
PLAKA, GÖVDE-BORU VE MİNYATÜR BORU TİP İSİ EŞANJÖRLERİNİN TEKNİK VE EKONOMİK AÇIDAN KARŞILAŞTIRILMASI

*Ahmet Serhan CANBOLAT**

*Burak TÜRKAN**

*Akın Burak ETEMOĞLU**

*Muhiddin CAN**

*Atakan AVCI**

Alınma: 05.02.2015; düzeltme:15.07.2016; kabul: 29.08.2016

Öz: Mühendislik uygulamalarının en önemli ve en çok karşılaşılan işlemlerinden biri farklı sıcaklıklardaki iki veya daha fazla akışkan arasındaki ısı geçişinin ısı eşanjörleri ile sağlanmasıdır. Isı değiştiricileri hacim ısıtılmasında, iklimlendirme tesislerinde, termik santrallerde, atık ısının geri kazanılmasında ve kimyasal işlemlerde oldukça geniş bir uygulama alanı bulmaktadır. Bu çalışmada, aynı ısı kapasite, aynı sıcak - soğuk giriş ve çıkış sıcaklıkları ile aynı sıcak ve soğuk su debileri için (üç tip) sırası ile plaka, gövde boru ve çoklu mini borulu tipi ısı eşanjörleri teknik ve ekonomik açıdan karşılaştırıldı. Değerlendirme kistası olarak maliyeti göz önüne aldığımızda çoklu mini boru tipli ısı eşanjörünün diğer tip eşanjörlere göre uzun vadede en ekonomik seçenek olduğu sonucuna varılmıştır. Buna rağmen eşanjörün kullanım alanına bağlı olarak daha farklı tercihler de yapılabilir.

Anahtar Kelimeler: Eşanjör, plaka tipi, gövde-boru tipi, çoklu mini borulu

Technical and Economical Comparison of Plate, Shell and Tube and Miniature Pipe Type Heat Exchangers

Abstract: Heat exchangers are devices which facilitate the exchange of heat between two fluids that are different temperatures in engineering applications. Heat exchangers are commonly used in practice in a wide range of applications such as space heating and air conditioning, power production, waste heat recovery and chemical processing engineering. In this study, plate, shell and tube and multiple mini-tube type heat exchangers for the same heat capacity, with the same hot and cold water inlet and outlet temperatures and the same hot and cold water mass flow rates are compared with the technical and economical point of view respectively. When the evaluation criteria is cost; multiple mini tube type heat exchanger is the most economic choice in comparison the other exchangers in long term. However, due to the different usage areas, different choices may be done.

Key Words:. Heat Exchanger, plate type, shell and tube type, multiple mini-tube type

* Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Görükle, 16059 Bursa.
İletişim Yazarı: A.S. Canbolat (ascanbolat@uludag.edu.tr)

1. GİRİŞ

Yaklaşık çeyrek asırdan fazla bir zamandır ısı eşanjörlerinin önemi, enerji tasarrufu, dönüşüm, geri kazanma ve yeni enerji kaynaklarının başarılı bir şekilde uygulanması konusunda son derece artmıştı. Isıl, hava, su kirliliği ve atık ısı gibi çevresel sorunların çözümünde de eşanjörler önemli bir yer tutmaktadır. Ayrıca ısı eşanjörleri proses, gıda ve hijyenik uygulamalar, güç üretimi, ulaşım, klima ve soğutma, kriyojenik soğutma, ısı geri kazancı, alternatif yakıtlar ve üretim endüstrisindeki birçok endüstriyel ürünlerde anahtar bileşenlerdendir (Ramash ve ark., 2003).

Endüstride ve ürünlerinde çok çeşitli ısı eşanjörleri kullanılır. Isı eşanjörlerinde genellikle dışarıdan ısı ve iş etkileşimi yoktur. Uygulamalarda konstrüksiyon yönünden en çok kullanılan eşanjör tipleri gövde-boru ve kanatlı tip eşanjörlerdir. Diğer taraftan belirli ısı geçiş miktarları için eşanjörlerin küçüklüğü ve üretim kolaylığı önemlidir. Örneğin; hareket halindeki sistemlerde (otomobil, uçak, uzay aracı vs.) kullanılan eşanjörlerin hacim ve ağırlık yönünden minimuma indirgenmesi tasarıma etki eden en önemli faktördür.

Birçok önemli mühendislik uygulama alanları olduğundan, ısı eşanjörleri üzerinde yapılan araştırmaların oldukça uzun bir geçmişi vardır. Diğer taraftan ısı eşanjörleri ile ilgili çalışmalar birçok araştırmacı tarafından tasarım ve performanslarının iyileştirme ve optimizasyonu için devam etmektedir. Özel ısı geçiş yüzeyleri üzerinde çalışılarak özellikle ısı geçişinin artırılması konusu tüm yapılan çalışmaların temelini oluşturmaktadır (Incropera, 2001).

Endüstriyel atık akışkanlardan bir eşanjör kullanarak ısı geri kazanımı, çevre kirliliğine etkileri, enerji veriminin artırılması ve mevcut enerji kayıplarının önlenmesi veya en aza indirgenmesi, dolayısıyla ekonomik kalkınma ve sosyal refah seviyesine etkisi incelenmiştir (Etemoğlu ve ark., 2006).

Potansiyel ısı geri kazanımında özellikle tekstil endüstrisi boya işlemlerinde enerji ve ekserji analizleri ile ekonomik kâr artışlarının efektif çalışma şartları tespit edildi. Sistem performans parametrelerinin değişiminin birinci ve ikinci termodinamik kanunları esas alınarak uygun matematik model geliştirildi (Pulat, 2009).

Bir eşanjörün tasarımında dikkat edilmesi gereken en önemli nokta, tasarlanacak eşanjörün çalışabileceği en zor servis şartlarını tespit edersek, bu şartlara en iyi uyum sağlayan eşanjör tipini seçerek istenen standartlara uygun boyutlandırılması ve üretimini sağlamaktır (Kayansayan, 1983).

Plaka tipi ısı eşanjörleri yaygın olarak kullanılmaktadır. Çünkü aynı ısıl kapasite için daha az yer kaplamakta ve daha yüksek toplam ısı transfer katsayısına sahip olmaktadır. Son zamanlarda, karbon nanoboru tip ısı eşanjörleri özellikle gaz depolama cihazlarında, toksik gaz sensörlerinde, güçlü ve hafif kompozitlerde ve elektronik nano cihazlarda gün geçtikçe yaygın bir şekilde kullanılmaya başlanmıştır (Terrones, 2003).

Açık kalp ameliyatı, ameliyattan önce hastanın kanının soğutulduğu, ameliyattan sonra ise tekrar ısıtıldığı hipotermik koşullarda (metabolik ve oksijen ihtiyacını düşürerek) yapılmak zorundadır. Bu işlem için mümkün olan en küçük tip ısı değiştiricileri kullanılmaktadır. (Incropera, 2001).

Nanometrelerle ölçülen çapları, mikron seviyesindeki uzunlukları ve saf karbonlarla neredeyse aynı özellikleri göstermeleriyle, karbon nano tüpler de bu konuya bir yenilik getirmişlerdir. 1991 yılında keşfedilen karbon nano tüpler, çelikten 100 kat daha iyi olan çekme mukavemetleri, yüksek ısı iletkenlik katsayıları, bakırla neredeyse aynı olan elektrik iletkenlikleriyle bilim adamlarının ve mühendislerin ilgisini çekmiştir. Karbon nano tüplerle çalışmanın en büyük sıkıntısı ise saf karbon nano tüp üretiminin aşırı pahalı olmasıdır. (Adedeji ve ark., 2007).

Bu çalışmada; contalı plakalı, gövde-boru ve çoklu mini borulu ısı eşanjörlerinin teknik ve ekonomik açıdan karşılaştırılması yapılmış ve optimizasyon işlemi sonucunda optimum boyutlandırma elde edilmiştir.

2. ISIL ANALİZ

Isı eşanjörleri sürekli halde çalışırlar. Potansiyel ve kinetik enerjiler akışkanların entalpilerine göre çok daha küçüktür. Bu terimler ihmal edilebilir. Ayrıca, ısı değiştiricinin dış yüzeyi çevreye ısı kaybı olmayacak şekilde mükemmel yalıtılmış olarak kabul edilebilir ve ısı transferi sadece iki akışkan arasında gerçekleşir. Nanoteknolojik ısı yalıtım teknolojileri ile ısı üretim verimleri en üst seviyeye çıkarılmalıdır. Bu durumda Termodinamiğin Birinci Kanunu aşağıdaki şekilde yazılabilir;

$$Q = \dot{m}_h c_{ph} (T_{h1} - T_{h2}) = \dot{m}_c c_{pc} (T_{c2} - T_{c1}) \quad (1)$$

Bu denklemden; \dot{m}_h ve \dot{m}_c sırası ile sıcak ve soğuk akışkanın kütleli debisi (kg/sn), c_{ph} ve c_{pc} sırası ile sıcak ve soğuk akışkanın özgül ısı (J/kgK), T_{h1} ve T_{h2} sıcak akışkanın giriş ve çıkış sıcaklıkları (°C), T_{c1} ve T_{c2} soğuk akışkanın giriş ve çıkış sıcaklıkları (°C) Eşanjörün toplam ısı transferi boyunca ısı transfer hızı;

$$Q = UA_s \Delta T_m F$$

(2)

olarak Newton'un Soğuma Kanununa benzer şekilde de ifade edilebilir, burada U toplam ısı transfer katsayısı, A_s toplam ısı transfer alanı ve ΔT_m iki akışkan arasındaki uygun ortalama sıcaklık farkı, F ise düzeltme faktörüdür. Burada toplam yüzey alanı A_s , ısı değiştiricinin boyutlarının kullanılmasıyla tam olarak bulunabilir. Ancak toplam ısı transfer katsayısı U ve iki akışkan arasındaki logaritmik sıcaklık farkı ΔT_m nin değıştikleri göz önüne alınarak tanımlanmıştır.

Isı eşanjörü içindeki ile ısı eşanjörüne kadar olan boru veya kanal kısmındaki basınç kayıpları ayrı ayrı bulunduktan sonra, hepsinin toplam hesaplanarak, sistem içindeki sıcak ve soğuk akışkanları hareket ettirebilmek için gerekli pompa gücü aşağıdaki bağıntı ile hesaplanır:

$$P = \frac{\dot{m} \sum (\Delta P)_T}{\rho \eta} \quad (3)$$

Burada; pompa gücü (W) P, akışkanın kütleli debisi (kg/s) \dot{m} , sistemdeki toplam basınç kaybı (Pa) $\sum (\Delta P)_T$, akışkanın ortalama sıcaklığının yoğunluğu (kg/m³) ρ , pompanın verimi η ile gösterilmektedir.

Teknik ve ekonomik açıdan yaklaşıldığında, tüm ısı eşanjörlerinde, ısı transferi ve basınç düşümü arasında çok hassas bir denge söz konusudur. Aynı ısı kapasite tasarımı yapılacak eşanjöründe, akışkan hızlarının artırılması, ısı taşınım katsayısını dolayısıyla toplam ısı transfer katsayısını artırır, daha küçük ve hafif ısı geçiş yüzeyli (kompakt) ve daha düşük yatırım masraflı ısı eşanjörlerine imkân sağlar (Genceli, 1999). Akışkanların basınç düşüşleri ve kütleli debinin en aza indirilmesi dolayısıyla akışkan hızlarının düşürülmesi ile ısı değiştiricisinin işletme maliyetini en aza indirilmesi ancak ısı değiştiricisinin boyutunu ve ilk yatırım maliyetini en yüksek seviyeye yükseltir. Pratik bir kural olarak, kütleli debinin iki kata

çıkarılması ilk yatırım maliyetini yarı yarıya azaltır fakat pompalama veya fan gücünü yaklaşık sekiz kat artırır (Çengel, 2011).

Sonuç olarak; hem basınç düşüşü hem de aşınma (ömür), boru titreşimleri ve gürültüden sakınmak için akışkanlarda düşük hızların seçilmesi uygun olacaktır (Çengel, 2011).

Burada belirtilen özellikle maliyet konusundaki hususlar; bütçe kısıtlamaları ve paranın amaç olmadığı işlevselliğinin amaç olduğu yerlerdeki özel durumlarda, örneğin uydularda ve nükleer santraller gibi işlevselliğin önemli olduğu durumlarda geçerli değildir. Normal olarak ısı eşanjörü ne kadar küçük ve hafif ise tercih sebebidir. Bu durum boyut ve ağırlık özellikleri sınırlı olan otomotiv ve uydu endüstrisinde önem arz eder. Servis kolaylığı, emniyet, güvenilirlik ve düşük bakım maliyeti gibi faktörler ısı eşanjörünün seçiminde önemli rol oynarlar (Çengel, 2011).

2.1. Hesaplamalarda Kullanılan Veriler

Sıcak su girişi: $T_{1g}=90^{\circ}\text{C}$

Soğuk su girişi: $T_{2g}=10^{\circ}\text{C}$

Soğuk su çıkışı: $T_{2ç}=50^{\circ}\text{C}$

Sıcak su debisi: $m_1=15 \text{ kg/sn}$

Soğuk su debisi: $m_2=10 \text{ kg/sn}$

Eşanjörde kullanılan boru malzemesi: Çelik

Eşanjörde kullanılan boruların iç çapı: 19 mm

Eşanjörde kullanılan boruların dış çapı: 25 mm

Isı eşanjörlerinin ısı hesaplamalarında yapılan kabuller;

- 1.Sürekli rejim şartları geçerlidir.
- 2.Isı eşanjörü çevreye ısı kaybı ihmal edilecek kadar iyi yalıtılmıştır.
- 3.Isı eşanjörünün içinde ayrıca bir ısı üretici yoktur.
- 4.Herbir akışkanın ısı ve fiziksel özellikleri sabit alınmıştır.
- 5.Toplam ısı transfer katsayısı ve kirlenme faktörleri sabit ve üniformadır.
- 6.Akışkan akımlarının kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilmiştir.

2.2. Sıcak ve Soğuk Akışkan Özellikleri

Soğuk akışkanın aldığı ısı sıcak akışkanın verdiği ısıya eşit olduğundan soğuk akışkan için verilen özellikler (1) nolu denklemde yerine yazılırsa soğuk akışkanın aldığı ısı yaklaşık olarak 1671348 W bulunur. Soğuk akışkanın çıkış sıcaklığı $T_{1ç}=65^{\circ}\text{C}$ kabul edildi ve özgül ısı $c_p=4195 \text{ J/kgK}$ olarak okundu. Buna göre ısı kapasite hesaplandı ve $T_{2ç}=63.43^{\circ}\text{C}$ olarak bulundu.

Tablo 1. Soğuk akışkanın özellikleri

T_g	$T_ç$	m	P	ρ	c_p	μ	v	k	Pr
10 $^{\circ}\text{C}$	50 $^{\circ}\text{C}$	10 kg/sn	4275.03 Pa	995.74 kg/m ³	4178.37 J/kgK	0.8e-3 Pas	0.804e-6 m ² /sn	0.6174 W/mK	5.42 -

Tablo 2. Sıcak akışkanın özellikleri

T_g	$T_ç$	m	P	ρ	c_p	μ	v	k	Pr
90 $^{\circ}\text{C}$	63.43 $^{\circ}\text{C}$	15 kg/sn	41630 Pa	973.7 kg/m ³	4195 J/kgK	0.365e-3 Pas	0.375e-6 m ² /sn	0.668 W/mK	2.3 -

2.3. Gövde Boru Tipi Eşanjör Hesabı



Şekil 1:
Gövde Boru Tipi Eşanjör

Gövde boru tipi ısı eşanjörü tasarımında akışkanların verilen özellikleri kullanılarak aşağıdaki yol izlenmiştir.

Boru içinden su akışı için;

Düzeltilme faktörü gövde boru tipi ve iki geçişli eşanjörde $P=0,5$ ve $R=0,66$ için $F \cong 0,92$ bulunur (Çengel, 2011). Eşanjörde kullanılan borular çelik olup iç çap 19 mm dış çap 25 mm olarak alınmıştır. Boru içindeki su hızının $U_m=1$ m/sn' yi geçmemesi istenmektedir. Gerek gövdenin gerekse boruların çap ve sayılarının tespitinde bunlar içinde akan akışkanın hızları önem arz etmektedir. Hızın büyük olması toplam ısı transfer katsayısını artırır ve daha kompakt ısı eşanjörü tasarımına imkân verir. Ancak basınç kayıplarının artması pompa veya fan gücünün artmasına sebep olur, diğer taraftan yüksek hızlar yüzey cidarlarında kirlenmeyi önler buna karşılık titreşim, erozyon ve kavitasyon oluşabilir (Genceli, 1999).

Isı geçişi ile basınç düşümü arasında fiziksel ve ekonomik bir bağlantı vardır. Isı kapasitesi sabit tutulduğunda ısı taşınım katsayısı akışkan hızının artması ile artar ve geçiş yüzeyi daha düşük eşanjöre olanak sağlar. Bu sayede daha ucuza kompakt ısı değiştiricisi tasarlanabilir. Akışkanın hızının artması ile basınç kayıpları artar bu durum ise pompa veya fan gücünü artırdığından dolayı yatırım masrafları artar. Bu sebeple ısı geçişi ile basınç düşümü birlikte düşünülerek en optimum çözüm bulunmalıdır (Genceli, 1999).

$$\text{Reynold sayısı} \quad \text{Re} = \frac{\rho U_m D_i}{\mu} \quad (4)$$

$$\text{Nusselt sayısı} \quad \text{Nu} = \frac{h_i D_i}{k} = 0.023 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.4} \quad (5)$$

Buradan $h_i=6551,6$ W/m²K bulunur.

$$\text{Boru sayısı} \quad N = \frac{m_2}{\rho A U_m} \quad (6)$$

Toplam boru sayısı eşanjörün 2 geçişli olması istenildiğinden 54 olarak hesaplanır.

$$\text{Eşanjör yüzey alanı} \quad A_s = \frac{Q}{U \Delta T_m F} \quad (7)$$

$$\text{Eşanjör boru boyu} \quad L = \frac{A_s}{N\pi D_d} \quad (8)$$

Eşanjörün alanı 34 m² bulunur ve toplam ısı geçiş katsayısı 1150 W/m²K kabulü yapılarak boru boyu yaklaşık olarak 7,8 m bulunur. Gövde-boru tipi eşanjörlerde kullanılan boru boyları piyasada satılan boru boylarının alt ve üst kesirleri olacak şekilde seçilmesi, imalatta fire vermeme açısından oldukça önemlidir (Genceli, 1999).

Logaritmik ortalama sıcaklık farkı 46.396 °C olarak bulunur. Boru tarafı su hızı 1 m/s seçilmiştir. Bu bulunan değerler (7) nolu denklemde yerine yazılarak yüzey alanı A_s hesaplanmıştır. Boru eksenleri arasında 1.25d₀=32 mm olması durumunda üçgen boru dizilişi için boru demeti çapı (9) nolu denklemde 292 mm olarak bulunur.

$$D_{demet} = d_o (n_t / C)^{1/n} \quad (9)$$

Bu denklemlerdeki değerler;

$$C = 0,249$$

$$n = 2,207$$

$$d_0 = 32 / 1,25 = 25,6 \text{ mm}$$

$$n_t = 54$$

şeklinde alınmıştır (Genceli, 1999).

Tablo 3. Gövde Boru Tipi Eşanjör Verileri

Eşanjör Alanı	Eşanjör Boyu	Boru Sayısı	Boru Dış Çapı	Boru Demeti Çapı
A _s =34m ²	L=7,8m	n _t =54	d ₀ =25,6mm	D _{demet} =292mm

Buradan bulunan değere göre TS 1966'dan, 350 mm gövde anma çaplı, 2 geçişli, boruların eşkenar üçgen diziliş olarak yerleştirildiği ısı değiştiricisi seçimi uygundur.

Şaşırtma levhaları arası mesafe e=350 mm t₁=32 mm kabul edilsin. Tasarımda borular üçgen dizilişte yerleştirilecektir.

Gövdeden akan akışkan için;

$$\text{Eşdeğer çap} \quad d_e = 1.10 / d_o (t_1^2 - 0.917 d_o^2) \quad (10)$$

$$\text{Gövde ekvatorundaki serbest geçiş kesiti} \quad A_f = (t_1 - d_o) e D_G / t_1 \quad (11)$$

$$\text{Gövde tarafındaki hız} \quad U_G = m / \rho_1 A_f \quad (12)$$

$$\text{Reynolds sayısı} \quad \text{Re} = \frac{U_G d_e}{\nu} \quad (13)$$

$$\text{Nusselt sayısı} \quad Nu = \frac{h_d d_e}{k} = j_{h,k} \text{Re Pr}^{1/3} (\mu / \mu_o)^{0.14} \quad (14)$$

(Genceli, 1999)

Şaşırtma levhasının kesmesinin değeri %35 olduğu kabulü ile $j_{h,k}=3 \times 10^{-3}$ olarak bulunur. Gövde tarafındaki taşınım katsayısı değeri yaklaşık olarak $h_d \approx 2266 \text{ W/m}^2\text{K}$ olarak bulunur.

Toplam ısı transfer katsayısı silindirik dış yüzeyine göre (14) nolu denklem yardımı ile hesaplanır.

$$\frac{1}{U_d} = \frac{1}{h_i} \frac{A_d}{A_i} + R_{f1} + \frac{\ln(r_2 / r_1)}{2\pi L k_1} A_d + R_{f2} + \frac{1}{h_d} \quad (15)$$

Değerler verilen (15) nolu denklemde yerine yazılırsa $U \approx 11415 \text{ W/m}^2\text{K}$ olarak bulunur. Bu değer bizim başta kabul ettiğimiz değere çok yakın çıktığından dolayı tekrar hesaplamaların yapılmasına gerek yoktur.

2.3.1. Gövde-Boru Isı Eşanjöründe Basınç Kaybı Hesabı

a) Boru Tarafındaki Basınç Kaybı

Isı değiştiricileri içindeki akış eş sıcaklıkta değildir, dolayısıyla basınç kaybında ısı ve fiziksel özelliklerin sıcaklıkla değişimi göz önüne alınması gerekir. Düz boru kayıpları ve yerel kayıplar göz önüne alındığında, boru iç tarafındaki toplam basınç kaybı için

$$\Delta P_t = N \left[f \frac{L}{d_i} \left(\frac{\mu}{\mu_0} \right)^{-m} + 2,5 \right] \frac{\rho u_m^2}{2} \quad (16)$$

yazılabilir (Genceli, 1999).

%1 C'lu çelik borular için $\varepsilon = 0,0015$ alınmıştır. Boyutsuz büyüklük;

$\varepsilon' = \varepsilon/d_i = 0,0015/19 \approx 7,9 \times 10^{-4}$ ve $\text{Re} = 50685$ için Moody diyagramından; $f \approx 0,024$ bulunur.

$$\Delta P_t = 2 \left[0,024 \frac{7,8}{0,019} \left(\frac{0,800}{0,528} \right)^{-0,14} + 2,5 \right] \frac{973 \times 1^2}{2}$$

$$\Delta P_t = 11477,3 \text{ Pa} \approx 11,4 \text{ kPa}$$

b) Kern Yöntemi ile Gövde Tarafındaki Basınç Kaybı Hesabı

$\text{Re} = 12606$ ve şaşırtma levhasının kesmesinin %35 olduğu kabulü ile $J_{h,k} \approx 35 \times 10^{-2}$ bulunur (Genceli, 1999).

$$\Delta P_{gövde} = 8 J_{h,k} \frac{D_G}{d_e} \frac{L}{e} \frac{\rho u_m^2}{2} \left(\frac{\mu}{\mu_0} \right)^{-0,14} \quad (17)$$

$$\Delta P_{gövde,kern} = 8x0,04 \frac{350x10^{-3}}{18,1x10^{-3}} \frac{7,8}{0,35} \frac{995x0,56^2}{2} \left(\frac{365}{528}\right)^{-0,14}$$

$$\Delta P_{gövde,kern} = 22655,9 \text{ Pa} \approx 22,6 \text{ kPa bulunur.}$$

2.4. Contalı Plakalı Eşanjör Hesabı



Şekil 2:
Contalı Plakalı Eşanjör

Contalı plakalı eşanjör hesabında, gövde boru tipi eşanjör hesabında kullanılan sıcak ve soğuk akışkanın özellikleri Tablo.1 ve Tablo.2 de verildiği gibi alınmıştır.

Tablo 4. Eşanjör levhası verileri

Levha yüksekliği	Levha genişliği	Çelik levha kalınlığı	Levhalar arası uzaklık	Hidrolik çap	Bir levha ısıtma alanı	Çelik levhanın ısı iletim katsayısı
L=0.7m	a=0.25m	δ=0.7 mm	b=3mm	D _h =2b=6mm	A ₁ =aL=0.4m ²	k _ç =54W/mK

Sıcak akışkan tarafındaki hesaplamalar;

$$\text{Akışkanın hızı} \quad u_1 = \frac{m_1}{n_1 \rho_1 ab} \quad (18)$$

$$\text{Reynolds sayısı} \quad \text{Re}_1 = \frac{u_1 d_h}{(\mu_1 / \rho_1)} \quad (19)$$

$$\text{Nusselt sayısı} \quad \text{Nu}_2 = 0.2 \text{Re}^{0.67} \text{Pr}^{0.4} (\mu / \mu_o)^{0.1} \quad (20)$$

$$\text{Isı taşınım katsayısı} \quad h_1 = \frac{\text{Nu}_1 k_1}{d_h} \quad (21)$$

Bir geçişteki levha sayısı 15 kabul edilerek hesaplamalar yapıldığında taşınım katsayısı yaklaşık olarak $h_1 = 24254 \text{ W/m}^2\text{K}$ olarak bulunur.

Soğuk akışkan tarafındaki hesaplamalar;

$$\text{Akışkan hızı} \quad u_2 = \frac{m_2}{n_2 \rho_2 ab} \quad (22)$$

$$\text{Reynolds sayısı} \quad \text{Re}_2 = \frac{u_2 d_h}{(\mu_2 / \rho_2)} \quad (23)$$

$$\text{Nusselt sayısı} \quad \text{Nu}_2 = 0.2 \text{Re}^{0.67} \text{Pr}^{0.4} (\mu / \mu_o)^{0.1} \quad (24)$$

$$\text{Isı taşınım katsayısı} \quad h_2 = \frac{\text{Nu}_2 k_2}{d_h} \quad (25)$$

(Kakaç, 2012)

Akış türbülanslı olarak hesaplamalar yapılarak taşınım katsayısı $h_2 = 15612,24 \text{ W/m}^2\text{K}$ olarak bulunur. Toplam ısı transfer katsayısını bulmak için (26) nolu denklem kullanılarak $U = 4491.989 \text{ W/m}^2\text{K}$ olarak bulunur.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_1} + R_{f1} + \frac{\delta_1}{k_1} + \frac{\delta_2}{k_2} + \frac{\delta_3}{k_3} + R_{f2} + \frac{1}{h_2} \quad (26)$$

Contalı plakalı eşanjörün boyutlarının hesabı;

$$\text{Toplam ısıtma yüzey alanı} \quad Q = UA\Delta T \ln \quad (27)$$

$$\text{Bir geçişteki ısıtma yüzeyi} \quad A_{geçiş} = n_1 A_1 (\text{bir geçişteki alan}) \quad (28)$$

$$\text{Toplam geçiş sayısı} \quad n_2 = A / A_{geçiş} \quad (29)$$

Toplam ısıtma yüzeyi 8 m^2 , toplam geçiş sayısı 3 ve uzunluğu $0,7 \text{ m}$ olarak bulunur.

2.4.1. Plakalı Eşanjörde Basınç Kaybı Hesabı

Sıcak taraftaki akış için sürtünme katsayısı;

$$f_{sic} = 1,22 / \text{Re}^{0,252} = 1,22 / 21928^{0,252} = 0,098$$

Sıcak taraftaki bir geçişteki basınç kaybı;

$$\Delta P_{sic} = f_{sic} (L / d_h) (\rho_1 / u_{m1}^2) / 2 \quad (30)$$

$$\Delta P_{sic} = 0,098(0,70 / 0,006)(9737 / 1,37^2) / 2 = 10447,42 \text{ Pa} \text{ olarak bulunur.}$$

Sıcak taraftaki toplam basınç kaybı ise;

$$\sum \Delta P_{sic} = n_2 \Delta P_{sic} = 6 \times 10447,42 = 62684,52 Pa \text{ olarak bulunur.}$$

Benzer şekilde;

Soğuk taraftaki akış için sürtünme katsayısı;

$$F_{soğ} = 1,22 / Re^{0,252} = 1,22 / 6811,35^{0,252} = 0,130$$

Soğuk taraftaki bir geçişteki basınç kaybı;

$$\Delta P_{soğ} = f_{soğ} (L / d_h) (\rho_2 / u_{m2}^2) / 2 \quad (31)$$

$$\Delta P_{soğ} = 0,130 (0,70 / 0,006) (995,74 / 0,913^2) / 2 = 6294,3 Pa$$

Soğuk taraftaki toplam basınç kaybı ise;

$$\sum \Delta P_{soğ} = n_2 \Delta P_{soğ}$$

(Kakaç, 2012)

$$\sum \Delta P_{soğ} = n_2 \Delta P_{soğ} = 6 \times 6294,3 = 37765,8 Pa \text{ olarak bulunur.}$$

2.5. Çoklu mini borulu Isı Eşanjörü

Çoklu mini borulu ısı eşanjörü hesabında da, gövde boru tipi ve contalı plakalı eşanjör hesabında kullanılan sıcak ve soğuk akışkanın özellikleri Tablo.1 ve Tablo.2 de verildiği gibi alınmıştır. Şaşırtma levhaları arası mesafe $e=50$ mm, $t_1=9$ mm eşdeğer çap $d_e=8,8$ mm, boru iç çapı 6 mm ve serbest geçiş kesiti $A_s=0.005$ m² kabulü ile hesaplar yapılmıştır (Genceli, 1999).

Soğuk akışkan (gövde) tarafındaki hesaplamalar;

$$\text{Akışkan hızı} \quad U_{soğ} = \dot{m}_{soğ} / \rho_{soğ} A_{soğ} \quad (32)$$

$$\text{Reynolds sayısı} \quad Re = \frac{U_{soğ} d_e}{\nu} \quad (33)$$

$$\text{Nusselt sayısı} \quad Nu = j_{h,K} Re Pr^{1/3} (\mu / \mu_o)^{0.14} \quad (34)$$

$$\text{Taşınım katsayısı} \quad h_d = \frac{Nu k}{d_e} \quad (35)$$

(Genceli, 1999)

Şaşırtma levhası kesmesini %35 kabul ile $j_{h,K}=3,5 \times 10^{-3}$ alınarak taşınım katsayısı $h_d=9016$ W/m²K olarak bulundu.

Sıcak akışkan (boru içi) tarafındaki hesaplamalar;

$$\text{Boru sayısı} \quad n = \frac{\dot{m}_{sic}}{\rho_{sic} A_{sic} U_{sic}} \quad (36)$$

$$\text{Reynolds sayısı} \quad \text{Re} = \frac{U_{sic} d_h}{\nu} \quad (37)$$

$$\text{Nusselt sayısı} \quad Nu = 0.023 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.4} \quad (38)$$

$$\text{Taşınım katsayısı} \quad h_i = \frac{Nu k}{d_h} \quad (39)$$

Toplam boru sayısı 545 olarak bulunan eşanjörün boru içerisindeki akışkanın ısı taşınım katsayısı $h_i = 8247 \text{ W/m}^2\text{K}$ olarak bulunur. (2) ve (6) nolu denklemler kullanılarak eşanjör boyu 0,68 m olarak bulunur. Sıcak ve soğuk akışkan tarafındaki ısı taşınım katsayıları hesaplandıktan sonra gerekli kabuller yapıldığında toplam ısı transfer katsayısı $U = 4295 \text{ W/m}^2\text{K}$ olarak bulunur.

2.5.1. Çoklu mini borulu Isı Eşanjöründe Basınç Kaybı Hesabı

a) Boru Tarafındaki Basınç Kaybı

$$\Delta P_t = N \left[f \frac{L}{d_i} \left(\frac{\mu}{\mu_0} \right)^{-m} + 2,5 \right] \frac{\rho u_m^2}{2} \quad (40)$$

$\varepsilon = 0,0015$ alınmıştır. Boyutsuz büyüklük; $\varepsilon' = \varepsilon/d_i = 0,0015/5 \approx 3 \cdot 10^{-4}$ ve $\text{Re} = 16000$ için Moody diyagramından; $f \approx 0,027$ bulunur.

$$\Delta P_t = 2 \left[0,027 \frac{0,68}{6 \times 10^{-3}} \left(\frac{800}{528} \right)^{-0,14} + 2,5 \right] \frac{973 \times 1^2}{2}$$

$\Delta P_t \approx 5241 \text{ Pa}$ olarak bulunur.

b) Kern Yöntemi ile Gövde Tarafındaki Basınç Kaybı

$\text{Re} = 22000$ ve şaşırtma levhası kesmesinin % 35 olduğu kabulü ile $J_{h,k} \approx 3,5 \cdot 10^{-3}$ bulunur (Sekuliç, 2003).

$$\Delta P_{gövde} = 8 J_{h,k} \frac{D_G}{d_e} \frac{L}{e} \frac{\rho u_m^2}{2} \left(\frac{\mu}{\mu_0} \right)^{-0,14} \quad (41)$$

$$\Delta P_{gövde} = 8 \times 0,0035 \frac{140}{8,8} \frac{680}{50} \frac{995 \times 2,01^2}{2} \left(\frac{365}{528} \right)^{-0,14}$$

$\Delta P_{gövde} \approx 12822 \text{ Pa}$ olarak bulunur.

Sıcak ve soğuk akışkanın eşanjör içinde yönlendirilmesi aşağıdaki parametrelerin değerlendirilmesi ile kararlaştırılır (Kayansayan, 1983).

1. Belirli bir çalışma periyodundan sonra ısı eşanjör yüzeyleri üzerine zamanla akışkanlar içinde bulunabilen parçacıklar, metal tuzları veya çeşitli kimyasal elemanlar kireç ve tortu gibi

birikebilir. Dolayısı ile boru demetinin gövde tarafını temizlemek zor olduğundan kirlilik etkisi düşük olan akışkanın gövde tarafında olması daha uygundur.

2. Korozif ortamda çalışan eşanjör tasarımında oksidasyonu da önleyecek korozyon ve aşınma direnci yüksek alaşımlı malzeme kullanılır. Gövde yerine borular alaşımlı malzemeden yapılırsa maliyet oldukça azalır. Dolayısı ile korozif akışkan borulardan geçirilmelidir.

3. Yüksek sıcaklıktaki akışkanın gövde tarafında olması gövde yalıtımı gibi ek tesis masraflarına neden olduğu gibi, 15 bar'ın üstündeki basınç veya 150 °C'nin üstündeki sıcaklıklarda doğabilecek ısıl veya yapısal gerilme etkileri emniyet sonuç değerlerini düşürür. Dolayısıyla yüksek sıcaklıklı akışkan boru tarafında olmalıdır.

4. Yüksek basınç özellikle gövde boru çapının büyük olmasına neden olduğu gibi eşanjör maliyetini de artırır. Dolayısıyla yüksek basınçlı akışkanın boru tarafında olması gerekir. Bu durum özellikle boyut (küçüklük) ve ağırlık (hafiflik) gerekleri oldukça kısıtlı olan otomotiv ve uzay teknolojisinde önem arz eder.

5. Kütleli debisi düşük olan akışkan gövde tarafında olmalıdır. Gövde tarafında saptırıcılar vasıtası ile düşük Reynolds sayılarında dahi türbülanslı akım elde edilebilir.

6. Akışkan gövde tarafında aktığında lamine akım özelliği gösteriyor ise borular içinden geçirilmelidir. Çünkü boru tarafında ısı geçişi ve basınç düşümünün hesaplanması daha kolay ve hassas yapılabilir.

7. Herhangi bir sızma sonucu çalışan personelin sağlığını tehdit eden akışkanlar eşanjörün sızdırmaz kısmında olmalıdır.

Tablo 5. Tasarlanan eşanjörlerin parametrelerinin karşılaştırılması

Eşanjör Tipi	h_i (W/m ² K)	h_d (W/m ² K)	U (W/m ² K)	A (m ²)
Gövde Borulu	6551.6	2266.0	1115.0	34.0
Plakalı	24254.0	15612.24	4492.0	8.02
Çoklu mini borulu	8247.44	9016.0	4295.0	9.32

Eşanjör Tipi	V (m ³)	Toplam Boru veya levha sayısı	Boru veya levha uzunluğu (m)	Kompaktlık (m ² /m ³)
Gövde Borulu	1.956	54	7.8	17.38
Plakalı	0.175	15	0.70	45.828
Çoklu mini borulu	0.116	545	0.68	69.542

Tablo 6. Tasarlanan eşanjörlerin basınç kayıplarının karşılaştırılması

Eşanjör Tipi	Gövde Borulu	Plakalı (Yerli Tip)	Çoklu mini borulu
Boru Tarafındaki Basınç Kaybı (Pa)	11477	37765.8	5241
Gövde Tarafındaki Basınç Kaybı (Pa)	22655.9	62684.52	12822
Boru Tarafındaki Pompalama Gücü (W)	196.6	646.8	89.7
Gövde Tarafındaki Pompalama Gücü (W)	253	700	143

Tablo 7. Tasarlanan eşanjörlerin ilk yatırım ve işletme maliyetlerinin karşılaştırılması

Eşanjör Tipi	Gövde Borulu	Plakalı (Yerli Tip)	Çoklu mini borulu
Eşanjör Fiyatı (TL)	18750	2760	10440
Pompa Fiyatı – Sıcak Akışkan (TL)	1250	1390	1250
Pompa Fiyatı – Soğuk Akışkan (TL)	1320	1460	1250
Pompa Gücü – Sıcak Akışkan (TL)	215,15	707,85	97,4
Pompa Gücü – Soğuk Akışkan (TL)	276,88	766,08	156,5
Toplam Maliyet (TL)	21842,03	7083,93	13193,9

Bir ısı eşanjöründe genellikle her iki akışkan (sıcak ve soğuk) da elektrik enerjisi tüketen pompalarla akış sağlanır. Pompanın işletilmesinde yıllık elektrik maliyeti;

İşletme maliyeti = pompalama gücü (kW) x işlem süresi (h) x elektrik birim fiyatı (TL/kWh) ifadesinden bulunur. İşletmenin yılda 300 gün, her gün 2 vardiya (16 saat) çalışacağı kabul edilmiştir. Elektrik birim fiyatı ise 22,8 kuruş / kWh alınmıştır.

Bu tabloda gövde borulu eşanjörün ilk yatırım maliyetinin diğer iki tip eşanjöre göre daha fazla olduğu görülmektedir. Diğer taraftan plakalı ve çoklu mini boru tip eşanjörleri toplam maliyetlerine göre karşılaştırdığımızda çoklu mini borulu eşanjörün toplam maliyetinin plakalıya göre yaklaşık 6110 TL daha fazla olduğu görülür. Fakat işletme maliyetleri kıyaslandığında plakalı tip eşanjörün işletme maliyeti yaklaşık 1474 TL iken, çoklu mini borulu eşanjörünün maliyeti 254 TL'dir.

Eşanjörlere 10 yıllık bir kullanım ömrü biçilip, enflasyon oranı da %10 alınarak hesap yapıldığında aşağıdaki tablo elde edilmiştir.

Tablo 8. Tasarlanan eşanjörlerin 10 yıllık kullanımı sırasındaki maliyetleri

	İlk yatırım	1.yıl sonu	2.yıl sonu	...	6.yıl sonu	...	10.yıl sonu
Çoklu mini borulu	12940	254	279	...	409	...	598
Toplam Maliyet		13194	13473	...	14899	...	16986
Plakalı	5610	1474	1621	...	2373	...	3475
Toplam Maliyet		7084	8705	...	16982	...	29100
Gövde Borulu	21320	492	541	...	792	...	1160
Toplam Maliyet		21812	22353	...	25116	...	29161

Tabloya bakıldığında çoklu mini borulu ısı eşanjörünün 6. yılın sonunda plakalı eşanjöre göre ekonomik olarak daha avantajlı olmaya başladığı görülmektedir. Plakalı eşanjörün 10. yılın sonunda, ilk başta en çok maliyete sahip olarak görülen gövde boru tip eşanjör kadar maliyetli olduğu görülmektedir. Çoklu mini borulu, plakalı ve gövde borulu eşanjörlerin 10 yıl sonundaki maliyetlerini karşılaştırmak için maliyetlerin birbirine göre oranını ifade eden Mali Performans Ölçeği (MPÖ) adında bir katsayı tanımlanmıştır. Buna göre çoklu mini borulu ısı eşanjörünün plakalı tip eşanjör ile kıyaslandığında da gövde borulu eşanjör ile kıyaslandığında da 1,7 kat daha ekonomik olduğu görülmüştür.

Akışkanların basınç kayıpları ile kütle debilerinin en aza indirilmesi, ısı eşanjörünün işletme maliyetini de en aza indirir. Ancak ısı eşanjörünün uzunluğunu ve dolayısıyla ilk yatırım maliyetini en yüksek seviyeye çıkarır. Örneğin; bir kural olarak kütleli debinin iki katına çıkarılması, ilk yatırım maliyetini yarı yarıya azaltır ancak pompalama gücü ihtiyacını yaklaşık olarak sekiz kat arttırır (Çengel, 2011).

3. SONUÇ, TARTIŞMA ve ÖNERİLER

En uygun ısı değiştirici seçimi uygulama alanı, çalışma şartları ve ekonomik faktörler göz önüne alınarak yapılır. Her bir ısı değiştirici tipinin kendine özgü avantaj ve dezavantajları vardır. Bunlar uygulama alanına bakılarak değerlendirilir. Burada aynı ısı kapasitede üç farklı ısı değiştirici tasarımı karşılaştırılmıştır. Bunlardan plakalı ve gövde-boru tipi yaygın kullanılan uygulamalar olup üçüncü olarak küçük boru çaplı gövde-boru tipi ilave edilmiştir. Bu ısı değiştiricileri için ilk yatırım ve pompalama masrafları dikkate alınarak değerlendirme yapılmıştır. İlave olarak kompaktlık da mutlaka göz önüne alınmalıdır.

İlk yatırım masrafı olarak ucuzdan pahalıya doğru sırasıyla plakalı tip, çoklu mini boru tip ve gövde-boru tip olarak sıralanabilir. Plakalı tip oldukça ekonomik görünmektedir.

İşletme masrafları açısından değerlendirildiğinde sıralama çoklu mini boru tip, gövde-boru tipi ve plakalı tip olarak ortaya çıkmaktadır. Özellikle plakalı tipe basınç kayıpları fazla olup pompalama maliyeti artmaktadır. Uzun vadede maliyet yükselmektedir.

Kapladığı yer açısından bakıldığında çoklu mini boru tip ile plakalı tip benzer olup gövde tip oldukça büyük hacim veya yer kaplamaktadır.

Çalışma akışkanının ve çalışma şartlarının uygun olması halinde uzun vadede çoklu mini borulu ısı eşanjörü daha ekonomik görünmektedir. Uzun vadede gövde boru tip eşanjör ile plakalı eşanjörün maliyetleri birbirine yaklaşmaktadır ve çoklu mini borulu eşanjörden çok daha yüksek seviyelere ulaşmaktadır.

Son karar uygulama şartları ve kısıtlamalarla birlikte yatırım maliyetlerine ve işletme giderlerine bağlı olarak verileceğinden bu değerlendirmelere paralel olmayan tercihlerde yapılabilir.

KAYNAKLAR

1. Bayraktar, İ., Parmaksızoğlu, C. 1997. Gövde Boru Ve Serpantin Tipi Isı Değiştiricilerinin Tasarımı, 3. Ulusal Tesisat Müh. Kongresi ve Sergisi.
2. Çengel, Y.A. 2011. Isı ve Kütle Transferine Pratik Bir Yaklaşım, 3.Basım, Güven Kitabevi, İzmir.
3. Etemoğlu, A.B., Can, M., Ulcay, Y. 2006. Endüstriyel Atık Akışkanların Ülke Ekonomisine Katkısının İrdelenmesi, Standard Dergisi, 62-69, TSE, Ankara.
4. Genceli, O.F. 1999. Isı Değiştiricileri, Birsen Yayınevi, İstanbul.
5. Incropera, F.P., Dewitt, D.P. 2001. Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri, Literatür Yayıncılık, İstanbul, 880 s.
6. Kakaç, S. 2012. Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design, Third Edition, CRC Press, Taylor Francis Group, USA.
7. Kayansayan, N. 1983. Isı Eşanjörleri (Teori ve Dizayn), Dokuz Eylül Üniversitesi Müh. Mim. Fak. Yayın No:35,İzmir.
8. Pulat, E., Etemoğlu, A.B., Can, M. 2009. Waste-heat recovery potential in Turkish Textile Industry : Case Study for City of Bursa, Renewable and Sustainable Energy Reviews 13, 663-672, doi:10.1016/j.rser.2007.10.002
9. Shah, R.K., Sekulic, D.P. 2003. Fundamentals of Heat Exchanger Design, USA, New Jersey.
10. Terrones, M. 2003. Science and Technology of The Twenty First Century, Synthesis, Properties and Applications of Carbon Nanotubes Annual Review of Materials Research, Vol 33, 419-501, doi: 10.1146/annurev.matsci.33.012802.100255

