

بررسی افزایش راندمان مبادله‌کن پوسته-لوله ای کمپرسور دو مرحله ای در نیروگاه طوس

اسماعیل لکزیان*

دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه حکیم سبزواری، سبزوار، ایران

داوود حسین زاده

دانشجوی کارشناسی، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه حکیم سبزواری، سبزوار، ایران

چکیده

در این مقاله مبادله کنی در نیروگاه توس مشهد که در یک کمپرسور هوا به عنوان کولر میانی استفاده می شود مورد مطالعه قرار گرفته است. هدف از این مقاله افزایش راندمان این کولر میانی با افزایش سطح انتقال گرما همراه با حفظ اندازه پوسته و آرایش لوله ها است. طبق نتایج بدست آمده با افزایش تعداد لوله‌ها از ۶۶ به ۷۴ عدد مساحت انتقال گرما ۱۳ درصد افزایش یافته است و که به دنبال آن راندمان مبادله کن گرمایی (کولر میانی) از ۸۱/۱۶ درصد به ۸۲/۷ درصد افزایش یافت. این افزایش راندمان مبادله کن باعث افزایش راندمان کمپرسور از ۴۱ درصد به ۴۲ درصد شد که این باعث صرفه‌جویی توان الکتریکی در موتور کمپرسور می‌شود. مقدار توان صرفه‌جویی شده ۱/۱۲ کیلو وات ساعت می‌باشد.

واژه‌های کلیدی: مبادله‌کن پوسته لوله، پارامترهای تاثیرگذار، بهینه سازی، ضریب انتقال گرما.

Study to increase the efficiency of shell and tube heat exchanger of the two-stage compressor in Touss Power plant

E. Lakzian

Department of Mechanical Engineering, Hakim Sabzevari University, Sabzevar, Iran

D. Hoseinzade

Department of Mechanical Engineering, Hakim Sabzevari University, Sabzevar, Iran

Abstract

In this paper, a heat exchanger in the Toos power plant in Mashhad has been studied, which is used in a two-stage air compressor as a middle cooler. The purpose of paper is increase the efficiency of this heat exchanger with Keep the shell and tube sizes and arrangement of tubes to increase efficiency of two-stage air compressor. According to the results obtained by increasing the tubes number of 66 to 74, the heat transfer area increasing 13 percent; as well as, the efficiency of heat exchanger increase of 81.16 to 82.7 percent. In general, two-stage air compressor efficiencies increase of 41 to 42 percent. Increasing the efficiency of the compressor will save 1.12 KW power in the compressor engine.

Keywords: shell and tube heat exchanger, effective parameters, optimization, heat transfer coefficient.

۱- مقدمه

پرداخته و پارامترهای موثر بر آن را بیان کرده و روابط مناسبی ارائه نموده است.

در جریان این گزارش کولر میانی یک کمپرسور هوا بررسی شده- است. این کولر از نوع مبادله‌کن پوسته لوله می‌باشد. هوای فشرده به عنوان سیال گرم درون لوله و آب به عنوان سیال سرد درون پوسته جریان دارد. تلاش شده است که با افزایش سطح انتقال گرما و در عین حال ثابت بودن آرایش بافل‌ها، قطر پوسته و لوله‌ها و همچنین حفظ آرایش اولیه لوله‌ها، راندمان کولر و در کل راندمان کمپرسور افزایش یابد. مبادله‌کن مذکور برای اولین بار در نیروگاه طوس مورد تحقیق قرار گرفته است.

مبادل‌کن‌های گرمایی در صنایع مختلف از جمله نیروگاه‌ها، پتروشیمی‌ها، صنایع ساختمانی، کارخانه‌های صنعتی و دیگر مکان-هایی که به استفاده از انرژی هدر رفته تمایل دارند و یا به انتقال انرژی از سیال و به سیال عامل نیاز دارند، کاربرد وسیعی دارد.

اینکروپرا و همکاران [۱] دریافته‌اند که بازه مبادله‌کن گرمایی پوسته لوله به عواملی همچون سطح تبادل گرما، دبی جرمی، ظرفیت گرمایی ویژه سیال و ضریب انتقال گرمای جابجایی وابسته می‌باشد و روابطی برای ارتباط بین این پارامترها و دماهای ورود و خروج بیان کردند. زوکاسکاس و همکاران [۲] دریافته‌اند که میزان افت فشار رابطه مستقیم با مقدار انتقال گرما دارد و روابطی در این مورد ارائه کردند. شی‌وویی-چان و همکاران [۳] نیز دریافته‌اند که با ایجاد جریان مغشوش درون لوله‌های یک مبادله‌کن گرمایی پوسته لوله مقدار انتقال گرما را به میزان قابل توجهی افزایش داد. آقای ریچارد ادوین و همکاران [۴] در کتاب خود روش محاسبه پارامترهای یک مبادله‌کن را شرح داده است که این اطلاعات در مراجع [۱ و ۲] نیز بیان شده است. آقای منفرد و همکاران [۵] نیز مراحل طراحی یک مبادله‌کن گرمایی پوسته لوله را به طور کامل تشریح کرده و روابط مناسبی برای آن ارائه داده‌اند. آقای راجیو و همکاران [۶] نیز به مسائل طراحی در مورد مبادله‌کن پوسته لوله

۲- تحلیل مقاله

۲-۱- روش تحلیل نظری

برای تحلیل از روش $NTU - \epsilon$ بنا به مرجع [۱ و ۲] استفاده شده است که پارامتر بازده را بصورت رابطه (۱) تعریف می‌شود:

$$\epsilon = \frac{Q}{Q_{max}} \quad (1)$$

در رابطه (۲) مقدار Q و Q_{max} به صورت رابطه (۲) و (۳) تعریف می‌شود:

$$\dot{Q}_{max} = C_{min} \cdot (T_{h_i} - T_{c_i}) \quad (2)$$

$$Q = C_h(T_{h_o} - T_{h_i}) = C_c(T_{c_o} - T_{c_i}) \quad (3)$$

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: e.lakzian@hsu.ac.ir

برای محاسبه ضریب جابجایی سمت هوا (درون لوله) با وجود در هم کننده سه پره^۱ مطابق شکل ۲ مقدار عدد نوسلت از رابطه (۱۱) بر اساس آزمایش‌های شی‌وویی چان و همکاران [۳] استفاده شده است:

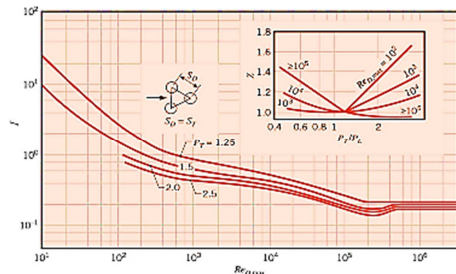


شکل ۲- نوار پیچشی سه گانه

$$Nu = Re^{0.7} Pr^{\frac{1}{3}} \quad (11)$$

افت فشار سمت آب نیز از رابطه (۱۲) [۲] استفاده شده است:

$$\Delta p = N_I \chi \left(\frac{\rho V_{max}}{\mu} \right)^f \quad (12)$$



شکل ۳- تعیین ضریب افت فشار توسط هندسه

در رابطه (۱۲) پارامترهای N_I و ρ ، V_{max} به ترتیب بیانگر حداکثر سرعت سیال در ورودی به پوسته، چگالی سیال و تعداد ردیف‌های آرایش لوله‌ها و مقادیر χ و f از شکل ۳ [۱ و ۲] تعیین می‌شود: مبادله‌کنی که مورد تحقیق و باز طراحی قرار گرفته است به عنوان کولر میانی یک کمپرسور دو مرحله‌ای استفاده می‌شود. از این رو روابط حاکم بر کمپرسور دو مرحله‌ای ذکر شده است:

$$\frac{T_r}{T_1} = \left(\frac{P_r}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (13)$$

$$W_c = \frac{n}{n-1} R (T_r - T_1) \quad (14)$$

$$\eta = \frac{W_{tot}}{W_{ele}} \quad (15)$$

از رابطه (۱۳) که برای تعیین توان پلی‌تروپیک n برای هر مرحله از کمپرسور و از رابطه (۱۴) برای محاسبه کار مصرفی هر مرحله و رابطه (۱۵) برای محاسبه بازده کل کمپرسور استفاده شده است [۴]. اعتبار سنجی روش استفاده شده در جدول ۱ قرار داده شده است که دقت مناسب مدل نظری را نشان می‌دهد. در جدول ۱ خروجی مدل استفاده شده با حالت کار اولیه ی مبادله‌کن مقایسه شده است.

پارامتر C ظرفیت گرمایی نام دارد برابر حاصل ضرب دبی جرمی در ظرفیت گرمایی ویژه سیال در فشار ثابت می‌باشد.

پارامتری که نشان دهنده تاثیر شاخصه‌هایی همچون سطح مقطع انتقال گرما، ضریب انتقال گرمای جابجایی و ظرفیت گرمایی کمینه بر بازده مبادله‌کن می‌باشد. این پارامتر NTU نام دارد و طبق رابطه (۴) تعریف می‌شود:

$$NTU = \frac{U \cdot A}{C_{min}} \quad (4)$$

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (5)$$

برای ارتباط دو پارامتر بازده ϵ و NTU جدول گوناگونی موجود است [۱ و ۲] که طبق نسبت گرماهای ویژه دو سیال تعیین می‌شوند. طبق مراجع مذکور رابطه‌ی (۷) استفاده شده است:

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \sim \cdot \quad (6)$$

$$C_r = 2/186e(-\delta) \sim \cdot \quad (7)$$

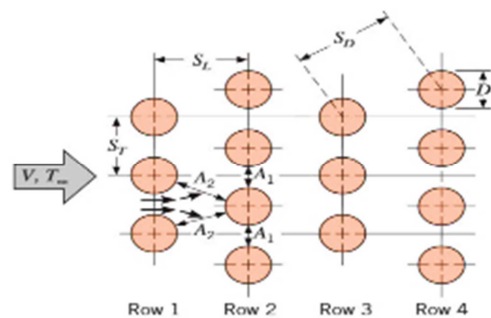
در رابطه (۴) پارامتری به نام ضریب کلی انتقال گرمای U وجود دارد که نشان دهنده مقاومت گرمایی در مسیر انتقال گرما است. این پارامتر شامل مقاومت سمت سیال درون لوله و جداره لوله و مقاومت سمت سیال درون پوسته می‌باشد. با ناچیز بودن مقاومت جداره لوله و برابر بودن مساحت داخل و خارج لوله می‌توان مقدار U را به صورت رابطه (۸) بیان کرد [۱ و ۲]:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{air}} + \frac{1}{h_{water}} \quad (8)$$

برای محاسبه ضریب جابجایی سمت آب (درون پوسته)، مقدار عدد ناسلت طبق مراجع [۱ و ۲] از رابطه (۹) و (۱۰) استفاده شده است:

$$Nu = \frac{hD}{k_{fluid}} \quad (9)$$

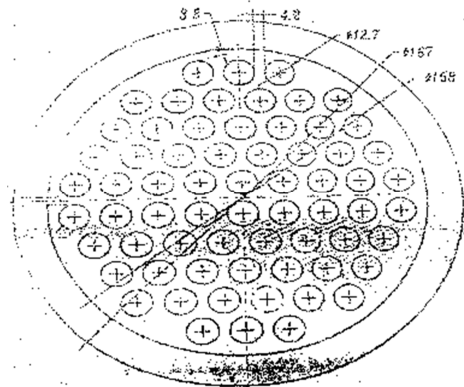
$$Nu = C Re^m Pr^{0.4} \quad m=0.16 \quad (10)$$



شکل ۱- آرایش مثلثی و نمایش پارامترهای S_L و S_D

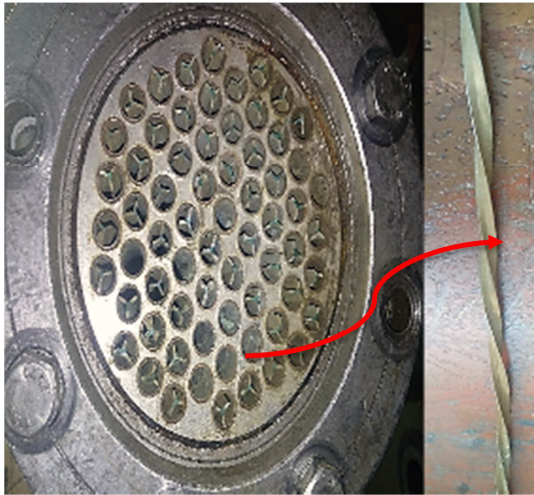
پارامتر C برابر است با $C = 0.35 \left(\frac{S_L}{S_D} \right)^{\frac{1}{2}}$ که در آن S_L و S_D در آرایش مثلثی در شکل ۱ نشان داده شده است:

¹ triple twisted tape

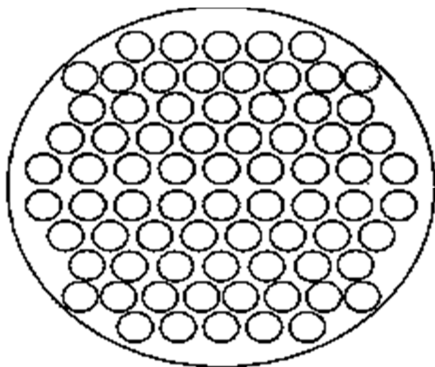


شکل ۶- طرحواره آرایش لوله‌ها در حالت طراحی اولیه

مبادله‌کن گرمایی مورد بحث در حالت اولیه خود شامل ۶۶ عدد لوله با آرایش مثلثی می‌باشد که در شکل ۶ نشان داده شده است. در شکل ۷ تصویری واقعی از سطح مقطع مبادله‌کن همراه با نوارهای پیچشی را نشان می‌دهد.



شکل ۷- تصویر مبادله‌کن همراه با نوار پیچشی درون لوله‌ها



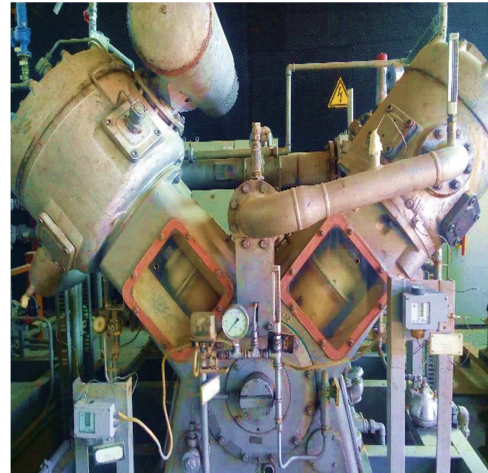
شکل ۸- طرح جدید لوله‌ها با آرایش مثلثی

جدول ۱- اعتبار سنجی مدل به کار برده شده با حالت اولیه مبادله‌کن

	واقعی	نظری
NTU	۱/۷۳	۱/۶۷
ϵ	۰/۸۳۴	۰/۸۱۲
$T_{o\text{air}}$	$^{\circ}\text{C} 40$	$^{\circ}\text{C} 15$

۲-۲- طرحواره اولیه مبادله‌کن

کمپرسور نیروگاه طوس مشهد در شکل ۴ نشان داده شده و محل مبادله‌کن آن مشخص شده است. مبادله‌کن گرمایی مورد نظر بین مرحله یک و دو کمپرسور قرار دارد و وظیفه خنک سازی جریان هوا به داخل سیلندر دوم را دارد.



شکل ۴- کمپرسور دو مرحله‌ای نیروگاه طوس مشهد

اجزای مبادله‌کن مذکور در شکل ۵ نشان داده شده است، که شامل بافل، لوله و پوسته می‌باشد.



شکل ۵- طرحواره اجزای داخلی مبادله‌کن گرمایی

شکل ۵- اجزای داخلی مبادله‌کن گرمایی که مورد بررسی قرار گرفته است.

۳- بحث و نتیجه گیری

۳-۱- نتایج تحلیل

طبق نتایج بدست آمده با افزایش تعداد لوله‌ها از ۶۶ به ۷۴ عدد مساحت انتقال گرما ۱۳ درصد افزایش یافته است. اما در سمت هوا با کاهش دبی هر لوله به میزان ۲۰ درصد مقدار ضریب انتقال گرما جابجایی سمت هوا که مقاومت کنترل کننده انتقال گرما در مبادله‌کن است، به میزان ۷/۶ درصد کاهش و ضریب انتقال گرمای جابجایی سمت آب ۱۲ درصد افزایش یافت که به دنبال آن بازده کلی مبادله‌کن از ۸۱/۱۶ درصد به ۸۲/۷ درصد افزایش یافت.

در مجموع تغییراتی که اعمال گشت باعث افزایش راندمان کمپرسور از ۴۱ درصد به ۴۲ درصد شد که این باعث صرفه‌جویی توان الکتریکی در موتور کمپرسور می‌شود. مقدار توان صرفه‌جویی شده ۱/۱۲ کیلو وات ساعت می‌باشد.

۳-۲- بازگشت سرمایه

قیمت خرید برق توسط دولت در تاریخ ۱۰ اسفند ۱۳۹۶ هجری شمسی به ازای هر کیلووات ساعت انرژی برق با استعلام از عوامل نیروگاه طوس مشهد ۵۶۰ ریال معادل با ۰/۱۳ دلار می‌باشد. از طرفی مقدار صرفه جویی شده توان الکتریکی دستگاه ۱/۱۲ کیلووات ساعت می‌باشد. با احتساب این ارقام میزان صرف جویی اقتصادی در هر سال با احتساب دلار ۴۴۶۹ تومان به میزان ۵۵۰ هزار تومان معادل ۱۲۳ دلار می‌باشد.

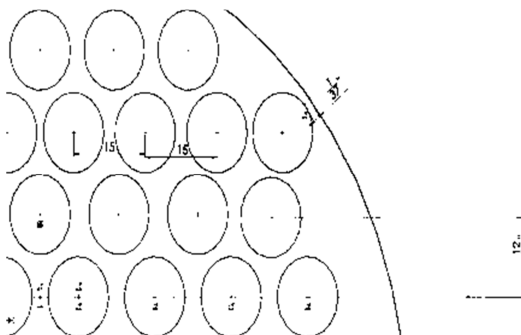
هزینه مازاد برای ایجاد تغییرات انجام شده در طراحی جدید با استعلام فاکتورهای خرید مبادله‌کن‌های فعلی نیروگاه در حدود ۵۰۰ هزار تومان معادل ۱۱۲ دلار تخمین زده می‌شود.

دوره بازگشت سرمایه لازم برای طرح جدید حدود ۱۱ ماه یا ۳۳۲ روز می‌باشد هزینه صرفه جویی شده در هر ۷ سال ۳/۸۵۰ میلیون تومان معادل ۸۶۲ دلار می‌باشد. قیمت خرید مبادله‌کن طبق فاکتورهای تهیه شده از نیروگاه حدود ۳/۸ میلیون تومان می‌باشد که با این صرفه جویی هر ۷ سال به اندازه هزینه یک مبادله‌کن جدید صرفه جویی می‌شود.

۴- مراجع

- [1] Ergman, Theodore L., Frank P. Incropera. Fundamentals of heat and mass transfer. John Wiley & Sons, 2011.
- [2] Žukauskas, A. Heat transfer from tubes in crossflow. Advances in heat transfer. Elsevier Vol. 8. 1. pp. 93-160., 1972
- [3] Chang, Shyy Woei, Ker-Wei Yu, and Ming Hsin Lu. Heat transfers in tubes fitted with single, twin, and triple twisted tapes. *Experimental Heat Transfer* 18.4, pp. 279-294, 2005.
- [4] Richard E. Sonntag, Claus Borgnakke. Fundamentals of thermodynamics. Vol. 6. New York: Wiley, 1998.
- [5] Nitsche, Manfred, Raji Olayiwola Gbadamosi. Heat exchanger design guide: a practical guide for planning, selecting and designing of shell and tube exchangers. Butterworth-Heinemann, 2015.
- [6] Mukherjee, Rajiv. Effectively design shell-and-tube heat exchangers. *Chemical Engineering Progress*, 94.2, pp. 21-37, 1998.
- [7] Kakac, Sadik, Hongtan Liu, Anchasa Pramuanjaroenkij., Heat exchangers: selection, rating, and thermal design. *CRC press*, 2012.
- [8] Shah, Ramesh K., and Dusan P. Sekulic. Fundamentals of heat exchanger design. John Wiley & Sons, 2003.

اصلاحات انجام شده تحت شرایطی اعم از ثابت ماندن اندازه پوسته و همچنین ثابت ماندن دبی سیال‌ها صورت گرفته‌است و تحت این شرایط با حفظ آرایش مثلثی تعداد لوله‌های مبادله‌کن مورد نظر بدون تغییر قطر از ۶۶ عدد به ۷۴ عدد افزایش یافته و پارامترهای متاثر از این تغییر محاسبه گردیده است. [۵] و [۶ و ۷].
در شکل ۹ میزان فاصله‌ها و گام چینش لوله‌ها مشخص شده‌است.



شکل ۹- نمایش گام و فاصله‌های لوله‌ها در آرایش جدید

با تغییر در تعداد لوله‌های مبادله‌کن میزان مساحت انتقال گرما افزایش و ضرایب جابجایی دچار تغییراتی می‌شود که بازده مبادله‌کن و دمای سیال خروجی سرد شوند (هوا) تحت تاثیر قرار می‌گیرند [۸ و ۹].
با افزایش تعداد لوله‌ها میزان دبی هوا درون هر لوله نسبت به قبل کاهش پیدا می‌کند و به دنبال آن میزان سرعت کاهش داشته و در نتیجه مقدار ضریب انتقال گرمای جابجایی هوا کاهش می‌یابد. اما در طرف آب یعنی سمت پوسته با افزایش تعداد لوله‌ها سرعت آب افزایش داشته و باعث افزایش مقدار ضریب انتقال گرمای جابجایی در سمت آب می‌شود [۱۰]. این تغییرات زمانی که با افزایش سطح انتقال گرما که از افزایش تعداد لوله‌ها ناشی می‌شود همراه شود، در کل باعث افزایش انتقال گرما و افزایش بازده مبادله‌کن می‌گردد [۱۱].

با توجه به داده‌های میدانی که از محل کار کمپرسور جمع آوری شده است، مقادیر پارامترهای موثر در روند کار کمپرسور محاسبه و میزان تغییر دمای خروجی هوا و بازده مبدل محاسبه شده است. این اطلاعات در جدول ۲ به صورت دو حالت اولیه و حالت طرح جدید ارائه شده است:

جدول ۲- مقادیر پارامترهای اولیه و طرح ارائه شده

	حالت ۶۶ لوله اولیه	حالت ۷۴ لوله طرح جدید
A	$3 / m^2 \cdot 0.55$	$3 / m^2 \cdot 4.25$
NTU	۱/۶۷	۱/۷۵
h_{air}	$2144 / \frac{W}{m^2 k} \cdot 9.25$	$1982 / \frac{W}{m^2 k} \cdot 4.36$
h_{water}	$23369 / \frac{W}{m^2 k} \cdot 1$	$26144 / \frac{W}{m^2 k} \cdot 0.2$
ϵ	۰/۸۱	۰/۸۳
$T_{i,air}$	$^{\circ}C 110$	$^{\circ}C 110$
$T_{0,air}$	$^{\circ}C 41.15$	$^{\circ}C 39$
$W_{tot c}$	۶۷/۹ kW	۶۶/۸۳ kW
η	% ۴۱/۳	% ۴۲

[9] Alok Shukla, Narul Hassan Laskar, Ijlal Ahmad Riziv., Design od shell and tube heat exchanger , *International journal of research in aeronautical and mechanical engineering* , January pp. 1-23, 2016.

[10] Liu, Jiuyi, and Caifu Qian., Comparison of the fluid flow and heat transfer in shell-and-tube heat exchangers with different baffles and tubes: simulation and experimental studies. *Asia-Pacific Journal of Chemical Engineering* 11.6 , pp. 1051-1059., 2016.

[۱۱] توکلی م. و اکبری ت. و موسوی ا. و میرزایی م. و هاشم م. بررسی مبدل حرارتی لوله پوسته و تکنولوژی های بهبود انتقال حرارت. اولین کنفرانس بین المللی مهندسی مکانیک و هوا فضا. ۱۳۹۳.