

طراحی کولرهای هوایی مجهز به وسایل افزایش دهنده انتقال حرارت

پژوهش‌نفت

سال بیستم
شماره ۶۱
صفحه ۴۷-۳۹، ۱۳۸۹

علی تقی‌ذوقی^{۱*}، محمدرضا جعفری نصر^۲ و محمد مهدی گلکار^۱

۱- پژوهشگاه صنعت نفت، پژوهشگاه گاز

۲- شرکت ملی صنایع پتروشیمی، شرکت پژوهش و فناوری پتروشیمی

zoghiat@ripi.ir

پایین بودن ضریب انتقال حرارت بخش هوایی این‌گونه مبدل‌ها، استفاده از لوله‌هایی با سطوح گسترده در بخش هوایی کاملاً الزامی است. در شکل ۱، نمونه‌ای از این نوع مبدل‌ها نشان داده شده است.

برخلاف مایعات، گازها تراکم‌پذیر هستند که معمولاً سبب افت فشار کمی در بخش هوایی این مبدل‌ها ایجاد خواهد شد. از طرفی پایین بودن ضریب هدایت حرارتی گازها حتی در افت فشارهای کم موجب پایین آمدن ضریب انتقال حرارت کلی^۱ مبدل خواهد شد. به دلیل اجتناب ناپذیر بودن این کاهش در ضریب انتقال حرارت کلی، سازندگان و طراحان این نوع مبدل‌ها تلاش کرده‌اند تا با استفاده از لوله‌های با سطوح گسترده و پره‌دار^۲ این محدودیت را جبران کنند. معمولاً در

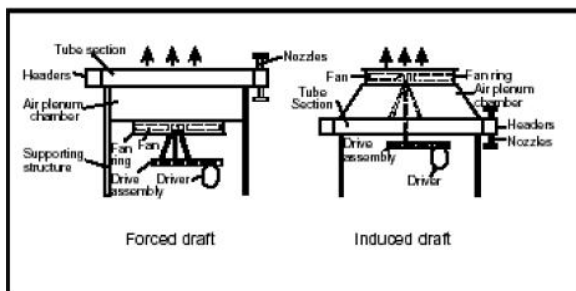
چکیده

در این تحقیق روش طراحی سریع کولرهای هوایی با ملاحظات افت فشار توسعه داده شده است. به دلیل استفاده از حداکثر افت فشار مجاز و روش انجام محاسبات کاملاً متفاوت، نتایج به دست آمده از این روش در مقایسه با دیگر روش‌های متداول برای یک تبادل بار حرارتی یکسان، سطح انتقال حرارت کوچکتری را ارائه می‌دهد که هزینه ساخت کمتری را نیز به همراه خواهد داشت. در این پژوهش نشان داده می‌شود که چگونه طراحی تبدیلی با شرایط بهینه‌تر نسبت به روش‌های متداول به آسانی قابل حصول است. قدرت، قابلیت و جاذبه این روش در تعمیم طراحی و یا شبیه‌سازی عملکردی کولرهای هوایی مجهز به وسایل افزایش دهنده انتقال حرارت و یا انواع مختلفی از لوله‌های پره‌دار می‌باشند.

واژه‌های کلیدی: کولر هوایی، وسایل افزایش دهنده انتقال حرارت (HTE)، الگوریتم طراحی سریع، نرم‌افزار

مقدمه

کولرهای هوایی تجهیزاتی هستند که برای خنک‌سازی سیال گرم نظیر روغن و یا سایر هیدروکربن‌های سنگین در واحدهای صنعتی مختلف به خصوص صنایع مربوط به نفت، گاز و پتروشیمی مورد استفاده قرار می‌گیرند. به دلیل



شکل ۱- نمونه‌ای از کولرهای هوایی

1. Overall Heat Transfer Coefficient
2. Finned Tubes

لذا می‌توان روابطی بین ضرایب انتقال حرارت داخل لوله و حداکثر افت فشار مجاز لوله و همچنین رابطه بین افت فشار بخش هوایی و حداکثر افت فشار مجاز بخش هوایی توسعه داد که جزئیات این محاسباتها در تعیین این روابط در پیوست (الف) و (ب) آورده شده است. این روابط بین سطح انتقال حرارت لازم، میزان افت فشارهای مجاز بخش هوایی و طرف لوله و ضرایب انتقال حرارت مربوطه، روابط زیر را ارائه می‌کنند:

$$h_i = \left(\frac{\Delta P_a}{K_o} \right)^a A_o^{-a} \quad (4)$$

$$h_o = \left(\frac{C \Delta P_i}{K_i} \right)^b A_o^{-b} \quad (5)$$

با جای گذاری روابط (۴) و (۵) در معادله (۲) و پس از مرتب کردن می‌توان به معادله (۶) دست یافت:

$$C_{11} A_o - C_{12} A_o^a - C_{13} A_o^b - C R_D = 0 \quad (6)$$

این معادله یک معادله غیر خطی است که تنها مجهول آن، سطح انتقال حرارت مبدل می‌باشد. با حل این معادله غیرخطی از طریق روش‌های عددی سطح انتقال حرارت لازم برای مبدلی که سه شرط مورد اشاره در مقدمه را نیز برآورده کند، قابل تعیین است. ثابت‌های معادله (۶) به قرار زیر می‌باشند:

$$C_{11} = \frac{\Delta T_{LM}}{Q} \quad (7)$$

$$C_{12} = \left(\frac{K_o}{\Delta P_a} \right)^a \quad (8)$$

$$C_{13} = \left(\frac{K_i C}{\Delta P_i} \right)^b \quad (9)$$

پس از محاسبه سطح انتقال حرارت، با استفاده از روابط (۴) و (۵) می‌توان ضرایب انتقال حرارت مربوط به داخل و خارج لوله، نهایتاً ضریب انتقال حرارت کلی مبدل را تعیین کرد. در اینجا یک کولر هوایی توسط این روش طراحی شده و با نتایج خروجی از نرم‌افزار ACOL6.2 (HTFS) مقایسه شده است. در جدول ۱، اطلاعات عمومی مورد نیاز برای طراحی ارائه گردیده است.

نرم‌افزار ACOL 6.2 به دلیل ساختار و الگوریتم محاسباتی، محدوده گسترده‌ای را به لحاظ طول و عرض مبدل در حالت طراحی ارائه می‌کند که در شکل ۲ نشان داده شده است [۳، ۴ و ۶].

طراحی مبدل‌های حرارتی، محدوده‌ای از ابعاد و اندازه‌های مبدل^۱ مورد قبول خواهد بود که توانایی تامین سه هدف زیر را به‌طور همزمان داشته باشد:

- الف- بار حرارتی مورد نیاز، مبادله شده باشد.
- ب- افت فشار محاسباتی برای طرف لوله کمتر از حداکثر افت فشار مجاز باشد.
- ج- افت فشار محاسباتی برای طرف هوا کمتر از حداکثر افت فشار مجاز باشد.

روش‌های طراحی معمولاً با پیچیدگی محاسباتی و انجام حدس و خطا و تکرار همراه است، به‌طوری‌که همواره برای رسیدن به یک طراحی مناسب باید در محدوده گسترده‌ای، عامل‌های هندسی و فیزیکی استفاده شده در طراحی، مورد ارزیابی قرار گیرند. همچنین در پاره‌ای از موارد رسیدن به یک طراحی بهینه دشوار است، زیرا ممکن است طرح با انتخاب‌های یکسانی روبرو شود. روشی که در این مقاله ارائه خواهد شد همواره حداقل سطح مورد نیاز برای یک طراحی معین را ارائه می‌کند. این روش نخستین بار توسط Polley و همکارش به‌کار گرفته شد، آنها نشان دادند که مبدلی در شرایط بهینه قرار خواهد گرفت که از حداکثر افت فشار مجاز استفاده کند [۱]. با استفاده از ایده این محققین مبدل‌های از نوع پوسته-لوله‌ای و مبدل‌های فشرده روابطی ارائه کرده است و روش طراحی کولرهای هوایی در این تحقیق، توسعه داده شده است [۱ و ۲].

الگوریتم جدید طراحی

برای محاسبه میزان انتقال حرارت می‌توان از معادله انتگرال‌گیری شده فوریه استفاده کرد:

$$Q = U A_o \Delta T_{LM} \quad (1)$$

رابطه (۱) را که بر مبنای سطح خارجی انتقال حرارت است را می‌توان به شکل معادله (۲) مرتب کرد:

$$A_o = \frac{Q}{\Delta T_{LM}} \left[\frac{1}{h_o} + \frac{C}{h_i} + C R_D \right] \quad (2)$$

که در این رابطه ثابت C به‌صورت زیر تعریف می‌شود:

$$C = \frac{\left[d_r s + \frac{(d_o^2 - d_r^2)}{2} + d_o t \right]}{d_i (s + t)} \quad (3)$$

در این روش، هدف استفاده از حداکثر افت فشار است،

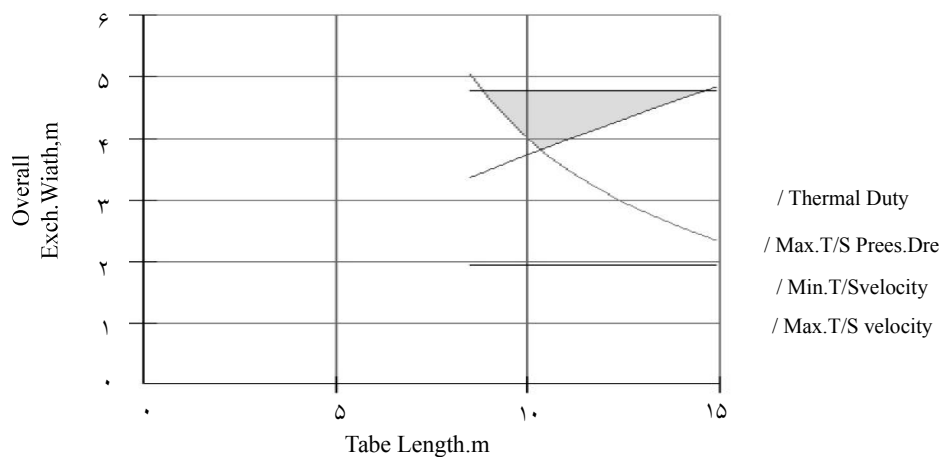
در این نرم افزار طراحی نهایی و تصمیم گیری برای انتخاب طول و عرض مبدل در سطح انتقال حرارت در اختیار کاربر است به طوری که پس از انتخاب طول و عرض، محاسبات عملکردی^۱ مجدداً انجام و تا حصول سه شرط اشاره شده در مقدمه مقاله و اطمینان از عملکرد مبدل نیز ادامه می یابد. نتایج طراحی انجام شده توسط روش جدید و نرم افزار ACOL در جدول ۲ آورده شده است.

جدول ۲- نتایج طراحی توسط روش جدید و نرم افزار ACOL 6.2

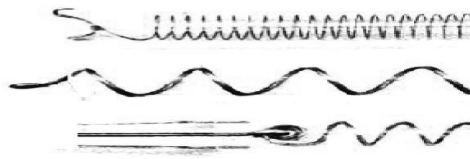
پارامتر	طراحی توسط آلگوریتم جدید	نتایج نرم افزار ACOL 6.2[HTFS]
دمای هوای خروجی [°C]	۵۷	۵۷
افت فشار بخش هوا [Pa]	۱۷۰	۳۱/۵۶
افت فشار بخش لوله [kPa] مجاز/محاسباتی	$\frac{۰/۴}{۰/۴}$	$\frac{۰/۰۳۸۲۷}{۰/۸}$
ضریب انتقال حرارت داخل لوله [W/m°C]	۵۸/۲۰۴	۴۸/۷۷
ضریب انتقال حرارت خارج لوله [W/m°C]	۱۴۷۸/۹۸	۱۰۲۹
سطح خارجی لوله ها [m ^۲]	۱۶۵۸/۴	۱۷۵۰
تعداد ردیف ها	۶	۳
L×W [m]	۱/۴۱۷×۱۰/۰۹۷	۳/۵۶۲×۱۳/۷۱
N _t	۱۲۲	۷۸

جدول ۱- اطلاعات ورودی به منظور طراحی مبدل کولر هوایی

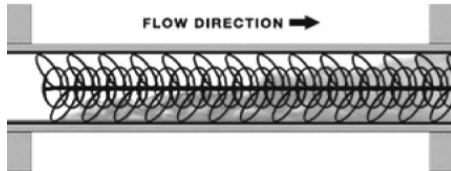
بخش هوا	۶۶/۸۰۵	بخش لوله	۲۰/۰۴۱
دبی جرمی [kg/sec]			
دانشیه [kg/m ^۳]	۱/۱۲		۷۸۰
ظرفیت گرمایی [kJ/kg °C]	۱/۰۰۴۸۸		۲/۱۷۷۲۴
هدایت حرارتی [W/m°C]	۰/۰۲۶۴		۰/۱۳۸۵
ویسکوزیته [cP]	۰/۱۸۶		۰/۸۶
دمای ورودی [°C]	۳۵/۰		۹۳
دمای خروجی [°C]	۵۷/۰		۶۰
ضریب جرم گرفتگی [m ^۲ C/W]	-		۰/۰۰۱۲۱
افت فشار مجاز [Pa]	۱۲۵		۸۰۰۰۰
ابعاد مبدل			
قطر خارجی لوله [mm]	۲۷/۴		
قطر داخلی لوله [mm]	۲۲/۱		
گام لوله [mm]	۶۸/۵		
ضخامت پره های حرارتی [mm]	۲/۳۴		
فاصله پره های حرارتی [mm]	۰/۴۸۳		
تعداد ردیف لوله ها	۳		
تعداد پاس لوله ها	۳		



شکل ۲- محدوده امکان پذیر برای طراحی مبدل (بخش هاشور خورده)



شکل ۳- نمونه‌ای از وسایل افزایشده انتقال حرارت (نوع: از بالا به پایین Spirelf، Fixotal و Turbotal)



شکل ۴- شمایی از عملکرد Tube Insert در داخل لوله‌های مبدل برای افزایش اختلاط

وسایل افزایشده انتقال حرارت علاوه بر آنکه باعث افزایش ضریب انتقال حرارت می‌شوند (در نتیجه کاهش فضای لازم)، بلکه با افزایش سرعت محلی جریان، موجب افزایش تنش^۲ روی دیواره داخلی لوله می‌شوند به طوری که مانع از رسوب گرفتگی در داخل لوله نیز می‌شوند. همچنین اضافه کردن این وسایل، اختلاف دمای دیواره با دمای توده جریان را کاهش می‌دهد که این خود از عوامل دیگری است که مانع از جرم‌گرفتگی در اثر واکنش‌های شیمیایی می‌شود. افزایش اختلاط لایه‌های جریان سیال در لوله سبب کاهش زمان ماند ماکزیمم می‌شود. با توجه به این نکته که در داخل لوله بیشترین زمان ماند مربوط به منطقه دیواره لوله می‌باشد، با نصب این وسایل مشکل جرم‌گرفتگی از نوع کک زدن، کراکینگ و یا پلیمریزاسیون که به دلیل زمان تماس زیاد سیال با دمای بالاست، کاهش خواهد یافت.

به‌کارگیری الگوریتم جدید در طراحی مبدل‌های مجهز به وسایل افزایشده انتقال حرارت

به‌منظور ارزیابی و انجام محاسبه‌های طراحی کولرهای هوایی مجهز به وسایل افزایشده انتقال حرارت، معمولاً رابطه ضریب انتقال حرارت و ضریب اصطکاک برای هر نوع از وسایل افزایشده انتقال حرارت، روابطی نظیر رابطه (۱۰) و (۱۱) وجود دارد. این روابط معرف رفتار حرارتی

در این جدول میزان افت فشار بخش هوایی و طرف لوله و همچنین ابعاد و اندازه‌های به‌دست آمده از دو روش طراحی نشان داده شده است.

در جدول ۲، نتایج محاسبه‌ها توسط روش جدید و نتایج برگرفته از نرم‌افزار، نشان داده شده است. سطح انتقال حرارت به‌دست آمده در روش جدید به دلیل استفاده از حداکثر افت فشار مجاز، کمتر از سطح انتقال حرارت محاسبه شده توسط نرم‌افزار ACOL است که خود یکی از مزایای این روش محسوب می‌شود. از آنجا که سطح انتقال حرارت با هزینه ساخت مبدل ارتباط مستقیم دارد، مشاهده می‌شود که برای طراحی در یک بار حرارتی یکسان، این هزینه در مجموع با الگوریتم فوق به مراتب کمتر است.

از دیگر مزایای این روش نسبت به روش‌های طراحی متداول، حجم نسبتاً کم محاسبات می‌باشد. مزیت اساسی این الگوریتم تعمیم روش طراحی به خصوص برای مواقعی است که از وسایل افزایشده انتقال حرارت^۱ در داخل لوله‌ها نیز استفاده می‌شود که این موضوع با جزئیات بیشتر در ادامه مورد بررسی قرار می‌گیرد.

فن‌آوری استفاده از وسایل افزایشده انتقال حرارت (HTE¹ Technology)

در این فن‌آوری با اضافه کردن وسایل افزایشده انتقال حرارت به داخل لوله‌ها که اصطلاحاً به آنها وسایل افزایشده انتقال حرارت^۲ گفته می‌شود (نمونه‌هایی در شکل ۳ آورده شده است)، کاهش شدید مقاومت حرارتی طرف لوله موجب افزایش ضریب انتقال حرارت کلی می‌شود. وسایل افزایشده انتقال حرارت که نمونه‌هایی از آن در شکل ۳ دیده می‌شود در داخل لوله‌ها قرار داده می‌شوند که با ایجاد اختلاط و آشفته‌گی در جریان، موجب افزایش ضریب انتقال حرارت فیلمی داخل لوله حتی در جریان آرام می‌شوند.

در شکل ۴، نمونه‌ای از وسایل افزایشده انتقال حرارت نمایش داده شده که نحوه آشفته کردن جریان را به خوبی روشن می‌کند. این وسایل اساساً برحسب نوع سیال جاری در لوله طوری انتخاب می‌شوند که محدودیت افت فشار مجاز داخل لوله‌ها رعایت شود.

1. Heat Transfer Enhancement
2. Tube Insert
3. Shear Stress

$$C_{12} = \left(\frac{K_0}{\Delta P_a} \right)^{\frac{\beta}{3+\beta_2}} \quad (20)$$

$$C_{13} = C_{14} \left(\frac{K_1}{\Delta P_t} \right)^{\frac{\dot{n}}{3+y}} \quad (21)$$

$$C_{14} = \frac{d_r s + \frac{D_o^2 - d_r^2}{2} + D_o t}{d_i(s+t)} \quad (22)$$

$$K_0 = \frac{C_4}{C_3 C_1^{\frac{\beta}{3+\beta_2}}} \quad (23)$$

$$K_1 = \frac{C_2 \cdot C_5}{C_6^{\frac{3+y}{\dot{n}}}} \quad (24)$$

$$C_1 = \alpha \frac{K_{f,Air}^{1-\lambda} C_{p,Air}^{\lambda}}{d_r^{1-\beta} \mu_{Air}^{1-\beta}} (s/l)^{\eta_1} (s/t)^{\eta_2} \quad (25)$$

$$C_2 = \frac{z}{2\rho d_i^{-y} \mu_{Air}^y} \quad (26)$$

$$C_3 = \frac{\pi G}{s+t} \cdot \frac{\frac{D_o^2 - d_r^2}{2} + t D_o + s d_r}{P_t - d_r - \frac{21t}{s+t}} \quad (27)$$

$$C_4 = \frac{\alpha_1 \mu_p^{-\beta_2} d_r^{\beta_2 - \eta_3}}{\rho_p P_t^{-\eta_3}} \quad (28)$$

$$C_5 = \frac{1}{4G_p} \quad (29)$$

$$C_6 = \frac{\dot{m} K_{f,p} Pr_p^w}{d_i^{1-\dot{n}} \mu_p^{\dot{n}}} \quad (30)$$

با در اختیار داشتن معادلات (۱۴) و (۱۵) برای یک نوع خاص از وسایل افزایشده انتقال حرارت و حل معادله (۱۸) می‌توان پتانسیل به‌کارگیری وسایل افزایشده انتقال حرارت در مبدل‌های کولر هوایی را ارزیابی کرد.

در این بخش به مطالعه یک مورد طراحی کولر هوایی با وسایل افزایشده انتقال حرارت وبدون آن می‌پردازیم. در جدول ۳ اطلاعات مربوطه همراه با مشخصات فنی طراحی آورده شده است. چنانچه در جدول ملاحظه می‌شود با استفاده از وسایل افزایشده انتقال حرارت سطح، انتقال حرارت لازم حدوداً به یک سوم مقدار، نسبت به لوله خالی کاهش می‌یابد. علاوه بر این، توان لازم فن نیز نصف می‌شود. توجه شود که برای هر دو مورد، میزان انتقال حرارت و میزان افت فشار طرف لوله‌ها یکسان هستند. همچنین استفاده از

و هیدرولیکی وسایل افزایشده انتقال حرارت است که معمولاً توسط آزمایش به‌دست می‌آیند:

$$Nu_{Air} = \frac{h_o d_r}{K_{f,Air}} = \alpha Re_{Air}^{\beta} Pr_{Air}^{\lambda} (s/l)^{\eta_1} (s/t)^{\eta_2} \quad (10)$$

$$fr = \frac{\Delta P_a \rho_{Air}}{n_r G_m} = \alpha_1 Re_{Air}^{\beta_2} (P_t/d_r)^{\eta_3} \quad (11)$$

$$Re_{Air} = \frac{d_r G_m}{\mu_{Air}} \quad (12)$$

$$Pr_{Air} = \frac{C_{p,Air} \mu_{Air}}{K_{f,Air}} \quad (13)$$

ضرایب روابط (۱۰) و (۱۱) برای لوله صاف عبارتند از:

$$\alpha = 0.134, \beta = 0.686, \lambda = 0.333,$$

$$\eta_1 = 0.2, \eta_2 = 0.1134, \alpha_1 = 18.93,$$

$$\beta_2 = -0.316, \eta_3 = -0.927$$

برای ضریب انتقال حرارت و همچنین افت فشار در داخل لوله‌هایی که در آنها از وسایل افزایشده انتقال حرارت استفاده شده است، روابط فوق مشابه با روابط دیتوس-بولتر^۱ و فنینگ-بلازیوس^۲ نوشته می‌شود که در آن ضرایب به‌کار رفته به نوع وسایل افزایشده انتقال حرارت بستگی دارد که مقدار آنها از روی آزمایش‌های تجربی به‌دست می‌آیند:

$$Nu_p = \frac{h_i d_i}{K_{f,p}} = \dot{m} Re_p^{\dot{n}} Pr_p^w \quad (14)$$

$$f_d = \frac{2 \Delta P_t \rho_p d_i}{n_p G_t^2 L} = z Re_p^y \quad (15)$$

$$Re_p = \frac{d_i G_t}{\mu_p} \quad (16)$$

$$Pr_p = \frac{C_{p,p} \mu_p}{K_{f,p}} \quad (17)$$

این ضرایب برای لوله خالی عبارتند از:

$$\dot{m} = 0.023, \dot{n} = 0.8, w = 0.333,$$

$$z = 0.184, y = -0.2$$

با بهره‌گیری از الگوریتم ارائه شده و مرتب کردن روابط فوق، رابطه‌هایی ۱۸ به‌دست می‌آید:

$$C_{11} A_0 - C_{12} A_0^{\frac{\beta}{\beta_2+3}} - C_{13} A_0^{\frac{\dot{n}}{3+y}} - C_{14} R_D = 0 \quad (18)$$

$$C_{11} = \frac{\Delta T_{LM}}{Q} \quad (19)$$

1. Dittus-Boelter
2. Fanning-Blasius
3. Plain Tube

نزدیک شدن به درجه حرارت ماسیدگی^۴ منتفی می‌شود.

نتیجه‌گیری

الگوریتم توسعه داده شده جواب‌های قابل قبولی در طراحی ارائه می‌کند. همچنین به دلیل استفاده از حداکثر افت فشار مجاز، سطح حرارتی محاسبه شده در این روش از روش‌های متداول کمتر می‌باشد. استفاده از وسایل افزایشنده انتقال حرارت، فن‌آوری جدیدی است که موجب

وسایل افزایشنده انتقال حرارت، حجم کولر هوایی را کاهش داده و وزن کل کولر را به حدود یک چهارم مقدار مشابه تقلیل می‌دهد. این وسایل با کاهش تعداد گذرهای لوله از ۶ به ۱، ساخت کولر هوایی را ساده‌تر می‌کند و از سوی دیگر کاهش تعداد گذرها، موجب پایین آمدن هزینه پمپاژ نیز می‌شود. موارد فوق موجب می‌شود هزینه سرمایه‌گذاری^۱ اولیه و هزینه عملیاتی^۲ کاهش یابند و از سوی دیگر مشکلاتی نظیر استفاده از هوای چرخشی گرم برای جلوگیری از ماسیدگی^۳ سیال به دلیل

جدول ۳- مقایسه طراحی یک کولر هوایی معمولی و مبدلی مجهز به وسایل افزایشنده انتقال حرارت

توربین گازی محرک کمپرسور		کاربرد
کولر هوایی خنک کننده روغن		نوع مبدل
خنک کردن ۱۵/۵ لیتر در ثانیه روغن از دمای ۸۵ به ۷۱ درجه سانتیگراد، دمای هوای ورودی ۳۵ درجه سانتیگراد		سرویس
لوله های مجهز به وسایل افزایشنده انتقال حرارت از نوع HiTRAN	لوله صاف	مقایسه نتایج طراحی
۳۰	۴۶	تعداد لوله‌ها در هر ردیف
۳	۶	تعداد کل لوله‌ها
۳۳۵۰	۷۹۲۵	طول لوله‌ها [m]
۱	۶	تعداد گذرها
۳/۳۵	۴۷/۵۵	طول لوله‌ها [m]
۶۸۷	۱۳۴۴	عدد رینولدز
۲۰/۹۵	۳/۲۹	ضریب انتقال حرارت [w/m ² c]
۳/۲	۲/۲۹	سرعت هوا [m/sec]
۱۵/۳۳	۶/۶۷	افزایش دمای بخش هوا [°c]
۱۲۵۰×۲	۲۲۵۰×۲	تعداد و اندازه فن‌ها
۵	۱۱/۸	توان فن‌ها [kw]
۳/۹۶×۲/۰۵	۸/۵۴×۲/۷۴	ابعاد مبدل [m×m]
۸/۱۲	۲۳/۴	مساحت لازم برای مبدل [m ²]
۵۶۳/۲	۳۰۵۸/۳	سطح پره‌ها [m ²]
۷۱	۷۱	افت فشار سیال داخل لوله [kpa]
۲۲۰۰	۸۵۰۰	وزن مبدل [kg]

1. Capital Cost
2. Operating Cost
3. Fouling
4. Pour Point

[۵، ۳، ۲].

حذف هوای گرم گرمایشی که معمولاً در جریان ماسیدگی سیال در سمت لوله‌ها در کولرهای هوایی با لوله‌های متداول ایجاد می‌شود.

مزیت به‌کارگیری کولرهای هوایی مجهز به وسایل افزایشنده انتقال حرارت، فراتر از کاهش سطح می‌رود و در سادگی ساخت این نوع کولرها نیز تاثیر قابل ملاحظه‌ای دارد. کاهش تعداد دسته لوله‌ها^۴، کاهش تعداد گذرها یا توان پمپ پایین، قدرت فن کمتر و سادگی ساخت از جمله مزایای این نوع کولرهای هوایی است.

p_i : فاصله محور تا محور لوله‌ها $[m]$

Q : بار حرارتی $[w]$

Re_{Air} : عدد رینولدز هوا

Re_p : عدد رینولدز سیال داخل لوله

s : فاصله دو پره $[m]$

t : ضخامت پره $[m]$

ΔP_a : افت فشار طرف هوا $[pa]$

ΔP_l : افت فشار کلی سیال فرایند $[pa]$

ΔT_{LM} : اختلاف دمای میانگین لگاریتمی $[^{\circ}C]$

μ_{Air} : ویسکوزیته هوا $[pa.sec]$

μ_p : ویسکوزیته سیال فرایند $[pa.sec]$

ρ_{Air} : دانسیته هوا $[\frac{kg}{m^3}]$

ρ_p : دانسیته سیال فرایند $[\frac{kg}{m^3}]$

$\alpha, \beta, \eta_1, \eta_2, \beta_2, \eta_3, \dot{m}, \dot{n}, w, z, y$ ضرایب معادلات آورده شده در متن

پیوست الف - رابطه بین h_o, A_o و افت فشار هوا

در این بخش رابطه‌ای بین h_o, A_o و افت فشار هوا که از میان لوله‌های پره‌دار در جریان است توسعه داده خواهد شد. ضریب انتقال حرارت بر اساس رابطه Young - Briggs محاسبه خواهد شد.

(الف-۱)

$$Nu = \frac{h_o d_r}{K_f} = 0.134 Re^{0.681} Pr^{0.333} \left(\frac{s}{l}\right)^{0.2} \left(\frac{s}{t}\right)^{0.1134}$$

1. Capital Cost
2. Operating Cost
3. Fouling
4. Bundle

بهینه کردن مبدل حرارتی به‌خصوص در کولرهای هوایی می‌شود. با به‌کارگیری این تکنولوژی بسیاری از مشکلات گزارش شده از سوی صنعت که به‌صورت جدی مطرح هستند، حل خواهد شد. نتایجی که از به‌کارگیری فن‌آوری HTE در کولرهای هوایی حاصل می‌شود شامل:

- کاهش سطح انتقال حرارت کل که موجب پایین آمدن هزینه سرمایه‌گذاری اولیه^۱ می‌شود.

- کاهش توان فن (کم شدن میزان هوای مصرفی) که موجب پایین آمدن هزینه عملیاتی^۲ می‌شود.

- جلوگیری از ماسیدگی و جرم‌گرفتگی^۳ سیال در داخل لوله

علائم و نشانه‌ها

A_o : منطقه سطح انتقال حرارت $[m^2]$

$C_{p,Air}$: گرمای ویژه هوا $[\frac{J}{kg \cdot ^{\circ}C}]$

$C_{p,p}$: گرمای ویژه سیال فرایند $[\frac{J}{kg \cdot ^{\circ}C}]$

$C_{1..6}$: ثوابت معادلات

D_o : قطر پره $[m]$

d_r : قطر لخت لوله‌ها $[m]$

d_i : قطر داخل لوله‌ها $[m]$

f_d و f_r : ضریب اصطکاک سیال داخل لوله و هوا

G_m : شدت سطحی دبی جرمی هوا $[\frac{kg}{m^2 \cdot sec}]$

G_t : جریان در داخل لوله $[\frac{kg}{m^2 \cdot sec}]$

h_o : ضریب انتقال حرارت هوای اطراف لوله‌ها $[\frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}C}]$

h_i : ضریب انتقال حرارت داخل لوله‌ها $[\frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}C}]$

K_n : ثوابت معادلات

$k_{f,Air}$: ضریب هدایت حرارتی هوا $[\frac{W}{m \cdot ^{\circ}C}]$

$k_{f,p}$: ضریب هدایت حرارتی سیال فرایند $[\frac{W}{m \cdot ^{\circ}C}]$

l : ارتفاع پره $[m]$

L : طول لوله $[m]$

n_R : تعداد لوله‌ها در جهت جریان

n_p : تعداد گذرهای جریان

Nu_p : عدد ناسلت سیال فرایند

Nu_{Air} : عدد ناسلت هوا

Pr_p : عدد پرائنتل سیال فرایند

Pr_{Air} : عدد پرائنتل هوا

تعریف می شود:

$$C_1 = 0.134 \frac{k_{air}^{0.667} C_{p(air)}^{0.333}}{d_r^{0.319} \mu^{0.348}} \left(\frac{s}{l}\right)^{0.2} \left(\frac{s}{t}\right)^{0.1134} \quad (\text{الف-۱۲})$$

با جای گذاری معادله (الف-۱۱) در (الف-۹) خواهیم

داشت:

$$\Delta P = K_o A_o h_o^{3.941} \quad (\text{الف-۱۳})$$

که در معادله فوق ثابت K_o به صورت زیر تعریف می شود:

$$K_o = \frac{C_4}{C_3 C_1^{3.941}} \quad (\text{الف-۱۴})$$

پیوست ب- رابطه بین h_i و A_i

در این بخش شبیه ضمیمه (الف)، رابطه بین افت فشار و ضریب انتقال حرارت داخل لوله به دست می آید. این رابطه برای اولین بار توسط Polley و همکارانش توسعه داده شده که در اینجا صرفاً به منظور اطلاع خواننده آورده شده است.

برای محاسبه ضریب انتقال حرارت داخل لوله از رابطه Dittus Boltes و برای محاسبه افت فشار از رابطه Fanning Blusius استفاده شده است که به قرار زیر می باشند:

$$Nu = \frac{h_i d_i}{K_i} = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.333} \quad (\text{ب-۱})$$

$$f = \frac{2\Delta P_i \rho d_i}{n_p G_i^2 L} = 0.184 Re^{-0.2} \quad (\text{ب-۲})$$

که عدد رینولدز به صورت زیر تعریف می شود:

$$Re = \frac{d_i G_i}{\mu} \quad (\text{ب-۳})$$

با قرار دادن معادله (ب-۳) در معادله (ب-۲) پس از مرتب سازی خواهیم داشت:

$$\Delta P = C_5 \frac{n_p L}{d_i} G_i^{1.8} \quad (\text{ب-۴})$$

که در رابطه اخیر ثابت C_5 به صورت زیر تعریف می شود:

$$C_5 = \frac{0.092}{\rho d_i^{0.2} \mu^{-0.2}} \quad (\text{ب-۵})$$

با تلفیق روابط زیر می توان رابطه ای بین G_i و n_p به دست آورد:

$$G_i = \frac{G}{a_{if}} \quad (\text{ب-۶})$$

$$a_{if} = \frac{\pi n_i d_i^2}{4 n_p} \quad (\text{ب-۷})$$

همچنین برای محاسبه ضریب اصطکاک خارج لوله از رابطه زیر استفاده شده است:

$$f = \frac{\Delta P_a \rho}{n_r G_m} = 18.93 Re^{-0.316} \left(\frac{P_t}{d_r}\right)^{-0.927} \quad (\text{الف-۲})$$

که در رابطه (الف-۲) عدد Re به صورت زیر تعریف می شود:

$$Re = \frac{d_r G_m}{\mu} \quad (\text{الف-۳})$$

G_m فلاکس جرمی می باشد که توسط رابطه (الف-۴) تعریف می شود:

$$G_m = \frac{\rho v}{a_{face}} \quad (\text{الف-۴})$$

مساحت سطحی a_{face} طبق رابطه (الف-۵) محاسبه می شود:

$$a_{face} = L.W. \left(1 - \frac{d_r}{P_t} - \frac{2lt}{P_t(s+t)}\right) \quad (\text{الف-۵})$$

سطح خارجی کل A_o برابر است با:

$$A_o = \frac{n\pi L W}{P_t(s+t)} \left(\frac{d_o^2 - d_r^2}{2} + td_o + sd_r\right) \quad (\text{الف-۶})$$

با ترکیب روابط (الف-۴) (الف-۵) (الف-۶) رابطه ای برای تعداد ردیف لوله ها به دست خواهد آمد:

$$n_r = \frac{A_o G_m}{C_3} \quad (\text{الف-۷})$$

در معادله فوق ضریب C_3 به صورت (الف-۸) تعریف می شود:

$$C_3 = \frac{\pi G}{s+t} \left[\frac{\left(\frac{d_o^2 - d_r^2}{2} + td_o + sd_r\right)}{P_t - d_r - \frac{2lt}{s+t}} \right] \quad (\text{الف-۸})$$

با جای گذاری معادله (الف-۸) در معادله (الف-۷):

$$\Delta P_f = \frac{C_4 A_o G_m^{2.684}}{C_3} \quad (\text{الف-۹})$$

که در آن ثابت C_4 به صورت زیر تعریف می شود:

$$C_4 = \frac{18.93 \mu^{0.316} d_r^{0.611}}{P_t^{0.927} \rho} \quad (\text{الف-۱۰})$$

از رابطه (الف-۱) می توان نتیجه گرفت:

$$G_m = \left(\frac{h_o}{C_1}\right)^{1.468} \quad (\text{الف-۱۱})$$

که در رابطه (الف-۱۱)، ثابت C_1 به صورت (الف-۱۲)

$$h_i = C_7 G_i^{0.8} \quad (\text{ب-۱۳})$$

در رابطه فوق ثابت C_7 به صورت زیر تعریف می شود:

$$C_7 = \frac{0.023 K_f \text{Pr}^{0.333}}{d_i^{0.2} \mu^{0.8}} \quad (\text{ب-۱۴})$$

از رابطه (ب-۱۳) خواهیم داشت :

$$G_i = \left(\frac{h_i}{C_7} \right)^{1.25} \quad (\text{ب-۱۵})$$

با قرار دادن معادله (ب-۱۵) در (ب-۱۱)، رابطه ای بین ضریب انتقال حرارت داخل لوله و افت فشار لوله به دست خواهد آمد:

$$\Delta P = K_{il} A_i h_i^{3.5} \quad (\text{ب-۱۶})$$

که در رابطه فوق ثابت K_{il} به صورت زیر تعریف می شود:

$$K_{il} = \frac{C_5 C_6}{C_7^{3.5}} \quad (\text{ب-۱۷})$$

$$G_i = \frac{4n_p G}{\pi n_i d_i^2} \quad (\text{ب-۸})$$

سطح داخلی انتقال حرارت را می توان با از استفاده رابطه (ب-۹) محاسبه نمود :

$$A_i = \pi d_i n_i L \quad (\text{ب-۹})$$

با تقسیم رابطه (ب-۸) و (ب-۹) و پس از مرتب سازی، رابطه (ب-۱۰) به دست خواهد آمد:

$$\frac{n_p L}{d_i} = \frac{G_i A_i}{4G} \quad (\text{ب-۱۰})$$

با قرار دادن رابطه (ب-۱۰) در رابطه (ب-۴) رابطه زیر به دست خواهد آمد:

$$\Delta P_i = C_5 C_6 A_i G_i^{2.8} \quad (\text{ب-۱۱})$$

در رابطه فوق، C_6 به صورت زیر تعریف می شود:

$$C_6 = \frac{1}{4G} = \frac{C_p \Delta t_2}{4Q} \quad (\text{ب-۱۲})$$

با جای گذاری (ب-۱۲) در معادله (ب-۱۱) رابطه ضریب انتقال حرارت به صورت زیر در خواهد آمد:

منابع

- [1] Jegede F.O. & Polley G.T., "Optimum heat exchanger design", Trans. IChemE, Vol. 70, Part A, pp. 133-141, 1992.
- [2] Polley G.T., "Application of heat transfer enhancement", www.pinchtechnology.com.
- [3] Andrew Bailey, Ian Cibbard; "Improving heat exchanger reliability with heat transfer enhancement", Cal Gavin Limited, Process Identification on Engineering Station Road, Alcester Warwickshire. B49 5ET, UK.
- [4] Polley G.T., Nasr J. & Terranova A., "Determination and application of the benefits of heat transfer enhancement", Trans IChemE, Vol. 72, Part A, 1994.
- [5] McMullan A.S., Vertiech.USA, "Case studies of refinery fouling reduction", Engineering Foundation on "Fouling Mitigation of Industrial Heat Exchanger" 18-23 June 1995, California, USA.
- [6] Jafari Nasr M.R and Alaei S.H. , "A new algorithm for design, simulathion and optimization of enhanced air coolers", Journal of Enhanced Heat Transfer, USA, Vol. 14, pp. 147-160, 2007.