

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



موسسه آموزش عالی انرژی غیر دولتی - غیر انتفاعی واحد ساوه

دانشکده فنی و مهندسی

پایان نامه برای دریافت درجه کارشناسی ارشد

مهندسی سیستم‌های انرژی - گرایش سیستم‌های انرژی

**عنوان:**

**بهینه‌سازی مصرف انرژی حرارتی و بازیافت کندانس برگشتی در  
سیستم گرمایش مخازن و خطوط انتقال فرآورده با پردازش شبکه  
های بخار و کندانس به کمک نرم افزار HYSYS در شرکت ملی  
پخش فرآورده‌های نفتی منطقه مرکزی (انبار نفت اراک)**

**استاد راهنما:**

**جناب آقای دکتر مجتبی میرزایی**

**استاد مشاور:**

**جناب آقای دکتر احمد قریب**

**مشاور صنعتی:**

**جناب آقای مهندس علی شکری فومشی**

**نگارش:**

**مسلم جعفری**

این پایان نامه با حمایت و پشتیبانی شرکت ملی پخش فرآورده‌های نفتی ایران اجرا شده است.

زمستان ۱۳۹۶

تاریخ صورتجلسه گروه آموزشی	۱۳۹۴، دی، ۷
شماره دانشجویی	
کد دفاع	
تاریخ صورتجلسه شورای پژوهشی	۹۵، ۱۱، ۲۱



صور تجلسه دفاع

این فرم باید توسط دانشجو قایم شده به تعداد خواسته شده، در روز دفاع تحویل داده شود.

با تأییدات خداوند متعال جلسه دفاع از پایان نامه کارشناسی ارشد خانم / آقای **سید محمدی انزری**

در رشته: **سیستم های انرژی** تحت عنوان: **پهنبندی صرف انرژی حرارتی و باز یافت کنترلی انرژی در سیستم های انرژی**

با حضور استاد راهنما، استاد (استادان) مشاور و هیأت داوران در مؤسسه آموزش عالی انرژی ساوه در تاریخ **۲۸ بهمن ۱۳۹۴** تشکیل گردید.

در این جلسه، پایان نامه: ☐ با موفقیت مورد دفاع قرار گرفت ☐ نیازمند اصلاحات است ☐ مردود اعلام گردید.

نامبرده نمره: ☐ با امتیاز ☐ بدون احتساب نمره مقاله (در دریافت نمود).

نام و نام خانوادگی استاد راهنما	دکتر محبتی میرزایی	محل امضاء
نام و نام خانوادگی استاد مشاور	دکتر طاهر طاهریان	محل امضاء
هیأت داوران:	۱- دکتر ارزو غفاری ۲- دکتر طاهر طاهریان	محل امضاء ۱ محل امضاء ۲
مدیر گروه یا رئیس تحصیلات تکمیلی واحد:	محل امضاء	معاون پژوهشی و فناوری مؤسسه آموزش عالی انرژی ساوه

معاونت محترم آموزشی

احتراماً مراتب اختتام پایان نامه دانشجوی فوق الذکر اعلام می گردد. ضمناً نمره حاصل از ارزشیابی مقاله/ مقالات دانشجو برابر ضوابط (از سقف ۲ نمره) **۰٫۵** محاسبه و نمره نهایی پایان نامه (مجموع نمره دفاع و مقاله) به عدد **۱۸٫۵** به حروف **هجده و ۵ صدم** به تصویب رسید.

معاون پژوهشی و فناوری مؤسسه آموزش عالی انرژی ساوه



حوزه معاونت آموزشی و تحصیلات تکمیلی  
موسسه آموزش عالی انرژی

تعهدنامه اصالت پایان نامه

اینجانب مسلم جعفری دانش‌آموخته مقطع کارشناسی ارشد ناپیوسته در رشته مهندسی سیستمهای انرژی که در تاریخ ۹۶/۱۱/۲۸ از پایان‌نامه خود با عنوان بهینه‌سازی مصرف انرژی حرارتی و بازیافت کندانس برگشتی در سیستم گرمایش مخازن و خطوط انتقال فرآورده با پردازش شبکه‌های بخار و کندانس به کمک نرم افزار HYSYS در شرکت ملی پخش فرآورده‌های نفتی منطقه مرکزی (انبار نفت اراک) با کسب نمره ۱۸/۵ و درجه ..... دفاع نموده‌ام بدین وسیله اعتراف می‌کنم:

- (۱) این پایان‌نامه حاصل تحقیق و پژوهش اینجانب بوده و در مواردی که از دستاوردهای علمی و پژوهشی دیگران (اعم از پایان‌نامه، کتاب، مقاله و ...) استفاده کرده‌ام، مطابق ضوابط موجود، نام منبع مورد استفاده و سایر مشخصات آن را در فهرست منابع ذکر و درج نموده‌ام.
- (۲) این پایان‌نامه قبلاً برای دریافت هیچ مدرک تحصیلی (هم سطح، پایین‌تر یا بالاتر) در سایر دانشگاه‌ها و مؤسسات آموزش عالی داخلی و خارجی ارائه نشده‌است.

ضمناً متعهد می‌شوم:

- (۳) چنانچه بعد از فراغت از تحصیل، قصد استفاده و هر گونه بهره‌برداری اعم از چاپ مقاله، کتاب، ثبت اختراع و ... از این پایان‌نامه را داشته باشم، از استاد محترم راهنما و گروه آموزشی مربوطه مجوزهای لازم را اخذ نمایم.
- (۴) چنانچه در هر مقطع زمانی خلاف موارد فوق ثابت شود، عواقب ناشی از آن را بپذیرم و موسسه آموزش عالی انرژی مجاز است با اینجانب مطابق ضوابط و مقررات رفتار نموده و در صورت ابطال مدرک تحصیلی‌ام، هیچگونه ادعایی نخواهم داشت.

نام و نام خانوادگی  
تاریخ و امضاء  
۹۶/۱۱/۲۸

تقدیم به: خانواده‌ام

به محضر ارزشمند پدر و مادر عزیزم به خاطر همه تلاشهای محبت‌آمیزی که در دوران مختلف زندگی‌ام انجام دادند و با مهربانی چگونه زیستن را به من آموخته‌اند. به همسر عزیزم و فرزندان دلبندم که همواره پشتیبان و امید بخش زندگیم بوده‌اند.

## تشکر و قدردانی

بعد از سپاس خداوند بزرگ، از بذل اهتمام و همکاری صمیمانه مدیریت محترم شرکت ملی پخش فراآورده‌های نفتی منطقه مرکزی، جناب مهندس عبدالله گیتی منش، مشاور صنعتی اینجانب، جناب مهندس علی شکری فومشی و همکاران بزرگوارم تقدیر و تشکر می‌نمایم. همچنین از زحمات و راهنماییهای اساتید گرامی خصوصا جناب آقایان دکتر مجتبی میرزایی، دکتر احمد قریب، که در این راه پشتیبان و همراه بودند کمال تشکر و قدردانی را دارم و از خداوند منان برای این عزیزان توفیق روز افزون را آرزومندم.

## چکیده

در شرکت ملی پخش فراورده‌های نفتی منطقه مرکزی (انبار نفت اراک) برای گرمایش خطوط انتقال فراورده های نفتی و مخازن ذخیره از بخار آب فشار پایین استفاده می‌شود. بخارات آب پس از انتقال گرمای خود به کندانس فشار پایین تبدیل شده و با توجه به مسیر طولانی تا پالایشگاه امکان برگشت کامل این کندانس به پالایشگاه وجود ندارد. چون این سیال دو فازی (کندانس به همراه بخار) می‌باشد برگشت آن در طول مسیر با هم‌رینگ (ضربه قوچی) و افزایش فشار خط برگشت که منجر به عبور نامناسب آن در لاینها می‌شود، همراه می باشد، اغلب شبکه‌های آن با افزایش فشار و بالطبع، با وارد آمدن آسیب به اجزاء شبکه همراه می‌باشد. علاوه بر طولانی بودن مسیر برگشت کندانس تا پالایشگاه که وجود یک فلاش درام جهت جمع‌آوری کندانسهای ایجاد شده را ضروری می‌نماید مساله دیگری که در این تحقیق مورد بررسی قرار گرفت، با توجه به طرح توسعه اجرایی مربوط به سال ۹۲ که تعداد ۵ دستگاه مخزن به مخازن نفت‌کوره اضافه گردید، مساله Zone بندی و انجام محاسبات دبی و سرعت برای هر Zone تا اینکه چالشهای احتمالی در شبکه با توجه به سایز خطوط و سرعت کندانس مشخص گردد، و در صورت نیاز به بیشتر از یک فلاش درام، این نتیجه با انجام محاسبات بدست آید. که نتایج محاسبات Zone بندی نشان داد که نیازی به بیش از یک فلاش درام وجود ندارد.

در این تحقیق پس از بررسی مشکلات سیستم بخار و کندانس مذکور با طراحی و شبیه سازی این سیستم و محاسبه اندازه تجهیزات آن توسط نرم‌افزار Aspen HYSYS و در نهایت محاسبه هزینه تجهیزات با استفاده از نرم‌افزار Aspen Economic Analyzer پرداخته شده و بهترین حالت بین شیوه‌های مختلف طراحی انتخاب شده است. نتایج تحقیق نشان می‌دهد استفاده از ظرف فلش درام برای کاهش فشار و دمای کندانس و همچنین استفاده از مبدل حرارتی با آب خنک کننده بهترین حالت و مقرون به صرفه‌ترین طراحی خواهد بود.

**کلید واژه ها:** بازیابی کندانس، شبکه بخار، مبدل حرارتی، شبیه سازی، Aspen Hysys

فصل اول: کلیات تحقیق .....	۱
۱-۱- مقدمه .....	۲
۲-۱- بیان مسأله .....	۳
۳-۱- مخازن نفتکوره و وضعیت سایزینگ خطوط بخار و کندانس .....	۶
۴-۱- محاسبه تعیین میزان دبی جرمی بخار بر اساس سایزینگ خطوط .....	۸
۵-۱- محاسبات Zone بندی .....	۹
۱-۵-۱- محاسبات دبی و سرعت خروجی کوئل و رینگ دور مخازن .....	۱۰
۲-۵-۱- محاسبه دبی و سرعت در خطوط اصلی .....	۱۲
۶-۱- مسائل و مشکلات مشهود در شبکه بخار و کندانس و فرصتهای موجود .....	۱۳
۷-۱- حل مسأله .....	۱۴
۸-۱- اهمیت و ضرورت مسأله تحقیق .....	۱۵
۹-۱- اهداف تحقیق .....	۱۹
۱۰-۱- روش شناسی پژوهش .....	۲۱
فصل دوم: مبانی نظری تحقیق، مروری بر تحقیقات انجام شده پیرامون بهینه سازی انرژی و بازیابی کندانس .....	۲۲
۱-۲- خواص ترمودینامیکی بخار اشباع .....	۲۳
۲-۲- بازیافت انرژی از سیستم کندانس .....	۲۵
۳-۲- مخزن کندانس .....	۲۷
۴-۲- انتقال حرارت پایدار توسط تریسره های بخار .....	۳۰
۵-۲- راههای انتقال حرارت به فراورده داخل لوله .....	۳۱
۶-۲- تله بخار .....	۳۲
۱-۶-۲- انواع تله های بخار .....	۳۲
۲-۶-۲- محل نصب تله های بخار .....	۳۳
۳-۶-۲- اتلاف انرژی از تله های بخار .....	۳۴
۴-۶-۲- بطور کلی اتلافات تله ها بخار به دو طریق انجام می گیرد .....	۳۵
۷-۲- هزینه نشت بخار .....	۳۶
۸-۲- عایق کاری .....	۳۶
۹-۲- تعریف مخزن بلودان .....	۳۷



۳۸	..... چيست؟ TDS-۱۰-۲
۳۸	..... TDS نیاز به کنترل ۱-۱۰-۲
۳۹	..... نحوه عملکرد هوازدا یا دی‌اریتور چگونه است ۱۱-۲
۴۰	..... افت فشار در لوله‌ها ۱۲-۲
۴۰	..... سائزینگ خطوط ۱۳-۲
۴۱	..... تعیین سائز خطوط با استفاده از روش سرعت ۱-۱۳-۲
۴۳	..... تعیین سائز خطوط با استفاده از روش افت فشار ۲-۱۳-۲
۴۷	..... سائزینگ انشعاب (پاکت‌گیری) ۱۴-۲
۴۸	..... نکات مهم در سیستم توزیع بخار ۱۵-۲
۴۸	..... اصول پایپینگ شبکه‌های بخار و کندانس که باید مورد توجه قرار گیرند ۱۶-۲
۵۴	..... مبدل‌ها ۱۷-۲
۵۵	..... دسته‌بندی مبدل‌های حرارتی از جنبه‌های مختلف ۱۸-۲
۵۵	..... دسته‌بندی بر اساس نوع و سطح تماس سیال سرد و گرم ۱-۱۸-۲
۵۶	..... دسته‌بندی بر اساس جهت جریان سیال سرد و گرم ۲-۱۸-۲
۵۷	..... دسته‌بندی بر اساس مکانیزم انتقال حرارت بین سیال سرد و گرم ۳-۱۸-۲
۵۷	..... دسته‌بندی بر اساس ساختمان مکانیکی و ساختار مبدل‌ها ۴-۱۸-۲
۶۴	..... آشنایی با واحد آب و بخار ۱۹-۲
۶۴	..... شیمی فرایند آب صنعتی ۲۰-۲
۶۶	..... شیمی فرایند آب تغذیه دیگهای بخار ۲۱-۲
۶۷	..... شرحی از واحد آب (D.M) ۲۲-۲
۶۹	..... آب تغذیه دیگهای بخار ۲۳-۲
۶۹	..... آب D.M ۱-۲۳-۲
۶۹	..... آب مقطرهای گرم L.P.C , H.P.C ۲-۲۳-۲
۷۰	..... مخازن هواگیر ۳-۲۳-۲
۷۰	..... ایستگاه تقلیل فشار بخار ۲۴-۲
۷۱	..... شرح سیستم روش جمع‌آوری آب مقطر ۲۵-۲
۷۱	..... آب مقطر فشار بالا ۱-۲۵-۲
۷۱	..... آب مقطر گرم فشار پائین ۲-۲۵-۲

۷۱	۳-۲۵-۲ آب مقطر سرد .....	۷۱
۷۲	۴-۲۵-۲ بخار L.L.P.S .....	۷۲
۷۲	۲۶-۲ مروری بر تحقیقات انجام شده پیرامون بهینه‌سازی انرژی و بازیابی کندانس .....	۷۲
۷۷	فصل سوم: طراحی و شبیه‌سازی بخش بازیافت کندانس بخار با نرم افزار Aspen HYSYS V9 ...	۷۷
۷۸	۱-۳-۱ مقدمه .....	۷۸
۷۸	۲-۳-۱ شرح شبیه‌سازی .....	۷۸
۹۳	فصل چهارم: نتایج شبیه‌سازی و محاسبات اقتصادی .....	۹۳
۹۴	۱-۴-۱ نتایج شبیه‌سازی .....	۹۴
۹۵	۲-۴-۱ طراحی ظروف .....	۹۵
۹۶	۳-۴-۱ طراحی پمپ‌ها .....	۹۶
۹۷	۴-۴-۱ طراحی مبدل حرارتی .....	۹۷
۹۹	۱-۴-۴-۱ طراحی مبدل حرارتی با آب خنک کننده .....	۹۹
۱۰۱	۲-۴-۴-۲ طراحی مبدل حرارتی با کندانس سرد .....	۱۰۱
۱۰۵	۳-۴-۴-۳ طراحی کولر هوایی .....	۱۰۵
۱۰۹	۵-۴-۵ ارزیابی اقتصادی طرح .....	۱۰۹
۱۰۹	۶-۴-۶ انتخاب بهینه‌ترین حالت مبدل خنک کننده .....	۱۰۹
۱۱۰	فصل پنجم: نتیجه‌گیری و پیشنهادات تحقیق .....	۱۱۰
۱۱۱	۱-۵-۱ نتیجه‌گیری .....	۱۱۱
۱۱۳	۲-۵-۲ پیشنهادات تحقیق .....	۱۱۳
۱۱۴	پیوست .....	۱۱۴
۱۱۸	فهرست منابع .....	۱۱۸

جدول ۱-۱- محاسبه سطح مقطع خطوط با سایزهای مختلف .....	۱۰
جدول ۱-۲- نتایج محاسبات دبی و سرعت در مخازن .....	۱۱
جدول ۱-۳- نتایج محاسبات دبی و سرعت در خطوط اصلی .....	۱۲
جدول ۱-۲- خواص ترمودینامیکی بخار اشباع .....	۲۵
جدول ۲-۲- میزان اتلاف بخار زنده با فشار ۵ bar برای حالت عادی کار سیستم در تله‌های مختلف .....	۳۶
جدول ۲-۳- تعیین سایز خطوط بخار با استفاده از سرعت (kg/h) .....	۴۲
جدول ۲-۴- فاکتور فشار برای سایزینگ خطوط .....	۴۵
جدول ۲-۵- فاکتور افت فشار .....	۴۵
جدول ۳-۱- اطلاعات شرایط عملیاتی جریان ورودی .....	۸۱
جدول ۴-۱- مشخصات sizing مربوط به ظروف .....	۹۶
جدول ۴-۲- نتایج توان بدست آمده در طراحی پمپ‌ها .....	۹۷
جدول ۴-۳- نتایج هزینه مبدل خنک کننده با مواد سرد کننده مختلف .....	۱۰۹

---

نمودار ۱-۲- میزان فلش استیم حاصل از هر کیلوگرم کندانس	۲۶
نمودار ۲-۲- تعیین سایز خطوط بخار با استفاده از سرعت (kg/h)	۴۳
نمودار ۳-۲- تعیین سایز خطوط بخار با استفاده از افت فشار	۴۶

شکل ۱-۱- نمونه‌هایی از اتلافات	۴
شکل ۲-۱- شماتیک مخزن نفتکوره و وضعیت رینگ دور مخزن و کویلها	۶
شکل ۳-۱- شماتیک مخازن نفتکوره و وضعیت سائزینگ خطوط	۷
شکل ۱-۲- شماتیک فلاش درام	۲۷
شکل ۲-۲- شماتیک افت فشار در خط لوله	۴۴
شکل ۳-۲- شماتیک پاکت‌گیری (Pocket)	۴۷
شکل ۴-۲- شماتیک استفاده از پاکت در زیر رایزر و فاصله پاکتها در شیبها	۵۰
شکل ۵-۲- شماتیک قطر لوله در شیب معکوس و فواصل محل‌های تخلیه کندانس	۵۰
شکل ۶-۲- شماتیک انشعاب‌گیری (branch)	۵۱
شکل ۷-۲- شماتیک کاهش قطر خط بخار	۵۱
شکل ۸-۲- شماتیک محل و وضعیت نصب صافی بخار	۵۲
شکل ۹-۲- شماتیک ایستگاه تله بخار و تجهیزات جانبی	۵۳
شکل ۱۰-۲- شماتیک صحیح پاکت‌گیری و ایستگاه تله بخار	۵۳
شکل ۱۱-۲- شماتیک مبدل‌های حرارتی از نوع جریان همسو	۵۶
شکل ۱۲-۲- شماتیک مبدل‌های حرارتی از نوع جریان غیر همسو	۵۶
شکل ۱۳-۲- شماتیک مبدل‌های حرارتی از نوع جریان عمود بر هم	۵۷
شکل ۱۴-۲- شماتیک مبدل‌های حرارتی دو لوله‌ای	۵۸
شکل ۱۵-۲- شماتیک مبدل‌های حرارتی پوسته و لوله	۵۹
شکل ۱۶-۲- شماتیک مبدل‌های حرارتی لوله‌ای حلزونی	۶۰
شکل ۱۷-۲- شماتیک مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای واشردار	۶۱
شکل ۱۸-۲- شماتیک مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای حلزونی	۶۱
شکل ۱۹-۲- شماتیک مبدل‌های حرارتی لاملا	۶۲
شکل ۲۰-۲- شماتیک مبدل‌های لوله‌ای پره‌دار	۶۳
شکل ۲۱-۲- شماتیک دیگ بخار	۶۷
شکل ۱-۳- شماتیک کلی فرآیند بازیابی کندانس بخار آب	۷۹
شکل ۲-۳- وارد کردن مواد شرکت کننده در فرآیند	۸۰
شکل ۳-۳- انتخاب بسته ترمودینامیکی	۸۱
شکل ۴-۳- وارد کردن دما، فشار و دبی جریان خوراک	۸۲

- شکل ۳-۵- وارد کردن مقادیر ترکیب درصد مولی جریان خوراک ..... ۸۲
- شکل ۳-۶- مشخص کردن جریانهای ورودی و خروجی ..... ۸۳
- شکل ۳-۷- مشخصات جریان بخار ایجاد شده ..... ۸۳
- شکل ۳-۸- مشخصات جریان کندانس ایجاد شده ..... 84
- شکل ۳-۹- مشخص کردن جریانهای ورودی و خروجی ..... ۸۵
- شکل ۳-۱۰- کندانس شدن بخار در دمای ۹۳ درجه سانتیگراد ..... ۸۶
- شکل ۳-۱۱- نمودار جزء بخار بر حسب دما ..... ۸۶
- شکل ۳-۱۲- مشخصات جریانهای ورودی و خروجی به مبدل ..... ۸۷
- شکل ۳-۱۳- مشخص شدن توان حرارتی مبدل ..... ۸۷
- شکل ۳-۱۴- مشخص کردن جریانهای ورودی و خروجی ظرف تجمع کندانس ..... ۸۸
- شکل ۳-۱۵- مشخصات جریانهای ورودی و خروجی ظرف تجمع کندانس ..... ۸۹
- شکل ۳-۱۶- مشخص کردن جریانهای ورودی و خروجی به پمپ ..... ۸۹
- شکل ۳-۱۷- مشخصات جریانهای ورودی و خروجی پمپ ..... ۹۰
- شکل ۳-۱۸- انتخاب گزینه Recycle از صفحه Palette ..... ۹۱
- شکل ۳-۱۹- مشخص کردن جریانهای ورودی و خروجی به Recycle ..... ۹۱
- شکل ۳-۲۰- مشخص کردن جریانهای ورودی و خروجی به پمپ ..... ۹۲
- شکل ۳-۲۱- مشخصات جریان خروجی از پمپ ..... ۹۲
- شکل ۴-۱- شماتیک کلی فرآیند بازیابی کندانس بخار آب ..... ۹۴
- شکل ۴-۲- محاسبه اندازه ارتفاع و قطر ظرف فلش توسط نرم افزار ..... ۹۵
- شکل ۴-۳- محاسبه اندازه ارتفاع و قطر ظرف تجمع کندانس توسط نرم افزار ..... ۹۵
- شکل ۴-۴- محاسبه توان مصرفی پمپ P-100 توسط نرم افزار ..... ۹۶
- شکل ۴-۵- محاسبه توان مصرفی پمپ P-101 توسط نرم افزار ..... ۹۷
- شکل ۴-۶- استفاده از آب خنک کننده در مبدل حرارتی ..... ۹۸
- شکل ۴-۷- استفاده از کندانس سرد در مبدل حرارتی ..... ۹۸
- شکل ۴-۸- استفاده از فن هوایی به عنوان مبدل خنک کننده ..... ۹۹
- شکل ۴-۹- وارد کردن آب خنک کننده در تیوب مبدل حرارتی ..... ۹۹
- شکل ۴-۱۰- مشخصات عملیاتی جریانهای ورودی و خروجی مبدل ..... ۱۰۰
- شکل ۴-۱۱- طراحی مبدل تیوب و پوسته با آب خنک کننده توسط نرم افزار HYSYS ..... ۱۰۰

- شکل ۴-۱۲- دیتا شیت مبدل حرارتی با آب خنک کننده..... ۱۰۱
- شکل ۴-۱۳- وارد کردن کندانس سرد در تیوب مبدل حرارتی ..... ۱۰۲
- شکل ۴-۱۴- مشخصات عملیاتی جریانهای ورودی و خروجی مبدل ..... ۱۰۲
- شکل ۴-۱۵- طراحی مبدل تیوب و پوسته با کندانس سرد توسط نرم افزار HYSYS..... ۱۰۳
- شکل ۴-۱۶- دیتا شیت مبدل حرارتی با کندانس سرد ..... ۱۰۴
- شکل ۴-۱۷- وارد کردن جریان بخار درون تیوب فن هوایی..... ۱۰۵
- شکل ۴-۱۸- مشخصات جریان بخار ورودی و کندانس خروجی فن هوایی ..... ۱۰۶
- شکل ۴-۱۹- مشخصات جریان هوای ورودی و خروجی فن هوایی ..... ۱۰۶
- شکل ۴-۲۰- طراحی فن هوایی توسط نرم افزار HYSYS..... ۱۰۷
- شکل ۴-۲۱- دیتا شیت فن هوایی طراحی شده ..... ۱۰۸
- شکل ۴-۲۲- برآورد هزینه تجهیزات بکار رفته توسط نرم افزار ..... ۱۰۹

## فهرست علائم و اختصارات (Abbreviations)

mL	میلی لیتر
g	گرم
MW	وزن ملکولی
M	جرم
psi	Pound per Square Inch
PH	Potencial of hydrogen
Km	کیلومتر
Inch	اینچ
$\rho$	وزن مخصوص
V	سرعت
Psig	فشار گیج
Psia	فشار مطلق
F	فارنهایت
BTU	British thermal unit
Lb	پوند
Kj	کیلوژول
Ft	فوت
Ppm	Part per million
Cm	سانتیمتر
$\mu$ s	میکروزیمنس



# **فصل اول**

## **کلیات تحقیق**

## 1-1- مقدمه

بیش از نیمی از سوخت مصرفی برای تامین نیازهای انرژی در صنعت، در تولید بخار استفاده می‌شود. سیستمهای یوتیلیتی در صنایع نفت و گاز بخش مهمی از این صنایع را شامل می‌شود. این سیستمها، الکتریسیته و نیرو برای به حرکت در آوردن واحدهای فرآیندی، نیازهای گرمایشی برای شبکه بازیافت حرارتی و بخار در سطوح مختلف فشاری را تامین می‌کنند. در کل بخار نقش اصلی را در سیستم یوتیلیتی ایفا می‌کند. در واقع اکثر واحدهای پالایشگاهی به بخار به عنوان یک عامل اصلی در تشکیل محصولات، نیازمندند به عنوان مثال واحد تقطیر پالایشگاه<sup>۱</sup> برای ایجاد برشهای نفتی در برج تقطیر<sup>۲</sup> نیازمند بخار در فشارهای مختلف هستند. بنابراین معمولاً در سیستمهای یوتیلیتی با حجم عظیمی از بخار مواجه هستیم که می‌بایست در چگونگی تولید و عرضه آن تحقیق کنیم.(۱)

آب مصرفی در تولید بخار در شرکت پالایش نفت امام خمینی شازند از هفت حلقه چاه و بخشی هم از سد کمال صالح تامین می‌شود، از آنجائیکه آب سد از آبهای سطحی تأمین می‌شود، لذا به همراه آن ذرات معلق و گل‌ولای وجود داشته که قبل از ورود به سیستم در ابتدا در حوضچه‌ها انبارش و بعد از آن به واحد آب صنعتی ارسال، از فیلترهای کربنی عبور داده شده و ذرات معلق آن گرفته می‌شود. آب عاری از ذرات معلق از ظروف حاوی رزینهای کاتیونی ضعیف و قوی عبور داده شده و کاتیون یونهای محلول در آب جذب رزین می‌گردد. لذا شرایط اولیه لازم برای تولید بخار، تهیه میزان آب مورد نیاز می‌باشد که خود این مقوله گاهاً با صرف انرژی زیاد و هزینه‌های سرسام آور همراه است و در ادامه تصفیه آب و پمپاژ آن به داخل دیگ بخار و حرارت دادن آن تا نقطه جوش و در نهایت تبدیل به بخار می‌باشد، که این فرایند با دورریز آب زیادی همراه می‌باشد. پس در ادامه بخار تولیدی با چنین شرایط و صرف هزینه، باید بطور مناسبی کنترل و از هدر رفت آن جلوگیری گردد. هزینه‌های انرژی، بخش قابل ملاحظه‌ای از کل هزینه‌های عملیاتی هر واحد صنعتی را به خود اختصاص داده و به صورت

---

<sup>۱</sup> Refinery

<sup>۲</sup> Tower Distillation

یک پارامتر قابل کنترل، میزان سود دهی واحدهای صنعتی را تحت تأثیر قرار می‌دهند. توسعه روز افزون صنایع، کنترل مصرف انرژی را به امری جدی و غیر قابل چشم پوشی تبدیل ساخته است. یک مدیر انرژی با آگاهی از چگونگی کارکرد و نیز سطح کارایی بخشهای اصلی مصرف کننده انرژی در واحد صنعتی زیر نظر خود، باید بتواند در رویارویی با مشکلات احتمالی، راهکار مناسب را به کار گیرد. با این ویژگی مدیریت انرژی نقش کلیدی در افزایش بهره‌وری واحدهای صنعتی خواهد داشت. زیرا با پیاده‌سازی چنین رویکردی در سیستم، تصمیم‌گیریهای مربوط به تعمیر، نگهداری، بازسازی و نوسازی دستگاهها در بهترین زمان و با کمترین هزینه انجام گرفته و سیستم مورد نظر با در نظر داشتن محدودیتهای موجود، عملکرد بهینه‌ای از خود نشان خواهد داد. لذا در راستای اهداف مدیریت و بهینه‌سازی انرژی در صنایع، مطالب ارائه شده در این تحقیق با استفاده از راهکارهایی جهت تحقق این هدف به کار گرفته شده است. راهکارهایی در ارتباط با پردازش شبکه بخار و کندانس با تعبیه فلاش درام در مسیر کندانس برگشتی، ترمیم عایق‌بندی خطوط انتقال، سرویس به موقع تله بخارها، رفع نشتی خطوط، نصب فلومیترو.....

در این پژوهش سعی بر این بوده تا با مطالعه تحقیقات گذشته و بررسی فرایندهای موجود در شرکت و مدل‌سازی سیستم مورد نظر و در نهایت سناریوپردازی، گامی مناسب در جهت بهبود سیستم انرژی (شبکه بخار و کندانس) انبار نفت شرکت ملی پخش فراورده‌های منطقه مرکزی که منجر به پردازش این سیستم و بهینه‌سازی انرژی در این سیستم شده، صورت گیرد.

## 1-2- بیان مسأله

شرکت ملی پخش فراورده‌های نفتی ایران، در سال ۱۳۰۷ هجری شمسی، تاسیس شد و حدود ۹۰ سال است که در امر تامین و توزیع فراورده‌های نفتی کشور فعالیت دارد. این شرکت شامل ۳۷ منطقه می‌باشد که وظیفه مدیریت تامین و توزیع روزانه بیش از ۲۴۰ میلیون لیتر از انواع فراورده‌های نفتی را در سراسر کشور بر عهده دارد. شرکت ملی پخش فراورده‌های نفتی منطقه استان مرکزی، یکی از مناطق ۳۷ گانه شرکت ملی پخش فراورده‌های نفتی ایران است. این شرکت در سال ۱۳۲۰ تاسیس و در محدوده جغرافیایی ۲۹۲۲۵ کیلومتر مربع دارای چهار ناحیه (ناحیه مرکزی ناحیه خمین ناحیه دلیجان ناحیه ساوه) که مأموریت این منطقه دریافت

انواع فراورده‌های نفتی از پالایشگاه امام خمینی شازند و خطوط لوله، نگهداشت و انبارش و در نهایت توزیع فراورده‌های نفتی به مبادی مصرف شامل مجاری عرضه، نیروگاهها و بخش‌های مختلف مصرف می‌باشد انبار نفت شرکت با عنوان انبار نفت سردار سرلشگر شهید رحیم آنجفی در کیلومتر ۲۰ جاده شازند و در مجاورت پالایشگاه قرار داشته و با وجود ۳۶ مخزن، ظرفیت ذخیره سازی یک میلیارد و چهل میلیون لیتر انواع فرآورده نفتی را داراست.

از آنجایی که این شرکت کار حمل فراورده را به عهده دارد، با توجه به شرایط آب و هوایی منطقه، نیاز به انرژی گرمایشی در زمان انتقال و ذخیره‌سازی فراورده نفتکوره دارد. ظرفیت ذخیره‌سازی مخازن انبار نفت شرکت جهت فراورده نفتکوره به میزان ۳۴۰ میلیون لیتر می‌باشد. که تامین انرژی گرمایشی این حجم فراورده توسط یک لاین بخار ارسالی از پالایشگاه صورت می‌گیرد. این شرکت ۳۰ الی ۳۵ تن در ساعت بخار LPS با فشار ۴,۵ بار و دمای  $180^{\circ}\text{C}$  را در فصل تابستان و ۵,۵ الی ۶ بار و دمای  $240^{\circ}\text{C}$  در فصل زمستان از پالایشگاه امام خمینی (ره) شازند دریافت می‌کند. با توجه به اینکه بخار مصرفی جهت گرمایش فرآورده نفتکوره موجود در مخازن ذخیره با ظرفیت ذخیره‌سازی (۳۴۰ میلیون لیتر) و خطوط انتقال فراورده در تمام فصول سال همینطور جهت گرمایش تاسیسات مورد استفاده قرار می‌گیرد. استفاده از بخار در جهات ذکر شده همراه با افت دما و تبدیل شدن بخشی از آن به کندانس می‌باشد.



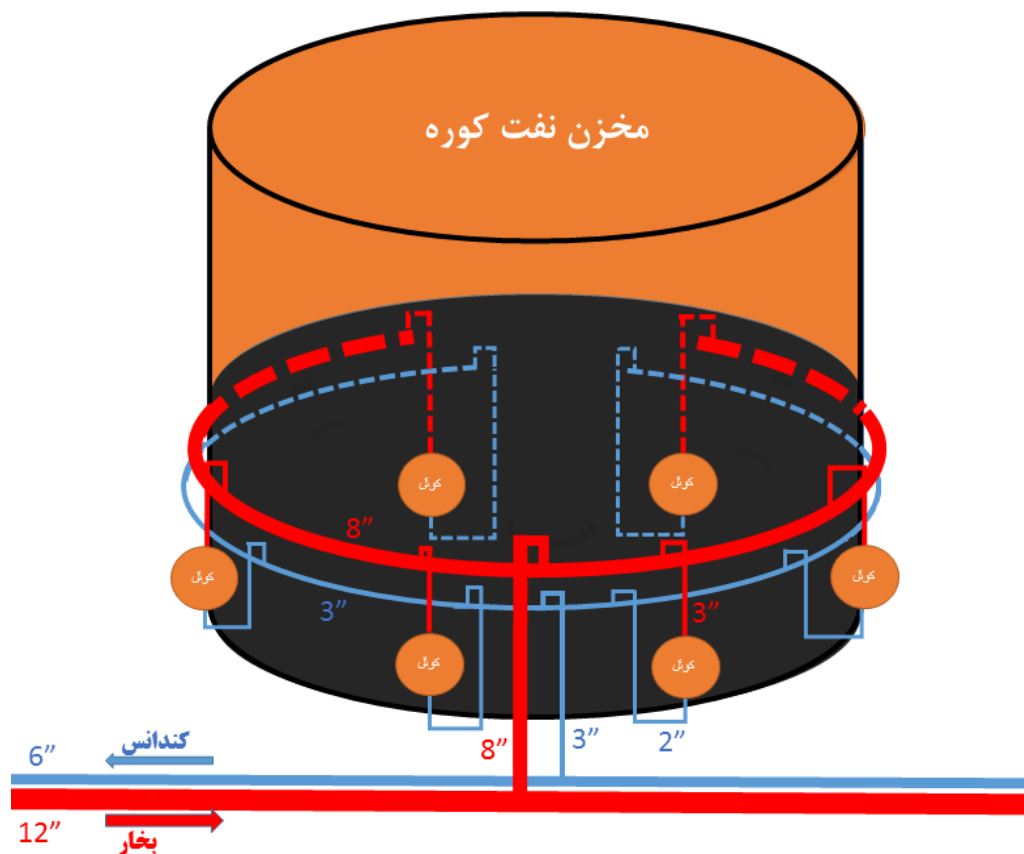
شکل ۱-۱- نمونه‌هایی از اتلافات

با توجه به مسیر طولانی تا پالایشگاه (حدود ۲,۵ کیلومتر از آخر خط بخار تا فلاش درام موجود جهت دریافت کندانس برگشتی در محدوده پالایشگاه) امکان برگشت کامل این کندانس به پالایشگاه وجود ندارد. چون این سیال دو فازی (کندانس به همراه بخار) می‌باشد برگشت آن در طول مسیر با هم‌رینگ (ضربه قوچی) و افزایش فشار خط برگشت که منجر به عبور نامناسب

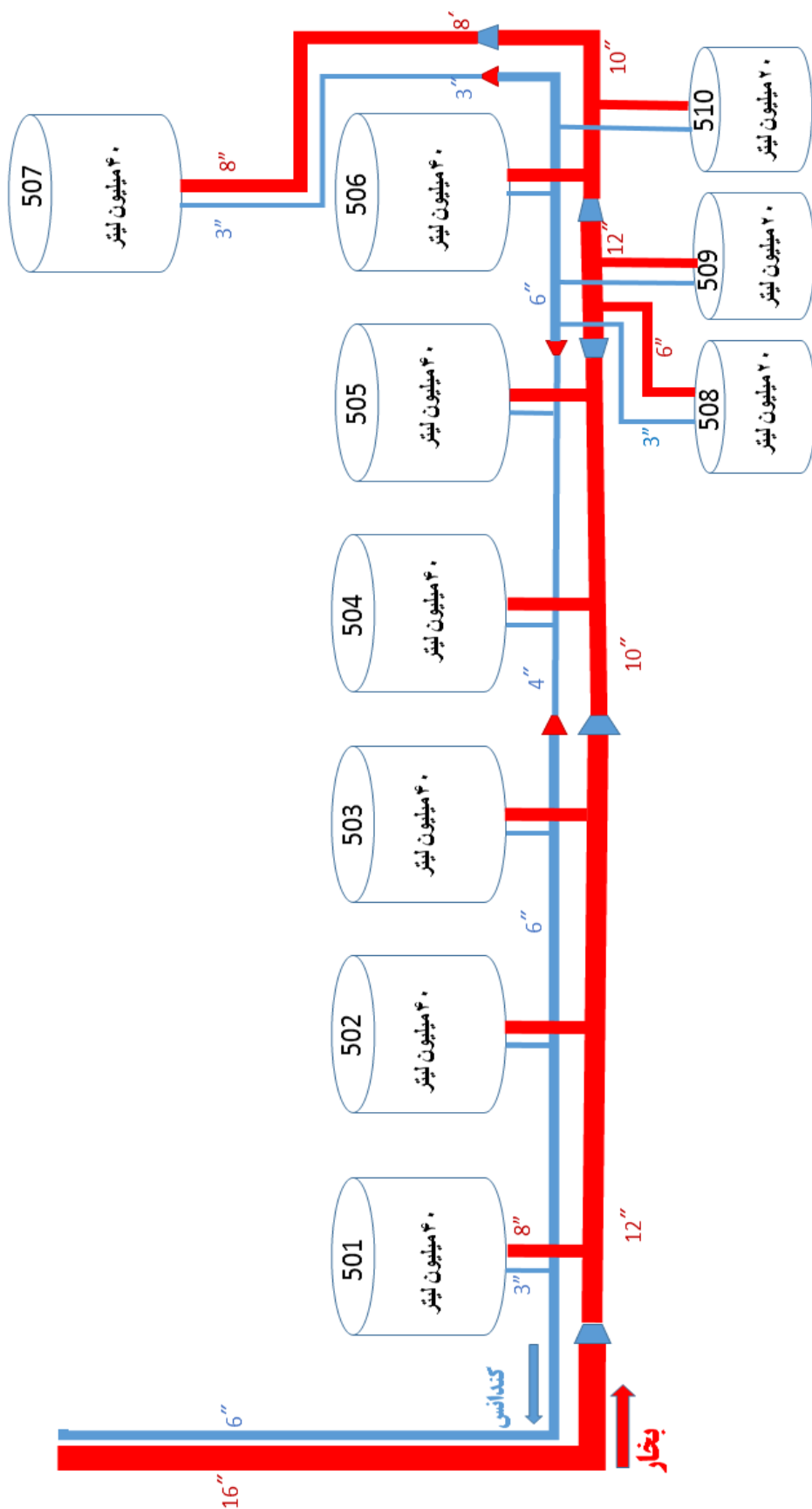
آن در لاینها می‌شود، همراه می‌باشد، این مسأله باعث شده است که خیلی از خطوط به نشتی بیفتند و خوردگی در خطوط ایجاد شود و به استیم تراپها آسیب وارد شود. و در نهایت بخش اعظمی از کندانس به زمین تخلیه گردد. این تخلیه سبب هدر رفت حجم زیادی از کندانس و اتلاف انرژی حرارتی و بالطبع آلودگی زیست محیطی می‌گردد، لذا با ایجاد و نصب یک و یا در صورت نیاز چند فلاش درام در مسیر بخار، کندانس تولید شده به فلاش درام وارد می‌شود و دو فاز مایع و بخار از هم جدا می‌شود، فاز بخار که یک بخار فشار پایین و مرده‌ای است توسط فن هوایی و یا ایجاد مبدل بعد از فلاش درام به کندانس تبدیل می‌شود و کندانس حاصل به کندانس داخل فلاش درام اضافه شده و مجدداً جهت مصرف به پالایشگاه بر می‌گردد. علاوه بر طولانی بودن مسیر برگشت کندانس تا پالایشگاه که وجود یک فلاش درام جهت جمع‌آوری کندانسهای ایجاد شده را ضروری می‌نماید مسأله دیگری که نیاز به بررسی دارد مسأله Zone بندی و انجام محاسبات برای هر Zone تا اینکه چالشهای احتمالی در خطوط با توجه به سایز و سرعت کندانس مشخص گردد، و در صورت نیاز به بیشتر از یک فلاش درام، این نتیجه با انجام محاسبات بدست آید. که این مسأله در بخش‌های بعد مورد بررسی قرار می‌گیرد.

### 3-1- مخازن نفتکوره و وضعیت سائیزینگ خطوط بخار و کندانس

مخازن نفتکوره با کدهای ۵۰۱ تا ۵۰۵ دارای ظرفیت ۴۰ میلیون لیتر و تعداد ۶ کویل دارند که ورودی کویلها ۳" و خروجی کویلها ۲" می باشد. مخازن ۵۰۶ و ۵۰۷ دارای ظرفیت ۴۰ میلیون لیتر و تعداد ۶ کویل که ورودی کویلها ۳" و خروجی کویلها ۱" می باشد. و مخازن ۵۰۸ تا ۵۱۰ دارای ظرفیت ۲۰ میلیون لیتر و تعداد ۴ کویل که ورودی کویلها ۳" و خروجی کویلها ۱" می باشد. با توجه به اطلاعات موجود محاسبات لازم را بصورت زیر از انتهای خط کندانس شروع کرده و انجام می دهیم.



شکل ۱-۲- شماتیک مخزن نفتکوره و وضعیت رینگ دور مخزن و کویلها



شکل ۱-۳- شماتیک مخازن نفتکوره و وضعیت ساینزینگ خطوط

#### 4-1- محاسبه تعیین میزان دبی جرمی بخار بر اساس سائیزینگ خطوط

تغییرات سائیزینگ لاین بخار ورودی از پالایشگاه به پخش به این طریق می باشد که، پس از ورود لاین ۱۶" بخار، یک شاخه ۸" (جهت خطوط تریسینگ) از آن گرفته شده، سپس لاین ۱۶" به ۱۲" کاهش پیدا می کند. که این لاین برای گرمایش مخازن نفتکوره اختصاص داده می شود. و در ادامه مسیر از این لاین، انشعاب ۸" (رینگ دور مخزن) جهت گرمایش مخازن با ظرفیت ۴۰ میلیون لیتر و انشعاب ۶" (رینگ دور مخزن) جهت گرمایش مخازن با ظرفیت ۲۰ میلیون لیتر گرفته شده است. با توجه به میزان دبی بخار دریافتی از پالایشگاه که بطور متوسط ۳۵ تن در ساعت اعلام گردید و با توجه به تبدیل خط اصلی به دو شاخه ۸" و ۱۲" می توان ترکیب درصد جرمی این میزان دبی را بر اساس سطح مقطع های سائیزینگ خطوط برای دو سائیز مذکور بصورت ۲۴۲۳۰ کیلوگرم در ساعت برای لاین ۱۲" (لاین گرمایش مخازن) و ۱۰۷۷۰ کیلوگرم در ساعت برای لاین ۸" (تریسینگ) که محاسبات آن در زیر انجام شده تعیین نمود. مقدار دبی ۲۴۲۳۰ کیلوگرم بر ساعت را بر اساس ظرفیت مخازن محاسبه نموده که هر مخزن ۴۰ میلیون لیتری با تعداد ۶ کویل مقدار ۲۸۵۰ کیلوگرم بر ساعت مصرف بخار دارد، یعنی مصرف هر کویل به میزان ۴۷۵ کیلوگرم بر ساعت به عبارتی ۰/۱۳۲ کیلوگرم بر ثانیه می باشد. و هر مخزن ۲۰ میلیون لیتری با تعداد ۴ کویل مقدار ۱۴۲۵ کیلوگرم بر ساعت مصرف بخار دارد، یعنی مصرف هر کویل به میزان ۳۵۶ کیلوگرم بر ساعت به عبارتی ۰/۱ کیلوگرم بر ثانیه می باشد. بنابراین محاسبه ترکیب درصد جرمی میزان دبی ۳۵ ton/h بر اساس سطح مقطع های خطوط با توجه به عدم وجود فلومیت (دبی سنج) جهت اندازه گیری میزان دبی و سرعت کندانس در رینگ مخازن و خطوط اصلی، برای دو سائیز ۸" و ۱۲" بصورت زیر می باشد.

$$D_{12} = \frac{d_1}{d_2} \quad (2)$$

$$D_{12} = \frac{d_1}{d_2} = \frac{16''}{12''} = \left(\frac{4}{3}\right) \Rightarrow \left(\frac{4}{3}\right)^2 = \frac{16}{9} = 1.7777$$

$$D_8 = \frac{d_1}{d_3} = \frac{16''}{8''} = (2) \Rightarrow (2)^2 = 4$$

$$\text{نسبت کل} \rightarrow 4 + 1.7777 = 5.7777$$



$$x = \frac{35 \text{ ton} \times 1.7777}{5.7777} = 10.77 \text{ ton/h}$$

$$y = 10.77 - 35 = 24.23 \text{ ton/h}$$

$$d_1 = \text{قطر خط } 16"$$

$$d_2 = \text{قطر خط } 12"$$

$$d_3 = \text{قطر خط } 8"$$

$$x = \text{میزان دبی جرمی عبوری در ساعت از خط } 8"$$

$$y = \text{میزان دبی جرمی عبوری در ساعت از خط } 12"$$

### 5-1- محاسبات Zone بندی

با توجه به طرح توسعه اجرایی مربوط به سال ۹۲ که تعداد ۵ دستگاه مخزن (تعداد ۲ دستگاه مخزن با ظرفیت ۴۰ میلیون لیتر و ۳ دستگاه مخزن ۲۰ میلیون لیتری) به مخازن نفتکوره اضافه گردید و ظرفیت ذخیره سازی این فراورده از ۲۰۰ میلیون لیتر به ۳۴۰ میلیون لیتر افزایش یافت، افزایش طول خطوط اصلی بخار و کندانس همراه با سایزینگ به ظاهر غیر اصولی انجام گردید (قرار گرفتن سایز ۴" بین دو سایز ۶" برای خط کندانس، که در شماتیک مخازن نفتکوره و وضعیت سایزینگ خطوط، صفحات قبل نشان داده شد) لذا محاسبات سایزینگ از این نظر مورد اهمیت می باشند. بنابراین به بررسی و محاسبه سرعت و دبی کندانس خروجی از کویلها و رینگ دور مخازن و در نهایت محاسبه دبی کل در خطوط کندانس پرداخته شده تا از این طریق بتوان سرعتها را در خطوط کندانس بدست آورد، و میزان سرعت واقعی در خطوط اصلی را بر اساس استاندارد Ips که ۱ متر بر ثانیه برای لوله های ۳" تا ۶" می باشد مقایسه کرد، تا از لحاظ بار فشار بر روی خطوط کندانس بتوان نتیجه گیری کرد که آیا نیاز به تعدیل فشار در خط کندانس از طریق ایجاد فلاش درام و تخلیه کندانس در چند نقطه از این خطوط هست یا نه.

## 1-5-1- محاسبات دبی و سرعت خروجی کویل و رینگ دور مخازن

### 1-1-5-1- محاسبه دبی و سرعت خروجی کویل و رینگ دور مخزن ۵۰۷

جدول ۱-۱- محاسبه سطح مقطع خطوط با سایزهای مختلف

سایز خطوط کندانس	فرمول	محاسبه سطح مقطع
سایز "۱" (خروجی کویل)	$A = \pi r^2$	$A = 3/14 \times 1/27 \times 1/27 = 5/06 \text{ cm}^2 = 0/000506 \text{ m}^2$
سایز "۲" (خروجی کویل)	"	$A = 3/14 \times 2/54 \times 2/54 = 20/258 \text{ cm}^2 = 0/0020258 \text{ m}^2$
سایز "۳" (رینگ دور مخزن)	"	$A = 3/14 \times 3/81 \times 3/81 = 45/58 \text{ cm}^2 = 0/004558 \text{ m}^2$
سایز "۴" (خط اصلی)	"	$A = 3/14 \times 5/08 \times 5/08 = 81/03 \text{ cm}^2 = 0/008103 \text{ m}^2$
سایز "۶" (خط اصلی)	"	$A = 3/14 \times 7/62 \times 7/62 = 182/32 \text{ cm}^2 = 0/018232 \text{ m}^2$

وزن مخصوص آب در دمای ۱۴۰ درجه و فشار ۴,۵ bara از جداول مشخصات آب

۹۲۷ kg/m<sup>3</sup> بدست می‌آید. (۳)

از جدول بالا مساحت سطح مقطع خطوط با سایزهای مختلف را به کار می‌بریم.

$$\dot{m} = \rho AV$$

با استفاده از فرمول دبی جرمی

$$\dot{m} = 2850 \text{ kg/h} \div 6 = 475 \text{ Kg/h}$$

دبی خروجی از هر کویل در ساعت

$$\dot{m} = 475 \text{ kg/h} \div 3600 \text{ s} = 0/132 \text{ kg/s}$$

دبی خروجی از هر کویل در ثانیه

$$V = \frac{0/132 \text{ kg/s}}{927 \text{ kg/m}^3 \times 0/000506 \text{ m}^2} =$$

سرعت سیال خروجی از کویل (متر بر ثانیه)

$$0/28$$

$$\dot{m} = 0/132 \text{ kg/s} \times 6 = 0/792 \text{ Kg/s}$$

دبی کل (۶ کویل) مخزن (رینگ دور مخزن)

$$V = \frac{0/792 \text{ kg/s}}{927 \text{ kg/m}^3 \times 0/004558 \text{ m}^2} = 0/187$$

سرعت در رینگ دور مخزن (متر بر ثانیه)

محاسبه دبی و سرعت خروجی کویل و رینگ دور مخزن در مخزن ۵۰۶ مشابه مخزن ۵۰۷ می‌باشد.

### 2-1-5-1- محاسبه دبی و سرعت خروجی کویل و رینگ دور مخزن ۵۰۸

$$\dot{m} = 1425 \text{ kg/h} \div 6 = 356 \text{ Kg/h}$$

دبی خروجی از هر کویل در ساعت

$$\dot{m} = 356 \text{ kg/h} \div 3600 \text{ s} = 0/1 \text{ kg/s}$$

دبی خروجی از هر کویل در ثانیه

$$V = \frac{0/1 \text{ kg/s}}{927 \text{ kg/m}^3 \times 0/000506 \text{ m}^2} = \text{سرعت سیال خروجی از کویل (متر بر ثانیه)}$$

$$0/212 \text{ دبی کل (۴ کویل) مخزن (رینگ دور مخزن)} \quad \text{Kg/s} \quad 0/4$$

$$\dot{m} = 0/1 \text{ kg/s} \times 4 =$$

$$V = \frac{0/4 \text{ kg/s}}{927 \text{ kg/m}^3 \times 0/004558 \text{ m}^2} = 0/094 \quad \text{سرعت در رینگ دور مخزن (متر بر ثانیه)}$$

محاسبه دبی و سرعت خروجی کویل و رینگ دور مخزن در مخزن ۵۰۹ و ۵۱۰ مشابه مخزن ۵۰۸ می باشد.

### 3-1-5-1- محاسبه دبی و سرعت خروجی کویل و رینگ دور مخزن ۵۰۵

$$\dot{m} = 2850 \text{ kg/h} \div 6 = 475 \text{ Kg/h} \quad \text{دبی خروجی از هر کویل در ساعت}$$

$$\dot{m} = 475 \text{ kg/h} \div 3600 \text{ s} = 0/132 \text{ kg/s} \quad \text{دبی خروجی از هر کویل در ثانیه}$$

$$V = \frac{0/132 \text{ kg/s}}{927 \text{ kg/m}^3 \times 0/0020258 \text{ m}^2} = \text{سرعت سیال خروجی از کویل (متر بر ثانیه)}$$

$$0/07$$

$$\dot{m} = 0/132 \text{ kg/s} \times 6 = 0/792 \text{ Kg/s} \quad \text{دبی کل (۶ کویل) مخزن (رینگ دور مخزن)}$$

$$V = \frac{0/792 \text{ kg/s}}{927 \text{ kg/m}^3 \times 0/004558 \text{ m}^2} = 0/187 \quad \text{سرعت در رینگ دور مخزن (متر بر ثانیه)}$$

محاسبه دبی و سرعت خروجی کویل و رینگ دور مخزن، در مخزن ۵۰۱ تا ۵۰۴ مشابه مخزن ۵۰۵ می باشد.

نتایج مربوط به محاسبات دبی و سرعت در خروجی کویل و رینگ دور مخازن بطور خلاصه در جدول زیر بیان گردیده است.

### 4-1-5-1- خلاصه نتایج محاسبات دبی و سرعت در کویل و رینگ دور مخزن

جدول ۱-۲- نتایج محاسبات دبی و سرعت در مخازن

مخازن	دبی خروجی کویل kg/s	سرعت در خروجی کویل m/s	دبی رینگ دور مخزن kg/s	سرعت در رینگ دور مخزن m/s
۵۰۵ تا ۵۰۱	۰/۱۳۲	۰/۰۷	۰/۷۹۲	۰/۱۸۷
۵۰۷ تا ۵۰۶	۰/۱۳۲	۰/۲۸	۰/۷۹۲	۰/۱۸۷
۵۰۸ تا ۵۱۰	۰/۱	۰/۲۱۲	۰/۴	۰/۰۹۴

### 2-5-1- محاسبه دبی و سرعت در خطوط اصلی

در ادامه دبی و سرعت در خطوط اصلی را محاسبه می‌نماییم، برای این کار از آخر خط شروع کرده و محاسبات را برای سائزهای مختلف انجام داده و به اول خط می‌رسیم.

#### 1-2-5-1- محاسبه دبی و سرعت در خط ۶" انتهای کانال

دبی و سرعت را در خط ۶" (انتهای کانال روبه‌روی مخازن) محاسبه می‌نماییم. کندانس تولیدی از تعداد ۵ مخزن (مخازن ۵۰۶ تا ۵۱۰) در این خط ۶" تخلیه می‌گردد.

دبی کل ۵ مخزن  $\dot{m} = (0.792 \times 2) + (0.4 \times 3) = 2.784 \text{ kg/s}$

$$V = \frac{2.784 \text{ kg/s}}{927 \text{ kg/m}^3 \times 0.0182 \text{ m}^2} = 0.165 \text{ متر برثانیه}$$

#### 2-2-5-1- محاسبه دبی و سرعت در خط ۴" وسط کانال

دبی و سرعت را در خط ۴" (کانال روبه‌روی مخازن) محاسبه می‌نماییم. کندانس تولیدی از تعداد ۷ مخزن (مخازن ۵۰۴ تا ۵۱۰) در این خط ۴" تخلیه می‌گردد.

دبی کل ۷ مخزن  $\dot{m} = 1/2 + 1.584 + 1.584 = 4.368 \text{ kg/s}$

$$V = \frac{4.368 \text{ kg/s}}{927 \text{ kg/m}^3 \times 0.0081 \text{ m}^2} = 0.58 \text{ متر برثانیه}$$

#### 3-2-5-1- محاسبه دبی و سرعت در خط ۶" ابتدای کانال

دبی و سرعت را در خط ۶" (کانال روبه‌روی مخازن) محاسبه می‌نماییم. کندانس تولیدی از تعداد ۱۰ مخزن (مخازن ۵۰۱ تا ۵۱۰) در این خط ۶" تخلیه می‌گردد.

دبی کل ۱۰ مخزن  $\dot{m} = (7 \times 0.792) + 1/2 = 6.744 \text{ kg/s}$

$$V = \frac{6.744 \text{ kg/s}}{927 \text{ kg/m}^3 \times 0.01823 \text{ m}^2} = 0.4 \text{ متر برثانیه}$$

#### 4-2-5-1- خلاصه نتایج محاسبات دبی و سرعت در خطوط اصلی

نتایج مربوط به محاسبات دبی و سرعت در خطوط انتقال کندانس در کانال روبه‌روی مخازن از انتهای خط به ابتدای خط، بطور خلاصه در جدول زیر بیان گردیده است.

جدول ۱-۳- نتایج محاسبات دبی و سرعت در خطوط اصلی

سائز خطوط	۶" انتهای خط	۴" وسط خط	۶" ابتدای خط
تعداد مخازن تخلیه	۵ مخزن	۷ مخزن	۱۰ مخزن

کد مخازن	۵۰۶ تا ۵۱۰	۵۰۴ تا ۵۱۰	۵۰۱ تا ۵۱۰
ظرفیت مخازن Lit	140 میلیون	۲۲۰ میلیون	۳۴۰ میلیون
دبی kg/s	۲/۷۸۴	۴/۳۶۸	۶/۷۴۴
سرعت m/s	۰/۱۶۵	۰/۵۸	۰/۴

## 6-1- مسائل و مشکلات مشهود در شبکه بخار و کندانس و فرصتهای موجود

مسائل	فرصتها
<p>- وجود بخارات زنده در خط کندانس به دلیل عملکرد نامناسب تله بخارها و در نتیجه افزایش فشار خط کندانس برگشتی و ایجاد ضربات قوچ سنگین در خط</p> <p>- عدم وجود عایق در نقاطی از خطوط بخار و کندانس</p> <p>- خوردگی خطوط و و روکش عایقها در نقاط زیادی از خطوط به دلیل قرار گرفتن در معرض نشتی و بخارات</p> <p>- لرزش و صدای زیاد خطوط مخصوصا خط کندانس در تمام نقاط مسیر</p> <p>- عدم کارایی ساپورتها در بعضی نقاط خطوط مخصوصا محل لوپهای خط کندانس به دلیل لرزش و جابجایی و خارج شدن خط از وضعیت اولیه که در جایگاه مناسب و در حمایت ساپورت قرار داشته</p> <p>- عملکرد نامناسب تله ها و عدم تخلیه کندانس ایجاد شده در خطوط بخار و در نهایت ایجاد ضربات قوچ در خط بخار</p>	<p>جمع آوری کندانسهای رها شده در محوطه که در نتیجه آن :</p> <p>- کاهش مصرف آب</p> <p>- کاهش هزینه های تعمیرات</p> <p>- کاهش آلاینده های زیست محیطی</p> <p>- مصرف بهینه سوخت های فسیلی</p> <p>- تعدیل فشار خط برگشت کندانس</p> <p>- حذف ضربات قوچ و تبعات ناشی از آن</p>

	<p>- عدم وجود پاکت در محل تعدادی از لوپها (ورودی خط بخار از پالایشگاه) جهت تخلیه به موقع کندانس ایجاد شده</p> <p>- افزایش طول خطوط اصلی بخار و کندانس در طرح توسعه انجام شده با سائزهای غیر اصولی</p> <p>- افزایش فشار خطوط کندانس و بخار و بالطبع تعدیل فشار این خطوط از طریق رها شدن بخش زیادی از کندانس در محوطه که در نتیجه آن :</p> <p>- افزایش مصرف آب در فرایند تصفیه و تولید آب DM جهت جبران آب مقطر هدر رفته</p> <p>- افزایش هزینه تعمیرات مرتبط با تاسیسات (به دلیل کارکرد بیشتر جهت تأمین آب تصفیه شده و تولید بخار)</p> <p>- افزایش تولید آلاینده‌های زیست محیطی (به دلیل مصرف بیشتر سوختهای فسیلی)</p> <p>- کاهش ذخائر سوختهای فسیلی (به دلیل مصرف بیشتر جهت تأمین آب تصفیه شده و تولید بخار)</p>
--	--

## 7-1- حل مسأله

امروزه در تمامی صنایع نفت و گاز جهت بررسی نحوه‌ی کارکرد واحد، با تغییرات شرایط عملیاتی به منظور بهینه‌سازی و افزایش راندمان و برطرف کردن مشکلات فرایندی و قبل از اجرای تغییرات در شرایط واحد اقدام به شبیه‌سازی کامپیوتری با نرم افزارهای مربوطه می‌شود.

یکی از بهترین نرم‌افزارهای حال حاضر در زمینه شبیه‌سازی فرآیندهای پالایشگاهی برنامه- Aspen HYSYS می‌باشد که در این پروژه سعی شده است با شبیه‌سازی<sup>۱</sup> و طراحی واحد بازیابی کندانس<sup>۲</sup> بخار آب به بررسی راههای پیشنهادی جهت کاهش هدر رفت بخارات کندانس شده در مخازن نفت و خطوط انتقال انبار نفت سردار شهید آنجفی شرکت ملی پخش فراورده های نفتی منطقه مرکزی پرداخته شود و معایب و مزایای هر روش بیان و در انتها به بررسی هزینه تجهیزات مورد نیاز پرداخته می‌شود. (۴)

## 8-1- اهمیت و ضرورت مسأله تحقیق

با توجه به محدود بودن منابع سوخت‌های فسیلی و مصرف بیش از حد این سوخت‌ها در طی سالیان متمادی، پیدا کردن جایگزین مناسب برای آنها، به یک مسأله جدی تبدیل شده است، از طرفی در نتیجه فعالیت‌های عظیم صنعتی، آب و هوای یک منطقه به خاطر انتشار بیش از حد گازهای گلخانه‌ای<sup>۳</sup> دچار تغییر می‌شود. استفاده از سوخت‌های فسیلی موجب انتشار مقدار قابل توجهی دی‌اکسیدکربن<sup>۴</sup> می‌شود و این گاز در نتیجه‌ی فرآیند تابش گرما، تبدیل به گاز گلخانه‌ای می‌شود که حاصل آن گرم شدن کره زمین و تغییرات اقلیمی و اثرات زیان بار دیگری است که بر روی همه‌ی موجودات زنده می‌گذارد.

محدودیت منابع سوخت‌های فسیلی و آلاینده‌گی ناشی از استفاده این نوع سوخت‌ها، ضرورت بهینه‌سازی مصرف انرژی را بیش از پیش نشان می‌دهد، چرا که اثرات آن از جمله کاهش هزینه‌ها، کاهش سرمایه‌گذاری‌ها و سالم سازی محیط زیست، از موارد مهمی است که نباید نادیده گرفته شود.

در کشور ما عوامل مختلفی مانند نبود اطلاعات کافی و پایین بودن قیمت انواع حاملهای انرژی موجب عدم توسعه این راهکارها و به هدر رفتن مقادیر زیادی از انرژی در بخشهای مختلف مصرف کننده از جمله بخش صنعت شده است.

---

<sup>۱</sup> Simulation

<sup>۲</sup> Condensate

<sup>۳</sup> Greenhouse Gas

<sup>۴</sup> Co2

طراحی مناسب واحد تولید بخار و سیستم توزیع آن، نقش بسیار زیادی در کاهش هر چه بیشتر اتلافات انرژی و هزینه‌های عملیاتی خواهد داشت. در بهبود کارایی سیستمهای بخار باید مواردی مانند آب‌بندی مناسب و جلوگیری از بروز نشتی<sup>۱</sup>، تعمیر سیستمهای تله‌بخار، افزایش بازیابی میعانات و نیز بازیافت گرما از بخارات اتلافی و میعانات را در نظر گرفت.

با توجه به اهمیت مباحث صرفه جویی انرژی و سهم بالای مصرف انرژی در صنایع، به کارگیری روشهای موثر در این راستا تاثیرات قابل توجهی در پیشرفت و توسعه کشور به دنبال خواهد داشت. و با توجه به افزایش روز افزون قیمت منابع انرژی، افزایش بازدهی و همچنین کاهش انرژی اتلافی، سیستمهای انرژی یکی از مهمترین زمینه‌های پژوهشی در سالهای اخیر می‌باشند. حال با توجه به این که صنایع نفت، گاز و پتروشیمی بخش وسیعی از صنایع ایران را شامل می‌شوند، پژوهش در سیستمهای انرژی موجود در این صنایع از اهمیت بیشتری برخوردار می‌باشد. تداوم رشد مصرف انرژی در کشور به همراه بهره‌وری پایین تولید، انتقال و توزیع انرژی سبب گردیده است تا آینده نامطلوبی برای این بخش در حال وقوع باشد، به گونه‌ای که حتی در صورت تحقق کلیه برنامه‌های توسعه بالادستی ظرف مدت ده سال آینده، مصرف انرژی از تولید انواع انرژی اولیه از جمله نفت و گاز فراتر رفته و کشور به وارد کننده انرژی تبدیل خواهد گردید. بخار علاوه بر آنکه نقش کلیدی در بسیاری از فرآیندهای پالایشگاهی دارد، برای جداسازی در برج‌های تقطیر، به حرکت درآوردن توربین‌ها، تلمبه‌ها، کمپرسورها و موتورهای رفت و برگشتی و برای حرارت دهی به فرایندهای صنعتی نیز استفاده می‌گردد. لذا امروزه لزوم مدیریت بخار در پالایشگاهها و تمام صنایع استفاده کننده از بخار بشدت احساس می‌شود. بخار از زمان انقلاب صنعتی به بعد ماده رایج انتقال انرژی بوده است خصوصیات فیزیکی بخار از قبیل گرمای ویژه و گرمای نهان زیاد، ضریب انتقال حرارت زیاد، کنترل و توزیع ساده، ارزان بودن نسبت به روش‌های دیگر انتقال انرژی، موجب شده است که بخار برای صنایع، بسیار مفید و متداول باشد. (۵)

---

<sup>۱</sup> Leaky



بخار، واسط بسیار کارآمد و قابل کنترلی برای انتقال گرما محسوب می‌شود، مشروط بر اینکه سیستم تولید و شبکه توزیع آن از تجهیزات مناسبی برخوردار باشد. مبنای استفاده از بخار در تمامی سیستمهای حرارتی با کاربردهای مختلف، بهره‌برداری از گرمای نهان<sup>۱</sup> است. یعنی در نقطه‌ای آب را بخار نموده و مقداری انرژی حرارتی بصورت گرمای نهان در آن ذخیره می‌کنیم، و در محل‌های مورد نیاز با تبدیل بخار به آب، گرمای نهان ذخیره شده را به منظورهای مختلف به کار می‌گیریم.

شبکه انتقال بخار علیرغم نامی که برخورد دارد حاوی سه سیال بخار، آب و هوا با کمیت‌های متفاوت است که کمیت هر یک از آنها متناسب با کیفیت تجهیزات و نحوه اجرای ساختار شبکه متغیر می‌باشد. کمبود و یا عدم وجود هوا در کل سیستم و جدایی هر چه بیشتر بخار و آب، نشانه کیفیت بهتر شبکه انتقال است. هوا و سایر گازهای غیر قابل تقطیر در تمام نقاط شبکه اعم از خطوط رفت یا برگشت، عوامل مزاحم و مخرب تلقی می‌گردند و همواره سعی می‌شود که با شیوه‌های مختلف و با بکارگیری وسایل مناسب، از شبکه بیرون رانده شوند، وجود هوا و سایر گازهای غیر قابل تقطیر مانند دی‌اکسید کربن، مانع از پر شدن شبکه توسط بخار و جریان طبیعی آن می‌گردند و پیامدهای ناخوشایندی، چون کندی انتقال حرارت، اختلال در حرکت کندانس (چگالیده) و افزایش خوردگی را به همراه دارند. اما وجود آب را باید پذیرفت زیرا تمامی فرایند رها شدن گرمای نهان و بهره‌برداری از آن منوط به تبدیل بخار به آب است. نکته مهم، رعایت حریم جریان هر یک از این دو سیال در خطوط و معابر ویژه خود است. اختلاط هر چه بیشتر بخار و آب در هر یک از خطوط رفت و برگشت نتایج نامطلوبی مانند ضربات قوچ، کاهش اختلاف فشار، کاهش ظرفیت گرمکن‌ها (کوئل<sup>۲</sup> مخازن) افزایش خوردگی و در نهایت اتلاف انرژی و سرمایه را به دنبال دارد. بنابراین هر اندازه این دو از هم دور باشند، شرایط بهتری بر سیستم حاکم خواهد شد. از آنجایی که طراحی و اجرای سیستمهای بخار با راندمان بالا همراه با صرف هزینه و وقت زیاد می‌باشد. نشتی‌های احتمالی سیستم و هدر رفتن بخار چه در خطوط کندانس و چه در خطوط بخار، در اغلب مواقع غیرقابل قبول می‌باشد. نشت بخار از

---

<sup>۱</sup> Latent heat

<sup>۲</sup> Coil

لحاظ مالی و زیست محیطی هزینه ساز است بنابراین توجه خاصی لازم است تا از کارکرد صحیح سیستم از لحاظ عدم اتلاف انرژی و حداقل خسارت به محیط زیست<sup>۱</sup> اطمینان حاصل شود. آب جزء سیالات غیر قابل تراکم می باشد. در سیستمهای بخار، سرعت مناسب و متوسط بخار بین ۲۵-۳۵ m/s فرض می گردد. در بسیاری از مواقع، کندانس در زیر لوله توزیع بخار باقی مانده و تخلیه نمی گردد. از طرفی سرعت بخار باعث ایجاد امواجی در سطح آب باقی مانده می گردد. در صورتیکه مقدار آب زیاد باشد و یا سرعت بخار از حد استاندارد بیشتر شود، امواج شدت پیدا کرده تا جایی که سطح مقطع لوله را پر می کند و در نتیجه، پیستونی از مایع غیر قابل تراکم به وجود خواهد آمد که در طول لوله با سرعت بخار حرکت می کند. و در هر نقطه ای که مانعی در برابر جریان به وجود آید (مانند زانو، شیر کنترل، شیر فشارشکن و ...) با شدت به مانع برخورد نموده و در یک لحظه انرژی جنبشی بالای آن تبدیل به انرژی پتانسیل و فشاری می شود. این فشار مضاعف ممکن است باعث صدمات زیادی گردد. ضربه چکش می تواند باعث خرابی تله بخار، شیرهای قطع و وصل، کنترل و فشار شکن، و... و همچنین نشتی بخار از قسمت های مختلف و حتی شکستگی لوله گردد. (۶)

کندانس آب خالص و تقطیر شده می باشد که با صرف هزینه زیادی، عملیات شیمیایی خاص به منظور برطرف کردن سختی موجود در آب بر روی آن صورت گرفته است و بایستی به طریق مقتضی جمع آوری و استفاده مجدد گردد. ضمناً دمای کندانس در حد قابل ملاحظه ای بوده که هزینه سوخت را در بر دارد.

آب موجود در خطوط توزیع بخار باعث خورده شدن لوله ها می شود. اگر میزان آب زیاد باشد به علت سرعت بالای بخار احتمال وارد آمدن ضربات قوچی به شیرآلات می شود. همچنین آب در خطوط بعنوان عایقی در برابر انتقال حرارت می باشد. در نتیجه باعث کاهش راندمان<sup>۲</sup> کل سیستم می شود. وجود هوا و گازهای نامحلول در سیستم نیز باعث کاهش نرخ انتقال حرارت به میزان زیاد می گردد. وجود هوا در سیستم باعث کاهش سطح مقطع مفید برای عبور بخار می شود و باعث تولید صدا نیز خواهد شد.

---

<sup>۱</sup> Environmental

<sup>۲</sup> Efficiency

هوا معمولاً در مبدل‌های حرارتی و نقاط مرتفع سیستم و انتهای مسیرهای لوله‌کشی انباشته می‌شود. هوای موجود بوسیله کندانس جذب می‌شود و باعث کاهش<sup>۱</sup> PH کندانس می‌گردد. (تولید اسید کربنیک)<sup>۲</sup> که به نوبه خود باعث خوردگی لوله‌ها و مصرف کننده‌ها و اجزاء مختلف سیستم می‌گردد.

با توجه به موارد ذکر شده بالا، تولید بخاری که با صرف انرژی و هدر رفت آب و صرف هزینه‌های هنگفت احتمالی ناشی از آسیب زدن به تجهیزات در طول فرایند ایجاد می‌شود. اهمیت موضوع را چندین برابر می‌کند تا با ارائه راهکار مناسب نسبت به بهره‌وری بیشتر از بخار تولیدی و کندانس ایجاد شده و بازیافت حرارت، با جدیت هر چه تمام‌تر کوشید.

## 9-1- اهداف تحقیق

از اهداف مهم شرکت دستیابی و مدیریت برکنترل و بهینه‌سازی مصرف سوخت، جلوگیری از اتلاف منابع انرژی می‌باشد، که مصمم است با یاری خداوند متعال و همت کارکنان و مدیریت منطقه جهت دستیابی به این اهداف استراتژیک تلاش نماید. این تحقیق در راستای اهداف مذکور، چگونگی کاهش هدر رفت بخار و بازیافت آن به جهت رفع اثرات زیست محیطی و کمبود منابع آبی و افزایش درآمد ناشی از جمع‌آوری آن را مطرح کرده است.

هدف از بخش سیستم بازیافت کندانس در واحدهای عملیاتی از صنایع کوچک و بزرگ، جمع‌آوری کندانس‌های تولیدی و سپس کاهش دما و فشار آنها برای ارسال به واحد آب، برق، بخار<sup>۳</sup> و استفاده مجدد از آن است. واحد آب، برق، بخار بعد از دریافت کندانس‌های واحدهای مختلف دمای آنها را در مبدل‌های حرارتی کاهش داده و اقدام به تصفیه‌ی روغنی و رسوبی آنها در مراحل مختلف جهت استفاده مجدد از آنها در فرآیندها تولید بخار با دما و فشار مختلف می‌نماید.

---

<sup>۱</sup> Potential of hydrogen

<sup>۲</sup> H<sub>2</sub>CO<sub>3</sub>

<sup>۳</sup> Utility

جهت بیان اهداف این تحقیق اشاره‌ای داریم به اینکه انتقال بخار در یک فرایند، باعث انتقال حرارت و آزاد کردن گرما و پس دادن آنتالپی<sup>۱</sup> تبخیر به محیط اطراف و یا محصولات می‌شود و پس از پایان فرآیند، بخار به صورت کندانس (آب تقطیر شده) ولی در همان دمای اولیه باز می‌گردد. در واقع آنتالپی تبخیر بخار، همان بخش مفید حرارتی از بخار اشباع<sup>۲</sup> است که در هنگام انتقال بخار، از آن استفاده می‌شود. قابل ذکر است که بخار در فشار اتمسفر (بخار با فشار صفر بار نسبی) و یا در فشارهای پایین‌تر، به دلیل عدم قابلیت انتقال و جابجایی در مسیر و طول لوله‌ها تا نقطه مصرف و یا نقطه مورد استفاده، خارج از محدوده مفید و قابل استفاده برای انتقال حرارت می‌باشد. برای همین در عمل، بخار در بویلرهایی با فشار بالاتر از فشار مصرف، تولید می‌شود. همانطور که گفته شد، بخار سیال بسیار کارآمد و قابل کنترل برای انتقال حرارت محسوب می‌شود، مشروط بر اینکه سیستم تولید و شبکه توزیع آن به فرم استاندارد و در راستای کاهش اتلاف این منبع گرمایی طراحی و ساخته شده باشد. در واقع وظیفه اصلی بخار پس از عبور از وسایل تبادل حرارت، و با از دست دادن گرمای نهان (آنتالپی تبخیر) به پایان می‌رسد و در این مرحله شکل دیگری از بخار (کندانس یا آب مقطر) حاصل می‌شود که در صورت جلوگیری از اتلاف آن می‌توان در افزایش راندمان سیستم و کاهش هزینه‌ها و اتلاف انرژی و..... تغییرات چشم‌گیری را ملاحظه کرد.

با توجه به موارد ذکر شده مشکل بزرگی که در شبکه بخار انبار نفت شرکت پخش فراورده‌های نفتی اراک موجود می‌باشد، هدر رفت آب مقطر ایجاد شده (بخش زیادی از آب مقطر به زمین تخلیه می‌گردد) پس از عبور از وسایل تبادل حرارت می‌باشد.

هدف اصلی این پژوهش جلوگیری از هدر رفت آب کندانس تولید شده از طریق پردازش شبکه بخار و کندانس به کمک رایانه و نرم‌افزار با شبیه‌سازی سیستم با استفاده از اطلاعات و داده‌های موجود که علاوه بر جمع‌آوری آب کندانس تولید شده در یک فلاش درام<sup>۳</sup> این صرفه جوییها را در بر دارد:

---

<sup>۱</sup> Enthalpie

<sup>۲</sup> Saturated Steam

<sup>۳</sup> Flash drum

- ۱- حفظ منابع آب زیر زمینی
  - ۲- حفظ سوخته‌های فسیلی با مصرف بهینه و کاهش آلودگی حاصل از آنها
  - ۳- صرفه‌جویی در هزینه‌های نیروی انسانی
  - ۴- کاهش هزینه‌های تعمیراتی
  - ۵- تعدیل فشار خط کندانس برگشتی به پالایشگاه
  - ۶- حفظ و نگهداری تاسیسات و تجهیزات مرتبط با تصفیه آب و تولید بخار
  - ۷- جداسازی بخار از کندانس و جلوگیری از تبعات ناشی از بخار موجود در کندانس برگشتی
- البته ترمیم عایق‌بندی خطوط انتقال، سرویس به موقع تله بخارها، رفع نشتی خطوط، در کنار هدف اصلی خود اهداف مهمی می‌باشند.

## 10-1- روش شناسی پژوهش

این تحقیق در چارچوب روش توصیفی - تحلیلی با استفاده از روش کتابخانه‌ای و با مراجعه به منابع سازمان (پخش فراورده‌های نفتی و پالایشگاه نفت امام خمینی شازند) گردآوری شده است. جهت آزمون فرضیات از مدارک، اسناد و منابع آماری شرکت استفاده شده است. و با استفاده از کامپیوتر که به عنوان جزئی جدا نشدنی از علوم مهندسی مطرح می‌باشد، چرا که طراحی و ارزیابی واحدهای تولیدی و طراحی تجهیزات فرایندی مورد استفاده در صنایع، بدون استفاده از کامپیوتر، امری وقت‌گیر بوده و با توجه به پیچیدگی روز افزون فرایندهای تولیدی، و همچنین دامنه محدود تجارب و اطلاعات فردی، گاهی غیر ممکن می‌گردد. لذا طراحی انجام شده به کمک نرم افزار هایسیس می‌باشد که این نرم افزار به دلیل پوشش بیشتر فرایندهای نفت، گاز و پتروشیمی و فرایندهای شیرین‌سازی در صنایع نفتی، محدوده وسیعی از فرایندهای موجود در صنایع تولیدی را تحت پوشش قرار می‌دهد. علاوه بر آن، توانایی مدل‌سازی بسیار ساده و سریع فرایندهای موجود حالت‌های پویا (دینامیک) در HYSYS آنرا به عنوان یکی از نرم افزارهای جامع و پرکاربرد با دقت بالا و خطای کم در شبیه‌سازی فرایندهای صنعتی است مطرح می‌نماید. (۴)

## **فصل دوم**

**مبانی نظری تحقیق، مروری بر تحقیقات انجام شده پیرامون  
بهینه‌سازی انرژی و بازیابی کندانس**

## 2-1- خواص ترمودینامیکی بخار اشباع

چگونگی ارتباط بین فشار، دما و گرمای مایع اشباع و گرمای نهان را می‌توان در جداول بخار اشباع دریافت نمود. در ستونهای یک و دو به ترتیب فشار گیج (فشار بدون در نظر گرفتن فشار جو) و فشار مطلق<sup>۱</sup> (فشار با در نظر گرفتن فشار جو) با علائم psig و psia می‌باشند. همواره فشار مطلق با توجه به موجودیت فشار جو به میزان تقریبی ۱۵ psi بیشتر از فشار گیج خوانده می‌شود.

در ستونهای یک و دو و سه ارتباط دما و فشار کاملاً مشخص است، به عنوان مثال دمای بخار تحت فشار ۱۴۰٫۳ psig (۱۵۵ psia) برابر است با ۳۶۰٫۵ درجه فارنهایت. ستون چهارم معرف گرمای آب اشباع است و مطابق تعاریف قبلی، این مقدار گرمایی است که آب را از درجه حرارتی معین به نقطه جوش می‌رساند، گرمای محسوس نام دیگر این انرژی حرارتی است. با مطالعه دقیقتر جدول خواص بخار اشباع درخواهیم یافت که در فشارهای بالاتر، گرمای محسوس بیشتری برای افزایش یک پوند<sup>۲</sup> آب ۳۲°F مورد نیاز است.

به عنوان مثال برای رساندن دمای یک پوند آب ۳۲°F به نقطه جوش آن در فشار ۱۴٫۶۹ psia این میزان برابر با ۱۸۰ Btu<sup>۳</sup> در فشار ۱۶ psia برابر با ۱۸۴ Btu و در فشار ۲۰ psia برابر با ۱۹۶ Btu می‌باشد. در واقع با افزایش فشار، دمای نقطه جوش بالا می‌رود و بر همین اساس میزان گرمای محسوس برای چنین فرایندی نیز افزایش یافته اما در عین حال گرمای نهان کاهش می‌یابد.

ستون پنجم نشانگر مقدار گرمای نهان بخار برحسب Btu/lb (آنتالپی بخار) است و این همان مقدار انرژی است که موجب تغییر فاز آب به بخار و یا بر عکس می‌شود.

در ستون ششم جمع مقادیر گرمای آب اشباع یا آنتالپی ویژه آب (hf) و گرمای نهان (آنتالپی ویژه بخار hfg) تحت عنوان گرمای کل (hg) به ازای هر پوند درج شده است.

$$(hf+hfg=hg)$$

---

<sup>۱</sup> Absolute Pressure

<sup>۲</sup> Pound

<sup>۳</sup> British Thermal Unit

پس با توجه به معرف‌های عددی ستون‌های اول تا ششم می‌توان چنین استنباط نمود که افزایش فشار موجب افزایش گرمای محسوس مورد نیاز و کاهش گرمای نهان می‌گردد و در مجموع گرمای کل با حفظ نسبت‌های گرمای محسوس و گرمای نهان بیشتر خواهد بود. بر همین اساس می‌توانیم تعریفی برای آب اشباع، بخار اشباع، دمای اشباع و فشار اشباع ارائه نمائیم. دمای اشباع، دمایی است که در آن تبخیر تحت فشار معین صورت می‌گیرد. مثلاً دمای اشباع آب در فشار جو

212°F است، بنابراین می‌توانیم بگوییم فشار اشباع برای آب ۲۱۲ درجه ۱۴,۷ Psia است. هر مایعی در دما و فشار اشباع، مایع اشباع نامیده می‌شود. و بخار نیز در دما و فشار اشباع، بخار اشباع می‌باشد. بخار در دمای بالاتر از دمای اشباع، بخار فوق گرم<sup>۱</sup> نامیده می‌شود. ستونهای هفتم و هشتم نیز به ترتیب نمایانگر حجم ویژه مایع اشباع و بخار اشباع بر حسب فوت مکعب بر پوند هستند. نکته جالب مستتر در این دو ستون یکی از مبانی مهم چگونگی توزیع بخار است. یک پوند آب اشباع در فشار ۱۴,۶۹ psia حجمی در حدود ۰,۰۱۶ فوت مکعب را اشغال می‌کند. در حالیکه یک پوند بخار در همین فشار، حجمی در حدود 26.8 فوت مکعب خواهد داشت. یعنی ۱۶۷۵ بار بیشتر از حجم یک پوند آب!! (۷)

---

<sup>۱</sup> Superheated steam



جدول ۱-۲- خواص ترمودینامیکی بخار اشباع

	فشار گيج (psig)	فشار مطلق (psia)	دمای بخار (F°)	گرمای محسوس (Btu/lb)	گرمای نهان (Btu/lb)	گرمای کل (Btu/lb)	حجم ویژه مایع اشباع (Ft³/lb)	حجم ویژه بخار (Ft³/lb)
	۰	۱۴,۷	۲۱۲	۱۸۰	۹۷۰,۳	۱۱۵۰,۴	۰,۰۱۶۷۱	۲۶,۸
	۱,۳	۱۶	۲۱۶,۳	۱۸۴,۴	۹۶۷,۶	۱۱۵۲	۰,۰۱۶۷۴	۲۴,۷
	۲,۳	۱۷	۲۱۹,۴	۱۸۷,۵	۹۶۵,۵	۱۱۵۳	۰,۰۱۶۷۶	۲۳,۴
	۵,۳	۲۰	۲۲۷,۹	۱۹۶,۱	۹۶۰,۱	۱۱۵۶,۳	۰,۰۱۶۸۳	۲۰
	۱۰,۳	۲۵	۲۴۰	۲۰۸,۴	۹۵۲,۱	۱۱۶۰,۶	۰,۰۱۶۹۲	۱۶,۳
	۱۵,۳	۳۰	۲۵۰,۳	۲۱۸,۸	۹۴۵,۳	۱۱۶۴	۰,۰۱۷۰۰	۱۳,۷
	۲۰,۳	۳۵	۲۵۹,۳	۲۲۷,۹	۹۳۹,۲	۱۱۶۷	۰,۰۱۷۰۷	۱۱,۹
	۲۵,۳	۴۰	۲۶۷,۲	۲۳۶	۹۳۳,۷	۱۱۶۹,۷	۰,۰۱۷۱۴	۱۰,۵
	۳۰,۳	۴۵	۲۷۴,۴	۲۴۳,۳	۹۲۸,۶	۱۱۷۲	۰,۰۱۷۲۰	۹,۴
	۴۰,۳	۵۵	۲۸۷	۲۵۶,۳	۹۱۹,۶	۱۱۷۵	۰,۰۱۷۳۲	۷,۸
	۵۰,۳	۶۵	۲۹۷,۹	۲۶۷,۵	۹۱۱,۶	۱۱۷۹	۰,۰۱۷۴۲	۶,۶۶
	۶۰,۳	۷۵	۳۰۷,۶	۲۷۷,۴	۹۰۴,۵	۱۱۸۱,۹	۰,۰۱۷۵۲	۵,۸۲
	۷۰,۳	۸۵	۳۱۶,۲	۲۸۶,۴	۸۹۷,۸	۱۱۸۴	۰,۰۱۷۶۱	۵,۱۷
	۸۰,۳	۹۵	۳۲۴,۱	۲۹۴,۵	۸۹۱,۷	۱۱۸۶	۰,۰۱۷۶۹	۴,۶۵
	۹۰,۳	۱۰۵	۳۳۱,۳	۳۰۲,۱	۸۸۶	۱۱۸۸	۰,۰۱۷۷۷۰	۴,۲۳
	۱۰۰	۱۱۴,۷	۳۳۷,۹	۳۰۸,۸	۸۸۰	۱۱۸۸,۸	۰,۰۱۷۸۵	۳,۸۸
	۱۱۰,۳	۱۲۵	۳۴۴,۳	۳۱۵,۶	۸۷۵,۴	۱۱۹۱	۰,۰۱۷۹۲	۳,۵۹
	۱۲۰,۳	۱۳۵	۳۵۰,۲	۳۲۱,۸	۸۷۰,۶	۱۱۹۲,۴	۰,۰۱۷۹۹	۳,۳۳
	۱۲۵,۳	۱۴۰	۳۵۳	۳۲۴,۸	۸۶۸,۲	۱۱۹۳	۰,۰۱۸۰۲	۳,۲۲
	۱۳۰,۳	۱۴۵	۳۵۵	۳۲۷,۷	۸۶۵,۸	۱۱۹۳,۵	۰,۰۱۸۰۵	۳,۱۱
	۱۴۰,۳	۱۵۵	۳۶۰,۵	۳۳۳,۲	۸۶۱,۳	۱۱۹۴,۶	۰,۰۱۸۱۲	۲,۹۲

## 2-2- بازیافت انرژی از سیستم کندانس

به طور کلی هنگامیکه بخار به علت مصرف در تجهیزات مختلف، آنتالپی ویژه تبخیر را از دست می‌دهد، مقداری کندانس در همان دما و فشار ایجاد می‌گردد، هر گاه این کندانس به فشار پایین‌تری تخلیه شود به دلیل دارا بودن انرژی زیاد در حالت مایع نخواهد ماند و مجدداً سبب تبخیر بخشی از کندانس در فشار پایین‌تر می‌گردد. به این بخار فشار پایین، Flash steam گفته می‌شود. در فشارهای بالاتر گرمای محسوس بیشتری برای افزایش دمای یک پوند آب  $32^{\circ}\text{F}$  مورد نیاز است، در واقع گرمای محسوس صرف شده برای افزایش دما تحت فشار بیشتر

به هنگام رها شدن کندانس داغ با دمای بالاتر از دمای اشباع در فشار جو، مانند گرمای نهان آزاد خواهد شد و از این نظر در صورت عدم استفاده از آن به نوعی موجبات اتلاف انرژی را فراهم آورده‌ایم. زیرا یکبار انرژی بیشتری را برای صرف رساندن آب به نقطه جوش بالاتر تحت فشار بیشتر کرده‌ایم و در جای دیگر با عدم بازیابی، آن را هدر داده‌ایم. میزان بخار فلاش تولید شده از کندانس فشار بالا توسط فرمول زیر قابل محاسبه است.

$$W_s = \frac{hf(hp) - hf(lp)}{hfg(lp)} \times W_c$$

$W_s$ : مقدار فلاش استیم تولید شده،  $\text{kg/h}$

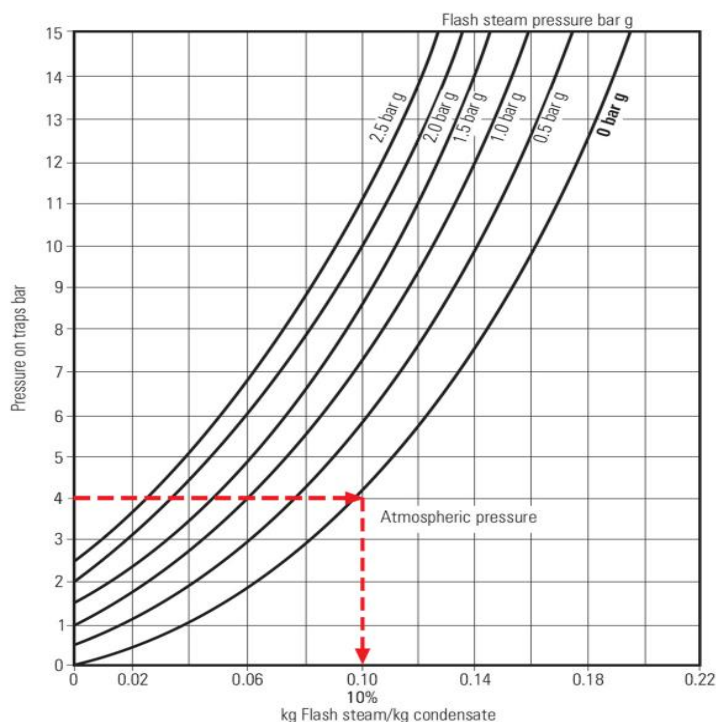
$hf(hp)$ : آنتالپی ویژه آب در فشار بالا،  $\text{kJ/kg}$

$hf(lp)$ : آنتالپی ویژه آب در فشار پایین،  $\text{kJ/kg}$

$hfg(lp)$ : آنتالپی ویژه بخار در فشار پایین،  $\text{kJ/kg}$

$W_c$ : مقدار بار کندانس،  $\text{kg/h}$

همینطور میزان بخار فلاش تولید شده از کندانس فشار بالا با استفاده از نمودار زیر قابل محاسبه است.

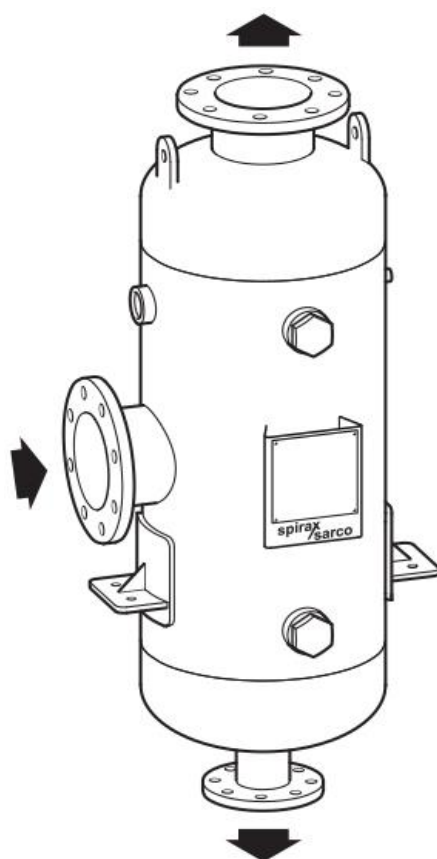


نمودار ۱-۲- میزان فلش استیم حاصل از هر کیلوگرم کندانس

با توجه به این که بخار حاصل از فلاش کندانس دارای ارزش قابل توجهی می باشد. در صورت فراهم نمودن شرایط استفاده مجدد از آن نه تنها کمک مؤثری به افزایش راندمان سیستم و کاهش هزینه ها خواهد شد، بلکه از مشکلات بسیاری که در اثر انباشته شدن این مقدار بخار در خطوط کندانس به وجود می آید. جلوگیری می گردد. (تحت فشار قرار گرفتن خطوط کندانس منجر به عملکرد ناصحیح تله های بخار و جلوگیری از خروج کندانس از داخل آنها شده که مسائل بعدی نظیر کاهش راندمان سیستم، ضربه چکش در خطوط بخار، کاهش نرخ انتقال حرارت<sup>۱</sup>، کاهش عمر شیرآلات و مصرف کننده ها و .... را به دنبال خواهد داشت.) (۶)

### 3-2- مخزن کندانس

به منظور جداسازی بخار فلاش از کندانس و استفاده از آن در تجهیزات بخار فشار پایین، از دستگاهی به نام Flash vessel استفاده می گردد.



شکل ۲-۱- شماتیک فلاش درام

<sup>۱</sup> Heat Transfer Rate

با توجه به این که کندانس آب پرحرارتی است که فرایند شیمیایی روی آن انجام شده و برای تبدیل آب جدید جایگزین آن کار مقرون به صرفه‌ای نکردیم. همچنین در سیستمهای بخار همواره آبی است که دیگر نیازی به تصفیه، پیش گرم نمودن و رسوبگیری نداشته لذا همواره طراحان، خطوط بخار را بگونه‌ای طراحی می‌کنند که در انتهای خطوط انتقال بخار و پس از اخذ انرژی کامل بخار در دستگاهها، بخار را بصورت کندانس با تله بخار جمع‌آوری نموده و سپس به سیکل تولید بخار باز می‌گرداند. بدلیل اینکه آب کندانس برگشتی دچار فشار می‌باشد، لذا لازم است پیش از هر چیز آب تحت فشار وارد مخزنی به نام مخزن کندانس گردد. در این مخزن آب وارد شده از یک سیستم فشار شکن داخلی مخزن عبور کرده و فشار آن به حداقل میزان ممکن تقلیل خواهد یافت. لازم به ذکر است هر چه فشار آب ورودی به مخزن کندانس بیشتر باشد درصد تبدیل شدن آن به بخار افزایش خواهد یافت. در مخزن کندانس بخشی از آب تحت فشار در مجاورت اتمسفر تبدیل به بخار شده و قسمت عمده آن جهت ورود به سیکل تولید بخار مورد استفاده قرار می‌گیرد. پیشنهاد می‌گردد ونت مخزن کندانس به فضای بیرون موتورخانه منتقل گردد.

اصولا مخازن کندانس در چاله‌ای که به چاله کندانس معروف است و در سطحی پایین‌تر از تمامی تجهیزات موتورخانه نصب می‌گردد تا به روش ثقلی بتوان کندانس جمع‌آوری شده از تله‌های بخار را جمع‌آوری نمود. طراحان عمدتاً، آب جبرانی خط را به مخزن کندانس اضافه می‌کنند تا از مخزن کندانس آب مورد نیاز بویلر بوسیله پمپ دی رایتور و یا بویلر منتقل گردد. فضای لازم برای چاله کندانس و پمپ کندانس باید به گونه‌ای باشد که اپراتور به راحتی بتواند به کارهای روزانه در آن بپردازد. از آنجا که آب مخزن کندانس دارای دمای بالا می‌باشد لذا احتمال تشکیل کاویتاسیون<sup>۱</sup> در آن بسیار بالا بوده لذا پیشنهاد می‌گردد ارتفاع مکش مناسب در پمپ، متناسب با مشخصات پمپ انتخاب گردد. جهت تعیین مخزن کندانس لازم است اطلاعاتی مانند میزان کندانس برگشتی از خطوط، فشار آب کندانس ورودی (در صورت وجود) را داشته باشیم. اندازه فلاش درام باید به گونه‌ای انتخاب گردد که امکان کاهش سرعت مخلوط بخار و

---

<sup>۱</sup> Cavitation

آب و اصطلاحاً آرام گرفتن جریان فراهم شود، تا جدایش بخار از کندانس به نحو مطلوب و کامل انجام گیرد. و از پاشیده شدن کندانس به داخل سیستم بخار (در اثر تلاطم زیاد) جلوگیری شود.

سرعت مذکور جهت جدایش مناسب آب و بخار طبق استانداردهای<sup>۱</sup> ASHRAE حدود ۱۰ ft/s می‌باشد. کندانس جدا شده در قسمت زیرین فلاش درام جمع شده و از آنجا توسط تله بخار از نوع تله بخار توپ شناور<sup>۲</sup> به خط کندانس و یا مبدل حرارتی آب، به آب منتقل می‌گردد. به منظور تأمین بخار فلاش با فشار کافی، باید کندانس در فشار مناسب و با میزان کافی در دسترس باشد، در صورت متغیر بودن کندانس ورودی به محفظه جداسازی، می‌توان از شیر فشارشکنی که به سیستم اصلی بخار متصل می‌باشد و روی فشار خروجی پایین‌تری تنظیم شده است استفاده نمود در صورت وجود فشار کافی در خروجی فلاش درام شیر فشار شکن بسته بوده و با تقلیل فشار، شیر فشار شکن شروع به باز شدن کرده و بخار را به طرف مصرف کننده خواهد فرستاد. در صورت ازدیاد فشار احتمالی در مخزن، شیر اطمینان نصب شده روی مخزن مقدار اضافی بخار را تخلیه خواهد نمود تا فشار مطلوب حاصل شود.

از آنجاییکه در سیستم‌های بخار فشار پایین قطره‌های لوله‌کشی و شیرآلات افزایش پیدا می‌نماید، و همچنین میزان اتلاف حرارتی نسبت به سیستم فشار بالا بیشتر است، باید سعی گردد تا مصرف کننده‌های فشار پایین در نزدیکی فلاش درام مستقر شوند، تا در هزینه‌های لوله‌کشی صرفه‌جویی شده و از اتلافات نیز کاسته شود. استفاده از انرژی موجود در آب بلودان دیگ که باید به هرزآب هدایت شود از دیگر راهکارهای عملی و مؤثر در جهت افزایش راندمان سیستم می‌باشد. دیگ‌های بخار باید بطور مرتب زیر آب زنی شده و کنترل<sup>۳</sup> TDS در آنها صورت گیرد و در غیر این صورت در اثر بالا رفتن سختی آب دیگ صدمات جبران ناپذیری به دیگ و سیستم بخار وارد خواهد شد. بحث چگونگی کنترل TDS به صورت دستی و یا اتوماتیک، خود بحث گسترده‌ای است فقط بطور خلاصه باید گفت که در صورت استفاده از سیستم اتوماتیک کنترل

<sup>۱</sup> American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers

<sup>۲</sup> Ball Float

<sup>۳</sup> Total Dissolved Solids

TDS، میزان آب لازم جهت خروج از دیگ همواره به میزان لازم (نه کمتر و نه بیشتر) تخلیه شده که خود کمک مؤثری برای افزایش راندمان و عمر سیستم می‌باشد.

با هدایت بلودان خروجی از دیگ و نیز خروجی سیستم کنترل TDS به فلاش درام به جای انتقال به هرزآب، بخار فشار پایینی به همراه آب جوش ۱۰۰ درجه بدست خواهد آمد. بخار فلاش حاصله به داخل منبع تغذیه دیگ انتقال یافته و توسط نازل‌های مخصوص به داخل آب تزریق می‌گردد تا در پیش‌گرم کردن آب تغذیه دیگ کمک نماید. از طرف دیگر کندانس خروجی از تانک بخار فلاش نیز جهت گرم کردن منبع آبی دیگری که حتی می‌تواند آب گرم مصرفی باشد استفاده می‌گردد و در انتهای کار آب باقیمانده سرد شده که دارای سختی بالایی است به طرف هرزآب هدایت می‌گردد. با استفاده از سیستم مذکور می‌توان تا حدود ۸۰٪ از انرژی کندانس را احیاء نمود که میزان قابل توجهی است. (۶)

## 4-2- انتقال حرارت پایدار توسط تریس‌های بخار

در بسیاری از سایتهای صنعتی که دارای لوله‌های طولانی جهت انتقال تولیدات و یا پاره‌ای از سیالات مورد استفاده هستند، لازم است تا دمای سیال در درجه حرارتی ثابت باقی بماند تا با تامین شرایط لازم فرایند، از سفت شدن و اصطلاحاً انجماد جلوگیری شود. این امر با استفاده از لوله‌های ژاکت دار<sup>۱</sup> یا با اتصال یک یا چند لوله تریسر (Tracer) حامل بخار به لوله اصلی حاصل می‌گردد.

خطوط تریسر در سیستم بخار، اصطلاحاً به مجموعه‌ای از خطوط باریک بخار اتلاق می‌گردد که در روی لوله‌های حاوی مواد شیمیایی، سوخت، پلیمرها و.... که باید در دمای خاصی گرم شوند نصب می‌گردند. تریسرها در امتداد لوله‌های اصلی و شیرآلات قرار می‌گیرند و با انتقال حرارت بخار به سیال داخل لوله‌ها باعث پایین آمدن ویسکوزیته<sup>۲</sup> و امکان جریان آنها در داخل لوله می‌گردند. خطوط تریسر از کلکتورهای<sup>۳</sup> مشترک بخار شروع شده (بطور مثال ده

---

<sup>۱</sup> Jacketed Pipes

<sup>۲</sup> Viscosity

<sup>۳</sup> Collector

انشعاب از یک کلکتور) و به نقاط مختلف توزیع می‌گردند. و بالطبع پس از انجام عمل انتقال حرارت، کندانس حاصل باید به کلکتور مشترک کندانس برگشته و سپس به سمت موتورخانه هدایت گردد. این خطوط باید به درستی انتخاب، نصب و اجرا گردند، تا دمای لازم جهت سیال ثانویه را فراهم نمایند. در غیر این صورت در بسیاری از کاربردها نظیر سایتهای پتروشیمی و پالایشگاهی امکان صدمات و خسارات زیادی به تولیدات وجود خواهد داشت. (در صورت سردتر شدن پلیمر از دمای خاصی در برخی از مراحل فرایند، امکان انجماد پلیمر داخل لوله‌ها وجود داشته بطوریکه به منظور استفاده مجدد باید کل لوله بریده شده و لوله جدید جایگزین گردد).

اگر چه مصرف بخار خطوط تریسر نسبتاً کم می‌باشد ولی اجرا و نصب این خطوط نسبتاً مشکل بوده و در صورت عدم رعایت نکات طراحی و اجرا می‌توانند منشأ ایجاد پاره‌ای از معضلات باشند.

لازم به یادآوری است که تریسینگ می‌تواند به صورت داخلی و یا خارجی باشد ولی نوع متداول و قابل اجرای آن در اکثر موارد استفاده از تریسینگ خارجی است. خطوط تریسر خارجی در واقع یک یا چند لوله حامل بخار با اقطار بین ۱" تا ۳/۸" اینچ می‌باشد که در طول جدار لوله اصلی حامل سیال که از آن به عنوان فرایند نام می‌بریم مجاورت خواهند داشت. (۶)

## 5-2- راههای انتقال حرارت به فراورده داخل لوله

- ۱- هدایت مستقیم از طریق محل تماس دو لوله
  - ۲- از طریق همرفت<sup>۱</sup> هوای گرم شده و محبوس در داخل عایق
  - ۳- از طریق تشعشع<sup>۲</sup>
- جنس خطوط تریسر غالباً از نوع کربن استیل، مس و یا گاهی مواقع استنلس استیل<sup>۳</sup> می‌باشند. از آنجائیکه خطوط حامل تولیدات باید دارای جنس بدنه خاص منطبق با سیال داخل لوله

---

<sup>۱</sup> Convection

<sup>۲</sup> Radiation

<sup>۳</sup> Stainless Steel

باشند، جنس بدنه خطوط تریسر باید طوری انتخاب گردند تا از خوردگی الکترولیتی در نقاط تماس جلوگیری شود. در تریسرهای با طول کوتاه‌تر مانند خطوط تولید کوتاه، شیرآلات و یا اتصالات می‌توان از لوله‌های با قطر  $1\frac{1}{4}$  اینچ که دور خط تولید پیچیده شده‌اند استفاده کرد نحوه پیچیدن و حرکت خطوط تریسر حتی‌المقدور باید بطور یکنواخت در جهت حرکت بخار باشد و از تغییر جهت های متوالی خودداری گردد.

پیچیدن لوله تریسر به دور لوله‌های تولید با مسیر طولانی صحیح نبوده و باید اجتناب گردد، زیرا در صورت پیچیدن لوله تریسر به دور یک لوله با قطر ۶ اینچ و به طول ۱۰۰ فوت ۵۰۰ تا ۶۰۰ فوت لوله باریک مصرف خواهد شد. واضح است که افت فشار داخل خط تریسر با این طول زیاد بسیار طولانی شده و در نتیجه دمای انتهای خط تا اندازه زیادی تقلیل خواهد یافت تا جایی که در قسمتهای انتهایی خطوط تریسر بخار کاملاً به آب تبدیل شده و دمای خط تولید به سرعت کاهش خواهد یافت علاوه بر اینکه هدایت کندانس گیر افتاده در خط تریسر به سمت بالا با دشواری مخصوص خود همراه خواهد بود. (۶)

## 6-2- تله بخار

تله بخار شیر اتوماتیکی است که مانع خروج بخار از سیستم شده و در صورت لزوم آب و گازهای نامحلول موجود در سیستم را تخلیه می‌کند. تله‌های بخار به صورت موازی با سیستم نصب شده و وظیفه تخلیه کندانس موجود در خطوط را دارا می‌باشند. تله‌های بخار وظیفه خروج هوا از سیستم را به عهده دارند (مخصوصاً هنگام راه اندازی) ولی به منظور تخلیه مناسب هوا باید از شیرهای تخلیه هوا در مناطق مناسب استفاده نمود.

### 6-2-1- انواع تله‌های بخار

الف - مکانیکی

ب - ترموستاتیکی

ج - ترمودینامیکی



## الف - تله‌های مکانیکی بخار

این تله‌ها براساس اختلاف چگالی بین بخار و کندانس عمل می‌نمایند، دمای سیال و سرعت سیال در این تله‌ها تأثیرگذار نمی‌باشد.

الف - تله بخار مکانیکی از نوع Ball Float (توپ شناور) : مزایای این تله‌ها، مقاومت عالی در برابر ضربه چکش و ظرفیت عبور کندانس زیاد به نسبت اندازه کوچکی می‌باشد.

ب - تله‌های بخار مکانیکی از نوع<sup>۱</sup> inverted bucket (سطلی معکوس): با استفاده از تفاوت وزن مخصوص بین کندانس و بخار عمل می‌نمایند. این نوع از تله‌ها دارای ساختار داخلی بسیار محکم بوده و قابلیت تحمل فشارهای بالا (تا ۱۰۰ بار) و ضربه چکش را دارا بوده و جهت استفاده در مدار سوپر هیت نیز مناسب می‌باشند. از این نوع تله‌ها در کاربردهایی نظیر کلکتورهای اصلی توزیع بخار، مخازن گرم کننده سوخت ..... استفاده می‌شود. منحنی کارکرد تله بخار مکانیکی منطبق با منحنی بخار اشباع می‌باشد.

## ب - تله بخار ترموستاتیک<sup>۲</sup>

با استفاده از تشخیص دمای سیال ورودی عمل می‌نماید. و منحنی کارکرد آن همواره پایین‌تر از منحنی بخار اشباع می‌باشد. (تفاوت دمای کندانس و بخار)

## ج - تله بخار ترمودینامیک<sup>۳</sup>

با استفاده از خاصیت سرعت سیال کار می‌کند.

## 2-6-2- محل نصب تله‌های بخار

در نقاطی از سیستم‌های توزیع بخار که احتمال تشکیل کندانس وجود دارد، تله‌های بخار باید نصب گردد تا کندانس حاصل را خارج نمایند. پاره‌ای از این نقاط به شرح زیر می‌باشند:

۱- خروجی مبدل‌های حرارتی و تجهیزاتی که از بخار به عنوان عامل انتقال حرارت استفاده می‌نمایند. (منابع آبگرم مصرفی، ظروف گرم کننده، مبدل‌های حرارتی، کویل حرارتی هوارسان‌ها، رادیاتورهای بخار، یونیت هیترهای بخارو....)

---

<sup>۱</sup> Inverted Bucket

<sup>۲</sup> Thermostatic

<sup>۳</sup> Thermodynamic

- ۲- انتهای خطوط توزیع بخار
- ۳- کلکتورهای اصلی توزیع بخار
- ۴- خروجی خطوط ترپسر
- ۵- پایین ترین نقطه رایزرهای بخار و حلقه های انبساط
- ۶- فواصل حدود ۳۵ متر در روی خطوط مستقیم توزیع بخار
- ۷- ورودی شیرهای تقلیل فشار و شیرهای کنترل دما به منظور جلوگیری از ورود کندانس با سرعت بالا به داخل شیر و در نتیجه ایجاد صدمه به شیر
- ۸- خروجی سپریتورهای (جداکننده) موجود در خطوط بخار

### 3-6-2- اتلاف انرژی از تله های بخار

تله های بخار از مهمترین عناصر سیستمهای بخار هستند که در صورت رعایت استانداردهای طراحی، نصب و بهره برداری مناسب به عنوان یکی از اجزای کلیدی سیستم و بدون مشکل عمل می نمایند و مسلماً در صورت استفاده نادرست می توانند یکی از عوامل اتلاف انرژی در سیستم باشند و بنابراین باید مورد توجه خاص قرار گیرند. وظیفه اصلی تله های بخار، برداشت کندانس از خط بخار بدون اجازه عبور و اتلاف بخار می باشد، تا بتوان به اهداف زیر دست یافت :

- نگاه داشتن دمای بخار و محصولات بطور ثابت و یکنواخت
  - جلوگیری از ضربه چکش
  - کاهش میزان خطرات جانی و امنیتی جهت افراد و دستگاهها
  - کاهش هزینه تعمیرات و دستگاهها
  - افزایش عمر سیستم
- در صورت نشتی در تله های بخار، مسائلی مانند اتلاف انرژی و هزینه، تحت فشار قرار گرفتن خط کندانس، جلوگیری از عملکرد صحیح بقیه تله های بخار، خطرات جانی و مالی به وجود خواهد آمد و از طرف دیگر در صورت بسته ماندن تله های بخار، کندانس از داخل، خط خارج نشده و مسایلی مانند ضربه چکش، کاهش دمای سیستم، صدمه به شیرآلات و تجهیزات،

کاهش عمر سیستم و .... در نتیجه کاهش راندمان بوجود خواهد آمد. نشت بخار و یا جمع شدن کندانس در پشت تله‌های بخار، علاوه بر امکان خرابی قطعات داخلی تله‌ها می‌تواند در اثر بزرگ یا کوچک بودن تله‌ها، انتخاب مدل نامناسب و نصب غیر اصولی ایجاد گردد.

بطور مثال در یک مجتمع بزرگ پتروشیمی با ظرفیت تولید ۱۸۰۰۰۰ بشکه در روز حدوداً ۲۹۵ تن در ساعت بخار مصرف می‌شود، که ۷۰ درصد آن بخار کم فشار و ۳۰ درصد فشار بالا می‌باشد. همچنین تعداد تقریبی تله‌های بخار در چنین سایتی حدود ۷۰۰۰ عدد می‌باشد. نشتی بخار تقریبی برای هر تله بخار معیوب، میزان ۱۱ کیلوگرم در ساعت خواهد بود که در صورت خراب بودن ۱۰ درصد کل تله‌ها، مقدار ۷۸۰۰ کیلوگرم در ساعت بخار هدر خواهد رفت. (۶)

#### **2-6-4- بطور کلی اتلافات تله‌ها بخار به دو طریق انجام می‌گیرد.**

۱- نشتی بخار از داخل تله‌های بخار به دلیل اینکه قطعات داخلی تله بخار دچار صدمه شده باشند که بالطبع در این صورت باید نسبت به بازدید و تعویض قطعات اقدام نمود. در شرایط عادی کار سیستم و حالت نرمال که همواره مقدار کمی از کندانس داخل خط بخار و پشت تله بخار موجود می‌باشد، اتلاف بخار از داخل تله‌های بخار باید صفر باشد.

۲- اتلاف بخار از طریق تبادل حرارت و تشعشع از طریق بدنه تله بخار ممکن است باشد که این اتلاف ربطی به میزان بار نداشته و تابع اندازه بدنه تله بخار، درجه حرارت محیط و دمای بخار ورودی به تله بخار می‌باشد. و بطور طبیعی در مورد تمامی تله‌ها (چه سالم و چه ناسالم) صادق می‌باشد. مثلاً تله‌های بخار با سطح جانبی کمتر دارای میزان اتلاف کمتری خواهند بود و یا در صورت نصب تله در محیط‌های سردتر اتلاف بخار بیشتر خواهد شد. در صورت استفاده صحیح، انتخاب مدل مناسب و سالم بودن قطعات داخلی نشتی بخار از داخل تله بخار صفر می‌باشد. جدول زیر نشان دهنده حداقل میزان اتلاف انرژی از انواع تله‌های بخار است.

جدول ۲-۲- میزان اتلاف بخار زنده با فشار ۵ bar برای حالت عادی کار سیستم در تله‌های مختلف

Steam trap type	Reasonable load		
	Wastage through trap	Radiation from body of trap	total
Balanced pressure thermostatic/ bimettalic	0.0	0.5	0.5
Ball float and thermostatic	0.0	1.4	1.4
Inverted bucket	0.0	1.2	1.2
Thermodynamic	0.0	0.25	0.25

## 7-2- هزینه نشت بخار

نشت بخار از لحاظ مالی و زیست محیطی هزینه‌ساز است و بنابراین توجه خاصی لازم است تا از کارکرد صحیح سیستم با حداقل خسارت به محیط زیست اطمینان حاصل شود. برای مثال، هر لیتر سوخت سنگین که برای جبران نشتی بخار سوزانده می‌شود حدود سه کیلوگرم گاز دی اکسید کربن به اتمسفر تخلیه می‌نماید. تله‌های بخار برای پوشش دادن شرایط مختلف کاری دارای اندازه‌های مختلف می‌باشند که اندازه آنها به اختلاف فشار دو سر تله و میزان کندانس عبوری بستگی دارد. میزان نشتی بخار به اندازه تله و میزان فشار کاری شبکه وابسته است و هزینه نشت بخار نیز به اندازه و تعداد تله‌های معیوب و زمان کارکرد سیستم مربوط خواهد بود.

## 8-2- عایق کاری

عایق کاری باید به گونه‌ای انجام شود که هر دو خط تریسر و تولید را کاملاً پوشش دهد به گونه‌ای که فضای هوایی داخل کاملاً مجزا باقی بماند این امر به سه روش عمده قابل اجراست:

- ۱- در ابتدا فویل آلومینیومی یا صفحات فولادی گالوانیزه دور خط تریسر و تولید پیچانده شده و سپس عایق کاری انجام می‌گیرد، امکان استفاده از شبکه‌های توری زیر گالوانیزه نیز وجود دارد.
- ۲- استفاده از عایق کاری پیش ساخته با یک یا دو سایز بزرگتر از خط اصلی، مشکل اصلی این عایق‌ها امکان پاره شدن راحت آنها می‌باشد. استفاده از عایق پیش ساخته شکل داده شده جهت این خطوط که هر دو خط را کاملاً در گیرد.
- ۳- استفاده از عایق پیش ساخته شکل داده شده جهت این خطوط که هر دو خط را کاملاً درگیرد.

در هر سه مورد عایق‌کاری باید با پوششهای ضد آب پوشانده گردد، زیرا اکثر عایق‌های موجود در صورت جذب آب بدون استفاده شده و حرارت را منتقل خواهند نمود.

## 9-2- تعریف مخزن بلودان

هنگام کارکرد دیگهای بخار و با مرور زمان همواره مقادیری از مواد تغلیظ شده و لجن<sup>۱</sup> داخل دیگها شکل می‌گیرد که به علت وزن مخصوص بیشتر نسبت به آب، در ته دیگ جمع می‌شود. در واقع بلودان، باز کردن یک شیر مخصوص در دیگ است که منجر به تخلیه مواد مذکور می‌گردد. این شیر می‌تواند بصورت دستی یا اتومات با تایمر عمل نماید. از عمل بلودان بعنوان زیر آب‌زنی نیز نام برده می‌شود. عمل بلودان بسته به ظرفیت، فشار کار و سختی آب محل در فواصل زمانی و چندین بار در طی روز انجام می‌گیرد. وجود مواد نامحلول و لجن بیشتر از حد داخل دیگ منجر به ایجاد رسوب<sup>۲</sup> روی لوله‌های دیگ، ازدیاد میزان TDS تغییرات ناپایدار سطح آب، مرطوب شدن بخار می‌گردد.

بلودان خروجی از دیگهای بخار دارای سختی و املاح بالایی می‌باشند و استفاده و برگشت مجدد آن به داخل دیگ صحیح نمی‌باشد. بنابراین باید به نحو مناسب آن را جهت تخلیه به سیستم هرزآب آماده نمود (البته قبل از تخلیه به هرزآب می‌توان با استفاده از flash vessel از انرژی این آب استفاده نمود تا از اتلاف حرارت کاسته شود و راندمان سیستم بالا رود )

در اثر زیرآب‌زنی و تخلیه آب دیگ و کاهش ناگهانی فشار در خروجی، درصدی از آب تخلیه شده به سرعت بخار می‌گردد (flash steam) و با توجه به دما، انرژی و تلاطم بالای آب خروجی، هدایت مستقیم آن به سیستم هرزآب علاوه بر امکان خطرات جانی و صدمه به افراد، باعث از بین رفتن لوله‌های سیستم دفع هرزآب شده و صحیح نمی‌باشد. بنابراین باید با استفاده از مخزن مناسب امکان خنک‌سازی و آرام شدن را برای بلودان فراهم نمود. مخزن بلودان در واقع مخزن مقاومی در برابر خوردگی و فشار می‌باشد که به منظور جمع‌آوری آب تخلیه شده از دیگ، ایجاد فرصت کافی برای سرد شدن آن و سپس تخلیه آن به هرزآب مورد استفاده قرار

---

<sup>۱</sup> Sludge

<sup>۲</sup> Sediment

می‌گیرد. مخزن فوق با دارا بودن سیستم خنک کاری اتوماتیک، اجازه خنک کردن سریع آب تا دمای  $43^{\circ}\text{C}$  را داده و پس از آن به راحتی می‌توان خروجی مخزن را به طرف هرزآب و یا سیستم فاضلاب هدایت نمود. فشار طراحی مخزن بلودان باید حداقل ۲۵٪ از ماکزیمم فشار کاری دیگ بالاتر باشد و دمای طراحی مخزن حداقل دمای اشباع بخار در فشار طراحی آن است. (۶)

## ۱۰-۲- TDS چیست؟

از آنجائیکه آب حلال مناسبی به شمار می‌آید، معمولاً آب درون دیگهای بخار دارای مقادیر زیادی از نمکها و مواد معدنی هستند که بصورت محلول یا نامحلول وجود دارند و این امر حتی با انجام عملیات خاص شیمیایی و تعبیه دستگاههای سختی گیر نیز غیر قابل اجتناب است میزان سختی کل آب با پارامتری به نام (Total Dissolved Solids) نشان داده می‌شود که در واقع نمایشگر میزان وجود نمکهای معدنی، کلسیم و منیزیم به اشکال مختلف بوده و واحد آن  $\text{ppm}^1$  می‌باشد.

### 2-10-1- نیاز به کنترل TDS

با کارکرد سیستم و به مرور زمان، مقدار TDS انباشته شده درون آب دیگ در اثر تبخیر<sup>۲</sup> مداوم افزایش یافته که به منظور افزایش عمر سیستم، بازده بیشتر، امنیت بالاتر و تعمیرات و نگهداری کمتر سیستم بایستی به شیوه مناسب کاهش یابد. سختی بالای آب در حله اول باعث رسوب در سطوح انتقال حرارت و لوله‌های دیگ شده که باعث کاهش نرخ انتقال حرارت و در نتیجه کاهش راندمان سیستم می‌گردد و در نتیجه لزوم سرویس و تمیز کردن سریع‌تر بویلرها را به همراه خواهد داشت. با افزایش بیشتر TDS، احتمال تشکیل نقاط داغ روی لوله‌های درون دیگ و وارد آمدن صدمات به آنها حتی تا مرحله شکستن وجود خواهد داشت. از طرف دیگر، افزایش ناخالصی آب دیگ باعث کارکرد دیگ با سطح آب بالاتر و یا فشار کارکرد کمتر از فشار طراحی شده خواهد شد که در هر دو صورت باعث ورود مقداری از آب دیگ به همراه ناخالصی ها به داخل بخار و سیستم توزیع آن خواهد شد. این امر ممکن است در اثر بار بیش از حد و

---

<sup>۱</sup> Parts per Million

<sup>۲</sup> Evaporation

مصرف زیاد بخار نیز رخ دهد. وجود ذرات و ناخالصی‌ها درون سیستم توزیع بخار نیز باعث ایجاد مواردی مانند خوردگی لوله‌ها و تجهیزات بخار، ضربه چکش، کاهش انتقال حرارت در مبدل‌های حرارتی و کاهش راندمان سیستم و نیز امکان بلوکه شدن شیرهای کنترل و تله‌های بخار و نیز کاهش ایمنی سیستم خواهد گشت. با توجه به مطالب بالا، ضرورت کنترل TDS درون دیگهای بخار به خوبی احساس می‌گردد.

## 11-2- نحوه عملکرد هوازدا یا دی‌اریتور چگونه است؟

دستگاه هوازدا یا دی‌اریتور برای حذف گازهایی که سبب ایجاد خوردگی در بویلر می‌گردند، (علی‌الخصوص گاز اکسیژن و گاز دی اکسیدکربن) در آب تغذیه دیگ بخار استفاده می‌گردد.

عمل جداسازی گازهای چگالش‌ناپذیر از جمله اکسیژن را هوازدایی می‌نامیم. در نیروگاه‌ها بهترین محل برای هوازدایی کندانسور است سازندگان کندانسورها معمولاً مقدار حداکثر تراکم اکسیژن موجود در آب چگالیده خروجی چگالنده را تضمین می‌کنند. هوازدایی خوب مستلزم فرصت کافی، تلاطم خوب و وسایل خوب جهت هدایت گازهای غیرقابل چگالش جداشده می‌باشد. اکسیژن موجود در آب تغذیه دیگ بخار، آهن را به هیدرات فریک نامحلول و بی اثر هیدرات فرو که کمی خاصیت محافظتی دارد تبدیل می‌کند خوردگی اکسیژن با پیدایش برجستگیهای اکسیدی در سطح داخلی دیگ بخار همراه است خوردگی در زیر این برجستگیها تا از بین رفتن ادامه پیدا می‌کند.

وجود اکسیژن نه تنها در داخل بخار بلکه در لوله‌های آب کندانس برگشتی نیز خوردگی شدید ایجاد می‌کند دما اثر بسیار مهمی در میزان خوردگی اکسیژن دارد زیرا می‌تواند باعث تشدید فعل و انفعالات اکسیداسیون<sup>۱</sup> گردد. قسمتی از اکسیژن آب تغذیه دیگ بخار می‌تواند همراه بخارات به محل مصرف بخار انتقال یابد و در آنجا خوردگی ایجاد شود. تغییر PH آب داخل دیگ بخار اثراتی در افزایش میزان خوردگی و با کمک کردن به اکسیدهای محافظ برای

---

<sup>۱</sup> Oxidation

جلوگیری از خوردگی دارد. اکسیژن محلول در آب را به روش فیزیکی و شیمیایی می‌توان از بین برد.

## 12-2- افت فشار در لوله‌ها

حرکت سیال در لوله باعث افت انرژی سیال می‌شود که ناشی از اصطکاک سیال با جدار لوله است. این افت انرژی به صورت افت فشار سیال نمایان می‌شود، البته به جز اصطکاک عوامل دیگری مانند گشاد و تنگ شدن ناگهانی لوله، زانویی، شیرفلکه و... نیز باعث افت می‌شوند که به آنها افت‌های موضعی می‌گویند اما عمده افت ناشی از اصطکاک است.

## 13-2- ساینینگ خطوط

ساینینگ خطوط طبق محاسبات بدست می‌آید، اگر ساینینگ خطوط بیشتر از حد مورد نیاز و یا کمتر از حد مورد نیاز گرفته شود هر کدام مشکلات خاص خود را دارند. اگر خط بخار بزرگتر از ساینز مورد نیاز گرفته شود، هزینه لوله و اتصالات بیشتر و چون سطح جانبی لوله‌ها بیشتر شده، اتلافات حرارتی<sup>۱</sup> بیشتر شده و بالطبع کندانس بیشتری تولید شده است.

اگر خط بخار کمتر از ساینز مورد نیاز گرفته شود. مسیر تنگتری برای عبور بخار هست پس بدلیل فضای ناکافی، سرعت بخار زیاد شده و افت فشار بیشتری ایجاد شده و در این حالت اگر کندانسی هم درون خط تولید شده باشد، چون سرعت بخار بالا رفته ضربات چکش شدیدتری را منجر شده، پس منطقی است که ساینز خطوط بهینه در نظر گرفته شوند. ساینینگ خطوط بخار را با استفاده از دو روش سرعت و افت فشار تعیین می‌کنند.

---

<sup>۱</sup> Thermal Dissipation



## 2-13-1- تعیین سایز خطوط با استفاده از روش سرعت

روش سرعت برای خطوط کمتر از ۵۰ متر (مانند انشعابات و شاخه‌ها) کاربرد دارد. و برای مسیرهای طولانی (بیشتر از ۵۰ متر) باید از روش افت فشار سایز خطوط را محاسبه کرد. سایز خطوط بخار با استفاده از روش سرعت از طریق جداول و نمودار بدست می‌آید.

## 2-13-1-1- تعیین سایز از روش سرعت با استفاده از جدول

معمولاً سرعت‌های ۱۵ و ۲۵ و ۴۰ متر بر ثانیه لحاظ می‌شوند که سرعت ۱۵ متر برای کلکتورها و در جایی که نیاز هست سرعت شکسته شده و مقداری از آشفتگی جریان<sup>۱</sup> کاسته شود تا کندانس تولید شده در خط را بوسیله تله بخار خارج نمایند بکار برده می‌شود. و سرعت ۲۵ متر برای بخار اشباع، سرعت ۴۰ متر برای وقتی که بخار کاملاً خشک باشد کاربرد دارد. و اگر بخار سوپرهیت باشد سرعت تا ۷۰ متر هم قابل افزایش می‌باشد.

مثلاً برای شرایط ۵ تن بخار اشباع با فشار ۷ بار گیج چه سایزی مورد نیاز است؟ چون بخار اشباع است، پس سرعت لازم برای بخار اشباع ۲۵ متر بر ثانیه می‌باشد. با استفاده از جدول، ردیف ۷ بار را انتخاب و ۵ تن را از ردیف ۷ بار پیدا کرده، با توجه به اینکه ۵ تن در جدول زیر وجود ندارد مقادیر ۴۸۴۱ و ۶۹۸۹ مربوط به دو ستون آخر را انتخاب کرده (۵۰۰۰ کیلو گرم بین این دو مقدار می‌باشد) در اینجا با توجه به طرح‌های توسعه احتمالی بهتر است حد بالاتر (۶۹۸۹) را در نظر گرفت، در ادامه می‌بینیم مقدار دبی بخار ۶۹۸۹ کیلو گرم بر ساعت و ۷ بار و سرعت ۲۵ متر طبق جدول زیر با سایز Din ۱۵۰ (۶ inch) قابل گذر است.

---

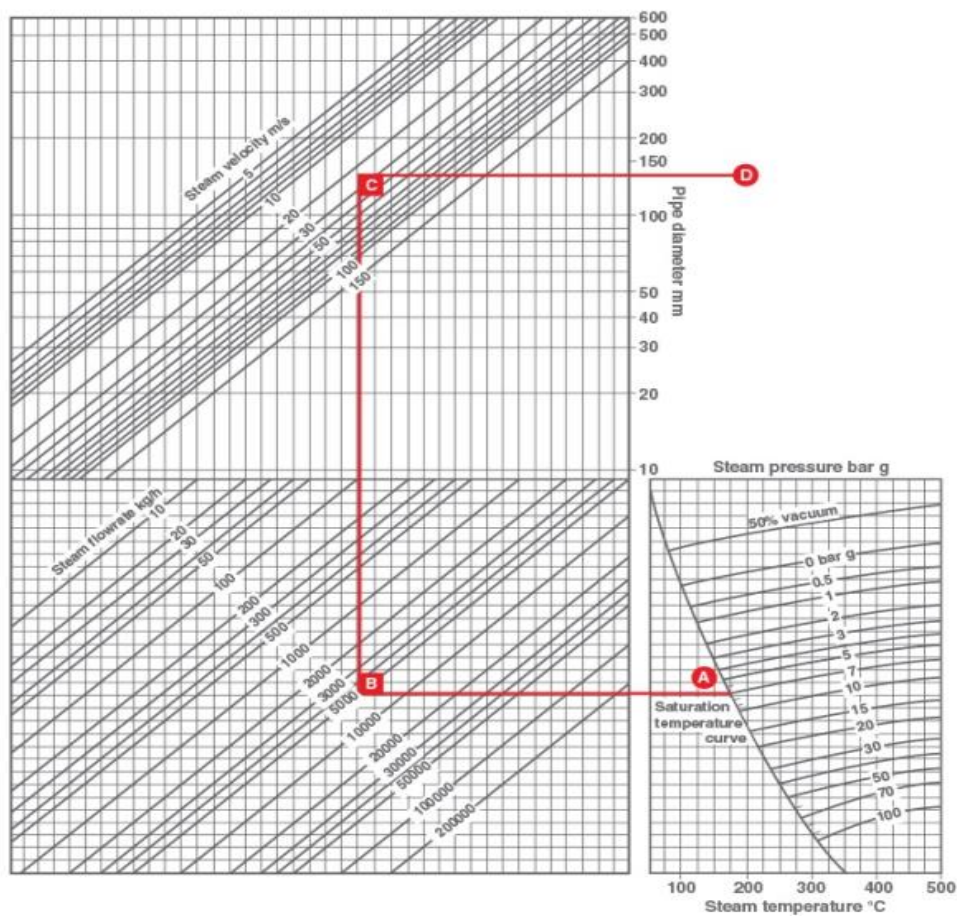
<sup>۱</sup> Turbulent Flow

جدول ۲-۳- تعیین سائز خطوط بخار با استفاده از سرعت (kg/h)

Pressure bar g	Velocity m/s	Pipe Size Nominal / Actual Inside Diameter										
		15 15.8	20 20.93	25 26.64	32 35.04	40 40.9	50 52.5	65 62.7	80 77.92	100 102.26	125 128.2	150 154.05
4	15	28	50	80	139	190	313	446	689	1186	1864	2691
	25	47	83	134	232	316	521	743	1148	1976	3106	4485
	40	75	132	215	371	506	833	1189	1836	3162	4970	7176
5	15	34	59	96	165	225	371	529	817	1408	2213	3195
	25	56	98	159	276	375	619	882	1362	2347	3688	5325
	40	90	157	255	441	601	990	1411	2180	3755	5901	8521
6	15	39	68	111	191	261	430	613	947	1631	2563	3700
	25	65	114	184	319	435	716	1022	1578	2718	4271	6167
	40	104	182	295	511	696	1146	1635	2525	4348	6834	9867
7	15	44	77	125	217	296	487	695	1073	1848	2904	4194
	25	74	129	209	362	493	812	1158	1788	3080	4841	6989
	40	118	206	334	579	788	1299	1853	2861	4928	7745	11183

## 2-1-13-2- تعیین سائز از روش سرعت با استفاده از نمودار

برای مقادیر سرعت و یا فشار بیشتر و سائزهای بزرگتر، تعیین سرعت با نمودار قابل انجام است. این نمودار از سه قسمت تشکیل شده قسمت راست نمودار فشار و دمای بخار را تعیین می کند قسمت وسط نمودار مربوط به دبی بخار است قسمت بالای نمودار مربوط به سرعت بخار می باشد، که در نهایت قطر لازم برای عبور بخار با مشخصات تعیین شده را نشان می دهد. مشخصات مثال قبل بر روی نمودار به شکل زیر نشان داده می شوند. مقدار ۷ بار با شرایط بخار اشباع را روی نمودار با دمای  $175^{\circ}\text{C}$  برخورد داده (اگر بخار سوپر هیت بود ۷ بار با  $300^{\circ}\text{C}$  برخورد داده می شد) این نقطه روی نمودار با A نشان داده شده و به سمت چپ نمودار امتداد داده می شود تا با نمودار فلوریت بخار ( $5000 \text{ Kg/h}$ ) برخورد نماید و این نقطه B می باشد، در ادامه مستقیم به سمت بالا (نمودار سرعت بخار) امتداد داده می شود، چون سرعت ۲۵ متر بر ثانیه می باشد بین نمودار سرعت ۲۰ و ۳۰ یک خط فرضی در نظر گرفته می شود و با این خط برخورد داده می شود این نقطه روی نمودار C می باشد، و از این نقطه مستقیم به سمت راست نمودار امتداد داده که نقطه D بدست آید و این نقطه بین ۱۰۰ و ۱۵۰ می باشد لذا در این مواقع بهتر است سائز بزرگتر (۱۵۰) را انتخاب نمود.



نمودار ۲-۲- تعیین سایز خطوط بخار با استفاده از سرعت (kg/h)

### 2-13-2- تعیین سایز خطوط با استفاده از روش افت فشار

روش سرعت برای طولهای کمتر از ۵۰ متر می‌باشد. اگر طول بیشتر از ۵۰ متر باشد باید از روش افت فشار جهت تعیین سایز اقدام شود. سایز خطوط بخار با استفاده از روش افت فشار همانند روش سرعت از طریق جداول و نمودار بدست می‌آید.

### 2-13-2-1- تعیین سایز از روش افت فشار با استفاده از جدول

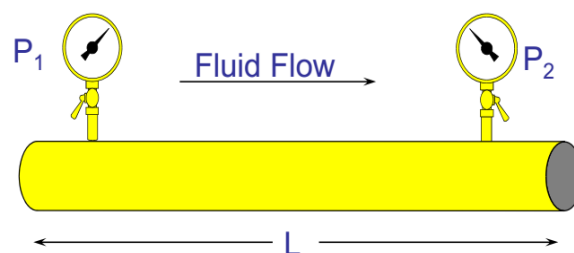
بطور مثال : اگر فشار ۷ بار در محل تولید باشد و محل مصرف ۶,۶ بار نیاز باشد، طول خط هم ۱۵۰ متر باشد و دبی بخار در مصرف کننده ۲۷۰ kg/h باشد، با استفاده از روش افت فشار چه سائیزی (قطری) برای این طول از خط لوله مورد نیاز است تا فشار تولیدی ۷ بار را به اندازه ۶,۶ در محل مصرف جوابگو باشد ؟

در ابتدا بدلیل موانع مسیر مانند، پیچ و خم خطوط و وجود زانویی ها والوها و ... به اندازه ۱۰٪ به طول خط اضافه می شود:

$$150 \times 10\% = 15 \text{ متر}$$

$$150 + 15 = 165 \text{ متر} \quad \text{پس طول معادل:}$$

اگر پیچ و خم لوله زیاد باشد می توان تا ۲۰٪ هم افزایش طول در نظر گرفت، در ادامه یک پارامتری تعریف می شود بنام ضریب افت فشار و با  $F$  نشان داده می شود، که به صورت زیر قابل محاسبه است.



شکل ۲-۲- شماتیک افت فشار در خط لوله

$$\frac{F_1 - F_2}{L} = F$$

$F$  = فاکتور افت فشار

در این فرمول  $L$  طول معادل می باشد و  $F_1$  و  $F_2$  فاکتورهای هستند که در فشارهای ۱ و

۲ طبق جدول بدست می آیند.

جدول ۲-۴- فاکتور فشار برای سایزینگ خطوط

Pressure bar g	Volume m <sup>3</sup> /kg	Pressure Factor
6	0.272	43.54
6.1	0.269	44.76
6.2	0.265	45.98
6.3	0.261	47.23
6.4	0.258	48.48
6.5	0.255	49.76
6.6	0.252	51.05
6.7	0.249	52.36
6.8	0.246	53.68
6.9	0.243	55.02
7	0.24	56.38
7.1	0.237	57.75
7.2	0.235	59.13
7.3	0.232	60.54
7.4	0.229	61.96
7.5	0.227	63.39
7.6	0.224	64.84
7.7	0.222	66.31
7.8	0.219	67.79
7.9	0.217	69.29
8	0.215	70.8

حالا با توجه به مقادیر  $F_1$  و  $F_2$  و مقدار  $L$  فاکتور افت فشار  $F=0.032$  بدست می آید، در

ادامه برای رسیدن به جواب به جدول Pressure drop factors مراجعه می کنیم:

جدول ۲-۵- فاکتور افت فشار

Pressure drop factor (PDF)	Pipe size (DN)										
	15	20	25	32	40	50	65	80	100	150	200
	Capacity (kg/h)										
0.025	10.99	33.48	70.73	127.3	209.8	459.7	834.6	1 367	2 970	8 817	19 332
0.030	12.00	36.78	77.23	137.9	229.9	501.1	919.4	1 480	3 264	9 792	20 917
0.040	14.46	44.16	93.17	169.2	279.5	600.7	1 093	1 790	3 923	11 622	25 254

در این حالت که  $F=0.032$  در جدول وجود ندارد نزدیکترین فاکتور افت فشار به  $0.032$

که  $0.030$  می باشد انتخاب می شود و دبی  $270 \text{ kg/h}$  از همین ردیف جدول بدست می آید، با

توجه به اینکه مقدار دبی  $270 \text{ kg/h}$  بین مقادیر  $229.9$  و  $501.1$  می باشد بهتر است مقدار  $501.1$

انتخاب گردد (برای وقتی که طرح توسعه ای باشد و یا نیاز باشد انشعابی گرفته شود، بهتر است

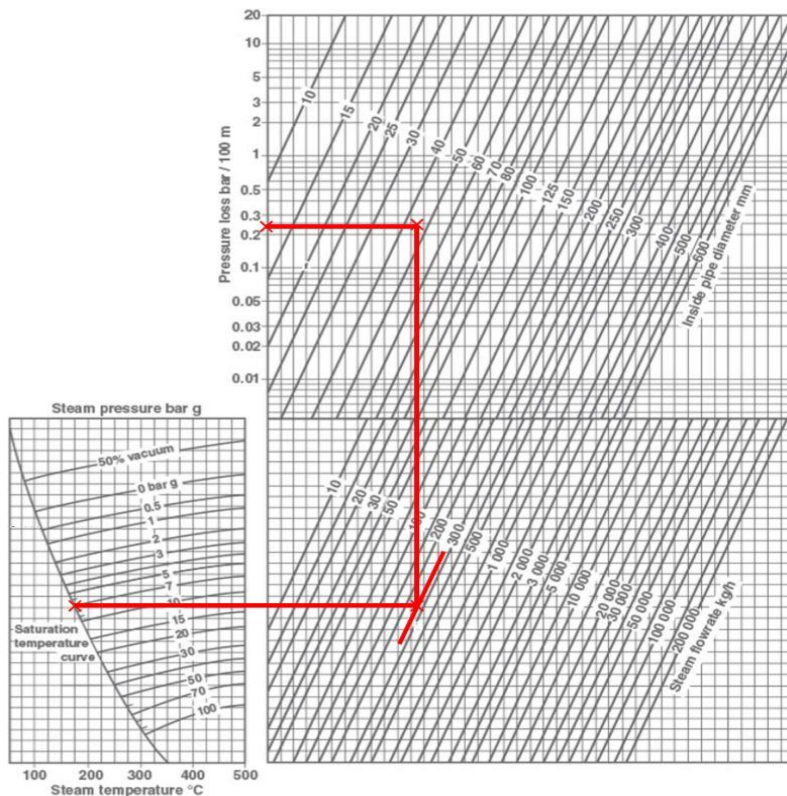
همیشه در زمان قرار گرفتن در محدوده مرزها، مرز بالاتر لحاظ شود) سایز مربوط به دبی  $501.1$

به صورت  $Din 50$  بدست می آید که مساوی  $2 \text{ Inch}$  می باشد. این سایز برای دبی  $270$  کیلوگرم

بخار در ساعت و در فاصله ۱۶۵ متری که مقدار فشار ۶,۶ در محل مصرف مورد نیاز باشد، مناسب می باشد.

## 2-2-13-2- تعیین سایز از روش افت فشار با استفاده از نمودار

روش دیگر برای تعیین سایز خطوط با استفاده از نمودار افت فشار می باشد این نمودار به نمودار سرعت شباهت دارد. حل مثال قبل با استفاده از نمودار به این طریق می باشد، از سمت چپ نمودار شروع کرده و فشار ۷ بار را با خط مستقیم به نمودار بخار اشباع برخورد داده (چون حالت بخار اشباع است) چون نمودار  $270 \text{ kg/h}$  وجود ندارد پس بین نمودارهای ۲۰۰ و ۳۰۰ بصورت حدسی نمودار ۲۷۰ در نظر گرفته می شود، در ادامه کار، با خط مستقیم به سمت بالای نمودار امتداد داده، اتلاف موجود در این مثال محاسبه می شود. اختلاف فشار ۷ تا ۶,۶ مقدار  $0.4$  می باشد که این اتلاف مربوط به طول ۱۶۵ متر می باشد. و به ازاء ۱۰۰ متر حدود  $0.25$  بار افت فشار وجود دارد. که روی نمودار بین  $\text{Din } 40$  و  $\text{Din } 50$  می باشد. همانطور که گفته شد بهتر است  $\text{Din } 50$  انتخاب شود چون هر چه قطر لوله بزرگتر انتخاب شود افت فشار کمتر می باشد.

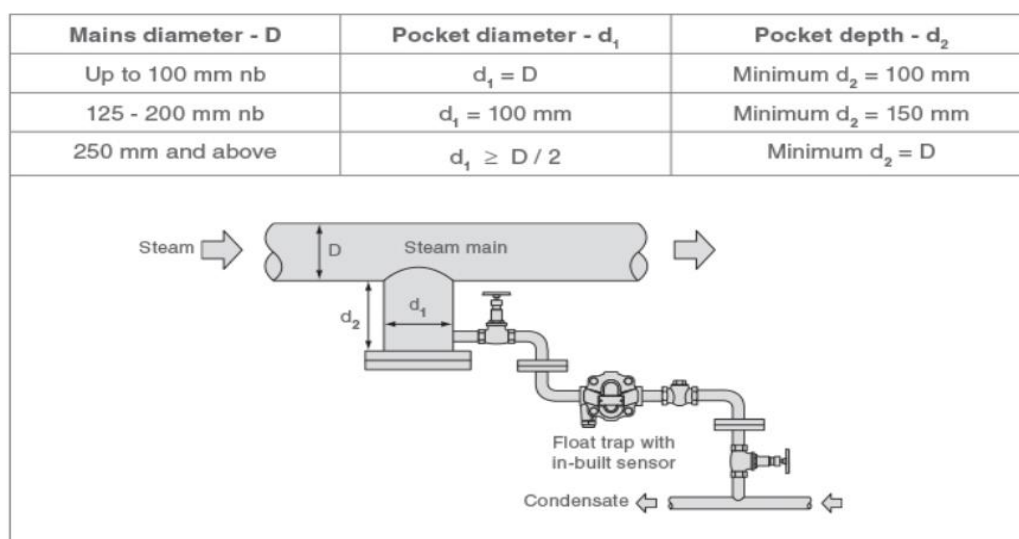


نمودار ۲-۳- تعیین سایز خطوط بخار با استفاده از افت فشار

## 14-2- سایزینگ انشعاب (پاکت گیری)

به منظور تخلیه کندانس در طول خطوط توزیع بخار، باید در فواصل حدود ۳۵ متر، فضای مناسب جهت جمع‌آوری کندانس به همراه مجموعه تله بخار در نظر گرفته شود که به (Pocket) معروف می‌باشد. از آنجایی که بخار دارای سرعت زیاد بوده و کندانس موجود در خطوط بر اثر وزن خود در قسمت پایین لوله در حال حرکت است، باید فضای مناسب جهت جمع‌آوری کندانس و انتقال آن به تله بخار فراهم شود، اگر انشعاب تله بخار، با قطر ناکافی مستقیماً از خط توزیع بخار گرفته شود، تنها مقدار بسیار ناچیزی از کندانس خارج خواهد گردید زیرا سرعت بخار اجازه ورود کندانس به داخل انشعاب تله بخار را نخواهد داد. همچنین اگر ارتفاع پاکت کوچک باشد، کندانس ورودی به پاکت سریعاً توسط بخار به خارج محفظه رانده خواهد شد. بنابراین در خطوط اصلی توزیع بخار و کلکتورهای بخار، Pocket با ابعاد مناسب پیش‌بینی شود.

اگر سایز انشعاب مناسب باشد کندانس ایجاد شده در خط را به حالت ایده‌آلی می‌تواند دریافت کند. لذا قطر پاکت بر اساس قطر خط اصلی مشخص می‌گردد. اگر قطر خط اصلی تا ۴ inch باشد قطر انشعاب زیر خط، برابر همان قطر خط تعیین می‌گردد. اگر از ۵ تا ۸ اینچ بود همان ۴ اینچ، و اگر ۱۰ اینچ و بالاتر بود انشعاب (پاکت) به اندازه نصف قطر خط اصلی در نظر گرفته می‌شود. و عمق پاکت به اندازه دو برابر قطر پاکت لحاظ می‌گردد. (۶)



شکل ۲-۳- شماتیک پاکت‌گیری (Pocket)

## 2-15- نکات مهم در سیستم توزیع بخار

سیستم توزیع به عنوان رابط مهم تولید کننده بخار (دیگ) و انواع تجهیزات مصرف کننده، اعم از تجهیزات حرارتی، تهویه مطبوع، بیمارستانی، آزمایشگاهی و غیره دارای اجزای مهمی است که هر یک در خط سیر بخار و کندانس، وظایف ویژه‌ای را به عهده دارند. لوله‌ها، شیرها، وصاله‌ها، ایستگاههای تقلیل فشار، جداکننده‌ها، مخازن بخار ریزشی، تله بخارها، منابع ذخیره کندانس، دی‌اریتور، پمپ‌های تغذیه، و انواع کنترل کننده‌ها، و نشانگرها جملگی سیستم توزیع را تشکیل می‌دهند.

تعیین جایگاه صحیح هر یک از اجزاء به تناسب فشار مورد نیاز در هر بخش و در نظر داشتن کیفیت و ویژگی انواع اینگونه تجهیزات و نیز لحاظ نمودن مواردی همچون کاهش هزینه‌های سرمایه‌گذاری اولیه، سهولت در امر بهره‌برداری و نگهداری، رعایت اصول و محاسبات اندازه‌گیری و تعیین ظرفیت، جلوگیری و کاهش احتمال وارد آمدن شوکهای هیدرولیکی، و ممانعت از اتلاف حرارت و تقطیر زود هنگام بخار می‌تواند سیستم توزیع را به عالی‌ترین حد مطلوب نزدیک کند. در خط رفت بخار از همان ابتدای راه تقطیر بخار شروع می‌شود. بنابراین نمی‌توان خط رفت را تنها حاوی بخار دانست، از همین رو کاهش معضلات ناشی از درگیریهایی بخار و کندانس یکی از دغدغه‌های مهم به هنگام طراحی شبکه توزیع و انتقال است. بر این مشکلات می‌بایست عوارض ناشی از وجود هوا، گازهای غیر قابل تقطیر و ذرات معلق را نیز افزود. (۷)

## 2-16- اصول پایپینگ شبکه‌های بخار و کندانس که باید مورد توجه قرار

### گیرند.

با توجه به فرمول:  $\text{سرعت} \times \text{جرم} = \text{ضربه}$

جرم می‌تواند چند قطره آب باشد ولی چون با بخار همراه است و بخار سرعت بالایی دارد می‌تواند ضربات شدیدی ایجاد نماید. پس باید در لاینها چه بخار و چه کندانس آبی وجود



نداشته باشد. برای رفع این مشکل از تله بخار استفاده می‌شود. و ساپورت<sup>۱</sup> گذاریها باید فواصل منطقی و مناسبی داشته باشند اگر فواصل زیاد باشد ممکن است خط نشست کند و در زمان shut down که جهت تعمیرات و یا اتفاقات پیش‌بینی نشده رخ می‌دهد، بخارات تبدیل به کندانس شده و در منطقه نشست تجمع می‌نمایند و در استارت مجدد که بخار راه می‌افتد، بخار آنها را با سرعت بالا در تجهیزات پایین دست می‌کوبد و ایجاد ضربه چکش می‌نماید که از علائم آن ایجاد صدا و لرزش در خط می‌باشد. پس هر جا از خطوط نشست داشته باشد باید این مشکل رفع گردد چرا که بعد از این ناحیه از خط که نشست دارد، احتمال ضربه چکش وجود دارد. که از نتایج آن ایجاد صدا و لرزش در خطوط و یا کندن زانوهای و شیرها و .... که سر راه باشند.

شیب خط بخار باید به سمت مصرف کننده‌ها باشد. و به ازاء هر ۲۵۰ متر طول خط بخار یک متر شیب باید لحاظ گردد. (به ازاء هر ۱۰ متر ۴ سانتی متر شیب نیاز است). به لوله‌ای که در راستای عمودی قرار بگیرد رایزر می‌گویند. در مهندسی لوله‌کشی، رایزر<sup>۲</sup> لوله‌ای است که ران عمودی داشته باشد مثلاً در صنایع نفت و گاز دریایی لوله عمودی که نفت را از چاه به سکو انتقال می‌دهد رایزر می‌گویند.

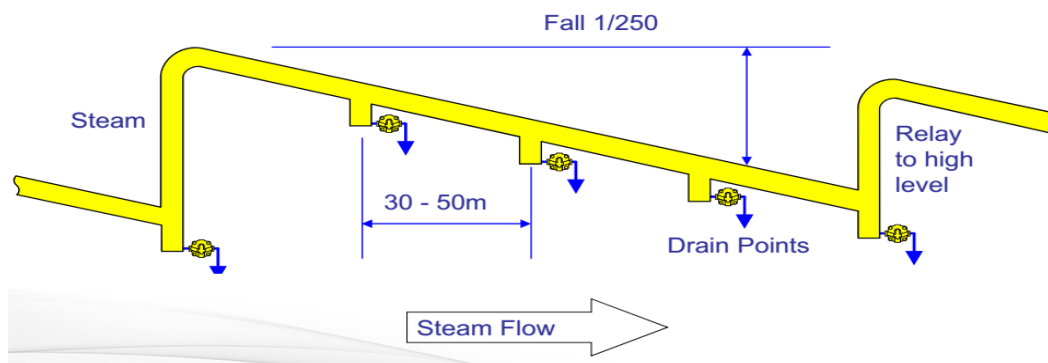
جایی که رایزر باشد بهتر است سه راهی نصب شود و زیر سه راهی یک تکه لوله پاکت (pocket) به طول ۳۰ Cm به سمت پایین هدایت شود. و ایستگاه تراپ کنار آن پاکت گرفته شود و این بهترین حالت برای جمع‌آوری کندانس و خروج آن از سیستم می‌باشد. به انشعابات که زیر خط گرفته می‌شود Pocket یا Drip leg یا Cach por اتلاق می‌گردد. برای بخار اشباع فاصله پакتها بین ۳۰ الی ۵۰ متر در مسیر افقی گرفته می‌شود. که بسته به آب و هوا در مناطق سردسیر ۳۰ متر و در مناطق گرمسیر ۵۰ متر در نظر گرفته می‌شود. اگر بخار سوپر هیت باشد این فاصله را می‌توان تا ۷۰ متر افزایش داد.

---

<sup>۱</sup> Supports

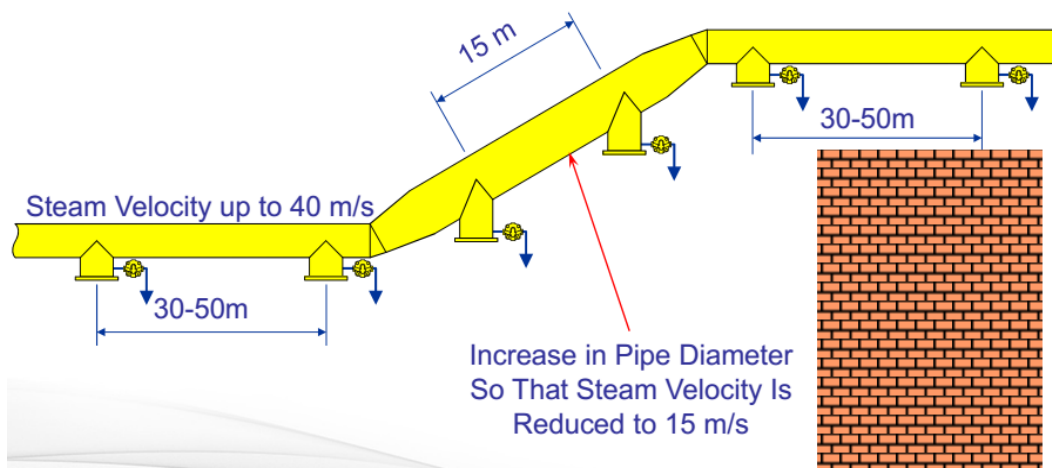
<sup>۲</sup> Raiser

۱- کلیه خطوط اصلی توزیع بخار دارای شیب منفی (رو به پایین) جهت جمع‌آوری کندانس از طریق ایجاد پاکت در زیر رایزر و هدایت آن به مسیر برگشت می‌باشند. (میزان شیب به اندازه یک متر در طول ۲۵۰ متر در جهت حرکت بخار و فاصله نقاط تخلیه بستگی به قطر لوله‌ها دارد، اما در هر حال حداکثر فاصله توصیه شده ۳۰ تا ۵۰ متر می‌باشد.



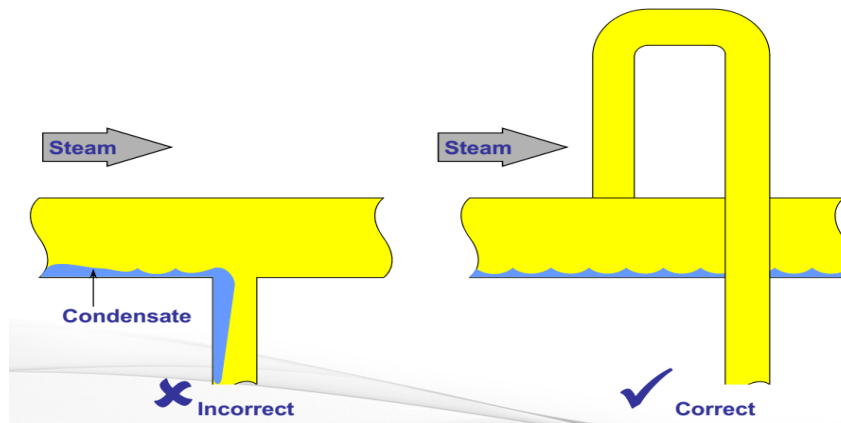
شکل ۲-۴- شماتیک استفاده از پاکت در زیر رایزر و فاصله پاکتها در شیپها

۲- در مناطقی که به علت وضعیت سایت و یا عوامل دیگر ناچارا لوله بایستی با شیب معکوس (رو به بالا) اجرا شود نقاط تخلیه کندانس بایستی با فواصل نزدیکتر (هر ۱۵ متر) در نظر گرفته شود. و قطر لوله بخار بزرگتر انتخاب گردد. این امر باعث کاهش سرعت بخار شده و به کندانس موجود در قسمت زیرین لوله اجازه خواهد داد تا برخلاف جهت حرکت بخار جریان پیدا کرده و توسط تله‌ها به خارج لوله انتقال پیدا نماید.



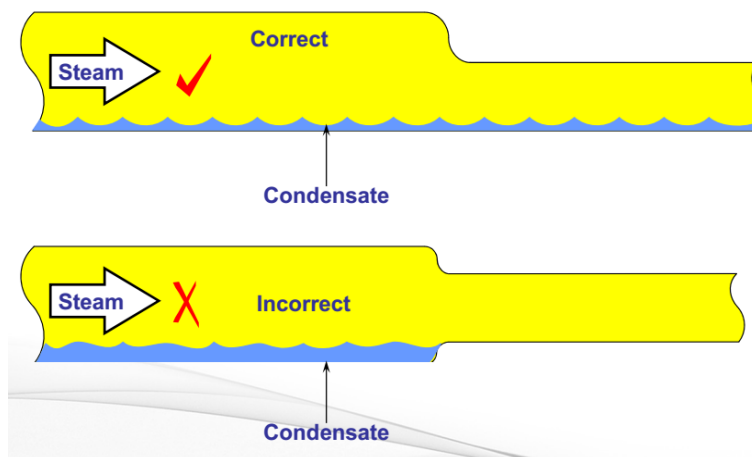
شکل ۲-۵- شماتیک قطر لوله در شیب معکوس و فواصل محل‌های تخلیه کندانس

۳- کلیه انشعابهای خطوط بخار از قسمت فوقانی لوله گرفته می‌شوند. تا از ورودی کندانس به داخل خطوط فرعی توزیع بخار جلوگیری بعمل آید.



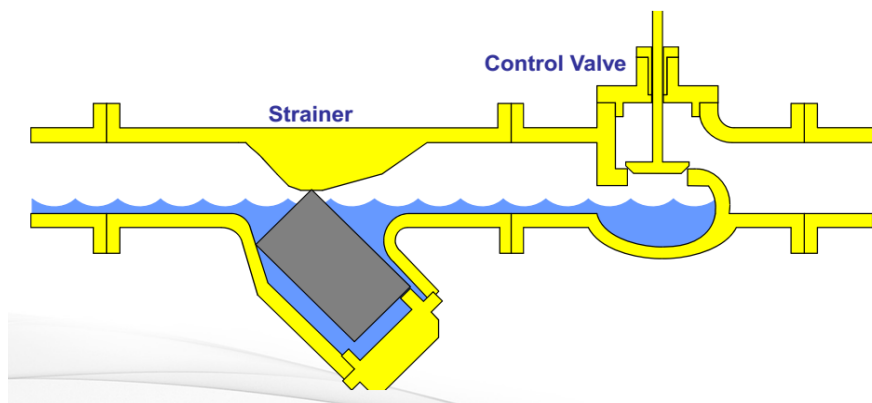
شکل ۲-۶- شماتیک انشعاب‌گیری (branch)

۴- کاهش قطر لوله‌های بخار از قسمت فوقانی انجام گیرد. و قسمت زیرین لوله صاف باشد. در صورت کاهش قطر لوله از قسمت تحتانی، به علت ایجاد مانع در برابر حرکت کندانس، مقداری از کندانس در پشت محل تبدیل جمع شده و ایجاد مشکل خواهد نمود.



شکل ۲-۷- شماتیک کاهش قطر خط بخار

۵- نصب صافی‌های بخار قبل از شیرهای کنترل و شیرهای فشارشکن بصورت افقی انجام گیرد. اگر صافی‌ها بصورت عمودی نصب گردند، در زمان خاموشی سیستم مقداری از کندانس در داخل صافی‌ها جمع خواهد شد و در زمان راه‌اندازی مجدد سیستم سرعت بالای بخار باعث خواهد شد تا کندانس با شدت به طرف شیر حرکت کرده و ایجاد ضربه و صدمه در شیر نماید.



شکل ۲-۸- شماتیک محل و وضعیت نصب صافی بخار

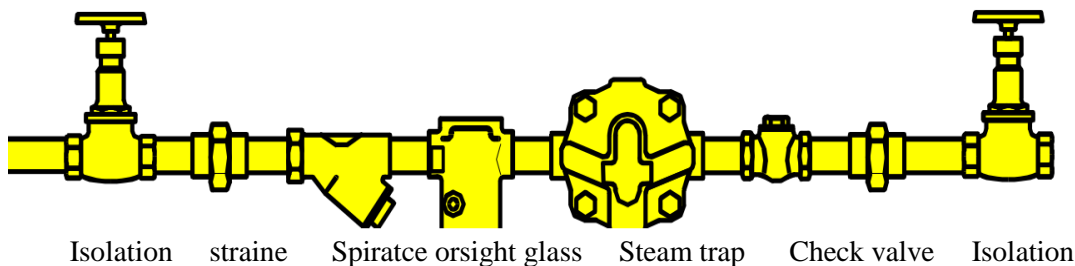
۶- قبل از تله‌های بخار، صافی نصب گردد تا از ورود ذرات و ناخالصیهای موجود در خط، به داخل تراپ جلوگیری بعمل آید. (به جز تله‌هایی که دارای صافی داخلی هستند تله‌های بخار دارای اجزا متحرک کوچکی هستند که توسط اجسام و ذرات کوچک به راحتی گرفته شده از کار خواهند افتاد)

۷- به منظور با خبر بودن از وضعیت کاری تله‌های بخار، در ورودی کلیه تله‌ها از sight glass و یا ترجیحا از تجهیزات مونیتورینگ تله‌های بخار استفاده شود.

۸- شیرهای قطع و وصل مناسب از نوع کف فلزی یا توپی در دو طرف مجموعه تله بخار نصب گردند.

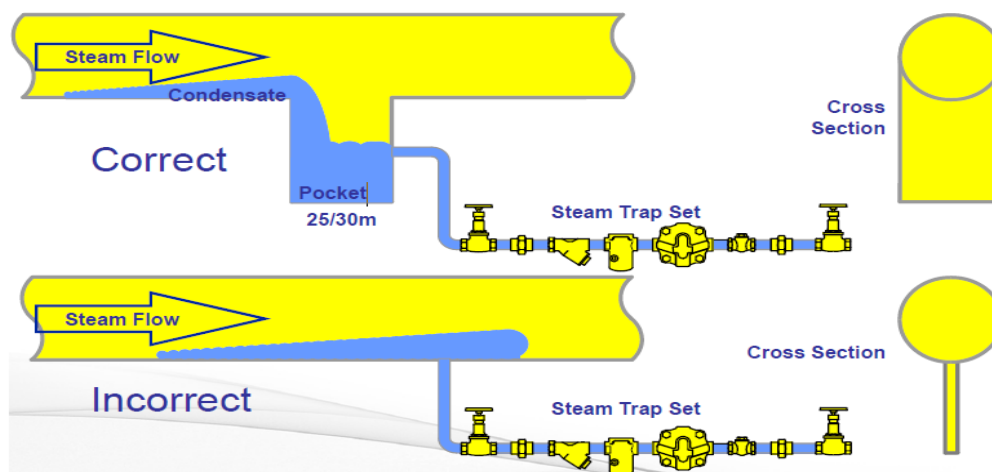
۹- حتی‌المقدور از بکار بردن کنارگذر در ایستگاه تله بخار خودداری شود. علت استفاده از By pass باز کردن شیر در زمان راه‌اندازی سیستم به منظور تخلیه سریع کندانس و سرعت بخشیدن به عملیات Warm up می باشد.

۱۰- قطر خط لوله تله بخار و تجهیزات جانبی تله (صافی، سایت گلاس، شیرهای قطع و وصل) معمولا هم اندازه با قطر تله بخار انتخاب می‌شوند.



شکل ۲-۹- شماتیک ایستگاه تله بخار و تجهیزات جانبی

- ۱۱- هوا و سایر گازهای غیرقابل تقطیر موجب کاهش دمای بخار می گردند.
- ۱۲- دو عامل خوردگی در سیستم بخار، اکسیژن و دی اکسید کربن هستند. دی اکسید کربن از طریق کربناتهای آب تغذیه به سیستم وارد می شود و طی ترکیب با کندانس سرد تولید اسید کربنیک می کند. اکسیژن نیز بطور مستقیم از طریق آب تغذیه سرد به سیستم راه می یابد.
- ۱۳- تخلیه کندانس در خطوط اصلی بخار باید به شکل صحیح انجام گردد بطوریکه جهت تخلیه کندانس در جای مناسب از پاکت استفاده شود و پایین ترین نقطه پاکت به تله بخار مجهز گردد.



شکل ۲-۱۰- شماتیک صحیح پاکت گیری و ایستگاه تله بخار

## 17-2- مبدل‌ها

کاربرد اصول انتقال حرارت در طراحی تجهیزات برای مقاصد خاص مهندسی اهمیت بسیار زیادی دارد. و هدف از به کارگیری اصول انتقال حرارت در طراحی، تلاش برای رسیدن به هدف توسعه تولید برای سوددهی اقتصادی است. نهایتاً مسائل اقتصادی نقش اصلی را در طراحی و انتخاب تجهیزات تبادل حرارت ایفا می‌کنند و مهندس طراح باید همواره این نکته را در طراحی هر وسیله جدید انتقال حرارت به خاطر داشته باشد. وزن و اندازه مبدل‌های حرارتی در کاربردهای مختلف هنوز به عنوان متغیر اقتصادی مورد توجه قرار می‌گیرند. هر کاربرد خاص، قوانینی را مطرح می‌کند که باید از آنها تبعیت کرد تا به بهترین طرح با رعایت ملاحظات اقتصادی، وزن، اندازه، و غیره، دست یافت. (۸)

مبدل‌های حرارتی تقریباً پرکاربردترین عضو در فرآیندهای شیمیایی‌اند و می‌توان آنها را در بیشتر واحدهای صنعتی ملاحظه کرد. آنها وسایلی هستند که امکان انتقال انرژی گرمایی بین دو یا چند سیال در دماهای مختلف را فراهم می‌کنند. این عملیات می‌تواند بین مایع-مایع، گاز-گاز و یا گاز-مایع انجام شود. مبدل‌های حرارتی به منظور خنک کردن سیال گرم و یا گرم کردن سیال با دمای پایین‌تر و یا هر دو مورد استفاده قرار می‌گیرند. مبدل‌های حرارتی در محدوده وسیعی از کاربردها استفاده می‌شوند. این کاربردهای شامل نیروگاه‌ها، پالایشگاه‌ها، صنایع پتروشیمی، صنایع ساخت و تولید، صنایع فرآیندی، صنایع غذایی و دارویی، صنایع ذوب فلز، گرمایش، تهویه مطبوع، سیستم‌های تبرید و کاربردهای فضایی می‌باشند. مبدل‌های حرارتی در دستگاه‌های مختلف نظیر دیگ بخار، مولد بخار، کندانسور، اواپراتور، تبخیر کننده‌ها، برج خنک-کن، پیش‌گرم‌کن فن کویل<sup>۱</sup>، خنک‌کن و گرم‌کن روغن، رادیاتورها، کوره‌ها و ... کاربرد فراوان دارند.

صنایع بسیاری در طراحی انواع مبدل‌های حرارتی فعالیت دارند و همچنین، دروس متعددی در کالج‌ها و دانشگاه‌ها با نامهای گوناگون در طراحی مبدل‌های حرارتی ارائه می‌گردد. محاسبات مربوط به مبدل‌ها کاری طولانی و گاهی خسته کننده است. مثلاً طراحی یک مبدل

---

<sup>۱</sup> Fan coil

برای یک عملیات به خصوص نیاز به حدس‌های زیادی دارد که با استفاده از آنها و طبق استانداردها می‌توان اندازه‌های یک مبدل مناسب را پیدا کرد. اما با استفاده از برنامه‌های کامپیوتری تمام این محاسبات توسط کامپیوتر انجام می‌شود و طراح برای طراحی تنها باید شرایط عملیاتی و خواص سیالات حاضر در عملیات را وارد کند. که نرم افزار Aspen HYSYS V9 از این موارد است. این نرم افزار شامل بخش‌هایی است که توانایی انجام چنین محاسباتی را دارد.<sup>(۹)</sup>

## **2-18- دسته‌بندی مبدل‌های حرارتی از جنبه‌های مختلف**

### **2-18-1- دسته‌بندی بر اساس نوع و سطح تماس سیال سرد و گرم**

#### **2-18-1-1- مبدل‌های حرارتی نوع بهبود دهنده<sup>۱</sup>**

در این مبدل سیال سرد و گرم توسط یک سطح جامد ثابت از یکدیگر جدا شده‌اند و انتقال از طریق سطح مذکور صورت می‌گیرد. اکثر مبدل‌های موجود در صنعت از این دسته هستند.

#### **2-18-1-2- مبدل‌های حرارتی نوع احیا کننده<sup>۲</sup>**

در این مبدل، سطح جدا کننده سیال سرد و گرم ثابت نبوده و به طور متناوب قسمت‌هایی از سطح مذکور در معرض حرکت سیال سرد یا گرم قرار می‌گیرند. این نوع مبدل‌ها بیشتر در مقیاس‌های آزمایشگاهی و تحقیقاتی مورد استفاده قرار می‌گیرند.

### **2-18-3- مبدل‌های حرارتی نوع تماس مستقیم**

در این نوع مبدل‌های حرارتی، سیال سرد و گرم به طور مستقیم تماس حاصل نموده (هیچ دیواره‌ای بین جریانهای سرد و گرم وجود ندارد) و تبادل انرژی یا حرارت انجام می‌گیرد. در مبدل‌های تماس مستقیم، جریانها، دو مایع غیر قابل اختلاط و یا یک گاز و یک مایع هستند. این مبدل‌ها معمولاً از بازده حرارتی بالایی برخوردارند. نمونه‌ای از این مبدل‌ها، برج‌های خنک

---

<sup>۱</sup> Recuperative

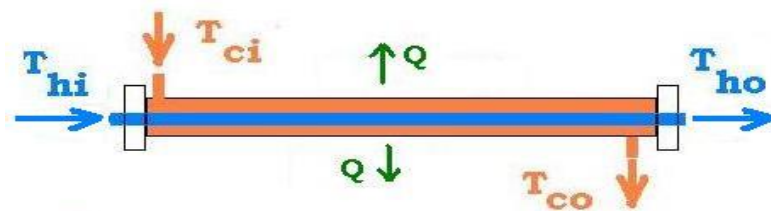
<sup>۲</sup> Regenerative

کن، کولرهای آبی و گرم کن‌های گرم کننده آب خوراک بویلر<sup>۱</sup> موجود در نیروگاه‌های بخار می‌باشند.

## 2-18-2- دسته‌بندی بر اساس جهت جریان سیال سرد و گرم

### 2-18-2-1- مبدل‌های حرارتی از نوع جریان همسو

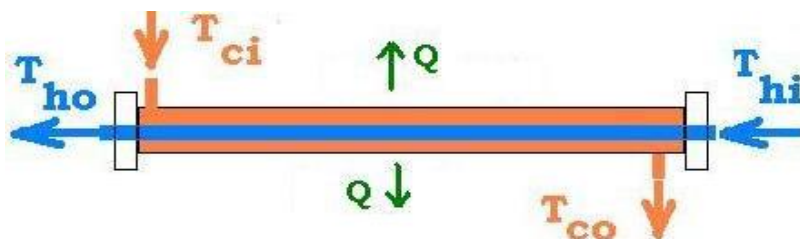
در این نوع مبدل‌ها مطابق شکل ۱-۱ جریان سرد و گرم موازی یکدیگر و جهت جریان سیال گرم و سرد آنها موافق یکدیگر می‌باشند. یعنی دو جریان سیال، از یک انتها به مبدل وارد می‌شوند و هر دو در یک جهت جریان می‌یابند و از انتهای دیگر خارج می‌شوند.



شکل ۲-۱۱- شماتیک مبدل‌های حرارتی از نوع جریان همسو

### 2-18-2-2- مبدل‌های حرارتی از نوع جریان غیر همسو

در شرایطی که جریان سیال سرد و گرم موازی یکدیگر و در خلاف جهت هم باشد مبدل را جریان غیر همسو می‌نامند. مطابق شکل ۲-۱. باید توجه داشت در این نوع مبدل‌ها امکان افزایش دمای سیال سرد خروجی نسبت به سیال گرم خروجی وجود دارد. این مبدل‌ها در شرایط یکسان از سطح انتقال حرارت کمتری نسبت به مبدل‌های همسو برخوردار هستند.



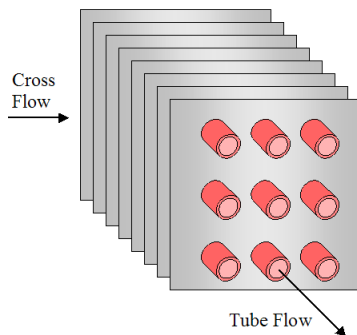
شکل ۲-۱۲- شماتیک مبدل‌های حرارتی از نوع جریان غیر همسو

### 2-18-2-3- مبدل‌های حرارتی از نوع جریان عمود بر هم

مطابق شکل ۳-۱ در این نوع مبدل‌ها جهت جریان‌های سرد و گرم عمود بر هم می‌باشند. به عنوان متداول‌ترین نمونه می‌توان از رادیاتور اتومبیل نام برد.

<sup>۱</sup> Feed Water Heater





شکل ۲-۱۳- شماتیک مبدل‌های حرارتی از نوع جریان عمود بر هم

## 3-18-2- دسته‌بندی بر اساس مکانیزم انتقال حرارت بین سیال سرد و گرم

مبدل‌های حرارتی بر طبق مکانیزم انتقال گرما، می‌توانند به صورت زیر دسته‌بندی شوند:

۱- جابجایی یک فاز در هر دو سمت

۲- جابجایی یک فاز در یک سمت، جابجایی دو فاز در سمت دیگر

۳- جابجایی دو فاز در هر دو سمت

در مبدل‌های حرارتی از قبیل اکونومایزرها<sup>۱</sup> و رادیاتور خودروها، در هر دو سمت سیال سرد و گرم، انتقال گرما از طریق جابجایی یک فاز برقرار می‌گردد. چگالنده‌ها و دیگهای بخار دارای مکانیزم‌های چگالش و جوشش در یکی از سطوح مبدل‌های حرارتی می‌باشند. همچنین انتقال گرمای دو فاز می‌تواند در هر دو سمت مبدل، مانند شرایطی که چگالش در یک سمت و جوشش در سمت دیگر سطح انتقال گرما است، برقرار باشد.

## 4-18-2- دسته‌بندی بر اساس ساختمان مکانیکی و ساختار مبدل‌ها

مبدل‌های حرارتی از نوع تماس غیر مستقیم (مبدل‌های با انتقال گرما از طریق دیواره) اغلب بر حسب مشخصات ساختاری توصیف می‌شوند. انواع عمده دسته‌بندی بر اساس ساختمان مکانیکی و ساختار آنها، شامل لوله‌ای، صفحه‌ای و سطح پره‌دار است. (۱۰)

### 1-4-18-2- مبدل‌های لوله‌ای

این مبدل‌ها از لوله‌هایی با مقطع دایره‌ای ساخته شده‌اند. یک سیال در داخل لوله‌ها و سیال دیگر در خارج از لوله جریان دارد. قطر، تعداد، طول، گام و آرایش لوله‌ها می‌تواند تغییر کند. بنابراین انعطاف پذیری قابل ملاحظه‌ای در طراحی آنها وجود دارد.

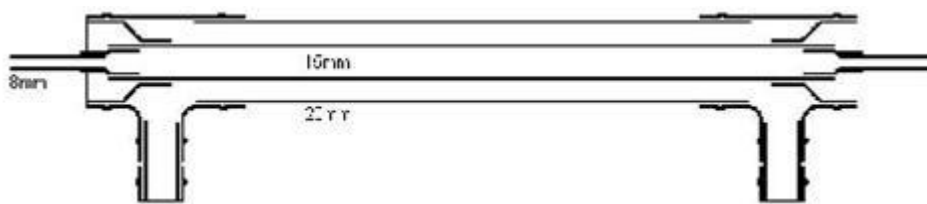
<sup>1</sup> Economizer

مبدل‌های حرارتی لوله‌ای می‌توانند به صورت زیر دسته بندی شوند:

الف- دو لوله‌ای<sup>۱</sup>، ب- پوسته و لوله<sup>۲</sup>، ج- لوله‌ای حلزونی<sup>۳</sup>

#### الف- مبدل‌های حرارتی دو لوله‌ای

مبدل‌های دو لوله‌ای معمولی شامل یک لوله است که با اتصالات مناسب بصورت هم مرکز در داخل لوله‌ای دیگر با قطر بزرگتر قرار می‌گیرد تا جریان را از مقطعی به مقطع دیگر هدایت کند. مبدل‌های حرارتی دو لوله‌ای می‌توانند با آرایش گوناگون سری و موازی مرتب شوند تا افت فشار و متوسط اختلاف دمای مورد نظر را برآورده سازند. استفاده عمده مبدل‌های دو لوله‌ای، برای گرمایش و سرمایش محسوس سیال‌های فرآیندی است که در آنها سطوح انتقال گرمای کوچکی (تا  $50 m^2$ ) مورد نیاز می‌باشد. این شکل‌بندی، همچنین در حالتی که یک یا هر دو سیال سرد و گرم، در فشار زیاد باشند، مناسب است. مشکل اصلی این مبدل‌ها آن است که میزان انتقال گرما در واحد سطح گرمایی آنها کم است.



شکل ۲-۱۴- شماتیک مبدل‌های حرارتی دو لوله‌ای

#### ب- مبدل‌های حرارتی پوسته‌ای و لوله‌ای<sup>۵</sup>

مبدل‌های پوسته و لوله، مبدل‌های مورد استفاده در مخازن انبار نفت شرکت ملی پخش فراورده‌های نفتی اراک می‌باشند. این مبدل‌ها، از لوله‌های با مقطع دایره‌ای که در پوسته‌های استوانه‌ای بزرگ نصب شده‌اند، ساخته می‌شوند به طوری که محور لوله‌ها موازی با محور پوسته است.

<sup>۱</sup> Double Pipe

<sup>۲</sup> Shell and Tube

<sup>۳</sup> Spiral Tube

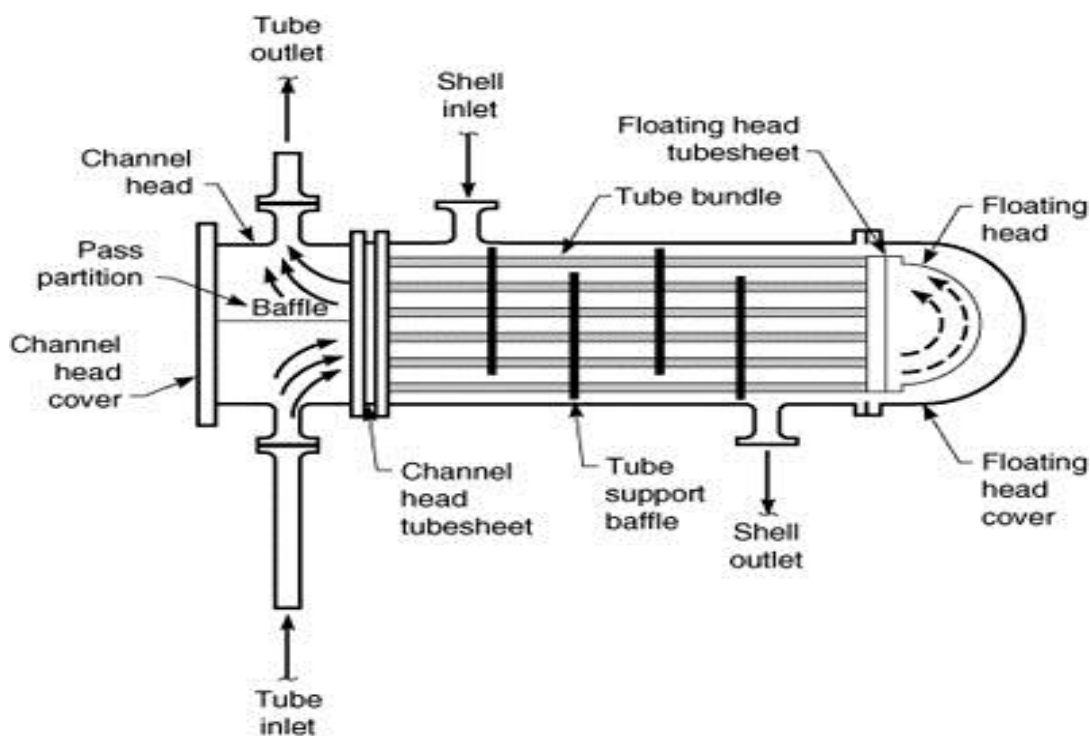
<sup>۴</sup> Shell

<sup>۵</sup> Tube

در مبدل‌های دارای پره<sup>۱</sup>، جریان سمت پوسته به صورت متقاطع با لوله‌ها در بین دو پره مجاور جهت داده می‌شود و در حالی که از فاصله مابین دو پره به فاصله بعدی منتقل می‌شود، موازی با لوله‌ها، جهت می‌یابد. بسته به کاربرد مبدل‌های حرارتی پوسته و لوله، تفاوت زیادی در شکل و ساختمان آنها وجود دارد.

اهداف اصلی طراحی در این مبدل‌ها، در نظر گرفتن انبساط حرارتی پوسته و لوله‌ها، تمیز کردن آسان مجموعه، و در صورت با اهمیت نبودن سایر جنبه‌ها، کم هزینه‌ترین روش ساخت و تولید آنهاست.

آرایش‌های مختلف جریان در سمت پوسته و لوله، بسته به ظرفیت گرمایی، افت فشار، سطح فشار، تشکیل رسوب، شیوه‌های ساخت و هزینه‌بری، کنترل خوردگی و مسائل تمیزکاری، استفاده می‌شوند.

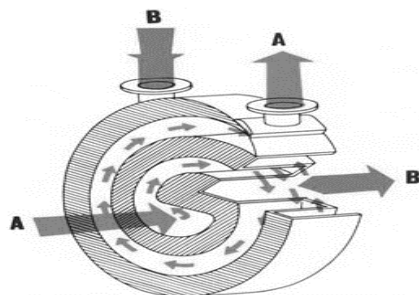


شکل ۲-۱۵- شماتیک مبدل‌های حرارتی پوسته و لوله

<sup>۱</sup> Baffle

### ج- مبدل‌های حرارتی لوله‌ای حلزونی

این مبدل‌ها شامل گرم کننده‌هایی هستند که به صورت حلزونی پیچانده شده و در یک پوسته قرار گرفته‌اند و یا به صورت چگالنده‌های هم مرکز و تبخیر کننده‌های هم مرکز هستند که در سیستم‌های تبرید استفاده می‌شوند. ضریب انتقال گرما، در لوله حلزونی در مقایسه با لوله مستقیم، بیشتر است. این مبدل‌ها، برای انبساط گرمایی و سیال‌های تمیز مناسب هستند، زیرا تمیز کردن آنها تقریباً غیر ممکن است. (۱۱)



شکل ۲-۱۶- شماتیک مبدل‌های حرارتی لوله‌ای حلزونی

### 2-4-18-2- مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای

مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای، از صفحات نازک که کانال‌های جریان را تشکیل می‌دهد، ساخته می‌شوند. این مبدل‌ها برای انتقال گرما بین گاز، مایع یا جریان‌های دو فاز، استفاده می‌شوند. این مبدل‌ها می‌توانند به صورت زیر دسته بندی شوند:

الف- صفحه‌ای واشردار<sup>۱</sup>، ب- صفحه‌ای حلزونی<sup>۲</sup>، ج- لاملا<sup>۳</sup>

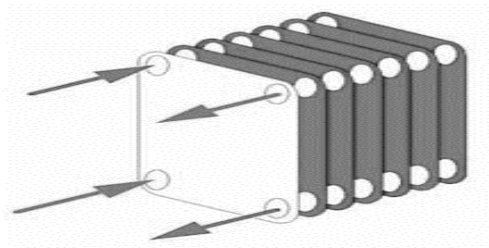
#### الف- مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای واشردار

مبدل‌های صفحه‌ای واشردار شامل تعدادی از صفحات نازک با سطح چین‌دار یا موج‌دار است که سیال‌های گرم و سرد را از یکدیگر جدا می‌کند. این مبدل‌ها به آسانی تمیز می‌شوند زیرا می‌توانند کاملاً از یکدیگر باز و جدا گردند و بنابراین استفاده گسترده‌ای در صنایع غذایی دارند.

<sup>۱</sup> Gasketed Plat

<sup>۲</sup> Spiral Plat

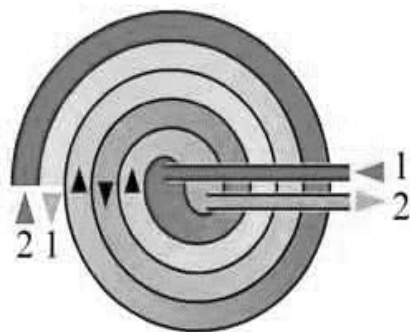
<sup>۳</sup> Lamella



شکل ۲-۱۷- شماتیک مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای واشردار

### ب- مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای حلزونی

مبدل‌های صفحه‌ای حلزونی، با پیچاندن دو صفحه بلند موازی به شکل یک حلزونی با استفاده از یک میله اصلی<sup>۱</sup> و جوش دادن لبه‌های صفحات مجاور به صورتی که یک کانال را تشکیل دهند، شکل داده می‌شوند. فاصله بین صفحات فلزی در هر دو کانال حلزونی، با استفاده از پین<sup>۲</sup> های فاصله انداز که به ورق فلزی جوش می‌شوند، حفظ می‌شود. این بدان معناست که شرایط جریان ایده‌آل و بنابراین کوچکترین سطوح گرمایش ممکن، بدست می‌آیند. در هر یک از دو مسیر حلزونی، یک جریان ثانویه ایجاد می‌شود که انتقال گرما را افزایش، و تشکیل رسوب را کاهش می‌دهد. این مبدل‌ها کاملاً فشرده هستند ولی به دلیل ساخت خاص خود، نسبتاً گران قیمت می‌باشند. مبدل‌های حرارتی حلزونی به ویژه در کاربرد سیال لجن آلود، مایعات لزج و مایعاتی با ذرات جامد معلق شامل ذرات بزرگ و جریان دو فازي مایع- جامد، استفاده می‌شوند.



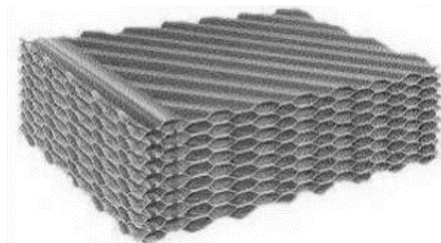
شکل ۲-۱۸- شماتیک مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای حلزونی

<sup>۱</sup> Mandrel

<sup>۲</sup> Paine

### ج- مبدل‌های حرارتی لاملا

مبدل‌های حرارتی لاملا شامل مجموعه کانال‌های ساخته شده از صفحات فلزی نازک است که به طور موازی جوشکاری شده‌اند و یا به شکل لاملا می‌باشند که به صورت طولی در یک پوسته قرار گرفته‌اند. این مبدل، شکل اصلاح شده‌ای از مبدل‌های حرارتی پوسته و لوله با صفحه لوله شناور است، لوله‌های تخت شده که به آن‌ها لاملا نیز گفته می‌شود، از دو صفحه باریک که برش خورده و در عملیاتی پیوسته، به یکدیگر جوش نقطه‌ای یا درزی شده‌اند، ساخته شده است. شکل دهی خاص صفحات باریک، فضای داخل لاملاها را ایجاد می‌کند و برجستگی‌هایی به سمت خارج، بیرون می‌زنند که به صورت فاصله دهنده، بین لاملاها، برای ایجاد مقاطع جریان در سمت پوسته بکار می‌رود. سطوح ما بین لاملاها برای تمیز کاری شیمیایی مناسب هستند بنابراین سیال‌های رسوب دهنده باید در سمت پوسته جریان یابند. به دلیل آشفته‌گی زیاد جریان، توزیع یکنواخت جریان و سطوح صاف، لاملاها به سادگی رسوب نمی‌گیرند. (۱۲)



شکل ۲-۱۹- شماتیک مبدل‌های حرارتی لاملا

### 2-18-4-3- مبدل‌های حرارتی با سطوح پره‌دار

مبدل‌های حرارتی با سطوح پره‌دار، دارای پرها و یا ضمائم در سطح اصلی (لوله‌ای یا صفحه‌ای) انتقال گرما به منظور افزایش این سطح می‌باشند. از آنجا که ضریب انتقال گرما در سمت گاز بسیار کوچکتر از سمت مایع است، سطوح انتقال گرمای پره‌دار، در سمت گاز برای افزایش سطوح انتقال گرما استفاده می‌شوند. دو نوع از رایج‌ترین مبدل‌های حرارتی دارای صفحات پره‌دار عبارتند از:

الف- مبدل‌های صفحه‌ای پره‌دار، ب- مبدل‌های لوله‌ای پره‌دار

## الف- مبدل‌های صفحه‌ای پره‌دار

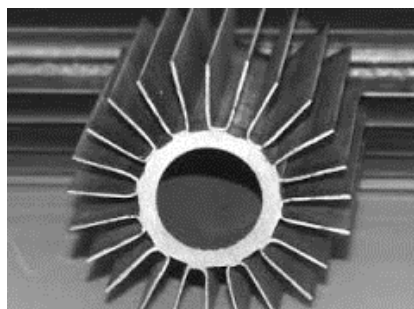
نوع مبدل‌های صفحه‌ای پره‌دار عمدتاً برای کاربردهای گاز- گاز و مبدل‌های لوله‌ای پره‌دار برای کاربردهای مایع- گاز استفاده می‌شوند. در اکثر کاربردها (ماشین‌های باری، اتومبیل‌ها و هواپیماها) کاهش جرم و حجم مبدل از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است. به دلیل دست یافتن به این کاهش حجم و وزن، مبدل‌های حرارتی فشرده همچنین به صورت وسیع در تبرید با دمای خیلی کم، بازیابی انرژی، صنایع فرآیندی، تبرید و سیستم‌های تهویه استفاده می‌گردند. مبدل‌های صفحه‌ای پره‌دار برای استفاده در توربین‌های گاز، نیروگاه‌های مرسوم و هسته‌ای، مهندسی پیش‌رانه (هواپیماها، ماشین‌های باری و خودروها)، تبرید، گرمایش، تهویه و تهویه مطبوع، سیستم‌های بازیابی گرمای اضافه، صنایع شیمیایی و سرمایش وسایل الکترونیکی بوجود آمده‌اند.

## ب- مبدل‌های لوله‌ای پره‌دار

این مبدل‌ها شامل آرایه‌ای از لوله‌ها با پره‌هایی که در سمت بیرونی ثابت شده‌اند، می‌باشد. پره‌های سمت خارجی لوله‌ها ممکن است عمود بر محور لوله‌ها، اریب یا مارپیچ نسبت به محور، یا طولی (محوری) و در امتداد محور لوله باشند. پره‌های طولی معمولاً در مبدل‌های دو لوله‌ای یا پوسته و لوله‌ای که دارای پره نیستند استفاده می‌شوند.

چگالنده‌های خنک شونده با هوا و دیگ‌های بخار بازیافت، مبدل‌های حرارتی لوله‌ای پره‌دار هستند که شامل یک دسته افقی از لوله‌ها است که هوا یا گاز از میان لوله‌ها و متقاطع با آنها در سمت خارجی دمیده می‌شود و چگالش یا جوشش، در سمت داخل لوله‌ها اتفاق می‌افتد.

(۱۵-۱۳)



شکل ۲-۲۰- شماتیک مبدل‌های لوله‌ای پره‌دار

## 19-2- آشنایی با واحد آب و بخار

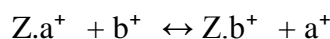
واحد آب و بخار یکی از واحدهای زیر مجموعه اداره آب و برق و بخار می باشد که هدف این واحد دستیابی به عوامل مؤثر بر سیستم کیفیت، حذف جنبه های بارز زیست محیطی و نیز در نظر داشتن ایمنی بهداشت حرفه ای افراد می باشد. این واحد تهیه آب بدون املاح، تولید بخار، هوای فشرده، آب خنک کننده، آب آشامیدن، آب آتش نشانی و آماده سازی و توزیع سوخت مورد نیاز کوره های واحدهای بهره برداری را عهده دار می باشد. که هدف از تدوین این روش اجرای تشریح فرایند واحد آب و بخار، از خوراک تا محصولات نهایی و تشریح نحوه انجام کنترل های کمی و کیفی در متغیرهای فرایندی جهت تولید محصولات مطابق با استانداردهای تایید شده شرکت ملی نفت ایران است

## 20-2- شیمی فرایند آب صنعتی<sup>1</sup>

همه آب های طبیعی کم و بیش دارای مقداری املاح بصورت یون می باشند، یون های مثبت را کاتیون و یون های منفی را آنیون گویند. کاتیونها کلسیم و منیزیم و سدیم و... به همراه آنیون های بیکربنات، سولفات، کلرو در اکثر آب های خام وجود دارند. تبادل کننده های یونی معمولاً یون های ناخواسته فوق را با یون های مطلوب نظیر،  $H^+$  و  $OH^-$  و  $Na^+$  تبادل نموده و سپس یون های فوق را در زمان احیاء به ماده احیاء کننده پس می دهند مثلاً زئولیت سدیم یون های کلسیم و منیزیم را جذب نموده و معادل یون های جذب شده به آب یون های سدیم می دهند.

عاملی که به اسکلت رزین متصل است است. قدرت تبادل کننده یونی را مشخص می کند، رزین های صنعتی چهار دسته بصورت، رزین های کاتیونی اسیدی قوی، رزین های کاتیونی اسیدی ضعیف، رزین های آنیونی بازی قوی و رزین های آنیونی بازی ضعیف می باشند.

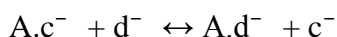
رزین های تبادل کننده از نوع کاتیونی اسیدی قوی دارای گروه  $-SO^3H$  می باشند، در صورتیکه نوع اسیدی ضعیف دارای گروه  $-COOH$  هستند. تبادل یون بین رزین ها و آب در یک واکنش تعادلی انجام می گیرد که به فرم ساده زیر بیان می شود.



<sup>1</sup> Demineralized Water (D.M)



که Z قسمت ثابت رزین و  $a^+$  و  $b^+$  دو یون کاتیونی هستند. و در واکنش زیر،



که A قسمت ثابت رزین آنیونی و  $c^-$  و  $d^-$  دو آنیون هستند.

واکنش اول نشان می‌دهد که یون  $b^+$  که در آب است با یون  $a^+$  که روی رزین هست تعویض می‌شود، در مواردی که چند یون در آب موجود باشد و آب از یک ستون رزین گذرانده شود، رزین ابتدا یونهای سه ظرفیتی سپس دو ظرفیتی و در نهایت یونهای یک ظرفیتی را از آب می‌گیرد.

برای تهیه آب صنعتی از آب خام دو نوع فرآیند فیزیکی و شیمیایی توأم انجام می‌گیرد. آب خام ورودی ابتدا از صافی زغال فعال به منظور پیشگیری از آلودگی رزین‌های کاتیونی و آنیونی و حذف مواد معلق عبور می‌نماید. آب خروجی از فیلترهای زغالی وارد بستر رزین کاتیونی می‌گردد. رزین کاتیونی دارای یون  $H^+$  بودن و در بستر فوق فعل و انفعالات مطابق فرمول زیر صورت می‌گیرد.

Ca	$2HCO_3$	$Ca + 2H_2 CO_3$
Mg	$SO_4 + 2Z SO_3 H \rightarrow 2Z SO_3 Mg + H_2 SO_4$	
2Na	$2Cl$	$2Na + 2Na$

واکنش‌های بستر رزین کاتیونی در مواجهه با آب خروجی از فیلترهای زغالی

لازم به ذکر است که در این فعل و انفعال گاز کربنیک از تجزیه اسید کربنیک ناپایدار حاصل می‌شود که در مخزن گاززدا<sup>۱</sup> حذف می‌گردد. pH آب خروجی در این مرحله حدود ۳-۳٫۵ می‌باشد. بستر کاتیونی از دو نوع رزین ضعیف و قوی تشکیل گردیده است. رزین کاتیونی ضعیف با کاتیون کربنات‌ها و بی‌کربنات‌ها فعل و انفعال انجام می‌دهد. رزین کاتیونی قوی با بقیه قلیایی‌های موجود در آب فعل و انفعال انجام می‌دهد. احیاء این رزین‌ها توسط اسید سولفوریک رقیق (برای رزین قوی ۳٪ و برای رزین ضعیف ۰٫۷ درصد) می‌باشد.

<sup>۱</sup> Degasing Tank

آب خارج شده از ظرف کاتیونی از مخزن گاززدا عبور کرده و گاز کربنیک آن گرفته می‌شود. آب خروجی از گاز زدا وارد بستر رزین آنیونی می‌شود. فعل و انفعال در این بستر به صوت زیر می‌باشد.

$H_2SO_4$	$SO_4$
$2HCl$	$2Cl$
$2H_2SiO_3 + 2ZOH \rightarrow 2Z. 2HSiO_3 + 2H_2O$	
$2H_2CO_3$	$2HCO_3$

واکنشهای بستر رزین آنیونی در مواجهه با آب خروجی از گاز زدا

در این سیستم چون مقدار سیلیس موجود در آب اهمیت دارد (حدود ۰,۱) لذا از رزین آنیونی قوی استفاده شده است.

## 21-2- شیمی فرایند آب تغذیه دیگهای بخار

آب DM<sup>۱</sup> و آب مقطر سرد و گرم وارد مخزن هوا<sup>۲</sup> شده و اکسیژن محلول در آن گرفته می‌شود. در همین مخزن درجه حرارت آب به ۱۵۰ °C می‌رسد (توسط بخار LLPS<sup>۳</sup>) عمل هوازدایی توسط بخار انجام می‌شود و مقدار قابل توجهی از اکسیژن از طریق دریچه مخازن هواگیر خارج می‌گردد. مابقی اکسیژن موجود در آب توسط تزریق ماده شیمیایی اکسیژن زدا (هیدرازین) گرفته می‌شود به نحوی که مقدار هیدرازین در آب خروجی کمتر از ۰,۰۵ ppm باشد. جهت تنظیم pH مربوط به B.F.W، آمین<sup>۴</sup> و مورفولین<sup>۵</sup> نیز به خروجی از مخازن هواگیر تزریق می‌گردد. جهت جلوگیری از خوردگی و ایجاد فیلم روی سطح داخلی لوله‌ها به آب ورودی به ظرف بالای دیگ‌های بخار دی سدیم فسفات و تری سدیم فسفات (با توجه به مقدار pH آن B.F.W) تزریق می‌گردد.

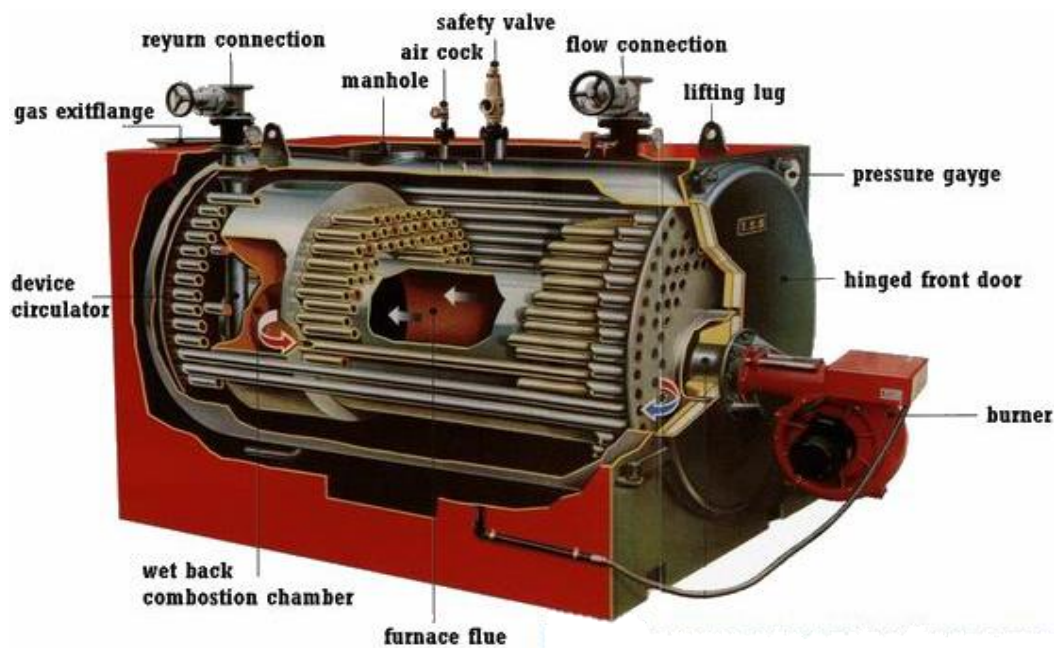
<sup>۱</sup> Demineralization

<sup>۲</sup> Dearator

<sup>۳</sup> Low Low Peressure Steam (L.L.P.S)

<sup>۴</sup> Amines

<sup>۵</sup> Morpholine



شکل ۲-۲۱- شماتیک دیگ بخار

## 22-2- شرحی از واحد آب (D.M)

واحد آب D.M دارای سه خط تولید آب بدون املاح که به شرح زیر می باشد:

الف: خطوط اول و دوم: این دو خط بصورت موازی و همانند یکدیگر طراحی شده اند که دارای ظرف گاززدا مشترک می باشند. آب خام ورودی به واحد از بالای ظرف فیلتر دار کربن فعال وارد می شود که پس از حذف ناخالصی های ذرات معلق جامد و مواد آلی موجود در آب از پایین ظرف خارج می گردد.

آب خروجی از فیلتر کربن فعال از شیر کنترل کننده سطح مخزن گاززدا عبور کرده و از پایین ظرف تبادل کننده کاتیونی تزریق می شود. آب پس از عبور از بستر رزین تبادل کننده کاتیونی ضعیف که در قسمت زیرین قرار گرفته و بستر تبادل کننده کاتیونی قوی در بالای ظرف و حذف کاتیون های موجود در آب پس از عبور از تله رزین ظرف کاتیونی خارج می گردد. خروجی از ظرف تبادل کننده کاتیونی به قسمت بالای ظرف گاززدا وارد می شود.

آب در داخل برج از بالا بصورت افشیره به پایین ریخته می شود و به آن هوا دمیده می شود تا  $CO_2$  و  $CO$  محلول و سایر گازهای مزاحم محلول در آب حذف شود. آب بدون گاز

محلول در قسمت مخزن زیرین جمع‌آوری می‌گردد. سطح آب در درون مخزن زیرین جمع‌آوری می‌گردد.

آب از قسمت زیرین مخزن گاززدا از قسمت زیرین ظرف تبادل کننده آنیونی به ظرف وارد شده و پس از عبور از بستر رزین آنیونی قوی و حذف آنیون‌های موجود در آب از قسمت بالای ظرف پس از عبور از تله رزین ظرف تبادل کننده آنیونی خارج می‌گردد و به مخزن ذخیره آب DM هدایت می‌گردند.

ب: خط سوم: آب خام ورودی به واحد از بالای مخزن فیلتر کربنی وارد شده و پس از حذف ناخالصی‌های معلق غیر محلول و مواد آلی و همچنین کلر آزاد از پایین مخزن خارج می‌گردد.

آب خروجی از بستر فیلتر کربنی، از پایین مخزن تبادل کننده کاتیونی وارد بستر رزینهای تبادل کننده یونی می‌گردد. آب فیلتر شده پس از عبور از بستر کاتیونی ضعیف که در قسمت زیرین قرار گرفته و بستر کاتیونی قوی در بالای مخزن و حذف کاتیونهای موجود در آب برای هوازدایی آماده می‌گردد.

آبی که از بستر کاتیونی عبور کرده و کاتیونهای آن گرفته شده است به قسمت بالای ظرف گاززدا وارد می‌شود. آب در داخل برج از بالا بصورت افشره به پایین و بر روی بستری از حلقه‌هایی از جنس پلی پروپیلن که به ارتفاع ۳ m فضای برج را جهت افزایش تماس آب و هوا آکنده است ریخته می‌شود و بوسیله دمنده‌ها به آن هوا دمیده شده تا  $CO$  و  $CO_2$  و سایر گازهای مزاحم محلول در آب حذف شوند. آب از قسمت زیرین مخزن گاززدا از قسمت زیرین ظرف تبادل کننده آنیونی به ظرف وارد شده و پس از عبور از بستر رزین آنیونی ضعیف که در قسمت پایین مخزن قرار دارد و بستر رزین آنیونی قوی و حذف آنیونهای موجود در آب در قسمت بالای ظرف و پس از عبور از تله رزین ظرف تبادل کننده آنیونی خارج می‌گردد. برای رسیدن به ضریب هدایت الکتریکی<sup>۱</sup> طراحی (زیر  $\mu S/cm$  ۰,۵) آب خروجی بایستی از بستر رزینی دیگری بنام مخلوط<sup>۲</sup> عبور کند. آب خروجی از مخزن

<sup>1</sup> Conductivity

<sup>2</sup> Mixed bed

تبادل کننده آنیونی از بالا وارد مخزن بستر مخلوط می گردد و از پایین مخزن و پس از عبور از تله رزین بستر مخلوط خارج می گردد. آب خروجی از مبدل بستر مخلوط، آبی تصفیه شده تقریباً خالص با ضریب هدایت الکتریکی زیر  $0.5 \mu\text{S/cm}$  بوده که به مخازن ذخیره آب بدون املاح هدایت می گردد.

## 2-23- آب تغذیه دیگهای بخار<sup>۱</sup>

آب تغذیه دیگهای بخار از مجموع آب صنعتی (آب D.M) که از سه خط تأمین می گردد و آب مقطر سرد که از واحدهای پالایش و مولدهای برق بر می گردد و هم چنین آب مقطر گرم برگشتی از واحدهای مختلف شرکت تشکیل می گردد.

### 2-23-1- آب D.M

به همراه آب مقطر سرد وارد مخازن ذخیره آب D.M می گردد. آب مقطر سرد از مخازن آب D.M گرفته و پس از عبور از مبدلی که با آب مقطر سرد ورودی به واحد تبادل حرارت می نماید وارد مخازن هواگیر<sup>۲</sup> می گردد.

### 2-23-2- آب مقطرهای گرم L.P.C<sup>۳</sup> , H.P.C<sup>۴</sup>

آب مقطرهای گرم (L.P.C , H.P.C) جمع آوری شده بعد از بخار زدایی به قسمت روغن گیرها ارسال می گردند. آب خروجی از روغن گیرها در مخازن آب مقطر گرم ذخیره شده و به مخزن هوا ساز ارسال می گردد. بخارات LPS خروجی از ظرف فوق همراه بخارات LLPS ارسالی از ظروف جمع آوری آب مقطر در سطح واحدهای بهره برداری وارد کولر هوایی شده و آب مقطر حاصله با آب مقطرهای ارسالی مخلوط شده و به مخازن هوازا تزریق می گردد. دمای آب مقطر حدود  $20-40^\circ\text{C}$  کنترل می گردد.

---

<sup>۱</sup> Boiler Feed Water (B.F.W)

<sup>۲</sup> Dearators

<sup>۳</sup> Low Pressure Condense

<sup>۴</sup> High Pressure Condense

## 2-23-3- مخازن هواگیر

در حالت پر، جهت خارج کردن مخازن هواگیر، اکسیژن محلول آب، تغذیه دیگهای بخار و همچنین گرم کردن این آب مورد استفاده قرار می گیرند. هر کدام از این مخازن از دو مخزن افقی که بر روی همدیگر قرار داشته و توسط ۵ عدد لوله به هم مربوط شده اند تشکیل می گردند. آب DM و آب مقطر گرم و سرد به مخزن بالایی وارد می شوند. ظرف بالایی به تعدادی صفحات جداکننده و تعداد زیادی افشانک مجهز می باشد بخار LLPS (۴ bar) از پایین صفحات جدا کننده و آب ورودی از بالای آنها وارد می شوند در اثر تماس قطرات آب با بخار اکسیژن و گاز کربنیک موجود از طریق مسیرهای خروجی از ظرف بالایی خارج و آب گرم شده از طریق لوله های ارتباطی وارد مخزن اصلی پایین می گردد. فشار مخزن هواگیر با بخار LLPS حدود ۴ bar کنترل گردیده، در نتیجه دمای آب خروجی ۱۵۰ °C خواهد بود. مواد شیمیایی هیدرازین و آمین به خروجی مخزن هواگیر جهت حذف اکسیژن احتمالی باقی مانده و تنظیم pH تزریق می گردد.

## 2-24- ایستگاه تقلیل فشار بخار<sup>۱</sup>

بخار مصرفی شرکت شامل ۴ نوع بخار با فشارهای مختلف به شرح زیر می باشد:

الف) بخار<sup>۲</sup> H.P.S - ب) بخار<sup>۳</sup> M.P.S - ج) بخار<sup>۴</sup> L.P.S - د) بخار<sup>۵</sup> L.L.P.S

بخار خروجی از دیگ های بخار، H.P.S با فشار حدود ۴۲-۴۴ bar و درجه حرارت ۳۹۷°C بوده که برای تبدیل این بخار بر انواع دیگر، از ایستگاه تقلیل فشار استفاده می گردد.

<sup>۱</sup> Let Down Station

<sup>۲</sup> High Pressure Steam (H.P.S)

<sup>۳</sup> Medium Pressure Steam (M.P.S)

<sup>۴</sup> Low Pressure Steam (L.P.S)

<sup>۵</sup> Low Low Pressure Steam (L.L.P.S)

## 25-2- شرح سیستم روش جمع آوری آب مقطر

بخار تولیدی در واحد بخار با سه فشار (بخار فشار بالا 40 bar، بخار فشار متوسط bar و 20 بخار فشار پائین 4,5 bar) در واحدهای مصرف کننده توزیع می گردد. قسمت اعظم بخارات مصرفی در واحدها تبدیل به آب مقطر می شود که در این رابطه سه نوع آب مقطر ایجاد می گردد.

### 2-25-1- آب مقطر فشار بالا<sup>۱</sup>

این نوع آب مقطر با فشار حدود 12,4 bar و درجه حرارت حدود 195 °C در مبدل ها و جوشاننده های مصرف کننده بخار فشار متوسط و همچنین از طریق تله بخارهای خطوط بخار فشار بالا و فشار متوسط ایجاد می شود. بخارات بالاسری در کولر هوایی به آب مقطر تبدیل می گردد و در فیلترهای حذف روغن تصفیه شده و سرانجام در تانک ها ذخیره می گردد.

### 2-25-2- آب مقطر گرم فشار پائین<sup>۲</sup>

این نوع آب مقطر با فشار حدود 2,4 bar و درجه حرارت حدود 145 °C در مبدل های مصرف کننده بخار فشار پائین و سیستمهای گرمایشی خطوط مواد نفتی و همچنین از طریق تله بخارهای خطوط فشار پائین ایجاد می گردد و از طریق شبکه جمع آوری آب مقطر وارد ظروف می شود. بخارات بالاسری این ظروف، بخارات فشار خیلی پایین را تشکیل داده که وارد کولرهای هوایی شده و به آب مقطر تبدیل و در تانک ها ذخیره می گردد و آب مقطر این ظروف وارد ظروف آب مقطر سرد تا روغن موجود در آن توسط فیلترها حذف شده و وارد تانک های ذخیره گردد.

### 2-25-3- آب مقطر سرد

این نوع آب مقطر با فشار حدود 5,5 bar و حداکثر درجه حرارت 65 °C در کندانسورهای سطحی<sup>۳</sup> ایجاد شده و پس از تبادل حرارت در مبدل وارد ظروف تصفیه آب

<sup>۱</sup> High Pressure Condens (H.P.C)

<sup>۲</sup> Low Pressure Condens (L.P.C)

<sup>۳</sup> Surface Condenser

مقطر می‌گردد که در آن یونهای احتمالی حاصل از نشستی آب سرد کننده کندانسورهای سطحی حذف و در مخازن ذخیره می‌شود.

#### **L.L.P.S بخار 4-25-2**

این نوع بخار با فشار حدود ۱bar و دمای حداکثر ۱۲۰°C در اثر بخار<sup>۱</sup> شدن آب مقطر گرم در ظروف جمع‌آوری آب مقطر تولید شده که پس از عبور از کولرهای هوایی در ظروف جمع‌آوری می‌گردد. با نصب شیر روی ظروف (LLPS) بالاسری بخارات مبدل به LLPS و پس از عبور از کولر مربوطه بصورت آب مقطر در ظرف ارسال می‌گردد. (۱۶-۱۷)

#### **26-2- مروری بر تحقیقات انجام شده پیرامون بهینه‌سازی انرژی و بازیابی**

##### **کندانس**

سیستم بخار امروزه یک مقوله مهم در هر فرایند بزرگ صنعتی است، ۳۷٪ از سوخت‌های فسیلی که در آمریکا می‌سوزد برای تولید بخار استفاده می‌شود. در واقع سیستم بخار یک مصرف کننده سوخت و تامین کننده اصلی انرژی برای کارخانجات صنعتی می‌باشد. همچنین سیستم‌های بخار مدرن معمولاً برای ترکیب حرارت و تولید برق یا تولید همزمان طراحی شده است. در تحقیق حاضر به بررسی راهکارهایی در جهت بهینه‌سازی مصرف انرژی حرارتی و بازیافت کندانس در سیستم گرمایش مخازن و خطوط انتقال فرآورده و در ادامه کاهش بخارات اتلافی رها شده به اتمسفر در خروجی مبدل حرارتی بخش بازیافت کندانس از طریق افزایش راندمان و توان مبدل حرارتی پرداخته شده است. لذا برای استفاده از تجربه سایر محققان در این زمینه به بررسی مقالات ارائه شده در مجلات و همایشات داخلی و خارجی پیرامون موضوع مورد تحقیق با تمرکز بیشتر بر روی پروژه‌هایی با کاربرد صنعتی پرداخته شده است.

آقای آبادی و همکارانش ادغام بررسی سیستم‌های قدرت بخار کارخانجات و سیستم‌های ابزاری را مورد مطالعه قرار دادند. اندازه‌گیری بخار آب جریان‌های دو فاز در بسیاری از

---

<sup>1</sup> Flash



برنامه‌های کاربردی و فنی و صنعتی از جمله پژوهش ایمنی راکتور هسته‌ای و بهره‌برداری از چاه‌های زمین گرمایی بسیار مهم است. (۱۸)

آقای حاجت زاده و همکاران در مقاله خود با عنوان "بررسی لوله‌های مبدل‌های حرارتی پوسته و لوله و بهینه‌سازی آنها" لوله‌های ماریپچ، پیچشی و ساده را مورد بررسی قرار داده است. در لوله‌های ماریپچ و پیچشی بیشتر مشکلات مربوط به انواع ساده مبدل‌های پوسته و لوله بر طرف شده است. لوله‌های ساده در مبدل‌های حرارتی باعث ایجاد ارتعاشات و کاهش انتقال حرارت، افزایش رسوب‌گیری و خوردگی نسبت به حالت‌های ماریپچ و پیچشی می‌باشد ولی با طراحی لوله‌های ماریپچ و پیچشی بیشتر مشکلات از این نوع لوله‌ها حذف شده و پس از استخراج قوانین حاکم بر انتقال حرارت از مراجع معتبر مزیت به کارگیری لوله‌های پیچشی به خوبی روشن گردیده است. نتایج بدست آمده با نرم افزار fluent 6.3.27 با مطالعات پیشین مقایسه و بهترین و بهینه‌ترین حالت لوله پیشنهاد شده است. (۱۹)

میکلو و همکارانش با استفاده از یک پالایشگاه نفت به بهینه‌سازی عملی و بهره

برداری از آن مطالعات خود را تمرکز یافتند. (۲۰)

آقای مختاریان و همکاران در مقاله خود تحت عنوان "بهینه‌سازی انرژی واحد تصفیه گاز فازهای ۳ و ۲ پارس جنوبی با استفاده از تکنولوژی پینچ"<sup>۱</sup> روشی با هدف بهینه‌سازی مصرف انرژی و تجهیزات گرمایی برای واحد تصفیه گاز واحد ۱۰۱ فازهای ۳ و ۲ پارس جنوبی ارائه نموده است. مسئله تحقیق متمرکز بر روی کولر هوایی (A-101-101) چگالنده برج احیا آمین بوده و هدف کاهش مصرف برق در آن می‌باشد بر اساس اطلاعات فرایندی توان الکتریکی مصرف در این کولر هوایی برابر با ۶,۱ مگاوات می‌باشد که هزینه تامین آن سالانه ۱۲۲۲۲۰ دلار می‌باشد ابتدا واحد تصفیه گاز با استفاده از نرم افزار تجاری HYSYS شبیه‌سازی شده و اطلاعات حرارتی جریانها و مبدل‌های گرمایی بوسیله آن بدست آمد سپس با استفاده از تحلیل انرژی سناریویی جهت تامین نیاز سرمایشی چگالش بدون استفاده از انرژی‌های مستقیم برق تعریف شد. تحلیل انرژی نشان داد که جریان گاز ترش ورودی به واحد تصفیه گاز دارای شرایط

---

<sup>۱</sup> Pinch technology

حرارتی بسیار مطلوبی با دمای پایین بوده و می‌توان از آن بعنوان عامل چگالش بخار بالا سری در برج احیا حلال استفاده نمود. سناریو ارائه شده در نرم افزار HYSYS مشخص می‌کند که در صورت استفاده از روش پیشنهادی می‌توان ۶,۱ مگاوات توان الکتریکی را ذخیره و با بازیافت انرژی، کولر هوایی (A-101-101) را از فرایند حذف نمود که این امر منجر به کاهش قابل توجه هزینه‌های عملیاتی واحد ۱۰۱ خواهد شد. (۲۱)

آقای خواجه میرکی و همکاران در مقاله خود با عنوان "طراحی صحیح خطوط بازیافت کندانس در صنایع شیمیایی" سعی نموده است تا ضمن برشمردن عوامل مؤثر بر طراحی صحیح این خطوط به نحوه لحاظ کردن آنها نیز اشاره شود به طوریکه بازیافت کندانس به میزان بهینه‌ای برسد. اساس این روش‌ها بر استفاده از فرمول‌های موجود جهت سایزینگ، نمودارها و پاره‌ای از تجربیات استوار می‌باشند. عواملی که بر سایز کردن یک خط تأثیرگذار می‌باشند، باعث تغییر در خواص فیزیکی کندانس می‌گردد به طوریکه در شرایطی خاص ممکن است کندانس به سیالی کاملاً مایع، گاز (بخار) یا مخلوطی از هر دوی آنها (دو فازی) تبدیل شود. از همین روی این سیال با دیگر سیالات رایج در این گونه صنایع متفاوت می‌باشد. تعدد این عوامل در سایز کردن خطوط کندانس سبب شده است تا اکثریت قریب به اتفاق طراحان اولیه از دخیل نمودن این عوامل در طراحی خود پرهیز نمایند. به همین دلیل در عمل و پس از راه اندازی این مجموعه‌های صنعتی، نسبت بازیافت کندانس به بخار تولید شده، انحراف قابل توجهی از اعداد طراحی دارند. از مهمترین مستندات موفقیت آمیز بودن این مطالعه می‌توان به طراحی مجدد خطوط بازیافت کندانس و اجرای آن بر اساس داده‌های طراحی جدید در مجتمع پتروشیمی شازند اشاره نمود. به طوریکه پس از بهره‌برداری از این طرح میزان بازیافت کندانس نسبت به مدت مشابه قبل افزایش قابل ملاحظه‌ای پیدا نموده است. (۲۲)

وانگ و همکارانش مخلوط آب و بخار جریان و کیفیت بخار توسط روزنه فشار دیفرانسیلی را اندازه‌گیری کردند. (۲۳)

آقای حاجت‌زاده و همکاران در مقاله خود با عنوان "بهبود عملکرد مبدل پوسته و لوله با استفاده از پره مارپیچ" عملکرد مبدل‌های حرارتی پوسته و لوله با پره‌های مارپیچ را بررسی کرده

است. پره‌های تک برشه<sup>۱</sup> معمولاً در لوله معمولی و تک فازی‌ها برای تغییر جهت جریان سیال استفاده می‌شود اما مبدل‌های حرارتی با پره تک برشه در سمت پوسته دارای کمبودهایی هستند که باعث ایجاد افت فشار می‌شوند. از این رو یک پره مارپیچی سمت پوسته کاستی‌های ناشی از جریان را جبران می‌کند و افت فشار را حذف می‌کند، بنابراین مبدل‌های پره مارپیچی راه بسیار موثری در تبدیل افت فشار به انتقال حرارت می‌باشد که نتایج تجربی با نتایج نرم افزار HTRI مورد بحث قرار گرفته شد. (۲۴)

نیشیو و همکارانش اولین بار نشان دادند روش‌های دستیابی به سیستم بخار بهینه می‌تواند به طور گسترده‌ای با دو روش دستیابی با اهداف حرارتی و تکنیک‌های بهینه‌سازی ریاضی تقسیم شود. روش‌های اکتشافی (دستیابی) با اهداف حرارتی برای ساخت سیستم‌های بخار بهینه مورد مطالعه قرار گرفت. (۲۵)

چو و همکاران طراحی سیستم‌های تاسیسات صنعتی با رویکرد ترمودینامیک را نیز به کار بردند هدف رویکرد آنها این بود که به حداکثر راندمان حرارتی در صنعت دست یابند. با این حال، چنین طرح‌هایی معمولاً نیاز به سرمایه گذاری بالا دارند بنابراین لزوماً جذاب (امکانپذیر) از نقطه نظر مجموع هزینه‌ها نیستند. (۲۶)

آلفونسو و همکاران یک مدل هیدرولیک برای شبکه‌های بخار در میدان زمین گرمایی Los Azufres ارائه داد و مدل با داده‌های عملیاتی مورد تایید واقع گردید. (27)

آلفونسو و همکاران با استفاده از نرم افزار PIPEPHASE، شبکه خطوط بخار در میدان زمین گرمایی Cerro Prieto را شبیه‌سازی کردند. که این میدان می‌تواند بزرگترین میدان زمین گرمایی در مکزیک با ۱۶۲ منبع تولیدی و یک شبکه بزرگ اتصالات در ۱۳ طرح تولید قدرت باشد. نتایج شبیه‌سازی به اپراتورها برای ارتقاء یا اصلاح خطوط لوله‌های مستعمل و یا بازسازی مناسب برخی خطوط و والوها کمک می‌کند. (28)

ژونگ و همکاران مدل محاسبات هیدرولیک را با مطالعه بر روی رژیم جریان بخار، اتلاف حرارت کندانس و چگالش (تراکم) کندانس در خطوط توسعه داد. (29)

---

<sup>۱</sup> Segmental

لی و همکاران مدل استاتیک ساده‌سازی شده با توجه به ویژه‌گیهای جریان بخار در شبکه‌های خطوط لوله را بنا نهاد. (30)

وانگ و همکاران یک مدل جدید ترمو-هیدرولیک برای انتقال بخار در لوله‌های زهکشی توسعه دادند. نتیجه این کار، بهبود مدل و تحقیق در دو مورد (تک لوله و شبکه) به شرح زیر خلاصه می‌شود. (31)

۱- معادله بقای جرم با از دست دادن (اتلاف) جرم در مدت کوتاهی می‌تواند به طور مؤثر اتلاف مداوم را در لوله‌ها شرح دهد. اتلاف از لوله‌ها از طریق تله بخار و با توجه به آن اتلافات، تغییرات در توزیع دانسیته بخار را ایجاد می‌کند. که موجب، تعادل جرم بین بخار و آب، برای جریان بخار در طول لوله گردید.

۲- معادله بقای انرژی با از دست دادن انرژی در ادامه واکنش، در این مقاله می‌تواند تعادل انرژی در طول لوله را به طور جامع شرح دهد. مقدار دقیق جرم و اتلاف حرارت از لوله‌ها می‌تواند به طور مستقیم از روش معادلات پایستگی (بقا) جرم و انرژی بدست آید.

۳- با استفاده از مدل پیشنهادی، نتایج شبیه‌سازی می‌تواند بهبود دهنده سناریوهای انتقال بخار فوق گرم و اشباع باشد. علاوه بر این، مقدار دقیق جرم و اتلاف حرارت در لوله می‌توان در همان زمان به دست آورد. و پارامترهای فشار، چگالی و دمای شبیه‌سازی شده در جریان بخار می‌تواند دقیق‌تر از همیشه باشد.

۴- مقایسه نتایج شبیه‌سازی و داده‌های اندازه‌گیری شده نشان داد، نتایج شبیه‌سازی از مدل پیشنهادی در این مقاله به داده‌های اندازه‌گیری نزدیک‌تر بود. به طور خاص، نتایج شبیه‌سازی نشان داد که درجه حرارت و توزیع چگالی بخار در طول لوله‌ها به طور قابل توجهی تحت تأثیر تخریب زهکشی قرار دارد. در یک مورد، فقط شبیه‌سازی مدل پیشنهادی، انتقال بخار را در یک خط لوله طولانی، اصلاح نمود.

## **فصل سوم**

**طراحی و شبیه‌سازی بخش بازیافت کندانس بخار با نرم افزار**

**Aspen HYSYS V9**

### 1-3- مقدمه

آنچه در این فصل اهمیت دارد شبیه‌سازی پایا در محیط نرم افزار Aspen HYSYS V9.0 می‌باشد. این نرم افزار یکی از نرم افزارهای پرکاربرد، با دقت بالا و خطای کم در شبیه‌سازی فرآیندهای صنعتی است (۳)

### 2-3- شرح شبیه‌سازی

به دلیل وجود بخار زنده در خط کندانس و تشدید حالت دو فازی در کندانس برگشتی به پالایشگاه، از طرفی نیاز به رفع این مشکلات و رسیدن این خطوط به شرایط نرمال، و سپس بررسی فشار و وضعیت سیال دو فازی در خط، فرض را بر این گذاشتیم که بعد از اصلاح شبکه و رسیدن به شرایط نرمال، با توجه به اینکه سیال برگشتی، دو فازی (کندانس به همراه بخار) می‌باشد و برگشت آن در طول مسیر با هم‌رینگ و افزایش فشار خط همراه می‌باشد که منجر به عبور نامناسب آن در لاینها می‌شود، نیاز به فلاش درام باشد. پس با در نظر گرفتن این فرض اقدام به شبیه‌سازی فلاش درام بوسیله نرم‌افزار کردیم.

در این بخش به منظور بازیافت کندانس برگشتی در سیستم گرمایش مخازن و خطوط انتقال فرآورده بطور ویژه در انبار نفت شهر اراک، اقدام به طراحی و شبیه‌سازی واحد بازیابی کندانس نموده و جزییات طراحی فرآیند و تجهیزات توسط نرم افزار قدرتمند Aspen HYSYS V9 شرح داده می‌شود.

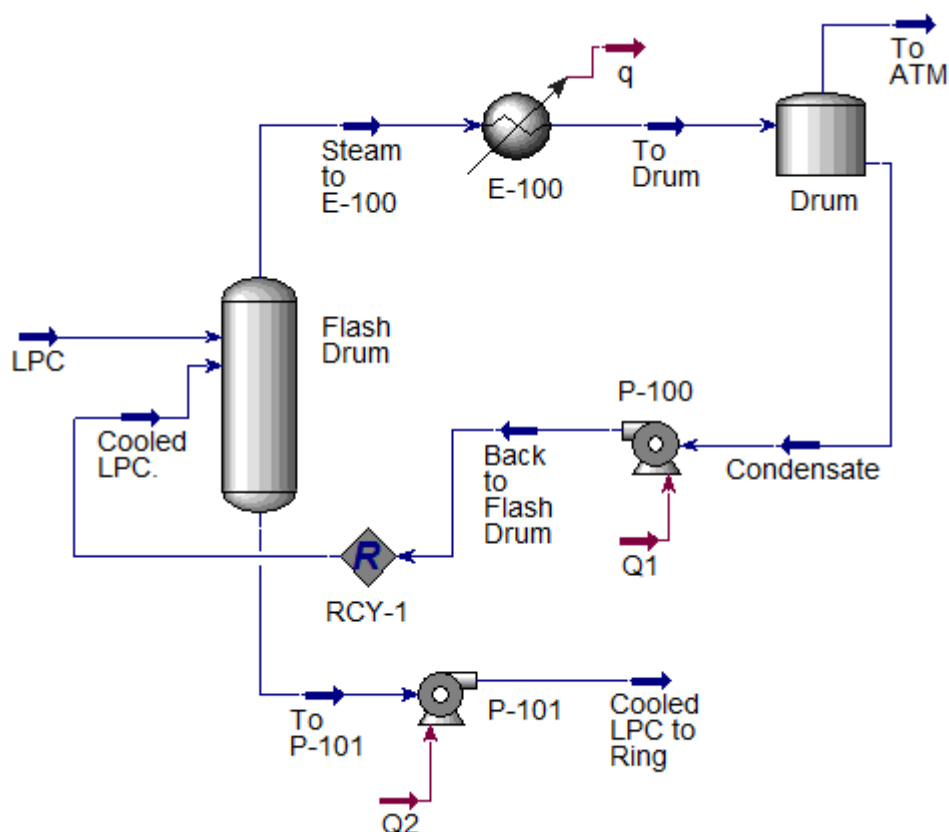
بدین منظور فرآیند شکل ذیل پیشنهاد می‌شود. در این طرح کندانس‌های بخار ایجاد شده که ناشی از عبور بخار فشار پایین<sup>۱</sup> از لوله‌های گرم کننده تجهیزات، مخازن و لوله‌های انتقال فرآورده‌های نفتی است و دمای آن در حدود ۱۴۰ درجه سانتیگراد و فشار ۴۵۰ کیلو پاسکال مطلق می‌باشد، برای ارسال به خط اصلی کندانس فشار پایین<sup>۲</sup> نیاز به کاهش دما تا ۹۵ درجه سانتیگراد دارد. بدلیل دبی بالای کندانس ایجاد شده مقرون به صرفه‌ترین راه به جهت کاهش

---

<sup>۱</sup> LPS

<sup>۲</sup> LPC

دمای کندانس‌ها و استفاده از روش کاهش فشار در فلش درام در فشار اتمسفریک می‌باشد. در این روش بیش از ۹۰ درصد جریان کندانس ورودی به فلش درام بصورت مایع درآمده و دمای آن کاهش یافته و کمتر از ده درصد جریان ورودی باقی مانده، بخار می‌شود که برای کندانس نمودن و سرد کردن آن از مبدل حرارتی استفاده شده و مجدداً به فلش درام برگردانده می‌شود. در نهایت کندانس خنک شده در فلش درام برای ارسال به خط کندانس فشار پایین اصلی، توسط پمپ پمپاژ می‌شود.



شکل ۳-۱- شماتیک کلی فرآیند بازیابی کندانس بخار آب

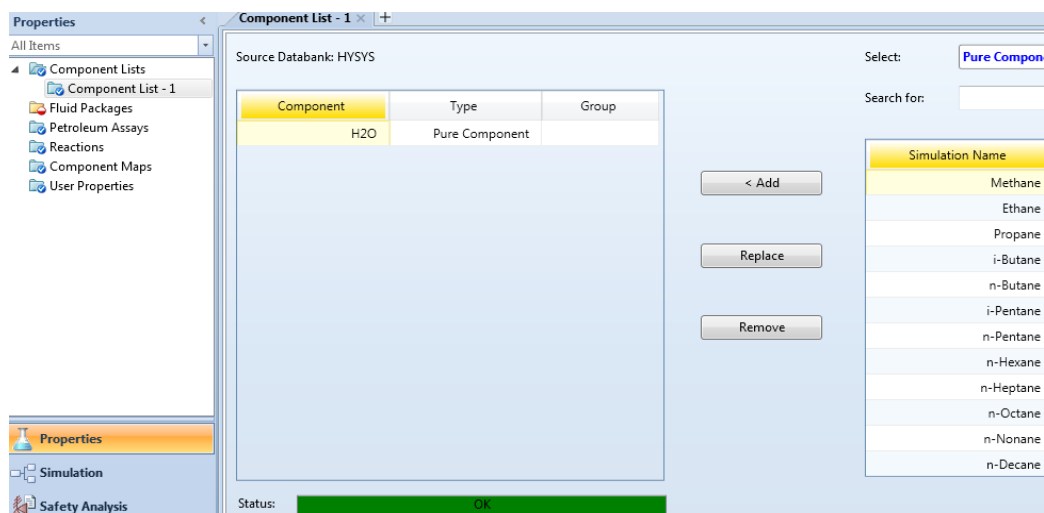
در این فرآیند برای مبدل حرارتی مذکور سه حالت مختلف را می‌توان در نظر گرفت که استفاده از ماده خنک کننده آب<sup>۱</sup>، ماده خنک کننده کندانس سرد<sup>۲</sup> و استفاده از فن هوایی<sup>۳</sup> می‌باشد.

<sup>۱</sup> CWS

<sup>۲</sup> COC

<sup>۳</sup> Air Cooler

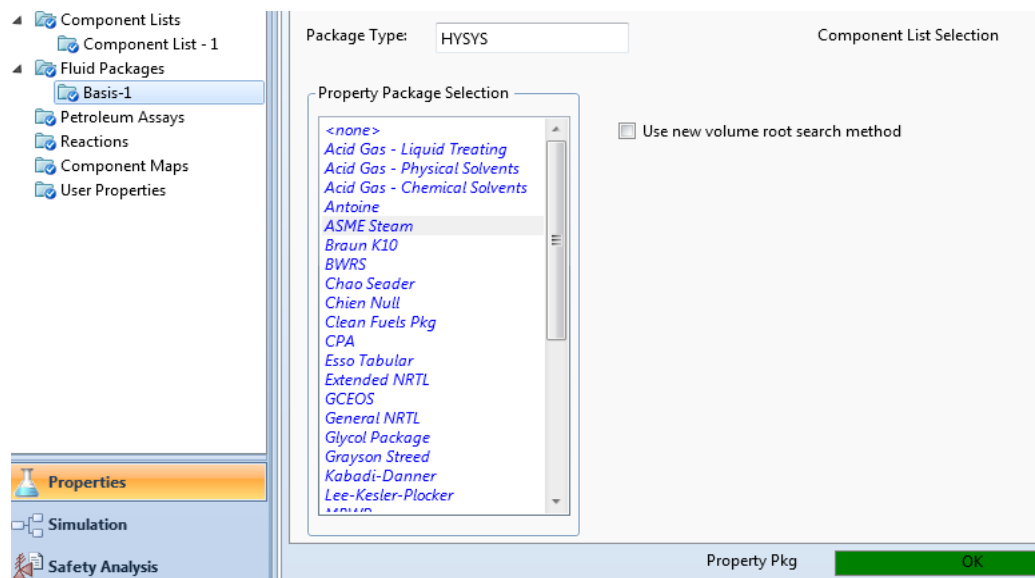
برای شبیه‌سازی واحد ابتدا مشخصات خوراک واحد مانند دما، فشار، دبی و مواد تشکیل دهنده و ترکیب درصد آن‌ها در جریان‌ها مطابق شکل‌های ذیل تعیین می‌شوند (۱۰ و ۱۱).  
 بدین منظور برای شروع کار می‌بایست تمامی مواد شرکت کننده در فرآیند واحد مطابق شکل انتخاب شوند. در اینجا ترکیبات شرکت کننده در شبیه‌سازی فقط  $H_2O$  می‌باشد که با زدن Add به لیست ترکیبات اضافه می‌شود.



شکل ۳-۲- وارد کردن مواد شرکت کننده در فرآیند

برای انجام محاسبات توسط نرم افزار لازم است بعد از انتخاب مواد موجود در فرآیند، بسته ترمودینامیکی متناسب با نوع مواد بکار رفته انتخاب شود. بهترین بسته ترمودینامیکی برای انجام محاسبات جریان شامل آب، ASME Steam می‌باشد که مطابق شکل‌های ذیل انتخاب می‌شود. این بسته ترمودینامیکی شامل معادله حالتی است که آب را بهتر ران می‌کند. (۳۳ و ۳۲).





شکل ۳-۳- انتخاب بسته ترمودینامیکی

سبز شدن نوار پایین صفحه نشان دهنده انتخاب درست بسته ترمودینامیکی مذکور می- باشد.

بسته ترمودینامیکی که انتخاب شد، وارد محیط شبیه‌سازی شده و از صفحه palette تجهیزات مورد نیاز انتخاب، و جریانها تعریف می‌شود. (برای تعریف جریان بعد از انتخاب آن و آوردن در صفحه، دما، فشار و دبی وارد می‌شود).

مشخصات کندانس فشار پایین<sup>۱</sup> مطابق جدول (۳-۱) است (۱۰).

جدول ۳-۱- اطلاعات شرایط عملیاتی جریان ورودی

نام جریان	فشار (kPa)	دما (°C)	نرخ جریان (kg/h)
LPC	450	140	35000

مشخصات خوراک واحد مانند دما، فشار، دبی و ترکیب درصد مواد تشکیل دهنده مطابق شکل وارد می‌شوند.

<sup>۱</sup> LPC

Worksheet Attachments Dynamics		
<b>Worksheet</b> Conditions Properties Composition Oil & Gas Feed Petroleum Assay K Value User Variables Notes Cost Parameters Normalized Yields	Stream Name	LPC
	Vapour / Phase Fraction	0.0000
	Temperature [C]	140.0
	Pressure [kPa]	450.0
	Molar Flow [kgmole/h]	1943
	Mass Flow [kg/h]	3.500e+004
	Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	35.07
	Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	-2.763e+005
	Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	31.33
	Heat Flow [kJ/h]	-5.368e+008
	Liq Vol Flow @Std Cond [m3/h]	35.04
	Fluid Package	Basis-1
	Utility Type	

OK

شکل ۳-۴- وارد کردن دما، فشار و دبی جریان خوراک

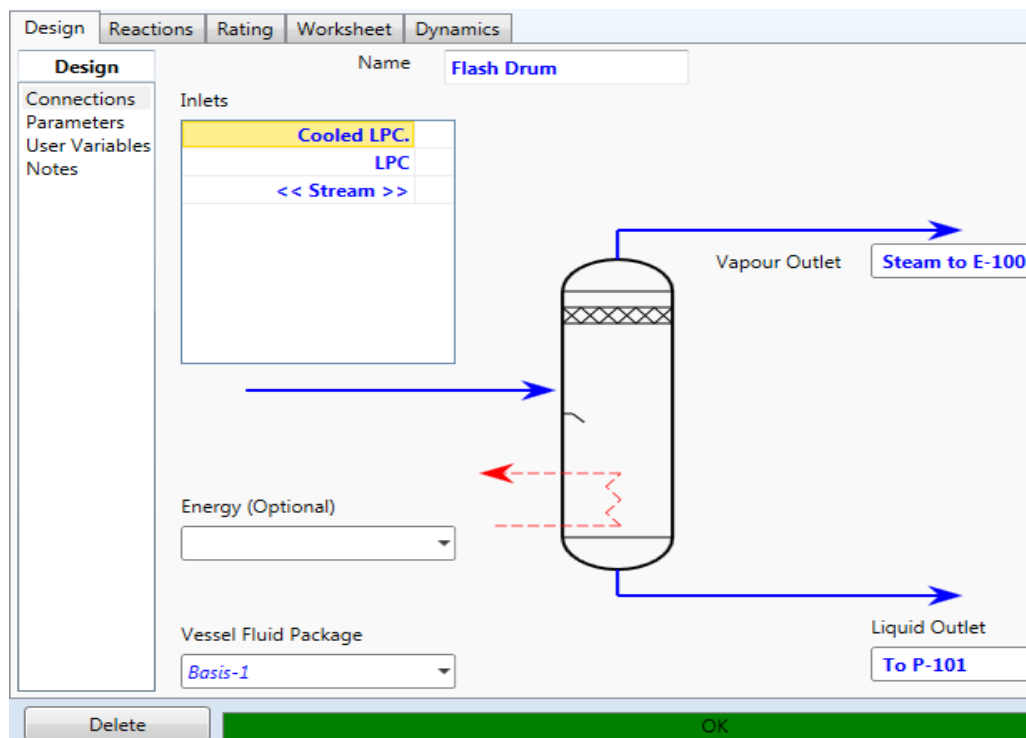
چون ترکیبات مورد استفاده فقط آب می باشد پس کسر مولی آن یک است.

Worksheet					
Conditions Properties Composition Oil & Gas Feed Petroleum Assay K Value User Variables Notes Cost Parameters Normalized Yields	<table border="1"> <thead> <tr> <th colspan="2">Mole Fractions</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>H2O</td> <td>1.0000</td> </tr> </tbody> </table>	Mole Fractions		H2O	1.0000
	Mole Fractions				
	H2O	1.0000			
	Total	1.00000			
	Edit...	View Properties...			
	Basis...				

OK

شکل ۳-۵- وارد کردن مقادیر ترکیب درصد مولی جریان خوراک

کلیه جریان های ورودی و خروجی به جدا کننده دو فازى فلش درام مطابق شکل تعیین می شوند.



شکل ۳-۶- مشخص کردن جریانهای ورودی و خروجی

مشخصات جریانهای بخار و کندانس ایجاد شده به صورت شکل های ذیل می باشد.

Worksheet Attachments Dynamics		
Worksheet	Stream Name	Steam to E-100
Conditions	Vapour / Phase Fraction	1.0000
Properties	Temperature [C]	95.15
Composition	Pressure [kPa]	85.00
Oil & Gas Feed	Molar Flow [kgmole/h]	162.4
Petroleum Assay	Mass Flow [kg/h]	2926
K Value	Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	2.932
User Variables	Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	-2.388e+005
Notes	Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	133.6
Cost Parameters	Heat Flow [kJ/h]	-3.879e+007
Normalized Yields	Liq Vol Flow @Std Cond [m3/h]	2.929
	Fluid Package	Basis-1
	Utility Type	

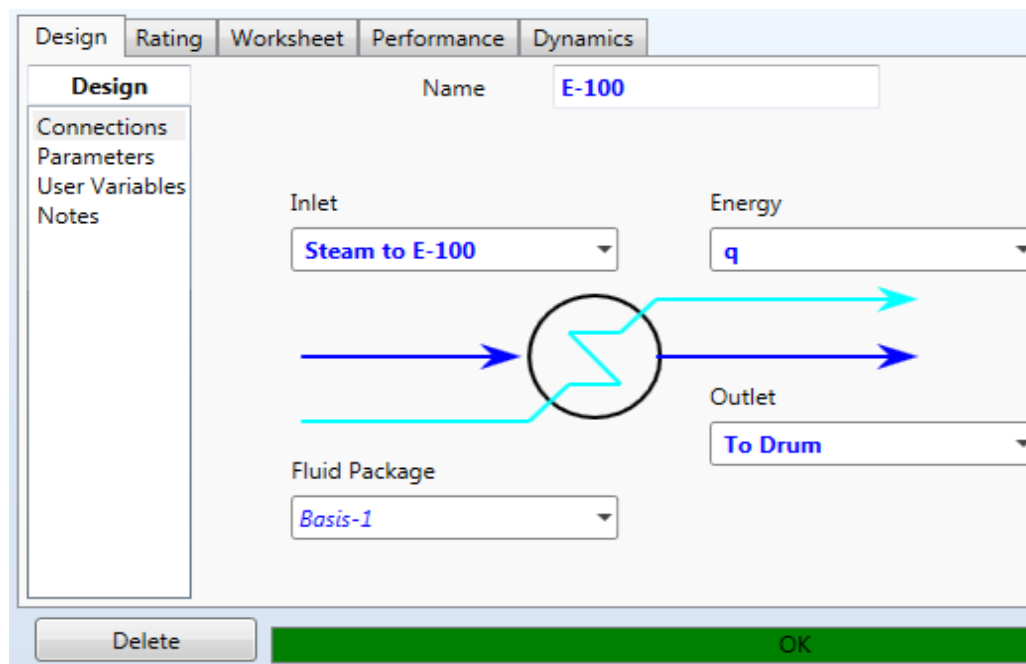
شکل ۳-۷- مشخصات جریان بخار ایجاد شده

Worksheet	Stream Name	To P-101
Conditions	Vapour / Phase Fraction	0.0000
Properties	Temperature [C]	95.15
Composition	Pressure [kPa]	85.00
Oil & Gas Feed	Molar Flow [kgmole/h]	1943
Petroleum Assay	Mass Flow [kg/h]	3.501e+004
K Value	Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	35.08
User Variables	Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	-2.797e+005
Notes	Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	22.56
Cost Parameters	Heat Flow [kJ/h]	-5.436e+008
Normalized Yields	Liq Vol Flow @Std Cond [m3/h]	35.05
	Fluid Package	Basis-1
	Utility Type	
OK		

شکل ۳-۸- مشخصات جریان کندانس ایجاد شده

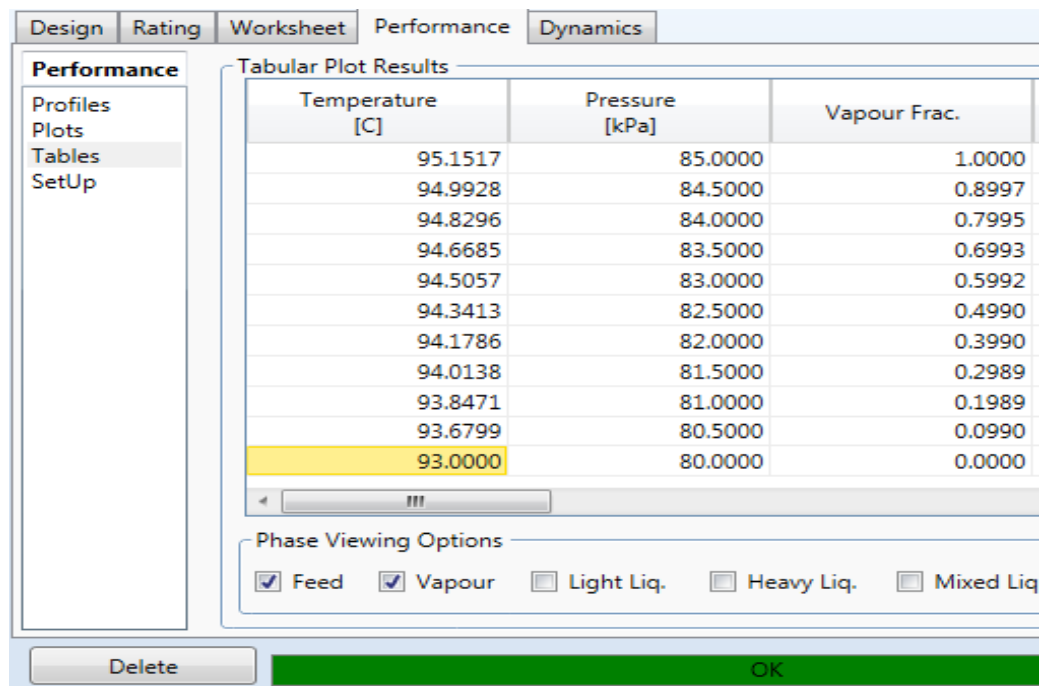
از مقایسه و تعیین نسبت دبی مولی در جریان بخار ایجاد شده به دبی مولی در جریان کندانس ایجاد شده و یا مقایسه و تعیین نسبت دبی جرمی در هر دو جریان مذکور نتیجه‌ای که به دست می‌آید نشان می‌دهد که کمتر از ۱۰٪ (۸,۳۵٪) از جریان خوراک ورودی به بخار تبدیل گردید.

به منظور کندانس نمودن و برگرداندن بخارات حاصله در فلش درام از مبدل خنک کننده استفاده شده است که مطابق شکل جریان‌های ورودی و خروجی آن مشخص شده است. سؤالی که در اینجا پیش می‌آید این است که توان حرارتی مورد نیاز برای مبدل مذکور برای کندانس نمودن تمام این استیم و برگرداندن آن به سیستم چه مقدار می‌باشد. برای پاسخ به این سؤال ابتدا باید مشخص شود که دمای بخار ورودی به مبدل چه میزان باید کاهش پیدا کند تا در خروجی مبدل کل بخارات کندانس گردد.

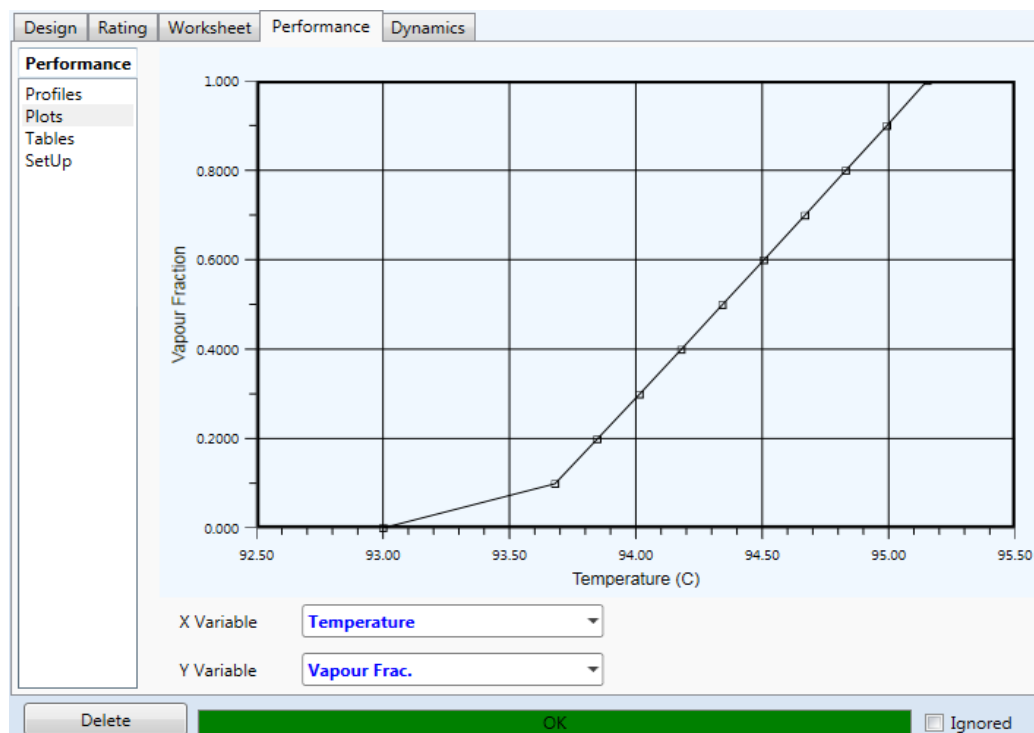


شکل ۳-۹- مشخص کردن جریانهای ورودی و خروجی

برای تعیین دمای خروجی مبدل حرارتی می توان از برگه Performance و بخش Tables استفاده، و جدول دمایی را مشاهده کرد، همچنین می توان از برگه Performance در بخش Plots منحنی های عملکرد مبدل حرارتی را مشاهده نمود. همانطور که در شکل مشخص است با کاهش دما از ۹۵٫۱۵ درجه سانتیگراد (دمای بخارات ورودی به مبدل) تا ۹۳ درجه سانتیگراد جزء بخار به صفر رسیده و تمامی جریان بخار ورودی به مبدل کندانس می شود. بنابراین بیشترین دمایی که تمامی بخارات ورودی به مبدل را تبدیل به کندانس می کند، دمای ۹۳ درجه سانتیگراد می باشد.



شکل ۳-۱۰- کندانس شدن بخار در دمای ۹۳ درجه سانتیگراد



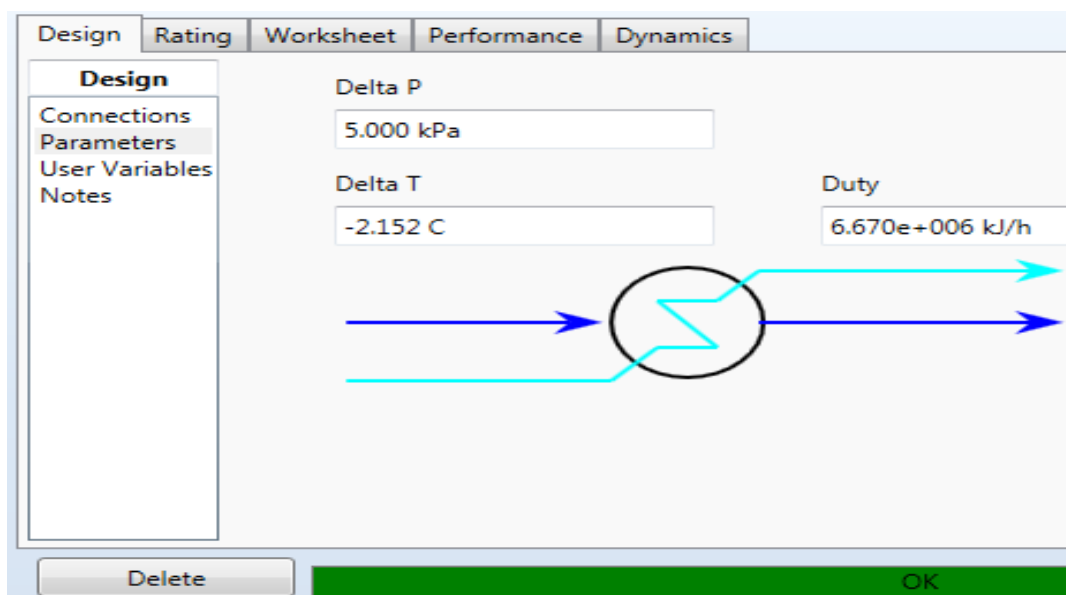
شکل ۳-۱۱- نمودار جزء بخار بر حسب دما

مشخصات جریانهای ورودی و خروجی به مبدل در شکل ذیل نشان داده شده است.

Design	Rating	Worksheet	Performance	Dynamics
<b>Worksheet</b>				
Conditions	Name		Steam to E-100	To Drum
Properties	Vapour		1.0000	0.0000
Composition	Temperature [C]		95.15	93.00
PF Specs	Pressure [kPa]		85.00	80.00
	Molar Flow [kgmole/h]		162.4	162.4
	Mass Flow [kg/h]		2926	2926
	Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]		2.932	2.932
	Molar Enthalpy [kJ/kgmole]		-2.388e+005	-2.799e+005
	Molar Entropy [kJ/kgmole-C]		133.6	22.11
	Heat Flow [kJ/h]		-3.879e+007	-4.546e+007

شکل ۳-۱۲- مشخصات جریانهای ورودی و خروجی به مبدل

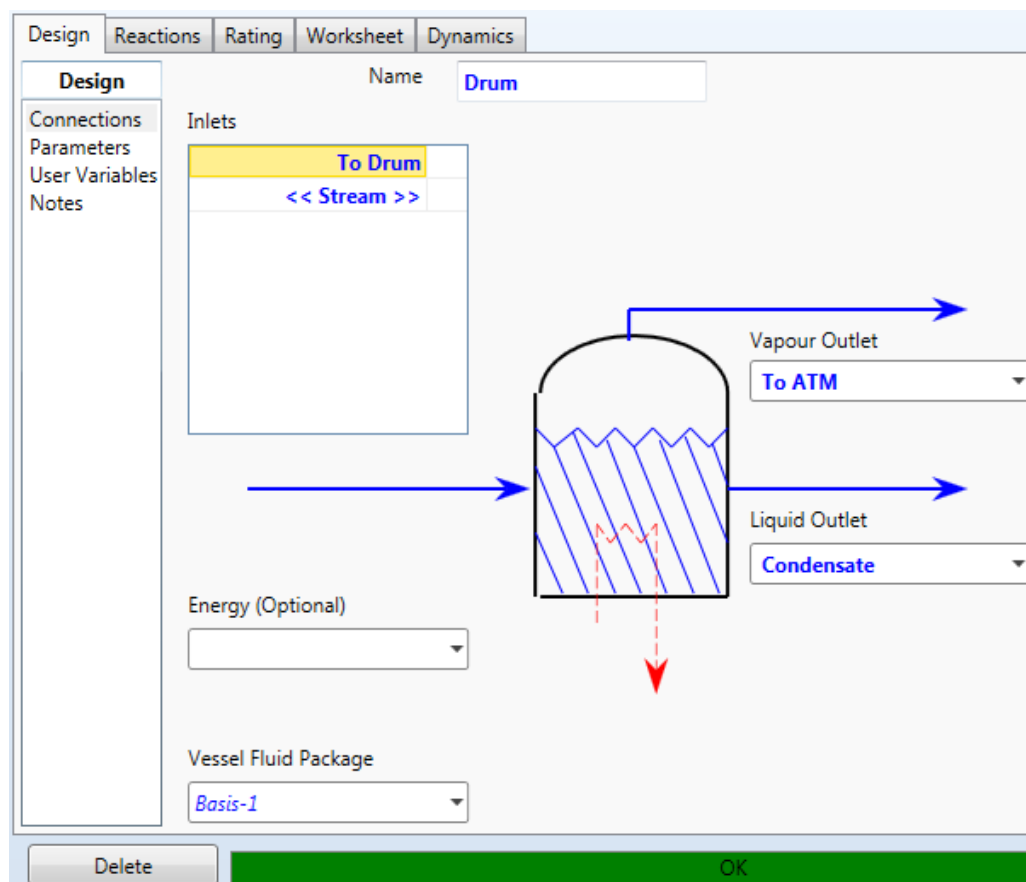
وقتی دمای خروجی مبدل به ۹۳ درجه سانتیگراد برسد مبدل ران شده و از برگه Design در بخش Parameters توان حرارتی مبدل مشخص می‌شود. حالا سؤالی که در اینجا مطرح می‌شود این است که مبدل خنک کننده‌ای که توان حرارتی آن  $6.67 \times 10^6$  kJ/h می‌باشد توسط چه چیزی باید خنک شود. در ادامه سناریوهای مختلفی برای پاسخ به این سوال مورد بررسی قرار می‌گیرند.



شکل ۳-۱۳- مشخص شدن توان حرارتی مبدل

پس از اینکه خروجی مبدل کاملاً کندانس شد، بعد از مبدل حرارتی ظرفی برای تجمع کندانس قرار داده شده است، این ظرف به منظور ایجاد فشار اتمسفریک، در قسمت بالای آن به فضای جو ارتباط دارد. این طراحی باعث می‌شود که فشار سیستم (سه تا تجهیز فلاش درام، مبدل و تانک ذخیره کندانس) نزدیک به فشار اتمسفر حفظ شود و این اطمینان را حاصل می‌کند که ماده خروجی از انتهای ظرف به سمت پمپ کاملاً مایع می‌باشد.

مطابق شکل کلیه جریانهای ورودی و خروجی ظرف تجمع کندانس مشخص شده است.



شکل ۳-۱۴- مشخص کردن جریانهای ورودی و خروجی ظرف تجمع کندانس

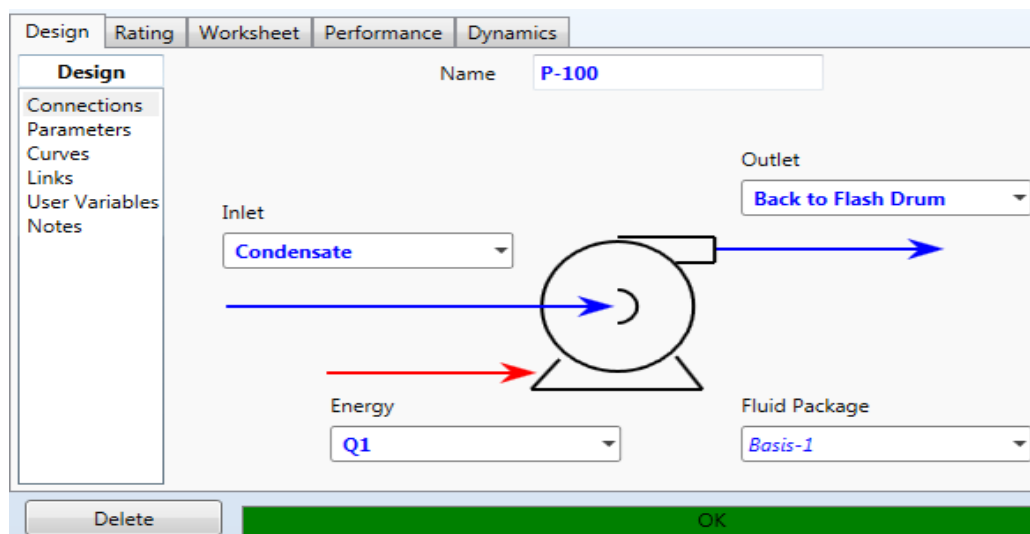
مشخصات جریانهای ورودی و خروجی ظرف تجمع کندانس در شکل نشان داده شده است.



Design	Reactions	Rating	Worksheet	Dynamics
<b>Worksheet</b>				
Conditions	Name	To Drum	Condensate	To ATM
Properties	Vapour	0.0000	0.0000	1.0000
Composition	Temperature [C]	93.00	93.00	93.00
PF Specs	Pressure [kPa]	80.00	80.00	80.00
	Molar Flow [kgmole/h]	162.4	162.4	0.0000
	Mass Flow [kg/h]	2926	2926	0.0000
	Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	2.932	2.932	0.0000
	Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	-2.799e+005	-2.799e+005	-2.389e+005
	Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	22.11	22.11	133.9
	Heat Flow [kJ/h]	-4.546e+007	-4.546e+007	0.0000

شکل ۳-۱۵- مشخصات جریانهای ورودی و خروجی ظرف تجمع کندانس

به منظور پمپاژ کندانس ایجاد شده با شرایط دمایی ۹۳ درجه سانتیگراد و فشار ۸۰ kpa به فلش درام از پمپ استفاده شده است که جریانهای ورودی و خروجی مطابق شکل مشخص شده است.



شکل ۳-۱۶- مشخص کردن جریانهای ورودی و خروجی به پمپ

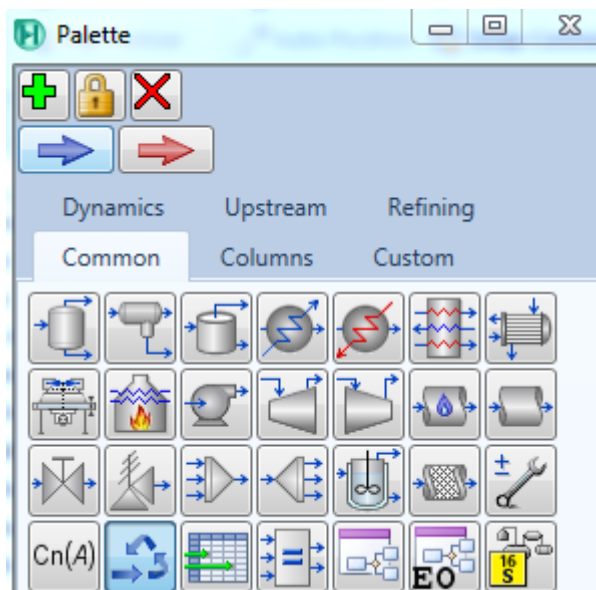
مشخصات جریانهای ورودی و خروجی پمپ در شکل نشان داده شده است. با توجه به اینکه فشار فلاش درام ۸۵ kpa است و فشار درام ۸۰ kpa است کفایت این پمپ (P-100) بتواند این کندانس را با فشار کمی بیشتر از ۵ kpa پمپاژ کند، پس به خاطر آنکه افزایش فشار جریان خروجی از پمپ باعث افزایش فشار ظرف فلش درام نشود (افزایش فشار فلش درام

باعث افزایش دمای آن خواهد شد)، برای این پمپ، افزایش فشار جزئی ۱۰ کیلوپاسکالی طراحی شده است و فشار جریان را تا ۹۰ کیلو پاسکال افزایش می دهد.

Worksheet	Name	Condensate	Back to Flash Dri
Conditions	Vapour	0.0000	0.0000
Properties	Temperature [C]	93.00	93.00
Composition	Pressure [kPa]	80.00	90.00
PF Specs	Molar Flow [kgmole/h]	162.4	162.4
	Mass Flow [kg/h]	2926	2926
	Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	2.932	2.932
	Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	-2.799e+005	-2.799e+005
	Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	22.11	22.11
	Heat Flow [kJ/h]	-4.546e+007	-4.546e+007

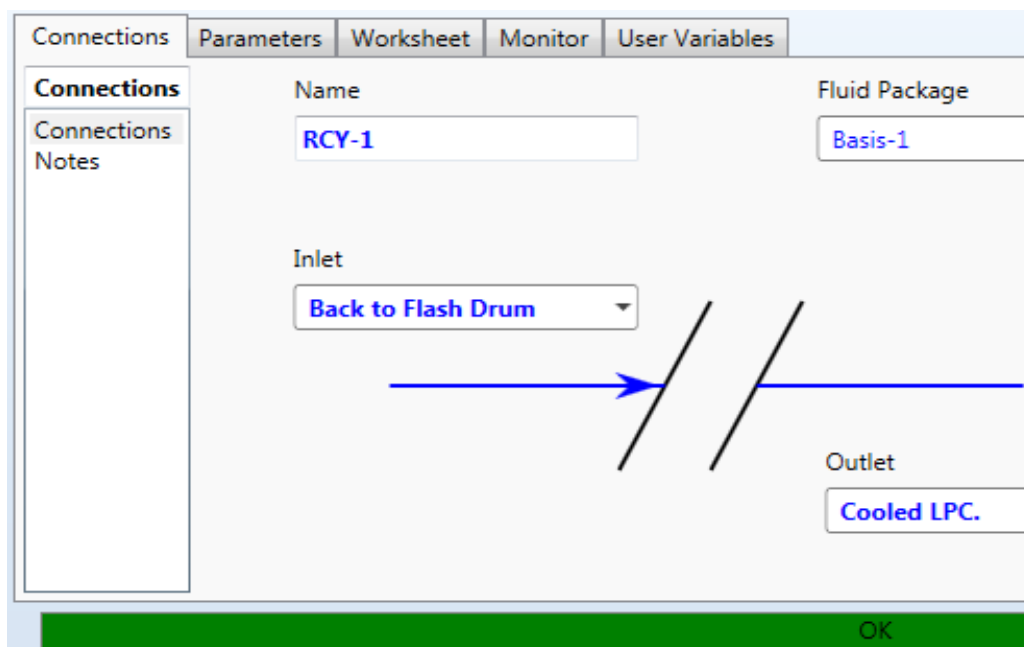
شکل ۳-۱۷- مشخصات جریانهای ورودی و خروجی پمپ

برای برگشت جریان کندانس ایجاد شده بعد از مبدل حرارتی به فلش درام در HYSYS از گزینه Recycle استفاده می شود. جریان برگشتی به جریانی اطلاق می گردد که از پایین دست فرایند به بالا دست انتقال پیدا می کند. جریانهای برگشتی مواد (که جریان مواد پایین دست با مواد بالادست مخلوط می شوند) برای حل شدن نیاز به واحد Recycle دارند. بدین منظور با زدن دکمه F4 از صفحه Palette مطابق شکل آیتم مذکور انتخاب می شود. استفاده از این گزینه به منظور ارتباط دادن جریان فرض شده اولیه و جریان واقعی (محاسبه شده) ثانویه می باشد.



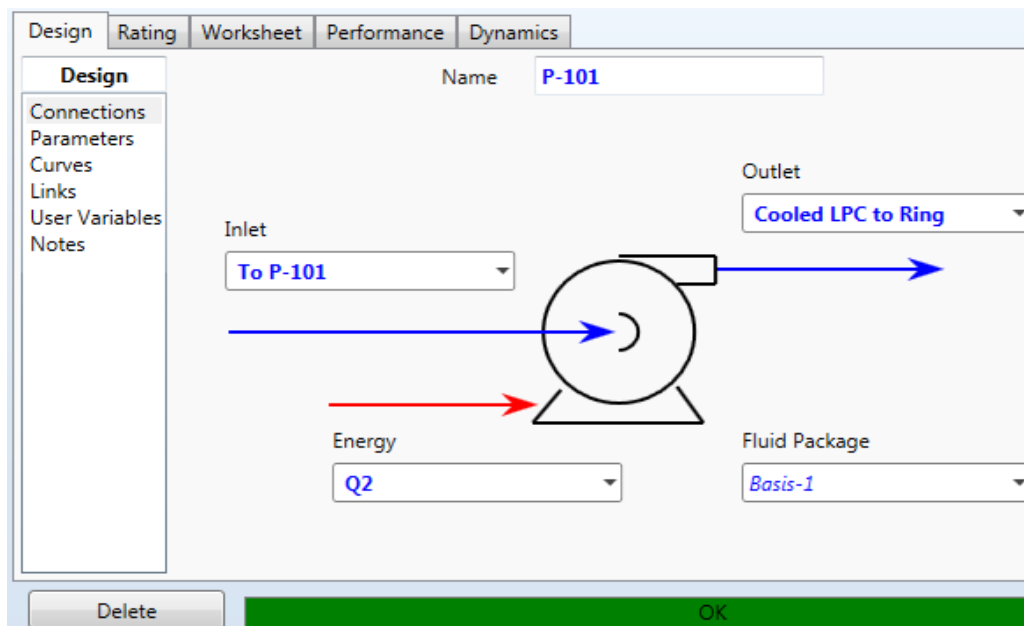
شکل ۳-۱۸- انتخاب گزینه Recycle از صفحه Palette

مطابق شکل جریانهای ورودی و خروجی به Recycle مشخص می‌شود. جریان ورودی جریان محاسبه شده یا جریان Calculated است. این جریان اغلب جریان محصول یک واحد پایین دست می‌باشد. جریان خروجی، جریان Assumed است که اغلب جریان خوراک یک واحد می‌باشد.



شکل ۳-۱۹- مشخص کردن جریانهای ورودی و خروجی به Recycle

در پایان برای افزایش فشار و ارسال کلیه مواد مایع حاصله در فلش درام به خط اصلی کندانس از پمپ استفاده می‌شود. مطابق شکل جریان‌های ورودی و خروجی به پمپ مشخص شده است. از آنجاییکه Lpc رینگ فشار 800 kpa و دمای  $95^{\circ}\text{C}$  دارد و کندانس خروجی از فلاش درام فشار ۸۵ kpa دمای  $95^{\circ}\text{C}$  دارد پمپی باید گذاشته شود که توان حرارتی آن را هائیسس محاسبه می‌کند.



شکل ۳-۲۰- مشخص کردن جریانهای ورودی و خروجی به پمپ

Design	Rating	Worksheet	Performance	Dynamics
<b>Worksheet</b>				
Conditions	Name		To P-101	Cooled LPC to Ri
Properties	Vapour	0.0000	0.0000	
Composition	Temperature [C]	95.15	95.26	
PF Specs	Pressure [kPa]	85.00	800.0	
	Molar Flow [kgmole/h]	1943	1943	
	Mass Flow [kg/h]	3.500e+004	3.500e+004	
	Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	35.07	35.07	
	Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	-2.797e+005	-2.797e+005	
	Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	22.56	22.57	
	Heat Flow [kJ/h]	-5.434e+008	-5.434e+008	

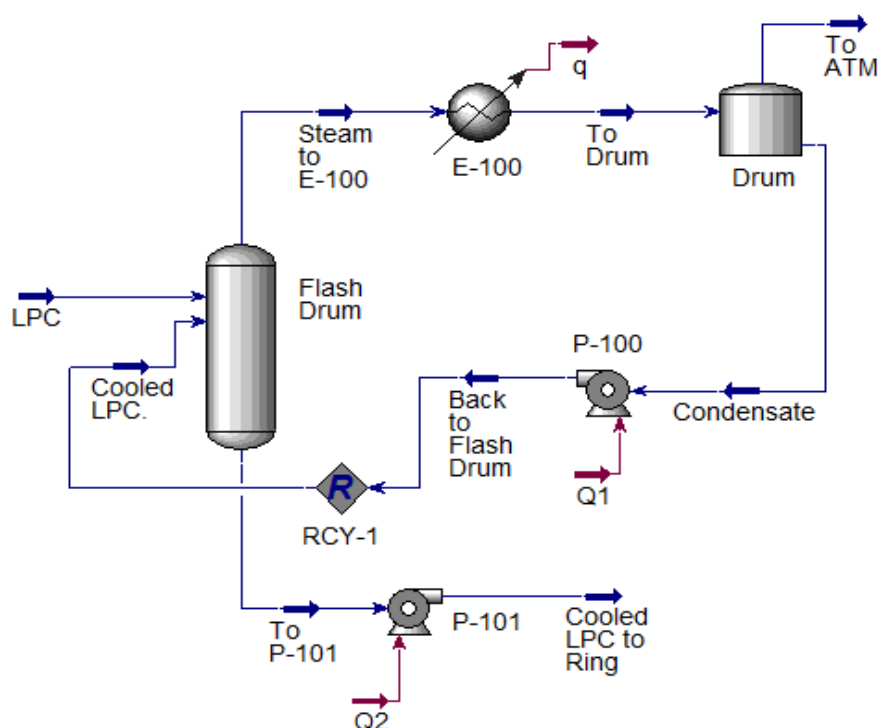
شکل ۳-۲۱- مشخصات جریان خروجی از پمپ

## **فصل چهارم**

### **نتایج شبیه‌سازی و محاسبات اقتصادی**

## 1-4- نتایج شبیه‌سازی

پس از انجام مراحل طراحی و شبیه‌سازی طرح پیشنهادی که در شکل ذیل نشان داده شده است نتایج حاصل از شبیه‌سازی مورد بررسی قرار می‌گیرد. آنچه در این فصل مورد بحث قرار خواهد گرفت تعیین اندازه تجهیزات<sup>۱</sup>، توان مصرفی پمپ‌ها، مقدار جریان خنک کننده مورد نیاز در مبدل حرارتی از مواد مختلف (CWS<sup>۲</sup> و COC<sup>۳</sup>) و در نهایت ارزیابی اقتصادی طرح و انتخاب بهترین حالت از بین موارد مختلف می‌باشد.



شکل ۴-۱- شماتیک کلی فرآیند بازیابی کندانس بخار آب

<sup>۱</sup> Sizing

<sup>۲</sup> Cooling Water Supply

<sup>۳</sup> Cold Condensate

## 2-4- طراحی ظروف

مطابق شکل با استفاده از برگه Rating و بخش Sizing و گزینه Quick Size در نرم افزار Aspen HYSYS می توان اندازه تجهیزات مانند ارتفاع و قطر ظروف (فلاش درام و ظرف تجمع کندانس) را بدست آورد. برای هر دو ظرف حالت عمودی انتخاب می شود.

Geometry	
Orientation:	<input checked="" type="radio"/> Vertical <input type="radio"/> Horizontal
<input checked="" type="radio"/> Flat Cylinder	
<input type="radio"/> Sphere	
<input type="radio"/> Ellipsoidal Head	
<input type="radio"/> Hemispherical Head	
Volume [m3]	7.093
Diameter [m]	1.372
Height [m]	4.801
Head height [m]	<empty>

☐ This separator has a boot

Buttons: Quick Size, Weir..., Enable Weir, Delete, OK

شکل ۴-۲- محاسبه اندازه ارتفاع و قطر ظرف فلش توسط نرم افزار

Geometry	
Orientation:	<input checked="" type="radio"/> Vertical <input type="radio"/> Horizontal
<input checked="" type="radio"/> Flat Cylinder	
<input type="radio"/> Sphere	
<input type="radio"/> Ellipsoidal Head	
<input type="radio"/> Hemispherical Head	
Volume [m3]	2.145
Diameter [m]	1.500
Height [m]	1.214
Head height [m]	<empty>

☐ This separator has a boot

Buttons: Quick Size, Weir..., Enable Weir, Delete, OK

شکل ۴-۳- محاسبه اندازه ارتفاع و قطر ظرف تجمع کندانس توسط نرم افزار

خلاصه محاسبات نرم افزار بصورت جدول ۴-۱ نشان داده شده است.

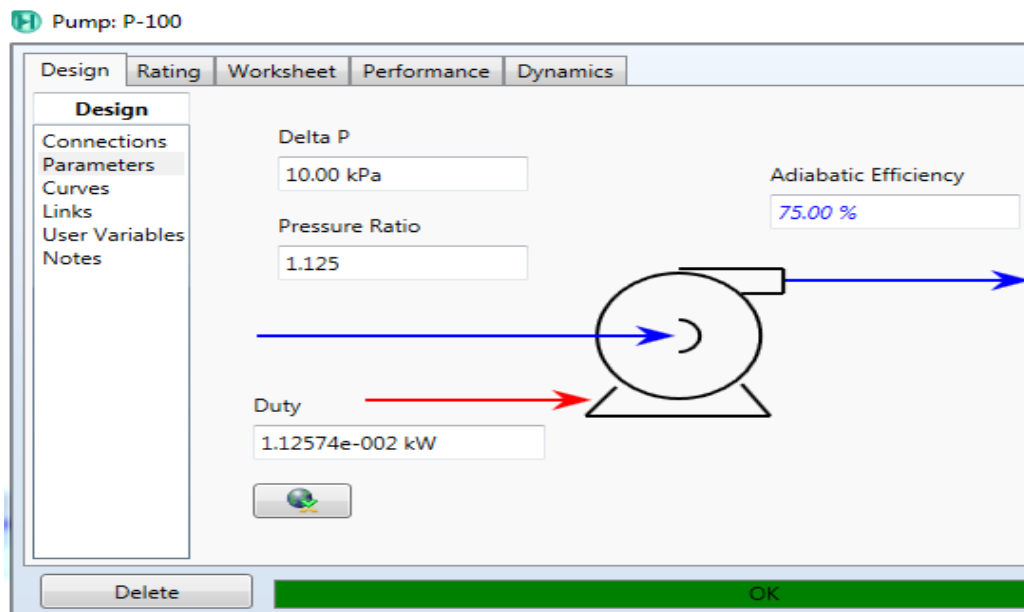
جدول ۴-۱- مشخصات sizing مربوط به ظروف

نام ظرف	حجم (m <sup>3</sup> )	قطر (m)	ارتفاع (m)
Flash Drum	۷,۰۹	۱,۳۷	۴,۸
Drum	۲,۱۴	۱,۵	۱,۲

### 3-4- طراحی پمپ‌ها

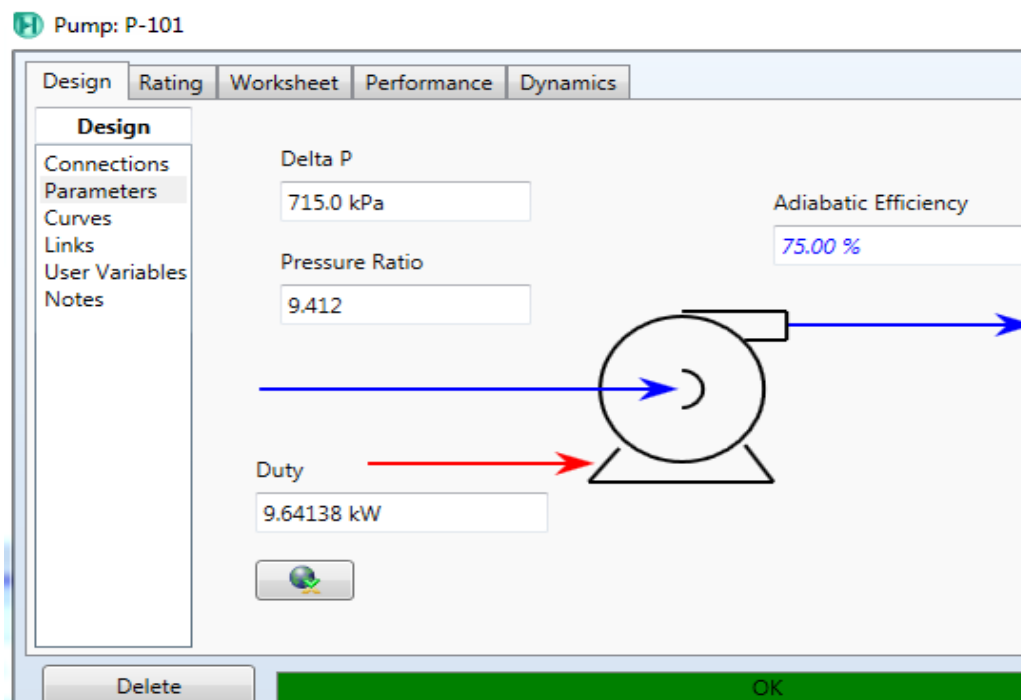
مطابق شکل با استفاده از برگه Design و بخش Parameters در نرم افزار Aspen

HYSYS می‌توان توان مصرفی پمپ‌ها را بدست آورد.



شکل ۴-۴- محاسبه توان مصرفی پمپ P-100 توسط نرم افزار





شکل ۴-۵- محاسبه توان مصرفی پمپ P-101 توسط نرم افزار

توان پمپ‌های استفاده شده به صورت جدول زیر خلاصه شده است:

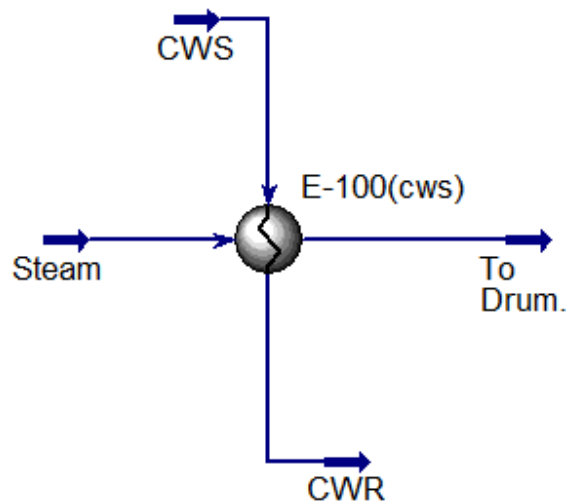
جدول ۴-۲- نتایج توان بدست آمده در طراحی پمپ ها

نام پمپ	توان (kW)
P-100	۰,۰۱۱۲
P-101	۹,۶۴

#### 4-4- طراحی مبدل حرارتی

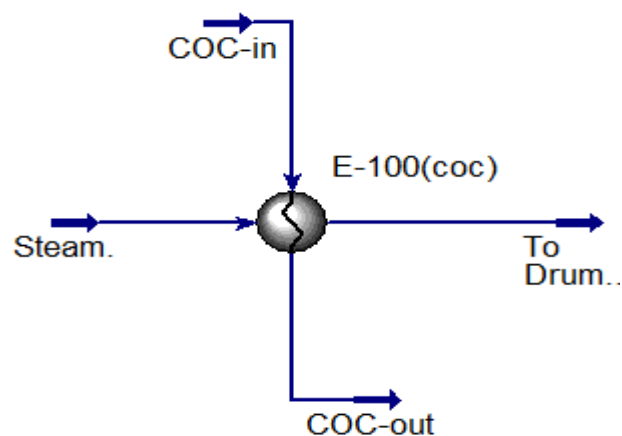
در این قسمت حالات مختلف (سه حالت) طراحی مبدل حرارتی مورد بحث قرار می گیرد. دماهای ورودی و خروجی سه حالت مذکور از اسناد موجود در پالایشگاه امام خمینی بصورت مستند و در دسترس می باشد. با توجه به داده های ورودی و محاسبات هایسیس، توان حرارتی مبدل قبلا بصورت  $6,67 \times 10^6$  kJ/h بدست آمد. یعنی این مقدار گرما را مبدل باید از جریان بخار بگیرد تا خروجی مبدل کاملا مایع باشد، سؤالی که در اینجا مطرح می شود این است که در حالات مختلف، دبی مورد نیاز چه میزان باید باشد تا خروجی مبدل کاملا کندانس شود. در ادامه

هایسیس این حالات را مورد تجزیه و تحلیل قرار می‌دهد و بهترین گزینه را انتخاب می‌نماید. حالت اول هنگامی است که از آب خنک کننده<sup>۱</sup> با دمای ورودی ۲۸ درجه سانتیگراد و دمای خروجی ۴۵ درجه سانتیگراد استفاده شود.



شکل ۴-۶- استفاده از آب خنک کننده در مبدل حرارتی

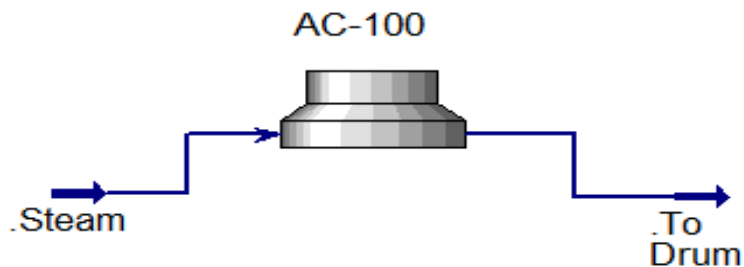
حالت دوم هنگامی است که از کندانس سرد با دمای ورودی ۵۵ درجه سانتیگراد و دمای خروجی ۹۰ درجه سانتیگراد استفاده شود.



شکل ۴-۷- استفاده از کندانس سرد در مبدل حرارتی

<sup>۱</sup> Cooling Water (Supply & Return)

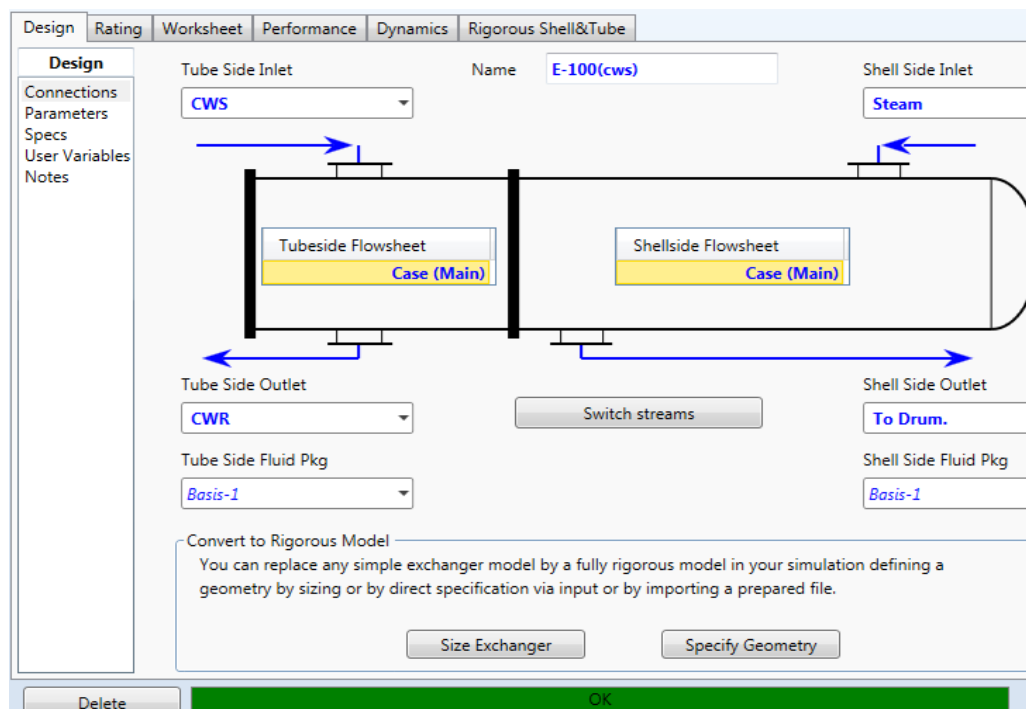
حالت سوم هنگامی است که از کولر هوایی با دمای هوای ورودی ۲۵ درجه سانتیگراد استفاده شود.



شکل ۴-۸- استفاده از فن هوایی به عنوان مبدل خنک کننده

#### 1-4-4- طراحی مبدل حرارتی با آب خنک کننده

در این طراحی دمای آب خنک کننده با دمای ۲۸ درجه سانتیگراد وارد تیوب مبدل شده و با دمای ۴۵ درجه سانتیگراد خارج می‌شود. در طی این تبادل حرارت بخار آبی که درون پوسته مبدل وارد شده است دمای آن از ۹۵ به ۹۳ درجه کاهش یافته و بطور کامل کندانس می‌شود. همانطور که در شکل مشخص شده است ۹۳۹۶۰ کیلوگرم بر ساعت آب خنک کننده برای کندانس کردن کامل بخار ورودی لازم است.



شکل ۴-۹- وارد کردن آب خنک کننده در تیوب مبدل حرارتی

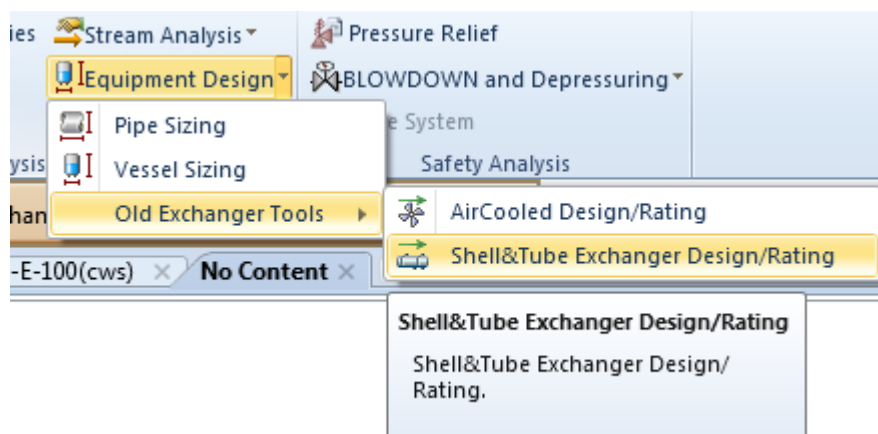
Design	Rating	Worksheet	Performance	Dynamics	Rigorous Shell&Tube
Worksheet Conditions Properties Composition PF Specs	Name	CWS	CWR	Steam	To Drum
	Vapour	0.0000	0.0000	1.0000	0.0000
	Temperature [C]	28.00	45.00	95.15	93.00
	Pressure [kPa]	550.0	500.0	85.00	80.00
	Molar Flow [kgmole/h]	5216	5216	162.4	162.4
	Mass Flow [kg/h]	9.396e+004	9.396e+004	2926	2926
	Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	94.15	94.15	2.932	2.932
	Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	-2.848e+005	-2.835e+005	-2.388e+005	-2.799e+005
	Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	7.365	11.50	133.6	22.11
	Heat Flow [kJ/h]	-1.485e+009	-1.479e+009	-3.879e+007	-4.546e+007

Delete

OK

شکل ۴-۱۰- مشخصات عملیاتی جریانهای ورودی و خروجی مبدل

برای بدست آوردن دیتا شیت مبدل حرارتی با استفاده از نرم افزار Aspen HYSYS از قسمت Equipment Design و سپس Exchanger Design/Rating اقدام می شود.



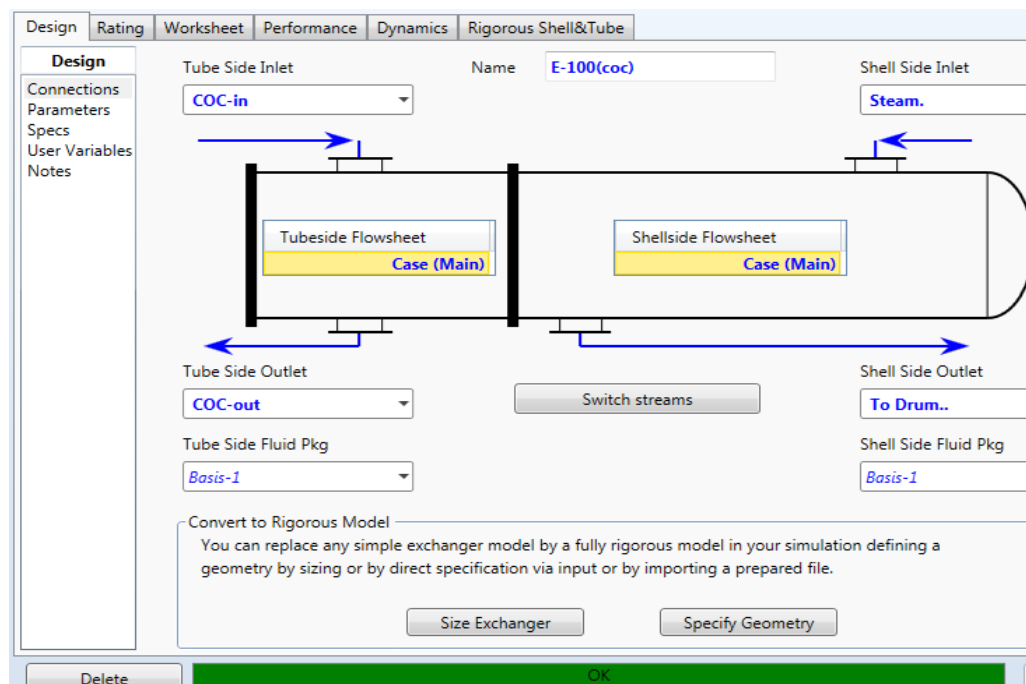
شکل ۴-۱۱- طراحی مبدل تیوب و پوسته با آب خنک کننده توسط نرم افزار HYSYS

Heat Exchanger Specification Sheet											
1	Company:										
2	Location:										
3	Service of Unit: Our Reference:										
4	Item No.: Your Reference:										
5	Date:	Rev No.:	Job No.:								
6	Size	8.071 -	47.2441 in	Type	BEM	Hor	Connected in	1	parallel	1	series
7	Surf/unit (eff.)	21.7	ft <sup>2</sup>	Shells/unit	1		Surf/shell (eff.)	21.7	ft <sup>2</sup>		
8	PERFORMANCE OF ONE UNIT										
9	Fluid allocation			Shell Side				Tube Side			
10	FluidName										
11	Fluid quantity, Total			lb/h				6416			
12	Vapor (In/Out)			lb/h				0			
13	Liquid			lb/h				6416			
14	Noncondensable			lb/h				0			
15											
16	Temperature (In/Out)			°F				203.27			
17	Dew / Bubble point			°F				203.28			
18	Density (Vap / Liq)			lb/ft <sup>3</sup>				/ 60.012			
19	Viscosity			cp				/ 0.2939			
20	Molecular wt, Vap										
21	Molecular wt, NC										
22	Specific heat			BTU/(lb-F)				/ 1.0059			
23	Thermal conductivity			BTU/(ft-h-F)				/ 0.392			
24	Latent heat			BTU/lb							
25	Pressure (abs)			psi				12.33			
26	Velocity (Mean/Max)			ft/s				0.38			
27	Pressure drop, allow./calc.			psi				1.16			
28	Fouling resistance (min)			ft <sup>2</sup> -h-F/BTU				0			
29	Heat exchanged			59823 BTU/h				MTD corrected			
30	Transfer rate, Service			23.56 Dirty				251.96 Clean			
31	CONSTRUCTION OF ONE SHELL										
32				Shell Side				Tube Side			
33	Design/vac/test pressure:g			psi				43.51			
34	Design temperature			°F				275			
35	Number passes per shell							1			
36	Corrosion allowance			in				0.125			
37	Connections			In				1			
38	Size/rating			Out				1			
39	Nominal			Intermediate							
40	Tube No.			30				OD			
41	Tubetype			Plain				#/in			
42	Shell			Carbon Steel				ID			
43	Channel or bonnet			Carbon Steel				OD			
44	Tubesheet-stationary			Carbon Steel				8.625 in			
45	Floating head cover							Carbon Steel			
46	Baffle-cross			Carbon Steel				Type			
47	Baffle-long							Single segme			
48	Supportstube							Cut(%d)			
49	Bypass seal							45 H			
50	Expansion joint							Spacing: c/c			
51	RhoV2-Inlet nozzle			491				Bundle exit			
52	Gaskets - Shell side							4			
53	Floating head							Bundle exit			
54	Code requirements			ASME Code Sec VIII Div 1				R - refinery service			
55	Weight/Shell			460.3				Filled with water			
56	Remarks							543.9			
57											
58											

شکل ۴-۱۲- دیتا شیت مبدل حرارتی با آب خنک کننده

## 2-4-4- طراحی مبدل حرارتی با کندانس سرد

در این طراحی دمای کندانس سرد با دمای ۵۵ درجه سانتیگراد وارد تیوب مبدل شده و با دمای ۹۰ درجه سانتیگراد خارج می شود. در طی این تبادل حرارت بخار آبی که درون پوسته مبدل وارد شده است دمای آن از ۹۵ به ۹۳ درجه کاهش یافته و بطور کامل کندانس می شود. همانطور که در شکل مشخص شده است ۴۵۴۷۰ کیلوگرم بر ساعت کندانس سرد برای مایع کردن کامل بخار ورودی لازم است.

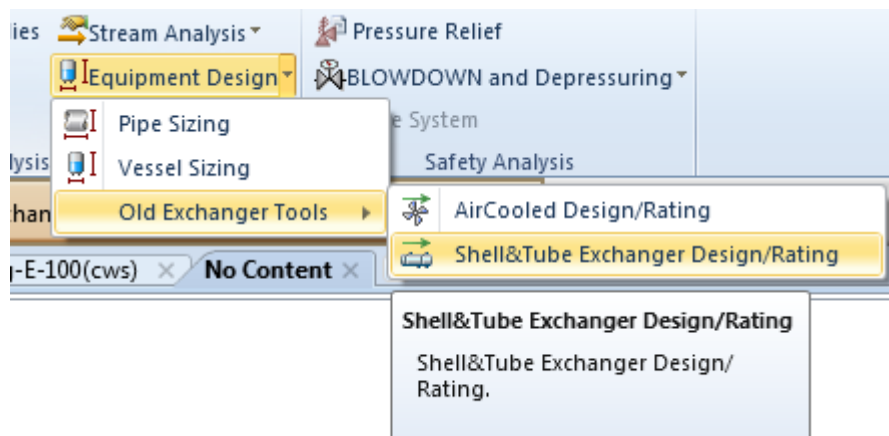


شکل ۴-۱۳- وارد کردن کندانس سرد در تیوب مبدل حرارتی

Design	Rating	Worksheet	Performance	Dynamics	Rigorous Shell&Tube
<b>Worksheet</b>					
Conditions	Name	COC-in	COC-out	Steam.	To Drum..
Properties	Vapour	0.0000	0.0000	1.0000	0.0000
Composition	Temperature [C]	55.00	90.00	95.15	93.00
PF Specs	Pressure [kPa]	600.0	550.0	85.00	80.00
	Molar Flow [kgmole/h]	2524	2524	162.4	162.4
	Mass Flow [kg/h]	4.547e+004	4.547e+004	2926	2926
	Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	45.56	45.56	2.932	2.932
	Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	-2.827e+005	-2.801e+005	-2.388e+005	-2.799e+005
	Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	13.83	21.48	133.6	22.11
	Heat Flow [kJ/h]	-7.136e+008	-7.070e+008	-3.879e+007	-4.546e+007

شکل ۴-۱۴- مشخصات عملیاتی جریانهای ورودی و خروجی مبدل

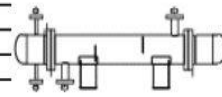
برای بدست آوردن دیتا شیت مبدل حرارتی با استفاده از نرم افزار Aspen HYSYS از قسمت Equipment Design و سپس Exchanger Design/Rating اقدام می شود.



شکل ۴-۱۵- طراحی مبدل تیوب و پوسته با کندانس سرد توسط نرم افزار HYSYS

### Heat Exchanger Specification Sheet

1 Company:											
2 Location:											
3 Service of Unit:						Our Reference:					
4 Item No.:						Your Reference:					
5 Date:		Rev No.:		Job No.:							
6 Size	8.071	-	47.2441	in	Type	BEM	Hor	Connected in	1	parallel	4 series
7 Surf/unit (eff.)	98.4		ft <sup>2</sup>		Shells/unit	4		Surf/shell (eff.)	24.6		ft <sup>2</sup>
8 PERFORMANCE OF ONE UNIT											
9 Fluid allocation				Shell Side				Tube Side			
10 FluidName											
11 Fluid quantity, Total				lb/h				6416			
12 Vapor (In/Out)				lb/h				0			
13 Liquid				lb/h				6416			
14 Noncondensable				lb/h				0			
15											
16 Temperature (In/Out)				°F				203.27			
17 Dew / Bubble point				°F				203.28			
18 Density (Vap / Liq)				lb/ft <sup>3</sup>				/ 60.012			
19 Viscosity				cp				/ 0.2939			
20 Molecular wt, Vap											
21 Molecular wt, NC											
22 Specific heat				BTU/(lb-F)				/ 1.0059			
23 Thermal conductivity				BTU/(ft-h-F)				/ 0.392			
24 Latent heat				BTU/lb							
25 Pressure (abs)				psi				12.33			
26 Velocity (Mean/Max)				ft/s				0.14			
27 Pressure drop, allow./calc.				psi				1.16			
28 Fouling resistance (min)				ft <sup>2</sup> -h-F/BTU				0			
29 Heat exchanged				59822				BTU/h			
30 Transfer rate, Service				56.35				Dirty			
								94.47 Clean			
								MTD corrected			
								10.79 °F			
								BTU/(h-ft <sup>2</sup> -F)			
31 CONSTRUCTION OF ONE SHELL											
				Shell Side				Tube Side			
32 Design/vac/test pressure:g				psi				43.51			
33 Design temperature				°F				275			
34 Number passes per shell								1			
35 Corrosion allowance				in				0.125			
36 Connections				In in				1 2 / -			
37 Size/rating				Out				1 2 / -			
38 Nominal				Intermediate				1 2 / -			
39 Tube No.				34				OD 0.75			
				Tks- Avg				0.083			
				in				Length 47.2441			
								Pitch 0.9375			
40 Tubetype				Plain				#/in			
				Material				Carbon Steel			
41 Shell				Carbon Steel				ID 8.071			
				OD				8.625			
42 Channel or bonnet				Carbon Steel				Shell cover			
43 Tubesheet-stationary				Carbon Steel				Channel cover			
44 Floating head cover				-				Tubesheet-floating			
								Impingement protection			
								None			
45 Baffle-cross				Carbon Steel				Type			
				Single segme				Cut(%d)			
				43				H			
46 Baffle-long				-				Seal type			
								Inlet			
								14.0344			
47 Supportstube				UBend				0			
								Type			
48 Bypass seal								Tube-tubesheet joint			
								Exp. 2 grv			
49 Expansion joint				-				Type			
								None			
50 RhoV2-Inlet nozzle				97				Bundle entrance			
								1			
								Bundle exit			
								2			
51 Gaskets - Shell side				-				Tube Side			
								Flat Metal Jacket Fibe			
52 Floating head				-							
53 Code requirements				ASME Code Sec VIII Div 1				TEMA class			
								R - refinery service			
54 Weight/Shell				470.4				Filled with water			
								550.6			
								Bundle			
								156			
								lb			
56 Remarks											
57											
58											

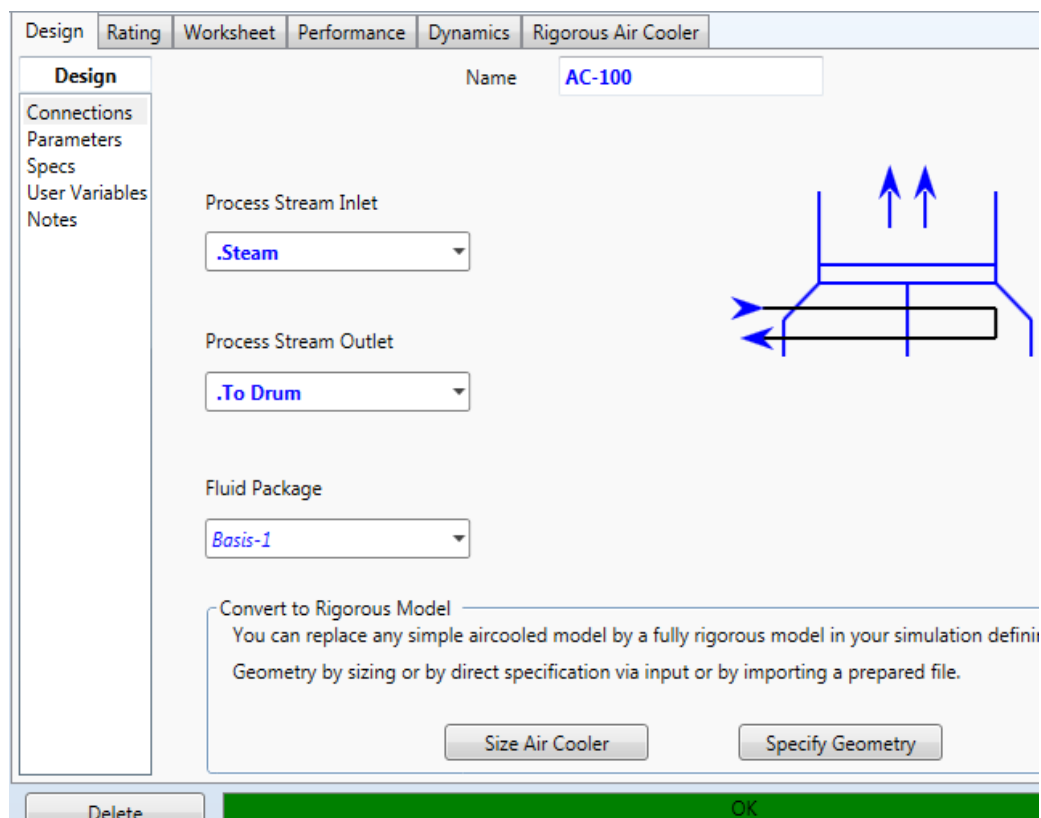


شکل ۴-۱۶- دیتا شیت مبدل حرارتی با کندانس سرد



### 3-4-4- طراحی کولر هوایی

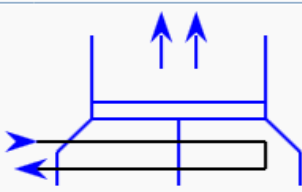
در این طراحی دمای هوای محیط با دمای ۲۵ درجه سانتیگراد به تیوب فن هوایی برخورد کرده و در طی این تبادل حرارت با بخار آبی که درون تیوب وارد شده است دمای بخار آب از ۹۵ به ۹۳ درجه کاهش یافته و بطور کامل کندانس می‌شود.



شکل ۴-۱۷- وارد کردن جریان بخار درون تیوب فن هوایی

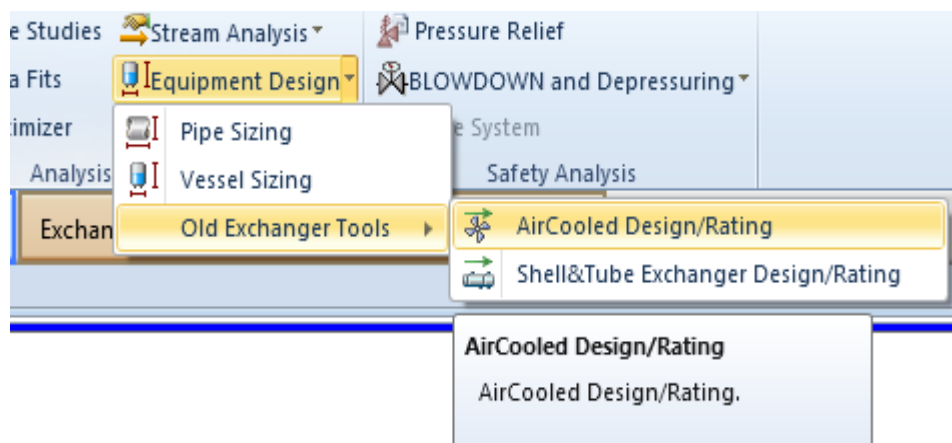
Design	Rating	Worksheet	Performance	Dynamics	Rigorous Air Cooler
<b>Worksheet</b>					
Conditions		Name	.Steam		.To Drum
Properties		Vapour	1.0000		0.0000
Composition		Temperature [C]	95.15		93.00
PF Specs		Pressure [kPa]	85.00		80.00
		Molar Flow [kgmole/h]	162.4		162.4
		Mass Flow [kg/h]	2926		2926
		Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	2.932		2.932
		Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	-2.388e+005		-2.799e+005
		Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	133.6		22.11
		Heat Flow [kJ/h]	-3.879e+007		-4.546e+007
Delete OK					

شکل ۴-۱۸- مشخصات جریان بخار ورودی و کندانس خروجی فن هوایی

Design	Rating	Worksheet	Performance	Dynamics	Rigorous Air Cooler
<b>Design</b>					
Connections	Air Cooler Model				
Parameters	Air Cooler Simple Design				
Specs	Process Stream DeltaP				
User Variables	5.000 kPa				
Notes	Overall UA				
	163.9 kJ/C-h				
	Configuration				
	one tube row, one pass				
	Convert to Rigorous Model You can replace any simple aircooled model by a fully rigorous model in your simulation defining a Geometry by sizing or by direct specification via input or by importing a prepared file.				
	Size Air Cooler      Specify Geometry				
Air Outlet Temperature: 45.31 C  Air Intake Temperature: 25.00 C Pressure: 80.00 kPa					
Delete OK					

شکل ۴-۱۹- مشخصات جریان هوای ورودی و خروجی فن هوایی

برای بدست آوردن دیتا شیت فن هوایی با استفاده از نرم افزار Aspen HYSYS از قسمت Equipment Design و سپس AirCooled Design/Rating اقدام می‌شود.



شکل ۴-۲۰- طراحی فن هوایی توسط نرم افزار HYSYS

### Air-Cooled Heat Exchanger Specification Sheet

1 Company:									
2 Location:									
3 Service of Unit:					Our Reference:				
4 Item No.:					Your Reference:				
5 Date:					Rev No.:		Job No.:		
6 Size & Type		34.7769 / 1311.021 ft		Type		Forced		Number of Bays 60	
7 Surf./Unit-Finned Tube		9705218 ft <sup>2</sup>		Bare area/bundle		2295.2 ft <sup>2</sup>		Ratio (Total/Bare) 23.49	
8 Heat exchanged		7073068 BTU/h		MTD, Eff		0.14 °F			
9 Transfer rate		2.4 Bare, Service		118.23 Clean		56.31 BTU/(h-ft <sup>2</sup> -F)			
<b>PERFORMANCE DATA - TUBE SIDE</b>									
11 Fluid Circulated					In/Out				
12 Total Fluid Entering		lb/h 6416		Density, Liq		lb/ft <sup>3</sup> / 62.233			
13		In/Out		Density, Vap		lb/ft <sup>3</sup> 0.032 /			
14 Temperature		°F 203.27 / 77.03		Specific Heat, Liq		BTU/(lb-F) / 0.9985			
15 Liquid		lb/h 0 / 6416		Specific Heat, Vap		BTU/(lb-F) 0.4802 /			
16 Vapor		lb/h 6416 / 0		Therm. Cond, Liq		BTU/(ft-h-F) / 0.353			
17 Noncondensable		lb/h 0 / 0		Therm. Cond, Vap		BTU/(ft-h-F) 0.014 /			
18 Steam		lb/h /		Freeze Point		°F			
19 Water		lb/h /		Bubble / Dew point		°F 203.23 / 203.28			
20 Molecular wt, Vap		18.02 / 18.02		Latent heat		BTU/lb			
21 Molecular wt, NC				Inlet pressure (abs)		psi 12.33			
22 Viscosity, Liq		cp / 0.8901		Pres Drop, Allow/Calc		psi 1.23 / 0.01			
23 Viscosity, Vap		cp 0.0119 /		Fouling resistance		ft <sup>2</sup> -h-F/BTU 0			
<b>PERFORMANCE DATA - AIR SIDE</b>									
25 Air Quantity, Total		98940630 lb/h		Altitude		ft			
26 Air Quantity/Fan		371752.4 ft <sup>3</sup> /min		Temperature In		77 °F			
27 Static Pressure		0.78 inH2O		Temperature Out		77.3 °F			
28 Face Velocity		9.42 ft/s		Bundle velocity		2506.7 lb/h/ft <sup>2</sup>		Design Ambient 32 °F	
<b>DESIGN-MATERIALS-CONSTRUCTION</b>									
30 Design/Vac./Test Pres		29.00752529 / /		psi		Design temperature		392 °F	
<b>TUBE BUNDLE</b>			<b>Header</b>			<b>Tube</b>			
32 Size		ft 34.777		Type		Box		Material Carbon Steel	
33 Number/bay		3		Material		Carbon Steel		Specifications	
34 Tube Rows		8		Passes		16		OD 1 Min Thk. 0.065 in	
35 Arrangement				Plug Mat.				No./Bun 272 Lng 32.8084 ft	
36 Bundles		3 par		Gasket Mat.				Pitch 2.3622 / 2.0457 30 deg	
37 Bays		60 par		Corr. Allow.		in		<b>Fin</b>	
38 Bundle frame				Inlet Nozzle		1 0.622 in		Type G-finned	
<b>MISCELLANEOUS</b>			Outlet nozzle		1 0.187 in		Material Aluminum 1060		
40 Struct. Mount.				Special Nozzles				OD 2.25 Tks 0.011 in	
41 Surf.Prepare				Rating		Program		No. 11 #/in DesTemp °F	
42 Louvers				TI		PI		Code ASME Code Sec VIII Div 1	
43 Vibration Switches				Chem Cleaning				Stamp Yes Specs	
<b>MECHANICAL EQUIPMENT</b>									
45 Fan,Mfr., Model				Driver, Type		Program		Speed Reducer, Type	
46 No./Bay		1 RPM		Mfr.				Mfr.&Model	
47 Dia.		17 ft Blade(s)		No./Bay				No./Bay	
48 Pitch		Angle		RPM				Rating	
49 Blade(s)		Hub		Enclosure				Ratio	
50 hp/Fan		81.1 hp MinAmb		V/Phase/Hz				Support	
51 Control Action on Air Failure- Louvers									
52 Degree Control of Outlet Process Temperature									
53 Recirculation Steam Coil No									
54 Plot Area		ft <sup>2</sup> Drawing No.		Wt.Bundle		14921.4 Wt. Unit		2685845.2 lb	
55 Notes:									
56									
57									
58									

شکل ۴-۲۱- دیتا شیت فن هوایی طراحی شده

## 4-5- ارزیابی اقتصادی طرح

با استفاده از نرم افزار Aspen Economic Analyzer هزینه تجهیزات بکار رفته در این طرح مشخص می شود. همانطور که در شکل نشان داده شده است هزینه تجهیز، هزینه نصب و وزن آنها بدست می آید.

Enabled by Aspen Process Economic Analyzer (APEA)

Template: <Default> Save Save as new Reset Paste Send to Excel/ASW

Summary Utilities Unit operation **Equipment** TEMA HEX Centrif pump Quoted equipment Vertical vessel Air cooler

	Name	Equipment Cost [USD]	Installed Cost [USD]	Equipment Weight [LBS]	Total Installed Weight [LBS]
▶	E-100(coc)	26,800	117,700	7700	27714
▶	P-100	4,000	31,800	170	3100
▶	E-100(cws)	14,200	74,000	2800	11068
▶	E-100	13,000	72,600	2300	10524
▶	RCY-1	0	0	0	0
▶	P-101	6,800	41,900	590	4845
▶	Flash Drum	24,100	136,200	4800	22631
▶	AC-100	189,500	289,200	58200	79938
▶	Drum	15,800	117,700	2600	14518

شکل ۴-۲۲- برآورد هزینه تجهیزات بکار رفته توسط نرم افزار

## 4-6- انتخاب بهینه ترین حالت مبدل خنک کننده

با توجه به قیمت مبدل های حرارتی و کولر هوایی که در جدول ذیل مشخص خلاصه شده است، بهترین و مقرون به صرفه ترین حالت زمانی است که از مبدل حرارتی با آب خنک کننده استفاده شود.

جدول ۴-۳- نتایج هزینه مبدل خنک کننده با مواد سرد کننده مختلف

ماده خنک کننده مبدل	دبی ماده خنک کننده (kg/h)	دمای ورودی به مبدل (°C)	دمای خروجی از مبدل (°C)	توان حرارتی مبدل (kj/h)	هزینه تجهیز (\$)
CWS	۹۳۹۶۰	۲۸	۴۵	$۶,۶۷۱ \times ۱۰^۶$	۱۴۲۰۰
COC	۴۵۴۷۰	۵۵	۹۰	$۶,۶۷۱ \times ۱۰^۶$	۲۶۸۰۰
Air	۴۴۸۷۹۴۷۰	۲۵	۴۵	$۶,۶۷۱ \times ۱۰^۶$	۱۸۹۵۰۰

## فصل پنجم

### نتیجه گیری و پیشنهادات تحقیق

## 1-5- نتیجه گیری

تحقیق حاضر به منظور کاهش هدر روی کندانس ناشی از بخار آب گرم کننده مخازن ذخیره و لوله های انتقال فرآورده های نفتی شرکت پخش (انبار مرکزی اراک) انجام گرفته است. برای گرمایش خطوط انتقال فرآورده های نفتی و مخازن ذخیره از بخار آب فشار پایین استفاده می شود. بخارات آب پس از انتقال گرمای خود به کندانس فشار پایین تبدیل شده و با توجه به مسیر طولانی تا پالایشگاه امکان برگشت کامل این کندانس به پالایشگاه وجود ندارد. چون این سیال دو فازی (کندانس به همراه بخار) می باشد برگشت آن در طول مسیر با هم رینگ (ضربه قوچی) و افزایش فشار خط برگشت که منجر به عبور نامناسب آن در لاینها می شود، همراه می باشد، اغلب شبکه های آن با افزایش فشار و بالطبع، با وارد آمدن آسیب به اجزاء شبکه همراه می باشد. علاوه بر طولانی بودن مسیر برگشت کندانس تا پالایشگاه که وجود یک فلاش درام جهت جمع آوری کندانسهای ایجاد شده را ضروری می نماید مساله دیگری که در این تحقیق مورد بررسی قرار گرفت، با توجه به طرح توسعه اجرایی مربوط به سال ۹۲ که تعداد ۵ دستگاه مخزن به مخازن نفتکوره اضافه گردید، مساله Zone بندی و انجام محاسبات دبی و سرعت برای هر Zone تا اینکه چالشهای احتمالی در شبکه با توجه به سایز خطوط و سرعت کندانس مشخص گردد، و در صورت نیاز به بیشتر از یک فلاش درام، این نتیجه با انجام محاسبات بدست آید. که نتایج محاسبات Zone بندی نشان داد که نیازی به بیش از یک فلاش درام وجود ندارد.

چون کندانس حاصل از افت دمای بخار در سیستم توزیع بخار و کندانس، با توجه به فشار ۴۵۰ کیلو پاسکال مطلق و دمای بالایی که دارد (حدود  $140^{\circ}\text{C}$ ) نمی تواند به رینگ برگشت کندانس که دمای  $95^{\circ}\text{C}$  دارد بصورت مستقیم تزریق شود چرا که باید ۴۵ درجه سانتیگراد دمای آن کاهش یابد، با توجه به دبی جرمی حدود ۳۵۰۰۰ کیلوگرم بر ساعت، تولید کندانسی که در این سیستم هست، یک راه حل این است که ۵ الی ۶ مبدل برای کاهش دمای این کندانس مورد استفاده قرار گیرد تا بتوان کندانس تولیدی را به رینگ برگشت کندانس تزریق نمود، که این شیوه با توجه به تحمیل هزینه های بالا مقرون به صرفه نیست، در حالیکه در این تحقیق با به کار بردن یک فلاش درام و با کاهش فشار تا فشار اتمسفر، کندانس تولیدی

خود به خود دمای آن افت میکند و به ۹۵ درجه سانتیگراد می‌رسد. که در ادامه برای بررسی راه حل‌های موجود ابتدا اقدام به طراحی و شبیه‌سازی بخش بازیافت کندانس بخار با استفاده از نرم افزار Aspen HYSYS V9 شده و تجهیزات واحد طراحی و سایزینگ آن صورت گرفت. سپس سناریوهای مختلف پیشنهادی برای مبدل حرارتی خنک کننده (استفاده از مبدل حرارتی با آب خنک کننده، استفاده از مبدل حرارتی با کندانس سرد و استفاده از فن هوایی) بررسی گردید. در نهایت ارزیابی اقتصادی با نرم افزار Aspen Economic Analyzer انجام شده و هزینه کلیه تجهیزات محاسبه شده است.

همانطور که قبلاً بحث گردید هدف از بخش بازیافت کندانس، سرد کردن کندانس‌های گرم دریافتی از واحد عملیاتی با کاهش فشار تا فشار اتمسفر است. در این عمل با کاهش فشار در خطوط انتقال به فلش درام بخشی از کندانس بخار شده و از بالای ظرف فلش درام وارد مبدل حرارتی می‌گردد. با سرد کردن آن در مبدل حرارتی و تولید آب مقطر سرد و بازگرداندن آن به ظرف دمای کلی کندانس ورودی کاهش می‌یابد. بعد از ارسال آب مقطر سرد شده به واحد آب-بخار، دمای آن مجدداً در مبدل‌های حرارتی کاهش یافته و سپس وارد مرحله تصفیه شده و بعد از آن برای تولید بخار وارد ریویلر می‌شود.

در این تحقیق سه روش برای طراحی مبدل خنک کننده بررسی گردید. حالت اول هنگامی است که از آب خنک کننده با دمای ورودی ۲۸ درجه سانتیگراد و دمای خروجی ۴۵ درجه سانتیگراد استفاده شود. در این طراحی دمای آب خنک کننده با دمای ۲۸ درجه سانتیگراد وارد تیوب مبدل شده و با دمای ۴۵ درجه سانتیگراد خارج می‌شود. در طی این تبادل حرارت بخار آبی که درون پوسته مبدل وارد شده است دمای آن از ۹۵ به ۹۳ درجه کاهش یافته و بطور کامل کندانس می‌شود. همانطور که در شکل مشخص شده است ۹۳۹۶۰ کیلوگرم بر ساعت آب خنک کننده برای کندانس کردن کامل بخار ورودی لازم است.

حالت دوم هنگامی است که از کندانس سرد با دمای ورودی ۵۵ درجه سانتیگراد و دمای خروجی ۹۰ درجه سانتیگراد استفاده شود. در این طراحی دمای کندانس سرد با دمای ۵۵ درجه سانتیگراد وارد تیوب مبدل شده و با دمای ۹۰ درجه سانتیگراد خارج می‌شود. در طی این تبادل حرارت بخار آبی که درون پوسته مبدل وارد شده است دمای آن از ۹۵ به ۹۳ درجه



کاهش یافته و بطور کامل کندانس می‌شود. همانطور که در شکل مشخص شده است ۴۵۴۷۰ کیلوگرم بر ساعت کندانس سرد برای کندانس کردن کامل بخار ورودی لازم است. حالت سوم هنگامی است که از کولر هوایی با دمای هوای ورودی ۲۵ درجه سانتیگراد استفاده شود. در این طراحی دمای هوای محیط با دمای ۲۵ درجه سانتیگراد به تیوب فن هوایی برخورد کرده و در طی این تبادل حرارت بخار آبی که درون تیوب وارد شده است دمای آن از ۹۵ به ۹۳ درجه کاهش یافته و بطور کامل کندانس می‌شود.

برای تشخیص بهترین راهکار نیاز به برآورد هزینه مبدل حرارتی است که با نرم افزار Aspen Economic Analyzer هزینه تجهیز، هزینه نصب و وزن آنها بدست می‌آید. با توجه به قیمت مبدل‌های حرارتی و کولر هوایی که با نرم افزار مذکور محاسبه شده است، بهترین و مقرون به صرفه‌ترین حالت زمانی است که از مبدل حرارتی با آب خنک کننده استفاده شود.

## 5-2- پیشنهادات تحقیق

- ۱- بررسی و امکان سنجی اجرای تکنولوژی پینچ به جای استفاده از ماده خنک کننده در مبدل حرارتی
- ۲- عایق‌بندی مخازن ذخیره نفتکوره جهت جلوگیری از اتلاف حرارت از دیواره و سقف مخازن
- ۳- برنامه زمانبندی مدون جهت بازدیدهای روتین از تله‌های بخار و رفع خرابی‌های احتمالی
- ۴- بررسی و امکان سنجی تامین گرمایش تاسیسات، با چرخش آب گرم کننده‌ها در مبدل مورد استفاده در سیستم شبیه‌سازی، به جای آب خنک کننده
- ۵- افزایش بهره‌وری و راندمان مبدل حرارتی با استفاده از تکنولوژی نانو در سیال خنک کننده
- ۶- کار بر روی تغییر طراحی و جنس مواد سازنده مبدل
- ۷- نگهداشت عایق‌بندی خطوط و ترمیم به موقع خرابی آنها

پیوست

## تعاریف لغات پالایشگاهی

- ۱- آب (D.M) Demineralization: آب بدون املاح که جهت تولید بخار مورد استفاده قرار می‌گیرد.
- ۲- مخزن گاز زدا Decar Bonator: در این ظرف گاز کربنیک بوجود آمده در نتیجه فعل و انفعالات درون ظرف کاتیونی به بیرون هدایت می‌شود.
- ۳- پالیشر Polisher: ظروفی حاوی رزین کاتیونی قوی و رزین آنیونی که آب مقطر سرد از آنها گذشته و پس از گرفتن سختی احتمالی وارد مخازن آب ذخیره D.M می‌گردد.
- ۴- صافی‌های روغن‌گیر: ظروفی حاوی زغال آنتراسیت جهت گرفتن روغن احتمالی موجود در آب مقطر گرم
- ۵- ظروف کاتیونی: ظروفی حاوی رزین کاتیونی که دارای یون  $H^+$  می‌باشد و در اثر فعل و انفعالات یون  $H^+$  آزاد و کاتیونهای ( $Na, Mg^{+2}, Ca^{+2}$ ) جذب می‌گردد.
- ۶- ظرف آنیونی: آزاد و و بنیان - بوده و در اثر فعل و انفعالات یون  $OH^-$  حاوی رزین آنیونی که دارای یون  $OH^+$  اسیدی جایگزین می‌گردد.
- ۷- صافی‌های ذغالی فعال Active Carbon: ظرفی حاوی ذغال فعال که مواد معلق و آلی و مقدار کمی از سختی آب خام ورودی به سیستم را می‌گیرد.
- ۸- جوکی پمپ Jocky Pump: تلمبه‌ای که در مواقع عادی فشار خط آتش‌نشانی را روی ۱۱ bar نگه می‌دارد.
- ۹- هوازدا: Air Receiver ظرفی که جهت ذخیره موقت هوا از آن استفاده می‌شود.
- ۱۰- مخازن هواگیر Dearators: مخازنی که در آنها اکسیژن محلول و گازهای دیگر موجود در آب خارج می‌گردد.
- ۱۱- (H.P.S): بخار با فشار بالای (43 bar) می‌باشد.
- ۱۲- (M.P.S): بخار با فشار متوسط (21 bar) می‌باشد.
- ۱۳- (L.P.S): بخار با فشار پایین (4.5 bar) می‌باشد.
- ۱۴- (L.L.P.S): بخار با فشار بسیار پایین (4 bar) می‌باشد.

- ۱۵- (H.P.C): آب مقطر گرم با فشار بالا را گویند.
- ۱۶- (L.P.C): آب مقطر گرم با فشار پایین را گویند.
- ۱۷- ایستگاه تقلیل فشار: Let Down Station ایستگاه تقلیل فشار بخار ( L.P.S ~ LLPS )
- (MPS ,LPS ,H.P.S ,M.P.S)
- ۱۸- Super Heated Steam: بخار خشک را گویند.
- ۱۹- Saturared Steam: بخار اشباع یا تر.
- ۲۰- Economizer: پیش گرم کننده آب ورودی به دیگهای بخار که با گازهای داغ خروجی از دیگ بخار گرم می شود.
- ۲۱- Boiler Feed Water: (B.F.W) آب تغذیه دیگهای بخار
- ۲۲- Boiler Water:(B.W) آب دیگ بخار
- ۲۳- Step By Step: (S.S) کنترل مرحله به مرحله واحد آب D.M بصورت دستی
- ۲۴- Feed Water Heater: یک مبدل پیش گرم کن در نیروگاههای جزء که جهت کاهش مصرف انرژی دمای کندانس ورودی را جهت ورود به بویلر بالا می برد.
- ۲۵- (CGH) Cracked Gasoline Hydrotreating Unit: در واحد تصفیه هیدروژنی بنزین
- ۲۶- بُشکه Drum: ظرفی استوانه ای و توخالی است جهت نگهداشت مواد شیمیایی
- ۲۷- مجرا یا دودکش Vent: برای انتقال گازهای خروجی از آگروز یک کوره و ظرف
- ۲۸- هیدرازین Hydrazine: در روش چرخه Atofina-PCUK، هیدرازین در چند گام از استون، آمونیاک و هیدروژن پراکسید با فرمول مولکولی  $N_2H_4$  به دست می آید.
- ۲۹- آمین Amines: ترکیبات آلی هستند که جزو بازها به شمار رفته و آمین ها معمولا از آمونیاک استخراج می شوند که جای هیدروژن ها گروه آلکیلی قرار می گیرند.
- ۳۰- مورفولین Morpholine: با فرمول شیمیایی  $C_4H_9NO$  یک ترکیب شیمیایی است.
- ۳۱- ریویلر Reboiler: نوعی مبدل حرارتی است که معمولا از آن در پایین برج های تقطیر صنعتی برای گرمایش مجدد محصولات خروجی پایین برج استفاده می شود. ریویلر مایعات خروجی پایین برج را مجدد جوشانده و به صورت بخار به برج اصلی جداسازی تزریق می کند.

۳۲- آنتروپی یا Entropy (S): کمیتی ترمودینامیکی برای درجه بی‌نظمی در هر سیستم

۳۳- شیر کنترل Control valve: گونه‌ای از شیرهای صنعتی هستند که با فرمان گرفتن از کنترلر، باز یا بسته می‌شوند در نتیجه دخالت مستقیم انسان در آن وجود ندارد.

۳۴- واحد (RCD) Reduced Crude Desulfurization: واحد تصفیه ته مانده برج اتمسفیریک و خلاء

۳۵- کندانسیتیوته Conductivity: توانایی عبور جریان برق از آب از طریق یون‌های موجود در آن است. وقتی غلظت ناخالصی‌ها در آب زیاد شود، یون‌ها بر روی حرکت یکدیگر اثر منفی گذاشته و بر روی سرعت خوردگی آب افزایش و درجه یونیزاسیون نمک‌های آب کاهش می‌یابد.

۳۶- پره Baffle: تیغه‌ها و صفحات هدایت کننده جریان.

۳۷- لاملا Lamella: لوله‌های تخت یا کانال‌های مستطیلی

۳۸- عدد رینولدز Reynolds number: کمیتی بدون یکا است که در مکانیک شارها نسبت نیروی لختی به نیروی گرانشی را نشان می‌دهد. کاربرد مهم این عدد در تعیین آرام یا آشفتگی بودن جریان شار است.

۳۹- عدد ناسلت Nusselt number: یک عدد بدون بعد می‌باشد که در انتقال حرارت مبین نسبت گرمای انتقال یافته از طریق همرفت به گرمای انتقال یافته از طریق رسانش در مرز سیستم می‌باشد.

## فهرست منابع

- (۱) ج.ج. راجان؛ مترجم میرمحمد یوسف معتمد هاشمی؛ بهینه سازی انرژی در صنعت. تهران: ذره، ۱۳۸۵
- (۲) استریترو، وی. ال و وایلی، ای. بن. مکانیک سیالات، ترجمه علیرضا انتظاری. تهران: نوپردازان ۸۶
- (۳) اسمیت، جی. ام و ون نس، اچ. سی. ترمودینامیک مهندسی شیمی، ترجمه منصور کلباسی. تهران: جهاد دانشگاهی ۸۷
- (۴) باغمیشه، غلامرضا [و دیگران]. مرجع کامل شبیه سازی فرآیندهای پایا ASPEN HYSYS، تهران: اندیشه سرا، ۱۳۹۴
- (۵) حوری جعفری، حامد [و دیگران]. جنبه های کلی مدیریت و ممیزی انرژی. تهران: هزاره سوم اندیشه، ۱۳۹۰
- (۶) شرکت بشیر پایا ایده، تکنولوژی بهره گیری از بخار. تهران: ایران فردا، ۱۳۸۶
- (۷) سلطان دوست، محمدرضا، تله بخار. تهران: نشر سورمق، ۱۳۸۲
- (۸) ملک زاده، غلامرضا و کاشانی حصار، حسین. انتقال حرارت. مشهد: نشر نما، ۱۳۸۴
- 9) Kakac, S; Hongtan, L; " Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design", third edition, CRC Press, 2012. 940p
- 10) Saunders, E.A.D., "Heat exchangers", 1th Feb, 1988, United States: New York, NY; John Wiley and Sons Inc. 263p.
- 11 ) Tubular Exchanger Manufacturers Association, "Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Associa- tion," 7th ed., TEMA, New York, 1988.
- (۱۲) فرشیدیان فرا، واقعی ی، "مبدل های حرارتی صفحه ای"، مهندسی مکانیک ۸۵، ۱۳۹۱، ۲۵-۳۲.
- 13) Jo B.-H., Linda M., Kathleen M., and David J., "Three-dimensional Micro-channel Fabrication in Polydimethylsiloxane Elastomer", Journal of Microelectromechanical Systems 9, 2000, 76-81.
- 14) Todd M.J. Michael, and M. Frank, "Developing Convective Heat Transfer in Deep Rectangular Microchannels," Int. J. Heat and Fluid Flow 20, 1999, 149-57.
- 15) Peng, X.F. "Convective Heat Transfer and Flow Friction for Water Flow in Microchannel Structures," Int. J. Heat mass Transfer 39, 1996, 2599-608.
- 16) NIOEC, "Operating manual of steam and Power Generation Unit", Imam Khomeini Oil Refinery Company, Document No.: 1123-CP-001, Shazand, 2010.
- 17) NIOEC, "Operating manual of steam and Power Generation Unit", Imam Khomeini Oil Refinery Company, Document No.: 1123-CP-002, Shazand, 2010.
- 18) S.K. Abadi, M.H.K. Manesh, M. Amidpour, A.A. Hamidi, Integration of steam power plant with process utility system, Chem. Eng. Trans. 29 (2012) 133e.

(۱۹) حاجت زاده پردنجانی، ایزدخو ص، مرادی زانیانی ع، "بررسی لوله های مبدل های حرارتی پوسته و لوله و بهینه سازی آنها"، پنجمین همایش مبدل های گرمایی، تهران، هم اندیشان انرژی، ۱۳۹۲، ۱۷.

- 20) S.R. Micheletto, M.C.A. Carvalho, J.M. Pinto, Operational optimization of the utility system of an oil refinery, *Comput. Chem. Eng.* 32 (2008) 170e185
- ۲۱) مختاریان ن، جهانبازی ر، ”بهینه‌سازی انرژی واحد تصفیه گاز فازهای ۲ و ۳ پارس جنوبی با استفاده از تکنولوژی پینچ“، کنفرانس ملی بهینه‌سازی مصرف انرژی در علوم و مهندسی، بابل، دانشکده فنی و حرفه ای بابل، ۱۳۹۳، ۹-۱.
- ۲۲) خواجه میرکی د، یزدی ا، ”طراحی صحیح خطوط بازیافت کندانس در صنایع شیمیایی“، نخستین همایش ملی مدیریت انرژی در صنایع نفت و گاز، تهران، هم اندیشان انرژی کیمیا، ۱۳۹۰، ۱-۱۰.
- 23) Wenran Wang, Yunxian Tong, A new method of two-phase flow measurement by orifice plate differential pressure noise, *Flow Meas. Instrum.* 6 (1995) 265– 270.
- ۲۴) حاجت زاده پردنجانی ا، ایزدخو ص، مرادی زانیانی ع، ”بهبود عملکرد مبدل پوسته و لوله با استفاده از پره مارپیچ“، پنجمین همایش مبدل‌های گرمایی، تهران، هم اندیشان انرژی کیمیا، ۱۳۹۲، ۱۱۲.
- 25) M. Nishio, J. Itoh, K. Shiroko, T. Umeda, A thermodynamic approach to steampower system design, *Ind. Eng. Chem. Process Des. Dev.* 19 (1980) 306e312.
- 26) C.-C. Chou, Y.-S. Shih, A thermodynamic approach to the design and synthesis of plant utility systems, *Ind. Eng. Chem. Res.* 26 (1987) 1100e1108
- 27) García-Gutiérrez Alfonso, Martínez-Estrella Juan Ignacio, Hernández-Ochoa Abel Felipe, Verma Mahendra P, Mendoza-Covarrubias Alfredo, Ruiz-Lemus Alejandro. Development of a numerical hydraulic model of the Los Azufres steam pipeline network. *Geothermics* 2009;38:313–25.
- 28) García-Gutierrez A, Hernandez AF, Martínez JI, Cecenas M, Ovando R, Canchola I. Hydraulic model and steam flow numerical simulation of the Cerro Prieto geothermal field, Mexico, pipeline network. *Appl Therm Eng* 2015;75:122943.
- 29) Wei Zhong, Hongcui Feng, Wang Xuguang Wu, Dingfei Xue Minghua, Jian Wang. Online hydraulic calculation and operation optimization of industrial steam heating networks considering heat dissipation in pipes. *Energy* 2015;87:566–77.
- 30) Qing-tang Liu, Zeng-gang Zhang, Ji-hong Pan, Jing-qiang Guo. A coupled thermo-hydraulic model for steam flow in pipe networks. *J Hydrodyn* 2009;6:8616.
- 31) Hai, Wang[et al].” A novel model for steam transportation considering drainage lossin pipeline networks” Shanghai, China. *Energy* ,2017,
- 32) Anoop, K.; Cox, J.; Sadr, R., “Thermal evaluation of nanofluids in heat exchangers”, *International Communications in Heat and Mass Transfer Journal*, Volume 49, Elsevier, December 2013, Pages 5-9.
- 33) NIOEC, “Process Data Sheet for E-2152, Steam and Power Generation Unit”, Imam Khomeini Oil Refinery Company, Document No.: DS-44-21-005-3, Shazand, 2012.



## **Abstract**

In the national company oil products distribution of the central region (Arak oil storage) heating oil products transportation lines and storage tanks are used from low-pressure steam. After the heat transfer, the steam turns into a low pressure condensate and due to the long route to the refinery, there is no possibility coming back of full this condensate to the refinery. It is a two-phase fluid (condensate with steam) return it along the way with hammering and increasing pressure back line which leads to inappropriate passage in the lines include most naturally of its networks increase pressure, include damage to network components and is often discharged to the ground, besides long path of return to the refinery That there is a flash drum indicate to collect Constants created.

another issue in this study, considering developments plan done back 2014 Five tank units have been added to the fuel oil tank, case zoning calculations flow and speed for each zone until Possible challenges in network considering size of the lines and condensate velocity, and if needed more than a flash drum, this result achieve by doing the calculations. that results in zoning calculations shows there is no need for more than one flash dram. In this research, after studied Steam and condensate system problems mentioned, with the modeling of the Condensate Recovery System, in the existing operating units in the industry, the design and simulation of this system and its equipment size have been developed by Aspen HYSYS software. Finally, using the Aspen Economic Analyzer software, the cost of the equipment is calculated and the best mode is chosen between different design methods. The results of the research show that the use of a flash drum to reduce condensate pressure and temperature, as well as the use of heat exchangers with cooling water, is the best and most cost-effective design.

**Keywords:** Condensate Recovery, Steam networks, Heat Exchanger, Simulation, Aspen HYSYS



Energy Institute For Higher Education Saveh Branch  
Faculty of Engineering  
Department of Energy System Engineering – Energy Systems  
Thesis For  
Degree of Master Of Science (M.Sc)

Title:

**Optimization of thermal energy consumption and  
recycled condensate recovery in the heating system of the  
tanks and transmission lines of the product with the  
processing of steam and condensate networks with HYSYS  
software at the NIORDC of the Central Oilfield  
(Arak oil storage)**

Supervisor:

**Mojtaba Mirzaei, PhD**

Academic Advisor:

**Ahmad Gharib, PhD**

Industrial Advisor:

**Ali shokri fomeschi**

Writing:

**Moslem Jafari**

**This thesis to executed with protection and support by the National  
Iranian oil products distribution company**

**Winter / 2018**