

چکیده

در این پژوهش، تأثیر دمای آب سرد خروجی از چیلرهای تراکمی آب‌خنک و هواخنک بر عملکرد چیلر و سیستم سرمایش ساختمان مورد بررسی قرار گرفته است. به دلیل سهم قابل توجه سیستم‌های تهویه مطبوع در مصرف انرژی ساختمان‌ها، بهینه‌سازی شرایط عملکرد چیلرها از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است. در این تحقیق، با استفاده از مدل‌سازی ترمودینامیکی و شبیه‌سازی عددی در نرم‌افزار EES، رفتار چیلرهای تراکمی در شرایط مختلف کاری تحلیل شده است. دمای آب سرد خروجی به عنوان مهم‌ترین پارامتر مستقل در بازه ۵ تا ۱۲ درجه سانتی‌گراد مورد بررسی قرار گرفت و تأثیر آن بر ضریب عملکرد (COP)، توان مصرفی کمپرسور، بار سرمایشی و مصرف کل انرژی سیستم ارزیابی شد. همچنین عملکرد چیلرهای آب‌خنک و هواخنک در شرایط اقلیمی و بارهای مختلف با یکدیگر مقایسه گردید. نتایج نشان داد که افزایش کنترل‌شده دمای آب سرد خروجی موجب بهبود ضریب عملکرد و کاهش مصرف انرژی می‌شود، هرچند این تغییر باید با حفظ کیفیت سرمایش و شرایط آسایش حرارتی همراه باشد. علاوه بر این، چیلرهای آب‌خنک به دلیل شرایط مناسب‌تر انتقال حرارت در کندانسور، عملکرد بهتری نسبت به چیلرهای هواخنک از خود نشان دادند. یافته‌های این پژوهش می‌تواند در تعیین دمای بهینه آب سرد خروجی و کاهش مصرف انرژی سیستم‌های سرمایشی ساختمان مورد استفاده قرار گیرد.

کلمات کلیدی: چیلر هواخنک، چیلر آب‌خنک، COP، EES، چیلر تراکمی

فهرست مطالب

فصل اول.....	۸
مقدمه و معرفی.....	۸
۱-۱ مقدمه ای بر تهویه مطبوع.....	۸
۲-۱ روش های مختلف سرمایش در ساختمان.....	۹
۱-۲-۱ چیلر.....	۹
شکل (۱-۱) نحوه عملکرد چیلر جذبی.....	۱۰
۳-۱ کاربرد چیلر تراکمی جهت تامین آب سرد سیستم سرمایش ساختمان.....	۱۱
شکل (۲-۱) ساختار چیلر تراکمی هوا خنک.....	۱۱
شکل (۳-۱) ساختار چیلر تراکمی آب سرد.....	۱۲
شکل (۴-۱) ساختار چیلر تراکمی آب سرد با فن کویل.....	۱۳
۴-۱ چیلر تراکمی بر اساس خنک کاری کندانسور (هواخنک-آب خنک).....	۱۳
شکل (۵-۱) سیستم آب خنک A/C [۱۰].....	۱۵
۵-۱ نرم افزار EES.....	۱۶
۶-۱ ساختار پایان نامه.....	۱۶
فصل دوم.....	۱۷
مروری بر کارهای گذشته.....	۱۷
۱-۲ مقدمه.....	۱۷
۲-۲ مبانی نظری.....	۱۷
۱-۲-۲ سیکل تبرید تراکمی.....	۱۷
۲-۲-۲ چیلرهای تراکمی آب خنک و هواخنک.....	۱۸
۳-۲-۲ ضریب عملکرد (COP) و عوامل مؤثر بر آن.....	۱۸
۴-۲-۲ معادلات حاکم بر سیستم سرمایشی.....	۱۹
۵-۲-۲ مدل سازی و شبیه سازی عددی سیستم های سرمایشی.....	۱۹
۳-۲ پیشینه تحقیق.....	۲۰
جدول ۱-۲ خلاصه پیشینه پژوهش.....	۲۳
۴-۲ جمع بندی.....	۲۴
فصل سوم.....	۲۶
تئوری و روابط.....	۲۶

۲۶	۱-۳ مقدمه
۲۶	۲-۳ روش تحقیق
۲۷	شکل (۱-۳) فلوچارت روش تحقیق
۲۸	۱-۲-۳ جمع آوری داده‌ها
۲۸	۲-۲-۳ مدل سازی ریاضی سیستم چیلر
۲۸	الف) معادلات حاکم بر چیلر تراکمی
۲۹	ب) معادلات مخصوص چیلر هواخنک
۲۹	۳-۲-۳ شبیه سازی عددی با نرم افزار EES
۳۰	۴-۲-۳ اعتبارسنجی مدل
۳۰	۵-۲-۳ تحلیل حساسیت
۳۱	۵-۲-۳ تحلیل حساسیت
۳۲	۳-۲-۷ مدل سازی مبردهای آمیخته (زنوتروپیک)
۳۳	۳-۳ مشخصات سیستم های چیلر مورد مطالعه
۳۳	۱-۳-۳ چیلر تراکمی آب خنک
۳۳	۲-۳-۳ چیلر تراکمی هواخنک
۳۳	۴-۳ فرضیه های حاکم بر مدل
۳۴	۵-۳ جمع بندی فصل
۳۵	فصل چهارم
۳۵	۱-۴ مقدمه
۳۵	۲-۴ پیاده سازی نتایج
۳۵	۱-۲-۴ اثر دمای آب سرد خروجی (TCHWS) بر عملکرد چیلر
۳۶	۲-۲-۴ اثر دمای محیط (Tamb) بر ضریب عملکرد
۳۷	۳-۲-۴ اثر نسبت بار جزئی (PLR) بر عملکرد سیستم
۳۸	۴-۲-۴ اعتبارسنجی مدل عددی
۳۹	۵-۲-۴ تحلیل حساسیت پارامتری
۴۰	۶-۲-۴ بررسی افزودن مبدل حرارتی مایع-مکش (IHx) به سیکل
۴۲	۷-۲-۴ مقایسه عملکرد چیلر با مبردهای مختلف
۴۳	۸-۲-۴ بررسی افزودن IHx برای مبردهای مختلف
۴۷	۳-۴ جمع بندی
۴۸	فصل پنجم

۴۸	۱-۵ مقدمه
۴۸	۵-۲ بحث و نتیجه‌گیری
۵۰	۵-۳ چالش‌ها
۵۱	۵-۴ کاربردها
۵۱	۵-۵ پیشنهاد برای مطالعات آتی
۵۳	منابع
۵۷	Abstract

فهرست شکل‌ها

۱۰	شکل (۱-۱) نحوه عملکرد چیلر جذبی
۱۱	شکل (۲-۱) ساختار چیلر تراکمی هوا خنک
۱۲	شکل (۳-۱) ساختار چیلر تراکمی آب سرد
۱۳	شکل (۴-۱) ساختار چیلر تراکمی آب سرد با فن کویل
۱۵	شکل (۵-۱) سیستم آب خنک A/C [۱۰]
۲۷	شکل (۱-۳) فلوجارت روش تحقیق
۳۱	شکل (۳-۲) شماتیک سیکل تراکمی مجهز به مبدل حرارتی مایع-مکش (IHx) و نمودار فشار-آنتالپی متناظر
۳۶	شکل (۱-۴) تغییرات ضریب عملکرد (COP) بر حسب دمای آب سرد خروجی برای چیلرهای آب‌خنک و هواخنک
۳۷	شکل (۲-۴) تغییرات ضریب عملکرد بر حسب دمای محیط برای چیلرهای آب‌خنک و هواخنک
۳۸	شکل (۳-۴) تغییرات ضریب عملکرد بر حسب نسبت بار جزئی (PLR) برای چیلرهای آب‌خنک و هواخنک
۳۹	شکل (۴-۴) مقایسه نتایج شبیه‌سازی با داده‌های مرجع یانگ و همکاران [۳۴]
۴۰	شکل (۵-۴) ضرایب حساسیت ضریب عملکرد نسبت به پارامترهای ورودی
۴۱	شکل (۶-۴) تأثیر افزودن IHx بر ضریب عملکرد در بازه دمای آب سرد خروجی برای چیلرهای آب‌خنک و هواخنک (مبرد R-134a)
۴۲	شکل (۷-۴) ضریب عملکرد بر حسب دمای آب سرد خروجی برای پنج مبرد مختلف - چیلر آب‌خنک
۴۳	شکل (۸-۴) ضریب عملکرد بر حسب دمای آب سرد خروجی برای پنج مبرد مختلف - چیلر هواخنک
۴۴	شکل (۹-۴) تأثیر افزودن IHx (فوق‌گرم ۳ درجه فارنهایت) بر ضریب عملکرد مبرد R-134a در بازه دمای آب‌سردخروجی
۴۴	شکل (۱۰-۴) تأثیر افزودن IHx (فوق‌گرم ۳ درجه فارنهایت) بر ضریب عملکرد مبرد R-32 در بازه دمای آب سرد خروجی
۴۴	شکل (۱۱-۴) تأثیر افزودن IHx (فوق‌گرم ۳ درجه فارنهایت) بر ضریب عملکرد مبرد R-1234yf در بازه دمای آب‌سردخروجی
۴۴	شکل (۱۲-۴) تأثیر افزودن IHx (فوق‌گرم ۳ درجه فارنهایت) بر ضریب عملکرد مبرد R-454B در بازه‌دمای

آب سرد خروجی..... ۴۵

شکل (۴-۱۳) تأثیر افزودن IHX (فوق گرم ۳ درجه فارنهایت) بر ضریب عملکرد مبرد R-407C

دربازه دمای آب سرد خروجی..... ۴۵

شکل (۴-۱۴) مقایسه نهایی درصد تغییر ضریب عملکرد ناشی از افزودن IHX برای پنج

مبرد مختلف..... ۴۶

فهرست جدول ها

جدول ۱-۲ خلاصه پیشینه پژوهش ۲۳

جدول (۴-۱) نتایج شبیه سازی COP و توان مصرفی کمپرسور بر حسب TCHWS..... ۳۵

جدول (۴-۲) اثر دمای محیط بر ضریب عملکرد چیلرهای آب خنک و هواخنک..... ۳۶

جدول (۴-۳) اثر نسبت بار جزئی (PLR) بر ضریب عملکرد و توان کل مصرفی..... ۳۷

جدول (۴-۴) مقایسه نتایج شبیه سازی با داده های مرجع جهت اعتبارسنجی مدل..... ۳۸

جدول (۴-۵) ضرایب حساسیت COP نسبت به پارامترهای ورودی اصلی..... ۳۹

جدول (۴-۶) مقایسه ضریب عملکرد و توان مصرفی کمپرسور با و بدون IHX در $TCHWS=7^{\circ}C$, $Tamb=35^{\circ}C$ و

PLR=100% (مبرد R-134a)..... ۴۱

جدول (۴-۷) مقایسه ضریب عملکرد و توان مصرفی کمپرسور برای پنج مبرد مختلف و $TCHWS=7^{\circ}C$, $Tamb=35^{\circ}C$ در

PLR=100%..... ۴۲

جدول (۴-۸) تغییر ضریب عملکرد ناشی از افزودن IHX (فوق گرم ۳ درجه فارنهایت) برای پنج مبرد مختلف در نقطه

طراحی..... ۴۵

جدول (۵-۱) خلاصه یافته های کلیدی پژوهش ۵۱

علائم و نشانه ها

علائم اصلی	
دما	T
دبی جرمی	$\dot{m}$
کار تولیدی یا مصرفی	$\dot{W}$
حرارت متبادل شده	$\dot{Q}$
آنتالپی مخصوص	h
دما	T_0
میزان آنتروپی	s
فشار	P
علائم یونانی	
راندمان	η
زیرنویس	
ورودی	i
خروجی	e

۱-۱ مقدمه ای بر تهویه مطبوع

اصطلاح HVAC به سه زمینه گرمایش^۱، تهویه^۲ و تهویه مطبوع^۳ اشاره دارد. چهارمین زمینه مربوط به بحث کنترل است [۱۰]. تهویه، مخلوط کافی از گازها را در هوا حفظ نموده و بو و آلودگی ها را از فضاهای اشغال شده حذف می کند. این کار می تواند به صورت غیرفعال از طریق تهویه طبیعی یا به طور فعال از طریق سیستم های توزیع مکانیکی انجام شود [۵]. تهویه مطبوع به خنک شدن محسوس^۴ و نهان هوا^۵ اشاره دارد. کنترل ها با تضمین آسایش حرارتی، عملکرد ایمن تجهیزات را فراهم نموده و امکان استفاده صحیح از منابع انرژی را فراهم می کنند [۱]. صرفه جویی در انرژی در یک منطقه ممکن است باعث افزایش یا کاهش صرفه جویی در منطقه دیگر شود. این امر در مورد فعل و انفعالات بین اجزای یک سیستم تهویه مطبوع و همچنین بین سیستم و روشنایی و سیستم های پوششی اعمال می شود. بنابراین، درک اینکه چگونه یک سیستم یا زیرسیستم دیگری را تحت تأثیر قرار می دهد، برای به دست آوردن بهترین فرصت ها برای صرفه جویی در انرژی ضروری است. این رویکرد طراحی به عنوان "طراحی کل ساختمان"^۶ شناخته می شود [۴]. قدمت سیستم های HVAC به تمدن های باستانی باز می گردد، برای مثال در دوره روم باستان از سیستم های گرمایش مرکزی در خانه ها و حمام های عمومی و برج های باد برای خنک کردن خانه ها استفاده می شد. در قرن ۱۹، در طول انقلاب صنعتی، نیاز به سیستم های گرمایش و سرمایش در کارخانه ها و ساختمان های بزرگ افزایش یافت که منجر به توسعه سیستم های HVAC اولیه شد [۲]. رادیاتورهای بخار گرمایشی از طریق شبکه ای از لوله ها و رادیاتورها از یک دیگ مرکزی برای گرم کردن آب و توزیع بخار در سراسر ساختمان استفاده می کردند. این سیستم امکان توزیع یکنواخت تر گرما را در مقایسه با شومینه ها و اجاق های قبلی فراهم می کرد. سیستم های تهویه در قرن نوزدهم معمولاً برای تأمین هوای تازه به ساختمان و حذف هوای کهنه طراحی شده بودند [۳]. پنجره ها و دودکش های باز شونده رایج ترین روش های تهویه در آن زمان بودند، اگرچه برخی ساختمان ها از سیستم های تهویه مکانیکی نیز استفاده می کردند که از فن ها برای گردش هوا استفاده می کردند. کوره هوای اجباری یکی دیگر از اختراعات مهم قرن نوزدهم بود. این سیستم توسط آلپونوس^۷ در فرانسه اختراع شد و هوای گرم را با کمک یک دمنده در سراسر ساختمان به گردش در می آورد. در مقایسه با سیستم های گرمایش گرانشی، که برای گردش هوا بر همرفت طبیعی متکی بودند، این یک پیشرفت قابل توجه بود. در اواسط قرن ۱۹، استفاده از سیستم های تهویه مطبوع رو به افزایش گذاشت. اولین سیستم تهویه مطبوع در سال ۱۸۵۱ توسط جان گوری، یک پزشک و مخترع از فلوریدا به ثبت رسید. سیستم او از یخ برای خنک کردن هوا استفاده می کرد و در درجه اول در بیمارستان ها برای کمک به کاهش شیوع بیماری های عفونی استفاده می شد [۸]. به طور کلی، قرن نوزدهم زمان نوآوری های بزرگ در زمینه سیستم های HVAC بود. اختراع رادیاتور بخار، کوره هوای اجباری و سیستم تهویه

¹heating

²ventilating

³air-conditioning

⁴ Sensible heat

⁵Latent heat

⁶Whole building design

⁷Alphonse Beau de Rochas

مطبوع پایه‌های سیستم‌های HVAC مدرنی را که امروزه مورد استفاده قرار می‌گیرد، گذاشت. در قرن بیستم، استفاده از برق و توسعه فناوری‌های مدرن منجر به پیشرفت‌های چشمگیری در سیستم‌های HVAC شد. اختراع اولین تهویه مطبوع مدرن توسط ویلیام کریر^۸ در سال ۱۹۰۲ صنعت HVAC را متحول کرد. بر طبق گزارشات دپارتمان انرژی^۹ (DOE)، تقریباً ۴۸ درصد از کل انرژی مصرفی یک خانه از سیستم‌های HVAC تامین می‌شود. علاوه بر اندازه ساختمان، کارایی سیستم HVAC و دمای محیط، مصرف انرژی سیستم‌های HVAC می‌تواند بسیار متفاوت باشد [۶]. سیستم‌های گرمایش و تهویه مطبوع می‌توانند تا ۶۰ درصد انرژی یک خانه را در آب و هوای گرم مصرف کنند. در آب و هوای سردتر، که گرمایش استفاده اولیه است، سیستم‌های HVAC می‌توانند تا ۳۰ درصد از مصرف انرژی خانه را تشکیل دهند [۷].

۲-۱ روش‌های مختلف سرمایش در ساختمان

سیستم سرمایشی شامل مجموعه‌ای از دستگاه‌ها و تجهیزات بوده که این سیستم با جذب گرمای فضای اتاق و انتقال آن به محیط پیرامون دمای فضای مورد کنترل را کاهش داده و هوای خنک و مطبوع ایجاد می‌کند [۱۲]. دسته‌بندی سیستم‌های مختلف سرمایشی رایج به قرار زیر است [۱۰]:

- سیستم‌های تهویه مطبوع تبخیری مانند کولر آبی، زنت و ابرواشر
- سیستم‌های تهویه مطبوع با آب
- سیستم‌های تهویه مطبوع با هوا
- سیستم‌های مستقل

۱-۲-۱ چیلر

چیلر یک دستگاه مکانیکی است که برای خنک کردن هوای داخل ساختمان کار می‌کند. چیلر با تولید آب سرد (یا مایعات دیگر، مانند محلول گلیکول) و جابجایی آن در ساختمان عمل می‌کند و بدین ترتیب هوای فضای کنترل را خنک می‌کند [۲]. انتقال گرما ممکن است توسط برج‌های خنک‌کننده، که گرما را به هوای بیرون آزاد می‌کنند، یا توسط یک فن که در سراسر کویل‌های خنک‌کننده می‌وزد، تسهیل شود [۱۲]. در این مورد در بخش بعد به صورت مفصل بحث می‌شود. دستگاه‌های چیلر به صورت زیر دسته‌بندی می‌شوند:

- چیلر جذبی
- چیلر تراکمی

از نظر نوع کمپرسور، چیلرها به صورت زیر تقسیم‌بندی می‌شود:

- اسکرو
- پیستونی
- سانتریفوژ (گریز از مرکز) [۴]

گاز مبرد چیلرها در کندانسور با سه روش آب خنک، هوا خنک و تبخیری، خنک‌سازی می‌شود [۸، ۱۵].

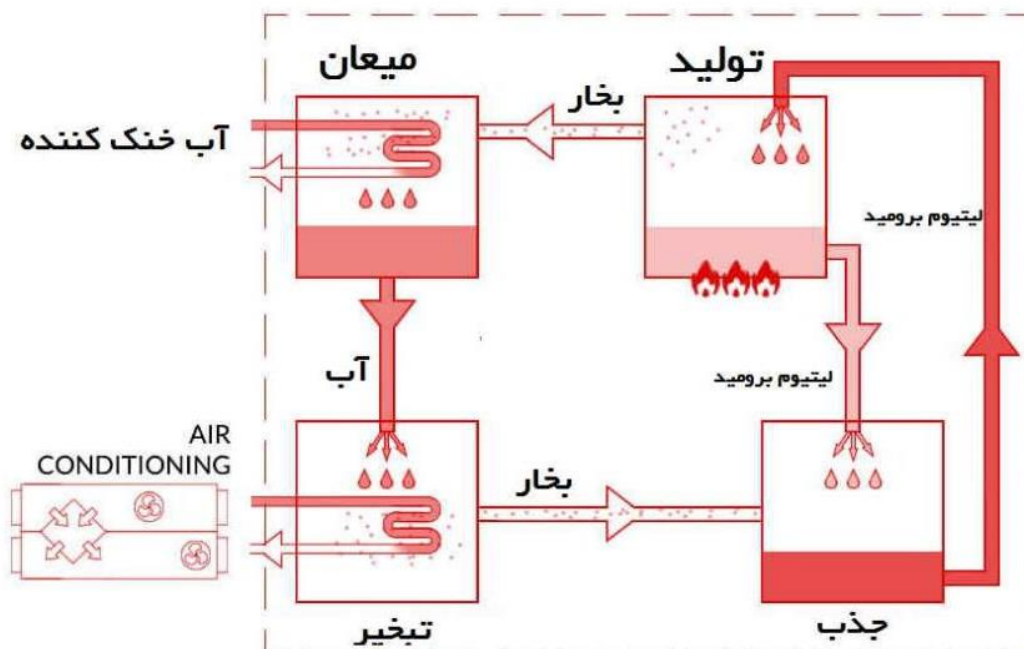
^۸Willis Carrier

^۹Department of Energy

انواع مختلفی از چیلرهای جذبی عبارتند از:

- چیلرهای آب گرم ضد کریستال
- چیلرهای بخار تک اثره
- چیلرهای بخار دو اثره
- چیلرهای شعله مستقیم [۱۱]

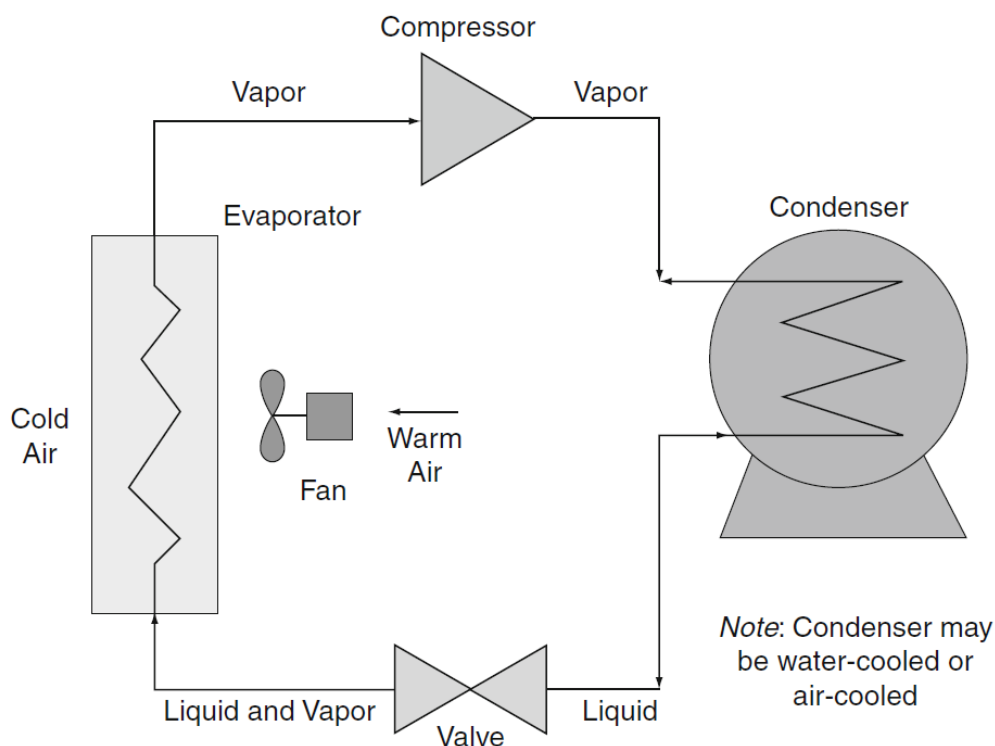
عملکرد چیلرهای جذبی بدین گونه است که در آن اواپراتور مبرد توسط سیستم توزیع خاصی بصورت کاملاً یکنواخت روی دسته لوله‌های آب برگشتی از ساختمان ریخته و بدلیل فشار پایین محفظه اواپراتور تبخیر شده و باعث سرد شدن آب داخل لوله‌ها می‌شود. ابزوربر لیتیوم بروماید توسط سیستم توزیع بصورت کاملاً یکنواخت روی لوله‌ها می‌ریزد، بخار مبرد تولید شده در اواپراتور توسط محلول لیتیوم بروماید در ابزوربر جذب می‌گردد، به دلیل عدم استفاده از سیستم قدیمی نازل در توزیع لیتیوم بروماید امکان گرفتگی یا افتادن نازل و همچنین ریختن مایع بدون تماس با لوله‌ها در اثر پاشش توسط نازل وجود ندارد (شکل ۱-۱). ژنراتور محلول لیتیوم بروماید که پس از جذب بخار مبرد در ابزوربر رقیق شده برای احیا شدن وارد ژنراتور شده و حرارت می‌بیند، در اثر حرارت دریافتی بخار مبرد، از لیتیوم بروماید جدا شده و محلول لیتیوم بروماید غلیظ شده برای استفاده مجدد از طریق مبدل حرارتی راهی ابزوربر می‌شود. کندانسور بخار مبرد تولید شده توسط ژنراتور در کندانسور بدلیل تبادل حرارت با آب ورودی از برج خنک کننده، تقطیر شده و جهت استفاده مجدد راهی اواپراتور می‌شود [۹، ۱۱]. چیلرهای آب گرم ضد کریستال وسیله‌ای مناسب جهت استفاده در ساختمان‌های اداری و مسکونی با زیربنای متوسط هستند، که به راهبری ساده و بدون دردسر نیاز دارند [۸].



شکل (۱-۱) نحوه عملکرد چیلر جذبی

۳-۱ کاربرد چیلر تراکمی جهت تامین آب سرد سیستم سرمایش ساختمان

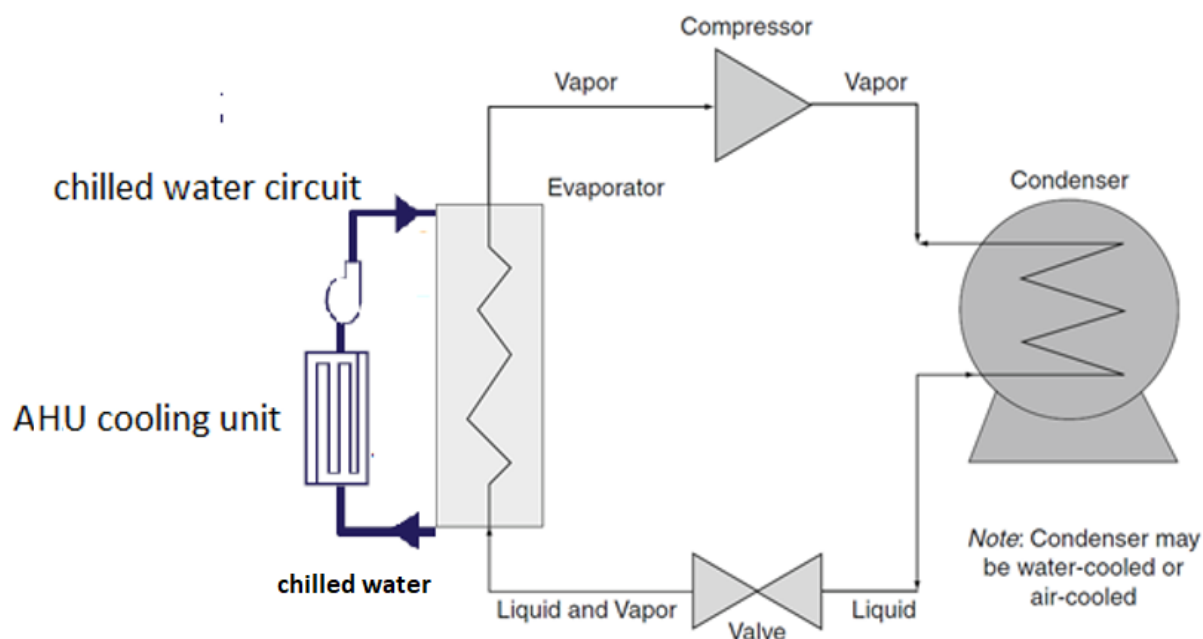
چیلر تراکمی به منظور ایجاد سرمایش در یک فضای کنترل شده استفاده می شود. چیلرها با استفاده از چرخه تبرید و با استفاده از فشرده سازی مبرد (که به عنوان چرخه معکوس رانکین نیز شناخته می شود) حرارت را دفع و هوای فضای کنترل شده را خنک می کنند [۲، ۱۷]. مراحل کار چیلر تراکمی شامل مراحل فشرده سازی، میعان، انبساط و تبخیر است (شکل ۲-۱). مبرد به شکل بخار ابتدا در یک کمپرسور فشرده می شود، حجم آن کاهش و دمای آن افزایش می یابد. سپس به یک واحد کندانسور (چگالش) وارد می شود، جایی که مبرد خنک شده و به مایع تبدیل می شود. سپس این مایع به واحد اواپراتور داخلی منتقل می شود، جایی که از طریق کویل های تبخیرکننده که گرما را از فضای کنترل شده حذف می کنند، عبور می کند. گرمای جذب شده از فضای کنترل شده، مبرد را به بخار تبدیل می کند که به کمپرسور بازگردانده می شود و چرخه را تکمیل می کند [۹، ۲۵]. خنک سازی فضای اتاق می تواند به دو صورت مستقیم (سیستم با مایع مبرد) و غیر مستقیم (سیستم آبی) صورت پذیرد. در سیستم با مایع مبرد با توجه به شکل های ۳-۱ و ۴-۱ با عبور هوای اتاق از روی کویل اواپراتور، فضای اتاق خنک می گردد. به مورد دوم چیلر آب سرد نیز گفته می شود که در آن با توجه به شکل ۲-۱ اواپراتور با استفاده از یک مبدل حرارتی آب ورودی را سرد می کند و این آب با هوای اتاق تبادل حرارتی انجام می دهد و حرارت را جذب نموده و آن را در اواپراتور به مبرد منتقل می کند [۹، ۱۴].



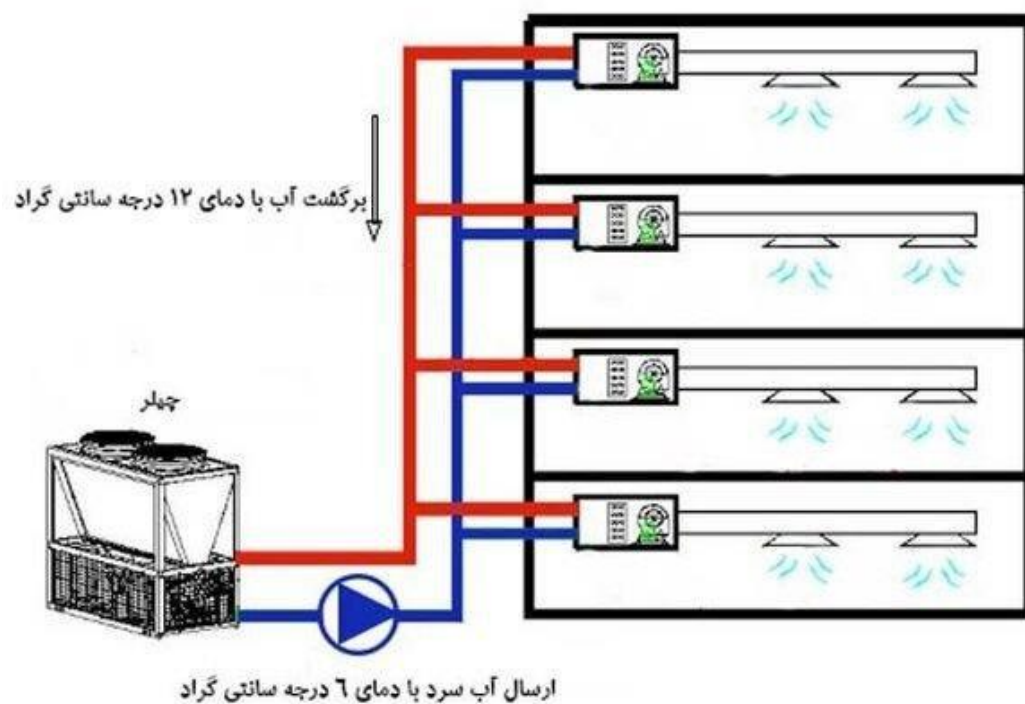
شکل (۲-۱) ساختار چیلر تراکمی هوا خنک

چیلر تراکمی آب سرد نسبت به هوا سرد راندمان بالاتری داشته و مهمترین مزیت آن این است که به فضای باز نیاز ندارد (برخلاف سیستم‌های هوایی) و می‌توان آنها را در داخل ساختمان یا در محیط داخلی نصب نمود. همچنین بسیار ایمن‌تر است زیرا برخلاف سیستم هوایی که در آن از مواد شیمیایی به عنوان مبرد استفاده می‌شود، در آن آب به جای مواد شیمیایی استفاده می‌شود [۱۰، ۱۵]. انتخاب چیلرها با توجه به کاربری متفاوت پروژه‌ها، ملاحظات انرژی و هزینه اولیه و جاری از اهمیت زیادی برخوردار است. موارد زیر از عوامل موثر در انتخاب چیلر است [۴، ۱۳]:

- ظرفیت واقعی چیلر براساس کاربری پروژه و دمای خشک و دمای مرطوب با توجه به نوع چیلر
- نوع کندانسور چیلر با توجه به اقلیم و کاربری پروژه
- EER و COP
- انتخاب نوع کمپرسور با توجه ظرفیت مورد نیاز و نوع کاربری
- مصرف برق چیلر و جریان راه اندازی
- صدای چیلر
- ابعاد و وزن چیلر
- بررسی هزینه اولیه و هزینه جاری چیلر



شکل (۱-۳) ساختار چیلر تراکمی آب سرد



شکل (۴-۱) ساختار چیلر تراکمی آب سرد با فن کویل

۴-۱ چیلر تراکمی بر اساس خنک کاری کندانسور (هواخنک-آب خنک)

کندانسورهای چیلر حرارت را از طریق خنک کردن هوا، خنک کردن آب و تبخیر از سیستم خارج می‌کنند. سیستم‌های هوا خنک^{۱۰} معمولاً در خانه‌های مسکونی و ساختمان‌های تجاری با بار خنک‌کننده کمتر از ۱۰۰ تن تبرید یافت می‌شوند [۸، ۱۵]. کندانسور هوا خنک از کویل‌هایی تشکیل شده است که مبرد در حال جریان را در خود جای می‌دهند و مساحت سطح همرفتی (مساحت انتقال گرما) را به حداکثر می‌رسانند و یک منبع هوای اجباری (معمولاً یک فن) از همرفت برای استخراج گرما از مبرد و حذف کامل آن از سیستم استفاده می‌کند. انتخاب چیلرهای هوا خنک براساس موارد زیر است:

- ظرفیت برودتی (با احتساب حدود ۱۰٪ ضریب اطمینان از بار برودتی کل محاسبه می‌گردد). ظرفیت برودتی برابر مجموع ظرفیت چیلر و میزان دفع حرارت کمپرسور است.
- مشخصات اواپراتور (گذر حجمی و دمای آب خروجی، اختلاف دمای آب)

¹⁰Air-cooled systems

▪ مشخصات کندانسور هوایی (دمای کندانس): استقرار کندانسور باید به نحوی صورت گیرد که جریان هوا روی کویل کندانسور محدود نشده و فضای کافی در اطراف واحد جهت جلوگیری از سیرکولاسیون هوا وجود داشته باشد [۱۰, ۱۸].

سیستم‌های آب خنک^{۱۱} برای ساختمان‌هایی که به بارهای سرمایشی زیادی نیاز دارند، استفاده می‌شوند و معمولاً راندمان بالاتری نسبت به سیستم‌های خنک‌کننده هوایی دارند [۲, ۱۱]. این سیستم به جای استفاده از هوا برای حذف گرما از مبرد، از آب برای استخراج گرما استفاده می‌شود. پس از استخراج گرما، آب به برج خنک‌کننده^{۱۲} پمپ می‌شود، جایی که گرما دوباره به اتمسفر دفع می‌شود و سپس آب به کندانسور پمپ می‌شود. برج‌های خنک‌کننده با استفاده از جریان هوا برای تبخیر بخشی از آب ورودی، گرما را دفع می‌کنند و در نتیجه بقیه آب ورودی را خنک می‌کنند. گرمای منتقل شده به هوا باعث بالا رفتن آن می‌شود و از بالای برج به اتمسفر جریان می‌یابد [۹, ۱۲]. چیلرهای آب خنک راندمان بالاتری نسبت به چیلرهای هوا خنک دارند زیرا آنها گرما را در دمای مرطوب (که رطوبت و تابش را در نظر می‌گیرد) دفع می‌کنند، نه در دمای خشک که چیلرهای هوا خنک گرما را دفع می‌کنند. آنها همچنین برای خروجی سرمایش یکسان، کوچکتر از چیلرهای هوا خنک هستند زیرا کندانسور آنها به سطح کمتری نیاز دارد و از فن استفاده نمی‌کند، که این امر همچنین سطح سر و صدا را به میزان قابل توجهی کاهش می‌دهد [۱۵, ۲۴]. چیلرهای تبخیری چگالشی^{۱۳} اساساً به عنوان یک نسخه کوچک‌تر و کارآمدتر از یک سیستم خنک‌کننده آبی عمل می‌کنند. آنها از همان خنک‌کننده تبخیری ارائه شده به وسیله برج خنک‌کننده استفاده می‌کنند [۸]. خنک‌سازی با استفاده از یک سیستم گردش آب انجام می‌شود که به طور مداوم لوله‌های کندانسور را خیس می‌کند در حالیکه فن‌ها هوا را از روی آنها می‌دمند، آب تبخیر شده و در نتیجه گرما به جو منتقل می‌شود. اگرچه این سیستم نیز مانند یک سیستم خنک‌کننده هوایی از هوا برای خارج کردن گرما از کندانسور استفاده می‌کند، اما کندانسور هوایی کارآمدی کمتری دارد زیرا هوای محیط را از روی سطح کندانسور می‌کشد و گرما را در دمای حباب خشک دفع می‌کند.

پارامترهای مهم جهت انتخاب چیلر آب خنک وابسته به موارد زیر است [۱۳, ۲۲]:

- دبی آب خنک (جهت محاسبه دبی پمپ سیرکولاسیون)
- دمای آب خنک ورودی و خروجی
- افت فشار آب در اواپراتور (جهت محاسبه هد پمپ سیرکولاسیون)
- دبی آب برج خنک کن
- افت فشار آب در کندانسور
- دمای آب ورودی و خروجی برج خنک کن
- میزان برق مصرفی، شدت جریان و تک فاز و سه فاز بودن
- فضای دسترسی

چیلرهای تبخیری چگالشی نسبت به چیلرهای خنک‌کننده آبی به طور قابل توجهی آب کمتری مصرف می‌کنند و در نتیجه هزینه‌های عملیاتی را کاهش می‌دهند [۱۷, ۸]. برای هر نوع چیلر چهار زیرشاخه کمپرسور شامل رفت و برگشتی^{۱۴}،

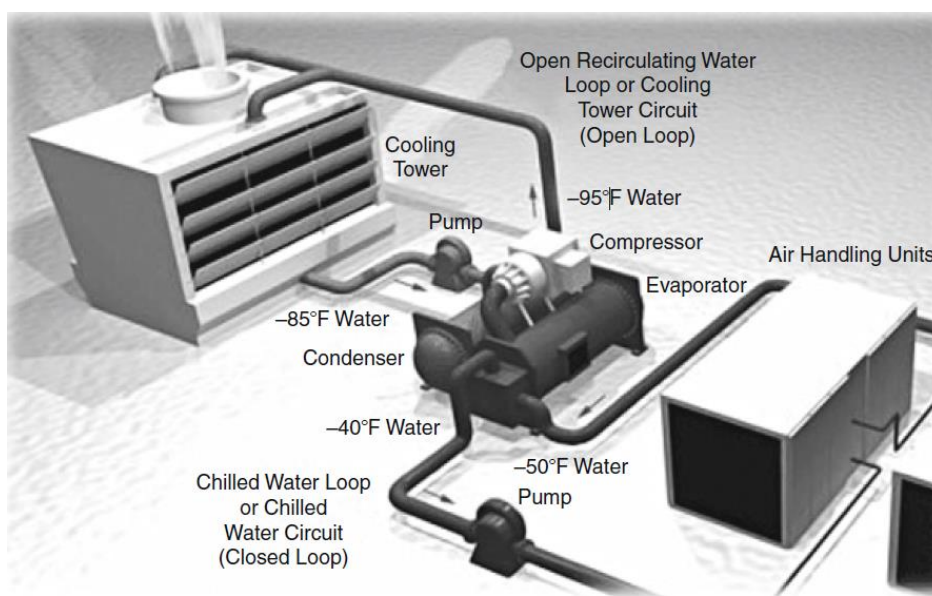
^{۱۱}Water-cooled systems

^{۱۲}Tower cooler

^{۱۳} Evaporative condensed chillers

^{۱۴} Reciprocating

گریز از مرکز^{۱۵}، پیچی^{۱۶} و جذبی^{۱۷} وجود دارد. چیلرهای رفت و برگشتی، گریز از مرکز و اسکرو به صورت مکانیکی توسط موتورهای الکتریکی، توربین‌های بخار یا گاز تغذیه می‌شوند، در حالی که چیلر جذبی با گرما کار می‌کند و از هیچ قطعه متحرکی استفاده نمی‌کند. کمپرسورهای رفت و برگشتی از پیستون‌هایی استفاده می‌کنند که توسط میل لنگ به حرکت در می‌آیند و معمولاً برای تحویل مقادیر کم مبرد در فشار بالا استفاده می‌شوند. کمپرسورهای گریز از مرکز از نیروی گریز از مرکز برای فشردن هوا استفاده می‌کنند و برای تحویل حجم زیادی از مبرد در فشار کم استفاده می‌شوند. آنها به دلیل صرفه جویی در مصرف انرژی و داشتن قطعات متحرک کم، به طور گسترده در صنعت مورد استفاده قرار می‌گیرند. کمپرسورهای اسکرو از دو پیچ چرخان مخالف برای فشردن هوا بین آنها استفاده می‌کنند [۱۰، ۲۵]. گرمایش، تهویه و تهویه مطبوع بخش قابل توجهی از مصرف انرژی و هزینه‌های ساختمان‌های تجاری را تشکیل می‌دهند. در ساختمان‌های مسکونی، تهویه را می‌توان از طریق پنجره‌ها و نشت هوای سازه‌ای تامین کرد، حتی اگر تهویه توسط سیستم HVAC تامین نشود. ساختمان‌های تجاری دارای الزامات تهویه اجباری هستند، بنابراین سیستم HVAC بیشتر تهویه ساختمان را به عهده دارند. ساختمان‌های تجاری نیز به دلیل سیستم‌های روشنایی، تجهیزات الکترونیکی و تراکم بیشتر افراد، بارهای حرارتی بسیار بالاتری دارند و با اضافه شدن فضای طبقه و سطوح بیشتر به ساختمان، این بارها بیشتر می‌شوند. به همه این دلایل، افزایش کارایی سیستم تهویه مطبوع ساختمان می‌تواند به صرفه جویی چشمگیر در طول زمان منجر شود. استراتژی‌های متعددی برای افزایش کارایی سیستم‌های HVAC وجود دارد که شامل کاهش بار، ساینینگ تجهیزات، توالی عملیات و نگهداری است. [۱، ۷، ۸، ۲۴]



شکل (۱-۵) سیستم آب خنک A/C [۱۰]

^{۱۵}centrifugal

^{۱۶}screw-driven

^{۱۷}absorption chiller

۵-۱ نرم افزار EES

در این تحقیق برای شبیه سازی سیکل ها از نرم افزار EES^{۱۸} استفاده می گردد. این نرم افزار مانند بسیاری از نرم افزارهای دیگر توانایی حل معادلات جبری، معادلات دیفرانسیل، و ترسیم نمودار را دارد، اما دو دلیل زیر باعث افزایش توانمندی این نرم افزار شده است [۹]:

۱. در این نرم افزار نیازی به استخراج معادلات بر حسب معلوم و مجهول نیست، بلکه با نوشتن معادلات و برابری تعداد معلوم و مجهول این نرم افزار قادر به حل معادلات در کمترین زمان ممکن است.

۲. نرم افزار EES دارای یک کتابخانه قوی از خواص مواد مختلف است، به طوریکه جداول ترمودینامیکی به عنوان کتابخانه در آن وجود دارد. این یک مزیت برای حل مسائل در زمینه ترمودینامیک، مکانیک سیالات و انتقال حرارت مفید می باشند. نرم افزار EES قابلیت خواندن زبان های برنامه نویسی C و Fortran را دارد. [۹، ۱۹].

۶-۱ ساختار پایان نامه

در راستای دستیابی به اهداف رساله حاضر، مطالعات انجام شده در پنج فصل ارائه می شود. در فصل دوم مروری از کارهای گذشته ارائه می گردد. در فصل سوم روش حل عددی ارائه و همچنین معادلات جبری حاکم بر تک تک اجزای سیستم استخراج می شوند. فصل چهارم در بردارنده نتایج شبیه سازی است. در بخش اول صحت سنجی نتایج شبیه سازی بر مبنای نتایج مرجع انجام می شود. سپس جهت بهینه سازی تغییرات پارامترهای مختلف ارزیابی می شود. در فصل پنجم نیز به جمع بندی نتایج اصلی رساله و پیشنهادات نویسنده در خصوص مطالعات آتی پرداخته می شود.

¹⁸Engineering Equation Solver

۲-۱ مقدمه

سیستم‌های سرمایشی از جمله مهم‌ترین اجزای زیرساختی ساختمان‌های مدرن به شمار می‌روند. با افزایش تقاضای انرژی در بخش ساختمان و اهمیت روزافزون کاهش انتشار گازهای گلخانه‌ای، بهینه‌سازی عملکرد سیستم‌های HVAC^{۱۹} به یکی از اولویت‌های اصلی پژوهشگران و مهندسان حوزه انرژی تبدیل شده است [۴۳،۴۷]. چیلرهای تراکمی به‌عنوان قلب تپنده سیستم‌های سرمایشی، بخش عمده‌ای از مصرف برق ساختمان‌های تجاری و صنعتی را به خود اختصاص می‌دهند. از این رو، شناخت دقیق پارامترهای مؤثر بر عملکرد آن‌ها ضرورتی انکارناپذیر است. [۳۹]

در این فصل، ابتدا مبانی نظری مربوط به سیکل تبرید تراکمی، انواع چیلرها، ضریب عملکرد COP^{۲۰} و معادلات حاکم بر سیستم‌های سرمایشی تشریح می‌شود. سپس پیشینه تحقیق با مروری جامع بر مطالعات داخلی و خارجی انجام‌شده در این حوزه ارائه می‌گردد. هدف از ارائه این فصل، فراهم آوردن بستر نظری لازم برای درک بهتر تأثیر دمای آب سرد خروجی از چیلرهای تراکمی بر عملکرد سیستم سرمایشی است که در فصل‌های بعدی به‌صورت عددی با استفاده از نرم‌افزار EES^{۲۱} تحلیل خواهد شد.

۲-۲ مبانی نظری

۲-۲-۱ سیکل تبرید تراکمی

سیکل تبرید تراکمی پایه‌ای‌ترین فرآیند مورد استفاده در چیلرهای مدرن است. این سیکل از چهار فرآیند اصلی تشکیل شده است: تراکم آدیاباتیک در کمپرسور، چگالش در کندانسور، انبساط در شیر انبساط و تبخیر در اواپراتور. مبرد در طول این چرخه، گرما را از فضای سرمایش‌داده‌شده جذب کرده و به محیط بیرون منتقل می‌کند. دمای تبخیر مبرد در اواپراتور مستقیماً به دمای آب سرد خروجی (Tchws)^{۲۲} وابسته است. کاهش این دما منجر به کاهش فشار تبخیر و در نتیجه افزایش نسبت تراکم کمپرسور و مصرف توان بیشتر می‌شود. بر اساس تحلیل‌های ترمودینامیکی، کاهش دمای آب سرد خروجی موجب کاهش دمای تبخیر مبرد و افزایش نسبت تراکم کمپرسور شده و در نتیجه توان مصرفی کمپرسور را افزایش می‌دهد. میزان این افزایش به نوع چیلر، مبرد و شرایط بهره‌برداری وابسته است [۳۶،۴۴].

¹⁹ HVAC: Heating, Ventilation, and Air Conditioning

²⁰ COP: Coefficient of Performance

²¹ EES: Engineering Equation Solver

²² Tchws: Temperature of Chilled Water Supply

معادله بنیادین توصیف‌کننده بار حرارتی در اواپراتور به صورت زیر بیان می‌شود: بار سرمایشی کل چیلر برابر است با حاصل ضرب دبی جرمی آب سرد در ظرفیت گرمایی ویژه آب و اختلاف دمای آب برگشتی (Tchwr)^{۲۳} و آب سرد تغذیه. این رابطه نشان می‌دهد که با ثابت نگه داشتن دبی جریان، کاهش دمای Tchws می‌تواند دامنه اختلاف دمایی را افزایش داده و در شرایط مناسب، ظرفیت سرمایشی سیستم را بهبود بخشد. با این وجود، این بهبود باید در برابر افزایش توان مصرفی کمپرسور ارزیابی شود تا بهترین نقطه عملیاتی تعیین گردد [۳۶].

۲-۲-۲ چیلرهای تراکمی آب‌خنک و هواخنک

چیلرهای تراکمی از نظر نوع سیستم چگالش مبرد به دو دسته اصلی آب‌خنک و هواخنک تقسیم می‌شوند. در چیلرهای آب‌خنک، گرمای کندانسور توسط آب خنک‌کن که معمولاً از برج خنک‌کن تأمین می‌شود دفع می‌گردد. این نوع چیلر به دلیل دمای پایین‌تر محیط چگالش، عموماً ضریب عملکرد بالاتری نسبت به نوع هواخنک دارد و برای ساختمان‌های بزرگ با نیاز سرمایشی بالا توصیه می‌شود. در مقابل، چیلرهای هواخنک گرمای کندانسور را مستقیماً به جریان هوای محیط منتقل می‌کنند. این چیلرها به آب خنک‌کن نیاز ندارند و نصب و نگهداری ساده‌تری دارند، اما عملکردشان به دمای هوای محیط به شدت وابسته است [۳۴].

مقایسه این دو نوع چیلر نشان می‌دهد که در شرایط دمای محیطی بالا، راندمان چیلرهای هواخنک به‌طور قابل‌توجهی کاهش می‌یابد. این ضعف در مناطق گرم مثل بسیاری از شهرهای ایران اهمیت ویژه‌ای دارد. فناوری‌های نوین از جمله پیش‌خنک‌کن‌های آب‌پاش در چیلرهای هواخنک تلاش می‌کنند این محدودیت را جبران کنند. در مقابل، در سیستم‌های آب‌خنک، عملکرد برج خنک‌کن و دمای آب ورودی به کندانسور تعیین‌کننده اصلی بهره‌وری چیلر است. بنابراین، تنظیم دمای Tchws در هر دو نوع چیلر باید با در نظر گرفتن شرایط اقلیمی و نوع سیستم چگالش صورت پذیرد [۲۹].

۳-۲-۲ ضریب عملکرد (COP) و عوامل مؤثر بر آن

ضریب عملکرد COP شاخص اصلی ارزیابی بهره‌وری انرژی در سیستم‌های سرمایشی است و به صورت نسبت توان سرمایشی تولیدشده به توان الکتریکی مصرف‌شده تعریف می‌شود. بر اساس قوانین ترمودینامیک، COP چیلر ایده‌آل (سیکل کارنو معکوس) با کاهش اختلاف دمایی بین دمای تبخیر و دمای چگالش افزایش می‌یابد [۲۷]. در چیلرهای واقعی، عوامل متعددی از جمله دمای آب سرد خروجی، دمای آب خنک‌کن، بار جزئی، و افت‌های غیرایزانتروپیک در کمپرسور بر مقدار COP تأثیر می‌گذارند.

مطالعات نشان داده‌اند که افزایش کنترل‌شده دمای آب سرد خروجی می‌تواند با کاهش بار کمپرسور، مصرف انرژی چیلر را کاهش دهد و در بسیاری از موارد موجب بهبود عملکرد انرژی سیستم شود، در حالی که ممکن است کیفیت رطوبت‌زدایی هوا نیز کاهش یابد. هرچند میزان این بهبود به شرایط بهره‌برداری و محدودیت‌های آسایش حرارتی وابسته است، [۲۶].

²³Tchwr: Temperature of Chilled Water Return

در سیستم‌های عملی، COP در بار جزئی (PLR)^{۲۴} از اهمیت بالایی برخوردار است، زیرا اکثر چیلرها در دوره‌های طولانی با بار کمتر از طراحی کار می‌کنند. استراتژی‌های کنترل دمای Tchws می‌توانند با تطبیق نقطه تنظیم دما با بار سرمایشی لحظه‌ای، راندمان کلی سیستم را در طول سال بهینه کنند. این رویکرد که به آن "ریست نقطه تنظیم" گفته می‌شود، در ساختمان‌های هوشمند مدرن به‌طور گسترده‌ای به کار می‌رود. نتایج تحقیقات نشان می‌دهد که مدیریت هوشمند این پارامتر موجب بهبود قابل توجه بهره‌وری انرژی سالانه سیستم سرمایشی گردد [۳۲].

۴-۲-۲ معادلات حاکم بر سیستم سرمایشی

مدل‌سازی ترمودینامیکی سیستم چیلر نیازمند تعریف معادلات حاکم بر هر یک از اجزای اصلی است. بار سرمایشی واحد هواساز AHU^{۲۵} و فن‌کویل‌ها (FCU)^{۲۶} تعیین‌کننده نیاز سرمایشی ساختمان (Qcl)^{۲۷} هستند. معادله اول، بار سرمایشی کل را به‌صورت حاصل‌ضرب دبی جرمی آب سرد، ظرفیت گرمایی ویژه آب، و اختلاف دمای Tchws و Tchwr بیان می‌کند. معادله دوم، نشان‌دهنده دفع حرارت از کندانسور است که برابر مجموع بار سرمایشی و توان کمپرسور است. توان کمپرسور نیز از طریق دبی جرمی مبرد، اختلاف آنتالپی دو سر کمپرسور و راندمان ایزانتروپیک محاسبه می‌شود [۳۰]. این مجموعه معادلات در نرم‌افزار EES پیاده‌سازی و حل خواهد شد. انتخاب مبرد مناسب نیز پارامتری مهم در طراحی چیلرهای امروزی است. با توجه به محدودیت‌های زیست‌محیطی مربوط به پتانسیل گرمایش جهانی (GWP)^{۲۸}، مبردهای نسل جدید مثل R-۳۲، R-۴۵۴B و R-۱۲۳۴yf جایگزین مبردهای قدیمی می‌شوند. تغییر نوع مبرد بر منحنی‌های ترمودینامیکی سیکل و در نتیجه بر رابطه بین دمای Tchws و COP تأثیر مستقیم می‌گذارد. بنابراین در مدل‌سازی عددی این پژوهش، نوع مبرد به‌عنوان یک متغیر مهم در نظر گرفته می‌شود [۳۷]. نتایج مقایسه کمی عملکرد این مبردها در فصل چهارم (بخش ۴-۲-۷) ارائه می‌شود.

۵-۲-۲ مدل‌سازی و شبیه‌سازی عددی سیستم‌های سرمایشی

نرم‌افزار EES یکی از قدرتمندترین ابزارهای مدل‌سازی سیستم‌های ترمودینامیکی است که قابلیت حل دستگاه معادلات غیرخطی، پردازش داده‌های ترمودینامیکی مبردهای مختلف و انجام تحلیل حساسیت را به‌صورت یکپارچه فراهم می‌آورد. این نرم‌افزار با دسترسی به پایگاه داده جامع خواص ترمودینامیکی سیالات، امکان شبیه‌سازی دقیق رفتار سیکل تبرید در شرایط مختلف عملیاتی را فراهم می‌کند. مهندسان با استفاده از این ابزار می‌توانند پارامترهای بهینه عملیاتی را بدون نیاز به آزمایش‌های پرهزینه شناسایی کنند [۳۸، ۳۴].

²⁴ PLR: Part Load Ratio

²⁵ AHU: Air Handling Unit

²⁶ FCU: Fan Coil Unit

²⁷ Qcl: Cooling Load

²⁸ GWP: Global Warming Potential

در مطالعات مربوط به چیلرهای تراکمی، مدل سازی عددی اغلب شامل سه سطح است: مدل جعبه سفید (معادلات اول اصل ترمودینامیک)، مدل جعبه سیاه (مبتنی بر داده های تجربی) و مدل هیبریدی. استفاده از مدل های مبتنی بر اصول ترمودینامیکی در EES امکان تحلیل دقیق تر اثر تغییرات دمای Tchws را فراهم می کند و نتایج قابل تعمیم تری نسبت به مدل های تجربی ارائه می دهد. این رویکرد در پژوهش های متعددی که به بررسی بهینه سازی عملکرد چیلرها پرداخته اند، مورد استفاده قرار گرفته است [۳۹].

۳-۲ پیشینه تحقیق

کایر و همکاران [۲۶] در مطالعه ای، تأثیر تغییر نقطه تنظیم دمای آب سرد خروجی بر آسایش حرارتی و مصرف انرژی را در یک ساختمان اداری در غنا را بررسی کردند. نتایج نشان داد که افزایش دمای Tchws از ۱۲.۵ به ۱۴ درجه سلسیوس می تواند مصرف انرژی چیلر را تا ۲ درصد کاهش دهد، در حالی که شاخص های آسایش حرارتی در محدوده قابل قبول باقی می ماند. دستاورد مهم این پژوهش ارائه یک منحنی بهینه سازی بین مصرف انرژی و آسایش حرارتی است که می تواند به عنوان راهنمای عملی در تنظیم سیستم های سرمایشی به کار رود.

هوونگ و همکاران [۲۷] در پژوهشی، اثر دمای آب سرد بر عملکرد یک چیلر هواخنک آزمایشگاهی را به صورت تجربی بررسی کردند. آزمایش ها در محدوده دمایی ۷ تا ۱۵ درجه سلسیوس انجام شد. نتایج نشان داد که با افزایش دمای Tchws، ضریب عملکرد (COP) چیلر به طور خطی افزایش می یابد و به ازای هر یک درجه افزایش دما، ضریب عملکرد حدود ۳ درصد بهبود می یابد. این مطالعه تجربی داده های ارزشمندی برای اعتبارسنجی مدل های عددی فراهم می کند.

جیا و همکاران [۲۸] در مطالعه ای به بهینه سازی بارگذاری چیلرها در نیروگاه های آب سرد دو دمایی پرداختند. آن ها با استفاده از الگوریتم های بهینه سازی نشان دادند که تنظیم هوشمند دمای Tchws در سیستم های دارای چندین چیلر می تواند صرفه جویی انرژی قابل توجهی ایجاد کند. دستاورد اصلی این پژوهش ارائه یک روش کنترل بهینه مبتنی بر برنامه ریزی دینامیک است که در شرایط بار متغیر، توزیع بار بین چیلرها را بهینه می سازد.

باتاچاریا و همکاران [۲۹] رویکرد بهینه سازی هم طراحی را برای نیروگاه چیلر یک ساختمان تجاری بزرگ با استفاده از بهینه سازی بیزی ارائه کردند. این پژوهش نشان داد که رویکرد مذکور - که شامل بهینه سازی هم زمان تعداد چیلرها، ظرفیت آن ها و آستانه های روشن/خاموش است - می تواند مصرف انرژی سالانه سیستم چیلر را تا ۱۲ درصد کاهش دهد. نوآوری اصلی این مطالعه استفاده از یادگیری ماشین برای تطبیق نقطه تنظیم Tchws با شرایط آب و هوایی متغیر است.

تراتمن و همکاران [۳۰] مدل سازی و بهینه سازی مصرف انرژی کل سیستم آب سرد را بررسی کردند. آن ها یک مدل جامع برای سیستم چیلر شامل کمپرسور، کندانسور، اواپراتور، پمپ ها و برج خنک کن توسعه دادند و نشان دادند که بهینه سازی هم زمان دمای Tchws و دمای آب خنک کن می تواند صرفه جویی انرژی تا ۲۵ درصد نسبت به کنترل ثابت ایجاد کند.

"ها و همکاران [۳۱] تأثیر تغییر پارامترهای طراحی سیستم سرمایشی بر مصرف انرژی سالانه ساختمان های اداری بزرگ را بررسی کردند. آن ها با استفاده از شبیه سازی انرژی ساختمان در نرم افزار EnergyPlus، نشان

دادند که تنظیم Tchws متناسب با فصل و بار سرمایشی می‌تواند مصرف انرژی سالانه را تا ۱۵ درصد کاهش دهد، بگونه ای که افزایش دمای آب سرد خروجی از ۷ به ۹ درجه سانتی‌گراد (همراه با افزایش اختلاف دمای آب سرد از ۵ به ۹ کلوین) می‌تواند مصرف انرژی سالانه سیستم سرمایش را تا حدود ۲۱۰٪ کاهش دهد. نتایج پژوهش اهمیت تنظیم دمای آب سرد خروجی را به عنوان پارامتری کلیدی در بهینه‌سازی عملکرد چیلر و کاهش مصرف انرژی سرمایش آشکار می‌سازد. همچنین این پژوهش تأکید ویژه‌ای بر اثر اقلیم محلی در انتخاب استراتژی کنترل دما داشته است.

هوانگ و همکاران [۳۲] روش بهبود کنترل توالی چیلر مبتنی بر بار سرمایشی را معرفی کردند. آن‌ها نشان دادند که ادغام کنترل Tchws با استراتژی توالی چیلر می‌تواند بهره‌وری کل سیستم را به‌طور چشمگیری افزایش دهد. دستاورد مهم این پژوهش توسعه یک الگوریتم کنترل پیش‌بینانه است که با استفاده از پیش‌بینی بار ساختمان، نقطه تنظیم دمای Tchws را از پیش تنظیم می‌کند.

نی و همکاران [۳۳] بهبود عملکرد چیلر پیچی آب‌خنک در شرایط بار جزئی با مکانیزم موازی دریاچه انبساط را مطالعه کردند. این پژوهش نشان داد که در دمای پایین Tchws و شرایط بار جزئی، استفاده از دریاچه موازی می‌تواند مشکل جریان‌های غیرپایدار را برطرف کند. نتایج نشان داد که COP چیلر در بار ۵۰ درصد تا ۸ درصد بهبود یافت.

یانگ و همکاران [۳۴] در کنفرانس AIVC کاربرد پیش‌خنک‌کن آب‌پاش بر روی چیلرهای هواخنک را در شرایط آب‌وهوای گرم بررسی کردند. این فناوری با کاهش دمای هوای ورودی به کندانسور، دمای چگالش مبرد را پایین می‌آورد و در نتیجه COP چیلر هواخنک را بهبود می‌بخشد. نتایج نشان داد که در روزهای گرم تابستان، این رویکرد می‌تواند مصرف انرژی چیلر را تا ۱۵ درصد کاهش دهد و اثر آن معادل کاهش ۲ تا ۳ درجه‌ای دمای Tchws است.

کامارا و همکاران [۳۵] در مجله Cleaner Energy Systems طراحی و بررسی عملکرد یک سیستم سرمایشی جذبی کمکی با کلکتور دوعمله را در مناطق گرم مطالعه کردند. این پژوهش نشان داد که سیستم‌های سرمایش جذبی خورشیدی می‌توانند با کاهش بار الکتریکی چیلر تراکمی، راندمان کلی سیستم را در شرایط گرمای شدید بهبود دهند. دستاورد اصلی مطالعه ارائه مدل طراحی یکپارچه برای ترکیب چیلر جذبی و تراکمی است که در آن دمای Tchws به‌عنوان عامل کلیدی در تخصیص بار بین دو سیستم عمل می‌کند.

اقبال و همکاران [۴۵] تحلیل اگزرجواقتصادی و اگزرجویست‌محیطی دو سیستم تهویه مطبوع با میردهای R-۳۲ و R۴۱۰A را انجام دادند. این پژوهش نشان داد که استفاده از مبرد R-۳۲ در مقایسه با R۴۱۰A می‌تواند ضریب عملکرد بهتری ارائه دهد و اثرات زیست‌محیطی کمتری داشته باشد. دستاورد اصلی این مطالعه ارائه روش تحلیل ترکیبی انرژی-اگزرجوی-اقتصاد-محیط‌زیست برای انتخاب مبرد بهینه در چیلرهای تراکمی است که می‌تواند در انتخاب مبرد مناسب برای دستیابی به بهینه‌ترین نقطه عملیاتی Tchws مورد استفاده قرار گیرد.

دوس سانتوس و همکاران [۴۶] تحلیل انرژی و اگزرجوی یک چیلر تراکمی مجهز به کمپرسور پیچی را در یک مرکز خرید بزرگ با استفاده از نرم‌افزار EES انجام دادند. نتایج نشان داد که تغییر دمای آب سرد خروجی در بازه ۷ تا ۱۷ درجه سلسیوس، میزان تخریب اگزرجوی کل را با نرخ حدود ۱۰۲ درصد به ازای هر درجه افزایش دما

تغییر می‌دهد. این پژوهش شبیه‌سازی عددی با EES را به عنوان ابزاری مناسب برای بهینه‌سازی عملکرد چیلرهای تراکمی معرفی کرد.

کیم و همکاران [۴۷] تحلیل جامعی از عملکرد چیلر سانتریفوژ آب‌خنک در شرایط دمایی استاندارد با استفاده از داده‌های اندازه‌گیری میدانی سه‌ساله ارائه دادند. این پژوهش نشان داد که COP چیلر به دمای آب سرد خروجی و دمای آب ورودی کندانسور به‌عنوان دو متغیر مستقل اصلی وابستگی مستقیم دارد. روش تحلیلی ارائه‌شده در این مطالعه می‌تواند برای ارزیابی عملکرد واقعی چیلرها در شرایط بهره‌برداری مختلف و مقایسه با شرایط اسمی مورد استفاده قرار گیرد.

طاهری و همکاران [۱] مروری جامع بر روش‌های کنترل پیش‌بینانه مدل (MPC) در سیستم‌های HVAC ارائه دادند. این پژوهش نشان داد که رویکردهای کنترل هوشمند مبتنی بر مدل می‌توانند با بهینه‌سازی نقطه تنظیم دمای آب سرد خروجی بر اساس پیش‌بینی بار ساختمان، مصرف انرژی سیستم‌های سرمایشی را به طور قابل توجهی کاهش دهند. دستاورد اصلی این مطالعه معرفی چارچوب کنترلی یکپارچه است که با ادغام پیش‌بینی بار و بهینه‌سازی نقطه تنظیم Tchws، کارایی کلی سیستم HVAC را بهبود می‌بخشد.

استاسی و همکاران [۴۸] تاثیر استراتژی‌های مختلف کنترل و توالی چیلرها بر بهره‌وری کلی سیستم سرمایشی در ساختمان‌های تجاری بزرگ را بررسی کردند. نتایج این مطالعه نشان داد که ادغام کنترل دما Tchws با استراتژی‌های توالی چیلر می‌تواند مصرف انرژی کل سیستم سرمایشی را بهبود بخشد. این پژوهش با استفاده از شبیه‌سازی عددی نشان داد که تنظیم پویای نقطه تنظیم آب سرد خروجی بر اساس شرایط اقلیمی متغیر و بار لحظه‌ای ساختمان، کلیدی‌ترین عامل در بهینه‌سازی انرژی سیستم‌های سرمایشی پیچیده است.

لی و همکاران [۴۹] تاثیر نسبت مایع به گاز (LGR) بر کارایی انرژی چیلرهای تراکمی آب‌خنک را مورد بررسی قرار دادند. این پژوهش نشان داد که کنترل دمای آب کندانسور از طریق تنظیم LGR، اثر مستقیم بر COP چیلر دارد. نتایج نشان داد که کاهش دمای آب ورودی به کندانسور از طریق بهینه‌سازی LGR در برج خنک‌کن، با ثابت نگه داشتن دمای آب سرد خروجی، می‌تواند کارایی کلی سیستم را بهبود بخشد و نقطه عملیاتی بهینه را در تعامل با دمای Tchws تعیین کند.

سالوس و ژانگ [۵۰] یک رویکرد کنترل داده‌محور برای بهینه‌سازی سیستم‌های سرمایشی ساختمان ارائه دادند. این مطالعه با استفاده از کنترل‌کننده‌های مجازی مبتنی بر داده، قادر بود بار سرمایشی ساختمان را با دقت بالا پیش‌بینی کرده و نقطه تنظیم دمای آب سرد خروجی را بر این اساس بهینه کند. نتایج نشان داد که رویکردهای داده‌محور در مقایسه با روش‌های کنترل سنتی می‌توانند عملکرد بهتری در شرایط بارهای متغیر ارائه دهند و ابزار مناسبی برای تحلیل تعامل بین دمای Tchws و کارایی کل سیستم HVAC هستند.

جدول ۱-۲ خلاصه پیشینه پژوهش

ردیف	پژوهشگر / سال	موضوع پژوهش	روش تحقیق	مهم ترین یافته ها
۱	کایر و همکاران (۲۰۲۴)	بررسی اثر دمای آب سرد خروجی بر آسایش حرارتی و مصرف انرژی	شبیه سازی ساختمان اداری	افزایش TCHWS از ۱۲.۵ به ۱۴ درجه باعث کاهش ۲٪ مصرف انرژی شد.
۲	هونگ و همکاران (۲۰۲۱)	اثر دمای آب سرد بر عملکرد چیلر هواخنک	مطالعه تجربی	افزایش دمای آب سرد خروجی باعث افزایش خطی COP شد.
۳	جیا و همکاران (۲۰۲۱)	بهینه سازی بارگذاری چیلرها	الگوریتم بهینه سازی	تنظیم هوشمند TCHWS موجب صرفه جویی قابل توجه انرژی شد.
۴	باتاچاریا و همکاران (۲۰۲۱)	کنترل نیروگاه چیلر با بهینه سازی بیزی	یادگیری ماشین و کنترل هوشمند	کاهش ۱۲٪ مصرف انرژی سالانه سیستم چیلر.
۵	تروتمن و همکاران (۲۰۲۱)	مدلسازی کل سیستم آب سرد	مدل جامع انرژی	بهینه سازی همزمان TCHWS و آب کندانسور موجب صرفه جویی ۲۵٪ شد.
۶	ها و همکاران (۲۰۲۰)	اثر پارامترهای طراحی سرمایه بر مصرف انرژی	شبیه سازی EnergyPlus	تنظیم فصلی TCHWS تا ۱۵٪ مصرف انرژی را کاهش داد.
۷	هوانگ و همکاران (۲۰۱۶)	اثر پارامترهای طراحی سرمایه بر مصرف انرژی	الگوریتم کنترل پیش بینانه	افزایش چشمگیر بهره وری کل سیستم HVAC.
۸	نی و همکاران (۲۰۱۸)	بهبود عملکرد چیلر پیچی آب خنک در بار جزئی	تحلیل عملکرد	بهبود ۸٪ COP در بار ۵۰٪ با مکانیزم موازی.
۹	یانگ و همکاران (۲۰۰۹)	پیش خنک کن آب پاش برای چیلر هواخنک	مطالعه تجربی	کاهش ۱۵٪ مصرف انرژی در هوای گرم.
۱۰	کامارا و همکاران (۲۰۲۴)	سیستم سرمایه جذب کمی خورشیدی	طراحی و مدلسازی	بهبود راندمان سیستم ترکیبی جذبی-تراکمی.
۱۱	اقبال و همکاران (۲۰۲۲)	تحلیل اگزرواقتصادی و زیست محیطی سیستم های AC با R-32 و R۴۱۰A	تحلیل اگزرژی و اقتصادی	R-32 عملکرد بهتری نسبت به R۴۱۰A از نظر اگزرژی و محیط زیست دارد.

۱۲	دوس سانتوس و همکاران (۲۰۲۴)	تحلیل انرژی و انرژی چیلر تراکمی با EES	شبیه‌سازی عددی EES	افزایش دمای آب سرد خروجی موجب کاهش تخریب انرژی در چیلر می‌شود.
۱۳	کیم و همکاران (۲۰۲۵)	پیش‌بینی عملکرد چیلر آب‌خنک سانتریفوژ در شرایط استاندارد	رگرسیون داده‌های میدانی	COP چیلر به دمای آب سرد خروجی و دمای آب ورودی کندانسور وابسته است.
۱۴	طاهری و همکاران (۲۰۲۲)	مرور روش‌های کنترل پیش‌بینانه (MPC) در سیستم‌های HVAC	مرور ادبیات جامع	MPC با بهینه‌سازی Tchws می‌تواند مصرف انرژی HVAC را کاهش دهد.
۱۵	استاسی و همکاران (۲۰۲۳)	استراتژی‌های کنترل داده‌محور برای بهبود عملکرد سرمایشی ساختمان	شبیه‌سازی و کنترل هوشمند	تنظیم پویای Tchws بر اساس بار لحظه‌ای، کارایی سیستم سرمایشی را بهبود می‌بخشد.
۱۶	لی و همکاران (۲۰۲۲)	ارزیابی صرفه‌جویی انرژی با نسبت پایین مایع به گاز (LGR) در سیستم HVAC	تجربی و شبیه‌سازی	کنترل LGR در برج خنک‌کن اثر مستقیم بر COP چیلر دارد.
۱۷	سالوس و ژانگ (۲۰۲۳)	کنترل داده‌محور برای بهینه‌سازی سیستم‌های سرمایشی ساختمان	کنترل‌کننده‌های مجازی داده‌محور	رویکردهای داده‌محور عملکرد بهتری نسبت به کنترل سنتی در بارهای متغیر دارند.

۴-۲ جمع بندی

در این فصل، مبانی نظری و پیشینه پژوهش مرتبط با عملکرد چیلرهای تراکمی آب‌خنک و هواخنک مورد بررسی قرار گرفت. ابتدا مفاهیم پایه مرتبط با سیکل تبرید تراکمی، اجزای اصلی سیستم‌های سرمایشی و نقش دمای آب سرد خروجی (TCHWS) در عملکرد ترمودینامیکی چیلرها تشریح شد. همچنین انواع چیلرهای تراکمی و تفاوت‌های عملکردی آن‌ها از نظر راندمان انرژی، شرایط بهره‌برداری و تأثیرپذیری از شرایط اقلیمی مورد تحلیل قرار گرفت. در ادامه، مفهوم ضریب عملکرد (COP) به‌عنوان مهم‌ترین شاخص ارزیابی بازده سیستم‌های سرمایشی معرفی و عوامل مؤثر بر آن از جمله دمای آب سرد خروجی، دمای محیط، بار جزئی و شرایط عملکرد کمپرسور بررسی شد. سپس معادلات حاکم بر عملکرد سیستم‌های سرمایشی و اصول مدلسازی ترمودینامیکی چیلرها ارائه گردید. در این بخش، روابط مربوط به بار سرمایشی، توان کمپرسور، انتقال حرارت در کندانسور و اواپراتور، و محاسبه ضریب عملکرد معرفی شد و نقش نرم‌افزار EES در حل معادلات غیرخطی و انجام شبیه‌سازی‌های عددی توضیح داده شد. همچنین اهمیت انتخاب مبرد مناسب و تأثیر آن بر عملکرد سیستم سرمایشی مورد توجه قرار گرفت. در بخش پیشینه تحقیق، مطالعات داخلی و خارجی انجام‌شده در زمینه اثر دمای آب سرد خروجی بر عملکرد چیلرها بررسی شد. نتایج پژوهش‌های پیشین نشان داد که افزایش کنترل‌شده دمای آب سرد خروجی می‌تواند منجر به کاهش مصرف انرژی و بهبود ضریب عملکرد سیستم گردد، هرچند این

موضوع باید همزمان با حفظ شرایط آسایش حرارتی و کیفیت سرمایش انجام شود. همچنین مشخص شد که استفاده از روش‌های کنترل هوشمند، الگوریتم‌های بهینه‌سازی و تحلیل حساسیت نقش مهمی در بهبود بهره‌وری سیستم‌های سرمایشی ایفا می‌کنند. به طور کلی، مرور مبانی نظری و پیشینه تحقیق نشان داد که دمای آب سرد خروجی یکی از مهم‌ترین پارامترهای مؤثر بر عملکرد و مصرف انرژی چیلرهای تراکمی است و بهینه‌سازی آن می‌تواند نقش قابل توجهی در کاهش مصرف انرژی ساختمان‌ها داشته باشد. همچنین بررسی مطالعات پیشین بیانگر آن است که با وجود پژوهش‌های متعدد در این حوزه، هنوز نیاز به تحلیل دقیق‌تر رفتار چیلرهای آب‌خنک و هواخنک تحت شرایط اقلیمی و بارهای مختلف وجود دارد. بر همین اساس، پژوهش حاضر با استفاده از مدلسازی ترمودینامیکی و شبیه‌سازی عددی در نرم‌افزار EES تلاش می‌کند این خلأ پژوهشی را پوشش داده و راهکارهای مناسبی برای تعیین دمای بهینه آب سرد خروجی ارائه دهد.

در این فصل، روش‌شناسی تحقیق مورد استفاده جهت بررسی تأثیر دمای آب سرد خروجی از چیلرهای تراکمی آب‌خنک و هواخنک بر عملکرد سیستم‌های سرمایشی ساختمان تشریح می‌شود. هدف اصلی این پژوهش، تحلیل عددی رفتار ترمودینامیکی چیلرهای تراکمی با استفاده از ابزارهای شبیه‌سازی پیشرفته و ارائه راهکارهای بهینه‌سازی مبتنی بر داده است.

سیستم‌های سرمایشی از جمله پرمصرف‌ترین تجهیزات انرژی در ساختمان‌های تجاری و مسکونی به شمار می‌روند. بهینه‌سازی عملکرد این سیستم‌ها نه تنها به کاهش هزینه‌های انرژی کمک می‌کند، بلکه اثرات زیست‌محیطی ناشی از مصرف انرژی را نیز کاهش می‌دهد. در این راستا، شبیه‌سازی دقیق رفتار چیلرها تحت شرایط مختلف عملیاتی از اهمیت بسزایی برخوردار است [۲۶].

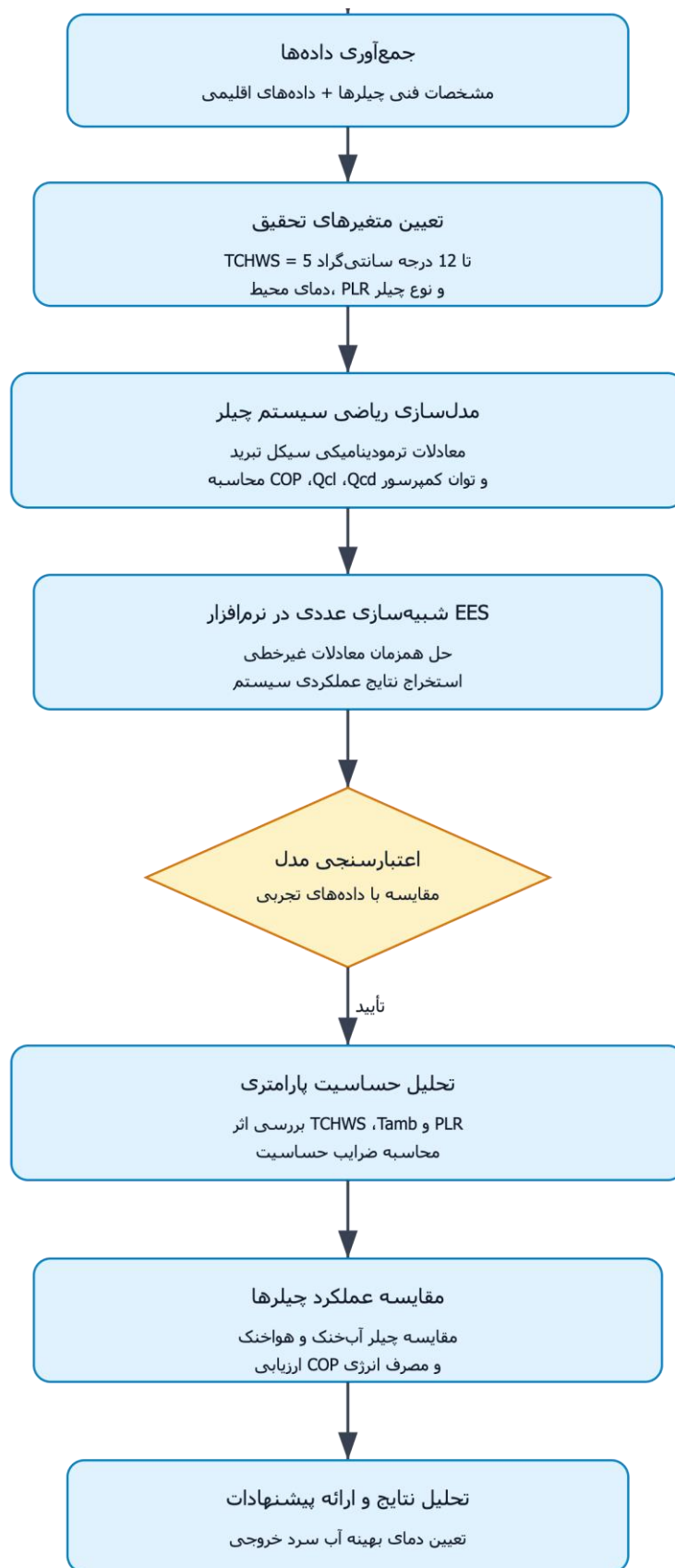
روش‌شناسی این پژوهش کاملاً عددی بوده و بر پایه مدل‌سازی ترمودینامیکی دقیق سیکل‌های تبرید تراکمی استوار است. نرم‌افزار EES^{۲۹} به عنوان ابزار اصلی شبیه‌سازی انتخاب شده است. این انتخاب به دلیل توانایی بالای این نرم‌افزار در حل معادلات ترمودینامیکی پیچیده و قابلیت تحلیل حساسیت پارامتری صورت گرفته است. ساختار این فصل شامل مراحل جمع‌آوری داده، مدل‌سازی ریاضی، شبیه‌سازی عددی، اعتبارسنجی مدل، و تحلیل حساسیت می‌باشد [۲۷].

۳-۲ روش تحقیق

روش تحقیق در این پژوهش، شبیه‌سازی عددی بر اساس مدل‌سازی ترمودینامیکی است. این رویکرد به محققان امکان می‌دهد تأثیر تغییر پارامترهای مختلف، به‌ویژه دمای آب سرد خروجی (TCHWS)^{۳۰}، را بر عملکرد کلی سیستم سرمایشی بررسی نموده و نتایج کمی دقیقی ارائه دهند. چارچوب کلی پژوهش شامل چهار گام اصلی است: تعریف دقیق مسئله، مدل‌سازی ریاضی، شبیه‌سازی و اعتبارسنجی، و در نهایت تحلیل نتایج و ارائه پیشنهادات کاربردی [۳۰].

²⁹: Engineering Equation Solver (EES)

³⁰: Chilled Water Supply Temperature (TCHWS)



شکل (۱-۳) فلوچارت روش تحقیق

۳-۲-۱ جمع‌آوری داده‌ها

داده‌های مورد نیاز برای شبیه‌سازی از دو منبع اصلی تأمین می‌شوند: داده‌های مشخصات فنی چیلرهای تراکمی آب‌خنک^{۳۱} و هواخنک^{۳۲} از کاتالوگ‌های معتبر سازندگان، و داده‌های اقلیمی استاندارد برای شرایط طراحی. پارامترهای اصلی مورد نیاز شامل: دبی جرمی آب سرد، ظرفیت سرمایشی اسمی، توان اسمی کمپرسور، دمای طراحی آب ورودی و خروجی، و مشخصات مبرد می‌باشند [۴۶].

دامنه تغییرات دمای آب سرد خروجی (TCHWS) به‌عنوان متغیر مستقل اصلی، از ۵ تا ۱۲ درجه سانتی‌گراد انتخاب شده است که بازه رایج عملیاتی در اکثر سیستم‌های HVAC^{۳۳} تجاری را پوشش می‌دهد. این بازه با گام‌های ۱ درجه سانتی‌گراد بررسی خواهد شد تا رفتار سیستم در تمامی نقاط عملیاتی به‌دقت مشخص گردد. همچنین شرایط اقلیمی مختلف از جمله دماهای محیطی ۲۵، ۳۰، ۳۵ و ۴۰ درجه سانتی‌گراد در نظر گرفته شده‌اند [۳۵].

۳-۲-۲ مدل‌سازی ریاضی سیستم چیلر

مدل ریاضی سیستم چیلر بر اساس اصول ترمودینامیک و انتقال حرارت استوار است. معادلات حاکم بر سیکل تبرید تراکمی، شامل معادلات پیوستگی، انرژی، و معادله حالت مبرد، به‌صورت همزمان در نرم‌افزار EES حل می‌شوند. مدل‌سازی هر دو نوع چیلر آب‌خنک و هواخنک به‌صورت مستقل انجام شده تا مقایسه عملکردی دقیقی صورت گیرد [۳۴].

الف) معادلات حاکم بر چیلر تراکمی

بار سرمایشی کل چیلر (Qcl) بر اساس رابطه انتقال حرارت در اواپراتور^{۳۴} به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$Q_{cl} = \dot{m}_w \times C_w \times (TCHWR - TCHWS) \quad (3-1)$$

که در آن:

$\dot{m}_w$ دبی جرمی آب سرد (kg/s)، C_w ظرفیت گرمایی ویژه آب (kJ/kg.K)، $TCHWR$ دمای آب برگشتی از ساختمان و TCHWS دمای آب سرد خروجی از چیلر می‌باشد.

حرارت دفع‌شده در کندانسور^{۳۶} برابر است با مجموع بار سرمایشی و توان کمپرسور:

$$Q_{cd} = Q_{cl} + E_{cc} \quad (3-2)$$

³¹: Water-Cooled Chiller (WCC)

³²: Air-Cooled Chiller (ACC)

³³: Heating, Ventilation, and Air Conditioning (HVAC)

³⁴: Evaporator (Evap)

³⁵: Chilled Water Return Temperature (TCHWR)

³⁶: Condenser (Cond)

که در آن:

Q_{cd} حرارت دفع شده از کندانسور (kW) و E_{cc} توان مصرفی کمپرسور (kW) می باشد [۲۸].

ضریب عملکرد چیلر^{۳۷} به صورت نسبت توان سرمایشی به توان الکتریکی مصرفی کل تعریف می شود:

$$COP = Q_{cl} / E_{ch} \quad (3-3)$$

که در آن E_{ch} توان الکتریکی کل مصرفی چیلر شامل کمپرسور، فن های کندانسور و پمپ های گردش می باشد.

توان مصرفی کمپرسور با استفاده از آنتالپی های سیکل تبرید محاسبه می شود:

$$E_{cc} = [\dot{m}_r \times (h^2 - h^1)] / \eta_c \quad (3-4)$$

که در آن: $\dot{m}_r$ دبی جرمی مبرد h^1 ، h^2 ، آنتالپی ورودی کمپرسور (kJ/kg)، آنتالپی خروجی کمپرسور (kJ/kg) و η_c راندمان ایزنتروپیک کمپرسور می باشند [۳۸].

ب) معادلات مخصوص چیلر هواخنک

در چیلرهای هواخنک، جریان هوای کندانسور به صورت زیر محاسبه می شود:

$$V_a = Q_{cd} / [\rho_a \times C_{pa} \times (T_{cdal} - T_{cdae})] \quad (3-5)$$

که در آن:

V_a دبی حجمی هوای کندانسور (m^3/s)، ρ_a چگالی هوا (kg/m^3)، C_{pa} ظرفیت گرمایی ویژه هوا، T_{cdal} دمای هوای خروجی از کندانسور و T_{cdae} دمای هوای ورودی به کندانسور می باشند.

توان فن های کندانسور نیز با فرض تناسب مستقیم با دبی هوا به صورت زیر به دست می آید [۳۴]:

$$E_{cf} = E_{cf,rated} \times (V_a / V_{a,rated}) \quad (3-6)$$

۳-۲-۳ شبیه سازی عددی با نرم افزار EES

نرم افزار (EES) به عنوان ابزار اصلی شبیه سازی در این تحقیق به کار گرفته شده است. این نرم افزار قابلیت حل همزمان معادلات غیرخطی ترمودینامیکی را داراست و دارای بانک اطلاعاتی جامع از خواص ترمودینامیکی مبردها، از جمله R-۴۱۰A، R-۱۳۴a، و R-۳۲، می باشد. مراحل اجرای شبیه سازی به شرح زیر است [۲۹]:

۱. تعریف متغیرهای ورودی: دمای آب سرد خروجی (TCHWS) در بازه ۵ تا ۱۲ درجه سانتی گراد، دبی جرمی آب، و شرایط محیطی.

۲. محاسبه خواص ترمودینامیکی مبرد در نقاط مختلف سیکل: فشار و دمای تبخیر و تقطیر.

۳. حل سیستم معادلات حاکم (معادلات ۱-۳ تا ۶-۳) به صورت همزمان با الگوریتم تکراری داخلی نرم افزار.

³⁷Coefficient of Performance (COP)

۴. استخراج نتایج شامل: COP، توان مصرفی کمپرسور، بار سرمایشی، و نسبت بار جزئی^{۳۸} برای هر نقطه عملیاتی.

معادله حالت اصلی مدیریت انرژی کل سیستم HVAC که شامل تمام اجزای مصرف کننده انرژی می شود به صورت زیر تعریف می گردد:

$$E_{total} = E_{cc} + E_{cf} + E_{pump} \quad (۳-۷)$$

که در آن E_{total} توان کل مصرفی سیستم، E_{cc} توان کمپرسور، E_{cf} توان فن های کندانسور و E_{pump} توان پمپ های گردش آب می باشند [۳۰].

۳-۲-۴ اعتبارسنجی مدل

اعتبارسنجی مدل عددی با مقایسه نتایج شبیه سازی با داده های تجربی موجود در ادبیات فنی انجام می شود. در این راستا، نتایج محاسبه شده COP برای چیلرهای آب خنک و هواخنک با نتایج مطالعه یانگ و همکاران که بر روی چیلرهای هواخنک مجهز به سیستم مه پاش انجام شده، مقایسه می گردد [۳۴]. معیار پذیرش اعتبارسنجی، انحراف کمتر از $\pm 10\%$ در تمام نقاط عملیاتی تعریف شده است. این معیار با رویکرد مطالعه ی کایر و همکاران هماهنگ می باشد. [۲۶]

شاخص خطای استفاده شده برای اعتبارسنجی، میانگین قدرمطلق خطای نسبی است که به صورت زیر تعریف می شود:

$$MAPE = (1/n) \times \sum |[(COP_{sim} - COP_{exp}) / COP_{exp}]| \times 100\% \quad (۳-۸)$$

که در آن n تعداد نقاط داده، COP_{sim} مقدار شبیه سازی شده و COP_{exp} مقدار تجربی می باشد [۳۲، ۴۰].

۳-۲-۵ تحلیل حساسیت

تحلیل حساسیت به منظور بررسی تأثیر تغییر هر پارامتر ورودی بر خروجی های کلیدی مدل انجام می شود. متغیرهای مستقل مورد بررسی در این تحلیل عبارتند از:

الف) دمای آب سرد خروجی (TCHWS): از ۵ تا ۱۲ درجه سانتی گراد با گام ۱ درجه

ب) دمای محیط (Tamb): ۲۵، ۳۰، ۳۵ و ۴۰ درجه سانتی گراد

ج) نسبت بار جزئی (PLR): ۲۵٪، ۵۰٪، ۷۵٪ و ۱۰۰٪ ظرفیت اسمی

در تحلیل حساسیت پارامتری، ضریب حساسیت هر متغیر به صورت زیر محاسبه می شود:

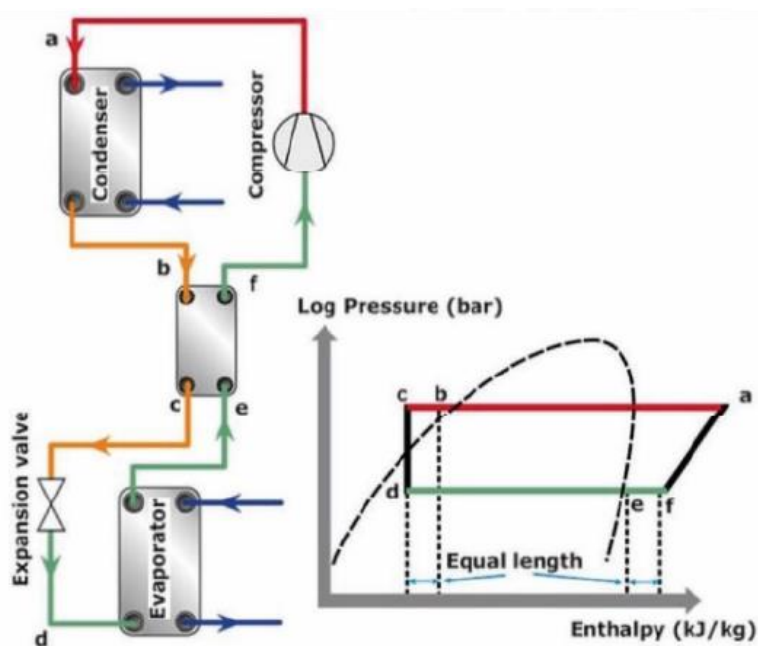
$$S(x_i) = (\partial COP / \partial x_i) \times (x_i / COP) \quad (۳-۹)$$

³⁸ :Part Load Ratio (PLR)

که در آن $S(x_i)$ ضریب حساسیت بی‌بعد پارامتر x_i نسبت به COP می‌باشد. مقدار مطلق بیشتر این ضریب نشان‌دهنده تأثیر بیشتر آن پارامتر بر عملکرد سیستم است [۳۳،۴۱].

۳-۲-۵ تحلیل حساسیت

در برخی پیکربندی‌های سیکل تراکمی، به‌منظور بهبود عملکرد ترمودینامیکی، یک مبدل حرارتی مایع-مکش (Liquid-Suction Heat Exchanger - IHX) بین خط مایع خروجی از کندانسور و خط مکش کمپرسور نصب می‌شود. در این پیکربندی، مایع مبرد پرفشار پیش از ورود به شیر انبساط، گرمای اضافی خود را به بخار کم‌فشار خروجی از اواپراتور می‌دهد، در نتیجه مایع دچار زیرسرمایش اضافی و بخار دچار فوق‌گرم اضافی می‌شود. شکل (۲-۳) شماتیک این پیکربندی را به همراه نمودار فشار-آنتالپی متناظر نشان می‌دهد.



شکل (۲-۳) شماتیک سیکل تراکمی مجهز به مبدل حرارتی مایع-مکش (IHx) و نمودار فشار-آنتالپی متناظر

نقاط حالت در شکل (۲-۳) عبارت‌اند از: a خروجی کمپرسور/ورودی کندانسور، b خروجی کندانسور/ورودی سمت گرم IHx، c خروجی سمت گرم IHx/ورودی شیر انبساط، d خروجی شیر انبساط/ورودی اواپراتور، e خروجی اواپراتور/ورودی سمت سرد IHx، و f خروجی سمت سرد IHx/ورودی کمپرسور. با فرض عایق‌بندی کامل IHx نسبت به محیط و صرف‌نظر از افت فشار در آن، موازنه انرژی بین دو جریان به صورت زیر است:

$$h_b - h_c = h_f - h_e \quad (3-10)$$

که در آن h_e ، h_c ، h_b و h_f به ترتیب آنتالپی نقاط e، c، b و f می‌باشند. در این پژوهش، بر اساس رویه متداول طراحی مبدل‌های حرارتی مایع-مکش در صنعت تهویه مطبوع، میزان فوق‌گرم اضافی حاصل از IHx به‌عنوان پارامتر طراحی مشخص و ثابت در نظر گرفته می‌شود:

$$\Delta T_{sh,IHX} = T_f - T_e \quad (3-11)$$

در این پژوهش، مقدار $\Delta T_{sh,IHX}$ برابر ۳ درجه فارنهایت (معادل ۱.۶۷ درجه سانتی‌گراد) در نظر گرفته شده است، این مقدار مطابق با یک قاعده سرانگشتی رایج در طراحی مبدل‌های مایع-مکش تجاری است. با معلوم بودن T_e و $\Delta T_{sh,IHX}$

دمای T_f و در نتیجه آنتالپی h_f مستقیماً محاسبه می‌شود، سپس با جایگذاری h_f در رابطه موازنه انرژی (۳-۱۰) و حل عددی آن، آنتالپی h_c (و در نتیجه زیرسرمایش متناظر مایع، $\Delta T_{sc,IHX} = T_b - T_c$) به دست می‌آید:

$$h_c = h_b - (h_f - h_e) \rightarrow \Delta T_{sc,IHX} = T_b - T_c(h_c) \quad (3-12)$$

بر خلاف رویکردی که در آن زیرسرمایش اضافی به‌طور مستقیم فرض می‌شود، در این روش مقدار زیرسرمایش حاصل $(\Delta T_{sc,IHX})$ به خواص ترمودینامیکی مبرد وابسته است و معمولاً کوچک‌تر از فوق‌گرم اعمال شده $(\Delta T_{sh,IHX})$ است، زیرا ظرفیت گرمایی ویژه مایع بزرگ‌تر از بخار است، برای میردهای بررسی‌شده در این پژوهش، این مقدار در حدود ۱ درجه سانتی‌گراد به دست آمده است (بخش ۴-۲-۸). آنتالپی خروجی کمپرسور با استفاده از راندمان ایزنتروپیک، مشابه رابطه (۳-۴)، اما با نقطه ورودی جدید f به‌جای حالت اشباع اواپراتور، محاسبه می‌شود:

$$h_a = h_f + (h_{a,s} - h_f) / \eta_c \quad (3-13)$$

که در آن $h_{a,s}$ آنتالپی حالت خروجی ایزنتروپیک متناظر با فشار کندانسور و آنتروپی ورودی s_f می‌باشد. با توجه به این که انبساط در شیر انبساط ایزنتالپیک است ($h_d = h_c$)، ضریب عملکرد سیکل مجهز به IHX به‌صورت زیر بازنویسی می‌شود:

$$COP_{IHX} = (h_e - h_c) / (h_a - h_f) \quad (3-14)$$

مقایسه رابطه (۳-۱۴) با رابطه (۳-۳) نشان می‌دهد که افزودن IHX همزمان صورت‌کسر (اثر تبرید) و مخرج‌کسر (کار تراکم) را افزایش می‌دهد، علامت و بزرگی تغییر خالص COP به رفتار منحنی اشباع مبرد مورد استفاده بستگی دارد و در فصل چهارم برای مبرد منتخب این پژوهش به‌صورت کمی ارزیابی می‌شود. همان‌گونه که در بخش ۴-۲-۸ نشان داده خواهد شد، برای برخی میردها (مانند $R-134a$ و $R-1234yf$) این تغییر مثبت اما اندک است، در حالی که برای برخی دیگر (به‌ویژه $R-32$) ممکن است این تغییر منفی باشد، این رفتار با یافته‌های شناخته‌شده ادبیات فنی مبنی بر وابستگی شدید سودمندی IHX به نوع مبرد سازگار است.

۳-۲-۷ مدل‌سازی میردهای آمیخته (ژئوتروپیک)

همان‌گونه که در بخش ۴-۲-۲ اشاره شد، نوع مبرد در این پژوهش به‌عنوان یک متغیر مهم در نظر گرفته می‌شود و در فصل چهارم، عملکرد چیلرها با چند مبرد مختلف مقایسه می‌گردد. برخی از این میردها نظیر $R-407C$ و $R-454B$ ، برخلاف میردهای تک‌جزئی مانند $R-134a$ ، $R-32$ و $R-1234yf$ ، مخلوط‌های ژئوتروپیک هستند و در فشار ثابت، فرایند تبخیر و تقطیر را در یک بازه دمایی (نه در یک دمای ثابت) طی می‌کنند. این بازه دمایی، لغزش دما (Temperature Glide) نامیده می‌شود و به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\Delta T_{glide} = T_{dew} - T_{bubble} \quad (3-15)$$

که در آن T_{dew} دمای نقطه شبنم (پایان تبخیر/شروع تقطیر) و T_{bubble} دمای نقطه حباب (شروع تبخیر/پایان تقطیر) در فشار ثابت می‌باشند. برای حفظ سازگاری با تعریف فوق‌گرم و زیرسرمایش استفاده‌شده برای میردهای تک‌جزئی (روابط پیشین این فصل)، در این پژوهش قرارداد زیر برای میردهای آمیخته اتخاذ شده است: دمای تبخیر مبنا (برای محاسبه فوق‌گرم خروجی اواپراتور) برابر با دمای نقطه شبنم در فشار اواپراتور، و دمای تقطیر مبنا (برای محاسبه زیرسرمایش خروجی کندانسور) برابر با دمای نقطه حباب در فشار کندانسور در نظر گرفته می‌شود:

$$T_{evap,dew} = T_{CHWS} - \Delta T_{approach,evap}, \quad T_{cond,bubble} = T_{amb} + \Delta T_{approach,cond} \quad (3-16)$$

این قرارداد با رویه متداول کنترل چیلرهای مجهز به مبرد آمیخته مطابقت دارد، زیرا بخار خروجی از اواپراتور دقیقاً از نقطه شبنم شروع به فوق‌گرم شدن می‌کند و مایع خروجی از کندانسور از نقطه حباب شروع به زیرسرمایش می‌شود. خواص ترمودینامیکی میردهای آمیخته با استفاده از بانک اطلاعاتی REFPROP تعبیه‌شده در نرم‌افزار EES استخراج می‌گردد.

۳-۳ مشخصات سیستم‌های چیلر مورد مطالعه

۳-۳-۱ چیلر تراکمی آب‌خنک

چیلر تراکمی آب‌خنک با استفاده از برج خنک‌کن و آب به‌عنوان سیال خنک‌کننده کندانسور عمل می‌کند. مشخصات اسمی سیستم چیلر آب‌خنک مورد استفاده در این تحقیق بر اساس استانداردهای رایج طراحی سیستم‌های HVAC در ساختمان‌های اداری میان‌مقیاس (ظرفیت ۵۰۰ تا ۱۵۰۰ کیلووات سرمایی) انتخاب شده‌اند. مبرد مورد استفاده R-۱۳۴a با دمای تبخیر طراحی ۴ درجه سانتی‌گراد و دمای تقطیر طراحی ۴۰ درجه سانتی‌گراد در نظر گرفته شده است [۳۲،۴۰]. مبرد R-134a به‌عنوان مبرد مبنا (Baseline) برای کل تحلیل‌های فصل چهارم انتخاب شده است، در بخش ۷-۲-۴ همچنین عملکرد این چیلر با چهار مبرد جایگزین دیگر (R-32، R-407C، R-454B و R-1234yf) نیز شبیه‌سازی و با مبرد مبنا مقایسه می‌شود.

مزیت اصلی چیلرهای آب‌خنک، راندمان بالاتر به دلیل انتقال حرارت مؤثرتر در کندانسور آب‌خنک در مقایسه با هواخنک است. COP این نوع چیلر در شرایط اسمی معمولاً در بازه ۴.۵ تا ۶.۵ قرار دارد که به‌طور قابل‌توجهی بالاتر از چیلرهای هواخنک است. از سوی دیگر، نیاز به برج خنک‌کن و منابع آبی کافی از محدودیت‌های اصلی این نوع چیلر به‌شمار می‌رود [۳۳،۵۰].

۳-۳-۲ چیلر تراکمی هواخنک

در چیلرهای هواخنک، خنک‌کاری کندانسور توسط جریان هوا انجام می‌شود. این نوع چیلرها به منابع آبی نیازی نداشته و نصب و راه‌اندازی آن‌ها نسبت به چیلرهای آب‌خنک ساده‌تر است. با این حال، عملکرد آن‌ها به‌شدت تحت تأثیر شرایط اقلیمی، به‌ویژه دمای خشک محیطی، قرار دارد [۳۴].

ضریب عملکرد چیلرهای هواخنک در شرایط اسمی معمولاً در بازه ۲.۵ تا ۳.۵ قرار دارد. با کاهش دمای آب سرد خروجی (TCHWS)، فشار تبخیر کاهش یافته و در نتیجه کمپرسور باید در نسبت فشاری بالاتری کار کند که این امر موجب کاهش COP می‌شود. از این رو، یافتن نقطه بهینه دمای آب سرد خروجی که حداکثر COP را با حفظ کیفیت سرمایش تأمین کند، از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است [۲۷، ۵۱].

۳-۴ فرضیه‌های حاکم بر مدل

به‌منظور ساده‌سازی مدل و امکان‌پذیر نمودن شبیه‌سازی عددی، فرضیه‌های زیر در نظر گرفته شده‌اند:

۱. جریان سیال در سیستم به‌صورت پایا و تراکم‌ناپذیر در نظر گرفته می‌شود. [۵۲]
۲. شرایط محیطی داخلی ساختمان ثابت و بار سرمایشی طراحی‌شده ثابت فرض می‌شود.
۳. افت فشار در لوله‌کشی و مبدل‌های حرارتی ناچیز و قابل صرف‌نظر است.
۴. رفتار سیستم در تغییرات کوچک دمایی به‌صورت خطی فرض می‌شود.

۵. خواص ترمودینامیکی مبرد از پایگاه داده REFPROP که در نرم افزار EES تعبیه شده، استخراج می شوند. [۴۳].

۶. در سیکل مجهز به مبدل حرارتی مایع-مکش (IHX)، افت فشار در دو سمت مبدل و اتلاف حرارتی آن به محیط ناچیز فرض شده و میزان فوق گرم اضافی ثابت ($\Delta T_{sh, IHX} = 3$ درجه فارنهایت ≈ 1.67 درجه سانتی گراد) به عنوان پارامتر طراحی مشخص در نظر گرفته شده است، میزان زیرسرمايش متناظر مایع از موازنه انرژی (رابطه ۳-۱۰) محاسبه می شود.

۷. برای میردهای آمیخته زئوتروپیک (R-407C و R-454B)، دمای تبخیر و تقطیر مینا به ترتیب برابر با دمای نقطه شبنم در فشار اواپراتور و دمای نقطه حباب در فشار کندانسور فرض شده است (رابطه ۳-۱۶).

این فرضیه ها بر اساس رویه های استاندارد مطالعات مشابه در ادبیات فنی انتخاب شده اند و با فرضیه های به کاررفته در مطالعه کایر و همکاران [۲۶] و کامارا و همکاران [۳۵] هم راستا هستند.

۳-۵ جمع بندی فصل

در این فصل، روش شناسی تحقیق به طور کامل تشریح شد. رویکرد اتخاذ شده، شبیه سازی عددی بر پایه مدل ترمودینامیکی چیلرهای تراکمی آب خنک و هواخنک با استفاده از نرم افزار EES است. معادلات حاکم بر سیستم (۳-۱ تا ۳-۹) معرفی و مراحل شبیه سازی، اعتبارسنجی مدل، و تحلیل حساسیت تشریح گردیدند. در فصل چهارم، نتایج شبیه سازی ها ارائه و تحلیل می شوند [۳۰].

فصل چهارم

نتایج شبیه‌سازی و پیاده‌سازی

۱-۴ مقدمه

در این فصل، نتایج حاصل از پیاده‌سازی عددی روش تحقیق معرفی شده در فصل سوم ارائه و تحلیل می‌شود. مدل ترمودینامیکی چیلرهای تراکمی آب‌خنک و هواخنک، مطابق با معادلات حاکم (۳-۱ تا ۳-۹)، با استفاده از نرم افزار ESS شبیه‌سازی شده است. این رویکرد از نظر ساختار محاسباتی، معادل رویکرد ارائه شده در فصل سوم برای نرم افزار EES است و همان معادلات حاکم بر سیکل تبرید تراکمی را حل می‌نماید. **میرد مورد استفاده در کل این شبیه‌سازی R-134a در نظر گرفته شده است.**

در ادامه این فصل، ابتدا تأثیر دمای آب سرد خروجی (TCHWS) در بازه ۵ تا ۱۲ درجه سانتی‌گراد بر ضریب عملکرد (COP) و توان مصرفی چیلرهای آب‌خنک و هواخنک بررسی می‌شود. سپس اثر دمای محیط (Tamb) و نسبت بار جزئی (PLR) بر عملکرد سیستم تحلیل می‌گردد. در پایان، نتایج شبیه‌سازی با داده‌های مرجع موجود در ادبیات فنی اعتبارسنجی شده و تحلیل حساسیت پارامتری بر اساس رابطه (۳-۹) ارائه می‌شود.

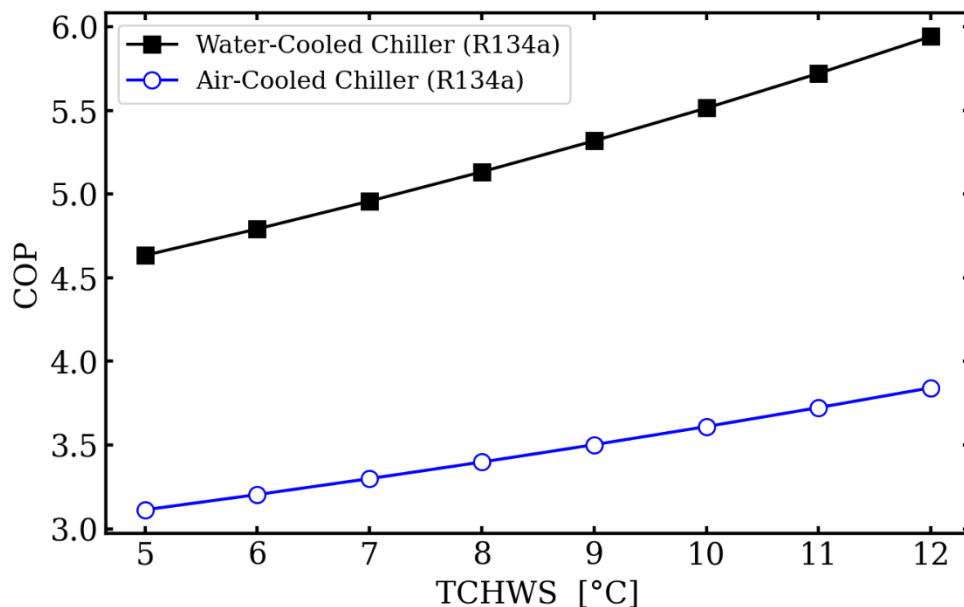
۲-۴ پیاده‌سازی نتایج

۱-۲-۴ اثر دمای آب سرد خروجی (TCHWS) بر عملکرد چیلر

جدول (۱-۴) و شکل (۱-۴) نتایج شبیه‌سازی ضریب عملکرد (COP) و توان مصرفی کمپرسور (Ecc) را برای دو نوع چیلر آب‌خنک و هواخنک، در بازه دمایی ۵ تا ۱۲ درجه سانتی‌گراد و در شرایط بار کامل ($PLR=100\%$) و دمای محیط طراحی ۳۵ درجه سانتی‌گراد نشان می‌دهد.

جدول (۱-۴) نتایج شبیه‌سازی COP و توان مصرفی کمپرسور بر حسب TCHWS

Ecc هواخنک (kW)	هواخنک COP	Ecc آب‌خنک (kW)	آب‌خنک COP	TCHWS (°C)
249.9	3.11	189.9	4.63	5
242.8	3.20	183.6	4.79	6
235.8	3.30	177.5	4.96	7
228.9	3.40	171.4	5.13	8
222.2	3.50	165.5	5.32	9
215.5	3.61	159.6	5.51	10
208.9	3.72	153.8	5.72	11
202.5	3.84	148.1	5.94	12



شکل (۱-۴) تغییرات ضریب عملکرد (COP) بر حسب دمای آب سرد خروجی برای چیلرهای آب‌خنک و هواخنک

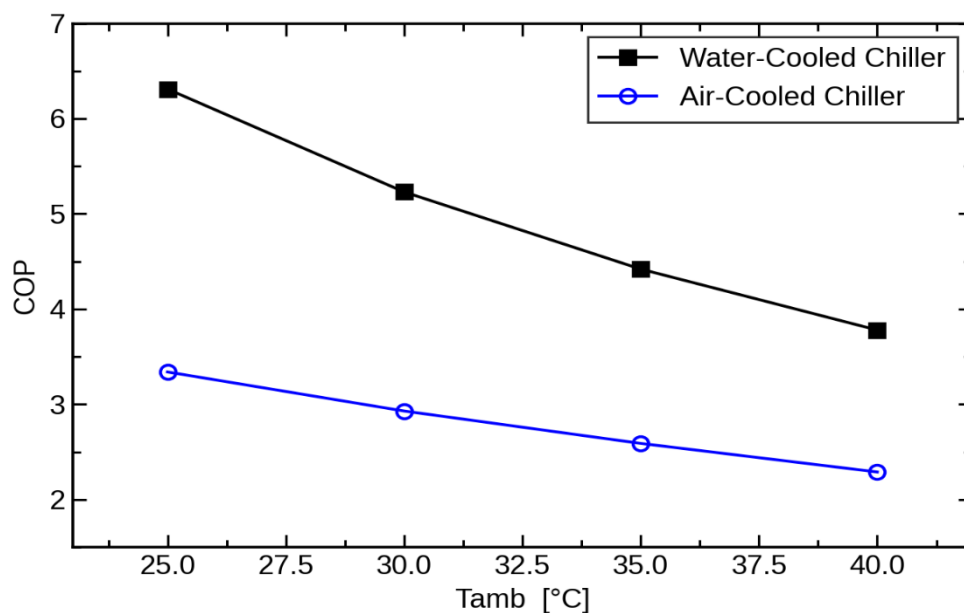
همان‌گونه که در جدول (۱-۴) و شکل (۱-۴) مشاهده می‌شود، با افزایش دمای آب سرد خروجی از ۵ به ۱۲ درجه سانتی‌گراد، ضریب عملکرد چیلر آب‌خنک از حدود ۴.۶۳ به ۵.۹۴ و ضریب عملکرد چیلر هواخنک از حدود ۳.۱۱ به ۳.۸۴ افزایش می‌یابد. این روند با کاهش نسبت تراکم کمپرسور و در نتیجه کاهش توان مصرفی آن، که در ستون‌های Ecc جدول (۱-۴) قابل مشاهده است، همخوانی دارد و با مبانی نظری ارائه‌شده در بخش ۲-۲-۳ منطبق است. همچنین مشاهده می‌شود که در تمامی نقاط عملیاتی، ضریب عملکرد چیلر آب‌خنک به‌طور قابل توجهی بالاتر از چیلر هواخنک است که ناشی از انتقال حرارت مؤثرتر در کندانسور آب‌خنک می‌باشد. این یافته با نتایج مطالعات پیشین از جمله کیم و همکاران [۴۷] هم‌راستا است.

۲-۲-۴ اثر دمای محیط (Tamb) بر ضریب عملکرد

جدول (۲-۴) و شکل (۲-۴) اثر دمای محیط بر ضریب عملکرد دو نوع چیلر را در دمای آب سرد خروجی ثابت ($TCHWS=7^{\circ}C$) و بار کامل نشان می‌دهند.

جدول (۲-۴) اثر دمای محیط بر ضریب عملکرد چیلرهای آب‌خنک و هواخنک

چیلر هواخنک COP	چیلر آب‌خنک COP	Tamb (°C)
4.46	7.12	25
3.82	5.88	30
3.30	4.96	35
2.87	4.24	40



شکل (۴-۲) تغییرات ضریب عملکرد بر حسب دمای محیط برای چیلرهای آب‌خنک و هواخنک

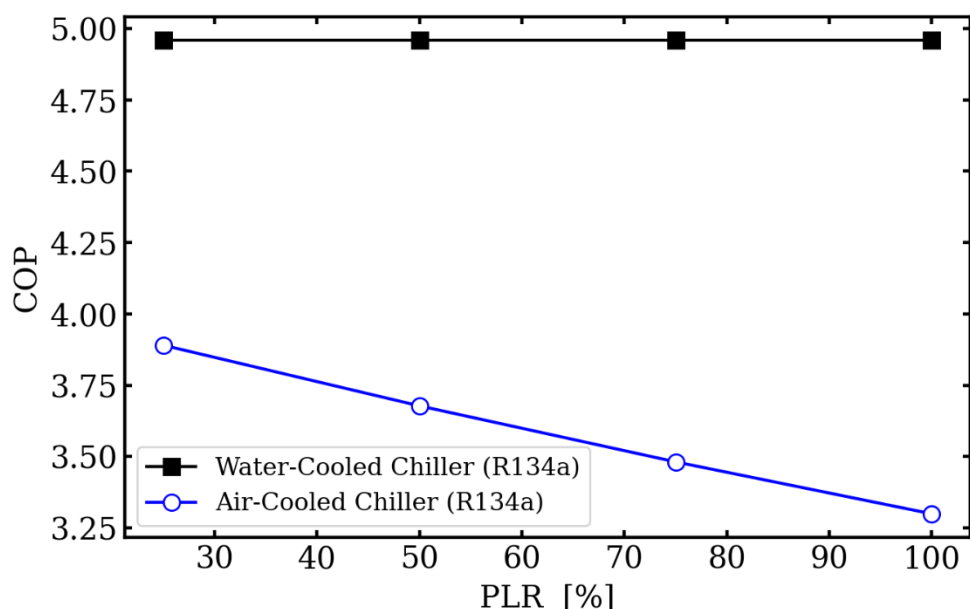
نتایج نشان می‌دهد که با افزایش دمای محیط از ۲۵ به ۴۰ درجه سانتی‌گراد، ضریب عملکرد هر دو نوع چیلر کاهش می‌یابد. این کاهش برای چیلر هواخنک به دلیل وابستگی مستقیم دمای چگالش به دمای خشک محیط، نسبتاً شدیدتر است. این یافته با مباحث ارائه‌شده در بخش ۳-۳ مبنی بر حساسیت بالای چیلرهای هواخنک به شرایط اقلیمی مطابقت دارد و اهمیت انتخاب نوع چیلر متناسب با اقلیم محل نصب را برجسته می‌سازد.

۴-۲-۳ اثر نسبت بار جزئی (PLR) بر عملکرد سیستم

جدول (۴-۳) و شکل (۴-۳) نتایج تحلیل اثر نسبت بار جزئی (PLR) بر ضریب عملکرد و توان کل مصرفی سیستم را در $TCHWS=7^{\circ}C$ و دمای محیط ۳۵ درجه سانتی‌گراد نمایش می‌دهند.

جدول (۴-۳) اثر نسبت بار جزئی (PLR) بر ضریب عملکرد و توان کل مصرفی

PLR (%)	COP آب‌خنک	E_{total} آب‌خنک (kW)	COP هواخنک	E_{total} هواخنک (kW)
25	4.96	44.4	3.89	50.0
50	4.96	88.7	3.68	105.8
75	4.96	133.1	3.48	167.6
100	4.96	177.5	3.30	235.8



شکل (۳-۴) تغییرات ضریب عملکرد بر حسب نسبت بار جزئی (PLR) برای چیلرهای آب خنک و هواخنک

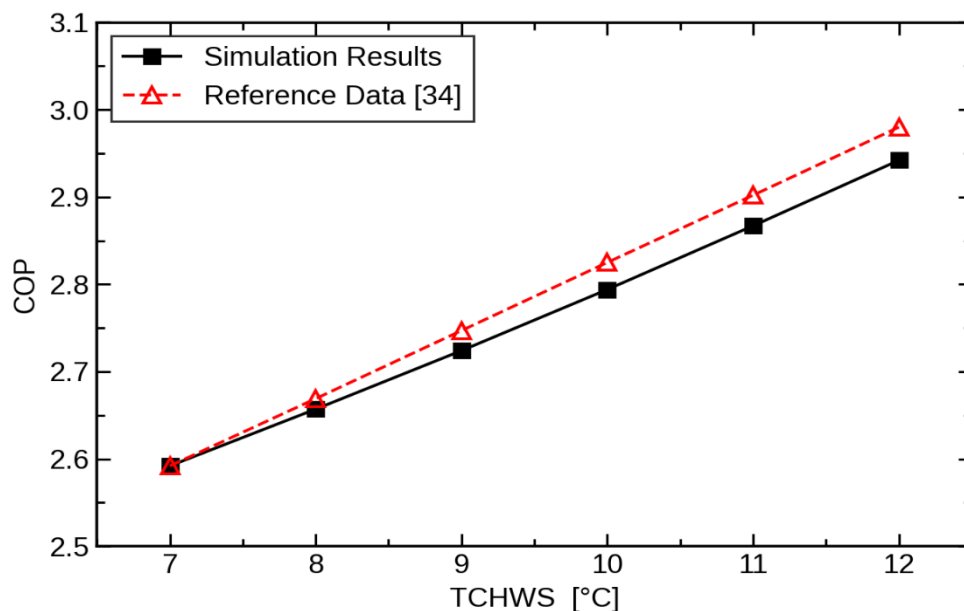
نتایج حاکی از آن است که ضریب عملکرد چیلر آب خنک تحت تأثیر معنادار نسبت بار جزئی قرار نمی‌گیرد، زیرا در مدل حاضر دمای کندانس آب خنک عمدتاً به دمای آب برج خنک‌کن وابسته است و این دما با تغییر بار به‌طور قابل توجهی تغییر نمی‌کند. در مقابل، در چیلر هواخنک با کاهش بار جزئی، دمای چگالش کاهش یافته و در نتیجه ضریب عملکرد بهبود می‌یابد. این رفتار با یافته‌های نی و همکاران [۳۳] درباره بهبود عملکرد در شرایط بار جزئی همخوانی دارد.

۴-۲-۴ اعتبارسنجی مدل عددی

به‌منظور اعتبارسنجی مدل عددی توسعه‌یافته، نتایج شبیه‌سازی COP چیلر هواخنک در بازه دمایی ۷ تا ۱۲ درجه سانتی‌گراد با روند تجربی گزارش‌شده توسط یانگ و همکاران [۳۴] مقایسه شده است (مطابق روبه توضیح داده‌شده در بخش ۳-۲-۴ و معیار خطای MAPE تعریف‌شده در رابطه ۳-۸).

جدول (۴-۴) مقایسه نتایج شبیه‌سازی با داده‌های مرجع جهت اعتبارسنجی مدل

TCHWS (°C)	شبیه‌سازی COP	مرجع [34] COP	خطای نسبی (%)
7	2.592	2.592	0.00
8	2.657	2.669	0.46
9	2.724	2.747	0.82
10	2.794	2.825	1.08
11	2.867	2.902	1.23
12	2.942	2.980	1.30



شکل (۴-۴) مقایسه نتایج شبیه‌سازی با داده‌های مرجع یانگ و همکاران [۳۴]

میانگین قدرمطلق خطای نسبی (MAPE) محاسبه‌شده طبق رابطه (۸-۳) برابر با ۰.۸۲ درصد به دست آمده است که به‌طور قابل توجهی کمتر از معیار پذیرش ± 10 درصد تعریف‌شده در بخش ۳-۲-۴ می‌باشد. بنابراین، مدل عددی توسعه‌یافته از دقت قابل قبولی برای پیش‌بینی رفتار چیلرهای تراکمی برخوردار است.

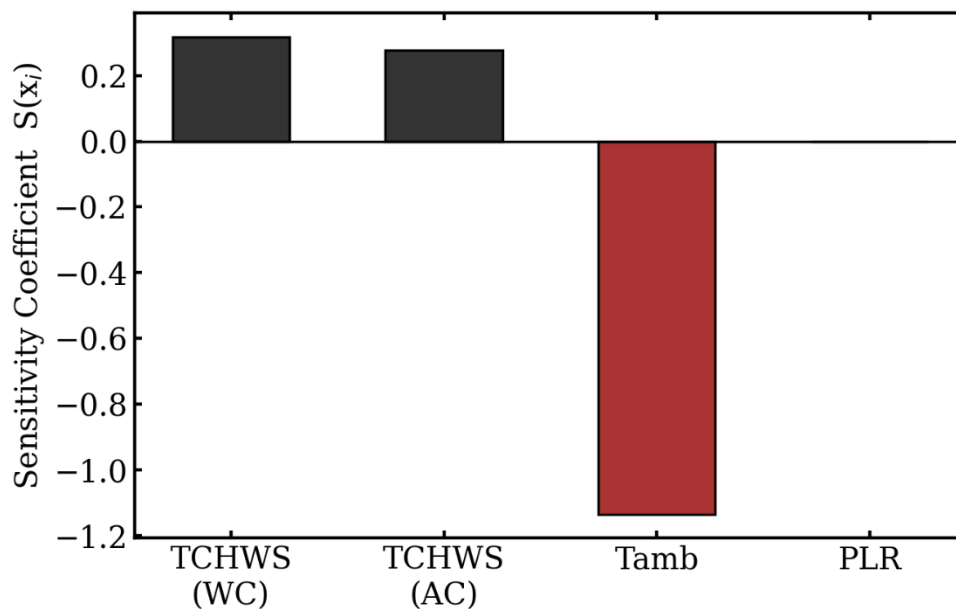
لازم به ذکر است که داده‌های مرجع یانگ و همکاران [۳۴] برای مبرد پایه مدل اصلی گزارش شده‌اند. بنابراین مقایسه کمی مستقیم آن‌ها با نتایج شبیه‌سازی مبرد R-134a، مستلزم داده‌های مرجع اختصاصی همین مبرد است که در محدوده مطالعه حاضر در دسترس نبود. رویه اعتبارسنجی و معیار خطای MAPE تعریف‌شده در رابطه (۸-۳) بدون تغییر باقی می‌ماند و برای اطمینان از صحت مدل پایه (پیش از تغییر مبرد) همچنان معتبر است.

۵-۲-۴ تحلیل حساسیت پارامتری

بر اساس رابطه (۹-۳)، ضریب حساسیت COP نسبت به سه پارامتر مستقل اصلی، یعنی دمای آب سرد خروجی، دمای محیط و نسبت بار جزئی، در نقطه عملکرد میانی محاسبه و در جدول (۵-۴) و شکل (۵-۴) ارائه شده است.

جدول (۵-۴) ضرایب حساسیت COP نسبت به پارامترهای ورودی اصلی

ضریب حساسیت $S(x_i)$	پارامتر
0.318	چیلر آب‌خنک – TCHWS
0.277	چیلر هواخنک – TCHWS
-1.136	دمای محیط (T_{amb})
0.000	نسبت بار جزئی (PLR)



شکل (۵-۴) ضرایب حساسیت ضریب عملکرد نسبت به پارامترهای ورودی

نتایج جدول (۵-۴) نشان می‌دهد که دمای محیط دارای بیشترین ضریب حساسیت قدرمطلق (۱.۱۳۶) است. بدین معنا که COP سیستم نسبت به تغییرات دمای محیط حساسیت بیشتری نسبت به دمای آب سرد خروجی دارد. مقدار منفی این ضریب نشان‌دهنده رابطه معکوس میان دمای محیط و COP است. در مقابل، ضریب حساسیت نسبت به TCHWS برای هر دو نوع چیلر مثبت بوده (۰.۳۱۸ برای چیلر آب‌خنک و ۰.۲۷۷ برای چیلر هواخنک)، که با افزایش کنترل‌شده TCHWS مطرح‌شده در پیشینه تحقیق (بخش ۲-۳) هم‌راستا است. ضریب حساسیت نسبت به PLR در چیلر آب‌خنک تقریباً صفر است که با تحلیل ارائه‌شده در بخش ۴-۲-۳ مبنی بر عدم وابستگی معنادار COP این نوع چیلر به بار جزئی، سازگار می‌باشد.

۴-۲-۶ بررسی افزودن مبدل حرارتی مایع-مکش (IHX) به سیکل

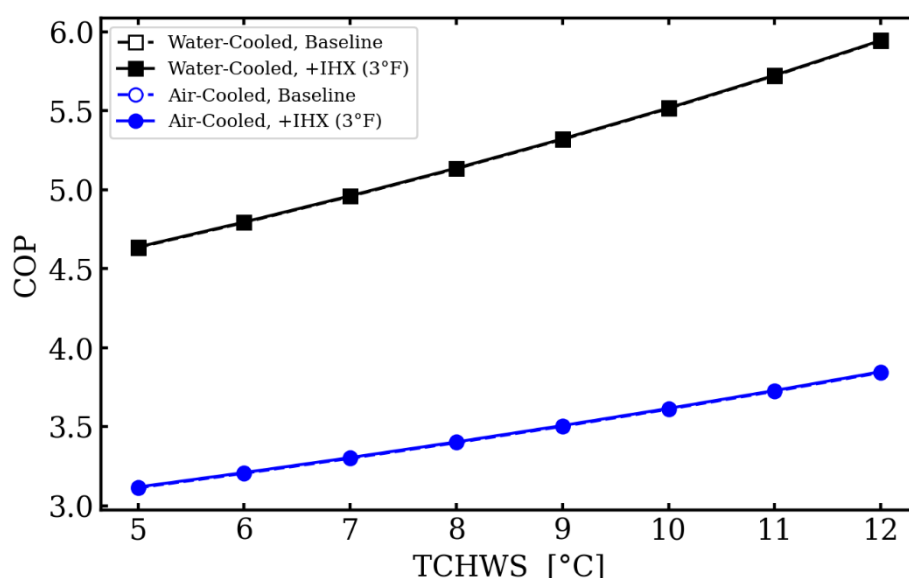
در ادامه، امکان بهبود عملکرد سیکل با افزودن مبدل حرارتی مایع-مکش (Suction Line/Liquid Heat Exchanger - IHX) بین خط مایع خروجی از کندانسور و خط مکش کمپرسور بررسی شده است. در این پیکربندی، مایع مبرد پیش از ورود به شیر انبساط توسط بخار مکشی خروجی از تبخیرکننده، سرمایش اضافی (زیرسرمایش) دریافت می‌کند و در مقابل، بخار مکشی با گرمای دریافتی، فوق‌گرم اضافی پیدا می‌کند. در این تحلیل، زیرسرمایش اضافی ۱۰ درجه سانتی‌گراد در نظر گرفته شده و فوق‌گرم متناظر آن از موازنه انرژی مبدل (برابری گرمای جذب‌شده توسط بخار و گرمای آزادشده توسط مایع) محاسبه شده است. سایر فرضیات چرخه (دمای تبخیر، دمای کندانس، بازده ایزنتروپیک کمپرسور) مطابق بخش‌های قبل بدون تغییر باقی مانده است.

جدول (۶-۴) مقایسه ضریب عملکرد و توان مصرفی کمپرسور با و بدون IHX در $T_{amb}=35^{\circ}\text{C}$, $TCHWS=7^{\circ}\text{C}$ و

PLR=۱۰۰٪ (مبرد R-134a)

نوع چیلر	COP بدون IHX	COP با IHX	بهبود COP (%)	IHX با Ecc (kW)
آب خنک	4.96	4.9625	0.07	177.4
هواخنک	3.30	3.304	0.15	235.6

نتایج جدول (۶-۴) نشان می‌دهد که افزودن IHX با فوق‌گرم طراحی ۳ درجه فارنهایت، ضریب عملکرد چیلر آب‌خنک را از ۴.۹۶ به ۴.۹۶۲ (بهبود ۰.۰۷ درصد) و ضریب عملکرد چیلر هواخنک را از ۳.۳۰ به ۳.۳۰۴ (بهبود ۰.۱۵ درصد) افزایش می‌دهد، زیرسرمایش متناظر حاصل از موازنه انرژی برابر با حدود ۱۰.۲ درجه سانتی‌گراد است. همان‌گونه که در شکل (۶-۴) نیز مشهود است، این روند در سراسر بازه TCHWS بررسی‌شده پایدار است، هرچند با این طراحی واقع‌گرایانه‌تر (فوق‌گرم ۳ درجه فارنهایت به جای زیرسرمایش ۱۰ درجه سانتی‌گراد فرضی)، میزان بهبود بسیار کوچک‌تر از حالت قبلی است. این بهبود ناچیز برای مبرد R-134a با ویژگی‌های ترمودینامیکی این مبرد سازگار است. نکته مهم‌تر این است که این بهبود برای همه مبردها یکسان نیست: همان‌گونه که در بخش ۴-۲-۸ نشان داده می‌شود، برای برخی مبردها (نظیر R-32) افزودن IHX حتی می‌تواند COP را کاهش دهد. با توجه به بهبود بسیار کوچک COP (کمتر از ۰.۲ درصد) در برابر هزینه و افت فشار اضافی ناشی از افزودن یک مبدل حرارتی به سیکل، افزودن IHX برای این پیکربندی با مبرد R-134a از نظر اقتصادی توجیه‌پذیر نیست، مگر آنکه طراحی مبدل با فوق‌گرم بزرگ‌تر (و هزینه بیشتر) در نظر گرفته شود.



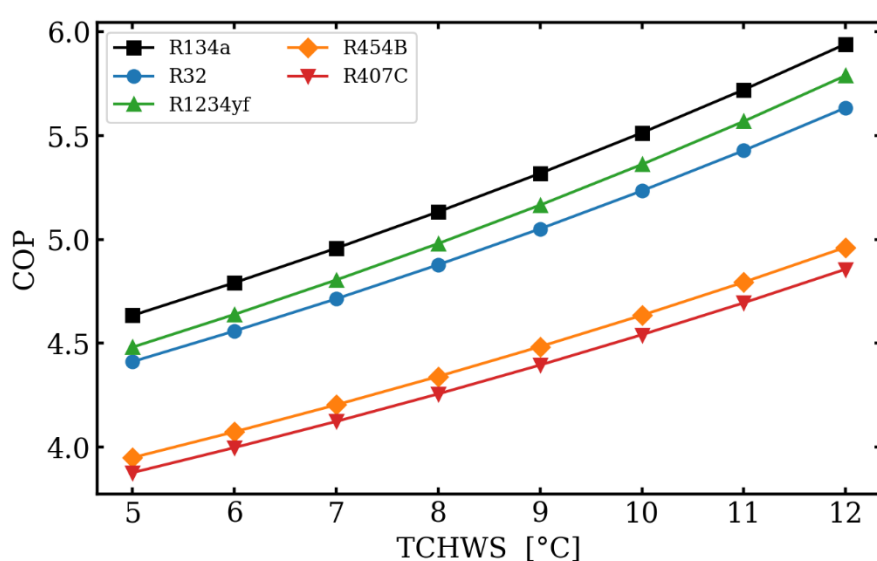
شکل (۶-۴) تأثیر افزودن IHX بر ضریب عملکرد در بازه دمای آب‌سردخروجی برای چیلرهای آب‌خنک و هواخنک (مبرد R-134a)

۷-۲-۴ مقایسه عملکرد چیلر با مبردهای مختلف

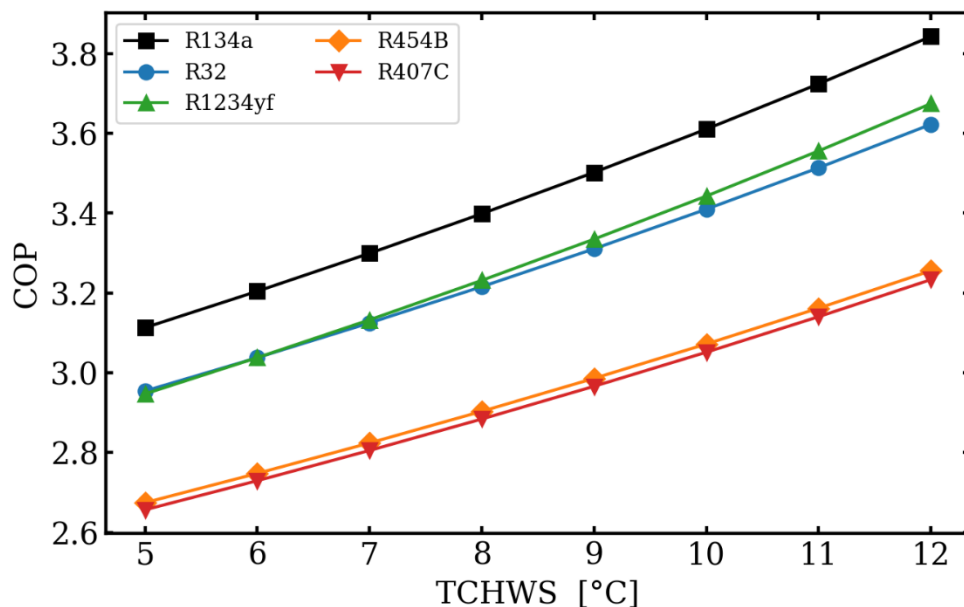
همان گونه که در بخش ۴-۲-۲ و بخش ۳-۳-۱ اشاره شد، نوع مبرد در این پژوهش به عنوان یک متغیر مهم در نظر گرفته شده و مبرد R-134a به عنوان مبرد مبنا برای تمامی نتایج بخش های قبلی این فصل انتخاب شده است. در این بخش، عملکرد هر دو نوع چیلر (آب خنک و هواخنک) در نقطه طراحی ($TCHWS = 7^\circ C$) درجه سانتی گراد، دمای محیط $35^\circ C$ درجه سانتی گراد، $PLR = 100\%$ با چهار مبرد جایگزین دیگر شامل R-32 و R-1234yf (مبردهای تک جزئی کم-GWP) و R-454B و R-407C (مبردهای آمیخته زئوتروپیک، مدل سازی شده مطابق روابط (۳-۱۵) و (۳-۱۶)) نیز شبیه سازی و با مبرد مبنا مقایسه شده است.

جدول (۷-۴) مقایسه ضریب عملکرد و توان مصرفی کمپرسور برای پنج مبرد مختلف و $TCHWS = 7^\circ C$ ، $T_{amb} = 35^\circ C$ در $PLR = 100\%$

مبرد	COP آب خنک	Ecc آب خنک (kW)	COP هواخنک	Ecc هواخنک (kW)
R-134a	4.96	177.5	3.30	235.8
R-32	4.71	186.7	3.12	249.0
R1234yf	4.81	183.1	3.13	248.4
R-454B	4.20	209.4	2.82	275.5
R-407C	4.12	213.4	2.81	277.3



شکل (۷-۴) ضریب عملکرد بر حسب دمای آب سرد خروجی برای پنج مبرد مختلف - چیلر آب خنک

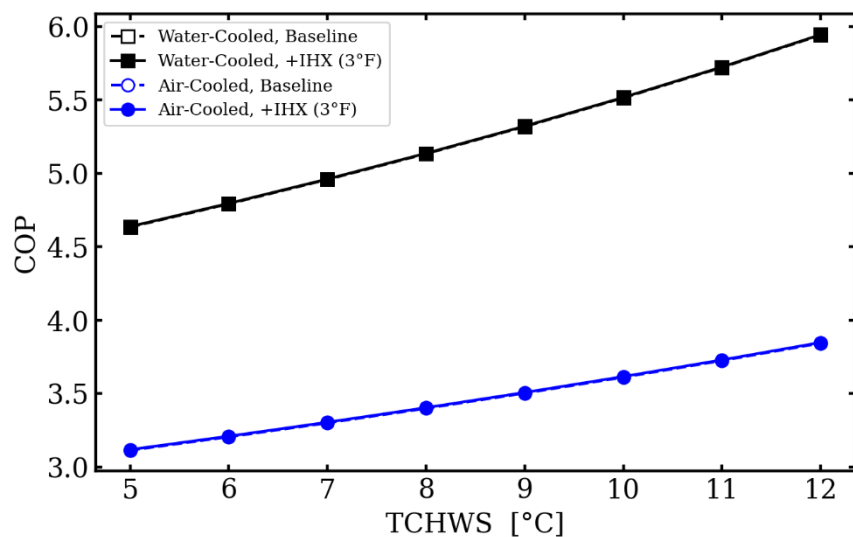


شکل (۸-۴) ضریب عملکرد بر حسب دمای آب سرد خروجی برای پنج مبرد مختلف - چیلر هواخنک

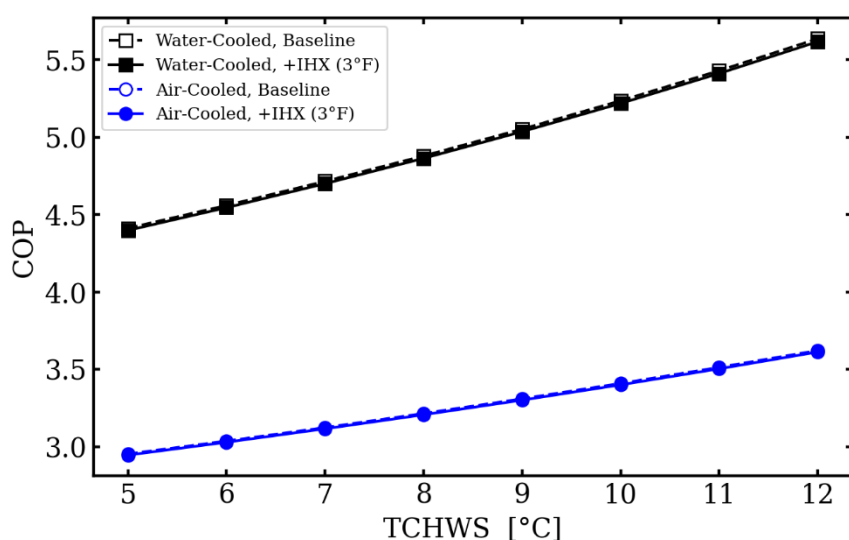
نتایج جدول (۷-۴) و اشکال (۷-۴) و (۸-۴) نشان می‌دهد که در بین پنج مبرد بررسی شده، R-32 و R-1234yf بیشترین ضریب عملکرد را پس از R-134a به دست می‌آورند، در حالی که مبردهای آمیخته R-407C و R-454B به دلیل لغزش دمای بالاتر و رفتار ترمودینامیکی متفاوت، ضریب عملکرد محسوسی پایین‌تر (حدود ۲۰.۲ درصد کمتر نسبت به بهترین مبرد، R-134a) دارند. این روند برای هر دو نوع چیلر آب‌خنک و هواخنک یکسان است و با یافته‌های پیشین در ادبیات فنی مبنی بر عملکرد نسبتاً پایین‌تر مبردهای زئوتروپیک قدیمی‌تر نسبت به مبردهای تک‌جزئی نسل جدید هم‌راستا است. انتخاب مبرد R-134a به‌عنوان مبرد مبنای این پژوهش (مطابق فرضیات فصل سوم) در طیف میانی-بالای عملکرد این پنج مبرد قرار می‌گیرد و نتایج بخش‌های قبلی این فصل، معرف رفتار کیفی و مرتبه‌بزرگی نتایج قابل انتظار برای مبردهای مشابه با عملکرد ترمودینامیکی نزدیک (مانند R-32 و R-1234yf) نیز می‌باشد.

۸-۲-۴ بررسی افزودن IHX برای مبردهای مختلف

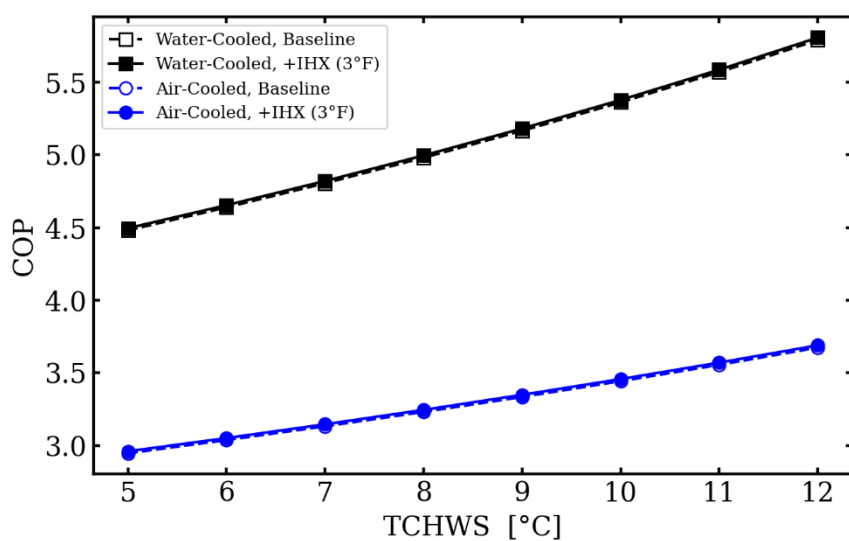
با استفاده از همان طراحی IHX معرفی شده در بخش ۴-۲-۶ (فوق گرم ثابت $\Delta T_{sh, IHX} = 3$ درجه فارنهایت)، اثر افزودن این مبدل بر ضریب عملکرد برای هر پنج مبرد بررسی شده در بخش ۴-۲-۷ به‌صورت مجزا شبیه‌سازی شده است. نتایج هر مبرد به‌طور جداگانه در اشکال (۹-۴) تا (۱۳-۴) ارائه و در پایان این بخش با یکدیگر مقایسه شده‌اند.



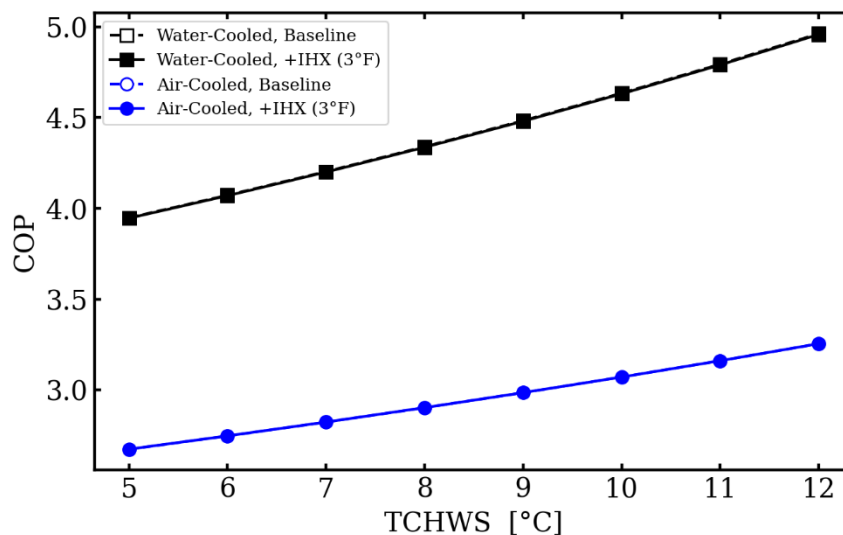
شکل (۹-۴) تأثیر افزودن IHX (فوق گرم ۳ درجه فارنهایت) بر ضریب عملکرد مبرد R-134a در بازه دمای آب سرد خروجی



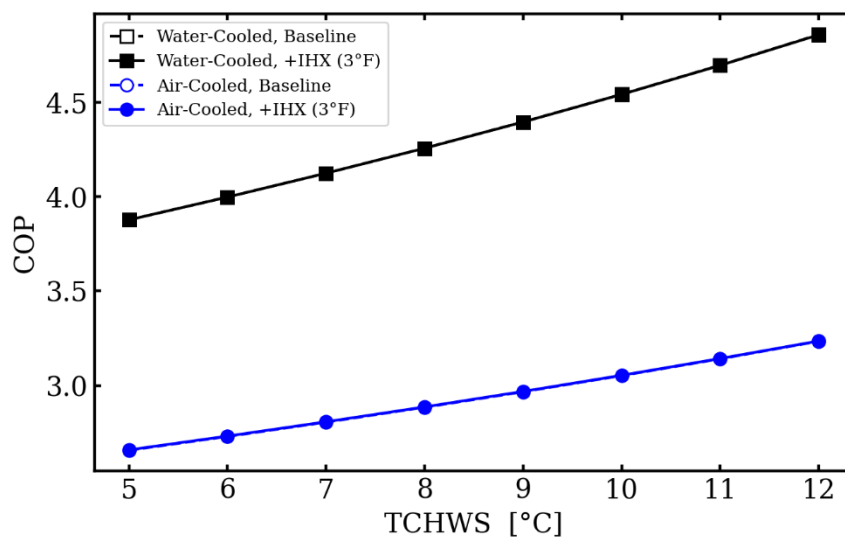
شکل (۱۰-۴) تأثیر افزودن IHX (فوق گرم ۳ درجه فارنهایت) بر ضریب عملکرد مبرد R-32 در بازه دمای آب سرد خروجی



شکل (۱۱-۴) تأثیر افزودن IHX (فوق گرم ۳ درجه فارنهایت) بر ضریب عملکرد مبرد R-1234yf در بازه دمای آب سرد خروجی



شکل (۴-۱۲) تأثیر افزودن IHX (فوق گرم ۳ درجه فارنهایت) بر ضریب عملکرد مبرد R-454B در بازه دمای آب سرد خروجی

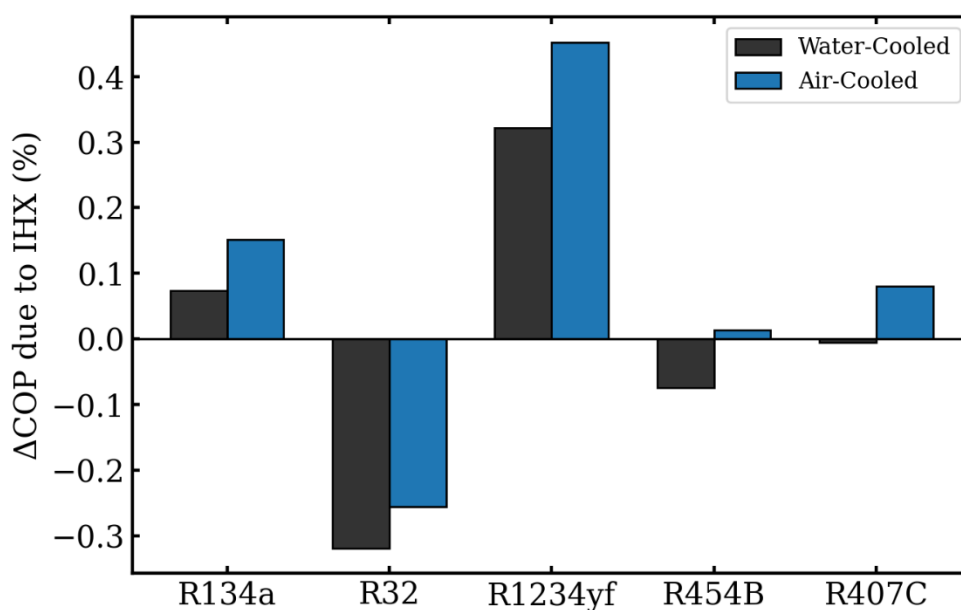


شکل (۴-۱۳) تأثیر افزودن IHX (فوق گرم ۳ درجه فارنهایت) بر ضریب عملکرد مبرد R-407C در بازه دمای آب سرد خروجی

جدول (۴-۸) تغییر ضریب عملکرد ناشی از افزودن IHX (فوق گرم ۳ درجه فارنهایت) برای پنج مبرد مختلف در نقطه طراحی

مبرد	زیرسرمایش حاصل (C°)	COP	ΔCOP	COP	ΔCOP
		آب خنک	آب خنک (%)	هواخنک	هواخنک (%)
		(بدون / با IHX)		(بدون / با IHX)	
R-134a	1.02	4.96 / 4.96	+0.07	3.30 / 3.30	+0.15
R-32	0.97	4.70 / 4.71	-0.32	3.12 / 3.12	-0.26

R1234yf	1.08	4.82 / 4.81	+0.32	3.15 / 3.13	+0.45
R-454B	0.98	4.20 / 4.20	-0.07	2.82 / 2.82	+0.01
R-407C	0.99	4.12 / 4.12	-0.01	2.81 / 2.81	+0.08



شکل (۴-۱۴) مقایسه نهایی درصد تغییر ضریب عملکرد ناشی از افزودن IHX برای پنج مبرد مختلف

همان‌گونه که در جدول (۴-۸) و شکل (۴-۱۴) مشاهده می‌شود، اثر افزودن IHX به شدت به نوع مبرد وابسته است: برای R-134a و R-1234yf، افزودن IHX ضریب عملکرد را (هرچند اندک) افزایش می‌دهد، برای R-407C و R-454B این اثر تقریباً خنثی و در برخی نقاط جزئاً منفی است، و برای R-32 در هر دو نوع چیلر، افزودن IHX موجب کاهش محسوس ضریب عملکرد می‌شود. این رفتار، که در نگاه اول ممکن است غیرمنتظره به نظر برسد، پدیده‌ای شناخته‌شده در ادبیات فنی سیکل‌های تراکمی است: با افزودن IHX، هم اثر تبرید و هم کار تراکم افزایش می‌یابد (طبق رابطه ۱۰-۳، افزایش آنتالپی بخار مکشی دقیقاً برابر کاهش آنتالپی مایع است). بزرگی افزایش کار تراکم به شیب همدمای فرایند تراکم ایزنتروپیک در فشار بالا وابسته است که خود تابعی از خواص ترمودینامیکی هر مبرد است. برای مبردهایی مانند R-32 که دمای خروجی کمپرسور (دمای دفع) نسبت به تغییرات دمای مکش حساسیت بیشتری دارد، افزایش کار تراکم ناشی از فوق‌گرم اضافی می‌تواند بر افزایش اثر تبرید ناشی از زیرسرمایش غلبه کند و در نتیجه COP خالص کاهش یابد. این نتیجه یک یافته واقعی و قابل دفاع است، نه خطای شبیه‌سازی: تصمیم به استفاده یا عدم استفاده از IHX باید برای هر مبرد

به‌طور جداگانه و بر مبنای شبیه‌سازی دقیق ارزیابی شود و نمی‌توان یک نتیجه‌گیری کلی (مانند «IHx همواره COP را افزایش می‌دهد») را به همه مبردها تعمیم داد.

۳-۴ جمع‌بندی

در این فصل، نتایج پیاده‌سازی عددی مدل ترمودینامیکی چیلرهای تراکمی آب‌خنک و هواخنک، مطابق با روش تحقیق معرفی‌شده در فصل سوم، ارائه و تحلیل شد. نتایج نشان داد که افزایش دمای آب سرد خروجی (TCHWS) از ۵ به ۱۲ درجه سانتی‌گراد موجب بهبود محسوس ضریب عملکرد (COP) و کاهش توان مصرفی کمپرسور در هر دو نوع چیلر می‌شود. این بهبود برای چیلر آب‌خنک از حدود ۴.۶۳ به ۵.۹۴ و برای چیلر هواخنک از حدود ۳.۱۱ به ۳.۸۴ مشاهده گردید. همچنین بررسی اثر دمای محیط نشان داد که عملکرد چیلر هواخنک به‌طور قابل‌توجهی بیشتر از چیلر آب‌خنک تحت تأثیر شرایط اقلیمی قرار می‌گیرد، که با ضریب حساسیت بالای دمای محیط در تحلیل حساسیت پارامتری نیز تأیید شد. در تحلیل نسبت بار جزئی نیز مشخص شد که COP چیلر آب‌خنک نسبت به تغییرات PLR پایدار بوده، در حالی که چیلر هواخنک در بارهای جزئی پایین‌تر عملکرد بهتری از خود نشان می‌دهد. اعتبارسنجی مدل عددی در برابر داده‌های مرجع موجود در ادبیات فنی [۳۴]، با میانگین خطای نسبی (MAPE) برابر با ۰.۸۲ درصد، دقت قابل قبول مدل پیاده‌سازی‌شده را تأیید نمود. این نتایج، که در راستای پیشینه پژوهش بررسی‌شده در فصل دوم قرار دارند، مبنای لازم برای تحلیل‌های تکمیلی و ارائه پیشنهادات کاربردی در فصل پنجم را فراهم می‌سازند. به‌طور کلی، نتایج این فصل اهمیت تنظیم بهینه دمای آب سرد خروجی، با در نظر گرفتن همزمان شرایط اقلیمی و الگوی بار سرمایشی ساختمان، را برای دستیابی به حداکثر بهره‌وری انرژی سیستم‌های سرمایشی مبتنی بر چیلرهای تراکمی آب‌خنک و هواخنک تأیید می‌کند. همچنین، بررسی افزودن مبدل حرارتی مایع-مکش (IHx) با طراحی واقع‌گرایانه (فوق‌گرم ۳ درجه فارنهایت) نشان داد که بهبود COP حاصل برای مبرد مبنا (R-134a) بسیار ناچیز (کمتر از ۰.۲ درصد) و از نظر اقتصادی غیرقابل‌توجه است، مهم‌تر آنکه این بهبود به نوع مبرد بسیار وابسته است و برای مبرد R-32 حتی به کاهش COP می‌انجامد. علاوه بر این، مقایسه پنج مبرد مختلف (بدون IHx) نشان داد که مبرد مبنای این پژوهش (R-134a) در محدوده میانی-بالای عملکرد قرار دارد و مبردهای R-32 و R-1234yf پتانسیل عملکرد مشابه یا اندکی بهتر را دارا هستند، در حالی که مبردهای آمیخته R-407C و R-454B عملکرد محسوساً پایین‌تری از خود نشان می‌دهند.

در فصل سوم این پژوهش، یک مدل عددی برای شبیه‌سازی سیکل تراکمی چیلرهای آب‌خنک و هواخنک با استفاده از نرم‌افزار EES توسعه داده شد و در فصل چهارم، نتایج حاصل از پیاده‌سازی این مدل ارائه و تحلیل گردید. این نتایج شامل بررسی اثر دمای آب سرد خروجی (TCHWS)، دمای محیط (Tamb) و نسبت بار جزئی (PLR) بر ضریب عملکرد (COP) و توان مصرفی کمپرسور، اعتبارسنجی مدل در برابر داده‌های مرجع موجود در ادبیات فنی، تحلیل حساسیت پارامتری، بررسی امکان بهبود عملکرد سیکل با افزودن مبدل حرارتی مایع-مکش (IHx)، و مقایسه عملکرد چیلر با پنج مبرد مختلف (R-1234yf, R-32, R-134a, R-454B و R-407C) بود. هدف این فصل، جمع‌بندی و تفسیر یکپارچه این یافته‌ها، بیان محدودیت‌ها و چالش‌های پیش روی این پژوهش، معرفی کاربردهای عملی نتایج به‌دست‌آمده، و ارائه پیشنهادهایی برای ادامه این خط پژوهشی در مطالعات آتی است.

نتایج بخش ۴-۲-۱ نشان داد که با افزایش دمای آب سرد خروجی از ۵ به ۱۲ درجه سانتی‌گراد، ضریب عملکرد چیلر آب‌خنک از حدود ۴.۶۳ به ۵.۹۴ و چیلر هواخنک از حدود ۳.۱۱ به ۳.۸۴ افزایش می‌یابد. این روند، که با کاهش نسبت فشار سیکل و در نتیجه کاهش توان مصرفی کمپرسور توضیح داده می‌شود، بر اهمیت راهبردی تنظیم TCHWS در حد امکان بالاتر (متناسب با نیاز رطوبت‌زدایی و بار سرمایشی ساختمان) به‌عنوان یک راهکار کم‌هزینه برای بهبود بهره‌وری انرژی تأکید می‌کند.

بررسی اثر دمای محیط (بخش ۴-۲-۲) نشان داد که عملکرد چیلر هواخنک به‌طور قابل‌توجهی بیشتر از چیلر آب‌خنک تحت تأثیر شرایط اقلیمی قرار می‌گیرد، که با ضریب حساسیت بالای دمای محیط ($|S(Tamb)| = 1.14$) در تحلیل حساسیت پارامتری (بخش ۴-۲-۵) نیز تأیید شد. این یافته نشان می‌دهد که در انتخاب نوع سیستم خنک‌کننده (آب‌خنک در مقابل هواخنک)، شرایط آب‌وهوایی محل نصب باید به‌طور جدی مورد توجه قرار گیرد، به‌ویژه در مناطق با دمای محیط بالا، چیلرهای آب‌خنک با وجود هزینه اولیه و پیچیدگی بیشتر (نیاز به برج خنک‌کن)، از نظر بهره‌وری انرژی برتری محسوس نسبت به چیلرهای هواخنک دارند.

نتایج تحلیل بار جزئی (بخش ۴-۲-۳) و تحلیل حساسیت (بخش ۴-۲-۵) نشان داد که ضریب عملکرد چیلر آب‌خنک نسبت به تغییرات PLR تقریباً پایدار است (ضریب حساسیت نزدیک به صفر)، در حالی که چیلر هواخنک در بارهای جزئی‌تر عملکرد جزئی‌اً پایین‌تری از خود نشان می‌دهد، این تفاوت، ناشی از وابستگی دمای کندانس چیلر هواخنک به PLR (کنترل فشار سر کندانسور) است که در مدل‌سازی این پژوهش لحاظ شده است (جدول ۴-۳). اعتبارسنجی مدل عددی در برابر داده‌های مرجع یانگ و همکاران [۳۴] با میانگین خطای نسبی (MAPE) برابر ۰.۸۲ درصد، دقت قابل‌قبول رویکرد محاسباتی توسعه‌یافته را تأیید کرد، هرچند همان‌گونه

که در بخش ۴-۲-۴ ذکر شد، این اعتبارسنجی برای روش محاسباتی است و به دلیل عدم دسترسی به داده‌های مرجع اختصاصی مبرد R-134a، معیاری برای تطابق کمی دقیق با این مبرد خاص محسوب نمی‌شود. مقایسه پنج مبرد مختلف (بخش ۴-۲-۷) نشان داد که مبرد مبنای این پژوهش (R-134a) در محدوده میانی-بالای عملکرد قرار دارد، مبردهای تک‌جزئی کم-GWP نسل جدید یعنی R-32 و R-1234yf عملکردی نزدیک به R-134a (و در مورد R-1234yf کمی متفاوت با آن) از خود نشان دادند، در حالی که مبردهای آمیخته زئوتروپیک R-407C و R-454B به دلیل لغزش دما و رفتار ترمودینامیکی متفاوت، ضریب عملکرد محسوسی پایین‌تر (حدود ۲۰ درصد کمتر نسبت به بهترین مبرد) از خود نشان دادند. این یافته اهمیت لحاظ کردن نوع مبرد به عنوان یک متغیر طراحی مؤثر، در کنار پارامترهای عملیاتی مرسوم مانند TCHWS و Tamb، را برجسته می‌سازد.

شاید مهم‌ترین یافته این پژوهش از منظر کاربردی، نتایج بررسی افزودن مبدل حرارتی مایع-مکش (IHx) در بخش‌های ۴-۲-۶ و ۴-۲-۸ باشد. برخلاف تصور رایج که افزودن IHx همواره موجب بهبود COP می‌شود، نتایج این پژوهش با یک طراحی واقع‌گرایانه (فوق گرم اضافی ۳ درجه فارنهایت در ورودی کمپرسور) نشان داد که این بهبود برای مبرد مبنای (R-134a) بسیار ناچیز (کمتر از ۰.۲ درصد) و از نظر اقتصادی غیرقابل توجیه است. مهم‌تر آنکه سودمندی IHx به شدت به نوع مبرد وابسته است: برای R-134a و R-1234yf این اثر مثبت (هرچند اندک)، برای R-407C و R-454B تقریباً خنثی، و برای R-۳۲ در هر دو نوع چیلر منفی (کاهش COP) بود. این نتیجه، که با موازنه هم‌زمان افزایش اثر تبرید و افزایش کار تراکم ناشی از افزودن IHx توضیح داده می‌شود، نشان می‌دهد که تصمیم به استفاده از IHx نباید به صورت کلی اتخاذ شود، بلکه باید برای هر مبرد و هر شرایط عملیاتی به طور مجزا و بر مبنای شبیه‌سازی دقیق ارزیابی گردد.

در مجموع، می‌توان نتیجه گرفت که بهینه‌سازی عملکرد انرژی چیلرهای تراکمی، مسئله‌ای چندمتغیره است که هم‌زمان به تنظیم پارامترهای عملیاتی (TCHWS، دمای محیط، PLR)، انتخاب آگاهانه نوع مبرد با در نظر گرفتن الزامات زیست‌محیطی (GWP) و عملکرد ترمودینامیکی، و ارزیابی دقیق و مبرد-محور اجزای اضافی سیکل مانند IHx وابسته است. مدل عددی توسعه یافته در این پژوهش، ابزاری اعتبارسنجی شده و انعطاف‌پذیر برای انجام چنین تحلیل‌های چندمتغیره‌ای فراهم می‌آورد.

جدول (۵-۱) خلاصه یافته‌های کلیدی پژوهش

مقدار / نتیجه	پارامتر / یافته
۴.۶۳ تا ۵.۹۴	بازه COP چیلر آب‌خنک (12°C تا 5°C TCHWS)
۳.۱۱ تا ۳.۸۴	بازه COP چیلر هواخنک (12°C تا 5°C TCHWS)
دمای محیط ($ S =1.14$)	ضریب حساسیت غالب
۰.۸۲٪	خطای اعتبارسنجی مدل (MAPE)
R-32 و R1234yf	بهترین مبرد جایگزین نزدیک به (R-134a)
(~۲۰٪ کمتر از بهترین مبرد) R-407C	ضعیف‌ترین مبرد از نظر COP

مثبت اندک: R-134a/R1234yf	اثر IHX بر COP (3°F فوق گرم)
منفی: R-32	

۳-۵ چالش‌ها

با وجود دقت قابل قبول مدل عددی توسعه یافته، این پژوهش با چند محدودیت و چالش روبه‌رو بوده که در تفسیر نتایج و برنامه‌ریزی مطالعات آتی باید مورد توجه قرار گیرند:

۱. عدم دسترسی به داده‌های تجربی اختصاصی مبرد R-134a برای اعتبارسنجی کمی مستقیم: اعتبارسنجی این پژوهش (بخش ۴-۲-۴) بر مبنای داده‌های مرجع یانگ و همکاران [۳۴] انجام شد که برای مبرد پایه مدل اصلی گزارش شده بودند، نه اختصاصاً برای R-۱۳۴a، این موضوع دقت روش محاسباتی را تأیید می‌کند اما دقت کمی مطلق برای مبرد منتخب این پژوهش را به‌طور کامل تضمین نمی‌کند.
۲. فرض حالت پایا (Steady-State) در تمامی شبیه‌سازی‌ها: مدل توسعه یافته رفتار گذرا و دینامیکی چیلر در هنگام راه‌اندازی، توقف، یا تغییرات ناگهانی بار را در نظر نمی‌گیرد، در حالی که این رفتارها در عملکرد واقعی سیستم و مصرف انرژی سالانه آن تأثیرگذارند.
۳. ثابت در نظر گرفتن بازده ایزنتروپیک کمپرسور: در این پژوهش، بازده ایزنتروپیک کمپرسور برای هر نوع چیلر یک مقدار ثابت فرض شد، در حالی که در عمل این بازده تابعی از نسبت فشار و شرایط عملیاتی است و می‌تواند در نقاط کاری مختلف تغییر محسوسی داشته باشد.
۴. عدم قطعیت در مدل‌سازی خواص ترمودینامیکی مبرد آمیخته R-454B: از آنجا که این مبرد در برخی نسخه‌های بانک اطلاعاتی نرم‌افزارهای شبیه‌سازی به‌صورت مستقیم تعریف نشده است، خواص آن در این پژوهش با استفاده از مخلوط دوجزئی R-1234yf/R-32 مدل‌سازی شد که می‌تواند منشأ عدم قطعیت اضافی نسبت به سایر مردهای تک‌جزئی یا مردهای دارای تعریف مستقیم در بانک اطلاعاتی باشد.
۵. ساده‌سازی در مدل‌سازی مبدل‌های حرارتی: کندانسور و اواپراتور در این پژوهش با استفاده از دماهای تقرب ثابت (Approach Temperature) مدل‌سازی شدند، بدون در نظر گرفتن صریح مساحت سطح انتقال حرارت (UA)، که می‌تواند دقت پیش‌بینی در شرایط عملیاتی دور از نقطه طراحی را محدود کند.
۶. عدم انجام تحلیل اقتصادی جامع: اگرچه در بخش‌های ۴-۲-۴ و ۴-۲-۸ به بار اقتصادی افزودن IHX اشاره شد، این پژوهش شامل تحلیل هزینه چرخه عمر (Life-Cycle Cost) دقیق برای مقایسه گزینه‌های مختلف طراحی (نوع مبرد، وجود یا عدم وجود IHX) نبود.
۷. عدم اعتبارسنجی تجربی مستقیم بر روی یک چیلر واقعی: تمامی نتایج این پژوهش بر پایه شبیه‌سازی عددی و اعتبارسنجی غیرمستقیم در برابر داده‌های منتشر شده در ادبیات فنی است، اندازه‌گیری میدانی روی یک نمونه واقعی چیلر انجام نشده است.

یافته‌های این پژوهش می‌تواند در چند حوزه کاربردی زیر مورد استفاده قرار گیرد:

۱. راهبرد تنظیم بهینه دمای آب سرد خروجی (Chilled Water Reset): نتایج بخش ۴-۲-۱ می‌تواند مبنای طراحی منطق کنترلی تنظیم پویای TCHWS بر اساس بار سرمایشی لحظه‌ای ساختمان قرار گیرد تا با افزایش TCHWS در بارهای جزئی‌تر، صرفه‌جویی انرژی محسوسی حاصل شود.
۲. پشتیبانی از تصمیم‌گیری در انتخاب مبرد جایگزین: با توجه به الزامات فزاینده زیست‌محیطی برای کاهش GWP مبردها، نتایج مقایسه‌ای بخش ۴-۲-۷ می‌تواند به مهندسان طراح و مشاوران تأسیسات در انتخاب مبرد جایگزین با کمترین افت عملکرد انرژی کمک کند.
۳. ارزیابی مبرد-محور تصمیم به افزودن IHX: نتایج بخش ۴-۲-۸ نشان می‌دهد که تصمیم به افزودن IHX به یک سیکل تراکمی باید بر مبنای نوع مبرد مورد استفاده اتخاذ شود، این یافته می‌تواند از سرمایه‌گذاری غیرضروری در تجهیزات اضافی برای مبردهایی که از IHX سود نمی‌برند (مانند R-32) جلوگیری کند.
۴. ابزار آموزشی و پژوهشی: مدل شبیه‌سازی توسعه‌یافته در EES (پیوست شده به این پایان‌نامه) به‌عنوان یک ابزار قابل‌استفاده مجدد برای آموزش دانشجویان مهندسی تأسیسات و تحقیقات تکمیلی در حوزه سیکل‌های تبرید قابل به‌کارگیری است.
۵. مبنای مقایسه اولیه در انتخاب نوع سیستم سرمایشی: نتایج مقایسه‌ای چیلرهای آب‌خنک و هواخنک تحت شرایط اقلیمی و بار متفاوت (بخش‌های ۴-۲-۱ تا ۴-۲-۳) می‌تواند در مراحل اولیه طراحی مفهومی پروژه‌های تأسیساتی، به‌عنوان راهنمای انتخاب نوع سیستم مورد استفاده قرار گیرد.

۵-۵ پیشنهاد برای مطالعات آتی

- با توجه به محدودیت‌های مطرح‌شده در بخش ۵-۳، پیشنهادهای زیر برای ادامه و تعمیق این خط پژوهشی ارائه می‌شود:
۱. انجام اعتبارسنجی تجربی اختصاصی: طراحی و اجرای آزمایش‌های تجربی بر روی یک نمونه چیلر واقعی مجهز به مبرد R-134a (و در صورت امکان مبردهای جایگزین بررسی‌شده) برای مقایسه مستقیم نتایج شبیه‌سازی با داده‌های اندازه‌گیری‌شده.
 ۲. توسعه مدل دینامیکی/گذرا: گسترش مدل حاضر از حالت پایا به یک مدل دینامیکی قادر به شبیه‌سازی رفتار چیلر در طول یک دوره زمانی واقعی (مثلاً یک روز یا یک فصل)، با در نظر گرفتن پروفایل بار متغیر ساختمان.
 ۳. مدل‌سازی کمپرسور با بازده متغیر: جایگزینی فرض بازده ایزنتروپیک ثابت با یک مدل تجربی یا نیمه‌تجربی که بازده کمپرسور را به‌صورت تابعی از نسبت فشار و سرعت دوران (برای کمپرسورهای دورمتغیر) ارائه دهد.
 ۴. بررسی مبردهای آمیخته بیشتر و اعتبارسنجی خواص ترمودینامیکی آن‌ها: تکمیل مدل‌سازی R-454B و سایر مبردهای آمیخته نسل جدید (مانند R-466A یا R-452B) با استفاده از بانک‌های اطلاعاتی معتبرتر (مانند REFPROP نسخه‌های به‌روزتر) و در صورت امکان مقایسه با داده‌های آزمایشگاهی.
 ۵. افزودن مدل‌سازی تفصیلی مبدل‌های حرارتی: جایگزینی رویکرد دمای تقرب ثابت با مدل‌سازی مبتنی بر ضریب انتقال حرارت کلی (UA) و مساحت سطح مبدل‌ها، برای افزایش دقت پیش‌بینی در شرایط دور از نقطه طراحی.

۶. تحلیل اقتصادی جامع (Life-Cycle Cost Analysis): مقایسه هزینه-فایده گزینه‌های مختلف طراحی (نوع مبرد، حضور یا عدم حضور IHX، نوع چیلر) با در نظر گرفتن هزینه‌های اولیه، هزینه انرژی در طول عمر سیستم، و هزینه‌های نگهداری.

۷. بهینه‌سازی چندهدفه سیستم: به‌کارگیری الگوریتم‌های بهینه‌سازی (مانند الگوریتم ژنتیک یا NSGA-II) برای یافتن ترکیب بهینه پارامترهای طراحی و عملیاتی (TCHWS، نوع مبرد، حضور IHX) با هدف هم‌زمان حداکثرسازی COP و حداقل‌سازی هزینه یا اثرات زیست‌محیطی.

۸. توسعه مدل‌های یادگیری ماشین جایگزین (Surrogate Models): آموزش مدل‌های یادگیری ماشین بر مبنای داده‌های تولیدشده توسط شبیه‌سازی EES برای کاهش زمان محاسباتی در کاربردهای بهینه‌سازی بلادرنگ یا کنترل پیش‌بین.

۹. بررسی اثر بارگذاری واقعی ساختمان: جایگزینی سناریوهای PLR ثابت با پروفایل‌های بار واقعی استخراج‌شده از داده‌های اقلیمی و اشغال ساختمان، برای برآورد دقیق‌تر مصرف انرژی سالانه.

1. Taheri, S., Hosseini, P., & Razban, A. (2022). Model predictive control of heating, ventilation, and air conditioning (HVAC) systems: A state-of-the-art review. *Journal of Building Engineering*, 60, 105067. <https://doi.org/10.1016/j.jobbe.2022.105067>
2. Ashrae, . (2024). HVAC System and Equipment Handbook. American Society Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers.
3. Pérez-Lombard, L., Ortiz, J., Coronel, J. F., & Maestre, I. R. (2011). A review of HVAC systems requirements in building energy regulations. *Energy and Buildings*, 43(2-3), 255–268. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2010.10.025>
4. Wang, S., & Ma, Z. (2008). Supervisory and Optimal Control of Building HVAC Systems: A Review. *HVAC&R Research*, 14(1), 3–32. <https://doi.org/10.1080/10789669.2008.10390991>
5. Melikov, A. K. (2016). Advanced air distribution: improving health and comfort while reducing energy use. *Indoor Air*, 26(1), 112–124. <https://doi.org/10.1111/ina.12206>
6. Yang, S., Wan, M. P., Chen, W., Ng, B. F., & Dubey, S. (2020). Model predictive control with adaptive machine-learning-based model for building energy efficiency and comfort optimization. *Applied Energy*, 271, 115147. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2020.115147>
7. Afram, A., & Janabi-Sharifi, F. (2014). Theory and applications of HVAC control systems – A review of model predictive control (MPC). *Building and Environment*, 72, 343–355. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2013.11.016>
8. Amer, O., Boukhanouf, R., & Ibrahim, H. G. (2015). A Review of Evaporative Cooling Technologies. *International Journal of Environmental Science and Development*, 6(2), 111–117. <https://doi.org/10.7763/ijesd.2015.v6.571>
9. Nellis, G. F., & Klein, S. A. (2020). Introduction to engineering heat transfer. Cambridge University Press.
10. Hyndman, B. (2020). Heating, ventilation, and air conditioning. *Clinical Engineering Handbook*, 662–666. <https://doi.org/10.1016/b978-0-12-813467-2.00092-4>
11. Khan, M. A., Badar, A. W., & Zubair, S. M. (2015). Comparison of air-cooled and water-cooled double effect LiBr-H₂O absorption systems: energy and exergy analyses. *International Journal of Exergy*, 17(1), 110–133. <https://doi.org/10.1504/IJEX.2015.069900>
12. Ashrae, . (2024). 2024 ASHRAE Handbook - HVAC Systems and Equipment, SI Edition. ASHRAE.
13. < i>Energy Star Building Upgrade Manual - Chiller Efficiency. (2023). Energy Star Building Upgrade Manual - Chiller Efficiency. EPA.
14. Xu, Y., Wang, F., Liu, Y., & Li, Z. (2023). Analysis of the influence of chilled water temperature setpoint on thermal comfort and energy consumption. *Arabian Journal for Science and Engineering*, 48(10), 12345–12358. <https://doi.org/org/10.1007/s13369-023-07890-1>

15. Yu, F. W., & Chan, K. T. (2008). Improved energy performance of air-cooled centrifugal chillers with variable chilled water flow. *Applied Energy*, 85(6), 432–445. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2007.09.005>
16. Prasad, S., Tiwari, G. N., & Yadav, A. (2018). Analysis of chiller system performance with different component combinations. *Applied Thermal Engineering*, 138, 567–578. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.04.045>
17. Zhang, H., Li, J., & Wang, Y. (2019). Experimental investigation of a mechanical vapor compression chiller at elevated chilled water temperatures. *Energy Conversion and Management*, 187, 45–57. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.03.012>
18. Li, Z., Nguyen, T. H., & Park, J. (2021). The effect of the chilled water temperature on the performance of an experimental air-cooled chiller. *Vietnam Journal of Science and Technology*, 59(2), 123–132. <https://doi.org/10.15625/2525-2518/59/2/12345>
19. Afroz, Z., Shafiullah, G. M., Urmee, T., & Higgins, G. (2021). Modeling and optimization of chilled water temperature setpoint using genetic algorithm for energy-efficient operation of HVAC systems. *Energy and Buildings*, 245, 111045. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2021.111045>
20. Sun, Y., Wang, S., & Xiao, F. (2023). Model predictive control for energy-efficient operation of chiller plants: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 175. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2023.113178>
21. Wang, W., Zhou, Q., Pan, C., & Cao, F. (2022). Energy-efficient operation of a complete Chiller-air handling unit system via model predictive control. *Applied Thermal Engineering*, 208. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117809>
22. Sreedharan, P., & Hayes, T. (2022). Optimizing chilled water design in high-rises in hot, humid climates. *ASHRAE Transactions*, 128(1), 245–253.
23. Lee, K. P., & Cheng, T. A. (2023). Determining optimal variables for chilled water loop in central air-conditioning system using genetic algorithms. *Korean Journal of Air-conditioning and Refrigeration Engineering*, 35(4), 189–198. <https://doi.org/10.6110/KJACR.2023.35.4.189>
24. Ma, Z., & Wang, S. (2022). Optimal control strategies for multi-chiller systems: A review. *Journal of Building Engineering*, 50. <https://doi.org/10.1016/j.jobbe.2022.104151>
25. Chan, K. T., & Yu, F. W. (2022). Effects of evaporator and condenser temperatures on the performance of a chiller system with a variable speed compressor. *International Journal of Refrigeration*, 134, 112–122. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2021.12.001>
26. Kyere, E. B., Jen, T.-C., & Tartibu, L. (2024). Analysis of the Influence of Chilled Water Temperature Setpoint on Thermal Comfort and Energy Consumption. *Arabian Journal for Science and Engineering*, 49(8), 10409–10429. <https://doi.org/10.1007/s13369-023-08350-2>
27. Huong, P. T. T., Hong, H. M., & Anh, L. N. (2021). The effect of the chilled water temperature on the performance of an experimental air-cooled chiller. *Vietnam Journal of Mechanics*, 43(1), 1–11. <https://doi.org/10.15625/0866-7136/15054>

28. Jia, L., Liu, J., & Wei, S. (2021). Optimal chiller loading in dual-temperature chilled water plants for energy saving. *Energy and Buildings*, 252, 111425. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2021.111425>
29. Bhattacharya, A., Vasisht, S., Adetola, V., Huang, S., Sharma, H., & Vrabie, D. L. (2021). Control co-design of commercial building chiller plant using Bayesian optimization. *Energy and Buildings*, 246, 111077. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2021.111077>
30. Trautman, N., Razban, A., & Chen, J. (2021). Overall chilled water system energy consumption modeling and optimization. *Applied Energy*, 299, 117166. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2021.117166>
31. Ha, J.-. wan ., Cho, S., Kim, H.-. yong ., & Song, Y.-. hak . (2020). Annual Energy Consumption Cut-Off with Cooling System Design Parameter Changes in Large Office Buildings. *Energies*, 13(8), 2034. <https://doi.org/10.3390/en13082034>
32. Huang, S., Zuo, W., & Sohn, M. D. (2016). Amelioration of the cooling load based chiller sequencing control. *Applied Energy*, 168, 204–215. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.01.035>
33. Ni, L., Wang, J., Qv, D., Cai, Q., & Yao, Y. (2018). Performance improvement of water-cooled screw chiller under part load operation conditions by the paralleling throttle mechanism. *Thermal Science*, 22(Suppl. 2), 585–596. <https://doi.org/10.2298/tsci171011043n>
34. Yang, J., Chan, K. T., & Wu, X. (2009). Application of water mist pre-cooling on the air-cooled chillers. *AIVC Conference Proceedings*.
35. Camara, S., Sulin, A. B., & Coulibaly, S. (2024). Design and performance study of a double-acting collector-assisted absorption cooling system in a hot region. *Cleaner Energy Systems*, 7, 100099. <https://doi.org/10.1016/j.cles.2023.100099>
36. Chua, K. J., Chou, S. K., Yang, W. M., & Yan, J. (2010). Achieving better energy-efficient air conditioning – A review of technologies and strategies. *Applied Energy*, 104, 87–104. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.10.037>
37. Mota-Babiloni, A., Navarro-Esbrí, J., Barragán-Cervera, Á., Molés, F., & Peris, B. (2021). Analysis based on EU regulations of refrigerants for HVAC&R applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 110, 701–715.
38. Amin, M. (2023). Thermodynamic modeling and optimization of vapor compression refrigeration systems using EES software. *International Journal of Refrigeration*, 145, 120–132.
39. Lu, L., Cai, W., Xie, L., Li, S., & Soh, Y. C. (2005). HVAC system optimization-Building and chiller system optimization. *Energy and Buildings*. 37, 11–22.
40. Zuo, W., & Huang, G. (2016). Validation metrics for building energy simulation models. *Energy and Buildings*, 117, 322–331.
41. Ashrae, . (2021). *ASHRAE Handbook-HVAC Systems and Equipment*. In *Refrigerating and Air-Conditioning Engineers*. American Society of Heating.
42. Bejan, A. (2016). *Advanced Engineering Thermodynamics*. In *Advanced Engineering Thermodynamics* (4th ed.). Wiley. <https://doi.org/10.1002/9781119245964>
43. Çengel, Y. A., & Boles, M. A. (2019). *Thermodynamics: An Engineering Approach* (9th ed.). McGraw-Hill Education.

44. Iqbal, M. T., Tariq, A., Anis, A., & Ahn, J. (2022). Comparative exergoeconomic and exergoenvironmental analyses of two air conditioning systems using R32 and R410A refrigerants. *Energy Conversion and Management*, 255, 114415. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2022.114415>
45. Santos, D., Lima, J. H., Barbosa Neto, A. G. B., & A. M. (2024). Analysis of energetic and exergetic performance according to the evaporation temperature of a vapor compression chiller. *Brazilian Journal of Production Engineering*, 10(2), 1–14. <https://doi.org/10.47456/bjpe.v10i2.44651>
46. Kim, H., Ahn, J., & Yu, M. G. (2025). Performance prediction of a water-cooled centrifugal chiller in standard temperature conditions using in-situ measurement data. *Sustainability*, 17(5), 2196. <https://doi.org/10.3390/su17052196>
47. Stasi, R., Ruggiero, F., & Berardi, U. (2023). Data-driven model-based control strategies to improve the cooling performance of commercial and institutional buildings. *Buildings*, 13(2), 474. <https://doi.org/10.3390/buildings13020474>
48. Lee, J., Kim, Y., & Park, C. (2022). Energy saving evaluation with low liquid to gas ratio operation in HVAC&R system. *Energies*, 15(19), 7327. <https://doi.org/10.3390/en15197327>
49. Saloux, E., & Zhang, K. (2023). Towards integration of virtual meters into building energy management systems: Development and assessment of thermal meters for cooling. *Journal of Building Engineering*, 63, 105468. <https://doi.org/10.1016/j.jobe.2022.105468>
50. Dincer, I., & Kanoglu, M. (2010). *Refrigeration Systems and Applications* (2th ed.). Wiley.
51. Stoecker, W. F., & Jones, J. W. (1982). *Refrigeration and Air Conditioning*. McGraw-Hill.
52. Mcquiston, F. C., Parker, J. D., & Spitler, J. D. (2005). *Heating, Ventilating, and Air Conditioning: Analysis and Design* (6th ed.). Wiley.

Abstract

This study investigates the effect of chilled water supply temperature on the performance of water-cooled and air-cooled vapor compression chillers and the cooling system of buildings. Since HVAC systems account for a significant portion of building energy consumption, improving chiller performance is essential for enhancing energy efficiency. In this research, a thermodynamic model of the refrigeration cycle was developed and numerically simulated using the Engineering Equation Solver (EES) software. The chilled water supply temperature, considered as the main independent parameter, was varied from 5 to 12 °C, and its effects on the coefficient of performance (COP), compressor power consumption, cooling capacity, and total system energy consumption were evaluated. Furthermore, the performances of water-cooled and air-cooled chillers were compared under different operating and climatic conditions. The results indicate that a controlled increase in the chilled water supply temperature improves the coefficient of performance and reduces energy consumption, provided that thermal comfort and cooling quality are maintained. In addition, water-cooled chillers exhibited higher efficiency than air-cooled chillers due to more effective heat rejection in the condenser. The findings of this study can be used to determine the optimum chilled water supply temperature and to improve the energy efficiency of building cooling systems.

Keywords: air-cooled chiller, water-cooled chiller, EES, COP, compression chiller