

بهینه‌سازی ترمودینامیکی و اقتصادی سیستم خنک‌کننده در یک ساختمان مسکونی

Original Article

افسانه صادقی (دانشجوی کارشناسی)

سمیه داوودآبادی فراهانی* (استادیار)

دانشکده‌ی مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اراک

در این پژوهش هدف ارائه راهبرد یافتن حالت بهینه یک سیستم تبرید برای یک ساختمان مسکونی در شهر تهران از میان سه سیستم تبرید تراکمی معمولی، دوکمپرسوره و با صرفه‌جویی کننده با سیال عامل R-134a است. ضریب عملکرد و نیاز درآمده کل^۱ به عنوان توابع هدف در نظر گرفته شده اند و روش بهینه‌سازی روش الگوریتم ژنتیک دوهدفه^۲ است. فشارهای عملکردی و نسبت دبی جرمی در صرفه‌جویی کننده^۳ به عنوان متغیرهای اثرگذار انتخاب شده‌اند. گزینه مناسب از جبهه پارتو با استفاده از روش تاپسیس انتخاب شده است. بیشترین ضریب عملکرد برای سیکل تبرید با صرفه‌جویی کننده و کمترین هزینه برای سیکل تبرید معمولی است. بهترین حالت از حالت بهینه سه سیکل تبرید با استفاده از روش تصمیم‌سازی نوین سلسله‌مراتبی، معیار اقتصادی و معیار عملکرد مشخص شده است و اولویت اول، دوم و سوم به ترتیب با سیستم تبرید تراکمی معمولی، با صرفه‌جویی کننده و دوکمپرسوره است.

واژگان کلیدی: بهینه‌سازی چندهدفه، تصمیم‌سازی، مدل‌سازی ترمودینامیکی و اقتصادی، سیستم تبرید.

a.sadeghi@gmail.com
sdavoodabadifarahani@gmail.com

۱. مقدمه

کاربردهای تبرید امروزه بسیار گسترش یافته است و جدای از مصارف خانگی، تهویه مطبوع و سردخانه‌ها، امروزه کم‌تر صنعتی را می‌توان یافت که از تبرید بهره نگیرد. کاربردهای تبرید را می‌توان در پنج گروه دسته‌بندی کرد: ۱. تبرید خانگی، ۲. تهویه مطبوع، ۳. نگهداری و حمل مواد غذایی، ۴. تبرید صنعتی، ۵. کاربردهای ویژه. با توجه به کاربرد فراوان و گسترده‌ی سیکل‌های تبرید تراکمی - از جمله در مایع‌سازی، سردخانه‌ها، چیلرها و غیره - بهینه‌سازی برای بالا بردن ضریب عملکرد، کاهش هزینه‌های اقتصادی و آلودگی‌های زیست‌محیطی امری بدیهی محسوب می‌شود که نظر کارشناسان را به خود جلب کرده است.

در راستای اهداف ذکر شده، مطالعات و پژوهش‌های بسیاری انجام شده است. به عبارت دیگر هرگونه مطالعه در خصوص بهینه‌سازی یک سیکل تبرید، گامی در جهت دستیابی به این اهداف محسوب می‌شود. از این رو در این بخش به مطالعات پیشین و تحقیقات گذشته پرداخته شده است. دینگس و آپلری^[۱] با در نظر گرفتن هزینه‌ی اتلافات آگزرژی و هزینه‌ی اولیه، به کمیته‌سازی تابع هزینه‌ی سیکل تبرید پرداختند. یامروتاس و همکاران^[۲] یک مدل محاسباتی بر اساس آگزرژی برای تعیین تأثیر دماهای

* نویسنده مسئول

تاریخ: دریافت ۱۳۹۷/۶/۲۱، اصلاحیه ۱۳۹۷/۸/۲۳، پذیرش ۱۳۹۷/۸/۲۶

DOI:10.24200/J40.2018.51548.1474

کندانس و تبخیر بر روی افت فشارها، راندمان قانون دوم و ضریب عملکرد^۴ سیکل تبرید ارائه کردند و فقط به بهینه‌سازی ترمودینامیکی سیکل پرداختند. آنها دریافتند که دماهای کندانسور و اواپراتور تأثیر شدیدی بر تلفات آگزرژی در کندانسور و اواپراتور، راندمان قانون دوم و ضریب عملکرد سیکل دارد، اما اثر آن‌ها بر تلفات آگزرژی در کمپرسور و شیر انبساط بسیار ناچیز است. همچنین این نتیجه به دست آمده است که با کاهش اختلاف دمای بین اواپراتور و محفظه‌ی سردکننده، راندمان قانون دوم و ضریب عملکرد افزایش و تلفات کل آگزرژی کاهش می‌یابد. دنتیس و همکاران^[۳] با استفاده از روش ترمواقصدی به طراحی بهینه‌ی میدل حرارتی دولوله‌یی، به عنوان کندانسور یک پمپ حرارتی، پرداختند. آنها با کمیته‌سازی تابع هزینه - شامل هزینه‌ی استهلاک کندانسور بر اساس سطح میدل حرارتی - و هزینه‌های عملیاتی سیستم - شامل برق مصرفی پمپ حرارتی - دریافتند که با افزایش دمای کندانسور سطح میدل حرارتی کاهش پیدا می‌کند، اما نرخ بازگشت‌ناپذیری‌ها افزایش می‌یابد. صنایع و ملک‌محمدی^[۴] به بررسی ترمواقصدی سیکل تبرید تراکمی تبخیری به کار رفته در یک سیستم تهویه مطبوع و بهینه‌سازی هزینه‌ی معادل سرمایه‌ی پرداختند. کوپاک و زمهار^[۵] به بررسی اثر دو پارامتر دمای اشباع کندانسور و دمای اشباع اواپراتور در تحلیل آگزرژی سیکل تبرید با مبردهای R۱۲، R۲۲، NH_۳ و HFC-134a پرداختند و رابطه‌ی بین نرخ بازگشت‌ناپذیری کل و بازگشت‌ناپذیری در کندانسور و

جدول ۱. اطلاعات مربوط به واحد نمونه مورد بررسی.

مقدار	پارامتر
۹۷٫۱	مساحت (m^2)
۳	ارتفاع سقف (m)
۱٫۳	ضریب انتقال حرارت دیوارهای خارجی ($W/m^2.k$)
۱٫۲	ضریب انتقال حرارت دیوارهای داخلی ($W/m^2.k$)
۱٫۲	ضریب انتقال حرارت فضاهای تهویه نشده ($W/m^2.k$)
۳٫۱	ضریب انتقال حرارت کلی پنجره‌ها ($W/m^2.k$)
۳۴۱٫۸	وزن بر واحد سطح کف مصالح
۱۰۳	مساحت کلی جداره‌های ساختمان (m^2)
۷	تعداد پنجره‌ها (m^2)
۱٫۷	مساحت هر پنجره (m^2)
۱۹٫۳	مساحت دیواره‌ها در مجاورت فضاهای تهویه نشده (m^2)
۵	حداکثر تعداد افراد حاضر در فضا (نفر)

جدول ۲. شرایط دمایی شهر مورد نظر از نرم افزار کریر.

دما	حباب خشک	حباب تر	نقطه شبنم
($^{\circ}C$)	۳۷٫۸	۱۹٫۴	۷٫۹

جدول ۳. بیشینه بار حرارتی فضا در هر شهر به دست آمده از نرم افزار کریر.

طبقه	بیشینه بار حرارتی (kW)
اول	۵۶۶۵
میانی (هر طبقه)	۵۱۵۰
آخر	۷۲۱۰
مجموع	۲۸۳۲۵

در جدول ۱ ارائه شده است. شهر تهران با داشتن آب و هوای گرم و نیمه‌خشک ۱۱۱۸۹ متری از سطح دریا قرار دارد و چگالی هوا $1/05$ کیلوگرم بر متر مکعب و رطوبت نسبی $30/4\%$ است. سایر اطلاعات دمایی از نرم‌افزار کریر^۸ در جدول ۲ ارائه شده است. به منظور محاسبات بار سرمایشی، از نرم‌افزار کریر بهره گرفته شده و بار به صورت ساعت به ساعت تخمین زده شده است. بر این اساس بیشینه بار حرارتی برای طبقات اول، میانی و طبقه‌ی آخر (که در مجاورت سقف است) در جدول ۳ آورده شده است. شایان ذکر است که بیشینه بار حرارتی طبقات اول و میانی همزمان رخ می‌دهد، در حالی که بار طبقه‌ی آخر، دو ساعت پس از بار این طبقات اتفاق می‌افتد که با توجه به نزدیک بودن مقادیر در طی دو ساعت اشاره شده برای طبقه‌ی آخر و به منظور دست بالا شدن محاسبات، برای طبقه‌ی آخر هم بیشینه بار حرارتی لحاظ شده است. ظرفیت حرارتی چیلر تراکمی برابر با مجموع بارهای سرمایشی محاسبه شده است.

اوپراتور را به دست آوردند. سلپاس و همکاران^۶ به بهینه‌سازی ترمو اقتصادی سیکل تبرید تراکمی بخار پرداخته‌اند و تغییرات اتلافات آگزرژی بر حسب دماهای اوپراتور و کندانسور برای سه مورد R۱۳۴a، R۴۰۷c و R۲۲ را مورد مطالعه قرار دادند. مایثال^۷ به بهینه‌سازی آگزرژی یک سیستم تبرید تراکمی صرفه‌جو پرداخت و با تعریف پارامتر تصمیم به نام «فشار نسبی میانی^۵»، مقدار آن را بهینه کرد که مقدار بهینه آن برابر ۱٫۳ شده است. در این تحقیق نشان داده شد که مقدار اتلافات آگزرژی در کمپرسور (80%) به طور چشم‌گیری از مجموع اتلاف آگزرژی میدلهای حرارتی (17%) بیشتر است. یلماز^۸ عملکرد یک سیستم تبرید تراکمی در دست استفاده را به عنوان پمپ حرارتی زمین گرمایی و با استفاده از شبکه‌ی عصبی مصنوعی با شبکه‌ی با ۲۸ نورون در لایه‌های پنهان^۶ مدل‌سازی کرد. صیادی و همکاران^۹ با در نظر گرفتن فشارهای کاری اوپراتور و کندانسور به عنوان متغیرهای تصمیم برای یک برج خنک‌کن، حالت بهینه‌ی بار در رابطه با عملکرد ترمودینامیکی و هزینه‌های اقتصادی با استفاده از رویکرد بهینه‌سازی تک‌هدفه به دست آوردند. جاوایی و همکارانش^{۱۰} با استفاده از الگوریتم ژنتیک عملکرد یک سیستم خنک‌کننده‌ی چندجباره را برای یک مرکز خرید بهینه کردند. لی و مون^{۱۱} به بهینه‌سازی تابع هزینه‌ی سیکل تبرید تراکمی با در نظر گرفتن هزینه و طول عمر تجهیزات پرداختند. داکسیت و همکارانش^{۱۲} به مطالعه‌ی اقتصادی ترکیب سیستم تبرید جذبی دومرحله‌ی با یک سیستم تبرید تراکمی پرداختند و هزینه‌ی اقتصادی سالانه‌ی سیکل را کمینه کردند. در این زمینه مطالعات دیگری بر اساس مقایسه بر مبنای ضریب عملکرد، تابع آگزرژی، یا تابع اقتصادی انجام شده است.^[۱۳-۲۰]

در بیشتر پژوهش‌های انجام شده فقط بهینه‌سازی سیکل تبرید بر اساس عملکرد، آگزرژی و هزینه‌ی اقتصادی مد نظر بوده که معمولاً یک بهینه‌سازی دوهدفه با استفاده از الگوریتم‌های تکاملی نظیر الگوریتم ژنتیک است و در نهایت یک مجموعه جواب بهینه ارائه می‌شود. اما در زمینه‌ی ترکیب تحلیل انرژی و اقتصادی با استفاده از روش‌های تصمیم‌گیری تحقیقات کمی انجام شده است.

نوآوری پژوهش حاضر، ارائه‌ی راهبرد بر اساس دو روش تاپسیس و روش تصمیم‌گیری سلسله‌مراتبی برای انتخاب بهترین سیستم تبرید از لحاظ عملکرد و هزینه‌ی اقتصادی از بین سه حالت بهینه، سه سیکل تبرید تراکمی از بین سه نوع سیستم تبرید معمولی، سیستم تبرید تراکمی دوکمپرسوره و سیستم تبرید تراکمی صرفه‌جویی کننده است. در این راهبرد در کنار بهینه‌سازی از دو روش تصمیم‌گیری تاپسیس و سلسله‌مراتبی استفاده شده است. ابتدا تابع عملکرد و تابع هزینه‌ی هر یک از سه سیکل تبرید تعریف شده، و با استفاده از الگوریتم ژنتیک دوهدفه بهینه‌سازی ترمو اقتصادی انجام شده است. برای هر سیکل با استفاده از روش تاپسیس^۷ بهترین جواب از بین جواب‌های بهینه‌ی الگوریتم ژنتیک تعیین شده و سپس با استفاده از روش نوین تصمیم‌سازی سلسله‌مراتبی و با در نظر گرفتن توابع هدف به عنوان معیارهای تصمیم‌سازی، شایستگی گزینه‌ها نسبت به یکدیگر مقایسه و بهترین حالت از بین حالت بهینه‌ی سه سیستم تبرید برگزیده می‌شود. در پژوهش حاضر، سیستم تبرید یک ساختمان مسکونی پنج طبقه با مساحت هر طبقه ۹۷٫۱ متر مربع واقع در شهر تهران با استفاده از راهبرد پیشنهادی انتخاب شده است.

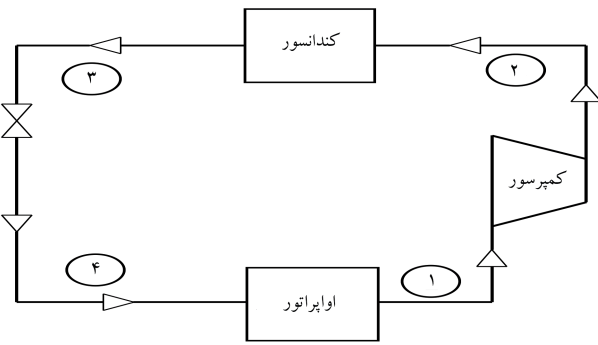
۲. تعریف مسئله

در این پژوهش، یک ساختمان مسکونی پنج طبقه با مساحت ۹۷٫۱ متر مربع به عنوان واحد نمونه واقع در شهر تهران در نظر گرفته شده است. اطلاعات این ساختمان

۳. مدل‌سازی ریاضی

۳.۱. مدل‌سازی ترمودینامیکی

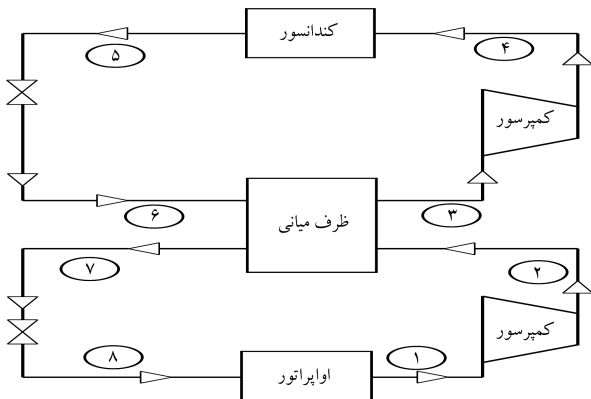
بدیهی است که سیکل اجرا شده در واحد مسکونی مورد نظر، مانند تمام سیستم‌ها



شکل ۱. شماتیک سیکل تبرید تراکمی تک مرحله‌یی.

جدول ۴. روابط ترمودینامیکی سیکل تبرید تراکمی معمولی.

روابط حاکم	اجزاء سیکل
$Q_{evap} = \dot{m}(h_1 - h_4)$	اوپراتور
$\eta_{is,comp} = \frac{h_2 - h_{2s}}{h_2 - h_1}$ $W_{comp} \dot{m}(h_2 - h_1)$	کمپرسور
$Q_{cond} = \dot{m}(h_2 - h_3)$	کندانسور
$h_3 = h_4$	شیر فشارشکن



شکل ۲. شماتیک سیکل تبرید تراکمی دو مرحله‌یی.

کندانسور، کمپرسور، حالت ایزنتروپیک، ایزوآنتروپی، حالت واقعی و میانی هستند و در این روابط، آنتالپی با $h(kJ/kg)$ ، گرمای مبادله شده با $Q(kW)$ ، بازده با η ، کار با $W(kW)$ و جرم با $\dot{m}(Kg/s)$ نشان داده شده است.

۲.۱.۳. سیکل تبرید تراکمی دو کمپرسور

سیکل تبرید تراکمی دو کمپرسور به طور معمول، هنگامی که به نسبت فشارهای بالا بین کندانسور و اوپراتور نیاز باشد، مورد استفاده قرار می‌گیرد. هنگامی که این نسبت^[۱] بیش از ۸ شود، باید از سیکل دو کمپرسور استفاده کرد. مطابق شکل ۲، در این سیکل خروجی اوپراتور مشابه سیکل تبرید تراکمی معمولی در حالت ۱ به سمت کمپرسور ۱ رفته و در آنجا تا فشار میانی (که مقدار آن به طور معمول برابر با مقدار به دست آمده از رابطه ۶ است) فشرده می‌شود. سپس این بخار متراکم به همراه بخاری که از حالت دوفاز به داخل مخزن میانی ریخته است، به سمت کمپرسور ۲ رفته و تا فشار کندانسور افزایش فشار داده می‌شود. سپس در کندانسور

و سیکل‌های اجرا شده ایده‌آل نبوده و از پیچیدگی‌های بسیاری برخوردار است. لذا در صورت در نظر گرفتن تمامی انحرافات از حالت ایده‌آل، معادلات به کار گرفته شده در تحلیل و بهینه‌سازی این سیکل می‌تواند بسیار دشوار و حتی در برخی موارد غیر ممکن باشد. از این رو در پژوهش پیش‌رو برای ساده‌سازی سیکل و در نتیجه معادلات به کار گرفته شده، فرض‌هایی در نظر گرفته شده است که عبارت‌اند از:

- تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل میرد، در مقایسه با کار و انتقال گرما معمولاً کوچک هستند و از آن‌ها می‌توان صرف‌نظر کرد.
- تمامی اجزاء سیکل در حالت پایا - جریان پایا^[۲۱] بررسی شده است.
- کندانسور و اوپراتور در حالت فشار ثابت کار می‌کنند و فاقد کار هستند و کمپرسور را تقریباً می‌توان آدیاباتیک در نظر گرفت. در شیر فشارشکن نیز انتقال حرارت و کار انجام نمی‌شود.^[۲۱]
- از خشک‌کن‌ها و سایر شیرآلات صرف‌نظر شده است.
- از افت فشار در مبدل‌های حرارتی (مانند اوپراتور، کندانسور و صرفه‌جویی کننده) و لوله‌کشی‌ها صرف‌نظر شده است.
- برای جلوگیری از بروز اثرات نامطلوب احتمالی از جمله پدیده‌ی تشکیل موج^۱ در کمپرسور، سیال عامل در فشار ورودی به کمپرسور به میزان ۱° درجه سانتی‌گراد نسبت به حالت اشباع مافوق گرم می‌شود.
- راندمان ایزنتروپیک کمپرسورها، ثابت و برابر ۸۵٪ در نظر گرفته شده است.

با توجه به فرضیات در نظر گرفته شده، قانون اول ترمودینامیک برای حجم کنترل در حالت پایا - جریان پایا برای هر یک از اجزاء به طور کلی چنین در نظر گرفته شده است:

$$Q - W = \sum_{j=1}^n (mh)_{o,j} - \sum_{i=1}^k (mh)_{i,j} \quad (1)$$

که آنتالپی $h(kJ/kg)$ ، گرمای مبادله شده $Q(kW)$ ، کار $W(kW)$ و جرم $m(Kg/s)$ است و اندیس‌های i, o به ترتیب بیان‌گر ورودی و خروجی از حجم کنترل مورد نظر است. در ادامه با آوردن فرمول‌های مربوط به هر جزء بر اساس رابطه‌ی ۱ و با توجه به فرض مربوط به آن جزء از سیکل به مدل‌سازی هر سه سیکل مورد نظر پرداخته شده است. درباره‌ی هر سیکل، به اختصار توضیحاتی نیز ارائه شده است.

۳.۱.۱.۳. سیکل تبرید تراکمی معمولی

شماتیک سیکل تبرید تراکمی معمولی در شکل ۱ نشان داده شده است. در این سیکل، سیال که مطابق فرضیات مسئله در حالت بخار مافوق اشباع قرار دارد، در وضعیت ۱ از اوپراتور خارج شده، سپس در کمپرسور تا فشار کندانسور متراکم شده (وضعیت ۲) و به سمت کندانسور روانه می‌شود. سپس در کندانسور، حرارت میرد دفع شده و میرد که در وضعیت مایع اشباع قرار دارد (وضعیت ۳) به سمت شیر فشارشکن می‌رود. در شیر فشارشکن، فشار تا فشار اوپراتور کاهش می‌یابد و سپس مایع دوفازی که در فشار اوپراتور قرار دارد در وضعیت ۴ به سمت اوپراتور رفته و در آنجا گرما را از محیطی که قرار است خنک شود (در این‌جا آب چیلر که با دمای ۱۲ درجه سانتی‌گراد وارد می‌شود) گرفته و در وضعیت ۱ به مسیر خود ادامه می‌دهد. روابط حاکم بر این سیکل بر اساس قانون اول ترمودینامیک برای حجم کنترل در حالت پایا - جریان پایا برای هر یک از اجزاء سیکل در جدول ۴ ارائه شده است. اندیس‌های $Q, W, h, m, \eta, \text{is, comp, Cond, evap}$ و $M, a, S, \text{is, Comp, Cond, evap}$ به ترتیب بیان‌گر اوپراتور

که بین فشار اواپراتور و کندانسور قرار دارد شکسته شده و بدین ترتیب دمای آن هم کاهش می‌یابد (۶). سپس این مبرد، در یک مبدل به نام مبدل صرفه‌جویی کننده مبرد موجود در مسیر اصلی را از حالت ۳ تا حالت ۴ برده و آن را پیش سرد می‌کند. سپس سیال موجود در مسیر کمکی که از صرفه‌جویی کننده خارج شده به سمت طبقه‌ی مناسب در کمپرسور برده شده و فشار آن تا فشار کندانسور افزایش می‌یابد. مبرد موجود در مسیر اصلی هم که پیش سرد شده در شیر فشار شکن موجود از فشار کندانسور تا فشار اواپراتور تقلیل فشار یافته (۵) و به سمت اواپراتور هدایت می‌شود. بسته به مقدار x ، ممکن است این راهبرد موجب بهبود ضریب عملکرد شود ولی بدیهی است که نسبت به سیکل تبرید تراکمی معمولی دارای هزینه‌ی اولیه بیشتری است. ضمناً شایان ذکر است که وضعیت خروجی از مبدل (۷)، مطابق با توضیحات پیشین اشاره شده به صورت بخار مافوق گرمی فرض شده است که به میزان 10° درجه نسبت به حالت اشباع فوق گرم شده است. روابط حاکم بر سیکل تبرید همراه با صرفه‌جویی کننده در جدول ۶ آورده شده است. ضریب عملکرد برای هر سه سیکل به صورت نسبت بار حرارتی اواپراتور به کار مصرفی کمپرسور تعریف می‌شود.

$$COP = Q_{evap} / W_{Comp} \quad (2)$$

۲.۳. مدل سازی اقتصادی

به منظور برآورد هزینه‌ی سرمایه‌گذاری کلی یک طرح، ابتدا باید هزینه‌های مربوط به ساخت و ساز امکانات و تجهیزات مورد نیاز (PEC) ^{۱۱} و خرید و نصب ماشین‌آلات و لوازم مخصوصی که برای به کار افتادن سیستم مورد استفاده قرار می‌گیرند، محاسبه شوند. این هزینه‌ها، هزینه‌های سرمایه‌گذاری ثابت (FCI) ^{۱۲} هستند. اما هزینه‌های اولیه‌ی مربوط به سرمایه‌گذاری یک طرح، علاوه بر این هزینه‌های ثابت، شامل یک سری هزینه‌های جانبی دیگر نظیر راه‌اندازی سیستم (هزینه‌های راه‌اندازی سیستم ۱ تا ۵ درصد هزینه‌ی ثابت سرمایه‌گذاری است)، کارکرد سیستم (معادل ۱۵٪ کل هزینه‌ی سرمایه‌گذاری) است که به جمع این هزینه‌ها و هزینه‌های ثابت، هزینه‌های کلی سرمایه‌گذاری (TCI) ^{۱۳} گفته می‌شود. برآورد هزینه‌ی خرید تجهیزات، اولین و مهم‌ترین گام در تخمین هزینه‌های یک طرح به شمار می‌رود و باید از نمودارهای تخمین قیمت ^{۱۴} استفاده کرد. همه‌ی نمودارهای تخمین قیمت تجهیزات، اطلاعاتی

جدول ۶. روابط حاکم بر سیکل تبرید تراکمی با صرفه‌جویی کننده.

روابط حاکم	اجزای سیکل
$Q_{evap} = \dot{m}x(h_1 - h_5)$	اواپراتور
$\eta_{is,comp} = \frac{h_1 - h_{1s}}{h_1 - h_{1a}}$	کمپرسور
$W_{comp} = \dot{m}\{x(h_{1a} - h_1) + (1-x)(h_{1a} - h_v)\}$	
$Q_{cond} = \dot{m}(h_2 - h_7)$	کندانسور
$h_2 = h_6$	شیر فشار شکن بعد از کندانسور
$h_4 = h_3 - \frac{x}{1-x}(h_v - h_6)$	صرفه‌جویی کننده
$h_4 = h_5$	شیر فشار شکن قبل از اواپراتور

تا حالت مایع اشباع در فشار کندانسور انرژی از دست داده (۵) و از آنجا به سمت شیر فشار شکن می‌رود و فشار آن تا فشار میانی تقلیل می‌یابد. این مایع دوفاز (۶) به داخل مخزن میانی ریخته و بخار آن از مایع جدا می‌شود. سپس این مایع که در حالت اشباع (۷) قرار دارد به سمت شیر فشار شکن بعدی رفته و فشار آن تا فشار اواپراتور می‌شکند. بعد مبرد (۸) به سمت اواپراتور می‌رود و در آنجا با محیط تبادل حرارتی انجام می‌دهد و دوباره در وضعیت ۱ به سمت کمپرسور ۱ هدایت می‌شود. ^{۱۱} روابط حاکم بر این سیکل در جدول ۵ آورده شده است.

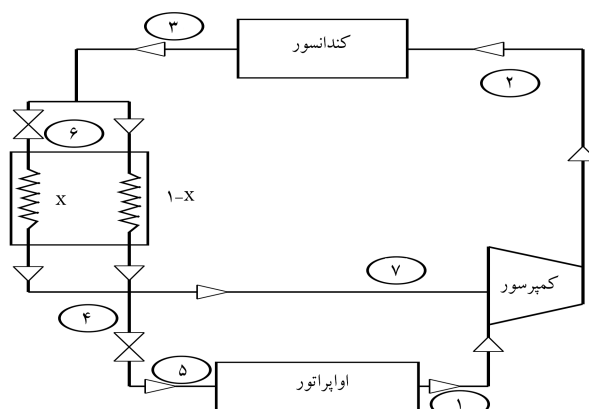
۳.۱.۳. سیکل تبرید تراکمی با صرفه‌جویی کننده

شماتیک سیکل تبرید تراکمی با صرفه‌جویی کننده در شکل ۳ آورده شده است. در این سیکل، فرایندهایی که مبرد طی آن‌ها از وضعیت ۱ به ۲ و از وضعیت ۲ به ۳ می‌رود و همچنین وضعیت ترمودینامیکی این نقاط مطابق با سیکل تبرید تراکمی معمولی است.

مبردی که از کندانسور خارج شده است به دو جریان تقسیم می‌شود: کسر x آن به سمت یک مسیر کمکی و باقی‌مانده آن $(1-x)$ به سمت مسیر اصلی می‌رود. فشار مبرد موجود در مسیر کمکی توسط یک شیر فشار شکن به یک فشار میانی

جدول ۵. روابط ترمودینامیکی سیکل تبرید تراکمی دو کمپرسوره.

روابط حاکم	اجزای سیکل
$P_M = \sqrt{P_{cond}P_{evap}}$	فشار میانی کمپرسور
$Q_{evap} = \dot{m}(h_1 - h_8)$	اواپراتور
$\eta_{is,comp1} = \frac{h_1 - h_{1s}}{h_1 - h_{1a}}$	کمپرسور اول
$W_{comp1} = \dot{m}(h_{1a} - h_1)$	
$W_{comp2} = \dot{m}(h_{2a} - h_2)$	کمپرسور دوم
$\eta_{is,comp2} = \frac{h_2 - h_{2s}}{h_2 - h_{2a}}$	
$Q_{cond} = \dot{m}(h_5 - h_7)$	کندانسور
$h_5 = h_6$	شیر فشار شکن بعد از اواپراتور
$h_v = h_8$	شیر فشار شکن قبل از اواپراتور



شکل ۳. شماتیک سیکل تبرید با صرفه‌جویی کننده.

هزینه است. معمولاً هزینه‌ها را بر واحد سال بیان می‌کنند. برای به دست آوردن هزینه‌های سرمایه‌گذاری، دانستن عمر تجهیزات و بهره‌ی سالیانه‌ی پول ضروری است. برای به دست آوردن هزینه‌ی سرمایه‌گذاری در یک سال، از تعریف ضریب باز یافت سرمایه^{۲۱} استفاده می‌شود:^[۲۲]

$$CRF = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (6)$$

برای محاسبه‌ی قیمت اواپراتور و کندانسور، از روابط ذکر شده در بخش‌های پیشین استفاده می‌شود. همچنین در این روابط از قیمت‌های روز موجود در بازار استفاده شده است. بنابراین برای شرایط موجود در این سیکل:

$$C_{evap} = 200 \left(\frac{AHT}{1792} \right)^{0.52} \quad (7)$$

$$C_{cond} = 25 \left(\frac{AHT}{1743} \right)^{0.75} \quad (8)$$

که در آن AHT سطح انتقال حرارت است. همچنین برای قیمت صرفه‌جویی کننده با فرض استفاده از فولاد ضدزنگ

$$C_{economizer} = 143871A \quad (9)$$

که در آن A سطح تبادل حرارت بر حسب متر مربع است. برای محاسبه‌ی هزینه کمپرسور نیز:

$$C_{comp} = \frac{\gamma_1 m_r}{(\gamma_2 - \eta_{is})} \left(\frac{P_2}{P_1} \right) \ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right) \quad (10)$$

که در آن γ_1 و γ_2 هزینه‌های مربوط به شارژ مبرد و راندمان کمپرسور است که با توجه به نوع کمپرسور انتخاب می‌شود. این مقادیر برای کمپرسور اسکرو^[۲۳] به ترتیب ۵۷۳ و ۸۹۹۶ است. m_r دبی مبرد بر حسب kg/s فشار کندانسور و P_1 فشار اواپراتور است. فشارها برحسب کیلو پاسکال هستند و η_{is} راندمان اینترپونیک کمپرسور است. سایر هزینه‌ها عبارت است از:

$$PEC = 1714(C_{eva} + C_{cond} + C_{comp} + C_{comp2} + C_{economizer}) \quad (11)$$

هزینه‌ی تعمیرات

$$OC = 0.02PEC \quad (12)$$

نرخ تورم (گزارش بانک مرکزی)، $i = 0.137$ و عمر سیستم $N = 25$ و در نهایت تابع نیاز درآمدی کل مطابق رابطه‌ی ۱۳ به دست می‌آید:

$$TRR = \frac{PEC}{CRF} + OC \quad (13)$$

۴. بیان روش پیشنهادی

۴.۱. روش بهینه‌سازی NSGA-II

منظور از بهینه‌سازی یک سیستم، ارتقاء پارامتر یا پارامترهای انتخابی مربوط به عملکرد آن نسبت به حالت اولیه است. در علوم مهندسی، این کار با کمینه یا بیشینه کردن تابع یا توابع ریاضی توصیف‌کننده‌ی ویژگی یا ویژگی‌هایی که قصد بهبود آنها وجود دارد و در اصطلاح توابع هدف^{۲۴} نامیده می‌شوند، صورت می‌گیرد. به علاوه

در خصوص تأثیر عواملی چون ویژگی تجهیزات، جنس مواد، درجه حرارت و فشار کارکرد، بر هزینه‌ی تمام‌شده را شامل می‌شوند. این تأثیرات در قالب ضرایبی مانند ضریب نوع طراحی (f_d) ^{۱۵} ضریب مواد، (f_m) ^{۱۶} ضریب درجه حرارت (f_T) ^{۱۷} و ضریب فشار (f_P) ^{۱۸} بیان می‌شود که در واقع با اعمال این ضرایب، هزینه‌ی پایه‌ی که توسط نمودارهای مربوطه برای شرایط متعارف و مواد متداول به دست آمده بود، برای شرایط و نیز مواد به کار رفته‌ی مورد نظر اصلاح می‌شود. علاوه بر این ضرایب، ضریب دیگری به نام ضریب مدول اساسی (f_{BM}) ^{۱۹} نیز مورد استفاده قرار می‌گیرد. رابطه‌ی که برای محاسبه‌ی قیمت مدول (C_M) مورد استفاده قرار می‌گیرد، عبارت است از:

$$C_m = C_B \times f_{BM} \times f_p \times f_T \quad (3)$$

در برخی موارد، هزینه‌هایی که در برشورهای مختلف ارائه می‌شود، شامل هزینه خرید تجهیزات به اضافه‌ی هزینه‌ی نصب آنهاست. در این صورت هزینه‌ی خرید تجهیزات را می‌توان با تقسیم کردن هزینه‌ی کلی بر ضریب ۱/۴۵ به دست آورد.^[۲۲] در تمامی نمودارهای تخمین قیمت، هزینه‌ی خرید تجهیزات بر حسب تغییرات اندازه‌ی آنها روی یک نمودار لگاریتمی نشان داده می‌شود. خطوط رسم شده در چنین نمودارهایی، دارای شیب α هستند. مقدار α نقش بسیار مهمی در برآورد هزینه‌ی خرید تجهیزات ایفا می‌کند؛ لذا باید در انتخاب آن دقت لازم را مبذول داشت. رابطه‌ی که هزینه‌ی خرید تجهیزات را به α ارتباط می‌دهد، عبارت است از:

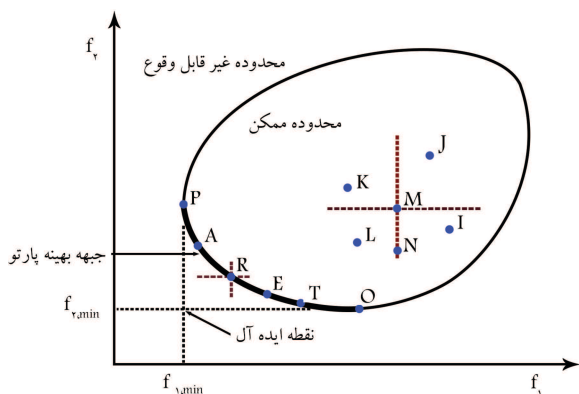
$$PEC_y = PEC_w \left(\frac{X_y}{X_w} \right)^\alpha \quad (4)$$

با استفاده از این رابطه می‌توان هزینه‌ی خرید تجهیزات (PEC_y) را برای یک ظرفیت و یا اندازه‌ی دلخواه (X_y) با داشتن هزینه‌ی خرید تجهیزات (PEC_w) برای یک ظرفیت یا اندازه‌ی معلوم (X_w) به دست آورد. برای فرایندهایی که با حرارت سروکار دارند، معمولاً α کوچک‌تر از ۱ است؛ این بدان معناست که درصد افزایش (یا کاهش) هزینه‌ی خرید تجهیزات، کم‌تر از درصد افزایش (یا کاهش) اندازه یا ظرفیت آنهاست. چنانچه هیچ‌گونه اطلاعاتی در رابطه با طرح مورد نظر وجود نداشته باشد، از $\alpha = 0.6$ استفاده می‌شود. این کار به قانون شش‌دهم^{۲۰} معروف است. تمامی قیمت‌هایی که در آنالیز اقتصادی مورد بررسی قرار می‌گیرند، باید نسبت به همان سالی که آن قیمت‌ها برآورد شده‌اند، بیان شود؛ یعنی چنانچه لازم باشد از داده‌های مربوط به یک سال خاص برای زمان حال استفاده شود، باید شاخص قیمت و نرخ تورم را نیز در نظر گرفت. برای این منظور می‌توان از رابطه‌ی ۵ استفاده کرد:

$$\text{قیمت تجهیزات در سال مورد نظر} = \text{قیمت تجهیزات در زمان حال} \times \frac{\text{شاخص قیمت برای زمان حال}}{\text{شاخص قیمت برای سال مورد نظر}} \quad (5)$$

به‌طور معمول، معادل ۲۰ تا ۹۰ درصد از خرید تجهیزات (PEC) به هزینه‌ی نصب قطعات اختصاص می‌یابد. چنانچه اطلاعات زیادی در رابطه با نوع و میزان تجهیزات وجود نداشته باشد، می‌توان مقدار هزینه‌های نصب قطعات را معادل ۴۵ درصد هزینه‌ی خرید تجهیزات در نظر گرفت.^[۲۲] هزینه‌ی مربوط به لوله‌کشی، شامل هزینه‌ی لوله‌ی به کار رفته و نیز دستمزد کارگران در طول مدتی است که لوله‌کشی سیستم تکمیل می‌شود. این هزینه‌ها معادل ۷۰ تا ۱۰۰ درصد هزینه‌ی خرید تجهیزات را به خود اختصاص می‌دهد.

هزینه‌ی کل در یک سیستم حرارتی از مجموع هزینه‌ی اکسرژی ورودی و هزینه‌های سرمایه‌گذاری حاصل می‌شود. برای این جمع زدن نیاز به هم‌ارزی دو



شکل ۴. مفهوم غلبه و پاسخ‌های نامغلوب در فضای حل. [۲۴]

در این روش، ابتدا تعدادی پاسخ (جمعیت اولیه) تولید شده و سپس با استفاده از مفهوم اشاره شده، درجه‌ی غلبه (تعداد پاسخ‌هایی که پاسخ مورد نظر را مغلوب می‌کنند) و اعضایی مغلوب‌کننده برای هر پاسخ به دست می‌آید. اعضای با درجه غلبه‌ی یکسان در یک گروه قرار می‌گیرند و سپس از بین آن‌ها جمعیت لازم برای تولید نسل بعدی بر اساس درجه‌ی غلبه به ترتیب صعودی انتخاب می‌شود؛ فرایند تولید جمعیت جدید تا زمان رسیدن به معیار توقف ادامه می‌یابد. در صورتی که تعداد اعضای باقی‌مانده‌ی لازم برای تولید نسل بعدی کم‌تر یا مساوی تعداد اعضای مجموعه‌ی بی‌باشد که انتخاب از آن صورت می‌گیرد، همه‌ی اعضا انتخاب می‌شوند و فرایند انتخاب در گروه با درجه‌ی غلبه‌ی بعدی ادامه می‌یابد. در صورتی که در یک گروه تعداد اعضا بیشتر از تعداد باقی‌مانده باشد، اعضا بر اساس پارامتری به نام «فاصله‌ی ازدحامی»^[۲۵] مرتب شده و انتخاب تا تکمیل ظرفیت بر اساس این پارامتر ادامه می‌یابد. هر قدر فاصله‌ی ازدحامی برای یک پاسخ کم‌تر باشد، پاسخ‌های بیشتری در نزدیکی آن پاسخ قرار دارد و بنابراین اگر از بین پاسخ‌های با فاصله‌ی ازدحامی کم، تعدادی پاسخ حذف شود، پراکندگی مجموعه‌ی مورد نظر کماکان حفظ خواهد شد. به عنوان مثال اگر قرار باشد از جبهه‌ی پارتو شکل ۲ دو پاسخ بر اساس فاصله‌ی ازدحامی انتخاب شود، این دو پاسخ، پاسخ‌های *P* و *O* هستند. [۲۵، ۲۴]

۲.۴. روش تاپسیس

در روش‌های بهینه‌سازی چندهدفه، چنان‌که توضیح داده شد، به جای یک جواب، یک مجموعه جواب کاندیدا برای پاسخ نهایی به دست می‌آید که باید با استفاده از یک راهکار مناسب، بهترین را از میان آنها انتخاب کرد. در این پژوهش، از روش مرسوم تاپسیس به همراه بی‌بعدسازی اقلیدسی^[۲۶] استفاده شده است. این مدل یکی از بهترین مدل‌های تصمیم‌گیری چندشاخصه است. اساس این تکنیک بر این مفهوم استوار است که گزینه‌ی انتخابی باید کم‌ترین فاصله را با راه حل ایده‌آل مثبت (بهترین حالت ممکن) و بیشترین فاصله را با ایده‌آل منفی (بدترین حالت ممکن) داشته باشد. حل مسئله با این روش شامل شش گام است.

۱. تشکیل ماتریس تصمیم مسئله
۲. تشکیل ماتریس بی‌مقیاس شده. ماتریس تصمیم‌گیری به کمک نرم اقلیدسی به روش زیر به یک ماتریس بی‌مقیاس تبدیل می‌شود:

$$n_{ij} = \frac{r_{ij}}{(\sum_{i=1}^m r_{ij}^2)^{1/2}}, (i = 1, \dots, m), (j = 1, \dots, n) \quad (14)$$

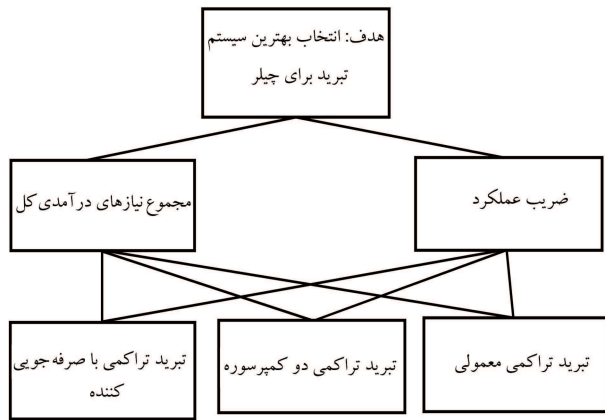
$$N_d = [n_{ij}] \quad (15)$$

در بهینه‌سازی، غالباً با توجه به نوع مسئله شرایطی وجود دارد که به عنوان قید شناخته می‌شود و ارتقای سیستم باید با توجه به آن انجام شود. در این قسمت، پس از معرفی توابع هدف در نظر گرفته شده و پارامترهای تصمیم انتخابی برای هر سیستم، در مورد قیود هر یک از مسائل توضیح داده می‌شود. سپس برای هر سیستم صورت مسئله‌ی بهینه‌سازی تعریف و در ادامه با استفاده از الگوریتم NSGA-II که از کارترین الگوریتم‌های بهینه‌سازی است، بهینه‌سازی چندهدفه انجام می‌شود. از آنجا که ارتقای عملکرد ترمودینامیکی و اقتصادی سیستم‌ها به عنوان هدف دنبال می‌شود، از هر یک، یک تابع هدف به منظور بهینه‌شدن انتخاب می‌شود. تابع ضریب عملکرد (*COP*)، به عنوان نماینده‌ی عملکرد ترمودینامیکی انتخاب می‌شود تا بیشینه شود. همچنین تابع *TRR* که معرفی شد، به عنوان نماینده‌ی اقتصادی برگزیده می‌شود تا مقدار آن کمینه شود. قیدهای حاکم بر مسئله‌ی مورد نظر عبارت‌اند از:

۱. مقدار بار چپار (اوپراتور)، ثابت و برابر مقدار مجموع بار حرارتی ساختمان است.
۲. آب چپار با دمای ۱۲ درجه سانتی‌گراد به اوپراتور وارد شده و با دمای ۷ درجه سانتی‌گراد از آن خارج می‌شود. [۲۱]
۳. کندانسور، از نوع هواخنک بوده و گرمای آن به محیط (که دمای آن همواره مقدار ثابتی است) وارد می‌شود.
۴. جهت انتقال حرارت در اوپراتور و کندانسور از محیط سرد شده (آب) به سیستم و از سیستم به محیط (هوای بیرون) است. بنابراین علامت Q_{cond} و Q_{evap} به ترتیب مثبت و منفی است.
۵. مقدار نسبت جریان‌های جرمی در صرفه‌جویی کننده همواره به‌گونه‌ی است که دمای جریان گرم (جریان صرفه‌جویی کننده) از دمای جریان سرد بیشتر است.
۶. به منظور جلوگیری از بروز مشکل در کمپرسور، ورودی به کمپرسور، بخار اشباعی است که به میزان ثابت ۱۰ درجه سانتی‌گراد فوق گرم شده است.
- در سیکل تبرید تراکمی ساده، فشار اوپراتور و کندانسور به عنوان متغیرهای تصمیم برگزیده می‌شود. در سیکل تبرید تراکمی دو مرحله‌ی، فشار اوپراتور و کندانسور و همچنین فشار میانی به عنوان متغیرهای تصمیم برگزیده می‌شود. در سیکل تبرید تراکمی با صرفه‌جویی کننده، فشار اوپراتور و کندانسور و همچنین نسبت جریان جرمی در صرفه‌جویی کننده به عنوان متغیرهای تصمیم برگزیده می‌شود.

۱.۱.۴. الگوریتم تکاملی NSGA-II

NSGA-II یکی از روش‌های بهینه‌سازی چندهدفه است که با توجه به مزایایی که در قیاس با سایر الگوریتم‌های بهینه‌سازی چندهدفه دارد، از زمان معرفی تاکنون در غالب پژوهش‌هایی که بهینه‌سازی چندهدفه موضوع آنها بوده، مورد استفاده قرار گرفته است. در این روش، از مفهومی به نام غلبه^[۲۳] برای مقایسه‌ی پاسخ‌های تولید شده توسط الگوریتم استفاده می‌شود. در فضای حل یک مسئله‌ی کمینه‌سازی، پاسخ *X* بر پاسخ *Y* غلبه دارد، اگر و تنها اگر مؤلفه‌های *X* به صورت تک به تک کم‌تر یا مساوی با مؤلفه‌های *Y* بوده و حداقل یک مؤلفه از *Y* اکیداً کم‌تر از مؤلفه‌ی متناظر *X* باشد. در شکل ۴، پاسخ‌های *O*، *T*، *E*، *R*، *A*، *P*، *L*، *N*، *M*، *I*، *J*، *K* بر پاسخ *M* غلبه دارد. جواب‌هایی که هیچ جواب دیگری آنها را مغلوب نمی‌کنند، تشکیل مجموعه‌ی را می‌دهند که اصطلاحاً جبهه‌ی بهینه‌ی پارتو^[۲۴] نامیده می‌شود که در نهایت می‌توان با استفاده از یک روش تصمیم‌سازی پاسخ بهینه‌ی نهایی را از میان مجموعه جواب‌های موجود بر آن یافت. این جبهه در شکل ۴ نمایش داده شده است.



شکل ۵. درخت سلسله‌مراتبی برای پژوهش حاضر.

۴. گام‌های ۱ تا ۳ را برای تمام ملاک‌ها انجام دهید تا در نهایت m بردار n تایی به دست آید و با در کنار هم‌گذاردن آنها یک ماتریس $m \times n$ تشکیل شود.

۵. مقایسه‌ی جفتی خود ملاک‌ها و به دست آوردن وزن هر یک از آنها از روی ماتریس ملاک‌ها که برتری سنج‌ها را نسبت به هم نشان می‌دهد (یک بردار $1 \times m$): ۱. ضرب بردار وزن ملاک‌ها در ماتریس $m \times n$ در نهایت به دست آوردن وزن نهایی هر رقیب؛ ۲. آزمون سازگاری برای نبود تناقض در تخصیص اعداد برتری طرح‌ها در مقایسه با ملاک‌ها.

در شکل ۵ یک ساختار سلسله‌مراتبی برای پژوهش حاضر نشان داده شده که در روش سلسله‌مراتبی قطعی، برای مقایسه‌ی بین دو عنصر استفاده می‌شود. در روش سلسله‌مراتبی ارزش کمیته برابر با عدد ۱ و ارزش بیشینه برابر با عدد ۹ و ارزش‌های بینابین آنها با اعداد بین آنها سنجیده می‌شود. هر قدر هم ارزش یک گزینه نسبت به گزینه‌ی دیگر عددی کم‌تر از ۱ (که معکوس اعداد صحیح بین ۱ تا ۹ است) باشد، ارزش آن کم‌تر است. تحلیل سلسله‌مراتبی، یک فرایند ذهنی است و به دلیل عدم دقت عددی این روش، امکان بروز خطا در ارزیابی وجود دارد. به عنوان مثال اگر فردی اولویت گزینه‌ی A را نسبت به B برابر ۲ و اولویت گزینه‌ی B را نسبت به C برابر ۵ ارزیابی کرده باشد، بدیهی است که انتظار می‌رود اولویت گزینه‌ی A نسبت به C را برابر ۱۰ ارزیابی کرده باشد. در صورتی که این انتظار برآورده نشود، قضاوت این فرد سازگار و در نتیجه قابل اعتماد نخواهد بود.

۵. بحث پیرامون نتایج

ابتدا بار حرارتی ساختمان با استفاده از نرم‌افزار کریر محاسبه شده و با توجه به مدل‌سازی ارائه شده، بهینه‌سازی‌ها با کوپل کردن دو نرم‌افزار ایزو و متلب به یکدیگر و در محیط نرم‌افزار متلب و با استفاده از روش الگوریتم ژنتیک دوهدفه NSGA-II بهینه‌سازی صورت گرفته است. نتایج بهینه‌سازی برای سه سیستم مورد بررسی در جدول‌های ۷ تا ۹ به همراه مقادیر در حالت پایه آورده شده است.

همچنین مقادیر متغیرهای تصمیم و توابع هدف در حالت پایه و حالت بهینه شده روی نمودارهای شکل‌های ۶ تا ۹ نمایش داده شده است. نکته‌ی قابل توجه آن است که هزینه‌های سیکل با صرفه‌جویی کننده از دو سیکل دیگر (شکل ۶) و هزینه‌های سیکل دوکمپرسوره نسبت به سیکل تبرید معمولی بیشتر است. علت جمله‌ی دوم به دلیل تجهیزات بیشتر سیکل دوکمپرسوره نسبت به سیکل معمولی

۳. تشکیل ماتریس بی‌مقیاس موزون: در این مرحله وزن هر یک از شاخص‌ها که قبلاً محاسبه شده است در هر یک از گزینه‌ها ضرب شده و ماتریس بی‌مقیاس شده موزون چنین محاسبه می‌شود:

$$V = N_d \times W_{n \times n} \quad (16)$$

که در آن V ماتریس بی‌مقیاس شده موزون و W ماتریسی قطری از وزن‌های به دست آمده برای شاخص‌هاست.

۴. محاسبه‌ی میزان دوری یا نزدیکی (d) نسبت به جواب ایده‌آل مثبت (A_i^+) و ایده‌آل منفی (A_i^-) بر اساس نرم اقلیدسی، به ازاء شاخص‌های مثبت $J_1 = \{1, 2, \dots, n\}$ و به ازاء شاخص‌های منفی $J_2 = \{1, 2, \dots, n\}$.

$$d_i^+ = \left\{ \sum_{j=1}^n (V_{ij} - V_j^+)^2 \right\}^{1/2}, (i = 1, 2, \dots, m)$$

$$d_i^- = \left\{ \sum_{j=1}^n (V_{ij} - V_j^-)^2 \right\}^{1/2}, (i = 1, 2, \dots, m) \quad (17)$$

۵. تعیین نزدیکی نسبی (C): نزدیکی نسبی گزینه A_i به راه حل ایده‌آل به صورت زیر محاسبه می‌شود.

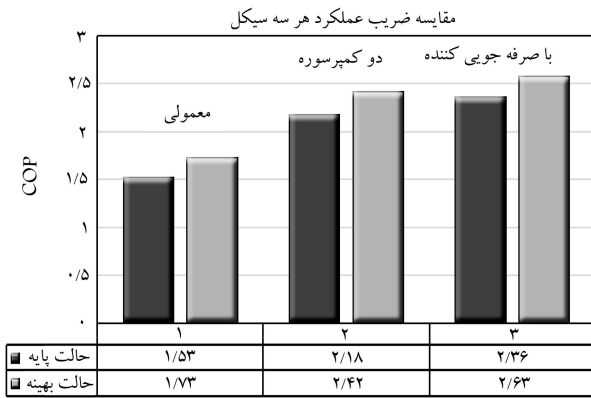
$$C_i = \frac{d_i^-}{(d_i^- + d_i^+)}, (i = 1, 2, \dots, n) \quad (18)$$

۶. رتبه‌بندی گزینه‌ها: بر اساس مقادیر نزدیک نسبی گزینه‌ها در این مرحله بر اساس ترتیب نزولی می‌توان گزینه‌های موجود را بر مبنای بیشترین اهمیت، رتبه‌بندی کرد.

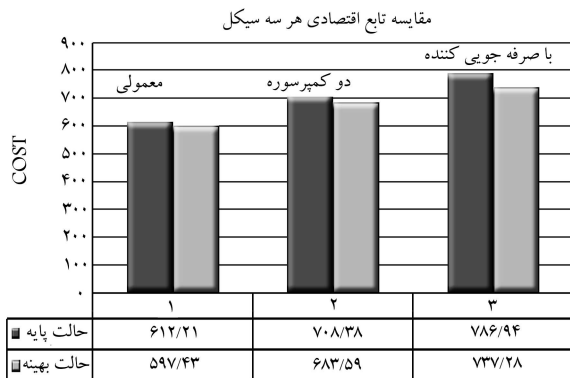
۳.۴. تصمیم‌سازی سلسله‌مراتبی

پس از بهینه‌سازی سیستم‌های مورد بررسی، نوبت به انتخاب «مناسب‌ترین» گزینه از بین آنها می‌رسد. برای این منظور، از روش «تصمیم‌سازی تحلیل سلسله‌مراتبی قطعی»^[۲۶] استفاده می‌شود. بخش اول این تحلیل انتخاب معیارهاست. سپس بر اساس معیارهای شناسایی شده گزینه‌ها ارزیابی می‌شود. علت سلسله‌مراتبی خواندن این روش آن است که ابتدا باید از اهداف و راه‌بردهای سازمان در رأس هرم آغاز کرد و با گسترش آنها گزینه‌ها را شناسایی کرد تا به پایین هرم برسیم. این روش یکی از روش‌های پرکاربرد برای رتبه‌بندی و تعیین اهمیت عوامل است که با استفاده از مقایسات زوجی گزینه‌ها به اولویت‌بندی هر یک از معیارها پرداخته می‌شود. تحلیل سلسله‌مراتبی بر مبنای ۳ اصل موضوعه‌ی نسبتاً ساده بنا شده است: اصل معکوس بودن، اصل همگنی، اصل توالی سطوح سلسله مراتب؛^[۲۷] در ادامه توضیح مختصر روش آمده است. فرض کنید n گزینه و m ملاک ارزیابی داشته باشیم. گام‌های این روش عبارت‌اند از:

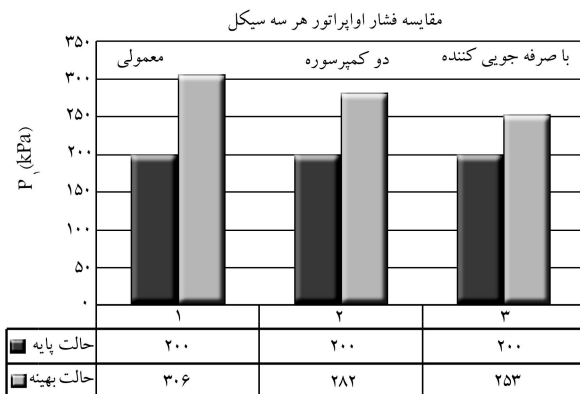
۱. تعیین ملاک‌ها،
۲. مقایسه جفتی هر دو رقیب $n(n-1)/2$ برای هر ملاک و تشکیل ماتریس $n \times n$ رقبا که درایه‌های آن اعدادی در فاصله‌ی مشخص است و برتری نسبی یکی را بر دیگری بیان می‌کند.
۳. به دست آوردن وزن هر رقیب برای این ملاک (یک بردار $1 \times n$) که این کار با انجام یک سری عملیات سطری - ستونی روی ماتریس گام قبل و استفاده از روش بردار ویژه^{۲۷} انجام می‌شود و برداری به دست می‌آید که جمع عناصر آن ۱ و مقدار عنصر i ام آن وزن رقیب i ام را برای این ملاک نشان می‌دهد.



شکل ۶. مقایسه ضریب عملکرد هر سه سیکل.



شکل ۷. مقایسه تابع اقتصادی هر سه سیکل.



شکل ۸. مقایسه فشار اواپراتور هر سه سیکل.

قابل توجه آن است که فشار کندانسور در هر سه حالت بسیار به هم نزدیک است (شکل ۹) زیرا قیمت کندانسور بالاست و به همین علت، حالت بهینه‌ی آن بیشتر به سمت اقتصادی بودن میل پیدا می‌کند تا تابع اقتصادی را کاهش دهد. در سه جدول ۷، ۸، و ۹ دیده می‌شود که هنگامی که ضریب عملکرد افزایش می‌یابد، هزینه‌ی کل نیز افزایش یافته است. در این پژوهش، توابع هدف انتخاب شده به منظور بهینه‌سازی به‌عنوان معیارهای تصمیم‌گیری انتخاب شده و تصمیم‌سازی با استفاده از روش تصمیم‌سازی سلسله‌مراتبی و بهره‌گیری از نرم‌افزار اکسپرت چویس^{۲۸} صورت می‌گیرد. در ارزیابی گزینه‌ها نسبت به یکدیگر نیز معیار اقتصادی نسبت به معیار ضریب عملکرد با امتیاز ۲ به ۱ سنجیده شده است. وزن گزینه‌ها با توجه به معیارها نسبت به یکدیگر توسط نرم‌افزار مشخص شده است که در جدول ۱۰ آورده

جدول ۷. نتایج بهینه‌سازی برای سیکل تبرید تراکمی ساده.

متغیر	حالت پایه	حالت بهینه
$P_1 (kPa)$	۲۰۰	۳۰۶
$P_2 (kPa)$	۱۲۰۰	۱۳۷۷
$(\$)TRR$	۶۱۲/۲۱	۵۹۷/۴۳
COP	۱/۵۳	۱/۷۳

جدول ۸. نتایج بهینه‌سازی برای سیکل دوکمپرسوره.

متغیر	حالت پایه	حالت بهینه
$P_1 (kPa)$	۲۰۰	۲۸۲
$P_2 (kPa)$	۱۲۰۰	۱۴۲۳
$P_M (kPa)$	۵۰۰	۶۳۴
$(\$)TRR$	۷۰۸/۳۸	۶۸۳/۵۹
COP	۲/۱۸	۲/۴۲

جدول ۹. نتایج بهینه‌سازی برای سیکل با صرفه‌جویی کننده.

متغیر	حالت پایه	حالت بهینه
$P_1 (kPa)$	۲۰۰	۲۵۳
$P_2 (kPa)$	۱۲۰۰	۱۴۰۳
$P_3 (kPa)$	۵۰۰	۶۰۷
X	۰/۲	۰/۳۲
$(\$)TRR$	۷۸۶/۹۴	۷۳۷/۲۸
COP	۲/۳۶	۲/۶۳

مشخص است. در مورد بیشتر بودن هزینه‌های سیکل با صرفه‌جویی کننده نسبت به سیکل دوکمپرسوره باید به هزینه‌های نصب صرفه‌جویی کننده اشاره کرد. از طرف دیگر، مقدار دبی جریان یافته در اواپراتور کم‌تر می‌شود که برای تأمین قید مسئله (بار چیلر) باید سطح حرارتی بیشتری تأمین کرد که به این دلایل، سیکل با صرفه‌جویی کننده هزینه‌های بیشتری دارد. از طرفی پیش‌سرمایش مبرد ورودی به شیر فشارشکن قبل از اواپراتور، موجب می‌شود تا مبرد با شرایط بهتری وارد اواپراتور شود و از طرفی کار کمپرسور هم کاهش یابد که به همین دلیل، مقدار ضریب عملکرد (شکل ۶) نسبت به دو حالت دیگر بیشتر است ولی طبق نتایج به دست آمده، مقدار تفاوت ضریب عملکرد بهینه (شکل ۷) در سیکل دوکمپرسوره و سیکل با صرفه‌جویی کننده زیاد نیست.

مقدار فشار بهینه‌ی اواپراتور در سیکل معمولی از سیکل دوکمپرسوره بیشتر است (شکل ۸). علت این است که در سیکل دوکمپرسوره به این ترتیب، مقدار سطح مبدل کاهش می‌یابد و بدین ترتیب تابع اقتصادی مقدار کم‌تری پیدا می‌کند و کاهش تا جایی ادامه می‌یابد که مقدار ضریب عملکرد از حالت بهینه بودن خارج نشود. کم‌تر بودن فشار در سیکل با صرفه‌جویی کننده هم از آن‌جا ناشی می‌شود که برای کاهش اثر کم شدن دبی جرم در اواپراتور از آن‌جا که گرما متناسب با سطح حرارتی در اختلاف دما در جرم جریان یافته است، برای جبران اثر کاهش جرم، مقدار فشار در حالت بهینه‌ی اقتصادی و ترمودینامیکی باید به میزان بیشتری کاهش یابد. نکته‌ی

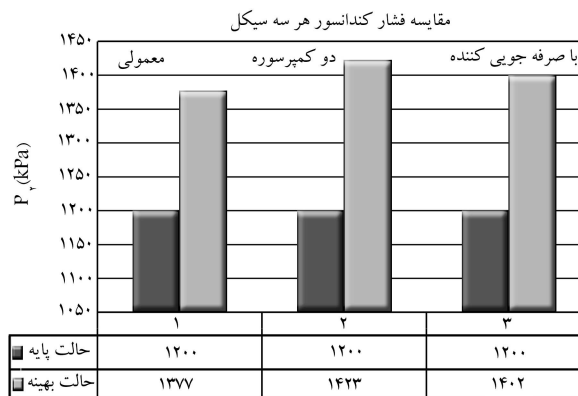
شده است. پس از محاسبات، نتیجه‌ی نهایی توسط نرم‌افزار، مطابق با شکل ۱۰ به دست آمده است. چنان‌که مشاهده می‌شود، سیستم تبرید تراکمی معمولی به علت ارزان بودن نسبت به سایر گزینه‌ها انتخاب می‌شود و پس از آن سیستم با صرفه‌جویی کننده به عنوان گزینه‌ی دوم برگزیده می‌شود. البته باید دقت داشت که سیستم با صرفه‌جویی کننده دارای کنترل‌پذیری سریع‌تر و بهتری نسبت به سیستم‌های دیگر است و اگر چنین معیاری هم وارد گزینه‌ها شود، رقابت سیستم تبرید معمولی و سیکل با صرفه‌جویی کننده جدی‌تر می‌شود و حتی بسته به شرایط آب و هوایی در اقلیم‌هایی به جز اقلیم تهران، ممکن است سیستم با صرفه‌جویی کننده تحت چنین شرایطی انتخاب شود.

۶. نتیجه‌گیری

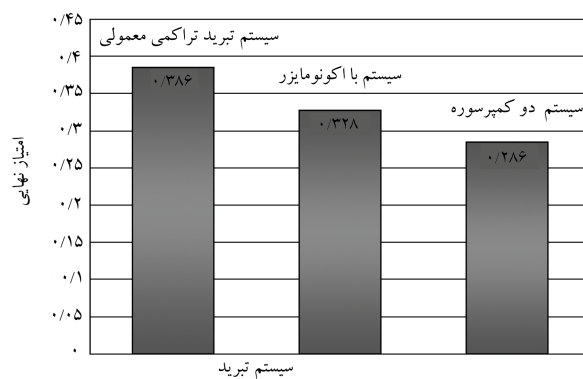
در این پژوهش با استفاده از روش الگوریتم ژنتیک دوهدفه و روش تاپسیس و روش تصمیم‌سازی سلسله‌مراتبی، ضمن تبیین استراتژی انتخاب بهترین سیستم چیلر تراکمی برای یک ساختمان در تهران، سه سیکل تبرید تراکمی - معمولی، دوکمپرسوره و با صرفه‌جویی کننده - در نظر گرفته شد و مدل‌سازی ترمودینامیکی و اقتصادی انجام شد. توابع هدف، ضریب عملکرد و هزینه‌ی کل سیستم در نظر گرفته شد. بار سرمایشی ساختمان به عنوان بار اواپراتور و ثابت در نظر گرفته شد. فشار اواپراتور و کندانسور، فشار میانی و نسبت جریان جرمی در صرفه‌جویی کننده به عنوان متغیرهای اثرگذار در نظر گرفته شدند. از میان جواب‌های حاصل از بهینه‌سازی با استفاده از روش تاپسیس بهترین جواب انتخاب شد. بیشترین ضریب عملکرد برای سیکل تبرید تراکمی با صرفه‌جویی کننده با مقدار ۲/۶۳ و کم‌ترین هزینه برای سیکل تبرید تراکمی معمولی با مقدار ۵۹۷/۴۳ دلار است. برای انتخاب بهترین سیکل تبرید از بین حالت‌های بهینه شده از روش سلسله‌مراتبی استفاده شد. در روش تصمیم‌سازی سلسله‌مراتبی، ابتدا اولویت‌ها مشخص شد و در ارزیابی گزینه‌ها نسبت به یکدیگر نیز معیار اقتصادی نسبت به معیار ضریب عملکرد با امتیاز ۲ به ۱ سنجیده شده است. با توجه به روش تصمیم‌سازی سلسله‌مراتبی اولویت اول با سیستم تبرید تراکمی معمولی با امتیاز ۳/۳۸۶ است و سیستم با صرفه‌جویی کننده در جایگاه بعدی قرار دارد و آخرین جایگاه متعلق به سیستم تبرید دوکمپرسوره است.

پانویس‌ها

- total revenue requirement (TRR)
- NSGA-II
- economizer
- cop
- relative intermediate pressure (RIP)
- hidden layers
- technique for order preference by similarity to ideal solution (TOPSIS)
- carrier HAP 4.50
- steady state-steadyflow(SSSF)
- surge
- cost estimate of purchased equipment
- fixed capital investment
- total capital investment
- estimating charts
- design type factor
- material factor
- temperature factor
- Pressure factor
- base module factor
- six tenth rule
- capital recovery factor(CRF)
- objective functions
- dominance
- pareto optimal frontier
- crowding distance
- definite analytic hierarchy process
- eigenvector
- expert choice



شکل ۹. مقایسه فشار کندانسور هر سه سیکل.



شکل ۱۰. امتیاز نهایی براساس معیار سلسله‌مراتبی.

جدول ۱۰. وزن گزینه‌ها نسبت به یکدیگر بر اساس معیارها.

نسبت به معیار	سیستم تبرید	
	معمولی	با دو کمپرسور
مجموع نیازهای درآمدی	۱	۲
ضریب عملکرد	۱	۴

(References) منابع

1. Dingec, H. and Ileri, A. "Thermoeconomic optimization of simple refrigerator", *Int. J. Energy Res.*, **23**, pp. 949-962 (1999).
2. Yumrutas, R., Kunduz, M. and Kanoglu, M. "Exergy analysis of vapour compression refrigeration system", *an International Journal*, **2**, pp. 266-272 (2002).
3. Massimo Dentice d'Accadia, and Vanoli, L. "Thermoeconomic optimization of vapour compression heat pump", *International Journal of Refrigeration*, **27**, pp. 433-441 (2004).
4. Sanaye, S. and Malekmohammadi, H. "Thermal and economical optimization of air conditioning units with vapour compression refrigeration system", *Applied Thermal Engineering*, **24**, pp. 1807-1825 (2004).
5. Kopac, M. and Zemher, B. "Effect of saturation-temperature on the performance of a vapour-compression refrigeration- cycle working on different refrigerants using exergy method", *Int. J. Energy Res*, **30**, pp. 729-740 (2006).
6. Selbas, R., Kizilkan, O. and Arzu, Sencan. "Thermoeconomic optimization of subcooled and superheated vapour compression refrigeration cycle", *Energy*, **31**, pp. 2108-2128 (2006).
7. Maytal, B.Z. "Maximizing production rates of the Linde-Hampson machine", *Cryogenics*, **46**, pp. 49-85 (2006).
8. Yalmaz, M. "Performance analysis of a vapor compression heat pump using zeotropic refrigerant mixtures", *Energy Conversion and Management*, **44**(2), pp. 267-282 (2003).
9. Sayyaadi, H. and Nejatollahi, M. "Multi-objective optimization of a cooling tower assisted vapor compression refrigeration system", *International Journal of Refrigeration*, **34**, pp. 243-256 (2011).
10. Junwei, Y., Cheng, C. Dongmei, P. and et al. "A numerical study on the optimization method to optimize the cooling load sharing for a multi-chiller system in a shopping mall", *Energy Procedia*, **142**, pp. 1977-1984 (2017).
11. Lee, I. and Moon, I. "Total cost optimization of a single mixed refrigerant process based on equipment cost and life expectancy", *Republic of Korea Ind. Eng. Chem. Res*, **55**(39), pp. 10336-10343 (2016).
12. Dixit, M., Arora, A.k. and Kaushik, S.C. "Energy, exergy, environment and economic analyses and optimization of two-stage absorption-compression combined refrigeration system", *Clean Technologies and Environmental Policy*, **19**(9), pp. 2215-2229 (2017).
13. Woods, J. and Kozubal, E. "A desiccant-enhanced evaporative air conditioner: numerical model and experiments", *Energy Convers Manage*, **65**, pp. 208-220 (2013).
14. Caliskan, H., Dincer, I. and Hepbasli, A. "Exergetic and sustainability performance comparison of novel and conventional air cooling systems for buildings applications", *Energy and Buildings*, **43**, pp. 1461-1472 (2011).
15. Caliskan, H., Dincer, I. and Hepbasli, A. "A comparative study on energetic, exergetic and environmental performance assessments of novel M-Cycle based air coolers for buildings", *Energy Conversion and Management*, **56**, pp. 69-79 (2012).
16. Kozubal, E., Woods, J., Burch, J. and et al. "Desiccant enhanced evaporative airconditioning (DEVAP): evaluation of a new concept in ultra-efficient air conditioning", *National Renewable Energy Laboratory*, **65**, pp. 5500-49722, (2011).
17. Jiayi, X., Jiangfeng, W., Kehan, Zh. and et al. "Thermodynamic and economic analysis and multi-objective optimization of a novel transcritical CO2 Rankine cycle with an ejector driven by low grade heat source", *Energy, Elsevier*, **161**(C), pp. 337-35 (2018).
18. Dumont, O., Dickes, R., Rosa, M.D. and et al. "Technical and economic optimization of subcritical, wet expansion and transcritical organic rankine cycle (ORC) systems coupled with a biogas power plant", *Energy Conversion and Management*, **157**, pp. 294-306 (2018).
19. Habibi, H. Chitsaz, A. Javaherdeh, K. and et al. "Thermo-economic analysis and optimization of a solar-driven ammonia-water regenerative Rankine cycle and LNG cold energy", *Energy, Elsevier*, **149**(1), pp. 147-160 (2018).
20. Hang, Z., Qinghua, D., Wenting, H. and et al. "Thermodynamic and economic analysis and multi-objective optimization of supercritical CO2 brayton cycles", *ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition*, **9**(GT2015-42631), pp. V009T36A009 (2015).
21. Yunus, A. Cengel. and Michael, A. Boles., *Thermodynamics, An Engineering Approach*, Book, 3rd ed (2004).
22. Bejan, A., Tsatsaronis, G. and Moran, M., *Thermal Design and Optimization*, J. Wiley & Sons, Inc, New York, pp.310-400 (1996).
23. Valero, A. "CGAM problem: definition and conventional solution", *Energy*, **19**, pp. 268-279 (1994).
24. Konak, A., Coit, D.W. and Smith, A.E. "Multi-objective optimization using genetic algorithms: a tutorial", *Reliab. Eng. Syst. Saf.*, **91**, pp. 992-1007 (2006).
25. Deb, K., *Multi-Objective Optimization Using Evolutionary Algorithms*, John Wiley & Sons, Inc., New York, NY, USA, ISBN047187339x (2001).
26. Shih, H.-S., Shyur, H.J. and Lee, E.S. "An extension of TOPSIS for group decision making", *Mathematical and Computer Modelling*, **45**(7-8), pp. 801-813 (2007).
27. Bowen, W.M. "AHP: Multiple Criteria Evaluation in Klosterman", New Brunswick: Center for Urban Policy Research (1993).