



چکیده

در نیروگاه های برق سرمایش خشک می تواند یک جایگزین مناسب برای سرمایش تر باشد؛ به خصوص در جایی که صرفه جویی در آب و حفظ محیط زیست یک موضوع نگران کننده است. با این وجود، تکنولوژی سرمایش خشک به دلیل وابستگی شدید به دمای هوای محیط ممکن است در حفظ خروجی طراحی شده نیروگاه هنگام گرمترین ساعات سال که دوره پیک مصرف انرژی نیز است، ناتوان باشد. در واقع بسته به نوع آب و هوای منطقه و انتخاب نقطه طرح، یک نیروگاه به خاطر افزایش فشار خروجی توربین، با کاهش ۱۰ تا ۲۰ درصدی ظرفیت خود مواجه می شود. برای نیروگاه سیکل ترکیبی، سمت توربین گازی بواسطه افزایش دمای محیط با کاهش ظرفیت روبرو می شود.

یک پیشنهاد برای فرونشاندن این وضعیت، استفاده از مقدار کمی آب برای تکمیل یا افزایش کارایی سیستم سرمایش برای دوره های گرم کوتاه است. روشهای متفاوتی برای استفاده از این پیشنهاد مورد توجه قرار گرفته است که در فصل اول به آن اشاره شده است. روش سرمایش هوای ورودی با اسپری که در آن مقدار کمی آب را به درون هوای ورودی می پاشند تا با تبخیر خود موجبات خنک شدن هوا را فراهم کند، برای تحلیل در این تحقیق انتخاب شده است.

حل عددی و سه بعدی انتقال حرارت و جریان در درون مجاری فین دار و بیضوی کندانسور هوایی مورد نظر انجام شده و مورد مطالعه قرار گرفته است. شبیه سازی عددی با استفاده از تحلیل جریان آرام سه بعدی و به همراه ترکیب انتقال حرارت و جریان سیال صورت گرفته است. نتایج عددی با و بدون اسپری، برای دما، فشار، عدد ناسلت و ضریب اصطکاک برای سرعت های مختلف هوای ورودی به مبدل (۱ تا 5m/s) نشان داده شده و با نتایج عملی در دسترس مقایسه شده است.

نتایج آزمایشگاهی و تحلیل عددی نشان می دهد که با مصرف قابل قبول آب و بدون اثرات محیطی مخرب، بدون افزایش هزینه های عملیاتی و نگهداری و نیاز به انرژی و پیچیدگی. سرمایش هوای ورودی با اسپری می تواند به طور معناداری کارایی کندانسور هوایی را در نیروگاه مجهز به سیستم سرمایش خشک افزایش دهد

کلمات کلیدی: سرمایش خشک، کندانسور هوایی، سرمایش اسپری، مبدل با فین-تیوب بیضوی، مشخصات حرارتی-هیدرولیکی، مدل سازی عددی.

فهرست مطالب

فصل اول: آشنای با کندانسور های هوایی و روشهای افزایش راندمان در آنها	۱
۱-۱- مقدمه	۲
۱-۱-۱- انواع سیستم های خنک کننده	۴
۱-۱-۲- سیستم های سرمایش خشک و انواع آن	۶
۲-۱- کندانسور های هوایی	۱۰
۱-۲-۱- تاریخچه کندانسور های هوایی	۱۰
۲-۲-۱- ساختارهای مختلف کندانسور هوایی	۱۱
۳-۲-۱- انواع جریان هوا در کندانسور های هوایی	۱۳
۴-۲-۱- مزایا و معایب کندانسور های هوایی	۱۵
۳-۱- افزایش کارایی کندانسور های هوایی	۱۶
۱-۳-۱- سیستم های هیبرید یا خشک و تر	۱۷
۲-۳-۱- سیستم های پیش سرمایش	۱۸
۴-۱- فن آوری اسپری برای افزایش راندمان کندانسور هوایی	۲۳
۱-۴-۱- استفاده آزمایشی از فن آوری اسپری در نیروگاه Crockett کالیفرنیا	۲۳
۲-۴-۱- اجرای کامل سیستم اسپری در نیروگاه Crockett کالیفرنیا	۲۸
۳-۴-۱- تحلیل عددی کندانسور هوایی متصل به یخچال مجهز به سیستم اسپری	۳۱
۴-۴-۱- تحلیل آزمایشگاهی مبدلی با فین- تیوب های بیضوی تحت شرایط مرطوب	۳۵
فصل دوم: بررسی نتایج تجربی حاصل از اجرای سیستم اسپری	
در نیروگاه Crockett کالیفرنیا	۳۹
۱-۲- مقدمه	۴۰
۲-۲- اجرای سیستم اسپری در نیروگاه Crockett کالیفرنیا	۴۰
۱-۲-۲- تست های آزمایشگاهی	۴۲
۲-۲-۲- سیستم سرمایش نیروگاه	۴۳
۳-۲-۲- تست های پایکار در سلول واحد	۴۵
۴-۲-۲- نتایج آزمایش سلول واحد	۵۱
۵-۲-۲- هزینه ها و سودها	۶۲
۶-۲-۲- پیشنهادات	۷۰
۳-۲- اجرای کامل سیستم اسپری بر روی ACC در نیروگاه Crockett کالیفرنیا	۷۱
۱-۳-۲- مشاهده جریان	۷۲
۲-۳-۲- طرح پیشنهادی	۷۶

۷۶	۴-۳-۲- عملیات در مقیاس کامل
۸۰	۵-۳-۲- نتایج
۸۱	فصل سوم: کندانسور هوایی از دیدگاه انتقال حرارت .
۸۲	۱-۳- مقدمه
۸۵	۱-۱-۳- کندانسور هوایی از دیدگاه ترمودینامیکی
۸۶	۲-۳- چگالش لایه ای درون لوله های شیبدار
۸۷	۱-۲-۳- چگالش درون لوله های دایره ای شیبدار
۸۹	۲-۲-۳- چگالش لایه ای درون یا روی لوله های بیضوی شیبدار
۹۶	۳-۳- مقاومت های رسانایی
۹۷	۴-۳- ضریب انتقال حرارت سمت هوا
۹۹	۱-۴-۳- بازده فین
۱۰۲	۲-۴-۳- روابط تجربی برای تعیین ضریب انتقال حرارت سمت هوا
۱۰۸	۵-۳- تحلیل عددی جریان هوا
۱۰۹	۱-۵-۳- شبکه بندی قلمرو محاسباتی
۱۱۲	۲-۵-۳- تبدیل کلی مختصات
۱۱۳	۳-۵-۳- معادلات ناویر استوکس
۱۱۴	۴-۵-۳- شرایط مرزی
۱۱۵	۵-۵-۳- تعیین ضریب ز کالبرن و ضریب اصطکاک
۱۱۷	۶-۵-۳- تعیین دمای هوای خروجی از مبدل
۱۲۳	فصل چهارم نتایج و نمودار ها
۱۲۰	۱-۴- انتقال حرارت در فرایند اسپری به درون جریان هوا
۱۲۱	۱-۱-۴- تعیین دمای هوا بعد از انجام اسپری
۱۲۴	۲-۱-۴- نتایج
۱۲۷	۲-۴- چگالش درون لوله های بیضوی شیبدار
۱۲۹	۳-۴- کانتور های دما، فشار، سرعت و عدد ناسلت در قلمرو محاسباتی
۱۳۴	۴-۴- نمودار های ضریب انتقال حرارت و ضریب ز کالبرن
۱۳۶	فصل پنجم: نتیجه گیری و پیشنهادات
۱۳۷	۱-۵- مقدمه
۱۳۸	۲-۵- نتایج
۱۴۰	۳-۵- پیشنهادات

فهرست شکل ها و جداول

فهرست شکل ها

- شکل ۱-۱- سیکل رانکین در نیروگاه بخار ۲
- شکل ۲-۱- سیستم سرمایش باز ۵
- شکل ۳-۱- سیستم های سرمایش بسته تبخیری ۶
- شکل ۴-۱- سرمایش خشک مستقیم (کندانسور هوایی) با جریان اجباری ۸
- شکل ۵-۱- سرمایش خشک غیر مستقیم ساده ۹
- شکل ۶-۱- سیستم هلر با جریان مکانیکی القایی ۹
- شکل ۷-۱- ساختار های متفاوت کندانسور های هوایی ۱۲
- شکل ۸-۱- جریان مکانیکی مکشی در یک مبدل هوایی ۱۴
- شکل ۹-۱- جریان مکانیکی دمشی در یک مبدل هوایی ۱۴
- شکل ۱۰-۱- سیستم هیبرید (خشک و تر) ۱۷
- شکل ۱۱-۱- سرمایش هوای ورودی با عبور آن از روی حوضچه آب ۱۸
- شکل ۱۲-۱- سرمایش پکینگ ۲۰
- شکل ۱۳-۱- سرمایش هوای ورودی به روش اسپری ۲۱
- شکل ۱۴-۱- پیش سرمایش هیبرید ۲۲
- شکل ۱۵-۱- سرمایش ریزشی ۲۳
- شکل ۱۶-۱- آرایش فن ها موقعیت چارچوب اسپری ۲۵
- شکل ۱۷-۱- چارچوب اسپری و نازل ها ۲۶
- شکل ۱۸-۱- موقعیت نقاط اسپری بر روی چارچوب فن ۲۹
- شکل ۱۹-۱- نمونه جریان القاء شده درون محفظه دلتای سلول ۲۹
- شکل ۲۰-۱- جریان چرخشی ساعتگرد در قسمت پایین محفظه دلتا ۳۰
- شکل ۲۱-۱- اثر اسپری روی خواص هوا ۳۳
- شکل ۲۲-۱- نمودار کیفی سیکل سرمایش با و بدون اسپری ۳۳
- شکل ۲۳-۱- نمایش شماتیک از سیستم شبیه سازی شده ۳۴
- شکل ۲۴-۱- عملکرد ماشین سرماساز با کندانسور هوایی مجهز به سیستم اسپری آب ۳۵
- شکل ۲۵-۱- فین-تیوب بیضوی با نسبت قطر های مختلف ۳۶
- شکل ۲۶-۱- ورودی مبدل در داخل تونل باد ۳۶
- شکل ۲۷-۱- آرایش مثلثی فین-تیوب ها ۳۶
- شکل ۲۸-۱- نسبت انتقال حرارت مرطوب به خشک در برابر سرعت هوای ورودی ۳۷

- شکل ۱-۲- نقشه کندانسور هوایی (ACE/ACC) در نیروگاه ۴۴
- شکل ۲-۲- نازل های اسپری در زیر سلول واحد ACE ۴۶
- شکل ۳-۲- پروفیل های دمای متوسط در یک دوره بلند مدت و شرایط شبه پایدار اجرا شده در ۲۶ سپتامبر ۴۸
- شکل ۴-۲- افزایش رطوبت نسبی ۵۰
- شکل ۵-۲- کارایی اسپری در ۲۶ سپتامبر ۲۰۰۲ ۵۰
- شکل ۶-۲- نرخ تبخیر کامل (برابر دبی اسپری) و نرخ تبخیر ناقص ۵۱
- شکل ۷-۲- اثر سرمایش در مقابل دمای خشک محیط ۵۲
- شکل ۸-۲- اثر سرمایش در مقابل WBD ۵۳
- شکل ۹-۲- اثر دبی اسپری بر روی "اثر سرمایش" ۵۴
- شکل ۱۰-۲- مقایسه اثر سرمایش در ۲۶ و ۲۸ سپتامبر ۵۴
- شکل ۱۱-۲- اثر ارتفاع چارچوب اسپری - ۲ اکتبر ۵۷
- شکل ۱۲-۲- اثر ارتفاع چارچوب اسپری - ۱۴ اکتبر ۵۷
- شکل ۱۳-۲- مقایسه نازل ها در دبی اسپری ۲۰ gpm ۵۸
- شکل ۱۴-۲- مقایسه نازل ها در دبی اسپری ۸ gpm ۵۹
- شکل ۱۵-۲- همبستگی داده های اثر سرمایش ۶۰
- شکل ۱۶-۲- اسپری مورد نیاز برای اشباع جریان هوای ورودی به سلول B ۶۱
- شکل ۱۷-۲- اسپری مورد نیاز برای اشباع جریان هوای ورودی به سلول B ۶۱
- شکل ۱۸-۲- ماکزیمم اثر سرمایش برای جریان هوای سلول B ۶۲
- شکل ۱۹-۲- عملکرد ACC، فشار خروجی توربین در مقابل دمای محیط ۶۷
- شکل ۲۰-۲- منحنی دمایی و زمانی ۶۷
- شکل ۲۱-۲- خروجی توربین در مقابل فشار خروجی ۶۸
- شکل ۲۲-۲- WBD در مقابل دمای خشک محیط ۶۹
- شکل ۲۳-۲- میله اسپری جهت مشاهده جریان ۷۲
- شکل ۲۴-۲- موقعیت نقاط اسپری بر روی چارچوب فن ۷۳
- شکل ۲۵-۲- نمونه جریان القاء شده درون محفظه دلتای سلول ۷۴
- شکل ۲۶-۲- نمونه جریان مارپیچی ۷۴
- شکل ۲۷-۲- نمونه جریان مارپیچی ۷۵
- شکل ۲۸-۲- جریان به سمت بالا در گوشه شمال شرقی (موقعیت L-1) ۷۶
- شکل ۲۹-۲- تغییرات زمانی دمای محیط ۷۷
- شکل ۳۰-۲- تغییرات زمانی فشار خروجی توربین ۷۷

- شکل ۲-۳۱- فشار خروجی توربین در مقابل جریان بخار برای محدوده کم دمای محیط بدون اسپری
۷۹
- شکل ۲-۳۲- فشار خروجی توربین در مقابل جریان بخار برای محدوده کم دمای محیط با اسپری
۷۹
- شکل ۲-۳۳- نسبت حرارت منتقل شده (متناظر با جریان بخار) به ITD ۸۰
شکل ۳-۱- نمایش جریان بخار آب در کندانسور هوایی ۸۳
- شکل ۳-۲- نمایش جریان هوا در داخل کندانسور و موقعیت فن نسبت به اجزای نگهدارنده و محفظه
دلتا ۸۴
- شکل ۳-۳- اثر فشار خروجی بر بازده سیکل رانکین ۸۶
- شکل ۳-۴- لوله بیضوی شیبدار در میدان گرانش ۸۹
- شکل ۳-۵- امان حجمی سیال چگالیده شده ۹۱
- شکل ۳-۶- سطح مقطع لوله به همراه فیلم چگالیده ۹۲
- شکل ۳-۷- (a) فین بیضوی روی لوله (b) فین دایره ای روی لوله دایره ای ۹۸
- شکل ۳-۸- (a) آرایش مثلثی (b) آرایش مربعی ۹۹
- شکل ۳-۹- ضریب کولبرن و ضریب اصطکاک برای تبدیلی با لوله و فین های دایره ای، سطح CF-
7.0-5/8J از کتاب Kays & London ۱۰۴
- شکل ۳-۱۰- ضریب کولبرن و ضریب اصطکاک برای تبدیلی با لوله های دایره ای و فین های پیوسته،
سطح 8.0-3/8T از کتاب Kays & London [19] ۱۰۵
- شکل ۳-۱۱- قلمرو محاسباتی ۱۱۱
- شکل ۳-۱۲- شرایط مرزی و فضای فیزیکی سه بعدی مساله ۱۰۹
- شکل ۳-۱۳- شبکه ایجا د شده برای فضای فیزیکی مساله ۱۱۱
- شکل ۴-۱- دمای هوای خنک شده برای نرخ های مختلف اسپری در دمای ثابت محیط ۱۲۵
- شکل ۴-۲- رمایش برای نرخ های مختلف اسپری در دمای ثابت محیط ۱۲۵
- شکل ۴-۳- دمای هوای سرد شده برای دماهای مختلف هوا در نرخ اسپری ثابت ۱۲۶
- شکل ۴-۴- اثر سرمایه برای دماهای مختلف هوا در نرخ اسپری ثابت ۱۲۶
- شکل ۴-۵- نسبت انتقال حرارت به عنوان تابعی از نسبت محورهای بیضی در لوله بلند ۱۲۸
- شکل ۴-۶- نسبت انتقال حرارت کلی به عنوان تابعی از طول بی بعد لوله X ۱۲۸
- شکل ۴-۷- توزیع برداری سرعت برای سرعت ورودی $1m/s$ ۱۲۹
- شکل ۴-۸- توزیع برداری سرعت برای سرعت ورودی $3m/s$ ۱۲۹
- شکل ۴-۹- توزیع دما برای سرعت ورودی $1m/s$ ۱۳۰
- شکل ۴-۱۰- توزیع دما برای سرعت ورودی $3m/s$ ۱۳۰
- شکل ۴-۱۱- توزیع فشار نسبی برای سرعت ورودی $1m/s$ ۱۳۱

- شکل ۴-۱۲- توزیع فشار نسبی برای سرعت ورودی $3m/s$ ۱۳۱
- شکل ۴-۱۳- توزیع دما در سطح پره های اول و دوم در سرعت ورودی $1m/s$ ۱۳۲
- شکل ۴-۱۴- توزیع دما در سطح پره های سوم و چهارم در سرعت ورودی $1m/s$ ۱۳۲
- شکل ۴-۱۵- توزیع عدد ناسلت در سطح پره های اول و دوم در سرعت ورودی $1m/s$ ۱۳۳
- شکل ۴-۱۶- توزیع عدد ناسلت در سطح پره های سوم و چهارم در سرعت ورودی $1m/s$ ۱۳۳
- شکل ۴-۱۷- نمودار نسبت حرارت منتقل شده با اسپری به حرارت منتقل شده بدون اسپری برای چهار حالت رطوبت مخصوص ۱۳۴
- شکل ۴-۱۸- مقایسه ضریب انتقال حرارت همراه اسپری با ضریب انتقال حرارت بدون اسپری ۱۳۴
- شکل ۴-۱۹- مقایسه ضریب کالبرن همراه اسپری با ضریب کالبرن بدون اسپری ۱۳۵

فهرست جداول

- جدول ۲-۱- نازل های مورد استفاده در آزمایش سلول واحد ۴۷
- جدول ۲-۲- نمونه ای از هزینه های سیستم سرمایه گذاری هوای ورودی با اسپری ۶۵
- جدول ۲-۳- مشخصات منطقه ۶۶
- جدول ۳-۱- ضرائب انتقال حرارت برای حالت های مختلف ۸۵

علائم و زیر نویس ها

علائم لاتین

A : مساحت

Ar : نسبت قطر بزرگ بیضی به قطر کوچک

a : قطر بزرگ ریشه فین، ضریب معادله پواسون در شبکه بندی

b : قطر کوچک ریشه فین، ضریب معادله پواسون در شبکه بندی

a_1 : نصف قطر مایل داخلی لوله بیضوی

b_1 : نصف قطر افقی داخلی لوله بیضوی

Bi : عدد بیوت

C_0 : متغیر واسطه

c_1, c_2 : ثابت های انتگرال گیری

c_p : گرمای ویژه سیال

d : قطر دایره

D_h : قطر هیدرولیکی مجرای جریان

f : ضریب اصطکاک

g : شتاب گرانش

G : شار گرمی یا دبی گرمی در واحد سطح

h : ضریب انتقال حرارت

i : آنتالپی

i_{fg} : گرمای نهان چگالش

j_H : ضریب کولبرن حرارتی

J : ژاکوبین تبدیل فضای فیژیکی به فضای محاسباتی

k : هدایت حرارتی سیال

l : ارتفاع فین

L : طول لوله، طول مبدل در جهت جریان هوا، طول مشخصه در بی بعد سازی

\dot{m} : دبی گرمی

n : تعداد ردیف های مبدل در جهت جریان خارجی، جهت قائم بر سطح

N : تعداد فین ها

N_{yh} : پارامتر مشخصه مبدل

Nu : عدد ناسلت

p : فشار سیال

P : گام
 Pr : عدد پرانتل
 r : شعاع
 R : مقاومت گرمایی
 R'' : مقاومت گرمایی بر واحد سطح
 R_y : پارامتر مشخصه جریان
 Re : عدد رینولدز
 RH : رطوبت نسبی
 St : عدد استانتون
 t : ضخامت
 T : دما
 T_b : دمای متوسط بالک
 u : مؤلفه سرعت هوا در جهت جری‌ان
 U : متغیر مختصاتی در جهت محیط بیضی
 U_0 : طول قسمتی از محیط بیضی
 v : سرعت جری‌ان، مؤلفه سرعت هوا در جهت عرضی جری‌ان
 \dot{V} : دبی حجمی هوا برای یک فن
 w : رطوبت مخصوص، مؤلفه سرعت هوا در جهت قائم بر جری‌ان
 x : متغیر مختصاتی در جهت طول لوله، متغیر مختصاتی در جهت جری‌ان هوا
 X : شکل بی بعد x
 y : متغیر مختصاتی در جهت ضخامت لوله، متغیر مختصاتی در جهت عمود بر جری‌ان هوا
 z : متغیر مختصاتی در جهت عمود بر فن‌ها
 Z : شکل بی بعد ضخامت فیلم چگالیده شده

علائم یونانی

α : مساحت سطح انتقال گرما بر واحد حجم کل مبدل، ضریب پخش حرارتی سیال
 β : زاویه
 χ : متغیر زاویه برای X
 δ : ضخامت فیلم چگالیده شده
 Δ : اختلاف محدود
 \mathcal{E} : خروج از مرکز
 ϕ : متغیر زاویه برای ϕ

ϕ : زاویه خروج از مرکز
 Γ : طول جریانی مبدل
 γ : زاویه
 η : بازده فین، متغیر مختصاتی در فضای محاسباتی
 μ : لزجت دینامیکی سیال
 ρ : چگالی سیال
 σ : نسبت حداقل مساحت مقطع جریان آزاد مجرای پره دار به مساحت سطح مقطع ورودی
 ω : سرعت
 ξ : متغیر مختصاتی در فضای محاسباتی
 ψ : زاویه مربوط به شیب لوله ها نسبت به افق
 ζ : متغیر مختصاتی در فضای محاسباتی

زیر نویس ها

a : مربوط به هوا
 atm : مربوط به اتمسفر
 av : مخلوط هوا و بخار آب
 c : مربوط به سیال چگالیده شده، مربوط به سطح مقطع عبور جری-ان
 EL : بیضی موجود
 $circle$: دایره معادل با بیضی
 i : داخلی، ورودی
 in : ورودی
 f : مربوط به فین
 $fluid$: مربوط به سیال
 fr : سطح پیشانی مبدل در برابر جریان هوا
 m : متوسط حسابی
 min : مربوط به کمترین سطح مقطع جریان هوا
 max : مربوط به بیشترین سرعت جریان هوا
 o : بیرونی، خروجی
 r : ریشه فین
 row : مربوط به ردیف های مبدل
 sat : در شرایط اشباع
 t : عرض مبدل، عمود بر جهت جریان خارجی

t, c : مربوط به سطح تماس فین با لوله

ts : مربوط به سطح مقطع لوله

$tube$: مربوط به لوله

U : در جهت محور U

U_0 : برای قسمتی از محیط

v : مربوط به بخار

w : مربوط به آب اسپری شده

W : در سطح دیواره

wb : حباب تر

x : در جهت محور x

$1/2$: نیمی از

0 : قبل از اسپری

1 : بعد از اسپری

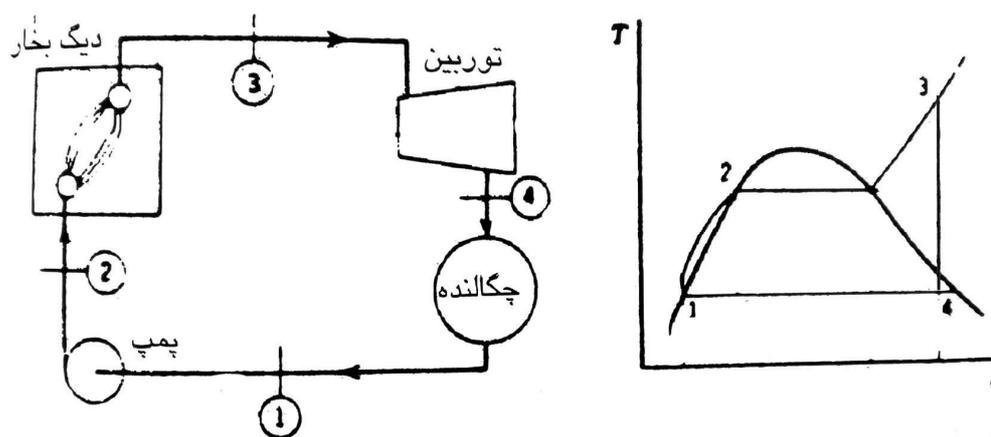
∞ : مربوط به جریان آزاد

فصل اول

آشنایی با کندانسور های هوایی و روشهای افزایش
راندمان در آنها

۱-۱- مقدمه

بخش قابل توجهی از کاربرد مبدل‌های حرارتی، کندانسور سیکل‌های بسته نیرو و انواع کندانسورها در صنعت می باشد که گرمای دریافت شده از سیال عامل سیکل، مستقیماً و یا به کمک یک سیال واسطه به هوای اتمسفر منتقل می شود.



شکل ۱-۱- سیکل رانکین در نیروگاه بخار [1]

سیکلی که نیروگاه‌های حرارتی بر اساس آن عمل می کنند، سیکل رانکین است. در سیکل رانکین یکی از فرایندها، انتقال گرمای فشار ثابت در کندانسور است. بخار آبی که از توربین خارج می شود، باید در کندانسور حرارت خود را از دست دهد و چگالیده شود. مقدار انرژی مصرفی به ازای هر کیلو وات ساعت برق تولیدی در یک نیروگاه با سوخت فسیلی با سیال خنک کننده آب، رقمی حدود $1/4 \text{ kwh}$ است؛ یعنی در حدود ۳۰ درصد از انرژی دریافت شده از سوخت نیروگاه در کندانسور به هوا منتقل می شود. این مسأله به کارگیری کندانسور در یک سیکل نیروگاهی را به ظاهر غیر مفید جلوه می دهد، اما در واقع با وجود کندانسور مقدار زیادی کارهای مفید جانبی صورت می گیرد که

بودن آن را اجتناب ناپذیر می کند. مهمترین دلایل استفاده از کندانسور در سیکل نیروگاه به صورت زیر دسته بندی می شوند [1]:

۱- وجود کندانسور به عنوان منبع سرد جهت انتقال انرژی غیر قابل دسترس در بخار خروجی از توربین به جهت تبدیل انرژی حرارتی به انرژی الکتریکی (به طور سیکلی) بر طبق قوانین ترمودینامیکی که همواره برای این تبدیل احتیاج به دو منبع سرد و گرم می باشد، الزامی می باشد.

۲- تفاوت بسیار زیادی بین حجم مخصوص مایع و بخار (حدود چهل برابر) و لزوم پمپاژ مجدد سیال عامل به سمت دیگ بخار و غیر عملی بودن پمپاژ سیال دو فازه و حداقل بودن هزینه پمپاژ، ضرورت تقطیر بخار را می طلبد که این کار در کندانسور صورت می گیرد.

۳- کاهش فشار پشت توربین باعث ازدیاد بازدهی نیروگاه می گردد و این عمل با تقطیر بخار خروجی توربین در داخل کندانسور که متصل به خروجی توربین است میسر می شود.

۴- وجود گازهای غیرمحلول در سیکل نیروگاه باعث مسائل زیادی از جمله خوردگی، کاهش انتقال حرارت و غیره می شود. از آنجایی که کندانسور در ناحیه اشباع عمل تقطیر را انجام می دهد و در حالت اشباع حلالیت گازها به حداقل خود می رسد، کندانسور محل خوبی برای خارج کردن گازهای مختلف از سیستم می باشد.

۵- با توجه به عدم ایزولاسیون صد در صدی اتصالات در سیکل آب و بخار نیروگاه و ضرورت هواگیری و زیر کشی و تخلیه آب یا بخار به خاطر مسائل فنی و بهره برداری، جهت صرفه جویی در مقدار آب مصرفی در نیروگاه، بهترین مکان جمع آوری این گونه جریان ها، محل کندانسور است.

۶- با توجه به درجه حرارت پایین و وجود گازهای محلول در آب جبران سازی، بهترین مکان برای تزریق آب جبران ساز با توجه به دو فازی بودن سیال و پایین بودن دمای آن در کندانسور، همین محل است.

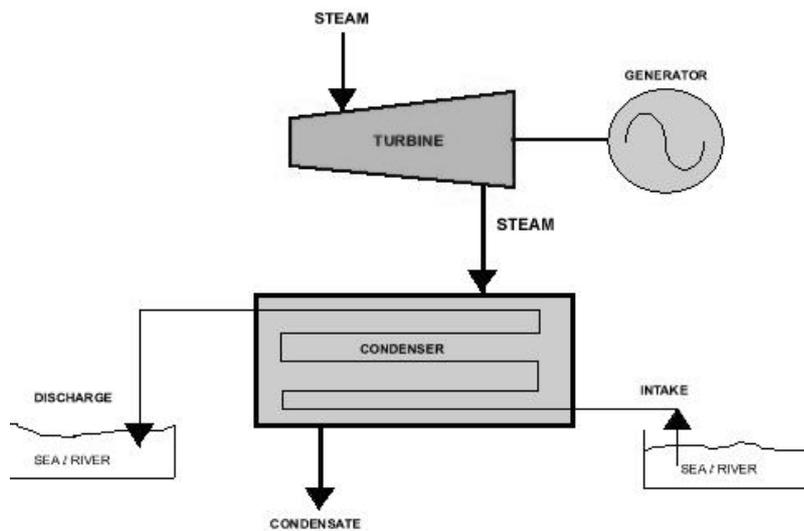
۱-۱-۱- انواع سیستم های خنک کننده [2]

یک کندانسور علاوه بر اینکه قسمتی از یک سیکل بسته بخار آب در نیروگاه می باشد، جزئی از سیستم خنک کننده نیروگاه نیز می باشد. البته در سیستم های خنک کننده مختلف، تعداد اجزاء متفاوت است.

نوع سیستم سرمایشی که مورد استفاده قرار می گیرد، شدیداً تابع موقعیت نیروگاه و در دسترس بودن آب مناسب برای پروسه های سرمایش است. پروسه های انتخابی نیز خود تابع اثرات محیطی سیستم های سرمایش است.

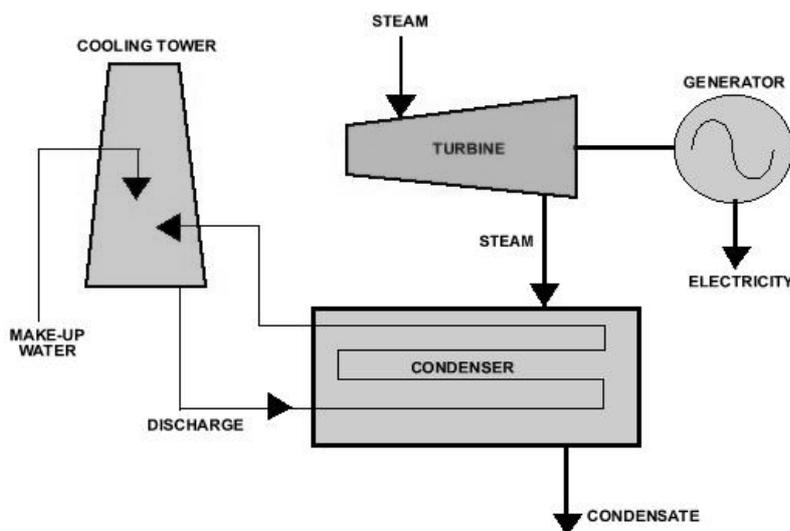
الف: سیستم های سرمایش باز: سیستم های سرمایش باز (یکبار گذر) را می توان برای نیروگاه هایی بکار برد که در کنار آب های بزرگ از قبیل دریا، دریاچه یا رودخانه بزرگ قرار دارد و این آب ها توانایی جذب و پخش گرمای هدر رفته نیروگاه را دارند. آب از مدخل ورودی که در یک سمت نیروگاه واقع است، پمپاژ شده، و از میان کندانسور عبور می کند و در نقطه ای که از مدخل ورودی به اندازه کافی دور بوده، تخلیه می شود.

سیستم های باز معمولاً دبی جریان بالای دارند و دمای آب عبوری از آن به مقدار ناچیز افزایش می یابد. یک واحد 350 MW معمولی، باید جریان آبی بین 15000 تا 20000 L/s داشته باشد.



شکل ۱-۲ سیستم سرمایش باز [2]

ب: سیستم های سرمایش بسته تبخیری : در سیستم های سرمایش بسته تبخیری در نیروگاه، انرژی اتلافی به کمک کندانسور به آب خنک کننده منتقل می شود. سپس گرمای اتلافی در آب خنک کننده بوسیله برج خنک کن به اتمسفر تخلیه می شود. در برج خنک کن، گرما از ذرات آب در حال سقوط گرفته شده و با استفاده از پروسه های سرمایشی تبخیری، به هوای بالا رونده منتقل می شود. در برج خنک کن از پکینگ های قطره ای یا لایه ای برای افزایش سطح تماس آب و هوا استفاده می کنند. مقداری از آب گرم شده در کندانسور، معمولاً ۱ تا ۱/۵ درصد از جریان آب خنک کننده، به هوای بالا رونده منتقل می شود. یعنی در برج خنک کن به آب جبرانی نیاز داریم. اجزای اصلی یک سیستم سرمایش بسته تبخیری عبارتند از: برج خنک کن دارای دو نوع جریان طبیعی و مکانیکی، پمپ و لوله ها.



شکل ۱-۳ سیستم های سرمایه‌گذاری بسته تبخیری [2]

ج: سیستم های سرمایه‌گذاری بسته خشک: سیستم های سرمایه‌گذاری خشک در جایی استفاده می‌شود که آب کافی در دسترس نباشد یا آب برای استفاده در یک سیستم تبخیری گران باشد. سیستم های سرمایه‌گذاری خشک دارای هزینه اولیه بالاتر، دمای عملیاتی بالاتر و راندمان پایین‌تر نسبت به سیستم های سرمایه‌گذاری تبخیری می‌باشند. در سیستم های سرمایه‌گذاری خشک، حرارت به وسیله لوله های فین دار کندانسور به هوا منتقل می‌شود.

۱-۱-۲ - سیستم های سرمایه‌گذاری خشک و انواع آن [3]

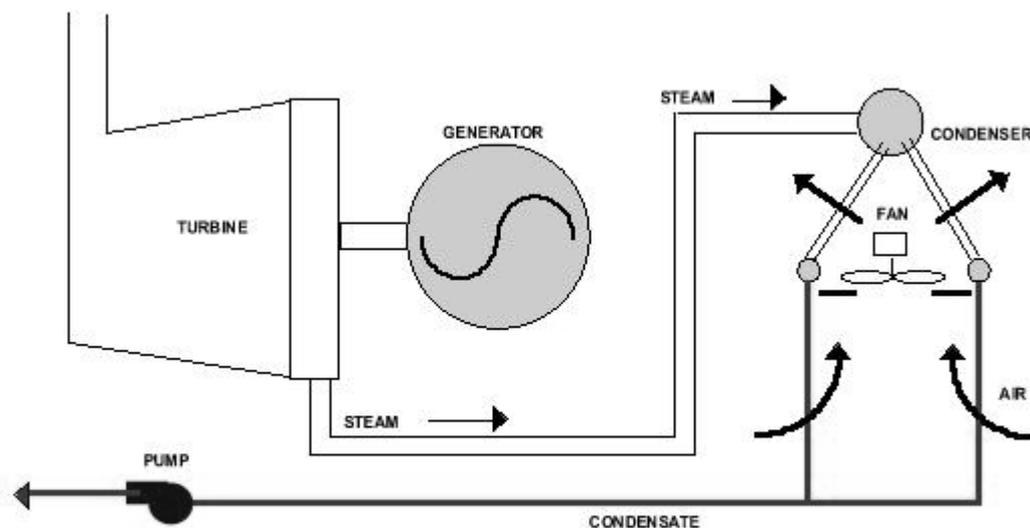
انتخاب بین سیستم‌های سرمایه‌گذاری خشک و تبخیری در منطقه‌ای با منابع آب ناکافی، اساساً یک انتخاب اقتصادی است. مهمترین و مؤثرترین فاکتور، هزینه آب افزودنی جبرانی برج خنک‌کن است. علاوه بر این، باید توجه داشت که نیروگاه‌های برق بخاطر محدودیت منابع آبی در این مناطق، باید با جمعیت در حال رشد، کشاورزی، صنایع موجود و در حال گسترش (بدلیل نیاز آنها به آب) رقابت کنند. بنابراین سرمایه‌گذاری خشک نیروگاه، شانس توسعه بیشتر منطقه را با حفظ آب برای پیشرفت

اقتصادی در آینده را به ما می‌دهد. با سرمایه‌های خشک یک نیروگاه ۲۰۰ MW، می‌توان در مصرف آبی مورد نیاز یک شهر ۱۰۰۰۰۰ نفری صرفه جویی کرد.

برای مناطق کاملاً خشک، اگر یک سیکل نیروگاه بخار مورد نیاز است، هیچ انتخاب عملی غیر از سرمایه‌های خشک وجود ندارد. موضوع مهم دیگری که باید به آن توجه داشت این است که نظر به اینکه گستردگی سوخت نیروگاه مانند ذخایر ذغال سنگ کوچکتر از آب است، استقلال مکانی نیروگاه در نتیجه انتخاب سرمایه‌های خشک، امکان استفاده از سوخت ارزان را به ما می‌دهد. با توجه به جنبه شدیداً آبی روشهای متداول سرمایه‌های نیروگاهها، تحقیق کلی‌تر در مورد اقتصاد روش‌های سرمایه‌های بدون آب ارزشمند خواهد بود. در بیش از ۳۰ کشور نیروگاههای با سیستم سرمایه‌های خشک وجود دارد. بیشتر آنها در مناطق نیمه خشک و خشک فعالیت می‌کنند. این نیروگاهها تحت شرایط دمایی مختلف هوا (۵۰- تا ۵۰^oC) فعالیت می‌کنند. سه نوع سیستم سرمایه‌های خشک وجود دارد. مستقیم و غیرمستقیم. ظرفیت تولید انرژی در نیروگاههای با سیستم سرمایه‌های خشک، تقریباً بطور مساوی بین سیستم مستقیم و غیرمستقیم توزیع شده است

الف: سیستم سرمایه‌های خشک مستقیم: که به آن کندانسور هوایی^۱ یا ACC می‌گویند. در کندانسور هوایی، بخار بصورت مستقیم بوسیله هوا در یک مبدل حرارتی چگالیده می‌شود و سیال چگالیده به سیکل بسته بخار بر می‌گردد. همه مراحل چگالش (میعان) در یک دمای تقریباً ثابت اتفاق می‌افتد (هر چند ۲ تا ۴^oC پایین‌تر از دمای اشباع متناظر با فشار خروجی توربین). سیستم‌های سرمایه‌های خشک، به خاطر خلا، به انتقال و پخش حجم وسیعی جریانهای بخار نیاز دارند، بنابراین قرار دادن خنک کننده در نزدیک ترین مکان به توربین ضروری است تا هزینه لوله کشی و کانال سازی کاهش یابد و همچنین از تلفات زیاد فشار بخار جلوگیری کنیم.

¹ - air cooled condenser

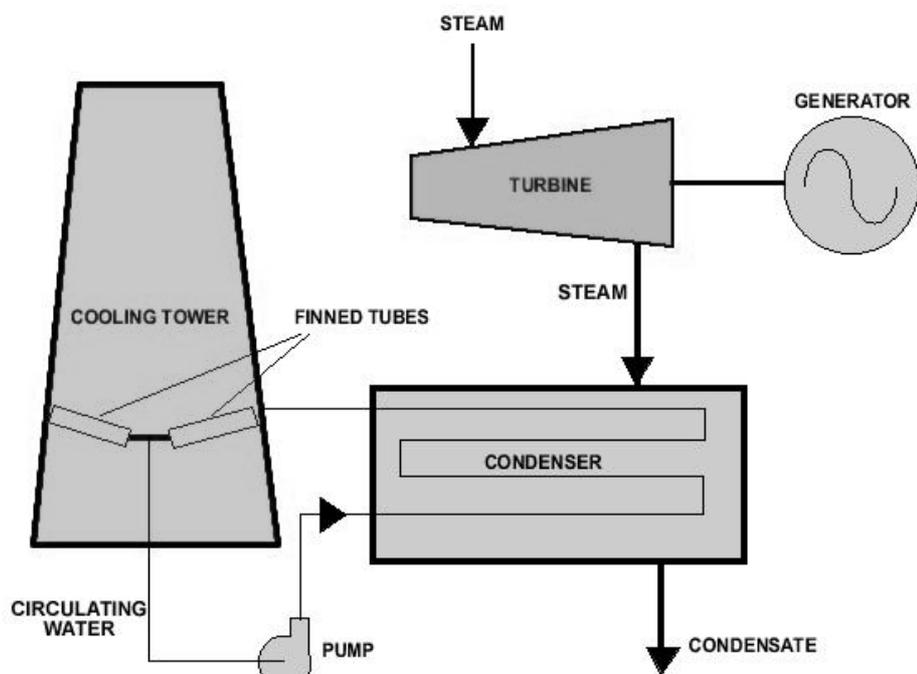


شکل ۴-۱ سرمایش خشک مستقیم (کندانسور هوایی) با جریان اجباری [2]

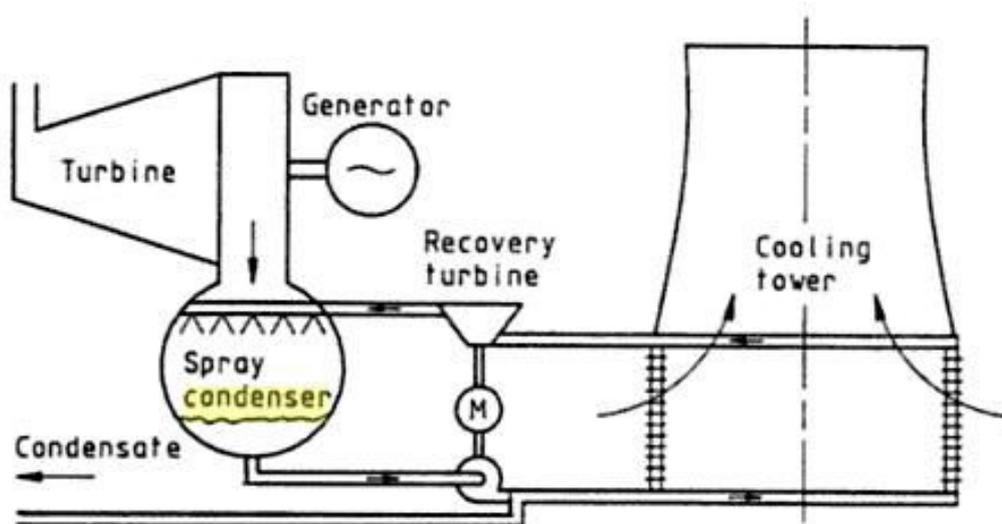
ب: **سرمایش خشک غیرمستقیم:** به دو صورت در صنعت استفاده می شود. نمونه ساده آن در شکل ۵-۱ نشان داده شده است. نوع پیشرفته تر آن که بعنوان سیستم هلر^۱ شناخته می شود دارای دو قسمت اصلی است: جت-کندانسور تماس مستقیم و برج خنک کن خشک. سیال خارج شده از جت کندانسور به دو قسمت تقسیم می شود. ۲ تا ۳ درصد آن وارد سیکل و بقیه به سمت برج خنک کن خشک پمپاژ می شود. سیال سرد شده که از برج خنک کن خارج می شود در داخل جت-کندانسور به درون بخار خروجی از توربین اسپری می شود. چگالش تقریباً در دمای متناظر با فشار خروجی توربین اتفاق می افتد. چون در مورد سرمایش خشک غیرمستقیم یک وسیله انتقال حرارتی واسطه (آب بین بخار و هوا) وجود دارد، فاصله بین برج خنک کن و توربین مهم نیست. در واقع می توان برج خنک کن را در فاصله دور از نیروگاه که جریان هوا بهتر است قرار داد و جت-کندانسور را در نزدیکی توربین نصب کرد در نتیجه هزینه کانال کشی کاهش یافته و با افت فشار

^۱ - Heller

کمتری مواجه هستیم. در مورد سیستم هلر، هم جریان طبیعی و هم جریان مکانیکی برای تأمین سرمایه‌ش مورد نیاز استفاده می‌شود.



شکل ۱-۵- سرمایه‌ش خشک غیر مستقیم ساده [2]



شکل ۱-۶- سیستم هلر با جریان مکانیکی القایی [34]

۱-۲-۲- کندانسور های هوایی

کندانسور هوایی یک مبدل هوایی است که در آن تقطیر بخار به کمک هوا صورت می گیرد. کندانسورهای هوایی دارای کاربرد های مختلف مانند تهویه مطبوع، صنایع غذایی و نیروگاههای حرارتی و ظرفیت های مختلف می باشد. کوچکترین کندانسور هوایی دارای ظرفیت 1 Btu/h میلیون و فشار مطلق 20 psi و بزرگترین کندانسور هوایی دارای ظرفیت 1 Btu/h بیلیون و فشار مطلق 2 in.Hg می باشد.

۱-۲-۱- تاریخچه کندانسور های هوایی

استفاده از هوا به عنوان خنک کننده رادیاتور اتومبیل، سابقه دیرینه دارد. مفهوم خنک کنندگی در مقیاس وسیع در صنعت نفت می تواند به اواخر ۱۹۲۰ در میدانهای نفت و گاز ایالات جنوب غربی آمریکا برگردد. آن خنک کننده ها دارای ساختار دسته لوله عمودی و بی حفاظ در مقابل باد بودند و در نواحی خشک به دلیل کمبود آب به کار می رفتند. در اواسط ۱۹۳۰ طراحی به واحدهای افقی تغییر یافت که به جای اتکا به عدم اطمینان خنک کنندگی بادی از فنها برای عبور دادن هوای خارج از روی کویل استفاده شد. قبل از ۱۹۳۰ در صنعت تبرید نیز برای تقطیر بخار مبرد از جریان هوا استفاده شده است. بعد از مدتی مشابه کاربرد کندانسورهای هوایی در صنایع شیمیایی در آلمان توسعه یافت. اولین پالایشگاه با کندانسور هوایی در ۱۹۴۸ در Corpus تگزاس آمریکا ساخته شد. در حالیکه اولین پالایشگاه با کندانسور هوایی در اروپا در ۱۹۵۸ و Whitegate, Eire تأسیس گردید [4].

استفاده از کندانسور هوایی در نیروگاهها از حدود سال ۱۹۳۰ آغاز شد. در دهه های گذشته استفاده از برج های خنک کن خشک گسترش قابل توجهی یافته است. به خصوص در مناطقی که تهیه آب صنعتی برای جایگزینی آب از دست رفته سیکل در برج های تر با مشکلاتی مواجه است، استفاده از کندانسور های هوایی توصیه می شود [5].

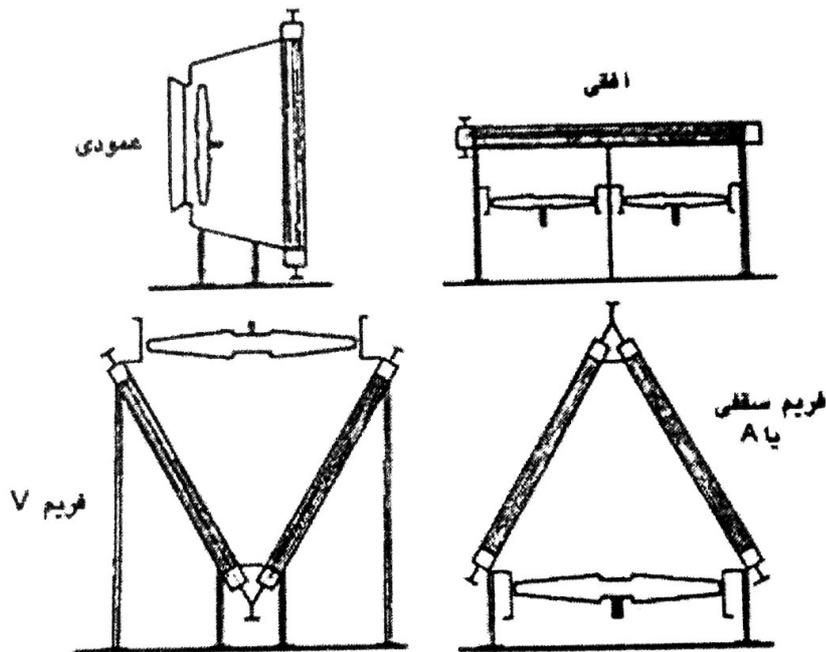
در مناطق گسترده ای از کشور ما به دلیل هزینه های زیاد تهیه آب صنعتی و حتی گاهی مهمتر از آن کمبود آب شرب برای ساکنین این مناطق، طراحان نیروگاه را واداشته است که در مورد انتخاب نوع کندانسورها تجدید نظر اساسی به عمل آورند. نیروگاه طوس واقع در شهر مشهد را باید از اولین گامهای اساسی در چنین تجدید نظر هایی در ایران به حساب آورد. در این نیروگاه که $600 MW$ اسمی برق تولید می شود، عمل تقطیر در کندانسورهای هوایی انجام می پذیرد. کندانسور این نیروگاه شامل ۴ واحد ۳۰ سلولی است که حرارت لازم برای تقطیر بخار خروجی از توربین را به اتمسفر منتقل می کند [5].

۱-۲-۲- ساختارهای مختلف کندانسور هوایی

دماهای عملیاتی، ساختار فن، مشخصات فرایند، شرایط محیطی، ملاحظات آلودگی (جرم گرفتگی) و ملاحظات تجربی دیگر اثر زیادی روی طرح نهایی سیستم کندانسور هوایی خواهد داشت. کندانسور هوایی در حالت کلی از سه قسمت اصلی مجموعه لوله ها، سازه و تجهیزات محرک مکانیکی تشکیل شده است. جهت گیری مجموعه لوله ها در چهار روش اصلی عمودی، افقی، فریم V و فریم A شکل می باشد.

از بین این چهار حالت، جهت گیری افقی متداولتر است. اگر جهت گیری عمودی استفاده شود کاهش قابل توجهی در فضای لازم صورت می گیرد؛ اما عملکرد واحد به شدت از جهت باد عمومی تأثیر می گیرد. گاهی اوقات برای حفظ کردن عملکرد طراحی، لازم است تا از صفحات محافظ استفاده شود. به صورت کلی استفاده از دسته لوله های نصب شده به صورت عمودی به واحدهای پکیج شده کوچک محدود می شود. یک میانه گیری از واحد های عمودی و افقی، واحدهای V فریم و A فریم است که در مقایسه با واحد های افقی اولاً سطح لازم برای نصب آنها نصف مقدار لازم برای واحد های افقی است ثانیاً حین عمل تقطیر تحت گرانش زمین سیال چگالیده شده به راحتی به سمت هدر (لوله اصلی) خروجی سرازیر می شود. در این نوع از آرایش، دسته لوله ها با شیب ۳۰ تا

۴۵° از خط عمودی قرار گرفته اند. نوع A یا سقفی رایجتر است و در کاربرد های چگالش بخار استفاده می شود. نیروگاه ها معمولا شامل ردیف هایی از واحدهای مبدل A شکل هستند [4].



شکل ۱-۷- ساختار های متفاوت کندانسور های هوایی [4]

لوله های مورد استفاده در ساختمان این کندانسور ها از نوع دایره ای یا بیضوی است. در لوله های گرد، افت فشار، اغتشاش و استفاده حرارت بیشتر است؛ در صورتی که در لوله های بیضوی بر عکس است. البته در جاهایی که افت فشار مهم باشد، از لوله های معمولی استفاده می شود؛ اما اگر از لوله های بیضوی استفاده شود، برای جبران افت فشار باید سرعت را با افزایش ارتفاع جبران کرد. در مورد ساخت و طراحی کندانسورها، قطر داخلی لوله، ضخامت فین، قطر داخلی و خارجی فین و فاصله بین فین ها استاندارد شده است. معمولا قطر خارجی لوله ها بین ۵۰/۸ mm تا ۱۹/۰۵ mm و ضخامت فین حدود ۰/۳ تا ۰/۵mm است. همچنین تعداد فین ها بین ۲۷۶ تا ۴۳۳ fin/m در نظر گرفته شده است. به علت به وجود آمدن لایه مرزی در اثر عبور هوا، فاصله بین فین ها خیلی مهم است. هر جا که ضخامت لایه مرزی کم باشد، محدوده فاصله بین فین ها بیشتر می شود و بر عکس.

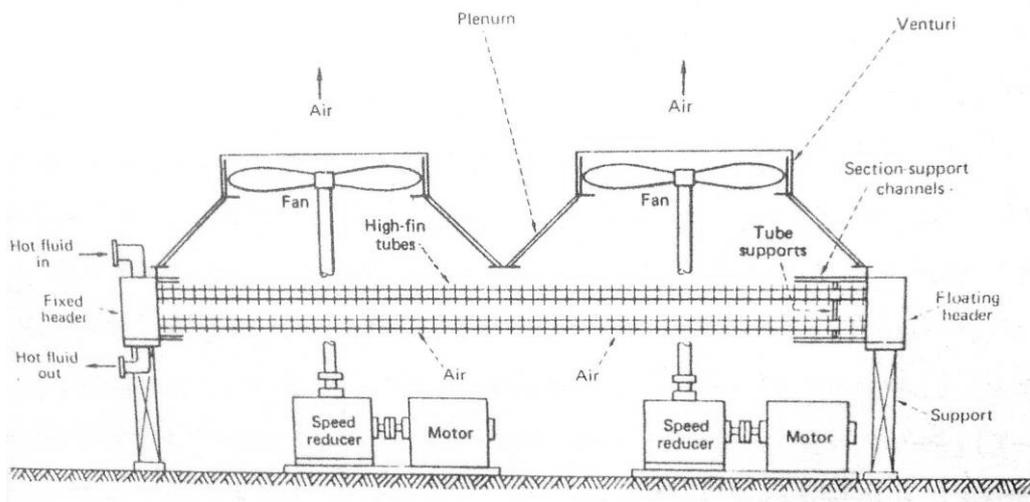
فاصله بین فین ها به طور متوسط $3/2$ mm است [1]. به جز در کاربرد های فشار بالا، که از لوله های U شکل استفاده می شود، اغلب از لوله های مستقیم استفاده می کنند. تعداد ردیف های لوله های فین دار معمولا بین ۳ تا ۶ ردیف است. در مورد ترتیب قرار گرفتن نوع لوله ها باید گفت اگر افت فشار مهم باشد، از نوع مربعی استفاده می شود و اگر افت فشار مهم نبود، اما انتقال حرارت مهم باشد، آرایش مثلثی (متساوی الاضلاع یا متساوی الساقین) به کار می رود [4].

۱-۲-۳- انواع جریان هوا در کندانسور های هوایی

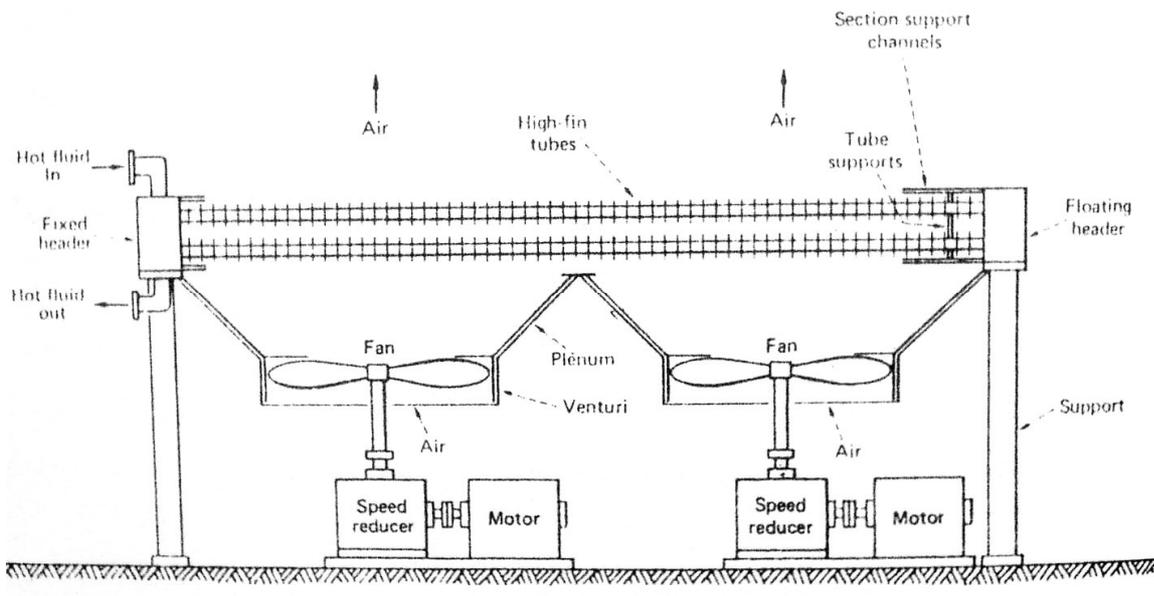
در اکثر مبدل های هوایی و در نتیجه کندانسورهای هوایی، از جریان مکانیکی دمشی^۱ یا جریان مکانیکی القایی^۲ برای عمل خنک سازی استفاده می شود. در نوع دمشی به دلیل اغتشاش ورودی، ضریب انتقال حرارت سمت هوا بیشتر است. نوع دمشی با هوای سردتر (هوای ورودی مبدل) در تماس است که به حجم کمتر و مصرف توان کمتر منجر می گردد در نتیجه دبی جریان هوا در آن بالاتر است اما نوع مکشی جریان یکنواخت تری ایجاد می کند. از نکات منفی در نوع جریان دمشی، باز بودن بالاترین ردیف لوله ها به محیط است که این دسته لوله ها را در معرض تابش مستقیم خورشید قرار می دهد و در نتیجه بهره وری این ردیف از لوله ها به میزان قابل توجهی کاهش می یابد. ریزش باران و گرد و غبار نیز صدمه بیشتری در مقایسه با نوع مکشی به این سیستم وارد می کند. نتایج تجربی نشان می دهند که کندانسور های نوع مکشی، صدای کمتری دارند و جریان باد تأثیر کمتری بر روی کار آبی مبدل دارد. باید توجه کرد که نوع جریان مکانیکی تابعی از ساختار کندانسور هوایی نیز می باشد. مثلا برای ساختار V فریم از نوع مکشی و برای A فریم از نوع مکشی استفاده می کنند [4].

¹ -Mechanical forced Draft

² - Mechanical induced Draft



شکل ۸-۱- جریان مکانیکی مکشی در یک مبدل هوایی [5]



شکل ۹-۱- جریان مکانیکی دمشی در یک مبدل هوایی [5]

در بعضی از ظرفیتهای بسیار زیاد تقطیری، مثلا 500 MW گرماگیری، برج های خشک با جابجایی طبیعی^۱ مورد استفاده قرار می گیرد که در مقایسه با جریان مکانیکی، نه تنها هزینه سرسام آوری نیاز دارند بلکه در عمل مشکلاتی نیز ایجاد می کند. مانند نوسان فشار خروجی توربین، حساسیت بالا به وزش باد، پیچیده بودن کنترل دما، کاهش راندمان بخاطر اینکه هوا و بخار دارای جریان طبیعی هستند (نه یک جریان اجباری) [3].

¹ - Natural Flow

۱-۲-۴- مزایا و معایب کندانسور های هوایی [1]

امروزه از مبدل های هوایی به مقیاس زیادی در صنایع مدرن و پیشرفته استفاده می شود. در صنعت برق نیز از این نوع مبدل ها جهت طراحی، ساخت و به کارگیری کندانسور های هوایی سود فراوان برده اند. در نیروگاه Wyodak که در سال ۱۹۷۸ به ظرفیت ۳۳۰MW در آمریکا مورد بهره برداری قرار گرفت، به طور بی سابقه ای از کندانسور های هوایی استفاده شده است. در بر آوردی که به وسیله محققان صورت گرفته است، چنانچه از برج های تر برای این نیروگاه استفاده می شد، حدود ۹۱۰t/h آب جبرانی لازم بود؛ اما به کار گیری کندانسور های هوایی این رقم به ۷۰t/h یعنی ۹۲/۵٪ کمتر رسیده است و این بهترین مزیت این سیستم به شمار می رود.

جایگزینی هوا به جای آب خنک کننده، در کندانسور هوایی و به طور کلی در سیستم سرمایش خشک، مزایای نسبتا خوب و در خور توجهی را در بر دارد که عبارتند از:

- ۱- استفاده از سیستم های سرمایش خشک نیاز به آب افزودنی- جبرانی برج های خنک کن تر را کاملا برطرف می سازد. و در این صورت دیگر لازم نیست طراحان مقید به ساخت و نصب نیروگاه در جوار منابع آب باشند.

۲- هزینه تعمیرات به علت عدم رسوب و مسائل خوردگی پایین است.

۳- مهمترین پارامتر از نظر ساخت مکانیکی، جنس لوله های پره دار است.

۴- از نظر آلودگی محیط زیست این نوع کندانسور ها تولید آلودگی نمی کنند.

۵- در این نوع خنک کننده ها دیگر نیازی به استفاده از یک سیستم چرخشی جهت خنک سازی سیال خنک کننده نمی باشد.

۶- مشکل رعایت اندازه و ابعاد، آنگونه که در مورد خنک کننده های تبخیری با توجه به محدودیت فضا حاد است، وجود ندارد.

۷- در روزهای سرد امکان یخ زدن خنک کننده های تبخیری وجود دارد.

۸- در خنک کننده های تبخیری، انتشار بخار آب باعث هدر دادن آب می شود.

۹- استقلال مکانی نیروگاه با کندانسور هوایی از منابع آب امکان دسترسی به سوخت ارزان را به ما میدهد.

اما در کنار این مزایا، معایبی نیز در استفاده از کندانسور های هوایی و دیگر سیستم های سرمایشی خشک وجود دارد :

۱- از لحاظ اقتصادی مخارج اولیه نصب یک کندانسور هوایی چهار برابر یک خنک کننده تبخیری است.

۲- به علت استفاده از فن های متعدد جهت مرتبط کردن هوا با کندانسور، هزینه سیستم جانبی زیاد است.

۳- به علت تغییرات زیاد درجه حرارت محیط در طول سال بین ۱۰- تا $40^{\circ}C$ کنترل درجه حرارت کندانسور پیچیده و مشکل است.

۴- این دسته از کندانسور ها به علت بالا بودن فشار داخل آنها نسبت به کندانسور های آبی، راندمان کمتری دارند در نتیجه راندمان نیروگاه نیز کم است.

۵- مهمترین مشکل کندانسور های هوایی کاهش راندمان نیروگاه در روز های گرم سال است. در همین زمان استفاده از انرژی برق به اوج خود می رسد. یعنی کاهش راندمان نیروگاه در نتیجه افزایش دمای محیط با اوج مصرف انرژی برق توأم است.

۱-۳- افزایش کارایی کندانسور های هوایی

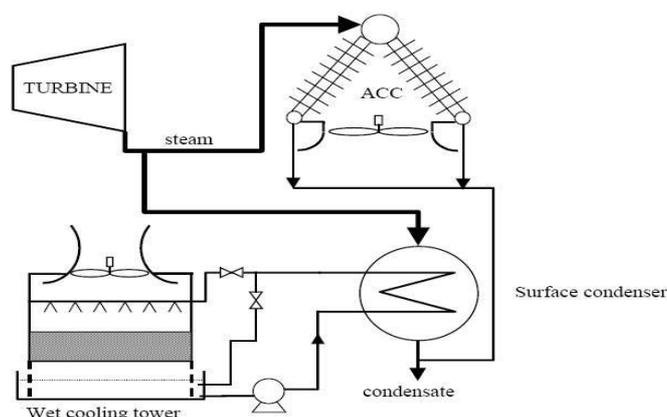
در نیروگاه های سیکل بخار، سرمایش خشک می تواند یک جایگزین مناسب برای سرمایش تر باشد؛ به خصوص در جایی که صرفه جویی در آب و حفظ محیط زیست یک موضوع نگران کننده باشد. با این وجود، تکنولوژی سرمایش خشک به دلیل وابستگی شدید به دمای هوای محیط ممکن

است در حفظ خروجی طراحی شده نیروگاه هنگام گرمترین ساعات سال که دوره پیک مصرف انرژی نیز است، ناتوان باشد.

به دو روش کلی می توان کارایی کندانسور های هوایی را افزایش داد. یک روش استفاده از سیستم های هیبرید(خشک و تر) و دیگری استفاده از سیستمهای پیش سرمایش هوا می باشد. سیستم های پیش سرمایش متنوعی وجود دارد که در آنها میزان مصرف آب بسیار کم است و می توان جهت افزایش راندمان کندانسورهای هوایی در دوره ای از سال که در آن دمای محیط و تقاضای انرژی توأمأً بالا هستند، استفاده کرد.

۱-۳-۱- سیستم های هیبرید یا خشک و تر^۱ [15]

در روشهای معمولی از سیستم های هیبرید یا خشک و تر استفاده می کنند که در آن گرما از طریق دو سیستم خنک کاری جداگانه وارد محیط می شود. یکی سیستم خشک که اکثر یا همه بار سرمایش را در بیشتر اوقات سال بدوش می گیرد و دیگری سیستم مرطوب که بخشی از بار سرمایش را در دوره های گرمتر بر عهده می گیرد (هنگامی که کارایی سیستم خشک محدود است).



شکل ۱-۱-۱- سیستم هیبرید (خشک و تر) [15]

سیستم های هیبرید در آرایش ها و طرحهای مختلفی وجود دارد. این سیستم ها اثر قابل توجهی روی حفظ آب دارند؛ همچنین عملکرد روزهای گرم سال را به خوبی حفظ می کنند. این سیستمها

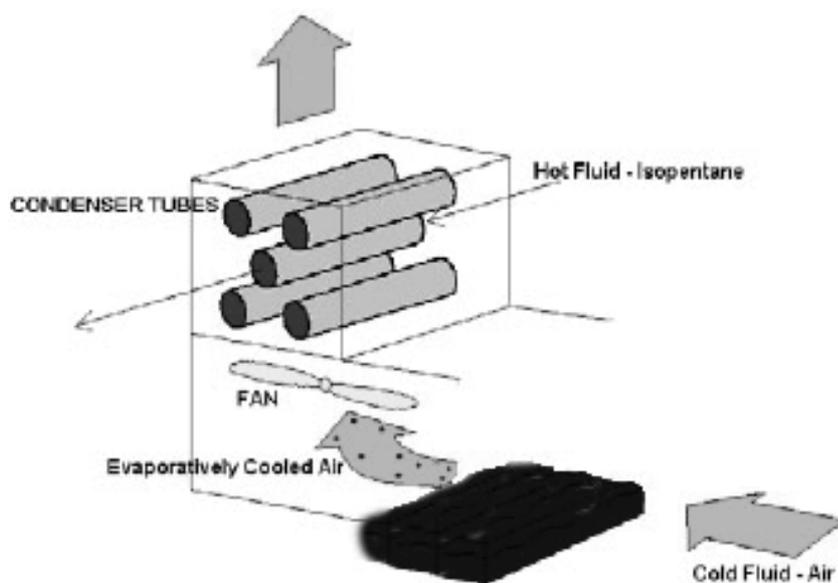
¹ - Hybrid (Wet/Dry) Systems

به خاطر نیاز به دو برج خنک کن (به یک ساختار واحد یکپارچه و پیچیده تر)، اجزاء سیر کولاسیون آب به صورت موازی، کنترل های پیچیده تر و نیازهای دیگر هزینه اولیه بسیار بالایی دارند.

۱-۳-۲- سیستم های پیش سرمایش [6]

بیشتر کاربرد این سیستمها در کندانسور هایی غیر از کندانسورهای هوایی نیروگاه بخار می باشد اما می توان از آنها جهت افزایش راندمان کندانسور هوایی یک نیروگاه بخار نیز استفاده کرد. در همه این روشها سعی شده است که از گرمای نهان تبخیر آب برای خنک کردن جریان هوا استفاده شود.

۱- **سرمایش عبوری^۱**: در ساده ترین روش پیش سرمایش، قبل از ورود هوا به مبدل. جریان هوا از روی یک حوضچه آب عبور می کند. تبخیر آب منجر به کاهش دمای هوا قبل از برخورد با مجموعه مجاری فین دار می شود. کاهش دمای ماکزیمم که بصورت تئوری با این روش قابل حصول است برابر است با افت دمایی حباب^۲ که بصورت دمای خشک محیط منهای دمای تر محیط تعریف می شود. در عمل تنها درصد کمی از آن مقدار سرمایش محقق می شود.



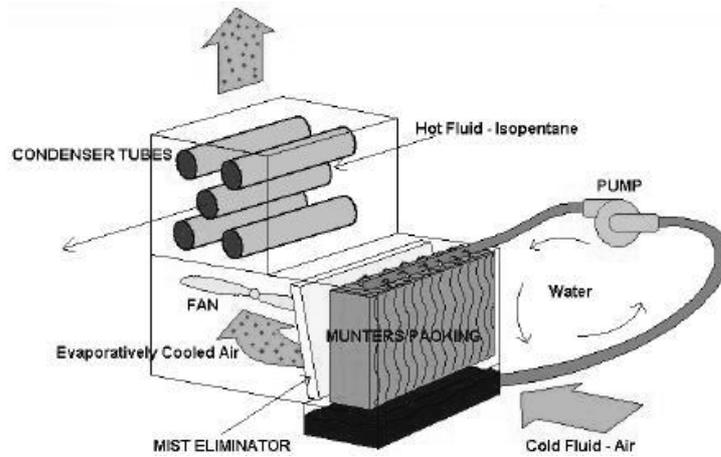
شکل ۱-۱۱- سرمایش هوای ورودی با عبور آن از روی حوضچه آب

¹ - passing cooling

² - Wet-Bulb Depression

۲- سرمایه‌ش پکینگ^۱: در این روش فضای مدخل ورودی با یک ماده متخلخل که توانایی حفظ و تبخیر آب را دارد، پوشانده می‌شود و مانند یک کولر تبخیری معمولی، عمل می‌کند. همان طور که در شکل ۱-۱۲ نشان داده شده، آب به درون کلاهک توزیع پمپ می‌شود. این کلاهک آب را روی قسمت فوقانی ماده متخلخل و مشبک پخش می‌کند. وقتی آب به سمت پایین سرازیر شده و از درون ماده متخلخل عبور می‌کند، هوا به صورت عمودی از درون ماده متخلخل گذر می‌کند و رطوبت لازم را جذب می‌کند. یک تشتک، آب‌های اضافی را جمع کرده و دوباره آن را وارد چرخه سرمایه‌ش می‌کند. وقتی آب بخار می‌شود، ناخالصی‌ها و مواد معدنی موجود در آب از آن جدا شده و باقی می‌ماند. برای جلوگیری از انباشته شدن این ناخالصی‌ها توصیه می‌شود که بسته به خواص ترکیبی آب، وقتی ۱۰ تا ۵۰ درصد از مقدار معینی از آب تبخیر شد، بقیه آب از چرخه خارج شود و آب جدید جایگزین شود. بنابراین آبی که باید برای یک بازه زمانی معین استفاده شود، برابر است با مقدار آب لازم برای تبخیر به اضافه ۱۰ تا ۵۰ درصدی که از جریان سیکل خارج می‌شود. درجه اشباع هوا، با افزایش ضخامت ماده متخلخل، در محدوده ۶۰ تا ۹۸ درصد تغییر می‌کند. برای جلوگیری از خوردگی و پوسته‌پوسته شدن لوله‌های کندانسور در اثر برخورد ذرات آب تبخیر نشده به آنها، می‌توان یک مه‌زدا را در جریان پایین دست ماده متخلخل قرار داد. اگر سرعت جریان هوا کمتر از ۵۰۰ ft/min باشد، قطرات آب در هوای خروجی از سیستم وجود نخواهد داشت. وقتی سیستم پیش سرمایه‌ش در حال استفاده نیست، بهتر است تعدادی گذرگاه برای عبور جریان هوا نصب شود تا مانع افت فشار هوا توسط ماده متخلخل شود. شبیه آنچه گفته شد سیستم‌های کاملتری، توسط مؤسسه Hudson تولید می‌شود.

¹ - packing cooling

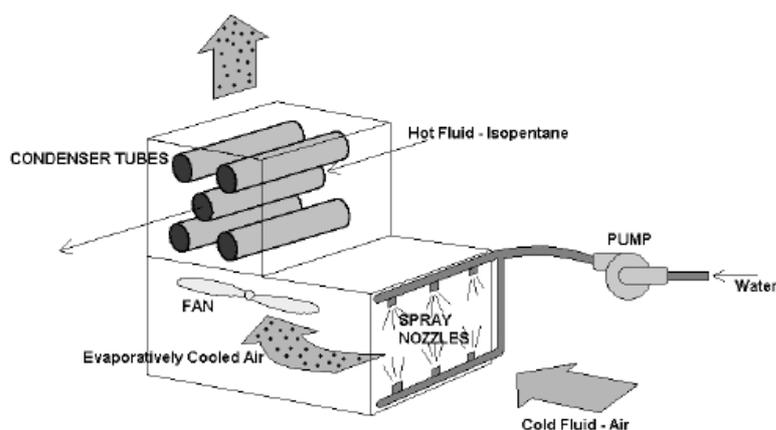


شکل ۱-۱۲- سرمایش پکینگ

این نوع سیستم ها برای سرمایش هوای ورودی در توربین گازی و کاربرد های کشاورزی استفاده می شود. ایستگاه زمین گرمایی دریاچه های mammoth در آمریکا چنین روشی را در یک کندانسور هوایی آزمایش کرده است.

سرمایش به روش اسپری^۱: در این روش آب با فشار بالا به درون ردیف نازل های واقع در مسیر هوای ورودی پمپاژ می شود نازل ها آب را به درون جریان هوا اسپری می کنند و در نتیجه هوای ورودی مرطوب می شود. با تبخیر ذرات آب موجود در جریان هوا، هوا خنک می شود. ذرات آب اسپری شده دارای قطر میکرونی هستند و سریع و به طور موثر بخار می شوند. بنابراین هوای ورودی تا ۹۵٪ افت دمایی حباب تر (دمای خشک هوا منهای دمای حباب تر هوا) خنک می شود. سازندگان چنین سیستمی مانند Mee Fog Inc ادعا می کنند که این روش به قدری موثر است که خطر اصابت ذرات آب به لوله های کندانسور وجود ندارد. همچنین چرخه استفاده دوباره از قطرات آب بازگشتی وجود ندارد چون مقدار آن بسیار ناچیز است. بسته به خواص ترکیبی آب، ممکن است نازل ها به تمیز کاری در بازه های زمانی مشخص نیاز داشته باشد. یک تحقیق درباره سرمایش با اسپری توسط Difilippo و Maulbetsch گزارش شده است.

¹ - Inlet Spray Cooling

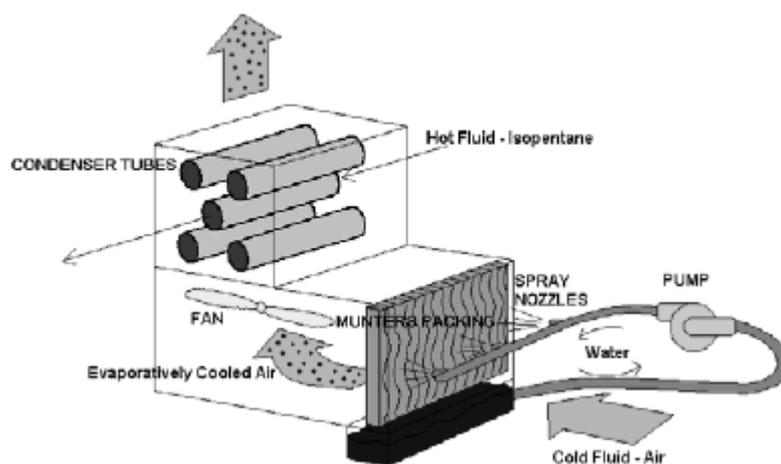


شکل ۱-۱۳- سرمایش هوای ورودی به روش اسپری

سرد کننده هوای ورودی به توربین گازی و تعدادی پروسه های کاربردی سرمایش هوا، از سیستم های اسپری استفاده می کنند. یک سیستم از این نوع در نیروگاه چینی ها (نزدیک سونورا در کالیفرنیا، آمریکا) برای چندین سال فعالیت می کند.

۳- پیش سرمایش هایبرید^۱: این روش ترکیبی از روش های اسپری و پکینگ است. یک آرایش ساده از نازل های اسپری با فشار آب پایین است اما شدیداً هوای ورودی را مرطوب می کند. قطرات آب مانند روش اسپری به ذرات بسیار ریز تبدیل نمی شود و بنابراین به طور کامل تبخیر نمی شود. ذرات آبی که در اینجا تبخیر نمی شود، به لایه نازک پکینگ برخورد می کند. سرعت هوا در حدود 500 ft/min در نظر گرفته می شود تا قطرات آب در خروجی سیستم پیش-سرمایش وجود نداشته باشد. وقتی هوا از میان ماده متخلخل عبور می کند، رطوبت هوا از روش پکینگ بیشتر است در حالی که به خاطر نازک بودن ماده متخلخل، افت فشار هوا کم است. مانند روش پکینگ خالص، آب جمع شده در قسمت تحتانی سیستم، دوباره وارد چرخه سرمایش می شود. این روش به طور وسیع در صنایع مرغ و خروس برای خنک کردن قفس جوجه ها استفاده می شود.

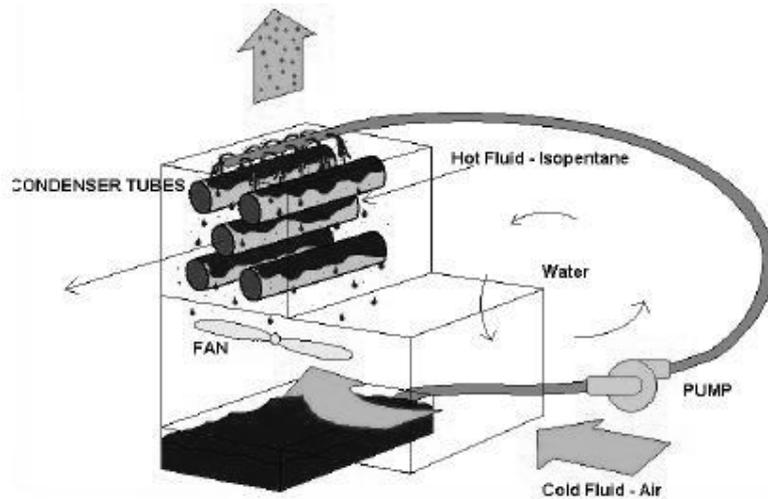
¹ - hybrid pre-cooling



شکل ۱-۱۴- پیش سرمایش هیبرید

۵- سرمایش ریزشی^۱: در این روش، آب پمپاژ شده، از بالا بر روی لوله ها اسپری می شود. آبی که تبخیر نمی شود، در تشتک زیر لوله جمع شده و دوباره وارد سیستم سرمایش می شود. اساساً این روش از چهار روش قبلی متفاوت است چون سرمایش تبخیری مستقیماً روی لوله های کندانسور اتفاق می افتد و نه قبل از اینکه هوا به لوله ها برسد. در نتیجه مقاومت حرارتی مربوط به لایه مرزی هوا به مقدار زیادی کاهش می یابد. بنابراین گرمای بیشتری به جریان هوا منتقل می شود چون هوا حین عبور از درون کندانسور بطور مداوم رطوبت دریافت می کند. در عوض به جای اینکه جریان هوا قبل ورود به کندانسور به حالت اشباع نزدیک شود، در خروجی کندانسور و در دمای بالاتر به حالت اشباع نزدیک می شود در نتیجه هوا به طور قابل ملاحظه ای توانایی نگه داشتن رطوبت بیشتر را دارد و این رطوبت اضافی منجر به گرمای نهان تبخیر بیشتر می شود.

¹ - Deluge Cooling



شکل ۱-۱۵- سرمایه‌ش ریزی

۱-۴- فن آوری اسپری برای افزایش راندمان کندانسور هوایی

اگرچه سرمایه‌ش خشک نیاز نیروگاه به آب را کاهش می‌دهد اما باعث کاهش راندمان و خروجی نیروگاه در دوره‌های گرم سال می‌شود. برای بازگرداندن توان از دست رفته نیروگاه در این دوره کوتاه، باید از سیستم هاس پیش سرمایه‌ش استفاده کنیم. یکی از این روشها که علی‌رغم مصرف پایین آب، شرایط بهینه را برای نیروگاه فراهم می‌کند، روش اسپری به درون جریان هوای ورودی است. در این زمینه و در سالهای اخیر، چندین پروژه عددی، آزمایشگاهی و عملی انجام شده که نتایج در خور توجه دارند. در ادامه به طور خلاصه به چندین مورد اشاره می‌شود.

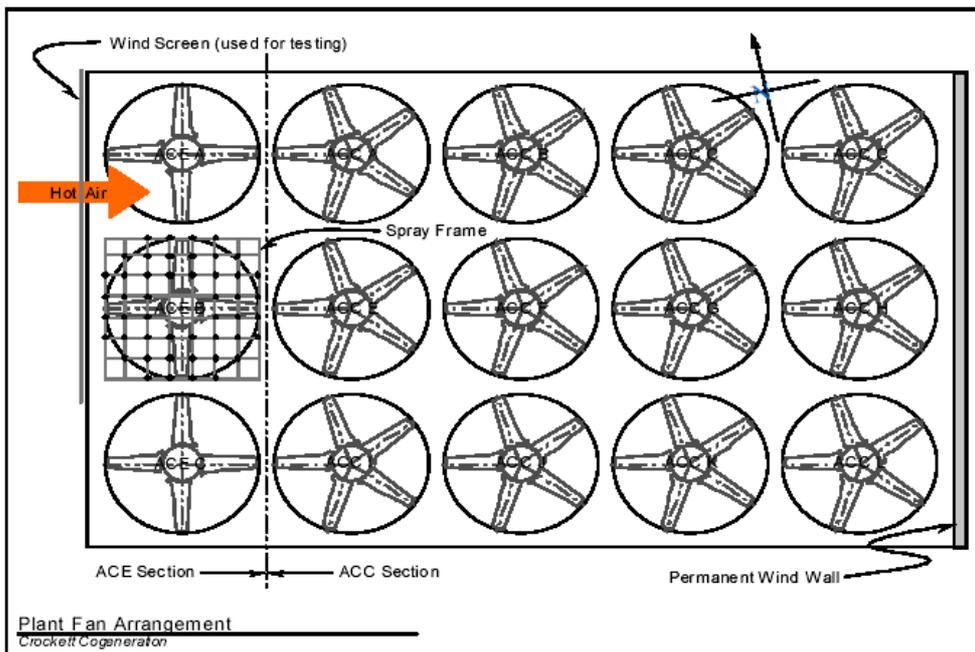
۱-۴-۱- استفاده از فن آوری اسپری جهت افزایش کارایی سلول واحد کندانسور هوایی در نیروگاه Crocket کالیفرنیا [7]

در سال ۲۰۰۱ کمیسیون انرژی کالیفرنیا و مؤسسه پژوهشی توان الکتریکی (EPRI) یک سری تست‌های پایکار منظم در نیروگاه Crocket، واقع در ایالت کالیفرنیا انجام دادند تا اثر اسپری را روی راندمان کندانسور هوایی نشان دهند.

میزان آبی که باید به درون جریان هوای ورودی اسپری شود تا بیشترین تبخیر صورت بگیرد یکی از مهمترین مسائل است. تبخیر ناقص علاوه بر اینکه هیچ تأثیری روی اثر سرمایش (دمای هوای محیط منهای دمای هوا بعد از اسپری) ندارد و به آب مصرفی نیروگاه افزوده می شود، در صورت عدم جمع آوری آنها چندین مشکل ایجاد میشود. اگر ذرات تبخیر نشده به سطوح مجاری فین دار ACC (کندانسور هوایی) برخورد کند، باعث خوردگی و پوسته پوسته شدن آنها می شود. اگر به عنوان باران بازگشتی از جریان هوا خارج شود، علاوه بر استهلاک، مسأله تخلیف به محیط را نیز باعث می شود. در صورت تولید ذرات اسپری بسیار ریز، می توانیم به تبخیر کامل نزدیک شویم. اما این کار را می توان با فشار بالا در دبی پایین انجام داد که بسیار پرهزینه است. بنابراین اولین موضوع پروژه که باید تعیین شود این است که آیا یک سیستم کم هزینه که با فشار پایین و دبی بالا، با وبدون مه زدا کار می کند، می تواند سرمایش کافی، درصد تبخیر بالا و باران بازگشتی قابل قبول بدون آسیب زدن به مجاری فین دار مبدل حرارتی ایجاد کند؟ به این مسأله در یک آزمایشگاه مرکب و تست پایکار در سلول واحد رسیدگی شده و بر اساس نتایج آزمایش سود حاصل از هزینه ها بررسی شده است.

تست های آزمایشگاهی: تست ها در یک دستگاه آزمایشگاهی استاندارد Envirocare و

در مقیاس $\frac{1}{50}$ مدل اصلی انجام دادند. محققان چندین نازل از انواع مختلف و سه طرح مه زدا را آزمایش کردند. اگر راندمان سرمایشی را به صورت نسبت اثر سرمایش به اختلاف دمای حباب تر و خشک محیط تعریف کنیم، نازل های نوع درون چرخشی و چنگکی توانایی رسیدن به اثر راندمان سرمایشی ۷۰٪ را دارند. در نهایت دو نوع نازل چنگکی (PJ-28, PJ-20) و یک نوع درون چرخشی (WDB14-90) برای تست های پایکار انتخاب شدند. مه زداها نیز عملکرد مناسبی در حذف ذرات تبخیر نشده داشتند.



شکل ۱-۱۶- آرایش فن ها موقعیت چارچوب اسپری [7]

تست پایکار سلول واحد: نیروگاه کراکت از نوع سیکل ترکیبی گازی-بخاری با ظرفیت ۲۴۰ MW می باشد و به وسیله ۱۲ سلول ACC (کندانسور هوایی) و ۳ سلول ACE (مبدل هوایی) برای بارهای سرمایشی جانبی نیروگاه مجهز شده است. محققان، تست های اسپری آب را به درون جریان هوای ورودی به ACE وسطی و زیر فن انجام دادند. نازل های اسپری روی یک چارچوب نصب شدند. این چارچوب قابلیت حرکت به سمت بالا و پایین را دارد و می توان فاصله های مختلف نازل ها از فن را ایجاد کرد. در حدود ۵۰ تا ۱۰۰ نازل را می توان به صورت یک آرایه مستطیلی روی چارچوب سوار کرد. دبی ۲ تا ۲۴gpm با فشار ۳۰۰psi را می توان فراهم کرد.



شکل ۱-۱۷- چارچوب اسپری و نازل‌ها [7]

- محققان کارایی سلول را با و بدون استفاده از فن آوری اسپری برای محدوده وسیعی از شرایط عملیاتی مشخص کردند. نتایج نهایی تست های پایکار به صورت زیر می باشد:
- اثر سرمایش، شدیداً تابع اختلاف دمای حباب تر و خشک هوای محیط و دبی جریان اسپری می باشد.
 - اثر اندازه ذرات و موقعیت نازل ها (ماندگاری ذرات بین چارچوب و مجاری فین دار مبدل)، قابل تشخیص اما کمتر از اثر دو عامل قبلی بود.
 - راندمان سرمایشی از ۶۰ تا نزدیک ۱۰۰٪ بسته به دبی اسپری و شرایط محیطی تغییر می کرد.
 - تحت شرایط بحرانی (دمای محیط بیشتر از $90^{\circ}F$ و رطوبت نسبی کمتر از ۴۰٪) راندمان سرمایشی ۸۰٪ و بیشتر است.

تحلیل های هزینه و سود: هزینه لازم برای تجهیز یک واحد ۳۰ سلولی یک نیروگاه ۵۰۰MW در کالیفرنیا، در صورتی که قادر باشد دمای هوای محیط را $20^{\circ}F$ کاهش دهد، حدود

۶۰۰،۰۰۰ دلار است. با این سیستم می توان ۷۵٪ ظرفیت از دست رفته نیروگاه در ۱۰۰۰ ساعت از گرمترین ساعات سال دوباره به دست آورد. بسته به قیمت توان الکتریکی در دوره های پیک تقاضای انرژی، ارزش توان بازیابی شده در حدود ۲۵۰،۰۰۰ تا یک میلیون دلار در سال می باشد. این تحلیل اشاره می کند که محدوده زمانی بازیافت سرمایه ۲/۵ تا کمتر از یک سال می باشد.

پیشنهادات: برای کاربرد موفقیت آمیز فن آوری اسپری روی ACC یا ACE باید ذرات

تبخیر نشده را کمینه یا حذف کنیم. پیشنهادات زیر در چهار زمینه زیر می باشد:

- بهینه سازی آرایش نازل ها: یافتن بهترین آرایش نازل ها جهت انجام اسپری بدون جریان هوای ورودی، برای کمینه کردن باران بازگشتی، جلوگیری از مشکلات وزش باد مخصوص منطقه، و تأمین توزیع یکنواخت اسپری در میان سلولها بسیار مهم است.

- تجهیزات اسپری پیشرفته: اثرات سرمایه‌ی قابل قبول با نازل های معمولی مورد استفاده در این تست ها به دست آمدند. با روشهای ابتکاری برای تولید ذرات ریزتر با مصرف توان قابل قبول می توان از تکنولوژی اسپری سود بیشتری برد. تعدادی از فروشندگان نازل های صنعتی مدعی پیشرفت های جدید هستند که باید مورد پیگیری قرار بگیرد. بعلاوه، تعدادی راه کار های جدید از قبیل استفاده از مهپاش های به کار گرفته شده در پزشکی یا انطباق بعضی از وسایل کشاورزی با این پروژه را می توان مورد توجه قرار داد.

- پالایش و مدیریت آب: تا حدی که ممکن است، تأمین آب با درجه خلوص بالا برای اسپری ضروری است. هزینه تصفیه آب و فرآوری شورآب حاصل یک مسأله طراحی مهم است که می تواند اثر زیادی روی هزینه ها داشته باشد. یک مطالعه مهندسی جهت گسترش یک طرح راهبردی اقتصادی باید اجرا شود.

- جذب ذرات و باز گرداندن آنها: یک تست مختصر به عنوان جزئی از تحقیق برای ارزیابی استفاده از هزینه از مه زداها اجرا شده است. هدف از کاربرد مه زداها این است که مطمئن شویم هیچ ذره تبخیر نشده ای وجود ندارد تا به سطوح پره ها برسد. این روش ممکن است نسبت به استفاده از نازل

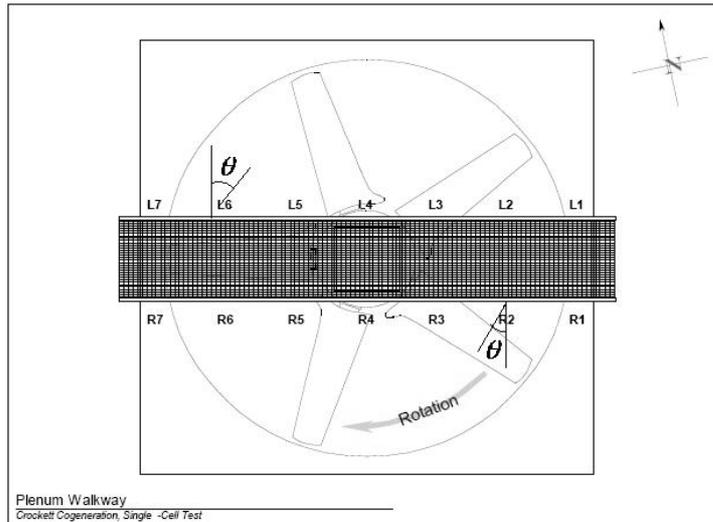
های تولید کننده ذرات بسیار ریز یا تولید آب با درجه خلوص بسیار بالا، راه حل اقتصادی تری باشد. نتایج این تست، کم و تحت شرایطی انجام شد که ارزیابی اثر مه زداها روی کارآیی، غیر قاطع و ناتمام است و نیاز به آزمایشهای بیشتری دارد.

۱-۴-۲- اجرای کامل سیستم اسپری بر روی کندانسور هوایی در نیروگاه Crockett کالیفرنیا [8]

در سال ۲۰۰۳، مدیریت کراکت تصمیم گرفت تا فن آوری اسپری را در مقیاس کامل روی ۱۲ سلول کندانسور هوایی نصب کند تا اینکه مطمئن شوند که خروجی کامل نیروگاه در گرمترین ساعات سال قابل دسترسی است. برای ساده تر کردن تجهیزات سیستم و کمینه کردن هزینه های آن، تصمیم گرفته شد که نازل های اسپری، درون محفظه دلتای سلول و بالاتر از فن ها نصب شود تا نازل ها به آسانی با ساختار نگهدارنده فن، یکپارچه شوند. برای کمک به انتخاب موقعیت مناسب نازل ها، تست های نمایش جریان انجام شد تا چگونگی انتقال و پراکنده شدن ذرات اسپری شده درون جریان هوا در داخل سلول ها مشاهده شود. سیستم اسپری فقط در یک روز از آگوست ۲۰۰۴ (هنگامی که دمای محیط بسیار بالا بود و توان خروجی توربین به دلیل افزایش فشار خروجی توربین کاهش یافته بود) فعالیت داشت.

مشاهده جریان: تخمین های اولیه اثرات سرمایه، براین فرض استوار بود که نرخ اسپری

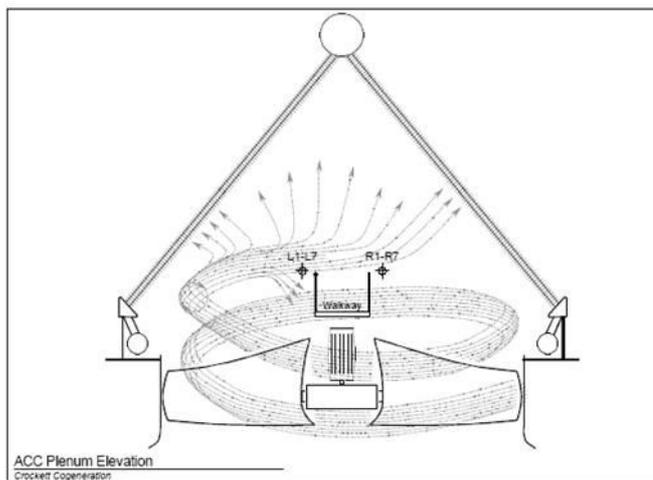
تقریبی ۱۲ gpm برای هر سلول کافی است. بعلاوه، مشخص شد که نازل ها می بایستی روی چهارچوب فن درون محفظه دلتای سلول ها قرار گیرد تا ساختار تأسیسات ساده تر شود. آنچه که باید تعیین می شد، این بود که نازل ها کجا باید قرار بگیرند و جهت گیری آنها چطور باشد، تا اینکه بیشترین درصد تبخیر مایع اسپری شده درون جریان هوا و کمترین مقدار مایع تبخیر نشده در تماس با سطوح لوله های فن دار را داشته باشیم. شکل ۱-۱۹ چندین موقعیت از اسپری های انجام شده را نشان می دهد.



شکل ۱-۱۸- موقعیت نقاط اسپری بر روی چارچوب فن [8]

فن در جهت ساعتگرد می چرخد (از بالا به پایین نگاه کنید) و یک جریان چرخشی به هوای عبوری از میان سلول القاء می کند. جریان شدیداً ناپایدار است و معمولاً شامل بخش‌های زیر می- باشد:

- در قسمت پایین محفظه دلتا جریان بصورت مارپیچی با یک چرخش ثانویه می چرخد.
- در قسمت بالاتر محفظه، جریان ابتدا به سمت بالا حرکت می کند و سپس به طرف خارج و بسوی بخش فوقانی مجموعه مجاری فین دار می چرخد.



شکل ۱-۱۹- نمونه جریان القاء شده درون محفظه دلتای سلول [8]



شکل ۱-۲۰- جریان چرخشی ساعتگرد در قسمت پایین محفظه دلتا [8]

پاشش $2/6 \text{ gpm}$ در چندین موقعیت در زوایای متفاوت نسبت به افق و راهرو، جریان چرخشی مارپیچی ساعتگرد ایجاد کرد. (شکل ۱-۲۰ را ببینید). از این مدل جریان، می‌توان برای بدست آوردن زمان اقامت^۱ طولانی‌تر ذرات مایع و هم مینیمم کردن مقدار مایع تبخیر نشده در تماس با مجموعه لوله‌های فین‌دار بهره‌برداری کرد.

طرح پیشنهادی : جهت تأمین نرخ اسپری 12 gpm در یک سلول منفرد، طرح پیشنهادی

بصورت زیر می‌باشد:

۱- دو نازل اسپری با نرخ تقریبی 5 gpm باید در موقعیت‌های L-6 و R-2 (شکل ۱-۱۸) در یک سطح نزدیک نرده راهرو قرار بگیرند. نازل‌های نوع مخروط توخالی، با زاویه مخروط 60 تا 90 درجه هستند. میله نازل بصورت افقی قرار می‌گیرد و نسبت به خط افقی عمود بر پیاده‌رو زاویه 45 تا 60 درجه (θ در شکل ۱-۱۸) دارد.

۲- دو نازل با نرخ اسپری تقریبی 1 gpm باید در موقعیت‌های L-1 و R-7 در یک سطح نزدیک نرده راهرو، قرار بگیرند. این نازل‌ها نیز از نوع مخروط توخالی با زاویه 60 تا 90 درجه هستند و باید بصورت عمودی قرار بگیرند.

¹ -residence time

عملیات در مقیاس کامل: در بهار ۲۰۰۴ سیستم اسپری در مقیاس کامل در نیروگاه کراکت نصب شد. دو نازل ۵/۵gpm و دو نازل ۱/۱gpm در هر یک از ۱۲ سلول نصب شد. در ۲۷ آگوست ۲۰۰۴ وقتی دما به بالای $90^{\circ}F$ صعود کرد و فشار خروجی توربین بخار به ۶ Hga افزایش یافت، اسپری از ۱۴:۵۵ تا ۱۶:۴۶ فعال بود.

نتایج : عبارتند از

- تست‌های مشاهده جریان نشان می‌دهد که در عملیات اسپری به درون محفظه دلتای سلول های ACC با تزریق اسپری به درون ناحیه جریان گردابی هوا، درست بالای فن، می‌توان زمان اقامت کافی برای ذرات در محفظه فراهم کرد.
- بهبودی مورد انتظار در کارایی و کاهش فشار خروجی توربین در مدت یک روز، طی عملیات اسپری در مقیاس کامل در آگوست ۲۰۰۴ تحقق یافته است.

۱-۴-۳- تحلیل عددی کندانسور هوایی متصل به یخچال مجهز به سیستم اسپری آب به درون جریان هوای ورودی [9]

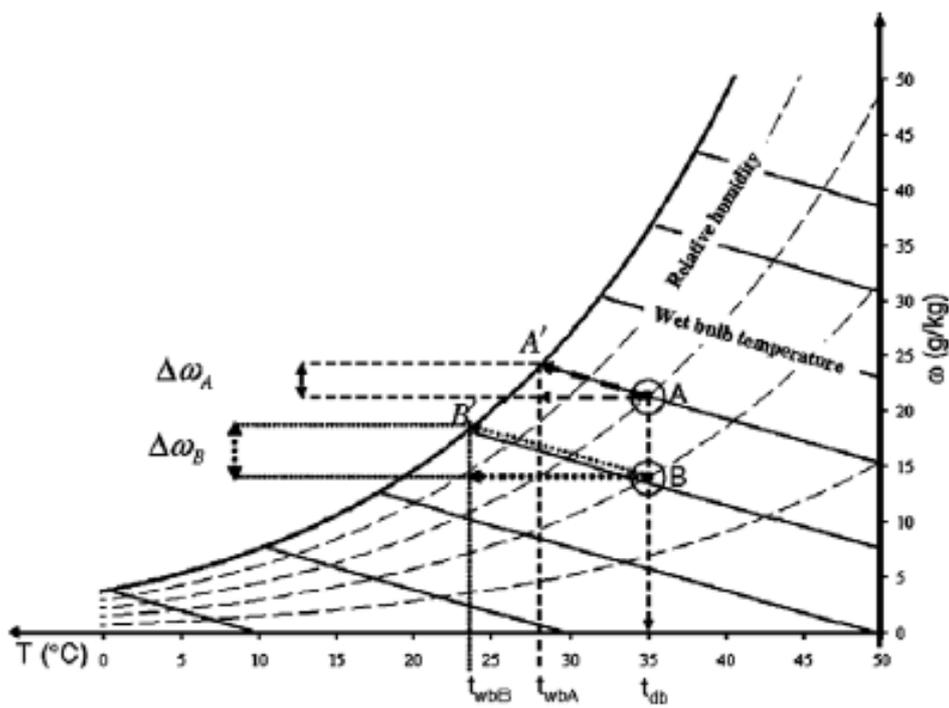
آمار و ارقام اخیر نشان می‌دهد که تکنولوژی سرماسازی، به ویژه سیستم های سرماسازی که از تراکم ساز مکانیکی بخار استفاده می‌کنند، ۱۵٪ انرژی الکتریکی جهان را مصرف می‌کنند. در یک سیستم سرما ساز، کندانسور یک عنصر اساسی است. از میان سه نوع کندانسور (آبی، تبخیری و هوایی)، کندانسور هوایی (مبدل های فین - تیوب)، گسترده ترین دسته برای سرماسازها با ظرفیت کم و متوسط است؛ زیرا ماده خنک کننده یعنی هوا یک منبع مجانی و طبیعی است.. با این وجود چون هوا یک ماده خنک کننده کارآمد نیست، جریان هوا، مساحت سطح انتقال حرارت و حجم مبدل به میزان قابل توجهی افزایش می‌یابد. به عبارت دیگر، یک سرماساز مجهز به چنین کندانسوری انرژی بیشتری مصرف خواهد کرد و مقدار ماده سردکننده واسطه (مثلاً فرئون) زیاد

خواهد بود؛ بعلاوه، عملکرد ترمودینامیکی سرماساز و سیستم تهویه متصل به کندانسور هوایی، به شرایط جوی آب و هوا، وابسته خواهد بود که در طول سال پایدار نیست. به همین دلیل راندمان کندانسور هوایی در روزهای گرم سال کاهش می یابد.

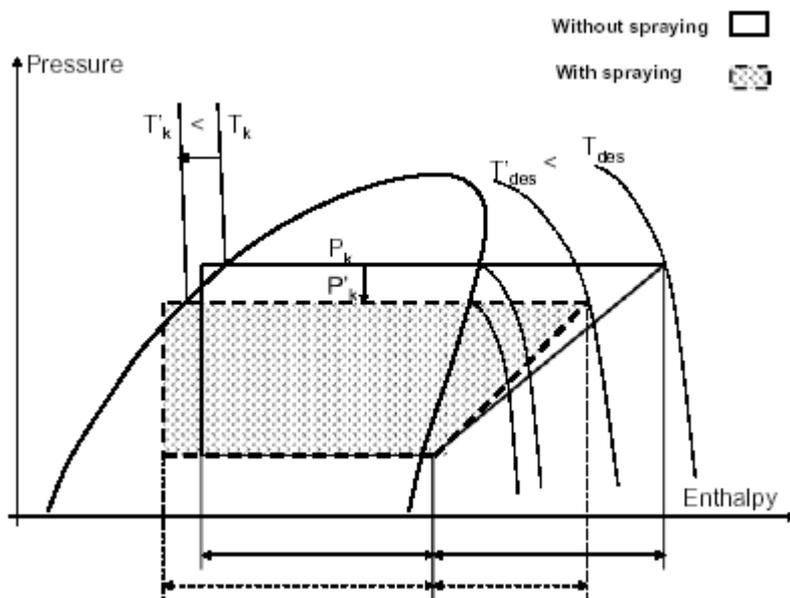
همانطور که در بالا ذکر شد، بازده انرژی کندانسور های هوایی محدود است. پس به نظر می رسد که اضافه کردن ذرات بسیار ریز آب به صورت اسپری به هوای ورودی، راه حل مناسبی باشد در این تحقیق یک مدل عددی نیمه موضعی از اسپری آب به درون جریان هوا پیشنهاد شده است. این مدل بر اساس قوانین بقای جرم و انرژی است. هدف از این تحقیق، مطالعه دبی آب اسپری روی پروفیل دمایی مبدل و محاسبه عملکرد کل سیستم سرماساز است.

تحلیل کیفی اسپری به درون کندانسور هوایی: این تحقیق بر اساس اسپری کنترل شده

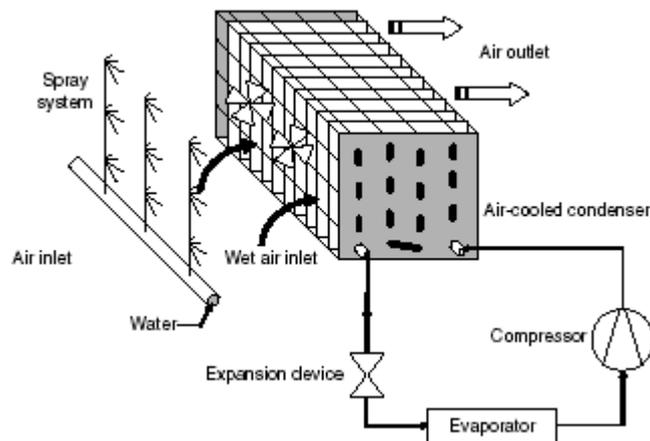
جریان آب به شکل مه به درون هوای ورودی کندانسور هوایی یک واحد سرماساز است. در واقع در یک دما و رطوبت داده شده، افزودن آب، رطوبت مطلق را افزایش و دمای هوا را کاهش می دهد؛ بنابراین هوا خیلی مرطوب می شود و به حد اشباع می رسد. این پدیده به وسیله دمای حباب تر هوا، محدود می شود. هرگونه افزایش آب منجر به فوق اشباع شدن هوا (قطرات آب در هوا معلق می شود)، بدون کاهش دما می شود. روی یک نمودار سایکو متریک هوا (شکل ۱-۲۱) کمترین مقدار آب (ΔW_A) که با ماکزیمم افت دما ($A-A'$) متناظر است را می توان تعیین کرد. شکل (۱-۲۱) همچنین نشان می دهد که خشک ترین هوا، هوای اولیه (نقطه B) است و $t_{wb,B} < t_{wb,A}$. بنابراین به طور تئوریک کندانسور هوایی همراه اسپری می تواند دمای هوای ورودی کمتری داشته باشد و همه سیکل سرمایش را اصلاح خواهد کرد (شکل ۱-۲۲). بنابراین یک نفر می تواند انتظار داشته باشد که هم دمای خروجی و هم توان تراکم سازی مکانیکی کاهش خواهد یافت. در ضمن ظرفیت سرماسازی به اندازه COP ماشین سرماساز افزایش خواهد یافت. این نتایج دلخواه البته شدیداً تابع شرایط آب و هوایی خارجی است



شکل ۱-۲۱- اثر اسپری روی خواص هوا [9]



شکل ۱-۲۲- نمودار کیفی سیکل سرمایش با و بدون اسپری [9]



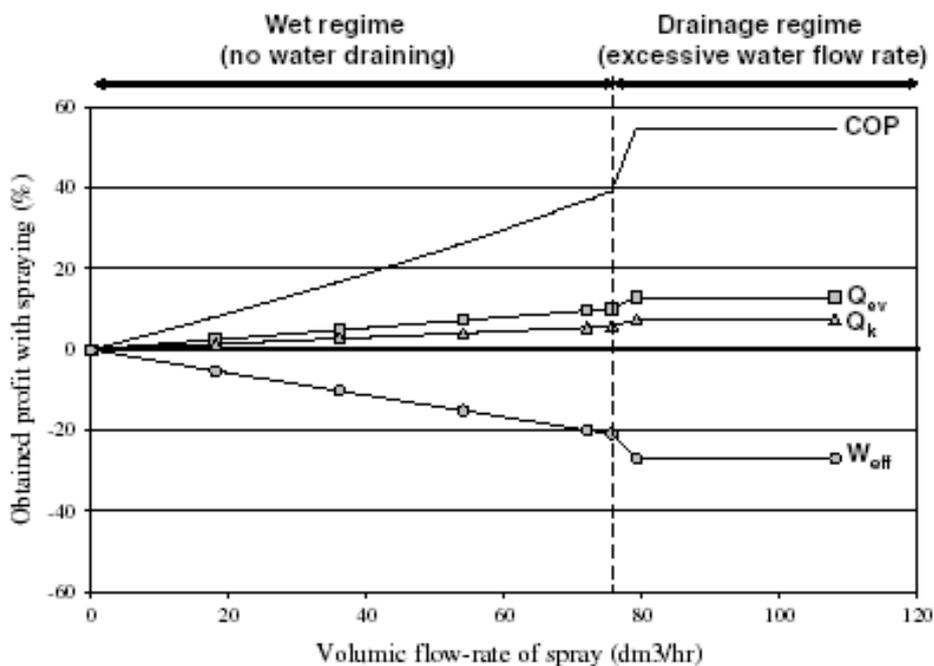
شکل ۱-۲۳- نمایش شماتیک از سیستم شبیه سازی شده [9]

شکل (۱-۲۳) الگوی یک واحد سرماساز استاندارد مجهز به یک کندانسور هوایی اسپری را نشان می دهد. اگر Q_{ev} گرمای گرفته شده در اواپراتور، Q_k گرمای خروجی از کندانسور و W_{eff} کار انجام شده توسط کمپرسور باشد، آنگاه تعریف ضریب عملکرد یخچال ($C.O.P$) به صورت زیر تعریف می شود:

$$C.O.P = \frac{Q_{ev}}{W_{eff}} \quad (1-1)$$

نتایج: یک مدل عددی نیمه موضعی برای یک کندانسور هوایی مجهز به سیستم اسپری، مورد مطالعه قرار گرفته و با آن عملکرد یک ماشین سرماساز شبیه سازی شده است. نتایجی که از این تحقیق قابل حصول است عبارت است از:

- فاکتورهای اساسی برای محاسبات عملکرد کندانسور هوایی مجهز به سیستم اسپری، شامل دبی آب اسپری، درصد سطوح خیس و نسبت آب تبخیر نشده به آب اسپری شده می باشد.
- برای یخچالی که با کندانسور هوایی کار می کند، اسپری آب به عنوان یک تکنولوژی ساده و قابل دسترس، نتایج مفیدی دارد. برای مثال افزایش $C.O.P$ در این تحقیق در حدود ۵۵٪ می باشد.



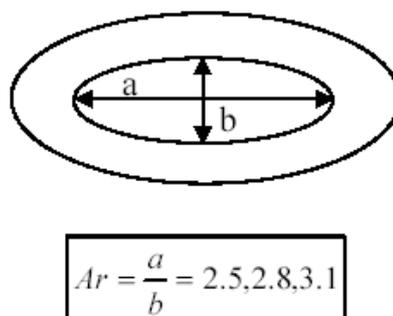
شکل ۱-۲۴- عملکرد ماشین سرماساز با کندانسور هوایی مجهز به سیستم اسپری آب [9]

۱-۴-۴- تحلیل آزمایشگاهی تبدلی با فین- تیوب های بیضوی تحت شرایط مرطوب [10]

اکثر مبدل های صنعتی شامل یک مجموعه لوله های فین دار است که برای جریان های متقاطع به کار می رود. در میان انواع بیشمار فین-تیوب ها، آنهایی که از فین های دایروی و بیضوی ساخته شده اند، در صنایع بیشماری کاربرد دارد. مزیت استفاده از فین تیوب های بیضوی، کاهش افت فشار درون مبدل، هنگامی که سیال از درون مجموعه لوله ها می گذرد. اما عیب فین- تیوب های بیضوی، محدود بودن کاربرد آنها به فشار های پایین در داخل لوله است.

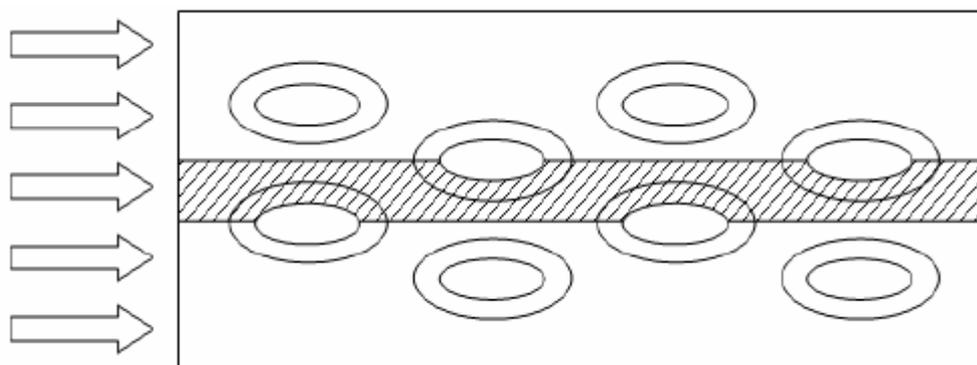
در این تحقیق شبیه سازی سه بعدی حرارتی برای تبدلی با فین تیوب های بیضوی انجام شده و اثر انتقال حرارت و افت فشار هم مورد بحث قرار گرفته است. یک سیستم اسپری آب برای تبدلی با فین تیوب های بیضوی ساخته شده و اثر اسپری روی مشخصات حرارتی مورد بحث قرار گرفته است.

سه نوع فین-تیوب با نسبت قطرهای مختلف (شکل ۱-۲۵) در این تحقیق تست شده است. مدل فیزیکی و آرایش فین-تیوب ها در شکل های ۱-۲۶ و ۱-۲۷ نشان داده شده است.



شکل ۱-۲۵- فین-تیوب بیضوی با نسبت قطر های مختلف [10] شکل ۱-۲۶- ورودی مبدل در داخل تونل

باد [10]

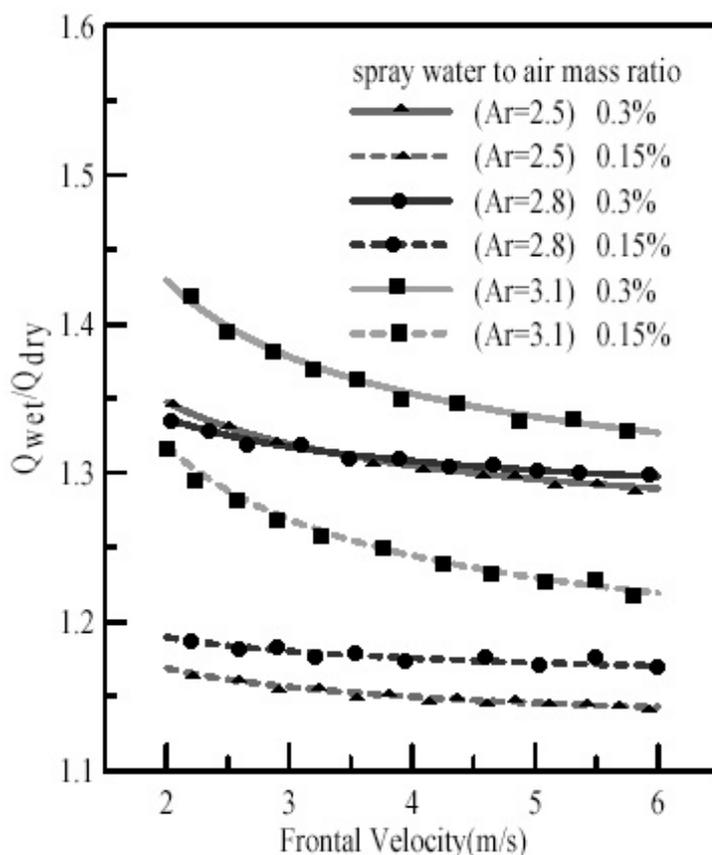


شکل ۱-۲۷- آرایش مثلی فین- تیوب ها [10]

تست های آزمایشگاهی: آزمایشها در یک تونل باد با جریان القایی انجام شده است. سیال سمت لوله آب گرم است که دمای آن $75^{\circ}C$ است. دمای آب اسپری شده نیز $20^{\circ}C$ است. برای شرایط اسپری ، آب به درون جریان هوا، اسپری می شود. روش به اصطلاح "حالت پایدار" برای تعیین کارایی انتقال حرارت هسته مبدل به کار برده شده است. سیستم اسپری آب شامل پمپ، کمپرسور هوا و سه نازل اسپری است که درون تونل هوا، 0.5 متر دورتر از مبدل در جریان بالا دست آن قرار

گرفته است. نرخ جریان اسپری مجاز بسته به فشار هوا و آب در پشت نازل ها، بین ۱ تا 10 L/hr بود.

نتایج: شکل (۴) افزایش انتقال حرارت را در نتیجه کاربرد سیستم اسپری آب تحت شرایط رطوبتی متفاوت نشان می دهد. همان طور که در شکل (۴) نشان داده شده است، هنگامی که نسبت جرم آب به جرم هوا، ۰/۱۵٪ است، مقدار انتقال حرارت به ترتیب ۱۶٪، ۱۸٪ و ۲۵٪ بیشتر از شرایط خشک برای فین-تیوب های بیضوی با نسبت محورهای ۲/۵، ۲/۸ و ۳/۱ است. همچنین وقتی که نسبت جرم آب به جرم هوا، ۰/۳۰٪ است، مقدار انتقال حرارت به ترتیب ۳۳٪، ۳۴٪ و ۳۸٪ بیشتر از شرایط خشک برای فین-تیوب های بیضوی با نسبت محورهای ۲/۵، ۲/۸ و ۳/۱ است.



شکل ۱-۲۸- نسبت انتقال حرارت مرطوب به خشک در برابر سرعت هوای ورودی [10]

فصل دوم

بررسی نتایج تجربی حاصل از اجرای سیستم
اسپری در نیروگاه **Crockett** کالیفرنیا

۲-۱- مقدمه

در نیروگاه های برق سرمایه خشک می تواند یک جایگزین مناسب برای سرمایه تر باشد؛ به خصوص در جایی که صرفه جویی در آب و حفظ محیط زیست یک موضوع نگران کننده باشد. با این وجود، تکنولوژی سرمایه خشک به دلیل وابستگی شدید به دمای هوای محیط ممکن است در حفظ خروجی طراحی شده نیروگاه هنگام گرمترین ساعات سال که دوره پیک مصرف انرژی نیز است، ناتوان باشد. در واقع بسته به نوع آب و هوای منطقه و انتخاب نقطه طرح، یک نیروگاه به خاطر افزایش فشار خروجی توربین، با کاهش ۱۰ تا ۲۰ درصدی ظرفیت خود مواجه می شود. برای نیروگاه سیکل ترکیبی، سمت توربین گازی بواسطه افزایش دمای محیط با کاهش ظرفیت روبرو می شود.

۲-۲- اجرای سیستم اسپری بر روی سلول واحد کندانسور

هوایی در نیروگاه Crockett کالیفرنیا [6]

اخیراً یک پروژه تحقیقاتی مشترکاً توسط کمیسیون انرژی کالیفرنیا^۱، موسسه تحقیقاتی توان الکتریکی^۲ و نیروگاه کراکت^۳ واقع در منطقه کراکت ایالت کالیفرنیا آمریکا انجام شده است. در این پروژه تحقیقاتی استفاده از فن آوری اسپری آب به درون هوای ورودی به کندانسور هوایی، برای تکمیل یا افزایش کارایی سیستم سرمایه خشک مورد ارزیابی قرار گرفته است. این تحقیق می

¹ - California Energy Commission -CEC

² - ELECTRIC POWER RESEARCH INSTITUTE-EPRI

³ - Crockett Cogeneration Power Plant

خواهد به این پرسش جواب دهد: آیا یک سیستم اسپری می تواند به صورت قابل توجهی کارایی یک کندانسور هوایی را افزایش دهد، به طوریکه بدون اثرات محیطی مخرب و هزینه های عملیاتی و تعمیراتی (O&M)، موجب استفاده معقول و قابل قبول از آب شود؟

سرمایش هوای ورودی با اسپری شامل تزریق مقدار کمی آب به درون جریان هوای ورودی به یک کندانسور هوایی می باشد و هنگامی که آب بخار می شود، هوا را خنک می کند. میزان آبی که باید به درون جریان هوای ورودی اسپری شود تا بیشترین تبخیر را داشته باشیم، یکی از مهمترین مسائل است. تبخیر ناقص چندین مشکل ایجاد می کند. ذرات تبخیر نشده هیچ تاثیری روی "اثر سرمایش" ندارد، اما اگر نتوان آن را جمع آوری کرد و وارد سیکل سرمایش کرد به آب مصرفی نیروگاه افزوده می شود. اگر ذرات تبخیر نشده به مجاری فین دار کندانسور هوایی برخورد کنند، سطوح فینها دچار خوردگی و پوسته پوسته شدن می شوند. دو روش برای کاهش مشکل وجود دارد. روش اول استفاده از آب با درجه خلوص بالا و دی یونیزه شده برای اسپری است. حتی در صورت خیس شدن تعدادی از سطوح، خوردگی و پوسته پوسته شدن نخواهیم داشت؛ این روش هزینه های تصفیه آب و جریان تخلیه آب زائد را به دنبال دارد. روش دوم استفاده از مه زدا¹ بین فن ها و مبدل هاست؛ این روش ممکن است با حذف نابهنگام تعدادی از ذرات تبخیر شده از جریان هوا، اثر سرمایش را کاهش دهد و همچنین مشکل باران بازگشتی² را افزایش دهد. اگر ذرات تبخیر نشده به عنوان باران بازگشتی از جریان هوا خارج شوند، آنگاه ممکن است که هم مسأله استهلاک ایجاد کند و هم مسأله تخلف تخلیه به محیط. در صورت تولید ذرات اسپری بسیار ریز، می توانیم به تبخیر کامل نزدیک شویم؛ اما این عمل به فشار بالا و دبی جریان پایین نیاز دارد که بسیار پرهزینه است. بنابراین اولین موضوع پروژه که باید تعیین می شد این بود که آیا یک سیستم کم هزینه که با فشار پایین و دبی جریان بالا، با و بدون مه زدا کار می کند می تواند سرمایش کافی، درصد تبخیر بالا و باران بازگشتی قابل قبول، بدون آسیب زدن به مجاری فین دار مبدل حرارتی ایجاد کند؟ به این

1 - Demister
2 - rainback

مساله در آزمایشگاه و تست پایکار سلول واحد رسیدگی شده و بر اساس نتایج آزمایش سود حاصل از هزینه ها بررسی شده است.

۲-۲-۱- تست های آزمایشگاهی

مؤسسه بین المللی Envirocare یک ابزار راهنما در مقیاس $\frac{1}{50}$ برای شبیه سازی یک سلول کامل روی کندانسور هوایی طراحی و ساخته است. محققان تست های آزمایشگاهی شامل تست های نازل را در این دستگاه انجام دادند. محققان چندین نازل از انواع مختلف را آزمایش کردند تا بهترین نمونه را برای تست های سلول واحد در مقیاس کامل انتخاب کنند. در نهایت نازل های نوع درون چرخشی^۱ و نازل های چنگکی^۲ در مقایسه با نازل های دم اسبی^۳ و نازل های جت- برخوردی^۴ نتایج بهتری نشان دادند؛ در نتیجه از دو نوع نازل چنگکی (pj-28, pj-20) و یک نوع نازل درون چرخشی (WDB14-90) برای تست پایکار در سلول واحد نیروگاه استفاده کردند. در ادامه محققان سه طرح مه زدا را مورد آزمایش قرار دادند تا تعیین کنند که آیا از آنها می توان برای جلوگیری از خسارت ذرات تبخیر نشده روی سطوح مجاری فین دار استفاده کرد؟ تست های مختلف با استفاده از مه زدهای CDX-150 ، ME100 و CDX-80 ساخت صنایع Brentwood صورت گرفته است. در آخرین تستها از یک پرکننده جریان مخالف برج خنک کن^۵ به نام CF1900 ساخت صنایع Brentwood با ضخامت ۶ اینچ استفاده کردند. محققان برای تشخیص خواص مه زدای پرکننده آن را آزمایش کردند. آنها همچنین می خواستند بفهمند که بعد از جذب ذرات تبخیر نشده توسط مه زدا، آیا سرمایه اضافی از تبخیر مجدد ذرات آب بدست می آید؟

1 - Internal swirl nozzles

2 - Pintle nozzles

3 - Pigtail nozzles

4 - jet nozzles Colliding

5 - counter-flow cooling tower film fill

۲-۲-۲ - سیستم سرمایه‌ش نیروگاه

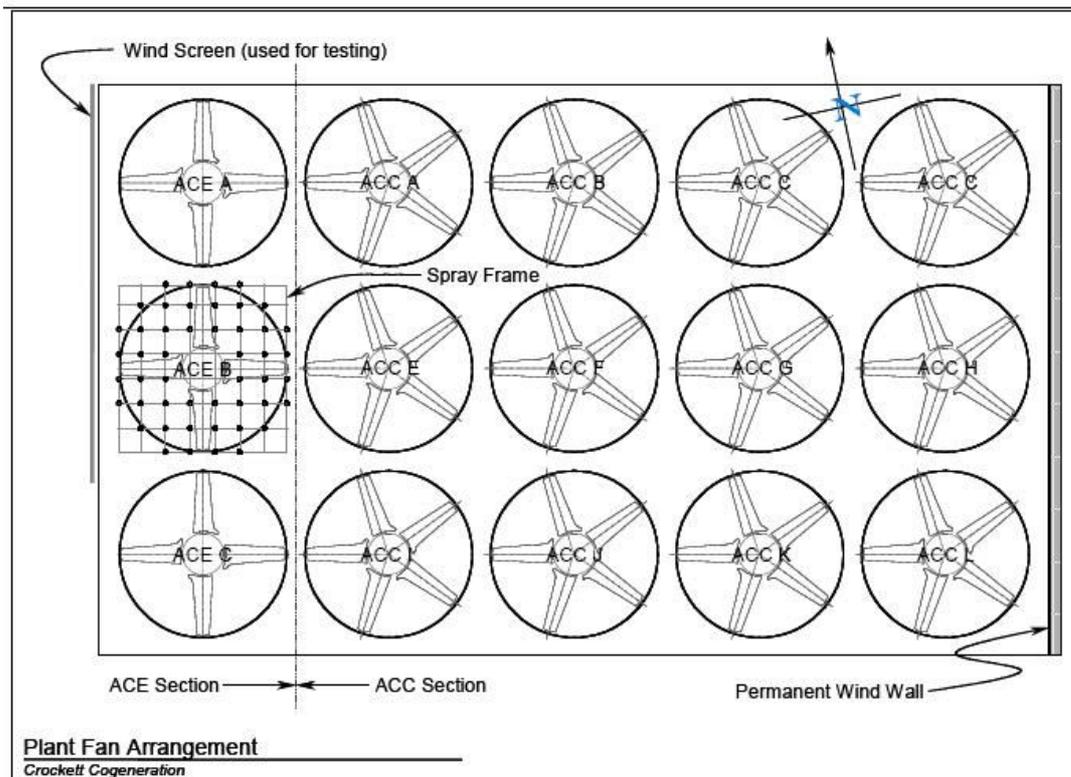
محققان تست های پایکار را روی یک سلول واحد از یک مبدل هوایی^۱ (ACE) در مقیاس کامل در نیروگاه کراکت واقع در ایالت کالیفرنیا انجام دادند. این منطقه در ساحل جنوبی carquinez straits در ۲۵ مایلی شمال شرقی سانفرانسیسکو قرار دارد. نیروگاه مذکور که فعالیت خود را از سال ۱۹۹۶ آغاز کرده است، از نوع سیکل ترکیبی بخاری-گازی (GE, STAG, 107FA) با ظرفیت ۲۴۰ MWe می باشد. این نیروگاه مجهز به بخش های زیر می باشد: توربین گازی (GE, Model 7FA) با ظرفیت ۱۶۰ MW، ژنراتور بازیاب حرارتی (Henry vogt Co.) HRSG و یک توربین بخار ۸۰ MW. توربین ها با یک محور واحد به ژنراتور متصل می شوند. وضعیت آب و هوایی منطقه برای سرمایه‌ش خشک مطلوب است. هوا معمولاً سرد است. دمای متوسط سالانه $65^{\circ}F$ است؛ با این حال ۳۰۰ تا ۴۰۰ ساعت در سال دمای هوا بیش از $80^{\circ}F$ می باشد.

شکل ۱-۲ آرایش واحد های سیستم سرمایه‌ش را نشان می دهد. یک کندانسور هوایی^۲ (ACC) (از نوع Balcke-Duerr (BDT Engineering)) ، شامل ۱۲ سلول دلتا شکل در سه ردیف چهارتایی مرتب شده اند و کار چگالش بخار توربین را انجام می دهند. سه سلول از چهار سلول هر ردیف (مجموعاً ۹ تا) بخش چگالنده هستند. سلول چهارمی (مجموعاً ۳ تا) بخش برگشت^۳ برای چگالش بیشتر بعلاوه حذف گاز های چگالنده نشده می باشد. یک مبدل هوایی (ACE) سرمایه‌ش را برای قسمت های زیر فراهم می کند: ژنراتور، خنک کننده ها (روغن و گریس) و غیره. ACE شامل سه بخش دلتا شکل مانند سلول های ACC است و در انتهای غربی هر سه ردیف ACC قرار دارند. اگر بار سرمایه‌ش طراح شده برای کل مبدل هوایی ۲۶ میلیون Btu/hr باشد، هر سلول ACE می تواند نصف این بار را ایجاد کند. سلول وسطی (در نیروگاه به عنوان ACE-B شناخته می شود) برای آزمایش انتخاب شده است.

1 - Air-Cooled heat exchanger

2 - Air-cooled condenser

3 - Dephlegmator



شکل ۲-۱- نقشه کندانسور هوایی (ACE/ACC) در نیروگاه [7]

دبی جریان ماده سرد کننده (آب با ۱۰ درصد گلیکول پروپیلن) برای کل مبدل هوایی ۵۴۰۰ gpm بود. دمایی که برای سیال سرد کننده در شرایط تابستان ($96^{\circ}F$) حباب خشک و $68^{\circ}F$ حباب تر) تعیین شده بود، زیر $126^{\circ}F$ بود. فن های کم صدای Alpina با قطر ۲۸ فوت به همراه یک جریان هوای ۹۶۴۰۰۰ ACFM برای هر سلول در نظر گرفته شده بود. هر سلول شامل هشت مجموعه مجاری فین دار (۴ تا برای هر سطح دلتا) می باشد. در هر مجموعه مجراها در سه ردیف به صورت شطرنجی مرتب شده اند. در دو ردیف بیرونی جهت جریان به سمت بالا و در ردیف داخلی جهت جریان به سمت پایین می باشد.

۲-۳- تست های پایکار در سلول واحد

محققان آزمایشهای اسپری را روی سلول B مبدل هوایی (ACE-B) نیروگاه ، در مدت ۱۹ روز بین ۵ سپتامبر تا ۹ نوامبر ۲۰۰۲ را اجرا کردند. هدف از این آزمایشها، تعیین میزان افزایش راندمان حاصل از اسپری بدون هوای ورودی است.

نازل های اسپری روی یک چارچوب نصب شدند. این چارچوب قابلیت حرکت به سمت بالا و پایین را دارد و می توان فاصله های مختلف نازل ها از فن را ایجاد کرد. در حدود ۵۰ تا ۱۰۰ نارل را می توان بصورت یک آرایه مستطیلی در درون پوشش پیرامون فن روی چارچوب سوار کرد. دبی اسپری ۲ تا ۲۴gpm با فشار ۳۰۰psi را می توان فراهم کرد. محققان اندازه گیری های کامل دبی جریان و توزیع دما، هم در سمت گرم (محلول آب-الکل) و هم سمت هوا به همراه دبی جریان اسپری یادداشت کردند. آنها کارآیی سلول با و بدون استفاده از فن آوری اسپری برای محدوده وسیعی از شرایط عملیاتی مشخص کردند. متغیرهای کنترل شده عبارت اند از: دبی اسپری، فاصله نازل اسپری از مبدل، توزیع اندازه ذرات.

دبی اسپری: شیر قرار گرفته در بیرون نازلها، دبی اسپری را تغییر می دهد. نازلها در ۸ شاخه با شیر کنترل مستقل مرتب شده اند. هر شاخه ۷ نقطه اتصال دارد که یک یا بیشتر نازل را می توان به آن متصل کرد. کنترل بیشتر دبی اسپری با تغییر فشار، قابل دسترسی است. چون تغییر در فشار، اندازه ذرات اسپری شده را کمی تغییر می دهد در نتیجه جدا کردن اثر اندازه ذرات از اثر دبی اسپری مشکل می شود. بنابراین، در همه آزمایشها از فشار ۳۰۰ psig استفاده شد بجز چند مورد که باید برای جلوگیری از پاره شدن شیلنگ فشار به ۲۰۰ psig کاهش می یافت.



شکل ۲-۲- نازل های اسپری در زیر سلول واحد ACE [7]

موقعیت نازل‌ها: چارچوب اسپری، بوسیله کابل‌ها زیر فن آویزان شده است. این کابل‌ها از روی پولی‌های آویزان شده از ساختمان نگهدارنده ACE، عبور می‌کند. حال با بالا و پایین بردن چارچوب اسپری می‌توان موقعیت نازل‌های اسپری را تغییر داد. آزمایش‌کننده‌ها می‌توانستند چارچوب را از کف سلول در فاصله ۳۰ ft پایین‌تر از فن تا زیر پوشش فن در فاصله تقریبی ۱/۵ ft پایین‌تر از لبه پره‌های فن تغییر دهند. آنها اکثر آزمایش‌ها را در فاصله ۲ تا ۲۰ فوت پایین‌تر از فن انجام دادند. هدف از تغییر ارتفاع چارچوب، تغییر مدت زمان اقامت^۱ ذرات در جریان هوا قبل از ورود آنها به مبدل حرارتی است. با این وجود اگر محققان چارچوب را در فاصله بیش از ۱۰ فوت پایین‌تر از فن قرار می‌دادند، بیشتر آب اسپری شده، قبل از تبخیر از زیر سلول B بیرون رانده می‌شد. این آب یا به کف سلول می‌افتاد یا وارد سلول‌ها دیگر می‌شد. در نتیجه ایجاد رابطه‌ای کمی بین دبی اسپری و اثر سرمایه‌گذاری در سلول B غیر ممکن می‌شد.

1 - residence time

توزیع اندازه ذرات: تعویض نازل‌ها، توزیع اندازه ذرات را تغییر می‌دهد. در آزمایشها از سه نوع

نازل براساس عملکرد و توانایی آنها استفاده شده جدول ۱-۲ نازل‌ها و خصوصیات عملیاتی آنها را نشان می‌دهد. نازل با اسپری ریزتر، دبی جریان پایین‌تر هم دارد. بنابراین، اکثرا از نازل‌ها با اسپری ریز استفاده شد برای اینکه محققان بتوانند عملکرد آنها در دبی اسپری برابر با توزیع مختلف اندازه ذرات مقایسه کنند. تجهیزات و فعالیت‌های نیروگاه با جریان هوا، جریان مایع سرد کننده و بار حرارتی مبدل هوایی (ACE) هماهنگ بودند..

جدول ۱-۲- نازل های مورد استفاده در آزمایش سلول واحد [7]

Nozzle	Type	Flow/nozzle (gpm) (@ 300 psia)	Sauter Dia. μ
A	Impingement pin (PJ 28)	0.36	45
B	Impingement pin (PJ 20)	0.18	35
C	Internal swirl (WDB 14-90)	0.25	38

فرض می‌شود که دبی جریان هوا و سرد کننده در طول آزمایشها ثابت باشد. در مورد جریان هوا، ممکن است تغییراتی در نتیجه اثرات باد وجود داشته باشد، اما نه می‌توان آن را کنترل کرد و نه می‌توان آن را نشان داد. فعالیت‌های نیروگاه با بار حرارتی سلول هماهنگ شده‌اند اما این بار حرارتی در اکثر دوره‌ها کمی تغییر می‌کند. متغیرهای کنترل نشده دیگر عبارتند از: شرایط جوی محیط شامل دماهای حباب تر و خشک و سرعت و جهت باد. محققان تغییرات دمایی محیط را در همه آزمایشها کنترل و بازبینی کردند و آنچه در تعیین نرخ تبخیر و اثر سرمایش مهم است این است که این تغییرات تدریجی باشد بگونه‌ای که بتوان شرایط شبه پایدار را فرض کرد.

شکل ۲-۳ پروفیل‌های دمای متوسط در یک دوره بلند مدت و شرایط شبه پایدار اجرا شده در ۲۶

سپتامبر ۲۰۰۲ از ۱۲:۰۰ ظهر تا ۳:۱۵ PM نشان می‌دهد. شرایط این اجرا بصورت زیر می‌باشد:

- نازل: چنگکی از نوع پین بر خوردی مدل EC-IP28 # (زاویه مخروط ۹۰ درجه دبی gpm

$$D(3,2) = 35\mu ; 300 \text{ psig در فشار } 0/36$$

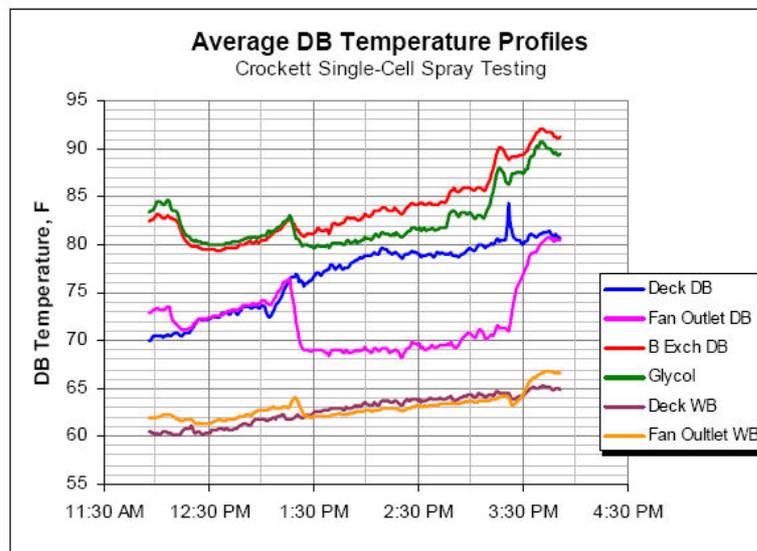
- ارتفاع چارچوب: ۸ ft

- دبی اسپری: ۱۹ gpm

دمای حباب خشک محیط بطور یکنواخت پیوسته از $70^\circ F$ در ظهر تا $80^\circ F$ در ۲:۱۵ بعد از

ظهر روند صعودی دارد و سپس تا ۳:۱۵ در دمای بین ۷۸ تا $80^\circ F$ ثابت می ماند. زمان بین ۱:۱۵ تا

۳:۱۰ پایدار ترین دوره فعالیت را نشان می دهد.



شکل ۲-۳- پروفیل های دمای متوسط در یک دوره بلند مدت و شرایط شبه پایدار اجرا شده در ۲۶ سپتامبر [7]

Deck DB : دمای خشک هوا در کف سلول یا دمای خشک محیط

Deck WB : دمای تر هوا در کف سلول یا دمای تر محیط

Fan Outlet DB : دمای خشک هوای خروجی از فن یا دمای خشک هوای ورودی به مبدل

Fan Outlet WB : دمای تر هوای خروجی از فن یا دمای تر هوای ورودی به مبدل

B Exch DB : دمای خشک هوای خروجی از مبدل

برابر قطر متوسط ذرات اسپری (Sauter): قطر متوسط ساوتر D(3,2) - ¹

Glycol : دمای محلول آب-الکل خروجی از مبدل

پروفیل های دمایی نشان داده شده در شکل های (۲-۳) تا (۲-۶)، موارد زیر را نشان می دهد:

۱- قبل از ۱:۱۵، واحد نیروگاه با همه فن ها و بصورت خشک کار می کرد. افزایش دما در همه نقاط در نتیجه افزایش دمای محیط (Deck DB) می باشد.

۲- در طول فعالیت خشک، افزایش دمای هوای عبوری از مبدل حرارتی بعد از اینکه در ۱۲:۳۰ به شرایط شبه پایدار رسید در حدود $6/7^{\circ}F$ بود.

۳- با آغاز اسپری در ۱:۱۵ بعد از ظهر، دمای هوای ورودی به مبدل یا دمای خشک خروجی فن (Fan outlet DB) تقریباً $6/5^{\circ}F$ افت می کند (از $75/5$ تا $69^{\circ}F$)

۴- هنگامی که دمای حباب تر محیط $62^{\circ}F$ بود، WBD^۱ (اختلاف دمای حباب تر و خشک محیط) برابر $13/5^{\circ}F$ ($62-76/5$) بود. بنابراین نسبت اثر سرمایش اولیه در حدود ۴۸٪ است ($6/5 \& 13/5$).

۵- در طول دوره آزمایش اثر سرمایش از $6/5^{\circ}F$ تا $10/5^{\circ}F$ تغییر می کرد. WBD از $13/5$ تا $16^{\circ}F$ تغییر می کرد.

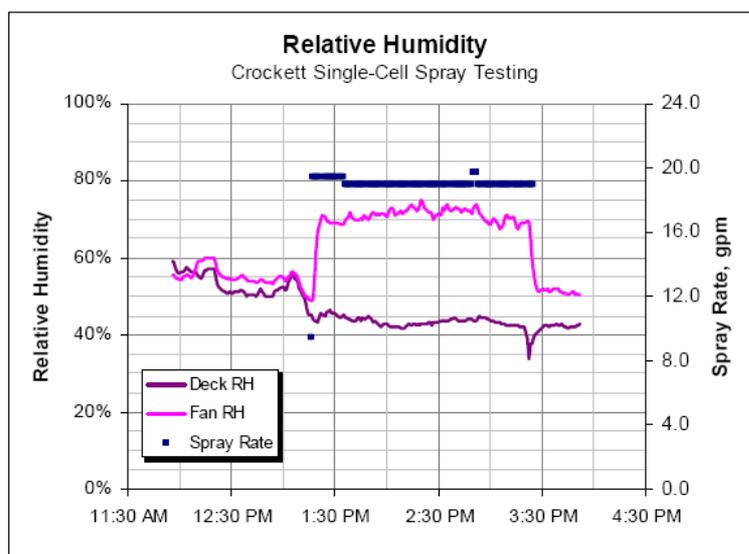
۶- با آغاز اسپری افزایش دمای هوای عبوری از مبدل حرارتی (B Exch DB - Fan outlet DB)، یعنی اختلاف دمای هوای ورودی به مبدل و خروجی از مبدل حرارتی از $6/7$ به $12^{\circ}F$ افزایش می یابد. (تقریباً ۲ برابر شدن بار حرارتی سلول)

۷- رطوبت نسبی هوای ورودی به مبدل از ۴۳ به ۷۳٪ افزایش می یابد. (شکل ۲-۴)

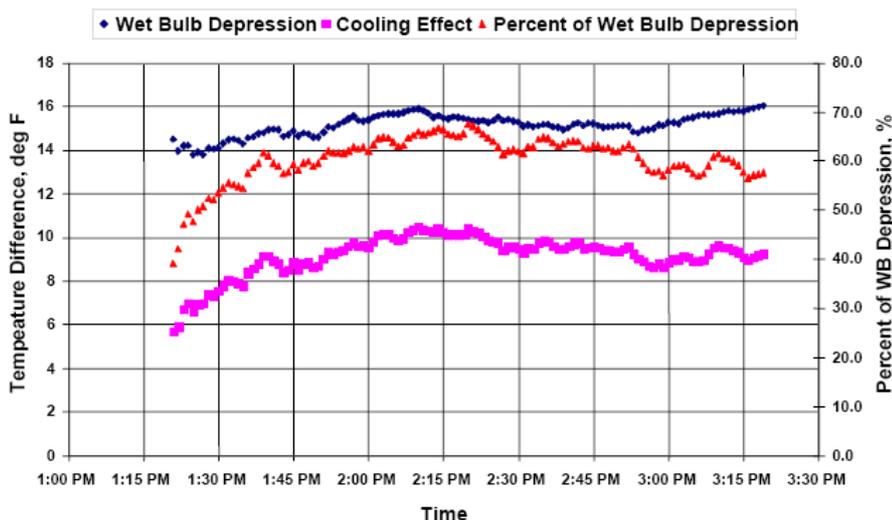
۸- همان طور که در شکل ۲-۵ نشان داده شده است در طول دوره فعالیت اسپری از ۱:۱۵ تا ۳:۱۵ بعد از ظهر، WBD و اثر سرمایش متغیر بود. دمای هوای ورودی به مبدل (fan outlet DB) تقریباً بین 69 و $71^{\circ}F$ ثابت باقی می ماند. نسبت اثر سرمایش در طول دوره آزمایش از ۵۰ تا ۶۵٪ تغییر کرد؛ همانطور که دمای محیط تغییر کرد.

^۱ - wet bulb depression

۹- محققان، نرخ تبخیر را از تغییر در رطوبت مخصوص (جرم رطوبت تقسیم بر جرم هوای خشک، از دماهای حباب تر و خشک اندازه‌گیری شده در بالا و پایین نقطه تزریق اسپری تعیین می‌شود) محاسبه کردند. شکل ۲-۶ نتایج را هم برای نرخ تبخیر کامل وهم نرخ تبخیر ناقص نشان می‌دهد. آنچه مشخص می‌باشد این است که ۶۰ تا ۷۰٪ آب اسپری شده تبخیر شده و در اثر سرمایه‌ش شرکت می‌کند

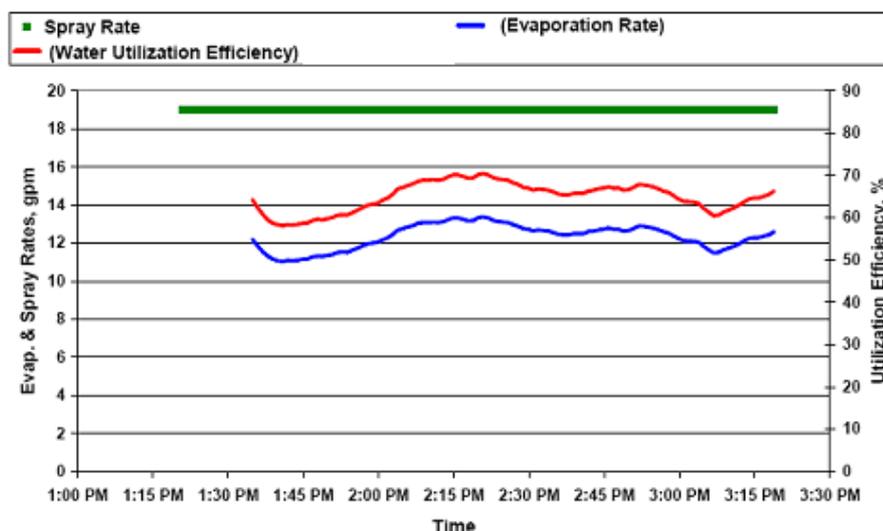


شکل ۲-۴- افزایش رطوبت نسبی [7]



شکل ۲-۵- کارایی اسپری در ۲۶ سپتامبر ۲۰۰۲ [7]

Spray Utilization--Data of Sept. 26, 2002



شکل ۲-۶- نرخ تبخیر کامل (برابر دبی اسپری) و نرخ تبخیر ناقص [7]

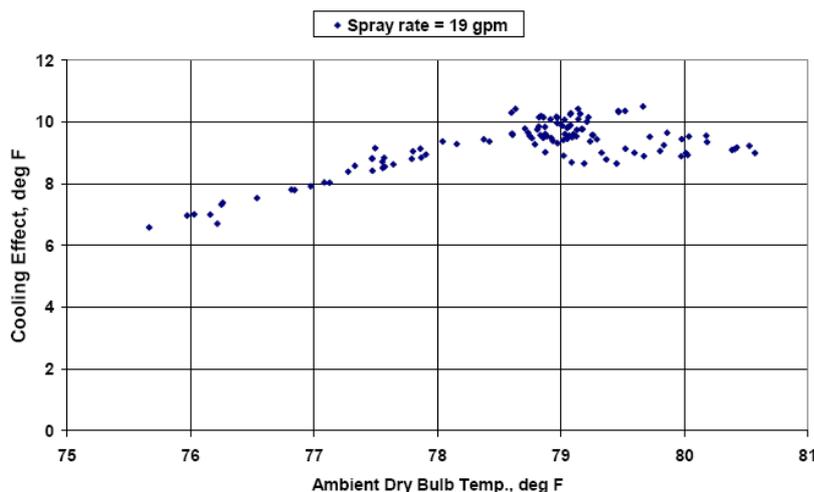
. اگر دبی اسپری، توزیع اندازه ذرات و زمان اقامت ذرات (ارتفاع چارچوب) ثابت باشد، با تغییر WBD که یک عامل محرک و مؤثر برای تبخیر است، درصد آب تبخیر شده، تغییر می کند. اختلاف در رطوبت مخصوص به خطاهای ناچیز در اندازه گیری دمای حباب تر، بسیار حساس است. جهت کاهش این حساسیت، بجای داده های دقیقه به دقیقه، متوسط های گرفته شده از داده ها در ۱۵ دقیقه برای نرخ تبخیر و راندمان بهره برداری شده نشان داده شده است.

۲-۲-۴- نتایج آزمایش سلول واحد

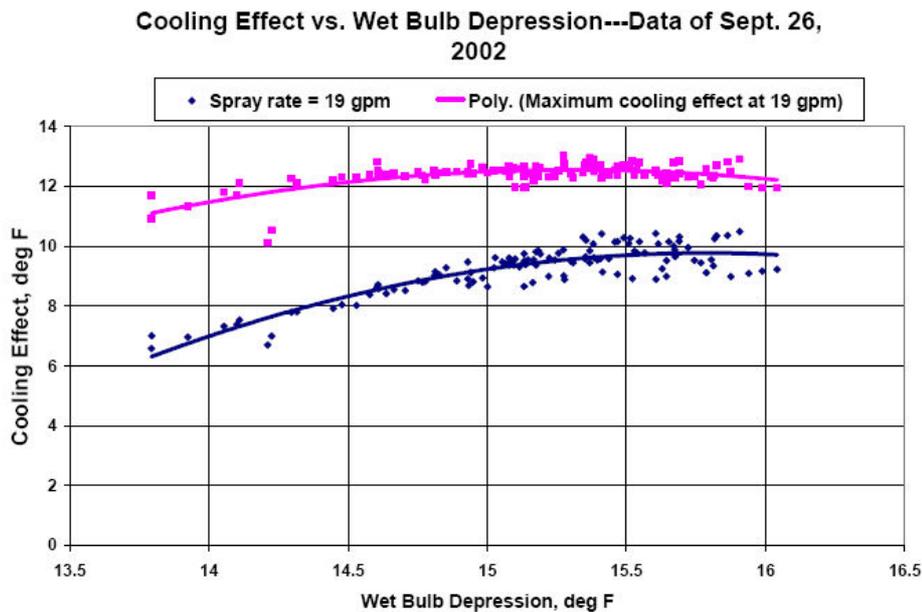
در طول آزمایشها، متغیرهای کنترل شده مانند دبی جریان اسپری، ارتفاع چارچوب اسپری، نوع نازل و فشار نازل ثابت نگه داشته شدند. تغییرات مشاهده شده در اثر سرمایش، نرخ تبخیر و دماهای عملیاتی را می توان به تغییر در دماهای حباب تر و خشک محیط (هوای ورودی) و شرایط باد نسبت داد. تغییر دمای محیط در واقع تغییر عامل محرک تبخیر ذرات اسپری شده است.

بیشترین اثر سرمایش که از تبخیر آدیاباتیک بدست می‌آید عبارت است از افت دمایی حباب تر (WBD) که بصورت اختلاف دمای حباب تر و خشک محیط تعریف می‌شود. شکل ۷-۲ اثر سرمایش را در مقابل دمای خشک محیط و شکل ۸-۲ اثر سرمایش را در مقابل WBD محیط نشان می‌دهد. اثر سرمایش بصورت اختلاف دمای هوای محیط (یا ورودی به ACC) و دمای هوای اندازه‌گیری شده در بالای فن تعریف می‌شود. فرض می‌شود که دمای هوای ورودی به فضای مابین فین‌های مبدل با دمای بالا فن برابر باشد. در شکل ۷-۲ ابتدا اثر سرمایش در مقابل دمای محیط روندی صعودی دارد، سپس نمودار مزبور افقی می‌شود و در ادامه تقریباً ثابت می‌ماند. زمانی که دمای خشک محیط، تقریباً ثابت است، روند افزایشی دمای حباب تر محیط ادامه دارد در نتیجه میزان WBD، کاهش می‌یابد. شکل ۸-۲، همان اثر سرمایش را در مقابل WBD نشان می‌دهد. در این شکل میزان پراکندگی کمتر است. شکل ۸-۲ همچنین ماکزیمم اثر سرمایش را نشان می‌دهد. ماکزیمم اثر سرمایش زمانی اتفاق می‌افتد که همه جریان اسپری شده (۱۹ gpm) بطور کامل بخار شود. در بالاترین مقدار WBD (۱۶ °F)، تقریباً ۸۰ تا ۸۵٪ از ماکزیمم اثر سرمایش بدست می‌آید.

Cooling effect vs. Ambient Dry Bulb Temp --Data of Sept. 26, 2002



شکل ۷-۲- اثر سرمایش در مقابل دمای خشک محیط [7]



شکل ۲-۸- اثر سرمایش در مقابل WBD [7]

اثر دبی جریان اسپری : دبی جریان اسپری یک تأثیر عمده روی اثر سرمایش، درصد

تبخیر و میزان بازگشت آب تبخیر نشده از ناحیه اسپری دارد.

شکل ۲-۹ اثر سرمایش را به عنوان تابعی از دمای حباب خشک نشان می‌دهد. این شکل نشان

می‌دهد که در یک دمای محیط ثابت، با افزایش دبی اسپری، اثر سرمایش بیشتر می‌شود.

شکل ۲-۱۰، عملکرد اسپری را برای دو روز مختلف و در شرایط یکسان از نظر ارتفاع چارچوب،

نوع نازل و دبی اسپری، بصورت اثر سرمایش در WBD محیط نشان می‌دهد. اثر سرمایش در ۲۶

سپتامبر در حدود $2^{\circ} F$ بیشتر از اثر سرمایش در ۲۸ سپتامبر تحت شرایط یکسان است. این موضوع

با بیشتر بودن دمای محیط در روز ۲۶ سپتامبر متناسب است.

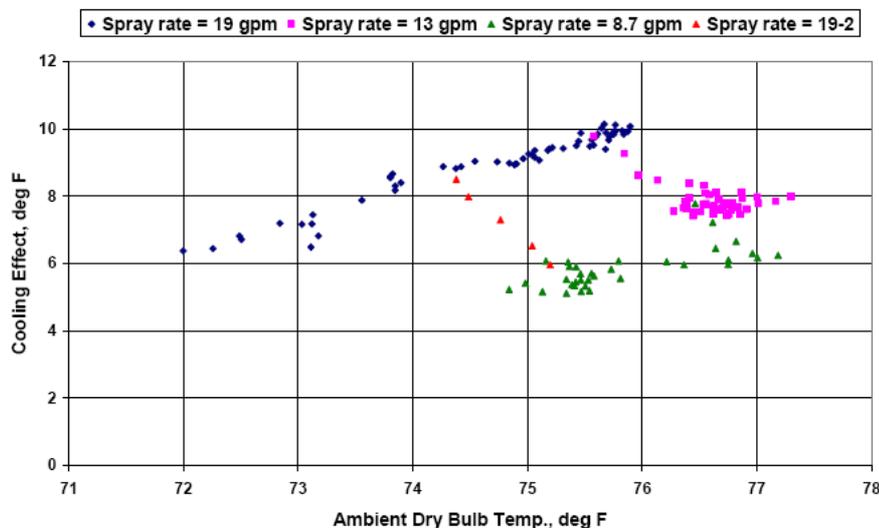
حتی با وجود یکسان بودن WBD محیط (عامل محرک برای تبخیر)، سطح دمایی بالاتر و در

نتیجه بالاتر بودن فشار بخار مایع در سطح ذرات اسپری باعث می‌شود که تبخیر سریع‌تر پیش رود.

تحت شرایطی که تبخیر ناقص است، دبی اسپری بیشتر می‌تواند یک اثر سرمایش بالاتر (در زمان

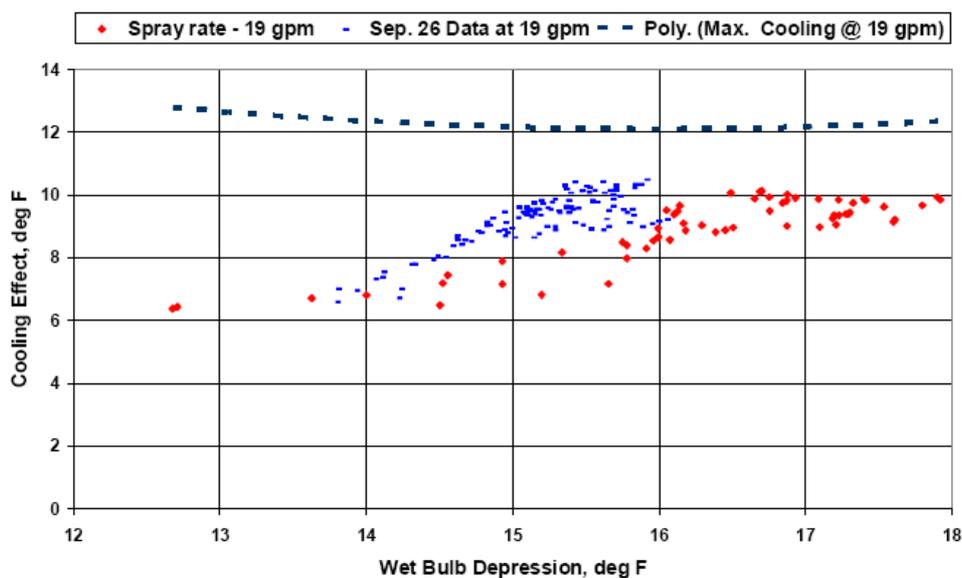
محدود قابل دسترسی برای تبخیر) تولید کند.

Effect of Spray Rate--Sept. 28, 2002



شکل ۲-۹- اثر دبی اسپری بر روی "اثر سرمایش" [7]

Effect of Spray Rate--WB Depression



شکل ۲-۱۰- مقایسه اثر سرمایش در ۲۶ و ۲۸ سپتامبر [7]

اثر موقعیت نازل: تغییر موقعیت ورود آب اسپری به درون جریان هوا ورودی، زمان اقامت که در طول آن ذرات می‌تواند تبخیر شوند و در اثر سرمایش شرکت کنند، تغییر خواهد داد. ذراتی که با سطوح جامد برخورد می‌کنند (از قبیل اعضای ساختاری ACC و پره‌های فن) قبل از تبخیر معمولاً روی سطوح انباشته می‌شوند، به سمت پایین جاری می‌شوند و بعنوان ذرات جدید وارد جریان هوا

می‌شوند تا دوباره تبخیر شوند و مجدداً در سرمایه‌های شرکت کنند. ذرات تبخیر نشده‌ای که وارد محفظه‌های مابین فین‌های مبدل می‌شوند، در همانجا تبخیر خواهند شد و اثر سرمایه‌های را افزایش خواهند داد. با این وجود ممکن است آنها در دراز مدت به سطوح مبدل حرارتی آسیب برسانند از قبیل جرم گرفتگی، پوسته پوسته شدن و خوردگی. محققان نازل‌ها را روی یک چارچوب سوار کردند. آنها می‌توانستند فاصله چارچوب از پوشش فن را بین ۱/۵ تا ۹ فوت یا فاصله چهارچوب از لبه‌های پره‌های فن را بین ۹/۵ تا ۱۱ فوت تغییر دهند، تا اثر زمان اقامت^۱ را روی اثر سرمایه‌های بررسی کنند. آنها پیش بینی کرده بودند که با نزدیک شدن چارچوب به فن، زمان اقامت ذرات کوتاهتر می‌شود و بنابراین تبخیر کم خواهد شد و اثر سرمایه‌های کاهش خواهد یافت. با ثابت نگه داشتن دبی جریان، دو آزمایش جداگانه در دو روز مختلف انجام شد. در هر آزمایش، ارتفاع چارچوب مرتباً تغییر می‌کرد. در دوم اکتبر، نازل‌ها در سه ارتفاع (۴/۳، ۶/۵ و ۹ فوت زیر قسمت تحتانی پوشش فن) تنظیم کردند. دبی اسپری ۱۴ gpm بود. در این آزمایش از بین دو نوع نازل چنگکی از نازلی استفاده شد که ذرات ریزتری تولید می‌کرد (Pj20: پین برخوردی، قطر متوسط ذرات: ۳۵ μ). شکل ۲-۱۱ اثر سرمایه‌های را در مقابل WBD برای سه ارتفاع مختلف رسم کرده است. اثرات تغییر ارتفاع روی اثر سرمایه‌های قابل تشخیص نیست. به هر حال شرایط محیط (مانند سرعت و جهت باد و دمای خشک و تر محیط) در طول این آزمایش خیلی متغیر بود. اثرات شرایط آب و هوای خارجی ممکن است هرگونه اثر آشکار تغییر ارتفاع چارچوب (تغییر زمان اقامت) را بپوشاند. بنابراین محققان تصمیم گرفتند که آزمایش‌های دیگری در روزی که تغییرات اوضاع جوی کمتر است انجام دهند. در این آزمایش‌ها که در ۱۴ اکتبر انجام شد، ارتفاع چارچوب از کف سلول بیشتر بود (از ۲ تا ۶/۵ فوت پایین پوشش ورودی فن)، دبی اسپری کمتر بود (۱۲ gpm ~) و از نازل‌های دیگری استفاده شد (نازل درون چرخشی، WDB14-90، قطر متوسط ذرات برابر ۳۸ μ). شکل ۲-۱۲، اثر سرمایه‌های را در برابر WBD نشان می‌دهد. باز

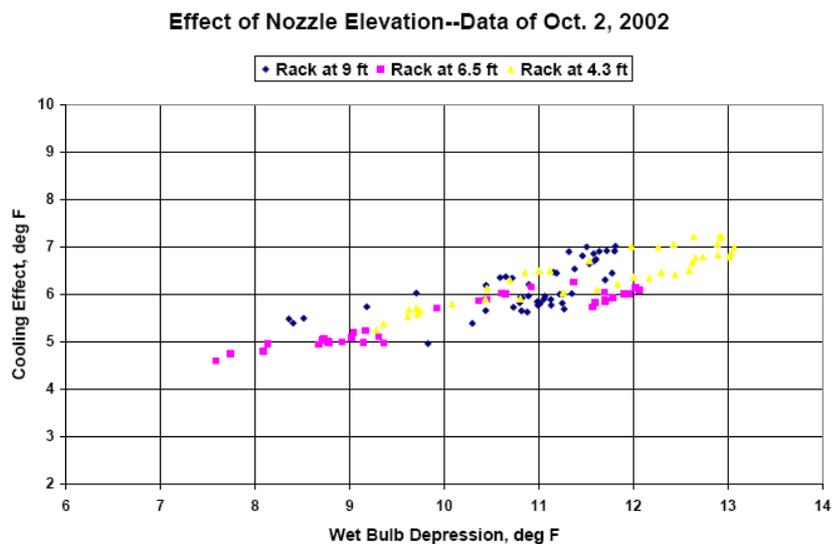
^۱ – residence time

هم هیچ فرقی بین نتایج در ارتفاع‌های مختلف دیده نمی‌شود، ممکن است دلایل زیادی برای نبودن یک اثر قابل تشخیص وجود داشته باشد:

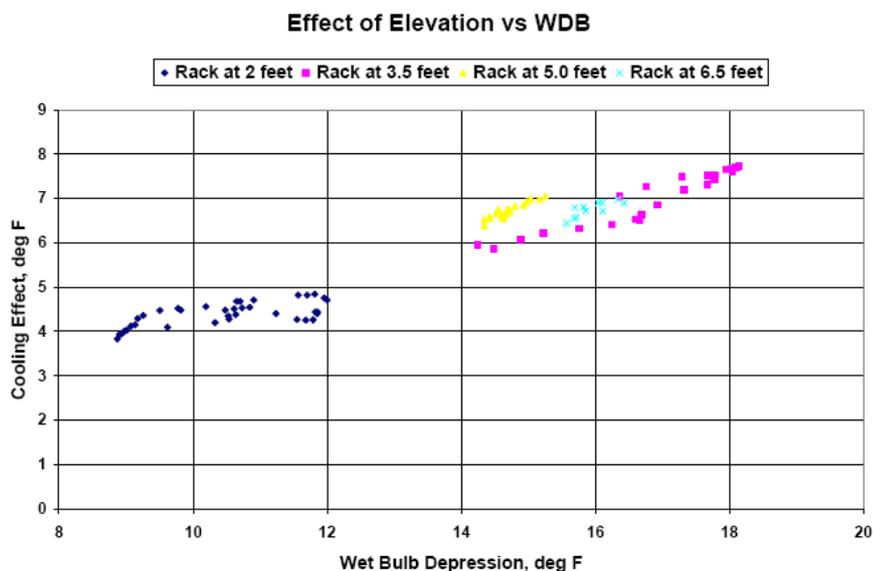
۱- تغییر زمان اقامت ذرات در اثر تغییر ارتفاع چارچوب به اندازه ۶ ft، بزرگ نیست. سرعت هوا در ورودی فن تقریباً 20 ft/s است. بنابراین به ازای ۶ ft تغییر ارتفاع چارچوب، زمان اقامت ذرات تنها 0.3 ثانیه تغییر می‌کند. بیشترین زمان اقامت ذرات بین چارچوب اسپری و محفظه‌های مابین فین-های مبدل. بین ۲ تا ۳ ثانیه است یعنی تغییر صورت گرفته در زمان اقامت ذرات در حدود ۱۰ تا ۱۵٪ زمان ماکزیمم است.

۲- حتی تحت شرایط نسبتاً پایدار، (مانند ۱۰ اکتبر) که حرکت هوا در زیر فن‌ها زیاد شدید و نامنظم نیست، یک جریان هوای رو به پایین (فروباد) ایجاد می‌شود و باعث می‌شود مقدار زیادی از ذرات اسپری شده قبل از اینکه بوسیله فن مکیده شوند، همراه این جریان به سمت پایین چارچوب اسپری حرکت کنند. بعنوان یک نتیجه، این جریان ثانویه است که زمان اقامت اکثر ذرات را تعیین می‌کند و باعث می‌شود که زمان اقامت هم بزرگتر و هم غیرقابل پیش بینی تر از مقداری شود که با استفاده از سرعت متوسط هوا و نقطه تزریق محاسبه می‌شود. بعلاوه، در ارتفاعات پایین‌تر، درصد زیادی از ذرات اسپری شده از زیر سلول B خارج شده و توسط سلولهای دیگر جذب می‌شوند و این باعث کاهش اثر سرمایش سلول B می‌شود.

نتیجه نهایی این است که تخمین زدن اثر ارتفاع چارچوب روی اثر سرمایش خیلی سخت است این موضوع مخصوصاً زمانی درست است که ما بخواهیم نتایج بدست آمده از روزهای مختلف را با هم مقایسه کنیم، زیرا حتی اختلافات کوچک در بیشتر متغیرهای حاکم از قبیل دبی اسپری و شرایط محیطی، اثر قابل تشخیص ارتفاع چارچوب نازل‌ها را کاملاً می‌پوشاند.



شکل ۲-۱۱- اثر ارتفاع چارچوب اسپری - ۲ اکتبر [7]

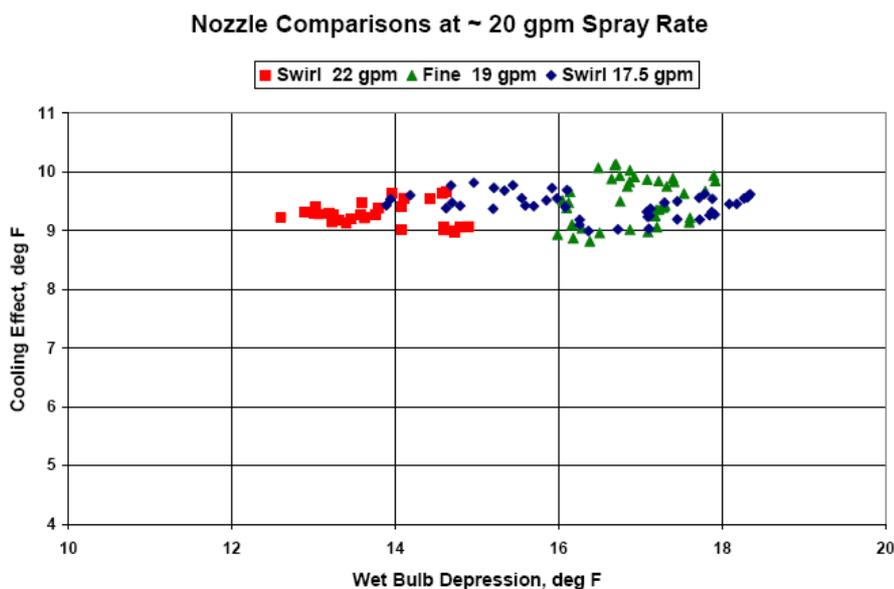


شکل ۲-۱۲- اثر ارتفاع چارچوب اسپری - ۱۴ اکتبر [7]

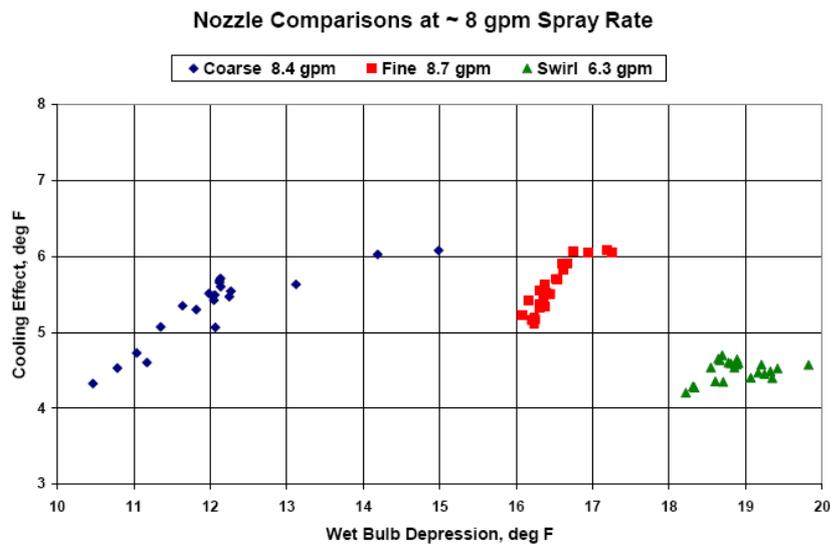
اثر توزیع اندازه ذرات : حال که زمان اقامت ذرات برای تبخیر کوتاه است، بنابراین تولید ذرات ریزتر (تا جایی که ممکن است) بسیار مفید خواهد بود. جهت ایجاد دبی اسپری بالا برای ACC، به تعداد زیادی نازل نیاز داریم که ممکن است هزینه نگهداری و نصب آن را بسیار زیاد کند. بنابراین محققان، عملکرد نازل‌های مختلف را مورد آزمایش قرار دادند تا اینکه تعیین کنند آیا با دبی جریان

بالتر و فشار پایین تر در نازلها، می توان نرخ تبخیر و توزیع اندازه ذرات قابل قبول فراهم کرد. آنها از سه نوع نازل مختلف که در جدول ۱-۲ موجود است، استفاده کردند. از آنجایی که تغییر در توزیع اندازه ذرات بواسطه تغییر نوع نازل بزرگ نیست، اثر تغییر ناچیز دبی های اسپری یا شرایط محیطی به آسانی اثر تغییر توزیع اندازه ذرات بر روی " اثر سرمایش " را می پوشاند.

در دبی اسپری بالا (~ 20 gpm، شکل ۲-۱۳) هیچ تفاوت قابل تشخیص بین سه نوع نازل وجود ندارد؛ البته در مورد اسپری ریز (Fine-19gpm) در WBD بالا ($16/5$ تا $18^\circ F$) کمی اثر سرمایش بیشتر است. با این وجود اختلاف این اثر سرمایش با بقیه داده ها بزرگتر از پراکندگی داده ها نیست، بنابراین می توان از آن صرف نظر کرد.



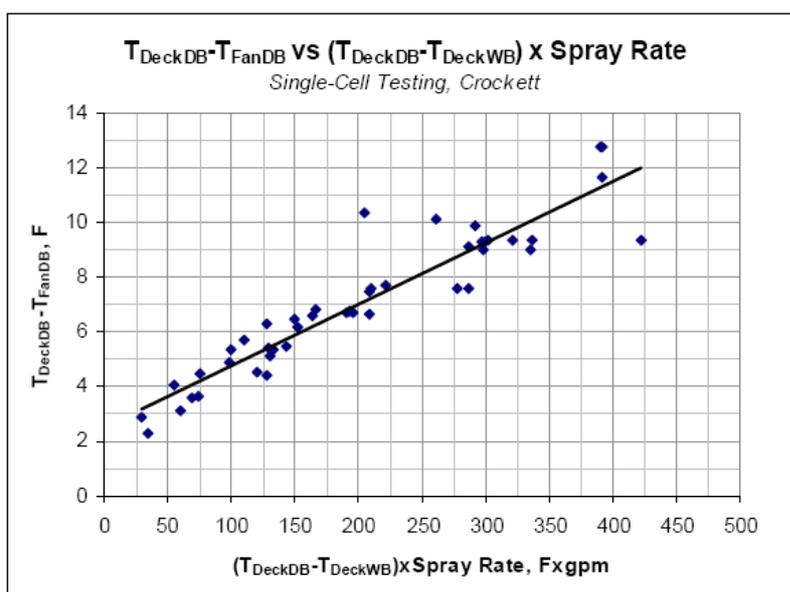
شکل ۲-۱۳-مقایسه نازل ها در دبی اسپری ۲۰ gpm [7]



شکل ۲-۱۴- مقایسه نازل ها در دبی اسپری ۸ gpm [7]

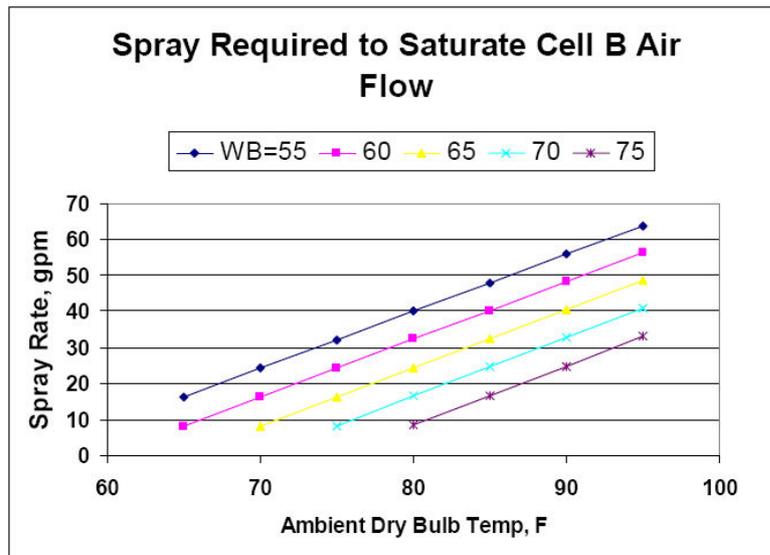
داده‌های مربوط به دبی اسپری پایین (~۸gpm، شکل ۲-۱۴) سازگاری خوبی را بین مجموعه داده‌های اسپری درشت (Coarse-8.4gpm) و اسپری ریز (Fine-8.7gpm) نشان می‌دهد. اثر سرمایه‌گذاری مربوط به اسپری چرخشی (Swirl-6.3gpm) پایین است، اما به اثر سرمایه‌گذاری ماکزیمم قابل دسترسی در این دبی اسپری نزدیک است. نتیجه نهایی همه این داده‌ها، این است که برای محدوده آزمایش شده نازل‌ها و توزیع اندازه ذرات، هیچ اثر سیستماتیک و قابل تشخیصی مشاهده نمی‌شود.

استدلال فیزیکی: مکانیزمهای انتقال جرم متعارف- فشار بخار آب در سطح ذرات، فشار جزئی بخار آب در جو و مساحت پوسته ذرات در اسپری- عامل محرک تبخیر ذرات در جریان هوا می باشد. به عنوان اولین تقریب، مساحت پوسته ذرات با دبی جریان اسپری متناسب است (برای توزیع های اندازه ذرات مشابه) و عامل محرک دقیقاً با WBD رابطه دارد. شکل ۲-۱۵ یک رابطه تجربی و بعد دار بین اثر سرمایه‌گذاری و WBD (برحسب °F) و دبی اسپری (برحسب gpm) نشان می‌دهد. در محدوده وسیعی از شرایط عملیاتی اکثر داده‌ها با بهترین خط فیت شده سازگاری خوبی دارند.

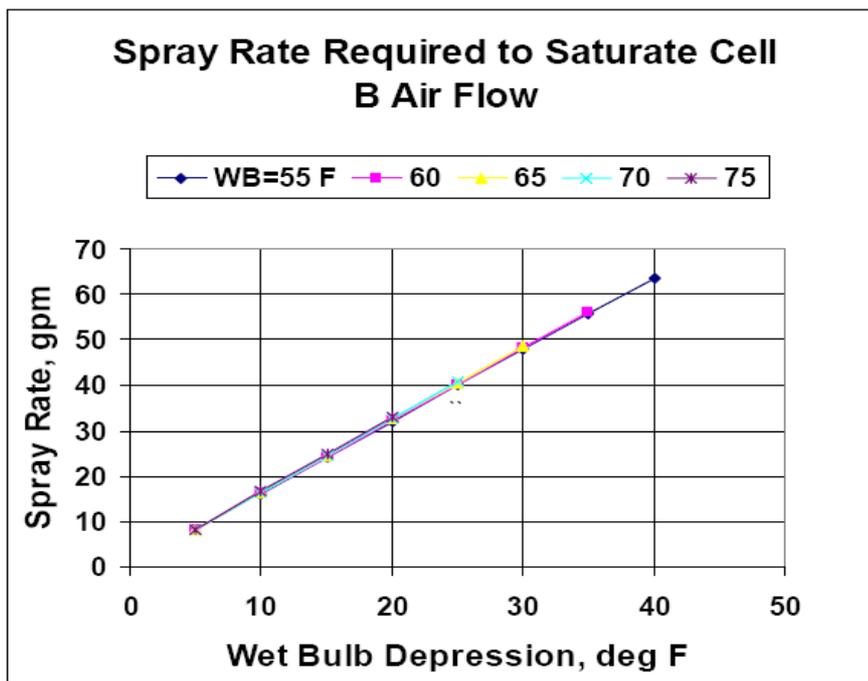


شکل ۲-۱۵- همبستگی داده های اثر سرمایش [7]

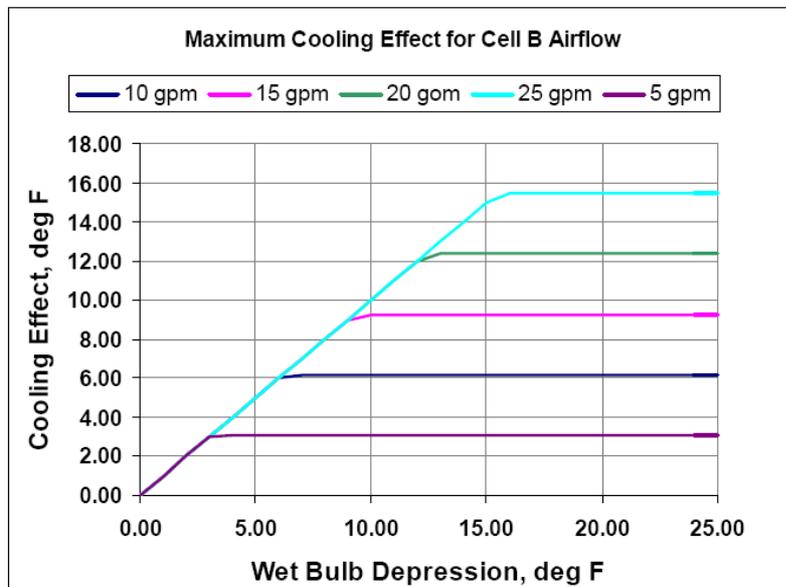
محدودیت‌های همبستگی: فرم همبستگی نشان داده شده در شکل ۲-۱۵، محدودیت‌های بنیادی دارد. در یک دبی اسپری ثابت، اثر سرمایش نمی‌تواند از مقداری که در نتیجه تبخیر صد درصدی آب اسپری شده بدست می‌آید، تجاوز کند. بطور مشابه، در یک WBD ثابت، برای هر دبی اسپری اثر سرمایش نمی‌تواند از WBD بزرگتر باشد. یک تحلیل ساده حدهای ماکزیمم اثر سرمایش را تصدیق می‌کند. جریان هوا به درون ACE (سلول B) در حدود ۸۱۶۰۰۰ ACFM است. برای این جریان هوا، شکل ۲-۱۶، دبی جریان اسپری مورد نیاز جهت اشباع شدن هوا ورودی در محدوده ۶۵ تا ۹۵ °F دمای محیط و برای دمای حباب تر از ۵۵ تا ۷۵ °F نشان می‌دهد. شکل ۲-۱۷ نشان می‌دهد که جریان اسپری مورد نیاز جهت اشباع شدن هوا، به تنهایی بوسیله WBD برای هر دمای حباب خشک در محدوده طبیعی از شرایط محیطی تعیین شده است. بنابراین، برای همه شرایط عملیاتی، "اثر سرمایش" ماکزیمم را می‌توان بسادگی بعنوان تابعی از WBD و دبی جریان اسپری معرفی کرد. برای هر دبی اسپری، اثر سرمایش ماکزیمم برابر است با حدی از WBD بطوریکه همه جریان اسپری تبخیر شود. در شکل ۲-۱۸ اثر سرمایش ماکزیمم برای چندین دبی اسپری در مقابل WBD رسم شده است.



شکل ۲-۱۶- اسپری مورد نیاز برای اشباع جریان هوای ورودی به سلول B [7]



شکل ۲-۱۷- اسپری مورد نیاز برای اشباع جریان هوای ورودی به سلول B [7]



شکل ۲-۱۸- ماکزیمم اثر سرمایش برای جریان هوای سلول B [7]

۲-۲-۵- هزینه ها و سودها

هزینه ها

محققان روش طراحی یک سیستم سرمایش هوای ورودی در مقیاس کامل را بسط و گسترش دادند. هر چند این طرح در مکانی خاص اجراء شده است، اما تعدادی عوامل، ملاحظات و اجزاء رایج برای هر سیستم وجود دارد که عبارتند از:

- مشخصات دمای هوای ورودی و مشخصات هوای سرد مطلوب
- کیفیت، کمیت و هزینه آب اسپری شده
- نیاز به حفاظت (اگر باشد) از کویل‌های چگالش بخار در مقابل آب اسپری نشده مانند خوردگی و رسوب نمک
- بر خورد و تماس ذرات اسپری خارج شده از چار چوب اسپری با پیرامون ACC
- شرایط بادهای موجود در منطقه و نیاز به موانع جهت کاهش اثرات باد بر روی نازل های

اسپری

- موقعیت های احتمالی پمپ، امکان ذخیره آب اسپری و انتخاب مسیرهای لوله کشی

- کنترل سیستم اسپری

برای آغاز طراحی به ورودی های زیر نیاز داریم :

- دمای حباب تر و خشک هوای ورودی

- کاهش مطلوب در دمای حباب خشک (محدود به دمای حباب تر محیط)

- تعداد سلول ها و فن ها و دبی جریان هوا برای هر کدام

- ابعاد سر تا سری کند انسور

فرضیات طراحی سیستم

فرضیات طراحی سیستم عبارتند از:

- اثر سرمایش یا کاهش در دمای خشک هوای ورودی در حدود ۷۰ درصد WBD در نظر گرفته می شود.

- مقدار آب مورد نیاز برای اسپری از یک بالانس حرارتی محاسبه می شود (حرارت گرفته شده از جریان هوا برابر است با حرارت مصرف شده جهت تبخیر ذرات اسپری). در این پروژه از ضریب اطمینان ۱۰ درصد استفاده شده است؛ یعنی دبی اسپری ، ۱۰ درصد بیش از دبی اسپری مینیمم و مورد نیاز برای اثر سرمایش می باشد.

- با این فرض که دبی اسپری برای هر نازل ۰/۵ gpm است می توان تعداد نازل ها را محاسبه کرد.

- توان مورد نیاز پمپ براساس فشار ۳۵۰ psig محاسبه شده است . از آنجائیکه پمپ های موجود در صنعت دارای توانهای مشخصی هستند لذا از پمپی استفاده می کنیم که توان آن بیشتر و نزدیکتر به توان مورد نیاز محاسبه شده باشد . همچنین پیشنهاد می شود که یک پمپ جانشین در کنار پمپ فعال نصب شود.

- فرض می‌کنیم جنس لوله از فولاد ضد زنگ باشد و برای ۳۵۰ psig طراحی شده باشد. هزینه های نصب شامل مصالح و کارنیروی انسانی می‌باشد. تأسیسات شامل چارچوب لوله ای می‌باشد و فرض می‌کنیم که به آسانی به ساختمان موجود ACC وصل شود یا از آن آویزان شود. هیچ تکیه گاه اضافی در نظر گرفته نشده است.

- نحوه آرایش نازل ها بر روی چارچوب می‌تواند متفاوت (مثلاً دایره ای یا مستطیلی) باشد. در این پروژه از آرایش مستطیلی استفاده شده است. هزینه و موقعیت نیروگاه در انتخاب نوع آرایش مهم است.

سیستم کنترل

سیستم کنترل برای این طرح می‌تواند کاملاً دستی ، کاملاً کامپیوتری و یا ترکیبی از هر دو باشد. یکی از مؤثرترین و مفیدترین سیستمهای کنترل برای چنین موردی PLC^۱ می‌باشد. یک PLC می‌تواند چندین کار انجام دهد. مثلاً نمایش دمای تر و خشک محیط و شرایط بادی و کنترل دبی جریان اسپری. کاربران می‌توانند آن را به کنترل کننده مرکزی تجهیزات نیروگاه وصل کنند. بسته به اجزاء اصلی PLC و پیچیدگی آن، هزینه اصلی PLC بین ۱۰۰۰۰ تا ۱۵۰۰۰ دلار است. هزینه های برنامه ریزی برای یک سیستم پایه ۵۰۰۰ دلار است. اگر یک کاربر بخواهد اندازه های رطوبتی محیط را به عنوان ورودی PLC داشته باشد ، جهت نصب ایستگاه هوا سنجی ، ۶۰۰۰ تا ۱۰۰۰۰ دلار به هزینه اضافه خواهد شد.

بهینه سازی

ملاحظات طراحی برای چنین سیستمی می‌تواند شامل بهینه سازی دبی اسپری و بهبود نرخ حرارتی نیروگاه باشد. یک PLC ضمیمه شده به سیستم کنترل اصلی نیروگاه به آسانی می‌تواند این

^۱ - programmable logic controller

- ملاحظات را کنترل و اصلاح کند . تعداد واقعی و موقعیت نازل های اسپری برای یک کاربر خاص، از تحقیقات و آزمایش ها حاصل می شود . مشخصات یک طرح ایده آل می تواند به صورت زیر باشد :
- کمترین فاصله نازل ها از فن ۱۰ ft (۳m) و بیشترین فاصله به گونه ای باشد که ذرات اسپری شده قبل از رسیدن به فن یا کویل های چگالش بخار ، کاملاً تبخیر شوند.
 - قطر و طول لوله ها تا جایی که ممکن است کم باشد.
 - تبخیر آب اسپری ماکزیم و هدر رفتن آب مینیمم باشد
- جدول ۲-۲ تعدادی از هزینه های تقریبی را با استفاده از روش ذکر شده به ما می دهد.

جدول ۲-۲- نمونه ای از هزینه های سیستم سرمایش هوای ورودی با اسپری [7]

Cooling System Size	Reduction in DBT (F)	Spray Water Flow (gpm)	Estimated Cost (\$)
15 Cells	20	665	\$280,000
5 Cells	25	277	\$240,000
30 Cells	30	1994	\$600,000

سودها

- در رابطه با فرایند بهینه سازی نقطه طرح برای سیستم های خنک کننده ، درک سودمندی سرمایش هوای ورودی به ACC، ساده است .انتخاب نقطه طرح ، ایجاد توازن بین هزینه های اولیه ACC و هزینه های تحمیل شده به نیروگاه هنگام کاهش راندمان و ظرفیت را می طلبد . تصمیم اولیه عبارت است از انتخاب دمای محیطی که در آن فشار خروجی مطلوب توربین حفظ شود. یک انتخاب رایج مورد نیاز است و آن اینکه فشار خروجی توربین در دمای متوسط سالانه ناحیه ، در ۲/۵ Hga بماند. پی آمد های این انتخاب ، بسته به مشخصات توربین و شرایط جوی منطقه، محدودیت اجرائی قابل توجه در طول گرم ترین ماههای سال می باشد. مثال زیر بیشتر توضیح می دهد.

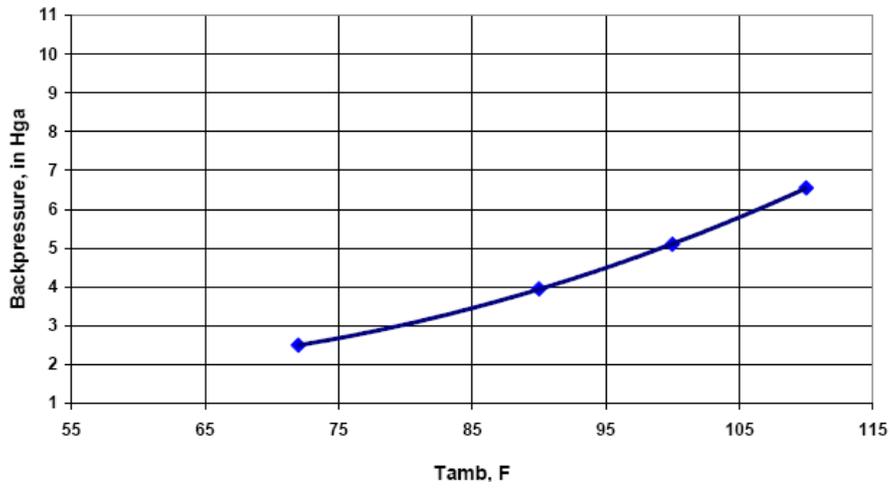
- جدول ۲-۳، داده های هوا شناسی یک منطقه خشک و گرم در کالیفرنیا را نشان می دهد . دمای خشک متوسط سالانه در منطقه $72^{\circ}F$ است . جهت دستیابی به فشار خروجی $2/5$ Hga در توربین باید دمای چگالش بخار آب در $109^{\circ}F$ حفظ شود . دمای چگالش منهای دمای خشک محیط به عنوان اختلاف دمای اولیه^۱ یا ITD شناخته می شود و یکی از متغیرهای طرح است بطوریکه اندازه و قیمت کند انسور هوایی را تعیین می کند .

جدول ۲-۳- مشخصات منطقه [7]

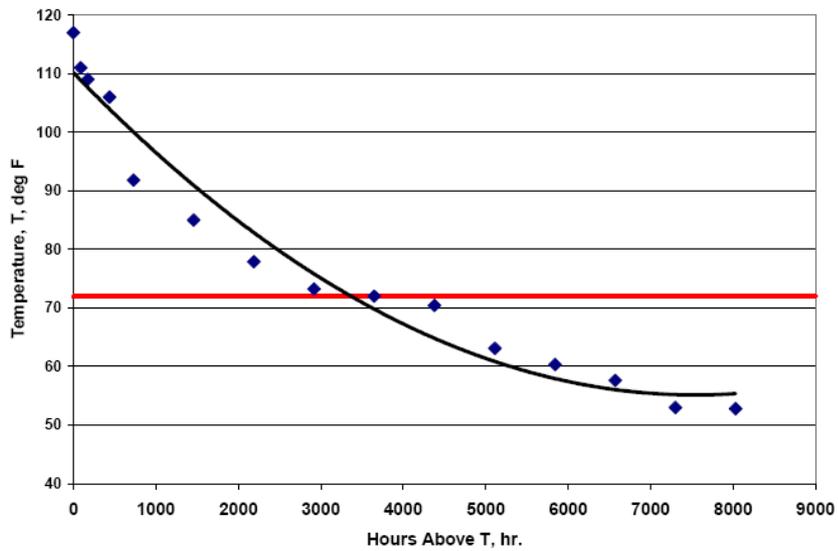
Characteristic	Hot Arid Site		
Location	Southern California		
Elevation (ft)	390		
Temperature, Dry Bulb		Temperature, Wet Bulb	
T_{avg}	72	$T_{wb\ avg}$	63
T_{max}	117	$T_{wb\ max}$	79
$T_{1\%}$	111	$T_{wb\ 1\%}$	78
$T_{2\%}$	109	$T_{wb\ 2\%}$	77
$T_{5\%}$	106	$T_{wb\ 5\%}$	76

¹ - Initial Temperature Difference

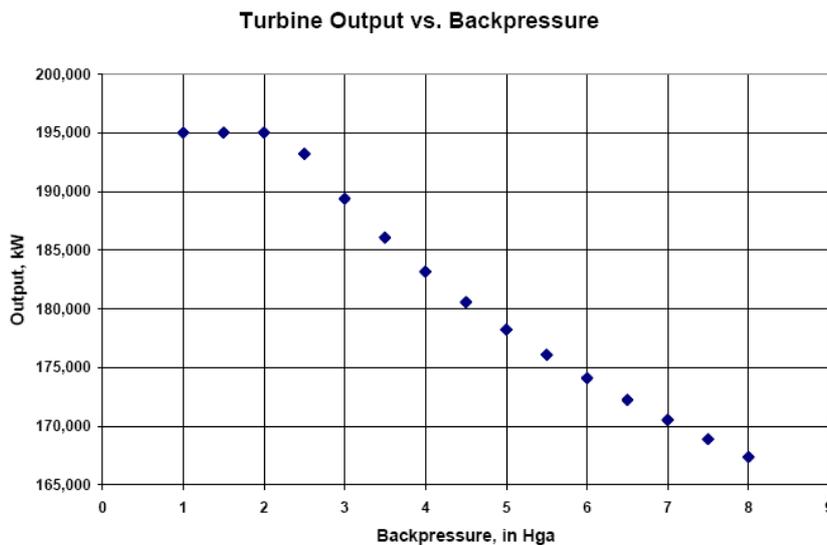
ACC Performance--Backpressure vs. Tamb
 (for new facilities; 170MWe steam cycle)
 Tdesign = 72 F; Tcond = 109 F; ITDdes = 37 F



شکل ۲-۱۹- عملکرد ACC، فشار خروجی توربین در مقابل دمای محیط [7]



شکل ۲-۲۰- منحنی دمایی و زمانی [7]



شکل ۲-۲۱- خروجی توربین در مقابل فشار خروجی [7]

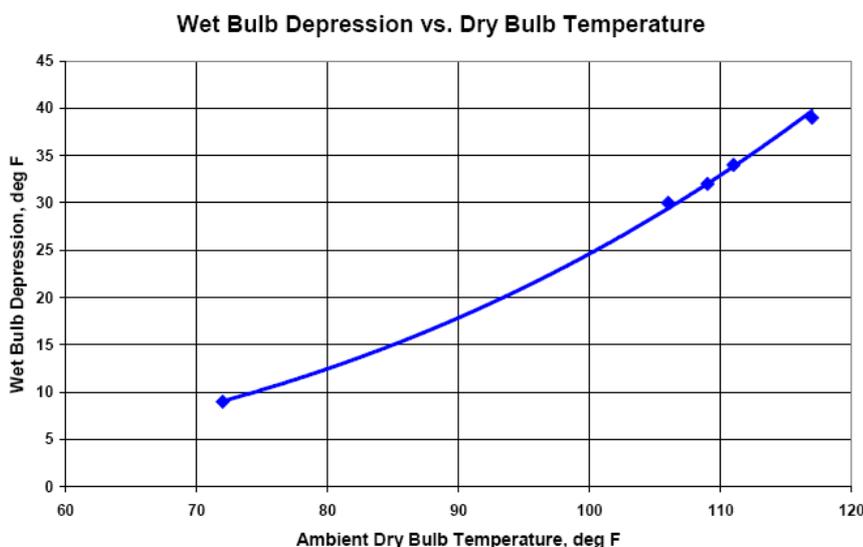
شکل ۲-۱۹ منحنی کارایی برای یک کندانسور هوایی معمولی که برای ITD ی $37^{\circ}F$ ساخته شده است، نشان می دهد. دردمای بالاتر از مقدار طرح ($72^{\circ}F$)، فشار خروجی یک روند صعودی دارد و در دمای $110^{\circ}F$ به $6/5$ Hga می رسد. دردمای ماکزیم $117^{\circ}F$ ، فشاری خروجی به 7 Hga نزدیک می شود و این فشاری است که در آن اکثر نیروگاهها باید برای محافظت از پره های توربین، بارالکتریکی نیروگاه را کاهش دهند.

شکل ۲-۲۱، کاهش خروجی نیروگاه در برابر افزایش فشار خروجی توربین نشان می دهد. برای این مثال، با افزایش فشار خروجی توربین به 5 Hga، تقریباً 17 MW از خروجی نیروگاه کم می شود. با توجه به شکل ۲-۱۹، فشار 5 Hga زمانی اتفاق می افتد که دمای محیط به $100^{\circ}F$ می رسد و با توجه به شکل ۲-۲۰ در بیش از 1000 ساعت در سال دمای محیط از $100^{\circ}F$ تجاوز می کند. تحت این شرایط، کمترین تلفات خروجی نیروگاه به 17000 MWh در سال می رسد، و اگر قیمت متوسط توان الکتریکی 30 دلار بر MWh باشد ارزش این تلفات به 500000 دلار در سال می رسد.

با این فرض که تلفات در گرمترین ساعات سال (هنگامی که تقاضای انرژی و قیمت توان به حداکثر خود می رسد) اتفاق بیفتد، درآمد از دست رفته نیروگاه چندین برابر مقدار فوق است. با

استفاده از فن آوری اسپری می توانیم این تلفات را بازیابی کنیم. از جدول ۲-۳، WBD را می توان برای یک محدوده دمای خشک محیط بدست آورد. شکل ۲-۲۲، WBD را در مقابل دمای خشک رسم کرده است. به کمک نتایج آزمایش های انجام شده در نیروگاه کراکت، بطور معقولانه می توانیم فرض کنیم که درمدت شرایط خشک و گرم، سیستم اسپری می تواند به اثر سرمایش در حدود ۷۵ درصد WBD یا $18^{\circ}F$ برای همه ساعات بالای $100^{\circ}F$ دست یابد..

با مراجعه به شکل ۲-۱۹، با این فن آوری، فشار خروجی از ۵ به $3/5$ Hga کاهش می یابد و شکل ۲-۲۱ نشان می دهد که خروجی توربین به $186MW$ بر میگردد (تقریباً نصف توان تلف شده را بازیابی می کنیم). اگر قیمت توان $30\$/MWh$ باشد، ارزش انرژی بازیابی شده در یک سال به 250000 دلار می رسد. اگر قیمت توان مربوط به دوره پیک مصرف باشد این ارزش به سادگی از یک میلیون دلار تجاوز می کند. این میزان سود را می توانیم با هزینه های نصب سیستم اسپری که در جدول ۲-۲، نشان داده شده، مقایسه کنیم. از آنجایی که ACC مورد استفاده در این پروژه ۱۵ سلولی است، لذا هزینه اولیه آن 600000 دلار است. بنابراین یک نیروگاه می تواند هزینه اولیه سیستم اسپری را در سال اول فعالیت آن، بازیابی کند و می تواند بیشتر هنگام افزایش نیاز به توان، فراهم کند.



شکل ۲-۲۲- WBD در مقابل دمای خشک محیط [7]

آب مورد نیاز

نرخ مصرف آب به شرایط جوی منطقه و تعداد ساعات استفاده از فن آوری اسپری بستگی دارد. جریان هوا به درون ACC تقریباً ۲۵۰۰۰۰ cfm بر MWe است. اگر فرض کنیم که نیروگاه بعد از صعود دمای به بالای $90^{\circ}F$ از اسپری استفاده می کند، و آب اسپری برای نگه داشتن دمای ورودی در $90^{\circ}F$ کافی باشد، دبی اسپری تقریباً ۶/۵ تا ۷/۵ gpm بر MWe خواهد بود. این دبی اسپری با ۶۰ درصد نرخ تبخیر در برج خنک کن آن هم فقط برای ۱۰۰ ساعت در سال برابری می کند. بنابراین بر اساس مقایسه سالانه، میزان مصرف آب در این روش کمتر از ۷ درصد آب جبرانی مورد استفاده در برج خنک کن است.

۲-۲-۶-پیشنهادات

برای کاربرد موفقیت آمیز فن آوری اسپری روی ACC باید ذرات تبخیر نشده را مینیمم یا حذف کنیم. پیشنهادات دیگر در چها زمینه زیر می باشد:

- بهینه سازی آرایش نازل ها: یافتن بهترین آرایش نازل ها جهت انجام اسپری بدرون هوای ورودی برای کمینه کردن باران بازگشتی، جلوگیری از مشکلات وزش باد و تامین توزیع یکنواخت اسپری در میان سلولها بسیار مهم است.
- تجهیزات اسپری پیشرفته: اثرات سرمایه‌ی قابل توجه با نازل های معمولی مورد استفاده در این تست ها بدست آمدند. با روشهای ابتکاری برای تولید ذرت ریزتر با مصرف توان قابل قبول میتوان از تکنولوژی اسپری سود بیشتری برد. تعدادی از فروشندگان نازل های صنعتی مدعی پیشرفت های جدید هستند که بای مورد پیگیری قرار بگیرد. بعلاوه تعدادی راه کار های جدید از قبیل استفاده از مهپاش های مورد استفاده در پزشکی یا انطباق بعضی از وسایل چرخشی کشاورزی با این پروژه را می توان مورد توجه قرار داد.

- پالایش و مدیریت آب: تا حدی که ممکن است تامین آب با درجه خلوص بالا برای اسپری ضروری باشد، هزینه تصفیه آب و فرآوری شور آب حاصل یک مساله مهم طراحی است که می تواند اثر زیادی روی هزینه هاداشته باشد. یک مطالعه مهندسی جهت گسترش یک طرح راهبری اقتصادی باید اجرا شود.

- جذب ذرات و بازگرداندن آنها: یک تست مختصر به عنوان جزئی از تحقیق برای ارزیابی استفاده از مه زدا اجرا شد است. هدف از استفاده از مه زدا این است که از نرسیدن ذرات تبخیر نشده به سطح پره ها مطمئن شویم. این روش ممکن است نسبت به استفاده از نازل های تولید کننده ذرات بسیار ریز یا تولید آب با درجه خلوص بالا ، راه حل اقتصادی تری باشد. نتایج این تست کم و تحت شرایطی انجام شده است که ارزیابی اثر مه زدا روی کارآیی، غیرقاطع و ناتمام است و نیاز به آزمایشهای بیشتر دارد.

۲-۳- اجرای کامل سیستم اسپری بر روی ACC در نیروگاه Crockett کالیفرنیا [8]

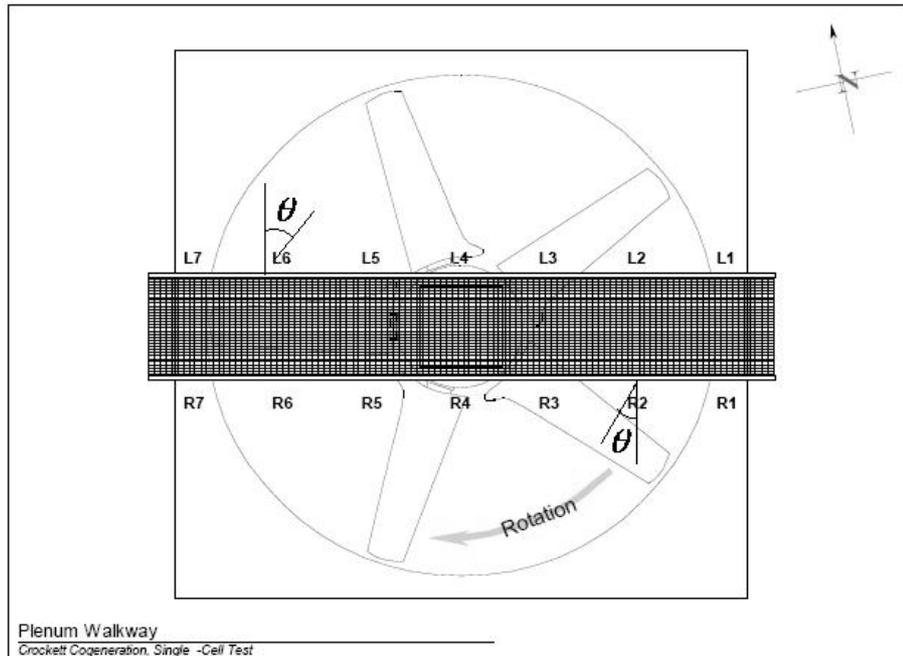
در سال ۲۰۰۳، مدیریت کراکت تصمیم گرفت تا فن آوری اسپری را در مقیاس کامل روی ۱۲ سلول کندانسور نصب کند تا اینکه مطمئن شوند که خروجی کامل نیروگاه در گرمترین ساعات سال قابل دسترسی است. برای ساده تر کردن تجهیزات سیستم و کمینه کردن هزینه های آن، تصمیم گرفته شد که نازل های اسپری، درون محفظه دلتای سلول و بالاتر از فن ها نصب شود تا نازل ها به آسانی با ساختار نگهدارنده فن، یکپارچه شوند. برای کمک به انتخاب موقعیت مناسب نازل ها، تست های نمایش جریان انجام شد تا چگونگی انتقال و پراکنده شدن ذرات اسپری شده درون جریان هوا در داخل سلول ها مشاهده شود. سیستم اسپری فقط در یک روز از آگوست ۲۰۰۴ (هنگامی که دمای محیط بسیار بالا بود و توان خروجی توربین به دلیل افزایش فشار خروجی توربین کاهش یافته بود) فعالیت داشت.

۲-۳-۱- مشاهده جریان

تخمین‌های اولیه اثرات سرمایش، بر این پیشنهاد استوار بود که دبی اسپری تقریباً ۱۲ gpm برای هر سلول کافی است. بعلاوه، مشخص شد که نازل‌ها می‌بایستی روی چهارچوب فن درون محفظه دلتای سلول‌ها قرار گیرد تا ساختار تأسیسات ساده‌تر شود. آنچه برای تعیین شدن باقی ماند این بود که نازل‌ها کجا باید قرار بگیرند و جهت گیری آنها چگونه باشد، تا اینکه بیشترین درصد تبخیر مایع اسپری شده درون جریان هوا و کمترین مقدار مایع تبخیر نشده در تماس با سطوح لوله-ای فین دار را داشته باشیم. با استفاده از یک میله اسپری دستی، یک اسپری ۲/۶ gpm به درون هوای خروجی از فن، از چندین موقعیت در امتداد چهارچوب فن و بالای فن درون سلول ACC-۱ (شکل ۲-۱ را ببینید) ایجاد شده است. شکل ۲-۲۳ میله اسپری و شکل ۲-۲۴ چندین موقعیت از اسپری‌های انجام شده را نشان می‌دهد.



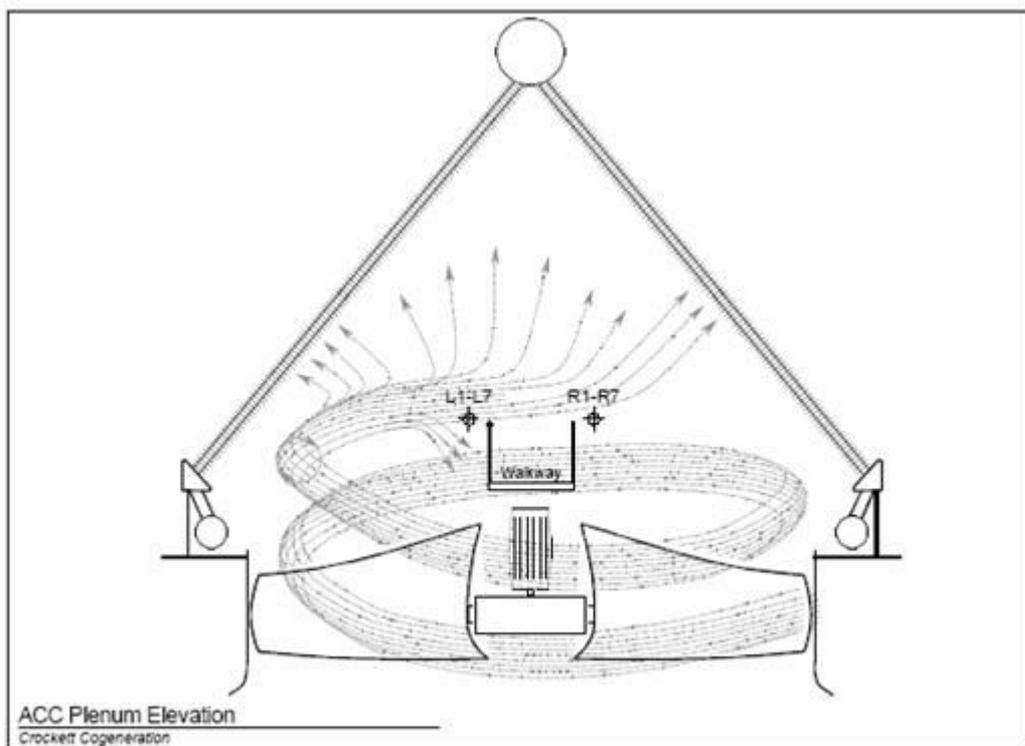
شکل ۲-۲۳- میله اسپری جهت مشاهده جریان [8]



شکل ۲-۲۴- موقعیت نقاط اسپری بر روی چارچوب فن [8]

میله اسپری به عنوان نمونه در موقعیت نرده بالایی راهرو، تقریباً ۳/۵ فوت بالاتر از سطح کف راهرو نگه داشته شده است و می توان جهت آن را تغییر داد (بالا، پایین یا افقی و در زوایای مختلف نسبت به راهرو). در چندین مورد، میله پایین تر از سطح کف راهرو قرار گرفت و یا در ارتفاع ۸ تا ۱۰ فوت بالاتر از کف راهرو نگه داشته شد. شکل ۲-۲۵، نقشه جریان هوای نمونه درون سلول را نشان می-دهد. فن در جهت ساعتگرد می چرخد (از بالا به پایین نگاه کنید) و یک جریان چرخشی به هوای عبوری از میان سلول القاء می کند. جریان شدیداً ناپایدار است و معمولاً شامل بخش های زیر می-باشد:

- در قسمت پایین محفظه دلتا جریان بصورت مارپیچی با یک چرخش ثانویه می چرخد.
- در قسمت بالاتر محفظه (بالای اعضای ساختاری متقاطع) جریان ابتدا به سمت بالا حرکت می کند و سپس به طرف خارج و بسوی بخش فوقانی مجموعه مجاری فین دار می چرخد.



شکل ۲-۲۵- نمونه جریان القاء شده درون محفظه دلتای سلول [8]



شکل ۲-۲۶- نمونه جریان مارپیچی [8]



شکل ۲-۲۷-نمونه جریان مارپیچی [8]

پاشش $2/6 \text{ gpm}$ در چندین موقعیت در زوایای متفاوت نسبت به افق و راهرو، جریان چرخشی مارپیچی ساعتگرد ایجاد کرد. (شکل ۲-۲۶ و ۲-۲۷ را ببینید). از این مدل جریان، می‌توان برای بدست آوردن زمان اقامت^۱ طولانی‌تر ذرات مایع و هم مینیمم کردن مقدار مایع تبخیر نشده در تماس با مجموعه لوله‌های فین‌دار بهره‌برداری کرد. با تزریق گوشه‌ای در موقعیت‌های L1 و R7، مایع اسپری شده به جریان هوا، پیرامون سمت خارجی فن وارد شده و سریعاً به سمت بالا می‌چرخد و جریان چرخشی ساعتگرد در بخش پایینی محفظه سلول ایجاد نمی‌شود (شکل ۲-۲۸) بنابراین، اسپری در آن موقعیت، باعث پوشش بهتر سطوح مجموعه مجاری فین‌دار در گوشه‌های شمال شرقی (L1) و جنوب غربی (R7) می‌شود (بخصوص در بخش بالایی سلول).

^۱- residence time



شکل ۲-۲۸- جریان به سمت بالا در گوشه شمال شرقی (موقعیت L-1) [8]

۲-۳-۲- طرح پیشنهادی

جهت تأمین دبی اسپری ۱۲gpm در یک سلول منفرد، طرح پیشنهادی بصورت زیر می‌باشد:

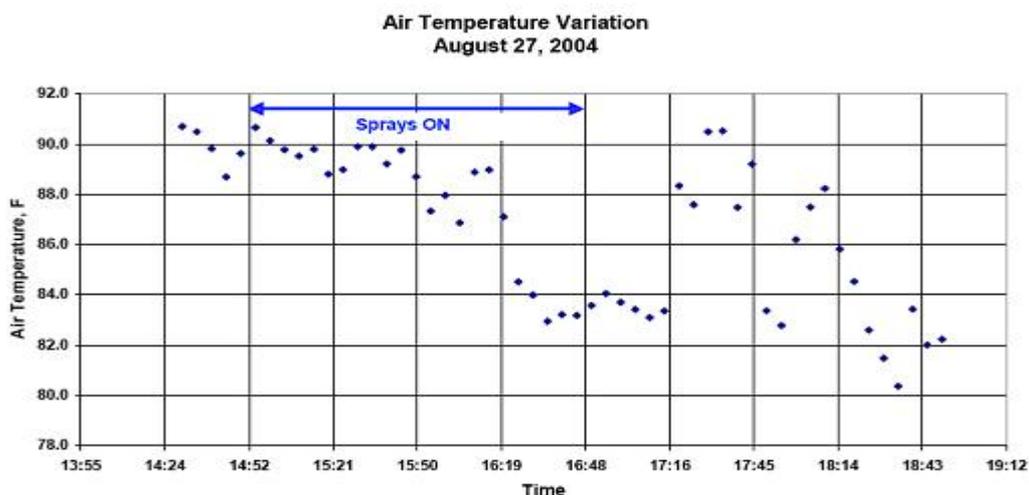
۱- دو نازل اسپری با دبی تقریبی ۵gpm باید در موقعیت‌های L-6 و R-2 در یک سطح نزدیک نرده راهرو قرار بگیرند. نازل‌های نوع مخروط توخالی، با زاویه مخروط ۶۰ تا ۹۰ درجه هستند. میله نازل بصورت افقی قرار می‌گیرد و نسبت به خط افقی عمود بر پیاده‌رو زاویه ۴۵ تا ۶۰ درجه (θ) در شکل ۲-۲۴) دارد.

۲- دو نازل با دبی اسپری تقریبی ۱gpm باید در موقعیت‌های L-1 و R-7 در یک سطح نزدیک نرده راهرو، قرار بگیرند. این نازل‌ها نیز از نوع مخروط توخالی با زاویه ۶۰ تا ۹۰ درجه هستند و باید بصورت عمودی قرار بگیرند.

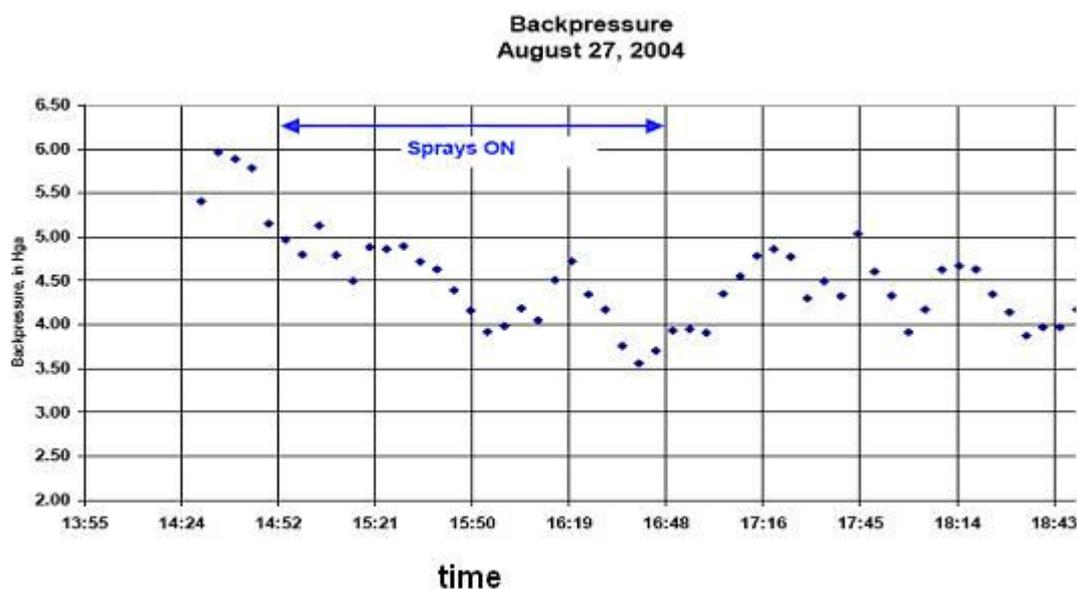
۲-۳-۴- عملیات در مقیاس کامل

در بهار ۲۰۰۴ سیستم اسپری در مقیاس کامل در نیروگاه کراکت نصب شد. دو نازل ۵/۵gpm و دو نازل ۱/۱gpm در هر یک از ۱۲ سلول نصب شده در ۲۷ آگوست ۲۰۰۴ دما به بالای $90^{\circ}F$ صعود کرد و فشار خروجی توربین بخار به ۶ Hga افزایش یافت.

اسپری از ۱۴:۵۵ تا ۱۶:۴۶ فعال بود. شکل‌های ۲-۲۹ و ۲-۳۰ شرایط عملیاتی و محیطی در مدت زمان آن روز را نشان می‌دهد. تا زمانیکه هم دمای هوای محیط و هم جریان بخار بصورت پیوسته و بی‌نظم تغییر می‌کند، تشخیص اثرات اسپری روی فشار خروجی از یک نمودار ساده فشار خروجی در مقابل زمان مشکل خواهد بود. همانگونه که در شکل ۲-۳۰ نشان داده شده است.



شکل ۲-۲۹- تغییرات زمانی دمای محیط [8]



شکل ۲-۳۰- تغییرات زمانی فشار خروجی توربین [8]

شکل‌های ۲-۳۱ و ۲-۳۲، فشار خروجی در مقابل جریان بخار برای محدوده کم دمای محیط نشان می‌دهد، بدون اسپری (شکل ۲-۳۱) و با اسپری (شکل ۲-۳۲). منحنی‌های کارایی اصلی که توسط موسسه Balcke-Durr عرضه شده است نیز برای دمای ۸۰ و $90^{\circ}F$ رسم شده است. چند نکته حائز اهمیت هستند:

۱- کارایی بدون اسپری (شکل ۲-۳۱) بهتر از منحنی‌های کارایی فروشنده سیستم ACC است. این مسأله ممکن است حاصل عوامل زیر باشد:

الف: اندازه دمای محیط نیروگاه، ممکن است بیانگر دمای واقعی و متوسط هوای ورودی نباشد.

ب: جریان هوا در داخل ACC ممکن است از جریان طرح بزرگتر باشد. برای مثال ممکن است زاویه نصب فن با زاویه نصب طرح برابر نباشد.

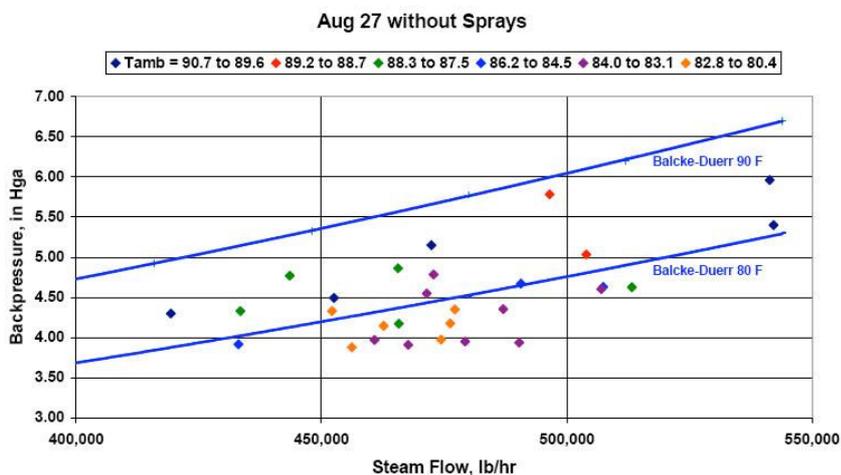
ج: کیفیت خروجی توربین بخار ممکن است از کمتر از مقدار فرض شده در طرح باشد. هیچکدام از این احتمالات نمی‌توانند تأیید شوند.

۲- پراکندگی قابل ملاحظه در داده‌ها وجود دارد. نقاط در یک محدوده دمایی کم حول بهترین خط فیت شده در بیش از $0.25 \pm$ Hga متغییر است. این پراکندگی با هنگام اسپری مشابه است و مقایسه مستقیم با و بدون اسپری در شرایط یکسان را مشکل می‌کند.

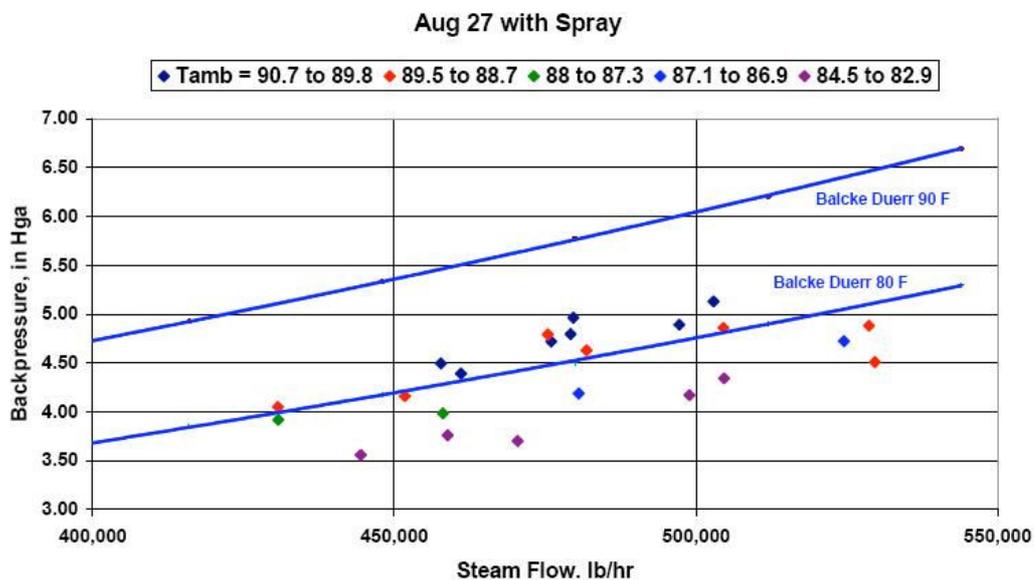
بعد از انجام آزمایشات فراوان در ۲۰۰۱ پیشنهاد شد که پراکندگی ظاهر شده احتمالاً در نتیجه تغییرات نامنظم و پیوسته در سرعت و جهت باد باشد.

۳- مجموعه نقاط همراه با اسپری در شکل ۲-۳۲ نشان می‌دهد که با تقریب 0.25 تا 0.5 Hga فشار خروجی توربین کمتر از حالت بدون اسپری است. اثرات اسپری در شکل ۲-۳۳ نشان داده شده است. برای نقاط بدست آمده از تمام روز، مقدار حرارت Q (متناظر با جریان بخار) تقسیم بر ITD (دمای متناظر با فشار خروجی توربین منهای دمای هوای محیط) برای چندین ساعت شامل دوره با و بدون اسپری رسم شده است. هنگامی که اسپری آغاز می‌شود، دمای هوای ورودی به فین‌های اطراف مجاری مبدل کاهش می‌یابد. این کاهش با کاهش فشار خروجی توربین و دمای چگالش متناظر

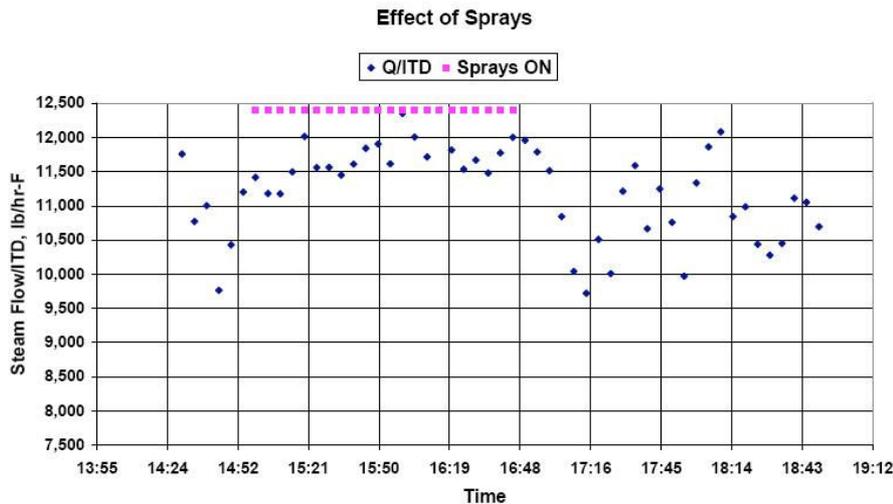
است. اندازه گیری دمای محیط ساده است. بنابراین ITD محاسبه شده کاهش می یابد و نسبت Q/ITD کاهش می یابد. این مورد به روشنی در شکل ۲-۳۳ در دوره ای که اسپری وجود دارد، مشاهده می شود.



شکل ۲-۳۱- فشار خروجی توربین در مقابل جریان بخار برای محدوده کم دمای محیط بدون اسپری [8]



شکل ۲-۳۲- فشار خروجی توربین در مقابل جریان بخار برای محدوده کم دمای محیط با اسپری [8]



شکل ۲-۳۳- نسبت حرارت منتقل شده (متناظر با جریان بخار) به ITD [8]

همچنین می‌توان دید که در دوره همراه با اسپری، کارایی ثابت تر و پراکندگی کمتر است. ما هیچ توضیحی برای این مشاهده نداریم. بطور کیفی، تغییر در فشار خروجی توربین هنگام اسپری تقریباً با پیش بینی‌های حاصل از نتایج تست‌های ۲۰۰۱ سازگار و موافق است. داده‌های بدست آمده از ACE (و نه ACC) اثر سرمایشی در حدود $7^{\circ}F$ را پیش بینی می‌کند. به خاطر تفاوت در جریان هوا بین دو سلول، "اثر سرمایش" در ACC، $6/3^{\circ}F$ می‌باشد. این اثر سرمایش متناظر است با: کاهش $0.5 Hga$ در فشار خروجی توربین و کاهش ۱۲ تا ۱۵٪ در ITD. این مقادیر با داده‌های نشان داده شده روی شکل‌های ۲-۳۱ تا ۲-۳۳ برای عملکرد در مقیاس کامل در آگوست ۲۰۰۴، به صورت منطقی، سازگار است.

۲-۳-۵-نتایج

- تست‌های مشاهده جریان نشان می‌دهد که در عملیات اسپری به درون محفظه دلتای سلول های ACC با تزریق اسپری به درون ناحیه جریان گردابی هوا، درست بالای فن، می‌توان زمان اقامت کافی برای ذرات در محفظه فراهم کرد.
- بهبودی مورد انتظار در کارایی و کاهش فشار خروجی توربین در مدت یک روز، طی عملیات اسپری در مقیاس کامل در آگوست ۲۰۰۴ تحقق یافته است.

فصل سوم

کندانسور هوایی از دیدگاه انتقال
حرارت

۳-۱- مقدمه

فرایند تبادل گرما بین دو سیال با دماهای مختلف که به وسیله یک دیوار جامد از هم جدا شده اند در بسیاری از کاربردهای مهندسی یافت می شود. وسیله ای که این تبادل را انجام می دهد، به مبدل حرارتی معروف است و کاربرد های خاص آن را می توان در سیستم های گرمایش ساختمانها، تهویه مطبوع، بازیابی گرمای تلف شده و نیروگاه ها یافت. انواع مبدل های حرارتی عبارتند از: مبدل حرارتی دو لوله ای با لوله های هم محور، مبدل های لوله ای پره دار و بی پره، مبدل های لوله-پوسته^۱، مبدل های حرارتی فشرده^۲. در مبدل دو لوله ای دو نوع جریان موازی^۳ و مخالف^۴ وجود دارد. در مبدل های لوله ای پره دار و بی پره، جریان دو سیال عمود برهم^۵ می باشد. در نوع پره دار جریان خارجی غیر مخلوط بوده و سیال بیرونی دارای توزیع دمای دو بعدی می باشد اما در نوع بی پره جریان خارجی مخلوط بوده و سیال بیرونی دارای توزیع دمای یک بعدی در جهت جریان خارجی می باشد. در مبدل های حرارتی فشرده نسبت سطح تبادل گرما بر واحد حجم آنها زیاد است و معمولاً زمانی به کار می روند که یکی از دو سیال گاز و در نتیجه ضریب انتقال گرمای آن کوچک است. ابعاد مقطع جریان در مبدل های حرارتی فشرده کوچک است ($D_h < 5\text{mm}$) و جریان غالباً آرام است [11].

کندانسور، یک مبدل حرارتی است که به وسیله آن، بخار آب اشباع خروجی از توربین، با از دست دادن حرارت خود، به آب تبدیل می شود. در کندانسور هوایی همیشه جریان بخار آب در داخل

¹ - shell and tube

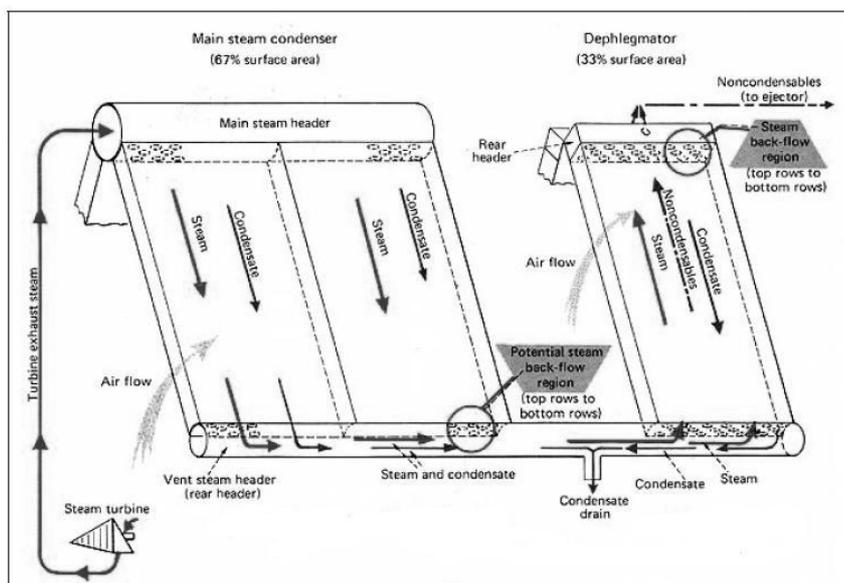
² - compact heat exchanger

³ - Parallel Flow

⁴ - counter flow

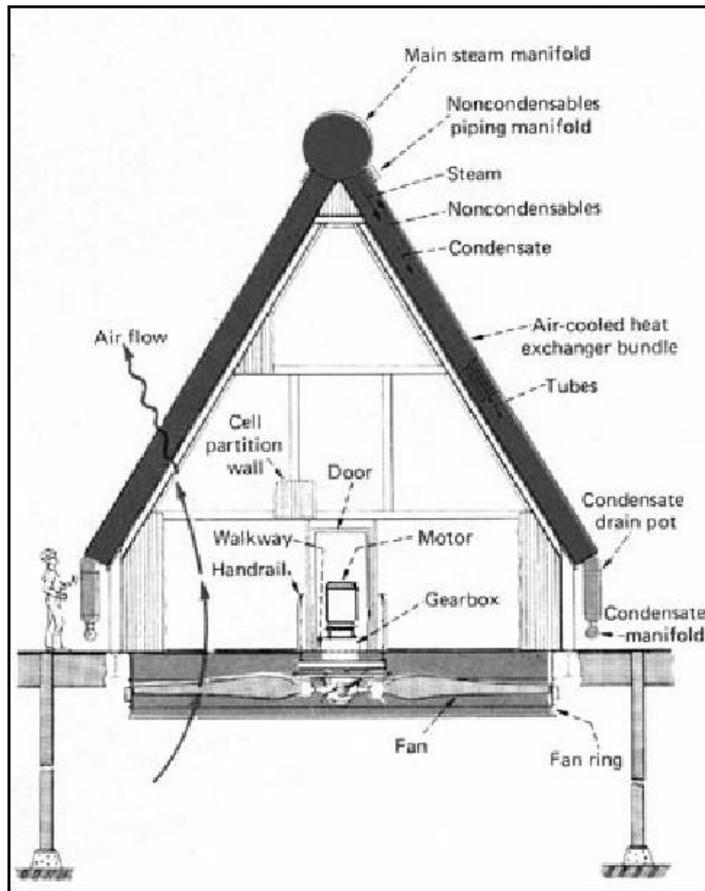
⁵ - cross flow

لوله و جریان هوای سرد کننده در خارج لوله و بین فین ها می باشد. در نتیجه در داخل لوله ها جابجایی اجباری با تغییر فاز و خارج از لوله ها جریان جابجایی بدون تغییر فاز اتفاق می افتد. کندانسور های هوایی را با یک تقریب مناسب می توان در رده مبدل های حرارتی فشرده قرار داد [1]. نیروگاه سیکل بخار 600 MW طوس واقع در شهر مشهد، دارای 120 واحد کندانسور هوایی است که حرارت لازم برای تقطیر بخار خروجی توربین را به اتمسفر منتقل می کند [5]. ساختار کندانسور ها از نوع A- فریم (دلتا شکل) با جریان مکانیکی دمشی بوده و و عمل چگالش درون لوله های بیضوی با فین های بیضوی صورت می گیرد که نوع آرایش آنها مثلثی¹ یا یکی در میان می باشد. جزئیات بیشتر این کندانسورها به صورت شماتیک در شکل های 3-1 و 3-2 نشان داده شده است.



شکل 3-1- نمایش جریان بخار آب در کندانسور هوایی [35]

¹ - staggered



شکل ۳-۲- نمایش جریان هوا در داخل کندانسور و موقعیت فن نسبت به اجزای نگهدارنده و

محفظه دلتا [35]

برای تعیین ضریب انتقال حرارت کلی و در نتیجه میزان انتقال حرارت در کندانسور، نیازمند مشخص بودن ضرائب انتقال حرارت برای هر دو سیال گرم و سرد هستیم. لذا قبل پرداختن به بررسی انتقال حرارت در کندانسور، روابط مورد نیاز برای ضرائب انتقال حرارت در سمت هوا و سمت بخار آب را به دست می آوریم. بر خلاف فن-لوله های دایره ای که روابط بیشماری برای تعیین ضرائب انتقال حرارت در داخل و سمت هوای آن وجود دارد، کارهای انجام شده روی فن-لوله های بیضوی بسیار جدید و محدود می باشد. جدول ۳-۱ محدوده ضرائب انتقال حرارت را برای حالت های مختلف نشان می دهد.

جدول ۳-۱- ضرائب انتقال حرارت برای حالت های مختلف

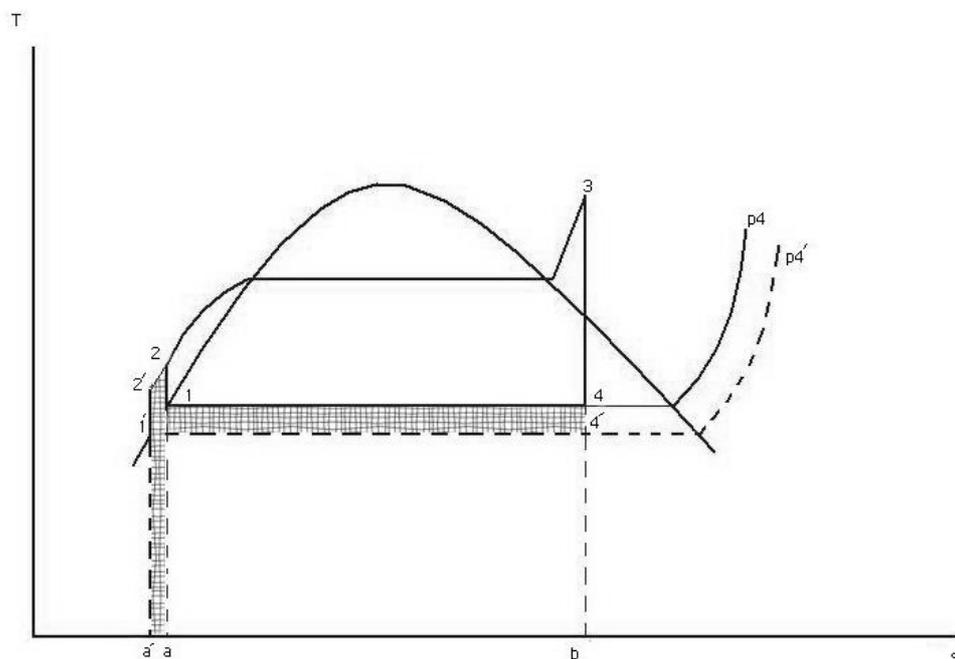
Range of Values of h		
Type of Process	W/m ² -°C	Btu/ft ² -h-°F
Steam (dropwise condensation)	30,000-100,000	5000-20,000
Steam (film-type condensation)	6000-20,000	1000-3000
Boiling water	1700-50,000	300-9000
Condensing organic vapors	1000-2000	200-400
Water (heating or cooling)	300-20,000	50-3000
Oils (heating or cooling)	50-1500	10-300
Steam (superheating)	30-100	5-20
Air (heating or cooling)	1-50	0.2-10

۳-۱-۱- کندانسور هوایی از دیدگاه ترمودینامیکی

اگر کندانسور را به عنوان جزئی از سیکل بخار رانکین در نظر بگیریم، که در آن فرایند انتقال حرارت در فشار ثابت اتفاق می افتد، میزان حرارتی که بخار آب در کندانسور از دست می دهد برابر با تغییر آنتالپی بخار آب است.

با تغییر فشار خروجی توربین، راندمان نیروگاه نیز کاهش می یابد. اثر کاهش فشار خروجی توربین بر روی راندمان نیروگاه در نمودار T-s شکل ۳-۲ نشان داده شده است. فرض می کنیم که فشار خروجی از p_4 به p'_4 یابد که در نتیجه دمایی هم که در آن حرارت دفع می شود، کاهش می یابد. کار خالص به اندازه سطح ۱-۲-۲-۱-۴-۴-۱ افزایش می یابد. حرارت منتقل شده به بخار نیز به اندازه سطح $a'-a-2-2$ افزایش می یابد. چون این دو سطح تقریباً مساوی هستند، نتیجه خالص باعث افزایش بازده سیکل می شود. این مطلب از این واقعیت هم آشکار می شود که دمای متوسطی که در آن حرارت دفع شده کاهش یافته است. در حالت عکس، یعنی زمانی که فشار

خروجی توربین افزایش یابد، راندمان نیروگاه کاهش می یابد و این مشکلی است که در کندانسور هوایی در روزهای گرم سال اتفاق می افتد [12].



شکل ۳-۳- اثر فشار خروجی بر بازده سیکل رانکین [12]

۳-۲- چگالش لایه ای درون لوله های شیبدار

چگالش به دو صورت کلی لایه ای و قطره ای اتفاق می افتد که بستگی به شرایط سطح دارد. در اغلب موارد، مایع به صورت لایه ای تمام سطح را می پوشاند که در اثر نیروی جاذبه به طور پیوسته به سمت پایین جریان می یابد. میعان لایه ای معمولاً روی سطوح تمیز و نالوده به وجود می آید. اما اگر سطح با ماده ای پوشانده شود که آنرا مرطوب نگه دارد، امکان روی دادن میعان قطره ای وجود دارد. قطرات روی شیارها و حفره های روی سطح ایجاد شده و ممکن است رشد کرده و به همدیگر بپیوندند. غالباً، بیش از ۹۰٪ سطح با قطرات پوشیده شده که اندازه قطر آنها از چند میکرومتر تا قابل رویت با چشم غیر مسلح تغییر می کند. در اثر جاذبه قطرات روی سطح جریان می یابند. از نقطه نظر نرخ میعان و نرخ انتقال گرما، میعان قطره ای بر لایه ای ترجیح داده می شود. در

میعان قطره ای بیشتر انتقال حرارت از قطرات با قطر کوچکتر از ۱۰۰ میکرون صورت می گیرد و نرخ انتقال گرما بیش از ده برابر میعان لایه ای است. به همین دلیل پوشش سطح با موادی که باعث تر ماندن آن و در نتیجه افزایش میعان قطره ای شود در عمل متداول است. ترکیبات آلی سیکلون، تفلون و نوعی از مومها و اسیدها ی چرب از موادی هستند که برای این منظور به کار گرفته می شوند. اما معمولاً به مرور زمان کارایی این موتد در اثر اکسید شدن، تشکیل رسوب و کند شدن آنها کم می شود و سرانجام میعان لایه ای حاکم می شود [11].

علیرغم پیچیده بودن چگالش لایه ای، طی چندین دهه اخیر روابط تئوری و تجربی زیادی برای چگالش روی صفحه تخت و درون لوله های دایره ای افقی، قائم و مایل به دست آمده است. تبدلی که ما در این پروژه مورد بررسی قرار می دهیم، دارای لوله های بیضوی شیبدار است. لذا در این بخش، ضمن اشاره به چند رابطه تجربی در رابطه با چگالش درون لوله های دایره ای شیبدار و قائم، روابط تحلیلی در زمینه چگالش لایه ای درون لوله های بیضوی شیبدار مورد توجه و بررسی قرار می گیرد.

۳-۲-۱- چگالش درون لوله های دایره ای شیبدار [13]

Schulenberg انتقال حرارت و افت فشار مربوط به چگالش بخار کم فشار درون لوله های دایره ای شیبدار را مورد مطالعه قرار داد. برای لوله های قائم، او رابطه زیر را برای تعیین ضریب انتقال حرارت پیشنهاد کرده است:

$$Nu_c = \frac{h_c d_i}{k_c} = 0.683 \left[Ku_c Pr_c \left(\frac{\mu_v}{\mu_c} \right)^2 \left(\frac{\rho_c}{\rho_v} \right) \left(\frac{d_i}{L} \right) \right]^{0.333} Re_v^{0.55} \quad (1-3)$$

عدد Kutateladze به صورت زیر تعیین می شود:

$$Ku_c = \frac{i_{fg}}{c_{pc}(T_s - T_w)} \quad (2-3)$$

عدد رینولدز در این معادله بر حسب میانگین سطحی سرعت بخار $v_{vs} = \frac{\dot{m}_v}{\rho_v A_{ts}}$ بیان شده است:

$$Re_v = \frac{\rho_v v_{vs} d_i}{\mu_v} = \frac{\dot{m}_v d_i}{A_{ts} \mu_v} \quad (3-3)$$

که در آن \dot{m}_v میانگین حسابی دبی جرمی بخار و A_{ts} مساحت سطح مقطع لوله است. این معادله زمانی به کار می رود که $2500 < Re_v < 20000$ و $2830 \text{ pa} < p_v < 26446 \text{ pa}$

برای لوله های شیبدار، **Schulenberg** رابطه زیر را پیشنهاد کرده است:

$$Nu_c = \frac{h_c d_i}{k_c} = 1.04 \left[Ku_c Pr_c \left(\frac{\mu_v}{\mu_c} \right)^2 \left(\frac{\rho_c}{\rho_v} \right) \left(\frac{d_i \cos^2 \psi}{L} \right) \right]^{0.333} \left(\frac{Re_v}{\cos \psi} \right)^{0.55} \quad (4-3)$$

که در آن $5^\circ < \psi < 90^\circ$ زاویه شیب لوله نسبت به خط عمود است. این معادله زمانی به کار می رود که $10950 < Re_v < 14150$ و $6525 \text{ pa} < p_v < 8085 \text{ pa}$

اگر همه بخاری که وارد لوله می شود، چگالیده شود انتقال حرارت کلی با رابطه زیر تعیین می شود:

$$Q = h_c \pi L (T_s - T_w) = \frac{\rho_v v_{vi} \pi d_i^2 i_{fg}}{4} \quad (5-3)$$

که در آن v_{vi} سرعت بخار در ورودی لوله است.

با قرار دادن معادلات (2-3) و (5-3) در معادله (4-3):

$$Nu_c = 1.197 (\cos \psi)^{0.1755} \left(\frac{\rho_c}{\mu_c} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_v}{\rho_v} \right)^{0.5} Re_{vi}^{0.325} \quad (6-3)$$

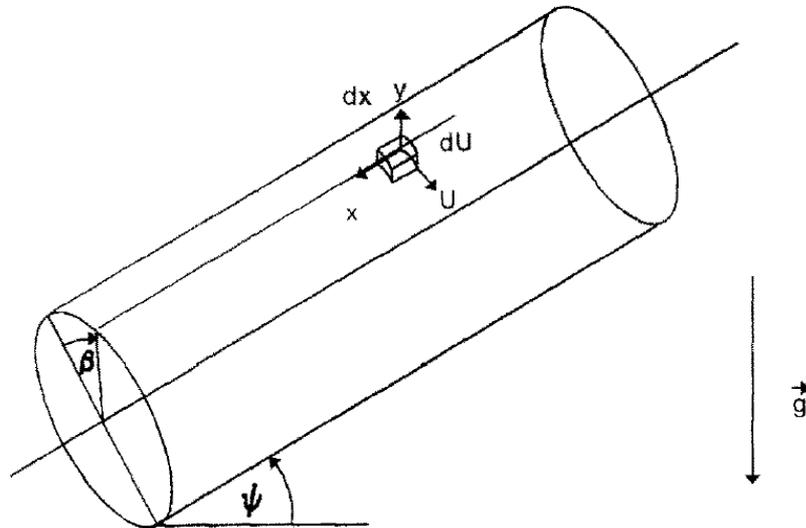
با تعریف قطر هیدرولیکی لوله بیضوی و جایگزینی آن به جای d_i می توانیم از روابط بالا برای تعیین ضریب انتقال حرارت چگالش درون لوله های بیضوی استفاده کرد.

۳-۲-۲- چگالش لایه ای درون یا روی لوله های بیضوی شیبدار [14]

چگالش درون لوله های بیضوی اغلب در کندانسورهای هوایی نیروگاه کاربرد دارد. برآورد ضریب انتقال حرارت با استفاده از روشهای محاسباتی شناخته شده قابل اعتماد نیست و پروسه ها و فرمولاسیون محاسباتی خاص باید گسترش یابد.

تعیین معادلات دیفرانسیل برای ضخامت فیلم

یک لوله بیضوی شیبدار با طول محدود و دمای یکنواخت سطح در نظر بگیرید. یکی از محورهای بیضی موازی سطح افق است. یک المان با عرض dx و طول dU در نظر بگیرید که در زاویه شعاعی β روی لوله قرار دارد. زاویه مربوط به شیب لوله نسبت به افق، ψ است (شکل ۳-۴). یک سمت المان در جهت y مثبت در معرض بخار اشباع با دمای یکنواخت T_{sat} قرار دارد. این دما از دمای سطح لوله T_w بزرگتر است.



شکل ۳-۴- لوله بیضوی شیبدار در میدان گرانش [14]

به خاطر شیبدار بودن لوله، فیلم چگالیده شده بطور همزمان در جهت x و U سرازیر می شود.

معادلات مومنتم برای لایه چگالیده شده در جهت x و U به ترتیب به صورت زیر می باشد:

$$\frac{\partial^2 \omega_x}{\partial y^2} = \frac{-1}{\mu_c} \rho_c g \sin \psi \quad (3-الف)$$

$$\frac{\partial^2 v_U}{\partial y^2} = \frac{-1}{\mu} \rho g \cos \psi \sin \gamma \quad (3-7b)$$

با دو بار انتگرال گیری از معادلات بالا و بکار بردن شرایط مرزی عدم لغزش در سطح مشترک جامد:

$$\omega_x |_{y=0} = 0 \quad , \quad \omega_U |_{y=0} = 0$$

و دو شرط مرزی در $y = \delta$:

$$\frac{\partial \omega_x}{\partial y} |_{y=\delta} = 0 \quad , \quad \frac{\partial \omega_U}{\partial y} |_{y=\delta} = 0$$

مقادیر سرعت محوری و محیطی بصورت زیر تعیین می شود:

$$\omega_x = \frac{1}{\mu_c} \rho_c g \sin \psi (y\delta - \frac{1}{2} y^2)$$

$$\omega_U = \frac{1}{\mu_c} \rho_c g \cos \psi \sin \gamma (y\delta - \frac{1}{2} y^2)$$

مقادیر متوسط سرعت در طول ضخامت لایه چگالیده شده به صورت زیر بیان می شود:

$$\bar{\omega}_x = \frac{1}{\delta} \int_0^\delta \omega_x dy = \frac{\rho_c g}{3\mu_c} \sin \psi \delta^2 \quad (3-8a)$$

$$\bar{\omega}_U = \frac{1}{\delta} \int_0^\delta \omega_U dy = \frac{\rho_c g}{3\mu_c} \sin \gamma \cos \psi \delta^2 \quad (3-8b)$$

حرارت منتقل شده در امتداد فیلم و از میان سطح $dx.dU$ (بصورت حرارت نهان) باعث تغییر در جریان مایع چگالیده می شود (شکل ۳-۵):

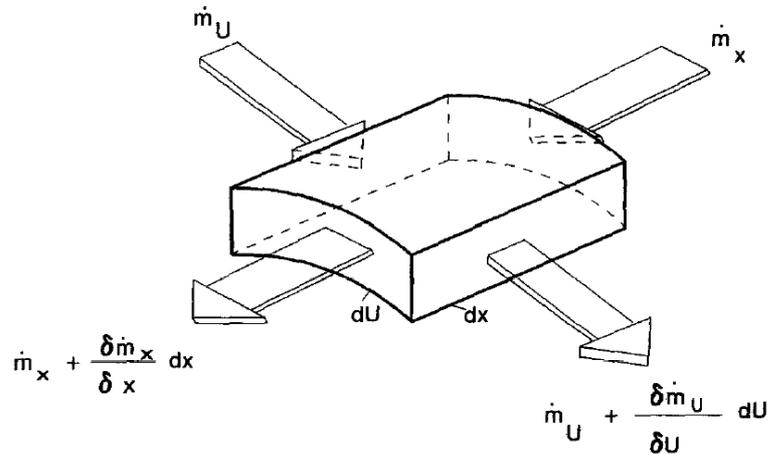
$$\frac{k_c}{\delta} dx dU \Delta T = i_{fg} \left(\frac{\partial}{\partial x} (\bar{\omega}_x \rho_c \delta dU) dx + \frac{\partial}{\partial U} (\bar{\omega}_U \rho_c \delta dx) dU \right) \quad (3-9)$$

با توجه به شکل (۳-۷) داریم:

$$dU = b_1 \sqrt{(1 - \varepsilon^2 \sin^2 \phi)} d\phi \quad (3-10)$$

و خروج از مرکز بصورت زیر تعریف می شود:

$$\varepsilon^2 = \frac{b_1^2 - a_1^2}{b_1^2} \quad (11-3)$$



شکل ۳-۵- المان حجمی سیال چگالیده شده [14]

ترکیب معادلات ۳-۸ تا ۳-۱۱ منجر به معادله دیفرانسیل جزئی و نیمه خطی زیر می شود:

$$\frac{\partial Z}{\partial X} + \frac{\sin \phi}{1 - \varepsilon^2 \sin^2 \phi} \frac{\partial Z}{\partial X} = \frac{4}{3} \left(1 - \frac{\cos \phi}{(1 - \varepsilon^2 \sin^2 \phi)^2} Z \right) \quad (12-3)$$

Z شکل بی بعد ضخامت فیلم چگالیده است:

$$Z = \frac{\delta^4}{\frac{3\mu_c \Delta T k_c}{\rho_c^2 g i_{fg} \cos \psi} \left(\frac{b_1^2}{a_1}\right)} \quad (13-3)$$

X حالت بی بعد X با رابطه زیر تعیین می شود:

$$X = \frac{x}{\left(\frac{b_1^2}{a_1}\right) t g \psi} \quad (14-3)$$

و زاویه ϕ در شکل (۳-۶) نشان داده شده است.

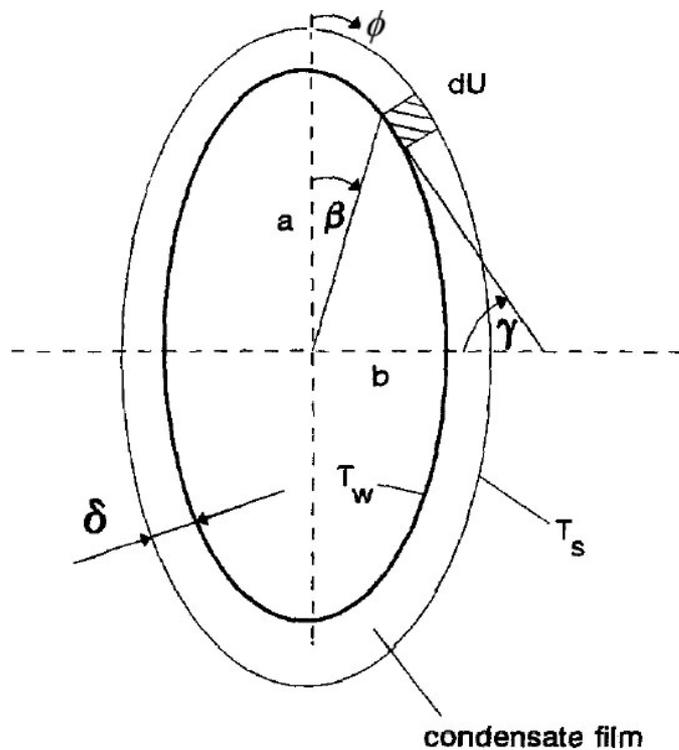
شرایط مرزی عبارتند از:

$$\phi = 0 \quad \text{or} \quad \phi = \pi \rightarrow \frac{\partial Z}{\partial \phi} = 0 \quad (الف-۳-۱۵)$$

$$x = 0 \rightarrow Z = 0 \quad (ب-۳-۱۵)$$

$$x = \infty \rightarrow \frac{\partial Z}{\partial X} = 0$$

(۳-۱۵ج)



شکل ۳-۶- سطح مقطع لوله به همراه فیلم چگالیده [14]

حل و محاسبه ضریب انتقال حرارت

لوله با طول بی نهایت: در ابتدا به عنوان یک مورد ساده تر ، لوله با طول بی نهایت $X = \infty$ در نظر گرفته می شود. در انتهای این لوله جریان لایه ای به شکل توسعه یافته می رسد و ضخامت فیلم (Z) فقط تابعی از ϕ خواهد بود. بنابراین شرایط مرزی (۳-۱۵ج) معادله (۳-۱۲) را به شکل معادله دیفرانسیل ناهمگن خطی کاهش می دهد:

$$\frac{dZ}{d\phi} + \frac{4}{3} \frac{Z}{(1 - \varepsilon^2 \sin^2 \phi) \tan \phi} - \frac{4}{3} \frac{1 - \varepsilon^2 \sin^2 \phi}{\sin \phi} = 0 \quad (۳-۱۶)$$

در حالت خاص لوله دایره ای با شعاع $r = b_1 = a_1$ این معادله ساده تر می شود که به عنوان

معادله ناسلت شناخته می شود:

$$\frac{dZ}{d\phi} + \frac{4}{3} \frac{Z}{\operatorname{tg} \phi} - \frac{4}{3} \frac{1}{\sin \phi} = 0 \quad (17-3)$$

حل تحلیلی معادله (۱۶-۳) برای لوله بیضوی با طول بی نهایت و شرط مرزی $\left. \frac{\partial Z}{\partial \phi} \right|_{\phi=0} = 0$ به

صورت زیر می باشد:

$$Z(\phi) = \frac{4}{3} \left(\frac{\sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2 \phi}}{\sin \phi} \right)^{4/3} \int_0^\phi \sin^{1/3} \varphi \times (1 - \varepsilon^2 \sin^2 \varphi)^{1/3} d\varphi \quad (18-3)$$

و ضخامت فیلم:

$$\delta = \left(\frac{3\mu_c \Delta T k_c}{\rho_c^2 g i_{fg} \cos \psi} \left(\frac{b_1^2}{a_1} \right) Z \right)^{4/3} \quad (19-3)$$

با فرض پروفیل خطی دما درون فیلم ضریب انتقال حرارت محلی از رابطه زیر به دست می آید:

$$h = \frac{k_c}{\delta} \quad (20-3)$$

با انتگرال گیری در طول محیط U (نصف محیط بیضی است) ضریب انتقال حرارت متوسط سطحی:

$$\bar{h}_{U_0} = \frac{1}{U_0} \int_0^{U_0} h(U) dU \quad 0 \leq U_0 \leq U_{1/2} \quad (21-3)$$

برای یک لوله بیضوی شیبدار به دست می آید. برای $U_0 = U_{1/2}$ داریم: $\bar{h}_i = \bar{h}_{U_0}$

لوله با طول محدود: در مورد لوله با طول محدود باید معادله (۱۲-۳) را با در نظر گرفتن شرایط

مرزی (۱۵-۳) حل کرد. یک حل تحلیلی با استفاده از روش مشخصات امکان پذیر است. معادله

کمکی به صورت زیر خواهد بود:

$$dX = \frac{d\phi}{\frac{\sin \phi}{1 - \varepsilon^2 \sin^2 \phi}} = \frac{dZ}{\frac{4}{3} \left(1 - \frac{\cos \phi}{(1 - \varepsilon^2 \sin^2 \phi)^2} \right) Z} \quad (22-3)$$

با باز آرای و انتگرال گیری داریم:

$$X = \varepsilon^2 \cos \phi + \ln[c_1 \operatorname{tg}(\phi/2)] \quad (23-3)$$

$$Z = \frac{4}{3} \left(\frac{\sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2 \phi}}{\sin \phi} \right)^{4/3} \times \left(\int_0^\phi \sin^{1/3} \varphi (1 - \varepsilon^2 \sin^2 \varphi)^{1/3} d\varphi + c_2 \right) \quad (24-3)$$

معادله (۲۳-۳) مسیر جریانی مایع چگالیده شده روی سطح چگالش را نشان می دهد. با وارد

کردن شرایط مرزی (۳-۱۵) در معادلات (۲۳-۳) و (۲۴-۳) در نهایت به رابطه زیر می رسیم:

$$Z = \frac{4}{3} \left(\frac{\sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2 \phi}}{\sin \phi} \right)^{4/3} \times \left(\int_0^\phi \sin^{1/3} \varphi (1 - \varepsilon^2 \sin^2 \varphi)^{1/3} d\varphi - \int_0^{\phi^*} \sin^{1/3} \varphi (1 - \varepsilon^2 \sin^2 \varphi)^{1/3} d\varphi \right) \quad (25-3)$$

مقایسه رابطه (۲۵-۳) با رابطه (۳-۱۸) نشان می دهد که انتگرال دوم در معادله (۲۵-۳)، حاصل در

نظر گرفتن محدود بودن طول لوله است.

مقدار ϕ^* با رابطه زیر تعیین می شود:

$$\frac{\exp(-\varepsilon^2 \cos \phi^*)}{\operatorname{tg}\left(\frac{\phi^*}{2}\right)} = \frac{\exp(X - \varepsilon^2 \cos \phi)}{\operatorname{tg}\left(\frac{\phi}{2}\right)} \quad (26-3)$$

در بالاترین نقطه بیضی ($\phi = 0$) و در پایین ترین نقطه ($\phi = \pi$)، معادله (۳-۱۸) به همراه شرایط

مرزی (۳-۱۵ الف) نتایج زیر را می دهد:

$$Z(\phi = 0) = 1 - \exp\left(-\frac{4}{3} X\right) \quad (27-3)$$

$$Z(\phi = \pi) = \exp\left(\frac{4}{3} X\right) - 1 \quad (28-3)$$

در مورد خاص یعنی مقطع دایره ای با شعاع $r = b_1 = a_1$ معادله برای لوله با طول محدود

رابطه (۳-۱۲) به رابطه زیر تبدیل می شود:

$$\frac{\partial Z}{\partial X} + \sin \phi \frac{\partial Z}{\partial \phi} = \frac{4}{3} (1 - Z \cos \phi) \quad (29-3)$$

اگر معادله (۲۹-۳) را حل کنیم روابط (۳-۲۵) و (۳-۲۶) به صورت زیر ساده می شود: ($\varepsilon = 0$)

$$Z = \frac{4}{3} \frac{1}{\sin^{4/3} \phi} \times \left(\int_0^{\phi} \sin^{1/3} \phi d\phi - \int_0^{\phi^*} \sin^{1/3} \phi d\phi \right) \quad (30-3)$$

$$\phi^* = 2 \operatorname{tg}^{-1} \left(\frac{\operatorname{tg} \frac{\phi}{2}}{\exp(X)} \right) \quad (31-3)$$

بنابراین، در مورد یک لوله بیضوی شیبدار ضریب انتقال حرارت موضعی با استفاده از معادلات (۳-۳) تا (۲۵-۳) و (۱۹-۳) و (۲۰-۳) بدست می آید. ضریب انتقال حرارت متوسط سطحی با رابطه زیر به دست می آید:

$$\bar{h}_i = \frac{k_c}{XU_{1/2}} \left(\frac{3\mu_c \Delta T k_c}{\rho_c^2 g i_{fg} \cos \psi} \left(\frac{b_1^2}{a_1} \right) \right)^{-1/4} \int_0^X \int_0^{U_0} \frac{dU d\chi}{\sqrt[4]{Z}} \quad (32-3)$$

این مقدار متوسط را را همچنین می توان با استفاده از بالانس انرژی برای سطح انتقال حرارت محاسبه کرد (رابطه ۳-۱۴ را ببینید)

$$U_{0x} = U_0 X \left(\frac{b_1^2}{a_1} \right) \operatorname{tg} \psi \quad (33-3)$$

حرارت منتقل شده از این سطح آنتالپی بخار چگالیده را کاهش می دهد:

$$\bar{h}_i U_{0x} \Delta T = i_{fg} (\dot{m}_{U_0=const} + \dot{m}_{X=const}) \quad (28-3)$$

با استفاده از معادلات (۲۵-۳) ، (۲۶-۳) ، (۲۸-۳) و (۳۸-۳):

$$\dot{m}_{U_0=const} = \left(\frac{\rho_c^2 g}{3\mu_c} \right)^{1/4} \left[\frac{\Delta T k_c}{i_{fg} \cos \psi} \left(\frac{b_1^2}{a_1} \right) \right]^{3/4} \times \sin \psi \left(\frac{b_1^2}{a_1} \right) \sin \gamma \int_0^X Z_{U_0=const}^{3/4} d\chi \quad (35-3)$$

$$\dot{m}_{X=const} = \left(\frac{\rho_c^2 g}{3\mu_c} \right)^{1/4} \left[\frac{\Delta T k_c}{i_{fg} \cos \psi} \left(\frac{b_1^2}{a_1} \right) \right]^{3/4} \times \sin \psi \int_0^{U_0} Z_{X=const}^{3/4} dU \quad (36-3)$$

حل عددی معادله (۳۵-۳) دارای اشکال است. چون برای $U_0 = U_{1/2}$ و $(\phi = \pi)$ و $X \rightarrow \infty$

ضخامت موضعی فیلم (Z) به بی نهایت میل می کند $Z \rightarrow \infty$ (معادله ۳-۲۸).

برای غلبه بر این مشکل در نقطه بسیار نزدیک به $\phi = \pi$ یا $U_0 = U_{1/2}$ انتخاب می کنیم. محاسبات عددی نشان می دهد که با $\phi = 3.124$ دقت کافی حاصل شود. خطای مربوطه در محاسبه \bar{h}_i کمتر از دو درصد است.

۳-۳- مقاومت های رسانایی

بین دو سیال مبدل دو نوع مقاومت رسانایی وجود دارد: مقاومت رسوب و مقاومت دیواره لوله. تعیین مقاومت دیواره برای لوله های بیضوی مشکل است اما از آنجایی که برای حالت $Ar < 5$ (نسبت قطر بزرگ به قطر کوچک) ضخامت لوله نسبت به قطر های آن بسیار کوچک است، می توان از تقریب دیوار تخت استفاده کرد. طبق قانون هدایت حرارتی مقاومت حرارتی لوله برابر است با [5]:

$$R_w = \frac{t_{tube}}{k_{tube}} \cdot \frac{A_{o,tube}}{A_{m,tube}} \quad (3-37)$$

که در آن t_{tube} ضخامت لوله، k_{tube} هدایت حرارتی لوله، $A_{o,tube}$ مساحت سطح خارجی لوله و $A_{m,tube}$ متوسط میان سطح داخلی و خارجی است. در بسیاری از مسائل، مقاومت حرارتی دیواره فلزی در مقایسه با مقاومت فیلمهای داخلی و خارجی قابل چشم پوشی است. کوچکی این مقاومت بستگی به جنس لوله دارد. در مواردی که از لوله های مسی یا آلومینیومی و حتی لوله های فولادی استفاده می شود، می توان از مقاومت دیواره فلزی R_w در مقایسه با بقیه مقاومتها صرف نظر کرد [5].

عبور جریان سیال برای مدت طولانی بر روی بدنه داخلی و خارجی لوله همراه با تشکیل یک لایه رسوبی بر روی دیواره است. نوع و مقدار رسوب به نوع سیال، طول مدت استفاده از لوله و سرعت جریان سیال که در میزان چسبندگی رسوب به لوله مؤثرند، بستگی دارد. تشکیل رسوب موجب افزایش مقاومت حرارتی کلی میان دو جریان شده و ضریب انتقال حرارت کلی U را کاهش می دهد. مقاومت رسوب در مقدار ضریب کلی انتقال حرارت، برای آن دسته از سطوحی که مقدار U برای وضعیت تمیز دیواره بزرگتر است، قابل توجه بیشتری است. مثلاً اگر U برای سطح تمیز $1952 W/m^2.K$ محاسبه شود، با در نظر گرفتن مقاومت رسوب $0.0006 m^2.K/W$ ضریب

کلی انتقال حرارت به $880 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ می رسد. در حالی که اگر U برای سطح تمیز $W/m^2 \cdot \text{K}$ ۲۹۳ محاسبه شود، با در نظر گرفتن مقاومت رسوب $0.0006 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$ ، ضریب کلی انتقال حرارت به $245 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ می رسد. به عنوان مثال برای هوای محیط مقدار مقاومت رسوب بین 0.0001 تا $0.0002 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$ و برای بخار اشباع مقدار مقاومت رسوب تقریباً برابر $0.0001 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$ می باشد [5].

۳-۴- ضریب انتقال حرارت سمت هوا

برای سیالات با چگالی زیاد، توان لازم برای حرکت سیال نسبت به میزان انتقال حرارت و در نتیجه هزینه پمپاژ معمولاً ناچیز است. برای سیالات سبک مانند گازها میزان قابل توجهی انرژی صرف جبران اصطکاک مسیر حرکت جریان می شود. می توان نشان داد که ضریب انتقال حرارت با توانهای بین دو تا سه سرعت سیال متناسب است. لذا کاهش سرعت جریان موجب کاهش قابل ملاحظه ای در توان مصرفی لازم برای جابجایی سیال می شود، در مقابل ضریب انتقال حرارت نیز کاهش می یابد. برای تأمین سطح لازم برای تبادل حرارت باید سطح تماس سیال را گسترش داد. این افزایش سطح اگر چه مجاورت سیال با دیواره را افزایش می دهد، موجب کاهش قطر هیدرولیکی و کاهش عدد رینولدز می شود. ولی ضریب افزایش میزان افت فشار از درجاتی متناسب با تغییرات ضریب انتقال حرارت خواهد بود [5]. ملاحظات بالا منجر به تولید مبدل های حرارتی فشرده شد. یک مبدل حرارتی فشرده، سطح انتقال حرارتی را ارائه می دهد که دارای یک چگالی سطح بزرگ، گاهی تا $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ و حتی بیشتر است. یک مبدل حرارتی فشرده لزوماً دارای جرم و حجم کوچکی نیست بلکه اگر فشرده نمی شد حتماً حجیم تر و سنگین تر می شد، مانند اکثر کندانسور هوایی که از لحاظ ساختار و عملکرد به مبدل های فشرده نزدیک است می توان از قوانین مربوط به این مبدل ها برای کندانسور های هوایی استفاده کرد. در اکثر مبدل های فشرده و کندانسور های هوایی، جریان دو سیال بر هم عمود است. این نوع جریان، طراحی هدرها در ورودیها و خروجی ها را آسانتر می

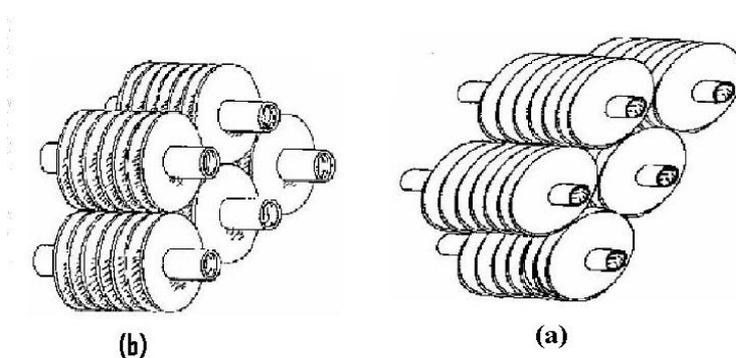
کند. در طراحی کندانسور های هوایی و مبدل های فشرده برای افزایش سطح تبادل حرارت از فین استفاده می شود. دو نوع مبدل لوله_فین و صفحه_فین، از مهمترین انواع این مبدل ها هستند. نوع صفحه_فین در مبدل های هوا_هوا مورد استفاده قرار می گیرد. ولی نوع لوله_فین در مبدل های هوا_مایع به کار می رود. در مبدل های لوله_فین از لوله های گرد، تخت و بیضی شکل استفاده می گردد. سمت هوا که بیرون لوله ها می باشد فین گذاری می شود. روشهای مختلفی برای اتصال فین_لوله وجود دارد از قبیل : اتصال مکانیکی، پیچاندن کششی، هویه کاری، لحیم برنجی، جوش دادن، چسباندن یا اکستروژن. فین های روی سطوح خارجی لوله ها را می توان به گروههای زیر تقسیم کرد:

۱- پیوسته (ساده، موجدار یا قطع شده) روی دسته ای از لوله ها.

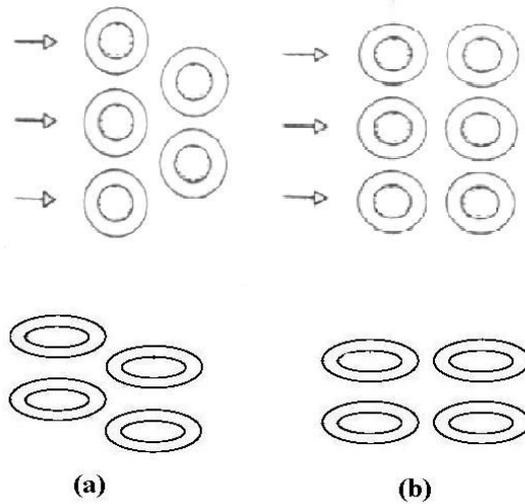
۲- فین های عمودی روی لوله های تکی

۳- فین های خطی روی لوله های تکی

از آنجایی که در کندانسور های هوایی از فین های نوع دوم استفاده می کنند، در ادامه به بررسی این فین ها خواهیم پرداخت. فین های عمودی روی لوله های تکی خود به دو دسته تقسیم می شوند: فین های بیضوی و فین های دایره ای [4]. همچنین دو نوع آرایش مثلثی و مربعی وجود دارد که در شکل (۳-۸) نشان داده شده است.



شکل ۳-۷- (a) فین بیضوی روی لوله (b) فین دایره ای روی لوله دایره ای



شکل ۳-۸- (a) آرایش مثلثی^۱ (b) آرایش مربعی^۲

۳-۴-۱- بازده فین

همانطور که گفتیم که افزایش نرخ انتقال حرارت در مبدل های با سطوح گسترده از فین استفاده می کنیم. به دلیل هدایت در طول فین، دمای آن از پایه فین تا نوک فین کمی تغییر می کند و هرچه ضریب هدایت حرارتی ماده سازنده فین بیشتر باشد، این تغییر کمتر خواهد بود. یکی از دلایل استفاده از آلومینیوم یا مس در ساخت فین ها هم همین است (اگرچه کاربرد کربن استیل علیرغم کم بودن هدایت حرارتی آن رایج است) این خاصیت باعث کاهش پتانسیل دمایی تبادل حرارت جابجایی بین فین و سیال مربوطه می گردد. برای در نظر گرفتن همین اثر در طراحی مبدل از تعریف بازده فین استفاده می شود.

در سال ۱۹۴۹ [Schmidt[16]] یک سری عبارات آنالیزی تقریبی نسبتاً دقیق را برای فین

های دایره ای ارائه نمود. رابطه تجربی Schmidt عبارت است از:

$$\eta_f = \frac{\tanh(mr_i\Phi)}{mr_i\Phi} \quad (3-38)$$

¹ - staggered
² - in lined

که در این رابطه:

$$m = \sqrt{\frac{2h_o}{k_f t_f}}$$

h_o ضریب انتقال حرارت جابجایی خارجی، t_f ضخامت فین و k_f ضریب هدایت حرارتی ماده

سازنده فین است. Φ به صورت زیر تعریف می شود:

$$\Phi = \left[\frac{r_o}{r_i} - 1 \right] \left[1 + 0.35 \ln \frac{r_o}{r_i} \right] \quad (39-3)$$

در زمینه فین های بیضوی اخیراً یک سری کارهای تحقیقاتی انجام شده است. برای نمونه

Yang و [17] Jang رابطه تجربی زیر را برای بازده فین های بیضوی پیشنهاد کرده اند:

$$\eta_f = 0.6286 (Bi.t^*)^{-0.047} (l^*)^{-0.0873} (Ar)^{0.01279} \quad (40-3)$$

که در آن

$$Bi = \frac{h_o b}{k_f}, \quad t^* = \frac{t_f}{b}, \quad Ar = \frac{a}{b}, \quad l^* = \frac{l}{b}$$

l ارتفاع فین، t_f ضخامت فین، h_o ضریب انتقال حرارت خارجی، k_f ضریب هدایت حرارتی

ماده سازنده فین، Bi عدد بیوت، a قطر بزرگ ریشه فین، b قطر کوچک ریشه فین و Ar نسبت

قطر بزرگ به قطر کوچک ریشه فین است.

Jang و [18] yang بازده یک فین بیضوی با نسبت محور ۲/۸۸ را با بازده یک فین دایره

ای به صورت تابعی از سرعت هوا تحت شرایط خشک مقایسه کرده اند. جنس فین ها از آلومینیوم و

فولاد کربنی بوده است. نتایج آنها نشان داد که با افزایش سرعت حمله، به دلیل افزایش در ضریب

انتقال حرارت و جرم، بازده فین کاهش می یابد. بازده فین بیضوی ۴٪ بزرگتر از بازده فین دایره ای

معادل است. همچنین بازده فین با جنس آلومینیومی از بازده فین فولادی بیشتر است.

برخلاف بازده پره η_f ، که برای بیان عملکرد یک پره واحد به کار می رود، بازده کلی سطح η_o برای مجموعه پره ها و سطح اصلی مورد استفاده قرار می گیرد. رابطه کلی زیر برای تعیین η_o به کار می رود:

$$\eta_o = 1 - \frac{NA_f}{A_o}(1 - \eta_f) \quad (41-3)$$

که در آن A_f مساحت یک فین، N تعداد فین ها، A_o مساحت سطح انتقال حرارت خارجی می باشد. بازده کلی سطح از بازده یک فین بیشتر است.

اگر فین ها با عمل ماشین کاری روی سطح اصلی تولید شود در این صورت هیچ مقاومت سطح تماس در پای فین نخواهد بود. اما، معمولاً فین ها به طور جداگانه تولید شده و به وسیله چسب یا اتصال متالورژیکی به سطح اصلی متصل می شوند. از طرف دیگر، ممکن است فین ها با فشار در شیارهایی که روی که روی سطح اصلی ایجاد شده جازده شود. بنابراین مقاومت سطح تماس $R_{t,c}$ وجود دارد که ممکن است بر عملکرد گرمایی کل اثر منفی بگذارد. در این صورت با در نظر گرفتن مقاومت سطح تماس، مقدار بازده کلی سطح به صورت زیر می شود [33]:

$$\eta_{o(c)} = 1 - \frac{NA_f}{A_o} \left(1 - \frac{\eta_f}{C_0} \right) \quad (42-3)$$

که در آن

$$C_0 = 1 + \eta_f h_o A_f \left(\frac{R''_{t,c}}{A_{t,c}} \right) \quad (43-3)$$

که در آن $R''_{t,c}$ مقاومت سطح تماس بر واحد سطح و $A_{t,c}$ مساحت سطح تماس فین با لوله می باشد. مثلاً برای تماس فولاد ضدزنگ با فولاد ضدزنگ مقدار $R''_{t,c}$ برابر $4 \times 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$ می باشد.

۳-۴-۲- روابط تجربی برای تعیین ضریب انتقال حرارت سمت هوا

روشهای متفاوتی برای نمایش کارکترهای افت فشار و انتقال حرارت مجاری فین دار در نوشتجات مختلف یافت می شود. معمولاً ضریب انتقال حرارت به شکل بی بعد ناسلت Nu نمایش داده می شود؛ که در آن d_e قطر معادل مجرا، k ضریب هدایت حرارتی سیال و h ضریب انتقال حرارت جابجایی است.

$$Nu = \frac{h d_e}{k} \quad (۴۴-۳)$$

اگرچه روابط افت فشار و انتقال حرارت فراوانی برای جریان درون مجموعه مجاری فین دار در نوشتجات علمی گزارش شده است، همه آنها محدودیت هایی دارند و هنگام کاربرد آنها برای یک طرح خاص باید بسیار دقت کرد.

روابط انتقال حرارت پیشنهاد شده توسط [19] Young & Briggs بر اساس طیف وسیعی از داده هاست. معادله عمومی آنها برای ۶ ردیف مجموعه مجاری فین دار دایره ای با آرایش مثلثی به صورت زیر پیشنهاد شده است:

$$\frac{hd_r}{k} = 0.134 Pr^{0.333} Re^{0.681} \left[\frac{2(P_f - t_f)}{d_f - d_r} \right]^{0.2} \left[\frac{P_f - t_f}{t_f} \right]^{0.1134} \quad (۴۵-۳)$$

که در آن عدد رینولدز به صورت زیر تعریف می شود:

$$Re = \frac{Gd_r}{\mu} \quad \left(G = \frac{\dot{m}}{A_{\min}} \right) \quad (۴۶-۳)$$

در روابط بالا، G شار جرمی براساس مینیمم سطح جریان آزاد A_{\min} ، μ لزجت دینامیکی سیال، Pr عدد پرانتل، P_f گام فین بر روی لوله، d_f قطر فین، d_r قطر ریشه فین و t_f ضخامت فین

می باشد. این معادله در محدوده زیر معتبر است:

$$1000 < Re < 18000$$

$$11.13\text{mm} < d_r < 40.89\text{mm}$$

$$1.42\text{mm} < (d_f - d_r)/2 < 16.57\text{mm}$$

$$0.33\text{mm} < t_f < 2.02\text{mm}$$

$$1.30\text{mm} < P_f < 4.06\text{mm}$$

$$24.49\text{mm} < P_t < 111\text{mm} \quad (\text{گام عرضی مجاری فین دار})$$

[20] Kays & London داده های انتقال حرارت خودشان را برای بسیاری از سطوح فین

دار متفاوت به شکل بی بعد و بر طبق روش مبتکرانه پیشنهاد شده توسط [21] Colburn نشان دادند.

$$j_H = St.Pr^{2/3} = \frac{Nu.Pr^{2/3}}{Re.Pr} = \frac{h.Pr^{2/3}}{G.c_p} \quad \text{به عنوان تابعی از عدد رینولدز} \quad (47-3)$$

j_H به عنوان فاکتور کالبرن شناخته می شود. شار جرمی G براساس مینیمم سطح جریان

آزاد A_{min} ارزیابی می شود. اعداد رینولدز و ناسلت براساس قطر هیدرولیکی هستند که به صورت زیر تعریف می شوند:

$$D_h = \frac{4A_{min}\Gamma}{A_o} \quad (48-3)$$

$$G = \frac{\dot{m}}{A_{min}} = \frac{\dot{m}}{\sigma A_{fr}} \quad (49-3)$$

$$Re_{Dh} = \frac{GD_h}{\mu} \quad (50-3)$$

$$Nu = \frac{h_o D_h}{k} \quad (51-3)$$

$$St = \frac{h_o}{Gc_p} \quad (52-3)$$

در روابط بالا، \dot{m} دبی جرمی سیال، A_{fr} مساحت سطح مقطع ورودی مبدل، σ نسبت A_{min}

به D_h قطر هیدرولیکی مجرای جریان، Re_{Dh} عدد رینولدز بر مبنای قطر هیدرولیکی جریان،

μ لزجت دینامیکی سیال، St عدد استانتون، h_o ضریب انتقال حرارت جریان خارجی، c_p گرمای

ویژه سیال، j_H ضریب کولبرن حرارتی (در مقابل ضریب کولبرن محسوس j_s که برای سطوح خیس

تعریف می شود) و Γ طول جریانی مبدل، اندازه گیری شده از لبه جلویی مجاری ردیف اول تا لبه

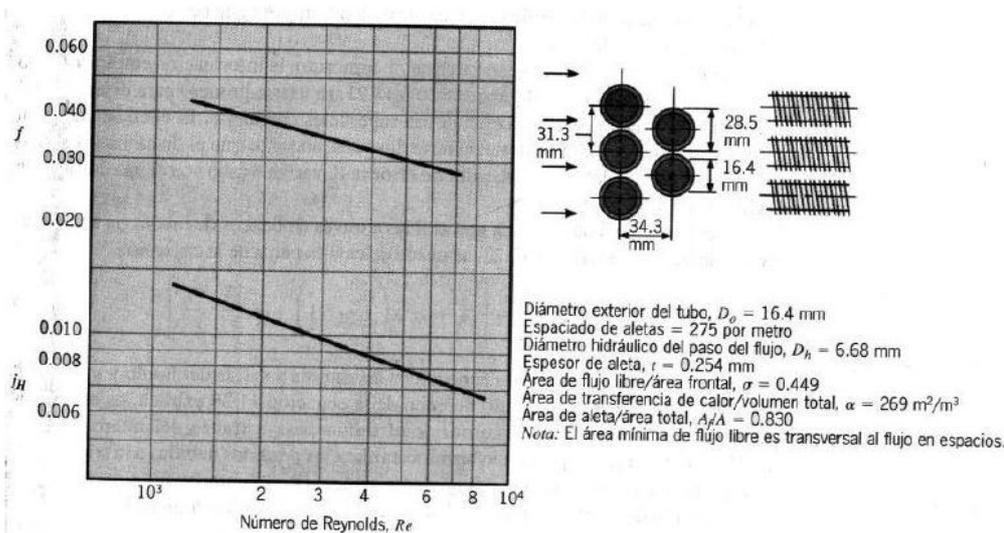
عقبی مجاری ردیف آخر است. همه خواص فیزیکی در دمای متوسط حسابی ($T_m = \frac{T_i + T_o}{2}$)

ارزیابی می شود. بر طبق نوشته های کیز و لندن، روابط بالا برای گستره محدود دمائی رضایت بخش است و هیچ رابطه ای برای تغییرات خواص مورد نیاز نیست.

نمونه ای از مقادیر محاسبه شده j_H و f (ضریب اصطکاک) توسط کیز و لندن به عنوان تابعی از عدد رینولدز به صورت نموداری در شکل های زیر برای ترکیب هسته ای دو مبدل خاص نشان داده شده است. کمیت های σ ، D_h ، α (مساحت سطح انتقال گرما بر واحد حجم کل مبدل) و سایر پارامترهای هندسی مربوطه در زیر هر شکل داده شده است. در شکل های زیر f ضریب اصطکاک جریان است که نشان دهنده افت فشار در طول مبدل است.

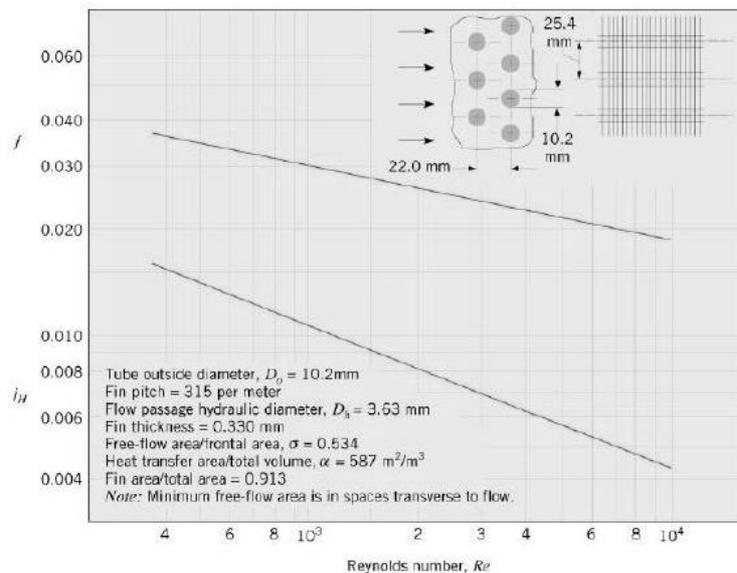
$$f = \frac{\Delta p \rho_a D_h}{2G_a^2 L} \quad (53-3)$$

ρ_a چگالی هوا، Δp افت فشار در طول مبدل و L طول جریان مبدل است.



شکل ۳-۹- ضریب کولبرن و ضریب اصطکاک برای مبدلی با لوله و فین های دایره ای، سطح

Kays & London[19] از CF-7.0-5/8J



شکل ۳-۱۰- ضریب کولبرن و ضریب اصطکاک برای تبدیلی با لوله های دایره ای و فین های

پیوسته، سطح 8.0-3/8T از کتاب [19]Kays & London

روش نمایش داده ها که در بالا به آن اشاره شد، همچنین در بسیاری از محاسبات دقیق

کاراکتر های کارآیی مجاری فین دار تضمین شده به وسیله شرکت سیستم های مهندسی PFR به کار برده شده است.

روش دیگر برای نمایش داده های آزمایشگاهی مجاری فین دار که ارزش ویژه ای در مورد

مبدل های مجاری فین دار صنعتی به وسیله Kern [22] مورد ارزیابی قرار گرفته است.

برطبق معادله (۳-۴۷)، ضریب انتقال حرارت تحت شرایط جابجایی اجباری در امتداد سطوح

فین دار را می توان بر حسب پارامتر های بدون بعد به صورت زیر بیان کرد:

$$\frac{Nu}{Re \cdot Pr^{0.333}} = f(Re) \Rightarrow Nu = \kappa_1 Re^{\lambda_1} Pr^{0.333} \quad (3-54)$$

ضریب κ_1 و توان λ_1 ، لزوماً در محدوده های وسیع عدد رینولدز ثابت نیستند. هر دو عدد

ناسلت و رینولدز شامل قطر هیدرولیکی یا معادل هستند. به خاطر طبیعت نسبتاً اختیاری یا تعریف

این دو مقدار برای سطوح فین دار، تعاریف متفاوتی در نوشتجات یافت می شود. در عمل این مسأله

اغلب به سردرگمی منجر می شود و موجب بی معنی شدن هرگونه مقایسه مشخصات کارآیی انواع

مختلف سطوح فین دار می شود. در غیاب قطر معادل، معادله (۳-۵۴) را می توان به صورت زیر نوشت.

$$\frac{h}{k} = \kappa_2 R_y^{\lambda_2} \text{Pr}^{0.333} \quad (۳-۵۵)$$

$$R_y = \frac{G_{fr}}{\mu} = \frac{\dot{m}}{\mu A_{fr}} \quad (۳-۵۶)$$

R_y به عنوان پارامتر مشخصه جریان^۱ شناخته می شود. سطح مؤثر سطوح فین دار و سطح پیشانی مبدل نقش مهمی در مقایسه و بهینه سازی مبدل ایفا می کند.

$$N_{yh} = \frac{h \eta_o A_o}{k A_{fr}} \text{Pr}^{0.333} = \kappa_3 R_y^{\lambda_3} \quad (۳-۵۸)$$

N_{yh} به عنوان پارامتر مشخصه مبدل^۲ شناخته می شود. همه خواص فیزیکی در دمای متوسط حسابی ارزیابی می شود.

اثر تعداد ردیف بر انتقال حرارت و افت فشار مجموعه های دسته لوله کاملاً یافت نشده است. Schmidt[16] بیان کرد که ضریب انتقال حرارت برای اولین ردیف لوله بهترین مقدار است و مقدار مربوط به ردیف دوم، بدترین. از ردیف دوم به بعد ضریب انتقال حرارت، افزایش می یابد تا به یک مقدار ثابت برسد. هر دو مورد نتایج [24] Young & Ward و [23] Brauer نشان داد که ضریب انتقال حرارت با تعداد ردیفها تا ردیف سوم افزایش می یابد و سپس ثابت می ماند. با وجود این، اثر تعداد ردیفها به عدد رینولدز، بستگی دارد در واقع آنها به این نتیجه رسیدند که اثر تعداد ردیف بر روی ضریب انتقال حرارت، خود تابعی از سرعت هوا از درون کوچکترین سطح مقطع جریان مجموعه مجاری فین دار (A_{\min}) است. اخیراً [25] Gionolio & Cuti نشان دادند که اثر ردیف بر ضریب انتقال حرارت برای جریان اجباری یا القائی متفاوت است. برای جریان القائی، ضریب انتقال حرارت، با تعداد ردیف افزایش می یابد و مجدداً به عدد رینولدز بستگی دارد. برای جریان اجباری، ضریب انتقال حرارت از یک مدل تک ردیفه به دو ردیفه، افزایش می یابد و سپس کاهش می یابد و مجدداً

¹ - Characteristic flow parameter

² - Characteristic heat transfer parameter

به عدد رینولدز، بستگی دارد. بر طبق این اطلاعات این وابستگی به طور تقریبی با رابطه زیر تعیین می شود:

$$h_{nr} = h_6 \left[1 + \frac{v_{\max}}{n_{row}} \right]^{-0.14} \quad (59-3)$$

که در آن h_6 ضریب انتقال حرارت متوسط برای یک مجموعه ۶ ردیفی، n_{row} تعداد ردیف های مبدل و h_{nr} ضریب انتقال حرارت برای یک مجموعه n ردیفی است. با وجود این، رابطه اثر ردیف که توسط Weierman[26] پیشنهاد شده، عدد رینولدز را به عنوان یک پارامتر مؤثر در نظر نگرفته است.

در رابطه با گام لوله، هیچ اختلافی در داده های ضریب انتقال حرارت خارجی [Jameson[27]] برای دو گام متساوی الاضلاع مختلف نمی توان دید.

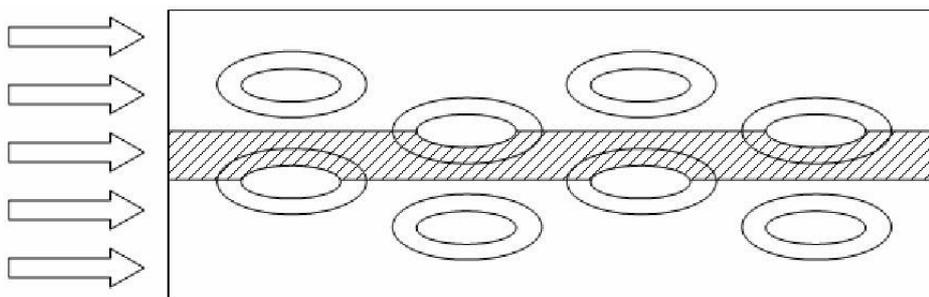
اثر تعداد ردیف بر ضرائب انتقال حرارت خارجی برای چگالی های مختلف فین (تعداد فین در واحد طول لوله)، بسیار جالب است. توجه کنید که وقتی فقط چگالی فین افزایش می یابد، نقطه ای به دست می آید که از آنجا به بعد ضریب انتقال حرارت به افزایش با تعداد ردیف، کاهش می یابد. دلیل آن هم این است که هوای کمتری از بین فین ها می گذرد و بیشتر هوا از نوک فین ها، کنار گذر می شود. نشان داده شده است که ضریب انتقال حرارت با تعداد ردیف برای یک آرایش دسته لوله خطی، کاهش می یابد و شاید نتیجه مشلبه در آرایش خطی با آرایش مثلثی همرا با چگالی بالاتر فین، ناشی از کنار گذر شدن هوا به صورت مشابه برای هر دو باشد [4].

در زمینه لوله های بیضوی با فین های بیضوی، در سال های اخیر کارهای مختلفی انجام شده است. برای فین بیضی شکل [Brauer[23]] اولین نویسنده ای بود که کاراکترهای حرارتی یک مبدل حرارتی لوله و فین بیضی شکل را با نسبت محور ۱ : ۱/۷۷ تحت شرایط خشک مطالعه کرد. Jang & Yang [27] مشخصات هیدرولیکی- حرارتی یک مبدل حرارتی لوله فین دار بیضی شکل ۴ ردیفه را تحت هر دو شرایط خشک و رطوبت گیری با آرایش های مربعی و مثلثی و با نسبت محور ۱

: ۱/۸۸ ارائه کردند. در مطالعه آنها، ارتفاع فین ۷mm و گام فین ۸fpi بود. در شرایط خشک، ضریب انتقال حرارت میانگین بیضی شکل، ۳۵-۵۰٪ از مقدار معادل برای لوله فین دار دایره ای بود، در حالیکه، افت فشار برای یک بانک لوله فین دار بیضوی تنها ۲۵-۳۰٪ نوع دایره ای بود. تحت شرایط رطوبت گیری، فاکتور j_s محسوس برای کویل‌های خیس ۲۰-۳۰٪ بزرگتر از فاکتور j_H کویل خشک بود؛ در حالیکه، فاکتور اصطکاک f ۱۰-۲۵٪ بزرگتر از کویل های خشک به دست آمد. فاکتور کولبرن انتقال جرم j_t برای یک لوله فین دار بیضوی، ۳۰-۴۰٪ کمتر از مقدار معادل برای لوله دایره ای به دست آمد از آنجا که هیچ گونه حل تحلیلی برای بازده فین خیس یا خشک یک فین بیضوی وجود نداشت، بازده این در [27] به وسیله متد تکه ای [28]، با ۲۰۰ تکه به دست آمده که بازده فین برای هر تکه از فرمول دایره ای کاملاً خشک و کاملاً خیس یک بعدی محاسبه شد.

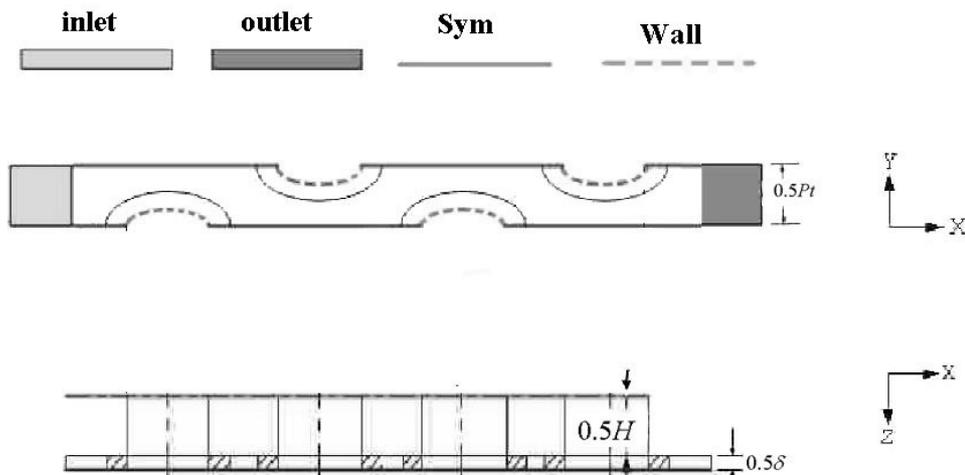
۳-۵- تحلیل عددی جریان هوا

ناحیه هاشور خورده در شکل زیر، قلمرو محاسباتی در صفحه xy را نشان می دهد.



شکل ۳-۱۱- قلمرو محاسباتی

در شکل زیر بعد سوم (در جهت z) نسبت به قلمرو محاسباتی و همچنین موقعیت فین ها نشان داده شده است. که در نهایت منجر به ایجاد فضای فیزیکی سه بعدی شده است.



شکل ۳-۱۲- شرایط مرزی و فضای فیزیکی سه بعدی مساله

با توجه به غیر مستطیلی بودن قلمرو محاسباتی، از مختصات منحنی الخط متعامد که منجر به شبکه بندی باسازمان می شود، استفاده می کنیم. با توجه به شکل بالا، بعد از ایجاد شبکه باسازمان در قلمرو محاسباتی (صفحه xy)، با تکرار آن در جهت z ، شبکه باسازمان سه بعدی به دست می آید که دارای المان های ۶ وجهی از نوع cooper-hexagonal می باشد. نحوه ایجاد شبکه باسازمان در قلمرو محاسباتی در بخش زیر بیان شده است.

۳-۵-۱- شبکه بندی قلمرو محاسباتی [29]

روابط زیر را بین فضای فیزیکی و محاسباتی (دو بعدی) تعریف می کنیم:

$$\xi = \xi(x, y) \quad , \quad \eta = \eta(x, y) \quad (۳-۶۰)$$

روش شبکه سازی که در حال کسب معروفیت است، روش مبتنی بر معادله دیفرانسیل پاره ای است. در این روش یک دستگاه معادله دیفرانسیل پاره ای را حل می کنیم تا نقاط شبکه در فضای فیزیکی به دست آیند در حالی که فضای محاسباتی یک شبکه مستطیلی با فواصل یکنواخت است. این روش به صورت معادلات دیفرانسیل بیضوی، سهموی و هذلولی دسته بندی می شود. هرگاه مرزهای فیزیکی مشخص باشند، تولید بیضوی شبکه بسیار خوب عمل می کند دستگاه معادلات دیفرانسیل

بیضوی را به صورت معادله لاپلاس یا پواسون معرفی می کنیم که از حل آنها مختصات نقاط شبکه در فضای فیزیکی به دست می آید.

معادلاتی که باید حل شوند، عبارتند از:

$$ax_{\xi\xi} - 2bx_{\xi\eta} + cx_{\eta\eta} = 0 \quad , \quad ay_{\xi\xi} - 2by_{\xi\eta} + cy_{\eta\eta} = 0 \quad (61-3)$$

که در آن

$$a = x_{\eta}^2 + y_{\eta}^2 \quad , \quad b = x_{\xi}x_{\eta} + y_{\xi}y_{\eta} \quad , \quad c = x_{\xi}^2 + y_{\xi}^2 \quad (62-3)$$

معدلات بالا غیر خطی هستند. بنابراین باید از یک روش خطی سازی استفاده کرد. برای سادگی از روش تأخیری برای ضرائب استفاده می کنیم، بدین معنی که ضرائب a ، b و c از نتایج گام تکرار قبلی محاسبه می شوند. شکل گسسته معادلات بالا به صورت زیر می باشد (مقادیر $\Delta\xi$ و $\Delta\eta$ به صورت دلخواه انتخاب می شود):

$$a \left[\frac{x_{i+1,j} - 2x_{i,j} + x_{i-1,j}}{\Delta\xi^2} \right] - 2b \left[\frac{x_{i+1,j+1} - x_{i+1,j-1} + x_{i-1,j-1} - x_{i-1,j+1}}{4\Delta\xi\Delta\eta} \right] + c \left[\frac{x_{i,j+1} - 2x_{i,j} + x_{i,j-1}}{\Delta\xi^2} \right] = 0 \quad (63-3)$$

از روش تکراری گوس-سایدل، معادله فوق را به صورت زیر باز نویسی می کنیم:

$$2 \left[\frac{a}{\Delta\xi^2} + \frac{c}{\Delta\eta^2} \right] x_{i,j} = \frac{a}{\Delta\xi^2} [x_{i+1,j} + x_{i-1,j}] + \frac{c}{\Delta\eta^2} [x_{i,j+1} + x_{i,j-1}] - \frac{b}{2\Delta\xi\Delta\eta} [x_{i+1,j+1} - x_{i+1,j-1} + x_{i-1,j-1} - x_{i-1,j+1}] \quad (64-3)$$

و به طریق مشابه برای y ،

$$2 \left[\frac{a}{\Delta\xi^2} + \frac{c}{\Delta\eta^2} \right] y_{i,j} = \frac{a}{\Delta\xi^2} [y_{i+1,j} + y_{i-1,j}] + \frac{c}{\Delta\eta^2} [y_{i,j+1} + y_{i,j-1}] - \frac{b}{2\Delta\xi\Delta\eta} [y_{i+1,j+1} - y_{i+1,j-1} + y_{i-1,j-1} - y_{i-1,j+1}] \quad (65-3)$$

ضرائب a ، b و c در هر مرحله تکرار به صورت زیر محاسبه می شوند:

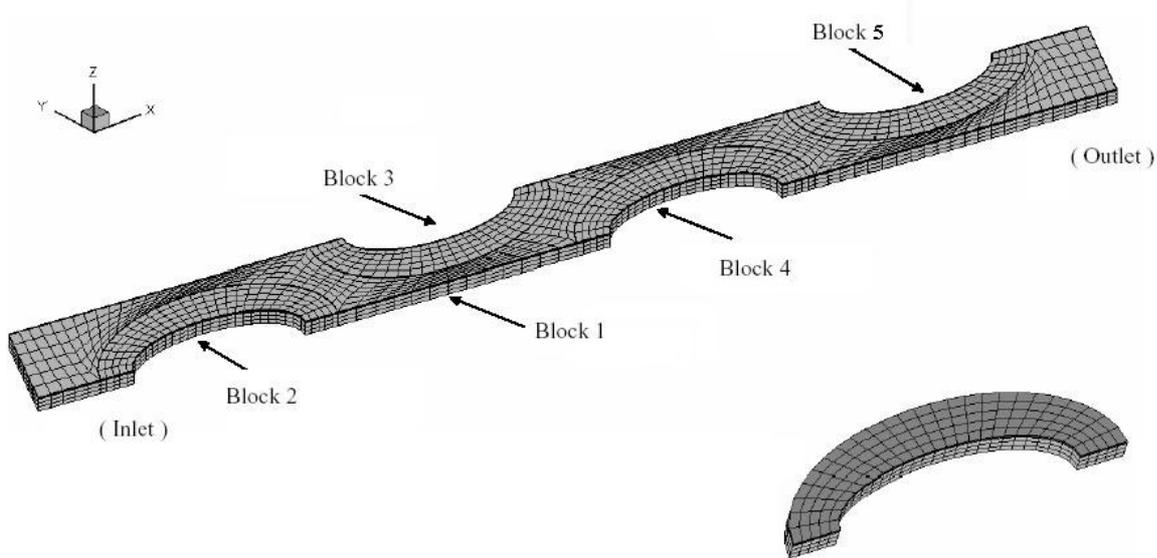
$$a_{i,j} = \left[\frac{x_{i,j+1} - x_{i,j-1}}{2\Delta\eta} \right]^2 + \left[\frac{y_{i,j+1} - y_{i,j-1}}{2\Delta\eta} \right]^2$$

$$b_{i,j} = \frac{x_{i+1,j} - x_{i-1,j}}{2\Delta\xi} \cdot \frac{x_{i,j+1} - x_{i,j-1}}{2\Delta\eta} + \frac{y_{i+1,j} - y_{i-1,j}}{2\Delta\xi} \cdot \frac{y_{i,j+1} - y_{i,j-1}}{2\Delta\eta} \quad (66-3)$$

$$c_{i,j} = \left[\frac{x_{i+1,j} - x_{i-1,j}}{2\Delta\xi} \right]^2 + \left[\frac{y_{i+1,j} - y_{i-1,j}}{2\Delta\xi} \right]^2$$

برای شروع حل، باید توزیع اولیه و تقریبی مختصات x و y نقاط شبکه در فضای فیزیکی و همچنین مختصات دقیق نقاط مرزی داده شود.

به خاطر وجود فن‌ها و جهت تولید المان‌های ۶ وجهی، باید فضای فیزیکی را به ۵ قسمت (block) تقسیم کرده و هر کدام را جداگانه شبکه بندی کنیم. پس به طور کلی در این تحقیق، از یک سیستم مختصات Body-fitted به همراه یک سیستم multi-block برای تولید یک سیستم مختصات منحنی شکل کلی، به صورت عددی با حل معادلات لاپلاس و با کنترل شایسته تراکم شبکه استفاده شده است.



شکل ۳-۱۳- شبکه ایجاد شده برای فضای فیزیکی مساله

۳-۵-۲- تبدیل کلی مختصات [30]

معادله های حرکت از فضای فیزیکی (x, y, z) به فضای محاسباتی (ξ, η, ζ) با روابط زیر تبدیل می

شوند:

$$\xi = \xi(x, y, z) \quad (۳-۶۷الف)$$

$$\eta = \eta(x, y, z) \quad (۳-۶۷ب)$$

$$\zeta = \zeta(x, y, z) \quad (۳-۶۷ج)$$

قانون زنجیره ای مشتق پاره ای، عبارتهای زیر را برای مشتقهای دکارتی ایجاد می کند:

$$\frac{\partial}{\partial x} = \xi_x \frac{\partial}{\partial \xi} + \eta_x \frac{\partial}{\partial \eta} + \zeta_x \frac{\partial}{\partial \zeta} \quad (۳-۶۸الف)$$

$$\frac{\partial}{\partial y} = \xi_y \frac{\partial}{\partial \xi} + \eta_y \frac{\partial}{\partial \eta} + \zeta_y \frac{\partial}{\partial \zeta} \quad (۳-۶۸ب)$$

$$\frac{\partial}{\partial z} = \xi_z \frac{\partial}{\partial \xi} + \eta_z \frac{\partial}{\partial \eta} + \zeta_z \frac{\partial}{\partial \zeta} \quad (۳-۶۸ج)$$

با تعریف ژاکوبین به صورت زیر ،

$$J = \frac{\partial(\xi, \eta, \zeta)}{\partial(x, y, z)} = \begin{vmatrix} \xi_x & \xi_y & \xi_z \\ \eta_x & \eta_y & \eta_z \\ \zeta_x & \zeta_y & \zeta_z \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} x_\xi & x_\eta & x_\zeta \\ y_\xi & y_\eta & y_\zeta \\ z_\xi & z_\eta & z_\zeta \end{vmatrix}^{-1}$$

معادله های متریک ها عبارتند از:

$$\xi_x = +J(y_\eta z_\zeta - y_\zeta z_\eta) \quad \eta_y = +J(x_\xi z_\zeta - x_\zeta z_\xi)$$

$$\eta_x = -J(y_\xi z_\zeta - y_\zeta z_\xi) \quad \zeta_y = -J(x_\xi z_\eta - x_\eta z_\xi)$$

$$\zeta_x = +J(y_\xi z_\eta - y_\eta z_\xi) \quad \xi_z = +J(x_\eta y_\zeta - x_\zeta y_\eta)$$

$$\xi_y = -J(x_\eta z_\zeta - x_\zeta z_\eta) \quad \eta_z = -J(x_\xi y_\zeta - x_\zeta y_\xi)$$

$$\zeta_z = +J(x_\xi y_\eta - x_\eta y_\xi)$$

۳-۵-۳- معادلات ناویر استوکس

شکل بی بعد معادلات ناویر استوکس و معادله انرژی برای جریان دائم و تراکم ناپذیر به صورت زیر می باشد [31]:

$$\frac{\partial u^*}{\partial x^*} + \frac{\partial v^*}{\partial y^*} + \frac{\partial w^*}{\partial z^*} = 0 \quad (۳-۶۹الف)$$

$$u^* \frac{\partial u^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial u^*}{\partial y^*} + w^* \frac{\partial u^*}{\partial z^*} + \frac{\partial p^*}{\partial x^*} = \frac{1}{\text{Re}} \left(\frac{\partial^2 u^*}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 u^*}{\partial y^{*2}} + \frac{\partial^2 u^*}{\partial z^{*2}} \right) \quad (۳-۶۹ب)$$

$$u^* \frac{\partial v^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial v^*}{\partial y^*} + w^* \frac{\partial v^*}{\partial z^*} + \frac{\partial p^*}{\partial y^*} = \frac{1}{\text{Re}} \left(\frac{\partial^2 v^*}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 v^*}{\partial y^{*2}} + \frac{\partial^2 v^*}{\partial z^{*2}} \right) \quad (۳-۶۹ج)$$

$$u^* \frac{\partial w^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial w^*}{\partial y^*} + w^* \frac{\partial w^*}{\partial z^*} + \frac{\partial p^*}{\partial z^*} = \frac{1}{\text{Re}} \left(\frac{\partial^2 w^*}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 w^*}{\partial y^{*2}} + \frac{\partial^2 w^*}{\partial z^{*2}} \right) \quad (۳-۶۹د)$$

$$u^* \frac{\partial T^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial T^*}{\partial y^*} + w^* \frac{\partial T^*}{\partial z^*} = \frac{1}{\text{Re} \cdot \text{Pr}} \left(\frac{\partial^2 T^*}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 T^*}{\partial y^{*2}} + \frac{\partial^2 T^*}{\partial z^{*2}} \right) \quad (۳-۶۹هـ)$$

در معادلات فوق، متغیرها به صورت زیر بی بعد شده اند:

$$x^* = \frac{x}{L}, \quad y^* = \frac{y}{L}, \quad z^* = \frac{z}{L}$$

$$u^* = \frac{u}{u_\infty}, \quad v^* = \frac{v}{u_\infty}, \quad w^* = \frac{w}{u_\infty}$$

$$p^* = \frac{p}{\rho_\infty u_\infty^2}, \quad T^* = \frac{T - T_w}{T_\infty - T_w}$$

$$\text{Re} = \frac{\rho_\infty u_\infty L}{\mu_\infty}, \quad \text{Pr} = \frac{\mu_\infty}{\rho_\infty \alpha_\infty}$$

که در آن L طول مشخصه، u_∞ سرعت مرجع، ρ_∞ چگالی، μ_∞ لزجت دینامیکی، α_∞ ضریب پخش حرارت و T_∞ دمای سیال مرجع می باشد. همچنین Re عدد رینولدز و Pr عدد پرانتل می باشد.

همان طور که قبلاً اشاره شد، در مبدل های حرارتی فشرده، قطر هیدرولیکی سمت هوا اغلب کمتر از 5mm است؛ لذا جریان هوا در داخل آن از نوع آرام می باشد. در تحقیق حاضر قطر هیدرولیکی تقریباً 4mm است، لذا جریان هوا در سمت فین ها، آرام در نظر گرفته می شود. اگر چه صحت این موضوع با نرم افزار Fluent نیز ثابت شده است.

همان طور که مشاهده می شود، در معادلات فوق رابطه مستقل برای تعیین فشار وجود ندارد، لذا با استفاده از روش چورین و در نظر گرفتن تراکم پذیری مصنوعی τ ، معادله پیوستگی را با درج یک عبارت تابع زمان، به صورت زیر می نویسیم [29]:

$$\frac{\partial p^*}{\partial t^*} + \frac{1}{\tau} \left(\frac{\partial u^*}{\partial x^*} + \frac{\partial v^*}{\partial y^*} + \frac{\partial w^*}{\partial z^*} \right) = 0 \quad (70-3)$$

در این تحقیق برای غلبه بر مشکل فشار، روشهای SIMPLE و SIMPLER نیز مورد ارزیابی قرار گرفتند اما به نتایج قابل قبولی منجر نشد.

برای آنکه نیازی به شرایط مرزی فشار نداشته باشیم و همچنین برای سریع همگرا شدن حل و رسیدن به جواب دقیق تر، از شبکه جابجا شده استفاده شده است [29].

۳-۵-۴- شرایط مرزی [29]

چون معادلات حاکم در مختصات فضایی، بیضوی هستند، شرایط مرزی برای همه مرزهای قلمرو محاسباتی مورد نیاز است.

ورودی

در جریان بالا دست، سرعت جریان یکنواخت u_{in} ، و دما T_{in} فرض می شود.

$$u = u_{in} \quad , \quad T = T_{in}$$

خروجی

در جریان پایین دست شرط مرزی نیومن به کار برده می شود. یعنی

$$\frac{\partial \Phi}{\partial x} = 0 \quad , \quad \Phi = u, v, w, T, p$$

سطح جامد

در سطح جامد از شرایط بدون لغزش برای سرعت و دمای ثابت دیواره استفاده می شود:

$$u = w = v = 0 \quad , \quad T = T_{tube}$$

صفحه تقارن

در صفحه تقارن، سرعت قائم و تغییرات دما در جهت قائم، برابر صفر است.

$$\frac{\partial \vec{V}}{\partial n} = 0 \quad , \quad \frac{\partial T}{\partial n} = 0$$

n : جهت قائم بر سطح

۳-۵-۵- تعیین ضریب j کالبرن و ضریب اصطکاک

(Colburn j factor & friction factor)

در سطح جامد بر اساس قانون فوریه (Fourier's law) داریم:

$$q'' = -k_{fluid} \cdot \nabla T = -k_{fluid} \cdot \left. \frac{\partial T}{\partial n} \right|_{wall} \quad (71-3)$$

که در آن

q'' : شار حرارتی بر واحد سطح

k_{fluid} : ضریب هدایت حرارتی سیال

n : جهت قائم بر سطح

ضریب انتقال حرارت جابجایی به صورت زیر تعریف می شود:

$$h = \frac{q''}{T_w - T_b} \quad (71-3)$$

که در آن T_w دمای دیواره و T_b دمای متوسط بالک (Bulk mean temperature) سیال است و به صورت زیر تعریف می شود [32]:

$$T_b = \frac{\int v \cdot T_{fluid} dA_c}{v_m \cdot A_c} \quad (72-3)$$

که در آن

v : بردار سرعت

v_m : بردار سرعت متوسط سیال

A_c : مساحت سطح مقطع عبور جریان

تعریف عدد ناسلت Nu [33]:

$$Nu = \frac{h \cdot H}{k_{fluid}} = \frac{q'' \cdot H}{k_{fluid} \cdot (T_w - T_b)} = \frac{\partial \left(\frac{T - T_w}{T_b - T_w} \right)}{\partial n} \Bigg|_{nearwall} \quad (73-3)$$

H : فاصله بین دو فین

ناسلت متوسط به صورت زیر به دست می آید:

$$\overline{Nu} = \frac{\int Nu dA_{fin}}{\int dA_{fin}} \quad (74-3)$$

با انتخاب H به عنوان طول مشخصه، عدد رینولدز بر مبنای H به صورت زیر تعریف می شود:

$$Re_H = \frac{\rho_{fluid} \cdot u_{in} \cdot H}{\mu_{fluid}}$$

$$Pr = \frac{c_{p,fluid} \mu_{fluid}}{k_{fluid}}$$

ضریب j کولبرن حرارتی با مشخص شدن پارامترهای فوق، به دست می آید [33]:

$$j_H = \frac{\overline{Nu}}{Re_H Pr^{1/3}} \quad (75-3)$$

ضریب اصطکاک نیز به صورت زیر تعریف می شود:

$$f = \frac{(p_{in} - p)}{\frac{1}{2} \rho_{fluid} u_{in}^2} \times \frac{H}{4L} \quad (76-3)$$

که در آن L طول مبدل در جهت جریان هوا می باشد.

۳-۵-۶- تعیین دمای هوای خروجی از مبدل [11]

با استفاده از روش $\varepsilon - NTU$ ، و داشتن مقادیر ضریب انتقال حرارت بخار آب h_i و ضریب انتقال حرارت هوا h_o و همچنین راندمان فین ها η_o می توان دمای خروجی هوا و همچنین مقدار حرارت منتقل شده به هوا را به دست آورد.

در کندانسور هوایی، ظرفیت گرمایی سمت بخار آب در مقایسه با سمت هوا بسیار بزرگ است لذا

$$C_{max} = \infty, \quad C_{min} = C_a = \dot{m}_a c_{pa}$$

و در نتیجه نسبت C_{min} به C_{max} برابر صفر است.

$$c_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} = 0 \quad (77-3)$$

با استفاده از روابطی که برای چگالش درون لوله های بیضوی شیبدار به دست آمد، مقدار ضریب انتقال حرارت بخار آب تعیین می شود. با داشتن نمودار ضریب J کالبرن و رابطه زیر می توان مقدار ضریب انتقال حرارت هوا h_o را به دست آورد.

$$h_o = \frac{j G_o c_{p,a}}{Pr^{2/3}} \quad (78-3)$$

که در آن G_o شار جرمی هوا می باشد.

با استفاده از رابطه زیر مقدار $U_o A_o$ محاسبه می شود.

$$\frac{1}{U_o A_o} = \frac{1}{\eta_o h_o A_o} + \frac{1}{h_i A_i} \quad (79-3)$$

و در نتیجه

$$NTU = \frac{U_o A_o}{C_{\min}} \quad (80-3)$$

در مبدل هایی که در آنها مقدار c_r صفر است از جمله درکندانسور، رابطه زیر بین بازده مبدل ε و تعداد واحد های انتقال NTU برقرار است.

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU) \quad (81-3)$$

حالا می توان مقدار حرارت منتقل شده به هوا را محاسبه کرد.

$$Q = \varepsilon Q_{\max} = \varepsilon C_{\min} (T_{sat} - T_{i,a}) \quad (82-3)$$

که در آن $T_{i,a}$ دمای هوای ورودی به مبدل است. و در نهایت دمای هوای خروجی هوا تعیین می شود.

$$T_{o,a} = \frac{Q}{C_a} + T_{i,a} \quad (83-3)$$

برای آنکه از صحت مقدار $T_{o,a}$ مطمئن شویم، مقدار Q را به صورت زیر محاسبه می کنیم.

$$Q = U_o A_o \Delta T_{lm} \quad (84-3)$$

ΔT_{lm} اختلاف دمای متوسط لگاریتمی بین دو سیال است.

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{sat} - T_{i,a}) - (T_{sat} - T_{o,a})}{\ln\left(\frac{T_{sat} - T_{i,a}}{T_{sat} - T_{o,a}}\right)} \quad (85-3)$$

در محاسبه مقدار h_i معین بودن دمای دیواره ضروری است. اکنون با داشتن پارامترهای لازم مقدار آن که در ابتدا حدس زده بودیم، مشخص می شود. اگر از مقاومت دیواره و رسوبات صرف نظر کنیم:

$$T_w = \frac{h_i A_i T_{sat} + \eta_o h_o A_o T_m}{h_i A_i + \eta_o h_o A_o} \quad (86-3)$$

فصل چهارم

نتایج و نمودارها

۴-۱- انتقال حرارت در فرایند اسپری به درون جریان هوا

یکی از سلول های کندانسور نیروگاه را به عنوان سیستم مورد ارزیابی در نظر می گیریم. می خواهیم حالتی را بررسی کنیم که در آن اسپری به درون جریان هوا، در زیر فن صورت می گیرد. یعنی تجهیزات مرتبط با اسپری شامل نازلها و چارچوب نگهدارنده نازل ها، در فاصله ای معین در زیر پوسته فن نصب شده اند. فرض می کنیم جریان اسپری که توسط نازل ها ایجاد می شود کاملا یکنواخت باشد. برای رسیدن به چنین جریانی عوامل زیر باید کنترل شود و بهترین حالت انتخاب شود:

- تعداد نازل ها
- فاصله بین نازل ها
- نوع نازل ها (جریان نازل)
- آرایش نازل ها
- فاصله چارچوب از فن
- جریان هوای ایجاد شده به وسیله فن

همچنین فرض می‌کنیم که نرخ اسپری، فشار اسپری، اندازه ذرات اسپری و فاصله چارچوب از فن به گونه‌ای باشد که همه ذرات اسپری شده قبل از رسیدن به مبدل تبخیر شود. متغیر هاییکه برای انجام محاسبات انتقال حرارت در فرایند اسپری مورد نیاز می‌باشد، عبارتند از:

دمای هوای ورودی $T_{a0} = 30 \text{ to } 40 \text{ }^\circ\text{C}$

دمای آب اسپری شده $T_{w0} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$

رطوبت نسبی هوا $RH = 30 \%$

فشار جو $p_{atm} = 89 \text{ kpa}$

دبی حجمی هوا برای یک فن $\dot{V} = 320 \text{ m}^3 / \text{s}$

دبی جرمی آب اسپری شده به یک سلول در روابط زیر، دماها بر حسب کلوین می‌باشد. $\dot{m}_w = 0 \text{ to } 2.5 \text{ kg} / \text{s}$

۴-۱-۱- تعیین دمای هوا بعد از انجام اسپری

با در نظر گرفتن تبخیر آدیاباتیک، حرارت محسوسی که از هوای ورودی گرفته می‌شود، جهت تبخیر آب اسپری شده استفاده می‌شود. مراحل انجام محاسبات بصورت زیر می‌باشد:

۱- w_0 : رطوبت مخصوص جریان هوای ورودی (kg/kg):

چون برای محاسبه رطوبت مخصوص به دمای حباب تر نیاز داریم با استفاده از رابطه زیر در

فشار ۸۹kpa (فشار جو در نیروگاه مورد بررسی) این دما تعیین می‌شود [15]:

$$T_{wb} = 8.03 \times 10^{-3} (RH^{0.7953} + 16.784)(T_{a0} - 273)^{1.226} + 273 \quad (k) \quad (1-4)$$

این رابطه در بازه های زیر معتبر می‌باشد:

$$0 < RH < 60$$

$$273k < T_{a0} < 325k$$

فشار جزئی بخار آب (p_v) با رابطه زیر تعیین می‌شود [14]:

$$z = 10.79586\left(1 - \frac{273}{T_{wb}}\right) + 5.02808 \log\left(\frac{273}{T_{wb}}\right) + 1.50474 \times 10^{-4} \left(10^{-8.29692} \left(\frac{273}{T_{wb}} - 1\right)\right) + 4.28730 \times 10^{-4} \left(10^{4.76955\left(1 - \frac{273}{T_{wb}}\right)} - 1\right) + 2.786118312 \quad (2-4)$$

$$p_v = 10^z \quad (pa) \quad (3-4)$$

و در نهایت رطوبت مخصوص هوای ورودی با رابطه زیر تعیین می شود [14]:

$$w_0 = \left(\frac{2501.6 - 2.3263(T_{wb} - 273)}{2501.6 + 1.8577(T_{wb} - 273) - 4.184(T_{wb} - 273)} - \left(\frac{0.625 p_v}{p_{atm} - 1.005 p_v} \right) \right) - \left(\frac{1.00416(T_{a0} - T_{wb})}{2501.6 + 1.8577(T_{a0} - 273) - 4.184(T_{wb} - 273)} \right) \quad (kg/kg) \quad (4-4)$$

\dot{m}_{av0} - ۲: دبی جرمی هوای ورودی (kg/s)

چگالی هوای ورودی با رابطه زیر تعیین می شود [14]:

$$\rho_{av0} = (1 + w_0) \left(1 - \frac{w_0}{w_0 + 0.62198} \right) \left(\frac{p_{atm}}{287.08 T_{a0}} \right) \quad (kg/m^3) \quad (5-4)$$

ρ_{av0} : چگالی هوای ورودی

$$\dot{m}_{av0} = \rho_{av0} \dot{V} \quad (kg/s) \quad (6-4)$$

۳- w_1 : رطوبت مخصوص جریان هوا بعد از اسپری و تبخیر آب

با استفاده از قانون بقای جرم w_1 به دست می آید.

$$\dot{m}_{v0} + \dot{m}_w = \dot{m}_{v2} \Rightarrow \dot{m}_a w_0 + \dot{m}_w = \dot{m}_a w_1 \Rightarrow w_1 = w_0 + \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} \quad (7-4)$$

برای تعیین جرم هوای خشک (\dot{m}_a) از معادله حالت گاز استفاده می کنیم [12]:

$$\dot{m}_a = \frac{p_a \dot{V}}{R_a T_{a0}} = \frac{(p_{atm} - p_v) \dot{V}}{R_a T_{a0}} \quad (8-4)$$

برای هوا مقدار R_a برابر 287 J/kg.k می باشد.

۴- T_{a1} : دمای تعادل بعد از تبادل گرمای نهان تبخیر (k)

قانون بقای انرژی را برای مخلوط هوا-بخار قبل و بعد از تبخیر می نویسیم.

$$\begin{aligned} i_{av0}\dot{m}_{av0} + i_w\dot{m}_w &= i_{av1}\dot{m}_{av1} \\ i_{av0}\dot{m}_{av0} + i_w\dot{m}_w &= i_{av1}(\dot{m}_{av1} + \dot{m}_w) \end{aligned} \quad (9-4)$$

i_w آنتالپی آب مادون سرد در دمای T_{w0} می باشد و آن را می توان با آنتالپی آب اشباع در همان دما تقریب زد. برای تعیین i_w در دمای T_{w0} از رابطه زیر استفاده می کنیم:

$$i_w = 4182(T_{w0} - 273) \quad (j/kg) \quad (10-4)$$

این رابطه بر اساس صفر بودن آنتالپی آب اشباع در دمای $273K$ می باشد.

i_{av0} آنتالپی هوای ورودی است که مخلوطی از بخار آب و هوای خشک می باشد. برای تعیین آنتالپی مخلوط هوا-بخار آب از رابطه زیر استفاده می کنیم:

$$i_{av0} = \frac{\dot{m}_a i_{a0} + \dot{m}_{v0} i_{v0}}{\dot{m}_a + \dot{m}_{v0}} = \frac{i_{a0} + w_0 i_{v0}}{1 + w_0} \quad (j/kg) \quad (11-4)$$

i_{a0} آنتالپی هوای خشک ورودی است. چون هوای خشک تقریباً یک گاز کامل است، لذا آنتالپی آن فقط تابعی از دما می باشد و از ضرب گرمای ویژه هوا (C_{pa0}) در دمای هوای خشک بر حسب کلوین به دست می آید [14]:

$$i_{a0} = C_{pa0} T_{a0} \quad (j/kg) \quad (12-4)$$

$$\begin{aligned} C_{pa0} = & -2.705209 \times 10^{-6} T_{a0}^3 + 7.083814 \times 10^{-4} T_{a0}^2 \\ & - 3.161783 \times 10^{-1} T_{a0} + 1.045356 \times 10^{-3} \quad (j/kgk) \end{aligned} \quad (13-4)$$

i_{v0} آنتالپی بخار آب موجود در هوای ورودی است. با فرض اشباع بودن بخار آب در دمای T_{a0} ، از رابطه زیر برای تعیین آنتالپی آن استفاده می کنیم:

$$i_{v0} = i_{fgw0} + 1806(T_{a0} - 273) \quad (j/kg) \quad (14-4)$$

$$i_{fgw0} = 2.5016 \times 10^6 \quad (j/kg) \quad (15-4)$$

i_{fgw0} گرمای نهان تبخیر آب در 273k (0°C) می باشد.

حال با استفاده از رابطه (۴-۱۱) آنتالپی هوای ورودی مشخص می شود.

رابطه (۴-۹) را بر اساس مقادیر معلوم و مجهول مرتب می کنیم:

$$i_{av1} = \frac{1}{\dot{m}_{av1} + \dot{m}_w} (i_{av0}\dot{m}_{av0} + i_w\dot{m}_w) \quad (4-16)$$

بعد از تعیین i_{av1} ، به کمک رابطه (۴-۱۱):

$$i_{av1} = \frac{\dot{m}_a i_{av1} + \dot{m}_v i_{v1}}{\dot{m}_a + \dot{m}_v} = \frac{i_{a1} + w_1 i_{v1}}{1 + w_1} = \frac{C_{pa1} T_{a1} + w_1 (i_{fgw0} + 1806(T_{a1} - 273))}{1 + w_1} \quad (4-17)$$

که در آن

$$C_{pa1} = -2.705209 \times 10^{-6} T_{a1}^3 + 7.083814 \times 10^{-4} T_{a1}^2 - 3.161783 \times 10^{-1} T_{a1} + 1.045356 \times 10^{-3} \quad (j/kgk) \quad (4-18)$$

با قرار دادن C_{pa1} در رابطه (۴-۱۷)، یک معادله درجه چهار بر حسب T_{a1} به دست می آید. با حل

این معادله T_{a1} تعیین می شود.

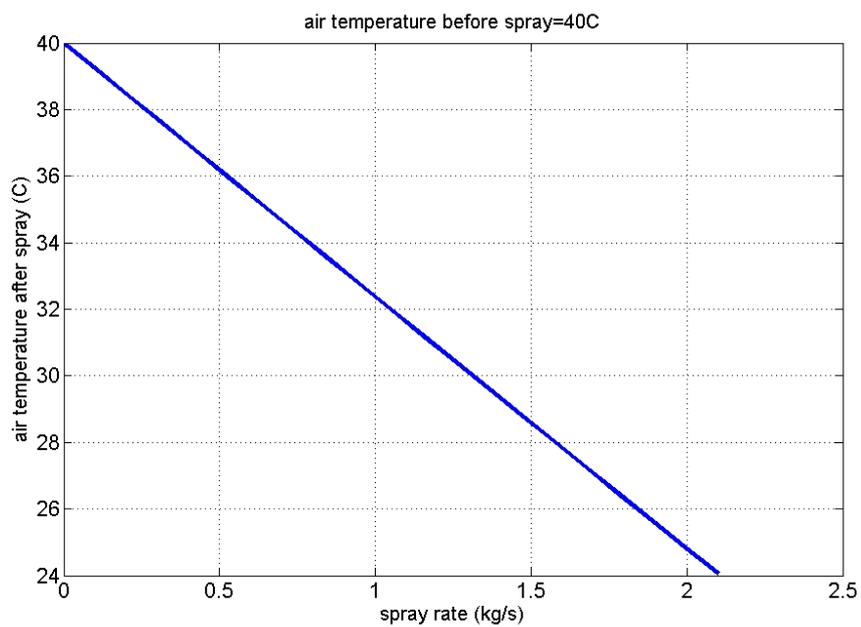
۴-۱-۲- نتایج و بحث

اگر اثر سرمایش را به صورت اختلاف دما هوا، قبل و بعد از اسپری تعریف کنیم و

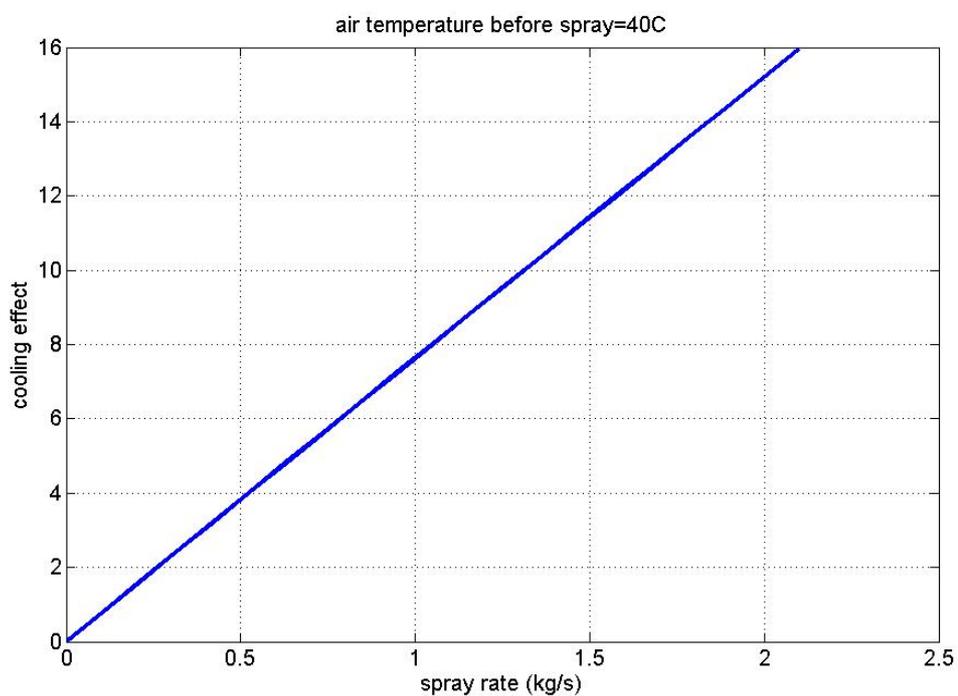
همچنین WBD^1 را به صورت اختلاف دمای حباب تر و خشک محیط تعریف کنیم، نتایج حاصل از

روابط فوق در شکل های زیر نشان داده شده است.

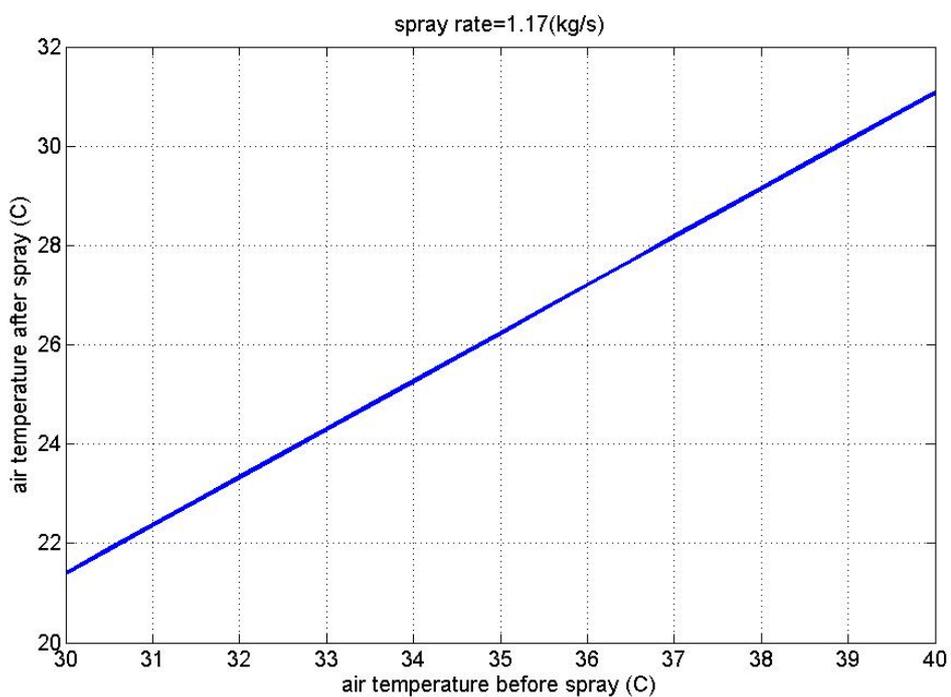
¹ - wet bulb depression



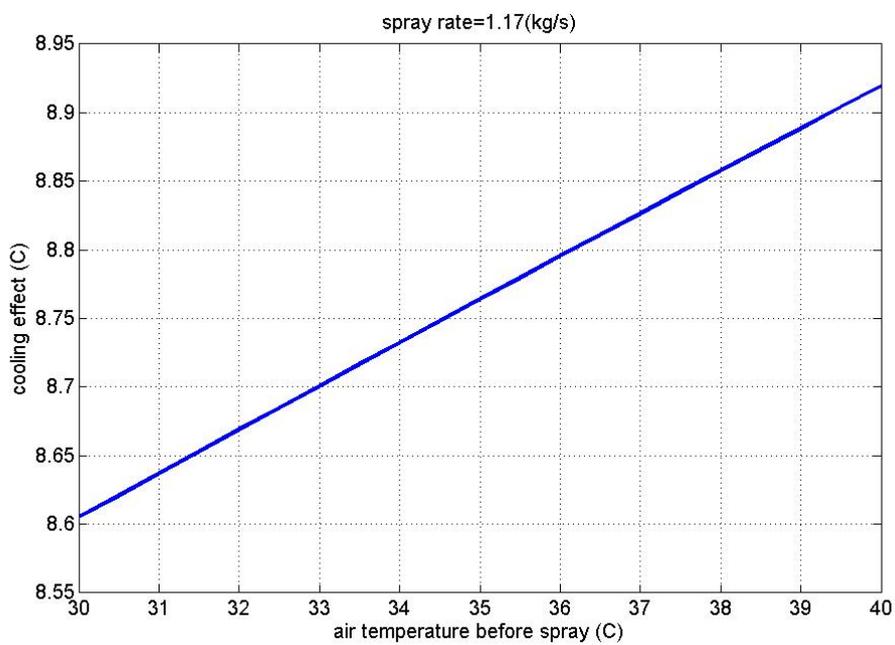
شکل ۴-۱- دمای هوای خنک شده برای نرخ های مختلف اسپری در دمای ثابت محیط



شکل ۴-۲- اثر سرمایش برای نرخ های مختلف اسپری در دمای ثابت محیط



شکل ۳-۴- دمای هوای سرد شده برای دماهای مختلف هوا در نرخ اسپری ثابت



شکل ۴-۴- اثر سرمایش برای دماهای مختلف هوا در نرخ اسپری ثابت

۱- T_{a1} نمی تواند از دمای حباب تر در دمای T_{a0} کمتر باشد. یعنی بیشترین اثر سرمایش که از تبخیر آدیاباتیک بدست می آید عبارت است از WBD که بصورت اختلاف دمای حباب تر و خشک محیط تعریف می شود:

$$WBD = T_{a0} - T_{wb}$$

۲- هر چه مقدار رطوبت نسبی کمتر باشد، T_{a1} کمتر می شود و بالعکس.

۳- در دمای ثابت محیط با افزایش نرخ اسپری، اثر سرمایش هم زیاد می شود (شکل ۴-۱)

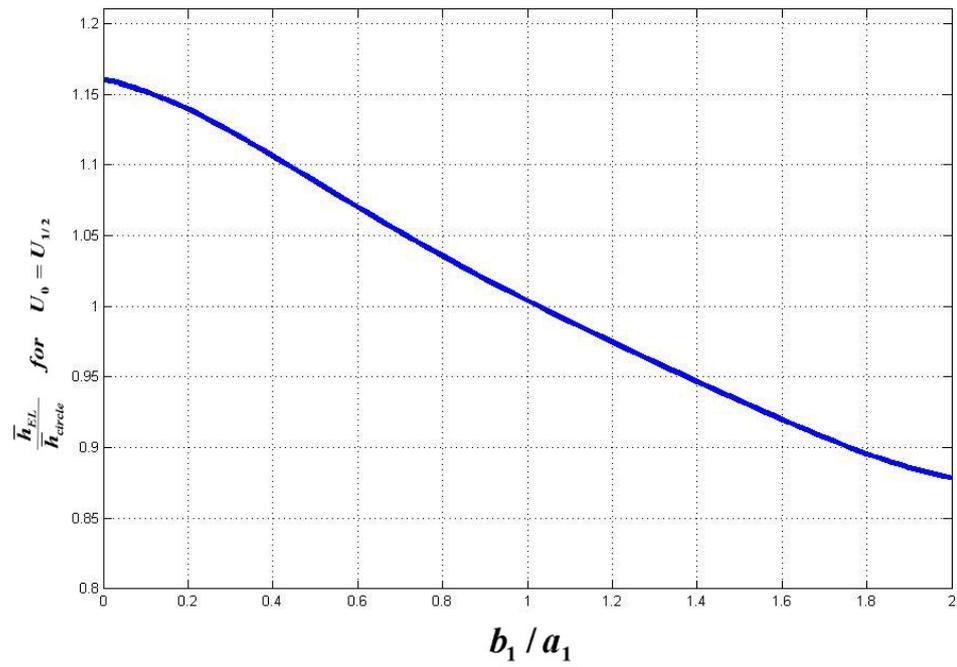
۴- در نرخ اسپری ثابت، با افزایش دمای محیط، افزایش اثر سرمایش بسیار ناچیز است. یعنی قدرت سرمایش آب در دماهای مختلف محیط، تقریباً ثابت است. (شکل ۴-۴)

۲-۴- چگالش درون لوله های بیضوی شیبدار

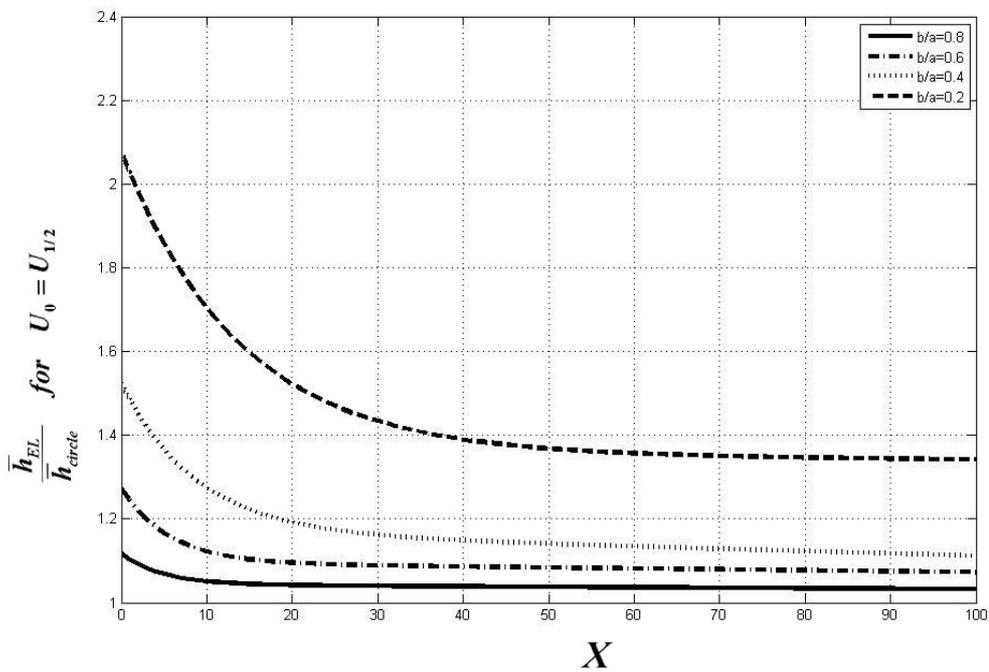
با تقسیم ضریب انتقال حرارت لوله بیضوی \bar{h}_{EL} بر \bar{h}_{circle} که در آن زیر نویس *circle* به معنی دایره ای با محیط برابر با بیضی می باشد، نتایج عددی حاصل از حل معادلات بخش (۳-۲-۲) در شکل های (۴-۵) برای لوله خیلی بلند و (۴-۶) برای لوله کوتاه نشان داده شده است.

شکل (۴-۵) نشان می دهد که برای $b_1/a_1 < 1$ ، نسبت انتقال حرارت $\frac{\bar{h}_{EL}}{\bar{h}_{circle}}$ بزرگتر از یک می

باشد و بالعکس. در نتیجه استفاده از لوله بیضوی در مقایسه با لوله دایروی در صورتی از نظر حرارتی دارای ارزش است که قطر افقی از قطر دیگر کوچکتر باشد. وقتی $b_1/a_1 \rightarrow 0$ ، لوله بیضوی به یک صفحه قائم تبدیل می شود که دارای بیشترین نسبت انتقال حرارت کلی (1.157) می باشد. در شکل (۴-۶) وقتی $X \rightarrow \infty$ ، نسبت انتقال حرارت کلی به کمترین مقدار که در شکل (۴-۵) نشان داده شده، می رسد.

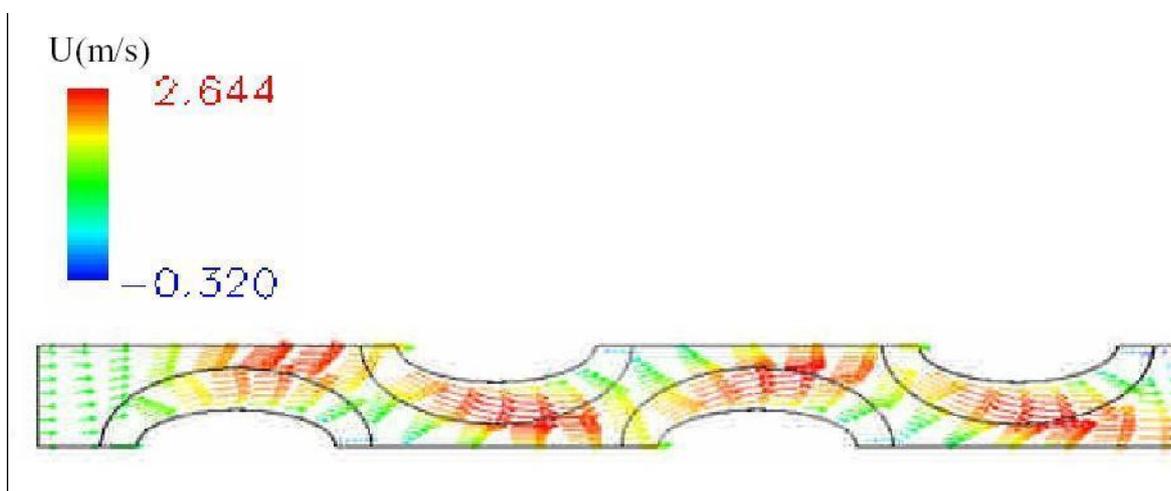


شکل ۴-۵- نسبت انتقال حرارت $\frac{\bar{h}_{EL}}{\bar{h}_{circle}}$ به عنوان تابعی از نسبت محورهای بیضی در لوله بلند

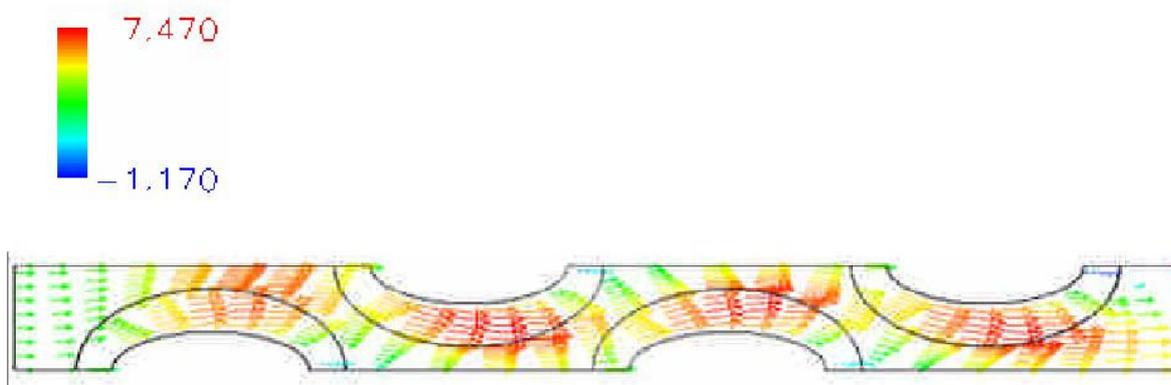


شکل ۴-۶- نسبت انتقال حرارت کلی به عنوان تابعی از طول بی بعد لوله X

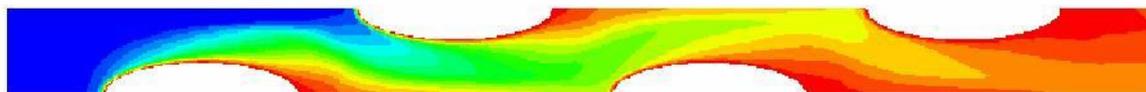
۴-۳- کانتورهای دما، فشار، سرعت و عدد ناسلت در قلمرو محاسباتی



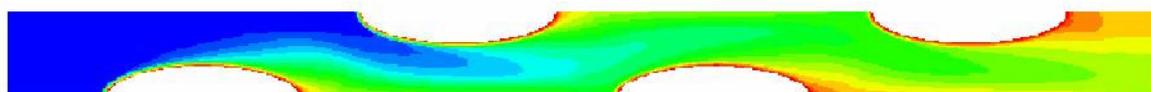
شکل ۴-۷- توزیع برداری سرعت برای سرعت ورودی 1 m/s



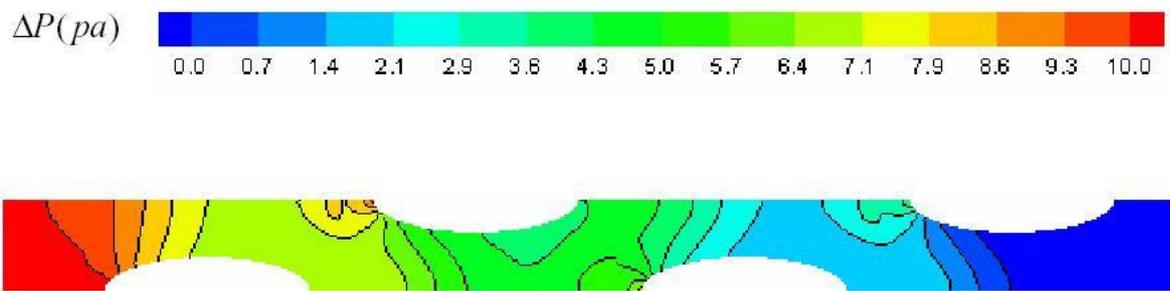
شکل ۴-۸- توزیع برداری سرعت برای سرعت ورودی 3 m/s



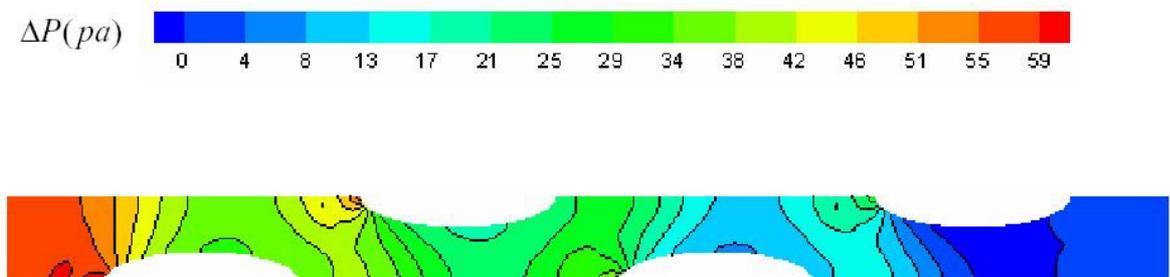
شکل ۹-۴- توزیع دما برای سرعت ورودی 1 m/s



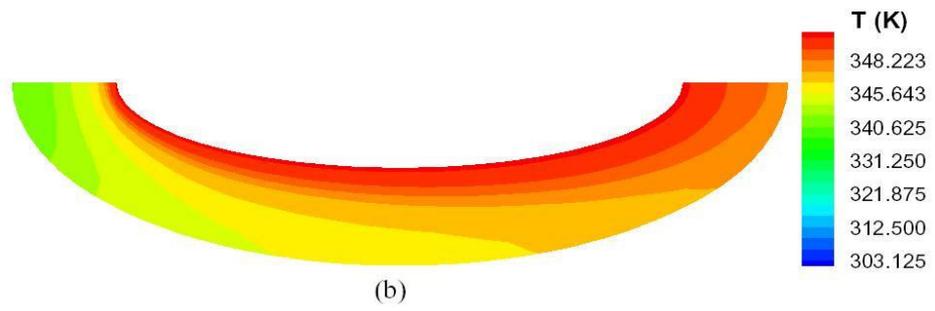
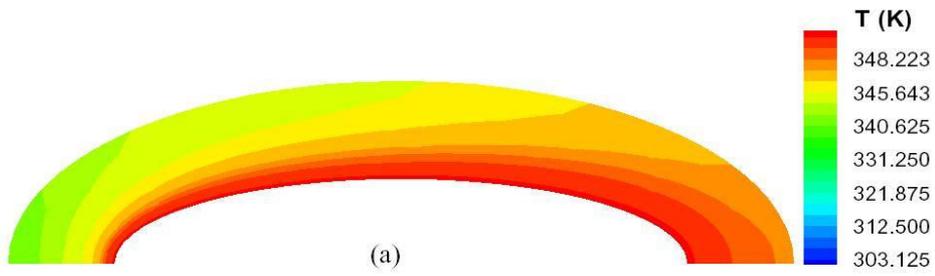
شکل ۱۰-۴- توزیع دما برای سرعت ورودی 3 m/s



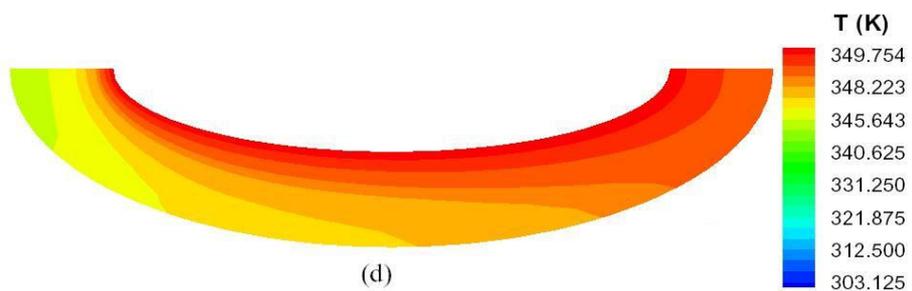
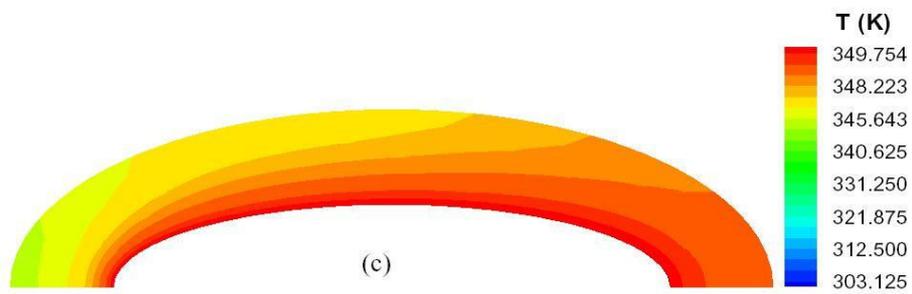
شکل ۴-۱۱- توزیع فشار نسبی برای سرعت ورودی $1m/s$



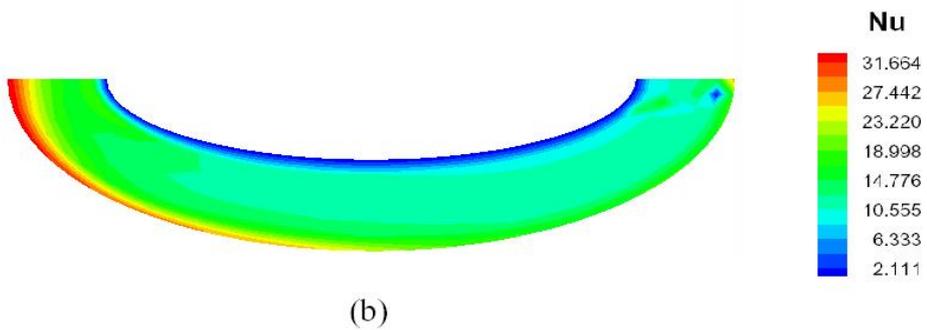
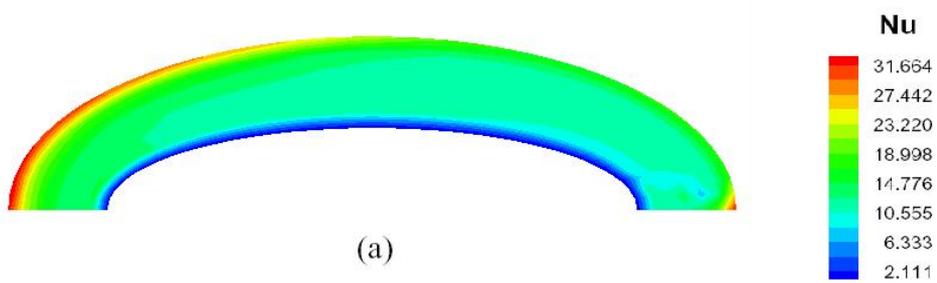
شکل ۴-۱۲- توزیع فشار نسبی برای سرعت ورودی $3m/s$



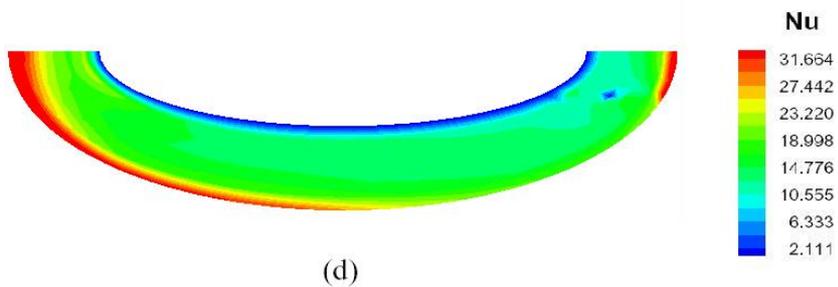
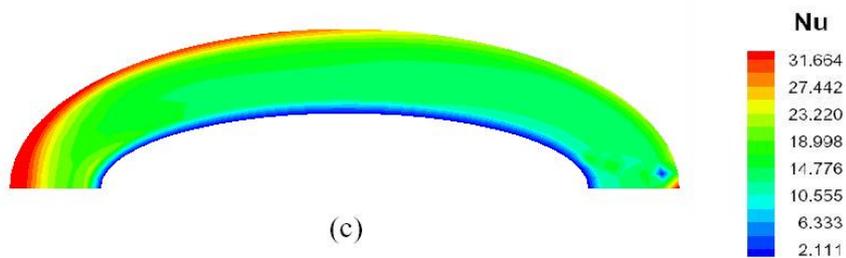
شکل ۴-۱۳- توزیع دما در سطح پره های اول و دوم در سرعت ورودی $1m/s$



شکل ۴-۱۴- توزیع دما در سطح پره های سوم و چهارم در سرعت ورودی $1m/s$

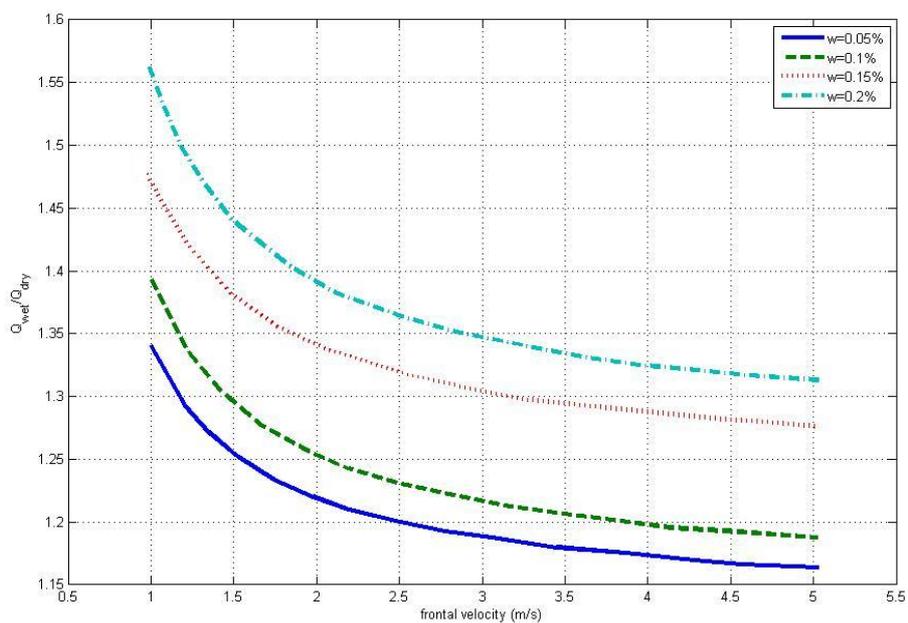


شکل ۴-۱۵- توزیع عدد ناسلت در سطح پره های اول و دوم در سرعت ورودی $1m/s$

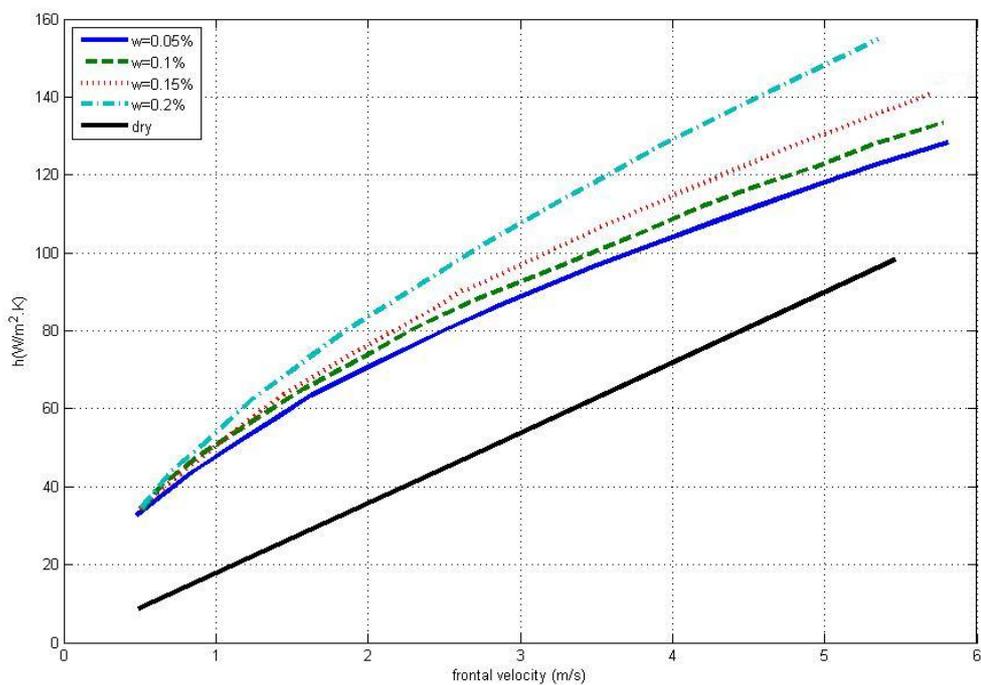


شکل ۴-۱۶- توزیع عدد ناسلت در سطح پره های سوم و چهارم در سرعت ورودی $1m/s$

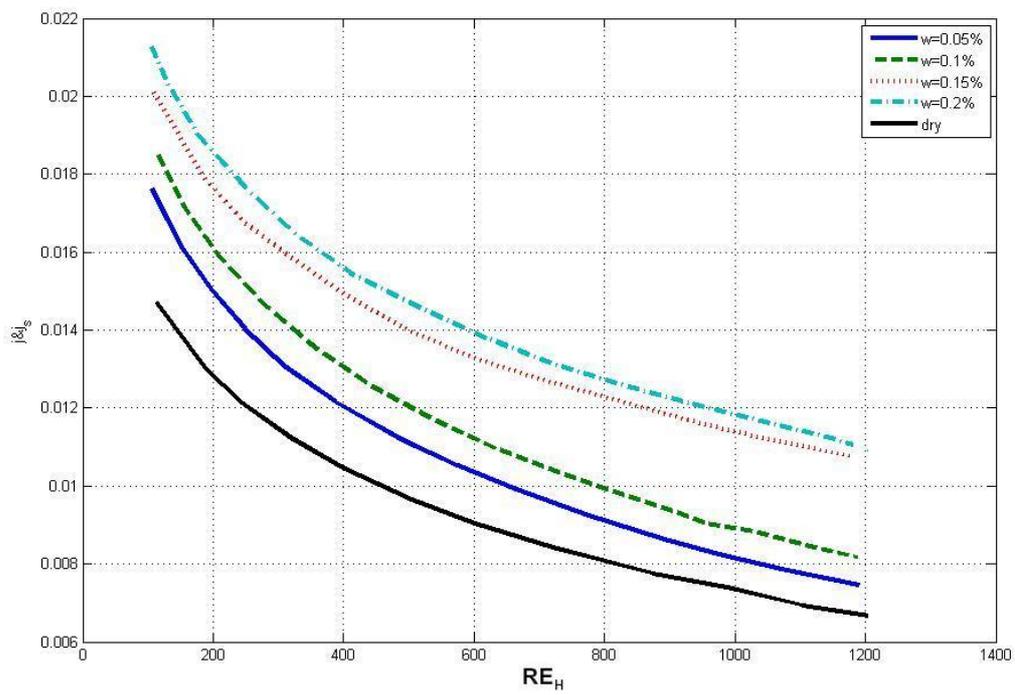
۴-۴- نمودارهای ضریب انتقال حرارت و ضریب زکالبرن



شکل ۴-۱۷- نمودار نسبت حرارت منتقل شده با اسپری به حرارت منتقل شده بدون اسپری برای حالت رطوبت مخصوص



شکل ۴-۱۸- مقایسه ضریب انتقال حرارت همراه اسپری با ضریب انتقال حرارت بدون اسپری



شکل ۴-۱۹- مقایسه ضریب کالبرن همراه اسپری با ضریب کالبرن بدون اسپری

فصل پنجم

نتیجه گیری و پیشنهادها

۵-۱- مقدمه

در نیروگاه های برق سرمایه خشک می تواند یک جایگزین مناسب برای سرمایه تر باشد؛ به خصوص در جایی که صرفه جویی در آب و حفظ محیط زیست یک موضوع نگران کننده است. با این وجود، تکنولوژی سرمایه خشک به دلیل وابستگی شدید به دمای هوای محیط ممکن است در حفظ خروجی طراحی شده نیروگاه هنگام گرمترین ساعات سال که دوره پیک مصرف انرژی نیز است، ناتوان باشد. در واقع بسته به نوع آب و هوای منطقه و انتخاب نقطه طرح، یک نیروگاه به خاطر افزایش فشار خروجی توربین، با کاهش ۱۰ تا ۲۰ درصدی ظرفیت خود مواجه می شود. برای نیروگاه سیکل ترکیبی، سمت توربین گازی بواسطه افزایش دمای محیط با کاهش ظرفیت روبرو می شود.

یک پیشنهاد برای فرونشاندن این وضعیت، استفاده از مقدار کمی آب برای تکمیل یا افزایش کارایی سیستم سرمایه برای دوره های گرم گوتاه است. روشهای متفاوتی برای استفاده از این پیشنهاد مورد توجه قرار گرفته است که در فصل اول به آن اشاره شد. روش سرمایه هوای ورودی با اسپری که در آن مقدار کمی آب را به درون هوای ورودی می پاشند تا با تبخیر خود موجبات خنک شدن هوا را فراهم کند، برای تحلیل در این تحقیق انتخاب شد.

در زمینه اسپری آب به درون جریان هوای ورودی به کندانسور، عملیاتی در مقیاس آزمایشگاهی و کامل در نیروگاه کراکت کالیفرنیا اجرا شده است. بعد از آشنایی با کندانسور های هوایی و روشهای افزایش کارایی آنها در فصل اول، در فصل دوم به بررسی نحوه اجرای عملیات و نتایج به دست آمده پرداخته شد.

حل عددی و سه بعدی انتقال حرارت و جریان در درون مجاری فین دار و بیضوی کندانسور هوایی مورد نظر انجام شد و مورد مطالعه قرار گرفت. شبیه سازی عددی با استفاده از تحلیل جریان آرام سه بعدی و به همراه ترکیب انتقال حرارت و جریان سیال انجام شد. نتایج عددی با و بدون اسپری، برای دما، فشار، عدد ناسلت و ضریب اصطکاک برای سرعت های مختلف هوای ورودی به مبدل (۱ تا 5m/s) نشان داده شد و با نتایج عملی در دسترس مقایسه شد.

نتایج آزمایشگاهی و تحلیل عددی نشان می دهد که با مصرف قابل قبول آب و بدون اثرات محیطی مخرب، بدون افزایش هزینه های عملیاتی و نگهداری و نیاز به انرژی و پیچیدگی. سرمایه های ورودی با اسپری می تواند به طور معناداری کارایی کندانسور هوایی را در نیروگاه مجهز به سیستم سرمایه خشک افزایش دهد

۵-۲- نتایج

۱- T_{a1} (دمای هوا بعد از انجام اسپری) نمی تواند از دمای حباب تر در دمای T_{a0} (دمای هوای محیط) کمتر باشد. یعنی بیشترین اثر سرمایه که از تبخیر آدیاباتیک بدست می آید عبارت است از WBD که بصورت اختلاف دمای حباب تر و خشک محیط تعریف می شود:

$$WBD = T_{a0} - T_{wb}$$

۲- هر چه مقدار رطوبت نسبی کمتر باشد، T_{a1} کمتر می شود و بلعکس.

۳- در دمای ثابت محیط با افزایش نرخ اسپری، اثر سرمایه هم زیاد می شود (شکل ۴-۱)

۴- در نرخ اسپری ثابت، با افزایش دمای محیط، افزایش اثر سرمایه بسیار ناچیز است. یعنی قدرت سرمایه آب در دماهای مختلف محیط، تقریباً ثابت است. (شکل ۴-۴)

۵- در نیروگاه کراکت کالیفرنیا، تست‌های مشاهده جریان نشان می‌دهد که در عملیات اسپری به درون محفظه دلتای سلول‌های ACC با تزریق اسپری به درون ناحیه جریان گردابی هوا، درست بالای فن، می‌توان زمان اقامت کافی برای ذرات در محفظه فراهم کرد.

۶- نرخ مصرف آب به شرایط جوی منطقه و تعداد ساعات استفاده از فن آوری اسپری بستگی دارد. جریان هوا به درون ACC تقریباً ۲۵۰۰۰۰ cfm بر MWe است. اگر فرض کنیم که نیروگاه بعد از صعود دمای به بالای $90^{\circ}F$ از اسپری استفاده می‌کند، و آب اسپری برای نگه داشتن دمای ورودی در $90^{\circ}F$ کافی باشد، دبی اسپری تقریباً $6/5$ تا $7/5$ gpm بر MWe خواهد بود. این دبی اسپری با ۶۰ درصد نرخ تبخیر در برج خنک کن آن هم فقط برای ۱۰۰ ساعت در سال برابری می‌کند. بنابراین بر اساس مقایسه سالانه، میزان مصرف آب در این روش کمتر از ۷ درصد آب جبرانی مورد استفاده در برج خنک کن است.

۷- هزینه لازم برای تجهیز یک واحد ۳۰ سلولی یک نیروگاه ۵۰۰MW در کالیفرنیا، در صورتی که قادر باشد دمای هوای محیط را $20^{\circ}F$ کاهش دهد، حدود ۶۰۰،۰۰۰ دلار است. با این سیستم می‌توان ۷۵٪ ظرفیت از دست رفته نیروگاه در ۱۰۰۰ ساعت از گرمترین ساعات سال دوباره به دست آورد. بسته به قیمت توان الکتریکی در دوره‌های پیک تقاضای انرژی، ارزش توان بازیابی شده در حدود ۲۵۰،۰۰۰ تا یک میلیون دلار در سال می‌باشد. این تحلیل اشاره می‌کند که محدوده زمانی بازیافت سرمایه ۲/۵ تا کمتر از یک سال می‌باشد.

۸- در یک دبی اسپری ثابت، اثر سرمایه‌گذاری نمی‌تواند از مقداری که در نتیجه تبخیر صد درصدی آب اسپری شده بدست می‌آید، تجاوز کند. بطور مشابه، در یک WBD ثابت، برای هر دبی اسپری اثر سرمایه‌گذاری نمی‌تواند از WBD بزرگتر باشد.

۹- دبی جریان اسپری یک تأثیر عمده روی اثر سرمایه‌گذاری، درصد تبخیر و میزان بازگشت آب تبخیر نشده از ناحیه اسپری دارد.

۱۰- حتی با وجود یکسان بودن WBD محیط (عامل محرک برای تبخیر)، سطح دمایی بالاتر و در نتیجه بالاتر بودن فشار بخار مایع در سطح ذرات اسپری باعث می‌شود که تبخیر سریع‌تر پیش رود. تحت شرایطی که تبخیر ناقص است، دبی اسپری بیشتر می‌تواند یک اثر سرمایه‌ش بالاتر (در زمان محدود قابل دسترسی برای تبخیر) تولید کند.

۱۱- اثر سرمایه‌ش، شدیداً تابع اختلاف دمای حباب‌تر و خشک‌هوای محیط و دبی جریان اسپری می‌باشد. اثر اندازه ذرات و موقعیت نازل‌ها (ماندگاری ذرات بین چارچوب و مجاری فین‌دار مبدل)، قابل تشخیص اما کمتر از اثر دو عامل قبلی بود.

۱۲- راندمان سرمایه‌شی از ۶۰ تا نزدیک ۱۰۰٪ بسته به دبی اسپری و شرایط محیطی تغییر می‌کرد. تحت شرایط بحرانی (دمای محیط بیشتر از $90^{\circ}F$ و رطوبت نسبی کمتر از ۴۰٪) راندمان سرمایه‌شی ۸۰٪ و بیشتر است.

۱۳- با افزایش سرعت ورودی به مبدل، اختلاف دمای هوای ورودی و خروجی کاهش می‌یابد. همچنین افزایش سرعت هوای ورودی باعث افزایش دبی هوا و در نتیجه افزایش میزان حرارت منتقل شده به محیط می‌شود. اما توان بیشتری برای پنکه‌ها لازم است.

۱۴- شکل ۴-۱۷ افزایش انتقال حرارت را در نتیجه کاربرد سیستم اسپری آب تحت شرایط رطوبتی متفاوت نشان می‌دهد. همان‌طور که در شکل (۴-۱۷) نشان داده شده است، هنگامی که نسبت جرم آب به جرم هوا، ۰/۰۵٪ است، مقدار انتقال حرارت ۱۲٪ بیشتر از شرایط خشک است. وقتی که نسبت جرم آب به جرم هوا، ۰/۱۰٪ است، مقدار انتقال حرارت ۱۷٪ بیشتر از شرایط خشک است. وقتی که نسبت جرم آب به جرم هوا، ۰/۱۵٪ است، مقدار انتقال حرارت ۲۰٪ بیشتر از شرایط خشک است. وقتی که نسبت جرم آب به جرم هوا، ۰/۲۰٪ است، مقدار انتقال حرارت ۲۵٪ بیشتر از شرایط خشک است.

۵-۳- پیشنهادات

برای کاربرد موفقیت آمیز فن آوری اسپری روی ACC باید ذرات تبخیر نشده را مینیمم یا حذف کنیم. پیشنهادات دیگر در چها زمینه زیر می باشد:

- بهینه سازی آرایش نازل ها: یافتن بهترین آرایش نازل ها جهت انجام اسپری بدرون هوای ورودی برای کمینه کردن باران بازگشتی، جلوگیری از مشکلات وزش باد و تامین توزیع یکنواخت اسپری در میان سلولها بسیار مهم است.

- تجهیزات اسپری پیشرفته: اثرات سرمایه‌ی قابل توجه با نازل های معمولی مورد استفاده در این تست ها بدست آمدند. با روشهای ابتکاری برای تولید ذرت ریزتر با مصرف توان قابل قبول میتوان از تکنولوژی اسپری سود بیشتری برد. تعدادی از فروشندگان نازل های صنعتی مدعی پیشرفت های جدید هستند که بای مورد پیگیری قرار بگیرد. بعلاوه تعدادی راه کار های جدید از قبیل استفاده از مهپاش های مورد استفاده در پزشکی یا انطباق بعضی از وسایل چرخشی کشاورزی با این پروژه را می توان مورد توجه قرار داد.

- پالایش و مدیریت آب: تا حدی که ممکن است تامین آب با درجه خلوص بالا برای اسپری ضروری باشد، هزینه تصفیه آب و فرآوری شور آب حاصل یک مساله مهم طراحی است که می تواند اثر زیادی روی هزینه هاداشته باشد. یک مطالعه مهندسی جهت گسترش یک طرح راهبری اقتصادی باید اجرا شود.

جذب ذرات و بازگرداندن آنها: یک تست مختصر به عنوان جزئی از تحقیق برای ارزیابی استفاده از مه زدا اجرا شد است. هدف از استفاده از مه زدا این است که از نرسیدن ذرات تبخیر نشده به سطح پره ها مطمئن شویم. این روش ممکن است نسبت به استفاده از نازل های تولید کننده ذرات بسیار ریز یا تولید آب با درجه خلوص بالا ، راه حل اقتصادی تری باشد. نتایج این تست کم و تحت شرایطی انجام شده است که ارزیابی اثر مه زدا روی کارآیی، غیرقاطع و ناتمام است و نیاز به آزمایشهای بیشتر دارد.

مراجع و مؤاخذ

- [1]. موسی میالی م، (۱۳۷۹)، "کندانسور"، چاپ اول، انتشارات سازمان سازندگی و آموزش وزارت نیرو، تهران، ص ۲۱-۲۳ و ۸۱-۸۵.
- [2]. <http://www.energy.qld.gov.au/electricity/infosite/index.htm>
- [3]. http://www.worldenergy.org/wecgeis/publications/default/tech_papers/17th_congress/2_1_01.asp#Heading1
- [4]. سلطانی م، امینی ا، (۱۳۸۵)، "اصول طراحی حرارتی و هیدرولیکی مبدل های هوایی"، چاپ اول، انتشارات دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران، ص ۲ و ۵ و ۸ و ۲۶ و ۴۸ و ۲۷۹.
- [5]. کهرم م، (۱۳۷۰)، "طراحی مبدل های حرارتی"، چاپ اول، انتشارات آستان قدس رضوی، مشهد، ص ۱۷-۲۰ و ۱۷۸ و ۱۷۹.
- [6]. Kutscher C. and Costenaro D., (2002), "Assessment of Evaporative Cooling Enhancement Methods for Air-Cooled Geothermal Power Plants", Proceedings of the Geothermal Resources Council Annual Meeting, Reno, Nevada. .
- [7]. Maulbetsch J.S. and DiFilippo M.N., (2003), "Spray Cooling Enhancement of Air-Cooled Condensers", EPRI, Palo Alto, CA, California Energy Commission, Sacramento, CA and Crockett Cogeneration, Crockett, CA, EPRI Report No. 1005360.
- [8]. Morris P., Maulbetsch J. and DiFilippo M. N., (2005), "Spray Enhancement of ACC Performance at Crockett Cogeneration Plant", CEC/EPRI Advanced Cooling Strategies/Technologies Conference, Sacramento, California.
- [9]. Youbi-Idrissi M., Macchi-Tejeda H., Fournaison L. and Guilpart J., (2007), "Numerical model of sprayed air cooled condenser coupled to refrigerating system", *Energy Conversion and Management*, Vol. 48, pp. 1943-1951.
- [10]. Chiu Y. W., Lin Y. X. and Jang J. Y., (2007), "Numerical and Experimental Analysis of Elliptic Finned-Tube Heat Exchangers under Misted Conditions", Proceedings of Clima 2007 WellBeing Indoors.
- [11]. این کروپرا اف پی، دویت دی پی، (۱۳۸۱)، "مقدمه ای بر انتقال گرما"، جلد دوم، ترجمه علی اصغر رستمی و شهرام حمایت، چاپ چهارم، انتشارات دانشگاه صنعتی اصفهان، اصفهان، ص ۸۶۸-۸۷۳.
- [12]. سونتاک آر ئی، بورگناگ کی، ون وایلن جی جی، (۱۳۷۸)، "اصول ترمودینامیک"، جلد دوم، ترجمه احمد رضا غظیمیان، چاپ اول، انتشارات جهاد دانشگاهی واحد صنعتی اصفهان، اصفهان، ص ۱۰.
- [13]. Kroger, D. G., (1998), "Air-cooled heat exchanger and cooling towers", university of Stellenbosch, South Africa, pp.3.4.16-3.4.18.
- [14]. Fieg C.P. and Roetzel W., (1994), "Calculation of laminar film condensation in/on inclined elliptical tubes", *J. Heat Mass Transfer*, Vol. 37, No. 4, pp. 619-624.

- [15]. Backer L. D., Wurtz W. M., (2003), "Why every air cooled steam condenser needs a cooling tower", Cooling Technology Institute Annual Conference, San Antonio, Texas.
- [16]. Schmidt T. E., (1949), "Heat transfer calculation for extended surface", *Refrigerating Engineering*, Vol. 4, pp. 351-357.
- [17]. Jang J. Y. and Yang J. Y., (1998), "Experimental and 3-D Numerical Analysis of the Thermal-Hydraulic Characteristics of Elliptic Finned-Tube Heat Exchangers", *Heat Transfer Engineering*, Vol. 19, No 4, pp 55-67.
- [18]. Jang J. Y. and Yang J. Y., (1998), "Experimental and numerical analysis of the thermal hydraulic characteristics of elliptic finned tube heat exchanger", *Heat transfer Engineering*, Vol.19, No. 4, pp. 55-67.
- [19]. Briggs D. E. and Young E. H., (1963), "Convective Heat Transfer and Pressure Drop of Air Flowing across Triangular Pitch Banks of Finned Tubes", *Chem. Eng. Progr. Symp. Ser.*, Vol. 59, No. 41, pp. 1-10.
- [20]. Kays W. M. and A. L. London, (1984), "*Compact Heat Exchanger*", 3rd ed., McGraw-Hill, New York.
- [21]. Colburn A. P., (1933), "A Method of Correlating Forced Convection Heat Transfer Data and a Comparison with Fluid Friction", *Trans. Am. Inst. Chem. Eng.*, Vol.29, pp.174-210; reprinted in *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 7, pp.1359-1384, 1964.
- [22]. Kern J., (1980), "Zur Bewertung von Kompakt-Wärmeaustauschern", *Wärme-und Stoffübertragung*, Vol. 13, pp. 205-215.
- [23]. Brauer H., (1964), "Compact Heat Exchanger", *Chemical and Process Engineering*, pp. 451-460.
- [24]. Ward D. J. and Young E.H., (1959), "Heat transfer and Pressure Drop of Air in Forced Convection across Triangular Pitch Banks of Finned Tubes", *Chem. Eng. Progr. Symp. Ser.*, Vol. 55, No. 29, pp. 37-44.
- [25]. Gianolio E. and Cuti F., (1981), "Heat Transfer Coefficients and Pressure Drops for Air coolers with Different Numbers of Rows under Induced and Forced Draft", *Heat Transfer Eng.*, Vol. 3, No. 1, pp. 38-47.
- [26]. Jameson B. L., (1945), "Tube spacing in finned tube banks", *ASME Trans.*, Vol.67, pp. 633-642.
- [27]. Jang, J. Y., and Yang, J. Y., (1998), "Experimental and Numerical Analysis of the Thermal-Hydraulic Characteristic of Elliptic Finned-Tube Heat Exchanger", *Heat Transfer Engineering*, Vol. 19, No. 4, pp 55-67.
- [28]. Shah R. K., (1983), Heat exchanger basic design methods, pp.21-72, in: "Low Reynolds number flow heat exchange", Kakak S., Shah R.K. and Bergles A. E., Hemisphere, New York.
- [29]. هافمن ک ا، چیانگ اس تی، (۱۳۸۳)، "دینامیک سیالت محاسباتی برای مهندسان"، جلد اول، ترجمه احمد رضا عظیمیان، چاپ دوم، انتشارات دانشگاه صنعتی اصفهان، اصفهان، ص ۴۸۴-۴۹۰ و ۴۱۶-۴۱۲.

- [30]. هافمن ک ا، چیانگ اس تی، (۱۳۸۵)، "دینامیک سیالت محاسباتی برای مهندسان"، جلد دوم، ترجمه احمد رضا عظیمیان، چاپ دوم، انتشارات دانشگاه صنعتی اصفهان، اصفهان، ص ۳۰-۳۴.
- [31]. شیمز ه ش، (۱۳۷۸)، "مکانیک سیالات"، ترجمه بهرام پوستی، چاپ اول، نشر علوم دانشگاهی، تهران، ص ۲۴۷.
- [32]. کیز دبلیو ام، کراوفورد ام یی، (۱۳۷۷)، "انتقال حرارت به روش جابجایی"، ترجمه حسین شکوهمند، چاپ اول، مؤسسه انتشارات و چاپ دانشگاه تهران، تهران، ص ۱۳۴.
- [33]. این کروپرا اف پی، دویت دی پی، (۱۳۸۲)، "مقدمه ای بر انتقال گرما"، جلد اول، ترجمه علی اصغر رستمی و مریم شیرازی، چاپ سوم، انتشارات دانشگاه صنعتی اصفهان، اصفهان ص ۱۵۱ و ۳۸۲، ۳۸۹.

[34]. Kroger D. G., (2004), "*Cooling Systems for Power, Petrochemical, and Process Plants: Thermal-Flow Performance Evaluation and Design*", PennWell Books, pp. 20.

[35]. Larinoff M.W., Moles W.E. and Reichhelm R., (1978), "Design and Specification of Air-Cooled Steam Condensers", Hudson Products Corporation, Houston, Texas, pp 12-15.

ABSTRACT

Dry cooling of power plants may be an attractive alternative to wet cooling, particularly where water conservation and environmental protection pose critical sitting issues. However, dry cooling technology may be unable to maintain design plant output during the hottest periods of the year, which are often periods of peak system demand. Depending on the meteorology at the site and the choice of design point, a plant can experience capacity reductions of up to 10 to 20% on the steam side alone because of increased turbine backpressure. For combined cycle plants, the gas-turbine side suffers simultaneous capacity reductions from increased ambient temperatures as well.

One approach to alleviate this condition is the use of some water to supplement or enhance dry system (air cooled condenser) performance for these brief hot periods. A number of approaches have been considered to accomplish this. They are reviewed in Section 1 of this project. One approach—inlet air spray cooling, which sprays a small amount of water into the inlet air stream where it evaporates and cools the air—was selected for detailed analysis in this study.

The numerical analysis was carried out to study the 3- D heat transfer and flow in elliptic finned tube heat exchanger of Air-cooled condenser. Numerical simulation was performed by 3-D laminar analysis with conjugated heat transfer and fluid flow. The numerical results (with and without spray) for the temperature, pressure, Nusselt number and fanning friction factor at various inlet frontal velocities (1~5 m/s) are shown and compared with the available experimental data.

the experimental and numerical results show that an inlet spray cooling system can significantly enhance performance of an ACC at a dry-cooled power plant, while maintaining acceptable water use and reasonable cost, minimizing energy requirements and complexity, and avoiding unacceptable O&M requirements or environmental impacts.

Keywords: Dry cooling, Air-cooled condensers, Spray cooling, Elliptic finned-tube heat exchanger, thermal-hydraulic characteristics, Numerical Modeling.



Shahrood University of Technology

Faculty: Mechanics

**Theoretical Analysis and Numerical Modeling of
Airflow in an Air-cooled Condenser Equipped with a
Spray System for Increasing Efficiency**

Javad khodakhah

Supervisors:

Mohammad Hasan Keyhani

Mohammad Pasandide fard

Date: Bahman 87



دانشکده مکانیک
گروه حرارت و سیالات

عنوان پایان نامه:

حل تحلیلی و مدل سازی عددی جریان هوا در کندانسور هوایی
مجهز به سیستم پاشش آب برای افزایش راندمان

دانشجو: جواد خداخواه

اساتید راهنما:

دکتر محمد حسن کیهانی

دکتر محمد پسندیده فرد

پایان نامه ارشد جهت اخذ درجه کارشناسی ارشد

بهمن ۱۳۸۲

تقدیم به همه دوست داشتن ها، مهربانی ها و از خود گذشتن ها

تشکر و قدردانی

بدین وسیله از اساتید ارجمند جناب آقای دکتر محمد حسن کیهانی و جناب آقای محمد پسندیده فرد که راهنمای این پروژه را به عهده داشتند و در زمان انجام آن همواره اینجانب را یاری نموده و مورد لطف خودشان قرار دادند، تشکر و قدر دانی می گردد. همچنین از سایر اساتید گروه، جناب آقای دکتر محمود فرزانه، جناب آقای دکتر محمد جواد مغربی و جناب آقای دکتر شاهرمان که در طول دوره کارشناسی ارشد، از وجود ایشان بهر منده شده ایم، سپاگزاری می گردد. در پایان بر خود لازم می دانم که از دوستان وفادار خود از جمله مهندس مهدی دیمی، مهندس رسول محبی، دکتر محمود نوروزی، دکتر مهدی جلالی و دکتر مسعود مهدی زاده که هر کدام به نوبه خود در به پایان رساندن این پایان نامه سهیم بوده اند، قدردانی کنم.