مرزی ورودی و خروجی و دیواره‌ها را مطابق توضیحات بخش ۴-۲ اعمال می‌کنیم. سیال R245fa را

-
- 1 Density-Based
 - 2 Transient
 - 3 Rotational

مطابق توضیحات و دستورات در قسمت ۴-۳-۱ به حل وارد می‌کنیم. در قسمت کنترل‌های حل^۱ مقدار عدد کورانت^۲ را ۰/۸ قرار می‌دهیم. این عدد بر اساس ملاحظات خاصی که قبلاً توضیح داده شد انتخاب شده است. دقت کنید که تغییرات عدد کورانت همگرایی را تحت تأثیر قرار می‌دهد. در قسمت مانیتورهای^۳ حل برای باقیمانده‌های حل، عدد ضریب گشتاور Cm و تغییرات دبی ورودی و خروجی پنجره نمایشی در نظر می‌گیریم. به وسیله‌ی این پنجره‌ها پایان یافتن حل مشخص می‌شود. ابتدا مسئله به صورت مرتبه‌ی اول^۴ حل شده و پس از حدود ۵۰۰ تکرار به مرتبه‌ی دوم^۵ از قسمت Solution Control ارتقا پیدا می‌کند. این امر موجب می‌شود همگرایی بهتری حاصل شود. مقداردهی اولیه مسئله نیز به صورت استاندارد بر اساس All Zone انجام می‌شود. همان‌طور که در بخش ۴-۴-۱ بیان شد حل با استفاده از این روش و استفاده از معادله‌ی حالت گاز حقیقی بسیار به مقداردهی اولیه حساس است. اگر در مرحله‌ی مقداردهی اولیه نرم‌افزار خطا اعلام کرد، مشخص می‌شود که محدوده‌ی دمایی و فشاری مدنظر توسط این روش پشتیبانی نمی‌شود. در نهایت نیز گام زمانی^۶ 1e 06 با ۱۵ تکرار در هر گام زمانی تعیین شده و اکنون مسئله آماده‌ی حل شدن است. با زدن گزینه Run مسئله با شرایط و تکرارهای تعیین شده شروع به حل می‌کند.

۴-۶-۱ عوامل مؤثر بر همگرایی:

همان‌طور که بیان شد این مسئله به دلیل استفاده از مدل محاسباتی گاز حالت واقعی و شرایط مرزی ورودی و خروجی فشاری و دمایی مختلف، بسیار به مقداردهی اولیه و شرایط مرزی وابسته بوده و

1 Solution Control
 ۲ Courant Number
 ۳ Monitor
 ۴ First Order
 ۵ Second Order
 ۶ Time Steps

همگرایی در این روش کمی سخت تر و زمان بر است. در زیر عواملی که می تواند موجب همگرایی بهتر مسئله شود بیان می شود:

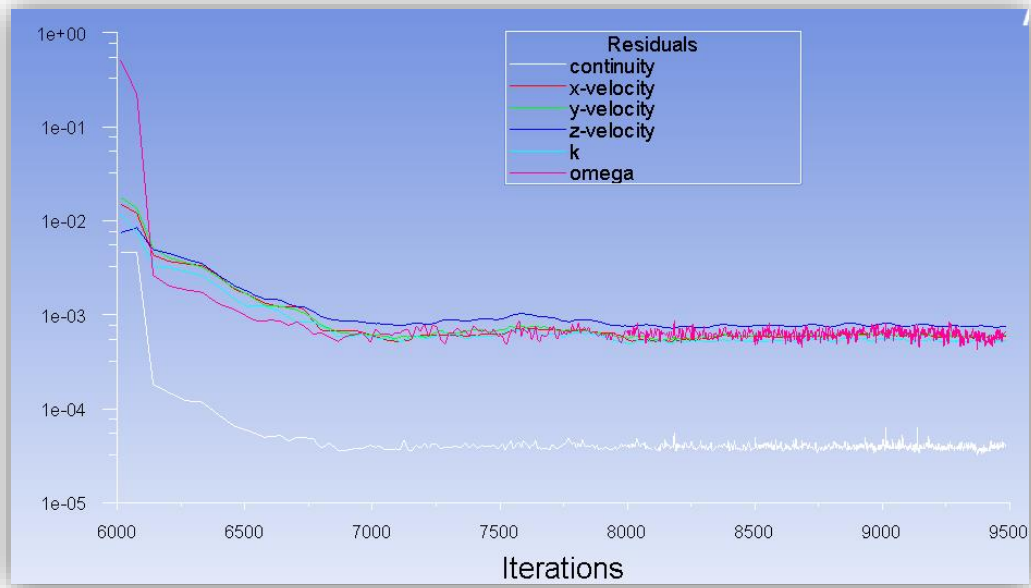
- استفاده از گام زمانی کوچک تر و تعداد تکرارهای بیشتر در هر گام زمانی
- شروع حل با استفاده از معادلات مرتبه ی اول و سپس ارتقا آن به مرتبه ی دوم
- افزایش تدریجی فاکتورهای تخفیف یا عدد کورانت
- شروع حل با استفاده از یک حل قبلی
- فراهم آوردن شرایط اولیه ی بهتر و مدل آشفتگی مناسب تر

۴-۶-۲ پایان یافتن حل:

پس از شروع حل و حدود ۸۰۰۰۰ تکرار حل پایان می یابد. این مقدار محاسبات با استفاده از سیستم های محاسباتی دانشگاه شاهرود با رم ۶۴ گیگ و CPU ۳/۵ گیگاهرتز و ۷ هسته، حدود ۱۳ روز زمان می برد. عواملی که نشان می دهد حل تمام شده است به صورت زیر است:

- یکی از عواملی که نشان دهنده ی پایان حل است نمودار باقیمانده ها است. همان طور که در شکل ۴-۲۲ دیده می شود وقتی مقدار و تغییرات باقیمانده ها کم شد می توان گفت حل تمام شده است.
- عامل دیگر بالانس دبی است. در حل های گذرا نسبت به حالت پایا، بالانس دبی ورودی و خروجی دیرتر اتفاق می افتد. همان طور که در قسمت قبل توضیح داده شد برای بررسی کردن این عامل دو نمودار برای دبی ورودی و خروجی تعیین می کنیم.
- بر اساس نمودار Cm یا ضریب گشتاور می توان فهمید حل کامل شده است. بدین صورت که در ابتدای حل نمودار نوسان داشته ولی وقتی نمودار خطی می شود و نوسان ندارد یعنی گشتاور پرها ثابت بوده با تکرار بیشتر این مقدار تغییر نکرده و مقدار نهایی است.

- بررسی کانتورهای فشار روی پره‌ها نیز می‌تواند کامل شدن حل را نشان دهد. با بررسی کانتورهای فشار پره‌ها باید تمامی پره‌ها تقریباً شکل یکسانی داشته باشند و اگر کانتورهای فشاری پره‌ها تفاوت زیادی داشت یعنی حل کامل نشده است.



شکل ۴-۲۲ نمودار باقیمانده‌ها

فصل پنجم

نتایج

۵-۱ اعتبارسنجی نتایج^۱:

یکی از مهم‌ترین قسمت‌های حل عددی، بخش صحت‌سنجی روش حل می‌باشد. با توجه به نو و خلاقانه بودن این پژوهش و نبودن نمونه‌ی مشابه، صحت‌سنجی نتایج ضروری‌تر و الزام‌آورتر است. در تحقیق حاضر از توربوشارژر مدل HX40W با مشخصات هندسی که در بخش ۴-۱ ذکر شد استفاده شده است. این توربین تحت شرایط کاری مشخص با سیال R245fa به وسیله روش SIXDOF در نرم‌افزار انسیس فلونت مورد ارزیابی قرار می‌گیرد. استفاده از توربین توربوشارژر در سیکل آلی رانکین منحصر به این پژوهش بوده و نمونه‌ی مشابه این کار انجام نشده است. از این رو نتایج داده‌های آزمایشگاهی برای این توربین با این سیال در سیکل رانکین موجود نیست. در چنین شرایطی هر چه نمونه‌ی کار آزمایشگاهی شباهت بیشتری به تحقیق حاضر داشته باشد صحت‌سنجی از اعتبار بیشتری برخوردار است. با بررسی مراجع و اطلاعات سازنده، منحنی مشخصه‌ی این توربین ارائه نشده است و تنها منحنی‌های مربوط به شرایط کاری قسمت کمپرسور متصل به توربین ارائه شده است..

در تحقیق آقای دکتر پالفریمن [۳۴] و همچنین تحقیق آقای قانینت و همکاران [۵۰] مدل‌سازی با استفاده از توربین تحقیق حاضر انجام شده است. از داده‌های آزمایشگاهی استفاده شده و با استفاده از مدل‌سازی در نرم‌افزار ANSYS CFX شرایط مختلف بررسی گردیده است. ما برای صحت‌سنجی، نتایج حل عددی با نرم‌افزار فلونت را با نتایج آزمایشگاهی در این مقاله مقایسه می‌کنیم. سیال انتخابی هوا است و برای حل با استفاده از گازهای حقیقی از معادله‌ی حالت پنگ رابینسون^۲ که در تنظیمات پیش‌فرض نرم‌افزار موجود است استفاده می‌شود. شرایط مرزی حل طبق جدول ۵-۱ انجام می‌شود. شرایط ورودی توربین متغیر بوده و شرایط خروجی توربین هوای آزاد با فشار ۱ بار می‌باشد. صحت‌سنجی در دو حالت با نسبت فشارهای متفاوت انجام شده است. در هر دو حالت پارامتر سرعت

^۱ Validation

^۲ Peng robinson

دورانی و توان خروجی مورد بررسی قرار می‌گیرد. شرایط مرزی ورودی در ابتدای نازل توربوشارژر و شرایط مرزی خروجی در خروجی محوری توربین اعمال شده است. در حالت اول نسبت فشار ۲/۹۱ بوده و سرعت دورانی در محدوده‌ی ۶۰ تا ۶۵ هزار دور بر دقیقه به دست می‌آید. در این حالت توان خروجی به دست آمده در محدوده‌ی ۱۳ تا ۱۵ کیلووات است. در حالت دوم شرایط مرزی خروجی یکسان بوده و شرایط فشاری ورودی متغیر است. در این حالت نسبت فشار ۱/۳۲ می‌باشد. سرعت دورانی در محدوده‌ی ۲۹ تا ۳۲ هزار دور بر دقیقه به دست می‌آید. توان خروجی نیز بین ۶ تا ۷ کیلووات است. همان‌طور که مشاهده می‌شود در هر دو حالت نتایج عددی از نتایج آزمایشگاهی بیشتر است. این تفاوت نتایج می‌تواند به دلیل اتلاف‌ها و خطاهای انجام آزمایش بوده که در نظر گرفته نمی‌شود. همچنین با بررسی نتایج و مقایسه‌ی درصد خطا مشخص می‌شود در نسبت فشار کمتر خطا و اختلاف کمتری در مقدار سرعت و توان خروجی داریم. این‌طور می‌توان نتیجه گرفت که هر چه نسبت فشار بیشتر باشد به دلیل اتلاف‌های بیشتر، اختلاف نتایج آزمایشگاهی با عددی بیشتر می‌شود. در نهایت در هر دو حالت درصد خطا کمتر از ۱۰ درصد بوده که نزدیکی قابل قبول اعداد مدل‌سازی و صحت نتایج را نشان می‌دهد.

جدول ۵-۱ شرایط مرزی اعمالی

$P_1(\text{bar})$	$P_2(\text{bar})$	$T_1(\text{c})$	$T_2(\text{c})$	$\omega(\text{rpm})$	$W(\text{watt})$		حالت اول
۲/۹۱	۱	۷۱	۲۵	۶۴۵۲۵	۱۴۵۲۲	حل عددی	
۲/۹۱	۱	۷۱	۲۵	۶۰۰۰۰	۱۳۲۵۰	داده‌های آزمایشگاهی	
				۷/۰۱۲	۸/۷۵	درصد خطا (%)	
$P_1(\text{bar})$	$P_2(\text{bar})$	$T_1(\text{c})$	$T_2(\text{c})$	$\omega(\text{rpm})$	$W(\text{watt})$		حالت دوم
۱/۳۲	۱	۷۱	۲۵	۳۱۳۱۳	۶۶۶۲	حل عددی	
۱/۳۲	۱	۷۱	۲۵	۲۹۴۰۳	۶۳۹۵	داده‌های آزمایشگاهی	
				۶/۰۹	۴/۰	درصد خطا (%)	

۵-۲ نتایج حل:

در این تحقیق، هدف بازیافت انرژی از منابع دمایی با استفاده از تجهیزات موجود است. با بررسی‌های انجام‌شده این نتیجه حاصل شد که سیکل آلی رانکین ORC قابلیت بهره‌برداری از منابع دمایی را دارد. با استفاده از نمونه‌ی موجود توربین توربوشارژ و به‌کارگیری در سیکل آلی رانکین بخش تولیدی توان سیکل مورد بررسی قرار گرفته است. به‌طور مشخص اگر از این توربین در سیکل با شرایط دمایی و فشاری مختلف استفاده شود، چه توان خروجی خواهیم داشت. ابتدا مدل هندسی تولیدشده و پس از فراخوانی هندسه به نرم‌افزار، شبکه‌ی محاسباتی و مش به آن اعمال شد. مدل آشفتگی و تنظیمات حل گر و شرایط مرزی و نوع سیال نیز اعمال گردید و طبق جدول ۵-۲ توربین تحت شرایط مختلف قرار می‌گیرد. درنهایت نیز جداول و نمودارهای مربوطه رسم می‌شود.

مسئله با ۵ شرط مرزی مختلف ورودی و شرط مرزی خروجی ثابت انجام می‌شود. پس از پایان یافتن حل دبی جریان و سرعت چرخشی پره‌ها و گشتاور پره‌ها به‌صورت جدول ۵-۲ گزارش می‌شوند. در هر مرحله بازده ایزنتروپیک پره محاسبه‌شده و در ادامه نمودارهای مربوط به آن‌ها رسم می‌شود. همان‌طور که ذکر شد با توجه به مشخص بودن شرایط مرزی دمایی و فشاری ورودی و خروجی توان ایده‌آل با استفاده از رابطه‌ی ۵-۱ محاسبه می‌شود. برای محاسبه‌ی توان خروجی واقعی از نتایج خروجی نرم‌افزار استفاده می‌گردد. به این صورت که گشتاور و سرعت دوران پره‌ها استخراج‌شده و با حاصل ضرب سرعت در گشتاور مقدار توان واقعی را مطابق رابطه‌ی ۵-۲ محاسبه می‌کنیم. با داشتن توان ایده‌آل و واقعی، بازده ایزنتروپیک از رابطه‌ی ۵-۳ محاسبه می‌شود.

$$\dot{W}(\text{ideal}) = \dot{m}(h_r - h_1) \quad (1-5)$$

$$\dot{W}(\text{actual}) = T * \omega \quad (2-5)$$

$$\eta_{\text{isentropic}} = \frac{W_{\text{act}}}{W_{\text{isen}}} = \frac{W_{\text{act}}}{\dot{m} \cdot (h_r - h_1)} \quad (3-5)$$

جدول ۵-۲ مشخصات ورودی و خروجی سیال

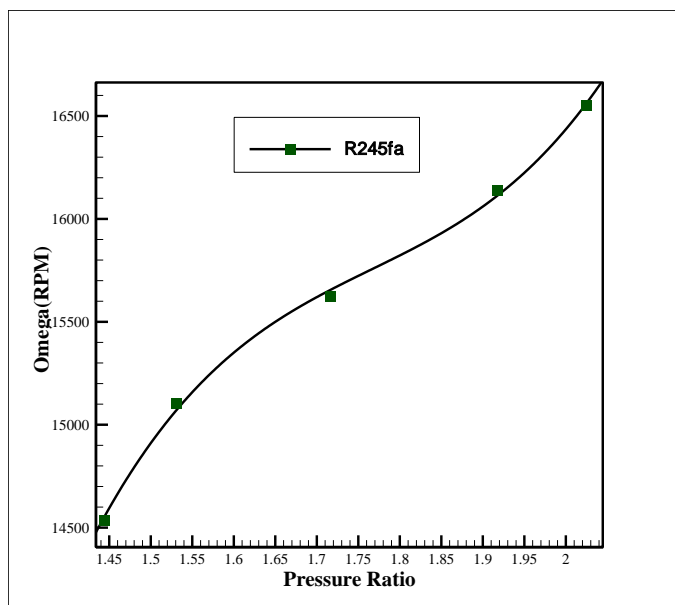
حالت پنجم	حالت چهارم	حالت سوم	حالت دوم	حالت اول	
۵۷۷۷۱۰	۵۴۷۱۰۰	۴۸۹۵۷۰	۴۳۶۷۴۰	۴۱۲۰۱۰	فشار ورودی P(Pa)
۶۸	۶۶	۶۲	۵۸	۵۶	دمای ورودی T(c)
۲۸۵۲۰۰	۲۸۵۲۰۰	۲۸۵۲۰۰	۲۸۵۲۰۰	۲۸۵۲۰۰	فشار خروجی P(Pa)
۴۴	۴۴	۴۴	۴۴	۴۴	دمای خروجی T(c)
۱۶/۵۹	۱۵/۶۲	۱۲/۸۳	۱۰/۰۱	۸/۶	تغییرات آنتالپی Δh
۴۳۶/۶۱	۴۳۶/۶۱	۴۳۶/۶۱	۴۳۶/۶۱	۴۳۶/۶۱	آنتالپی خروجی h_2 (kj/kg)
۴۵۲/۲۳	۴۵۲/۲۳	۴۴۹/۴۴	۴۴۶/۶۲	۴۴۵/۲۱	آنتالپی ورودی h_1 (kj/kg)
۱/۷۷۲	۱/۷۷۱	۱/۷۶۸	۱/۷۶۶	۱/۷۶۵	آنتروپی ورودی s_1 (kj/kg.k)
۱/۷۵۹	۱/۷۵۹	۱/۷۵۹	۱/۷۵۹	۱/۷۵۹	آنتروپی خروجی s_2 (kj/kg.k)
۳۲/۰۴۱	۳۰/۳۳۹	۲۷/۱۵۹	۲۴/۲۶۰	۲۲/۹۰۹	چگالی ورودی (kg/m ^۳)
۱۶/۰۱۰	۱۶/۰۱۰	۱۶/۰۱۰	۱۶/۰۱۰	۱۶/۰۱۰	چگالی خروجی (kg/m ^۳)
۰/۹۲	۰/۸۹	۰/۸۵	۰/۷۸	۰/۷۱	دبی \dot{m} (kg/s)
۵/۱۷۷	۵/۲۷۱	۴/۷۳۹	۳/۶۴۳	۳/۱۴۸	گشتاور T(n.m)
۱۶۵۶۰/۳۰۵	۱۶۱۴۰/۳۳۶	۱۵۶۲۱/۶۷۵	۱۵۱۰۴/۴۰۸	۱۴۵۳۶/۲۴۴	ω (rpm)
۱۷۳۳/۳۱۲	۱۶۹۰/۲۱۱	۱۶۳۵/۸۹۸	۱۵۸۷/۷۳۰	۱۳۹۵/۵۵۵	ω (rad/s)
۸۹۷۴/۰۵۶	۸۹۱۰/۵۴۱	۷۷۵۳/۴۵۵	۵۷۸۴/۹۸۷	۴۳۹۳/۲۱	توان خروجی (watt) $T*\omega$
۱۵/۲۶۲	۱۳/۹۰۱	۱۰/۹۰۵	۷/۸۰۷	۶/۱۰۶	$\dot{m}*\Delta h$ (Kw)
۰/۵۸۸	۰/۶۴۱	۰/۷۱۱	۰/۷۴۱	۰/۷۱۹	بازده آیزنتروپیک توربین n

۵-۳ رسم نمودارها:

در این قسمت نمودارهای مربوط به نتایج خروجی رسم شده و در ادامه این نمودارها تحلیل می‌شود. نمودارها برحسب پارامترهای مستقل و وابسته رسم شده‌اند. همان‌طور که بیان شد شرایط ورودی توربین بخار اشباع بوده و شرایط خروجی نیز بخار اشباع است. بر اساس جدول ۵-۲ شرایط ورودی در پنج حالت اعمال شده و نتایج به صورت منحنی نمایش داده می‌شود. پارامتر مستقل، نسبت فشار ورودی و خروجی توربین بوده و پارامترهای وابسته سرعت دورانی و گشتاور پره‌ها، دبی عبور کننده از توربین، توان خروجی حاصله و بازده آیزنتروپیک توربین است.

۵-۳-۱ منحنی تغییرات سرعت دورانی:

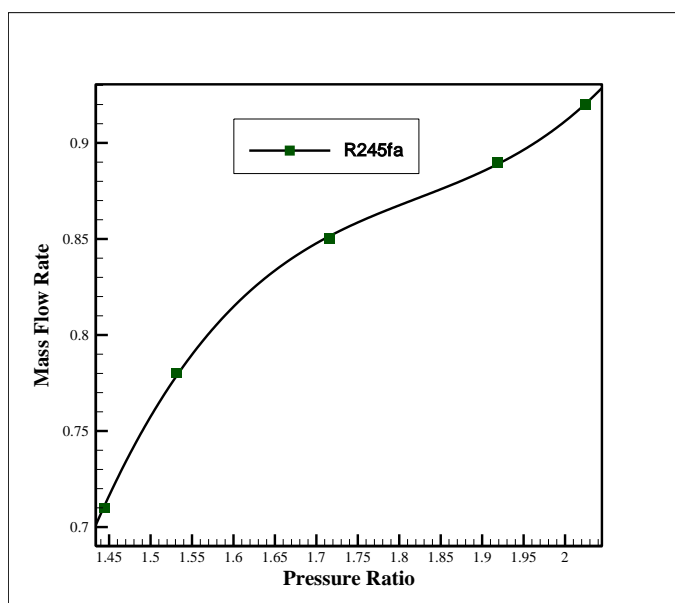
مطابق شکل ۵-۱ منحنی تغییرات سرعت دورانی برحسب تغییرات نسبت فشار رسم شده است. نسبت فشار ورودی و خروجی توربین در محدوده‌ی $1/4$ تا $2/1$ تغییر می‌کند. تغییرات سرعت دورانی نیز در محدوده‌ی 14000 تا 17000 دور بر دقیقه است. با افزایش نسبت فشار ورودی و خروجی توربین، سرعت دورانی افزایش می‌یابد. در ابتدا روند افزایش سرعت بیشتر بوده ولی در ادامه این افزایش سرعت کاهش می‌یابد. مشاهده می‌شود که افزایش نسبت فشار به طور مستقیم بر افزایش سرعت دورانی تأثیر گذاشته و روند منحنی همواره صعودی است.



شکل ۵-۱ منحنی تغییرات سرعت دورانی بر حسب تغییرات نسبت فشار

۵-۳-۲ منحنی تغییرات دبی:

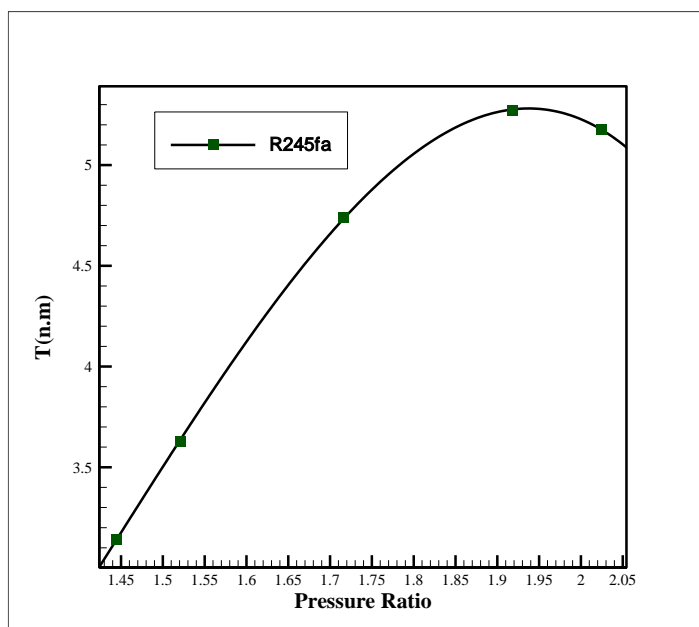
در شکل ۵-۲ منحنی تغییرات دبی بر حسب نسبت فشار رسم شده است. دبی عبور کننده از توربین در محدوده‌ی ۰/۷ تا ۱ کیلوگرم بر ثانیه می‌باشد. همان‌طور که مشاهده می‌شود با افزایش نسبت فشار، دبی به صورت پیوسته افزایش می‌یابد.



شکل ۵-۲ منحنی تغییرات دبی بر حسب تغییرات نسبت فشار

۳-۳-۵ منحنی تغییرات گشتاور:

در شکل ۳-۵ تغییرات گشتاور در مقابل نسبت فشار رسم شده است. محدوده‌ی گشتاور پره‌ها بین ۳ تا ۵/۵ نیوتون متر می‌باشد. با افزایش نسبت فشار گشتاور افزایش می‌یابد. این روند افزایشی در آخرین محاسبات تغییر کرده و گشتاور پره‌ها کم می‌شود. این روند افزایشی و کاهشی دو دلیل می‌تواند داشته باشد: یا به دلیل خطاهای محاسباتی بوده و یا گشتاور پره‌ها به عواملی به جز نسبت فشار وابسته است. متغیر بودن روند تغییرات گشتاور نشان می‌دهد که به صورت مستقیم نمی‌توان با افزایش نسبت فشار ورودی روند منظم گشتاور پره‌ها را انتظار داشت.

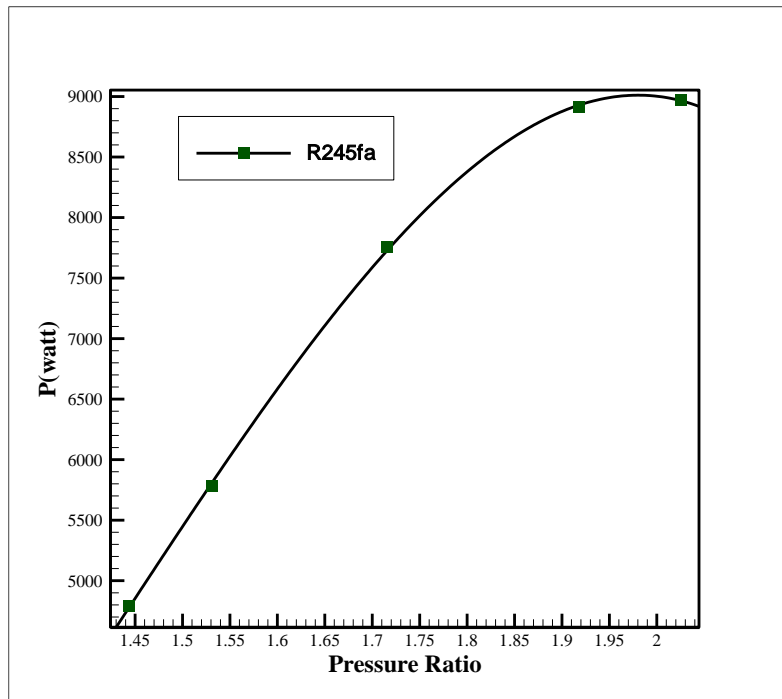


شکل ۳-۵ تغییرات گشتاور پره‌ها برحسب تغییرات نسبت فشار

۴-۳-۵ منحنی تغییرات توان خروجی:

در شکل ۴-۵ منحنی تغییرات توان خروجی برحسب تغییرات نسبت فشار مشاهده می‌شود. محدوده‌ی توان خروجی بین ۴ تا ۹ کیلووات است. با افزایش نسبت فشار توان نیز افزایش پیدا می‌کند و این روند صعودی ابتدا سرعت بیشتری داشته و در انتها سرعت رشد کاهش می‌یابد. این تغییرات روند رشد

می‌تواند به دلیل افزایش تلفات در نسبت فشار و سرعت‌های دورانی بالاتر بوده که باعث کم شدن تغییرات توان خروجی می‌شود.

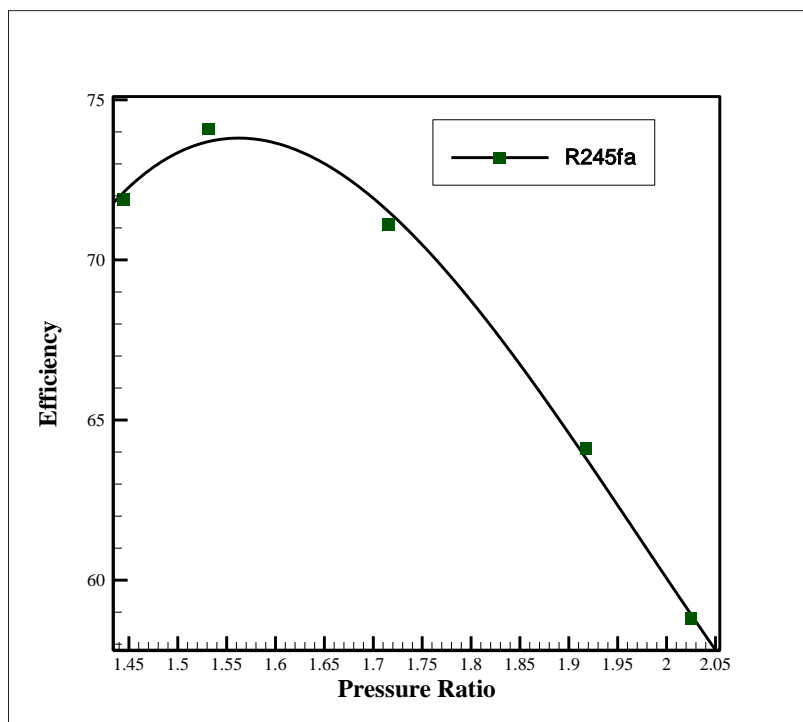


شکل ۴-۵ منحنی تغییرات توان خروجی برحسب تغییرات نسبت فشار

۵-۳-۵ منحنی تغییرات بازده ایزنتروپیک:

در شکل ۵-۵ تغییرات بازده ایزنتروپیک توربین برحسب تغییرات نسبت فشار رسم شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود راندمان در محدوده‌ی ۵۵ تا ۷۵ درصد متغیر است. با توجه به شرایط فشاری و دمایی اعمالی بیشترین مقدار ثبت‌شده راندمان عدد $73/9$ درصد می‌باشد. ابتدا با افزایش نسبت فشار راندمان افزایش یافته و پس‌از آن کاهش می‌یابد. این افت راندمان می‌تواند به خاطر اتلافات توربین بوده به‌نحوی که با افزایش نسبت فشار از نقطه‌ی طراحی توربین دور می‌شویم. بر اساس شکل ۵-۵ نسبت فشار مناسب نقطه‌ی طراحی $1/51$ است. در این قسمت مشاهده می‌شود که نقطه‌ای که بیشترین بازده را داشته لزوماً بیشترین کار خروجی را نخواهد داشت زیرا توان خروجی تابعی از نسبت فشار ورودی و

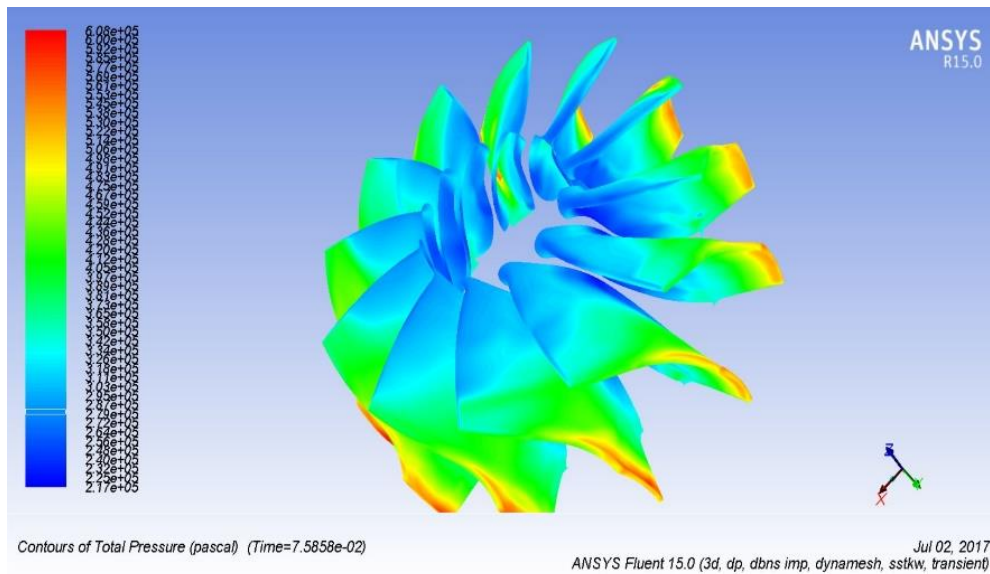
خروجی است. همچنین با افزایش این نسبت فشار به دلیل کاهش بازده و افزایش اتلاف‌ها روند افزایشی توان خروجی متوقف خواهد شد.



شکل ۵-۵ منحنی تغییرات بازده برحسب تغییرات نسبت فشار

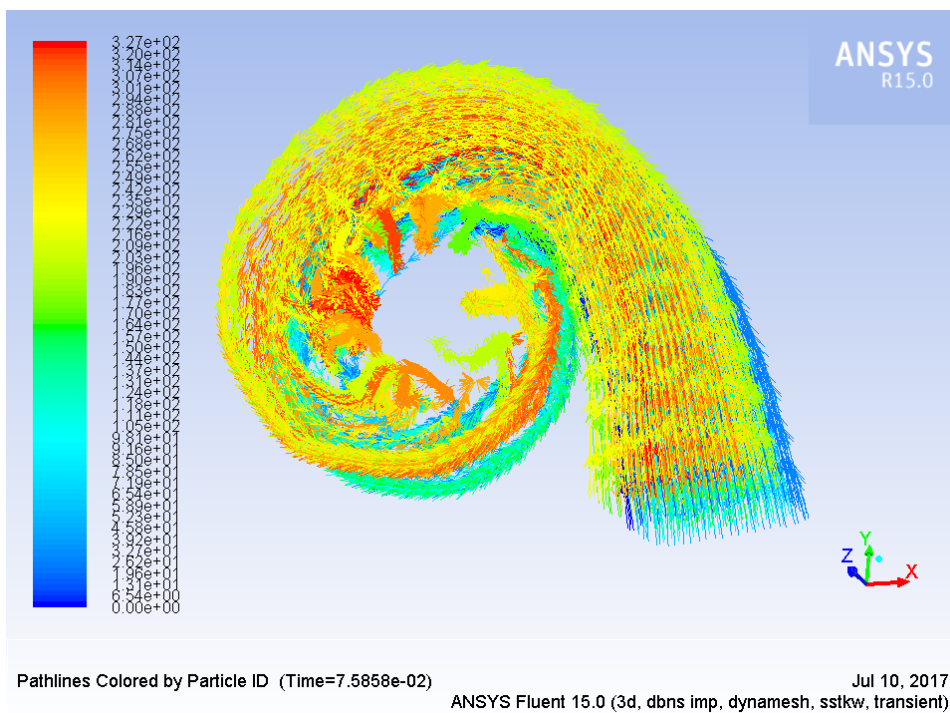
۴-۵ شکل کانتورها و خطوط جریان در توربین و نازل:

در این قسمت اشکال و کانتورهای دما و فشار و ... رسم می‌شود. همان‌طور که در شکل ۵-۶ مشاهده می‌شود کانتور فشار برای تمام پره‌ها تقریباً یک‌شکل شده است و در لبه‌ی پره‌ها که سیال با سطح پره برخورد می‌کند فشار بیشتر بوده و در خروجی پره‌ها فشار کاهش یافته و است. همان‌طور که بیان شد یکی از نشانه‌های پایان یافتن حل یکسان شدن شکل کانتور فشاری بر روی پره‌ها است. در این شکل مشاهده می‌شود که در لبه‌ی برخورد سیال با پره‌ها افزایش فشار داشته‌ایم و در خروجی توربین فشار کم می‌شود. فشار در نقطه‌ی برخورد سیال حدوداً ۵ بار است.

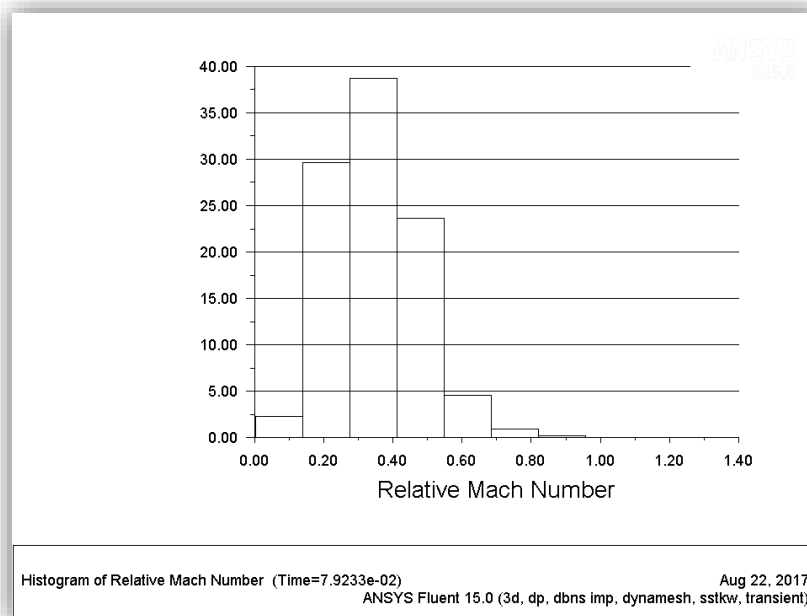


شکل ۵-۶ کانتورهای فشار روی پره‌ها

در شکل ۵-۷ نیز خطوط جریان درون نازل و محفظه‌ی توربین مشخص می‌شود.

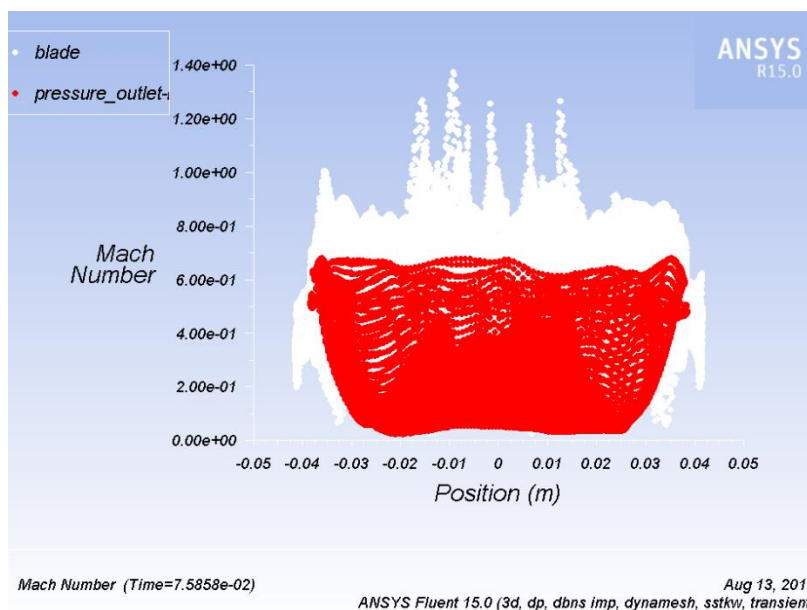


شکل ۵-۷ خطوط جریان

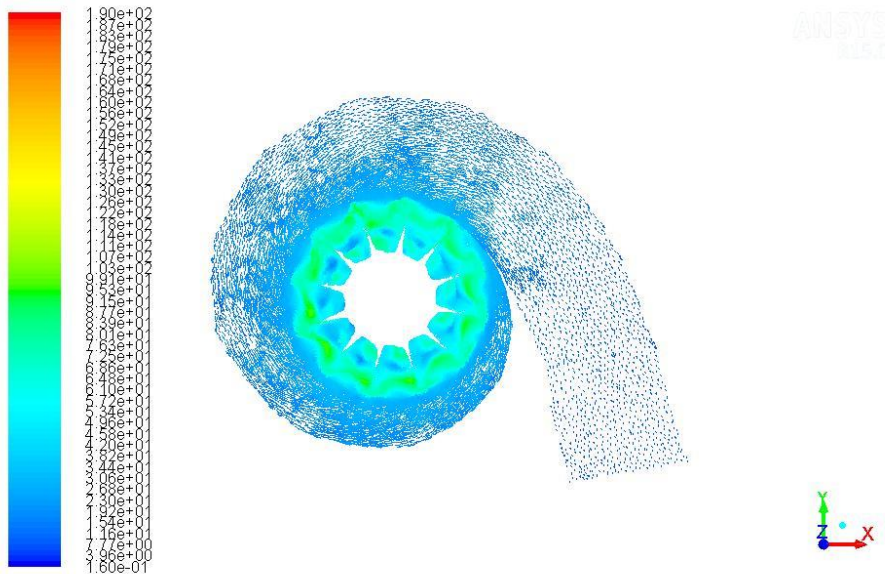


شکل ۵-۸ محدوده‌ی عدد ماخ

در شکل ۵-۸ توزیع عدد ماخ مشخص می‌شود. همان‌طور که مشاهده می‌شود بیش از ۷۰ درصد قسمت‌های پره توربین دارای عدد ماخ بین ۰/۲ تا ۰/۴ می‌باشند. این عدد نشان‌دهنده‌ی آن است که احتمال وقوع شوک در جریان کم است. پره‌ی توربین قسمتی است که بر روی آن سیال دارای بیشترین سرعت می‌باشد، به همین دلیل در شکل ۵-۹ محدوده‌ی عدد ماخ بر روی پره رسم شده است.

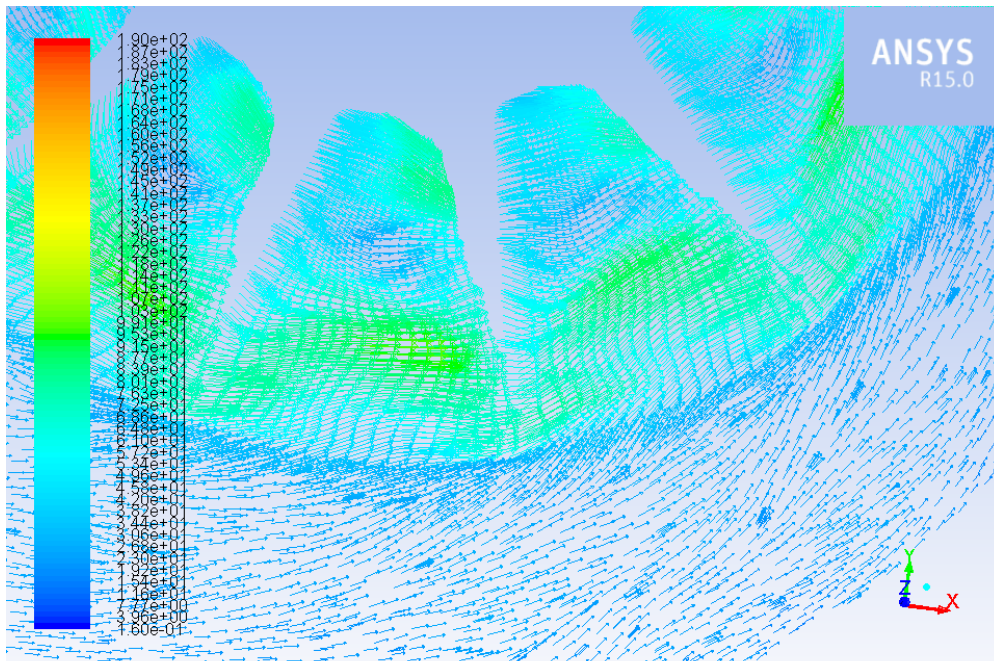


شکل ۵-۹ عدد ماخ بر روی پره و خروجی



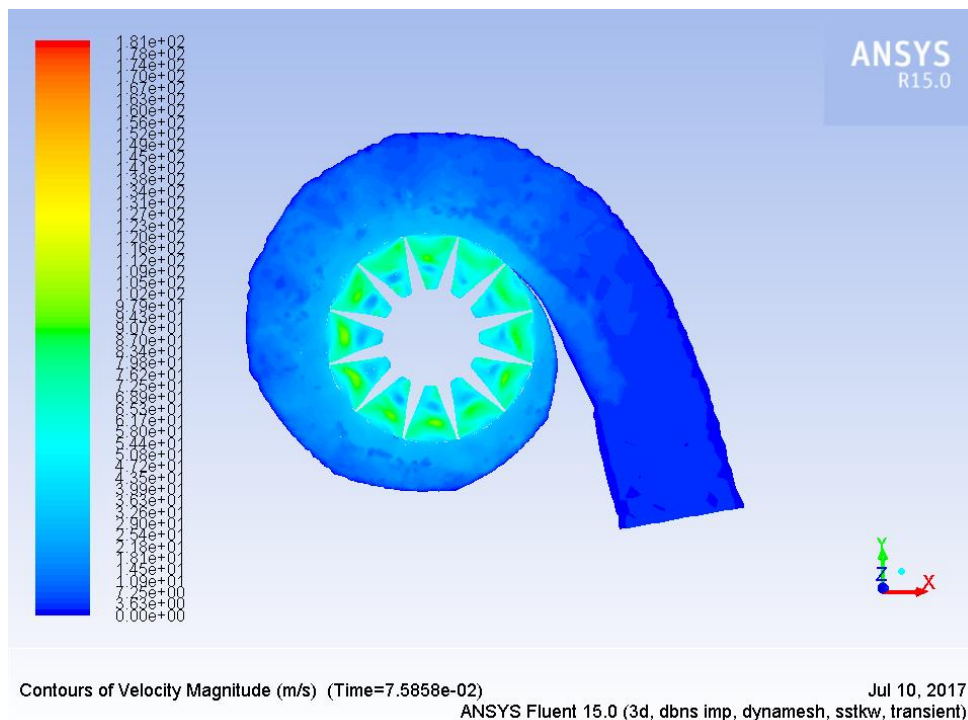
Velocity Vectors Colored By Velocity Magnitude (m/s) (Time=7.5858e-02) Jul 10, 2017
ANSYS Fluent 15.0 (3d, dbns imp, dynamesh, sstkw, transient)

شکل ۵-۱۰ بردارهای سرعت درون نازل و اطراف پره‌ها



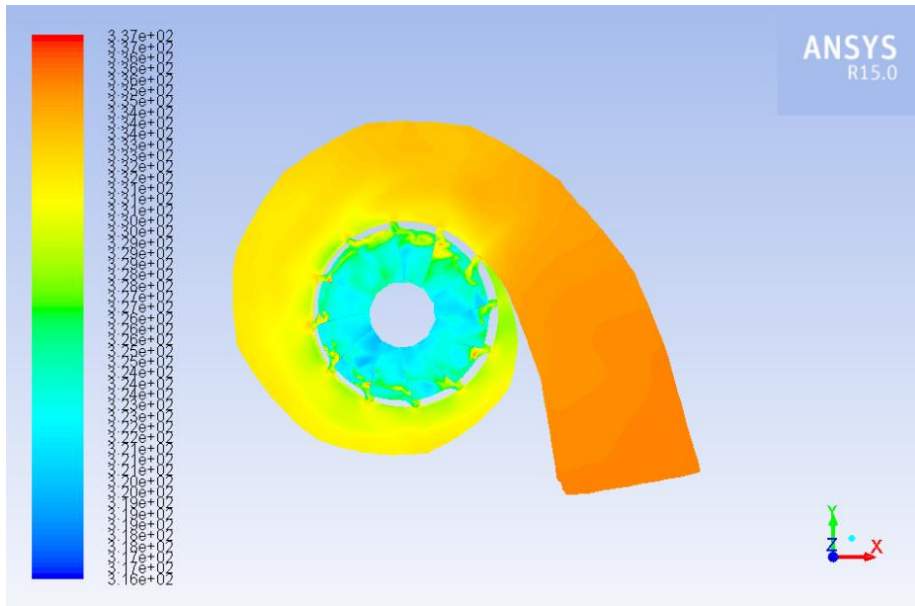
Velocity Vectors Colored By Velocity Magnitude (m/s) (Time=7.5858e-02) Jul 10, 2017
ANSYS Fluent 15.0 (3d, dbns imp, dynamesh, sstkw, transient)

شکل ۵-۱۱ بردارهای سرعت در قسمت ورودی به پره‌ها



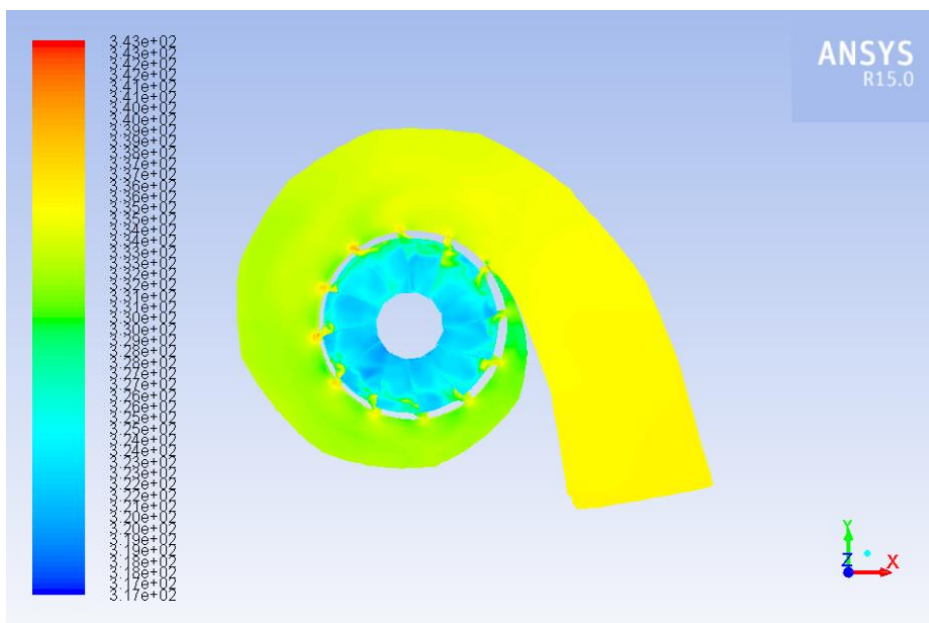
شکل ۵-۱۲ کانتورهای سرعت در نازل و اطراف پره‌ها

همان‌طور که در شکل ۵-۱۰ و ۵-۱۱ مشاهده می‌شود سیال پس از برخورد با پره افزایش یافته و تا مقدار ۹۰ متر بر ثانیه می‌رسد. در شکل ۵-۱۲ نیز این افزایش سرعت دیده می‌شود. همان‌طور که بیان شد در روش حل SIXDOF سیال با پره برخورد کرده و پره به دلیل داشتن درجه آزادی در اثر مومنتوم سیال می‌چرخد. این چرخش پره باعث می‌شود که سیال نیز روی پره‌ها به بیشتری مقدار سرعت خود برسد.



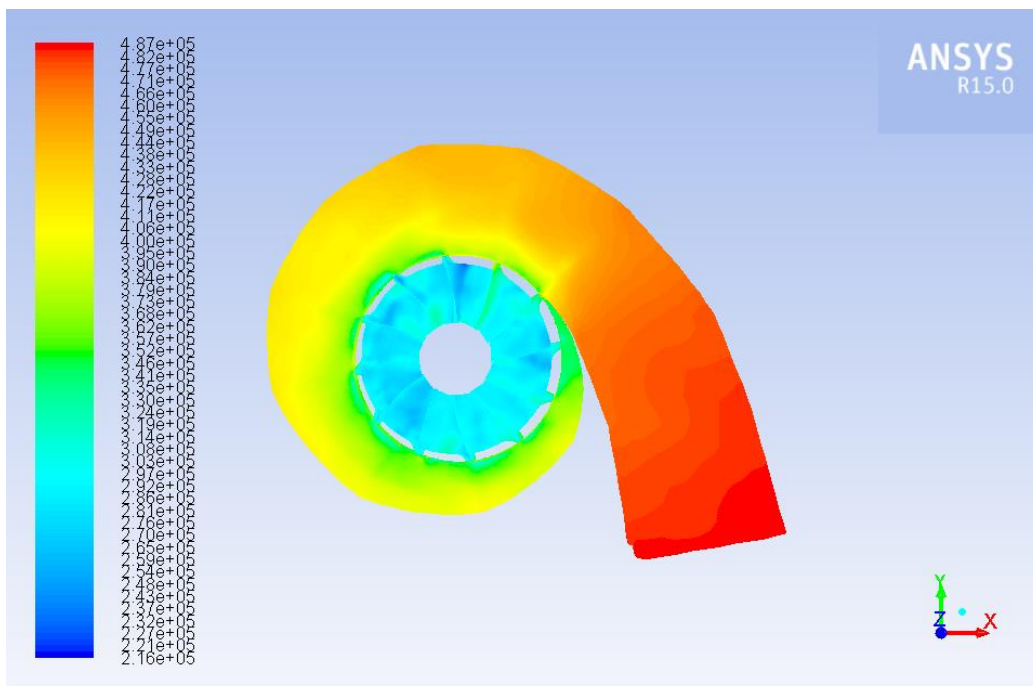
Contours of Static Temperature (k) (Time=7.9233e-02) Aug 22, 2017
 ANSYS Fluent 15.0 (3d, dp, dbns imp, dynamesh, sstkw, transient)

شکل ۵-۱۳ کانتور دمای استاتیک در نازل و اطراف پره‌ها



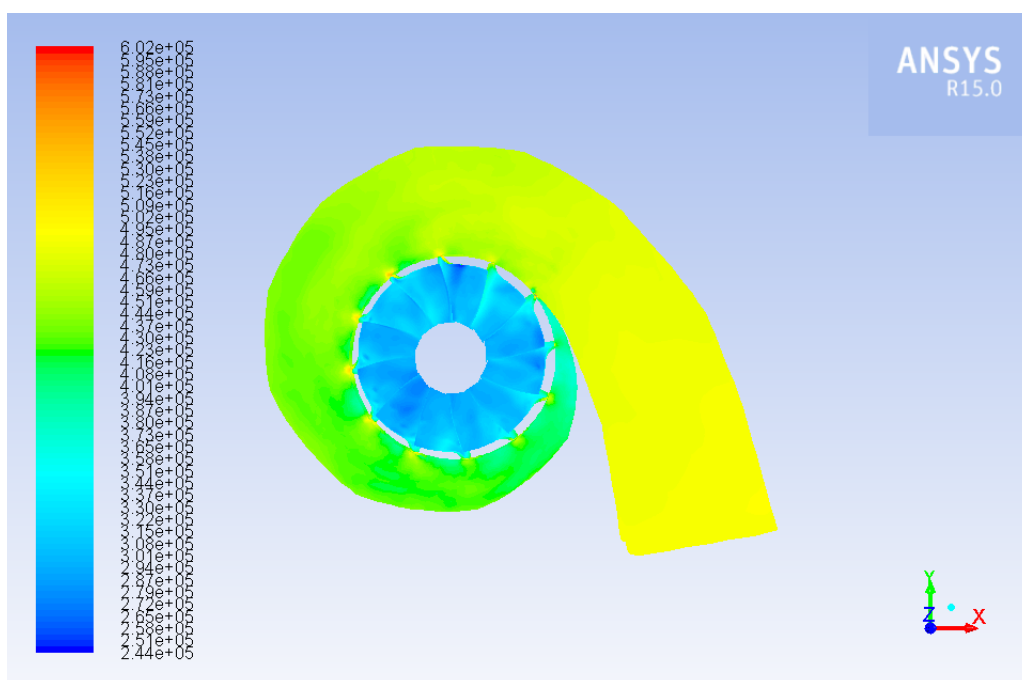
Contours of Total Temperature (k) (Time=7.9233e-02) Aug 22, 2017
 ANSYS Fluent 15.0 (3d, dp, dbns imp, dynamesh, sstkw, transient)

شکل ۵-۱۴ کانتور دمای کلی در نازل و اطراف پره‌ها



Contours of Static Pressure (pascal) (Time=7.9233e-02) Aug 22, 2017
 ANSYS Fluent 15.0 (3d, dp, dbns imp, dynamesh, sstk, transient)

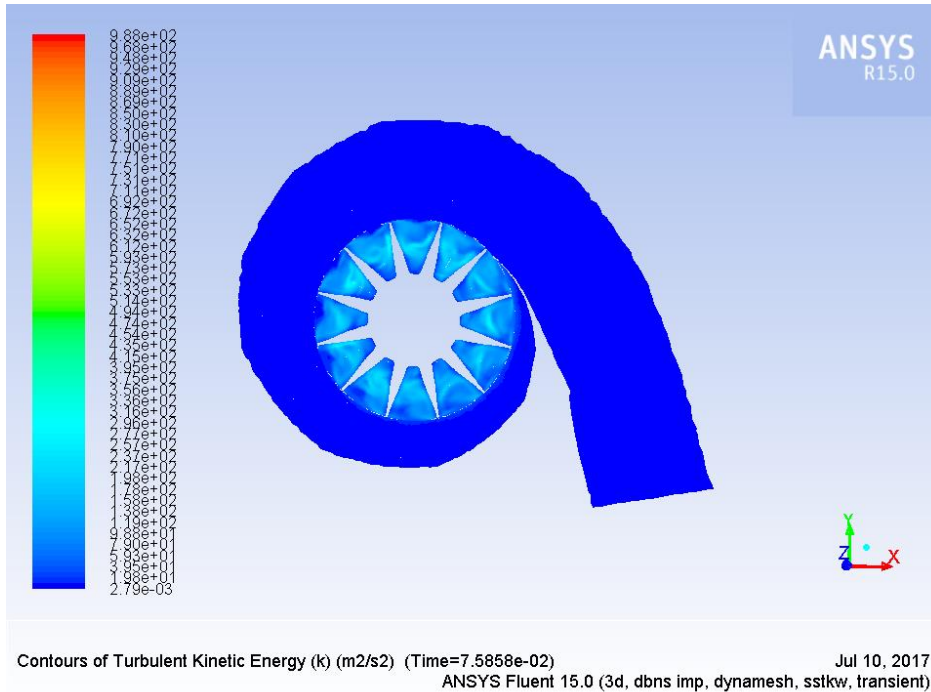
شکل ۱۵-۵ کانتور فشار استاتیک در نازل و اطراف پره‌های توربین



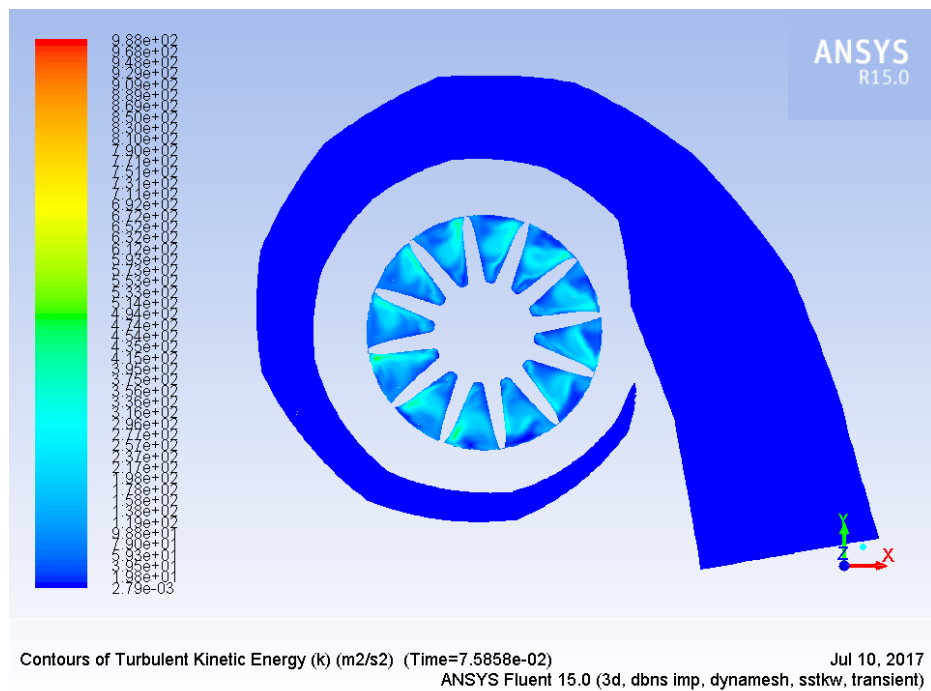
Contours of Total Pressure (pascal) (Time=7.9233e-02) Aug 22, 2017
 ANSYS Fluent 15.0 (3d, dp, dbns imp, dynamesh, sstk, transient)

شکل ۱۶-۵ کانتور فشار کلی در نازل و اطراف پره‌های توربین

در شکل ۱۳-۵ تا ۱۶-۵ کانتورهای دما و فشار رسم شده است. مشاهده می‌شود و بدیهی است قسمت‌های که فشار بالا داشته متعاقباً دمای بالایی نیز داشته و در آن محدوده سرعت کم می‌باشد.



شکل ۱۷-۵ کانتور تغییرات عدد K (انرژی جنبشی آشفتگی)



شکل ۱۸-۵ کانتور تغییرات عدد K (انرژی جنبشی آشفتگی)

در شکل ۱۷-۵ و ۱۸-۵ تغییرات عدد K (انرژی جنبشی آشفتگی) در دو صفحه بافاصله‌ی مختلف رسم شده است. شکل ۲۰-۵ به وسیله صفحه با بردار نرمال در راستای Z و مشخصات: $(X=0, Y=0, Z=0.01 \text{ m})$ و شکل ۲۱-۵ به وسیله صفحه با بردار نرمال در راستای Z و مشخصات: $(X=0, Y=0, Z=0.02 \text{ m})$ رسم شده است. به وسیله این کانتورها، گردابه‌ها و آشفتگی جریان اطراف پره‌ها مشخص می‌شود.

فصل ششم

نتیجه‌گیری و پیشنهادات

۱-۶ نتیجه گیری:

در این تحقیق هدف بازیافت انرژی از منابع دماپایین به وسیله ی تجهیزات موجود بوده و پارامترهای مؤثر بر مدل سازی تعیین شده است. ابتدا بررسی شد که سیکل آلی رانکین توانایی بهره برداری از منابع دماپایین را داشته و سپس تمرکز بر روی قسمت توربین و تولید توان سیکل قرار گرفت. برای بهره برداری در سیکل از توربین موجود در توربوشارژر با مشخصات هندسی معلوم، استفاده گردید. ابتدا هندسه ی این توربین مدل شد و سپس به نرم افزار انسیس فلونت فراخوانی می شود. استفاده از توربین توربوشارژر و استفاده در سیکل آلی رانکین و مدل سازی با نرم افزار فلونت، کاری نو است و کار مشابه پیدا نشد.

موضوع اصلی و محوری که در این قسمت می بایست خاطر نشان کرد این است که در پژوهش حاضر، هدف روش مدل سازی بوده است. بدین صورت که با داشتن نمونه ی توربین بر روی بخش تولید توان سیکل متمرکز شده ایم. برای قسمت های مختلف مدل سازی به صورت مجزا تحقیق شده و بهترین روش پیشنهاد و اجرا گردیده است. همان طور که اشاره شد مدل سازی شامل ۳ قسمت اساسی بود. اولین قسمت انتخاب سیال عامل مناسب بوده که به طور مجزا در مورد این قسمت تحقیق شده و سیال R245fa گردیده است. روش اعمال سیال به نرم افزار نیز که بر اساس معادله ی حالت گاز حقیقی باشد پس از بررسی های مختلف اعمال گردید. بخش بعدی اعمال شبکه بندی محاسباتی مناسب بوده که شبکه ی محاسباتی مختلف با ابعاد و تعداد سلول های متفاوت مورد بررسی قرار گرفت و مناسب ترین شبکه بندی انتخاب شد. بخش بعدی شرایط مرزی بود. فرض بر این است که سیکل آلی رانکین با شرایط دمایی و فشاری مشخص، موجود بوده و توربین توربوشارژر موجود در سیکل قرار بگیرد. حال با توجه به شرایط موجود و محدودیت های نرم افزاری باید شرایط مرزی مناسب و کاربردی را اعمال می گردید. انتخاب شرایط مرزی ورودی و خروجی فشاری کمی حساس بوده و همگرایی نیز مشکل تر می باشد. بدین منظور تغییرات عدد کورانت و حل ابتدایی با معادلات مرتبه ی پایین تر و انتخاب مدل مناسب آشفتگی در دستور کار قرار گرفته و انتخاب نهایی تمامی این پارامترها بر اساس محاسبات مختلف نرم افزار انجام شده

است. به نحوی می‌توان بیان کرد که این پارامترها برای همگرایی بهتر نتایج پس از سعی و خطاهای مختلف به دست آمده است. با توجه به نمودارها و نتایج مشاهده می‌شود که با افزایش نسبت فشار ورودی به خروجی توربین، توان خروجی و دبی افزایش یافته ولی بازده ایزنتروپیک ابتدا افزایش و سپس کاهش می‌یابد. با افزایش سرعت دورانی توان خروجی افزایش یافته ولی روند گشتاور پرها ابتدا افزایشی و سپس کاهشی است. روش حل SIXDOF نیز نوآورانه بود و در مقاله‌ی مشابهی مرتبط با سیکل آلی رانکین مشاهده نشد. با صحت سنجی روش نیز، مهر تأییدی بر نتایج حاصل از مدل‌سازی زده شد. نتایج حاصل از محاسبات نرم‌افزار به صورت نموداری بیان شد که می‌تواند زمینه‌ساز تحقیقات آینده برای رسم منحنی مشخصه‌ی توربین باشد.

با انجام این پژوهش قادر خواهیم بود با استفاده از تجهیزات موجود و نمونه‌های مشابه، شرایط فشاری و دمایی مختلف را بدون انجام آزمایش و فقط با مدل‌سازی نرم‌افزار اعمال کرده و اقتصادی بودن طرح بازیافت حرارتی را مورد بررسی قرار دهیم. تأثیر پارامترهای مختلف بر افزایش توان و بازده خروجی را بررسی کرده و بهترین حالت برای بازیافت انرژی را به دست بیاوریم.

۲-۶ پیشنهادها:

- یکی از قسمت‌هایی که در تولید توان توربین می‌تواند نقش مهمی ایفا کند، نازل است. با توجه به هندسه‌ی نازل‌های مختلف و تغییر در شکل نازل می‌توان بر روی سرعت و جهت ورودی سیال به توربین تأثیر گذاشت. در تحقیقات بعدی، با بررسی و تغییر این هندسه، شرایط مختلف را می‌توان بررسی کرد و تأثیر شکل نازل در توان و بازده خروجی مشخص خواهد شد.
- می‌توان این پژوهش را با سیال‌های مختلف و مدل‌های آشفته‌گی و شرایط مرزی گوناگون انجام داد و تأثیر هر یک بر بازده توان خروجی را مورد بررسی قرارداد.

- در صورتی که هندسه‌ی نازل تغییر کند و به صورت تحقیق آقای یانگ چو و همکاران [۱۶] باشد می‌توان این مسئله را به صورت پریودیک حل نمود. حل کردن مسئله با این روش علاوه بر آسان تر بودن هندسه و شبکه‌ی محاسباتی، حجم محاسبات کمتر شده و در مدت زمان کمتری نیز انجام خواهد شد. در تحقیق‌های آینده، حل مسئله با روش پریودیک می‌تواند مورد بررسی قرار گیرد.
- پس از مدل‌سازی با نرم‌افزار و بررسی عوامل و شرایط مختلف توان خروجی و بازده، می‌توان نمونه‌ی آزمایشگاهی این سیکل را ساخت. ساخت و آزمودن روش آزمایشگاهی، می‌تواند در تحقیق‌های آینده مورد توجه قرار گرفته و داده‌های آزمایشگاهی با مدل‌سازی عددی مقایسه شود.
- یک راه دیگر برای حل این مسئله پیشنهاد می‌شود، بدین صورت که شرایط مرزی همین پژوهش بر روی توربینی اعمال شود که با سرعت دورانی ثابت در حال چرخش است. در نهایت با بدست آوردن مقادیر مختلف توان و دبی و ... می‌توان منحنی عملکرد توربین را رسم کرد.

مراجع:

- [۱] بابایی م، (۱۳۹۲)، پایان نامه ارشد: "تحلیل ترمودینامیکی و بهبود عملکرد سیکل ارگانیک رانکین"، دانشکده مکانیک دانشگاه صنعتی شاهرود.
- [۲] "www.eia.gov,"
- [۳] بوکانی م، (۱۳۹۲)، پایان نامه ارشد "بررسی پارامترهای طراحی یک توربین جریان شعاعی جهت تامین نیازهای یک سیکل آلی رانکین به روش عددی" دانشکده مکانیک دانشگاه صنعتی شاهرود.
- [۴] E. Galloni, G. Fontana و s. staccone "Design and experimental analysis of a mini ORC organic Rankine", ELSEVIER .2015 ,
- [۵] G.-R. L. Delgado-Torres A "Analysis and optimization of the lowtemperature", Energy Convers Manag ,pp. 56-2846, .2010
- [۶] U. Mohammad و D. H. Lee "Design and experimental investigation of a 1kW organic Rankine cycle", Energy Conversion and Management .2015 ,
- [۷] C. S. M. D. R. M. Bracco R "Experimental tests and modelization of a domestic scale ORC", Energy ,p. 107, .2013
- [۸] S. H. Kang "Design and experimental study of ORC (organic Rankine cycle) and radial turbine using R245fa working fluid", ELSEVIER .2012 ,
- [۹] T. C. Capata R "Feasibility analysis of a small-scale ORC energy recovery system for vehicular application", Energy Convers Manag ,pp. 90-1078, .2014
- [۱۰] S. Quoilin , R. Aumann , A. Grill و H. Spliethoff "Dynamic modeling and optimal control strategy of waste heat recovery", ELSEVIER .2011 ,
- [۱۱] G. Pei, J. Li و J. Ji "Construction and dynamic test of a small-scale organic rankine cycle", ELSEVIER .2011 ,
- [۱۲] Q. Chen, J. Xu و H. Chen "A new design method for Organic Rankine Cycles with constraint of inlet", ELSEVIER .2012 ,
- [۱۳] J. Li, G. Pei, Y. Li و J. Ji "Energetic and exergetic investigation of an organic Rankine cycle at different heat", ELSEVIER .2012 ,
- [۱۴] C. Q. C. H و .X. L "A new design method for Organic Rankine cycle with constraint of inlet and outlet heat carrier fluid temperatures coupling with heat source", Energy .2012 ,
- [۱۵] G. Qiu, L. J, L. H و S. Y "Experimental investigation of a biomass-fired ORC-based micro-CHP for domestic applications", Fuel ,pp. 382-347, .2012
- [۱۶] S. Yong Cho, C. Hyun Cho, K. Young Ahn و Y. Duk Lee "A study of the optimal operating conditions in the organic Rankine", ELSEVIER .2013 ,

- [١٧] D. S. Q. S. Lemort V^٤ ,Experimental characterization of an Organic Rankine Cycle (ORC) for micro-scale CHP applications ”,Energy ,pp. 8-1, .2015
- [١٨] J. Chieh Chang, T. Chen Hung و Y. Ling He^٤ ,Experimental study on low-temperature organic Rankine cycle utilizing ”,ELSEVIER .2015 ,
- [١٩] L. V. L. J. Quoilin S^٤ ,Experimental study and modeling of an Organic Rankine Cycle using scroll expander ”,Energy , pp. ٨-1260, .2010
- [٢٠] Z. Zhang, M. Li و Y. Ma^٤ ,Experimental investigation on a turbo expander substituted for throttle valve in the subcritical refrigeration system ”,ELSEVIER .2014 ,
- [٢١] Q. S. C. C. L. J. Lemort V^٤ ,Testing and modeling a scroll expander integrated into an Organic Rankine Cycle ”,Appl Therm Eng ,pp. 102-3094, .2009
- [٢٢] D. S. Q. S. Lemort V^٤ ,Experimental characterization of a hermetic scroll expander for use in a micro-scale Rankine Cycle ”,energy ,pp. 36-126, .2012
- [٢٣] P. j. Mago, L. M. Chamra و K. Srinivasan^٤ ,An examination of regenerative organic Rankine cycles using dry fluids ”,Termal engineering .2006 ,
- [٢٤] J. Lujan, J. Serrano و J. Sanchez^٤ ,Model of the expansion process for R245fa in an Organic Rankine Cycle (ORC) ”,ELSEVIER .2012 ,
- [٢٥] j. RoY, M. Mishra و A. Misra^٤ ,Performance analysis of an Organic Rankine Cycle with superheating under ”,ELSEVIER .2011 ,
- [٢٦] L. J. L. Y. W. D. J. J. Pei G^٤ ,Construction and dynamic test of a small-scale Organic Rankine Cycle ”,Energy , pp. 23-3215, .2011
- [٢٧] F. Heberle, M. Preibinger و D. Bruggemann^٤ ,Zeotropic mixtures as working fluids in Organic Rankine Cycles for low-enthalpy geothermal resources ”,ELSEVIER .2011 ,
- [٢٨] H. T.C, T. K.F و K. C.H^٤ ,A study of organic working fluids on system efficiency of an ORC using low-grade energy ”,Energy .2010 ,
- [٢٩] M. Hettiarachchi, M. Golubovic و W. Worek^٤ ,Optimum design criteria for an Organic Rankine cycle using low temperature geothermal heat sources ”,Energy ,pp. 1706-1698, .2007
- [٣٠] A. Ghenaïet^٤ ,Simulations of Steady And Unsteady Flows Through a Twin-Entry Radial Turbine ”,Turbin Technical Conference and Exposition .2014 ,
- [٣١] M. Chiong^٤ ,Engine turbocharger performance prediction: One-dimensional modeling ”, Energy Conversion and Management .2011 ,
- [٣٢] A. Ghenaïet و M. Cerdoun^٤ ,Analyses of steady and unsteady flows in a turbocharger’s radial turbine ”,Process Mechanical Engineering .2014 ,
- [٣٣] S. Rajoo^٤ ,Unsteady performance analysis of a twin-entry variable geometry turbocharger ”,Energy .2011 ,

- [۳۴] D. Palfreyman“ ,The Pulsating Flow Field in a Mixed Flow Turbocharger Turbine:An Experimental and Computational Study ”,ASME .2005 ,
- [۳۵] M. Chiong“ ,Non-adiabatic pressure loss boundary condition for modelling ”,Energy Conversion and Management .2015 ,
- [۳۶] M. Chiong, s. Rajoo, R. Martinez-Botas و A. Costall“ ,Engine turbocharger performance prediction: One-dimensional modeling ”,ELSEVIER .2012 ,
- [۳۷] R. Verma, A. Alex Sam و P. Ghosh“ ,CFD analysis of turbo expander for cryogenic refrigeration ,25th International Cryogenic Engineering Conference and the International Cryogenic Materials .2014 ,
- [۳۸] “ANSYS Fluent Tutorial Guide(Ver.15.0).”
- [۳۹] “https://en.wikipedia.org/wiki/Rankine_cycle ”,
- [۴۰] “<http://truck-store.ir> .”,
- [۴۱] “<https://grabcad.com>”,
- [۴۲] “<http://blog.consumerguide.com/free-mpg-yo-turbocharger-magic-wand> .”/
- [۴۳] “<http://www.spannerhead.com/10/12/2011/technical-curiosities-the-variable-geometry-turbo> .”/
- [۴۴] “<https://grabcad.com/library/exhaust-manifold-with-turbocharger->.”,
- [۴۵] “https://en.wikipedia.org/wiki/Saturation_vapor_curve .”,
- [۴۶] Y. LI, W. Shuangying, H. Gao و C. Liu“ ,The optimal evaporation temperature and working fluids for subcritical organic Rankine cycle ”,Energy .
- [۴۷] “<https://www.ashrae.org/advertising/handbook-cd-commercial-resources/fundamentals/thermophysical-properties-of-refrigerants> .”,
- [۴۸] ص ۱۰۰- (۱۳۸۳)“مدلسازی آنها” ،
صنّعی نژاد م، کتاب الکترونیک: “مقدمه ای بر مفاهیم جریان های آشفته و مدلسازی آنها” (۱۳۸۳)، ص ۱۰۰-
۱۲۵
- [۴۹] F. Menter“ ,Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications ”,AIAA ,pp. 1605-1598, .1994
- [۵۰] A. Ghanent“ ,Characterization of a twin-entry radial Turbine under Pulsatile Flow Condition ”,International Journal of Rotating Machinery .2016 ,
- [۵۱] “https://en.wikipedia.org/wiki/Point_cloud.”
- [۵۲] توحیدی د.ا و غفاری قهرودی، (۱۳۹۴)، کتاب “راهنمای جامع انسیس فلونت” ، چاپ دوم، جلد اول. [۵۲]

Abstract

Today, the topic of energy is very important and vital. To reduce energy consumption, focus on wasteful parts and its exploitation has been increased. Organic Rankine Cycle is one of the proper equipment for using low temperature source and waste heat. The main advantage of the cycle is using organic fluids. These fluids have a low boiling point and when exposed to a low temperature source they will evaporate. Generate more power and choosing the right fluid in this cycle is very important. In this research cycle power generation will be evaluated. To achieve this goal, a turbocharged turbine has been used. Firstly, this turbine has been modeled with specific geometry and then it is simulated using the numerical method and the Ansys Fluent software. The modeling process involves selecting the appropriate computational grid, different boundary conditions and applying fluid settings in the software. The fluid used in the R245fa is selected according to the temperature and pressure conditions of the cycle. In the end, numerical results are verified with laboratory results and after that, the turbine is computed under different input and output conditions. It can be seen that by increasing the inlet and outlet ratio and increasing the discharge, more output is obtained. This increase in power has been associated with increasing and decreasing the isotropic turbine output and for proper operation, there should be a correlation between the efficiency and the pressure ratio. Also, the increase in the pressure ratio increased the rotational speed but turbine torque did not have a clear trend and at first it is high and then decreases. In general, the purpose of this study is to model existing turbines and deployment in the organic cycle of Rankine in order to benefit the vector of low temperature sources. Modeling by SIXDOF using sample turbocharged turbine in the Rankine organic cycle is a new and unique method in this regard which enables the assessment of the power output of the cycle.

Key words: Organic Rankine Cycle, modeling, Numerical simulation, Fluent, Turbocharger



Shahrood University of Technology
Faculty of Mechanical Engineering

**Investigating the turbine rule in primary design of the electric
energy production from ORC cycle**

By: Amir Hossein Heydari Dehnavi

Supervisor(s):

Dr. Majid Hashemian

Dr. Mahmood Norouzi

September 2017