



**Mikro Ölçekte Bir Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevriminin Tasarım, Üretim ve Testleri**

**Program Kodu: 1001**

**Proje No: 112M168**

**Proje Yürütücüsü:**

Doç. Dr. Tuba OKUTUCU ÖZYURT

**Araştırmacı(lar):**

Y.Doç.Dr. H. Özgür Ünver

**Danışman(lar):**

Prof.Dr. S. Engin Kılıç

**Bursiyer(ler):**

Rahim JAFARİ

Göker TÜRKAĞAR

KASIM 2015

ANKARA



## ÖNSÖZ

Bu çalışmada, elektronik ekipmanların soğutulması amacıyla mikro ölçekli bir buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimin tasarımı ve üretimi yapılmış ve testleri başarıyla gerçekleştirilmiştir. Üretim için özel teknikler kullanılmış olup, tasarımda entropi üretimi gözönüne alınmıştır. Üretilen çevrim havacılık ve uzay endüstrisinde, elektronik ve mikroelektronik sistemlere uygulanabilecek duruma getirilmiştir. Proje, 112M168 numaralı TÜBİTAK 1001 programı desteğiyle gerçekleştirilmiştir.



## İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ .....	ii
TABLO LİSTESİ .....	v
ŞEKİL LİSTESİ.....	vi
ÖZET .....	vii
ABSTRACT .....	viii
SEMBOLLER .....	ix
1. GİRİŞ .....	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....	1
2.1 Mikrokanallarda Yoğuşma .....	1
2.2 Mikrokanallarda Buharlaşma .....	2
2.3 Mikrokanallarda Boyutsal Optimizasyon .....	3
2.4 Entropi Üretiminin Minimizasyonu Yöntemi ile Boyutsal Optimizasyon .....	3
2.5 Mikro Ölçekte Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimleri.....	5
3. ÜRETİM YÖNTEMLERİNİN VE KISITLAMALARININ İNCELENMESİ.....	5
3.1 Mikro Freze .....	5
3.2 Lazerle Mikro İşleme .....	6
3.3 Mikro Elektrik Deşarj İşlemi ile Yüzey İşleme .....	6
3.4 Toz Aşındırma .....	7
3.5 Difüzyon Kaynağı .....	7
<b>4. EVAPORATÖR TASARIMI İÇİN KOD GELİŞTİRİLMESİ.....</b>	<b>10</b>
4.1 Mikrokanallı İki Fazlı Akışın Isıl ve Hidrodinamik Teorisi .....	10
4.1.1 İki Fazlı Mikrokanal Akışının Hidrodinamik Teorisi.....	10
4.1.2 Mikrokanalda İki Fazlı Akışın Isıl Teorisi.....	13
4.2 Kanat Modeli .....	15
4.3 İkinci Yasa Modellemesi .....	16
4.4. Alternatif Tasarımların Oluşturulması.....	18
4.4.1 Alternatif Tasarımlar .....	18
4.4.2 Çözüm Yöntemi .....	20
4.4.3 Analiz Sonuçları.....	20
4.5 HAD Analizleri .....	21
4.5.1 Sınır Koşulları.....	22
4.5.2 HAD Sonuçları .....	25
<b>5. KONDENSER TASARIMI İÇİN KOD GELİŞTİRİLMESİ .....</b>	<b>25</b>
5.1 Kondenser İkinci Yasa Çözümlemesi .....	26
5.2 Kondenser Tasarımı için Hesaplama Algoritması.....	29
5.3 Kondenser Geometrisi ve $\epsilon$ -NTU Bağlıları .....	31



5.4 Ampirik Bağıntılar.....	33
5.4.1 Hava Tarafı Bağıntıları .....	33
5.4.2 Soğutkan Tarafı Deneysel Bağıntıları .....	34
<b>5.5 Kondenser Boyutları ve Tasarım Parametreleri .....</b>	<b>36</b>
6. EVAPORATÖRÜN ÜRETİMİ .....	39
7. KONDENSERİN ÜRETİMİ .....	44
7.1 Tezgah Özellikleri .....	45
7.2 Üretim Parametreleri.....	45
7.3 Geometri.....	45
8. DENEY DÜZENEGİ .....	47
9. SONUÇLAR .....	51
9.1 Sistem İyileştirme Çalışmalarına dair Öneriler.....	53
REFERANSLAR.....	54



## TABLO LİSTESİ

Tablo 1. Minyatür soğutma çevrimleri, Yıldız (2010).....	5
Tablo 2. Metal tabanlı mikrokanallar için üretim yöntemleri .....	9
Tablo 3. Dikdörtgen kesitli kanallarda Nusselt sayıları (3 tarafın ısıtıldığı durum) (Yıldız 2010; Kandlikar 2006) .....	15
Tablo 4. Tasarım parametreleri .....	19
Tablo 5. Analiz sonuçları.....	21
Tablo 6. HAD analizleri için tasarım parametreleri .....	22
Tablo 7. Sınır koşulları ve hacim tanımlamaları .....	23
Tablo 8. Düğüm sayıları .....	24
Tablo 9. Analiz sonuçları.....	25
Tablo 10. Kondenser boyutları .....	37
Tablo 11. Tasarım değişkenleri .....	38
Tablo 12. Kondenser analiz sonuçları .....	38
Tablo 13. 1,4 g/s kütleli debi için deney sonuçları.....	51
Tablo 14 1,1 g/s kütleli debi için deney sonuçları.....	52
Tablo 15. Evaporatör ve kondenser basınç değerleri.....	52

## ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1. Birleştirme ve Döküm Sistemi .....	8
Şekil 2. Mikrokanal ısı kuyusu ve kontrol hacmi.....	17
Şekil 3. Hesaplama Bölgesi .....	23
Şekil 4. Tasarım 2 ağ yapısı .....	24
Şekil 5. Çoklu panjurlu mikrokanallı ısı değiştirici geometrisi, Kandlikar vd. (2006)....	27
Şekil 6. Isı değiştiricinin tek bir segmentinin kontrol hacmi .....	27
Şekil 7. Isı değiştirici tasarımı için hesap algoritması .....	30
Şekil 8. Hava tarafı fin geometrisi (Dong vd. 2007) .....	31
Şekil 9. Hava tarafı kanatçık yapısı (Dong vd. 2007).....	31
Şekil 10. Isı değiştiricisindeki akış yönü .....	36
Şekil 11. Boy/en oranları 2,8 olan kanalların gösterimi.....	41
Şekil 12. Tel erozyon ile işlenen kanalın mikroskopik görüntüsü.....	41
Şekil 13. Mikro frezeleme yöntemi ile işlenen mikrokanalın görüntüsü.....	42
Şekil 14. (a) Üretilen Evaporatör, (b) mikrokanallar, (c) kanalların kesiti (d) mikrokanalların yüzeyi.....	43
Şekil 15. Mikrokanallı ısı alıcısı, $H=700 \mu\text{m}$ , $w_c=107 \mu\text{m}$ , $w_w=250 \mu\text{m}$ .....	44
Şekil 16. Mikrokanallı kondenserin resmi .....	46
Şekil 17. İki farklı ölçekte mikrokanallar .....	46
Şekil 18. Evaporatör test düzeneği.....	49
Şekil 19. Deney düzeneği fotoğrafı – geçici condenser ile.....	50
Şekil 20. Sistem şematığı.....	50
Şekil 21. Deney düzeneği fotoğrafı – üretilmiş condenser ile .....	51



## ÖZET

Günümüz elektronik soğutma endüstrisinde, giderek küçülen hacimlerde ortaya çıkan yüksek miktardaki ısı zamanında uzaklaştırılmadığı takdirde, bölgesel sıcaklık artışları ciddi hasarlara ya da performans düşüşüne yol açabilmektedir. Alternatif bir soğutma metodu olarak, mikro ölçekte bir buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi tasarlanarak küçük hacimlerden yüksek oranda ısı atılması amaçlanmıştır. Mevcut projede bahsedilen çevrimin ilk örneği üretilmiş olup bazı performans testleri gerçekleştirilmiştir. Çevrimin en önemli kısımları olan evaporatör ve kondenser, entropi üretimi detaylıca incelenerek ve gözönüne alınarak tasarlanmış ve özel üretim yöntemleri incelenerek başarıyla üretimleri gerçekleştirilmiştir. Çevrimde akışkan olarak R-134a kullanılmıştır. Çevrim sayesinde maksimum 70 W ısı çekilmiştir. Yapılan deneyler sonucunda çevrimin en yüksek performans katsayısı 1.92 olarak elde edilmiştir. Sistemin sızıntı olmaksızın çalışması sağlanmıştır. Çevrimin daha iyi performans sergilemesi için yapılabilecek iyileştirmeler de önerilmiştir

**Anahtar Kelimeler:** Mikro soğutma çevrimi, buhar sıkıştırmalı soğutma, elektronik soğutma, mikro evaporatör, mikro kondenser, mikrokanallar.



## ABSTRACT

In today's electronics cooling industry, if the excessive amount of heat produced from electronic equipment is not dissipated, regional temperature increases may cause severe damage to the equipment or reduce the performance. A vapor compression refrigeration cycle, as a cooling alternative, has been designed to dissipate high heat transfer rates from limited spaces. A prototype of the mentioned cycle is manufactured and some performance tests have been conducted. The condenser and the evaporator which are the most critical parts of the cycle, have been designed considering the entropy generation. The condenser and the evaporator have been fabricated successfully following special manufacturing techniques. Refrigerant R-134a has been used in the cycle. As a maximum, 70 W heat has been removed by the cycle. The highest coefficient of performance of the cycle was calculated to be 1.92 as a result of the conducted experiments. It has been made sure that the cycle works without any refrigerant leakage. Suggestions have been made to improve the performance of the constructed cycle.

**Keywords:** Micro refrigeration cycle, vapor compression refrigeration, electronics cooling, micro electronics, micro condenser, microchannels.



## SEMBOLLER

$C_p$	: ısı kapasitesi [kJ/kg·K]	$x$	: kuruluk derecesi
$Co$	: konveksiyon sayısı	$X$	: Martinelli parametresi
$D_h$	: hidrolik çap [ $\mu\text{m}$ ]	$dz$	: birim uzunluk
$F_h$	: kanat yüksekliği [m]	<b>Yunan Harfleri</b>	
$F_p$	: kanat aralığı [m]	$\mu$	: dinamik vizkozite [Pa·s]
$f$	: sürtünme katsayısı	$\eta$	: kanat verimi
$G$	: kütle akısı [kg/m <sup>2</sup> s]	$\alpha$	: yükseklik/genişlik, boşluk oranı
$h$	: entalpi [kJ/kg]	$\emptyset$	: iki faz çarpanı
$h$	: ısı transferi katsayısı [W/m <sup>2</sup> K]	$\sigma$	: yüzey gerilimi [N/m]
$H_c$	: kanal yüksekliği [ $\mu\text{m}$ ]	$\rho$	: yoğunluk [kg/m <sup>3</sup> ]
$k$	: ısı iletim katsayısı [W/m K]	$\delta$	: kanat uzunluğu [m]
$L$	: kanal uzunluğu [cm]	$\delta_f$	: kanat kalınlığı [m]
$L_a$	: panjur açısı [°]	$\delta_f$	: boru duvar kalınlığı [m]
$L_d$	: kanat uzunluğu [m]	<b>Alt indisler</b>	
$L_h$	: panjur yüksekliği [m]	a	: hava
$L_d$	: panjur aralığı [m]	acc	: ivmelenme
$\dot{m}$	: kütleli debi [kg/s]	F	: sürtünmesel
$Nu$	: Nusselt sayısı	ht	: ısı transferi
$q''$	: ısı akısı [W/m <sup>2</sup> ]	in	: giriş
$Q$	: ısı yük [W]	pd	: basınç düşümü
$p$	: basınç [Pa]	r	: soğutkan
$R$	: ısı direnç [°C/W]	sat	: yoğuşma
Re	: Reynolds sayısı	seg	: segment
$s$	: spesifik entropi [kJ/kg K]	t	: toplam
$t$	: alt tabaka kalınlığı [ $\mu\text{m}$ ]	tp	: iki faz
$T$	: sıcaklık [K]	l	: sıvı
$u$	: hava hızı [m/s]	lv	: sıvı-gaz
$W$	: toplam kanal genişliği [cm]	w	: duvar, su
$We$	: Weber sayısı	LO	: tüm akışkan sıvı
$w_c$	: kanal genişliği [ $\mu\text{m}$ ]	$v$	: buhar
$w_w$	: duvar (kanat) genişliği [ $\mu\text{m}$ ]	w	: duvar, su



## 1. GİRİŞ

Günümüzde elektronik bileşenler oldukça karmaşık ve işlevsel hale gelmiştir. Son otuz yılda elektronik devrelerde artan tranzistör sayısı, bu devrelerde oluşan yüksek miktarda ısının uzaklaştırılma ihtiyacını doğurmuştur. Bu nedenle, Tuckerman ve Pease'in (1981) yılında mikrokanallar vasıtası ile 1 cm<sup>2</sup> den 790 W ısı uzaklaştırıp maksimum sıcaklığı 71°C'de tutmasıyla beraber, literatürde birçok yeni ve yaratıcı çalışmalar yürütülmüştür. Düşük ısı transfer potansiyelleri yüzünden klasik hava soğutmalı ve kanatçıklı yapılar ile doğal taşınım yöntemleri günümüzde yeterli olmamaya başlamıştır. Bu nedenle, literatürde birçok alternatif soğutma yöntemi geliştirilmiş ve denenmiştir. Bunlardan başlıcaları, spreyci soğutma, jet püskürtme, ısı borusu, termoelektrik soğutucu, adsorpsiyonlu soğutma ve buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimidir. Bu yöntemlerden buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi, yüksek ısı transfer kapasitesi, verimliliği ve sistemi uzun süre belirli bir sıcaklığın altında tutabilmesiyle ön plana çıkmaktadır. Ancak bu çevrimi mikro ölçekte üretmek, sızdırmazlığını sağlamak ve ucuza mal etmek kolay olmamaktadır.

## 2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Literatürde mikrokanallı ısı kuyuları ile ilgili birçok çalışma mevcuttur. Araştırmacılar, mikrokanallı ısı kuyularını, kanal geometrisi, ölçüleri, yüzey pürüzlülüğü, termofiziksel özellikler, basınç düşümü karakteristikleri, üretim metodları ve akış rejimleri açısından incelemiştir. Bu konulardan bazıları altbaşlıklar halinde aşağıda özetlenmiştir.

### 2.1 Mikrokanallarda Yoğuşma

Literatürde mikrokanallarda yoğuşma ile ilgili birçok çalışma mevcuttur. Bu bölümde, projede kullanılan soğutucu akışkan olan R-134a ile ilgili çalışmalara ağırlık verilmiştir. Su vd. (2009) literatürdeki dört deneysel ve bir teorik çalışmayı kıyaslamış; bu dört deneysel çalışmanın verilerini kullanarak, R-134a için ısı transfer katsayısı korelasyonları oluşturmuştur. Bu korelasyonlar, farklı buhar kalitesi ve kütle akışı değerleri için birbirleriyle uyumlarına rağmen, bazı durumlarda %30'a varan farklılıklar da gözlenmiştir. Ancak korelasyonların eğilimleri birbirleriyle benzeşmektedir. Genellikle, teorik korelasyonlar, deneysel olanlarla düşük ısı transfer katsayıları için yüksek debide, yüksek ısı transferi katsayıları için ise düşük kütle akışı ve yüksek buhar kalitesinde daha iyi uyum sergilemektedirler.

Al-Hajri vd. (2012) mikrokanallarda soğutkan R134a ve R245a için ısı ve hidrodinamik yoğuşma karakteristiklerini yüksek boy/en oranları için inceleyen derinlemesine bir deneysel çalışma yürütmüştür. Kanal kesiti boyutları  $0.4 \text{ mm} \times 2 \text{ mm}$  ve uzunluk 190 mm olarak verilmiştir. Bu çalışma, yoğuşma sıcaklığının etkisini  $30 - 70^\circ\text{C}$ , kütle akısının etkisini  $50-500 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ , ve yüzey-doyma sıcaklık farkı değerlerini  $0-20^\circ\text{C}$  aralıklarında incelemiştir. Bu aralıklarda, ortalama ısı transfer katsayıları ve basınç düşüm karakteristikleri araştırılmış ve literatürdeki korelasyonlar ile kıyaslanmıştır. Deneyler sonucunda, yoğuşma sıcaklığındaki artış, ısı transferi ve basınç düşümü katsayılarındaki düşüş ile sonuçlanmıştır. Yüksek kütle akıları, doğal olarak yüksek ısı transferi ve basınç düşümü katsayılarını doğurmuştur. Girişteki yüzey-doyma sıcaklık farkı, ısı transferi karakteristiğinde az da olsa etkili olmuş, ancak basınç düşümü karakteristiği üzerinde bir etkisi gözlemlenmemiştir. Soğutkan R245fa, belirli koşullar için, ısı transferi bakımından R134a'ya göre %25 daha iyi performans sergilemiştir. Ayrıca, aynı koşullarda R245a'nın basınç düşümü R134a'nın iki katı olarak tespit edilmiştir.

## 2.2 Mikrokanallarda Buharlaşma

Mikrokanallarda buharlaşma yakın geçmişte literatürde çokça çalışılan bir konudur. Araştırmacılar mikrokanallarda buharlaşmayı, basınç düşümü, ısı transfer katsayısı ve akış karakteristikleri bakımından incelemiştir. Mikrokanallarda soğutkan R-134a ile buharlaşma konusunda güncel literatür araştırması aşağıda sunulmuştur.

Yan ve Lin (1998), 2 mm çapındaki boruda R-134a'nın buharlaşmasını ısı transferi ve basınç düşümü bakımından incelemiştir. Yüksek çaplı borular ile kıyaslandığında, küçük çaplı olanlar birçok durumda %30-80 daha yüksek ısı transfer katsayısına sahiptirler. Ayrıca küçük çaplı borularda, yüksek buhar kalitesi bölgesi hariç, duvarda yüksek ısı akısı, yüksek yoğuşma sıcaklığı ve düşük ısı akısı altındaki yüksek kütle akısında ısı transferi katsayısının yüksek olduğu gözlemlenmiştir.

Shiferaw vd. (2009) 1.1 mm çapındaki kanallarda R134a için buharlaşmayı incelemiştir. Kütle akısı için  $100-600 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ , ısı akısı için  $16-150 \text{ kW}/\text{m}^2$  ve basınç için 6-12 bar aralıklarında çalışılmıştır. Isı transfer katsayısının ısı akısı ve basıncın artışıyla arttığı tespit edilmiştir. Ancak buhar kalitesinin %50'nin altında, düşük kütle ve ısı akısının mevcut olduğu durumlarda ısı transfer katsayısının kararlı olduğu gözlemlenmiştir. Diğer taraftan, buhar kalitesinin %50'den büyük olduğu durumlarda ısı transfer katsayısı, ısı akısı ile değişmeyip artan buhar kalitesi ile birlikte düşmektedir.

Lee ve Mudawar (2005b), ısı akısı aralığının  $15.9-93.8 \text{ W/cm}^2$ , buhar kalitesi aralığının ise  $0.26-0.87$  olduğu koşullarda ısı transfer katsayısı korelasyonları belirlemiştir. Kabarcıklı ve çevresel film tabakası kaynamasının ısı transferinde baskın olduğunu iddia eden çalışmaların aksine, Lee ve Mudawar (2005b), kanaldaki ısı transferi karakteristiğini düşük, orta ve yüksek buhar kalitesine göre üç ayrı bölge olarak sınıflandırmıştır. Kabarcık kaynaması ( $x < 0.05$ ), düşük ısı akısında gerçekleşmektedir. Diğer taraftan, yüksek ısı akılarında, orta ( $0.05 < x < 0.55$ ) ve yüksek ( $x > 0.55$ ) buhar kalitesinde akış gerçekleşmekte ve çevresel film kaynama rejimi baskın hale gelmektedir. Farklı ısı transfer karakteristikleri nedeniyle, yazarlar kanalı buhar kalitelerine göre üç ayrı bölgeye ayırmayı önermiştir. Bu fikre bağlı olarak yazarlar, soğutkan R-134a için, gerçek durumu yansıttığını düşündükleri yeni bir ısı transferi katsayısı önermiştir.

### **2.3 Mikrokanallarda Boyutsal Optimizasyon**

Literatürde mikrokanalların boyutsal optimizasyonu hakkında literatürde birçok çalışma bulunmaktadır. Bunların birçoğu tek fazlı akış durumunu incelemişlerdir. İki fazlı akışın karmaşıklığı ve birbiri ile çelişen çalışmalar sebebi ile iki fazlı akışta boyutsal optimizasyon çalışması pek bulunmamaktadır. Günümüzde ileri ölçme teknikleri sayesinde, bugünkü çalışmalar yirmi yıl öncesine nazaran birbirleri ile daha tutarlıdır. Mikrokanalların optimizasyonunda çok farklı yöntemler kullanılmıştır. Bunlardan biri de entropi üretimini minimize eden çalışmalardır.

### **2.4 Entropi Üretiminin Minimizasyonu Yöntemi ile Boyutsal Optimizasyon**

Entropi üretiminin minimizasyonu ile optimizasyon, ısı eşanjörünün tasarımı söz konusu olduğunda araştırmacıların ilgisini hep çeken bir yöntem olmuştur. Bazı araştırmacılar bu yöntemi mikrokanallı ısı kuyularının tasarımında da kullanmışlardır. Mikrokanallı ısı kuyularının tasarımında neredeyse tüm araştırmacılar, entropi üretiminin minimizasyonu yöntemini hep tek fazlı, laminar ve sıkıştırılmaz akışlarda kullanmışlardır.

Khan vd. (2009) mikrokanallı ısı kuyularının genel performansı ile ilgili bir çalışma yürütmüştür. Bu çalışmada, entropi üretimi minimizasyonu yöntemini kullanmış; akışın hem ısıl hem de hidrodinamik performansını incelemişlerdir. Kütle ve enerji korunumu ile termodinamiğin ikinci yasası kullanılarak bazı genel ifadeler türetilmiştir. Kaymalı akış (slip flow) rejiminde boy/en oranı, Knudsen sayısı gibi parametrelerin sıkıştırılmaz akışta

ısı transferine olan etkisi tartışılmıştır. Bu çalışmaya benzer dikdörtgen mikrokanallı ısı alıcılarında (evaporatör), R-134a soğutkanı kullanılarak entropi üretimi minimize edilerek bu projenin de kapsamında olan bir optimizasyon çalışması da proje yürütücüsü ve bursiyeri tarafından yürütülmüştür Türkakar ve Okutucu-Özyurt (2015). Yine benzer şekilde proje yürütücüsü ve bursiyerinin akışkan olarak su kullandığı farklı matematiksel modeller kullanarak yaptığı mikrokanallarda boyutsal optimizasyon çalışması da literatürde önemli bir yer tutar (Türkakar ve Okutucu-Özyurt 2012).

Abbasi (2007) homojen ısıtılan mikrokanallı ısı kuyusunda entropi üretimini incelemiştir. Isı transferi için iki boyutlu bir modelleme yapılmış; akış incelemesinde ise geçirgen ortam modeli ile genişletilmiş Darcy denklemleri kullanılarak çözüm aranmıştır. Sistemin entropi üretimi ve ısı karakteristiği için hayati önem taşıyan en/boy oranı, ısı iletimi oranı ve geçirgenlik gibi parametreler ele alınmıştır.

Dikdörtgen kesitli mikrokanallı ısı kuyularının optimizasyonu ile ilgilenen birçok çalışmanın aksine, Jafari ve Ghazali (2010) dairesel mikrokanallarda entropi üretim minimizasyonu yöntemini kullanarak bir optimizasyon çalışması yürütmüştür. Soğutucu olarak su kullanılmıştır. Kanal çapı, kanal sayısı, ısı akısı ve pompa gücü gibi parametrelerin entropi üretimi üzerine etkisi araştırılmıştır.

Literatürde iki fazlı akış için hiçbir boyutsal optimizasyon çalışması olmamasına rağmen, mikrokanallarda iki fazlı akışta entropi analizi yapan bazı çalışmalar vardır. Bunlardan biri ise Revellin ve Bonjour'un (2011) 10 mm çapındaki kanalda soğutkan ve soğutkan-yağ karışımının kaynarak akışı esnasındaki entropi üretimini inceleyen çalışmasıdır. Entropi üretimi, pürüzsüz, geliştirilmiş (içi kanatçıklı yapı) boru, kanal çapı ve kütle akısı gibi parametreler açısından incelenmiştir. Sonuçlar, düşük kütle akılarında geliştirilmiş boruların daha iyi performans gösterdiğini, pürüzsüz yüzeyli kanalların is kanal duvarında düşük ısı akısı altında yüksek kütle akılarında etkili performans gösterdiğini ortaya koymuştur.

Sarkar vd. (2005) kritik nokta üstü CO<sub>2</sub> kullanarak, makro boyuttaki ısı eşanjöründe tersinmezliği en aza indiren bir çalışma yürütmüştür. Çalışma, üretim ve malzemedeki kaynaklı tersinmezlikleri de kapsamaktadır. Çap, uzunluk, geçiş sayısı, debi gibi kritik parametreler değerlendirilmiştir.

## 2.5 Mikro Ölçekte Buhar Sıkıştırma Soğutma Çevrimleri

Yıldız (2010) Tablo 1’de literatürde mikro ölçekte yürütülen çalışmaları özetlemiştir. Çevrimi oluşturan bileşenlerin üretimi ile ilgili detaylı inceleme ve literatür çalışması, ayrı bir iş paketi olduğundan, aşağıda ayrı bir bölüm olarak verilmiştir.

Tablo 1. Minyatür soğutma çevrimleri, Yıldız (2010)

	Chow vd. (1999)	Heydari (2002)	Phelan vd. (2004)	Chriac ve Chriac (2007)	Mongia vd. (2006)	Wu ve Du (2011)	Yıldız (2010)
<b>Isı Yükü (W)</b>	32	-	100-300	100	50	100-200	45
<b>T<sub>evap</sub> (°C)</b>	12	20	5	10	50	20	0
<b>T<sub>kond</sub> (°C)</b> <b>{T<sub>çevre</sub> (°C)}</b>	- {45}	60 -	55 -	55 -	90 {50}	45 -	50 {30}
<b>Debi (g/s)</b>	16.3		0.824 - 2.47	12.5 <sup>3</sup> (cm /s)	0.26	-	0.35
<b>Sistem boyutu</b>	Mezo	İşlemci Soğutma Sistemi	Mezo	-	Dizüstü Bilg Soğutma	300×230× 70 mm	Mikro
<b>Soğutkan</b>	R-134A	R-134A	R-134A	R-134A	R-600A	R-134A	R-134A
<b>COP</b>	3.34	3.0	3	4.5	2.25	Varies	3.89
<b>Kompresör Tipi</b>	Santrifüj	Piston	Salyangoz	Salyangoz	-	Dönel	Piston

## 3. ÜRETİM YÖNTEMLERİNİN VE KISITLAMALARININ İNCELENMESİ

Metal tabanlı mikrokanallı ısı değiştiriciler yüksek ısı transfer katsayıları ve mekanik sağlamlıkları sayesinde birçok uygulama alanı bulmaktadır. Metal tabanlı mikrokanal üretimi çok çeşitlidir ve henüz bir standarda ulaşmamıştır.

### 3.1 Mikro Freze

Makro ölçekte freze işlemi endüstride çokça kullanılan bir yöntemdir. Üç boyutlu kompleks geometrileri işleme yeteneğine sahip ve çok amaçlı bir yöntemdir. Mikro freze, mikro kalıp ve maske yapmada kullanılır. Çapı 50 µm’den büyük mikro frezeleme

takımları piyasada mevcuttur. 22 µm'ye kadar küçük özel üretim mikro frezeleme takımları, odaklanmış iyon demeti (FIB) işleme yöntemiyle üretilmektedir. Küçük yüzeyler üzerinde kontrollü işleme, yüksek hassasiyetli nümerik kontrollü bilgisayarlar ile mümkündür.

### **3.2 Lazerle Mikro İşleme**

Elektromanyetik spektrumun farklı bölgelerindeki dalga boylarından lazer sinyalleri ile talaş alımı yüzey ile temassız şekilde gerçekleştirilir. Metallerin mikro işlenmesinde, lazer ışını çapının 10 µm mertebesinde olduğu durumda, bir lazer sinyali ile talaş kaldırma hızı 1 µm olarak gerçekleştirilebilmektedir. Bu yüzden, metal yüzeyinde yüzlerce mikrometre derinliğinde oyuk açmak için, yüzeyde seri lazer ışın taraması gerekmektedir. Lazer kaynaklı yüzey işleme yönteminde yüksek yüzey pürüzlülüğü gözlenmektedir. Bu nedenle, yüzeyin uygulama alanına bağlı olarak, ekstra yüzey işleme işlemi gerekli olabilir.

### **3.3 Mikro Elektrik Deşarj İşlemi ile Yüzey İşleme**

Elektrik deşarj işlemi, elektrik ile iletken bir iş parçasından talaş kaldırma işlemidir. Bu işlem genelde yalıtkan akışkan olan su veya yağın içerisinde tutulan iş parçası ile elektrot arasında uygulanan yüksek frekanslı voltaj sinyalleri vasıtasıyla gerçekleştirilir. Burada elektrot iş parçası ile fiziksel temas halinde değildir sadece su vasıtasıyla ikisinin arasındaki küçük aralıkta elektriksel deşarj işlemi gerçekleştirilir. Tipik mikro elektrik deşarj yöntemi ile 10 mikrometre mertebesinde oyuklar açılırken, mikrometrenin altındaki işlemler de bu yöntem ile denemeye başlanmıştır. Mikro elektrik deşarj işlemi ile elektrodun iş parçası ile temas halinde olmaması, çelik, mukavim alaşımlar ve iletken seramik gibi sert ve kırılğan malzemelerin işlenmesinde avantaj sağlamaktadır. Mikro elektrik deşarj yöntemi, yüksek yüzey pürüzlülüğü, çatlama ve yüzeye yakın yerlerde malzeme modifikasyonu gibi sonuçlar yaratır. Uygulamaya bağlı olarak yakın yüzeyde meydana gelen malzemedeki modifikasyon kimyasal aşındırma veya parlatma gibi ilave işlemler ile bertaraf edilebilir.

### 3.4 Toz Aşındırma

Bu işlem, 100  $\mu\text{m}$ 'nin altında şekillendirme yapmak için mikro aşındırıcılar vasıtasıyla uygulanan bir tür mekanik aşındırma işlemidir. Bu işlemde mikro aşındırıcılar sıkıştırılmış hava veya gaz yardımıyla hızlandırılır ve iş parçasına yüksek hız ve yoğunluk ile çarparak işlem gerçekleştirilir. Talaş alımı, önceden belirlenmiş rota üzerinde bir lüle vasıtası ile maske ile kaplanmış iş parçası üzerinde gezinerek gerçekleştirilir. İş planı üzerinde yapılacak işlem maske üzerindeki desen ile belirlenebildiğinden, iş parçası üzerinde karmaşık ve mikro boyutta şekillendirmeler yapılabilir Jang vd. (2010).

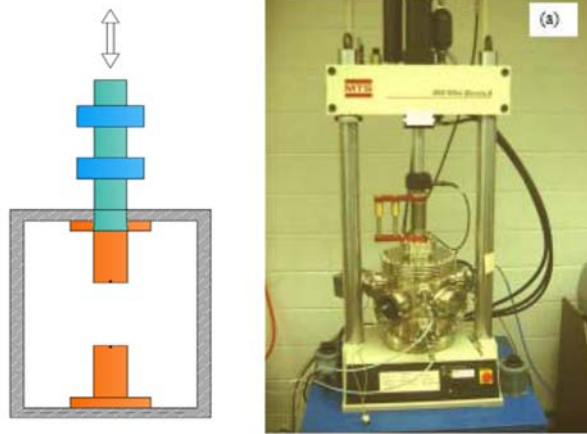
### 3.5 Difüzyon Kaynağı

Zımparalanmış iki yüzeyin vakum ortamında yüksek sıcaklık ve basınç altında birleştirilmesi (kaynaklanması) işlemidir. Gerekli sıcaklıklar genellikle malzemenin ergime sıcaklığının 0.5-0.8 katı aralığındadır. Aslında difüzyon kaynağı mikrokanalların üst yüzeyini kaplamak için kullanılan ikincil bir yöntemdir (Ashman ve Kandlikar 2006).

Harvinder vd. (2012) aynı ölçülerdeki parçalar için mikroişleme yöntemlerini kıyaslamıştır. Yüzey pürüzlülüğü değerleri ve iş parçasını işlemek için geçen süre, mikrofreze, testere ile kesim, tel erozyon ile kesme yöntemleri için kıyaslanmıştır. İşlenmiş yüzeyler üzerinden elde edilen sonuçlar, tel erozyon ile kesme yönteminin 1.2-6.9  $\mu\text{m}$  yüzey pürüzlülüğü ile diğer yöntemlere üstünlük sağladığı, mikro uçlu freze yöntemi ile 4.12-10.2  $\mu\text{m}$ , testere ile kesim yöntemiyle ise 12.8-20.8  $\mu\text{m}$  yüzey pürüzlülükleri elde edilmiştir. Yüzey pürüzlülüğü, kanaldan kanala ve yüzey işleme zamanına göre değişmektedir. Mikro frezeleme bu üç yöntem arasında yüzey işleme zamanlarına göre ortanca yüzey pürüzlülüğü değerlerine sahiptir. Mohammad Yeakub Ali (2009) mikrokanal üretim yöntemlerinden mikro frezeleme ve mikro elektrik deşarj metotlarını incelemiştir. Mikro frezeleme ile üretilen mikrokanalların boyutları 500-800  $\mu\text{m}$  iken, mikro elektrik deşarj yöntemi ile üretilen kanalların genişliği 100  $\mu\text{m}$ , boy/genişlik oranı ise 8 olarak gerçekleşmiştir. Mikro elektrik deşarj yönteminde 40 nm gibi çok iyi bir yüzey elde edilirken, mikro frezelemede 100-200 nm arasında pürüzlülük gözlenmiştir. Mikro frezelemede hassas işleme ve derin kanallar açmak için tabaka tabaka 100-200  $\mu\text{m}$ 'lik talaş kaldırma işlemi gerekir. Kanalların kenarlarında çapaklar kalmakta ve ikincil bir işlem gerektirmektedir. Bin Lu vd. (2010), Cu10 alaşım levhasından mikro elektrik deşarj yöntemiyle mikrokanal üretmiştir. Bıçak elektrodu olarak farklı



kalınlıklarda düz karbon çelik levhalar kullanılmıştır. Bakır levhaları birleştirmek için, ortanca tabaka olarak, ince (25 µm) alüminyum folyo kullanılmıştır. Birleştirme deneyleri iki ısıtma istasyonlu vakum haznesi içeren tek eksenli MTS858 mekanik test düzenek sistemi ile yürütülmüştür (Şekil 1). Üst taraftaki ısıtma istasyonu, bağlantı yapılacak yüzeye mekanik test düzeneği vasıtasıyla vakum ortamında kuvvet uygulayarak iki taraftan da ısıtma altında birleştirme işlemi gerçekleştirilir. Birleştirme işleminden önce birleştirilecek yüzeylere SİC ile ince zımpara vasıtasıyla işlem yapılır. Alt ısıtma istasyonunda kaplama ve taban levhaları ortada alüminyum folyo ile yüzyüze bakacak şekilde yerleştirilir. Hazne boşaltıldıktan sonra ısıtma istasyonları ısıtılır. Bakır mikrokanal levhasını bakır kaplama levhasına birleştirme işlemi yaklaşık olarak 600°C sıcaklıkta ve 3 MPa basınçta gerçekleştirilir. Bakır mikrokanallar, son olarak, akışkanı diğer bileşenlere taşıyacak olan bağlantı borularına, lehim veya reçine ile yapıştırma işlemi uygulanarak birleştirilir. Elektrik deşarj ve mikro freze yöntemleri ile metal tabanlı mikrokanal üreten bazı çalışmalar Tablo 3'te verilmiştir. Mohamad Yeakub Ali (2009) mikro elektrik deşarj yöntemi ile yükseklik/genişlik oranı 8 olan kanallar üretebilmiştir. Bu çalışmalarda kanalların kesitleri dikdörtgen şeklindedir. Elektrik deşarj yöntemiyle yamuk ve yarı dairesel kesitler oluşturmak da mümkündür.



Şekil 1. Birleştirme ve Döküm Sistemi

Tablo 2. Metal tabanlı mikrokanallar için üretim yöntemleri

Ref.	Boyut (mm)	Yöntem	Malzeme	Araç	Yüzey Pürüzlülüğü	Açıklama
Vazquez vd. (2010)	Genişlik (G): 0,2 Derinlik (D): 0,05 ve 0,1	Freze (Deckel-Maho® 64V Doğrusal)	Al(21HRB) Cu(72HRB)	- Mitsubishi® MS2SS D0020 - CRNM SD0020 S04	Al: 1.71 µm kuru. 0.72 µm ıslak Cu: 1.507 µm kuru. 1.314 µm ıslak (Min.)	Açılan kanalların şekilleri tam dikdörtgen şeklini almamıştır. Bakır alaşım üzerine bu konuda araştırma gerekir.
Harvinder vd. (2012)	G: 0,3, 0,5, 0,6, D:2	Tel erozyon Testere Mikrofreze	Al		-1.20-6.90µm -12.8-20.8µm -4.12-10.20µm	Tel erozyon elektrik deşarj yöntemi, yüzey işlemek için en çok zaman alan yöntemdir.
Mohamad Yeakub Ali (2009)	G: 0,5, 0,8 D/G: 1-2 G: 0,12 D: 1 D/G >8	Mikrofreze Mikro Elektrik Deşarj DT-110: Mikrotools Inc. Singapur	Berilyum Bakır Alaşımı	Tungsten Karbit	-180 nm -100 nm -40nm	Mikro elektrik deşarj yöntemi çapak üretmez.
Bin Lu vd. (2010)		Mikro Elektrik Deşarj	Cu110 (%99Cu)	Düz karbon çeliği levha		Birleştirme işlemi daha önce tanımlandı.
Vazquez vd. (2010)	Kesici uç çapı 0,05, 0,1 ve 0,5	TG-10A WAIDA Mikrofreze	SUS316	Carbide 2NT Hitachi		Takımın kesme açısı kesimin aksenal derinliği arttıkça artar. Bu açı kesme kuvveti, ortalama takım sertliği ve kesme koşullarına göre %81 doğruluk ile hesaplanabilir.
Woo vd. (2007)	G: 0,200 ve 0,400 D: 0,100	Mikrofreze DMU 100T	NAK80	Tungsten Karbit	R <sub>a</sub> =31nm, R <sub>a</sub> =44nm	Takım eğilme probleminin giderilmesi gibi konularda detaylı araştırmaya gerek vardır.
Ho vd. (2010)	G: 0,8 D: 0,3		Çelik 316L		R <sub>a</sub> =0.06-0.08µm	Son frezeleme düşük yüzey pürüzlülüğü sağlar ve yüzey işleme süresi kimyasal aşındırmaya nazaran kısadır.

## 4. EVAPORATÖR TASARIMI İÇİN KOD GELİŞTİRİLMESİ

Yazılım olarak MATLAB R2011b kullanılmıştır. Kod geliştirme ile ilgili hidrodinamik ve ısı teorik ayrıntılar ile entropi üretimi ile ilgili türetimler aşağıda bölümler halinde verilmiştir.

### 4.1 Mikrokanallı İki Fazlı Akışın Isıl ve Hidrodinamik Teorisi

Mikrokanallı iki fazlı akışın ısı ve hidrodinamik karakteristiği makro ölçektekinden farklıdır. Literatürdeki genel kabul görmüş deneysel korelasyonları kullanarak, MATLAB yazılımı yardımıyla evaporatörün tasarımı gerçekleştirilmiştir.

Mevcut bilgisayar kodu literatür'den bazı kaynaklar ile kıyaslanarak ispatlanmış olup, evaporatör tasarımı ile ilgili proje yürütücüsü ve bursiyerinin yayında (Türkakar ve Okutucu-Özyurt, 2012) detaylıca belirtilmiştir. Ayrıca bahsedilen yayında ikinci yasa türetiminden bahsedilmiş olup denklemlerin doğruluğu ispatlanmıştır.

#### 4.1.1 İki Fazlı Mikrokanal Akışının Hidrodinamik Teorisi

İki fazlı mikrokanal akışında iki ana basınç düşümü kaynağı vardır. Bunlar, sürtünme ve ivmelenme basınç düşümleridir. Bunlara ek olarak, eğimli ve dik kanallarda yerçekiminden kaynaklı basınç düşümü de vardır (Su vd. 2009). Mevcut çalışmada ele alınan kanal yatay kabul edilmiş olup toplam basınç düşümü sürtünme ve ivmelenme basınç düşümlerinin toplamına eşittir. Sürtünme nedeniyle olan basınç düşümü

$$\frac{dp_F}{dz} = \left( \frac{dp_F}{dz} \right)_L \phi_l^2 \quad (1)$$

olarak verilir. Burada  $\phi_l^2$ , iki faz basınç düşüm çarpanı olup tarifi ileride verilecektir.

$\left( \frac{dp_F}{dz} \right)_L$  Denklem (2) ile verilen akış yönünde sıvı fazı sürtünme basınç gradyanıdır.

$$\left( \frac{dp_F}{dz} \right)_L = \frac{2 f_l G^2 (1-x)^2}{D_h \rho_l} \quad (2)$$

Buhar fazı basınç düşümü Denklem (3)'ten bulunabilir.

$$\left(\frac{dp_F}{dz}\right)_V = \frac{2 f_v G^2 x^2}{D_h \rho_v} \quad (3)$$

$f_l$  and  $f_v$  laminer akışta sıvı ve buhar sürtünme katsayılarıdır (Kakac 1987):

$$f_l = \frac{Po}{Re_l'} \quad (4)$$

$$f_v = \frac{Po}{Re_v} \quad (5)$$

Sıvı ve buhar fazları için Reynolds sayıları Denklem (6) ve (7)'de verilmiştir.

$$Re_l = G D_h \frac{1-x}{\mu_l} \quad (6)$$

$$Re_v = G D_h \frac{x}{\mu_v} \quad (7)$$

G kütle akısını ifade eder,  $\frac{\dot{m}}{A_{akış}}$ .

Poiseuille sayısı tek fazlı (sıvı) laminer akışlar için, kesitteki kısa/uzun uzunluk oranının bir fonksiyonudur (Kandlikar 2004):

$$Po = 24 (1 - 1.3553 a_c + 1.9467 a_c^2 - 1.7012 a_c^3 + 0.9564 a_c^4 - 0.2537 a_c^5) \quad (8)$$

Genellikle mikrokanal akışlarında sıvı faz laminer rejimdedir ancak buhar fazı türbülanslı akışa geçebilir. Buhar fazının türbülanslı akışında sürtünme katsayısı Denklem (9)'daki gibi tanımlanır.

$$f_v = 0.079 Re_g^{-0.25} \quad (9)$$

Denklem (8) buhar fazı Reynolds sayısının  $Re_v < 2000$  olduğu durumlarda sürtünme katsayısını,  $f_v$ , hesaplamak için kullanılır. Reynolds sayısının  $2000 \leq Re_v \leq 20000$  arasında olduğu durumlarda ise Denklem (9) kullanılmalıdır (Kandlikar ve Balasubramanian 2004).

İki faz basınç düşümü çarpanı Denklem (10)'da tanımlanmıştır.

$$\phi_l^2 = 1 + \left(\frac{C}{X}\right) + \left(\frac{1}{X^2}\right) \quad (10)$$

Martinelli parametresi olan  $X$  sıvı ve gaz fazlarının basınç düşümleri oranıdır.

$$X = \frac{\sqrt{\left(\frac{\Delta P}{L}\right)_l}}{\sqrt{\left(\frac{\Delta P}{L}\right)_v}} \quad (11)$$

Lee ve Mudawar (2005b),  $C$  katsayısı için sıvı ve gaz fazının laminer veya türbülanslı olmasına bağlı olarak iki farklı korelasyon önermiştir. Eğer sıvı ve buhar fazı laminer ise,

$$C = 2.16 (Re_{LO}^{0.047}) (We_{LO}^{0.6}) \quad (12)$$

sıvı fazı laminer buhar fazı türbülanslı ise,

$$C = 1.45 (Re_{LO}^{0.25}) (We_{LO}^{0.23}). \quad (13)$$

Denklem (12) ve (13)'te  $Re_{LO}$  kanaldaki tüm akışkanın sıvı olarak düşünülüp hesaplandığı hali olup Denklem (14)'teki gibi tanımlanmıştır.

$$Re_{LO} = \frac{G D_h}{\mu_l} \quad (14)$$

Sıvı faza bağlı Weber sayısı

$$We_{LO} = G^2 \frac{D_h}{\rho_l \sigma} \quad (15)$$

olarak verilir. Burada  $\sigma$  yüzey gerilimini ifade etmektedir. Sürtünmeden kaynaklı basınç düşümüne ek olarak ivmelenme basınç düşmesi de bir diğer önemli basınç düşümü nedenidir. İvmelenme basınç düşümü, Denklem (16)'daki gibidir (Kandlikar 2006),

$$\Delta P_{acc} = G^2 \vartheta_{lv} (x_2 - x_1) \quad (16)$$

#### 4.1.2 Mikrokanalda İki Fazlı Akışın Isıl Teorisi

İki fazda ısı transferi katsayısı, buhar kalitesi, kaynama ve taşınım katsayılarına bağlıdır. Kandlikar ve Balasubramanian (2004) mikrokanallarda iki fazlı akış için aşağıdaki korelasyonları önermiştir.

$Re_l > 100$  koşulu için,

$$h_{tp} = \max(h_{TP,NBD}, h_{TP,CBD}), \quad Re_{LO} > 100 \quad (17)$$

$$h_{TP,NBD} = 0.6883 Co^{-0.2} (1-x)^{0.8} h_{LO} + 1058Bo^{0.7} (1-x)^{0.8} F_{Fl} h_{LO} \quad (18)$$

$$h_{TP,CBD} = 1.136Co^{-0.9} (1-x)^{0.8} h_{LO} + 667.2Bo^{0.7} (1-x)^{0.8} F_{Fl} h_{LO} \quad (19)$$

Kaynama sayısı  $Bo$  ile temsil edilmiştir. Kaynama sayısı boyutsuzlaştırılmış ısı akısına eşittir,  $q''/(G i_{lv})$ .

Taşınım sayısı  $Co$  ile ifade edilmiştir,

$$Co = \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0.8} \sqrt{\frac{\rho_v}{\rho_l}} \quad (20)$$

$Re_l < 100$  koşulunda,  $h_{TP,NBD}$  (Denklem 18) korelasyonu tavsiye edilmiştir (Kandlikar 2006).

$h_{LO}$  tek fazda tüm akışkanın sıvı olarak düşünüldüğü durumdaki ısı transferi katsayısıdır.

Farklı aralıklardaki  $Re_{LO}$  değerleri için aşağıdaki denklemlerde tanımlanmıştır,

$100 < Re_{LO} < 1600$  için

$$h_{LO} = Nu_{LO} \frac{k_l}{D_h}, \quad (21)$$

$3000 < Re_{LO} < 10^4$  için

$$h_{LO} = (Re_{LO} - 1000) Pr_l \frac{f_l}{2} \frac{\frac{k_l}{D_h}}{1 + 1.27 \left( Pr_l^{\frac{2}{3}} - 1 \right) \sqrt{\frac{f_l}{2}}}, \quad (22)$$

$10^4 < Re_{LO} < 5 \times 10^6$  için

$$h_{LO} = Re_{LO} Pr_l \frac{f_l}{2} \frac{\frac{k_l}{D_h}}{1 + 1.27 \left( Pr_l^{\frac{2}{3}} - 1 \right) \sqrt{\frac{f_l}{2}}}. \quad (23)$$

Geçiş bölgesi olan  $1600 < Re_{LO} < 3000$  arasında, iki korelasyon arası lineer interpolasyon tavsiye edilmiştir (Kandlikar 2006).

$F_{Fl}$  akışkan yüzey parameteresi olarak tanımlanmıştır. Bakır yüzey ve soğutkan R134a için 1.63 olarak önerilmiştir (Kandlikar 2006).

$100 < Re_{LO} < 1600$  aralığında  $h_{LO}$  hesaplayabilmek için laminer rejimde tek fazda tüm akışkanın sıvı düşünüldüğü akışta Nusselt sayısına ihtiyaç vardır. Laminer, tek faz (sıvı), tam gelişmiş şartlarda Nusselt sayısı kanal en ve yükseklik oranı ısı sınır koşulu gibi etkenlere bağlıdır. Bahsedilen koşullar için Nusselt sayıları Tablo 3'te verilmiştir.

Tablo 3. Dikdörtgen kesitli kanallarda Nusselt sayıları (3 tarafın ısıtıldığı durum) (Yıldız 2010; Kandlikar 2006)

$\alpha_c=a/b$	Nu	$\alpha_c=a/b$	Nu
0	8.235	1.43	3.195
0.10	6.939	2.00	3.146
0.20	6.072	2.50	3.169
0.30	5.393	3.33	3.306
0.40	4.885	5.00	3.636
0.50	4.505	10.00	4.252
0.70	3.991	>10.00	5.385
1.00	3.556		

*a* ısıtılmayan taraf

#### 4.2 Kanat Modeli

Mikrokanallı ısı kuyularında kanat performansı çok önemlidir. Kanatçıkların performansları fin uzunluğu, kanat şekli, malzemesi ve taban sıcaklığı gibi parametrelere bağlıdır. Genelde olduğu üzere, mevcut çalışmada da mikrokanallı ısı kuyularının üst yüzeyi yalıtım malzemesi ile kapatılmıştır. Birçok çalışmada üst yüzey cam ile kanatçık ile birleştirilmiştir. Dolayısıyla yalıtkan kanat ucu kanat modeli kullanılabilir. Yüzeyden akışkana geçen ısı Denklem (24)'te verilmiştir.

$$\dot{Q}_{seg} = n h_{TP} L_{seg} (2\eta H_c + w_c) (T_{base} - T_{sat}) . \quad (24)$$

Burada  $n$  kanal sayısını,  $L_{seg}$  segment uzunluğunu,  $H_c$  kanat uzunluğu,  $w_c$  ise kanal genişliğini temsil etmektedir. Sabit kesit alanlı bir kanat yapısı için kanat verimi aşağıdaki gibi verilmiştir.



$$\eta = \frac{\tanh(m H_c)}{m H_c} \quad (25)$$

m ise Denklem (26)'da tanımlanmıştır.

$$m = \left( \frac{h P}{k_{kanat} A_c} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (26)$$

Kanat genişliği çevre hesabunda ihmal edilirse,

$$m = \left( \frac{2 h}{k_{kanat} w_w} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (27)$$

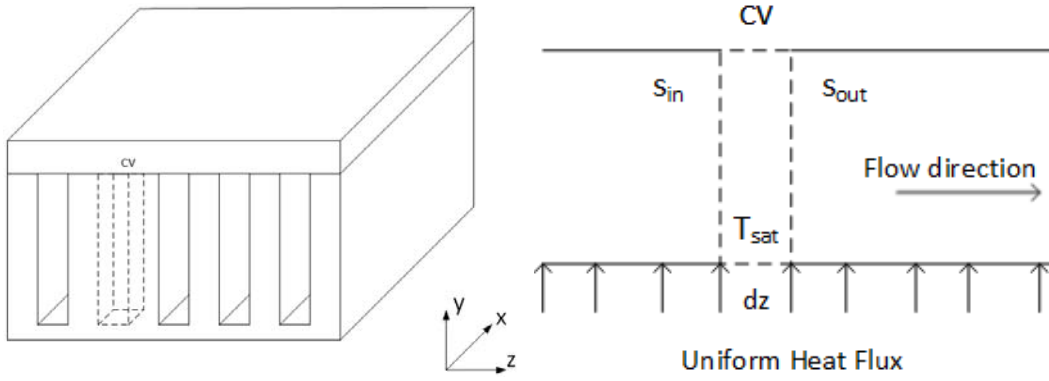
olarak bulunur.

Sabit ve homojen bir ısı akısı altında,  $\dot{Q}_{seg}$  bilinmektedir. Tek bilinmeyen ise, entropi üretimi ve ısı direnç hesaplarında ve maximum sıcaklık kontrolünde önemli bir parametre olan taban sıcaklığıdır,  $T_{base}$ .

Literatür araştırması ve tasarımda atıfta bulunulan kaynaklar, sıradaki bölümde verilmiştir.

### 4.3 İkinci Yasa Modellemesi

Literatürde tek fazlı sıkıştırılmaz akışlar için birçok ikinci yasa modellemesi mevcut iken iki fazlı akış için az sayıdaki araştırmacı ilgilenmiştir. Revellin ve Bonjour (2011) iki fazlı makro ölçülerdeki dairesel kanalların ikinci yasa modellemesini yaparak entropi üretimlerini çeşitli parametrelere göre incelemiştir. Revellin ve Bonjour (2011) sadece soğutkan ve soğutkan yağ karışımı için entropi üretim modelini makro kanallar için türetmiştir. Bu modelleme, uygun ısı ve hidrodinamik korelasyonlar kullanılarak mikro ölçülerdeki dikdörtgen kanallar için de uygulanabilir. Mevcut çalışmada ele alınan mikrokanallı ısı kuyusu ve kontrol hacmi Şekil 2'de verilmiştir.



Şekil 2. Mikrokanal ısı kuyusu ve kontrol hacmi

Açık sistemlerde kontrol hacim için ikinci yasa,

$$\frac{dS}{dt} = \sum \dot{m} s_{in} - \sum \dot{m} s_{out} + \frac{\sum \dot{Q}}{T} + \dot{S}_{gen} \quad (28)$$

şeklinde ifade edilir. Denklem (28) sürekli rejimde belirli bir segment için aşağıdaki şekilde basitleştirilir.

$$\dot{\sigma} dz = d(\dot{m}_v s_v + \dot{m}_l s_l) - \frac{\dot{Q}}{T_w} \quad (29)$$

Burada  $\dot{\sigma}$  birim uzunluk için entropi üretimini,  $dz$  segment uzunluğunu (control hacim),  $s$  sıvı ve buhar fazlar için entropiyi,  $\dot{Q}$  kontrol hacme olan toplam ısı transferini,  $T_w$  ise kanal duvarından akışkana ısı transferinin gerçekleştiği noktadaki duvar sıcaklığını simgeler.

Denklem (29) buhar kalitesi cinsinden şöyle yazılabilir

$$\dot{\sigma} dz = \dot{m}_t d(x s_v + (1-x) s_l) - \frac{\dot{Q}}{T_w} \quad (30)$$

Burada,  $\dot{m}_t = \dot{m}_v + \dot{m}_l$  ve  $x = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_t}$ ,  $v$  buhar,  $l$  ise sıvı fazını ifade etmektedir.

Gibbs bağıntıları Denklem (31) ve (32) ile verilir.

$$dh_v = T_v ds_v + v_v dp_v \quad (31)$$

$$dh_l = T_l ds_l + v_l dp_l \quad (32)$$

Revellin ve Bonjour, kullandıkları modelde şu varsayımlarda bulunmuşlardır:  $dp_v = dp_l$ ,  $T_v = T_l = T_{sat}$ . Ayrıca kılcal katkıyı ihmal etmişlerdir. Bu durumda entropi üretimi

$$\dot{\sigma} dz = \frac{\dot{m}_t}{T_{sat}} d(xh_v + (1-x)h_l) - \frac{\dot{m}_t dp}{T_{sat}} (xv_v + (1-x)v_l) - \frac{\dot{Q}}{T_w} \quad (33)$$

veya basitleştirilmiş halde,

$$\dot{\sigma} dz = \frac{\dot{m}_t}{T_{sat}} dh_{tp} - \frac{\dot{m}_t v_{tp}}{T_{sat}} dp - \frac{\dot{Q}}{T_w} \quad (34)$$

olarak hesaplanır. Denklem (34)'te  $v_{tp}$  ve  $dh_{tp}$  aşağıda verilmiştir.

$$v_{tp} = xv_v + (1-x)v_l \quad (35)$$

$$dh_{tp} = x dh_v + (1-x) dh_l + h_{lv} dx \quad (36)$$

Denklem (36)'da, ilk iki terim ( $x dh_v$  ve  $(1-x) dh_l$ ) basınç düşümünün çok düşük olduğu durumlarda ihmal edilebilir; çünkü doyma sıcaklığı ve basıncı sabit olduğunda  $h_v$  ve  $h_l$  sabit olacaktır. Bu durumda

$$\dot{Q} = \dot{m}_t dh_{tp} \quad (37)$$

ve entropi üretim ifadesi

$$\dot{\sigma} dz = \dot{Q} \left( \frac{T_w - T_{sat}}{T_w T_{sat}} \right) - \frac{\dot{m}_t v_{tp}}{T_{sat}} dp \quad (38)$$

halini alır.

#### 4.4. Alternatif Tasarımların Oluşturulması

##### 4.4.1 Alternatif Tasarımlar

Üretim kısıtları ve takım uçları imkanları dahilinde farklı tasarımlar için analiz yapılmıştır. Bu tasarımlarda basınç düşümü, kanal çıkışındaki buhar kalitesi ve aynı bölgede oluşan bakırın maksimum sıcaklığı ve tasarımlarda oluşan entropi üretimi gibi parametreler incelenmiştir. Mevcut çevrimde kullanılacak kompresörün çalışma aralığını gözeterek, tüm tasarımlarda giriş buhar kalitesi olarak 0.2 kullanılmıştır. Çıkışta ise yüksek buhar

oranından kaynaklı kuruma tehlikesinden ötürü, akış tek faza geçmeden akışkan yaklaşık olarak 0.93'lük bir kuruluk derecesiyle çıkış yapmaktadır. Çıkışta yüksek kuruluk derecesi ve tek fazlı (buhar) akış istenmeyen bir durumdur. Çünkü ısı transfer katsayısı  $x = 0.6$  değerinden sonra hızlı bir şekilde düşmektedir (Lee ve Mudawar 2005b). Bu durum kanal sonunda bakır ısı kuyusunun sıcaklığının anormal şekilde artıp bağlandığı elektronik devreyi yakmasına sebep olabilir.

Tasarımlarda ortak olarak kullanılan giriş parametreleri Tablo 4'te verilmiştir. Mikrokanallı ısı kuyusu genellikle elektronik ekipman soğutması nedeniyle kullanıldığından, yoğuşma problemi yaşanmaması için doyma sıcaklığı mümkün olduğunca yüksek tutulmak istenmektedir. Bu yüzden girişteki doyma sıcaklığı 20°C seçilmiştir. Basınç düşümünden kaynaklı sıcaklık düşümü çok düşük olup 0.2°C civarındadır. Girişteki buhar kalitesi ise ısı transfer katsayısı baz alınarak seçilmiştir. Berstech vd. (2008) kanal boyunca lokal ısı transfer katsayısının değişimini inceleyip 0.2 buhar kalitesinde maksimum ısı transferi katsayısına ulaşıldığını rapor etmiştir. Bu yüzden mevcut çalışmada giriş buhar kalitesi mümkün olduğunca düşük seçilerek ve 0.2 olarak belirlenmiştir. Kanalların eni ve boyu kullanılan takım uçlarına ve üretim kısıtlarına göre seçilmiştir.

Tablo 4. Tasarım parametreleri

	Tasarım 1	Tasarım 2	Tasarım 3
Toplam Uzunluk, cm	1.8	1.8	1.8
Toplam Genişlik, cm	2.55	2.55	1.44
Kanal Yüksekliği, $\mu\text{m}$	400	1000	700
Kanal Genişliği, $\mu\text{m}$	200	500	250
Duvar Genişliği, $\mu\text{m}$	243	500	107
Kanal Sayısı	57	25	40
Isıl Yük, W	137.7	137.7	137.7
Isı Akısı, W/ $\text{cm}^2$	30	33	
Doyma Sıcaklığı, °C	20	20	20
Kütleli Debi, g/s	1	1.13	1
Kütleli Akı, $\text{kg/m}^2\cdot\text{s}$	219.2461	90.4	
Giriş Buhar Kalitesi	0.2	0.2	0.2

#### 4.4.2 Çözüm Yöntemi

Önceki bölümlerde entropi üretimi, basınç düşümü ve ısıl modellemeden bahsedilmişti. Bu modelleri kullanarak basit ama etkili bir çözüm metodu geliştirilmiştir. Mikrokanallarda buharlaşma karakteristiği buhar kalitesine göre değişmekte; özellikle ısı transfer katsayısı buhar kalitesine göre şekillenmektedir. Dolayısıyla akış, kanal boyunca küçük segmentlere ayrılarak bu bölgelerde hesaplamalar ayrı ayrı yapılmıştır. Bu yöntemle kanal boyunca termodinamik özelliklerde, basınç düşümünde ve akışın ısıl karakteristiğinde meydana gelen değişiklikler hesaba katılmıştır. Hesap bölgesi kanal boyunca 48 segmente ayrılmıştır.

Hesaplamalar belirlenen doyma sıcaklığı ve buhar kalitesinde soğutkan R-134a'nın termodinamik özellikleri alınarak başlamaktadır. Aynı zamanda bilgisayar kodu belirlenen ana parametreleri ve boyutları ilgili giriş parametreleri dosyasından okumaktadır. Hesaplama yöntemi temel olarak bir önceki segmentin çıkış buhar kalitesi, doyma sıcaklığı ve basıncı gibi parametrelerinin mevcut segment için giriş özellikleri olarak kullanımına dayanmaktadır. Segment boyu, ısı akışı, kütleli debi gibi parametreler bilindiğinden segmentin çıkış buhar kalitesi hesaplanabilmektedir. Benzer şekilde bahsedilen hidrodinamik ve ısıl korelasyonlar kullanılarak, mevcut segment için basınç düşümü taban yüzey sıcaklığı gibi sonuçlar elde edilmektedir. Basınç düşümü öğrenildiğinden bir sonraki segment için doyma sıcaklığı yeniden hesaplanmakta ve termodinamik özellikler buna göre kullanılmaktadır. Böylece bir segment için entropi üretimini hesaplayabilecek veriler elde edilmiş olup ısı transferi ve basınç düşümü kaynaklı entropi üretimi hesaplanmakta ve bu işlem kalan segmentler için sürdürülmektedir.

#### 4.4.3 Analiz Sonuçları

Yapılan analizlerin sonuçları Tablo 5'te verilmiştir. Analiz sonuçlarına bakıldığında, üç tasarım için de alt tabaka sıcaklığının kritik seviyelerin altında olduğu görülmektedir. Basınç düşümlerinin buhar fazının da etkisi ile düşük seviyelerde olduğu ve doyma sıcaklığında yalnızca yaklaşık 0.2 ve 0.1 °C düşüme neden olduğunu gözlenmektedir. İlk tasarımda hidrolik çapın ikinci tasarıma göre oldukça küçük olması nedeniyle basınç düşümü alternatif tasarıma göre oldukça fazladır. Akışkan, kızgın buhar seviyesine gelmeden iki fazlı şekilde kanaldan çıkış yapmaktadır. Bu nedenle evaporatör çıkışına deneysel düzende bir akümülatör yerleştirilerek, sıvı fazın tutulması uygun görülmüştür. Entropi üretim düzeyleri tasarım açısından önem taşımaktadır. Entropi üretimi hem basınç düşümü hem de ısı transferinden kaynaklanmaktadır.

Tablo 5. Analiz sonuçları

	Tasarım 1	Tasarım 2	Tasarım 3
Toplam basınç düşümü, Pa	2766.57	243	998
Çıkıştaki Doyma Sıcaklığı, °C	19.8398	19.983	19.85
Çıkış Buhar kalitesi	0.96	0.9347	0.72
Maksimum Alt Tabaka Sıcaklığı, °C	34.64	45.45	32
Isı Transferi kaynaklı Entropi Üretimi, W/K	0.01082	0.01699	0.01607
Basınç Düşümü kaynaklı Entropi Üretimi, W/K	0.00034	$4.07 \times 10^{-5}$	0.000367295
Toplam Entropi Üretimi, W/K	0.0111627	0.0170339	0.0900274

Tablo 5'ten gözlemlendiği şekilde, basınç düşümünün düşük seviyelerde olmasından ötürü, basınç düşümü kaynaklı entropi üretimi de ısı transfer kaynaklı entropi üretimine nazaran oldukça düşük seviyededir. Buradan entropi üretiminde ısı transferinin baskın ve belirleyici olduğunu söylemek mümkündür. Toplam entropi üretimleri karşılaştırıldığında, ilk tasarımın ısı transferi açısından daha verimli olduğu söylenebilir. Bu durum, alt tabakada oluşan maksimum sıcaklıkların karşılaştırılmasıyla da teyit edilebilir. Buradan yola çıkarak, her ne kadar tasarımlarda kanal yükseklikleri eşit olmasa da düşük kanal ve duvar genişliğinin entropi üretimini azalttığı söylenebilir (Türkakar ve Okutucu-Özyurt 2015). Analiz sonuçları değerlendirildiğinde Tasarım 3'ün üretilip deney düzeneğinde kullanılmasına karar verilmiştir.

#### 4.5 HAD Analizleri

Önceki bölümde analizi yapılan ilk iki tasarımın hesaplamalı akışkanlar dinamiği ile de analizi yapılmıştır. Isıl ve hidrodinamik analiz su ile gerçekleştirilmiştir. İki fazlı akışın karmaşık olması ve ANSYS programında doğru sonuçların alınıp alınamayacağı

bilinemediğinden, benzetimler tek fazlı akışta ve su ile gerçekleştirilmiştir. Mikrokanallı ısı kuyularında ısı performans genelde alt tabakada oluşan maksimum sıcaklık ile ölçülmektedir. Bu yüzden iki tasarıma da eşit ısı yük altında, eşit kütleli debi ve aynı sıcaklıkta su girişi tanımlanıp alt tabakada oluşan maksimum sıcaklık gözlemlenmiş ve iki fazlı analizlerde oluşan entropi üretimleri karşılaştırılmıştır.

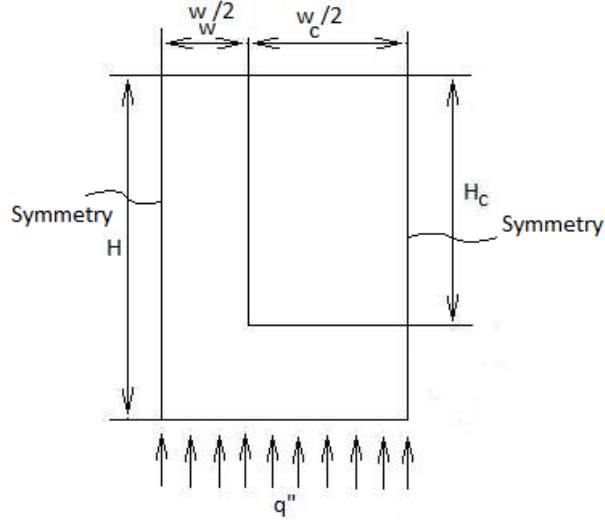
Tasarım parametreleri Tablo 6’da verilmiştir. Her iki analizde de su giriş ve çıkış sıcaklıkları, ısı akısı ve kütleli debi aynıdır. Kütleli debi  $30 \text{ W/cm}^2$  ısı akısı altında, çıkış sıcaklığı yaklaşık  $320 \text{ K}$  olacak şekilde seçilmiştir. Alt tabaka kalınlığı  $200 \mu\text{m}$  alınmış olup, eşit dağılımlı ısı akısı varsayımı yapılmıştır.

Tablo 6. HAD analizleri için tasarım parametreleri

	Tasarım 1	Tasarım 2
Toplam Uzunluk, cm	1.8	1.8
Toplam Genişlik, cm	2.55	2.55
Kanal Yüksekliği, $\mu\text{m}$	400	1000
Kanal Genişliği, $\mu\text{m}$	200	500
Duvar Genişliği, $\mu\text{m}$	243	500
Alt Tabaka kalınlığı, $\mu\text{m}$	200	200
Kanal Sayısı	57	25
Isıl Yük, W	137.7	137.7
Isı Akısı, $\text{W/cm}^2$	30	30
Su Giriş Sıcaklığı, K	300	300
Kütleli debi, kg/s	$1.64 \times 10^{-3}$	$1.64 \times 10^{-3}$
Suyun Ortalama Hızı, m/s	0.3639	0.1321

#### 4.5.1 Sınır Koşulları

Hesaplamlarda basitlik açısından simetri özelliği kullanılmıştır. Kanalın ve duvarın yarısı hesaplama bölgesi olarak kullanılmıştır. Üst yüzeyden herhangi bir ısı kaybı olmayacağı yani yalıtılmış kabul edilmiştir. Alt yüzeyde ise eşit dağılımlı ev sabit ısı akısı olduğu modellenmiştir. Hesaplama bölgesi Şekil 3’te verilmiştir.



Şekil 3. Hesaplama Bölgesi

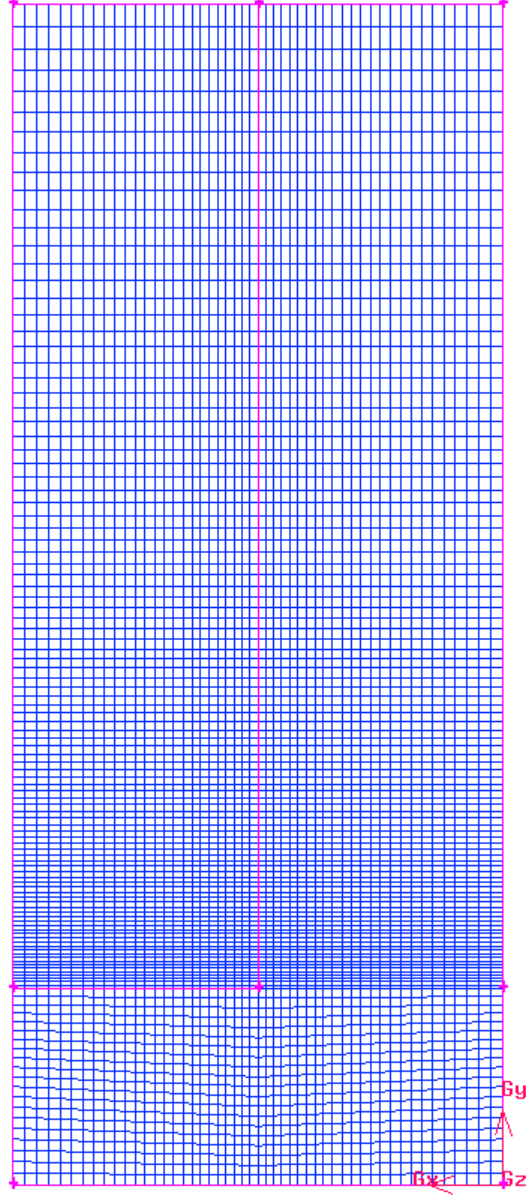
Sınır koşulları ve hacim tanımlamaları Tablo 7’de verilmiştir. Termofiziksel özellikler su için 310 K’de sabit olarak tanımlanmıştır. Su için termofiziksel özellikler,  $\rho = 993.0485 \text{ kg/m}^3$ ,  $k = 0.628 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$ ,  $C_p = 4178 \text{ J/kgK}$ ,  $\mu = 695 \times 10^{-6} \frac{\text{Ns}}{\text{m}^2}$  olarak alınmıştır. Bakır için ise termofiziksel özellikler 320 K için,  $\rho = 8933 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ ,  $C_p = 387.4 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}$ ,  $k = 399.4 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$  olarak kullanılmıştır.

Şekil 4’te verilen ağ yapısı sıcaklık değişiminin yoğun olduğu bölgelerde sıklaştırılmıştır. Böylece sonuçların doğruluğu arttırılmaya çalışılmıştır. Ağ yapısında düğüm sayıları Tablo 8’de verilmiştir.

Tablo 7. Sınır koşulları ve hacim tanımlamaları

	Tasarım 1	Tasarım 2
<b>Akışkan giriş</b>	300K, 0.3639 m/s	300K, 0.13212 m/s
<b>Akışkan çıkış</b>	0 efektif basınç	
<b>Alt yüzey</b>	30 W/cm <sup>2</sup>	
<b>Yan duvarlar</b>	Simetri sınır koşulu	
<b>Üst yüzey, giriş ve çıkış bölgesindeki katı yüzey</b>	Adyabatik	
<b>Katı Bölge</b>	Bakır	
<b>Sıvı Bölge</b>	Su	





Şekil 4. Tasarım 2 ağ yapısı

Tablo 8. Düğüm sayıları

	Tasarım 1	Tasarım 2
Düğüm sayısı, (x,y,z), koodinat sistemi ref: Şekil 3	22×60×180	50×120×180

#### 4.5.2 HAD Sonuçları

Fluent 14.5’de yapılan analiz sonuçları Tablo 9’da verilmiştir.

Tablo 9. Analiz sonuçları

	Tasarım 1	Tasarım 2
Alt Tabakadaki Maksimum Sıcaklık, K	330.2976	342.3144

Analiz sonuçlarına göre ikinci tasarımda alt tabakadaki sıcaklık daha yüksek olmuştur. Bu sonuç, kanalların iki fazlı akışta, entropi üretim artışlarına göre yapılan analizler ile paralellik göstermektedir. Entropi üretimleri kıyaslandığında ilk tasarımın entropi üretimi ve alt tabakada oluşan maksimum sıcaklık, ikinci tasarımdakilere göre daha düşük olmuştur. Böylece mikrokanallı ısı kuyularında, kanal ve duvar genişliği düşük tutularak, dah yüksek ısıl performanslı ısı kuyuları elde edilebileceği görülmüştür. Birinci tasarımda kanal hidrolik çaplarının daha düşük olması nedeniyle basınç düşümü de daha fazla olmaktadır. Ancak bu dezavantaj, iki fazlı akışta basınç düşümlerinin kritik değerlere yükselmemesi nedeniyle önem taşımamaktadır. Nitekim iki fazlı akışta yapılan analizlerde ısı transferi kaynaklı entropi üretimi, basınç düşümü kaynaklı entropi üretiminin birinci tasarımda yaklaşık 31, ikinci tasarımda ise 417 katıdır.

### 5. KONDENSER TASARIMI İÇİN KOD GELİŞTİRİLMESİ

Evaporatör tasarımı için geliştirilen kodun bir benzeri, kondenser tasarımı için de geliştirilmiştir. Yazılım olarak MATLAB R2011b kullanılmıştır. Evaporatör kısmı için kod geliştirme ile ilgili teorik ayrıntılar üçüncü bölümde ayrıntılı olarak verilmiş; üretilen geometriler ile ilgili analizler yapılmıştır. Evaporatör tasarımı ile ilgili olarak uluslararası bir konferansta sunulan ve uluslararası indexlerce taranan bir dergide de yayınlanan çalışmalarda da analiz sonuçlarına yer verilmiştir (Türkakar ve Okutucu-Özyurt 2015). Bu çalışmada kanal genişliği yüksekliği, duvar genişliği, kütleli debi ve buharlaşma sıcaklığı gibi parametrelerin ikinci yasa analizi yapılmış olup evaporatör geometrisi bu sonuçlara göre belirlenmiştir (Türkakar ve Okutucu-Özyurt 2015). Bu çalışma ile ilgili detaylı bilgi önümüzdeki kısımlarda bulunabilir. Raporun bu bölümünde kondenser kısmı ile ilgili olarak soğutkan ve hava tarafları için hidrodinamik ve ısıl analiz çalışmalarına yer verilmiştir. Ayrıca tasarım için önemli bir gösterge olan ikinci yasa çözümlemesi de yine

bu bölümde sunulmuştur. Tasarımda entropi üretimini de gözönüne alarak geometri belirlenmiştir.

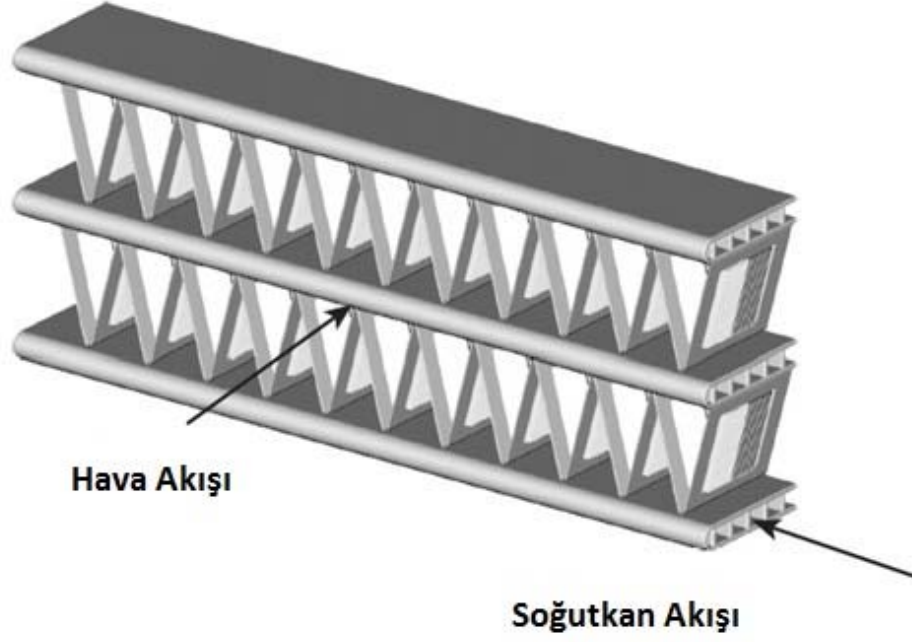
Kondenser geometrisi olarak soğutkan-hava mikrokanallı ısı değiştiricisi kullanımı planlanmaktadır. Hava tarafı için çoklu panjurlu kanal yapısı tasarlanmıştır. Hava ve soğutkan taraflarında basınç düşümü ve ısı transferi katsayısı bu tip kanat yapısı için uygun korelasyonlar kullanılarak hesaplanmıştır. Mikro ölçekteki ısı değiştirici geometrisi, entropi üretimi minimizasyonu yöntemiyle tasarlanmıştır. Literatürde soğutkan tarafı genelde daireseldir ancak bu tip kanalların açılması erişilebilecek tezgahlarla pek mümkün olmadığından, dikdörtgen kanallar üretilmiştir. Üretim kolaylığı ve işlenebilirlik olarak mikrokanallı ısı değiştiricilerde malzeme olarak genelde alüminyum kullanılmaktadır. Bu çalışmada da öyle yapılmıştır. Soğutkan tarafında kanal hidrolik çapı, uzunluğu ve sayısı gibi parametreler, benzer şekilde hava tarafının geometrisi, tasarım parametreleridir.

Kondenser geometrisi olarak çoklu panjur yapılı mikrokanallı ısı değiştirici kullanımı düşünülmüş ve tasarlanmıştır ancak panjurlu kanat yapıları tedarik edilemediğinden düz kanat yapılı kondenser üretilmiştir. Gelecekteki bir çalışmada panjurlu kanat yapılı bir kondenser yapısıyla ısı değiştiricinin etkenliğinin artacağı öngörülmektedir. Düz kanat yapısından kaynaklanan ısıl verim etkenliği, yüksek hava akışı ile telafi edilmiştir. Çapraz-karışmayan akışlı bir ısı değiştirici düşünülmüştür. Literatürde bu tip ısı değiştirici ile ilgili deneysel korelasyonların mevcut olması ve üretim kolaylığı açısından anılan tip tercih edilmiştir.

### **5.1 Kondenser İkinci Yasa Çözümlemesi**

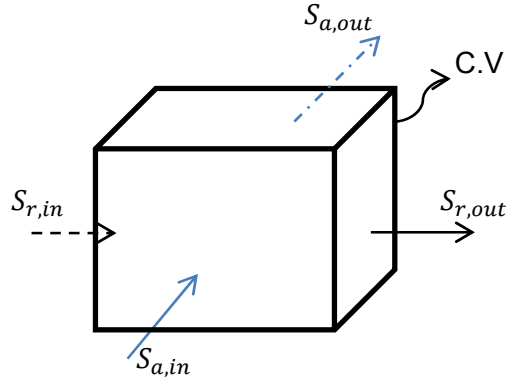
Kondenser, çapraz akışlı karışmayan (iki akışkan için de) ve tek boru geçişli ısı eşanjörü olarak düşünülmüştür. Kanal tarafında soğutkan R-134a, diğer tarafta is hava akışı vardır. Şekil 5'te görülen geometri, üretilen kondenser yapısına akış tipi açısından benzemektedir.

Sarkar vd. (2005) kritik nokta üstü CO<sub>2</sub> kullanarak, makro boyuttaki ısı değiştiricide tersinmezliği en aza indiren bir çalışma yürütmüştür. Çalışma, basınç düşümü ve ısı transfer kaynaklı entropi üretimlerine ek olarak, üretim ve malzemedeki kaynaklı tersinmezlikleri de kapsamaktadır. Çap, uzunluk, geçiş sayısı, debi gibi kritik parametreler değerlendirilmiştir. Bu ısı değiştiricinin geometrisi, mevcut çalışmadakinden farklı olsa da entropi üretimi minimizasyonu yöntemi kullanılması açısından önemlidir.



Şekil 5. Çoklu panjurlu mikrokanallı ısı değıştirci geometrisi, Kandlikar vd. (2006)

Isı değıştircinin tek bir segmenti kontrol hacim olarak düşünölmüş, şematik olarak Şekil 6'da verilmiştir.



Şekil 6. Isı değıştircinin tek bir segmentinin kontrol hacmi

Entropi üretimini ifadelerinin türetiminde yapılan varsayımlar aşağıda verilmiştir.

- Sürekli rejim;
- İhmal edilebilir kinetik ve potansiyel enerji değişimleri;
- Sabit termodinamik özellikler;
- Isı değiştirici ile ortam arasında ihmal edilebilir ısı transferi;
- Isı değiştirici boyunca ( komşu segmentler ile) katı cisimde ihmal edilebilir aksel ısı iletimi;
- Eşit dağılılı hava akışı;
- Hava tarafında ideal gaz kabulü.

Sarkar vd. (2005) benzer bir tersinmezlik analizi gerçekleştirmiş; sistemi segmentlere ayırarak toplam entropi üretimini bulmuşlardır. Isı değiştiricide toplam tersinmezlik aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$I_{tot} = \sum_{segment} T_0 [\dot{m}_a (s_{a,out} - s_{a,in}) + \dot{m}_r (s_{r,out} - s_{r,in})] \quad (39)$$

Havayı mükemmel gaz ve sabit öz ısı kabulü ile hava için entropi üretimi aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$S_{gen,a} = \dot{m}_a (s_{a,out} - s_{a,in}) = \dot{m}_a \left[ C_p \ln \left( \frac{T_{a,out}}{T_{a,in}} \right) - R \ln \left( \frac{P_{a,out}}{P_{a,in}} \right) \right] \quad (40)$$

Denklem (40)'ta ilk terim ısı transfer kaynaklı entropi üretimi, ikinci terim ise basınç düşümü kaynaklı entropi üretimidir. Böylece toplam tersinmezlik Denklem (41)'deki gibi ifade edilebilir,

$$I_{tot} = \sum_{segment} T_0 \left[ \dot{m}_a \left( C_{p,a} \ln \left( \frac{T_{a,out}}{T_{a,in}} \right) - R \ln \left( \frac{P_{a,out}}{P_{a,in}} \right) \right) + \dot{m}_r (s_{r,out} - s_{r,in}) \right] \quad (41)$$

Geometriyi birçok segmente bölmek, doğru termodinamik özelliklerin kullanımını mümkün kılacak daha sağlıklı sonuçlar elde edilmesini sağlamaktadır.

Hava ve soğutkan için ısı transferi kaynaklı tersinmezlik ifadesi Denklem (42)'de verilmiştir. (42)

$$I_{HT} = \sum_{segment} T_0 \left( \dot{m}_a C_{p,a} \ln \frac{T_{a,out}}{T_{a,in}} + \dot{m}_r (s_{out} - s_{in})_{no PD} \right)$$

Benzer şekilde soğutkan için basınç düşümü kaynaklı tersinmezlikler Gibbs bağıntısından türetilir.

$$T_r ds = dh - v dp_r \quad (43)$$

Soğutkan için entropi değişimi aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$ds = \frac{dh}{T_r} - \frac{v dp_r}{T_r} = \frac{dh}{T_r} - \frac{dp_r}{\rho T_r} \quad (44)$$

Basınç düşümü kaynaklı entropi üretimi Denklem (44)'te ikinci terimdir. Toplam basınç düşümü kaynaklı entropi üretimi Denklem (45)'te vermiştir.

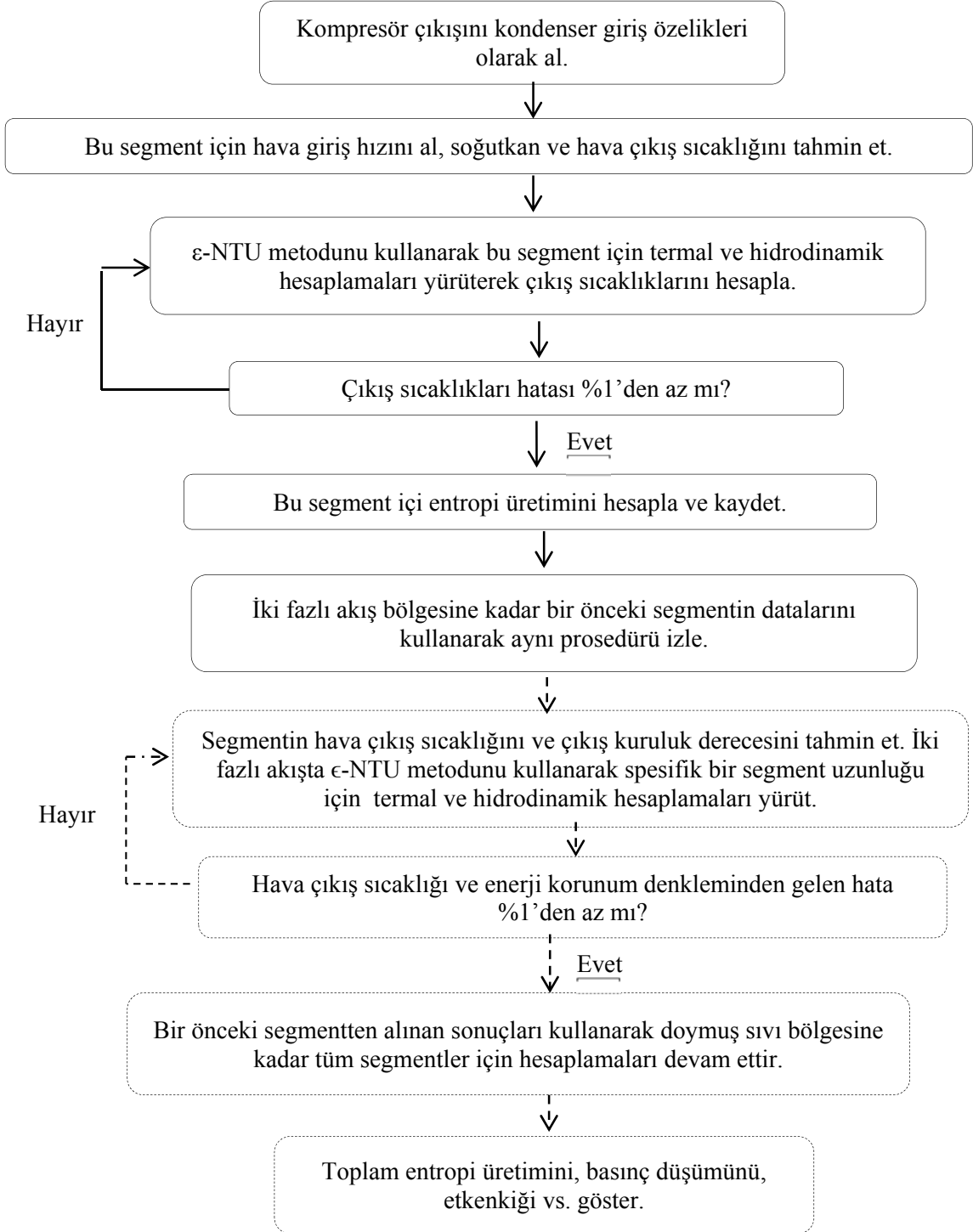
$$I_{\Delta P} = \dot{m}_r \sum_{segment} \left( \frac{T_0 \Delta P_r}{T_r \rho_r} \right) - \dot{m}_a T_0 \sum_{segment} R \ln \left( \frac{P_{a,out}}{P_{a,in}} \right) \quad (45)$$

Bu şekilde, basınç düşümünden kaynaklanan soğutkan ve hava tarafı toplam entropi üretimi bulunabilir.

## 5.2 Kondenser Tasarımı için Hesaplama Algoritması

Kondenser tasarımı için algoritma şeması Şekil 7'de verilmiştir. Tasarım, kompresör çıkışı soğutkan hal bilgileri ile başlar. İlk olarak hava hızı, soğutkan kütleli debisi, ısı değiştiricisinin ana boyutları ve hesaplamalarda kullanılacak segment uzunluğu gibi temel parametreler tanımlanır. Hesaplamalar ilk önce kompresör çıkışından gelen kızgın buhar fazında başlar ve iki fazlı akışta devam eder. Bu iki aşamanın deneysel korelasyonları, ısı ve hidrodinamik teorisi birbirinden oldukça farklıdır. Hesaplamalarda  $\varepsilon$ -NTU metodu benimsendiğinden iteratif hesaplamalar yapılmıştır. Bu yüzden ilk olarak belirli bir segment için tahmini hava ve soğutkan çıkış sıcaklıkları atanmış ve iterasyonlar sonucu çıkış sıcaklıkları belirli bir yüzde hata ile belirlenmiştir. İterasyonlar birbirini izleyen iki iterasyon arasında yüzde 1 hatadan daha az bir hata oranı yakalanana dek sürmüştür. Her bir segment için yürütülen iterasyonlar sonucu basınç düşümü, hava ve soğutkan taraf için entropi üretimi, iki akışkan arasında ısı transferi, etkenlik gibi değerler hesaplanır ve kaydedilir. Önce tek fazlı kızgın buhar bölgesi için daha sonra ise çift fazlı yoğuşma bölgesi için hesaplamalar yürütülür. Çift fazlı akış hesaplama yöntemi tek fazlı akış için yapılandırılmış benzerdir ancak bu defa hava çıkış sıcaklığı ve soğutkan buhar çıkış kalitesi tahmin edilir ve iterasyonlar sonucunda daha doğru sonuçlar elde edilir. Her bir segment için kurulur

derecesi giriş ve çıkış değerlerinin ortalaması olarak alınır. Her bir segment için basınç düşümü hesaplanır ve bir sonraki segment için yeni doyma sıcaklığı hesaplanır. Termofiziksel özellikler ana kod ile birlikte çalışan Matlab dosyaları vasıtası ile hesaplanır. Bu kodlar mevcut proje kapsamında oluşturulmuş olup ASHRAE 1997 termodinamik tablo değerlerini kullanmaktadır. Hesaplamalar doymuş sıvı bölgesine kadar sürdürülmektedir.



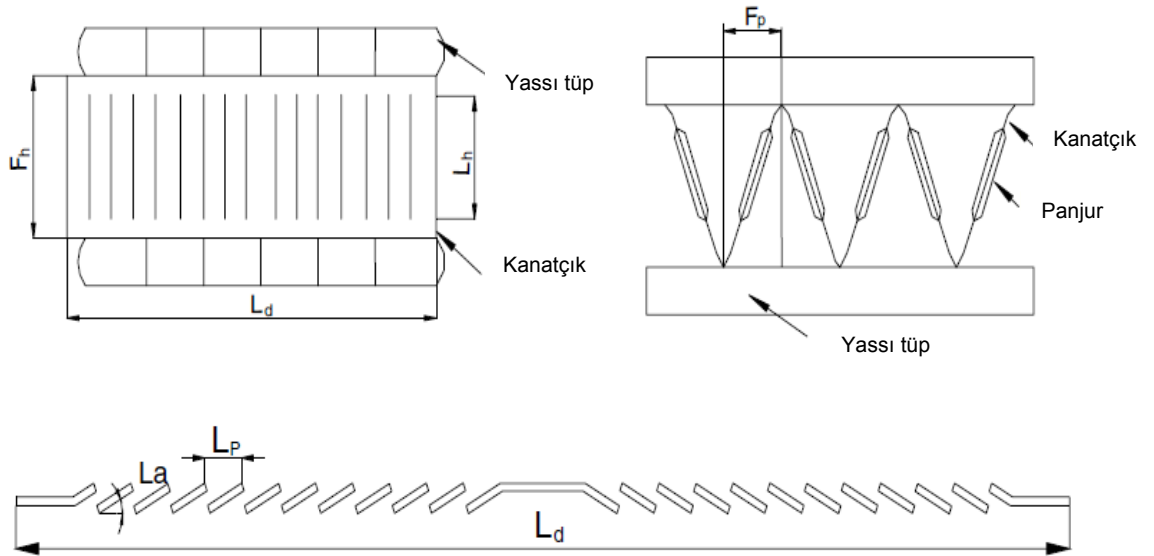
Şekil 7. Isı değiştirici tasarımı için hesap algoritması

### 5.3 Kondenser Geometrisi ve $\epsilon$ -NTU Bağlıları

Isı değiştiricisi tipi Şekil 2’de verilmiş idi. Hava tarafı çoklu panjurlu finlerin bir fotoğrafı Şekil 8’de, teknik çizimi ise Şekil 9’da verilmiştir.



Şekil 8. Hava tarafı fin geometrisi (Dong vd. 2007)



Şekil 9. Hava tarafı kanatçık yapısı (Dong vd. 2007)



Çapraz akışlı, iki akışkanı da karışmayan ısı değiştirici için  $\varepsilon$  –NTU bağıntısı Denklem (46)'da verilmiştir (Kim ve Bullard 2002).

$$\varepsilon = 1 - \exp\left(\frac{NTU^{0.22}}{C_r} \{ \exp(-C_r NTU^{0.78}) - 1 \}\right) \quad (46)$$

Etkenlik ise Denklem (47) ile tanımlanmıştır,

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{\max}} \quad (47)$$

ve  $C_r$

$$C_r = \frac{(\dot{m} C_p)_{\min}}{(\dot{m} C_p)_{\max}} \quad (48)$$

Isı değiştirici hesaplarında  $\varepsilon$  –NTU yöntemi uygulanmıştır. İteratif yolla hesaplamalar yürütülmüştür. Hava ve soğutkan çıkış sıcaklıkları iterasyonlar sonucunda elde edilmiştir. Bu hesaplamalar sonucunda enerji korunumu da sağlanmıştır.

Kızgın buhar bölgesinde Denklem (46) kullanılabilir fakat iki fazlı akış bölgesinde yoğunlaşma durumundan dolayı sıcaklık sabit kaldığından Denklem (49) kullanılmalıdır ( $C_r = 0$ ).

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU) \quad (49)$$

Soğutkan tarafında yoğunlaşma olduğundan  $C_r = 0$  olarak alınır.

Hava ve soğutkan tarafında ısı transfer katsayıları hesaplandıktan sonra, toplam ısı transfer katsayısı hesaplanabilir.

$$\frac{1}{U_o A_o} = \frac{1}{\eta_o h_o A_o} + \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\delta_w}{k_w A_w} \quad (50)$$

$U_o A_o$  toplamda üç ısıl dirençten oluşmaktadır. Bu ısıl dirençler, boru tarafı taşınım, boru duvarının oluşturduğu iletim ve hava tarafı taşınım ısıl dirençleridir. Denklem (50)'de  $\delta_w$  boru duvar kalınlığını,  $\eta_o$  ise toplam yüzey verimini ifade eder.

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_o} (1 - \eta_f) \quad (51)$$

Fin verimi Denklem (52)'de, verim ifadesinde geçen  $m$  parametresi ise Denklem (53)'te verilmiştir.

$$\eta_f = \frac{\tanh(ml)}{ml} \quad (52)$$

$$m = \sqrt{\frac{2 h_o}{k_f \delta_f} \left(1 + \frac{\delta_f}{F_d}\right)}, l = \frac{L_H}{2} - \delta_f \quad (53)$$

#### 5.4 Ampirik Bağlıntılar

Bu kısımda hava ve soğutkan tarafında kullanılan deneysel bağıntılar verilmiştir.

##### 5.4.1 Hava Tarafı Bağlıntıları

Hava tarafı çoklu panjur kanat yapısı için basınç düşümü bağıntısı Denklem (54)'da verilmiştir (Yıldız 2010; Kim ve Bullard 2002).

$$\Delta P_a = f_a G_a^2 \frac{F_d}{2 \rho_a L_p} \quad (54)$$

Sürtünme katsayısı  $f_a$ , 225 veri noktası kullanılarak  $F_p/L_p < 1$  için (Kim ve Bullard 2002)

$$f_a = Re_{LP}^{-0.781} \left(\frac{L_a}{90}\right)^{0.444} \left(\frac{F_p}{L_p}\right)^{-1.682} \left(\frac{F_h}{L_p}\right)^{-1.22} \left(\frac{L_d}{L_p}\right)^{0.818} \left(\frac{L_h}{L_p}\right)^{1.97} \quad (55)$$

olarak ifade edilir. Burada  $L_p$ 'ye bağlı Reynolds sayısı

$$Re_{Lp} = \frac{u L_p}{\nu} \quad (56)$$

şeklinde tanımlanır. Hava tarafı ısı transfer katsayısı Denklem (57)'de verilmiştir (Dong vd. 2007).

$$h_o = \frac{j \rho u C_p}{Pr^{2/3}} \quad (57)$$

Burada  $u$  hava hızıdır.  $J$  katsayısı Denklem (58)'de verilmiştir (Dong vd. 2007).

$$j = 0.26712 Re_{Lp}^{-0.1944} \left(\frac{L_d}{90}\right)^{0.257} \left(\frac{F_p}{L_p}\right)^{-0.5177} \left(\frac{F_h}{L_p}\right)^{-1.9045} \times \left(\frac{L_h}{L_p}\right)^{1.7159} \left(\frac{L_d}{L_p}\right)^{-0.2147} \left(\frac{\delta}{L_p}\right)^{-0.05} \quad (58)$$

#### 5.4.2 Soğutkan Tarafı Deneysel Bağlılıları

Kızgın buhar bölgesi için aşağıdaki bağıntılar kullanılabilir (Al Hajri vd. 2012).

$$h_{sh} = \frac{k_r}{D_h} \frac{\frac{f}{8} Re Pr}{1.07 + 12.7 \sqrt{f/8} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (59)$$

Pürüzsüz boru için sürtünme katsayısı deklemler 60'ta verilmiştir.

$$f = \frac{1}{(0.79 \ln Re - 1.64)^2} \quad (60)$$

Al Hajri vd. (2012) iki fazlı R134a ve R245fa akışında yoğuşma üzerine çalışmışlardır. Kanallar dikdörtgen olup boyutları 0.4 mm × 2.8 mm, boyları ise 190 mm'dir. Yoğuşma olayı 30°C ve 70°C sıcaklıkları arasında, kütle akışı 50 ve 500 kg/m<sup>2</sup> · s arasında incelenmiştir. Çalışmaları sonucunda Dobson-Chato korelasyonunun düşük kütle akışı ve yüksek yoğuşma sıcaklıkları için yeterince iyi tahmin yapamadığı görülmüştür. Bu yüzden söz konusu korelasyonu Martinelli parametresinin üssünü değiştirerek aşağıdaki şekliyle iyileştirmişlerdir.

$$h_{\text{Newly Mod Dobson-Chato}} = h_l \left(1 + \frac{2.22}{\chi_{tt}^{0.97}}\right) \quad (61)$$

Sıvı akışı için ısı transfer katsayısı Denklem (62)'de verilmiştir.

$$h_l = 0.023 Re_l^{0.8} Pr_l^{0.4} \frac{k_l}{D_h} \quad (62)$$

İki fazlı akışta taşınım katsayısının sıvı fazdakine oranı olan Martinelli parametresi Denklem (63)'teki gibi tanımlanmıştır.

$$\chi_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0.125} \quad (63)$$

İki fazlı akışta basınç düşümü ise Garimella vd. (2005) tarafından Denklem (64)'teki haliyle tanımlanmıştır.

$$\Delta P = \frac{1}{2} \times f_i \frac{G^2 \times x^2 L}{\rho_g \times \alpha^{2.5} D} \quad (64)$$

Arayüz sürtünme katsayısının sıvı faz Darcy sürtünme katsayısına oranı Martinelli parametresi ve yüzey gerilimi parametresi cinsinden Denklem (65)'teki gibi ifade edilmiştir (Lee ve Lee, 2001).

$$\frac{f_i}{f_l} = A \chi^a Re_l^b \psi^c \quad (65)$$

Denklem (65)'te kullanılan Martinelli parametresi Denklem (66)'da verilmiştir.

$$\chi = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0.1} \quad (66)$$

Yüzey gerilimi parametresi,

$$\psi = j_L \mu_L / \sigma \quad (67)$$

olarak verilir ve  $j_L$  sıvı süperfisyel hızı karşılık gelir.

$$j_L = \frac{G(1-x)}{\rho_l(1-\alpha)} \quad (68)$$

Sıvı ve gaz fazları Reynolds sayıları Denklem (69) ve (70)'te verilmiştir.

$$Re_l = \frac{G D (1-x)}{(1+\sqrt{\alpha}) \mu_l} \quad (69)$$

$$Re_g = \frac{G x D}{\mu_g \sqrt{\alpha}} \quad (70)$$

Pürüzsüz borular için boşluk oranı aşağıdaki gibi hesaplanır (Baroczy 1965).

$$\alpha = \left[ 1 + \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0.74} \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.65} \left( \frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0.13} \right]^{-1} \quad (70)$$

Denklem (65)'te kullanılan katsayılar akış rejimine göre aşağıdaki şekilde değişir (Lee ve Lee 2001).

Laminer bölge ( $Re_l < 2100$ ):

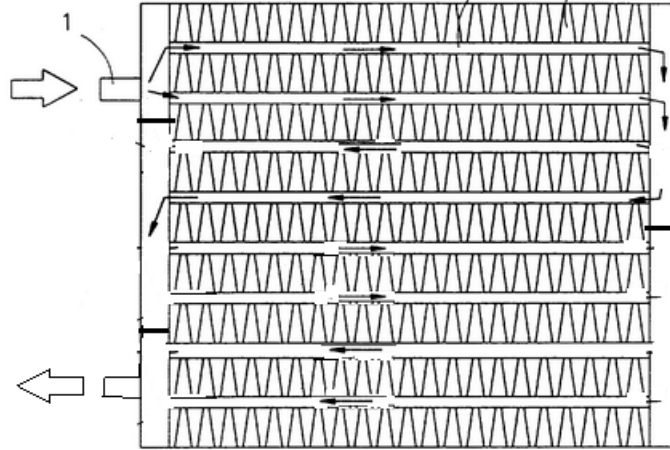
$$A = 1.308 \times 10^3 \quad a = 0.427 \quad b = 0.93 \quad c = -0.121$$

Türbülanslı bölge ( $Re_l > 3400$ ):

$$A = 25.64 \quad a = 0.532 \quad b = -0.327 \quad c = 0.021$$

### 5.5 Kondenser Boyutları ve Tasarım Parametreleri

Kondenserin genel yapısı Şekil 10'da, kondenser boyutları ise Tablo 10'da verilmiştir. Soğutkan 1 nolu kısımdan kızgın buhar olarak girmekte ve iki sıra kanalda ilerleyerek toplamda dört geçiş yapmaktadır.



Şekil 10. Isı değiştiricisindeki akış yönü

Tablo 10. Kondenser boyutları

Kanal Tarafı		Kanat Tarafı		Panjur	
Kanal Yüksekliği, (mm)	0.5	Kanat Aralığı, $F_p$ (mm)	2	Panjur Açısı, $L_a$ (°)	28
Kanal Derinliği, $L_d$ (mm)	25	Kanat uzunluğu, $L_h$ (mm)	25	Panjur aralığı, $L_P$ (mm)	1.2
Kanal Sayısı	24	Kanat kalınlığı, $\delta$ (mm)	0.2		
Kanal boyutları, mm	$0.5 \times 0.5$	Kanat yüksekliği, $F_h$ (mm)	10		

Proje olanakları ve ülkemizde mevcut üretim teknikleri değerlendirildiğinde söz konusu çoklu panjurlu kanat yapısında değişikliğe gidilmesi gerekmiştir. Üretilen geometri için ısı ve hidrodinamik çözümler ile ikinci yasa çözümü tekrarlanmıştır. Tasarımda, entropi üretiminin minimum olacağı geometri seçilmektedir.

Ana tasarımda ortaya çıkacak kondenser yapısı, evaporatör tasarımı, kompresör performansı gibi parametrelere bağlı olduğundan, öncelikle, üretilen evaporatörlerin test edilmesi beklenmiştir. Ana kod ve hesap algoritması oluşturulmuş olup detaylı bir buhar sıkıştırma çözümlerinde kullanılacak ısı değiştiricileri için detaylı bir optimizasyon çalışması da yapılmıştır. Çalışmanın bu kısmı da prestijli bir uluslararası dergiye gönderilmek üzeredir.

Tablo 11’de, tasarımın bazı değişkenleri verilmiştir. Kondenser giriş sıcaklığı ve basıncı, kompresör üreticisi Embraco’nun verilerine göre belirlenmiştir. Fakat bu verilerin, mevcut sistemde aynı şekilde sonuç verip vermeyeceği bilinmediğinden, geçici çözüm olarak, çevrime konulan geçici bir kondenser ile kompresör karakteristiği tespit edilmiştir.

Kondenser hesapları sonucu, kondenser uzunluğu, hava ve soğutkan tarafı basınç düşümleri, çıkış sıcaklıkları, entropi üretimi, fan gücü gibi parametreler hesaplanmıştır. Sonuçlar, Tablo 12’de yer almaktadır.

Tablo 11. Tasarım değişkenleri

<b>Soğutkan Tarafı</b>		<b>Hava Tarafı</b>	
Soğutkan debisi, g/s	1	Hava kütle akısı, $\text{kg/m}^2 \cdot \text{s}$	5
Soğutkan giriş basıncı, MPa	1.0	Hava giriş sıcaklığı, °C	30
Soğutkan giriş sıcaklığı, °C	57		
Soğutkan yoğuşma sıcaklığı, °C	39		

Hesaplamalarda kızgın buhar bölgesinde segment uzunluğu 1 mm, iki fazlı akış bölgesinde ise 10 mm olarak alınmıştır. Hesaplamalar her segment için yürütülmüş olup kondenser uzunluğu bulunmuştur. Toplamda basınç düşümü 1,6 kPa olarak gerçekleşmiş olup kayda değer bir yoğuşma sıcaklığı düşümü gerçekleşmemiştir. Hesaplamalarda küçük bir kısım olsa da evaporatör girişinde 0,2'lik buhar kalitesi elde edebilmek için bir miktar da olsa aşırı soğutma bölgesine ihtiyaç vardır. Kondenser bitiminde doymuş buhar bölgesine erişmek üzere hesaplar yapılmıştır. Yapılan kondenser hesapları ile sistemin boyutu hesaplanabilmiştir.

Tablo 12. Kondenser analiz sonuçları

Oda sıcaklığı, °C	30	<b>Soğutkan Taraf</b>	<b>Giriş</b>	<b>Çıkış</b>
Kızgın buhar bölgesi uzunluğu, mm	50	Sıcaklık, °C	57	39.3
İki fazlı bölge uzunluğu, mm	460	Basınç, MPa	1	1
Toplam kondenser uzunluğu, mm	510/4			
Kızgın buhar bölgesi ısı atımı, W	19	<b>Hava Tarafı</b>	<b>Giriş</b>	<b>Çıkış</b>
İki fazlı bölge ısı atımı, W	160	Sıcaklık, °C	30	
Toplam Kondenser yükü, W	179	Basınç düşümü (yaklaşık), $\Delta P$ , kPa		1.6
Toplam Entropi Üretimi, W/K	0.02328			

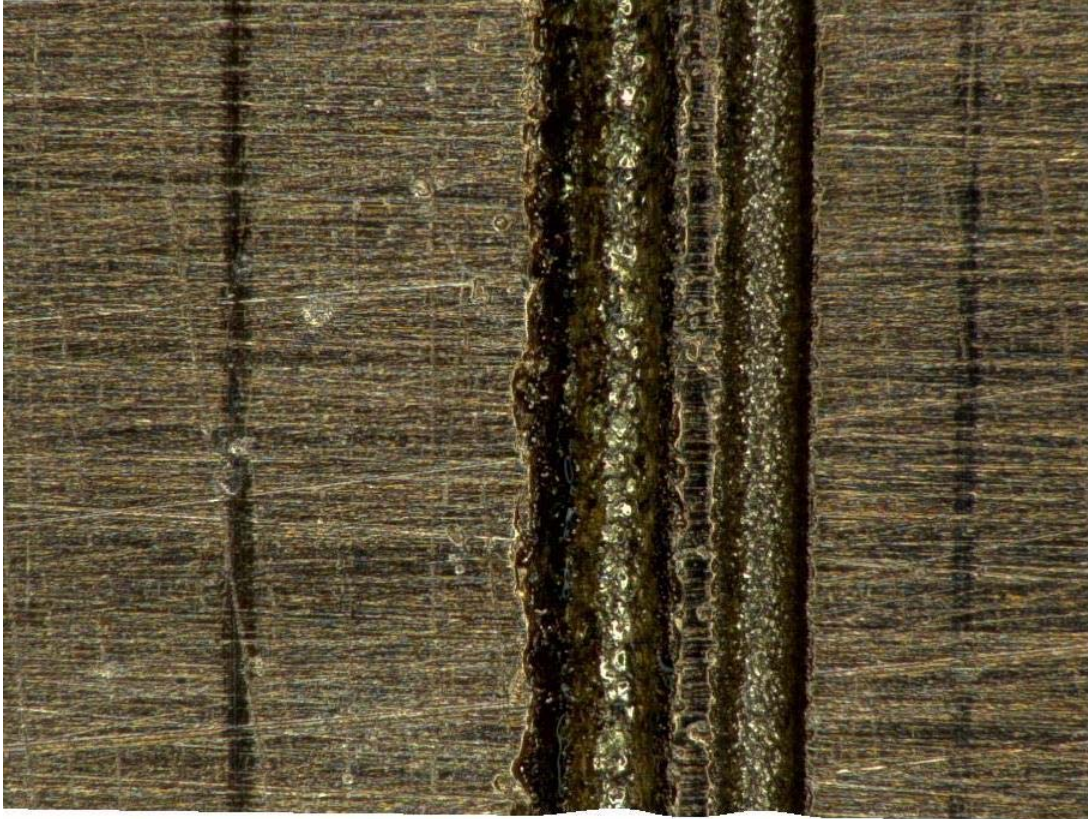
## 6. EVAPORATÖRÜN ÜRETİMİ

Yapılan üretim denemeleri sonucu tezgahın ve takım ucunun kabiliyeti öğrenilmiş ve nihai kanallar açılmıştır. Üretimi ile ilgili detaylı bilgi ve resimler bölüm sonunda verilmiştir.

Mikrokanal üretiminde tel erozyon ve mikro frezeleme yöntemleri denenmiştir. Bu amaçla “Microtools DT100” adlı tezgah kullanılmıştır. Bu tezgah tornalama, frezeleme, mikro elektrik deşarj ve tel erozyon ile işleme kabiliyetine sahiptir. Tezgahın özellikleri,

- İşleme aralıkları (X,Y,Z) sırasıyla, 200,100 ve 100 mm,
- Çözünürlük 100,
- Hassasiyet +/- 1  $\mu\text{m}$ / 100  $\mu\text{m}$ ,
- Elektronik yüksek frezeleme hız fener mili için “Fischer Precise SC3062” kullanılmaktadır. 10000-60000 dev/dk hızında maksimum 1.3 kw gücündedir.

Üretim için ilk olarak tel erozyon yöntemi kullanılmıştır. 70  $\mu\text{m}$  çapındaki molibden tel kullanılarak voltaj, frekans, tel hızı, kesme derinliği gibi parametreler ile değiştirilerek optimize edilmiş değerlere ulaşılmıştır. Şekil 11’de farklı voltaj ve frekanslarda açılmış iki kanal bulunmaktadır.



Şekil 11. Tel erozyon yöntemi ile açılmış kanallar. Soldaki  $V= 110 \text{ V}$  ve  $R= 400 \text{ nF}$ , sağdaki ise  $V= 100 \text{ V}$  and  $R= 1000 \text{ nF}$  ile işlenmiştir.



Soldaki kanal  $V = 110 \text{ V}$  ve  $R = 400 \text{ nF}$ , sağdaki ise  $V = 110\text{V}$  ve  $R = 1000 \text{ nF}$ 'de üretilmiştir. Besleme hızı ve tel hızı sırasıyla  $3 \mu\text{m/dk}$  ve makina skalasının %25'i olarak kullanılmıştır. Kanalların çapları soldaki ve sağdaki kanal için sırasıyla,  $120,3 \mu\text{m}$  ve  $109,17 \mu\text{m}$  olarak ölçülmüştür.

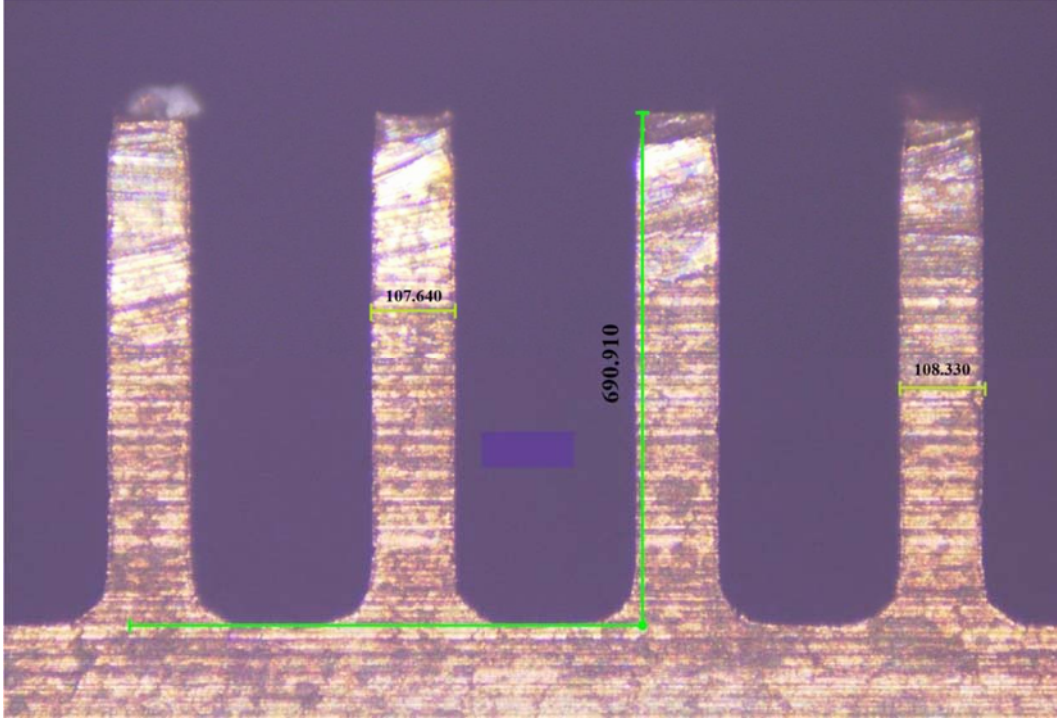
Boy/en oranı 2,8 olarak açılan kanallar Şekil 12'de görölmektedir. Tel erozyon ile işlenen kanalın mikroskobik görüntüsü ise Şekil 13'te verilmiştir.

Mikro frezeleme işlemi takım ucu çapı  $200 \mu\text{m}$ , hızı  $40000 \text{ dev/dk}$  olan fener mili ile yürütölmüştür. Besleme hızı ve kesim derinliği sırasıyla  $100 \text{ mm/dk}$  ve  $5 \mu\text{m}$  olarak ayarlanmıştır. Takım ucu dördüncü kanalı işledikten sonra incelenmiş ve aşındığı görölmüştür. Takım ucu değiştirilip besleme hızı düşürölerek  $80 \text{ mm/dak}$  olarak ayarlanmış ve işleme devam edilmiştir. Şekil 14'te mikrokanalın mikroskoptaki görüntüsü verilmektedir.

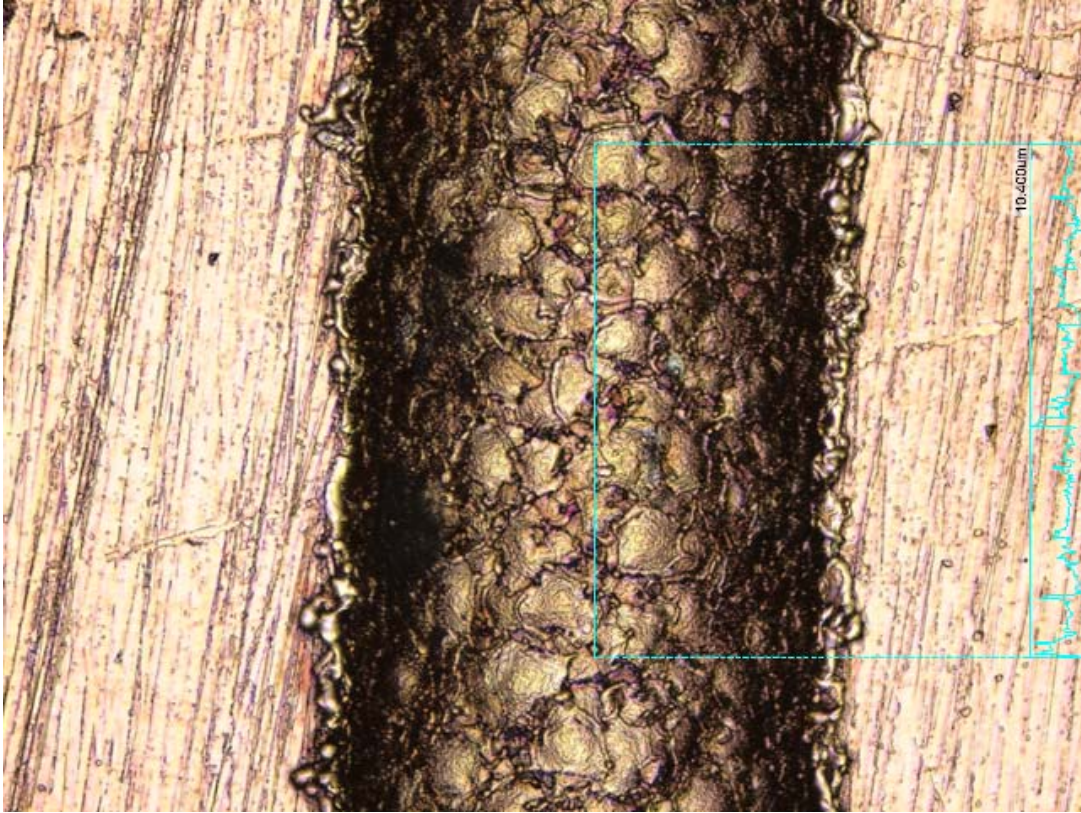
Şekil 14'ten talaşların kanalın uç kısımlarına yapıştığı görölmektedir. Bu talaşlar ultrasonik temizleme yöntemi ile temizlenebilmektedir. Takım ucunun zamanla aşınmasından ötürü kanal boyutu ve yüzey pürüzlölüğü kanaldan kanala değişmektedir. Bu yüzden yeni takım ucu ile bir kez daha sonlandırma işlemi uygulanmalıdır. Kanal kesiti tam dikdörtgen şeklini almayıp, tel erozyon yöntemindeki gibi ikizkenar yamuk şeklini almaktadır.

Evaporatör ısı yükünü temsil etmek amacıyla yerleştirilen ısıtıcılar için bakır blokta iki adet delik açılmış olup bakır bloğun tasarımı yapılmıştır. Yapılan analizler sonucunda, küçük kanal ve duvar genişliği için entropi üretimi de düşük olmaktadır. Kanal yüksekliği arttığında entropi üretimi düşmektedir. Evaporatör tasarımına ait detaylı bilgi (Türkakar ve Okutucu-Özyurt 2015)'de verilmiştir.

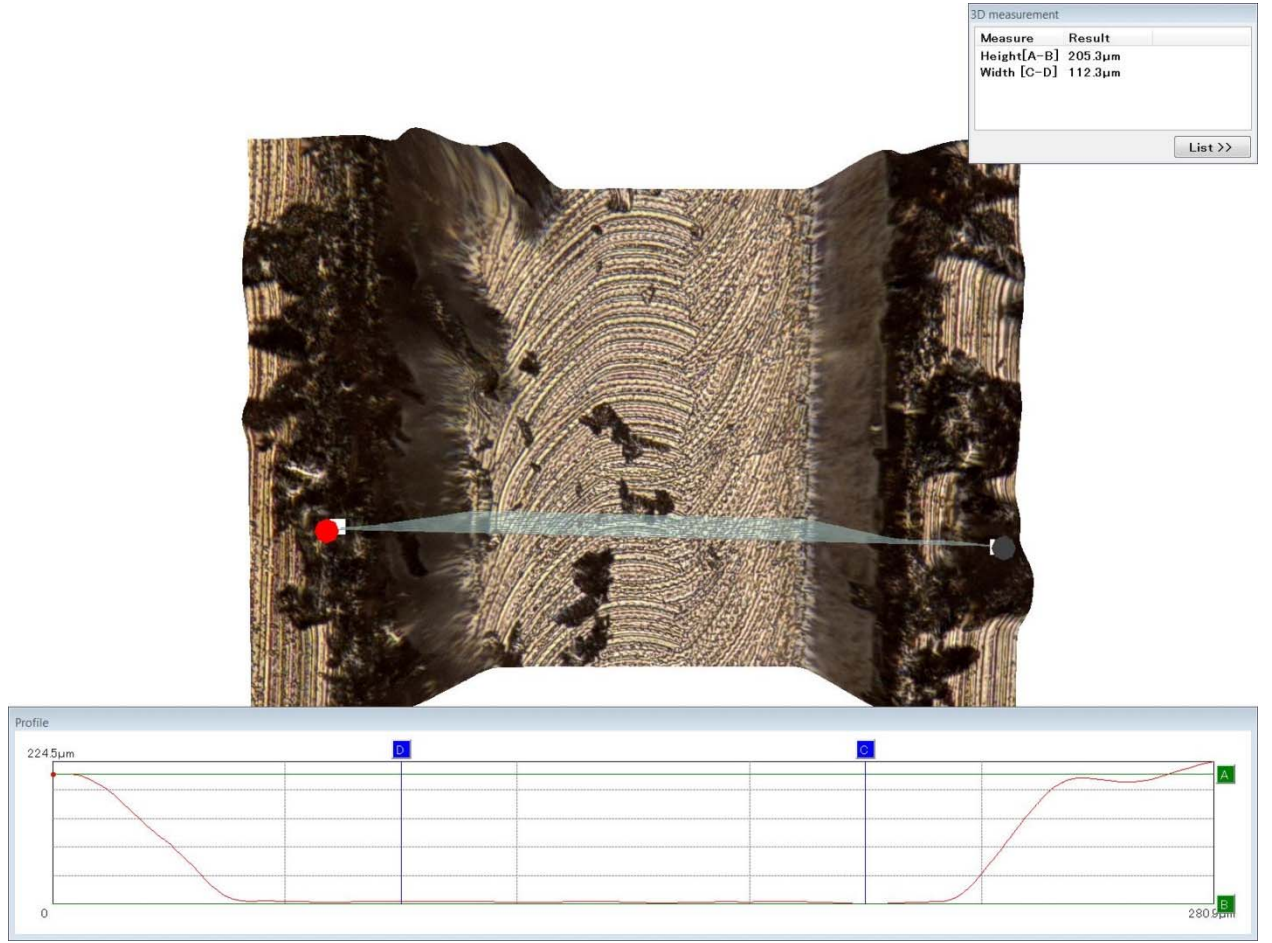
Şekil 15'te, üretilen bakır blok ve mikrokanallar verilmiştir. Duvar genişliği  $107 \mu\text{m}$ , kanal genişliği  $250 \mu\text{m}$  ve yükseklik  $700 \mu\text{m}$  olarak üretim işlemi yapılmıştır. Kanallar mikro tel erozyon işlemi ile açılmıştır. Tel çapı  $100 \mu\text{m}$ 'dir. Toplamda 24 adet kanal açılmıştır. Kanalların toplam genişlik ve uzunluğu referans işlemci olarak alınan Intel Core i7 ile aynıdır (Türkakar ve Okutucu-Özyurt 2015). Şekil 15.c'de kanal kesit yapısı verilmiştir. Yüzey pürüzlölüğü  $R_a = 0,4 \mu\text{m}$  olarak ölçülmüştür.



Şekil 12. Boy/en oranları 2,8 olan kanalların gösterimi

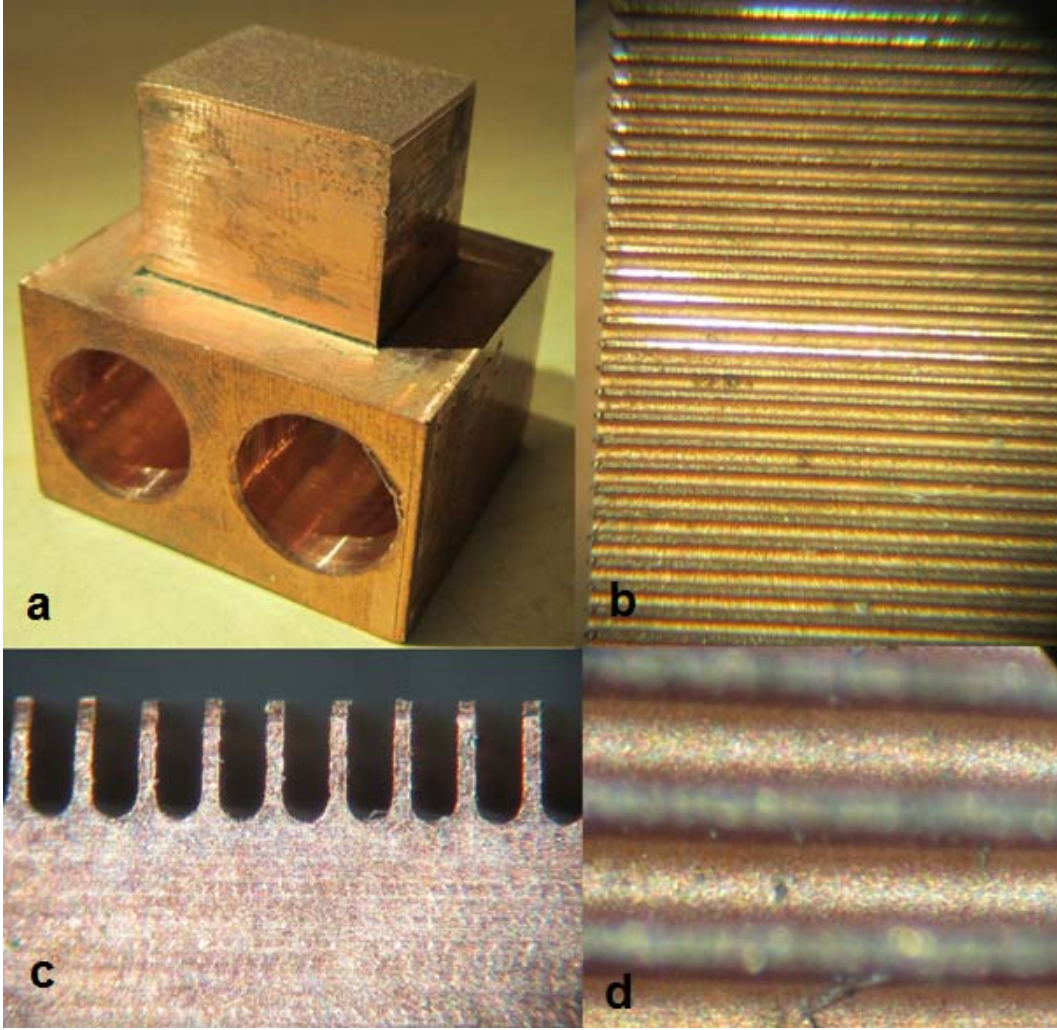


Şekil 13. Tel erozyon ile işlenen kanalın mikroskopik görüntüsü

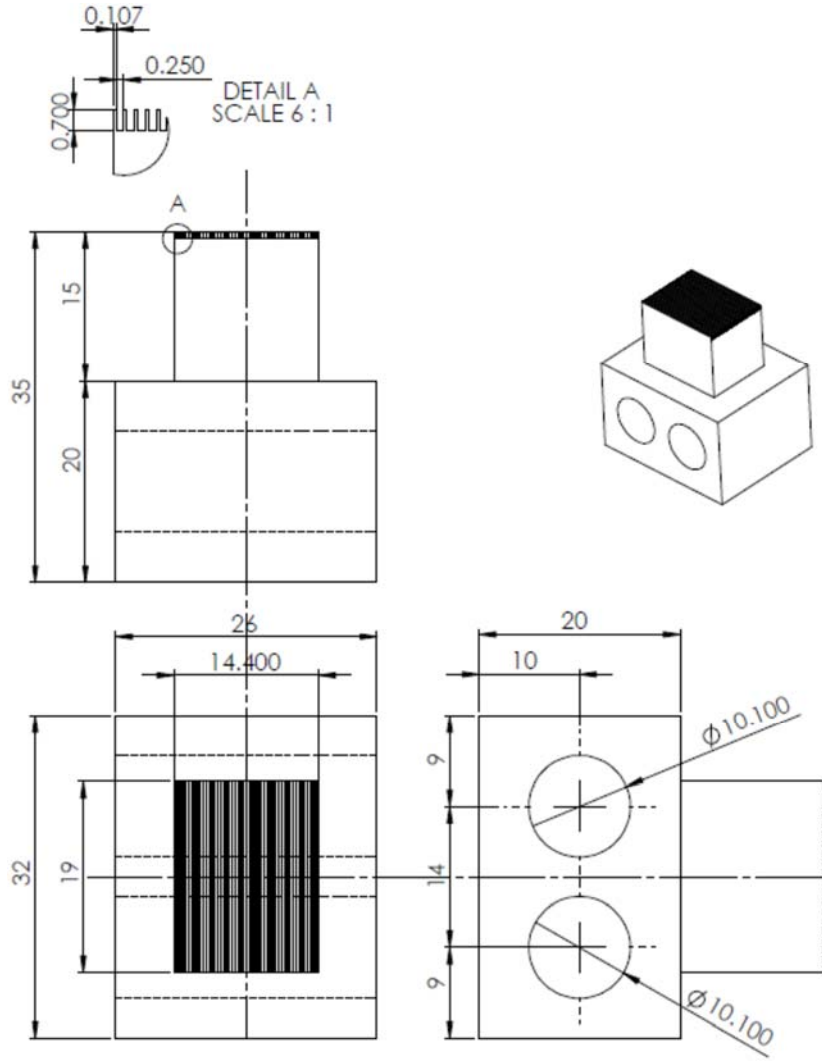


Şekil 14. Mikro frezeleme yöntemi ile işlenen mikrokanalın görüntüsü

Şekil 15'te görülen kanalların üretimi %99,99 saflıkta bakır bloklar işlenerek gerçekleştirilmiştir. Şekil 16'da görüldüğü üzere silindir şeklindeki ısı kaynakları (Cartridge heater) için 10mm'lik delikler bulunmaktadır. Ayrıca bakır bloğun üzerinde ısı kuyusunun her iki tarafında altışar adet 0,5 mm'lik delikler açılmıştır. Bu deliklere ısı çiftler yerleştirilmiştir. Üst bölümde, kanallara yakın olan üç ısı çift, kanal boyunca sıcaklık kontrolünü sağlamak içindir. Alt bölümde, yukarıdakilerden 8 mm uzaklıkta olan diğer üç ısı çift ise Fourier'nin ısı iletim yasası vasıtasıyla kanala olan ısı transferini bulmak amacıyla kullanılmaktadır. Her ne kadar ısıtıcının kapasitesi ve verilen güç bilinse de ortama olan ısı transferi de hesaba katılması gereken bir parametre olduğundan verilen güç ısı çiftleri ile kontrol edilecektir. Kanallar ile ısıtıcı deliği merkezi arasında yaklaşık 25 mm mesafe bırakılmasının nedeni ısıtıcının verdiği lokal ısıtmanın en aza indirilmesidir. Bakırın ısı iletim katsayısının 300 K'de yaklaşık 400 W/m·K gibi yüksek bir değerde olması bu mesafenin yeterli olacağını göstermektedir.



Şekil 15. (a) Üretilen Evaporatör, (b) mikrokanallar, (c) kanalların kesiti (d) mikrokanalların yüzeyi



Şekil 16. Mikrokanallı ısı alıcısı,  $H=700 \mu\text{m}$ ,  $w_c=107 \mu\text{m}$ ,  $w_w=250 \mu\text{m}$

## 7. KONDENSERİN ÜRETİMİ

Kondenser tasarımı evaporatör tasarımını etkilediğinden kondenser üretimi evaporatör üretiminden sonra ele alınmıştır. Önceki bölümlerde belirtildiği şekilde, ilk aşamada çapraz akışlı, karışmayan, çoklu panjurlu kanat geometrisi olan bir ısı değiştirici kullanılması planlanmıştır. Isı değiştiricinin geometrisi Şekil 5’te gösterilmiştir.

Isı değiştiricisinin soğutkan kısmının üretimi, evaporatör üretimi ile oldukça benzerdir. Parçaların birleştirme kolaylığı açısından literatürdeki birçok mikrokanallı ısı değiştiricide olduğu gibi alüminyum malzeme tercih edilmiştir. Hava tarafı için, alüminyum düz kanat

yapısının hazır alınması planlanmıştır. Hava tarafı kanatçıklar ile soğutkan taraf yapıları vakum lehimleme (brazing) yöntemiyle birleştirilmiştir. Bu, üretimin en zorlu aşamasıdır.

Kondenserin mikrometre boyutlarındaki yapısı ve Türkiye'de yapılabilecek olan üretim yöntemlerinin kapasitesi göz önünde bulundurulduğunda, sert lehimleme (brazing) tekniğinin projedeki soğutma çevriminde yer alacak kondenserin, yapılan tasarıma uygun olarak üretilmesi için en elverişli yöntem olduğu anlaşılmıştır.

### **7.1 Tezgah Özellikleri**

Alüminyum levhaların üzerindeki oksit tabakası nedeniyle elektrik deşarj yöntemi ile kanal açmak zor olduğundan mikro freze ile kanallar açılmıştır. Üç eksenli “DECKEL MAHO-HSC55” frezeleme cihazı “NSKHES510-HSKA63” adlı yüksek hızlı frezeleme ucu ile kullanılmıştır.

### **7.2 Üretim Parametreleri**

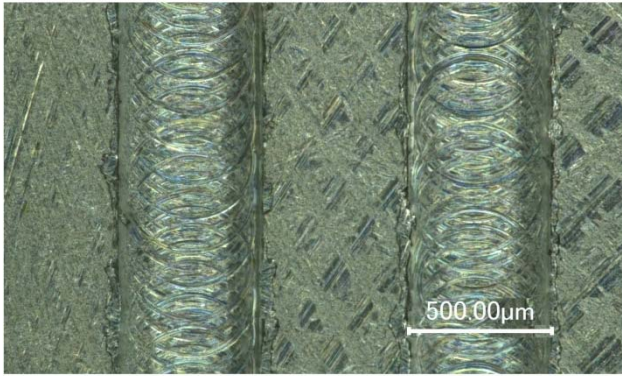
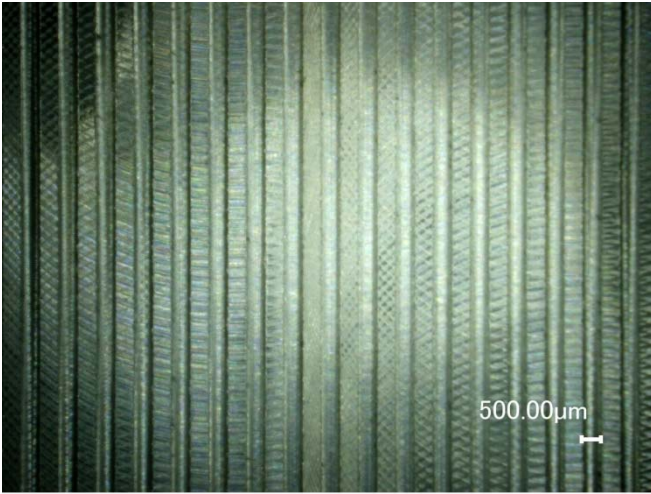
Uç ve talaş kaldırma hızı sırasıyla 25000 dev/dk ve 1500 mm/dk olarak belirlenmiştir. Takım ucu kanal genişliği ile aynı (500 $\mu$ m) olarak seçilmiştir. Üretim işlemi çoklu takım ucu ile gerçekleştirilmiş olup kesim derinliği 10  $\mu$ m'dir.

### **7.3 Geometri**

Birleştirilmiş kondenser Şekil 17'de verilmiştir. Mikrokanalların ölçüleri 0.5 mm  $\times$  0.5 mm  $\times$  150 mm (H $\times$ W $\times$ L) şeklindedir. Kanat kısımları ile mikrokanallı plakalar vakum lehimleme yöntemi ile vakumlu kazanda birleştirilmiştir. Soğutkan, mikrokanalların içinden geçerken ters yönlerde dört tur yapmaktadır. Kanalların detaylı görünümü Şekil 18'de verilmiştir.



Şekil 17. Mikrokanallı kondenserin resmi



Şekil 18. İki farklı ölçekte mikrokanallar

## 8. DENEY DÜZENEGİ

Bu bölümde evaporatörün sistem düzeneğine nasıl entegre edildiği anlatılmaktadır. Denev düzeneğinin dört ana kısmından biri olan kompresör Brezilya'da yerleşik EMBRACO firmasından, proje bitiminde geri gönderilmek üzere bedelsiz olarak temin edilmiştir. Kompresör yağsız değişken hızlı, harmonik lineer kompresördür. Evaporatörün ve kondenserin üretimi önceki kısımlarda anlatılmıştır. Denev düzeneğinde kılcal boru deneme amaçlı kullanılmış ancak denev düzeneğinin dinamikleri çok değişken olduğundan uygun görülmemiş ve kısılma vanası tercih edilmiştir.

Öncelikle, üretilen mikro evaporatörlerin testleri için bir soğutma sistemine entegrasyonları yapılmıştır. Bu amaçla bölüm ısı laboratuvarı, atelye ve teknisyen olanakları değerlendirilerek aşağıdaki malzemeler temin edilmiş ve evaporatör testlerinde kullanılmıştır.

- Sıvı kurutma filtresi (lett DFS-052S),
- Kısılma vanası (NUPRO)
- Soğutucu fanlar (TT T-ECHNI-C 24 VDC 0.23 A)
- Akümülatör (paslanmaz çelik, çap: 50 mm, yükseklik: 100 mm)

Tasarlanan soğutma sistemi, dört temel eleman olan mikro-kompresör, mikro-kondenser, mikro-evaporatör ve kısılma vanasından oluşmaktadır. Soğutma çevriminde, soğutkanın içinde su buharı (nem) bulunmasını engellemek amacıyla kondenser çıkışına bir adet sıvı kurutucu filtre, soğutkan debisini ölçmek amacıyla kılcal boru çıkışına ve kompresör çıkışına birer adet Coriolis tipi debimetre, kompresöre sıvı fazda soğutkan girmesini önleme amacıyla evaporatör çıkışına sıvı fazdaki soğutkanı tutacak olan bir akümülatör, akümülatör çıkışına da kompresöre tamamen gaz fazında soğutkan girişini garanti altına almak üzere bir ısıtıcı; kompresörü soğutmak amacıyla iki fan, kondenser ve evaporatör giriş çıkışlarına da toplam dört basınç algılayıcı entegre edilmiştir. Veri toplama ve işleme amaçlı olarak bir masaüstü bilgisayar, bir dizüstü bilgisayar, bir güç kaynağı ve bir veri toplama aygıtı kullanılmaktadır.

Düzenekte aşağıdaki teçhizat temin edilip kullanılmıştır:

- Basınç algılayıcılar (8 adet, OMEGA PX4201, basınç aralığı: 1-600 psig, çıkış aralığı: 0-100 mV)
- Coriolis debimetreler (2 adet, Bronkhorst CORI TECH, Mini CORE-FLOW, R134a, 1.5 g/s, 4 bar, 20°C)

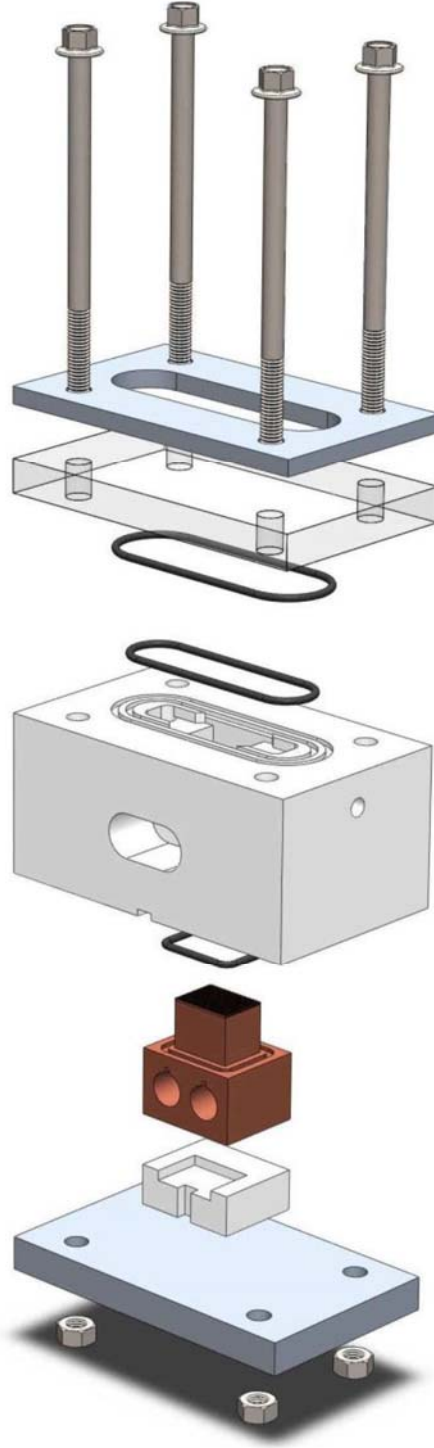


Tasarımı ve üretimi üzerinde çalışılan buhar sıkıştırımlı mikro boyutlu soğutma çevirimindeki soğutma elemanlarından biri olan mikro-evaporatörün üretiminin ardından sisteme entegrasyonu yapılmıştır. İlk entegrasyonunda sızdırdığı görülen evaporatör, üç adet O-Ring elamanı kullanılarak kararlı yapıya ulaştırılmış ve sızdırma engellenmiştir. Evaporatör, ortama ısı geçişini önlemek ve soğutkan giriş çıkışını sağlayabilmek amacıyla PEEK malzemesinden üretilen bir düzeneğe yerleştirilmiştir. Evaporatörün yerleştirildiği test düzeneği Şekil 19’da verilmiştir.

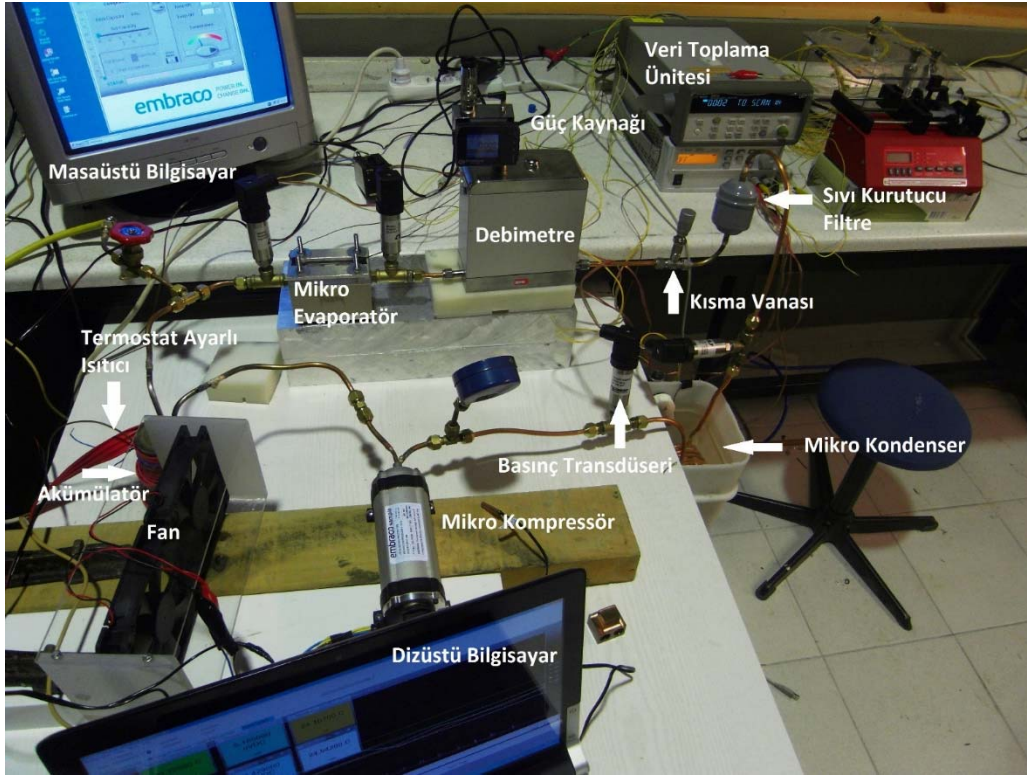
Tasarlanan diğer ana soğutma elemanı olan mikro boyutlardaki kondenserin de entegrasyonu başarıyla tamamlanmıştır. Deney düzeneğinde bulunan bir diğer eleman olan akümülatör ise evaporatörden çıkabilecek olan sıvı halindeki soğutkanın kompresöre gitmesini engellemek amacı ile sisteme entegre edilmiştir. Bu akümülatörün depoladığı sıvıyı tekrar sisteme kazandırma amacıyla ve kompresöre sadece gaz fazında bir akış sağlamak için akümülatör çıkışına termostatlı bir ısıtıcı bağlanmıştır. Kompresör, daha önce belirtildiği gibi Brezilya’nın Embraco firmasından, proje sonrasında iade edilmek üzere hazır olarak alınmıştır. Kısılma vanası, debimetreler, basınç sensörleri ve sıvı kurutma filtresi hazır olarak satın alınmış olup akümülatör ve ısıtıcı ise sisteme laboratuvar olanakları kullanılarak entegre edilmiştir.

Deney düzeneğinin geçici kondenser ile kullanılan hali Şekil 20’de, düzeneğinin son halinin şematik görünümü Şekil 21’de, fotoğrafı ise Şekil 22’de, verilmiştir.

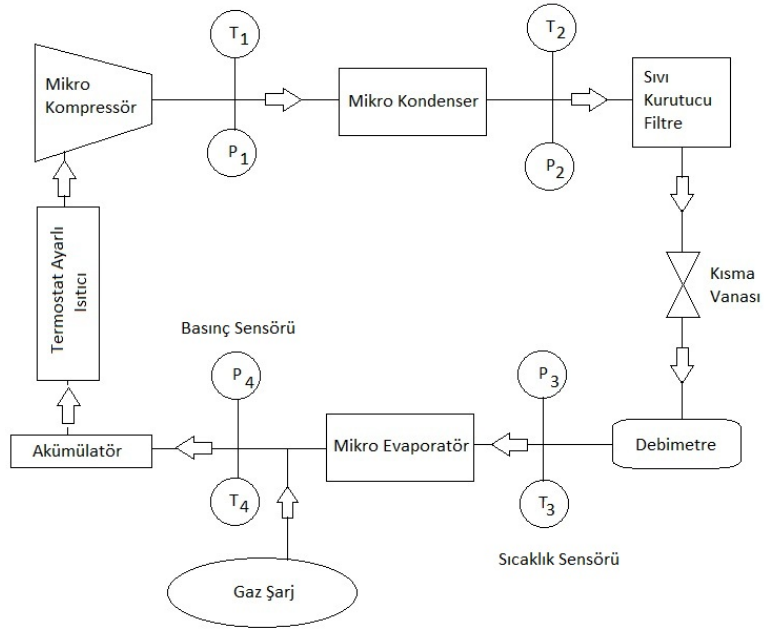
Şekil 20 ve Şekil 21’den görüldüğü üzere, çevrim, hızı ayarlanabilir, lineer harmonik kompresör ile çalışmaktadır. Soğutkan, kondenser çıkışında aşırı soğutulmuş veya doymuş sıvı olarak çıkmaktadır. Sistemdeki kir ve nemi almak için sıvı kurutucu filtre kullanılmıştır. Kısılma vanası istenilen doyma sıcaklık ve basıncında çalışmak için ayarlanmıştır. Kompresör girişinde kızgın buhar elde edilmesini sağlamak için ısıtıcı kullanılmakta olup, ayrıca bunu garanti altına almak ve sistemdeki basınç dalgalanmalarını sönmölemek maksadıyla akümülatör (sıvı tutucu) kullanılmıştır.



Şekil 19. Evaporatör test düzeneği



Şekil 20. Deney düzeneği fotoğrafı – geçici condenser ile



Şekil 21. Sistem şematığı



Şekil 22. Deney düzeneği fotoğrafı – üretilmiş kondenser ile

## 9. SONUÇLAR

Tüm bileşenleri monte edilmiş; sızdırmazlığı sağlanmış sistemin bazı performans testleri yürütülmüştür. Bu testler bu düzeneğin için özel üretilmiş kondenser ve evaporatör ile yürütülmüştür. Evaporatördeki ısıl yük kondenser ve evaporatördeki basınç düşümleri ve sıcaklık değişimleri, kompresöre verilen güç gibi parametreler ölçülmüş olup çevrimin performans katsayısı ve maksimum COP katsayısı (Carnot) gibi performans ölçütleri hesaplanmıştır. Deneyler iki farklı kütleli debiye göre incelenmiştir.

$$COP_{maks} = \frac{T_{ev}}{T_{con} - T_{ev}} \quad (71)$$

Tablo 13. 1,4 g/s kütleli debi için deney sonuçları

$\dot{Q}_{ev}$	$T_{gir,ev}$	$T_{çık,ev}$	$T_{gir,con}$	$T_{çık,con}$	$\dot{W}_{komp}$	COP	$COP_{maks}$
W	°C	°C	°C	°C	W		
10	12.34	12.31	35.96	29.96	52.28	0.19	12.09
20	12.33	12.39	36.67	30.82	52.76	0.38	11.72
30	12.43	12.45	37.59	32.13	54.20	0.55	11.35
40	12.42	12.43	38.37	33.41	55.64	0.72	11.01
50	12.49	12.44	39.08	34.65	57.32	0.87	10.74
60	12.57	12.57	39.73	36.04	59.00	1.02	10.52
70	12.48	12.48	40.65	37.21	60.68	1.15	10.14

Tablo 14 1,1 g/s kütleli debi için deney sonuçları

$\dot{Q}_{ev}$	$T_{gir,ev}$	$T_{cik,ev}$	$T_{gir,con}$	$T_{cik,con}$	$\dot{W}_{komp}$	COP	$COP_{maks}$
W	°C	°C	°C	°C	W		
10	19.52	19.46	33.44	28.39	19.16	0.52	21.02
20	18.98	19.06	31.58	28.35	19.64	1.02	23.18
30	19.07	19.18	30.98	29.27	20.12	1.49	24.53
40	18.98	19.08	30.52	30.19	20.84	1.92	25.31

Tablo 15. Evaporatör ve kondenser basınç değerleri

$\dot{Q}_{ev}$	$\dot{m}$	$P_{gir,ev}$	$P_{gir,con}$	$\dot{W}_{komp}$	COP	$COP_{maks}$
W	g/s	bar	bar	W		
10	1.40	4.59	8.06	52.28	0.19	12.09
20	1.40	4.60	8.26	52.76	0.38	11.72
30	1.40	4.60	8.56	54.20	0.55	11.35
40	1.40	4.60	8.87	55.64	0.72	11.01
50	1.40	4.61	9.18	57.32	0.87	10.74
60	1.40	4.62	9.54	59.00	1.02	10.52
70	1.40	4.60	9.85	60.68	1.15	10.14
10	1.10	5.83	7.73	19.16	0.52	21.02
20	1.10	5.77	7.75	19.64	1.02	23.18
30	1.10	5.79	7.96	20.12	1.49	24.53
40	1.10	5.78	8.18	20.84	1.92	25.31

Tablo 13, 1,4 g/s, Tablo 14 ise 1,1 g/s soğutkan debisi için deney sonuçlarını vermektedir. Evaporatör ve kondenser basınç değerleri Tablo 15’te verilmiştir. Deney sonuçlarına göre maksimum 1,91’lik performans katsayısı elde edilmiştir. Bu değer literatürdeki benzer çalışmalar incelendiğinde elde edilen sistemin performans katsayısının gayet iyi olduğu söylenebilir. Yuan vd. (2015) literatürdeki en güncel ve kapsamlı deneysel çalışmayı gerçekleştirmiş olup en yüksek olarak 1,62’lik COP değerine ulaşabilmiştir. Yuan vd. (2015) benzer bir çevrim tasarımı ile çok sıcak ortamlarda giyilebilecek ceket biçiminde bir giysiye bu çevrimi yerleştirmişlerdir. Deneylerinde ortam sıcaklığı olarak 50°C kullanmışlar ve maksimum 260 W ısı atım değerine ulaşmışlardır. Mevcut çalışmada bu ısı atım

değerine ulaşılamasa da bazı iyileştirmeler ile daha iyi sonuçlar elde edilebileceği düşünülmektedir. Kondenser tarafında yapılabilecek bazı iyileştirmelerle evaporatörden daha fazla ısı çekilmesi mümkündür. Sonuçlar gözlemlendiğinde evaporatörden çekilen ısı arttıkça sistemin performans katsayısı da artmaktadır. Evaporatör tasarımından yaklaşık olarak 137 W alınabileceği bilinmektedir. Kondenser ve evaporatörde basınç düşüm değerlerinde beklenenlerin dışında bir değer gözlemlenmemiştir. Bu da tasarım ve üretim aşamalarında herhangi bir sorun olmadığını göstermektedir. Proje kapsamında üretilen kondenser herhangi bir sızıntı problemi yaratmamış olup, verilen ısı yükü atabilmiştir.

### **9.1 Sistem İyileştirme Çalışmalarına dair Öneriler**

Üretilen ve montajı yapılan mikro ölçekte soğutma çevrimi an itibariyle akışkanı sızdırmaksızın çalışmaktadır. Bu aşamadan sonra sistemde bazı iyileştirmeler yapılarak daha yüksek performans alınması kolaylıkla mümkün görülmektedir. Sistemde yapılabilecek öncelikli iyileştirmeler aşağıda sıralanmıştır.

Sistemin kondenser performansı volumetrik debisi yüksek fan kullanarak ve aynı zamanda panjurlu kanat yapısı kullanılarak artırılabilir. Mevcut kondenserde düz bir kanat yapısı kullanılmıştır. Ayrıca fan ile kondenser arasında tünel imal edilip verilen havanın tamamen kondensere gitmesi sağlanabilir.

Kondenserde imalat hataları gözden geçirilerek, daha iyi bir üretim yoluyla ısı dirençleri azaltmak suretiyle ısı değiştiricinin performansı artırılabilir.

Sistemde kullanılan bakır boruların uzunluğu azaltılıp aynı zamanda çapı da azaltılarak sistemde oluşacak basınç düşümü azaltılabilir.

Çevrime yüklenen gaz miktarı atırılıp veya azaltılıp optimal bir değer yakalanması mümkündür.

Sistemde kullanılan her bir ölçüm aleti belirli bir miktar basınç düşümüne neden olmaktadır. Bunlardan bazıları çıkarılarak daha iyi bir performans elde edilmesi, aynı zamanda da daha küçük ve derli toplu bir sistem elde edilmesi mümkündür.

Kondenser ve evaporatör giriş ve çıkış bölgeleri basınç kaybının en çok yaşandığı bölgelerdir ve bu bölgelerde iyileştirmeler yapılabilir.



## REFERANSLAR

Abbassi, H. (2007). Entropy generation analysis in a uniformly heated microchannel heat sink. *Energy*, 32(10), 1932–1947.

Al-Hajri, E., Shooshtari, A. H., Dessiatoun, S., & Ohadi, M. M. (2012). Performance characterization of R134a and R245fa in a high aspect ratio microchannel condenser. *International Journal of Refrigeration*, 1–13.

Bertsch, S. S., Groll, E. a., & Garimella, S. V. (2008). Refrigerant flow boiling heat transfer in parallel microchannels as a function of local vapor quality. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51(19-20), 4775–4787.

Bin Lu, Ke Chen, W J Meng and Fanghua Mei. Fabrication, assembly and heat transfer testing of low-profile copper-based microchannel heat exchangers. *J. Micromech. Microeng.* 20 (2010) 115002 (9pp)

Dong, J., Chen, J., Chen, Z., Zhang, W., & Zhou, Y. (2007). Heat transfer and pressure drop correlations for the multi-louvered fin compact heat exchangers. *Energy Conversion and Management*, 48(5), 1506–1515.

Sean Ashman and Satish G. Kandlikar, A REVIEW OF MANUFACTURING PROCESSES FOR MICROCHANNEL HEAT EXCHANGER FABRICATION, Proceedings of ICNMM2006

Chiriac, F., Chiriac, V., “An alternative method for the cooling of power microelectronics using classical refrigeration”, 2007

Chow L.C., Ashraf N.S., Carter III H.C., Casey K., Corban S., Drost M.K., Gumm A.J., Hao Z., Hasan A.Q., Kapat J.S., Kramer L., Newton M., Sundaram K.B., Vaidya J., Wong C.C., Yerkes K., "Design and analysis of a meso-scale refrigerator," Proceedings of the ASME International Mech. Eng. Congr. and Expos., ASME, 1999, pp. 1-8.

Garimella, S., Agarwal, A., & Killion, J. D. (2005). Condensation Pressure Drop in Circular Microchannels. *Heat Transfer Engineering*, 26(3), 28–35.



Harvinder lal, Heera Lal and S.S.Sehgal. EVALUATION OF MICROMACHINING PROCESSES FOR FABRICATION OF MICRO-CHANNELS. International Journal of Latest Trends in Engineering and Technology (IJLTET)(2012).

Heydari, A., & Microsystems, S. (2002). MINIATURE VAPOR COMPRESSION REFRIGERATION SYSTEMS FOR ACTIVE, 371–378.

Jafari, A., Ghazali, N. M., Wahid, M. a., Samion, S., Sidik, N. a. C., & Sheriff, J. M. (2010). Optimization of a Circular Microchannel With Entropy Generation Minimization Method, 351–362.

Ho Su Jang and Dong Sam Park. Microfabrication of Microchannels for Fuel Cell Plates. Sensors (2010) 10, 167-175.

Kakac, S., Shah, R. K., and Aung, W., Handbook of single phase convective heat transfer, New York: John Willey and Sons, Inc., 1987

Kandlikar, S. G., “Single phase liquid flow in microchannels and mini-channels”, Heat Transfer and Fluid Flow in mini-channels and microchannels, 2006

Kandlikar, S. G., Garimella, S., Li, D., Colin, S., King, M. R. (2006). *Heat Transfer and Fluid Flow in Minichannels and Microchannels. Heat Transfer and Fluid Flow in Minichannels and Microchannels* (pp. 175–226). Elsevier.

Kandlikar, S. G., & Balasubramanian, P. (2004). An Extension of the Flow Boiling Correlation to Transition, Laminar, and Deep Laminar Flows in Minichannels and Microchannels. *Heat Transfer Engineering*, 25(3), 86–93.

Kim, M., & Bullard, C. W. (2002). Air-side performance of brazed aluminum heat exchangers under dehumidifying conditions ´ air des e ´ changeurs de chaleur en aluminium Performance co ^ te ´ s sous des conditions de de ´ shumidification brase, 25, 924–934.

Lee, H. J., & Lee, S. Y. (2001). Pressure drop correlations for two-phase Flow within horizontal rectangular channels with small heights, 27.





Lee, J., & Mudawar, I. (2005b). Two-phase flow in high-heat-flux micro-channel heat sink for refrigeration cooling applications: Part II—heat transfer characteristics. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48(5), 941–955.

Mongia R., Masahiro K., DiStefano E., Barry J., Weibo C., Izenon M., Possamai F., Zimmermann A., Mochizuki M., "Small scale refrigeration system for electronics cooling within a notebook computer," IEEE, 2006, pp. 751-758.

Mohammad Yeakub Ali. FABRICATION OF MICROFLUIDIC CHANNEL USING MICRO END MILLING AND MICRO ELECTRICAL DISCHARGE MILLING. *International Journal of Mechanical and Materials Engineering (IJMME)*, Vol. 4 (2009), No. 1, 93 -97.

Phelan, P.E., Swanson, J., Chiriac, F., & Chiriac, V. (2004). Designing a mesoscale vapor compression refrigerator for cooling high-power microelectronics. *The Ninth Intersociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena In Electronic Systems (IEEE Cat. No.04CH37543)*, 218–223. doi:10.1109/ITHERM.2004.1319177

Revellin, R., & Bonjour, J. (2011). Entropy generation during flow boiling of pure refrigerant and refrigerant–oil mixture. *International Journal of Refrigeration*, 34(4), 1040–1047.

Sarkar, J., Bhattacharyya, S., & Ram Gopal, M. (2005). Transcritical CO<sub>2</sub> heat pump systems: exergy analysis including heat transfer and fluid flow effects. *Energy Conversion and Management*, 46(13-14), 2053–2067.

Shiferaw, D., Karayiannis, T. G., & Kenning, D. B. R. (2009). Flow boiling in a 1.1 mm tube with R134a: Experimental results and comparison with model. *International Journal of Thermal Sciences*, 48(2), 331–341.

Su, Q., Yu, G. X., Wang, H. S., & Rose, J. W. (2009). Microchannel condensation : Correlations and theory. *International Journal of Refrigeration*, 32(6), 1149–1152.

Tuckerman, D. B. and Pease, R. F. W., “High performance heat sink for VLSI”, *IEEE Electron Dev.Lett.*, EDL-2, (5), 126–129, 1981.



*Türkakar, Göker; Özyurt, Tuba Okutucu; ,Entropy generation analysis and dimensional optimization of an evaporator for use in a microscale refrigeration cycle,International Journal of Refrigeration,2015,Elsevier*

*Türkakar, Göker; Özyurt, Tuba Okutucu; Dimensional optimization of microchannel heat sinks with multiple heat sources, International Journal of Thermal Sciences, Volume 62, December 2012, Pages 85-92, ISSN 1290-0729, 10.1016/j.ijthermalsci.2011.12.015.*

Vázquez Elisa, Rodríguez Ciro A., Alex Elías-Zúñiga and Joaquim Ciurana. An experimental analysis of process parameters to manufacture metallic micro-channels by micro-milling. *Int J Adv Manuf Technol* (2010) 51:945–955

Wu, Z., & Du, R. (2011). Design and experimental study of a miniature vapor compression refrigeration system for electronics cooling. *Applied Thermal Engineering*, 31(2-3), 385–390.

Yan, Y., & Lin, F. (1998). Evaporation heat transfer and pressure drop of refrigerant R134a in a small pipe.

Yıldız, S. Design and Simulation of a Vapor Compression Refrigeration Cycle for a Micro Refrigerator, M.S Thesis, June 2010

*Yuan, W., Yang, B., Yang, Y., Ren, K., Xu, J., & Liao, Y. (2015). Development and experimental study of the characteristics of a prototype miniature vapor compression refrigerator. Applied Energy, 143, 47–57.*

**TÜBİTAK**  
**PROJE ÖZET BİLGİ FORMU**

Proje Yürütücüsü:	Doç. Dr. HANİFE TUBA OKUTUCU ÖZYURT
Proje No:	112M168
Proje Başlığı:	Mikro Ölçekte Bir Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevriminin Tasarım, Üretim Ve Testleri
Proje Türü:	1001 - Araştırma
Proje Süresi:	30
Araştırmacılar:	HAKKI ÖZGÜR ÜNVER
Danışmanlar:	SADIK ENGİN KILIÇ
Projenin Yürütüldüğü Kuruluş ve Adresi:	ORTA DOĞU TEKNİK Ü. MÜHENDİSLİK F. MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ B.
Projenin Başlangıç ve Bitiş Tarihleri:	01/01/2013 - 01/10/2015
Onaylanan Bütçe:	302669.0
Harcanan Bütçe:	230564.53
Öz:	<p>Günümüz elektronik soğutma endüstrisinde, giderek küçülen hacimlerde ortaya çıkan yüksek miktardaki ısı zamanında uzaklaştırılmadığı takdirde, bölgesel sıcaklık artışları ciddi hasarlara ya da performans düşüşüne yol açabilmektedir. Alternatif bir soğutma metodu olarak, mikro ölçekte bir buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimi tasarlanarak küçük hacimlerden yüksek oranda ısı atılması amaçlanmıştır. Mevcut projede bahsedilen çevrimin ilk örneği üretilmiş olup bazı performans testleri gerçekleştirilmiştir. Çevrimin en önemli kısımları olan evaporatör ve kondenser, entropi üretimi detaylıca incelenerek ve gözönüne alınarak tasarlanmış ve özel üretim yöntemleri incelenerek başarıyla üretimleri gerçekleştirilmiştir. Çevrimde akışkan olarak R-134a kullanılmıştır. Çevrim sayesinde maksimum 70 W ısı çekilmiştir. Yapılan deneyler sonucunda çevrimin en yüksek performans katsayısı 1.92 olarak elde edilmiştir. Sistemin sızıntı olmaksızın çalışması sağlanmıştır. Çevrimin daha iyi performans sergilemesi için yapılabilecek iyileştirmeler de önerilmiştir.</p>
Anahtar Kelimeler:	Mikro-soğutma, buhar sıkıştırılmalı soğutma, elektronik soğutma, evaporatör, kondenser, mikrokanal.
Fikri Ürün Bildirim Formu Sunuldu Mu?:	Hayır
Projeden Yapılan Yayınlar:	<ol style="list-style-type: none"><li>1- The Arbitrary Lagrangian-Eulerian (ALE) Modeling of a Vapor Bubble Growth in a Microtube (Bildiri - Uluslararası Bildiri - Sözlü Sunum),</li><li>2- Irreversibility Analysis of an Evaporator for use in a Micro-Refrigeration Cycle (Bildiri - Uluslararası Bildiri - Sözlü Sunum),</li><li>3- Phase-Field Modeling of Vapor Bubble Growth in a Microchannel (Makale - Diğer Hakemli Makale),</li><li>4- CFD Modeling of Boiling in a Microchannel Based On Phase-Field Method (Makale - Diğer Hakemli Makale),</li><li>5- 3D numerical modeling of boiling in a microchannel by arbitrary Lagrangian-Eulerian (ALE) method (Makale - Diğer Hakemli Makale),</li><li>6- Entropy generation analysis and dimensional optimization of an evaporator for use in a microscale refrigeration cycle (Makale - Diğer Hakemli Makale),</li><li>7- Numerical Simulation of the Surface Roughness Effect on Flow Boiling in Microchannels (Bildiri - Uluslararası Bildiri - Poster Sunum),</li><li>8- Process Optimization of Micro-WEDM for Micro Channel Manufacturing Using Taguchi Methodology (Bildiri - Uluslararası Bildiri - Sözlü Sunum),</li><li>9- CFD Modeling of Boiling in a Microchannel Based On Phase-Field Method (Bildiri - Uluslararası Bildiri - Sözlü Sunum),</li><li>10- IMPLEMENTATION OF METAL-BASED MICROCHANNEL HEAT EXCHANGERS IN A MICROREFRIGERATION CYCLE, AND NUMERICAL AND EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF SURFACE ROUGHNESS EFFECTS ON FLOW BOILING (Tez (Araştırmacı Yetiştirilmesi) - Doktora Tezi),</li></ol>