

Mini-Mikro Kanallı Bir Buzdolabı Kondenserinin Minimum Gaz Şarjı Sağlayacak  
Tasarımlarının Belirlenmesi

Mert Tosun

**DOKTORA TEZİ**

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Aralık 2015

Defining the Design of a Mini-Microchannel Condenser on a Household Refrigerator to  
Minimize the Refrigerant Amount

Mert Tosun

**DOCTORAL DISSERTATION**

Department of Mechanical Engineering

Aralık 2015

Mini-Mikro Kanallı Bir Buzdolabı Kondenserinin Minimum Gaz Şarjı Sağlayacak  
Tasarımlarının Belirlenmesi

Mert Tosun

Eskişehir Osmangazi Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü  
Lisansüstü Yönetmeliği Uyarınca  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı  
Enerji-Termodinamik Bilim Dalında  
DOKTORA TEZİ  
Olarak Hazırlanmıştır

Danışman: Prof. Dr. L. Berrin ERBAY

Aralık 2015

## ONAY

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Doktora öğrencisi Mert Tosun'un DOKTORA tezi olarak hazırladığı "Mini-Mikro Kanallı Bir Buzdolabı Kondenserinin Minimum Gaz Şarjı Sağlayacak Tasarımlarının Belirlenmesi" başlıklı bu çalışma, jürimizce lisansüstü yönetmeliğin ilgili maddeleri uyarınca değerlendirilerek oybirliği ile kabul edilmiştir.

**Danışman** : Prof. Dr. L. Berrin ERBAY

**İkinci Danışman** : -

**Doktora Tez Savunma Jürisi:**

**Üye** : Prof. Dr. L.Berrin Erbay (Danışman)

**Üye** : Prof. Dr. Ö. Mete KOÇKAR

**Üye** : Prof. Dr. Haydar Aras

**Üye** : Doç. Dr. M. Ertunç TAT

**Üye** : Doç. Dr. Hasan YAMIK

<p>Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun ..... tarih ve ..... sayılı kararıyla onaylanmıştır.</p> <p>Prof. Dr. Hürriyet ERŐAHAN Enstitü Müdürü</p>
-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------

## ETİK BEYAN

Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kılavuzuna göre, Prof. Dr. L. Berrin Erbay danışmanlığında hazırlamış olduğum “Mini-Mikro Kanallı Bir Buzdolabı Kondenserinin Minimum Gaz Şarjı Sağlayacak Tasarımlarının Belirlenmesi” başlıklı DOKTORA tezimin özgün bir çalışma olduğunu; tez çalışmamın tüm aşamalarında bilimsel etik ilke ve kurallara uygun davrandığımı; tezimde verdiğim bilgileri, verileri akademik ve bilimsel etik ilke ve kurallara uygun olarak elde ettiğimi; tez çalışmamda yararlandığım eserlerin tümüne atıf yaptığımı ve kaynak gösterdiğimi ve bilgi, belge ve sonuçları bilimsel etik ilke ve kurallara göre sunduğumu beyan ederim. 21/12/2015

Mert Tosun

İmza

## ÖZET

Isı değiştiricileri, kullanım amaçlarına göre, değişik yapılarda, kapasitelerde, boyutlarda ve tiplerde olabilmektedir. Kompaktlıkları ve mükemmel ısı geçişi performansları nedeniyle, mikrokanal ve minikanal ısı değistircilerinin kullanımı, ticari ve bilimsel uygulamalarda giderek artmaktadır.

Bu alışma, evlerde kullanılan buzdolaplarındaki soğutma sistemi elemanlarından olan yoğuşturucunun, mini-mikro kanal teknolojisi kullanarak, hem boyutlarının küçültülmesini ve gaz şarjının azaltılmasını hem de enerji verimliliğinin yükseltilmesiyle performansının iyileştirilmesini sağlamak için, deneysel olarak geliştirilmesi amacıyla hazırlanmıştır. Bu deneysel yoğuşturucu geliştirme çalışmasında, dünyada yoğun olarak kullanılmakta olan soğutucuların performanslarını yükseltilmesiyle iklim değişikliği problemin çözümüne önemli bir katkı sağlanması fikrinden yola çıkarak, mini-mikro kanallı yoğuşturucuya temel teşkil edecek bilgiler araştırılmıştır ve buzdolabı üretiminde kullanılarak uluslararası pazarı etkileyecek bir ürün ortaya konulmuştur. Çalışma bir model üzerinde yapılmış olmakla beraber aynı zamanda bütün ürünlere yaygınlaştırılarak kullanılacaktır. Mini kanal uygulaması ile enerji tkretiminde meydana gelecek iyileştirme, ürün gamının enerji tüketimi düşük ürünlerle genişletilmesi açısından önem taşımaktadır.

Sonuç olarak, soğutma sisteminde karşılaştırılan parametreler arasında en etkin parametrenin kapileri boru boyu olduğu görülmüştür. En düşük enerji tüketimi veren parametrelerin 1 numaralı yoğuşturucu tipi, 3250 mm kapileri boru boyu ve 55 g soğutkan miktarı olduğu tespit edilmiştir. Sargı yoğuşturucudan minikanal yoğuşturucuya geçildiğinde buzdolabının enerji tkretiminde %12 iyileşme sağlandığı görülmüştür. Çalışmada elde edilen yoğuşturucu, bir ürüne uygulanarak seri üretime geirilmif ve pazarda ilk mini kanallı yoğuşturucuya sahip ilk ev tipi buzdolabı olarak literatürdeki yerini almıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Yoğuşturucu, Mini kanal, Mikro kanal, Isı değiştirici, Soğutma sistemi, Buzdolabı, Basınç dşş, Enerji tüketimi

## SUMMARY

Considering using aims, heat exchangers can be in different structures, capacities, sizes and types. Due to the compactness and excellent heat transfer performance, microchannel and minichannel heat exchangers have gained increasing attention in commercial and scientific applications.

This study is proposed to develop experimentally the condenser as one of the elements of cooling system of domestic refrigerators both to decrease the dimensions and gas charge, and to make better the performance by increasing the energetic efficiency by using mini-micro channel technology. In this study by starting the idea that making a contribution to the solution of the climatic changes by increasing the performance of the refrigerators used heavily throughout the world, the fundamentals for the basis of the mini-micro channeled condensers is investigated and a product to be sold in the international market was designed. The study was carried for a basic model but at the same time results will be used for all products. The improvement of energy consumption by the application of minichannel application, will result in a higher range of energy efficient products.

According to the results, mini channel type and refrigerant charge that are the individual parameters and capillary length-refrigerant charge combined effects are effective but the capillary length and the other combined effects came out to be less effective one. Experiments showed that lowest energy consumption and best cooling performance are performed by shorter capillary length and minimum refrigerant charge. Using type 1 condenser with 3250 mm capillary tube length and 55 g of refrigerant resulted in the lowest energy consumption. Using mini channel condenser instead of coil condenser decreased the consumption by 12%. Mini channel condenser designed in this study was adapted to a product which is in serial production for the first time in household refrigerators.

**Keywords:** Condenser, mini channel, micro channel, heat exchanger, cooling system, refrigerator, pressure drop, energy consumption

## TEŞEKKÜR

Doktora çalışmalarında, gerek derslerimde ve gerekse tez çalışmalarında, bana danışmanlık ederek, beni yönlendiren ve her türlü olanağı sağlayan danışmanım sayın Prof. Dr. L. Berrin Erbay'a;

Bu çalışmayı 00865-STZ.2011-1 numaralı SANTEZ projesi kapsamında destekleyen Bilim, Teknoloji ve Sanayi Bakanlığı ve Arçelik A.Ş. yetkililerine;

Çalışmalarında bana verdikleri teknik destek için Arçelik A.Ş. Buzdolabı İşletmesi ARGE Yöneticiliği Sistem Takımı çalışanlarına;

teşekkürlerimi sunarım.



## İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
<b>ÖZET</b> .....	<b>vi</b>
<b>SUMMARY</b> .....	<b>vii</b>
<b>TEŞEKKÜR</b> .....	<b>viii</b>
<b>ŞEKİLLER DİZİNİ</b> .....	<b>xi</b>
<b>ÇİZELGELER DİZİNİ</b> .....	<b>xii</b>
<b>SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ</b> .....	<b>xiii</b>
<b>1. GİRİŞ</b> .....	<b>1</b>
1.1. Amaç.....	3
1.2. Yöntem .....	4
1.3. Çalışmanın Özgün Yönü .....	5
<b>2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI</b> .....	<b>7</b>
2.1. Önceki Çalışmalar .....	7
2.2. Patent Araştırmaları.....	18
2.3. Soğutma Sistemi .....	29
2.3.1. Ters Carnot çevrimi .....	30
2.3.2. Buhar sıkıştırmalı soğutma sisteminin temel bileşenleri.....	32
2.4. Yoğuşturucular .....	34
2.4.1. Yoğuşturucu tipleri.....	35
2.4.2. Minikanallı yoğuşturucular.....	38
2.4.3. Yoğuşturucularda ısı transferi .....	39
<b>3. MATERYAL VE YÖNTEM</b> .....	<b>48</b>
3.1. Deney Düzenegi .....	50
3.2. Veri Toplama Ünitesi .....	51
3.3. Belirsizlik Analizi.....	52
<b>4. BULGULAR VE TARTIŞMA</b> .....	<b>57</b>
4.1. Mini Kanallı Yoğuşturucu Deney Sonuçları .....	59
4.2. Elde Edilen Bağlantılar .....	65

<b>5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....</b>	<b>68</b>
<b>KAYNAKLAR DİZİNİ.....</b>	<b>70</b>
<b>ÖZGEÇMİŞ</b>	

## ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
2.1. Yatay iki fazlı akışta görülen akış rejimleri.....	9
2.2. Mikro kanal içerisinde portlardaki akışın karıştırılması.....	19
2.3. Mikro kanal ısı değiştirici.....	20
2.4. Isı değiştiricinin perspektif görünüşü ve detay görünüşü .....	21
2.5. Farklı patlamalı kanat yapıları .....	21
2.6. Tasarlanmış olan ısı değiştirici .....	22
2.7. Mikro kanal yapısı .....	23
2.8. (a) Isı değiştirici (b) Isı değiştirici detay kesiti.....	23
2.9. Kanat yapısı ve detayları .....	24
2.10. Tipik bir mikro kanal ısı değiştirici .....	25
2.11. (a) Mikro kanal buharlaştırıcı (b) Mikro kanalın bükülmesi (c) Buharlaştırıcıyı bükülmesi (d) Kanatın yerleştirilmesi .....	26
2.12. Tasarlanan mikro kanal ısı değiştirici detayı .....	27
2.13. Isı değiştirici kanat yapısı ve yerleşimi .....	28
2.14. Tasarlanan mikro kanal ısı değiştirici.....	29
2.15. R600a için lnP – h diyagramında soğutma çevrimi.....	31
2.16. Arka duvar yoğuşturucu .....	37
2.17. Sargı yoğuşturucu .....	37
2.18. Minikanal Profilleri Kullanan Isı Değiştiricisi .....	38
2.19. Tek geçişli karşılıklı akışlı ısı değiştiriciler için F katsayısı (Incropera, 2002) .....	41
3.1. Çift ara levhalı ısı değiştiricinin geometrik detayları .....	50
3.2. Soğutucuda kullanılan kompresör .....	51
3.3. Veri toplama ünitesi .....	52
4.1. Deneylerde kullanılan çift ve tek ara sıralı minikanal numuneleri.....	57
4.2. Buzdolabı kabindibinde minikanal uygulaması .....	58
4.3. Buzdolabının içine ısı çiftlerinin yerleştirilmesi .....	58
4.4. Parametrelerin dilim grafiği .....	62
4.5. Soğutkan miktarının tekil olarak enerji tüketimine etkisi .....	63
4.7. Yoğuşturucu tipinin tekil olarak enerji tüketimine etkisi .....	64
4.8. Kapileri boru ve soğutkan miktarının enerji tüketimi üzerindeki bileşik etkisi .....	64

## ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>Cizelge</u>	<u>Sayfa</u>
2.1. Kanal sınıflandırılması .....	7
2.2. Isı değiştiricilerin hidrolik çapa göre sınıflandırılması .....	39
3.1. Isı değiştiricinin özellikleri .....	49
3.2. Ölüm cihazlarına ait doğruluk değerleri .....	54
4.1. Deney tasarımında kullanılan parametreler .....	59
4.2. Test sonuçları.....	60

## SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
A	Toplam alan ( $\text{mm}^2$ )
$A_b$	Boru dış yüzey alanı ( $\text{mm}^2$ )
$A_f$	Kanat ısı geçiş alanı ( $\text{mm}^2$ )
$A_{fy}$	Kanat levhasının yüzey alanı ( $\text{mm}^2$ )
$A_k$	Kanat kesit alanı ( $\text{mm}^2$ )
$A_{\min}$	Minimum akış kesiti ( $\text{mm}^2$ )
$A_{\text{ön}}$	Yoğuşturucu ön yüzey kesiti ( $\text{mm}^2$ )
Bo	Bond sayısı
C	Isıl kapasite oranı
$c_p$	Özgül ısı ( $\text{kJ/kgK}$ )
D	Boru çapı (mm)
$D_o$	Boru dış çapı (mm)
$D_i$	Boru iç çapı (mm)
$D_h$	Hidrolik çap (mm)
f	Sürtünme faktörü
G	Yerçekimi kuvveti (N)
$G_{\text{maks}}$	Minimum kesitteki kütle akısı ( $\text{kg/m.s}^2$ )
H	Buharlaştırıcı yüksekliği (mm)
$h_{\text{yoğ,gir}}$	Yoğuşturucu giriş entalpisi ( $\text{kJ/kg}$ )
$h_{\text{yoğ,çık}}$	Yoğuşturucu çıkış entalpisi ( $\text{kJ/kg}$ )
$h_o$	Hava tarafı ısı taşınım katsayısı ( $\text{W/m}^2\text{K}$ )
$h_{fg}$	Sıvı buhar fazı karışımının entalpisi ( $\text{kJ/kg}$ )
j	Colburn faktörü
$j_N$	N boru sıra sayılı Colburn faktörü
k	Isı iletim katsayısı ( $\text{W/mK}$ )
Kn	Knudsen sayısı
L	Yoğuşturucu toplam uzunluğu (mm)
$L_o$	Louver açısı
m	Katsayı

## SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)

<b><u>Simgeler</u></b>	<b><u>Açıklama</u></b>
$\dot{m}$	Akış debisi (kg/s)
N	Boru sıra sayısı
$n_d$	Hava akışına dik yöndeki boru sayısı
$n_k$	Kanat sayısı
$n_p$	Hava akışı yönündeki boru sayısı
Nu	Nusselt sayısı
NTU	Transfer birim sayısı
P	Basıncı (bar)
$P_{yoğ,gir}$	Yoğuşturucu giriş basıncı (bar)
$P_{yoğ,çık}$	Yoğuşturucu çıkış basıncı (bar)
$P_{yoğuş}$	Yoğuşturucu basıncı (bar)
$P_{yoğuş,çık}$	Yoğuşturucu çıkış basıncı (bar)
Pr	Prandtl sayısı
Q	Isı geçiş miktarı (W)
$Q_b$	Çıplak borunun ısı geçiş miktarı (W)
$\dot{Q}$	Geçen ısı geçiş miktarı (W)
$q_f$	Kanatlı haldeki ısı geçiş miktarı (W)
R	Isıl direnç
Re	Reynolds sayısı
$Re_d$	Boru dış çapına göre hesaplanmış Reynolds sayısı
$Re_L$	Hava akış yönündeki boru aralığına göre Reynolds sayısı
s	Kanat aralığı (mm)
$S_b$	Çapraz doğrultudaki borular arası mesafe (mm)
$S_d$	Hava akışına dik yöndeki borular arası mesafe (mm)
$S_p$	Hava akışı yönündeki borular arası mesafe (mm)
St	Stanton sayısı
t	Kanat kalınlığı (mm)
T	Sıcaklık (K)
$T_{yoğ}$	Yoğuşturucu sıcaklığı (°C)

## SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)

<b><u>Simgeler</u></b>	<b><u>Açıklama</u></b>
$U$	Toplam ısı geçiş katsayısı ( $W/m^2K$ )
$UA_{yoğ}$	Yoğuşturucu performans değeri ( $W/K$ )
$U_{Q,yoğ}$	Yoğuşturucudaki belirsizlik
$U_r$	Belirsizlik
$u$	Havanın x yönündeki hız bileşeni (m/s)
$u_{max}$	Maksimum hız (m/s)
$u_{max,NS}$	Maksimum hız, sürekli akış (m/s)
$u_t$	Teğetsel kayma hızı (m/s)
$\bar{u}$	Ortalama hız (m/s)
$V$	Hava giriş hızı (m/s)
$V_{max}$	Havanın minimum kesitteki maksimum hızı (m/s)
$v$	Havanın y yönündeki hız bileşeni (m/s)
$W$	Kanat genişliği (mm)
$We$	Weber sayısı
$W_b/W_t$	En/boy oranı
$w$	Havanın z yönündeki hız bileşeni (m/s)
$\alpha$	Isıl yayılım katsayısı ( $m^2/s$ )
$\beta$	Kayma katsayısı
$\Delta P$	Basınç düşümü (bar)
$\Delta T_{ort}$	Ortalama sıcaklık farkı ( $^{\circ}C$ )
$\Delta T_{lm}$	Logaritmik-ortalama sıcaklık farkı ( $^{\circ}C$ )
$\Delta P_{yoğ}$	Yoğuşturucu ortalama basınç düşümü (bar)
$\varepsilon$	Etkinlik
$\varepsilon_f$	Kanat etkinliği
$\lambda$	Ortalama serbest yol (m)
$\eta$	Kanat verimi
$\eta_o$	Toplam yüzey verimi
$\mu$	Viskozite (Pa.s, kg/ms)
$\sigma$	Teğetsel momentum uyum katsayısı

**SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)**

<b><u>Simgeler</u></b>	<b><u>Açıklama</u></b>
$\tau$	Kesme gerilimi (Pa)
$\tau_t$	Teğetsel kesme gerilimi (Pa)
$\rho$	Yoğunluk (kg/m <sup>3</sup> )
$\rho_m$	Havanın ortalama yoğunluğu (kg/m <sup>3</sup> )
$\rho_i$	Havanın girişteki yoğunluğu (kg/m <sup>3</sup> )
$\rho_o$	Havanın çıkıştaki yoğunluğu (kg/m <sup>3</sup> )
$\Phi$	Viskoz kayıp fonksiyonu
$\frac{dp}{dx}$	x yönündeki basınç gradyeni (Pa/m)
$\frac{du}{dr}$	r yönündeki hız gradyeni (Pa/m)



## 1. GİRİŞ

Dünya kaynaklarının verimli kullanılması ve bu kaynakların kullanımında ortaya çıkan olumsuz etkilerin azaltılması amacıyla küresel anlamda yapılan en önemli girişimlerden biri, 1987 yılında imzalana Montreal Sözleşmesi'dir. Yasal bağlayıcılığı olan kontrolleri veya hedefleri içermeyen bir çerçeve sözleşme olan Ozon Tabakasının Korunması için Viyana Sözleşmesi'nin kabulünün ardından ozon tabakasını incelten maddelerin kullanımının ve üretiminin kontrol altına alınmasını sağlayacak olan bir protokol üzerinde çalışmalar başlatılmıştır. 1985 yılında Antartika üzerindeki ozon deliğinin tespit edilmesi ile hükümetler, birçok Kloroflorokarbon (CFC)'ların ve bazı halonların üretimini ve tüketimini azaltacak katı önlemlere ihtiyaç olduğu yargısına varmışlardır. Eylül 1987'de Ozon Tabakasını İncelten Maddeler İlişkin Montreal Protokolü kabul edilmiştir. Montreal Protokolü, periyodik olarak yapılan bilimsel ve teknolojik değerlendirmeleri temel alarak azatlım takviminin revize edilebileceği şekilde oluşturulmuştur. Bu teknik ve bilimsel değerlendirmeleri takiben, söz konusu Protokole ait takvimdeki azatlımın hızlandırılması için 1990'da (Londra), 1992'de (Kopenhag), 1995'de (Viyana), 1997'de (Montreal), 1999'da (Pekin) ve 2007'de (Montreal) tekrar düzenlenmiştir. Ayrıca bu düzenlemeler, yeni kontrol maddelerinin ve yeni önlemlerin anlaşmaya dahil edilmesine neden olmuştur. 196 ülkenin taraf olduğu Montreal Protokolü, çevre konusunda oluşturulmuş en başarılı çok taraflı anlaşma olarak tanımlanmaktadır. Türkiye; Protokole 19 Aralık 1991 tarihinde taraf olmuştur ve tüm değişikliklerini kabul etmiştir.

Çevre ile ilgili kaygıların karşılığını bulduğu diğer bir anlaşma ise küresel ısınma ve iklim değişikliği konusunda mücadeleyi sağlamaya yönelik uluslararası tek çerçeve olan Kyoto Protokolü'dür. Kyoto Protokolü'ndeki amaç, atmosferdeki sera gazı yoğunluğunun, iklime tehlikeli etki yapmayacak seviyelerde dengede kalmasını sağlamaktır. Birleşmiş Milletler İklim Değişikliği Çerçeve Sözleşmesi içinde imzalanmıştır. Bu protokolü imzalayan ülkeler, karbon dioksit ve sera etkisine neden olan diğer beş gazın salınımını azaltmaya veya bunu yapamıyorlarsa karbon ticareti yoluyla haklarını arttırmaya söz vermişlerdir. Protokol, ülkelerin atmosfere saldıkları karbon miktarını 1990 yılındaki düzeylere düşürmelerini gerekli kılmaktadır. Hükümetlerarası İklim Değişikliği Paneli,

1990 ile 2010 yılları arasında 1.4 °C ile 5.8 °C arası sıcaklık artışı tahmin etmektedir. Tahminlere göre, başarılı bir şekilde uygulanması durumunda Kyoto Protokolü bu artışı 0.02 ile 0.28 C arasında düşürebilecektir. Kyoto Protokolü savunucuları bu protokolün amaca ulaşmak için ilk adım olduğunu ve amaca ulaşmaya kadar hedeflerin değiştirileceğini belirtmektedirler.

1997'de imzalanan protokol, 2005'te yürürlüğe girebilmiştir. Türkiye, 2008 yılında protokolü imzalayacağını resmen açıklamıştır ve protokol Türkiye'de 2009 yılında yasal olarak yürürlüğe girmiştir.

Kyoto Protokolü şu anda yeryüzündeki 160 ülkeyi ve sera gazı salınımının %55'inden fazlasını kapsamaktadır. Kyoto Protokolü ile devreye girecek önlemler, pahalı yatırımlar gerektirmektedir. Sözleşmeye göre; atmosfere salınan sera gazı miktarı %5'e çekilecek ve atmosfere bırakılan metan ve karbon dioksit oranının düşürülmesi için alternatif enerji kaynaklarına yönelinecektir. Bunun için endüstriden, motorlu taşıtlardan, ısıtmadan kaynaklanan sera gazı miktarını azaltmaya yönelik mevzuat yeniden düzenlenecek ve daha az enerji ile ısınma, daha az enerji tüketen araçlarla uzun yol alma, daha az enerji tüketen teknoloji sistemlerini endüstriye yerleştirme sağlanacak, güneş enerjisinin önü açılacak, nükleer enerjide karbon sıfır olduğu için dünyada bu enerji ön plana çıkarılacaktır. Fazla yakıt tüketen ve fazla karbon üreten daha fazla vergi alınacaktır.

Ülkemizde 2000 yılından itibaren enerji sektöründe rekabeti öngören yeni bir yapılanmaya gidilmiştir. Ekonomik verimliliğin artırılması ve Enerji verimliliğinde AB düzeyine gelecek şekilde hızlı ve sürekli gelişme hedeflerine ulaşmak zorunluluk olmuştur. Bu amaçla çıkarılan yeni kanunların arasında Enerji Verimliliği Kanunu (2007) da yürürlüğe girmiştir. Türkiye'nin temel enerji politikaları; Enerji verimliliğinin artırılması; Dışa bağımlılığın azaltılması; Enerji alanında ülkemizin bölgesel ve küresel etkinliğinin artırılması ve Enerji ve tabii kaynakların kullanımında çevre üzerindeki olumsuz etkilerin en aza indirilmesi prensiplerini kapsamaktadır. Bunlar, araştırmacıların enerji ekonomisi ile ilgili çalışmalara yoğunlaşmasına sebep olmuştur.

Yenilenebilir kaynaklarının azami oranda kullanılabilmesi, ancak yüksek enerji verimliliğine sahip ekipmanlar için mümkün olabilir, onun için performansı yükseltilmiş bir soğutma sistemi bu prensibe göre de önem taşımaktadır. Tezde amaçlanan, böyle bir tasarım için yapılan çalışmaları ortaya koymaktır. Çalışma ile ülkemizin temel enerji politikalarından biri olan “Yenilenebilir kaynaklarının azami oranda kullanılmasının sağlanması” olarak ifade edilen temel enerji politikasını da tamamen desteklemektedir.

### **1.1. Amaç**

Enerji tüketiminin bir kolu olan dayanıklı tüketim mallarından buzdolabını ele aldığımızda son yıllarda belirtilen protokoller ve Avrupa Birliği regülasyonları çerçevesinde enerji tüketim değerleri büyük ölçülerde azaltılmıştır. Avrupa Ev Gereçleri Üreticileri Komitesinin (CECED) ev tipi buzdolabı üreticileri için belirlemiş olduğu enerji indeksi değerini her geçen yıl düşürmektedir. AB regülasyonları gereği enerji verimliliği ve standart değişikliğine ait yasa tasarısının kanunlaşmasından bir yıl sonra (2011) enerji indeks değeri 55 üzerindeki B enerji sınıfı ürünlerin satışı yasaklanmış, ve yasanın çıkmasından 4 yıl sonra (2014) enerji indeksi değeri 42 ve üzerindeki A sınıfı ürünler satılamaz hale gelmiştir. Bu gerekçeler nedeniyle soğutma sistemlerinde, çekilen ısı miktarı sabit kalacak şekilde kompresör işini azaltarak çevrimin performansını artırmak ve daha az enerji tüketen soğutucuların üretimi gerçekleştirilmelidir.

Son yıllarda gelişen üretim teknikleri sayesinde daha ekonomik ve hızlı üretilen mini-mikro kanallı multiport Al çekme yassı boruların soğutma teknolojisinde uygulamalarına giderek rastlanmaktadır. Konvansiyonel dairesel veya ‘D’ formunda boru uygulaması dışında mikro veya mini kanal kullanımı, ısı transferi açısından önemli avantajlar sağlamaktadır. Mini ve mikro kanal uygulamalarında çok geçişli kanallar kullanılmaktadır. Ayrıca çok geçişli birden çok kanalın kullanıldığı durumlarda akışın bir manifoldtan dağıtılması kanallarda akışın homojen dağılımı açısından tercih edilmektedir. Endüstrideki mikrokanal uygulamaları incelendiğinde oluşturulan yeni yapıların birden çok boru veya kanaldan meydana geldiği görülmektedir. Böylece mikrokanal uygulamaları sayesinde benzer sistem çalışma şartlarında daha kompakt sistemler oluşturulabilmektedir.

Bu çalışmada mini-mikro çoklu kanallı yassı alüminyum çekme borulu plaka kanatlı bir yoğunlaştırıcı deneysel olarak geliştirilip ev tipi buzdolaplarının sıkıştırıcı buhar çevrimine ilk kez adapte edilerek soğutma sisteminin performansının iyileştirilmesi amaçlanmıştır. Minikanal ile kullanılan malzemenin de azaltılması beklenmektedir.

## 1.2. Yöntem

Mühendislik uygulamalarında en önemli ve en çok karşılaşılan problemlerden birisi, farklı sıcaklıklardaki iki veya daha fazla akışkan arasındaki ısı değişiminin sağlanmasıdır. Bu değişimin yapıldığı cihazlar, genellikle ısı değiştirici olarak adlandırılmakta olup, uygulamada termik santrallerde, kimya endüstrilerinde, ısıtma, iklimlendirme, soğutma tesisatlarında, taşıt araçlarında, elektronik cihazlarda, alternatif enerji kaynaklarının kullanımında, ısı depolanması vb. birçok yerde bulunurlar. Verilen örneklerden anlaşılabilir gibi, uygulamada çeşitli yerlerde kullanılan bu ısı değiştiricileri, kullanım amaçlarına göre, değişik yapılarda, kapasitelerde, boyutlarda ve tiplerde olabilmektedir (Genceli, 2005).

Birim hacimde ısı geçiş yüzey alanının çok büyük değerlerde olması durumu ( $\geq 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ ), ısı değiştiricilerin önemli ve özel bir sınıfını belirler. Kompakt ısı değiştiricileri olarak adlandırılan bu tür değiştiriciler, çok kanatlı boru veya levhalardan oluşur ve genellikle, ısı taşınım katsayısının küçük ve en az bir akışkanın gaz olduğu durumlarda kullanılır. Kompakt ısı değiştiricilerinde akış kesitleri çok küçüktür ( $D_h \leq 5 \text{ mm}$ ) ve içlerindeki akış çoğunlukla laminardır (Incropera, 2002).

Kompaktlıkları ve mükemmel ısı geçişi performansları nedeniyle, mikrokanal ısı değiştiricilerinin kullanımı, ticari ve bilimsel uygulamalarda giderek artmaktadır. Mikrokanal ısı değiştiricileri yüksek yüzey alanı/hacim oranı, büyük ısı taşınım katsayısı, küçük kütle ve hacim ile küçük soğutucu envanteri özelliklerini birleştirmektedir (Qu ve Mudawar, 2002). Mikro ısı değiştiricileri küçük sıcaklık basamakları ile büyük miktarda ısının uzaklaştırılmasında verimlidirler. Mikro ısı değiştiricileri yüksek ısı taşınım katsayıları (10000'den 35000  $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ 'e kadar, ya da yaklaşık olarak geleneksel ısı değiştiricilerde tipik olarak görülenden 10 kat daha fazla) ve düşük basınç düşüşleri (tipik

olarak 6,89 ila 13,78 kPa) göstermektedirler. Bu teknoloji, yığın üretimi için yüksek potansiyele sahiptir ve otomobiller, ticari ve ev tipi ısıtma/soğutma, üretim ve elektronik bileşenlerin soğutulması gibi ısı değişiminin faydalı olduğu her yerde kullanılabilir.

Literatürdeki sınıflandırmalar dikkate alınarak, bu çalışmadaki kanalların minikanal ve bu kanalların yer aldığı kompakt ısı değiştiricinin minikanal ısı değiştirici olarak isimlendirilmesi uygun görülmüştür.

Bu tez çalışmasında, minikanal ısı değiştiricilerin yoğunlaştırıcı olarak buzdolaplarında uygulanması araştırılmıştır. Kabindibi hacminin genişletilmesi, yoğunlaştırıcı maliyetinin ve sistemde dolaşan soğutkan miktarının azaltılması, yoğunlaştırıcı performansının artırılması amacıyla yeni tasarlananak bir mini-mikro çoklu kanallı yassı alüminyum çekme borulu plaka kanatlı yoğunlaştırıcı uygulaması çalışılmıştır. Bu şekilde enerji tüketiminin iyileştirilmesi sağlanabilecektir. Bu amaca yönelik olarak minikanal yoğunlaştırıcı prototipi geliştirilerek denenmiştir ve ekonomik ve çevresel katkıların belirlenmesi için çalışılmıştır.

### **1.3. Çalışmanın Özgün Yönü**

Bu çalışma kapsamında, mini-mikro kanal teknolojisi kullanarak yoğunlaştırıcı hacminin küçültülmesi ve soğutkan miktarının azaltılmasıyla yüksek performanslı evsel soğutucu tasarımı gerçekleştirilmiştir. Hava tarafı ısı transferinin iyileştirilmesi, akış parametrelerinin analizi ve düzlem plaka tipi kanat geometrisi analizleri yapılacak ve optimum yoğunlaştırıcı tipi belirlenmiştir. Panel genişliği az olan dolaplarda hacim kazanılması için, en az mevcut yoğunlaştırıcı performansını sağlayacak küçük hacimli bir yoğunlaştırıcunun tasarım kriterlerinin belirlenmesi ile yoğunlaştırıcı ve gaz şarjı maliyetinin azaltılması böylece enerji tüketiminin azaltılması amaçlanmıştır.

Bu tezde, evlerde kullanılan buzdolaplarındaki soğutma sistemi elemanlarından olan yoğunlaştırıcunun, mini-mikro kanal teknolojisi kullanarak, hem boyutlarının küçültülmesini ve gaz şarjının azaltılmasını hem de enerji verimliliğinin yükseltilmesiyle performansının iyileştirilmesini sağlamak için, deneysel olarak geliştirilmesi amacıyla hazırlanmıştır. Bu deneysel yoğunlaştırıcı geliştirme çalışmasında, dünyada yoğun olarak

kullanılmakta olan soğutucuların performanslarını yükseltilmesiyle iklim değişikliği problemin çözümüne önemli bir katkı sağlanması fikrinden yola çıkarak, mini-mikro kanallı yoğuşturuculara temel teşkil edecek bilgilerin literatüre kazandırılması hedeflenmiştir.

Mini-mikro kanallı kanallı ısı değiştiricilerle ilgili patentler incelendiğinde doğrudan evlerde kullanılan soğutucular için tasarlanmış ve kullanılmakta olan ürünlere açık yazılı kaynaklarda rastlanmamıştır. Soğutucu kullanım alanında, evsel kullanma koşullarında özgün tasarıma sahip yenilikçi bir mini-mikro kanallı yoğuşturucu tasarımı deneysel olarak geliştirilmesi gereği tespit edilmiştir.

Bu tez çalışması, evsel buzdolabı çalışma şartlarında ısı geçişi ve basınç düşümü açısından, optimum tasarıma sahip, özgün, mini-mikro çoklu kanallı yassı alüminyum çekme borulu plaka tipi kanatlı bir ısı değiştirici olarak tasarlanan yoğuşturucunun, üniversite ve sanayi işbirliği ile geliştirilmesini ve böylece hem mini-mikro kanal teknolojisinin uygulama sahasının gelişmesini hem de yenilikçi tasarımlara öncülük yapacak bilgi birikimi sağlayacaktır.

Çalışma temel olarak alınacak bir model üzerinde yapılacak olmakla beraber aynı zamanda bütün ürünlere yaygınlaştırılarak kullanılacaktır.

Bu çalışma sonunda, mini-mikro çoklu kanallı yassı alüminyum çekme borulu plaka kanatlı bir yoğuşturucunun buzdolabında başarıyla ilk kez uygulanmasıyla patent alma potansiyeli olan bir ürün geliştirilmiştir.

## 2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Bu bölümde, soğutma ve işletme endüstrilerinde gittikçe yaygınlaşan mikro ve mini kanallı ısı değiştiriciler üzerine yapılan çalışmalar ve mikro kanal ısı değiştiricileri ile ilgili olarak gerçekleştirilen patent araştırma sonuçlarına yer verilmiştir.

### 2.1. Önceki Çalışmalar

Kandlikar (2002) tarafından Çizelge 2.1'de görülmekte olan değiştirilmiş ve küçük kanal çaplarının temel alındığı bir kanal sınıflandırması yapılmıştır. Sınıflandırma biçimi konvansiyonel kanallar harici çalışılan mini ve mikro kanallar için bir başlangıç niteliği taşımaktadır. Değiştirilen kanal sınıflandırılması ile tek fazlı akışın olduğu gaz veya sıvı faz akışı ve iki fazın birlikte olduğu durumda akış kaynaması veya yoğunlaşmasına uygundur.

**Çizelge 2.1.** Kanal sınıflandırılması

<b>Kanal Tipi</b>	<b>Hidrolik Çap</b>
Makrokanallar	$D_h > 3 \text{ mm}$
Minikanallar	$3 \text{ mm} \geq D_h > 200 \mu\text{m}$
Mikrokanallar	$200 \mu\text{m} \geq D_h > 10 \mu\text{m}$
Geçici Mikrokanallar	$10 \mu\text{m} \geq D_h > 1 \mu\text{m}$
Geçişli Nanokanallar	$1 \mu\text{m} \geq D_h > 0,1\mu\text{m}$
Nanokanallar	$0,1 \mu\text{m} \geq D_h$

Farklı geometrik kesitli ısı değiştiricilerinden minikanallı ısı değiştiricileri için yapılan çalışmalar sırasında Kandlikar (2008) kanal boyutlarını küçültmenin avantajlarını şöyle sıralamıştır:

- Sistem verimliliğinin artması
- Sistemde soğutucu akışkan çevrimini sağlayan soğutucu akışkan şarj miktarının azalması
- Kullanılan ısı değiştirici boyutlarının azalması

- Üretim maliyetlerinin düşürülmesi

İki fazlı akışların en önemli hususlarından birisi fazların kanalda nasıl dağıldığını gösteren akış rejimlerinin çeşitleridir. Akış rejimleri bilinmeden ısı transferi ve basınç düşümü gibi akış koşulları için tasarım parametreleri doğru hesaplanamayacaktır. Akış rejimleri basınç, geometri, boru eğimi gibi birçok parametreye bağlıdır. Konvansiyonellerde meydana gelen iki fazlı akışta akış tipi gelişimleri ile ilgili birçok çalışma bulunmaktadır. Ancak mini kanallarda meydana gelen akış tipleri, kanal geometrilerinin farklı biçimlerde olmasından ve akış koşullarından ötürü yüksek doğrulukta tahmin edilememektedir. Konvansiyonel kanallarda akış tipi rejimleri, literatür incelemelerinde yatay ve düşey olmak üzere iki tipte incelenmektedir. Yatay durumda incelenen iki fazlı akış rejimleri şu şekildedir (Karagöz, 2009):

a) Kabarcıklı Akış: Gaz veya buhar fazının, sürekli sıvı fazı içinde kesikli kabarcıklar halinde bulunduğu rejimdir. Kabarcıkların boyutları borunun çapına yakın değildir. Kabarcıklar borunun üst kısmına doğru hareket etme eğilimindedirler.

b) Tıkaç Akış: Bu akış düşük gaz hızı ve orta ölçüdeki sıvı hızlarında görülen kesikli akıştır. Bu akış şeklinde sıvı tıkaçlar uzamış gaz kabarcığı bölgeleri tarafından ayrıştırılmıştır.

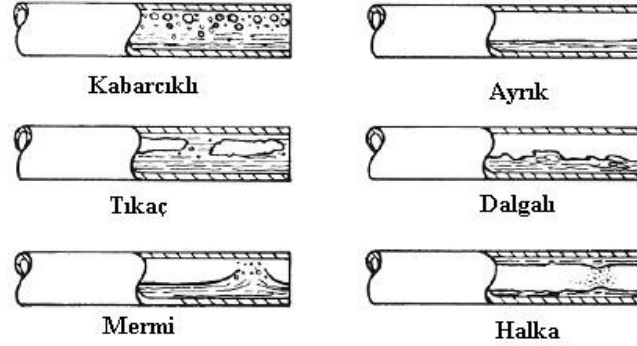
c) Mermi Akış: Tıkaç akışta gaz hızı arttığında sıvı havalanır ve küçük kabarcıklar içerirler. Tıkaç akışa göre daha düzensizdir ve gaz ile sıvı ara yüzü açık şekilde görülmez. Tıkaç akış ve mermi akış, kesikli akış rejimi başlığı altında kategorize edilir.

d) Ayrık Akış: İki faz, kanalın alt kısmındaki sıvı faz nedeniyle tamamen ayrılmışlardır. Bu akış rejimi düşük gaz ve sıvı hızlarında oluşur. Düzgün ayrık ve dalgalı ayrık akış olmak üzere ikiye ayrılır. Düzgün ayrık akış düşük gaz hızlarında meydana gelir.

e) Dalgalı Akış: Gaz fazının hızı arttıkça, gaz-sıvı ara yüzünde akış yönünde hareket eden dalgalanmalar başlar. Bu akış rejimi dalgalı ayrık akış ile ilintilidir.



f) Halkasal Akış: Yüksek gaz hızları sıvının boru cidarında film şeklini almasına neden olduğu akış tipidir. Yatay iki fazlı akışta görülen akış rejimleri Şekil 2.1’de görülmektedir.



**Şekil 2.1.** Yatay iki fazlı akışta görülen akış rejimleri

Akış tipi kaynama koşullarında çalışmakta olan mikro ve mini kanallı ısı değiştiricilerde, literatürde akış tipi kaynamanın karakteristikleri netleştirilememesi nedeniyle, Sun ve Mishima'nın (2009) yaptığı çalışmada literatürdeki çeşitli araştırmalar taranmış ve 2505 veri incelenerek en uygun modellerin Lazarek-Black ve Kew-Cornwell bağıntıları olduğu tespit edilmiştir. Lazarek ve Black, 738 deneysel veri üzerine önerdikleri bağıntıda, R113'ün 3.15 mm iç çaplı tüpte doymuş akış tipi kaynama için ısı transferi katsayısının ısı akısına güçlü bir şekilde bağlı olduğunu göstermişlerdir. Burada buhar kalitesinin etkisi dikkate alınmamıştır.

$$h_{tp} = 30 \text{Re}_{lo}^{0.857} \text{Bo}^{0.714} \frac{\lambda_1}{D_h} \quad (2.1)$$

$$\text{Re}_{lo} = \frac{GD}{\mu_1} \quad (2.2)$$

$$\text{Bo} = \frac{q}{Gh_{fg}} \quad (2.3)$$

Kew-Cornwell tarafından ise Lazarek ve Black'in denkleminin düzenlenmiş hali önerilmektedir. Bu denklem ile büyük tüplerde sıvı kalitesi de dikkate alınmıştır.

$$h_{tp} = 30 \text{Re}_{lo}^{0.857} \text{Bo}^{0.714} (1-x)^{-0.143} \frac{\lambda_1}{D_h} \quad (2.4)$$

Lazarek ve Black'in sonuçlarında da belirtildiği üzere ısı transfer katsayısı, buhar kalitesine çok zayıf bir şekilde bağlıdır. Ancak, ısı transfer katsayısı akışkanın ataletinin yüzey gerilimine oranı olan Weber (We) sayısına daha çok bağlıdır. Bu bağıntı dikkate alınarak yeni bir bağıntı ortaya konmuştur.

$$h_p = \frac{6 \text{Re}_{lo}^{1.05} \text{Bo}^{0.54}}{\text{We}_l^{0.191} (\rho_l / \rho_g)^{0.142}} \frac{\lambda_l}{D_h} \quad (2.5)$$

$$\text{We}_l = \frac{G^2 D_h}{\sigma_l} \quad (2.6)$$

Literatüre göre sıvı-laminer ve gaz-türbülans tek fazlı akışlar mini kanallarda sıkça bulunmaktadır. Ancak doymuş kaynama akışları için geliştirilmiş denklemler mini kanallardaki akışları değerlendirmek için uygun olmayabilir. Bu nedenle Zhang, Hibiki ve Mishima'nın (2004) yaptıkları çalışmada literatürdeki ısı transfer bağıntılarını inceleyerek ve mini kanallardaki kaynama ısı transfer karakteristiklerini göz önünde bulundurarak mevcuttaki bağıntıların mini kanallarda uygulanmasını değerlendirmişlerdir. Yeni elde edilen bağıntı, çeşitli koşullarda (farklı geometriler; dörtgen veya yuvarlak; farklı dizilimler; düşey, yatay; farklı akışkanlar; su; R11, R12, R113) elde edilen literatürdeki deney verileri ile kıyaslamışlardır. Kıyaslama sonucunda Chen, Liu-Winterton ve Kandlikar bağıntıları mini kanallarda doymuş kaynama akışı için işlemektedir. Ancak bu bağıntılar sıvı fazda laminer akışta sağlıklı sonuç vermeyebilir. Genelleştirilmiş Chen bağıntısı tutarlı ve iyi sonuçlar vermiştir ve mini kanallardaki doymuş akış kaynama ısı transfer katsayıları için kullanılabileceği sonucuna varılmıştır.

Önceki çalışmalarda sadece az sayıda akışkan için dar şartlarda geçerli olan adiyabatik ve yoğuşmalı mini/mikro kalan akışlarında basınç düşüşü bağıntıları olduğunu belirten Kim ve Mudawar (2012), çok sayıdaki akışkan için birbirinden farklı termodinamik şartlarda evrensel geçerliliği olan bir tahmin yöntemi için çalışmalar yapmıştır. Bu amaca yönelik, 36 farklı kaynaktan mini/mikro kanallarda adiyabatik ve yoğuşmalı akışlarda sürtünmeye bağlı basınç kaybı için 7115 noktadan oluşan bir veri tabanı oluşturmuşlardır. Veri tabanı; 17 farklı akışkan, 0,0695 ile 6,22 mm arasında değişen hidrolik çaplı akış kesitleri, 4,0 ile 8528 kg/m<sup>2</sup>s arasında değişen kütleli debiler, 3,9 ile 89798 arasında

değişen sadece-sıvı Reynolds sayıları, 0 ile 1 arasında sıvı kalitesi, 0,0052 ile 0,91 arasında değişen indirgenmiş basınç değerlerinden oluşmaktadır. Tüm bu ilişkilerden iki fazlı akış için basınç düşüşünü tahmin eden evrensel bir yaklaşım sunulmuştur. Bu yaklaşım, veri tabanındaki tüm veriler ve parametreler ile oldukça örtüşmüştür.

Kim ve Mudawar (2013), yaptıkları başka bir çalışmada ellerindeki veriyi kullanarak mini/mikro kanal akışları için yoğuşma ısı transfer katsayısını tahmin etmeye dair evrensel bir yaklaşım sunmuşlardır. Bu amaca yönelik, 28 farklı kaynaktan derledikleri 4045 noktadan oluşan bir veri tabanı oluşturmuşlardır. Veri tabanı; 17 farklı akışkan, 0,424 ile 6,22 mm arasında değişen hidrolik çaplı akış kesitleri, 53 ile 1403 kg/m<sup>2</sup>s arasında değişen kütleli debiler, 276 ile 89798 arasında değişen sadece-sıvı Reynolds sayıları, 0 ile 1 arasında sıvı kalitesi, 0,04 ile 0,91 arasında değişen indirgenmiş basınç değerlerinden oluşmaktadır. Literatürdeki bağıntılar daha çok makro kanallar için olmakla beraber, mikro kanallara uygulandığında yakınsayan sonuçlar vermemektedir. Bu çalışmada, halka akış ile mermi ve kabarcıklı akış için iki yeni bağıntı öne sürülmüştür. Ortaya konan bağıntılar, veri tabanındaki farklı akışkan, hidrolik çap, kütleli debi, kalite ve basınç değerleri ne uygulandığında %16'lık bir ortalama mutlak hata ile tek ve iki fazlı mini/mikro kanal akışları için iyi sonuçlar vermektedir.

Yun ve diğerleri (2004), hidrolik çapları 1,08 ile 1,54 mm arasında değişen dörtgen kesitli mikro kanallarda CO<sub>2</sub> için iletimle kaynama ısı transfer katsayısını incelemişlerdir. Yapılan testlerde, CO<sub>2</sub> kütle akısı 200 ile 400 kg/m<sup>2</sup>s arasında, ısı akısı 10 ile 20 kW/m<sup>2</sup> arasında değiştirilirken, doyma sıcaklığı 0, 5 ve 10°C'de sabit tutulmuştur. Sonuçlara göre CO<sub>2</sub>'in ortalama ısı transfer katsayısı, R134a'dan %53 daha fazladır. Isı akısının ısı transfer katsayısına etkisi, kütle akısından daha baskındır. Kütle akısı 300 kg/m<sup>2</sup>s ve ısı akısı 15 kW/m<sup>2</sup> iken ısı transfer katsayısı; hidrolik çap 1,54'ten 1,27 mm'ye düştüğünde %5, 1,27'den 1,08 mm'ye düştüğünde %31 artmaktadır. Önceki modellerden alınan veriler ile çalışmada çıkan veriler temel alınarak yapılan karşılaştırmada, Cooper ve Gorenflo modellerinin daha az sapmayla sonuç verdiği görülmüştür.

Derby ve diğerleri (2012) tarafından, özel olarak tasarlanmış 3 bakır test cihazı kullanılarak mini kanallarda yoğuşma ısı transfer katsayısı ölçümleri yapılmıştır. Tek fazlı akışlarda yaklaşımlar doğrulanmıştır. 1 mm'lik kare, üçgen, ve yarıdairesele 3 taraftan

soğutulan çoklu paralel mini kanallarda R134a gazıyla eşitli kütle akısı, ortalama kalite, doyma basıncı ve ısı akısı değerleri için parametrik çalışmalar yapılmıştır. Doyma basıncı, ısı akısı, kanal kesit yapısının hiç etkisi olmadığı belirtilirken, düşük kütle akılarında bile kütle akısı ve kalitenin yoğuşma işlemi üzerinde kaydadeğer etkileri olduğu tespit edilmiştir. Yüzey geriliminde belirli bir iyileşme olmadığı için, makro ölçekli Shah bağıntıları tüm geometriler için %20-30 ortalama hata ile verileri doğru tahmin etmiştir.

R22, R410A ve R407C gazlarının yoğuşma ısı transfer katsayıları ve basınç düşüşleri; iç çapları 1,088 ve 1,289 mm olan 2 paslanmaz çelik boruda Zhang ve diğerleri (2012) tarafından incelenmiştir. Testlerdeki doyma basıncı 30°C ve 40°C'dir. Kütle akısı 300 ile 600 kg/m<sup>2</sup>s, buhar kalitesi 0,1 ile 0,9 arasında değişmektedir. Sonuçlara göre, kütle akısı ve buhar kalitesi arttığında yoğuşma ısı transfer katsayısı da artmaktadır. Yüksek buhar kalitesinde, diğer bölgelere göre ısı transfer katsayısı daha da hızlı artmaktadır. Büyük boru çapları ( $d_h > 3$  mm) için literatürdeki veriler incelendiğinde, çoğu bağıntının deneysel veriyi fazla tahmin ettiği görülmüştür. Ancak mini kanal verilerinden türetilen Wang bağıntısı ve Yan ve Lin bağıntısının verileri iyi tahmin edebildiği görülmüştür. R22 ve R407C'nin yoğuşma ısı transfer katsayısı ve iki fazlı basınç düşüşü, birbirine çok yakın olmakla beraber R410A'nın değerlerden yüksektir. R22'nin yerine kullanılan R410A, R407C'den yoğuşma ısı transfer katsayısı ve basınç düşüşü karakteristiği anlamında daha avantajlıdır.

Dai ve diğerlerinin (2014) yaptığı çalışmada, 2 çok portlu ısı değiştiricide tek fazlı akışta sürtünme ve ısı transfer karakteristiği teorik ve deneyler yöntemlerle incelenmiştir. Bu ısı değiştiricilerin birisinin kesiti tam kare iken, diğerinin daireseldir. Hidrolik çaplar ise sırasıyla 0,715 ve 0,86 mm'dir. 50-2400 aralığında Reynolds sayısında etanol akışkanı ile çalışılmıştır. Giriş sıcaklıkları 5-45°C arasında, ısı akısı ise 3 ile 9 kW/m<sup>2</sup> arasında değişmektedir. Basınç düşüşü deneyleri, hem izotermal hem de izotermal olmayan koşullarda gerçekleştirilmiştir. Farklı sınır şartlarının basınç düşüşü ve ısı transferi üzerindeki etkileri eşzamanlı olarak çalışılmıştır. Sonuçlara göre giriş sıcaklığının ve ısı akısının artmasıyla Nusselt sayısı düşmektedir. Deneysel verilere göre, çoklu portlu ısı değiştiriciler için ölçeklendirme efektleri göz önünde bulundurularak Nusselt sayısı için yeni bağıntılar ortaya konulmuştur.

Lopez-Belchi vd. (2014) tarafından yapılan araştırmalarda, R1234yf, R134a ve R32 için 1,16 mm hidrolik çaplı mini kanal ısı değiştiricide yoğuşma esnasındaki iki fazlı basınç dūřuřu çalışılmıştır. Sağladıkları veriler ile doyma sıcaklığı, kütle debisi, buhar kalitesi ve akışkanın diğer özellikleri değerlendirilmiştir. Sonuç olarak, %8,32 ortalama mutlak bağıl sapma ile bir bağıntı ortaya çıkarmışlardır.

Shaoa ve diğerlerinin (2009) yaptığı çalışmada belirttikleri üzere, mini ve mikro kanallı ısı değiştiriciler maliyet azalması ve soğutkan dūřuřu potansiyeli sayesinde gittikçe daha çok ilgi gormektedirler. Kıvrımlı (serpantin) mikro kanallı ısı değiştiriciler sayesinde, R290 (propan) gibi termodinamik olarak iyi ancak yanıcı akışkanların kullanımı daha yaygınlaşmıştır. Mikrokanal yoğuşturucunun boyutlarını iyileştirmek için, dağılımlı bir parametre modeli oluşturulmuştur. Hava tarafının kötü dağılımı da hesaba katılmıştır. Modelin ıktıları, deney verileri ile iyi uyum göstermektedir. Modelin tahmin ettiği ısı kapasite ve basınç dūřuřu değerleri, deneyler ile %10'luk bir hata bandıyla uyum göstermektedir. Ayrıca geçiş sayısı ve hava tarafı ısı transferinin yoğuşturucu üzerindeki etkileri de makalede paylaşılmıştır.

Hamdar'ın (2010) yaptığı çalışmada, 1 mm hidrolik çapa sahip kare kesitli yatay bir mini kanalda HFC-152a akışkanının kaynama ısı transferi ve iki fazlı basınç dūřuřu incelenmiştir. Taşınım ısı kapasiteleri, ters ısı transfer metoduyla elde edilmiştir. Testler, 600 kPa sabit sistem basıncı altında doymun koşullarda gerçekleştirilmiştir. Yerel ısı transfer katsayıları, buhar kalitesinin deney düzeneği kesiti boyunca bir fonksiyonu olarak belirlenmiştir. Deneylerde kütleel akı 200 ile 600 kg/m<sup>2</sup>s, ısı akısı 10 ile 60 kW/m<sup>2</sup> arasında olmuştur. Elde edilen veriler, literatürdeki iki fazlı akışlardaki basınç dūřuřu ve ısı transferi bağıntıları ile kıyaslanmıştır. Müller-Steinhagen ve Heck bağıntısının, mini kanallardaki basınç kaybı için iyi sonuçlar verdiği tespit edilmiştir. Isı transfer mekanizmasının çekirdek kaynama tarafından yönetildiği ve ısı transfer katsayısının buhar kalitesi ve kütleel akıdan bağımsız olduğu kaydedilmiştir. Tran'ın bağıntısı temel alınarak Nusselt sayısı için yeni bir bağıntı ortaya çıkarılmıştır ve bu bağıntı, eldeki deneysel veriyi ortalama %3,7, maksimum %11 hatayla tahmin edebilmektedir.

R1234yf'nin akışkan olarak kullanıldığı Zhao'nun (2012) çalışmalarında, mini kanal buharlaştırıcı için bir simülasyon modeli oluşturulmuştur. NTU-etkinlik yöntemi kullanılarak ısı transferi hesaplanmıştır. Soğutkanın iki fazlı akış ısı transferi için oluşturulan model ile 6 bağıntı kıyaslanmıştır. Kandlikar'ın bağıntısının R1234yf için 2 fazlı ısı transfer katsayılarını tahmin etmekte en başarılı bağıntı olduğu kaydedilmiştir. Geliştirilen modelde, buharlaştırıcının yerel iki fazlı ısı transfer katsayıları da çalışılmıştır. Aynı koşullar altında, R1234yf'nin R134a'ya göre daha düşük ısı transfer katsayısı olduğu belirtilmiştir. Yüksek buhar kalitesinde, kalite arttıkça iki akışkanın da ısı transfer katsayılarının düştüğü tespit edilmiştir.

Agostini vd.'nin 2002 yılında yaptıkları çalışmada sıvı R134a'nın düşey yukarı akışında mini kanallarda sürtünme faktörü ve ısı transfer katsayısını incelemiştirlerdir. 2.01 mm hidrolik çaplı birbirine paralel 11 kanaldan oluşan alüminyum bir mini kanal kullanmışlardır. Yapılan deneylerde kütle akılarını 28 ile 800 kg/m<sup>2</sup>s arasında, ısı akılarını ise 0.84 ile 22 kW/m<sup>2</sup> arasında değiştirmişlerdir. Çalışma basıncı 2000 kPa ve giriş aşırı soğutma (subcool) sıcaklığı 70 K olarak alınmıştır. Sonuçlar, literatürde bulunan normal boyutlu kanallar ile kıyaslanıp değerlendirilmiştir. Mini kanallı sistemlerde  $Re \approx 2000$  seviyelerinde laminer-türbülans geçişi görülmektedir. Bu aralık için literatürde bulunan  $500 < Re < 7000$  bölgesini kapsayan bağıntıları kullanılabilir bulmuşlardır.

Soğumakta olan CO<sub>2</sub> için çok portlu mini kanalda Huai vd. (2005), deneysel çalışmalar yapmışlardır. Deneylerde kullandıkları alüminyum mini kanal, dairesel 10 porttan oluşmaktadır ve her bir portu 1.31 mm çapındadır. Soğumakta olan CO<sub>2</sub> için yerel ve ortalama basınç düşüşü ile ısı transfer katsayısı ölçümleri yapmışlardır. Basınç 7.4 ile 8.5 MPa arasında değiştirilken, akışkan giriş sıcaklıkları 22 ile 53°C arasında, kütle debisi ise 113.7 ile 418.6 kg/m<sup>2</sup>s arasında değiştirilmiştir. Elde ettikleri sonuçlar CO<sub>2</sub>'nin çalışma basıncının, kütle hızının ve sıcaklığının; akış ve ısı transfer karakteristiğinde gözle görülür etkiye sahip olduklarını göstermiştir. Kritik bölgeye yakın bölgelerde CO<sub>2</sub>'nin ortalama sıcaklıklarının artmasıyla basınç düşüşü ve ortalama ısı transfer katsayısının arttığını bulmuşlardır. Basınç düşüşü ve ısı transfer katsayısının, kütle hızı arttıkça arttığı ancak çalışma basıncı arttıkça düştüğünü gözlemişlerdir.

Elde edilen deneysel verilere göre yatay boruda soğuma koşullarındaki CO<sub>2</sub>'in zorlanmış taşınımı için şu bağıntıyı elde etmişlerdir:

$$Nu = 2.2186 \times 10^{-2} Re^{0.8} Pr^{0.3} \left( \frac{\rho_r}{\rho_w} \right)^{-1.4652} \left( \frac{\bar{C}_p}{C_{p\omega}} \right)^{0.0832} \quad (2.7)$$

$$\bar{C}_p = \frac{H_r - H_w}{T_r - T_w} \quad (2.8)$$

Shin ve Kim (2004), R134a gazının bir mini kanalda yoğuşması esnasındaki ısı transferini incelemek üzere deneysel çalışmalar yapmışlardır. Hazırlanan deney düzeneği ile düşük ısı yayılım hızları (0.2 W) ve düşük debilerde (0.2 kg/h) çalışan soğutkanın yoğuşma yerel ısı transfer katsayıları ve basınç düşüşleri ölçülmüştür. 0.691 mm iç çapına sahip tek kanallı mini kanaldan geçen iki fazlı R134a akışı; 100-600 kg/m<sup>2</sup>s kütle akısında, 5-20 kW/m<sup>2</sup> ısı akısında ve 40°C doyma sıcaklığındadır. Yaptıkları deneylerden aşağıda verilen sonuçları elde etmişlerdir.

- Artan akışkan kütle debisi ile Nusselt sayısı ve basınç gradyanı artmaktadır.
- Artan akışkan kalitesi ile özellikle yüksek kütle akılarında Nusselt sayısı ve basınç gradyanı artmaktadır.
- Isı akısının ısı transferi ve basınç düşüşü üzerinde belirli bir etkisi gözlemlenmemiştir.
- Yüksek kalite akış bölgesi hariç büyük basınç düşüşü dalgalanmaları gözlemlenmiştir. Bu dalgalanmalardan ısı transfer katsayıları da etkilenmiştir.
- Deneysel sonuçlarının literatürdeki bağıntılar ile karşılaştırmaları sonucunda Shah ve Akers et al. bağıntılarının bu verilerde işe yaramadığı görülmüştür.
- Basınç düşüşü için Freidel bağıntısı, deneysel verilerle büyük tutarlılık göstermiştir. Ancak bu bağıntı, düşük kütle akılarında doğru sonuç vermekten uzaktır.

Sun ve Mishima (2009) yaptıkları çalışmada, mini kanallarda iki fazlı akışlardaki basınç düşüşünü değerlendirmek için literatürdeki çalışmaları incelemişlerdir. 18 makaleden 2092 veri derlenerek iki fazlı akışlardaki basınç düşüşü bağıntıları karşılaştırılmıştır. Bu makalelerde soğutkan gaz olarak R123, R134a, R22, R236ea, R245fa, R404a, R407c, R410a, R507, CO<sub>2</sub>, su ve hava kullanılmıştır. Mini kanalların

hidrolik çapları 0.506 ile 12 mm arasında değişirken, Reynolds sayılarını,  $Re_1$  10 ile 37000,  $Re_2$  3 ile  $4 \times 10^5$  arasında değiştirmişlerdir. Bu veriler ile mini kanallardaki iki fazlı akışta basınç düşüşü ile ilgili 11 bağıntı değerlendirmişlerdir. Elde ettikleri sonuçlara göre, Lockhart-Martinelli metodu, Mishima ve Hibiki bağıntısı, Zhang ve Mishima bağıntısı ile Lee ve Mudawar bağıntıları laminer bölgede birbirine yakın sonuçlar verdiği görülmüştür. Türbölanslı bölgede ise Muller-Steinhagen ve Heck bağıntılarının değerlendirilen bağıntılar arasında en iyileri olduğunu belirlemişlerdir. Makalede incelenen bağıntılara ek olarak, değiştirilmiş Chisholm bağıntısı sunulmuştur. Bu bağıntı türbölanslı bölgede %29 hata ile diğer bağıntılara göre daha iyi sonuç vermiştir. Sadece soğutkanlar için, bu yeni bağıntı, Muller-Steinhagen bağıntısı ve Heck bağıntısının diğerlerinden daha tutarlı olduğu sonucuna varmışlardır.

Garimella (2005), çeşitli kesit şekilleri ve hidrolik çaplar için, mikro ve mini kanallarda yoğuşma için akış tipleri, basınç kaybı ve ısı geçişi üzerine deneysel incelemeler sunmuştur. Akışın görselleştirilmesi sonuçları, akış mekanizmalarının anlaşılmasını sağlamak için sunulmuş ve tartışılmıştır. Bu alışmalar, mikro kanallardaki çeşitli akış rejimleri arasındaki geçişin geleneksel geometrilere olması beklenenden farklı koşullarda meydana geldiğini göstermiştir.

Kou ve diğerleri (2008), mikro kanal ısı alıcısındaki ısı transfer etkilerini incelemek için farklı kanal yükseklikleri ve genişlikleri kullanarak üç boyutlu sayısal bir çözümleme yapmışlardır. Tam gelişmiş akış teorisine dayanarak, mikro kanaldaki tek bir kanalda ısı akısı altındaki basınç düşüşünü elde etmişlerdir. Kanal genişliği ve yüksekliği gibi iki tasarım değişkenin ısı direnç üzerine etkisini araştırmışlardır. Buna ek olarak, aynı akış kesitindeki optimum boyutları bulmuşlardır. Son olarak, farklı ısı akılarında ve kanal yüksekliğinde minimum ısı direnci ve optimum kanal genişliğini bulmuşlardır.

Consolini ve Thome (2009), 510 ile 790  $\mu\text{m}$  arasında çapa sahip mikro kanallarda R-134a, R-236fa, R-245fa soğutkanlarını kullanarak kaynama ısı transferini incelemişlerdir. Deneylerdeki kütleli debiler  $300\text{-}2000 \text{ kg/m}^2\text{s}$  aralığındayken, maksimum ısı akısı  $200 \text{ kW/m}^2$  olmuştur. Deneyse sonuçlara göre R-134a ve R-236fa için elde edilen ısı transfer katsayılarının ısı akısına ve her kalite akışkan özelliklerine bağlı olduğu ortaya



çıkıştır. Ancak R-245fa'da ısı transfer katsayısının yüksek kalitelere ısı akısına bağlı olmadığı tespit edilmiştir.

Li ve Wu (2010) yaptıkları çalışmalarda, çok ve tek portlu mini-mikro kanallarda doymuş kaynama akış için literatürdeki deneysel verileri inceleyerek genel bir kriter ortaya çıkarmaya çalışmışlardır. Toplam 4228 veriyi kullanan 7 bağıntıyı ele almışlardır. Bu 7 bağıntıdan hiçbirinin geniş bir geçerliliği olmadığına karar vermişlerdir. Yazarlar tarafından Bond ve Reynolds sayılarına bağlı bir bağıntı önerilmiştir.

İki farklı çok portlu mini kanallı ısı değiştirici kullanarak Kaew-on vd. (2011), tarafından iki fazlı akış için çeşitli deneyler yapılmıştır. İlk olarak, R134a'nın boru içinden aktığı, ters akışlı bir ısı değiştirici ile deneylere başlanmıştır. Mini kanalların malemesi alüminyumdur, kabuk ise 25,4 mm çapında akrilik tüptür. 1,1 mm hidrolik çapa sahip birinci mini kanal, 14 portludur. Diğerinin hidrolik çapı 1,2 mm'dir ve 8 portludur. Deneylerde doyma basınçları ise 4 ile 6 bar arasındayken kütle akısı 300 ile 800 kg/m<sup>2</sup>s arasında; ısı akısı 15 ile 65 kW/m<sup>2</sup> arasında değişmiştir. Elde edilen kaynama eğrilerine göre çekirdek kaynama olduğu tespit edilmiştir ve ısı akısındaki artışın kütle akısından bağımsız olarak ortalama ısı transfer katsayısını arttırdığı belirtilmiştir. Port sayısının 14'ten 8'e düşürülmesi ısı transfer katsayısında %50-70 arasında artışa yol açmıştır. Bu çalışmada elde edilen deneysel verileri, literatürdeki 9 bağıntı ile kıyaslamışlardır ve veriler ile bağıntıların tutarlılık gösterdiğini belirtmişlerdir.

Ali vd. (2011) R-134a'nın iki fazlı akıştaki kuruma karakteristiğini dikey bir mini kanalda incelemişlerdir. 220 mm uzunluğunda, 1,22 ve 1,70 mm çapında iki mini kanal kullanılmıştır. Kullanılan R134-a'nın kütle akısı 50 ile 600 kg/m<sup>2</sup>s arasında ve doyma sıcaklıkları 27 ile 32 °C arasındadır. Sonuçlara göre kuruma ısı akısı ile kütle akısı arasında doğrudan bir ilişki olduğu belirtilmiştir. Çap büyüdükçe kuruma ısı akısı düşmektedir. Kuruma, kalite 0,55-0,70 arasındayken başlamaktadır. Ayrıca sistem basıncı üzerinde bir etki tespit edilmemiştir. Elde edilen veriler, literatürdeki bazı bağıntılar ile karşılaştırılmış, ve bir tanesi hariç diğerleriyle tutarlılık göstermiştir.

Al-Nmir vd. (2009) tarafından yakın zamanda yapılan çalışmalarda, paralel levhali mikro kanallı bir ısı değiştiricinin hidrodinamik ve termal davranışları sayısal olarak

incelenmiştir. Çalışmalarda süreklilik yaklaşımı ve sınır şartlarında kayma koşulları göz önünde bulundurulmuştur. Bu şartlar altında akışlar laminer, iki boyutlu, kararlı ve sabit termofiziksel özelliklere sahip sıkıştırılmaz olarak kabul edilmiştir ve Fluent analizleri yapılmıştır. Knudsen sayısı ( $Kn$ ), ısı kapasitesi oranı ( $Cr$ ), etkinlik ( $\epsilon$ ) ve transfer birimi sayısı (NTU) gibi parametrelerin etkileri araştırılmıştır. Artan Knudsen sayısı ile duvarlardaki sıcaklık zıplaması ve kayma hızı artış göstermektedir. Kayma koşullarındaki artış, duvardaki sürtünme direncini düşürmektedir. Diğer yandan,  $Kn$ 'nin düşük olduğu durumlarda, NTU, yükselen  $Cr$  ile artış göstermektedir. Yüksek  $Kn$ 'de ise  $Cr$  artarken NTU düşmektedir.  $Cr$ 'nin etkinlik üzerindeki etkisine istinaden, tüm  $Kn$  için  $Cr$ 'nin artmasının etkinliğin düşüşüne sebep olduğu belirtilmiştir.

## 2.2. Patent Araştırmaları

Bugüne kadar mini kanal borulu ısı değiştiricilerin buzdolabına uygulanması ile ilgili Avrupa Patent Ofisi'nde (<http://worldwide.espacenet.com/>) patent araştırması da yapılarak firmaların mikro kanal ve mini kanal ısı değiştiricileri üzerine gerçekleştirilmiş çalışmalarına yer verilmiştir.

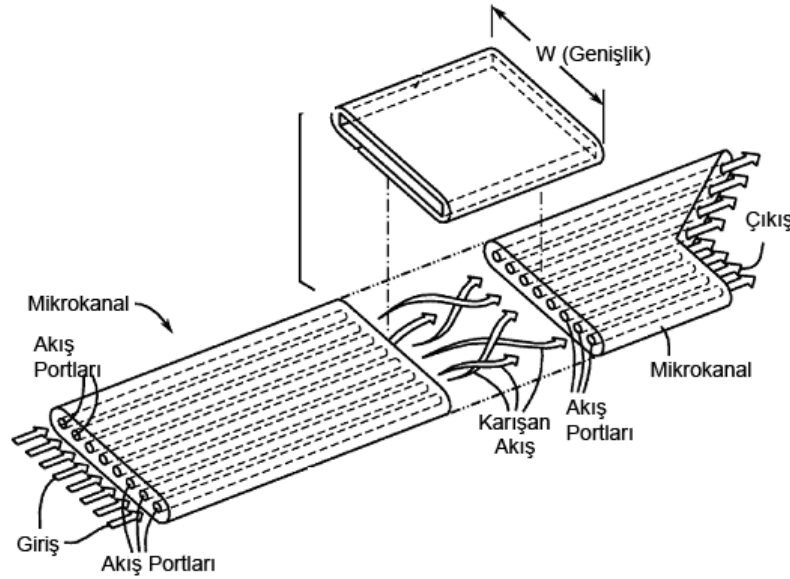
Patent Numarası: WO2008064228 A1

Patent Adı: Multichannel Evaporator with Flow Mixing Microchannel Tubes

Başvuru Tarihi: 29.05.2008

Johnson Controls Technology Company

Isıtma, havalandırma, iklimlendirme ve soğutma sistemlerinde kullanılan mikro kanallarda bilindiği üzere kanallar arası cidarlar kanalları birbirinden ayırmaktadır. Mikro kanallarda soğutkan birden çok akış portuna ayrılması nedeniyle iki fazlı akış durumunda soğutkanın portlara homojen şekilde dağılması önemlidir. Bu patentte kanalları birbirinden ayıran cidarlar kanal boyunca bazı bölgelerde kaldırılırsa bu bölgelerde port içindeki soğutkan karışıma uğrar ve tekrar portlara ayrılır. Bu şekilde mikro kanal içerisinde daha homojen bir akış elde etmek mümkün olmaktadır.



**Şekil 2.2.** Mikro kanal içerisinde portlardaki akışın karıştırılması

Bu patente tasarlanan ısı değıştiricide soğutkan girdiği birincil manifold, soğutkanın çıktığı ikincil manifold ve bu iki manifold arasına yerleştirilmiş mikro kanallar bulunmakta olup bu mikro kanallar birbirini paralel olarak dizilmişlerdir. Mikro kanal içerisindeki portları birbirinden ayıran cidarlar Şekil 2.2’de görüldüğü üzere kaldırılarak mikro kanal içerisinde meydana gelen karışım ile akışın homojenleştirilmesi sağlanmaktadır.

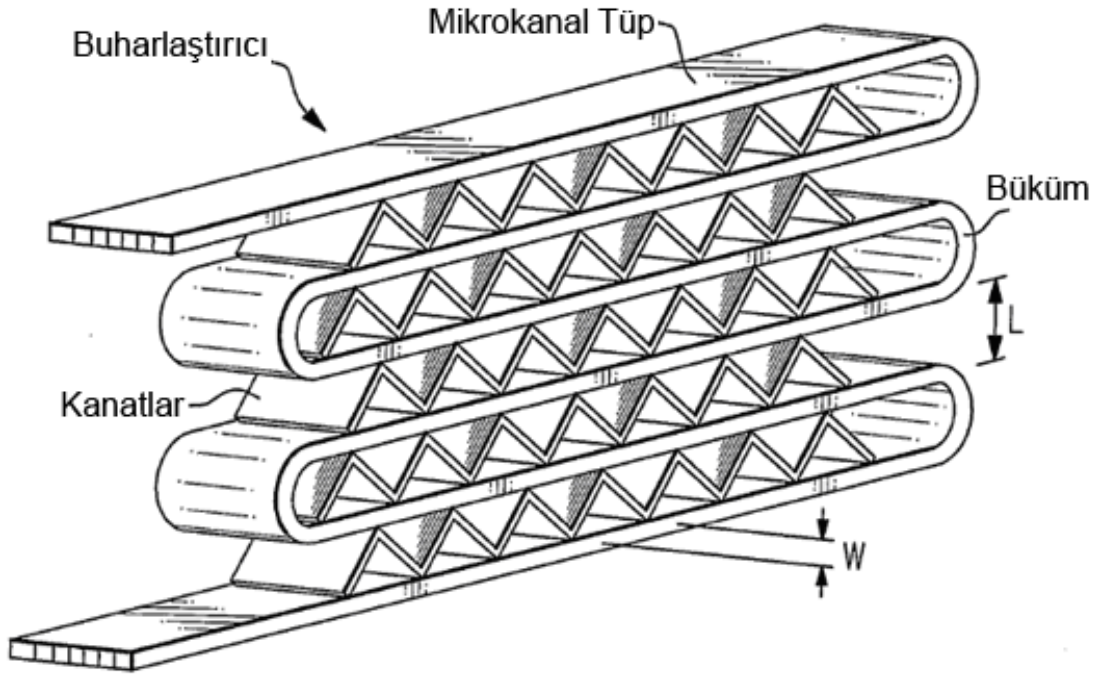
Patent Numarası: WO2007050197 A2

Patent Adı: Resistant Condenser Using Microchannel Tubing

Başvuru Tarihi: 03.05.2007

Carrier Commercial Refrigeration Inc.

Bu patente meşrubat soğutucusunun sargı yoğunlaştırucusu olarak kullanılacak olan mikro kanal ısı değıştirici tasarlanmıştır. Mikro kanal Şekil 2.3’te görüldüğü üzere bükülerek birbirine paralel sıralar oluşturulmuş, her iki mikro kanal sırası arasına V şeklinde zig-zag dizilişte kanatlar yerleştirilmiştir. Lifler arasındaki köprülenme nedeniyle oluşan olası bir kirlenme ve tıkanmayı azaltmak amacıyla V şeklindeki kanatlar arası mesafe eksenden eksene en az  $w=0.25$  inç olmalıdır. Bu uygulamada kanatlar arası mesafe 0.4 ile 0.8 inç arasındadır. Bununla birlikte iki mikro kanal arası yerleştirilen V şeklindeki bir kanadın eksenden eksene yüksekliği  $1/3$  ile  $1/2$  inç arasındadır.



Şekil 2.3. Mikro kanal ısı değiştirici

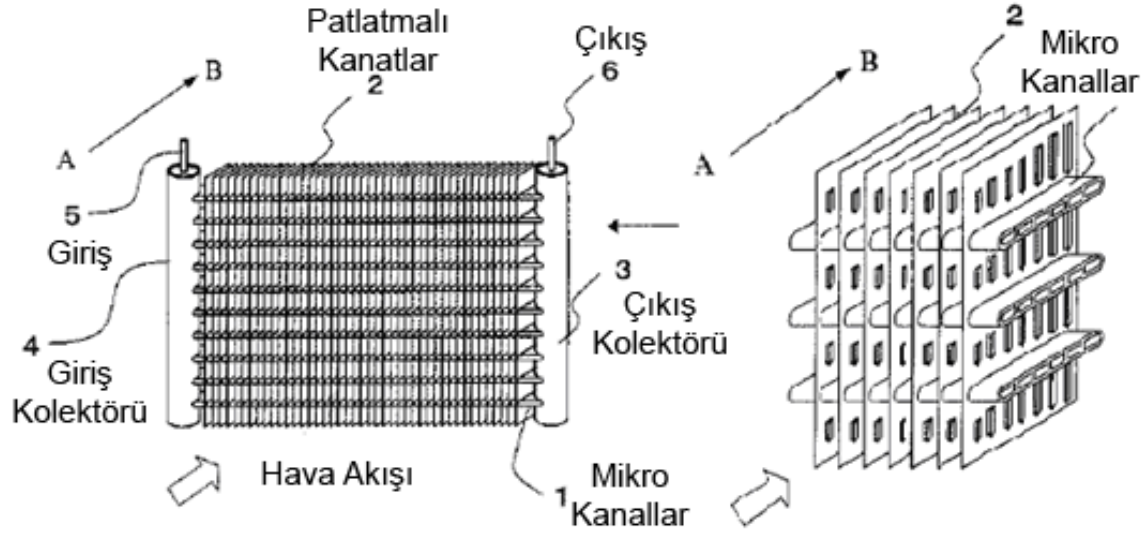
Patent Numarası: JP2005201492 A

Patent Adı: Heat Exchanger

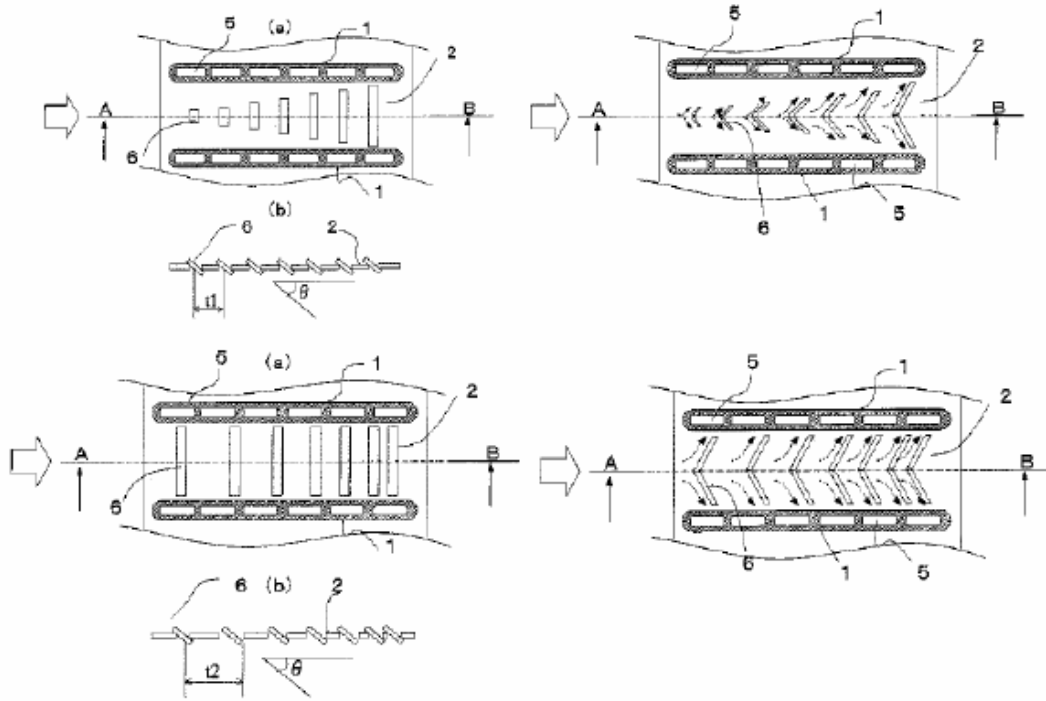
Başvuru Tarihi: 28.07.2005

Matsushita Electric Ind. Co. Ltd.

Bu patentte yüksek verime sahip paralel akışlı ve buharlaştırıcı olarak kullanılacak bir ısı değiştirici tasarlanması amaçlanmıştır. Tasarlanan bu ısı değiştiricisi, Şekil 2.4'te görüldüğü üzere giriş ve çıkış kolektörlerinin arasına paralel olarak yerleştirilmiş ve akışkanın içinden aktığı yassı kanallara (mikro kanal) sahip olup bu paralel yassı kanallara patlamalı kanatlar geçirilmiştir. Şekil 2.5'te verildiği gibi kanatlar üzerindeki patlatmalar havanın akış yönüne doğru genişliği artacak şekilde yapılabileceği gibi eşit genişlikte de olabilmektedir. Bununla birlikte patlatmalar düz olabildiği gibi V formunda da olabileceği belirtilmiştir.



Şekil 2.4. Isı değıştiricinin perspektif görünüşü ve detay görünüşü



Şekil 2.5. Farklı patlamalı kanat yapıları

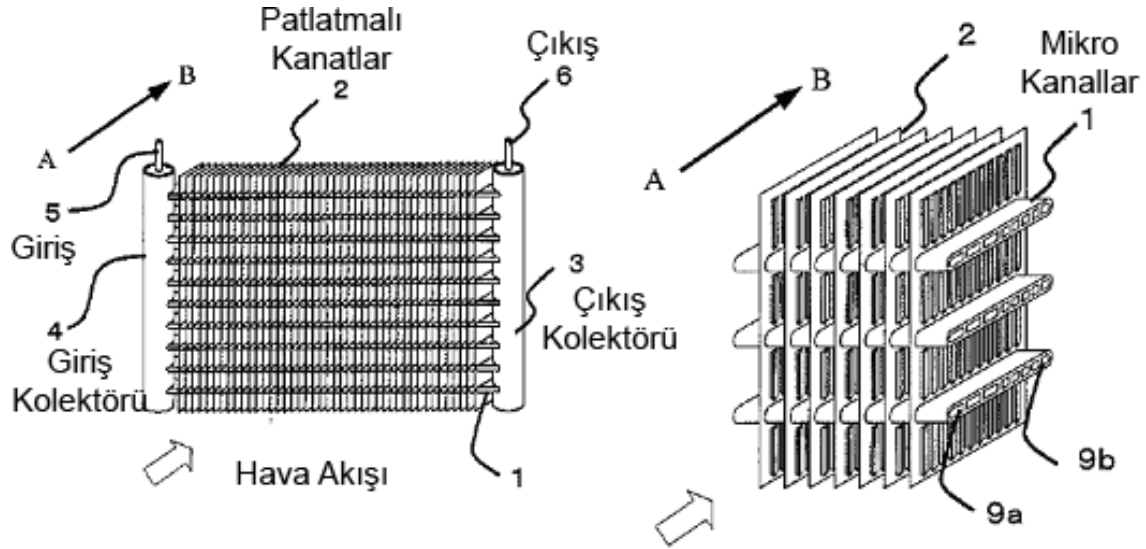
Patent Numarası: JP2005201491 A

Patent Adı: Heat Exchanger

Başvuru Tarihi: 28.07.2005

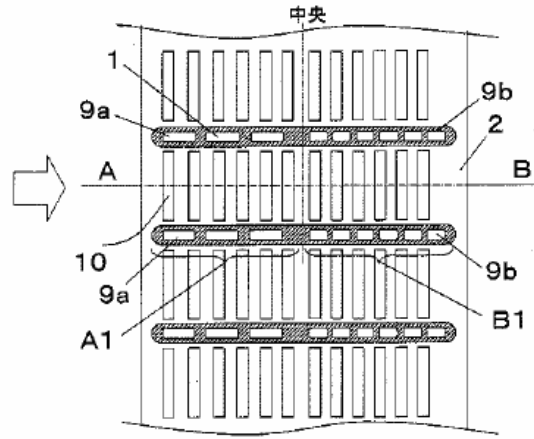
Matsushita Electric Ind. Co. Ltd.

Bu patente buharlaştırıcı veya yoğuşturucu olarak kullanılacak, optimum ve yüksek ısı transfer performansına sahip düz levha kanatlara geçirilmiş yassı kanallı (mikro kanal) ısı değiştiricisi tasarlanması amaçlanmıştır. Şekil 2.6'da ısı değiştiricisi görülmektedir.



**Şekil 2.6.** Tasarlanmış olan ısı değiştiricisi

Bu patente tasarlanmış olan ısı değiştiricisi, Matsushita Electric'e ait bir önceki patente olduğu gibi giriş ve çıkış kolektörlerine sahip olup kolektörler arasında mikro kanallar birbirlerine paralel olacak şekilde yerleştirilmiş ve bu kanallara kanatlar geçirilmiştir. Bir önceki patentten farklı olarak bu ısı değiştiricide kullanılan mikro kanalın yapısı değiştirilmiştir. Söyle ki Şekil 2.7'de verildiği üzere mikro kanal yapısında soğutkanın akacağı pas sayısı azaltılırken (9a), soğutkan akım kesit alanı havanın geliş yönünden (A) gidiş yönüne (B) doğru artmaktadır. (B) tarafında soğutkan ile hava tarafı arasındaki ısı transfer performansı iyileşmekte ve kanatlar aracılığıyla gerçekleşen ısı transferi artmaktadır. Isı değiştiricisi buharlaştırıcı veya yoğuşturucu olarak kullanıldığında havanın geliş yönünde (A) ve gidiş yönünde (B) ısı transferi daha dengeli şekilde gerçekleşmekte ve ısı değiştiricisi performansı maksimuma ulaşmaktadır.



Şekil 2.7. Mikro kanal yapısı

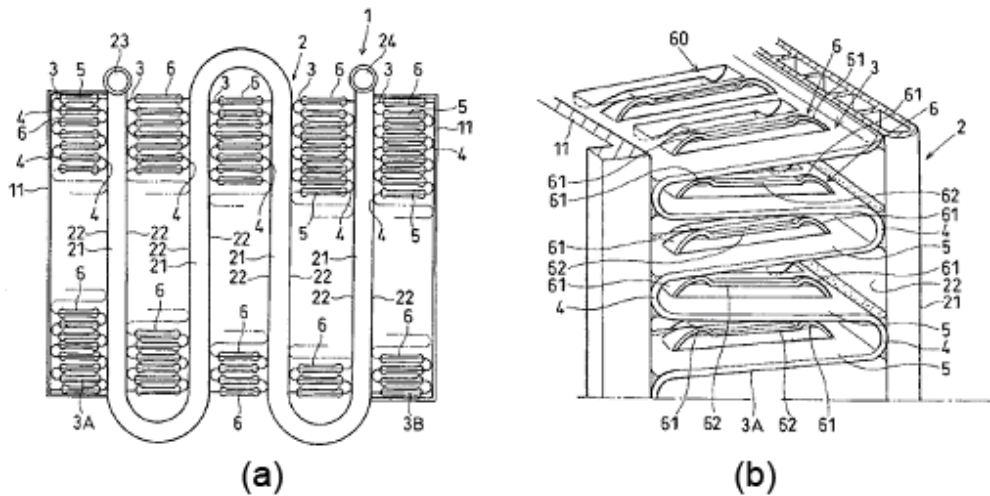
Patent Numarası: JP2004101074 A

Patent Adı: Heat Exchanger

Başvuru Tarihi: 02.04.2004

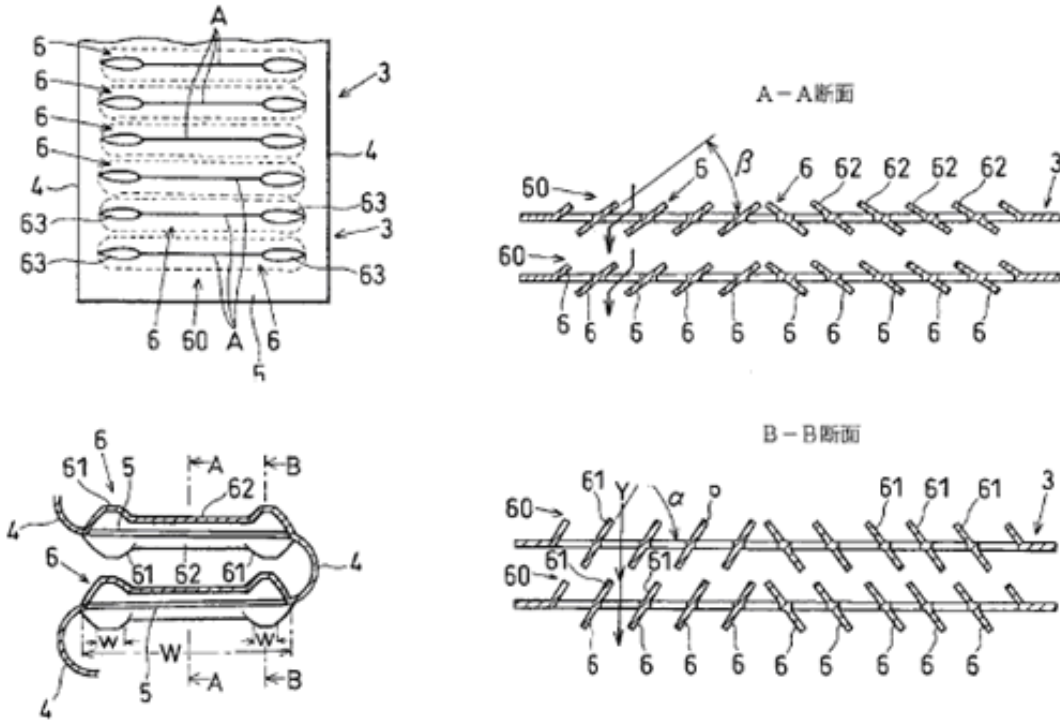
Denso Corporation

Bu patentte, düşük üretim maliyetli patlatmalı kanatlara sahip, drenaj etkinliği artırılmış ve su sıçraması azaltılmış, aynı zamanda ısı transfer etkinliği artırılmış bir ısı değiştirici üretmektedir. Şekil 2.8'de verilmiş olan bu ısı değiştirici soğutkanın aktığı mikro kanallara (2) ve mikro kanallara lehimle birleştirilmiş dalgalı kanatlara (3) sahiptir. Dalgalı kanatların belli kısımları kesilip şişirilerek patlatmalar (60) elde edilmiştir.



Şekil 2.8. (a) Isı değiştirici (b) Isı değiştirici detay kesiti

Isı değiştiricisindeki dalgalı-patlamalı kanat yapısı içerisinde kesilen ve yükseltlen kısımlar (6), kenar kısımlarında (61)  $60^\circ$  açiya, orta kısımlarda (62) ise  $30^\circ$  açiya sahiptirler. Bu şekilde su damlacığı aşağı doğru akarak kenar kısımlarından tahliye olur. Şekil 2.9a' da dalgalı- patlamalı kanadın yapısı görölmektedir. Kanat W formundadır. Şekil 2.9b'de A-A ve B-B kesiti olarak kanat üzerinde iki farklı noktadan alınan kesitlerden A-A kesiti Şekil 2.9c'de görölmektedir. B olarak verilen açı  $30^\circ$  olup patlatmaların orta nokta asındaki yükseltme açısıdır. Bununla birlikte Şekil 2.9'da verilen B-B kesitinde ise patlatmaların kenar kısmında yükseltme açısının  $60^\circ$  olduğu görölmektedir. Kanat verilen bu yapı aracılığıyla buharlaştırıcı olarak kullanılan ısı değiştirici üzerinden geçen havanın içerisindeki su buharının yoğuşması sonucu oluşan su, kanat yüzeyinden aşağı doğru hareket ederek kanat yüzeyini terk eder.



Şekil 2.9. Kanat yapısı ve detayları

Patent Numarası: JP2004028470 A

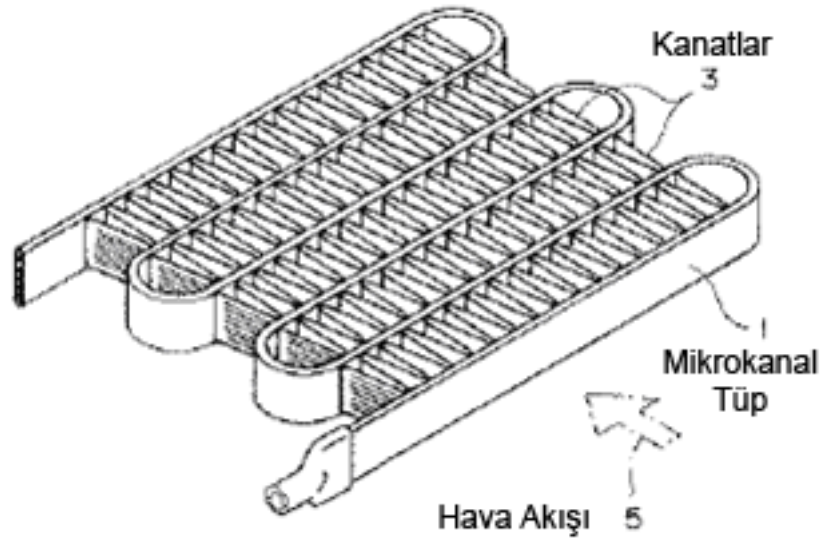
Patent Adı: Heat Exchanger

Başvuru Tarihi: 29.01.2004

Toyo Radiator Co. Ltd.



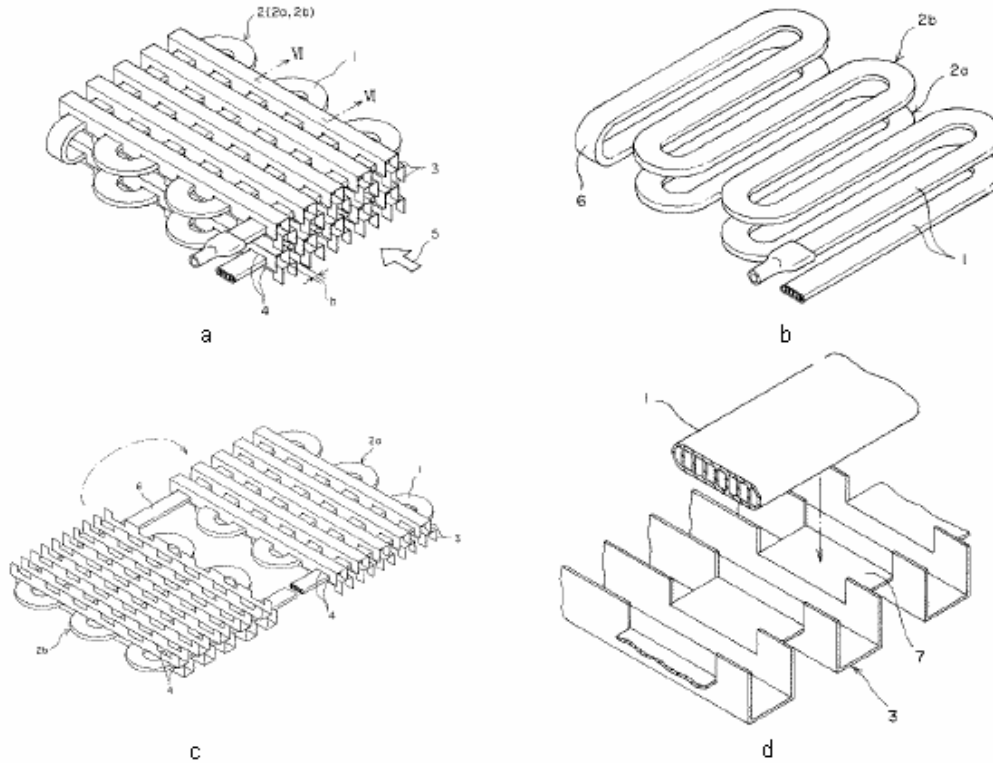
Bu patentte, hava akısı tarafında (5) daha az yüzey alanına sahip, yüksek basınca karşı dirençli ve üretimi kolay olan kompakt bir ısı değiştirici tasarlanmaktadır. Şekil 2.10'da tipik bir mikro kanallı ısı değiştiricisi görölmektedir. Mikro kanal, dikey eksenini doğrultusunda bükölerek paralel kanallar oluşturulur ve paralel yüzeyler arasına dalgalı kanatlar yerleştirilerek bu ısı değiştirici elde edilmektedir. Bu Şekilde dalgalı kanatların bulunduğu mikro kanal ısı değiştirici buzdolabı veya klima soğutma sistemi üzerinde buharlaştırıcı olarak kullanıldığı durumda yüzey üzerinde yoğuşan suyun tahliye edilmesi zor olmakta, bu nedenle bu ısı değiştirici buharlaştırıcı olarak kullanılmaktadır. Ayrıca hava akısının (5) aşağıdan yukarı gerçekteştiği düşünöldüğünde hava yalnızca kendini dik olarak kesen yüzeylerle temas edebilecek bu nedenle havanın sirkölasyonu yakınındaki ön yüzey alanı artmak zorunda olacaktır.



**Şekil 2.10.** Tipik bir mikro kanal ısı değiştirici

Bu patentte tasarlanan ısı değiştirici Şekil 2.11a'da görölmekte olup, mikro kanalın yatay eksenini doğrultusunda bükölmesi ve bir kanadın bütün bükömlü yüzeyleri köprü gibi birleştirecek Şekilde yerleştirilmesi ile elde edilmiş bir buharlaştırıcıdır. Bu ısı değiştiricide birinci yassı yüzey (2a) ve ikinci yassı yüzeyler (2b) birbirlerine paralel Şekilde konumlandırılmış ve bağlantı bölümü (6) ile alt altta sıralanmışlardır. Yassı mikro kanal yüzeylerinin üst ve alt yüzeylerine kanatlar yerleştirilmiştir. Şekil 2.11b'de göröldüğü üzere yatay eksen boyunca bükölen mikro kanallara (2a, 2b) Şekil 2.11d'deki gibi kanatlar

yerleştirilmesinin ardından dikey eksen boyunca bağlantı bölümünden kıvrılmak suretiyle (2a) ve (2b) yüzeyleri üst üste sıralanmış olmaktadır. Isı değiştirici üzerinde olan hava akışı (5)yassı yüzeylere paralel doğrultudadır. Isı değiştiricinin soğutma sistemi üzerinde buharlaştırıcı olarak kullanılması durumunda yüzey üzerinde yoğunlaşan su aşağı doğru akarak buharlaştırıcı yüzeyi üzerinden uzaklaşacaktır.



**Şekil 2.11.** (a) Mikro kanal buharlaştırıcı (b) Mikro kanalın bükülmesi (c) Buharlaştırıcıyı bükülmesi (d) Kanatın yerleştirilmesi

Patent Numarası: JP11101594 A

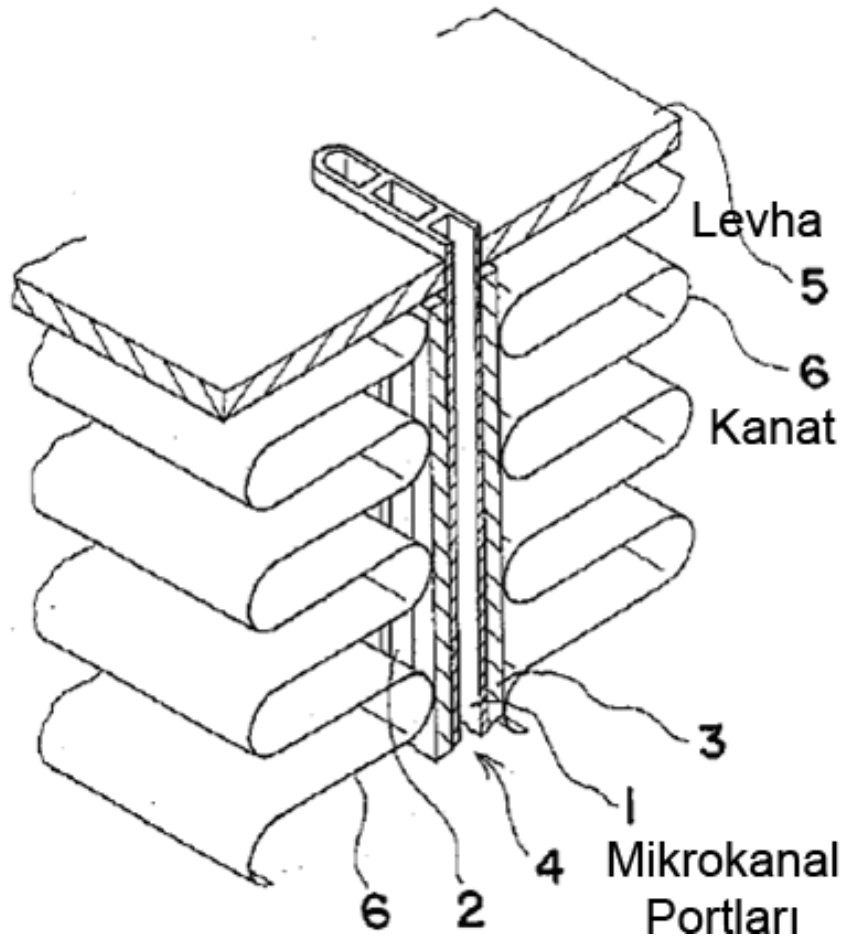
Patent Adı: Exchanger for Air-Conditioning

Başvuru Tarihi: 13.04.1999

Toyo Radiator Co. Ltd.

Bu patente, kanal giriş deliğinin şeklinin basitleştirilmesi, yassı kanal ile manifoldun uygunluğunun geliştirilmesi ve yassı kanalların üst yüzeylerine yoğunlaşan suyun yönlendirilmesini sağlayan plakalar koyulmak suretiyle güvenilir bir ısı değiştirici elde

etmek amaçlanmıştır. Klimalarda kullanılması amacıyla tasarlanan ısı değiştiricide kullanılan mikro kanallar (4) manifolda giriş ve çıkış deliklerinden bağlanmakta, mikro kanalların alt ve st yassı yüzeylerine yoğuşan suyun yönlendirilmesini sağlayan plakalar yerleştirilmektedir. Mikro kanal uzunluğu, yönlendirici plaka uzunluğundan daha fazla olup bunun nedeni suyun plaka üzerinde yönlendirilmesidir. Bununla birlikte yönlendirici plakalar üzerine patlamasız dalgalı kanatlar lehimleme vb. işlemlerle takılmıştır. Şekil 2.12’de tasarlanan ısı değiştiricinin detay görünüşüne yer verilmektedir.



Şekil 2.12. Tasarlanan mikro kanal ısı değiştirici detayı

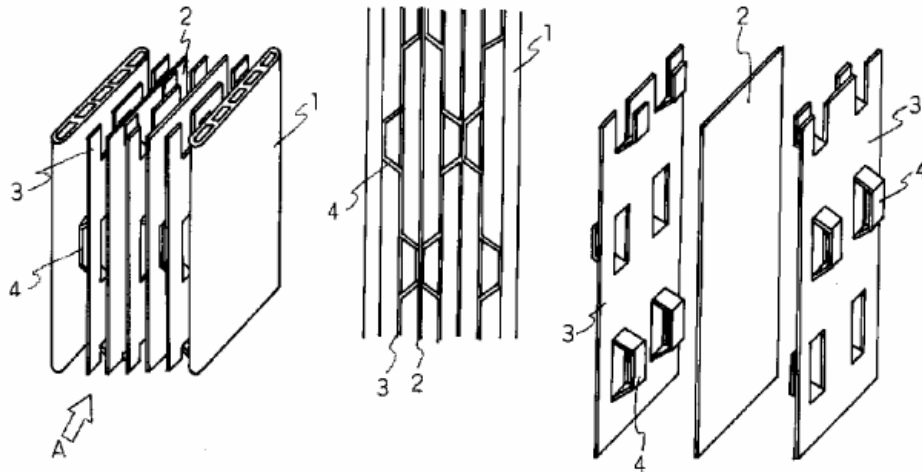
Patent Numarası: JP8166181 A

Patent Adı: Heat Exchanger

Başvuru Tarihi: 25.06.1996

Sharp KK.

Bu patentte yoğuşan suyun yüzey üzerinde durmasını önlemek, suyun yüzeyden tahliye olurken karşılaştığı direnci azaltmak ve ısı değiştirici etkinliğini artırmak amaçlanmıştır. Isı değiştiricide birden fazla sayıda mikro kanal (1) dikey doğrultuda yerleştirilmiş ve çok sayıda yassı-plaka tipi kanatlar (2) ve yassı-çıkıntılı kanatlar (3), dikey doğrultuda mikro kanallar arasında yerleştirilmiş, bu şekilde kanatların çıkıntıları ile mikro kanal yüzeyleri (1) ve ardışık kanat (2) yüzeylerinin temas etmesi sağlanmıştır. Mikro kanal yüzeyleri (1), çıkıntılı kanat yüzeyleri (3) ve plaka tipi kanat yüzeyleri arasındaki ısı iletimi, söz konusu çıkıntılar (4) aracılığıyla artırılmakta ve hava tarafı ısı transferi iyileşmektedir. Şekil 2.13'te ısı değiştiricideki kanat yapısı ve yerleşimi görülmektedir.



**Şekil 2.13.** Isı değiştirici kanat yapısı ve yerleşimi

Patent Numarası: JP6317363 A

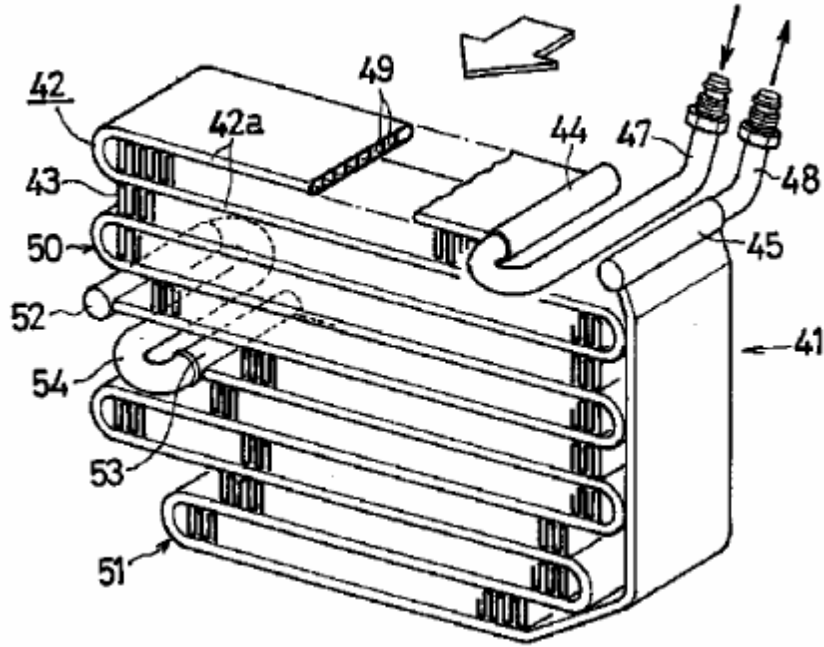
Patent Adı: Heat Exchanger

Başvuru Tarihi: 15.11.1994

Showa Aluminium Corporation

Patentte kontrol edilmesi ve üretim aşaması kolay ve ısıl verimi yüksek bir ısı değiştirici tasarlanması amaçlanmıştır. Bu ısı değiştirici (41), boylamsal olarak zig-zag şeklinde bükülmüş mikro kanallara (42) sahiptir. Şekil 2.14'te perspektif görünüşüne yer verilen ısı değiştiricinin orta kısmında dairesel bir kolektör (52) bulunmakta olup bu kolektör, giriş kolektörünün (44) bağlantılı olduğu birinci mikro kanalın (50) bitişi ile

bağlantılıdır. Bulunan ikinci orta kolektör (53) ise çıkış kolektörü (45) ile bağlantılı olan ikinci mikro kanalın (51) bitişi ile bağlantılıdır. Orta kısımda bulunan bu iki kolektör (52, 53), S sekline sahip dairesel boruyla birbirlerine bağlanmışlardır. Mikro kanal yapının tek parça olmayıp ikiye bölünmek suretiyle araya ikincil kolektörün kullanılmasının nedeni bir kısılma vanasından geçerek ısı değiştiriciye giren soğutkanın iki fazlı akış koşullarında olmasıdır. İki faz halde mikro kanal portlarına giren soğutkan, bazı portlara sıvı, bazı portlara buhar ve bazı portlara iki faz girebilmektedir. Kullanılan ikincil kolektör sayesinde ısı değiştiricinin ortasında soğutkanın tekrar karışmasını sağlayarak portlarda iki faz halinde akmasını gerçekleştirmektedir.



Şekil 2.14. Tasarlanan mikro kanal ısı değiştirici

### 2.3. Soğutma Sistemi

Soğutma, çevre sıcaklığında daha düşük sıcaklıktaki ortamlar elde etmek ve bu düşük sıcaklığı muhafaza etmek amacıyla gerçekleştirilen işlemler topluluğundan meydana gelen bir çevrimdir. Soğutma çevriminin çalışma prensibi, matematik olarak Sadi Carnot tarafından 1824'de bir ısı makinesi ile tanımlanmıştır. Bir soğutucu tersinir çalışan bir ısı makinesidir.

### 2.3.1. Ters Carnot çevrimi

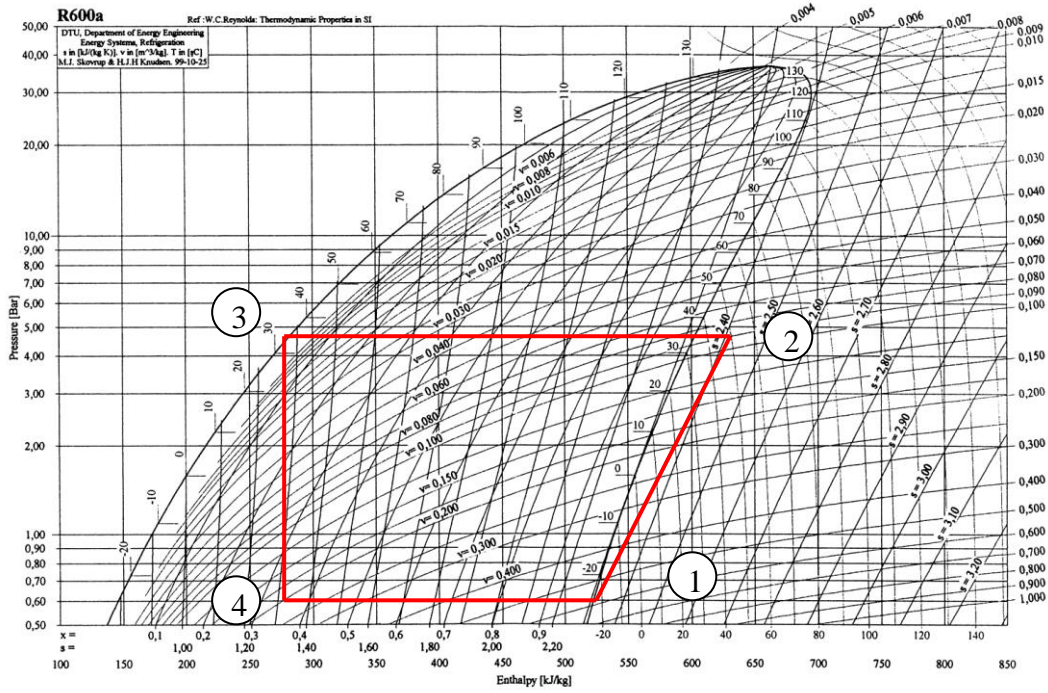
Kompresör tarafından alçak basınçtaki soğutucu akışkan yüksek basınca çıkartılarak buradan yoğuşturucuya yollanır. Yoğuşma oluşturulur ve genleşme valfinden geçerek alçak basınç sıvı hale dönüştürülür ve buradan buharlaştırıcı vasıtası ile soğutma gerçekleştirilir.

Uygulamada, ısının düşük sıcaklıktaki kaynaktan, yüksek sıcaklıktaki ortama pompalanması ile depolama hacmi ya da yaşam alanı soğutulur. Isı normalde bunun tersi yönde bir hareket izlemektedir (yüksek sıcaklıktan, düşük sıcaklığa doğru). Uygulamada yalıtımın önemi de çok büyüktür. Bu nedenle düşük ısı iletim katsayısına sahip yalıtım malzemeleri kullanılır. Günümüz sistemlerinde sıkça kullanılanlarından başında Poliüretan gelir. Yalıtım, soğutulmuş alandaki düşük sıcaklığı korumak ve düşük sıcaklığa ulaşmak için gerekli enerji ve gücü düşürmek için kullanılır.

İdeal şartlarda soğutma çevrimini en iyi özetleyen çevrim ters Carnot çevrimidir. İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminde, Şekil 2.15'te belirtildiği üzere soğutucu akışkan kompresöre 1 halinde doymuş buhar olarak girer ve izentropik olarak yoğuşturucu basıncına sıkıştırılır.

Sıkıştırma işlemi sırasında, soğutucu akışkanın sıcaklığı çevre ortam sıcaklığının üzerine çıkar. Soğutucu akışkan daha sonra 2 halinde kızgın buhar olarak yoğuşturucuya girer ve yoğuşturucudan 3 halinde doymuş sıvı olarak ayrılır.

Yoğuşma sırasında akışkandan çevreye ısı geçişi olur. Soğutucu akışkanın sıcaklığı 3 halinde de çevre sıcaklığının üzerindedir. Doymuş sıvı halindeki akışkan daha sonra bir genleşme vanası veya kılcal borulardan geçirilerek buharlaştırıcı basıncına kısılır.



**Şekil 2.15.** R600a için lnP – h diyagramında soğutma çevrimi

Bu hal değişimi sırasında soğutucu akışkanın sıcaklığı, soğutulan ortamın sıcaklığının altına düşer. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıya 4 halinde kuruluk derecesi düşük bir doymuş sıvı buhar karışımı olarak girer ve soğutulan ortamdan ısı olarak tümüyle buharlaşır. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıdan doymuş buhar halinde çıkar ve kompresöre girerek çevrim tamamlanır (Incropera, 2002).

Soğutma sistemlerinde devrede dolaşan akışkanlar “soğutucu akışkan” olarak adlandırılmakta olup, bu akışkanların pratik olarak çalışılabilir basınçlarda faz değişim sıcaklıklarının düşük olması aranır. Bu gereklilik haricinde soğutucu akışkanlarda yağlama yağıyla uyum içinde bulunması, özgül hacminin küçük olması, yanıcı, patlayıcı ve zehirli olmaması, malzemelere karşı aşındırıcı özelliği olmaması, devre dışı kaçakların kolayca tespitine olanak sağlaması, ucu ve kolay temin edilebilir olması ve çalışma ömrünün uzun ve kararlı olması gibi temel şartları sağlaması istenir. Ayrıca Montreal Sözleşmesi ve Kyoto Protokolü gibi çevreyi, ozonu ve doğayı korumaya yönelik anlaşmalara uygun soğutkanlar da öne çıkmaktadır.

Soğutulacak ortam göz önünde bulundurularak geliştirilmiş birçok soğutma devresi bulunmaktadır bunların en yaygın olanları; ejektörlü soğutma sistemi, hava akışkanlı soğutma sistemi, soğurmalı soğutma sistemi ve buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimleridir.

### **2.3.2. Buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminin temel bileşenleri**

#### **Kompresör**

Sıkıştırımlı soğutma sistemlerinin en önemli elemanı olan kompresör, yapısal detayları kullanılan soğutucunun cinsine göre değişen ve temel amacı, buharlaştırıcı basıncındaki soğutucu akışkanı emerek daha yüksek basınçtaki yoğuşturucuya göndermek olan bir gaz pompasıdır. Kompresörün mekanik ve hacimsel veriminin, soğutucu cihazın ekonomik verimi üzerinde etkisinin büyük olması nedeniyle soğutucunun ihtiyaçlarına ve büyüklüğüne göre

- Pistonlu kompresörler
- Rotatif kompresörler
- Hermetik kompresörler
- Vidalı kompresörler
- Turbo kompresörler

#### **Yoğuşturucu**

Yoğuşturucunun bir soğutma sistemindeki görevi, kompresörde sıkıştırılarak yüksek basınca çıkarılmış olan sıcak gazın soğutulularak yoğuşturulmasıdır. Bir soğutma sisteminde temelde buharlaştırıcıda çekilen ısı ile kompresör tarafından akışkana kazandırılan toplam ısı yoğuşturucuda dışarı atılır tüm yoğuşturucuların görevi aynı olmakla beraber bunların değişik tipleri vardır. Bu bileşen ile ilgili detaylı bilgi 2.4. bölümde anlatılmaktadır.



### Genişleme valfi/kapileri boru

Yoğuşturucudan yüksek basınçta çıkan soğutucu akışkanı, istenilen buharlaşma basıncına düşürmeye yarayan elemandır. İdeal şartlarda bu elemanda gerçekleşen basınç düşürme işlemi boyunca entalpinin sabit olduğu kabul edilir. Genleşme valfi yerine küçük sistemlerde kılcal borular kullanılmaktadır.

### Buharlaştırıcı

Temelde bir ısı değiştiricisi olan buharlaştırıcılar, genişleme valfinde basıncı düşürülmüş olan soğutucu akışkanın buharlaştırılarak, çevre sıcaklığından daha düşük sıcaklıktaki ortamların elde edildiği kısımlardır. Soğutucu akışkanın cinsine bağlı olarak çeşitli malzemelerden yapılmalarıyla birlikte genelde yapımlarında bakır, alüminyum ve çelik borular kullanılır. Soğutulan ortamın hava, su veya hava-su karışımı olmasına bağlı olarak çeşitli tipleri geliştirilmiş olup yapısal açıdan iki sınıfta değerlendirilebilir:

- Hava soğutulmasında kullanılan buharlaştırıcılar
- Sıvıların soğutulmasında kullanılan buharlaştırıcılar

### Isı değiştirici

Bu bileşenin görevi, buharlaştırıcıdan çıkan soğutucu akışkanın kompresöre daha yüksek bir sıcaklıkta emilmesini sağlayarak, bir gaz pompası olan kompresöre soğutucu akışkanın bir miktarının sıvı fazda geçme ihtimalini ortadan kaldırmak ve dolayısıyla kompresörün performans düşüşünü en aza indirmektir.

### Nem tutucu

Soğutma devreleri kapalı çalışan devreler olmalarına rağmen, sisteme çeşitli yollarla giren havanın içindeki suyun buzlanmasını önlemek amacıyla yoğuşturucudan hemen sonra devreye genellikle seri olarak nem tutucular konmaktadır. Bu elemanların içinde genel olarak silikajel, kalsiyum sülfat, kalsiyum klorür, baryum oksit gibi kimyasal maddeler bulunmaktadır.

### Termostat

Soğutulacak hacim, soğutulacak akışkan veya buharlaştırıcı gibi kısımların sıcaklıklarını belirli değerler arasında tutmak amacıyla kullanılan cihazlardır.

### Çek valfler

Sistem içerisindeki bağlantı elemanları arasında akışın tek yönlü akmasını sağlayan valflerdir.

## 2.4. Yoğuşturucular

Bu bölümde, yoğuşturucular incelenmiştir. Yoğuşturucu, kabin içinde soğrulan ısı yükünün dış ortama atılmasını sağlayan bileşendir. Bu bileşende kompresörden çıkan yüksek basınç ve yüksek sıcaklıkta gaz fazındaki soğutkan yoğuşarak sıvı faza geçmekte ve ısını dışarı atmaktadır. Böylece soğutkan yeniden ısı yük alabilecek hale gelir.

Kompresörün çalışmasından kısa bir süre sonra basınç, yoğuşturucu borusu iç çeper sıcaklığına karşılık gelen doyma basıncını aşar ve böylece bütün yoğuşturucuda aynı anda film yoğuşması başlar. Daha sonra, yoğuşturucunun ilk kısmı arkadan gelen aşırı kızmış buhar fazındaki soğutkanın etkisiyle daha sıcak olacaktır. Bu kısım, “aşırı kızgın bölüm” olarak nitelenebilir.

Yoğuşturucudaki sıvı soğutkan miktarının sıfır olduğu durumdan yoğuşturucunun sıvı ile tamamen dolu olduğu duruma kadar gerçekleşen olayın fiziksel gelişimini ifade etmek gerekirse, sıvı soğutkan miktarının çok az olması durumunda bütün yoğuşturucu gaz fazındaki soğutkan ile dolu olmaktadır. Sıvı soğutkan miktarının artışı ile birlikte, yoğuşturucu içerisindeki basınç, bütün yoğuşturucu boyunca film yoğuşması için uygun basınç değerine ulaşmaktadır. Bu durumda, bütün yoğuşturucu film yoğuşması ile kaplı olmakta ve aşırı kızma bölgesi ortadan kalkmaktadır. Dolayısıyla, yoğuşturucudan çıkan soğutkan, sıvı ve gaz karışımı halindedir. Yoğuşturucuda tutulan soğutkan miktarı arttığında ise, tabii olarak yoğuşturucu çıkışındaki sıvı miktarında da artış görülecektir. Yoğuşturucu tamamen sıvı ile dolduğunda ise, yoğuşturucudan çıkan soğutkan tamamen sıvı fazda bulunmaktadır.

### 2.4.1. Yoğuşturucu tipleri

Başlıcaları 3 grupta toplanabilir:

- Evaporatif yoğuşturucular
- Su ile soğutulan yoğuşturucular
- Hava ile soğutulan yoğuşturucular

#### Evaporatif yoğuşturucular

Hava ve suyun soğutma etkisinden birlikte yararlanılması esasına dayanılarak yapılan evaporatif yoğuşturucular üç kısımdan oluşmaktadır. (a) Soğutma serpantini, (b) Su çevrim ve püskürtme sistemi, (c) Hava sirkülasyon sistemi. Soğutma serpantininin içinden geçen soğutkan, hava soğutmalı yoğuşturucuda olduğu gibi, yoğuşarak gaz deposuna geçer. Serpantinin dış yüzeyinden geçirilen hava, ters yönden gelen atomize haldeki suyun bir kısmını buharlaştırarak (soğutma kulelerinde olduğu gibi) soğutma etkisi meydana getirir. Böylece yoğuşma sıcaklığı ve dolayısıyla basıncı düşürülmüş olur. Serpantinin dış yüzeyine, ısı transferi film katsayısının düşük oluşunun olumsuz etkisini karşılamak amacıyla kanatlar yerleştirilir. Yoğuşturucunun alt seviyesinde bulunan su toplama haznesinden su devamlı şekilde bir pompa ile alınıp soğutma serpantininin üst tarafında bulunan bir meme grubuna basılır ve memelerden püskürtülür. Bu suyun yaklaşık %3-5'i buharlaşarak havaya karıştığından, su haznesine devamlı su verilir.

Evaporatif kondenserler genellikle binanın dışına ve çatıya konulur, fakat bina içine konularak hava giriş-çıkışları galvanizli saçtan kanallarlada sağlanabilir. Bina dışındaki cihazların kışın da çalışması söz konusu ise donmaya karşı tedbir alınmalıdır. Bina içindeki uygulamalarda ise, ıslak havanın atıldığı kanalın soğuk hacimlerden geçmesi halinde kanalın içinde yoğuşma olacağı hatırd tutulmalı ve bu suyun toplanıp atılması için önlem alınmalıdır. Bina içi uygulamaları, bir egzost sistemi ile entegre olarak uygulandığında egzost fanı ve elektrik enerjisinden tasarruf sağlayacaktır.

### b) Su soğutmalı yoğuşturucular

Temiz suyun bol miktarda, ucuz ve düşük sıcaklıklarda bulunabildiği yerlerde gerek kuruluş ve gerekse işletme masrafları yönünden en ekonomik yoğuşturucu tipi olarak kabul edilebilir. Büyük kapasitedeki soğutma sistemlerinde genellikle ilk olarak düşünülür.

Su soğutmalı kondenserlerin dizaynı ve uygulamasında boru malzemesinin ısı geçirgenliği, kullanılan suyun kirlenme katsayısı, kanatlı boru kullanıldığında kanat verimi su devresinin basınç kaybı, soğutkanın aşırı soğutulmasının seviyesi gibi etkenler göz önünde bulundurulur.

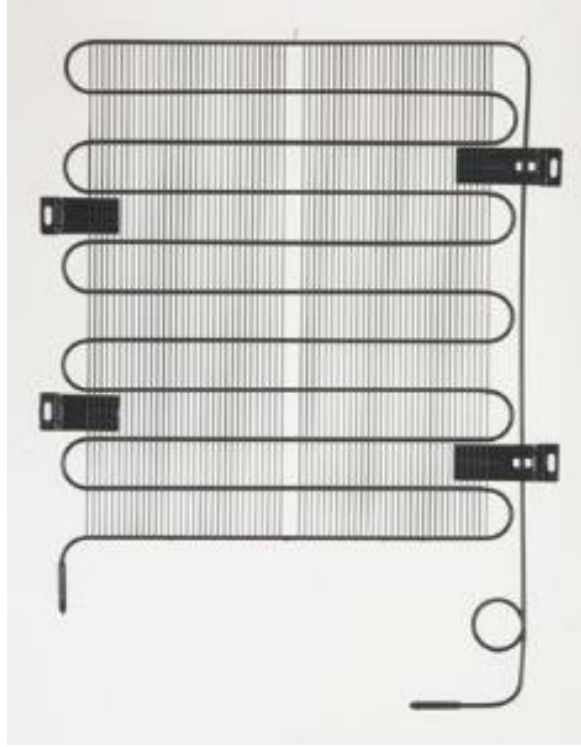
### c) Hava soğutmalı yoğuşturucular

Hava soğutmalı yoğuşturucular, genel olarak ev tipi buzdolapları ve su soğutucular gibi küçük kapasiteli cihazlarda kullanılmaktadır.

Hava soğutmalı yoğuşturucular genellikle kanatlı borulu olarak imal edilirler. Boruların içinden soğutucu akışkan, dışından ise hava geçer. Bu tip yoğuşturucular daha ziyade küçük soğutma yüklerinde yeterli miktarda soğutma suyu bulunmayan durumlarda kullanılır. Çünkü hava tarafındaki taşınım katsayısı küçük olduğundan, büyük soğutma yüklerinde çok büyük yüzeyler gerekir. Bu durum dış kısma konan kanatçıklarla giderilmeye çalışılır. Bakımları ve kullanışları basit olmakla beraber hava sıcaklığının gün ve mevsim boyunca değişme sebebiyle otomatik kontrol güçleşir.

Küçük ve orta boyutlu ev tipi buzdolaplarında genellikle doğal ve zorlanmış akışlı olmak üzere 2 çeşit hava soğutmalı yoğuşturucu kullanılır. Birinci tip, Şekil 2.16'da gösterilen kabin arkasına yerleştirilen yoğuşturucu boruları üzerine tellerin kaynak yapıldığı "arka duvar yoğuşturucu" olarak da anılan ısı transferinin doğal taşınım ile sağlandığı yoğuşturucudur. İkinci tipte ise yoğuşturucu, kabin dibi bölmesinde bulunan yoğuşturucu dış tarafında havayla temas etmektedir ancak kapalı bir bölme içinde olduğu için bir fan yardımı ile zorlanmış taşınım ile soğutulan "sargı (coil) yoğuşturucu" olarak adlandırılan yoğuşturucudur. Çalışmada kullanılan buzdolabında bulunan mevcut yoğuşturucu "sargı yoğuşturucu"dur ve Şekil 2.17'de gösterilmiştir. Zorlanmış akışlı

yoğuşturucularda hava, serpantinler üzerinden ısı transfer kapasitesini artırmak için fanlar vasıtasıyla gönderilir. Çünkü ısı transfer miktarı doğal akışlı yoğuşturucularda daha düşüktür, zorlanmış akışlı tiplerle aynı kapasiteyi vermesi için daha büyük yüzey alanına ihtiyaç duyarlar. Bu yüzden doğal akışlı yoğuşturucular sadece ev tipi soğutucular ve dondurucular gibi küçük kapasite uygulamalarında kullanılırlar.



Şekil 2.16. Arka duvar yoğuşturucu



Şekil 2.17. Sargı yoğuşturucu

### 2.4.2. Minikanallı yoğurturucular

Minikanallı ısı değiştiriciler, birim hacimde ısı geçiş yzey alanının çok bzyk değerlerde olduğu kompakt ısı değiştiricilerin, gnyumuzde kullanımı giderek artan bir tzyrdur. Minikanallı ısı değiştiriciler Şekil 2.18'te örneklendiği gibi çok sayıda mini kanallı profilden oluşmaktadır.



**Şekil 2.18.** Minikanal Profilleri Kullanan ısı Değiştiricisi

Gnyumuzde mikro kanal borulu ısı değiştiricileri özellikle otomotiv endystrisinde daha yaygın olarak kullanılmaya başlanmıştır. Üretim ve birleştirme tekniklerindeki gelişmeler, uygulamaların soğutma endystrisinde de yaygınlaşmasını sağlamaktadır. Son yıllarda özellikle klima santrallerinde mikro kanal uygulamalarına daha sık rastlanır olması, uygulamaların nzymzdeki yıllarda buzdolabı sektzyrune de sıçrayacağının habercisidir.

Otomotiv endystrisindeki uygulamalarda çalışılan debiler, konutsal kullanım amaçlı tasarlanan buzdolabı ve dondurucu soğutma çevrimlerine gzyre daha yzyksek olduğundan, tzym mikrokanal ısı değiştiricilerinde manifold uygulamasına rastlanmaktadır. Bu sayede kullanılan akışkanın kanallara homojen dağılması sağlandığı gibi, hız değerleri dzyşyrylerek basınç kayıpları azaltılmaktadır. Ancak konutsal kullanım amaçlı soğutma endystrisinde debi değerleri çok daha dzyşyktyr. Bu nedenle çevrimde kullanılan soğutkanın kanallara, örneğin evaporatzyr paslarına eşit dağıtılması ideal durum olmasına rağmen manifoldsuz uygulamanın mevcut borulu uygulamaya gzyre önemli basınç kayıplarına neden olmayacağı dzyşynlmektedir.

Küçük kanallardaki aktarım olaylarının normal boyutlardaki kanallardan farklı olması küçük boyutlu ve normal boyutlu kanallar arasında bir ayırım yapılmasını gerektirir. Buna rağmen literatürde kanal boyutlarının sınıflandırılması konusunda bir görüş birliği bulunmadığından, farklı tanımlar mevcuttur. Kandlikar'ın Çizelge 2.1'de belirtilen tanımlamaları dışında; Shah (1981) çalışmasında, ısı değiştirici ısı transfer yüzey alanının, ısı değiştirici hacmine oranının  $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$  olduğu ısı değiştiricilerini kompakt ısı değiştiricisi olarak tanımlamıştır. Mehendale vd. (2000) çalışmasında, Çizelge 2.2'de listelendiği şekilde değişik küçük ve mini ısı değiştiricilerini hidrolik çapa göre sınıflandırma yapmışlardır.

**Çizelge 2.2.** Isı değiştiricilerin hidrolik çapa göre sınıflandırılması

<b>Kanal Tipi</b>	<b>Hidrolik Çap</b>
Konvansiyonel	$D_h > 6 \text{ mm}$
Kompakt	$6 \text{ mm} \geq D_h > 1 \text{ mm}$
Meso kanallar	$1 \text{ mm} \geq D_h > 100 \mu\text{m}$
Mikro kanallar	$100 \mu\text{m} \geq D_h > 10 \mu\text{m}$

Shah (1981) ve Mehendale vd.'nin (2000) yaptıkları tanımlar, hidrolik çapı 6 mm olan kanalları küçük kanal olarak sınıflandırır.

Mikrokanalların günümüzdeki en önemli kullanım alanı otomotiv hava şartlandırıcısı yoğuşturucusudur. Yapılan araştırmaların amacı, ısı değiştiricileri mikrokanal olan değişik hava şartlandırma sistemleri tasarımları yapmaktır. İki fazlı akışta sıvı ve buhar faz etkileşimi basınç kaybı ve ısı transferini etkilemektedir. Bu etkileşim de, her iki fazın hızlarına, buhar kalitesine ve akışkan özelliklerine bağlıdır.

### **2.4.3. Yoğuşturucularda ısı transferi**

Bu bölümde, bir ısı değiştirici için temel ısı transfer bağıntıları ortaya konulacaktır. Isı değiştiricinin performans hesapları yapılacaktır. İlk olarak, sıcak akışkandan soğuk akışkana ısı transferi tanımlanacaktır. Ardından akışkanların giriş ve çıkış sıcaklıklarına

göre efektif ortalama sıcaklık farkı hesaplanacaktır. Toplam ısı transfer katsayısı takdim edilecektir. Kanat ve yüzey verimliliği anlatılacaktır. Isı transfer etkinliği, ısı kapasite oranı ve transfer birimi sayıları tanımlanacaktır. Taşınım ısı transferini hesaplanması için gerekli olan boyutsuz sayılar belirtilecektir. Son olarak hidrolik çapın hesaplanması için geometrik özellikler analiz edilecektir.

Incropera (2002) tarafından derlenen bilgilere göre kararlı şartlar altında, potansiyel ve kinetik enerji değişimlerini ihmal ederek, akışkanlar faz değiştirmezken ve sabit özgül ısıya sahipken, sıcak ve soğuk akışkanlar için ısı transferi aşağıdaki gibi tanımlanabilir:

$$Q = (\dot{m} \cdot c_p)_h (T_{hi} - T_{ho}) = (\dot{m} \cdot c_p)_c (T_{ci} - T_{co}) \quad (2.1)$$

Sıcaklık farkı, ısı değiştirici boyunca değişmektedir. Bu nedenle ısı değiştiricilerdeki ısı transferini hesaplamak için sıcak akışkan ile soğuk akışkan arasında ortalama bir sıcaklık farkı tanımlanmalıdır. Buna göre

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \quad (2.2)$$

U, yoğuşturucunun yüzey alanına (A) bağlı olan toplam ısı transfer katsayısı,  $\Delta T_{lm}$  ise iç taraf ile dış taraf arasındaki logaritmik-ortalama sıcaklık farkıdır.

$$\Delta T_{lm,cf} = \frac{(T_{ho} - T_{ci}) - (T_{hi} - T_{co})}{\ln\left(\frac{T_{ho} - T_{ci}}{T_{hi} - T_{co}}\right)} \quad (2.3)$$

$$P = \frac{T_{co} - T_{ci}}{T_{hi} - T_{ci}} = \frac{\Delta T_c}{\Delta T_{max}} \quad (2.4)$$

$$R = \frac{c_c}{c_h} = \frac{T_{hi} - T_{ho}}{T_{co} - T_{ci}} = \frac{\Delta T_h}{\Delta T_c} \quad (2.5)$$

Burada  $\Delta T_{lm,cf}$ , karşılıklı akış için logaritmik-ortalama sıcaklık farkıdır (LMTD). P, gerçek ısı transferinin, eğer soğuk akışkan sıcak akışkan sıcaklığına kadar çıkabilseydi olabilecek ısı transferine oranıdır. P, soğuk akışkan tarafındaki etkinlik oranıdır. R ise soğuk akışkanın ısı transfer kapasitesinin sıcak akışkanın ısı transfer kapasitesine olan oranıdır, kısaca ısı kapasitesi oranı olarak adlandırılır.



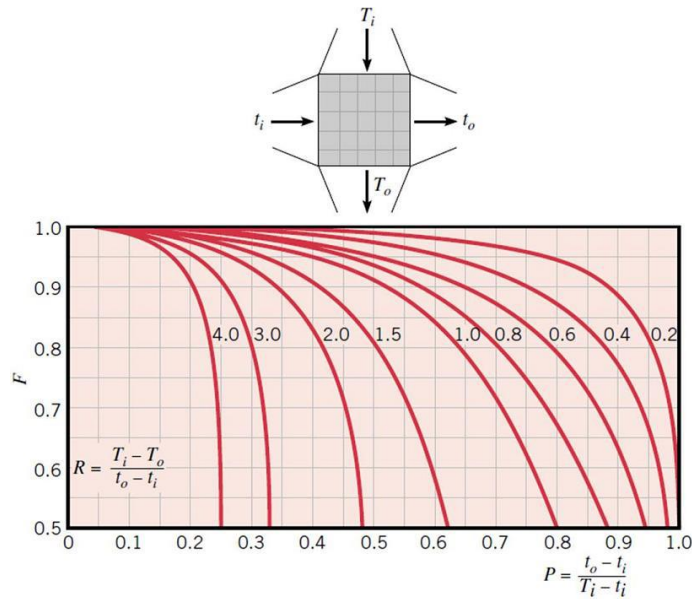
$\Delta T_{lm}$ , çok geçişli karşılıklı akışlı ısı değıştirciler için F doğrulama katsayısı ile çarpılarak da kullanılabilir.

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm} = U \cdot A \cdot F \cdot \Delta T_{lm,cf} \quad (2.6)$$

F, boyutsuzdur ve P, R ve akış düzenine bağı olan bir fonksiyondur.

$$F = f(P, R, \text{akış düzeni}) \quad (2.7)$$

F, karşılıklı ve çok geçişli akışlar için 1'den küçük bir sayıdır. Bu sayının değeri, literatürde bulunabilir. Örneğin tek geçişli karşılıklı akış için F düzeltme katsayısı değeri, Şekil 2.19'da bulunmaktadır.



**Şekil 2.19.** Tek geçişli karşılıklı akışlı ısı değıştirciler için F katsayısı (Incropera, 2002)

Toplam ısı transfer katsayısı (UA)

Kararlı halde, ısı sıcak akışkandan soğuk akışkana belirtilen şekilde transfer olur: Sıcak akışkandan duvara taşınım ile, duvarda iletim ile, duvar yüzeyinden soğuk akışkana ise yine taşınım ile. Birçok ısı değıştircide, yüzeyde zamanla istenmeyen kalıntılar birikir. Bunlar da bir yalıtkan gibi davranarak ısı transferini etkiler. Tüm bu parametreler bir arada değerlendirildiğinde toplam ısı direnç aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$R_t = R_h + R_{f,h} + R_w + R_{f,c} + R_c \quad (2.8)$$

$$R_h = \frac{1}{(\eta_{o,h} \cdot h \cdot A_h)_h} \quad (2.9)$$

$$R_{f,h} = \frac{R_{fh}}{\eta_{o,h} \cdot A_h} \quad (2.10)$$

$$R_w = \frac{\delta_w}{k_w \cdot A_w} \quad (2.11)$$

$$R_{f,c} = \frac{R_{fc}}{\eta_{o,c} \cdot A_c} \quad (2.12)$$

$$R_c = \frac{1}{(\eta_{o,c} \cdot h \cdot A_c)_c} \quad (2.13)$$

$R_h$  ve  $R_c$ , sıcak ve soğuk akışkanın taşınım dirençlerini belirtmektedir.  $R_{fh}$  ve  $R_{fc}$  ise akışkanların duvar ile temasta oldukları yüzeydeki kirlenme dirençleridir. Bu kirlenme dirençleri için literatürde bilgiler mevcuttur.

Toplam ısıl direnç aşağıdaki gibi belirtilir:

$$R_t = \frac{1}{U \cdot A} \quad (2.14)$$

$$UA = \left( \frac{1}{(\eta_{o,h} \cdot h \cdot A_h)_h} + \frac{R_{fh}}{\eta_{o,h} \cdot A_h} + \frac{\delta_w}{k_w \cdot A_w} + \frac{R_{fc}}{\eta_{o,c} \cdot A_c} + \frac{1}{(\eta_{o,c} \cdot h \cdot A_c)_c} \right)^{-1} \quad (2.15)$$

### Kanat verimliliği

Isı iletim katsayısı düşük olan akışkanın olduğu tarafta ısı transfer yüzeyini arttırmak için kanatlar yerleştirilir. Kanat ısıl performansının ölçüsü kanat verimi  $\eta_f$  'dir. Taşınım için en yüksek sıcaklık farkı, dip ( $x = 0$ ) ve akışkan arasındaki sıcaklık farkıdır. Bu nedenle bir kanadın yayabileceği enerjinin en yüksek değeri bütün kanat yüzeyi taban sıcaklığında olduğu zaman gerçekleşecektir. Ancak bu bir ideal durumdur ve kanat içinde bir sıcaklık değişimi her zaman vardır. Bu düşünceden yola çıkarak dikdörtgen kesitli kanatlar için verim,

$$\eta = \frac{\tanh(m \cdot l)}{m \cdot l} \quad (2.16)$$

$$m = \sqrt{\frac{2h}{k_f t}} \quad (2.17)$$

Tek bir kanadın ısııl davranışını gösteren kanat verimi  $\eta_f$  yerine, bir kanat dizisi ve üzerine yerleştirildiği yüzeyin ısııl davranışını gösteren toplam yüzey verimi  $\eta_o$  kullanılabilir.

$$\eta_o = 1 - \frac{NA_f}{A_f} (1 - \eta_f) \quad (2.18)$$

Denklemden  $N$  boru sıra sayısını,  $A_f$  kanatlı yüzey alanını ifade eder.

Etkinlik-NTU yöntemi

Isı kapasitesi oranı,  $C^*$ , düşük kapasiteli akışkanın yüksek kapasiteli akışkana oranıdır.

$$C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (2.19)$$

$$C_{min} = \min(C_c, C_h) \quad (2.20)$$

$$C_{max} = \max(C_c, C_h) \quad (2.21)$$

$$C_c = (\dot{m}c_p)_c \quad (2.22)$$

$$C_h = (\dot{m}c_p)_h \quad (2.23)$$

En çok sıcaklık farkına uğrayan akışkan, en düşük ısııl kapasiteli olandır. Buradan maksimum ısı transferi aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$Q_{max} = C_{min} \cdot (T_{hi} - T_{ci}) \quad (2.24)$$

Etkinlik ( $\varepsilon$ ), bir ısıı değiştiricinin performansını gösteren değerdir ve gerçek ısı transfer miktarının, maksimum ısı transfer miktarına oranı olarak tanımlanır.

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} = \frac{C_h \cdot (T_{hi} - T_{ho})}{C_{min} \cdot (T_{hi} - T_{ci})} = \frac{C_c \cdot (T_{ci} - T_{co})}{C_{min} \cdot (T_{hi} - T_{ci})} \quad (2.25)$$

Transfer birimi sayısı (NTU), bir ısı değiştiricinin ısı transfer boyutunu belirten bir sayıdır. Toplam ısı iletim katsayısının minimum ısıl kapasiteye oranı olarak tariflenir.

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (2.26)$$

### Basınç dūřūřu

Her iki akışkan için de basınç dūřūřu, performans analizinin önemli bir kısmıdır. Bütün ısı değiştiricilerinde, ısı geçişi ile basınç dūřūřu arasındaki ilişki çok önemlidir. Sabit bir ısı kapasitesi için tasarımı yapılan ısı değiştiricide, akışkanların hızlarının artırılması, ısı taşınım katsayısını artırır ve daha küçük ısı geçiş yüzeyli ısı değiştiricilerine olanak sağlar. Bu şekilde daha az masrafla daha küçük boyutlu bir tasarım yapılabilir. Buna karşılık, akışkanın hızının artırılması ısı değiştirici içindeki basınç dūřūřünün de artmasına sebep olur. Bu ise pompanın veya fanın gücünü artıracadıından sistemin işletme masraflarını artırır. Bu nedenle ısı geçişiyle basınç dūřūřu birlikte dūřünölüp sisteme en uygun çözüm bulunmalıdır.

İvmelenmeler ve sūrtünme basınç kaybı, tarafından,

$$\Delta P = \frac{G_{maks}^2}{2\rho_i} \left[ \left( 1 + \frac{A_{min}^2}{A_{ön}^2} \right) \left( \frac{\rho_i}{\rho_o} - 1 \right) + f \frac{A_o}{A_{min}} \frac{\rho_o}{\rho_m} \right] \quad (2.27)$$

ifadesiyle verilmiřtir. Denklemdaki  $f$ , sūrtünme faktörü olup ařağıdaki gibi ifade edilir.

$$f = 0,1243 Re_{dh}^{-0,2095} \quad (2.28)$$

### Reynolds sayısı

Reynolds sayısı, zorlanmış akışta hareketi sağlayan atalet kuvvetlerinin, hareketi durdurmaya çalışan viskoz kuvvetlere oranıdır. Akışın laminer veya türbölanslı olmasını,

$$Re = \frac{vD_h}{\mu/\rho} \quad (2.29)$$

şeklinde tanımlanan Reynolds sayısı karakterize eder. Boru içinden akışta  $Re < 2300$  olduğunda akış laminer,  $Re > 2300$  olduğunda ise akış türbülansa geçmeye başlar ve  $Re \approx 10^4$  değerlerinde tamamen türbülanslı olur.

(4.29) ifadesindeki  $\mu$  viskozite,  $\rho$  yoğunluk ve  $D_h$  hidrolik çaptır. Hidrolik çap,

$$D_h = 4 \frac{LA_{\min}}{A} \quad (2.30)$$

ifadesinden bulunur.

Colburn faktörü

Colburn faktörü, Reynolds sayısı 100-10000 arasında değişen laminer, geçiş (transient) ve türbülanslı bölgelerdeki uygulamalar için ısı geçiş analizlerinde çoğunlukla kullanılır. Boyutsuz bir ısı geçiş katsayısı olup, (3.10) ile ifade edilir.

$$j = St Pr^{2/3} \quad (2.31)$$

Burada  $St$ , Stanton ve  $Pr$ , Prandtl sayıları olup

$$St = \frac{Nu}{Re Pr} = \frac{h}{\rho v c_p} \quad (2.32)$$

$$Pr = \frac{v}{\alpha} = \frac{\mu c_p}{k} \quad (2.33)$$

şeklinde tanımlanırlar.

Mc Quiston, boru sıra sayısı 4 olan levha kanatlı borulu ısı değiştiricileri için Colburn ( $j$ ) faktörünü aşağıdaki gibi bulmuştur.

$$j_4 = 0.0014 + 0.2618 Re_d^{-0.4} \left( \frac{A}{A_b} \right)^{-0.15} \quad (2.34)$$

Burada  $Re_d$ , boru dış çapına göre hesaplanan Reynolds sayısıdır.

Boru sıra sayısının 4'ten küçük olması halinde, Colburn faktörü ( $j_4$ ), bir düzeltme faktörüyle çarpılarak bulunabilir.

$$j_N = j_4 \frac{1 - 1280 n_p \text{Re}_L^{-1.2}}{1 - 5120 \text{Re}_L^{-1.2}} \quad (2.35)$$

$\text{Re}_L$ , hava akışı yönündeki boru aralığına ( $S_p$ ) göre hesaplanmaktadır. (4.35) ifadesindeki  $\text{Re}_L$ ,

$$\text{Re}_L = \frac{G_{maks} S_p}{\mu_a} \quad (2.36)$$

bağıntısından bulunmuştur. Denklemdaki  $G_{maks}$ , minimum kesitteki kütle akısıdır ve aşağıdaki ifadeyle gösterilir.

$$G_{max} = \rho v_{max} \quad (2.37)$$

Gray ve Webb de levha kanatlı ısı değiştiriciler için Mc Quiston tarafından verilen ifadeye benzer yeni bir ifade vermişlerdir.

$$j_4 = 0.14 \text{Re}^{-0.328} \left( \frac{S_d}{S_p} \right)^{-0.502} \left( \frac{S}{D} \right)^{0.0312} \quad (2.38)$$

(4.37) ifadesi boru sıra sayısı 4'ten büyük olanlar için geçerlidir. Gray ve Webb, deneylerden elde ettikleri verileri karşılaştırarak 5 sıralı ve 8 sıralı ısı değiştiricileri için de bu ifadenin geçerli olduğunu bulmuşlardır. Boru sıra sayısı 4'ten küçük olan ısı değiştiriciler için, ( $j_4$ ) bir düzeltme faktörüyle çarpılmaktadır.

$$\frac{j_N}{j_4} = 0.992 \left[ 2.24 \text{Re}^{-0.092} \left( \frac{N}{4} \right)^{-0.031} \right]^{0.607(4-N)} \quad (2.39)$$

Isı taşınım katsayısı

Colburn faktörü elde edildikten sonra ısı taşınım katsayısı, denklem (2.31)'den Stanton sayısının (2.32)'de yerine yazılmasıyla aşağıdaki gibi bulunabilir.

$$h_o = \frac{j\rho v c_p}{\text{Pr}^{2/3}} \quad (2.40)$$

### 3. MATERYAL VE YÖNTEM

Dünyadaki enerji kaynaklarının hızla tükeniyor olması enerjinin doğru, ekonomik ve verimli kullanılması ihtiyacını beraberinde getirmiştir. Ekonomik üretimin ana unsuru olan ve hayat kalitemizi iyileştiren enerjinin kullanımından vazgeçilemeyecek olması nedeniyle enerji kaynaklarını daha verimli kullanacak yöntemlerin araştırılması öncelik kazanmıştır. Bu durum birçok kuruluşu enerji kullanımı ile ilgili araştırmalar yapmaya yönlendirmiştir. Yapılan araştırmalar, ülkemizde enerji tüketiminde en büyük pay sahibinin konutsal ihtiyaçlar amacıyla kullanılan enerji olduğunu göstermiştir. Bu nedenle, konutlarda sürekli çalışarak gün boyu enerji tüketmek durumunda olan buzdolabı ve derin dondurucuların enerji tüketimlerinin azaltılması önem kazanmıştır. Enerji tüketiminin büyük bir çoğunluğuna karşılık gelen soğutma enerjisi, minikanal yoğuşturucu kullanımı ile azaltılabilecek, aynı zamanda gıdaların saklanabilmesi için aynı dış ölçülere sahip bir dolaba oranla daha fazla hacme sahip olabilecektir.

Bu tez çalışmasında, buzdolaplarında kabindibi hacminin genişletilmesi, yoğuşturucunun küçültülerek daha az malzeme kullanılmasını ve sistemde dolaşan soğutkan miktarının azaltılması için çalışılmıştır. Bu şekilde enerji tüketiminin iyileştirilmesi sağlanabilecektir. Bu amaca yönelik bu çalışmada minikanal yoğuşturucu prototipleri geliştirilerek denenmiştir ve bu yoğuşturucunun ekonomik ve çevresel katkıların belirlenmesi için çalışılmıştır.

Bu çalışma sonunda, ev tipi buzdolaplarında ilk kez mini-mikro çoklucanallı yassı alüminyum çekme borulu plaka kanatlı yoğuşturucunun buzdolabında başarıyla uygulanması sonucunda patent alma potansiyeli olan bir ürün geliştirilmiştir. Çalışma temel olarak alınacak bir buzdolabı modeli üzerinde yapılmış olmakla beraber sağladığı bilgi ve deneyim sayesinde aynı zamanda başka ürünlere yaygınlaştırılarak kullanılacaktır.

Çalışma buzdolabı üzerinde yapılacak olmakla birlikte aynı zamanda klimalar, ısı pompaları gibi diğer soğutma ve ısıtma cihazlarında da kullanılabilir. Böylece ısıtma-soğutma sistemlerinde daha verimli tasarımların ortaya konulması için yol gösterici olacaktır.



Bu bölümde, tez çalışmasında kullanılan buzdolabı ve kabindibi deney düzeneği ve deneyler boyunca ölçülen fiziksel büyüklüğe ilişkin verileri toplayan ve yararlı bilgiye dönüştüren veri toplama ünitesi ayrıntılı olarak anlatılmıştır. Ayrıca bu bölümde, deneysel bulguların geçerliliğini belirlemek, kullanılan ölçme cihazlarından ve deney düzeneğinden kaynaklanabilecek hataların ortaya konması amacıyla belirsizlik analizi yapılmıştır.

Yoğuşturucu, soğutma sisteminin performansını belirleyen en önemli bileşenlerden biridir. Kompresörle sıkıştırılarak yüksek basınca çıkarılmış olan sıcak gazın soğutulması yeterli miktarda yoğuşturulması bu komponentin doğru seçilmesine bağlıdır. Yoğuşturucunun doğru seçimi, buzdolabının performansı ve enerji tüketimi açısından oldukça kritiktir.

Tez çalışması kapsamında, ev tipi bir buzdolabında, mini kanal yoğuşturucunun sistem performansı üzerine etkilerinin incelenmesi amacıyla deney düzeneği oluşturulmuştur. Deney düzeneğinde, performansının inceleneceği soğutucu ve akım, güç, enerji, basınç, sıcaklık gibi değerlerin okunması ve kaydedilmesini sağlayan veri toplama sistemi bulunmaktadır.

Performans ölçümleri yapılan borulu ve minikanal yoğuşturucuda kullanılan kanal kesitleri ve ölçüleri Şekil 3.1'de gösterilmiştir. Şekil 3.1'de görülen minikanal, 5 portlu olarak alüminyum malzemeden imal edilmiştir ve yoğuşturucu levhasına temasının iyileştirilmesi için haddelenerek D formuna getirilmiştir. Çizelge 3.1'de karşılaştırması yapılan minikanal yoğuşturucuların özellikleri verilmiştir.

**Çizelge 3.1.** Isı değiştiricinin özellikleri

<b>Tip</b>	<b>F<sub>n</sub> (mm)</b>	<b>F<sub>p</sub> (mm)</b>	<b>L<sub>h</sub> (mm)</b>	<b>T<sub>p</sub> (mm)</b>	<b>Lo(°)</b>	<b>L<sub>p</sub> (mm)</b>	<b>F<sub>d</sub> (mm)</b>	<b>P<sub>t</sub> (mm)</b>	<b>A (m<sup>2</sup>)</b>
Tek Ara Levhali	8,2	1,5	6,0	19,4	26	1,1	16	0,6	0,383
Çift Ara Levhali	8,2	1,5	6,0	28,2	26	1,1	16	0,6	0,316



**Şekil 3.1.** Çift ara levhalı ısı değıştiricinin geometrik detayları

### 3.1. Deney Düzenegi

Çalışmada, mini kanal yoğuşturucunun performansının belirlenmesi amacıyla parametrik bir deney düzenegi kurulmuştur. Deneysel çalışmalarda, 460L brüt hacme sahip soğutucu ve dondurucu olmak üzere iki bölmeden oluşan no-frost buzdolabı kullanılmıştır.

Buzdolabında, R600a soğutkanıyla çalışan TEE marka NTU170MT (220- 240 V 50 Hz) model kompresör kullanılmaktadır. Kompresör ASHRAE şartlarında (kondensasyon 54,4°C ve evaporasyon -23,3°C) 170 kcal kapasite ve 1.70 COP'ye sahiptir. Çalışmada kullanılan kompresör Şekil 5.2'de gösterilmiştir.

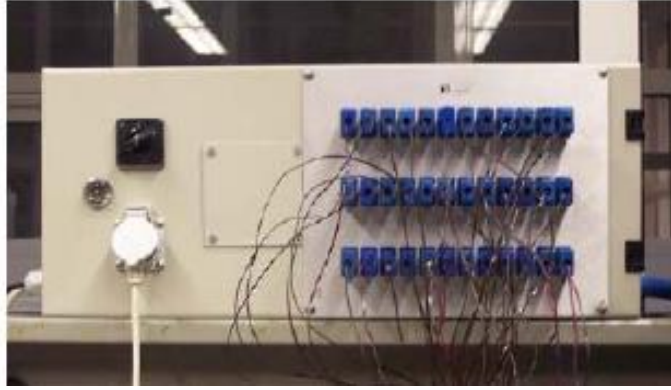


**Şekil 3.2.** Soğutucuda kullanılan kompresör

Çalışmaya konu olan buzdolabında, kanatlı borulu tip buharlaştırıcı kullanılmıştır. Buharlaştırıcı, derin dondurucu kabini içerisinde hava ile temas halinde ve zorlanmış taşınım ile ısı geçişine maruz durumdadır. Sistemde kullanılan kapileri 0.8 mm çapındadır ve kapileri boyu ise çap sabit tutularak yoğuşturucunun optimum performansını elde edebilmek için değiştirilecektir.

### **3.2. Veri Toplama Ünitesi**

Test edilecek ürünlerden ihtiyaç duyulan verileri toplayan, bu verileri online olarak gösteren ve veri tabanına kaydeden, ürün özelliklerine göre veriler üzerinde çeşitli analizler yapmaya imkan sağlayan ve raporlar hazırlayan bir veri toplama sistemi kullanılmaktadır. Veri toplama ünitesine ait resim Şekil 3.3'te sunulduğu gibidir.



**Şekil 3.3.** Veri toplama ünitesi

Ölçüm sistemi üzerinden okunan sıcaklık, basınç, gerilim vb değerler ilgili ölçüm aletleri yardımı ile okunan büyüklüğün cinsine göre çeşitli sinyallere dönüştürülerek okunmaktadır. Deney sisteminde sıcaklık, basınç, gerilim, akım, güç ve enerji ölçümleri yapılmıştır.

Sistemde sıcaklık ölçümlerini gerçekleştirmek amacıyla ısı çiftleri kullanılmıştır. Gerçekleştirilen deney düzeneğinde, yoğunlaştırıcı giriş ve çıkışlarına ısı çiftleri yerleştirilerek sistemden atılan ısı ölçülmektedir. Isı çiftlerinin kalibrasyonu FLUKE 5500 kalibratör yardımı ile gerçekleştirilmiştir. Bu cihaz, ısı çift kanallarına istenen sıcaklığa karşılık gelen gerilim değerini yollayarak ısı çift kalibrasyonu yapabilmektedir.

Deney düzeneğinde güç Ohio marka algılayıcı ve enerji ION marka algılayıcı vasıtası ile ölçülmektedir. Güç ve enerji algılayıcılarının kalibrasyonu da yine FLUKE 5500 kalibratör ile gerçekleştirilmiştir. Parametrik deney düzeneğinde, gerilim ve akım büyüklüklerinin ölçümü, şebeke geriliminde meydana gelebilecek dalgalanmaların tespit edilerek, dalgalanmaların bulunmadığı aralıktaki deney sonuçlarının dikkate alınmasını sağlamak amacıyla Ohio marka gerilim ve akım algılayıcıları ile yapılmıştır. Bu cihazların kalibrasyonu için de FLUKE 5500 kalibratör kullanılmıştır.

### **3.3. Belirsizlik Analizi**

Deneysel çalışmaların tümü, çeşitli nedenlerden dolayı hata içerir. Deneysel çalışmalarda yapılan bu hatalar genellikle üç grupta toplanabilir. Bunlardan birincisi

deneyi yapan araştırmacının dikkatsizlik ve tecrübeksizliğinden ileri gelen hatalardır. Deney tesisatlarında kullanılan ölçme cihazlarının yanlış seçiminden veya ölçme sistemlerinin yanlış tasarımından kaynaklanan hatalar bu gurup içinde düşünölebilir. İkinci gurup hatalar sabit veya sistematik olarak adlandırılan hatalardır. Bunlar genellikle tekrar edilen okumalarda görölen ve nedenleri çoğunlukla tespit edilemeyen hatalardır. Üçüncü gurup hatalar ise rastgele hatalardır. Bunlar ise; deneyi yapan kişilerin değişmesinden, deneyi yapanların dikkatlerinin zamanla azalmasından, elektrik geriliminin değişmesinden, ölçme aletlerindeki histerizis olaylarından veya cihazların ısınması nedeniyle elektronik ölçme aletlerinde oluşın salınımlardan kaynaklanabilmektedir (Bilen, 2011).

Deneysel sonuçların geçerliliğinin belirlenebilmesi için mutlaka bir hata analizi yapmak gerekmektedir. Deneylerden elde edilen veriler kullanılarak hesaplanan parametrelere ait hata miktarlarının/oranlarının tespiti için pratikte bir kaç yöntem geliştirilmiştir. Bu yöntemler içerisinde, akılcı yaklaşım (commonsense basis) ve belirsizlik analizi (uncertainty analysis) yöntemleri en çok kullanılanlarıdır. Son yıllardaki çalışmalarda hata analizinde; ilk olarak Kline ve McClintock tarafından ortaya atılan ve diğerlerine göre daha hassas bir yöntem olan belirsizlik analizi yöntemi daha çok tercih edilmektedir (Bilen, 2011).

Belirsizlik analizi yönteminde ise herhangi bir deney tesisatı aracılığı ile tespit edilmesi gereken büyüklük  $R$ , bu büyüklüğe etki eden  $n$  adet bağımsız değişkenler ise;  $x_1, x_2, x_3, \dots \dots x_n$  olduğunda;  $R = R(x_1, x_2, x_3, \dots \dots x_n)$  yazılabilir. Deneylerde etkili olan her bir bağımsız değişkene ait sabit hata miktarları  $\bar{w}_{x_1}, \bar{w}_{x_2}, \bar{w}_{x_3} \dots \dots \bar{w}_{x_n}$  ise  $R$  büyüklüğünün sabit hata miktarı  $\bar{w}_R$  ise;

$$w_R = \frac{\partial R}{\partial x_1} w_{x_1} + \frac{\partial R}{\partial x_2} w_{x_2} + \frac{\partial R}{\partial x_3} w_{x_3} + \dots \dots \dots + \frac{\partial R}{\partial x_n} w_{x_n} \quad (3.1)$$

şeklinde yazılabilir.

Bu durumda,  $R$  büyüklüğüne ilişkin maksimum belirsizlik aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$w_{Rmax} = \left| \frac{\partial R}{\partial x_1} w_{x_1} \right| + \left| \frac{\partial R}{\partial x_2} w_{x_2} \right| + \left| \frac{\partial R}{\partial x_3} w_{x_3} \right| + \dots + \left| \frac{\partial R}{\partial x_n} w_{x_n} \right| \quad (3.2)$$

Bu durum, mümkün olabilecek en kötü durum olup, olasılığı en küçüktür. Bu durumu iyileştirebilmek için, Pisagor Teoremine göre belirsizlik aşağıdaki gibi yazılır.

$$w_R = \mp \left[ \left( \frac{\partial R}{\partial x_1} w_{x_1} \right)^2 + \left( \frac{\partial R}{\partial x_2} w_{x_2} \right)^2 + \left( \frac{\partial R}{\partial x_3} w_{x_3} \right)^2 + \dots + \left( \frac{\partial R}{\partial x_n} w_{x_n} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.3)$$

Yukarıdaki bağıntı dikkatle incelendiği zaman, belirsizlik analizi yönteminin diğer yöntemlere göre en önemli üstünlüklerinden birinin, deneylerde en büyük hataya neden olan değişkenin hemen tespit edilebilmesinin olduğu görülecektir. Böylece hatayı azaltmak için, söz konusu bu değişkenin ölçümünde kullanılan cihaz üzerine yoğunlaşılabilir. Ayrıca, yukarıdaki bağıntıda yer alan terimlerin eş boyutluluk ilkesi açısından uyumlu olduğuna dikkat edilmelidir.

Deneylerde kullanılan ölçüm cihazlarında meydana gelebilecek belirsizlikler (sabit hata miktarları), bu cihazların kalibrasyonu yapılmak suretiyle belirlenir. Buna göre; bağımsız değişkenlere (ölçülen parametrelere) ilişkin belirsizlikler bilindiğinden, yukarıdaki bağıntı kullanılmak suretiyle bağımlı değişkenlere (hesaplanan parametrelere) ilişkin belirsizlikler tespit edilebilir.

Deneylerde kullanılan, ölçüm cihazlarına ait doğruluk değerleri Çizelge 3.2'de verilmiştir.

**Çizelge 3.2.** Ölçüm cihazlarına ait doğruluk değerleri

Ölçüm Cihazı	Marka	Doğruluk
Güç algılayıcı	Ohio	%0.05
Enerji algılayıcı	ION	%0.2
Gerilim algılayıcısı	Ohio	%0.25
Akım algılayıcısı	Ohio	%0.25
Isıl çift	-	0.02°C

Yoğuşturucudan geçen ısı,

$$\dot{Q}_{yoğ} = \dot{m} (h_{yoğ,cik} - h_{yoğ,gir}) \quad (3.4)$$

denklemlerle verilmektedir. Belirsizlik analizi uygulanırsa,

$$U_{Q_{yoğ}}^2 = \left( \frac{\partial \dot{Q}_{yoğ}}{\partial \dot{m}} \right)^2 U_{\dot{m}}^2 + \left( \frac{\partial \dot{Q}_{yoğ}}{\partial h_{yoğ,cik}} \right)^2 U_{h_{yoğ,cik}}^2 + \left( \frac{\partial \dot{Q}_{yoğ}}{\partial h_{yoğ,gir}} \right)^2 U_{h_{yoğ,gir}}^2 \quad (3.5)$$

denklemler elde edilir. Türevler alınıp denklemin her iki tarafı,  $Q_{yoğ}$  ile bölünürse,

$$\left( \frac{U_{Q_{yoğ}}}{\dot{Q}_{yoğ}} \right)^2 = \left( \frac{U_{\dot{m}}}{\dot{m}} \right)^2 + \left( \frac{U_{h_{yoğ,cik}}}{h_{yoğ,cik} - h_{yoğ,gir}} \right)^2 + \left( \frac{U_{h_{yoğ,gir}}}{h_{yoğ,cik} - h_{yoğ,gir}} \right)^2 \quad (3.6)$$

bulunur. Denklemlerde bulunan yoğuşturucu giriş ve çıkışındaki entalpi değerleri için belirsizlik analizi yapılırsa,

$$h_{yoğ,gir} = u_{yoğ,gir} + P_{yoğ,gir} v_{yoğ,gir} \quad (3.7)$$

$$U_{h_{yoğ,gir}} = \left( \frac{\partial h_{yoğ,gir}}{\partial u_{yoğ,gir}} \frac{U_u}{h_{yoğ,gir}} \right)^2 + \left( \frac{\partial h_{yoğ,gir}}{\partial P_{yoğ,gir}} \frac{U_P}{h_{yoğ,gir}} \right)^2 + \left( \frac{\partial h_{yoğ,gir}}{\partial v_{yoğ,gir}} \frac{U_v}{h_{yoğ,gir}} \right)^2 \quad (3.8)$$

$$U_{h_{yoğ,gir}} = \frac{U P_{yoğ,gir}^2 v_{yoğ,gir}^2}{(u_{yoğ,gir} + P_{yoğ,gir} v_{yoğ,gir})^2} \quad (3.9)$$

$$U_{h_{yoğ,gir}} = 0.0000317 = \%0.00317 \quad (3.10)$$

$$h_{yoğ,cik} = u_{yoğ,cik} + P_{yoğ,cik} v_{yoğ,cik} \quad (3.11)$$

$$U_{h_{yoğ,cik}} = \left( \frac{\partial h_{yoğ,cik}}{\partial u_{yoğ,cik}} \frac{U_u}{h_{yoğ,cik}} \right)^2 + \left( \frac{\partial h_{yoğ,cik}}{\partial P_{yoğ,cik}} \frac{U_P}{h_{yoğ,cik}} \right)^2 + \left( \frac{\partial h_{yoğ,cik}}{\partial v_{yoğ,cik}} \frac{U_v}{h_{yoğ,cik}} \right)^2 \quad (3.12)$$

$$Uh_{yoğ,cik} = \frac{UP_{yoğ,cik}^2 v_{yoğ,cik}^2}{(u_{yoğ,cik} + P_{yoğ,cik} v_{yoğ,cik})^2} \quad (3.13)$$

$$Uh_{yoğ,cik} = 0.00342 = \%0.342 \quad (3.14)$$

elde edilir. Entalpi değerleri için bulunan sonuçlar denklem 3.7’de yerine yazılarak yoğuşturucudan geçen ısı miktarı için belirsizlik %2.1 bulunur.

$Q_{eva}$  denkleminde bulunan entalpi ifadelerinin hesaplanmasında sıcaklık ve basınç değerlerinin kullanılması nedeniyle, sistem COP için belirsizlik analizi yapılabilmektedir. Çıkan sonuçlar ‘Engineering Equation Solver’ (EES) mühendislik programı kullanılarak sistemdeki kompresör giriş-çıkışında, ve yoğuşturucu giriş-çıkışındaki entalpi değerleri bulunmuştur. Bulunan entalpiler daha sonra yoğuşturucuya ait belirsizlik analizi için kullanılmıştır. EES programı yardımıyla yukarıdaki formüller kullanılarak yoğuşturucu için belirsizlik analizi yapıldığında sonuç % 2.1 olarak belirlenmiştir.



#### 4. BULGULAR VE TARTIŞMA

Minikanal yoğuşturucunun performansı deneysel olarak ele alınmıştır. Deneysel çalışmalar literatür özetinde belirtildiği üzere, mini-mikro çoklu kanallı yassı Al çekme borulu yoğuşturucunun hava tarafı ısı geçiş katsayısının belirlenmesi ve bu katsayının artırılarak yoğuşturucu performansının geliştirilmesi temeline dayanmaktadır. Deneysel çalışmalar; kompaktlık, maliyet ve ısı geçişi gibi performans kriterlerine göre üstünlükleri 865.1-2011 SANTEZ projesinde sayısal yöntemle belirlenmiş tip ve geometrik özelliklerdeki Şekil 4.1’de gösterilen mini kanallı yoğuşturucu prototipleri üzerinde gerçekleştirilmiştir. Literatürdeki geçmiş çalışmalara dayanarak özellikle serpentin ve paralel geçişli yoğuşturucu tipleri kullanılmıştır.



**Şekil 4.1.** Deneysel olarak kullanılan çift ve tek ara sıralı minikanal numuneleri

Deneysel çalışmalar, çevre havanın şartlandırılabilmesi için, bir iklimik oda içinde yapılmıştır. İklimik oda, sandviç duvarlı ve özel yalıtım malzemesi ile yalıtılmıştır. Şekil 4.2’de gösterildiği şekilde numune yoğuşturucu evsel buzdolabının kabin dibine, gerçek devresindeki gibi monte edilerek aynı kompresör ve fan çalışma şartlarında test edilmişlerdir. Buzdolabı kabininin içine Şekil 4.3’te gösterildiği gibi ısı çiftlerinin yerleştirilmiştir. Yoğuşturucu giriş ve çıkış sıcaklıkları için ayrı ısı çiftleri yerleştirilmiştir.



**Şekil 4.2.** Buzdolabı kabindibinde minikanal uygulaması



**Şekil 4.3.** Buzdolabının içine ısı çiftlerin yerleştirilmesi

Arçelik 5231 NY (D70460N) model buzdolabında mevcut sistem parametreleri değiştirilerek bir deney tasarımı yapılmıştır. Yapılan deney tasarımında 2 farklı minikanal yoğuşturucu, 3 farklı kapileri uzunluğu ve 3 farklı soğutkan gaz miktarı faktör olarak

belirlenmişti. Ancak daha detaylı incelenmesine karar verildiği için bu faktörler arttırılarak 5 farklı kapileri uzunluğu ve 5 farklı soğutkan gaz miktarı faktör olarak belirlenmiştir. 25°C ortam sıcaklığında enerji tüketimi ölçümleri yapılacaktır. Yapılan deney tasarımı sonucunda, önceki 18 deneye ek olarak 1'er kez tekrarlı olmak üzere toplam 32 deney daha yapılması planlanmıştır. Değiştirilen parametreler Çizelge 4.1'de verilmiştir.

**Çizelge 4.1.** Deney tasarımında kullanılan parametreler

<b>Kondanser tipi</b>	<b>Kapileri boru boyu</b>	<b>Gaz Şarjı (R600a)</b>
Çift Ara Levhalı (1)	3000 mm	50 g
Tek Ara Levhalı (2)	3250 mm	55 g
	3500 mm	60 g
	3750 mm	65 g
	4000 mm	70 g

Bu deney tasarımına göre yapılan deneylerde, ürünün ISO 15502 uluslararası standardında belirtilen şartlarda enerji tüketimi ölçülmüştür. Standardın tariflediği şekilde 25°C ortam sıcaklığında, taze gıda bölmesi sıcaklığı 5°C, dondurucu bölme sıcaklığı -18°C iken buzdolaplarının enerji tüketimleri kıyaslanarak en iyi tasarıma karar verilmiştir.

#### **4.1. Mini Kanallı Yoğuşturucu Deney Sonuçları**

2 farklı mini kanal yoğuşturucu ile ev tipi buzdolabının enerji tüketim değerleri kıyaslanmıştır. Mini kanal ısı değiştirici geometrisi, soğutkan miktarı ve kapileri boru boyu gibi parametrelerin etkilerini görmek ve bunlar arasında bir bağıntı çıkarabilmek için 50 farklı deney, 1 kez tekrarlanarak yapılmıştır. "Deney tasarımı" yöntemine yapılan testlerin sonuçları Çizelge 4.2'de gösterilmiştir.

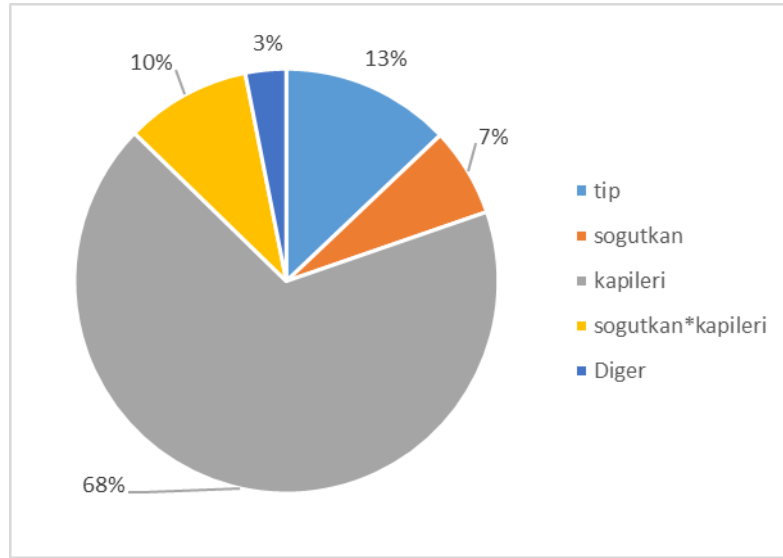
Çizelge 4.2. Test sonuçları

Deney No	Yoğuşturucu Tipi	Soğutkan Miktarı (g)	Kapileri Boru Boyu (mm)	Enerji Tüketimi (kWh/gün)
1	Tip 1	50	3000	0,938
2	Tip 1	50	3250	0,897
3	Tip 1	50	3500	1,199
4	Tip 1	50	3750	1,341
5	Tip 1	50	4000	1,589
6	Tip 1	55	3000	0,91
7	Tip 1	55	3250	0,853
8	Tip 1	55	3500	1,101
9	Tip 1	55	3250	1,292
10	Tip 1	55	4000	1,483
11	Tip 1	60	3000	1,151
12	Tip 1	60	3250	1,092
13	Tip 1	60	3500	1,282
14	Tip 1	60	3750	1,323
15	Tip 1	60	4000	1,472
16	Tip 1	65	3000	1,192
17	Tip 1	65	3250	1,142
18	Tip 1	65	3500	1,258
19	Tip 1	65	3250	1,311
20	Tip 1	65	4000	1,347
21	Tip 1	70	3000	1,219
22	Tip 1	70	3250	1,155
23	Tip 1	70	3500	1,342
24	Tip 1	70	3750	1,389
25	Tip 1	70	4000	1,401
26	Tip 2	50	3000	1,124
27	Tip 2	50	3250	1,098
28	Tip 2	50	3500	1,281
29	Tip 2	50	3750	1,408
30	Tip 2	50	4000	1,625
31	Tip 2	55	3000	1,183
32	Tip 2	55	3250	1,143
33	Tip 2	55	3500	1,319
34	Tip 2	55	3250	1,413
35	Tip 2	55	4000	1,556
36	Tip 2	60	3000	1,266
37	Tip 2	60	3250	1,205
38	Tip 2	60	3500	1,34
39	Tip 2	60	3750	1,427
40	Tip 2	60	4000	1,592
41	Tip 2	65	3000	1,287
42	Tip 2	65	3250	1,231

<b>Deney No</b>	<b>Yoğuşturucu Tipi</b>	<b>Soğutkan Miktarı (g)</b>	<b>Kapileri Boru Boyu (mm)</b>	<b>Enerji Tüketimi (kWh/gün)</b>
43	Tip 2	65	3500	1,374
44	Tip 2	65	3250	1,463
45	Tip 2	65	4000	1,521
46	Tip 2	70	3000	1,302
47	Tip 2	70	3250	1,252
48	Tip 2	70	3500	1,475
49	Tip 2	70	3750	1,512
50	Tip 2	70	4000	1,53
51	Tip 1	50	3000	0,948
52	Tip 1	50	3250	0,896
53	Tip 1	50	3500	1,197
54	Tip 1	50	3750	1,345
55	Tip 1	50	4000	1,598
56	Tip 1	55	3000	0,922
57	Tip 1	55	3250	0,834
58	Tip 1	55	3500	1,122
59	Tip 1	55	3250	1,284
60	Tip 1	55	4000	1,479
61	Tip 1	60	3000	1,148
62	Tip 1	60	3250	0,999
63	Tip 1	60	3500	1,28
64	Tip 1	60	3750	1,318
65	Tip 1	60	4000	1,47
66	Tip 1	65	3000	1,198
67	Tip 1	65	3250	1,136
68	Tip 1	65	3500	1,264
69	Tip 1	65	3250	1,308
70	Tip 1	65	4000	1,341
71	Tip 1	70	3000	1,224
72	Tip 1	70	3250	1,151
73	Tip 1	70	3500	1,351
74	Tip 1	70	3750	1,375
75	Tip 1	70	4000	1,399
76	Tip 2	50	3000	1,121
77	Tip 2	50	3250	1,092
78	Tip 2	50	3500	1,276
79	Tip 2	50	3750	1,397
80	Tip 2	50	4000	1,624
81	Tip 2	55	3000	1,179
82	Tip 2	55	3250	1,147
83	Tip 2	55	3500	1,313
84	Tip 2	55	3250	1,421
85	Tip 2	55	4000	1,549

Deney No	Yoğuşturucu Tipi	Soğutkan Miktarı (g)	Kapileri Boru Boyu (mm)	Enerji Tüketimi (kWh/gün)
86	Tip 2	60	3000	1,264
87	Tip 2	60	3250	1,209
88	Tip 2	60	3500	1,349
89	Tip 2	60	3750	1,422
90	Tip 2	60	4000	1,589
91	Tip 2	65	3000	1,284
92	Tip 2	65	3250	1,226
93	Tip 2	65	3500	1,373
94	Tip 2	65	3250	1,451
95	Tip 2	65	4000	1,518
96	Tip 2	70	3000	1,298
97	Tip 2	70	3250	1,247
98	Tip 2	70	3500	1,484
99	Tip 2	70	3750	1,499
100	Tip 2	70	4000	1,536

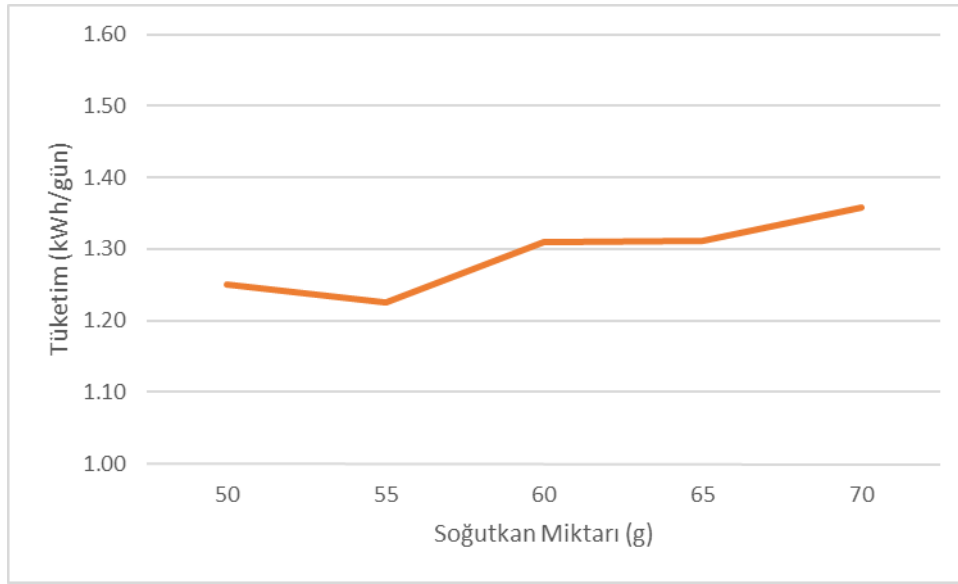
“Genel lineer metot” kullanılarak parametrelerin etkileri incelendi. Etkilerin grafiksel gösterimi Şekil 4.4’te sunulmuştur.



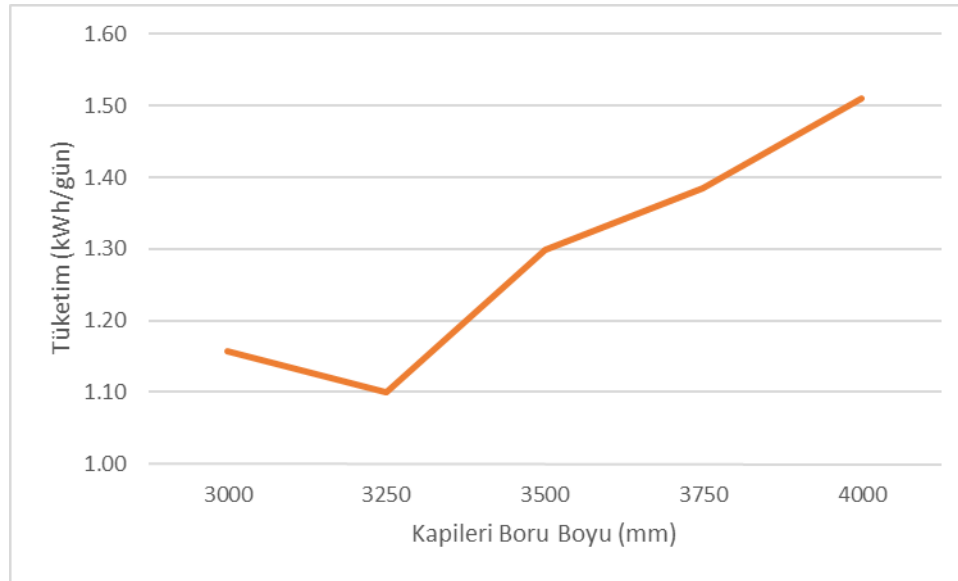
Şekil 4.4. Parametrelerin dilim grafiği

En etkin parametrenin kapileri boru boyu olduğu görüldü. Ardından yoğuşturucu geometrisi ile soğutkan miktarı ve kapileri boru boyunun ikili etkileşiminin etkin olduğu tespit edildi.

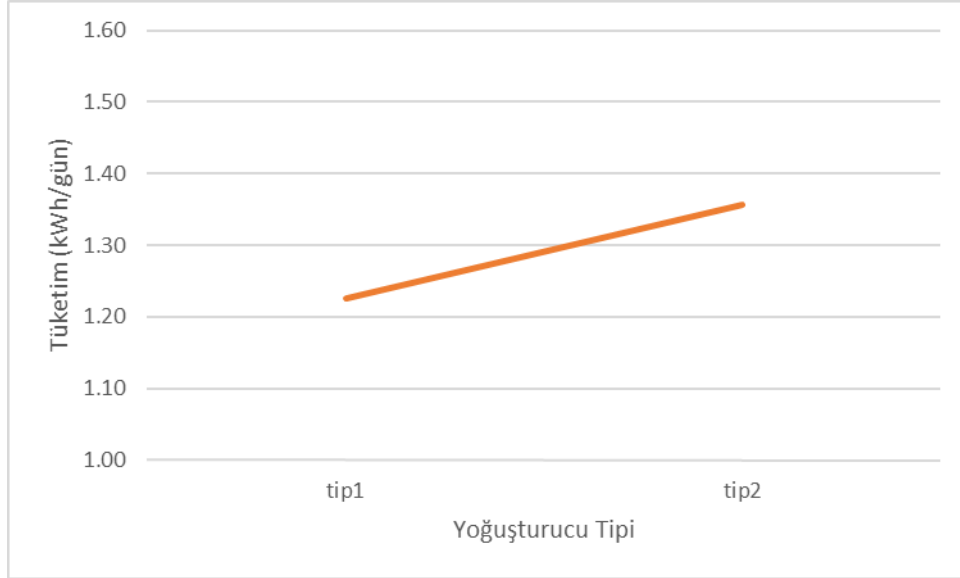
Şekil 4.5, 4.6 ve 4.7’de gösterildiği üzere test sonuçlarına göre, soğutkan miktarı arttıkça enerji tüketiminin de arttığı görülmüştür. Kapileri boru boyu 4000’den 3250 mm’ye azaltıldığında enerji tüketiminde kayda değer bir düşüş gözlemlenmiştir, ancak daha da kısaldığında tüketimde artış tespit edilmiştir. En düşük enerji tüketimi veren parametreler; 1 numaralı yoğuşturucu tipi, 3250 mm kapileri boru boyu ve 55 g soğutkan miktarı olarak tespit edilmiştir.



**Şekil 4.5.** Soğutkan miktarının tekil olarak enerji tüketimine etkisi

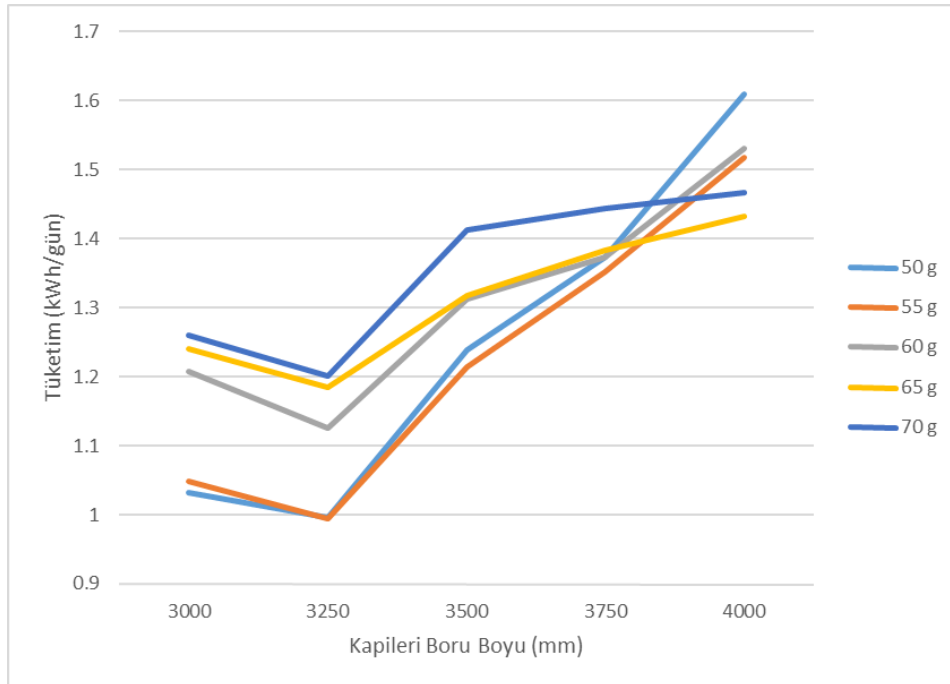


**Şekil 4.6.** Kapileri boru boyunun tekil olarak enerji tüketimine etkisi



**Şekil 4.7.** Yoğuşturucu tipinin tekil olarak enerji tüketimine etkisi

Kapileri boru boyu ve soğutkan miktarının enerji tüketimi üzerindeki bileşik etkisi ise Şekil 4.8’de gösterilmiştir. Şekilden de görülebileceği üzere kapileri boru boyu 3250 mm ve 55 g soğutkan miktarı seçildiğinde en düşük enerji tüketimi elde edilmektedir.



**Şekil 4.8.** Kapileri boru ve soğutkan miktarının enerji tüketimi üzerindeki bileşik etkisi



Sonuç olarak, yapılan ek deneyler ile ev tipi buzdolabının enerji tüketimi 0,929 kWh/gün olarak bulunmuştur. Daha önce sistemin optimize edildiği noktada 0,943 kWh/gün olarak ölçülmüştü. Konvansiyonel yoğuşturuculu sistemde ürünün enerji tüketimi 1,043 kWh/gün olduğu için üründe yeni yapılan yoğuşturucu tasarımıyla enerji tüketiminde iyileşme olduğu kayıtlara geçirilmiştir.

#### 4.2. Elde Edilen Bağlıntılar

Bu bölümde, çalışma boyunca yapılan deneylerden elde edilen veriler analiz edilerek, mini kanal yoğuşturuculu ev tipi buzdolabında enerji tüketim değerini veren ampirik bir bağıntı elde edilmiştir. Elde edilen bağıntı, sistemin gaz şarjı miktarı ve kapileri uzunluğuna bağlı olarak sistem için enerji tüketimini vermektedir.

Regresyon çözümlemesi, aralarında sebep-sonuç ilişkisi bulunan iki veya daha fazla değişken arasındaki ilişkiyi belirlemek ve bu ilişkiyi kullanarak o konu ile ilgili tahminler ya da kestirimler yapabilmek amacıyla kullanılan istatistiksel bir yöntemdir. Bu çözümleme yönteminde iki veya daha fazla değişken arasındaki ilişki açıklamak için matematiksel bir model kurulur ve bu model regresyon modeli olarak adlandırılır (Birkes ve Dodge, 1993). Regresyon analizi yaparken en çok kullanılan yöntemlerden biri en küçük kareler yöntemidir.

En küçük kareler yöntemi, hata kareler toplamını en küçük yapmayı amaçlayan istatistiksel bir yöntemdir. Bu yöntem, gözlemlenen verilerin normallik, sabit varyanslılık, sapan değer içermeme gibi bazı varsayımların sağlandığı durumlarda güvenilir tahminler elde edilmesini sağlamaktadır.

En küçük kareler çözüm algoritması kısaca bu bölümde anlatılacaktır. Çoklu regresyonda birden fazla bağımsız değişken ( $x_1, x_2, \dots, x_n$ ) ile bir bağımlı değişken ( $y$ ) arasındaki ilişki incelenmektedir. Burada kullanılacak regresyon fonksiyonu her bağımsız değişkenin bağımlı değişkenle doğrusal bir ilişkisi olduğu kabul edilerek;

$$y = a + b_1 x_1 + b_2 x_2 + \dots + b_n x_n \quad (4.1)$$

şeklindedir. Bu fonksiyondan yararlanarak değişkenler arasında bulunduğu varsayılan gerçek çoklu ilişkinin bir tahmini aşağıdaki fonksiyon yardımıyla yapılmaktadır.

$$y = \alpha + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2 + \dots + \beta_n x_n \quad (4.2)$$

Üç değişkenli bir modelde her noktanın üç koordinata sahip olduğu ve bir yüzey hesaplanacağı için denklem bir doğru denklemi olmayıp yukarıdaki şekilde gösterildiği gibi en küçük kareler yüzeyidir. Burada da gerçek  $y$  değerleri ( $y_i$ ) ile teorik  $y$  değerleri arasındaki uzaklıkların farklarının kareleri toplamı minimum yapılacaktır. En küçük kareler yöntemi ile üç katsayı şu şekilde hesaplanacaktır:

$$\sum x_1 \rightarrow \sum_{i=1}^n x_{1i} \quad \sum x_1 x_2 \rightarrow \sum_{i=1}^n x_{1i} x_{2i} \quad \sum x_1 y \rightarrow \sum_{i=1}^n x_{1i} y_i \quad (4.3,4.4,4.5)$$

şeklinde alınarak,

$$\sum y = n a + b_1 \sum x_1 + b_2 \sum x_2 \quad (4.6)$$

$$\sum x_1 y = a \sum x_1 + b_1 \sum x_1^2 + b_2 \sum x_1 x_2 \quad (4.7)$$

$$\sum x_2 y = a \sum x_2 + b_1 \sum x_1 x_2 + b_2 \sum x_2^2 \quad (4.8)$$

bulunur. Artıkların karelerinin toplamını minimum yapan katsayılar, kısmi türevlerin sıfıra eşitlenmesi ve sonucun aşağıdaki gibi matris formunda ifade edilmesi ile elde edilir.

$$\begin{bmatrix} n & \sum x_{1i} & \sum x_{2i} \\ \sum x_{1i} & \sum x_{1i}^2 & \sum x_{1i} x_{2i} \\ \sum x_{2i} & \sum x_{1i} x_{2i} & \sum x_{2i}^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} a_0 \\ a_1 \\ a_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \sum y \\ \sum x_{1i} y_i \\ \sum x_{2i} y_i \end{Bmatrix} \quad (4.9)$$

Kestirilen modelin gerçek modele ne kadar yaklaştığını belirleyebilmek için, kullanılan EKK yönteminin regresyon çözümlemesinin varsayımlarını sağlayıp sağlamadığının kontrolünün yapılması gerekmektedir. Eğer kurulan regresyon modeli veriye uygun değilse alınan sonuçlar da yanıltıcı olacaktır (Wilcox, 1997).

En küçük kareler yöntemi ile çözülen regresyon modeli denklem 4.10'da sunulmuştur. Elde edilen bağıntılar, sistemin soğutkan miktarına ve kapileri boru uzunluğuna bağlı olarak sistem için enerji tüketim değerini vermektedir. Çözümleme, kondanser tipine bağlı olarak ve ondan bağımsız olarak yapılmıştır.

$$\begin{aligned} Tüketim_{tip1} = & -4,66102 + 0,074987(REF) + 0,00157868(CAP) \\ & - 0,0000197(REF \times CAP) \end{aligned} \quad (4.10a)$$

$$\begin{aligned} Tüketim_{tip2} = & -4,53044 + 0,074987(REF) + 0,00157868(CAP) \\ & - 0,0000197(REF \times CAP) \end{aligned} \quad (4.10b)$$

$$\begin{aligned} Tüketim = & -4,59573 + 0,074987(REF) + 0,00157868(CAP) \\ & - 0,0000197(REF \times CAP) \end{aligned} \quad (4.10c)$$

(4.10) bağıntısının düzenlenmiş hali (4.11)'de verilmiştir.

$$Tüketim = c_0 + c_1(REF) + c_2(CAP) + c_3(REF \times CAP) \quad (4.11)$$

Burada sabit sayılar;

$$c_0 = -4,59573 \quad (4.12)$$

$$c_1 = 0,074987 \quad (4.13)$$

$$c_2 = 0,00157868 \quad (4.14)$$

$$c_3 = -0,0000197 \quad (4.15)$$

$$REF = \text{Soğutkan miktarı (g)} \quad (4.16)$$

$$CAP = \text{Kapileri boru boyu (mm)} \quad (4.17)$$

$$TÜKETİM = \text{Günlük enerji tüketimi (kWh/gün)} \quad (4.18)$$

olarak alınır.

## 5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu tez çalışmasında, mini kanal yoğuşturucunun buzdolabı soğutma çevrimine adapte edilmesi başta olmak üzere, soğutma sisteminde yoğuşturucu boyutlarının, kapileri boyu ve gaz şarjının belirlenmesi ile enerji tüketiminin azaltılması amaçlanmaktadır.

No-frost bir buzdolabında mini kanallı yoğuşturucu performanslarının ve enerji tüketimlerinin karşılaştırılması amacıyla deney düzeneği hazırlanmıştır. Deneylerde 5 portlu haddelenerek D formuna getirilmiş alüminyum mini kanal yoğuşturucu kullanılmıştır. Çift ara levhalı ve tek ara levhalı olmak üzere 2 tip buharlaştırıcı karşılaştırılmıştır. Sistemin optimizasyonu için 5 farklı kapileri uzunluğu ve 5 farklı soğutkan gaz miktarı faktör olarak belirlenmiştir.

Hazırlanan mini kanal yoğuşturucular no-frost buzdolabı üzerinde deneye alınarak 25°C ortam sıcaklığında 50 farklı konfigürasyonun performansları karşılaştırılmıştır. Yapılan çalışmalar sonunda elde edilen sonuçlar aşağıda özetlenmiştir:

- Soğutma sisteminde karşılaştırılan parametreler arasında en etkin parametrenin kapileri boru boyu olduğu görülmüştür. İkinci etken parametrenin yoğuşturucu geometrisi olduğu tespit edildi.
- Test sonuçlarına göre, soğutkan miktarı arttıkça enerji tüketiminin de arttığı görülmüştür. Kapileri boru boyu 4000'den 3250 mm'ye azaltıldığında enerji tüketiminde kayda değer bir düşüş gözlemlenmiştir. 3250 mm'den daha kısa kapileri boylarının ise enerji tüketimine olumsuz etkisi olduğu belirlenmiştir.
- En düşük enerji tüketimi veren parametrelerin 1 numaralı yoğuşturucu tipi, 3250 mm kapileri boru boyu ve 55 g soğutkan miktarı olduğu tespit edilmiştir.
- No-frost buzdolaplarında kullanılmak üzere belirlenen parametrelerin enerji tüketimine etkisini hesaplamak için bir bağıntı elde edilmiştir. Bu bağıntı sayesinde buzdolapları henüz tasarım aşamasındayken teste alınmadan unsurlar en iyilenerek en az enerji tüketen bileşenler seçilebilecektir.

Sonuç olarak, en iyi konfigürasyonda ev tipi buzdolabının enerji tüketimi 0,929 kWh/gün olarak bulunmuştur. Bu buzdolabının minikanal yoğuşturucu yerine zorlanmış taşınımla soğutulan sargı yoğuşturucu ile enerji tüketimi ölçüldüğünde 1,043 kWh/gün değeri elde edilmektedir. Sargı yoğuşturucudan minikanal yoğuşturucuya geçilerek sistemin optimize edilmesi durumunda buzdolabının enerji tüketiminde %12 iyileşme sağlanmaktadır.

Tez çalışmasında elde edilen ürünün ticarileşmesi de gerçekleştirilmiştir. Çalışmada elde edilen yoğuşturucu, bir ürüne uygulanarak seri üretime geçirilmiş ve pazarda ilk mini kanallı yoğuşturucuya sahip ilk ev tipi buzdolabı olarak literatürdeki yerini almıştır.

Yürürlüğe giren AB regülasyonları nedeni ile düşük enerji tüketen ürünlerin satışı zorunlu hale getirilmiştir. Mini-mikro çoklu kanallı yassı alüminyum çekme borulu plaka kanatlı yoğuşturucu uygulaması ile düşük hammadde tüketimi, konut sektöründeki elektrik tüketiminin azaltılması ile son tüketici ve ülke ekonomisine katkılar sağlanacaktır. Kullanılan elektrik üretiminin kaynağına bağlı olarak fosil yakıt tüketiminin azaltılması ile CO<sub>2</sub> emisyonları da azaltılacaktır. Fosil yakıtların yol açtığı iklim değişikliği ve diğer çevresel sorunların çözümüne katkılar sağlanacak çevreci bir ürün ortaya çıkarılacaktır. Türkiye'nin enerjiye olan ihtiyacını indirgeyerek dışa bağımlılığı azaltabilecektir.

Bu tez çalışmasında elde edilen sonuç, aynı konuda çalışmalar yapan diğer bilim insanlarına da teşvik edici nitelikte olup teknolojinin gelişimine katkıda bulunacaktır.

Bu tez çalışması 00865-STZ.2011-1 numaralı SANTEZ projesi kapsamında Arçelik A.Ş. ile birlikte Bilim, Teknoloji ve Sanayi Bakanlığı tarafından desteklenmiştir.

## KAYNAKLAR DİZİNİ

- Agostini, B., Watel, B., Bontemps, A., Thonon, B., 2002, Friction factor and heat transfer coefficient of R134a liquid flow in mini-channels, *Applied Thermal Engineering*, v 22, 1821–1834.
- Al-Nimr, M.A., Maqableh, M., Khadrawi, A.F., Ammourah, S.A., 2009, Fully developed thermal behaviors for parallel flow microchannel heat exchanger, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 36, 385-390.
- Ali, R., Palm, B., 2011, Dryout characteristics during flow boiling of R134a in vertical circular minichannels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54, 2434-2445.
- Bilen, K., 2011, Ölçme Teknikleri Ders Notları, Ders Notu, Kırıkkale Üniversitesi, 11-13.
- Consolini, L., Thome, J.R., 2009, Micro-channel flow boiling heat transfer of R-134a, R-236fa, and R-245fa, *Microfluid Nanofluid*, 6, 731-746.
- Dai, B., Li, M., Dang, C., Maa, Y., Chen, Q., 2014, Investigation on convective heat transfer characteristics of single phase liquid flow in multi-port micro-channel tubes, *International Journal of Heat And Mass Transfer*, 70, 114–118.
- Derby, M., Lee, H.J., Peles, Y., Jensen, M.K., 2012, Condensation heat transfer in square, triangular, and semi-circular mini-channels, *International Journal of Heat And Mass Transfer*, 55, 187–197.
- Garimella, S., Kakaç, S., Vasiliev, L. L., Bayazitoğlu, Y., Yener, Y., 2005, *Microscale Heat Transfer Fundamentals and Applications*, Nato Science Series, The Netherlands, 193: p273-290.
- Genceli, O. F., 2005, *Isı Değiştiriciler*, Birsen Yayınevi.
- Hamdar, M., Zoughaib, A., Clodic, D., 2010, Flow boiling heat transfer and pressure drop of pure HFC-152a in a horizontal mini-channel, *International Journal of Refrigeration*, 33, 566–577.
- Huai, X.L., Koyama, S., Zhao, T.S., 2005, An experimental study of flow and heat transfer of supercritical carbon dioxide in multi-port mini channels under cooling conditions, *Chemical Engineering Science*, v 60, 3337 – 3345.

**KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)**

- Incropera, F. P., 2002, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, Wiley & Sons Inc., 5th edition.
- Kaew-On, J., Sakamatapan, K., Wongwises, S., 2011, Flow boiling heat transfer of R134a in the multiport minichannel heat exchangers, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 35, 364-374.
- Kandlikar, S.G., 2002, Fundamental issues related to flow boiling in minichannels and microchannels, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 26, 389–407.
- Karagöz, S., 2009, Farklı Kanal Geometrisine Sahip Isı Değiştiricilerde Isıl Performansının İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, 2009.
- Kim, S.M., Mudawar, I., 2012, Universal approach to predicting two-phase frictional pressure drop for adiabatic and condensing mini/micro-channel flows, *International Journal of Heat And Mass Transfer*, 55, 3246–3261.
- Kim, S.M., Mudawar, I., 2013, Universal approach to predicting heat transfer coefficient for condensing mini/micro-channel flow, *International Journal of Heat And Mass Transfer*, 56, 238–250.
- Kou, H. S., Lee, J. J., Chen, C. W., 2008, Optimum thermal performance of microchannel heat sink by adjusting channel width and height, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 35, 577–582.
- Li, W., Wu, Z., 2010, A general criterion for evaporative heat transfer in micro/minichannels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53, 1967-1976.
- López-Belchí A., Illán-Gómez, F., Vera-García, F., García-Cascales, J.R., 2014, Experimental condensing two-phase frictional pressure drop inside minichannels. Comparisons and new model development, *International Journal of Heat And Mass Transfer*, 75, 581–591.
- Mehendale, S. S., Jacobi, A. M., and Shah, R. K., 2000, Fluid flow and heat transfer at micro- and meso-scales with application to heat exchanger design. *Appl. Mech. Rev.* 53(7), 175–193.

**KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)**

- Shah, R.K., 1981, Compact Heat Exchanger Design Procedures in Heat Exchangers, Thermal Hydraulic Fundamentals and Design, Washington DC, USA.
- Shaoa, L.L., Yanga, L., Zhangb, C.L., Gua, B., 2009, Numerical modeling of serpentine microchannel condensers, *International Journal of Refrigeration*, 32, 1162–1172.
- Shin, J.S., Kim, M.H., 2004, An experimental study of condensation heat transfer inside a mini-channel with a new measurement technique, *International Journal of Multiphase Flow*, v 30, 311–325
- Sun, L., Mishima, K., 2009, An evaluation of prediction methods for saturated flow boiling heat transfer in mini-channels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52, 5323–5329.
- Sun, L., Mishima, K., 2009, Evaluation analysis of prediction methods for two-phase flow pressure drop in mini-channels, *International Journal of Multiphase Flow*, 35, 47–54.
- Yun, R., Kim, Y., Kim, M.S., 2004, Convective boiling heat transfer characteristics of CO<sub>2</sub> in microchannels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48, 235–242.
- Zhang, W., Hibiki, T., Mishima, K., 2004, Correlation for flow boiling heat transfer in mini-channels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v 47, 5749–5763.
- Zhang H.Y., Li, J.M., Liu, N., Wang, B.X., 2012, Experimental investigation of condensation heat transfer and pressure drop of R22, R410A and R407C in mini-tubes, *International Journal of Heat And Mass Transfer*, 55, 3522–3532.
- Zhao, Y., Liang, Y., Sun, Y., Chen, J., 2012, Development of a mini-channel evaporator model using R1234yf as working fluid, *International Journal of Refrigeration*, 35, 2166–2178.



## ÖZGEÇMİŞ

28 Kasım 1984 tarihinde Eskişehir ilinde doğan ve Türkiye Cumhuriyeti vatandaşı olan yazar ilkokul, ortaokul ve lise öğrenimini Eskişehir’de tamamlamıştır. 2002-2007 yılları arasında Orta Doğu Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde lisans, 2008–2010 yılları arasında Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Enerji-Termodinamik Bilim Dalında yüksek lisans eğitimini tamamlamıştır. 2015 yılında Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Enerji-Termodinamik Bilim Dalında doktora eğitimini tamamlamıştır.