موسسه آموزش عالی ادیبان

گروه مکانیک

معرفی و محاسبه مبدل حرارتی پوسته و لوله ای

نگارنده : سعید محمودی

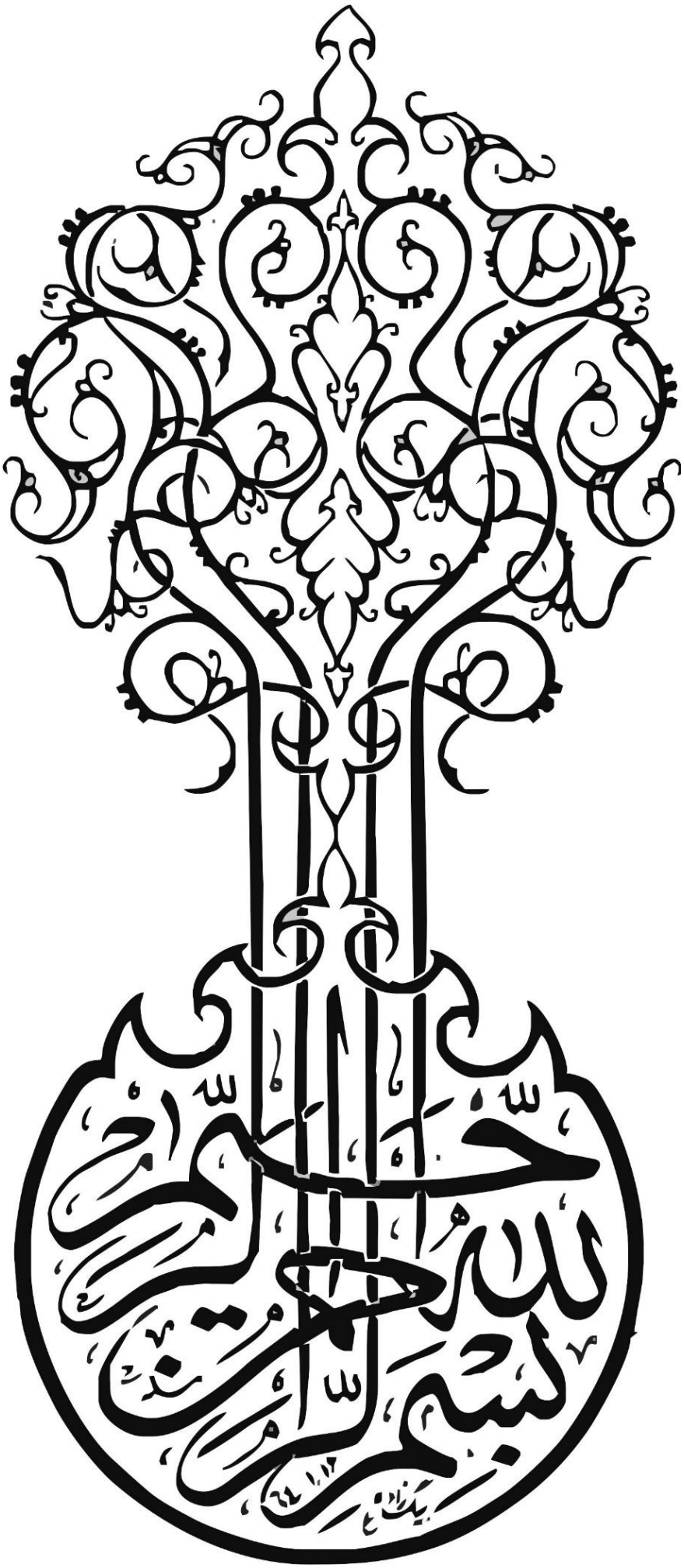
استاد راهنما : مهندس بابک فدایی

پایان نامه برای دریافت درجه ی کارشناسی

در

مهندسی مکانیک

دی و بهمن ۱۳۹۶


بسم الله الرحمن الرحیم

فهرست مطالب

عنوان ..... صفحه

مقدمه ۱

.....

فصل اول (معرفی مبدل های حرارتی) ۲

مقدمه فصل اول ۳

انواع مبدل های حرارتی بر اساس آرایش جریان ۳

مبدل های حرارتی جریان موازی ۳

مبدل های حرارتی جریان مخالف ۴

انواع مبدل بر اساس نوع ساختمان و نحوه عملکرد ۴

مبدل های حرارتی لوله ای ۴

مبدل های حرارتی دو لوله ای ۵

مبدل های حرارتی لوله مارپیچ ۵

مبدل های حرارتی لوله و پوسته ای ۶

مبدل های حرارتی صفحه ای ۷

مبدل های حرارتی صفحه و شاسی ۷

مبدل های حرارتی صفحه ای حلزونی ۸

مبدل های حرارتی صفحه و کویل ۹

.....

فصل دوم (طراحی مبدل های حرارتی لوله و پوسته) ۱۳

مقدمه فصل دوم ۱۴

انبساط حرارتی دیفرانسیلی ۱۴

ترتیب عبور سیال از داخل لوله ها ۱۶

جریان سیال طرف پوسته ۱۶

ملاحظه نحوه سرویس و باز نمودن مبدل ۱۶
اصول طراحی مبدل های حرارتی ۱۸
تعیین مشخصات فرآیند و طراحی ۲۱
طراحی حرارتی و هیدرولیکی ۲۳
طراحی مکانیکی ۲۶
ملاحظه مربوط به تولید و تخمین هزینه ها ۲۸
فاکتور های لازم برای سبک سنگین کردن ۲۹
طراحی بهینه ۲۹
پارامتر های عملیاتی تعیین کننده مبدل های پوسته و لوله ای ۳۰
تمیز کردن مبدل های پوسته و لوله ای ۳۰
خصوصیات مبدل پوسته لوله ای تیوب شیت ثابت ۳۰
خصوصیات مبدل پوسته لوله ای U شکل ۳۱
.....
فصل سوم (پارامتر های طراحی مکانیکی) ۳۲
قطر و ضخامت لوله ها ۳۳
طول لوله ها ۳۳
آرایش لوله ها ۳۳
لوله های دوفلزی و پره دار ۳۵
صفحه جدا کننده ۳۵
بافل ها ۳۵
ضخامت بافل ها ۳۷
حداکثر طول آزاد و بدون تکیه ۳۷
بافل های طولی ۳۸
صفحه برخورد ۳۸
آخرین محدوده لوله گذاری (OTL) ۳۹
محاسبه تعداد لوله ها ۳۹
.....
فصل چهارم (اطلاعات طراحی) ۴۱

مقدمه فصل چهارم ۴۲
انواع محاسبات کاربردی در مبدل های حرارتی ۴۳
اختلاف دمای اصلی ۴۴
فرضیات مهم در طراحی اولیه یک مبدل ۴۵
روش LMTD ۴۵
محاسبه OHTIC ۴۶
متد کلی مسئله طراحی ۴۷
متد کلی حل مسئله عملکرد مبدل ۴۷
.....
فصل پنجم (روابط مهم در تعیین ضریب انتقال حرارت و افت فشار) ۵۰
روابط تجربی ضریب انتقال حرارت در داخل لوله ها ۵۱
محاسبه افت فشار در داخل لوله ۵۱
معادلات و روابط مربوط به نازل ها و درپوش ها ۵۲
بررسی فاکتور J در میزان انتقال حرارت و وابستگی آن به ضریب انتقال حرارت ۵۳
روش های طراحی و محاسباتی مبدل ها ۵۴
روش Kern ۵۵
روش Bell ۵۶
روش Tinker ۵۸
محاسبات مربوط به پوسته F ۵۹
رسوب گرفتگی ۵۹
ارتعاش ۶۰
سر و صدا ۶۲
الگوریتم عمومی در طراحی مبدل های پوسته و لوله ای ۶۲
روش طراحی سریع مبدل های پوسته و لوله ای ۶۴
روش فاکتور عملکرد (روش دوم طراحی) ۶۷
الگوریتم حل مسائل به روش Rapid Design ۶۹
تاثیر و وابستگی دما ۷۱
تفهیم ضریب تصحیح جریان درهم ۷۱

تفهیم ضریب تصحیح جریان آرام ۷۲
حل دستی یک مثال طراحی ۷۳
منابع .....

مقدمه

فرآیند تبادل گرما بین دو سیال ، در دماهای مختلف در بسیاری از کاربردهای صنعتی دیده می شود. وسیله ای که این تبادل حرارتی را در بسیاری از فرآیندها صورت می دهد، مبدلهای حرارتی می باشند که کاربردهای خاص آنها را می توان از سیستمهای گرمایش و سرمایش ساختمانها و تهویه مطبوع گرفته تا نیروگاهها، پالایشگاهها و فرآیندهای شیمیایی به وضوح مشاهده کرد.

طراحی باپیش بینی عملکرد این دستگاهها مبتنی بر اصول انتقال گرما می باشد. در این پروژه سعی شده تا اختصاصا در مورد مبدل های پوسته- لوله ای به علت سادگی، کاربرد وسیع و وجود استانداردها و اطلاعات فراوان ترکتابخانه ای آنها بحث و بررسی شود. در این بررسی ضمن معرفی کلی این مبدل ها، کاربرد آنها، نحوه ی طراحی و عملکرد آنها به سه روش کرن (Kerm's Method) و بل (Bell'sMethod) و روش الگوریتم سریع (RapidDesign) وجهت بررسی عملکرد (Performance) یک مبدل پوسته- لوله ای مطرح شده است.

در پایان لازم میدانم از زحمات وتلاش کلیه عزیزان خصوصا استاد راهنمای گرامی، آقای مهندس بابک فدایی که ما را در گردآوری این پروژه یاری نموده اند کمال تشکر و قدردانی را داشته باشم .

سعید محمودی

بهمن ۱۳۹۶

فصل اول :

آشنایی با انواع

مبدل های حرارتی

مقدمه

فرآیند انتقال حرارت میان دو یا چند جریان با دماهای متفاوت صورت می پذیرد که کاربرد های گوناگون صنعتی ، تجاری و خانگی دارد و معمولا برای این کار از یک مبدل حرارتی [1] استفاده میکنند .

مجموعه ای متنوع از مبدل های حرارتی از نظر شکل ، اندازه ، مکانیزم انتقال حرارت و سایر ویژگی ها را در صـــنایع مختلف از جمله صـــنایع نفت و گاز ، برق و قدرت ، حمل و نقل ، تهویه مطبوع ، تبرید و سرماسازی و بیولوژی می توان مشاهده نمود .

مبدل ها را می توان بر اساس موارد زیر دسته بندی نمود :

۱ – آرایش جریان

۲ – نوع ساختمان و نحوه عملکرد

۳ – پیوستگی یا تناوب جریان

۴ – فرآیند انتقال

۵ – فشردگی جریان

۶ – درجه حرارت کارکرد

۷ – تعداد سیال

که در اینجا به توضیح و بررسی برخی از آنها میپردازیم و بقیه موارد در فصول بعدی آورده خواهند شد.

۱ انواع مبدل های حرارتی بر اساس آرایش جریان

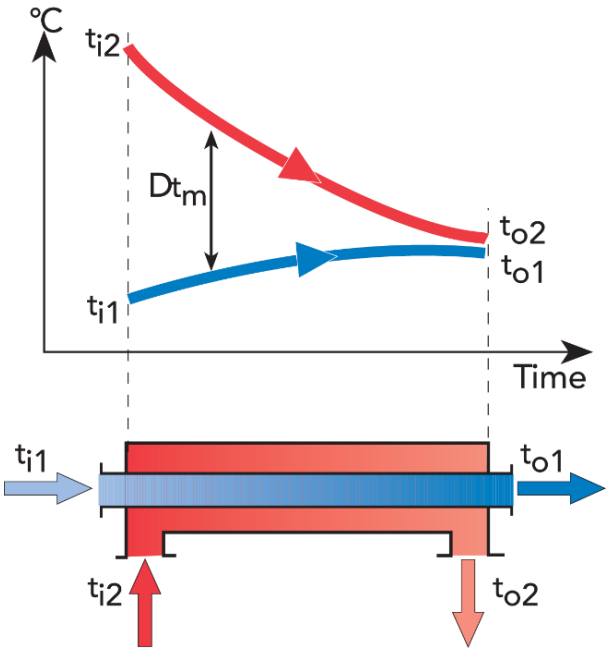
۱-۱ مبدل های حرارتی جریان موازی [2]

در این نوع از مبدل ها ، دو سیال از یک جهت و همسو با یکدیگر وارد مبدل شده و در موازات هم مسیر خود را ادامه داده و از جهت دیگر مبدل خارج میشوند. در این روش ، اختلاف دمای دو سیال در طول مبدل افت میکند . این اختلاف دما ، نیروی محرکه انتقال حرارت است و هرچه بیشتر باشد انتقال حرارت بهتری صورت گرفته است .در این حالت میزان انتقال حرارت در ابتدای مبدل که دو سیال در حال وارد شدن به آن هستند بیشتر از قسمت انتهایی آن میباشد و دمای خروجی سیالی که در حال گرم شدن است هرگز از دمای خروجی سیال گرم کننده بیشتر نمی شود . [شکل ۱]

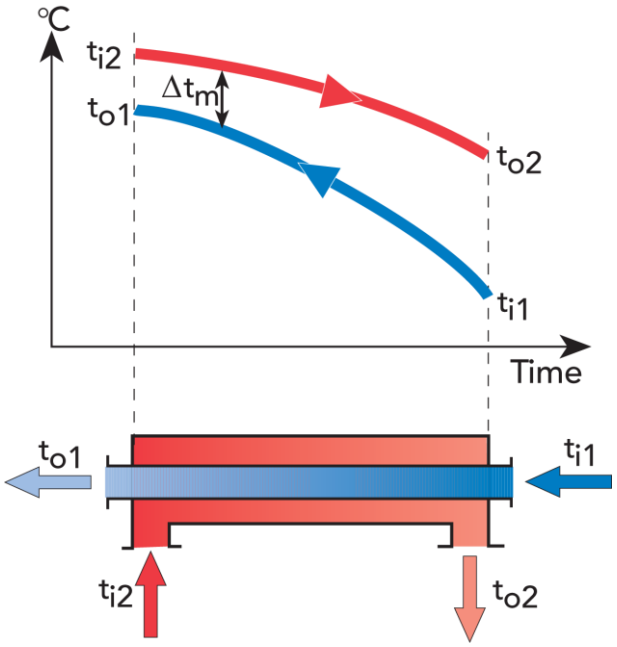
1- Heat Exchanger
2- Co-Current

۲-۱ مبدل های حرارتی جریان مخالف [1]

در این نوع از مبدل ها ، دو سیال در خلاف جهت یکدیگر وارد مبدل می شوند . در این روش اختلاف دمای دو سیال در طول مبدل تقریبا ثابت می ماند و می توان دمای خروجی سیال در حال گرم شدن را به دمایی بالاتر از دمای خروجی سیال گرم کننده رساند . [شکل ۲]



شکل ۱ - مبدل های حرارتی جریان موازی



شکل ۲ - مبدل های حرارتی جریان مخالف

۲ انواع مبدل بر اساس نوع ساختمان و نحوه عملکرد

۲-۱ مبدل های حرارتی لوله ای [2]

مبدل های حرارتی لوله ای خود به چند زیر مجموعه تقسیم میشوند که هر یک را به اختصار توضیح میدهیم :

الف) مبدل های حرارتی دو لوله ای [3]

ب) مبدل های حرارتی لوله مارپیچ [4]

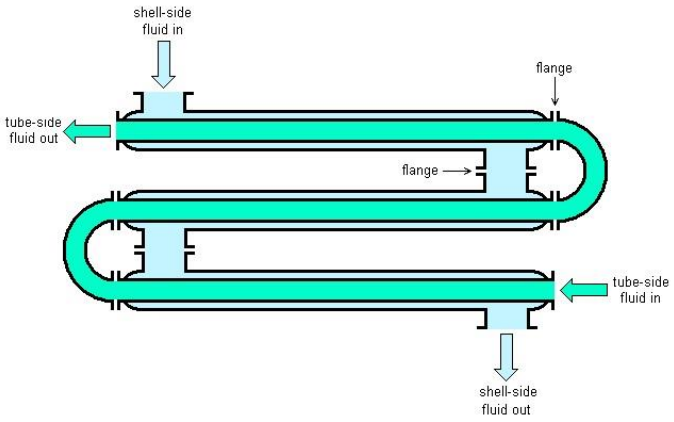
ج) مبدل های حرارتی لوله و پوسته ای [5]

1- Counter Current
2- Tubular Heat Exchanger
3- Double Tube Heat Exchanger
4- Spiral Heat Exchanger
5- Shell & Tube Heat Exchanger

الف) مبدل های حرارتی دو لوله ای [1]

ساده ترین نوع مبدلی که در صنعت ساخته می شود ، مبدل حرارتی دو لوله ای می با شد که به آن مبدل سنجاق سری هم گفته می شود که از دو لوله ی هم محور و به شکل U تشکیل شده است . در این نوع از مبدل یکی از ســـیال ها از درون لوله و ســـیال دیگر از مجاری بین دو لوله عبور می کند و به این ترتیب عمل انتقال حرارت صورت می پذیرد .

از مزایای این نوع مبدل ها می توان به ســاخت آســان و هزینه نســبتا کم ، محاســبات و طراحی آســان ، کنترل ساده جریان های سیال در دو م سیر ، نگهداری و تمیز کردن آ سان و کاربرد در ف شار های زیاد اشاره نمود . [شکل ۳]



شکل ۳ – مبدل حرارتی دو لوله ای

ب) مبدل های حرارتی لوله مارپیچ [2]

این نوع از مبدل های حرارتی از یک یا چند حلقه لوله مارپیچ ت شکیل شده اند که ابتدا و انتهای این لوله مارپیچ به لوله ا صلی ورودی و خروجی متصل می شود و محظه ای اطراف آن را می پو شاند . معمولا جنس لوله های مارپیچ از فولاد کربن دار یا مس و آلیاژ های آن و یا فولاد ضد زنگ و آلیاژهای نیکل می باشد .

مبدل های حرارتی مارپیچی می توان گفت بعد از مبدل های دولوله ای ساده ترین ساختار را دارد . این مبدل ها توانایی انتقال حرارت در فشـــار ها و دماها ی بالا را همانند مبدل های پوســـته و لوله ای به خوبی دارا میباشند و در برابر شوک های حرارتی و فشاری مقاومت زیادی دارند .

معمولا ابعاد این دســـته از مبدل ها در مقایســـه با ســـایر مبدل های لوله ای کمتر اســـت زیرا انتقال حرارت در مسیر های منحنی و پیچ دار بیشتر از مسیر مستقیم می باشد .

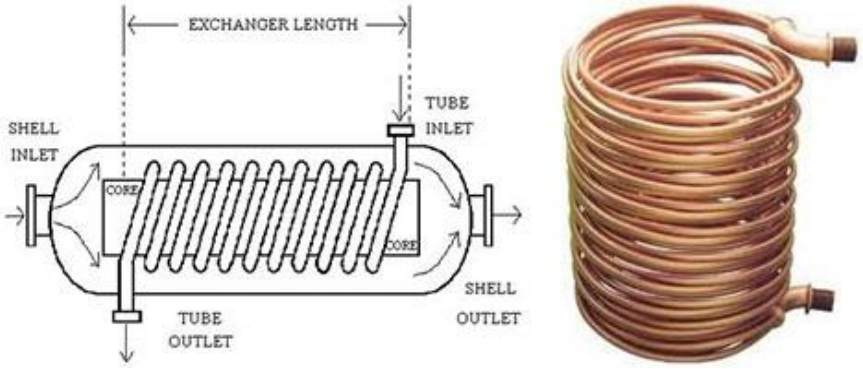
1- Double Tube Heat Exchanger
2- Helical Heat Exchanger

کاربرد این نوع از مبدل های حرارتی

۱ – در کاربری های با فضای محدود

۲ – درکاربری هایی که سرعت جریان کم بوده (جریان آرام) و کاربرد مبدل پوسته و لوله به علت پایین بودن ضرایب انتقال حرارت ، صرفه اقتصادی نداشته باشد .

۳ – زمانی که یکی از سیالات شامل ترکیبی از مواد گازی ، مایع و جامد با شد و منجر به بروز م شکلات مکانیکی مانند گرفتن سوراخ تیوب های با قطر کم شود .



شکل ۴ – مبدل های حرارتی لوله مارپیچ

ج) مبدل های حرارتی لوله و پوسته ای[1]

یکی از متداول ترین و پر کاربرد ترین نوع مبدل های حرارتی که در صـنعت مورد اسـتفاده قرار میگیرد ، مبدل های حرارتی لوله و پو سته ای می با شد که برای کاربرد های متنوع در ابعاد و اندازه های گوناگون طراحی و سـاخته می شـوند .از این نوع مبدل ها به منظور تبخیر یک مایع یا کندانس (میعان) کردن یک بخار ویا انتقال حرارت بین دو مایع استفاده می گردد .

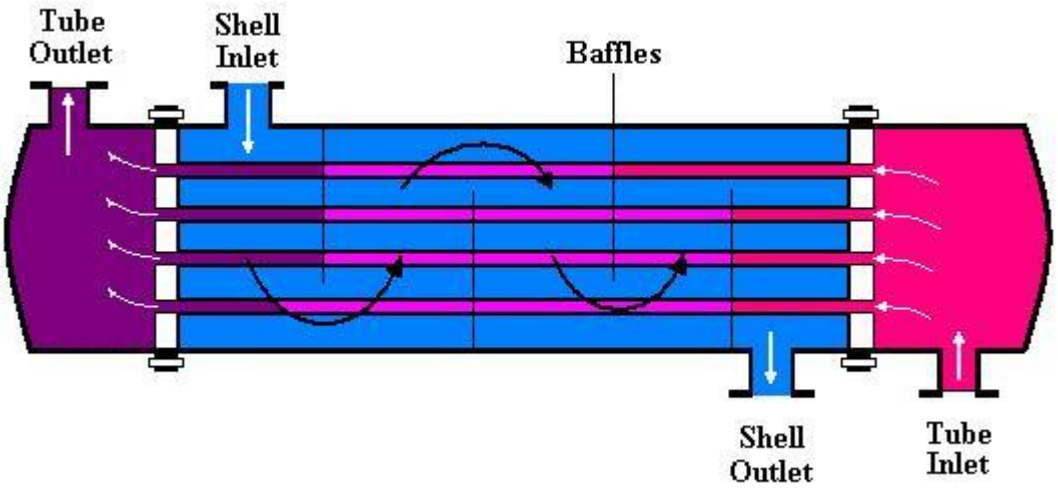
اجزاء تشـکیل دهنده یک مبدل حرارتی لوله و پوسـته عبارتند از : لوله ، صـفحه لوله ، پوسـته ، صفحات نگهدارنده ، سر جلو و سر عقب . این نوع از مبدل ها از تعداد زیادی لوله حاوی سیال که بخش خارجی آن با سیال دیگری در تماس می با شد تشکیل یافته و عمل انتقال حرارت از طریق سطح وا سط که همان بدنه یا جداره لوله اسـت امکان می پذیرد پس باید جنس لوله ها به گونه ای انتخاب گردد که علاوه بر ا ستقامت ، ر سانای خوب گرما نیز با شند . در مبدل های لوله-پو سته معمولا دو صفحه از جنس فلز در ابتدا و انتهای مبدل قرار می گیرد که به تعداد لوله های داخل مبدل بر روی این ورقه ها سـوراخ ایجاد شده است و این لوله ها به صفحه لوله از طریق جوش یا به طریقه مکانیکی متصل شده اند .

دو سر مبدل یعنی سر جلویی و عقبی مبدل به گونه ای طراحی و ساخته می شود که سیال از یک سر مبدل وارد شده و به سمت ورودی لوله ها هدایت شود و پس از عبور از لوله ها وارد سر عقبی شده و در آنجا جمع آوری گردد.

1- Shell & Tube Heat Exchanger

سیالی که از میان پو سته عبور می کند باید به گونه ای هدایت شود که در طی مسیر بیشترین تماس را با سطح خارجی لوله ها برقرار نماید و فرآیند انتقال حرارت به بهترین شکل صورت پذیرد.

برای دستیابی به این هدف از قطعه ای به نام بافل استفاده می شود . بافل ها به دو منظور در مبدل ها مورد استفاده قرار میگیرند.هدایت سیال و نگهداشتن لوله ها برای جلوگیری از لرزش و جابجایی. با نصب بافل ها جریان عبوری سیال در پوسته تقریبا عمود بر جریان عبوری سیال داخل لوله ها می شود که این امر موجب افزایش انتقال انرژی حرارتی و در نتیجه افزایش راندمان کار می گردد . [شکل ۵]



شکل۵ – مبدل های حرارتی لوله و پوسته

۲-۲ مبدل های حرارتی صفحه ای [1]

این نوع مبدل ها از ورق های نازک صاف یا موجدار و به صورت مسطح و استوانه ای ساخته می شوند و به سه دسته ی زیر تقسیم میشوند :

الف) صفحه و شاسی

ب) حلزونی

ج) صفحه و کویل

الف) مبدل حرارتی صفحه و شاسی [2]

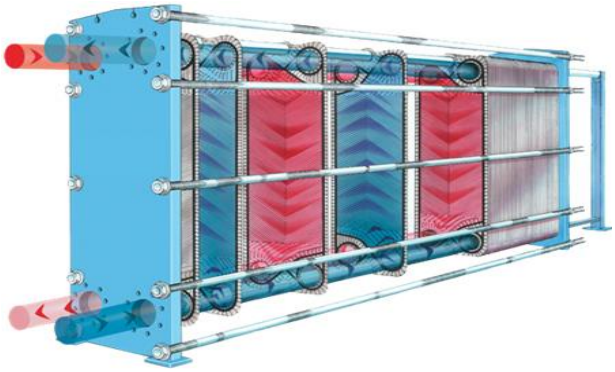
این نوع از مبدل از تعدادی صفحه نازک و مستطیل شکل که می توانند از جنس پلاستیک و یا فلز باشند تشکیل یافته که بصورت موازی در کنار هم قرار میگیرند و بین آنها مجاری سیال وجود دارد، سیال گرم و سرد به صورت یک در میان از بین صفحات عبور می کنند .

بدلیل محدودیت دما و فشار ، برای دما و فشارهای بالا که عمل انتقال حرارت صورت می گیرد ، نمی توان از این مبدل ها استفاده نمود . از این مبدلها به منظور انتقال حرارت در زمان بسیار پایین استفاده

1- Plate Heat Exchanger

2- Plate & Frame Heat Exchanger

می شود و این به دلیل نسبت سطح به حجم بالایی است که این مبدل دارد . معمولا از این نوع مبدلها در صنایع غذایی استفاده می شود. [شکل ۶]



شکل ۶ – مبدل های حرارتی صفحه و شاسی

ب) مبدل حرارتی صفحه ای حلزونی

مبدل حرارتی حلزونی یا همان مبدل حرارتی اسپیرال از دو صفحه مسطح که به صورت حلزونی (ا سپیرال) و در کنار هم رول شده اند، تشکیل می شود که دو کانال عبور سیال را به موازات هم بوجود می آورند. یک جریان سیال از مرکز حلزونی وارد و از محیط آن خارج می شود. سیال دیگر در جهت مخالف از محیط حلزونی وارد و از مرکز خارج می شود و بدین ترتیب دو سیال در طول حرکت خود از ابتدا تا انتهای اسپیرال با یکدیگر تبادل حرارتی انجام می دهند . [شکل ۷]

مبدل های حرارتی حلزونی اغلب برای گرمایش سیالاتی که حاوی مواد جامد هستند و تمایل به رسوب در سطح مبدل در آنها زیاد است، استفاده می شوند. همین افت فشار اندک که در مبدل های حرارتی حلزونی به وجود می آید، خود عاملی است که از رسوب ذرات و مواد جامد بر سطح مبدل جلوگیری می کند. بدین ترتیب که اگر قسمتی از سطح رسوب بگیرد، موجب افزایش سرعت سیال در آن قسمت شده و سیال با سرعت بیشتر، به جدا شدن رسوب از سطح کمک می کند و در واقع مبدلی است که خاصیت ضد رسوب دارد. همچنین این مبدل ها به راحتی قابلیت پاکسازی دوره ای را دارند زیرا می توان با فشار سیال شستشو دهنده، رسوب را از سطح آن پاکسازی نمود .

شکل ۷ – مبدل حرارتی صفحه ای حلزونی

1- Spiral

ج) مبدل های حرارتی صفحه و کویل

با آغاز کاربرد تجاری مبدل های حرارتی صـفحه ای در دهه ۱۹۲۰ که بیشـتر در صـنایع لبنی استفاده می شد ، روند رشد و تکامل این مبدل ها در مدل های مختلف آغاز شد . این گونه از روند توسعه و تکامل یا به صورت تغییر در ساختار داخلی مبدل حرارتی صفحه ای یا به صورت تغییرات در الگوهای سطح صفحات بوده است .

تغییرات ساختاری که طی چند دهه گذشته روی این مبدل ها انجام شده به ساخت مبدل های جدید منجر شـده که می توان به مبدل های حرارتی صـفحه ای از نوع لحیم شـده [۱] ، نیمه جوش کاری شده [۲] ، کاملا جوشکاری شده [۳] ، دارای شکاف عریض [۴] و دو دیواره ای [۵] اشاره نمود که در تمام آنها واشر بندی حذف شده است . که در زیر به معرفی کلی آنها می پردازیم :

۱- مبدل حرارتی صفحه ای لحیم شده :

همانطور که به صورت شماتیک در [شکل ۸] ملاحظه می شود ، از تعدادی صفحه با جنس استیل ضد زنگ تشکیل شده که با استفاده از مس به عنوان ماده لحیم کاری به یکدیگر لحیم شده تا بدین طریق یک مجموعه واحد ساخته شود .

شکل ۸ – مبدل حرارتی صفحه ای لحیم شده

1- Brazed Plate Heat Exchanger
2- Semi welded plate Heat Exchanger
3- Welded Plate Heat Exchanger
4- Wide Gap Plate Heat Exchanger
5- Double Wall Plate Heat Exchanger

۲- مبدل حرارتی نیمه جوشکاری شده :

با جو شکاری صفحات مبدل حرارتی به صورت جفت ، برای ساخت صفحات مو سوم به صفحات دو قلو ، می توان یک مبدل حرارتی نیمه جو شکاری شده ساخت . با مونتاژ این صفحات دو قلو در یک مجموعه صفحه و قاب همراه با واشرهایی که تنها در کانال های صفحه بوده و جریان سیال فرعی را کنترل میکنند ، می توان این گونه مبدل ها را تشکیل داد . [شکل ۹]

شکل ۹ – مبدل حرارتی نیمه جوشکاری شده

۳- مبدل های حرارتی صفحه ای کاملا جوشکاری شده :

این نوع از مبدل ها از نوع بدون واشر می باشند و همانطور که در [شکل ۱۰] نشان داده شده است در آن یک مجموعه صفحه کاملا جوشکاری شده میان دو صفحه انتهایی در یک قاب معمولی پیچ شده است . با اتصال صفحات در لبه ها و حذف واشرها ، انسجام سازه ای مجموعه صفحات و همچنین دمای کاری و محدودیت های فشار مبدل های حرارتی صفحه ای به صورت قابل توجهی افزایش می یابد . از جوش لیزر در دو بعد در امتداد لبه های صفحات استفاده می شود و به این ترتیب می توان هنگام تغییرات دما و فشار مجموعه صفحه را در جهت طولش گسترش یا کاهش داد و در نتیجه مقاومت خستگی مجموعه افزایش خواهد یافت . همچنین این نوع از مبدل ها برای کاربرد هایی که در آن ها انتقال حرارت یا فرآیندهای گرمایی تحت تاثیر تغییرات سریع دمایی وفشاری قرار می گیرند ، بسیار مناسب هستند .اما مبدل های حرارتی کاملا جوشکاری شده بر خلاف مدلهای نیمه جوشکاری شده و واشردار، از قابلیت انعطاف پذیری و کاهش یا افزایش مساحت سطح توسط اضافه یا کم کردن صفحات برخوردار نیستند . همچنین نمی توان آنها را به راحتی با روش مکانیکی تمیز نمود و برای این منظور باید از روش های شیمیایی استفاده کرد . این نوع از مبدل ها دارای حداکثر مقاومت دمایی $350^{\circ}C$ و مقاومت فشاری ۴۰ bar می باشند .

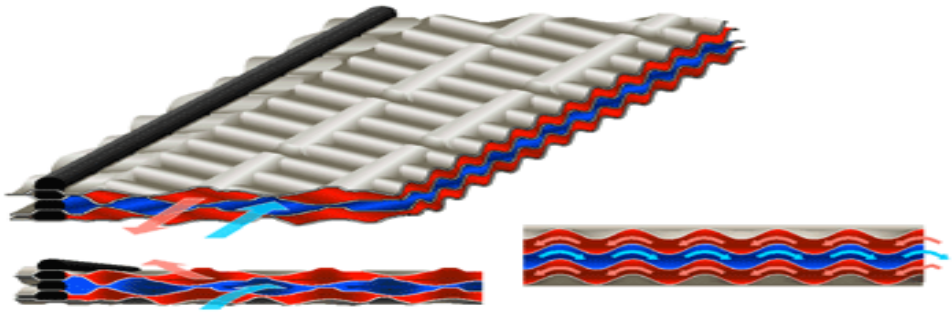
شکل ۱۰ – مبدل حرارتی کاملا جوشکاری شده همراه با صفحات نگه دارنده

۴- مبدل حرارتی صفحه ای دارای شکاف عریض :

این مبدل ها دارای کانال های بزرگتر با سطح جریان آزاد هستند که برای کنترل سیالات حاوی الیاف یا ذرات در شت و سیالات با ویـسکوزیته بالا ا ستفاده می شوند . در صورتی که در مبدل های صفحه ای معمولی ، وجود این گونه سیالات موجب بـسته شدن کانال های مبدل می شود و این سیالات به خوبی هدایت نخواهند شد . [شکل ۱۱]

موج های سطح صفحات و وا شر ها به گونه ای طراحی شده اند که در کانال های داخل صفحه ای ، مقطع عرضی جریان دارای بیشترین شکاف (حدود ۱۶ mm) باشد . اما همچنان موج های صفحه سبب بزرگ شدن سطح موثر و ایجاد جریان گردابه ای می شود که در این صورت ضرایب انتقال حرارت بزرگ خواهند شد و عریض تر شدن شکاف جریان ، افت فشار را کاهش میدهد .

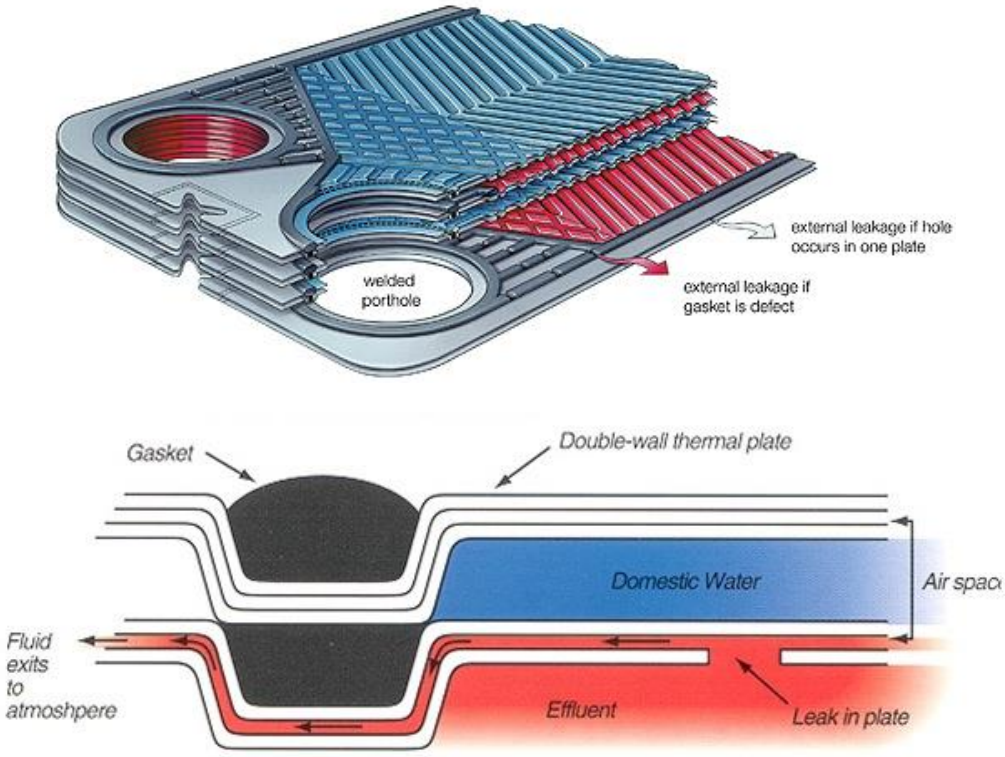
از جمله کاربرد های این مبدل ها می توان به گرم کردن شـیره خام ، آهک دار و مخلوط در کارخانه های شـکر سـازی ، سـرد کردن و سـفید کردن ، رنگ زدایی از خمیر کاغذ در کارخانه های کاغذ سـازی و بهداشتی کردن محصولات غذایی فیبری اشاره نمود .



شکل ۱۱ – مبدل حرارتی صفحه ای شکاف عریض

۵- مبدل حرارتی صفحه ای دو جداره :

هدف از طراحی این مبدل ها ، استفاده ازآنها برای مواد واکنش پذیر می باشد تا از آلودگی محصول میان دو جریان سیال جلوگیری کند . دو صفحه که توسط واشرهای مرسوم آب بندی شده اند ، جایگذین تک صفحه ای می شود که به صورت معمول دو جریان سیال را از یکدیگر جدا میکند . در حالتی که سیال مورد نظر با سطح صفحات دو جداره واکنش نشان دهد و آنها را دچار خوردگی کند ، نشتی به سوی مسیر های میان دو صفحه هدایت می شود . در این صورت امکان آلودگی میان سیالی بسیار کم میشود و میتوان نشتی را به سادگی خارج از مبدل مشاهده کرد . [شکل ۱۲]



شکل۱۲ – مبدل حرارتی صفحه ای دو جداره

فصل دوم :

طراحی مبدل های

حرارتی لوله و پوسته

مقدمه

مبدل های گرمای پوسته ای و لوله ای دارای متنوع ترین شکل ها ، در بین مبدل های گرمایی می باشند. این مبدل ها در صنایع فرآیندی ، در نیروگاه های بخار و هسته ای بعنوان چگالنده ، در مولدهای بخار نیروگاه های با رآکتور آب تحت فشار ، در گرمکن های آب تغذیه ، و در برخی سیستمهای تهویه مطبوع و تبرید استفاده میشوند .

مبدلهای حرارتی پوسته و لوله از ساده ترین دستگاه هایی میباشد که دارای قطعات متحرک نمی باشند و بر اساس انتقال حرارت از یک سیال و یا بخار که از داخل لوله ها جریان دارد با سیال دیگری که در فضای بیرون لوله ها (در داخل پوسته) قرار گرفته صورت میگیرد. در تعیین چیدمان مکانیکی و برای رسیدن به یک انتقال حرارت خوب بین دو سیال و یا بخار بایستی چهار نکته اساسی مد نظر قرار گیرد:

۱. توجه به انبساط حرارتی دیفرانسیلی بین تیوب و پوسته
۲. ترتیب عبور سیال از میان لوله ها
۳. جریان سیال در طرف پوسته
۴. ملاحظه نحوه سرویس و باز نمودن مبدل

۱-۲ انبساط حرارتی دیفرانسیلی:

از آنجائیکه درجه حرارت سیال داخل لوله متفاوت از درجه حرارت سیال داخل پوسته میباشد لذا این باعث ایجاد انبساط متفاوت تیوب ها و پوسته میگردد که بایستی در طراحی تمهیداتی جهت جبران آن بصورت زیرین پیش بینی گردد:

۱-۱-۲ طراحی بصورت لوله های U شکل :

در مبدلهای بصورت (U تیوب) لوله ها بصورت سنجاق سر خم شده و دو سر لوله ها به تیوب شیت اکسپند شده اند که در این تیپ لوله ها به آسانی و بدون وابسته بودن به پوسته انبساط یافته و مشکلی در انبساط لوله و پوسته بوجود نمی آید.

شکل ۱ – مبدل حرارتی با لوله های U شکل

۲-۱-۲ طراحی بصورت تیوب شیت متحرک :

در این نوع مبدل یکی از تیوب شیت ها بصورت ثابت و تیوب شیت دیگر بصورت متحرک می باشد که در این نوع مبدل انبساط لوله ها بآسانی قابل جبران است و مشکلی از نقطه نظر انبساط وجود ندارد.

شکل ۲ – تیوب شیت های متحرک

۲-۱-۳ طراحی بصورت تیوب شیت های ثابت:

در این نوع مبدل لوله ها به تیوب شیت هایی که خود به پوسته جوشکاری شده اند متصل میشوند که در این نوع مبدل میتوان با قراردادن انبساط گیر در وسط پوسته و جوشکاری آن به پوسته تغییرات انبساط را جبران نمود.

شکل ۳ – تیوب شیت های ثابت

۲-۲ ترتیب عبور سیال از داخل لوله ها:

ساده ترین الگوی جریان ، جریانی است که سیال از یک طرف لوله ها وارد و از طرف دیگر خارج میشود که این نوع تیوب باندل را یک پاسه میگوئیم که این نوع باندل در بعضی از فرآیندها کاربرد دارد ولی خیلی کم مورد استفاده قرار میگیرد.

جهت افزایش مقدار انتقال حرارت بایستی مقدار سرعت جریان را در داخل لوله ها بالا برد وآن نیز با افزایش تعداد پاسها (با قراردادن صفحات پارتیشن) در ورودی لوله ها عملی میگردد.

در باندلهای با تیوب شیت ثابت میتوان چندین صفحه پارتیشن را در دو طرف ورودی و خروجی تیوب شیت ها قرار داد.

۲-۳ جریان سیال طرف پوسته:

۲-۳-۱ ساپورت لوله ها :

با توجه به اینکه بالا بودن طول لوله ها و پائین بودن قطر آنها در مبدلهای پوسته و لوله ای باعث خم شدن لوله ها میگردد جهت جلوگیری از شکم دادن لوله ها و کاهش ارتعاش در باندلهای بلند بایستی صفحات نگهدارنده لوله ها در فواصلی در طول تیوب باندل قرار گیرد.

ساپورت لوله ها مقداری تاثیر در جریان طرف پوسته دارد ولی اساساً نقش نگهداری لوله ها در تیوب باندل را عهده دار است.

۲-۳-۲ بافل ها :

جهت اصلاح شرایط جریان در طرف پوسته کاربرد دارد و باعث رسیدن به ضریب انتقال حرارت مناسب در طرف پوسته میشوند.

بدون وجود بافل ها جریان از یک طرف پوسته وارد شده در داخل تیوب باندل پخش شده و بصورت جریان موازی و با سرعت کم از طرف دیگر مبدل خارج میشود و انتقال حرارت خوب انجام نمی گیرد.

۲-۴ ملاحظه نحوه سرویس و باز نمودن مبدل

۲-۴-۱ ملاحظات سرویس و نگهداری:

در طراحی مبدلها بایستی سرویس و نگهداری مد نظر قرار گیرد تا بتوان بآسانی نسبت به تعمیر و سرویس مبدل اقدام نمود از جمله سیال رسوب گذار را در داخل لوله ها در نظر گرفت تا بتوان بآسانی نسبت به برس زدن و تمیزکاری داخل لوله ها اقدام نمود.

۲-۴-۲ ملاحظات نصب و کاربرد مبدلها:

با رعایت مواردی میتوان از مبدلها استفاده بهینه نمود که بعضی از این موارد بشرح ذیل می باشد:

- سیال با دمای بالا را در طرف پو سته (بیرون لوله ها) و آب سردکننده در داخل لوله ها منظور گردد.
- اگر از شـــیر رگولاتور اتوماتیک آب اســـتفاده مینمائید آن را در ورودی آب مبدل قرار دهید و سیستم لوله کشی آب خروجی را طوری در نظر بگیرید که مبدل همیشه پر آب باشد و همینطور پروب درجه حرارت را در طرف هدرهای مبدل نصب نمائید.
- بر روی مبدل بایســتی بوشــن هایی جهت تخلیه ســیال طرف پوســته و طرف لوله در نظر گرفته شود و همینطور بوشن هایی جهت هواگیری منظور گردد.
- در صورت ا ستفاده از آب شهر و جهت جلوگیری از پر شدن مبدل با لجن و ناخالصی های دیگر حتماً از یک صافی در ورودی مبدل استفاده نمائید.
- مبدلهایی با تیوب باندل فیکس جهت بخار توصـــیه نمی شـــود و در اینگونه موارد مبدل با تیوب باندل متحرک پیشنهاد میشود.
- لوله کشی های مبدل بایستی بصورت مناسب ساپورت شده تا از وارد شدن فشار اضافی به بوشن های ورودی و خروجی مبدل جلوگیری گردد و در صورت وجود ارتعا شات ا ضافی قرار دادن لرزه گیرها توصیه میگردد.
- وقتی که پو سته مبدل را باز میکنید کسگت ها را تعویض نمائید . جهت جلوگیری از خوردگی و اطمینان از آب بندی بر روی کسگت ها روغن بمالید.
- در مدلهای اســـتاندارد نمی توان از آب نمک اســـتفاده کرد ، برای اینگونه مبدل میتوان (برای مثال) از لوله ها و تیوب شیت های کاپرنیکل ۱۰/۹۰ ا ستفاده نمود و همینطور برای آبهای شور نیز بایستی از مواد مخصوص استفاده نمود.
- موقعی که از آندهای روی(Zn) برای موارد خاص ا ستفاده میگردد دو هفته پس از ا ستارت مبدل آنها را مورد بازبینی قرار دهید و در این مدت با بازبینی چ شمی آند و تعیین خوردگی آن فا صله بازدیدهای بعدی و کنترل آن مشـــخص میشـــود و موقعی که ۷۰٪ حجم آند خورده شـــد آن را تعویض نمائید.
- با تخلیه آب مبدلها آنها را از یخ زدن در دمای زیر صفر درجه محافظت نمائید.
- امحفظه روغن مبدل ممکن ا ست با لجن پر شود و نیاز به تمیزکاری با شد. پیشنهاد میگردد که محفظه روغن با یک حلال تجارتی پر شـــده و پس از نیم ســـاعت با یک جریان معکوس مبدل حلال شسته شود تا لجن ها تمیز گردد و در صورت نیاز شستشو را ادامه دهید .

- بعضی وقتها نیاز به تمیزکاری لوله های کولینگ از آلودگی ها و رسوبات میباشد که پیشنهاد میگردد با مخلوط ۵۰٪ جوهر نمک و آب (دارای مواد ضد خوردگی آهن و فلزات) استفاده نمائید و جهت تأثیر بهتر میتوانید از فرچه هایی که بر روی لوله ها خش ایجاد نکنند جهت شستشو استفاده نمائید و پس از اتمام کار میتوانید با یک خنثی کننده محیط را خنثی و پس از شستشوی کامل دوباره مبدل را وارد مدار نمائید.

۲-۵ اصول طراحی مبدل های حرارتی

طراحی برای تهیه یک سیستم مهندسی ، بخشی از آن یا تنها یک مؤلفه سیستم ، در جایگاه بسیار بالایی قرار دارد. توصیف یک سیستم مهندسی بیانگر مشخصات مهم ساختار سیستم، اندازه سیستم، عملکرد سیستم و سایر مشخصاتی که برای ساخت و بهره برداری بسیار مهمند ، می باشد . این موضوع می تواند با استفاده از روش و اصول طراحی محقق گردد.

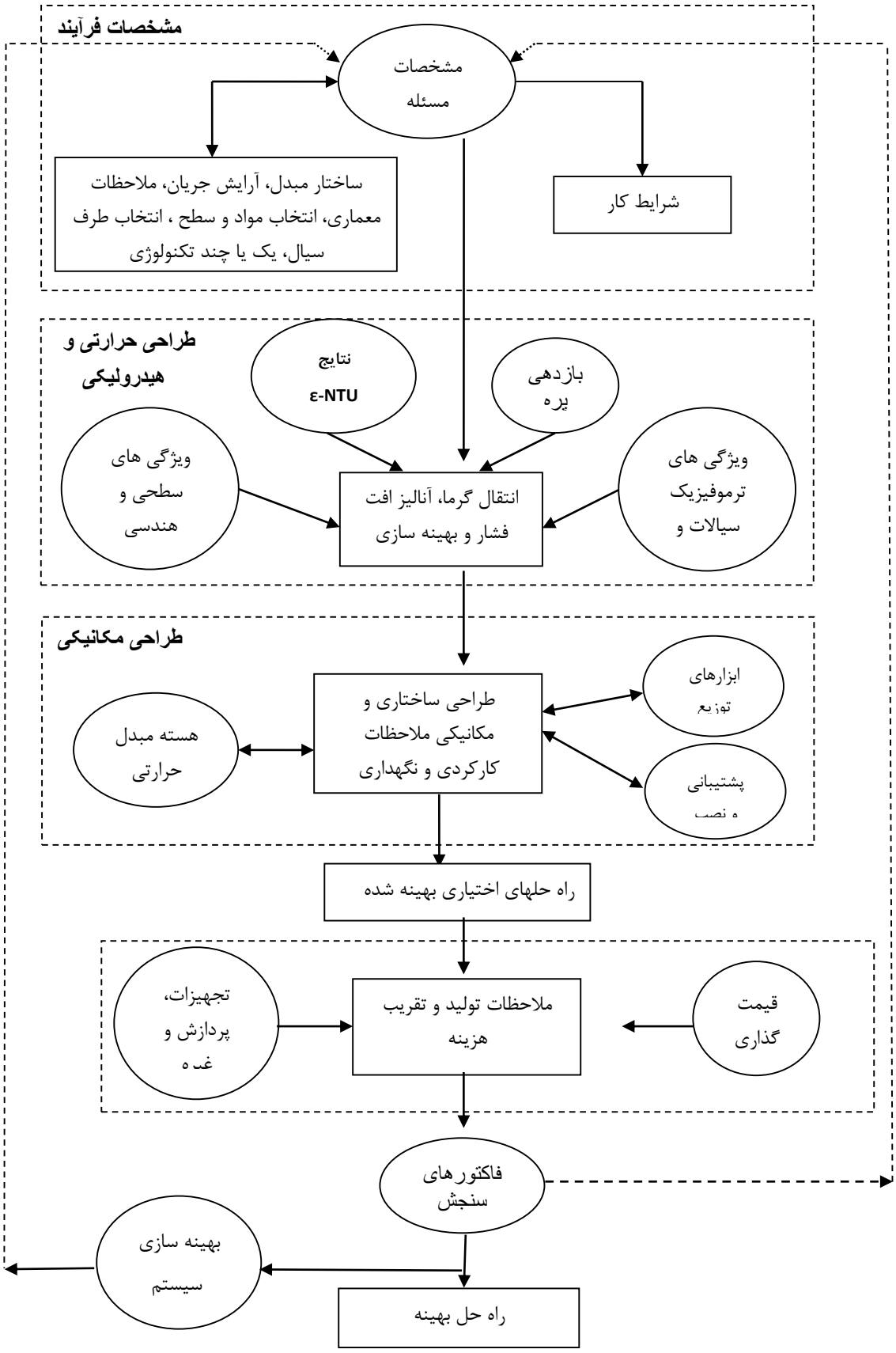
از فرمول بندی چشم انداز این فعالیت ، کاملا مشخص است که روش طراحی دارای ساختار پیچیده ای است و از این گذشته، روش طراحی برای یک مبدل حرارتی به عنوان یک مؤلفه ، باید با طراحی چرخه عمر یک سیستم سازگار باشد. طراحی چرخه عمر ملاحظات زیر را فرض کرده است :

- فرمول بندی مسئله (از جمله تعامل با مشتری)
- توسعه مفهوم (انتخاب انواع طراحی ها، طراحی اولیه)
- طراحی دقیق مبدل(انجام همه محاسبات طراحی و مد نظر قرار دادن همه ملاحظات)
- ساخت و تولید
- ملاحظات بهره برداری (کارکرد ، در دسترس بودن ، فرسوده شدن و غیره)

در مرحله نخست یک مهندس باید به تعیین مشخصات تجهیزات و اهداف کلی طراحی سیستم مبادرت ورزد که این باید بر اساس درکی درست از نیازهای مشتری باشد. اگر موضوع به درستی فرمول بندی گردد و مهندس همه مؤلفه ها را در طراحی سیستم مورد ارزیابی قرار دهد و یک یا چند راه حل طراحی عملی را برای خود مدنظر قرار دهد در آن صورت بر اساس این تحلیل و ارزیابی ها می تواند اندازه گیری های دقیق ، برآورد هزینه ها و بهینه سازی ها را انجام دهد که این کار موجب می شود تا بهترین راه حل برای طراحی پیشنهاد گردد. به طور مشابه ، ملاحظات مهندسی پروژه اعم از ساخت و تولید باید مد نظر

قرار داده شود. موضوع مربوط به راه اندازی، حمل و نقل، کارکرد در شرایط پایدار و نهایتا فرسوده شدن و احتمالا بازیافت هم باید مد نظر مهندس طراح قرار گیرند . تیم طراحی با در نظر گرفتن همه موارد سعی در برآورده کردن همه نیازها می کند ، همه محدودیت های احتمالی را شبیه سازی می نماید و چندین بار مراحل گوناگون را تکرار می کند تا اینکه مشـــکلی باقی نماند و همه خواســـته ها برآورده شـــوند. در چارچوب این فعالیت ها، یک روش خاص طراحی ایجاد می گردد.

یک متدولوژی برای طراحی یک مبدل حرارتی در شـکل ۱ نشـان داده شـده اسـت . این طراحی توسـط آقایان کیز و لندن (۱۹۹۸) ، تابورک (۱۹۸۸) و شاه (۱۹۸۲) [1]برای مبدل های حرارتی فشرده انجام شده است. این فرآیند طراحی را می توان به عنوان یک مطالعه موردی مد نظر قرار داد.



شکل ۴ – الگوریتم طراحی مبدل حرارتی

۲-۶ تعیین مشخصات فرآیند و طراحی

مشخصات و ویژگی های فرآیند را می توان یکی از مهمترین مراحل در طراحی مبدل حرارتی عنوان کرد. یک مهندس طراح مبدل حرارتی می تواند با همکاری مهندس طراح سیستم ، ویژگی های هوشمندانه ای را برای یک مبدل حرارتی تعریف کند و سیستم بهینه ای را ایجاد نماید. لازم است همه ویژگی ها و مشخصات هوشمندانه بر اساس نیازهای مشتری ، استانداردهای صنعتی و تجارب مهندس طراح مشخص گردند.

مشخصات طراحی و پروسه شامل همه اطلاعات لازم و مورد نیاز برای طراحی و بهینه سازی مبدل حرارتی تا بتوان از آن برای یک طراحی خاص استفاده کرد. این اطلاعات شامل موارد زیر است :

م شخ صات م سئله برای شرایط کار، نوع ساختار مبدل، آرایش جریان ها ، جنس موادی که در ساخت مبدل استفاده میشود ، محدودیت های ساخت ، کد ساخت ، ایمنی و حفاظت .

از این گذشته طراحی مبدل حرارتی و مهندس طراح آن باید تمام تلاش خود را بکار گیرند تا مشخصات ورودی مورد نیاز به کمترین میزان کاهش یابد.

الف- مشخصات مسئله

مشخصات مساله اولین و مهمترین ملاحظه ایست که اساس طراحی را شکل می دهد و پس از آن آنالیز عملکرد در شرایطی طراحی انجام میگیرد. مشخصات مسئله شامل تعیین مواردی مثل پارامترهای فرآیندی، شرایط عملیاتی و محیطی ا ست که قرار ا ست مبدل حرارتی در آن به کار گرفته شود. پارامتر های طراحی شامل تعیین نسبت جریان جرم سیال (شامل انواع سیالات و ویژگی های ترمو فیزیکی آن ها) ، دماهای ورودی و فشارها ، شدت های جریان ، ترکیب سیال ، کیفیت بخار ، بار حرارتی ، افت فشار مجاز ، نوسانات در دما و فشار ورودی به واسطه تغییرات در پارامترهای پروسه یا محیط ، پارامترهایی مثل اندازه کلی ، وزن ، خواص خورندگی و رسوب زایی سیال ، محدودیت های طراحی از (جمله هزینه ، موادی که باید ا ستفاده شوند ، آرایش و چیدمان جریان ، انواع مبدل حرارتی) ، شرایط محیط کارکرد (اعم از ایمنی ، فرسایش ، سطح دما و تاثیرات محیطی)

عواملی که باید در نظر گرفته شود عبارتند از :

شرایط آب و هوایی : حداقل دمای محیط ، میزان بارندگی (باران ، برف ، تگرگ) و رطوبت

محیط عملیاتی : مجاورت با دریا ، صحرا ، مناطق قاره ای ، مناطق زلزله خیز ، باد خیز و غبار خیز

نقشه محل : میزان نزدیکی به ساختمان ها یا سایر تجهیزات حرارتی و برودتی ، جهت باد غالب ، طول و میزان لوله کشی های لازم و ....

اگر محدودیت های بسیار زیادی در نظر گرفته شود در آن صورت ممکن است طراحی عملی نباشد که در چنین صورتی لازم است بین پارامترهای مختلف سنجش و سبک و سنگین انجام شود. طراح مبدل حرارتی و مهندس طراح سیستم باید در این مرحله با همکاری هم بهترین مشخصات را برای سیستم انتخاب کنند.

ب- مشخصات مبدل حرارتی

با تعیین مشخصات مسئله و بر اساس اطلاعات و تجربیات مهندس طراح ، ابتدا ساختار مبدل و آرایش جریان انتخاب می گردد . انتخاب نوع ساختار بستگی به پارامترهای زیر دارد :

۱- سیالات (گاز یا مایع یا تبخیر یا میعان یک سیال)
۲- دماها و فشارهای عملیاتی
۳- جرم گرفتگی ، خورندگی و سازگاری سیال با مصالح به کار برده شده
۴- میزان نشتی مجاز سیستم
۵- هزینه و تکنولوژی های قابل دسترسی برای ساخت مبدل حرارتی

انتخاب آرایش جریان خاص سیال به اثر بخشی مبدل ، نوع ساختار مبدل ، کانال های بالادستی و پایین دستی مبدل ، تنش های حرراتی مجاز و سایر معیارهای و محدودیت های طراحی بستگی دارد . مسیر قرار گرفتن مبدل حرارتی ، محل لوله های ورودی و خروجی و موارد دیگر هم ممکن است به وسیله سیستم تعیین شوند که البته می توان با ملاحظه فضای در دسترس و کانال کشی های انجام شده آن ها را اصلاح کرد .

در گام دوم باید هندسه سطح یا مرکزی و مواد سازنده انتخاب شوند . هندسه مرکزی (مثل نوع پوسته ، تعداد مجراها ، هندسه تیغه ها (بافل ها) و سایر موارد) برای یه مبدل پوسته و لوله انتخاب می شوند در حالی که هندسه سطح برای مبدل صفحه ای ، با سطوح پره دار و بازیاب گرما انتخاب میشود. معیارهای کمی و کیفی فراوانی برای انتخاب سطح وجود دارد. معیارهای کیفی برای انتخاب سطح عبارتند از : دما و فشار کارکرد ، تجربه و قوه تشخیص طراح ، خوردگی ، رسوبات و جرم گرفتگی ، فرسایش ، آلودگی سیال ، هزینه ، در دسترس پذیری سطوح ، ساخت و تولید ، ضروریات نگه داری ، قابلیت اعتماد و ایمنی. در مورد مبدل های حرارتی پوسته و لوله ، معیارهایی که برای انتخاب هندسه مرکزی یا طرح بندی مرکزی در نظر گرفته می شود عبارت اند از : عملکرد انتقال حرارت در افت فشار تعیین شده ، فشارها و دماهای کارکرد ، تنش های فشاری و حرارتی اثر نشست احتمالی بر پروسه ، مشخصات خورندگی سیالت ، جرم گرفتگی ، قابلیت تمیز کاری ، مشکلات فرآیندی محدود کننده (حداقل ارتعاش مجاز ناشی از جریان) ،

ایمنی ، هزینه ساخت و نگه داری و تعمیرات . علاوه بر اینها ، مهمترین عاملی که باید در نظر گرفته شود این است که چه سیالی در سمت پوسته و چه سیالی در سمت لوله جریان می یابد.

در مبدل پو سته و لوله سیال درون لوله به گونه ای انتخاب مي شود كه : ر سوب كنندگي بي شتر ، ف شار بالاتر ، خوردندگي بيشتر ، ويسكوزيته و ضريب انتقال حرارت كوچكتري داشته باشد .

۲-۷ طراحی حرارتی و هیدرولیکی

طراحی حرارتی و هیدرولیکی مبدل های حرارتی شامل تعیین مقدار انتقال حرارت و ارزیابی افت فشار یا سایزینگ مبدل است .

۲-۷-۱ طراحی حرارتی

طراحی حرارتی شامل تعیین ساده ضرایب انتقال حرارت سیال دو طرف برای بدست آوردن ضریب انتقال حرارت در حالت بدون جرم گرفتگی (U) اســـت. با در نظر گرفتن مقداری منطقی برای ضـــریب جرم گرفتگی، ضریب انتقال حرارت کلی (U_d) به دست می آید که با توجه به آن و استفاده از معادله :

$$q = U_d A \Delta T$$

سطح مورد نیاز مشخص خواهد شد .

برای طراحی حرارتی یا پیش بینی عملکرد یک مبدل حرارتی ، بایســـتی روابطی بین نرخ انتقال حرارت کلی و کمیت هایی مانند دماهای ورودی و خروجی سیال ، ضریب انتقال حرارت کلی و م ساحت سطح انتقال حرارت به دســت آورد که می توان با اعمال موازنه انرژی کلی برای دو ســیال ، دو رابطه به دســت آورد.

مثلا اگر q نرخ کلی انتقال حرارت بین سیال گرم و سرد باشد و انتقال حرارت بین مبدل حرارتی و محیط و تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل ناچیز باشد ، با اعمال موازنه انرژی ، نتیجه می شود :

$$q = \dot{m}_h (h_{h,i} - h_{h,o})$$

$$q = \dot{m}_c (h_{c,i} - h_{c,o})$$

که در آن h آنتالپی سیال است ، اندیسهای h,c اشاره به سیال سرد و گرم دارند در حالی که i,o شرایط خروجی و ورودی را مشـــخص می کنند . اگر در هیچ یک از ســـیالات تغییر فازی رخ ندهد و گرمای ویژه ثابت فرض شود ، روابط فوق به صورت زیر در می آیند :

$$q = \dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o}) = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,i} - T_{c,o})$$

دمای ظاهر شده در این معادلات ، دمای متوسط در مقاطع مربوطه اند .

معادله انتقال حرارت را می توان به صـورت زیر نیز نشـان داد که در آن اختلاف دمای متوسـط در طول مبدل جایگزین اختلاف دمای سیال گرم و سرد در یک مقطع می شود : (ΔT_m اختلاف دمای متو سط در طول مبدل است)

$$q = UA\Delta T_m$$

۲-۷-۲ طراحی هیدرولیکی

همانطور که ذکر شد طراحی هیدرولیکی شامل ارزیابی افت فشار و سایزینگ مبدل است . دلیل عمده افت فشار در مبدل های حرارتی ، اصطکاک ناشی از جریان سیالات درون لوله و پوسته مبدل است. اصطکاک ناشی از انبساط و انقباض ناگهانی و یا معکوس شدن جهت جریان نیز موجب افت فشار می شود. تغییرات بوجود آمده در کلگی و انرژی جنبشی نیز می تواند بر افت فشار موثر باشد ولی این تاثیرات نسبتا کوچک است و می توان در اغلب محاسبات طراحی از آنها صرف نظر کرد.

الف- مسائل مربوط به طراحی حرارتی مبدل حرارتی

از نقطه نظر آنالیز کمی، مسائل متعددی در مورد طراحی مبدل حرارتی وجود دارد. مسائل دسته بندی و اندازه بندی دو مورد از ساده ترین و مهم ترین این مسائل هستند.

مسئله دسته بندی

تعیین انتقال حرارت و عملکرد افت فشـار مبدل موجود یا مبدلی که از قبل اندازه های آن تعیین شـده است را rating problem می گویند. ورودی های مربوط به نسبت مسئله عبارتند از : ساختار مبدل حرارتی، آرایش جریان ، ابعاد طراحی، جزئیات کامل مواد و هندسـه سـطح در هر دو طرف ، از جمله مشخصات افت فشار و انتقال حرارت اسکالر ، نسبت های جریان سیال، دماهای ورودی و عوامل رسوب گیری . دمای خروجی سیال، نسبت انتقال حرارت و افت فشار در هر طرف مبدل حرارتی هم باید مد نظر قرار داده شوند. مسئله دسته بندی را گاهی اوقات تحت عنوان عملکرد یا مسئله شبیه سازی می شناسند.

مسئله اندازه بندی

در مفاد کلی و گسـترده، طراحی مبدل حرارتی جدید به معنای انتخاب و تعیین انواع سـاختار مبدل ، آرایش جریان، انتخاب مواد سازنده پره ها و صفحه ها و اندازه فیزیکی مبدل برای برآوردن انتقال حرارت تعیین شده و افت فشار مجاز است. به هر حال در مسئله اندازه بندی برای یک مبدل حرارتی با سطوح پره دار ، باید به تعیین اندازه های فیزیکی (اعم از طول، پهنا، ارتفاع و سـطح مقطع هر طرف) مبدل حرارتی پرداخته شود و در مورد مبدل های پوسته و لوله ، موضوع اندازه بندی به تعیین نوع پوسته ، قطر

و طول ، تعداد و قطر لوله ها ، طرح بندی لوله ، آرایش گذرها (مسیر عبور لوله ها) و موارد مشابه اطلاق می شود .

ب- روش های اساسی طراحی حرارتی و هیدرولیکی

بر اساس تعداد متغیرهای مربوط با آنالیز مبدل حرارتی ، گروه های وابسته و مستقل بدون بعد فرمول بندی می شوند. روابط بین گروه های بدون بعد یا اسکالر برای آرایش های مختلف جریان تعیین می شوند.بر اساس انتخاب گروه های بدون بعد ، از چند روش برای طراحی استفاده شده است. این شیوه ها شامل ε-NTU ، p-NTU، فاکتور تصحیح MTD و سایر شیوه ها می باشند. همانگونه که در شکل۱ نشان داده شده است؛ ورودی های به فرآیند حرارتی و هیدرولیکی عبارتند از انتقال حرارت سطحی و مشخصات سایش جریان ، ویژگی های هندسی ، ویژگی های ترموفیزیک سیالات و مشخصات طراحی و پروسه .

ج- مشخصات اساسی سطح

مشخصات اساسی سطح برای هر طرف سیال را با j یا Nu و f نشان می دهند. همچنین ضریب انتقال حرارت با h ، افت فشار با Δp ، نسبت جریان جرم سیال که با $\dot{m}$ ، سرعت جرم سیال با G نشان داده می شود. مشخصات دقیق و معتبر اساسی سطح یک ورودی کلیدی برای طراحی حرارتی و هیدرولیک مبدل محسوب می شود.

د- مشخصات هندسی سطح

برای آنالیز انتقال حرارت و افت فشار، حداقل مشخصات هندسی سطح انتقال حرارت مورد نیاز برای هر کدام از وجه های یک مبدل حرارتی دو سیالی ، عبارت است از : مینیمم مساحت عاری از جریان A_0 ، سطح جلویی مرکزی A_{fr} و مساحت سطح انتقال A گرماکه شامل مساحت دو قسمت اصلی و پره ها ، قطر هیدرولیکی D_h و طول جریان L است. این کمیت ها با اتخاذ سطح انتقال حرارت و هسته محاسبه می شوند. برای قسمت پوسته مبدل حرارتی پوسته و لوله ، مساحت گذرگاهای گوناگون جریان هم مورد نیاز است.

ه- مشخصات ترموفیزیکی

برای طراحی حرارتی و هیدرولیکی ، مشخصات ترموفیزیکی زیر برای سیالات مورد نیاز است : ویسکوزیته دینامیکی μ، دانسیته ρ ، حرارت ویژه c_p و ضریب هدایت حرارتی k . برای دیوار، ضریب هدایت حرارتی مصالح بکار رفته و گرمای ویژه آن ها نیز مورد نیاز می باشد .

و- راه حل مسائل طراحی حرارتی و هیدرولیکی

راه حل ها برای مسائل نسبت بندی و اندازه بندی ماهیت عددی و محاسباتی دارند. همه داده های تجربی مربوط به انتقال گرما و ویژگی های فرسایش سیال و سایر ویژگی های دائمی برای محاسبات مورد نیاز هستند. بواسطه پیچیدگی محاسبات این فرآیندها اغلب با استفاده از برنامه های کامپوتری و نرم افزارهای ویژه محاسبه می شوند. از آنجا که متغیرهای هندسی و وضعیت های متعددی وابسته به شرایط کاردر مسئله اندازه بندی وجود دارد لذا موضوع فرمول بندی بهترین راه حل طراحی (انتخاب مقادیر این متغیرها و پارامترها) در میان همه راه حل های ممکن که معیارهای عملکرد و طراحی را برآورده می کنند ، مطرح است . این خواسته تنها با به کارگیری تکنیک های بهینه سازی محاسبات بعد از تعیین اندازه اولیه محقق میشود تا اهداف طراحی مبدل حرارتی در میان چهار چوب محدودیت های تحمیلی بهینه سازی شود .

۸-۲ طراحی مکانیکی

برای تضمین اینکه مبدل حرارتی تحت شرایط پایدار ، به هنگام حمل و نقل ، به هنگام راه اندازی و خاموش کردن موقت یا دراز مدت سیستم تحت شرایط نیمه بار در طول مدتی که کار می کند ، شرایط خود را حفظ کند ، لازم است طراحی مکانیکی انجام شود. مبدل مرکب از المان های تبادل حرارتی (هسته یا ماتریسی که انتقال حرارت در آن اتفاق می افتد) و المان های توزیع کننده سیال (نظیر هدرها ،شیرها ، مخزن ها ، نازل های ورودی و خروجی ، لوله ها ، آب بند ها) است. طراحی مکانیکی و ساختاری باید برای تک تک المان ها انجام شود. همچنین لازم است این نکته به خاطر سپرده شود که طراحی ساختاری مبدل حرارتی از اهمیت ویژه ای برخوردار است.

ه سته مبدل گرمایی برای ا ستحکام ساختار های مورد نیاز طراحی می شود. برای طراحی ساختار باید عواملی همچون دما ، فشار، خورندگی یا واکنش شیمیایی سیالات با مواد سازنده مد نظر قرار داده شود. محاسبات مربوط به تنش حرارتی و فشاری برای تعیین ضخامت قسمت های مهم در مبدل ها نظیر پره ، صفحه ، پو سته و صفحه لوله باید مورد توجه قرار گیرد . یک راه برای انتخاب صحیح مواد و روش های اتصال (نظیر جوش کاری، لحیم کاری، پرچ کردن و برنج کاری) این است که به دما ، فشار ، نوع سیالات ، خوردگی و جرم گرفتگی احتمالی ، طول عمر طراحی و سایر موارد توجه شود.

به طور مشابه از تکنیک های صحیح اتصال باید برای اتصالات لوله به هدرها (سر شیرها)، اتصالات لوله به صفحه لوله ، اتصالات گسترش؛ فلنج ها و سایر موارد استفاده نمود. این شیوه های اتصال معمولا قبل از انجام آنالیز حرارتی و هیدرولیک انتخاب می شوند. در این مرحله هم باید نسبت به مسائل کارکردی دستگاه دقت کافی داشت .

تنش حرارتی و محاسبات خستگی هم باید انجام شوند تا مانایی و طول عمر مبدل حرارتی برای مدت زمان راه اندازی و دوره خاموشی با تخمین محاسبه گردد. از این گذشته، برخی از مسائل کاری که کمتر بدیهی به نظر می رسند باید مورد ملاحظه دقیق قرار گیرند.

همچنین لازم ا ست برر سی و چک های لازم انجام شود تا لرزش های نا شی از جریان سیال به حداقل بر سد، چون این لرزش ها موجب بروز پدیده هایی همچون خ ستگی، خوردگی و موارد م شابه می شوند. سرعت جریان سیال هم باید چک گردد تا فر سودگی ، خوردگی و جرم گرفتگی به حداقل بر سد. در این مرحله هم لازم است توجه زیادی به مسائل کارکرد شود و در صورت وجود نسبت به حذف آنها اقدام شود. از جمله این مسائل می توان به یخزدگی و ناپایداری اشاره نمود.

طراحی صحیح ابزارهای توزیع سیال (شامل سر شیرها، مخازن ذخیره ، مانیفولدها، نازل ها و لوله های ورودی و خروجی) هم باید علاوه بر هسته مبدل حرارتی انجام گیرد تا این تضمین ایجاد شود که هیچکدام از موارد خوردگی و خستگی در طول مدت کارکرد مبدل حرارتی به عنوان یک مشکل خاص محسوب نمی شوند.

مبدل حرارتی را می توان بر روی زمین ، سقف در اتاق یا محیط باز یا بر روی سیستم در کنار سایر ق سمت ها و مؤلفه ها ن صب نمود. پ شتیبانی ساختاری در مبدل های حرارتی نیازمند به طراحی صحیح پایه ها ، متعلقات و سایر قسمت های مناسب است تا این تضمین ایجاد شود که هیچگونه ایرادی بخاطر لرزش و بارهای تحمیلی و خستگی ایجاد نمی شود.

در طراحی مکانیکی باید توجه ب سیاری به ضروریات مربوط به نگهداری همچون تمیز کاری ، تعمیرات و سرویس دهی مجدد و بازرسی کلی نمود. محدودیت های مربوط به حمل و نقل هم همانند اندازه کلی باید مورد توجه قرار داده شوند.

هر مبدل حرارتی باید با ا ستانداردها و کدهای محلی، ا ستانی، ک شوری و بین المللی (همچون ا ستاندارد TEMA ، کد مخازن تحت ف شار ASME و غیره) همخوانی دا شته با شد و باید طراحی مکانیکی به گونه ای مطلوب انجام گیرد تا بهترین عملکرد حرارتی را برای آن شاهد باشیم. مبدل های حرارتی به ویژه نیازمند به طراحی ساختاری هستند تا کدها واستانداردها را برای یک یا چندتا از شرایط زیر برآورده کنند : کار در شرایط سخت (فشار و دمای بسیار بالا)، تعداد قابل توجه سیکل های فشار و دما در طول مدت طراحی، معیارهای زلزله ، کاربرد ویژه برای محل هایی که انجام تست های ویژه ، تعمیر و تعویض و موارد دیگر به آسانی مقدور نیست؛ طراحی ساختاری شامل تنش حرارتی، خستگی و آنالیز خزش است تا طول عمر مبدل حرارتی محاسبه شود.

هر چند برخی از جنبه های طراحی مکانیکی را باید قبل از طراحی حرارتی مد نظر قرار داد، یک کار م شترک در برخی از مبدل های حرارتی این ا ست که ابتدا ن سبت به طراحی مبدل ها اقدام شود به این منظور که ضروریات هیدرولیکی و حرارتی برآورده گردند و بعد طراحی از نظر طراحی ساختاری چک شود و تکرارهای لازم انجام شود تا اینکه ضروریات حرارتی و هیدرولیک و طراحی ساختاری با هم برآورده گردند. بنابراین طراحی مکانیکی مبدل های حرارتی به همان اندازه طراحی حرارتی مهم و مشکل تر از آن

است؛ چون همه چیز تحلیلی نیست و فرد باید بر تجارب، آزمایشات و عملکرد خویش تکیه کند. بسیاری از معیارهای طراحی مکانیکی باید به صورت همزمان مورد توجه قرار داده شوند.

همانگونه که در شکل۱ نشان داده شده است، چندین راه حل بهینه شده بعد از تکمیل طراحی های مکانیکی و حرارتی در دسترس قرار می گیرند. طراح بعد از سنجش و سبک سنگین کردن عوامل گوناگون و مد نظر قرار دادن ملاحظات تولید و تخمین هزینه ها، سرانجام بهترین گزینه را انتخاب می کند. در مورد مبدل های پوسته و لوله هم، از آنجا که جزئیات استانداردهای TEMA به طراحی مکانیکی مربوط است ، لذا قیمت گذاری مبدل ها قبل از اتمام طراحی مکانیکی انجام می شود و طرح های نهایی بعد از آن انجام می شود.

۹-۲ ملاحظات مربوط به تولید و تخمین هزینه ها

ملاحظات تولید و تخمین هزینه ها برای آن راه حل های بهینه شده ای در نظر گرفته می شوند که مربوط به ملاحظات طراحی مکانیکی و حرارتی هستند.

الف- ملاحظات تولید و ساخت

ملاحظات ساخت و تولید را می توان به ملاحظات مربوط به تجهیزات تولید و ملاحظات پردازش تقسیم بندی کرد و در کنار آن ها معیارهای کیفی دیگر را هم مد نظر قرار داد. ملاحظات تجهیزاتی که بر طراحی هم تأثیر می گذارند عبارتند از : انتخاب ابزارهای کار در برابر ابزارهای نو ، در دسترس پذیری و محدودیت های قالب ها ، ابزارها ، ماشین ها، کوره ها و مکان هایی که کارخانجات تولید در آنجا واقع شده اند ، تولید در برابر زمان خاموشی سیستم ها و تامین بودجه برای کالاهای سرمایه ای.

ملاحظات مربوط به پردازش هم عبارتند از: ملاحظات مربوط به اینکه چگونه قطعات و مؤلفه های مبدل حرارتی ساخته می شوند و نهایتا سوار می شوند. این خود شامل تولید تک تک قطعات در تلرانس های مشخص شده است و عبارت است از : روند قطعات، انبار کردن مبدلها و نهایتا برنج کاری های، لحیم کاری، جوشکاری یا گسترش مکانیکی لوله ها یا سطوح انتقال گرما ، اتصالات عاری از نشت و سوار کردن سر شیرها، مخازن ذخیره، مانیفولدها (چند راهه ها)، زانوها و برگشت دهنده ها، سوار کردن لوله ها، شستشو و نظافت مبدلها، تست نشتی، سوار کردن مبدل ها بر روی سیستم و پشتیبانی ساختاری . نه تنها تجهیزات تولید بلکه کل ملاحظات مربوط به پردازش ، امروزه مورد ارزیابی قرار می گیرند – بویژه زمانی که قرار است یک طراحی جدید از مبدل حرارتی رونمایی شود. سایر معیارهای ارزیابی شامل تاریخ تحویل، حجم کار، خط مشی کمپانی و تخمین نقاط قوت رقبا می باشند.

ب- برآورد هزینه

هزینه های کلی که به آنها هزینه های طول عمر سیستم هم می گویند همراه با مبدل حرارتی می تواند تحت عنوان هزینه های سرمایه گذاری، نصب، کارکرد و گاهی هم هزینه های مربوط به دفع و فرسوده کردن سیستم باشد . هزینه های مربوط به سرمایه گذاری (کاملا نصب شده) شامل هزینه های طراحی، تهیه مصالح، تولید (اعم از هزینه ماشین آلات، کارگر و هزینه های کلی)، تست، حمل و نقل، نصب و استهلاک می باشد. نصب مبدل در یک سایت در مورد برخی از مبدلها گاهی آنقدر زیاد می شود که با هزینه برخی مبادله گرهای پوسته و لوله برابری می کند. هزینه های کارکردی شامل هزینه های برق مربوط به راه اندازی پمپ سیال، هزینه های بیمه و ضمانت و نگهداری و تعمیر و کم شدن تولید به خاطر خرابی و هزینه های برق مصرفی و هزینه های راه اندازی مجدد در صورت خراب شدن سیستم می باشد. تخمین برخی هزینه ها خیلی سخت است ولی برخی را می توان در همان مرحله طراحی انجام داد.

۲-۱۰ فاکتورهای لازم برای سبک و سنگین کردن

بعد از ارزیابی دقیق ملاحظات طراحی تولید، مکانیکی و حرارتی، تخمین هزینه ها باید به همان صورتی که در فوق عنوان شد، انجام گردد. اکنون بعد از اقدامات یاد شده ما در مرحله ای قرار می گیریم که می توانیم ارزیابی را بر اساس سبک و سنگین کردن فاکتورها انجام دهیم. این کار می تواند با مد نظر قرار دادن وزن و هزینه های مربوط به افت فشار، عملکرد انتقال گرما، اندازه کلی، میزان نشتی، هزینه های اولیه برای طول عمر مبدل حرارتی در برابر خوردگی و خستگی و موارد مشابه انجام شود. عوامل سبک و سنگین کردن مربوط به ورودی فیزیکی هم شامل مشخصات مسئله و مد نظر قرار دادن همه محدودیت های تحمیلی از جمله شرایط کاری انجام می شود. آنالیز سبک و سنگین کردن شامل شرایط و ملاحظات اقتصادی و قانون دوم ترمودینامیک در مورد طراحی مبدل حرارتی می باشد.

اگر مبدل حرارتی تنها یک مؤلفه از سیستم یا سیکل ترمودینامیک باشد، طراحی بهینه سیستم باید انجام گیرد تا به $\Delta p, q$ برسیم به این منظور که تجهیزات، هزینه ها و سایر موارد به حداقل برسند. در یک چنین موردی ، مسئله طراحی مبدل حرارتی برای بار دیگر فرمول بندی می شود و این کار بعد از طراحی بهینه انجام می شود و سرانجام هم فاکتورهای سبک و سنگین کردن اعمال می شوند.

۲-۱۱ طراحی بهینه

خروجی نهایی آنالیزهای کمی و کیفی ، یک طراحی بهینه است که میتوان چندین مورد طراحی (بسته به تعداد سطح یا هسته هندسی در نظر گرفته شده) به مشتری عرضه کرد .

۲-۱۲ سایر ملاحظات

اگر مبدل حرارتی مشخصات طراحی جدیدی را شامل شود ، این می تواند یک بخش مهم و تعیین کننده ای از سیستم باشد یا اگر قرار باشد مدل و طرح اولیه که در آزمایشگاه تست های لازم بر روی آن انجام شده است؛ به تولید انبوه برسد، لازم است در مورد آیتم های زیر اطمینان کافی جلب شود: انتقال گرمایی سیستم، افت فشار و عملکرد آن که به عنوان مؤلفه ای از کل سیستم یا بخشی از آن در نظر گرفته می شود، ویژگی هایی نظیر خستگی، سیکل دمایی، خوردگی و ویژگی های فرسایش و نیز حد فشار.

۲-۱۳ پارامترهای عملیاتی تعیین کننده مبدل های پوسته لوله ای:

اگر دمای سیال گرم ورودی و خروجی را به ترتیب T_1 و T_2 نمایش دهیم و اگر دمای سیال سرد ورودی و خروجی را با t_1 و t_2 نمایش دهیم خواهیم داشت:

$$\left.\begin{array}{ll} \Delta T = \dfrac{T_1 + T_2}{2} & \text{متوسط دمای سیال گرم} \\ \Delta t = \dfrac{t_1 + t_2}{2} & \text{متوسط دمای سیال سرد} \end{array}\right\} \rightarrow \Delta T_b = \Delta T - \Delta t$$

ΔT_b پارامتر عملیاتی در تقسیم بندی مبدلهای پوسته- لوله ای است یعنی

$$\begin{cases} if\ \ \Delta T_b < 50°c \rightarrow Shell\ \ and\ Tube\ HX \\ if\ \ 50 < \Delta T_b < 80°c \rightarrow U - Type\ HX \\ if\ \ \Delta T_b > 80°c \rightarrow Floating\ \ head\ HX \end{cases}$$

۲-۱۴ تمیز کردن مبدل های پوسته- لوله ای:

به طور کلی دو روش برای تمیز کردن مبدل ها وجود دارد:

۱- روش مکانیکی ۲- روش شیمیائی

در روش مکانیکی از فنر زدن و خارج کردن د سته لوله ا ستفاده می شود حال آن که در روش شیمیایی استفاده از حلال های مناسب و شستشو با اسید استفاده می شود.

۲-۱۵ خصوصیات مبدل پوسته لوله ای تیوب شیت ثابت:

۱- لوله ها در این مبدل به صورت مستقیم هستند و دارای دو صفحه نگهدارنده لوله است این دو صفحه ثابتند و قابلیت حرکت ندارند. به همین دلیل برای حل مشکل انبساط احتمالی از یک اتصال

آکاردئونی به نام لرزه گیر[1] استفاده می شود. در صورتیکه فشار سیال زیاد باشد یا سیال خیلی خورنده باشد دیگر نمی توان از این اتصال استفاده کرد.

۲- تمییز کردن لوله ها به روش مکانیکی امکانپذیر ا ست. اگر چنانچه سیال ر سوب زا با شد بهتر ا ست سیال رسوب زا داخل لوله ها فرستاده شود زیرا امکان تمییز کردن لوله ها وجود دارد.

۳- در این گونه مبدل ها عدم وجود اتصالات داخلی خط نشتی سیال حذف می گردد. به همین دلیل لوله ها به پو سته نزدیکتر شده در نتیجه تعداد لوله های بیشتری را می توان روی صفحه نگهدارنده لوله جای داد یعنی آخرین محدوده لوله گذاری (OTL= Outer Limit) این مبدل از بقیه مبدلها بزرگتر است به طوریکه OTL مبدل تیوب شیت ثابت از همه مبدلها بزرگتر است.

خصوصیات مبدل پوسته لوله ای U- Type:

۱- مهمترین خصوصیات آن خم U در داخل لوله ها است که همین امر باعث شده است که فقط دارای یک تیوب شیت باشد. به خاطر این خم U است که تعداد گذرهای لوله همیشه زوج است برای مبدل U -Type گذرهای لوله فرد مفهومی ندارد. حداقل گذرهای لوله این مبدل دو می باشد.

۲- به علت عدم وجود اتصالات داخلی خط نشتی سیال حذف می گردد.

۳- لوله ها را دلیل خم U نمی توان به روش مکانیکی تمییز کرد به همین دلیل از روش شیمیایی برای تمییز کردن لوله ها استفاده می شود یعنی اگر سیال رسوب زا باشد بهتر است سیال رسوب زا در داخل پوسته فرستاده شود.

۴- عیب دیگران این مبدل ها این است که لوله های محیطی نمی توان تعویض کرد. در صورتیکه لوله های داخلی سوراخ شوند باید دو طرف لوله را کور[2] نمود. معمولا برای حل این مشکل دسته لوله U شکل را با ردیفهای کمتری در نظر می گیرند تا پس از خم کردن لوله ها به تمامی آنها دسترس داشته باشیم.

۵- به علت محدودیت در شعاع انحناء از فضای داخل پوسته به طور کامل نمی توان استفاده کرد بنابراین OTL این مبدل نسبت به مبدل قبل کاهش می یابد.

$$OTL\ (U\text{-}Type) < OTL\ (fixed\ Tube\ sheet)$$

۶- از کاربردهای مهم مبدل U- Type می توان آنرا در یک جوش آور برج تقطیر یا یک ریبویلر به کار برد.

1- **Expansion Joint**
2- **Plug**

فصل سوم:

پارامترهای

طراحی مکانیکی

۳-۱ قطر و ضخامت لوله ها:

معمولا برای سیالات رسوب زا قطر لوله ها بزرگتر در نظر گرفته می شود و برای سیالات تمییز قطر لوله ها کوچکتر است.

می توان گفت که قطر لوله های کوچکتر باعث افزایش افت فشـــار می شـــود. معمولا قطرهای متعارف استاندارد عبارتند از:

قطر خارجی استاندارد لوله ها (OD)J :
- ۱۸/۷۵ mm
- ۱۹ /۰۵ mm
- ۲۵/۴ mm
- ۳۱/۷۵ mm

(۲۰۵ mm -۱۵۲۵ mm): استاندارد قطر پوسته (OD)s

ضخامت لوله ها و پارامترهای تعیین کننده آن عبارتند از:

الف- خورندگی سیال و مقاومت لوله در برابر آن

ب- فشار داخل سیال لوله و فشار خارجی و حداکثراختلاف فشار در طول دیواره

ج- قیمت لوله ها یعنی هرچه لوله ضخیمتر باشد قیمت آن بیشتر است و برعکس.

د- استاندارد بودن جهت تعیین یدکی

و- ارتعاش (Vibration): ضخامتی مناسب است که باعث ارتعاش دسته اول نگردد.

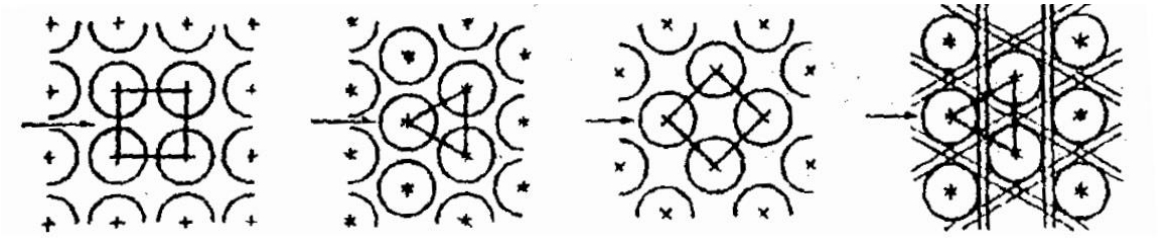
۳-۲ طول لوله ها:

طول دسته لوله بیشتر از ۷/۵m نمی تواند باشد. (گاهی اوقات حداکثر طول لوله ۸m و وزن آن ۲۰ten میباشد، به علت محدودیت مکان لوله مطابق استاندارد زیر تعریف می گردد:

۸ft ،۱۲ ft ،۱۶ ft ،۲۰ ft ،۲۴ ft: طول استانداردهای لوله های مستقیم

۳-۳ آرایش لوله ها:

سوراخ محل نصب لوله ها را نمی توان خیلی نزدیک بهم تعبیه کرد زیرا فاصله فلزی بین دو لوله مجاور هم بسیار ناچیز بوده و مقاومت ساختمانی صفحه نگهدارنده لوله را ضعیف می کند .کوتاهترین فاصله میان دو سوراخ مجاور هم را فاصله آزاد یا لقی آزاد می نامند که در حال حاضر استاندارد شده اند.لوله ها با الگوی مربعی یا مثلثی استقرار می یابند.



الف- مربعی | ب- مثلثی | ج- مربعی چرخیده | د- مثلثی چرخیده

شکل ۱ – انواع گام های لوله داخلی مبدل های حرارتی

به طور کلی فاصله مرکز تا مرکز لوله ها را گام یا (pitch) گویند و زوایه گام را pitch angle گویند.

معمولا در طراحی اولیه نسبت به $\frac{pitch}{OD} = 1/25$ در نظر می گیرند ولی همواره باید $\frac{pitch}{OD}$ بزرگتر از ۱/۲۵ باشد.

معمولا زاویه های گام به صورت (۳۰، ۶۰، ۹۰، ۴۵) درجه در نظر گرفته می شود که به صورت مثلثی- مثلثی چرخیده- مربعی و مربعی چرخیده موسوم می باشند.

Tube piteh = P_t Square Pitch = P_x

	رژیم جریان پوسته	طبیعت سیال سمت پوسته	Pitch angle	pitch
ضریب انتقال حرارت و افت فشار	همه نوع جریان	تمیز	۳۰°	مثلثی
	کمتر استفاده می شود	تمیز	۶۰°	مثلثی چرخیده
ضریب انتقال حرارت و افت فشار	جریان آشفته	رسوب زا	۹۰°	مربعی
	جریان آرام	رسوب زا	۴۵°	مربعی چرخیده

جدول ۱ –اطلاعات مکانیکی مربوط به گام لوله

زاویه (۳۰ و ۶۰) درجه دارای ضریب انتقال حرارت و افت فشار بیشتر است.

اگر سیال رسوب زا باشد آرایش (۴۵ و ۹۰) درجه بهتر خواهد بود.

در P1/ OD مشخص زاویه های گام های (۳۰ و ۶۰) درجه میزان ٪۱۵ بیشتر از زاویه گام های (۴۵ و ۹۰) درجه لوله جای میگیرد.

تعریف می کند که حداقل فاصله بین دو لوله را gap گویند یعنی: $gap = P_1 - OD$

۳-۴ لوله های دو فلزی و پره دار:

گاهی اوقات یک فلز نمی تواند هم در برابر خوردگی سیال لوله و هم در برابر خوردگی سیال پوسته مقدوم باشد در این گونه موارد از لوله های دو فلزی که هم در برابر سیال پوسته و هم در برابر سیال لوله مقاومند استفاده می کنند.

لوله های پره دار برای افزایش سطح انتقال حرارت و جبران انتقال حرارت به کار می روند که شامل موارد زیر هستند.

- پره های کوتاه (Low fines) - پره های بلند عرضی (Transvers bigh fin)
- پره های بلند (High fines) - پره های بلند طولی (Longitudinal high fin)

در این پروژه مبنای محاسبات را روی لول های معمولی یا ساده (Plain Tube) در نظر می گیریم.

۳-۵ صفحه جدا کننده:

صفحات جدا کننده باعث افزایش تعداد گذرهای لوله میگردند استاندارد ضخامت آنها mm ۱۵/۹- ۶/۳۵ می باشند دو روش نصب این وسایل عبارتند:

۱- جوش دادن آن به درپوش و صفحه نگهدارنده لوله ها

۲- ایجاد شیار روی تیوب شیت و در پوش قرار دادن ضخامت جدا کننده در داخل شیارها

لازم به توضیح است که جهت گیری نازل های سمت لوله ها روی درپوشها با توجه به گذرهای لوله صورت می گیرد.

۳-۶ بافل ها:

به طور کلی بافل به سه دسته ۱- بافل های عرضی

۲- بافل های طولی

۳- بافل های حمایتی تقسیم می شوند.

علت استفاده از بافل های عرضی:

۱- در مبدل بدون بافل اقامت سیال داخل پوسته کمتر از مبدل همراه با بافل است به همین دلیل ضریب انتقال حرارت مبدل بدون بافل کمتر است.

۲- در مبدل بدون بافل توزیع نامناسب سیال سمت پوسته (Maldistribution) را خواهیم داشت.

۳- وجودبافلها باعث می گردد که ســـیال در یک حالت عمود بر لوله ها و در حالت دیگر موازی لوله هها حرکت کند و باعث جریان Cross Flow کند که باعث افزایش سطح تماس و ضریب انتقال حرارت میگردد.

۴- با قرار دادن بافل ها، همان دبی از ســطح کوچکتر عبور می کند که باعث افزایش ســرعت، میگردد و افزایش عدد رینولدز را در پی خواهد داشـــت در نتیجه جریان آشـــفته (Turbulent) میگردد و به همان تناسب فشار افزایش می یابد.

توجه: در هر حال وظیفه اصــلی بافل های عرضــی ایجاد جریان متقاطع اســت که ضــریب انتقال حرارت افزایش پیدا می کند ولی وظیفه فرعی بافل ها نگهداری لوله ها به منظور جلوگیری از ارتعاش است.

توجه: حداقل تعداد بافل ها در یک مبدل Shell and Tube چهار عدد اســت. در صــورت کمتر بودن تعداد بافل ها ضریب انتقال حرارت کاهش پیدا می کند.

توجه: فاصـــله بین دو بافل مجاور هم راBaffle spacing گویند که با L_s نمایش می دهند. که در D_s قطر داخلی پوسته و یا L_s فاصله بافل ها می باشد.

$BSR= L_s/D_s * 100 = Baffle\ Spacing\ Ratio$

انواع بافل های عرضی:

۱- Signal segmental BCR= 15- 40%

۲- Double segmental BCR= 20 – 30%

۳- Triple segmental

بافل NTW بافل خاصی است که همه لوله ها را بوسیله آن می توان نگهداری کرد. و مهمترین مزیت آن جلوگیری از ارتعاش دسته لوله است.

توجه: L_c ارتفاع پنجره بافل و D_s قطر داخلی پوسته می باشد.

$BCR= Baffle\ Cut\ Ratio = L_c/D_s * 100$

لبه های بافل (baffle edge)

لبه های بافل می تواند افقی و عمودی باشد اگر لبه هایش عمودی باشد داریم:

۱- محل قرار گرفتن نازل های پوسته چپ و راست قرار می گیرد.

۲- اگر ســیال رســوب زا باشــد بهتر اســت از لبه بافل عمودی اســتفاده گردد تا افقی، تا از ایجاد مناطق ساکن سیال خودداری می گردد.

۳- در میعان بخار و با کندانس شدن سیال از بافل عمودی استفاده می کنیم.

از انواع دیگر بافل ها می توان از Nest, Orifice baffle, Rod baffle, Dis and doughnut به کاربرد که هر کدام مزایای خاصی به خود دارا هستند.

۳-۷ ضخامت بافل (Baffle Thickness):

ضخامت استاندارد بافل ها بین ۳/۲۰۱۹ mm می باشد. باید توجه کرد فاصله بین قطر خارجی لوله و تک تک سوراخهای بافل که مو سوم به Baffle Clearance می با شد منا سب در نظر گرفته شود زیرا در صورت فیت کردن این فاصله دسته لوله امکان خارج شدن را ندارد و اگر این فاصله بزرگتر در نظر گرفته شود د سته لوله درداخل سوراخها شروع به ارتعاش می کند و لق لق می زند میزان ا ستاندارد Baffle Clearnace، mm (۰/۴۰۱) بزرگتر از قطر خارجی لوله ها است.

۱-۷-۳ حداکثر طول آزاد و بدون تکیه (MUTL):

حداکثر طولی که لوله ها در آنها بدون تکیه بوده اســت و این طول روی پوســته اســت به طوریکه اگر از میزان مشخص افزایش پیدا کند دسته لوله شروع به ارتعاش می کند. مقادیر استاندارد آن با توجه به نوع آرایش لوله ها و جنسی پوسته عبارتند از:

for carbon, low- alloy- stainless and mikel alloys.

Tube OD	MUTL
۱۵/۸۸mm	۱۳۲۱mm
۱۹/۰۵mm	۱۵۲۴ mm
۲۵/۴mm	۱۸۸۰ mm
۳۱/۷۵ mm	۲۲۳۵ mm

جدول۲ – طول استاندارد لوله ها با توجه به نوع آرایش آنها

نکته: به علت وجود نازل سمت پوسته و یا وجود دبی زیاد سیال که باعث افزایش سرعت و افت فشار می گردد همراه فاصله L_s های ابتدایی و انتهایی باید بزرگتر از L_s مرکزی باشد.

۳-۷-۲ حداقل فاصله بین بافل ها (Minimume Baffle Spacing):

الف- مقایسه نسبت [$D_s/10$] و ″۲ هرکدام که بزرگتر بودند آنها را به عنوان حداقل فا صله بین دو بافل در نظر می گیریم.

ب- برای قطرهای بیشتر از ″۶۰ (″۶۰ <Ds) داریم: $Mbs= D_s/10$

۳-۸ بافل های طولی (Longitudinal Baffle):

کار اصلی بافل طولی افزایش تعداد گذرهای پوسته است. این صفحات مستطیل شکل هستند و در طول مبدل و در قطر پوســـته قرار می گیرند. این صـــفحات از یک طرف به Tube Shellt و از طرف دیگر به آخرین بافل عرضی اتصال دارند. معمولا در داخل پوسته مبدل بیش از دو بافل طولی نداریم. بنابراین برای افزایش تعداد گذرهای پو سته، دو پو سته را به هم سری می کنیم. ضخامت بافل طولی mm ۱۳- ۶ در نظر گرفته می شود.

ضخامت بافل طولی باید طوری در نظر گرفته شود که در برابر سیالات خورنده و اختلالات فشار دو گذر پوسته مقاوم باشد.

۳-۹ صفحه برخورد (Impingment plate):

در بع ضی مواقع دبی سیال پو سته زیاد ا ست و سیال حاوی مواد ضربه زننده و کثیف ا ست که در اثر برخورد سیال با لوله احتمال آسیب رساندن به لوله می باشد. به همین دلیل از صفحه برخورد استفاده می کنند تا قبل برخورد سیال با لوله ها، سیال با صفحه برخورد کند. قطر صفحه برخورد بزرگتر از دهانه نازل و ضخامت استاندارد آن mm ۶ است که به صورت قوسی یا تخت جلوی نازل ورودی سیال سمت پوسته قرار می گیرد. برای اینکه سطح عبور سیال کم نگردد، سطح فرار سیال از کناره ها باید با سطح داخلی نازل بکی باشد.

سطح جانبی استوانه= سطح فرار سیال از کناره ها $= Лdnh = л/4\ dn2$

$\Longrightarrow h_{in} = dn_{in}/ 4$

یعنی هرچـه قطر نـازل افزایش پیـدا کنـد فـاصـلـه بین صـــفحـه برخورد و نـازل افزایش پیـدا می کند در این صورت تعداد لوله هایی که می توان داخل دسته لوله قرار داد کمتراست. یا به عبارت دیگر هرچه مقدار d_n/D_s = قطر پوسته/ قطر نازل افزایش پیدا کند OTL کاهش پیدا می کند.

نکاتی در رابطه با صفحه برخورد:

۱- در نازل ورودی اگر صفحه برخورد لازم نبود باید فاصله اولین ردیف لوله تا نازل ورودی dn_{in} /۶ باشد.

۲- در صورتیکه دسته لوله قابلیت دوران ۱۸۰ را داشته باشد باید فاصله $d_n/4$ در هر دو طرف ورودی و خروجی در نظر گرفته شود.

۳- همه گازها، بخارات اشباع، مخلوط های مایع و بخار حتما نیاز به صفحه برخورد دارند.

زمان نیاز یا عدم نیاز به صفحه برخورد:

پارامتر ρv^2 را چک می کنیم که ρ دانسته سیال پوسته برحسب Kg/m^3 و v سرعت سیال سمت پوسته بر حسب m/s است. اگر عدد حاصل از رابطه مذکور از اعداد جدول بزرگتر بود به صفحه برخورد نیاز است. نحوه اتصال آنها برای جلوگیری از کاهش OTL به صورت خارجی و در امتداد پوسته مبدل است.

ρv^2	نوع سیال
۲۲۳۰	تک فاز (غیر خورنده- غیر ساینده)
۷۴۴	کلیه مایعات که در نقطه جوش وارد می شوند.
۰	کلیه گازها و مخلوط های بخار مایع

جدول ۳ – رابطه نیاز به صفحه برخورد با نوع سیال

۳-۱۰ آخرین محدوده لوله گذاری (OTL):

میدانیم OTL در مبدل تیوب ثابت از همه بیشتر است میزان OTL بستگی به

۱- نوع مبدل

۲- نحوه اتصال لوله ها به Tube sheet

۳- فشار طراحی که فقط در مبدل کلگی شناور تأثیر دارد

طریق تعریف فاصله آخرین ردیف لوله با قطر پوسته را clerrance Dinmeter گویند که میزان استاندارد آن (۳ -۱۲ mm) است.

$$\uparrow\Uparrow (C.D = Ids - OTL) \Downarrow$$

۳-۱۱ محاسبه تعداد لوله ها:

برای محاسبه تعداد لوله ها از جداول مربوط به (Tube Count) استفاده می کنند طبق تعریف میزان دقیق لوله ها روی Tube sheetبا استفاده از فرمولهای زیر ممکن است.

No. of Tube= N_t {1- ($z_i - z_o$)}

N_t = تعداد لوله ها بدون در نظر گرفتن نازل (ستون ۰)

$$* R_i = \left[\frac{1 - 2\left(\frac{h_i}{D_i}\right)}{\frac{D_t}{D_i}} \right]$$

h_i = فاصله اولین ردیف لوله تا دهنده نازل ورودی

$$* R_o = \left[\frac{1 - 2\left(\frac{h_o}{D_i}\right)}{\frac{D_t}{D_i}} \right]$$

h_o = فاصله آخرین ردیف تا دهنده نازل خروجی

D_I= قطر داخلی پوسته

OTL =D_I

فصل چهارم :

اطلاعات طراحی

مقدمه

منظور از اطلاعات طراحی در حقیقت تعیین پارامترهای طراحی حرارتی و هیدولیکی، بعد از تعیین پارامترهای ساختاری است.

این پارامترها عبارتند از:

۱- دبی سیال (Flow rate)

۲- دمای ورودی و خروجی شاخه سرد و گرم جریان

۳- فشار عملیاتی (Operating press.)

۴- افت فشار مجاز طراحی (Allowable pressure drop)

۵- جرم گرفتگی و مقاومت آن (Fouling resistance)

۶- خواص فیزیکی (Physical property)

۷- میزان گرما (Heat duty)

۸- نوع مبدل (Type of HX.)

۹- نوع لوله و خط لوله و سایر آنها (Line size)

۱۰- قطر و ضخامت لوله ها (Thick $ diam.)

۱۱- حداکثر قطر پوسته (Max. shell diam.)

۱۲- نوع جنس به کار رفته در مبدل (Material)

۱۳- فرضیات دقیق و معین در طراحی هیدرولیکی- حرارتی (Assumptions)

قبل از هر چیز باید نوع مبدل پوسته لوله تعیین گردد که طبق جول زیر می توان به این هدف رسید.

خصوصیات میان درون پوسته	خصوصیت سیال در داخل لوله
دبی سیال کم (small flow rate)	سیال رسوب زا (به غیر از U- Type)
سیال ویسکوز (viscos flow)	سیال خورنده (corrosive)
سیال با ضریب انتقال حرارت پایین (Low heat Transfer coefficient)	سیال دارای فشار زیاد (High Pressure) سیال دارای دمای زیاد (.High Temp)

جدول ۴

پس از آنکه نوع سیال درون لوله و پو سته م شخص گردید به دنبال محا سبات کلی در یک مبدل پو سته لوله ای خواهیم بود.

۴-۱ انواع محاسبات کاربردی در مبدل های حرارتی (Methodology of calculation):

الف- عملکرد (Rating):

به معلوم بودن اطلاعات و خواص شـرایط اولیه (ورودی) و همچنین مشـخص بودن سـطح انتقال حرارت خصوصیات خروجی مبدل از قبیل دما، فشار و عملکرد (Duty) مبدل مطرح می گردد.

$T_2 = ? , P_2 = ? , Q = ?$ ⟵ معلوم = A و ورودیها (معلوم)

ب- طراحی (Design or Sizing):

در این نوع محاسـبه هدف تعیین سـطح انتقال حرارت اسـت یعنی شـرایط دمایی و فشـاری ورودیها و خروجی ها معین است و A=? مجهول می باشد. ⟵ خروجیها معلوم A=? و ورودیها (معلوم)

ج- شبیه سازی (Simulation):

در این نوع محاسبه مبدل طراحی و ساخته شده است و در دسترس است ولی شرایط کاری مبدل تغییر کرده و یا میزان فاکتور جرم گرفتگی (R_D) در آن دخالت دارد و باعث کاهش ضریب انتقال حرارت است.

$T_2=? , P_2=? , Q=?$ ⟵ معلوم = A , R_D و ورودیها (معلوم)

حالت الف و ج را گاهی performance می نامند.

یکی دیگر از اطلاعات طراحی، رژیم جریان در داخل لوله و پوسـته اسـت که نقش تعیین کننده ای روی ضریب انتقال حرارت می گذارد.

رژیم های جریان در لوله ها:

$R_e < 2100 \Rightarrow$ Laminar (آرام)

$2100 \le R_e \le 10000 \Rightarrow$ Transient (مبانی)

$R_e \ge 10000 \Rightarrow$ Turbulemt (آشفته)

$R_e = \rho U L_c/\mu$ L_c= طول مشخصه

ضرایب تصحیح و یسکوزیته ($\varnothing$) و خواص فیزیکی ($\varnothing_1$)

اگر دمای توده یا بالک را با T_b و دمای سطح را T_s در نظر بگیریم آنگاه داریم:

$$\begin{cases} for\ heating: T_s > T_b \rightarrow \mu_s < \mu_b \rightarrow \phi > 1 \\ for\ cooling: T_b > T_s \rightarrow \mu_b < \mu_s \rightarrow \phi < 1 \end{cases}$$

الف- برای مایعات:

فاکتور تصحیح ویسکوزیته $\phi = \left(\frac{\mu_b}{\mu_s}\right)^a$

فاکتور تصحیح خواص فیزیکی $\phi 1 = \left(\frac{\mathrm{Pr}_b}{\mathrm{Pr}_s}\right)^{s1}$

ب- برای گازها عکس حالت فوق می باشد.

بطور کلی پیدا کردن شـرایط و مجهولات بخش خروجی یک مبدل به دو روش LMTD و NTU صـورت می گیرد. این دو روش هر دو مزایای خاص به خود دارند ولی مهمترین مزیت روش NTU نسـبت به LMTD جلوگیری از حدس و خطا در روش NTU ا ست. حال به تو ضیح این دو روش به طور اجمال می پردازیم.

۴-۲ اختلاف دمای اصلی (Mean Tempreture Difference):

قبل از هر چیز باید دقت کرد که نوع و نحوه حرکت سیال گرم و سرد تاثیر مستقیمی روی ضریب انتقال حرارت و افت فشار سیال دارد معمولا دو نوع جریان عمده در مبدل ها مد نظر است.

۱- جریانهای موازی و غیر همسو (Counter- current)

۲- جریان موازی و همسو (Co- current)

همواره باید به خاطر داشت که سیال گرم گرما از دست میدهد و سیال سرد گرما می گیرد طبق قرار داد سیال گرم را با T و سیال سرد را با t نمایش میدهیم در یک مبدل همواره دو شاخه Hot Stream و Cold Dtream داریم که با توجه بع نحوه آرایش جریانها شرایط خاصی بر سیستم حاکم میگردد.

Input	Output		
T2	T1	در ⟹	Co-current
t2		⟹	t1

همواره در یک مبدل $T_1 > t_t$ می باشد در حالت Counter- current با توجه به نحوه سیال خروجی سه موقعیت اتفاق می افتد

$$T1 > t1 \begin{cases} if\ T_2 > t_2 \rightarrow Temp.approach \\ if\ T_2 > t_2 \rightarrow Temp.meet \\ if\ T_2 > t_2 \rightarrow Temp.cross \end{cases}$$

در حالت جریان Co- current فقط دارای Temp approach هستیم.

۴-۳ فرضیات مهم در طراحی اولیه یک مبدل:

۱- خواص فیزیکی در طول مدت ثابت است. (U= constant)

۲- اتلاف حرارتی به محیط ناچیز است.

۳- در هر سطح مقطعی خواص ثابت هستند.

۴- در مبدل، اختلاف دمای ایجاد شـــده در هر بار جریان متقاطع نســـبت به اختلاف دمای کل ســـیال کوچک اســـت. لذا علی رغم وجود جریان متقاطع در یک مبدل، مبدل را می توان در حکم جریان موافق، مخالف در نظر گرفت.

$$if \Rightarrow U = Cons\tan t \Rightarrow Duty: Q = UA\Delta T_m$$
$$if \Rightarrow U = Un - cons\tan t \Rightarrow Duty: Q = A(U\Delta T)_m$$

$$(U\Delta T)_m = \frac{U_h \Delta T_e - U_e \Delta T_h}{In \frac{U_b \Delta T_e}{U_e \Delta T_h}}$$

$$U = Overal\ Heat\ Tranfer\ Coefficien\ t = OHTC(\frac{W}{m^2.c})$$

۴-۴ روش LMTD (LMTD METHOD):

در روش LMTD دما را بر اســـاس تغییرات لگاریتمی در نظر می گیریم بدین صـــورت که برای تصـــحیح گذرهای لوله از فاکتور تصحیح F استفاده می کنیم یعنی:

در نتیجه در حالت کلی داریم: Q=U.A.F.LMTD

میزان LMTD با توجه به نوع آرایش جریان در نظر درگرفته می شود، یعنی:

$$LMTD = \frac{(T_{h,i} - t_{c,i}) - (T_{h.o} - t_{c,o})}{In \frac{T_{h,i} - t_{cj}}{T_{h,o} - t_{c,o}}}$$

برای تعیین میزان F (فاکتور تصـــحیح) روابط و گرافهایی وجود دارد. که در این گرافها بر مبنای P و R عبارتند از:

$$\begin{cases} R = Heat\ Capaity\ Ratio = \dfrac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \\ P = Thermal\ effectivness = \dfrac{t_2 - t_1}{T_2 - t_1} \end{cases}$$

لازم به توضیح است که میزان F برای یک جریان خالص مخالف (Pure counter current) برابر یک است. با توجه به نوع نمودار ۱/۲+ معین می گردد که این نمودار برای یک پوسته و ضرایب دو از لوله ها می باشد یعنی گذرهای لوله زوج توسط این نمودار میزان F آنها تشخیص داده میشود.

نکته مهم در این نمودار خط آستانه P(R+1) است که مبین Temp.meet است.

$$P(R+1) = 1 + \frac{t_2 - T_2}{T_1 - t_1}$$

برای مبدل های سری و پشت سر هم مقادیر F را با توجه به فرمول ها می توان بدست آورد که این فرمول ها در مراجع اصلی وجود دارد.

نکته و قابل توجه در این است که شیب همه منحنیها و همه خطوط R در F های کوچکتر از ۰/۷۵ زیاد میباشد این بدان معنی است که کارآیی مبدل نسبت به دماهای داده شده حساس میباشد لذا باید از این محدوده دمایی اجتناب کرد.

۴-۵ محاسبه (OHTIC=U)

طبق رابطه زیر می توان U را تعیین کرد.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} = \frac{1}{h_o A_o} + \frac{R''_{f/i}}{A_j} + \frac{In\left(\dfrac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi KL} + \frac{R''_{f/o}}{A_o} + \frac{1}{h_o A_o}$$

$$A_t = \pi D_i L \qquad , \qquad A_o = \pi D_o L$$

فاکتور رسوب گرفتگی در خارج لوله $R_{f/o}$ و فاکتور رسوب گرفتگی در داخل لوله $R_{f/i}$

با مشخص شدن میزان LMTD، A، F و U میزان Q یا Duty سیستم تعیین می گردد. یعنی:

Q=U.A.F.LMTD

مقادیر U در جداول موجود هستند تعدادی از موارد مهم در زیر آورده شده است.

سیال گرم	سیال سرد	U(W/m².c)
آب	آب	۸۰۰ -۱۵۰۰
حلال آلی	حلال آلی	۱۰۰ -۳۰۰
روغن سبک	روغن سبک	۱۰۰ -۴۰۰
روغن سنگین	روغن سنگین	۵۰-۳۰۰
گاز	گاز	۱۰-۵۰
بخار	آب	۱۵۰۰ -۴۰۰۰

۴-۶ متد کلی مسئله طراحی (Design Problem):

در مسئله طراحی معمولا خواص فیزیکی سیال و دماهای ورودی و خروجی سیال معین هستند و کلی در مورد A سطح انتقال حرارت ا ست که به عنوان محصول ا صلی مطرح ا ست. معمولا داده های M و m و T_1 و T_2 معلومند. اگوریتم حل به صورت زیر است.

۱- با معلوم بودن T_1, T_2, t_1, t_2 میزان $R= T_1-T_2/ t_2-t_1$, $P\ t_2-t_1/T_2-t_1$ را محاسبه می کنیم.

۲- با محاسبه R,P با توجه به شکل (۱-۳) میزان F را در منطقه پایدار منحنی می خوانیم.

۳- با معلوم بودن دماهای ورودی و خروجی میزان LMTID را برای نوع جریان معین بدست می آوریم.

۴- با توجه به نوع سیال موجود در پوسته و لوله میزان U را از جداول استخراج می کنیم.

۵- با توجه به میزان Q از رابطه Q=U.A.F.LMTD میزان A را بدست می آوریم.

۴-۷ متد کلی حل مسئله عملکرد مبدل (Rating Problem):

در برر سی عملکرد یک مبدل طراحی و ساخته شده از قبل که در واحد عملیاتی در حال کار ا ست، نحو عملکرد در دو حالت زیر مد نظر است:

۱- مبدل درست کار نمی کند ۲- شرایط عملیاتی و کاری مبدل عوض شده است.

در این متد شرایط ورودی و خواص فیزیکی سیالات معین ا ست علاوه بر موارد ذکر شده سطح انتقال حرارت (A) نیز معلوم ا ست. و هدف محاسبه T_2 و t_2 ا ست که به دو روش: ۱- حد و خطا ، ۲- NTU محاسبه میگردد.

۱-۷-۴ روش ۱- روش حدس و خطا در محاسبات عملکرد یک مبدل.

۱- $T2$ را حدس می زنیم.

۲- از رابطه $Q=Mc_p\ (T_1-T_2)$ میزان Q را محاسبه می کنیم.

۳- از رابطه $Q=mc_p(t_2-t_1)$ میزان t_2 را محاسبه می کنیم.

۴- با معلوم بودن T_1 و T_2 و t_1 و t_2 مقدار $R= T_1-T_2/\ t_2-t_1$, $P\ t_2-t_1/T_2-t_1$ را محاسبه می کنیم و از نمودار F ۱/۲+ میزان F را محا سبه می کنیم. همچنین میزان $LMTD$ را با م شخص بودن نوع جرین مبدل نیز می توان بدست آورد.

۵- از رابطه $Q_n=U.A_n.F.LMTD$ و با حدس میزان U و معلوم بودن A میزان Q_n را محاسبه می کنیم.

۶- اگر $Q=Q_n$ با شد T_2 حدس زده شده در ست می با شد در غیر اینصورت $(Q\neq Q_n)$ باید T_2 دیگری حدس زده شود.

البته در این روش می توان $Q=Q_n$ فرض کرد و به جای محاسبه Q، میزان A_n را محاسبه کرد در این اینصورت از مقایسه A و A_n می توان در ستی یا نادر ستی حدس T_2 را نیز متوجه شد. که این روش نیز همان نتیجه حالت اول را به ما می دهد.

روش ب- روش NTU برای عملکرد یک مبدل:

الگوریتم این روش با توجه به نمودارها و فرمول های خاص به خود است.

۱- میزان $c_n=c_{ph}.M$, $c_c=c_p.m$ را محاسبه می کنیم اگر $c_h<c_c$ باشد آنگاه $c_h=c_{min}$ است در غیر اینصورت $c_c<c_h$ آنگاه $c_c=c_{min}$

۲- با توجه به معلوم بودن A و U در عملکرد یک مبدل NTU را از فرمول $NTU=UA/C_{min}$ محاسبه می کنیم.

۳- با معلوم بودن C_{min} و C_{max} میزان $R= C_{min}/C_{max}$ میزان E را نیز محاسبه کرد.

۴- از روی گرف های موجود در هندبوکهای مبدل ها می توان با معلوم بودن NTU و R میزان ε را نیز محاسبه کرد.

۵- آنگاه میزان $qmax$ را از فرمول زیر محاسبه می کنیم.

$$q = mc_p(t_2 - t_1) \rightarrow t_2 = ?$$
$$q = Mc_p(T_1 - T_2) \rightarrow T_2 = ?$$

۲-۷-۴ روش NTU در طراحی یک مبدل:

همانطور که می دانیم در طراحی مبدل پوسته لوله ای به دنبال محاسبه A سطح انتقال حرارت هستیم.

$(A = NTU.\frac{c_{\min}}{U})$

۱- با معلوم بودن دماهای ورودی و خروجی میزان P و R را محاسبه می کنیم.

۲- با توجه به نمودار شکل (2-3) صفحه بعد میزان NTUc را محاسبه می کنیم.

۳- میزان $NTU_c = \frac{UA}{c_{\min}}$ را از گراف بد ست آورده و با حدس میزان U از روی مراجع و محا سبه C_{min} به صورت روش قبل یعنی $ch = c_{ph}.M, c_c = cp_c.m$ می پردازیم. اگر $C_c<C_h$ باشد آنگاه $C_{min}=C_c$ در غیر اینصورت $C_{min}= C_h$

۴- با معلوم بودن تمام پارامترهای فوق میزان A یعنی سطح انتقال حرارت محاسبه می گردد.

$$NTU = f(f\frac{c_{\min}}{c_{\max}})$$

لازم به توضیح است که :

در مراجع روابط مختلفی بین NTU و ε با توجه به نوع مبدل و نوع جریان وجود دارد که می توان ارتباط این دو را به خوبی ملاحظه کرد. مثلا برای مبدل پوسته- لوله ای با جریان مخالف داریم:

$$NTU = -\frac{1}{c_r - 1} In\left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon c_r - 1}\right)$$

$$c_r = \frac{c_{\min}}{c_{\max}}$$

فصل پنجم:

روابط مهم در تعیین ضریب انتقال حرارت و افت فشار

برای تعیین ضریب انتقال حرارت از روابط زیر استفاده میکنیم

۵-۱ روابط تجربی ضریب انتقال حرارت در داخل لوله ها (Tnside cylindrical Tube)

$$-Turbu;ent\ \ flow \Rightarrow h_i = 0.0225(\frac{K}{d_i})\, pr^{0.495} R_e^{0.795}\left[\exp\left\{-0.0225(In\ \ pr)^2\right\}\right]\phi$$

$$R_e > 10{,}000 \qquad \phi = \left(\frac{\eta b}{\eta s}\right)a, \begin{cases} a = 0.18 \ \ fluid\ \ heated \\ a = 0.3 \ \ fluid\ \ cooled \end{cases}$$

$$-Transition\ \ flow(2000 \le R_e \le 10{,}000)$$

$$hi = 0.1\left(\frac{K}{d_i}\right)(\mathrm{Re}^{2/3} - 125)\, pr0.495\left[\exp\left\{-0.0225(In\ pr)^2\right\}\right]\left\{1 + (\frac{di}{L})\right\}^{\frac{2}{3}}\phi$$

$$\phi = \left(\frac{\eta_b}{\eta_s}\right)^a, a = 0.14$$

$$-La\min ar\ \ flow(R_e < 2100) \qquad GL = \frac{R_e\, pr_d}{L}, R_e = \frac{md_i}{\eta} = \frac{\rho U d_i}{\eta}$$

$$(R_e < 2000, G_z > 9) \qquad m = mass\ \ flux = \left[\frac{Kg}{m^2 \sec}\right]$$

$$-Horizontal\ Tabe$$

$$h_i = 1.75(\frac{K}{d_i})\left[G_z + 0.0083\{Gr\,\mathrm{Pr}\}^{0.75}\right]^{\frac{1}{3}}\phi$$

$$-La\min ar\ \ flow(R_e < 2000, G_z \le 9)$$

$$Horizontal\ and\ Vertical\ Tubes \ \Rightarrow \ h_i = 3.66(\frac{K}{d_i})$$

۵-۲ محاسبه افت فشار در داخل لوله (Ptrssure losse in tube):

$$\Delta P_i = \frac{4 f_i L m^2}{2\rho d_i \phi}$$

$$\phi = \left(\frac{\mu_b}{\mu_s}\right)^a \begin{cases} a = 0.14 & for \quad R_e \ge 2100 \\ a = 0.25 & for \quad R_e \le 2100 \end{cases}$$

$$In\min ar\ \ flow \ \Rightarrow \ f_i = \frac{14}{R_e}$$

$$Turbuent\ \ flow \ \Rightarrow \ f_i = 0.0035 + \frac{0.264}{R_e^{0.42}}$$

$$fi = 0.0014 + \frac{0.125}{R_e^{0.32}}$$

$$Transition\ region \ \Rightarrow \ 1311 < R_e < 2000 \ \Rightarrow \ f = 0.0122$$

۵-۳ معادلات و روابط مربوط به نازل ها و درپوشها (Headers and nozzles):

۵-۳-۱ نازل های ورودی و خروجی سمت لوله (channal inlet and outet nozzle):

افت فشار نازل سمت لوله : $\Delta Pnt = Knt\left(\frac{mn}{2\rho}\right) = Knt\left(\frac{\rho U_n^2}{2}\right)$

$$K_{nt} = 1.1 \; Inlet \; nozzle$$
$$K_{nt} = 0.7 \; Outlet \; nozzle$$

*سرعت و دبی جرمی بر مبنای داخل نازل است.

افت فشار سمت هدها : $\Delta P_h = K_h\left(\frac{m_t^2}{2\rho}\right)Np = K_h\left(\frac{\rho U_t^2}{2}\right)Np$

$$\begin{cases} Kh = 0.9 & for\ one Tube - pass \\ Kn = 1.6 & for\ Two\ or\ more Tube \end{cases}$$

*سرعت و دبی جرمی بر مبنای داخل لوله است. N_p تعداد گازهای لوله است.

۵-۳-۲ افت فشار نازل سمت پوسته (Shellside nozzle):

$$\Delta P_{ns} = K_{ns}\left(\frac{m_n^2}{2\rho}\right) = K_{ns}\left(\frac{\rho U_n^2}{2}\right)$$

مقادیر K_{ns} در این فرمول عبارتند از:

*with impingment plate: همراه با صفحه برخورد $K_{ns} = 1 + \left(\frac{S_n}{S_e}\right)^2$

with out impingment plate بدون صفحه برخورد $K_{ns} = 1 + \frac{1}{\left[\frac{s_e}{s_n} + 0.6(P_1 - \frac{d_s}{p}\right]^2}$

سطح فرر سیال برای نازل سمت پوسته $S_e = .\tau_d nh$ سطح داخلی نازل $S_o = \frac{\pi d_n^2}{4}$

۵-۴ بررسی فاکتور J در میزان انتقال حرارت و وابستگی آن به ضریب انتقال حرارت

یکی دیگر از راههای تعیین ضریب انتقال حرارت و در نتیجه افت فشار در یک مبدل استفاده از factor -j میباشد بدین صورت که فاکتور j ارتباط بین مشخصه حرارتی و هیدرولیکی را در مبدل نشان میدهد. این فاکتور مهم علاوه بر دقت و سرعت خوب، مبین ارتباط حرارتی و هیدرولیکی یک مبدل (خصوصا مبدل های با دسته لوله ایده آل) میباشد. به صورت زیر و به کمک دو گروه بدون بُعد اقدام به تعیین j- factor می کنیم. کاربرد این روش در تعیین ضریب مربوط به دسته لوله ایده آل کاربرد فراوانی دارد.

۵-۴-۱ تعیین J بر مبنای عدد ناسلت:

$$Nu = \frac{hd}{K} = \sigma R_e^m \, pr^n$$

$$\rightarrow \begin{cases} \dfrac{NU}{pr^n} = \sigma R_e^m \\ j_H = \dfrac{NU}{pr^n} \end{cases} \rightarrow jH = \sigma R_e^m$$

فاکتور انتقال حرارت ناسلنی

مراحل کار: $\text{Re}=\checkmark \Longrightarrow \text{jh}=\checkmark \Longrightarrow \text{St}=\checkmark \Longrightarrow \text{h}=\checkmark$

توجه: رابطه دو فاکتور فوق به صورت زیر است:

میدانیم $j_H = \sigma R_e^m$

$$j_h = \sigma R_e^{m-1} \rightarrow jh = \frac{\sigma R_e^m}{R_e} \rightarrow j_h = \frac{j_H}{R_e} \rightarrow j_H = j_h R_e$$

از طرف دیگر $St = \dfrac{\frac{1}{2} f}{pr^{\frac{1}{2}}}$ لوله های مدور/ جریان متلاطم $\Rightarrow j_h = \frac{1}{2} f \Rightarrow J_H = \frac{1}{2} f R_e$

۵-۵ روشهای طراحی و محاسباتی مبدل ها

در این مبحث هدف بررسی روشهای مختلف طراحی مبدها می باشد. ابتدا به بررسی و مقایسه ۲ روش قدیمی تر طراحی در مبدل ها یعنی روشهای Kem و Bell می پردازیم و با مثالهایی آنها را مقایسه خواهیم کرد و سپس به بررسی روش جدید طراحی مبدل ها می پردازیم.

هدف از طراحی یک مبدل به طور کلی تعیین موارد زیر است.

۱- تعیین ضرایب انتقال حرارت (ضریب انتقال حرارت داخل لوله، ضریب انتقال حرارت سمت پوسته) است.

۲- تعیین افت فشار داخل لوله ها و افت فشار سمت پوسته است.

۳- بررسی ارتعاش لوله ها

۴- حتی الامکان مبدل کوچکتر و ارزان تر تمام شود.

توجه: در تعیین افت فشار حرارت و افت فشار سمت پوسته مشکل است زیرا به پارامترهای طراحی نظیر قطر خارجی، آراش لوله ها، نوع بقل ها و فاصله آنها و ... بستگی دارد.

برای محاسبه افت فشار و ضرایب انتقال حرارت سمت پوسته دو روش زیر معمولا به کار رفته است.

۱- روش Kern (در کتاب Kern به کار رفته است.)

۲- روش Bell (در کتاب Saunders به کار رفته است.)

- در روش Kern بیشتر پارامترهای طراحی را به صورت یک رابطه ثابت در می آورند، پس میزان زیادی خطا وجود دارد.

- در روش Bell داده های مختلف طراحی نشده اند و هرگاه جداگانه موجودند. در روش Bell تاثیر پارامترهای طراحی به صورت جداول و اعداد تجربی بیان شده اند در نتیجه روش Bell بسیار دقیق تر می باشد.

در اینجا این دو روش را شرح خواهیم داد.

۱-۵-۵ روش Kern

همانطور که اشاره شد در روش Kern اکثر پارامترهای طراحی را به صورت یک رابطه ثابت در می آورند و در نتیجه میزان زیادی خطا ایجاد می شود، اما به دلیل سادگی این روش همواره مورد توجه بوده است.

محاسبات افت فشار سمت پوسته در روش Kern

$$\Delta P_s = f \frac{m_2}{\rho} \times \frac{D_s}{D_e}(N_b - 1)$$

ضریب اصطکاک :f

$$f = \left[\left(\frac{64}{R_e}\right)^4 + \left(\frac{1.79}{R_e^{0.19}}\right)\right]^{\frac{1}{4}}$$

قطر پوسته :D_s و قطر هیدرولیکی :D_e

قطر خارجی لوله d_o گام :P_t تعداد بافل ها :N_b

برای محاسبه قطر هیدرولیکی دو حالت را در نظر می گیریم.

۱- برای زاویه گام های ۴۵° و ۹۰°

$$D_e = \frac{4\left(P_t^2 - \frac{\pi d_0^2}{4}\right)}{\pi d_o}$$

۲- برای زاویه گام های ۳۰° و ۶۰° داریم.

$$D_e = \frac{4(0.43P_t - \frac{\pi}{8}d_0^2}{\frac{\pi}{2}d_0}$$

فاصله بین دو بافل :$L_s\left(\frac{Kg}{m^2 \sec}\right)$ شار جرمی :Gs

دبی جرمی :$m_s\left(\frac{Kg}{\sec}\right)$

$$G_s = \frac{ms}{(D_s)(L_s)\left(1 - \frac{d_o}{P_t}\right)} \qquad \mathrm{Re} = \frac{G_s D_e}{\mu_s}$$

$$pr_s = \frac{cp_s \mu_s}{K_s}$$

$$Nu = 0.364 R_{es}^{0.55} \mathrm{Pr}_s^{0.33} \qquad N_u = \frac{h_s D_e}{K_s}$$

Hs: ضریب انتقال حرارت سمت پوسته

$$h_s = \frac{Nu.K_s}{D_e}$$

۲-۵-۵ روش Bell

یکی از روشهای دقیق در تعیین ضریب انتقال حرارت و افت فشار سمت پوسته روش Bell می باشد. در این مبحث به توصیف پارامترهای روش Bell می پردازیم.

در روش بل پارامترهای طراحی به صـــورت جداولی تعیین می شـــوند و به همین دلیل امکان خطا در محاسبات به حداقل می رسد.

ضریب انتقال حرارت سمت پوسته: h_s

$H_s=(F_F F_P)(F_M F_C)\ (F_E F_A)\phi_{nl}$

افت فشار به خاطر جریان متقاطع: ΔP_e

$$\Delta P_c = (F_F^{'} F_P^{'})(F_M^{'} F_C^{'})/\phi_{nl}$$

افت فشار به خاطر پنجره بفل ها: ΔP_w

$$\Delta P_w = \left(F_F^{''} F_P^{''}\right)\left(F_M^{''} F_C^{''}\right)$$

از هرکدام از عوامل مختلفی که روی افت فشار و ضریب انتقال حرارت سمت پوسته به صورت فاکتورهای مجزایی در روابط زیر آمده است.

hs: ضریب انتقال حرارت سمت پوسته

افت فشار سمت پوسته: افت فشار سمت پوسته خود شامل دو بخش است.

۱- ΔP_c: افت فشار سیال سمت پوسته به خاطر وجود یک جریان متقاطع بین دو بافل

۲- ΔP_w: افت فشار سیال سمت پوسته به خاطر عبور از پنجره بافل

در سه رابطه ذکر شده فاکتورهایی مانند F_f با F_p در هر سه رابطعه وجود دارد و درست است که شکل ظاهری فاکتورها یکسـان اسـت ولی مقادیر عددی فاکتورها با یکدیگر متفاوت اسـت. و از جداول متفاوتی حاصل می شوند.

۱-۲-۵-۵ معرفی فاکتورها در روش Bell

F_F: معرف اثر دبی سیال سمت پوسته بر h_s، ΔP_c و ΔP_w است.

F_P : معرف اثر خواص فیزیکی سیال سمت پوسته ب h_s، ΔP_c و ΔP_w است.

F_M : از طراحی مکانیکی (نوع مبدل، اندازه مبدل، آرایش لوله ها، آرایش بافل ها و ...) بر روی h_s، ΔP_c و ΔP_w است.

توجه: فاکتور ها F_M فقط برای حالتی است که میزان BSR یعنی نسبت فاصله بین یفل ها ($BSR = \frac{L_s}{D_s} \times 100$) برابر ۰/۲ باشد.

F_C: تصحیح اثر BSR روی F_M است در حالت هایی که خاص نیستند یعنی برای $BSR \neq 0/2$

$F_c = \frac{X_c}{(BSR)^m}$ که در کتاب ساندرز جدولی برای F_C موجود است که فاکتورهای X_C و M را معرفی می کند و می توانیم برای حالات مختلف آنها را بدست آوریم.

F_E: این فاکتورها مربوط به زمانی می باشد که فاصله بافل های انتهایی بیشتر از فاصله بافل های مرکزی باشد.

F_A: مربوط به زمانی می باشد که عدد رینولدز کمتر از ۱۰۰ است.

در این حالت ضریب انتقال حرارت کاهش می یابد.

ϕ_{nl} : ضریب تصحیح ویسکوزیته وقتی مبدل ایده آل باشد (بدون نشتی) در این بخش به بررسی نکاتی در مورد محاسبه عدد R_e در روش بل می پردازیم.

$$R_e = \frac{\rho u d}{\mu} = \frac{m_e d_o}{\mu_b}$$

μ_b: ویسکوزیته سیال سمت پوسته در دمال بالک

M: دبی جرمی : $\frac{Kg}{s}$ و $mc = \frac{M}{S_m}$

mc: فلاکس جرمی: $\frac{Kg}{m^2 s}$ و $m_c = \frac{M}{S_{mu}.L_s}$

S_{mu}: حداقل سطح عبوری سیال به ازاء واحد طول مبدل می با شد. مقدار Smu از جداول مربوط به آن خوانده می شود.

S_m: حداقل سطح عبوری سیال با در نظر گرفتن ردیف دوم لوله ها.

توجه: در محاسبه Re در روش Bell برای سنجش آشفته بودن جریان یا آرام بودن جریان ملاک اصلی جدول مربوط به F_F و F_P و مقادیر ارائه شده برای R_e در آن جدول است. به عنوان مثال برای R_eهای بالاتر از ۳۰۰ معمولا در روش Bell در محاسبه فاکتورها جریان را آشفته فرض می کنیم که ممکن است با ملاکهای قبلی برای R_e تفاوت داشته باشد. که در بررسی جداول بیشتر با آن آشنا می شویم.

بررسی متد تینکر بر میزان و بررسی جریان نشتی است. میدانیم مبدلی یک مدل ایده آل است که هیچگونه جریان نشتی نداشته باشد. زیرا وجود جریان نشتی باعث کاهش میزان انتقال حرارت می گردد.

۳-۵-۵ روش تینکر(Tinker):

جریانات نشتی در یک مبدل عبارتند از:

۱- جریان نشتی بین لوله و بقل

۲- جریان نشتی بین OTL و پوسته

۳- جریان نشای بین بقل و پوسته

۴- جریان نشتی به علت وجود صفحه جداکننده

هر چه میزان نشت سیال بیشتر باشد میزان ضریب انتقال حرارت کاهش پیدا می کند. به همین دلیل طراحی مبدل ها در متد بل مقادیر موجود در درجه اول با لحاظ کردن میزان نشتی در نظر گرفته شده اند.

متد بل برا ساس داده های اطلاعاتی و جداول آنها مورد بررسی قرار می گیرد در متد بل از فرضیات متد تینکر استفاده شده است. جداول متد بل برای مبدل های مختلف و شرایط مختلف در صفحات بعد آورده شده است.

۱- اگر فقط یکی از b.sهای ابتدایی با انتهایی بزرگتر از دیگری بود میزان F_E از همین جدول خوانده می شود با این تفاوت که N_b مورد استفاده عبارتند از:

N_b=2 (تعداد بافل های واقعی) +0.5]

۲- این جدول برای جریان آشفته در بخشهای متقاطع مرکزی است اگر رژیم جریان آرام باشد داریم:

FE: برای جریان آرام = در حالت آشفته +1

مبدل ایده آل مراه با دسته لوله ایده آل می باشد. بدین صورت که دسته لوله ایده آل طبق تعریف دارای مقطع مستطیلی است مثل Air Coolers که دارای دسته لوله مستطیل شکل است. رابطه محاسباتی آن عبارتند از:

$$(h_o)_{NL} and (\Delta P_o)_{NL} = (F_F.F_P)F_{NL}$$

FF و FP از جداول قبل محاسبه شده و F_{NL} فاکتور محاسباتی دسته لوله ایده آل است.

برای ضریب انتقال حرارت پوسته : $FNL = \frac{A}{S_m^m} = \frac{A}{(S_{MU}.L_S)^m}$

برای افت فشار : $F_{NL} = BD_S \frac{\{(1-2(BCR)\}}{S_m^n}$

۵-۶ محاسبات مربوط به پوسته F:

تاکنون تمام محاسبات برای پوسته نوع E بوده است. در طراحی با تغییر نوع پوسته محاسبات کمی تغییر می کند همانطور که می دانیم در اشکال قبل معین است پوسته نوع F دارای بافل های طول است که باعث افزایش تعداد گذرهای پوسته در مبدل میگردد. در مقایسه بین پوسته نوع F,E می توان به نکات زیر دست پیدا کرد.

۱- تعداد بافل های پوسته F دو برابر تعداد بافل های پوسته E است $(N_e)_F = 2(N_e)_E$

۲- سطح تماس سیال با لوله ها در پو سته F نصف تماس در پو سته E در یک سطح مقطع معین است. $\left(S_F = \frac{1}{2} S_E\right)$

۳- با توجه به مورد فوق سرعت سیال در پوسته F دو برابر پوسته E است. $(V_F=2V_E)$

۴- با توجه به روابط ضریب انتقال حرارت در پوسته داریم:

و این یعنی اینکه: $h_0 \alpha$ (سرعت جریان متقاطع)^P در نتیجه $\frac{(h_0)_F}{(h_0)_E} = \left(\frac{V_F}{V_F}\right)^P$ که با توجه به $V_P = 2V_F$ می توان نتیجه گرفت که $(h_0)_F = 2^P (h_0)_E$

به همین ترتیب روابطی را برای محاسبه $\Delta P_w, \Delta P_e$ خواهیم داشت که این روابط عبارتند از:

$$\begin{cases} h_0)F = 2^P (h_0)_E \\ (\Delta P_e)F = 2^q (\Delta P_e)E \\ (\Delta P_w) = 2^r (\Delta P_w)E) \end{cases}$$

مقادیر r,q,p با توجه به جریان و تجربه حاصل شده اند.

که این مقادیر عبارتند از:

آرام	آشفته		
۰/۳۶	۰/۶۴	$\Rightarrow$	P
۱	۱/۷۵	$\Rightarrow$	q
۱	۲	$\Rightarrow$	r

نتیجه برای محاسبات پوسته نوع F کافی است که همان محاسبات پوسته E را صورت دهیم و در فرمول های فوق قرار دهیم.

۵-۷ رسوب گرفتگی(Fouling)

رسوب گرفتگی یک مبدل بستگی به نوع ماده و سیال مورد استفاده در داخل لوله و یا داخل پوسته دارد هر چه سیال کثیف تر و رسوب زاتر باشد اثر جرم گرفتگی آن بیشتر می باشد به طور کلی جرم گرفتگی

یک مبدل بستگی به نوع مبدل- زمان کارکرد مبدل و سیال مورد استفاده مبدل دارد. رسوب گرفتگی باعث کاهش ضریب انتقال حرارت میشود این امر به دلیل آن است که لایه رسوب یک عامل مزاحم در سر راه انتقال حرارت است به همین دلیل در محاسبات مربوط به تعیین ضریب انتقال حرارت در یک مبدل داریم:

$$\frac{1}{U_D}=\left\{\frac{1}{h_0}+\left(\frac{1}{h_1}\right)\left(\frac{d_0}{d_1}\right)+r_w\right\}+\left\{r_0+ri\left(\frac{d_0}{d_1}\right)\right\}$$

پس در نتیجه:

$$\frac{1}{U_D}=\frac{1}{U_c}+R_D \leftarrow U_e=\frac{h_i h_o}{h_1+h_0}, R_D=\frac{1}{h_0}-\frac{1}{h_i}\left(\frac{d_0}{d_i}\right)+r_w$$

۸-۵ ارتعاش(Vibration):

یکی از مهمترین پارامترهای طراحی ارتعاش دسته لوله است. ارتعاش دسته لوله باعث می گردد که سر و صدای مبدل افزایش یابد و در اثر ارتعاش دسته لوله بریده شده و به مبدل آسیب میرساند عواملی چون برخورد دسته لوله ها به هم، بریدگی دسته لوله از محل اتصال جوش آن و یا از بین رفتن اتصال جوش آن و یا از بین رفتن اتصال پرچ شده باعث شکستگی دسته لوله می گردد. هر جسم یک فرکانس طبیعی مربوط به خود دارد در صورتیکه موج با همان فرکانس به دسته لوله برسد باعث ارتعاش جسم می گردد به چنین فرکانس طبیعی جسم می گویند فرکانس طبیعی بستگی به جنس و شکل و ساختمان جسم دارد.

معمولا جریان سیال داخل پوسته است که باعث ارتعاش دسته لوله میگردد مکانیزم های ارتعاش عبارتند از:

۱- ضربه های گردابه ای(Vortex shedding)

۲- ضربه های متناوب جریان آشفته(Turbulent buffeting)

۳- چرخش الاستیکی جریان سیال(Parallel flow eddy formation)

سه مورد اول در مورد جریان متقاطع است و مورد آخر در مورد جریان محوری دسته لوله می باشد.

به دلیل اول در مورد متقاطع است و مورد آخر جریان محوری دسته لوله می باشد.

به دلیل اهمیت مکانیزم اول به بحث این مکانیزم می پردازیم.

هنگامیکه سیال به صورت عمودی روی دسته لوله میریزد در پایین دسته لوله میریزد در پایین دسته لوله جریان منطقه wake ظاهر می گردد که گردابه ها شروع به فعالیت میکند. در این منطقه یک ناحیه خلاء وجود دارد که گردابه ها به منطقه خلاء نیرو وارد میکند یک سری نیروها عمودیند و یک سری از نیروها افقی می باشند مرحله ارتعاش دسته لوله هنگامی است که:

Fv=fn

برای یک لوله $f_v = s_r\left(\frac{U}{d_0}\right)$

برای یک دسته لوله $f_v = s_r\left(\frac{U_r}{d_0}\right)$

Sr: عدد استروهال که به آرایش لوله ها بستگی دارد.

U_r: سرعت جریان متقاطع هنگامیکه اثر ردیف اول لوله ها در نظر گرفته شود.

مقادیر کمیت بدون بعد استروهال(sr) در محاسبه ارتعاش لوله ها:

Pt	Pt/d0	۱/۲۵	۱/۳۳	۱/۵۰
۳۰		۰/۱۸	۰/۲۲	۰/۲۹
۶۰		۰/۸۰	۰/۷۵	۰/۶۱
	۹۰	۰/۴۲	۰/۳۵	۰/۲۹
	۴۵	۰/۵۸	۰/۵۹	۰/۵۷

توجه: نکته ای که باید در محاســـبات ارتعاش در نظر گرفت محاســـبه Ur آنرا متفاوت در نظر گرفت U_r سرعت سیال سمت پوسته با توجه به ردیف اول لوله هاست حال آنکه U_t سرعت سیال سمت پوسته با توجه به ردیف دوم لوله هاست.

$$U_r = \frac{M}{S_{mu}.L_s}$$

Ur فقط در محاسبات ارتعاش کاربرد دارد در حالیکه از U_t در روابط به ضریب انتقال حرارت و افت فشار استفاده می شود ارتباط بین Ut,Ur عبارتست از:

Pitch angle	Ur/Ut
30,90	1.0
60	$2\left\{(\frac{P_t}{od}-1)\right\}/\left\{1.732(\frac{P}{od})-1\right\}$
45	$2\left\{(\frac{P_t}{od})-1\right\}/\left\{1.414(\frac{P}{od})-1\right\}$

باید توجه داشت که شرط عدم ارتعاش در مکانیزم Vortex sheding عبارتست از:

$$\frac{f_v}{f_n} < 0.5$$

۵-۹ سر و صدا(Noise):

اگر سیال سمت پوسته گاز یا بخار باشد در صورتیکه سرعت سیال زیاد باشد در داخل پوسته از فرمول زیر قابل محاسبه است.

$$U_a = \sqrt{\frac{Z\gamma RT}{M}}$$

فاکتور تراکم پذیری گاز = Z = $\frac{PV}{RT}$

نسبت ظرفیت حرارتی = $\gamma = \frac{c_p}{c_v}$

ثابت گازها = R = $(8314.3\frac{j}{KmoleK})$

جرم مولکولی گاز = M = $(\frac{Kg}{Kmole})$

دمای مطلق گاز برحسب گلوین= T

فشار گاز برحسب نیوتن به متر= P

۵-۱۰ الگوریتم عمومی در طراحی مبدل های پوسته- لوله ای(Generalized Algorithm)

۱- ابتدا باید مقداری برای U حدس زده شود برمبنای جداول مربوط به U برای مواد مختلف.

۲- با توجه به داشتن مقدار دبی سیال ها و دماهای ورودی و خروجی می توان مقدار حرارت لازم که باید مبادله شود را محاسبه نمود.

$$Q = m_c cp_c \Delta t = m_h cp_h \Delta T$$

۳- با توجه به مقادیر بدست آمده در بند بالا می توان سطح تبادل حرارتی را محاسبه نمود.

$$Q = U.A_h.F.LMTD \Rightarrow A_h = \frac{\pi}{UFLMTD}$$

۴- حال باید سطح مقطع و تعداد لوله ها را معلوم نمود برای این کار ابتدا باید سیال پوسته و سیال لوله ها را معین کنیم.

۵- محاسبه سطح عبوری سیال لوله ها

سرعت سیال لوله با توجه به روابط مربوطه دبی با مقادیر موجود در جداول می توان برای سیالات مختلف بدست آورد.

U1: سرعت سیال داخل لوله می باشد بنابراین سطح مقطع عبوری سیال لوله عبارت خواهد بود از:

$$A_t = \frac{q_t}{U_t}$$

دبی حجمی سیال لوله: q_t

با دانستن تعداد لوله ها، قطر خارجی لوله، گام، زاویه گام و تعداد گذر لوله ها و تعداد گذر پوسته می توان قطر پوسته را معین کنیم.

۹- حال باید D_s,L را با هم مقایسه کنیم. معمولا $\frac{L}{D_s}$ بین ۲ و ۵ می باشد. و حتی الامکان باید از نسبت های بالاتر اجتناب کرد.

اگر اختلاف این نسبت با مقدار مطلوب اندک باشد می توان با تغییر دادن انتخاب U_t این نسبت U_t این نسبت را به مقدار بهتری نزدیک کرد.

با افزایش U_t مقدار بهتری نزدیک کرد. با افزایش U_t مقدار $\frac{L}{D_s}$ افزایش می یابد و با کاهش U_t مقدار $\frac{L}{D_s}$ خیلی زیاد باشد باید تعداد گذر لوله را افزایش داد.

۱۰- اگر احتیاجی به افزایش تعداد گذر لوله داشته باشیم در ابتدا دو گذر لوله یعنی حالت ۱/۲ امتحان می شود. چون در اینجا $F \neq 1$ می باشد اولین قدم محاسبه F می باشد. اولین قدم محاسبه F جدید می باشد.

وقتی F با استفاده از نمودار ۱/۲(یعنی یک گذر پوسته و دو گذر لوله) انتخاب می شود باید مقدار آن مورد توجه قرار گیرد علامت + بیانگر حداقل دو گذر لوله و یا تعداد بیشتری گذر لوله است. اگر F> ۰/۷ باشد چون در منطقه پایدار هستیم می توان کار را ادامه داد. و در غیر اینصورت افزایش بیشتر گذرهای لوله باعث پایداری مبدل نخواهد شد و در مرحله باید تعداد گذر پوسته را افزایش دهیم. با مبدل های سری را به کار برد.

فرض کنیم F در حالت پایدار مبدل ۱/۲ باشد با فرض جدید ۱/۲ (یک گذر و دو لوله) طول و قطر مبدل مجددا محاسبه می شود.

فرض کنیم F در حالت پایدار مبدل ۱/۲ باشد با فرض جدید ۱/۲(یک گذر و دو لوله) طول و قطر مبدل مجددا محاسبه می شود.

$$Ah = \frac{Q}{U.F.LMTD} \quad F \neq 1$$

$$A_t = .\tau \frac{q_t}{u_t}$$ دبی q

$$A_t = .\tau \frac{d_i^2}{4}$$

حالت 1/2 $\Rightarrow$ تعداد گذر لوله (pass)* n= تعداد کل لوله ها

سطح تبادل حرارتی یک لوله به طول L $= A_{th} = \pi d_0 .L$

سطح تبادل حرارتی کل $= A_h = A_{th}(n \times pass)$

$$L = \frac{A_h}{\pi d_0 (n.pass)}$$

و دوباره با دانستن تعداد لوله ها در ۲ گذر و قطر خارجی و گام زاویه گام و تعداد گذر لوله ها قطر پوسته را تعیین می کنیم.

حال اگر $\frac{L}{D_s}$ مناسب بود ادامه داده می شود در غیر اینصورت می توان با تغییر دادن سرعت سیال لوله و یا افزایش تعداد گذر لوله این مقدار را بهبود بخشید.

۱۱- توجه داشته باشید اگر لازم بود تعداد گذر پوسته افزایش یابد ابتدا یک گذر به پوسته افزوده می شود. و F امتحان شود سپس اگر باز هم لازم بود به گذرهای پوسته افزوده می شود.

۱۲- حال تا این مرحله تعداد گذرهای پوسته و لوله و نیز D_s,L معلوم شده است. در این قسمت باید برخی از پارامترهای سیستم را تعیین نمود.

این پارامترها شامل، فاصله بین دو بافل مجاور هم(L_s) و همچنین فاصله بین بافل های انتهایی(L_r) می باشد.

در این مرحله توجه شود که در مبدل حداقل(L_s) یعنی فاصله معین بین تافل ها یعنی ۴ بقل لازم است. زیرا(تعداد بافل= L_s-1).

همچنین حداکثر طول لوله ساپورت نشده را در نظر می گیریم.

۱۳- حال که پارامترهای سیستم انتخاب شده محاسبات افت فشار و انتقال حرارت سیال سمت لوله با روشهای مطلوب و محاسبات سمت پوسته با روش Bell انجام می شود.

۱۴- باید افت فشار پوسته و لوله با مقادیر مجازشان مقایسه شود. همچنین با مقادیر r_{fc},r_w,h_s,g_t و r_{fi} مقدار جدیدی برای U در نظر گرفته شود. اگر هر کدام از مقادیر فوق مطلوب نبا شد باید مقادیر را تغییر داد تا شرایط مطلوب حاصل شود.

۱۱-۵ روش طراحی سریع مبدل های پوسته ای- لوله ای(Repid Design Algorithm)

روش طراحی سریع مبدل های حرارتی در حقیقت آخرین و جدیدترین متد طراحی مبدل های حرارتی به شمار می رود همانطور که می دانیم محاسبه ضریب انتقال حرارت و افت فشار جزء اصلی ترین بخشهای طراحی به شمار می رود به همین دلیل در طراحی یک مبدل اصول زیر را رعایت میکنند یعنی افت فشار مجاز را برای مبدل تعریف می کنند که اگر میزان این افت فشار بیش از حد معمول باشد دستگاه مرتعش میگردد و اگر این افت فشار خیلی پایین تر از حد مجاز طراحی باشد با کاهش ضریب انتقال حرارت روبرو خواهیم بود. پس داریم:

$$\begin{cases} \Delta P_t < \Delta P_{t/allowable} \\ \Delta P_s < \Delta P_{s/allowable} \end{cases}$$

قرار دادن افت فشار مجاز در طراحی به عنوان افت فشار دستگاه کمی خطرناک و غیرمعقول به نظر می رسد روش طراحی سریع یک مبدل حرارتی روشی است که در زمینه عملکرد و بهینه سازی مبدل جواب قابل قبولی را به ما می دهد.

در واقع این روش ارتباط تنگاتنگ ضریب انتقال حرارت را در پوسته و لوله یک مبدل به طور دقیق بیان میدارد.

روش کلی این طراحی به این صورت است که:

$V_t \Rightarrow \Delta P_t = F(h_t)$ را حذف می کنیم و A را به معادلات اضافه می کنیم.

$$\begin{cases} (1) \quad h_t = f(V_t) \\ (2) \quad \Delta P_t = f'(V_t) \end{cases} \rightarrow$$

$V_t \Rightarrow \Delta P_s = F(h_s)$ را حذف می کنیم و A را به معادلات اضافه می کنیم.

$$\begin{cases} (1) \quad h_t = f(V_t) \\ (2) \quad \Delta P_t = f'(V_t) \end{cases} \rightarrow$$

۱-۱۱-۵ ارتباط بین افت فشار و ضریب انتقال حرارت در داخل لوله:

(Relationship between pressure and heat transfer coefficient in tube side):

در مورد ضریب انتقال حرارت

میدانیم $$NU = 0.023 R_c^{0.8} pr^{0.3} = \frac{hd}{K} \rightarrow h_t = \frac{K}{d}(0.023)\left(\frac{pV_t d}{\mu}\right)^{0.8} pr^{\frac{1}{3}}$$

$$\begin{cases} ht = KhV_1^{0.8} \\ Kh = 0.023(\frac{k}{d})\, pr^{\frac{1}{3}} (\frac{pd}{\mu})^{0.8} \end{cases}$$

در مورد افت فشار:

میدانیم $$\begin{cases} \Delta P_t = 2f\frac{L}{d}\, pV_1^2 . n_{pass} \\ f = 0.046 R_e^{-0.2} = 0.046\left(\frac{\rho Vtd}{\mu}\right)^{-0.2} \end{cases}$$

$$\rightarrow \Delta P_t = 2 \times 0.046\left(\frac{\rho V_t d}{\mu}\right)^{-0.2} \rho V_t^2 n_{pass}$$

$$\rightarrow \Delta P_t = Kp\,|V_t^{1.8}.npass \qquad (2)$$

$$Kp = 0.092\frac{\rho}{d}\left(\frac{\rho d}{\mu}\right)^{-0.2}$$

$$\Rightarrow \quad A = N_t \pi d_0 L \qquad (3)$$

N_t = تعداد لوله ها

$$\left.\begin{array}{l} avilable \quad area: a = (Nt\dfrac{\pi}{4}d_i^2 / n_{pass} \\ volumetric\ \ flow\ rate = V_o = aV_t = \dfrac{M}{\rho} \end{array}\right\} \rightarrow V_o = \frac{N_{t\frac{\pi}{4}} d_1^2 V_1}{n_{pass}}$$

$$\rightarrow Nt = \frac{4V_o n_{pass}}{\pi V_t d_i^2} \qquad (4)$$

(3) در(4) می گذاریم $\Rightarrow A = \dfrac{4V_o n_{pass}}{V_t . d_1^2} d_0 l \quad \rightarrow \quad 1 = A\left(\dfrac{d_i^2}{4V_o d_o}\right) V_t^{2.8}$ (5)

(5) در (2) می گذاریم. $\Rightarrow \quad \Delta P^t = K_\rho A\left(\dfrac{d_i^2}{4v_o d_o}\right) V_t^{2.8}$ (6)

حال V_t را بین روابط(1) و(6) حذف می کنیم.

$$\Delta P_t = K_{pt} A h_t^{3.5} \qquad (A)$$

$$K_{\rho t} = K_h (\frac{d_i^2}{4V_o d_o})(\frac{1}{K_p})^{3.5}$$

۲-۱۱-۵ ارتباط بین ضریب انتقال حرارت و افت فشار در داخل پوسته:

(Relationship between pressure drop and heat transfer coefficient in shell side):

در مورد انتقال حرارت با توجه به متد کرن داریم:

$$\frac{NU}{R_e . pr^{\frac{1}{3}}} = 0.36 R_e^{0.55} \Rightarrow \frac{h_s \dfrac{de}{K}}{R_e . pr^{\frac{1}{3}}} = 0.36 R_e^{0.55}$$

$$\Rightarrow \quad R_e = \frac{\rho U d_e}{\mu}$$

$$\Rightarrow \quad Ks = 0.36(\frac{k}{d_e}) pr^{\frac{1}{3}} \qquad \left(\frac{p d_e}{\mu_s}\right)^{0.55}$$

$$\Rightarrow \quad h_s = K_s V_s^{0.55} \qquad (1)$$

در مورد افت فشار: میدانیم $\Delta P_s = f(\dfrac{D_s}{d_e})(N_B + 1)\rho V_s^2$

$$f = 1.79 R_e^{-0.79} = 1.79\left(\frac{D_e G_s}{\mu s}\right)^{-0.19}$$

$$\Rightarrow \quad \Delta P_s = K_1 D_s (N_b + 1) V_s^{LS1}$$

$$K_1 = \frac{1.79\left(\dfrac{\mu_s}{D_s}\right)}{2\rho D_e}$$

$$(3)\quad A = N\pi D_o L = N\pi D_o (N_b + 1)B_s$$

$$\left.\begin{array}{l}\\\\\end{array}\right\} \rightarrow Ds(Nb+1) = \frac{4P_T^2}{\pi D_o}\frac{A}{D_s B_s}$$

تعداد لوله ها $= N = \dfrac{\pi D_s^2}{4P_T^2}$

در نتیجه $\Rightarrow$ $\Delta P_s = K_s A h_s^{5.1}$

$$K_s = \frac{K_s K_3}{K_1^{5.1}.M_s} \rightarrow \begin{cases} K_1 = 0.364\left(\dfrac{k}{d_e}\right)\left(\dfrac{\rho d_e}{\mu}\right)^{0.55} pr^{\frac{1}{3}} \\ K_2 = 0.895\left(\dfrac{\rho}{d_e}\right)\left(\dfrac{\rho d_e}{\mu}\right)^{-0.191}\phi \\ K_3 = \dfrac{4P_t(P_t - d_o)\rho}{\pi^2 d_o} \end{cases}$$

نتیجه: با توجه به روش Rapid Design فقط با d_o, d_i و معلوم بودن خصوصیات فیزیکی و ترمودینامیکی سیال می توان یک مبدل طراحی کرد پس برای راحتی محاسبه داریم:

حل از طریق نیوتون- رافسون(Newton- Raphson) معادله غیرخطی نهایی حل خواهد گردید.

$$\begin{cases} Q = UAF_T \Delta T_{L.M} \\ \dfrac{1}{U} = \dfrac{1}{h_e} + \dfrac{1}{h_t} + R_D \\ \Delta P_t = K_{pt} A h_t^{3.5} \\ \Delta P_s = K_{ps} A h_s^{5.1} \end{cases} \rightarrow$$

$$\rightarrow h_T = \left(\frac{\Delta P_T}{K_{PT} Q / \Delta T_{LM}\left(\dfrac{1}{h_s} + \dfrac{1}{h_T} + R_D\right)}\right)^{\frac{1}{3.5}}$$

$$\rightarrow \frac{1}{h_s} = \left(\frac{\Delta P_T}{\Delta P_s} \times \frac{K_{ps}}{K_P T h_T^{3.5}}\right)^{\frac{1}{5.1}}$$

۱۲-۵ روش فاکتور عملکرد- روش دوم طراحی سریع:

در طراحی یک مبدل به کمک الگوریتم سریع سه بخش باید به طور وضوح روشن گردد:

۱- مقدار مورد نیاز حرارتی که باید منتقل شود.

۲- افت فشار سمت لوله که باید کمتر از میزان مجاز باشد.

۳- افلت فشار سمت پوسته که باید کمتر از میزان مجاز باشد.

بنابراین خواهید داشت:

$$(1) A = \frac{Q}{U.\Delta T_{LM}}$$

$$\begin{cases} Q = Heat\,load \\ U = OHTC \\ \Delta T_{LM} = LMTD \end{cases}$$

$$(2) \frac{1}{U_i} = R_{opp} + \frac{1}{h_s} \qquad R_{opp} = Oppo\sin g\ Thermal\ \mathrm{Re}\, sis\tan ce$$

R_{opp} مقاومت دیواره ها و مقاومت جرم گرفتگی و مقاومت لوله ها است.

عموما مقاومت حاصله از اصطکاک در سمت لوله بسیار کمتر از سمت پوسته است به همین دلیل اکثر طراحان بیشتر از افت فشار سمت پوسته استفاده می کنند. حال هدف تغییر میزان بار حرارتی کل با استفاده کامل از افت فشار سمت پوسته است تنها مشکل این است که ماکزیمم افت فشار سمت لوله نباید افزایش پیدا کند.

$$(3) \Delta P_s = \frac{K}{m_s} A h_s^m$$

در این معادله K مقدار ثابتی است که به خواص فیزیکی سیال سمت پوسته است و m_s دبی جرمی سیال سمت پوسته اگر مقدار R_{opp} حدس و یا محاسبه گردد مقداری برای سایر مبدل پیش بینی می کنیم.

می دانیم که میزان بار یا Duty یک مبدل را می توان از رابطه(4) $Q = m_s c_p \Delta t$ که $\Delta t = T_m - T_{out}$ محاسبه کرد.

پس (5) $A \frac{m_s c_p \Delta t}{U.\Delta T_{LM}}$

$$(2),(3),(5) \quad \Rightarrow \quad \Delta P_s = Kc_p \frac{\Delta t}{\Delta T_{LM}} h_s^m . \left[\frac{1}{h_s} + R_{opp} \right]$$

$$\Rightarrow \frac{\Delta P_s \Delta T_{LM}}{\Delta t} = Kcph_s^m . \left[\frac{1}{h_s} + R_{opp} \right] \qquad (a)$$

$$Duty\ Factor = \frac{\Delta P_s . \Delta T_{LM}}{\Delta t} \qquad (b)$$

$$(a),(b) \quad \Rightarrow \quad Duty\ Factor = Kc_p h_s^m \left[\frac{1}{h_s} + R_{opp} \right]$$

با ثابت در نظر گرفتن میزان Duty Factor میزان ضریب انتقال حرارت سمت پوسته را ثابت نگاه خواهد داشت.

$$\Rightarrow \qquad \frac{A}{m_s \Delta P_s} = \frac{1}{K h_s^m}$$

۱۳-۵ الگوریتم حل مسایل به روش Rapid Design و طراحی مبدل:

در طراحی مبدل هدف محاسبه سطح انتقال حرارت می باشد یعنی خواص فیزیکی و نوع سیال و دماهای ورودی و خروجی معین هستند محاسبات اولیه مانند سایر متدها طراحی است. ولی آنچه که در روش طراحی سریع مهم ا ست ارتباط بین افت ف شار و ضریب انتقال حرارت ا ست که بدین صورت عمل می کنیم محاسبات را ابتدا برای لوله در نظر می گیریم.

۱- با معلوم بودن خواص فیزیکی سیال و محاسبه $pr=\frac{c_p\mu}{K}$ سیال داخل لوله میزان $K_h=0.023(\frac{K}{d})pr^{\frac{1}{3}}(\frac{\rho d}{\mu})^{0.8}$ را محاسبه می کنیم همچنین می توان میزان $K_p=0.092\left(\frac{1}{d}\right)\rho\left(\frac{\rho d}{\mu}\right)^{-0.2}$ را محاسبه کرد.

۲- با محاسبه K_h, K_p و مشخص بودن خواص مکانیکی مبدل می توان میزان $K_{pt}=K_h\left(\frac{d_i^2}{4v_0d_0}\right)\left(\frac{1}{K_p}\right)^{3.5}$ را محاسبه کرد که در آن $V_o=\frac{M}{\rho}$ دبی حجمی سیال داخل لوله است.

۳- از رابطه های فوق فرمول $\Delta P_t=K_{pt}Ah_t^{3.5}$ را کامل می کنیم.

۴- حال محاسبات را برای داخل پوسته در نظر می گیریم یعنی با مشخص بودن خصوصیات سیال داخل پوسته پارامترهای زیر را محاسبه می کنیم: $pr^{\frac{1}{3}}$ $K_1=0.364\left(\frac{K'}{d_e}\right)\left(\frac{\rho' de}{\mu'}\right)^{-0.55}$ در جائیکه $pr'=\frac{c'_p\,\mu'}{K'}$ و d_e نظر هیدرولیکی مبدل است. همچنین می توان $K_3=\frac{4P_t(P_t-d_o)\rho}{\pi 2d_o}, K_2=0.895\left(\frac{\rho'}{d_e}\right)\left(\frac{\rho' d_e}{\mu'}\right)^{-0.191}\phi$ را محاسبه کرد.

برای محاسبه قطر هیدرولیکی می توان:

❖ اگر آرایش لوله ها ۴۵° یا ۹۰° باشد $d_e=\frac{4\left(P_t^2-\pi\frac{d_0^2}{4}\right)}{\pi d_0}$

❖ اگر آرایش لوله ها ۶۰° یا ۳۰° باشد $de=\frac{4\left(0.42P_t^2-\frac{\pi}{8}d_0^2\right)}{\frac{\pi}{2}d_o}$

۵- با محاسبه k_1, k_2, k_3 می توان $k5=\frac{k2.k3}{k_1^{5.1}.M_5}$ را محاسبه کرد.

۶- با معلوم بودن موارد فوق می توان $\Delta P_s=K_s.Ah_5^{5.1}$ را محاسبه کرد.

۷- باید توجه دا شت که مجاز $\Delta P_t < \Delta P$ و مجاز $\Delta P_s < \Delta P$ با شد اگر م سئله عملکرد مبدل با شد آنگاه سطح انتقال حرارت معین است و با توجه به میزان افت فشار مجاز می توان h_s, h_t را محاسبه کرد.

۸- اگر مسئله طراحی باشد یعنی میزان سطح انتقال حرارت مجهول باشد داریم:

$$\left(\frac{1}{h_s}\right)5.1 = \frac{\Delta P_T}{\Delta P_s}.\frac{K_s}{K_{pt} h_t^{3.5}}$$

۹- با محاسبه میزان h_s , h_t و میزان $R_D=R_i+R_o$ اقدام به محاسبه U می کنیم.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_s} + \frac{1}{h_t} + R_D$$

۱۰- با توجه به فرمول $Q = U.A.F.\Delta T_\infty$ می توان مقدار A را تعیین کرد.

برای محاسبه سطح انتقال می توان از گراف های صفحات بعد استفاده کرد که با توجه به نوع سیال و نوع آرایش لوله ها و خواص ترمودینامیکی به سطح انتقال حرارت دسترسی پیدا کرد.

این گرافها برای محاســـبه ســـطح مورد نیاز برای انتقال حرارت با اســـتفاده از فاکتور عملکرد (Duty Factor) بکار می روند. برای مواد مختلف گرافهای مختلفی وجود دارد که در صفحات بعد نمونه هایی از آن آورده شده است.

این گراف برای محا سبه روش طراحی سریع مبدل ها می با شد که می تواند سطح مورد نیاز برای انتقال حرارت را به ما بد هد بدین صـــورت اســـت که با معلوم بودن $Duty\ Factor = \frac{\Delta P_s.\Delta T_{LM}}{\Delta t}$ که $\Delta t = T_{in} - T_{out}$ ا ست و R_{opp} که مجموع مقاومت ها در سر راه انتقال حرارت ا ست می توان $\frac{A}{m_s.\Delta P_s}$ را بدست آورد و با معلوم بودن $m_s, \Delta P_s$ میزان A را محاسبه کرد.

1- $\Delta t = T_{in} - T_{out}$, $\Delta T_{LM} = LMTD$

2- $Duty\ Factor = \frac{\Delta P_s.\Delta T_{LM}}{\Delta t}$, $R_{opp} = R_o + R_i + r_w, r_w = \frac{In\frac{r}{rn}}{2\pi KL}$

3- از گراف $\Rightarrow \quad \frac{A}{m_s \Delta P_s} = ? \quad \Rightarrow \quad A = ?$

گراف فاکتور حرارتی برحســب $\frac{A}{m_s.\Delta P_s}$ برای محاســبه ســطح انتقال حرارت Plain Tube و برش های روغنی با Pr=3.32 و OD=25.4

این گراف برای محاسبات Plain Tube و نفت خام کشیده شده است که با معلوم بودن R_{opp} و Duty Factor می توان سطح انتقال حرارت را محاسبه کرد.

1- $\Delta t = T_{in} - T_{out}$

2- $Duty\ Factor = \frac{\Delta P_s . \Delta T_{LM}}{\Delta t}$, $R_{opp} = R_o + R_i + r_w , r_w = \frac{In\frac{r}{r_o}}{2\pi KL} =$ مقاومت دیواره

3- از گراف $\Rightarrow \quad \frac{A}{m_s \Delta P_s} = ?$

نقش تغییرات خواص فیزیکی با دما در طراحی سریع مبدل های حرارتی (Plain Tube): ملاحظه و بهینه سازی افت فشار از موارد ضروری طراحی سریع مبدل های حرارتی هم در مسئله طراحی و هم در مسئله عملکرد یک مبدل نقش مهم و تاثیرگذاری ولی تمامی رو شهایی که تاکنون پیشنهاد شده اند از قبیل مندهای کرن- بل- و سایر مندهای محاسباتی، همگی با فرض ثابت بودن خواص فیزیکی هدفگذاری و طراحی شده اند این فرض سبب بروز برخی مشکلات می گردد.

از جمله این مشکلات عوض شدن ضریب انتقال حرارت و تغییر مقدار افت فشار می باشد چرا که در طول مسیر همواره خواص فیزیکی همچون K, μ, c_p, ρ تغییر خواهند کرد.

۵-۱۴ تاثیر و وابستگی دما:

همانطور که اشاره ش خواص فیزیکی اصلی مورد کاربرد در پدیده انتقال حرارت و انتقال مومنتوم عبارتند از: K, μ, ρ, c_p بنابراین هر کدام از خواص فیزیکی را جدای از تاثیر فشار می توان به صورت زیر بیان نمود.

Property=f(T,phase)

دکتر پنجه شاهی(1992) روابط جدیدی را به منظور ارتباط مستقیم افت فشار به ضریب انتقال حرارت پیشنهاد نمود در روابط مذکور مهمترین نکته ای که به صورت نهفته وجود دارد استفاده کامل از افت فشار مجاز برای تولید ضریب انتقال حرارت است. فرم کاربردی روابط مذکور بصورت معادله است که با درگیری خواص فیزیکی، مسیر جریان مورد نظر در سمت های مختلف مبدل حرارتی و نوع آرایش ابتدایی مبدلهای مورد نظر به راحتی می توان ضریب انتقال حرارت بدون رسوب دهی(تمیز) را محاسبه کرد بنابراین برای ملاحظه تابعیت دما باید از ضریب اصلاح کننده ای بهره ببریم که بتوان بوسیله آن از حالت ایده آل محاسبات به حالت حقیقی دستیابی پیدا نمود.

۵-۱۵ تفهیم ضریب تصحیح جریان درهم:

دکتر پنجه شاهی روابط مختص جریان آشفته(Turbulent) را پیشنهاد کرد تا افت فشار مجاز هر سمت از مبدل حرارتی تمیز همان سمت بصورت همزمان بدست آید این رابطه را می توان به صورت زیر نمایش داد:

$$\Delta P = KAh_e^m \qquad (1)$$

حال اگر هر کدام از خواص فیزیکی بصورت انتگرالی متوسط گیری شوند. خواهیم داشت:

$$\rho_{oj}=\frac{\int_{Toj}^{Ti}\rho_j dt}{T_{Tj}-T_{sj}} \quad , \quad c_{poj}=\frac{\int_{Ti}^{T_{Ti}} cp_i^{dt}}{T_{Ti}-T_{sj}} \quad , \quad \mu_{oj}=\frac{\int_{Tsj}^{T_{Tj}}\mu_j^{dt}}{T_{Tj}-T_{sj}}$$

$$\lambda_{oj}=\frac{\int_{Tsi}^{T_{Tj}}\lambda_j^{dt}}{}$$

در اینجا از خواص متوسط فوق برای محاسبات استفاده می کنیم ولی برای تصحیح کلی روابط از پارامتر ξ بهره می گیریم:

$$\Delta P=\xi KAh_e^m \qquad (2)$$

پارامتر K در مقادیر متوسط انتگرالی سنجیده میشود بنابراین ضریب ε باعث میگردد تا ثابت بودن خواص فیزیکی در مقادیر متوسط انتگرالی مربوطه، جبران شود بنابراین در شدت جرمی(m) ثابت پارامتر ϕ را تعریف کرد که معرف تاثیر پذیری هر پارامتر از خواص فیزیکی است و به صورت زیر بیان می شود:

$$(3)\quad \begin{cases} \phi_h=\phi_h(c_p,\mu,K)=c_p^{n1}\mu^{n2}\lambda^{n3} \\ \phi_{\Delta P}=\phi_{\Delta P}(\rho,\mu)=\rho^{n4}\mu^{n5} \\ \phi_K=\phi_K(\rho,c_p,\mu,\lambda)=\rho^{ns}c_p^{nT}\mu^{n5}\lambda_{n9} \end{cases}$$

$$(4)\phi=\phi_K\phi_{\Delta P}\phi_h^m=\rho^{\phi 1}c_p^{\phi 2}\mu^{\phi 3}\lambda^{\phi 4}$$

در اینجا مقادیر ϕ_1 تا ϕ_4 را مستقیما از مقادیر n1 تا n9 بدست آورد در اصل مقدار ϕ مبین رفتار و تغییر طبیعت معادله(1) است. بنابراین:

$$(5)\ \xi_j=\frac{\int_{T_{sj}}^{T_{Ti}}\phi_j dT}{(TTi-Tsj)\rho_{oj}^{\phi 1}c_p^{\phi 2}\mu_{oj}^{\phi 3}\lambda_{oj}^{\phi 4}}$$

با توجه به رابطه فوق می توان مقدار موثر پارامتر K را بدست آورد. $K_{errj}=\xi_j K_j$

پس از جایگزینی روابط در هم و ساده کردن آنها نتیجه مهم تغییر پارامترهای فیزیکی در پوسته- لوله یک مبدل حرارتی می باشد که به صورت زیر تعریف می گردند:

$$(6)\quad \phi_T=\frac{\lambda_T^{2.833}.c_{PT}^{1.166}}{\rho_T\mu_T^{1.633}}$$

$$(7)\quad \phi_s=\frac{\lambda_s^{2.941}c_{ps}^{1.470}}{\rho_s\mu_s^{1.1629}}$$

۱۶-۵ تفهیم ضریب تصحیح جریان آرام:

سیالهای ویسکوز خصوصیت عمده ای را از خود نشان میدهند این است که اغلب با رژیم های آرام باعث بروز پدیده های انتقال میشوند. در این قسمت هدف آنست که مشابه آنچه در قسمت جریان درهم توسط دکتر پنجه شاهی عمل شد، برای جریان های آرام نیز روابطی بدست آیند تا مستقیما افت مجاز هر سمت از مبدل حرارتی به ضریب انتقال همان سمت ربط داده شوند.

$$\Delta P_T = \xi_T A U_T^2$$

$$h_{CT} = \xi_{Th} K_{Tb} A^{-\frac{1}{3}}$$

همانطور که در رابطه فوق دیده میشود فشار سمت لوله در جریان آرام به صورت مستقیم با ضریب انتقال حرارت تمیز لوله مرتبط ا ست با ا ستفاده از روش Delaware- Bell و برای عدد رینولدز کمتر از مقدار 100 برای طرف پوسته حل دقیق معادلات مذکور منجر به بدست آوردن رابطه زیر می گردد:

$$\Delta P_s = \xi_s [(K_{s1} A + K_{s2}) h_{cs}^2 + K_{s3} A h_{cs}]$$

فرمول فوق را با توجه به فرضیات جریان آشفته و ارتباط افت فشار مجاز جریان را به سطح مبدل حرارتی و ضریب انتقال حرارت می توان به صورت زیر خلاصه کرد.

با توجه روابط Bell- Delaware خواهیم داشت:

$$\phi_{TP} = \frac{\mu_T}{\rho_T}$$

$$\phi_{Th} = c_{PT}^{\frac{1}{3}} \lambda_{TP}^{\frac{2}{3}}$$

$$\phi_s = \frac{\mu_s^{0.5T1} c_{ps}^{1.571}}{\rho_s}$$

۵-۱۷ حل دستی یک مثال طراحی:

برای یک پو سته از نوع E(E-shell) ضریب انتقال حرارت را با توجه به داده های مسئله و طراحی مبدل به دست می آوریم :

داده های ترمودینامیک	Tube side	Shell side
-	آب	نفت خام
دبی جرمی	$M = 45\frac{Kg}{\sec}$	$m = 63.77\frac{Kg}{\sec}$
دما	$21^{\circ}c \to 49^{\circ}c$	$102 \to 64^{\circ}c$
گنجایش حرارتی	$c_p = 4186.8\frac{j}{Kg.K}$	$c_p = 2177\frac{j}{Kg.K}$
ویسکوزیته	$\mu = 0.00072$	$\mu = 0.00189$
ضریب هدایت	$K = 1.16\frac{W}{m.K}$	$K = 0.122\frac{W}{m.K}$
دانسیته	$\pi = 995\frac{Kg}{m^3}$	$\rho = 786.4\frac{Kg}{m^3}$
فاکتور رسوب گرفتگی	$R_{fi} = 0.00026(\frac{w}{m^2.K})^{-1}$	$R_{fo} = 0.00018(\frac{w}{m^2.K})^{-1}$
افت فشار مجاز	$\Delta P_i = 50000Pa$	$\Delta P_0 = 70000Pa$
مقاومت دیواره لوله	$r_w = 0.00004(\frac{w}{m.K})^{-1}$	$"counter-current"$

توجه: جریان غیر همسر و $\left(\frac{W}{m^2.K}\right)^{-1} = 0.00004$ مقاومت- دیواره لوله، می باشد.

داده های مکانیکی در طراحی مبدل

Tube: OD*i.d*Thick*P_t*P_t.angle=19.05*14.83*2.11*25.4* 90°mm

Tube metal: carbon steel , L_s=b.s مرکزی=275mm,L_e=550mm

N_t= تعداد لوله ها در پوسته = 744

n_t= تعداد لوله ها در پوسته = 4

n_s= تعداد گذرهای پوسته =1

قطر نازل ورودی و خروجی پوسته = 202.7/202.7(mm)

قطر نازل ورودی و خروجی لوله = 254.5/254.5(mm)

قطر داخلی پوسته = ID_s=889

نوع مبدل : Split backing ring floating head Heat Exchanger.(AES)

N_B = تعداد بافل =14

ضخامت بافل =6.35 thick(mm)

$$6)\ \frac{1}{h_s}=\left(\frac{\Delta P_t}{\Delta P_s}\times\frac{K_{ps}}{K_{pt}h_t^{3.5}}\right)^{\frac{1}{3.1}}$$

$$\frac{1}{h_s}=\left(\frac{50000}{70000}\times\frac{1302.7\times10^{-16}}{1.945\times10^{-12}h_t^{3.5}}\right)^{\frac{1}{3.1}}\rightarrow\frac{1}{h_s}=\left(\frac{478.4\times10-4}{h_T^{3.5}}\right)^{\frac{1}{5.1}}$$

$$7)h_t=\left(\frac{\Delta P_t}{K_{pt}Q\Delta T_{LM}\left(\frac{1}{h_t}+\frac{1}{h_t}+R_i\right)}\right)^{\frac{1}{3.5}}$$

$$\Delta TLM=F.LMTD=47.8$$

$$R_f=0.00018+0.00026+0.00004=0.00048$$

$$h_t=\left[\frac{50000}{1.945\times10^{-12}\times5275.4\times10^3\left[\left(\frac{478.4\times10^{-4}}{h_1^{3.5}}\right)^{\frac{1}{5.1}}+\frac{1}{h_t}+0.00048\right]}\right]$$

$$h_t=10291\frac{w}{m.K}$$

$$\rightarrow hs=998\frac{w}{m.K}\ \text{(از جایگزینی در 6)}$$

$$8)\Delta P_t=Kh_t^{3.5}\rightarrow50000=1.945\times10^{-12}\times A(10291)^{3.5}$$

$$A=\frac{50000\times10^{12}}{1.945(10291)^{3.5}}=234m^2$$

حال محاسبات سمت پوسته را از متد کرن (Kern's Method) ادامه میدهیم.

1- محاسبه فاکس جرمی سیال پوسته $=m=\frac{M}{dsls\left(1-\frac{d_n}{P_i}\right)}$

$$m=\frac{63.77}{(889\times10^{-3})\times(275\times10^{-3})(1-\frac{19.05}{25.4})}=1048.3\frac{K_s}{m^2.\sec}$$

2- محاسبه قطر هیدرولیکی(d_e): $d_e=\frac{4\left(P_t^2-\frac{d_0^2}{4}\right)}{\pi d_0}$

$$de = \frac{4\left[(25.4\times10^{-3})^2 - \pi\left(\frac{(19.03\times10^{-3})^2}{4}\right)\right]}{\pi(19.05\times10^{-3})} = 0.0244m$$

3- محاسبه عدد رینولدز پوسته (R_e) :

$$R_e = \frac{m_s d_e}{\mu} = \frac{(1043)(0.024)}{0.00189} = 13469.05\ Turbulent\ \ flow$$

4-f محاسبه فاکتور اصطکاک: :

$$f = 0.0014 + \frac{0.125}{R_e^{0.32}} = 0.0014 + \frac{0.125}{(13469.05)^{0.32}} = 0.01070$$

5- محاسبه افت فشار پوسته $(\Delta P_s) = ?$

$$\Delta P_s = f\frac{m_s^2}{\rho}\frac{d_s}{d_e}(N_B + 1) = 0.0107\frac{(1043.3)^2}{786.4}\frac{889\times10^{-3}}{0.0244}(14-1) = 8093.9Pa$$

$$\Delta P_{ts} = \Delta P_s + 2\Delta P_{ns} = 8093 + 2\times10228.5 = 28550.9Pa < \Delta P_{allowable}$$

6- محاسبه ضریب انتقال حرارت پوسته = ?

$$NU = 0.364\ R_e^{0.55}\ pr^{0.33}$$

$$NU = 0.364(13469.05)^{0.33}\left(\frac{2177\times0.00189}{0.122}\right)^{0.33}$$

$$= (0.364)(189.69)(3.193) = 216.99 \approx 217$$

7-U_e محاسبه

$$U_e = \frac{h_t h_s}{h_i + h_s} = \frac{(1085)(9725)}{1085+9725} = 976.09\frac{w}{m^2.K}$$

8-U_D محاسبه

$$\frac{1}{U_D} = \frac{1}{U_e} + R_D \rightarrow \frac{1}{U_D} = \frac{1}{976.09} + 0.001236 \rightarrow U_D = 442.47\frac{w}{m^2.K}$$

$$R_D = 0.0000132 + 0.00183 + 0.00004 = 0.001236$$

9- محاسبه سطح انتقال حرارت $A = ? \rightarrow A = \frac{Q}{U.\Delta T_m} = \frac{Q}{U.F_t.LMTD}$

$$A = \frac{5275.4\times10^3}{442.47\times0.917\times43.5} = 296.89m^2$$

جدول مقایسه ای متدهای مختلف طراحی:

نام متد طراحی	سطح انتقال حرارت (m^2)	ضریب انتقال حرارت $UD(\frac{w}{m^2.K})$	افت فشار کل پوسته $\Delta P_{rube} + \Delta P_{shell}$
متد بل	296.89	442.47	75308.92(Pa)
متد کرن	296.89	442.47	75308.92(Pa)
فاکتور عملکرد	223.1	585.6	120000(Pa)
طراحی سریع	234	886.13	120000(Pa)

توجه : از جدول فوق معلوم میگردد که متد بِل و کِرن جوابهای یکسان را در این مثال خاص داده اند ولی باید گفت که در طراحی اجزاء دقیق تر متد بل کارایی بهتری نسبت به متد کرن دارد.

مراجع و منابع مورد استفاده در این پروژه

1. E. Ludwig Ernest." Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants" , Vol.3, Second Edition Chapter 10,1965.

2. D. Saunders E.A.," Heat Exchangers, Selection, Design and Construction", 1988.

3. M.R. Nasr and G.T .Polley, "Derivation Charts for the Approximate Determination of the Area Requirements of Heat Exchangers Using Plain Tube", Chem. Eng. Tech. 2000.

4. F.O .Jegede, G.T .Polley "Optimum Heat Exchanger Design." Trans. I Chem E70 part A.pp 133-144, 1992.

5. D.Q Kerm, Process Heat Transfer(McGraw- Hill, New York). 678-678, 1950.

6. HEDH, Hemisphere Publishing Corporation, Toborek, 1983.

7. Coulsoun, Richardson, Chemical Engineering, McGraw- Hill Book Company 1988.

۸- نقش تغییرات خواص فیزیکی با دما در طراحی ســـریع مبدل های حرارتی- دکتر پنجه شـــاهی- تز دکترای دانشگاه UMIST– سال 1992.