

# Farklı Soğutucu Akışkanların Kullanıldığı Kanatlı Borulu Bir Evaporatörün Matematiksel Modeli

## Mathematical Modeling of a Finned-Tube Evaporator for Different Refrigerants

Ebru MANÇUHAN<sup>1</sup> , Tutku MUTLU<sup>2</sup> , Berçem KIRAN-YILDIRIM<sup>1</sup> , Sibel TİTİZ-SARGUT<sup>1</sup> 

<sup>1</sup> Marmara Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Kimya Mühendisliği Bölümü, 34722, İstanbul, Türkiye

<sup>2</sup> Gebze Teknik Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Kimya Mühendisliği Bölümü, 41400, Kocaeli, Türkiye

### Öz

Bu çalışmada, farklı soğutucu akışkanlar ve yüzey tiplerinin kullanıldığı kompakt ısı değiştiricisinin bir evaporatör olarak kullanıldığı durum için matematiksel modeli yapılmıştır. Matematiksel model, EES (Engineering Equation Solver) yazılımı kullanılarak hazırlanmıştır. Model farklı evaporatör yüzey tiplerinde (8.03/8T ve CF-7.0-5/8J), bir doğal (R290) üç sentetik (R410A, R134a, R404A) soğutucu akışkan kullanıldığında soğutma kapasitesi 1275 W için çalışma parametrelerini (kütleli debi, sıcaklık, basınç) tahmin edebilmektedir. Seçilen soğutucu akışkanların (hidro-floro karbon olan R134a, R404A, R410A ve hidrokarbon R290) küresel ısınma etkisi (GWP) değerleri karşılaştırılarak çevreye olan etkileri belirlenmiştir. Ayrıca geliştirilen model aynı soğutma kapasitesi için farklı soğutucu akışkan ve yüzey tiplerinde evaporatörün buharlaşma (iki fazlı bölge) ile kızgın gaz bölgelerine giren-çıkan havanın sıcaklıklarını, ısı taşınım katsayılarını, toplam ısı taşınım katsayılarını ve ısı transfer hızını tahmin edilebilmektedir. Değişen kütle akısı değerlerinde (50-500 kg/m<sup>2</sup>.s), en yüksek ısı taşınım katsayısı iki faz bölgesinde R290 için hesaplanmıştır. Tüm soğutucu akışkanlar karşılaştırıldığında R290'nın diğer sentetik akışkanlara göre daha düşük kütle akısı değerine sahip olduğu görülmüştür. Model sonuçları ve soğutucu akışkanların çevreye olan etkileri göz önünde bulundurulduğunda, R290'nın soğutma sistemlerinde tercih edilebileceği belirlenmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Evaporatör, Kompakt ısı değiştiricisi, Soğutma sistemi, Soğutucu akışkan

### Abstract

In this study, various finned tube heat exchangers have been modeled as an evaporator of in which different refrigerants are used. Mathematical model was improved using EES (Engineering Equation Solver) software. The model has been developed which can predict the variable operating parameters (mass flow rate, temperature, pressure) in the compact heat exchanger used as evaporator with two surface types (8.03 / 8T and CF-7.0-5 / 8J) using a natural (R290) and three synthetic refrigerants (R410A, R134a, R404A) for the refrigeration capacity of 1275 W. In addition, the effects of selected refrigerants (R134a, R404A, R410A into hydro-fluoro carbon group and R290 into hydrocarbon group) on the environment were investigated comparing the global warming potential (GWP) values. The proposed model can estimate the inlet and outlet temperatures of air in two different regions (evaporation and superheated gas) of the evaporator, heat convection coefficients, and total heat transfer coefficients and heat transfer rate of all refrigerants for the same refrigeration capacity. The highest heat transfer coefficient in the evaporation zone was calculated for R290 in the range of 50-500 kg/m<sup>2</sup>.s mass flux values. R290 has a lower mass flux compared with all other synthetic refrigerants. Considering the results and environmental effects of refrigerants, it was determined that R290 could be preferred in refrigeration system applications.

**Keywords:** Evaporator, Compact heat exchanger, Refrigeration system, Refrigerant.

### 1.GİRİŞ

Mühendislik uygulamalarının en önemli ve en çok karşılaşılan işlemlerinden birisi, farklı sıcaklıklardaki iki veya daha fazla akışkan arasındaki ısı değişimidir. Bu değişimin yapıldığı cihazlar ısı değiştirici olarak adlandırılır. Pratikte çeşitli yerlerde kullanılan

ısı değiştiriciler kullanım amaçlarına göre değişik konstrüksiyonlarda, kapasitelerde, boyutlarda ve tiplerde olabilmektedirler [1]. Endüstride en sık karşılaşılan ısı değiştirici tipi kompakt ısı değiştiricilerdir. Kompakt ısı değiştiriciler birim hacim başına çok daha geniş ısı transfer alanları elde edebilmek için özel olarak tasarlanmışlardır. En önemli özellikleri küçük bir hacim içerisinde yüksek ısı transfer hızı sağlamalarıdır. Çok kanatlı, borulu veya levhalı olan kompakt ısı değiştiriciler genellikle ısı taşınım katsayısının küçük ve en az bir akışkanın gaz olduğu durumlarda kullanılmaktadırlar. Kompakt ısı değiştiricilerde ısı transfer hızı artarken boyut, ağırlık ve kullanılan soğutucu akışkan miktarının azaltılması gibi avantajlar sağlanmaktadır [2].

Isı değiştiricilerinin yaygın olarak kullanıldığı alanlardan biri de soğutma uygulamalarıdır. Sanayileşmiş ülkelerde enerji tüketiminin yaklaşık %15'i günümüzde soğutma uygulamalarına bağlanmaktadır. Bu nedenle, soğutma sistemi performanslarının iyileştirilmesi, rasyonel enerji kullanımı bağlamında temel bir konudur [3]. Bu nedenle soğutma sistemlerinin modellenmesi yaklaşık son elli yıldır gündemde olan bir konudur. Soğutma sistemlerinde kullanılan ısı değiştiricilerin davranışlarını karakterize eden birçok model geliştirilmiştir.

Getu ve Bansal tarafından yapılan bir çalışmada çeşitli ampirik korelasyonlardan elde edilen ısı transfer katsayıları baz alınarak düşük sıcaklıktaki süpermarket soğutucularının evaporatörleri için bir matematiksel model geliştirilmiştir. Geliştirilen bu model, kanatlı borulu evaporatördeki buzlanmanın soğutucu performansına etkilerini tahmin etmeye olanak sağlamaktadır [4]. Horton tarafından yapılan bir başka model çalışmasında ise süpermarket soğutma uygulamalarında ikincil döngülü soğutma sistemlerinin uygulanabilirliği değerlendirilmiştir. Yapılan bu çalışmada soğutma sistemi komponentlerinden evaporatör ve kondanserin kanatlı borulu, hava soğutmalı ısı eşanjörlerinin performansını tahmin etmek için geliştirilmiş ve her bir komponentin sayısal modeli yapılmıştır. Geliştirilen modelin orta sıcaklık (-5, -10, -15°C) ve düşük sıcaklık uygulamalarını (-20°C, -30°C) simüle edebildiği belirtilmiştir [5]. Gövde-borulu bir kondanserin ısı transfer performansını tahmin edebilmek için matematiksel bir model Tassou ve Green tarafından geliştirilmiştir. Model ısı değiştiricisinin geometrik karakteristikleri, akış koşulları, akışkanların giriş sıcaklıklarına göre kızgın, yoğunlaşma ve aşırı soğuma bölgeleri kesrini, ısı transfer katsayılarını, çekilen toplam ısıyı, akışkanın çıkış sıcaklıklarını tahmin edebilecek şekilde geliştirilmiş ve ısı değiştiricisi analizinde  $\epsilon$ -NTU yöntemini kullanılmıştır. Farklı çalışma koşulları için elde edilen model tahminleri tipik bir kondanserden ölçülen verilerle test edilerek doğrulanmıştır [6]. Zabet I. vd. tarafından yapılan bir çalışmada evaporatör olarak kullanılan farklı yüzey tipinde kanat borulu ısı değiştiriciler için matematiksel bir model geliştirilmiş ve bu

model çalışmasında soğutucu akışkan olarak R152a, R404A, R407C, R410A, R507A ve R744 (CO<sub>2</sub>) kullanılırken diğer tarafta akışkan olarak hava seçilmiştir. Geliştirilen model ile soğutucu akışkan tarafında sistem kapasitesi, toplam ve yerel ısı taşınım katsayıları, Reynolds sayısı, Nusselt sayısı, akışkan hızı, Prandtl sayısı, Colburn faktörü, sürtünme faktörü ve basınç düşümü parametreleri tahmin edilmiştir. [7].

Liu M. ve Liang S. Y, nemli bir ortamda soğutma sistemlerinde kullanılan kanatlı borulu evaporatörler için soğutucunun akış karakteristiğini ve evaporatördeki hava sıcaklığının dağılımını simüle edebilen bir model geliştirmişlerdir. Ayrıca buharlaştırıcı sıcaklığı ve bağıl nem gibi bazı parametrelerin evaporatörün performansına etkilerini araştırmışlar ve bağıl nemin herhangi bir soğutma sisteminde gerçekten önemli bir parametre olduğu belirtilmiştir [8].

Soğutma sistemlerinde hava ile soğutucu akışkan arasında ısı transferini sağlamak için kondanseri ve/veya evaporatör olarak en çok tercih edilen ısı değiştirici tipi, kanat borulu kompakt ısı değiştiricileridir. Soğutma sistemleri tasarımında gerekli zaman ve maliyetin azaltılması, yeni çalışma koşullarına kolayca uyum sağlayabilen modeller ile mümkün olabilmektedir. Bu amaçla, bu çalışmada evaporatör olarak kullanılan kompakt bir ısı değiştiricisinde (yüzey tipi 8.03/8T ve CF-7.0-5/8J) bir doğal (R290) ve üç sentetik (R410A, R134a, R404A) soğutucu akışkan kullanılarak soğutma kapasitesi 1275 W için çalışma parametrelerini (kütleli debi, sıcaklık, basınç) tahmin edebilen bir model geliştirilmiştir. Önerilen model ile aynı soğutma kapasitesi için farklı soğutucu akışkan ve yüzeyler kullanıldığı durumlarda evaporatör iki faz ile kızgın gaz bölgesine giren-çıkan hava sıcaklıkları, ısı taşınım katsayıları, toplam ısı transfer katsayıları ve ısı transferini tahmin edilebilmesi amaçlanmıştır. Ayrıca istenilen soğutma kapasitesi ve soğutucu akışkan için evaporatörlerde hangi yüzey tipinin tercih edilmesi gerektiği belirlenebilecektir.

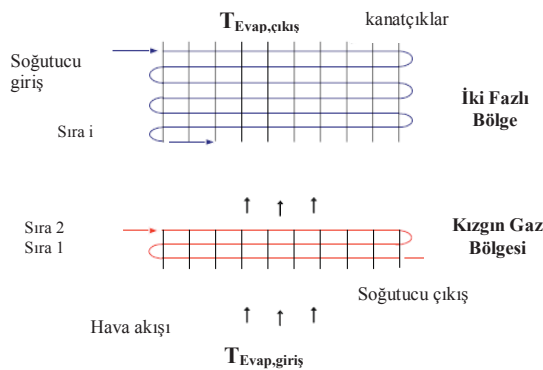
## II. EVAPORATÖR ANALİZİ

Bu çalışmada evaporatör (kanat borulu ısı değiştiricisi), hava soğutmalı, karşıt akışlı bir ısı değiştiricisi olarak modellenmiştir. Matematiksel model, EES (Engineering Equation Solver) yazılımı kullanılarak hazırlanmış, modelde transfer olan ısı miktarı ve ısı taşınım katsayılarının hesaplanması için literatürde mevcut korelasyonlar kullanılmıştır [9,4]. Modelde evaporatöre giren-çıkan akışkanların sıcaklık değerleri ortalama logaritmik sıcaklık farkı (LMTD) yöntemi kullanılarak belirlenmiştir. Evaporatör modelinde Şekil 1'de görüldüğü gibi kızgın gaz ve iki fazlı bölge olarak iki farklı ısı geçiş bölgesi mevcuttur. Bu bölgelerin oranları ve sıcaklık dağılımı akışkanların akış ve yüzey tipine bağlı olarak değişmektedir. Sayısal model için yapılan kabuller şöyle sıralanabilir;

- Kararlı hal koşulları kabul edilmiştir.
- Hava tarafı ısı taşınım katsayısı  $h_a = 100 \text{ W/m}^2\text{K}$  olarak sabit alınmıştır. [4]
- Soğutucu akışkan tarafında basınç düşüşü ihmal edilmiştir.
- Evaporatör ısı kaybı veya ısı kazancı ihmal edilmiştir.
- Evaporatör boru sıra sayısı ve boru uzunluğu sabit kabul edilmiştir.
- Soğutucu akışkanın evaporatör girişinde iki fazlı karışım, evaporatör çıkışında ise kızgın gaz olduğu kabul edilmiştir.
- Evaporatörde kızgın gaz ( $F=0,2$ ) ve iki fazlı bölge ( $F=0,8$ ) kesirleri kabul edilmiştir.

### 2.1 Sayısal Model Çözümü İçin Girdiler

Model çözümünde soğutucu akışkan ve hava için esas alınan giriş koşulları Tablo 1’de verilmiştir. Evaporatörün bulunduğu ortama giren havanın giriş sıcaklığı, basıncı ve hacimsel debisi sırasıyla  $20^\circ\text{C}$ ,  $100 \text{ kPa}$  ve  $0.031 \text{ m}^3/\text{s}$  olarak seçilmiştir. Tüm akışkanların evaporatöre giriş sıcaklıkları  $-18,5^\circ\text{C}$  olarak kabul edildiğinde, bu sıcaklıktaki akışkanların farklı fiziksel özelliklerinden dolayı EES kullanılarak hesaplanan giriş basınçları Tablo 1’de verilmiştir. Soğutucu akışkana evaporatör kızgın buhar bölgesinde bir miktar ısı verilerek kompresöre  $-10^\circ\text{C}$ ’de (sıcaklık farkı  $\Delta T=8,5^\circ\text{C}$  olacak şekilde) girdiği kabul edilmiştir. Tablo 1’de görüldüğü gibi sabit evaporatör kapasitesi ( $1275 \text{ W}$ ) için, dört farklı akışkanın kütleli debileri hesaplanmıştır. En düşük kütleli debi R290 ( $0,0039 \text{ kg/s}$ ) en yüksek kütleli debi ise R404A ( $0,0085 \text{ kg/s}$ ) için EES yazılımından hesaplanmıştır. R290’nın buharlaşma gizli ısı değeri buharlaşma sıcaklığı  $283 \text{ K}$  için  $425,4 \text{ kJ/kg}$ ’dır ve bu çalışmada seçilen alternatif akışkanlara göre daha büyüktür (Tablo 4). Aynı soğutma kapasitesi için soğutucu akışkanın sahip olduğu buharlaşma gizli ısı ne kadar yüksek olursa sistemde dolaşan kütleli debi o kadar az olmakta dolayısıyla kompresör tarafından harcanan enerji azalmaktadır.



Şekil 1. Tipik bir evaporatörde iki fazlı ve kızgın gaz bölgelerinin şematik gösterimi

Tablo 1. Modelde soğutucu akışkan ve hava için kullanılan veriler

	Soğutucu tarafı				Hava tarafı
	R134a	R404A	R410A	R290	
Giriş Sıcaklığı ( $^\circ\text{C}$ )	-18,5				20
Çıkış Sıcaklığı ( $^\circ\text{C}$ )	-10				-10
Giriş Basıncı (kPa)	140	320,5	422,6	258	100
Kütleli Debi ( $\text{kg/s}$ ) $\dot{m}_R$	0,0073	0,0085	0,0063	0,00388	-
Hacimsel Debi ( $\text{m}^3/\text{s}$ ) $\dot{V}_{air}$	-				0,031
Evaporatör Kapasitesi (W)	1275 W				

Evaporatör olarak modellenecek ısı değiştiricisi yüzey tipleri 8.0-3/8T ve CF-7.0-5/8J olarak seçilmiş ve boru malzemesi bakır, boru tipi ise dairesel kanatçıklı boru olarak esas alınmıştır. Her iki yüzey tipindeki ısı değiştiricilerin boru uzunluğu  $L=0,06 \text{ m}$ , boru sıra sayısı,  $N_{t,row} = 10$ , boru kolon sayısı,  $N_{t,col} = 2$ , bakır boru iletim katsayısı,  $k_{bakır} = 400 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$  olarak kabul edilmiştir. Ayrıca, ısı değiştiricisi ön yüzey genişlik ve yüksekliği sırası ile  $W=0,25 \text{ m}$ ,  $H=0,30 \text{ m}$  olarak alınmıştır. Isı değiştiricilerine ait diğer tasarım parametreleri ise Tablo 2.’de verilmiştir. Soğutucu akışkan ile hava arasında transfer edilen ısıyı hesaplamak için kullanılan korelasyonlar Tablo 3’de verilmiştir.

Tablo 2. Yüzey tipi 8.0-3/8T ve CF-7.0-5/8J olan ısı değiştiricilerinin tasarım parametreleri [2].

Yüzey Tipi	8.0-3/8T	CF-7.0-5/8J
Boru dış çapı, $D_o$ (mm)	10,2	16,4
Boru et kalınlığı (mm)	0,9	0,9
Kanat adımı (adet/m)	315	275
Akış aralığındaki hidrolik çap, $D_h$ (mm)	3,63	6,68
Kanat kalınlığı, $t$ (mm)	0,330	0,254
Serbest akış alanı/alın alanı, $\sigma$	0,534	0,449
Isı geçiş alanı/toplam hacim ( $\text{m}^2/\text{m}^3$ ), $\alpha$	587	269
Kanat alanı/toplam alan, $A_f/A$	0,913	0,83
Borular arası dikey boşluk $S_v$ (mm)	25,4	28,5
Borular arası yatay boşluk $S_H$ (mm)	22,0	16,4
Kanatçık verimi $\eta_f$	0,89	0,89

Tablo 3. Evaporatör modelinde kullanılan korelasyonlar [4]

1) Soğutucu akışkan tarafı ısı taşınım katsayısı	
a) Kızgın gaz (tek faz)	$Nu = 0,23 \times Re^{0,8} \times Pr^{0,4}$
	$\bar{h}_{R,sh} = \frac{Nu \times k}{D_i}$
b) İki Fazlı Bölge	$\bar{h}_{R,iki faz} = h_{R,iki faz} \times \left(0,55 + \frac{2,09}{Pr^{0,8}}\right)$
	$h_{R,iki faz} = 0,023 \times \left[\frac{G_R \times (1-x) \times D_i}{\mu_F}\right]^{0,8} \times Pr^{0,4} \times \left(\frac{\mu_F}{\mu_i}\right)^{1/4}$

2) Bölgelerin yüzey oranları	
a) Kızgın gaz	$F_{sh} = 0,2$
b) İki Fazlı Bölge	$F_{iki faz} = 0,8$
3) Soğutucu akışkan tarafı ısı direnci	
a) Kızgın gaz	$R_{R,sh} = \frac{1}{h_{R,sh} \times \pi \times D_i \times L_{sh}}$
b) İki Fazlı Bölge	$R_{R,iki faz} = \frac{1}{h_{R,iki faz} \times \pi \times D_i \times L_{iki faz}}$
4) Hava tarafı ısı direnci	
a) Kızgın gaz	$R_{h,sh} = \frac{R_h}{F_{sh}}$
b) İki Fazlı Bölge	$R_{h,iki faz} = \frac{R_h}{F_{iki faz}}$
5) Toplam ısı direnci	
a) Kızgın gaz	$R_{sh} = R_{h,sh} + R_{R,sh}$
b) İki Fazlı Bölge	$R_{iki faz} = R_{h,iki faz} + R_{R,iki faz}$
6) Toplam ısı transfer katsayısı	
a) Kızgın gaz	$(U.A)_{sh} = \frac{1}{R_{sh}}$
b) İki Fazlı Bölge	$(U.A)_{iki faz} = \frac{1}{R_{iki faz}}$

Seçilen soğutucu akışkanların termo-fiziksel özellikleri Tablo 4’de verilmiştir.

**Tablo 4.** Soğutucu akışkanların termo-fiziksel ve çevresel özellikleri [10].

	R410a	R134a	R404A	R290
Akışkan sınıfı	HFC	HFC	HFC	HC
Kritik Sıcaklık (°C)	70,2	101,1	72	96,7
Kritik Basınç (MPa)	4,77	4,05	3,731	4,25
Buharlaştırma gizli ısısı (kJ/kg)	256,7	217,2	200,1	425,4
ODP	0	0	0	0
GWP	1980	1370	3700	~20
Güvenlik sınıfı	A1	A1	A1	A3

Soğutucu akışkanların istenilen soğutma kapasitesi üzerine etkisinin incelendiği bu çalışmada seçilen akışkanlardan biri olan doğal akışkan R290, iyi termodinamik özelliklere sahip kolay bulunabilir, ucuz ve hacimsel kapasitesi yüksek bir soğutucu akışkandır. Bilindiği üzere hacimsel kapasite, belirli çalışma koşulları için gerekli olan kompresörün boyutunun bir ölçüsüdür. Soğutucu akışkanın hacimsel kapasitesi yüksekse kompresör boyutları daha küçük olacaktır. Bundan dolayı soğutma sistemi komponentlerinin de boyutları küçülecektir. Bu da hacimsel kapasitesi 283 K’de 4646,87 KJ/m<sup>3</sup> olan R290 için geleneksel HFC akışkanlarına alternatif

soğutucu olabilme şansını arttırmaktadır. Ancak, R290 zehirli olmamasına karşın yüksek yanıcılık sınıfında yer almaktadır [10]. Bu durum R290’nın dezavantajı gibi görünse de düşük şarj miktarlarında kullanıldığında tehlike arz etmemesi uygun tasarımlarla kullanılabilirliğini kolaylaştırmaktadır. R404A, R134a ve R410A akışkanları ise endüstriyel uygulamalarda yaygın bir şekilde kullanıldığından dolayı bu çalışmada sentetik akışkanlar olarak seçilmiştir. Özellikle R134a termo-fiziksel özelliklerinden (hacimsel kapasitesi 283 K’de 3604,55 kJ/m<sup>3</sup>) dolayı endüstriyel uygulamalarda çok kullanılan yanıcı ve zehirli olmayan bir akışkandır.

## 2.2 Sayısal Model Tarafından Tahmin Edilen Çıktılar

• Evaporatörde soğutucu akışkandan havaya iki farklı bölgede ısı geçişi ( $Q_{sh}, Q_{iki faz}, W/m^2$ ),

$$Q_t = Q_{iki faz} + Q_{sh} \quad (1)$$

$$Q_{iki faz} = \dot{m}_R (h_{R,iki faz,i} - h_{R,iki faz,o}) \quad (2)$$

$$Q_{sh} = \dot{m}_R (h_{R,sh,i} - h_{R,sh,o}) \quad (3)$$

• Havanın iki farklı bölgeye giriş-çıkış sıcaklıkları ( $T_{h,sh,o}, T_{h,iki faz,o}$ )

Evaporatörün iki fazlı bölge ve kızgın gaz bölgesinden havanın çıkış sıcaklıkları ortalama logaritmik sıcaklık farkı (LMTD) yöntemi kullanılarak hesaplanır.

$$T_{h,iki faz,o} = T_{h,iki faz,i} - \frac{Q_{iki faz}}{\dot{m}_R \times C_{p,h,ik}} \quad (4)$$

$$T_{h,iki faz,i} = T_{h,sh,o} \quad (5)$$

$$T_{h,sh,o} = T_{h,sh,i} + \frac{Q_{sh}}{\dot{m}_R \times C_{p,h,sh}} \quad (6)$$

$$T_{h,sh,o} = T_{h,iki faz,i} \quad (7)$$

## III. BULGULAR VE TARTIŞMA

### 3.1 Model Simülasyon Sonuçları

Bu çalışmada, farklı tipte (8.03/8T ve CF-7.0-5/8J) ısı deşiricilerinde R134a, R290, R404A ve R410A soğutucu akışkanları kullanıldığında aynı ısı kapasitesini (1275 W) sağlamak için ısı taşınım katsayıları ve kütle akısı farklı bölgelerde (kızgın gaz, iki fazlı bölge) model denklemleri kullanılarak hesaplanmıştır. Bu hesaplamalar sırasında kurulum derecesi  $x=0,5$  olarak kabul edilmiştir. Hesaplanan simülasyon sonuçları detaylı olarak Tablo 5’de verilmiştir.

**Tablo 5.** Farklı soğutucu akışkanlar için model sonuçları

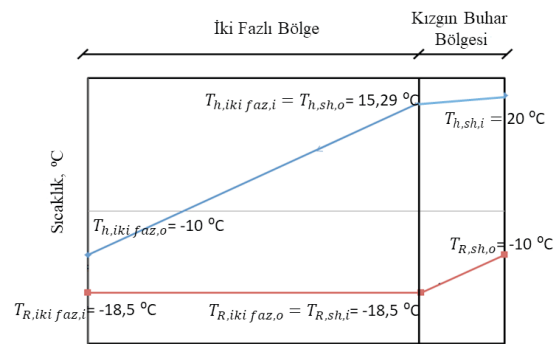
	Yüzey Tipi	Toplam Yüzey Alanı (m <sup>2</sup> )		Taşınım Katsayısı (W/m <sup>2</sup> K)		Toplam Isı Taşınım Katsayısı (W/m <sup>2</sup> K)		Kütle Akısı (kg/m <sup>2</sup> s) (x=0,5)	Isı Transfer Hızı (W)	
		A <sub>sh</sub>	A <sub>iki faz</sub>	h <sub>sh</sub>	h <sub>iki faz</sub>	U <sub>sh</sub>	U <sub>iki faz</sub>	G <sub>iki faz</sub>	Q <sub>sh</sub>	Q <sub>iki faz</sub>
<b>R134a</b>	8.03/8T	0,5434	2,173	284,1	795,5	11,96	26,99	270,6	200,3	1075
		<b>2,717</b>		<b>1079,6</b>		<b>38,95</b>			<b>1275</b>	
	CF7.05	0,4806	1,922	166,6	483,6	13,52	30,52	166,8	200,3	1075
		<b>2,40</b>		<b>650,2</b>		<b>44,04</b>			<b>1275</b>	
<b>R290</b>	8.03/8T	0,5434	2,173	318,9	787	13,2	26,79	129,8	215,2	1060
		<b>2,717</b>		<b>1105,9</b>		<b>40,00</b>			<b>1275</b>	
	CF7.05	0,4806	1,922	187,5	478,1	14,93	30,29	79,94	215,2	1060
		<b>2,40</b>		<b>665,6</b>		<b>45,22</b>			<b>1275</b>	
<b>R404A</b>	8.03/8T	0,5434	2,173	331,6	778,5	13,65	26,59	260,5	229,8	1046
		<b>2,717</b>		<b>1110,1</b>		<b>40,24</b>			<b>1275</b>	
	CF7.05	0,4806	1,922	195,1	472,7	15,43	30,06	160,3	229,8	1046
		<b>2,40</b>		<b>667,8</b>		<b>45,49</b>			<b>1275</b>	
<b>R410A</b>	8.03/8T	0,5434	2,173	288,8	799	12,13	27,08	276,4	194,2	1081
		<b>2,717</b>		<b>1087,8</b>		<b>39,21</b>			<b>1275</b>	
	CF7.05	0,4806	1,922	169,5	485,9	13,71	30,61	170,4	194,2	1081
		<b>2,40</b>		<b>655,4</b>		<b>44,32</b>			<b>1275</b>	

Tablo 5'te görüldüğü gibi 8.03/8T ve CF-7.0-5/8J yüzey tipleri için toplam yüzey alanları sırası ile 2,717 ve 2,40 m<sup>2</sup> olarak hesaplanmıştır. Her iki yüzey tipinde de seçilen soğutucu akışkanlar için kızgın buhar bölgesinde ısı taşınım katsayıları iki fazlı bölgeye göre daha düşük bulunmuştur. Hesaplanan bu model sonuçlarının literatürde mevcut deneysel çalışma sonuçları ile uyumlu olduğu görülmüştür [11]. Ayrıca, tüm soğutucu akışkanlar için toplam ısı transfer yüzey alanı artarken toplam ısı transfer katsayısının azaldığı tespit edilmiştir. Hesaplanan kütle akısı değerinin hem yüzey tipi hem de soğutucu akışkan tipine bağlı olarak değişkenlik gösterdiği bulunmuştur. Seçilen akışkanlarda 8.03/8T yüzey tipi için hesaplanan kütle akı değerleri CF-7.0-5/8J yüzey tipi için hesaplanan kütle akı değerlerinden daha büyük bulunmuştur. Her iki yüzey tipinde en büyük kütle akı değeri R410A, en küçük kütle akı değeri ise R290 için hesaplanmıştır. R290 için hesaplanan ısı taşınım ve toplam ısı transfer katsayılarının diğer soğutucu akışkanlar için hesaplanan değerlerle oldukça yakın olduğu bulunmuştur. Ancak, R290 için hesaplanan kütle debinin (0,00388 kg/s) diğer akışkanlar ile karşılaştırıldığında oldukça düşük olduğu oluştundan gelecekte soğutma uygulamalarında R290'ın sentetik soğutucu akışkanlara göre iyi bir alternatif olabileceği görülmektedir.

### 3.1.1 Evaporatöre giren-çıkan hava ve soğutucu akışkan için hesaplanan sıcaklık değerleri

Soğutucu akışkanların evaporatör kızgın gaz ve iki fazlı bölgelerine giriş-çıkış sıcaklıkları Tablo 1'de görüldüğü gibi kabul edilmiştir. Bu sıcaklık değerlerine göre farklı akışkanlar

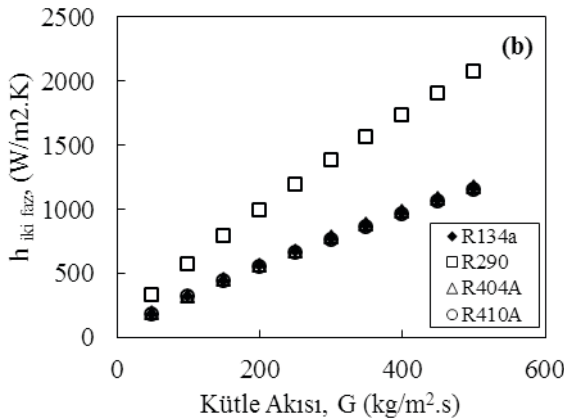
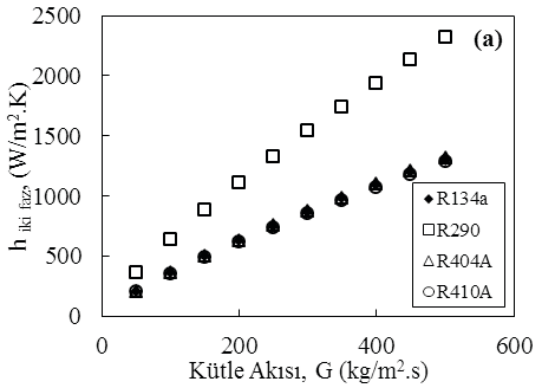
için basınç değerleri EES yazılımı kullanılarak belirlenmiştir. Havanın iki fazlı bölge ve kızgın gaz bölgelerinden çıkış sıcaklıkları ise ortalama logaritmik sıcaklık farkı (LMTD) yöntemi kullanılarak Tablo 3'de verilen denklemlerden hesaplanmıştır. Soğutulan ortam sıcaklığı -10°C'de olduğu durumda havanın buharlaşma bölgesinden ve kızgın buhar bölgesinden çıkış sıcaklıkları model yardımıyla sırasıyla 15,29°C ve 20°C olarak tahmin edilmiştir. Bir evaporatör için kabul edilen soğutucu akışkan-hava sıcaklıkları ve tahmin edilen hava sıcaklık değerleri Şekil 2'de görülmektedir.

**Şekil 2.** Soğutucu akışkan ve havanın giriş-çıkış sıcaklıkları

### 3.1.2 Farklı soğutucu akışkanlarda kütle akısının ısı taşınım katsayısı üzerine etkisi

Şekil 3a ve b'de farklı akışkanlar için (R134a, R290, R404A ve R410A) her iki yüzey tipinde kütle akısı değişiminin iki

faz bölgesi ısı taşınım katsayısı üzerine etkileri görülmektedir. Yapılan hesaplamalarda ısı taşınım katsayıları 50 ile 500 kg/m<sup>2</sup> s arasında değişen kütle akısı değerleri için bulunmuştur.

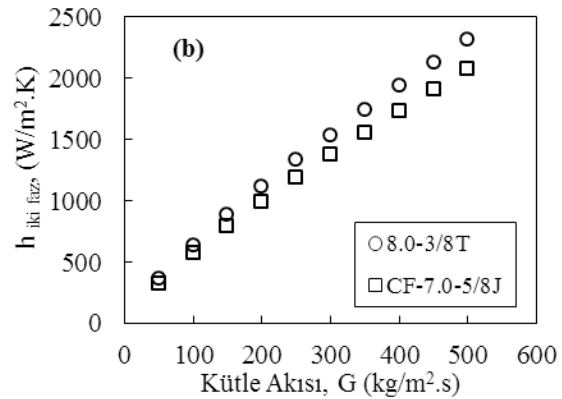
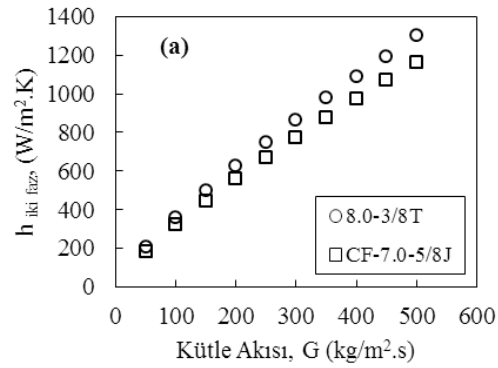


Şekil 3. Farklı akışkanlar için kütle akısının ısı taşınım katsayısına etkisi (a) YT: 8.0-3/8T (b) YT: CF-7.0-5/8J

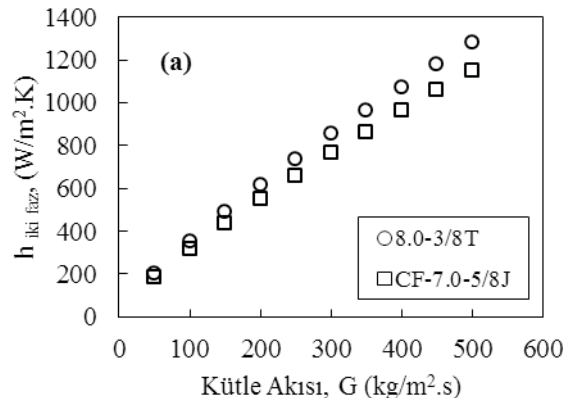
Şekil 3a ve b'den açıkça görüldüğü üzere, tüm kütle akısı değerlerinde en yüksek ısı taşınım katsayısı doğal akışkan olan R290 için elde edilmiştir. Diğer soğutucu akışkanlar için hesaplanan ısı taşınım katsayıları yaklaşık aynı bulunmuştur. R290 için 8.0-3/8T yüzey tipinde ısı taşınım katsayısı değerlerinin 350-2350 W/m<sup>2</sup> K, CF-7.0-5/8J yüzey tipinde ise 270-2050 W/m<sup>2</sup> K arasında değiştiği görülmüştür. Diğer soğutucu akışkanlar için ısı taşınım katsayıları 8.0-3/8T yüzey tipinde 200-1250 W/m<sup>2</sup>.K bulunurken CF-7.0-5/8J yüzey tipinde 125-1100 W/m<sup>2</sup> K arasında bulunmuştur.

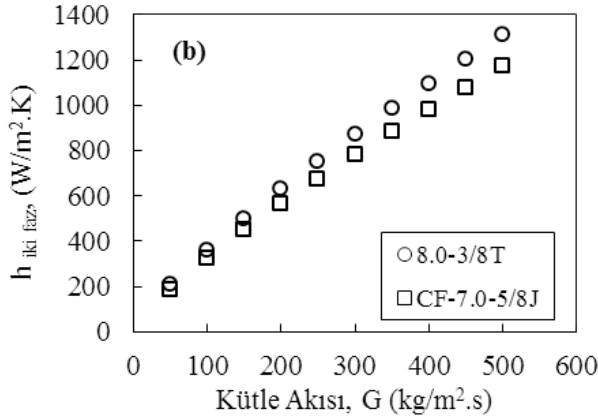
### 3.1.3 Farklı yüzey tiplerinde kütle akısının ısı taşınım katsayısı üzerine etkisi

Şekil 4(a-b) ve Şekil 5(a-b) seçilen her soğutucu akışkan için farklı yüzey tiplerinde kütle akısının iki fazlı bölgede ısı taşınım katsayısı üzerine etkisini göstermektedir.



Şekil 4. Farklı yüzey tiplerinde ısı taşınım katsayısı üzerine kütle akısının etkisi (a) R134a (b) R290





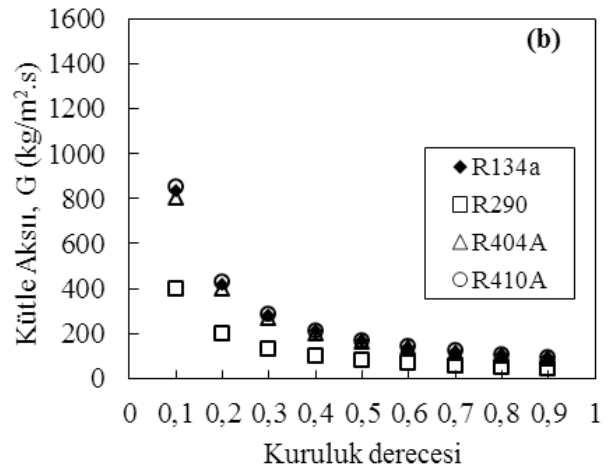
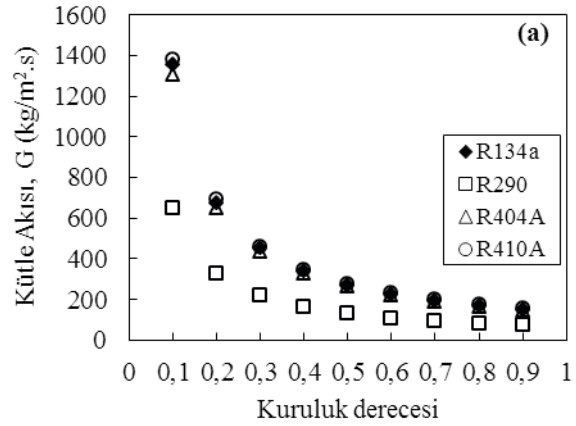
Şekil 5. Farklı yüzey tiplerinde ısı taşınım katsayısı üzerine kütle akısının etkisi (a) R410A (b) R404A

Literatürde [11] tasarım parametresi  $\infty$ , evaporatör olarak kullanılan kompakt ısı değiştiricilerinin toplam hacmi başına ısı transfer yüzey alanı olarak tanımlanmaktadır. 8.0-3/8T tipi evaporatörde  $\infty$  değeri  $587 \text{ m}^2/\text{m}^3$  iken CF-7.0-5/8J tipinde  $\infty$  değeri  $269 \text{ m}^2/\text{m}^3$  olarak verilmiştir (Tablo 2). Ayrıca 8.0-3/8T tipi ve CF-7.0-5/8J tipi kanatçık sayısı sırasıyla 315 adet/metre ve 275 adet/metre'dir. Şekil 5'den 8'e kadar görüldüğü gibi kütle akısının  $50 \text{ kg/m}^2\text{s}$ - $500 \text{ kg/m}^2\text{s}$  değerleri arasında 8.0-3/8T tipi için hesaplanan taşınım katsayısı değerleri, CF-7.0-5/8J tipi için hesaplanan taşınım katsayısı değerlerinden daha yüksektir. Bilindiği üzere,  $\infty$  ve birim uzunluk için kanatçık sayısı değerlerinin büyük olması ısı taşınım katsayılarının da büyük olmasına sebep olmaktadır. Bu sebepten 8.0-3/8T yüzey tipi kullanıldığında hesaplanan ısı taşınım katsayılarının CF-7.0-5/8J yüzey tipi için hesaplanan ısı taşınım katsayılarından daha büyük olduğu görülmüştür.

### 3.1.4 Kuruluk derecesinin kütle akısına etkisi

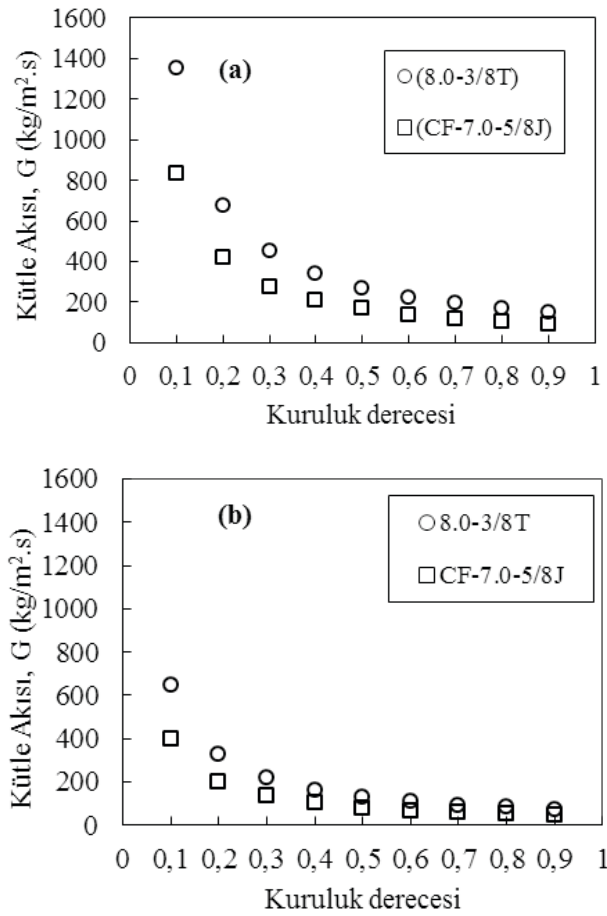
Şekil 6a ve b'de seçilen soğutucu akışkanların her iki yüzey tipi için iki faz bölgesinde kuruluk derecesinin kütle akısına etkisi görülmektedir. İki faz bölgesinde kütle akısı hesaplamaları 0,1-0,9 arasında değişen kuruluk derecesi değerleri için yapılmıştır. Şekil 6a ve b'den görüldüğü gibi kuruluk derecesine karşı kütle akısındaki değişim tüm akışkanlar için benzer bir davranış göstermektedir. Kütle akısı, kuruluk derecesinin 0,3 değerine kadar ani bir düşme eğilimi gösteriyor iken, 0,3-0,9 değerleri arasında bu düşme eğiliminin daha yavaş gerçekleştiği görülmektedir. Aynı ısıyı çekmek için, sıvı fazdan gaz fazına dönen soğutucu akışkan için gereken kütle akısının daha az olacağı düşünülürse akışkanların gösterdiği bu davranış beklenen bir durumdur. Şekil

6a ve b'den görüldüğü gibi her iki yüzey tipinde R290 için aynı kuruluk derecesi değerlerinde sentetik akışkanlara göre daha düşük kütle akısı değerleri bulunmuştur. R290 alternatif olan akışkanların birbirine çok yakın kütle akısı değerlerine sahip olduğu görülmektedir.



Şekil 6. Kuruluk derecesinin kütle akısına etkisi (a) 8.0-3/8T yüzey tipi (b) CF-7.0-5/8J yüzey tipi

Farklı yüzey tiplerinde kuruluk derecesinin kütle akısı üzerine etkisi, R290 ve birbirine çok yakın kütle akısı değerlerine sahip diğer sentetik soğutucu akışkanları temsil eden R134a için Şekil 7a ve b'de gösterilmiştir. Her iki akışkan için değişen kuruluk derecesine bağlı olarak hesaplanan kütle akısı değerleri 8.0-3/8T yüzey tipi için CF-7.0-5/8J yüzey tipine göre daha yüksek bulunmuştur.



Şekil 7. Kütle akısına kuruluk derecesinin etkisi (a) R134a (b) R290

### 3.1.5 Sonuç ve değerlendirmeler

Bu çalışmada evaporatör olarak kullanılan kompakt bir ısı değiştiricisinde farklı soğutucu akışkanların (R134a, R404A, R290 ve R410A) değişen çalışma parametrelerinde (kütleli debi, sıcaklık, basınç) soğutma kapasitesi üzerine etkilerini tahmin edebilen bir model geliştirilmiştir. Önerilen model ile evaporatör iki fazlı ve kızgın gaz bölgesine giren-çıkan hava sıcaklıkları, ısı taşınım katsayıları, toplam ısı transfer katsayıları ve ısı transferi tahmin edilmiştir. Model sonuçları aşağıda verilmiştir:

- Her iki yüzey tipi için tüm soğutucu akışkanlarda kızgın buhar bölgesinde ısı taşınım katsayıları iki fazlı bölgeye göre daha düşük bulunmuştur. Isı transfer yüzey alanının artışıyla toplam ısı transfer katsayısının azaldığı tespit edilmiştir.
- Kütle akısının evaporatör yüzey tipi ve soğutucu akışkan özelliklerinden etkilendiği görülmüştür. 8.03/8T yüzey tipi için hesaplanan kütle akı değerleri

CF-7.0-5/8J yüzey tipi için hesaplanan kütle akı değerlerinden daha büyük bulunmuştur.

- En düşük kütle debisi R290 için 0,00388 kg/s olarak hesaplanmıştır. Diğer akışkanlar için ise hesaplanan kütle debisi değerleri birbirlerine oldukça yakın bulunmuştur.
- Tüm kütle akısı değerlerinde en yüksek ısı taşınım katsayısı, R290 için 8.0-3/8T yüzey tipinde 350-2350 W/m<sup>2</sup>.K arasında elde edilirken, diğer soğutucu akışkanlar için ısı taşınım katsayıları aynı yüzey tipinde 200-1250 W/m<sup>2</sup>.K olarak bulunmuştur.
- R290 için en düşük kütle debisi 0,0039 kg/s olarak hesaplanmıştır. Diğer akışkanlar için hesaplanan kütle debi değerleri birbirlerine oldukça yakın bulunmuştur.
- Elde edilen model sonuçlarına göre evaporatör olarak kullanılan 8.0-3/8T yüzey tipine sahip kompakt ısı değiştiricilerinde R290'nın sentetik soğutucu akışkanlara göre iyi bir alternatif olabileceği görülmektedir. Ayrıca R290'nın GWP (11) değerinin diğer HFC grubu soğutucu akışkanların GWP değerlerine (1370-3700) göre çok düşük olması da gelecekte çevre dostu akışkanlar arasında yer alacağını göstermektedir.

### TEŞEKKÜR

Bu çalışma FEN-C-YLP-110.117.0023 numaralı Marmara Üniversitesi BAPKO Lisansüstü Tez projesi kapsamında desteklenmiştir.

### KAYNAKLAR

- [1] BAYRAM, G., & ŞAHİN, A. Ş. Plakalı Isı Eşanjöründe Farklı Soğutkanlar Kullanılarak İki Farklı Soğutma Sisteminin Deneysel Analizi. SDÜ Yekarum e-Dergi, 2(2).
- [2] Incropera F. P., DeWitt D. P., (1990). Fundamental of heat and mass transfer. John Wiley, New York.
- [3] US Environmental Protection Agency, National Action Plan for Energy Efficiency: Sector Collaborative on Energy Efficiency Accomplishments and Next Steps. Available: <[http://www.epa.gov/cleanenergy/documents/suca/sector\\_collaborative.pdf](http://www.epa.gov/cleanenergy/documents/suca/sector_collaborative.pdf)>.
- [4] Getu, H. M., & Bansal, P. K. (2007). Modeling and performance analyses of evaporators in frozen-food supermarket display cabinets at low temperatures. International Journal of Refrigeration, 30(7), 1227-1243.
- [5] Horton, W.T., (2002). Modeling of secondary loop refrigeration systems in supermarket applications, Ph.D. Thesis, Purdue University, USA.
- [6] Tassou, S. A., & Green, R. K. (1981). A mathematical model of the heat transfer process in a shell and tube condenser for



use in refrigeration applications. Applied Mathematical Modelling, 5(1), 29-33.

- [7] Zabet, I., Lemort, V., & TÂRLEA, G. M. (2012). Mathematical model of a heat exchanger working with different refrigerants., Mathematical Modelling in Civil Engineering, 55.
- [8] Liu, M., Liang, S. Y., Wong, T. N., & Nathan, G. K. (1997, September). Performance Study of Finned Tube Evaporators in a Humid Environment. In ASME 1997 Turbo Asia Conference(pp. V001T13A007-V001T13A007). American Society of Mechanical Engineers.

- [9] EES; (2017). Engineering Equation Solver, Academic Commercial, V10.326, fChart Software Inc.
- [10] Stocker, T. F., Qin, D., Plattner, G. K., Tignor, M., Allen, S. K., Boschung, J., ... & Midgley, B. M. (2013). IPCC, 2013: climate change 2013: the physical science basis. Contribution of working group I to the fifth assessment report of the inter-governmental panel on climate change.
- [11] Bergman, T. L., Incropera, F. P., DeWitt, D. P., & Lavine, A. S. (2011). Fundamentals of heat and mass transfer. John Wiley & Sons.

## SEMBOLLER

A	Toplam yüzey alanı [ $m^2$ ]
$A_{fr}$	Ön yüzey alanı (alın alanı) [ $m^2$ ]
$A_f/A$	Kanat alanı/toplam yüzey alanı [ $m^2/m^2$ ]
$A/A_{fr}$	Toplam yüzey alanı/Alın alanı [-]
$C_p$	Sabit basınçta özgül ısı, [ $J/kg.K$ ]
D	Boru çapı [mm]
$D_o$	Boru dış çapı [mm]
$D_h$	Boru hidrolik çapı çapı [mm]
f	Sürtünme faktörü
F	Bölge kesri [-]
G	Kütlelesel akı [ $kg/s.m^2$ ]
h	Taşınım katsayısı [ $W/m^2.K$ ]
H	Isı değiştiricisi yüksekliği [m]
J	Isı geçişi için Colburn J faktörü
k	Isı iletim katsayısı [ $W/m.K$ ]
L	Isı değiştiricisi uzunluğu [m]
$\dot{m}$	Kütlelesel debi [ $kg/s$ ]
Nu	Nusselt sayısı [-]
$N_{t, row}$	Boru sıra sayısı
$N_{t, col}$	Boru kolon sayısı
Pr	Prandtl sayısı
Q	Enerji geçişi [W]
Re	Reynolds sayısı
St	Stanton sayısı
t	Kanatçık kalınlığı [mm]
T	Sıcaklık [ $^{\circ}C$ , K]

U	Toplam ısı geçiş katsayısı [ $W/m^2.K$ ]
v	Özgül hacim [ $m^3/kg$ ]
V	Isı değiştirici hacmi [ $m^3$ ]
$\dot{V}$	Hacimsel debi [ $m^3/s$ ]
W	Isı değiştiricisi genişliği [m]
W	Birim zamanda yapılan iş [W]
HFC	Hidroflorokarbon
HC	Hidrokarbon

## Yunan harfleri

$\rho$	Yoğunluk, [ $kg/m^3$ ]
$\sigma$	Serbest akış alanı/alın alanı, [ $m^2/m^2$ ]
$\alpha$	Isı geçiş alanı/toplam hacim, [ $m^2/m^3$ ]
$\eta$	Verim
$\mu$	Kinematik viskozite, [ $m^2/s$ ]

## Alt indisler

$h_i$	hava giriş sıcaklığı
$h_o$	hava çıkış sıcaklığı
c	Soğuk
h	Sıcak
max	maksimum
R	soğutucu akışkan
iki faz	buharlaştırma
sh	kızgın gaz
total	toplam