

طراحی و شبیه سازی رکوپراتور حرارتی جهت کوره H-101 پالایشگاه تهران

حامد شعبانی^۱، ایرج ناصر^۲، مهدی رفیع زاده^۳

دانشگاه آزاد اسلامی واحد شاهرود، دانشکده فنی مهندسی، گروه مهندسی شیمی

Hamed_sh_68@yahoo.com

چکیده

امروزه مقادیر بسیاری گاز گرم حاصل از احتراق سوخت توسط بویلرها و انواع متنوع کوره‌ها در صنایع مختلف تولید می‌شود، بازیافت انرژی (Waste Heat Recovery) موجود در این گازها این امکان را فراهم می‌سازد که مقادیر بسیاری از انرژی اولیه مصرفی کاهش یابد. "کیفیت حرارت" در کنار کمیت انرژی موجود در جریان خروجی، یکی از متغیرهای اصلی تأثیر گذار روی میزان توجه‌پذیری اقتصادی طرح‌های بازیافت حرارت می‌باشد. کاهش هزینه‌های انرژی مصرفی به طور مستقیم و کاهش آلودگی‌های زیست محیطی، اندازه تجهیزات و مصرف انرژی تجهیزات جانبی همگی از مزایای غیر مستقیم بازیافت حرارت از جریانهای خروجی می‌باشد. حتی در برخی از کاربردها بازیافت حرارت از جریانهای خروجی منجر به افزایش ظرفیت تولید در واحد صنعتی می‌شود. برخی از سیستم‌های بازیافت حرارت متداول عبارتند از رکوپراتورها، بویلرهای بازیافت حرارتی، لوله های حرارتی، اکونومایزرها و بازیافت متناوب حرارت. رکوپراتورها مبدل های حرارتی می باشند که با استفاده از انرژی حرارتی گازهای خروجی از دودکش کوره (Flue gas) جهت پیش گرم نمودن هوای احتراق ورودی به کوره مورد بهره برداری قرار می گیرند. استفاده از این سیستم سبب می گردد علاوه بر افزایش دمای شعله به مقدار قابل توجهی نیز در مصرف سوخت کوره صرفه جوئی حاصل گردد، لذا می توان بیان نمود به کارگیری صحیح این نوع مبدل ها علاوه بر اینکه نوعی بهینه سازی مصرف انرژی محسوب می شود سبب افزایش کارائی کوره مورد نظر نیز می گردد. در این مقاله پس از اینکه رکوپراتورهای حرارتی و انواع آن به اختصار مورد بررسی قرار می گیرد، با استفاده از آنالیز گازهای خروجی از کوره H-101 پالایشگاه تهران طراحی و شبیه سازی رکوپراتورهای حرارتی جهت کوره مذکور صورت می پذیرد. طراحی با استفاده از محاسبات ریاضی و بر مبنای قوانین انتقال حرارت در مبدل های حرارتی و نیز بهره گیری از استانداردهای جهانی موجود (استاندارد TEMA)، قابل اجرا می باشد و شبیه سازی نیز با بکارگیری نرم افزار Aspen Hetran که از زیر مجموعه های Aspen HTFS+ است، صورت می پذیرد. نتایج حاصل از طراحی و شبیه سازی در جداولی جداگانه تهیه و ارائه گردیده است که امکان مقایسه آن ها را نیز فراهم می سازد.

واژه های کلیدی: بازیافت انرژی، رکوپراتور حرارتی، مبدل پوسته لوله، طراحی، شبیه سازی

^۱. دانشجوی کارشناسی ارشد مهندسی شیمی، دانشگاه آزاد اسلامی واحد شاهرود

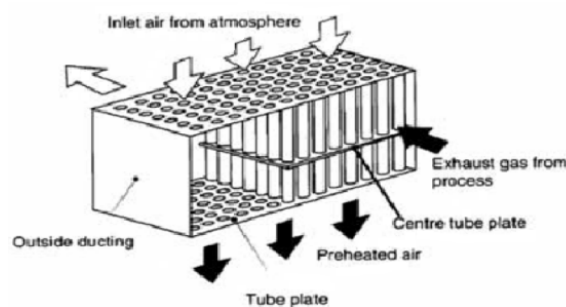
^۲. دکتری مهندسی شیمی و عضو هیئت علمی دانشگاه آزاد اسلامی واحد تهران جنوب

^۳. دکتری مهندسی شیمی و عضو هیئت علمی دانشگاه صنعتی امیر کبیر

مقایسه میزان مصرف سرانه و مصرف ویژه انرژی بین کشورهای توسعه یافته و ایران، نشان دهنده کارایی کم در تولید محصول و بازده پایین مصرف حامل های انرژی می باشد. نگاهی به آمار سالیانه شدت مصرف انرژی کشورهای توسعه یافته نشان می دهد که با وجود افزایش تولید ناخالص داخلی، شدت مصرف انرژی آنها کاهش داشته است. پایین آوردن هزینه های تولید با کم کردن سهم انرژی در قیمت تمام شده محصول نهایی، کاهش آلودگی های زیست محیطی و همچنین پایان پذیر بودن منابع سوخت های فسیلی، مهمترین محرک کشورهای دنیا در بهسازی، نوسازی و توسعه فعالیت های تحقیق و توسعه ای در بخش انرژی بوده است. بخش های اصلی مصرف کننده انرژی در کشور عبارتند از بخش خانگی و تجاری، حمل و نقل، صنعت و کشاورزی که مجموعه صنعت با ۲۲٪ از کل مصرف انرژی در کشور در رتبه سوم بخش های انرژی بر، قرار می گیرد. یکی از تجهیزات پر مصرف انرژی در صنایع، کوره های حرارتی می باشد که عمدتاً در صنایعی مانند: صنایع پالایشگاهی و پتروشیمی، ذوب و تصفیه فلزات، کاشی، سرامیک و سیمان و ... مورد استفاده قرار می گیرند. از آنجا که معمولاً در سیستمهای با دمای بالا، اتلاف انرژی زیاد است و از طرفی، فرآیند احتراق نیز همواره در دمای بالا صورت می گیرد در بیشتر موارد، پتانسیل صرفه جویی انرژی در سیستمهای احتراقی یک واحد صنعتی، بیشتر از سایر قسمتهای آن است. بنابراین با توجه به گستردگی استفاده از سیستمهای احتراقی در صنایع، در صورت توجه به ضرورت بهینه سازی این تجهیزات، به مقدار زیادی در مصرف سوخت واحدهای صنعتی صرفه جویی خواهد شد. تمامی فرآیندها و تجهیزات صنعتی برای انجام وظیفه مورد نظر، نیاز به دریافت انرژی دارند لکن از آنجاییکه امکان تبدیل تمام انرژی ورودی به کار مفید وجود ندارد، بخشی از این انرژی به شکل حرارت تلف می شود، از اینرو به منظور استفاده مجدد از این حرارت تلف شده و صرفه جویی در مصرف سوخت، سیستمهای متعددی توسعه یافته اند که به طور گسترده در صنایع مورد استفاده قرار می گیرند. برای انتخاب سیستم بازیافت حرارت مناسب قدم اول شناسایی تلفات حرارتی در فرآیند و برآورده پتانسیل صرفه جویی انرژی است. برای انجام این مهم، همواره می بایست دو عامل مورد بررسی قرار گیرند، درجه حرارت و نرخ جریانهای خروجی. اصول کلی عملکرد اغلب سیستم های بازیافت حرارت، انتقال حرارت از جریان خروجی با دمای بالا به یک جریان ورودی با دمای پایین تر است. بدین ترتیب بخش عمده ای از حرارت تلف شده به یک جریان دیگر منتقل می شود. لازم به ذکر است، استفاده از سیستم ها بازیافت حرارت، زمانی توجیه اقتصادی دارد که بتوان حرارت تلف شده را در جایی دیگر و به شکلی مفید مورد استفاده قرار داد از جمله کاربردهایی که برای سیستمهای بازیافت حرارت وجود دارد، می توان به پیشگرم کردن هوای احتراق، گرمایش فضاهای بسته، تولید آب گرم، گرمایش فرآیند، تولید بخار و پیشگرم نمودن آب تغذیه بویلر اشاره نمود. برخی از سیستمهای بازیافت حرارت متداول عبارتند از رکوپراتورها، بویلرهای بازیافت حرارتی، لوله های حرارتی، اکونومایزرها و بازیافت متناوب حرارت.

۲- رکوپراتورهای حرارتی و انواع آن

رکوپراتورها مجموعه ای از مبدل های حرارتی هستند که جهت انتقال حرارت از گازهای گرم تولید شده در محفظه احتراق به هوای سرد مورد استفاده در فرآیند احتراق، به کار می روند. گرمایی که به کوره باز می گردد باعث افزایش راندمان آن می شود علاوه بر آن دمای شعله نیز به مقدار قابل توجهی افزایش می یابد.



شکل (۱): بازیابی حرارت اتلافی با استفاده از رکوپراتور حرارتی

۲-۱- رکوپراتور تشعشعی فلزی

ساده ترین شکل برای رکوپراتورها، رکوپراتور تشعشعی فلزی است که شامل دو لوله هم مرکز طولی می باشد، لوله داخلی گازهای گرم خروجی از کوره را به همراه دارد و لوله بیرونی حاوی هوای مورد نیاز کوره جهت احتراق می باشد. بدین ترتیب هوای احتراق توسط انرژی گرمائی گازهای دودکش که بدون هیچگونه استفاده ای وارد محیط اطراف می گردید، گرم می شوند و با انرژی افزوده وارد محفظه احتراق می گردد.

۲-۲- رکوپراتور جابجائی

نوع دوم از رکوپراتورها به رکوپراتورهای نوع پوسته لوله ای یا جابجائی معروف می باشد. گازهای گرم حاصل از احتراق از درون تعداد لوله موازی با قطر کم عبور می نماید این در حالیست که هوای ورودی وارد محیط پوسته شده و با گازهای گرم حاصل از احتراق که در لوله در جریان است تبادل حرارت می نماید. رکوپراتورهای پوسته لوله نسبت به رکوپراتورهای تشعشعی دارای بازده بیشتری می باشند دلیل این امر هم وجود سطح مناسب جهت تبادل حرارتی مابین سیال گرم (گازهای حاصل از احتراق) و سرد (هوا) می باشد که باعث افزایش ضریب انتقال حرارت در این نوع از رکوپراتورها می گردد.

۲-۳- رکوپراتورهای هیبریدی

به منظور افزایش انتقال حرارت موثر از رکوپراتورهای هیبریدی استفاده می گردد، این نوع از رکوپراتورها ترکیبی از دو نوع رکوپراتور مذکور یعنی رکوپراتور جابجایی و تشعشعی می باشد که یک واحد تشعشعی با دمای بالا و به دنبال آن یک بخش جابجائی را شامل می گردد.

۲-۴- رکوپراتور سرامیکی

محدودیت عمده بازیابی انرژی از رکوپراتور تشعشعی فلزی کاهش عمر آنها در دماهای بیشتر از 1100°C می باشد. برای محدوده های دمایی بالا به سبب ناکارآمدی رکوپراتورهای فلزی از رکوپراتورهای با لوله های سرامیکی استفاده می گردد. این نوع رکوپراتورها از لحاظ عملیاتی می توانند در محدوده دمای گازی (دمای گاز خروجی از دودکش کوره) در حدود 1550°C و برای پیش گرم کن هوا تا 815°C مورد استفاده قرار گیرند.

۳- طراحی رکوپراتور حرارتی

در این بخش به طراحی رکوپراتور حرارتی جهت کوره مورد مطالعه یعنی کوره H-101 پالایشگاه تهران پرداخته می شود. این طراحی با استفاده از قوانین انتقال حرارت و روابط موجود در زمینه طراحی مبدل های حرارتی و نیز استفاده از استانداردهای موجود و به منظور تعیین پارامترهای اصلی مبدل حرارتی، صورت می پذیرد.

ملاحظات طراحی:

- نوع رکوپراتور از نظر عملیاتی با توجه به دمای گازهای خروجی از دودکش، جابجائی و از لحاظ ساختاری پوسته لوله می باشد. جریان هوا وارد پوسته و جریان گازهای گرم حاصل از احتراق وارد لوله می گردد.
- طراحی انجام شده بر اساس استاندارد انجمن تولیدکنندگان مبدل های لوله ای (آمریکا) که به استاندارد TEMA معروف می باشد صورت پذیرفته است.
- جریان گازهای حاصل از احتراق دارای مقدار اندکی گوگرد می باشد بنابراین با توجه به مشکلات عملیاتی گوگرد موجود در جریان گاز خروجی از دودکش (Flue Gas) و بررسی نقطه شبنم گوگرد دمای خروجی از

رکوپراتور باید بیشتر از ۱۸۰ - ۱۹۰ درجه سانتی گراد باشد که در طراحی، دمای خروجی گاز از رکوپراتور ۲۰۰ درجه سانتی گراد در نظر گرفته شده است.

جدول ذیل حاوی مشخصات سیالات سمت لوله و پوسته می باشد که در ادامه جهت انجام محاسبات طراحی، مورد استفاده قرار می گیرد.

جدول (۱) : مشخصات سیالات سمت لوله و پوسته

Fluid name	Flue gas (Hot Side)	Air (Cold Side)
Flow rate (Kg/s)	38.2	59.48
Temperature (in) (°C)	494	25
Specific Heat (Kj/kg.°k)	1.2	1.007
Dynamic Viscosity (N.s/m ²)	3.6×10^{-5}	1.8×10^{-5}
Density (Kg/m ³)	0.6	1.1
Thermal Conductivity (w/m.k)	6.88×10^{-2}	2.95×10^{-2}
Pressure (in) (KPa)	101	202
Component (W%)		
N ₂	80	80
O ₂	8.7	20
CO ₂	11.3	0

• محاسبه دمای هوای خروجی از رکوپراتور (هوای پیش گرم شده) :

✓ جریان گاز دودکش

$$Q = m^o C_p \Delta T \quad (1)$$

$$Q = 38.2(1.2)(494 - 200) = 13476.7 \text{ KW}$$

✓ جریان هوا

$$Q = m^o C_p \Delta T$$

$$13476.7 \text{ KW} = 59.48(1.007)(T - 25) \quad T = 250^{\circ}\text{C}$$

بنابراین هوا تا ۲۵۰ درجه سانتی گراد پیش گرم می گردد.

• محاسبه سطح کل انتقال حرارت :

$$Q = UAF\Delta T_{LMTD} \quad (2)$$

- در ابتدا مبدل را یک گذر لوله و یک گذر پوسته در نظر می گیریم پس $F=1$ می باشد.
- با استفاده از جداول TEMA، ضریب کلی انتقال حرارت (U) را حدس می زنیم:

$$U = 80 \text{ Kw} / \text{m}^2 \text{ k}$$

- گام بعدی محاسبه ΔT_{LMTD} می باشد :

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{250 - 175}{\ln \frac{250}{175}} = 207.83^{\circ}\text{C} \quad (3)$$

25 → 250
494 → 200

بنابراین سطح انتقال حرارت کل برابر خواهد شد با :

$$A_h = \frac{Q}{U.F.\Delta T_{LMTD}} = \frac{13476.7 \times 10^3}{80 \times 1 \times 207.8} = 810.68 \text{ m}^2 \quad (4)$$

سطح محاسبه شده را با جداول موجود در استاندارد TEMA چک می نماییم برای مبدل های پوسته و لوله سطح کل انتقال حرارت می بایست در بازه زیر قرار گیرد :

$$5 < A_h < 1000m^2 \quad (5)$$

بنابراین سطح محاسبه شده در این محدوده قرار دارد و قابل قبول می باشد.

• محاسبه دبی حجمی جریان گاز دودکش:

$$q_{fluegas} = \frac{m^o}{\rho} = \frac{38.2}{0.6} = 63.67m^3 / s \quad (6)$$

• حدس سرعت سیال سمت لوله :

$$u = 113m / s$$

• محاسبه سطح کل عبوری جریان گاز دودکش:

$$A_t = \frac{q_{fluegas}}{u} = \frac{63.67}{113} = 0.563m^2 \quad (7)$$

• انتخاب جنس و نوع لوله :

جنس لوله از نوع Stainless Steels و با مشخصات ذیل انتخاب می گردد:

od: 19.05 mm - قطر خارجی لوله :

Thick: 2.11 mm - ضخامت لوله:

id: 14.83 mm - قطر داخلی لوله :

- سطح مقطع یک لوله :

$$A_{it} = \frac{\pi di^2}{4} = 1.726 \times 10^{-4} m^2 \quad (7)$$

• محاسبه تعداد لوله ها :

$$n_t = \frac{A_t}{A_{it}} = \frac{0.563}{1.726 \times 10^{-4}} = 3262 \quad (8)$$

• محاسبه طول لوله ها :

$$A_h = \pi \cdot od \cdot L \cdot n \quad 810.68 = 3.14 \times 0.1905 \times 3262 \times L \quad L = 4.15m \quad (9)$$

• تعیین نوع مبدل پوسته لوله :

$$\Delta T_{fluegas} = \frac{T_{in} + T_{out}}{2} = 347^{\circ} C \quad \Delta T_{air} = \frac{T_{in} + T_{out}}{2} = 137.5^{\circ} C \quad (10)$$

$$\Delta T_b = \Delta T_{fluegas} - \Delta T_{air} = 209.8^{\circ} C \quad \Delta T_b > 80^{\circ} C$$

به دلیل اینکه $\Delta T_b > 80^{\circ} C$ لذا نوع رکوپراتور سرشناور (Floating Head) انتخاب می گردد.

• انتخاب Pitch angel, pitch لوله :

با استفاده از استاندارد TEMA و با توجه به اینکه سیال سمت پوسته فاقد هرگونه خوردگی می باشد لذا بهترین انتخاب برای بیشترین سطح انتقال حرارت بصورت مقادیر زیر می باشد :

Pitch angel : 30° , Minimum Tube pitch: 23.81 mm

- تعیین قطر بهینه جهت نازل‌های سمت پوسته :

$$\begin{aligned} Di_{opt} &= 3.9q_{air}^{0.45} \times \rho_{air}^{0.13} & m_A^o &= \rho U_{opt} A \\ Di_{opt} &= 2179.32mm & U_{opt} &= 15m/s \end{aligned} \quad (11)$$

- قطر نازل‌های سمت پوسته :

با استفاده از استاندارد TEMA مطابق با استاندارد لوله ها قطر نازل های سمت پوسته به قرار زیر می باشد :

$$\begin{aligned} \text{قطر داخلی نازل سمت پوسته :} & \quad 202,7 \text{ mm} \\ \text{قطر خارجی نازل سمت پوسته :} & \quad 219,678 \text{ mm} \end{aligned}$$

- تعیین قطر پوسته :

با استفاده از جدول استاندارد (Tube count) TEMA با توجه به نوع مبدل و تعداد لوله ها می توان قطر پوسته را بدست آورد :

$$D_{shell} = 1448mm$$

حال با استفاده از همین جدول (Tube count) تعداد لوله ها استاندارد می گردد:

$$n_t = 3114$$

در مبدلهای پوسته لوله برای بررسی گذرهای سمت لوله و پوسته نسبت طول مبدل به قطر پوسته باید عددی بین ۲ تا ۵ باشد تا اولاً مبدل از لحاظ شکل ظاهری و ساختاری غیرمتقارن نبوده و ثانیاً از لحاظ اقتصادی مقرون به صرفه باشد :

$$2 < \frac{L}{D_s} < 5 \quad \frac{L}{D_s} = 2.86 \quad (12)$$

همانگونه که ملاحظه گردید نسبت طول مبدل به قطر خارجی پوسته در بازه مذکور قرار دارد بنابراین فرض $F=1$ که مبدل دارای یک گذر لوله و یک گذر پوسته است، صحیح می باشد.

- بررسی نیاز به صفحه برخورد :

با استفاده از استاندارد TEMA و نوع سیال سمت پوسته چون سیال سمت پوسته تک فاز و غیر خورنده است و از معیار ۲۲۳۰ کوچکتر است (معیار TEMA) لذا نیاز به استفاده از صفحه برخورد وجود نخواهد داشت.

$$\rho_{air} \times U_{opt}^2 = 227 < 2230 \quad (13)$$

- استاندارد نمودن طول مبدل بر مبنای استاندارد TEMA :

طول مبدل به نزدیکترین طول موجود در استاندارد TEMA تبدیل می گردد :

$$L = 3.658m = 3658mm$$

- تصحیح ضریب کل انتقال حرارت :

با توجه به اینکه طول رکوپراتور و تعداد لوله ها استاندارد گردید لذا می بایست ضریب کلی انتقال حرارت (U) نیز تصحیح

گردد:

$$\frac{U_2}{U_1} = \left(\frac{L_1}{L_2} \right) \times \left(\frac{n_1}{n_2} \right) \quad U_2 = 80 \left(\frac{4.15}{3.658} \right) \times \left(\frac{3262}{3114} \right) \quad U_2 = 95kw/m^2o k \quad (14)$$

- تصحیح سرعت سیال سمت لوله :

با توجه به اینکه تعداد لوله ها استاندارد گردید بنابراین سرعت سیال سمت لوله که ابتدا حدس زده شد، تصحیح می گردد:

$$n_t = 3114 \quad A_t = 3114 \frac{\pi}{4} 0.01483^2 = 0.583m^2 \quad u = \frac{q_{fluegas}}{A_t} = 118.364m/s \quad (15)$$

بنابراین سرعت سیال سمت لوله می بایست $118,364$ m/s انتخاب گردد.

محاسبات سمت لوله

- محاسبه افت فشار سمت لوله :

افت فشار کل سمت لوله از حاصل جمع افت فشار لوله ها، افت فشار هدها و افت فشار نازل ها حاصل می گردد.

$$\Delta P_{Tube} = \Delta P_t + \Delta P_h + \Delta P_{nt} \quad (16)$$

- افت فشار در لوله ها (ΔP_t):

$$\Delta P_t = \frac{4fLm^{o2}}{2\rho d_i \phi_i} \quad \phi_i = 1 \quad (17)$$

ابتدا باید نوع رژیم جریان مشخص گردد :

$$Re = \frac{\rho u d_i}{\mu} = 29250 \quad (18)$$

رژیم جریان آشفته می باشد بنابراین ضریب اصطکاک (f) از رابطه زیر محاسبه می گردد :

$$f = 0.0035 + \frac{0.264}{Re^{0.42}} = 0.007 \quad \Delta P_t = \frac{4fLm^{o2}}{2\rho d_i \phi_i} = 29016.2Pa \quad (19)$$

- افت فشار در هدها (ΔP_h):

$$\Delta P_h = k_h \left(\frac{\rho u_1^2}{2} \right) N_p \quad (20)$$

برای مبدل یک گذر لوله و پوسته $k_h=0.9$ و $N_p=1$ می باشد.

$$\Delta P_h = 0.9 \left(\frac{0.6 \times 118.36^2}{2} \right) \times 1 = 3781.18Pa \quad (21)$$

- افت فشار در نازل های ورودی و خروجی (ΔP_{nt}):

$$\Delta P_{nt} = k_{nt} \left(\frac{\rho u_n^2}{2} \right) \quad (22)$$

ابتدا باید از رابطه Di_{opt} سرعت u_n محاسبه گردد :

$$Di_{opt} = 3.9q_{air}^{0.45} \times \rho_{air}^{0.13} \quad Di_{opt} = 2083mm \quad m_f^o = \rho u_n A \quad u_n = 18.683m/s \quad (23)$$

برای نازل خروجی $k_{ni}=0.7$ و برای نازل ورودی $k_{ni}=1.1$ می باشد.

$$\Delta P_{nt-in} = 1.1 \frac{0.6 \times 18.683^2}{2} = 115.188 Pa \quad \Delta P_{nt-out} = 0.7 \frac{0.6 \times 18.683^2}{2} = 73.3 Pa \quad (24)$$

$$\Delta P_{nt} = \Delta P_{nt-in} + \Delta P_{nt-out} = 188.5 Pa \quad (25)$$

• افت فشار کل سمت لوله :

$$\Delta P_{Tube} = \Delta P_t + \Delta P_h + \Delta P_{nt} = 32.986 KPa \quad (26)$$

محاسبات سمت پوسته :

محاسبه عدد رینولدز سیال سمت پوسته :

$$Re = \frac{\dot{m}_c d_o}{\eta_b} \quad \dot{m}_c = \frac{\dot{m}_o}{s_m} = \frac{\dot{m}_o}{s_{mu} \cdot L_s} = \frac{59.48 kg/s}{0.3239 \times 0.54} = 340.06 kg/m^2 \cdot sec \quad s_{mu} = 0.3239$$

$$Re = \frac{340.06 \times 19.05 \times 10^{-3}}{1.89 \times 10^{-4}} = 34275 > 300 \quad (27)$$

بنابراین رژیم جریان درهم (آشفته) می باشد.

$$\frac{D_s}{5} = \frac{1448^{mm} / 25.4}{5} = 11.4^{in} = 27.5^{cm} > 2^{in} \quad L_s = 54^{cm}, L_e = 90^{cm}, N_b = 9 \quad (28)$$

• محاسبه افت فشار سمت پوسته

افت فشار کل سمت پوسته از حاصل جمع افت فشار جریان متقاطع، افت فشار پنجره بغل ها، افت فشار در فاصله بغل انتهایی و افت فشار نازل ها حاصل می گردد.

$$\Delta P_{shell} = (N_b - 1) \Delta P_c + N_b \Delta P_w + \Delta P_e + \Delta P_n \quad (29)$$

توجه: ضرایب و فاکتورهای موجود در روابط تعیین افت فشار از مرجع طراحی مبدل های حرارتی "E.A.D Saunders" استخراج گردیده است.

• محاسبه افت فشار جریان متقاطع (ΔP_c):

$$\Delta P_c = (F_F F_P)(F_M F_C) / \phi_{nl} \quad (30)$$

$$F_F = (M_o)^{1.75} = (59.48)^{1.75} = 1273.9 \quad F_P = \frac{\eta_b^{0.25}}{\rho} = \frac{(1.89 \times 10^{-5})^{0.25}}{1.17} = 0.06 \quad F_M = 5.162 \times 10^3$$

$$F_C = \frac{X_C}{(BSR)^m} \quad BSR = \frac{L_s}{D_s} = \frac{54^{cm}}{144.8^{cm}} = 0.37 \quad X_C = 0.073 \quad m = 1.693$$

$$F_C = \frac{0.073}{(0.37)^{1.693}} = 0.259 \quad \phi_{nl} = 1 \quad \Delta P_c = (1273.9)(0.06)(5.162 \times 10^3)(0.259) = 153 Pa$$

• محاسبه افت فشار پنجره بفل ها (ΔP_w):

$$\Delta P_w = (F_F F_P)(F_M F_C) \quad (31)$$

$$F_F = M_o^2 = (59.48)^2 = 3537.8 \quad F_P = \frac{1}{\rho} = \frac{1}{1.17} = 0.85 \quad F_M = 0.12 \times 10^3 \quad (32)$$

$$F_C = \frac{X_C}{(BSR)^m}, X_C = 0.333, m = 0.756, BSR = 0.37 \Rightarrow F_C = \frac{0.333}{(0.37)^{0.756}} = 0.7$$

$$\Delta P_w = (3537.8)(0.85)(0.7)(0.12 \times 10^3) = 252 Pa$$

• محاسبه افت فشار در فاصله بفل انتهایی (ΔP_e):

$$\Delta P_e = \Delta P_c \frac{X_e}{Lr^e} \quad Lr = \frac{L_e}{L_s} = \frac{90}{54} = 1.6 \quad e = 1.75 \quad X_e = 2.1 \quad \Delta P_e = 153 \frac{2.1}{1.6^{1.75}} = 141.1 Pa \quad (33)$$

• محاسبه افت فشار نازل های سمت پوسته (ΔP_n):

$$\Delta P_n = K_{ns} \left(\frac{M_n^2}{2\rho} \right) = K_{ns} \left(\frac{\rho U_n^2}{2} \right) \quad (34)$$

توجه: طبق محاسبات انجام شده، نیازی به استفاده از صفحه برخورد وجود ندارد.

$$K_{ns} = 1 + \frac{1}{\left(\frac{S_e}{S_n} \right) + 0.6 \left(P_t - \frac{d_o}{P_t} \right)^2} \quad S_e = \pi d_n h \Rightarrow S_e = 32205.7 \quad S_n = \frac{\pi d_n^2}{4} \Rightarrow S_n = 32253.52$$

$$K_{ns} = 1.03 \quad \Delta P_n = 1442.96 Pa \quad (35)$$

• افت فشار کل سمت پوسته

افت فشار کل سمت پوسته، طبق رابطه ارائه شده از حاصل جمع افت فشارهای بالا حاصل می گردد.

$$\Delta P_{Shell} = 28.446 KPa$$

همانگونه که ملاحظه گردید محاسبات مختلفی جهت تعیین پارمترهای اصلی به منظور طراحی رکوپراتور کوره H-101 پالایشگاه تهران، صورت پذیرفت که در جدول زیر مجموعه این محاسبات قابل مشاهده می باشد.

جدول (۲): مشخصات رکوپراتور طراحی شده جهت کوره H-101

Recuperator H-101			
Design Variable			
Flue gas Temp (in/out) (°C)	494/200	Tube Nozzle i.d (in/out) (mm)	202.7
Air Temp (in/out) (°C)	25/250	Shell Nozzle i.d (in/out) (mm)	254.5
Flue gas flow rate (Kg/s)	38.2	Shell od (mm)	1524
Air flow rate (Kg/s)	59.48	Recuperator type(Shell & Tube)	floating head
Tubes: od ,id , thk , pitch , angel(mm)	19.05×14.83×2.11×23.81×30°	Velocity in tubes (m/s)	118.5
Tube Material	Stainless Steel	Tube (ΔP) (Pa)	32986
No. of tube per shell (1 pass)	3114	Ws : Tube (Kw)	2100
Tube length (m)	3.658	Shell (ΔP) (Pa)	28446
Surface one shell (m ²)	810.68	Ws : Shell (Kw)	1680

۴- شبیه سازی رکوپراتور حرارتی

با توجه به نیاز روز افزون صنعت به انجام محاسبات سریع، دقیق و کم هزینه، استفاده از رایانه و مزایای آن اجتناب ناپذیر است. از کاربردهای موثر رایانه در صنایع نفت، گاز و پتروشیمی، شبیه سازی توسط نرم افزارهای خاص و از جمله نرم افزار Aspen HTFS+ است. این نرم افزار به گونه ای برنامه ریزی شده است که صحت و سرعت شبیه سازی را به سادگی کار شبیه سازی تلفیق می نماید. این نرم افزار برای طراحی جدید قادر است به سرعت مدلها را برای ارزیابی گزینه های متعدد بوجود آورد، پس از گزینش چند طرح برتر، می توان مدلهایی بسیار واقع بینانه بر مبنای آنها ایجاد نمود. برنامه مورد استفاده جهت انجام شبیه سازی در مقاله پیش روی نرم افزار Aspen Hetran است که از زیر مجموعه های Aspen HTFS+ می باشد، این نرم افزار برنامه ای برای طراحی، ارزیابی و شبیه سازی مبدل های پوسته و لوله در کلیه کاربردهای صنعتی نظیر انتقال حرارت بدون تغییر فاز، میعان و تبخیر می باشد که از سه حالت شبیه سازی بهره مند می باشد:

- ۱) در حالت طراحی (Design Mode)، نرم افزار مبدل حرارتی بهینه را با بار حرارتی مشخص و با در نظر گرفتن محدوده های افت فشار مجاز، سرعت، قطر پوسته، طول لوله و دیگر محدودیت هایی مشخص شده، طراحی می نماید.
- ۲) در حالت ارزیابی (Rating Mode)، نرم افزار کارآیی یک مبدل موجود (ساخته شده) را در شرایط عملیاتی مورد نظر بررسی می کند. در این حالت نرم افزار مشخص می کند که آیا سطح انتقال حرارت موجود در شرایط مورد نظر اهداف را برآورده می سازد یا خیر.
- ۳) در حالت شبیه سازی (Simulation Mode)، نرم افزار با مشخص کردن ساختار مبدل و شرایط ورودی ها، شرایط جریان های خروجی را پیش بینی می کند.

۴-۱- نتایج شبیه سازی

قابل ذکر است جهت انجام شبیه سازی رکوپراتور مورد بحث توسط نرم افزار مذکور از مد طراحی (Design Mode) استفاده گردید و پس از اجرای نرم افزار در صفحه نتایج که حاوی زیر صفحه هایی به نام های خلاصه وضعیت طراحی^۴، خلاصه وضعیت حرارتی^۵، خلاصه وضعیت مکانیکی^۶ و جزئیات محاسبه^۷ می باشد نتایج کامل شبیه سازی قابل مشاهده و تجزیه و تحلیل می باشد. یکی از مهمترین این صفحات، صفحه TEMA Sheet است که از زیر صفحه های خلاصه وضعیت حرارتی است، در این صفحه اطلاعات کامل مبدل حرارتی پوسته لوله شبیه سازی شده از جمله اطلاعات مکانیکی و ساختاری و نیز کارائی مبدل، قابل مشاهده و ارزیابی خواهد بود. در ادامه این بحث، صفحه مذکور و همچنین طرح شماتیک مبدل که در برگرنده ابعاد قسمت های مختلف و نیز آرایش و نحوه قرار گیری لوله ها در دسته لوله است، قابل مشاهده خواهد بود.

⁴. Design Summary

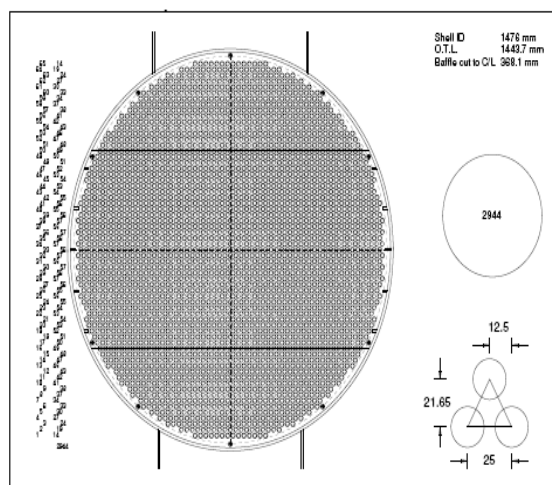
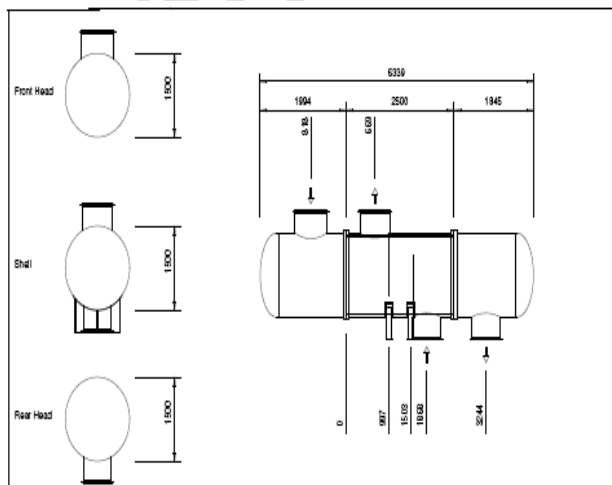
⁵. Thermal Summary

⁶. Mechanical Summary

⁷. Calculation Details

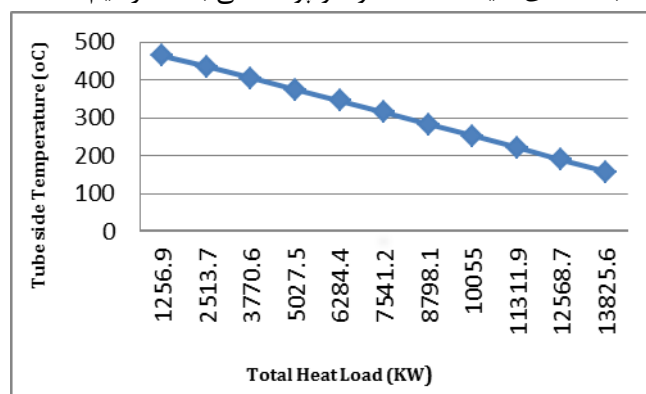
جدول (۳) : مشخصات رکوپراتور حرارتی شبیه سازی شده توسط نرم افزار

1	Company: Tehran Refinery												
2	Location: Tehran - Iran												
3	Service of Unit:	Our Reference:											
4	Item No.:	Your Reference:											
5	Date: 20014	Rev No.:	Job No.:										
6	Size	1476 - 2500	mm	Type BEM	hor	Connected in	3 parallel	1 series					
7	Surf/Unit (eff.)	1311.6	m ²	Shells/unit	3	Surf/shell (eff.)	437.2 m ²						
8	PERFORMANCE OF ONE UNIT												
9	Fluid allocation	Shell Side		Tube Side									
10	Fluid name	Air		Flue gas									
11	Fluid quantity, Total	59.48		38.2									
12	Vapor (In/Out)	kg/s	59.48	59.48	38.2	38.2							
13	Liquid	kg/s											
14	Noncondensable	kg/s											
15													
16	Temperature (In/Out)	°C	25	250	494	157.71							
17	Dew / Bubble point	°C											
18	Density	kg/m ³	2.95	1.34	0.47	0.84							
19	Viscosity	mPa s	0.019	0.028	0.035	0.024							
20	Molecular wt, Vap												
21	Molecular wt, NC												
22	Specific heat	kJ/(kg K)	1.019	1.051	1.12	1.035							
23	Thermal conductivity	W/(m K)	0.025	0.039	0.054	0.039							
24	Latent heat	kJ/kg											
25	Pressure	bar	2.0265		1.01325								
26	Velocity	m/s		33.07		33.67							
27	Pressure drop, allow./calc.	bar	0.88948	0.68578	0.4053	0.0258							
28	Fouling resist. (min)	m ² K/W											
29	Heat exchanged	13825.6	kW		MTD corrected	182.74 °C							
30	Transfer rate, Service	57.7	Dirty	81.7	Clean	81.7	W/(m ² K)						
31	CONSTRUCTION OF ONE SHELL					Sketch							
32		Shell Side		Tube Side									
33	Design/Test pressure	bar	5.17107 /	Code	5.17107-1.01353	Code							
34	Design temperature	°C	287.78		632.22								
35	Number passes per shell		1		1								
36	Corrosion allowance	mm	1.59		1.59								
37	Connections	In	650 / 150 ANSI		750 / 400 ANSI								
38	Size/rating	Out	700 / 150 ANSI		850 / 400 ANSI								
39		Intermediate	/ 150 ANSI		/ 400 ANSI								
40	Tube No.	2944	OD	20	Ths-avg	1.65	mm	Length	2500	mm	Pitch	25	mm
41	Tube type	Plain	Material		CS	Tube pattern		30					
42	Shell	CS	ID	OD	1500	mm	Shell cover						
43	Channel or bonnet	CS	Channel cover										
44	Tubesheet-stationary	CS	Tubesheet-floating										
45	Floating head cover	Impingement protection						None					
46	Baffle-crossing	CS	Type	single seq	Cut(%d)	25	hor	Spacing: o/c	570.99	mm			
47	Baffle-long	Seal type		Inlet			864.99	mm					
48	Supports-tube	U-bend		Type									
49	Bypass seal	Tube-tubesheet joint		groove/expand									
50	Expansion joint	Type											
51	Rho/2-Inlet nozzle	1806	Bundle entrance	8493	Bundle exit	11485	kg/(m s ²)						
52	Gaskets - Shell side	Tube Side											
53	Floating head												
54	Code requirements	ASME Code Sec VIII Div 1			TEMA class			B					
55	Weight/Shell	17667.9	Filled with water	28839.4	Bundle	10294.4	kg						
56	Remarks												
57													
58													

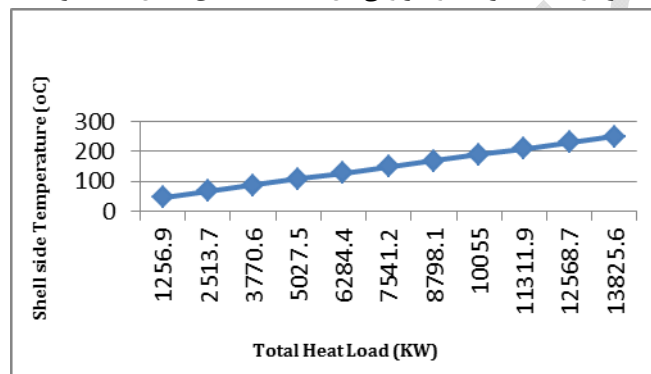


شکل (۲): طرح شماتیک مبدل حرارتی شبیه سازی شده

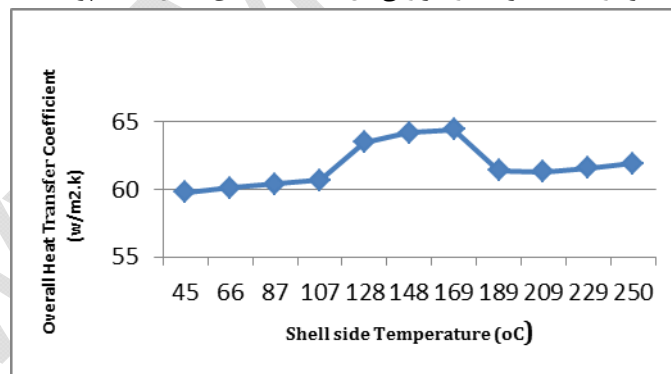
با استفاده از نتایج حاصل از شبیه سازی نمودارهای زیر که نشانگر روند تغییرات بار حرارتی کل و همچنین روند تغییرات ضریب کلی انتقال حرارت نسبت به دماهای سیالات سمت لوله و پوسته می باشد، ترسیم شده اند.



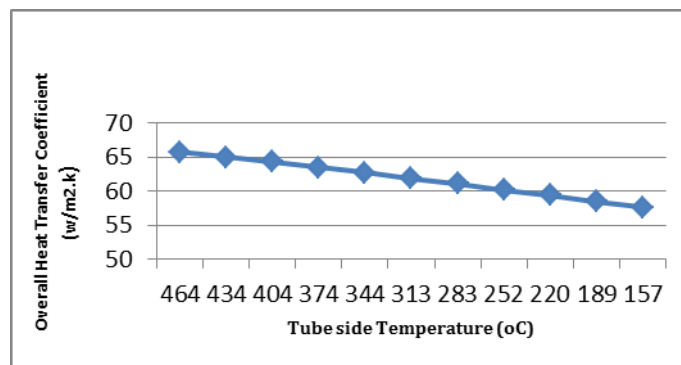
نمودار (۱): تغییرات بار حرارتی کل نسبت به دمای سیال سمت لوله



نمودار (۲): تغییرات بار حرارتی کل نسبت به دمای سیال سمت پوسته



نمودار (۳): تغییرات ضریب کلی انتقال حرارت نسبت به دمای سیال سمت پوسته



نمودار (۴): تغییرات ضریب کلی انتقال حرارت نسبت به دمای سیال سمت لوله

نتیجه گیری و پیشنهاد

در این مقاله طراحی و شبیه سازی مبدل حرارتی پیش گرمکن هوای ورودی به کوره (رکوپراتور حرارتی)، مورد بحث بررسی قرار گرفت. هدف از طراحی این مبدل جهت کوره H-101 پالایشگاه تهران ارائه روند انجام محاسبات جهت آشنائی با چگونگی تعیین پارامترهای کلیدی مبدل حرارتی بر اساس استاندارد TEMA و نیز هدف از شبیه سازی رکوپراتور مذکور علاوه بر آشنائی با نرم افزار Aspen Hetran امکان ایجاد شرایطی جهت مقایسه پارامترهای تعیین شده در حالت طراحی و شبیه سازی، بوده است. همانگونه که ملاحظه گردید در هر دو حالت دبی هوا ثابت (۵۹,۴۸ kg/s) و دمای هوا از ۲۵ °C به ۲۵۰°C پیش گرم می گردد. در حالت نخست مبدل طراحی شده پوسته لوله و از نوع Floating Head با تعداد لوله ۳۱۱۴، طول لوله ۳,۶۵ m، قطر خارجی لوله ۱۹,۰۵ mm و قطر خارجی پوسته ۱۵۲۴ mm محاسبه گردید. در حالت دوم مبدل شبیه سازی شده نیز پوسته لوله و از نوع Floating Head (BEM) با تعداد لوله ۲۹۴۴، طول لوله ۲,۵ m، قطر خارجی لوله ۲۰ mm و قطر خارجی پوسته ۱۵۰۰ mm تعیین گردید. هر چند چنین انتظاری وجود ندارد که مقادیر حاصل از طراحی و شبیه سازی کاملاً یکسان باشند ولی نگاهی گذرا به پارامترهای محاسبه شده نشانگر این است که مقادیر به مقدار قابل توجهی به یکدیگر نزدیک می باشند. نکته بسیار مهم در ارتباط با قیمت تمام شده مبدل های پوسته لوله ارتباط مستقیم قطر خارجی پوسته با قیمت مبدل حرارتی می باشد بطوریکه با افزایش قطر پوسته به طور چشمگیری قیمت مبدل طراحی شده افزایش می یابد لذا در شرایط یکسان همواره مبدل با قطر پوسته کمتر از لحاظ اقتصادی مقرون به صرفه تر خواهد بود. در انتها قابل ذکر است جهت تعیین قیمت مبدل طراحی و شبیه سازی شده می توان از نرم افزار Aspen Qchex که از زیر مجموعه های Aspen HTFS+ می باشد، بهره گیری نمود.

علائم اختصاری

میزان انتقال حرارت: Q	قطر خارجی لوله: od	عدد رینولدز: Re	افت فشار در فاصله بفل انتهائی: ΔP_e	ضریب تصحیح ویسکوزیته: ϕ_f
دبی جرمی: m^0	قطر داخلی لوله: id	ویسکوزیته: η	افت فشار نازل سمت پوسته: ΔP_n	ضریب تصحیح ویسکوزیته: ϕ_{nl}
گرمای ویژه: C_p	تعداد لوله: n_l	حداقل سطح عبوری: S_{mu}	فاکتور دبی سیال: F_F	تعداد گذر لوله: N_p
ضریب کلی انتقال حرارت: U	دانسیته: ρ	فاصله بفل مرکزی: L_s	فاکتور خواص فیزیکی: F_p	سطح داخلی نازل: S_n
اختلاف دمای لگاریتمی: ΔT_{LMTD}	طول لوله: L	فاصله بفل ابتدائی و انتهائی: L_e	فاکتور طراحی مکانیکی: F_M	سطح فرار جهت نازل پوسته: S_e
ضریب تصحیح: $F: \Delta T_{LMTD}$	افت فشار لوله: ΔP_l	تعداد بفل ها: N_b	فاکتور تصحیح طراحی مکانیکی: F_C	سرعت در دهانه نازل: U_n
سطح کل انتقال حرارت: A	افت فشار هدها: ΔP_h	افت فشار جریان متقاطع: ΔP_c	نسبت فاصله بفل ها: BSR	گام لوله: P_l
دبی حجمی: q	افت فشار نازل: ΔP_{nl}	افت فشار پنجره بفل: ΔP_w	ضریب اصطکاک: f	

فهرست منابع

- [1] Antonio J. Gutiérrez Trashorrasa, Eduardo Álvarez Álvarez. "Design and evaluation of a heat recuperator for steel slags". Applied Thermal Engineering, Volume 56, Issues 1-2, July 2013, Pages 11-17.
- [2] Lovina. G, Kerachic. Xau, "Waste Heat Reduction and Recovery for Improving Furnace Efficiency, Productivity, and Emissions Performance", Industrial Technologies Program Energy Efficiency and Renewable Energy U.S. Department of Energy Washington, 2010.
- [3] Harshdeep Sharma, Varunb. "Performance analysis of metallic concentric tube recuperator in parallel flow arrangement". International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 55, Issues 25-26, December 2012, Pages 7760-7771.
- [4] F.P. Incropera, P.J. Prescott, D. "Hybrid systems for furnace waste heat recovery: I. Use of a radiation recuperator with a Rankine cycle". Journal of Heat Recovery Systems, Volume 5, Issue 4, 2009.
- [5] E. Azad, M. Aliahmad. "Thermal performance of waste-heat recuperator with heat pipes for thermal power station". Heat Recovery Systems and CHP, Volume 9, Issue 3, 2005, Pages 275-280.
- [6] Andre E. Grihangne. "High capacity oil recuperator for de-pollution in rough waters". Environment International, Jun 2010.
- [7] E.A.D Saunders, Wiley John and sons, "Heat Exchangers Selection, Design and Construction", 1998 & 9TH Edition TEMA Standard.
- [8] Solnia. DK, "Heat recovery for furnaces with recuperator systems". H.T.S Journal. May 2011.
- [9] S. B. Young, J. W. Bjerklie, "High temperature heat recovery system using ceramic recuperators", Hague International South Portland, 2004.
- [10] Reay, D.A., Swran .E.R., "Low Temperature Waste Heat Recovery in the Process Industry", Good Practice Guide No. 141. 2002.

www.Mobadel.ir