

GÖVDE BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİ İÇİN ISI TARANSFER KATSAYISININ TEORİK VE DENEYSEL İNCELENMESİ

Ahmet KABUL*, Önder KIZILKAN, Ali Kemal YAKUT

Özet

Bu çalışmanın amacı, soğutucu akışkan olarak R404A'nın kullanıldığı kompresörlü soğutma sisteminde gövde borulu ısı değiştiricinin akış halinde kaynama esnasındaki toplam ısı transfer katsayısının değişiminin sistem parametrelerine göre incelenmesidir. Bu amaç doğrultusunda deneysel bir sistem kurulmuş ve evaporatör basıncı ve sıcaklığının, soğutucu akışkan debisinin ve soğutma suyu debisinin toplam ısı transfer katsayısı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Deney çalışması, evaporatör basıncın 2.73 - 5.76 bar ve soğutucu akışkan kütle akısının 64.64 - 152.68 kg/m²s olduğu aralıklarda yapılmıştır. Kullanılan gövde - borulu ısı değiştirici 60 cm boyunda ve bir geçişte iç çapı 8 mm ve dış çapı 10 mm olan 9 adet bakır borudan oluşmaktadır. Yapılan deneylerden elde edilen sonuçlar kullanılarak kaynama esnasındaki toplam ısı transfer katsayısı hesaplanmıştır. Deney sonuçları hesaplandıktan sonra literatürde önerilmiş üç farklı bağıntı kullanılarak kaynama esnasındaki ısı transfer katsayısı tekrar elde edilmiştir. Elde edilen değer ile deney sonuçları karşılaştırılmıştır.

Anahtar kelimeler: gövde borulu ısı değiştiricisi, kaynama, ısı transfer katsayısı

THEORETICAL AND EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF HEAT TRANSFER COEFFICIENT FOR SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER

Abstract

Scope of this study is to investigate the heat transfer coefficient in terms of different system parameters in a shell and tube heat exchanger equipped in a refrigeration system using R404a. For this aim, an experimental system was built up. The effects of evaporator pressure and temperature, refrigerant mass flow rate and cooling water mass flow rate on heat transfer coefficient were investigated. Experiments were made for evaporator pressure of 2.73-5.76 bar and refrigerant mass flux rate of 64.64-152.68 kg/m²s. The shell and tube heat exchanger is 60 cm in length and consist of 9 tubes which are 8 mm in inner diameter and 10 mm in outer diameter. Overall heat transfer coefficient during boiling was calculated using the results of the experiments. After calculating the experimental results, overall heat transfer coefficient during boiling was recalculated using three different equations proposed by some researchers. The calculated results were compared with experimental results.

Key words: shell and tube heat exchanger, boiling, heat transfer coefficient

* Süleyman Demirel Üniversitesi, Teknik Eğitim Fakültesi, Makine Eğitimi Bölümü, 32260 Isparta/ TÜRKİYE,
E-posta: akabul@tef.sdu.edu.tr

1. Giriş

Mühendislik uygulamalarının en önemli ve en çok karşılaşılan işlemlerinden birisi, farklı sıcaklıklardaki iki veya daha fazla akışkan arasındaki ısı değişimidir. Isının bir akışkandan başka akışkana transferi, uygulama süreçlerinde çoğu kez amaçlanan önemli bir olaydır. Kazanlar, kondenserler, evaporatörler, su ısıtıcıları, otomobil radyatörleri, hava ısıtma ve soğutma kabinleri gibi uygulamalar, bir sıcak ve bir soğuk akışkan arasında ısı alış verişinin olduğu süreçlere örnek olarak verilebilir. Bu ısı alış verişini sağlamak için ısı değiştiricileri kullanılır. Çok sayıda ısı değiştiricisi tipleri olmasına rağmen, bunlardan gövde borulu ısı değiştiricisi, işletme sıcaklığının ve basıncının geniş aralıkta olması nedeniyle diğerlerine nazaran daha fazla uygulama alanına sahiptir (Genceli, 2005).

Bu çalışmada, yeni nesil soğutucu akışkan olan R404A ile çalışan evaporatör olarak gövde borulu ısı değiştiricinin kullanıldığı deneysel bir soğutma sistemi kurulmuş ve çeşitli şartlarda deneyler yapılmıştır. Soğutma sistemlerinde kullanılan eski nesil soğutucu akışkanların ozon tabakasını tahrip ettiği ortaya çıktıktan sonra, uluslararası protokoller ile bu gazların üretimi ve kullanımı bir programa bağlanarak yasaklanmıştır. Ozona zarar veren soğutucu akışkanların kullanım ve üretiminin azaltılması ile ilgili çalışmalar, 1997 yılında 43 ülkenin katılımı ile imzalanan Montreal Protokolü ile başlamıştır. Bu yasaklamalar sonucunda üretici firmalar ozonu tahrip eden CFC ve HCFC'li soğutucu akışkanlar yerine ozonu tahrip etmeyen HFC'li soğutucu akışkanları üretmeye başlamışlardır.

R404A soğutucu akışkanı, R125 (%44), R134a (%4) ve R143a (%52) soğutucu akışkanlarından oluşan karışımdır. R404A soğutucu akışkanının ozonu tahrip etme potansiyeli (ODP) sıfırdır. Yapısında R134a bulundurduğu için yüksek küresel ısınma potansiyeline (GWP) sahiptir. R404A soğutucu akışkanı R502 ve R22 soğutucu akışkanlarının kullanıldığı uygulamalarda bunların yerine alternatif soğutucu akışkan olarak kullanılabilir. (Polat, 2001, Beşer, 1998).

Li ve Kottke 1998 yılında yaptıkları çalışmada, gövde borulu ısı değiştiricinin dış yüzeyinde lokal ısı transfer katsayısını kütle transferi ölçümlerinden belirlemişlerdir. Kütle transferi deneylerini, absorpsiyon, kimyasal ve birleşik renk reaksiyonlarını kullanarak gerçekleştirmişlerdir. kütle transfer katsayısını hesapladıktan sonra ısı ve kütle transferi arasında analogiyi kullanarak ısı transfer katsayısını elde etmişlerdir. (Li ve Kottke, 1998).

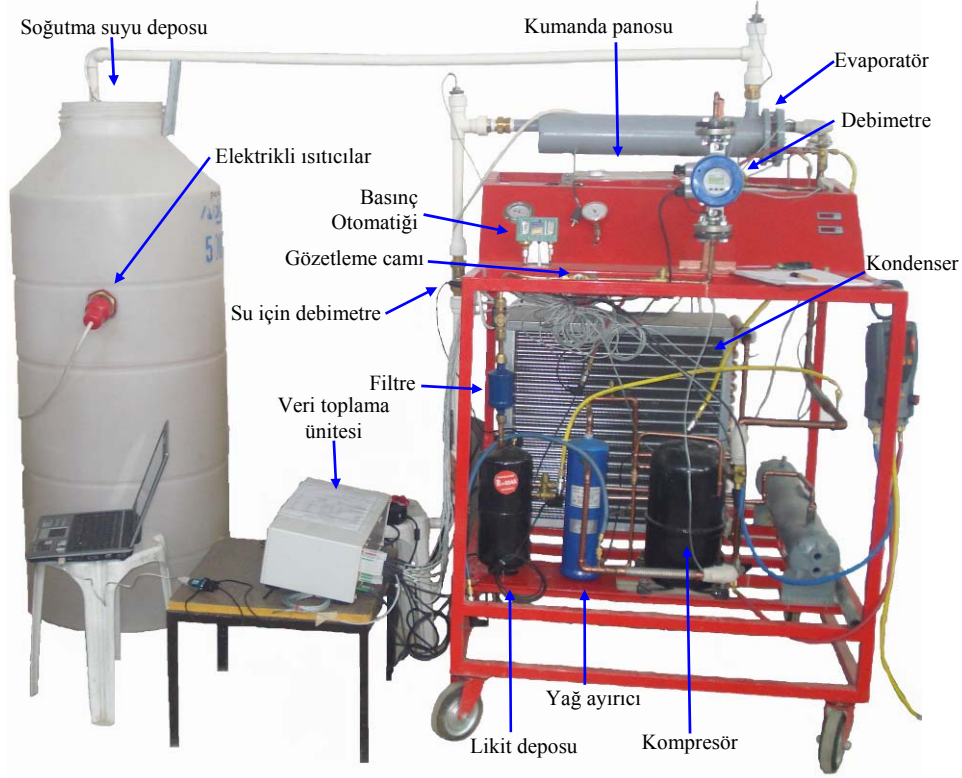
Benzer şekilde 1999 yılında yaptıkları çalışmalarında, kütle transferi tekniğini kullanarak farklı şaşırtma levhası tiplerini dikkate alarak gövde borulu ısı değiştiricide lokal ısı transfer katsayısını belirlemişlerdir. Gövde tarafı akış dağılımını şaşırtma levhalarındaki basınç düşümünün ölçülmesiyle belirlemişlerdir. Bunun yanında çalışmalarında her boru ve gövde bölümü için ortalama ısı transfer katsayılarını vermişlerdir (Li ve Kottke, 1999).

Greco ve Vanoli tarafından yapılan iki farklı çalışmada, yatay düz boru içerisinde HFC tipi karışım soğutucu akışkanların akış esnasında kaynama durumu için ısı transfer olayını deneysel ve teorik metotlarla incelemişlerdir. Deneyslerini düzgün olarak ısıtılan 6mm çapında ve 6m uzunluğunda yatay paslanmaz çelik boruda yapmışlardır. İkinci çalışmalarında ise deneysel olarak yaptıkları aynı sistem için literatürde iyi bilinen teorik bağıntıları kullanarak, tahmin edilen sonuçlarla deneysel sonuçları karşılaştırmışlardır (Greco ve Vanoli, 2005a; Greco ve Vanoli, 2005b).

Torrella vd. tarafından 2005 yılında yapılan bir çalışmada, buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminde gövde borulu yatay evaporatör içinde R407C soğutucu akışkanı için kaynama esnasında ısı transfer katsayısının değişimini deneysel olarak incelemişlerdir. Bu çalışmalarında evaporatörün toplam ısıl direncinin analizi, evaporatördeki basınç düşüşünün etkisi dikkate alınarak deneysel sonuçlardan elde edilen veriler etkinlik NTU yöntemi hesabı kullanılarak yorumlandıktan sonra, kaynama esnasındaki ısı transfer katsayısını tespit etmişlerdir. Sonuç olarak, analiz yapılan aralıkta kaynamada ısı transfer katsayısının değişiminin evaporatör sıcaklığına ve soğutucu akışkan debisine bağlı olduğunu gözlemlemişlerdir (Torrella vd., 2006).

2. MATERYAL VE METOT

R404A soğutucu akışkanının kullanıldığı deney sistemi, temel olarak hermetik tip bir kompresör, gövde borulu bir evaporatör, hava soğutmalı bir kondenser ve termostatik genişleme valfinden oluşmaktadır (Şekil 1). Kompresör 3 HP gücündedir ve R404A soğutucu akışkanı için uygun polyster (POE) yağ kullanılmıştır.

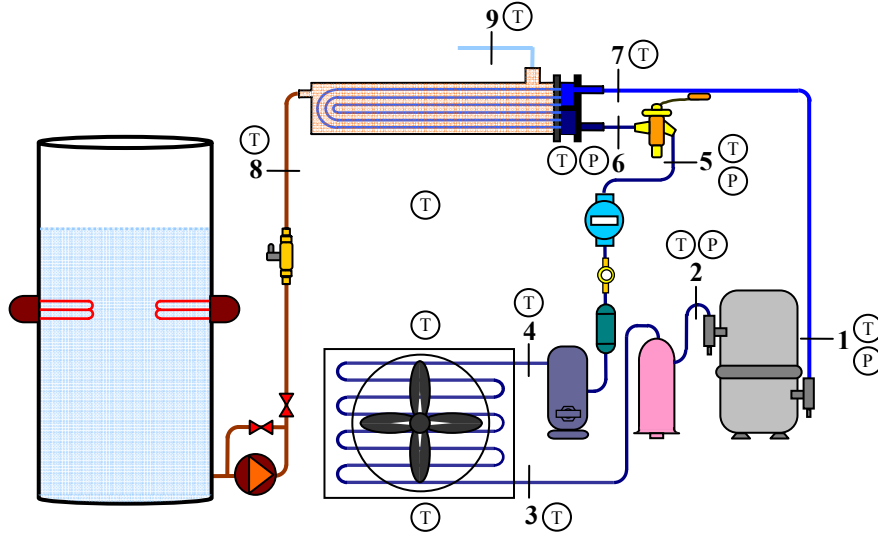


Şekil 1. Deneysel sistemin genel görünümü

Evaporatör olarak kullanılan gövde borulu ısı değiştiricisi ters akışlı tipte ve bir gövde ile iki geçişe sahip olup ısı transfer alanı 0.339 m^2 'dir. Alternatif soğutucu akışkanların ısı transfer katsayısının düşük olması nedeniyle ısı transfer yüzeyini artırmak için soğutucu akışkanın geçtiği borular içerisinde bükülmüş şerit elemanı kullanılmıştır (Lallemant vd., 2001). Her geçişte 9 adet bakır boru bulunmaktadır ve boruların iç ve dış çapları sırasıyla 8 ve 10 mm'dir. Boruların uzunluğu 60 cm, bakır boru demetini çevreleyen dairenin çapı 98 mm ve gövde çapı 113 mm'dir. Evaporatörde borular içerisinde soğutucu akışkan, gövde tarafından soğutma suyu geçmektedir. Deneysel şartlarda yapılabilmesi için, soğutma suyu, sıcaklığı elektrikli ısıtıcılar yardımıyla aynı değerde tutulan bir depodan sağlanmaktadır. Kullanılan ölçüm cihazlarının özellikler Tablo 1'de ve ölçüm yerleri Şekil 2'de gösterilmiştir.

Tablo1. Ölçüm cihazlarının teknik özellikleri

| Ölçüm cihazı | Ölçüm aralığı | Hassasiyet |
|------------------------------|-----------------|-----------------------------------|
| Termokupul (K tipi) | -180 °C/1350 °C | $\pm 1.5 \text{ } ^\circ\text{C}$ |
| Basınç Sensörü | 0/3000 kPa | $\pm \% 0.5$ |
| Debimetre (Su) | 0.05/2.5 kg/s | $\pm \% 3$ |
| Debimetre (Soğutucu akışkan) | 0.005/0.05 kg/s | $\pm \% 1.6$ |



Şekil 2. Deney sisteminin şematik gösterilimi.

2.1 Isı Değiştirici Dizayn Denklemleri

Isı değiştirici dizaynı yapılırken, ısı transfer katsayısının doğru olarak tespiti iki akışkan arasında ne kadar ısı transfer edileceğinin belirlenmesi açısından oldukça önemlidir. Bir ısı değiştirici dizaynı yapılırken genel olarak iki yöntem kullanılmaktadır. Bunlardan ilki, ortalama logaritmik sıcaklık farkı yöntemi (Logarithmic Mean Temperature Difference, LMTD), ikincisi ise etkenlik geçiş birimi sayısı yöntemi (Number of Transfer Units, NTU)'dir (Genceli, 2005).

Kompresörlü teorik soğutma sisteminde evaporatör olarak kullanılan gövde - borulu ısı değiştirici için genel ısı dengesi, sadece içindeki akışkanlar arasında ısı alış verişi olduğu, yani ortama bir ısı kaybının olmadığı kabulüyle aşağıdaki şekilde yazılabilir (Rohsenow ve Hartnett, 1973). Soğutucu akışkan tarafında buharlaşma söz konusu olduğu için transfer edilen ısı entalpi farkları kullanılarak belirlenir.

$$\dot{Q} = \dot{m}_s c_{p,s} \Delta T_s = \dot{m}_r \Delta h \quad (1)$$

Bu denklemde m_s gövde tarafından geçen suyun kütleli debisi (kg/s), m_r boru içerisinden geçen soğutucu akışkanın kütleli debisi (kg/s), $c_{p,s}$ sabit basınçta suyun özgül ısı (kJ/kg°C) ve Δh soğutucu akışkanın evaporatöre giriş çıkış noktalarındaki entalpileri (kJ/kg°C)

göstermektedir. İlk olarak, ısı değiştiricinin performansı aşağıdaki denklemde verildiği gibi ortalama logaritmik sıcaklık farkı kullanılarak hesaplanır.

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T_m \cdot F \quad (2)$$

Burada, U değeri ısı değiştiricinin ısı transfer katsayısını ($\text{kW/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$), A iki akışkanı ayıran ısı geçiş yüzeyi (m^2), ΔT_m bütün ısı değiştiricide etkili olan sıcaklık farkı (ortalama logaritmik sıcaklık farkı yöntemi, $^\circ\text{C}$) ve F ise ısı değiştirici için düzeltme katsayısını göstermektedir. Ters akımlı bir gövde iki boru geçiş hali için ortalama logaritmik sıcaklık farkı aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$\Delta T_m = \frac{(T_{s,c} - T_{r,g}) - (T_{s,g} - T_{r,c})}{\ln\left(\frac{T_{s,c} - T_{r,g}}{T_{s,g} - T_{r,c}}\right)} \quad (3)$$

Burada s ve r alt indisleri sırasıyla suyu ve soğutucu akışkanı, g ve c alt indisleri ise sırasıyla evaporatöre giriş ve çıkışını temsil etmektedir. Literatürde F düzeltme katsayısı,

$$F = f(R, P, \text{akış düzeni}) \quad (4)$$

R ısı değiştiricinin kapasite oranını, P etkenliğinin ve akış düzeninin bir fonksiyonu olarak tanımlanır.

$$R = \frac{T_{s,g} - T_{s,c}}{T_{r,c} - T_{r,g}} \quad (5)$$

$$P = \frac{T_{r,c} - T_{r,g}}{T_{s,g} - T_{r,g}}$$

Düzeltilme faktörü bir gövde iki boru geçiş ısı değiştirici için,

$$F(R, P) = \frac{\sqrt{R^2 + 1}}{R - 1} \frac{\ln\left(\frac{1 - P}{1 - PR}\right)}{\ln\left(\frac{2 - P(R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - P(R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})}\right)} \quad (6)$$

şeklinde hesaplanır ve aynı zamanda bu ifade literatürde bulunan grafiklerden de okunabilir. Bu işlemlerin ardından denklem (2)'den UA (kW/°C) ifadesi çekilerek ısı değiştiriciye ait toplam ısı transfer katsayısı tespit edilir.

$$U \cdot A = \frac{\dot{Q}}{\Delta T_m \cdot F} \quad (7)$$

İkinci olarak, ısı değiştiricinin performansı, etkenlik geçiş birimi sayısı yöntemi dikkate alınarak ta hesaplanabilir. Isı değiştiricinin etkenliği, gerçek ısı transferinin hiçbir sınırlama getirilmeden teorik olarak elde edilebilecek maksimum ısı transferine oranı olarak aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} \quad (8)$$

Hesabı yapılan evaporatörde basınç düşümünü dikkate almadan gerçekleşen akışta, soğuyan suyun minimum ısı kapasitesine sahip olduğu kabul edilir $C_{\min} = \dot{m}_s c_{p,s}$, çünkü soğutucu akışkan dikkate alındığında faz değişimi olduğu için ısı kapasitesi sonsuz olarak kabul edilir $C_{\max} = \dot{m}_r c_{p,r}$. Transfer edilen maksimum ısı oranı,

$$\dot{Q}_{\max} = C_{\min} (T_{s,g} - T_{r,g}) \quad (9)$$

şeklinde hesaplanır ve kabulle evaporatörün etkinliği aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$\varepsilon = 1 - e^{-NTU} \quad (10)$$

Denklem (10)'dan geçiş birimi sayısı NTU çekilirse geçiş birimi sayısı,

$$NTU = -\ln(1 - \varepsilon) \quad (11)$$

gibi elde edilir (Torrella vd. 2006). Bununla birlikte soğutucu akışkanın sıcaklığındaki kayma ve basınç düşümünden dolayı, evaporatörün girişinde ve çıkışında farklı sıcaklıklara sahip olması durumunda ısı değiştiricinin konfigürasyonunun dikkate alınması gerekir. Bu yüzden gövde - borulu ısı değiştiricinin etkenliği Incropera ve DeWitt tarafından,

$$\varepsilon = 2 \left[1 + C_R + (1 + C_R^2)^{0.5} \frac{1 + e^{-NTU(1+C_R^2)^{0.5}}}{1 - e^{-NTU(1+C_R^2)^{0.5}}} \right], \quad C_R = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (12)$$

şeklinde verilmiştir. Bu ifadeden NTU çekilirse,

$$NTU = -(1 + C_R^2)^{-0.5} \ln \left[\frac{E - 1}{E + 1} \right], \quad E = \frac{\frac{2}{\varepsilon} - (1 + C_R)}{(1 + C_R^2)^{0.5}} \quad (13)$$

şeklinde tanımlanır (Incropera ve DeWitt, 1990). Bu yolla NTU elde edildikten sonra alanla birlikte toplam ısı transfer katsayısı aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (14)$$

Gerçekte evaporatörün giriş ve çıkış şartlarında ya sıcaklık kayması ya da basınç düşümü sonucu sıcaklık farklılıkları ortaya çıkmasına rağmen, faz değişimi esnasında evaporatör sıcaklığının değişmediği farz edilir ve soğutucu akışkanın özgül ısı sonsuz çıkar. Bu problemi ortadan kaldırabilmek için R404A soğutucu akışkanın özgül ısı aşağıdaki ifade ile hesaplanır.

$$c_{p,r} = \frac{h_{r,c} - h_{r,g}}{T_{r,c} - T_{r,g}} \quad (15)$$

2.2 Isı Transfer Katsayısı için Teorik Bağlımlar

Isı değiştirici dizaynı için yaklaşımlarla ısı değiştiricinin her iki tarafındaki akışkan için ortalama ısı taşınım katsayısı tahmin edilir ve bu değerler kullanılarak toplam ısı transfer katsayısı hesaplanır. Ortalama ısı taşınım katsayısı, literatürde farklı durumlar ve akışkanlar için verilen deneysel veriler kullanılarak elde edilen teorik bağıntılardan elde edilebilir. Yeni nesil alternatif soğutucu akışkanlarda ısı transferini ve akışkan performansını önceden tahmin etmede birçok sıkıntı bulunmaktadır. Çünkü bu konuyla ilgili yapılan deneysel çalışmaların az olmasından dolayı geçerli mevcut bağıntılar deney verileriyle desteklenememektedir. Evaporatör ve kondanserde ısı transfer katsayısının bilinmesi soğutma sisteminde yer alan ısı değiştiriciler için gereklidir. Isı değiştiricide bulunan soğutucu akışkan, karmaşık mekanizmaya sahip zorlanmış taşınım ile faz değişimine maruz kalmaktadır (hem evaporatörde hem de kondanserde). Bugün literatürde deneysel verilere dayalı akış durumunda kaynama olayının gerçekteleği esnada ısı transfer olayını karakterize eden bazı bağıntılar önerilmiştir.

Literatürde, kaynama olayının gerçekteleği iki fazlı akış durumu için Chen (Chen, 1966), Gungor ve Winterton (Gungor ve Winterton, 1986), Kandlikar (Kandlikar, 1990), Liu ve Winterton (Liu ve Winterton, 1991) gibi hala geniş kullanım alanları bulan bağıntılar mevcuttur.

Kendi deney düzeneğimizden elde edilen deneysel sonuçları karşılaştırmak için üç farklı bağıntı dikkate alınmıştır. Kandlikar tarafından önerilen ve Hsieh vd. tarafından kullanılan bağıntı ilk olarak dikkate alınmıştır (Hsieh vd., 2007).

$$\alpha_r = \alpha_{r,s} \left[1.25 Co^{-0.5} Fr^{0.35} + 0.95 Bo^{0.625} \right] \quad (16)$$

Burada $\alpha_{r,s}$ sıvı halde kaynama söz konusu değilken ısı transfer katsayısını ifade etmektedir ve aşağıdaki şekilde ifade edilebilir (Chen, 2001).

$$\alpha_{r,s} = 0.2092 \left(\frac{k_{r,s}}{D_h} \right) Re^{0.78} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu_{ort}}{\mu_{du var}} \right) \quad (17)$$

Yukarıdaki denklemde Co, Fr, Bo, Re ve Pr sırasıyla konveksiyon, Froude, kaynama, Reynolds ve Prandtl sayılarını ifade etmektedir. Bu ifadeler aşağıdaki şekilde tespit edilir.

$$Co = \left(\frac{\rho_{r,b}}{\rho_{r,s}} \right)^{0.5} \left[\frac{(1-x)}{x} \right]^{0.8} \quad (18)$$

$$Fr = \frac{G^2}{\rho_{r,s} g D_h} \quad (19)$$

$$Bo = \frac{q}{G h_{r, sb}} \quad (20)$$

$$Re = \frac{G D_i}{\mu_{r,b}} \quad (21)$$

$$Pr = \frac{c_{p,rb} \mu_{r,b}}{k_{r,b}} \quad (22)$$

Burada G kütleli akı olarak tanımlanır ve hızla yoğunluğun çarpımından bulunur. Soğutucu akışkan tarafında yani boru içerisinden akış hızı aşağıdaki şekilde bulunur.

$$V_r = \frac{m_r}{\rho_r n_b \frac{d_i^2}{4}} \quad (23)$$

İkinci olarak Gungor ve Winterton'un önerdiği ve Boissieux vd. tarafından kullanılan bağıntı dikkate alınmıştır (Gungör ve Winterton, 1987 ve Boissieux vd., 2000).

$$\alpha_r = \alpha_{r,s} \left(1 + 3000 Bo^{0.86} + \left(\frac{x}{x-1} \right)^{0.75} \left(\frac{\rho_{r,s}}{\rho_{r,b}} \right)^{0.41} \right) Fr \quad (24)$$

Üçüncü olarak Smith, vd.(1992)'in önerdiği ve Bansal ve Purkayastha (1998) tarafından kullanılan bağıntı dikkate alınmıştır. Bansal ve Purkayastha (1998) bağıntılarında kullandıkları sıvı haldeki yani kaynamanın olmadığı ısı taşınım katsayısını Dittus ve Boelter tipi denklemlerle aşağıdaki şekilde belirlemişlerdir.

$$\alpha_r = \alpha_{r,s} \left[4.3 + 0.4 (Bo \cdot 10^4)^{1.3} \right] \quad \alpha_{r,s} = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \frac{k_{r,s}}{d_h} \quad (25)$$

Gövde tarafındaki hesaplamada ise faz değişimi olmadığı için klasik formüller kullanılabilir. Gövde tarafındaki hız,

$$V_s = \frac{m_s}{\frac{\pi}{4}(d_c^2 - 2n_b d_d^2)\rho_s} \quad (26)$$

şeklinde hesaplanır. Hız bulunduktan sonra soğutucu akışkan tarafında verilen formülle Reynolds ve Prandtl sayısı hesaplanarak buradan Nusselt sayısı bir gövdeli iki geçişli gövde - borulu ısı değiştirici için aşağıdaki bağıntıyla hesaplanır.

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (27)$$

Nusselt sayısı hesaplandıktan sonra bu sayıya ait diğer bir tanımlamadan yararlanarak gövde tarafındaki ısı taşınım katsayısı aşağıdaki şekilde elde edilir.

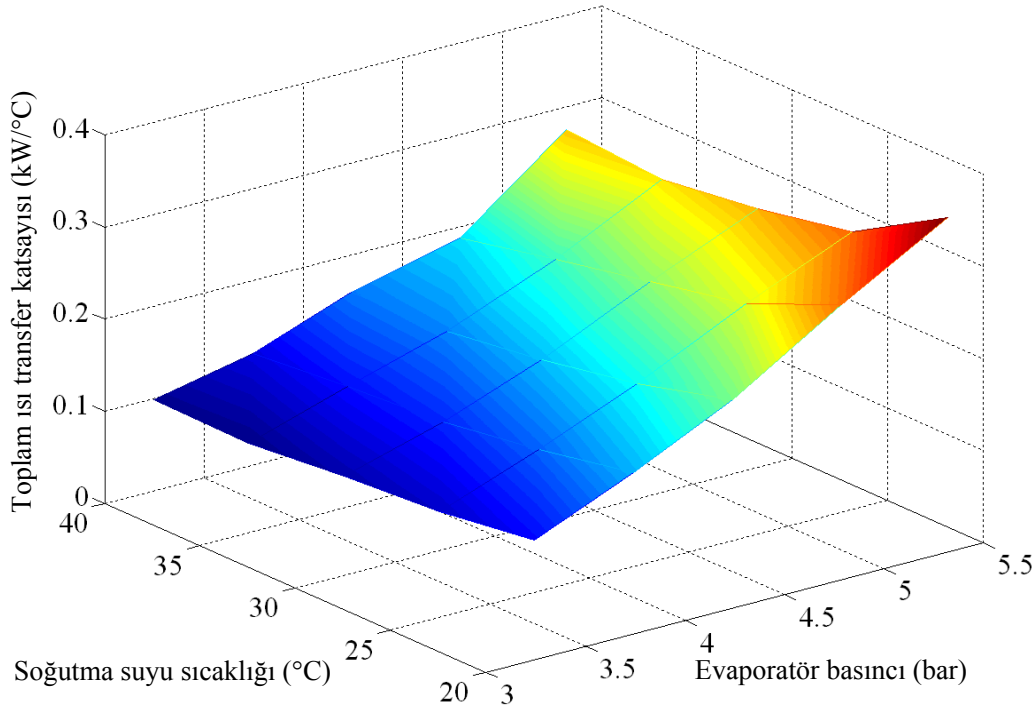
$$\alpha_s = \frac{Nuk_s}{d_h} \quad (28)$$

Gövde ve boru tarafındaki ısı taşınım katsayıları yukarıdaki verilen bağıntılar ile hesaplanır. Isı değiştiricinin belli bir çalışma periyodundan sonra ısı transfer yüzeyleri üzerine akışkanlar içinde bulunabilen parçacıklar, metal tuzları veya çeşitli kimyasal elemanlar birikebilir. Bazen de korozif etkiler nedeniyle, bu yüzeyler üzerinde bir oksidasyon tabakası oluşabilir. Isı değiştirici yüzeyinde ısının geçişine direnç oluşturan bu değerler R_f kirlilik faktörü olarak tanımlanır. Bu çalışmada kirlilik faktörü soğutucu akışkan gazı için $4 \times 10^{-4} \text{ m}^2\text{C/W}$ şeklinde seçilmiştir (Genceli, 2005). Toplam ısı transfer katsayısı UA , iletim direnci ihmal edilerek, deneysel sonuçlarla karşılaştırabilmek için aşağıdaki şekilde tekrar elde edilir (Kurem, 1997; Aprea vd., 2000).

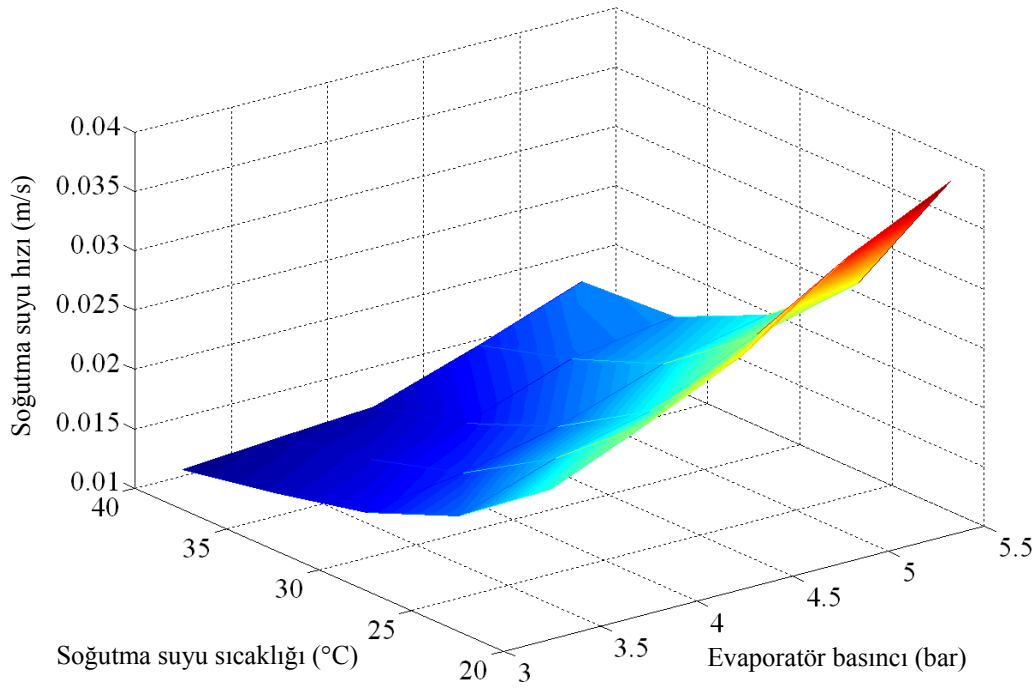
$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\alpha_s A} + R_f + \frac{1}{\alpha_r A} \quad (29)$$

3. SONUÇLAR

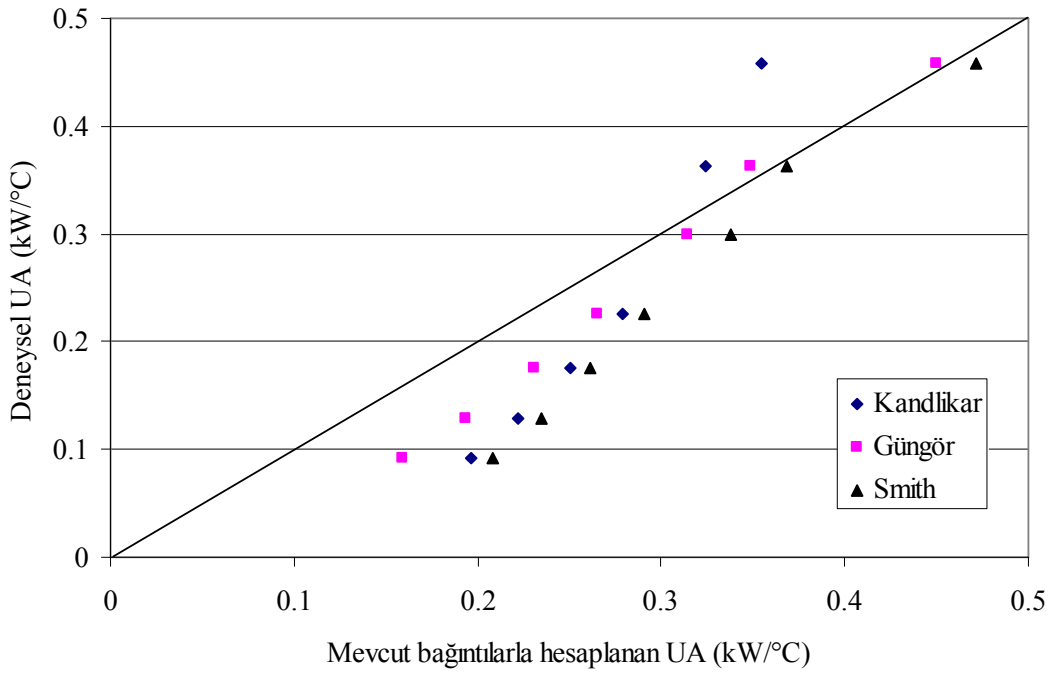
Bütün deneylerde, kızgınlık değerinin belirtilen sınırları aşmadan hatta sıfır değerinde tutularak, sadece faz değişimi esnasında ortaya çıkan toplam ısı transfer katsayısının belirlenmesi amaçlanmıştır. Bu amaçla, evaporatör basıncının artırılmasıyla evaporatör içerisinde geçen soğutucu akışkanın debisi arttığı için gövde tarafından geçen suyun debisi de artırılmıştır. Soğutma suyu debisinin fazla olması kızgınlığı artırırken, düşük kalması ise soğutucu akışkanın bir kısmının buharlaşmadan çıkmasına sebep olmaktadır. Evaporatör basıncının artmasıyla toplam ısı transfer katsayısı artış gösterirken, evaporatör basıncı sabit tutularak yapılan deneylerde soğutma suyu sıcaklığı artarken toplam ısı transfer katsayısı düşmektedir (şekil 3 ve 4). Toplam ısı transfer katsayısının düşmesi, soğutma suyu debisinin soğutma suyu sıcaklığı arttıkça düşürülmesine bağlıdır. Soğutma suyu debisinin düşürülmesi ise evaporatör çıkışında kızgınlık bölgesine geçmemek içindir. Ayrıca şekil 3 ve 4’de toplam ısı transfer katsayısının ve soğutma suyu hızının değişimi soğutma suyu sıcaklığının ve evaporatör basıncının fonksiyonu olarak verilmiştir.



Şekil 3. Toplam ısı transfer katsayısının, evaporatör basıncı ve soğutma suyu sıcaklığının fonksiyonu olarak gösterilimi



Şekil 4. Gövde tarafından geçen soğutma suyu hızının, evaporatör basıncı ve soğutma suyu sıcaklığının fonksiyonu olarak gösterilimi



Şekil 5. Deneysel sonuçlarla elde edilen buharlaşma esnasındaki toplam ısı transfer katsayısının literatürdeki modellerle (bağıntılarla) karşılaştırılması

Deneysel olarak elde edilen buharlaşma esnasındaki toplam ısı transfer katsayısının Kandlikar, Güngör ve Smith tarafından önerilen modeller ile karşılaştırılması şekil 5’de verilmiştir. Bu grafik, aynı şartlar altında deneysel sonuçlar ile teorik bağıntılar arasında fark olduğunu göstermektedir. Grafikte 45° derece açıyla çizilen çizgi deneysel sonuçların tam karşılığını ifade ederken, diğer noktalar ise deneysel sonuçlardan sapmaları ifade etmektedir. Çizginin altında kalan noktalar tahminlerin altında elde edilen değerleri, üstünde kalanlar ise tahminlerin üzerinde değerler elde edildiğini ifade etmektedir. Düşük evaporatör basınçlarında sapma %40’lar civarındayken basınç yükseltildikçe sapma daha az değerlerdedir.

Bu çalışmanın sonunda, gövde - borulu ısı değiştirici için ampirik bir bağıntı geliştirilmiştir. Bu bağıntı deneysel verilerden yola çıkılarak elde edilmiştir. Bu bağıntıda toplam ısı transfer katsayısı evaporatör basıncı, soğutma suyu giriş - çıkış sıcaklığı, soğutma suyu debisi, alternatif soğutucu akışkan R404A’nın debisi ve soğutma suyunun gövde tarafındaki hızının değişimleri dikkate alınarak geliştirilmiştir. Deneysel veriler, DataFit paket programında değerlendirilerek regresyon analizi yapılmıştır. Regresyon değeri deneysel çalışma sonucunda bulunan değerlerle analiz sonucu bulunan ampirik bağıntıdan bulunan sonuçların birbirine uygunluğunu ifade eder. Regresyon sonucu çıkabilecek en iyi değer 1’dir. Ancak deneysel hatalar, yapılan bazı kabuller veya ihmaller neticesinde bu değer 1’den daha küçük bir değer çıkması beklenir. Bu analiz sonucunda toplam ısı transfer katsayısı için elde edilen ifade aşağıdaki şekildedir.

$$UA = a * P_{ev} + b * T_{su,g} + c * T_{su,c} + d * \dot{m}_r + e * \dot{m}_s + f * V_s + g \quad (30)$$

Burada P_{ev} evaporatör basıncını (bar), $T_{su,g}$ soğutma suyunun giriş sıcaklığını (°C), $T_{su,c}$ soğutma suyunun çıkış sıcaklığını (°C), \dot{m}_r soğutucu akışkan debisini (kg/s), \dot{m}_s soğutma suyu debisini (kg/s) ve V_s gövde tarafından geçen soğutma suyunun hızını (m/s) ifade etmektedir. Denklem 30’da elde edilen bağıntının katsayıları çizelge 5.1’de verilmiştir.

Çizelge 5.1. Ampirik bağıntının katsayıları

| | |
|---|------------------------------|
| a | 0.102322502024857 |
| b | $1.0013138114151 * 10^{-4}$ |
| c | $1.00493278747802 * 10^{-3}$ |
| d | -6.52045965856114 |
| e | 3.57277475715842 |

| | |
|---|--------------------|
| f | -16.7597995635962 |
| g | -0.209997768947909 |

DataFit paket programı kullanılarak türetilen ampirik bağıntıyla sırası ile farklı evaporatör basınçlarındaki değerler yerine yazılarak toplam ısı transfer katsayısı tekrar elde edilmiştir.

4. KAYNAKLAR

- Apra, C., De Rossi, F., Greco, A., 2000. Experimental evaluation of R22 and R407C evaporative heat transfer coefficients in a vapour compression plant. *International Journal of Refrigeration*, 23, 366 - 377.
- Bansal, P. K., Purkayastha, B., 1998. An NTU- model for alternative refrigerants. *International Journal of Refrigeration*, 21, 381-397.
- Beşer, E., 1998. Soğutucu maddelerle ilgili Dünyada ve Türkiye’de gelişmeler. *Mühendis ve Makine*, 39 (458), 15 - 26.
- Boissieux, X., Heikal, M.R., Johns, R.A., 2000. Two-phase heat transfer coefficients of three HFC refrigerants inside a horizontal smooth tube, part I: evaporation. *International Journal of Refrigeration*, 23, 269 - 283.
- Chen, J.C., 1966. A correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow. *Ind. Eng. Chem. Proc. Des. Dev.*, 5, 322 - 329.
- Chen, C.H., 2001. Experimental of flow boiling and evaporation heat transfer of R-410A and bubble characteristics in horizontal annular duct. MS. thesis, National Chaio Tung university, Hsinchu, Taiwan.
- Genceli, F. O., 2005. Isı değiştiricileri. Birsen Yayınevi, 424s. İstanbul
- Greco, A., Vanoli, G. P., 2005a. Flow boiling heat transfer with HFC mixtures in a smooth horizontal tube. Part I: Experimental investigations. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 29 (2), 189 - 198.
- Greco, A., Vanoli, G. P., 2005b. Flow boiling heat transfer with HFC mixtures in a smooth horizontal tube. Part II: Assessment of predictive methods. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 29 (2), 199 - 208.
- Greco, A., Vanoli, G. P., 2005c. Flow-boiling of R22, R134a, R507, R404A and R410A inside a smooth horizontal tube. *International Journal of Refrigeration*, 28 (6), 872 - 880.
- Gungor, K.E., Winterton, R.H.S., 1986. A general correlation for flow boiling in tubes and annuli. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 29, 351-358.
- Hsieh, Y.Y., Lie, Y.M., Lin, T.F., 2007. Saturated flow boiling heat transfer of refrigerant R-410A in a horizontal annular finned duct. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50, 1442-1454.
- Incropera, P.F., DeWitt, D.P., 1990. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. John Wiley & Sons, 919p. New York.

- Incropera, P.F., DeWitt, D.P., 2004. Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri. Literatür Yayıncılık, 960s. İstanbul.
- Kandlikar, S.G., 1990. A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes. ASME J. Heat Transfer 112, 219-228.
- Kurem, E., 1997. Hava Soğutucu Kanatlı Borulu Evaporatörün Teorik ve Deneysel Olarak İncelenmesi. Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, 121s, Bursa.
- Li, H., Kottke, V., 1998. Visualization and determination of local heat transfer coefficients in shell-and-tube heat exchangers for staggered tube arrangement by mass transfer measurements. Experimental Thermal and Fluid Science, 17, 210 - 216.
- Li, H., Kottke, V., 1999. Analysis of local shell side heat and mass transfer in the shell and tube heat exchanger with disc and doughnut baffles. International Journal of Heat and Mass Transfer, 42, 3509 - 3521.
- Liu, Z., Winterton, R.H.S., 1991. A general correlation for saturated and subcooled flow boiling in tubes and annuli, based on a nucleate pool boiling equation, Int. J. Heat Mass Transfer 34, 2759 - 2766.
- Polat, F., 2001. Bazı parametrelerin ve alternatif soğutucu akışkanların soğutma sisteminin performansına ve sistem elemanlarının kapasitelerine etkilerinin analizi. Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek lisans tezi, 127s, Ankara.
- Rohsenow, W.M., Hartnett, J.P., 1973. Handbook of Heat Transfer. McGraw-Hill Book Company, 1502p. New York.
- Smith, M.K., Wattleet, J. P., ve Newell, T.A., 1992. A Study of evaporation heat transfer coefficient correlations at low heat and mass fluxes for pure refrigerants and refrigerant mixtures. Air Conditioning and Refrigeration Centre, University of Illinois at Urbana, Champaign, USA, ACRC TR - 32.
- Torrella, E., Navarro-Esbri, J., Cabello, R., 2006. Boiling heat transfer coefficient variation for R407C inside horizontal tubes of a refrigerating vapour-compression plant's shell-and-tube evaporator. Applied Energy, 83 (3), 239 - 252.

SEMBOLLER

| | |
|---------------|--|
| C | Isı kapasitesi |
| c_p | Özgül ısı |
| D | Çap |
| d | Yarı çap |
| d_c | Boru demetini çevreleyen dairenin yarıçapı |
| F | Düzeltilme katsayısı |
| ε | Isı Değiştiricinin etkenliği |
| G | Soğutucu akışkan kütle debisi |
| g | Yerçekimi ivmesi |
| h | Özgül entalpi |
| k | Isı iletim katsayısı |
| UA | Toplam ısı transfer katsayısı |
| ΔT_m | Ortalama logaritmik sıcaklık farkı |
| \dot{m} | Akışkan debisi |
| n_b | Boru sayısı |
| NTU | Geçiş birimi sayısı |
| P | Isı değiştiricinin etkenliği |
| R | Isı değiştiricinin kapasite oranı |
| R_f | Isı değiştirici kirlilik faktörü |
| q | Isı akısı |
| Q | Isı |
| T | Sıcaklık |
| V | Hız |
| x | Kuruluk derecesi |
| ρ | Yoğunluk |
| μ | Dinamik viskozite |
| α | Isı taşınım katsayısı |
| Co | Konveksiyon sayısı |
| Bo | Kaynama sayısı |
| Fr | Froude sayısı |
| Re | Reynolds sayısı |
| Pr | Prandtl sayısı |
| Nu | Nusselt sayısı |

Alt İndisler

| | |
|-----|------------------|
| b | Buhar |
| c | Çıkış |
| g | Giriş |
| h | Hidrolik |
| s | Su |
| i | İç |
| d | Dış |
| r | Soğutucu akışkan |