



بهینه‌سازی مصرف انرژی در یک سامانه حرارتی هوشمند فرآوری مایعات غذایی به کمک الگوی طراحی سازه‌ای

سیده فریناز صارم نژاد نمینی^{۱*}، سید مهدی جعفری^۲

۱- دانشجوی کارشناسی ارشد مهندسی مواد و طراحی صنایع غذایی، دانشگاه علوم کشاورزی و منابع طبیعی گرگان،
saramnejad@yahoo.com

۲- استادیار گروه مهندسی مواد و طراحی صنایع غذایی، دانشگاه علوم کشاورزی و منابع طبیعی گرگان

چکیده

تبادلات حرارتی جزء مهمترین عملیات واحد در صنایع غذایی هستند. اما اغلب بهینه‌نبودن تجهیزات و عدم کنترل کافی شرایط- عملیاتی و در نتیجه فرآوری بیش از حد مواد غذایی، منجر به کاهش کیفیت محصول، افزایش مصرف انرژی و آلودگی محیط زیست می‌شود. در این پژوهش به منظور ارزیابی مصرف انرژی، یک سامانه حرارتی شامل چهاربخش اصلی مکانیکی، الکتریکی، دیجیتال و نرم‌افزاری طراحی و ساخته شد. مبدل حرارتی پوسته‌لوله بر اساس تئوری نوین سازه‌ای بهینه‌سازی شد. این مبدل تمام استیل و شامل ۱۳ عدد لوله گرمایی در هردیف به صورت آرایش مثلثی می‌باشد. برای بررسی پیوسته روند تغییرات دمایی سیال حرارتی و مایع- غذایی، چهار عدد سنسور PT۱۰۰ خطی-صنعتی در ورودی و خروجی مبدل تعبیه گردید. سرعت الکتروپمپ‌های سانتریفوژی استیل توسط اینورترهای برداری NV۰۰E کنترل شد. میزان مصرف انرژی الکتروپمپ‌ها و گرمکن سیال حرارتی با نصب کنترلر دیجیتالی رصد شد. برای مرتبط نمودن بخش‌های مختلف سامانه به یکدیگر، برنامه‌ای به زبان basic تدوین و با استفاده از compiler bascom به یک میکروکنترلر ATMEGA32A منتقل گردید. ارسال فرامین و تجزیه و تحلیل داده‌ها و نمودارهای حاصل در رایانه، توسط برنامه Visual studio صورت گرفت. نتایج ارزیابی‌ها نشان داد، با کنترل دقیق دما و زمان فرآیند از طریق نرم‌افزار تدوین- شده، علاوه بر دستیابی به محصولاتی با کیفیت بهتر، مصرف انرژی تا میزان $0/3 \text{ kWhL}^{-1}$ کاهش می‌یابد. نرخ انتقال حرارت مبدل- سازه‌ای به‌ازاء دبی 6 Lmin^{-1} آب گرم 80°C ، $1/9 \text{ kJ s}^{-1}$ محاسبه شد. در حالی که این مقدار در آزمایشات انجام شده $1/7 \text{ kJ s}^{-1}$ بود. مقایسه این دو عدد صحت محاسبات و کارایی مبدل سازه‌ای را تایید می‌کند. ضریب انتقال حرارت در مبدل‌های عادی حدود $\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ و در مبدل سازه‌ای $2600 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ می‌باشد، لذا هزینه لازم برای تامین سطح تبادل حرارتی کاهش می‌یابد. علاوه بر این هزینه‌های عملیاتی از جمله انرژی پمپاژ سیال نیز به حداقل می‌رسد. بدین ترتیب با استفاده از تئوری سازه‌ای هزینه‌های کلی حدود ۴۰-۵۰٪ کاهش می‌یابد.

واژه‌های کلیدی: اینورتر برداری، سنسور PT۱۰۰، کنترلر دیجیتالی، مبدل پوسته و لوله سازه‌ای، میکروکنترلر

مقدمه

مبدل حرارتی به منظور انتقال حرارت موثر بین دو سیال، کاربرد بسیار گسترده‌ای در صنایع مختلف، به ویژه صنایع غذایی دارد. بخش اعظم هزینه‌های تولید محصول در فرآیندهای تبادل حرارتی، مربوط به مصرف انرژی می‌باشد. به طوری که طبق گزارشات جهانی در سال ۲۰۱۱، ۳۰/۵۹ درصد انرژی در جهان، توسط صنایع مختلف مصرف شده و ۲۶ درصد از این انرژی حین تبدلات حرارتی از طریق سیالات داغ اتلاف شده است (Leong et al., 2012). از این رو مطالعات فراوانی در مورد طراحی موثر و کارآمد مبدل‌های حرارتی (Wu et al., 2007; Gupta and Das, 2007) توسط روش‌های متعددی از جمله روش عددی (Reppich and Zagermann, 1995)، نموداری (Muralikrishna and Shenoy, 2000)، پویا^۱ (Chaudhuri et al., 1997) و الگوریتم ژنتیک (Tayal et al., 1999) برای بهینه‌سازی مبدل‌های حرارتی پوسته و لوله صورت گرفته است. تمامی این روش‌ها با توجه به تابع هدف، سطح تبادل حرارتی، هزینه‌های کلی، افت فشار، محدودیت سرعت، معادلات انتقال حرارت، جریان سیال، قطر و تعداد لوله‌ها، تعداد بافل‌ها، ضخامت پوسته و... به کار رفته است (Khalifeh-Soltan et al., 2004).

تئوری سازه‌ای^۲ روشی جدید برای طراحی بهینه است که توسط پروفسور آدریان بژان^۳ ارائه داده شده است. این نظریه مفهوم دسترسی به جریان و حالت مطلوب یک سیستم، در رابطه با سیستم‌های جریان تعریف شده است. به عنوان مثال، زمانی که جریان سیال در لوله‌ها و کانال‌ها وجود دارد، افت فشار در مسیر کاهش می‌یابد و عناصر سیستم دسترسی بیشتری به جریان خواهند داشت. در یک سیستم که جریان در آن شار حرارتی بین سیال سرد و گرم است، دسترسی بیشتر جریان سرد به انرژی حرارتی جریان گرم، بیانگر بازده حرارتی بالاتر این سیستم خواهد بود. بنابراین، با کاهش مقاومت حرارتی، سیستم به حالت مطلوب نزدیک‌تر می‌شود. به عبارت دیگر، ضریب انتقال حرارت با استفاده از تئوری سازه‌ای افزایش می‌یابد. از این رو هزینه‌های سرمایه‌گذاری مورد نیاز برای تامین سطح تبادل حرارتی کاهش می‌یابد. علاوه بر این، هزینه‌های عملیاتی شامل انرژی لازم برای پمپاژ سیال جهت غلبه بر افت فشار ناشی از اصطکاک در این روش به حداقل می‌رسد.

تاکنون از این نظریه برای بهینه‌سازی سیستم‌های جریان در پدیده‌های طبیعی، فنی و مهندسی استفاده شده است. برخی از نمونه‌های کاربرد تئوری سازه‌ای در مهندسی و طراحی عبارتند از طراحی پره‌ها در نقاط خنک‌کننده تجهیزات (Bejan, 1997)، مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای (Arun-Prasad et al., 2005)، مبدل‌های حرارتی دیسکی (Wechsato et al., 2000)، و سلول‌های سوختی (Vargas et al., 2004).

نکته مهم در طراحی، ساخت و بهینه‌سازی دستگاه‌های تبادل حرارتی صنایع غذایی این است که این امر علاوه بر آشنایی و تسلط کامل بر محاسبات ترمودینامیکی، دینامیک سیالات، معادلات مربوط به انتقال حرارت، افت فشار و نیازهای انرژی، مستلزم آگاهی کافی از خواص حرارتی مواد غذایی (گرمای ویژه، هدایت حرارتی، نفوذ حرارتی و...) نیز می‌باشد (Rao and Patel, 2012).

¹ Evolutionary

² Constructal theory

³ Adrian Bejan



هم چنین باید توجه داشت که جابجایی و فرآوری مواد غذایی به علت ماهیت حساس آن‌ها باید به دقت و با حداقل آسیب کیفی انجام شود (Ismail and Karim, 2012).

از این رو به‌کارگیری روش‌های مرسوم به‌تنهایی ممکن است چندان نتواند باعث افزایش انتقال حرارت شود. علاوه بر این ساخت و به‌کارگیری این تجهیزات با مشکلات ویژه خود همراه است که باعث افزایش هزینه و قیمت تمام شده محصول می‌شوند. امروزه طراحی یک سیستم کارآمد کافی نیست بلکه چندین سیستم کارآمد باید طراحی شده و از بین آن‌ها موردی انتخاب شود که بتواند هدف خاص را کمینه یا بیشینه کند.

لذا هدف از انجام این پژوهش کاهش هزینه‌های مصرف انرژی و ساخت سامانه حرارتی از طریق بهینه‌سازی طراحی آن به روش سازه‌ای و ساخت بر اساس دانش فنی به روز و بومی در مقیاس نیمه صنعتی است که شرایط عملیاتی در آن به‌صورت هوشمند از طریق نرم‌افزار در رایانه قابل کنترل باشد و تغییرات دمایی و مصرف انرژی را لحظه به لحظه به صورت نموداری با دقت بالا نمایش دهد تا امکان بررسی و ارزیابی آن‌ها فراهم گردد. تغییرات دمایی و میزان مصرف انرژی به‌ترتیب با نصب سنسورهای PT۱۰۰ و کنتور دیجیتالی رصد می‌شود. جهت تسلط کامل بر عملکرد الکتروپمپ‌ها از اینورتر برداری NV۰۰E استفاده شده و میکروکنترلر به‌گونه‌ای برنامه‌ریزی گردید که عملکرد بخش‌های مکانیکی، الکتریکی و دیجیتال سامانه به‌صورت هماهنگ به‌یکدیگر مرتبط شود. به‌دلیل طراحی بومی این سامانه و کاربرد تئوری سازه‌ای هزینه ساخت، تعمیر و نگهداری آن پایین بوده، و با توجه به ویژگی‌های حساس مواد غذایی، کل دستگاه مطابق استاندارد و تماما از استیل ۳۱۶L ساخته شده و در کارخانجات صنایع غذایی به‌منظور ارتقاء بهره‌وری انرژی و نیز کیفیت محصولات نهایی قابل اجرا می‌باشد.

مواد و روش‌ها

مدل‌سازی و بهینه‌سازی طراحی سامانه

ابتدا انتقال حرارت در یک مبدل ساده، مدل‌سازی شده و پس از آن بهینه‌سازی انجام می‌گردد. سپس، نتایج حاصل به مبدل پوسته و لوله تعمیم داده می‌شود. دو لوله هم‌محور که سیال سرد و گرم در خلاف جهت یکدیگر به‌ترتیب در فضای بینابین و داخل لوله جریان دارند در نظر گرفته می‌شود. سرعت انتقال حرارت بین این دو سیال از رابطه ۱ به‌دست می‌آید.

$$Q = u \times A_i \times \Delta T \quad (1)$$

در این رابطه A_i سطح انتقال حرارت (سطح داخلی لوله‌ای به قطر داخلی d_i و طول L) و ΔT اختلاف دمای بین دو سیال می‌باشد. ضریب انتقال حرارت (u) مبدل، با استفاده از رابطه ۲ به‌دست می‌آید، که h_i و h_o در آن به ترتیب ضریب انتقال حرارت همرفت داخلی لوله و بین لوله‌ها است.

$$\frac{1}{u} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} \quad (2)$$

با استفاده از رابطه زیر h_i به‌دست می‌آید:



$$h_i = \frac{Nu_i \times k_i}{d_i} \quad (3)$$

به ترتیب Nu_i ، k_i و d_i عدد ناسلت، ضریب هدایت حرارتی و قطر داخلی لوله می‌باشند. عدد ناسلت طبق رابطه زیر محاسبه می‌گردد:

$$Nu_i = 0.023 \times Re_i^{0.8} \times Pr_i^{0.3} \quad (4)$$

به ترتیب Re_i و Pr_i اعداد رینولدز و پراتل داخل لوله هستند. با جایگذاری این اعداد در رابطه ۳ به عنوان پارامترهای فیزیکی لوله، خواهیم داشت:

$$h_i = \frac{b}{d_i^{1.8}} \quad (5)$$

که b عددی ثابت بوده و برابر است با:

$$b = (0.0697k_i \times Pr_i \times m_i^{0.8}) / \mu_i \times \rho_i = cte \quad (6)$$

به ترتیب m_i ، μ_i و ρ_i دبی جرمی، ویسکوزیته و دانسیته سیال درون لوله می‌باشند. بنابراین می‌توان نتیجه گرفت که با افزایش قطر داخلی (d_i)، ضریب انتقال حرارت همرفت داخلی (h_i) کاهش می‌یابد.

عدد ناسلت و ضریب انتقال حرارت همرفت در فضای بین لوله‌ها با استفاده از روابط ۷ و ۸ به دست می‌آید.

$$Nu_o = 0.364 \times Re_o^{0.55} \times Pr_o^{0.23} \quad (7)$$

$$h_o = \frac{Nu_o \times k_o}{d_h} \quad (8)$$

در این روابط d_h ، k_o ، Nu_o و Pr_o به ترتیب قطر هیدرولیکی، ضریب هدایت حرارتی، عدد ناسلت، عدد پراتل و عدد رینولدز می‌باشند. قطر هیدرولیکی برابر است با:

$$d_h = 1.25 \times d_i \quad (9)$$

با جایگذاری مقادیر این پارامترها در رابطه ۸ داریم:

$$h_o = \frac{q}{d_i^{0.55}} \quad (10)$$

که ثابت q برابر است با:

$$q = 0.364 \left(\frac{2\dot{m}_o}{(0.25 \times \pi \times \mu_o)} \right)^{0.55} \times Pr_o^{0.23} = cte \quad (11)$$

با جایگذاری روابط ۵ و ۱۰ در رابطه ۲:

$$U = \frac{h_i \times h_o}{h_i + h_o} A = \frac{\pi \times L \times q \times b}{q \times d_i^{1.8} + b \times d_i^{0.55}} \quad q, b = cte > 0 \quad (12)$$



از رابطه ۱۲ می‌توان نتیجه گرفت که با کاهش قطر، ضریب کلی انتقال حرارت افزایش می‌یابد. بنابراین، در طراحی بر اساس تئوری سازه‌ای برای دستیابی به بیشینه ضریب انتقال حرارت و کمترین مقاومت حرارتی، و در نتیجه افزایش دسترسی سیال سرد به شار حرارتی سیال گرم، باید قطر لوله داخلی کاهش یابد.

طبق معادله داریسی-ویسبیچ^۴، رابطه افت فشار در هر دو جریان با قطر لوله‌ها به شرح زیر می‌باشد:

$$\Delta p_i = v \times L \times d_i^{-3} \quad (13)$$

$$\Delta p_o = \lambda \times L \times d_h^{-3} \quad (14)$$

$$\Delta p_{total} = \Delta p_i + \Delta p_o \quad (15)$$

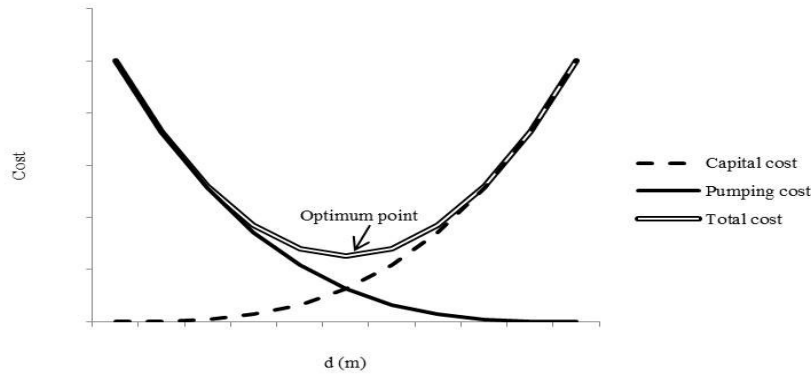
$$\Delta p_{total} = (v + \lambda)L \times d_h^{-3} \quad (16)$$

$$\Delta p_{total} = \xi \times L \times d_h^{-3}, \quad \xi = v + \lambda = cte > 0 \quad (17)$$

به ترتیب Δp_{total} ، Δp_i و Δp_o افت فشار کلی، افت فشار بین لوله‌ها و افت فشار در لوله داخلی می‌باشند. با مقایسه روابط به دست آمده می‌توان نتیجه گرفت که هر چند کاهش قطر لوله داخلی تاثیر چشمگیری بر افزایش ضریب کلی انتقال حرارت دارد، اما موجب افزایش افت فشار می‌گردد. از طرفی، با افزایش ضریب کلی انتقال حرارت، سطح انتقال حرارت و در نتیجه طول مبدل کاهش می‌یابد. کاهش طول مبدل به معنی کاهش افت فشار است. بنابراین باید معیار مناسبی جهت برآورد حالت بهینه انتخاب گردد.

هدف اصلی مدل‌سازی و بهینه‌سازی طراحی سامانه قبل از ساخت آن، کاهش هزینه‌های کلی است. هزینه‌های کلی شامل هزینه‌های ساخت و هزینه‌های عملیاتی از جمله پمپ کردن سیالات می‌باشد که جهت غلبه بر افت فشار در مبدل باید در نظر گرفته شود. همان‌طور که قبلاً هم اشاره شد کاهش هزینه‌های ساخت با کاهش قطر و کاهش هزینه‌های عملیاتی با افزایش قطر ممکن است. البته باید توجه داشت که کاهش طول مبدل نیز در کاهش این هزینه‌ها موثر است. ارتباط بین قطر مبدل با هزینه‌های عملیاتی و سرمایه‌گذاری و نقطه بهینه در شکل ۱ نمایش داده شده است.

⁴ Darcy-Weisbach equat



شکل ۱- ارتباط بین نقطه بهینه، هزینه‌های عملیاتی و سرمایه‌گذاری با تغییر قطر

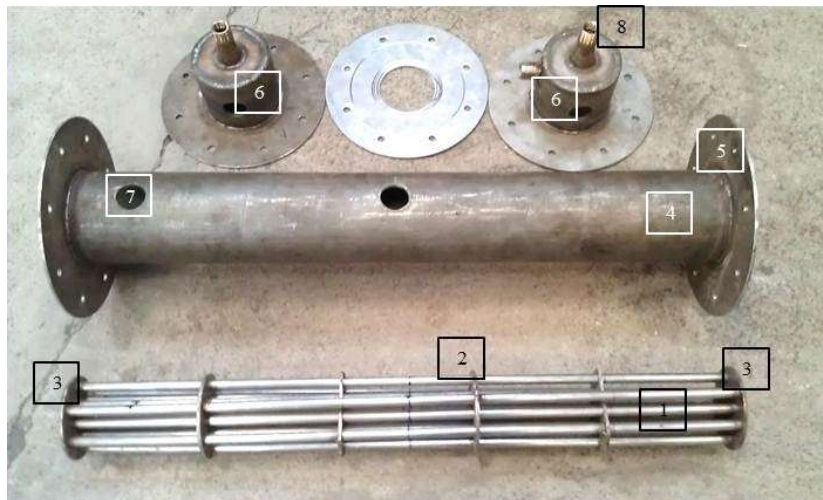
بدین ترتیب قبل از ساخت، بهترین ابعاد برای سامانه در مقیاس نیمه صنعتی هم به لحاظ مبدل و هم بخش انتقال سیال انتخاب شد که از نظر تامین نیازهای شرایط عملیاتی و هزینه‌ها، بهینه می‌باشد (جدول ۱).

جدول ۱- مقایسه پارامترهای مبدل‌های حرارتی سازه‌ای و متداول

نشانه	روش متداول	طراحی سازه‌ای
تعداد لوله‌های گرمایی	۱۶۰	۱۳
عدد رینولدز جریان داخل لوله‌ها	۳۶۴۰۰	۲۸۲۷/۰۸۴
عدد پرانتل جریان داخل لوله‌ها	۶/۲	۰/۰۱۵
ضریب انتقال حرارت همرفت جریان داخل لوله‌ها	h_i ($Wm^{-2}K^{-1}$)	۴۰۹۲/۵۶۴
قطر داخلی لوله‌های گرمایی	d_i (m)	۰/۰۱۶
طول لوله‌های گرمایی	L (m)	۰/۸
عدد رینولدز جریان خارج لوله‌ها	Re_o	۶۰۶۴۱
عدد پرانتل جریان خارج لوله‌ها	Pr_o	۰/۰۰۲
ضریب انتقال حرارت همرفت جریان خارج لوله‌ها	h_o ($Wm^{-2}K^{-1}$)	۱۹۶۴۹/۹۳۷
فاصله بافل‌ها	B (m)	۰/۳۰۴۸
قطر پوسته	D_s (m)	۰/۳۸۷
گام لوله‌های گرمایی	Pitch (m)	۰/۰۲۳
ضریب کلی انتقال حرارت	u ($Wm^{-2}K^{-1}$)	۲۶۱۵/۴۷۱
سطح تبادل حرارتی	A (m^2)	۴۶/۶

ساخت سامانه

اجزاء اصلی مبدل حرارتی پوسته و لوله در این سامانه شامل لوله‌ها و بافل‌ها (که باندل را تشکیل می‌دهند)، صفحات نگهدارنده، پوسته، فلنچ‌ها، ورودی و خروجی سیالات می‌باشد (شکل ۲). تمامی اجزاء با توجه به ماهیت حساس مواد غذایی از استیل ۳۱۶L ساخته شد.



شکل ۲- اجزاء مبدل حرارتی پوسته و لوله سامانه: (۱) لوله‌های بدون درز، (۲) بافل‌ها، (۳) صفحات نگهدارنده، (۴) پوسته بدون درز، (۵) فلنچ، (۶) محفظه سیال حرارتی (۷) ورودی و خروجی‌های سیالات و (۸) محل تعبیه سنسورها

برای آرایش لوله‌ها در باندل، نوع مثلثی به دلیل مزایای متعدد از جمله، ایجاد اغتشاش بیشتر در جریان و در نتیجه افزایش ضریب انتقال حرارت، انتخاب شد. همچنین برای نگهداری لوله‌ها و جلوگیری از لرزش آن‌ها از صفحات نگهدارنده هم قطر با پوسته استفاده گردید. علاوه بر این در طول باندل، بافل‌هایی در فواصل مشخص نسبت به یکدیگر، به منظور تغییر جهت جریان و افزایش نرخ انتقال حرارت قرار داده شد. بافل‌ها در واقع همان صفحات نگهدارنده‌ای هستند که جهت ایجاد جریان اغتشاشی به میزان ۲۵٪ برش داده شده و با زاویه ۱۸۰ درجه نسبت به هم به صورت یکی در میان قرار گرفتند. برای بررسی پروفایل دمایی سیالات، در نقاط مناسب از مبدل، سنسورهای PT۱۰۰ نصب گردید.

سایر بخش‌های سامانه از جمله لوله‌های حلقه جریان و مخازن سیالات نیز تماما از استیل ۳۱۶L ساخته شدند. کوتاه‌ترین مسیر ممکن با حداقل اتصالات برای لوله‌های حلقه جریان به منظور کاهش هزینه‌ها و افت فشار پیش بینی شد. تمامی قسمت‌های سامانه به منظور کاهش اتلاف حرارتی و هدر رفت انرژی با فوم آلومینیومی عایق‌کاری گردید.



به منظور تامین انرژی لازم و غلبه بر افت فشار از الکتروپمپ‌های سانتریفوژی استیل با توان ۱hp ساخت شرکت Western electric australia استفاده گردید. به منظور کاهش مصرف انرژی و کنترل بیشتر بر عملکرد این پمپ‌ها، اینورترهای برداری NV۰۰E ساخت شرکت Hyundai کره جنوبی به کار برده شد. همچنین برای رصد میزان مصرف انرژی سامانه یک کنترلر دیجیتالی EVAN۱۰۱۰ ساخت شرکت کنترل‌سازی ایران نصب شد. اجزای کلی سامانه در شکل ۳ نشان داده شده است.



شکل ۳- سامانه حرارتی هوشمند: (۱) مبدل حرارتی پوسته و لوله سازه‌ای، (۲) سنسورهای دمایی، (۳) مخزن مجهز به گرمکن سیال حرارتی، (۴) مخزن سیال سرد، (۵) الکتروپمپ سانتریفوژی استیل، (۶) اینورتر، (۷) کنترلر دیجیتالی و (۸) نرم‌افزار پایش سامانه

تدوین برنامه جهت کنترل و ارزیابی سامانه

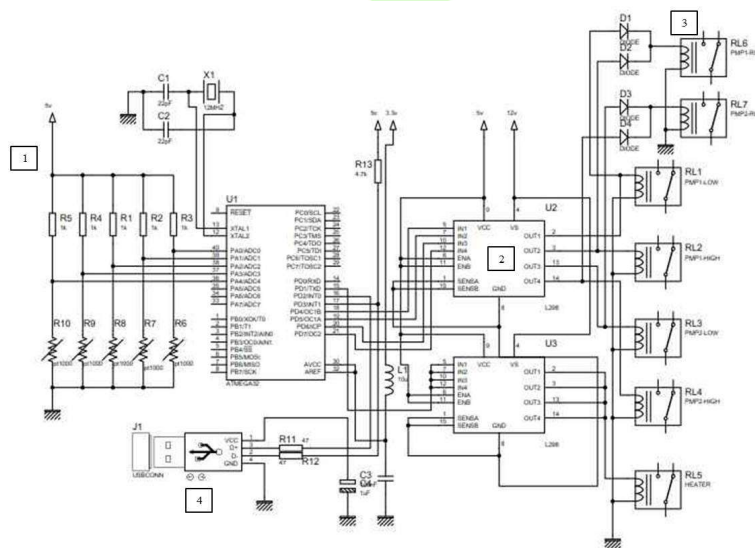
در این پژوهش برای مرتبط نمودن بخش‌های مختلف سامانه به یکدیگر و کنترل دقیق‌تر بر شرایط عملیاتی، برنامه‌ای به زبان basic نوشته شد. سپس این برنامه با استفاده از کامپایلر^۵ BASCOM-AVR 2.0.7.5 به یک میکروکنترلر

⁵ Compiler



ATMEGA32A ساخت شرکت ATMEL منتقل گردید. ارسال فرامین و تجزیه و تحلیل داده‌های حاصل در رایانه، توسط برنامه visual studio 2012 صورت گرفت.

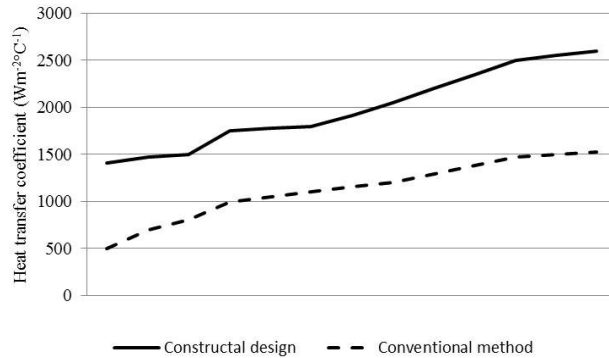
در مدارى که برای این پژوهش طراحی شده است، سنسورهای دمایی PT100 به ورودی‌های میکروکنترلر وصل می‌گردد. این کنترلر با فرکانس کاری ۱۲ مگاهرتز فعالیت خود را انجام می‌دهد و از طریق پورت USB با سیستم پایش دستگاه ارتباط برقرار می‌کند. جهت فرمان دادن به رله‌ها از خروجی جریان بالا L298 استفاده می‌گردد که از یکی از آن‌ها برای فرمان رله‌های مربوط به پمپ‌ها و از یکی دیگر برای فرمان به رله هیتر استفاده می‌شود (شکل ۴).



شکل ۴- مدار طراحی شده برای ارتباط بخش‌های مختلف سامانه: (۱) سنسورهای دمایی، (۲) IC رله اندازه، (۳) رله‌های پمپ‌ها و هیتر و (۴) پورت USB ارتباط با سیستم مانیتورینگ

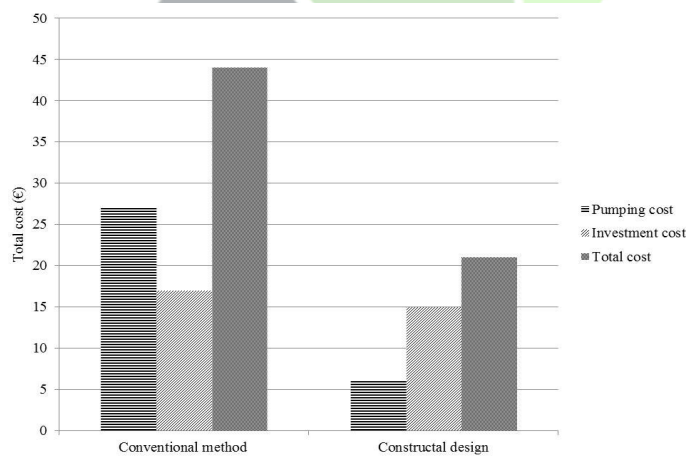
نتایج و بحث

کاهش دو برابری قطر لوله‌های گرمایی در مبدل حرارتی پوسته و لوله سازه‌ای نسبت به مبدل‌های متداول، تاثیر مطلوبی بر افزایش ضریب کلی انتقال حرارت گذاشت. به طوری که ضریب کلی انتقال حرارت مبدل سازه‌ای ۱/۷ برابر ضریب کلی انتقال حرارت مبدل‌های متداول شد (شکل ۵). به علاوه این افزایش ضریب کلی انتقال حرارت، سطح تبادل حرارتی را به مقدار قابل توجهی کاهش داد و در نتیجه طول مبدل نیز کاهش یافت. از طرف دیگر کاهش طول مبدل، منجر به کاهش افت فشار نیز گردید. داده‌های حاصل از طراحی بهینه مبدل حرارتی پوسته و لوله بر اساس تئوری سازه‌ای و مقایسه آن با مبدل طراحی شده به روش‌های متداول در جدول ۱ نشان داده شده است.



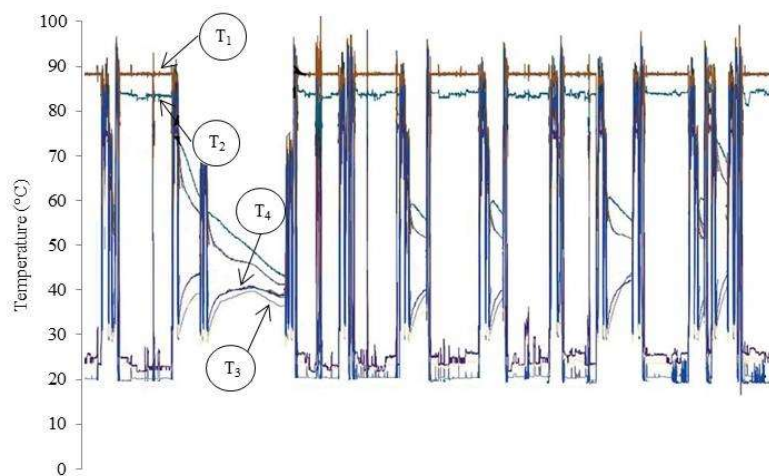
شکل ۵- مقایسه ضریب انتقال حرارت مبدل حرارتی پوسته و لوله سازه‌ای و مبدل طراحی شده توسط روش‌های متداول

با افزایش ضریب کلی انتقال حرارت مبدل سازه‌ای و در نتیجه کاهش سطح لازم برای تبادل حرارت در آن، هزینه‌های سرمایه‌گذاری مورد نیاز جهت تامین این سطح و ساخت مبدل نیز کاهش یافت. علاوه بر این به علت کاهش طول مبدل، هزینه‌های عملیاتی آن به ویژه انرژی لازم برای پمپ کردن سیالات به منظور غلبه بر افت فشار اصطکاکی نیز به حداقل رسید. هزینه‌های کلی مبدل حرارتی پوسته و لوله شامل هزینه‌های سرمایه‌گذاری و هزینه‌های عملیاتی می‌باشد که استفاده از تئوری سازه‌ای در بهینه‌سازی طراحی منجر به ۵۰ درصد کاهش در هزینه‌های کلی نسبت به روش‌های معمولی طراحی گردید (شکل ۶).



شکل ۶- مقایسه هزینه‌های سرمایه‌گذاری، عملیاتی و کلی مبدل حرارتی پوسته و لوله سازه‌ای و متداول

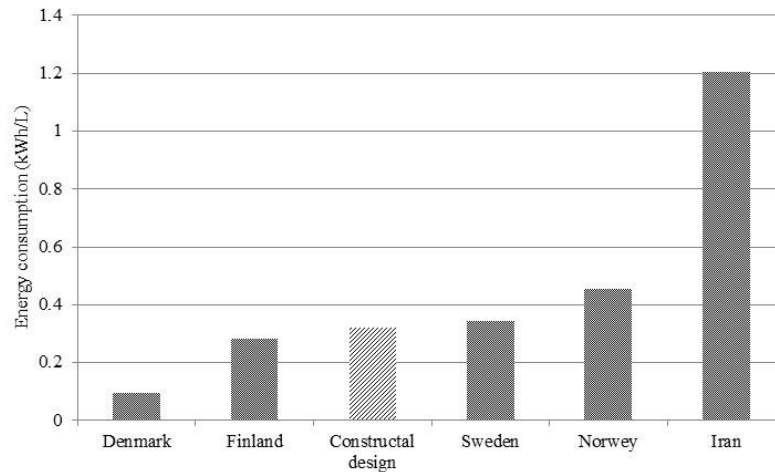
میزان انتقال حرارت به کمک تغییرات دمایی و سرعت جریان سیال محاسبه شد. برای دستیابی به پروفایل تغییرات دمایی، چهار عدد سنسور PT100 در ورودی‌ها و خروجی‌های سیال گرم و سرد تعبیه شد. سنسورها به‌طور لحظه‌ای تغییرات دما را ثبت کرده و داده‌ها به‌صورت نمودار از طریق نرم‌افزار حاصل گردید. شکل ۷ پروفایل تغییرات دمایی را در طول بازه زمانی مشخصی از کارکرد سامانه نشان می‌دهد. سرعت جریان سیال از طریق اینورترهای متصل به الکتروپمپ‌ها به دست آمد. طبق محاسبات، توانایی انتقال حرارت مبدل سازه‌ای به‌ازاء دبی 6 Lmin^{-1} آب گرم 80°C ، معادل $1/9 \text{ kJs}^{-1}$ شد. در آزمایش نرخ انتقال حرارت $1/7$ اندازه‌گیری شده بود. مقایسه این دو عدد صحت محاسبات و کارآمدی مبدل سازه‌ای را تایید نمود.



شکل ۷- پروفایل دمایی سیالات در مبدل حرارتی سازه‌ای طی چند مرحله عملیاتی متفاوت: (T₁) دمای سیال حرارتی

ورودی، (T₂) دمای سیال حرارتی خروجی، (T₃) دمای مایع غذایی ورودی و (T₄) دمای مایع غذایی خروجی

شاخص مصرف ویژه انرژی الکتریکی برای فرآوری حرارتی مایعات غذایی در کشورهای پیشرفته جهان، به طور متوسط در حدود $0/5$ کیلووات ساعت به ازاء یک لیتر محصول ورودی می‌باشد، درحالی‌که در ایران این شاخص، در حدود ۲ برابر و یا بیش از ۲ برابر مقدار فوق است (Neyestani et al., 2009). با توجه به اینکه بیش‌ترین درصد انرژی الکتریکی در این فرآیندها را پمپ‌ها مصرف می‌کنند، در یک دید کلی، بالا بودن شاخص مصرف انرژی الکتریکی در صنایع ایران را می‌توان ناشی از عملکرد نامناسب و راندمان پایین پمپ‌ها دانست. در این پژوهش با کنترل عملکرد الکتروپمپ‌ها توسط اینورتر و فراهم نمودن امکان عملکرد هر دو پمپ به‌طور مستقل از یکدیگر و تدوین برنامه به‌منظور ارسال فرامین در زمان‌های مشخص با توجه به شرایط عملیاتی فرآیند، مصرف انرژی به ازاء هر لیتر تا حدود $0/3$ کیلووات ساعت کاهش یافت (شکل ۸).



شکل ۸- مصرف انرژی الکتریکی در فرآوری حرارتی مایعات غذایی در کشورهای مختلف

نتیجه‌گیری

این سامانه توانایی کنترل دقیق فرآیند تبادل حرارتی و نمایش لحظه‌ای نمودارهای تغییرات دما و نیز مصرف انرژی را در رایانه برای شرایط عملیاتی مختلف، از طریق به‌کارگیری تجهیزات تمام دیجیتالی از جمله سنسورهای PT100، کنترلر دیجیتالی، اینورترها و... برنامه‌نویسی میکروکنترلر به زبان بیسیک و ارسال فرامین از طریق نرم‌افزار دارد.

ارتقاء بهره‌وری عملکرد و مصرف انرژی در این سامانه با بهینه‌سازی پارامترهای مهم و تاثیرگذار در طراحی، ساخت و کنترل انجام شد. بدین ترتیب با طراحی بهینه بر اساس تئوری سازه‌ای، کاهش قابل توجهی در هزینه‌های کلی حاصل گردید. سامانه کاملاً منطبق بر معیارهای صنایع غذایی و حساسیت‌های موجود در مورد مواد غذایی ساخته شد. همچنین کنترل دقیق و تسلط کامل بر شرایط فرآیند از جمله دما، زمان و سرعت جریان توسط تدوین برنامه نیز هزینه‌های عملیاتی را کاهش داد.

این در حالی است که در پژوهش‌هایی که توسط سایر محققین انجام گرفته‌بود، بهینه‌سازی تنها یک عامل آن هم در تجهیزات آماده بررسی شده‌بود. بدیهی است بهینه‌سازی یک فرآیند باید از ابتدای آن و از طراحی تجهیزات آغاز شده و به ترتیب تا پایان آن گام به گام به صورت فنی و علمی پیش رود و بررسی تنها یک عامل در این زمینه کافی نخواهد بود.

بررسی‌ها نشان داد تدابیر اتخاذ شده برای بهینه‌سازی سامانه در کاهش مصرف انرژی بسیار موثر بود. مقایسه مقادیر انتقال حرارت اندازه‌گیری شده با مقادیر محاسبه شده نیز کارآمدی مبدل‌سازه‌ای را تایید نمود. ضریب انتقال حرارت بالاتر این مبدل نسبت به مبدل‌های عادی، هزینه لازم برای تامین سطح تبادل حرارتی را کاهش داد. به علاوه با کاهش هزینه‌های عملیاتی از جمله انرژی موردنیاز جهت پمپ‌کردن سیال به‌منظور غلبه بر افت فشار اصطکاکی نیز هزینه‌های کلی به‌طور قابل توجهی کاهش یافت.

چنانچه این سامانه ساخته شده در کارخانجات صنایع غذایی تجاری سازی و اجرا گردد که تبادل حرارتی بخش اعظم فرآیندها را در آن شامل می‌شود، در مدیریت مصرف انرژی در شرایط مختلف عملیاتی و نیز برای محصولات متعدد و متنوع تاثیر به‌سزایی خواهد داشت.

منابع

- 1- Arun Prasad, V., T. Basak, S. Kumar, and D. Raja. September 2005. Heat transfer and fluid flow in constructal heat exchanger. Engineering Conferences International, Hoboken, NJ, USA.
- 2- Bejan, A. 1997. Constructal-theory network of conducting paths for cooling a heat generation. International Journal of Heat and Mass Transfer, 40: 799-816.
- 3- Chaudhuri, P.D., U.M. Diwekar, and J.S. Logsdon. 1997. An automated approach for the optimal design of heat exchangers. Industrial and Engineering Chemistry Research, 36: 3685-93.
- 4- Gupta, A., and S.K. Das. 2007. Second law analysis of cross flow heat exchanger in the presence of axial dispersion in one fluid. Energy, 32: 664-72.
- 5- Ismail, Z., and R. Karim. 2012. Consolidation of heat transfer coefficients of viscoelastic simulated food solutions in helical exchangers. Journal of Food Engineering, 108: 122-127
- 6- Khalifeh-Soltan, B., M., Saffar-Avval, and E. Damangir. 2004. Minimizing capital and operating costs of shell and tube condensers using optimum baffle spacing. Applied Thermal Engineering, 24: 2801-10.
- 7- Leong, K.Y., R. Saidur, T.M.I. Mahlia, and Y.H. Yau. 2012. Modeling of shell and tube heat recovery exchanger operated with nanofluid based coolants. International Journal of Heat and Mass Transfer 55: 808-816.
- 8- Muralikrishna, K., and U.V. Shenoy. 2000. Heat exchanger design targets for minimum area and cost. Transactions of The Institution of Chemical Engineers, 74(Part A):161-7.
- 9- Neyestani, N., A., Zakariazadeh, and sh. Jaded. 2009. Specific energy audits and benchmarking, in the dairy industry in Iran and solutions to its reducing. 7th national energy congress. Iran
- 10- Rao, R. V., and V. Patel. 2012. Multi-objective optimization of heat exchangers using a modified teaching-learning-based optimization algorithm. Applied Mathematical Modelling, 37: 1147-1162
- 11- Reppich, M., and S. Zagermann. 1995. A new design method for segmentally baffled heat exchangers. Computers and Chemical Engineering, 19: 137-42.
- 12- Tayal, M.C., Y., Fu, and U.M. Diwekar. 1999. Optimal design of heat exchangers: a genetic algorithm framework. Industrial and Engineering Chemistry Research, 38: 456-67.
- 13- Vargas, J.V.C., J.C., Ordonez, and A. Bejan. 2004. Constructal flow structure for a PEM fuel cell. International Journal of Heat and Mass Transfer, 47: 4177-93.
- 14- Wechsato, W., S., Lorente, and A. Bejan. 2000. Tree-shaped flow structures: are both thermal-resistance and flow-resistance minimisations necessary. International Journal of Exergy, 1(1).
- 15- Wu, S.Y., X.F., Yuan, Y.R. Li, and L. Xiao. 2007. Exergy transfer effectiveness on heat exchanger for finite pressure drop. Energy, 32: 2110-20.

Optimization of energy consumption in an intelligent heating system for the processing of food liquids based on constructal theory

S. Farinaz Saremnejad Namini^{1*} Seid Mahdi Jafari²

1- MSc Student, Department of Food Materials and Process Design Engineering, Agricultural Sciences and Natural Resources University of Gorgan, saramnejadf@yahoo.com

2- Assistant Professor, Department of Food Materials and Process Design Engineering, Agricultural Sciences and Natural Resources University of Gorgan

Abstract

Heating processes are one of the most widely used unit operations in the food industry. But in most cases the lack of efficient equipment and adequate control of operating conditions, leads to over processing and reduction of food quality, increase in energy consumption and environmental pollution. In this study, in order to evaluate the energy consumption, a heating system consisting four main parts: mechanical, electrical, digital and software were designed and built. Shell and tube heat exchanger was optimized based on a new theory. The heat exchanger equipped with 13 stainless steel tubes arranged in 5 rows of triangular pattern. PT100 inline temperature sensors were used for monitoring the heating fluid and liquid food temperature changes during the process. The operation of stainless steel centrifugal pumps was controlled by a N700E vector inverter. Energy consumption of pumps and heater was observed by installing a digital counter. To link together the various parts of the system, a program was written in basic language and then by using bascom compiler, this program was transferred to an ATMEGA32A microcontroller. Sending commands via computer and data analysis, was performed by visual studio applications. Our results showed that through accurate control of process temperature and time by the designed software, in addition to get better quality products, energy consumption was reduced to about 0.3. The heat transfer rate of 6Lmin⁻¹ hot water in constructal heat exchanger was calculated to be about 1.9 kJs⁻¹. While this parameter in conducted experiments was equal to 1.7 kJs⁻¹. Comparing these two data confirms computational accuracy and efficiency of the designed heat exchanger. The heat transfer coefficient of conventional and constructal design was 1400 Wm⁻²K⁻¹ and 2600Wm⁻²K⁻¹, respectively. This is why the cost for providing heat transfer area was reduced in this heat exchanger. In addition, operating costs including energy of fluids pumping was minimized too. Thus, using the constructal theory, overall cost could be reduced by 50-40%.

Keywords: digital counter, microcontroller, PT100 sensors, structural steel shell and tube heat exchanger, vector inverter