

**T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**BİR MİKROKANALLI ISI DEĞİŞTİRİCİSİ
TASARIMI VE ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Zeynep KÜÇÜKAKÇA

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
Enstitü Bilim Dalı : ENERJİ
Tez Danışmanı : Yrd.Doç. Dr. Nezaket PARLAK

Aralık 2014


T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

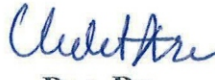
BİR MİKROKANALLI ISI DEĞİŞTİRİCİSİ
TASARIMI VE ANALİZİ


YÜKSEK LİSANS TEZİ
Zeynep KÜÇÜKAKÇA

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
Enstitü Bilim Dalı : ENERJİ

Bu tez 31/ 12 / 2014 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Oybirliği ile kabul edilmiştir.


Yrd. Doç. Dr.
Nezaket PARLAK
Jüri Başkanı


Doç. Dr.
Vedat ARI
Üye


Yrd. Doç. Dr.
Hüseyin PEHLİVAN
Üye

TEŞEKKÜR

Öncelikle, beni bu konuya sevk eden bilimsel fikir ve deneyimlerini paylaşan pozitifliği, azmi ve güler yüzüyle yanımda olan değerli danışman hocam Yrd. Doç. Dr. Nezaket Parlak' a, değerli bilgileriyle beni aydınlatan Yrd. Doç. Dr. Zekeriya PARLAK'a, çalışmalarım boyunca her daim neşe ve destek sağlayan TÜVASAŞ Bakım departmanında çalışan mesai arkadaşlarıma, 2013-50-01-008 numaralı proje ile maddi destek sağlayan Sakarya Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Komisyonu Başkanlığına ve beni bugünlere getiren emekleri değer biçilemez sevgili aileme teşekkürü bir borç bilirim.

İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR	ii
İÇİNDEKİLER	iii
SİMGELER LİSTESİ	v
ŞEKİLLER LİSTESİ	vii
TABLolar LİSTESİ	ix
ÖZET	x
SUMMARY	xi
BÖLÜM 1.	
GİRİŞ	1
1.1. Amaç ve Yöntem	2
BÖLÜM 2.	
LİTERATÜR.....	3
BÖLÜM 3.	
DENEYSEL ÇALIŞMA	9
3.1. Deney Tesisatı	9
3.2. Kullanılan Mikrokanallı Isı Değiştiricisi	10
3.2.1. Mikrokanallı plaka tasarımı	10
3.2.2. Üretim	11
3.3. Yapılan Deneyler	14
3.4. Hesaplamalar	14
3.4.1. Basınç düşüşü ve kayıpları	14
3.4.2. Isı geçişi	16
3.5. Ölçek Etkileri	17
3.5.1. Giriş etkileri	17

3.5.2. Vizkoz ısıtma	18
3.5.3. Pürüzlülük.....	19
3.5.4. Kayma akışı	20
3.5.5. Eksenel ısı iletimi	20
BÖLÜM 4.	
MODELLEME VE SAYISAL ÇÖZÜM	21
4.1. Temel Denklemler	21
4.1.1. Süreklilik denklemi	21
4.1.2. Momentum denklemi.....	22
4.1.3. Enerji denklemi.....	23
4.2. Sayısal Çözüm	24
4.2.1. Model geometrisi	24
4.2.2. Ağ yapısı	25
4.2.3. Sınır şartları	27
BÖLÜM 5.	
SONUÇLAR	29
5.1. Deney Sonuçları	29
5.1.1. Basınç düşüşü	29
5.1.2. Isı geçişi	30
5.2. Modelleme Sonuçları (CFD)	34
5.2.1. Basınç düşümü	35
5.2.2. Matematiksel model ile elde edilen sıcaklık sonuçları	38
5.3. Deneysel ve Analiz Sonuçlarının Karşılaştırılması	40
BÖLÜM 6.	
SONUÇ VE DEĞERLENDİRME	42
KAYNAKLAR	44
ÖZGEÇMİŞ	46

SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

A	: Alan (m^2)
Br	: Brinkman sayısı
c	: Özgül ısı ($J.kg^{-1}.K^{-1}$)
D	: Hidrolik çap
f	: Darcy sürtünme faktörü
H	: Isı geçiş katsayısı (W/m^2K)
K	: Isı iletim katsayısı (W/mK)
L	: Kanal uzunluğu (m)
m	: Kütle debisi (kg/s)
P	: Basınç (Pa)
Pr	: Prandtl sayısı
Re	: Reynolds Sayısı
T	: Sıcaklık (K)
T	: Zaman
U	: Toplam ısı geçiş katsayısı
U	: Ortalama hız (m/s)
\dot{V}	: Hacimsel debi (m^3/s)
Greek Sembolleri	
μ	: Dinamik viskozite ($N.s.m^{-2}$)
ρ	: Yoğunluk (Kg/m^3)
Q	: Isı enerjisi (Kj/s)
ϵ	: Ortalama pürüzlülük yüksekliği (m)
Alt simgeler	
g	: Giriş
ç	: Çıkış
h	: Hidrodinamik

lm : Logaritmik
sıc : Sıcak
soğ : Soğuk

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 3.1. Deney tesisatı	10
Şekil 3.2. Mikrokanallı ısı değiştiricisi fotoğrafı	12
Şekil 3.3. Mikrokanallı Isı değiştiricisi teknik resmi	12
Şekil 3.4. Mikrokanallı plakanın SEM görüntüsü	14
Şekil 3.5. Akışkananın kanala girinceye kadar izlediği yol	16
Şekil 4.1. Mikrokanallı plakanın üç boyutlu görüntüsü	25
Şekil 4.2. Model plakanın çözüm ağı görüntüsü	26
Şekil 4.3. Sınır bölgelerinin yakından bir çözüm ağı görüntüsü	27
Şekil 4.4. Akış alanının çözüm ağı görüntüsü	28
Şekil 5.1. 50x50x3 mm ³ plaka için debi artışına bağlı deneysel ve teorik basınç Düşüşü	31
Şekil 5.2. 70x70x3 mm ³ plaka için debi artışına bağlı deneysel ve teorik basınç Düşüşü	32
Şekil 5.3. 50x50x3 mm ³ boyutlarında ısı değiştiricisi için kanal giriş ve çıkış sıcaklık grafiği	33
Şekil 5.4. 70x70x3mm ³ Isı değiştiricisi için kanal giriş ve çıkış sıcaklıkları Grafiği	34
Şekil 5.5. Isı değiştiricilerinin kanal giriş ve çıkış sıcaklıklarının karşılaştırılması	35
Şekil 5.6. Isı değiştiricilerinin debi artışına göre değişen ısı değerlerinin Karşılaştırılması	36
Şekil 5.7. Mikrokanallı plakanın akış hacmi çıkarılmış görüntüsü	37
Şekil 5.8. Kanal boyunca basınç dağılımı	38
Şekil 5.9. CFD ile elde edilen debi artışına bağlı basınç düşümü	39
Şekil 5.10. Deneysel ve teorik basınç düşümü değerlerinin matematiksel model ile Karşılaştırılması	40
Şekil 5.11. Kanal boyunca sıcaklık dağılımı	41

Şekil 5.12. Kanal çıkışındaki sıcaklığın debi artışına göre değişimi	42
Şekil 5.13. Çıkış sıcaklığının deneysel ve analiz sonuçlarının karşılaştırılması..	43

TABLolar LİSTESİ

Tablo 3.1. Isı değiştiricisi geometrisi	11
Tablo 4.1. Sınır şartları.....	30

ÖZET

Anahtar kelimeler: Mikrokanal, Isı değiştiricisi, Isı geçişi, Mikro akış.

Bu çalışmada mevcut standart boyutların dışında alüminyum bir malzeme kullanılarak boyutları farklı 2 adet çapraz akışlı mikrokanallı ısı değiştiricisi üretimi gerçekleştirildi. Isı değiştiricilerinden biri 50x50x3 mm³ boyutlarında diğeri ise 70x70x3 mm³ ikişer adet plaka ile çapraz akış düzenlemesi yapılarak imal edildi. Bu plakalardaki mikrokanalların genişliği ve yüksekliği 490 µm dir. Bu ısı değiştiricileri için uygun bir deney düzeneği kuruldu. Bu deney düzeneğinde akış ve ısı deneyleri yapıldı. Teorik modelleme Ansys V15 Fluent programında gerçekleştirilerek, sonuçlar deneysel sonuçlar ile karşılaştırıldı.

DESIGNING AND ANALYZING A MICROCHANNEL HEAT EXCHANGER

SUMMARY

Keywords: Microchannel, Heat exchanger, Heat transfer, Microflow

In this study two cross flow microchannel heat exchangers were manufactured out of standard sizes using aluminum material. The plate dimensions of heat exchangers were $50 \times 50 \times 3 \text{ mm}^3$ that composed of two plates in cross flow arrangement. Other heat exchanger's plate dimensions are $70 \times 70 \times 3 \text{ mm}^3$. All evaluated geometries presented microchannels with, $490 \text{ }\mu\text{m}$ width and $490 \text{ }\mu\text{m}$ depth. An appropriate experimental facility was established and flow and heat experiments were performed. With the help of ANSYS Fluent V15 Computer Program (using for computational fluid dynamics), characteristics of flow in microchannels have been analysed and experimental results have compared to with CFD results.

BÖLÜM 1. GİRİŞ

Son yıllarda teknolojinin ilerlemesine paralel olarak mikro ölçekli cihazlar ile ilgili çalışmalar artmıştır. Bu cihazların önemli uygulamalarından biri de mikro ısı değıştircileridir. Tipik bir ısı değıştircisinin mikrokanalları birkaç 100 µm genişlik ve yükseklikten oluşur. Düşük hidrolik parametreleri sayesinde mikrokanallar yüksek ısı transfer katsayıları sağlarnasının yanında küçük boyutlar ile hafif oluşu ve çalışma akışkanı miktarının az olması, taşınabilir olmaları gibi büyük avantajlar sağlamaktadır.

Dünyada 1980 li yıllardan bu yana belirli geometrilere mikro ölçekle üretilebilen kanalların kullanımı artmış ve günümüzde oldukça önemli araştırma alanı yaratmıştır. Özellikle, haberleşme, bilgisayar, elektronik, havacılık ve uzay çalışmaları, biyoteknoloji ve endüstri alanlarında kullanılmaktadır.

Ülkemizde mikrokanallar ile ilgili bir çok araştırma yapılmakta ve yapılmaya da devam edilmektedir. Ancak tüketici piyasasında mikro ısı değıştircileri henüz popüler olamamıştır.

Mikrokanallar metallere, camdan, seramiklerden ve polimerden imal edilebilir. Geniş bir malzeme seçeneği olması, her tür malzeme türünün içerdiği zorlukları da beraberinde getirir. Bu nedenle mikrokanallı ısı değıştircilerinde malzeme araştırması ve seçimi büyük önem taşımaktadır. Malzeme seçimi ve araştırması kadar büyük önem taşıyan diğer araştırma dalı ise mikrokanallardan geçen akışkanın kütle ve ısı geçişi özelliklerinin belirlenmesidir.

1.1. Amaç ve Yöntem

Ülkemiz mini ve mikro ölçekteki sistemlere yatırım yapabilecek pek çok büyük sanayi kuruluşuna sahiptir ve gelinen nokta itibariyle bu konudaki ihtiyaçlar kendisini hissettirmektedir. Gelişmiş ülkeler kategorisine girmeye çalışan ülkemiz için mikro-teknoloji alanında hak ettiği yeri almak en önemli hedef olmalıdır. Mikro-teknolojilerin geliştirilmesiyle önemli bir döviz tasarrufu sağlanacağı gibi, teknolojik ürün ihracatı yapılarak ekonomiye de büyük destek sağlanacaktır. Sunulan çalışma ile mikro ısı değiştiricileri ile ilgili bir veri tabanı oluşturulabilecek ve elde edilecek teorik ve deneysel birikim ile endüstrinin karşılaşılabileceği problemlerin çözümüne ışık tutulabilecektir. Bu araştırmanın ana hedeflerinden biri bu konuda bir altyapı oluşturmak, konuyla ilgili çalışacak sanayi kollarına bir referans teşkil edebilmektir.

Bu çalışmada hedefe uygun mikrokanal geometrisi belirlenerek, CAD programında mikrokanallı ısı değiştiricisi tasarımı gerçekleştirilmiştir. Tasarımı yapılan ısı değiştiricisinin, CNC makinesinde işlenerek elde edilen mikrokanallı alüminyum plakaları birleştirilerek ısı değiştiricisi elde edilmiştir. Test düzeneğinde kullanılacak ekipmanlar belirlenip temin edildikten sonra mikrokanallı ısı değiştiricisinden akışkan geçirilerek deney sonuçları elde edilmiştir. Mikro ısı değiştiricisinde akışkan iç hacmi çıkarılıp, ANSYS programında analiz yapılmış ve deney sonuçları ile analiz sonuçları karşılaştırılmıştır.

BÖLÜM 2. LİTERATÜR

Bu bölümde literatürde hidrolik çapları 0,1 - 0,9 mm olan mikro ısı değiştiricileri üzerine yapılmış çalışmalar incelenmiştir.

Literatürde hidrolik çapları 3 mm'den büyük kanallar makro ya da geniş, 3 mm ile 200 µm arasındakiler mini kanallar ve 1 µm ile 200 µm arasında olanlar mikrokannallar olarak sınıflandırılmaktadır (Kandlikar, 2002, Onbaşıoğlu, 2002). Ancak literature bakıldığında "mikrokannallı ısı değiştiricileri" tanımının hidrolik çapı 200 µm den büyük hidrolik kanallara sahip ısı değiştiriciler için de kullanıldığı görölmüştür (Kee, 2011).

Günümüzde, teknolojinin ilerlemesi birlikte elektronik cihazlar daha hızlı, daha küçük ve taşınabilir olmuştur. Bu durum beraberinde elektronik aygıtların soğutulması gibi başka problemlerin oluşmasına sebep olmuştur. Karakteristik boyutları 0,1 - 0,9 mm arasında değişen mikrokannallı ısı değiştiricileri hakkında literatürde yer alan günümüze kadar yapılan deneysel ve teorik çalışmalar incelendiğinde araştırmacıların mikrokannallar ile ilgili bir çok özelliği araştırdığı fark edilmektedir.

Mikrokannallı ısı değiştiricilerinde akışkan olarak saf sudan gaza kadar farklı akışkanların uygulanabilirliği araştırılmaktadır. 1980'lerden itibaren yapılan çalışmalara bakıldığında; mikrokannallarda akış ve ısı geçişi üzerine çok sayıda deneysel ve teorik çalışmalar bulunmaktadır. Bunların bazıları birbiri ile çelişkili sonuçlar rapor etmiş olsa da geleneksel teoride ölçek etkilerinin de hesaba katılması gerekliliği hala geçerliliğini korumaktadır. Buna rağmen, literatürde mikrokannala sahip ısı değiştiricilerinin uygulamasına yönelik çok fazla deneysel çalışmaya ulaşılamamıştır. Devam eden çalışmalara bakıldığında; özellikle farklı akışkanların mikro ısı değiştiricilerinde kullanılabilirliği üzerine çalışmaların yapıldığı

görülmektedir. Mohammed vd. (2011) çalışmasında mikrokanallı ısı değiştiricisinde nano akışkan kullanılarak performansını su ile karşılaştırmıştır. Mikrokanal ısı değiştiricisinde kullanılan malzemelerin özellikleri hakkında da çalışmalar yapılmıştır. Kang vd. (2006) farklı malzemelerin mikrokanallı ısı değiştiricisi üzerindeki performansını karşılaştırmıştır. Kanlayasiri vd. (2004) mikrokanallı ısı değiştiricilerinde NiAl malzemesinin yüksek sıcaklık isteyen uygulamalarda kullanılabilirliği araştırmış ve yaptığı çalışma neticesinde NiAl malzemesinin mikrokanallı ısı değiştiricileri kullanımında uygun olduğunu vurgulamıştır. Isı değiştiricilerinde mikrokanalların şekil ve boyutlarının üzerinde çalışan Hasan vd. (2009) yaptığı çalışmayla mikrokanal geometri ve boyutunun ısı değiştiricindeki termal ve hidrodinamik etkisi üzerinde durmuştur. Mikrokanallı ısı değiştiricilerinin akış konfigürasyonunun ısı ve hidrodinamik parametrelere etkisi hakkında literatürde çalışmalar mevcuttur. Örneğin Yang vd. (2013) çalışmalarında, farklı akış konfigürasyonlarında çalışan paralel akış, karşıt akış ve çapraz akış üzerine mikrokanallı ısı değiştiricilerinde deneysel çalışmalar yapmışlardır. Literatürdeki mikrokanallı ısı değiştiricileri ile ilgili çalışmalar incelendiğinde sayısal analiz çalışmalarının deneysel çalışmalardan daha fazla yapıldığı görülmektedir.

Deneysel olarak çalışmış araştırmacılar çalışmalarını özetleyecek olursak: Kee vd. (2011) çalışmalarında, seramik malzemedeki mikrokanallı karşıt akışlı ısı değiştiricisi üretmişlerdir. Isı değiştiricilerini oluşturan her eş plaka 50mm genişlik ve 100mm uzunluğuna sahiptir. Bu plakaları her birinde 10 adet eş kanal bulunmaktadır. Bu kanallar 550 µm yüksekliğinde ve 2.8mm genişliğindedir. Deneysel olarak sıcak akışın gerçekleştirdikleri plakada giriş sıcaklığı 500 °C soğuk tarafta ise 30 °C 'dir. Deneysel testlerinin sonucunda mikrokanallı ısı değiştiricisinin verimini %70 olarak belirtmişlerdir.

Mathew vd. (2012) çalışmalarında hidrolik çapı 278.5 µm ve 279.5 µm olan üçgen ve trapez paralel akışlı mikrokanallı ısı değiştiricisi ile dışında sabit ısı akışı şartlarında deneysel çalışma yapmışlardır. Deneysel çalışmalarının sonucunda maksimum ısı geçişinin %30 olduğunu ve elde ettikleri deneysel sonuçlarla teorik bağıntıların tam bir uyum içinde olduğunu ifade etmişlerdir.

Sayısal çalışmalara bakıldığında:Kang vd. (2006) çalışmalarında mikrokanallı bir ısı değiştiricisinde akış ve termal karakteristikleri belirleyen bir teorik model geliştirmişlerdir. Teorik modelin geçerliliğini kanıtlamak için deneysel veriler teoride kullanılarak sağlama yapmışlardır. Modelleri mikro ısı değiştiricilerinde basınç düşüşü ve etkenleri arasındaki etkileşimi tarif etmiştir. Analitik sonuçlar sıcak ve soğuk taraftaki ortalama akış sıcaklığı ısı transfer oranı ve basınç düşüşünü benzer etkilediğini göstermiştir. Diğer etkilerin de ısı transfer hızı ve basınç düşüşü üzerinde büyük etkisi olduğu belirtilmiştir. Mikro ısı değiştiricisi malzemesi bakırla değiştirildiğinde ısı iletkenliği 148 den 400 W/mK'a değiştiği verimin ise aynı olduğu kaydedilmiştir. Ayrıca basınç düşüşü ve ısı transfer oranı arasındaki ilişki üzerinde ısı değiştiricisinin boyutlarının etkisinin büyük olduğu belirtilmiştir.

Alm vd. (2007) üzerinde çalıştıkları kanal plakaları 17 adet mikrokanaldan oluşmaktadır. Kanal genişliği 250 μm ,kanal yüksekliği ise 320 μm ile 420 μm arasında değişmekte olup, kanallar arası duvar yüksekliği ise 520 μm kalınlığındadır. Tüm kanal uzunluğu 12.5 mm dir. Deneylerde maksimum akış oranı 120kg/sa olan su kullanılmıştır. Karşıt akışlı ısı değiştiricisinde yapılan deneyler sonuçları standart korelasyonlar ve ayrıntılı simülasyon kullanarak teorik bağıntılarla karşılaştırma yapıldığında mikrokanallı ısı değiştiricisi güçlü ısı transferi ve basınç kaybı gösterdiğini belirtmişlerdir.

Hasan vd. (2009) çalışmalarında mikrokanallı ısı değiştiricilerinin kanallarının çeşitli geometrik şekillerden yapılabiliğini ve kanal boyut ve şekillerinin ısı değiştiricisinin termal ve hidrolik performansı etkisi üzerindeki önemini araştırmışlardır. Karşıt akışlı mikrokanallı ısı değiştiricisi üzerinde kanalların şekil ve boyutların değişiminin etkisi 3 boyutlu gelişmiş akış ve 3 boyutlu birleşmiş ısı transferinin sayısal simülasyonları yapılarak incelenmiştir. Dairesel, kare, dikdörtgen, üçgen ve trapez geometrilere sahip kanallar üzerinde çalışmalar yapmışlardır. Sonuç olarak aynı hacme sahip ısı değiştiricisinde kanal sayısının artmasıyla basınç farkı ve etkinliği de artmaktadır. Çeşitli geometrilere sahip kanallar içinde en iyi termal ve hidrolik performansı dairesel kanallar vermektedir. Kanalların boyutlarının farklılığının ısı değiştiricisinin etkinliğini ve performansı

üzerindeki etkisi Reynolds sayısı, ısı iletkenlik oranı, ısı değiştiricisinin hacmi kullanılarak yeni korelasyonlar geliştirmişlerdir.

M.A. Al-Nimr vd. (2009) çalışmalarında paralel akışlı mikrokanallı ısı değiştiricisinin hidrodinamik ve termal davranışını sayısal olarak incelemişlerdir. Knudsen sayısı (Kn), ısı kapasitesi oranı (Cr), etkenlik (e) ve NTU etkileri incelenmiştir. Sonuç olarak duvardaki kayma hızı ve sıcaklık, artan Kn sayısı ile arttığını, Kn sayısının düşük değerlerinde NTU artışıyla Cr'de artmasına rağmen yüksek Kn sayılarında Cr artışıyla NTU'nun azaldığını belirtmişlerdir.

Dang vd. (2010) çalışmalarında dikdörtgen şekilli mikro ısı değiştiricisi için akış ve ısı transferi üzerine deneysel ve sayısal simülasyonlar yapmışlardır. Mikro kanallı ısı değiştiricilerinde yerçekiminin ısı transferi ve basınç düşümüne etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Isı değiştiricisinde ısı akısını deneysel olarak $17.4\text{W}/\text{cm}^2$ bulmuşlardır. Çalışmalarında basınç düşüşü azaldıkça su sıcaklığının arttığını, basıncın 880 4400 Pa çıkmasıyla kütle akış oranı da 0.1812 den 0.8540 g/s'ye çıktığını rapor etmişlerdir. Sayısal analiz sonuçlarıyla deneysel sonuçları arasında iyi bir uyum olduğu vurgulamışlardır.

Koyuncuoğlu (2010) çalışmasında elektronik soğutma uygulamalarında kullanılabilecek mikrokanal ısı alıcısı tasarlamış, üretmiş ve denemiştir. Mikrokanal malzemesi olarak bakır kullanmıştır. Tasarım aşamasında bir çok farklı boyuttaki mikrokanalın bilgisayar benzetimlerini gerçekleştirmiştir. Yaptığı testler sonucunda $126\text{ W}/\text{cm}^2$ 'ye varan ısı akılarının 500 $\mu\text{l}/\text{dak}$ soğutucu akışkan hızı ile devre yüzey sıcaklığını $90\text{ }^\circ\text{C}$ civarında tutarken yüzeyden uzaklaştırılabildiği görülmüştür.

Mohammed vd. (2011) çalışmalarında karşıt akışlı mikrokanallı ısı değiştiricisi için akışkan olarak nano akışkan seçerek sayısal modelleme ve analiz yapmışlardır. Nano akışkan malzemesi olarak Ag, Al_2O_3 , CuO, SiO_2 , and TiO_2 kullanmışlar ve su ile performanslarını karşılaştırmışlardır. Çalışmalarının sonucunda Reynolds sayısının artmasıyla ısı transfer oranı da artmış fakat soğuk akış tarafında hacimsel ortalama sıcaklığında bir azalmaya neden olduğunu ifade etmişler ve nanoparçacık

konsantrasyonundaki artışla basınç farkı artışında daha iyi performans sağladığını belirtmişlerdir.

Hasan vd.(2012) çalışmalarında paralel tek fazlı akışlı mikrokanallı ısı değiştiricisinde eksenel ısı iletimini sayısal olarak incelemişlerdir. Farklı ayırıcı duvar durumları için eksenel ısı iletimi davranışı incelenmiştir. Süreklilik, momentum ve enerji denklemleri kullanılarak sonlu eleman yöntemiyle sonuçlar elde edilmiştir. Elde etmiş oldukları sonuçlarda paralel akışlı mikrokanallı ısı değiştiricisinde eksenel ısı iletimini etkileyen en önemli faktörlerin Reynolds sayısı, ısı iletkenlik oranı, hidrolik çap, ayırıcı duvar kalınlığı ve kanal hacimi olduğunu belirtmişlerdir. Reynolds sayısı, ısı iletkenlik oranı ve ayırıcı duvar kalınlığı artışına bağlı olarak eksenel ısı iletimi artmasına rağmen, hidrolik çap ve kanal hacimi artışıyla eksenel ısı iletiminin azaldığı sonucuna varmışlardır.

Kılıç (2012) çalışmasında mikrokanal ısı alıcısında zorlanmış taşınım ısı transferi laminer akış koşullarında sayısal olarak incelemiştir. Reynolds sayısının 300 ile 800 değerleri arasında 1.3, 1.8, 3.6 ve 5.4 kW/m² sabit ısı akıları için FLUENT paket program kullanarak sayısal çalışmalar yapmıştır. Mikrokanal boyutlarının ısı transferi üzerine olan etkisini araştırmıştır. Aynı zamanda Reynolds sayısının ısı transfer katsayısı, Nusselts sayısı, basınç düşüşü, ısı alıcısı sıcaklığı ve kanal çıkış sıcaklığı üzerine olan etkisini incelemiş ve sonuçları literatürdeki deneysel çalışmalarla karşılaştırmıştır.

Yang vd. (2013) çalışmalarında, farklı akış konfigürasyonlarında çalışan (paralel akış, karşıt akış, çapraz akış) sıcak ve soğuk akışkanların her ikisinin de gaz olduğu mikro ısı değiştiricilerin ısı performans analizlerine ait deneysel çalışmalar yapmışlardır. Deneysel sonuçları konvansiyonel büyüklükteki ısı değiştiricilerin tasarımı için geliştirilen korelasyonlarla karşılaştırılmıştır. Bu çeşit cihazların deneysel analizleri ticari bir CFD kod (ANSYS Fluent) kullanılarak yürütülen sayısal çalışmalarla eşleştirilmişlerdir. Bir dizi sayısal simülasyon sonuçlarının vasıtasıyla, iki manifolda bağlı çok sayıda paralel mikro kanalları esas alan bir çift katmanlı mikro kanallı ısı değiştirici, aynı cihazın paralel akışlı, karşıt akışlı ve çapraz akışlı tiplerinin kolayca elde edilebilmesi için tasarlamışlardır. Sonuçlar, ayırıcı yaprak

içerisindeki bileşik duvar-gaz ısı transferinin karşıt akışlı mikro ısı değiştiricinin etkinliğini dūřürme eğilimde olduğunu ve çapraz akışlı mikro ısı değiştiricinin etkinliğini ise artırma eğiliminde olduğunu ifade etmişlerdir.

BÖLÜM 3. DENEYSEL ÇALIŞMA

3.1. Deney Tesisatı

Çalışmada kullanılan deney tesisatı, akışkan tankı, pompa, akışkan tankı içerisinde yer alan mikrofiltre, mikrokanallı ısı değiştiricisi, mikrokanallı ısı değiştiricisinin girişinde basınç dönüştürücüsü ve sıcaklık ölçerler, bilgisayar ile veri toplayıcısından oluşmaktadır. Şekil 1'de deney tesisatı ayrıntıları ile görülmektedir. Deneylerde akışkan olarak deiyonize su kullanılmıştır ve mikrokanaldaki akış 10-200 mL/dak hacimsel debi aralığında mikro pompa ile sağlanmıştır. Daha yüksek debilerde ise basınçlı tank ile akış sağlanmıştır. Mikrokanal içerisinde oluşabilecek tıkanmaları önlemek amacıyla akışkan tankı içerisinde 10 mikronluk filtre kullanılmıştır. Isı değiştiricisindeki akışkan giriş basıncı Keller PA-33X (0-1 Bar) marka basınç dönüştürücüsü ile ölçülerek belirlenmiştir. Akışkanın sıcaklığı programlanabilir sabit sıcaklık banyosu, (Cole-Palmer 12108-25) kullanılarak ayarlanmıştır. Isı değiştiricinin giriş ve çıkışına yerleştirilen mineral izoleli 1 mm çaplı K-tipi termokupllarla akışkanın giriş ve çıkış sıcaklıkları ölçülmüştür. Mikrokanallardan geçen akışkan kütlesi, test süresince mikrokanal çıkışına konulan bir kap sayesinde toplanmış ve hassasiyeti %0,01 olan AND GX-600 marka hassas terazide ölçülerek saptanmıştır. Ölçülen değerler veri toplama cihazı (Personal-Daq3000) ile bilgisayara aktarılmıştır. Elektronik detektörlerin kalibrasyonu test öncesi ve sonrasında kontrol edilmiştir. Muhtemel deneysel hataları önlemek için her deney aynı koşullarda 3 defa tekrarlanmıştır. Test bölümü dışından 2-3 mm hava boşluğu bırakılarak cam yünü ile izole edilmiştir.



Şekil 3.1. Deney Tesisatı

Mikrokanallı ısı değiştiricisinin sıcak akışkanın geçtiği plakaya atmosfer şartlarında bir ısı kaynağıyla buhar geçişi sağlanmıştır. Bu su buhar geçişinin gerçekteşiği plakanın girişine ve çıkışına izoleli termokupllar yerleştirilerek, sıcaklıklar deney süresinde kontrol edilmiş ve en yüksek akışkan debisinde sıcaklık artışının $0,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 'yi geçmediği görölmüş ve soğuk akışkanın geçtiği plaka yüzeyindeki sıcaklığın sabit kaldığı kabul edilmiştir.

3.2. Kullanılan Mikrokanallı Isı Değiştiricisi

3.2.1. Mikrokanallı plaka tasarımı

Deneylerde kullanılan mikrokanallı plakaların üretimi gerçekteşirilmeden önce hedeflenen değerler ve ölkemiz üretim teknolojisi göz önüne alınarak kanal ölçüleri Tablo 3.1'de olduğu gibi belirlenmiştir. Deneyler için aynı özellikte fakat farklı kanal boylarında iki farklı mikrokanallı plaka üretimi gerçekteşirilmiştir.

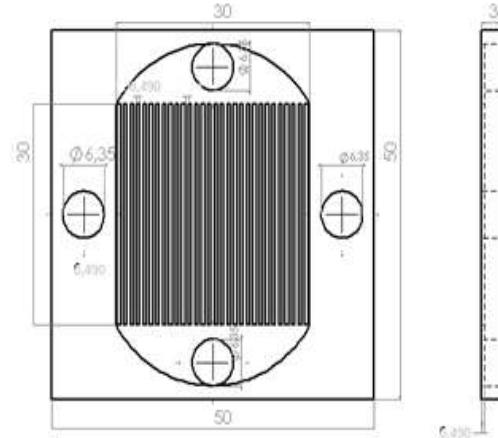
Tablo 3.1 Isı değiştiricisi geometrisi

Isı değiştiricisi geometrisi	Kısa plaka değerleri	Uzun plaka değerleri
Kanal Sayısı	31	41
Kanal Genişliği	490 μm	490 μm
Kanal Yüksekliği	490 μm	490 μm
Kanal Uzunluğu	30mm	40mm
Plaka Boyutu	50x50x3 mm ³	70x70x3 mm ³
Plaka Adeti	2	2
Plaka Kalınlığı	3mm	3mm

Bir CAD paket programı olan SOLIDWORKS programında hedeflenen boyutlarda plakaların tasarımı gerçekleştirildi. Şekil 3.3'de 50x50x3 mm³ boyutlarında mikrokanallı plakaya ait teknik resim 3.2'de ise teknik resmi verilmiş plakanın imalat sonrası çekilmiş fotoğrafı verilmiştir.



Şekil 3.2. Mikrokanallı Plaka Fotoğrafı



Şekil 3.3. Mikrokanallı Plaka Teknik Resmi

3.2.2. Üretim

Mikrokanallı ısı değiştiricisini oluşturan plakalardaki mikrokanallar talaşlı imalat yapan CNC diş işleme tezgahında işlenmiştir. Genel olarak CNC (Computer Numerical Control) sayı kontrollü bilgisayar sistemleri ile donatılmış, CAD-CAM programları ile tasarlanan ve işleme özelliği kazandırılan makinelerdir.

CNC dik işleme tezgahları; Spindle deneni ve dakika başına verilen max. dönme hızları (Devir), işlenecek maksimum malzeme boyutlarına göre yapacağı aksenal hareketleri (minimum 3 eksen, X ve Y yatay hareketler, Z dikey hareket, maksimum var olan 8 eksen fakat geliştirilebilir.) belirleyen boyut (Tabla) ve bu donanımların hareketlerini sağlayan kızak, motor ve kontrol ünitesi gibi parçaların bileşiminden oluşan genel olarak dikey yönde ekstra aksesuarlarla ve özellikle tercih edilen yatay işleme tezgahları ile yatayda da işlem yapabilen işleme makineleridir. Bir dik işleme makinesinde parça işleyebilmek için gerekli ilk donanım CAD/CAM yazılımlarını yükleyebileceğimiz ve daimi olarak makineye bağlı halde olacak bir bilgisayardır. Bu bilgisayara kurulu 3D katı modelleme (CAD) programları (SolidWorks gibi) ile parçaya vermek istediğimiz son şekil veya parça birkaç farklı eksende işlem göreceksa sırası ile yapılacak işlemleri katı modellemek.

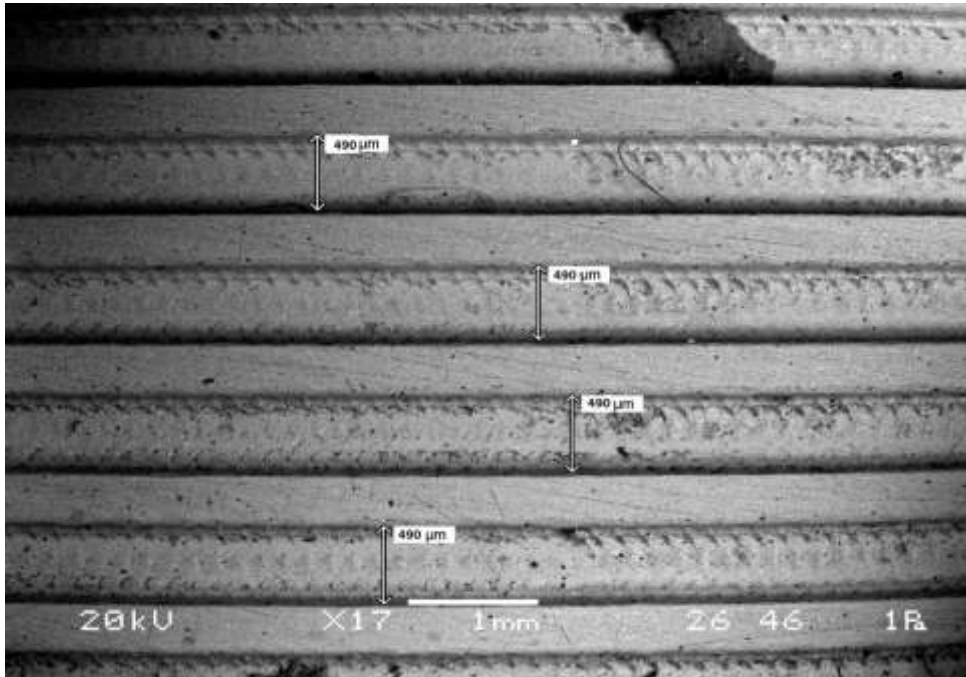
İkinci olarak CAM programları ile tabiki işlenecek parçanın, işlenecek bölgelerine ve işlenecek malzemeye uygun olarak belirli takımları bağladıktan sonra, işlenecek alanlarda uygulanacak kesme değerleridir. CAM programları kesici takımlar bağlandıktan sonra bu kesici takımların kalite ve form gibi kesme değerlerini hesaba katarak, o kesici takım için belirtilmiş veya kesici takım tedarikçisi tarafından verilmiş, test edilmiş değerleri Spindle üzerinde bağlı takımlara uygulayarak parçayı işlemeye yarar. Bu programların en büyük yararı sizin sadece işlenecek alan için doğru çaptaki takımı bağladıktan ve bu takımın formsal ve genel mekaniksel özelliklerini programa girdikten sonra geri kalan hesaplamaları yapmasıdır. Alüminyum plakalar işlenirken aradaki kanalların yaklaşık olarak 0,49 mm boşluğa sahip olabilmesi için kullanmamız gereken kesici takım karbür freze ve çapının maksimum 0,49 mm olmalıdır.

Bu takım çapını seçtikten sonra CAM programına takım çapı girişi yapılır ve program çap'a göre, bu kanalı açabilmek için kaç defa o eksen üzerinde hareket etmesi gerektiğini hesaplar. 0,49 mm çapından küçük her takım en az 2 defa aksenal hareket yapmalıdır. Örneğin 0,3 mm çapında bir takım ilk aksenal hareketinde 0,3 mm genişliğinde bir kanal açacak ve 0,49 mm kanal boyutunu yakalamak için 2. defa geriye kalan 0,19 mm'lik talaşı kaldıracaktır. Bu talaş kaldırma işlemindeki genel

olarak mm cinsinden verilen talaş kaldırma boyutuna halk dilinde "Paso" veya "Talaş Derinliği" veya "Z eksenindeki Talaş derinliği" adı verilmektedir.

Tezgâhta işlenecek parçanın demir alaşımlı veya demirdışı olmasına göre kullanılacak kesici takım belirlendikten sonra kesici takıma verilecek kesme değerleri belirlenir. Tabii bu değerler işlenecek malzemenin boyutları ve hassasiyetide işin içine katılarak belirli değerlere tecrübe eklenerek veya işleme esnasında çıkan talaş, makinenin sesi ve makinenin sarf ettiği güç/yüklenme gibi etkilerde katılarak işlem yapılır. Örnek olarak 50x50x3 mm³ boyutlarındaki işlenmiş alüminyum plakamız için tercih ettiğimiz karbür freze' dir.

Bu takımın çapı oldukça düşük olduğu için verilecek devir Alüminyum bir parçada maksimum 1000 dev/dk' dır. Dakikada 1000 devir, ilerleme ise bu devir karşısında takımın dakikada mm olarak katedeceği yoldur. Bu değer de 400 mm/dk 'dır.



Şekil 3.4. Mikrokanallı plakaların sem görüntüsü

İşlenen malzeme Alüminyum olduğu için yüzeyde her zaman işlemeden kalan pürüzlülükler bulunacaktır. Bu pürüzlülükleri minimuma indirmek için son olarak yüksek devirli bir spiral ile makinede ve çok ince kum bir zımpara ile elde son temizleme işlemi uygulanmıştır. Mikrokanallı plakanın üretiminden sonra kanal

genişliği değerinin kontrolü için Sakarya Üniversitesi Metalürji Mühendisliği Bölümü laboratuvarında bulunan taramalı elektron mikroskobu (SEM) ile fotoğrafı görülmektedir. Şekil (3. 4)

Isı değiştiricisi plakaları, M5 cıvata ve somun vasıtasıyla çelikten yapılmış n ve arka baskı plakaları arasında dizilerek çapraz akış sağlanacak Şekilde sabitleştirildi. Plakalar üzerinde herhangi bir kaynak veya bağlantı yoktur. Ayrıca sızdırmazlığı sağlamak için sıvı conta kullanılmıştır. Mikrokanallı plakalı ısı değiştiricisinin genel yapısı bu Şekildedir ve bu konstrüktif yapı, kontrol ve temizleme amacıyla eşanjörün kolayca açılabilmesini sağlamaktadır.

3.3. Yapılan Deneyler

Kanal uzunlukları farklı iki mikrokanallı ısı değiştiricisiyle aynı ortam koşullarında ve akışkan olarak su kullanılarak deneyler gerçekleştirilmiştir. Plakaların birinden birinden 19 0C 'de soğuk akışkan diğerinden atmosfer basıncında 99,8 0C'de su buharı geçişi sağlanarak soğuk akışkanın ısınması incelenmiştir. Her bir deneyde kanal giriş ve çıkış sıcaklıkları ile basınc ölçümleri yapılmıştır.

3.4. Hesaplamalar

3.4.1. Basınc düşüşü ve kayıpları

Hagen-Poiseuille denklemi gelişmiş laminer akışta basınc farkının hacimsel debi arasındaki fonksiyonel ilişkiyi belirtir.

Kanal akışı boyunca basınc kaybı hesaplaması :

$$\Delta P = f \frac{L}{D} \rho \frac{U_m^2}{2} \quad (3.1)$$

Burada D; kare kanalın hidrolik apı, L; mikrokanal uzunluğu, ρ akışkanın ortalama sıcaklığındaki yoğunluğu, U_m ; akışkanın ortalama hızıdır.

Ortalama hız:

$$U_m = \frac{\dot{m}}{\rho A} \quad (3.2)$$

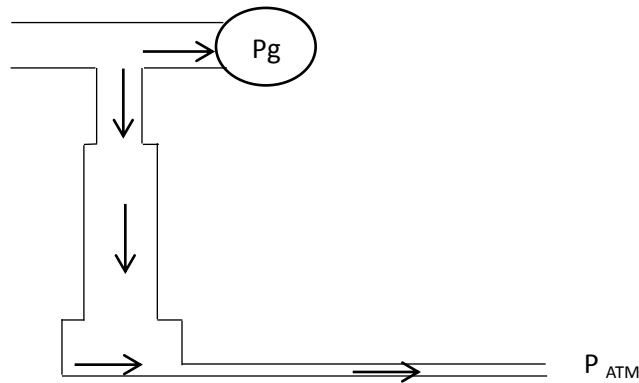
Burada A kanal kesit alanı ρ akışkan yoğunluğu ve \dot{m} kanaldan geçen kütle debisidir. Hesaplamalarda, akışkan özellikleri değerlendirilirken giriş ve çıkış sıcaklığı ortalaması esas alındı ve basınçtan bağımsız olduğu varsayıldı. Sonuç olarak, Darcy sürtünme katsayısına ulaşıldı.

$$f = \Delta P \frac{D}{L} \frac{2}{\rho U_m^2} \quad (3.3)$$

Denklem 3.1 de yer alan f sürtünme faktörüdür. Kare kesitli kanallarda tam gelişmiş laminer akış için sürtünme faktörü $f=59.92/Re$ değerine eşittir (Çengel, 2003). Tam gelişmiş türbülanslı kanal akışındaki sürtünme faktörü Reynolds sayısına ve kanal pürüzlülüğünün ortalama yüksekliğinin kanal çapına oranı olan bağıl pürüzlülük ϵ/D 'ye bağlıdır. Sürtünme faktörü f 'nin yaklaşık açık bağıntısı S.E. Haaland tarafından aşağıdaki gibi verilmiştir.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} \cong -1.8 \log \left[\frac{6.9}{Re} + \left(\frac{\epsilon}{3.7D} \right)^{1.11} \right] \quad (3.4)$$

Deneylerde mikroboru girişinde basınç dönüştürücü yardımıyla giriş basıncı ölçülmekte, çıkışta ise basınç atmosfer basıncına eşittir. Mikrokanallı plakaya girene kadar akışkan şekil 3.4 deki yolu izlemektedir. Akışkanın izlediği bu yol boyunca basınç kaybı 3.6 daki verilen denklem yardımıyla hesaplanmıştır. Teorik olarak beklenen toplam basınç kaybı Denklem 3.1 ve 3.6 kullanılarak hesaplanabilir.



Şekil 3.5. Akışkanın kanala girinceye kadar izlediği yol

$$\Delta P = P_{göst} - P_{Kayıp} \quad (3.5)$$

$$P_{Kayıp} = K_t \frac{\rho u^2}{2} + K_G \frac{\rho u^2}{2} + f \frac{LD\rho v^2}{2} + K_G \frac{\rho u^2}{2} + K_D \frac{\rho u^2}{2} \quad (3.6)$$

3.4.2. Isı geçişi

Isı değiştiricilerinde sıvı akışkanın faz değişimi sırasında geçen ısı geçişi:

$$\dot{Q} = \dot{m}h_{fg} \quad (3.7)$$

Burada \dot{m} buharlaşma ya da yoğunlaşma oranı, h_{fg} belirtilen sıcaklık ve basınçta buharlaşma entalpisidir. Bulduğumuz bu ısı geçişi değeri ısı değiştiricisinin sıcak akışkan tarafındaki ısı geçişi değerine eşittir.

$$\dot{Q}_{sic} = \dot{Q} \quad (3.8)$$

Soğuk akışkan tarafındaki ısı geçişi ise :

$$\dot{Q}_{soğ} = \dot{m}c(T_{soğ,g} - T_{soğ,}) \quad (3.9)$$

Çapraz akışlı mikrokanallı ısı değiştiricinde enerji denge denklemi aşağıdaki denklemle hesaplanabilir.

$$Q_{sic} - Q_{kayıp} = Q_{soğ} \quad (3.10)$$

Isı değiştiricisinde ısı geçişi Newton'un soğuma yasasına benzer bir davranış gösterir.

$$Q = UA\Delta T_m \quad (3.11)$$

$$\dot{m}c(T_{soğ,g} - T_{soğ,}) = UA\Delta T_m \quad (3.12)$$

Burada A ısı geçiş alanını temsil eder ve U toplam ısı geçiş katsayısı hesaplanabilir;

$$\frac{1}{UA} = \frac{\Delta T_m}{\dot{m}c(T_g - T_c)} \quad (3.13)$$

T_g , T_c sırasıyla akışkanın çıkış ve giriş sıcaklıkları, ΔT_m iki akışkan arasındaki logaritmik sıcaklık farkı aşağıdaki bağıntıyla belirlenir;

$$\Delta T_m \equiv \frac{(T_{sıc,g} - T_{soğ,ç}) - (T_{sıc,ç} - T_{soğ,g})}{\ln \frac{(T_{sıc,g} - T_{soğ,ç})}{T_{sıc,ç} - T_{soğ,g}}} \quad (3.14)$$

Logaritmik ortalama sıcaklık farkı, sıcak ve soğuk akışkanlar arasındaki ortalama sıcaklık farkı tam olarak yansıtır.

3.5. Ölçek Etkileri

3.5.1. Giriş etkileri

Dairesel veya dairesel kesitli olmayan bir kanala sabit bir hızla giren akışkan düşünüldüğünde, çeperde kaymama koşulundan ötürü, kanal yüzeyi ile temasta olan tabakadaki akışkan parçacıkları tamamen durmaktadır. Bu tabaka sürtünmeden dolayı bitişik tabakadaki akışkan parçacıklarının azar azar yavaşlamasına yol açar. Kanal içindeki kütleli debiyi sabit tutmak amacıyla kanalın orta kısmındaki akışkan hızı giderek artarak kanal boyunca hız gradyeni gelişir.

Akışkan viskozitesinin neden olduğu viskoz kayma kuvvetlerinin etkisinin hissedildiği akış bölgesi sınır tabaka olarak adlandırılmaktadır. Sınır tabaka kalınlığının ince olduğu kanal girişinde çeper kayma gerilmesi en büyük değerdedir. Bu nedenle basınç düşüşü tam gelişmiş akış koşullarında olduğundan daha fazla olmakta bu da sürtünme faktörü değerlerinin artmasına neden olmaktadır. Mikro ölçekli kanallarda yüksek basınç düşüşleri nedeniyle kanal boyları kısa tutulmakta ve giriş uzunluğunun etkisi makro ölçekli kanallara oranla daha da önem kazanmaktadır. Hidrodinamik giriş uzunluğu, çeper kayma gerilmesinin tam gelişmiş

akış koşullarındaki kayma gerilmesi değerine yüzde 2 dolaylarında yaklaştığı uzaklık olarak tanımlanır (Çengel, 2006). Laminer akışta hidrodinamik giriş uzunluğu;

$$L_{h,laminer} \cong 0,05 Re \cdot D \quad (3.15)$$

Türbülanslı akış için hidrodinamik giriş uzunluğu yaklaşık olarak ,

$$L_{h,türbülans} = 1,359 D Re^{1/4} \quad (3.16)$$

alınabilir. Beklendiği gibi türbülanslı akışta giriş uzunluğu çok daha kısadır ve Reynolds sayısına bağımlılığı daha zayıftır. Uygulamada karşılaşılan çoğu kanal akışında, kanal çapının 10 katı uzunluktan sonra giriş etkileri önemsiz hale gelir ve hidrodinamik giriş uzunluğu yaklaşık olarak,

$$L_{h,türbülans} \cong 10D \quad (3.17)$$

alınabilir. Bu çalışma laminer akış bölgesini kapsamakta ve hidrodinamik giriş uzunluğumuz 0,5 ile 22 mm arasında değişmektedir. Değerler kanal uzunluklarımızdan daha küçük olduğundan akış, tam gelişmiş koşullarda kabul edilmiştir.

3.5.2. Viskoz ısınma

Özellikle 100µm ‘den küçük çaplı mikrokanal akışında hidrolik çapının çok küçük olması sebebiyle, akış için daha fazla basınç düşümüne ihtiyaç vardır. Denklem 3.1 den görüldüğü gibi, basınç düşüşü çapla ters orantılı olup, çap küçüldükçe basınç düşüşü artmakta ve kanal içindeki akışkanın hızı oldukça yükselmektedir. Bu nedenle viskoz akış deformasyonu makro boyutlu kanallarda olduğundan daha yüksek olmakta ve akışkan sıcaklığı artmaktadır Viskoz ısınma adyabatik akış esnasında

akışkanın ısınmasına sebep olmakta ve akışkanın fiziksel özelliklerinin değişmesine neden olmaktadır.

Viskoz ısınmanın büyüklüğünü temsil eden Brinkman sayısı;

$$Br = \frac{\mu U_m^2}{k \Delta T} \quad (3.18)$$

Brinkman sayısı denklemden de görüldüğü gibi viskoz ısınmanın ısı iletme oranıdır. Tso ve Mahulikar (1998), laminer akış koşullarında Br sayısının aksel yöndeki değişiminin, Nu sayılarında düşüşe neden olduğunu, özellikle soğutma uygulamalarında Br sayısının önem kazandığı ve bir boyutlu analizde dikdörtgen kesitli mikrokanallar için Nu sayısının şeklinde ifade $Nu=4(1-4Br)$ edilebileceğini rapor etmişlerdir. Bu ifadeye göre, Br sayısının kanal içindeki ısı taşınım katsayısını azalttığı, Br sayısının 0.25 değerini aldığı duvar sıcaklığının ısı taşınımına bir etkisi olmadığı söylenebilir.

Deneylemlerini yapmış olduğumuz mikrokanallı ısı değiştiricileri için Br sayısı $4,62 \times 10^{-9}$ ile $1,39 \times 10^{-9}$ değerleri arasında kalmış olduğundan ısı geçişine etkisi ihmal edilmiştir.

3.5.3. Pürüzlülük

Laminer akışta sürtünme faktörü yüzey pürüzlülüğünden bağımsız ve sadece Re sayısına bağlıdır.

Yüzey pürüzlülüğü ortalama pürüzlülük yüksekliği, ϵ ya da bağıl pürüzlülük ϵ/D şeklinde belirtilir. Bu eşitsizliğin üst limitinden yola çıkılarak (çeperden uzaklık yerine pürüzlülük yüksekliği yazılarak ($y \rightarrow \epsilon$)) laminer akışın sürdüğü maksimum hız değeri ile yüzeyin pürüzlülük yüksekliği belirlenebilir.

$$\frac{\epsilon}{R} = 2 \frac{\epsilon}{D} = \frac{5}{1.41 \sqrt{Re}} \quad (3.19)$$

Yukarıdaki denklem yardımıyla kritik Reynolds sayısı $Re_{kr}=2300$ için $\epsilon/D \sim \%4$ olarak bulunur. Bu değerin altındaki yüzeyler pürüzsüz olarak kabul edilebilir (Çengel, 2003). Bu çalışmada ısı değiştiricisi malzemesi olan alüminyum için $\epsilon=0,001\text{mm}$ değeri kullanılmıştır. Hidrolik çapımız $0,49\text{mm}$ olup ϵ/D oranımız $0,002$ değerine eşit olarak alınmıştır.

3.5.4. Kayma akışı

Makro boyutlu kanal akış analizinde yapılan varsayımlardan biri de duvarda akışkan hızının sıfır kabul edildiği kaymama koşuludur. Sıvı akışlarında kayma akışı; duvara yakın kayma gerilmesinin, duvara bitişik sıvı moleküllerini tutan kuvveti aşması durumunda ortaya çıkabilir. Kayma gerilmesinin ya oldukça büyük olması ya da akışkan ile duvar arasındaki bağın çok zayıf olması gerekmektedir. Bu iki durum; yüksek viskozitenin ve yüksek hızların söz konusu olduğu ya da duvarın hidrofobik (su itici) bir yüzey olmasından ötürü ortaya çıkabilir. Kayma akışı gaz akışında yüzey özelliklerine ve $50\mu\text{m}$ 'nin altındaki hidrolik çapa sahip kanal ve boru akışında görülebilir.

3.5.5. Eksenel ısı iletimi

Mikro ölçekte ısı taşınım katsayısının düşmesine neden olan önemli bir faktörde kanal boyunca kanal malzemesi üzerinden iletimle eksenel ısı geçişidir. Makro boyutlu kanallarda kanalın et kalınlığı iç çap ile karşılaştırıldığında küçük kalmakta ve eksenel ısı iletimi genellikle ihmal edilmektedir. Mikro ölçekli ısı geçişi problemlerinde, sabit ısı akısı sınır şartlarında duvardaki sıcaklık dağılımının doğrusal olarak arttığı, ya da sabit yüzey sıcaklığı koşullarında duvar sıcaklığının sabit kaldığı varsayımları yapılır. Duvarın iç yüzey sıcaklığını günümüz şartlarında deneysel olarak belirlemek imkânsız olduğundan, duvar sıcaklığının bu kabullere uyup uymadığı tespit etmek oldukça zordur (Parlak, 2010). Birçok araştırmacının mikrokanal akışında eksenel ısı iletim etkisi üzerine çalışmalar yapmış ve çalışmalar sonucunda bağıntılar bulmuş olsalarda bu bağıntılar arasında kesinleşmiş bir bağıntı bulunmamaktadır.

BÖLÜM 4. MODELLEME VE SAYISAL ÇÖZÜM

Matematiksel model, verilen bir sistemin performans ve davranışını matematiksel denklemler ile ifade eden modeldir. Matematiksel modelleme, verilen süreç ya da sistemde baskın unsurları belirlediğinden, ısı sistemleri için tasarım ve en iyileme sürecinin özüdür. Isıl sistemin davranışını karakterize eden bütün denklemlerin toplanması matematik modeli oluşturur. Matematik modeller, sayısal modeller ve benzetimler için temel oluştururlar; böylece sistemin davranış ve karakteristikleri, bir prototip üretmeden de araştırılabilir (Mutlu, 2006).

Bu çalışmada sonlu hacimler yöntemini kullanan bir Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD) yazılımı olan Fluent yazılımı kullanılmıştır. Sonlu hacimler yöntemi ile çalışan programlardan biri olan Fluent veya diğer modelleme programlarından aldığı ağ yapısı dosyalarını okuyarak koşulları uygulamak için dizayn edilmiştir ve bu sayede sistemin çözümünü elde etmeye çalışır. Fluent programı, sistemi çözüme ulaştırmak için alt yapısında kütle, momentum ve enerjinin korunumu denklemlerini kullanır.

4.1. Temel Denklemler

4.1.1. Süreklilik denklemi

Kartezyen koordinatlarda, sürekli rejim halinde, akışkanlar için süreklilik denklemi aşağıdaki gibi yazılır (Çengel vd. 2003).

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (4.1)$$

4.1.2. Momentum denklemi

Bir cismin (kontrol hacminin) kütesinin hızı ile vektörel çarpımı momentum, $m\vec{v}$, olarak ifade edilir. Newton'un ikinci yasasına göre bir cismin ivmesi cisme etki eden net kuvvet ile doğru orantılı olup, cismin kütlesi ile ters orantılıdır ve cismin momentum değişim hızı cisme etkiyen net kuvvete eşittir (Çengel, 2003).

$$\vec{F} = m\vec{a} = \frac{d(m\vec{v})}{dt} \quad (4.2)$$

Kontrol hacmine etkiye toplam kuvvet yerçekimi, elektrik ve manyetik alan kuvvetleri gibi kütle kuvvetleri ile kontrol hacminin yüzeyine etkiyen basınç, viskoz ve temas kuvvetleri gibi yüzey kuvvetlerinin toplamıdır (Çengel, 2003).

$$\Sigma \vec{F} = \Sigma \vec{F}_{K\ddot{u}t\ddot{u}l\ddot{e}} + \Sigma \vec{F}_{Y\ddot{u}z\ddot{e}y} \quad (4.3)$$

Momentum denkleminin genel ifadesi yüzey ve hacim integrali yoluyla;

$$\Sigma \vec{F} = \int_{KH} (\rho \vec{g}) dV + \int_{KY} (\sigma_{ij} \vec{n}) dA = \int_{KH} \frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{V}) dV + \int_{KY} (\rho \vec{v} \vec{v} \cdot \vec{n}) dA \quad (4.4)$$

şekilindedir. Buradaki σ_{ij} , yüzey gerilme tensörüdür. Akışkan durgun haldeyken, σ_{ij} hidrostatik basıncın neden olduğu basınç gerilmelerine eşit olmaktadır. Akışkanın hareketli olduğu durumda ise basınç gerilmelerinin yanında viskoz gerilmeler de olacaktır. Sonuç olarak bir vektör denkleminde tüm bileşenleri toplarsak Navier-Stokes denklemi olarak bilinen momentum korunum denklemini elde etmiş oluruz.

Sabit fiziksel özelliklere sahip Newton tipi sıkıştırılmaz bir akış için Navier-Stokes denklemi: (Çengel, 2003)

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = -\vec{\nabla} P + \rho \vec{g} + \mu \nabla^2 \vec{V} \quad (4.5)$$

Kartezyen koordinatlarda sırasıyla x,y,z bileşenleri için momentum denklemleri;

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \rho g_x + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (4.6)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \rho g_y + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (4.7)$$

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \rho g_z + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (4.8)$$

4.1.3. Enerji denklemi

Enerji denklemi aşağıdaki gibi ifade edilir (Kılıç, 2012).

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \frac{v}{c_v} \phi_V + \frac{\ddot{u}}{\rho c_v} \quad (4.9)$$

Viskoz dağılım fonksiyonu şu şekildedir:

$$\phi_V = 2 \left[\left(\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right) \right] + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 \quad (4.10)$$

Viskoz dağılım fonksiyonu ihmal edildiğinde ve sürekli şartlar dikkate alınarak enerji denklemi aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (4.11)$$

Burada $\alpha = k/\rho c_p$ ısı yayılım katsayısıdır.

4.2. Sayısal Çözüm

Ansyst V15 Fluent ile yapılan analizi özetlemek için üç ana kısma ayırabiliriz. Bunlardan ilki hazırlık kısmıdır. Öncelikle çözümü yapılacak modelin geometrisi belirlenerek bir çizim programı yardımıyla çizilir. Çizilen modelin ağ yapısı oluşturulur ve oluşturulan ağ yapısı programa çağrılır, gerekli sınır şartları ve akış tipi gibi diğer tanımlamalar girilir, analiz tipi seçilir. Özetle burada hesap yapılmak istenen durum gerçekte olduğu gibi programa girilir.

Çözüm kısmında, hazırlık kısmında oluşturduğumuz sistemi belirttiğiniz denklem sistemleriyle çözer ve yakınsama grafikleri alınır.

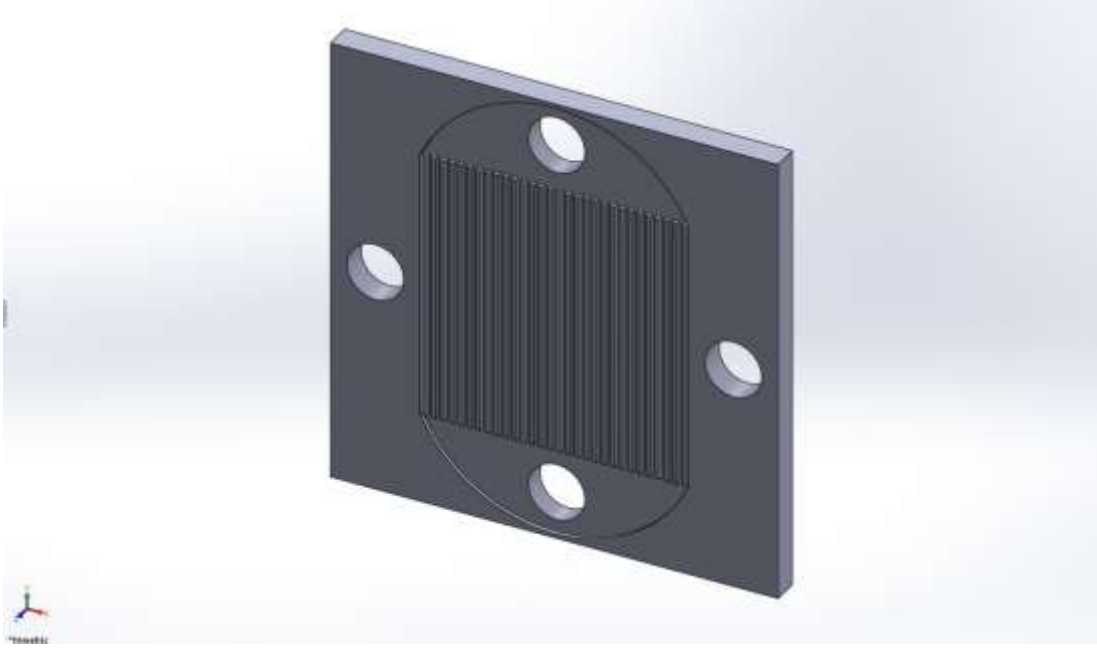
Sonuçlar kısmında, yapılan analizin yüksek görüntü kalitesinde görsel ve sayısal sonuçları alınarak kullanıcı tarafından incelenip değerlendirilir.

Çözüme başlanırken yapılan kabuller;

1. Sürekli rejim
2. Sıkıştırılamaz akış (akışkan olarak su alınmıştır),
3. Sabit termofiziksel özellikler,
4. Sabit ısı iletim katsayılı alüminyum kanallar şeklinde sıralanabilir.

4.2.1. Model geometrisi

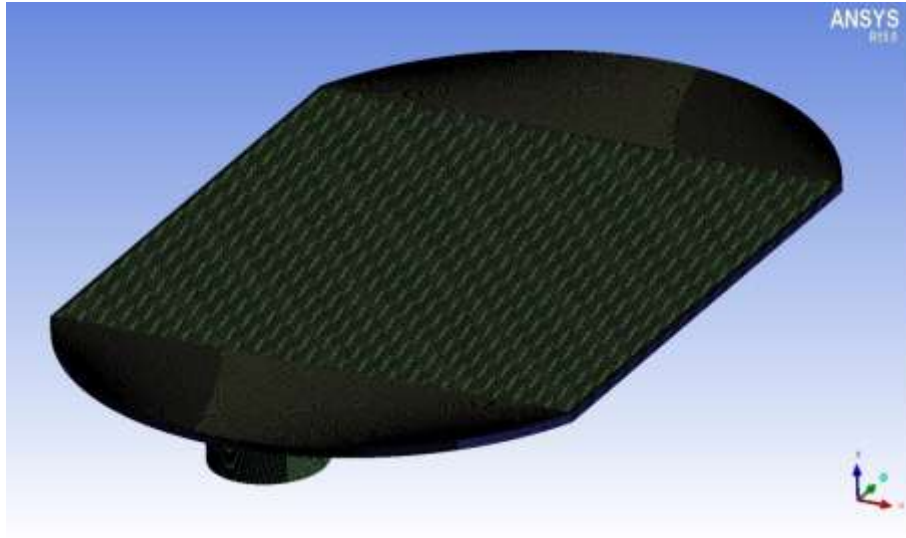
Sayısal hesaplamada, deneysel olarak test edilmiş $50 \times 50 \times 3 \text{ mm}^3$ boyutlarında mikrokanallı ısı değiştiricisini oluşturan plakaların geometrisi esas alınmıştır. Şekilde üç boyutlu görüntüsü verilen mikrokanallı plaka, SOLIDWORKS çizim programında tasarlanarak Fluent programında analiz edilmek için tanımlanmıştır.



Şekil 4.1. Mikrokanallı Plakanın üç boyutlu görüntüsü

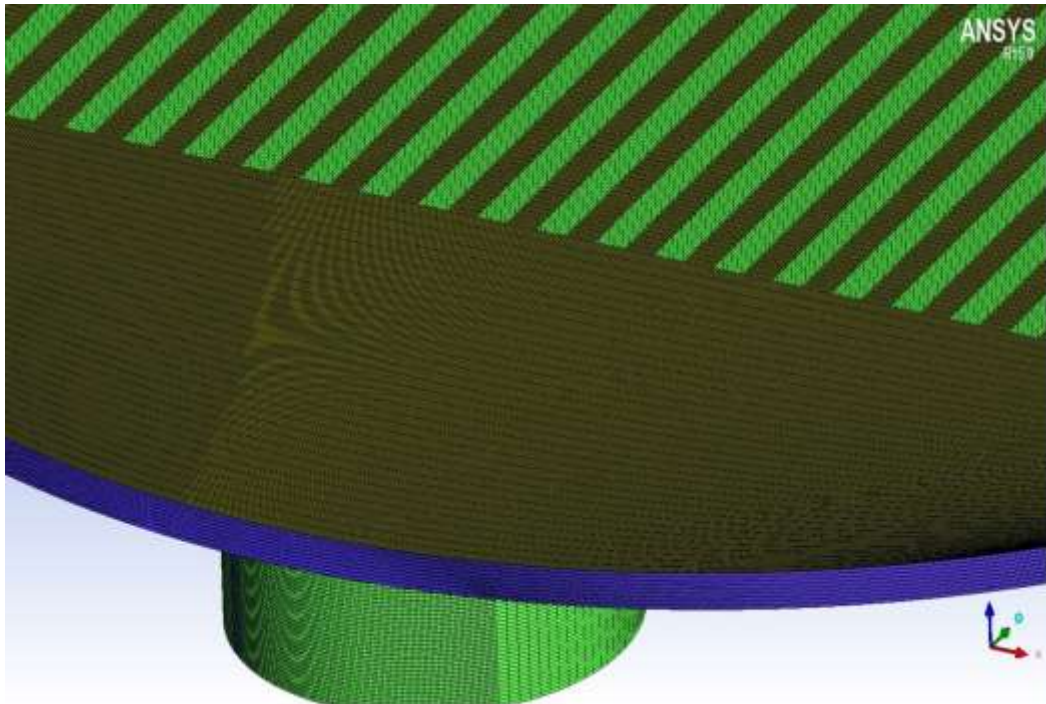
4.2.2. Ağ yapısı

CFD analizini gerçekleştirmek için bir çözüm ağı oluşturulmuştur. Bu çözüm ağını oluşturmak için kullanılan program, ANSYS V15.0 Meshing'dir. Sayısal çözümleri gerçekleştirebilmek için analizi gerçekleştirilecek olan mikrokanallı ısı değiştiricisinin boyutlarına göre değişmek üzere, hesaplama bölgesi 1367720 düğüm ve 1187955 adet altı yüzeyle (hexahedral) hacim elemanına ayrılarak bir çözüm ağı meydana getirilmiştir. Oluşturulmuş çözüm ağı ve sınır bölgeleri Şekil 4.2'de görülmektedir.



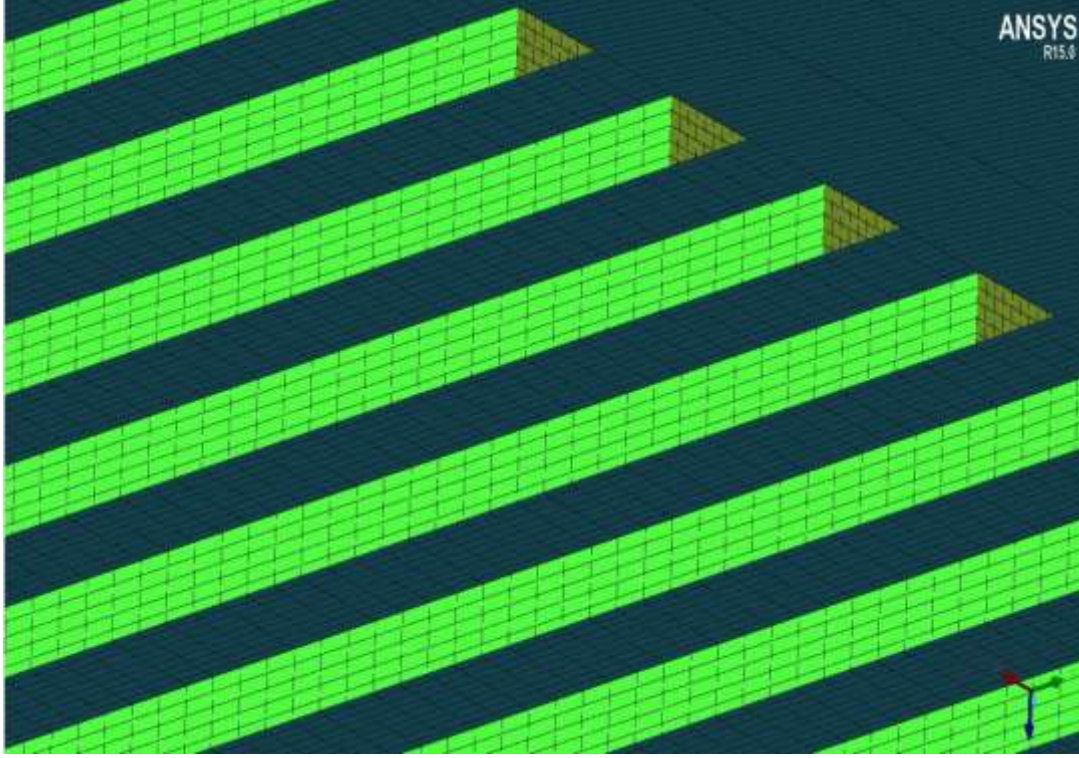
Şekil 4.2. Model plakanın çözüm ağı görüntüsü

Şekil 4.3’de, Şekil 4.2 ’deki model plakanın sınır bölgelerinin yakından görünüşü verilmiştir.



Şekil 4.3. Sınır bölgelerinin yakından bir çözüm ağı görüntüsü

Şekil 4.4 'de ise akış alanının Ansys programında mesh atılmış halinin yakından alınmış bir görüntüsü verilmiştir.



Şekil 4.4. Akış alanının çözüm ağı görüntüsü

4.2.3. Sınır şartları

Akışkanın debisi ve giriş sıcaklığı, plakanın özelliği bu kısımda belirlenir. Hesaplamalarda verilen sınır şartları aşağıdaki Tablo 4.1'de belirtilmiştir. Deneyle ve analiz aynı şartlarda aşağıda belirtilen 20 farklı kütle debisi için gerçekleştirilmiştir.

Tablo 4.1 Sınır şartları

m (kg/s)	Tgiriş (K)	Pçıkış
0,000164134	292	0
0,000328172	292	0
0,000492413	292	0
0,000657149	292	0
0,00082211	292	0
0,000987051	292	0

Tablo 4.1 Sınır şartları

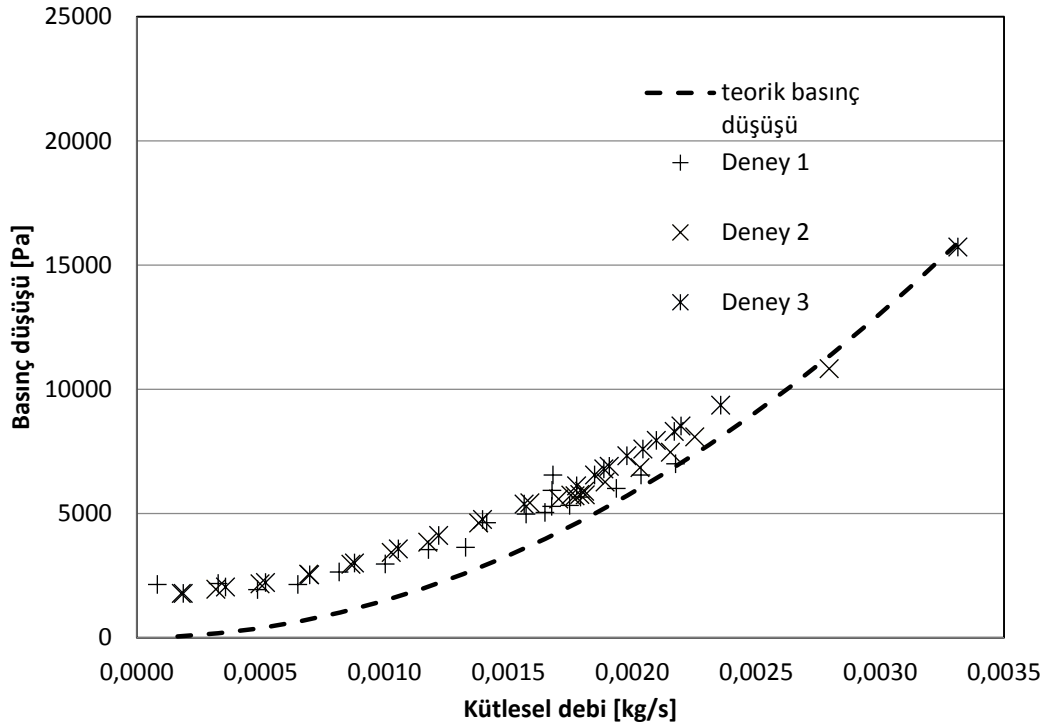
0,001152359	292	0
0,001317898	292	0
0,00148308	292	0
0,00164852	292	0
0,00181368	292	0
0,00197942	292	0
0,002144024	292	0
0,002308571	292	0
0,002473545	292	0
0,002639378	292	0
0,002805233	292	0
0,002971306	292	0
0,003136997	292	0
0,003304367	292	0

BÖLÜM 5. SONUÇLAR

5.1. Deneysel Sonuçları

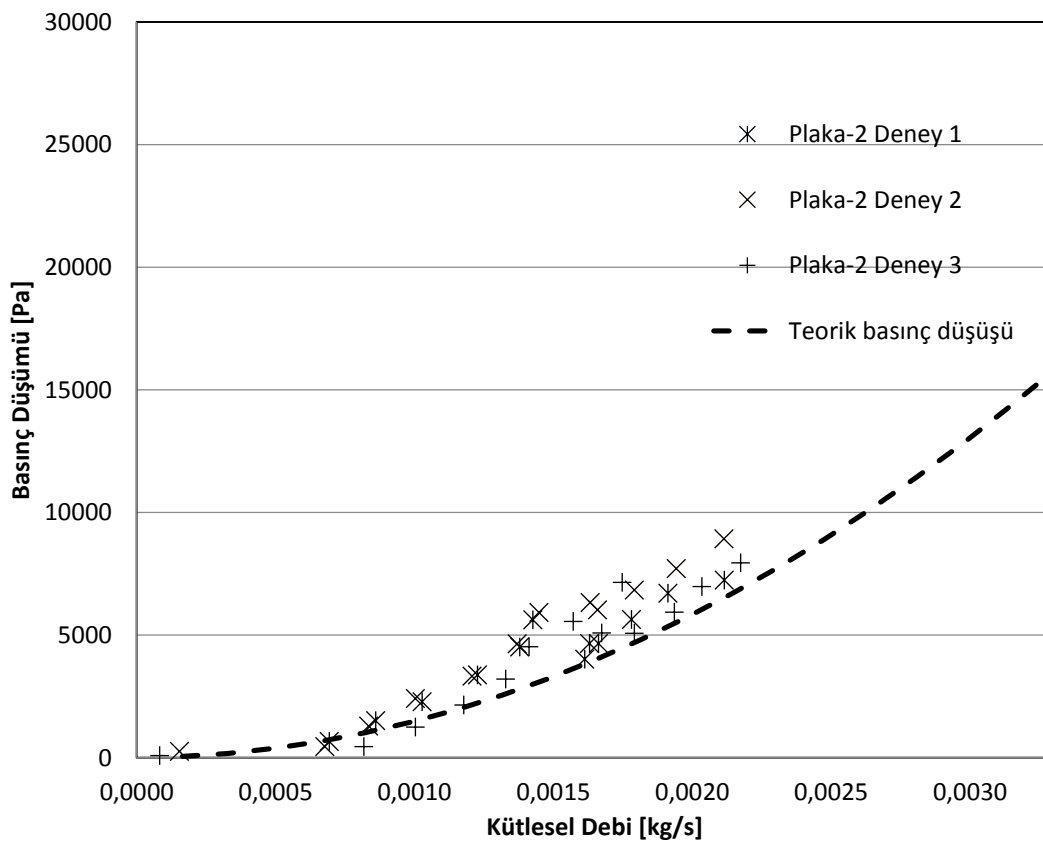
5.1.1. Basınç düşüşü

Hidrolik çapı $490\mu\text{m}$ olan kanallarla yapılan deneysel çalışmada akışın sağlanması için gerekli basınç farkı ölçülmüş, Şekil 5.1 de boyutları $50\times 50\times 3\text{mm}^3$ olan ısı değiştiricisinin soğuk akışkanın geçtiği plakadaki aynı şartlar altında üç kez tekrarlanmış deneysel basınç düşümü değerleri ve teorik olarak hesaplanmış basınç düşümü değerlerinin artan debiye göre değişimi verilmiştir. Şekilde debi ve buna bağlı hız arttıkça basınç düşüşünün arttığı görülmektedir. Deneysel ölçülen basınç değerleri mevcut bağıntılar ile hesaplanan teorik değerlerden daha yüksek olduğu gözlenmiştir.



Şekil 5.1. $50\times 50\times 3\text{ mm}^3$ plaka için debi artışına bağlı deneysel ve teorik basınç düşüşü

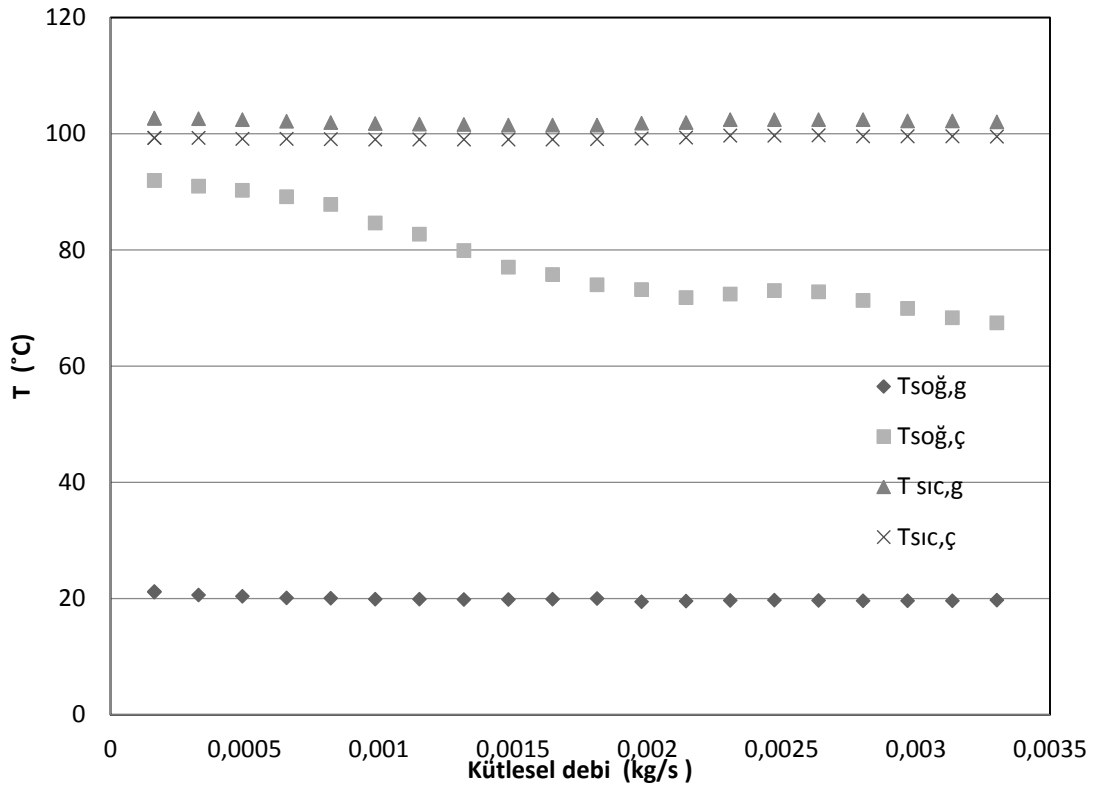
Şekil 5.2’de boyutları $70 \times 70 \times 3 \text{ mm}^3$ olan ısı değıştiricisinin soğuk akışkanın geçtiği plakadaki aynı şartlar altında üç kez tekrarlanmış deneysel basınç düşümü değerleri ve teorik olarak hesaplanmış basınç düşümü değerlerinin artan debiye göre değişimi verilmiştir. Şekilde debi ve buna bağlı hız arttıkça basınç düşüşünün arttığı görülmektedir. Şekil 5.1 ve 5.2’de farklı boyutlardaki ısı değıştiricisi plakaları için deneysel ve teorik basınç düşümü değerlerinin debi artışına bağlı grafiklerinde hız arttıkça basınç düşümünü arttığı görülmüştür. Ayrıca ölçülen verilerin yine teorik olan basınç değerinden daha yüksek olduğu görülmüştür.



Şekil 5.2. $70 \times 70 \times 3 \text{ mm}^3$ plaka için debi artışına bağlı deneysel ve teorik basınç düşüşü

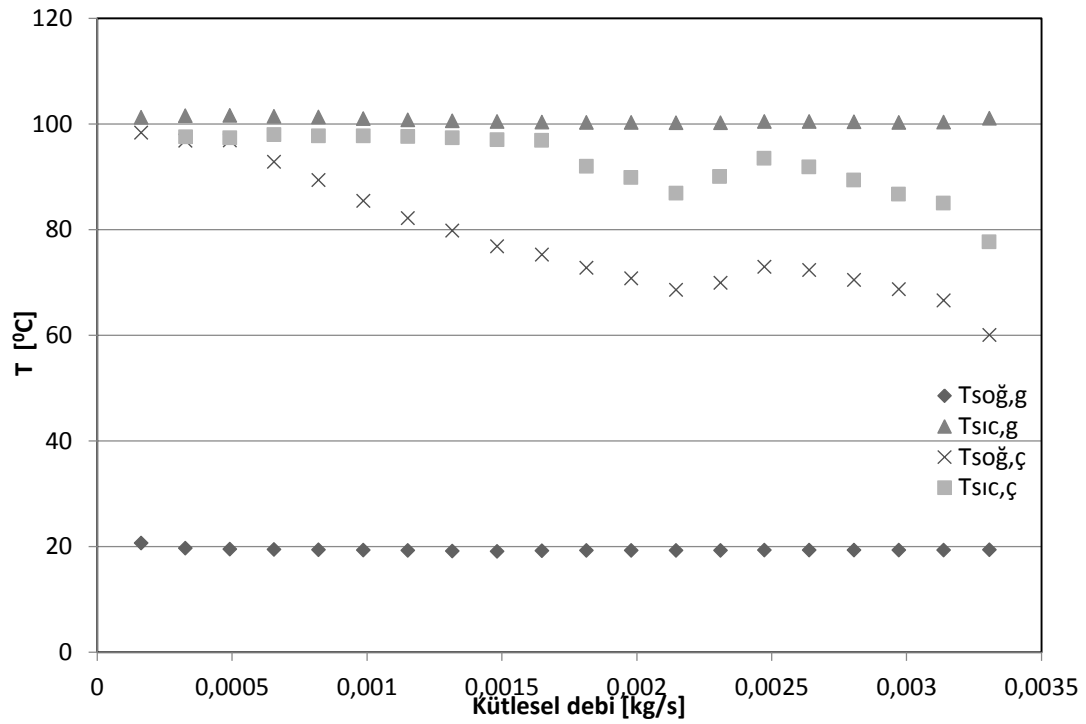
5.1.2. Isı geçişı

Şekil 5.3’de $50 \times 50 \times 3 \text{ mm}^3$ boyutlarında ve 30mm kanal uzunluğunda mikrokanallı ısı değıştiricisi için artan kütlesel debiye göre değişen deneysel olarak ölçülmüş giriş ve çıkış sıcaklıklarının grafiği verilmektedir.



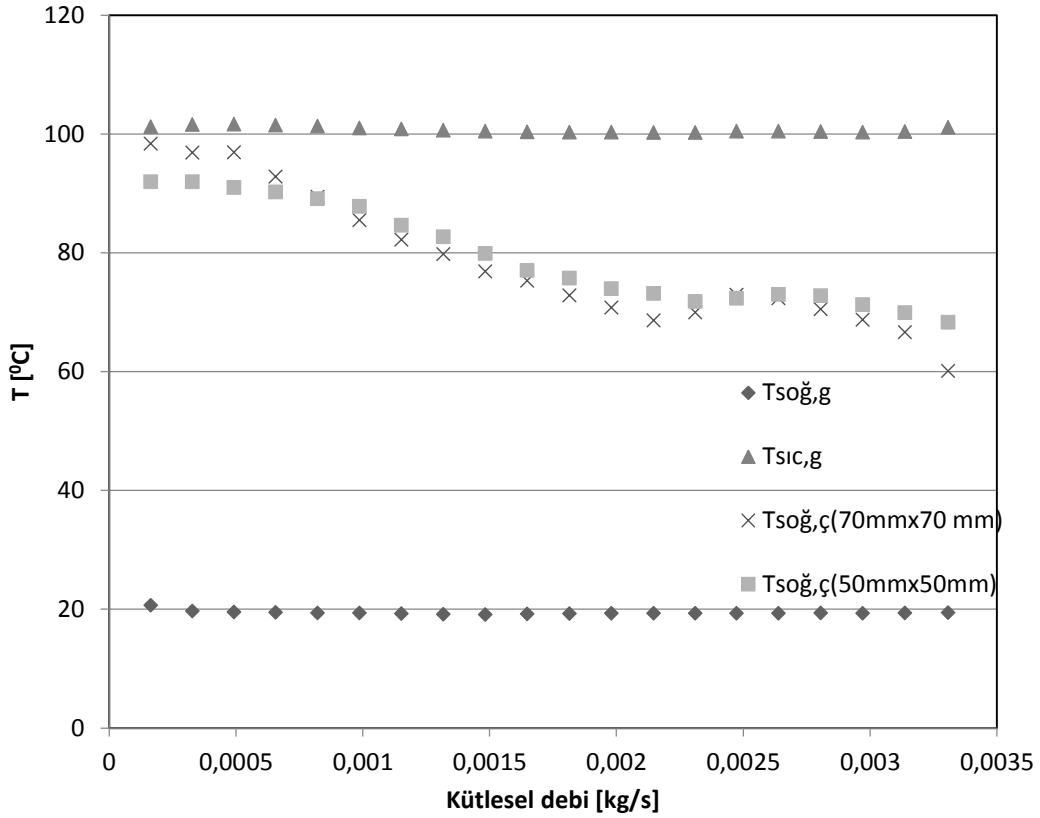
Şekil 5.3. 50x50 boyutlarında ısı değıştiricisi için kanal giriş ve çıkış sıcaklık grafiği

Mikrokanallı ısı değıştiricisinin üst plakası yaklaşık 99,8 °C'de sıcak su geçirilerek sabit yüzey sıcaklığı oluşturuldu. Alt plakadan ise farklı debilerde 19 °C soğuk su geçirilerek çıkış sıcaklığı ölçüldü. Teorik olarak, yüzeyde sabit sıcaklık sınır şartı uygulanarak ısıtılan bir kanal içindeki akışta, akışkan kanal içinde ne kadar çok kalırsa, o kadar çok ısınacaktır. Bu teoriyi doğrulayan, deneysel sonuçlardan da görüldüğü gibi düşük hızlarda akışkanın çıkış sıcaklığı daha yüksek olmaktadır.



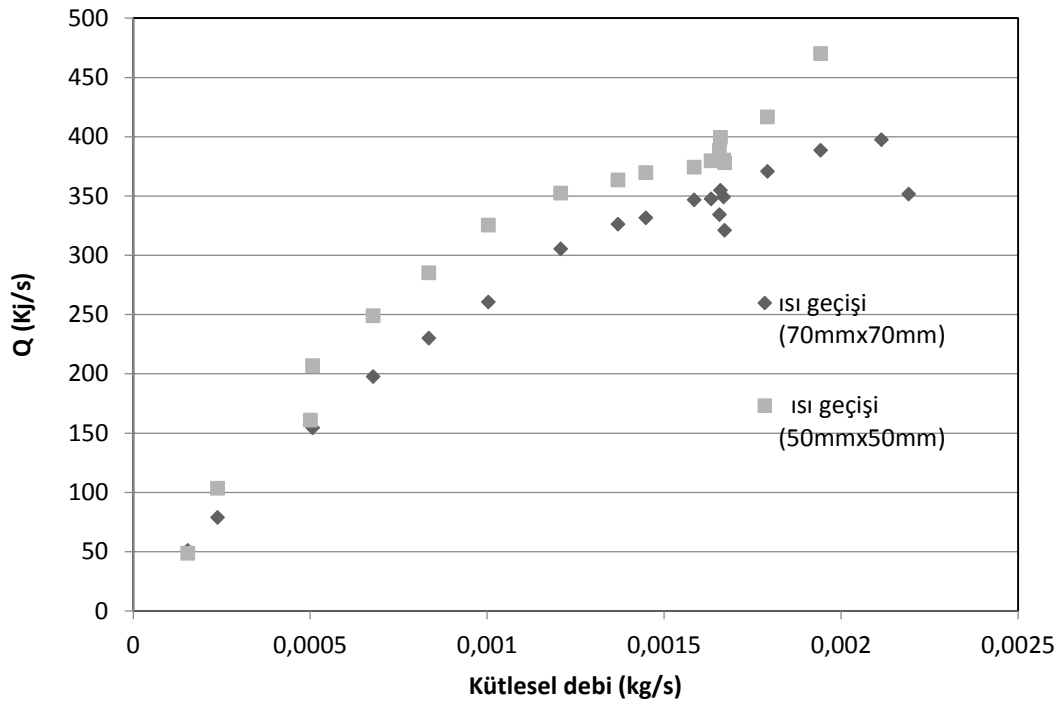
Şekil 5.4. 70x70 Isı değiştiricisi için kanal giriş ve çıkış sıcaklıkları

Şekilde 5.4'de $70 \times 70 \text{mm}^2$ boyutlarında ve 40mm kanal uzunluğunda mikrokanallı ısı değiştiricisi için artan kütlelel debiye göre değişen deneysel olarak ölçülmüş giriş ve çıkış sıcaklıklarının grafiği verilmektedir.



Şekil 5.5. Isı değıştiricilerinin kanal giriş ve çıkış sıcaklıklarının karşılaştırılması

Şekilde aynı hidrolik çapa sahip 50mmx50mm ve 70mmx70mm boyutlarında plakalar için aynı kütleli debilerde yapılan deneylere ait sıcaklık değeri verilmiştir. Büyük ölçüdeki plakanın çıkış sıcaklığının daha büyük olması beklenirken neredeyse aynı olduğu gözlenmiştir. Bunun sebebi olarak yoğuşan buharın sıcaklığının sabit kalmadığı ve en yüksek debi için 70 °C lere kadar düştüğü görülmüştür. Haliyle ısı geçişinin az olması çıkış sıcaklığının beklenenden daha düşük çıkmasına sebep olmuştur. Bir sonraki şekil 5.6'ya bakıldığında 70mmx70mm plakaya ait ısı geçişlerinin de beklenenden daha küçük çıktığı görülmüştür.

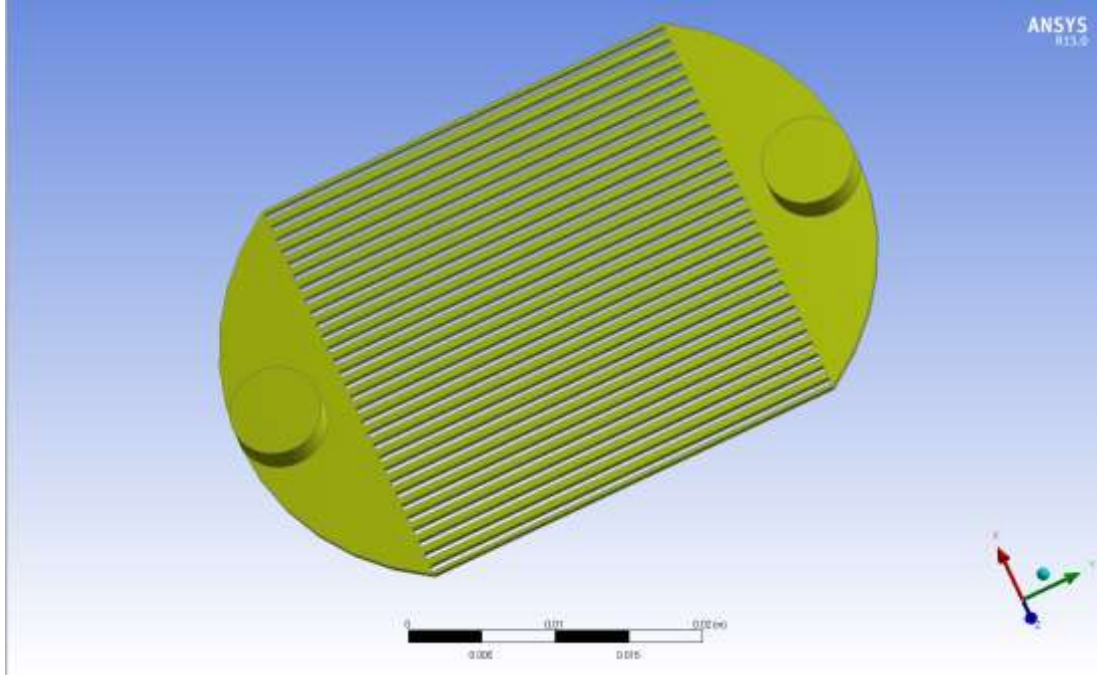


Şekil 5.6. Isı değıştiricilerinin debi artışına göre değışen ısı değęerlerinin karşılaştırılması

Isı geğişi verileri deneysel olarak ölçülen sıcaklık sonuçlarıyla elde edilmiştir. Kütlesel debileri ve ortalama sıcaklığa göre hesaplanan özgül ısı değęerleri hemen hemen aynı olduğuna göre giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki farklar bu sonuçlarda etkili olmuştur.

5.2. Modelleme Sonuçları (CFD)

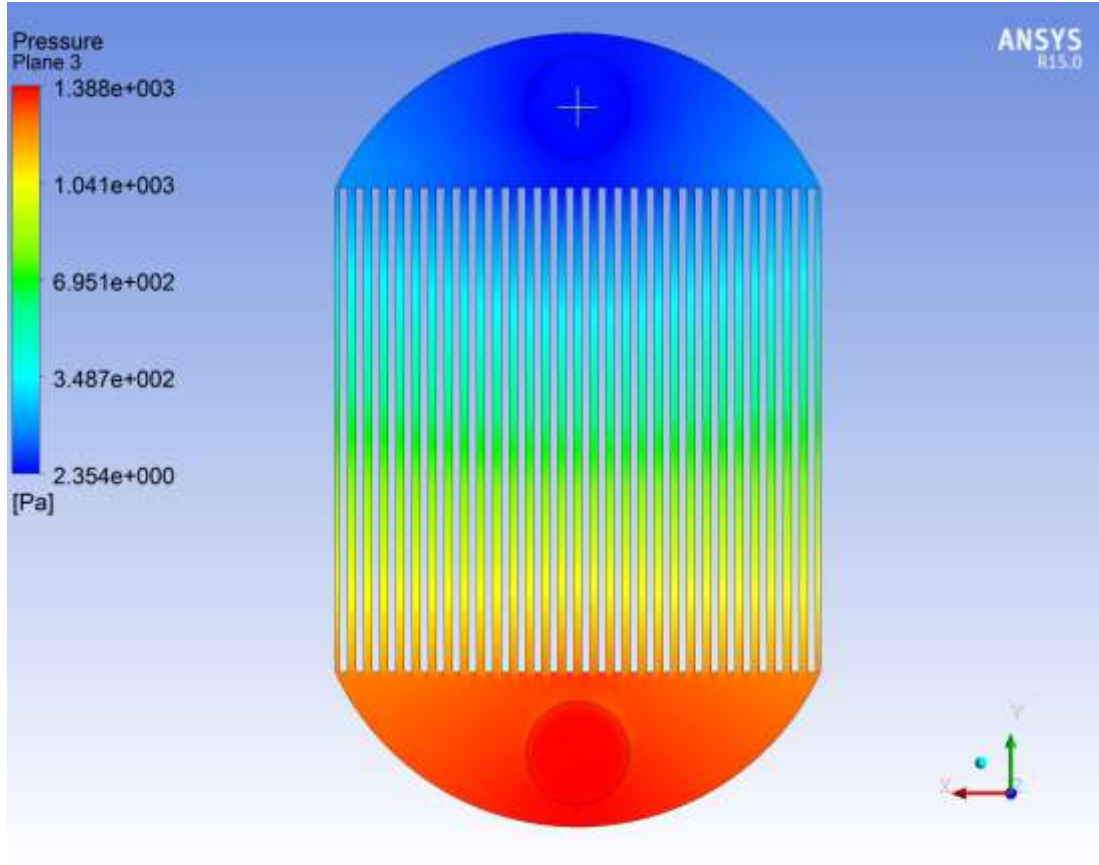
Şekilde analizi yapılan $50 \times 50 \times 3 \text{ mm}^3$ mikrokanallı plakanın ANSYS programında akış hacmi çıkarılmış görüntüsü verilmiştir.



Şekil 5.7. Mikrokanallı plakanın akış hacmi çıkarılmış görüntüsü

5.2.1. Basınç düşümü

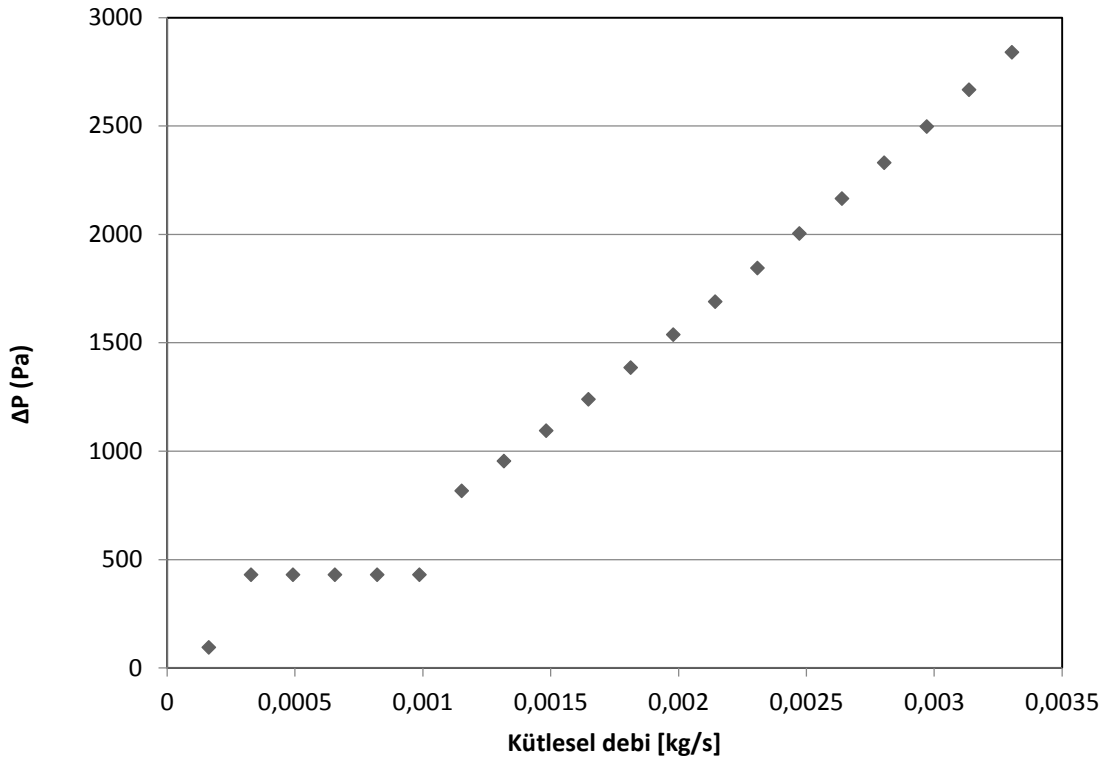
Şekil 5.8’de mikrokanallı plakanın 0,001813 kg/s giriş debisi değeri için mikrokanallı plaka boyunca basınç dağılımı verilmiştir.



Şekil 5.8. Kanal boyunca basınç dağılımı

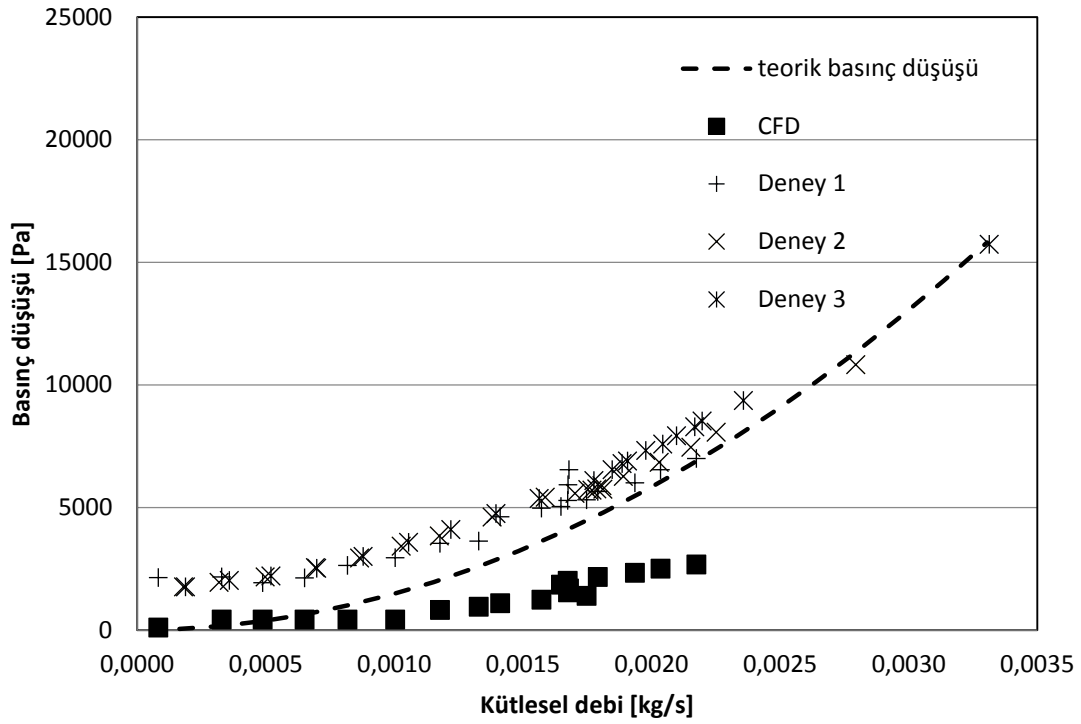
Şekil 5.8’de mikrokanallı plakada matematiksel modelleme ile elde edilen kanal boyunca basınç değişimi görülmektedir. Şekilde görüldüğü gibi boru girişinde basınç en yüksek değerindeyken boru çıkışına doğru azalarak devam etmektedir.

Şekil 5.9’da matematiksel modelleme ile elde edilen basınç düşümünün debi artışına göre değişiminin gösterimi verilmiştir.



Şekil 5.9. CFD ile elde edilen debi artışına bağlı basınç düşümü

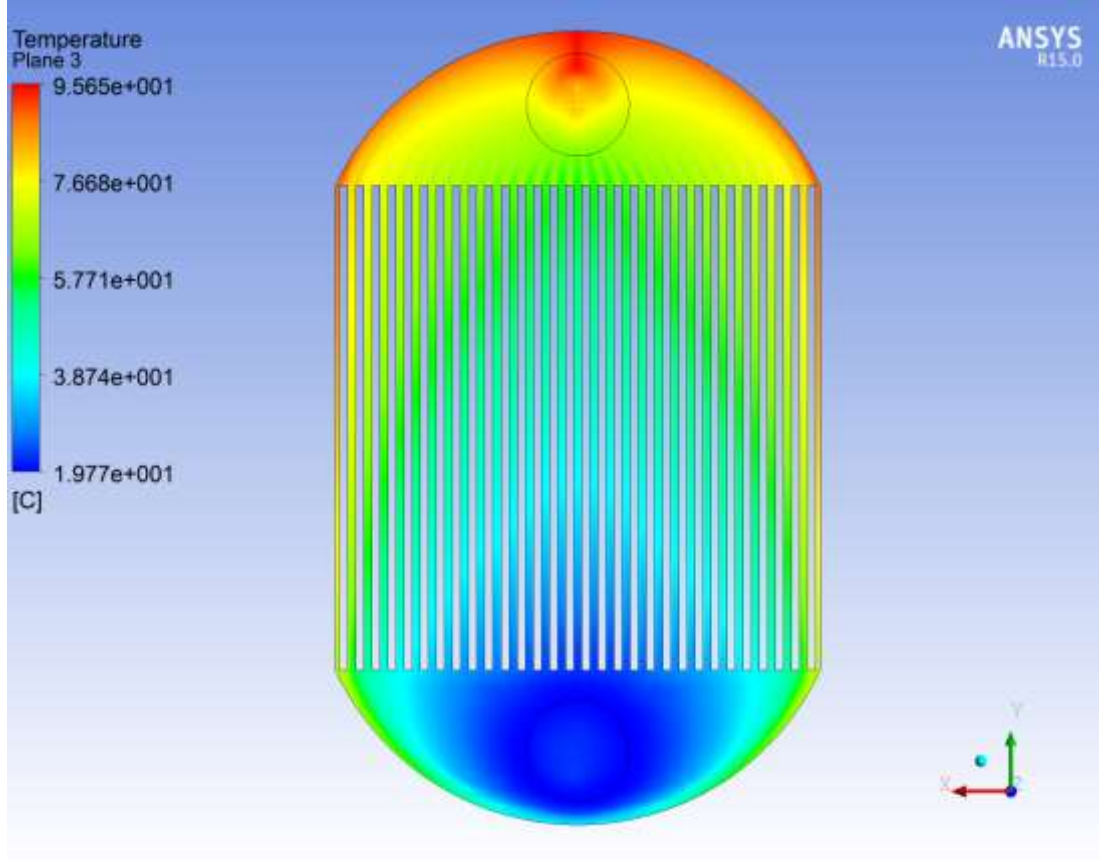
Şekil 5.10’da matematiksel modelleme ile elde edilmiş basınç düşümü değerlerinin deneysel ve teori ile elde edilmiş değerlerle karşılaştırılması verilmiştir. Grafik incelendiğinde deneysel sonuçlar ile modelleme sonuçları arasında tam bir uyum görünmemektedir. Literatürde mikrokanaalı ısı değiştiricilerinde basınç düşümü hakkında çalışma yapan araştırmacıların çalışmalarına bakıldığında ; Alm vd. (2008) Deneysel olarak elde ettikleri basınç düşümü değerlerinin modelleme sonucunda elde ettikleri basınç düşümü değerlerinden daha yüksek olduğunu belirtmişlerdir.



Şekil 5.10. Deneysel ve teorik Basınç düşümü değerlerinin matematiksel model ile karşılaştırılması

5.2.2. Matematiksel model ile elde edilen sıcaklık sonuçları

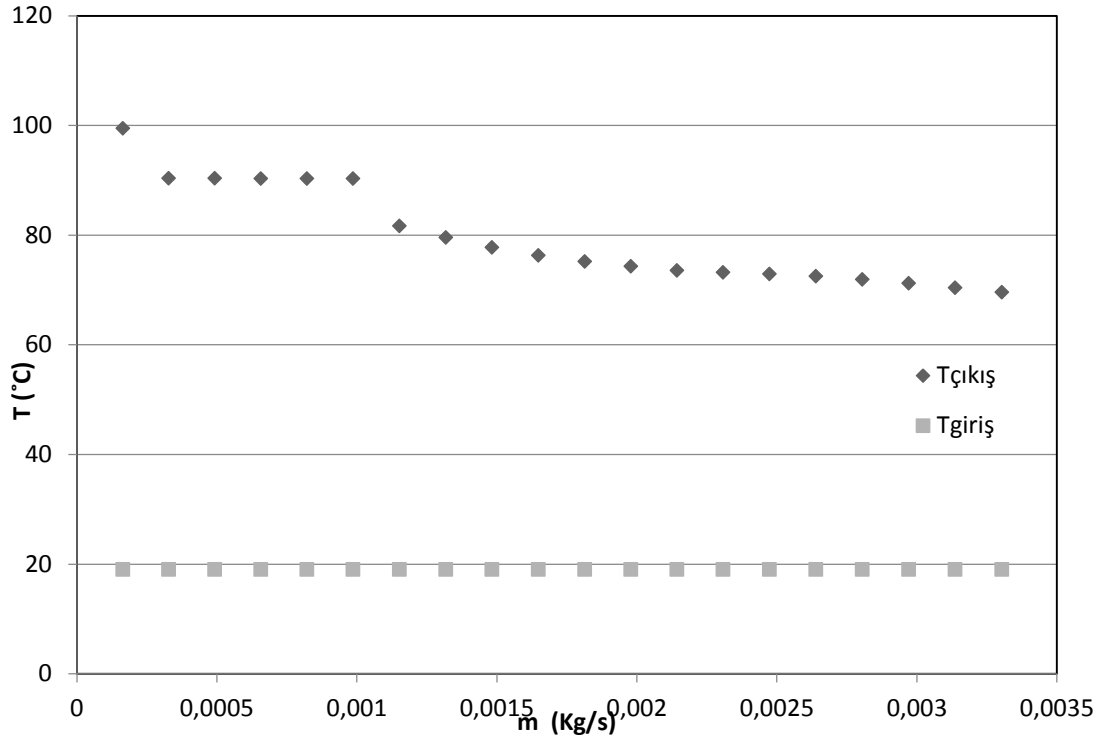
Şekil 5.11'de mikrokanailli plakanın 0,001813 kg/s giriş debisi değeri için matematiksel modelleme ile elde edilen plaka boyunca sıcaklık dağılımı verilmiştir.



Şekil 5.11. Kanal boyunca sıcaklık dağılımı

Şekil 5.11’de görüldüğü gibi kanal girişinde akışkanın sıcaklığı en düşük seviyesindedir, çıkışa doğru sıcaklık artışı gerçekleşmektedir.

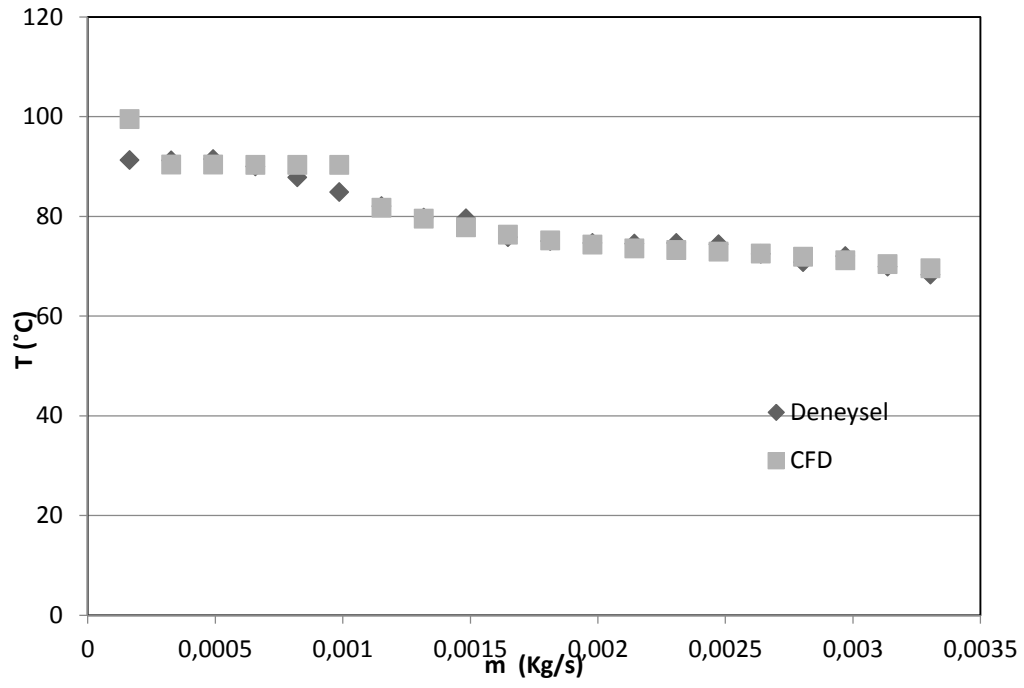
Şekil 5.12’de ısı değiştiricisindeki soğuk akışkanın geçtiği plakadaki farklı debiler için matematiksel modelleme ile elde edilmiş giriş ve çıkış sıcaklıkları değerleri verilmiştir.



Şekil 5.12. Kanal çıkışındaki sıcaklığın debi artışına göre değişimi

5.3. Deneysel Ve Analiz Sonuçlarının Karşılaştırılması

Şekil 5.13’de mikrokanailli ısı değıştiricisinin soğuk akışkanın geçtiği plakanın çıkış sıcaklığının deneysel ve analiz olarak ölçülmüş sıcaklıklarının artan debiye göre değişimi verilmiştir. Grafikten de görüldüğü gibi deneysel ve analiz sonuçları arasında uyum söz konusudur.



Şekil 5.13. Kanal çıkış sıcaklığının deneysel ve modelleme sonuçlarının karşılaştırılması

BÖLÜM 6. SONUÇ VE DEĞERLENDİRME

Bu çalışmada mevcut standart boyutların dışında alüminyum malzemeden çapraz akışlı boyutları farklı iki adet mikrokanallı ısı değiştiricisi üretimi gerçekleştirilmiştir. Bu mikro ısı değiştiricilerindeki çapraz akışı gerçekleştirebilmek için $50 \times 50 \times 3 \text{ mm}^3$ ve $70 \times 70 \times 3 \text{ mm}^3$ boyutlarında ikişer adet plaka kullanıldı. Bu plakalardaki mikrokanalların genişliği ve yüksekliği 0.49 mm, uzunluğu ise 30 mm dir. Mikrokanallı ısı değiştiricileri Sakarya Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü Uygulamalı Akışkanlar Mekaniği laboratuvarında kurulan deney tesisatında, akışkan olarak su kullanılarak test edilmiştir. Bir plakadan atmosfer şartlarında su buharı geçirilirken diğer plakadan giriş sıcaklığı $19 \pm 0,4 \text{ }^\circ\text{C}$ olan su geçirilmiştir. Deneyler sonucunda küçük boyutlu ısı değiştiricisinde su buharı geçen plakanın sıcaklığının sabit kaldığı gözlenmiş, diğer plakanın ise kütleli debinin artması ile sıcaklığının düştüğü gözlenmiştir. Büyük boyutlu plaka için buhar geçişi olan plakadaki ısı soğuk plakayı ısıtmaya yetemediğinden sıcak akışkanın geçtiği plakada sabit sıcaklık sağlanamamıştır.

Akış ve ısı geçişi modeli $50 \times 50 \times 3 \text{ mm}^3$ boyutlu tek bir plaka için sabit yüzey sıcaklığı koşulu için gerçekleştirilmiş sayısal çözüm ANSYS V15 FLUENT programı ile yapılmıştır. Elde edilen sayısal sonuçlar, deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmış, sıcaklık verilerinin birbirleri ile uyumlu olduğu gözlenmiştir. Bununla birlikte sayısal olarak hesaplanan basınç düşüşleri ile deneysel sonuçlar birbirini tutmamıştır.

Yapılan çalışma ile teknolojinin ilerlemesine paralel olarak küçülen elektronik cihazların ısıtma ve soğutulmasında kullanılan mikro ısı değiştiricileri ile ilgili deneysel ve analiz çalışmalarına referans edecek bir veri tabanı oluşturuldu. Özellikle benzer boyutlu mikrokanallı ısı değiştiricilerinde çalışacak endüstri ve araştırmacılar

için; pompa seçimi ve ısı verim hesaplaması problemlerine ışık tutabilecek deneysel ve analiz sonuçları elde edilmiştir.

KAYNAKLAR

- [1] YANG, Y., MORINI, G. L., BRANDNER, J. J. Gazdan Gaza Mikro Isı Değiştiricilerin Tasarımı. Mühendis ve Makina, cilt 54, sayı 644, s.69-92 2013.
- [2] KANG , S. W., TSENG, S. C. ,Analysis of effectiveness and pressure drop in micro cross-flow heat exchanger .Applied Thermal Engineering 27, 877–885.
- [3] HASAN, M.I. et al.,Influence of channel geometry on the performance of a center flow microchannel heat exchanger. International Journal of Thermal Sciences 48 1607–1618, 2009.
- [4] DANG, T., TENG, J. T., CHU, J. C.A. study on the simulation and experiment of a microchannel counter-flow heat exchanger. Applied Thermal Engineering 30, 2163-2172, 2010.
- [5] MOHAMMED, H.A., BHASKARAN , G., SHUAIB, N.H., SAIDUR R. Heat transfer and fluid flow characteristics in microchannels heat exchanger using nanofluids. Renewable and Sustainable Energy Reviews Volume 15, Issue 3 , 1502–1512, 2011.
- [6] KANLAYASIRI, K., PAUL, B.K. A nickel aluminide microchannel array heat exchanger for high-temperature applications. Journal of Manufacturing Processes, Volume 6, Issue 1, 72-80, 2004.
- [7] KEE, R. J., ALMAND, B. B., BLASI, J. M., ROSEN, B. L.,HARTMANN M., SULLIVAN, N. P., ZHU, H., MANERBINO, A. R., MENZER, S., COORS, W. G., MARTIN, J. L. The design, fabrication, and evaluation of a ceramic counter-flow microchannel heat exchanger. Applied Thermal Engineering 31, 2004-2012, 2011.
- [8] MATHEW, B., HEGAB, H. Experimental investigation of thermal model of parallel flow microchannel heat exchangers subjected to external heat flux. International Journal of Heat and Mass Transfer, 55, Issues 7–8, 2193-2199, 2012.

- [9] ALM, B., Imke, U., KNITTER, R., SCHYGULLA, U., ZIMMERMANN, S. Testing and simulation of a ceramic micro heat exchangers. Microreaction Technology IMRET 9: Proceedings of the Ninth International Conference on Microreaction Technology. 179-184, 2008.
- [10] AL-NIMR, M.A., MAQABLEH, M., KHADRAWI, A.F., AMMOURAH, S.A. Fully developed thermal behaviors for paralel flow microchannel heat exchanger. International Communications in Heat and Mass Transfer 36-4, 385–390, 2009.
- [11] KANG, S. W., TSENG, S. C. ,Analysis of effectiveness and pressure drop in micro cross-flow heat exchanger .Applied Thermal Engineering 27, 877–885, 2007.
- [12] KOYUNCUĞLU, A., Design, Fabrication, And Experimental Evaluation Of Microchannel Heat In CPU Cooling.Yüksek Lisans Tezi, 2010.
- [13] KILIÇ, B., İ., Bir Mikro Kanal Isı Alıcısında Gerçekleşen Isı Transferinin Sayısal Analizi.Yüksek Lisans Tezi, 2012.
- [14] PARLAK, N., Mikrokanallarda Akış Ve Isı Geçişinin Deneysel Ve Teorik İncelenmesi.Doktora Tezi, 2010.
- [15] MUTLU, E., Bir Minikanal Isı Değiştiricide Kanal Boyutlarının Isıl-Hidrolik Performansa Etkisinin Sayısal Olarak İncelenmesi .Yüksek lisans Tezi, 2006.
- [16] ÇENGEL, Y. A. Heat Transfer: A Practical Approach, 2003.
- [17] ÇENGEL, Y. A., CIMBALA, J. M., Fluid Mechanics, Fundamentals and Applications, 2003.
- [18] BEJAN, A. Heat Transfer, 1993.
- [19] FRAAS, A. P. Heat Exchanger Design, 1989.

ÖZGEÇMİŞ

Zeynep Küçükakça, 20.02.1989 da Konya' da doğdu. 2007 yılında Sakarya Anadolu Lisesinden mezun oldu. Aynı yıl kazandığı Sakarya üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünü 2011 yılında bitirdi. Yine aynı yıl Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Enerji Ana Bilim dalında yüksek lisansa başladı. 2011-2014 yılları arasında TÜVASAŞ da Bakım Mühendisi olarak çalıştı. Bu süre içerisinde şirketin tüm ekipman bakımı ve planması, kalite yönetimi konularında aktif rol aldı. Şu anda Sakarya Üniversitesinde Metalurji ve Malzeme Mühendisliği Bölümünde Uzman olarak görev yapmaktadır.