



پژوهشگاه توسعه صنایع شیمیایی ایران



جمهوری اسلامی ایران

گزارش دوم طرح:

دستیابی به دانش فنی بومی ساخت برج های خنک کننده هیبریدی

کد طرح: 21-2222

واحد پژوهشی:

پژوهشگاه توسعه صنایع شیمیایی ایران (جهاد دانشگاهی)

گروه آب و انرژی

مجریان طرح:

ناصر رضاخانی - میر علی اصغر زینالی دانالو

همکاران طرح در این مرحله:

محمد ضامن - شاهین خوش آرای

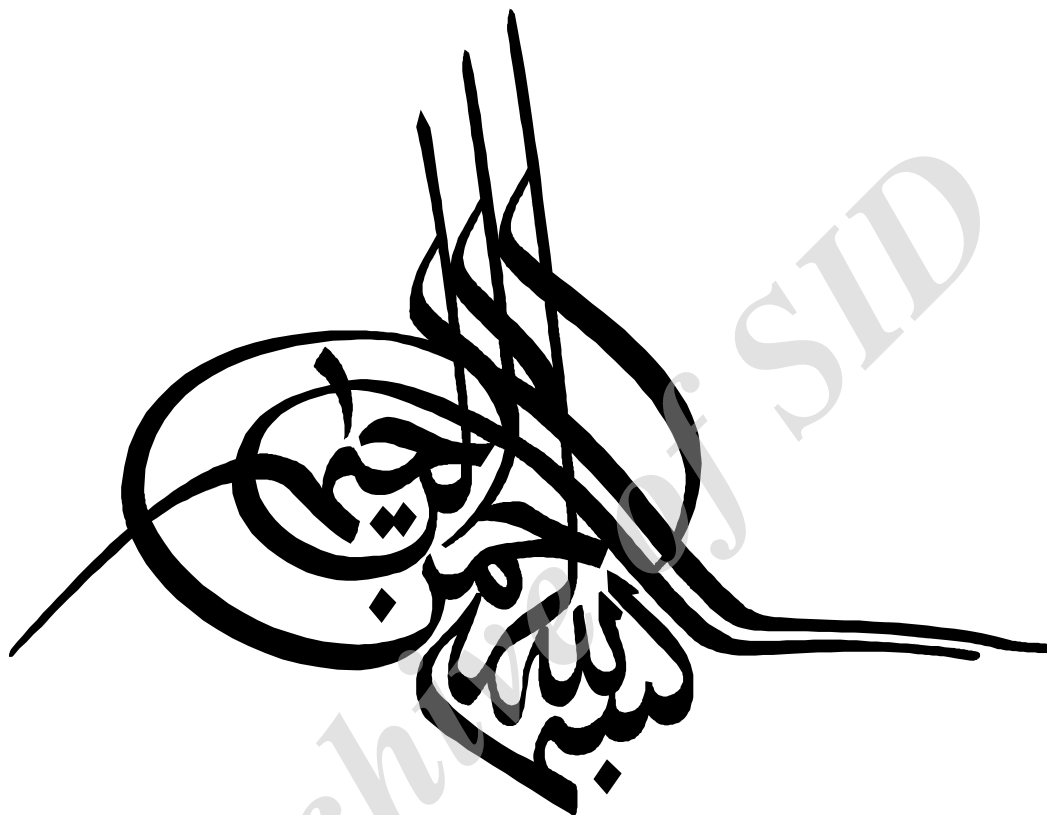
مصطفی فتوحی فیروزآباد

اردیبهشت 1397

مشخصات مسؤل و همکاران طرح:

پست الکترونیک	رتبه علمی	رشته تحصیلی	مسئولیت در طرح	نام و نام خانوادگی
rezakhani@acecr.ac.ir	کارشناسی ارشد	مهندسی شیمی	مجری	ناصر رضاخانی
aa.zeinali@gmail.com	کارشناسی ارشد	مهندسی شیمی	مجری	میر علی اصغر زینالی دانالو
m-zamen@yahoo.com	دکتری	مهندسی مکانیک	همکار	محمد ضامن
khosharay@gmail.com	دکتری	مهندسی شیمی	همکار	شاهین خوش آرای
fotouhi.mostafa@gmail.com	کارشناسی ارشد	مهندسی شیمی	همکار	مصطفی فتوحی فیروزآباد

Archive of SID



Architectural SID

فهرست

صفحه

عنوان

- 1- فصل اول اصول محاسبات و روابط طراحی برج خنک‌کننده تر 1
- 1-1- مقدمه 2
- 1-2- تئوری‌های طراحی برج‌های خنک‌کننده 7
- 1-2-1- روش مرکل 8
- 1-2-2- روش NTU 12
- 1-2-3- روش پاپ 13
- 1-3- طراحی برج‌های خنک‌کننده با استفاده از روش پاپ 14
- 1-3-1- مدل‌سازی فرآیند ترمودینامیک برج خنک‌کننده تر 15
- 1-3-1-1- روابط حاکم بر فرآیند در حالت غیراشباع 17
- 1-3-1-2- روابط حاکم بر فرآیند در منطقه مه‌آلود آکنه 21
- 1-3-1-3- محاسبه ضرایب انتقال حرارت و جرم 24
- 1-3-1-4- حل دستگاه روابط 30
- 1-3-1-5- الگوریتم حل مساله 36
- 1-3-2- اتلاف آب در برج خنک‌کننده تر 37
- 1-3-3- طراحی فن 38
- 1-3-4- ارزیابی مدل ارائه شده 39
- 2- فصل دوم اصول محاسبات و روابط طراحی برج خنک‌کننده خشک 42
- 2-1- روش طراحی کولرهای هوایی 43
- 2-1-1- الگوریتم اولیه جهت بهینه‌سازی پارامترهای مکانیکی و فرآیندی 43
- 2-1-2- الگوریتم دقیق بر اساس روابط ترمودینامیکی و رابطه درفت 61
- 2-2- نتایج ارزیابی مدل ارائه شده 71
- 3- فصل سوم روابط و شبیه‌سازی برج‌های خنک‌کننده هیبریدی 73
- 3-1- برج‌های هیبریدی بزرگ (شامل یک بخش خشک و یک بخش تر تلفیق شده در یکدیگر) 74
- 3-1-1- برج‌های Counter با کولر هوایی در بالای برج 75
- 3-1-2- برج‌های Cross با کولر هوایی در بالای برج 78
- 3-1-3- برج‌های Counter با کولر هوایی در قسمت ورودی هوای برج 80
- 3-1-4- برج‌های Cross با کولر هوایی در قسمت ورودی هوای برج 82
- 3-1-5- برج‌های Counter و Cross با کولر هوایی در قسمت داخلی 85
- 3-2- برج‌های هیبریدی در سائز کوچک تا متوسط 86

فهرست اشکال

صفحه

عنوان

- شکل 1-1: فلوچارت برای انتخاب برج مکانیکی (MDCT) و برج طبیعی (NDCT) 4
- شکل 2-1: انتخاب نوع جریان عبوری آب و هوا در برج خنک‌کننده (جریان متقاطع (Cross Flow) و جریان متقابل (Counter Flow)) 5
- شکل 3-1: انتخاب نوع فن برای برج‌های مکانیکی (القایی (ID) و اجباری (FD)) 6
- شکل 4-1: انتقال حرارت و جرم بین سطح آب و هوا 7
- شکل 5-1: آنالیز حرارتی برج خنک‌کننده 9
- شکل 6-1: خطای موجود در محاسبات مشخصه در جریان متقاطع 11
- شکل 7-1: حجم کنترل در نظر گرفته شده بر روی آکنه با الف (جریان مخالف، ب) جریان متقاطع 16
- شکل 8-1: چگونگی در نظر گرفتن دو فاز در حجم کنترل جریان متقاطع 17
- شکل 9-1: حجم کنترل مفروض در مدل‌سازی فرآیند رطوبت زنی 19
- شکل 10-1: نحوه تقسیم بندی و شماره گذاری بخشی از آکنه برای انجام محاسبات 32
- شکل 11-1: نقاط محاسباتی برای اعمال روش تفاضل محدود 32
- شکل 12-1: الگوریتم حل مدل 36
- شکل 13-1: آکنه مورد استفاده توسط کروگر 40
- شکل 1-2: ضریب اصلاح برای اختلاف دمای متوسط لگاریتمی برای جریان متقاطع با یک بار عبور سیال فرآیندی 44
- شکل 2-2: ضریب اصلاح برای اختلاف دمای متوسط لگاریتمی برای جریان متقاطع با دو بار عبور سیال فرآیندی 45
- شکل 3-2: تعداد بهینه ردیف لوله‌ها (عمق لوله‌ها) 48
- شکل 4-2: ضریب اصطکاک جریان سیال در داخل لوله 50
- شکل 5-2: افت فشار جریان سیال در داخل لوله 51
- شکل 6-2: ضریب λ برای محاسبه انتقال حرارت سیال در داخل لوله 52
- شکل 7-2: ضریب انتقال حرارت سمت خارج لوله‌ها بر اساس شار جرمی گذرنده هوا 54
- شکل 8-2: ضریب انتقال حرارت سمت خارج لوله‌ها بر اساس سرعت هوا و آرایش لوله‌ها 56
- شکل 9-2: تغییرات چگالی هوا با دما و ارتفاع 57
- شکل 10-2: افت فشار هوا 57



- شکل 2-11: توان مورد نیاز بر حسب سطح لوله‌ها و تعداد ردیف لوله‌ها 59
- شکل 2-12: الگوریتم طراحی کولر هوایی 60
- شکل 2-13: کولر هوایی با جریان اجباری 61
- شکل 2-14: فن محوری با 8 پره 65
- شکل 2-15: جداره داخلی فن‌ها 66
- شکل 2-16: ضریب افت ناشی از مقاومت در ورودی فن Kup و ضریب افت ناشی از مقاومت در خروجی فن Kdo 66
- شکل 2-17: کولر هوایی با جریان القایی 69
- شکل 3-1: برج‌های Counter با کولر هوایی در بالای برج 76
- شکل 3-2: برج‌های Cross با کولر هوایی در بالای برج 78
- شکل 3-3: برج‌های Counter با کولر هوایی در قسمت ورودی هوای برج 81
- شکل 3-4: برج‌های Cross با کولر هوایی در قسمت ورودی هوای برج 83
- شکل 3-5: برج‌های Cross و Counter با کولر هوایی در قسمت داخلی 85
- شکل 3-6: برج‌های هیبریدی در سائز کوچک تا متوسط 86
- شکل 3-7: شماتیکی از برج هیبریدی که به مرحله ساخت رسیده است 87

Archive of SID



فهرست جداول

عنوان	صفحه
جدول 1-1: اطلاعات آزمون عملی ارائه شده توسط کروگر	40
جدول 1-2: نتایج مدل جدید در دو حالت و مقایسه با نتایج کلپر	40
جدول 1-2: مقادیر متداول ضرایب کلی انتقال حرارت در کولرهای هوایی	46
جدول 2-2: مساحت‌های ویژه باندل‌های لوله	49
جدول 3-2: ضریب اصلاح ویسکوزیته جهت محاسبه افت فشار	52
جدول 4-2: محاسبه ضریب درگ	65
جدول 5-2: ارزیابی مدل ارائه شده با مثال کتاب کروگر	71
جدول 1-3: مشخصات برج هیبریدی برای مقایسه روش شبیه‌سازی با محاسبات در مرجع	77
جدول 2-3: نتایج حاصله از شبیه‌سازی برج Counter هیبریدی	77
جدول 3-3: نتایج حاصله از شبیه‌سازی برج Cross هیبریدی	79
جدول 4-3: نتایج حاصله برای برج‌های Counter هیبریدی	82
جدول 5-3: نتایج حاصله برای برج‌های Cross هیبریدی	84
جدول 6-3: مشخصات برج هیبریدی در سائز متوسط	88
جدول 7-3: نتایج حاصله برای برج‌های هیبریدی متوسط	88



فصل اول

اصول محاسبات و روابط طراحی برج خنک‌کننده تر

Archive of SID

1-1- مقدمه

برج خنک‌کننده وسیله‌ای است که ترکیبی از انتقال جرم و حرارت را برای خنک کردن آب به کار می‌برد. آبی که باید سرد شود به وسیله‌ی نازل اسپری¹، به صورت کانال آبکش² یا جریان مستقیم³ توزیع می‌شود و به این ترتیب سطح تماس بسیار گسترده‌ای با هوای محیط بوجود می‌آید. هوا به وسیله فن (جایجایی مکانیکی)، جایجایی طبیعی یا با پاشش آب حرکت می‌کند. بدلیل آنکه رطوبت هوای محیط کمتر از هوای اشباع در همان درجه حرارت است، مقداری از آب تبخیر می‌شود. این فرآیند به مقداری گرما برای تبخیر آب احتیاج دارد، بنابراین گرما را از آب گرفته و مابقی آب سرد می‌شود.

بر اساس نوع فرآیند و مراحل پروسس در برج خنک‌کننده، بار حرارتی اعمال شده بر آن، مشخص می‌شود. بنابراین انتخاب و طراحی یک برج خنک‌کننده که از نظر انرژی بهینه باشد، بسیار مشکل می‌باشد. عواملی چون دامنه⁴، دمای رویکرد⁵، بار حرارتی، دمای حباب تر⁶ و همچنین ارتباط این عوامل با هم بر روی بهینه‌سازی به هنگام انتخاب یک برج شامل ظرفیت و گنجایش برج خنک‌کننده تاثیرگذار می‌باشد. بنابراین انتخاب روش جریان عبوری هوا، نوع جریان آب و هوا و نوع فن برج خنک‌کننده برای دستیابی به شرایط اقتصادی و عملیاتی مناسب، اهمیت دارد.

همانطور که در گزارش اول ذکر شد، بر طبق روش‌های انتقال حرارت در برج‌های خنک‌کننده به سه نوع مختلف، مرطوب (استفاده از تبخیر برای خنک‌کاری)، خشک و مرطوب - خشک دسته بندی می‌شوند. انواع مختلف سیستم‌های خنک‌کننده تبخیری یا برج‌های خنک‌کننده تر را بر اساس روش حرکت هوا از داخل سیستم

¹ Spray Nozzle

² Splash bar

³ film fill

⁴ Range

⁵ Approach Temperature

⁶ Wet Bulb Temperature (WBT)

به دو نوع جابجایی مکانیکی⁷ (MDCT) و جابجایی طبیعی⁸ (NDCT) طبقه‌بندی می‌کنند. همچنین این نوع سیستم‌ها براساس چیدمان پرکن‌ها به دو نوع جریان متقاطع⁹ و جریان متقابل¹⁰ آب و هوا طبقه‌بندی می‌شوند. هوا داخل برج‌های جابجایی مکانیکی به یکی از دو حالت جابجایی اجباری¹¹ (FDCT) یا جابجایی القایی¹² (IDCT) جریان می‌یابد.

فاکتورهای زیادی برای انتخاب نوع برج موثرند، که اکثر آنها در آغاز روند انتخاب بسیار کلی هستند. در اینجا روند بسیار ساده برای انتخاب MDCT و NDCT ذکر شده است.

برای تأسیسات بسیار بزرگ، NDCT ترجیح داده می‌شود. امروزه برج‌های NDCT برای نیروگاه‌هایی که دارای ظرفیت 500 مگاوات به بالا هستند، انتخاب می‌شوند. سرمایه اولیه در MDCT بسیار کمتر از NDCT است. برج MDCT به نسبت از مواد ارزانه‌تری از NDCT ساخته می‌شود، اما قیمت فن باعث افزایش هزینه‌ها می‌شود. بنابراین، هزینه نگهداری و عملیات NDCT نسبت به MDCT کمتر است. هزینه برق برای فن‌ها و نگهداری از تجهیزات مرتبط با آن قابل توجه است.

گردش و تشکیل مه از مشکلات عمده در ارتباط با برج‌های MDCT هستند. محدودیت‌های طراحی در ابعاد، آشنایی با جهت باد غالب و ظرفیت اضافه برای چرخش می‌تواند هزینه برج MDCT را افزایش دهد. از آنجا که برج NDCT، دهانه‌ی تخلیه‌ی بلندی دارند، به ندرت دارای مشکل گردش و ایجاد مه می‌شوند. تأمین هوا در برج را می‌توان با کنترل درجه حرارت آب سرد در یک برج MDCT کنترل کرد. در یک MDCT کنترل دمای رویکرد کم و دامنه زیاد ممکن است، اما کنترل دقیق درجه حرارت آب خروجی در NDCT دشوار است. روش انتخاب برای نوع برج بر اساس تفاوت عمده در طراحی حرارتی برج خنک‌کننده مرطوب در شکل 1-1 خلاصه شده است.

⁷ Mechanical Draft Cooling Tower (MDCT)

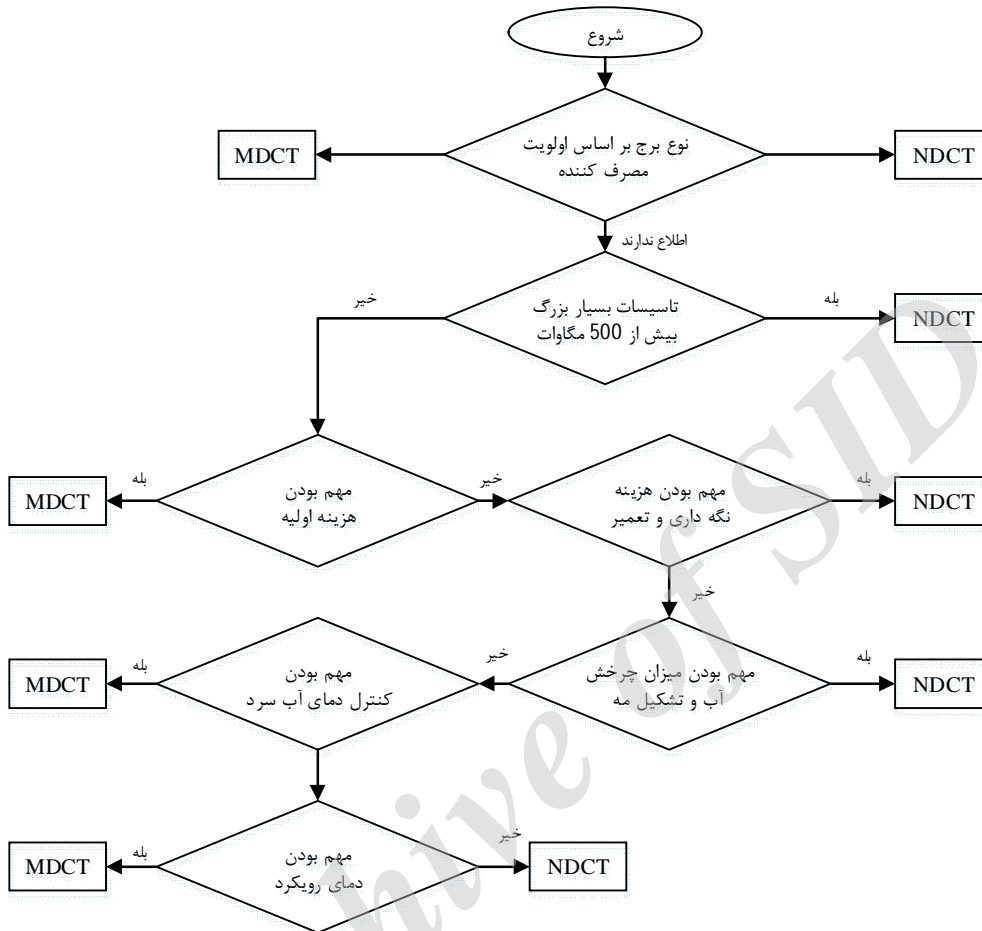
⁸ Natural Draft Cooling Tower (NDCT)

⁹ Cross Flow

¹⁰ Counter Flow

¹¹ Forced Draft Cooling Tower (FDCT)

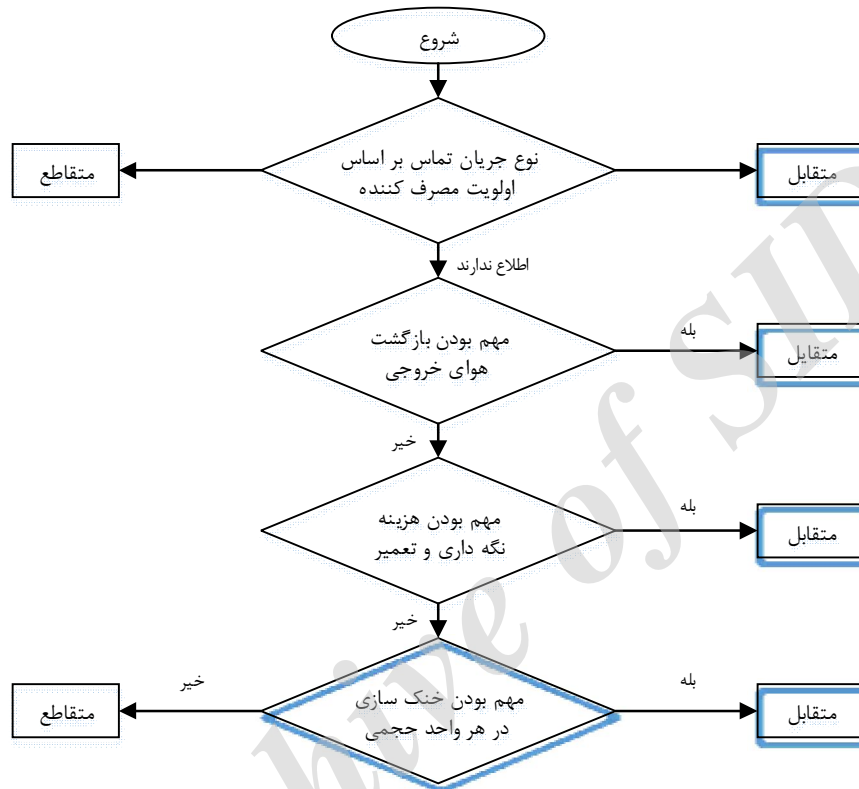
¹² Induced Draft Cooling Tower (IDCT)



شکل 1-1: فلوچارت برای انتخاب برج مکانیکی (MDCT) و برج طبیعی (NDCT)

انتخاب نوع جریان در برج خنک‌کننده به چندین پارامتر بستگی دارد. بازگشت هوای خروجی، قیمت نگهداری و حجم هر واحد خنک‌کننده از برج برای انتخاب نوع جریان مناسب دارای اهمیت است. بازده گرمایی پایین یک برج با جریان متقاطع به دلیل بازگشت جریان هوای خروجی به داخل برج است. در برج خنک‌کننده با جریان متقاطع، از سینی برای توزیع آب ورودی استفاده می‌شود که به دلیل وجود جلبک‌ها و زباله‌های دیگر مسدود می‌شوند که معمولاً در سیستم جمع‌آوری می‌شوند. بنابراین برج‌های با جریان متقاطع دارای هزینه زیاد نگهداری در برابر برج‌های با جریان متقابل هستند. در شرایط طراحی یکسان هزینه‌ی هر واحد

حجمی خنک‌سازی یک برج جریان متقابل کمتر از جریان متقاطع است. همه‌ی فاکتورهای ذکر شده در بالا به صورت خلاصه در شکل 1-2 نشان داده شده است.

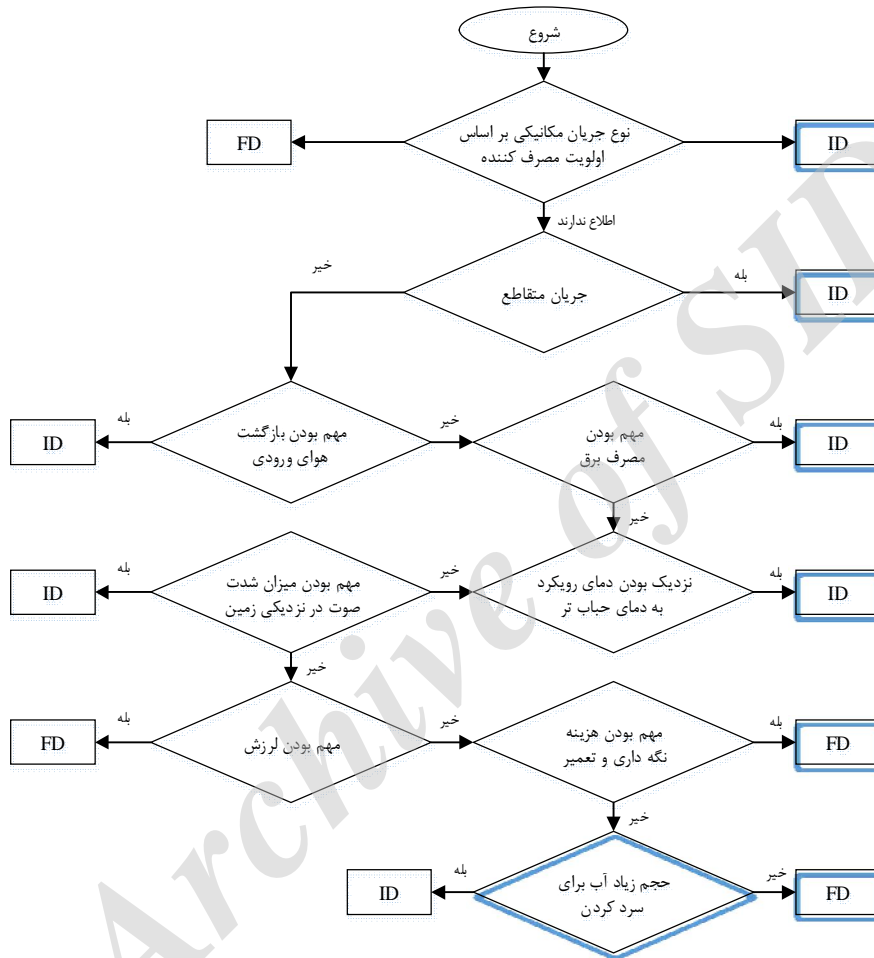


شکل 1-2: انتخاب نوع جریان عبوری آب و هوا در برج خنک‌کننده (جریان متقاطع (Cross Flow) و جریان متقابل ((Counter Flow))

هرگاه یک برج خنک‌کننده مکانیکی (MDCT) انتخاب شود، موقعیت قرارگیری فن دارای اهمیت است، به عبارت دیگر می‌توان جریان هوا به صورت اجباری (FD) یا به صورت القایی (ID) باشد. معمولاً فن در برج با جریان متقاطع در برج‌های مکانیکی‌ها به صورت ID قرار داده می‌شود.

در یک FD، تجهیزات فن در پایه‌ی بتنی قرار داده می‌شود که به راحتی در دسترس قرار دارد. در این روش به وسیله‌ی فن‌ها هوا به داخل برج وزیده و با سرعت نسبتاً کم تخلیه می‌شود. در ID فن در بالای برج قرار می‌گیرد که القای جریان هوا در برج عبور کرده و با سرعت نسبتاً زیادی خارج می‌شود. بنابراین سرعت تخلیه‌ی هوا در برج در یک ID به نسبت FD کمتر می‌باشد. بازگشت هوای خروجی به داخل برج باعث می‌شود هوای

ورودی تازه با آن مخلوط شده و دمای حباب تر هوای ورودی را افزایش داده و بنابراین بازده عملکرد برج را کاهش می‌دهد. سرعت بالای تخلیه در ID باعث هدر رفتن انرژی و کاهش بازده عملکرد برج است.



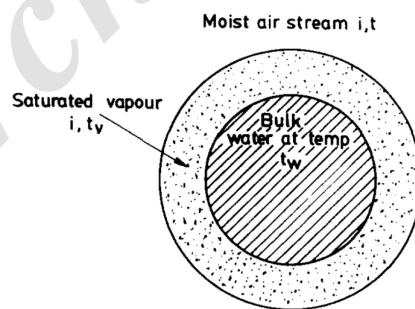
شکل 1-3: انتخاب نوع فن برای برج‌های مکانیکی (القایی (ID) و اجباری (FD))

توان لازم برای فن ID بیشتر از فن FD است. اما تأثیر بازگشت هوای خروجی دارای اهمیت بسیاری در برج‌های با دمای رویکرد کم است. در برج‌هایی که دمای رویکرد بیشتر است، انتخاب FD مفیدتر است. معیار مهم برای انتخاب نوع برج خنک‌کننده میزان شدت صداست. اگر شدت صدا از سطح زمین مهم باشد، ID ترجیح داده می‌شود. اما FD وقتی ترجیح داده می‌شود که ارتعاشات دارای اهمیت باشد. در یک FD میزان ارتعاشات را کم در نظر می‌گیرند، زیرا تجهیزات مکانیکی نزدیک زمین بر روی فونداسیون محکمی نصب شده

است. هزینه نگهداری فن ID به دلیل آنکه بر روی برج قرار داده شده، بیشتر از فن FD است. اگر حجم آب سرد شده زیاد باشد، از نظر اقتصادی از ID استفاده می‌شود. روند انتخاب نوع فن‌ها در شکل 1-3 نشان داده شده است.

1-2- تئوری‌های طراحی برج‌های خنک‌کننده

مفهوم کلی پذیرفته شده برای برج‌های خنک‌کننده نسبت مشخصه‌ی برج (kav/L) است. یک برج جریان متقابل در واحد سطح جریان که از آن مقداری از هوا به طرف بالا و مقداری از جریان آب به سمت پایین در نظر بگیرید. جریان متقابل برج را می‌توان به صورت مسئله یک بعدی حل کرده، با این فرض که الگوی جریان عمودی است و آب به سمت پایین ریزش می‌کند و هوا به سمت بالا جریان دارد. هر ذره از آب به وسیله‌ی هوای اشباع شده در دمای با یک آب احاطه شده است که در شکل 1-4 نشان داده می‌شود. هوای گرم شده و اشباع شده در میان برج عبور می‌کند. گرما از آب به جریان هوا به عنوان حرارت محسوس و تا حدودی به عنوان گرمای نهان تبخیر در سطح تماس آب و هوا منتقل می‌شود. این دو فرآیند به روش‌های متفاوتی با هم ترکیب می‌شوند.



شکل 1-4: انتقال حرارت و جرم بین سطح آب و هوا

با توجه به نوع جریان آب و هوا بر روی آکنه (یا منطقه ریزش و پاشش) ارائه روش تحلیلی برای تعیین شرایط جریان‌ها در نقاط مختلف آکنه تقریباً غیرممکن است. به همین دلیل در بیشتر روش‌های مدل‌سازی ارائه

شده یک بخش از آکنه به عنوان حجم کنترل در نظر گرفته می‌شود. در برخی موارد نیز کل آکنه به عنوان حجم کنترل در نظر گرفته شده و خواص در شرایط میانگین محاسبه شده است. در ادامه انواع روش‌های محاسبات ترمودینامیکی برج اشاره می‌گردد. روابط مورد استفاده در کلیه روش‌ها بر مبنای روابط بقای جرم و حرارت استوار است. اما تفاوت‌هایی در فرضیات در نظر گرفته شده و همچنین پارامترهای مورد استفاده وجود دارد که در ادامه به آنها اشاره خواهد شد.

1-2-1- روش مرکل

در دهه 1920 میلادی مرکل¹³ روشی را برای انجام محاسبات در برج‌های خنک‌کننده ارائه داد که بر مبنای چند فرض ساده‌کننده استوار است. این فرضیات عبارتند از:

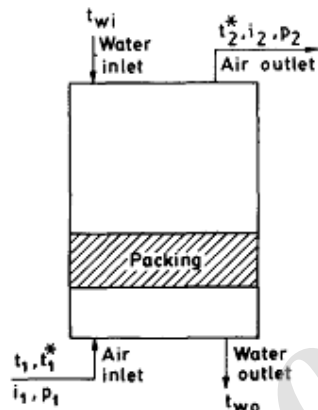
- 1- هوا در خروجی آکنه در حالت اشباع قرار دارد.
- 2- از تغییر دبی آب در اثر تبخیر در طول برج صرف‌نظر می‌شود.
- 3- از رابطه لوئیس (رابطه 1-1) برای تعیین ارتباط بین ضریب انتقال حرارت و ضریب انتقال جرم استفاده می‌شود:

$$h_g / (k_g C_{pg}) = 1 \quad 1-1$$

با استفاده از این فرضیات روابط پیچیده انتقال حرارت و جرم ساده شده و با استفاده از روش‌های معمول به راحتی قابل حل می‌باشد. به دلیل استفاده از این فرضیات ساده‌کننده، دقت مدل‌سازی به ویژه در تخمین شرایط هوای خروجی پایین می‌آید. اما با توجه به اینکه در این روش دمای آب خروجی با دقت خوبی برای کاربردهای صنعتی قابل محاسبه است و از طرفی حجم محاسبات نیز بسیار کمتر از روش‌های دیگر است. هنوز هم برای تعیین حجم آکنه مورد نیاز در برج‌های خنک‌کننده از روش مرکل استفاده می‌شود. اما در این روش میزان تبخیر آب و شرایط خروجی هوا به طور دقیق قابل پیش‌بینی نیست.

¹³ Merkel

این تئوری درباره‌ی ارزیابی کاربردهای برج خنک‌کننده با معلوم بودن دمای تر است. آنالیز و روابط شامل انتقال گرمای نهان و گرمای محسوس می‌باشد که فرآیند انتقال حرارت و جرم براساس اختلاف آنتالپی در این تئوری پایه‌گذاری شده است. سطح هر قطره‌ی آب بوسیله‌ی فیلمی از هوای اشباع احاطه شده است که در دمای بالک سیال است.



شکل 1-5: آنالیز حرارتی برج خنک‌کننده

مطابق شکل 1-5، هوا پس از گرم شدن به حالت اشباع درآمده و از میان برج خنک‌کننده عبور می‌کند، دما و خواص فیزیکی آب و هوا به هم ارتباط داشته و براساس شرایط نسبی‌شان تغییر می‌کنند. انتقال حرارت و جرم به اختلاف آنتالپی در هر نقطه و یا تغییر درجه‌ی حرارت وابسته است. تئوری مرکل بیان می‌کند که برج‌های خنک‌کننده از نوع اتمسفریک، اساساً بوسیله‌ی درجه‌ی حرارت مرطوب محدود می‌شود. درجه‌ی حرارت مرطوب از منحنی‌های مایکرومتریک بدست می‌آید و بیان‌کننده‌ی تقاطع بین درجه‌ی حرارت محیط و نقطه‌ی شبنم یا درجه‌ی حرارت محیط و رطوبت نسبی می‌باشد. به عبارت دیگر حباب مرطوب به درجه حرارت اشباع آدیاباتیک نیز نسبت داده می‌شود. وقتی که درجه‌ی حرارت آب کمتر از درجه حرارت حباب مرطوب باشد، آب در یک برج خنک‌کننده نمی‌تواند خنک شود. گرما از طریق گرمای محسوس و گرمای نهان تبخیر، از قطرات آب به هوای اطراف منتقل می‌شود. این جابجایی گرما با رابطه 1-2، که به رابطه‌ی مرکل معروف است، مشخص می‌شود.

$$\frac{KaV}{L} = \int_{T_2}^{T_1} \frac{dT}{h_w - h_a} \quad 2-1$$

در این رابطه KaV/L مشخصه برج خنک‌کننده، K ضریب انتقال جرم $(lb \text{ water} / h \text{ ft}^2)$ ، a برابر سطح تماس / حجم برج خنک‌کننده، V برابر محیط طرح / حجم فعال خنک‌سازی، L شار جرمی آب یا سرعت حرکت آب به ازای واحد سطح (lb/hft^2) ، T_1 دمای آب گرم $(^\circ C \text{ or } ^\circ F)$ ، T_2 دمای آب سرد $(^\circ C \text{ or } ^\circ F)$ ، dT تغییرات دمایی آب در برج خنک‌کننده $(^\circ C \text{ or } ^\circ F)$ ، h_w آنتالپی هوای اشباع در دمای آب مخزن $(j/kg \text{ dry air or Btu} / lb \text{ dry air})$ و h_s آنتالپی اشباع هوا در دمای حساب تر $(j/Kg \text{ dry air or Btu} / lb \text{ dry air})$ است.

روابط مرکل به وسیله‌ی نادیده گرفتن هرگونه مقاومت در انتقال جرم در سطح تماس آب - هوا، اختلاف دمای بین بالک و سطح تماس و تأثیر تبخیر ساده شده است. طرف راست رابطه 2-1 فقط شامل مقادیر ترمودینامیکی برای فرآیند خنک‌سازی است که به وسیله‌ی دمای ورودی و خروجی آب و شرایط ورودی و خروجی هوای عبوری از برج تعیین می‌گردند. طرف چپ رابطه مستقل از شرایط ترمودینامیکی در برج است و به وسیله‌ی مشخصات طراحی برج KaV و سرعت جریان آب (L) و هوا (G) تعیین می‌گردد. ضریب انتقال برای G داده شده به نوع آکنه استفاده شده بستگی دارد. این رابطه روابط پایه‌ای برای محاسبه‌ی عملکرد برج هستند. همانطور که قبلاً ذکر شد، نسبت $\frac{KaV}{L}$ به عنوان مشخصه‌ی برج است.

برای محاسبه‌ی خواص برج در مرکز CTI از روش چه‌یشو¹⁴ استفاده می‌شود. بر طبق این روش:

$$\int_{-1}^1 f(x) dx = \frac{2}{n} \sum_{j=1}^n f(x_j) \quad 3-1$$

که x_j ریشه‌ی حقیقی از چند جمله‌ای درجه‌ی 4 چه‌یشو برای مقادیر مختلف n است.

بنابراین مقدار مشخصه‌ی برج خنک‌کننده می‌تواند با روش عددی «چه‌یشو» محاسبه شود:

$$\frac{KaV}{L} = \int_{T_2}^{T_1} \frac{dT}{h_w - h_a} = \frac{T_1 - T_2}{4} \left(\frac{1}{\Delta h_1} + \frac{1}{\Delta h_2} + \frac{1}{\Delta h_3} + \frac{1}{\Delta h_4} \right) \quad 4-1$$

¹⁴ Chebushoo Method

که در این رابطه:

$$\begin{aligned} \Delta h_1 &= \text{value of } h_w - h_a \text{ at } T_2 + 0.1(T_1 - T_2) \\ \Delta h_2 &= \text{value of } h_w - h_a \text{ at } T_2 + 0.4(T_1 - T_2) \\ \Delta h_3 &= \text{value of } h_w - h_a \text{ at } T_2 + 0.4(T_1 - T_2) \\ \Delta h_4 &= \text{value of } h_w - h_a \text{ at } T_2 + 0.1(T_1 - T_2) \end{aligned} \quad 5-1$$

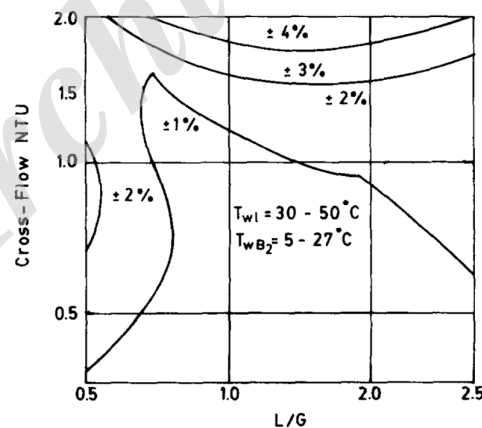
این نتایج برای محاسبه‌ی خواص برج خنک‌کننده با جریان متقابل است. خواص برج جریان متقاطع می‌توان با نسبت فنوجیتا و تزوکا بدست آورد.

$$\text{مقدار ضریب تصحیح } (F_0) = \frac{\text{خصوصیات برج جریان متقاطع}}{\text{ضریب تصحیح}} = \text{خصوصیات برج جریان متقابل} \quad 6-1$$

مقدار ضریب تصحیح (F_0) به وسیله رابطه‌ی زیر به دست می‌آید:

$$\begin{aligned} F_0 &= 1 - 0.106(1 - S_0)^{3.5} \\ S_0 &= \frac{(h_{wo} - h_{ao})}{(h_{wi} - h_{ai})} \end{aligned} \quad 7-1$$

در رابطه 7-1، h_{wi} آنتالپی هوا اشباع در دمای آب ورودی (t_{wi})، h_{wo} آنتالپی هوای اشباع در دمای آب خروجی (t_{wo})، h_{ai} آنتالپی هوای خروجی و h_{ao} آنتالپی هوای ورودی است. خطای موجود در محاسبات مشخصه برج در جریان متقاطع در شکل 6-1 نشان داده شده است.



شکل 6-1: خطای موجود در محاسبات مشخصه در جریان متقاطع

1-2-2- NTU روش

جابر و وب روشی را برای انجام محاسبات در برج‌های خنک‌کننده ارائه دادند که مشابه رابطه e-NTU برای مبدل‌های حرارتی است:

$$\frac{d(h_w - h_a)}{(h_w - h_a)} = h_a \left(\frac{dh_w/dT_w}{m_w C_{pw}} - \frac{1}{m_a} \right) \quad 8-1$$

در رابطه 8-1 مقدار m_a بیشتر یا کمتر از $m_w C_{pw} / (dh_w/dT_w)$ است. بیشترین مقدار دبی جرمی هوای خشک m_a و $m_w C_{pw} / (dh_w/dT_w)$ را ماکزیمم نرخ ظرفیت جریان C_{max} و به کمترین آن C_{min} گویند. گرادیان هوای اشباع در این رابطه به قرار زیر می‌باشد:

$$\frac{dh_w}{dT_w} = \frac{h_{wi} - h_{wo}}{T_{wi} - T_{wo}} \quad 9-1$$

نسبت نرخ ظرفیت جریان به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$C = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad 10-1$$

بنابراین ضریب تاثیر با استفاده از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$e = \frac{Q}{Q_{max}} = \frac{m_w C_{pw} (T_{wi} - T_{wo})}{C_{min} (h_{wi} - f - h_{ai})} \quad 11-1$$

در این رابطه بر طبق تحقیقات تجربی به عمل آمده توسط برمن f ضریب تصحیح برای بهبود مقدار تقریبی آنتالپی اشباع هوا در مقابل دمای آب می‌باشد. این مقدار به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$f = \frac{(h_{wi} + h_{wo} - 2h_{wm})}{4} \quad 12-1$$

در این رابطه، h_{wm} مقدار آنتالپی هوای اشباع در دمای آب میان آکنه برج می‌باشد. تعداد واحدهای

عملیاتی در برج‌های جریان متقابل به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$NTU = \frac{1}{1-C} \ln \frac{1-eC}{1-e} \quad 13-1$$

اگر مقدار m_a بیشتر از $m_w C_{pw} / (dh_w/dT_w)$ باشد عدد مرکل با استفاده از e-NTU به صورت زیر

محاسبه می‌شود:

$$Me_e = \frac{C_{pw}}{dh_w/dT_w} NTU \quad 14-1$$

همچنین اگر مقدار m_a کمتر از $m_w C_{pw} / (dh_w/dT_w)$ باشد عدد مرکل با استفاده از e-NTU به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$Me_e = \frac{m_a}{m_w} NTU \quad 15-1$$

1-2-3- روش پاپ¹⁵

در سال 1991 پاپ و روگنر بدون در نظر گرفتن فرضیات مرکل تحلیل دقیقی از انتقال حرارت و جرم در برج‌های خنک‌کننده ارائه دادند. آنها تحلیل خود را بر مبنای محاسبه آنتالپی هوا ارائه نمودند و از روابط تجربی ارائه شده برای محاسبه خصوصیات هوا و آنتالپی آن استفاده کردند. بدین ترتیب این روش قادر به پیش‌بینی نسبتاً دقیق شرایط خروجی هوا و همچنین میزان آب جبرانی مورد نیاز در برج خنک‌کننده می‌باشد. البته محاسبات بسیار پیچیده‌تری نسبت به روش مرکل مورد نیاز است که شامل حل همزمان چندین رابطه دیفرانسیلی می‌شود. این روش، به روش پاپ شناخته می‌شود. مهم‌ترین فرضیات این روش عبارتند از:

1- دمای فصل مشترک آب و هوا برابر دمای جریان آب فرض شده است که منجر به حذف متغیرهای T_i و ω_i در محاسبات می‌شود.

2- از آنجا که در این روش به جای دمای هوا از آنتالپی هوا در محاسبات استفاده شده است، در محاسبات میانی آنتالپی در دمای میانگین آب و هوا در نظر گرفته نشده است.

پاپ امکان ایجاد مه درون آکنه را بررسی نموده و روابط اولیه‌ای برای آن ارائه نموده است. کلپر این روابط را به صورت مفصل‌تری برای جریان مخالف و متقاطع آب و هوا در برج خنک‌کننده مورد بررسی قرار داده و

¹⁵ Poppe

مدل نسبتاً کاملی در این خصوص ارائه کرده است. در این پژوهش از روش پاپ برای طراحی ترمودینامیکی برج‌های خنک‌کننده استفاده می‌شود که در ادامه به طور مفصل تشریح می‌شود.

1-3- طراحی برج‌های خنک‌کننده با استفاده از روش پاپ

تئوری ابتدایی فرآیند برج خنک‌کننده، برای اولین بار در سال 1923 توسط واکر و همکارانش پیشنهاد شد. همانطور که اشاره شد، اولین گام عملی در حل مساله برج‌های با جریان مخالف، توسط مرکل در سال 1925 بر داشته شد. روش مرکل بر اساس تلفیقی از روابط دیفرانسیل انتقال جرم و حرارت آب و هوا داخل یک برج بود. در این روش مرکل فرض کرده بود که هر قطره آب داخل برج، توسط هوای جریان یافته از پایین برج احاطه می‌شود و انتقال حرارت به دو صورت انتقال حرارت محسوس و نهان ناشی از بخشی از قطرات آب صورت می‌گیرد. کیتان روشی را برای حل برج‌های خنک‌کننده جریان مخالف و متقاطع با نوشتن کد کامپیوتری STAR ارائه نمود. در این روش، او از روابط دیفرانسیل دو بعدی حاصله از تحلیل‌های دینامیک سیالات و ترمودینامیک را با بکارگیری یک روش تفاضل محدود روی یک شبکه با مش‌های مستطیلی حل نمود. هالساز با ارائه یک مدل ریاضی بی بعد برای روابط حاکم، راندمان برج را تنها بر اساس دو متغیر به دست آورد. وی توانست نتایج قابل قبولی برای برج خنک‌کننده چه از نوع جریان مخالف و چه از نوع جریان متقاطع ارائه کند. گشایشی و همکارانش با انجام آزمایش‌های تجربی روی آکنه‌هایی از جنس پی وی سی، اثرات فاصله و زبری روی سطح آکنه‌ها را برای ضرایب انتقال حرارت و جرم و همچنین میزان افت فشار را در آنها به دست آوردند. میلسویج و هیکیلا نیز هفت نمونه از آکنه‌ها را در یک برج مرطوب جریان مخالف با مساحت سطح مقطع 44/1 متر مربع مورد مطالعه قرار دادند و روابطی برای ضریب انتقال حرارت حجمی و افت فشار بدست آوردند. قرقیزی دو نوع از آکنه‌های HCP و VCP را مورد آزمایش قرار داد و راندمان و مشخصه برج را برای آنها به دست آورد.

در این پژوهش با در نظر گرفتن اختلاف دمای آب با دمای فصل مشترک در حجم کنترل، تحلیل مساله بر مبنای روابط اولیه ارائه شده توسط اولاندر انجام می‌شود که در آن از دما و رطوبت مطلق هوا به جای آنتالپی آن

استفاده می‌شود. روابط حاکم بر مسأله ابتدا برای حالت هوای غیراشباع ارائه شده و سپس برای حالت اشباع همراه با تشکیل مه توسعه داده می‌شود. در بررسی پیشینه پژوهش استفاده از روش اولاندر برای جریان متقاطع آب و هوا و با در نظر گرفتن تشکیل مه مشاهده نشد. لذا از اهداف این پژوهش ارائه مدل دقیقی بر مبنای محاسبه دما و رطوبت هوا است که بتواند در محاسبات مربوط به انتقال حرارت و جرم در برج‌های خنک‌کننده مورد استفاده قرار گیرد.

1-3-1- مدلسازی فرآیند ترمودینامیک برج خنک‌کننده تر

انتقال حرارت و جرم میان آب و هوا در برج‌های خنک‌کننده در سه منطقه (ریزش، آکنه و پاشش) برج‌های خنک‌کننده اتفاق می‌افتد. بنابراین محاسبات ترمودینامیکی هر منطقه به صورت جداگانه انجام می‌شود. با توجه به جهت جریان‌های آب و هوا در مناطق برج، مدل‌سازی در دو حالت جریان مخالف و جریان متقاطع قابل ارائه می‌باشد که بر این اساس باید مطابق شکل 1-7 حجم کنترل مناسب را انتخاب نمود. روابط اولاندر برای جریان مخالف آب و هوا ارائه شده است. لذا روابط پایه در هر دو نوع جریان مشابه هم می‌باشد. اما در جریان متقاطع آب و هوا تغییرات باید در دو بعد مورد بررسی قرار گیرد. اما با توجه به نحوه تغییر مشخصات آب و هوا می‌توان از فرضیات زیر استفاده نمود:

1- تغییرات دما و رطوبت هوا تنها در راستای جریان هوا بوده (محور x) و از تغییر آنها در راستای

جریان آب (محور z) صرف نظر می‌شود.

2- تغییر دما و دبی آب تنها در جهت جریان آب (محور z) بوده و از تغییرات در راستای جریان هوا

(محور x) صرف نظر می‌شود.

با استفاده از فرضیات فوق تغییرات جریان‌ها در یک بعد در نظر گرفته می‌شود. بر این اساس این مسئله

علی‌رغم ظاهر دو بعدی روابط، همانند یک مساله یک‌بعدی قابل حل خواهد بود.

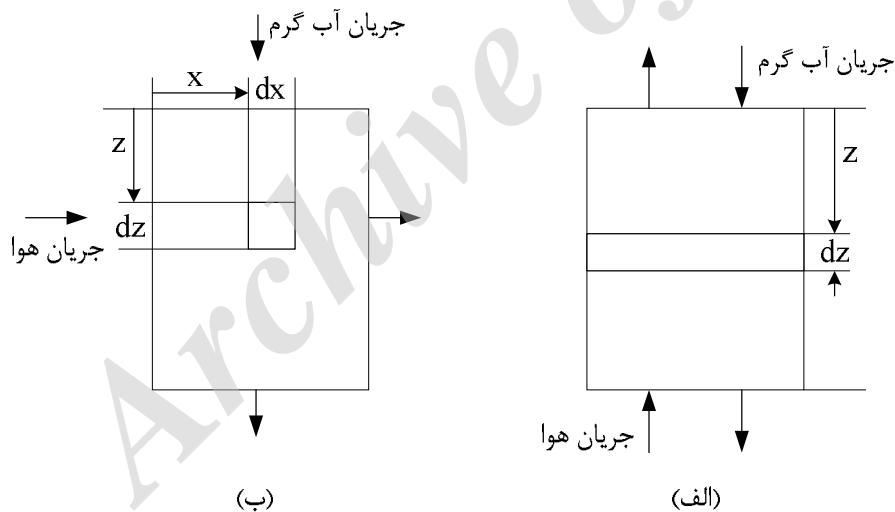
برای مدل‌سازی فرآیند تبخیر در برج با جریان متقاطع آب و هوا، ابتدا حجم کنترل به صورت شکل 1-8

در نظر گرفته می‌شود. در این حجم کنترل دو فاز هوا و آب از مجاورت یکدیگر عبور کرده و بوسیله فصل

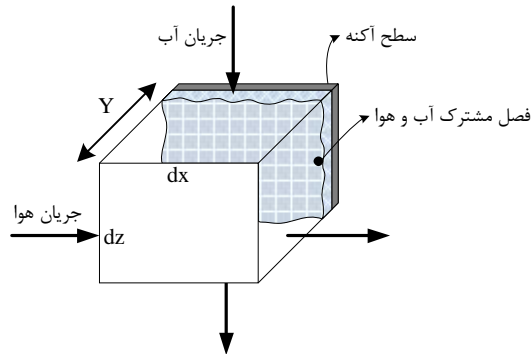
مشترک از یکدیگر جدا شده‌اند. مساحت فصل مشترک برابر حاصلضرب سطح ویژه آکنه در حجم این بخش از آکنه می‌باشد. سطح ویژه آکنه به صورت مساحت سطح آکنه موجود در یک واحد از حجم آن تعریف می‌شود و به عنوان یکی از مشخصه‌های آکنه‌ها توسط تولیدکنندگان ارائه می‌گردد. قابل ذکر است سطح ویژه مناطق پاشش و ریزش مساحت تمام قطره‌های موجود در منطقه در حجم کل منطقه می‌باشد. تعداد قطره‌ها در واحد حجم به صورت زیر حساب می‌شود:

$$n_v = \frac{3G_w}{4\pi\rho_w r^3 v_d} \quad 16-1$$

که در این رابطه G_w فلاکس جرمی آب (kg/m^2s)، r شعاع قطره (m) و v_d سرعت قطره (m/s) در حال ریزش می‌باشد. بنابراین به دست آوردن تعداد قطره‌ها در واحد حجم مناطق و ضربدر مساحت کره‌ای قطره‌ها به سطح ویژه مناطق ریزش و پاشش می‌رسد.



شکل 1-7: حجم کنترل در نظر گرفته شده بر روی آکنه با (الف) جریان مخالف، (ب) جریان متقاطع



شکل 8-1: چگونگی در نظر گرفتن دو فاز در حجم کنترل جریان متقاطع

1-1-3-1- روابط حاکم بر فرآیند در حالت غیراشباع

قبل از بیان روابط اساسی بقای جرم و حرارت برای حجم کنترل نشان داده شده در شکل 8-1، ابتدا برخی تعاریف مورد نیاز در مدل‌سازی بیان می‌شود. نخست اینکه در کلیه روابط جریان جرمی هوا و آب بر واحد سطح مقطع عبوری از آن بیان شده است. بر این اساس L شار جرمی آب پاشیده شده بر واحد سطح فوقانی آکنه و G شار جرمی هوای خشک عبوری از سطح مقطع کانال افقی می‌باشد. آنتالپی مخلوط هوا و بخار آب به ازای واحد جرم (کیلوگرم) هوای خشک در درجه حرارت T_g نسبت به درجه حرارت مبنای T_0 به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$\begin{aligned} H_{gH} &= C_{pa}(T_{gH} - T_0) + \omega(C_{pv}(T_{gH} - T_0) + \lambda_0) \\ &= C_{pg}(T_{gH} - T_0) + \omega_H \lambda_0 \end{aligned} \quad 17-1$$

که λ_0 گرمای نهان تبخیر آب در درجه حرارت مبنای (در این پژوهش صفر درجه سانتیگراد) می‌باشد. C_{pg} نیز گرمای ویژه مخلوط هوا و بخار آب که به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$C_{pg} = C_{pa} + \omega_H C_{pv} \quad 18-1$$

لازم به ذکر است که C_{pa} و C_{pv} در دمای متوسط $(T_g + T_0)/2$ محاسبه می‌شود. سطح آکنه نیز از حاصلضرب سطح ویژه آن (a) در حجم مربوطه بدست می‌آید. برای بیان روابط انتقال حرارت و جرم حاکم بر

فرآیند تبخیر در برج بر روی آکنه حجم کنترل شکل 9-1 در نظر گرفته می‌شود. قانون بقای جرم برای این حجم کنترل به صورت زیر خواهد بود:

$$L_H|_z \Delta x Y - L_H|_{z+\Delta z} \Delta x Y + G \Delta z Y \omega_H|_x - G \Delta z Y \omega_H|_{x+\Delta x} = 0 \quad 19-1$$

اگر طرفین رابطه فوق را بر $\Delta x \Delta z Y$ تقسیم نموده و Δx و Δz به سمت صفر میل کند آنگاه رابطه بقای جرم برای حجم کنترل به صورت زیر بدست می‌آید:

$$\frac{\partial L_H}{\partial z} = -G \frac{\partial \omega_H}{\partial x} \quad 20-1$$

چنانچه جریان هوا به تنهایی در نظر گرفته شود، تغییر جرم در این جریان برابر جرم انتقال یافته از فصل مشترک به هوا است. بر این اساس بقای جرم برای جریان هوا اینگونه نوشته می‌شود:

$$G \Delta z Y \omega_H|_x - G \Delta z Y \omega_H|_{x+\Delta x} + k_g a (\omega_i - \omega_H) \Delta x \Delta z Y = 0 \quad 21-1$$

اگر طرفین رابطه فوق را نیز بر $\Delta x \Delta z Y$ تقسیم نموده و Δx و Δz به سمت صفر میل کند آنگاه:

$$G \frac{\partial \omega_H}{\partial x} = k_g a (\omega_i - \omega_H) \quad 22-1$$

برای کل حجم کنترل رابطه بقای انرژی با توجه به اینکه فرآیند به صورت بی‌دررو انجام می‌شود، به صورت تساوی آنتالپی ورودی و خروجی خواهد بود یا به عبارت دیگر:

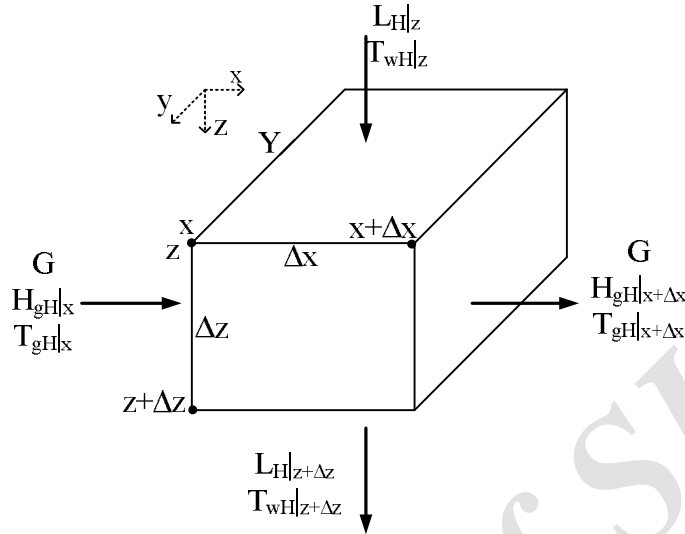
$$G \Delta z Y H_{gH}|_x - G \Delta z Y H_{gH}|_{x+\Delta x} + C_{pw} (L_H (T_{wH} - T_0))|_z \Delta x Y - C_{pw} (L_H (T_{wH} - T_0))|_{z+\Delta z} \Delta x Y = 0 \quad 23-1$$

به طور مشابه با تقسیم طرفین رابطه بر $\Delta x \Delta z Y$ و میل نمودن Δx و Δz به سمت صفر داریم:

$$G \frac{\partial H_{gH}}{\partial x} + C_{pw} (T_{wH} - T_0) \frac{\partial L_H}{\partial z} + L_H C_{pw} \frac{\partial T_{wH}}{\partial z} = 0 \quad 24-1$$

مشتق جزئی آنتالپی هوا با استفاده از رابطه 17-1 برابر است با:

$$\begin{aligned} \frac{\partial H_{gH}}{\partial x} &= C_{pa} \frac{\partial T_{gH}}{\partial x} + (C_{pv} (T_{gH} - T_0) + \lambda_0) \frac{\partial \omega_H}{\partial x} + \omega_H C_{pv} \frac{\partial T_{gH}}{\partial x} \\ &= C_{pg} \frac{\partial T_{gH}}{\partial x} + (C_{pv} (T_{gH} - T_0) + \lambda_0) \frac{\partial \omega_H}{\partial x} \end{aligned} \quad 25-1$$



شکل 9-1: حجم کنترل مفروض در مدل‌سازی فرآیند رطوبت زنی

با جایگزینی روابط 20-1 و 25-1 در رابطه 24-1 نتیجه می‌شود:

$$L_H C_{pw} \frac{\partial T_{wH}}{\partial z} + G \left(C_{pg} \frac{\partial T_{gH}}{\partial x} + (C_{pv}(T_{gH} - T_0) - C_{pw}(T_{wH} - T_0) + \lambda_0) \frac{\partial \omega_H}{\partial x} \right) = 0 \quad 26-1$$

با در نظر گرفتن جریان هوا، اختلاف آنتالپی ورودی و خروجی در این فاز برابر حرارت محسوس انتقال یافته

از هوا به فصل مشترک است:

$$G \Delta z Y H_{gH}|_x - G \Delta z Y H_{gH}|_{x+\Delta x} + k_g a (\omega_i - \omega_H) (C_{pv}(T_{gH} - T_0) + \lambda_0) \Delta x \Delta z Y = h_g a \Delta x \Delta z Y (T_{gH} - T_i) \quad 27-1$$

زمانی که Δx و Δz به سمت صفر میل کند، با جایگزینی سمت چپ رابطه 22-1 در 27-1، رابطه زیر به دست

می‌آید:

$$-G \frac{\partial H_{gH}}{\partial x} + G \frac{\partial \omega_g}{\partial x} (C_v(T_{gH} - T_0) + \lambda_0) = h_g a (T_{gH} - T_i) \quad 28-1$$

حال با استفاده از رابطه 25-1، رابطه 28-1 به صورت زیر ساده می‌شود:

$$G C_{gH} \frac{\partial T_{gH}}{\partial x} = h_g a (T_i - T_g) \quad 29-1$$

به روش مشابه برای جریان آب اختلاف آنتالپی ورودی و خروجی برابر انتقال حرارت از فصل مشترک است که نتیجه می‌دهد:

$$C_w(L_H(T_{WH} - T_0))|_z \Delta x Y - C_w(L_H(T_{WH} - T_0))|_{z+\Delta z} \Delta x Y - (L_H|_z - L_H|_{z+\Delta z}) \Delta x Y C_w(T_i - T_0) = h_w a (T_{WH} - T_i) \Delta x \Delta z Y \quad 30-1$$

h_w ضریب انتقال حرارت جابجایی در فاز آب است. شکل دیفرانسیلی رابطه فوق به صورت زیر خواهد بود:

$$L_H C_{pw} \frac{\partial T_{WH}}{\partial Z} = \left(h_w a + C_{pw} \frac{\partial L_H}{\partial Z} \right) (T_i - T_{WH}) \quad 31-1$$

در واقع رابطه فوق نشان می‌دهد که تغییر دمای جریان آب ناشی از انتقال حرارت محسوس از آب به فصل مشترک و حرارت محسوس همراه با جرم انتقال یافته بین دو فاز است. برای فصل مشترک آب و هوا، رطوبت مطلق هوا با استفاده از فشار جزئی آن از رابطه زیر محاسبه نمود:

$$\omega_i = 0.622 \frac{P_i}{P - P_i} \quad 32-1$$

از طرفی چون در فصل مشترک، هوا در حالت اشباع می‌باشد، می‌توان از روابط تجربی ارائه شده برای محاسبه فشار جزئی بر حسب دمای فصل مشترک استفاده نمود. به عنوان مثال رابطه ارائه شده توسط وکسلر [67] از دقت خوبی برخوردار است و در بسیاری از مطالعات مورد استفاده قرار گرفته است:

$$\ln(P_i) = \sum_{j=1}^4 \alpha_j T_i^{j-2} + \alpha_5 \ln(T_i) \quad 33-1$$

$$\alpha_1 = -0.60951748 \times 10^4$$

$$\alpha_2 = 0.2116173595 \times 10^2$$

$$\alpha_3 = -0.27222404 \times 10^{-1}$$

$$\alpha_4 = 0.16840790 \times 10^{-4}$$

$$\alpha_5 = 2.4505058$$

با استفاده از روابط بالا می‌توان مشخصات خروجی آب و هوا را به همراه دما و رطوبت مطلق فصل مشترک

برای حالت غیر اشباع محاسبه نمود.

1-3-1-2- روابط حاکم بر فرآیند در منطقه مه‌آلود آکنه

در فرآیند تبخیر در برج ممکن است هوا قبل از خروج از آکنه به حالت اشباع برسد. از آنجا که در ادامه مسیر هوا درون آکنه دمای هوای مجاور فصل مشترک (T_i) از دمای توده هوا (T_g) که به تازگی به حالت اشباع رسیده بالاتر است، لذا پتانسیل انتقال جرم از فصل مشترک آب و هوا به توده هوا وجود دارد. در این حالت بخار آب اضافی که به جریان هوا منتقل می‌شود به صورت قطرات آب چگالیده شده و به عبارتی مه تشکیل می‌شود. لذا روابط ارائه شده در حالت غیراشباع نمی‌تواند این فرآیند را به طور دقیق مدل‌سازی کند. در این پژوهش سعی شده است تا مدل مناسبی برای این فرآیند ارائه شود و با استفاده از داده‌های تجربی مورد ارزیابی قرار گیرد. تشخیص ایجاد حالت مه‌آلود درون آکنه از طریق اندازه‌گیری‌های معمول و توسط دستگاه‌های رطوبت‌سنج موجود امکان پذیر نمی‌باشد.

مدل‌سازی هوای مه‌آلود در برج‌های خنک‌کننده توسط بورلیت، پاپ و روگنر، کروگر و به‌طور مفصل‌تر توسط کلوپرز ارائه شده است که در کلیه این مطالعات و برخی دیگر از مطالعات اخیر نیز روش پاپ مبنای مدل‌سازی قرار گرفته است. البته در کلیه این مراجع این حالت با نام هوای فوق اشباع بیان گردیده است. در این روش دمای فصل مشترک و دمای جریان آب یکسان فرض می‌شود. به طور کلی در این پژوهش سعی بر این است تا مدل دقیقی بر مبنای دمای هوا ارائه شود و سپس با استفاده از داده‌های تجربی مورد ارزیابی قرار گیرد.

برای مدل‌سازی فرآیند با در نظر گرفتن هوای مه‌آلود از همان حجم کنترل نشان داده شده در شکل 1-9 استفاده می‌شود با این تفاوت که هوا در حالت اشباع قرار دارد و قطرات ریز آب نیز در توده هوا حضور دارند. همانگونه که اشاره شد، بخار آب اضافی به صورت قطرات ریز آب (مه) در جریان هوا چگالیده شده است. جهت ارائه روابط این بخش پارامتر جدیدی تعریف می‌شود که نشان‌دهنده نسبت جریان جرمی این قطرات به جریان جرمی هوای خشک است. بر این اساس همانند تعریف رطوبت مطلق هوا (ω) نسبت جرم این قطرات به جریان جرمی هوای خشک با متغیر ω_m نشان داده می‌شود. با استفاده از این تعریف، روابط و مدل‌سازی فرآیند به صورت ساده‌تر و قابل فهم‌تر ارائه خواهد شد. با توجه به اینکه این قطرات در دمای توده هوا قرار دارند، آنتالپی جریان هوای مه‌آلود بر واحد جرم هوای خشک به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$H_m = C_{pa}(T_{gH} - T_0) + \omega_{sH}(C_v(T_{gH} - T_0) + \lambda_0) \quad 34-1$$

$$+ \omega_{mH}C_{pw}(T_{gH} - T_0) = C_{pm}(T_{gH} - T_0) + \omega_s\lambda_0$$

که زیرنویس s مربوط به حالت اشباع و زیرنویس m نشان دهنده هوای مه‌آلود اشباع است. C_{pm} نیز گرمای

ویژه مخلوط هوا و بخار آب در این حالت به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$C_{pm} = C_a + \omega_s C_v + \omega_m C_w \quad 35-1$$

لازم به ذکر است در رابطه فوق λ_0 در دمای مبنای T_0 و ضرایب C_{pa} ، C_{pv} و C_{pw} در دمای متوسط

$(T_{gH} + T_0)/2$ محاسبه می‌شود. با توجه به درصد پایین قطرات آب در جریان هوا، فرض می‌شود که ضریب

انتقال جرم در هوای مه‌آلود با حالت غیراشباع برابر باشد. قانون بقای جرم برای کل حجم کنترل به صورت زیر

خواهد بود:

$$L_H|_z \Delta x Y - L_H|_{z+\Delta z} \Delta x Y + G \Delta z Y \omega_{sH}|_x - G \Delta z Y \omega_{sH}|_{x+\Delta x} \quad 36-1$$

$$+ G \Delta z Y \omega_{mH}|_x - G \Delta z Y \omega_{mH}|_{x+\Delta x} = 0$$

که نتیجه می‌دهد:

$$\frac{\partial L_H}{\partial z} = -G \left(\frac{\partial \omega_{sH}}{\partial x} + \frac{\partial \omega_{mH}}{\partial x} \right) \quad 37-1$$

با توجه به ثابت بودن جریان جرمی هوای خشک بقای جرم برای بخار و قطرات آب همراه با جریان هوا به

صورت زیر نوشته می‌شود:

$$G \Delta z Y \omega_{sH}|_x - G \Delta z Y \omega_{sH}|_{x+\Delta x} + G \Delta z Y \omega_{mH}|_x \quad 38-1$$

$$- G \Delta z Y \omega_{mH}|_{x+\Delta x} + k_g a (\omega_i - \omega_s) \Delta x \Delta z Y = 0$$

که حالت دیفرانسیلی آن به صورت زیر می‌باشد:

$$G \left(\frac{\partial \omega_{sH}}{\partial x} + \frac{\partial \omega_{mH}}{\partial x} \right) = k_g a (\omega_i - \omega_s) \quad 39-1$$

اصل بقای انرژی برای کل حجم کنترل همان روابط 23-1 و 24-1 است با این تفاوت که H_m جایگزین H

می‌شود. اما مشتق جزئی آنتالپی هوا با توجه به تعریف آنتالپی هوای مه‌آلود، رابطه 34-1، به صورت زیر محاسبه

می‌شود:

$$\begin{aligned} \frac{\partial H_m}{\partial x} &= C_{pa} \frac{\partial T_{gH}}{\partial x} + \omega_{sH} C_{pv} \frac{\partial T_{gH}}{\partial x} \\ &\quad + (C_{pv}(T_{gH} - T_0) + \lambda_0) \frac{\partial \omega_{sH}}{\partial x} + \omega_{mH} C_{pw} \frac{\partial T_{gH}}{\partial x} \\ &\quad + C_{pw}(T_{gH} - T_0) \frac{\partial \omega_{mH}}{\partial x} \\ \Rightarrow \frac{\partial H_m}{\partial x} &= C_{pm} \frac{\partial T_{gH}}{\partial x} + (C_{pv}(T_{gH} - T_0) + \lambda_0) \frac{\partial \omega_{sH}}{\partial x} \\ &\quad + C_{pw}(T_{gH} - T_0) \frac{\partial \omega_{mH}}{\partial x} \end{aligned} \quad 40-1$$

لذا قانون بقای انرژی با در نظر گرفتن هوای مه‌آلود به صورت زیر درمی‌آید:

$$\begin{aligned} L_H C_{pw} \frac{\partial T_{wH}}{\partial z} + G \left(C_{pm} \frac{\partial T_{gH}}{\partial x} \right. \\ \left. + (C_{pv}(T_{gH} - T_0) - C_{pw}(T_{wH} - T_0) + \lambda_0) \frac{\partial \omega_{sH}}{\partial x} \right. \\ \left. + C_{pw}(T_{gH} - T_{wH}) \frac{\partial \omega_{mH}}{\partial x} \right) = 0 \end{aligned} \quad 41-1$$

بقای انرژی برای جریان هوا نیز به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$\begin{aligned} G \Delta z Y H_m|_x - G \Delta z Y H_m|_{x+\Delta x} \\ + k_g a (\omega_i - \omega_{sH}) (C_{pv}(T_{gH} - T_0) + \lambda_0) \Delta x \Delta z Y \\ = h_g a \Delta x \Delta z Y (T_{gH} - T_i) \end{aligned} \quad 42-1$$

پس از جاگذاری مشتق جزئی آنتالپی در شکل دیفرانسیلی رابطه فوق و استفاده از رابطه 1-39 بقای انرژی

برای جریان هوا برابر است با:

$$G C_{pm} \frac{\partial T_{gH}}{\partial x} = \left(G (C_{pv}(T_{gH} - T_0) + \lambda_0) - G C_{pw}(T_{gH} - T_0) \right) \frac{\partial \omega_{mH}}{\partial x} + h_g a (T_i - T_{gH}) \quad 43-1$$

با توجه به اینکه در فاز آب همان روابط قبلی صادق است، رابطه 1-31 در حالت تشکیل مه در فاز هوا نیز

مورد استفاده قرار می‌گیرد. روابط 1-32 و 1-33 نیز همچنان برای محاسبه ω_i بکار می‌رود. ضمن اینکه برای

محاسبه ω_s نیز از همین روابط و با جایگزینی T_{gH} به جای T_i استفاده می‌شود. بدین ترتیب با استفاده از روابط

1-31، 1-37، 1-39، 1-41، 1-43 و همچنین روابط 1-32 و 1-33 برای محاسبه ω_s و ω_i ، شرایط خروجی در

حالت تشکیل هوای مه‌آلود درون آکانه محاسبه می‌شود.

1-3-1-3- محاسبه ضرایب انتقال حرارت و جرم

ضرایب انتقال حرارت و جرم در فرآیند تبخیر در برج بر اساس مدل ارائه شده شامل سه ضریب می‌شود: ضریب انتقال جرم بین فصل مشترک و جریان هوا (k_g)، ضریب انتقال حرارت بین فصل مشترک و جریان هوا (h_g) و ضریب انتقال حرارت بین فصل مشترک و جریان آب (h_w). با توجه به اهمیت این ضرایب در مدل‌سازی فرآیند تبخیر در برج، در این بخش هر یک از این ضرایب به صورت مجزا مورد بررسی قرار می‌گیرند.

ضریب انتقال جرم (k_g)

عوامل اصلی در یک فرآیند انتقال جرم شامل نفوذ مولکولی و نفوذ چرخانه‌ای است. ضریب نفوذ یک خاصیت فیزیکی است که به ویژگی‌های مواد تشکیل دهنده دو فاز، شرایط محیط از جمله دما و فشار، غلظت بستگی دارد. روابطی برای محاسبه این ضریب با توجه به پارامترهای ذکر شده ارائه شده است. در جریان‌های آرام سهم نفوذ مولکولی بیشتر بوده و لذا استفاده از ضریب نفوذ مولکولی می‌تواند کاربرد داشته باشد. اما در بیشتر فرآیندها و جریان‌های واقعی نمی‌توان از تأثیر نفوذ چرخانه‌ای بر انتقال جرم صرف‌نظر نمود. ضریب انتقال جرم باید دربرگیرنده اثرات ضریب نفوذ مولکولی و ضریب نفوذ چرخانه‌ای باشد.

با توجه به پیچیدگی‌های مربوط به فرآیند انتقال جرم همراه با نفوذ چرخانه‌ای در عمل نمی‌توان روابط دقیق برای محاسبه این ضریب ارائه نمود. اما همانند روابط تجربی ارائه شده برای عدد ناسلت¹⁶ جهت محاسبه ضریب انتقال حرارت، روابط تجربی مشابهی برای محاسبه عدد شروود¹⁷ در فرآیندهای ساده ارائه شده است. به طور معمول این روابط تابعی از عدد رینولدز و اشمیت¹⁸ هستند. عدد اشمیت به صورت نسبت لزجت سینماتیکی به ضریب نفوذ مولکولی (ν/D) تعریف می‌شود. اما این روابط معمولاً حالت‌های ساده را شامل می‌شود.

¹⁶ Nusselt Number

¹⁷ Sherwood Number

¹⁸ Schmidt Number

زمانی که گاز در مجاورت مایع خالص قرار می‌گیرد (مانند حالت مورد بررسی در این پژوهش)، به دلیل صفر بودن مقاوت انتقال جرم در فاز مایع، ضریب اندازه‌گیری شده توسط آزمایش، برابر ضریب انتقال جرم در فاز گاز خواهد بود.

در عملیات انتقال جرم بر روی آکنه، شدت انتقال جرم با اندازه‌گیری شدت جریان دو فاز آب و هوا و میزان رطوبت مطلق ورودی و خروجی هوا قابل محاسبه است. از آنجا که تعیین دقیق مساحت فصل مشترک دو فاز (که برابر سطح خیس شده آکنه است) در آزمایش‌های انجام شده غیرممکن است، محاسبه شار انتقال جرم امکان‌پذیر نخواهد بود. البته در برخی موارد محققین سعی نموده‌اند روابطی برای سطح خیس شده آکنه ارائه نمایند و با استفاده از آن ضریب انتقال جرم را به صورت موضعی بر روی آکنه تخمین بزنند. اما در بیشتر موارد این کار دارای خطا بوده و به این جهت مقادیر اندازه‌گیری شده به صورت حاصلضرب شار جرمی و سطح تماس دو فاز بیان می‌شود تا این خطا از بین برود. با تقسیم این مقدار بر حجم آکنه، ضریب انتقال جرم حجمی به عنوان مثال به صورت (ak_g) بدست می‌آید که a همان سطح ویژه آکنه است.

در هر دو حالت فوق (استفاده از ضریب موضعی و ضریب حجمی انتقال جرم) باید شرایط استفاده از روابط ارائه شده به دقت بررسی شود تا همخوانی لازم با شرایط فرآیند مورد نظر وجود داشته باشد. از جمله این شرایط می‌توان به نوع آکنه، ماده منتقل شونده، سیال‌ها و شدت جریان آنها اشاره نمود. با توجه به اینکه بیشترین کاربرد آکنه‌ها با جریان آب و هوا در برج‌های خنک‌کننده آب می‌باشد، بسیاری از روابط ارائه شده بر مبنای ارائه ضریب حجمی انتقال جرم برای آکنه بوده که محاسبه آن معمولاً بر مبنای روش مرکب یا پاپ استوار است. لذا روابط محدودی برای محاسبه ضریب موضعی انتقال جرم بر روی آکنه با جریان آب و هوا ارائه شده است. از جمله مهمترین روابط ارائه شده برای محاسبه ضریب موضعی انتقال جرم روابط اوندا است که در برخی از مطالعات مشابه مورد استفاده قرار گرفته است. اوندا روابط را با انجام آزمایش‌های فراوان بر روی آکنه‌های نامنظم انجام داد و روابطی را برای تعیین سطح خیس شده آکنه و ضریب موضعی ارائه نمود. روابط وی در چند مورد در آکنه‌های منظم نیز مورد استفاده قرار گرفته است.

در این پژوهش ابتدا با استفاده از روابط اوندا ضریب موضعی انتقال جرم محاسبه گردید. در ادامه و با انجام آزمایش‌های عملی بر روی دستگاه‌های ساخته شده، مشخص شد که خطای نسبتاً زیادی بین نتایج تئوری و

تجربی وجود دارد. رابطه‌ای که برای محاسبه سطح ترشده آکنه توسط اونداه ارائه شده بود، درصد سطح ترشده آکنه را در مدل حاضر بسیار پایین تخمین زده و لذا در بیشتر موارد که خروجی دستگاه حالت اشباع را نشان می‌داد، هوای خروجی از مدل در حالت غیر اشباع قرار داشت. با این حال نتایج قابل توجهی نیز از چگونگی تغییرات ضریب موضعی انتقال جرم حاصل شد. بر اساس روابط اونداه، پارامترهای تاثیرگذار در تغییر مقدار ضریب انتقال جرم در نقاط مختلف آکنه شامل ضریب نفوذ مولکولی مولکولهای بخار آب در هوا، گرانش و دانسیته جریان هوا هستند و با توجه به تغییر کم آنها در نقاط مختلف آکنه، تغییرات این ضریب موضعی نیز کم می‌باشد. لذا انتخاب مناسب یک ضریب کلی انتقال جرم می‌تواند به طراحی دقیق فرآیند بیانجامد.

استفاده از ضرایب حجمی انتقال جرم بر روی آکنه بسیار متداول بوده و روش‌های مختلفی برای محاسبه و تخمین آن ارائه شده است. مرکل عدد بی‌بعدی را که دربرگیرنده ضریب حجمی انتقال جرم می‌باشد ارائه نمود و به همین دلیل به نام عدد مرکل شناخته می‌شود. این عدد را می‌توان بر حسب نوع آکنه و برای سیال‌های معین به صورت تابعی از شدت جریان‌های دو سیال ارائه نمود. البته دما و فشار هوا و آب نیز باید در محدوده مشخصی قرار داشته باشد. عدد مرکل آکنه به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$Me_{fz} = \frac{k_g a_{fz} V_{fz}}{\dot{m}_w} \quad 44-1$$

که V حجم آکنه و \dot{m}_w جریان جرمی آب پاششی بر روی آکنه است. چنانچه نوع سیال مایع و گاز که بر روی آکنه جریان دارند مشخص باشد، عدد مرکل برای آن سیالات به صورت تابعی از شار یا جریان جرمی آب و هوا ارائه می‌شود. یکی از این روابط به صورت زیر است:

$$\frac{k_g a_{fz} V_{fz}}{\dot{m}_w} = \frac{k_g a_{fz} H_{fz}}{L} = \alpha (L/G)^\beta \quad 45-1$$

که برای جریان متقاطع آب و هوا، H ارتفاع آکنه می‌باشد. در حال حاضر که فناوری تولید آکنه‌های منظم توسعه پیدا کرده است، معمولاً شرکت‌های تولیدکننده با انجام آزمایش‌های استاندارد ضرایب مربوط به رابطه فوق را در شرایط مختلف عملکرد در اختیار طراحان قرار می‌دهند.

در تحقیقاتی، کروگر و همکارانش عدد مرکل برای منطقه پاشش به صورت زیر تعریف کردند:

$$Me_{sz} = \frac{k_g a_{sz} V_{sz}}{\dot{m}_w} = 0.2 L_{sz} (G/L)^{0.5} \quad 46-1$$

همچنین عدد مرکب برای منطقه ریزش به صورت زیر تعریف شد:

$$Me_{rz} = 12 \left(\frac{D}{v_i d_d} \right) \left(\frac{H_i}{d_d} \right) \left(\frac{p_a}{R_v T_a / \rho_w} \right) \times Sc^{0.33} \quad 47-1$$

$$\times \ln \left[\frac{w_s + 0.622}{w + 0.622} \right] / [w_s - w]$$

$$\times \left[0.90757 a_p \rho_a - 30341.04 a_\mu \mu_a - 0.37564 + 4.04016 \right]$$

$$\times \left[(0.55 + 41.7215 (a_L d_d)^{0.80043}) \right]$$

$$\times (0.713 + 3.741 (a_L H_i)^{-1.23456})$$

$$\times (3.11 \exp(0.15 a_v v_i) - 3.13)$$

$$\times \exp[(5.3759 \exp(-0.2092 a_L H_i))$$

$$\times \ln(0.3719 \exp(0.003811 a_L r_i) + 0.55)]]$$

که در این رابطه $30 \leq r_i \leq 70m$ ، $4 \leq H_i \leq 12m$ ، $1.717 \leq \mu_a \leq 0.927$ ، $1.289 kg/m^3 \leq \rho_a \leq 0.927$ و $1.92 \times 10^{-5} kg/ms \leq w_s \leq 0.0075$ ، $0.002 \leq d_d \leq 0.008 m$ ، $1 \leq v_i \leq 3m/s$ برقرار است.

حال اگر $1 \leq v_i \leq 5m/s$ ، $2 \leq H_i \leq 8m$ ، $2 \leq W_i \leq 20m$ (که W_i نصف عرض برج خنک‌کننده است) باشد آنگاه عدد مرکب برای منطقه ریزش به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$Me_{rz} = 3.6 \left(\frac{D}{v_i d_d} \right) \left(\frac{H_i}{d_d} \right) \left(\frac{p_a}{R_v T_a / \rho_w} \right) \times Sc^{0.33} \times \ln \left[\frac{w_s + 0.622}{w + 0.622} \right] / [w_s - w] \quad 48-1$$

$$\times \left[4.68651 a_p \rho_a - 187128.7 a_\mu \mu_a - 2.29322 + 22.4121 \right]$$

$$\times \left[(0.45 + 34.6765 (a_L d_d)^{0.732448}) \right]$$

$$\times (0.66 + 1.60934 (a_L H_i)^{-1.12083})$$

$$\times (0.350396 (a_v v_i)^{1.38046} + 0.09)$$

$$\times \exp[(7.7389 \exp(-0.399827 a_L H_i))$$

$$\times \ln(0.087498 \exp(0.053238 a_L w_i) + 0.85)]]$$

همچنین برای برج‌های با $1 \leq v_i \leq 5 \text{ m/s}$ و $0.5 \leq H_i \leq 5.5 \text{ m}$ ، عدد مرکل برای منطقه ریزش به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$Me_{rz} = 3.6 \left(\frac{D}{v_i d_d} \right) \left(\frac{H_i}{d_d} \right) \left(\frac{p_a}{R_v T_a / \rho_w} \right) \times Sc^{0.33} \times \ln \left[\frac{w_s + 0.622}{w + 0.622} \right] / [w_s - w] \quad 49-1$$

$$\times [5.01134 a_\rho \rho_a - 192121.7 a_\mu \mu_a - 2.57724 + 23.61842$$

$$\times (0.52 + 43.0696 (a_L d_d)^{0.7947})$$

$$\times (0.42 + 0.83666 (a_L H_i)^{-0.5299})$$

$$\times (0.2539 (a_v v_{azo})^{1.67} + 0.18)]$$

در این رابطه $v_{azo} = m_{av} / (\rho_{av} A_{fr})$ سرعت جریان هوا بعد از عبور از منطقه ریزش می‌باشد. در روابط

47-1 تا 49-1 مقادیر ثابت به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$a_\mu = 3.06 \times 10^{-6} \left[\frac{\rho_w^4 g^9}{\sigma_w} \right]^{0.25} \quad a_L = 6.122 \left[\frac{\sigma_w g}{\rho_w} \right]^{0.25} \quad 50-1$$

$$a_v = 73.298 \left[\frac{\sigma_w^3 g^5}{\rho_w} \right]^{0.25} \quad a_\rho = 998.0 / \rho_w$$

ضریب انتقال حرارت هوا (h_g)

نسبت ضریب انتقال حرارت به انتقال جرم (h_g/k_g) به نسبت رطوبت‌سنجی معروف است که در بسیاری از محاسبات فرآیندهای مرتبط با رطوبت‌زنی ظاهر می‌شود. روابط متعددی برای محاسبه این نسبت ارائه شده است. رابطه لوئیس¹⁹، یکی از معروف‌ترین و البته ساده‌ترین روابط ارائه شده در این زمینه است که برای مخلوط هوا و بخار آب توسط لوئیس ارائه شده است و با استفاده از این رابطه می‌توان ضریب انتقال حرارت را تعیین نمود:

$$h_g = k_g C_{pg} \quad 51-1$$

¹⁹ Lewis relation

سمت چپ رابطه لوییس به فاکتور لویس²⁰ نیز معروف است و در واقع نسبت عدد استانتون²¹ انتقال حرارت به عدد استانتون انتقال جرم است:

$$Le_f = \frac{St}{St_m} = \frac{Nu/(Re.Pr)}{Sh/(Re.Sc)} = \frac{h_g}{k_g C_{pg}} \quad 52-1$$

لویس نشان داد که این نسبت برای سیستم‌های دوفازی آب و هوا برابر یک است. چنانچه درصد بخار آب در مخلوط هوا و بخار آب کم باشد، رابطه لوییس با دقت خوبی صادق است. اما زمانی که درصد رطوبت هوا بالا باشد باید از روابط جایگزین استفاده نمود. بدین‌گونه و درو آزمایش‌های زیادی را در این زمینه انجام دادند و رابطه زیر را پیشنهاد نمودند:

$$Le_f = \left(\frac{Sc}{Pr}\right)^{0.56} = Le^{0.56} \quad 53-1$$

یونجا کوئیک با اعمال ضریب تصحیحی رابطه زیر را پیشنهاد داد که در بسیاری از مطالعات بعدی مورد استفاده قرار گرفته است:

$$Le_f = Le^{2/3} \frac{\left(\frac{\omega_i + 0.622}{\omega_H + 0.622}\right) - 1}{\ln\left(\frac{\omega_i + 0.622}{\omega_H + 0.622}\right)} \quad 54-1$$

پاپ و روگنر نیز از رابطه فوق با عدد لویس 0/865 برای تحلیل برج خنک‌کننده استفاده نمودند. بورلیت و گرانگ نیز رابطه فوق را با عدد لویس 0/92 پیشنهاد نمودند. در این پژوهش عدد لویس در هر نقطه از آکنه محاسبه شده و با استفاده از رابطه فوق مقدار فاکتور لویس محاسبه می‌گردد. با داشتن مقدار k_g می‌توان ضریب انتقال حرارت h_g را تعیین نمود. لازم به ذکر است در حالت تشکیل مه در توده هوا، از ω_{SH} به جای ω_H استفاده می‌شود.

²⁰ Lewis Factor

²¹ Stanton number

ضریب انتقال حرارت آب (h_L)

ضریب انتقال حرارت بین فصل مشترک و آب دارای مقدار بسیار بالاتری نسبت به سمت هوا است. به همین دلیل مقاومت حرارتی سمت آب بسیار کمتر از مقاومت حرارتی سمت هوا بوده و لذا تاثیر بسیار کمتری در ضریب انتقال حرارت کلی دارد. در بسیاری از مواقع از این مقاومت صرف‌نظر شده و دمای سطح آب با دمای جریان آب برابر فرض می‌شود. در کلیه مطالعاتی که بر مبنای روش مرکب و پاپ انجام شده است، از این فرض استفاده شده است. بن باچا از نوعی آکنه چوبی در برج رطوبت‌زنی استفاده نمود که پس از انجام مجموعه‌ای از آزمایش‌ها بر روی آن روابط تجربی بر حسب جریان جرمی آب و هوا ارائه نمود که البته در آکنه مورد نظر در این پژوهش قابل استفاده نمی‌باشد. آرفی عدد ثابت $640 \text{ W/m}^2\text{K}$ را برای ضریب h_w پیشنهاد نمود. اوندا نیز روابط زیر را برای محاسبه این ضریب پیشنهاد نمود:

$$h_w = 0.0051 Re_{Lw}^{\frac{2}{3}} Sc_w^{-0.5} (ad_p)^{0.4} \left[\frac{\mu_w g}{\rho_w} \right] \left(\rho_w C_{pw} \frac{K_w}{D_w} \right)^{\frac{1}{2}} \quad 55-1$$

در این پژوهش از رابطه 55-1 برای محاسبه ضریب انتقال حرارت سمت هوا استفاده شده است.

1-3-1-4- حل دستگاه روابط

مجموعه روابط ارائه شده برای هر دو حالت هوای غیراشباع و هوای مه‌آلود شامل روابط با مشتقات جزئی مرتبه اول است. همانگونه که در ابتدای این فصل نیز بیان گردید، با توجه به اینکه از تغییرات جریان هوا در راستای Z و تغییرات جریان آب در راستای محور X صرف‌نظر می‌شود، لذا مساله دو بعدی به صورت یک بعدی قابل حل خواهد بود. از روش تفاضل محدود برای تبدیل این روابط به روابط جبری استفاده می‌شود که در ادامه به تفصیل ارائه می‌گردد.

تبدیل روابط دیفرانسیلی به جبری با استفاده از روش تفاضل محدود

روش حل برای هر دو حالت هوای غیر اشباع و هوای مه‌آلود مشابه می‌باشد. لذا ابتدا روش حل به طور تفصیلی برای حالت غیر اشباع ارائه می‌گردد. روابط مربوط به حالت غیر اشباع را می‌توان پس از مرتب‌سازی به صورت روابط 1-56 تا 1-61 بازنویسی نمود. مشاهده می‌شود که این روابط باید به صورت همزمان حل شوند. رابطه 1-61 از ترکیب دو رابطه 1-32 و 1-33 حاصل می‌شود.

$$\frac{\partial \omega_H}{\partial x} = \frac{k_g a}{G} (\omega_i - \omega_H) \quad 56-1$$

$$\frac{\partial L_H}{\partial z} = -G \frac{\partial \omega_H}{\partial x} \quad 57-1$$

$$\frac{\partial T_{gH}}{\partial x} = \frac{h_g a}{G C_{pg}} (T_i - T_{gH}) \quad 58-1$$

$$\frac{\partial T_{wH}}{\partial z} = \left(h_w a + C_{pw} \frac{\partial L_H}{\partial z} \right) \frac{(T_i - T_{wH})}{L_H C_w} \quad 59-1$$

$$\frac{L_H C_{pw}}{G} \frac{\partial T_{wH}}{\partial z} + C_{pg} \frac{\partial T_{gH}}{\partial x} \quad 60-1$$

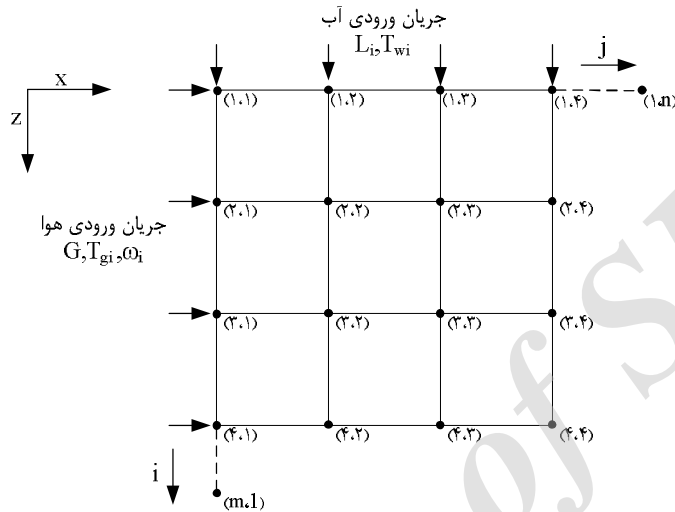
$$+ (C_{pv}(T_{gH} - T_0) - C_{pw}(T_{wH} - T_0) + \lambda_0) \frac{\partial \omega_H}{\partial x} = 0$$

$$\omega_i = f(T_i) \quad 61-1$$

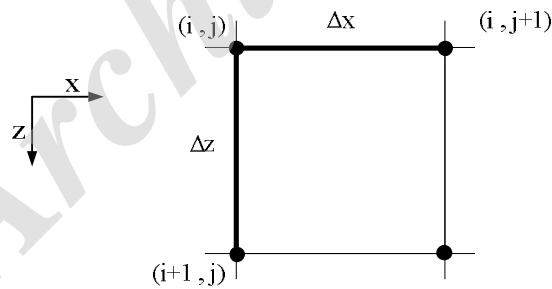
ابتدا مشتق‌های مرتبه اول در روابط فوق با استفاده از عبارات تفاضل محدود پیشرو تخمین زده شده و عبارات جبری معادل جایگزین می‌گردد. شکل 1-10 نحوه تقسیم‌بندی آکنه را نشان می‌دهد. در نقطه (۱،۱) شرایط ورودی هوا و آب مشخص است. آکنه در جهت جریان هوا (x) به m بازه و در جهت جریان آب (z) به n بازه مساوی تقسیم می‌شود. در کلیه نقاط بالایی آکنه شرایط ورودی آب و در نقاط عمودی سمت راست آکنه نیز شرایط هوای ورودی مشخص است. هدف شروع حل مدل از نقطه (۱،۱) و تعیین مشخصات جریان آب و هوا در دیگر نقاط آکنه می‌باشد.

در روش تفاضل محدود پیشرو، بر اساس شکل 1-11 برای تخمین مشتقات جزئی متغیری مانند U مطابق روابط 1-62 و 1-63 عمل می‌شود. در این روش هر چه بازه‌ها کوچک‌تر باشند، از یک طرف دقت محاسبات و از طرف دیگر تعداد و زمان آن افزایش می‌یابد. اندازه مناسب برای بازه‌ها در هر مساله باید با توجه به شرایط آن

مساله تعیین شود که در بخش تحلیل حساسیت شبکه مورد بررسی قرار می‌گیرد. لازم به ذکر است که برای حل روابط فرآیند تبخیر در برج، فواصل بازه‌ها در هر دو جهت X و Z یکسان در نظر گرفته شده است.



شکل 1-10: نحوه تقسیم بندی و شماره گذاری بخشی از آکنه برای انجام محاسبات



شکل 1-11: نقاط محاسباتی برای اعمال روش تفاضل محدود

$$\frac{\partial U}{\partial x} \approx \frac{U_{i,j+1} - U_{i,j}}{\Delta x} \quad 62-1$$

$$\frac{\partial U}{\partial z} \approx \frac{U_{i+1,j} - U_{i,j}}{\Delta z} \quad 63-1$$

بدین ترتیب روابط 1-56 تا 1-60 با استفاده از روش تفاضل محدود پیشرو به شکل زیر درمی‌آیند:

$$\omega_H(i, j + 1) = \omega_H(i, j) + \frac{k_g a \Delta x}{G} (\omega_i - \bar{\omega}_H) \quad 64-1$$

$$L_H(i + 1, j) = L_H(i, j) - G (\omega_H(i, j + 1) - \omega_H(i, j)) \quad 65-1$$

$$T_{gH}(i, j + 1) = T_{gH}(i, j) + \frac{h_g a \Delta x}{G C_{pg}} (T_i - \bar{T}_{gH}) \quad 66-1$$

$$T_w(i + 1, j) = T_w(i, j) \quad 67-1$$

$$+ \left(h_w a \Delta z + \bar{C}_{pw} (L_H(i + 1, j) - L_H(i, j)) \right) \frac{(T_i - \bar{T}_{wH})}{\bar{L}_H C_{pw}} \quad 68-1$$

$$\begin{aligned} (T_w(i + 1, j) - T_w(i, j)) \frac{\bar{L}_H C_{pw}}{G} + C_{pg} (T_{gH}(i, j + 1) - T_{gH}(i, j)) \\ + (\bar{C}_{pv} (\bar{T}_{gH} - T_0) - \bar{C}_{pw} (\bar{T}_{wH} - T_0) + \lambda_0) (\omega_H(i, j + 1) \\ - \omega_H(i, j)) = 0 \end{aligned}$$

در روابط فوق عباراتی که با علامت () مشخص شده‌اند، در مقادیر متوسط بین دو نقطه مربوطه محاسبه

می‌شوند. به عبارت دیگر:

$$\bar{\omega} = (\omega_H(i, j + 1) - \omega_H(i, j)) / 2 \quad 69-1$$

$$\bar{T}_{gH} = (T_{gH}(i + 1, j) - T_{gH}(i, j)) / 2 \quad 70-1$$

$$\bar{L} = (L_H(i + 1, j) - L_H(i, j)) / 2 \quad 71-1$$

$$\bar{T}_w = (T_w(i + 1, j) - T_w(i, j)) / 2 \quad 72-1$$

مشخصات ترموفیزیکی آب و هوا که در روابط فوق مورد استفاده قرار گرفته است، با استفاده از روابط ارائه

شده در پیوست کتاب کراگر محاسبه می‌شود. ظرفیت‌های حرارتی که در روابط فوق با علامت () مشخص

شده‌اند، در مقادیر متوسط مربوطه محاسبه می‌شوند. به عنوان مثال در رابطه 1-59 مقدار \bar{C}_{pv} در دمای میانگین

$T_{gH}(i, j) + T_0 / 2$ محاسبه می‌شود. سایر ظرفیت‌های حرارتی که با این علامت مشخص نشده‌اند نیز با استفاده

از دمای ابتدایی بازه محاسبه شده‌اند. دلیل این کار در ادامه مورد بررسی قرار گرفته است.

روابط اصلی برای حالت هوای مه‌آلود نیز به صورت زیر خلاصه می‌شود:

$$\frac{\partial \omega_{sH}}{\partial x} + \frac{\partial \omega_{mH}}{\partial x} = \frac{k_g a}{G} (\omega_i - \omega_{sH}) \quad 73-1$$

$$\frac{\partial L_H}{\partial z} = -G \left(\frac{\partial \omega_{sH}}{\partial x} + \frac{\partial \omega_{mH}}{\partial x} \right) \quad 74-1$$

$$\frac{\partial T_{gH}}{\partial x} = \frac{h_g a}{G C_{pm}} (T_i - T_{gH}) \quad 75-1$$

$$+ \left((C_{pv}(T_{gH} - T_0) + \lambda_0) - C_{pw}(T_{gH} - T_0) \right) \frac{\partial \omega_{mH}}{C_{p,ss} \partial x}$$

$$\frac{\partial T_{wH}}{\partial z} = \left(h_w a + C_{pw} \frac{\partial L_H}{\partial z} \right) \frac{(T_i - T_{wH})}{L_H C_w} \quad 76-1$$

$$\frac{L_H C_{pw}}{G} \frac{\partial T_{wH}}{\partial z} + C_{pm} \frac{\partial T_{gH}}{\partial x} \quad 77-1$$

$$+ (C_{pv}(T_{gH} - T_0) - C_{pw}(T_{wH} - T_0) + \lambda_0) \frac{\partial \omega_{sH}}{\partial x}$$

$$+ C_{pw}(T_{gH} - T_{wH}) \frac{\partial \omega_{mH}}{\partial x} = 0$$

$$\omega_s = f(T_{gH}) \quad 78-1$$

$$\omega_i = f(T_i) \quad 79-1$$

به جز رابطه 76-1 که تغییری نسبت به حالت غیراشباع نداشته است، چهار رابطه دیفرانسیلی دیگر به روش تفاضل محدود به روابط جبری تبدیل می‌شود:

$$\omega_{sH}(i, j + 1) - \omega_{sH}(i, j) + \omega_{mH}(i, j + 1) - \omega_{mH}(i, j) = \frac{k_g a \Delta x}{G} (\omega_i - \bar{\omega}_{sH}) \quad 80-1$$

$$L_H(i + 1, j) = L_H(i, j) - G((\omega_{sH}(i, j + 1) - \omega_{sH}(i, j)) + (\omega_{mH}(i, j + 1) - \omega_{mH}(i, j))) \quad 81-1$$

$$T_{gH}(i, j + 1) = T_{gH}(i, j) + \frac{h_g a \Delta x}{G C_{pm}} (T_i - \bar{T}_g) \quad 82-1$$

$$\begin{aligned} (T_w(i + 1, j) - T_w(i, j)) \frac{\bar{L}_H C_{pw}}{G} + C_{pm}(T_{gH}(i, j + 1) - T_{gH}(i, j)) \\ + (C_{pv}(\bar{T}_{gH} - T_0) - C_{pw}(\bar{T}_{wH} - T_0) + \lambda_0)(\omega_{sH}(i, j + 1) - \omega_{sH}(i, j)) \\ + C_{pw}(\bar{T}_{gH} - \bar{T}_{wH})(\omega_{mH}(i, j + 1) - \omega_{mH}(i, j)) = 0 \end{aligned} \quad 83-1$$

شایان ذکر است استفاده از برج‌های با جریان متقابل رواج بیشتری در صنعت دارد. بنابراین در ادامه طراحی مبنی بر برج‌های خنک‌کننده با جریان متقابل انجام شده است. روش حل برای هر دو حالت جریان متقابل و متقاطع مشابه می‌باشد. لذا ابتدا روش حل به طور تفصیلی برای حالت متقاطع ارائه گردید. همانطور که در شکل

7-1 الف مشاهده می‌شود، و همانند روند محاسباتی که برای برج‌های با جریان متقاطع شرح داده شد، روابط مربوط به جریان متقابل را می‌توان پس از مرتب‌سازی به صورت روابط 84-1 تا 88-1 بازنویسی نمود.

$$\omega_H(i+1) = \omega_H(i) + \frac{k_g a \Delta z}{G} (\omega_i - \bar{\omega}_H) \quad 84-1$$

$$L_H(i+1) = L_H(i) + G(\omega_H(i+1) - \omega_H(i)) \quad 85-1$$

$$T_{gH}(i+1) = T_{gH}(i) + \frac{h_g a \Delta z}{G C_{pg}} (T_i - \bar{T}_{gH}) \quad 86-1$$

$$T_w(i+1) = T_w(i) - \left(h_w a \Delta z + \bar{C}_{pw} (L_H(i+1) - L_H(i)) \right) \frac{(T_i - \bar{T}_{wH})}{L_H C_{pw}} \quad 87-1$$

$$\begin{aligned} (T_w(i+1) - T_w(i)) \frac{\bar{L}_H C_{pw}}{G} + C_{pg} (T_{gH}(i+1) - T_{gH}(i)) \\ - (\bar{C}_{pv} (\bar{T}_{gH} - T_0) - \bar{C}_{pw} (\bar{T}_{wH} - T_0) - \lambda_0) (\omega_H(i+1) \\ - \omega_H(i)) = 0 \end{aligned} \quad 88-1$$

همچنین روابط اصلی برای حالت هوای مه‌آلود در این برج‌های جریان متقابل نیز به صورت زیر خلاصه

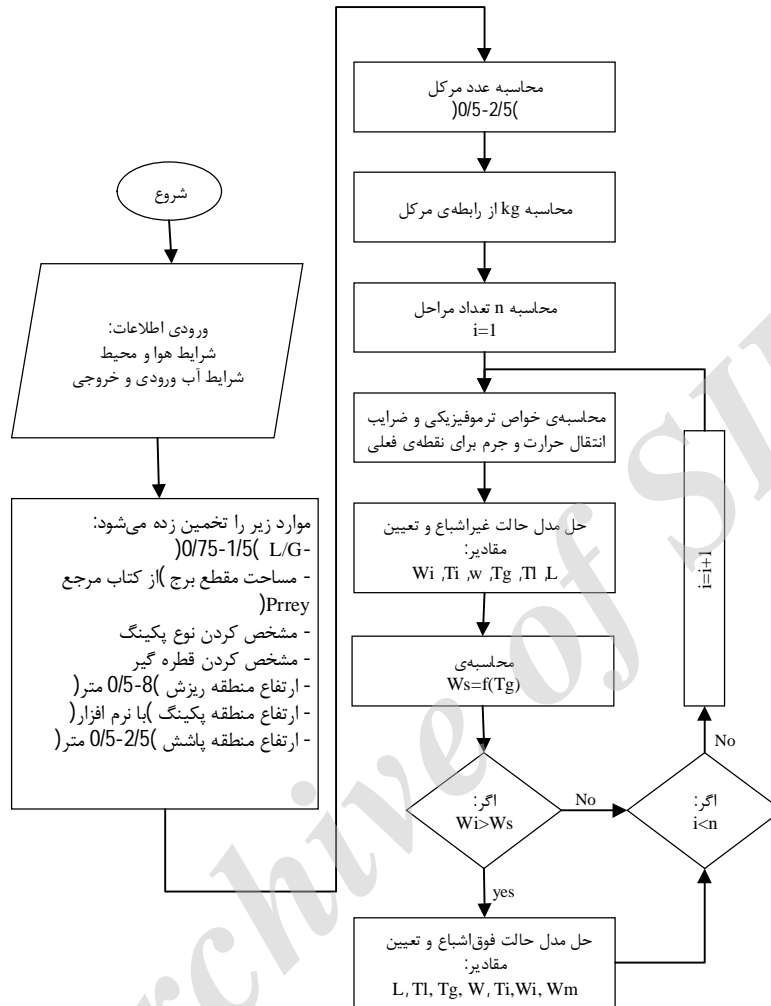
می‌شود:

$$\omega_{sH}(i+1) - \omega_{sH}(i) + \omega_{mH}(i+1) - \omega_{mH}(i) = \frac{k_g a \Delta z}{G} (\omega_i - \bar{\omega}_{sH}) \quad 89-1$$

$$L_H(i+1) = L_H(i) - G((\omega_{sH}(i+1) - \omega_{sH}(i)) + (\omega_{mH}(i+1) - \omega_{mH}(i))) \quad 90-1$$

$$T_{gH}(i+1) = T_{gH}(i) + \frac{h_g a \Delta z}{G C_{pm}} (T_i - \bar{T}_g) \quad 91-1$$

$$\begin{aligned} (T_w(i) - T_w(i+1)) \frac{\bar{L}_H C_{pw}}{G} + C_{pm} (T_{gH}(i+1) - T_{gH}(i)) \\ - (C_{pv} (\bar{T}_{gH} - T_0) - C_{pw} (\bar{T}_{wH} - T_0) - \lambda_0) (\omega_{sH}(i+1) \\ - \omega_{sH}(i)) + C_{pw} (\bar{T}_{gH} - \bar{T}_{wH}) (\omega_{mH}(i+1) - \omega_{mH}(i)) \\ = 0 \end{aligned} \quad 92-1$$



شکل 12-1: الگوریتم حل مدل

1-3-1-5- الگوریتم حل مساله

مجموعه روابط ارائه شده برای هر حالت و در هر نقطه از شبکه مناطق با استفاده از نرم‌افزار Matlab و تابع fsolve حل می‌شود. از ضریب همگرایی 10^{-8} برای حل استفاده شده است تا حداقل خطا در این بخش وجود داشته باشد. روش حل نیز بدین صورت است که ابتدا روابط مربوط به مدل غیراشباع برای هر نقطه حل شده سپس با بررسی رطوبت خروجی هوا $\omega_H(i+1)$ چنانچه مقدار آن بیشتر از مقدار رطوبت مطلق هوای اشباع در

دمای $T_{gh}(i+1)$ یعنی $\omega_s(i+1)$ باشد، دستگاه روابط برای حالت هوای مه‌آلود برای آن نقطه حل می‌شود. حل روابط از نقطه (1) در انتهای منطقه ریزش آغاز شده و سپس برای نقاط بالاتر آن ((2) تا (n)) ادامه می‌یابد. پس از آن با مشخص شدن شرایط خروجی آب و هوا در منطقه ریزش حل روابط برای نقاط منطقه آکنه ادامه می‌یابد و به همین ترتیب تا آخرین نقطه دستگاه روابط برای سایر نقاط شبکه در منطقه ریزش حل می‌شود. الگوریتم حل مساله در شکل 1-12 نشان داده شده است.

1-3-2- اتلاف آب در برج خنک‌کننده تر

در برج‌های خنک‌کننده تر به دلایل مختلفی آب از آنها خارج می‌شود. تنظیم کردن غلظت مواد محلول در آب، تبخیر آب در مناطق سه‌گانه برج، شدت جریان هوا عبوری از میان برج باعث خارج شدن آب از چرخه در حال گردش برج می‌شود.

در برج‌ها به دلیل حلالیت زیاد نمک‌های کلر در آب، غلظت یون کلر در آب ورودی به برج و آب در حال گردش راهنمای بسیار خوبی برای تعیین غلظت بوده و بنابراین همیشه باید آن را بازدید و بررسی نمود. افزایش غلظت مواد محلول و مواد معلق در آب در حال گردش در برج خنک‌کننده ایجاد مشکل از جمله گرفتگی، ایجاد لجن و ... می‌نماید که برای جلوگیری از افزایش غلظت مواد محلول و مواد معلق مقداری از آب در حال گردش را تخلیه می‌کنند که این آب در صنعت به بلودان معروف است.

مقدار آب برج همچنین ممکن است تصادفی یا به وسیله باد تقلیل یابد. اصولاً در برج‌های خنک‌کننده مقداری آب به صورت قطرات درآمده و توسط باد یا کشش از برج خارج می‌شود.

مقدار تخلیه لازم در برج برای کنترل مواد محلول و معلق مجاز را می‌توان از رابطه زیر بدست آورد:

$$M = (B + W) \times C \quad 93-1$$

در رابطه 1-93، B مقدار بلودان (بر حسب gal/hr یا m^3/hr)، E مقدار آب تبخیر شده (بر حسب gal/hr یا m^3/hr)، C ضریب غلظت پیشنهاد شده برای برج و W مقدار آب خارج شده توسط باد (بر حسب gal/hr یا m^3/hr) می‌باشند. مقدار آبی که باد همراه خود از برج خارج می‌سازد در رابطه بالا منفی است. زیرا آب مواد

محللول و معلق را نیز با خود می‌برد. بنابراین تأثیر در غلظت و بالا بردن املاح آب ندارد. مقدار تبخیر آب را از روابط ترمودینامیکی برج که در بخش قبلی توضیح داده شده، محاسبه می‌شود.
مقدار آب جبرانی لازم برج از رابطه زیر بدست آورد:

$$\text{Make up} = E + B + W \quad 94-1$$

اطلاعاتی که از طرف خریداران در اختیار فروشنندگان قرار می‌گیرد در طرح برج اهمیت فراوانی دارد. مانند اختلاف دما، مقدار آب در حال گردش، میزان و مقدار آب جبرانی MAKE-UP، کمبود آب در اثر تبخیر و باد را با استفاده از رابطه‌های بالا بررسی می‌کنند.

1-3-3- طراحی فن

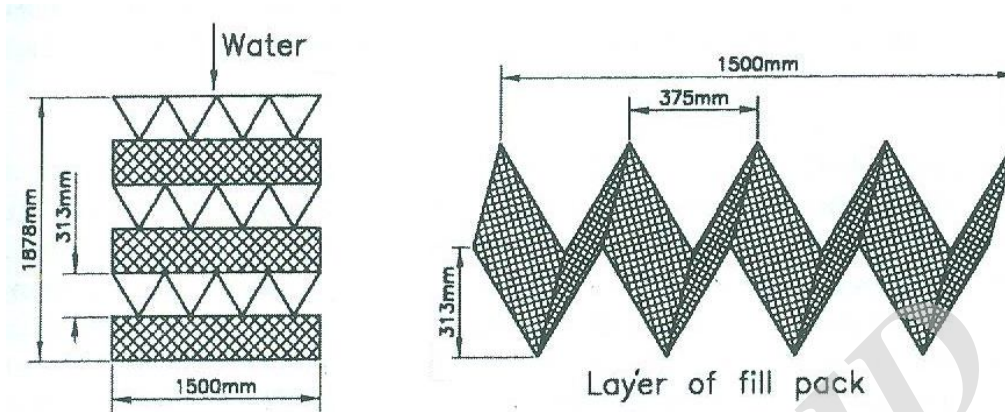
طراحی فن یک فرآیند پیچیده است که نیازمند دانش کافی از شرایط کارکرد فن می‌باشد. تنوع شرایط کارکرد، ملاحظات چون هزینه، بازدهی، عمر عملکرد، تعمیر و نگهداری، سرعت، نوع مواد ساخت، موقعیت مکانی، میزان صدا، شیوه انتقال قدرت و محدوده کارکرد فن، همه و همه بر پیچیدگی‌های طراحی فن می‌افزایند. گام اول در طراحی فن، محاسبه دبی و فشار هوای مورد نیاز در سیستم است. محاسبه دبی و فشار هوای مورد نیاز در سیستم به واسطه حضور دستگاه‌های مختلف در سر راه فن و به تبع آن افت ناشی از اتصالات ماشین‌آلات باید با دقت و ضریب اطمینان کافی صورت پذیرد و البته حتی‌المقدور باید تلاش شود که بالا رفتن ضریب اطمینان منجر به طراحی اورسایز نشود. چرا که اورسایز شدن فن به نوبه خود مشکلات ناشی از افزایش مصرف انرژی و صدای تولیدی و نیز افزایش فضای اشغالی و ... را در بر خواهد داشت.
قدرت مورد نیاز توسط فن‌ها در برج‌های خنک‌کننده مکانیکی مسئله مهم برای هر طراح در طراحی ظرفیت مورد نیاز فن‌ها است. طراحی مناسب فن‌ها لازم است، اما طراحی برج خنک‌کننده، در ابتدا، چه مقدار قدرت فن‌ها باعث مصرف، فشار استاتیکی لازم است. فشار استاتیکی است که فن را مجبور به توسعه اساسی افت فشار در برج می‌کند، علاوه بر آن هد سرعت مطابق با سرعت خروجی هوا از برج است. سرعت کلی جریان حجمی هوا، به طور مثال تخلیه $Q(m^3/min)$ می‌توان به وسیله‌ی سرعت جریان آب کل یا مقدار کل حرارت پراکنده شده در برج معین گردد.

انتقال قدرت فن معمولاً به روش مستقیم و یا پولی-تسمه می‌باشد. نوع کوپل مستقیم معمولاً برای موتورهای 3000 دور بر دقیقه و نوع پولی-تسمه برای موتورهای 1500 دور بر دقیقه مناسب‌تر است. با افزایش دور موتور فشار استاتیکی فن و نیز صدای آن به شدت افزایش می‌یابد. در صنعت مکش و کاربردهای آن، سروصدای دستگاه‌ها پارامتر مهمی است که باید مدنظر قرار گیرد. سروصدای فن به موارد فراوانی چون نوع فن و سرعت چرخش پره، نرخ جریان حجمی هوا، فشار استاتیک فن و خصوصاً اتصالات فن به دستگاه‌های دیگر و نیز شکل دودکش فن وابسته است. بخشی از صدای فن که به واسطه جریان هوا و تولید فشار استاتیک مرود نیاز است، غیر قابل اجتناب می‌باشد. اما با طراحی بهینه محفظه²² فن و نیز اتصالات آن از افزایش صدای فن می‌توان جلوگیری نمود.

1-3-4- ارزیابی مدل ارائه شده

پس از نوشتن برنامه شبیه‌سازی، نتایج حاصل از آن با نتایج مثال‌های حل شده در کتاب "کولرهای هوایی و برج‌های خنک‌کننده" نوشته دتلف و کراگر؛ که به عنوان کتاب مرجع در طراحی سیستم‌های خنک‌کننده مطرح است، مورد ارزیابی قرار گرفت. جدول زیر مقایسه نتایج حاصل را نشان می‌دهد. در این مرحله جهت ارزیابی مدل ارائه شده، از نتایج یکی از آزمون‌های ارائه شده توسط کروگر در یک برج خنک‌کننده استفاده می‌شود. این نتایج توسط کلاپر به روش پاپ حل شده و با روش مرکل مقایسه گردیده است. در این بخش با استفاده از مدل جدید ارائه شده مساله حل شده و نتایج با نتایج کلاپر مقایسه می‌گردد. اختلاف دمای آب و فصل مشترک به ویژه در دبی‌های بالای آب می‌تواند تاثیر بیشتری داشته باشد. کلاپر با استفاده از نتایج یک آزمون بر روی نوعی آکنه که در شکل 1-13 نشان داده شده است، مقایسه‌ای بین روش مرکل و پاپ انجام داده است. مشخصات این آزمون در جدول 1-1 ارائه شده است.

²² Housing



شکل 1-13: آکنه مورد استفاده توسط کروگر

جدول 1-1: اطلاعات آزمون عملی ارائه شده توسط کروگر

ردیف	عنوان	واحد	مقدار
1	فشار هوا	Pa	101712
2	دمای ورودی هوا	°C	9/7
3	دمای جاب تر هوای ورودی	°C	8/23
4	دبی هوای خشک	kg/s	4/134
5	دمای ورودی آب	°C	39/67
6	دمای خروجی آب	°C	27/77
7	دبی آب	kg/s	3/999

برای محاسبه عدد مرکل، ضریب انتقال جرم را تغییر داده تا دمای آب خروجی محاسبه شده توسط مدل با دمای اندازه‌گیری شده برابر شود و با استفاده از این ضریب عدد مرکل محاسبه می‌شود. در جدول 1-2 نتایج بدست آمده با نتایج کلایپر مقایسه شده است.

جدول 1-2: نتایج مدل جدید در دو حالت و مقایسه با نتایج کلایپر

ردیف	عنوان	روش مرکل	روش کلایپر	روش ما
1	دمای هوای خروجی	24/27	24/7	24/71
2	عدد مرکل	0/6846	0/7413	0/7506
3	میزان تبخیر (کیلوگرم بر ثانیه)	0/0539	0/06497	0/0640
4	نرخ حرارت گرفته شده از آب (مگاوات)	0/1987	0/2113	0/1958



زمانی که مدل جدید با فرضیات پاپ حل می‌شود، اختلاف نتایج بدست آمده با نتایج کلوپر همواره دارای خطای کمتر از 1/0% بوده است. به طور کلی مقایسه این نتایج نزدیکی مدل جدید به مدل ارائه شده توسط پاپ را نشان می‌دهد و صحت کلی آن تایید می‌گردد.

Archive of SID



فصل دوم

اصول محاسبات و روابط طراحی برج خنک‌کننده خشک

Archive of SID

2-1- روش طراحی کولرهای هوایی

بر اساس بررسی‌های صورت گرفته پارامترهای متعددی در طراحی و انتخاب کولرهای هوایی مؤثر هستند. تغییر هر کدام از این پارامترها منجر به تغییر آرایش کولر هوایی و نهایتاً تغییر کارکرد فرآیندی آن خواهد شد. برخی از این پارامترها عبارتند از: قطر لوله‌ها، قطر پره‌ها، نوع پره‌ها، فاصله پره‌ها با یکدیگر، تعداد گذر لوله‌ها، طول و عرض سطح مقطع مبدل، طول لوله‌ها، جانمایی فن، فاصله فن از مبدل، فاصله مبدل از زمین و غیره. از آنجایی که تعداد این پارامترهای تأثیرگذار بسیار زیاد می‌باشند لذا لازم است از روش‌هایی جهت محدودسازی این پارامترها استفاده شود. همچنین بسیاری از این پارامترها را می‌توان بر اساس جداول و نمودارهای تجربی موجود انتخاب نمود. با توجه به ماهیت این بخش از پروژه که هدف آن شبیه‌سازی کولرهای هوایی برای طراحی این سیستم‌ها از طریق کدهای نرم افزاری است، مقرر گردید طبق روش زیر در بخش 1 ابتدا پارامترهای مکانیکی کولرها بر اساس قوانین رایج طراحی مهندسی و با در نظر گرفتن ملاحظات فرآیندی در یک الگوریتم بهینه شود، سپس نتایج نهایی به عنوان ورودی یک مدل نرم افزاری دقیق در بخش 2 مورد استفاده قرار گیرد. این مدل نرم افزاری بر اساس محاسبات ترمودینامیک و مکانیک سیالات توسعه یافته و خروجی‌های آن با نتایج تجربی کنترل می‌شود.

الگوریتم استفاده شده جهت یافتن پارامترهای مناسب مکانیکی و فرآیندی به شرح شکل زیر می‌باشد:

2-1-1- الگوریتم اولیه جهت بهینه‌سازی پارامترهای مکانیکی و فرآیندی

رابطه‌ی پایه‌ای که جهت طراحی مورد استفاده قرار می‌گیرد، همانند سایر مبدل‌های حرارتی، به شرح زیر

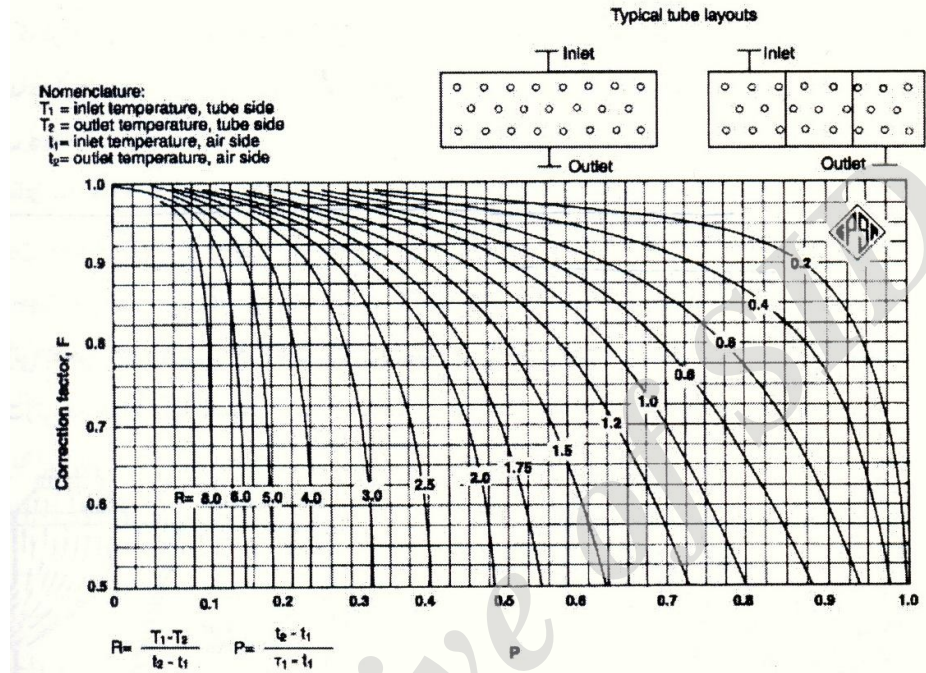
است:

$$Q = UAF\Delta T_{LM} \quad 1-2$$

اختلاف دمای متوسط لگاریتمی برای جریان متقابل محاسبه می‌گردد. جهت اصلاح این اختلاف دما برای

آرایش جریان غیرمتقابل بایستی از ضرایب اصلاحی استفاده نمود. این ضرایب برای کولرهای هوایی از شکل

1-2 برای جریان متقاطع یا یکبار عبور سیال فرآیندی و شکل 1-2 برای جریان متقاطع با دو بار عبور سیال فرآیندی به دست می‌آیند.



شکل 1-2: ضریب اصلاح برای اختلاف دمای متوسط لگاریتمی برای جریان متقاطع با یک بار عبور سیال فرآیندی

برای حل یک مسئله طراحی، باید موارد ذیل در آن مشخص شده باشد:

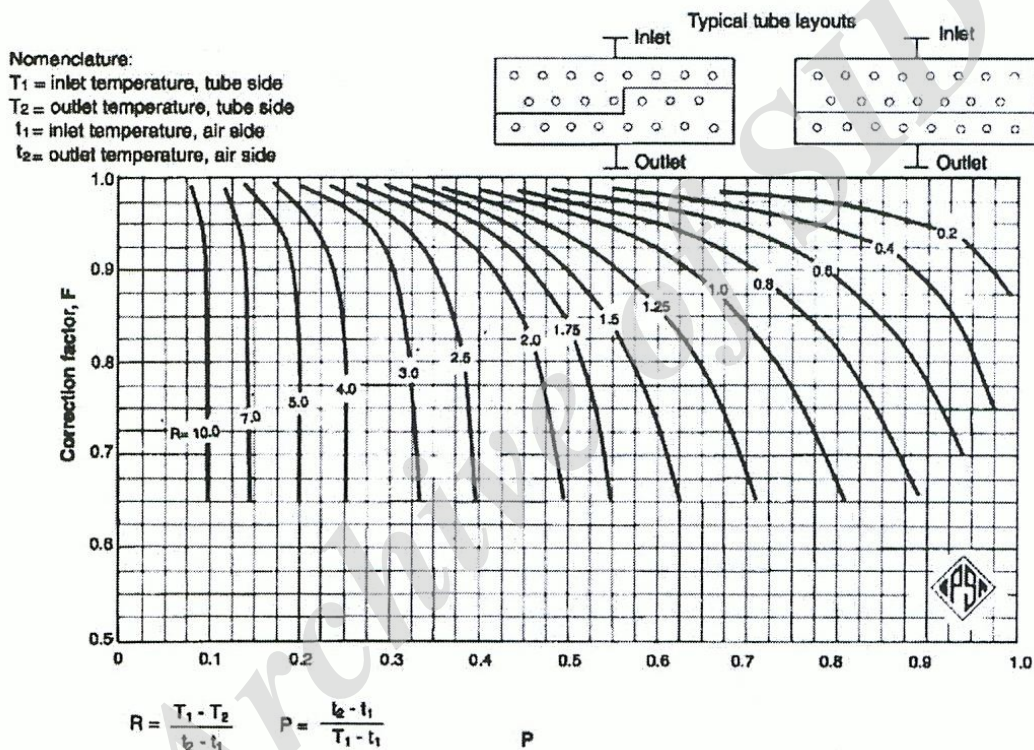
- ✓ دمای ورودی سیال فرآیندی
- ✓ دمای خروجی سیال فرآیندی
- ✓ دبی جریان سیال فرآیندی
- ✓ دما و کیفیت هوای ورودی
- ✓ افت فشار مجاز
- ✓ خواص فیزیکی

مقدار گرمایی که بایستی از سیال فرآیندی گرفته شود، به وسیله موازنه انرژی به دست می‌آید که به صورت مجموع دو گرمای محسوس²³ و گرمای نهان²⁴ است. در حالت کلی، کل گرمای انتقالی به صورت اختلاف آنتالپی سیال ورودی و خروجی فرآیندی است.

$$Q_{sensible} = W C_{pprocess} (T_1 - T_2) \quad 2-2$$

$$Q_{latent} = W (H_V - H_1)$$

$$Q_{total} = Q_{sensible} + Q_{latent} = W (H_1 - H_2)$$



شکل 2-2: ضریب اصلاح برای اختلاف دمای متوسط لگاریتمی برای جریان متقاطع با دو بار عبور سیال فرآیندی

انتخاب لوله‌ها از طریق حدس و خطا تعیین می‌شود. روند کار بدین طریق است که ابتدا حدس اولیه برای ضریب کلی انتقال حرارت براساس شکل 1-2 و یا از روابط مشابه به دست می‌آید. بایستی دقت نمود که

²³ - Sensible heat

²⁴ - Latent heat

تمامی ضرایب انتقال حرارت و یا مقاومت‌ها بر مبنای یک سطح بیان شوند. در صورت رعایت این مسأله، می‌توان ضریب کلی انتقال حرارت را بر مبنای سطح گسترش یافته (با در نظر گرفتن پره‌ها) به صورت زیر بیان نمود:

$$\frac{1}{U_x} = \left(\frac{1}{h_1}\right) \left(\frac{A_x}{A_i}\right) + r_{dt} \left(\frac{A_x}{A_i}\right) + r_{mx} + \frac{1}{h_a} \quad 3-2$$

با در نظر گرفتن روابط فوق، رابطه پایه به صورت زیر در می‌آید:

$$Q = U_x A_x F \Delta T_{LM} \quad 4-2$$

جدول 2-1: مقادیر متداول ضرایب کلی انتقال حرارت در کولرهای هوایی

Service	25.4 mm OD fin tube			
	Fin size: 12.7 mm Fin density: 354 /m		Fin size: 15.9 mm Fin density: 394 /m	
	U _b	U _s	U _b	U _s
1. Water & water solutions				
Engine jacket water (r=0.0002 m ² .°C/W)	620	43	740	35
Process water (r=0.0004 m ² .°C/W)	540	37	620	29
50-50 ethylene glycol-water (r=0.0002 m ² .°C/W)	510	35	600	28
50-50 ethylene glycol-water (r=0.0004 m ² .°C/W)	450	31	540	25
2. Hydrocarbon liquid coolers				
Viscosity, mPa.s (at avg. temp.)	U _b	U _s	U _b	U _s
0.2	480	33	570	27
0.5	430	30	510	24
1.0	370	26	430	20
2.5	260	18	310	14
4.0	170	12	200	9.3
6.0	110	7.6	140	6.5
10.0	57	3.9	74	3.5
3. Hydrocarbon gas coolers				
Pressure, kPa (ga)	U _b	U _s	U _b	U _s
350	170	12	200	9.3
700	200	14	230	11
2100	260	18	310	14
3500	310	21	370	17
5200	370	26	430	20
7000	430	30	510	24
4. Air and flue gas coolers				
Use one-half of given for hydrocarbon gas coolers				
5. Steam condensers (atmospheric pressure & above)				
Pure steam (r=0.00009 m ² .°C/W)	710	49	820	38
Steam with non-condensables	340	23	400	19
6. Hydrocarbon condensers				
Condensing range*, °C	U _b	U _s	U _b	U _s
0	480	33	570	27
6	450	31	540	25
14	430	30	510	24
33	370	26	430	20
56+	340	23	400	19
7. Other condensers				
Ammonia	620	43	740	35
Refrigerant R-12	370	26	430	20
Note:				
U _b is overall rate based on bare tube area, and U _s is overall rate based on extended surface.				
*Condensing range = hydrocarbon inlet temperature – hydrocarbon outlet temperature.				

جهت آشنایی بیشتر با این روش از یک مثال بهره برده می‌شود. در این مثال، قرار است مایعی هیدروکربنی با درجه API برابر 48، با دبی جرمی $34/4 \text{ kg/s}$ از دمای 121°C تا 66°C سرد شود. با توجه به داده‌های زیر کولر هوایی باید به صورتی طراحی نماید که افت فشار آن از 34 kPa تجاوز ننماید. بنابراین شرایط طراحی به قرار زیر می‌باشد:

$$C_p = 2,3 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$$

$$\mu = 0,51 \text{ mPa} \cdot \text{s}$$

$$K = 0,132 \text{ W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$$

$$\text{Ambient temperature: } t_1 = 38^\circ\text{C}$$

Elevation: Sea level

$$C_{p,\text{air}} = 1,0 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$$

$$\text{Heat load: } Q = 4,4 \text{ MW}$$

$$\text{Flow quantity: } W_t = 34,4 \text{ kg/s}$$

$$\text{Temperature in: } T_1 = 121^\circ\text{C}$$

$$\text{Temperature out: } T_2 = 66^\circ\text{C}$$

$$\text{Fouling factor: } r_{dt} = 0,002 \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}$$

$$\text{Allowable pressure drop: } \Delta P_t = 34 \text{ kPa}$$

برای شروع کار، مبنایی را برای طراحی به شرح زیر قرار داده می‌شود:

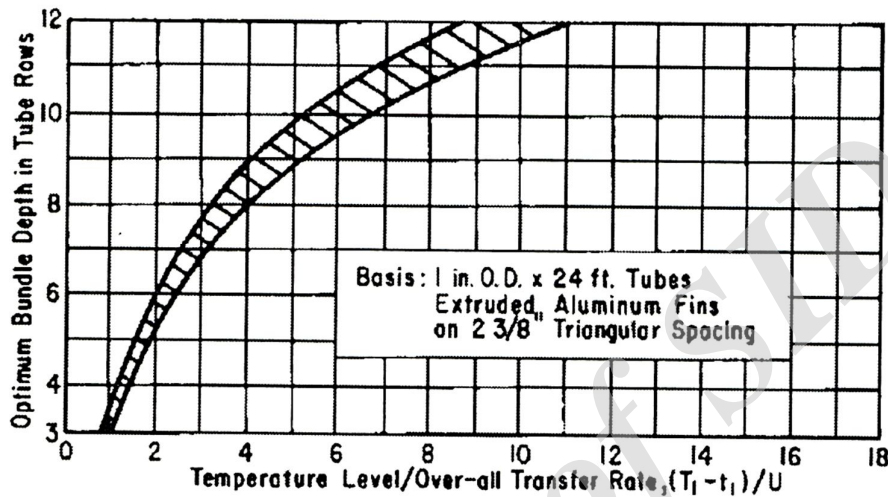
Type: Forced draft 2fans

Fin tube: 25,4 mm OD with 15,9 mm high fins

Tube pitch: 64 mm triangular (Δ)

Bundle layout: 3 tube passes, 4 rows of tubes, 9,1 m long tubes

اگر چه تعداد ردیف لوله‌ها در ابتدای حل مسأله فرض شده است، ولی برای تخمین آن می‌توان از شکل 3-2 استفاده نمود. در این شکل مقدار مناسب U را می‌توان از جدول 1-2 استخراج نمود.



شکل 3-2: تعداد بهینه ردیف لوله‌ها (عمق لوله‌ها)

حال برای طراحی مراحل زیر انجام داده می‌شود:

1- از جدول 1-2 مقدار ضریب کلی انتقال حرارت مناسبی انتخاب می‌شود:

$$U_x = 24w / (m^2 \cdot ^\circ C)$$

2- با استفاده از رابطه زیر مقدار افزایش دمای هوا تخمین زده می‌شود:

$$\Delta t_a = \left(\frac{U_x}{600W / (m^2 \cdot ^\circ C)} + 0.1 \right) \left(\frac{T_1 + T_2}{2} - t_1 \right)$$

محاسبه LMTD:

$$121 \rightarrow 66 \text{ Hydrocarbon}$$

$$\text{Air} \quad \begin{array}{cc} 66 & 38 \\ \overline{55} & \leftarrow \overline{28} \end{array}$$

$$LMTD = 40^\circ C$$

$$CMTD = (40^\circ C)(1.00) = 40^\circ C \text{ (3 tube passes assumed)}$$

3- محاسبه سطح انتقال حرارت مورد نیاز:

$$A_x = \frac{Q}{(U_x)(CMTD)}$$

$$A_x = \frac{44(10^6 W/MW)}{(24)(40)} = 4583 m^2$$

4- سطح انتقال حرارت به دست آمده را به سطح باندل لوله²⁵ به کمک ضریب APSM از جدول 2-2 به دست می‌آید:

جدول 2-2: مساحت‌های ویژه باندل‌های لوله

Fin height by Fins/meter	12.7mm by 354		15.9mm by 394	
APM, m ² /m	1.16		1.70	
Ar, m ² /m ²	14.5		21.4	
Tube Pitch	51 mm Δ	57 mm Δ	57 mm Δ	64 mm Δ
APSM (3 rows), m ² /m ²	68.4	60.6	89.1	80.4
(4 rows)	91.2	80.8	118.8	107.2
(5 rows)	114.0	101.0	148.5	134.0
(6 rows)	136.8	121.2	178.2	160.8

Note: APM is the area of fintube per meter of tube length, in m²/m. AR is the area ratio of fintube Compared to the exterior area of 25.4 mm OD bare tube which has 0.0798 m²/m. APSM is the fintube area (m²) per m² of bundle face area.

$$F_a = \frac{A_x}{APSM}$$

$$F_a = \frac{4583}{107.2} = 42.8 m^2$$

5- با استفاده از طول پیش فرض لوله و سطح باندل، عرض واحد محاسبه می‌شود:

$$Width = \frac{F_a}{L}$$

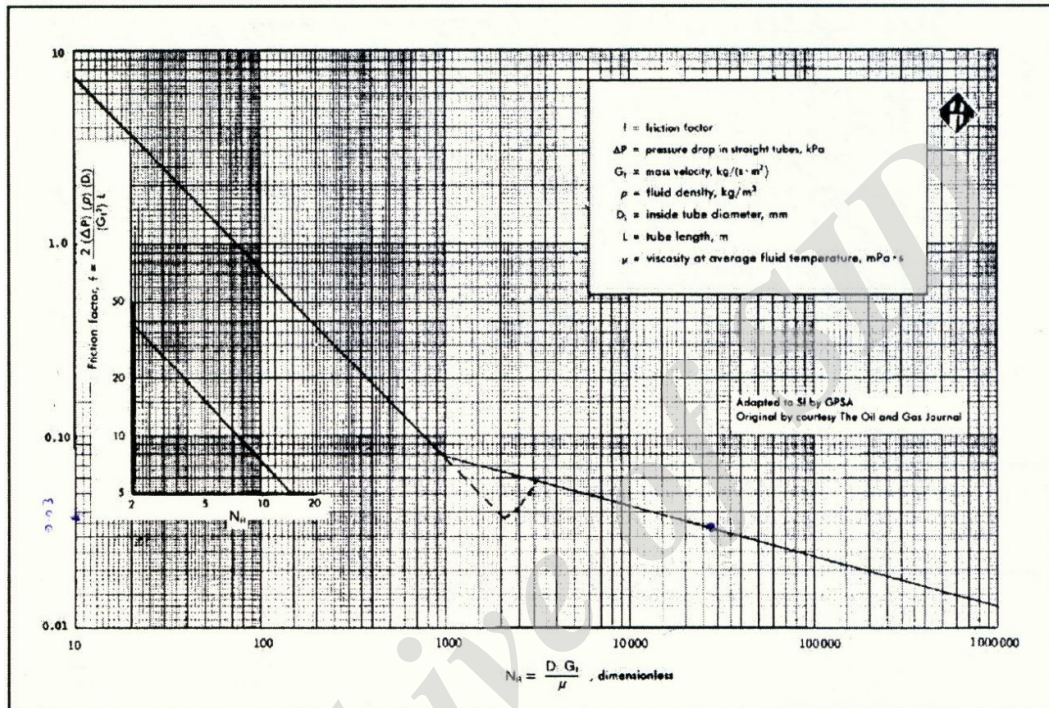
$$Width = \frac{42.8}{9.1} = 4.7 m$$

6- با استفاده از ضریب APM در جدول 2-2، تعداد لوله‌ها را به بدست می‌آید:

²⁵ - Face area

$$N_t = \frac{A_x}{(APM)(L)}$$

$$N_t = \frac{4583}{(1.7)(9.1)} = 296$$



شکل 2-4: ضریب اصطکاک جریان سیال در داخل لوله

7- در این مرحله با استفاده از فرض تعداد گذرها و مقدار A_t ، از جدول لوله‌های استاندارد برای لوله‌ای با قطر خارجی 25mm با مقدار BWG برابر با 16، سرعت جرمی جریان داخل لوله محاسبه می‌گردد:

$$A_t = 383.5 \text{ mm}^2$$

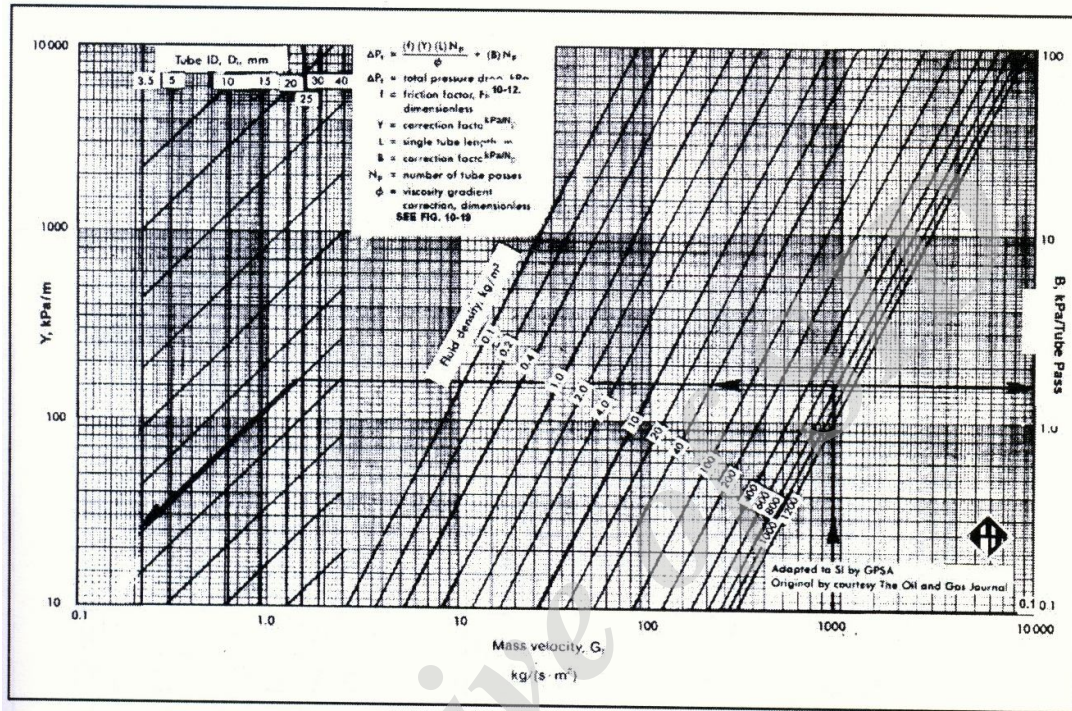
$$G_t = \left(\frac{W_t \cdot N_p}{N_t \cdot A_t} \right) \left(\frac{10^6 \text{ mm}^2}{1 \text{ m}^2} \right)$$

$$G_t = \left[\frac{(344.4 \text{ kg/s})(3)}{383.5 \text{ mm}^2(296)} \right] \left(\frac{10^6 \text{ mm}^2}{1 \text{ m}^2} \right) = 909 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$$

8- محاسبه عدد رینولدز:

$$N_R = \frac{(D_i)(G_i)}{\mu} = \frac{(22.1)(909)}{0.51} \frac{Pa}{kg/(m \cdot s^2)}$$

$$N_R = 39400$$



شکل 5-2: افت فشار جریان سیال در داخل لوله

9- با استفاده از شکل 5-2 و شکل 6-2 افت فشار داخل لوله محاسبه می‌گردد:

$$\Delta P_t = \frac{f Y L N_p}{\phi} + B N_p$$

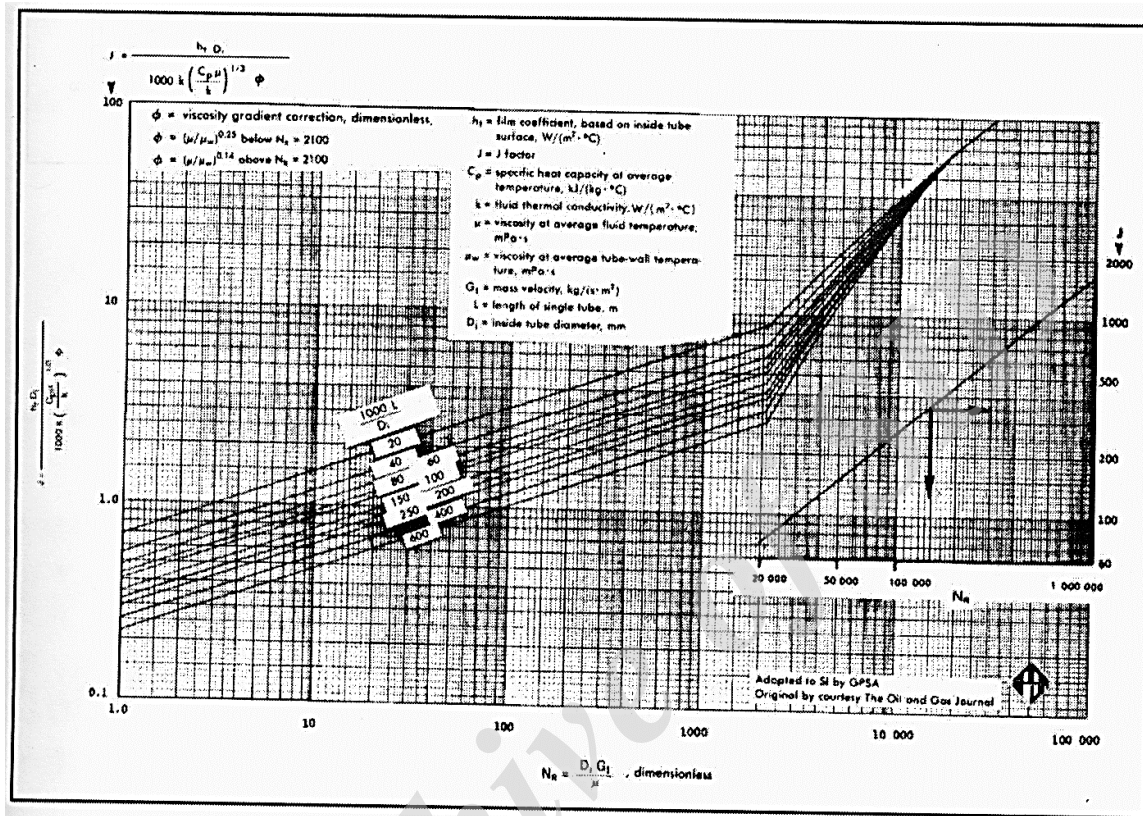
$$\rho = \frac{141500}{^{\circ}API + 131.5} = \frac{141500}{179.5} = 788 \text{ kg/m}^3$$

$$Y=26$$

$$B=1,6 \text{ kPa/pass}$$

$$f=0,03$$

$$\Delta P_t = \frac{(0.03)(2.6)(9.1)(3)}{0.96} + (1.6)(3) = 222.2 + 4.8 = 27 \text{ kPa}$$



شکل 2-6: ضریب J برای محاسبه انتقال حرارت سیال در داخل لوله

جهت اصلاح ویسکوزیته از مقدار $\phi = \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$ استفاده می‌گردد که از جدول 2-3 به دست می‌آید:

جدول 2-3: ضریب اصلاح ویسکوزیته جهت محاسبه افت فشار

Fluid	Correction factor
1. Hydrocarbon vapor; steam; water	1.0
2. Hydrocarbon liquids (18 to 48 API), MEA/DEA	0.96
3. Water/glycol solutions; heat transfer fluids	0.92
4. Lube oils; heavy petroleum fractions (10 to 18 API)	0.85

10- محاسبه ضریب انتقال حرارت:

تخمین خواص فیزیکی سیال با استفاده از دانسیته و ویسکوزیته با استفاده از شکل 2-9؛

محاسبه ضریب انتقال حرارت با استفاده از ضریب J ؛

$$h_t = \frac{J \cdot k \left(\frac{C_p \cdot \mu}{k} \right) \cdot \varphi}{\frac{Di}{m}}$$

$$h_t = \frac{125 \left(\frac{1000mm}{m} \right) \cdot 0.0327 W / (m \cdot ^\circ C) (0.96)}{(22.1 mm)} = 1470 W / (m^2 \cdot ^\circ C)$$

11- محاسبه مقدار هوای عبوری:

$$W_a = \frac{Q}{(C_p a) (\Delta t_a)}$$

$$W_a = \frac{4.4 MW (10^6 / MW)}{(1.00 kJ) (kg \cdot ^\circ C)} = 157 kg/s$$

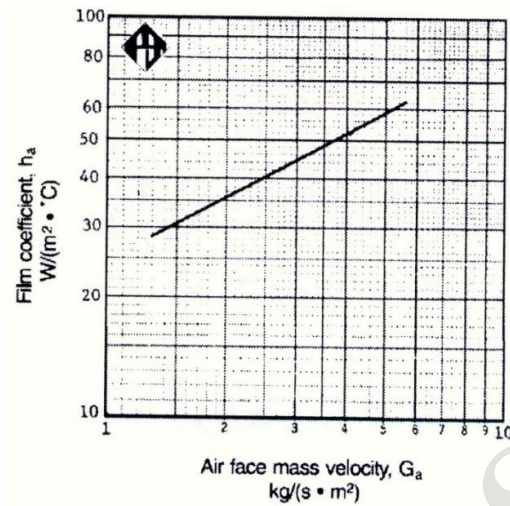
12- محاسبه شار جرمی هوا:

$$G_a = \frac{W_a}{F_a} = kg / (h \cdot m^2 \text{ of face area})$$

$$G_a = \frac{157}{42.8} = 3.66 kg / (s \cdot m^2)$$

13- با استفاده از شکل 2-7، ضریب انتقال حرارت سمت هوا محاسبه می‌گردد:

$$h_a = 42 W / (m^2 \cdot ^\circ C)$$



شکل 2-7: ضریب انتقال حرارت سمت خارج لوله‌ها براساس شار جرمی گذرنده هوا

به طریقی دیگر، برای محاسبه ضریب انتقال حرارت سمت خارج لوله‌ها می‌توان از شکل 2-8 نیز بهره برد.

14- محاسبه ضریب کلی انتقال حرارت:

$$\frac{A_x}{A_i} = \frac{(AR)(D_o)}{D_i}$$

$$\frac{A_x}{A_i} = \frac{(21.4)(25.40)}{22.1} = 24.6$$

$$\frac{1}{U_x} = \left(\frac{1}{h_t}\right)\left(\frac{A_x}{A_i}\right) + r_{at} + \frac{1}{h_a}$$

$$\frac{1}{U_x} = \left(\frac{1}{1470 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{C)}}\right)(24.6) + (0.0002 \text{ (m}^2 \cdot \text{C)/W})(24.6) + \frac{1}{42}$$

$$\frac{1}{U_x} = 0.04546$$

$$U_x = 22 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{C)}$$

در محاسبه ضریب کلی انتقال حرارت، از مقاومت فلز در برابر انتقال حرارت به دلیل کوچکی آن،

صرفنظر می‌گردد. اگر U_x محاسبه شده در این قسمت (مرحله 15)، برابر و یا بزرگتر از مقدار فرض شده در

مرحله 1 باشد و اگر افت فشار محاسبه شده در مرحله 10 کمتر از حداکثر افت فشار باشد، در نتیجه پاسخ

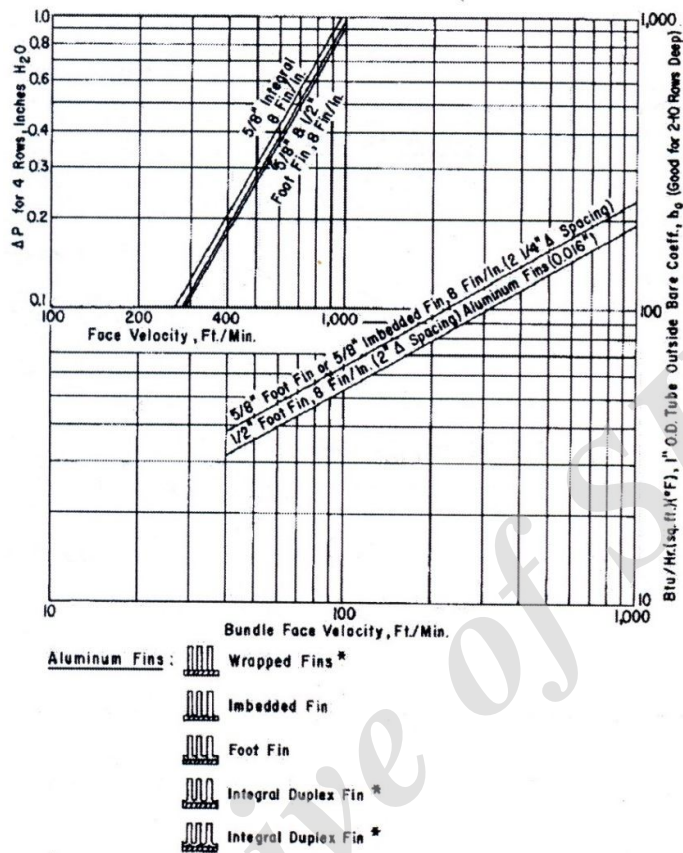


قابل قبول بوده و در این صورت می‌توان به مرحله 16 رفت. در غیر این صورت، بایستی مراحل 1 تا 15 دوباره به صورت زیر تکرار شود:

الف) مقدار U_x جدیدی را بین مقدار فرضی اولیه در مرحله 1 واحد و مقدار محاسبه شده در مرحله 15 فرض گردد؛

ب) اگر U_x محاسبه شده بیشتر از مقدار فرض شده باشد، مقدار افزایش دمای هوا را بایستی افزایش داد و بالعکس.

ج) به منظور به دست آوردن افت فشاری در محدوده مجاز (مرحله 10)، با تغییر فرض تعداد گذر لوله در مراحل 3 و 8، نیز تغییر طول لوله در مرحله 6، محاسبات مراحل 3 تا 15 تکرار می‌شود.



* Note: Use 90% of h_o from Curve. Compiled from Manufacturers Quotation Data.

شکل 8-2: ضریب انتقال حرارت سمت خارج لوله‌ها بر اساس سرعت هوا و آرایش لوله‌ها

15- محاسبه حداقل سطح فن:

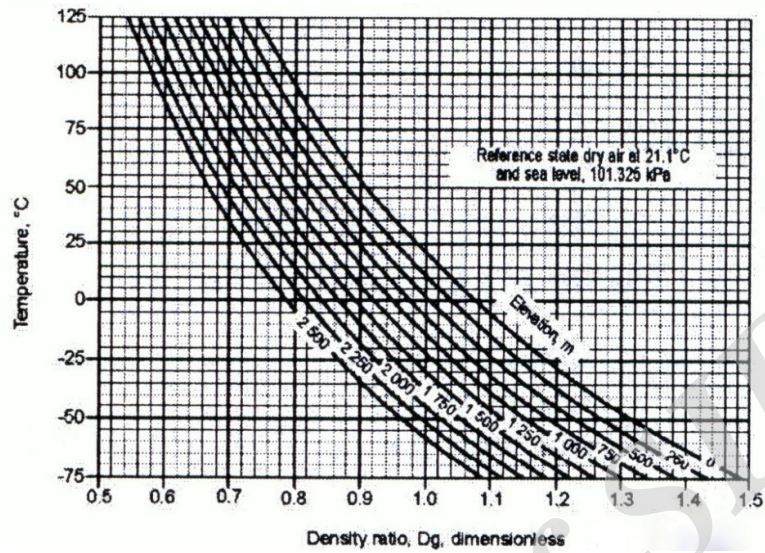
$$Fan\ area/fan = FAPF = \frac{(0.40)(Fa)}{(No.\ of\ fans)}$$

$$FAPF = \frac{(0.40)(42.80)}{2} = 8.6m^2$$

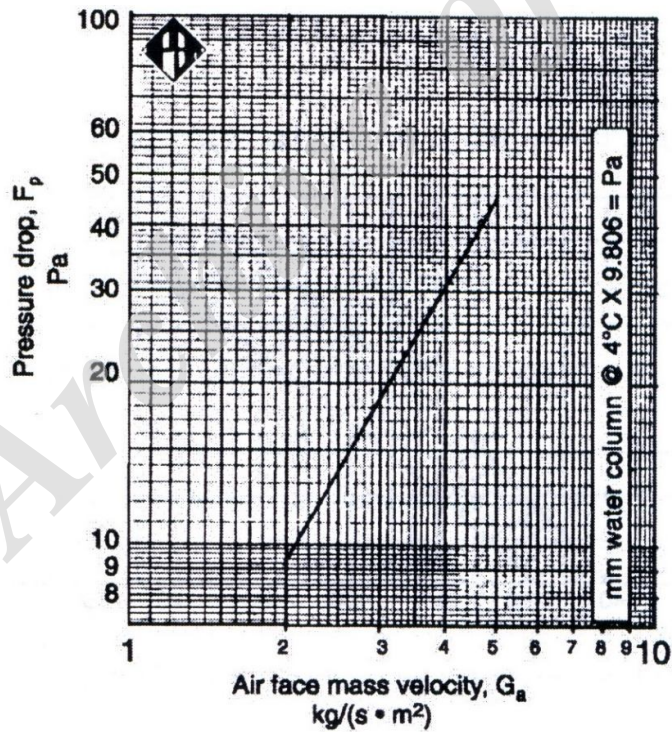
16- قطر فن:

$$Fan\ diameter = [4(FAPF)/\pi]^{0.5} = [4(8.6m^2)/3.1416]^{0.5} = 3.3\ m$$

17- محاسبه افت فشار استاتیکی هوا با استفاده از شکل 2-9 و شکل 2-10:



شکل 9-2: تغییرات چگالی هوا با دما و ارتفاع



شکل 10-2: افت فشار هوا

$$T_{a,avg} = \frac{۳۸°C + ۶۶°C}{2} = ۵۲°C$$

$$\Delta P_a = \frac{(F_p)(N)}{(D_R)}$$

$$\Delta P_a = \frac{(26.5)(4)}{0.9} = 118 Pa$$

18- محاسبه حجم واقعی هوا با استفاده از D_R در ورودی فن:

$$t_i = 38^\circ C$$

$$ACMS = \frac{W_a}{(D_R)(1.203 \text{ kg/m}^3)}$$

$$ACMS = \frac{157}{(0.94)(1.203 \text{ kg/m}^3)} = 139 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \text{ or } 69.5 \text{ m}^3/\text{s per fan}$$

19- تخمین فشار کلی فن با استفاده از D_R و مساحت فن:

$$PF = \Delta P_a + D_R(0.975 \text{ kg/m}^3)$$

$$\left(\frac{ACMS \text{ per fan}}{\text{fan diameter}^2}\right)^2 \cdot \left(\frac{1 Pa}{1 \text{ kg/(m} \cdot \text{s}^2)}\right)$$

$$= 118 Pa + (0.94)(0.975) \left(\frac{69.5}{(3.3^2)}\right)^2 \cdot \left(\frac{1 Pa}{1 \text{ kg/m} \cdot \text{s}^2}\right)$$

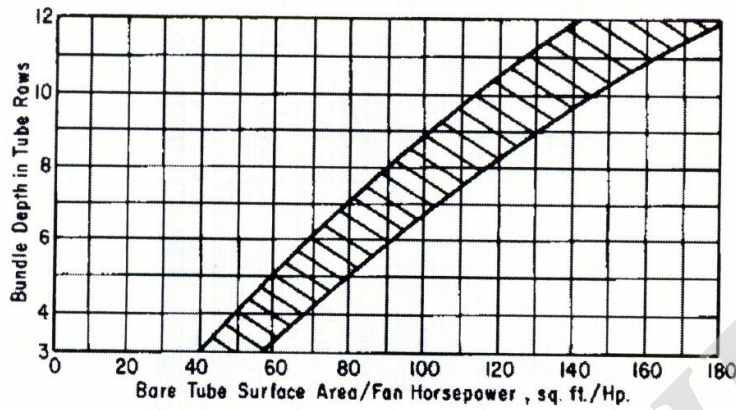
$$= 118 + 37 = 155 Pa$$

20- محاسبه توان مصرفی BHP فن با در نظر گرفتن بازدهی 70 درصدی آن؛

$$Fan \text{ Power} = \frac{(ACMS \text{ per fan})(PF)}{\text{fan efficiency}}$$

$$= \frac{(69.5)(155)}{0.70} \left(\frac{1 \text{ N/m}^2}{1 Pa}\right) \left(\frac{1 J}{1 \text{ N} \cdot \text{m}}\right) \left(\frac{1 W}{1 \frac{J}{s}}\right) \left(\frac{1 kW}{10^3 W}\right) = 15.4 kW$$

همچنین می‌توان برای محاسبه توان مورد نیاز فن از نمودار نشان داده شده در شکل (9-27) نیز بهره برد.



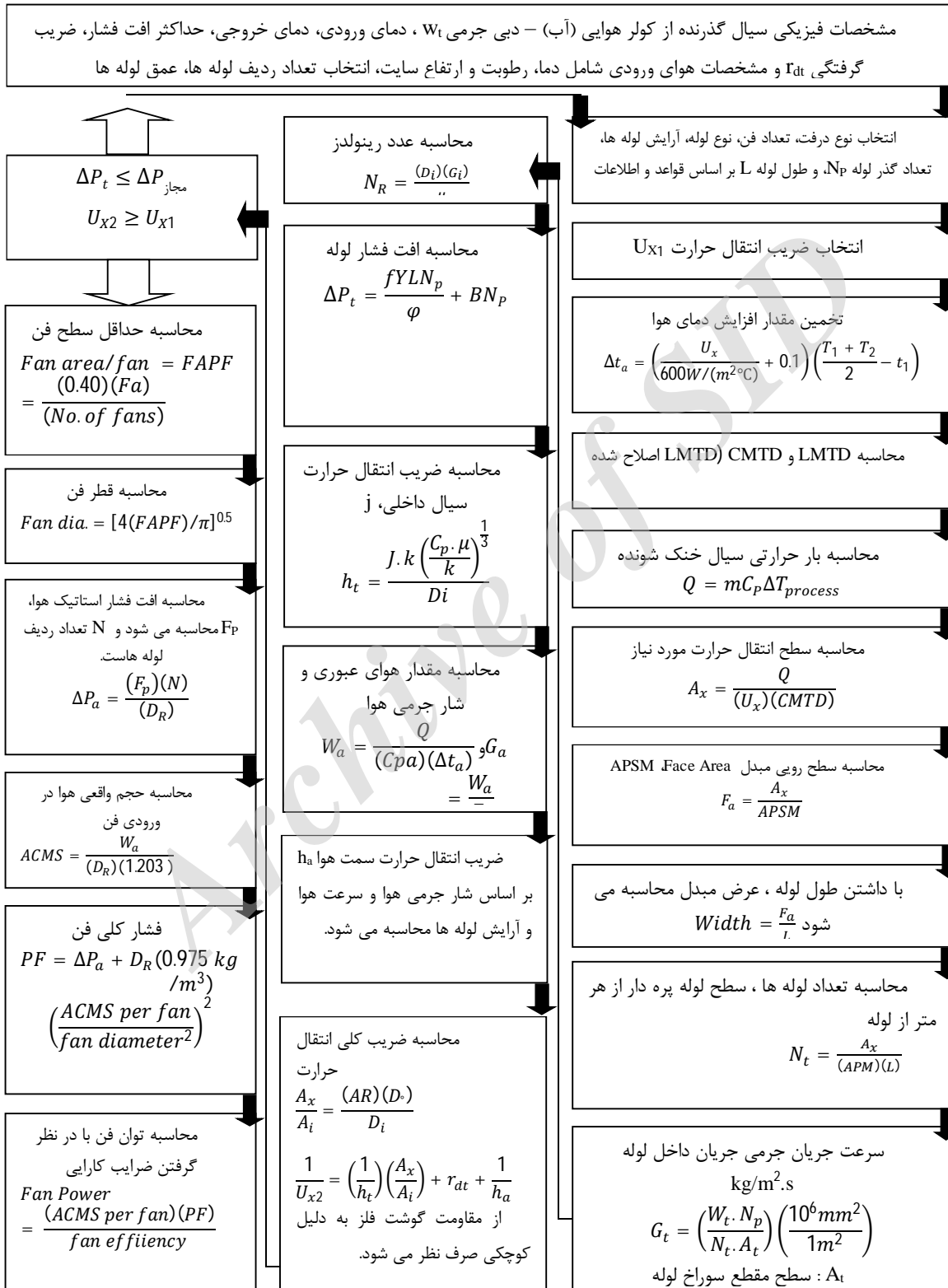
شکل 2-11: توان مورد نیاز بر حسب سطح لوله‌ها و تعداد ردیف لوله‌ها

21- موتورهای حقیقی نیاز به کاهنده سرعتی با بازدهی 92 درصد در انتقال نیرو دارد که در این صورت توان مورد نیاز به صورت زیر خواهد بود:

$$\text{Required Power} = 15,4 / 0,92 = 16,7 \text{ Kw}$$

که در این صورت احتمالاً موتوری با توان اسمی 18/65 کیلووات انتخاب گردد. بنابراین یک واحد با مساحت گسترش یافته 4585 مترمربع با دو فن به قطر 3/3 متر و دو موتور الکتریکی با توان اسمی 18/65 کیلووات نیاز خواهد بود.

الگوریتم این روش در شکل 2-12 به صورت خلاصه مشاهده می‌کنید:

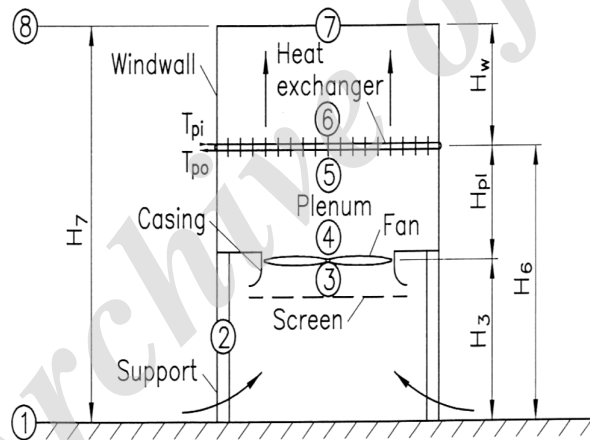


شکل 2-12: الگوریتم طراحی کولر هوایی

2-1-2- الگوریتم دقیق بر اساس روابط ترمودینامیکی و رابطه درفت

پس از بهینه‌سازی پارامترهای مورد نظر جهت بازبینی و طراحی دقیق مبدل از یک الگوریتم بر اساس روابط اصلی ترمودینامیکی و همچنین محاسبات درفت در هر قسمت از مبدل استفاده می‌شود. در این روش، محاسبات بر اساس نوع درفت (اجباری یا القایی) متفاوت است.

کولرهای هوایی خشک که معمولاً در پالایشگاه‌ها و مجتمع‌های پتروشیمی استفاده می‌شود از یک کلاف شامل هدرهایی با 2 تا 3 متر عرض، لوله‌های پرده‌داری با 8 تا 12 متر طول و قاب نگهدارنده تشکیل شده است. قطر لوله‌های پرده‌دار عموماً بین 19 تا 51 میلی‌متر است. انجمن سازندگان کولرهای هوایی خشک (ACHEMA)، استانداردهایی را برای تعیین مشخصات، طراحی، فروش، نصب و نگهداری این تجهیزات پیشنهاد می‌کند. شکل 2-13 یک کولر هوایی با جریان اجباری را نشان می‌دهد.



شکل 2-13: کولر هوایی با جریان اجباری

مبدل حرارتی شامل دسته لوله‌های قرار گرفته به صورت افقی بالای فن‌ها می‌باشد. سیال داغ با دمای T_{pi} وارد لوله‌ها می‌شود و همزمان هوای محیط از روی لوله‌ها عبور می‌کند. همچنین یک تیغه در بالای مبدل‌ها با ارتفاع H_w در نظر گرفته می‌شود تا از بازگشت هوای داغ شده به مبدل جلوگیری کند. مقدار حرارت انتقال یافته به جریان هوا از سیال را می‌توان به شکل زیر بیان نمود:

$$Q = m_a c_{pa} (t_{a6} - t_{a5}) = m_p c_{pp} (t_{pi} - t_{po}) \quad 5-2$$

که در آن P سیال فرآیندی (در اینجا آب) و a هوا است. نرخ انتقال حرارت را می‌توان بر اساس ترم کارایی مبدل حرارتی²⁶ به صورت زیر بیان نمود:

$$Q = e C_{\min} (t_{pi} - t_{po}) \quad 6-2$$

در رابطه 6-2 C_{\min} کمترین مقدار $m_a c_{pa}$ و $m_p c_{pp}$ می‌باشد. همچنین e به عنوان ضریب کارایی به ساختار مبدل و نحوه حرکت جریان‌ها در داخل مبدل وابسته است. برای مبدل‌های حرارتی دارای 4 گذر لوله در حالت جریان متقابل می‌توان از ضریب کارایی مبدل‌های حرارتی دو لوله‌ای در حالت جریان متقابل استفاده نمود. همچنین به صورت کلی می‌توان از روابط زیر که در آن n_p نشان‌دهنده تعداد گذر است، استفاده نمود.

$$e = \frac{(1 - e_p C)_{np} - 1}{(1 - e_p C)_{np} - C} \quad 7-2$$

که در آن n_p تعداد گذرهای لوله است و e_p ضریب کارایی هر گذر است که تابعی از N/n_p و شرایط جریان می‌باشد و برای کولر هوایی ذکر شده در شکل فوق به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$e_p = 1 - \exp\{N^{0.22}[\exp(-CN^{0.78}) - 1]/C\} \quad 8-2$$

در رابطه 8-2 N و C از روابط زیر به دست می‌آید:

$$N = NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \quad 9-2$$

$$C = \frac{C_{\min}}{C_{\max}}$$

ضریب کارایی متأثر از میزان توربولانسی در جریان بالادستی هوا و توزیع سیالات است. در یک کولر هوایی که به خوبی طراحی شده باشد، جریان هوا کم و بنابراین افت ضریب کارایی کم می‌باشد. بر اساس جایگذاری پارامتر آنتالپی در قانون اول ترمودینامیک و مقایسه نقطه به نقطه می‌توان دمای هوای ورودی به مبدل را بر اساس رابطه زیر پیش‌بینی نمود:

²⁶ Effectiveness

$$T_{a5} = T_{a1} + \frac{p_F}{m_a C_{pa1}} - \frac{gH_5}{C_{pa1}} \quad 10-2$$

$$T_{a5} = T_{a1} + \frac{p_F}{m_a C_{pa1}} - 0.00975H_5$$

در رابطه 10-2 از انرژی جنبشی هوای ورودی به مبدل حرارتی صرف نظر شده است. حداقل ارتفاع مبدل حرارتی از زمین همانطور که در شکل آمده؛ $H_5 = H_6$ در نظر گرفته می‌شود.

در عمل، رابطه درفت کولرهای هوایی را گاهی می‌توان تنها با استفاده از منحنی مشخصه عملکرد فن و مشخصات جریان در داخل دسته لوله تعیین نمود. مشخصات ترموفیزیکی هوا بر اساس شرایط آن در سطح زمین محاسبه می‌شوند. اگرچه این مقادیر در برخی موارد مفید است، اما در بعضی موارد موجب خطای بزرگی می‌شود. لذا پس از انجام آزمون‌های دقیق‌تر استفاده از روشی که در ادامه می‌آید دقیق‌تر است.

یک فن مناسب باید بتواند جریان هوای کافی برای فرآیند انتقال حرارت و تبخیر را تأمین کند. برای رسیدن به این هدف، باید بر چند مقاومت سری در راه جریان هوا غلبه نمود. هوای ایستا در نقطه 1، دارای شتاب و جریان در محل ساپورت مبدل حرارتی در نقطه 2 می‌شود. در نقطه 3 قبل از آن که هوا به فن برسد ممکن است با برخی موانع مانند توری‌های محافظ یا مش‌ها یا دیواره‌های ساپورت فن برخورد کرده باشد. بعد از ترک فن در نقطه 4، ممکن است موانع دیگری نیز وجود داشته باشد. جریان پیش از آنکه وارد دسته لوله مبدل حرارتی در نقطه 5 شود، افت دیگری در محفظه پلنیوم اتفاق می‌افتد، و در نهایت هوا از نقطه 6 خارج می‌شود.

در اینجا روابط مربوط به سرعت و سایر روابط مربوطه به کار گرفته و علاوه بر آن فرمول محاسبه اختلاف فشار بین نقطه 1 و 7 نوشته می‌شود. همانطور که می‌دانید ضرایب بی بعد افت انرژی مکانیکی برای یک سیال در حال عبور از یک کانال K را برای نقاط 1 و 2 می‌توان به صورت زیر نوشت:

$$K = \frac{\left(\frac{p_1}{\rho_1} + \frac{\alpha_{e1}v_1^2}{2}\right) - \left(\frac{p_2}{\rho_2} + \frac{\alpha_{e2}v_2^2}{2}\right)}{\frac{v^2}{2}} \quad 11-2$$

در این رابطه V سرعت جریان در شرایط مقاطع 1 یا 2 می‌باشد. در صورتی که جریان در مقاطع 1 و 2 یونیفرم باشد که معمولاً در حالت توربولانت این اتفاق می‌افتد، ضریب انرژی جنبشی α_{e1} برابر 1 شده و رابطه فوق را می‌توان به صورت زیر بازنویسی کرد:

$$K = \frac{\left(\frac{p_1}{\rho_1} + \frac{V_1^2}{2}\right) - \left(\frac{p_2}{\rho_2} + \frac{V_2^2}{2}\right)}{\frac{V^2}{2}} \quad 12-2$$

لذا اختلاف فشار بین نقاط 1 تا 7 را می‌توان به صورت رابطه زیر نوشت:

$$p_{a1} - p_{a7} = p_{a1} \left[1 - (1 - 0.00975 H_6 / T_{a1})^{3.5} \right] + K_{ts} (m_a / A_2)^2 / (2\rho_{a2}) \quad 13-2$$

$$+ K_{fsi} (m_a / A_c)^2 / (2\rho_{a3}) + K_{up} (m_a / A_3)^2 / (2\rho_{a3}) - [\Delta p_{fs} + \alpha_{ef} (m_a / A_c)^2$$

$$/ (2\rho_{a4})] + K_{pl} (m_a / A_c)^2 / (2\rho_{a4}) + K_{do} (m_a / A_4)^2 / (2\rho_{a4}) + K_{he} (m_a / A_{fr})^2$$

$$/ (2\rho_{a56}) + p_{a6} \left[1 - (1 - 0.00975 (H_7 - H_6) / T_{a6})^{3.5} \right] + \alpha_{e7} (m_a / A_{fr})^2 / (2\rho_{a7})$$

در رابطه 2-13 سرعت‌ها با دبی جرمی متناظر هوا عبوری از سطح مربوطه جایگزین شده‌اند. همچنین از اثر عملکرد فن بر روی توزیع هوا صرف نظر شده است. ضریب افت مربوط به ساپورت‌های مبدل حرارتی از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

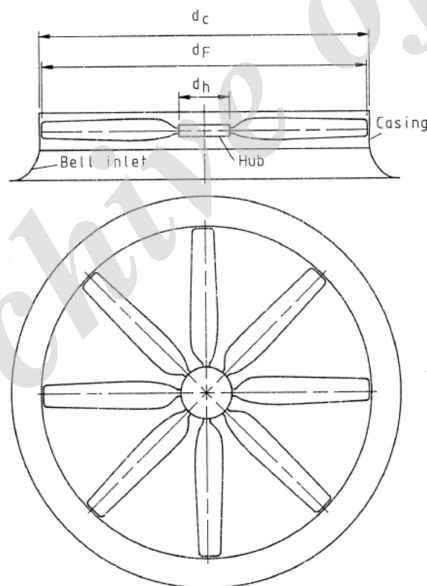
$$K_{ts} = C_{Dts} L_{ts} n_{ts} d_{ts} / A_2 \quad 14-2$$

در این رابطه L_{ts} طول ساپورت، d_{ts} قطر یا عرض مؤثر ساپورت، n_{ts} تعداد ساپورت‌های برج و C_{Dts} ضریب درگ شکل ویژه هر ساپورت است. روابط متعددی جهت محاسبه ضریب درگ به صورت تجربی ارائه شده است. در اینجا می‌توان بسته به نوع شکل ساپورت از جدول 2-4 برای محاسبه ضریب درگ استفاده نمود.

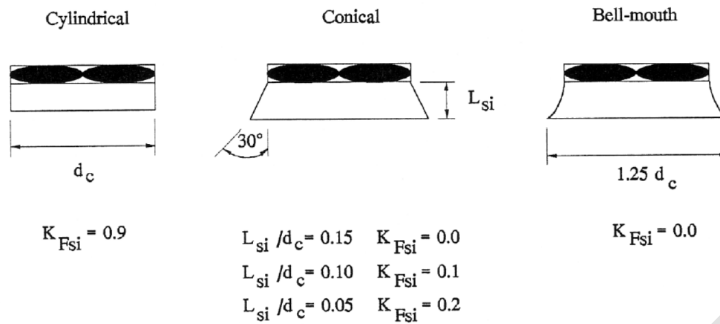
جدول 4-2: محاسبه ضریب درگ

Profile and flow direction	C_D	Profile and flow direction	C_D
	1.96 2.01		1.99
	2.04		1.62
	1.81		2.01
	2.00		1.99
	1.83		2.19

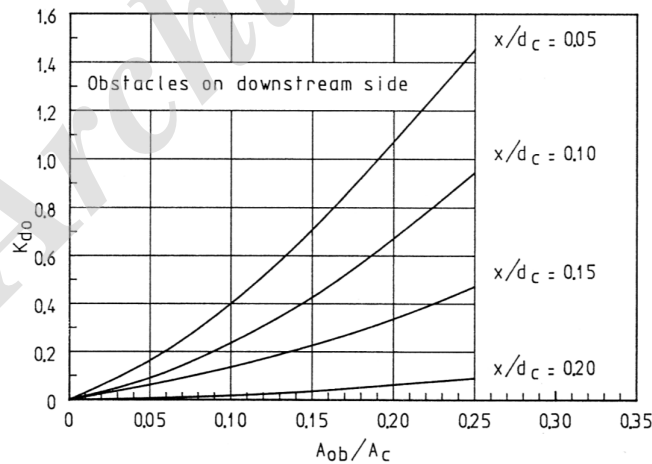
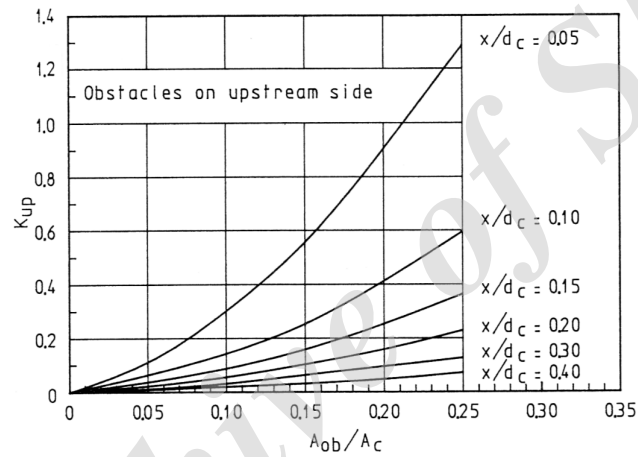
شکل 14-2 نشان دهنده بهترین وضعیت برای طراحی قاب فن می‌باشد، در این حالت افت به کمترین مقدار می‌رسد. برای به دست آوردن ضریب K_{Fsi} که مربوط به افت ناشی از قاب فن می‌باشد می‌توان از شکل 15-2 استفاده کرد.



شکل 14-2: فن محوری با 8 پره



شکل 2-15: جداره داخلی فن‌ها



شکل 2-16: ضریب افت ناشی از مقاومت در ورودی فن K_{up} و ضریب افت ناشی از مقاومت در خروجی فن K_{do}

محققان دریافته‌اند در ورودی و خروجی فن به دلیل وجود برخی موانع در برابر حرکت هوا، مقاومتی به وجود می‌آید که می‌توان از شکل 2-16 محاسبه نمود. ضریب افت ناشی از مقاومت در ورودی فن K_{up} و ضریب افت ناشی از مقاومت در خروجی فن K_{do} می‌باشد. در شکل‌های زیر A_{ob} مساحت مانع احتمالی در ورودی یا خروجی، A_c مساحت قاب فن و x فاصله مانع تا فن می‌باشد.

مقدار ΔP_{FS} ، K_{pl} و α_{ef} که به ترتیب مربوط به اختلاف فشار در فن، ضریب افت در محفظه پلنیوم و ضریب تصحیح انرژی جنبشی می‌شود، بعد از انجام تست‌های استاندارد توسط سازنده اعلام می‌شود. K_{he} ضریب افت در مبدل حرارتی است. این مقدار نیز بعد از انجام آزمایش تعیین می‌شود و یا از روابط پیچیده مربوط به محاسبه افت فشار در لوله‌های پره‌دار محاسبه می‌شود. در صورتی که هوای دور از مبدل در نقطه 8 خشک باشد و توزیع دما از DALR پیروی کند اختلاف دمای بین نقطه 1 و 8 را می‌توان از روابط زیر به دست آورد:

$$\begin{aligned} (p_{a1} - p_{a8}) &= (p_{a1} - p_{a7}) = (p_{a1} - p_{a6}) + (p_{a6} - p_{a7}) \\ &\approx p_{a1} [1 - (1 - 0.00975 H_6 / T_{a1})^{3.5}] \\ &\quad + p_{a6} [1 - \{1 - 0.00975(H_7 - H_6) / T_{a1}\}^{3.5}] \end{aligned} \quad 15-2$$

در این رابطه فرض می‌شود دمای هوای محیط در نقطه 6 برابر T_{a1} می‌باشد. اگرچه توزیع دمای نزدیک سطح زمین به طور قابل توجهی با DALR متفاوت است، اما محاسبات نشان می‌دهد خطای ایجاد شده برای مبدل‌های حرارتی بزرگ قابل صرف نظر است. رابطه درفت را می‌توان از جایگذاری روابط فوق در یکدیگر به صورت زیر نوشت:

$$\begin{aligned} &p_{a6} [1 - 0.00975(H_7 - H_6) / T_{a6}]^{3.5} - \{1 - 0.00975(H_7 - H_6) / T_{a1}\}^{3.5} \\ &\approx p_{a1} [1 - 0.00975(H_7 - H_6) / T_{a6}]^{3.5} - \{1 - 0.00975(H_7 - H_6) / T_{a1}\}^{3.5} \\ &= K_b (m_a / A_2)^2 / (2\rho_{a1}) + K_{Fsi} (m_a / A_c)^2 / (2\rho_{a3}) + K_{up} (m_a / A_e)^2 / (2\rho_{a3}) \\ &\quad - (K_{Fs} + K_{rec}) (m_a / A_c)^2 / (2\rho_{a3}) + K_{do} (m_a / A_e)^2 / (2\rho_{a3}) \\ &\quad + K_{he} (m_a / A_{fr})^2 / (2\rho_{a56}) + \alpha_{e6} (m_a / A_{fr})^2 / (2\rho_{a6}) \end{aligned} \quad 16-2$$

در رابطه بالا فرضیات زیر لحاظ شده است :

$$P_{a6} = P_{a7} \text{ (در سمت چپ رابطه فوق)} \quad 17-2$$

$$H_7 = H_8$$

$$\rho_{a2} = \rho_{a1}$$

$$\rho_{a4} = \rho_{a3}$$

$$\rho_{a7} = \rho_{a6}$$

همچنین از اصطکاک بین 6 و 7 صرف نظر شده است و ضریب انرژي جنبشی به صورت $\alpha_{e6} = \alpha_{e7}$ در

نظر گرفته شده است. دمای هوای تخمینی در نقطه 3 بر اساس DALR به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$T_{a3} = T_{a1} - 0.00975H_3 - \alpha_{aeF} v_F^2 / 2(C_{pa}) \quad 18-2$$

$$\approx T_{a1} - 0.00975H_3 - \alpha_{aeF} v_F^2 / 2(C_{pa})$$

$$\approx T_{a1} - 0.00975H_3 \approx T_{a1}$$

همچنین در نقطه 3 چگالی تخمینی هوا بر اساس رابطه زیر قابل محاسبه است:

$$\rho_{a3} = P_{a1} / (RT_3) \quad 19-2$$

چگالی هوا در نقطه ای هوا در حال ورود به مبدل می باشد نیز برابر است با :

$$\rho_{a5} = P_{a1} / (RT_3) \quad 20-2$$

رابطه مشابهی نیز می توان برای چگالی در نقطه 6 نوشت که در آنجا نیز دما برابر T_{a6} در نظر گرفته

می شود. چگالی متوسط هوا درون مبدل حرارتی از رابطه زیر قابل محاسبه است:

$$P_{a56} = 2P_{a1} / (R(T_{a5} + T_{a6})) \quad 21-2$$

در روابط قبلی، تا زمانی که رطوبت هوا قابل صرف نظر کردن باشد، از مشخصات ترموفیزیکی هوای

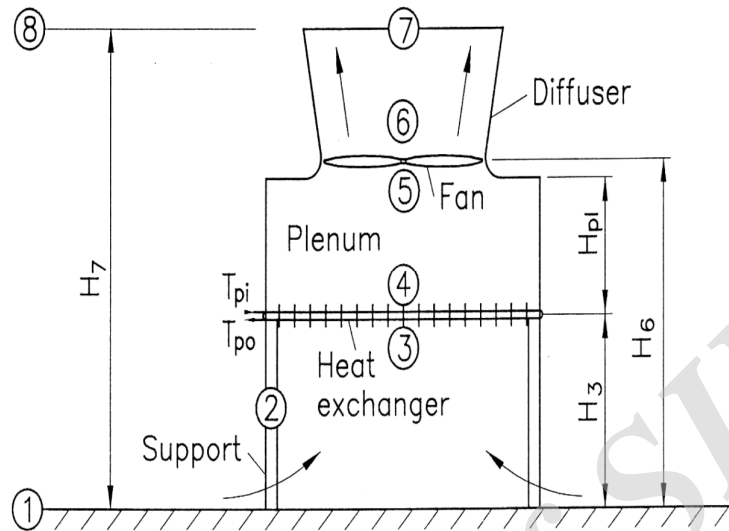
خشک استفاده می شود. اگرچه ترم‌های سمت چپ رابطه درفت معمولاً به نسبت کوچک هستند، اما زمانی

که سیستم در حالت دور پایین فن‌ها کار می کند یا در زمان جابجایی طبیعی با جریان باد، این ترم‌ها اهمیت

پیدا می کنند.

با استفاده از روش ذکر شده تا اینجا برای مبدل‌های حرارتی هوا خنک، می توان روابط مربوط به کولرهای

هوایی با جریان القایی استنباط نمود (مطابق شکل 17-2).



شکل 2-17: کولر هوایی با جریان القایی

در این حالت نرخ انتقال حرارت به صورت رابطه زیر است:

$$Q = m_a c_{pa} (T_{a4} - T_{a3}) = m_p c_{pp} (T_{pi} - T_{po}) \quad 22-2$$

یا

$$Q = e C_{\min} (T_{pi} - T_{po}) \quad 23-2$$

هرگاه رابطه زیر برقرار باشد:

$$T_{a3} = T_{a1} - 0.00975 H_3 - v_{a3}^2 / 2 (C_{pa}) \approx T_{a1} - 0.00975 H_3 \quad 24-2$$

برای مبدل‌های حرارتی در حالت القایی، جریان معمول هوا به صورت یونیفرم بوده و توربولانسی در

بالادست کم است. در این حالت رابطه درفت به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$\begin{aligned}
 & \rho_{a1} \left[\left\{ 1 - 0.00975 (H_7 - H_4) / T_{a4} \right\}^{3.5} - \left\{ 1 - 0.00975 (H_7 - H_4) / T_{a1} \right\}^{3.5} \right] & 25-2 \\
 & = K_{is} (m_a / A_2)^2 / (2\rho_{a1}) + K_{cl} (m_a / A_{fr})^2 / (2\rho_{a1}) + K_{hc} (m_a / A_{fr})^2 / (2\rho_{a34}) \\
 & + K_{pl} (m_a / A_c)^2 / (2\rho_{a4}) + K_{wp} (m_a / A_c)^2 / (2\rho_{a4}) - (K_{Fs} + \alpha_{eF}) (m_a / A_c)^2 / (2\rho_{a4}) \\
 & + K_{do} (m_a / A_c)^2 / (2\rho_{a4}) + K_{dif} (m_a / A_c)^2 / (2\rho_{a4}) + \alpha_{e7} (m_a / A_7)^2 / (2\rho_{a4}) \\
 & = K_{is} (m_a / A_2)^2 / (2\rho_{a1}) + K_{cl} (m_a / A_{fr})^2 / (2\rho_{a1}) + K_{hc} (m_a / A_{fr})^2 / (2\rho_{a34}) \\
 & + K_{pl} (m_a / A_c)^2 / (2\rho_{a4}) + K_{wp} (m_a / A_c)^2 / (2\rho_{a4}) - K_{Fs} (m_a / A_c)^2 / (2\rho_{a4}) \\
 & + K_{do} (m_a / A_c)^2 / (2\rho_{a4}) + K_{dif} (m_a / A_c)^2 / (2\rho_{a4}) + \alpha_{e7} (1/A_7 - 1/A_c^2) m_a^2 / (2\rho_{a4})
 \end{aligned}$$

که در آن موارد زیر فرض شده است:

$$K_{dif} = \text{ضریب افت در دیفیوزر} \quad 26-2$$

$$K_{dif} = \text{ضریب افت در ورودی}$$

$$H_8 = H_7$$

$$H_4 = H_3$$

$$\rho_{a2} = \rho_{a1}$$

$$\rho_{a7} = \rho_{a6} = \rho_{a5} = \rho_{a4}$$

$$\alpha_{e7} = \alpha_{eF} \text{ برای دیفیوزر های کوتاه}$$

همچنین

$$P_{a34} = 2P_{a1} / (R(T_{a3} + T_{a4})) \quad 27-2$$

از آنجاییکه α_{eF} معمولاً ناشناخته است، با دارا بودن $K_{F/dif}$ که بیانگر مشخصات عملکردی فن / دیفیوزر

است، می توان 3 جمله از رابطه درفت را با روابط زیر جایگزین کرد:

$$\begin{aligned}
 -K_{F/dif} (m_a / A_c)^2 / (2\rho_{a4}) &= -K_{Fs} (m_a / A_c)^2 / (2\rho_{a4}) + K_{dif} (m_a / A_c)^2 / (2\rho_{a4}) & 28-2 \\
 &+ \alpha_{eF} (1/A_7^2 - 1/A_c^2) m_a^2 / (2\rho_{a4})
 \end{aligned}$$

در زمانی که فن ها خاموش باشد حرارت از طریق جایجایی طبیعی انتقال می یابد. ساختار مبدل حرارتی،

شامل دسته لوله، محفظه پلنیوم و دیفیوزر یا دودکش ها باعث نوعی درفت می شوند و این درفت رابطه مستقیم

با میزان خنک سازی دارد و به شدت به میزان وزش باد حتی به مقدار اندک حساس است.

پس از تعیین روابط برای هر حالت، باید داده‌های ورودی مشخص شوند. داده‌های ورودی شامل مشخصات مبدل و فن (تایید شده در بخش 1)، شرایط هوای ورودی، دمای سیال ورودی و مشخصات ترموفیزیکی آن می‌باشد. در اینجا دو رابطه اصلی برای انرژی و یک رابطه درفت اصلی وجود دارد. مجهولات مسئله شامل شرایط هوای خروجی، دمای سیال خروجی و دبی هوای ورودی از حل همزمان روابط انرژی و درفت به روش نیوتون - رافسون محاسبه می‌گردد.

2-2- نتایج ارزیابی مدل ارائه شده

پس از نوشتن برنامه شبیه‌سازی، نتایج حاصل از آن با نتایج مثال‌های حل شده در کتاب "کولرهای هوایی و برج‌های خنک‌کننده" نوشته دتلف و کراگر؛ که به عنوان کتاب مرجع در طراحی سیستم‌های خنک‌کننده مطرح است، مورد ارزیابی قرار گرفت. جدول زیر مقایسه نتایج حاصل را نشان می‌دهد.

در جدول 2-5 درصد خطا از رابطه‌ی 29-2 محاسبه شده است:

$$29-2 \quad \text{درصد خطا} = \frac{|\text{نتایج شبیه سازی} - \text{مثال حل شده}|}{\text{مثال حل شده}} \times 100$$

جدول 2-5: ارزیابی مدل ارائه شده با مثال کتاب کروگر

ردیف	داده‌های ورودی	مقادیر داده‌های خروجی مشابه			مقادیر داده‌های خروجی مثال حل شده			درصد خطا			
		ساز انجام شده			شده						
		دمای خروجی		Kg/s	دمای خروجی		Kg/s				
سیال	هوا	سیال	هوا								
		%	%	%	C	C	C	K			
1	فن اجباری	< 1	< 1	< 1	307,199	341,557	322,006	306,934	341,547	322,000	مطابق جدول شماره 1
2	فن القایی	< 1	< 1	< 1	304,849	341,644	321,985	304,451	341,688	322,000	مطابق جدول شماره 2



از آنجا که در مثال‌های فوق دور و قدرت فن ثابت و مشخص در نظر گرفته شده است لذا دبی هوای عبوری از فن ارزش محاسباتی دارد و دمای سیال خروجی و دمای هوای خروجی به عنوان پارامترهای اصلی فرآیندی محاسبه شده است.

Archive of SID



فصل سوم

روابط و شبیه‌سازی برج‌های خنک‌کننده هیبریدی

Archive of SID

همانطور که در گزارش اول به آن اشاره شده است، برج خنک‌کننده هیبریدی به مجموعه‌ای از چیدمان‌های مختلف سیستم کولینگ اطلاق می‌شود که در آن ترکیبی از برج‌های خشک و تر وجود داشته باشد. همچنین در گزارش اول چندین چیدمان مختلف شامل موارد تجاری شده و آزمایشگاهی و تئوری معرفی گردید.

از آنجا که هدف از انجام پروژه حاضر دستیابی به دانش فنی بومی ساخت برج‌های هیبریدی و همچنین توانایی در تغییر برج‌های موجود به هیبریدی جهت کاهش مصرف آب می‌باشد، لذا برج‌های هیبریدی مورد مطالعه در این بخش به دو دسته کلی تقسیم گردیدند:

3-1- برج‌های هیبریدی بزرگ (شامل یک بخش خشک و یک بخش تر تلفیق شده در یکدیگر)

برج‌های هیبریدی بزرگ شامل یک بخش خشک و یک بخش تر تلفیق شده در یکدیگر که قابلیت طراحی و یا جایگزینی در ابعاد متوسط تا بزرگ (مجموعه‌های بزرگ مسکونی، متوسط صنعتی تا پالایشگاه‌ها و نیروگاه‌های بزرگ) را دارا باشند.

لازم به ذکر است در خصوص این برج‌ها اگرچه منابع و مآخذ متعددی به وجود آنها و کاربردهای آنها اشاره نموده‌اند اما با توجه به موردی بودن شرایط هر صنعت یا نیروگاه بزرگ، تعمیم شرایط به سایر واحدها به سختی امکان‌پذیر است. همچنین با توجه به عدم وجود مشکل کمبود حاد آب در اروپا، این برج‌ها در بسیاری موارد به نام مه‌گریز²⁷ و با هدف از بین بردن بخار قابل مشاهده در بالای برج طراحی و ساخته می‌شوند، اگرچه مقداری هم صرفه‌جویی آب دارند. در آمریکا نیز بیشتر برج‌های مناطق کم‌آب از ابتدا به صورت برج خشک طراحی شده‌اند. معه‌ذا به دلیل شرایط خاص کشور که در بسیاری از مناطق خشک و یا کم‌آب، برج‌های تر در حال کار هستند و امکان جایگزینی کلی آنها وجود ندارد، استفاده از این سیستم‌ها

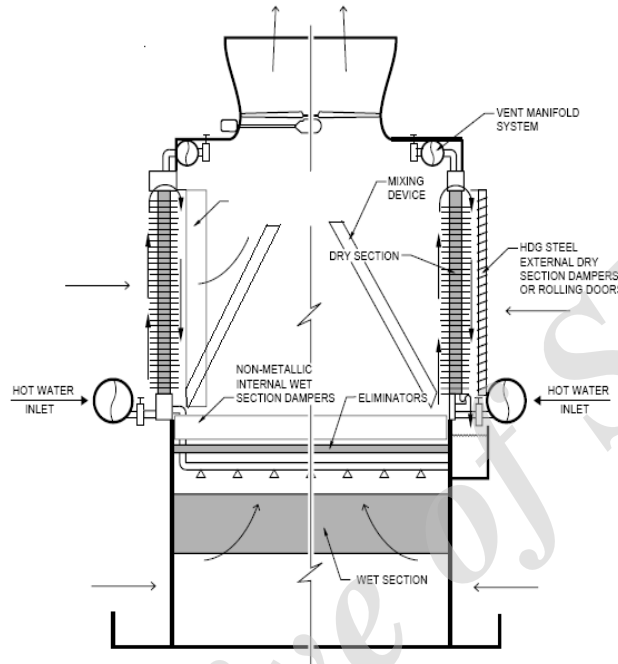
²⁷ Plume Abatement

می‌تواند مفید باشد و صرفه جویی ارزشمندی در مصرف آب به همراه داشته باشد. علاوه بر آن در طراحی‌های جدید نیز آنجا که هم دمای آب خروجی از برج می‌بایست به قدر کافی پایین باشد و هم ملاحظات مصرف آب در اولویت قرار دارد، می‌توان برج‌های هیبریدی از این دست را پیشنهاد نمود. همانطور که در گزارش اول بیان گردید، برج‌های تر در دو نوع اصلی برج‌های Cross و Counter ساخته می‌شوند و در کشور ایران مخصوصاً در صنایع متوسط تا بزرگ از نوع جابجایی القایی (فن در بالای برج) بسیار بیشتر استفاده شده است، لذا برای شبیه‌سازی تلفیقی، ترکیبی از کولرهای هوایی با هر دو نوع برج‌های Cross و Counter انتخاب شد. همچنین کولرهای هوایی یکبار در ورودی هوای برج تر و یکبار در بالای برج تر (خروجی برج) قرار داده شد تا همه حالات ممکن را پوشش دهد. بدین ترتیب در حالتی که تغییرات در یک برج موجود مد نظر باشد بسته به اینکه برج از نوع Cross یا Counter باشد می‌توان به هر دو حالت آن را یکبار با کولر هوایی در ورودی و یکبار با کولر هوایی در قسمت فوقانی، شبیه‌سازی کرد و حالت بهتر را انتخاب نمود و برای طراحی‌های جدید نیز می‌توان نتایج شبیه‌سازی برای هر چهار حالت را مقایسه نمود. البته معمولاً در طراحی‌های جدید به ندرت از برج‌های Cross استفاده می‌شود زیرا راندمان پایین‌تری دارند. بنابراین برج‌های شبیه‌سازی شده و روابط اصلی حاکم بر آنها به شرح چهار نمونه زیر می‌باشد:

3-1-1- برج‌های Counter با کولر هوایی در بالای برج

این مدل شایع‌ترین مدل ممکن در طراحی برج‌های هیبریدی می‌باشد. در این حالت آب گرم ابتدا وارد کولرهای هوایی در قسمت بالایی برج تر می‌شود و پس از خنک شدن بر روی پکینگ‌های بخش تر می‌ریزد و تا دمای مد نظر خنک می‌شود. شکل 3-1 شماتیک این برج را نشان می‌دهد. برای شبیه‌سازی این برج هیبریدی می‌بایست از حل همزمان سیستم چند رابطه چند مجهول استفاده شود. از آنجا که تعداد پارامترها در این سیستم بسیار زیاد است، ابعاد برج‌های تر و خشک و مشخصات مکانیکی آنها به عنوان معلوم در نظر گرفته می‌شود و مجهولات فقط شامل پارامترهای فرآیندی می‌شود. این کار مشابه عملیاتی است که در طراحی برج‌های خشک انجام شده بود. زیرا تعداد زیاد پارامترهای مکانیکی و

فرآیندی عملاً حل روابط را غیر ممکن می‌سازد. علاوه بر آن برای ایجاد تغییر در یک برج موجود ابعاد برج تر مشخص است و ابعاد برج خشک نیز از طریق الگوریتم ارائه شده در بخش خشک تخمین زده می‌شود.



شکل 1-3: برج های Counter با کولر هوایی در بالای برج

تعداد روابط و مجهولات در این برج به شرح زیر است:

مجهولات: 1- دبی جرمی هوای خشک ورودی به بخش خشک

2- دمای هوای خروجی از مبدل خشک

3- دمای آب خروجی از قسمت خشک

4- فشار هوای خروجی از مبدل خشک

5- دبی هوای ورودی به قسمت تر

6- دمای آب خروجی از قسمت تر

7- فشار هوای خروجی از قسمت تر

روابط: 1- رابطه موازنه انرژی در بخش خشک (مربوط به آب و انتقال حرارت در مبدل)

2- رابطه افت فشار در بخش خشک

3- رابطه موازنه انرژی آب در بخش تر

4- 1 رابطه مرکل در بخش تر

5- 1 رابطه افت فشار در بخش تر

6- 1 رابطه افت فشار در قسمت اختلاط هوای تر و خشک

پس از نوشتن برنامه شبیه‌سازی، نتایج حاصل از آن با نتایج مثال‌های حل شده در کتاب "کولرهای هوایی و برج‌های خنک‌کننده" نوشته دتلف و کراگر؛ که به عنوان کتاب مرجع در طراحی سیستم‌های خنک‌کننده مطرح است، مورد ارزیابی قرار گرفت. برای بررسی این روش شبیه‌سازی، برجی با مشخصات جدول 1-3 در نظر گرفته شده است.

جدول 1-3: مشخصات برج هیبریدی برای مقایسه روش شبیه‌سازی با محاسبات در مرجع

ردیف	نام پارامتر	مقدار	واحد
1	مساحت کلی کولر هوایی (با احتساب مساحت پره‌ها)	9521/1441	متر مربع
2	حجم پکینگ	$1/878 \times 15 \times 15 = 422/5$	متر مکعب
3	دبی آب در گردش	450	کیلوگرم بر ثانیه
4	قطر فن	9/52	متر
5	دمای هوای محیط	288/6	کلوین
6	رطوبت مطلق هوای محیط	0/008127	
7	دمای آب ورودی	313	کلوین

جدول 2-3 مقایسه بین نتایج حاصله با محاسبات انجام شده در مرجع نشان داده شده است. درصد خطا از رابطه‌ی 2-2 محاسبه شده است.

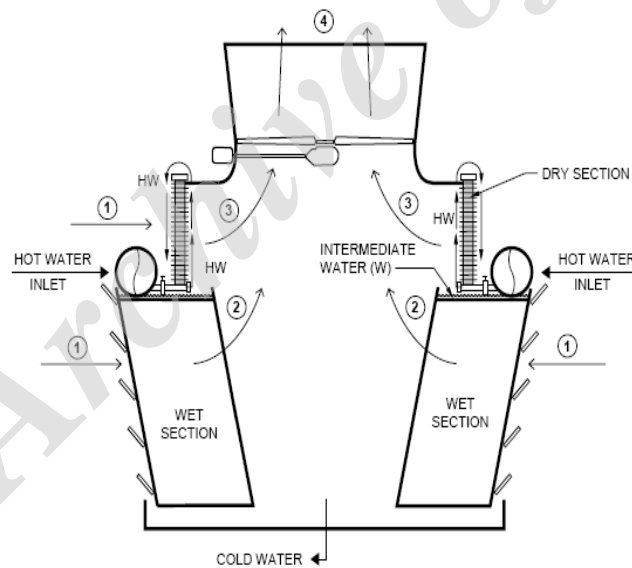
جدول 2-3: نتایج حاصله از شبیه‌سازی برج Counter هیبریدی

ردیف	نام پارامتر	مقدار داده شده در مرجع	مقدار داده‌های محاسبه شده در مرجع	واحد	درصد خطا
1	دمای آب خروجی	296/01	295/95	کلوین	$< 1\%$
2	دمای هوای خروجی	301/55	304/76	کلوین	1%
3	دبی هوای خروجی	749/73	756/54	کیلوگرم بر ثانیه	$< 1\%$

4	رطوبت هوای خروجی	0/019742	0/01835	-	-7%
5	میزان تبخیر	8/7081	7/7341	کیلو گرم بر ثانیه	11%-
6	درصد تبخیر	1/93	1/72	%	10%-
7	قدرت فن	183/198	180/233	کیلو وات	1% <

3-1-2- برج‌های Cross با کولر هوایی در بالای برج

در بسیاری از واحدهای صنعتی و حتی ساختمانی قدیمی از برج‌های جریان متقابل استفاده شده است. به همین دلیل بررسی این حالت برای یافتن میزان صرفه‌جویی در صورت تغییر حالت در بسیاری از برج‌های موجود ضروری می‌باشد. در این حالت نیز آب گرم ابتدا وارد کولرهای هوایی در قسمت بالایی برج تر می‌شود و پس از خنک شدن بر روی پکینگ‌های بخش تر می‌ریزد و تا دمای مد نظر خنک می‌شود. شکل 3-2 شماتیک این برج را نشان می‌دهد.



شکل 3-2: برج‌های Cross با کولر هوایی در بالای برج

برای شبیه‌سازی این برج هیبریدی نیز همانند حالت قبل می‌بایست از حل همزمان سیستم چند رابطه چند مجهول استفاده شود. از آنجا که تعداد پارامترها در این سیستم بسیار زیاد است، ابعاد برج‌های تر و خشک و

مشخصات مکانیکی آن‌ها به عنوان معلوم در نظر گرفته می‌شود و مجهولات فقط شامل پارامترهای فرآیندی است. این روش حل مشابه طراحی برج‌های خشک است. زیرا تعداد زیاد پارامترهای مکانیکی و فرآیندی عملاً حل روابط را غیر ممکن می‌سازد. علاوه بر آن برای ایجاد تغییر در یک برج موجود ابعاد برج تر مشخص است و ابعاد برج خشک نیز از طریق الگوریتم ارائه شده در بخش خشک تخمین زده می‌شود. تعداد روابط و مجهولات در این برج به شرح زیر است:

- مجهولات:
- 1- دبی جرمی هوای خشک ورودی به بخش خشک
 - 2- دمای هوای خروجی از مبدل خشک
 - 3- دمای آب خروجی از قسمت خشک
 - 4- فشار هوای خروجی از مبدل خشک
 - 5- دبی هوای ورودی به قسمت تر
 - 6- دمای آب خروجی از قسمت تر
 - 7- فشار هوای خروجی از قسمت تر

- روابط:
- 1- 2 رابطه موازنه انرژی در بخش خشک (مربوط به آب و انتقال حرارت در مبدل)
 - 2- 1 رابطه افت فشار در بخش خشک
 - 3- 1 رابطه موازنه انرژی آب در بخش تر
 - 4- 1 رابطه مرکل در بخش تر
 - 5- 1 رابطه افت فشار در بخش تر
 - 6- 1 رابطه افت فشار در قسمت اختلاط هوای تر و خشک

نتایج حاصله در جدول 3-3 قابل مشاهده است.

جدول 3-3: نتایج حاصله از شبیه‌سازی برج Cross هیبریدی

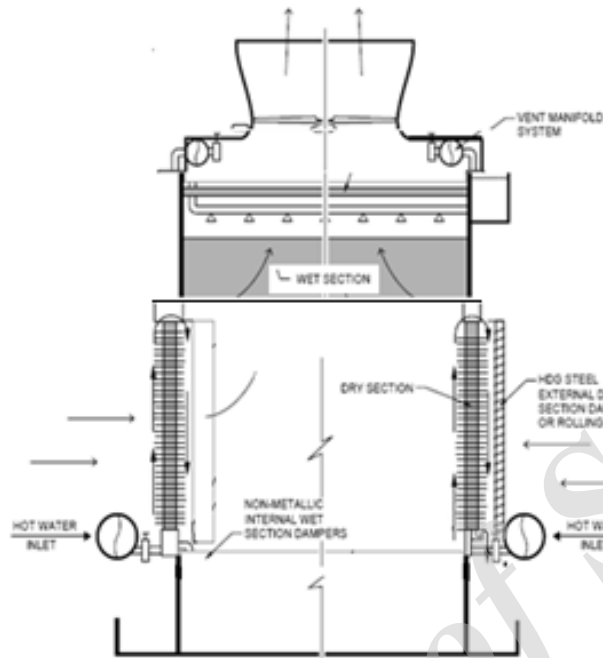
ردیف	نام پارامتر	مقدار داده‌های حاصل از شبیه‌سازی	واحد
1	دمای آب خروجی	295/73	کلوین
2	دمای هوای خروجی	301/89	کلوین

کیلو گرم بر ثانیه	792/42	دبی هوای خروجی	3
-	0/02122	رطوبت هوای خروجی	4
کیلو گرم بر ثانیه	10/37	میزان تبخیر	5
%	2/30	درصد تبخیر	6
کیلو وات	177/555	قدرت فن	7

3-1-3- برج‌های Counter با کولر هوایی در قسمت ورودی هوای برج

در این چیدمان مشابه شکل 3-3 کولر هوایی در ورودی هوای برج خنک‌کننده تر قرار می‌گیرد. در این حالت نیز آب گرم ابتدا وارد کولرهای هوایی می‌شود و پس از خنک شدن بر روی پکینگ‌های بخش تر می‌ریزد و تا دمای مد نظر خنک می‌شود.

برای شبیه‌سازی این برج هیبریدی نیز همانند حالت قبل می‌بایست از حل همزمان سیستم چند رابطه چند مجهول استفاده شود. در این حالت به جای روابط برج با جریان متقاطع از روابط برج با جریان متقابل استفاده می‌شود. از آنجا که تعداد پارامترها در این سیستم بسیار زیاد است، ابعاد برج‌های تر و خشک و مشخصات مکانیکی آن‌ها به عنوان معلوم در نظر گرفته می‌شود و مجهولات فقط شامل پارامترهای فرآیندی می‌شود. این روش مشابه عملیاتی است که در طراحی برج‌های خشک انجام شده بود. زیرا تعداد زیاد پارامترهای مکانیکی و فرآیندی عملاً حل روابط را غیر ممکن می‌سازد. علاوه بر آن برای ایجاد تغییر در یک برج موجود ابعاد برج تر مشخص است و ابعاد برج خشک نیز از طریق الگوریتم ارائه شده در بخش خشک تخمین زده می‌شود.



شکل 3-3: برج‌های Counter با کولر هوایی در قسمت ورودی هوای برج

در اینجا چون هوای ورودی به برج تر همان هوای ورودی به کولر هوایی است، یکی از مجهولات حذف می‌شود، همچنین هوای خروجی از بخش تر بدون اختلاط با هوای دیگری وارد فن می‌شود لذا روابط مربوط به اختلاط نیز حذف شده و سیستم به حالت 6 رابطه - 6 مجهول می‌رسد. مشخصات روابط و مجهولات در این برج به شرح زیر است:

- 1- دبی جرمی هوای خشک ورودی به بخش خشک مجهولات:
- 2- دمای هوای خروجی از مبدل خشک
- 3- دمای آب خروجی از قسمت خشک
- 4- فشار هوای خروجی از مبدل خشک
- 5- دمای آب خروجی از قسمت تر
- 6- فشار هوای خروجی از قسمت تر

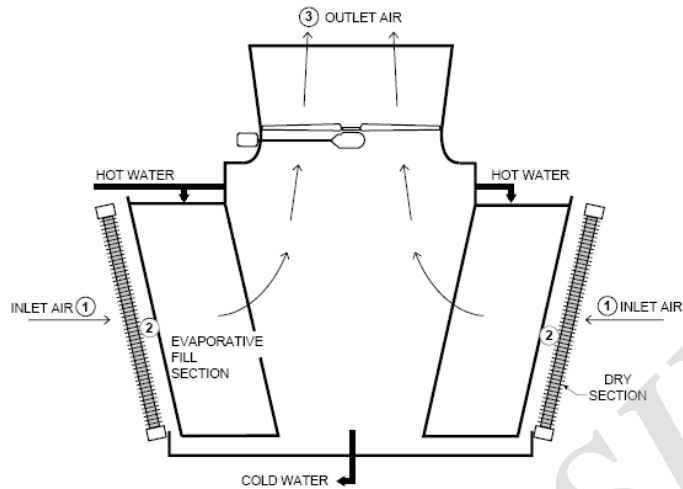
- روابط:
- 1- رابطه موازنه انرژی در بخش خشک (مربوط به آب و انتقال حرارت در مبدل)
 - 2- 1 رابطه افت فشار در بخش خشک
 - 3- 1 رابطه موازنه انرژی آب در بخش تر
 - 4- 1 رابطه مرکل در بخش تر
 - 5- 1 رابطه افت فشار در بخش تر

جدول 3-4: نتایج حاصله برای برج‌های Counter هیبریدی

ردیف	نام پارامتر	مقدار داده‌های حاصل از شبیه‌سازی	واحد
1	دمای آب خروجی	293/73	کلوین
2	دمای هوای خروجی	298/53	کلوین
3	دبی هوای خروجی	677/19	کیلوگرم بر ثانیه
4	رطوبت هوای خروجی	0/02530	-
5	میزان تبخیر	11/63	کیلوگرم بر ثانیه
6	درصد تبخیر	2/58	%
7	قدرت فن	252/940	کیلو وات

3-1-4- برج‌های Cross با کولر هوایی در قسمت ورودی هوای برج

در این چیدمان نیز مشابه شکل 3-4 کولر هوایی در ورودی هوای برج خنک‌کننده تر قرار می‌گیرد. در این حالت نیز آب گرم ابتدا وارد کولرهای هوایی می‌شود و پس از خنک شدن بر روی پکینگ‌های بخش تر می‌ریزد و تا دمای مد نظر خنک می‌شود.



شکل 3-4: برج های Cross با کولر هوایی در قسمت ورودی هوای برج

برای شبیه‌سازی این برج هیبریدی نیز همانند حالت قبل می‌بایست از حل همزمان سیستم چند رابطه چند مجهول استفاده شود. در این حالت به جای روابط برج با جریان متقاطع از روابط برج با جریان متقابل استفاده می‌شود. از آنجا که تعداد پارامترها در این سیستم بسیار زیاد است، ابعاد برج‌های تر و خشک و مشخصات مکانیکی آنها به عنوان معلوم در نظر گرفته می‌شود و مجهولات فقط شامل پارامترهای فرآیندی می‌شود. این روش مشابه عملیاتی است که در طراحی برج های خشک انجام شده بود. زیرا تعداد زیاد پارامترهای مکانیکی و فرآیندی عملاً حل روابط را غیر ممکن می‌سازد. علاوه بر آن برای ایجاد تغییر در یک برج موجود ابعاد برج تر مشخص است و ابعاد برج خشک نیز از طریق الگوریتم ارائه شده در بخش خشک تخمین زده می‌شود. در اینجا چون هوای ورودی به برج تر همان هوای ورودی به کولر هوایی است، یکی از مجهولات حذف می‌شود، همچنین هوای خروجی از بخش تر بدون اختلاط با هوای دیگری وارد فن می‌شود لذا روابط مربوط به اختلاط نیز حذف شده و سیستم به حالت 6 رابطه - 6 مجهول می‌رسد. تفاوت این حالت با حالت قبل در دو مورد است. اول آنکه به جای روابط برج متقابل در حالت قبلی از روابط برج متقاطع استفاده شده است و دوم آنکه باید محاسبات مربوط به کولر هوایی در حالت شیب‌دار نسبت به سطح افق در نظر گرفته شود. مشخصات روابط و مجهولات در این برج به شرح زیر است:

- مجهولات:
- 1- دبی جرمی هوای خشک ورودی به بخش خشک
 - 2- دمای هوای خروجی از مبدل خشک
 - 3- دمای آب خروجی از قسمت خشک
 - 4- فشار هوای خروجی از مبدل خشک
 - 5- دمای آب خروجی از قسمت تر
 - 6- فشار هوای خروجی از قسمت تر

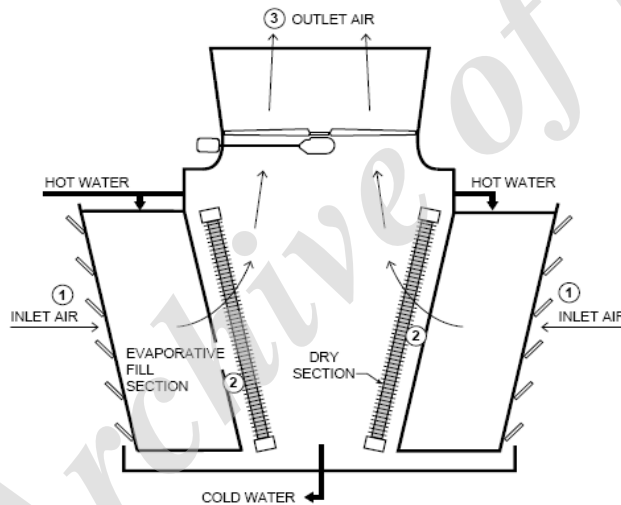
- روابط:
- 1- 2 رابطه موازنه انرژی در بخش خشک (مربوط به آب و انتقال حرارت در مبدل)
 - 2- 1 رابطه افت فشار در بخش خشک
 - 3- 1 رابطه موازنه انرژی آب در بخش تر
 - 4- 1 رابطه مرکل در بخش تر
 - 5- 1 رابطه افت فشار در بخش تر

جدول 3-5: نتایج حاصله برای برج‌های Cross هیبریدی

ردیف	نام پارامتر	مقدار داده های حاصل از شبیه‌سازی	واحد
1	دمای آب خروجی	294/39	کلوین
2	دمای هوای خروجی	296/96	کلوین
3	دبی هوای خروجی	632/32	کیلوگرم بر ثانیه
4	رطوبت هوای خروجی	0/02660	-
5	میزان تبخیر	11/68	کیلوگرم بر ثانیه
6	درصد تبخیر	2/59	%
7	قدرت فن	160/940	کیلو وات

3-1-5- برج‌های Cross و Counter با کولر هوایی در قسمت داخلی

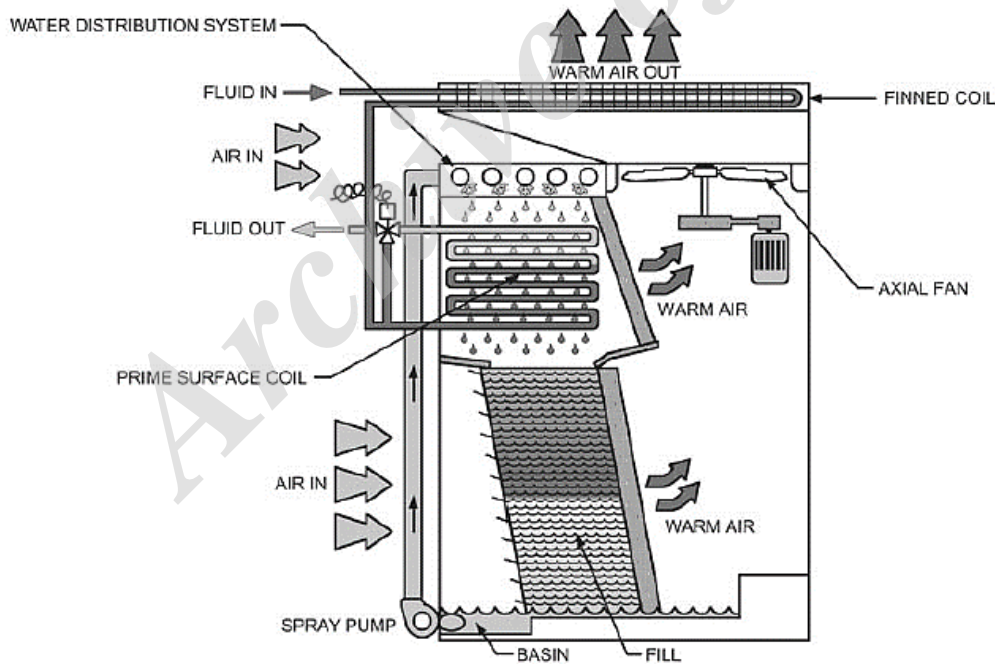
شکل 3-5 شماتیک این برج‌ها را نشان می‌دهد. خارج از بحث فرآیندی، ملزومات مکانیکی این برج‌ها امکان استفاده از آنها را سخت می‌کند. زیرا جایگذاری کولر هوایی در قسمت داخلی برج نیاز به فضای کافی در داخل و همچنین تغییرات عمده در استراکچر حوضچه‌های جمع‌آوری آب دارد که در عملاً در مورد برج‌های موجود غیر ممکن است، علاوه بر آن در حالی که آب مستقیم روی لوله‌ها نمی‌ریزد، ولی به علت مجاورت نزدیک با محیط مرطوب خوردگی در لوله‌ها بالاست و باید از متریال خاص‌تری استفاده نمود. همچنین دسترسی به کولر هوایی در هنگام تعمیرات و نگهداری بسیار سخت خواهد شد. در نهایت به دلایل فوق این چیدمان مورد بررسی بیشتر قرار نگرفت.



شکل 3-5: برج‌های Cross و Counter با کولر هوایی در قسمت داخلی

3-2- برج‌های هیبریدی در سایز کوچک تا متوسط

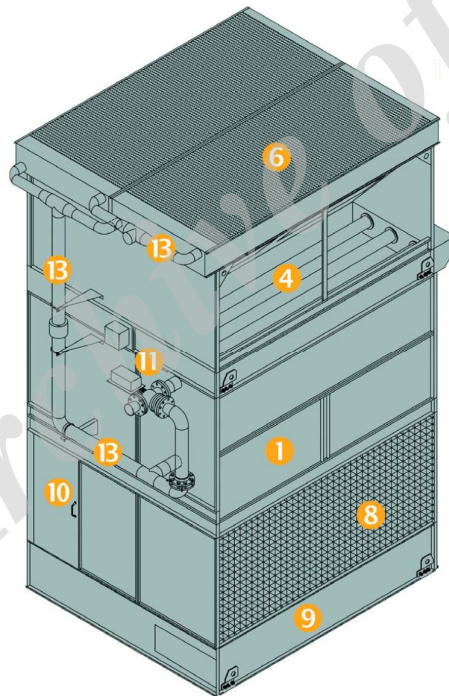
برج‌های هیبریدی در سایز کوچک تا متوسط که برای مصارف عمومی تبریدی مناسب هستند و در دنیا تجاری شده و به تولید انبوه رسیده‌اند. شکل 3-6 شماتیک این برج‌ها را نشان می‌دهد. نحوه عملکرد این برج به تفصیل در گزارش اول آمده است. مزیت بزرگ این برج سایز و چیدمان آن است که چون برای مصارف عمومی تر طراحی شده است امکان تجاری سازی آن وجود داشته است و بنابراین در خارج از کشور به تولید انبوه رسیده و نتایج استفاده از آن مشخص است. این برج‌ها با ترکیب انتقال حرارت محسوس، آدیباتیک و تبخیر باعث کاهش مصرف آب و انرژی مورد نیاز در فرآیندهای تبخیر در مقایسه با سایر تجهیزات معمول می‌شوند. همچنین شکل 3-7 شماتیک یک نمونه ساخته شده و اجزای آن را نشان می‌دهد.



شکل 3-6: برج‌های هیبریدی در سایز کوچک تا متوسط

دستیابی به دانش فنی بومی ساخت برج های خنک کننده هیبریدی

- 1- جداره اصلی برج
- 2- سیستم محرک فن برج (داخل دستگاه - در این زاویه نشان داده نشده است)
- 3- فن با مصرف پایین (داخل دستگاه - در این زاویه نشان داده نشده است)
- 4- سیستم توزیع آب
- 5- کویل های ترشونده (داخل دستگاه - در این زاویه نشان داده نشده است)
- 6- کویل های پره دار خشک
- 7- پکینگ های بخش تر (داخل دستگاه - در این زاویه نشان داده نشده است)
- 8- درپچه های ورودی هوا
- 9- حوضچه آب سرد
- 10- درب های دسترسی داخلی
- 11- شیرهای سه طرفه
- 12- پمپ گردش مجدد آب جهت اسپری کردن (داخل دستگاه - در این زاویه نشان داده نشده است)
- 13- لوله و اتصالات داخلی دستگاه



شکل 3-7: شماتیکی از برج هیبریدی که به مرحله ساخت رسیده است.

جدول 3-6 مشخصات و جدول 3-7 نتایج حاصل از مدلسازی و شبیه‌سازی برج فوق‌الذکر بر اساس ابعاد تجاری را نشان می‌دهد.

جدول 3-6: مشخصات برج هیبریدی در سایز متوسط

ردیف	نام پارامتر	مقدار	واحد
1	مساحت کلی کولر هوایی (با احتساب مساحت پره‌ها)	5400/26	متر مربع
2	حجم پکینگ	13/91 (5/52*0/90*2/8)	متر مکعب
3	مساحت لوله‌های تر (خنک‌شونده)	290/42	
4	دبی آب در گردش	173/45	کیلوگرم بر ثانیه
5	قطر فن	1/536	متر
6	دمای هوای محیط	288/6	کلوین
7	رطوبت مطلق هوای محیط	0/008127	-
8	دمای آب ورودی	313	کلوین

جدول 3-7: نتایج حاصله برای برج‌های هیبریدی متوسط

ردیف	نام پارامتر	مقدار داده‌های محاسبه شده در مرجع	واحد
1	دمای آب خروجی	299/05	کلوین
2	دمای هوای خروجی	305/08	کلوین
3	دبی هوای خروجی	28/61	کیلوگرم بر ثانیه
4	رطوبت هوای خروجی	0/02415	-
5	میزان تبخیر	0/4584	کیلوگرم بر ثانیه
6	درصد تبخیر	0/2642	%
7	قدرت فن	32	کیلووات