

ISITMA VE SOĞUTMA UYGULAMALARINDA KULLANILAN PLAKALI ISI EŞANJÖRLERİNİN DENEYSEL ANALİZİ

Arzu ŞENCAN^{1*}, Reşat SELBAŞ¹, Bayram KILIÇ²

¹ Süleyman Demirel Üniversitesi, Teknik Eğitim Fakültesi, Makine Eğitimi Bölümü, 32260, Isparta

² Mehmet Akif Ersoy Üniversitesi, Bucak Emin Gülmez Teknik Bilimler Meslek Yüksekokulu,
Otomotiv Teknolojisi Programı, Burdur

Özet

Bu çalışmada plakalı ısı eşanjörü kullanılan bir ısıtma-soğutma sistemi deneysel olarak tasarlanmış ve imal edilmiştir. Deneysel sistemdeki plakalı ısı eşanjörü, farklı sıcaklık ve debi değerlerinde analizlere tabi tutulmuştur. Tüm analizler dört farklı çalışma durumu için yapılmıştır. Farklı çalışma durumlarında eşanjörde dolaşan akışkanların optimum sıcaklıkları, debileri belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Plakalı ısı eşanjörü, Enerji, Isıtma, Soğutma.

EXPERIMENTAL ANALYSIS OF PLATE HEAT EXCHANGERS USED IN HEATING AND COOLING APPLICATIONS

Abstract

In this study, experimentally heating-cooling system used plate heat exchanger was designed and constructed. Analysis of experimental plate heat exchanger in the different temperature and flow rate values were carried out. All analysis was performed for four different operating conditions. Optimum temperature and flow rate of circulating fluids in the heat exchanger were determined for different operating conditions.

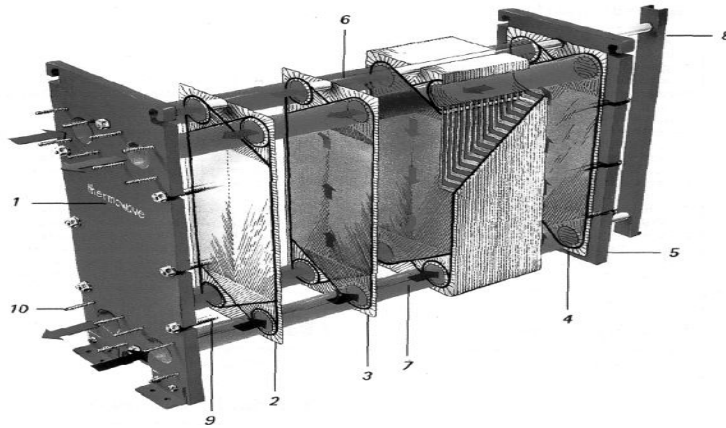
Keywords: Plate heat exchanger, Energy, Heating, Cooling

* E-posta: sencan@tef.sdu.edu.tr

1. Giriş

Isı eşanjörleri; termik santraller, kimya endüstrisi, ısıtma, iklimlendirme, soğutma işlemleri, taşıtlarda, elektronik cihazlarda, alternatif enerji kaynaklarının kullanımında, ısı depolanması vb. birçok uygulamada kullanılmaktadır. Çeşitli uygulamalarda kullanılan ısı eşanjörleri kullanım amaçlarına göre değişik konstrüksiyonlarda, kapasitelerde, boyutlarda ve tiplerde olabilmektedirler [1].

Bu çalışmada da kullanılan plakalı ısı eşanjörlerinde esas ısı geçişinin olduğu yüzeyler, genelde ince metal levhalardan yapılır. Bu metal yüzeyler düz veya dalgalı biçimde olabilirler. Plakalı ısı eşanjörleri; contalı plakalı, spiral plakalı ve lamelli olmak üzere üç grupta incelenebilirler. Isıtma, soğutma ve havalandırma uygulamaları, ihtiyaç duydukları yüksek verimliliğe, ekonomikliğe ve kompakt tasarıma plakalı ısı eşanjörleri sayesinde ulaşırlar. Borulu tip ısı değiştiricilerinin plakalı ısı eşanjörleri ile günden güne değiştirilmesiyle plakalı ısı eşanjörleri tüm sektörde hızlıca artan bir pazar payına sahip olmuştur. Çeşitli boyutlardaki ve malzemelerdeki plakaların geniş seçim aralığı, plakalı ısı eşanjörlerine üstün bir esneklik sağlar. Bu esneklik birçok termal proseste plakalı ısı eşanjörlerine büyük avantaj sağlar. Plakalı ısı eşanjörleri genellikle gövde-borulu tip ısı eşanjörlerine göre daha yüksek toplam ısı transfer katsayısına sahiptirler [1-3]. Şekil 1’de plakalı bir ısı eşanjörünün yapısı görülmektedir [4].



Şekil 1. Plakalı ısı eşanjörünün yapısı

1. Sabit baskı plakası – Ön gövde
2. Başlangıç plakası
3. Plaka
4. Son plaka
5. Hareketli baskı plakası – Arka gövde
6. Üst taşıma kolonu
7. Alt taşıma kolonu
8. Destek kolonu
9. Burulmaya karşı gergin vida koruması
10. Bağlantı

Isı eşanjöründe transfer edilen ısı miktarının düşmesi ısı eşanjörünün performansının düşmesine neden olur. Bu da ısı eşanjörü kullanan sistemde kapasite kaybı anlamına gelmektedir. Isı transferinin iyileştirilmesi, sistem boyutlarının uygun ölçülerde tutulmasına ve dolayısıyla sistem maliyetinin ve işletme giderlerinin azaltılmasına olanak sağlar.

Literatürde plakalı ısı eşanjörleri ile ilgili pek çok çalışma mevcuttur [5-15]. Bu çalışmada, plakalı ısı eşanjörü kullanılan bir ısıtma-soğutma sistemi deneysel olarak tasarlanarak imal edilmiş ve plakalı ısı eşanjörünün performans karakteristikleri incelenmiştir.

2. Deney ve Tartışma

2.1. Deneysel analiz

Deneysel çalışmanın amacı, plakalı ısı eşanjörü kullanılan bir ısıtma-soğutma sistemi imal etmek ve plakalı ısı eşanjörünün performans karakteristiklerini belirlemektir. Bu amaçla oluşturulan deney cihazı dört farklı çalışma durumu için tasarlanmıştır. Deney cihazı; ısıtma amaçlı kapalı sistem, ısıtma amaçlı açık sistem, soğutma amaçlı kapalı sistem ve soğutma amaçlı açık sistem olmak üzere dört farklı şekilde çalışabilmektedir. Kurulan deneysel sistem Şekil 2' de görülmektedir.



Şekil 2. Deney cihazı

Deneysel sistem ısıtma amaçlı çalıştığında; iki adet 4,5 kW gücünde ısıtıcılar vasıtasıyla sıcak su üretici kazanında ısıtılan su, bir pompa vasıtasıyla plakalı ısı eşanjörüne gönderilmektedir. Plakalı ısı eşanjöründe ısısını, sıcak su tankından gelen suya aktararak tekrar sıcaklığı azalmış olarak sıcak su üretici kazanına geri döner. Sıcak su tankından çıkan su yine bir başka pompa yardımıyla ısı eşanjörüne gönderilmektedir. Isı eşanjöründe sıcak su üretici kazanından gelen suyun ısısını alarak sıcaklığı artan su, tekrar sıcak su tankına geri dönmektedir. Plakalı ısı eşanjöründe sıcak akışkandan soğuk akışkana ısının aktarıldığı devre, primer devre; soğuk akışkanın sıcak akışkandan ısı aldığı devre ise sekonder devre olarak isimlendirilmiştir. Deneysel sistem soğutma amaçlı çalıştırıldığında; soğuk su tankındaki su, bir pompa vasıtasıyla soğutma sistemine ait ayrı bir plakalı ısı eşanjörüne gönderilir. Plakalı ısı eşanjörüne soğuk su tankından gelen suyun ısısı, ayrı bir kompresörlü soğutma grubunda dolaşan soğutucu akışkana aktarılır. Dolayısıyla plakalı eşanjörden soğumuş olarak çıkan su, tekrar soğuk su tankına döner. Eşanjörden çıkan suyun ısısını alarak ısınan soğutucu akışkan, tekrar kompresörlü soğutma grubuna gelir ve burada tekrar soğutulur.

Isıtma ve soğutma amaçlı olarak dizayn edilen deney düzeneğinde; sekonder devre olarak isimlendirilen yani soğuk akışkanın sıcak akışkandan ısı aldığı devrede; sistemde dolaşan akışkan çevrimini tamamladığında sıcak ya da soğuk su toplama tankına dönüyorsa kapalı sistem, çevrimini tamamlayan akışkan sıcak veya soğuk su toplama tankına dönmeyip dışarıya atılıyorsa açık sistem olarak adlandırılmıştır.

Deneysel sistemin ısıtma amaçlı ve kapalı sistem olarak çalıştırılması esnasında üç farklı debi kullanılmıştır. İlk deney 0,67 m³/h, ikinci deney 0,95 m³/h ve üçüncü deney 1,16 m³/h değerlerinde yapılmıştır. Deneysel sistemin ısıtma amaçlı ve açık sistem olarak çalıştırılması esnasında yine üç farklı debi kullanılmıştır. İlk deney 1,05 m³/h, ikinci deney 1,13 m³/h ve üçüncü deney 1,15 m³/h değerlerinde yapılmıştır.

Deneysel sistemin soğutma amaçlı ve kapalı sistem olarak çalıştırılması esnasında da üç farklı debi kullanılmıştır. İlk deney 0,94 m³/h, ikinci deney 1,37 m³/h ve üçüncü deney 1,73 m³/h değerlerinde yapılmıştır. Deneysel sistemin soğutma amaçlı ve açık sistem olarak çalıştırılması esnasında yine üç farklı debi kullanılmıştır. İlk deney 1,12 m³/h, ikinci deney 1,14 m³/h ve üçüncü deney 1,16 m³/h değerlerinde yapılmıştır. Isıtma amaçlı çalıştırılan deney

düzenindeki ısı eşanjörü, Şekil 3a, Şekil 3b ve Şekil 3c’de görüldüğü gibi 6 adet plakadan oluşan contalı plakalı ısı eşanjörü olarak tasarlanmıştır. Deneysel sistemde kullanılan plakalı ısı eşanjörü ters akımlıdır. Plakalı ısı eşanjörünün özellikleri Çizelge 1’de verilmiştir.

Çizelge 1. Plakalı ısı eşanjörünün özellikleri

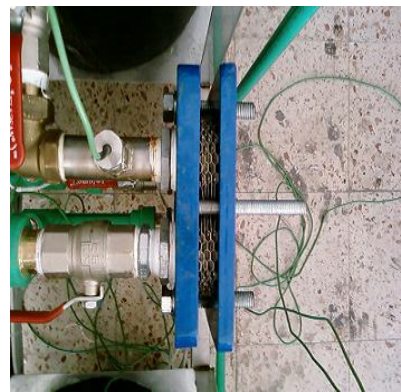
Plaka uzunluğu	0,48 m
Plaka genişliği	0,296 m
Toplam plaka sayısı	6
Isı transfer alanı	0,16 m ²
Plaka malzemesi	0,5 mm kalınlığında paslanmaz çelik (AISI 316)
Conta malzemesi	Etilen propil di metil (EPDM)
Dizayn sıcaklığı	100 °C
Dizayn basıncı	10 bar



Şekil 3a. Plakalı ısı eşanjörü



Şekil 3b. Plakalı ısı eşanjörü



Şekil 3c. Plakalı ısı eşanjörü

2.2. Yöntemler

Bir ısı eşanjöründeki ısı geçişi, sadece içindeki akışkanlar arasında olduğu, yani ortama bir ısı kaybının olmadığı kabul edilirse, aşağıdaki bağıntılarla yazılabilir [1,16,17]:

$$Q = K.A.\Delta_{tm} \quad (1)$$

Sıcak ve soğuk akışkanların soğuması ve ısınması esnasında verilen ve alınan ısılar, akışkanların kütleli debileri ile giriş ve çıkış entalpilerinin farkından bulunabilir ve aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$Q = \dot{m} (h_g - h_{ç}) \quad (2)$$

Isının alınması ve verilmesi durumunda akışkanların sıcaklıkları değişiyor ise, geçen ısı miktarı:

$$Q = \dot{m}_h \cdot c_{ph} (t_{hg} - t_{hç}) = \dot{m}_c \cdot c_{pc} (t_{cç} - t_{cg}) \quad (3)$$

şeklinde yazılabilir. Bu denklemde:

\dot{m}_h ve \dot{m}_c : Sırasıyla sıcak ve soğuk akışkanın kütleli debisi (kg/s)

c_{ph} ve c_{pc} : Sırasıyla sıcak ve soğuk akışkanın özgül ısısı (J/kgK)

t_{hg} ve $t_{hç}$: Sırasıyla sıcak akışkanın giriş ve çıkış sıcaklıkları (°C)

t_{cg} ve $t_{cç}$: Sırasıyla soğuk akışkanın giriş ve çıkış sıcaklıkları (°C)

Ortalama logaritmik sıcaklık farkı değeri, ısı eşanjöründe akışın türüne göre belirlenmektedir. Ortalama logaritmik sıcaklık farkı (Δt_m) aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (4)$$

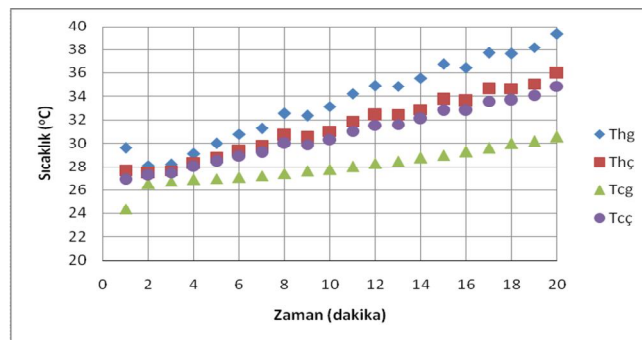
Son eşitlik Denklem (1)'e taşınırsa:

$$Q = \frac{K.A.(\Delta t_1 - \Delta t_2)}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (5)$$

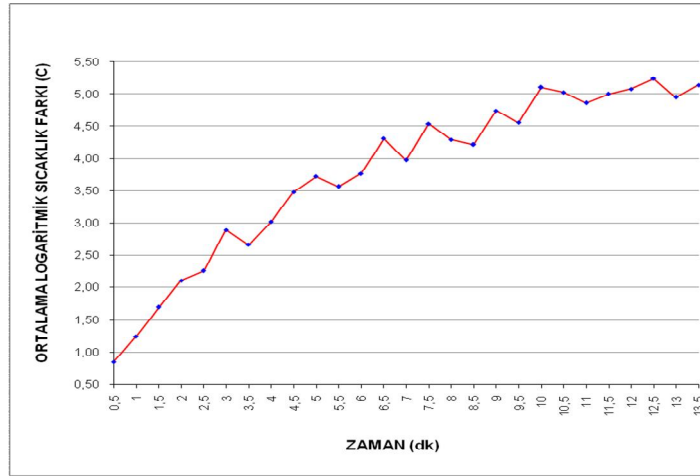
ifadesi elde edilir.

3. Bulgular ve Tartışma

Isıtma amaçlı ve kapalı sistem olarak çalışan deney düzeneğindeki plakalı ısı eşanjörüne giren ve eşanjörden çıkan sıcak ve soğuk su sıcaklıkları farklı zamanlarda ölçülmüş ve Şekil 4'de verilmiştir. Plakalı ısı eşanjöründe dolaşan akışkan debisi $0,67 \text{ m}^3/\text{h}$ olarak belirlenmiştir.



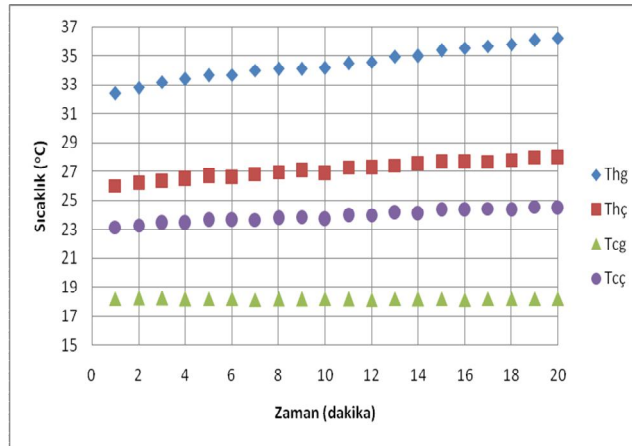
Şekil 4. Plakalı ısı eşanjörüne giren ve çıkan akışkan sıcaklıkları ($\dot{v}=0,67 \text{ m}^3/\text{h}$ için)



Şekil 5. Plakalı ısı eşanjöründe ortalama logaritmik sıcaklık farkı değişimi
($\dot{v} = 0,67 \text{ m}^3/\text{h}$ için)

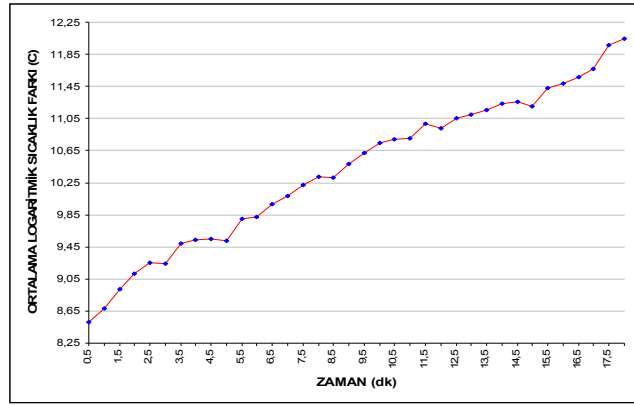
Isıtma amaçlı ve kapalı sistem olarak çalışan deney düzeneğindeki plakalı ısı eşanjöründe, eşanjöre giren ve çıkan sıcak ve soğuk suyun sıcaklıkları farklı zamanlarda ölçülerek ortalama logaritmik sıcaklık farkı değerleri hesaplanmış ve Şekil 5’de gösterilmiştir. Plakalı ısı eşanjörü ters akışlı olup yapılan ilk deneyde akışkan debisi $0,67 \text{ m}^3/\text{h}$ olarak belirlenmiştir.

Şekil 6’da ısıtma amaçlı ve açık sistem olarak çalışan deney düzeneğindeki plakalı ısı eşanjörüne giren ve eşanjörden çıkan su sıcaklıkları verilmiştir. Plakalı ısı eşanjöründe dolaşan akışkan debisi $1,05 \text{ m}^3/\text{h}$ olarak belirlenmiştir.



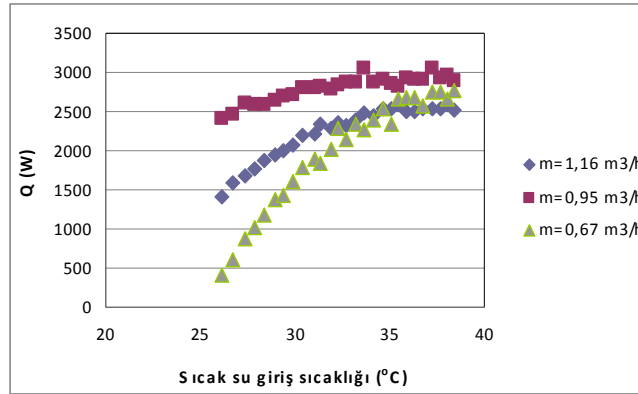
Şekil 6. Plakalı ısı eşanjörüne giren ve çıkan akışkan sıcaklıkları
($\dot{v} = 1,05 \text{ m}^3/\text{h}$ için)

Isıtma amaçlı ve açık sistem olarak çalışan deney düzeneğindeki plakalı ısı eşanjöründe, eşanjöre giren ve çıkan sıcak ve soğuk suyun sıcaklıkları farklı zamanlarda ölçülerek ortalama logaritmik sıcaklık farkı değerleri hesaplanmış ve Şekil 7’de gösterilmiştir. Plakalı ısı eşanjörü ters akışlı olup yapılan ilk deneyde akışkan debisi $1,05 \text{ m}^3/\text{h}$ olarak belirlenmiştir.



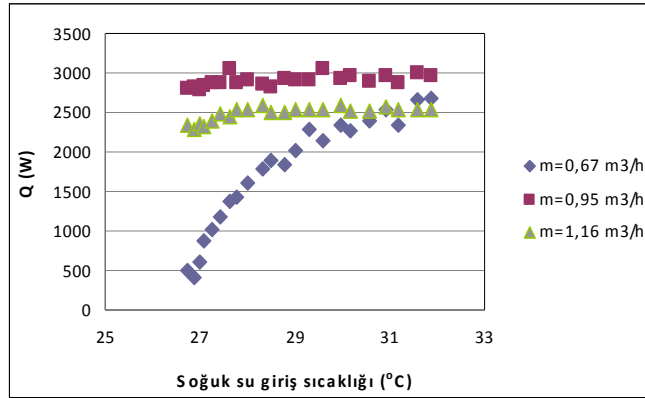
Şekil 7. Plakalı ısı eşanjöründe ortalama logaritmik sıcaklık farkı değişimi
($v=1,05 \text{ m}^3/\text{h}$ için)

Şekil 8’de, ısıtma amaçlı ve kapalı sistem olarak çalışan deney düzeneğindeki plakalı ısı eşanjörüne farklı debilerde giren sıcak su değerinin değişimine bağlı olarak eşanjördeki ısı transfer miktarı değerleri görülmektedir. Sıcak su giriş sıcaklığının artmasıyla her üç debi değerinde de ısı transferi miktarının yaklaşık 35°C değerine kadar arttığı, daha sonraki sıcak su giriş sıcaklıklarında ise sabit kaldığı görülmektedir. Ayrıca plakalı ısı eşanjörüne giren debi miktarı $0,67 \text{ m}^3/\text{h}$ ’den $0,95 \text{ m}^3/\text{h}$ ’e çıkarıldığında beklendiği gibi ısı transferi miktarının yükseldiği görülmektedir. Fakat plakalı ısı eşanjörüne giren debi miktarı $1,16 \text{ m}^3/\text{h}$ ’e çıkarıldığında ısı transferi miktarının azaldığı görülmektedir. Bu durumda plakalı eşanjör boyutunun, bu debi miktarı için yetersiz olduğu anlaşılmıştır.



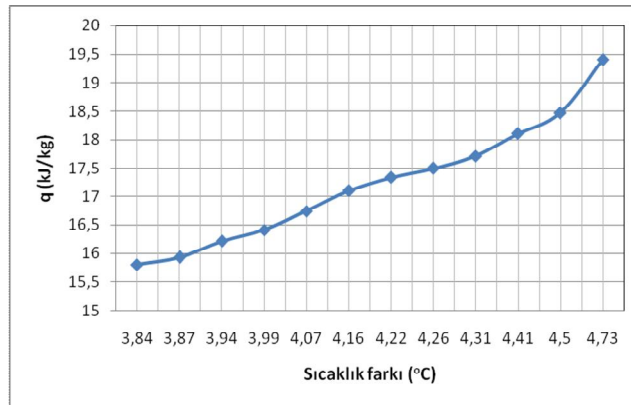
Şekil 8. Farklı debi değerlerinde sıcak su giriş sıcaklığıyla ısı transfer miktarının değişimi

Şekil 9’da, ısıtma amaçlı ve kapalı sistem olarak çalışan deney düzeneğindeki plakalı ısı eşanjörüne farklı debilerde giren soğuk su değerinin değişimine bağlı olarak eşanjördeki ısı transfer miktarı değerleri görülmektedir. Yapılan deneysel çalışmada $0,67 \text{ m}^3/\text{h}$ miktarındaki debi değeri için, soğuk su giriş sıcaklığının artmasıyla ısı transfer miktarının arttığı görülmüştür. Daha sonraki debi değerlerinde ise ısı transfer miktarının, soğuk su giriş sıcaklığının artmasıyla fazla bir değişim göstermediği görülmüştür. Plakalı ısı eşanjörüne giren debi miktarı $0,67 \text{ m}^3/\text{h}$ ’den $0,95 \text{ m}^3/\text{h}$ ’e çıkarıldığında beklendiği gibi ısı transferi miktarının yükseldiği görülmektedir. Fakat plakalı ısı eşanjörüne giren debi miktarı $1,16 \text{ m}^3/\text{h}$ ’e çıkarıldığında ısı transferi miktarının azaldığı görülmektedir. Bu durumda plakalı eşanjör boyutunun, bu debi miktarı için yetersiz olduğu anlaşılmıştır.

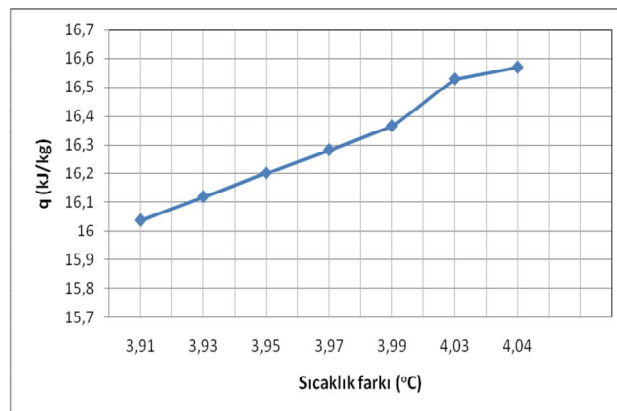


Şekil 9. Farklı debi değerlerinde soğuk su giriş sıcaklığıyla ısı transfer miktarının değişimi

Şekil 10'da soğutma amaçlı ve kapalı sistem olarak çalışan deney düzeneğindeki plakalı ısı eşanjöründeki ısı transferi miktarı, eşanjöre giren ve soğumuş olarak çıkan su sıcaklıkları arasındaki fark değerlerine bağlı olarak verilmiştir. Plakalı eşanjöre giren ve çıkan su sıcaklıkları arasındaki farkın artması, plakalı eşanjörde suyun daha fazla soğutulduğu anlamına gelmektedir. Şekil 10'dan görüldüğü gibi sıcaklık farkının artmasıyla ısı transfer miktarı artmaktadır.



Şekil 10. Sıcaklık farkı değerlerine bağlı olarak ısı transferi miktarı (soğutma amaçlı ve kapalı sistem)



Şekil 11. Sıcaklık farkı değerlerine bağlı olarak ısı transferi miktarı (soğutma amaçlı ve açık sistem)

Soğutma amaçlı ve açık sistem olarak çalıştırılan deney düzeneğindeki plakalı ısı eşanjörüne giren ve soğumuş olarak çıkan akışkan sıcaklıkları arasındaki fark değerlerine bağlı olarak, ısı transferi miktarı değişimleri Şekil 11’de verilmiştir. Plakalı ısı eşanjörüne giriş ve çıkış su sıcaklıkları arasındaki farkın artmasıyla transfer edilen ısı miktarı değerlerinin arttığı görülmektedir.

4. Sonuçlar

Bu çalışmada plakalı ısı eşanjörü kullanılan bir ısıtma-soğutma sistemi deneysel olarak tasarlanmış ve imal edilmiştir. Deneysel sistemdeki plakalı ısı eşanjörü, farklı sıcaklık ve debi değerlerinde analizlere tabi tutulmuştur. Deneysel analizlerde plakalı ısı eşanjöründe sıcak ve soğuk akışkanlar arasındaki ısı transferi miktarı, akışkanın debi değerinin ve sıcak su giriş sıcaklığının artmasıyla artmaktadır. Fakat debi miktarının optimum bir değerden fazla artırılması durumunda eşanjörde ısı transfer miktarının azaldığı görülmüştür. Bu durumda eşanjör boyutunun yetersiz kaldığı anlaşılmakta ve bu yüzden de eşanjör boyutunun artırılması gerekmektedir. Bu sebeple çeşitli uygulamalarda kullanılan plakalı ısı eşanjörlerinde maksimum performans değerlerine ulaşabilmek için en uygun debi, sıcaklık ve eşanjör boyutunun belirlenmesi gerekmektedir. Örneğin yapılan analizde, ısıtma amaçlı ve kapalı sistem olarak çalışan deney düzeneğindeki 0,16 m² ısı transfer alanına sahip plakalı ısı eşanjöründe optimum çalışma şartları, sıcak su giriş sıcaklığı 35°C, debi değeri ise 0,95 m³/h olarak belirlenmiştir.

Yapılan deneysel çalışmada 0,67 m³/h miktarındaki debi değeri için, eşanjöre soğuk su giriş sıcaklığının artmasıyla ısı transfer miktarının arttığı görülmüştür. Daha sonraki debi değerlerinde ise ısı transfer miktarının, soğuk su giriş sıcaklığının artmasıyla fazla bir değişim göstermediği görülmüştür. Ayrıca yine plakalı ısı eşanjörüne giren debi miktarı 0,67 m³/h’den 0,95 m³/h’e çıkarıldığında beklendiği gibi ısı transferi miktarının yükseldiği görülmektedir. Fakat plakalı ısı eşanjörüne giren debi miktarı 1,16 m³/h’e çıkarıldığında ısı transferi miktarının azaldığı görülmektedir. Bu durumda plakalı eşanjör boyutunun, bu debi miktarı için yetersiz olduğu anlaşılmıştır.

Plakalı ısı eşanjörlerinin kullanıldığı kimya, petrokimya endüstrileri, termik santraller, ısıtma, soğutma, ve iklimlendirme vb. tesislerde enerji verimliliğinin artırılması ve dolayısıyla enerji ekonomisine katkı sağlanabilmesi için ısı eşanjörlerin optimum çalışma şartlarının tespit edilmesi büyük önem taşımaktadır.

TEŞEKKÜR

Bu çalışma, 107M004 nolu proje kapsamında TÜBİTAK Hızlı Destek Programı tarafından desteklenmiştir. Yazarlar mali destek imkanlarından dolayı, TÜBİTAK Kurumu’na teşekkür eder.

Kaynaklar

- [1] O. Genceli, “Isı Değiştiricileri” *Birsan Yayınevi*, İstanbul, (1999).
- [2] J. A. W. Gut, J. M. Pinto, “Optimal Configuration Desing for Plate Heat Exchangers”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47, 4833-4848 (2004).
- [3] D. Chuanshan, L. Jun, “Optimum Design and Running of PHEs in Geothermal District Heating”, *Heat Transfer Engineering*, 20(4), 52-61 (1999).
- [4] M., Reppich, “Use of High Performance Plate Heat Exchangers in Chemical and Process Industries”, *Int. J. Therm. Sci.*, 38, 999–1008 (1999).
- [5] A., Carezzato, M. R., Alcantara, J. T., Romero, C. C.Tadini, J. A. W. Gut, “Non-Newtonian Heat Transfer on a Plate Heat Exchanger with Generalized Configurations”, *Chemical Engineering Technology*, 30, 21-26 (2007).
- [6] M., Flamensbeck, F., Summerer, P., Riesch, F., Ziegler, G., Alefeld, “A Cost Effective Absorption Chiller with Plate Heat Exchangers Using Water and Hydroxides”, *Applied Thermal Engineering*, 18(6), 413-425 (1998).
- [7] A., Franco, N., Giannini, “Optimum Thermal Desing of Modular Compact Heat Exchangers Structure for Heat Recovery Steam Generators”, *Applied Thermal Engineering*, 25, 1293-1313 (2004).
- [8] H., Iwai, K., Tatsumi, K., Suziki, “Effect of the Plate Thermal Resistance on the Heat Transfer Performance of a Corrugated Thin Plate Heat Exchanger”, *Heat Transfer-Asian Research*, 35, 209-223 (2006).
- [9] A. G., Kanaris, A. A., Mouza, S. V., Paras, “Flow and Heat Transfer Prediction in a Corrugated Plate Heat Exchanger Using a CFD Code”, *Chemical Engineering Technology*, 29, 923-930 (2006).

- [10] J., Zhu, W., Zhang, “Optimization Desing of Plate Heat Exchangers for Geothermal District Heating Systems”, *Geothermics*, 33, 337-347 (2003).
- [11] Z., Jegla, P., Stehlik, J., Kohoutek, “Alternative Approach in Optimization of Plate Type Heat Exchangers”, *Heat Transfer Engineering*, 25(5), 6–15 (2004).
- [12] A., Unuvar, S., Kargici, “An approach for the optimum design of heat exchangers”, *Int. J. Energy Res.*, 28, 1379–1392 (2004).
- [13] J., Li, Y.Wen, A. Zhou, K.,Zhang, “An experimental and numerical investigation of flow patterns in the entrance of plate-fin heat exchanger”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49, 1667–1678 (2006).
- [14] A., Franco, N., Giannini, “Optimum thermal design of modular compact heat exchangers structure for heat recovery steam generators”, *Applied Thermal Engineering*, 25, 1293–1313 (2005).
- [15] R. T., Oğulata, F., Doba, T., Yılmaz, “Second-Law and Experimental Analysis of a Cross-Flow Heat Exchanger”, *Heat Transfer Engineering*, 20(2), 20-27 (1999).
- [16] H. Yüncü, S. Kakaç, “Temel Isı Transferi” *Bilim Yayıncılık*, Ankara, (1999).
- [17] F. P. Incropera, D. P. DeWitt, “Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri” *Literatür Yayıncılık*, İstanbul, (2004).