

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



دانشکده مهندسی مکانیک و مکاترونیک

پایان نامه کارشناسی ارشد

رشته مهندسی سیستم های انرژی

گرایش سیستم های انرژی

مدلسازی و ارزیابی تجربی سیستم هیبریدی آب شیرین کن رطوبت زنی - رطوبت زدایی و سیکل تبرید تراکمی

نگارنده: محمد رهنما

اساتید راهنما

دکتر محمد ضامن

دکتر محمد حسین احمدی

مهرماه ۱۴۰۰

اگر چه چند صبحی است از لذت حضور در کنار مادر که برایم نماد امید و یآوری دلسوز در زندگی بود محروم گشته‌ام، خدا را بسیار شاکرم که از همراهی پدری مهربان برخوردارم که در تمام مراحل، پشتیبانی فداکار و همراه تمام دشواری‌ها و سختی‌های این راه بوده و بی شک بدون حمایت‌های این دو طی این مسیر ناممکن می‌نمود. همچنین همواره قدردان همراهی خواهر عزیزم هستم که دلگرمی سخت‌ترین روزهای زندگی‌م بوده و هست.

تقدیم به روح مادرم و وجود پدر و خواهر عزیزم که وجودشان شادی بخش و صفایشان مایه آرامش من است.

تشکر و قدردانی

انجام این پروژه را مدیون زحمات اساتید فرزانه ام، جناب آقایان دکتر ضامن و دکتر احمدی 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 اندیشه ات مظفر باد

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

تعمدنامه

اینجانب محمد رهنما دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته مهندسی سیستم‌های انرژی دانشکده مهندسی مکانیک دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان‌نامه "مدلسازی و ارزیابی تجربی سیستم هیبریدی متشکل از آب شیرین کن رطوبت زنی - رطوبت زدایی و سیکل تبرید تراکمی" تحت راهنمایی دکتر محمد ضامن و دکتر محمد حسین احمدی متعهد می‌شوم.

- تحقیقات در این پایان‌نامه توسط اینجانب انجام شده است و از صحت و اصالت برخوردار است .
- در استفاده از نتایج پژوهشهای محققان دیگر به مرجع مورد استفاده استناد شده است .
- مطالب مندرج در پایان‌نامه تاکنون توسط خود یا فرد دیگری برای دریافت هیچ نوع مدرک یا امتیازی در هیچ جا ارائه نشده است .
- کلیه حقوق معنوی این اثر متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می‌باشد 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 پایان‌نامه تأثیرگذار بوده اند در مقالات مستخرج از پایان‌نامه رعایت می‌گردد.
- در کلیه مراحل انجام این پایان‌نامه ، در مواردی که از موجود زنده (یا بافتهای آنها) استفاده شده است ضوابط و اصول اخلاقی رعایت شده است .
- در کلیه مراحل انجام این پایان‌نامه، 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 می‌باشد . این مطلب باید به نحو مقتضی در تولیدات علمی مربوطه ذکر شود . استفاده از اطلاعات و نتایج موجود در پایان‌نامه بدون ذکر مرجع مجاز نمی‌باشد.

چکیده

با توجه به رشد جمعیت و نیاز روز افزون به آب آشامیدنی، استفاده از روش‌های جدید تولید آب شیرین از منابع شور ضروری به نظر می‌رسد. همچنین این نکته نیز حائز اهمیت می‌باشد که فرایندهای شیرین‌سازی آب از جمله فرآیندهای با شدت مصرف انرژی بالا محسوب می‌گردند. از این رو، توسعه دستگاه‌های آب‌شیرین‌کن با مصرف پایین انرژی یا با قابلیت استفاده از منابع اتلافی انرژی همواره مورد توجه محققان بوده است. یکی از گزینه‌های مطرح شده در این زمینه، آب‌شیرین‌کن‌های رطوبت‌زنی-رطوبت‌زدایی (HDH) می‌باشند که به دلیل انجام فرایند تبخیر در دمایی پایین تر از نقطه جوش آب، امکان استفاده از منابع اتلافی یا منابع تجدیدپذیر انرژی را فراهم نموده است. همچنین این آب شیرین‌کن دارای عملکرد بسیار مناسب در ابعاد کوچک و خانگی بوده و برای تامین نیاز آب شیرین مناطق دور از دسترس قابل استفاده می‌باشد.

در این پایان نامه ترکیب آب‌شیرین‌کن رطوبت‌زنی-رطوبت‌زدایی با یک سیکل تبرید تراکمی مورد بررسی تجربی قرار گرفته است. بدین صورت که از گرمای کندانسور برای تامین انرژی فرآیند رطوبت‌زنی و از سرمای اواپراتور برای تامین سرمایش رطوبت‌زدایی استفاده گردیده است. علاوه بر ساخت و تست دستگاه، مدلسازی ترمودینامیکی سیکل نیز انجام شده و اعتبار سنجی مدل با استفاده از داده‌های آزمایشگاهی مورد بررسی قرار گرفته است.

بر اساس نتایج بدست آمده میزان تولید آب شیرین این دستگاه میزان ۱ لیتر در هر ساعت می‌باشد. همچنین انرژی مخصوص مصرفی این دستگاه ۱,۱ کیلو وات و GOR آن ۰,۹۸ می‌باشد.

کلمات کلیدی: آب‌شیرین‌کن HDH، رطوبت زنی-رطوبت زدایی، چرخه تبرید تراکمی، شدت مصرف انرژی، ضریب عملکرد اصلاح شده

لیست مقالات مستخرج از پایان نامه

۱- محمد رهنما، محمد ضامن، محمد حسین احمدی، حسین عشقی، علی غلامی مدلسازی و تحلیل آب شیرین کن خورشیدی HD-RC، ششمین کنفرانس سالیانه انرژی پاک، دانشگاه شیراز، ۱۳۹۸

فهرست مطالب

د	فهرست جداول
ه	فهرست اشکال
ز	فهرست علائم
۱	فصل ۱ : مقدمه
۲	۱-۱ مقدمه
۳	۱-۲ فناوری های مختلف آب شیرین کن
۴	۱-۲-۱ انواع آب شیرین کن ظرفیت بالا
۸	۱-۲-۲ روش های شیرین سازی با ظرفیت پایین
۱۲	۱-۳ تشریح انواع آب شیرین کن HDH
۱۲	۱-۳-۱ انواع آب شیرین کن HDH بر اساس سیکل آب و هوای در گردش
۱۶	۱-۳-۲ انواع آب شیرین کن HDH بر اساس سیستم متصل به آن
۱۷	۱-۴ تلفیق پمپ حرارتی و آب شیرین کن HDH :
۱۹	فصل ۲ پیشینه پژوهش
۲۰	۲-۱ پیشینه پژوهش
۲۷	۲-۲ معرفی پژوهش حاضر و نوآوری طرح
۲۹	فصل ۳ ساخت دستگاه و انجام آزمایش
۳۰	۳-۱ طراحی اولیه دستگاه
۳۱	۳-۱-۱ اواپراتور سیکل تبرید

۳۴	۳-۱-۲ کندانسور سیکل تبرید
۳۸	۳-۲ ابزارهای اندازه گیری
۳۸	۳-۲-۱ اندازه گیری ولتاژ و جریان
۳۸	۳-۲-۲ اندازه گیری دما
۳۹	۳-۲-۳ اندازه گیری سرعت باد
۴۰	۳-۲-۱ اندازه گیری فشار سیکل
۴۱	۳-۳ طراحی آزمایش و انجام تست دستگاه
۴۲	۳-۴ تحلیل نتایج آزمایش
۴۴	۳-۴-۱ بررسی اثر دمای آب شور ورودی بر تولید آب شیرین
۴۵	۳-۴-۲ اثر سرعت هوای در گردش بر تولید میزان آب شیرین
۴۵	۳-۴-۳ اثر دبی آب شور بر تولید آب شیرین

فصل ۴ مدلسازی و اعتبارسنجی ۴۷

۴۸	۴-۱ مقدمه
۴۹	۴-۲ مدلسازی دستگاه
۴۹	۴-۲-۱ مدلسازی سیکل هوا و آب در گردش (بخش HDH)
۵۰	۴-۲-۲ مدلسازی سیکل تبرید (بخش RC)
۵۳	۴-۳ اعتبار سنجی

فصل ۵ ارزیابی عملکرد و بررسی اقتصادی پژوهش حاضر ۵۷

۵۸	۵-۱ ضریب عملکرد اصلاح شده (MCOP)
۵۹	۵-۲ شدت مصرف انرژی
۶۰	GOR ۵-۳ (بازده آبشیرینکن)
۶۱	۵-۴ نسبت بازیابی آب (RR) و غلظت نمک مخازن

۵-۵ تحلیل اقتصادی پژوهش حاضر..... ۶۳

۵-۵-۱ محاسبه هزینه‌های ثابت:..... ۶۴

۵-۵-۲ محاسبه هزینه‌های متغیر:..... ۶۵

فصل ۶ نتیجه گیری و پیشنهادات ۶۹

۶-۱ نتیجه گیری ۷۰

۶-۲ پیشنهادات ۷۲

پیوست ۷۳

مراجع ۷۵

فهرست جداول

- جدول ۱-۳ انواع آزمایش طراحی شده توسط نرم افزار minitab ۴۴
- جدول ۱-۵ بررسی عملکرد چند سیستم مشابه آب شیرین کن مورد مطالعه ۶۶
- جدول ۲-۵ هزینه تجهیزات استفاده شده در دستگاه ۷۰
- جدول ۳-۵ مجموع هزینه ساخت دستگاه مورد بررسی ۷۲

فهرست اشکال

- شکل ۲-۱ مقادیر منابع آب شور و شیرین در جهان [4] ۲
- شکل ۳-۱ سهم سیستم‌های مختلف آب شیرین کن در تولید آب آشامیدنی [4] ۳
- شکل ۴-۱ دسته بندی انواع سیستم آب شیرین کن بر اساس تکنیک و ظرفیت شیرین سازی [۵] ۳
- شکل ۵-۱ شماتیک آب شیرین کن تبخیر ناگهانی چند مرحله‌ای [7] ۴
- شکل ۶-۱ شماتیک سیستم آب شیرین کن تقطیر چند اثره [10] ۵
- شکل ۷-۱ (الف) فیلتریک آب شیرین کن اسمز معکوس ب) شماتیک روش اسمز معکوس [13] ۶
- شکل ۸-۱ شماتیک شیرین سازی به روش تراکم بخار ۷
- شکل ۹-۱ شماتیک آب شیرین کن الکترو دیالیز [۱۶] ۷
- شکل ۱۰-۱ شماتیک یک سیستم شیرین سازی انجمادی [16] ۸
- شکل ۱۱-۱ آب شیرین کن تقطیر حوضچه‌ای خورشیدی [۱۴] ۹
- شکل ۱۲-۱ شماتیک یک آب شیرین کن اسمز مستقیم [18] ۹
- شکل ۱۳-۱ شماتیک یک آب شیرین کن HDH [25] ۱۰
- شکل ۱۴-۱ رابطه دما و رطوبت اشباع هوا [26] ۱۱
- شکل ۱۵-۱ دسته بندی انواع آب شیرین کن HDH بر اساس سیکل هوا و آب در گردش [29] ۱۲
- شکل ۱۶-۱ شماتیک آب شیرین کن HDH (CAOW-AH) [۲۳] ۱۳
- شکل ۱۷-۱ شماتیک آب شیرین کن HDH (OAOW-AH) [23] ۱۳
- شکل ۱۸-۱ شماتیک آب شیرین کن HDH (OAOW-AH) [23] ۱۴
- شکل ۱۹-۱ شماتیک آب شیرین کن HDH (OAOW-AH) [23] ۱۵
- شکل ۲۰-۱ شماتیک آب شیرین کن HDH (OAOW-WH) [23] ۱۶
- شکل ۲۱-۱ دسته بندی انواع آب شیرین کن HDH بر اساس سیکل متصل به آن بعنوان منبع تامین حرارت ۱۶
- شکل ۲۲-۱ تلفیق سیکل تبرید تراکم بخار با آب شیرین کن HD ۱۷
- شکل ۱-۲ شماتیک یک دستگاه آب شیرین کن متصل به پمپ حرارتی [۳۱] ۲۲
- شکل ۲-۲ شماتیک یک آب شیرین کن رطوبت زنی-رطوبت زدایی [۳۲] ۲۳
- شکل ۳-۲ شماتیک آب شیرین کن HDH آ. متصل به پمپ حرارتی با گرمایش هوا ب. متصل به پمپ حرارتی با گرمایش آب پ. متصل به پمپ حرارتی با گرمایش آب و گرمکن الکتریکی [37] ۲۴
- شکل ۴-۲ نمای کلی یک آب شیرین کن رطوبت زنی-رطوبت زدایی متصل به پمپ حرارتی [۳۴] ۲۵
- شکل ۵-۲ شماتیک کلی پژوهش حاضر ۲۸

شکل ۱-۳	کندانسور و اواپراتور	۳۶
شکل ۲-۳	تصاویری از ساخت محفظه و دستگاه نهایی	۳۶
شکل ۳-۳	شکل نهایی دستگاه	۳۷
شکل ۴-۳	دستگاه پاور آنالایزر	۳۸
شکل ۵-۳	ابزار اندازه گیری دما	۳۹
شکل ۶-۳	سنسور و نمایشگر دستگاه Hot wire	۴۰
شکل ۷-۳	فشار سنج مورد استفاده در دستگاه	۴۰
شکل ۸-۳	نمایش نمودار سایکرومتریک جریان هوای در گردش درون آب شیرین کن برای یک آزمایش مشخص ب . نقاط کاری سیکل تبرید در همان آزمایش	۴۳
شکل ۹-۳	بررسی تجربی اثر دمای آب شور ورودی بر میزان تولید آب شیرین	۴۴
شکل ۱۰-۳	بررسی تجربی اثر سرعت هوای در گردش بر میزان تولید آب شیرین	۴۵
شکل ۱۱-۳	بررسی تجربی اثر دبی آب شور ورودی بر میزان تولید آب شیرین	۴۶
شکل ۱-۴	شماتیک سیکل تبرید به کار رفته در دستگاه آب شیرین کن HDH	۵۰
شکل ۲-۴	مقایسه نرخ آزمایشگاهی و تئوری تولید آب شیرین توسط آب شیرین کن HDH	۵۳
شکل ۳-۴	مقایسه دبی جرمی مبرد در دو مبدل حرارتی سیکل تبرید تراکمی	۵۴
شکل ۴-۴	مقایسه دبی جرمی آزمایشگاهی و تئوری هوای در گردش در آب شیرین کن	۵۵
شکل ۱-۵	بررسی تجربی ضریب عملکرد اصلاح شده دستگاه	۵۹
شکل ۲-۵	مصرف مخصوص تجربی آب شیرین کن HDH مورد مطالعه	۵۹
شکل ۳-۵	بررسی تجربی GOR آب شیرین کن HDH مورد مطالعه	۶۰
شکل ۴-۵	شماتیک دستگاه آب شیرین کن HD مورد مطالعه	۶۲
شکل ۵-۵	درصد بازیابی بر حسب دبی پساب	۶۳
شکل ۶-۵	غلظت نهایی مخزن بر حسب دبی پساب	۶۳

فهرست علائم

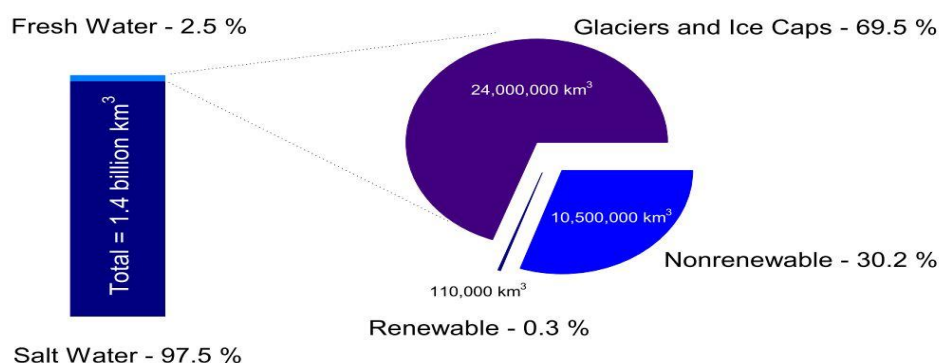
پارامتر	واحد	توضیحات
V	V	ولتاژ
I	A	جریان الکتریکی
A	m ²	سطح مقطع کانال هوا
$\dot{m}_{water_in}$	L/min	دبی جرمی آب شور
$\dot{m}_p$	L/hr	دبی جرمی آب شیرین
		تولیدی
$\dot{m}_b$	L/hr	دبی جرمی آب نمک
v	m/sec	سرعت هوای در گردش
P_{elec}	kW	توان الکتریکی مصرفی
ρ_{dry}	kg/m ³	چگالی هوای خشک
ω	kg/kg	نسبت رطوبت هوای خشک
G_{dry}	kg/s	دبی هوای خشک
G_{wet}	kg/s	دبی هوای مرطوب
ref	-	جریان مبرد
top	-	نقطه خروجی هوا از کندانسور
$bott$	-	نقطه ورودی هوا به اواپراتور
h	-	رطوبت زن
dh	-	رطوبت زدا
Re	-	عدد رینولدز

پارامتر	واحد	توضیحات
h_f	-	اثر فیلم آب بر ضریب انتقال حرارت
U_o	w/m ² -k	ضریب کلی انتقال حرارت
Pr	-	پرنتل
μ	kg/m-s	لزجت

فصل ۱ : مقدمه

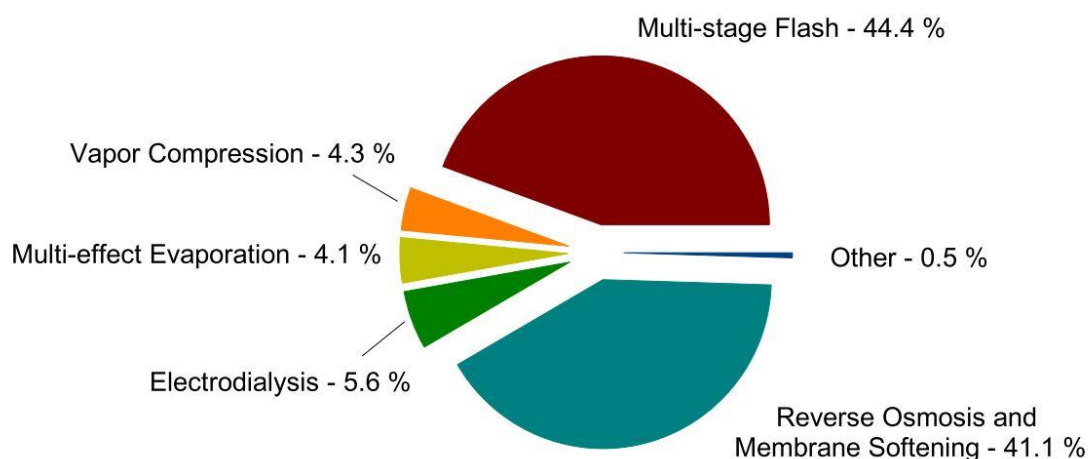
۱-۱ مقدمه

آب و انرژی دو نیاز غیر قابل انکار در زندگی بشر محسوب می‌شود. امروزه به دلیل افزایش نرخ رشد جمعیت از یک سو و کاهش نزولات جوی به دلیل آسیب‌های ناشی از فعالیت انسان به محیط زیست از سوی دیگر، دسترسی به منابع آب آشامیدنی در اکثر مناطق جهان به یک نگرانی بدل شده است. از طرف دیگر، بر اساس شکل ۱-۱، محدودیت منابع آب قابل شرب به تنها ۲,۵ درصد از کل منابع آبی جهان، نیاز به انجام فرایندهای شیرین‌سازی آب را به یک الزام مبدل ساخته است [1]. همچنین این نکته حائز اهمیت می‌باشد که فرایندهای شیرین‌سازی از جمله فرایندهای پر مصرف از لحاظ انرژی می‌باشند که در درازمدت سبب آسیب بیشتر به محیط زیست می‌گردد. از این رو انتخاب یک روش با مصرف کمتر انرژی و بهینه‌سازی مصرف انرژی فرایندهای موجود شیرین‌سازی، از اهمیت بالایی برخوردار است [2]. این موضوع در سال‌های اخیر، سبب مورد توجه قرار گرفتن شیوه‌های مختلف شیرین‌سازی آب ارائه شده در شکل ۱-۲ گردیده است. انواع مختلف سیستم‌های آب‌شیرین‌کن به طور کلی در سه دسته فرایندهای حرارتی، غشایی و شیمیایی قابل دسته‌بندی می‌باشند. همانگونه که مشخص است در سیستم‌های آب‌شیرین‌کن حرارتی، از حرارت برای تبخیر و سپس میعان آب به منظور تولید آب شرب استفاده می‌گردد در حالی که در انواع غشایی، با عبور آب از یک غشا یا فیلتر عملیات جداسازی نمک‌های موجود در آب به صورت فیزیکی انجام می‌گردد [3].



شکل ۱-۲ مقادیر منابع آب شور و شیرین در جهان [4]

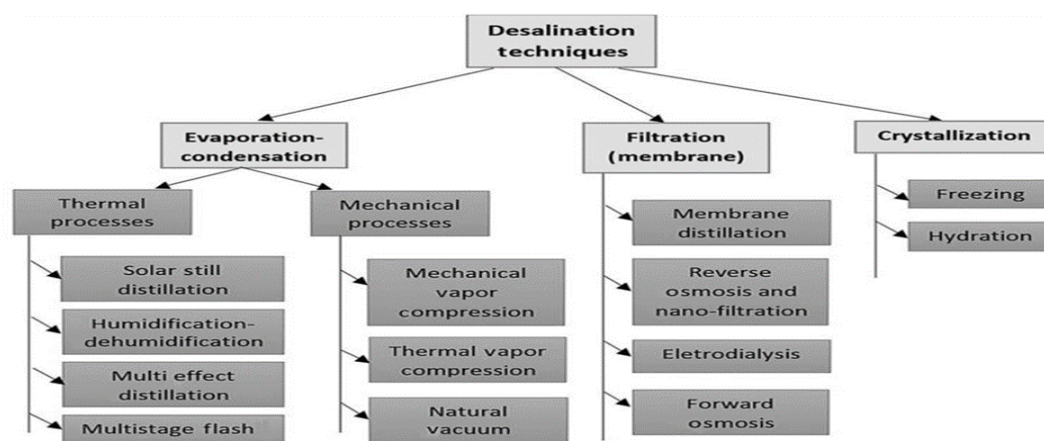
به صورت کلی سیستم‌های آب شیرین کن حرارتی در مناطقی با غلظت نمک بالا و منابع انرژی ارزان قیمت مورد استفاده قرار می‌گیرد در حالی که سیستم‌های غشایی مانند اسمز معکوس به دلیل حجم شیرین سازی بالا و قابلیت انعطاف پذیری در میزان تولید آب شیرین مورد استقبال قرار گرفته‌اند.[4]



شکل ۳-۱ سهم سیستم‌های مختلف آب شیرین کن در تولید آب آشامیدنی [4]

۱-۲ فناوری های مختلف آب شیرین کن

علاوه بر تقسیم بندی ذکر شده در قسمت قبل، آب شیرین کن‌ها را می‌توان از لحاظ ظرفیت شیرین سازی آب نیز طبقه بندی نمود. در ادامه به تفصیل، انواع آب شیرین کن موجود در این دسته بندی معرفی می‌گردند. در شکل ۳-۱ فناوری‌های مختلف آب شیرین کن و زیر مجموعه‌ی این روش‌ها معرفی گردیده است.



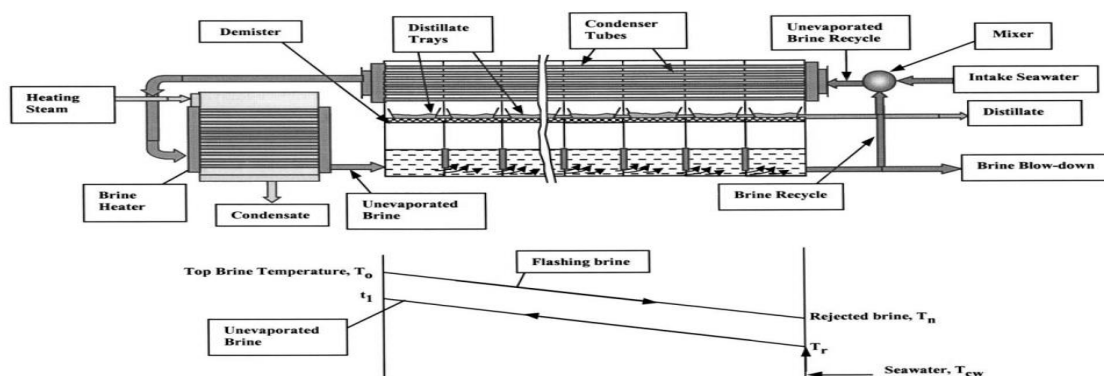
شکل ۴-۱ دسته بندی انواع سیستم آب شیرین کن بر اساس تکنیک و ظرفیت شیرین سازی [5]

۱-۲-۱ انواع آب شیرین کن ظرفیت بالا

از انواع آب شیرین کن با ظرفیت بالا که از فرایندهای حرارتی بهره می‌برند، می‌توان به تبخیر ناگهانی چندمرحله‌ای^۱ (MSF)، تقطیر چنداثره (MED)^۲ و روش متراکم سازی بخار همچنین انواع تجاری آب شیرین کن با روش غشایی، اسمز معکوس^۳ (RO) و الکترودیالیز (ED)^۴ را نام برد [5].

۱-۲-۱-۱ آب شیرین کن تبخیر ناگهانی^۵

این سیستم، یکی از متداول ترین و پرکاربردترین سیستم‌های مورد استفاده در زمینه شیرین سازی آب می‌باشد. این نوع آب شیرین کن که برای شیرین سازی آب دریا طراحی گردیده، ظرفیتی در بازه $10^3 \text{ m}^3/\text{day}$ (۵۰-۷۰) را دارا می‌باشد. بخار اشباع که وظیفه تبخیر آب شور را دارا می‌باشد در بازه دمایی $97^\circ\text{C} - 117^\circ\text{C}$ در لایه بیرونی لوله‌های کندانسور در حال حرکت می‌باشد و با تبدیل شدن به مایع گرمای قابل توجهی به جریان آب شور منتقل می‌نماید. این حرارت در حضور فشاری کمتر از فشار اتمسفریک سبب تبخیر بخشی از آب شور در هر مرحله می‌گردد و همانطور که قبلاً اشاره گردید، این بخار با پیش گرم کردن آب شور ورودی، مایع می‌گردد و از طریق سینی‌های تقطیر جمع آوری می‌شوند [6].



شکل ۱-۵ شماتیک آب شیرین کن تبخیر ناگهانی چند مرحله‌ای [7]

Multi stage flash^۱

Multi Effect desalination^۲

Reverse Osmosis^۳

Electro Dialysis^۴

Multi Stage Flash (MSF)^۵

۱-۲-۱-۲ آب شیرین کن تقطیر چند مرحله‌ای

فناوری آب شیرین کن های تقطیر چند اثره یا به اختصار (MED^۱) از قدیمی ترین روش های شیرین سازی آب محسوب می گردد [7]. این روش شامل زیر انواعی از جمله جریان موازی^۲، جریان عمود^۳ و ترکیب با سیستم تراکم حرارتی بخار و تراکم مکانیکی بخار می باشد [8]. در یک سیستم متداول MED به طور ساده آب شور ورودی ابتدا در بویلر به صورت بخار داغ تبدیل می گردد. این بخار با ورود به اواپراتور اول آب شور را به بخار تبدیل نموده و سپس بخار حاصل به اواپراتور دوم وارد می گردد و نقش منبع حرارتی را ایفا نموده و آب شور موجود در اواپراتور دوم را تبخیر می نماید و این فرایند تا مرحله آخر ادامه می یابد. بنابراین در هر مرحله آب شور ورودی به آن مرحله بعنوان کندانسور بخار خروجی از مرحله قبل عمل می نماید. [9]

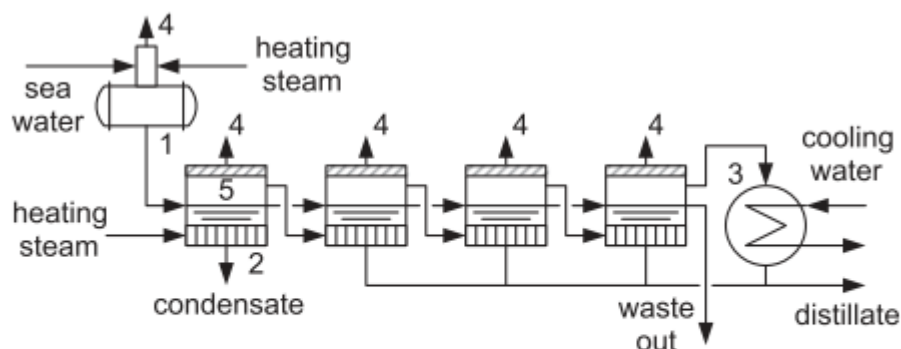


Fig. 3. Multi-effect distillation facility: 1—deaerator; 2—heat exchanger; 3—condenser; 4—to the vacuum system; 5—demister.

شکل ۶-۱ شماتیک سیستم آب شیرین کن تقطیر چند اثره [10]

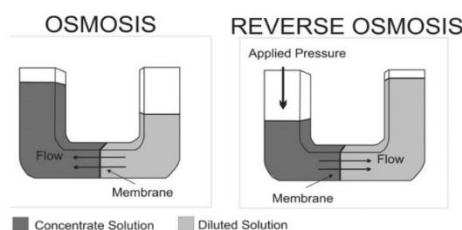
Multi Effect Distillation ^۱

Parallel flow^۲

Cross flow^۳

۳-۱-۲-۱ آب شیرین کن اسمز معکوس^۱

روش اسمز معکوس به عنوان گسترده‌ترین زیر مجموعه شیرین سازی با استفاده از مکانیزم غشایی شناخته می‌شود [11]. همچنین این روش قادر به شیرین سازی آب دریا و آب شور در ظرفیت‌های متفاوت از ۱۰۰۰ تا ۳۲۰۰۰۰ متر مکعب در روز می‌باشد [12]. به طور کلی، حضور دو سیال غلیظ و رقیق که به وسیله یک غشاء از یک دیگر جدا شده اند، وجود فشار نسبی ذاتی ناشی از اختلاف غلظت که فشار اسمزی نامیده می‌شود، سبب نفوذ سیال رقیق به داخل سیال غلیظ می‌گردد. این نفوذ تا برابر شدن غلظت دو سیال ادامه خواهد یافت که به این پدیده Osmosis می‌گویند. حال با اعمال فشاری بزرگتر از فشار اسمزی در قسمت مایع غلیظتر (آب شور)، این سیال برخلاف جهت طبیعی حرکت نموده و در اثر عبور از غشاء ناخالصی خود را از دست می‌دهد که به این پدیده اسمز معکوس می‌گویند [13].



ب



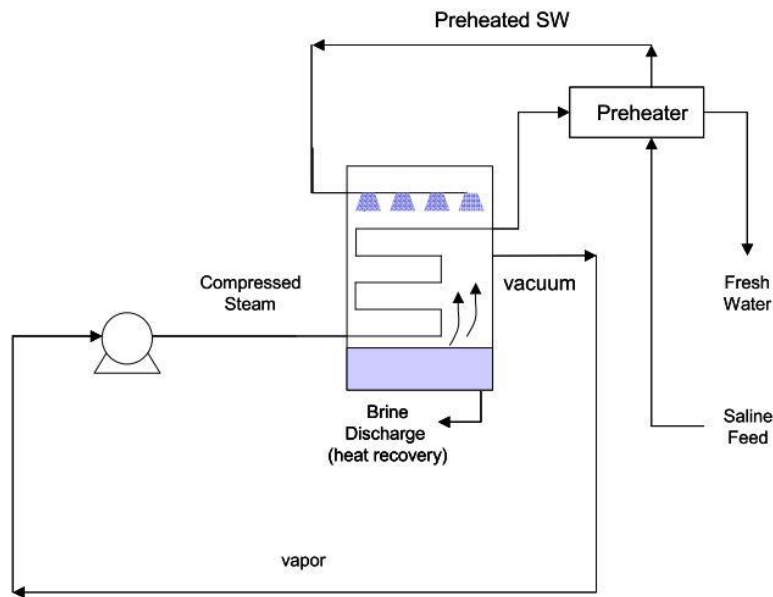
الف

شکل ۱-۷ الف) فیلتریک آب شیرین کن اسمز معکوس ب) شماتیک روش اسمز معکوس [13]

۴-۱-۲-۱ شیرین سازی به روش تراکم بخار^۲

در این روش شیرین سازی حرارت مورد نیاز برای تبخیر آب از فشرده سازی بخار استفاده می‌گردد. این نکته نیز حائز اهمیت می‌باشد که روش تراکم بخار ترمودینامیکی برای استفاده در واحدهای شیرین سازی با ظرفیت بالا و آب دریا مناسب است [12] و [14].

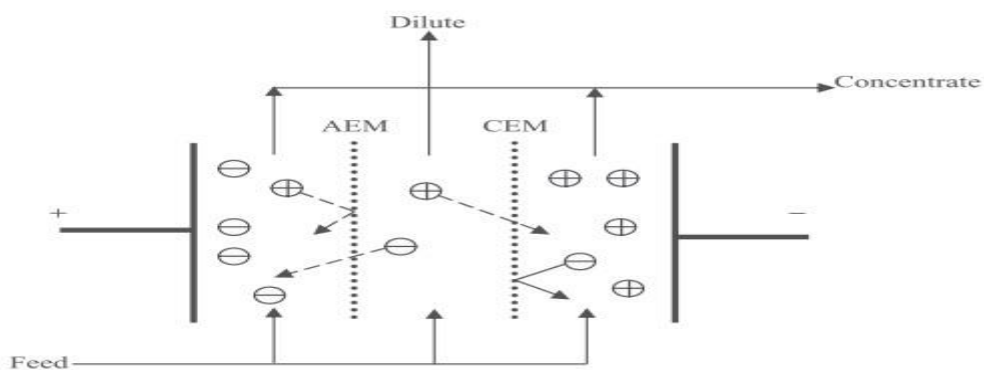
^۱ Reverse Osmosis Desalination
^۲ Vapor Compression Distillation (VC)



شکل ۸-۱ شماتیک شیرین سازی به روش تراکم بخار

۵-۱-۲-۱ آب شیرین الکترودیالیز^۱

یکی از جدیدترین زیر مجموعه‌های شیرین سازی آب به روش غشایی، روش الکترودیالیز می‌باشد. در این تکنیک شیرین سازی الکتروشیمیایی آب که بر اساس روش های غشایی می‌باشد [14]. این روش ظرفیت شیرین سازی آب شور تا $145000 \text{ m}^3/\text{day}$ را دارا می‌باشد [12].



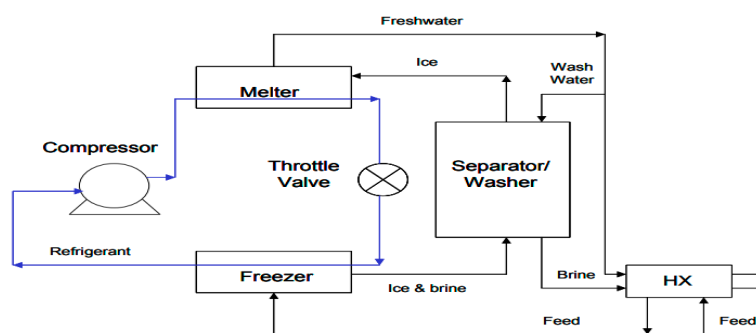
شکل ۹-۱ شماتیک آب شیرین کن الکترودیالیز [۱۶]

۲-۲-۱ روش های شیرین سازی با ظرفیت پایین

در چند سال گذشته اهمیت موضوع مصرف انرژی فرایندهای شیرین سازی آب و توجه ویژه به روش های پایدار در این زمینه، منجر به ظهور انواعی از سیستم های آب شیرین کن قابل راه اندازی با استفاده از انرژی اتلافی سایر سیستم ها و انرژی های تجدید پذیر گردیده است. همچنین ضرورت تامین آب مناطق دور از دسترس منجر به توسعه آب شیرین کن های با مقیاس کوچک شده است. واضح است که این روش ها از ظرفیتی پایین تر از سیستم های عنوان شده در بخش قبلی بهره می برند. این روش ها شامل انجماد، سیستم های تقطیر خورشیدی، تقطیر با تراکم مکانیکی بخار، رطوبت زنی-رطوبت زدایی و... می شود که در ادامه به تفصیل برخی از این موارد می پردازیم.

۱-۲-۲-۱ شیرین سازی به روش انجماد^۱

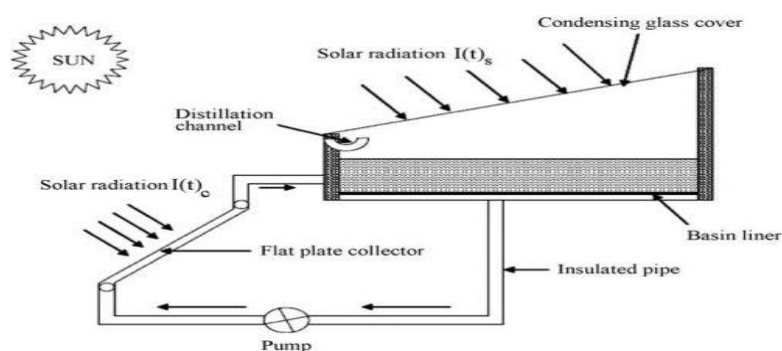
از دیگر روش های کمتر متداول شیرین سازی آب، انجماد می باشد. مبنای این روش بر اساس تغییر فاز آب از فاز مایع به فاز جامد می باشد در این روش با استفاده از سرمایش آب شور منجمد گردیده و با توجه به این موضوع که هنگام تشکیل بلورهای یخ امکان ورود ناخالصی به این بلورها وجود ندارد، آب منجمد شده، آب شیرین خواهد بود. [16].



شکل ۱۰-۱ شماتیک یک سیستم شیرین سازی انجمادی [16]

۱-۲-۲-۲ آب شیرین کن تقطیر حوضچه‌ای

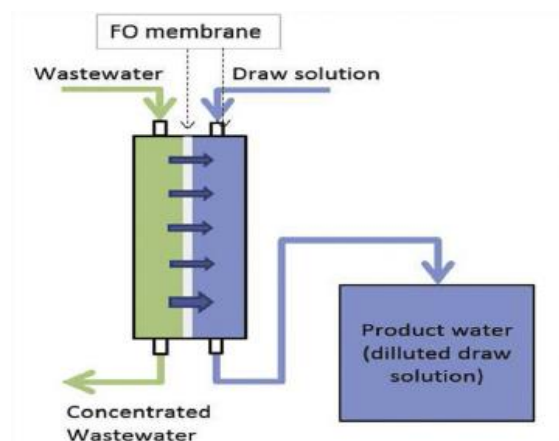
همانگونه که از نام این سیستم مشخص است، اساس کار این روش بر پایه حرارتی و با استفاده از انرژی خورشیدی عمل می‌نماید. در این روش، نور خورشید که از طریق پوشش شیشه‌ای روی دستگاه وارد سیستم گردیده و آب شور موجود در محفظه (حوضچه) دستگاه را تبخیر می‌نماید. سپس این بخار آب بر روی سطح داخلی پوشش شیشه‌ای تقطیر و جمع‌آوری می‌گردد که همان آب شیرین شده می‌باشد. [17]



شکل ۱۱-۱ آب شیرین کن تقطیر حوضچه‌ای خورشیدی [۱۴]

۱-۲-۲-۳ آب شیرین کن اسمز مستقیم کوچک

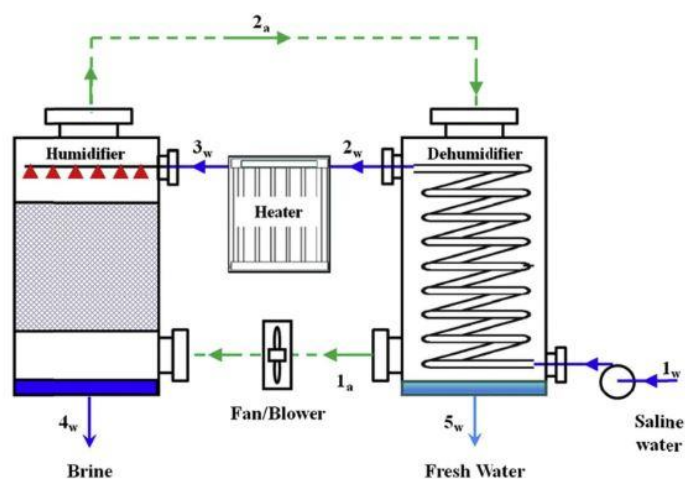
این روش نیز مانند روش اسمز معکوس از نوع غشایی و بر پایه اختلاف غلظت سیال در دو طرف یک غشا استوار است. در این روش تنها انرژی مورد نیاز، انرژی راه‌اندازی یک پمپ کوچک برای به جریان انداختن جریان آب در دو طرف غشا می‌باشد [18].



شکل ۱۲-۱ اسمتیک یک آب شیرین کن اسمز مستقیم [18]

۴-۲-۱ آب شیرین کن رطوبت زنی-رطوبت زدایی هوا^۱ (HDH)

همانطور که قبلاً ذکر گردید، انرژی مصرفی در سیستم‌های آب‌شیرین‌کن از مسائل مهم در انتخاب و طراحی نوع سیستم شیرین‌سازی می‌باشد. از این رو همواره تلاش برای بهبود یا ابداع دستگاه‌های شیرین‌سازی با راندمان بالا تر و مصرف انرژی کمتر، مد نظر طراحان بوده است. در این راستا، یکی از سیستم‌های حرارتی که در سال‌های اخیر با استقبال خوبی مواجه شده است، سیستم‌های رطوبت زنی-رطوبت زدایی می‌باشد. این سیستم دارای مزایایی نسبت به سایر سیستم‌های شیرین‌سازی می‌باشد. از جمله مزایای بسیار با اهمیت این روش، قابلیت راه‌اندازی این سیستم‌ها با مقادیر پایین انرژی می‌باشد [۱۹]. این قابلیت سبب می‌گردد این سیستم، به گزینه مناسبی برای استفاده از منابع انرژی جایگزین از جمله منابع تجدیدپذیر در شیرین‌سازی آب تبدیل شود [۲۰، ۲۱]. از دیگر مزایای این سیستم، می‌توان به این موضوع اشاره کرد که این سیستم به دلیل امکان راه‌اندازی با انرژی کم، قابلیت استفاده از انرژی حرارتی اتلافی سایر سیستم‌ها را به عنوان انرژی مورد نیاز برای انجام فرایند شیرین‌سازی را دارا می‌باشد [۲۲، ۲۳]. این سیستم‌ها نیروگاه‌ها در مقیاس بزرگ تا پمپ‌های حرارتی خانگی را شامل می‌شود [۲۴]. شماتیک یک سیستم رطوبت زایی-رطوبت زدایی متداول به صورت زیر می‌باشد.

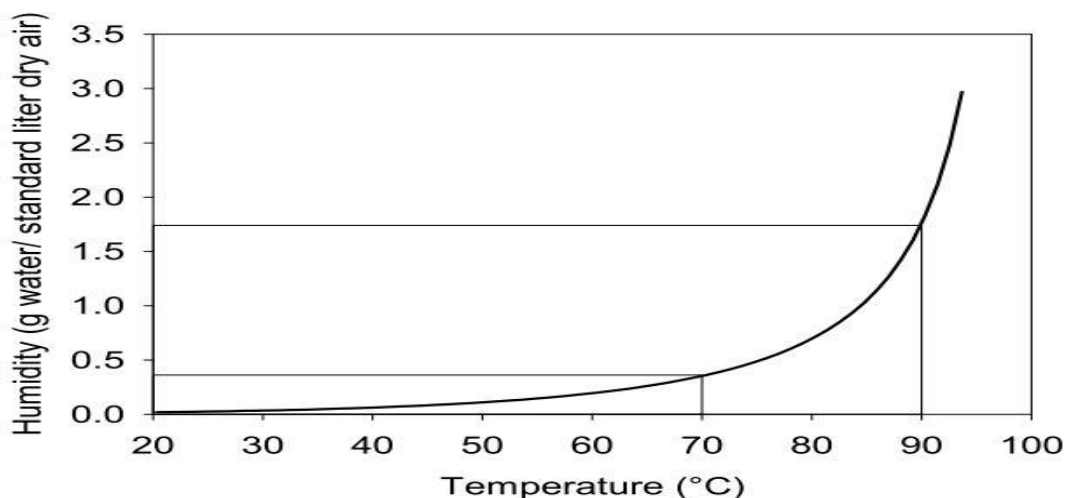


شکل ۱-۱۳ شماتیک یک آب شیرین کن HDH [25]

۵-۲-۱ فرایند رطوبت‌زنی-رطوبت‌زدایی

شیرین سازی آب به روش رطوبت‌زنی-رطوبت‌زدایی از زمان های بسیار دور، یکی از روش های دستیابی به آب خصوصا در مناطق گرم و خشک کره زمین بوده است. این امر به روش طبیعی یا به صورت مصنوعی و از طریق هدایت هوا به چاه هایی با دمای پایین تر از نقطه شبنم هوا و رطوبت زدایی آب انجام می‌گردد. اما استفاده از پدیده فیزیکی رطوبت‌زنی- رطوبت‌زدایی توسط Aristotle با بیان این موضوع که " به صورت تجربی اثبات شده است بخار آب، شیرین است و با تقطیر این بخار، نمک مجددا ایجاد نمی‌گردد." ارایه گردید [۲۶].

اساس کار فرایند رطوبت زنی همانند سایر مدل های حرارتی بر اساس تبخیر آب می‌باشد با این تفاوت که در روش رطوبت زنی، به جای انتقال بخار آب یا رطوبت خالص، جریان هوای اشباع وظیفه انتقال رطوبت را به عهده دارد بدین صورت که در محفظه رطوبت زنی با عبور جریان هوا و تماس مستقیم با آب، آب به جریان هوا نفوذ کرده که همین امر سبب می‌گردد تولید جریان هوای اشباع در دماهای پایین تر از دمای جوش آب امکان‌پذیر باشد [27] و این سیستم را به یک روش کارآمد برای مصارف شیرین سازی آب با استفاده از منابع حرارتی با دمای پایین تبدیل کند. در فرایند رطوبت زدایی نیز با عبور جریان هوای اشباع از محیط سرد، حرارت خود را از دست داده و به دلیل کاهش دما رطوبت اضافی خود را از دست داده و این رطوبت به صورت آب شیرین تقطیر می‌گردد. بر اساس مدل های ترمودینامیکی ارایه شده در هندبوک Perry، میزان رطوبت هوا در دمای محیط ناچیز می‌باشد اما با افزایش هر ۱۰ درجه سانتیگراد، میزان این رطوبت تقریبا به دو برابر افزایش خواهد یافت [۲۸].



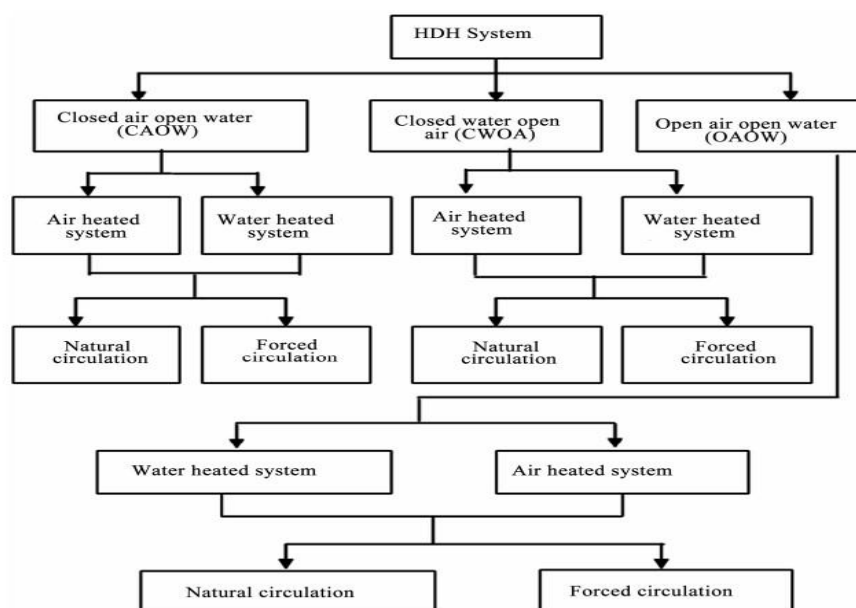
شکل ۱-۱۴ رابطه دما و رطوبت اشباع هوا [26]

۳-۱ تشریح انواع آب شیرین کن HDH

با توجه به گستردگی انواع آب شیرین کن HDH، دسته بندی های متفاوتی برای این روش شیرین سازی ارایه گردیده است. از متداول ترین دسته بندی های ارائه شده برای این آب شیرین کن، طبقه بندی بر اساس نوع سیکل هوای در گردش و آب در گردش و یا گرمایش هوا یا آب درون سیکل آب شیرین کن می باشد. یک دسته بندی دیگر نیز طبقه بندی بر اساس نوع سیکل متصل به آب شیرین کن برای تامین حرارت مورد نیاز فرایند رطوبت زنی می باشد.

۳-۱-۱ انواع آب شیرین کن HDH بر اساس سیکل آب و هوای در گردش

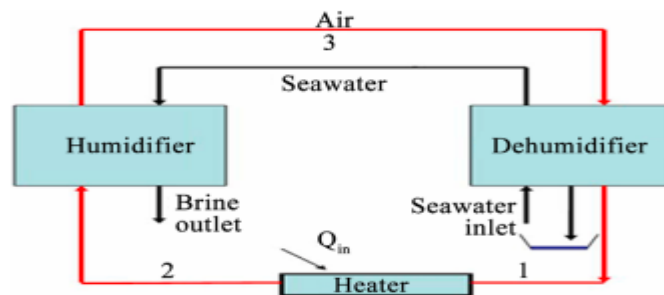
یک تقسیم بندی متداول آب شیرین کن های HDH بر اساس نوع گردش هوا و آب در سیکل آب شیرین کن می باشد



شکل ۱-۵ دسته بندی انواع آب شیرین کن HDH بر اساس سیکل هوا و آب در گردش [29]

۱-۳-۱-۱ آب شیرین کن HDH با سیکل بسته هوا-سیکل باز آب و گرمایش هوا^۱

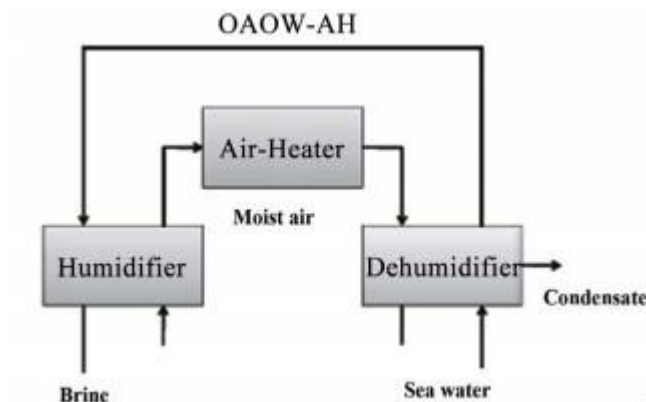
یک سیکل متداول در این دسته بندی سیکل هوای بسته با گرمکن های هوا می باشد. در این روش معمولاً هوا به وسیله کلکتورها و صفحات جاذب خورشیدی گرم شده سپس به بخش رطوبت زنی وارد می گردد. در این قسمت حرارت خود را به آب منتقل نموده و موجب تبخیر آب می گردد. سپس در بخش رطوبت زدا حرارت خود را از دست داده و آب شیرین نیز تقطیر می گردد. [29]



شکل ۱-۱۶ شماتیک آب شیرین کن HDH (CAOW-AH) [۲۳]

۱-۳-۱-۲ آب شیرین کن HDH با سیکل باز هوا-سیکل باز آب و گرمایش هوا^۲

این سیستم نیز غالباً زمانی مورد استفاده قرار می گیرد که از هوای گرم سایر سیکل ها بعنوان هوای سیکل استفاده گردد و این هوا تنها یک بار این مسیر رطوبت زنی-رطوبت زدایی را طی کند. در این سیستم نیز جریان آب و هوا ناهمسو می باشند [29].



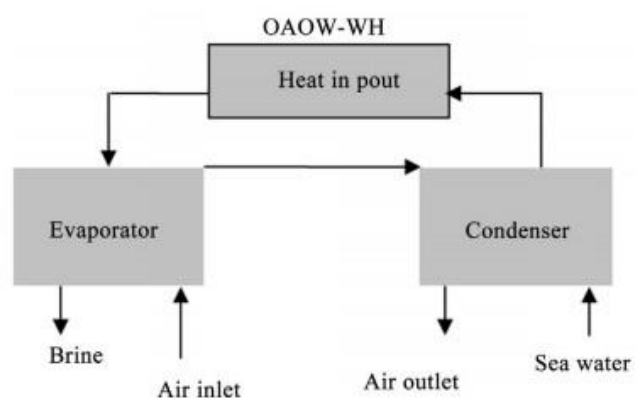
شکل ۱-۱۷ شماتیک آب شیرین کن HDH (OAOW-AH) [23]

^۱ Close air-open water-air heated (CAOW-AH)

^۲ open air-open water-air heated (OAOW-AH)

۱-۳-۱-۳ آب شیرین کن HDH با سیکل باز هوا - سیکل باز آب و گرمایش آب^۱

این سیستم نیز همانند سیکل هوای باز ، سیکل باز آب و گرمایش هوا عمل می کند با این تفاوت که به جای قرار گرفتن گرمکن در مسیر هوا، آب ورودی به سیستم گرم می گردد.



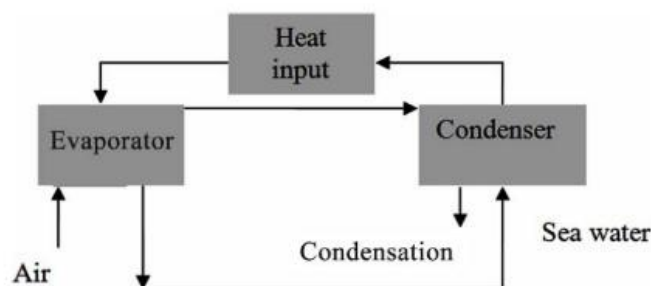
شکل ۱-۱۸ شماتیک آب شیرین کن HDH (OAOW-AH) [23]

۱-۳-۱-۴ آب شیرین کن HDH با سیکل باز هوا - سیکل بسته آب و گرمایش آب^۲

در این سیستم آب پس از پیش گرمایش در رطوبت زدا، وارد هیتر خورشیدی شده و سپس به رطوبت زدا وارد می شود. در این بخش هوای محیط نیز وارد رطوبت زدا شده و هوای مرطوب به رطوبت زدا انتقال می یابد . پس از دفع رطوبت به محیط تخلیه می گردد. از معایب این سیستم این است که به دلیل ظرفیت گرمایی بالای آب، در صورت سرد نشدن آب در گردش در سیکل عملیات رطوبت زدایی به خوبی انجام نشده و بر میزان تولید اثر منفی خواهد داشت.

^۱ open air-open water-air heated (OAOW-wH)

^۲ open air-open water-air heated (OAOW-WH)

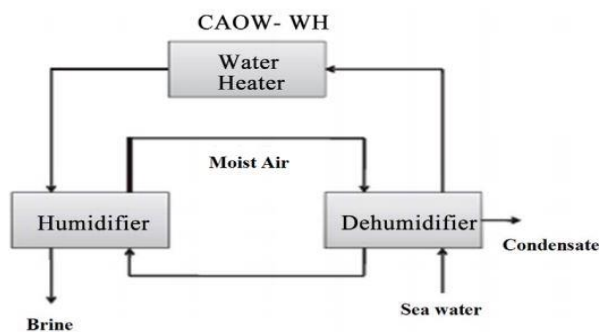


شکل ۱-۹ شماتیک آب شیرین کن HDH (OAOW-AH) [23]

۵-۱-۳ آب شیرین کن HDH با سیکل بسته هوا - سیکل باز آب و گرمایش آب^۱

در این سیستم آب شور قبل از ورود به دستگاه با دریافت حرارت از منبع حرارتی گرم می‌گردد و سپس وارد چرخه شیرین سازی می‌گردد. همچنین هوا طی یک چرخه بسته بین فرایند رطوبت زنی و رطوبت زدایی در گردش می‌باشد و در قسمت رطوبت‌زا به طور ناهمسو در تماس مستقیم با جریان آب قرار می‌گیرد. این جریان هوا بر اثر تماس با جریان آب دچار افزایش دما می‌گردد و همانطور که قبلاً اشاره گردید، این افزایش دما قابلیت جذب رطوبت هوا را تا وضعیت اشباع افزایش می‌دهد. سپس این هوای اشباع از روی چگالنده که معمولاً از یک مبدل پره لوله به منظور افزایش سطح انتقال حرارت استفاده می‌گردد، عبور داده می‌شود تا رطوبت خود را از دست دهد و تقطیر گردد. شایان ذکر است که حالت هوای در گردش در تمام انواع آب شیرین کن‌های HDH، اشباع فرض می‌گردد، از این رو هوا طی فرایند جذب و از دست دادن رطوبت یک مسیر را طی کرده و حرارت دریافتی و از دست داده شده دقیقاً به یک اندازه می‌باشد. این سیستم بعنوان رایج‌ترین نوع آب شیرین کن HDH شناخته می‌شود.

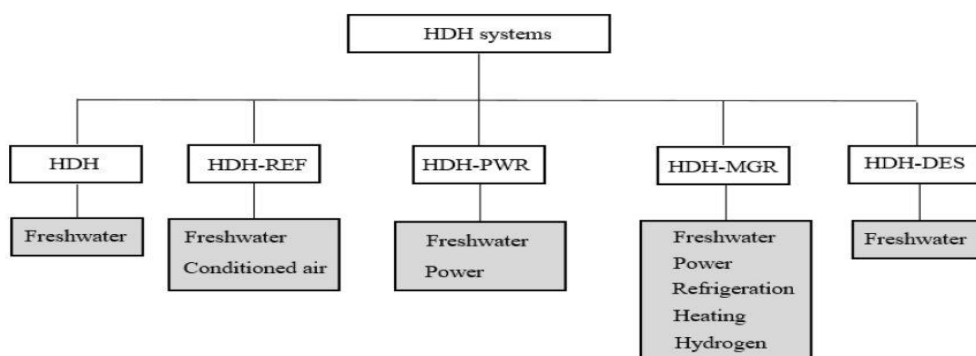
^۱ closed air-open water-water heated (OACW-WH)



شکل ۲۰-۱ شماتیک آب شیرین کن HDH (CAOW-WH) [23]

۲-۳-۱ انواع آب شیرین کن HDH بر اساس سیستم متصل به آن

همانطور که قبلا نیز اشاره گردید یکی از مزایای فرایند رطوبت‌زنی-رطوبت‌زدایی، امکان استفاده از حرارت تلفاتی سایر سیستم‌ها می‌باشد. از این رو یک دسته بندی سیستم‌های فرایند رطوبت‌زنی-رطوبت‌زدایی، بر اساس منبع تامین حرارت و نوع سیستم متصل شده به این فرایند می‌باشد. بعضی از این سیکل‌ها عبارت‌اند از سیکل‌های تولید توان، سیکل گرمایش و سرمایش و سیستم‌های تهویه مطبوع هوا. در این بین سیکل تبرید تراکمی بخار به دلیل تولید حرارت اتلافی با دمای مناسب، همچنین امکان فراهم ساختن سرمایش به منظور چگالش آب، گزینه بسیار مناسبی برای اتصال به یک سیکل آب شیرین کن رطوبت‌زنی-رطوبت‌زدایی می‌باشد.



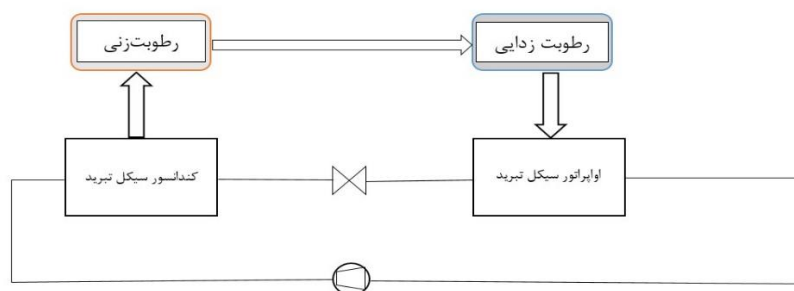
شکل ۲۱-۱ دسته بندی انواع آب شیرین کن HDH بر اساس سیستم متصل به آن بعنوان منبع تامین حرارت

۴-۱ تلفیق پمپ حرارتی و آب شیرین کن HDH :

پمپ حرارتی:

به طور کلی هر وسیله‌ای که یک فرایند را در ازای دریافت کار، در جهت معکوس جهت طبیعی انجام دهد، یک پمپ نامیده می‌شود. پمپ حرارتی نیز با دریافت انرژی، انتقال حرارت را در جهت معکوس و از محیط سردتر به به محیط گرم تر انجام می دهد. هر پمپ حرارتی معمولا دارای اجزای زیر است. به طور کلی اجزا سیکل تبرید شامل کمپرسور، شیر فشار شکن، کندانسور و اواپراتور می باشد. مبرد متراکم شده در کمپرسور، در بخش کندانسور حرارت خود را از دست می دهد. بنابراین این بخش، قابلیت تولید حرارت در سیکل را دارا می باشد. مبرد پس از ترک کندانسور با گذر از شیر فشار شکن و کاهش فشار، به منظور دریافت بار حرارتی به بخش اواپراتور وارد می شود. پس از دریافت بار حرارتی توسط مبرد، دمای آن افزایش می یابد که می‌توان بخش اواپراتور سیکل را جاذب حرارت در نظر گرفت.

وجود کندانسور و اواپراتور بعنوان دو منبع حرارتی با دمای مناسب در سیستم تبرید تراکمی بخار (RC) ، این چرخه را مناسب برای راه اندازی یک سیکل HD و بکارگیری از حرارت اتلافی بخش کندانسور به منظور افزایش دمای هوای سیکل رطوبت زنی نموده است. همچنین با عبور هوای اشباع از قسمت اواپراتور سیکل تبرید ، فرایند تقطیر انجام شده و عملیات شیرین سازی پایان می‌یابد.



شکل ۱-۲۲ تلفیق سیکل تبرید تراکم بخار با آب شیرین کن HD

فصل ۲۰ ششم پژوهش

۱-۲ پیشینه پژوهش

به دلیل گستردگی و تمایل روز افزون به استفاده از آب شیرین کن نوع رطوبت زنی-رطوبت زدایی، محققان بسیاری به بررسی این سیستم پرداخته اند و همچنین سیستم های کنونی را بهبود بخشیده اند که در ادامه به بررسی بعضی از این موارد می پردازیم:

Seifert و همکاران با ارائه یک تحقیق مروری در زمینه اساس شکل گیری و استفاده از سیستم های آب شیرین کن های مختلف، به بررسی پیشینه استفاده از این سیستم ها از دیرباز پرداخته اند و انواع مختلف آن را معرفی نموده اند. [۳۰]

همچنین تحقیق جامعی در مورد انواع سیستم های آب شیرین کن و تکنولوژی های به روز شیرین سازی آب توسط آقای شفیع و همکاران انجام گرفته است. در این تحقیق روش های مختلف شیرین سازی آب به روش رطوبت زنی رطوبت زدایی معرفی گردیده است همچنین سیکل های با قابلیت متصل شدن با این نوع روش شیرین سازی آب مقایسه گردیده است. در این مقایسه، عوامل متفاوتی که نشانگر راندمان دستگاه آب شیرین کن از جمله میزان تولید، GOR و هزینه تولید هر لیتر آب مقایسه گردیده اند. آنها همچنین بیان نموده اند که حداکثر GOR سیستم های آب شیرین کن که با سیستم های سرمایشی تلفیق شده اند در حالت تئوری و آزمایشگاهی به ترتیب 10.4 و 2.8 گزارش شده است که این اختلاف بدلیل در نظر گرفتن فرضیات ایده آل در حالت تئوری می باشد [۲۴].

لینهارد و همکاران با انجام یک مطالعه جامع در مورد انواع سیکل های آب شیرین کن رطوبت زنی-رطوبت زدایی، این سیکل ها را از لحاظ ترمودینامیکی بررسی نموده اند و یک مدل بهینه از لحاظ راندمان را پیشنهاد نمودند. پیش بینی می شود که این مدل پیشنهادی GOR بالاتر از ۵ داشته باشد و راندمانی به مراتب بالاتر از سایر سیستم های رطوبت زنی-رطوبت زدایی متداول داشته باشند [۳۱].

فتح و همکاران به بررسی عددی یک آب شیرین کن خورشیدی از نوع رطوبت زنی رطوبت زدایی پرداختند. آنها در این بررسی عوامل مختلفی شامل عوامل محیطی و عوامل تاثیر گذار بر میزان تولید

از جمله دمای هوا، دبی آب ورودی، دبی هوای در گردش در آب شیرین کن و راندمان بخش رطوبت زنی و رطوبت زدایی را در نظر گرفتند. نتایج این تحقیق نشان می دهد میزان دبی آب ورودی به آب شیرین کن و راندمان بخش رطوبت زدایی تاثیر چندانی در میزان تولید آب شیرین نداشته که از لحاظ اقتصادی نکته حائز اهمیتی می باشد. همچنین افزایش میزان دبی هوای در گردش در آب شیرین کن تا مقدار 0.6 kg/s موجب افزایش تولید آب شیرین می گردد اما افزایش بیش از این مقدار هوای در گردش در آب شیرین کن تاثیری در تولید آب شیرین نخواهد داشت [32].

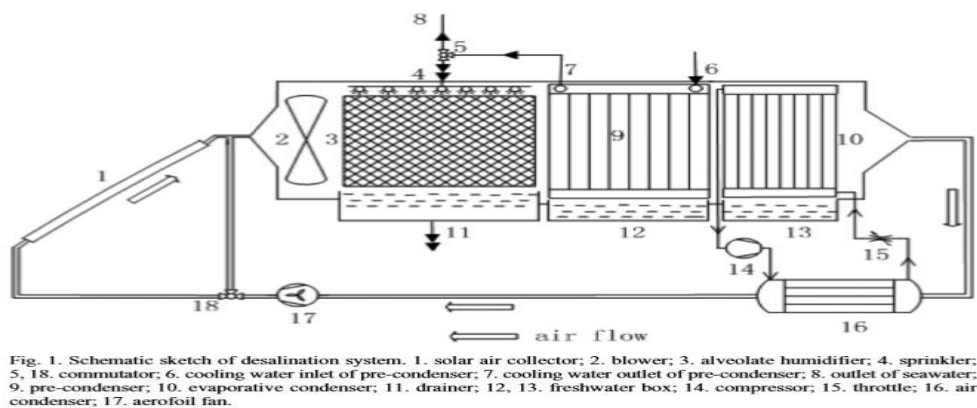
بر اساس یک تحقیق تئوری که توسط ضامن و همکاران انجام گردیده، یک آب شیرین کن از نوع رطوبت زنی رطوبت زدایی به صورت تئوری مورد بررسی قرار گرفته است که در آن از یک نوع رطوبت زدای مستقیم (Direct) استفاده گردیده که با اسپری آب سرد بر روی جریان هوای مرطوب، عملیات رطوبت زدایی انجام می گردد. در این بررسی عوامل مختلف تاثیرگذار بر روی میزان تولید بررسی گردید و مشخص گردید که سرعت و اندازه قطرات آب سرد موثرترین عوامل در راندمان دستگاه می باشد که به صورت نسبت میزان آب تقطیر شده به آب تبخیر شده تعریف می گردد [۳۳].

طبق تحقیقات تجربی محققان مصری در زمینه ترکیب شیرین سازی آب به روش رطوبت زنی- رطوبت زدایی با یک سیستم سرمایش خانگی که از سیکل تراکمی بخار بهره می برد، تست هایی به صورت تجربی صورت گرفت و اثر مواردی چون میزان هوا ورودی، دمای هوا ورودی، رطوبت مخصوص و دمای نقطه اشباع اواپراتور بر روی میزان آب شیرین شده، گنجایش یخچال، کار مخصوص کمپرسور یخچال، ضریب جابه جایی جرم و رطوبت نسبی مورد مطالعه و بررسی قرار گرفت که نتایج بدین شرح می باشند:

- با افزایش رطوبت مخصوص و دمای هوای ورودی بین ۲۰ الی ۲۵ درجه می توان شاهد تولید بیشتر آب شیرین باشیم. اما در مقابل ضریب جا بجایی جرم کاهش می یابد.
- در صورت افزایش هوای ورودی اواپراتور (بیشتر از ۲۵) شاهد کاهش ضریب جا به جایی و میزان آب شیرین شده هستیم.

- همچنین دمای بهینه هوای ورودی برای کارکرد این دستگاه نیز ۲۵ درجه سانتیگراد اعلام شده است و بیشترین میزان آهنگ تولید آب شیرین این دستگاه ۴,۷۴ kg/hr اعلام گردیده است [34].

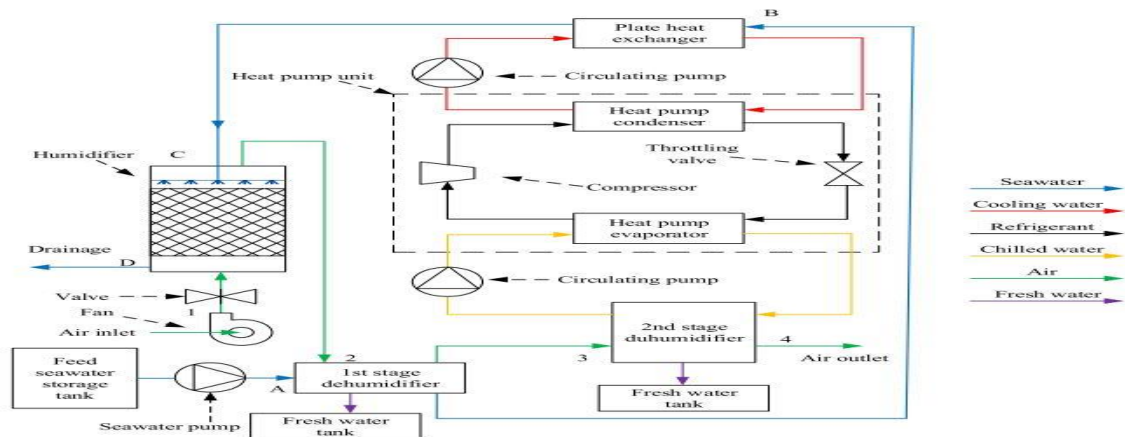
در تحقیق دیگری یک آب شیرین کن رطوبت زنی-رطوبت زدایی که توسط پمپ حرارتی و پمپ فشرده ساز بخار توسط محققان چینی مورد بررسی قرار گرفته . در این سیستم، هوا در یک سازه‌ی متخلخل رطوبت زنی می‌شود. سپس هوای مرطوب در یک کندانسور دومرحله‌ای رطوبت‌گیری می‌شود. در مرحله‌ی اول مقداری از بخار با برخورد با لوله‌ی آب‌شور تقطیرشده و سپس باقی آن در تماس با اواپراتور سیکل یخچال رطوبت‌گیری می‌شود. در این سیستم هوا توسط یک کلکتور خورشیدی گرم شده و از آنجا راهی رطوبت دهنده می‌شود. در اینجا توان کمپرسور 450 W و COP یخچال برابر 3.0 و حداکثر میزان آب شیرین تولیدشده 60 kg/day هست. شماتیک دستگاه را می‌توان در شکل ۱-۲ مشاهده نمود [35] :



شکل ۱-۲ شماتیک یک دستگاه آب‌شیرین‌کن متصل به پمپ حرارتی [۳۱]

ژانگ و همکاران در سال ۲۰۱۸ با ساخت یک نمونه آزمایشگاهی دستگاه آب‌شیرین کن HDH (Humidification-Dehumidification-Heat pump) اثر عواملی همچون دمای آب ورودی، دمای هوای ورودی و دبی هوای ورودی بر میزان تولید سیستم مورد بررسی قرار داده اند و بر اساس نتایج این تحقیق، افزایش دمای آب ورودی دارای اثر مثبت بر میزان تولید بوده و همچنین افزایش دبی هوای

ورودی تا مقداری مشخص سبب افزایش تولید و افزایش بیشتر از آن مقدار سبب کاهش تولید می‌گردد. همچنین بیشترین میزان تولید ثبت شده، ۲۲٫۶ کیلوگرم بر ساعت می‌باشد و بر اساس یک آنالیز اقتصادی هزینه کل دستگاه ۳۷۱۷ دلار، هزینه تولید هر کیلوگرم آب شیرین ۰٫۰۵۱ دلار و عمر دستگاه ده سال می‌باشد [۳۶].



شکل ۲-۲ شماتیک یک آب شیرین کن رطوبت زنی-رطوبت زدایی [۳۲]

در سال ۲۰۱۸ یک تحلیل اگزورژی-اقتصادی بر روی یک مدل آب شیرین کن به روش HDH با سیکل هوای بسته و سیکل باز آب کوپل شده با یک پمپ حرارتی توسط لاول و همکاران ارائه گردید و به منظور مقایسه، یک سیستم سیکل هوای بسته و سیکل باز آب که به روش الکتریکی گرم می گردد نیز مورد بررسی قرار گرفت. در این پژوهش اثر پارامترهای ورودی، دبی جرمی، راندمان رطوبت زدا، راندمان آیزنتروپیک کمپرسور و دمای آب ورودی بر راندمان قانون دوم و تخریب اگزورژی اکثر اجزای سیستم مورد تحلیل قرار گرفته است. نتایج نشان می دهند اواپراتور و کمپرسور اجزای با بیشترین تخریب اگزورژی می باشند [37].

مدلسازی قانون اول و دوم این نتیجه را بیان می‌نماید که سیستم آب شیرین کن روش رطوبت زایی- رطوبت زدایی :

- در حالت اتصال با پمپ حرارتی، بیشترین نسبت خروجی و کمترین انرژی مخصوص مصرفی را دارا می‌باشد.

- بازگشت ناپذیری‌ها در اواپراتور و کمپرسور متاثر از راندمان رطوبت‌زا و دبی جرمی جریان نمی‌باشد.
- هزینه شیرین‌سازی آب بسته به نوع سیستم مورد استفاده مقداری معادل $4.4 \text{ \$/m}^3$ تا $14.95 \text{ \$/m}^3$ خواهد داشت.

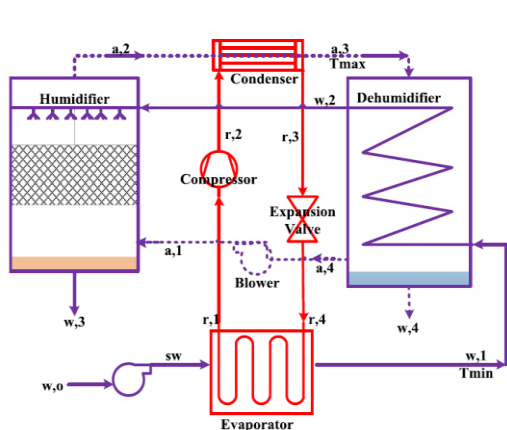


Fig. 2. Schematic diagram of an integrated HP-HDH-AH unit.

آ.

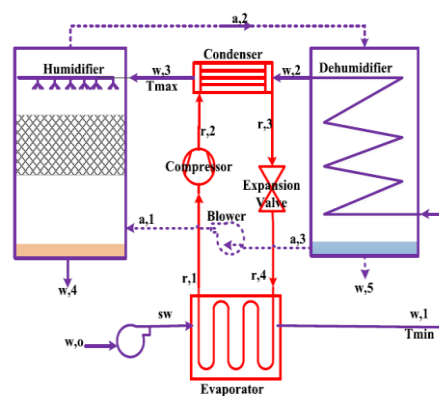


Fig. 1. Schematic diagram of an integrated HP-HDH-WH plant.

ب.

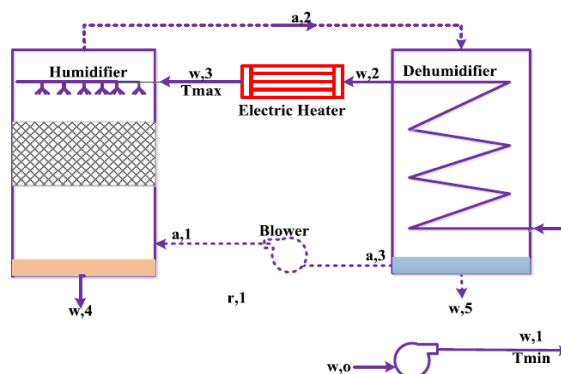


Fig. 3. Schematic diagram of a conventional E-HDH-WH system.

پ.

شکل ۳-۲ شماتیک آب شیرین کن HDH آ. متصل به پمپ حرارتی با گرمایش هوا ب. متصل به پمپ حرارتی با گرمایش آب پ. متصل به پمپ حرارتی با گرمایش آب و گرمکن الکتریکی [37]

با بررسی دو مدل آب شیرین کن رطوبت زنی - رطوبت زدایی شامل گرمایش آب و گرمایش هوا توسط شرفاوی و همکاران، آنالیز قانون اول با در نظر گرفتن فرضیات مختلف انجام گرفته و نمودارهای راندمان ارائه گردیده است. نتایج این مطالعه نشان می‌دهد در سیستم های با گرمایش هوا، افزایش دمای هوای ورودی، سبب افزایش GOR می‌گردد اما در سیکل های با گرمایش آب، افزایش دمای آب ورودی به بخش رطوبت زنی سبب کاهش GOR خواهد گردید. همچنین گزارش گردیده که سیستم

های با گرمایش هوا در مقایسه با سیستم های با گرمایش آب از GOR بالاتری برخوردار می باشند زیرا گرمایش هوا در مقابل گرمایش آب نیازمند انرژی کمتری می باشد. این مطالعه از لحاظ پارامترهای مورد بررسی حائز اهمیت می باشد زیرا در تحقیق حاضر نیز دمای آب ورودی از پارامترهای مورد تحقیق می باشد [۲۵].

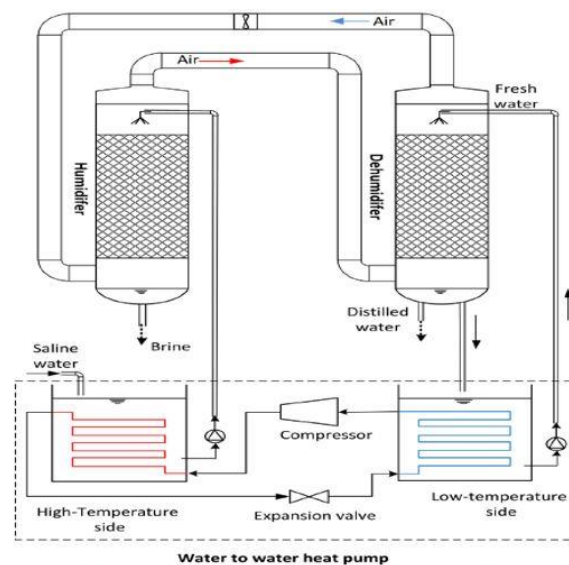


Fig. 1. Overview of the heat pump driven HDH with the direct contact dehumidifier.

شکل ۲-۴ نمای کلی یک آب شیرین کن رطوبت زنی-رطوبت زدایی متصل به پمپ حرارتی [۳۴]

در سال ۲۰۱۸ دهقانی و همکاران، به تحلیل عملکرد یک سیستم آب شیرین کن با روش HDH و متصل شده با یک پمپ حرارتی می پردازند. این سیستم از یک رطوبت زدای تماس مستقیم بهره می برد. در این پژوهش عملکرد این سیستم از طریق مدلسازی ریاضی مورد بررسی قرار می گیرد و برای وارد نمودن اثر عملکرد رطوبت زا و رطوبت زدا در مدل تئوری از ضریب تصحیح ϵ -NTU correlation استفاده گردیده. اهمیت بررسی این تحقیق در استفاده از رطوبت زدای مستقیم (Direct) می باشد که تا حدودی به سیستم تحقیق حاضر شباهت دارد. در نهایت با بهره گیری از مدل ریاضی به کار برده شده نتایج زیر حاصل گردیده است:

- با افزایش نرخ تولید آب، نرخ مصرف مخصوص انرژی الکتریکی افزایش خواهد یافت.

- درصد بهینه تولید آب به آب شور ورودی، $5,8\%$ و نرخ مصرف مخصوص انرژی الکتریکی $335,4 \text{ kwh/m}^3$ در شرایط کاری دمای آب شور 70 درجه سانتیگراد و آب تولیدی 20 درجه می باشد [38].

در بررسی انجام شده توسط ضامن و همکاران، فرایند شیرین سازی به روش رطوبت زنی- رطوبت زدایی را با حل یک مدل NLP، بهینه نموده اند. این بهینه سازی بر اساس سه هدف انجام گردیده است که عبارت اند از کاهش مصرف انرژی مخصوص حرارتی، افزایش میزان تولید و افزایش بازیابی انرژی حرارتی کندانسور

در این بررسی نتایج زیر عنوان گردیده است:

- L/G (نسبت دبی جرمی آب به دبی جرمی هوا) موثرترین عامل در بهینه سازی میزان تولید آب می باشد و افزایش این مقدار سبب افزایش میزان تولید خواهد شد.
- دمای آب ورودی به رطوبت زنی نیز عامل مثبتی در میزان تولید می باشد.
- در این پژوهش، همچنین میزان مصرف انرژی مخصوص حرارتی بهینه بر اساس مساحت انتقال حرارت کندانسور و اواپراتور ارائه گردیده است که نتایج نشان دهنده این موضوع می باشد که دمای آب ورودی و نسبت L/G بالاتر، هر دو سبب کاهش میزان سطح انتقال حرارت خواهند شد [39].

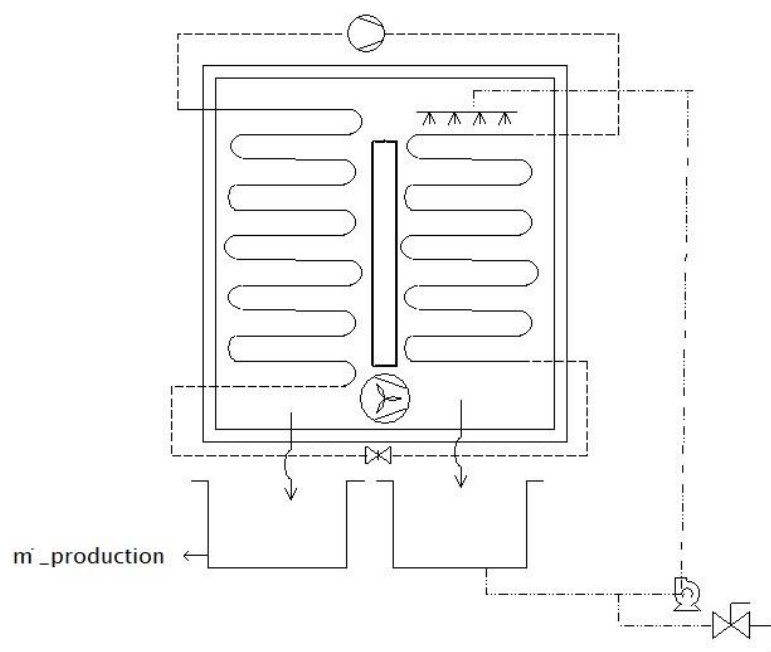
۲-۲ معرفی پژوهش حاضر و نوآوری طرح

در این مطالعه، آب شیرین کن HDH با سیستم رطوبت زنی-رطوبت زدایی در ترکیب با یک چرخه تبرید تراکمی بررسی گردیده است که به اختصار HDH-RC معرفی گردیده است. در این سیستم که شماتیک آن در شکل ۲-۵ نمایش داده شده است، کندانسور سیکل تبرید درون محفظه رطوبت زنی و اواپراتور این سیکل درون محفظه رطوبت زدا قرار داده شده است. برخلاف سایر سیستم هایی که در این فصل مورد اشاره قرار گرفت، کندانسور و اواپراتور سیکل تبرید هردو به صورت مستقیم و بدون واسطه با چرخه هوای آب شیرین کن در ارتباط بوده و هیچ سیال میانی وظیفه انتقال حرارت بین کندانسور و اواپراتور با هوای در گردش در سیکل را بر عهده ندارد. با پاشش مستقیم آب بر روی کندانسور سیکل تبرید و دریافت گرمای گاز مبرد عبوری از کندانسور و با کمک عبور جریان هوای فن پایین کندانسور از روی قطرات پاشش شده، امکان تبخیر این آب را در دمایی پایین تر از نقطه جوش آب فراهم می آورد. این تبخیر و گرمای نهان تبخیر^۱ مقدار قابل توجهی از حرارت گاز مبرد را دریافت کرده و هوای در گردش در سیکل را به بخار صد درصد اشباع تبدیل می نماید. سپس این هوای کاملاً اشباع به سمت اواپراتور سیکل تبرید هدایت می گردد. با عبور هوای اشباع از روی صفحات اواپراتور و با از دست دادن بار حرارتی معادل آنچه در کندانسور جذب نموده است، خنک گردیده و با از دست دادن رطوبت موجود در هوای در گردش در سیکل، آب شیرین حاصل می گردد.

در مورد بارهای حرارتی نیز این نکته حائز اهمیت می باشد که بار حرارتی در کندانسور و اواپراتور تقریباً برابر یکدیگر می باشد و اختلاف اندکی دارند. این موضوع به این دلیل اتفاق می افتد که انتقال حرارت غالب مربوط به گرمای نهان دریافت شده توسط آب شور و تبدیل به بخار اشباع در قسمت کندانسور و از دست دادن همین مقدار حرارت در قسمت اواپراتور و میعان، آب شیرین تولید خواهد شد. سایر بارهای حرارتی انتقالی مربوط به دریافت و یا از دست دادن حرارت آب و افزایش و کاهش

^۱ Latent heat

دمای محسوس آب بوده که در کندانسور یا اواپراتور اتفاق می افتد و در مقابل انتقال حرارت نهان مقدار ناچیزی می باشد. از این رو اختلاف بار حرارتی کندانسور و اواپراتور بسیار کم می باشد.



شکل ۵-۲ شماتیک کلی پژوهش حاضر

فصل ۳ ساخت دستگاه و انجام آزمایش

۱-۳ طراحی اولیه دستگاه

اولین قدم در ساخت دستگاه، تهیه یک طرح اولیه از آن بر اساس محاسبات کلی می باشد. در این مرحله در مورد جنس مورد استفاده در ساخت بدنه دستگاه بحث گردید. با در نظر گرفتن هزینه تمام شده و قابلیت مقاومت در برابر خوردگی ۳ جنس استیل، آلومینیوم پوشش دار و فایبرگلاس بعنوان سه گزینه نهایی برای استعلام قیمت و امکان سنجی برای ساخت انتخاب گردید. گزینه فایبرگلاس به دلیل زمان بر بودن و هزینه بالای قالبگیری حذف گردید و استیل نیز به دلیل افزایش ناگهانی قیمت از گزینه ها حذف گردید. بنابراین آلومینیوم پوشش دار بعنوان گزینه نهایی مورد تایید قرار گرفت. به منظور در نظر گرفتن تمام جوانب کار قبل از خرید آلومینیوم، با چند کارگاه خم و برشکاری جهت انجام ساخت بدنه دستگاه مشورت گردید و مشخص شد که آلومینیوم موجود در بازار غالباً قابلیت خمکاری نداشته و باید آلومینیوم با این خاصیت خریداری گردد. سپس آلومینیوم مورد نیاز با ابعاد حدودی خریداری گردید.

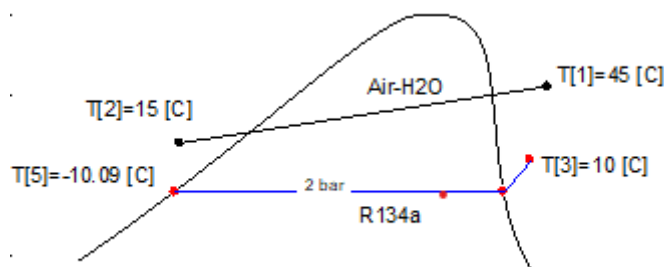
با توجه به اهمیت انتخاب کندانسور و اواپراتور سیکل تبرید که به طور همزمان نقش رطوبت زنی و رطوبت زدایی دستگاه را نیز ایفا می نماید، انجام طراحی مقدماتی برای ساخت و یا خرید این دو بخش نیز از اهمیت ویژه ای برخوردار می باشد. یک فاکتور مهم در انتخاب این دو مبدل، سطح انتقال حرارت مورد نیاز می باشد. اولین قدم برای محاسبه سطح انتقال حرارت مورد نیاز هر مبدل، تعیین ضریب انتقال حرارت کلی^۱ آن مبدل شامل انتقال حرارت جریان خارجی روی مبدل (در اینجا جریان هوای اشباع) و جریان داخلی لوله (جریان گاز مبرد داخل مبدل) خواهد بود. سپس این ضریب بدست آمده در معادله کلی زیر جایگذاری گردیده و سطح انتقال حرارت مورد نیاز محاسبه خواهد شد.

$$Q = U_o * A * \Delta T_{LMTD}$$

۱-۳

۱-۳-۱ اواپراتور سیکل تبرید

اواپراتور در نظر گرفته شده برای این دستگاه، به صورت پره لوله^۱ فرض شده است. با توجه به بررسی موارد مشابه گزارش شده، هر اواپراتور شامل دو بخش اشباع و مافوق گرم گاز مبرد می‌باشد و ضریب انتقال حرارت داخلی هر بخش باید به صورت جداگانه محاسبه گردد. به منظور محاسبه این ضرایب ابتدا عدد ناسلت هر بخش محاسبه گردیده، سپس با استفاده از رابطه عدد ناسلت ضریب انتقال حرارت نیز قابل محاسبه خواهد بود. عدد ناسلت هر بخش از روابطی که در ادامه ارائه می‌گردد، قابل استخراج می‌باشد. [40].



محاسبه ضریب انتقال حرارت :

باید در نظر گرفتن این موضوع که پیش از ساخت و مونتاژ دستگاه، امکان اندازه گیری و برآورد دقیق خصوصیات سیال از جمله سرعت و خواص ترمودینامیکی میسر نمی‌باشد، برای طراحی مقدماتی و تخمین سطح انتقال حرارت مورد نیاز، ناچار به انجام برخی فرضیات خواهیم بود. یکی از اساسی ترین عوامل موثر در تخمین سطح مورد نیاز مبدل، ضرایب انتقال حرارت در درون و خارج مبدل های حرارتی می‌باشد. از این رو با استفاده از منابعی که به تخمین این مقادیر پرداخته اند و با توجه داده های تجربی برای یک سیستم تبرید تراکمی مشابه به سیستم مورد نیاز در این مطالعه، این اعداد پیش‌بینی گردید.

^۱ Finned tube

لازم به ذکر است، اواپراتور سیکل تبرید به دو بخش گاز مبرد مافوق گرم و بخش مبرد اشباع تقسیم می‌گردد. با توجه به نتایج گزارش شده در مقاله علاوی و همکاران [41] که به بررسی خصوصیات سیال R134a در یک سیستم تبرید می‌پردازد، بازه ضریب انتقال حرارت این مبرد برای جریان جوشش که در بخش اواپراتور اتفاق می‌افتد بیان گردیده است. این بررسی، بازه ضریب انتقال حرارت را بر اساس کیفیت بخار مبرد را از کمتر از $500 \text{ (W/m}^2\text{.K)}$ تا حدود $4000 \text{ (W/m}^2\text{.K)}$ گزارش نموده است. بر اساس طراحی های اولیه و مبدل های موجود در بازار، نزدیک ترین ضریب انتقال حرارت برای جریان داخلی اواپراتور سیستم تبرید در بخش اشباع عدد $1500 \text{ (W/m}^2\text{.K)}$ پیش بینی می‌گردد. و در قسمت مافوق گرم با توجه به عدد رینولدز از طریق رابطه گلینسکی قابل محاسبه می‌باشد.

$$Re = \frac{v * D_{in}}{\mu} = 8079 \quad 2-3$$

با توجه به این موضوع که $2500 < Re < 10000$ قرار گرفته است، عدد ناسلت مربوط به بخش مافوق گرم سیال از رابطه زیر قابل محاسبه خواهد بود.

$$f = (1.58 * \ln(Re) - 3.28)^{-2} \quad 3-3$$

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{2}\right) (Re - 1000) * Pr}{1 + 12.7 * \left(\frac{f}{2}\right)^{0.5} * (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad 4-3$$

که در نهایت ضریب انتقال حرارت بخش مافوق گرم برابر با $256,2 \text{ (W/m}^2\text{.K)}$ برآورد گردید. همچنین رابطه عدد ناسلت برای جریان خارجی، در بخش اواپراتور نیز از رابطه زیر قابل محاسبه خواهد بود [40]:

$$Nu_{air_evap} = 140.5 Re^{0.27} Pr^{0.33} RH^{4.48} TR^{-0.5} \quad 5-3$$

در رابطه ۳-۲، RH مقدار رطوبت نسبی و TR، نسبت دما می باشد که بصورت زیر تعریف می گردد.

$$TR = \frac{dp - T_{wall}}{T_{in} - T_{wall}} \quad ۳-۶$$

که با توجه به ۱۰۰٪ اشباع بودن هوای در گردش در سیکل، TR=1 خواهد بود. همچنین RH نیز به همین دلیل برابر ۱ در نظر گرفته می شود.

در محاسبه عدد رینولدز جریان خارجی، سرعت جریان هوا با توجه به فن موجود در بازار، ۰٫۷۵ متر بر ثانیه فرض گردیده است.

و در نهایت با محاسبه معادلات ذکر شده، مقدار کلی ضریب انتقال حرارت در بخش اواپراتور از معادله ۳-۷ قابل محاسبه خواهد بود

$$U_{overall} = \frac{1}{\frac{A_{out}}{A_{in}} \cdot \frac{1}{h_{in}} + \frac{A_o \cdot \ln(\frac{d_o}{d_i})}{2\pi kL} + \frac{1}{h_o}} \quad ۳-۷$$

به منظور طراحی مقدماتی این دستگاه، دمای ورودی سیال مبرد به اواپراتور 10°C و دمای مبرد خروجی 10°C در نظر گرفته شده است. همچنین دمای هوای ورودی و خروجی به این بخش به ترتیب ۴۵ و ۱۵ درجه سانتی گراد در نظر گرفته شده است. بر این اساس، اختلاف دمای لگاریتمی به صورت زیر قابل محاسبه می باشد:

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_i - \Delta T_o}{\ln(\frac{\Delta T_i}{\Delta T_o})} = \frac{(35) - (25)}{\ln(\frac{35}{25})} \approx 29.7 \quad ۳-۸$$

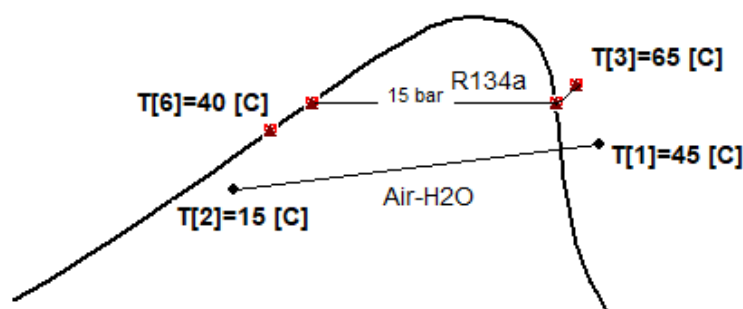
همچنین ضریب تصحیح اختلاف دمای لگاریتمی برای جریان crossed flow نیز از جداول تصحیح

مقدار تقریبی 0.93 خواهد بود .

از سوی دیگر با محاسبات انجام شده، بار حرارتی اواپراتور، 1741.5 (W) برآورد گردیده است و با جایگذاری در معادله ۱-۳، سطح این مبدل مقدار 1.8 متر مربع بدست خواهد آمد.

۳-۱-۲ کندانسور سیکل تبرید

با توجه به اینکه در دستگاه حاضر، عملیات رطوبت زنی با پاشش مستقیم آب بر روی کندانسور سیکل تبرید انجام می‌پذیرد، به همین دلیل فرایند انتقال حرارت بر روی لوله های این قسمت نیز باید با در نظر گرفتن این پاشش آب در نظر گرفته شود. با توجه به اینکه مدلسازی برای این حالت نیز در نرم افزارهای شبیه ساز به طور دقیق وجود ندارد، انتقال حرارت این قسمت با فرض تبخیر به صورت falling film بر روی لوله های کندانسور فرض شده است و از این طریق محاسبه شده است اما بدلیل نبود رابطه اصلاح شده برای این نوع خنک سازی، با اضافه نمودن اثر لایه فیلم بر روی لوله، سعی در افزایش دقت در محاسبه ضرایب این بخش داشته ایم.



در این قسمت نیز نظیر طراحی اولیه اواپراتور به منظور محاسبات مقدماتی، از اطلاعات ارائه شده در منابع موجود برای تخمین ضرایب انتقال حرارت درون لوله استفاده گردیده. بر اساس مطالعه انجام گرفته توسط کوالینی و همکاران، بازه ضریب انتقال حرارت برای مبرد R134a با توجه به شرایط سیال طیف وسیعی $500 - 8000 \text{ (W/m}^2\text{.K)}$ را شامل می‌گردد [42]. در این مطالعه بر اساس مشخصات

طراحی اولیه دستگاه، ضریب انتقال حرارت جریان مبرد برای بخش اشباع و بر اساس پژوهش کوالینی و همکاران، مقدار $1800 \text{ (W/m}^2\text{.K)}$ تعیین گردیده است. در دو قسمت دیگر این مبدل به دلیل کوچک بودن عدد رینولدز، محاسبه ضریب انتقال حرارت با فرض برابری عدد ناسلت با مقدار ثابت ۴,۳۶ انجام گرفته است. با توجه به وجود فیلم آب رابطه محاسبه انتقال حرارت کلی بخش کندانسور به صورت زیر ارائه می گردد:

$$U_{overall} = \frac{1}{\frac{A_{out}}{A_{in}} \cdot \frac{1}{h_{in}} + \frac{A_o \cdot \ln(\frac{d_o}{d_i})}{2\pi kL} + \frac{1}{h_o} + \frac{A_{out}}{A_{in}} \cdot \frac{1}{h_{film}}} \quad 9-3$$

بر اساس محاسبات انجام شده مشابه آنچه در قسمت قبل بیان گردید، برای انجام فرایند انتقال حرارت به سطحی معادل ۳,۹ متر مربع نیاز می باشد.

مرحله بعد تهیه کندانسور و اواپراتور بر اساس محاسبات اولیه انجام شده بود. بر این اساس، با چند شرکت معتبر در زمینه ساخت مبدل تماس حاصل گردید. بعد از اعلام عدم تمایل این شرکت ها به ساخت کندانسور و اواپراتور به صورت سفارشی، به ناچار از نزدیکترین گزینه موجود در بازار به صورت آماده استفاده گردید. به همین دلیل، امکان انتخاب دقیق ابعاد بر اساس محاسبات اولیه میسر نگردید و ابعاد مبدل ها با اندازه های بزرگتر از مقدار مورد نیاز (Over design) در دستگاه مورد استفاده قرار گرفت. با توجه به انتخاب کمپرسور با توان ۱ اسب بخار برای استفاده در سیکل تبرید و شرایط کاری منحصر به فرد، کندانسور و اواپراتور به ترتیب با توان $3/4 \text{ hp}$ و $1/2 \text{ hp}$ خریداری گردید. سطح کندانسور خریداری شده ۵ متر مربع و سطح اواپراتور ۳ متر مربع می باشد. در مرحله بعد، مبدل ها شسته شده تا در صورت آغشته بودن به هرگونه روغن یا آلودگی، این مواد قبل از نصب مبدل ها در محفظه دستگاه شسته شود.



شکل ۳-۱ کندانسور و اواپراتور

پس از انجام مراحل قبل، قدم بعدی در زمینه ساخت دستگاه فرایند ورقکاری بدنه دستگاه می‌باشد. در این مرحله، با توجه به ابعاد دقیق مبدل ها، ابتدا طراحی اولیه دستگاه با توجه به ابعاد جدید به روز رسانی گردیده و درفت طرح به مسئول کارگاه تحویل گردید. در مرحله بعد با بررسی نقشه همراه با مسئول کارگاه مراحل خمکاری و مونتاژ تعیین و این مرحله انجام گردید که مراحل آن نیز در شکل های زیر ارائه شده است.



شکل ۳-۲ تصاویری از ساخت محفظه و دستگاه نهایی

پس از استقرار دستگاه بر روی پایه‌ی از قبل تهیه شده، در قدم بعدی نصب کمپرسور و اتصال سایر اجزای سیکل تبرید انجام گردید. این اجزا شامل لوله های اتصال کمپرسور به مبدل ها، درایر، لوله

مویین و گیج های فشار مربوط به فشار بالا و پایین سیکل می باشد. گیج فشار بالا از خروجی کمپرسور و گیج فشار پایین از مکش کمپرسور منشعب گردیده .

از دیگر چالش های ساخت دستگاه، می توان به انتخاب نازل مناسب جهت پاشش آب بر روی کنداسور سیکل تبرید در قسمت رطوبت زنی دستگاه اشاره نمود. پس از نصب انواع مختلف نازل های موجود در بازار، نازل مه پاش بهترین پروفیل پاشش را ارائه نمود و به عنوان گزینه نهایی بر روی دستگاه نصب گردید. همچنین به منظور افزایش سطح تماس هوا با ایجاد جریان هوای در بالاترین قسمت رطوبت زنی از یک پکینگ استفاده گردید.

پس از اتمام نصب سیکل سرمایش و قسمت پاشش آب، همچنین نصب دستگاه بر روی پایه عایق بندی بدنه دستگاه و لوله های اتصال سیکل تبرید به منظور کاهش هرچه بیشتر تلفات حرارتی انجام گردید و حالت نهایی دستگاه به صورت زیر آماده تست گردید.



شکل ۳-۳ شکل نهایی دستگاه

۳-۲ ابزارهای اندازه گیری

با توجه به پارامترهای مورد بررسی در این مطالعه، اندازه گیری دما، دبی، سرعت هوا، ولتاژ و جریان مورد نیاز می باشد. از این رو سعی گردیده از ابزار اندازه گیری با دقت بالا برای اندازه گیری این موارد استفاده شود که در ادامه به معرفی هر کدام پرداخته خواهد شد.

۳-۲-۱ اندازه گیری ولتاژ و جریان

به منظور اندازه گیری ولتاژ و جریان که در محاسبه بار مصرفی دستگاه مورد نیاز می باشد از Power analyzer برند Prova استفاده گردیده است. این دستگاه قابلیت اندازه گیری جریان با دقت ۰,۰۰۱ آمپر و ولتاژ با دقت ۰,۱ ولت را دارا می باشد.



شکل ۳-۴ دستگاه پاورآنالایزر

۳-۲-۲ اندازه گیری دما

اندازه گیری دما در این آزمایش توسط دو وسیله متفاوت انجام گردیده است. با توجه به بسته بودن سیکل هوا و عایق بودن دستگاه، عدم دسترسی مستقیم به جریان هوای در گردش درون سیکل ممکن نبوده و دمای هوا با استفاده از ترمومترهای TP-101 اندازه گیری گردیده است. این سنسور امکان سنجش دما تا بازه دمایی ۳۰۰ درجه با دقت ۱ درجه را فراهم می آورد. همچنین دمای سیکل تبرید به دلیل امکان دسترسی به لوله های اتصال سیکل توسط دوربین حرارتی مدل NEC-AVIO-R300SR : HD انجام گردیده که از دقت ۱ درجه سانتی گراد برخوردار می باشد. همچنین تمامی سنسورهای حرارت به صورت دوره ای با این دوربین که از حساسیت بالایی برخوردار می باشد مقایسه و کالیبره گردیده

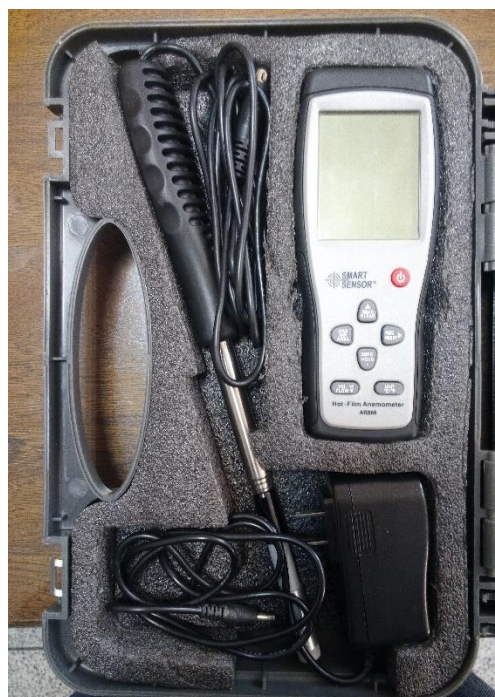
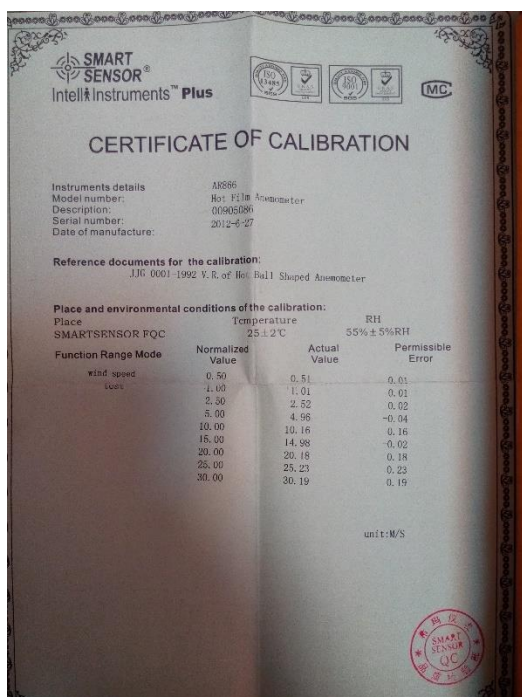
است.



شکل ۳-۵ ابزار اندازه گیری دما

۳-۲-۳ اندازه گیری سرعت باد

پارامتر مورد اندازه گیری بعدی در تست دستگاه، سرعت هوای در گردش درون سیکل می باشد، برای انجام این امر نیز از سنسور Hot wire با مشخصات زیر استفاده گردیده است. برای اندازه گیری این پارامتر، سنسور دستگاه در وسط کانال هوا و در جهت جریان هوا قرار داده شده است. از آنجایی که وجود رطوبت سبب ایجاد اختلال در کار سنسور می گردید، سرعت هوا بر مبنای گردش هوای خشک درون دستگاه محاسبه شده است.



شکل ۳-۶ سنسور و نمایشگر دستگاه Hot wire

۱-۲-۳ اندازه گیری فشار سیکل

فشار با استفاده از دو عدد فشار سنج که در ورودی و خروجی کمپرسور تعبیه شده است اندازه گیری شده است.



شکل ۳-۷ فشار سنج مورد استفاده در دستگاه

۳-۳ طراحی آزمایش و انجام تست دستگاه

همانگونه که قبلاً اشاره گردید، هدف این مطالعه، بررسی اثر عواملی همچون دبی آب شور ورودی، سرعت (دبی) هوای در گردش و دمای آب شور ورودی بر میزان تولید آب شیرین می‌باشد. با توجه به تعداد بالای متغیرها و جلوگیری از همپوشانی برخی تست‌ها همچنین به منظور بهینه‌سازی و کاهش تعداد تست انجام شده، از نرم‌افزار Minitab 18 برای طراحی آزمایش (Design of experiment) استفاده گردیده است. با توجه به تعداد متغیر مستقل در این مطالعه، الگوریتم تاگوچی (Taghuchi) بعنوان الگوریتم طراحی آزمایش مورد استفاده قرار گرفته است. بر این اساس، در این مطالعه، تعداد آزمایش‌ها ۱۷ عدد تعیین گردید که در آن ۴ دمای ورودی برای آب شور به ترتیب 30°C ، 40°C ، 45°C و 50°C سرعت هوای در گردش برای ۳ سرعت 0.35 m/sec، ۰.۷۵m/sec و ۰.۹m/sec و دبی آب شور ۲.۱ liter/min و ۳ liter/min بعنوان متغیر در نظر گرفته شده و میزان آب شیرین تولید شده بعنوان هدف در نظر گرفته شده است. جدول طراحی آزمایش و تحلیل حاصل از این نرم‌افزار در ادامه ارائه گردیده است.

جدول ۳-۱ مشخصات آزمایشات طراحی شده توسط نرم‌افزار minitab

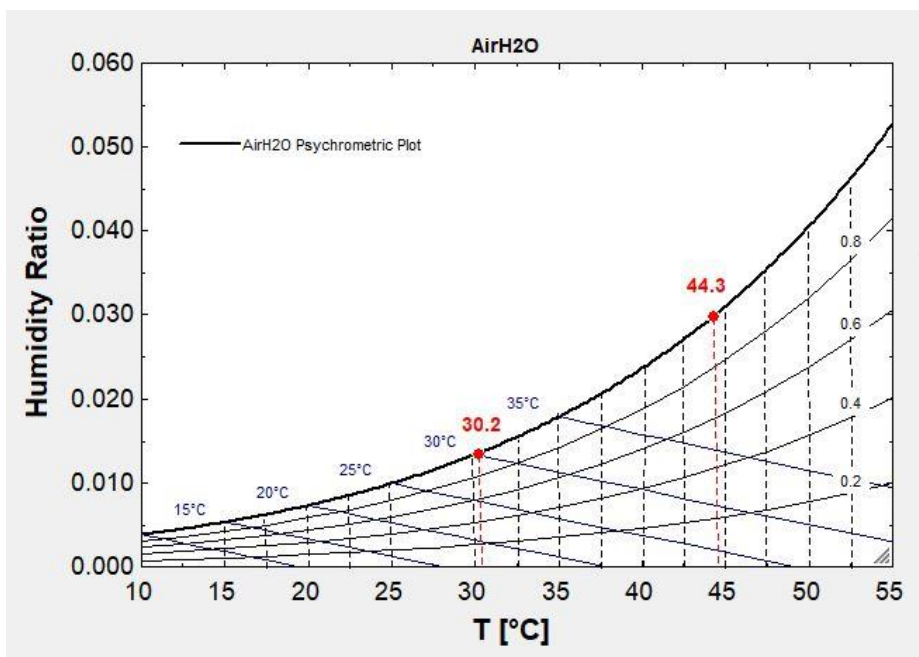
نرخ تولید آب شیرین mL/hr	دبی آب شور liter/min	سرعت هوای در گردش m/sec	دمای آب شور ($^{\circ}\text{C}$)	شماره آزمایش
905	2.1	0.35	45	۱
300	2.1	0.35	30	۲
1160	3	0.35	40	3
1000	3	0.35	50	4
990	2.1	0.77	45	5
650	2.1	0.77	30	6
850	3	0.77	40	7
1050	3	0.77	50	8
1110	3	0.9	45	9
630	3	0.9	30	10
1050	2.1	0.9	40	11
1170	2.1	0.9	50	12
1010	3	1	45	13
570	3	1	30	14
980	2.1	1	40	15
1150	2.1	1	50	16

لازم به ذکر است که به منظور حصول اطمینان از برداشت صحیح اطلاعات و کاهش خطای انسانی هر آزمایش به طور میانگین ۳ بار تکرار گردیده است. نتایج تست انجام شده به صورت جدول در قسمت پیوست ارائه گردیده است.

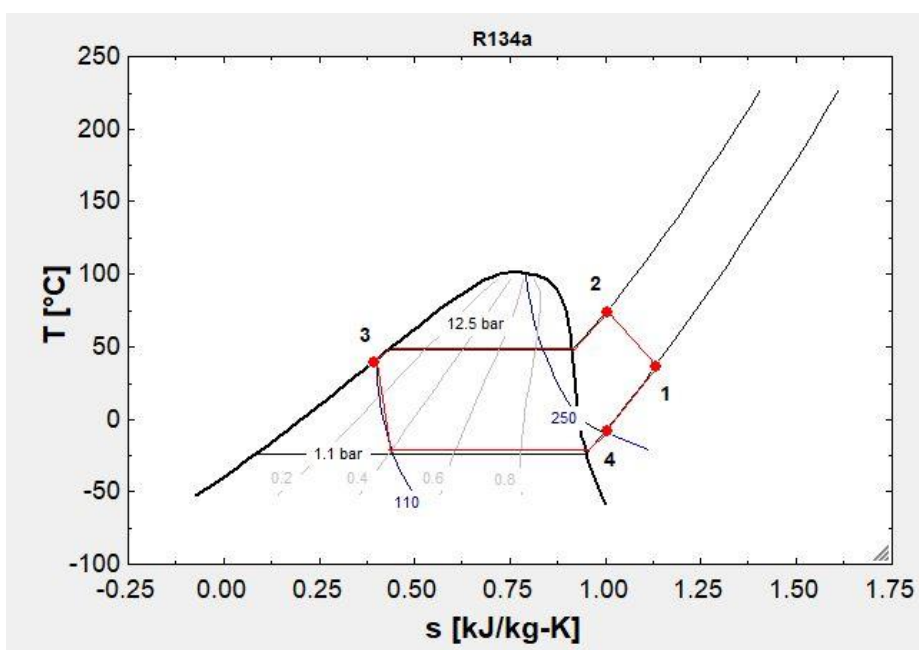
۳-۴ تحلیل نتایج آزمایش

همانطور که در قسمت‌های قبل اشاره گردید، در این آزمایش اثر سه فاکتور دبی آب ورودی، سرعت هوای در گردش و دمای آب شور ورودی به آب شیرین کن بر میزان تولید آب شیرین بررسی گردیده است. در ادامه به ارائه و تحلیل نتایج این عوامل به صورت جداگانه پرداخته خواهد شد.

همچنین یک سیکل کاری دستگاه در حالت کارکرد آزمایشگاهی برای هوای در گردش در سیکل آب شیرین کن و گاز مبرد سیکل بطور نمونه در نرم افزار EES در قالب نمودار سایکرومتریک و نمودار سیکل گردش گاز مبرد در شکل ۳-۸ ارائه گردیده است و مشخصات آزمایشگاهی تعدادی دیگر از نقاط کاری دستگاه در حالت آزمایشگاهی در جدول



آ.

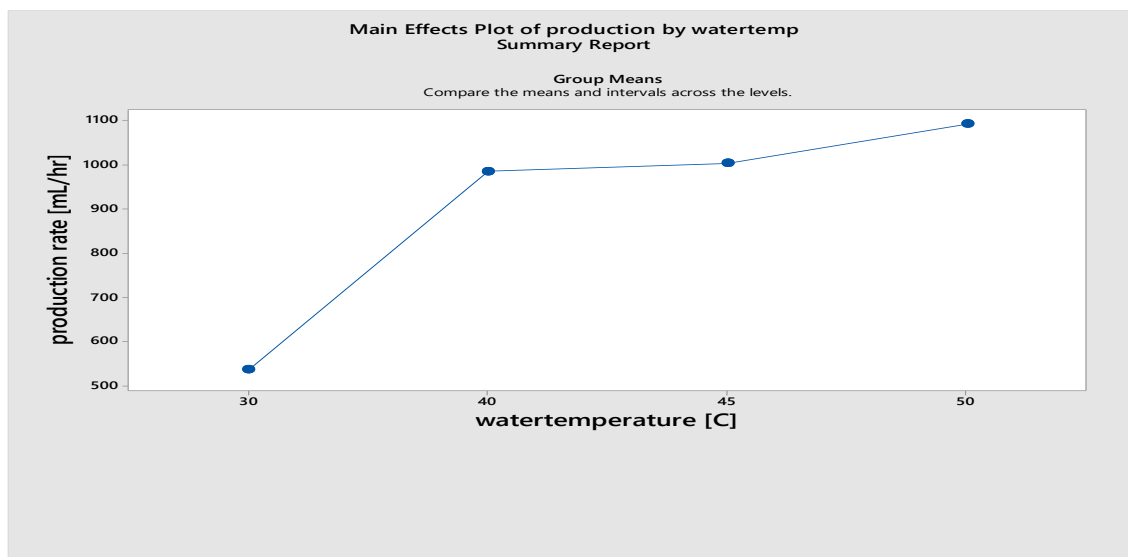


ب.

شکل ۳-۸. آ. نمایش نمودار سایکرومتریک جریان هوای در گردش درون آب شیرین کن برای یک آزمایش مشخص ب. نقاط کاری سیکل تبرید در همان آزمایش

۱-۴-۳ بررسی اثر دمای آب شور ورودی بر تولید آب شیرین

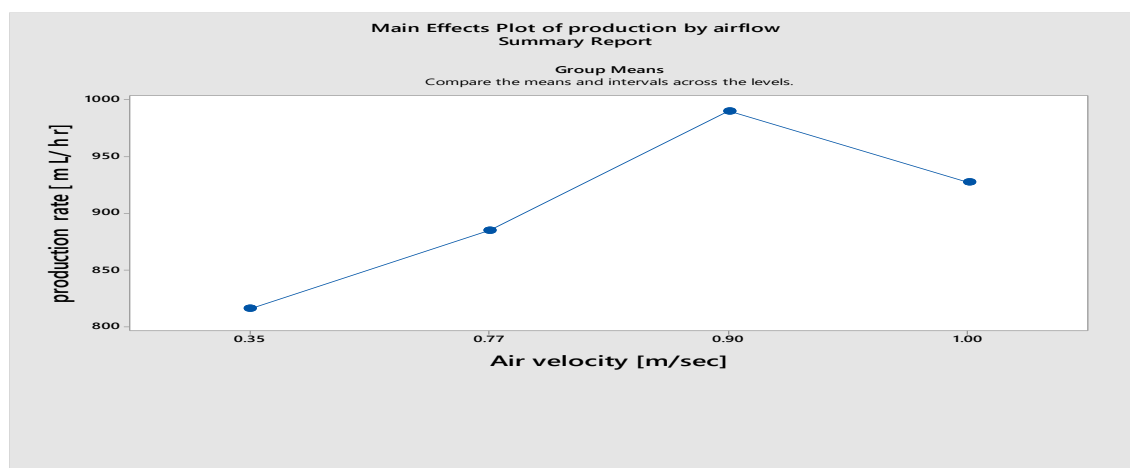
اولین فاکتور مورد بررسی دخیل در میزان تولید آب شیرین، دمای آب شور ورودی به سیستم آب شیرین کن می باشد. آزمایشات نشان دهنده این امر می باشد که این عامل به طور کلی دارای اثر مثبت بر میزان تولید می باشد. بدین گونه که با افزایش دمای آب در بازه تعیین شده آزمایش، میزان تولید آب شیرین افزایش یافته است. این روند در نمودار خروجی از برنامه Minitab به خوبی قابل مشاهده می باشد. همانطور که مشخص است با تنها در نظر گرفتن عامل تغییر دمای آب شور ورودی به دستگاه، متوسط نرخ تولید آب از حدود ۵۰۰ میلی لیتر در ساعت در دمای آب شور ورودی ۳۰ درجه سانتی گراد به مقدار متوسط تقریبی ۱۱۰۰ میلی لیتر در ساعت برای دمای آب شور ۵۰ درجه سانتی گراد افزایش یافته. همچنین با بررسی دقیق تر، مشخص می گردد شیب افزایش تولید بین دمای ۳۰ تا ۴۰ درجه سانتی گراد بیشتر از بازه ۴۰ تا ۵۰ درجه سانتی گراد می باشد.



شکل ۳-۹ بررسی تجربی اثر دمای آب شور ورودی بر میزان تولید آب شیرین

۳-۴-۲ اثر سرعت هوای در گردش بر تولید میزان آب شیرین

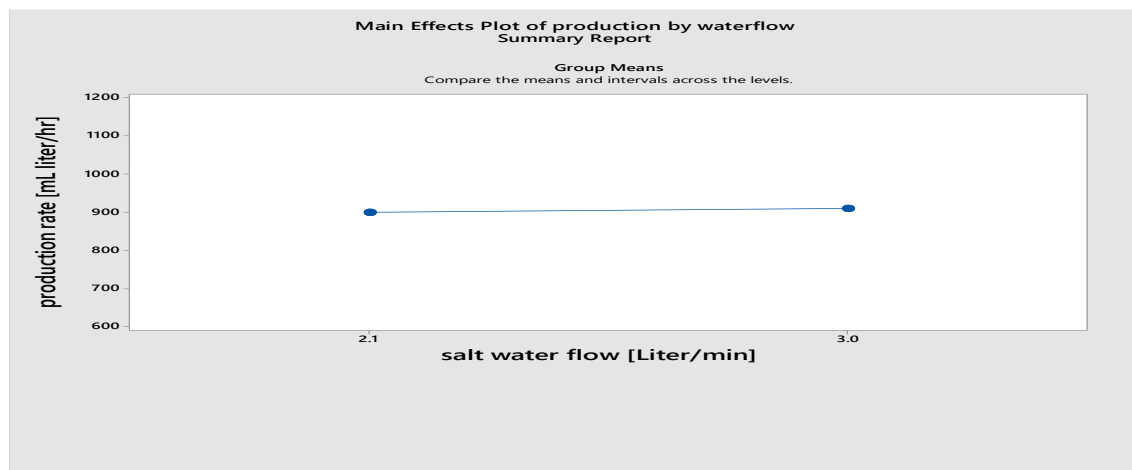
عامل دیگر موثر بر تولید، دبی هوای در گردش در سیکل آب شیرین کن می‌باشد. این فاکتور نیز به طور مستقیم بر روی میزان تولید اثر گذار می‌باشد. با بررسی نمودار خروجی از نرم‌افزار Minitab، میزان تولید آب شیرین تا سرعت مشخصی از هوای در گردش در سیکل (۰,۹ m/sec) افزایش خواهد یافت اما بعد از این مقدار میزان تولید آب شیرین کاهش خواهد یافت که این موضوع با نتایج مقالات انطباق دارد.



شکل ۳-۱۰ بررسی تجربی اثر سرعت هوای در گردش بر میزان تولید آب شیرین

۳-۴-۳ اثر دبی آب شور بر تولید آب شیرین

فاکتور بررسی شده بعدی، دبی آب شور ورودی به دستگاه می‌باشد. بازه این مقدار بر اساس دبی قابل تولید پمپ به کار رفته در دستگاه تعیین گردیده است. همانطور که از بررسی نمودار اثر این عامل بر میزان تولید مشخص می‌باشد، اثر تغییر دبی آب شور بر میزان شیرین سازی آب شور بسیار ناچیز بوده و تاثیر چندانی بر تولید آب شیرین نخواهد داشت. صحت این موضوع نیز با نتایج گزارش شده در مقالات منطبق می‌باشد.



شکل ۱۱-۳ بررسی تجربی اثر دبی آب شور ورودی بر میزان تولید آب شیرین

فصل ۴ مدل سازی و اعتبار بخشی

۴-۱ مقدمه

قدم بعدی، مدلسازی ترمودینامیکی دستگاه می‌باشد تا درک بهتری از عملکرد دستگاه همچنین حدود میزان تولید دستگاه در شرایط و ظرفیت های دیگر بدست آید. در این قسمت، کلیه پارامترهای دخیل در کارکرد دستگاه در حالت واقعی لحاظ گردیده تا بیشترین انطباق با مدل آزمایشگاهی را دارا باشد.

مدلسازی این دستگاه در نرم افزار Engineering Equation Solver(EES) انجام شده است. انتخاب این نرم افزار به دلیل بهره بردن از کتابخانه های قدرتمند خواص ترمودینامیکی سیالات مختلف می‌باشد. با توجه به تعدد سیال به کار رفته در این سیستم همچنین بازه‌های دمایی متفاوت سیالات، مدلسازی این سیستم تنها با استفاده از چنین نرم افزاری امکان پذیر می‌نمود. در این مدلسازی، هریک از اجزای سیکل همانند حجم کنترل در نظر گرفته شده است و بالانس حرارت و جرم در هر یک بررسی شده است. کندانسور و اواپراتور به عنوان دو قسمت اصلی سیستم به صورت یک مبدل حرارتی در نظر گرفته شده اند. همچنین سایر اجزاء سیکل اعم از کمپرسور و شیر اختناق نیز به صورت ترمودینامیکی مدلسازی گردیده اند. با توجه به ارتباط مستقیم سیکل آب شیرین کن و سیکل تبرید و تعدد پارامترهای ترمودینامیکی، در مواردی ناگزیر به در نظر گرفتن برخی فرضیات و انجام ساده سازی هایی گردیده ایم که در هر بخش اشاره خواهد گردید.

۴-۲ مدل سازی دستگاه

۴-۲-۱ مدل سازی سیکل هوا و آب در گردش (بخش HDH)

با توجه به اینکه نوع آب شیرین کن مورد مطالعه، از نوع سیکل هوای بسته و سیکل باز آب با گرمایش آب شور می باشد. به همین دلیل، هوا به عنوان سیال اصلی در انتقال رطوبت از واحد رطوبت زنی به بخش رطوبت زدایی و تولید آب شیرین نقش بسزایی را ایفا می نماید. معادلات حاکم بر سیکل هوا شامل بالانس حرارت منتقل شده بین آب-هوا، هوا-مبدل و بالانس جرم هوا می باشد. ابتدا برای بررسی بقاء جرم باید دبی جرمی هوا به صورت زیر محاسبه گردد:

$$G_{dry} = \rho_{T-mean} * v * A \quad (۱-۴)$$

در معادله بالا ρ_{T-mean} ، چگالی هوای خشک در دمای میانگین برای دو نقطه هوای خروجی از بخش رطوبت زنی و خروجی از رطوبت زدا می باشد. سرعت جریان هوا (v) نیز با استفاده از دستگاه سرعت سنج هوا (Hot Wire) اندازه گیری گردیده است. همچنین A سطح مقطع کانال محفظه در نقطه اندازه گیری سرعت و برابر 0.02025 m^2 می باشد.

با توجه به مقدار G_{dry} می توان میزان تبخیر آب و تولید آب شیرین را در هر آزمایش محاسبه نمود و روابط بالانس جرمی آب را بصورت زیر نوشت

$$\dot{m}_p = G_{dry} * (\omega_{top} - \omega_{bottom}) \quad (۲-۴)$$

که در رابطه بالا، ω_{top} میزان نسبت رطوبت هوا در خروجی رطوبت زنی (ورودی رطوبت زدایی) و ω_{bottom} میزان نسبت رطوبت هوا در خروجی رطوبت زدا (ورودی رطوبت زنی) می باشد. رطوبت مطلق با استفاده از دما و رطوبت اندازه گیری شده در آزمایش ها توسط نرم افزار محاسبه می شود.

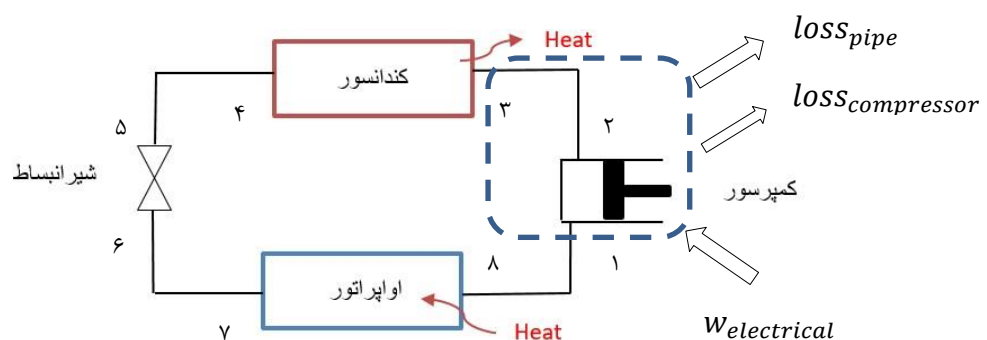
میزان آب ورودی به آب شیرین کن نیز از بر اساس شماره آزمایش متفاوت بوده و با عنوان $\dot{m}_{w,in}$ در معادلات ظاهر می گردد. با توجه به معلوم بودن میزان آب ورودی به دستگاه و مقدار آب شیرین تولید شده، میزان آب خروجی از دستگاه در قسمت رطوبت زنی ($\dot{m}_b$)، بالانس جرمی آب به صورت زیر خواهد بود:

$$\dot{m}_b = \dot{m}_{w,in} - \dot{m}_{p_hourly} \quad (3-4)$$

۴-۲-۲ مدل سازی سیکل تبرید (بخش RC)

کمپرسور سیکل تبرید:

به منظور مدل سازی کمپرسور سیکل تبرید، کمپرسور و لوله ی خروجی مبرد تا نقطه ی ورودی کندانسور به عنوان یک حجم کنترل در نظر گرفته شده است. این کار به این دلیل انجام گرفته است که محاسبه تلفات حرارتی مبرد در اثر عبور از لوله واسط بین کمپرسور و کندانسور قابل محاسبه نمی باشد. همچنین مقادیر تلفات حرارتی از بدنه کمپرسور نیز در حالت تئوری مشخص نبوده و صرفاً از طریق اندازه گیری دمای سطح لوله قابل محاسبه می باشد. لازم به ذکر است در مواردی که به خواص ترمودینامیکی نیاز می باشد، مقدار دقیق این خواص از کتابخانه نرم افزار EES استخراج گردیده است.



شکل ۴-۱ شماتیک سیکل تبرید به کار رفته در دستگاه آب شیرین کن HDH

معادلات حاکم بر این قسمت به صورت زیر خواهد بود:

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_{ref} * (h_2 - h_1) \quad (4-4)$$

$$\eta_s = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (5-4)$$

$$\dot{W}_{elec,comp} = V * I * \eta_{elec_mech} \quad (6-4)$$

$$\dot{Q}_{loss(pipe)} = \dot{m}_{ref} * (h_3 - h_2) \quad (7-4)$$

توضیح روابط فوق که مثلاً آنتالپی با توجه به دما و فشار تعیین می شود

کندانسور سیکل تبرید و رطوبت زنی:

همانطور که قبلاً در قسمت معرفی پژوهش حاضر بیان گردید، کندانسور سیکل تبرید درون قسمت رطوبت زنی قرار گرفته و توامان یک بخش را تشکیل می دهند و معادلات حاکم بر این بخش به صورت زیر ارائه می گردد:

گرمای ورودی به بخش رطوبت زنی توسط میرد:

$$\dot{Q}_{ref,cond} = \dot{m}_{ref} * (h_3 - h_4) \quad (8-4)$$

با توجه به اینکه خواص هوای مرطوب با هوای خشک متفاوت می باشد، لازم است در برخی خواص محاسبه شده برای هوای خشک برخی اصلاحات صورت گیرد.

$$G_{wet} = G_{dry} * (1 + \omega_{T_{mean}}) \quad (9-4)$$

این تغییر به این دلیل اعمال گردیده تا اثر جذب گرمای نهان که در هوای مرطوب مستتر می باشد، اعمال گردد. سایر معادلات به صورت زیر خواهد بود:

انتقال حرارت صورت گرفته توسط هوا

$$\dot{Q}_{air,h} = G_{wet} * (h_{top} - h_{bottom}) \quad (10-4)$$

انتقال حرارت صورت گرفته توسط آب

$$\dot{Q}_{w,h} = \dot{m}_w * (h_b - h_{w,in}) \quad (۱۱-۴)$$

از طرفی انتقال حرارت کلی صورت گرفته در این قسمت عبارت است از:

$$\dot{Q}_{ref,cond} = \dot{Q}_{w,h} + \dot{Q}_{air,h} \quad (۱۲-۴)$$

با استفاده از معادله (۱۲-۴) مقدار $\dot{m}_{ref}$ قابل محاسبه می‌باشد.

اوپراتور و رطوبت‌زدا :

همانند قسمت کندانسور، اوپراتور نیز در این دستگاه با بخش رطوبت‌زدا تلفیق شده و اوپراتور سیکل تبرید درون بخش رطوبت‌زدایی جای گرفته است و معادلات حاکم بر این بخش شامل موارد زیر خواهد بود:

$$\dot{Q}_{ref,evap} = \dot{m}_{ref} * (h_8 - h_7) \quad (۱۴-۴)$$

$$\dot{Q}_{air,evap} = -\dot{Q}_{air,cond} \quad (۱۳-۴)$$

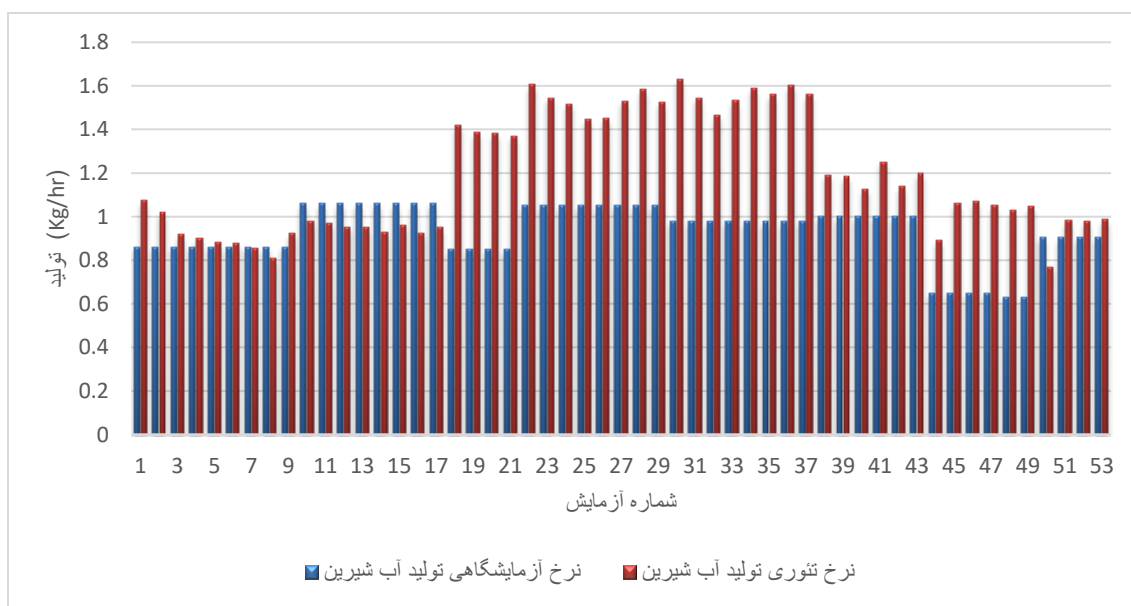
همانطور که بارها به این نکته اشاره گردیده، هوای در گردش درون سیکل ۱۰۰٪ اشباع در نظر گرفته شده و با توجه به این نکته که انتقال حرارت غالب مربوط به انتقال گرمای نهان تبخیر و میعان در رطوبت‌زنی و رطوبت‌زدایی می‌باشد و انتقال گرمای محسوس ناچیز است. بنابراین، انتقال حرارت توسط هوا در این دو قسمت برابر و علامت مخالف یکدیگر خواهد بود.

$$\dot{Q}_{w,dh} = \dot{m}_b * (h_p - h_{w,in}) \quad (۱۴-۴)$$

$$\dot{Q}_{ref-cond} = \dot{Q}_{w,deh} + \dot{Q}_{air,deh} \quad (۱۵-۴)$$

۳-۴ اعتبار سنجی

میزان تولید آب شیرین به عنوان اصلی ترین و مهم ترین عامل مورد بررسی در زمینه اعتبار سنجی می باشد. بررسی این فاکتور به عنوان هدف اصلی ساخت این دستگاه، نشان دهنده این موضوع می باشد که خطای این مدلسازی در پیش بینی میزان تولید ۳۰ درصد می باشد.



شکل ۴-۲ مقایسه نرخ آزمایشگاهی و تئوری تولید آب شیرین توسط آب شیرین کن HDH

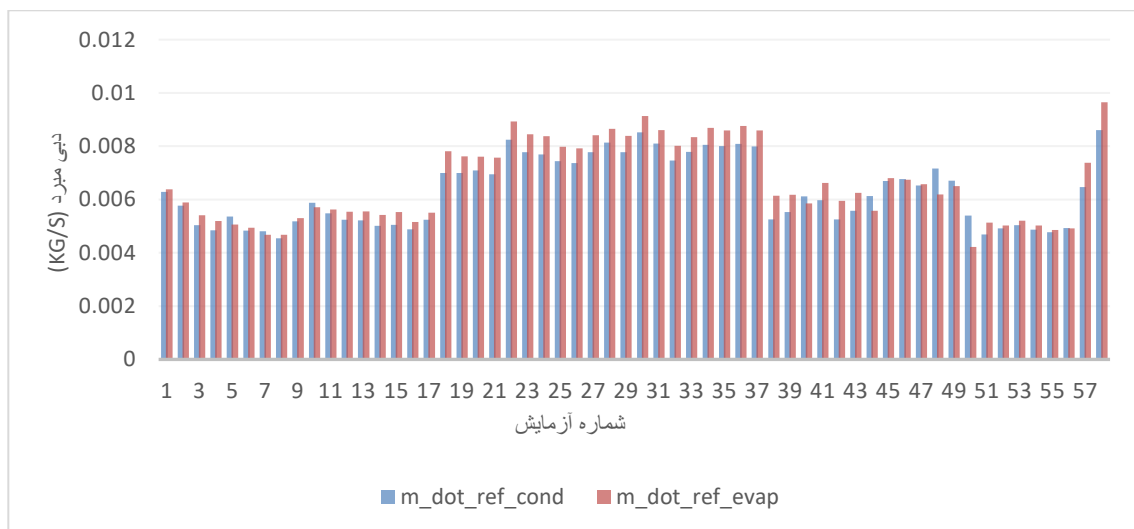
نرخ آزمایشگاهی آب شیرین تولید شده با اندازه گیری مستقیم میزان تولید آب شیرین شده در دستگاه در بازه یک ساعته انجام گردیده است. همانطور که قبلاً اشاره گردید این مقدار به عوامل متعددی وابسته می باشد. تولید میزان مطلوب آب شیرین به مواردی از جمله دمای آب شور ورودی به دستگاه، دبی آب شور ورودی به دستگاه، دبی هوای در گردش درون سیکل آب شیرین کن و همچنین عملکرد صحیح سیکل تبرید بستگی دارد.

یکی از فاکتورهای موثر در کارکرد مناسب سیکل تبرید سیستم آب شیرین کن حاضر، مقدار گاز مبرد در گردش در سیکل تبرید می باشد. از آنجایی که دبی جرمی گاز مبرد عددی کوچک می باشد،

اندازه گیری این مقدار با دستگاه‌های متداول دشوار می‌باشد. از این رو با محاسبه بار حرارتی در قسمت کندانسور و همچنین اواپراتور سیکل تبرید (با توجه به دمای اندازه‌گیری شده از سطح لوله) و از تقسیم این مقادیر بر اختلاف عدد آنتالپی گاز مبرد بدست آمده از نرم افزار EES در ورودی و خروجی کندانسور و اواپراتور، دبی جرمی مبرد محاسبه گردیده است. انطباق عدد بدست آمده برای کندانسور و اواپراتور در هر آزمایش، نشان دهنده اندازه گیری دقیق مقدار بار حرارتی هر دو قسمت و در نتیجه دقت اندازه‌گیری در دبی جرمی مبرد می‌باشد. روابط به کار رفته برای محاسبات این بخش نیز در ادامه ارائه گردیده است.

$$\dot{m}_{ref_cond} = \dot{Q}_{cond} / (h_{out_cond} - h_{in_cond}) \quad (16-4)$$

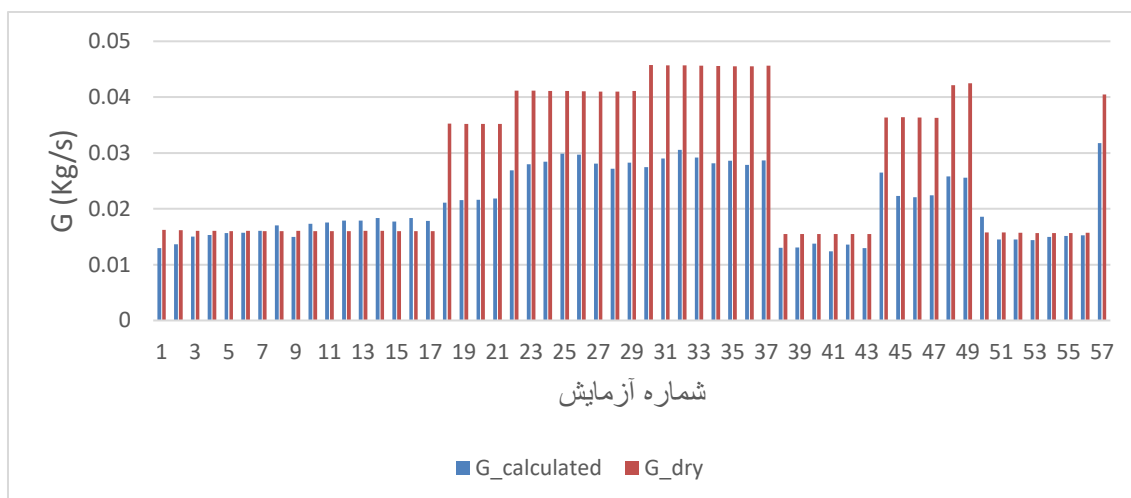
$$\dot{m}_{ref_evap} = \dot{Q}_{evap} / (h_{out_evap} - h_{in_evap}) \quad (17-4)$$



شکل ۳-۴ مقایسه دبی جرمی مبرد در دو مبدل حرارتی سیکل تبرید تراکمی

عامل بعدی بررسی شده در این مطالعه، فاکتور G می‌باشد که بیانگر دبی هوای خشک در گردش در سیکل دستگاه می‌باشد. بررسی این عامل از این حیث حائز اهمیت می‌باشد که سرعت هوای در گردش

بعنوان یکی از اصلی ترین عوامل موثر بر میزان تولید آب شیرین می باشد. با استفاده از رابطه (۴-۱) و مقادیر اندازه گیری شده توسط دستگاه سرعت سنج می توان دبی هوای خشک را برآورد نمود. از طرفی با توجه به اینکه دمای هوای بالا و پایین و میزان رطوبت آن (که همواره ۱۰۰ اندازه گیری شده است) مشخص می باشد، با استفاده از رابطه (۴-۲) و بر اساس تولید اندازه گیری شده نیز می توان مقدار دبی هوا را محاسبه نمود. با مقایسه دبی هوای محاسبه شده از این دو روش مشخص گردید این دو مقدار دارای اختلاف می باشد. این اختلاف به دلیل خطای اندازه گیری سرعت هوای توسط دستگاه سرعت سنج به کار گرفته شده می باشد. به دلیل وجود این خطای ۲۶ درصدی، در ادامه محاسبات و ارایه نتایج دیگر از عدد G_{cal} یعنی دبی هوای محاسبه شده با استفاده از داده های میزان تولید آب شیرین به جای G_{exp} یعنی دبی محاسبه شده از روی داده های سرعت سنج هوا استفاده گردیده تا خطای مدلسازی به حداقل کاهش یابد.



شکل ۴-۴ مقایسه دبی جرمی آزمایشگاهی و تئوری هوای در گردش در آب شیرین کن

فصل ۵ ارزیابی عملکرد و بررسی اقتصادی

پژوهش حاضر

در این بخش با توجه به داده‌های بدست آمده از نتایج آزمایشگاهی، به ارزیابی تجربی عملکرد سیستم می‌پردازیم. به دلیل اهمیت مصرف انرژی فرایند شیرین سازی آب، همچنین بررسی راندمان دستگاه ساخته شده، سه پارامتر ضریب عملکرد دستگاه، مصرف انرژی ویژه (SEC)^۱ آن (که همان شدت مصرف انرژی است) و ^۲ GOR دستگاه آب‌شیرین‌کن ساخته شده گزارش گردیده است. همچنین علاوه بر موارد ذکر شده، نسبت بازیابی و بررسی اقتصادی طرح بعنوان دو شاخصه کلیدی، مورد مطالعه قرار گرفته‌اند.

۱-۵ ضریب عملکرد اصلاح شده (MCOP)

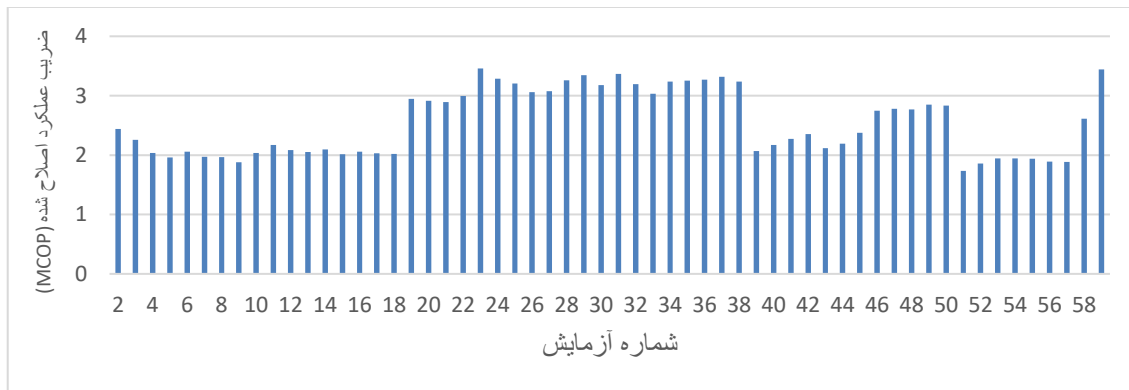
ضریب عملکرد سیکل سرمایش نیز بعنوان یک عامل کلیدی در بررسی کارکرد درست این بخش، از اهمیت خاصی برخوردار است. به همین دلیل بررسی این مورد برای کارکرد صحیح سیکل در نقاط کاری تعیین شده می‌باشد. همچنین روابط بکار رفته در محاسبه این فاکتور در ادامه ارائه گردیده است. در سیکل های سرمایش متداول، ضریب عملکرد یک سیکل به صورت حاصل تقسیم مقدار خروجی مطلوب سیکل (بار سرمایشی حاصل شده) بر انرژی مصرف شده (توان الکتریکی مصرفی) تعریف می‌گردد.

بر خلاف سیکل های سرمایش، در این دستگاه به طور همزمان از گرمای تولید شده در کندانسور سیکل تبرید برای تبخیر آب و از سرمایش ایجاد شده در اواپراتور برای میعان آب شیرین استفاده می‌گردد. بر این اساس در تعریف ضریب عملکرد این دستگاه، خروجی مطلوب سیکل علاوه بر بار سرمایشی ایجاد شده، حرارت خروجی از کندانسور را نیز شامل می‌گردد. بنابراین رابطه اصلاح شده ضریب عملکرد اصلاح شده برای این دستگاه به صورت زیر تعریف می‌گردد:

^۱ Specific energy consumption

^۲ Gained Output Ratio

$$MCOP = \frac{(\dot{Q}_{L\text{Calculated}} + \dot{Q}_{H\text{Calculated}})}{\dot{W}_{\text{electrical}}} \quad (1-5)$$



شکل ۱-۵ بررسی تجربی ضریب عملکرد اصلاح شده دستگاه

۵-۲ شدت مصرف انرژی

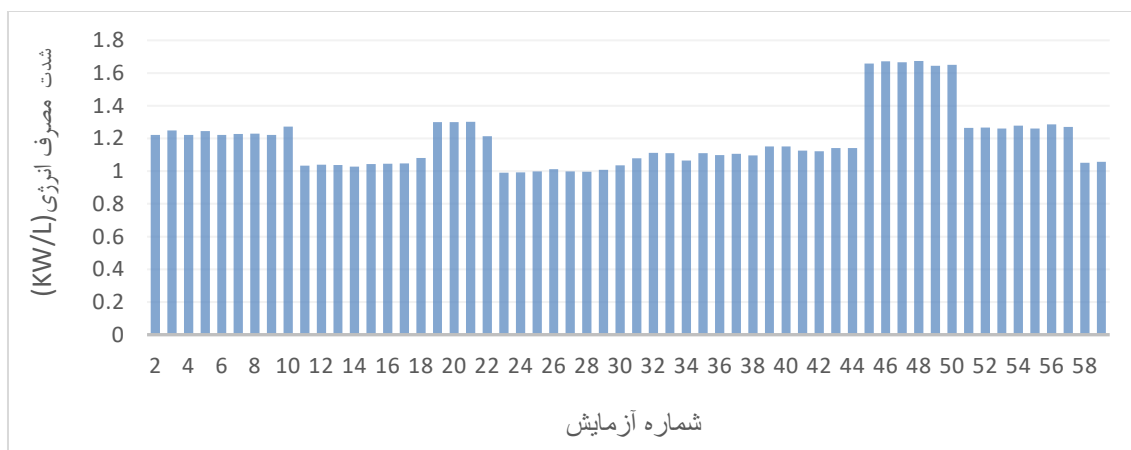
شدت مصرف انرژی نشان دهنده میزان مصرف انرژی به ازای تولید یک واحد آب شیرین است و از

رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$\dot{W}_{\text{total}} = \dot{W}_{\text{comp}} + \dot{W}_{\text{fan}} + \dot{W}_{\text{pump}} \quad 2-5$$

$$SEC = \frac{\dot{W}_{\text{total}}}{\dot{m}_{\text{product}}} \quad 3-5$$

مشاهده می‌شود که شدت مصرف این دستگاه به طور متوسط برابر ۱,۳ کیلووات بر لیتر می‌باشد.



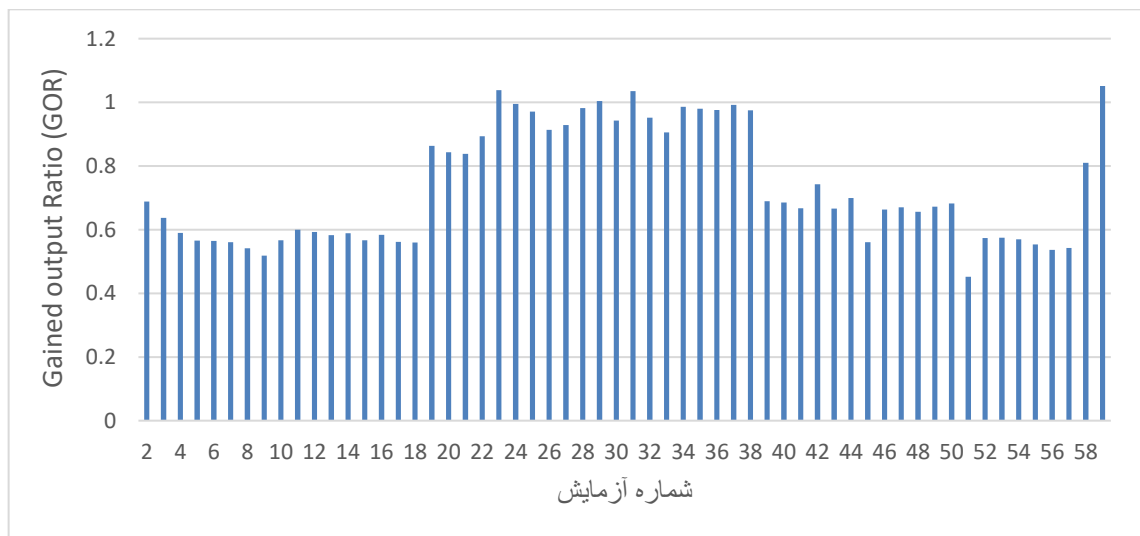
شکل ۲-۵ مصرف مخصوص تجربی آب شیرین کن HDH مورد مطالعه

۳-۵ GOR (بازده آب شیرین کن)

یکی از پارامترهایی که به عنوان معیار ارزیابی آب شیرین کن‌ها معرفی می‌شود GOR است که نسبت حاصلضرب گرمای نهان تبخیر در دبی جرمی آب خالص تولید شده به نرخ انرژی ورودی به سیستم است:

$$GOR = \frac{\dot{m}_{fw} * h_{fg-w}}{\dot{E}_{in}} \quad ۴-۵$$

در واقع این مشخصه، شاخص خوب برای میزان کارآمدی سیستم از دید انرژی را بیان می‌کند. مشاهده می‌شود که مقدار GOR به شدت به شرایط آزمایش‌ها مرتبط بوده و از حدود ۰,۴ تا ۱ تغییر می‌کند. بیشینه GOR دستگاه به حدود ۱ رسیده است. در جدول شماره ۲ مقایسه‌ای بین نتایج این دستگاه و چند کار مشابه دیگر صورت گرفته است.



شکل ۳-۵ بررسی تجربی GOR آب شیرین کن HDH مورد مطالعه

با توجه به بررسی های به عمل آمده در سایر مراجع این مقادیر در سایر سیستم های مشابه نیز مشاهده گردیده که نشان از کارکرد قابل قبول این آب شیرین کن دارد [24].

جدول ۱-۵ بررسی عملکرد چند سیستم مشابه آب شیرین کن مورد مطالعه

محققان	نوع منبع حرارتی	GOR	SEC
Sharghavi et al	VCR	1.8	-
Lawal et al	VCR	1.9	300-350 (Kj/Kg)
Faegh & Shafii	VCR	2.476	-
Xu et al	VCR	1.24	-
Xu et al	VCR	1.93	-
Dehghani et al	VCR	0.76	-
Amin & Hawlader	VCR	0.43-0.88	-

۴-۵ نسبت بازیابی آب (RR) و غلظت نمک مخازن

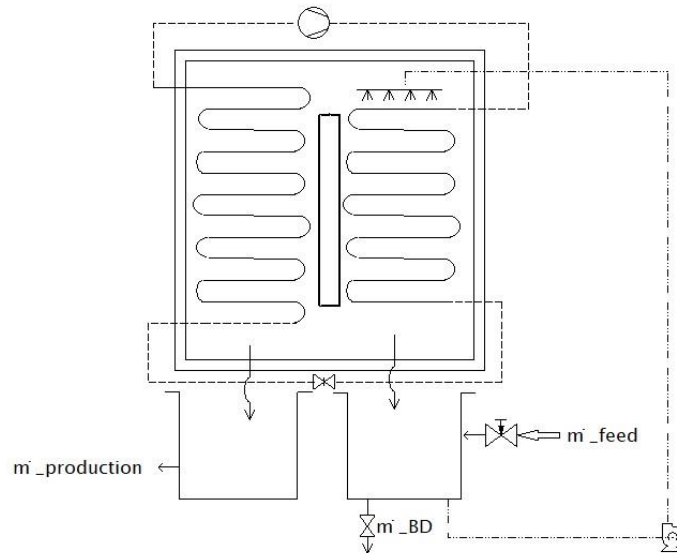
با توجه به اثر گذاری غلظت نمک موجود در مخزن آب شور دستگاه بر طول عمر آب شیرین کن و همچنین غلظت آب خروجی از دستگاه به عنوان یک فاکتور زیست محیطی، بررسی غلظت نمک باقی مانده در مخزن پس از ساعات کار مشخص دستگاه از اهمیت خاصی برخوردار است. به دلیل اهمیت این موضوع، رابطه (۵-۵) که بیانگر تقسیم مقدار میزان آب نمک زدایی شده به مجموع مقادیر آب نمک زدایی شده و خروجی آب شور^۲ از دستگاه می باشد بعنوان نسبت بازیابی آب در سیستم های آب شیرین کن مورد بحث قرار می گیرد.

$$Recovery Ratio = \frac{\dot{m}_{production}}{\dot{m}_{BD} + \dot{m}_{production}} \quad ۵-۵$$

همانطور که در شکل شماتیک شماره (۵-۱) مشاهده می گردد، عواملی همچون حجم آب خروجی از

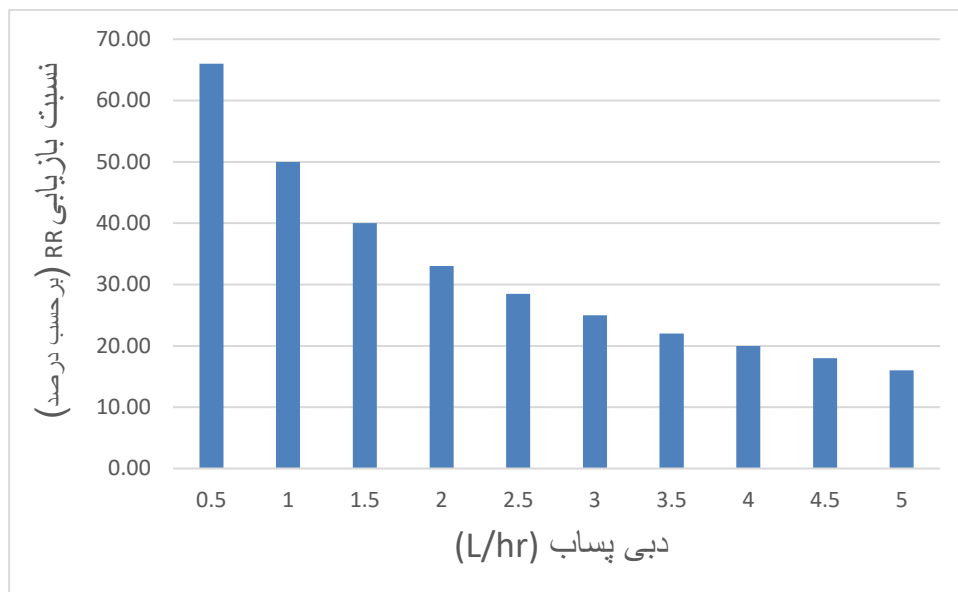
Recovery Ratio^۱
Blow down^۲

مخزن، حجم آب ورودی به مخزن و حجم آب تقطیر شده که تابعی از ساعات کارکرد دستگاه می باشد از موارد اثرگذار بر این رابطه خواهد بود.

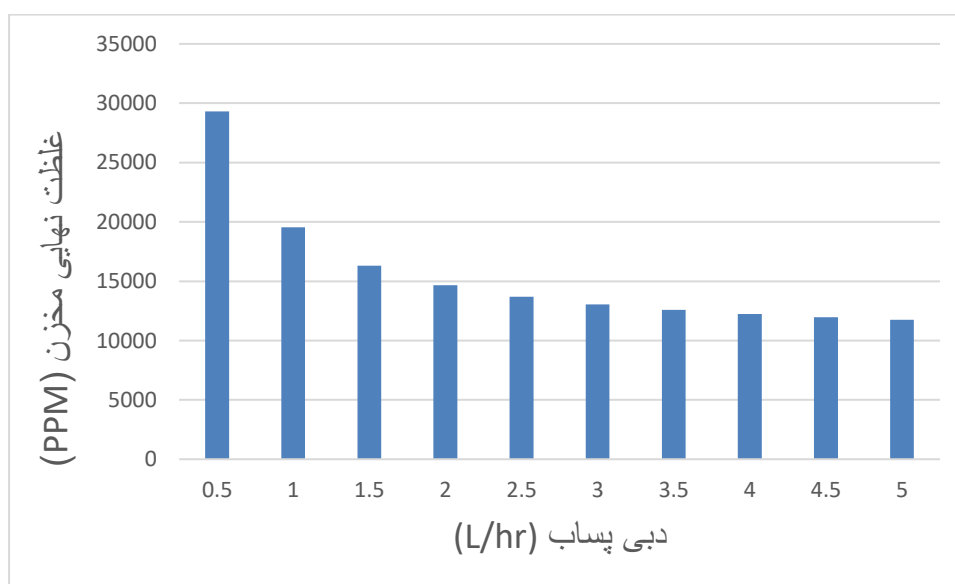


شکل ۴-۵ شماتیک دستگاه آب شیرین کن HD مورد مطالعه

در دستگاه ساخته شده مورد بررسی، حجم مخزن آب شور، ۵۰ لیتر و ماکزیمم تبخیر ساعتی ۱ لیتر در نظر گرفته می شود. بر این اساس در ادامه، تغییرات درصد بازیابی (RR) و غلظت نهایی مخزن آب شور دستگاه آب شیرین کن بر اساس حجم پساب مختلف در شکل های (۴-۵) و (۵-۵) ارائه گردیده است. شایان ذکر است میار تشخیص TDS نهایی مخزن، اختلاف کمتر از ۵ PPM با ساعت کاری قبل در نظر گرفته شده است.



شکل ۵-۵ درصد بازیابی بر حسب دبی پساب



شکل ۶-۵ غلظت نهایی مخزن بر حسب دبی پساب

۵-۵ تحلیل اقتصادی پژوهش حاضر

با توجه به این موضوع که جنبه های اقتصادی یک طرح، نقش کلیدی در تصمیم گیری نهایی برای اجرا و یا عدم اجرای آن طرح را ایفا می نماید ، بررسی این بخش از اهمیت ویژه ای برخوردار می باشد. اولین قدم در بررسی اقتصادی یک موضوع در نظر گرفتن و برآورد هزینه های آن خواهد بود.

در این بخش هدف از بررسی اقتصادی این طرح، برآورد هزینه شیرین سازی هر لیتر آب می باشد که در انتهای این بخش به این مقدار دست خواهیم یافت.

در برآورد هزینه یک پروژه، مقادیر هزینه به دو دسته هزینه ثابت و هزینه متغیر تقسیم می گردند. هزینه های ثابت شامل سرمایه گذاری اولیه و هزینه های سالیانه می باشند. هزینه سالیانه، خود تابعی از نرخ سود بانکی بوده در مدت طول عمر دستگاه محاسبه می گردد. هزینه متغیر نیز شامل انرژی مصرفی دستگاه، تعمیر و نگهداری و سایر موارد می باشد.

۱-۵-۵ محاسبه هزینه های ثابت:

هزینه تجهیزات :

جدول ۵-۲ هزینه تجهیزات مورد استفاده در دستگاه

شماره	نام تجهیز	قیمت (ریال)	قیمت (\$)
۱	کمپرسور سیکل تبرید	۴۷۰۰۰۰۰۰	۱۷۰
۲	کندانسور سیکل تبرید	۷۲۰۰۰۰۰	۲۶
۳	اوپراتور سیکل تبرید	۶۵۰۰۰۰۰	۲۳.۵
۴	فشارسنج (۲×)	۵۰۰۰۰۰۰	۱۸
۵	فن گردش هوا	۳۰۰۰۰۰۰	۱۱
۶	ساخت محفظه	۷۰۰۰۰۰۰	۲۵.۵
۷	راه اندازی سیکل تبرید و شارژ گاز مبرد	۶۰۰۰۰۰۰	۲۱.۷
۸	ساخت پایه	۵۰۰۰۰۰۰	۱۸
۹	پمپ گردش آب	۱۰۰۰۰۰۰۰	۳۶
جمع کل		۹۶۷۰۰۰۰۰	۳۱۳.۵

بنابراین، هزینه های ثابت دستگاه بصورت زیر قابل محاسبه می باشد. در ضمن هزینه نصب تجهیزات به طور میانگین ۱۰٪ مقدار قیمت هر تجهیز در نظر گرفته شده است.

هزینه سرمایه گذاری (Capital Cost) :

(جمع هزینه های تجهیزات) * ۱,۱ = هزینه ثابت

هزینه ثابت سالیانه:

با توجه به در نظر گرفتن طول عمر (n) ۲۰ ساله دستگاه و نرخ سود بانکی (IR) ۱۸٪ در ایران و نرخ بهره بانکی ۵٪ متداول در خارج از ایران هزینه ثابت سالیانه از طریق رابطه زیر محاسبه خواهد شد.

$$\text{Annual cost} = \text{Capital cost} * \left(\frac{IR(1 + IR)^n}{(1 + IR)^{n-1}} \right) \quad ۶-۵$$

۲-۵-۵ محاسبه هزینه های متغیر:

الف_ هزینه تعمیر و نگهداری دستگاه :

بر اساس منابع موجود، هزینه تعمیر و نگهداری سیستم های نمک زدایی معادل ۱۰٪ هزینه سرمایه گذاری دستگاه در نظر گرفته می شود و برابر با مقدار زیر خواهد بود :

$$\text{هزینه سرمایه گذاری} * 10\% = \text{هزینه تعمیر و نگهداری}$$

ب_ هزینه انرژی سالیانه دستگاه :

همانطور که قبلاً اشاره گردید مورد موثر دیگر در بررسی اقتصادی یک طرح، هزینه انرژی مصرفی یک سیستم می باشد. برای انجام محاسبات مربوط به این بخش، ابتدا مدت زمان کاری سیستم باید تعیین گردد.

طراحی این دستگاه برای کارکرد ۲۰ ساعت در هر شبانه روز و ۳۵۰ روز در هر سال انجام شده است. مدت زمان کارکرد روزانه در نظر گرفته شده به منظور جلوگیری از افزایش بیش از حد حرارت کمپرسور و زمان کارکرد سالانه با احتساب زمان مورد نیاز برای اورهال دستگاه می باشد که شامل شستشوی رسوبات دستگاه و تعمیرات احتمالی می باشد.

بنابراین انرژی سالانه مصرفی دستگاه به صورت زیر قابل محاسبه می باشد.

$$\text{تعداد روز کاری} * \text{مدت زمان کارکرد در هر شبانه روز} * \text{مصرف ساعتی دستگاه} = \text{انرژی مصرفی سالیانه}$$

$$E_{consumption} = 1(KWh) * 20 * 350 = 7000 (KWh/year)$$

محاسبه هزینه برق مصرفی سالانه :

تعرفه برق (ریال) × مقدار برق مصرفی سالانه = هزینه برق مصرفی سالانه (ریال)

$$Energy\ Cost = E_{consumption} * 1000 = 7000000 \text{ (ریال)}$$

هزینه نهایی تولید هر لیتر آب شیرین:

به منظور محاسبه هزینه نهایی تولید هر لیتر آب شیرین، ابتدا باید میزان تولید سالانه آب شیرین به

صورت زیر برآورد گردد:

$$\begin{aligned} \text{تعداد روز کاری سالانه} \times \text{مدت زمانه کارکرد در هر شبانه روز} \times \text{تولید ساعتی دستگاه} &= \text{میزان تولید سالانه} \\ = 1 \text{ (L/hr)} * 20 \text{ (hr)} * 350 \text{ (d)} &= 7000 \text{ (L/year)} \end{aligned}$$

مجموع هزینه‌ها:

جدول ۳-۵ مجموع هزینه‌های دستگاه

نوع هزینه	مقدار هزینه (ریال)	مقدار هزینه (\$)
سرمایه‌گذاری اولیه (Capital Cost)	۱۰۸۵۷۰۰۰۰	۳۹۲,۵
هزینه‌های سالیانه (Annual Cost)	۲۳۰۶۰۲۶۸	۸۳,۴
هزینه انرژی (Energy Cost)	۷۰۰۰۰۰۰	۲۵,۳
هزینه تعمیر و نگهداری	۱۰۸۵۷۰۰۰	۳۹,۲

در انتها، هزینه تولید هر لیتر آب شیرین از تقسیم مجموع هزینه‌های سالیانه دستگاه به تولید سالیانه آب شیرین توسط دستگاه محاسبه می‌گردد که معادل ۵۶۵۶,۷ ریال و معادل دلاری \$ ۰,۰۲ به ازاء تولید هر لیتر آب شیرین خواهد بود.

فصل ۷ نتیجه گیری و پیشنهادات

۱-۶ نتیجه گیری

در این مطالعه، مدلسازی و ارزیابی آزمایشگاهی آب شیرین کن رطوبت زنی- رطوبت زدایی (HDH) متصل به یک سیکل تبرید تراکمی بخار بررسی گردیده است. آب شیرین کن های HDH که یکی از انواع فرایندهای شیرین سازی با ظرفیت پایین و پراآتیه در زمینه آب شیرین کن های مقیاس کوچک می باشد. این ارزیابی اثر عوامل مختلفی همچون دبی آب شور ورودی به دستگاه، دمای آب شور ورودی و سرعت هوای در گردش درون سیکل آب شیرین کن را بر میزان تولید بررسی نموده است.

- بر اساس نتایج مدلسازی و آزمایشگاهی افزایش دمای آب شور ورودی به آب شیرین کن در بازه مورد بررسی اثر مثبتی بر میزان تولید آب داشته است بطوری که افزایش دمای آب شور از ۳۰ به ۵۰ درجه سانتی گراد باعث افزایش ۵۰ درصدی میزان تولید آب شیرین گردیده است.
- بررسی اثر دبی آب شور نشانگر این موضوع است که این عامل اثری بر میزان تولید آب شیرین نداشته و اثرات این فاکتور قابل صرف نظر می باشد

- عامل مورد بررسی دیگر، سرعت و یا به عبارت دیگر دبی هوای در گردش در سیکل رطوبت زنی - رطوبت زدایی می باشد. این عامل همانطور که در تعدادی از مطالعات تئوری نیز مورد بحث قرار گرفته است دارای مقداری بهینه بوده به گونه ای که در بازه مورد بررسی، تا سرعت ۰,۹ متر بر ثانیه، اثر مثبت بر میزان تولید داشته اما با افزایش سرعت نرخ تولید آب شیرین کاهش خواهد یافت

- با توجه به استفاده همزمان از حرارت کندانسور سیکل تبرید در قسمت رطوبت زنی و سرمایش ایجاد شده توسط اواپراتور در قسمت رطوبت زدا، برای نخستین بار در این پژوهش، یک شاخص جدید با عنوان (MCOP) معرفی گردیده است. این شاخص بیانگر ضریب عملکرد اصلاح شده سیکل تبرید با در نظر گرفتن بار حرارتی کندانسور و اواپراتور به طور همزمان می باشد و در این سیستم در محدوده ۱,۷ تا ۳,۵ تغییر می نماید.

- نتایج نهایی از عملکرد دستگاه نشان می‌دهد که بیشترین شدت مصرف انرژی این دستگاه ۱,۶ و کمترین میزان این پارامتر مقدار ۰,۹ کیلووات ساعت به ازای تولید هر لیتر تولید آب می‌باشد.
- همچنین بر اساس نتایج تجربی، GOR این سیستم بر اساس شرایط آزمایش در محدوده ۰,۴ تا ۱,۰۵ متغیر می‌باشد.
- از دیگر موارد بررسی شده در این مطالعه، نسبت بازیابی می‌باشد. این نسبت وابسته به دبی Blow down بوده و بر اساس بالانس غلظت در مخزن آب شور، TDS نهایی مخزن بر حسب دبی Blow down تعیین شده و پس از ساعت کارکرد مشخص به یک عدد ثابت خواهد رسید. بعنوان مثال با انتخاب دبی Blow down، ۰,۵ L/hr، نسبت بازیابی بر حسب درصد به مقدار ۶۶٪ و غلظت نهایی مخزن به عدد PPM ۲۹۰۰۰ خواهد رسید. این در حالیست که با افزایش دبی Blow down به مقدار ۲ L/hr، مقدار بازیابی بر حسب درصد به عدد ۳۳٪ و غلظت نهایی مخزن برابر عدد PPM ۱۴۶۷۰ خواهد بود.
- همچنین تحلیل اقتصادی دستگاه مورد مطالعه به منظور محاسبه هزینه نهایی تولید هر لیتر آب شیرین انجام پذیرفت و بر این اساس هزینه تولید هر لیتر آب شیرین توسط این دستگاه، معادل ۵۶۵۶,۷ ریال معادل ۲ سنت محاسبه گردید.

۶-۲ پیشنهادات

- (۱) با توجه به عدم بهینه سازی دستگاه، انجام این کار با استفاده از توابع مختلف پیشنهاد می‌گردد.
- (۲) پیشنهاد می‌گردد سایر انواع کمپرسورها با راندمان های بالاتر برای راه اندازی دستگاه مورد استفاده قرار گیرد
- (۳) همچنین استفاده از منابع انرژی تجدیدپذیر برای تامین انرژی مورد نیاز دستگاه از گزینه پیشنهادی مناسب می‌باشد.

پوست

جدول ۵ مشخصات تجربي آزمايشات انجام شده

جریان (A)	دمای آب خروجی از رطوبت زنی (°C)	دمای مبرد خروجی از کندانسور (°C)	دمای مبرد ورودی به کندانسور (°C)	دمای مبرد خروجی از اوپراتور (°C)	دمای هوای خروجی از رطوبت زدا (°C)	دمای هوای خروجی از رطوبت زنی (°C)	نرخ تولید آب شیرین (mL/hr)	سرعت هوای در گردش (m/sec)	دبی آب شور (L/min)	دمای آب شور ورودی به رطوبت زنی (°C)
4.31	39.87	37.97	62.97	33.24	-9.84	34.20	42.11	1.00	2.10	40.06
4.55	49.10	43.30	63.80	37.20	- 10.10	41.20	53.30	0.35	3.00	50.30
4.54	49.80	43.70	64.90	41.10	-9.40	42.20	53.20	0.35	3.00	50.60
4.54	49.70	45.60	75.40	42.10	-9.10	42.10	53.10	0.35	3.00	50.00
4.43	49.50	44.30	74.40	41.30	- 10.50	42.30	52.80	0.35	3.00	49.00
4.41	49.80	46.60	76.60	41.40	- 10.40	41.80	53.40	0.35	3.00	50.00
4.50	49.80	44.10	78.10	39.90	-9.60	42.80	53.20	0.35	3.00	50.00
4.3	31.1	30.4	53.2	24.1	-14.1	24.9	33.4	1	3	30.2
4.5	30.95	30.73	56.18	23.4	-13.3	23.65	33.12	1	3	30.32
4.6	45.2	40.2	57.3	31.8	-8.3	37.3	46.6	0.35	2.1	43.7
4.6	44.6	38.2	66.4	36.3	-7.7	36.8	48.3	0.35	2.1	44.9
4.6	45.1	37.2	72.5	37.3	-6.7	37.5	48.7	0.35	2.1	44.8
4.6	45.4	41.9	77.6	38.6	-6.4	38.4	49.3	0.35	2.1	45
4.6	44.13	40.67	70.32	37.53	-6.9	37.83	47.47	0.77	2.1	44.75

مرجع

- [1] C. M. and A. Yadav, "Water desalination system using solar heat: A review," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 67, pp. 1308–1330, 2017.
- [2] UNEP, "Water Quality: Policy Brief," *Unwater*, pp. 1–2, 2011.
- [3] N. C. Darre and G. S. Toor, "Desalination of Water: a Review," *Curr. Pollut. Reports*, vol. 4, no. 2, pp. 104–111, 2018.
- [4] A. D. Khawaji, I. K. Kutubkhanah, and J. M. Wie, "Advances in seawater desalination technologies," *Desalination*, vol. 221, no. 1–3, pp. 47–69, 2008.
- [5] A. Al-Radif, "Review of Water Resources and Desalination Technologies," *Desalination*, vol. 93, no. 1–3, pp. 119–125, 1993.
- [6] H. T. El-Dessouky, H. M. Ettouney, and Y. Al-Roumi, "Multi-stage flash desalination: Present and future outlook," *Chem. Eng. J.*, vol. 73, no. 2, pp. 173–190, 1999.
- [7] M. Al-Shammiri and M. Safar, "Multi-effect distillation plants: State of the art," *Desalination*, vol. 126, no. 1–3, pp. 45–59, 1999.
- [8] K. H. Mistry, M. A. Antar, and J. H. Lienhard V, "An improved model for multiple effect distillation," *Desalin. Water Treat.*, vol. 51, no. 4–6, pp. 807–821, 2013.
- [9] R. Saidur, E. T. Elcevvadi, S. Mekhilef, A. Safari, and H. A. Mohammed, "An overview of different distillation methods for small scale applications," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 15, no. 9, pp. 4756–4764, 2011.
- [10] D. S. Likhachev and F. C. Li, "Large-scale water desalination methods: A review and new perspectives," *Desalin. Water Treat.*, vol. 51, no. 13–15, pp. 2836–2849, 2013.
- [11] L. F. Greenlee, D. F. Lawler, B. D. Freeman, B. Marrot, and P. Moulin, "Reverse osmosis desalination: Water sources, technology, and today's challenges," *Water Res.*, vol. 43, no. 9, pp. 2317–2348, 2009.
- [12] D. Curto, V. Franzitta, and A. Guercio, "A review of the water desalination technologies," *Appl. Sci.*, vol. 11, no. 2, pp. 1–36, 2021.
- [13] C. Fritzmann, J. Löwenberg, T. Wintgens, and T. Melin, "State-of-the-art of reverse osmosis desalination," *Desalination*, vol. 216, no. 1–3, pp. 1–76, 2007.
- [14] M. Sadrzadeh and T. Mohammadi, "Sea water desalination using electrodialysis," *Desalination*, vol. 221, no. 1–3, pp. 440–447, 2008.

- [15] S. Al-Amshawee, M. Y. B. M. Yunus, A. A. M. Azoddein, D. G. Hassell, I. H. Dakhil, and H. A. Hasan, "Electrodialysis desalination for water and wastewater: A review," *Chem. Eng. J.*, vol. 380, p. 122231, 2020.
- [16] Z. Lu and L. Xu, "SA NE M SC PL O E – C EO AP LS TE S PL O E –," vol. II.
- [17] K. Sampathkumar, T. V. Arjunan, P. Pitchandi, and P. Senthilkumar, "Active solar distillation-A detailed review," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 14, no. 6, pp. 1503–1526, 2010.
- [18] W. Suwaileh, N. Pathak, H. Shon, and N. Hilal, "Forward osmosis membranes and processes: A comprehensive review of research trends and future outlook," *Desalination*, vol. 485, no. March, p. 114455, 2020.
- [19] M. A. M. Khan, S. Rehman, and F. A. Al-Sulaiman, "A hybrid renewable energy system as a potential energy source for water desalination using reverse osmosis: A review," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 97, no. January, pp. 456–477, 2018.
- [20] A. Subramani, M. Badruzzaman, J. Oppenheimer, and J. G. Jacangelo, "Energy minimization strategies and renewable energy utilization for desalination: A review," *Water Res.*, vol. 45, no. 5, pp. 1907–1920, 2011.
- [21] S. Parekh, M. M. Farid, J. R. Selman, and S. Al-Hallaj, "Solar desalination with a humidification-dehumidification technique - A comprehensive technical review," *Desalination*, vol. 160, no. 2, pp. 167–186, 2004.
- [22] H. T. A. El-dessouky, "Humidification-Dehumidification Desalination P r o c e s s U s i n g W a s t e H e a t f r o m a G a s T u r b i n e," vol. 71, pp. 19–33, 1989.
- [23] M. Zamen, M. Amidpour, and S. M. Soufari, "Cost optimization of a solar humidification-dehumidification desalination unit using mathematical programming," *Desalination*, vol. 239, no. 1–3, pp. 92–99, 2009.
- [24] M. Faegh, P. Behnam, and M. B. Shafii, "A review on recent advances in humidification-dehumidification (HDH) desalination systems integrated with refrigeration, power and desalination technologies," *Energy Convers. Manag.*, vol. 196, no. June, pp. 1002–1036, 2019.
- [25] M. H. Sharqawy, M. A. Antar, S. M. Zubair, and A. M. Elbashir, "Optimum thermal design of humidification dehumidification desalination systems," *Desalination*, vol. 349, pp. 10–21, 2014.
- [26] E. Delyannis, "Historic background of desalination and renewable energies," *Sol. Energy*, vol. 75, no. 5, pp. 357–366, 2003.
- [27] Z. Rahimi-Ahar, M. S. Hatamipour, and L. R. Ahar, "Air Humidification-Dehumidification Process for Desalination: A review," *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 80, 2020.
- [28] H. W. Thorp, *Chemical engineer's handbook. Edited by J. H. Perry, Ph.D. Pp. xiv + 2609. London and New York: McGraw-Hill Book Co., 1934. 50s.*, vol. 53, no. 43. 1934.
- [29] A. E. Kabeel, M. H. Hamed, Z. M. Omara, and S. W. Sharshir, "Water Desalination Using a Technique — A Detailed Review," *Nat. Resour.*, vol. 4, pp. 286–305, 2013.

- [30] T. S. B. Seifert, A. Kroiss, M. Spinnler, "About the History of Humidification-Dehumidification," *Int. Desalin. Assoc. World Congr. Desalin. Water Reuse*, no. October, 2013.
- [31] G. P. Narayan, M. H. Sharqawy, J. H. Lienhard V, and S. M. Zubair, "Thermodynamic analysis of humidification dehumidification desalination cycles," *Desalin. Water Treat.*, vol. 16, no. 1–3, pp. 339–353, 2010.
- [32] H. E. S. Fath and A. Ghazy, "Solar desalination using humidification-dehumidification technology," *Desalination*, vol. 142, no. 2, pp. 119–133, 2002.
- [33] N. Niroomand, M. Zamen, and M. Amidpour, "Theoretical investigation of using a direct contact dehumidifier in humidification–dehumidification desalination unit based on an open air cycle," *Desalin. Water Treat.*, vol. 54, no. 2, pp. 305–315, 2015.
- [34] S. A. Nada, H. F. Elattar, and A. Fouda, "Experimental study for hybrid humidification-dehumidification water desalination and air conditioning system," *Desalination*, vol. 363, pp. 112–125, 2015.
- [35] P. Gao, L. Zhang, and H. Zhang, "Performance analysis of a new type desalination unit of heat pump with humidification and dehumidification," *Desalination*, vol. 220, no. 1–3, pp. 531–537, 2008.
- [36] Y. Zhang, C. Zhu, H. Zhang, W. Zheng, S. You, and Y. Zhen, "Experimental study of a humidification-dehumidification desalination system with heat pump unit," *Desalination*, vol. 442, no. January, pp. 108–117, 2018.
- [37] D. U. Lawal, S. M. Zubair, and M. A. Antar, "Exergo-economic analysis of humidification-dehumidification (HDH) desalination systems driven by heat pump (HP)," *Desalination*, vol. 443, no. March, pp. 11–25, 2018.
- [38] S. Dehghani, A. Date, and A. Akbarzadeh, "Performance analysis of a heat pump driven humidification-dehumidification desalination system," *Desalination*, vol. 445, no. April, pp. 95–104, 2018.
- [39] S. M. Soufari, M. Zamen, and M. Amidpour, "Performance optimization of the humidification-dehumidification desalination process using mathematical programming," *Desalination*, vol. 237, no. 1–3, pp. 305–317, Feb. 2009.
- [40] M. Faegh and M. B. Shafii, "Performance evaluation of a novel compact humidification-dehumidification desalination system coupled with a heat pump for design and off-design conditions," *Energy Convers. Manag.*, vol. 194, pp. 160–172, Aug. 2019.
- [41] M. H. Oudah, M. K. Mejbel, and M. K. Allawi, "R134a flow boiling heat transfer (FBHT) characteristics in a refrigeration system," *J. Mech. Eng. Res. Dev.*, vol. 44, no. 4, pp. 69–83, 2021.
- [42] A. Cavallini, G. Censi, D. Del Col, L. Doretti, G. A. Longo, and L. Rossetto, "Experimental investigation on condensation heat transfer and pressure drop of new HFC refrigerants in a horizontal smooth tube," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 44, no. 1, pp. 1–12, 2001.

Abstract

Drinking water has become a critical issue everywhere in the world, specially, in hot and dry areas such as the Middle East. Producing drinking water from sea requires significant amount of energy, reducing energy consumption or using other cycles' waste heat, can be a key factor. This paper focuses on the building and simulation of a new desalination system based on humidification-dehumidification method. The invention of this system is the direct connection between air flow, water and heat exchangers in both humidifier and dehumidifier. In this device the heat is delivered directly and extracted between heat exchangers and cycling air.

This system combines a compression refrigeration cycle and humidification-dehumidification (HDH) desalination. HDH desalination systems can be driven by low grade and renewable energy resources. Compression refrigeration system and desalination was analyzed by EES software. This paper investigated the effect of different parameters such as, inlet salt water temperature, salt water mass flow and air flow on fresh water production.

The graphs indicate that the ultimate production rate of this device is about 1 liter per hour. Moreover results show that the GOR of this system and the specific energy consumption are 0.9 and 1.1 kwh/L respectively.

Keywords (5 to 7 keywords): Desalination, humidification-dehumidification, HDH, HD-RC



Shahrood University of
Technology

Faculty of Mechanical and Mechatronics Engineering

M.Sc. Thesis in Energy Systems Engineering

Modeling and experimental evaluation of a hybrid HDH desalination system and a compression refrigeration cycle

By: Mohammad Rahnama

Supervisors:

Dr. Mohammad Zamen

Dr. Mohammad Hussain Ahmadi

October, 2021