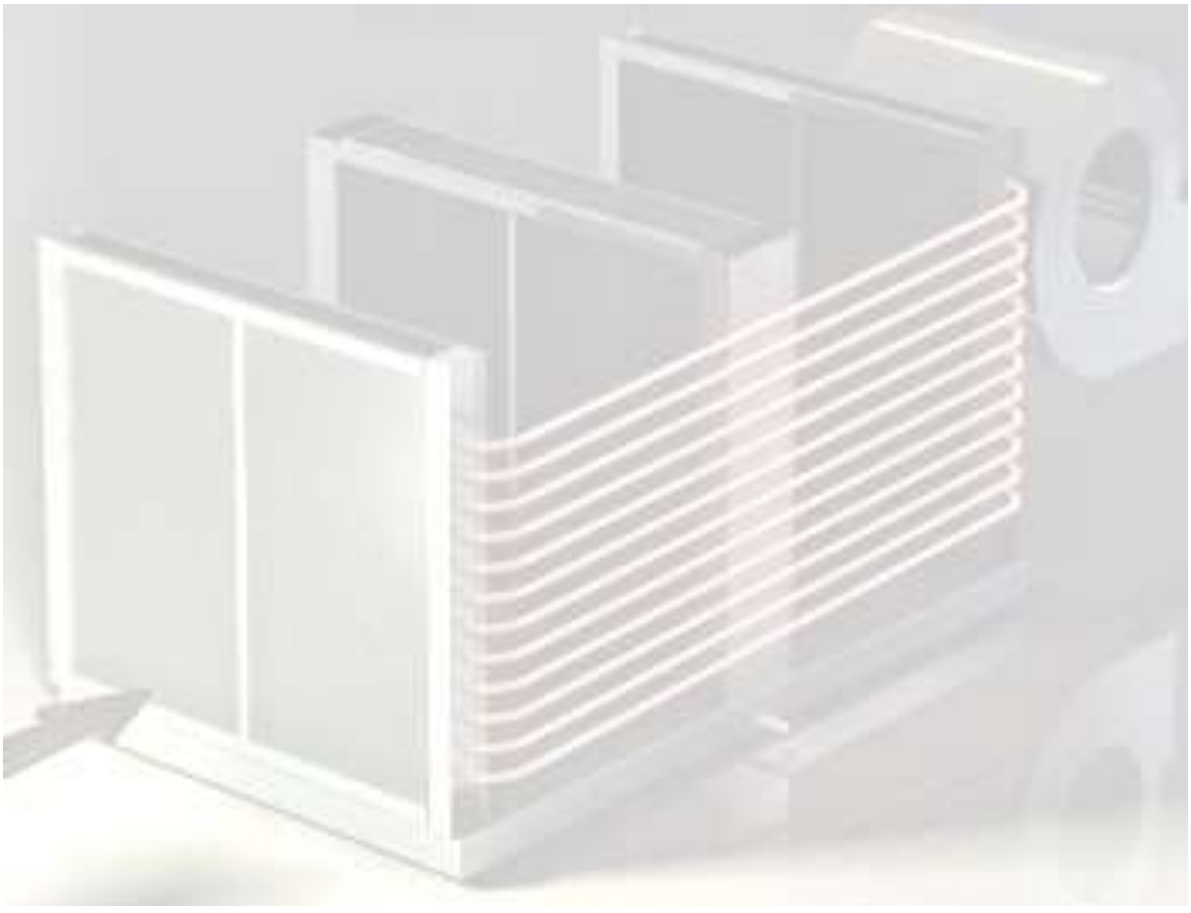
پژوهشگاه نیرو

NRI-ER-1033-POPPN28-01-F

امکان‌سنجی فنی و اقتصادی به‌کارگیری مبدل حرارتی لوله گرمایی به منظور ارتقای رطوبت‌زدایی



مدیر پروژه: رامین حاجیان

واحد مجری: گروه پژوهشی سیکل و مبدل‌های حرارتی

DOI: 10.30503/nripress.2020.211


بسم الله الرحمن الرحيم

امکان‌سنجی فنی و اقتصادی به‌کارگیری مبدل حرارتی لوله گرمایی به منظور ارتقای رطوبت‌زدایی

مدیر پروژه: رامین حاجیان

گروه پژوهشی پشتیبان: سیکل و مبدل‌های حرارتی

همکاران پروژه:

واحد مجری: گروه پژوهشی سیکل و مبدل‌های حرارتی

انتشارات پژوهشگاه نیرو

مهر ۱۴۰۱

کد ثبت گزارش: NRI-ER-1033-POPPN28-01-F

DOI: 10.30503/nripress.2020.21

ایران. وزارت نیرو. پژوهشگاه نیرو. گروه پژوهشی سیکل و مبدل‌های حرارتی

امکان‌سنجی فنی و اقتصادی به‌کارگیری مبدل حرارتی لوله گرمایی به منظور ارتقاء رطوبت‌زدایی: بررسی فناوری لوله گرمایی و امکان‌سنجی فنی/ مدیر پروژه: رامین حاجیان. کارفرما: پژوهشگاه نیرو، ۱۴۰۰.

۱۲۲ ص.: مصور، نمودار، جدول

۱. منصوری، شبنم، مجری ۲.رحمانی، فرشته، مدیر واحد مجری. ۳. گروه پژوهشی سیکل و مبدل‌های حرارتی. ۴. محور پژوهشی انتقال حرارت و مبدل‌های حرارتی

انتشارات پژوهشگاه نیرو

گروه پژوهشی سیکل و مبدل‌های حرارتی

کلیه حقوق معنوی اثر متعلق به پدیدآورندگان، کلیه حقوق مادی متعلق به پژوهشگاه نیرو و نشر مطالب در حدود متعارف، با ذکر منبع بلامانع است.

نشانی: تهران، شهرک غرب، انتهای بلوار شهید دادمان، پژوهشگاه نیرو، کدپستی: ۱۴۶۸۶۱۳۱۱۳

تلفن: ۹-۸۸۰۷۹۴۰۱

نمابر: ۸۸۰۷۸۲۹۶

وبگاه: *www.nri.ac.ir*

پست الکترونیک انتشارات: *publications@nri.ac.ir*

DOI: 10.30503/nripress.2020.211

فرم تعهدنامه اصالت اثر

متعهد می‌شوم که مطالب مندرج در این گزارش حاصل کار پژوهشی اینجانب رامین حاجیان مدیر پروژه امکان‌سنجی فنی و اقتصادی به‌کارگیری مبدل حرارتی لوله گرمایی به منظور ارتقاء رطوبت‌زدایی و همکاران به شرح زیر است و دستاوردهای پژوهشی دیگران که در این پژوهش از آن‌ها استفاده شده است مطابق مقررات، مورد ارجاع قرار گرفته و در فهرست منابع ذکر گردیده است.

■ گزارش حاصل انجام همه مراحل پروژه است.

□ گزارش حاصل انجام ..... مرحله از ..... مرحله پروژه است.

همکاران :

۱.

۲.

۳.

۴.

پیشگفتار

تجهیزات تهویه مطبوع به صورت همزمان چند نقش کلیدی را در تامین آسایش ساکنان ساختمان ایفا می‌کنند. این نقش‌ها عبارتند از کنترل و تنظیم دما، کنترل و تنظیم رطوبت و تامین هوای تازه کافی. در فصول گرم سال این تجهیزات باید پاسخگوی بار سرمایشی محسوس و نامحسوس باشند. بار سرمایشی محسوس مربوط به کاهش دمای هوا و بار سرمایشی نامحسوس مربوط به کاهش رطوبت هوا است. تامین سرمایش در تجهیزات تهویه مطبوع مرکزی مانند هواساز یا پکیج یونیت به وسیله یک کویل سرمایش انجام می‌شود. این کویل ممکن می‌توان کویل آب سرد متصل به چیلر و یا کویل سرمایشی انبساط مستقیم مبرد باشد. در مناطقی با اقلیم گرم و مرطوب بار سرمایشی نامحسوس به طور قابل ملاحظه‌ای افزایش می‌یابد زیرا نیاز بیشتری به رطوبت‌زدایی وجود دارد. راهکار سنتی برای بهبود رطوبت زدایی به این صورت است که توان سرمایشی کویل افزایش یابد (مثلا با کاهش دمای سطح کویل) که منجر به افزایش رطوبت زدایی می‌شود. سپس جریان هوا که بیش از حد سرد شده است توسط یک گرمکن (کویل آب گرم یا المنت برقی) تا حد دمای مطلوب افزایش یابد. در این روش دو مرحله افزایش مصرف انرژی وجود دارد. در روش جایگزین می‌توان از مبادله‌کن حرارتی لوله‌گرمایی استفاده کرد و بین هوای قبل از کویل و هوای بعد از کویل یک واسط انتقال حرارت ایجاد کرد و به این ترتیب مصرف انرژی لازم برای رطوبت‌زدایی را کاهش داد. این روش در حال حاضر در دنیا تجاری‌سازی شده است. هدف از این پروژه انجام مطالعات امکان‌سنجی فنی و اقتصادی به کارگیری این راهکار در سامانه‌های تهویه مطبوع مرکزی است. در حال حاضر این روش در ایران اجرایی نشده است. چنانچه نتایج خروجی این پروژه مثبت و به‌کارگیری این فناوری مقرون‌به‌صرفه ارزیابی شود می‌توان ذی‌نفعان مختلف اعم از وزارت نیرو، شرکت مادرتخصصی توانیر، سازندگان و تامین‌کنندگان تجهیزات تهویه مطبوع و کاربران تجهیزات را مجاب کرد که از این فناوری استفاده کنند.

در این گزارش ضمن معرفی فناوری لوله‌گرمایی و کاربرد آن در بهبود رطوبت‌زدایی هواساز، امکان‌سنجی فنی و اقتصادی شامل بررسی امکان ساخت و نصب مبادله‌کن حرارتی لوله‌گرمایی، محاسبات طراحی، محاسبات صرفه‌جویی انرژی و تحلیل اقتصادی انجام خواهد شد. "این گزارش مربوط به پروژه **امکان‌سنجی فنی و اقتصادی به‌کارگیری مبدل حرارتی لوله گرمایی به منظور ارتقاء رطوبت‌زدایی** است که پشتیبانی و اجرای آن، بر عهده گروه پژوهشی سیکل و مبدل‌های حرارتی و نظارت بر آن، بر عهده جناب آقای مهدی رحیمی تاکامی بوده است."

فهرست مطالب

پیشگفتار **۶**

مقدمه **۱۶**

فصل ۱ معرفی فناوری لوله‌گرمایی **۱۷**

۱ ۱ مقدمه ۱۷

۱ ۲ سازوکار و اصول عملکرد ۱۷

۱ ۲ ۱ ترموسیفون دوفازی ۱۷

۱ ۲ ۲ لوله‌گرمایی ۱۹

۱ ۳ پارامترهای طراحی ۲۰

۱ ۳ ۱ جهت نیروی گرانش ۲۰

۱ ۳ ۲ دمای کار ۲۰

۱ ۳ ۳ سازگاری سیال با بدنه جامد ۲۲

۱ ۳ ۴ محدودیت‌های انتقال حرارت ۲۳

۱ ۴ مزایا و معایب ۲۳

۱ ۵ کاربردها ۲۵

فصل ۲ بهبود رطوبت زدایی با لوله‌گرمایی **۳۲**

۲ ۱ مقدمه ۳۲

۲ ۲ اصول عملکرد رطوبت‌زدایی ۳۲

۲ ۳ انواع $HPHX$ رطوبت‌زدایی ۳۶

۲ ۴ مزایای استفاده از $HPHX$ رطوبت‌زدایی ۴۰

۲ ۵ مقایسه ترمودینامیکی ۴۱

۲ ۶ مروری بر پیشینه تحقیقات ۴۲

۲ ۷ شرکت‌های سازنده $WAHP$ ۴۵

۲ ۸ سازوکارهای کنترل *WAHP* ۴۸

فصل ۳ طراحی *WAHP* ۵۱

۳ ۱ مقدمه ۵۱

۳ ۲ فرضیات و محدوده طراحی ۵۱

۳ ۳ مشخصات دما و رطوبت ۵۲

۳ ۳ ۱ شرایط محیط ۵۲

۳ ۳ ۲ شرایط خروجی هواساز ۵۳

۳ ۴ هواساز بدون *WAHP* ۵۴

۳ ۴ ۱ بدون رطوبت‌زدایی کافی ۵۴

۳ ۴ ۲ با رطوبت‌زدایی کافی ۵۷

۳ ۵ طراحی هواساز دارای *WAHP* ۶۳

۳ ۵ ۱ محاسبات کویل *DX* ۶۳

۳ ۵ ۲ محاسبات *WAHP* ۶۷

۳ ۶ نتایج محاسبات *WAHP* ۶۹

۳ ۷ مقایسه با نتایج *ACT* ۷۴

۳ ۸ اضافه کردن *WAHP* روی هواساز موجود ۷۶

فصل ۴ محاسبات صرفه جویی انرژی ۷۹

۴ ۱ مقدمه ۷۹

۴ ۲ هواساز با ۱۰۰٪ هوای تازه ۷۹

۴ ۲ ۱ روش مرسوم ۷۹

۴ ۲ ۲ با *WAHP* ۸۴

۴ ۲ ۳ محاسبه صرفه‌جویی انرژی ۸۵

۴ ۳ هواساز با ۲۵٪ هوای تازه ۸۷

۴ ۳ ۱ روش مرسوم ۸۷

۴ ۳ ۲ با *WAHP* ۹۰

۳ ۳ ۴ محاسبه صرفه‌جویی انرژی ۹۰

فصل ۵ بررسی امکان ساخت و نصب *WAHP* ۹۲

۵ ۱ مقدمه ۹۲

۵ ۲ تشریح مراحل و امکانات ساخت ۹۲

۵ ۳ بررسی امکان نصب بر روی هواساز ۹۳

۵ ۳ ۱ نصب در کارخانه (هواساز جدید) ۹۳

۵ ۳ ۲ نصب در محل استفاده (هواساز موجود) ۹۴

فصل ۶ برآورد هزینه‌های ساخت و اجرا ۹۵

۶ ۱ مقدمه ۹۵

۶ ۲ هواساز جدید ۹۵

۶ ۲ ۱ هواساز مرسوم ۹۵

۶ ۲ ۲ هواساز دارای *WAHP* ۹۶

۶ ۲ ۳ مقایسه هزینه‌ها ۹۶

۶ ۳ افزودن *WAHP* به هواساز موجود ۹۷

فصل ۷ تحلیل اقتصادی و سیاستگذاری ۹۹

۷ ۱ مقدمه ۹۹

۷ ۲ بهای انرژی ۹۹

۷ ۲ ۱ قیمت برق ۹۹

۷ ۲ ۲ قیمت گاز ۱۰۱

۷ ۳ محاسبات صرفه اقتصادی ۱۰۱

۷ ۳ ۱ هواساز جدید ۱۰۱

۷ ۳ ۲ هواساز موجود ۱۰۳

۷ ۴ تحلیل حساسیت ۱۰۹

۷ ۴ ۱ حساسیت نسبت به نرخ تنزیل سالانه ۱۰۹

۷ ۴ ۲ حساسیت نسبت به نرخ افزایش بهای انرژی سالانه ۱۱۱
۷ ۴ ۳ حساسیت نسبت به ساعات کارکرد سالانه هواساز ۱۱۳
۷ ۵ بسته‌های سیاستی پیشنهادی ۱۱۶
۷ ۵ ۱ مقدمه ۱۱۶
۷ ۵ ۲ هواساز جدید ۱۱۶
۷ ۵ ۳ هواساز موجود ۱۱۷
فصل ۸ جمع بندی ۱۱۸
فهرست منابع و مراجع ۱۲۰

فهرست شکل‌ها

شکل ۱-۱) سازوکار عملکرد و اجزای ترموسیفون دوفازی ۱۸
شکل ۱-۲) سازوکار عملکرد و اجزاء لوله‌گرمایی ۱۹
شکل ۱-۳) انواع ناحیه متخلخل لوله‌گرمایی ۲۰
شکل ۱-۴) عدد شایستگی سیال برای سیالات مختلف در دماهای مختلف ۲۱
شکل ۱-۵) وضعیت سازگاری مواد جامد با سیالات ۲۲
شکل ۱-۶) لوله‌گرمایی به عنوان جزئی از سیستم خنک‌کننده لپ‌تاپ ۲۵
شکل ۱-۷) خنک‌کننده سی‌پی‌یو ۲۶
شکل ۱-۸) محفظه بخار ۲۶
شکل ۱-۹) اجزای تشکیل دهنده محفظه بخار ۲۷
شکل ۱-۱۰) آبگرمکن خورشیدی لوله خلاء ۲۸
شکل ۱-۱۱) لوله‌گرمایی در مرکز لوله شیشه‌ای دوجداره ۲۸
شکل ۱-۱۲) کولر لوله‌گرمایی از نوع سقفی ۲۹
شکل ۱-۱۳) مبادله‌کن حرارتی لوله‌گرمایی برای بازیافت حرارت ۲۹
شکل ۱-۱۴) مبادله‌کن حرارتی لوله‌گرمایی بازیافت انرژی در تهویه مطبوع ۳۰
شکل ۱-۱۵) مبادله‌کن حرارتی لوله‌گرمایی برای بهبود رطوبت‌زدایی ۳۱
شکل ۲-۱) بهبود رطوبت زدایی در روش مرسوم ۳۳
شکل ۲-۲) مبدل لوله‌گرمایی (در دو طرف) و کویل سرد (در وسط) ۳۳
شکل ۲-۳) نمونه‌ای از تاثیر WAHP بر رطوبت‌زدایی ۳۵
شکل ۲-۴) تاثیر لوله گرمایی بر روی دمای هوا ۳۶
شکل ۲-۵) HPHX نوع تخت و تغییرات شرایط روی نمودار سایکرومتریک ۳۷
شکل ۲-۶) HPHX دوبخشی ۳۷
شکل ۲-۷) شماتیک WAHP ۳۸
شکل ۲-۸) یک مدار حلقه بسته WAHP ۳۸
شکل ۲-۹) نمونه‌هایی از WAHP با مدار حلقه بسته ۳۹
شکل ۲-۱۰) WAHP دارای چندراهه (منیفولد) ۴۰
شکل ۲-۱۱) مقایسه نمودارهای سایکرومتریک ۴۱
شکل ۲-۱۲) نمونه WAHP ساخت شرکت ColmacCoil ۴۵
شکل ۲-۱۳) نمونه WAHP ساخت شرکت ACT ۴۶
شکل ۲-۱۴) نمونه WAHP ساخت شرکت HPT ۴۶

شکل ۲-۱۵) نمونه WAHP ساخت شرکت SPC ۴۷
شکل ۲-۱۶) ماژول طراحی WAHP در نرم‌افزار UNILAB ۴۸
شکل ۲-۱۷) WAHP دارای شیر برقی ۴۹
شکل ۲-۱۸) WAHP دارای دمپر هوا ۵۰
شکل ۳-۱) طراحی کویل DX هواساز با ۱۰۰٪ هوای تازه و بدون رطوبت زدایی کافی ۵۵
شکل ۳-۲) طراحی کویل DX هواساز رستوران (با ۲۵٪ هوای تازه) و بدون رطوبت زدایی کافی ۵۶
شکل ۳-۳) طراحی کویل DX شماره یک هواساز با ۱۰۰٪ هوای تازه ۵۸
شکل ۳-۴) طراحی کویل DX شماره دو هواساز با ۱۰۰٪ هوای تازه ۵۹
شکل ۳-۵) طراحی کویل DX شماره یک هواساز با ۲۵٪ هوای تازه (رستوران) ۶۰
شکل ۳-۶) طراحی کویل DX شماره دو هواساز با ۲۵٪ هوای تازه (رستوران) ۶۱
شکل ۳-۷) طراحی کویل آب گرم بازگرمایش ۶۲
شکل ۳-۸) یک نمونه کویل DX ۶۳
شکل ۳-۹) برخی پارامترهای مربوط به هندسه فین ۶۶
شکل ۳-۱۰) گام لوله‌ها در فین یکپارچه ۶۶
شکل ۳-۱۱) موقعیت نقاط مختلف در مسیر جریان هوا از روی کویل سرمایش و WAHP ۶۷
شکل ۳-۱۲) موقعیت نقاط مختلف در مسیر جریان هوا از روی کویل های سرمایش و بازگرمایش (روش مرسوم) ۷۲
شکل ۳-۱۳) تغییر شرایط دما و رطوبت (هواساز ۱۰۰٪ هوای تازه) بر روی نمودار سایکرومتریک برای حالت مرسوم و WAHP ۷۳
شکل ۳-۱۴) تغییر شرایط دما و رطوبت (هواساز ۲۵٪ هوای تازه) بر روی نمودار سایکرومتریک برای حالت مرسوم و WAHP ۷۳
شکل ۳-۱۵) نتایج محاسبات هواساز با ۱۰۰٪ هوای تازه در نرم‌افزار شرکت ACT ۷۴
شکل ۳-۱۶) نتایج محاسبات هواساز با ۲۵٪ هوای تازه (رستوران) در نرم‌افزار شرکت ACT ۷۵
شکل ۳-۱۷) تغییر شرایط دما و رطوبت (هواساز ۲۵٪ هوای تازه) بر روی نمودار سایکرومتریک برای حالت بدون رطوبت‌زدایی کافی و WAHP ۷۷
شکل ۴-۱) کویل DX شماره یک هواساز با ۱۰۰٪ هوای تازه ۸۱
شکل ۴-۲) کویل DX شماره دو هواساز با ۱۰۰٪ هوای تازه ۸۲
شکل ۴-۳) کویل آب گرم بازگرمایش ۸۳
شکل ۴-۴) موقعیت نقاط مختلف در مسیر جریان هوا از روی کویل سرمایش و WAHP ۸۴
شکل ۴-۵) تاثیر پارامترهای WAHP و دمای سطح کویل بر انرژی مورد نیاز کویل DX در شرایط ۱۰۰٪ هوای تازه ۸۵
شکل ۴-۶) کویل DX شماره یک هواساز با ۲۵٪ هوای تازه (رستوران) ۸۸

شکل ۴-۷) کویل DX شماره دو هواساز با ۲۵٪ هوای تازه (رستوران) ۸۹
شکل ۴-۸) تاثیر پارامترهای WAHP و دمای سطح کویل بر انرژی مورد نیاز کویل DX در شرایط ۲۵٪ هوای تازه ۹۰
شکل ۶-۱) استعلام قیمت مربوط به هواساز مرسوم ۹۶
شکل ۶-۲) استعلام قیمت مربوط به هواساز دارای WAHP ۹۷
شکل ۷-۱) تعرفه برق مصارف عمومی سال ۱۴۰۰ ..... ۹۹
شکل ۷-۲) دسته بندی مشترکین مصارف عمومی ۱۰۰
شکل ۷-۳) تغییرات IRR با نرخ تنزیل برای هواساز با ۲۵٪ هوای تازه، ۱۲۰۰ ساعت کارکرد سالانه از دیدگاه حاکمیتی ۱۱۰
شکل ۷-۴) تغییرات NVP با نرخ تنزیل برای هواساز با ۲۵٪ هوای تازه، ۱۲۰۰ ساعت کارکرد سالانه از دیدگاه حاکمیتی ۱۱۰
شکل ۷-۵) تغییرات IRR با نرخ تنزیل برای هواساز با ۱۰۰٪ هوای تازه، ۱۲۰۰ ساعت کارکرد سالانه از دیدگاه حاکمیتی ۱۱۱
شکل ۷-۶) تغییرات NVP با نرخ تنزیل برای هواساز با ۱۰۰٪ هوای تازه، ۱۲۰۰ ساعت کارکرد سالانه از دیدگاه حاکمیتی ۱۱۱
شکل ۷-۷) تغییرات IRR با نرخ افزایش بهای انرژی برای هواساز با ۲۵٪ هوای تازه، ۱۲۰۰ ساعت کارکرد سالانه از دیدگاه حاکمیتی ۱۱۲
شکل ۷-۸) تغییرات NVP با نرخ افزایش بهای انرژی برای هواساز با ۲۵٪ هوای تازه، ۱۲۰۰ ساعت کارکرد سالانه از دیدگاه حاکمیتی ۱۱۲
شکل ۷-۹) تغییرات IRR با نرخ افزایش بهای انرژی برای هواساز با ۱۰۰٪ هوای تازه، ۱۲۰۰ ساعت کارکرد سالانه از دیدگاه حاکمیتی ۱۱۳
شکل ۷-۱۰) تغییرات NVP با نرخ افزایش بهای انرژی برای هواساز با ۱۰۰٪ هوای تازه، ۱۲۰۰ ساعت کارکرد سالانه از دیدگاه حاکمیتی ۱۱۳
شکل ۷-۱۱) تغییرات IRR با ساعات کارکرد سالانه برای هواساز با ۲۵٪ هوای تازه، ۱۲۰۰ ساعت کارکرد سالانه از دیدگاه حاکمیتی ۱۱۴
شکل ۷-۱۲) تغییرات NVP با ساعات کارکرد سالانه برای هواساز با ۲۵٪ هوای تازه، ۱۲۰۰ ساعت کارکرد سالانه از دیدگاه حاکمیتی ۱۱۴
شکل ۷-۱۳) تغییرات IRR با ساعات کارکرد سالانه برای هواساز با ۱۰۰٪ هوای تازه، ۱۲۰۰ ساعت کارکرد سالانه از دیدگاه حاکمیتی ۱۱۵
شکل ۷-۱۴) تغییرات NVP با ساعات کارکرد سالانه برای هواساز با ۱۰۰٪ هوای تازه، ۱۲۰۰ ساعت کارکرد سالانه از دیدگاه حاکمیتی ۱۱۵

فهرست جداول

جدول ۳-۱) شرایط آب و هوای رشت ۵۲
جدول ۳-۲) پارامترهای طراحی کویل DX ۶۴
جدول ۳-۳) نتایج محاسبات هواساز با ۱۰۰٪ هوای تازه ۷۰
جدول ۳-۴) مشخصات کویل DX و WAHP منتخب مربوط به هواساز دارای ۱۰۰٪ هوای تازه ۷۱
جدول ۳-۵) مشخصات کویل DX و WAHP منتخب مربوط به هواساز دارای ۲۵٪ هوای تازه ۷۱
جدول ۳-۶) مقایسه نتایج محاسبات و ACT برای هواساز با ۱۰۰٪ هوای تازه ۷۵
جدول ۳-۷) مقایسه نتایج محاسبات و ACT برای هواساز با ۲۵٪ هوای تازه ۷۶
جدول ۳-۸) اضافه کردن WAHP به هواساز موجود با ۱۰۰٪ هوای تازه ۷۶
جدول ۳-۹) اضافه کردن WAHP به هواساز موجود با ۲۵٪ هوای تازه ۷۷
جدول ۴-۱) مقایسه نرخ مصرف انرژی در هواساز مرسوم و هواساز دارای WAHP برای ۱۰۰٪ هوای تازه ..۸۶
جدول ۴-۲) مقایسه مصرف انرژی سالانه در هواساز مرسوم و هواساز دارای WAHP برای ۱۰۰٪ هوای تازه ۸۷
جدول ۴-۳) مقایسه مصرف انرژی در هواساز مرسوم و هواساز دارای WAHP برای ۲۵٪ هوای تازه ۹۱
جدول ۴-۴) مقایسه مصرف انرژی سالانه در هواساز مرسوم و هواساز دارای WAHP برای ۲۵٪ هوای تازه ۹۱
جدول ۶-۱) مقایسه هزینه‌های ساخت انواع هواساز ۹۷
جدول ۶-۲) هزینه‌های افزودن یک دستگاه WAHP به هواساز ۹۸
جدول ۷-۱) هزینه انرژی سالانه در هواساز مرسوم و هواساز دارای WAHP برای ۱۰۰٪ هوای تازه با تعرفه مصارف عمومی ۱۰۱
جدول ۷-۲) هزینه انرژی سالانه در هواساز مرسوم و هواساز دارای WAHP برای ۱۰۰٪ هوای تازه ازدیدگاه حاکمیتی ۱۰۲
جدول ۷-۳) هزینه انرژی سالانه در هواساز مرسوم و هواساز دارای WAHP برای ۲۵٪ هوای تازه با تعرفه مصارف عمومی ۱۰۲
جدول ۷-۴) هزینه انرژی سالانه در هواساز مرسوم و هواساز دارای WAHP برای ۲۵٪ هوای تازه ازدیدگاه حاکمیتی ۱۰۳
جدول ۷-۵) محاسبات صرفه اقتصادی نصب WAHP برای هواساز ۲۵٪ هوای تازه (ازدیدگاه حاکمیتی).۱۰۵
جدول ۷-۶) محاسبات صرفه اقتصادی نصب WAHP برای هواساز ۲۵٪ هوای تازه (ازدیدگاه مصرف‌کننده) ۱۰۶
جدول ۷-۷) محاسبات صرفه اقتصادی نصب WAHP برای هواساز ۱۰۰٪ هوای تازه (ازدیدگاه حاکمیتی) ۱۰۷

جدول ۷-۸) محاسبات صرفه اقتصادی نصب WAHP برای هواساز ۱۰۰٪ هوای تازه (ازدیدگاه مصرف‌کننده) ۱۰۸

مقدمه

نواحی مرطوب ایران مانند استانهای ساحلی شمال و جنوب کشور در فصول گرم سال علاوه بر خنک‌کاری نیاز به رطوبت زدایی قابل توجهی دارند که عدم تحقق آن موجب سلب آسایش حرارتی و نارضایتی ساکنان ساختمان می‌شود. علاوه بر این رطوبت اضافی موجود در هوا موجب تخریب زودهنگام مصالح ساختمانی، رشد انواع باکتری، قارچ، کپک و سفیدک و آلودگی های زیستی، آسیب به تجهیزات آزمایشگاهی و بروز مشکلات دیگر می‌شود. از طرف دیگر برای زدودن رطوبت اضافی در ساختمان‌های مجهز به هواساز لازم است ظرفیت سرمایشی کویل سرد افزایش یابد که به نوبه خود منجر به افزایش مصرف انرژی می‌شود. گذشته از این، اِعمال سرمایش اضافی برای کاهش رطوبت دمای هوا را بیش از حد کاهش می‌دهد که برای جبران آن نیاز به بازگرمایش هوا و مصرف انرژی مضاعف است. در ساختمان-های دارای سامانه هواساز می‌توان از یک نوع مبادله‌کن حرارتی لوله‌گرمایی[۱] (HPHX) برای پیش‌سرمایش و بازگرمایش جریان هوا استفاده کرد که به صورت غیرفعال[۲] کار می‌کند. اگرچه مبادله‌کن حرارتی مذکور در ایران تجاری‌سازی نشده، با این‌حال این نوع مبادله‌کن در دنیا سازندگان متعددی داشته و به طور گسترده مورد استفاده قرار می‌گیرد.

هدف کلی این پروژه این است که ضمن بررسی ابعاد فنی موضوع (اعم از طراحی، ساخت و نصب)، یک ارزیابی اقتصادی انجام شود تا مشخص شود که به کارگیری این نوع مبادله‌کن بر روی هواسازها صرفه اقتصادی دارد یا خیر. اگرچه تجربه کشورهای دیگر تاکید بر این دارد که به کارگیری این مبادله‌کن حرارتی مقرون به صرفه است تا جایی که حتی گاهی دوره بازگشت سرمایه به کمتر از یک سال می‌رسد، با این‌حال با توجه به هزینه‌های انرژی در ایران باید محاسبات کاهش مصرف انرژی و صرفه اقتصادی برای شرایط واقعی ایران انجام شود.

در این گزارش ابتدا یک معرفی اجمالی از فناوری لوله‌گرمایی شامل اصول عملکرد، کاربردها و ویژگی‌های آن ارائه خواهد شد. سپس کاربرد ویژه این فناوری در بهبود رطوبت‌زدایی در تجهیزات تهویه مطبوع و تفاوت آن با روش مرسوم مورد بررسی قرار خواهد گرفت. در ادامه محاسبات فنی مربوط به طراحی مبادله‌کن حرارتی لوله گرمایی مخصوص رطوبت‌زدایی[۳] (WAHP) و محاسبات مربوط به صرفه‌جویی انرژی ارائه خواهد شد. سپس ملاحظات فنی مربوط به ساخت و نصب WAHP بر روی هواساز و همچنین هزینه‌های مربوط به آن مورد بررسی قرار خواهد گرفت. در ادامه محاسبات و تحلیل اقتصادی مربوط به به‌کارگیری فناوری لوله‌گرمایی در هواساز انجام خواهد شد. در پایان، موضوع صرفه اقتصادی و نقش نهاد حاکمیتی متولی انرژی در این خصوص مورد بحث قرار خواهد گرفت.

---

[۱] *Heat Pipe Heat Exchanger*

[۲] *passive*

[۳] *Wrap Around Heat Pipe*

فصل ۱ معرفی فناوری لوله‌گرمایی

۱ ۱ مقدمه

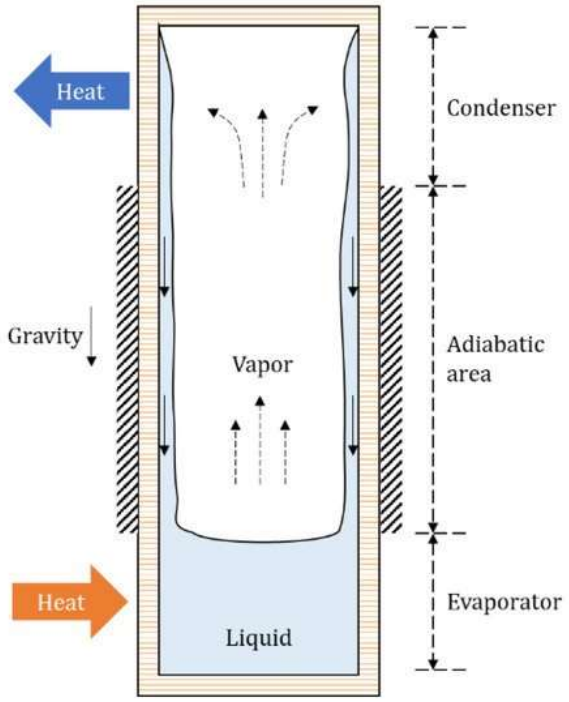
در این فصل ابتدا سازوکار عملکرد ترموسیفون دوفازی و لوله‌گرمایی تشریح شده و پارامترهای طراحی آن به صورت اجمالی مورد بررسی قرار می‌گیرد. سپس مروری بر کاربردهای لوله‌گرمایی و همچنین مزایا و معایب آن انجام خواهد شد.

۱ ۲ سازوکار و اصول عملکرد

۱ ۲ ۱ ترموسیفون دوفازی

ترموسیفون دوفازی متشکل از یک لوله محتوی یک سیال عامل[۱] در حالت اشباع است. گازهایی نظیر هوا از درون این لوله تخلیه شده و در نتیجه تنها سیال مذکور در حالت بخار و مایع در این لوله وجود دارد. سازوکار عملکرد ترموسیفون دوفازی در شکل ۱-۱ نشان داده شده است.

[۱] *working fluid*



شکل ۱-۱) سازوکار عملکرد و اجزای ترموسیفون دوفازی

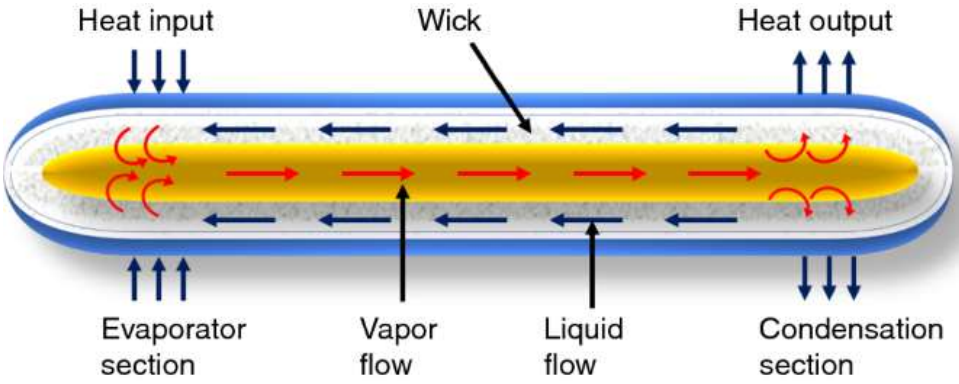
همانطور که در شکل ۱-۱ مشاهده می‌شود وقتی لوله به صورت عمودی قرار گرفته باشد مایع در قسمت پایین لوله و بخار در فضای بالای آن قرار می‌گیرد. چنانچه به قسمت پایینی لوله گرما داده شود مایع (که در حالت اشباع قرار دارد) بلافاصله شروع به جوشش و تبخیر نموده و با افزایش فشار بخار روی سطح مایع، بخار به سمت دیگر لوله حرکت می‌کند و با از دست دادن گرما مجدد میعان یافته و در اثر نیروی جاذبه به صورت فیلم مایع بر روی دیواره داخلی لوله به سمت پایین جریان می‌یابد. این سازوکار انتقال حرارت تا زمانیکه لوله به صورت عمودی و یا شیب‌دار باشد برقرار است. قسمتی که به لوله گرما داده شده و مایع تبخیر می‌شود را ناحیه تبخیر (اواپراتور) و قسمتی که از لوله گرما گرفته شده شده و بخار تبدیل به مایع می‌شود را ناحیه چگالش (کندانسور) می‌نامند (شکل ۱-۱).

چرخه انتقال گرما به شرح مذکور یک چرخه غیرفعال است زیرا از انرژی مکانیکی خارجی برای انتقال حرارت (نظیر آنچه در چرخه تبرید تراکمی یا پمپ حرارتی وجود دارد) استفاده نشده است. سرعت انتقال حرارت به این روش بسیار زیاد است و در واقع انتقال گرمای نهان به این روش از همه روش‌های انتقال حرارت سریعتر است تا جایی که از ترموسیفون دوفازی و لوله‌گرمایی به عنوان ابررسانای حرارتی یاد می‌شود زیرا ظرفیت و نرخ انتقال حرارت فوق‌العاده و تلفات ناچیزی دارند [1].

همانطور که در شکل ۱-۱ دیده می‌شود، ترموسیفون دوفازی دارای سه ناحیه اواپراتور، آدیاباتیک و کندانسور است. طول ناحیه آدیاباتیک به تناسب فاصله بین دو ناحیه انتقال حرارت اواپراتور و کندانسور بوده و در مواردی برابر با صفر است (بدون ناحیه آدیاباتیک).

۱ ۲ ۲ لوله‌گرمایی

لوله‌گرمایی تا حد زیادی مشابه ترموسیفون دوفازی است با این تفاوت که سازوکار برگشت مایع از ناحیه چگالش به ناحیه تبخیر بر اساس خاصیت مویینگی ناحیه متخلخل[۱] درون لوله است. بنابراین برای انتقال حرارت نیازی نیست ناحیه چگالش بالاتر از ناحیه تبخیر باشد. در واقع لوله گرمایی به صورت افقی و حتی با شیب منفی (یعنی حالتی که ناحیه چگالش پایین‌تر از ناحیه تبخیر باشد) هم کار می‌کند. شکل ۱-۲ سازوکار عملکرد و اجزاء لوله‌گرمایی را نشان می‌دهد.



شکل ۱-۲) سازوکار عملکرد و اجزاء لوله‌گرمایی

ناحیه متخلخل درون لوله‌گرمایی می‌تواند ساختارهای مختلفی نظیر توری[۲] فلزی، شیار[۳]، پودر سینتر[۴] شده و یا ساختار مرکب از موارد مذکور را داشته باشد (شکل ۱-۳). در لوله‌گرمایی به دلیل اینکه عملکرد کاملاً وابسته به ترشوندگی ناحیه متخلخل است بنابراین هم باید سیال و ناحیه متخلخل از این جهت متناسب باشند و هم باید سطوح عاری از مواد روغنی باشد. به همین دلیل مساله شستشوی لوله و ناحیه متخلخل و زدودن آلودگی‌ها در لوله‌گرمایی اهمیت ویژه‌ای دارد.

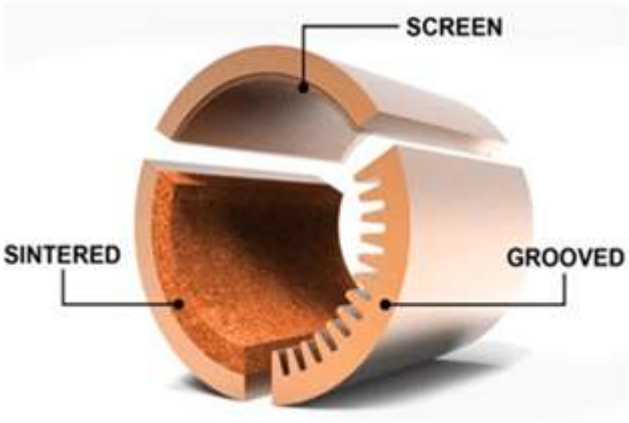
---

[۱] *wick*

[۲] *mesh screen*

[۳] *groove*

[۴] *Sintered powder*



شکل ۱-۳) انواع ناحیه متخلخل لوله‌گرمایی

۱ ۳ پارامترهای طراحی

در این بخش برخی از نکات و پارامترهای موثر بر طراحی لوله‌گرمایی و ترموسیفون دوفازی به طور اجمالی مورد اشاره قرار می‌گیرد. محاسبات طراحی لوله‌گرمایی خارج از محدوده اهداف این پروژه است بنابراین روابط مربوطه در این گزارش ارائه نمی‌شود. این روابط به صورت مبسوط در کتاب‌ها و هندبوک‌های طراحی [1] [2] و همچنین وب‌سایت شرکت‌های سازنده [3] ارائه شده است.

۱ ۳ ۱ جهت نیروی گرانش

سازوکار عملکرد ترموسیفون دوفازی کاملاً وابسته به جهت نیروی گرانش بوده و موقعیت ناحیه چگالش باید لزوما بالاتر از ناحیه تبخیر باشد. هر چه زاویه لوله از ۹۰ درجه به سمت صفر درجه متمایل شود، عملکرد ترموسیفون ضعیف‌تر می‌شود.

در خصوص لوله‌گرمایی دارای جریان مایع درون ناحیه متخلخل، اگرچه عملکرد آن اساساً ارتباط مستقیم با گرانش ندارد ولی با این‌حال جهت نیروی گرانش می‌تواند تا حدی موجب بهبود یا تضعیف عملکرد آن شود. در واقع لوله‌گرمایی در تمام زاویا امکان انتقال حرارت موثر را دارد. این ویژگی لوله‌گرمایی دارای ناحیه متخلخل سبب شده که به عنوان تجهیز موثر انتقال حرارت در ماهواره‌ها و پرتابه‌ها مورد استفاده قرار گیرد.

۱ ۳ ۲ دمای کار

برای انتخاب لوله‌گرمایی و ترموسیفون دوفازی مناسب گام نخست تعیین محدوده دمای کار سیال عامل است. با توجه به اینکه سیال عامل به صورت کلی در حالت اشباع قرار دارد بنابراین دمای کار تعیین کننده فشار درون لوله است. انتخاب سیال عامل باید به گونه‌ای باشد که اولاً در حداکثر دمای کاری فشار درون لوله بیش از حد تحمل لوله نباشد و ثانیاً خواص ترموفیزیکی سیال (در حالت مایع) در محدوده بهینه باشد. هرچه گرمای نهان تبخیر و چگالی مایع بیشتر باشد به جریان سیال کمتری برای انتقال یک مقدار مشخص حرارت نیاز خواهد بود. همچنین بیشتر بودن

کشش سطحی سبب افزایش مویینگی و فشار مثبت در مسیر جریان مایع (درون ناحیه متخلخل) می‌شود. هرچه گرانروی مایع کمتر باشد جریان درون ناحیه متخلخل با مقاومت کمتری مواجه می‌شود. پارامتر عدد شایستگی[1] که به صورت زیر تعریف می‌شود نشان دهنده میزان شایستگی یک سیال برای کار در یک دمای مشخص است. هر چه این عدد بیشتر باشد استفاده از سیال مناسب‌تر است. برای لوله‌گرمایی دارای ناحیه متخلخل عدد شایستگی از رابطه

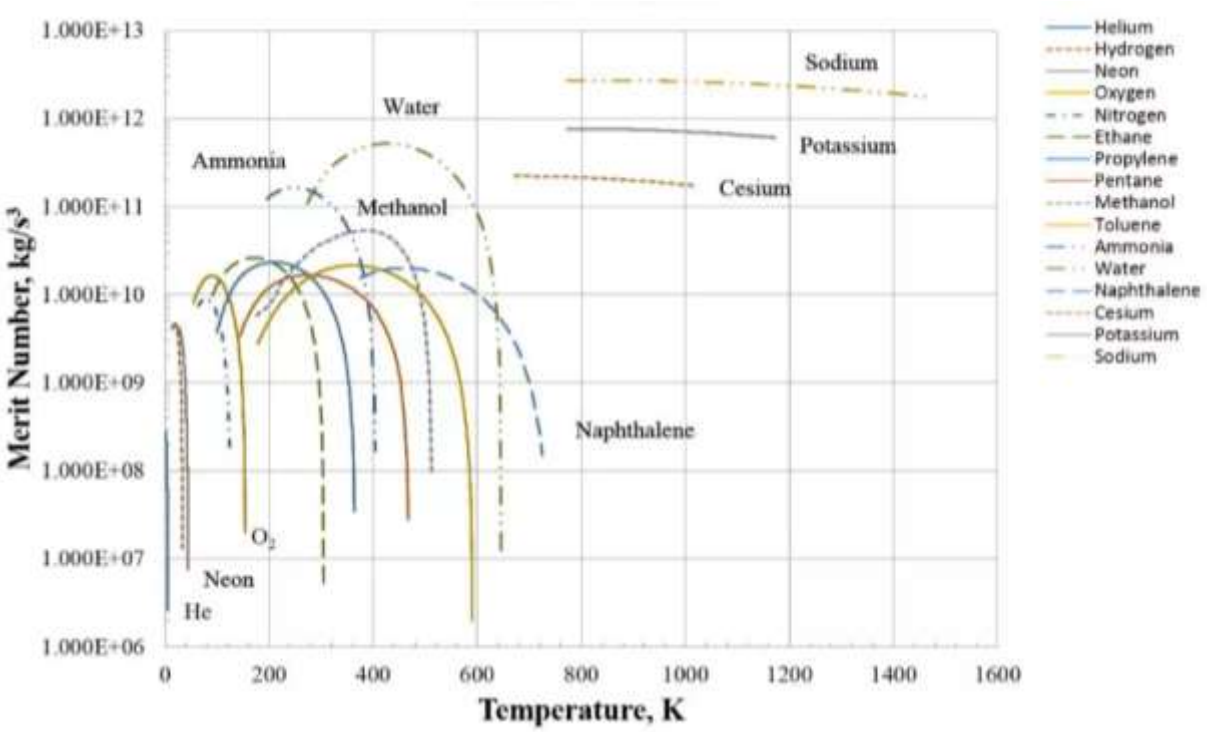
$$Me = \frac{\rho_l \sigma \lambda}{\mu_l} \quad [4] \qquad (۱)$$

و برای ترموسیفون از رابطه

$$Me = \left(\frac{{\rho_l}^2 {k_l}^3 \lambda}{\mu_l}\right)^{1/4} \quad [5] \qquad (۲)$$

محاسبه می‌شود که در آن ρ_l، k_l، σ، μ_l و λ به ترتیب چگالی، ضریب هدایت حرارتی، کشش سطحی، ویسکوزیته دینامیکی و گرمای نهان تبخیر مایع است.

عدد شایستگی سیال برای سیالات مختلف در لوله‌گرمایی دارای ناحیه متخلخل در دماهای مختلف در شکل ۱-۴ نشان داده شده است [6]. از روی این شکل می‌توان محدوده دمای مناسب برای هر سیال را مشخص کرد. به عنوان مثال اگر سیال عامل آب باشد محدوده دمای حدود ۴۰۰ کلوین بهترین محدوده کاری برای آن است. لازم به ذکر است که گاهی برای بهبود خواص ترموفیزیکی سیال عامل از ترکیب دو یا چند سیال استفاده می‌شود.



شکل ۱-۴) عدد شایستگی سیال برای سیالات مختلف در دماهای مختلف

[1] *Merit number*

۱ ۳ ۳ سازگاری سیال با بدنه جامد

پس انتخاب سیال عامل بر اساس دمای کار لوله‌گرمایی نوبت به انتخاب جنس بدنه جامد می‌رسد. بدنه جامد لوله‌گرمایی شامل لوله (محفظه اصلی)، ناحیه متخلخل و مواد مورد استفاده برای لحیم یا لحیم- جوش[۱] است. دو معیار اصلی برای سازگاری بدنه با سیال عبارتند از عدم خوردگی شیمیایی و عدم تولید گازهای غیرقابل چگالش[۲] (NCG) مانند هیدروژن. تولید NCG سبب می‌شود این گازها در ناحیه چگالش تجمع کنند و چون در حالت گازی باقی می‌مانند به مرور سبب کاهش طول موثر ناحیه چگالش و افت شدید عملکرد لوله‌گرمایی می‌شود.

معمولاً برای هر سیال مواد مختلفی به عنوان ماده سازگار می‌تواند برای جنس بدنه انتخاب شود. شکل ۱-۵ نمونه‌ای از حالت‌های مختلف وضعیت سازگاری مواد جامد و انواع سیالات را نشان می‌دهد [1].

	Solids					
Fluids	**Al**	**Cu**	**Fe**	**Ni**	**SS 304**	**Ti**
Nitrogen	C	C	C	C	C	
Methane	C	C			C	
Ammonia	C		C	C	C	
Methanol	I	C	C	C	C	
Water	I	C		C	C[a]	C
Potassium				C		I
Sodium				C	C	I

Note: SS, stainless steel; C, compatible; I, incompatible; blank, data not available.

[a] Possible hydrogen generation.

شکل ۱-۵) وضعیت سازگاری مواد جامد با سیالات

لازم به ذکر است که انتخاب جنس بدنه صرفاً بر اساس سازگاری با سیال نیست. پس از حصول اطمینان از سازگاری بدنه و سیال باید نکات دیگری نیز مد نظر باشد. از جهت مقاومت مکانیکی به ویژه در دماهای بالا ملاحظاتی وجود دارد که باید در انتخاب جنس بدنه مورد توجه قرار گیرد. هدایت حرارتی بدنه باید تا جای ممکن بالا باشد. قیمت تمام شده باید حتی‌الامکان کم باشد.

---

[۱] *brazing*

[۲] *Non-condensable gases*

۱ ۴ ۳ محدودیت‌های انتقال حرارت

برای طراحی لوله‌گرمایی و ترموسیفون دوفازی باید توجه کرد که نرخ انتقال حرارت ممکن است از جهات مختلف با محدودیت مواجه شود. بنابراین در محاسبات طراحی باید این محدودیت‌ها را لحاظ کرد. برخی از مهمترین این محدودیت‌ها عبارتند از:

- ✓ محدودیت صوتی[۱] که مربوط به شرایطی است که سرعت جریان بخار به سرعت صوت رسیده و حالت خفگی[۲] ایجاد می‌شود.
- ✓ محدودیت جدایش قطرات مربوط به حالتی است که نیروی برشی ناشی از جریان بخار در خلاف جهت جریان مایع سبب کنده شدن قطرات[۳] مایع از روی ناحیه متخلخل و برگشت آن‌ها به سمت ناحیه چگالش شود.
- ✓ محدودیت مویینگی[۴] مربوط به شرایطی است که اختلاف فشار ناشی از مویینگی کمتر از مجموع افت فشارهای جریان مایع و بخار شود.
- ✓ محدودیت سیلان[۵] مربوط به حالتی است که جریان بخار مانع از برگشت فیلم مایع به سمت ناحیه تبخیر می‌شود.
- ✓ محدودیت جوشش[۶] زمانی رخ می‌دهد که شار حرارتی شعاعی در ناحیه تبخیر زیاد شده و جوشش در درون ناحیه متخلخل مانع از بازگشت مایع به این ناحیه شود.

لازم به ذکر است که با توجه پیچیدگی‌های عملکرد لوله‌گرمایی، علاوه بر موارد مذکور، محدودیت‌های متعدد دیگری نیز وجود دارد که به تناسب شرایط طراحی باید مد نظر باشد.

۱ ۴ مزایا و معایب

لوله‌گرمایی و ترموسیفون دوفازی مزایای متعددی دارد که مهمترین آن‌ها به شرح زیر است:

- یک سیستم انتقال حرارت غیرفعال بوده و نیاز به صرف انرژی برای انتقال حرارت ندارد.

---

[۱] *Sonic limit*

[۲] *chocking*

[۳] *entrainment limit*

[۴] *Capillary limit*

[۵] *flooding limit*

[۶] *boiling limit*

- به دلیل نداشتن اجزاء متحرک قابلیت اطمینان بالایی دارد.
- به دلیل نداشتن اجزاء متحرک سروصدا ندارد.
- ضریب انتقال حرارت آن بین منبع گرم و سرد بسیار بالاست.
- به راحتی بین دو منبع با اختلاف دمای بسیار کم (در حد چند درجه سلسیوس) کار می‌کند.
- قابلیت طراحی برای نرخ‌های انتقال حرارت مختلف را دارد.
- به دلیل اختلاف دمای بسیار کم بین ناحیه چگالش و ناحیه تبخیر، قابلیت ایجاد یک محیط هم‌دما را دارد.
- قابلیت طراحی انواع لوله گرمایی برای دمای کار از ۲۷۰- تا بالاتر از ۲۰۰۰ درجه سلسیوس وجود دارد.

عمده کاربردهای لوله گرمایی و ترموسیفون دوفازی بر اساس این رویکرد است که گرما را از یک منبع که سطح انتقال حرارت کمی دارد به یک فضای بزرگتر که سطح انتقال حرارت بیشتری دارد منتقل کند. این رویکرد مبنای کاربرد در حوزه خنک‌کاری تجهیزات الکترونیک است.

در مبادله‌کن‌های حرارتی لوله‌گرمایی، مبنای اصلی، قابلیت کار بین دو منبع با اختلاف دمای کم است. سایر انواع مبادله‌کن‌های حرارتی عموماً این قابلیت را ندارند. در واقع در سایر مبادله‌کن‌های حرارتی انتقال حرارت با سازوکارهای هدایت و جابجایی انجام می‌شود که در هر دو اختلاف دمای بین دو محیط انتقال حرارت رابطه مستقیم با نرخ انتقال حرارت دارد. بنابراین برای ایجاد یک نرخ انتقال حرارت قابل قبول نیاز به اختلاف دمای نسبتاً بالا دارند. در لوله‌گرمایی به دلیل اینکه سیال عامل در حالت اشباع قرار دارد، جذب حرارت بسیار کم از محیط (در ناحیه تبخیر) سبب جوشش تبخیر سیال عامل و حرکت آن به سمت ناحیه چگالش می‌شود. همچنین به دلیل اینکه سیال عامل در حالت اشباع قرار دارد، دفع حرارت بسیار کم به محیط (در ناحیه چگالش) سبب میعان سیال عامل و بازگشت آن به سمت ناحیه تبخیر می‌شود. به عبارت دیگر انتقال حرارت بین سیال عامل و محیط (هم در ناحیه تبخیر و هم در ناحیه چگالش) با اختلاف دمای بسیار ناچیز انجام می‌شود. با توجه به اینکه اختلاف دمای بین سیال عامل و محیط در ناحیه تبخیر بسیار کم است و همچنین اختلاف دمای بین سیال عامل و محیط در ناحیه چگالش نیز بسیار کم است، می‌توان نتیجه گرفت اختلاف دمای بین محیط ناحیه تبخیر و ناحیه چگالش نیز بسیار کم خواهد بود.

لوله‌گرمایی و ترموسیفون دوفازی باوجود همه مزایایی که دارد قطعاً راهکار بهینه در همه مسائل انتقال حرارت نیست. به عنوان مثال گاهی هزینه لوله‌گرمایی بالاتر از روش‌های دیگر انتقال حرارت است. فرآیند ساخت آن فناوری خاصی را می‌طلبد که در دسترس همه سازندگان نیست.

در ادامه این گزارش هم برای لوله‌گرمایی دارای ناحیه متخلخل و هم برای ترموسیفون دوفازی از عبارت "لوله‌گرمایی" استفاده خواهد شد زیرا اصول کلی عملکرد آن‌ها مشابه است و همچنین در متون علمی و فنی مرسوم است. به این ترتیب از تعدد اصطلاحات و در نتیجه ایجاد ابهام پیشگیری می‌شود.

۱ ۵ کاربردها

لوله‌گرمایی کاربردهای بسیار گسترده در حوزه تجهیزات الکترونیک، انرژی، تجهیزات نظامی، تهویه مطبوع، تجهیزات پزشکی، مخابرات و غیره دارد. در این بخش صرفاً به چند نمونه از کاربردهای لوله‌گرمایی اشاره خواهد شد.

یکی از مهمترین کاربردهای لوله‌گرمایی در حوزه خنک‌کاری تجهیزات الکترونیک است. لوله‌گرمایی در این کاربردها لزوما دارای ناحیه متخلخل بوده و به صورت ترموسیفون دوفازی مورد استفاده قرار نمی‌گیرد. گاهی اوقات یک یا دو لوله‌گرمایی به صورت مجزا مورد استفاده قرار می‌گیرد مانند سیستم خنک‌کاری انواع لپ‌تاپ (شکل ۱-۶).



شکل ۱-۶) لوله‌گرمایی به عنوان جزئی از سیستم خنک‌کننده لپ‌تاپ

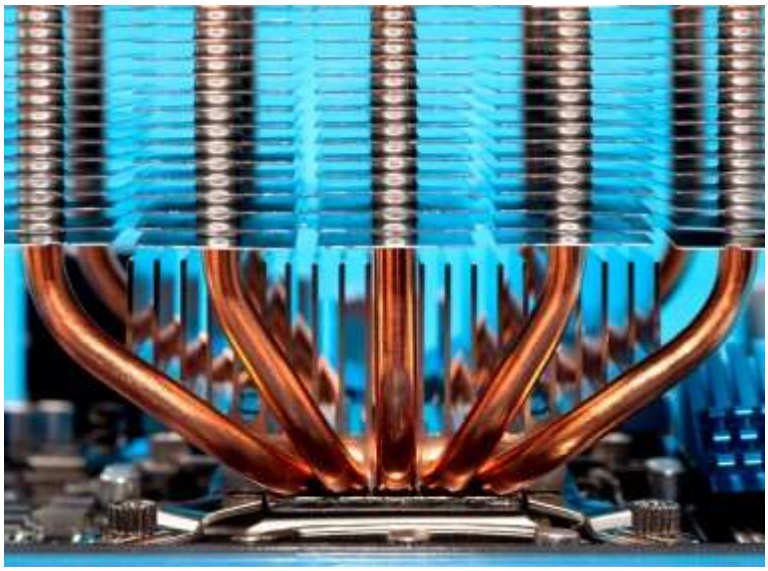
همچنین گاهی لوله‌های گرمایی به شکل یک مجموعه و یک مبادله‌کن حرارتی مورد استفاده قرار می‌گیرند مانند خنک‌کننده سی‌پی‌یو[۱] (شکل ۱-۷). در خنک‌کننده سی‌پی‌یو قسمت پایینی بر روی سی‌پی‌یو (به عنوان منبع گرما) قرار گرفته و قسمت بالایی لوله‌ها که به یک مجموعه پره[۲] متصل هستند توسط دمنده[۳] خنک می‌شود.

---

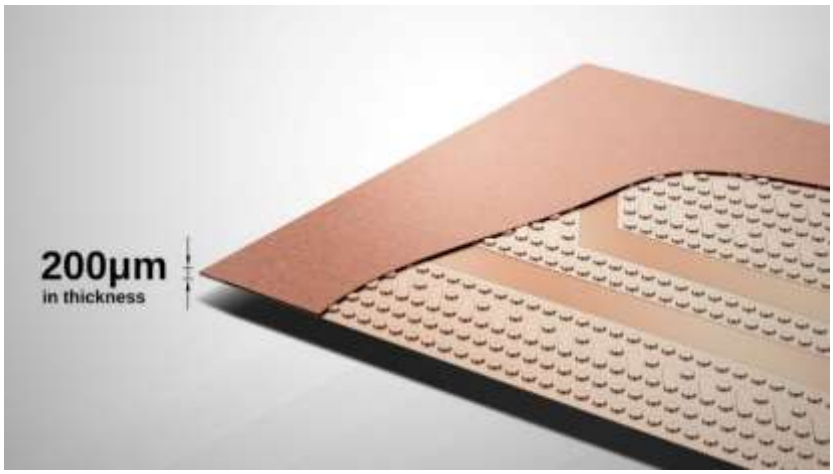
[۱] *CPU cooler*

[۲] *fin*

[۳] *fan*



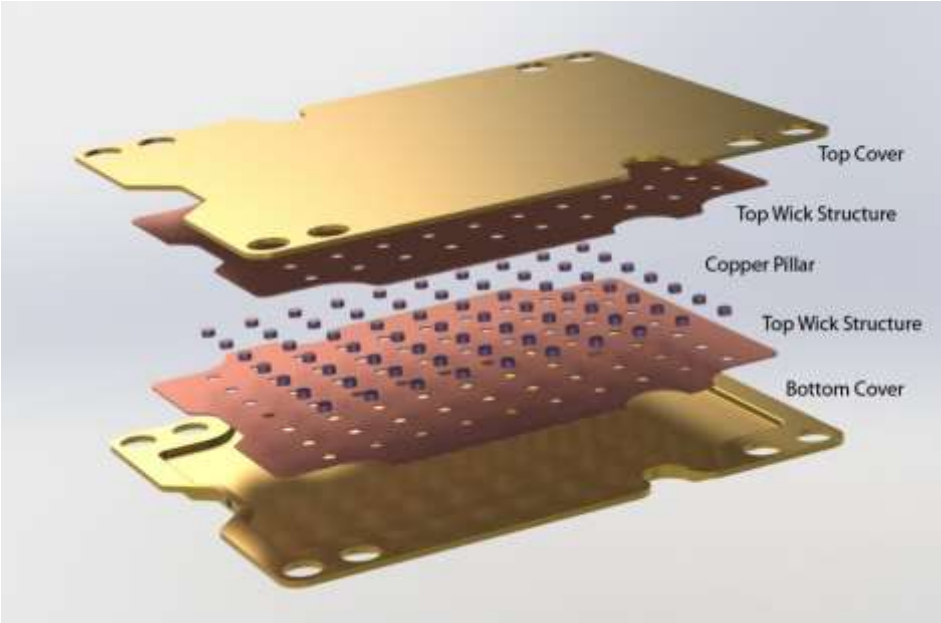
شکل ۱-۷) خنک‌کننده سی‌پی‌یو



شکل ۱-۸) محفظه بخار

یکی دیگر از تجهیزات انتقال حرارت که سازوکار مشابه لوله‌گرمایی ولی هندسه متفاوتی دارد محفظه بخار[۱] (شکل ۱-۸) است که عمدتاً برای خنک‌کاری تجهیزات الکترونیک استفاده می‌شود. محفظه بخار ضخامت بسیار کمی دارد. اجزای یک محفظه بخار در شکل ۱-۹ نشان داده شده است.

[۱] *vapor chamber*

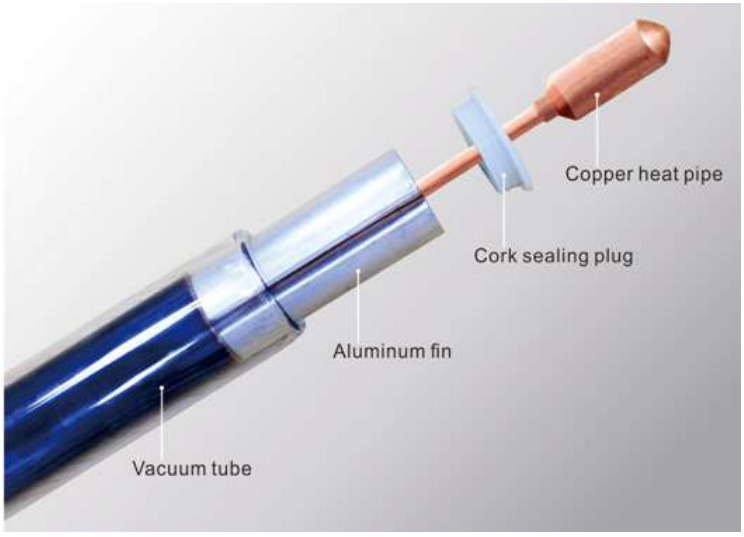


شکل ۱-۹) اجزای تشکیل دهنده محفظه بخار

آبگرمکن خورشیدی متشکل از لوله خلاء و لوله‌گرمایی (شکل ۱-۱۰) در حال حاضر پربازده‌ترین فناوری استحصال انرژی حرارتی از تابش خورشید است. این نوع آبگرمکن متشکل از تعدادی لوله شیشه‌ای دوجداره تحت خلاء است. در مرکز هر لوله دوجداره شیشه‌ای یک لوله گرمایی قرار دارد (شکل ۱-۱۱). لوله گرمایی حرارت جذب شده توسط صفحه تیره رنگ را به سرعت از فضای داخل لوله شیشه‌ای به مخزن آب گرم (قرار گرفته در بالای آبگرمکن) منتقل می‌کند.



شکل ۱-۱۰) آبگرمکن خورشیدی لوله خلاء



شکل ۱-۱۱) لوله‌گرمایی در مرکز لوله شیشه‌ای دوجداره

یک مجموعه از کاربردهای لوله‌گرمایی در قالب مبادله‌کن حرارتی است. کولر محفظه تجهیزات الکتریکی[۱] یکی از این کاربردها است. همانطور که در شکل ۱-۱۲ دیده می‌شود نوع سقفی این کولرها دارای دو قسمت است. قسمت بالایی بیرون محفظه و قسمت پایینی درون محفظه قرار می‌گیرد. هوای گرم درون محفظه به کمک دمنده از روی قسمت پایین لوله‌ها (که ناحیه تبخیر است) عبور کرده و گرما به لوله‌ها منتقل می‌شود. در قسمت بالای لوله ها (که ناحیه چگالش است) هوای خنک بیرون محفظه عبور کرده و موجب دفع حرارت می‌شود. استفاده از این این نوع کولرها

[۱] *electrical enclosure cooler*

جایگزین هواکش و صافی[1] هوا بوده و برای جلوگیری از ورود آلاینده‌ها و غبار به درون محفظه مورد استفاده قرار می‌گیرد. در واقع هوای داخل محفظه ایزوله از هوای بیرون است. این نوع کولر علاوه بر نوع سقفی نوع دیواری هم دارد که با سازوکار نسبتاً مشابه کار می‌کند.



شکل ۱-۱۲) کولر لوله‌گرمایی از نوع سقفی

مبادله‌کن حرارتی لوله‌گرمایی برای بازیافت حرارت در نیروگاه‌ها و کارخانجات صنعتی نیز مورد استفاده قرار می‌گیرد. شکل ۱-۱۳ نمونه‌ای از این نوع مبدل حرارتی را نشان می‌دهد. به کمک این تجهیز از حرارت دود و یا گازهای داغ فرآیند برای پیش‌گرمایش هوای احتراق و یا هوای مورد استفاده در فرآیندهای صنعتی استفاده می‌شود.



شکل ۱-۱۳) مبادله‌کن حرارتی لوله‌گرمایی برای بازیافت حرارت

[1] *filter*

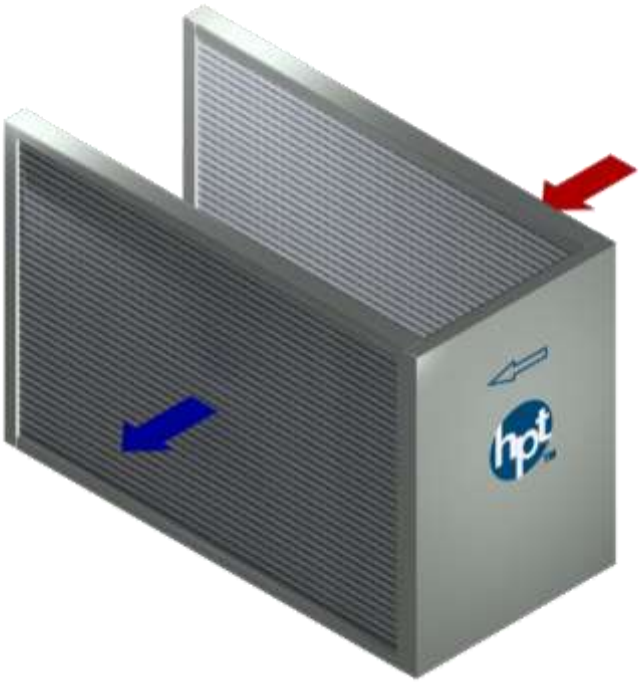
مبادله‌کن حرارتی لوله‌گرمایی در تجهیزات تهویه مطبوع نیز کاربرد دارد. تعویض هوای داخل ساختمان و جایگزینی آن با هوای تازه مستلزم اتلاف انرژی صرف شده برای هوای خروجی است. برای جلوگیری از اتلاف انرژی می‌توان از این نوع مبادله‌کن حرارتی استفاده کرد. سمتی که هوای گرم عبور می‌کند (در تابستان سمت هوای تازه) ناحیه تبخیر و سمتی که هوای سرد عبور می‌کند (در زمستان سمت هوای تازه) ناحیه چگالش است.



شکل ۱-۱۴) مبادله‌کن حرارتی لوله‌گرمایی بازیافت انرژی در تهویه مطبوع

با توجه به اینکه لوله‌ها از نوع ترموسیفون هستند برای اینکه امکان انتقال حرارت را داشته باشند باید کمی شیب داشته باشند. برای تغییر کاربری از حالت زمستانی به حالتی تابستانی کافیست جهت شیب لوله ها (که کمتر از ۱۰ درجه است) معکوس شود. شکل ۱-۱۴ یک نمونه مبادله‌کن حرارتی بازیافت انرژی در تهویه مطبوع را نشان می‌دهد.

نوع دیگر مبادله‌کن حرارتی لوله‌گرمایی مورد استفاده در تهویه مطبوع نوع U شکل است که در دو طرف کویل سرمایش قرار گرفته و موجب بهبود رطوبت‌زدایی از هوا می‌شود (شکل ۱-۱۵). با توجه به اینکه این نوع مبادله‌کن حرارتی موضوع اصلی پروژه حاضر است در فصل‌های بعد در خصوص این تجهیز به تفصیل مطالبی ارائه خواهد شد.



شکل ۱-۱۵) مبادله‌کن حرارتی لوله‌گرمایی برای بهبود رطوبت‌زدایی

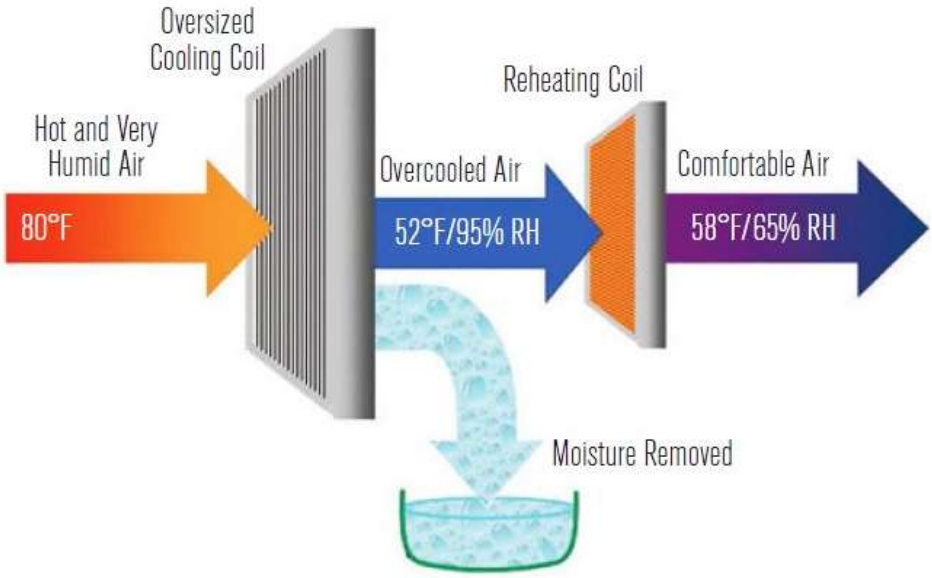
فصل ۲ بهبود رطوبت زدایی با لوله‌گرمایی

۲ ۱ مقدمه

در مناطقی با شرایط اقلیمی گرم و مرطوب و یا در مناطق مرطوب در فصل تابستان به منظور ایجاد شرایط هوای مطلوب داخل ساختمان، سامانه تهویه مطبوع باید دما و رطوبت هوا را کاهش دهد. اگر این سامانه نتواند رطوبت را به قدر کافی کاهش دهد احساس نامطلوب رطوبت هوا ساکنان ساختمان را آزار می‌دهد. همچنین بسته به کاربری ساختمان ممکن است مشکلات دیگری نیز ایجاد شود به عنوان مثال چنانچه ساختمان کاربری آزمایشگاهی داشته باشد ممکن است رطوبت بیش از حد هوا موجب اختلال کار دستگاه‌ها و یا حتی سبب خسارت به تجهیزات شود. همچنین رطوبت بیش از حد به مرور مصالح ساختمان را تخریب می‌کند. یک مشکل دیگر بالا بودن رطوبت مشکل بهداشتی ناشی از رشد انواع باکتری و قارچ در کانال‌های هوا است. در این فصل کاربرد مبادله‌کن حرارتی لوله‌گرمایی برای بهبود رطوبت‌زدایی در سامانه تهویه مطبوع مرکزی (هواساز) و همچنین تحقیقات انجام شده در این زمینه و نمونه‌های تجاری‌سازی شده معرفی می‌شود. این تجهیز یا به صورت U شکل بوده و در دو طرف کویل سرد قرار می‌گیرد (WAHP) و یا به صورت تخت و مشابه مبادله‌کن حرارتی لوله‌گرمایی مورد استفاده برای بازیافت حرارت (شکل ۱-۱۴) است.

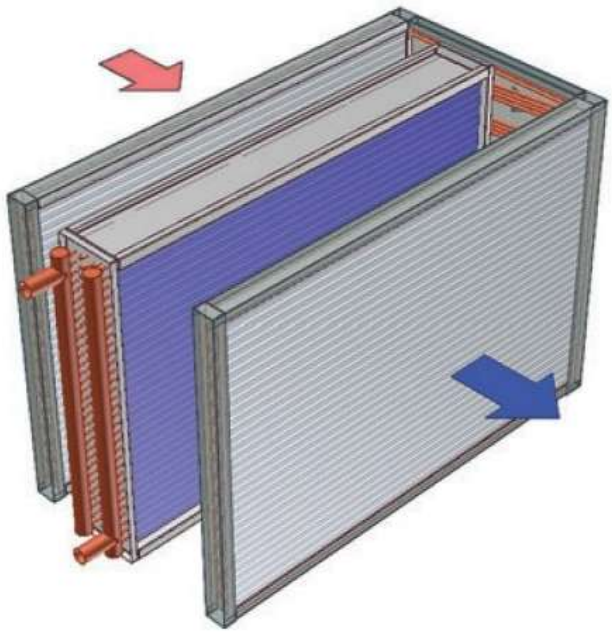
۲ ۲ اصول عملکرد رطوبت‌زدایی

در شرایط آب‌وهوایی خیلی گرم و مرطوب از طرفی برای رطوبت‌زدایی نیاز به سرمایش مضاعف هوا بوده که طبیعتاً منجر به کاهش بیش از حد دما خواهد شد و از طرف دیگر برای رساندن دمای هوا به حد مطلوب باید گرمایش مجدد صورت گیرد (شکل ۲-۱). افزایش بار سرمایشی در یک سامانه هواساز درقالب کاهش دمای کویل سرمایشی صورت می‌گیرد. سرمایش مضاعف و گرمایش مجدد که در واقع روش مرسوم ارتقاء رطوبت‌زدایی است به همراه مصرف انرژی بیشتر است.



شکل ۲-۱) بهبود رطوبت زدایی در روش مرسوم

روش جایگزین برای بهبود رطوبت‌زدایی استفاده از مبادله‌کن حرارتی لوله‌گرمایی (از نوع ترموسیفون دوفازی) است؛ وسیله‌ای که هواساز را قادر می‌سازد بدون صرف انرژی اضافی رطوبت‌زدایی بهتر و در عین حال خنک‌کاری مطلوبتری انجام دهد. لوله‌گرمایی یک فناوری ایده‌آل برای محیط های خیلی گرم و مرطوب (مانند شمال ایران در فصول گرم) است. همانطور که در شکل ۲-۲ نشان داده شده مبادله‌کن حرارتی لوله‌گرمایی رطوبت‌زدا (WAHP) در دو طرف کویل سرمایش قرار می‌گیرد.

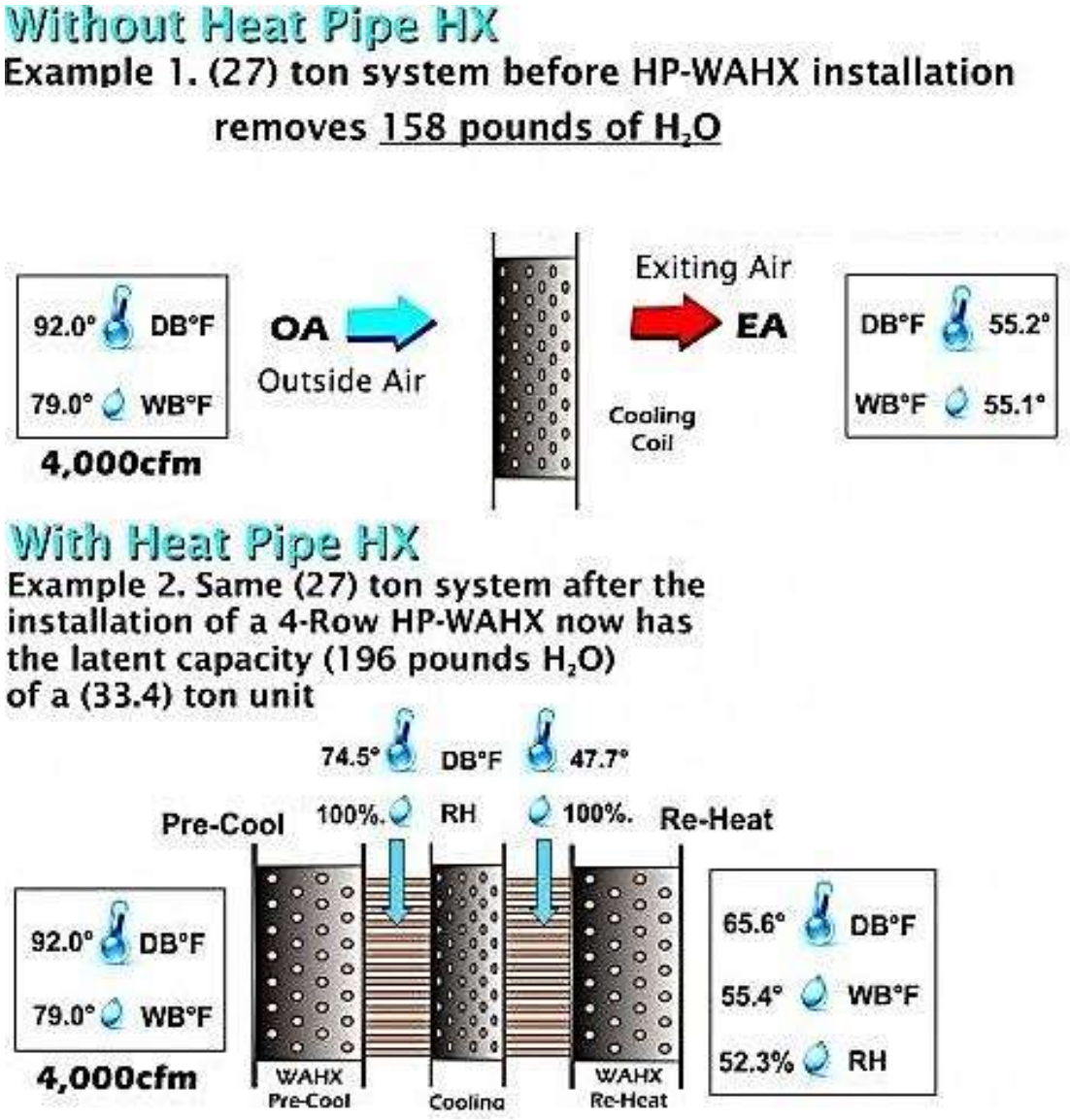


شکل ۲-۲) مبدل لوله‌گرمایی (در دو طرف) و کویل سرد (در وسط)

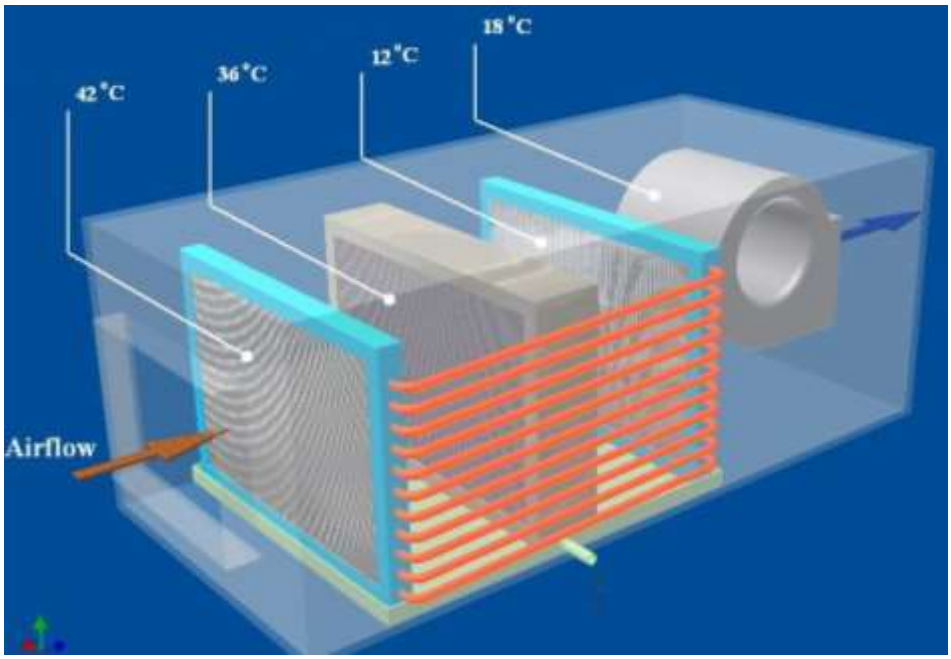
دو بخش قبل و بعد از کویل سرد به ترتیب نواحی تبخیر و چگالش لوله‌گرمایی است. هوا قبل از رسیدن به کویل، با عبور از روی ناحیه تبخیر مقداری گرما از دست می‌دهد و در واقع یک مرحله پیش‌سرمایش انجام می‌شود. در همین حین سیال عامل درون ناحیه تبخیر، بخار می‌شود. هوا پس عبور از روی این ناحیه به کویل رسیده و سرمایش بیشتری روی آن انجام می‌شود که سبب میعان رطوبت هوا و خروج آب[۱] از سامانه می‌شود. در این شرایط افزایش قابل توجه رطوبت‌زدایی نسبت به حالت عادی می‌تواند حاصل شود و رطوبت مطلق تا حد مطلوب کاهش یابد. سیال عامل تبخیر شده درون ناحیه تبخیر به سمت ناحیه چگالش جریان می‌یابد. در ناحیه چگالش، مبرد گرمای خود را به هوای عبوری می‌دهد و مجدد مایع می‌شود. سپس در اثر نیروی گرانش (ناشی از شیب لوله ها) مجدد به سمت ناحیه تبخیر بازمی‌گردد و این چرخه تکرار می‌شود. در اثر انتقال گرما از سیال عامل به هوا دمای هوا تا نقطه مطلوب افزایش می‌یابد.

شکل ۲-۳ نمونه‌ایی از افزایش رطوبت‌زدایی در اثر استفاده از WAHP را نشان می‌دهد. در این مثال رطوبت جذب شده تا ۲۴٪ افزایش یافته است. البته به تناسب شرایط آب و هوایی مقادیر بسیار بیشتر رطوبت زدایی نیز میسر است. در شکل ۲-۴ نیز مثالی از تغییرات دمای هوا در یک هواساز مجهز به لوله گرمایی نشان داده شده است. در واقع این شکل نشان می‌دهد که با استفاده از لوله‌گرمایی علاوه بر کاهش رطوبت می‌توان دمای مطلوب هوا را نیز تامین کرد. همانطور که مشاهده می‌شود کاهش دمای بیش از حد که توسط کویل ایجاد شده به وسیله ناحیه چگالش جبران می‌شود. البته باید به این نکته توجه کرد که هر چه WAHP بزرگتر باشد گرمای بیشتری را در قالب پیش‌سرمایش از هوا گرفته و در قالب بازگرمایش به هوا بدهد. به عبارت دیگر از طرفی سبب می‌شود رطوبت‌زدایی بیشتری انجام شود ولی از طرف دیگر سبب افزایش بیش از حد دمای خروجی از هواساز می‌شود که امر مطلوبی نیست. به همین دلیل باید ظرفیت WAHP در حالت بهینه طراحی شود. در این خصوص در فصل بعد بحث خواهد شد.

[۱] *drain*



شکل ۲-۳) نمونه‌ای از تاثیر WAHP بر رطوبت‌زدایی



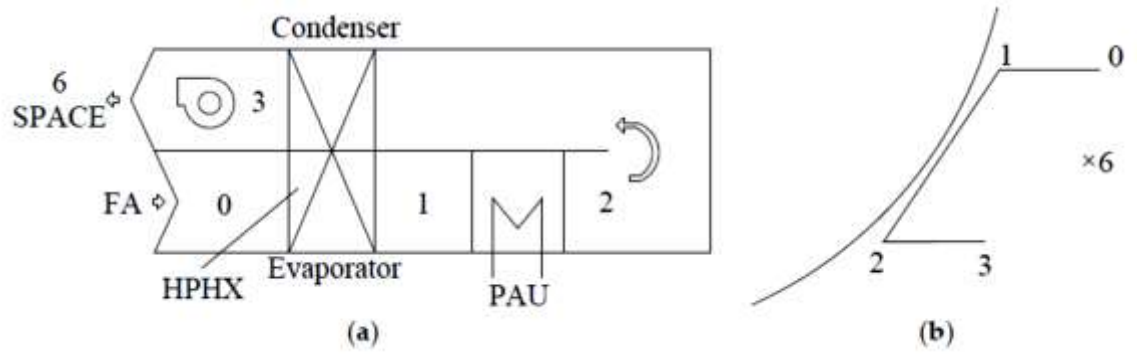
شکل ۲-۴) تاثیر لوله گرمایی بر روی دمای هوا

۲ ۳ انواع *HPHX* رطوبت‌زدایی

در این بخش انواع مبادله‌کن حرارتی لوله گرمایی (HPHX) مورد استفاده در بهبود رطوبت‌زدایی معرفی می‌شود که تفاوت اصلی آن‌ها به هندسه و جانمایی آن‌ها در مسیر جریان هوا مربوط می‌شود.

یک نوع HPHX نوع تخت[۱] است که مشابه مبادله‌کن حرارتی لوله‌گرمایی مورد استفاده برای بازیافت حرارت است. در این نوع، قسمت اواپراتور در مسیر هوای تازه ورودی به هواساز و قسمت کندانسور در مسیر هوای ورودی به ساختمان قرار می‌گیرد. به دلیل شکل هندسی این تجهیز، باید از دو کانال مجزا استفاده شود. در شکل ۲-۵ این نوع HPHX درون یک هواساز و همچنین تغییر شرایط بر روی نمودار سایکرومتریک نشان داده شده است.

[۱] *flat*



شکل ۲-۵) HPHX نوع تخت و تغییرات شرایط روی نمودار سایکرومتریک

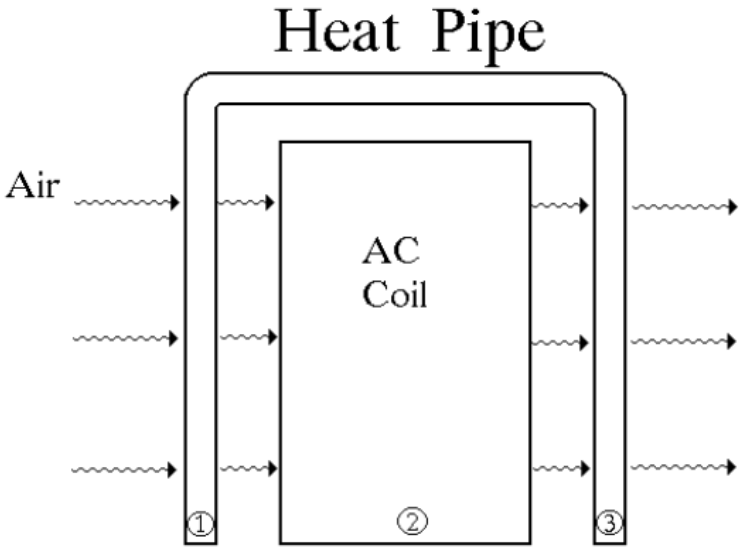
نوع دیگر HPHX مورد استفاده در رطوبت‌زدایی نوع دوبخشی[۱] است که در آن به دلیل فاصله بین کانال جریان هوای تازه و هوای ورودی به ساختمان باید HPHX به صورت دوبخشی ساخته شوند و از طریق لوله‌های رابط به هم متصل شوند (شکل ۲-۶). این نوع HPHX در شرایطی کاربرد دارد که جریان هوای گرم پایین‌تر از جریان هوای سرد واقع شده باشد.



شکل ۲-۶) HPHX دوبخشی

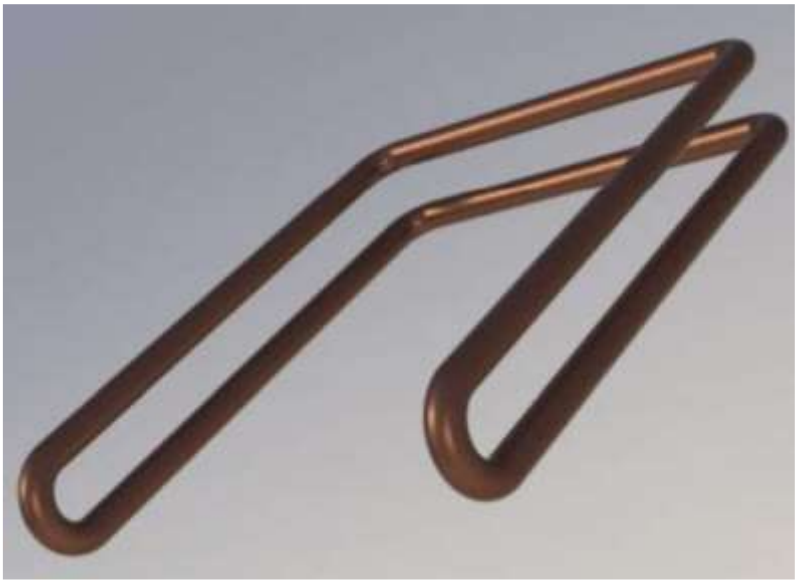
نوع دیگر HPHX که بسیار مرسوم است نوع قرارگرفته در اطراف کویل یا WAHP است که با نام‌های لوله‌گرمایی U شکل و نعل اسبی نیز شناخته می‌شود (شکل ۲-۷).

[۱] *split*



شکل ۲-۷) شماتیک WAHP

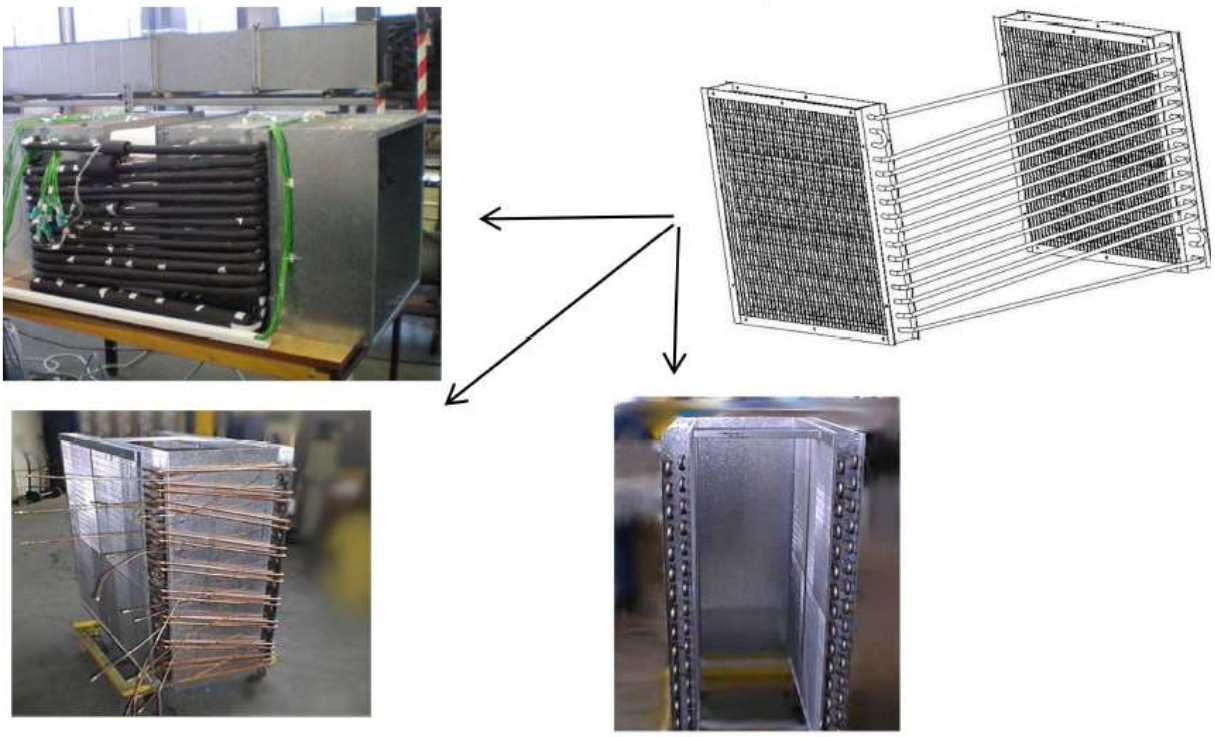
در WAHP لوله‌ها می‌توانند به شکل‌های مختلفی چیدمان و اتصال داشته باشند. یکی از انواع متداول چیدمان و اتصال لوله‌ها حالت حلقه بسته[۱] است که شامل چندین مدار بسته است و یک مدار آن در شکل ۲-۸ مشاهده می‌شود. در این نوع مدار، یک لوله مسیر جریان رفت (بخار) و یک لوله مسیر جریان برگشت (مایع) است.



شکل ۲-۸) یک مدار حلقه بسته WAHP

نمونه‌هایی از WAHP کامل متشکل از مدارهای حلقه بسته در شکل ۲-۹ مشاهده می‌شود.

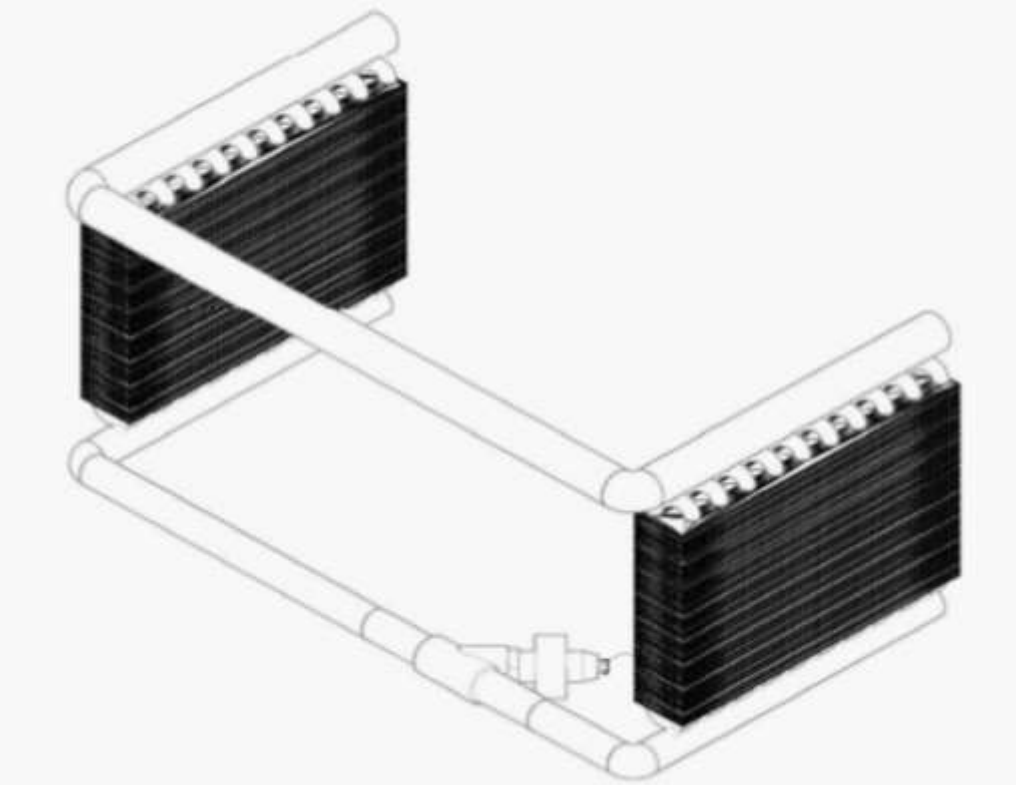
[۱] *looped*



شکل ۲-۹) نمونه‌هایی از WAHP با مدار حلقه بسته

نوع دیگر WAHP متشکل از لوله‌های فین‌دار عمودی است که از بالا و پایین به چندراهه[۱] متصل هستند (شکل ۲-۱۰). در این نوع از چیدمان، می‌توان برای هر یک از مسیر رفت و برگشت از یک یا چند (به تعداد ردیف‌ها) چندراهه استفاده کرد. قطر لوله چندراهه رفت که حامل بخار است بیشتر از چندراهه برگشت است.

[۱] *manifold*



شکل ۲-۱۰) WAHP دارای چندراهه (منیفولد)

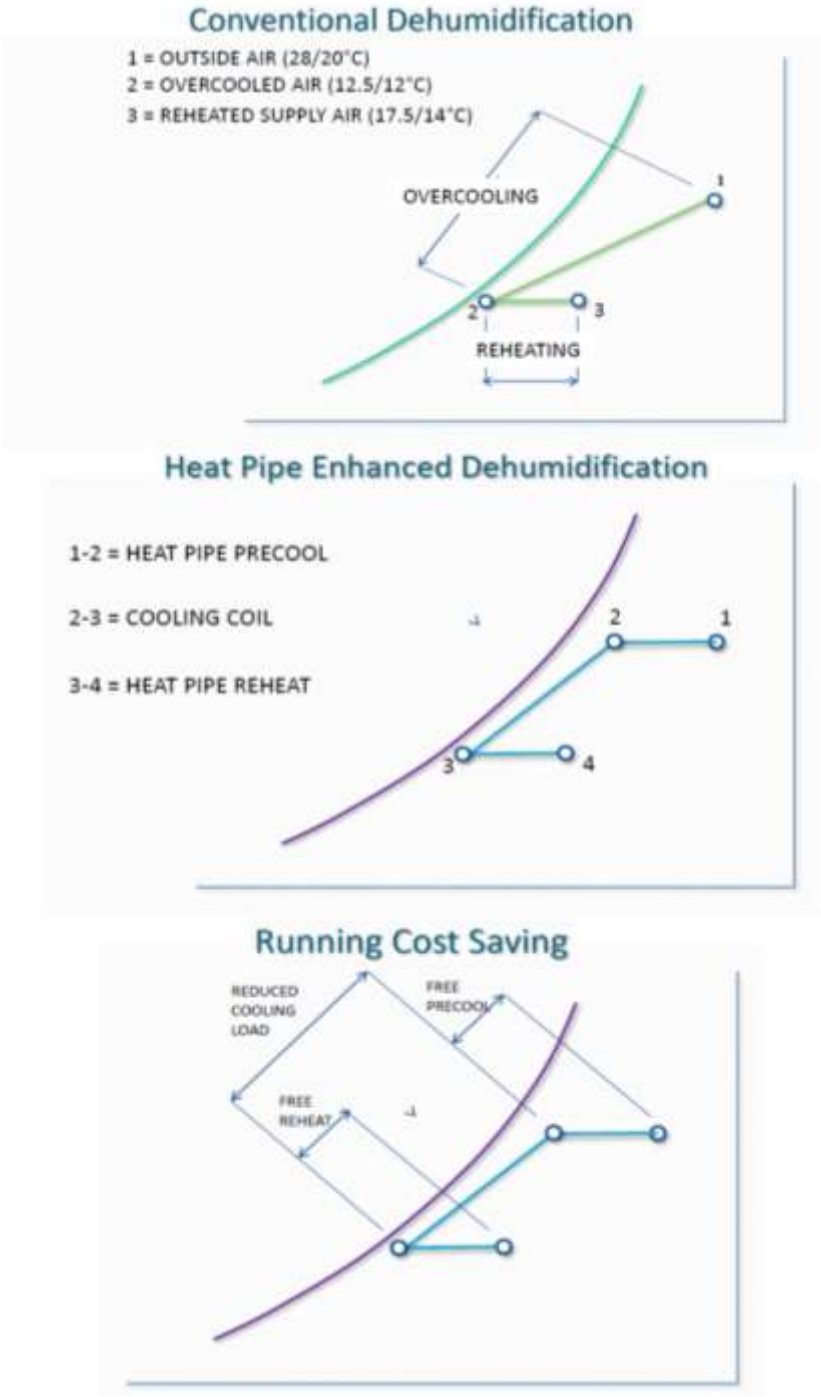
۲ ۴ مزایای استفاده از *HPHX* رطوبت‌زدایی

رطوبت زدایی با لوله‌گرمایی مزایای متعددی دارد که عبارتند از:

- ✓ افزایش راندمان رطوبت‌زدایی سامانه‌های تهویه مطبوع
- ✓ ایجاد آسایش ساکنان ساختمان از طریق کنترل رطوبت
- ✓ محافظت از مواد و تجهیزات آزمایشگاهی در مقابل رطوبت
- ✓ خشک ماندن کانال‌های هوا و ممانعت از ایجاد آلودگی های قارچی
- ✓ صرفه جویی در مصرف انرژی
- ✓ کاهش اندازه و هزینه تجهیزات مورد نیاز در تهویه مطبوع
- ✓ حذف نیاز به هیتر برای بازگرمایش (لازم به ذکر است که چنانچه در فصل زمستان نیاز به گرمایش باشد باید مانند سایر هواسازها کویل گرمایش روی هواساز نصب شود)
- ✓ عدم نیاز به صرف انرژی مکانیکی و برقی اضافه
- ✓ بدون نیاز به نگهداری
- ✓ قابلیت انطباق با هواسازهای موجود
- ✓ سازگاری با محیط زیست

۲ ۵ مقایسه ترمودینامیکی

در شکل ۲-۱۱ نمودارهای سایکرومتریک برای دو حالت رطوبت‌زدایی مرسوم و رطوبت‌زدایی با استفاده از HPHX به صورت شماتیک نشان شده است.



شکل ۲-۱۱) مقایسه نمودارهای سایکرومتریک

مشاهده می‌شود که در صورت استفاده از لوله‌گرمایی علاوه بر حذف مصرف انرژی برای بازگرمایش، بار سرمایشی برای رسیدن به نقطه مطلوب دما و رطوبت، کاهش قابل توجهی داشته است. نمودارهای سایکرومتریک مربوط به مطالعات موردی در فصل بعد ارائه خواهد شد.

۲ ۶ مروری بر پیشینه تحقیقات

در این بخش مروری بر تحقیقات پیشین در زمینه استفاده از مبادله‌کن حرارتی لوله‌گرمایی در سامانه‌های تهویه مطبوع و به ویژه برای بهبود رطوبت‌زدایی، انجام می‌شود. بخش نخست مربوط به مبادله‌کن حرارتی تخت برای کاربرد بازیافت انرژی در ساختمان بوده و بخش بعدی به موضوع رطوبت‌زدایی اختصاص یافته است.

یک فرآیند طراحی مبادله‌کن حرارتی لوله‌گرمایی بر اساس روش ε-NTU توسط آزاد و گئولا ارائه شد [7]. در این مقاله یک مدل برای محاسبات طراحی ارائه شده ولی مطالعه اعتبارسنجی مدل مذکور انجام نشده است. بیش از بیست سال بعد این فرآیند توسط نوعی [8] مورد استفاده قرار گرفت. بر این اساس یک مبادله‌کن حرارتی لوله‌گرمایی به ارتفاع ۱٫۳ متر و عرض ۰٫۴۳ متر و متشکل از شش ردیف لوله فین‌دار ساخته و آزمایش‌های تجربی توسط نوعی انجام شد. نتایج حاصله نشان می‌دهد که برای پارامتر اثربخشی[۱] (ε) مبادله‌کن حرارتی لوله‌گرمایی در سرعتهای پایین جریان هوا و نرخ‌های کمتر انتقال حرارت اختلاف قابل توجهی بین نتایج تجربی و نتایج حاصل از مدل وجود دارد. یوهارا و مرچانت یک مطالعه تجربی بر روی مبادله‌کن حرارتی لوله‌گرمایی مورد استفاده در هواساز انجام دادند [9]. در این مطالعه تاثیر دمای هوای گرم ورودی به مبادله‌کن و همچنین زاویه شیب لوله‌گرمایی (که از نوع ترموسیفون است) مورد بررسی قرار گرفت. به دلیل همه‌گیری بیماری کووید-۱۹ از اواخر سال ۲۰۱۹ و لزوم تهویه مناسب در بیمارستان‌ها هوای داخل اتاق‌ها به طور کامل تخلیه و با هوای تازه جایگزین می‌شود. در شرایطی که تنظیم دمای هوای تازه مستلزم صرف انرژی باشد، تخلیه هوای داخل بیمارستان مستلزم مصرف زیاد انرژی است. سوکارنو و همکارانش [10] به منظور بازیافت بخشی از انرژی مصرف شده برای خنک‌کاری هوای داخل ساختمان و پیش‌سرمایش هوای تازه از مبادله‌کن حرارتی لوله‌گرمایی استفاده کرده و بر اساس نتایج گزارش شده با این اقدام تا ۴۶٪ از بار انرژی تهیوه مطبوع را کاهش دادند. مبادله‌کن حرارتی لوله‌گرمایی که در تحقیقات مذکور مورد استفاده قرار گرفته مشابه شکل ۱-۱۴ است.

در ادامه مروری بر تحقیقات انجام شده در طی بیش از سی سال گذشته بر روی کاربرد مبادله‌کن حرارتی لوله‌گرمایی برای بهبود رطوبت‌زدایی انجام می‌شود. در سال ۱۹۸۸ برای نخستین بار استفاده از لوله‌گرمایی به منظور بهبود رطوبت‌زدایی توسط ختار [11] در کنفرانسی در فلوریدا مطرح شد. او همچنین دو سال بعد یک WAHP را به عنوان یک اختراع ثبت کرد [12]. در ادامه تحقیقات و توسعه کاربردهای لوله‌گرمایی در حوزه تهویه مطبوع در سال

[۱] *effectiveness*

۱۹۹۱ یک گزارش[۱] توسط یوهانسن و وست [13] از دانشگاه فلوریدا منتشر شد که به کنترل رطوبت رطوبت با لوله‌گرمایی اختصاص داشت. در این گزارش مقدار صرفه‌جویی انرژی ناشی از به‌کارگیری لوله‌گرمایی و همچنین هزینه‌های مربوط به روش‌های مختلف رطوبت‌زدایی در ایالت فلوریدا مورد بررسی قرار گرفته است. با توجه به آب‌وهوای مرطوب مالزی، در سال ۲۰۰۷ عملکرد یک مبادله‌کن حرارتی لوله‌گرمایی به منظور بهبود رطوبت‌زدایی توسط یاو [14] به صورت تجربی مورد مطالعه قرار گرفت. مبادله‌کن حرارتی لوله گرمایی از نوع تخت[۲] است. در این مطالعه تاثیر سه پارامتر دمای هوا، رطوبت نسبی و سرعت جریان هوا مورد بررسی قرار گرفت. بر اساس نتایج این مطالعه اضافه کردن مبادله‌کن حرارتی لوله گرمایی با افزایش دما و رطوبت هوای ورودی، ظرفیت رطوبت‌زدایی سامانه تهویه مطبوع افزایش می‌یابد. در سال ۲۰۰۹ یک ارزیابی اقتصادی بر روی استفاده از WAHP در سامانه تهویه مطبوع مرکزی در اقلیم گرم و مرطوب دُبی انجام شد [15]. WAHP مورد استفاده در این مطالعه از نوع حلقه بسته[۳] است که در آن مسیر جریان سیال به جای اینکه درون یک لوله باشد در دو لوله رفت و برگشت است. در مطالعه مذکور که برای یک سامانه تهویه مطبوع با دبی حجمی هوا برابر سه مترمکعب بر ثانیه انجام شده، دوره بازگشت سرمایه کمتر از دو ماه به دست آمده است. در واقع WAHP جایگزین سرمایش زیاد[۴] و المنت حرارتی بازگرمایش شده است. در سال ۲۰۱۴ یک مقاله مروری در زمینه مبادله‌کن‌های لوله‌گرمایی مورد استفاده برای بهبود رطوبت‌زدایی و سرمایش منتشر شد [16].در این مقاله انواع هندسه‌های مبادله‌کن‌های لوله‌گرمایی و انواع جانمایی‌های آن‌ها درون سامانه تهویه مطبوع مرکزی و عملکرد کلی آن‌ها بر اساس تغییرات بر روی نمودار سایکرومتریک مورد بررسی قرار گرفت. در سال ۲۰۱۵ یک مطالعه تجربی بر روی مبادله‌کن‌های لوله‌گرمایی دارای پمپ به منظور بهبود رطوبت‌زدایی انجام شد [17]. این کار جزو معدود مطالعاتی است که در آن لوله‌گرمایی دارای پمپ است زیرا اساساً یکی از مزایای اصلی لوله‌گرمایی عدم نیاز آن به پمپ است. در این تحقیق مقایسه‌ای بین نتایج حاصله با نتایج مربوط به لوله‌گرمایی بدون پمپ انجام نشده است. در سال ۲۰۱۶ مقاله‌ای در ژورنال ASHRAE منتشر شد که در آن بر اساس استاندارد ASHRAE 90.1 مروری بر WAHP به عنوان یک تجهیز خاص بازیافت انرژی انجام شده است [18]. در این مقاله تاکید شده است که در شرایطی که رطوبت‌زدایی به همراه بازگرمایش منطقی (نه چندان زیاد) مورد نظر باشد باید لوله‌گرمایی به عنوان یک گزینه اصلی مد نظر باشد. همچنین در این مقاله اشاره شده است که هرچه بازگرمایش بیشتری نیاز باشد، پیش‌سرمایش نیز بیشتر شده و در مجموع صرفه‌جویی بیشتری در مصرف انرژی صورت می‌گیرد. نهایتاً به منظور صرفه‌جویی بیشتر بر استفاده

---

[۱] *fact sheet*

[۲] *flat*

[۳] *looped*

[۴] *overcooling*

از لوله‌گرمایی قابل کنترل تاکید شده است. سازوکارهای کنترل لوله‌گرمایی در انتهای این فصل تشریح خواهد شد. در سال ۲۰۱۶ مقاله دیگری توسط ژانگ و همکارش منتشر شد که در آن استفاده از مبادله‌کن حرارتی لوله‌گرمایی برای بهبود رطوبت‌زدایی یک سامانه تهویه اختصاصی[۱] مورد استفاده در یک ساختمان آزمایشگاه مورد مطالعه تجربی و شبیه‌سازی قرار گرفت [19]. همچنین توسط همین نویسندگان کاربرد مذکور برای ساختمان دفتر کار و سینما نیز مورد مطالعه قرار گرفته است [20] و [21]. در سال ۲۰۱۷ یک مطالعه تجربی به همراه شبیه‌سازی دینامیک سیالات محاسباتی بر روی به‌کارگیری مبادله‌کن حرارتی لوله گرمایی در یک هواساز در آب‌وهوای استوایی انجام شد [22]. بر اساس نتایج حاصل از این پژوهش تا ۲۰٪ افزایش رطوبت‌زدایی و تا ۳۵٪ صرفه‌جویی در مصرف انرژی حاصل شده است. در همین سال کوم و همکارانش [23] یک نمونه WAHP را در مقیاس آزمایشگاهی به صورت تجربی مورد مطالعه قرار داده و بین ۱۵ تا ۳۱٪ بهبود رطوبت‌زدایی را به دست آوردند. همچنین در سال ۲۰۱۷ شارما و همکارانش [24] ظرفیت بهبود عملکرد سامانه سرمایش و رطوبت‌زدایی به کمک WAHP را مورد مطالعه قرار دادند. شرایط آب و هوایی استوایی در پنج شهر مختلف در هند مد نظر بوده است. همچنین در این مطالعه با احتساب صرفه‌جویی انرژی ناشی از نصب WAHP در طول سال، دوره بازگشت سرمایه بین ۹ تا ۱۱ ماه برآورد شده است. در WAHP معمولاً از آب به عنوان سیال عامل استفاده نمی‌شود. در سال ۲۰۱۸ مقاله ای منتشر شد که در آن از آب به عنوان سیال عامل استفاده شده بود [5]. در این تحقیق که به صورت تجربی انجام شده عدد شایستگی[۲] آب با R134a مقایسه و نشان داده شده است که در بازه دمای عملکرد WAHP عدد شایستگی آب بالاتر بوده و به همین دلیل مناسب‌تر است. این ادعا همچنین با مقایسه ضریب اثربخشی WAHP با دو سیال مذکور اثبات شده است. لازم به ذکر است که در حال حاضر در محصولات جدید شرکت SPC از آب به عنوان سیال عامل استفاده می‌شود. در سال ۲۰۱۸ سرکار [25] یک مطالعه تئوری پارامتریک بر روی WAHP انجام داده است. در این مطالعه دو حالت مختلف در نظر گرفته شده است؛ حالتی که بر روی ناحیه تبخیر (لوله‌های لوله‌گرمایی قبل از کویل سرمایش) چگالش صورت نگیرد و حالتی که چگالش صورت بگیرد. در این مقاله تاثیر پارامترهای دبی جریان هوا، دمای هوای ورودی، رطوبت هوای ورودی و دمای کویل مورد بررسی قرار گرفته است. او در سال ۲۰۱۹ یک رویکرد برای سامانه تهویه دارای ۱۰۰٪ هوای تازه ارائه کرد که مجهز به WAHP است و در طول سال (فصل گرم و سرد) کار می‌کند. در این رویکرد بر اساس شرایط آب و هوایی سناریوهای مختلف کنترلی اعم از رطوبت‌زدایی و رطوبت‌زنی و گرمایش و سرمایش ارائه شده است [26]. قریب به اتفاق مطالعات انجام شده بر روی WAHP با تمرکز بر روی ترموسیفون بوده است. در سال ۲۰۲۱ حکیم و همکارانش [27] از WAHP متشکل از لوله‌گرمایی دارای ناحیه متخلخل به منظور بهبود رطوبت‌زدایی در هواساز استفاده کردند.

---

[۱] *dedicated ventilation system*

[۲] *merit number*

در این مطالعه WAHP به صورت عمودی مورد استفاده قرار گرفته است. این ویژگی مختص لوله‌های دارای ناحیه متخلخل است. با این‌حال در این مقاله مزیتی در این خصوص مورد بحث نبوده و اساساً دلیل استفاده از این نوع لوله گرمایی مطرح نشده است. با توجه به اینکه لوله گرمایی دارای ناحیه متخلخل پرهزینه‌تر از ترموسیفون است قاعدتاً انتظار می‌رفت توجیهی برای به‌کارگیری این نوع لوله‌گرمایی ارائه شود.

لوله‌گرمایی علاوه بر سامانه تهویه مطبوع مرکزی، در روی کولر اسپلیت نیز مورد استفاده قرار گرفته است. در سال ۲۰۱۷ ندهاجی و موهیدین [28] از لوله‌گرمایی حلقه بسته[۱] استفاده کردند و ضریب عملکرد و رطوبت‌زدایی کولر اسپلیت را بهبود دادند. در این مطالعه که به صورت تجربی انجام شده از لوله‌گرمایی دارای ناحیه متخلخل استفاده شده است زیرا ناحیه چگالش پایین‌تر از ناحیه تبخیر قرار می‌گیرد.

۲ ۷ شرکت‌های سازنده WAHP

تعدادی از شرکت‌های فعال در زمینه ساخت WAHP عبارتند از:

- **ColmacCoil Manufacturing Inc.**

شرکت ColmacCoil یک شرکت آمریکایی سازنده انواع کویل و مبادله‌کن‌های حرارتی هوایی است. این شرکت انواع مبادله‌کن حرارتی لوله‌گرمایی از جمله WAHP را تولید می‌کند. شکل ۲-۱۲ نمونه WAHP ساخته شده در این شرکت را نشان می‌دهد.

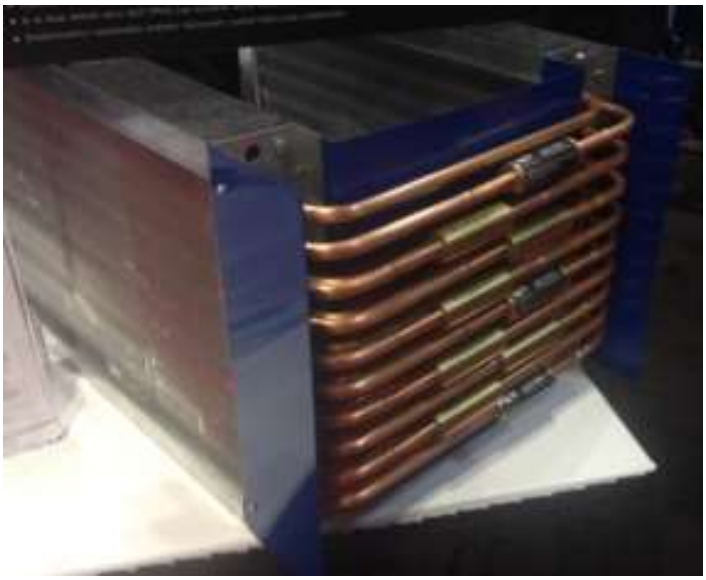


شکل ۲-۱۲) نمونه WAHP ساخت شرکت ColmacCoil

[۱] *looped heat pipe*

- **Advanced Cooling Technologies Inc. (ACT)**

شرکت ACT نیز یک شرکت آمریکایی است که انواع تجهیزات سرمایش و خنک‌کاری صنعتی را می‌سازد. این شرکت نیز انواع مبادله‌کن حرارتی لوله‌گرمایی از جمله WAHP را تولید می‌کند. شکل ۲-۱۳ نمونه WAHP ساخته شده در این شرکت را نشان می‌دهد.



شکل ۲-۱۳) نمونه WAHP ساخت شرکت ACT

- **Heat Pipe Technology Inc. (HPT)**

شرکت HPT یک شرکت آمریکایی دیگر است که برای توسعه انواع کاربردهای مبادله‌کن‌های حرارتی لوله‌گرمایی ایجاد شده است. این شرکت نیز انواع مبادله‌کن حرارتی لوله‌گرمایی مورد استفاده در سامانه‌های تهویه مطبوع از جمله WAHP را تولید می‌کند. شکل ۲-۱۴ نمونه WAHP ساخته شده در این شرکت را نشان می‌دهد.



شکل ۲-۱۴) نمونه WAHP ساخت شرکت HPT

- **SPC**

شرکت SPC یک شرکت انگلیسی است که انواع تجهیزات گرمایشی و سرمایشی را تولید می‌کند. این شرکت نیز انواع مبادله‌کن حرارتی لوله‌گرمایی مورد استفاده در سامانه‌های تهویه مطبوع از جمله WAHP را تولید می‌کند. شکل ۲-۱۵ و نمونه WAHP ساخته شده در این شرکت را نشان می‌دهد.

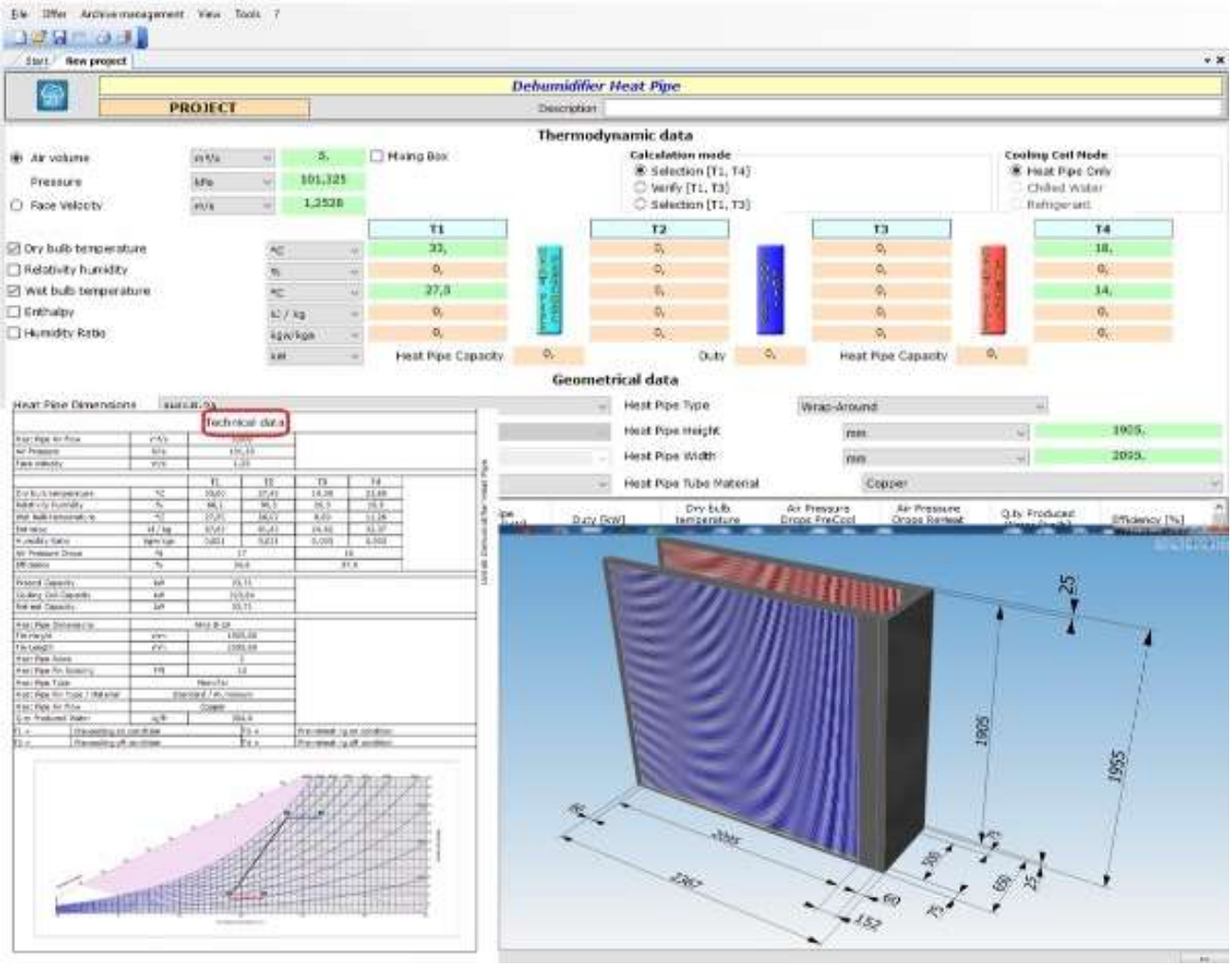


شکل ۲-۱۵) نمونه WAHP ساخت شرکت SPC

علاوه بر موارد مذکور، شرکت‌های متعدد دیگری وجود دارند که در زمینه طراحی و ساخت و تامین WAHP فعالیت دارند مانند:

- GEMAK
- SERCK
- FRITERM
- Inenrgy Tech (Thermogain)

همچنین نرم‌افزار ایتالیایی Unilab به عنوان یک نرم‌افزار معتبر طراحی کویل سامانه‌های تهویه مطبوع، ماژول محاسبات و طراحیWAHP را به نرم‌افزار خود اضافه کرده است (شکل ۲-۱۶).



شکل ۲-۱۶) ماژول طراحی WAHP در نرم‌افزار UNILAB

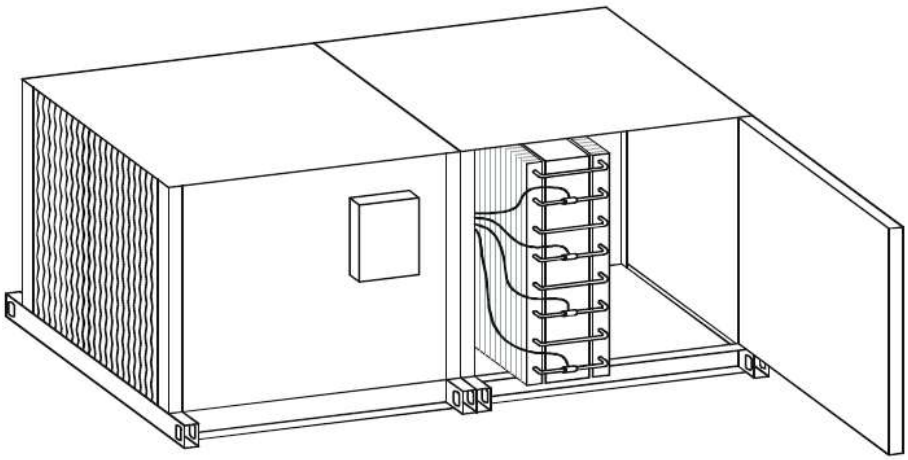
۲ ۸ سازوکارهای کنترل WAHP

برای کنترل WAHP سناریوها و سازوکارهای مختلفی وجود دارد که در این بخش به آن‌ها اشاره خواهد شد.

حالت اول WAHP بدون اعمال کنترل است. در این حالت مادامیکه اختلاف دما در دو سمت کویل سرمایش وجود داشته باشد لوله‌های گرمایی در حال انتقال حرارت هستند. اگرچه این حالت کم‌هزینه‌ترین نوع WAHP است ولی در شرایطی که نیاز به کاهش نرخ بازگرمایش باشد امکان کنترل را ندارد. به همین دلیل بر روی WAHP سازوکارهای کنترلی تعبیه می‌شود.

حالت دوم استفاده از شیر کنترل دستی است. این روش کنترل برای جاهایی مناسب است که یکبار تنظیم شیر کنترلی برای کار سامانه سرمایشی برای ساعات متوالی کفایت می‌کند مانند یک فرآیند صنعتی با بار سرمایشی و دبی هوای ثابت که طبیعتاً نیاز به بازگرمایش ثابتی دارد.

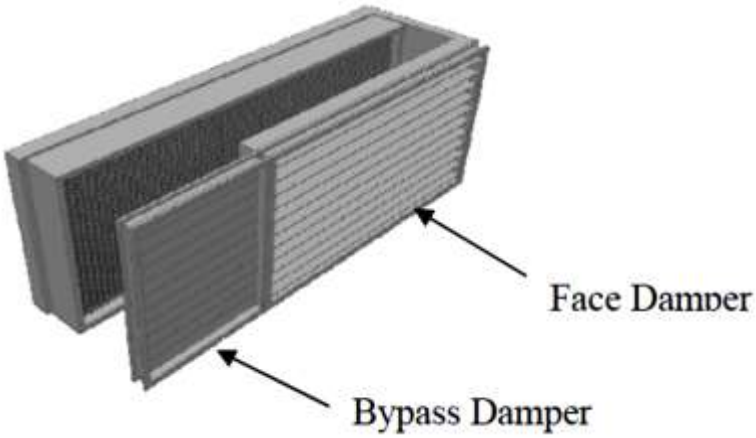
حالت سوم استفاده از شیر کنترلی برقی است. در این حالت بر روی خط مایع (خط برگشت سیال) لوله‌گرمایی شیر برقی نصب می‌شود که در حالت عادی باز است. به منظور کاهش نرخ بازگرمایش می‌توان تعدادی از شیرها را قطع کرد. در شرایطی که کاهش باز گرمایش تا ۱۰۰٪ نیاز باشد باید همه مدارها دارای شیر کنترل برقی باشند و در غیر اینصورت نصب شیر برقی کنترلی صرفاً بر روی یک تعداد مشخص از مدارها کافی است. شکل ۲-۱۷ یک WAHP را نشان می‌دهد که بر روی نیمی از مدارها شیر برقی کنترلی نصب شده است.



شکل ۲-۱۷) WAHP دارای شیر برقی

حالت چهارم کنترل دبی هوا با دمپر است. در این حالت در یک سمت (معمولاً سمت پیش‌سرمایش که قبل از کویل سرمایش است) جریان هوا با دمپر کنترل می‌شود. همانطور که در شکل ۲-۱۸ مشاهده می‌شود جریان هوا به دو قسمت تقسیم می‌شود؛ قسمتی که از روی لوله‌های گرمایی عبور می‌کند و قسمتی که کویل را دور می‌زند[۱]. هر دو قسمت دارای دمپر بوده و به تناسب نرخ بازگرمایش مورد نظر می‌توان این دمپرها را باز و بسته کرد. هرچه دمپر بای‌پس بازتر و دمپر روی لوله‌ها بسته‌تر باشد مقدار کمتری هوا از روی لوله‌ها عبور کرده و در نتیجه انتقال حرارت کمتری توسط لوله‌گرمایی انجام شده و بازگرمایش کمتر خواهد شد. همانطور که در شکل ۲-۱۸ دیده می‌شود برای اختلاط کافی جریان هوای عبوری از روی لوله‌ها و از ناحیه بای‌پس، باید فاصله کافی بین لوله‌ها و کویل سرمایش وجود داشته باشد.

[۱] *bypass*



شکل ۲-۱۸) WAHP دارای دمپر هوا

حالت پنجم استفاده از کویل سرد کمکی است. در هواسازهایی که از آب سرد در کویل سرمایش استفاده می‌کنند میتوان یک کویل کمکی بعد از قسمت بازگرمایش لوله‌گرمایی قرار داد تا تاثیر بازگرمایش را تا حد لازم کاهش دهد. چنانچه با این روش تاثیر بازگرمایش لوله گرمایی به طور کامل حذف شود باز هم در مصرف انرژی صرفه جویی شده است زیرا WAHP همچنان در نقش پیش‌سرمایش و کاهش بار سرمایشی عمل می‌کند.

حالت ششم استفاده از WAHP چندراهه خط بخار و خط مایع است (شکل ۲-۱۰). در این حالت می‌توان با استفاده از شیر برقی نصب شده در خط مایع میزان جریان سیال و در نتیجه انتقال حرارت لوله‌گرمایی را کنترل کرد. با توجه به اینکه لوله‌های چندراهه فضای قابل توجهی را اشغال می‌کنند این نوع WAHP برای کویل‌های بزرگ مناسب است زیرا در آن‌ها درصد کمتری از فضا توسط لوله‌های چندراهه اشغال می‌شود.

فصل ۳ طراحی WAHP

۳ ۱ مقدمه

در این فصل محاسبات مربوط به طراحی WAHP و همچنین محاسبات مربوط به کویل سرمایش ارائه خواهد شد. ابتدا شرایط دما و رطوبت داخل و خارج از ساختمان در شرایط طراحی مشخص می‌شود. در ادامه، روابط محاسباتی مربوط به تاثیر افزودن WAHP به هواساز ارائه شده و نتایج مورد تحلیل قرار می‌گیرند. مقایسه نتایج بر روی نمودار سایکرومتریک نیز ارائه خواهد شد. همچنین برای صحت‌سنجی فرآیند و روابط مورد استفاده در انجام محاسبات، نتایج محاسبات با نتایج حاصل از نرم‌افزار متعلق به یکی از بزرگترین شرکت‌های سازنده WAHP مقایسه خواهد شد.

۳ ۲ فرضیات و محدوده طراحی

در این پروژه طراحی WAHP شامل ابعاد کلی، مشخصات لوله‌ها، مشخصات پره‌ها و به طور کلی فقط مشخصات مبادله‌کن حرارتی مد نظر بوده و مشخصات عملکردی تک‌تک اجزاء انتقال حرارت (لوله‌گرمایی) مورد مطالعه قرار نمی‌گیرد. در واقع طراحی لوله‌گرمایی انجام نمی‌شود بلکه برای عملکرد لوله‌گرمایی فرضیاتی در نظر گرفته شده و با این فرضیات، طراحی WAHP انجام می‌شود. مهمترین فرضی که در اینجا مد نظر است این است که قسمت داخلی لوله‌گرمایی (که شامل سیال عامل است) مقاومت حرارتی ندارد زیرا بخار سیال عامل با سرعت بسیار زیاد در جریان است و حرارت، به صورت گرمای نهان تبخیر به سرعت منتقل می‌شود. این ویژگی مزیت اصلی لوله‌گرمایی نسبت به سایر انواع مبادله‌کن حرارتی است.

در این فصل فقط از WAHP برای بهبود رطوبت‌زدایی استفاده شده و نوع HPHX تخت مد نظر نیست. اگرچه با توجه به فرض فوق، محاسبات قابل تعمیم برای نوع تخت نیز می‌باشد.

کویل سرمایش در هواسازها یا از نوع کویل انبساط مستقیم[۱] (DX) واقع در یک مدار چرخه تبرید تراکمی است یا کویل آب سرد متصل به چیلر است. در این پروژه صرفاً محاسبات مربوط به کویل DX انجام می‌شود.

این پروژه به عنوان اولین و یا یکی از اولین مطالعات فنی و اقتصادی استفاده از WAHP در کشور در گام نخست بر روی WAHP بدون سازوکار کنترلی متمرکز بوده و بررسی تاثیر سازوکار کنترلی باید در پروژه های مجزا انجام شود. به دلیل کوپل شدن WAHP با کویل سرمایش و پیچیدگی‌های حل همزمان معادلات ترجیح بر این است که در این گام پیچیدگی‌های مربوط به سازوکارهای کنترلی (مانند شیر برقی کنترلی و دمپر) به معادلات اضافه نشود.

[۱] *Direct Expansion*

۳ ۳ مشخصات دما و رطوبت

۱ ۳ ۳ شرایط محیط

مساله رطوبت‌زدایی مناسب اساساً مربوط به شرایط آب و هوایی مرطوب است. در ایران نواحی ساحلی شمال و جنوب کشور در تابستان هوای گرم و به شدت مرطوبی دارند. در جدول ۳-۱ شرایط آب و هوای شهر رشت از پایان اردیبهشت تا پایان شهریور سال ۱۴۰۰ مشاهده می‌شود [29].

جدول ۳-۱) شرایط آب و هوای رشت

تاریخ	ساعت	فشار (kPa)	دما	نقطه شبنم	رطوبت مطلق (kg/kg_air)	رطوبت نسبی (٪)
1400/02/31	9:00	101.46	28	19	0.01377	58
	12:00	101.32	28	19	0.01379	58
	15:00	101.22	26	19	0.0138	65
1400/03/15	9:00	101.36	27	17	0.01212	54
	12:00	101.09	27	20	0.01473	66
	15:00	101.01	25	19	0.01383	69
1400/03/31	9:00	101.39	30	22	0.01666	62
	12:00	101.37	30	23	0.01774	66
	15:00	101.24	28	23	0.01776	74
1400/04/15	9:00	100.51	33	22	0.01681	53
	12:00	100.51	33	19	0.0139	44
	15:00	100.51	30	21	0.01578	59
1400/04/31	9:00	100.18	33	24	0.0191	59
	12:00	100.03	32	25	0.02035	67
	15:00	99.96	30	24	0.01915	70
1400/05/15	9:00	101.02	32	19	0.01383	46
	12:00	100.91	32	20	0.01476	49
	15:00	100.85	28	23	0.01783	74
1400/05/31	9:00	101.25	33	21	0.01567	49
	12:00	101.17	32	21	0.01568	52
	15:00	101.17	29	23	0.01777	70
	18:00	101.23	25	24	0.0189	94
1400/06/15	9:00	101.34	27	20	0.01469	66
	12:00	101.25	27	21	0.01567	70
	15:00	101.4	26	21	0.01564	74
1400/06/31	9:00	100.91	29	18	0.01299	52
	12:00	100.71	28	20	0.01479	62
	15:00	100.71	24	20	0.01479	78

به منظور انجام محاسبات مربوط به طراحی دو رویکرد را می‌توان اتخاذ کرد. رویکرد اول این است که یک دما و رطوبت مشخص در نظر گرفته شده و محاسبات طراحی فقط برای همین دما و رطوبت محیط انجام شود. در این

رویکرد دما و رطوبت انتخاب شده می‌تواند به نوعی نشان دهنده میانگین دما و رطوبت باشند و یا اینکه مربوط به بدترین شرایط باشند. تعریف بدترین شرایط به این بستگی دارد که حساسیت بیشتر بر روی کدام یک از پارامترهای بار سرمایش محسوس، بار سرمایش نهان و یا بار سرمایش کل باشد. رویکرد دوم این است که محاسبات برای همه ساعات کار هواساز در طول فصل گرم در نظر گرفته شود. قاعدتاً رویکرد دوم نمی‌تواند مبنای طراحی باشد زیرا به هر حال برای طراحی باید یک شرایط (دما و رطوبت) ثابت و مشخص تعریف شود ولی این رویکرد می‌تواند مبنای محاسبات صرفه‌جویی انرژی باشد. در این پروژه رویکرد اول اتخاذ شده و دمای حدود ۳۲ درجه سلسیوس و رطوبت نسبی حدود ۶۲٪ و فشار محیط ۱۰۱٫۳۲۵ کیلوپاسکال به عنوان مبنای محاسبات طراحی در نظر گرفته شده است.

برای محاسبه دمای نقطه شبنم با استفاده از فشار محیط و رطوبت مطلق می‌توان از روابط زیر استفاده کرد [30]:

$$\begin{cases} t_d = \dfrac{-(B-kT_0)+\sqrt{(B-kT_0)^2+4A(AT_0{}^2+BT_0)}}{2A} - T_0 \\ A = -\left(\dfrac{\Delta C_{plv}}{2R}\right) \\ k = \ln\left(\dfrac{P_t}{P_0}\right) + \ln\left(\dfrac{\omega}{\alpha+\omega}\right) \\ B = \dfrac{l_0+\Delta C_{plv}T_0}{R} \end{cases} \quad (۳)$$

که در آن t_d دمای نقطه شبنم بر حسب درجه سلسیوس، T_0 دمای مرجع (۲۷۳٫۱۵ کلوین)، P_0 فشار بخار اشباع در دمای T_0، P_t فشار محیط، ΔC_{plv} اختلاف ظرفیت حرارتی ویژه مایع و بخار آب (و برابر ۲٫۳۲۶ kJ/kgK)، ω نسبت جرمی بخار به هوا یا رطوبت مطلق (بر حسب kg/kg_{air})، α نسبت جرم مولکولی بخار آب به هوا (و برابر ۰٫۶۲۲) و R ثابت گاز برای بخار آب (و برابر ۰٫۴۶۱۸ kJ/kgK) است.

در شرایطی که فقط دما، رطوبت نسبی و فشار محیط مشخص است هم می‌توان از روی نمودار سایکرومتریک مقدار ω را تعیین و سپس از رابطه (۳) برای محاسبه دمای شبنم استفاده کرد و هم می‌توان مستقیماً با نرم‌افزار EES نقطه شبنم را محاسبه کرد. برای شرایط دما و رطوبت فوق‌الذکر مقدار دمای شبنم با استفاده از رابطه فوق ۲۳٫۶ و با استفاده از نرم‌افزار EES برابر ۲۵٫۷ محاسبه شده است. نقطه شبنم هوای ورودی از این جهت حائز اهمیت است که اگر خنک‌کاری هوای ورودی توسط اواپراتور لوله‌گرمایی سبب شود دما هوا از نقطه شبنم کمتر شود باید محاسبات با احتساب چگالش بر روی اواپراتور انجام شود.

۲ ۳ ۳ شرایط خروجی هواساز

در این پروژه دو حالت مختلف برای تامین هوای تازه ساختمان از طریق هواساز در نظر گرفته شده است. یک حالت مربوط به تهویه کامل و استفاده از ۱۰۰٪ هوای تازه به عنوان هوای خروجی هواساز است که در اماکنی مانند

آزمایشگاه‌های دارای سطح آلودگی بالا یا بعضی قسمت‌های بیمارستانی کاربرد دارد. حالت دیگر در نظر گرفتن ۲۵٪ هوای تازه و ۷۵٪ هوای برگشتی از داخل ساختمان است که در اماکنی مانند رستوران‌ها یا هتل‌ها کاربرد دارد. دلیل استفاده از هوای برگشتی جلوگیری حداکثری از هدر رفتن انرژی است.

تعیین دبی، دما و رطوبت هوای خروجی از هواساز بستگی به شرایط طراحی تهویه مطبوع ساختمان اعم از سطح زیربنا، تعداد نفرات حاضر در ساختمان و بارهای حرارتی ناشی از تجهیزات و تابش خورشید دارد. در این پروژه با هدف بررسی تاثیر WAHP بر رطوبت زدایی، یک حالت فرضی در نظر گرفته شده است که در آن هوا با دبی cfm ۱۲۰۰۰ و دمای حدود ۱۴ درجه سلسیوس و رطوبت نسبی حدود ۷۰٪ از هواساز خارج می‌شود. این فرض هم برای شرایط ۱۰۰٪ هوای تازه و هم ۲۵٪ هوای تازه در نظر گرفته شده است.

۴ ۳ هواساز بدون *WAHP*

در این بخش نتایج مربوط به محاسبات طراحی هواساز که به طور مرسوم در شرکت سازنده تجهیزات تهویه مطبوع با نرم‌افزار Unilab انجام می‌شود، ارائه می‌شود. دو حالت در نظر گرفته شده است. یک حالت مربوط به طراحی عملکرد معمولی هواساز با هدف تامین دمای مورد نظر بدون الزام به رطوبت‌زدایی کافی و حالت دیگر تامین هم‌زمان دما و رطوبت مطلوب است. در حالت دوم افزایش بار سرمایشی و همچنین بازگرمایش اعمال شده است.

با توجه به اینکه انتخاب دمنده و سایر اجزاء هواساز تا حدی مستقل از طراحی کویل است، در این بخش صرفاً نتایج مربوط به محاسبات کویل ارائه می‌شود.

۱ ۴ ۳ بدون رطوبت‌زدایی کافی

در شرایطی که تامین دمای حدود ۱۴ درجه سلسیوس در خروجی هواساز مد نظر باشد از یک کویل DX دارای شش ردیف و هر ردیف مشتمل بر ۳۸ لوله ۱/۲ اینچ استفاده می‌شود. شکل ۳-۱ نتایج مربوط به ۱۰۰٪ هوای تازه و شکل ۳-۲ نتایج مربوط به ۲۵٪ هوای تازه را نشان می‌دهد. همانطور که مشاهده می‌شود در هر دو حالت هوا با رطوبت نسبی بالا از هواساز خارج شده است. در شکل ۳-۲ مشاهده می‌شود که دما و رطوبت هوای ورودی به کویل تحت تاثیر اختلاط ۷۵٪ هوای برگشتی و ۲۵٪ هوای تازه به صورت دمای ۸۰٫۱ درجه فارنهایت (حدود ۲۷ درجه سلسیوس) و رطوبت ۵۵٪ است.

DIRECT EXPANSION COIL - 1/2"-Inner Grooved--ALH-Non Louvered 38T 8NR 1691A 2.5P 38NC					
Inner Grooved--ALH-Non Louvered		Coil Length	1691 mm		
Nr of Tubes per Row	38	Fin Pitch	2.50 mm		
Nr of Rows	8	Nr of Circuits	38	Tube Shape	Circular
Capacity				264.55	kW
Sensible Capacity				122.48	kW
Latent Capacity				142.07	kW
Sensible/Total Capacity Ratio				0.4630	
Quantity of Produced Water				202.4	kg/h
Exchange Surface				356.15	m²
Global Exchange Coefficient				99	W kg/(m² kJ)
DHML				7.49	kJ / kg
Fins Material / Tubes Material				Aluminium / Copper	
Fin Thickness				0.13	mm
Coil Internal Volume				55.3	l
Tubes External Diameter				0.500	in
Tubes Internal Diameter				0.461	in
Number of skipped tube				0	
AIR SIDE					
Atmospheric Pressure / Altitude				1.01 / 0.000	bar A / ft
Volumetric Air Flow				12000.0	cft/min
Mass Air Flow				51437	lb/h
Face Velocity on the Coil				526	ft/min
Inlet Air Density				1.14	kg/m³
Inlet Air Temperature				89.5	°F
Inlet Air Relative Humidity				61.50	%
Inlet Air Specific Humidity				18.19	g/kg AS
Inlet Air Enthalpy				78.74	kJ / kg
Outlet Air Temperature				56.8	°F
Outlet Air Relative Humidity				98.19	%
Outlet Air Specific Humidity				9.52	g/kg AS
Outlet Air Enthalpy				37.91	kJ / kg
Pressure Drop				1.0597	inH2O
Partial Exchange Coefficient				71	W/(m² K)
Fouling Factor				0.0000	(ftq h °F)/Btu
REFRIGERANT SIDE					
Fluid					R22
Mass Fluid Flow / Mass velocity				12815 / 395	lb/h / kg/(m² s)
Fluid Velocity (Gaseous Phase / Liquid Phase)				14.96 / 0.31	m/s
Subcooling Degrees				10.0	K
Overheating Degrees				5.0	K
Evaporating Temperature				7.1	°C
Condensing Temperature				48.5	°C
Fluid Pressure Drop				57.52	kPa
Manifold Pressure Drop				0	kPa
Total Pressure Drop Fluid Side				57.52	kPa
Partial Exchange Coefficient				3335	W/(m² K)
Fouling Factor				0.0000	(ftq h °F)/Btu

شکل ۳-۱) طراحی کویل DX هواساز با ۱۰۰٪ هوای تازه و بدون رطوبت زدایی کافی

DIRECT EXPANSION COIL - 1/2"-Inner Grooved--ALH-Non Louvered 38T 6NR 1691A 2.5P 38NC					
nner Grooved--ALH-Non Louvered		Coil Length	1691 mm		
Nr of Tubes per Row	38	Fin Pitch	2.50 mm		
Nr of Rows	6	Nr of Circuits	38	Tube Shape	Circular
Capacity				138.62	kW
Sensible Capacity				88.67	kW
Latent Capacity				49.95	kW
Sensible/Total Capacity Ratio				0.6396	
Quantity of Produced Water				71.1	kg/h
Exchange Surface				267.11	m²
Global Exchange Coefficient				93	W kg/(m² kJ)
DHML				5.59	kJ / kg
Fins Material / Tubes Material				Aluminium / Copper	
Fin Thickness				0.13	mm
Coil Internal Volume				41.5	l
Tubes External Diameter				0.500	in
Tubes Internal Diameter				0.461	in
Number of skipped tube				0	
AIR SIDE					
Atmospheric Pressure / Altitude				1.01 / 0.000	bar A / ft
Volumetric Air Flow				12000.0	cft/min
Mass Air Flow				52525	lb/h
Face Velocity on the Coil				526	ft/min
Inlet Air Density				1.17	kg/m³
Inlet Air Temperature				80.1	°F
Inlet Air Relative Humidity				55.30	%
Inlet Air Specific Humidity				11.98	g/kg AS
Inlet Air Enthalpy				57.47	kJ / kg
Outlet Air Temperature				56.7	°F
Outlet Air Relative Humidity				93.38	%
Outlet Air Specific Humidity				9.00	g/kg AS
Outlet Air Enthalpy				36.53	kJ / kg
Pressure Drop				0.6487	inH2O
Partial Exchange Coefficient				71	W/(m² K)
Fouling Factor				0.0000	(ftq h °F)/Btu
REFRIGERANT SIDE					
Fluid					R22
Mass Fluid Flow / Mass velocity				6439 / 199	lb/h / kg/(m² s)
Fluid Velocity (Gaseous Phase / Liquid Phase)				7.58 / 0.16	m/s
Subcooling Degrees				10.0	K
Overheating Degrees				5.0	K
Evaporating Temperature				6.8	°C
Condensing Temperature				43.0	°C
Fluid Pressure Drop				12.67	kPa
Manifold Pressure Drop				0	kPa
Total Pressure Drop Fluid Side				12.67	kPa
Partial Exchange Coefficient				2019	W/(m² K)
Fouling Factor				0.0000	(ftq h °F)/Btu

شکل ۳-۲) طراحی کویل DX هواساز رستوران (با ۲۵٪ هوای تازه) و بدون رطوبت زدایی کافی

۳ ۴ ۳ با رطوبت‌زدایی کافی

به منظور رطوبت‌زدایی کافی به شیوه مرسوم، کویل DX باید به قدر کافی بزرگ باشد تا بار سرمایشی کافی را تامین نماید. با توجه به اینکه سازندگان معمولاً برای یک کویل DX حداکثر هشت ردیف در نظر می‌گیرند، تعداد ردیف‌های بیشتر باید در قالب یک کویل دیگر باشد. بنابراین برای حالتی که ۱۰۰٪ هوای تازه وجود دارد از دو کویل هشت ردیفه (شکل ۳-۳ و شکل ۳-۴) و برای حالتی که ۲۵٪ هوای تازه وجود دارد از یک کویل شش ردیفه و یک کویل هشت ردیفه (شکل ۳-۵ و شکل ۳-۶) استفاده می‌شود. همچنین در هر دو حالت از یک کویل آب گرم به منظور بازگرمایش استفاده می‌شود (شکل ۳-۷). همانطور که در این شکل‌ها مشاهده می‌شود شرایط خروجی کویل اول DX همان شرایط ورودی کویل دوم و شرایط خروجی کویل دوم DX همان شرایط ورودی کویل بازگرمایش است.

DIRECT EXPANSION COIL - 1/2"-Inner Grooved--ALH-Non Louvered 38T 8NR 1691A 2.1P 38NC					
3/8"-Inner Grooved--ALH-Non Louvered		Coil Length	1691 mm		
Nr of Tubes per Row	38	Fin Pitch	2.10 mm		
Nr of Rows	8	Nr of Circuits	38	Tube Shape	Circular
Capacity				277.29	kW
Sensible Capacity				128.00	kW
Latent Capacity				149.29	kW
Sensible/Total Capacity Ratio				0.4616	
Quantity of Produced Water				212.8	kg/h
Exchange Surface				420.08	m²
Global Exchange Coefficient				92	W kg/(m² kJ)
DHML				7.16	kJ / kg
Fins Material / Tubes Material				Aluminium / Copper	
Fin Thickness				0.13	mm
Coil Internal Volume				55.3	l
Tubes External Diameter				12.70	mm
Tubes Internal Diameter				11.70	mm
Number of skipped tube				0	
AIR SIDE					
Atmospheric Pressure / Altitude				1.01 / 0.000	bar A / m
Volumetric Air Flow				12000.0	cft/min
Mass Air Flow				23331.3	kg/h
Face Velocity on the Coil				2.67	m/s
Inlet Air Density				1.14	kg/m³
Inlet Air Temperature				89.5	°F
Inlet Air Relative Humidity				61.50	%
Inlet Air Specific Humidity				18.19	g/kg AS
Inlet Air Enthalpy				78.74	kJ / kg
Outlet Air Temperature				55.3	°F
Outlet Air Relative Humidity				98.78	%
Outlet Air Specific Humidity				9.07	g/kg AS
Outlet Air Enthalpy				35.95	kJ / kg
Pressure Drop				295	Pa
Partial Exchange Coefficient				71	W/(m² K)
Fouling Factor				0.000000	(m² K)/W
REFRIGERANT SIDE					
Fluid					R22
Mass Fluid Flow / Mass velocity				5883.7 / 400	kg/h / kg/(m² s)
Fluid Velocity (Gaseous Phase / Liquid Phase)				15.18 / 0.32	m/s
Subcooling Degrees				10.0	K
Overheating Degrees				5.0	K
Evaporating Temperature				7.0	°C
Condensing Temperature				44.0	°C
Fluid Pressure Drop				58.91	kPa
Manifold Pressure Drop				0	kPa
Total Pressure Drop Fluid Side				58.91	kPa
Partial Exchange Coefficient				3391	W/(m² K)

شکل ۳-۳) طراحی کویل DX شماره یک هواساز با ۱۰۰٪ هوای تازه

DIRECT EXPANSION COIL - 1/2"-Inner Grooved--ALH-Non Louvered 38T 8NR 1691A 2.1P 19NC					
Inner Grooved--ALH-Non Louvered		Coil Length	1691 mm		
Nr of Tubes per Row	38	Fin Pitch	2.10 mm		
Nr of Rows	8	Nr of Circuits	19	Tube Shape	Circular
Capacity				66.54	kW
Sensible Capacity				29.43	kW
Latent Capacity				37.11	kW
Sensible/Total Capacity Ratio				0.4423	
Quantity of Produced Water				53.1	kg/h
Exchange Surface				420.08	m²
Global Exchange Coefficient				70	W kg/(m² kJ)
DHML				2.28	kJ / kg
Fins Material / Tubes Material				Aluminium / Copper	
Fin Thickness				0.13	mm
Coil Internal Volume				55.3	l
Tubes External Diameter				12.70	mm
Tubes Internal Diameter				11.70	mm
Number of skipped tube				0	
AIR SIDE					
Atmospheric Pressure / Altitude				1.01 / 0.000	bar A / m
Volumetric Air Flow				12000.0	cft/min
Mass Air Flow				25016.2	kg/h
Face Velocity on the Coil				2.67	m/s
Inlet Air Density				1.23	kg/m³
Inlet Air Temperature				55.3	°F
Inlet Air Relative Humidity				98.80	%
Inlet Air Specific Humidity				9.06	g/kg AS
Inlet Air Enthalpy				35.92	kJ / kg
Outlet Air Temperature				8.8	°C
Outlet Air Relative Humidity				100.00	%
Outlet Air Specific Humidity				6.94	g/kg AS
Outlet Air Enthalpy				26.34	kJ / kg
Pressure Drop				319	Pa
Partial Exchange Coefficient				71	W/(m² K)
Fouling Factor				0.000000	(m² K)/W
REFRIGERANT SIDE					
Fluid					R22
Mass Fluid Flow / Mass velocity				1414.4 / 192	kg/h / kg/(m² s)
Fluid Velocity (Gaseous Phase / Liquid Phase)				7.48 / 0.15	m/s
Subcooling Degrees				10.0	K
Overheating Degrees				5.0	K
Evaporating Temperature				6.2	°C
Condensing Temperature				44.0	°C
Fluid Pressure Drop				31.82	kPa
Manifold Pressure Drop				0	kPa
Total Pressure Drop Fluid Side				31.82	kPa
Partial Exchange Coefficient				2023	W/(m² K)

شکل ۳-۴) طراحی کویل DX شماره دو هواساز با ۱۰۰٪ هوای تازه

DIRECT EXPANSION COIL - 1/2"-Inner Grooved--ALH-Non Louvered 38T 6NR 1691A 2.1P 38NC					
Geometry	Inner Grooved--ALH-Non Louvered	Coil Length	1691 mm		
Nr of Tubes per Row	38	Fin Pitch	2.10 mm		
Nr of Rows	6	Nr of Circuits	38	Tube Shape	Circular
Capacity				140.80	kW
Sensible Capacity				90.30	kW
Latent Capacity				50.50	kW
Sensible/Total Capacity Ratio				0.6413	
Quantity of Produced Water				71.9	kg/h
Exchange Surface				315.06	m²
Global Exchange Coefficient				86	W kg/(m² kJ)
DHML				5.22	kJ / kg
Fins Material / Tubes Material				Aluminium / Copper	
Fin Thickness				0.13	mm
Coil Internal Volume				41.5	l
Tubes External Diameter				0.500	in
Tubes Internal Diameter				0.461	in
Number of skipped tube				0	
AIR SIDE					
Atmospheric Pressure / Altitude				1.01 / 0.000	bar A / ft
Volumetric Air Flow				12000.0	cft/min
Mass Air Flow				52525	lb/h
Face Velocity on the Coil				526	ft/min
Inlet Air Density				1.17	kg/m³
Inlet Air Temperature				80.1	°F
Inlet Air Relative Humidity				55.30	%
Inlet Air Specific Humidity				11.98	g/kg AS
Inlet Air Enthalpy				57.47	kJ / kg
Outlet Air Temperature				56.2	°F
Outlet Air Relative Humidity				94.51	%
Outlet Air Specific Humidity				8.97	g/kg AS
Outlet Air Enthalpy				36.20	kJ / kg
Pressure Drop				0.7224	inH2O
Partial Exchange Coefficient				71	W/(m² K)
Fouling Factor				0.0000	(ftq h °F)/Btu
REFRIGERANT SIDE					
Fluid					R22
Mass Fluid Flow / Mass velocity				6532 / 201	lb/h / kg/(m² s)
Fluid Velocity (Gaseous Phase / Liquid Phase)				7.55 / 0.16	m/s
Subcooling Degrees				10.0	K
Overheating Degrees				5.0	K
Evaporating Temperature				7.4	°C
Condensing Temperature				43.0	°C
Fluid Pressure Drop				12.84	kPa
Manifold Pressure Drop				0	kPa
Total Pressure Drop Fluid Side				12.84	kPa
Partial Exchange Coefficient				2066	W/(m² K)
Fouling Factor				0.0000	(ftq h °F)/Btu

شکل ۳-۵) طراحی کویل DX شماره یک هواساز با ۲۵٪ هوای تازه (رستوران)

DIRECT EXPANSION COIL - 1/2"-Inner Grooved--ALH-Non Louvered 38T 8NR 1691A 2.1P 19NC					
3/8"-Inner Grooved--ALH-Non Louvered		Coil Length	1691 mm		
Nr of Tubes per Row	38	Fin Pitch	2.10 mm		
Nr of Rows	8	Nr of Circuits	19	Tube Shape	Circular
Capacity				65.01	kW
Sensible Capacity				31.35	kW
Latent Capacity				33.66	kW
Sensible/Total Capacity Ratio				0.4822	
Quantity of Produced Water				48.1	kg/h
Exchange Surface				420.08	m²
Global Exchange Coefficient				70	W kg/(m² kJ)
DHML				2.21	kJ / kg
Fins Material / Tubes Material				Aluminium / Copper	
Fin Thickness				0.13	mm
Coil Internal Volume				55.3	l
Tubes External Diameter				12.70	mm
Tubes Internal Diameter				11.70	mm
Number of skipped tube				0	
AIR SIDE					
Atmospheric Pressure / Altitude				1.01 / 0.000	bar A / m
Volumetric Air Flow				12000.0	cft/min
Mass Air Flow				24974.2	kg/h
Face Velocity on the Coil				2.67	m/s
Inlet Air Density				1.22	kg/m³
Inlet Air Temperature				56.2	°F
Inlet Air Relative Humidity				94.50	%
Inlet Air Specific Humidity				8.95	g/kg AS
Inlet Air Enthalpy				36.15	kJ / kg
Outlet Air Temperature				9.0	°C
Outlet Air Relative Humidity				99.73	%
Outlet Air Specific Humidity				7.03	g/kg AS
Outlet Air Enthalpy				26.78	kJ / kg
Pressure Drop				303	Pa
Partial Exchange Coefficient				71	W/(m² K)
Fouling Factor				0.000000	(m² K)/W
REFRIGERANT SIDE					
Fluid					R22
Mass Fluid Flow / Mass velocity				1424.8 / 194	kg/h / kg/(m² s)
Fluid Velocity (Gaseous Phase / Liquid Phase)				7.47 / 0.15	m/s
Subcooling Degrees				10.0	K
Overheating Degrees				5.0	K
Evaporating Temperature				6.5	°C
Condensing Temperature				48.0	°C
Fluid Pressure Drop				32.04	kPa
Manifold Pressure Drop				0	kPa
Total Pressure Drop Fluid Side				32.04	kPa
Partial Exchange Coefficient				2036	W/(m² K)

شکل ۳-۶) طراحی کویل DX شماره دو هواساز با ۲۵٪ هوای تازه (رستوران)

HEATING COIL - 1/2"--ALH-Non Louvered 22T 1NR 715A 3.2P 11NC					
Geometry	1/2"--ALH-Non Louvered	Coil Length	715	mm	
Nr of Tubes per Row	22	Fin Pitch	3.20	mm	
Nr of Rows	1	Nr of Circuits	11	Tube Shape	Circular
Capacity			135780		Btu/h
Exchange Surface			93.121		ft²
Global Exchange Coefficient			12.47		Btu/(h ft² °F)
DTML			65.0		K
AIR SIDE					
Atmospheric Pressure / Altitude			1.01 / 0.000		bar A / ft
Volumetric Air Flow			12000.0		cft/min
Mass Air Flow			56016		lb/h
Face Velocity on the Coil			2148		ft/min
Inlet Air Density			0.077800		lb/ft³
Inlet Air Temperature			48.0		°F
Inlet Air Relative Humidity			99.58		%
Inlet Air Specific Humidity			6.95		g/kg AS
Inlet Air Enthalpy			11.37106		Btu / lb
Outlet Air Temperature			58.0		°F
Outlet Air Relative Humidity			69.02		%
Outlet Air Specific Humidity			6.95		g/kg AS
Outlet Air Enthalpy			13.80062		Btu / lb
Pressure Drop			0.7804		inH2O
Fouling Factor			0.0000		(ftq h °F)/Btu
Partial Exchange Coefficient			29.66		Btu/(h ft² °F)
FLUID SIDE					
Fluid				WATER	
Volumetric Fluid Flow			3.2		m³/h
Mass Fluid Flow			6786		lb/h
Fluid Velocity			0.74		m/s
Inlet Fluid Temperature			180.0		°F
Outlet Fluid Temperature			160.0		°F
Total Pressure Drop Fluid Side			0.148		m.c.a
Partial Exchange Coefficient			1027.88		Btu/(h ft² °F)
Fouling Factor			0.0005		(ftq h °F)/Btu
GEOMETRICAL DETAILS					
Geometry			1/2"--ALH-Non Louvered		
Nr of Rows / Nr of Tubes per Row			1 / 22		
Coil Length			715		mm
Fin Pitch			3.20		mm
Nr of Circuits			11		
Fins Material / Tubes Material			Aluminium / Copper		
Fin Thickness			0.13		mm
Coil Internal Volume			0.060		ft³
Tubes External Diameter			0.500		in
Tubes Internal Diameter			0.461		in
Number of skipped tube			0		

شکل ۳-۷) طراحی کویل آب گرم بازگرمایش

۳ ۵ طراحی هواساز دارای *WAHP*

محاسبات مربوط به WAHP وابسته به محاسبات مربوط به کویل DX است. بنابراین در این بخش ابتدا محاسبات مربوط به کویل DX سپس محاسبات مربوط به WAHP ارائه می‌شود.

۳ ۵ ۱ محاسبات کویل DX

یک نمونه کویل انبساط مستقیم (DX) در شکل ۳-۸ نشان داده شده است.



شکل ۳-۸) یک نمونه کویل DX

مبنای محاسبات کویل DX بر اساس داده‌های مربوط به کویل DX در حالتی است که فقط یک کویل وجود دارد و صرفاً کنترل دما (بدون رطوبت‌زدایی کافی) انجام می‌شده است یعنی شرایطی که در بخش ۳-۴-۱- توضیح داده شد. پارامترهای مربوط به طراحی کویل DX در جدول ۳-۲ ارائه شده است.

جدول ۳-۲) پارامترهای طراحی کویل DX

V (ft/min) سرعت جریان هوا	526
A (m^2) سطح مقطع هواساز	2.11926
number of coil rows تعداد ردیف	8
number of tubes per row تعداد لوله در هر ردیف	38
total number of tubes تعداد کل لوله‌ها	8*38=308
tube outer diameter after tube expansion (mm)	12.7
tube inner diameter after tube expansion (mm)	11.7
tube length (m) طول لوله ها	1.69
fin per inch فشردگی فین	10
P_t (mm) گام بین لوله ها در یک ردیف	33
P_l (mm) گام بین لوله ها در راستای جریان هوا	28.578
s (mm) فاصله بین دو فین مجاور	2.31
k_copper (W/mK) ضریب هدایت حرارتی مس	381
tube thickness (mm) ضخامت لوله	0.5
k_Al (W/mK) ضریب هدایت حرارتی آلومینیوم	204
fin thickness (mm) ضخامت فین	0.13
fin number تعد کل فین ها	665.353
fin length (in the air flow direction) (m) طول فین	0.228624
coil height (m) ارتفاع کویل	1.254
c_pv ($kJ/kg_{H2O}K$) ظرفیت گرمای ویژه بخار آب	1.85
c_pa ($kJ/kg_{air}K$) ظرفیت گرمای ویژه بخار هوا	1.006
c_pm (kJ/kgK) ظرفیت گرمای ویژه بخار مخلوط هوا و بخار	1.02
rho_{air} چگالی هوا	1.123
mu_{air} ویسکوزیته هوا	0.0000188
Prandtl number عدد پرانتل	0.7

پارامترهای ارائه شده در جدول ۳-۲ مربوط به طراحی مبنا هستند. در همین فصل تاثیر تغییر بعضی از این پارامترها مورد بررسی قرار خواهد گرفت. مهمترین پارامتر مربوط به کویل DX که در محاسبات WAHP موثر است، ضریب کارایی[۱] (ε)کویل است که وابسته به تعداد واحدهای انتقال[۲] (NTU) بوده و برای کویل DX که در آن C_r برابر صفر است از رابطه زیر محاسبه می‌شود [31]:

$$\varepsilon_{coil} = 1 - \exp(NTU_{coil}) \qquad (۴)$$

[۱] *effectiveness*

[۲] *Number of Transfer Units*

C_r نسبت ظرفیت‌های حرارتی سیال دو سمت مبدل حرارتی بوده و به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad , \quad C = \dot{m} c_p \tag{۵}$$

اگر سیال یک سمت در حین تبادل حرارت در حال تغییر فاز باشد، ΔT آن برابر صفر و در نتیجه C آن بی‌نهایت فرض می‌شود. در کویل DX مبرد در حال تغییر فاز بوده بنابراین ظرفیت حرارتی سمت مبرد را می‌توان بی‌نهایت فرض کرد و در نتیجه C_r برابر صفر خواهد بود.

پارامتر NTU به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \tag{۶}$$

UA در واقع معکوس جمع مقاومت‌های حرارتی بین مبرد و هوا است که با فرض عدم وجود رسوب، به صورت زیر نوشته می‌شود.

$$\frac{1}{UA} = R_i + R_w + R_o = \frac{1}{(\eta_o hA)_i} + \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi kl} + \frac{1}{(\eta_o hA)_o} \tag{۷}$$

که در آن زیرنویس‌های i و o به ترتیب مربوط به داخل و بیرون لوله است. R_i و R_o به ترتیب مقاومت حرارتی سمت داخل لوله و سمت بیرون لوله (و روی فین‌ها) هستند. R_w مقاومت حرارت دیواره لوله است. h ضریب انتقال حرارت جابجایی، A سطح انتقال حرارت، k ضریب هدایت حرارتی دیواره لوله و r_i و r_o به ترتیب شعاع داخلی و خارجی لوله هستند. η_o ضریب کارایی کلی سطح[۱] دارای فین است و از رابطه زیر به دست می‌آید.

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_t}(1 - \eta_f) \tag{۸}$$

که در آن η_f بازده فین، A_f سطح فین و A_t کل سطح انتقال حرارت است. چنانچه بازده فین نزدیک به یک باشد و یا سطح فین ناچیز باشد در هر دو صورت ضریب کارایی کلی سطح برابر با یک خواهد بود. برای محاسبه بازده فین از روابط زیر استفاده می‌شود [32]:

$$\eta_f = \frac{\tanh(ml^*)}{ml^*} \tag{۹}$$

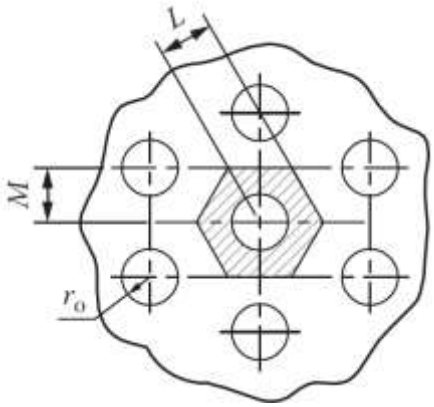
$$m = \sqrt{\frac{2h}{k_f t_f}} \tag{۱۰}$$

$$l^* = (r_e - r_o)\left[1 + \frac{t_f}{2(r_e - r_o)}\right](1 + 0.35\ln(\rho_e)) \tag{۱۱}$$

$$\rho_e = 1.27\lambda(\beta - 0.3)^{0.5} \quad , \quad \lambda = \frac{M}{r_o} \quad , \quad \beta = \frac{L}{M} \quad , \quad r_e \sim L \tag{۱۲}$$

پارامترهای L، M و r_o در شکل ۳-۹ نشان داده شده‌اند. r_e در واقع قطر فین دایره‌ای است که در فین صفحه‌ای یکپارچه تقریبا برابر L است.

[۱] *overall surface effectiveness*



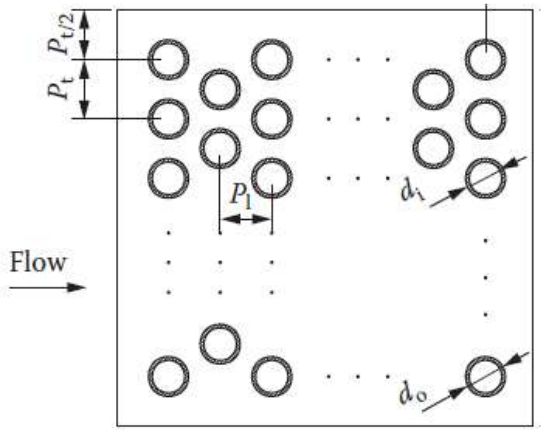
شکل ۳-۹) برخی پارامترهای مربوط به هندسه فین

ضریب انتقال حرارت جابجایی سمت مبرد و سمت هوا از داده‌های مربوط به نرم‌افزار Unilab استخراج می‌شود. با این‌حال برای محاسبه ضریب انتقال حرارت جابجایی سمت هوا از روابط زیر نیز می‌توان استفاده کرد:

$$h = jGc_pPr^{-2/3} \qquad [31] \qquad (۱۳)$$

$$\begin{cases} j_4 = 0.14Re_d{}^{-0.328}\left(\frac{P_t}{P_l}\right)^{-0.502}\left(\frac{s}{d_o}\right)^{0.0312} \\ j_{1-3} = 0.991j_4\left[2.24Re_d{}^{-0.092}\left(\frac{N_r}{4}\right)^{0.031}\right]^{0.607(4-N_r)} \end{cases} \qquad [32] \qquad (۱۴)$$

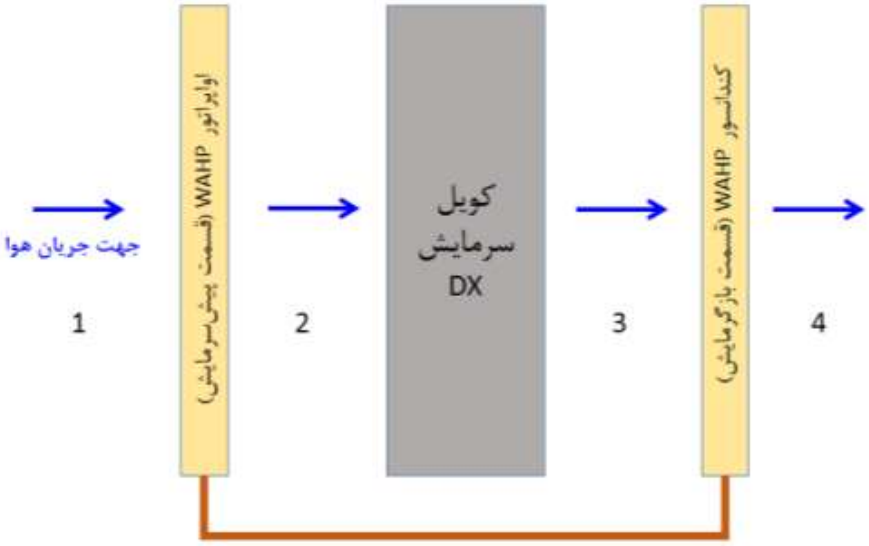
که در آن j ضریب کولبورن، G سرعت جرمی بیشینه (حاصلضرب چگالی در سرعت بیشینه)، c_p ظرفیت گرمایی ویژه هوا، Pr عدد پرانتل، j_{1-3} ضریب کولبورن برای یک تا سه ردیف، j_4 ضریب کولبورن برای چهار ردیف (و بیشتر)، N_r تعداد ردیف‌ها، Re_d عدد رینولدز جریان هوا بر اساس قطر خارجی لوله‌ها و سرعت بیشینه، P_t گام لوله‌ها در یک ردیف، P_l گام لوله‌ها در راستای جریان هوا (شکل ۳-۱۰)، s اندازه فضای خالی بین دو فین مجاور و d_o قطر خارجی لوله است.



شکل ۳-۱۰) گام لوله‌ها در فین یکپارچه

۳ ۵ ۲ محاسبات WAHP

موقعیت نقاط مختلف در مسیر جریان هوا در شکل ۳-۱۱ نشان داده شده است. در ادامه، محاسبات WAHP بر اساس دما، رطوبت و آنتالپی این نقاط ارائه خواهد شد.



شکل ۳-۱۱) موقعیت نقاط مختلف در مسیر جریان هوا از روی کویل سرمایش و WAHP

برای مبادله‌کن حرارتی لوله‌گرمایی WAHP یک ضریب کارایی به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\varepsilon_{WAHP} = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_3} \qquad [25] \qquad (۱۵)$$

که درآن t دمای حباب خشک بر حسب درجه سلسیوس است. البته این تعریف زمانی صادق است که تبادل حرارت فقط به صورت حرارت محسوس باشد. چنانچه بر روی اواپراتور چگالش بخار آب و تبادل حرارت نهان نیز وجود داشته باشد این تعریف از کارایی صحیح نیست.

با فرض اینکه مقاومت حرارتی داخل لوله‌گرمایی ناچیز است (همانطور که در بخش ۳-۲- توضیح داده شد)، مقاومت حرارتی کل WAHP برابر مجموع مقاومت حرارتی سمت هوا در ناحیه اواپراتور و کندانسور است. به دلیل اینکه هم مشخصات هندسی و هم دبی هوا در ناحیه اواپراتور و کندانسور یکسان است، مقاومت حرارتی سمت اواپراتور و کندانسور یکسان خواهد بود.

$$R = \frac{1}{(UA)_{WAHP}} = R_e + R_c = 2R_e \qquad (۱۶)$$

$$R_e = \frac{1}{(UA)_e} \qquad (۱۷)$$

$$(UA)_{WAHP} = \frac{(UA)_e}{2} \rightarrow (NTU)_{WAHP} = \frac{(NTU)_e}{2} \quad , \quad (NTU)_e = \frac{(UA)_e}{C_{min}} \qquad (۱۸)$$

$$(UA)_e = \frac{1}{R_o + R_w} \qquad (۱۹)$$

C_{min} در واقع ظرفیت حرارتی جریان هوا است. R_o و R_w مانند رابطه (۷) محاسبه می‌شوند. برای محاسبه R_o باید سطح لوله و فین و بازده فین محاسبه شود که مشابه محاسبات مربوط به کویل DX است. برای محاسبه ε_{WAHP} باید مشخص باشد که جریان هوا بر روی WAHP به صورت جریان موازی[۱] در نظر گرفته می‌شود یا جریان مخالف[۲]. برای جریان موازی از رابطه

$$\varepsilon_{WAHP,parallel} = \frac{1-\exp[-(NTU)_{WAHP}(1+C_r)]}{1+C_r} \quad (۲۰)$$

و برای جریان مخالف از رابطه

$$\varepsilon_{WAHP,counter} = \frac{(NTU)_{WAHP}}{1+(NTU)_{WAHP}} \quad (۲۱)$$

استفاده می‌شود [31]. لازم به ذکر است که بر اساس محاسبات انجام شده برای تعداد ردیف‌های کمتر از شش، ε_{WAHP} در جریان موازی و مخالف تفاوت زیادی ندارد.

دمای هوا بعد از کویل سرمایش (t_3) بستگی به دمای هوا قبل از کویل سرمایش (t_2)، دمای شبنم سطح کویل[۳] (t_{adp}) و فاکتور بایپس[۴] کویل (BF_{coil}) دارد.

$$t_3 = (1 - BF_{coil})t_{coil} + BF_{coil}.t_2 \quad (۲۲)$$

t_{coil} در یک کویل DX همان دمای سطح کویل است که به صورت ثابت و یکنواخت فرض می‌شود. BF_{coil} ضریبی است که میزان عدم تاثیرپذیری هوای عبوری از کویل را نشان می‌دهد. هرچه این ضریب به صفر نزدیک‌تر باشد به این معناست که هوای عبوری تماس و انتقال حرارت بهتری با سطح کویل داشته است. برای محاسبه BF_{coil} می‌توان از رابطه زیر استفاده کرد:

$$BF_{coil} = 1 - \varepsilon_{coil} = \exp(-NTU_{coil}) \quad (۲۳)$$

که در آن NTU_{coil} از رابطه (۶) محاسبه می‌شود.

فرض می‌کنیم تاثیر BF_{coil} بر روی دما و رطوبت به یک میزان است. این فرض زمانی صادق است که تغییر از شرایط هوای ورودی به شرایط هوای خروجی را بر روی نمودار سایکرومتریک بتوانیم تقریباً به صورت یک خط در نظر بگیریم.

$$\omega_3 = (1 - BF_{coil})\omega_{coil} + BF_{coil}.\omega_2 \quad (۲۴)$$

که در آن ω_{coil} رطوبت مطلق هوا در t_{coil} است. برای محاسبه ω_{coil} از رابطه زیر استفاده می‌شود.

---

[۱] *parallel flow*

[۲] *counter flow*

[۳] *apparatus dew point temperature*

[۴] *coil bypass factor*

$$\omega_{coil} = \frac{\alpha . P_{t_{coil}}}{P_t - P_{t_{coil}}} \qquad [25] \qquad (۲۵)$$

که در آن P_t فشار محیط و α نسبت جرم مولی آب به جرم مولی هوای خشک است.

همچنین $P_{t_{coil}}$ فشار بخار اشباع در t_{coil} است که از رابطه کلازیوس- کلاپیرون بهبودیافته[۱] محاسبه می‌شود:

$$P_{t_{coil}} = P_0 \left[\left(\frac{T_{coil}}{T_o}\right)^{-\left(\frac{\Delta c_{plv}}{R}\right)} \right] exp \left[\left(\frac{l_o + \Delta c_{plv} . T_o}{R} \right) . \left(\frac{1}{T_o} - \frac{1}{T_{coil}} \right) \right] \qquad [25] \qquad (۲۶)$$

که در آن T_{coil} دمای سطح کویل بر حسب کلوین، T_o برابر ۲۷۳,۱۵ کلوین، P_0 فشار بخار اشباع در دمای T_o، Δc_{plv} اختلاف ظرفیت گرمایی ویژه مایع و بخار آب و برابر ۲,۳۲۶ kJ/kgK، l_o حرارت نهان تبخیر آب و R ثابت گاز برای بخار آب است. l_o در بازه دمای صفر تا ۵۰ درجه سلسیوس از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$l_o = (-2.3705)t + 2500.7 \qquad (۲۷)$$

برای محاسبه آنتالپی (در واحد جرم هوا) در نقاط ۱ تا ۴ (شکل ۳-۱۱) از روابط زیر استفاده می‌شود:

$$q_1 = c_{pa} . t_1 + \omega_1 (l_o + c_{pv} . t_1) \qquad (۲۸)$$

$$q_2 = q_1 - c_{pm} (t_4 - t_3) \qquad (۲۹)$$

$$q_3 = c_{pa} . t_3 + \omega_3 (l_o + c_{pv} . t_3) \qquad (۳۰)$$

$$q_4 = q_3 + c_{pm} (t_4 - t_3) \qquad (۳۱)$$

که در آن c_{pm} ظرفیت گرمایی ویژه مخلوط هوا و بخار و در حدود ۱,۰۲ kJ/kgK است. T_{coil} برابر دمای اواپراتور که که برای طراحی کویل DX در نرم‌افزار unilab استفاده می‌شود، در نظر گرفته شده است.

در این بخش فرض بر این است که روی اواپراتور WAHP چگالش اتفاق نمی‌افتد در غیر اینصورت روابط محاسباتی کمی تغییر خواهند کرد.

۳ ۶ نتایج محاسبات WAHP

نتایج محاسبات مربوط به کویل DX و WAHP مربوط به هواساز دارای ۱۰۰٪ هوای تازه که در آن به کمک WAHP رطوبت‌زدایی بهبود یافته، در جدول ۳-۳ ارائه شده است. مشخصات هندسی کویل DX مانند کویل DX شماره یک در حالت رطوبت‌زدایی مرسوم است (شکل ۳-۳). محاسبات مشابهی برای هواساز دارای ۲۵٪ هوای تازه نیز انجام شده است.

در جدول ۳-۳ مجموعاً ۱۰ حالت مختلف ارائه شده است. در قسمت بالای جدول مشخصات کویل DX شامل دمای سطح کویل، سرعت جریان هوا، تعداد ردیف‌ها، تعداد لوله‌ها در هر ردیف و فشردگی فین ارائه شده است. در ادامه مشخصات WAHP شامل تعداد ردیف‌ها، تعداد لوله‌ها در هر ردیف و فشردگی فین مشاهده می‌شود. در قسمت

[۱] *modified Clausius-Clapeyron equation*

پایین جدول دما و رطوبت نسبی هوای خروجی از هواساز و همچنین نرخ انتقال حرارت انجام شده توسط WAHP ارائه شده است. همچنین مشخصات دما و رطوبت در نقاط ۱ تا ۴ (مطابق شکل ۳-۱۱) برای حالت‌های شماره ۲ و ۱۰ ارائه شده است. ستون آبی رنگ که مربوط به حالت یک است در واقع به عنوان یک حالت مبنا بوده و تغییرات مربوط به حالت‌های دیگر نسبت به حالت مبنا (حالت یک) با رنگ نارنجی نشان داده شده است. پارامترهای خروجی محاسبات شامل دما و رطوبت هوای خروجی از هواساز و نرخ انتقال حرارت WAHP مبنای فنی انتخاب WAHP است. البته ملاحظات اقتصادی نیز برای انتخاب نهایی باید مد نظر باشد.

جدول ۳-۳) نتایج محاسبات هواساز با ۱۰۰٪ هوای تازه

case number		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
DX coil	evap. Temp. (C)	6.5	6	5.5	6.5	6	6	5	5	6	7
	V (ft/min)	526	526	526	526	526	526	526	526	526	526
	number of rows	38	38	38	38	38	38	38	38	38	38
	tubes per row	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8
	fin per inch	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10
WAHP	number of rows	2	2	2	1	1	3	3	2	2	2
	tubes per row	38	38	38	38	38	38	38	38	38	38
	fin per inch	10	10	10	10	10	10	10	12	12	10
	w1		0.01839								0.01839
	T1		31.9								31.9
	w2		0.01839								0.01839
	T2		25.8								26
	w3		0.00793								0.00826
	T3		9.5								10.3
	w4		0.00793								0.00826
outputs	T4	15.9	15.6	15.2	14.1	13.7	16.9	16.3	15.6	16.2	16.2
	RH 4	73%	73%	73%	82%	82%	68%	68%	71%	71%	74%
	WAHP heat rate (kW)	38.9	39.6	40.4	24.9	25.2	49.7	51.6	46.2	44.5	38

RH رطوبت نسبی است. همانطور که در جدول ۳-۳ مشاهده می‌شود پارامترهای متغیر عبارتند از دمای سطح کویل DX، تعداد ردیف‌ها و فشردگی فین WAHP. بر اساس نتایج این جدول، بیشترین نرخ انتقال حرارت WAHP مربوط به حالتی است که کمترین دمای سطح کویل DX و بیشترین سطح انتقال حرارت WAHP را داشته باشیم (یعنی حالت شماره ۷). با اینحال افزایش سطح انتقال حرارت WAHP به دلیل افزایش میزان بازگرمایش، سبب افزایش دمای خروجی می‌شود.

در حالت مرسوم برای بهبود رطوبت‌زدایی از افزایش بار کویل سرمایش و استفاده از کویل بازگرمایش استفاده می‌شود. برای بررسی تاثیر استفاده از WAHP، حالت مرسوم و حالتی که فقط از WAHP برای بهبود رطوبت‌زدایی استفاده می‌شود را مقایسه می‌کنیم. هواساز طراحی شده برای تامین هوا با دما و رطوبت مناسب دارای کویل DX با

تعداد ردیف‌های زیاد است. البته به دلیل اینکه معمولاً کویل DX بیشتر از هشت ردیف ساخته نمی‌شود بنابراین کویل‌های با تعداد ردیف بیشتر عملاً به صورت دو کویل مجزا و دارای دو مدار چرخه تبرید مجزا هستند. مشخصات کویل‌های طراحی شده برای حالت مرسوم در هواساز با ۱۰۰٪ و ۲۵٪ هوای تازه در شکل ۳-۳ تا شکل ۳-۷ ارائه شده است. برای حالتی که WAHP وجود دارد فقط از کویل DX شماره یک هر یک از دو هواساز استفاده شده است.

با تغییر پارامترهای مختلف مانند تعداد ردیف، تعداد لوله در هر ردیف و فشردگی فنی، برای WAHP طراحی‌های مختلفی می‌توان انجام داد. برای مقایسه عملکرد دو حالت مرسوم و WAHP، یک نمونه طراحی WAHP برای ۱۰۰٪ هوای تازه و یک نمونه برای ۲۵٪ هوای تازه مورد استفاده قرار می‌گیرد. مشخصات فنی کویل DX و WAHP مورد استفاده در جدول ۳-۴ و جدول ۳-۵ ارائه شده است.

جدول ۳-۴) مشخصات کویل DX و WAHP منتخب مربوط به هواساز دارای ۱۰۰٪ هوای تازه

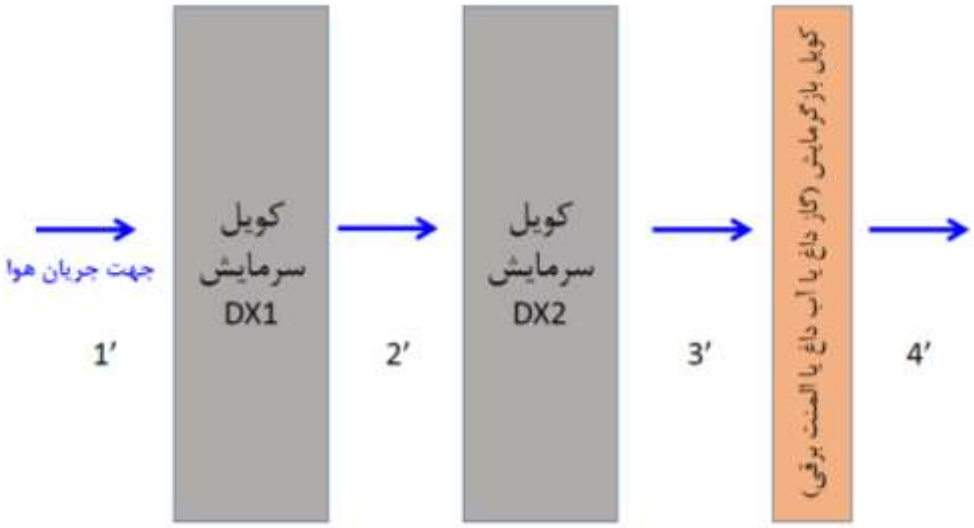
DX coil	evap. Temp. (C)	6
	V (ft/min)	526
	number of rows	38
	tubes per row	8
	fin per inch	10
WAHP	number of rows	2
	tubes per row	38
	fin per inch	10
	w1	0.01839
	T1	31.9
	w2	0.01839
	T2	25.8
	w3	0.00793
	T3	9.5
	w4	0.00793
outputs	T4	15.6
	RH 4	73%
	WAHP heat rate (kW)	39.6

جدول ۳-۵) مشخصات کویل DX و WAHP منتخب مربوط به هواساز دارای ۲۵٪ هوای تازه

DX coil	evap. Temp.	6.5
	V (ft/min)	526
	number of rows	6
	number of tubes per row	38
	fin per inch	12
WAHP	number of rows	2
	number of tubes per row	38
	fin per inch	14
	w1	0.01213
	T1	26.7
	w2	0.01213

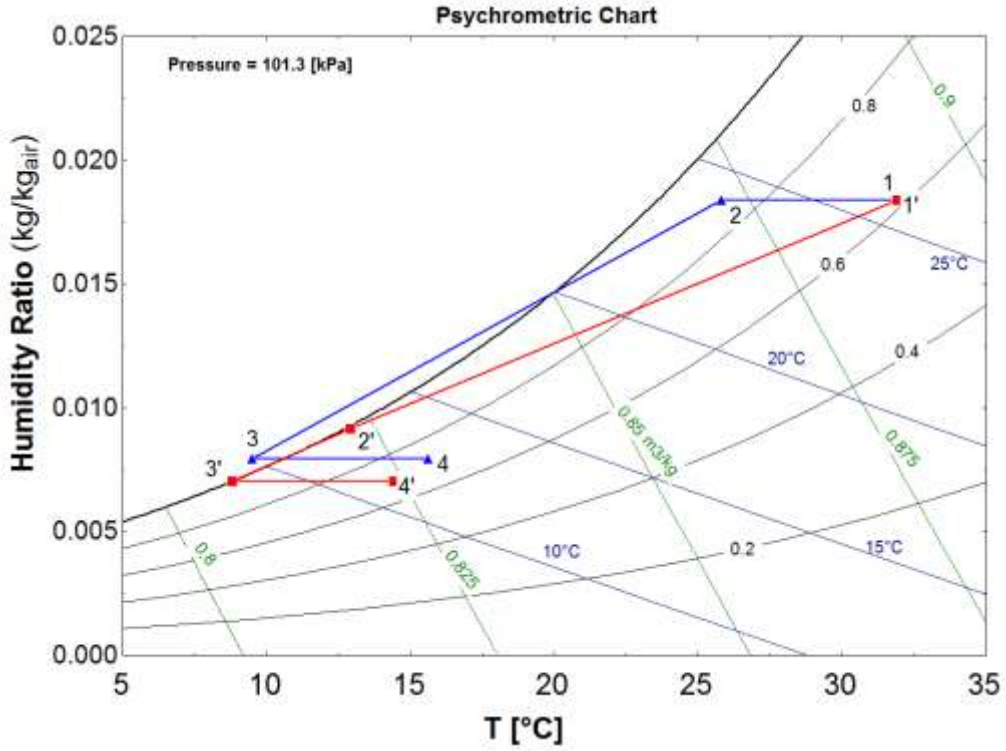
	T2	21
	w3	0.00726
	T3	9.6
	w4	0.00726
outputs	T4	15.3
	RH 4	68%
	WAHP heat rate (kW)	36.7

شرایط دما و رطوبت هوا مربوط به نقاط مختلف نشان داده شده در شکل ۳-۱۱ و شکل ۳-۱۳، بر روی نمودار سایکرومتریک ترسیم شده است (شکل ۳-۱۳ و شکل ۳-۱۴). در نمودارهای سایکرومتریک خطوط قرمز رنگ مربوط به حالت مرسوم رطوبت‌زدایی و خطوط آبی رنگ مربوط به WAHP است. در شکل ۳-۱۳ نقطه ۳ بر اساس دما و رطوبت مطلق محاسبه شده با رابطه (۲۴) نمایش داده شده است. با توجه به اینکه در این رابطه از BF_{coil} استفاده شده و BF_{coil} نیز خود از رابطه (۲۳) محاسبه می‌شود بنابراین مقداری خطا در محاسبات وارد می‌شود. در عمل نقطه ۳ نمی‌تواند حد اشباع را رد کرده و در خارج از محدوده نمودار باشد. بنابراین موقعیت صحیح نقطه ۳، محل تقاطع خط ۳-۴ با منحنی اشباع است.

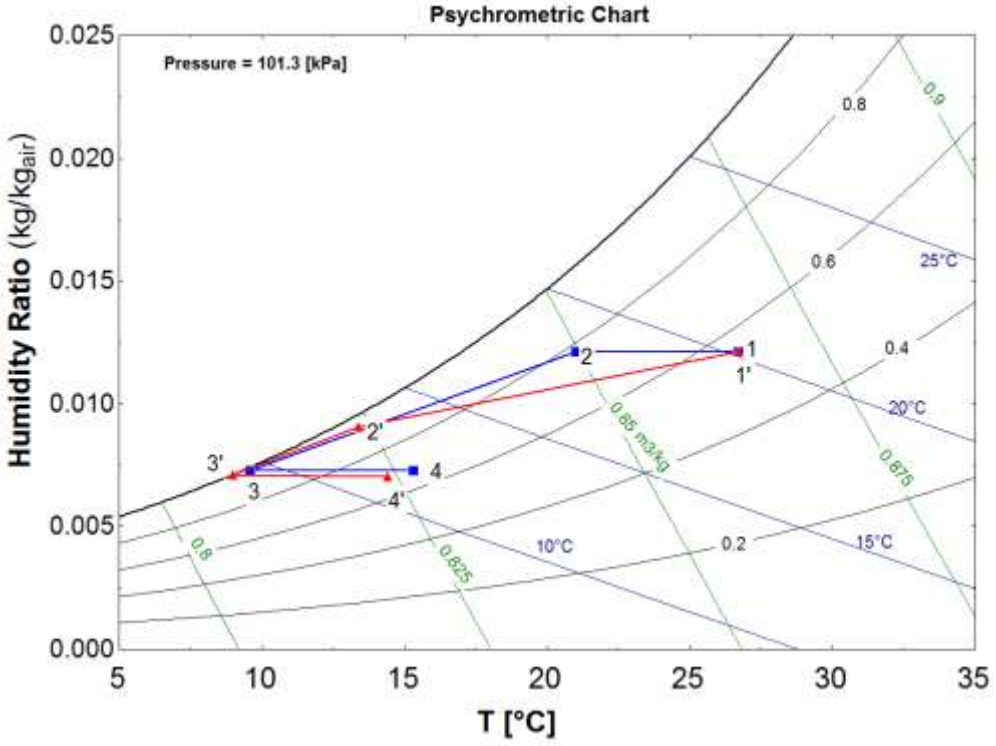


شکل ۳-۱۲) موقعیت نقاط مختلف در مسیر جریان هوا از روی کویل های سرمایش و بازگرمایش (روش مرسوم)

منظور از گاز داغ در کویل بازگرمایش، یک انشعاب از گاز مبرد داغ بعد از کمپرسور مدار تبرید است که می‌تواند گرمای گاز را به جای کندانسور در این قسمت دفع کند.



شکل ۳-۱۳) تغییر شرایط دما و رطوبت (هواساز ۱۰۰٪ هوای تازه) بر روی نمودار سایکرومتریک برای حالت مرسوم و WAHP

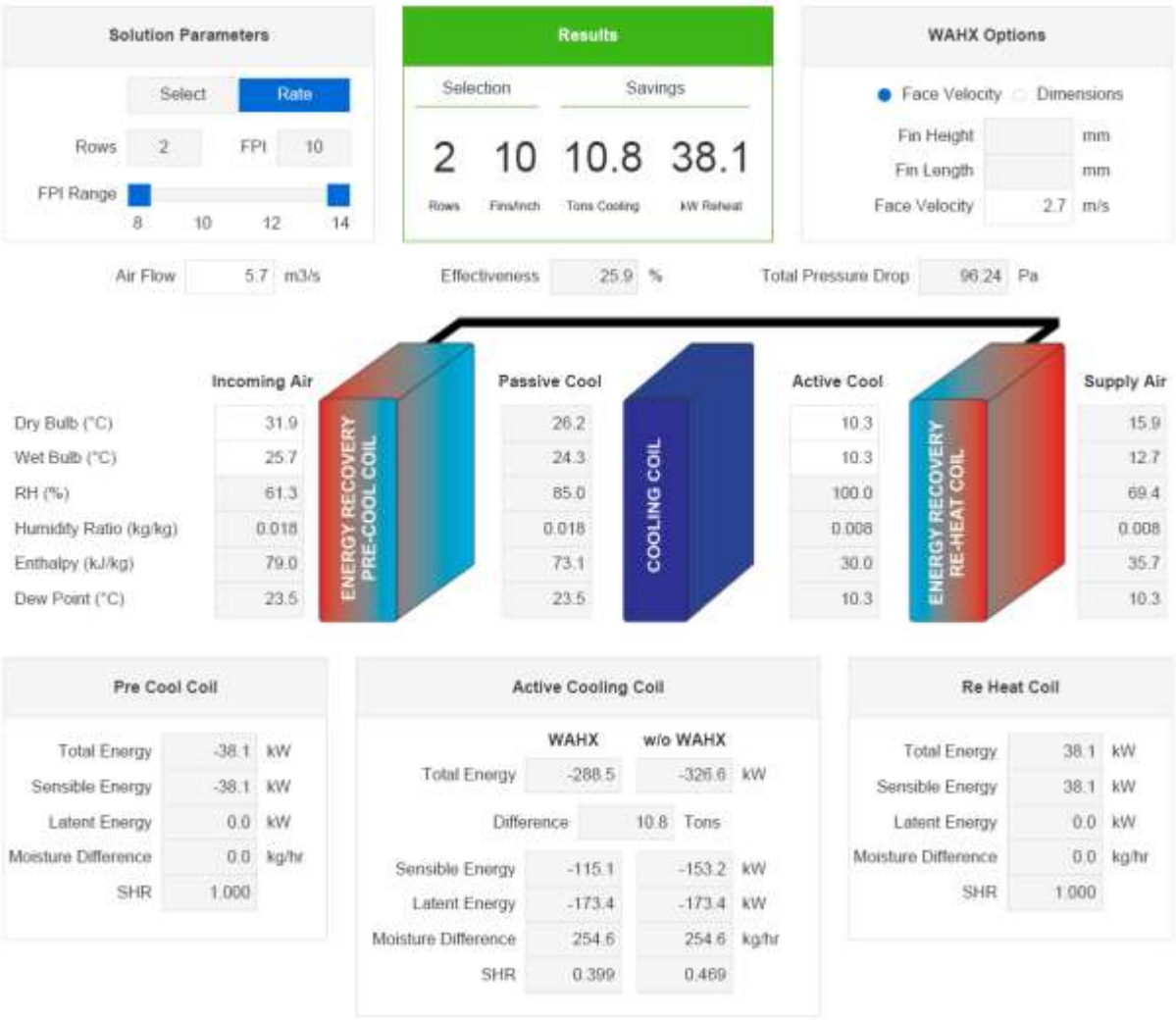


شکل ۳-۱۴) تغییر شرایط دما و رطوبت (هواساز ۲۵٪ هوای تازه) بر روی نمودار سایکرومتریک برای حالت مرسوم و WAHP

همانطور که مشاهده می‌شود جایگزین کردن کویل سرمایش شماره دو و کویل بازگرمایش با WAHP منتج به هوای خروجی با شرایط تقریباً مشابه شده است (نقاط 4 و `4).

۳ ۷ مقایسه با نتایج ACT

برای صحت‌سنجی محاسبات انجام شده می‌توان نتایج محاسبات را با نتایج حاصل از نرم‌افزار آنلاین شرکت ACT مقایسه کرد. به این منظور یک نمونه از نتایج مربوط به هواساز دارای ۱۰۰٪ هوای تازه و یک نمونه مربوط به ۲۵٪ هوای تازه در این بخش ارائه می‌گردد. برای ۱۰۰٪ هوای تازه حالت شماره ۱۰ از جدول ۳-۳ انتخاب شده است. نتایج محاسبات نرم‌افزار شرکت ACT در شکل ۳-۱۵ مشاهده می‌شود ک در آن مشخصات هندسی WAHP وارد شده و از گزینه rate برای محاسبه تغییرات دما و رطوبت و نرخ انتقال حرارت استفاده شده است.



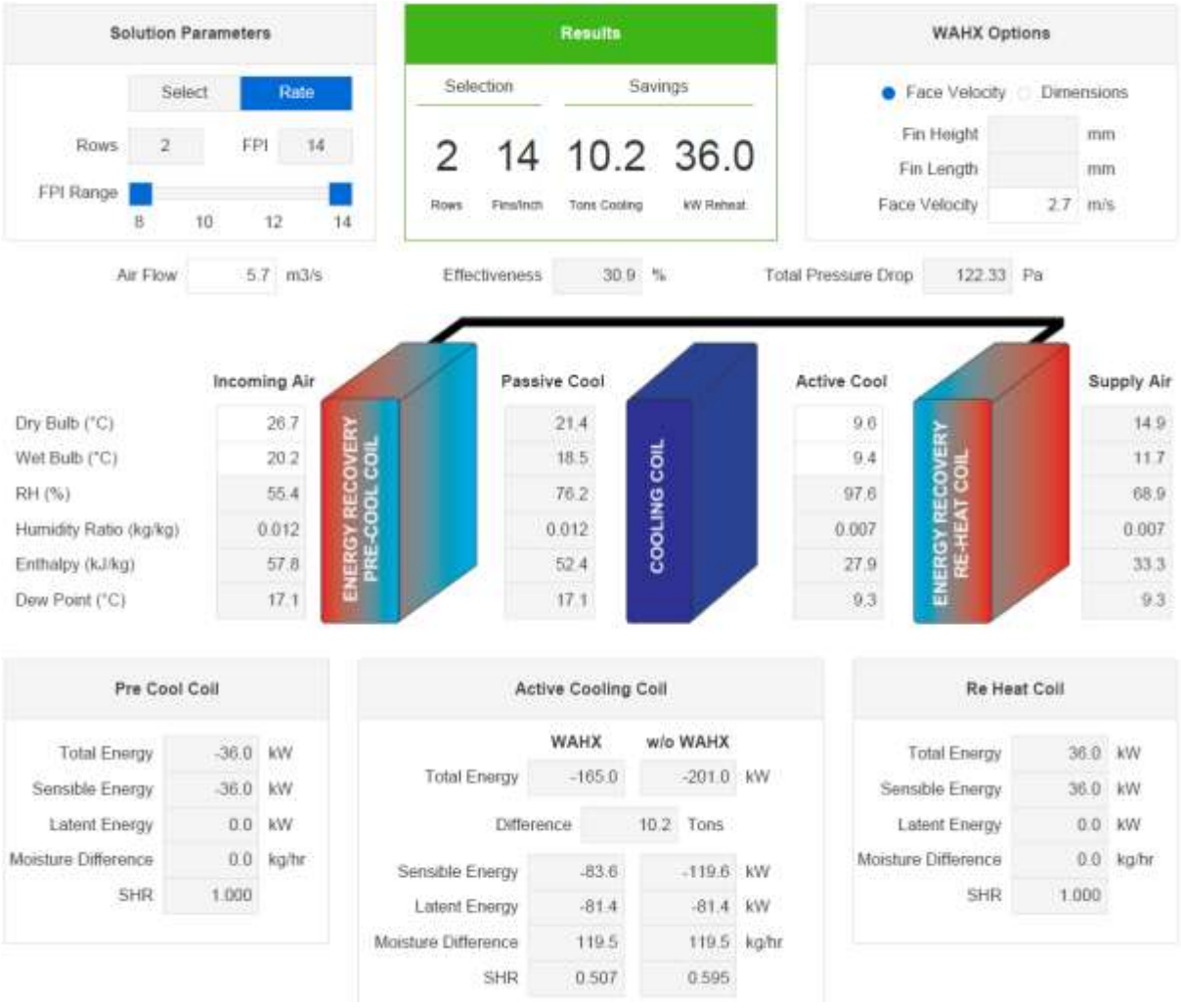
شکل ۳-۱۵) نتایج محاسبات هواساز با ۱۰۰٪ هوای تازه در نرم‌افزار شرکت ACT

مقایسه نتایج محاسبات انجام شده به کمک روابط (۴) تا (۳۱) و نتایج حاصل از نرم‌افزار شرکت ACT در جدول ۳-۶ ارائه شده است.

جدول ۳-۶) مقایسه نتایج محاسبات و ACT برای هواساز با ۱۰۰٪ هوای تازه

	t_1 (C)	ω_1	t_2	ω_2	t_3	ω_3	t_4	ω_4	q_{WAHP} (kW)	ε_{WAHP}
محاسبات	۳۱,۹	۰,۰۱۸	۲۶	۰,۰۱۸	۱۰,۳	۰,۰۰۸	۱۶,۲	۰,۰۰۸	۳۸	۰,۲۷
ACT	۳۱,۹	۰,۰۱۸	۲۶,۲	۰,۰۱۸	۱۰,۳	۰,۰۰۸	۱۵,۹	۰,۰۰۸	۳۸,۱	۰,۲۶

مشخصات کویل DX و WAHP مربوط به هواساز دارای ۲۵٪ هوای تازه برای حالتی که با نرم‌افزار ACT مقایسه می‌شود در جدول ۳-۵ ارائه شده است.



شکل ۳-۱۶) نتایج محاسبات هواساز با ۲۵٪ هوای تازه (رستوران) در نرم‌افزار شرکت ACT

جدول ۳-۷) مقایسه نتایج محاسبات و ACT برای هواساز با ۲۵٪ هوای تازه

	t_1 (C)	ω_1	t_2	ω_2	t_3	ω_3	t_4	ω_4	q_{WAHP} (kW)	ε_{WAHP}
محاسبات	۲۶,۷	۰,۰۱۲	۲۱	۰,۰۱۲	۹,۶	۰,۰۰۷	۱۵,۳	۰,۰۰۷	۳۶,۷	۰,۳۳
ACT	۲۶,۷	۰,۰۱۲	۲۱,۴	۰,۰۱۲	۹,۶	۰,۰۰۷	۱۴,۹	۰,۰۰۷	۳۶	۰,۳۱

نتایج ارائه شده در جدول ۳-۶ و جدول ۳-۷ نشان می‌دهد که محاسبات انجام شده در این پروژه بسیار نزدیک به محاسبات بر اساس نرم‌افزار ACT بوده و بنابراین می‌توان نتیجه گرفت فرآیند محاسبات صحیح و قابل اطمینان است.

۳ ۸ اضافه کردن *WAHP* روی هواساز موجود

در شرایطی که هواساز موجود با یک کویل سرمایش صرفاً برای کنترل دما طراحی شده باشد، در مناطق مرطوب با مشکل رطوبت‌زدایی مواجه خواهد شد. برای بهبود رطوبت‌زدایی در این نوع هواساز نیز می‌توان از WAHP استفاده کرد. محاسبات مربوط به اضافه کردن یک WAHP به هواساز موجود برای دو حالت ۱۰۰٪ و ۲۵٪ هوای تازه در جدول ۳-۸ و جدول ۳-۹ اراده شده است. برای حالت ۱۰۰٪ هوای تازه (جدول ۳-۸) دمای طراحی کویل ۷,۱ درجه سلسیوس است. بدون تغییر دمای کویل و با اضافه کردن یک WAHP دو ردیفه می‌توان دمای ۱۶,۳ درجه سلسیوس و رطوبت ۷۳٪ را تامین کرد ولی چنانچه دمای پایین‌تری مد نظر باشد باید دمای سطح کویل کمی کاهش یابد.

جدول ۳-۸) اضافه کردن WAHP به هواساز موجود با ۱۰۰٪ هوای تازه

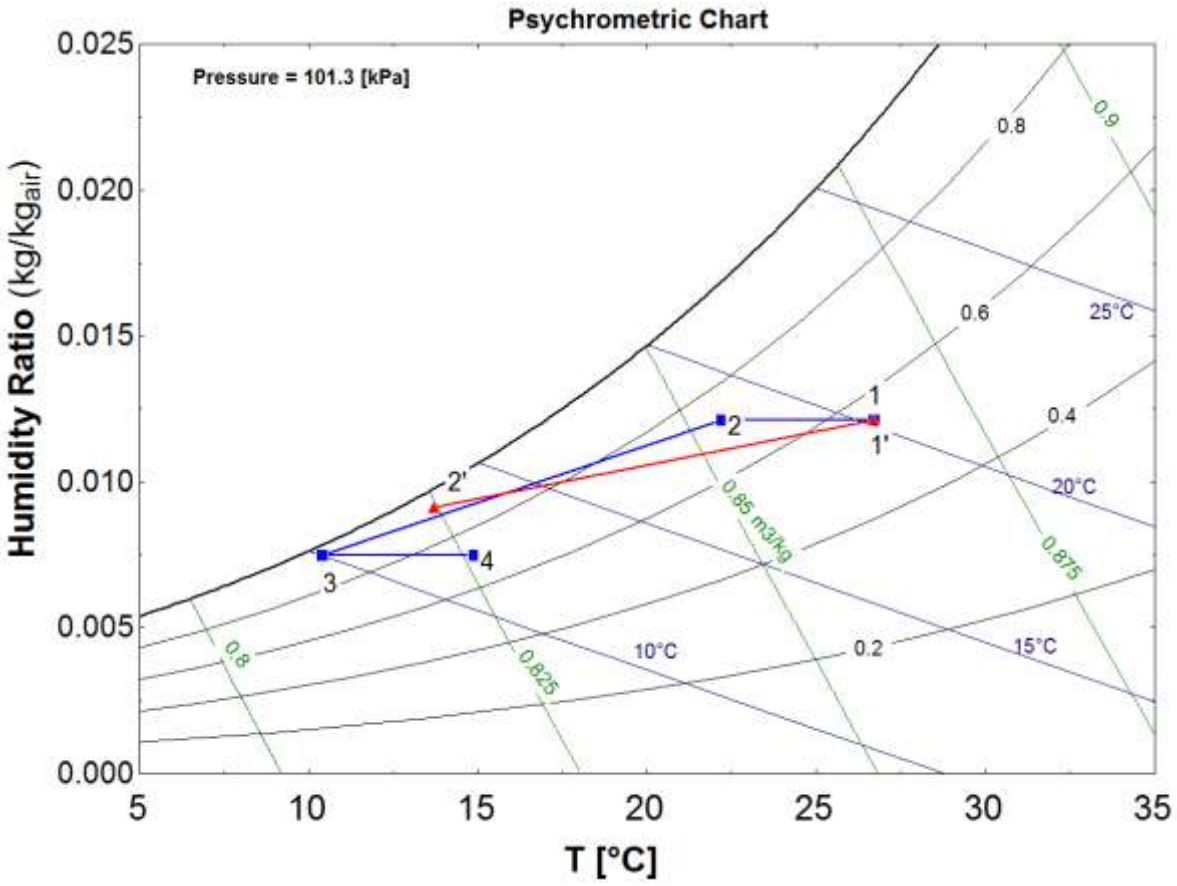
case number		1	2	3	4	5	6
DX coil	evap. Temp.	7.1	7.1	7.1	6.5	6.5	6.5
	V (ft/min)	526	526	526	526	526	526
	number of rows	38	38	38	38	38	38
	number of tubes per row	8	8	8	8	8	8
	fin per inch	10	10	10	10	10	10
WAHP	number of rows	2	1	2	2	1	1
	number of tubes per row	38	38	38	38	38	38
	fin per inch	10	10	12	10	10	12
outputs	supply air temperature	16.3	14.5	16.9	15.9	14.1	14.6
	supply air rel. hum.	73%	82%	71%	73%	82%	80%
	WAHP heat rate (kW)	37.9	24.2	42.6	38.9	24.8	28.3

برای حالت ۲۵٪ هوای تازه(جدول ۳-۹) دمای طراحی کویل ۶,۸ درجه سلسیوس است. بدون تغییر دمای کویل و با اضافه کردن یک WAHP دو ردیفه می‌توان دمای ۱۵,۱ درجه سلسیوس و رطوبت ۷۲٪ را تامین کرد. همچنین با کاهش بسیار مختصر دمای سطح کویل تا ۶,۵ درجه می‌توان دمای ۱۴,۸ و رطوبت ۷۲٪ را تامین کرد که شرایط

مطلوبی است. شکل ۳-۱۷ وضعیت بدون رطوبت‌زدایی کافی و وضعیت دارای WAHP (حالت شماره ۳ در جدول ۳-۹) را روی نمودار سایکرومتریک نشان می‌دهد. دمای خروجی کمی افزایش داشته ولی رطوبت کاهش قابل ملاحظه‌ای داشته است (مقایسه نقاط 4 و `2).

جدول ۳-۹) اضافه کردن WAHP به هواساز موجود با ۲۵٪ هوای تازه

case number		1	2	3	4
DX coil	evap. Temp.	6.8	6.8	6.5	6.5
	V (ft/min)	526	526	526	526
	number of rows	6	6	6	6
	number of tubes per row	38	38	38	38
	fin per inch	10	10	10	10
WAHP	number of rows	2	1	2	3
	number of tubes per row	38	38	38	38
	fin per inch	10	10	10	10
outputs	supply air temperature	15.1	13.8	14.9	15.7
	supply air rel. hum.	72%	78%	72%	68%
	WAHP heat rate (kW)	25.5	17.9	28.8	36.3



شکل ۳-۱۷) تغییر شرایط دما و رطوبت (هواساز ۲۵٪ هوای تازه) بر روی نمودار سایکرومتریک برای حالت بدون رطوبت‌زدایی کافی و WAHP

مجموع محاسبات و تحلیل‌های ارائه شده در این فصل بیانگر این نکته هستند که علی‌رغم استفاده از WAHP ساده بدون سازوکارهای کنترلی (ر.ک.ب. بخش ۲-۸-)، در همه حالت‌ها، استفاده از WAHP موجب رطوبت‌زدایی و تامین دمای مناسب در محدوده قابل قبول بدون مصرف انرژی اضافی خواهد شد.

در این فصل مقایسه دما و رطوبت هوای خروجی از هواساز در شرایط با و بدون WAHP انجام شد. محاسبات مربوط به کاهش مصرف انرژی در گزارش بعدی به همراه تحلیل اقتصادی ارائه خواهد شد.

فصل ۴ محاسبات صرفه جویی انرژی

۴ ۱ مقدمه

در این فصل میزان مصرف انرژی هواساز در روش مرسوم و هواساز دارای *WAHP* محاسبه و مقایسه خواهد شد. با توجه به اینکه استفاده *WAHP* به عنوان جایگزین روش مرسوم مطرح است بنابراین مقایسه مصرف انرژی این دو حالت می‌تواند یک معیار تعیین‌کننده در انتخاب روش مناسب باشد. به منظور محاسبه مصرف انرژی، دو نوع کاربری مختلف ۱۰۰٪ هوای تازه برای کاربری درمانی (مثل بیمارستان) و ۲۵٪ هوای تازه برای کاربری رستوران مد نظر خواهد بود. همه محاسبات برای ساختمان‌هایی با ۳۰۰۰ مترمکعب فضا انجام شده است. با فرض اینکه ارتفاع کف تا سقف در حودد سه متر است، زیربنای مفید[۱] ساختمان در هر دو نوع کاربری در حدود ۱۰۰۰ مترمربع است. در خصوص کاربری رستوران، این متراژ، منطقی است ولی در خصوص کاربری بیمارستان ۱۰۰۰ مترمربع بسیار کم است. برای یک بیمارستان با متراژ بالاتر می‌توان مقدار انرژی مصرفی و هزینه‌ها را به همین نسبت افزایش داد.

طبیعتاً مقایسه هواساز دارای *WAHP* باید با هواسازی باشد که با روش مرسوم هم کاهش دما و هم رطوبت‌زدایی انجام می‌دهد و بنابراین هواسازی که صرفاً کاهش دما بدون رطوبت‌زدایی کافی دارد مد نظر نیست. همچنین لازم به ذکر است که شرایط آب و هوایی مطابق چیزی است که در گزارش قبلی برای شهر رشت ذکر شده بود یعنی دمای حدود ۳۲ درجه سلسیوس و رطوبت نسبی حدود ۶۲٪ و فشار محیط ۱۰۱,۳۲۵ کیلوپاسکال.

۴ ۲ هواساز با ۱۰۰٪ هوای تازه

۴ ۲ ۱ روش مرسوم

همانطور که قبلاً هم اشاره شد به منظور رطوبت‌زدایی کافی به شیوه مرسوم، کویل سرماشی انبساط مستقیم (DX[۲]) باید به قدر کافی بزرگ باشد تا بار سرمایشی کافی را تامین نماید. با توجه به اینکه سازندگان معمولاً برای یک کویل DX حداکثر هشت ردیف در نظر می‌گیرند، تعداد ردیف‌های بیشتر باید در قالب یک کویل دیگر باشد. بنابراین برای حالتی که ۱۰۰٪ هوای تازه وجود دارد از دو کویل هشت ردیفه (شکل ۴-۱ و شکل ۴-۲) استفاده می‌شود. همچنین از یک کویل آب گرم به منظور بازگرمایش استفاده می‌شود (شکل ۴-۳). همانطور که در این شکل‌ها مشاهده می‌شود شرایط خروجی کویل اول DX همان شرایط ورودی کویل دوم و شرایط خروجی کویل دوم DX همان شرایط ورودی کویل بازگرمایش است.

---

[۱] در اینجا منظور از زیربنای مفید، مساحت فضاهای دارای بار سرمایشی است.

[۲] *Direct Expansion*

ظرفیت کل سرمایش کویل شماره یک DX برابر ۲۲۷,۳ کیلووات است که ۱۲۸ کیلووات آن ناشی از سرمایش محسوس و ۱۴۹,۳ کیلووات آن ناشی از سرمایش نهان (تقطیر رطوبت هوا) است. همچنین ظرفیت کل سرمایش کویل دوم برابر ۶۶,۵ کیلووات است که ۲۹,۴ کیلوات آن ناشی از سرمایش محسوس و ۳۷,۱ کیلووات آن ناشی از سرمایش نهان است. در این دو کویل هم سطح انتقال حرارت سمت هوا یکسان است و هم دمای سطح خیلی به هم نزدیک است (۷ و ۶,۲ درجه سلسیوس). با اینحال به دلیل تفاوت زیاد در تغییر دمای هوای ورودی و خروجی (که در کویل شماره یک برابر ۱۹ درجه سلسیوس و در کویل دوم حدود ۴ درجه سلسیوس است (در کویل شماره یک بیش از چهار برابر کویل شماره دو)، سرمایش محسوس کویل شماره یک بیش از چهار برابر کویل شماره دو است.

DIRECT EXPANSION COIL - 1/2"-Inner Grooved--ALH-Non Louvered 38T 8NR 1691A 2.1P 38NC					
8 Grooved--ALH-Non Louvered		Coil Length	1691 mm		
Nr of Tubes per Row	38	Fin Pitch	2.10 mm		
Nr of Rows	8	Nr of Circuits	38	Tube Shape	Circular
Capacity			277.29	kW	
Sensible Capacity			128.00	kW	
Latent Capacity			149.29	kW	
Sensible/Total Capacity Ratio			0.4616		
Quantity of Produced Water			212.8	kg/h	
Exchange Surface			420.08	m²	
Global Exchange Coefficient			92	W kg/(m² kJ)	
DHML			7.16	kJ / kg	
Fins Material / Tubes Material			Aluminium / Copper		
Fin Thickness			0.13	mm	
Coil Internal Volume			55.3	l	
Tubes External Diameter			12.70	mm	
Tubes Internal Diameter			11.70	mm	
Number of skipped tube			0		
AIR SIDE					
Atmospheric Pressure / Altitude			1.01 / 0.000	bar A / m	
Volumetric Air Flow			12000.0	cft/min	
Mass Air Flow			23331.3	kg/h	
Face Velocity on the Coil			2.67	m/s	
Inlet Air Density			1.14	kg/m³	
Inlet Air Temperature			89.5	°F	
Inlet Air Relative Humidity			61.50	%	
Inlet Air Specific Humidity			18.19	g/kg AS	
Inlet Air Enthalpy			78.74	kJ / kg	
Outlet Air Temperature			55.3	°F	
Outlet Air Relative Humidity			98.78	%	
Outlet Air Specific Humidity			9.07	g/kg AS	
Outlet Air Enthalpy			35.95	kJ / kg	
Pressure Drop			295	Pa	
Partial Exchange Coefficient			71	W/(m² K)	
Fouling Factor			0.000000	(m² K)/W	
REFRIGERANT SIDE					
Fluid				R22	
Mass Fluid Flow / Mass velocity			5883.7 / 400	kg/h / kg/(m² s)	
Fluid Velocity (Gaseous Phase / Liquid Phase)			15.18 / 0.32	m/s	
Subcooling Degrees			10.0	K	
Overheating Degrees			5.0	K	
Evaporating Temperature			7.0	°C	
Condensing Temperature			44.0	°C	
Fluid Pressure Drop			58.91	kPa	
Manifold Pressure Drop			0	kPa	
Total Pressure Drop Fluid Side			58.91	kPa	
Partial Exchange Coefficient			3391	W/(m² K)	

شکل ۴-۱) کویل DX شماره یک هواساز با ۱۰۰٪ هوای تازه

همچنین مشاهده می‌شود که سرمایش نهان در کویل شماره یک حدود چهار برابر کویل شماره دو است که دلیل آن کاهش شدید رطوبت مطلق در کویل شماره یک (یعنی ۹٫۱ گرم بخار آب بر کیلوگرم هوا) و کاهش مختصر در کویل شماره دو (یعنی ۲٫۱ گرم بخار آب بر کیلوگرم هوا) است. با توجه به این توضیحات مشاهده می‌شود که کویل

شماره دو علی‌رغم تشابه به کویل شماره یک تاثیر بسیار کمتری در سرمایش محسوس و نهان دارد. با اینحال در روش مرسوم رطوبت‌زدایی گریزی از این هزینه اضافی و استفاده از کویل دوم نیست.

DIRECT EXPANSION COIL - 1/2"-Inner Grooved--ALH-Non Louvered 38T 8NR 1691A 2.1P 19NC					
[illegible]d--ALH-Non Louvered		Coil Length	1691 mm		
Nr of Tubes per Row	38	Fin Pitch	2.10 mm		
Nr of Rows	8	Nr of Circuits	19	Tube Shape	Circular
Capacity				66.54	kW
Sensible Capacity				29.43	kW
Latent Capacity				37.11	kW
Sensible/Total Capacity Ratio				0.4423	
Quantity of Produced Water				53.1	kg/h
Exchange Surface				420.08	m²
Global Exchange Coefficient				70	W kg/(m² kJ)
DHML				2.28	kJ / kg
Fins Material / Tubes Material				Aluminium / Copper	
Fin Thickness				0.13	mm
Coil Internal Volume				55.3	l
Tubes External Diameter				12.70	mm
Tubes Internal Diameter				11.70	mm
Number of skipped tube				0	
AIR SIDE					
Atmospheric Pressure / Altitude				1.01 / 0.000	bar A / m
Volumetric Air Flow				12000.0	cft/min
Mass Air Flow				25016.2	kg/h
Face Velocity on the Coil				2.67	m/s
Inlet Air Density				1.23	kg/m³
Inlet Air Temperature				55.3	°F
Inlet Air Relative Humidity				98.80	%
Inlet Air Specific Humidity				9.06	g/kg AS
Inlet Air Enthalpy				35.92	kJ / kg
Outlet Air Temperature				8.8	°C
Outlet Air Relative Humidity				100.00	%
Outlet Air Specific Humidity				6.94	g/kg AS
Outlet Air Enthalpy				26.34	kJ / kg
Pressure Drop				319	Pa
Partial Exchange Coefficient				71	W/(m² K)
Fouling Factor				0.000000	(m² K)/W
REFRIGERANT SIDE					
Fluid					R22
Mass Fluid Flow / Mass velocity				1414.4 / 192	kg/h / kg/(m² s)
Fluid Velocity (Gaseous Phase / Liquid Phase)				7.48 / 0.15	m/s
Subcooling Degrees				10.0	K
Overheating Degrees				5.0	K
Evaporating Temperature				6.2	°C
Condensing Temperature				44.0	°C
Fluid Pressure Drop				31.82	kPa
Manifold Pressure Drop				0	kPa
Total Pressure Drop Fluid Side				31.82	kPa
Partial Exchange Coefficient				2023	W/(m² K)

شکل ۴-۲) کویل DX شماره دو هواساز با ۱۰۰٪ هوای تازه

مطابق داده‌های دمای ورودی و خروجی و همچنین دبی آب و هوا که در شکل ۴-۳ نشان داده شده، ظرفیت کویل بازگرمایش حدود ۴۰ کیلووات است.

HEATING COIL - 1/2"--ALH-Non Louvered 22T 1NR 715A 3.2P 11NC					
Geometry	1/2"--ALH-Non Louvered	Coil Length	715 mm		
Nr of Tubes per Row	22	Fin Pitch	3.20 mm		
Nr of Rows	1	Nr of Circuits	11	Tube Shape	Circular
Capacity			135780		Btu/h
Exchange Surface			93.121		ft²
Global Exchange Coefficient			12.47		Btu/(h ft² °F)
DTML			65.0		K
AIR SIDE					
Atmospheric Pressure / Altitude			1.01 / 0.000		bar A / ft
Volumetric Air Flow			12000.0		cft/min
Mass Air Flow			56016		lb/h
Face Velocity on the Coil			2148		ft/min
Inlet Air Density			0.077800		lb/ft³
Inlet Air Temperature			48.0		°F
Inlet Air Relative Humidity			99.58		%
Inlet Air Specific Humidity			6.95		g/kg AS
Inlet Air Enthalpy			11.37106		Btu / lb
Outlet Air Temperature			58.0		°F
Outlet Air Relative Humidity			69.02		%
Outlet Air Specific Humidity			6.95		g/kg AS
Outlet Air Enthalpy			13.80062		Btu / lb
Pressure Drop			0.7804		inH2O
Fouling Factor			0.0000		(ftq h °F)/Btu
Partial Exchange Coefficient			29.66		Btu/(h ft² °F)
FLUID SIDE					
Fluid				WATER	
Volumetric Fluid Flow			3.2		m³/h
Mass Fluid Flow			6786		lb/h
Fluid Velocity			0.74		m/s
Inlet Fluid Temperature			180.0		°F
Outlet Fluid Temperature			160.0		°F
Total Pressure Drop Fluid Side			0.148		m.c.a
Partial Exchange Coefficient			1027.88		Btu/(h ft² °F)
Fouling Factor			0.0005		(ftq h °F)/Btu
GEOMETRICAL DETAILS					
Geometry			1/2"--ALH-Non Louvered		
Nr of Rows / Nr of Tubes per Row			1 / 22		
Coil Length			715		mm
Fin Pitch			3.20		mm
Nr of Circuits			11		
Fins Material / Tubes Material			Aluminium / Copper		
Fin Thickness			0.13		mm
Coil Internal Volume			0.060		ft³
Tubes External Diameter			0.500		in
Tubes Internal Diameter			0.461		in
Number of skipped tube			0		

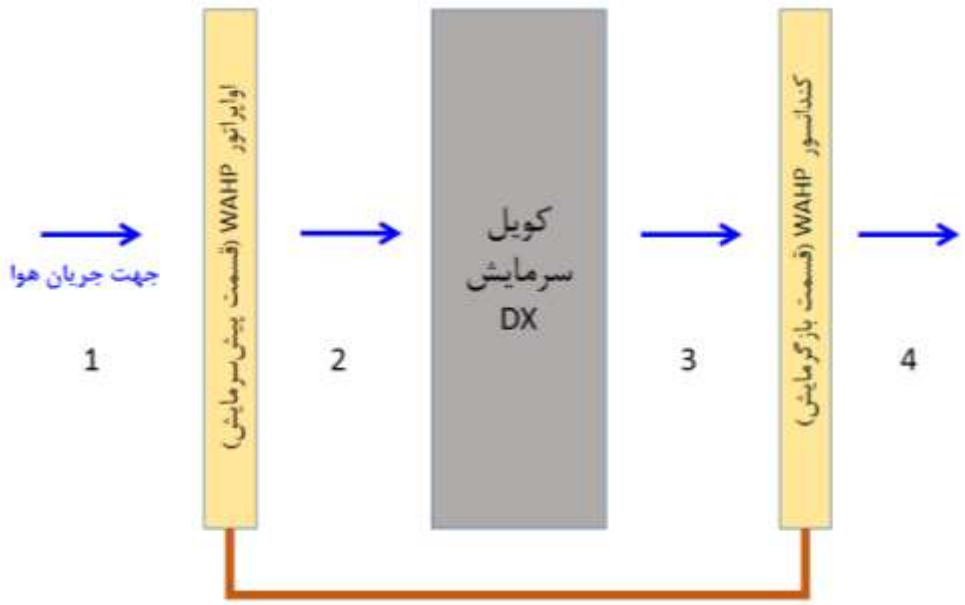
شکل ۴-۳) کویل آب گرم بازگرمایش

با احتساب راندمان موتورخانه برابر ۶۰٪ (شامل راندمان احتراق، مشعل، دیگ آب گرم و لوله‌های انتقال) و ارزش حرارتی گاز برابر ۸۱۰۰ کیلوکالری بر مترمکعب، مصرف گاز برابر است با:

$$fuel\ consumption\ rate = \frac{40\left(\frac{kJ}{s}\right)*3600\left(\frac{s}{h}\right)}{8100\left(\frac{kCal}{m^3}\right)*4.184\left(\frac{J}{cal}\right)*0.6} = 7\left(\frac{m^3}{h}\right) \qquad (۳۲)$$

۲ ۲ ۴ با *WAHP*

کویل DX مورد استفاده در این حالت مشابه کویل DX شماره یک روش مرسوم است (شکل ۳-۳) با این تفاوت که فشردگی فین برابر FPI ۱۰ و دمای سطح کویل را می‌توان کمی متفاوت در نظر گرفت تا بار سرمایشی مد نظر تامین گردد. با تغییر پارامترهای مربوط به WAHP و یا دمای سطح کویل DX، نتایج خروجی، مانند دما و رطوبت خروجی هواساز، انرژی تبادل شده توسط WAHP و انرژی تبادل شده بین جریان هوا و کویل DX تغییر می‌کند. انرژی تبادل شده بین جریان هوا و کویل DX در واقع معادل با انرژی مصرف شده توسط کویل است. روابط مربوط به محاسبه آنتالپی در نقاط مختلف در گزارش قبل ارائه شده است. در حالتی که WAHP استفاده می‌شود، تنها مصرف‌کننده انرژی کویل DX است که انرژی مصرفی در آن برابر تغییر آنتالپی از نقطه ۲ به نقطه ۳ است (شکل ۴-۴). برای حالت‌های مختلف دمای سطح کویل DX و تعداد ردیف و فشردگی فین مختلف WAHP، انرژی مصرفی کویل در شکل ۴-۵ نشان داده شده است (ردیف آخر جدول). در این شکل، ستون سوم از سمت چپ داده‌های مربوط به یک حالت مبنا را نشان داده و قسمت‌های نارنجی رنگ تغییراتی که نسبت به حالت مبنا اعمال شده را نشان می‌دهد.



شکل ۴-۴) موقعیت نقاط مختلف در مسیر جریان هوا از روی کویل سرمایش و WAHP

DX coil	evap. Temp.	6.5	6	5.5	6.5	6	6	5	5	6	7
	V (ft/min)	526	526	526	526	526	526	526	526	526	526
	number of rows	38	38	38	38	38	38	38	38	38	38
	number of tubes per row	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8
	fin per inch	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10
WAHP	number of rows	2	2	2	1	1	3	3	2	2	2
	number of tubes per row	38	38	38	38	38	38	38	38	38	38
	fin per inch	10	10	10	10	10	10	10	12	12	10
outputs	supply air temperature (T4)	15.9	15.6	15.3	14.1	13.7	16.9	16.3	15.6	16.2	16.2
	supply air rel. hum.	73%	73%	73%	82%	82%	68%	68%	71%	71%	74%
	WAHP heat rate (kW)	38.9	39.6	40.4	24.9	25.2	49.7	51.6	46.2	44.5	38
	DX coil enegy rate (kW)=(q2-q3)*m_dot	264	268.4	273	275	280	255	269	273	265	259.5

شکل ۴-۵) تاثیر پارامترهای WAHP و دمای سطح کویل بر انرژی مورد نیاز کویل DX در شرایط ۱۰۰٪ هوای تازه

برای جایگزینی روش مرسوم رطوبت‌زدایی با *WAHP* و به منظور تامین دما و رطوبت خروجی هواساز مشابه روش مرسوم، گاهی نیاز است علاوه بر طراحی *WAHP* یک فرآیند کنترلی نیز طراحی شود. در این پروژه ساده‌ترین حالت ممکن یعنی *WAHP* بدون سازوکار کنترلی مد نظر بوده است. به همین دلیل خروجی حاصل لزوماً به طور کامل منطبق بر روش مرسوم نبوده و به همین دلیل نزدیکترین حالت ممکن به آن را در نظر می‌گیریم. اگر فرض کنیم دمای سطح کویل *DX* برابر ۵٫۵ درجه سلسیوس باشد و از یک *WAHP* دو ردیفه شامل ۳۸ لوله در هر ردیف و فشردگی فین *FPI* ۱۰ استفاده شود (ستون پنجم از سمت چپ)، خروجی هواساز با دمای ۱۵٫۳ درجه سلسیوس و رطوبت ۷۳٪ خواهد بود. خروجی هواساز در حالت مرسوم دمای ۱۴٫۴ درجه سلسیوس و رطوبت حدود ۷۰٪ است. مشاهده می‌شود که این دو حالت اختلاف چشمگیری ندارند و لذا می‌توانند مورد مقایسه قرار گیرند. در شرایط فوق‌الذکر که *WAHP* استفاده شده نرخ انتقال حرارت *WAHP* برابر ۴۰٫۴ کیلووات است. همچنین نرخ انتقال حرارت کویل *DX* که به معنای مصرف انرژی در هواساز است برابر ۲۷۳ کیلووات است.

۴ ۲ ۳ محاسبه صرفه‌جویی انرژی

به منظور محاسبه مصرف انرژی هواساز یک روش به این صورت است که مصرف انرژی در بازه‌های زمانی کوچک (مثلاً ساعتی) محاسبه و در نهایت مجموع انرژی مصرف شده در مجموع ساعات کارکرد محاسبه شود. این روش نیازمند در اختیار داشتن داده‌های دما و رطوبت هوای محیط در تمام ساعات کارکرد است. با توجه به اینکه تعداد داده‌های ساعتی در بازه زمانی یک ساله یا چند ماهه خیلی زیاد است، برای سهولت محاسبات می‌توان از روش تحلیل بین[۱] استفاده کرد تا داده‌های ساعتی مصرف انرژی در طول سال در قالب تعداد محدودی دسته (بین) ارائه شود. در این روش بازه بین کمینه و بیشینه مصرف انرژی به تعداد محدودی بازه (دسته)، مثلا ۱۰ دسته، تقسیم می‌شود. میانگین

[۱] *Bin data analysis*

ابتدا و انتهای هر بازه عددی است که به آن بازه تخصیص داده می‌شود. در نهایت مجموع ساعات مربوط به هر بازه محاسبه می‌شود. جوهارا [15] از این روش برای محاسبه کاهش مصرف انرژی ناشی از به‌کارگیری *WAHP* در یک ساختمان در دبی استفاده کرده است. ایراد اصلی این روش آن است که اگر دسته بندی بر اساس دمای هوا باشد، تخصیص رطوبت هوا به آن دما روش مشخصی ندارد و باید یک رطوبت میانگین فرضی به آن تخصیص داد.

در این پروژه برای شهر رشت داده‌های ساعتی دما و رطوبت را در اختیار نداریم. داده‌هایی که سازمان هواشناسی ثبت کرده است در چند ساعت خاص از روز است [33]. به همین دلیل و همچنین با توجه به ایراد فوق‌الذکر در خصوص روش تحلیل داده بین، روش جایگزین دیگری برای محاسبه مصرف انرژی پیشنهاد می‌شود؛ فرض می‌کنیم در طی ساعات کارکرد هواساز، دما و رطوبت محیط ثابت و به ترتیب برابر حدود ۳۲ درجه سلسیوس و ۶۲٪ بوده و برای ساعات کارکرد سالانه مختلف ۶۰۰، ۹۰۰ و ۱۲۰۰ ساعت محاسبات صرفه‌جویی انرژی را انجام می‌دهیم. این روش در واقع یک مقایسه بین حالت‌های مختلف به ویژه بین کمینه و بیشینه میزان صرفه‌جویی انرژی را به دست می‌دهد و بر اساس آن می‌توان بهترین و بدترین حالت‌ها را پیش‌بینی و بر اساس آن تصمیم‌گیری کرد.

تفاوت مصرف انرژی بین هواساز مرسوم و هواساز دارای *WAHP* ناشی از تفاوت در مصرف برق کمپرسور، مصرف برق فن کندانسور و مصرف گاز برای گرمایش است. فرض می‌کنیم فن هواساز در هر دو حالت مشابه بوده و برق یکسانی مصرف می‌کند. با توجه به اینکه هواساز مرسوم دارای دو سیکل تبرید است قاعدتاً مصرف برق فن کندانسور آن بیشتر است. با اینحال فرض می‌کنیم مصرف برق فن کندانسور در دو حالت یکسان باشد. برای تعیین مصرف برق کمپرسور از ضریب عملکرد (*CoP*) کمپرسور استفاده می‌شود. لازم به ذکر است که هر یک از دو کویل *DX* مورد استفاده در هواساز مرسوم دارای مدار مجزای چرخه تبرید بوده و بنابراین کمپرسورهای مجزایی دارند. *CoP* مربوط به مدار کویل‌های *DX* شماره یک و شماره دو به ترتیب برابر ۴,۵۹ و ۴,۴۸ است. با تقسیم ظرفیت سرمایشی هر کویل *DX* بر *CoP* مربوطه مقدار توان برق مورد نیاز کمپرسور به دست می‌آید. نرخ مصرف انرژی دو حالت مذکور در جدول ۴-۴ مورد مقایسه قرار گرفته است.

جدول ۴-۱) مقایسه نرخ مصرف انرژی در هواساز مرسوم و هواساز دارای WAHP برای ۱۰۰٪ هوای تازه

	هواساز مرسوم	*WAHP*
مصرف برق کویل *DX* شماره یک (*kW*)	۴۹,۵	۶۱
مصرف انرژی کویل *DX* شماره دو (*kW*)	۱۴,۸	ندارد
مصرف برق کل (*kW*)	۶۴,۳	۶۱
مصرف گاز کل (*m3/h*)	۷	۰

برای محاسبه مصرف سالانه انرژی هواساز، با توجه به ساعات عملکرد سالانه ۶۰۰، ۹۰۰ و ۱۲۰۰ ساعت نتایج مربوط به هواساز مرسوم و هواساز دارای *WAHP* در جدول ۴-۲ آورده شده است.

جدول ۴-۲) مقایسه مصرف انرژی سالانه در هواساز مرسوم و هواساز دارای WAHP برای ۱۰۰٪ هوای تازه

انرژی مصرفی	ساعات مصرف سالانه	هواساز مرسوم	*WAHP*
مصرف برق (*kWh/year*)	۶۰۰	۳۸۵۸۰	۳۶۶۰۰
	۹۰۰	۵۷۸۷۰	۵۴۹۰۰
	۱۲۰۰	۷۷۱۶۰	۷۳۲۰۰
مصرف گاز کل (*m3/year*)	۶۰۰	۴۲۰۰	۰
	۹۰۰	۶۳۰۰	۰
	۱۲۰۰	۸۴۰۰	۰

۴ ۳ هواساز با ۲۵٪ هوای تازه

۴ ۳ ۱ روش مرسوم

برای حالتی که ۲۵٪ هوای تازه وجود دارد از یک کویل شش ردیفه (شکل ۴-۶) و یک کویل هشت ردیفه (شکل ۴-۷) استفاده می‌شود.

DIRECT EXPANSION COIL - 1/2"-Inner Grooved--ALH-Non Louvered 38T 6NR 1691A 2.1P 38NC					
Inner Grooved--ALH-Non Louvered		Coil Length	1691 mm		
Nr of Tubes per Row	38	Fin Pitch	2.10 mm		
Nr of Rows	6	Nr of Circuits	38	Tube Shape	Circular
Capacity				140.80	kW
Sensible Capacity				90.30	kW
Latent Capacity				50.50	kW
Sensible/Total Capacity Ratio				0.6413	
Quantity of Produced Water				71.9	kg/h
Exchange Surface				315.06	m²
Global Exchange Coefficient				86	W kg/(m² kJ)
DHML				5.22	kJ / kg
Fins Material / Tubes Material				Aluminium / Copper	
Fin Thickness				0.13	mm
Coil Internal Volume				41.5	l
Tubes External Diameter				0.500	in
Tubes Internal Diameter				0.461	in
Number of skipped tube				0	
AIR SIDE					
Atmospheric Pressure / Altitude				1.01 / 0.000	bar A / ft
Volumetric Air Flow				12000.0	cft/min
Mass Air Flow				52525	lb/h
Face Velocity on the Coil				526	ft/min
Inlet Air Density				1.17	kg/m³
Inlet Air Temperature				80.1	°F
Inlet Air Relative Humidity				55.30	%
Inlet Air Specific Humidity				11.98	g/kg AS
Inlet Air Enthalpy				57.47	kJ / kg
Outlet Air Temperature				56.2	°F
Outlet Air Relative Humidity				94.51	%
Outlet Air Specific Humidity				8.97	g/kg AS
Outlet Air Enthalpy				36.20	kJ / kg
Pressure Drop				0.7224	inH2O
Partial Exchange Coefficient				71	W/(m² K)
Fouling Factor				0.0000	(ftq h °F)/Btu
REFRIGERANT SIDE					
Fluid					R22
Mass Fluid Flow / Mass velocity				6532 / 201	lb/h / kg/(m² s)
Fluid Velocity (Gaseous Phase / Liquid Phase)				7.55 / 0.16	m/s
Subcooling Degrees				10.0	K
Overheating Degrees				5.0	K
Evaporating Temperature				7.4	°C
Condensing Temperature				43.0	°C
Fluid Pressure Drop				12.84	kPa
Manifold Pressure Drop				0	kPa
Total Pressure Drop Fluid Side				12.84	kPa
Partial Exchange Coefficient				2066	W/(m² K)
Fouling Factor				0.0000	(ftq h °F)/Btu

شکل ۴-۶) کویل DX شماره یک هواساز با ۲۵٪ هوای تازه (رستوران)

DIRECT EXPANSION COIL - 1/2"-Inner Grooved--ALH-Non Louvered 38T 8NR 1691A 2.1P 19NC						
Inner Grooved--ALH-Non Louvered		Coil Length	1691	mm		
Nr of Tubes per Row	38	Fin Pitch	2.10	mm		
Nr of Rows	8	Nr of Circuits	19		Tube Shape	Circular
Capacity					65.01	kW
Sensible Capacity					31.35	kW
Latent Capacity					33.66	kW
Sensible/Total Capacity Ratio					0.4822	
Quantity of Produced Water					48.1	kg/h
Exchange Surface					420.08	m²
Global Exchange Coefficient					70	W kg/(m² kJ)
DHML					2.21	kJ / kg
Fins Material / Tubes Material					Aluminium / Copper	
Fin Thickness					0.13	mm
Coil Internal Volume					55.3	l
Tubes External Diameter					12.70	mm
Tubes Internal Diameter					11.70	mm
Number of skipped tube					0	
AIR SIDE						
Atmospheric Pressure / Altitude					1.01 / 0.000	bar A / m
Volumetric Air Flow					12000.0	cft/min
Mass Air Flow					24974.2	kg/h
Face Velocity on the Coil					2.67	m/s
Inlet Air Density					1.22	kg/m³
Inlet Air Temperature					56.2	°F
Inlet Air Relative Humidity					94.50	%
Inlet Air Specific Humidity					8.95	g/kg AS
Inlet Air Enthalpy					36.15	kJ / kg
Outlet Air Temperature					9.0	°C
Outlet Air Relative Humidity					99.73	%
Outlet Air Specific Humidity					7.03	g/kg AS
Outlet Air Enthalpy					26.78	kJ / kg
Pressure Drop					303	Pa
Partial Exchange Coefficient					71	W/(m² K)
Fouling Factor					0.000000	(m² K)/W
REFRIGERANT SIDE						
Fluid						R22
Mass Fluid Flow / Mass velocity					1424.8 / 194	kg/h / kg/(m² s)
Fluid Velocity (Gaseous Phase / Liquid Phase)					7.47 / 0.15	m/s
Subcooling Degrees					10.0	K
Overheating Degrees					5.0	K
Evaporating Temperature					6.5	°C
Condensing Temperature					48.0	°C
Fluid Pressure Drop					32.04	kPa
Manifold Pressure Drop					0	kPa
Total Pressure Drop Fluid Side					32.04	kPa
Partial Exchange Coefficient					2036	W/(m² K)

شکل ۴-۷) کویل DX شماره دو هواساز با ۲۵٪ هوای تازه (رستوران)

۴ ۳ ۲ با *WAHP*

برای حالت‌های مختلف دمای سطح کویل DX و تعداد ردیف و فشردگی فین مختلف WAHP، انرژی مصرفی کویل در شکل ۴-۸ نشان داده شده است (ردیف آخر جدول). در این شکل، ستون سوم از سمت چپ داده‌های مربوط به یک حالت مبنا را نشان داده و قسمت‌های نارنجی رنگ تغییراتی که نسبت به حالت مبنا اعمال شده را نشان می‌دهد.

DX coil	evap. Temp.	6.5	6.5	6.5	5.5	6.5	6	6	6	7	8	6	6.5	7
	V (ft/min)	526	526	526	526	526	526	526	526	526	526	526	526	526
	number of rows	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6
	number of tubes per row	38	38	38	38	38	38	38	38	38	38	38	38	38
	fin per inch	12	12	10	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12
WAHP	number of rows	2	2	2	2	1	1	3	2	2	2	3	3	2
	number of tubes per row	38	38	38	38	38	38	38	38	38	38	38	38	38
	fin per inch	10	12	10	10	10	10	10	12	12	12	12	10	10
outputs	supply air temperature	14.4	14.9	14.9	13.8	13.1	12.8	15.1	14.6	15.2	15.8	15.6	15.4	14.7
	supply air rel. hum.	72%	70%	72%	72%	78%	78%	68%	70%	70%	71%	66%	68%	72%
	WAHP heat rate (kW)	29.8	33.4	28.8	31.3	18.8	19.3	38.4	34.2	32.6	31	42.5	37.4	29
	DX coil enegy rate (kW)=(q2-q3)*m_dot	155	152	149	163	163	168	153	156	147	138	150	149	150

شکل ۴-۸) تاثیر پارامترهای WAHP و دمای سطح کویل بر انرژی مورد نیاز کویل DX در شرایط ۲۵٪ هوای تازه

اگر فرض کنیم دمای سطح کویل *DX* برابر ۶٫۵ درجه سلسیوس باشد و از یک *WAHP* دو ردیفه شامل ۳۸ لوله در هر ردیف و فشردگی فین *FPI* ۱۰ استفاده شود، خروجی هواساز با دمای ۱۴٫۴ درجه سلسیوس و رطوبت ۷۲٪ خواهد بود. خروجی هواساز در حالت مرسوم دمای ۱۴٫۴ درجه سلسیوس و رطوبت حدود ۷۰٪ است. مشاهده می‌شود که این دو حالت بسیار به هم نزدیک بوده و لذا می‌توانند مورد مقایسه قرار گیرند. در شرایط فوق‌الذکر که *WAHP* استفاده شده نرخ انتقال حرارت *WAHP* برابر ۲۹٫۸ کیلووات است. همچنین نرخ انتقال حرارت کویل *DX* که به معنای مصرف انرژی در هواساز است برابر ۱۵۵ کیلووات است.

۴ ۳ ۳ محاسبه صرفه‌جویی انرژی

ضریب عملکرد مربوط به مدار کویل‌های *DX* شماره یک و شماره دو به ترتیب برابر ۴٫۷۸ و ۴٫۰۴ است. با تقسیم ظرفیت سرمایشی هر کویل *DX* بر *CoP* مربوطه مقدار توان برق مورد نیاز کمپرسور به دست می‌آید. نرخ مصرف انرژی دو حالت مذکور در جدول ۴-۳ مورد مقایسه قرار گرفته است.

جدول ۴-۳) مقایسه مصرف انرژی در هواساز مرسوم و هواساز دارای WAHP برای ۲۵٪ هوای تازه

	روش مرسوم	*WAHP*
مصرف برق کویل *DX* شماره یک (*kW*)	۲۹,۴۵	۳۴
مصرف انرژی کویل *DX* شماره دو (*kW*)	۱۶,۱	ندارد
مصرف برق کل (*kW*)	۴۵,۵۵	۳۴
مصرف گاز کل (*m3/h*)	۷	۰

برای محاسبه مصرف سالانه انرژی هواساز، با توجه به ساعات عملکرد سالانه ۶۰۰، ۹۰۰ و ۱۲۰۰ ساعت نتایج مربوط به هواساز مرسوم و هواساز دارای *WAHP* در جدول ۴-۲ آورده شده است.

جدول ۴-۴) مقایسه مصرف انرژی سالانه در هواساز مرسوم و هواساز دارای WAHP برای ۲۵٪ هوای تازه

انرژی مصرفی	ساعات مصرف سالانه	هواساز مرسوم	*WAHP*
مصرف برق (*kWh/year*)	۶۰۰	۲۷۳۳۰	۲۰۴۰۰
	۹۰۰	۴۰۹۹۵	۳۰۶۰۰
	۱۲۰۰	۵۴۶۶۰	۴۰۸۰۰
مصرف گاز کل (*m3/year*)	۶۰۰	۴۲۰۰	۰
	۹۰۰	۶۳۰۰	۰
	۱۲۰۰	۸۴۰۰	۰

فصل ۵ بررسی امکان ساخت و نصب *WAHP*

۵ ۱ مقدمه

در این فصل ملاحظات فنی ساخت و نصب مبادله‌کن حرارتی لوله‌گرمایی برای بهبود رطوبت‌زدایی (WAHP) بر روی هواساز مورد بررسی قرار خواهد گرفت. ابتدا مروری بر مراحل ساخت WAHP انجام می‌شود. در ادامه امکانات لازم و توان ساخت داخل مورد بررسی قرار خواهد گرفت. در پایان ملاحظات مربوط به نصب WAHP بر روی هواساز مطرح خواهد شد.

لازم به ذکر است که طراحی لوله‌گرمایی شامل تعیین نوع و مقدار سیال عامل، زاویه شیب و سایر مواردی که در بخش ۱-۳- مطرح شده خارج از شرح کار این پروژه بوده و فرض بر این است که طراحی انجام شده و پارامترهایی مثل نوع و مقدار سیال عامل، فشار کاری سیال، زاویه شیب و... مشخص است.

۵ ۲ تشریح مراحل و امکانات ساخت

ساخت WAHP پنج مرحله کلی دارد که عبارتند از ساخت کویل‌ها، اتصال کویل‌ها با لوله‌های رابط، تخلیه هوا، شارژ سیال عامل و آب‌بندی. البته اقدامات دیگری مانند ساخت قاب و اتصالات هم وجود دارد که به طور معمول انجام می‌شود.

یک WAHP متشکل از دو کویل است که یکی برای پیش‌سرمایش و یکی برای بازگرمایش مورد استفاده قرار می‌گیرد. کویل عبارت است از یکی مبادله‌کن حرارتی فین-تیوب که در آن از لوله مسی و فین‌های صفحه‌ای آلومینیومی استفاده شده است. همچنین مطابق طراحی و نقشه ساخت کویل، بعضی از لوله‌های توسط اتصال U به هم متصل می‌شوند. کویل‌های مذکور از نوع کویل‌های مرسوم در سامانه‌های تهویه مطبوع هستند و شرکت‌های متعددی در ایران سازنده این نوع کویل هستند. تجهیزات لازم برای ساخت کویل‌ها عبارتند از دستگاه پرس فین (برای تولید فین صفحه‌ای)، ابزار پرس فین و لوله (اکسپندر)، تجهیزات جوش (بریز) لوله مسی و سایر ابزارهای کارگاهی متداول.

کویل پیش‌سرمایش و کویل بازگرمایش توسط لوله‌های رابط به هم متصل شوند تا مدار جریان سیال عامل کامل شود. تعداد لوله‌های رابط و شکل اتصال آن‌ها بستگی به طراحی WAHP دارد. انواع لوله‌های رابط در فصل ۲ نشان داده شده است.

لوله‌گرمایی در شرایط اشباع یک سیال عامل کار می‌کند و درون لوله باید فقط بخار و مایع سیال عامل وجود داشته باشد. وجود گازهای غیرقابل تراکم مانند هوا سبب می‌شود در حین کار این گازها در ناحیه چگالش (کندانسور) جمع شده و طول موثر انتقال حرارت را کاهش دهند. بنابراین قبل از شارژ لوله‌گرمایی با سیال عامل باید هوا تخلیه

شود. این کار با پمپ خلاء انجام می‌شود. انواع پمپ خلاء در ایران موجود است. پمپ‌های خلاء مکانیکی به طور گسترده برای شارژ گاز تجهیزات سرمایشی استفاده می‌شوند.

پس از ایجاد خلاء درون لوله، نوبت با شارژ لوله با سیال عامل می‌رسد. فرآیند شارژ سیال بستگی به فشار و حالت سیال دارد. اگر سیال در فشار و دمای اتاق در حالت گازی باشد (مانند انواع مبردها) و در یک مخزن تحت فشار بالا باشد صرفاً با باز کردن شیر می‌توان گاز را وارد لوله‌ها کرد. ولی چنانچه سیال در فشار و دمای اتاق به صورت مایع باشد لازم است از یک نیروی خارجی مانند گرانش برای تزریق مایع به درون لوله‌ها استفاده کرد. البته فرآیند خلاء و شارژ سیال را به طرق دیگری هم می‌توان انجام داد که بستگی به سیال مورد استفاده دارد. انواع سیال کار اعم از مبردها و الکل‌ها به سهولت در دسترس است.

پس از شارژ سیال باید لوله‌ها به طور کامل آب‌بندی شوند در غیر اینصورت بسته به اینکه فشار سیال از فشار محیط بیشتر یا کمتر باشد، یا سیال به بیرون نشت کرده و یا هوا وارد لوله می‌شود. نشت سیال به بیرون سبب تضعیف عملکرد لوله‌گرمایی به دلیل کمبود سیال عامل و نشت هوا به درون لوله‌گرمایی سبب تضعیف عملکرد آن به دلیل کاهش طول موثر کندانسور می‌شود. آب‌بندی لوله‌ها هم می‌توان به صورت دائم (به اصطلاح کور کردن لوله) باشد و هم می‌تواند با استفاده از یک شیر باشد. آب‌بندی دائم که معمولاً برای لوله‌گرمایی کوچک استفاده می‌شود فرآیند نسبتاً پیچیده و نیاز به یک خط مکانیزه دارد ولی آب‌بندی با شیر به راحتی قابل انجام است.

۳ ۵ بررسی امکان نصب بر روی هواساز

۱ ۳ ۵ نصب در کارخانه (هواساز جدید)

اگر استفاده از WAHP جزئی از طراحی هواساز باشد به راحتی می‌توان با در نظر گرفتن فضای کافی درون هواساز شرایط نصب آن را فراهم کرد. در این حالت برای دسترسی به WAHP و خارج کردن احتمالی آن از هواساز یک درب مجزا بر روی جداره هواساز تعبیه می‌شود. با توجه به تعداد ردیف‌های WAHP باید فضای کافی در دو طرف کویل سرمایش در نظر گرفته شود. همچنین به دلیل U شکل بودن WAHP سطح کویل سرمایش باید از سطح مقطع هواساز کمتر باشد تا فضای کافی برای عبور لوله‌های رابط وجود داشته باشد. معمولاً یک سینی جمع‌آوری آب تقطیر شده[۱] نیز در قسمت زیر کویل پیش‌سرمایش نیز تعبیه می‌شود زیرا در صورت افزایش رطوبت هوا احتمال دارد دمای هوای عبور از این ناحیه به نقطه شبنم رسیده و تقطیر آب رخ دهد.

[۱] *condensate drain pan*

۵ ۳ ۲ نصب در محل استفاده (هواساز موجود)

مهمترین نکته برای نصب WAHP بر روی هواساز موجود این است که به دلیل وجود لوله‌های رابط، نیاز به فضای اضافی در قسمت پشت کویل سرمایش است یعنی سمت مخالف جایی که لوله‌های ورود و خروج کویل نصب شده‌اند. نیاز به این فضای اضافی به این معنی است که جداره هواساز باید به تناسب ابعاد مورد نیاز اصلاح شود. این اصلاح می‌تواند به صورت تعویض کامل پنل جداره و یا برش و اصلاح باشد.

همچنین با توجه به دبی هواساز و ظرفیت هواکش/ دمنده (فن) مورد استفاده در آن، افزودن یک کویل دو تا شش ردیفه افت فشار قابل توجهی ایجاد نخواهد کرد بنابراین نیاز به تغییر هواکش نخواهد بود.

نکته دیگر در خصوص نصب WAHP بر روی هواساز موجود این است که به جای ساخت کامل WAHP و انتقال آن به محل نصب می‌توان کویل‌های پیش‌سرمایش و بازگرمایش را ساخته و به محل نصب منتقل کرد. سپس هر کویل را در محل خود قرار داده و لوله های رابط بین دو کویل جوشکاری شوند. طبیعتاً در این حالت فرآیند خلاء و شارژ سیال عامل نیز در محل هواساز موجود انجام خواهد شد. البته انجام این راهکار بستگی به شرایط هواساز موجود دارد.

فصل ۶ برآورد هزینه‌های ساخت و اجرا

۱ ۶ مقدمه

در این فصل برآورد هزینه‌های ساخت و اجرای سامانه‌های هواساز با و بدون WAHP ارائه خواهد شد. به این منظور دو حالت مختلف در نظر گرفته می‌شود؛ حالت اول حالتی است که هواساز جدید بوده و WAHP در کارخانه و به عنوان جزیی از فرآیند ساخت هواساز، بر روی هواساز تعبیه می شود. در این حالت هزینه ساخت WAHP به عنوان بخشی از قیمت هواساز در نظر گرفته می‌شود. حالت دوم حالتی است که هواساز موجود بوده و در ساختمان در حال بهره‌برداری است. در این حالت هزینه‌ها شامل اضافه کردن WAHP است.

باید توجه کرد که به منظور امکان‌سنجی اقتصادی، تاکید اصلی بر اختلاف هزینه بین روش مرسوم و روش دارای WAHP است. بنابراین هزینه‌های مشترک چندان مورد توجه و حساسیت نبوده و ممکن است بخشی از آن‌ها وارد محاسبات نشوند. همچنین لازم به ذکر است که استعلام قیمت‌ها مربوط به شرکت یکتا تهویه اروند در سال ۱۴۰۰ است.

۲ ۶ هواساز جدید

۱ ۲ ۶ هواساز مرسوم

بر اساس استعلام قیمت انجام شده از یک شرکت سازنده هواساز (شکل ۶-۱)، برای خرید یک دستگاه هواساز مناسب برای شرایط آب‌وهوایی شهر رشت با هوادهی cfm ۱۲۰۰۰ و ۱۰۰٪ هوای تازه، مبلغ ۵,۵۶ میلیارد ریال بابت محفظه اصلی هواساز (شامل کویل‌های اواپراتور، فن هوادهی و فیلتر) لازم است. همچنین دو کندانسینگ یونیت[1] برای دو کویل DX با مبالغ ۱۰,۵۸ میلیارد ریال و ۳,۶ میلیارد ریال و یک کویل بازگرمایش به مبلغ ۰,۰۳۸ میلیارد ریال باید خریداری شود. بنابراین در مجموع ۱۹,۷۹ میلیارد ریال هزینه خرید یک هواساز مرسوم با ۱۰۰٪ هوای تازه خواهد شد. همچنین برای هواساز دارای ۲۵٪ هوای تازه مبلغ ۵,۳۵ میلیارد ریال بابت محفظه اصلی هواساز (شامل کویل‌های اواپراتور، فن هوادهی و فیلتر) لازم است. همچنین دو کندانسینگ یونیت برای دو کویل DX با مبالغ ۶,۶۱ میلیارد ریال و ۳,۲۷ میلیارد ریال و یک کویل بازگرمایش به مبلغ ۰,۰۳۸میلیارد ریال باید خریداری شود. بنابراین در مجموع ۱۵,۲۹ میلیارد ریال هزینه خرید یک هواساز مرسوم با ۲۵٪ هوای تازه خواهد شد.

طبیعتاً همانطور که قبلاً هم اشاره شد هزینه‌های دیگری (مانند حمل، نصب و راه‌اندازی) نیز وجود دارد که چون در هر دو حالت مرسوم و دارای WAHP یکسان است تاثیری در مقایسه هزینه‌ها ندارد.

---

[1] کندانسینگ یونیت شامل کمپرسور، کندانسور و سایر تجهیزات جانبی است.

محصول	تعداد	قیمت واحد	قیمت کل(ریال)
هواساز حاره ای افقی مدل: ARHR-210A/AL40RW 12000CFM جهت PU-01-100-B	۱	۵,۵۵۵,۲۰۰,۰۰۰	۵,۵۵۵,۲۰۰,۰۰۰
هواساز حاره ای افقی مدل: ARHR-210A/AL40RW 12000CFM جهت PU-02-25-H-B	۱	۵,۳۵۰,۱۰۰,۰۰۰	۵,۳۵۰,۱۰۰,۰۰۰
هواساز حاره ای افقی مدل: ARHR-210A/AL40RW 12000CFM جهت PU-03-25-R-B	۱	۵,۳۵۰,۱۰۰,۰۰۰	۵,۳۵۰,۱۰۰,۰۰۰
کندانسینگ یونیت مدل : ACU/A/2N/C/80-4/ASPHC جهت -PU-01-DX1	۱	۱۰,۵۸۴,۰۰۰,۰۰۰	۱۰,۵۸۴,۰۰۰,۰۰۰
کندانسینگ یونیت مدل : ACU/A/2N/C/20-1/ASPHC جهت PU-01-DX2	۱	۳,۵۹۹,۰۰۰,۰۰۰	۳,۵۹۹,۰۰۰,۰۰۰
کندانسینگ یونیت مدل : ACU/A/2N/C/40-2/ASPHC جهت PU-02-DX1	۱	۵,۰۰۶,۲۰۰,۰۰۰	۵,۰۰۶,۲۰۰,۰۰۰
کندانسینگ یونیت مدل : ACU/A/2N/C/15-1/ASPHC جهت PU-02-DX2	۱	۳,۱۲۶,۰۰۰,۰۰۰	۳,۱۲۶,۰۰۰,۰۰۰
کندانسینگ یونیت مدل : ACU/A/2N/C/40-2/ASPHC جهت PU-03-DX1	۱	۶,۶۱۴,۶۰۰,۰۰۰	۶,۶۱۴,۶۰۰,۰۰۰
کندانسینگ یونیت مدل : ACU/A/2N/C/20-1/ASPHC جهت PU-03-DX2	۱	۳,۲۶۵,۹۰۰,۰۰۰	۳,۲۶۵,۹۰۰,۰۰۰
کویل گرمایی کانالی مدل : A-CO-HW-1/2-8-1R-CU-CAL جهت PU-01,02,03	۳	۳۷,۵۸۹,۰۰۰	۱۱۲,۷۶۷,۰۰۰

شکل ۶-۱) استعلام قیمت مربوط به هواساز مرسوم

۶ ۲ ۲ هواساز دارای *WAHP*

استعلام قیمت مربوط به هواساز دارای در شکل ۶-۲ نشان داده شده است. برای شرایط ۱۰۰٪ هوای تازه، قیمت هواساز مجهز به WAHP دارای دو ردیف لوله و فشردگی فین FPI ۱۰ برابر ۵,۱۴ میلیارد ریال و قیمت کندانسینگ یونیت مربوطه ۹,۱۵ میلیارد ریال است. بنابراین مجموع هزینه برای هواساز دارای WAHP با ۱۰۰٪ هوای تازه برابر ۱۴,۳ میلیارد ریال است. همچنین برای شرایط ۲۵٪ هوای تازه قیمت هواساز مجهز به WAHP دارای دو ردیف لوله و فشردگی فین FPI ۱۰ برابر ۴,۹۶ میلیارد ریال و قیمت کندانسینگ یونیت مربوطه ۶,۶۱ میلیارد ریال است. بنابراین مجموع هزینه برای هواساز دارای WAHP با ۱۰۰٪ هوای تازه برابر ۱۱,۵۷ میلیارد ریال است.

۶ ۲ ۳ مقایسه هزینه‌ها

هزینه‌های برآورد شده برای ساخت انواع هواساز، جهت مقایسه در جدول ۶-۱ ارائه شده است. همانطور که مشاهده می‌شود هزینه ساخت هواساز دارای WAHP حدود ۲۰ تا ۲۳ درصد از هواساز مرسوم کمتر است. بنابراین فارغ از محاسبات مربوط به صرفه جویی انرژی، استفاده از هواساز مجهز به WAHP مقرون به صرفه‌تر است. بنابراین انتظار می‌رود که در صورت توسعه این فناوری در داخل کشور، بر روی همه هواسازها استفاده شود.

جدول ۶-۱) مقایسه هزینه‌های ساخت انواع هواساز

نوع هواساز و درصد هوای تازه		هزینه (میلیارد ریال)
مرسوم	٪۱۰۰ هوای تازه	۱۹,۷۹
	٪۲۵ هوای تازه	۱۵,۲۹
دارای WAHP	٪۱۰۰ هوای تازه	۱۴,۳
	٪۲۵ هوای تازه	۱۱,۵۷

۶ ۳ افزودن *WAHP* به هواساز موجود

یک سناریو برای استفاده از WAHP این است که بر روی هواسازهای موجود نصب شود. برای محاسبات اقتصادی مربوط به این سناریو صرفاً هواساز دارای کویل سرمایشی DX در نظر گرفته شده و کویل آب سرد مورد بررسی نخواهد بود. بر اساس استعلام انجام شده، هزینه‌های افزودن یک دستگاه WAHP به هواساز موجود، مطابق جدول ۶-۲ است.

محصول	تعداد	قیمت واحد
کندانسینگ یونیت مدل : ACU/A/2N/C/80-4/ASPHC جهت PU-01	۱	۹,۱۵۴,۱۰۰,۰۰۰
کندانسینگ یونیت مدل : ACU/A/2N/C/40-2/ASPHC جهت PU-02-WAHP(2R-10FPI),WAHP (1R-10FPI),WAHP(3R-10FPI)	۳	۵,۰۰۶,۲۰۰,۰۰۰
کندانسینگ یونیت مدل : ACU/A/2N/C/40-2/ASPHC جهت PU-03WAHP(2R-10FPI),WAHP(2R-12FPI),WAHP(2R-14FPI)	۳	۶,۶۱۴,۶۰۰,۰۰۰
هواساز حاره ای افقی مدل: ARHR-210A/AL40RW 12000CFM جهت PU-01-100-A-WAHP(2R-10FPI)	۱	۵,۱۳۸,۵۰۰,۰۰۰
هواساز حاره ای افقی مدل: ARHR-210A/AL40RW 12000CFM جهت PU-02-25-H-A-WAHP (2R-10FPI)	۱	۴,۹۵۷,۲۰۰,۰۰۰
هواساز حاره ای افقی مدل: ARHR-210A/AL40RW 12000CFM جهت PU-02-25-H-A-WAHP (1R-10FPI)	۱	۴,۶۷۴,۵۰۰,۰۰۰
هواساز حاره ای افقی مدل: ARHR-210A/AL40RW 12000CFM جهت PU-02-25-H-A-WAHP (3R-10FPI)	۱	۵,۲۹۴,۷۰۰,۰۰۰
هواساز حاره ای افقی مدل: ARHR-210A/AL40RW 12000CFM جهت PU-03-25-R-A-WAHP (2R-10FPI)	۱	۴,۹۵۷,۲۰۰,۰۰۰
هواساز حاره ای افقی مدل: ARHR-210A/AL40RW 12000CFM جهت PU-03-25-R-A-WAHP (2R-12FPI)	۱	۴,۹۷۵,۰۰۰,۰۰۰
هواساز حاره ای افقی مدل: ARHR-210A/AL40RW 12000CFM جهت PU-03-25-R-A-WAHP (2R-14FPI)	۱	۴,۹۸۹,۶۰۰,۰۰۰

شکل ۶-۲) استعلام قیمت مربوط به هواساز دارای WAHP

جدول ۶-۲) هزینه‌های افزودن یک دستگاه WAHP به هواساز

مورد هزینه‌کرد	مبلغ (میلیون ریال)
ساخت WAHP	۸۰۰
ارسال کویل‌ها از تهران به رشت	۲۲
باز کردن و اصلاح یکی از پنل‌های جداری هواساز	۱۵
نیروی انسانی (اعزام و اسکان + دستمزد)	۳۰
مجموع	۸۶۷

فصل ۷ تحلیل اقتصادی و سیاستگذاری

۷ ۱ مقدمه

در این فصل با در نظر گرفتن بهای انرژی و بر اساس هزینه ساخت هواساز جدید و یا نصب WAHP بر روی هواساز موجود، مساله صرفه اقتصادی به‌کارگیری فناوری لوله‌گرمایی برای بهبود رطوبت‌زدایی در نواحی مرطوب ایران مورد بررسی قرار می‌گیرد. بدیهی است که برای در نظر گرفتن بهای انرژی باید هم دیدگاه مصرف‌کننده و هم دیدگاه حاکمیتی مورد بررسی قرار بگیرد. در همین راستا، در انتهای این فصل سیاست‌های پیشنهادی به نهاد حاکمیتی متولی انرژی ارائه خواهد شد.

۷ ۲ بهای انرژی

۷ ۲ ۱ قیمت برق

در کشور ایران به دلایل مختلف اقتصادی و اجتماعی، بهای تمام شده برق برای مصرف‌کنندگان (اعم از مصارف عمومی، تولید و سایر مصارف) بسیار کمتر از مجموع بهای تمام شده تولید، انتقال و توزیع است. با توجه به اینکه موضوع این پروژه مرتبط با کاهش مصرف برق در سامانه‌های سرمایش ساختمان و مرتبط با مصارف عمومی است بنابراین از دیدگاه مصرف‌کننده، تعرفه برق مصارف عمومی مد نظر خواهد بود. شکل ۷-۱ تعرفه برق مصارف عمومی مربوط به سال ۱۴۰۰ را نشان می‌دهد. شکل ۷-۲ دسته بندی مشترکین مصارف عمومی و کد مربوط به آن‌ها را نشان می‌دهد [34]. همانطور که قبلاً نیز ذکر شد محاسبات اقتصادی این گزارش بر مبانی هزینه‌ها و تعرفه‌های سال ۱۴۰۰ انجام شده است. بار سرمایشی در ساعات اوج بار به شبکه تحمیل می‌شود بنابراین برای محاسبات اقتصادی از تعرفه مربوط به ساعات اوج بار استفاده می‌شود. با توجه به تنوع کاربری ساختمان‌های دارای هواساز، بین ۱۰۰۰ تا ۵۰۰۰ ریال به ازای هر کیلووات ساعت مصرف برق در ساعات اوج بار بوده و برای محاسبات میانگین ۳۰۰۰ ریال در نظر گرفته می‌شود.

کدتعرفه		بهای قدرت (kw/ریال)	بهای انرژی (kwh/ریال)		
			ساعات میان‌باری	ساعات اوج بار	ساعات کم باری
۲- الف	۱	٦٥٤٥٩	٢٤٠١	٤٨٠٢	١٢٠٠,٥
	۲	٥٤٥٥٠	٧٤٢	١٤٨٤	٣٧١
۲- ب		٢٦١٨٤	٤١٤	٨٢٨	٢٠٧

شکل ۷-۱) تعرفه برق مصارف عمومی سال ۱۴۰۰

۲- الف	۱ شامل کد	۲-۱	وزارتخانه‌ها و ادارات تابعه آن‌ها، بنیاد شهید، بنیاد مستضعفان و جانبازان، بنیاد ۱۵ خرداد، شهرداری‌ها و کلیه مؤسسات و سازمان‌های دولتی که به صورت شرکت اداره نمی‌شوند (نظیر سازمان حج و اوقاف و امورخیریه، سازمان حفاظت محیط‌زیست، سازمان‌های جهادکشاورزی استان‌ها، گمرک، سازمان بنادر و دریانوردی، سازمان هواپیمایی کشوری، سازمان تبلیغات اسلامی)، اماکن دیپلماتیک (سفارتخانه‌ها، کنسولگری‌ها و محل اقامت اشخاص دیپلماتیک)، روشنایی معابر اختصاصی، مصارف اشتراکی مجموعه‌های ساختمانی غیرمسکونی، آرامگاه‌ها، گورستان‌ها و غسالخانه‌ها، روشنایی جاده‌ای وچراغ‌های چشمک‌زن بین‌شهری، تونل‌ها و نقاط مه‌گیر
	۲ شامل کدهای	۲-۲	کلیه مؤسسات پژوهشی و مراکز تحقیقاتی دارای پروانه معتبر از مراجع رسمی، مجلس‌شورای‌اسلامی، قوه قضائیه، شورای حل اختلاف، سازمان بازرسی کل کشور، جایگاه‌های فروش فرآورده‌های نفتی و CNG، مراکز بهداشتی و درمانی دولتی مرتبط با انسان نظیر بیمارستان‌ها، درمانگاه‌ها، مراکز تشخیص طبی، مراکز پیراپزشکی و داروخانه‌ها، کلیه مؤسسات و مراکز نیکوکاری، دفاتر هلال‌احمر و کمیته امداد امام‌خمینی، مصارف مربوط به روشنایی معابر شهری و روستایی، بوستان‌ها (پارک‌ها)، فضای سبز شهرها، مصارف زیباسازی شهرها، مصارف اشتراکی واحدهای مسکونی، مصارف اشتراکی شهرک‌های مسکونی.
		۲-۶	مراکز بهداشتی و درمانی خصوصی مرتبط با انسان نظیر بیمارستان‌ها، درمانگاه‌ها، مراکز تشخیص طبی، مراکز پیراپزشکی، داروخانه‌ها و مطب پزشکان.
	۲- ب شامل کدهای	۲-۳	مراکز فرهنگی (نظیر کتابخانه‌ها، موزه‌ها و اماکن تاریخی ثبت شده)، سازمان صداوسیما، سینماها، مراکز آموزشی و پرورشی (نظیر مهدکودک‌ها، کودکستان‌ها، مدارس، دانشگاه‌ها، بیمارستان‌های آموزشی، مراکز آموزش فنی و حرفه‌ای، مدارس و حوزه‌های علمیه)، خوابگاه‌های دانشجویی، حوزوی و دانش‌آموزی، اردوگاه‌های دانش‌آموزی، مساجد، حسینیه‌ها، گلزار شهدا، بقاع متبرکه و اماکن مقدسه اقلیت‌های دینی شناخته شده، مراکز و باشگاه‌های ورزشی، مراکز بهزیستی و نگهداری جانبازان، معلولین، سالمندان، کودکان و نوجوانان بی‌سرپرست و محل سکونت جانبازان ۷۰ درصد و بالاتر، گرمابه‌ها.
		۲-۴	مراکز و پادگان‌های نظامی و انتظامی.
		۲-۵	تأسیسات آب‌شیرین‌کنی، پارک‌های جنگلی، نانوایی‌های غیرسنتی.
		۲-۷	نانوایی‌های سنتی.

شکل ۷-۲) دسته بندی مشترکین مصارف عمومی

برای انجام محاسبات اقتصادی از دیدگاه حاکمیت[1]، در بدترین حالت (و با فرض اینکه حاکمیت از تولید و توزیع برق به دنبال سود نباشد) باید هزینه تمام شده برق را محاسبه کرد و عدد به دست آمده را مبنای محاسبات صرفه اقتصادی قرار داد. هزینه تمام شده برق شامل هزینه سرمایه گذاری، هزینه سوخت مصرفی و هزینه عملیات و نگهداری

[1] در اینجا منظور از حاکمیت وزارت نیرو و یا شرکت مادر تخصصی توانیر است.

است. بر اساس محاسبات تخمینی میانگین بهای تمام شده برق در کشور در سال ۱۴۰۰ حدود ۲۰هزار ریال به ازای هر کیلووات ساعت است.

۲ ۲ ۷ قیمت گاز

تعرفه گاز را برای مصارف عمومی ۲۰۰۰ ریال به ازای هر متر مکعب گاز در نظر می‌گیریم. در مورد نرخ گاز نیز در نظر گرفتن دیدگاه مصرف‌کننده و دیدگاه حاکمیتی ضروری است. در دیدگاه حاکمیتی گاز را می‌توان با نرخ خوراک پتروشیمی به فروش رساند و بنابراین بهای گاز با این نرخ تعیین می شود. قیمت گاز بر اساس نرخ خوراک پتروشیمی در سال ۱۴۰۰ حدود ۲۰هزار ریال بوده است [35].

۳ ۷ محاسبات صرفه اقتصادی

۱ ۳ ۷ هواساز جدید

بر اساس نتایج ارائه شده در جدول ۶-۱ برای ظرفیت هوادهی ۱۲۰۰۰cfm و شرایط آب و هوایی شهر رشت، قیمت هواساز مجهز به WAHP بین ۲۰ تا ۲۳ درصد کمتر از هواساز مرسوم است. بنابراین تولید آن هم از دیدگاه مصرف‌کننده و هم از نگاه حاکمیت جذاب و مقرون به صرفه است. علاوه بر این، استفاده از WAHP موجب صرفه‌جویی اقتصادی ناشی از کاهش مصرف انرژی خواهد شد. جدول ۷-۱ و جدول ۷-۲ هزینه مصرف انرژی را به ترتیب از دیدگاه مصرف‌کننده و حاکمیت برای هواساز ۱۰۰٪ هوای تازه نشان می‌دهد.

جدول ۷-۱) هزینه انرژی سالانه در هواساز مرسوم و هواساز دارای WAHP برای ۱۰۰٪ هوای تازه با تعرفه مصارف عمومی

انرژی و تعرفه	ساعات مصرف سالانه	هواساز مرسوم (میلیون ریال)	*WAHP* (میلیون ریال)	صرفه‌جویی سالانه (میلیون ریال)
برق با تعرفه ۳۰۰۰ (ریال به ازای هر کیلووات‌ساعت)	۶۰۰	۱۱۵,۷۴	۱۰۹,۸	۵,۹۴
	۹۰۰	۱۷۳,۶۱	۱۶۴,۷	۸,۹۱
	۱۲۰۰	۲۳۱,۴۸	۲۱۹,۶	۱۱,۸۸
گاز با تعرفه ۲۰۰۰ (ریال به ازای هر مترمکعب)	۶۰۰	۸,۴	۰	۸,۴
	۹۰۰	۱۲,۶	۰	۱۲,۶
	۱۲۰۰	۱۶,۸	۰	۱۶,۸
مجموع هزینه سالانه انرژی	۶۰۰	۱۲۴,۱۴	۱۰۹,۸	۱۴,۳۴
	۹۰۰	۱۸۶,۲۱	۱۶۴,۷	۲۱,۵۱
	۱۲۰۰	۲۴۸,۲۸	۲۱۹,۶	۲۸,۶۸

جدول ۷-۲) هزینه انرژی سالانه در هواساز مرسوم و هواساز دارای WAHP برای ۱۰۰٪ هوای تازه ازدیدگاه حاکمیتی

انرژی و تعرفه	ساعات مصرف سالانه	هواساز مرسوم (میلیون ریال)	*WAHP* (میلیون ریال)	صرفه‌جویی سالانه (میلیون ریال)
برق با تعرفه ۲۰هزار (ریال به ازای هر کیلووات‌ساعت)	۶۰۰	۷۷۱,۶	۷۳۲	۳۹,۶
	۹۰۰	۱۱۵۷,۴	۱۰۹۸	۵۹,۴
	۱۲۰۰	۱۵۴۳,۲	۱۴۶۴	۷۹,۲
گاز با تعرفه ۲۰هزار (ریال به ازای هر مترمکعب)	۶۰۰	۸۴	۰	۸۴
	۹۰۰	۱۲۶	۰	۱۲۶
	۱۲۰۰	۱۶۸	۰	۱۶۸
مجموع هزینه سالانه انرژی	۶۰۰	۸۸۵,۶	۷۳۲	۱۵۳,۶
	۹۰۰	۱۲۸۳,۴	۱۰۹۸	۱۸۵,۴
	۱۲۰۰	۱۷۱۱,۲	۱۴۶۴	۲۴۷,۲

همچنین جدول ۷-۳ و جدول ۷-۴ هزینه مصرف انرژی را به ترتیب از دیدگاه مصرف‌کننده و حاکمیت برای هواساز ۲۵٪ هوای تازه نشان می‌دهد.

جدول ۷-۳) هزینه انرژی سالانه در هواساز مرسوم و هواساز دارای WAHP برای ۲۵٪ هوای تازه با تعرفه مصارف عمومی

انرژی و تعرفه	ساعات مصرف سالانه	هواساز مرسوم (میلیون ریال)	*WAHP* (میلیون ریال)	صرفه‌جویی سالانه (میلیون ریال)
برق با تعرفه ۳۰۰۰ (ریال به ازای هر کیلووات‌ساعت)	۶۰۰	۸۱,۹۹	۶۱,۲	۲۰,۷۹
	۹۰۰	۱۲۲,۹۹	۹۱,۸	۳۱,۱۹
	۱۲۰۰	۱۶۳,۹۸	۱۲۲,۴	۴۱,۵۸
گاز با تعرفه ۲۰۰۰ (ریال به ازای هر مترمکعب)	۶۰۰	۸,۴	۰	۸,۴
	۹۰۰	۱۲,۶	۰	۱۲,۶
	۱۲۰۰	۱۶,۸	۰	۱۶,۸
مجموع هزینه سالانه انرژی	۶۰۰	۹۰,۳۹	۶۱,۲	۲۹,۱۹
	۹۰۰	۱۳۵,۵۹	۹۱,۸	۴۳,۷۹
	۱۲۰۰	۱۸۰,۷۸	۱۲۲,۴	۵۸,۳۸

جدول ۷-۴) هزینه انرژی سالانه در هواساز مرسوم و هواساز دارای WAHP برای ۲۵٪ هوای تازه ازدیدگاه حاکمیتی

انرژی و تعرفه	ساعات مصرف سالانه	هواساز مرسوم (میلیون ریال)	*WAHP* (میلیون ریال)	صرفه‌جویی سالانه (میلیون ریال)
برق با تعرفه ۲۰هزار (ریال به ازای هر کیلووات‌ساعت)	۶۰۰	۵۴۶,۶	۴۰۸	۱۳۸,۶
	۹۰۰	۸۱۹,۹	۶۱۲	۲۰۷,۹
	۱۲۰۰	۱۰۹۳,۲	۸۱۶	۲۷۷,۲
گاز با تعرفه ۲۰هزار (ریال به ازای هر مترمکعب)	۶۰۰	۸۴	۰	۸۴
	۹۰۰	۱۲۶	۰	۱۲۶
	۱۲۰۰	۱۶۸	۰	۱۶۸
مجموع هزینه سالانه انرژی	۶۰۰	۶۳۰,۶	۴۰۸	۲۲۲,۶
	۹۰۰	۹۴۵,۹	۶۱۲	۳۳۳,۹
	۱۲۰۰	۱۲۶۱,۲	۸۱۶	۴۴۵,۲

همانطور که در جداول فوق مشاهده می‌شود، صرفه‌جویی سالانه از دیدگاه حاکمیتی رقم قابل توجهی است. به عنوان مثال در یک رستوران که هواساز آن با دبی ۱۲۰۰۰cfm و نرخ هوای هوای تازه ۲۵٪ کار می‌کند، استفاده از فناوری لوله‌گرمایی می‌تواند سالانه تا حدود ۴۵ میلیون تومان از محل صرفه‌جویی انرژی عاید حاکمیت کند (جدول ۷-۴). باید توجه کرد که این رقم صرفاً صرفه‌جویی حاصل از یک ساختمان است. با در نظر گرفتن مثلاً ۱۰۰۰ ساختمان مشابه در مناطق مرطوب شمال و جنوب ایران، دستگاه حاکمیتی متولی انرژی، سالانه ۴۵ میلیارد تومان عایدی حاصل از صرفه‌جویی انرژی خواهد داشت.

۷ ۳ ۲ هواساز موجود

در شرایطی که قرار است WAHP بر روی یک هواساز موجود و در حال بهره‌برداری نصب شود، هزینه سرمایه‌گذاری مطابق جدول ۶-۲ بوده و مبلغ صرفه‌جویی ریالی سالانه از جداول ۷-۵ تا ۷-۸ به دست می‌آید. در این جداول ، نرخ متوسط تنزیل ۳۰٪ و نرخ افزایش بهای انرژی (اعم از برق و گاز) ۲۰٪ در نظر گرفته شده است.

برای تحلیل اقتصادی یک سرمایه‌گذاری از شاخص‌های مختلفی استفاده می‌شود. یکی از این شاخص‌ها نرخ بازگشت داخلی (IRR[۱]) که از رابطه زیر محاسبه می‌شود.

$$\sum_{n=0}^{N} \frac{C_n}{(1+IRR)^n} = 0 \qquad (۳۳)$$

[۱] *Internal Rate of Return*

که در آن C_n برآیند هزینه و درآمد در سال nام و N تعداد سال‌های مورد احتساب در تحلیل اقتصادی است. پارامتر دیگری که در تحلیل اقتصادی مورد استفاده قرار می‌گیرد ارزش خالص در زمان حال (NPV[1]) است. در این پارامتر با استفاده از نرخ تنزیل، ارزش حال هزینه‌ها و درآمدها در طی سال‌های مختلف تعیین و مجموع آن‌ها محاسبه می‌شود. مثبت شدن NPV نشان‌دهنده این است که طرح مورد نظر از نظر اقتصادی مقرون به صرفه بوده و هر چه مقدار آن بیشتر باشد جذابیت اقتصادی بیشتری دارد. فرمول محاسبه NPV مشابه رابطه محاسبه IRR بوده با این تفاوت که در مخرج کسر از نرخ تنزیل (r) استفاده شده و حاصل جمع برابر NPV است.

$$NPV = \sum_{n=0}^{N} \frac{C_n}{(1+r)^n} \quad (۳۴)$$

برای درک بهتر ارزش حال جریان مالی، در جداول ۷-۵ تا ۷-۸، مقابل جریان مالی هر سال ارزش حال محاسبه شده با نرخ تنزیل درج شده است.

برای تحلیل اقتصادی افزودن WAHP به هواساز، سه دوره زمانی ۵، ۱۰ و ۱۵ ساله را در نظر می‌گیریم. این دوره‌های زمانی در واقع دوره‌های زمانی کارکرد WAHP هستند. هر چه دوره زمانی بیشتر باشد با توجه به اینکه هزینه‌های نگهداری برابر صفر است، سودآوری طرح بیشتر بوده و NPV مثبت‌تر خواهد شد.

مساله بسیار مهم تاثیرگذار در تحلیل اقتصادی، بهای انرژی است. همانطور که در جداول زیر مشاهده می‌شود، با احتساب دیدگاه حاکمیتی و قیمت واقعی انرژی عمده سناریوها منجر به NPV مثبت شده و مقرون به صرفه هستند. این در حالیست که با احتساب قیمت انرژی یارانه‌ای (دیدگاه مصرف‌کننده) تقریباً در هیچ‌یک از حالات صرفه اقتصادی وجود ندارد.

عددهایی که در جداول با رنگ قرمز نشان داده شده‌اند اعداد منفی هستند که معمولاً در محاسبات مالی با رنگ قرمز و درون پرانتز نشان داده می‌شوند.

عدد منفی مربوط به سال ۱ در واقع مبلغ سرمایه‌گذاری است. ارزش حال سرمایه‌گذاری از جدول ۶-۲ به دست می‌آید. طبیعتاً همانطور که مشاهده می‌شود عدد معادل آن در انتهای سال ۱ با احتساب نرخ تنزیل سالانه عدد بزرگتری خواهد بود.

[1] *Net Present Value*

جدول ۷-۵) محاسبات صرفه اقتصادی نصب WAHP برای هواساز ۲۵٪ هوای تازه (ازدیدگاه حاکمیتی)

سال	۱۲۰۰ ساعت کارکرد			۹۰۰ ساعت کارکرد			۶۰۰ ساعت کارکرد	
	جریان مالی (میلیون ریال)	ارزش حال (میلیون ریال)		جریان مالی (میلیون ریال)	ارزش حال (میلیون ریال)		جریان مالی (میلیون ریال)	ارزش حال (میلیون ریال)
1	-1127.10	-867.00		-1127.10	-867.00		-1127.10	-867.00
2	445.20	263.43		333.90	197.57		222.60	131.72
3	534.24	243.17		400.68	182.38		267.12	121.58
4	641.09	224.46		480.82	168.35		320.54	112.23
5	769.31	207.20		576.98	155.40		384.65	103.60
6	923.17	191.26		692.38	143.44		461.58	95.63
7	1107.80	176.55		830.85	132.41		553.90	88.27
8	1329.36	162.97		997.02	122.22		664.68	81.48
9	1595.23	150.43		1196.42	112.82		797.62	75.21
10	1914.28	138.86		1435.71	104.14		957.14	69.43
11	2297.13	128.18		1722.85	96.13		1148.57	64.09
12	2756.56	118.32		2067.42	88.74		1378.28	59.16
13	3307.87	109.22		2480.90	81.91		1653.94	54.61
14	3969.45	100.81		2977.09	75.61		1984.72	50.41
15	4763.34	93.06		3572.50	69.79		2381.67	46.53
16	5716.01	85.90		4287.00	64.43		2858.00	42.95
IRR-15	59%			48%			37%	
NPV-15	1,526.80			928.35			329.90	
IRR-10	57%			45%			32%	
NPV-10	1,019.49			547.87			76.25	
IRR-5	43%			29%			13%	
NPV-5	262.52			(19.86)			(302.24)	

جدول ۷-۶) محاسبات صرفه اقتصادی نصب WAHP برای هواساز ۲۵٪ هوای تازه (ازدیدگاه مصرف‌کننده)

سال	۱۲۰۰ ساعت کارکرد			۹۰۰ ساعت کارکرد			۶۰۰ ساعت کارکرد	
	جریان مالی (میلیون ریال)	ارزش حال (میلیون ریال)		جریان مالی (میلیون ریال)	ارزش حال (میلیون ریال)		جریان مالی (میلیون ریال)	ارزش حال (میلیون ریال)
1	-1127.10	-867.00		-1127.10	-867.00		-1127.10	-867.00
2	58.40	34.56		43.80	25.92		29.20	17.28
3	70.08	31.90		52.56	23.92		35.04	15.95
4	84.10	29.44		63.07	22.08		42.05	14.72
5	100.92	27.18		75.69	20.38		50.46	13.59
6	121.10	25.09		90.82	18.82		60.55	12.54
7	145.32	23.16		108.99	17.37		72.66	11.58
8	174.38	21.38		130.79	16.03		87.19	10.69
9	209.26	19.73		156.94	14.80		104.63	9.87
10	251.11	18.22		188.33	13.66		125.55	9.11
11	301.33	16.81		226.00	12.61		150.67	8.41
12	361.60	15.52		271.20	11.64		180.80	7.76
13	433.92	14.33		325.44	10.74		216.96	7.16
14	520.70	13.22		390.53	9.92		260.35	6.61
15	624.84	12.21		468.63	9.16		312.42	6.10
16	749.81	11.27		562.36	8.45		374.90	5.63
IRR-15	14%			11%			6%	
NPV-15	(552.99)			(631.49)			(709.99)	
IRR-10	4%			0%			-5%	
NPV-10	(619.54)			(681.40)			(743.27)	
IRR-5	-23%			-29%			-36%	
NPV-5	(718.83)			(755.87)			(792.92)	

جدول ۷-۷) محاسبات صرفه اقتصادی نصب WAHP برای هواساز ۱۰۰٪ هوای تازه (ازدیدگاه حاکمیتی)

سال	۱۲۰۰ ساعت کارکرد			۹۰۰ ساعت کارکرد			۶۰۰ ساعت کارکرد	
	جریان مالی (میلیون ریال)	ارزش حال (میلیون ریال)		جریان مالی (میلیون ریال)	ارزش حال (میلیون ریال)		جریان مالی (میلیون ریال)	ارزش حال (میلیون ریال)
1	-1127.10	-867.00		-1127.10	-867.00		-1127.10	-867.00
2	247.20	146.27		185.40	109.70		153.60	90.89
3	296.64	135.02		222.48	101.27		184.32	83.90
4	355.97	124.63		266.98	93.48		221.18	77.44
5	427.16	115.05		320.37	86.29		265.42	71.49
6	512.59	106.20		384.45	79.65		318.50	65.99
7	615.11	98.03		461.33	73.52		382.21	60.91
8	738.14	90.49		553.60	67.87		458.65	56.23
9	885.76	83.53		664.32	62.65		550.38	51.90
10	1062.91	77.10		797.19	57.83		660.45	47.91
11	1275.50	71.17		956.62	53.38		792.54	44.22
12	1530.60	65.70		1147.95	49.27		951.05	40.82
13	1836.72	60.64		1377.54	45.48		1141.26	37.68
14	2204.06	55.98		1653.05	41.98		1369.51	34.78
15	2644.87	51.67		1983.65	38.75		1643.42	32.11
16	3173.85	47.70		2380.38	35.77		1972.10	29.64
IRR-15	40%			33%			29%	
NPV-15	462.17			129.88			(41.11)	
IRR-10	35%			27%			23%	
NPV-10	180.49			(81.38)			(216.13)	
IRR-5	16%			6%			0%	
NPV-5	(239.83)			(396.62)			(477.30)	

جدول ۷-۸) محاسبات صرفه اقتصادی نصب WAHP برای هواساز ۱۰۰٪ هوای تازه (ازدیدگاه مصرف‌کننده)

	۱۲۰۰ ساعت کارکرد			۹۰۰ ساعت کارکرد			۶۰۰ ساعت کارکرد	
سال	جریان مالی (میلیون ریال)	ارزش حال (میلیون ریال)		جریان مالی (میلیون ریال)	ارزش حال (میلیون ریال)		جریان مالی (میلیون ریال)	ارزش حال (میلیون ریال)
1	-1127.10	-867.00		-1127.10	-867.00		-1127.10	-867.00
2	28.70	16.98		21.50	12.72		14.30	8.46
3	34.44	15.68		25.80	11.74		17.16	7.81
4	41.33	14.47		30.96	10.84		20.59	7.21
5	49.59	13.36		37.15	10.01		24.71	6.66
6	59.51	12.33		44.58	9.24		29.65	6.14
7	71.41	11.38		53.50	8.53		35.58	5.67
8	85.70	10.51		64.20	7.87		42.70	5.23
9	102.84	9.70		77.04	7.26		51.24	4.83
10	123.40	8.95		92.45	6.71		61.49	4.46
11	148.09	8.26		110.94	6.19		73.78	4.12
12	177.70	7.63		133.12	5.71		88.54	3.80
13	213.24	7.04		159.75	5.27		106.25	3.51
14	255.89	6.50		191.70	4.87		127.50	3.24
15	307.07	6.00		230.04	4.49		153.00	2.99
16	368.48	5.54		276.04	4.15		183.60	2.76
IRR-15	6%			3%			-1%	
NPV-15	(712.68)			(751.40)			(790.11)	
IRR-10	-6%			-9%			-14%	
NPV-10	(745.39)			(775.90)			(806.41)	
IRR-5	-36%			-40%			-46%	
NPV-5	(794.19)			(812.45)			(830.72)	

محاسبات اقتصادی ارائه شده بر اساس نرخ افزایش بهای انرژی فرضی ۲۰٪ و نرخ تنزیل فرضی ۳۰٪ است. بدیهی است که این محاسبات حساسیت شدیدی نسبت به این دو نرخ دارند.

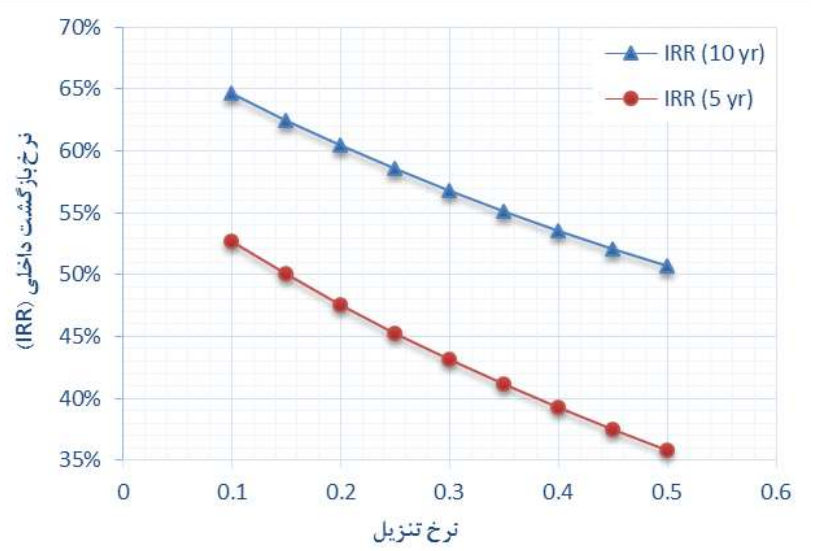
از نتایج ارائه شده در جداول ۷-۵ تا ۷-۸ مشخص می‌شود که هرچه تعداد ساعات کارکرد سالانه و تعداد سالهای بهره‌برداری بیشتر باشد نصب WAHP جذابیت اقتصادی بالاتری خواهد داشت. همچنین با توجه به نتایج به دست آمده، صرفه اقتصادی طرح افزودن WAHP بر روی هواساز موجود فقط از دیدگاه حاکمیتی قابل ملاحظه است.

در هواسازی که ۲۵٪ هوای تازه دارد (جدول ۷-۵) با توجه به اینکه طول عمر WAHP حداقل ۱۰ سال است، در همه سناریوهای ساعات کارکرد، این طرح مقرون به صرفه است. با احتساب حداقل ۱۰ سال عمر کارکرد و سالانه ۹۰۰ ساعت کارکرد هواساز، و با در نظر گرفتن نرخ تنزیل ۳۰٪ و نرخ افزایش بهای سالانه انرژی ۲۰٪، نرخ بازگشت داخلی از دیدگاه حاکمیتی ۴۵٪ بوده دوره بازگشت سرمایه حدود ۵ سال است. لازم به ذکر است که در بسیاری از محاسبات اقتصادی نرخ تنزیل بسیار کمتر از ۳۰٪ و بر اساس نرخ بهره بانکی در نظر گرفته می‌شود که در این صورت دوره بازگشت سرمایه کوتاه‌تر خواهد شد.

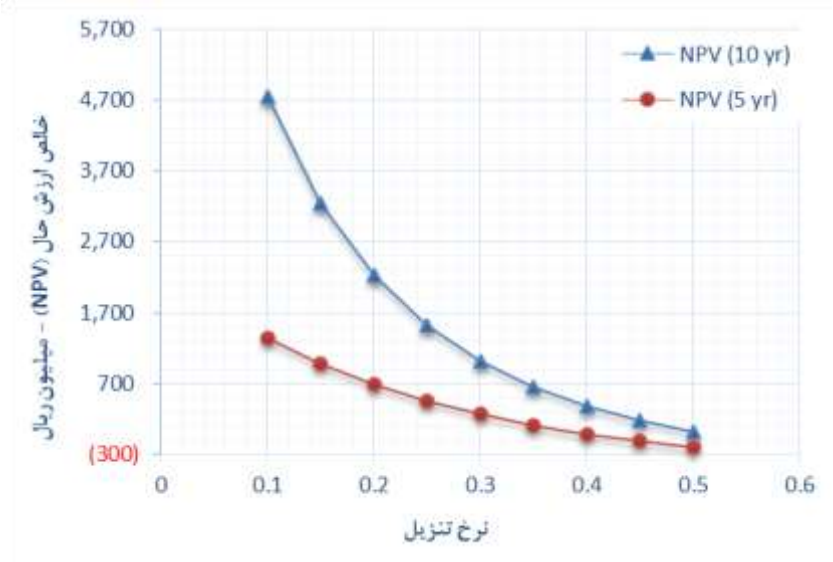
۷ ۴ تحلیل حساسیت

۷ ۴ ۱ حساسیت نسبت به نرخ تنزیل سالانه

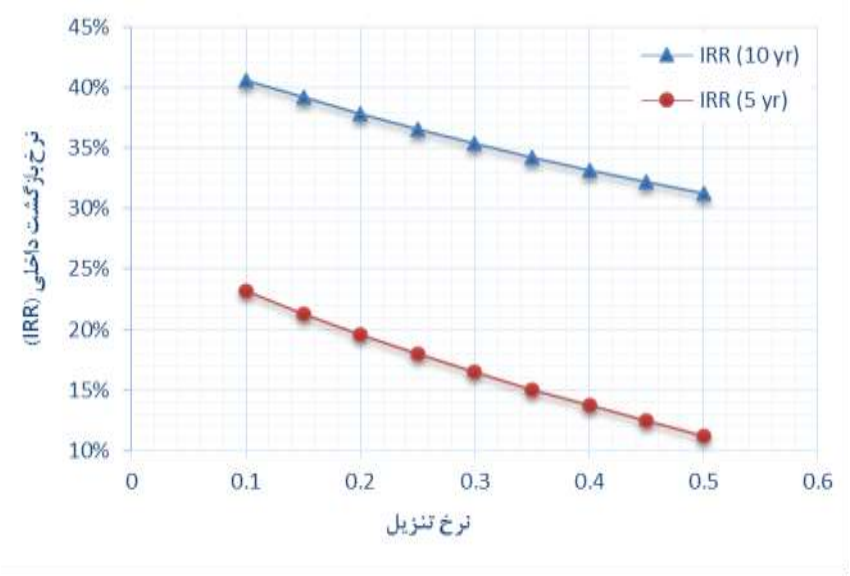
به منظور بررسی میزان حساسیت نتایج محاسبات اقتصادی نسبت به نرخ تنزیل سالانه، برای ۱۲۰۰ ساعت کارکرد هواساز و نرخ افزایش سالانه بهای انرژی ۲۰٪ و با احتساب دیدگاه حاکمیتی، تغییرات نرخ بازگشت داخلی (IRR) و خالص ارزش حال (NPV) برای هواساز جدید در دو حالت ۲۵٪ هوای تازه و ۱۰۰٪ هوای تازه در شکل ۷-۳ تا شکل ۷-۶ نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود IRR و NVP به شدت به نرخ تنزیل حساس است. تغییرات IRR با نرخ تنزیل تقریبا به صورت خطی است. در NVP ۱۰ ساله حساسیت نسبت به نرخ تنزیل در مقادیر پایین‌تر بیشتر بوده و با افزایش نرخ تنزیل میزان حساسیت کاهش می‌یابد.



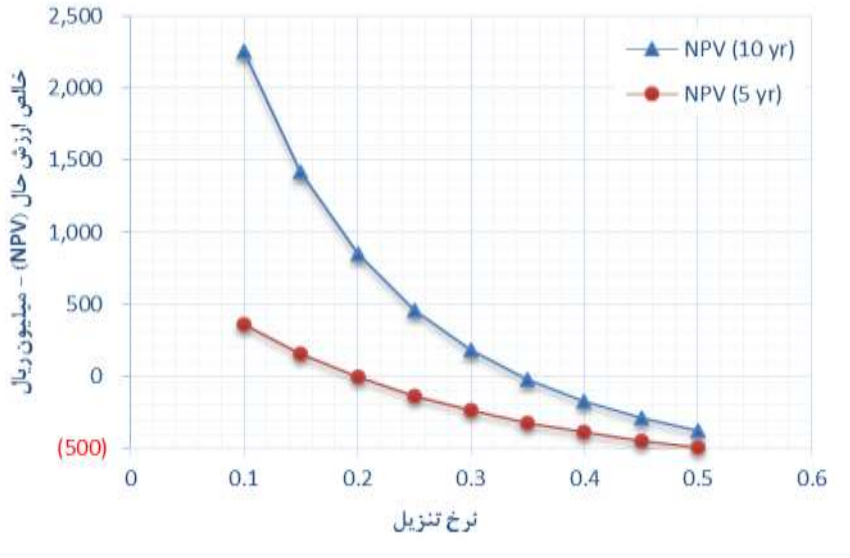
شکل ۷-۳) تغییرات IRR با نرخ تنزیل برای هواساز با ۲۵٪ هوای تازه، ۱۲۰۰ ساعت کارکرد سالانه از دیدگاه حاکمیتی



شکل ۷-۴) تغییرات NVP با نرخ تنزیل برای هواساز با ۲۵٪ هوای تازه، ۱۲۰۰ ساعت کارکرد سالانه از دیدگاه حاکمیتی



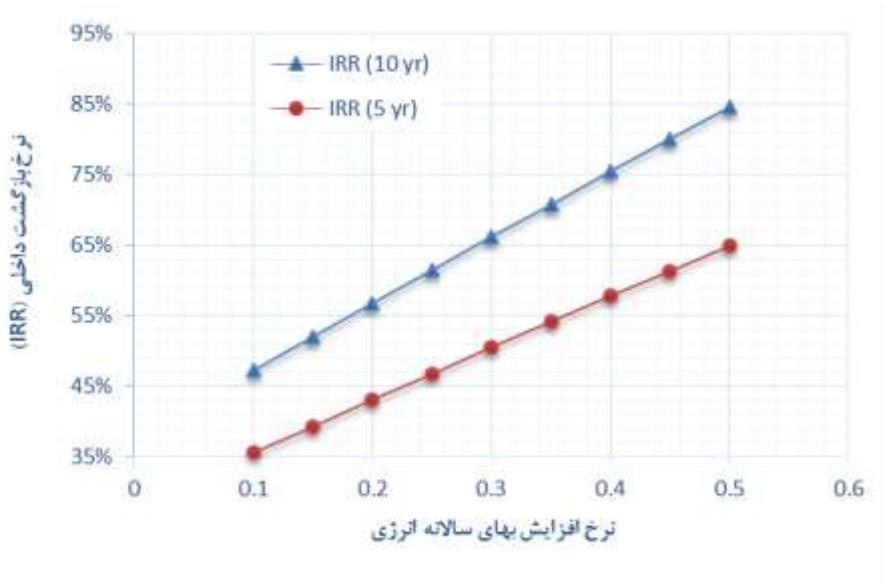
شکل ۷-۵) تغییرات IRR با نرخ تنزیل برای هواساز با ۱۰۰٪ هوای تازه، ۱۲۰۰ ساعت کارکرد سالانه از دیدگاه حاکمیتی



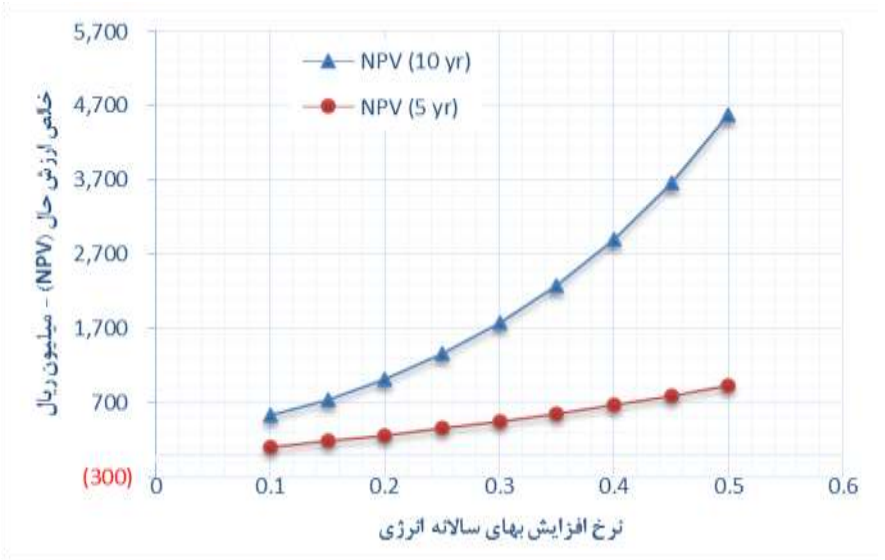
شکل ۷-۶) تغییرات NVP با نرخ تنزیل برای هواساز با ۱۰۰٪ هوای تازه، ۱۲۰۰ ساعت کارکرد سالانه از دیدگاه حاکمیتی

۷ ۴ ۲ حساسیت نسبت به نرخ افزایش بهای انرژی سالانه

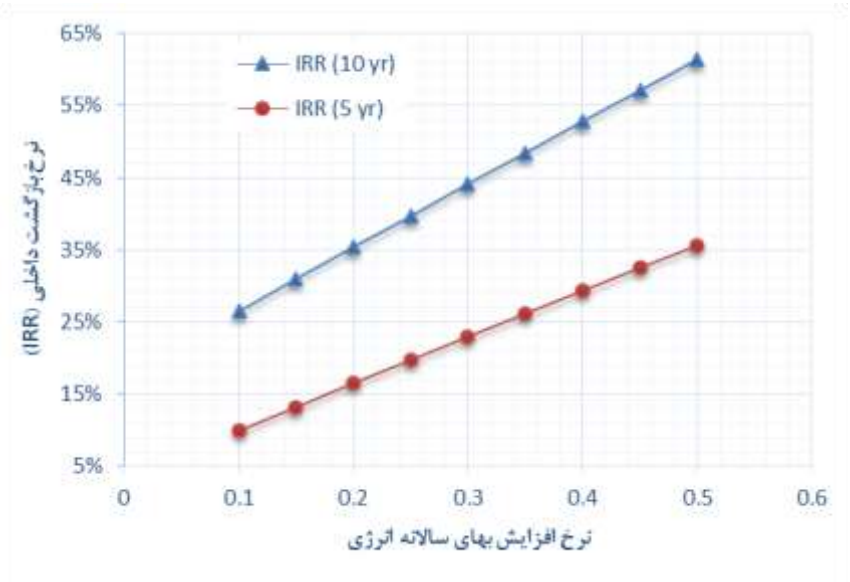
با احتساب نرخ تنزیل ثابت ۳۰٪، تغییرات IRR و NVP با نرخ افزایش سالانه بهای انرژی در شکل ۷-۷ تا شکل ۷-۱۰ نشان داده شده است.



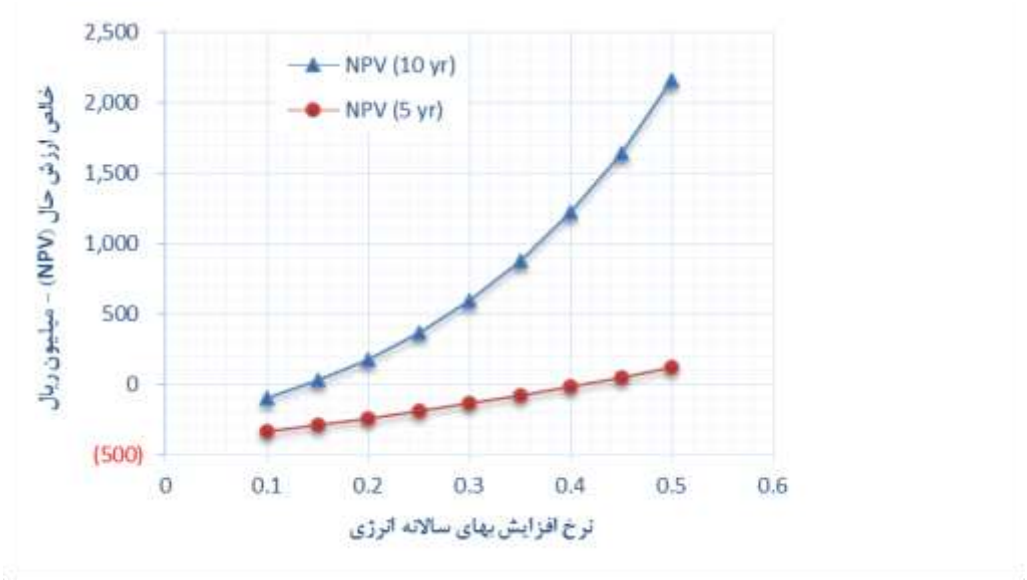
شکل ۷-۷) تغییرات IRR با نرخ افزایش بهای انرژی برای هواساز با ۲۵٪ هوای تازه، ۱۲۰۰ ساعت کارکرد سالانه از دیدگاه حاکمیتی



شکل ۷-۸) تغییرات NVP با نرخ افزایش بهای انرژی برای هواساز با ۲۵٪ هوای تازه، ۱۲۰۰ ساعت کارکرد سالانه از دیدگاه حاکمیتی



شکل ۷-۹) تغییرات IRR با نرخ افزایش بهای انرژی برای هواساز با ۱۰۰٪ هوای تازه، ۱۲۰۰ ساعت کارکرد سالانه از دیدگاه حاکمیتی



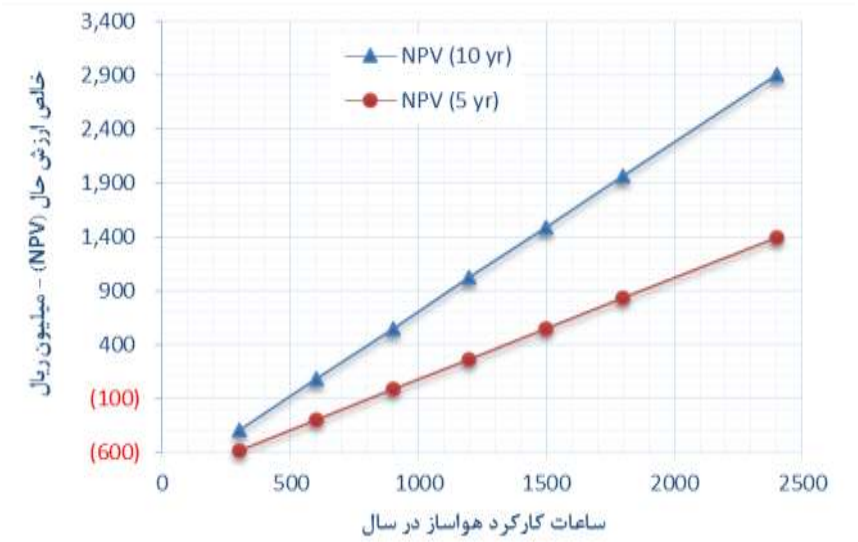
شکل ۷-۱۰) تغییرات NVP با نرخ افزایش بهای انرژی برای هواساز با ۱۰۰٪ هوای تازه، ۱۲۰۰ ساعت کارکرد سالانه از دیدگاه حاکمیتی

۷ ۴ ۳ حساسیت نسبت به ساعات کارکرد سالانه هواساز

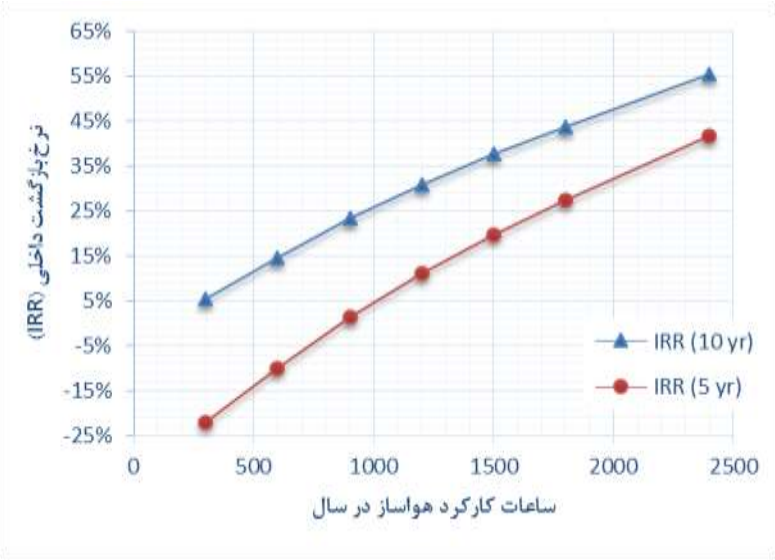
با احتساب نرخ تنزیل ۳۰٪ و نرخ افزایش بهای انرژی ۲۰٪، تغییرات IRR و NVP با ساعات کارکرد سالانه هواساز در شکل ۷-۱۱ تا شکل ۷-۱۴ نشان داده شده است.



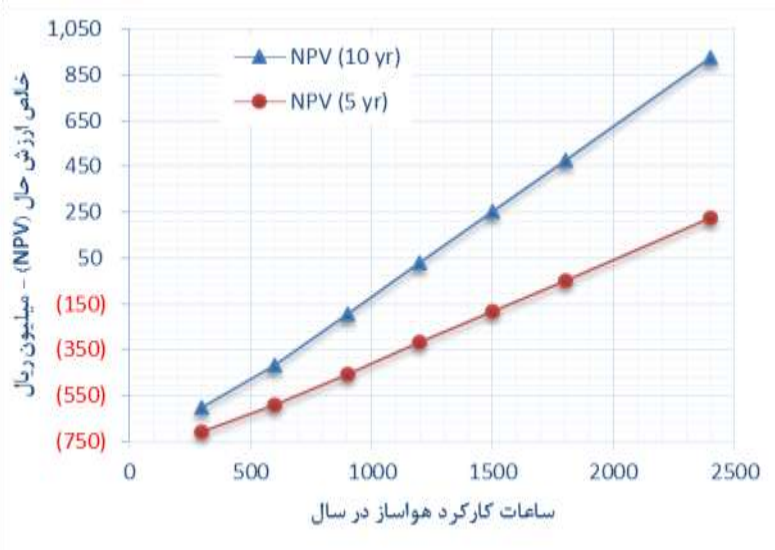
شکل ۷-۱۱) تغییرات IRR با ساعات کارکرد سالانه برای هواساز با ۲۵٪ هوای تازه، ۱۲۰۰ ساعت کارکرد سالانه از دیدگاه حاکمیتی



شکل ۷-۱۲) تغییرات NVP با ساعات کارکرد سالانه برای هواساز با ۲۵٪ هوای تازه، ۱۲۰۰ ساعت کارکرد سالانه از دیدگاه حاکمیتی



شکل ۷-۱۳) تغییرات IRR با ساعات کارکرد سالانه برای هواساز با ۱۰۰٪ هوای تازه، ۱۲۰۰ ساعت کارکرد سالانه از دیدگاه حاکمیتی



شکل ۷-۱۴) تغییرات NVP با ساعات کارکرد سالانه برای هواساز با ۱۰۰٪ هوای تازه، ۱۲۰۰ ساعت کارکرد سالانه از دیدگاه حاکمیتی

بر اساس نمودارهای نشان داده شده، پارامترهای اقتصادی (IRR و NVP) نسبت به پارامترهای نرخ تنزیل، نرخ افزایش بهای انرژی و ساعات کارکرد بسیار حساس بوده و به همین دلیل توصیه می‌شود دائماً متناسب با پروژه مورد نظر و وضعیت نرخ‌ها، این محاسبات به‌روزرسانی شود.

۷ ۵ بسته‌های سیاستی پیشنهادی

۷ ۵ ۱ مقدمه

هدف از این پروژه بررسی امکان‌سنجی فنی و اقتصادی به‌کارگیری فناوری لوله‌گرمایی به منظور بهبود رطوبت‌زدایی در هواسازها با رویکرد کاهش مصرف انرژی بوده است. با توجه به اینکه هزینه‌های انرژی در ایران بسیار کمتر از هزینه‌های جهانی آن است به وضوح می‌توان مشاهده کرد که مساله کاهش مصرف انرژی یک دغدغه عمومی بین مردم نبوده و بنابراین هر گونه اقدام برای کاهش مصرف انرژی (به ویژه اگر نیازمند هزینه باشد) با مقاومت بسیاری مواجه خواهد شد. در این شرایط نقش حاکمیت به عنوان سیاستگذار و تنظیم‌گر این است که با اتخاذ سیاست‌های تشویقی و تنبیهی هم تولیدکنندگان تجهیزات سرمایشی و هم مصرف‌کنندگان را به سمت مصرف بهینه هدایت کند.

در این فصل اقدامات سیاستی در راستای توسعه استفاده از WAHP در هواسازها در مناطق مرطوب شمالی و جنوبی کشور، مورد بررسی قرار می‌گیرد.

۷ ۵ ۲ هواساز جدید

همانطور که در بخش ۷-۳-۱- اشاره شد قیمت هواساز مجهز به WAHP از هواساز معمولی کمتر است. بنابراین از نگاه مصرف‌کننده خرید این نوع هواساز منطقی است. با اینحال بازار یک فضای متاثر از ذینفعان مختلف و رفتارهای آن‌ها بوده و استقبال یا عدم استقبال از یک محصول صرفاً ناشی از قیمت آن نیست. اینکه تولیدکنندگان و عرضه‌کنندگان یک محصول جدید تا چه حد همراه و موافق توسعه بازار این محصول باشند به شدت تعیین کننده است. به عنوان مثال یک تولیدکننده ممکن است ملاحظاتی نظیر هزینه‌های تغییر در خط تولید و یا چالش‌های بازاریابی را مانعی برای اعمال تغییر در محصولات خود بداند. همچنین ممکن است نگران ریسک‌های فنی فناوری جدید باشد. البته باید توجه کرد که این نکات مربوط به بازار مستقل از تنظیم‌گری حاکمیت است. زمانی که حاکمیت بنا به مصالحی مانند کاهش مصرف انرژی تصمیم بگیرد از یک فناوری حمایت کند می‌تواند از طرق مختلف این حمایت را اعمال کرده و بازار را تحت تاثیر قرار دهد.

بر اساس محاسبات انجام شده، استفاده از هواساز مجهز به WAHP هم ارزانتر است و هم کاهش مصرف انرژی دارد. بنابراین سیاست قطعی حاکمیت باید این باشد که مانع از ادامه تولید هواسازهای مرسوم شود.

بسته‌های سیاستی مربوط به کاهش مصرف انرژی اغلب در موارد مختلف مشابه است و اساساً به چند اقدام سیاستی خاص محدود می‌شوند. در حوزه سیاست‌های تشویقی معمولاً از سیاست تخصیص یارانه یا تسهیلات وام خرید استفاده می‌شود. با این‌حال این سیاست‌ها قاعدتاً باید در مواردی به‌کارگرفته شود که قیمت محصول جدید بالاتر باشد. در مورد هواساز مجهز به WAHP که قیمت پایین‌تر از هواساز مرسوم دارد به نظر می‌رسد تخصیص یارانه یا تسهیلات

وام خرید چندان هوشمندانه نباشد. در خصوص سیاست‌های تنبیهی نیز می‌توان از اصلاح تعرفه برق مشترکین استفاده کرد.

به نظر می‌رسد عمده اقدامات حاکمیتی باید متمرکز بر متقاعد کردن تولیدکنندگان باشد. چنانچه هواساز مجهز به WAHP توسط تولیدکنندگان تولید و عرضه شود با توجه به اعتماد مصرف‌کنندگان به برندهای تولید کننده، بعید است مقاومت خاصی از طرف مصرف کنندگان نشان داده شود. برای متقاعد شدن تولیدکنندگان جهت تولید این نوع هواساز، حاکمیت می‌تواند ابتدا به ساکن یک بازار تضمینی اولیه ایجاد کند؛ به عنوان مثال یک تعداد مشخصی سفارش خرید برای ساختمان‌های دولتی به تولیدکنندگان داده شود.

روش دیگر حمایتی، صندوق پژوهش و فناوری صنعت برق و انرژی است که با مدل سرمایه‌گذاری خطرپذیر از تجاری‌سازی فناوری‌های جدید حمایت می‌کند. این مدل حمایتی برای کسب‌وکارهایی مناسب است که نیاز به سرمایه اولیه قابل توجهی دارند. افزودن WAHP به هواساز هزینه سرمایه‌ای قابل توجهی برای تولیدکنندگان ندارد و در نتیجه این مدل جذابیتی برای آن‌ها نخواهد داشت. لازم به ذکر است که به دلیل جدید بود این فناوری در کشور، هزینه تحقیق و توسعه و نمونه‌سازی به تولیدکنندگان تحمیل می‌شود. با این‌حال به نظر می‌رسد خرید تضمینی محصول جدید جذابیت کافی برای تولیدکنندگان داشته و ریسک هزینه نمونه‌سازی را به راحتی پوشش می‌دهد.

۳٫۵٫۷ هواساز موجود

برای نصب WAHP بر روی هواساز در حال بهره‌برداری همانطور که در فصل قبل هم اشاره شد فقط از دیدگاه حاکمیتی مساله صرفه اقتصادی مطرح است. بنابراین این اقدام به خودی خود جذابیتی برای مصرف کننده ندارد. علاوه‌براین به دلیل نیاز به ایجاد تغییرات در هواساز موجود، قطعاً مقاومت بیشتری از سوی مصرف‌کنندگان نشان داده خواهد شد. به همین دلیل نهاد حاکمیتی برای ایجاد انگیزه در مصرف کننده باید از سیاست‌های تشویقی مانند اعطای یارانه صددرصدی استفاده نماید. باید توجه کرد که با اجرای این طرح نهایتا خود حاکمیت منتفع شده و سرمایه‌گذاری انجام شده در بدبیبانه‌ترین حالت پنج ساله بازمی‌گردد.

برای نصب WAHP روی هواساز موجود اقدام حمایتی خاصی از تولیدکنندگان نمی‌توان انجام داد. در این حالت هزینه تحقیق و توسعه محصول بر تولیدکنندگان تحمیل می‌شود که البته در صورت وجود بازار خودبه‌خود این هزینه‌ها پوشش داده خواهد شد.

یکی از اقدامات مهم نهادهای حاکمیتی متولی انرژی، تبلیغات و آماده‌سازی افکار عمومی مصرف‌کنندگان و فرهنگ‌سازی است. بدون اقداماتی از این دست، قوی‌ترین حمایت‌های اقتصادی نیز کافی نبوده و همواره مقاومت‌هایی وجود خواهد داشت.

فصل ۸ جمع بندی

این گزارش مربوط به پروژه **امکان‌سنجی فنی و اقتصادی به‌کارگیری مبدل حرارتی لوله گرمایی به منظور ارتقاء رطوبت‌زدایی** است. در **فصل نخست**، ابتدا سازوکار عملکرد ترموسیفون دوفازی و لوله‌گرمایی تشریح شده و پارامترهای طراحی آن به صورت اجمالی مورد بررسی قرار گرفت. سپس مروری بر کاربردهای لوله‌گرمایی و همچنین مزایا و معایب آن انجام شد. در **فصل دوم** کاربرد مبادله‌کن حرارتی لوله‌گرمایی برای بهبود رطوبت‌زدایی در سامانه تهویه مطبوع مرکزی (هواساز) و همچنین تحقیقات انجام شده در این زمینه، شرکت‌های فعال و نمونه‌های تجاری‌سازی شده معرفی شدند. **فصل سوم** گزارش به محاسبات مربوط به طراحی WAHP و نیز محاسبات مربوط به کویل سرمایش و همچنین تحلیل نتایج محاسبات اختصاص یافت. ابتدا شرایط دما و رطوبت داخل و خارج از ساختمان در شرایط طراحی مشخص شد. در ادامه، روابط محاسباتی مربوط به تاثیر افزودن WAHP به هواساز ارائه شده و نتایج مورد تحلیل قرار گرفت. مقایسه نتایج بر روی نمودار سایکرومتریک نیز ارائه شد. همچنین برای صحت‌سنجی فرآیند و روابط مورد استفاده در انجام محاسبات، نتایج محاسبات با نتایج حاصل از نرم‌افزار متعلق به یکی از بزرگترین شرکت‌های سازنده WAHP مقایسه شد. در **فصل چهارم** محاسبات مربوط به صرفه‌جویی انرژی ناشی از به‌کارگیری فناوری لوله‌گرمایی مورد مطالعه قرار گرفت. در این فصل میزان مصرف انرژی هواساز در روش مرسوم و هواساز دارای *WAHP* محاسبه و مقایسه شد. با توجه به اینکه استفاده *WAHP* به عنوان جایگزین روش مرسوم مطرح است بنابراین مقایسه مصرف انرژی این دو حالت می‌تواند یک معیار تعیین‌کننده در انتخاب روش مناسب باشد. به منظور محاسبه مصرف انرژی، دو حالت مختلف ۱۰۰٪ هوای تازه و ۲۵٪ هوای تازه مد نظر بوده است. در **فصل پنجم** ملاحظات فنی ساخت و نصب مبادله‌کن حرارتی لوله‌گرمایی برای بهبود رطوبت‌زدایی (WAHP) بر روی هواساز مورد بررسی قرار گرفت. مراحل ساخت WAHP، امکانات لازم و توان ساخت داخل شرح داده شد. در پایان ملاحظات مربوط به نصب WAHP بر روی هواساز مطرح شد. در ادامه، در **فصل ششم** برآورد هزینه‌های ساخت و اجرای سامانه‌های هواساز با و بدون WAHP ارائه شد. به این منظور دو حالت مختلف در نظر گرفته شد؛ حالت اول حالتی است که هواساز جدید بوده و WAHP در کارخانه و به عنوان جزیی از فرآیند ساخت هواساز، بر روی هواساز تعبیه می شود. در این حالت هزینه ساخت WAHP به عنوان بخشی از قیمت هواساز در نظر گرفته می‌شود. حالت دوم حالتی است که هواساز موجود بوده و در ساختمان در حال بهره‌برداری است. در این حالت هزینه‌ها شامل اضافه کردن WAHP است. در **فصل هفتم** با در نظر گرفتن بهای انرژی و بر اساس هزینه ساخت هواساز جدید و یا نصب WAHP بر روی هواساز موجود، محاسبات اقتصادی بر مبنای نرخ بازگشت داخلی (IRR) و خالص ارزش حال (NVP) انجام شد. همچنین مساله صرفه اقتصادی به‌کارگیری فناوری لوله‌گرمایی برای بهبود رطوبت‌زدایی در نواحی مرطوب ایران مورد بررسی قرار گرفت. برای در نظر

گرفتن بهای انرژی هم دیدگاه مصرف‌کننده و هم دیدگاه حاکمیتی مد نظر قرار گرفت. همچنین در انتهای این فصل سیاست‌های پیشنهادی به نهاد حاکمیتی متولی انرژی ارائه شد.

با توجه به نتایج به دست آمده از محاسبات می‌توان نتیجه گرفت با انتخاب صحیح WAHP در همه حالت‌ها اعم از میزان هوای تازه و اینکه هواساز جدید باشد یا هواساز موجود، می‌توان شرایط ایجاد دمای مطلوب و صرفه‌جویی انرژی را فراهم کرد.

همچنین بر اساس محاسبات صرفه‌جویی انرژی و محاسبات اقتصادی انجام شده این نتیجه حاصل شد که استفاده از لوله‌گرمایی در هواسازها تنها زمانی توجیه‌پذیر است که نهاد حاکمیتی متولی مصرف برق (مانند شرکت توانیر) با اتخاذ سیاست‌های حمایتی زمینه توسعه و به‌کارگیری این فناوری را فراهم نماید. در غیر اینصورت، با بهای فعلی انرژی، استفاده از فناوری‌های نوین از این دست برای مصرف‌کننده جذابیت کافی را ندارد. لازم به ذکر است که بر اساس محاسبات اقتصادی انجام شده در این پروژه، حمایت نهاد حاکمیتی از این فناوری از نظر اقتصادی کاملاً توجیه‌پذیر است. با اینحال با توجه به اینکه قیمت هواساز جدید مجهز به WAHP از هواساز مرسوم کمتر است، فارغ از بحث صرفه‌جویی انرژی، استفاده از فناوری لوله‌گرمایی در این حالت برای مصرف کننده مقرون به صرفه است.

فهرست منابع و مراجع

[1] B. Zohuri, Heat Pipe Design and Technology A PRACTICAL APPROACH, CRC Press Taylor & Francis Group, 2011.

[2] A. Faghri, Heat Pipe Science And Technology, Taylor & Francis, 1995.

[3] "Advanced Cooling Technologies Inc.," [Online]. Available: https://www.1-act.com/resources/heat-pipe-performance/.

[4] D. Dhingra, "Thermo-physical Property Models and Effect on Heat Pipe Modelling," 2014.

[5] H. Jouhara and R. Meskimmon, "An Investigation into the use of Water as a Working Fluid in Wraparound Loop Heat Pipe Heat Exchanger for Applications in Energy Efficient HVAC Systems," *Energy,* 2018.

[6] "Advanced Cooling Technologies Inc.," [Online]. Available: https://www.1-act.com/working-fluids/.

[7] E. Azad and F. Geoola, "A DESIGN PROCEDURE FOR GRAVITY-ASSISTED HEAT PIPE HEAT EXCHANGER," *Journal of Heat Recovery Systems,* vol. 4, no. 2, pp. 101-111, 1984.

[8] S. Noie, "Investigation of thermal performance of an air-to-air thermosyphon heat exchanger using e-NTU method," *Applied Thermal Engineering,* vol. 26, p. 559–567, 2006.

[9] H. Jouhara and H. Merchant, "Experimental investigation of a thermosyphon based heat exchanger used in energy efficient air handling units," *Energy,* vol. 39, pp. 82-89, 2012.

[10] R. Sukarno, N. Putra, I. Hakim, F. Rachman and T. Mahlia, "Utilizing heat pipe heat exchanger to reduce the energy consumption of airborne infection isolation hospital room HVAC system," *Journal of Building Engineering,* vol. 35, p. 102116, 2021.

[11] M. Khattar, "Heat Pipes For Terrestical Applications In Dehumidifification Systems," in *The Space Congress® Proceedings*, Florida, 1988.

[12] M. Khattar, "Heat Tube Device". Patent 4971139, 1990.

[13] R. Johannesen and M. West, "Efficient Humidity Control with Heat Pipes," Florida Cooperative Extension Service, 1991.

[14] Y. Yau, "Application of a heat pipe heat exchanger to dehumidification enhancement in a HVAC system for tropical climates- a baseline performance characteristics study," *International Journal of Thermal Sciences,* vol. 46, p. 164–171, 2007.

[15] H. Jouhara, "Economic assessment of the benefits of wraparound heat pipes in ventilation processes for hot and humid climates," *International Journal of Low-Carbon Technologies,* vol. 4, p. 52–60, 2009.

[16] K. Ong, "Review of heat pipe heat exchangers for enhanced dehumidification and cooling in air conditioning systems," *International Journal of Low-Carbon Technologies,* vol. 11, p. 416–423, 2016.

[17] Z. Guo, J. Shao, X. Li, R. Liu, W. Wang and X. Tian, "Application of pump-assisted separate heat pipe on dehumidifying enhancement in air conditioning system," *Applied Thermal Engineering,* 2015.

[18] D. John and D. Elsberry, "ASHRAE Standard 90.1 Energy Requirements Wrap-Around Heat Pipes In Humid Climates," *ASHRAE,* pp. 28-38, 2016.

[19] L. Zhang and Y. Zhang, "Research on Heat Recovery Technology for Reducing the Energy Consumption of Dedicated Ventilation Systems: An Application to the Operating Model of a Laboratory," *energies,* vol. 9, no. 24, 2016.

[20] L. Zhang and W. Lee, "Evaluating the use heat pipe for dedicated ventilation of office buildings in Hong Kong," *Energy Conversion and Management,* vol. 52, p. 1983–1989, 2011.

[21] L. Zhang and Y. Zhang, "Research on Energy Saving Potential for Dedicated Ventilation Systems Based on Heat Recovery Technology," *energies,* vol. 7, no. doi:10.3390/en7074261, pp. 4261-4280, 2014.

[22] A. Eidan, S. Najim and J. Jalil, "An Experimental and a numerical investigation of HVAC system using thermosyphon heat exchangers for sub-tropical climates," *Applied Thermal Engineering,* 2017.

[23] J. Kum, D. J. S. Kim, K. Jeong and M. L. J. Kim, "An Experimental Study on the Performance Improvement of Cooling Dehumidifier by Heat Pipe Application," in *9th International Conference on "Advances in Science, Engineering and Technology" (ASET-17),* Bangkok, 2017.

[24] A. Sharma, S. Jain, S. Kaushik and A. Kakkar, "Potential of U-Shaped Heat Pipe Heat Exchanger in Tropical Climates for Low Sensible Heat Ratio Applications," *ASHRAE Transactions,* vol. 123, pp. 263-278, 2017.

[25] M. Sarkar, "Theoretical parametric study of Wrap-Around Heat Pipe (WAHP) in air conditioning systems," *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration,* 2018.

[26] M. Sarkar, "On climatic control of Wrap-Around Heat Pipe (WAHP) enhanced dehumidifier in outdoor air systems," *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration,* 2019.

[27] I. Hakim, R. Sukarno and N. Putra, "Utilization of U-shaped finned heat pipe heat exchanger in energy-efficient HVAC systems," *Thermal Science and Engineering Progress,* 2021.

[28] N. Nethaji and S. Mohideen, "Energy conservation studies on a split airconditioner using loop heat pipes," *Energy and Buildings,* vol. 155, p. 215–224, 2017.

[29] "سازمان هواشناسی کشور," [Online]. Available: www.irimo.ir.

[30] M. Sarkar, "A new theoretical formulation of dew point temperatures applicablefor comfort air-cooling systems," *Energy and Buildings,* vol. 86, p. 243–256, 2015.

[31] F. Incropera and D. De Witt, Introduction to Heat Transfer 4th edition, Wiley, 2002.

[32] T. Kuppan, Heat Exchanger Design Handbook 2nd edition, CRC Press Taylor & Francis Group, 2013.

[33] "سازمان هواشناسی کشور," [Online]. Available: www.irimo.ir.

[34] "1400ها از اردیبهشت سال های برق و شرایط عمومی آن‌تعرفه".

[35] "رسانی ناشران سازمان بورس و اوراق بهادارسامانه جامع اطلاع," [Online]. Available: www.codal.ir.