





دانشکده مهندسی مکانیک و مکاترونیک

پایان نامه کارشناسی ارشد مهندسی تبدیل انرژی

مدل سازی و طراحی سیستم ترکیبی آب شیرین کن رطوبت زنی _ رطوبت زدایی با سیکل هوای بسته و موتور تولید پراکنده

نگارنده : بهزاد رستمی

اساتید راهنما

دکتر علی سررشته داری

دکتر محمد ضامن

بهمن ۱۳۹۶

شماره: ۳۰۲۹۲/۱۴۹
تاریخ: ۹۴/۱۱/۱۷

باسمه تعالی



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 آقای بهزاد رستمی با شماره دانشجویی ۹۴۰۸۰۵۴ رشته مهندسی مکانیک گرایش تبدیل انرژی تحت عنوان مدل سازی و طراحی سیستم ترکیبی آب شیرین کن رطوبت زنی _ رطوبت زدایی با سیکل هوای بسته و موتور تولید پراکنده که در تاریخ ۹۶/۱۱/۱۱ با حضور هیأت محترم داوران در دانشگاه صنعتی شاهرود برگزار گردید به شرح ذیل اعلام می گردد:

قبول (با درجه: <input checked="" type="checkbox"/> <u>خیلی خوب</u>)	<input type="checkbox"/> مردود
نوع تحقیق: <input checked="" type="checkbox"/> نظری	<input type="checkbox"/> عملی

عضو هیأت داوران	نام و نام خانوادگی	مرتبه علمی	امضاء
۱- استاد راهنمای اول	علی سررشته داری	استادیار	
۲- استاد راهنمای دوم	محمد ضامن	استادیار	
۳- استاد مشاور	_____	_____	_____
۴- نماینده تحصیلات تکمیلی	احمد مددی	مربی	
۵- استاد ممتحن اول	محمد حسین احمدی	استادیار	
۶- استاد ممتحن دوم	محمود چهارطاقی	استادیار	

نام و نام خانوادگی رئیس دانشکده: محمد محسن شاهمردان

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).

خدای را بسی شاکرم که از روی کرم، پدر و مادری فداکار نصیم ساخته تا در سایه درخت پر بار وجودشان میساییم، آن دو فرشته‌ای

که در سختی ما و دشواری‌های زندگی، همواره یاری دلسوز و فداکار و پشتیبانی محکم و مطمئن برایم بوده‌اند.

تقدیم به وجود بارزیشان...

و تقدیم به خواهرانم

که وجودشان شادی بخش و صفایشان مایه آرامش من است.

تقدیر و تشکر

انجام این پروژه را مدیون زحمات اساتید فرزانه‌ام، جناب آقای دکتر سررشته‌داری و دکتر ضامن هستم چراکه بدون راهنمایی‌های ایشان تامین این پایان‌نامه بسیار مشکل می‌نمود. لذا از زحمات ایشان تشکر می‌نمایم و طول عمر باعزت را برایشان از خداوند مسالت می‌نمایم.

معلما مقامت ز عرش برتر باد همیشه توسن اندیشه‌ات مظفر باد

و در پایان از تمام کسانی‌که (دوستان) در انجام این پروژه، موجب دلگرمی بنده بودند تشکر می‌نمایم.

تعهد نامه

اینجانب بهزاد رستمی دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته مهندسی مکانیک، گرایش تبدیل انرژی دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی شاهرود، نویسنده پایان نامه "مدل سازی و طراحی سیستم ترکیبی آب شیرین کن رطوبت زنی - رطوبت زدایی با سیکل هوای بسته و موتور تولید پراکنده" تحت راهنمایی دکتر علی سررشته داری و دکتر محمد ضامن متعهد می شوم.

- تحقیقات در این پایان نامه توسط اینجانب انجام شده است و از صحت و اصالت برخوردار است.
- در استفاده از نتایج پژوهش های 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 ارایه نشده است.
- کلیه حقوق معنوی این اثر متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود هست 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 تاثیر گذار 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 بافته ای آن ها) 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:

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

به علت افزایش جمعیت و پیشرفت تکنولوژی و با توجه به محدود و روبه‌زوال بودن منابع آب شیرین، برخی از مناطق کره زمین بخصوص کشورهای در حال توسعه دچار بحران کم‌آبی خواهند شد. با توجه به این که اقیانوس‌ها و دریاها منابع عظیم آب موجود روی کره زمین می‌باشند، بنابراین استفاده از آب شیرین‌کن‌ها به منظور شیرین‌سازی آب دریاها و اقیانوس‌ها می‌تواند گزینه مناسبی برای مقابله با این بحران باشند. آب شیرین‌کن‌های مرسوم مانند MSF و MED سیستم‌هایی مناسب برای تولید آب در مقیاس‌های بزرگ می‌باشند و به کارگیری این سیستم‌ها برای مقیاس‌های کوچک مقرون به صرفه نمی‌باشند. اما با توجه به توسعه مولدهای تولید پراکنده برق در کشور، نیاز است تا روش مناسب برای ظرفیت‌های پایین نیز توسعه یابد. در این میان شیرین‌سازی آب به روش HD یکی از روش‌های نسبتاً جدید برای تولید پراکنده آب در مقیاس‌های کوچک می‌باشد. سیستم HD از سه قسمت اصلی رطوبت‌زنی، رطوبت‌زدایی و منبع حرارتی تشکیل شده است. منبع حرارتی این سیستم می‌تواند خورشیدی و یا از منابع اتلاف گرمایی دماپایین باشد. لذا در این پژوهش نوعی آب شیرین‌کن HD با جریان بسته هوا برای استفاده از تلفات یک موتور گازسوز با ظرفیت ۱ مگاوات مدل‌سازی و طراحی شده است. بدین منظور ابتدا با بررسی دقیق کارهای گذشته، معادلات مربوط به موتور و دو بخش اصلی آب شیرین‌کن شامل رطوبت‌زنی و رطوبت‌زدایی استخراج شده و مدل کامل در محیط نرم‌افزار Matlab تهیه شده است. در نظر گرفتن خواص آب شور بر تولید آب شیرین در مدل، بررسی اثر بسته شدن سیکل هوا نسبت به سیکل باز در کار گذشته، ارزیابی اثر تغییر فشار در هر یک از دو بخش اصلی آب شیرین‌کن و مدل‌سازی موتور و بررسی اثر افت فشار مبدل بر تولید توان موتور از جمله موارد مورد بررسی در این پایان‌نامه بوده است. در ادامه تحلیل پارامتری و بررسی

عملکرد آب شیرین کن صورت گرفته است. نتایج حاصل از تحلیل پارامتری نشان می دهد که با افزایش شوری مقدار تولید برای هر دو سیکل باز و بسته هوا کاهش پیدا کرده با این تفاوت که مقدار تولید برای سیکل بسته به اندازه ی ۵٪ بیشتر از مقدار تولید برای سیکل باز می باشد. همچنین با کاهش فشار بخش رطوبت زنی و افزایش فشار بخش رطوبت زدایی، در مقایسه با سیستم فشار ثابت (تحت فشار اتمسفریک)، برای فشار رطوبت زنی ۵۰ کیلو پاسکال و نسبت فشار ۲/۳ تولید به اندازه ی ۶۰٪ افزایش می یابد. در انتها طراح اولیه ای از سیستم برای دو حالت فشار ثابت و فشار متغیر براساس پارامترهای به دست آمده ارایه شده است. برای طرح ارایه شده، توسط یک موتور ۱ مگاواتی و با به کارگیری سیستم فشار ثابت می توان حدود ۱۷/۸ مترمکعب در روز آب شیرین تولید نمود، که این مقدار برای سیستم فشار متغیر به حدود ۲۰/۶ مترمکعب در روز افزایش می یابد.

واژه های کلیدی: آب شیرین کن رطوبت زنی - رطوبت زدایی، سیستم HD فشار متغیر، موتور گاز سوز، فشار برگشتی، خواص آب شور

فهرست

صفحه	عنوان
۱	۱ فصل اول
۲	۱-۱ - مقدمه
۴	۲-۱ - معرفی پژوهش حاضر
۷	۲ فصل دوم
۸	۱-۲ - مقدمه
۹	۲-۲ - معرفی مولدها
۱۰	۱-۲-۲ - توربین‌های گازی
۱۱	۲-۲-۲ - میکروتوربین‌ها
۱۱	۳-۲-۲ - موتورهای پیستونی
۱۴	۳-۲ - فناوری‌های نمک‌زدایی از آب
۱۶	۴-۲ - تشریح روش HD
۱۷	۱-۴-۲ - بخش رطوبت‌زنی
۱۸	۲-۴-۲ - بخش رطوبت‌زدایی
۱۸	۳-۴-۲ - منبع گرمایش
۱۹	۵-۲ - انواع آب‌شیرین‌کن HD
۱۹	۱-۵-۲ - آب‌شیرین‌کن HD با گرمایش هوا
۲۰	۲-۵-۲ - آب‌شیرین‌کن HD با گرمایش آب
۲۳	۶-۲ - مرور سوابق اجرای طرح
۲۳	۱-۶-۲ - سیستم‌های تولید هم‌زمان
۲۶	۲-۶-۲ - مرور سوابق آب‌شیرین‌کن HD
۳۴	۷-۲ - تشریح روش مورد استفاده در این پژوهش
۳۵	۸-۲ - نوآوری
۳۷	۳ فصل سوم

۳۸	۱-۳- مقدمه
۳۹	۲-۳- مدل سازی بخش موتور
۴۲	۱-۲-۳- تحلیل ترمودینامیکی چرخه استاندارد هوای اتو(مجهز به توربوشارژ)
۴۸	۲-۲-۳- معیار عملکرد سیستم
۴۹	۳-۳- مدل سازی رطوبت زنی
۵۵	۱-۳-۳- ضرایب انتقال حرارت و جرم
۶۰	۲-۳-۳- المان بندی و شرایط اولیه
۶۲	۳-۳-۳- فلوجارت حل رطوبت زنی
۶۳	۴-۳- مدل سازی رطوبت زدایی
۶۳	۱-۴-۳- انتقال حرارت از هوای اشباع به سطح فیلم
۶۶	۲-۴-۳- گرمای انتقال یافته در لایه فیلم
۶۸	۳-۴-۳- گرمای انتقال یافته به آب خنک کننده
۶۹	۵-۳- مبدل

۴ فصل چهارم

۷۱	۱-۴- مقدمه
۷۲	۲-۴- اعتبارسنجی اجزاء
۷۳	۱-۲-۴- ارزیابی موتور
۷۳	۲-۲-۴- ارزیابی مدل رطوبت زنی
۷۴	۳-۴- تاثیر خواص آب شور
۷۶	۴-۴- سیکل هوای باز و بسته
۷۸	۵-۴- سیستم فشار متغیر
۸۰	۶-۴- تاثیرات فشار برگشتی بر توان موتور
۹۱	۷-۴- طراحی سیستم پیشنهادی

۵ فصل پنجم

۱۰۱	۱-۵- نتیجه گیری
۱۰۲	۲-۵- پیشنهادات
۱۰۴	ضمیمه

فهرست شکل‌ها

صفحه	عنوان
۱۳	شکل (۱-۲): ظرفیت نامی موتورهای استفاده شده [۷].....
۱۷	شکل (۲-۲): طرح‌واره سیکل رطوبت‌زنی - رطوبت‌زدایی.....
۲۰	شکل (۳-۲): طرح‌واره سیکل HD با گرمایش هوا.....
۲۲	شکل (۴-۲): آب‌شیرین‌کن HD با گرمایش آب و چرخه بسته هوا.....
۳۵	شکل (۶-۲): طرح‌واره سیکل ترکیبی آب‌شیرین‌کن HD و موتور.....
۳۹	شکل (۱-۳): هندسه سیلندر و پیستون موتور رفت و برگشتی [۴۰].....
۴۰	شکل (۲-۳): چرخه استاندارد هوا اتو [۴۰].....
۴۱	شکل (۳-۳): چرخه اتو مجهز به توربوشارژ [۴۰].....
۵۰	شکل (۴-۳): حجم کنترل در نظر گرفته شده بر روی آکنه با الف) جریان مخالف، ب) جریان متقاطع.....
۵۱	شکل (۵-۳): چگونگی در نظر گرفتن دو فاز در حجم کنترل جریان متقاطع.....
۵۲	شکل (۶-۳): حجم کنترل مفروض در مدلسازی فرآیند.....
۶۱	شکل (۷-۳): نحوه امان‌بندی واحد رطوبت‌زنی.....
۶۲	شکل (۸-۳): فلوجارت حل فرآیند رطوبت‌زنی.....
۶۳	شکل (۹-۳): فرآیند انتقال حرارت بین هوا و آب در چگالنده.....
۶۵	شکل (۱۰-۳): شماتیک چگالنده پره لوله.....
۶۵	شکل (۱۱-۳): گام لوله‌های چگالنده.....
۶۷	شکل (۱۲-۳): شماتیک چگونگی نحوه تعیین سطح پره.....
۷۵	شکل (۱-۴): آکنه مورد استفاده توسط کروگر [۵۸].....
۷۷	شکل (۲-۴): اثر شوری آب بر میزان تولید آب شیرین.....
۷۸	شکل (۳-۴): اثرات شوری آب بر شدت مصرف انرژی.....

- شکل (۴-۴): مقایسه تولید برای دو سیکل باز و بسته هوا ۷۹
- شکل (۵-۴): مقایسه شدت مصرف انرژی برای دو سیکل باز و بسته هوا ۸۰
- شکل (۶-۴): سیستم HD فشار متغیر ۸۱
- شکل (۷-۴): مقدار آب شیرین تولیدی برای نسبت فشارهای مختلف ۸۲
- شکل (۸-۴): تغییرات متوسط دماهای ورودی و خروجی رطوبت‌زنی برای فشار رطوبت‌زنی (kpa) ۵۰ ۸۳
- شکل (۹-۴): تغییرات رطوبت مطلق ورودی و خروجی به رطوبت‌زنی برای فشار رطوبت‌زنی (kpa) ۵۰ ۸۴
- شکل (۱۰-۴): توان مصرفی کمپرسور ۸۵
- شکل (۱۱-۴): تغییرات حرارت منتقل شده از منبع کمکی به آب ۸۶
- شکل (۱۲-۴): افزایش تولید نسبت به حالت پایه (اتمسفریک) برای نقاط مناسب (PR) ۸۷
- شکل (۱۳-۴): تغییرات شدت مصرف انرژی ۸۸
- شکل (۱۴-۴): تغییرات انرژی معادل کل ۸۸
- شکل (۱۵-۴): مقادیر تولید در نسبت فشارهای مناسب ۸۹
- شکل (۱۶-۴): تغییرات شدت مصرف انرژی برای نسبت فشارهای مناسب ۹۰
- شکل (۱۷-۴): تغییرات آب تولیدی با توجه به دمای آب پاششی و نسبت فشار ۹۱
- شکل (۱۸-۴): تاثیر فشار برگشتی اگزوز بر توان خروجی موتور ۹۳
- شکل (۱۹-۴): افت فشار مبدل متناسب با دبی آب ورودی ۹۴
- شکل (۲۰-۴): تغییرات شدت مصرف انرژی با ارتفاع آکنه ۹۶

فهرست جداول

صفحه	عنوان
۱۴	جدول (۱-۲): مشخصات فنی موتور گاسکور
۷۲	جدول (۱-۴): مشخصات عملکردی رطوبت‌زنی
۷۳	جدول (۲-۴): مشخصات ورودی آزمون
۷۴	جدول (۳-۴): مقایسه نتایج کار حاضر با دفترچه‌ی مشخصات فنی موتور
۷۵	جدول (۴-۴): اطلاعات آزمون عملی ارایه شده توسط کروگر [۵۸]
۷۶	جدول (۵-۴): نتایج مدل ارایه شده و مقایسه با نتایج کلایپر
۹۲	جدول (۶-۴): پارامترهای عملکردی موتور و خواص ترمودینامیکی هوا
۹۶	جدول (۷-۴): مشخصات هندسی و ترمودینامیکی طراحی آب‌شیرین‌کن (فشار ثابت)
۹۷	جدول (۸-۴): مشخصات هندسی و ترمودینامیکی طراحی آب‌شیرین‌کن (فشار متغیر)
۹۷	جدول (۹-۴): مشخصات سیستم ترکیبی برای دو حالت
۹۸	جدول (۱۰-۴): مقادیر حرارت محاسبه شده توسط نرم افزار Aspen B-JAC
۹۹	جدول (۱۱-۴): مشخصات مبدل طراحی شده برای سیستم فشار ثابت
۱۰۰	جدول (۱۲-۴): مشخصات مبدل طراحی شده برای سیستم فشار متغیر

علائم و اصطلاحات

Symbols

علائم اختصاری

بخش موتور

A_p	Area Of Piston	سطح مقطع پیستون (مترمربع)
C_v	Specific Heat	گرمای ویژه حجم ثابت (کیلوژول / کیلو گرم-کلوین)
\dot{Q}	Heat Power	توان گرمایی (کیلووات)
\dot{W}	Mechanical Power	توان مکانیکی (کیلووات)
X_r	Ratio Of Remain gases	نسبت گازهای باقیمانده در سیلندر
\dot{m}	Fuel Flow	دبی سوخت (کیلوگرم / ثانیه)
r_c	Compression Ratio	نسبت تراکم
AF	Air/Fuel Ratio	نسبت هوا به سوخت
G	Feed Mixture Ratio	نسبت سوخت و هوای تازه ورودی
N	Rotation of Engine	دور موتور (دور / دقیقه)
P	Pressure Inside Cylinder	فشار داخل سیلندر (کیلو پاسکال)
Q	Heat Energy	انرژی گرمایی (کیلوژول)
R	Air Constant Coefficient	ثابت گاز هوا (کیلوژول / کیلوگرم-کلوین)
T	Temprature	دما (کلوین)
V	Volume	حجم (مترمکعب)

W	<i>Mechanical Work</i>	کار مکانیکی (کیلوژول)
k	<i>Ratio Of Specific Heats</i>	نسبت ظرفیت‌های گرمایی
m	<i>Mixture Mass</i>	جرم مخلوط سوخت و هوا (کیلوگرم)
n	<i>Number Of Rotation per cycle</i>	تعداد دور به ازای هر چرخه

بخش رطوبت‌زنی

SEC	<i>Specific Energy Consumption</i>	شاخص مصرف انرژی (لیتر / کیلووات ساعت)
\dot{m}_{pw}	<i>Pure Water Mass Flow</i>	دبی تولید آب شیرین (لیتر / ساعت)
\dot{Q}_l	<i>Thermal Flax</i>	شار حرارتی رطوبت‌زنی (کیلووات)
L	<i>Humidification Water Mass Flow</i>	شار جرمی آب رطوبت‌زنی (لیتر / ثانیه - مترمربع)
H_g	<i>Moist Air Enthalpy</i>	آنتالپی هوای مخلوط رطوبت‌زنی (کیلوژول / کیلوگرم)
C_{pa}	<i>Specific Heat of Gas</i>	ظرفیت گرمایی ویژه هوای خشک (ژول / کیلوگرم - کلین)
ω	<i>Absolute Humidity</i>	رطوبت مطلق
C_{pv}	<i>Specific Heat of Steam</i>	ظرفیت گرمایی ویژه بخار آب (ژول / کیلوگرم - کلین)
λ_0	<i>Latent Heat of Water</i>	گرمای نهان تبخیر آب (ژول / کیلوگرم)
G	<i>Humidification Gas Mass Flow</i>	شار جرمی هوای رطوبت‌زنی (کیلوگرم / ثانیه - مربع)
C_{pg}	<i>Latent Heat of Moist Air</i>	ظرفیت گرمایی ویژه هوای مرطوب (ژول / کیلوگرم - کلین)

کلوین)

k_g	<i>Mass Transfer Coefficient</i>	ضریب انتقال جرم (کیلوژول / مترمربع-ثانیه)
C_{pw}	<i>Specific Heat of Water</i>	ظرفیت گرمایی ویژه آب (ژول / کیلوگرم-کلوین)
h_w	<i>Convection Heat Transfer Coefficient</i>	ضریب انتقال حرارت جابجایی آب (وات / مترمربع-کلوین)
P_i	<i>Partial Prassure</i>	فشار جزئی (کیلو پاسکال)
P_t	<i>Total Pressure</i>	فشار کلی (کیلو پاسکال)
h_g	<i>Convection Heat Transfer Coefficient</i>	ضریب انتقال حرارت بین فصل مشترک و هوا (وات / مترمربع-کلوین)
h_w	<i>Convection Heat Transfer Coefficient</i>	ضریب انتقال حرارت بین فصل مشترک و آب (وات / مترمربع-کلوین)
D	<i>Diffusive Mass Transfer Coefficient</i>	ضریب نفوذ مولکولی (مترمربع / ثانیه)
α	<i>Specific Area of Packing</i>	سطح ویژه آکنه
M_e	<i>Merkel Number</i>	عدد مرکل
V	<i>Volume of Packing</i>	حجم آکنه (مترمکعب)
H	<i>Height of Packing</i>	ارتفاع آکنه (متر)
L_e	<i>Lewis Number</i>	عدد لوئیس
St	<i>Stanton Number</i>	عدد استانتون
St_m	<i>Mass Transfer St Number</i>	عدد استانتون انتقال جرم
Nu	<i>Nusselt Number</i>	عدد ناسلت

Sh	<i>Sherwood Number</i>	عدد شروود
Sc	<i>Schmidt Number</i>	عدد اشمیت
Le_f	<i>Lewis Factor</i>	فاکتور لوپس
K	<i>Conduction Heat Transfer Coefficient</i>	ضریب انتقال حرارت هدایت (وات/ مترمربع- کلوین)
g	<i>Gravitational Acceleration</i>	شتاب جاذبه (متر/ مجذور ثانیه)

بخش رطوبت زدایی

\dot{Q}_{Sen}	<i>Sensible Heat Flux</i>	شار گرمای محسوس (وات)
\dot{Q}_{Lat}	<i>Latent Heat Flux</i>	شار گرمای نهان (وات)
h_{co}	<i>Convection Heat Transfer of Air Side</i>	ضریب انتقال حرارت جابجایی سمت هوا (وات/ مترمربع-کلوین)
G_c	<i>Maximum Air Mass Flow</i>	شار جرمی هوای بیشینه (کیلوگرم/ مترمربع- ثانیه)
F_p	<i>Fin Pitch</i>	گام فین (متر)
S_T	<i>Transitional Distance of Fins</i>	فاصله عمودی بین دو فین (متر)
S_L	<i>Longitude distance</i>	فاصله افقی بین دو فین (متر)
S_D	<i>Chordal Distance of Fins</i>	فاصله وتری بین دو فین (متر)
h_m	<i>Mass Transfer Coefficient</i>	ضریب انتقال جرم (کیلوژول/ مترمربع- ثانیه)
h_{fg}	<i>Latant Heat of Evaporization</i>	گرمای نهان تبخیر آب (ژول/ کیلوگرم)
h_f	<i>Heat Transfer Coefficient of Film Wise</i>	ضریب انتقال حرارت فیلم آب (وات/ مترمربع- کلوین)

کلوین)

f_i	<i>Friction Factor of Tube</i>	ضریب اصطکاک لوله
t_f	<i>Fine Thickness</i>	ضخامت فین (متر)
h_{ow}	<i>Thermal Resistance of Air</i>	مقاومت حرارتی سمت هوا (وات / مترمربع - کلوین)
b_{wm}	<i>Slope of the Air Saturation Curved</i>	شیب خط هوای اشباع (ژول / کیلوگرم-کلوین)
ε	<i>Roughness of Tube</i>	زبری لوله
h_w	<i>Heat Transfer Coefficient of Water</i>	ضریب انتقال حرارت آب خنک کننده (وات / مترمربع-کلوین)

Greece Symbols

علائم

ν	<i>Kinematic Viscosity</i>	ویسکوزیته سینماتیکی (مترمربع / ثانیه)
μ	<i>Dynamic Viscosity</i>	ویسکوزیته دینامیکی (پاسکال - ثانیه)
ρ	<i>Density</i>	چگالی (کیلوگرم / مترمکعب)
η	<i>Efficiency</i>	بازده

<i>Subscripts</i>		زیرنویس‌ها
P	<i>Piston</i>	پیستون
c	<i>Cold</i>	سرمایش (سیال سرد)
b	<i>Break</i>	ترمزی
i	<i>Indicated</i>	اندیکاتوری
f	<i>Fuel</i>	سوخت
a	<i>Air</i>	هوا
d	<i>Dead</i>	مرده
t	<i>Total</i>	کلی
net	<i>Net</i>	خالص
gross	<i>Gross</i>	ناخالص
in,i	<i>Inlet</i>	ورودی
out,o	<i>Output</i>	خروجی
ex	<i>Exite</i>	خروجی
HV	<i>Heat Value</i>	ارزش حرارتی
H	<i>Humidification</i>	رطوبت‌زنی
D	<i>Dehumidification</i>	رطوبت‌زدایی
z	<i>Vertical</i>	عمودی
x	<i>Horizontal</i>	افقی

0	<i>Base Point</i>	مبنا
if	<i>Interface</i>	فصل مشترک
g	<i>Gas</i>	گاز
w	<i>Water</i>	آب
I	<i>Water</i>	آب
v	<i>Water Vapor</i>	بخار آب
h	<i>Hot Flow</i>	جریان گرم
Pump	<i>Pump</i>	پمپ
f	<i>Film</i>	فیلم آب

۱ فصل اول

مقدمه

۱-۱ - مقدمه

در سراسر تاریخ بشر دسترسی مطمئن به آب، یک شرط اولیه و اساسی برای توسعه اجتماعی، اقتصادی و پایداری فرهنگ و تمدن بوده است. به گفته آب‌شناسان، آب دیگر کالای فراوان و فاقد ارزش اقتصادی نیست، بلکه یک کالای بدون جایگزین و با ارزش اقتصادی زیاد در همه زمین‌های مصرف می‌باشد [۱]. موضوع منابع آب به‌عنوان یک موضوع با اهمیت در صحنه سیاست داخلی کشورها به‌ویژه در مناطق خشک و کم‌آب جهان از دیرباز همواره مطرح بوده و هم‌اکنون نیز اهمیت خود را حفظ کرده است. افزایش جمعیت، توسعه شهرنشینی و پیشرفت صنعت موجب استفاده بی‌رویه از منابع آب و سرازیر شدن مواد میکروبی، شیمیایی و رادیواکتیو به آب‌های کره زمین شده است. لذا با این وجود، تامین آب سالم کره زمین با خطر جدی مواجه شده است. در حال حاضر ۷۵٪ سطح کره زمین را آب فراگرفته است. ۹۸ درصد آب‌های کره زمین شور است که اقیانوس‌ها و دریاها را تشکیل می‌دهد. تنها ۲ درصد باقیمانده منابع آب شیرین را تشکیل می‌دهد که بیشتر آن منجمد است و کمتر از یک درصد آن، قابل استفاده می‌باشد. توزیع آب شیرین در تمام نقاط جهان یکسان نیست. در بعضی مناطق مثل اروپا، به علت بارندگی فراوان، آب فراوان است و برعکس در بعضی نقاط، همچون کشورهای آسیایی و آفریقایی، بحران کم‌آبی وجود دارد. کارشناسان پیش‌بینی می‌کنند در آینده‌ای نه‌چندان دور به علت نیاز همگانی به آب شیرین و پاک تنش‌ها بر سر مساله آب بیشتر خواهد بود. ایران مشابه بسیاری از کشورهای خشک و نیمه‌خشک جهان در دهه‌های اخیر کمبود جدی در منابع آب را تجربه کرده و در حال حاضر با بحران آب مواجه است. علاوه بر پدیده‌های محیطی و طبیعی همچون خشک‌سالی‌ها، تغییر الگوهای اقلیمی، افزایش دما و تبخیر، بحران آب ایران ریشه در رشد و توزیع نامتعادل جمعیت، سوء مدیریت منابع آب و ناکارآمدی بخش کشاورزی دارد [۲].

با توجه به اقلیم غالب کشور تامین آب از طریق حفر چاه‌های عمیق امکان‌پذیر است. این موضوع علاوه بر هزینه‌های مربوط به حفر، مسائل بهداشتی و شور بودن منابع آب‌های زیرزمینی را نیز دربر دارد. از طرفی تامین آب آشامیدنی برای مناطق محروم از طریق انتقال آب از شهرهای بزرگ، نیازمند هزینه‌های بالای انتقال و احداث شبکه‌های آب‌رسانی می‌باشد. با توجه به کم بودن و پایین بودن کیفیت منابع آب‌های زیرزمینی و از آنجایی که دریاها و اقیانوس‌ها منابع عمده آب روی کره زمین می‌باشند، گاهی شیرین‌سازی آب ضروری می‌نماید. آب شیرین‌کن‌های متداول حرارتی مانند روش‌های^۱ MSF و^۲ MED برای ظرفیت‌های بالا مناسب هستند. یکی از مسائل مهم در آب شیرین‌کن‌ها تامین انرژی مورد نیاز این واحدها است. لذا بسیاری از آب شیرین‌کن‌های بزرگ دارای نیروگاه بوده یا در کنار نیروگاه‌ها نصب می‌شوند. اما با توجه به پراکندگی جمعیت در بسیاری از نقاط بخصوص مناطق دور افتاده نیاز به تولید در ظرفیت‌های پایین خواهیم بود. آب شیرین‌کن مبتنی بر فرآیند رطوبت‌زنی-رطوبت‌زدایی^۳ (HD) یکی از روش‌های نسبتاً جدید برای تولید آب شیرین در ظرفیت‌های پایین می‌باشد، و در سال‌های اخیر مورد توجه قرار گرفته است. انرژی گرمایی برای راه‌اندازی این نوع آب شیرین‌کن می‌تواند از طریق انرژی خورشیدی و یا تلفات حرارتی مانند گازهای خروجی دودکش نیروگاه‌ها و گازهای خروجی موتورهای بنزینی، دیزلی و یا گازسوز در تولید پراکنده^۴ (DG) تامین گردد. بررسی‌ها نشان می‌دهد که بخش اصلی تلفات شبکه برق کشور مربوط به بخش توزیع می‌باشد. یکی از راه‌کارهای کاهش تلفات توزیع برق در کشور استفاده از واحدهای تولید پراکنده برق می‌باشد. وزارت نیرو با درک اهمیت این مساله اولویت اصلی خود را کاهش تلفات قرار داده و همچنین ضمن حمایت از احداث واحدهای تولید پراکنده برق اعلام کرده که براساس برنامه‌ریزی‌های صورت گرفته باید ۱۵ درصد برق کشور از طریق نیروگاه‌های تولید پراکنده

^۱ Multi stage Flash

^۲ Multi Effect Distillation

^۳ Humidification-Dehumidification

^۴ Distributed Generation

تامین گردد. در این پژوهش سعی شده است تا با مدل سازی سیستم ترکیبی HD و موتور گازسوز عملکرد آن از نظر تولید آب و مصرف انرژی و تاثیر پارامترهای اساسی مورد بررسی قرار گیرد. بر این اساس ابتدا باید مدل ریاضی مناسبی برای سیستم تهیه و طراحی مناسب سیستم ارائه گردد.

۲-۱ - معرفی پژوهش حاضر

آب شیرین کن HD بر اساس ظرفیت حمل بخار توسط هوا کار می کند [۳]. این آب شیرین کن از دو محفظه‌ی رطوبت زنی و رطوبت زدایی تشکیل شده است. بخش ابتدایی این آب شیرین کن بخش رطوبت زنی می باشد، در این بخش آب شور گرم با هوا ورودی به بخش رطوبت زنی تماس پیدا می کند، بنابراین رطوبت هوا افزایش می یابد. این هوا سپس رطوبت زنی را ترک می کند و در مرحله‌ی بعد وارد بخش رطوبت زدایی می شود. در بخش رطوبت زدایی هوای مرطوب با سطح سرد چگالنده تماس پیدا می کند، بنابراین مقداری از بخار آب موجود در هوا چگالیده می شود. فرآیند شیرین سازی آب توسط روش HD در دماهای پایین امکان پذیر می باشد، بنابراین منبع حرارتی این نوع آب شیرین کن ها می تواند توسط منابع خورشیدی، تلفات حرارتی توربین های گاز و یا گازهای داغ خروجی از آگزوز موتورهای تولید پراکنده تامین گردد. با توجه به میزان بالای مصرف انرژی برای شیرین سازی آب توسط سوخت های فسیلی [۴]، استفاده از تلفات حرارتی مولدها به منظور تولید همزمان آب شیرین و برق یکی از راه کارهای مناسب در صرفه جویی مصرف انرژی و همچنین افزایش بهره‌وری می باشد.

بر اساس مطالعات صورت گرفته در جهت انتخاب ظرفیت موتور مورد نظر به منظور ترکیب شدن با سیستم آب شیرین کن، مشاهده گردید که اکثر موتورهای تولید پراکنده دارای ظرفیت ۱ مگاواتی می باشند، و در برخی موارد به منظور دستیابی به ظرفیت های بالاتر، از چند واحد ۱ مگاواتی استفاده شده است. لذا در این پژوهش از تلفات حرارتی موتور گازسوز ۱ مگاواتی به منظور تامین حرارت مورد نیاز

آب شیرین کن HD استفاده شده است.

در فصل دوم این پژوهش، ابتدا به معرفی فناوری‌های تولید هم‌زمان و سپس به تشریح سیستم HD پرداخته می‌شود.

در فصل سوم ابتدا به مدل سازی موتور و سپس به مدل سازی بخش رطوبت زنی و رطوبت زدایی پرداخته می‌شود. در فصل چهارم ابتدا به تحلیل نتایج پرداخته می‌شود و در نهایت طراحی مناسب سیستم ارایه می‌گردد.

در فصل پنجم نیز به نتیجه گیری و ارایه‌ی پیشنهادات پرداخته شده است.

۲ فصل دوم

معرفی سیستم DG_HD

۱-۲ - مقدمه

تداوم رشد مصرف انرژی در کشور به همراه بهره‌وری پایین تولید، انتقال و توزیع انرژی سبب گردیده تا افزایش بهره‌وری در این بخش‌ها اهمیت بیشتری پیدا کند و لذا افزایش راندمان تولید و انتقال همواره جزء برنامه‌های دولت‌ها طی سال‌های اخیر قرار گرفته است. به عنوان مثال وزارت نیرو تلاش می‌کند تا راندمان نیروگاه‌های کشور که در ابتدای سال ۹۲ برابر با ۳۷ درصد بوده و در سال ۹۵ به حدود ۳۸ درصد رسیده است، در پایان سال ۱۴۰۰ به ۴۰ درصد افزایش یابد [۵].

این امر قطعاً اثرات اقتصادی و اجتماعی نامطلوبی به همراه خواهد داشت. این در حالی است که با اجرای برنامه و سیاست‌های اجرایی مدیریت و افزایش بازده و همچنین ارتقاء بهره‌وری در عرضه و تقاضای انرژی باهدف جلوگیری از اتلاف انرژی در بخش‌های مختلف عرضه و تقاضا و بازیافت آن به منظور ارتقاء کارایی انرژی در بخش‌های یاد شده و مدیریت بهینه منابع سوخت و انرژی کشور و صیانت از محیط زیست می‌توان انتظار داشت اقدامی عملی و اجرایی برای این منظور در کشور محقق گردد. استفاده از مولدهای تولید پراکنده به منظور تولید برق از جمله راه کارهای در حال استفاده می‌باشد. به منظور بالا بردن بهره‌وری مولدهای تولید پراکنده، این سیستم‌ها را به صورت دو منظوره (تولید برق و حرارت) مورد استفاده قرار می‌دهند. این سیستم‌های دو منظوره که به سیستم‌های تولید هم‌زمان برق و حرارت یا همان فناوری^۱ CHP معروف هستند، در محل‌های مصرف مورد استفاده قرار می‌گیرند. از سال ۱۹۷۳ میلادی، مصادف با اولین شوک نفتی در جهان مساله کارایی انرژی در کشور مطرح، اما هیچ‌گاه در برنامه‌ریزی‌ها به صورت جدی مورد توجه قرار نگرفته است. متأسفانه ایران در حال حاضر در استفاده از CHP برای تولید انرژی سهم بسیار کمی را دارد.

^۱ Combined heat and power

تولید انرژی الکتریکی توسط مولدها تولید پراکنده روشی است که اخیراً مورد توجه قرار گرفته است. با توجه به افت‌های ناشی از خطوط توزیع و انتقال مخصوصاً برای مناطق دور افتاده، بنابراین استفاده از این خطوط برای مناطق دور افتاده مقرون به صرفه نمی‌باشد. به همین منظور تامین انرژی برق با استفاده از مولدهای تولید برق با ظرفیت حداکثر ۲۵ مگاوات که قابلیت نصب در محل‌های مصرف و یا اتصال به شبکه توزیع با قابلیت کارکرد دائم تامین انرژی برق را دارند، می‌توانند راه‌کاری مناسب باشند. بر اساس آخرین اخبار جمع‌آوری شده حدود ۸۰۰ مگاوات تولید پراکنده در کشور داریم که اکثراً به منظور تولید برق (تک منظوره) در حال کار می‌باشند.

۲-۲ - معرفی مولدها

در روش‌های معمول برای تامین نیازهای الکتریکی و حرارتی، الکتریسیته از شبکه توزیع سراسری و حرارت به وسیله سوزاندن سوخت در بویلرها و تجهیزات گرمازا به روش تولید جداگانه تامین می‌گردد. در این روش انرژی قابل توجهی به گونه‌ای متفاوت از طریق گازهای داغ خروجی دودکش، برج‌های خنک‌کن، کندانسورها، خنک‌کننده‌ها در موتورهای احتراق داخلی و همچنین تلفات توزیع و انتقال الکتریسیته در شبکه سراسری به هدر می‌رود، که بیشتر این حرارت قابل بازیافت است و می‌تواند در تامین انرژی حرارتی مورد استفاده قرار گیرد. از طرفی الکتریسیته تولیدی به این روش به صورت متمرکز (نیروگاهی) بوده و تلفات انرژی زیادی را در بخش انتقال و توزیع دربر دارد.

در مقابل این سیستم‌های متمرکز، روش‌های تولید غیرمتمرکز و مستقل با استفاده از فن‌آوری مولدهای تولید پراکنده که گاهی اوقات به صورت دومنظوره یا همان CHP با ترکیبی از تولید هم‌زمان برق و حرارت مورد استفاده قرار می‌گیرند، قرار دارد. از لحاظ ترمودینامیکی این روش به معنی تولید هم‌زمان دو شکل معمول انرژی یعنی الکتریکی و حرارتی، با استفاده از یک منبع انرژی اولیه می‌باشد. انرژی

گرمایی از بازیافت تلفات حرارتی این مولدهای مستقل به دست می‌آید و این حرارت در بخش‌های مختلف صنعتی، تجاری و مسکونی بکار گرفته می‌شود. از طرفی الکتریسیته تولیدی توسط این فن‌آوری به صورت محلی و مستقل و غیرمتمرکز بوده که این دو ویژگی در کنار یکدیگر، کارایی مولدهای تولید برق را به میزان قابل توجهی افزایش می‌دهد. کارایی سیستم‌های معمول به روش متمرکز در حدود ۲۷ تا ۵۵ درصد می‌باشد که بیشترین کارایی مربوط به نیروگاه‌های سیکل ترکیبی می‌باشد در حالی که با بهره‌گیری از فن‌آوری تولید هم‌زمان برق و حرارت به صورت مستقل، کارایی انرژی این مولدها به حدود ۹۰ درصد نیز خواهد رسید [۶]. از مزایای سیستم‌های تولید هم‌زمان می‌توان به حرکت به سوی خصوصی سازی و تولید غیرمتمرکز و مستقل برق و حرارت، جلوگیری از تلفات توزیع و انتقال در شبکه سراسری، افزایش کارایی تبدیل انرژی و استفاده از آن، کاهش مصرف سوخت و افزایش رقابت در تولید برق و توان نیروگاهی و کاهش اثرات مخرب زیست‌محیطی اشاره نمود. از مهم‌ترین این سیستم‌ها می‌توان به توربین‌های گاز، میکروتوربین‌ها و موتورهای پیستونی که همگی مجهز به سیستم بازیافت حرارت هستند اشاره نمود.

۲-۲-۱ - توربین‌های گازی

توربین‌های گاز در اوایل سال‌های ۱۹۰۰ میلادی با توجه به پیشرفت‌های مهندسی پایه‌گذاری شد و در اواخر سال‌های ۱۹۳۰ میلادی نیز استفاده از این توربین‌ها به منظور تولید توان آغاز گردید. توربین‌های گاز با قابلیت اطمینان بالا، حرارت قابل استفاده با انرژی بالا، هزینه سرمایه‌گذاری نسبتاً کم برای تولید واحد توان خروجی می‌باشند. توربین‌های گاز می‌توانند در بارهای کم به‌طور دائم کار کنند. در این سیستم‌ها امکان استفاده از سوخت‌های مختلف وجود دارد و حتی ممکن است یک واحد با چند سوخت کار کند. اما در صورتی که واحد گاز سوز باشد لازم است فشار گاز مورد استفاده بالا باشد. از دیگر معایب این سیستم‌ها محدود بودن ظرفیت تولیدی آن‌ها و امکان نیاز به دوره‌های تعمیرات اساسی طولانی می‌باشد.

۲-۲-۲ - میکروتوربین‌ها

میکروتوربین‌ها مولدهای کوچک برق هستند که سوخت گازی یا مایع می‌سوزانند و یک ژنراتور الکتریکی را با سرعت بالا به چرخش در می‌آورند. تست میکروتوربین‌ها از سال ۱۹۹۷ آغاز گردید و در سال ۲۰۰۰ به صورت تجاری، سرویس‌دهی اولیه این فناوری شروع شد. میکروتوربین‌ها، سیستم‌های تولید توان با سرعت بالایی هستند که دارای توربین، کمپرسور و ژنراتور می‌باشند. میکروتوربین‌ها از موتورهای پیستونی معمولی کوچک‌تر می‌باشند و هزینه نگهداری آن‌ها نیز پایین می‌باشد. قابلیت اطمینان در آن‌ها زیاد است. از دیگر مزایای این سیستم‌ها سادگی نصب، نیاز به نگهداری کمتر، اندازه کوچک، کم بودن صدای آن‌ها و آلاینده‌های کمی است. قیمت نسبتاً بالا می‌باشد. دامنه تولید توان توسط میکروتوربین‌های موجود و در حال توسعه، از ۳۰ تا ۵۰۰ کیلووات می‌باشد، در حالی که توان تولیدی توربین‌های گازی سنتی از ۵۰۰ کیلووات تا ۳۵۰ مگاوات می‌باشد.

۲-۲-۳ - موتورهای پیستونی^۱

موتورهای احتراق داخلی پیستونی امروزه از فناوری‌های شناخته شده می‌باشند. در آمریکای شمالی در هر سال بیش از ۳۵ میلیون واحد از این موتورها برای استفاده در تولید برق و قدرت، اتومبیل‌ها، کامیون‌ها، تجهیزات ساختمان‌سازی و معدن، پیشران زیردریایی‌ها و غیره تولید می‌شوند [۶]. انواع موتورهای ساکن برای تولید بازده گسترده‌ای از توان برای نیازهای بازار از جمله تامین برق شبکه، برق اضطراری و همچنین برای تولید هم‌زمان برق و حرارت در دسترس می‌باشند.

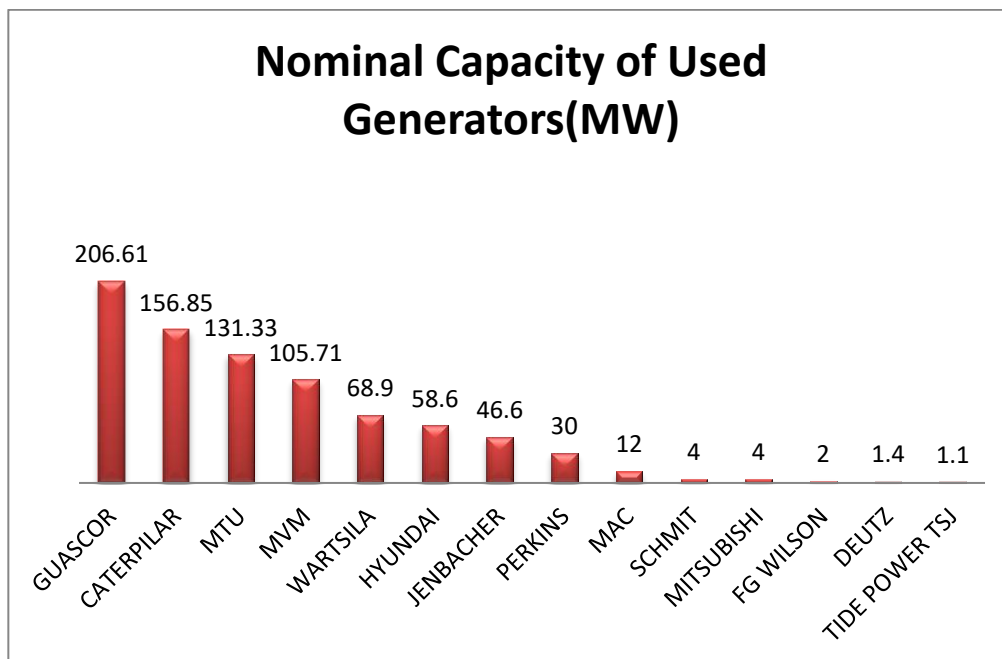
موتورهای پیستونی به دو گروه عمده احتراق جرقه‌ای و احتراق تراکمی تقسیم می‌شوند. موتورهای احتراق جرقه‌ای با بنزین و گاز طبیعی کار می‌کنند ولی می‌توان آن‌ها را برای کار با پروپان، گازوییل یا

^۱ Reciprocating engines

گازهای بازیافتی نیز تنظیم نمود. موتورهای احتراق تراکمی که اغلب موتورهای دیزلی نامیده می‌شوند با سوخت دیزل یا مازوت کار می‌کنند. موتورهای دیزل در گذشته از پرکاربردترین موتورهای پیستونی برای تولید قدرت کم‌وزیاد بوده‌اند، اما در حال حاضر در کشورهای صنعتی موتورهای دیزلی به علت آلودگی زیست‌محیطی که تولید می‌کنند به کاربردهای اضطراری یا کم‌ظرفیت محدود شده‌اند و در نتیجه موتورهای که گاز طبیعی می‌سوزانند اکنون برای تولید برق در مدت طولانی انتخاب مناسب‌تری می‌باشند.

در نسل جدید موتورهای با سوخت گاز طبیعی، هزینه اولیه کم و راه‌اندازی سریع بوده و در صورت نگهداری مناسب قابلیت اطمینان بالا می‌باشد، همچنین پتانسیل بازیافت حرارت در آنها بالا می‌باشد. بازده الکتریکی موتورهای گازسوز از ۲۸ درصد برای موتورهای کوچک تا بیش از ۴۳ درصد برای موتورهای احتراقی بزرگ می‌باشد. حرارت گازهای داغ خروجی و سیستم خنک‌کاری این موتورها را می‌توان برای تولید آب داغ یا بخار کم‌فشار برای کاربرد در CHP بازیافت نمود. بازده کلی سیستم CHP در هنگام استفاده از موتورهای گازسوز معمولاً در حدود ۷۰ تا ۸۰ درصد می‌باشد.

بر اساس آخرین اخبار وزارت نیرو حدود ۸۳۰ مگاوات تولید پراکنده در کشور موجود می‌باشد که عمدتاً توسط موتورهای گازسوز با سازندگان مختلف فراهم می‌شود (شکل ۱-۲).



شکل (۱-۲): ظرفیت نامی موتورهای استفاده شده [۷]

همان گونه که در شکل فوق نشان داده شده، موتورهای گاسکور^۱، کاترپیلار^۲، ام تی یو^۳ و ام وی ام^۴ بیشترین سهم را در تولید دارند، که در میان موتورهای فوق موتور گاسکور با تولیدی معادل ۲۰۶/۶۱ مگاوات بیشترین سهم را به خود اختصاص داده است.

لذا با توجه به آمار فوق، در این پژوهش نیز از یک موتور گاسکور ۱ مگاواتی (مدل SFGM 560) به منظور ترکیب شدن با سیستم HD انتخاب شده است. مشخصات موتور انتخاب شده در جدول (۱-۲) آورده شده است. همچنین با توجه به اینکه یکی از استفاده‌هایی که می‌توان از حرارت اتلافی این مولدها نمود، بکارگیری حرارت آن در تولید آب شیرین است، لذا در ادامه به معرفی روش‌های شیرین‌سازی آب و روش مورد استفاده در این پژوهش پرداخته می‌شود.

^۱ Guascor

^۲ Caterpillar

^۳ Mtu

^۴ Mvm

جدول (۱-۲): مشخصات فنی موتور گاسکور

Engine model		SFGM560
Engine power	kw	1055
Rotational speed	rpm	1500
Temperature of exhaust	°C	496
Inlet temprature	°C	25
Inlet pressure	kpa	100
Exhaust flow	kg/s	1.43
Air flow for combustion	kg/s	1.38
Diameter of piston	mm	160
Piston storke	mm	175
Volume of the cylinder	dm ³	56.3
Number of cylinders		16
Compression ratio		12:1
Electrical power	kw	1025
Consumption of gas	nm ³ /hr	216.586047
Mechanical efficiency	%	40.8
Electrical efficiency	%	39.6
Thermal efficiency	%	44
Total efficiency	%	83.60
Maximum total efficiency	%	90.79

۳-۲ - فناوری‌های نمک‌زدایی از آب

نمک‌زدایی در واقع فرآیندی است که در آن، املاح آب از منبع اصلی نظیر آب دریا، آب لب‌شور،

آب‌های زیرزمینی و یا پساب‌ها جدا می‌شود. فناوری‌های نمک‌زدایی به دودسته تقسیم می‌شود [۸]:

۱- روش‌های مبتنی بر تغییر فاز آب مانند:

الف) تقطیر ناگهانی چندمرحله‌ای^۱ (MSF)

ب) تقطیر چند اثره^۲ (MED)

ج) تقطیر تراکم بخار^۳ (VC)

د) انجماد

۲- روش‌های تک‌فاز مانند:

الف) اسمز معکوس^۴

ب) الکترودیالیز^۵

با توجه به تنوع روش‌های نمک‌زدایی، منابع انرژی مختلفی نیز می‌توانند با توجه به امکان استفاده، مورد بهره‌برداری قرار بگیرند. هرکدام از روش‌ها مزایا و معایب مختلفی دارند. لذا هر دیدگاه وابسته به ملزومات و محدودیت‌های مختلفی می‌باشد. بدیهی است که هیچ روش تصفیه کاملی وجود ندارد و همواره مقداری ناخالصی در آب تولیدی وجود خواهد داشت.

از آنجا که استفاده از حرارت مازاد در مولدها در این پژوهش مدنظر می‌باشد، لذا در بین روش‌های

^۱ *Multi Stage Flash*

^۲ *Multi Effect Distillation*

^۳ *Vapor Compression*

^۴ *Reverse Osmosis*

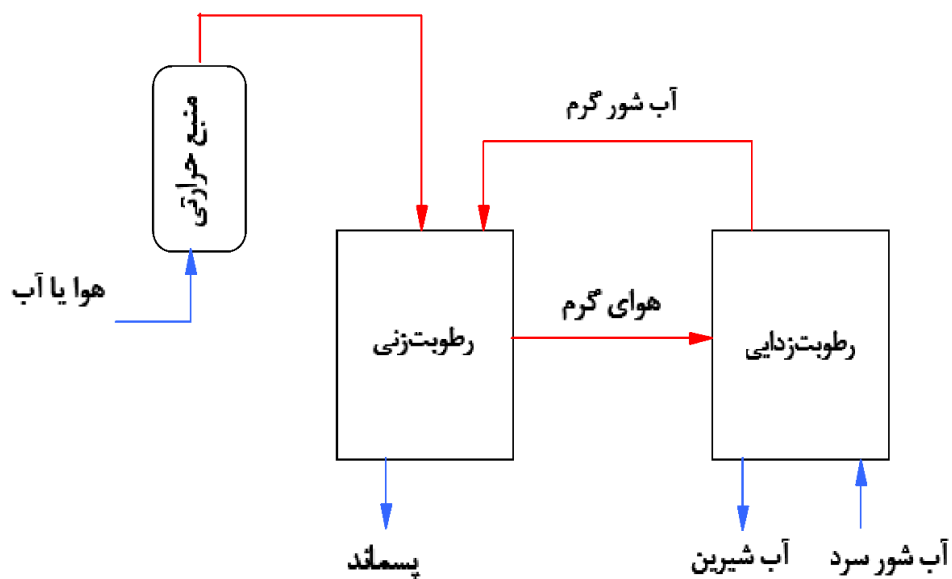
^۵ *Electro Dialysis*

ذکر شده، روش‌های حرارتی مدنظر می‌باشد. روش‌های حرارتی فوق بی‌شتر برای ظرفیت‌های بالا کاربرد دارند و در ظرفیت‌های پایین دارای هزینه‌های بالایی هستند. لذا در این پژوهش استفاده از روش رطوبت‌زنی و رطوبت‌زدایی هوا یا به اختصار HD مورد بررسی قرار گرفته است که در ادامه به معرفی آن پرداخته می‌شود.

۴-۲ - تشریح روش HD

سیکل ترمودینامیکی به‌کاررفته در تکنولوژی HD الهام گرفته از چرخش طبیعی باران است. بخار آب ناشی از تبخیر آب شور، وارد هوا می‌شود و سپس به‌عنوان هوای سرد مرطوب، متراکم می‌گردد. در اینجا دو بخش اصلی رطوبت‌زنی و رطوبت‌زدایی وجود دارد که در آن هوا و آب، چرخه مشابهی را طی می‌کنند.

نحوه عملکرد این روش نیز در شکل (۲-۲) نشان داده شده است. مطابق این شکل سه بخش اصلی فرآیند شامل بخش رطوبت‌زنی، رطوبت‌زدایی و منبع حرارتی می‌باشد. بر این اساس در ادامه به تشریح کوتاهی از بخش‌های اصلی سیستم آب‌شیرین‌کن HD پرداخته می‌شود.



شکل (۲-۲): طرح‌واره سیکل رطوبت‌زنی - رطوبت‌زدایی

۲-۴-۱ - بخش رطوبت‌زنی^۱

عملیات رطوبت‌زنی در اثر تماس مستقیم جریان‌های هوا و آب صورت می‌پذیرد که به علت خالص بودن فاز مایع و عدم تمایل هوا نسبت به حل شدن در آب، انتقال جرم محدود به فاز گاز می‌باشد. نیروی محرکه انتقال جرم از فاز مایع به گاز، اختلاف رطوبت مطلق است. معمولاً این فرآیند به صورت جریان پیوسته و معکوس هوا و آب داخل یک برج آکنه یا وسیله‌ای که سطح تماس دو فاز را افزایش دهد، صورت می‌گیرد. بدین ترتیب با افزایش سطح بین دو فاز مایع و گاز، نرخ انتقال جرم نیز افزایش می‌یابد. روش معمول برای رطوبت‌زنی هوا، گرم کردن آب و پاشش آن روی آکنه (پکینگ^۲) موجود در برج عمودی رطوبت‌زنی است که جریان هوا به صورت عمود بر جریان آب حرکت می‌کند. بدین ترتیب با انتقال حرارت

^۱ Humidification

^۲ Packing

از آب به هوا، دمای آب از بالا به پایین برج کاهش یافته و دمای هوا از چپ به راست افزایش می‌یابد. با افزایش دمای مخلوط هوا و بخار، ظرفیت جذب رطوبت آن نیز افزایش می‌یابد. روش دیگری که می‌توان برای رطوبت‌زنی هوا استفاده کرد عبور هوا به موازات و خلاف جهت جریان آب است، در اینجا توزیع مناسب جریان هوا در سطح برخورد با آکنه بسیار اهمیت دارد.

۲-۴-۲- بخش رطوبت‌زدایی^۱

جهت انجام عمل رطوبت‌زدایی از هوا روش‌های مختلفی وجود دارد. اما روش معمول برای جذب رطوبت هوا جهت تولید آب شیرین در روش HD روش چگالش سطحی نام دارد که در واقع از سطح یک چگالنده جهت رطوبت‌زدایی از هوا استفاده می‌شود. وقتی مخلوط هوا و بخار آب از روی یک چگالنده عبور می‌کند و دمای سطح چگالنده از دمای نقطه‌ی شبنم بخار موجود در مخلوط پایین‌تر می‌باشد، لایه‌ای از مایع چگالش یافته روی سطح تشکیل می‌شود. در اثر چگالش بخار آب، گرمای نهان آن آزاد شده و به سطح منتقل می‌گردد. همچنین به علت اختلاف دمای مخلوط هوا - بخار و سطح چگالنده، حرارت محسوس ناشی از این اختلاف دما نیز به سطح چگالنده منتقل می‌گردد. از مجموع این حرارت‌ها می‌توان جهت پیش گرم کردن آب ورودی به رطوبت‌زنی استفاده نمود. بدین ترتیب با انتقال حرارت از مخلوط هوا-بخار به آب درون چگالنده، دمای هوا کاهش یافته و دمای آب درون چگالنده افزایش می‌یابد.

۲-۴-۳- منبع گرمایش

در روش HD فشار کاری بخش‌های رطوبت‌زنی و رطوبت‌زدایی، فشار اتمسفر است و به همین جهت دمای مورد نیاز جهت تبخیر سطحی آب پایین‌تر از دمای جوش آب است. اکثر منابع حرارتی مورد استفاده در پژوهش‌های صورت گرفته پیرامون سیکل HD منابع خورشیدی است اما استفاده از اتلافات حرارتی موتور

^۱ Dehumidification

گازسوز موضوعی بوده که تاکنون چندان مورد بررسی قرار نگرفته است. منبع حرارتی می‌تواند برای گرمایش آب یا هوا استفاده شود.

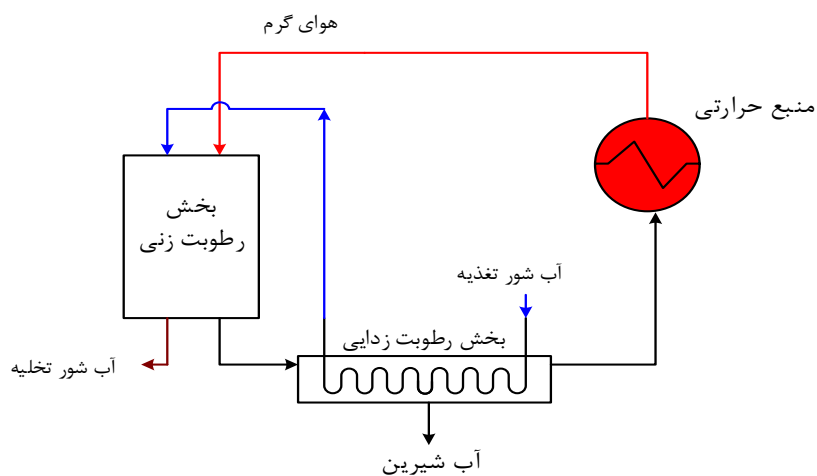
۵-۲ - انواع آب‌شیرین‌کن HD

استفاده ترکیبی از دو فرآیند رطوبت‌زنی و رطوبت‌زدایی هوا می‌تواند منجر به تبخیر و سپس چگالش آب شود و لذا به‌عنوان یکی از فرآیندهای شیرین‌سازی آب شناخته شده است. روش‌های اجرایی مختلفی برای استفاده از فرآیند رطوبت‌زنی و رطوبت‌زدایی در آب‌شیرین‌کن‌های HD وجود دارد که می‌توان آن‌ها را با توجه به معیارهای مختلف مانند نحوه تامین گرمایش مورد نیاز فرآیند، باز یا بسته بودن جریان آب‌وهوا، چگونگی تماس آب‌وهوا و... تقسیم‌بندی نمود. از دیدگاه تامین حرارت مورد نیاز فرآیند، دو روش گرمایش هوا و گرمایش آب می‌تواند مورد استفاده قرار گیرد و امکان استفاده هم‌زمان از هر دو روش نیز وجود دارد. در ادامه به تشریح هر یک از این دو روش پرداخته می‌شود.

۲-۵-۱ - آب‌شیرین‌کن HD با گرمایش هوا

در این روش هوا با استفاده از منابع انرژی مانند تلفات حرارتی سایر فرآیندها و یا صفحات جاذب خورشیدی (از نوع هوایی) گرم شده و در یک چرخه بسته و یا باز در آب‌شیرین‌کن HD مورد استفاده قرار می‌گیرد. در شکل (۲-۳)؛ یک آب‌شیرین‌کن خورشیدی با چرخه بسته هوا نشان داده شده است. هوا پس از گرم شدن وارد رطوبت‌زنی می‌شود و در تماس با آب، رطوبت آن افزایش می‌یابد. از آنجاکه به‌طور معمول دمای آب پایین‌تر از دمای هوا است، کاهش دمای هوا نیز در فرآیند رطوبت‌زنی رخ می‌دهد. عدم امکان ذخیره‌سازی انرژی خورشید از جمله مشکلات استفاده از سیکل HD خورشیدی است که عملکرد آن را محدود می‌کند. تماس هوای مرطوب خروجی از رطوبت‌زدایی با تجهیزات نیز از جمله مشکلات بهره‌برداری این روش محسوب می‌شود. چنانچه استفاده از تلفات حرارتی سایر فرآیندها امکان‌پذیر باشد می‌توان با

استفاده از بازیابی حرارت گازهای داغ خروجی، از جریان باز هوا در آب‌شیرین‌کن استفاده نمود و بدین ترتیب مشکلات بهره‌برداری به‌واسطه رطوبت بالای هوا در ورودی را کاهش داد. به‌طور کلی استفاده از جریان باز هوا تلفات حرارتی بیشتری نسبت به چرخه بسته هوا دارد و در مواقع خاصی مانند نمونه ذکر شده کاربرد آن توصیه می‌شود.



شکل (۲-۳): طرح‌واره سیکل HD با گرمایش هوا

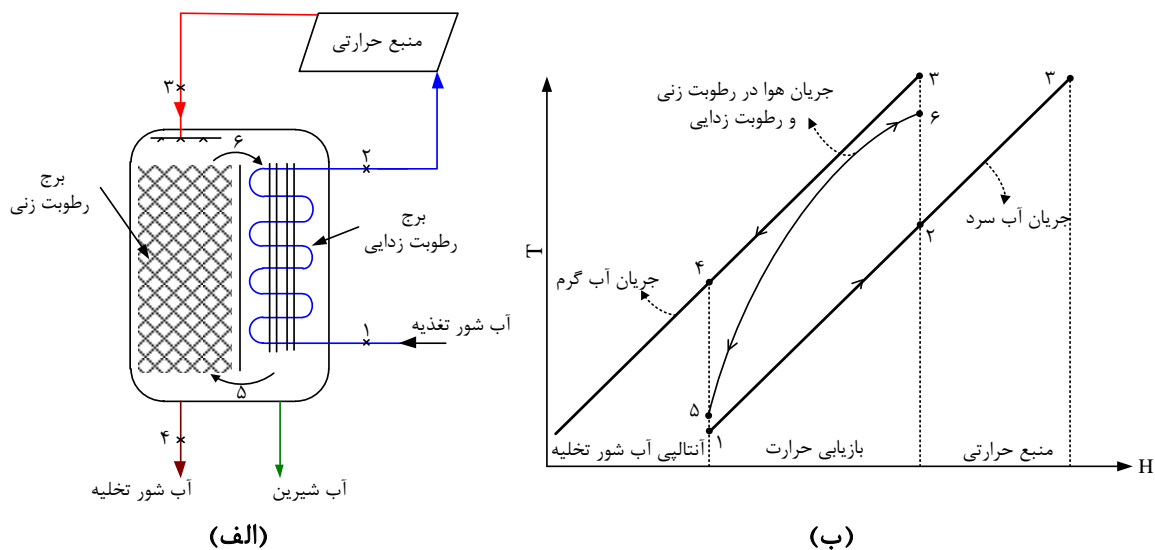
۲-۵-۲- آب‌شیرین‌کن HD با گرمایش آب

آب‌شیرین‌کن HD خورشیدی با گرمایش آب متداول‌ترین روش استفاده از آب‌شیرین‌کن‌های HD می‌باشد که تحقیقات زیادی بر روی آن صورت گرفته است. در این روش آب، حرارت مورد نیاز را از منبع حرارتی مانند صفحات جذب خورشیدی دریافت نموده و با ورود به بخش رطوبت‌زنی انرژی مورد نیاز برای فرآیند انتقال حرارت و جرم را تامین می‌نماید. در اثر این فرآیند دما و رطوبت هوا افزایش یافته و در مرحله بعد رطوبت‌زدایی از هوا صورت می‌گیرد. بر اساس نحوه توزیع و گردش هوا در داخل دستگاه می‌توان این

نوع آبشیرین کن‌ها را در دودسته مجزا تقسیم‌بندی نمود: آبشیرین کن HD با جریان هوای باز و آب-شیرین کن HD با چرخه هوای بسته.

۲-۵-۲-۱ - آبشیرین کن HD با چرخه بسته هوا

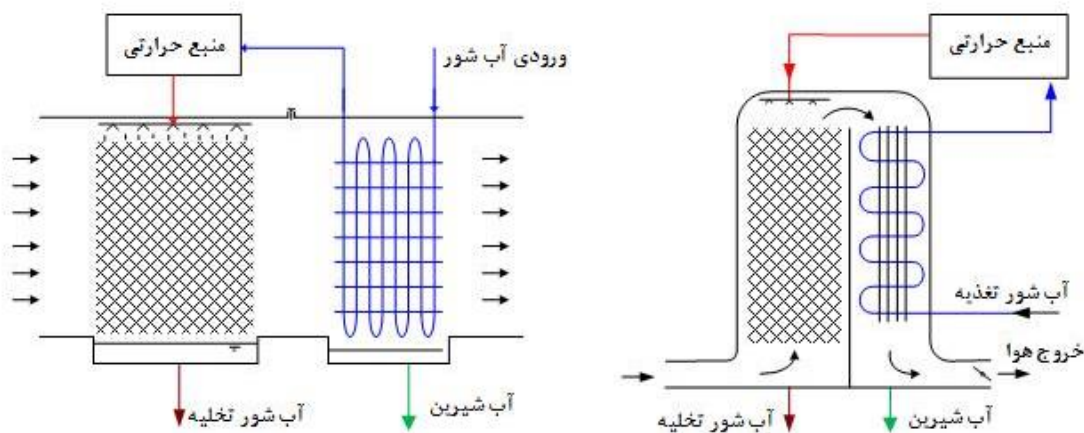
در شکل ۲-۴ (الف) طرح‌واره یک آبشیرین کن HD با چرخه بسته هوا نشان داده شده است. مطابق شکل، هوا در یک چرخه بسته بین فرآیند رطوبت‌زنی و رطوبت‌زدایی جریان دارد. این روش متداول‌ترین نوع آبشیرین کن HD می‌باشد که به‌طور معمول از جریان مخالف آب‌وهوا در فرآیندهای رطوبت‌زنی و رطوبت‌زدایی استفاده می‌شود. چگالنده‌های پره لوله نیز برای افزایش سطح تماس آب‌وهوا در رطوبت‌زدایی مورد استفاده قرار می‌گیرد. در شکل ۲-۴ (ب) نیز چگونگی تغییر آنتالپی جریان‌های مختلف در نقاط مختلف فرآیند نشان داده شده است. با استفاده از بازیابی حرارت از هوای مرطوب در رطوبت‌زدایی با پیش‌گرم نمودن آب ورودی، می‌توان بخش عمده بار حرارتی مورد نیاز آب ورودی به رطوبت‌زنی را تامین نمود. در مطالعات قبلی همواره هوا در کل فرآیند به‌صورت اشباع فرض شده است. بر همین اساس مطابق شکل (۲-۴) مسیر فرآیندهای رطوبت‌زنی و رطوبت‌زدایی هوا بر یکدیگر منطبق می‌باشد. در این روش می‌توان از جریان طبیعی و یا اجباری هوا استفاده نمود. سوفاری و همکارانش [۹] طی پژوهش‌های تئوری و عملی نشان دادند که استفاده از جریان طبیعی هوا دارای مزایای بیشتری از جریان اجباری است.



شکل (۲-۴): آب شیرین کن HD با گرمایش آب و چرخه بسته هوا

۲-۲-۵-۲- آب شیرین کن HD با جریان هوای باز

این روش در برخی تحقیقات آزمایشگاهی مورد استفاده قرار گرفته است. اما یکی از موارد کاربرد این روش زمانی است که جریانی از هوا مثلاً به عنوان هوای خروجی از سیستم تهویه یک مکان مشخص وجود داشته باشد. در این صورت با قرارگیری فرآیند رطوبت زدایی و رطوبت زدایی هوا در مسیر این جریان هوا می توان به تولید آب شیرین نیز دست یافت. در این حالت می توان مطابق شکل (۲-۵)؛ از جریان مخالف یا متقاطع آب و هوا در فرآیند HD استفاده نمود. جریان متقاطع دارای ساختار ساده تری بوده ولی دارای راندمان پایین تری نیز می باشد.



شکل (۲-۵): آب شیرین کن HD با گرمایش آب با جریان هوای باز

۲-۶ - مرور سوابق اجرای طرح

مرور سوابق طرح به دو بخش کلی تقسیم می شود. ابتدا در خصوص مولد و بکارگیری آنها به صورت تولید همزمان بررسی اجمالی شده و به برخی مطالعات در این زمینه اشاره می شود و سپس سوابق در بخش آب شیرین کن HD ارایه خواهد شد.

۲-۶-۱ - سیستم‌های تولید همزمان

بهره‌برداری از سیستم‌های CHP با توجه به قابلیت آنها در کاهش استفاده از سوخت‌های فسیلی، قیمت و انتشار کربن دی‌اکسید به سرعت در حال افزایش می‌باشد. از این رو مطالعات زیادی جهت شناسایی و بهبود عملکرد این سیستم‌ها صورت پذیرفته است.

بر این اساس در سال ۲۰۰۹ میکالسِن^۱ و همکارانش [۱۰] چرخه میلر و اتورا برای موتور گازسوز که

^۱ Mikalsen

با سیستم CHP مقیاس کوچک کوپل شده را مورد مطالعه قرار دادند. به همین منظور موتور با چرخه میلر و اتو را توسط تحلیل ترمودینامیکی سیکل و شبیه سازی چندبعدی مورد مقایسه قرار گرفته است. نتایج حاکی از آن است که موتور با چرخه میلر پتانسیل ۵-۱۰ درصدی نسبت به چرخه اتو در بهبود بازده سوخت را دارد.

در سال ۲۰۱۴ گیبسون^۱ و همکارانش [۱۱] به مطالعه تاثیر قیمت کربن استرالیا بر روی بهینه سازی سیستم CHP توربین گاز با سوخت مصرفی گاز طبیعی و بیوگاز پرداختند. در این پژوهش سه مدل اقتصادی را به منظور مطالعه در نظر گرفتند: بدون قیمت کربن، باقیمت کربن بدون هیچ مسئولیتی برای گاز طبیعی و بیوگاز و قیمت کربن با مسئولیت. نتایج حاصل نشان می دهد که سیستم گاز طبیعی خیلی اقتصادی می باشد و می تواند از نظر سود اقتصادی نصب و راه اندازی شود.

یکی از مزایای سیستم های CHP کاهش گازهای گلخانه ای می باشد. این سیستم ها در مجاورت جوامع محلی نصب می شوند، بنابراین آلودگی ناشی از فعالیت آنها مستقیماً هوای این محل ها را تحت تاثیر قرار می دهد. از این رو جزایری^۲ و همکارانش [۱۲] اخیراً به بررسی اثرات نامطلوب سیستم CHP گاز سوز ۲ مگاواتی در شهر مشهد نصب شده است، پرداختند. آنها در این پژوهش مقادیر CO₂ و NO_x تولیدی از GB_CHP^۳ را با روش های مرسوم تولید برق و حرارت توسط نیروگاه های مرکزی بدون CHP بویلرها مورد مقایسه قرار دادند.

نتایج حاصل نشان می دهد که سیستم GB_CHP تاثیر نامطلوبی روی کیفیت هوا در جوامع محلی دارد. از دید محلی، مقدار انتشار CO₂ از سیستم GB_CHP تقریباً دو برابر مقدار CO₂ منتشر شده از

^۱ Gibson

^۲ Jazaeri

^۳ Gas_Burning_Chp

بویلرهای محلی می باشد. و مقدار NOx تولیدی از این سیستم به مقدار تقریباً ۶ برابر تولید NOx توسط بویلرهای محلی می رسد.

از دیدگاه ملی مقدار CO2 و NOx توسط سیستم GB_CHP به اندازه ۵۲ و ۵۶ در صد به ترتیب کاهش می یابد.

اکنون به معرفی مطالعاتی که خصوص تولید آب شیرین در ظرفیت های بالا مانند روش های MSF و MED که توسط مولدهای با ظرفیت بالا راه اندازی می شود، پرداخته می شود. به همین منظور قلی نژاد و همکاران در سال ۲۰۱۶ [۱۳] به بررسی اثر سیستم ردیابی بر عملکرد نیروگاه تولید آب شیرین MED خورشیدی پرداختند. آن ها سیستم مورد نظر را با در نظر گرفتن همزمان روابط ترمودینامیک و انتقال حرارت مدل کردند. نتایج حاصل به این ختم شد که با در نظر گرفتن سیستم ردیاب سیستم کارآمدتر شده و مقدار آب شیرین تولید شده در این نیروگاه ها در مقایسه با نیروگاه های فاقد این سیستم بیشتر می باشد.

در پژوهشی دیگر که در سال ۲۰۱۶ توسط آل قمدی و مصطفی [۱۴] انجام شد، وی به تحلیل اگزرژی نیروگاه تولید آب شیرین MSF در عربستان سعودی پرداختند، که در این پژوهش اگزرژی جریان و اضمحلال اگزرژی برای هر یک از تجهیزات بررسی کردند و در نهایت به این نتیجه رسیدند که بیشترین نرخ اضمحلال اگزرژی در سیستم بازیابی اتفاق می افتد که با افزایش مراحل بازیابی نرخ اضمحلال اگزرژی کاهش می یابد.

طبق مطالعاتی که در این زمینه انجام شده. مشاهده شد که در خصوص ترکیب آب شیرین کن ها با مولدهای مقیاس کوچک مطالعات کمتری در مقایسه با شیرین سازی آب توسط مولدهای مقیاس بزرگ صورت گرفته است. لذا این امر موجب می کند که پژوهش های بیشتری در این زمینه صورت گیرد.

۲-۶-۲ - مرور سوابق آب شیرین کن HD

نخستین تحقیقات پیرامون سیستم آب شیرین کن HD به دهه‌ی ۶۰ میلادی باز می‌گردد، طبق پژوهش‌های انجام شده، در سال ۱۹۶۷ مرکز تحقیقات شیمیایی نمک و آب شور هندوستان^۱ برای توسعه‌ی صنایع معدنی و صنعتی بخش‌های خشکی که در مجاورت دریا هستند تحقیقات خود را روی تولید آب شیرین به‌وسیله‌ی تکنیک رطوبت‌زنی _ رطوبت‌زدایی با ساخت یک نمونه‌ی آزمایشگاهی با ظرفیت ۳ لیتر در روز، آغاز کرد. آن‌ها دریافتند که دمای آب ورودی به رطوبت‌زنی با تولید آب شیرین رابطه‌ی مستقیم دارد، هرچقدر دمای آب را افزایش دادند تولید آب شیرین نیز بیشتر شد، آن‌ها متوجه شدند که با افزایش دمای آب به بیشتر از ۶۰ درجه میزان تولید آب تصاعدی افزایش پیدا می‌کند. سپس آن‌ها با ساخت یک نمونه‌ی خورشیدی با ظرفیت ۳ لیتر بر واحد مترمربع سطح کلکتور دریافتند هزینه‌ی استفاده از انرژی خورشیدی در ظرفیت‌های پایین‌تر از ۹۰ هزار گالن (حدود ۳۴۰ مترمکعب) در روز صرفه‌ی اقتصادی ندارد [۱۵].

در سال ۱۹۸۹ هشام الدسوکی^۲ [۱۶] در دانشگاه قطر، به بررسی سیستم آب شیرین کن رطوبت‌زنی _ رطوبت‌زدایی با استفاده از اتلافات حرارتی توربین گاز پرداخت، او با استفاده از یک توربین گاز ظرفیت با ۵ مگاوات و چندمرحله‌ای کردن فرآیند رطوبت‌زنی دریافت که با افزایش بار توربین در دمای ثابت هوای مرطوب، میزان تولید آب شیرین افزایش و با افزایش دمای هوای مرطوب در بار توربین ثابت، میزان تولید آب شیرین کاهش می‌یابد. از دیگر نتایجی که الدسوکی به آن رسید این بود که با افزایش دمای هوای مرطوب در بار توربین ثابت، دبی هوای مرطوب کاهش می‌یابد. در زمینه‌ی هزینه‌ی آب شیرین کن، الدسوکی با محاسبه‌ی توابع هزینه‌ی اجزای سیستم آب شیرین کن رطوبت‌زنی _ رطوبت‌زدایی نشان داد که این روش در قیاس با دیگر سیستم‌های آب شیرین کن حرارتی دارای بهره‌وری اقتصادی می‌باشد، او از مقادیر هزینه‌ی

¹ Central Salt and Marine Chemical Research Institute (India)

² Hisham T.A. El-Dessouky

ویژه، مصرف انرژی ویژه و نسبت آب تولیدی به انرژی مصرفی به عنوان شاخص اقتصادی مقایسه بین سیستم‌های آب شیرین کن استفاده نمود.

جدی‌ترین مطالعات پیرامون سیستم HD به اوایل دهه‌ی ۹۰ برمی‌گردد، از سال ۱۹۹۰ تا ۱۹۹۶ میلادی، سه واحد در کشورهای عراق، اردن و مالزی توسط یک گروه تحقیقاتی طراحی و ساخته شد. در سال ۱۹۹۰ دکتر محمد فرید^۱ و همکاران [۱۷] نخستین واحد را در شهر بصره عراق به ظرفیت 12 Lit/m².day احداث نمودند. ظرفیت تولید این واحد نسبتاً خوب بود ولی میزان مصرف انرژی الکتریکی دمنده هوا نسبتاً بالا بود. این گروه سپس دو واحد در مقیاس آزمایشگاهی و نیمه‌صنعتی در اردن ساختند [۱۸]. آن‌ها با مطالعه بر روی یک سیستم HD با سیکل هوا بسته و با محفظه‌ی رطوبت‌زنی پر شده از پره‌های چوبی، دو حالت جابجایی طبیعی و اجباری هوا را تست نمودند. این گروه پس از بررسی جریان طبیعی و جریان اجباری به این نتیجه رسیدند که جریان طبیعی بر جریان اجباری برتری دارد [۱۹]. همچنین با بررسی ضریب انتقال حرارت و انتقال جرم در رطوبت‌زنی و رطوبت‌زدایی مشخص شد که تاثیر دبی آب بر روی این ضرایب قابل توجه است و دبی هوای تاثیر زیادی روی این ضرایب ندارد [۲۰].

در سال ۲۰۰۹ سوفاری^۲ و همکارانش [۲۱] بهینه‌سازی عملکرد سیستم آب شیرین کن HDH را با در نظر گرفتن سه متغیر به عنوان توابع هدف توسط مدل سازی ریاضی را پیشنهاد کردند. نتایج حاصل نشان می‌دهد که نسبت دبی جرمی آب به هوا (L/G) و دمای آب ورودی به رطوبت‌زنی (T_{we}^{in}) پارامتر بسیار مؤثری می‌باشد و مقدار بهینه را نیز دارد. اما مقادیر بالای (L/G) و (T_{we}^{in}) موجب کاهش سطح انتقال حرارت رطوبت‌زنی و رطوبت‌زدایی می‌شود. در مطالعه‌ای دیگر [۲۲]، آن‌ها بهینه‌سازی آب شیرین کن HD خورشیدی به منظور کاهش هزینه تولید آب شیرین توسط مدل‌سازی ریاضی پرداختند.

¹ Mohammed Mehdi Farid

² Soufari

همچنین برای اثبات ترجیح این تابع هدف را با سایر توابع هدف مقایسه کردند. و در نهایت به این نتیجه رسیدند که با در نظر گرفتن حداقل هزینه تولید آب شیرین به عنوان تابع هدف جواب‌های به دست آمده ۷٪- ۲۸ قیمت کمتری نسبت به سایر توابع هدف دارند. در پژوهشی دیگر که در سال ۲۰۱۳ توسط وی [۲۳] انجام شد، آن‌ها به مدل‌سازی دینامیکی سیستم یکپارچه تولید آب شیرین توسط سیستم HD پرداختند. آن‌ها با در نظر گرفتن دو تغییر: استفاده از سیستم رطوبت‌زدایی مستقیم^۱ (DCD) به جای سیستم رطوبت‌زدایی غیرمستقیم و به کارگیری سیستم گرمایش آب خورشیدی^۲ (SWH) با بازده بالا و اقتصادی، مقدار آب شیرین تولیدی در این سیستم را به ۲۲-۶ مترمکعب در سال برای روزهای مختلف سال رساندند. نارایان^۳ و همکارانش [۲۴] تحلیل ترمودینامیکی سیکل سیستم آب‌شیرین‌کن HDH را مورد مطالعه قرار دادند. در این پژوهش وی تحلیل ترمودینامیکی عملکرد سیکل‌های مختلف HDH توسط تحلیل تئوریکال^۴ سیکل را پیشنهاد کردند. به علاوه برای سیکل مورد نظر تغییرات جدید با بازده بالا را در نظر گرفتند. این سیکل با بازده بالا شامل سیکل‌های ME^۵، تراکم گرمایی بخار چندگانه و فشار چندگانه می‌باشند. نتایج حاکی از آن است که سیستم‌هایی بر پایه این سیکل‌های جدید توانایی فراهم کردن GOR^۶ برابر ۵ را دارند.

ضامن^۷ و همکارانش [۲۵] در سال ۲۰۱۴ به بررسی تجربی فرآیند تولید آب شیرین توسط سیستم HD خورشیدی دومرحله‌ای پرداختند. آن‌ها در این پژوهش تاثیر پارامترهای اصلی را در تولید آب شیرین،

^۱ Direct Contact Dehumidifier

^۲ Solar Water Heater

^۳ Narayan

^۴ Theoretical

^۵ Multi_Extraction

^۶ Gain Output Ratio

^۷ Zamen

مورد مطالعه قرار دادند. در نهایت به این نتیجه رسیدند که با به کارگیری آب شیرین کن دومرحله‌ای مقدار تولیدی در مقایسه با حالت یک‌مرحله‌ای ۲۰٪ افزایش می‌یابد.

شرقاوی^۱ و همکاران [۲۶] طراحی اصلی و پارامترهای عملکردی سیستم HDH با دو سیکل، گرمایش آب و گرمایش هوا را مورد مطالعه قرار دادند. نتایج حاکی از آن است که با استفاده از رطوبت‌زنی و رطوبت‌زدایی در سایزهای بزرگ به علت افزایش بازده آن‌ها می‌توان به نسبت GOR بالا دست یافت. همچنین افزایش دمای ورودی به رطوبت‌زنی GOR را برای سیکل با گرمایش آب کاهش می‌دهد، در صورتی که برای سیکل با گرمایش هوا GOR را افزایش می‌دهد.

لی^۲ و همکاران [۲۷] به مطالعه تجربی سیستم آب شیرین کن HDH خورشیدی پرداختند. آن‌ها در پژوهش خود یک دستگاه آزمایشگاهی کوچک سیستم HDH که بر پایه مدل جدید گرمایش هوا خورشیدی می‌باشد را، مورد طراحی و آزمایش قرار داده‌اند. سپس مشخصات عملکردی را مورد طراحی و آزمایش قرار دادند. نتایج آزمایش نشان می‌دهد که دماهای مختلف آب پاششی به رطوبت‌زنی از ۹ درجه سانتی‌گراد تا ۲۷ درجه سانتی‌گراد می‌تواند به‌طور مؤثر رطوبت نسبی هوای مرطوب خروجی را از ۸۹٪ به ۹۸٪ برساند و همچنین دمای هوای خروجی را نیز از ۳۵ درجه سانتی‌گراد به ۴۵ درجه سانتی‌گراد می‌رساند. نتایج به دست آمده نتایج خوبی به‌منظور طراحی بهینه سیستم HDH با مدل جدید گرمایش هوای خورشیدی می‌تواند باشد.

در سال ۲۰۱۶ لاتار^۳ و همکارانش [۲۸] به بررسی عملکرد سیستم ترکیبی تهویه مطبوع هیبرید خورشیدی (A/C) و آب شیرین کن HD پرداختند. در این پژوهش آن‌ها نرخ تولید آب شیرین، بازیابی آب

^۱ Sharqawy

^۲ Li

^۳ Elattar

شیرین، ظرفیت سرمایش، مصرف برق، ضریب عملکرد و شاخص اقتصادی سیستم را تحت تاثیر پارامترهای مختلف طراحی مورد مطالعه قرار دادند. نتایج حاصل نشان می دهد با افزایش دما و رطوبت هوای خروجی و اختلاف دمای دو طرف سیستم گرمایشی، تولید آب شیرین، ظرفیت سرمایشی و مصرف انرژی الکتریکی سیستم مورد مطالعه را افزایش می دهد.

هی^۱ و همکاران [۲۹] به تحلیل عملکرد آب شیرین کن HDH با گرمایش هوا که توسط توربین فشار پایین راه اندازی می شود پرداختند. آن ها در این پژوهش عملکرد هر دو بخش رطوبت زنی و رطوبت زدایی آب شیرین کن و مبدل حرارتی صفحه ای را بر اساس مدل سازی ریاضی تحلیل کردند. همچنین تولید آنتروپی را برای هر دو بخش آب شیرین کن و کل واحد به منظور بررسی اتلاف انرژی محاسبه کردند. نتایج شبیه سازی نمایانگر این است که علی رغم مقدار بیشینه ۳/۵ برای GOR و در شرایط تعادل رطوبت زدایی با تولید آنتالپی ویژه برای رطوبت زدایی، مقدار بیشینه واقعی برابر ۳/۰۴ برای MGOR^۲ می باشد، در صورتی که نسبت جریان جرمی بین آب دریا و هوا خشک ($\frac{\dot{m}_{sw}}{\dot{m}_{da}}$) برابر ۱/۲۸ می باشد.

در پژوهشی دیگر [۳۰] وی به تجزیه و تحلیل پارامتری آب شیرین کن HDH با گرمایش هوا که توسط تلفات حرارتی راه اندازی می شود، پرداختند. در این پژوهش به منظور گرم کردن هوا از تلفات حرارتی استفاده می شود. نتایج حاکی از آن است که مقادیر بیشینه بازده اجزا و دمای اولیه، همچنین خلأ محیط^۳ به عنوان مزیتی برای افزایش عملکرد آب شیرین کن و کاهش سطح انتقال حرارت برای PHEs^۴ محسوب می شود. همچنین در فشار ۰/۵ مگا پاسکال^۵ مقدار GOR از ۲/۷۳ برای m_{sw}/m_{da} برابر با ۳/۰۷

^۱ He

^۲ Maximum Gain Output Ratio

^۳ Vacuum Environment

^۴ Plate Heat Exchangers

^۵ Mega Pascal

به ۳/۴۰ برای m_{sw}/m_{da} برابر ۲/۱۱ افزایش می‌یابد که در مقایسه با فشارهای ۰/۱ مگا پاسکال و ۰/۱۵ مگا پاسکال مقادیر GOR بیشتری را دارد.

احمد^۱ و همکاران [۳۱] به بررسی تجربی عملکرد سیستم آب شیرین کن HDH با به کارگیری CP^۲ با ورقه‌های آلومینیومی در قسمت رطوبت‌زنی پرداختند. نتایج حاصل نشان می‌دهد که با افزایش دمای آب ورودی به رطوبت‌زنی، دبی آب ورودی به رطوبت‌زنی و دبی آب سرد ورودی به رطوبت‌زدایی، تولید آب را به‌طور قابل ملاحظه‌ای افزایش می‌دهد.

کارهایی که تاکنون بررسی شدند، برای HDH در حالت فشار اتمسفری بوده است. یکی از پارامترهای مورد بررسی برای بهبود عملکرد سیستم HDH تغییر فشار کاری سیستم بوده است. کارهایی که در ادامه معرفی خواهند شد، مربوط به حالت‌هایی هستند که رطوبت‌زنی و رطوبت‌زدایی تحت فشارهای مختلف قرار گرفته‌اند.

یکی از نخستین مطالعات انجام شده با در نظر گرفتن تغییرات فشار در سال ۲۰۱۱ توسط نارایان و همکاران [۳۲] ارایه شده است. آن‌ها استفاده از یک کمپرسور برای افزایش فشار در خروجی رطوبت‌زنی و یک منبسط‌کننده^۳ به منظور کاهش فشار در خروجی رطوبت‌زدایی را پیشنهاد دادند. همچنین امکان سنجی استفاده از شیر انبساط به جای منبسط‌کننده و تاثیر آن در عملکرد کلی سیستم مورد مطالعه قرار گرفته و در نهایت به مقایسه این سیستم و سایر سیکل‌های موجود از نظر مصرف کار ویژه پرداخته شده است.

^۱ Ahmed

^۲ Corrugated Packing

^۳ Expander

آن‌ها در ادامه به بررسی سیستم ترکیبی HDH-TVC-RO^۱ پرداختند [۳۳]. در این پژوهش یک سیکل آب شیرین‌کن که به‌جای هوا از یک گاز جدید که می‌تواند بخار را در دمای بیش از ۱۲۰ درجه بکار گیرد، بررسی شده است. آن‌ها همچنین بازده انرژی این سیستم جدید را با سایر سیستم‌های آب شیرین‌کن مورد مقایسه قرار دادند. نتایج حاکی از آن است که عملکرد سیستم جدید قابل مقایسه با آب شیرین‌کن‌های گرمایی می‌باشد و بسیار بیشتر از سیستم‌های HDH مرسوم می‌باشد. همچنین در شرایط مورد بررسی، فشار مطلق رطوبت‌زنی و رطوبت‌زدایی تاثیر بسیار کمی روی عملکرد سیستم دارد. سیستم HDH-TVC-RO مناسب برای مقیاس متوسط^۲ می‌باشد، که تحت این شرایط مقدار ۲۰ برای GOR و ۹/۵ کیلووات ساعت بر مترمکعب برای^۳ EEC با استفاده از اجزا با بازده بالا قابل دسترسی می‌باشد.

آل سلیمان^۴ و همکاران [۳۴] در سال ۲۰۱۳ به تحلیل انرژی سیستم HDH فشار متغیر ترکیب شده با سیستم RO پرداختند. در این پژوهش آن‌ها شش تا از پارامترهای عملکرد سیستم را از جمله: بازده کلی انرژی، مصرف انرژی معادل، تخریب انرژی ویژه، انرژی ویژه از دست رفته، انرژی ویژه کلی صحیح از دست رفته و نسبت تخریب انرژی اصلی را مورد مطالعه قرار دادند. در نهایت به این نتیجه رسیدند که بیشترین نرخ تخریب انرژی در کمپرسور حرارتی بخار رخ می‌دهد که تقریباً ۵۰ درصد از کل نرخ تخریب انرژی را به خود اختصاص می‌دهد. به علاوه این تحقیق نشان می‌دهد که تخریب انرژی ویژه رطوبت‌زدایی و کمپرسور حرارتی بخار (TVC) پارامترهایی هستند که به‌طور مؤثر عملکرد سیستم را تحت تاثیر قرار می‌دهند.

^۱ HDH_Thermal Vapor Compression

^۲ Medium Scale

^۳ Equivalent Electricity Consumption

^۴ Al_Sulaiman

سیدوکی^۱ و همکاران [۳۵] به ارزیابی عملکرد سیستم HDH فشار متغیر پرداختند. آن‌ها به بهینه‌سازی پارامترهای سیستم به‌منظور بیشینه کردن GOR پرداختند. به‌علاوه، تاثیر نسبت جرم، نسبت فشار، بازده تجهیزات و دمای بیشینه سیستم را مورد مطالعه قرار دادند. نتایج حاکی از آن است که برای بازده ۰/۸ و فشار رطوبت‌زن ۵۰ مگا پاسکال، بیشینه مقدار GOR برابر ۳/۸ برای نسبت فشار ۱/۳۳ قابل دسترسی می‌باشد. همچنین به تحلیل پارامترهای اصلی حساس که بر روی عملکرد سیستم تاثیر دارد پرداختند و به این نتیجه رسیدند که GOR دارای حساسیت زیادی به نسبت فشار رطوبت‌زنی به رطوبت‌زدایی می‌باشد. همچنین به این نتیجه رسیدند که افزایش نسبت فشار موجب افزایش بازگشت‌پذیری شده در صورتی که دمای بیشینه هیچ تاثیری روی تخریب‌اگرژی تا دمای ۶۰ درجه سانتی‌گراد ندارد.

از آنجا که یکی از اهداف این پایان‌نامه ارزیابی اثر شوری آب بر عملکرد آب‌شیرین می‌باشد، به مرور برخی مطالعات که خواص ترموفیزیکی آب شور را ارایه نموده‌اند، پرداخته می‌شود. در سال ۲۰۱۰ شرقاوی و همکارانش [۳۶] به بررسی خواص ترموفیزیکی آب شور پرداختند. آن‌ها خواصی همچون چگالی، ظرفیت گرمایی ویژه، ضریب هدایت گرمایی، لزجت دینامیکی، کشش سطحی، فشار بخار، گرمای نهان تبخیر، آنتالپی مخصوص، آنتروپی مخصوص و ضریب اسمزیک^۲ را مورد بررسی قرار دادند. نتایج حاصل به صورت معادلاتی که تابع دما و شوری هستند، ارایه شده‌اند و برای هر یک از خواص ذکر شده محدوده معتبر دمایی و شوری ذکر شده است. در نهایت رابطه‌ای برای گرمای نهان تبخیر بیان شده است.

سانارو^۳ و همکارانش [۳۷] به اندازه‌گیری چگالی آب شور که تابع دما و فشار می‌باشد، پرداختند.

^۱ Siddiqui

^۲ Osmosis

^۳ Sanarov

آن‌ها با در نظر گرفتن شوری‌های مختلف برای آب از $31/68370$ تا $55/52861$ گرم بر کیلوگرم تحت دمای متغیر از $273/15$ تا $468/15$ کلوین و محدوده فشار تا 140 مگا پاسکال این اندازه‌گیری را انجام دادند. آن‌ها اندازه‌گیری‌ها را توسط یک دستگاه آزمایشگاهی با قطر نوسانی لوله انجام دادند. نتایج حاصل به منظور استخراج کردن معادلات حاکم برای دماها، فشارها و شوری‌های بالا، نسبت به معادلات حاکم قبلی، استفاده گردیده است.

بر اساس مطالعاتی که بر روی خواص ترموفیزیکی آب شور انجام شده، به جز یک خاصیت (چگالی) که توسط سانارو در سال 2012 ارایه شد، بقیه خواص به صورت تابعیت فشاری مورد بررسی قرار نگرفته‌اند. از این رو نایار¹ و همکارانش [38] در سال 2016 به مطالعه خواص آب شور به صورت تابعیت فشاری پرداختند. خواص مورد در این پژوهش محدوده دمایی صفر تا 120 درجه سانتی‌گراد، شوری صفر تا 120 گرم بر کیلوگرم و محدوده فشاری صفر تا 12 مگا پاسکال را دارند.

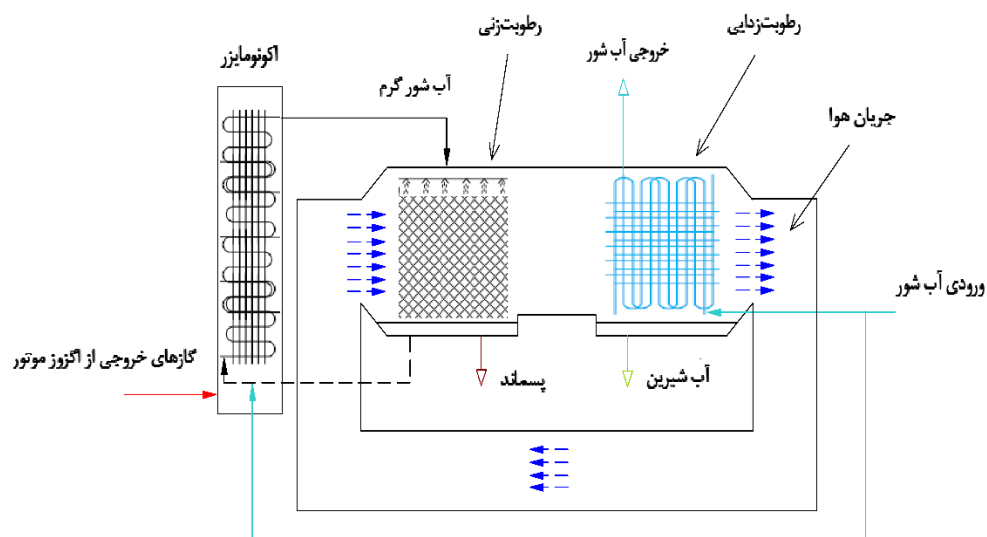
۷-۲ - تشریح روش مورد استفاده در این پژوهش

در این پژوهش از سیستم آب شیرین کن HD با سیکل آب باز و سیکل هوا بسته با گرمایش آب استفاده شده است. مطابق شکل (۲-۶) آب شور در مبدل تا دمای 80 درجه سانتی‌گراد گرم می‌شود. سپس آب گرم در قسمت رطوبت‌زنی بر روی آکنه که هوا با درجه حرارت محیط و به صورت متقاطع نسبت به جریان آب در حال عبور است، پاشش می‌گردد. هوای مرطوب سپس وارد قسمت رطوبت‌زدایی شده و با عبور از سطح چگالنده تقطیر و آب شیرین در این بخش استحصال می‌گردد. در قسمت رطوبت‌زنی بخشی از آب شور به عنوان آب شور تخلیه برای کنترل املاح مخزن از این بخش خارج می‌شود که البته مقدار آن در مقایسه با جریان آب در گردش کم می‌باشد. آکنه مورد استفاده در این پژوهش از نوع

¹ Nayar

پلی پروپیلن می باشد که هزینه اولیه کمتری نسبت به انواع فلزی آن دارد.

در قسمت رطوبت زدایی یا چگالنده از یک مبدل حرارتی پره_لوله (با پره صفحه‌ای) استفاده شده است. نحوه دقیق عبور جریان آب در فصل بعد تشریح خواهد شد. در بخش گرمایی این سیستم از اتلافات حرارتی یک موتور گاز سوز ۱ مگاواتی (مدل SFGM 560) استفاده شده است. دبی گازهای خروجی این توربین ۱/۴۳ کیلوگرم بر ثانیه و دمای خروجی آن ۴۹۶ درجه سانتی‌گراد می باشد. بنابراین با طراحی یک مبدل حرارتی می توان انرژی مورد نیاز آب شیرین کن را تامین نمود. جزئیات بیشتر و مدل سازی اجزای اصلی این سیستم در فصل بعد ارائه خواهد شد.



شکل (۲-۶): طرحواره سیکل ترکیبی آب شیرین کن HD و موتور

۸-۲ - نوآوری

با بررسی مطالعات گذشته در زمینه آب شیرین کن های HD مشخص گردید که تاکنون پژوهش قابل ملاحظه‌ای بر روی ترکیب سیستم HD با موتورهای تولید پراکنده صورت نگرفته است. از سوی دیگر در این پژوهش در مقایسه با کار قبلی صورت گرفته توسط کیقبادی [۳۹] تفاوت‌های زیر وجود دارد:

- بررسی اثر شوری آب بر خواص و عملکرد سیستم
- بررسی اثر استفاده از سیکل بسته هوا به جای سیکل باز
- بررسی اثر تغییر فشار در رطوبت‌زنی و رطوبت‌زدایی
- مدل‌سازی بخش موتور و اثر استفاده از مبدل در خروجی اگزوز آن بر تولید توان

۳ فصل سوم

مدل سازی

۳-۱ - مقدمه

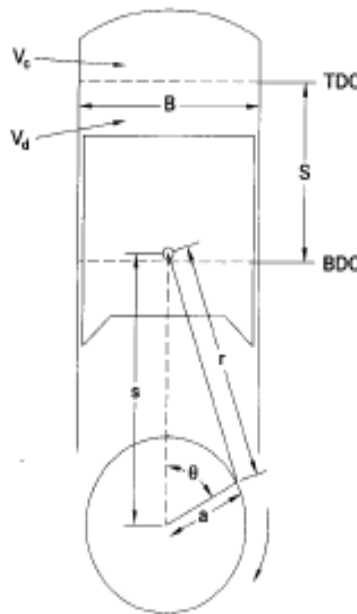
در این فصل روابط و معادلات حاکم برای مدل سازی سیستم مورد نظر ارایه شده است. در ابتدا معادلات حاکم برای مدل سازی موتور ارایه می شود و سپس معادلات حاکم برای مدل سازی قسمت رطوبت زنی بر روی آکنه بررسی می شود. در مرحله بعد روش مدل سازی واحد رطوبت زدایی شامل مبدل پره لوله ارایه می گردد. در پایان نیز نحوه انتخاب و مدل سازی مبدل بازیافت حرارت به عنوان واسط بین دو بخش مولد و آب شیرین کن مورد بررسی قرار می گیرد. واحد رطوبت زنی انتخاب شده از نوع جریان متقاطع می باشد، در قسمت رطوبت زدایی به دلیل اختلاف بالای ضرایب انتقال حرارت سمت هوا و سمت آب از مبدل پره لوله به پره های صفحه ای استفاده شده است که در این زمینه نیز بیشتر تحقیقات انجام شده روی مبدل های پره لوله بوده است. مبدل حرارتی استفاده شده در این پژوهش نیز از نوع پوسته لوله (یک گذر سمت لوله و یک گذر سمت پوسته) می باشد.

به منظور مدل سازی موتور، معادلات حاکم بر فرآیندهای سیکل اتو شامل: معادلات انتقال گرما و معادلات کار و توان در محیط نرم افزار MATLAB پیاده سازی شده اند. از آنجایی که رطوبت زنی و رطوبت زدایی که در دستگاه های HD مورد استفاده قرار می گیرند، مبدل های جرم و حرارت می باشند، روش های متعددی برای تجزیه و تحلیل یک مبدل حرارتی در دسترس می باشد. اما به دلیل اثرات انتقال جرم و اینکه در این پژوهش شرایط خروجی مبدل ها کاملاً مجهول می باشند نمی توان از روش های معمول میانگین دمای لگاریتمی و روش اثر بخشی بهره برد. به منظور مدل سازی فرآیند، روابط انتقال جرم و انتقال حرارت در هر دو بخش بررسی و سپس معادلات در محیط MATLAB مورد بررسی قرار گرفته اند. به منظور حل معادلات در هر دو بخش رطوبت زنی و رطوبت زدایی از روش ایجاد شبکه ی حل و حل معادلات در گره ها استفاده شده است. در بخش گرمایی نیز برای طراحی مبدل حرارتی با توجه به معلوم بودن شرایط ورودی و خروجی هر دو فاز از روش ϵ -NTU استفاده شده است.

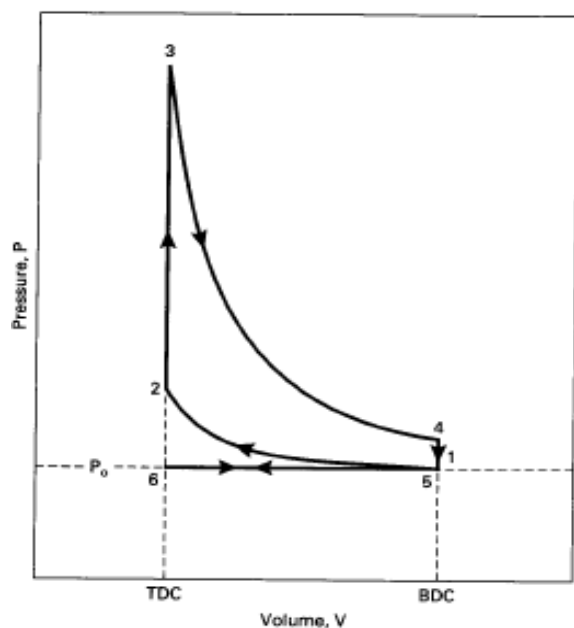
۲-۳ - مدل سازی بخش موتور

چرخه ای که در سیلندر یک موتور احتراق داخلی رخ می دهد، بسیار پیچیده است. ابتدا، مخلوط سوخت و هوا که به سیلندر وارد می شود، با مقدار اندکی از باقیمانده محصولات احتراق چرخه قبلی، مخلوط می گردد. سپس این مخلوط متراکم شده و در آن احتراق صورت می گیرد که باعث تغییر ترکیب اولیه و تبدیل آن ها به محصولات احتراق می گردد. پس از یک فرآیند انبساط، سوپاپ خروجی باز می شود و مخلوط گازی محصولات احتراق، به محیط تخلیه می گردد.

برای تحلیل ترمودینامیکی، هندسه سیلندر و پیستون نشان داده شده در شکل (۱-۳) و همچنین چرخه ایده آل استاندارد هوای نشان داده شده در شکل (۲-۳) در نظر گرفته شده است. این چرخه همان چرخه اتو می باشد، که نام یکی از توسعه دهنده های نخستین این موتور می باشد.



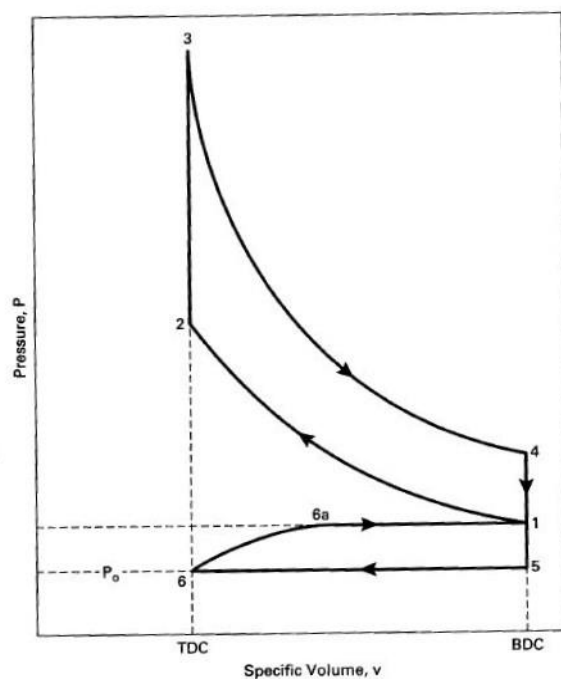
شکل (۱-۳): هندسه سیلندر و پیستون موتور رفت و برگشتی [۴۰]



شکل (۳-۲): چرخه استاندارد هوا اتو [۴۰]

با توجه به اینکه موتور مورد استفاده در این پژوهش مجهز به توربوشارژر می باشد، برای تحلیل

ترمودینامیکی این موتور، سیکل اتو مجهز به توربوشارژر نشان داده شده در شکل (۳-۳) مورد تحلیل قرار گرفته است.



شکل (۳-۳): چرخه اتو مجهز به توربوشارژ [۴۰]

همانطور که در شکل (۳-۳) نشان داده شده، در مرحله اول هوا با فشار و دمای محیط وارد توربوشارژر شده و فشار و دمای آن افزایش پیدا می‌کند (فرآیند ۶_۶a در شکل ۳-۳) و سپس در مرحله مکش وارد سیلندر می‌شود (فرآیند ۱_۶a). در مرحله دوم که مرحله تراکم نام دارد، تراکم آیزنتروپیک از BDC^1 تا TDC^2 (فرآیند ۱-۲) در سیلندر رخ می‌دهد. در مرحله تراکم، نه تنها افزایش دما رخ می‌دهد، بلکه دمای گازهای داخل سیلندر نیز به دلیل همین تراکم، افزایش می‌یابد. انتهای مرحله تراکم نیز متأثر از جرقه زدن شمع قبل از TDC است.

پس از مرحله تراکم، فرآیند ورود گرما در حجم ثابت، (فرآیند ۲_۳)، در TDC اتفاق می‌افتد. در مرحله احتراق یا ورود گرما، مقدار زیادی انرژی به هوای داخل سیلندر افزوده می‌شود. این انرژی ورودی،

¹ Bottom Dead Center

² Top Dead Center

دمای هوا را تا مقادیر بسیار زیادی، افزایش می دهد و حداکثر دمای چرخه در نقطه ۳ رخ می دهد. این افزایش دما در حجم ثابت، در یک سیستم بسته، منجر به افزایش فشار زیادی می شود. بنابراین، حداکثر فشار چرخه نیز در نقطه ۳ حاصل می شود.

با مقادیر بسیار زیاد فشار و آنتالپی گاز سیستم در TDC، مرحله قدرت (یا مرحله انبساط) پس از احتراق آغاز می شود (فرآیند ۳_۴). فشار زیاد بر روی سطح پیستون، پیستون را به عقب و به سمت BDC می راند و موتور کار و توان خروجی تولید می نماید. در پایان مرحله قدرت سوپاپ خروجی باز شده و گازها در دو مرحله سیلندر را ترک می کنند (خروج آبی گازها و مرحله خروج گاز). در مرحله اول (آبی) بعد از باز شدن سوپاپ خروجی گازها در حجم ثابت و در صورتی که فشار آنها کاهش یافته سیلندر را ترک می کنند (فرآیند ۴_۵). در تحلیل موتور، کاهش انرژی و آنتالپی گازها در فرآیند خروج آبی گازها، با دفع حرارت به خارج در این فرآیند، جایگزین می شود. فشار گازهای سیلندر در انتهای این مرحله تا حدود یک اتمسفر کاهش می یابد، و دما به علت کاهش فشار به میزان قابل توجهی کاهش می یابد.

آخرین مرحله چرخه چهارزمانه با حرکت پیستون از BDC به TDC انجام می شود. (فرآیند ۵_۶)، فرآیند خروج گازها است که در فشار یک اتمسفر، با باز بودن سوپاپ خروجی، صورت می گیرد. و در انتهای مرحله خروجی موتور دور زده و پیستون مجدداً در TDC است، سوپاپ خروجی بسته می شود، سوپاپ ورودی باز می شود و یک چرخه جدید آغاز می گردد.

۳-۲-۱ - تحلیل ترمودینامیکی چرخه استاندارد هوای اتو(مجهز به توربوشارژ)

۳-۲-۱-۱ - کار و توان

خروجی هر موتور گرمایی، کار است، و در یک موتور رفت و برگشتی احتراق داخلی، این کار توسط گازهای داخل محفظه احتراق سیلندر، تولید می شود. کار، حاصل اثر نیرو در طول یک مسافت است. در

یک چرخه موتور احتراق داخلی، نیرو ناشی از فشار گاز بر روی پیستون در حال حرکت، کار تولید می‌کند [۴۰].

$$W = \int F dx = \int P A_p dx \quad (۱-۳)$$

در رابطه فوق P ، A_p و x به ترتیب بیانگر فشار داخل محفظه احتراق، سطح سر پیستون و مسافتی که پیستون طی می‌کند، می‌باشند. با در نظر گرفتن $A_p dx = dv$ به‌عنوان حجم جابجا شده توسط پیستون، کار انجام شده را به‌صورت زیر تعریف کنیم [۴۰]:

$$W = \int P dv \quad (۲-۳)$$

به کاری که در داخل محفظه احتراق انجام می‌شود، کار اندیکاتوری^۱ گفته می‌شود. کار تحویل داده شده توسط میل‌لنگ، به دلیل وجود اصطکاک مکانیکی و بارهای اضافی موتور، کمتر از کار اندیکاتوری می‌باشد. بارهای اضافی شامل پمپ روغن، کمپرسور تهویه مطبوع، دینام و غیره می‌باشند. کار واقعی قابل دسترس در میل‌لنگ، کار ترمزی^۲ گفته می‌شود.

$$W_b = W_i - W_f \quad (۳-۳)$$

که W_i کار ویژه اندیکاتوری تولید شده در داخل محفظه احتراق و W_f کار ویژه تلف شده ناشی از اصطکاک و بارهای اضافی می‌باشد.

حلقه بالایی چرخه موتور در شکل (۳-۳)، شامل مراحل ترکم و قدرت است که در آن‌ها کار تولید می‌شود و به آن، کار اندیکاتوری ناخالص^۳ گویند. حلقه پایینی که شامل مراحل ورودی و خروجی است،

^۱ Indicated Work

^۲ Break Work

^۳ Gross Indicated Work

کار پمپ^۱ نامیده می‌شود و کار از موتور می‌گیرد، بنابراین کار اندیکاتوری خالص^۲ برای هر سیلندر برابر است با:

$$W_{net} = W_{gross} - W_{pump} \quad (۴-۳)$$

توان به صورت نرخ کار موتور تعریف می‌شود. اگر n تعداد دور موتور در هر چرخه، و N ، سرعت دورانی موتور و Nc تعداد سیلندرهایی یک موتور باشد، سپس توان اندیکاتوری موتور از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$\dot{W}_i = (W_{net}N/n)Nc \quad (۵-۳)$$

لازم به ذکر است که تمام تعاریفی که برای انواع کار داریم، برای توان نیز قابل تعریف می‌باشد.

۳-۲-۱-۲- فرآیند ۱-۶

این فرآیند، فرآیند ورودی در فشار بیش از اتمسفر می‌باشد. در این فرآیند سوپاپ ورودی باز و سوپاپ خروجی بسته می‌شود. لذا کار انجام شده در این فرآیند توسط رابطه زیر محاسبه می‌گردد [۴۰]:

$$W_{6-1} = P_i(V_1 - V_6) = P_iV_d \quad (۶-۳)$$

در رابطه فوق P_i فشار ورودی به سیلندر در مرحله مکش می‌باشد، توجه شود که از توربوشارژر در ورودی هوای موتور استفاده شده است.

۳-۲-۱-۳- فرآیند ۱-۵

کار انجام شده در مرحله خروج را نشان می‌دهد، که با توجه به وجود توربوشارژر فشار در این مرحله

^۱ Pump Work

^۲ Net Indicated Work

^۳ Number of Cylinders

بیشتر از فشار اتمسفر و کمتر از فشار P_i می‌باشد. بنابراین:

$$W_{5-6} = P_{ex}(V_6 - V_5) = -P_{ex}V_d \quad (7-3)$$

مجموع کار انجام شده در فرآیندهای (۱-۶ و ۶-۵) را کار خالص پمپ کردن گازها در چرخه می‌نامند، که عبارت است از:

$$W_{pump} = (P_i - P_{ex})V_d \quad (8-3)$$

در رابطه فوق با توجه به بزرگ‌تر بودن فشار ورودی نسبت به فشار خروجی، هوا و سوخت بیشتری به داخل محفظه احتراق در طی چرخه وارد می‌گردد و کار اندیکاتوری خالص حاصله افزایش پیدا می‌کند.

۳-۲-۱-۴- فرآیند ۱-۲

در این مرحله سوخت و هوای وارد شده در مرحله مکش به صورت آیزنتروپیک متراکم شده، لذا دما و فشار آن افزایش پیدا کرده و مقداری کار از موتور گرفته می‌شود. بنابراین برای محاسبه دما و فشار در پایان این فرآیند و همچنین کار گرفته شده از موتور در این فرآیند از روابط زیر محاسبه می‌شود [۴۰]:

$$T_2 = T_1(V_1/V_2)^{k-1} = T_1(r_c)^{k-1} \quad (9-3)$$

$$P_2 = P_1(V_1/V_2)^k = P_1(r_c)^k \quad (10-3)$$

$$W_{1-2} = m_t R(T_2 - T_1)/(1 - k) \quad (11-3)$$

در روابط فوق r_c ، k و R و m_t به ترتیب بیانگر نسبت تراکم موتور، نسبت گرمای ویژه هوا، ثابت گاز و جرم مخلوط گاز داخل سیلندر می‌باشند، که مقادیر نسبت تراکم موتور، نسبت گرمای ویژه هوا و ثابت گازها به ترتیب برابر ۱۲، ۱/۳۵ و ۰/۲۸۷ کیلوژول/کیلوگرم-کلوین می‌باشند.

جرم مخلوط گازها نیز در نقطه ۱ محاسبه می‌شود، این جرم در کل چرخه ثابت می‌ماند و توسط

رابطه زیر ارایه می‌گردد:

$$m_t = P_1 V_1 / RT_1 \quad (۱۲-۳)$$

در رابطه فوق V_1 ، مجموع حجم جابجایی پیستون (V_d)، و حجم مرده سیلندر (V_c)، می‌باشد.

۲-۳-۲-۱-۵- فرآیند ۲-۳

در این مرحله مخلوط سوخت و هوا که در مرحله قبلی متراکم شده بودند، با جرقه زدن شمع درحالی‌که هر دو سوپاپ بسته می‌باشند، مشتعل می‌شوند و مقداری گرما در حجم ثابت به مخلوط داده شده، بنابراین دما و فشار آن‌ها طبق شکل (۳-۳) افزایش می‌یابد. به صورتی که مقادیر بیشینه دما و فشار در نقطه ۳ از سیکل قابل دستیابی می‌باشند. گرمای انتقال یافته از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$Q_{2-3} = Q_{in} = m_f Q_{HV} \eta_c = m_t c_v (T_3 - T_2) \quad (۱۳-۳)$$

در معادله (۳-۸)، مقدار m_f سوخت ورودی به سیلندر را نشان می‌دهد که توسط رابطه زیر بیان می‌شود:

$$m_f = (m_t \times G) / (AF + 1) \quad (۱۴-۳)$$

در رابطه فوق ضریب ثابت G در صد مخلوط سوخت و هوای ورودی به سیلندر را با در نظر گرفتن باقیمانده محصولات احتراق از سیکل قبلی را بیان می‌کند. متغیر AF نیز نسبت دبی هوا به دبی سوخت ورودی به سیلندر را بیان می‌کند:

$$AF = \dot{m}_a / \dot{m}_f \quad (۱۵-۳)$$

۳-۴-۲-۱-۶- فرآیند ۳-۴

این مرحله که مرحله قدرت یا انبساط آیزنتروپیک نامیده می‌شود. سوپاپ‌ها تا انتهای این مرحله

بسته می‌مانند. دما و فشار در انتهای این فرآیند کاهش یافته و مقداری کار تولید می‌شود. بنابراین داریم:

$$T_4 = T_3(V_3/V_4)^{k-1} = T_3(1/r_c)^{k-1} \quad (16-3)$$

$$P_4 = P_3(V_3/V_4)^k = P_3(1/r_c)^k \quad (17-3)$$

$$W_{3-4} = m_t R(T_4 - T_3)/(1 - k) \quad (18-3)$$

۳-۲-۱-۷- فرآیند ۴-۵

در این مرحله سوپاپ دود باز شده و سوپاپ گاز بسته می‌شود، و خروجی آنی گازها با دفع حرارت در حجم ثابت شروع می‌شود. گرمای منتقل شده در این فرآیند توسط رابطه زیر ارایه شده:

$$Q_{4-5} = Q_{out} = m_t c_v (T_5 - T_4) \quad (19-3)$$

۳-۲-۱-۸- بازده حرارتی و مکانیکی

بازده حرارتی به صورت نسبت کار خالص سیلندر به گرمای وارد شده به سیلندر تعریف می‌شود:

$$\eta_t = W_{net}/Q_{in} = \dot{W}_i/\dot{Q}_{in} \quad (20-3)$$

لذا برای سیکل معرفی شده در شکل (۳-۳) کار خالص به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$W_{net} = W_{1-2} + W_{3-4} + W_{pump} \quad (21-3)$$

بازده مکانیکی نیز به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\eta_m = W_b/W_i = \dot{W}_b/\dot{W}_i \quad (22-3)$$

۳-۲-۱-۹- فرآیند خروج گازها

همانطور که قبلاً اشاره شد، در مرحله خروج گازها، همه گازها سیلندر را ترک نمی کنند. بنابراین مقداری گاز داخل سیلندر می ماند که در مرحله مکش اجازه ورود مخلوط سوخت و هوای بیشتر به داخل سیلندر را نمی دهد، از این رو با افزایش فشار خروجی مقدار گازهای باقیمانده داخل سیلندر افزایش یافته، بنابراین توان موتور افت پیدا می کند. لذا برای محاسبه درصد و جرم گازهای باقیمانده در سیلندر و همچنین دمای گازهای خروجی از سیلندر از روابط زیر استفاده می کنیم [۴۰]:

$$X_r = (1/r_c)(T_4/T_{ex})(P_{ex}/P_4) \quad (۲۳-۳)$$

$$m_r = X_r m_t \quad (۲۴-۳)$$

$$T_{ex} = T_4 (P_{ex}/P_4)^{(k-1)/k} \quad (۲۵-۳)$$

۳-۲-۲- معیار عملکرد سیستم

شاخص مصرف انرژی^۱ (SEG) که بیان کننده میزان مصرف انرژی به ازای عرضه واحد تولیدی است. برای سیستم های آب شیرین کن نیز می توان شاخص را به صورت معکوس یعنی، نسبت میزان آب شیرین تولیدی بر انرژی حرارتی مصرفی داده شده، بیان کرد.

$$SEG^{-1} = \frac{\dot{m}_{pw}}{\dot{Q}_i} \quad (۲۶-۳)$$

دلیل انتخاب معکوس شاخص مصرف انرژی ثابت بودن میزان حرارت وارد شده به سیستم در

^۱ Specific Energy Consumption

شرایط حل بوده و هرچه میزان این پارامتر بالاتر باشد، کارایی سیستم بیشتر خواهد شد.

۳-۳ - مدل سازی رطوبت زنی

با توجه به جهت جریان های آب و هوا بر روی آکنه، مدل سازی در دو حالت جریان مخالف و جریان متقاطع قابل ارایه می باشد که بر این اساس باید مطابق شکل (۳-۴) حجم کنترل مناسب را انتخاب نمود. معادلات پایه در هر دو نوع جریان مشابه هم می باشد. اما در جریان متقاطع آب و هوا تغییرات باید در دو بعد مورد بررسی قرار گیرد. اما با توجه به نحوه تغییر مشخصات آب و هوا بر روی آکنه می توان از فرضیات زیر استفاده نمود:

۱- تغییرات دما و رطوبت هوا تنها در راستای جریان هوا بوده (محور x) و از تغییر آن ها در راستای

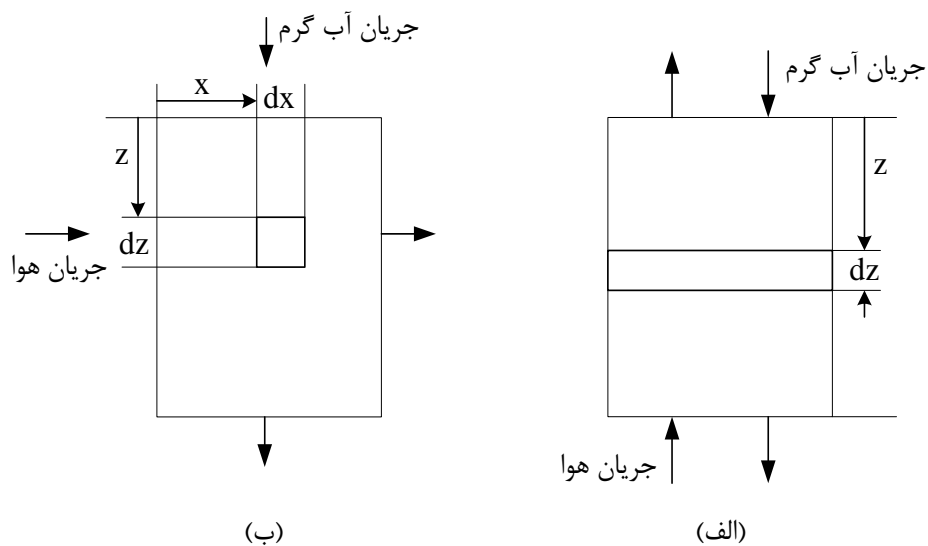
جریان آب (محور z) صرف نظر می شود.

۲- تغییر دما و دبی آب تنها در جهت جریان آب (محور z) بوده و از تغییرات در راستای جریان

هوا (محور x) صرف نظر می شود.

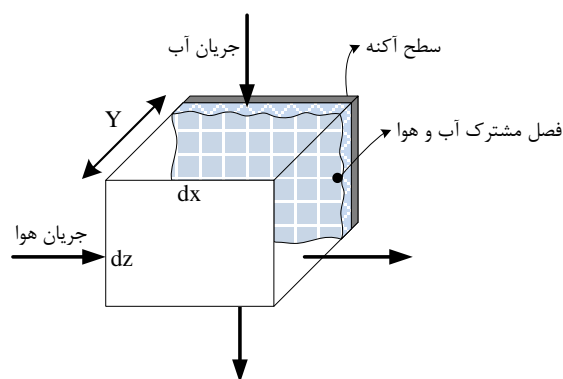
با استفاده از فرضیات فوق تغییرات جریان ها در یک بعد در نظر گرفته می شود. براین اساس این

مساله علی رغم ظاهر دوبعدی معادلات، همانند یک مساله یک بعدی قابل حل خواهد بود.



شکل (۳-۴): حجم کنترل در نظر گرفته شده بر روی آکنه با الف) جریان مخالف، ب) جریان متقاطع

ابتدا حجم کنترل به صورت شکل (۳-۵) در نظر گرفته می‌شود. در این حجم کنترل دو فاز هوا و آب از مجاورت یکدیگر عبور کرده و به وسیله فصل مشترک از یکدیگر جدا شده‌اند. مساحت فصل مشترک برابر حاصل ضرب سطح ویژه آکنه در حجم این بخش از آکنه می‌باشد. سطح ویژه آکنه به صورت مساحت سطح آکنه موجود در یک واحد از حجم آن تعریف می‌شود و به عنوان یکی از مشخصه‌های آکنه‌ها توسط تولیدکنندگان ارائه می‌گردد.



شکل (۳-۵): چگونگی در نظر گرفتن دو فاز در حجم کنترل جریان متقاطع

قبل از بیان روابط اساسی بقای جرم و حرارت برای حجم کنترل نشان داده شده در شکل (۳-۵) ابتدا برخی تعاریف مورد نیاز در مدل سازی بیان می شود. نخست اینکه در کلیه روابط جریان گرمی هوا و آب بر واحد سطح مقطع عبوری از آن بیان شده است. بر این اساس L شار گرمی آب پاشیده شده بر واحد سطح فوقانی آکنه و G شار گرمی هوای خشک عبوری از سطح مقطع کانال افقی می باشد. آنتالپی مخلوط هوا و بخار آب به ازای واحد جرم (کیلوگرم) هوای خشک در درجه حرارت T_g نسبت به درجه حرارت مبنای T_0 به صورت زیر محاسبه می شود [۴۱]:

$$H_{gH} = C_{pa}(T_{gH} - T_0) + \omega(C_{pv}(T_{gH} - T_0) + \lambda_0) \quad (۳-۲۷)$$

$$= C_{pg}(T_{gH} - T_0) + \omega_H \lambda_0$$

که λ_0 گرمای نهان تبخیر آب در درجه حرارت مبنای (در این پژوهش صفر درجه سانتی گراد) می باشد. C_{pg} نیز گرمای ویژه مخلوط هوا و بخار آب که به صورت زیر تعریف می شود [۴۱]:

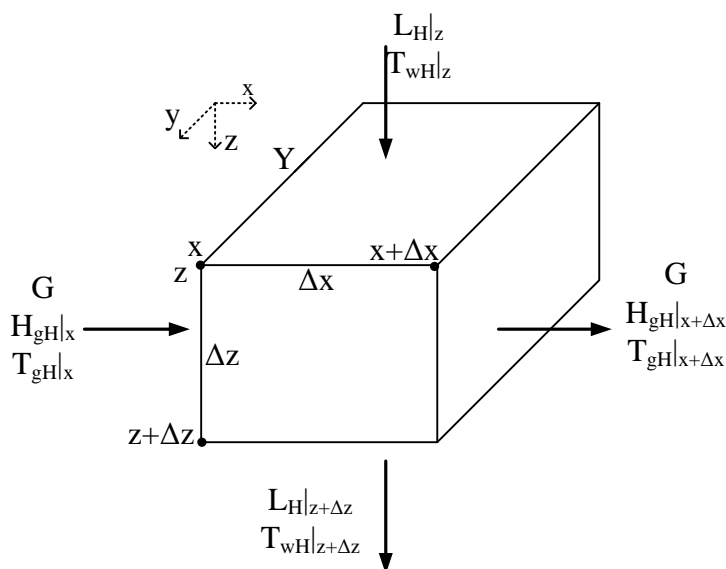
$$C_{pg} = C_{pa} + \omega_H C_{pv} \quad (۳-۲۸)$$

لازم به ذکر است که C_{pv} و C_{pa} در دمای متوسط $(T_g + T_0)/2$ محاسبه می شود. سطح آکنه نیز از حاصل ضرب سطح ویژه آن (a) در حجم مربوطه به دست می آید. برای بیان روابط انتقال حرارت و جرم

حاکم بر فرآیند بر روی آکنه حجم کنترل شکل (۳-۶) در نظر گرفته می‌شود. قانون بقای جرم برای این حجم کنترل به صورت زیر خواهد بود [۴۱]:

$$L_H|_z \Delta x Y - L_H|_{z+\Delta z} \Delta x Y + G \Delta z Y \omega_H|_x - G \Delta z Y \omega_H|_{x+\Delta x} = 0 \quad (۲۹-۳)$$

اگر طرفین رابطه فوق را بر $\Delta x \Delta z Y$ تقسیم نموده و Δx و Δz به سمت صفر میل کند آنگاه رابطه بقای جرم برای حجم کنترل به صورت زیر به دست می‌آید:



شکل (۳-۶): حجم کنترل مفروض در مدل سازی فرآیند

$$\frac{\partial L_H}{\partial z} = -G \frac{\partial \omega_H}{\partial x} \quad (۳۰-۳)$$

چنانچه جریان هوا به تنهایی در نظر گرفته شود، تغییر جرم در این جریان برابر جرم انتقال یافته از فصل مشترک به هوا است. بر این اساس بقای جرم برای جریان هوا این گونه نوشته می‌شود:

$$G \Delta z Y \omega_H|_x - G \Delta z Y \omega_H|_{x+\Delta x} + k_g a (\omega_i - \omega_H) \Delta x \Delta z Y = 0 \quad (۳۱-۳)$$

اگر طرفین رابطه فوق را نیز بر $\Delta x \Delta z Y$ تقسیم نموده و Δx و Δz به سمت صفر میل کند آنگاه:

$$G \frac{\partial \omega_H}{\partial x} = k_g a (\omega_i - \omega_H) \quad (32-3)$$

برای کل حجم کنترل رابطه بقای انرژی با توجه به اینکه فرآیند به صورت بی‌دررو انجام می‌شود،

به صورت تساوی آنتالپی ورودی و خروجی خواهد بود یا به عبارت دیگر:

$$\begin{aligned} G \Delta z Y_{gH}|_x - G \Delta z Y_{gH}|_{x+\Delta x} + C_{pw} (L_H (T_{wH} - T_0))|_z \Delta x Y \\ - C_{pw} (L_H (T_{wH} - T_0))|_{z+\Delta z} \Delta x Y = 0 \end{aligned} \quad (33-3)$$

به طور مشابه با تقسیم طرفین رابطه بر $\Delta x \Delta z Y$ و میل نمودن Δx و Δz به سمت صفر داریم:

$$G \frac{\partial H_{gH}}{\partial x} + C_{pw} (T_{wH} - T_0) \frac{\partial L_H}{\partial z} + L_H C_{pw} \frac{\partial T_{wH}}{\partial z} = 0 \quad (34-3)$$

مشتق جزئی آنتالپی هوا با استفاده از رابطه (۲۹-۳) برابر است با:

$$\begin{aligned} \frac{\partial H_{gH}}{\partial x} &= C_{pa} \frac{\partial T_{gH}}{\partial x} + (C_{pv} (T_{gH} - T_0) + \lambda_0) \frac{\partial \omega_H}{\partial x} + \omega_H C_{pv} \frac{\partial T_{gH}}{\partial x} \\ &= C_{pg} \frac{\partial T_{gH}}{\partial x} + (C_{pv} (T_{gH} - T_0) + \lambda_0) \frac{\partial \omega_H}{\partial x} \end{aligned} \quad (35-3)$$

با جایگزینی روابط (۲۹-۳) و (۳۵-۳) در رابطه (۳۴-۳) نتیجه می‌شود:

$$\begin{aligned} L_H C_{pw} \frac{\partial T_{wH}}{\partial z} + G \left(C_{pg} \frac{\partial T_{gH}}{\partial x} \right. \\ \left. + (C_{pv} (T_{gH} - T_0) - C_{pw} (T_{wH} - T_0) + \lambda_0) \frac{\partial \omega_H}{\partial x} \right) = 0 \end{aligned} \quad (36-3)$$

با در نظر گرفتن جریان هوا، اختلاف آنتالپی ورودی و خروجی در این فاز برابر حرارت محسوس

انتقال یافته از هوا به فصل مشترک است:

$$\begin{aligned}
G\Delta Z Y H_{gH}|_x - G\Delta Z Y H_{gH}|_{x+\Delta x} \\
+ k_g a (\omega_i - \omega_H) (C_{pv} (T_{gH} - T_0) + \lambda_0) \Delta x \Delta Z Y \\
= h_g a \Delta x \Delta Z Y (T_{gH} - T_i)
\end{aligned} \tag{۳۷-۳}$$

زمانی که Δx و Δz به سمت صفر میل کند، با جایگزینی سمت چپ رابطه (۳۲-۳) در رابطه (۳۷-۳)، رابطه (۳۸-۳) به دست می‌آید:

$$-G \frac{\partial H_{gH}}{\partial x} + G \frac{\partial \omega_g}{\partial x} (C_v (T_{gH} - T_0) + \lambda_0) = h_g a (T_{gH} - T_i) \tag{۳۸-۳}$$

حال با استفاده از رابطه (۳۵-۳)، رابطه (۳۸-۳) به صورت زیر ساده می‌شود:

$$G C_{gH} \frac{\partial T_{gH}}{\partial x} = h_g a (T_i - T_g) \tag{۳۹-۳}$$

به روش مشابه برای جریان آب اختلاف آنتالپی ورودی و خروجی برابر انتقال حرارت از فصل مشترک است که نتیجه می‌دهد:

$$\begin{aligned}
C_{pw} (L_H (T_{wH} - T_0))|_z \Delta x Y - C_{pw} (L_H (T_{wH} - T_0))|_{z+\Delta z} \Delta x Y \\
- (L_H|_z - L_H|_{z+\Delta z}) \Delta x Y C_{pw} (T_i - T_0) \\
= h_w a (T_{wH} - T_i) \Delta x \Delta Z Y
\end{aligned} \tag{۴۰-۳}$$

h_w ضریب انتقال حرارت جابجایی در فاز آب است. شکل دیفرانسیلی رابطه فوق به صورت زیر خواهد بود:

$$L_H C_{pw} \frac{\partial T_{wH}}{\partial z} = \left(h_w a + C_{pw} \frac{\partial L_H}{\partial z} \right) (T_i - T_{wH}) \tag{۴۱-۳}$$

درواقع رابطه فوق نشان می‌دهد که تغییر دمای جریان آب ناشی از انتقال حرارت محسوس از آب به فصل مشترک و حرارت محسوس همراه با جرم انتقال یافته بین دو فاز است. برای فصل مشترک آب و هوا، رطوبت مطلق هوا با استفاده از فشار جزئی آن از رابطه زیر محاسبه نمود [۴۱]:

$$\omega_i = 0.622 \frac{P_i}{P - P_i} \quad (42-3)$$

از طرفی چون در فصل مشترک، هوا در حالت اشباع می‌باشد، می‌توان از روابط تجربی ارایه شده برای محاسبه فشار جزئی بر حسب دمای فصل مشترک استفاده نمود. به‌عنوان مثال رابطه ارایه شده توسط وکسلر^۱ [۴۲] از دقت خوبی برخوردار است و در بسیاری از مطالعات مورد استفاده قرار گرفته است:

$$\ln(P_i) = \sum_{j=1}^4 \alpha_j T_i^{j-2} + \alpha_5 \ln(T_i)$$

$$\alpha_1 = 0.60951748 \times 10^4$$

$$\alpha_2 = 0.2116173595 \times 10^2 \quad (43-3)$$

$$\alpha_3 = -0.27222404 \times 10^{-1}$$

$$\alpha_4 = 0.16840790 \times 10^{-4}$$

$$\alpha_5 = 2.4505058$$

با استفاده از روابط (۲۸-۳)، (۳۰-۳)، (۳۲-۳)، (۳۴-۳)، (۳۶-۳)، (۳۹-۳)، (۴۱-۳)، (۴۲-۳) و (۴۳-۳)

(۴۳) می‌توان مشخصات خروجی آب‌وهوا را به همراه دما و رطوبت مطلق فصل مشترک محاسبه نمود.

۳-۳-۱ - ضرایب انتقال حرارت و جرم

ضرایب انتقال حرارت و جرم در فرآیند رطوبت‌زنی بر اساس مدل ارایه شده شامل سه ضریب می‌شود: ضریب انتقال جرم بین فصل مشترک و جریان هوا (k_g)، ضریب انتقال حرارت بین فصل مشترک و جریان هوا (h_g) و ضریب انتقال حرارت بین فصل مشترک و جریان آب (h_w). با توجه به اهمیت این

^۱ Wexler

ضرایب در مدل‌سازی فرآیند رطوبت‌زنی، هر یک از این ضرایب به صورت مجزا مورد بررسی قرار می‌گیرند.

۳-۱-۱-۳- ضریب انتقال جرم (k_g)

عوامل اصلی در یک فرآیند انتقال جرم شامل نفوذ مولکولی و نفوذ چرخانه‌ای است. ضریب نفوذ یک خاصیت فیزیکی است که به ویژگی‌های مواد تشکیل دهنده دو فاز، شرایط محیط از جمله دما و فشار، غلظت بستگی دارد. روابطی برای محاسبه این ضریب با توجه به پارامترهای ذکر شده ارائه شده است. در جریان‌های آرام سهم نفوذ مولکولی بیشتر بوده و لذا استفاده از ضریب نفوذ مولکولی می‌تواند کاربرد داشته باشد. اما در بیشتر فرآیندها و جریان‌های واقعی نمی‌توان از تاثیر نفوذ چرخانه‌ای بر انتقال جرم صرف‌نظر نمود. ضریب انتقال جرم باید دربرگیرنده اثرات ضریب نفوذ مولکولی و ضریب نفوذ چرخانه‌ای باشد.

با توجه به پیچیدگی‌های مربوط به فرآیند انتقال جرم همراه بانفوذ چرخانه‌ای در عمل نمی‌توان روابط دقیق برای محاسبه این ضریب ارائه نمود. اما همانند روابط تجربی ارائه شده برای عدد ناسلت^۲ جهت محاسبه ضریب انتقال حرارت، روابط تجربی مشابهی برای محاسبه عدد شروود^۳ در فرآیندهای ساده ارائه شده است. به‌طور معمول این روابط تابعی از عدد رینولدز و اشمیت^۴ هستند. عدد اشمیت به صورت نسبت لزجت سینماتیکی به ضریب نفوذ مولکولی^۵ (ν/D) تعریف می‌شود. اما این روابط معمولاً حالت‌های ساده را شامل می‌شود.

زمانی که گاز در مجاورت مایع خالص قرار می‌گیرد (مانند حالت مورد بررسی در این پژوهش)، به دلیل صفر بودن مقاومت انتقال جرم در فاز مایع، ضریب اندازه‌گیری شده توسط آزمایش، برابر ضریب

^۱ Mass Transfer Coefficient

^۲ Nusselt Number

^۳ Sherwood Number

^۴ Schmidt Number

^۵ Diffusion Coefficient

انتقال جرم در فاز گاز خواهد بود.

در عملیات انتقال جرم بر روی آکنه، شدت انتقال جرم با اندازه‌گیری شدت جریان دو فاز آب و هوا و میزان رطوبت مطلق ورودی و خروجی هوا قابل محاسبه است. از آنجاکه تعیین دقیق مساحت فصل مشترک دو فاز (که برابر سطح خیس شده آکنه است) در آزمایش‌های انجام شده غیرممکن است، محاسبه‌ی شار انتقال جرم امکان‌پذیر نخواهد بود. البته در برخی موارد محققین سعی نموده‌اند روابطی برای سطح خیس شده آکنه ارائه نمایند و با استفاده از آن ضریب انتقال جرم را به صورت موضعی بر روی آکنه تخمین بزنند. اما در بیشتر موارد این کار دارای خطا بوده و به این جهت مقادیر اندازه‌گیری شده به صورت حاصل ضرب شار جرمی و سطح تماس دو فاز بیان می‌شود تا این خطا از بین برود. با تقسیم این مقدار بر حجم آکنه، ضریب انتقال جرم حجمی به عنوان مثال به صورت (akg) به دست می‌آید که a همان سطح ویژه آکنه است.

استفاده از ضرایب حجمی انتقال جرم بر روی آکنه بسیار متداول بوده و روش‌های مختلفی برای محاسبه و تخمین آن ارائه شده است. مرکل عدد بی‌بعدی را که دربرگیرنده ضریب حجمی انتقال جرم می‌باشد ارائه نمود و به همین دلیل به نام عدد مرکل^۱ شناخته می‌شود. این عدد را می‌توان برحسب نوع آکنه و برای سیال‌های معین به صورت تابعی از شدت جریان‌های دو سیال ارائه نمود. البته دما و فشار هوا و آب نیز باید در محدوده مشخصی قرار داشته باشد. عدد مرکل به صورت زیر تعریف می‌شود [۴۱]:

$$Me = \frac{k_g a V}{\dot{m}_w} \quad (۴۴-۳)$$

که V حجم آکنه و \dot{m}_w جریان جرمی آب پاششی بر روی آکنه است. چنانچه نوع سیال مایع و گاز

^۱ Merkel Number

که بر روی آکنه جریان دارند مشخص باشد، عدد مرکب برای آن سیالات به صورت تابعی از شار یا جریان جرمی آبوهوا ارایه می‌شود. یکی از این روابط به صورت زیر است [۴۱]:

$$\frac{k_g a V}{\dot{m}_w} = \frac{k_g a H}{L} = \alpha (L/G)^\beta \quad (45-3)$$

که برای جریان متقاطع آبوهوا، H ارتفاع آکنه می‌باشد. در حال حاضر که فناوری تولید آکنه‌های منظم توسعه پیدا کرده است، معمولاً شرکت‌های تولید کننده با انجام آزمایش‌های استاندارد ضرایب مربوط به رابطه فوق را در شرایط مختلف عملکرد در اختیار طراحان قرار می‌دهند. از آنجاکه این آکنه‌ها اغلب برای استفاده در برج‌های خنک کننده مورد استفاده قرار می‌گیرند، لذا شرایط ورودی آبوهوا با شرایط موجود در فرآیند رطوبت‌زنی متفاوت می‌باشد.

۳-۱-۲- ضریب انتقال حرارت هوا (h_g)

نسبت ضریب انتقال حرارت به انتقال جرم (h_g/k_g) به نسبت رطوبت سنجی معروف است که در بسیاری از محاسبات فرآیندهای مرتبط با رطوبت‌زنی ظاهر می‌شود. روابط متعددی برای محاسبه این نسبت ارایه شده است. رابطه لوئیس^۱، یکی از معروف‌ترین و البته ساده‌ترین روابط ارایه شده در این زمینه است که برای مخلوط هوا و بخار آب توسط لوئیس شده است و با استفاده از این رابطه می‌توان ضریب انتقال حرارت را تعیین نمود [۴۱]:

$$h_g = k_g C_{pg} \quad (46-3)$$

سمت چپ رابطه لوئیس به فاکتور لوئیس^۲ نیز معروف است و در واقع نسبت عدد استانتون^۳ انتقال

^۱ Lewis relation

^۲ Lewis Factor

^۳ Stanton number

حرارت به عدد استانتون انتقال جرم است:

$$Le_f = \frac{St}{St_m} = \frac{Nu/(Re.Pr)}{Sh/(Re.Sc)} = \frac{h_g}{k_g C_{pg}} \quad (47-3)$$

لویس [۴۳] نشان داد که این نسبت برای سیستم‌های دوفازی آب و هوا برابر ۱ می‌باشد. چنانچه در صد بخار آب در مخلوط هوا و بخار آب کم باشد، رابطه لویس با دقت خوبی صادق است. اما زمانی که درصد رطوبت هوا بالا باشد باید از روابط جایگزین استفاده نمود. بدین‌گفیلد و درو^۱ [۴۴] آزمایش‌های زیادی را در این زمینه انجام دادند و رابطه زیر را پیشنهاد نمودند:

$$Le_f = \left(\frac{Sc}{Pr}\right)^{0.56} = Le^{0.56} \quad (48-3)$$

بونجاکویک^۲ [۴۵] با اعمال ضریب تصحیحی رابطه زیر را پیشنهاد داد که در بسیاری از مطالعات بعدی مورد استفاده قرار گرفته است:

$$Le_f = Le^{2/3} \frac{\left(\frac{\omega_i + 0.622}{\omega_H + 0.622}\right) - 1}{\ln\left(\frac{\omega_i + 0.622}{\omega_H + 0.622}\right)} \quad (49-3)$$

پاپ و روگنر [۴۶] نیز از رابطه فوق با عدد لویس ۰/۸۶۵ برای تحلیل برج خنک‌کننده استفاده نمودند. بورلیت [۴۷] و گرانگ^۳ [۴۸] نیز رابطه فوق را با عدد لویس ۰/۹۲ پیشنهاد نمودند. در این پژوهش عدد لویس در هر نقطه از آکنه محاسبه شده و با استفاده از رابطه فوق مقدار فاکتور لویس محاسبه می‌گردد. با داشتن مقدار k_g می‌توان ضریب انتقال حرارت h_g را تعیین نمود. لازم به ذکر است در حالت

^۱ Bedingfield, Drew

^۲ Bonjakovic

^۳ Grange

تشکیل مه در توده هوا، از ω_{SH} به جای ω_H استفاده می شود.

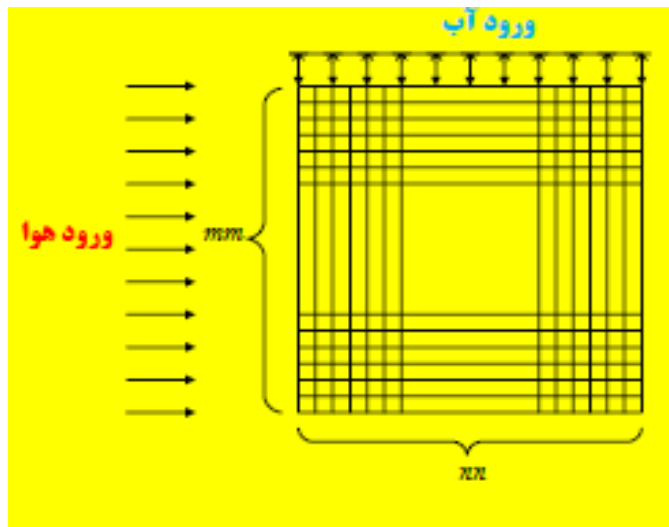
۳-۱-۳-۳- ضریب انتقال حرارت آب (h_L)

ضریب انتقال حرارت بین فصل مشترک و آب دارای مقدار بسیار بالاتری نسبت به سمت هوا است. به همین دلیل مقاومت حرارتی سمت آب بسیار کمتر از مقاومت حرارتی سمت هوا بوده و لذا تاثیر بسیار کمتری در ضریب انتقال حرارت کلی دارد. در بسیاری از مواقع از این مقاومت صرف نظر شده و دمای سطح آب با دمای جریان آب برابر فرض می شود. در کلیه مطالعاتی که بر مبنای روش مرکل و پاپ انجام شده است، از این فرض استفاده شده است. بن باچا [۴۹] از نوعی آکنه چوبی در برج رطوبت زنی استفاده نمود که پس از انجام مجموعه ای از آزمایش ها بر روی آن روابط تجربی برحسب جریان جرمی آب و هوا ارایه نمود که البته در آکنه مورد نظر در این پژوهش قابل استفاده نمی باشد. ارفی [۵۰] عدد ثابت ۶۴۰ وات/مترمربع_کلوین را برای ضریب h_w پیشنهاد نمود. اوندا [۵۱] نیز روابط زیر را برای محاسبه این ضریب پیشنهاد نمود:

$$h_w = 0.0051 Re_{Lw}^{\frac{2}{3}} Sc_w^{-0.5} (ad_p)^{0.4} \left[\frac{\mu_w g}{\rho_w} \right] \left(\rho_w C_{pw} \frac{K_w}{D_w} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (۵۰-۳)$$

۳-۲-۳- المان بندی و شرایط اولیه

به منظور مدل سازی فرآیند رطوبت زنی در MATLAB در ابتدا باید معادلات انتقال جرم و انتقال حرارت به صورت دیفرانسیلی درآیند و سپس با ایجاد شبکه بندی و در نظر گرفتن شرایط اولیه، فرآیند رطوبت زنی را مدل سازی کرد.



شکل (۳-۷): نحوه المان بندی واحد رطوبت زنی

برای رعایت اصول حل های عددی می بایست برای هر دو سیال آب و هوا شرایط اولیه ای برای برخی مقادیر ترمودینامیکی در دسترس در نظر بگیریم، برای آب با در دست داشتن دمای ورودی، دبی ورودی و برای هوا با در دست داشتن رطوبت نسبی، رطوبت مطلق و دمای ورودی مقادیر به شرح زیر هستند:

$$T_{w-in} = 80^{\circ}C$$

$$\dot{m}_{w-in} = 1 \text{ kg/s.m}^2$$

$$T_{g-in} = 25^{\circ}C$$

$$X_{g-in} = 0.006$$

$$\phi_{g-in} = 30\%$$

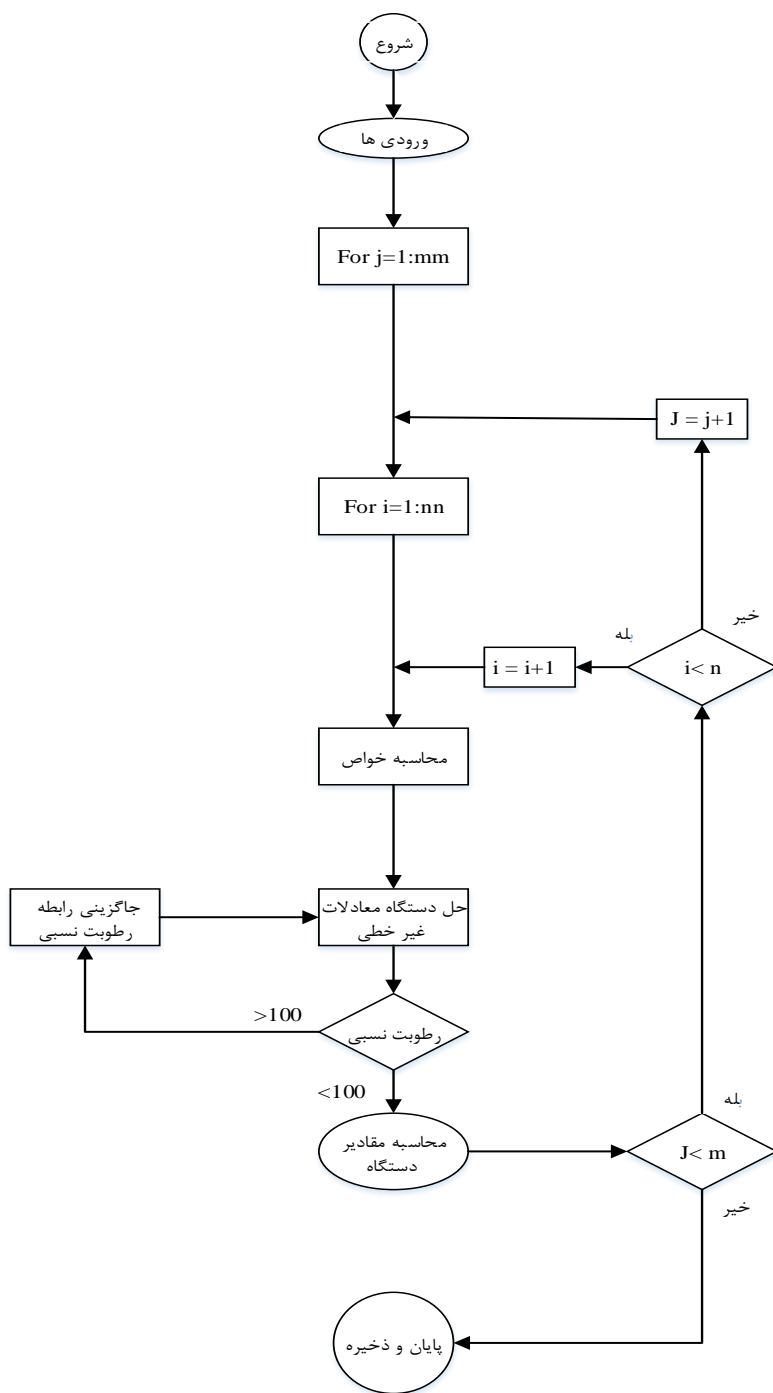
$$P_{surr} = 100 \text{ kpa}$$

$$S = 35 \text{ g/kg}$$

روابط محاسبه ی متغیرهای ترمودینامیکی آب و هوا که در هر دو بخش رطوبت زنی و رطوبت زدایی

استفاده شده اند در پیوست الف موجود می باشد.

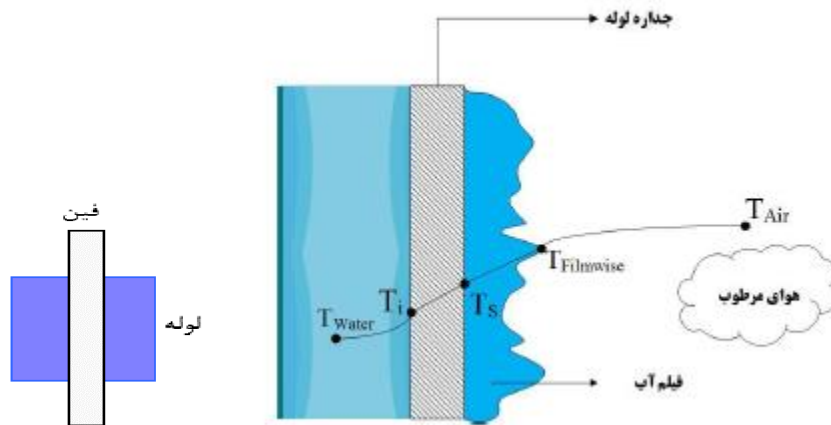
۳-۳-۳- فلوچارت حل رطوبت‌زنی



شکل (۳-۸): فلوچارت حل فرآیند رطوبت‌زنی

۳-۴ - مدل سازی رطوبت زدایی

برای مدل سازی چگالنده، فرآیند انتقال حرارت بین آب و هوای مرطوب که یک نوع انتقال حرارت غیرمستقیم است در نظر گرفته می شود. شماتیک فرآیند انتقال حرارت بین هوای مرطوب و آب خنک و تغییرات دما در شکل (۳-۹) نشان داده شده است. حرارت ابتدا از هوای اشباع به سطح فیلم انتقال می یابد، سپس این حرارت از لایه فیلم مایع عبور کرده و به سطح سرد می رسد. حرارت انتقال یافته از لایه فیلم از دیواره سطح سرد عبور کرده و به مایع سرد کننده داده می شود. برای حل بخش رطوبت زدایی یک المان در راستای لوله در نظر گرفته می شود. این المان شامل طول کوچکی از لوله به همراه فین می باشد. معادلات برای این المان به صورت زیر استفاده شده است.



شکل (۳-۹): فرآیند انتقال حرارت بین هوا و آب در چگالنده

۳-۴-۱ - انتقال حرارت از هوای اشباع به سطح فیلم

فرآیند انتقال حرارت از هوای اشباع به سطح فیلم شامل انتقال حرارت محسوس به صورت جابجایی

و انتقال حرارت نهان به واسطه چگالش بخار می باشد [۵۲].

$$\dot{Q}_{tot} = \dot{Q}_{lat} + \dot{Q}_{sen} \quad (۵۱-۳)$$

که در رابطه فوق \dot{Q}_{sen} شار گرمای محسوس انتقال یافته و \dot{Q}_{lat} شار گرمای نهان انتقال یافته می باشد. شار گرمای محسوس انتقال حرارت توسط رابطه زیر ارایه می گردد [۵۲]:

$$\dot{Q}_{sen} = h_{co}(T_{ai} - T_{if}) \quad (۵۲-۳)$$

در رابطه فوق h_{co} ، T_{ai} و T_{if} به ترتیب ضریب انتقال حرارت سمت هوا، دمای سطح فیلم و دمای هوا می باشد.

برای ضریب انتقال حرارت محسوس از رابطه تجربی مبدل های پره_لوله ساده شکل (۳-۱۰) برای رینولدز داخل لوله بین ۳۰۰ تا ۵۰۰۰، که توسط وانگ و همکاران [۵۳] ارایه شده است استفاده گردیده است:

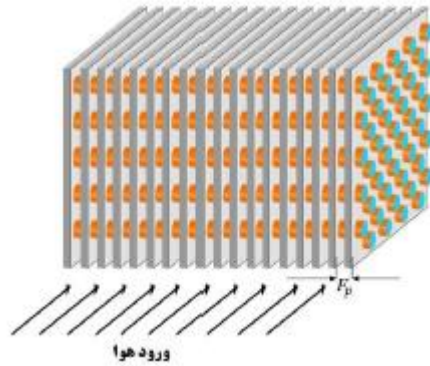
$$j = 19.36 Re_{D_c}^{j1} \left(\frac{F_p}{D_c}\right)^{1.352} \left(\frac{S_L}{S_T}\right)^{0.6795} N^{-1.291} \quad (۵۳-۳)$$

$$j1 = 0.3745 - 1.554 \left(\frac{F_p}{D_c}\right)^{0.24} \left(\frac{S_L}{S_T}\right)^{0.12} N^{-0.19} \quad (۵۴-۳)$$

در این رابطه j ضریب کولبرون می باشد که توسط رابطه زیر معرفی می گردد.

$$j = \frac{h_{co}}{G_c C_{pa}} Pr^{\frac{2}{3}} \quad (۵۵-۳)$$

$$G_c = \rho_a V_{max} \quad (۵۶-۳)$$



شکل (۳-۱۰): شماتیک چگالنده پره لوله

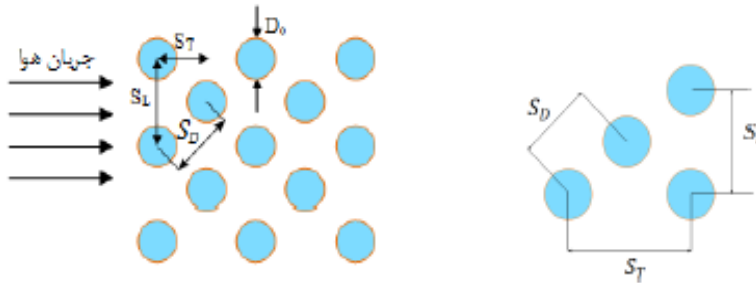
F_p و N به ترتیب تعداد ردیف لوله (در راستای افقی) و گام پره می‌باشد و همچنین D_c تو سط

رابطه زیر محاسبه می‌گردد:

$$D_c = D_o + 2t_f \quad (۳-۵۷)$$

که در آن t_f ضخامت پره و D_o قطر خارجی لوله می‌باشد. نحوه‌ی آرایش لوله‌ها مطابق شکل (۳-۱۱)

(۱۱) آرایش مثلثی می‌باشد و برای محاسبه‌ی سرعت بیشینه هوا یا V_{max} داریم [۵۲]:



شکل (۳-۱۱): گام لوله‌های چگالنده

اگر $S_D < \frac{S_T - D_o}{2}$ و یا $2(S_D - D_o) < (S_T - D_o)$ داریم:

$$V_{max} = V_a \left(\frac{S_T}{2(S_D - D_o)} \right) \quad (۳-۵۸)$$

و اگر $2(S_D - D_0) \geq (S_T - D_0)$

$$V_{max} = V_a \left(\frac{S_T}{2(S_T - D_0)} \right) \quad (59-3)$$

که در آن V_a سرعت هوا در سطح مقطع آزاد می باشد.

شار گرمای نهان انتقال یافته نیز توسط رابطه زیر محاسبه می گردد [41]

$$\dot{Q}_{lat} = h_m h_{fg} (\omega_a - \omega_{if}) \quad (60-3)$$

ω_a رطوبت مطلق در دمای هوای مرطوب و ω_{if} رطوبت مطلق در دمای فیلم آب بوده و همچنین

h_{fg} گرمای نهان تبخیر می باشد که نحوه محاسبه آن در پیوست الف آمده است. h_m نیز ضریب انتقال

جرم می باشد که برای محاسبه آن از تشابه انتقال جرم و حرارت داریم [41]:

$$h_m = \frac{h_{co}}{Le C_{pa}} \quad (61-3)$$

ضریب لویس برای مخلوطهای هوا و بخار آب در حالت اشباع برابر ۱ می باشد اما به دلیل اشباع

نبودن مخلوط ضریب لویس را از رابطه‌ی زیر می توان محاسبه کرد [41]:

$$Le = \frac{SC}{Pr} \quad (62-3)$$

۳-۴-۲- گرمای انتقال یافته در لایه فیلم

کل گرمای انتقال یافته (\dot{Q}_f) از سطح فیلم عبور می کند و توسط رابطه زیر محاسبه می گردد [52]:

$$\dot{Q}_f = h_f (T_{if} - T_s) \quad (63-3)$$

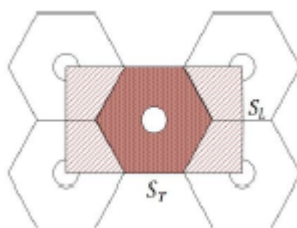
که در آن h_f و T_s به ترتیب بیانگر ضریب انتقال حرارت در لایه‌ی فیلم و دمای سطح خارجی لوله

می‌باشد. برای محاسبه ضریب انتقال حرارت از معادله اسمیرنوف و لوکانوف [۵۴] استفاده شده است:

$$h_f = 0.689 \left(\frac{\rho_l(\rho_l - \rho_g)gK_l^3 h_{fg}}{\mu_L(T_{sat} - T_{surface})De} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (۶۴-۳)$$

$$\frac{1}{De^{\frac{1}{4}}} = \left(1.3 \frac{\varphi_f A_f}{A_{eff} L m_f^{\frac{1}{4}}} + \frac{A_p}{A_{eff} D^{\frac{1}{4}}} \right) \quad (۶۵-۳)$$

که در این معادله φ_f بازدهی پره، A_f مساحت پره، A_p مساحت خارجی لوله بین دو پره، A_{eff} مساحت مؤثر پره، D قطر خارجی لوله شامل پره و De قطر معادل پره صفحه‌ای می‌باشد. با توجه به اینکه در این پژوهش از پره صفحه‌ای استفاده شده است باید در ابتدا سطح مؤثر پره و مساحت پره محاسبه شود، برای محاسبه‌ی سطح مؤثر پره کافی است سطح پره را در بازه‌ی پره ضرب نموده تا سطح مؤثر به دست آید، اما برای محاسبه‌ی سطح پره به صورت المانی عمل می‌شود بدین صورت که سطح دوزنقه‌ای که در شکل (۳-۱۲) نشان داده شده در اطراف پره فرض می‌شود:



شکل (۳-۱۲): شماتیک چگونگی نحوه تعیین سطح پره

برای محاسبه‌ی سطح دوزنقه کافی است مساحت مستطیل احاطه شده محاسبه شود، این مساحت برابر مساحت رو و پشت سطح پره است.

$$A_f = (S_T \times S_L) \quad (۶۶-۳)$$

$$A_{eff} = A_f \phi_f + A_p \quad (۶۷-۳)$$

$$A_p = D_o \pi \quad (۶۸-۳)$$

برای محاسبه‌ی قطر خارجی لوله شامل پره از روش زیر استفاده می‌شود:

$$D_o = 4 \sqrt{\frac{(S_T \times S_L)}{2\pi}} \quad (۶۹-۳)$$

۳-۴-۳- گرمای انتقال یافته به آب خنک کننده

گرمای انتقال یافته به فیلم در نهایت به سیال خنک کننده (آب) انتقال می‌یابد [۵۲].

$$\dot{Q}_w = h_w (T_s - T_w) \quad (۷۰-۳)$$

که در آن T_s دمای سطح داخلی لوله، T_w دمای آب خنک کننده و h_w ضریب انتقال حرارت جابجایی در داخل لوله می‌باشد. برای محاسبه‌ی ضریب انتقال حرارت داخل لوله از رابطه‌ای که گنیلینسکی [۵۵] ارائه داده است استفاده می‌شود.

$$h_w = 0.5 \frac{f_i (Re_i - 1000) Pr_w}{1.07 + 12.7 \left(\frac{f_i}{2}\right)^{0.5} (Pr_w^{\frac{2}{3}} - 1)} \times \frac{K_w}{D_i} \quad (۷۱-۳)$$

در اینجا f_i ضریب اصطکاک لوله است که توسط رابطه‌ی سوامی [۵۶] می‌گردد:

$$f_i = \frac{0.25}{\left(\log \left(\frac{\varepsilon}{3.7 D_i}\right) + \frac{5.74}{Re^{0.9}}\right)^2} \quad (۷۲-۳)$$

که ε زبری لوله و D_i قطر داخلی لوله است.

۳-۵ - مبدل

همانطور که پیش تر بیان شد در این پژوهش استفاده از تلفات حرارتی گازهای خروجی از اگزوز موتورهای تولید پراکنده به منظور تامین بار حرارتی مورد نیاز سیستم آب شیرین کن HD مدنظر می باشد. مبدل های بازیافت حرارت، مبدل هایی هستند که بیشتر برای باز گرم کردن آب تغذیه ورودی به سیستم های نیروگاهی استفاده می شود. در ابتدای کار آب شور وارد مبدل شده و تا دمای مورد نیاز رطوبت زنی گرم می شود، سپس آب خروجی از رطوبت زنی به همراه میزان مشخصی از آب ورودی ترکیب و به مبدل وارد می شوند. برای طراحی مبدل از نرم افزار Aspen B-JAC استفاده شده است بدین صورت که با داشتن دبی مورد نیاز و دمای ورودی آب و همچنین دمای ورودی و خروجی گاز مبدل حرارتی مورد نظر طراحی شده است .

۴ فصل چهارم

نتایج

۱-۴ - مقدمه

با توجه به مدل تهیه شده از سیستم در محیط Matlab، ابتدا به اعتبارسنجی اجزاء پرداخته می شود. سپس تحلیل پارامتری کلی صورت می گیرد و نتایج مورد بررسی قرار می گیرد. و در نهایت طراحی مناسب سیستم ارائه می شود.

به منظور تحلیل پارامتری، مشخصات هندسی رطوبت زنی و رطوبت زدایی و همچنین شرایط ترمودینامیکی در جدول (۱-۴) ارائه شده است. جنس آکنه انتخاب شده پلیمری می باشد که قابلیت تحمل دما تا ۸۰ درجه سانتی گراد را دارد. بنابراین دمای آب ورودی به آکنه ۸۰ درجه سانتی گراد در نظر گرفته شده است.

جدول (۱-۴): مشخصات عملکردی رطوبت زنی

شرایط ترمودینامیکی	مشخصات هندسی اوپراتور		
	ارتفاع	عرض	طول
دمای آب ورودی رطوبت زنی			
۸۰ درجه سانتی گراد	۱m	۱m	۱m

ابعاد عرض و ارتفاع واحد رطوبت زدایی مشابه واحد رطوبت زنی می باشد، ولی طول واحد رطوبت زدایی با توجه به مقدار ارائه شده توسط کیقبادی [۳۹]، ۶۰ سانتی متر در نظر گرفته می شود.

۲-۴ - اعتبارسنجی اجزاء

۱-۲-۴ - ارزیابی موتور

در این بخش به منظور ارزیابی مدل موتور، لازم است صحت مدل را توسط یک مبنای بررسی نمود. بنابراین مشخصات ورودی این آزمون در جدول (۲-۴) آورده شده است. لذا با مقایسه توان تولیدی موتور در مدل حاضر با توان داده شده در دفترچه مشخصات فنی موتور انتخابی، که در جدول (۳-۴) آورده شده است، مشاهده می شود که نتایج به دست آمده در مدل حاضر به اندازه ۴٪ نسبت به نتایج ارایه شده در دفترچه اختلاف دارند. لذا نزدیک بودن مدل حاضر به نتایج دفترچه دقت کار را تصدیق می کند.

جدول (۲-۴): مشخصات ورودی آزمون

مقدار	واحد	مشخصات ورودی
25	°C	دما
100	kpa	فشار
12:1	-	نسبت تراکم
29.6	-	نسبت هوا به سوخت
16	-	تعداد سیلندر
56.3	dm ³	حجم سیلندر
1500	rpm	دور موتور

جدول (۴-۳): مقایسه نتایج کار حاضر با دفترچه‌ی مشخصات فنی موتور

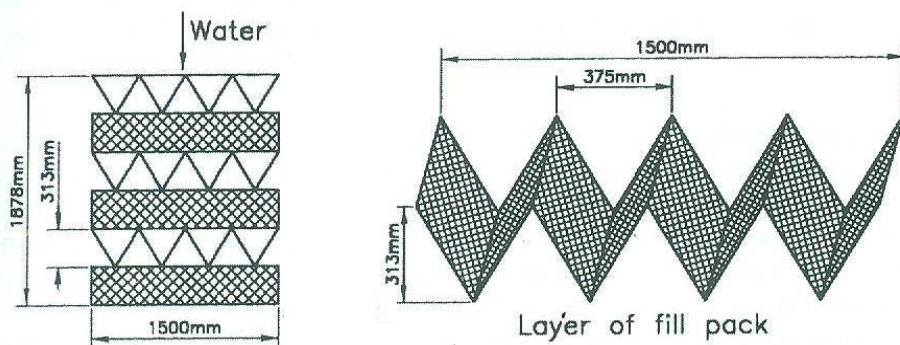
1055	kw	توان ارایه شده در دفترچه مشخصات
1012	kw	توان محاسبه شده در مدل حاضر

۴-۲-۲- ارزیابی مدل رطوبت‌زنی

مطالعات صورت گرفته بر روی فرآیند رطوبت‌زنی با آکنه‌های منظم در حالت جریان متقاطع آب و هوا در آب‌شیرین کن HD بسیار محدود بوده و در یک مورد مشابه [۵۷] نیز اطلاعات دقیقی از خروجی رطوبت‌زنی ارایه نشده و نتایج به صورت کلی برای فرآیند HD و جهت ارزیابی میزان تولید آب شیرین (با رطوبت‌زدایی غیر مستقیم) بیان شده است. با توجه به شباهت‌های فرآیند رطوبت‌زنی یا فرآیند خنک‌کاری آب در برج‌های خنک‌کننده تر، در این مرحله جهت ارزیابی مدل ارایه شده برای رطوبت‌زنی از نتایج یکی از آزمون‌های ارایه شده توسط کروگر [۵۸] در یک برج خنک‌کننده استفاده می‌شود. این نتایج توسط کلاپر [۵۹] با روشی موسوم به روش پاپ حل شده و با روش مرکل که یک روش کارا و با فرضیات ساده کننده است، مقایسه گردیده است. در این بخش با استفاده از مدل ارایه شده مسئله حل شده و با نتایج کلاپر مقایسه می‌گردد. کلاپر با استفاده از نتایج یک آزمون بر روی نوعی آکنه که در شکل (۴-۱) نشان داده شده است، مقایسه‌ای بین روش مرکل و پاپ انجام داده است. مشخصات این آزمون در جدول (۴-۴) ارایه شده است.

در جدول (۴-۵) نتایج به دست آمده برای این مقایسه ارایه شده است. براساس این نتایج مشاهده می‌شود که مدل تهیه شده بسیار به مدل ارایه شده توسط کلاپر نزدیک است و خطای کمتر از ۰/۲ در صدی برای پارامترهای مورد بررسی مشاهده می‌شود. در روش مرکل که با فرضیات ساده کننده‌ای همراه است و توسط کروگر مورد استفاده قرار گرفته است، خطای بیشتری (کمتر از ۴٪ برای نرخ انتقال

حرارت و حدود ۱۶٪ برای نرخ تبخیر) مشاهده می‌شود که البته ناشی از فرض‌های ساده‌کننده روش مرکب است. لذا نزدیک بودن نتایج به نتایج کلاپر دقت کل ارایه شده را تصدیق می‌نماید.



شکل (۴-۱): آکنه مورد استفاده توسط کروگر [۵۸]

جدول (۴-۴): اطلاعات آزمون عملی ارایه شده توسط کروگر [۵۸]

ردیف	عنوان	واحد	مقدار
۱	فشار هوا	Pa	۱۰۱۷۱۲
۲	دمای ورودی هوا	°C	۹/۷
۳	دمای حباب تر هوای ورودی	°C	۸/۲۳
۴	دبی هوای خشک	kg/s	۴/۱۳۴
۵	دمای آب ورودی	°C	۳۹/۶۷
۶	دمای آب خروجی	°C	۲۷/۷۷
۷	دبی آب	Kg/s	۳/۹۹۹

جدول (۴-۵): نتایج مدل ارایه شده و مقایسه با نتایج کلایپر

ردیف	عنوان	واحد	روش مرکل	روش پاپ	مدل مورد استفاده در این پژوهش
۱	نرخ حرارت گرفته شده از آب	kw	۱۹۸/۸۸	۲۰۶/۴۷	۲۰۶/۱۷
۲	میانگین دمای هوا خروجی	°C	۲۴/۲۸	۲۴/۶۹	۲۴/۵۶
۳	نرخ تبخیر	g/s	۵۳/۹۶	۶۲/۷۷	۶۲/۸۴

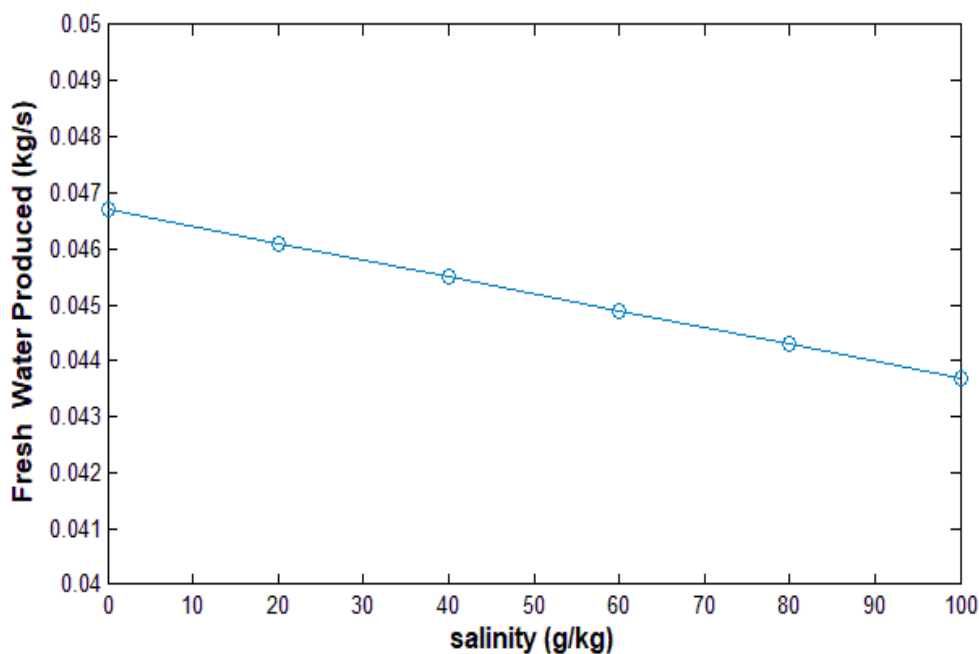
۳-۴ - تاثیر خواص آب شور

همانطوری که پیش تر اشاره شد، در این پژوهش معادلات خواص آب شور جایگزین معادلات خواص آب خالص شده است. معادلات خواص جایگزین شامل: چگالی، گرمای ویژه مخصوص، ضریب هدایت حرارتی، لزجت دینامیکی و معادله گرمای نهان می باشند، که در پیوست (الف) آورده شده اند.

با افزایش شوری آب، مقادیر خواصی چگالی، لزجت دینامیکی و ضریب هدایت حرارتی افزایش می یابند. در صورتی که ظرفیت گرمایی ویژه و همچنین گرمای نهان تبخیر کاهش پیدا می کند، که در نهایت موجب کاهش تولید و افزایش شدت مصرف انرژی می گردد.

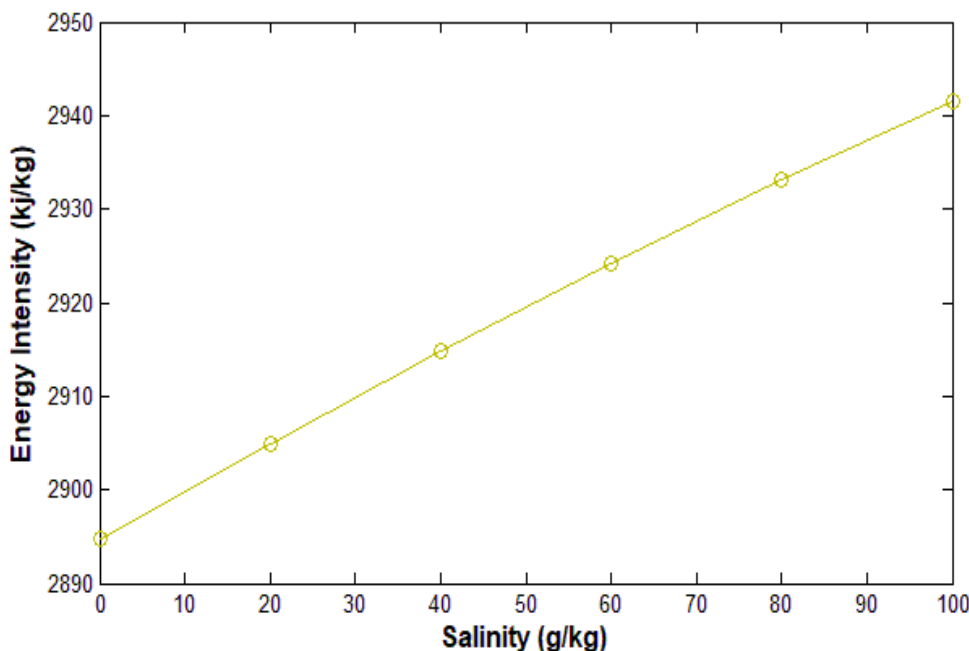
لذا در این بخش تاثیر پارامتر شوری بر روی دو پارامتر تولید آب شیرین و شدت مصرف انرژی مورد بررسی قرار گرفته است. در شکل (۴-۲) تاثیرات پارامتر شوری بر فرآیند تولید نشان داده شده است. همان گونه که ملاحظه می شود با افزایش مقدار شوری از صفر تا ۱۰۰ گرم بر کیلوگرم مقدار تولید با شیب ملایمی کاهش می یابد. یعنی هرچه مقدار شوری آب را افزایش دهیم مقدار تولید متناسب با آن کاهش می یابد، به طوری که بیشترین مقدار تولید متعلق به شوری صفر (آب شرب) می باشد. مطابق این نتایج با

افزایش شوری از صفر تا 100 g/kg ، تولید حدود ۶٪ کاهش می‌یابد. لازم به ذکر است که حالت مربوط به شوری صفر مربوط به پژوهش انجام شده توسط کیقبادی می‌باشد [۳۹].



شکل (۴-۲): اثر شوری آب بر میزان تولید آب شیرین

مقادیر شدت مصرف انرژی نیز برای مقادیر شوری مختلف در شکل (۴-۳) آورده شده است. با توجه به این نمودار و همچنین تعریف شدت مصرف انرژی (معادله ۳-۲۶) و همچنین با توجه به شکل (۴-۲)، با افزایش مقدار شوری از صفر تا 100 g/kg تولید کاهش می‌یابد، در صورتی که مصرف انرژی با افزایش شوری افزایش یافته و در نهایت مجموع این تغییرات موجب افزایش ۱/۶ درصدی شدت مصرف انرژی با افزایش مقدار شوری می‌شود.



شکل (۳-۴): اثرات شوری آب بر شدت مصرف انرژی

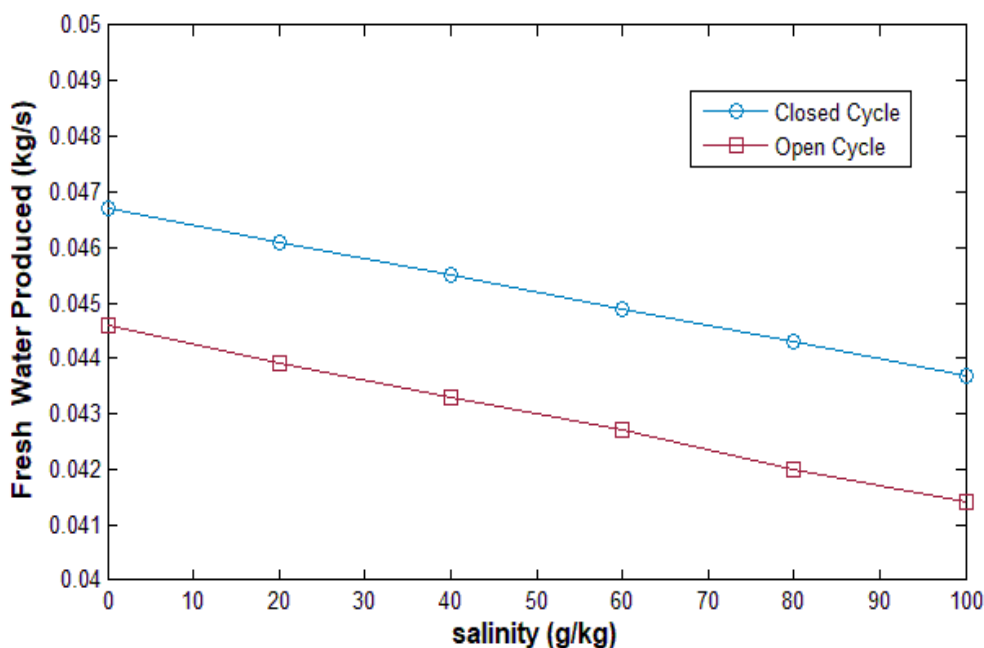
۴-۴ - سیکل هوای باز و بسته

در مطالعه کیقبادی [۳۹] سیکل باز هوا مورد بررسی قرار گرفت. با توجه به اینکه هوای خروجی از رطوبت‌زدایی که دارای رطوبت حدود ۱۰۰ درصد است، از سیستم خارج می‌شود، با بازگشت این هوا به سیستم می‌توان کارایی سیستم را افزایش داد. لذا در این پایان‌نامه سیکل بسته هوا مورد بررسی قرار گرفته است. در این بخش اثر این تغییر بر عملکرد سیستم مورد بررسی قرار گرفته و در نهایت مقایسه نتایج دو حالت صورت خواهد گرفت.

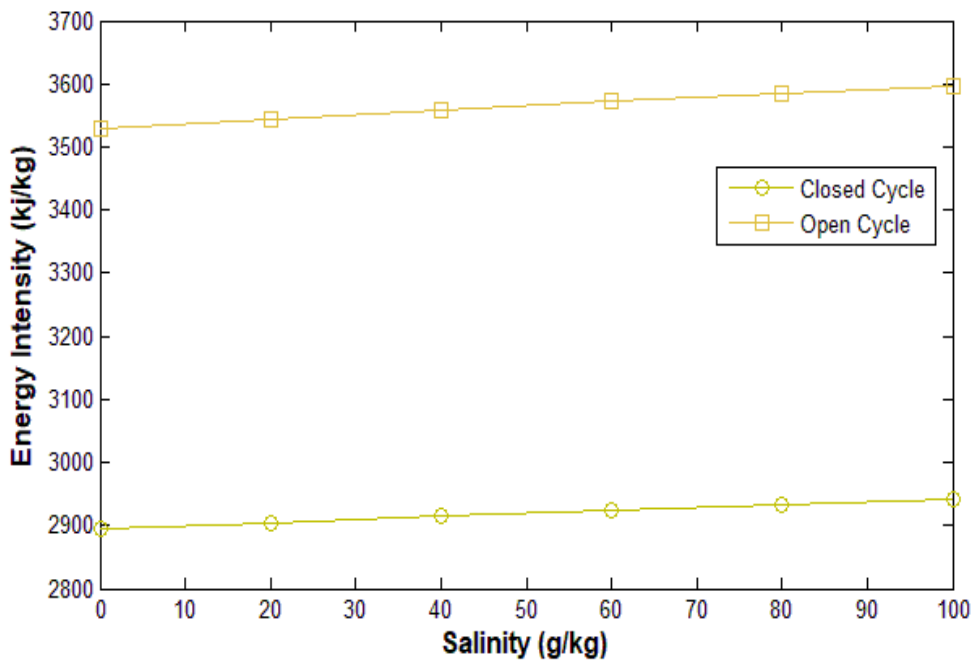
در سیکل باز، هوا با دمای ۲۵ درجه سانتیگراد و رطوبت نسبی ۳۰ درصد وارد رطوبت‌زنی می‌شود. مطابق شکل (۴-۴) بسته شدن سیکل هوا موجب افزایش حدود ۵ درصدی تولید آب شیرین می‌گردد. علت این امر افزایش رطوبت و در درجه دوم افزایش نسبی دمای ورودی به رطوبت‌زنی در سیکل بسته

است که با توجه به ثابت بودن دبی و دمای آب گرم ورودی به رطوبت‌زنی، موجب افزایش دمای خروجی از آن می‌شود. این خود تاثیر مستقیم بر تولید آب در رطوبت‌زدایی می‌گردد. مطابق شکل در سیکل بسته روند تغییرات تولید با شوری در دو سیکل باز و بسته مشابه می‌باشد.

در شکل (۴-۵)، مقایسه شدت مصرف انرژی برای سیکل هوای باز و بسته ارایه شده است. مطابق سیکل بسته هوا، برای سیکل باز نیز شدت مصرف انرژی با افزایش شوری، با شیب ملایمی افزایش می‌یابد. ولی مقادیر آن به اندازه تقریباً ۱۸ درصد بیشتر از حالت سیکل هوای بسته می‌باشد. از آنجا که شدت مصرف انرژی هم به میزان تولید و هم به انرژی وابسته است، با توجه به افزایش ۵ درصدی تولید نتیجه گیری می‌شود که مصرف انرژی هم در حالت سیکل بسته هوا نسبت به سیکل باز کاهش می‌یابد. در واقع بالاتر بودن دما و رطوبت ورودی به رطوبت‌زنی در سیکل بسته موجب کاهش دمای آب خروجی از زیر آکنه (پکینگ) گردیده و لذا مصرف انرژی کاهش پیدا می‌کند.



شکل (۴-۴): مقایسه تولید برای دو سیکل باز و بسته هوا

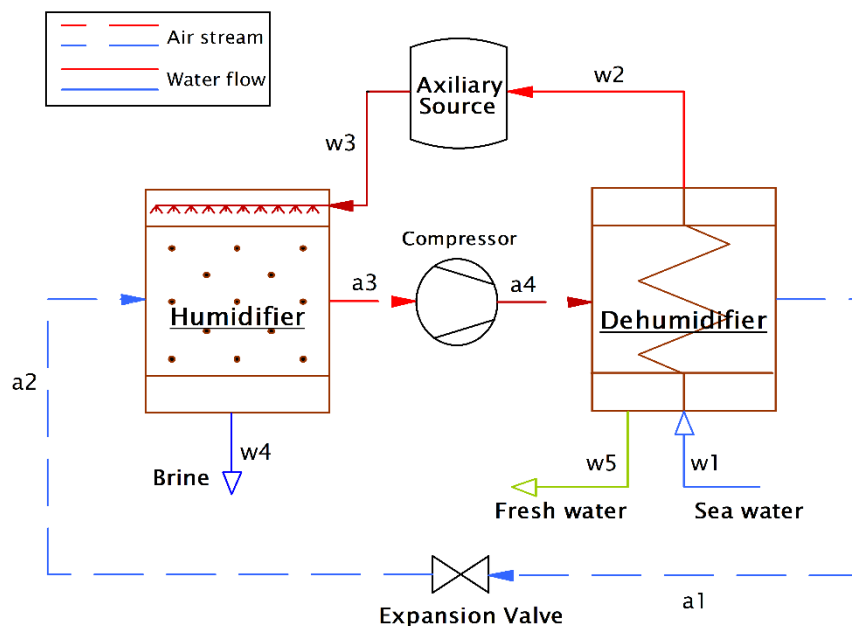


شکل (۴-۵): مقایسه شدت مصرف انرژی برای دو سیکل باز و بسته هوا

۴-۵ - سیستم فشار متغیر

در این بخش نتایج حاصل از تغییر فشار در دو بخش رطوبت‌زنی و رطوبت‌زدایی آب‌شیرین‌کن HD مورد تحلیل و بررسی قرار می‌گیرد. با توجه به سوابق موجود در این زمینه و طرح‌های پیشنهادی، یکی از این طرح‌ها که توسط سیدوکی [۳۵] پیشنهاد گردیده است، انتخاب می‌شود. تفاوتی که کار حاضر با کار سیدوکی دارد مدل‌سازی دقیق رطوبت‌زنی و رطوبت‌زدایی و همچنین در نظر گرفتن جریان متقاطع آب‌وهوا برای آکنه بوده است. برای این منظور همانگونه که در شکل (۴-۶) نشان داده شده است، از یک کمپرسور بین واحد رطوبت‌زنی و رطوبت‌زدایی به منظور افزایش فشار رطوبت‌زدایی نسبت به رطوبت‌زنی استفاده شده است. در خروجی رطوبت‌زدایی از یک شیر انبساط برای کاهش فشار هوا و ورود مجدد آن به رطوبت‌زنی استفاده می‌گردد. در این طرح آب ابتدا در رطوبت‌زدایی پیش‌گرم شده و سپس در یک منبع

گرمایی کمکی به دمای مورد نظر می‌رسد.

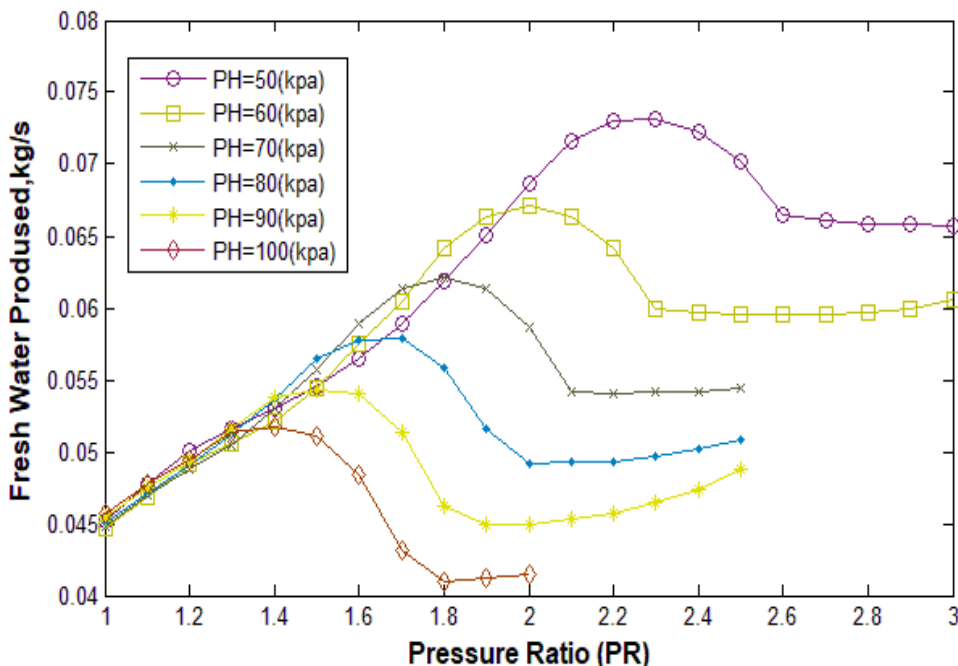


شکل (۴-۶): سیستم HD فشار متغیر

همانطور که در فصل قبل اشاره گردید، نسبت فشار رطوبت‌زدایی به رطوبت‌زنی به‌عنوان نسبت فشار (PR^1) تعریف می‌گردد. بدین ترتیب با تغییر نسبت فشار و فشار اولیه رطوبت‌زنی، عملکرد آب شیرین کن مورد بررسی قرار گرفته است. مقدار آب شیرین تولیدی برای نسبت فشارهای مختلف و فشارهای مختلف رطوبت‌زنی در هر مرحله متناسب با شکل (۴-۷) به دست می‌آید. همانطور که در شکل نشان داده شده است، در بخش اول منحنی‌ها با افزایش نسبت فشار مقدار آب شیرین تولیدی در حال افزایش می‌باشد. دلیل این امر را می‌توان به این صورت توصیف کرد که با کاهش فشار رطوبت‌زنی مقدار تبخیر در بخش رطوبت‌زنی افزایش می‌یابد، در صورتی که افزایش فشار در بخش رطوبت‌زدایی موجب افزایش تولید می‌گردد. بنابراین با افزایش نسبت فشار در واقع فشار رطوبت‌زنی کاهش و فشار رطوبت‌زدایی

¹ Pressure Ratio

افزایش می یابد که در نهایت موجب افزایش مقدار تولید می گردد.

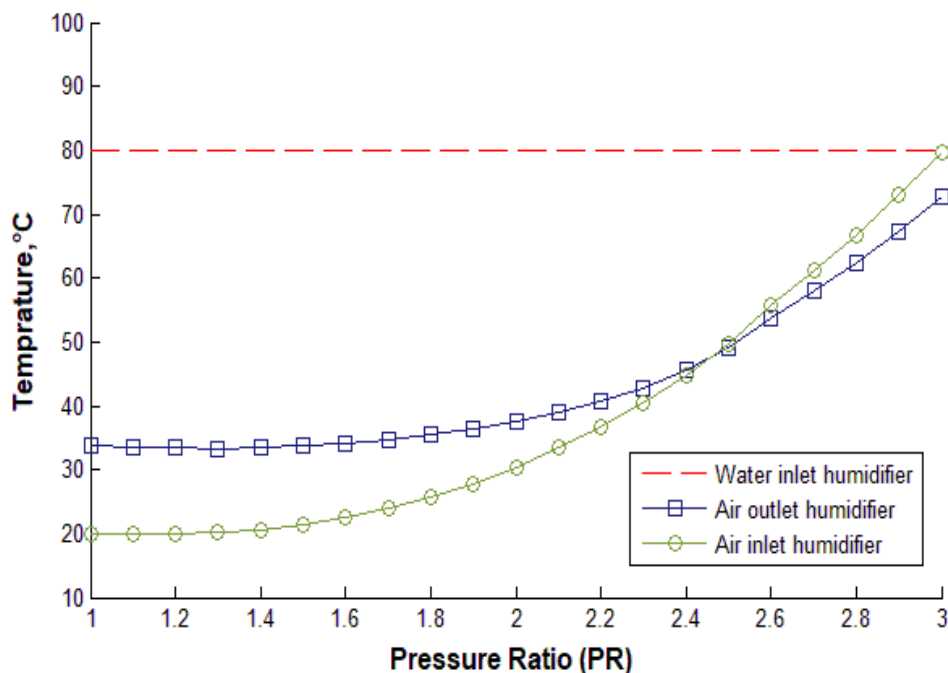


شکل (۴-۷): مقدار آب شیرین تولیدی برای نسبت فشارهای مختلف

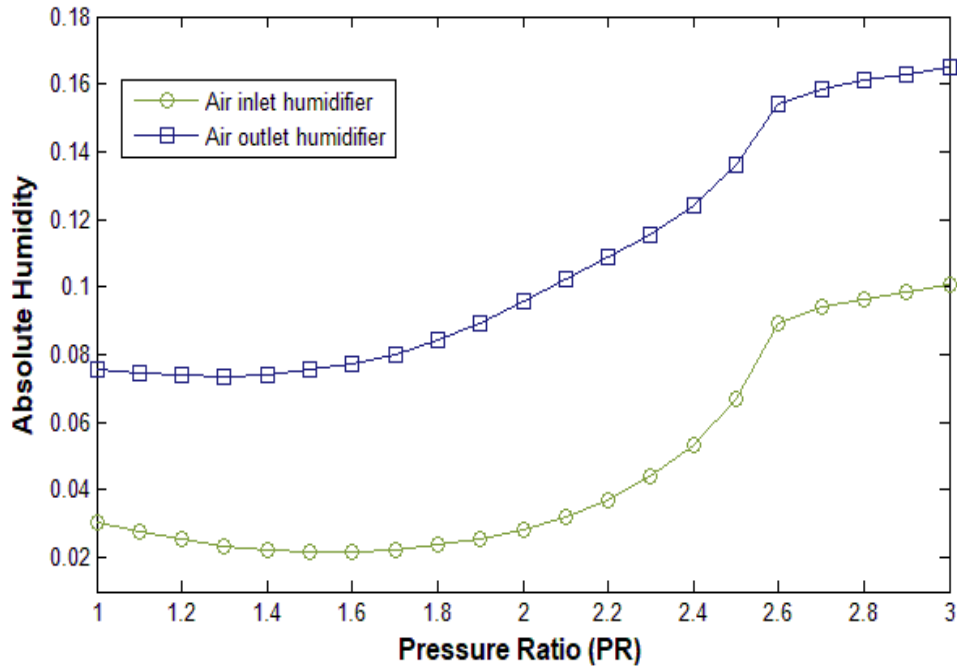
با توجه به اینکه هوا بعد از رطوبت زنی وارد کمپرسور می شود ، بنابراین دما و فشار آن افزایش یافته سپس با دما و فشار بالا وارد رطوبت زدایی می شود. از آنجایی که هندسه کندانسور رطوبت زدایی ثابت می باشد دمای هوای خروجی از رطوبت زدایی افزایش می یابد، در نتیجه با توجه به بسته بودن سیکل هوا با دمای بالا مجددا وارد رطوبت زنی می شود. تغییرات دمای هوای ورودی و خروجی رطوبت زنی در شکل (۴-۸) نشان داده شده است. مطابق شکل از یک نقطه به بعد دمای هوای خروجی از رطوبت زنی که انتظار افزایش آن را داشتیم، کاهش می یابد. بنابراین فرآیند سرمایش هوا داخل رطوبت زنی رخ می دهد. این پدیده که (معکوس شدن دما) نامیده می شود، در شرایط خاصی در آکنه رخ می دهد [۶۰]. این همان پدیده ای است که موجب می شود در نمودار تولید یک نقطه بی شینه وجود داشته باشد و پس از آن میزان تولید

¹ Temperature Inversion

کاهش یابد. از طرفی با بررسی نمودار تغییر رطوبت مطلق ورودی و خروجی رطوبت زنی برای هر فشار خاص (مثلاً فشار ۵۰ در شکل ۴-۹) نیز تقریباً از نقطه مربوط به بیشتر شدن دمای ورودی از خروجی رطوبت زنی، شکستی در نمودارهای رطوبت مطلق اتفاق می افتد که بخش انتهایی نمودار تولید (شکل ۴-۷) را که تولید تقریباً ثابت می ماند را توجیه می کند.

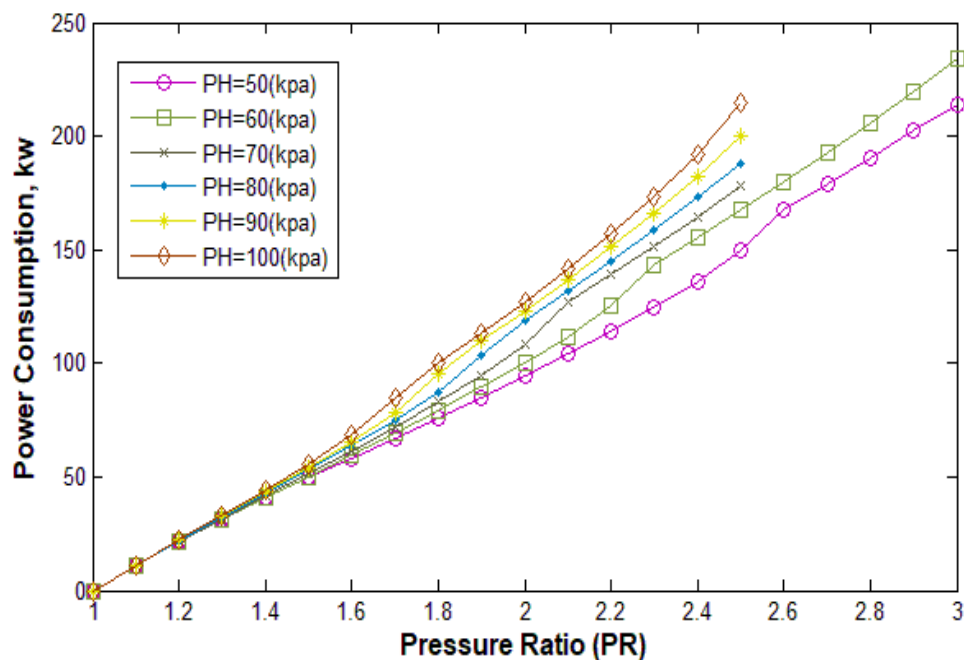


شکل (۴-۸): تغییرات متوسط دماهای ورودی و خروجی رطوبت زنی برای فشار رطوبت زنی (kpa) ۵۰



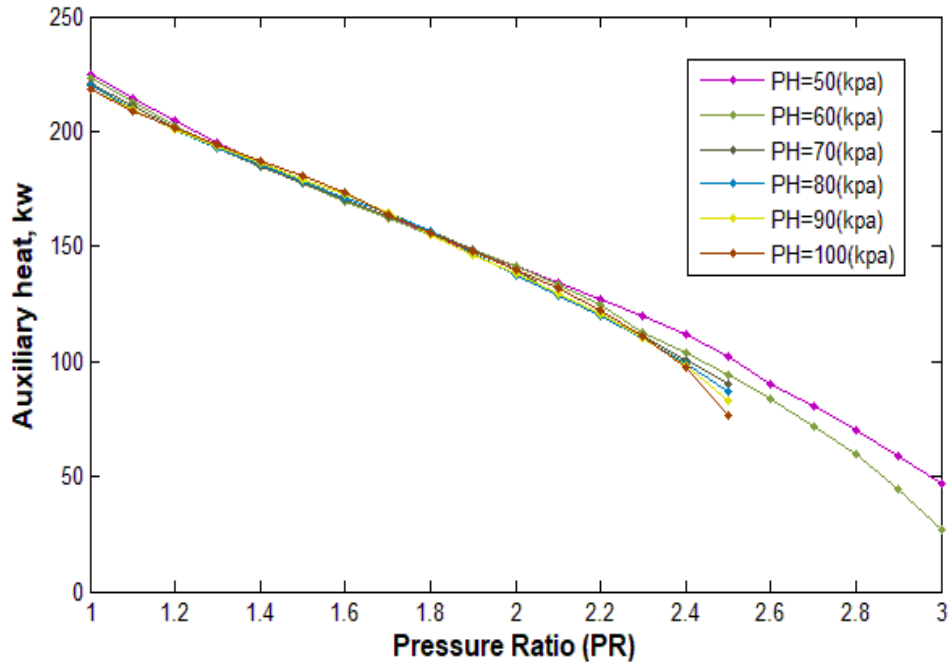
شکل (۴-۹): تغییرات رطوبت مطلق ورودی و خروجی به رطوبت‌زنی برای فشار رطوبت‌زنی (۵۰ kpa)

با توجه به شکل (۴-۱۰)، که نشان دهنده توان مصرفی کمپرسور می‌باشد، با افزایش نسبت فشار و افزایش فشار رطوبت‌زنی کار کمپرسور افزایش می‌یابد. روند تغییرات با توجه به تغییرات دما در شکل (۴-۸) قابل توجیه است. بر این اساس با افزایش PR و فشار رطوبت‌زنی دمای هوای خروجی از رطوبت‌زدایی و ورودی به کمپرسور افزایش می‌یابد. نتیجه این دو تغییر را می‌توان در افزایش توان مصرفی کمپرسور در نسبت فشار بالاتر و در فشار بالاتر رطوبت‌زنی مشاهده نمود. البته تا نسبت فشارهای حدود ۱/۴ اثر فشار رطوبت‌زنی کم و قابل صرف‌نظر می‌باشد.



شکل (۴-۱۰): توان مصرفی کمپرسور

در شکل (۴-۱۱) که بیانگر تغییرات گرمای منبع کمکی می باشد، با افزایش نسبت فشار دمای هوای ورودی به رطوبت زدایی افزایش می یابد. در نتیجه مقدار حرارت بیشتری به عنوان پیش گرم کن به آب خروجی از کندانسور و ورودی به منبع کمکی منتقل می شود. لذا انرژی کمکی کمتری توسط منبع کمکی مورد نیاز خواهد بود. با افزایش نسبت فشار مقدار حرارت انتقالی منبع کمکی کاهش می یابد. همانطور که در نمودار مشخص است مقدار حرارت کمکی برای فشارهای مختلف رطوبت زنی نزدیک به هم می باشد و در بسیاری از نقاط مستقل از فشار رطوبت زنی می باشد.

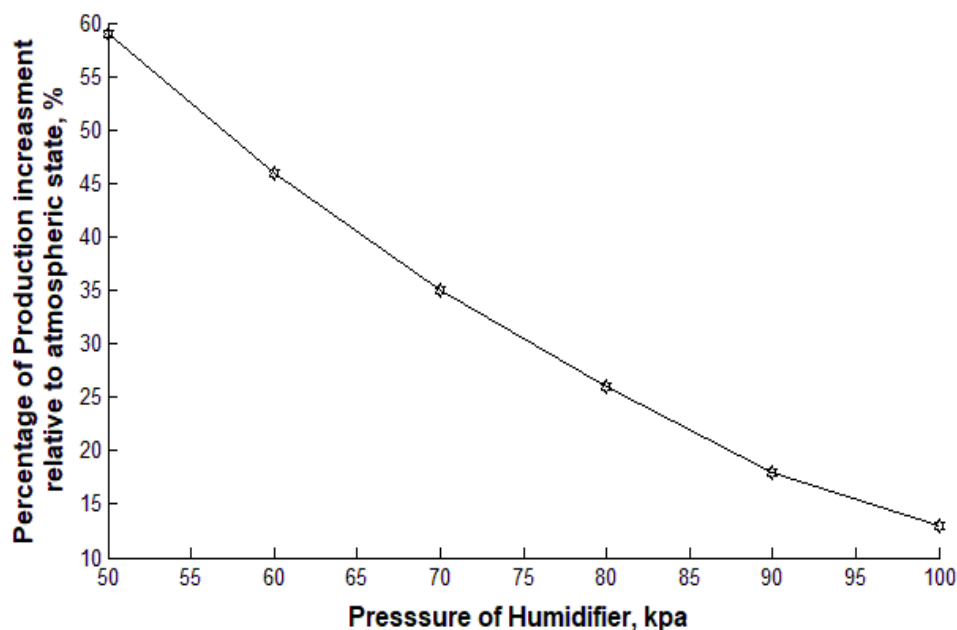


شکل (۴-۱۱): تغییرات حرارت منتقل شده از منبع کمکی به آب

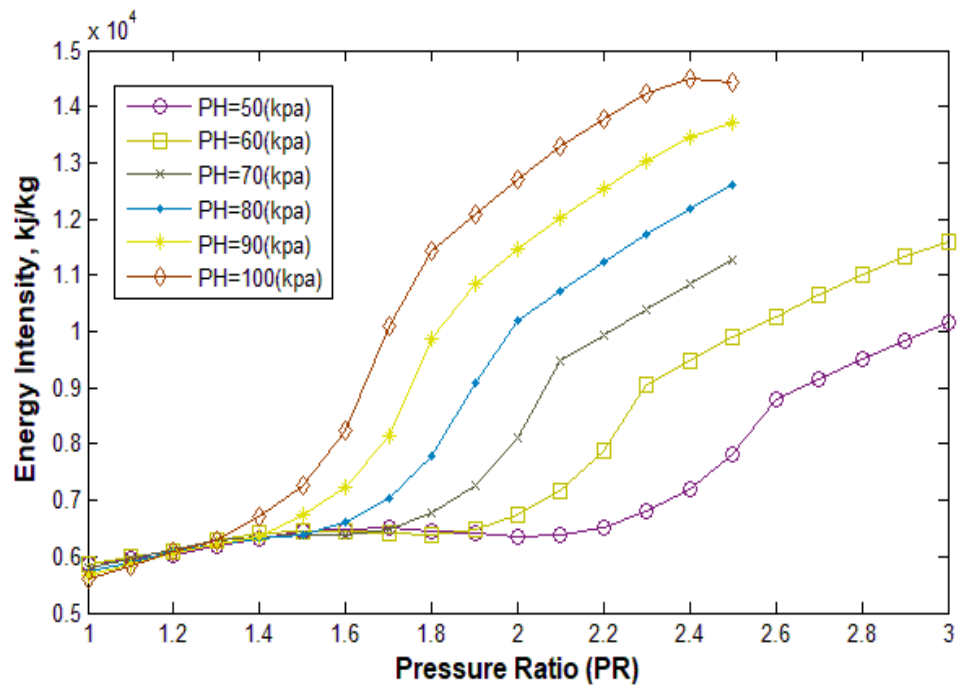
چنانچه در شکل (۴-۷) نقاط بی‌شینه هر منحنی را به‌عنوان نقطه مناسب انتخاب نماییم، می‌توان مقایسه‌ای بین آب‌شیرین‌کن در حالت تغییر فشار با حالت فشار اتمسفری انجام داد. بر این اساس در شکل (۴-۱۲) در صد افزایش تولید آب در اثر تغییر فشار برای نقاط مناسب هر حالت نشان داده شده است. همان‌گونه که در شکل (۴-۷) مشاهده می‌شود، با افزایش فشار رطوبت‌زنی مقادیر بی‌شینه تولید کاهش می‌یابد، در نتیجه افزایش فشار بخش رطوبت‌زنی موجب کاهش تولید در نسبت فشار مناسب نسبت به حالت پایه می‌شود. مشاهده می‌شود که با انتخاب فشار ۵۰ kPa برای رطوبت‌زنی در نسبت فشار ۲/۳ ۶۰ درصد میزان تولید نسبت به حالت اتمسفری افزایش داشته است. با توجه به اینکه تولید تنها ملاک تصمیم‌گیری برای طرح نهایی نمی‌باشد، لذا باید مصرف انرژی نیز بررسی گردد.

شکل (۴-۱۳) بیانگر تغییرات شدت مصرف انرژی با نسبت فشار می‌باشد. همان‌گونه که ملاحظه می‌شود برای تمامی منحنی‌ها تا نسبت فشار مناسب، شدت مصرف انرژی تقریباً ثابت می‌باشد. چراکه در

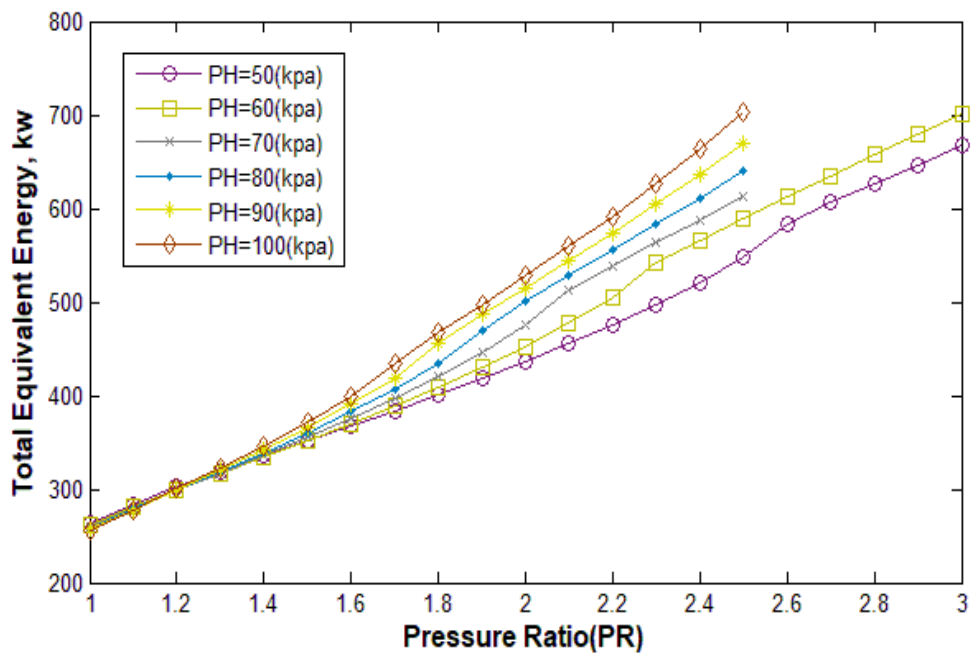
این ناحیه منحنی‌های انرژی معادل کل مطابق شکل (۴-۱۴) و همچنین منحنی‌های تولید شکل (۴-۷) در حال افزایش می‌باشند، به همین علت منحنی‌های شدت مصرف انرژی در این ناحیه تقریباً ثابت می‌باشند. بعد از نقطه مناسب به علت افزایش انرژی معادل کل در شکل (۴-۱۴) و کاهش تولید، شدت مصرف انرژی افزایش می‌یابد.



شکل (۴-۱۲): افزایش تولید نسبت به حالت پایه (اتمسفریک) برای نقاط مناسب (PR)

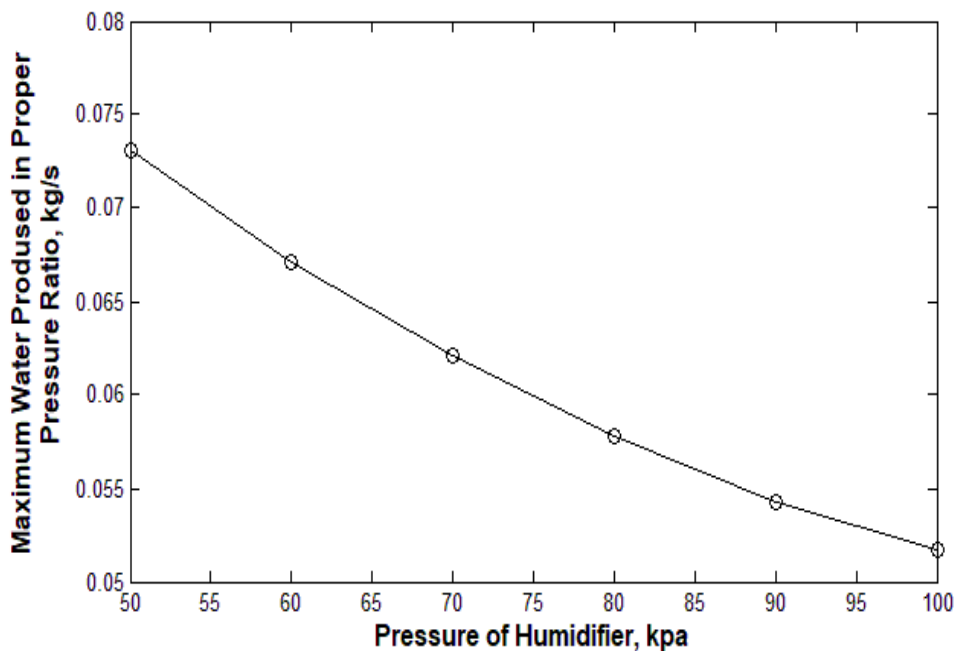


شکل (۴-۱۳): تغییرات شدت مصرف انرژی



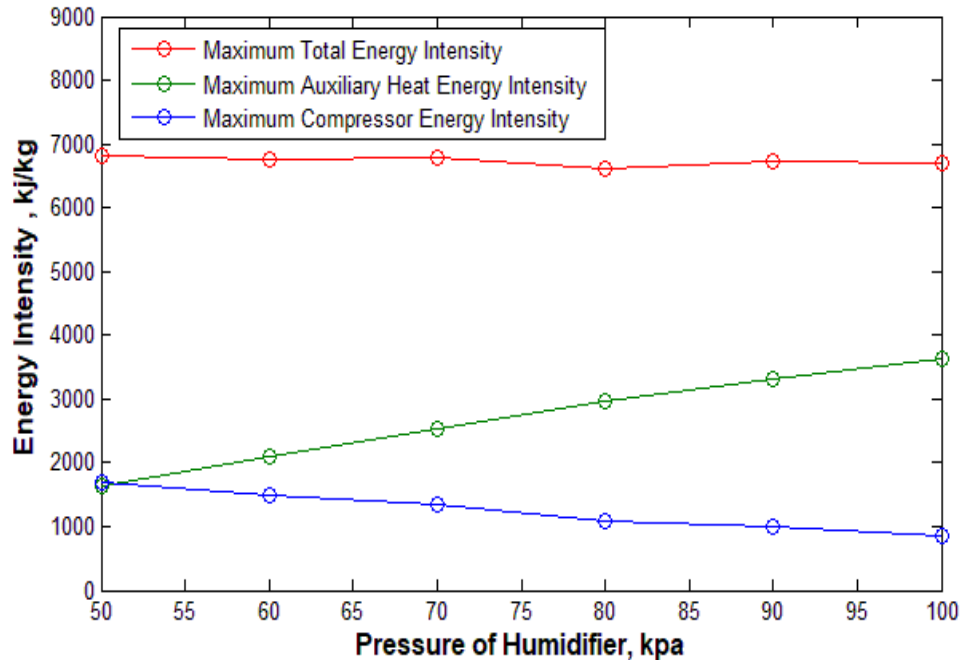
شکل (۴-۱۴): تغییرات انرژی معادل کل

شکل (۴-۱۵) بیانگر مقدار تولید در نسبت فشارهای مناسب برای فشارهای مختلف رطوبت‌زنی می‌باشد. همانگونه که ملاحظه می‌شود، با افزایش فشار رطوبت‌زنی مقدار تولید برای نسبت فشارهای مناسب همانند شکل (۳-۷)، کاهش می‌یابد.



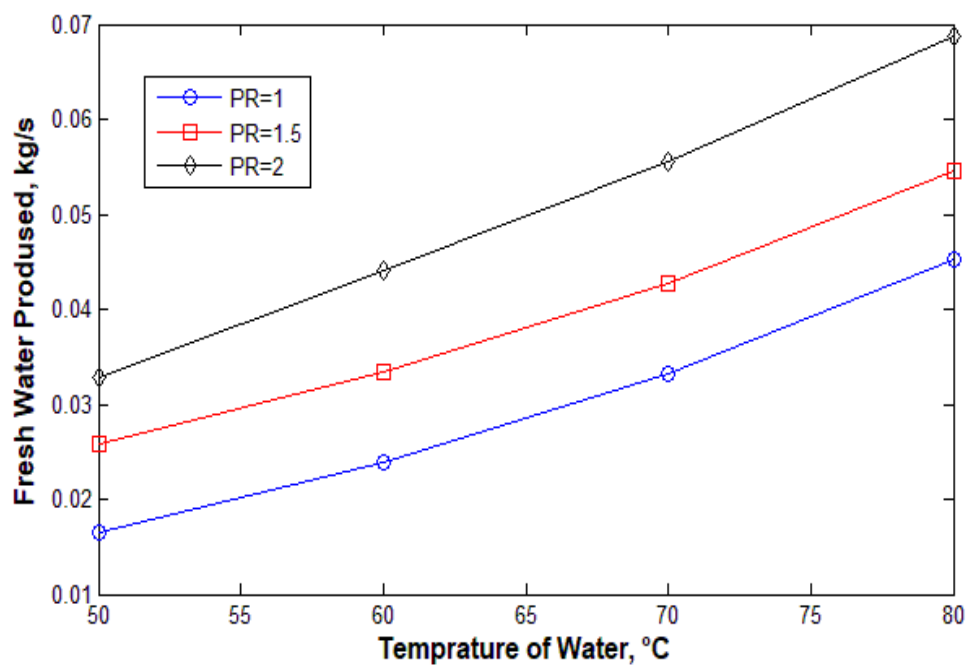
شکل (۴-۱۵): مقادیر تولید در نسبت فشارهای مناسب

همانطور که در شکل (۴-۱۶) نشان داده شده، تغییرات شدت مصرف انرژی کل برای نسبت فشارهای مناسب با افزایش فشار رطوبت‌زنی، با توجه به کاهش شدت مصرف مربوط به کار کمپرسور و افزایش شدت مصرف انرژی مربوط به گرمای منبع حرارتی، تقریباً ثابت می‌ماند. ولی شدت مصرف انرژی بیشینه مربوط به کار کمپرسور با افزایش فشار رطوبت‌زنی و با توجه به کاهش تولید و همچنین کاهش کار کمپرسور برای نسبت فشارهای مناسب، کاهش می‌یابد، در صورتی که شدت مصرف انرژی بیشینه مربوط به حرارت کمکی با افزایش فشار رطوبت‌زنی و با توجه کاهش تولید برای نسبت فشارهای مناسب و افزایش مقدار حرارت گرفته شده از منبع حرارتی برای نسبت فشارهای مناسب، افزایش می‌یابد.



شکل (۴-۱۶): تغییرات شدت مصرف انرژی برای نسبت فشارهای مناسب

برای ارزیابی اثر دمای ورودی به رطوبت زنی شکل (۴-۱۷) اثر دما را بر تولید در سه نسبت فشار مختلف نشان می دهد. همان گونه که در شکل نشان داده شده است با افزایش دمای آب ورودی به رطوبت زنی و افزایش نسبت فشار مقدار تولید نیز افزایش می یابد. به گونه ای که از دمای ۵۰ تا ۸۰ درجه سانتیگراد، میزان تولید بیش از ۱۰۰ درصد افزایش یافته است. در این مطالعه بیشینه دمای مجاز برای آکنه ها (یعنی ۸۰ درجه سانتیگراد برای آکنه های پلیمری) در بخش رطوبت زنی به عنوان محدوده بالایی دما انتخاب گردیده است.



شکل (۴-۱۷): تغییرات آب تولیدی با توجه به دمای آب پاششی و نسبت فشار

۴-۶ - تاثیرات فشار برگشتی^۱ بر توان موتور

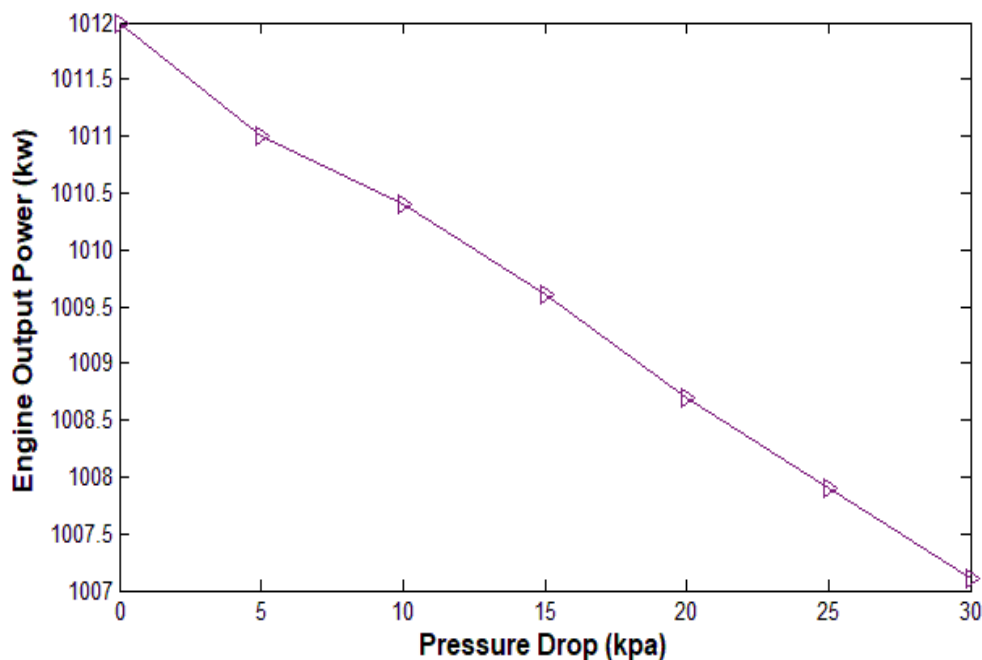
همانطور که پیش تر نیز اشاره گردید، در این پژوهش از گازهای خروجی یک موتور امگاواتی گازسوز (به عنوان مولد) برای راه اندازی سیستم آب شیرین کن HD استفاده شده است. بر این اساس برخی از پارامترهای عملکردی موتور و خواص ترمودینامیکی هوا که در مدل سازی انجام شده مورد استفاده قرار گرفته اند، در جدول (۴-۶) آورده شده اند.

^۱ Back Pressure

جدول (۴-۶): پارامترهای عملکردی موتور و خواص ترمودینامیکی هوا

ردیف	عنوان	واحد	مقدار	ردیف	عنوان	واحد	مقدار
۱	تعداد سیلندر	-	۱۶	۶	گرمای ویژه حجم ثابت	kJ/kg.k	۰/۸۲۱
۲	دور موتور	rpm	۱۵۰۰	۷	گرمای ویژه فشار ثابت	kJ/kg.k	۱/۱۰۸
۳	نسبت تراکم	-	۱۲	۸	نسبت گرمای ویژه	-	۱/۳۵
۴	ثابت گازها برای هوا	kJ/kg.k	۰/۲۸۷	۹	ارزش حرارتی سوخت	kJ/kg	۵۰۰۲۰
۵	بازده کولینگ	%	۲۰	۱۰	تعداد دور به ازای هر چرخه	-	۲

تاثیر فشار برگشتی روی موتور مانند مسدود نمودن جزیبی مسیر دود است. اتفاقی که در این حالت رخ می‌دهد، این است که قسمتی از گازهای حاصل از احتراق نمی‌توانند سیلندر را ترک کنند، بنابراین بخشی از حجم سیلندر را اشغال می‌کنند و اجازه ورود سوخت و هوای تازه در مرحله مکش را نمی‌دهند، بنابراین سیلندر در مرحله مکش کامل پر نشده و توان موتور افت پیدا می‌کند. شکل (۴-۱۸) نشان دهنده همین موضوع می‌باشد.



شکل (۴-۱۸): تاثیر فشار برگشتی اگزوز بر توان خروجی موتور

در موتورهایی که مجهز به توربوشارژر می‌باشند، افت فشار به دو صورت محاسبه می‌شود.

۱- توسط کاهش فشار پمپ کردن

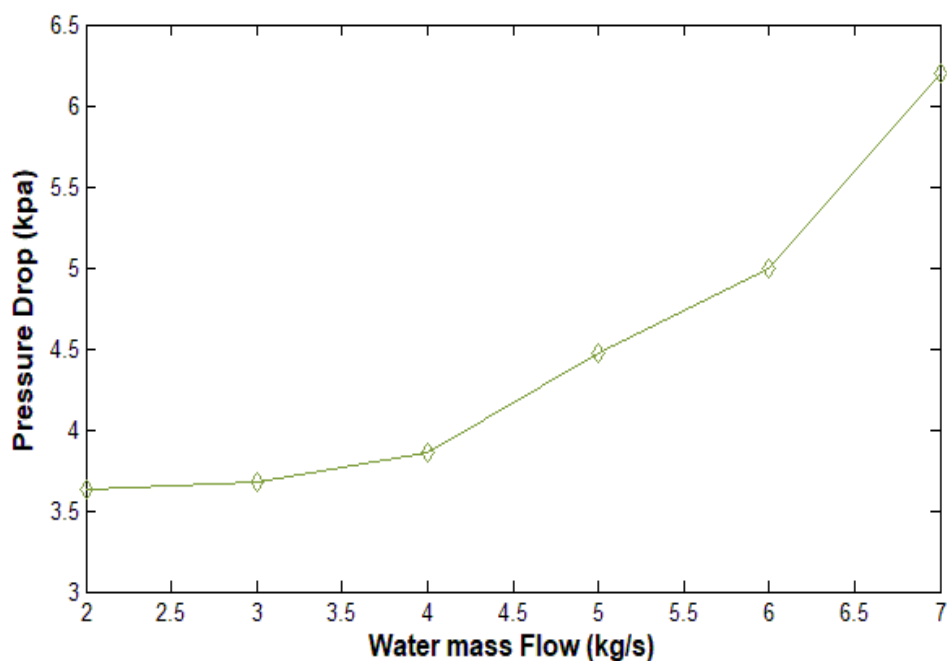
۲- توسط کاهش مقدار سوخت و هوای ورودی

در مرحله اول، با افزایش فشار برگشتی و با توجه به رابطه (۳-۸)، از آنجایی که حجم جابجایی پیستون داخل سیلندر ثابت می‌باشد، مقدار کار پمپ کردن کاهش یافته، و با توجه به رابطه (۳-۲۱) توان کل موتور کاهش پیدا می‌کند.

در مرحله دوم، با افزایش فشار برگشتی همانطور که پیش تر نیز اشاره کردیم، گازهای حاصل از احتراق نمی‌توانند سیلندر را به‌طور کامل ترک کنند. (با افزایش فشار برگشتی مقدار گازهای باقیمانده حاصل از احتراق نیز افزایش می‌یابد). بنابراین در مرحله مکش سیلندر نمی‌تواند به‌طور کامل از مخلوط

سوخت و هوای تازه پر شود. بر این اساس موجب کاهش توان موتور می شود. مجموع این افت‌ها در شکل (۱۸-۴) نشان داده شده است. همانطور که ملاحظه می کنید، با افزایش فشار برگشتی توان موتور نیز متناسب با آن افت پیدا می کند.

یکی از مواردی که موجب ایجاد فشار برگشتی در مسیر خروجی اگزوز شده، نصب مبدل بازیافت حرارتی (مبدل) در مسیر خروجی می باشد. لذا در این پژوهش نیز از یک مبدل حرارتی (پوسته _ لوله) در خروجی اگزوز به منظور استفاده از گرمای گازهای خروجی برای افزایش دمای آب خروجی واحد رطوبت‌زنی از دمای ۶۰ تا دمای ۸۰ درجه سانتی‌گراد، استفاده شده است. لذا با داشتن دمای و دبی گازهای ورودی به مبدل، طراحی مبدل را برای محدوده مشخص دبی آب ورودی به مبدل از ۲ تا ۷ کیلوگرم بر ثانیه، صورت پذیرفته و نتایج حاصل برای افت فشار ایجاد شده را متناسب با تغییرات دبی آب ورودی به مبدل در شکل (۱۹-۴) آورده شده است. (طراحی مبدل در محیط Aspen B-JAC صورت پذیرفته است).



شکل (۱۹-۴): افت فشار مبدل متناسب با دبی آب ورودی

همان گونه که ملاحظه می شود، با افزایش دبی آب ورودی به مبدل افت فشار افزایش می یابد. به طوری که بیشترین مقدار افت فشار در دبی ۷ کیلوگرم بر ثانیه قابل دستیابی می باشد.

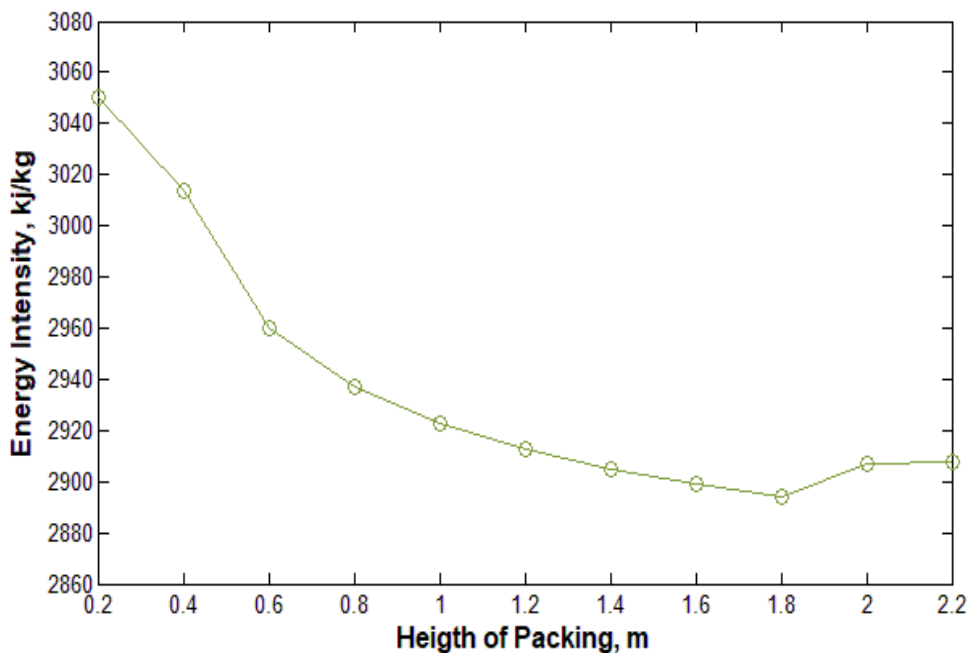
بر این اساس با توجه به شکل (۴-۱۸) و با در نظر گرفتن بیشینه^۱ افت فشار برای مبدل (۶/۲ کیلوگرم بر ثانیه)، توان موتور به اندازه تقریباً ۰/۱ درصد افت پیدا می کند. لذا با توجه به ناچیز بودن افت توان، می توان از اثرات افت فشار مبدل بر توان تولیدی موتور صرف نظر کرد [۶۱ و ۶۲]

۴-۷ - طراحی سیستم پیشنهادی

در این بخش همان گونه که پیش تر اشاره شد، به طراحی مناسب سیستم پرداخته می شود. بر این اساس طراحی سیستم باید طوری صورت گیرند که بتوان از حداکثر حرارت گازهای خروجی از اگزوز در بخش رطوبت زنی استفاده نمود. برای این منظور ابتدا به تعیین ابعاد سیستم آب شیرین کن فشار ثابت پرداخته می شود. سپس ابعاد مورد نیاز برای سیستم آب شیرین کن فشار متغیر تعیین می گردد. بر این اساس عرض آکنه واحد رطوبت زنی ثابت در نظر گرفته شده است. ارتفاع آکنه با توجه به شکل (۴-۲۰) که نشان دهنده تغییرات شدت مصرف انرژی با ارتفاع آکنه برای سیستم فشار ثابت می باشد، تعیین می گردد. با توجه به شکل (۴-۲۰) با افزایش ارتفاع آکنه شدت مصرف انرژی تا ارتفاع ۱/۸ کاهش می یابد و بعد از نقطه‌ی مربوط به ارتفاع ۱/۸ شدت مصرف انرژی افزایش می یابد، یعنی کمینه مقدار شدت مصرف در نقطه ۱/۸ قابل دستیابی می باشد، بر این اساس این ارتفاع به عنوان ارتفاع مناسب آکنه انتخاب می شود. طول چگالنده واحد رطوبت زدایی با توجه به ابعاد بهینه ارائه شده توسط کیقبادی [۳۹]، انتخاب شده است. برای انتخاب طول آکنه، با هدف دستیابی به ابعادی مناسب برای استفاده از حداکثر حرارت گازهای خروجی

^۱ Maximum

موتور، طول آکنه تغییر داده شده تا زمانی که طول مناسب تعیین گردد. لازم به ذکر است که با توجه به یکپارچه بودن سیستم عرض و ارتفاع چگالنده متناسب با عرض و ارتفاع آکنه انتخاب می گردد. ابعاد انتخابی برای سیستم فشار ثابت در جدول (۴-۷) آورده شده است.



شکل (۴-۲۰): تغییرات شدت مصرف انرژی با ارتفاع آکنه

جدول (۴-۷): مشخصات هندسی و ترمودینامیکی طراحی آب شیرین کن (فشار ثابت)

رطوبت زدایی					رطوبت زنی				
دبی آب	دبی هوا	ارتفاع	عرض	طول	دبی آب	دبی هوا	ارتفاع	عرض	طول
۲۳/۹	۱/۸	۱/۸	۱	۶۰	۳/۷۵	۱/۸	۱/۸	۱	۳/۷۵
Lit/sec	m ³ /sec	m	m	cm	Lit/sec	m ³ /sec	m	m	M

برای سیستم فشار متغیر نیز با ثابت در نظر گرفتن عرض آکنه و انتخاب ارتفاع آکنه مشابه ارتفاع آکنه بخش فشار ثابت، به انتخاب طول بخش رطوبت‌زدایی می‌پردازیم. ابعاد انتخاب شده در جدول (۴-۸) آورده شده‌اند.

جدول (۴-۸): مشخصات هندسی و ترمودینامیکی طراحی آب‌شیرین‌کن (فشار متغیر)

رطوبت‌زدایی					رطوبت‌زنی				
طول	عرض	ارتفاع	دبی هوا	دبی آب	طول	عرض	ارتفاع	دبی هوا	دبی آب
۳/۳	۱	۱/۸	۱/۸	۲۳/۹	۶۰	۱	۱/۸	۱/۸	۳/۳
m	m	m	m ³ /sec	Lit/sec	cm	m	m	m ³ /sec	Lit/sec

مقادیر تولید و شدت مصرف انرژی برای دو حالت سیستم با فشار ثابت اتمسفریک و فشار متغیر (برای فشار واحد رطوبت‌زنی ۵۰ کیلوپاسکال و نسبت فشار ۲/۳) در جدول (۴-۹) آورده شده است.

جدول (۴-۹): مشخصات سیستم ترکیبی برای دو حالت

عنوان	تولید	شدت مصرف انرژی
سیستم فشار ثابت (اتمفریک)	۷۴۱/۲۴	۲۷۳۳
	Lit/hr	KJ/Kg
سیستم فشار متغیر (برای نسبت فشار ۲/۳)	۸۵۷/۸۸	۲۳۲۷
	Lit/hr	KJ/Kg

طبق محاسبات صورت گرفته در نرم افزار Aspen B-JAC که در جدول‌های (۴-۱۱) و (۴-۱۲) آورده شده است، برای شرایط به دست آمده برای طراحی، مقادیر حرارت مورد نیاز به منظور تبخیر آب در

واحد رطوبت‌زنی برای هر دو حالت فشار ثابت (اتمسفریک) و فشار متغیر، و همچنین مقدار حرارت گرفته شده از گازهای خروجی از اگزوز موتور در جدول (۴-۱۰) آورده شده است.

جدول (۴-۱۰): مقادیر حرارت محاسبه شده توسط نرم افزار Aspen B-JAC

حرارت گرفته شده از گازهای خروجی موتور	حرارت مورد نیاز سیستم فشار متغیر	حرارت مورد نیاز سیستم فشار ثابت (اتمسفریک)
۵۶۳/۷۰	۵۵۴/۵۲	۵۶۲/۷۴
کیلووات	کیلووات	کیلووات

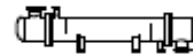
بر اساس نتایج فوق در سیستم فشار متغیر حجم مورد نیاز پکینگ ۱۲٪ کاهش یافته و از سوی دیگر تولید نزدیک به ۱۶٪ افزایش یافته است. البته در طرح فشار متغیر باید هزینه‌های تجهیزات اضافه شده را نیز محاسبه نمود. لذا برای تحلیل دقیق‌تر باید ارزیابی اقتصادی از هر طرح صورت گیرد. همچنین برای دستیابی به ابعاد مناسب‌تر نیاز به بهینه‌سازی مدل می‌باشد.

بنابراین با توجه به نتایج جدول (۴-۱۰)، می‌توان ۱ واحد آب‌شیرین‌کن فشار ثابت و همچنین ۱ واحد فشار متغیر را راه‌اندازی نمود.

جدول (۴-۱۱): مشخصات مبدل طراحی شده برای سیستم فشار ثابت

Heat Exchanger Specification Sheet

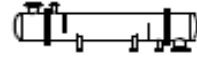
1	Company:		Behzad Rostami		Constant Pressure	
2	Service of Unit:		Our Reference:			
3	Item No.:		Your Reference:			
4	Date:	Rev No.:	Job No.:			
5	Size	339 / 2000	mm	Type	BEM	hor
6	Surf/unit(eff.)	17.3	m2	Shells/unit	1	Surf/shell (eff.)
7						17.3 m2
8	PERFORMANCE OF ONE UNIT					
9	Fluid allocation		Shell Side		Tube Side	
10	Fluid name					
11	Fluid quantity, Total		kg/s		3.75	
12	Vapor (In/Out)		kg/s		1.43	
13	Liquid		kg/s		3.75	
14	Noncondensable		kg/s			
15	Temperature (In/Out)		C		43 80	
16	Dew / Bubble point		C		496 118.88	
17	Density		kg/m3		1013.56 997.2	
18	Viscosity		mPa*s		0.701 0.374	
19	Molecular wt, Vap				0.035 0.022	
20	Molecular wt, NC					
21	Specific heat		kJ/(kg*K)		4.065 4.083	
22	Thermal conductivity		W/(m*K)		1.091 1.012	
23	Latent heat		kJ/kg		0.609 0.641	
24	Pressure		bar		0.063 0.035	
25	Velocity		m/s		0.33 79.99	
26	Pressure drop, allow./calc.		bar		0.4 0.11	
27	Fouling resist. (min)		m2*K/W		0.4 0.071	
28	Heat exchanged		565323 W		MTD corrected 199.89 C	
29	Transfer rate, Service		163.9 Dirty		171.4 Clean 171.4 W/(m2*K)	
30	CONSTRUCTION OF ONE SHELL					
31					Sketch	
32	Design/Test pressure		bar		5.171 / Code	
33	Design temperature		C		115.56 532.22	
34	Number passes per shell		1		1	
35	Corrosion allowance		mm		1.59 1.59	
36	Connections		In		76.2 / 150 ANSI 254 / 400 ANSI	
37	Size/rating		Out		76.2 / 150 ANSI 203.2 / 400 ANSI	
38	mm		Intermediate		/ 150 ANSI / 400 ANSI	
39	Tube No.		140		OD 20 1.65 mm	
40	Tube type		Material		CS	
41	Shell		CS		ID OD 355.6 mm	
42	Channel or bonnet		CS		Shell cover	
43	Tubesheet-stationary		CS		Channel cover	
44	Floating head cover				Tubesheet-floating	
45	Baffle-crossing		CS		Impingement protection None	
46	Baffle-long		Type		single seg Cut(%d) 24 hor mm	
47	Supports-tube		U-bend		Type	
48	Bypass seal		Tube-tubesheet joint		groove/expand	
49	Expansion joint		Type			
50	RhoV2-Inlet nozzle		668		Bundle entrance 143 Bundle exit 145 kg/(m*s2)	
51	Gaskets - Shell side				Tube Side	
52	Floating head					
53	Code requirements		ASME Code Sec VIII Div 1		TEMA class B	
54	Weight/Shell		735.8		Filled with water 978.9 Bundle 339.2 kg	
55	Remarks					



جدول (۴-۱۲): مشخصات مبدل طراحی شده برای سیستم فشار متغیر

Heat Exchanger Specification Sheet

1	Company:		Behzad Rostami					Variable Pressure	
2	Service of Unit:		Our Reference:						
3	Item No.:		Your Reference:						
4	Date:	Rev No.:	Job No.:						
5	339 / 2000	mm	Type	BEM	hor	Connected In	1 parallel	1 series	
6	Surf/unit(eff.)	17.3	m2	Shells/unit	1	Surf/shell (eff.)	17.3	m2	
7	PERFORMANCE OF ONE UNIT								
8	Fluid allocation		Shell Side			Tube Side			
9	Fluid name								
10	Fluid quantity, Total		kg/s			3.3			
11	Vapor (In/Out)		kg/s			1.43			
12	Liquid		kg/s			3.3			
13	Noncondensable		kg/s						
14	Temperature (In/Out)		C			38.13			
15	Dew / Bubble point		C			80			
16	Density		kg/m3			1015.05			
17	Viscosity		mPa*s			0.77			
18	Molecular wt, Vap					997.51			
19	Molecular wt, NC					0.374			
20	Specific heat		kJ/(kg*K)			4.066			
21	Thermal conductivity		W/(m*K)			4.082			
22	Latent heat		kJ/kg			1.091			
23	Pressure		bar			1			
24	Velocity		m/s			0.29			
25	Pressure drop, allow./calc.		bar			0.4			
26	Fouling resist. (mln)		m2*K/W			0.089			
27	Heat exchanged		562838			W			
28	Transfer rate, Service		158.2			Dirty 171			
29						MTD corrected 206.1			
30						Clean 171			
31						W/(m2*K)			
32	CONSTRUCTION OF ONE SHELL								
33			Shell Side			Tube Side			
34	Design/Test pressure		bar			5.171 / Code			
35	Design temperature		C			115.56			
36	Number passes per shell					1			
37	Corrosion allowance		mm			1.59			
38	Connections		In			76.2 / 150 ANSI			
39	Size/rating		Out			76.2 / 150 ANSI			
40			mm			intermediate / 150 ANSI			
41	Tube No.		140			OD 20			
42	Tube type					Material CS			
43	Shell		CS			ID OD 355.6 mm			
44	Channel or bonnet		CS			Shell cover			
45	Tubesheet-stationary		CS			Channel cover			
46	Floating head cover					Tubesheet-floating			
47	Baffle-crossing		CS			Impingement protection None			
48	Baffle-long		Type single seg			Cut(%d) 24			
49	Supports-tube		U-bend			Type			
50	Bypass seal					Tube-tubesheet joint groove/expand			
51	Expansion joint					Type			
52	RhoV2-Inlet nozzle		516			Bundle entrance 110			
53	Gaskets - Shell side					Bundle exit 112			
54	Code requirements		ASME Code Sec VIII Div 1			TEMA class B			
55	Weight/Shell		735.8			Filled with water 978.9			
56	Remarks					Bundle 339.2 kg			



۵ فصل پنجم

نتیجه‌گیری و پیشنهادات

۱-۵ - نتیجه گیری

در این پژوهش به مدل سازی و تحلیل سیستم ترکیبی آب شیرین کن HD و موتور تولید پراکنده پرداخته شده است. به این منظور از یک موتور ۱ مگاواتی گاز سوز به عنوان مولد تولید پراکنده استفاده شده است. لذا سیستم HD و مولد تولید پراکنده توسط مبدل بازیافت حرارتی به هم متصل گردیده است، بنابراین در یک قسمت از پژوهش مدل سازی موتور و مبدل و تاثیر فشار برگشتی که توسط مبدل بر توان تولیدی موتور ایجاد می شود مورد بررسی قرار گرفته است. در قسمت دوم به مدل سازی دقیق فرآیندهای رطوبت زنی و رطوبت زدایی آب شیرین کن با سیکل بسته هوا و وارد کردن خواص آب شور در معادلات حاکم و همچنین در نظر گرفتن فشارهای متغیر رطوبت زنی و رطوبت زدایی، پرداخته شده است.

نتایج حاصل از بررسی خواص شوری آب نشان می دهد که با افزایش شوری از صفر تا ۱۰۰ مقدار تولید به اندازه تقریباً ۶٪ کاهش می یابد. ولی شدت مصرف انرژی با افزایش شوری از صفر تا ۱۰۰ به اندازه تقریباً ۱/۶٪ افزایش می یابد.

با در نظر گرفتن سیکل باز و بسته هوا و مقایسه تولید در هر دو حالت، با وارد کردن شوری های مختلف، مقدار تولید در حالت سیکل بسته هوا نسبت به سیکل باز هوا به اندازه ۵٪ افزایش می یابد. ولی شدت مصرف انرژی در حالت سیکل بسته هوا نسبت به سیکل باز به اندازه ۱۸٪ کاهش می یابد، که این پتانسیل سیستم HD با سیکل بسته هوا نسبت به سیکل باز هوا را نشان می دهد.

برای سیستم فشار متغیر HD با تعریف نسبت فشار (PR) به صورت فشار رطوبت زدایی به فشار رطوبت زنی و با در نظر گرفتن نسبت فشارهای مختلف و همچنین فشارهای رطوبت زنی متفاوت، نتایج نشان می دهد که برای هر فشار رطوبت زنی نتایج خاصی به دست می آید. هرچه این فشار کمتر باشد مقدار تولید آب شیرین برای سیستم فشار متغیر افزایش می یابد. کمترین فشاری که برای بخش

رطوبت‌زنی قابل دستیابی می‌باشد حدود ۵۰ کیلو پاسکال می‌باشد، چراکه فشار اشباع مربوط به دمای آب ورودی به آکنه ۸۰ درجه سانتی‌گراد حدود ۵۰ کیلو پاسکال می‌باشد. بنابراین مقدار تولید برای سیستم فشار متغیر در مقایسه با سیستم فشار ثابت (تحت فشار اتمسفریک) به‌طور قابل ملاحظه‌ای افزایش می‌یابد. به‌صورتی که برای نسبت فشار مناسب ۲/۳ و فشار رطوبت‌زنی ۵۰ کیلوپاسکال مقدار تولید نسبت به حالت اتمسفریک به اندازه‌ی تقریباً ۶۰٪ افزایش می‌یابد.

برای قسمت طراحی نتایج نشان می‌دهد که برای ابعاد انتخابی حجم دستگاه فشار متغیر نسبت به حجم دستگاه فشار ثابت به اندازه‌ی ۱۲٪ کاهش و از طرفی تولید به اندازه ۱۶٪ افزایش می‌یابد و شدت مصرف انرژی به اندازه‌ی ۱۴٪ کاهش می‌یابد. با توجه به نتایج ارائه شده برای قسمت طراحی، با یک موتور ۱ مگاواتی می‌توان حدود ۱۷/۸ مترمکعب آب شیرین در ۲۴ ساعت با به‌کار بردن سیستم فشار ثابت تولید نمود، در صورتی که این مقدار برای سیستم فشار متغیر به ۲۰/۶ مترمکعب در ۲۴ ساعت افزایش می‌یابد.

۲-۵ - پیشنهادات

(۱) بررسی جریان مخالف آب و هوا در مدل سازی واحد رطوبت‌زنی و ارزیابی عملکردی و فنی روش

در مقایسه با روش متقاطع

(۲) چندمرحله‌ای کردن سیکل HD با گرمایش هوا و گرمایش آب

(۳) ارزیابی اقتصادی و هزینه تمام شده آب شیرین

ضمیمه

ضمیمه الف - خواص ترموفیزیکی آب و هوا [۳۶، ۶۳]

در روابط زیر t بر حسب درجه سانتی‌گراد و T بر حسب کلونین می‌باشد.

چگالی آب شور:

$$\rho_{sw} = (a_1 + a_2 t + a_3 t^2 + a_4 t^3 + a_5 t^4) + (b_1 S + b_2 S t + b_3 S t^2 + b_4 S t^3 + b_5 S^2 t^2) , \quad kg/m^3 \quad (\text{الف-۱})$$

چگالی هوای خشک:

$$\rho_a = \frac{P_a}{287.08 T} , \quad kg/m^3 \quad (\text{الف-۲})$$

چگالی هوای مرطوب:

$$\rho_{av} = (1 + \omega) \left(1 - \frac{\omega}{\omega + 0.62198} \right) \rho_a , \quad kg \text{ air} - \text{vapor}/m^3 \quad (\text{الف-۳})$$

گرمای ویژه آب شور:

$$C_{sw} = A + B T + C T^2 + D T^3 , \quad kj/kg K \quad (\text{الف-۴})$$

گرمای ویژه هوای خشک:

$$C_{pa} = 1.045356 \times 10^3 - 3.161783 \times 10^{-1} T_g + 7.083814 \times 10^{-4} T_g^2 - 2.705209 \times 10^{-7} T_g^3 , \quad J/kg K \quad (\text{الف-۵})$$

گرمای ویژه بخار آب:

$$C_{pv} = 1.3605 \times 10^3 + 2.31334T_g - 2.46784 \times 10^{-10}T_g^5 + 5.91332 \times 10^{-13}T_g^6, \quad J/kgk \quad (\text{الف-۶})$$

ویسکوزیته آب شور:

$$\mu_{sw} = \mu_w(1 + AS + BS^2), \quad kg/m.s \quad (\text{الف-۷})$$

ویسکوزیته هوای خشک:

$$\mu_a = 2.287973 \times 10^{-6} + 6.259793 \times 10^{-8}T_g - 3.131956 \times 10^{-11}T_g^2 + 8.15038 \times 10^{-15}T_g^3, \quad kg/sm \quad (\text{الف-۸})$$

ویسکوزیته بخار آب:

$$\mu_v = 2.562435 \times 10^{-6} + 1.816683 \times 10^{-8}T_g + 2.579066 \times 10^{-11}T_g^2 - 1.067299 \times 10^{-14}T_g^3, \quad kg/sm \quad (\text{الف-۹})$$

ویسکوزیته هوای مرطوب:

$$\mu_g = \left(\frac{1}{1 + 1.608\omega_g} \right) \mu_a M_a^{0.5} + \left(\frac{\omega_g}{\omega_g + 0.622} \right) \mu_v M_v^{0.5} \quad (\text{الف-۱۰})$$

$$/ \left(\left(\frac{1}{1 + 1.608\omega_g} \right) M_a^{0.5} + \left(\frac{\omega_g}{\omega_g + 0.622} \right) M_v^{0.5} \right), \quad kg/sm$$

ضریب رسانایی حرارتی آب:

$$K_w = -6.14255 \times 10^{-1} + 6.9962 \times 10^{-3}T_w - 1.01075 \times 10^{-5}T_w^2 + 4.74373 \times 10^{-12}T_w^4, \quad W/mk \quad (\text{الف-۱۱})$$

ضریب رسانایی حرارتی هوای خشک:

$$K_a = -4.937787 \times 10^{-4} + 1.018087 \times 10^{-4}T_g - 4.627937 \times 10^{-8}T_g^2 + 1.250603 \times 10^{-11}T_g^3, \quad W/mk \quad (\text{الف-۱۲})$$

ضریب رسانایی حرارتی بخار آب:

$$K_v = 1.3046 \times 10^{-2} - 3.756191 \times 10^{-5}T_g + 2.217964 \times 10^{-7}T_g^2 - 1.111562 \times 10^{-14}T_g^3, \quad W/mk \quad (\text{الف-۱۳})$$

ضریب رسانایی حرارتی هوای مرطوب:

$$K_g = \left(\frac{1}{1 + 1.608\omega_g} \right) K_a M_a^{0.33} + \left(\frac{\omega_g}{\omega_g + 0.622} \right) K_v M_v^{0.33} / \left(\left(\frac{1}{1 + 1.608\omega_g} \right) M_a^{0.33} + \left(\frac{\omega_g}{\omega_g + 0.622} \right) M_v^{0.33} \right), \quad W/mk \quad (\text{الف-۱۴})$$

گرمای نهان آب شور:

$$L_v = h_{fg,w} \times \left(1 - \frac{S_p}{1000} \right), \quad j/kg \quad (\text{الف-۱۵})$$

آنتالپی هوای خشک:

$$i_{ma} = C_{pa}(T - 273.15) + \omega [L_v + C_{pv}(T - 273.15)], \quad \frac{J}{kg} \text{ Dry Air} \quad (\text{الف-۱۶})$$

آنتالپی هوای مرطوب:

$$i_{av} = \frac{[C_{pa}(T - 273.15) + \omega [L_v + C_{pv}(T - 273.15)]]}{1 + \omega}, \quad \frac{J}{kg} \text{ Air vapor} \quad (\text{الف-۱۷})$$

ضریب نفوذ مولکولی:

$$D = \frac{0.04357T_g^{1.5} \left(\frac{1}{M_a} + \frac{1}{M_v} \right)^{0.5}}{(101325(V_a^{0.33} + V_v^{0.33}))^2} \quad (\text{الف-۱۸})$$

که در آن M وزن مولکولی و V حجم مولکولی می باشد.

مراجع

- [۱] صادقی، سید شمس الدین. (۱۳۸۵). "هیدرولیک و بحران آب"، اطلاعات سیاسی و اقتصادی، شماره ۱۱۵-۱۱۶، ص ۴۵
- [۲] نصرآبادی، ا.، ۹۴، "شواهد زیست محیطی بحران آب ایران و برخی راه حل‌ها"، فصلنامه راهبرد اجتماعی فرهنگی، صفحه ۸۹-۶۵.
- [3] *Morris, R.M. and Hanbury, W.T., 1991. Renewable energy and desalination—a review. Proceedings of the new technologies for the use of renewable energy sources in water desalination, Sec. I, Athens, Greece, pp.30-50.*
- [4] *Kalogirou, S., 1997. Economic analysis of a solar assisted desalination system. Renewable energy, 12(4), pp.351-367*
- [۵] وزارت نیرو، راهنمای جامع تولید همزمان برق و حرارت ۱۳۹۲.
- [۶] وزارت نیرو، راهنمای جامع تولید همزمان برق و حرارت ۱۳۸۸.
- [۷] شرکت توانیر، فهرست نیروگاه‌های مولد مقیاس کوچک بهره‌برداری شده ۱۳۹۶
- [۸] دلفانی، ش. (۱۳۸۹). "آب شیرین کن‌های خورشیدی".
- [9] *Soufari, S.M., Zamen, M. and Amidpour, M., 2009. Experimental validation of an optimized solar humidification-dehumidification desalination unit. Desalination and Water Treatment, 6(1-3), pp.244-251*
- [10] *Mikalsen, R., Wang, Y.D. and Roskilly, A.P., 2009. A comparison of Miller and Otto cycle natural gas engines for small scale CHP applications. Applied Energy, 86(6), pp.922-927*
- [11] *Gibson, C.A., Meybodi, M.A. and Behnia, M., 2014. Investigation of a gas turbine CHP system under the carbon price in Australia considering natural gas and biogas fuels. Applied Thermal Engineering, 68(1), pp.26-35.*
- [12] *Jazaeri, J. and Pahlevani, M., 2018. The adverse effects of gas-burning CHP systems on the local air quality. Atmospheric Environment, 173, pp.338-342*
- [13] *Gholinejad, M., Bakhtiari, A. and Bidi, M., 2016. Effects of tracking modes on the performance of a solar MED plant. Desalination, 380, pp.29-42.*

- [14] Al Ghamdi, A. and Mustafa, I., 2016. *Exergy analysis of a MSF desalination plant in Yanbu, Saudi Arabia*. *Desalination*, 399, pp.148-158.
- [15] Garg, S.K., Gomkale, S.D., Datta, R.L. and Datar, D.S., 1968. *Development of humidification-dehumidification technique for water desalination in arid zones of India*. *Desalination*, 5(1), pp.55-63.
- [16] El-Dessouky, H.T., 1989. *Humidification-dehumidification desalination process using waste heat from a gas turbine*. *Desalination*, 71(1), pp.19-33.
- [17] Farid, M. and Al-Hajaj, A.W., 1996. *Solar desalination with a humidification-dehumidification cycle*. *Desalination*, 106(1), pp.427-429.
- [18] Al-Hallaj, S., Farid, M.M. and Tamimi, A.R., 1998. *Solar desalination with a humidification-dehumidification cycle: performance of the unit*. *Desalination*, 120(3), pp.273-280.
- [19] Nawayseh, N.K., Farid, M.M., Omar, A.A. and Sabirin, A., 1999. *Solar desalination based on humidification process—II. Computer simulation*. *Energy conversion and management*, 40(13), pp.1441-1461.
- [20] Nawayseh, N.K., Farid, M.M., Al-Hallaj, S. and Al-Timimi, A.R., 1999. *Solar desalination based on humidification process—I. Evaluating the heat and mass transfer coefficients*. *Energy Conversion and Management*, 40(13), pp.1423-1439.
- [21] Soufari, S.M., Zamen, M. and Amidpour, M., 2009. *Performance optimization of the humidification–dehumidification desalination process using mathematical programming*. *Desalination*, 237(1-3), pp.305-317.
- [22] Zamen, M., Amidpour, M. and Soufari, S.M., 2009. *Cost optimization of a solar humidification–dehumidification desalination unit using mathematical programming*. *Desalination*, 239(1-3), pp.92-99.
- [23] Zamen, M., Amidpour, M. and Firoozjaei, M.R., 2013. *A novel integrated system for fresh water production in greenhouse: Dynamic simulation*. *Desalination*, 322, pp.52-59.
- [24] Narayan, G.P., Sharqawy, M.H., Lienhard V, J.H. and Zubair, S.M., 2010. *Thermodynamic analysis of humidification dehumidification desalination cycles*. *Desalination and water treatment*, 16(1-3), pp.339-353.
- [25] Zamen, M., Soufari, S.M., Vahdat, S.A., Amidpour, M., Zeinali, M.A., Izanloo, H. and Aghababaie, H., 2014. *Experimental investigation of a two-stage solar humidification–*

dehumidification desalination process. Desalination, 332(1), pp.1-6.

[26] Sharqawy, M.H., Antar, M.A., Zubair, S.M. and Elbashir, A.M., 2014. *Optimum thermal design of humidification dehumidification desalination systems. Desalination, 349, pp.10-21.*

[27] Li, X., Yuan, G., Wang, Z., Li, H. and Xu, Z., 2014. *Experimental study on a humidification and dehumidification desalination system of solar air heater with evacuated tubes. Desalination, 351, pp.1-8.*

[28] Elattar, H.F., Fouda, A. and Nada, S.A., 2016. *Performance investigation of a novel solar hybrid air conditioning and humidification–dehumidification water desalination system. Desalination, 382, pp.28-42.*

[29] He, W.F., Xu, L.N., Han, D. and Gao, L., 2016. *Performance analysis of an air-heated humidification–dehumidification desalination plant powered by low grade waste heat. Energy Conversion and Management, 118, pp.12-20.*

[30] He, W.F., Xu, L.N. and Han, D., 2016. *Parametric analysis of an air-heated humidification-dehumidification (HDH) desalination system with waste heat recovery. Desalination, 398, pp.30-38.*

[31] Ahmed, H.A., Ismail, I.M., Saleh, W.F. and Ahmed, M., 2017. *Experimental investigation of humidification-dehumidification desalination system with corrugated packing in the humidifier. Desalination, 410, pp.19-29.*

[32] Narayan, G.P., McGovern, R.K., Lienhard, J.H. and Zubair, S.M., 2011, January. *Variable Pressure Humidification Dehumidification Desalination System. In ASME/JSME 2011 8th Thermal Engineering Joint Conference (pp. T20045-T20045). American Society of Mechanical Engineers.*

[33] Narayan, G.P., McGovern, R.K., Zubair, S.M. and Lienhard, J.H., 2012. *High-temperature-steam-driven, varied-pressure, humidification-dehumidification system coupled with reverse osmosis for energy-efficient seawater desalination. Energy, 37(1), pp.482-493.*

[34] Al-Sulaiman, F.A., Narayan, G.P. and Lienhard, J.H., 2013. *Exergy analysis of a high-temperature-steam-driven, varied-pressure, humidification–dehumidification system coupled with reverse osmosis. Applied energy, 103, pp.552-561.*

[35] Siddiqui, O.K., Sharqawy, M.H., Antar, M.A. and Zubair, S.M., 2017. *Performance evaluation of variable pressure humidification-dehumidification systems. Desalination, 409, pp.171-182.*

[36] Sharqawy, M.H., Lienhard, J.H. and Zubair, S.M., 2010. *Thermophysical properties of seawater: a review of existing correlations and data. Desalination and Water Treatment, 16(1-3),*

pp.354-380.

[37] Safarov, J., Berndt, S., Millero, F., Feistel, R., Heintz, A. and Hassel, E., 2012. *(p, ρ, T) properties of seawater: Extensions to high salinities*. Deep Sea Research Part I: Oceanographic Research Papers, 65, pp.146-156.

[38] Nayar, K.G., Sharqawy, M.H. and Banchik, L.D., 2016. *Thermophysical properties of seawater: a review and new correlations that include pressure dependence*. Desalination, 390, pp.1-24.

[۳۹] کیقبادی، ی، (۱۳۹۵)، پایان‌نامه ارشد: "مدل‌سازی و تحلیل سیستم ترکیبی آب‌شیرین‌کن رطوبت‌زنی-رطوبت‌زدایی و توربین‌های گاز ظرفیت پایین"، دانشکده مکانیک، دانشگاه صنعتی شاهرود.

[۴۰] پاک رایک، (۱۳۸۴). "مبانی مهندسی موتورهای احتراق داخلی" سپهر صنایع، چاپ اول، انتشارات دانشگاه علم و صنعت، تهران، ص ۶۱۸

[41] Treybal, R.E., 1980. *Mass transfer operations*. New York

[42] Wexler, A., 1976. *Vapor pressure formulation for water in range 0 to 100 C. A revision*. J. Res. Natl. Bur. Stand. A, 80, pp.775-785.

[43] Lewis, W.K., 1962. *The evaporation of a liquid into a gas*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 5(1-2), pp.109-112.

[44] Bedingfield, C.H. and Drew, T.B., 1950. *Analogy between heat transfer and mass transfer*. Industrial & Engineering Chemistry, 42(6), pp.1164-1173.

[45] Bosnjakovic, F., 1935. *Technische Thermodynamik, Erster Teil*. Theodor Steinkopf, Dresden und Leipzig.

[46] Poppe, M. and Rögener, H., 1991. *Berechnung von rückkühlwerken*. VDI Wärmeatlas, pp. Mi.

[47] Bourillot, C., 1983. *Hypotheses of calculation of the water flow rate evaporated in a wet cooling tower (No. EPRI-CS-3144-SR)*. Electricite de France, 78-Chatou. Dept. Transferts Thermiques et Thermodynamique.

[48] Grange, J.L., 1994. *Calculating the evaporated water flow in a wet cooling tower (No. EDF--95-NB-00067)*. Electricite de France (EDF).

[49] Bacha, H.B., Maalej, A.Y., Dhia, H.B., Ulber, I., Uchtmann, H., Engelhardt, M. and Krelle, J., 1999. *Perspectives of solar-powered desalination with the "SMCEC"*

technique. Desalination, 122(2-3), pp.177-183.

[50] Orfi, J., Laplante, M., Marmouch, H., Galanis, N., Benhamou, B., Nasrallah, S.B. and Nguyen, C.T., 2004. *Experimental and theoretical study of a humidification-dehumidification water desalination system using solar energy*. Desalination, 168, pp.151-159.

[51] Onda, K., Takeuchi, H. and Okumoto, Y., 1968. *Mass transfer coefficients between gas and liquid phases in packed columns*. Journal of Chemical Engineering of Japan, 1(1), pp.56-62.

[52] Lienhard, J.H., 2013. *A heat transfer textbook*. Courier Corporation.

[53] Pirompugd, W., Wongwises, S. and Wang, C.C., 2006. *Simultaneous heat and mass transfer characteristics for wavy fin-and-tube heat exchangers under dehumidifying conditions*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 49(1), pp.132-143.

[54] Smirnov, G.F. and Lukanov, I.I., 1972. *Study of heat transfer from freon-11 condensing on a bundle of finned tubes*. Heat Transfer-Soviet Research, 4(3), pp.51-56..

[55] Gnielinski, V., 1976. *New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow*. Int. Chem. Eng., 16(2), pp.359-368.

[56] Swanee, P.K. and Jain, A.K., 1976. *Explicit equations for pipeflow problems*. Journal of the hydraulics division, 102(5).

[57] Dai, Y.J. and Zhang, H.F., 2000. *Experimental investigation of a solar desalination unit with humidification and dehumidification*. Desalination, 130(2), pp.169-175.

[58] Kröger, D.G., 2004. *Air-cooled heat exchangers and cooling towers (Vol. 1)*. PennWell Books.

[59] Kloppers, J.C., 2003. *A critical evaluation and refinement of the performance prediction of wet-cooling towers (Doctoral dissertation, Stellenbosch: University of Stellenbosch)*.

[60] Zamen, M., Amidpour, M. and Rezakhani, N., 2015. *Theoretical and experimental investigation of humidification process in supersaturated state*. Desalination, 369, pp.165-174.

[61] Bari, S. and Hossain, S.N., 2013. *Waste heat recovery from a diesel engine using shell and tube heat exchanger*. Applied Thermal Engineering, 61(2), pp.355-363.

[62] Di Battista, D., Mauriello, M. and Cipollone, R., 2015. *Waste heat recovery of an ORC-based power unit in a turbocharged diesel engine propelling a light duty vehicle*. Applied Energy, 152, pp.109-120.

[63] Kröger, D.G., 2004. *Air-cooled heat exchangers and cooling towers (Vol. 1)*. PennWell Bo

Abstract

Due to population growth and technology advancement and according to limited and exuberant nature of fresh water sources, some areas of the planet earth especially developing countries will suffer from a depression crisis. Given that the oceans and seas are massive water resources on the planet earth, therefore, the use of sweeteners to sweeten the waters of the seas and oceans can be a good option to deal with this crisis. Common thermal water desalination like MSF and MED, are appropriate for high capacities of water production, and are not designed for the local usages. But due to the development of distributed power generation in the country it is also necessary to develop a suitable method for low capacities. HD desalination system is one of relatively new methods for dispersing water production in low capacities. HD system is made up from three parts: humidifier, dehumidifier and heat source. The heat source of such a system could be solar or low temperature heat lost sources. So in this research a closed air cycle HD desalination system which drives with 1-MW natural gas engine heat losses is modeled and designed. To do this, first, engine part equations and two main parts of desalination system: humidifier and dehumidifier equations are extracted and then the full model is provided in the Matlab environment. Considering the salty water properties on fresh water production in modeling, Investigating the effect of closing the air cycle relative to open cycle in the past work, Evaluate the effect of pressure change in each of the two main parts of the sweetener and Modeling the engine and examining the effect of the heat exchanger pressure drop on power generation Among the cases discussed in this thesis. In the following, a parametric analysis and the performance of desalination system were studied. The results of the parametric analysis shows that by increasing salinity the amount of production for both open and closed cycles decreases, With the difference that the production value for the closed cycle is 5% more than the amount of production for an open cycle. Also by reducing the pressure of the humidifier and increasing the pressure of the dehumidifier, Compared to fixed pressure system (under atmospheric pressure), for humidifier pressure of 50-kpa and the pressure ratio of 2.3 production increases by 60%. Finally the design of proposed system is based on the parameters obtained for both constant and variable system is presented. For the proposed scheme, by a 1-MW engine and using a fixed pressure system about 17.8 cubic meters per day can be produced, which this amount

for a variable pressure system increased to about 20.6 cubic meters per day.

Keywords: HD desalination system, Variable pressure HD system, Natural gas engine, Back pressure, Sea water properties



Shahrood University of Technology

Faculty of Mechanical and Mechatronics Engineering

M.Sc. Thesis in Energy Conversion Engineering

**Modeling and Desining of Combined Closed Air HD Desalination
System and DG Engine**

Behzad Rostami

Supervisors:

Dr. Ali Sarreshtedari

Dr. Mohammad Zamen

January 2018