

مدل‌سازی خنک‌کن‌های میانی پوسته - لوله‌ای، کمپرسور سانتریفیوژ سه مرحله‌ای همراه با خنک‌کن میانی به کمک شبکه عصبی

- سید ایمان علوی: کارشناس ناظر تعمیرات، شرکت پتروشیمی فجر، منطقه ویژه اقتصادی ماهشهر
- شهاب غلامی: کارشناس ناظر تعمیرات، شرکت پتروشیمی فجر، منطقه ویژه اقتصادی ماهشهر
- سید احسان علوی: دانشگاه آزاد اسلامی، واحد شوشتر، گروه مهندسی مکانیک، شوشتر، ایران
- مجید غلامی: دانشگاه فنی و حرفه‌ای، دانشکده فنی شریعتی، تهران، ایران

چکیده

خنک‌کن اول، همواره افزایش و کارایی خنک‌کن دوم همواره کاهش می‌یابد. با افزایش دمای آب ورودی به خنک‌کن‌ها، هر دو خنک‌کن رفتار ترمودینامیکی یکسان داشته و همواره کارایی کاهش یافته است. همچنین طبق مدل‌سازی انجام شده، رطوبت بر کارایی هر دو خنک‌کن اثر منفی داشته و همواره باعث کاهش آن شده است. گرچه این مقدار کاهش قابل توجه نبوده است، در انتهای این پژوهش، بر مبنای مدل‌سازی انجام شده، راه کارهایی از جمله ادغام آب کولینگ و آب چیلر جهت خنک‌سازی دمای آب ورودی به خنک‌کن‌ها ارائه شده است.

واژه‌های کلیدی: خنک‌کن میانی، دمای هوا، دمای آب کولینگ، کارایی، مدل‌سازی

در این پژوهش، دو خنک‌کن میانی کمپرسور سانتریفیوژ سه مرحله‌ای همراه با خنک‌کن میانی شرکت پتروشیمی فجر بر اساس داده‌های تجربی که در اتاق کنترل مانیتور و ثبت می‌شود، به کمک شبکه عصبی (نرم افزار مطلب) شبیه‌سازی شد. بدین صورت که داده‌های ورودی از جمله رطوبت نسبی هوا، دما و فشار هوای ورودی و خروجی هر مرحله از تراکم، دبی هوای ورودی به خنک‌کن، دما و فشار آب و هوای ورودی و خروجی از هر خنک‌کن، به الگوریتم شبکه عصبی داده شد و پس از آموزش شبکه ساخته شده توسط شبکه عصبی، اثر دمای هوا، دمای آب و رطوبت هوای ورودی بر کارایی خنک‌کن‌ها مورد بررسی قرار گرفت، بر این اساس مشاهده شد که با افزایش دمای هوای ورودی به خنک‌کن‌ها، کارایی



۱- مقدمه

فلوتینگ هد^۲ هستند وجود دارد که وظیفه کاهش هوای خروجی از مرحله اول و دوم تراکم را از طریق آب کولینگ که وارد خنک کن میشود برعهده دارند، هوا در درون پوسته و آب در درون تیوب در جریان است و هوا بطور غیر تماسی به کمک آب خنک می‌گردد، در این پژوهش ضمن تعریف کارایی خنک کن، به بررسی اثر دمای هوا، دمای آب کولینگ و رطوبت نسبی هوای ورودی به کمپرسور بر کارایی خنک کن‌ها پرداخته می‌شود. کی ووک سونگ و همکارانش [۱] در سال ۲۰۱۰ به مدل‌سازی ترمودینامیکی و تجربی یک کمپرسور سانتریفیوژ چند مرحله‌ای به منظور افزایش راندمان و بهینه

در کمپرسورهای سانتریفیوژ چند مرحله‌ای، دمای هوای خروجی در هر مرحله از تراکم، با افزایش دمای هوای ورودی افزایش چشمگیری می‌یابد که منجر به افزایش انرژی مصرفی در کمپرسور می‌شود، به همین دلیل در این نوع کمپرسورها معمولاً در بین هر دو مرحله تراکم، از خنک کن میانی استفاده می‌شود تا مصرف انرژی کاهش و راندمان کمپرسور افزایش یابد، در کمپرسور سانتریفیوژ سه مرحله‌ای شرکت پتروشیمی فجر، دو عدد خنک کن میانی پوسته و تیوب^۱ که از نوع

2. floating head

1. shell & tube

فراخوان مقاله و ثبت نام

پنجمین همایش علمی مبدل‌های گرمایی ۳۰ آبان ۱۳۹۲ مرکز همایش‌های صدا و سیما تهران ۸۸۶۷۱۶۷۶ (۰۲۱) www.Mobadel.ir

$$\varepsilon_1 = \frac{T_2 - T_3}{T_2 - T_1} \quad (1)$$

باتوجه به اینکه کمپرسور سانتریفیوژ مورد بررسی، دارای دو خنک‌کن میانی است، به‌طور مشابه برای خنک‌کن دوم می‌توان گفت که در این روابط T دمای هوا و بر حسب کلونین و کارایی خنک‌کن و بر حسب درصد است.

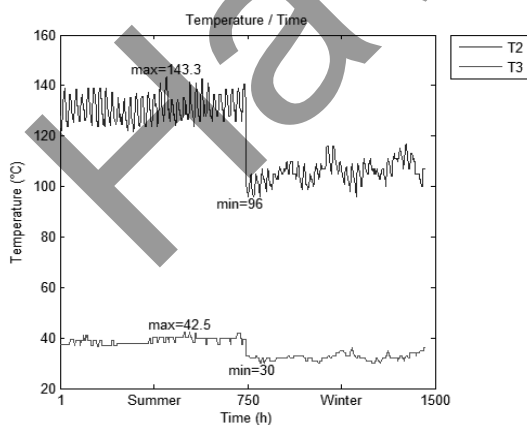
$$\varepsilon_2 = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_3} \quad (2)$$

۳- بررسی رفتار ترمودینامیکی خنک‌کن‌ها

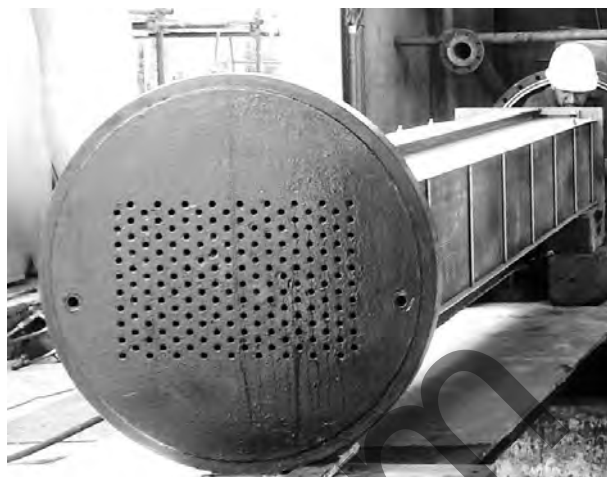
در این پژوهش، رفتار ترمودینامیکی خنک‌کن‌های میانی کمپرسور مذکور در دو فصل زمستان و تابستان باهم مقایسه شده است:

۳-۱- تغییرات دمای هوای ورودی و خروجی خنک‌کن اول:

همانگونه که در شکل (۳) مشخص است، باتوجه به بالا بودن دمای هوای ورودی به کمپرسور در فصل تابستان نسبت به زمستان، دمای هوای ورودی به مبدل نیز در این دو فصل اختلاف چشمگیر دارد، بر این اساس، مقدار ماکزیمم دمای هوای ورودی به مبدل، در فصل تابستان و ۱۴۳/۳ سانتی‌گراد بوده و مینیمم مقدار دمای هوای ورودی به مبدل، در فصل زمستان ۹۶ درجه سانتی‌گراد بوده است. دمای هوای خروجی



شکل (۳): تغییرات دمای هوای ورودی و خروجی خنک‌کن اول

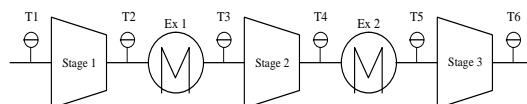


شکل (۱): خنک‌کن میانی کمپرسور سانتریفیوژ شرکت پتروشیمی فجر

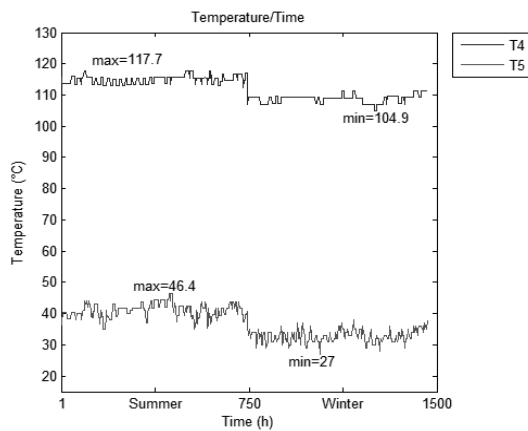
سازی مصرف انرژی در آن پرداختند و در نهایت توانستند با بهبود عملکرد خنک‌کن‌های آن، ۵ درصد مصرف انرژی در کمپرسور مذکور را کاهش دهند، سرریز و همکاران [۲] در سال ۲۰۰۸ به مدل‌سازی دقیق ترمودینامیکی یک کمپرسور خنک‌کن با استفاده از داده‌های تجربی و معادلات حاکم، جهت توسعه و ارتقای کارایی خنک‌کن‌های آن و راندمان این کمپرسور پرداختند، تموترن سارستی و همکاران [۳] در سال ۲۰۱۰ به بررسی تخمین رنج طراحی و واقعی در یک سیکل خنک‌سازی بوسيله یک کمپرسور دو مرحله‌ای همراه با خنک‌کن میانی پرداختند و با بررسی ضریب عملکرد ماکزیمم در شرایط مختلف محدوده راندمان آیزنتروپیک را تعیین نمودند. تموترن سارستی و همکاران [۴] در سال ۲۰۰۹ به بهینه‌سازی یک سیکل خنک‌سازی در یک کمپرسور سانتریفیوژ دو مرحله‌ای همراه با خنک‌کن میانی پرداختند و راندمان آن را افزایش دادند.

۲- معادله حاکم

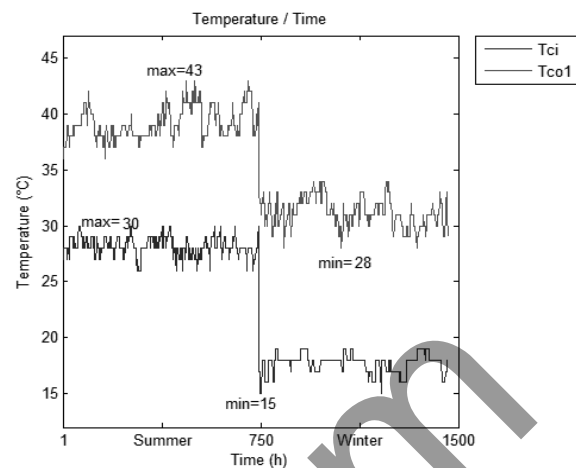
تنها معادله بکار رفته در این پژوهش، معادله ضریب کارایی خنک‌کن‌های میانی کمپرسور سانتریفیوژ مذکور است که با در نظر گرفتن شکل (۲) می‌توان از رابطه‌ی زیر استفاده نمود [۵]



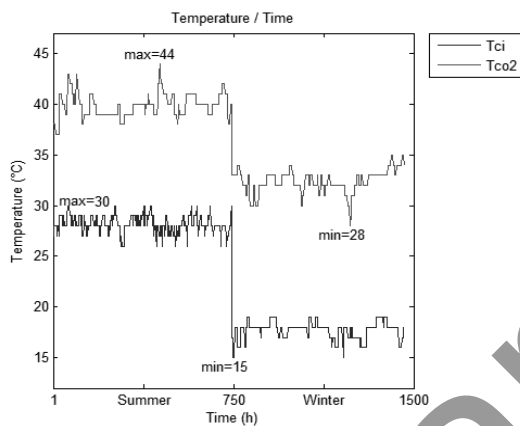
شکل (۲): سیکل کمپرسور سه مرحله‌ای همراه با دو خنک‌کن میانی شرکت پتروشیمی فجر



شکل (۵): تغییرات دمای هوای ورودی و خروجی خنک کن دوم



شکل (۴): تغییرات دمای آب ورودی و خروجی خنک کن اول



شکل (۶): تغییرات دمای آب ورودی و خروجی خنک کن دوم

خنک کن میانی تحت تاثیر دمای هوای ورودی به خنک کن رفتار متفاوتی داشته است و با کاهش دمای هوای ورودی، دمای هوای خروجی نیز کاهش یافته است، ماکزیمم مقدار هوای خروجی از خنک کن، در فصل تابستان ۴۲/۵ درجه سانتی گراد و مینیمم مقدار آن در فصل زمستان ۳۰ درجه سانتی گراد بوده است

۲-۳- تغییرات دمای آب ورودی و خروجی از خنک کن اول

آب ورودی به خنک کن‌های میانی، آب کولینگ است که با افزایش دما و رطوبت هوا، مقدار آن نیز افزایش می‌یابد، بر این اساس، قابل انتظار است که مقدار دمای آب کولینگ در فصل تابستان بیشتر از مقدار آن در فصل زمستان باشد، بر این اساس همان‌گونه که در شکل (۴) نشان داده شده است، ماکزیمم دمای آب ورودی به خنک کن، در فصل تابستان و به میزان ۳۰ درجه سانتی گراد و مینیمم مقدار آن، ۱۵ درجه سانتی گراد و در فصل زمستان است، همچنین، ماکزیمم مقدار دمای آب خروجی از خنک کن، در فصل تابستان ۴۳ درجه سانتی گراد و مینیمم مقدار آن ۲۸ درجه سانتی گراد و در فصل زمستان است

۳-۳- تغییرات دمای هوای ورودی و خروجی خنک کن دوم:

همانگونه که در شکل (۵) مشخص است، باز هم طبق انتظاری که از رفتار تجهیز وجود دارد، دمای هوای ورودی و خروجی

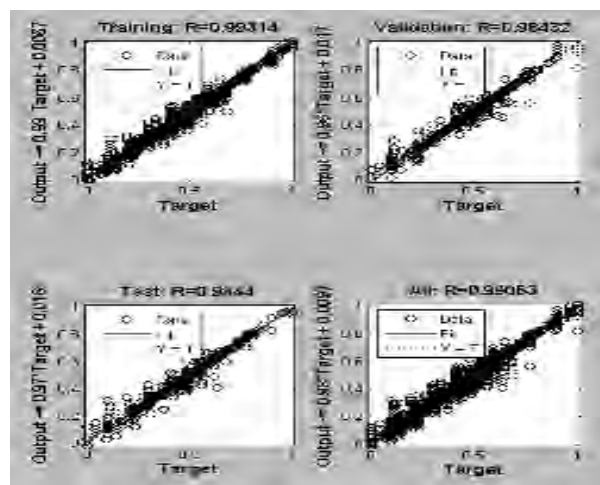
خنک کن دوم، در فصل تابستان نسبت به فصل زمستان بالاتر بوده و با کاهش دمای هوای ورودی در فصل زمستان، دمای هوای خروجی نیز کاهش می‌یابد، بر این اساس، ماکزیمم دمای هوای ورودی به خنک کن میانی دوم، در فصل تابستان و ۱۱۷/۷ درجه سانتی گراد و مینیمم دمای هوای ورودی، در فصل زمستان و ۱۰۴/۹ درجه سانتی گراد است، همچنین ماکزیمم دمای هوای خروجی خنک کن دوم، در فصل تابستان و به میزان ۴۶/۴ درجه سانتی گراد و مینیمم مقدار، ۲۷ درجه سانتی گراد و در فصل زمستان بوده است



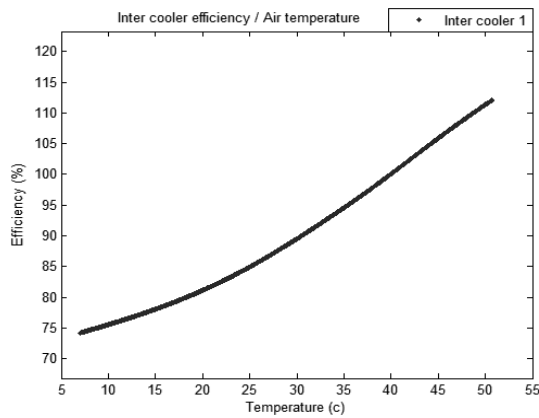
۳-۴- تغییرات دمای آب ورودی و خروجی از خنک کن دوم
خنک کن دوم نیز رفتاری مشابه خنک کن اول دارد و مطابق انتظار، دمای آب ورودی و خروجی در فصل تابستان بیشتر از مقدار آن در فصل زمستان است. طبق شکل (۶)، ماکزیمم مقدار دمای آب ورودی به خنک کن میانی دوم، ۳۰ درجه سانتیگراد و در فصل تابستان و مینیمم مقدار آن، ۱۵ درجه سانتیگراد و در فصل زمستان است، همچنین ماکزیمم مقدار دمای آب خروجی از خنک کن دوم، ۴۴ درجه سانتیگراد و در فصل تابستان و مینیمم مقدار آن، ۲۸ درجه سانتیگراد در فصل زمستان است.

۴- مدل سازی به کمک شبکه عصبی

در این شبیه سازی، بیش از ۴۵۰۰۰ داده تجربی شامل دما هوای ورودی و خروجی هر مرحله از تراکم، دبی حجمی هوای ورودی، درصد رطوبت نسبی هوا، دمای آب ورودی به خنک کن و خروجی از هر خنک کن، به عنوان داده های ورودی و داده هایی از جمله کارایی خنک کن میانی اول و کارایی خنک کن میانی دوم به عنوان خروجی مدنظر به شبکه عصبی متشکل از ۴ لایه، سه لایه مخفی (با تعداد عصب های ۵۰، ۱۰۰ و ۱۱) و یک لایه خروجی (با ۱۰ عصب) داده شد برای لایه اول از تابع انتقال لوگ سیگ (Logsig) و لایه دوم، تن سیگ (Tansig) و لایه سوم، پیور لاین (Purelin)



شکل (۷): رگرسیون شبکه عصبی استفاده شده



شکل (۸)، تاثیر دمای هوای ورودی بر کارایی خنک کن میانی اول

استفاده شده است. تعداد لایه‌ها و نرون‌ها برحسب سعی و خطا می‌باشد و قانون خاصی ندارد. بر این اساس تعلیم و آموزش شبکه عصبی از رفتار ترمودینامیکی تجهیز صورت پذیرفت و خنک کن‌های میانی کمپرسور مذکور توسط شبکه عصبی مدل سازی شد.

در نرم‌افزار مطلب بخش شبکه عصبی جهت بحث بر روی صحت مدل ایجاد شده از نمودارهای نشان داده شده در شکل (۷) استفاده می‌گردد که پارامتر R بیانگر آموزش خوب و پیش بینی مطلوب شبکه است در مدل‌سازی شبکه عصبی R بزرگتر از ۹۵ درصد مدنظر است که همانطور که در شکل فوق مشخص است پارامتر R در همه موارد بالاتر از ۹۵ درصد می‌باشد

۵- نتایج مدل‌سازی

باتوجه به شرایط اقلیمی شهرستان ماهشهر و داده‌های تجربی مدل‌سازی شده، نتایج زیر توسط شبکه عصبی استخراج گردید:

۵-۱- تاثیر دمای هوای ورودی بر کارایی خنک کن میانی اول

همان‌گونه که در شکل (۸) نمایان است، افزایش دمای هوای ورودی به خنک کن میانی اول، به طور مشهود باعث افزایش کارایی خنک کن می‌شود و می‌توان گفت به ازای هر ۵ درجه افزایش دمای هوای ورودی، راندمان ۴ درصد افزایش می‌یابد.



۵-۲- تاثیر دمای هوای ورودی بر کارایی خنک کن میانی دوم
همان گونه که در شکل (۹) نشان داده شده است، افزایش دمای هوای ورودی به کمپرسور بر خلاف خنک کن اول باعث کاهش کارایی خنک کن دوم می‌شود بر این اساس می‌توان گفت بطور تقریبی به ازای هر ۵ درجه افزایش دمای هوای ورودی به کمپرسور کارایی خنک کن ۲ در صد کاهش می‌یابد

۵-۳- تاثیر رطوبت نسبی هوای ورودی بر کارایی خنک کن میانی اول

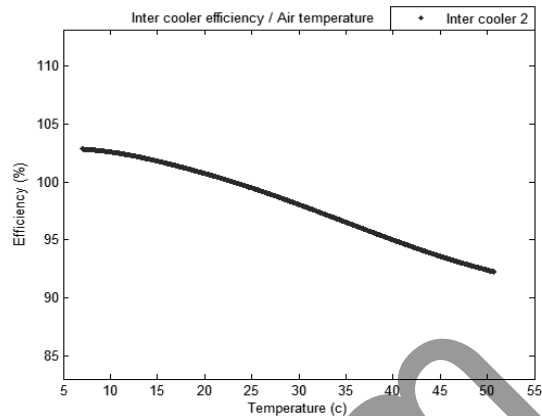
رطوبت نسبی هوای ورودی به کمپرسور بر کارایی خنک کن‌های میانی تاثیر منفی دارد اگر چه این تاثیر، قابل ملاحظه نیست، همان گونه که در شکل (۱۰) نشان داده شده است، در رطوبت بالای ۳۰ درصد، سیر نزولی راندمان خنک کن اول مشهودتر است و می‌توان گفت در این بازه، به ازای هر ۲۰ درصد افزایش رطوبت نسبی هوا، راندمان ۱ درصد کاهش می‌یابد

۵-۴- تاثیر رطوبت نسبی هوای ورودی بر کارایی خنک کن میانی دوم

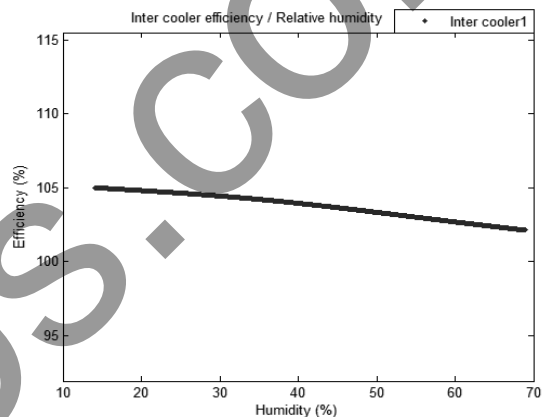
رطوبت نسبی هوای ورودی بر کارایی خنک کن میانی دوم تاثیر منفی بیشتری نسبت به کارایی خنک کن اول دارد و باعث کاهش کارایی خنک کن می‌شود، بر این اساس باتوجه به شکل (۱۱) می‌توان گفت، تا رطوبت ۳۰ درصد، سیر کاهش راندمان با شیب کم بوده و به ازای هر ۱۵ درصد افزایش رطوبت نسبی هوا، کارایی خنک کن دوم ۱ درصد کاهش می‌یابد اما در رطوبت‌های بالای ۳۰ درصد، به ازای هر ۵ درصد افزایش رطوبت نسبی، کارایی خنک کن دوم ۲ درصد کاهش می‌یابد

۵-۵- تاثیر دمای آب ورودی به خنک کن میانی اول بر کارایی آن

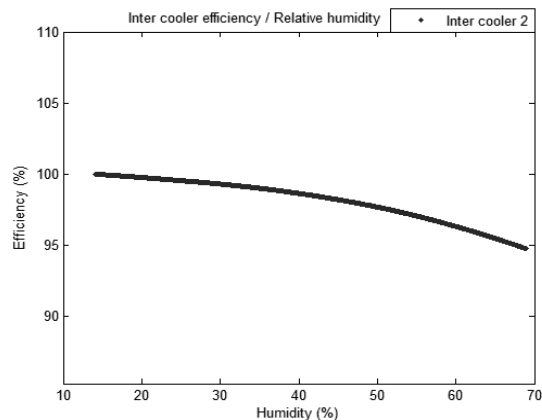
باتوجه به نتیجه مدل‌سازی انجام شده، در شکل (۱۲)، دمای آب کولینگ بر کارایی خنک کن میانی اول، تاثیر منفی داشته و با افزایش دمای آب ورودی به خنک کن میانی اول، کارایی خنک کن کاهش می‌یابد، بر این اساس می‌توان گفت بطور تقریبی به ازای هر ۵ درجه افزایش دمای آب ورودی به خنک کن، کارایی آن ۳ درصد کاهش می‌یابد



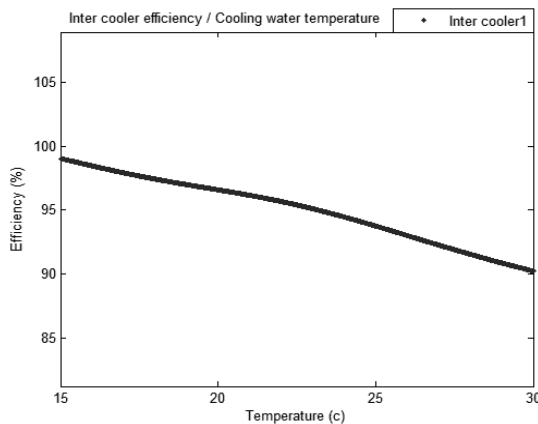
شکل (۹): تاثیر دمای هوای ورودی بر کارایی خنک کن میانی دوم



شکل (۱۰): تاثیر رطوبت نسبی هوای ورودی بر کارایی خنک کن میانی اول



شکل (۱۱): تاثیر رطوبت نسبی هوای ورودی بر کارایی خنک کن میانی دوم



شکل (۱۲): تاثیر دمای آب کولینگ بر کارایی خنک کن میانی اول

۵-۶- تاثیر دمای آب ورودی به خنک کن میانی دوم بر کارایی آن

همان‌گونه که در شکل (۱۳) نشان داده شده است مطابق انتظار، با افزایش دمای آب ورودی به خنک کن میانی دوم، کارایی خنک کن کاهش می‌یابد، بر این اساس می‌توان گفت بطور تقریبی به ازای هر ۵ درجه افزایش دمای آب ورودی به خنک کن دوم، کارایی آن ۳ درصد کاهش می‌یابد.

۶- ارائه راهکار جهت بهبود عملکرد خنک کن‌های میانی

باتوجه به نتایج مدل‌سازی انجام شده و بر اساس شرایط فرایندی کمپرسور سانتریفیوژ واحد هوا شرکت پتروشیمی فجر در این بخش به ارائه راه کارهایی جهت بهبود عملکرد و افزایش کارایی خنک کن‌های میانی پرداخته می‌شود.



فراخوان مقاله و ثبت نام سومین کنفرانس

مدیریت انرژی

و محیط زیست صنعتی

۲۸ آذر ۱۳۹۲

برخی از مطالب مورد بحث:

برنامه ریزی، صرفه جویی، بینه سازی، ممیزی، بهره وری، افزایش کارایی محیط زیست، تولید ترکیبی و مهندسی انرژی، بهداشت و محیط زیست مخاطبین: صنایع نفت، گاز، پتروشیمی، نیروگاه، ذوب آهن و فولاد، سیمان، خودرو و ...

اطلاعات کامل چگونگی ارسال مقاله، ثبت نام ... به همراه مقالات همایشهای پیشین در وب سات همایش قابل دسترسی است.

www.ENERGYCONF.ir

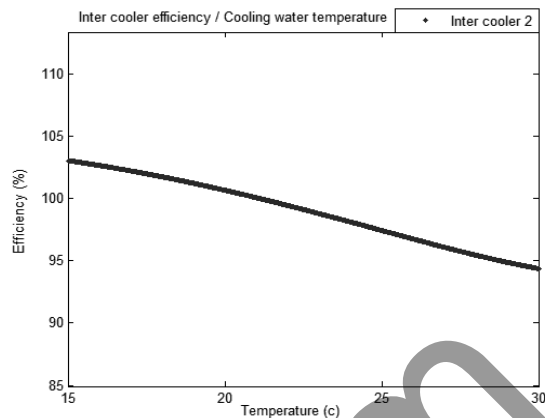
مجری همایش: شرکت هم اندیشان انرژی کیمیا تلفن تهران: ۸۸۶۷۱۶۷۶ فکس: ۸۸۶۷۱۶۸۰ همراه: ۰۹۱۹۷۵۵۶۴۲۴

برای دریافت اطلاعات همایش بر روی تلفن همراه خود، عدد ۹۲۴ را به شماره ۳۰۰۰۴۷۰۴۷۰۴۷۰ پیامک نمایید.

فراخوان مقاله و ثبت نام

پنجمین همایش علمی مبدل‌های گرمایی ۳۰ آبان ۱۳۹۲ مرکز همایش‌های صدا و سیما تهران ۸۸۶۷۱۶۷۶ (۰۲۱) www.Mobadel.ir

فصل تابستان کمک شایانی در جهت کاهش توان مصرفی و افزایش راندمان به کمپرسور خواهد نمود
۳) باتوجه به اینکه آب چیلر از تولیدات واحد هوای شرکت پتروشیمی فجر می‌باشد و اینکه همیشه دمای این آب حداقل ۱۵-۲۰ درجه سانتی‌گراد از دمای آب کولینگ خنک‌تر می‌باشد، یکی از راه کارهای پیشنهادی ادغام این دو آب با هم از طریق ایجاد یک لاین اضافه و سپس ورود به درون خنک کن‌ها می‌باشد که به نظر می‌رسد باتوجه به امکان سنجی انجام شده این بهترین و عملی‌ترین راه کار برای این مشکل می‌باشد.
۴) استفاده از یک مبدل قبل از کمپرسور و یا در نزدیک برج خنک کن به نحوی که کار خنک کاری آب را توسط یک مبرد یا آب چیلر به نحو مطلوب به خصوص در فصل تابستان انجام دهد.



شکل (۱۳): تاثیر دمای آب کولینگ بر کارایی خنک کن میانی دوم

مراجع

- [1] Kiwook Song, Changyun Jeong, Chonghun Han, 2010, Hybrid Compressor Model for Optimal Operation of CDA System
[2] M. Serier, P. Haberschill, 2008, Thermodynamic Modelling of the Operation of an Open Refrigerating Compressor
[3] Teemu turunen saaresti, 2010, Predicting off-design range and performance of refrigeration cycle with two-stage centrifugal compressor and flash intercooler
[4] Teemu turunen saaresti, 2009, Optimising the refrigeration cycle with a two-stage centrifugal compressor and a flash intercooler
[5] Lapina. R. P., "How to Use the Performance Curves to Evaluate Behavior of Centrifugal Compressors", International Journal Of Refrigeration, 1996, Vol. 19(1), pp. 5260-

۱) با بزرگ‌تر نمودن باکس فیلتر هوای ورودی و تعبیه یک رادیاتور در آن و استفاده از آب چیلر یا هر مبردی به عنوان سیال خنک کننده می‌توان قبل از ورود هوا به کمپرسور واحد زیادی دمای آن را کاهش داد
۲) استفاده از فیلترهای رطوبت گیر و با مدهایی که در این زمینه طراحی شده‌اند، در حال حاضر فیلترهای شرکت پتروشیمی فجر رطوبت گیر نبوده و عملاً مناسب شرایط اقلیمی ماهشهر نمی‌باشند که اولین گام در راستای کنترل رطوبت استفاده از فیلترهای رطوبت گیر است، که این امر بخصوص در

شناخت و تحلیل شرایط فرایندی، راهنمای انتخاب روش مناسب تست بازرسی مبدل‌های گرمایی

غلامرضا شریفی سنگری، مهندس بازرسی فنی پالایشگاه سوم اظهار داشت: مبدل‌های حرارتی برج‌های پروپان‌زدا در سال‌های اخیر همواره دارای نشتی پروپان بوده‌اند و این نشتی با در نظر گرفتن کوره فعال در نزدیکی مبدل همواره یکی از دغدغه‌ها بوده است و عموماً تعمیرات قبلی انجام شده ناموفق بوده است. در تعمیرات اساسی اداره بازرسی فنی با توجه به شرایط عملیاتی و شناخت و تحلیل شرایط فرایندی این مبدل روش تست جدیدی را پس از تعمیرات آن به کار بست که خوش‌بختانه به رفع مشکل دائم نشتی آن پایان داد. به گزارش روابط عمومی شرکت مجتمع گاز پارس جنوبی، غلامرضا شریفی سنگری گفت: Steam LP که درون تیوب‌ها جریان دارد باعث افزایش دمای داخل ری‌بویلر شده و در نتیجه با تغییر در شرایط ترمودینامیکی سیال، باعث جداسازی پروپان از NGL می‌شود. وی در ادامه خاطر نشان ساخت: در گذشته سطح پشت تیوب باندل با Shell پس از جا زدن تیوب باندل و انجام تمام تست‌ها و بعد از در سرویس قرار گرفتن، همیشه دچار نشتی بوده است. از این رو با تمهیداتی که در جا زدن تیوب باندل و تغییر در دستورالعمل هیدروتست ایجاد گردید، از نشتی جلوگیری به عمل آمد و ری‌بویلر بدون نشتی در سرویس قرار گرفت.

فراخوان مقاله و ثبت نام

پنجمین همایش علمی مبدل‌های گرمایی ۳۰ آبان ۱۳۹۲ مرکز همایش‌های صدا و سیما تهران ۸۸۶۷۱۶۷۶ (۰۲۱) www.Mobadel.ir