

طراحی یک نوع مبادله کن لوله گرمایی و تعیین عوامل مؤثر در انتقال حرارت و افت فشار بوسیله یک برنامه کامپیووتری

مجید لطفی^{۱*} - دکتر سید حسین نوعی^۲ - دکتر ناصر تقه الاسلامی^۳

Tel: +98511 7614607 and E-mail : malotfi@noavar.com - ۱

- دانشگاه فردوسی مشهد - دانشکده مهندسی - گروه مهندسی شیمی

- دانشگاه سیستان و بلوچستان - دانشکده مهندسی - گروه مهندسی شیمی

چکیده

افزایش هزینه سوت و ذخیره انرژی و همچنین آلودگی ناشی از مصرف انرژی فسیلی از عوامل بسیار مهم هستند که باید در طراحی مبادله کن های جدید و پیشرفته مورد توجه قرار گیرند. در این مقاله، یک روش تئوری جهت طراحی و عملکرد مبادله کن ترموسیفونی (لوله گرمایی بدون فیلر) شرح داده می شود. طراحی مبادله کن لوله گرمایی به منظور تعیین پارامترهای اصلی آن، می تواند عملکرد این مبادله کن را بهینه نماید. در این مقاله، عوامل مؤثر در انتقال حرارت و افت فشار جهت طراحی یک مبادله کن لوله گرمایی به دو روش LMTD و NTU و LMTD و NTU افتد. توسط یک برنامه کامپیووتری مورد ارزیابی قرار می گیرد.

واژه های کلیدی

لوله گرمایی، ترموسیفون، طراحی مبادله کن، روش LMTD و NTU، افت فشار

مقدمه

در حال حاضر چندین روش جهت انتقال گرما میان سیالهای گرم و سرد وجود دارد. یکی از روش هایی که امروزه بیشتر مورد توجه قرار گرفته است مبادله کن از نوع لوله گرمایی می باشد. مبادله کن لوله گرمایی، یکی از شیوه های موثر و کارآمد برای انتقال گرما می باشد. این مبادله کن را لوله های گرمایی و یا ترموسیفون ها تشکیل می دهند، به طوری که یک مبادله کن لوله گرمایی یا ترموسیفونی همانند اجزای تشکیل دهنده آن از قسمتهای تبخیر کننده، چگالنده (سرد کننده) و سیال عامل تشکیل شده است. در یک مبادله کن لوله گرمایی، گرما از سیال گرم به سیال سرد و بوسیله تبخیر و چگالش سیال عامل موجود در تک تک لوله های گرمایی یا ترموسیفونها انتقال داده می شود.

در طراحی یک مبادله کن گرمایی دو هدف عمده مورد نظر می باشد. اول آنکه مبادله کن گرمایی انتقال حرارت لازم را تأمین نماید و دوم آنکه افت فشار در طول مبادله کن گرمایی و سایر اتصالات در مسیر جریان از یک حد مجاز که به لحاظ اقتصادی محدود می شود تجاوز ننماید [۱].

به طور کلی مسائل مربوط به طراحی و محاسبات گرمایی در مبادله کن ها به دو دسته تقسیم می شوند. دسته اول مسائل هستند که در آنها، نوع مبادله کن گرمایی و اندازه آن معلوم بوده و موضوع اصلی تعیین نوع انتقال حرارت و دماهای خروجی سیال بر اساس دبی ها و دماهای ورودی می باشد. این نوع مسائل به مسائل عملکردی (Performance) مبادله کن های گرمایی معروف هستند. در مسائل نوع دوم، دبی ها و دماهای ورودی و خروجی در سیال گرم و سرد داده شده اند. مسئله طراحی عبارت است از انتخاب یک نوع مبادله کن مناسب، تعیین اندازه آن و محاسبه سطح مورد نیاز برای دستیابی به دمای خروجی مورد نظر. پس از محاسبات گرمایی، مرحله طراحی مکانیکی وجود دارد [۲].

در این مقاله، طراحی مبادله‌کن از نوع عملکردی بوده و آنالیز کامپیوتربی مورد استفاده شامل مراحل زیر می‌باشد:

۱) تعیین نوع مبادله‌کن گرمایی و اندازه آن. در این مرحله مشخصات سطوح تعیین می‌شوند.

۲) محاسبه مقاومتهای گرمایی و ضریب انتقال حرارت کلی.

۳) محاسبه دماهای خروجی و حرارت منتقل شده بوسیله یکی از دو روش $E-NTU$ و یا روش LMTD.

مراحل طراحی مبادله‌کن ترموسیفونی جهت بازیافت Q مقدار گرما

انتخاب یک نوع مبادله‌کن و مشخص نمودن خصوصیات سطح و اندازه آن

- در این مرحله خصوصیات سطح مبادله‌کن با توجه به تعریف مسئله و متناسب با آن مطابق جدول (۱) تعیین می‌شود [۳-۵].

جدول ۱: مشخصات فیزیکی مبادله‌کن گرمایی ترموسیفونی

بعضی از مشخصات فیزیکی مبادله‌کن	$L = H$ = ارتفاع، $W = L$ = طول، $W = H$ = عرض
بعضی از مشخصات فیزیکی مبادله‌کن	$D_o = D_i$ = قطر خارجی، $D_i = D_o$ = قطر داخلی، $L = L$ = طول
بعضی از مشخصات فیزیکی مبادله‌کن	صفحه‌ای پیوسته
بعضی از مشخصات فیزیکی مبادله‌کن	$n_f = n_f$ = ضخامت، $S_f = S_f$ = تعداد، $S_f = S_f$ = فاصله و جنس آنها
بعضی از مشخصات فیزیکی مبادله‌کن	یک در میان با گامهای طولی و عرضی $S_T = S_L$
بعضی از مشخصات فیزیکی مبادله‌کن	$N = N_L * N_T$ = تعداد ردیفها و تعداد کل ترموسیفونها

تعیین خواص سیالهای گرم و سرد

در این مرحله خواص فیزیکی گازهای داغ ورودی به قسمت تبخیرکننده و هوای سرد ورودی به قسمت چگالنده در دمای میانگین تعیین می‌شوند [۶]. برای تعیین خواص لازم است به عنوان فرض اولیه، دماهای خروجی حدس زده شوند.

$$\begin{aligned} c_p &= 0.219 + 0.342 \times 10^{-4} T - 0.293 \times 10^{-8} T^2 \quad [\frac{Btu}{lb \cdot {}^{\circ}F}] \\ \mu &= 2.27 \times 10^{-8} \left(\frac{T^{1.5}}{T + 198.7} \right) \times 32.2 \times 3600 \quad [\frac{lb}{ft \cdot hr}] \\ K &= (c_p + 0.0857) \mu \quad [\frac{Btu}{hr \cdot ft \cdot {}^{\circ}F}] \end{aligned} \quad (1)$$

$$\rho = \frac{MP}{RT}$$

محاسبه عدد رینولدز روی دسته لوله

- عدد رینولدز جریان گازهای داغ ورودی به قسمت تبخیرکننده و هوای سرد ورودی به قسمت چگالنده [۷]:

$$Re_L = \frac{GS_L}{\mu} \quad (2)$$

$$G = \frac{\dot{m}}{A_c} \quad (3)$$

$$A_c = [(N_T - \frac{1}{2})(S_T - D_o)(1 - t_f n_f)L_e] \quad (4)$$

- محاسبه سرعت روى دسته لوله در قسمت تبخیرکننده و چگالنده:

$$u = \frac{G}{\rho} \quad (5)$$

تعیین ضریب انتقال حرارت - کلبرن [۷]

$$j = 0.195 \text{Re}_L^{-0.35} \quad (6)$$

$$j = St \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \quad , \quad St = \frac{h}{\rho u c_p} \quad , \quad Pr = \frac{\mu c_p}{k}$$

محاسبه ضریب انتقال حرارت جایگایی بیرونی روی دسته لوله

$$h = \frac{j \rho u c_p}{Pr^{\frac{1}{3}}} = \frac{0.195 \text{Re}_L^{-0.35} \rho u c_p}{\left(\frac{\mu c_p}{k} \right)^{\frac{1}{3}}} = 0.195 \text{Re}_L^{-0.35} \rho u c_p^{\frac{1}{3}} \mu^{-\frac{1}{3}} k^{\frac{1}{3}} \quad (7)$$

با جایگذاری خواص فیزیکی، ضریب انتقال حرارت جایگایی در دو قسمت تبخیرکننده و چگالنده تعیین می‌گردد.

محاسبه راندمان پره و بازده کلی آن [۲]

- قسمت تبخیرکننده (روابط قسمت چگالنده مانند همین قسمت و فقط با زیر نویس c می‌باشد).

$$\eta_{eo} = 1 - \frac{A_{fe}}{A_{eo}} (1 - \eta_{fe}) \quad (8)$$

$$A_{fe} = 2N \left[S_L S_T - \frac{\pi}{4} D_o^2 \right] n_f L_e \quad (9)$$

$$A_{eo} = [2(S_L S_T - \frac{\pi}{4} D_o^2) n_f + (1 - t_f n_f) \pi D_o] N L_e \quad (10)$$

 A_{fe} = سطح کل پره‌ها در قسمت تبخیرکننده، A_{eo} = سطح کل انتقال حرارت در قسمت تبخیرکننده

$$\eta_{fe} = \frac{\tanh(ml_f)}{ml_f} \quad (11)$$

$$m = \sqrt{\frac{2h_{eo}}{K_f t_f}} \quad , \quad l_f = \frac{S_L}{2} \quad (12)$$

محاسبه ضریب انتقال حرارت کلی

می‌توان مبادله کن را به صورت شبکه مقاومت گرمایی نشان داده شده در شکل (۱) مدل نمود. از مقاومتهای جایگایی درونی لوله گرمایی به دلیل کوچک بودن و در اختیار نداشتن توزیع دمای داخلی لوله‌ها، صرفنظر شده و مقاومتهای جایگایی بیرونی و مقاومت دیواره لوله در دو قسمت مبادله کن تعیین می‌شوند [۱].

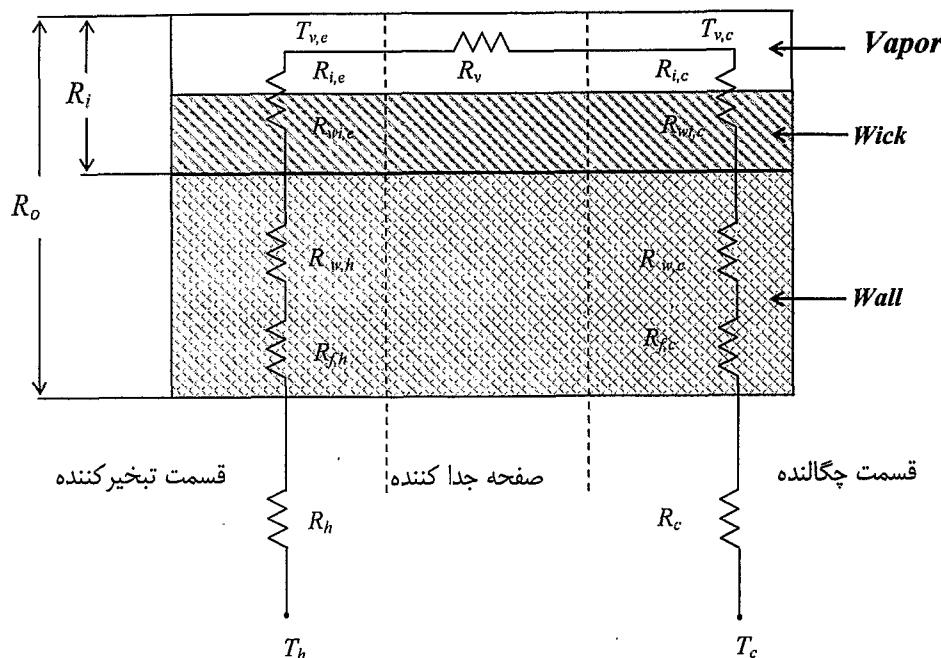
- قسمت تبخیرکننده:

$$(UA)_e = \left[\frac{1}{\eta_{eo} h_{eo} A_{eo}} + \frac{1}{2\pi K_p L_e} \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right) \right]^{-1} \quad (13)$$

$$R_{eo} = \frac{1}{\eta_{eo} h_{eo}} \quad (14)$$

$$R_{ep} = \frac{A_{eo}}{2\pi K_p L_e} \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right) \quad (15)$$

قسمت چگالنده هم به همین صورت محاسبه می‌گردد.



شکل ۱: شبکه مقاومت گرمایی یک لوله گرمایی

ضریب انتقال حرارت کلی به صورت زیر محاسبه می‌شود [۲]:

$$(UA)_t = \left[\frac{1}{\eta_{eo} h_{eo} A_{eo}} + \frac{1}{2\pi K_p L_e} \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right) + \frac{1}{2\pi K_p L_c} \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right) + \frac{1}{\eta_{co} h_{co} A_{co}} \right]^{-1} \quad (16)$$

محاسبه دمای خروجی و شدت انتقال حرارت

الف - روش [۶] LMTD

$$Q_t = U_t A_t \Delta T_m \quad (17)$$

$$Q_h = (\dot{m} c_p)_h (T_{h,in} - T_{h,out}) \quad (18)$$

$$Q_c = (\dot{m} c_p)_c (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (19)$$

اگر \dot{m}_h و \dot{m}_c معلوم باشند با توجه به رابطه $Q_h = Q_t = Q_c$ وجود دارد که با حل همزمان

سه معادله بالا محاسبه می‌گردد.

$$T_{h,out} = T_{h,in} - \frac{Q_t}{(\dot{m} c_p)_h} \quad (20)$$

$$T_{c,out} = T_{c,in} + \frac{Q_t}{(\dot{m} c_p)_c} \quad (21)$$

$$Q_t = U_t A_t \frac{(T_{h,in} - T_{c,out}) - (T_{h,out} - T_{c,in})}{\ln \frac{T_{h,in} - T_{c,out}}{T_{h,out} - T_{c,in}}} \quad (22)$$

با جایگذاری دو رابطه (۲۰) و (۲۱) در رابطه (۲۲) خواهیم داشت:

$$Q_t = \frac{(T_{h,in} - T_{c,in})(1 - \exp[U_t A_t (\frac{1}{(\dot{m}c_p)_h} - \frac{1}{(\dot{m}c_p)_c})])}{\frac{1}{(\dot{m}c_p)_c} - \frac{1}{(\dot{m}c_p)_h} \exp[U_t A_t (\frac{1}{(\dot{m}c_p)_h} - \frac{1}{(\dot{m}c_p)_c})]} \quad (23)$$

دماهای خروجی را می‌توان بوسیله دماهای حدس زده شده در مرحله تعیین خواص فیزیکی تصحیح نمود.
ب - روش [۹-۱] $\varepsilon - NTU$

$$NTU_h = \frac{(UA)_h}{C_h} \quad C_h = (\dot{m}c_p)_h \quad (24)$$

$$NTU_c = \frac{(UA)_c}{C_c} \quad C_c = (\dot{m}c_p)_c \quad (25)$$

$$\varepsilon_h = 1 - \exp(-NTU_h) \quad \text{و} \quad \varepsilon_c = 1 - \exp(-NTU_c) \quad (26)$$

$$\varepsilon_p = \left(\frac{1}{\varepsilon_{\min}} + \frac{C}{\varepsilon_{\max}} \right)^{-1} \quad (27)$$

$$\varepsilon = \frac{\left(\frac{1 - C\varepsilon_p}{1 - \varepsilon_p} \right)^n - 1}{\left(\frac{1 - C\varepsilon_p}{1 - \varepsilon_p} \right)^n - C} \quad (28)$$

n = تعداد ردیفهای لوله‌گرمایی

$$\varepsilon = \frac{(\dot{m}c_p)_h(T_{h,in} - T_{h,out})}{(\dot{m}c_p)_{\min}(T_{h,in} - T_{c,in})} = \frac{(\dot{m}c_p)_c(T_{c,out} - T_{c,in})}{(\dot{m}c_p)_{\min}(T_{h,in} - T_{c,in})} \quad (29)$$

$$T_{h,out} = T_{h,in} - \varepsilon_p \frac{(\dot{m}c_p)_{\min}}{(\dot{m}c_p)_h} (T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (30)$$

$$T_{c,out} = T_{c,in} - \varepsilon_p \frac{(\dot{m}c_p)_{\min}}{(\dot{m}c_p)_c} (T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (31)$$

این دماها را می‌توان بوسیله دماهای حدس زده شده در مرحله تعیین خواص فیزیکی تصحیح نمود. سپس اختلاف میان مقدار انتقال حرارت محاسبه شده بوسیله دو روش LMTD و $\varepsilon - NTU$ و مقدار مورد نظر (تعریف مسأله)، با کاهش و یا افزایش تعداد لوله‌ها و پره‌ها و بطور کلی مشخصات هندسی مبادله کن، به حداقل می‌رسد.

محاسبه افت فشار [۱۱-۷]

$$\Delta P = \Delta P_{non-fin} + \Delta P_{fin} \quad (32)$$

$\Delta P_{non-fin}$ = افت فشار حاصل از مجموعه دسته لوله بدون پره، ΔP_{fin} = افت فشار حاصل از وجود پره‌ها

$$\Delta P_{non-fin} = N_L \chi f \left(\frac{\rho u_{\max}^2}{2} \right) \quad (33)$$

$$Re_{\max} = \frac{\rho u_{\max} D_o}{\mu} \quad (34)$$

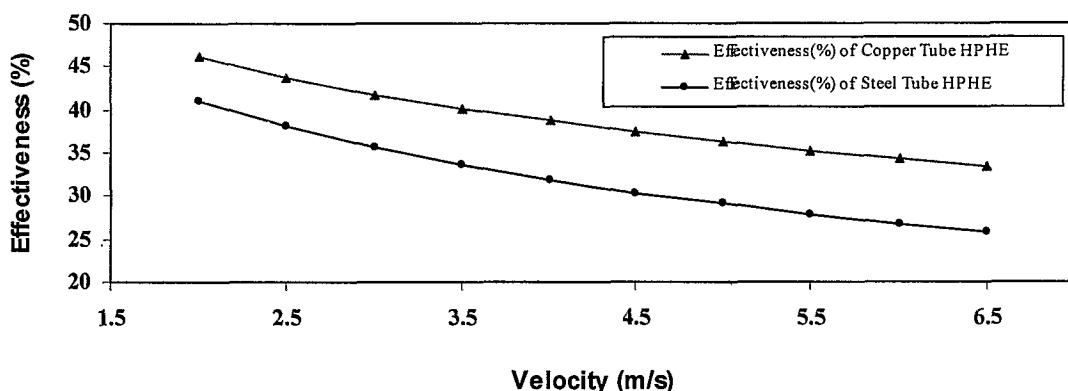
$$f = \left[1 + \frac{0.47}{\left(\frac{S_T}{D_o} - 1 \right)^{1.08}} \right] Re_{max}^{-0.16} \quad (35)$$

$$\Delta P_{fin} = f_f \left(\frac{A_f}{A_c} \right) \frac{G^2}{2\rho} \quad (36)$$

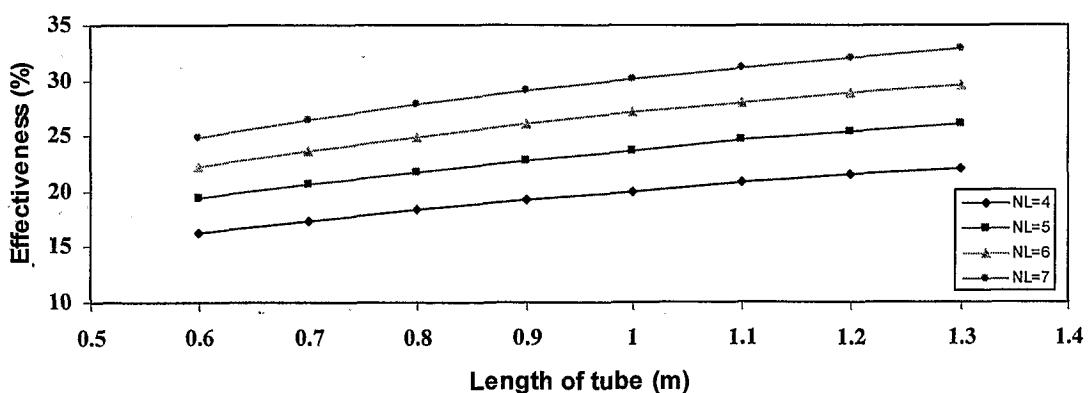
$$f_f = 1.7 Re_L^{-0.5} \quad (37)$$

نتیجه گیری

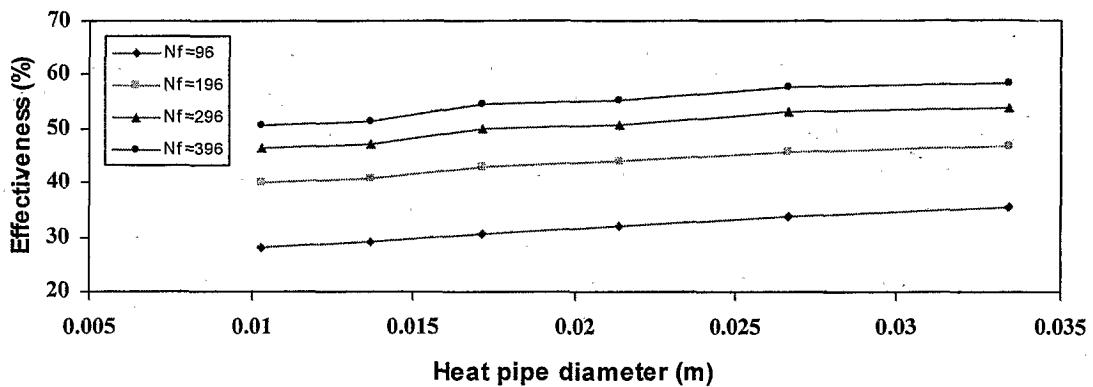
طراحی مبادله کن لوله‌گرمایی به منظور تعیین پارامترهای اصلی آن، می‌تواند عملکرد این مبادله کن را بهینه نماید. بر اساس طراحی انجام شده در این مقاله تاثیر عوامل مختلف بر راندمان مبادله کن مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج آن به صورت نمودارهای تغییرات راندمان نسبت به سرعت ظاهری در دو قسمت تبخیرکننده و چگالنده برای لوله‌هایی از جنس مس و فولاد در شکل (۲)، تغییرات راندمان نسبت به طول لوله‌گرمایی و تعداد ریفهای آن در شکل (۳)، تغییرات راندمان نسبت به قطر لوله‌گرمایی و تعداد پرهای آن در شکل (۴)، و تغییرات افت فشار نسبت به سرعت سیالهای گرم و سرد دو قسمت تبخیرکننده و چگالنده در شکل (۵) نمایش داده شده است.



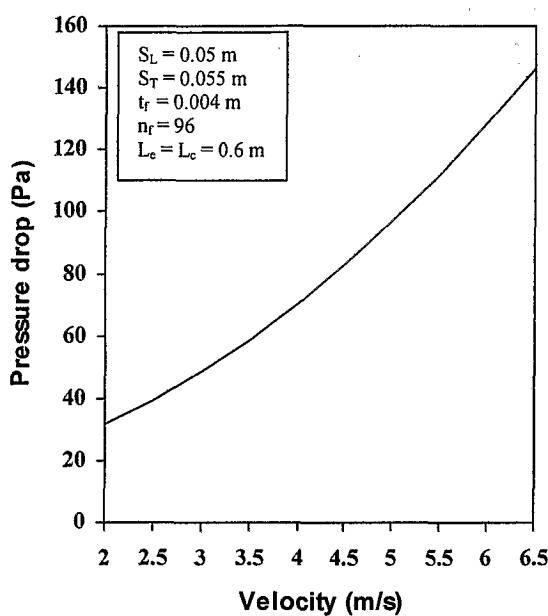
شکل ۲: تغییرات راندمان نسبت به سرعت برای لوله‌های گرمایی مسی و فولادی



شکل ۳: تغییرات راندمان نسبت به طول لوله‌گرمایی و تعداد ریفهای آن



شکل ۳: تغییرات راندمان نسبت به قطر لوله‌گرمایی و تعداد پره‌های آن



شکل ۴: تغییرات افت فشار نسبت به سرعت

بر اساس طراحی انجام شده و نمودارهای نشان داده شده، تاثیر عوامل اصلی در بهینه سازی عملکرد مبادله کن لوله‌گرمایی عبارتند از:

- ۱- راندمان مبادله کن ترموسیفونی با لوله‌هایی از جنس مس در فاصله $46/1-33/4$ درصد می‌باشد که نسبت به نوع فولادی حدود 10% درصد بیشتر است. همچنین شدت انتقال حرارت در لوله‌های مسی بیشتر است. اگرچه ضریب تأثیر لوله‌های مسی بالاتر است، اما در دماهای بالاتر از 200°C محدودیت دارد. بنابراین با در نظر گرفتن حد مجاز و اینمی فشار کاری، نوع فولادی به دلیل استحکام و قابلیت آن در بازیافت گرمای گازهای داغ ترجیح داده می‌شود.
- ۲- در یک شدت جریان جرمی مشخص، ماکزیمم طول مبادله کن و افزایش تعداد ردیف لوله‌ها باعث افزایش راندمان خواهد شد.
- ۳- بزرگترین قطر ممکن لوله‌ها و افزایش تعداد پره‌ها به ازای طول لوله باعث بهبود عملکرد و راندمان مبادله کن می‌شود.
- ۴- افت فشار حاصل از قرار گرفتن مبادله کن لوله‌گرمایی در مسیر جریان با افزایش سرعت رابطه مستقیم داشته که این مورد درباره گازهای داغ خروجی از دودکشها در دیگهای بخار و کوره‌ها اهمیت زیادی دارد.

مراجع

- [1] Faghri, A. "Heat Pipe Science and Technology", Taylor & Francis, USA, 1995
- [۲] نوعی باغبان، س.ح. و خشنودی، م.، "انتقال حرارت اصول و کاربرد"، جلد ۱ و ۲، مشهد، ۱۳۷۲
- [3] Kays, W.M., and London, A.L., "Compact Heat Exchanger Design", 3rd. Ed., McGraw Hill, New York, 1984
- [4] Dube, V., Sauciuc, I., and Akbarzadeh, A., "Design Construction and Testing of a Thermosiphon Heat Exchanger for Medium Temperature Heat Recovery", Proc. 5th Int. Heat Pipe Symposium, Melbourne, Australia, 1996
- [5] Sun, J.Y. and Shyu, R.J., "Waste Heat Recovery Using Heat Pipe Heat Exchanger for Industrial Practices", Proc. 5th Int. Heat Pipe Symposium, Melbourne, Australia, 1996
- [6] Feldman, K.T., Lu, D.C., "Preliminary Design Study of Heat Pipe Heat Exchangers", Proc. 2nd Int. HPC, Italy, ESA Report SP112. Vol. 1., pp. 451-461, 1976
- [7] Azad, E., Geoola, F., "A Design Procedure for Gravity-assisted Heat Pipe Heat Exchanger", Heat Recovery System, Vol. 4, No. 2, Britain, pp. 101-111, 1984
- [8] Azad, E., Bahar, F., Moztarzadeh, F., "Design of Water-to-Air Gravity-Assisted Heat Pipe Heat Exchanger", Heat Recovery System, Vol. 5, No. 2, Britain, pp. 89-99, 1985
- [9] Noie, S.H. and Lotfi, M. "Energy Conservation by Waste Heat Recovery in Industry Using Thermosyphon Heat Exchangers", International Solar Energy Society, ISES Conference, Australia, November, 2001
- [۱۰] رستمی، ع، اصول طراحی مبدل‌های حرارتی، انتشارات دانشگاه صنعتی اصفهان، ۱۳۷۲
- [11] Incopera, F.P. and DeWitt, D.P., "Fundamentals of Heat and Mass Transfer", 3rd Ed, John Wiley and Sons, Toronto, 1996