

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

**KİSMİ AÇIK BİR HACİM İÇERİSİNE YERLEŞTİRİLMİŞ METAL KÖPÜK
BLOKLARDAN ISI TRANSFERİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

OĞUZHAN ÖZBALCI

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

2015

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

**KİSMİ AÇIK BİR HACİM İÇERİSİNE YERLEŞTİRİLMİŞ METAL KÖPÜK
BLOKLARDAN ISI TRANSFERİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

OĞUZHAN ÖZBALCI

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

Bu tez 10/07/2015 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Oybirliği/Oyçokluğu ile kabul edilmiştir.

Doç. Dr. Ayla DOĞAN (DANIŞMAN)
Prof. Dr. Mustafa ACAR
Doç. Dr. İbrahim ATMACA

ÖZET

KISMİ AÇIK BİR HACİM İÇERİSİNE YERLEŞTİRİLMİŞ METAL KÖPÜK BLOKLARDAN ISI TRANSFERİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

Oğuzhan ÖZBALCI

Yüksek Lisans Tezi, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Ayla DOĞAN

Haziran 2015, 58 Sayfa

Bu çalışmada, kısmi açık bir hacim içerisinde ayrıık formda yerleştirilmiş 10, 20, 40 PPI gözenek yoğunluğuna sahip alüminyum köpük bloklardan ısı transferi deneysel olarak incelenmiştir. Çalışma akışkanı olarak hava kullanılmıştır. Hacim içerisinde 3x3 diziliminde yerleştirilen köpük bloklara eşit miktarda ısı akısı uygulanmıştır. Deneysel çalışmalar, Reynolds sayısının 3363-9743 ve düzeltilmiş Grashof sayısının $1,2 \times 10^6$ ve $7,5 \times 10^6$ aralığındaki değerleri için yapılmıştır. Reynolds sayısının, Grashof sayısının ve köpük blokların gözenek yoğunluğunun ısı transferine etkileri detaylı bir şekilde incelenmiştir. Ayrıca, köpük blok kullanılmadan elde edilen sonuçlarla, köpük blok kullanılarak elde edilen sonuçlar karşılaştırılmış ve köpük blok kullanılmasıyla ısı transferinin %192-262 oranında iyileştiği belirlenmiştir.

ANAHTAR KELİMELEER: Isı transferi, alüminyum köpük blok, kısmi açık hacim

JÜRİ: Doç. Dr. Ayla DOĞAN (Danışman)

Prof. Dr. Mustafa ACAR

Doç. Dr. İbrahim ATMACA

ABSTRACT

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF HEAT TRANSFER FROM METAL FOAM BLOCKS LOCATED IN A PARTIALLY OPEN CAVITY

Oğuzhan ÖZBALCI

M.Sc. Thesis in Mechanical Engineering
Supervisor: Associate Prof. Ayla DOĞAN
June 2015, 58 Pages

In this study, convection heat transfer from aluminum foam blocks having pore density of 10, 20 and 40 PPI which were placed discretely inside a partially open test section was investigated experimentally. Air was used as a working fluid. Test section equipped with 3x3 discrete aluminum foam blocks was subjected to equal heat flux. The experimental study was conducted for Reynolds numbers of 3363-9743 and modified Grashof numbers of $1,2 \times 10^6$ - $7,5 \times 10^6$. The effect of Grashof number, Reynolds number and also pore density of the aluminum foams on the buoyancy-driven secondary flow was investigated. Also, results for with and without foam blocks are compared and it was determined that, using foam blocks improved the heat transfer by %192-262.

KEYWORDS: Heat transfer, aluminum foam block, partially open cavity

COMMITTEE: Assoc. Prof. Dr. Ayla DOĞAN (Supervisor)
Prof. Mustafa ACAR
Assoc. Prof. Dr. İbrahim ATMACA

ÖNSÖZ

Teknolojinin gelişmesiyle birlikte, elektronik cihazların kullanımı gün geçtikçe artarken boyutları da küçülmektedir. Dolayısı ile elektronik sistemler büyük miktarda ısı yüklerine maruz kalmaktadır. Oluşan bu ısı yükler, elektronik sistemlerde, sistemlerin performanslarını olumsuz yönde etkilediği gibi sistem arızalarına da neden olmaktadır. Dolayısı ile sürekli parça değişimi ek maliyetler getirerek ülke ekonomisine zarar vermektedir. Bu nedenle oluşan ısı yüklerin giderilebilmesi için günümüzde çeşitli soğutma yöntemleri ve malzeme türleri geliştirilmektedir.

Bu tez çalışmasında, kısmi açık bir hacim içerisine 10, 20 ve 40 PPI gözenek yoğunluğa sahip alüminyum köpük bloklar, ayrıık formda yerleştirilerek, bloklardan olan ısı transferi deneysel olarak incelenmiştir. Çalışmalar farklı hava hızlarında ve farklı ısı akılarında yapılmıştır. Elde edilen sonuçların elektronik sistemlerin soğutulmasına yönelik çalışmalara katkı sağlayacağı düşünülmektedir.

Çalışmalarım boyunca bilgi, öneri ve yardımlarını benden esirgemeyip beni yönlendiren tez danışmanım sayın hocam Doç. Dr. Ayla DOĞAN'a, deney düzeneğinin oluşturulmasında yardımcı olan teknisyen Cüneyt SİVRİKAS'a fotoğrafların çekilmesinde bana yardımcı olan Arş. Gör. Kayra KURŞUN ve son olarak benden hiçbir zaman maddi ve manevi desteklerini esirgemeyip bugünlere gelmemi sağlayan sevgili anne ve babama sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	i
ABSTRACT	ii
ÖNSÖZ	iii
İÇİNDEKİLER.....	iv
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	vi
ŞEKİLLERİN DİZİNİ	vii
ÇİZELGELERİN DİZİNİ.....	ix
1. GİRİŞ.....	1
2. KURAMSAL BİLGİLER VE KAYNAK TARAMASI	3
2.1. Elektronik Sistemlerde Hasar ve Soğutma Teknikleri	3
2.1.1. Işınım ve doğal taşınım	6
2.1.2. Zorlanmış dış taşınım.....	7
2.1.3. Zorlanmış sıvı soğutma	7
2.1.4. Mikro kanallar ve taşınım ile soğutma	8
2.1.5. Sıvı buharlaştırılmalı soğutma ve çekirdek kaynaması	9
2.1.6. Isı borusu ile soğutma.....	10
2.2. Mevcut Çalışma için Kuramsal Bilgiler	11
2.3. Kanal İçi Laminer ve Türbülanslı akış	13
2.4. Metal Köpük Malzemelerle Yapılmış Çalışmaların Gözden Geçirilmesi	14
2.5. Çalışmanın Amacı.....	18
3. MATERYAL ve METOD	19
3.1. Deney Düzeneği.....	19
3.1.1. Kısmi açık hacim ve test bölgesi	20
3.1.2. Akım düzenleyici.....	25
3.1.3. Güç ünitesi	26
3.2. Deneysel Verilerin Toplanması ve Ölçüm Sistemleri	27
3.3. Deneysel Verilerin Analizi	29
3.4. Hata Analizi	34
3.5. Deneysel Çalışma Parametreleri.....	36
4. BULGULAR VE TARTIŞMA.....	37
4.1. Giriş.....	37

4.2. Köpük Blok Kullanılmadan Elde Edilen Deney Sonuçları	37
4.3. 10 PPI'lık Alüminyum Köpük Blok Kullanılarak Elde Edilen Deney Sonuçları	40
4.4. 20 PPI'lık Alüminyum Köpük Blok Kullanılarak Elde Edilen Deney Sonuçları	44
4.5. 40 PPI'lık Alüminyum Köpük Blok Kullanılarak Elde Edilen Deney Sonuçları	48
4.6. Köpüksüz ve Farklı Tip Köpük Bloklardan Elde Edilen Sonuçların Karşılaştırılması	52
4.6.1. Köpük blok kullanılarak ve kullanılmadan elde edilen sonuçların karşılaştırılması ..	52
5. SONUÇ	55
6. KAYNAKLAR	57

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler

A_h	Isıtıcı yüzey alanı [m^2]
A_{hj}	Bir sıradaki toplam ısıtıcı alanı [m^2]
$A_{h,tot}$	Isıtıcı plakaların toplam ısı transfer alanı [m^2]
A_{yalt}	Yalıtım malzemesi ısı transfer alanı [m^2]
c_p	Özgül ısı [$kJ/kg^{\circ}C$]
D_h	Kısmi açık hacim için hidrolik çap [m]
g	Yerçekimi ivmesi [m/s^2]
Gr_{Dh}	Grashof sayısı [-]
Gr^*	Düzeltilmiş Grashof sayısı [-]
\bar{h}_j	Bir ısıtıcı sırasındaki ortalama ısı taşınım katsayısı [W/m^2K]
i	Dizi numarası [x yönü]
j	Sıra numarası [z yönü]
k_{hava}	Havanın iletim katsayısı [W/mK]
k_{yalt}	Yalıtım malzemesinin iletim katsayısı [W/mK]
L_{yalt}	Yalıtım malzemesinin kalınlığı [m]
\dot{m}	Kütleli debi [kg/s]
$\overline{Nu}_{Dh,j}$	Bir ısıtıcı sırası için ortalama Nusselt sayısı [-]
$\dot{q}_{taş}$	Taşımla olan ısı akısı [W/m^2]
\dot{q}	Isıtıcıya verilen ısı akısı [W/m^2]
$\dot{Q}_{elek,j}$	Bir ısıtıcı sırasına verilen toplam ısı miktarı [W]
$\dot{Q}_{ilet,j}$	Bir ısıtıcı sırası için iletimle olan ısı miktarı [W]
$\dot{Q}_{taş,j}$	Bir ısıtıcı sırası için taşımla olan ısı miktarı [W]
R	Direnç [Ω]
Re_{Dh}	Reynolds sayısı [-]
T	Sıcaklık [$^{\circ}C$]
T_{∞}	Ortam sıcaklığı [$^{\circ}C$]
$\bar{T}_{s,j}$	Bir ısıtıcı sırası için ortalama yüzey sıcaklığı [$^{\circ}C$]
V	Voltaj [V]
w_0	Hava hızı [m/s]
β	Hacimsel genleşme katsayısı [K^{-1}]
ν	Kinematik viskozite [m^2/s]

Kısaltmalar

PPI	Pore per inch (Bir inch'deki gözenek sayısı)
PTFE	Poli tetra floro etilen (teflon malzeme)
XPS	Ekstrüde polistren köpüğü (foamboard)

ŞEKİLLERİN DİZİNİ

Şekil 2.1. Genel olarak kullanılan soğutma teknikleri (Mudawar 2000)	4
Şekil 2.2. Dizüstü bilgisayarda aşırı ısınmadan dolayı meydana gelen hasarın görünümü	4
Şekil 2.3. Geleneksel ısı transfer tiplerinin karşılaştırılması (JAKO 2004)	6
Şekil 2.4. Zorlanmış sıvı soğutmanın şematik görünümü (JAKO 2004)	8
Şekil 2.5. Mikro kanal ısı değiştiricinin şematik görünümü (JAKO 2004)	9
Şekil 2.6. İşlemci ile birleştirilmiş ısı borusunun şematik görünümü	10
Şekil 2.7. Isı borusunun şematik görünümü (JAKO 2004)	10
Şekil 2.8. Sıcak bir yüzeyden havaya taşınım ile ısı transferi	11
Şekil 2.9. Zorlanmış ve doğal taşınım ile ısı transferinin şematik gösterimi	12
Şekil 2.10. Akış yönüne göre destekleyen, zıt ve çapraz akışın şematik görünümü	13
Şekil 2.11. Kanal içi laminer ve türbülanslı akım çizgileri	14
Şekil 2.12. Elektronik devre kartı	18
Şekil 3.1. Deney düzeneğinin şematik görünümü	19
Şekil 3.2. Deney düzeneğinin genel görünümü	20
Şekil 3.3. Bakır plakaların dizilimi ve ölçüleri (mm)	21
Şekil 3.4. Bakır plakaların dizilimi ve görünümü (köpüksüz durum)	21
Şekil 3.5. Test odasındaki malzemelerin detaylı görünümü	22
Şekil 3.6. 10 PPI'lık alüminyum metal köpüğün yakından görünümü	23
Şekil 3.7. 20 PPI'lık alüminyum metal köpüğün yakından görünümü	23
Şekil 3.8. 40 PPI'lık alüminyum metal köpüğün yakından görünümü	24
Şekil 3.9. Alüminyum metal köpüklerin test bölgesi içindeki yerleşimi	25
Şekil 3.10. Akış düzenleyicinin üstten görünümü	25
Şekil 3.11. Isıtıcıların bağlandığı paralel bağlantı devresi	26
Şekil 3.12. Isıtıcı uçlarındaki voltaj ölçümünde kullanılan multimetre (TT T-echni-c 9808 ⁺)	27
Şekil 3.13. TESTO 425 marka bir hız ölçüm cihazının görünümü	28
Şekil 3.14. Hız ölçümlerinin alındığı noktaların görünümü	28
Şekil 3.15. Veri toplama cihazı (Data logger) görünümü	29
Şekil 3.16. İzolasyon köpüğünün (Foam board) iç ve dış kısımlarına yerleştirilen termokupulların görünümü	30
Şekil 3.17. Ölçüm sonuçlarının incelenmesi ve grafiklerin çizilmesinde belirlenen ısıtıcı sıraları	31
Şekil 4.1. Reynolds sayısının 9743 değeri için farklı düzeltilmiş Grashof sayılarında ısıtıcı sıra ortalama sıcaklık değerlerinin sıra sayısına göre değişimi	37
Şekil 4.2. Düzeltilmiş Grashof sayısının $1,2 \times 10^6$ değeri için farklı Reynolds sayılarında sıra ortalama sıcaklık değerlerinin değişimi	38
Şekil 4.3. Reynolds sayısının 9743 değeri için farklı düzeltilmiş Grashof sayılarında sıra ortalama Nusselt sayılarının değişimi	39
Şekil 4.4. Düzeltilmiş Grashof sayısının $1,2 \times 10^6$ değeri için Reynolds sayılarında sıra ortalama Nusselt sayılarının değişimi	40
Şekil 4.5. Reynolds sayısının 3363 değeri için farklı düzeltilmiş Grashof sayılarında sıra ortalama sıcaklık değerlerinin değişimi	41

Şekil 4.6. Düzeltilmiş Grashof sayısının $2,7 \times 10^6$ değeri için farklı Reynolds sayılarında sıra ortalama Nusselt sayılarının değişimi.....	42
Şekil 4.7. Reynolds sayısının 3363 değeri için farklı düzeltilmiş Grashof sayılarında sıra ortalama Nusselt sayılarının değişimi	43
Şekil 4.8. Düzeltilmiş Grashof sayısının $2,7 \times 10^6$ değeri için farklı Reynolds sayılarında sıra ortalama Nusselt sayılarının değişimi.....	44
Şekil 4.9. Reynolds sayısının 5894 değeri için farklı düzeltilmiş Grashof sayılarında sıra ortalama sıcaklıkların değişimi	45
Şekil 4.10. Düzeltilmiş Grashof sayısının $2,7 \times 10^6$ değeri için farklı Reynolds sayılarında sıra ortalama sıcaklıkların değişimi verilmiştir.	46
Şekil 4.11. Reynolds sayısının 5894 değeri için farklı düzeltilmiş Grashof sayılarında sıra ortalama Nusselt sayılarının değişimi verilmiştir.....	47
Şekil 4.12. Düzeltilmiş Grashof sayısının $2,7 \times 10^6$ değeri için farklı Reynolds sayılarında sıra ortalama Nusselt sayılarının değişimi verilmiştir.....	48
Şekil 4.13. Reynolds sayısının 5894 değeri için farklı düzeltilmiş Grashof sayılarında sıra ortalama sıcaklık değerlerinin değişimi verilmiştir.	49
Şekil 4.14. Düzeltilmiş Grashof sayısının $2,7 \times 10^6$ değeri için farklı Reynolds sayılarında sıra ortalama sıcaklık değerlerinin değişimi	50
Şekil 4.15. Reynolds sayısının 5894 değeri için farklı düzeltilmiş Grashof sayılarında sıra ortalama Nusselt sayılarının değişimi.....	51
Şekil 4.16. Düzeltilmiş Grashof sayısının $2,7 \times 10^6$ değeri için farklı Reynolds sayılarında sıra ortalama Nusselt sayılarının değişimi.....	51
Şekil 4.17. $Re_{Dh}=5894$ ve $Gr^*=1,2 \times 10^6$ için köpüksüz çalışma ve farklı tip köpük malzemelerin Nusselt sayısına etkisi	53
Şekil 4.18. $Re_{Dh}=5894$ ve $Gr^*=2,7 \times 10^6$ için köpüksüz çalışma ve farklı tip köpük malzemelerin Nusselt sayısına etkisi	53
Şekil 4.19. $Re_{Dh}=5894$ ve $Gr^*=4,8 \times 10^6$ için köpüksüz çalışma ve farklı tip köpük malzemelerin Nusselt sayısına etkisi	54
Şekil 4.20. $Re_{Dh}=5894$ ve $Gr^*=7,5 \times 10^6$ için köpüksüz çalışma ve farklı tip köpük malzemelerin Nusselt sayısına etkisi	54

ÇİZELGELERİN DİZİNİ

Çizelge 2.1. Yüksek sıcaklık nedeni ile oluşabilecek hasarlar (Sergent ve Krum 1998).....	3
Çizelge 3.1. Alüminyum metal köpük malzemelerin fiziksel özellikleri.....	24
Çizelge 3.2. Değişkenlerin belirsizlik ve hata oranları	35
Çizelge 3.3. Deneysel Çalışma Parametreleri.....	36

1. GİRİŞ

Elektronik elemanlar, oyuncaklar ve cihazlardan yüksek güçlü bilgisayarlara kadar Dünya'daki tüm büyük sanayi endüstrilerinde çeşitli fonksiyonlarda kullanılmaktadır. Elektronik elemanların görevlerini yerine getirebilmesi elektrik akımının geçişine ve kontrolüne bağlıdır. Ne zaman elektrik akımı bir direnç içerisinde aksa o elemanın içinde ısı üretimi olur. Akımdaki veya dirençteki artış, o elemandaki ısı üretim miktarında artışa yol açar. Elektronik eleman üzerinden akım geçmeye devam ettiği sürece ısı üretmeye devam eder. Elektronik elemanın sıcaklığı, üretilen ısı kendini dışarı taşıyacak bir yol bulamadıkça artmaya başlar. Akış yolu zayıf ise, sıcaklık, direnç elemanı bozulana ve akım geçişi durana kadar artmaya devam eder. Akış yolu iyi ise, sıcaklık, elemandan dışarı atılan ısının elektrik akımı ile elemanda üretilen ısıya eşit olduğu noktada sabitlenene kadar artmaya devam eder.

Elektronik elemanların ve elektronik sistemlerin boyutları hızla küçülürken, karmaşık yapıları ve kapasiteleri inanılmaz oranda büyümektedir. Elektronik sistemlerin boyutlarındaki bu küçülme, birim hacimlerinde üretilen ısının belirgin olarak artmasına neden olmuştur. Güç yoğunluğundaki bu belirgin artış, sıcaklıkların hızla artmasına ve bunun sonucu olarak hatalarda da büyük bir artışa neden olmaktadır.

Güvenilir bir elektronik sistem sağlayabilmek için, her elemandaki sıcaklıklar kontrol edilmelidir. Çalışma sıcaklığı çok yüksek olursa elektronik arızalar oluşabilir. Ayrıca devre kartlarına monte edilmiş olan elektronik elemanların lehimli ek yerlerinde sıcaklık değişimlerine bağlı olarak oluşan ısıl gerilmeler hataların ana sebebidir. Arızalar, küçük sıcaklık yükselişinde tolerans dışı basit, büyük sıcaklık yükselişlerinde ciddi boyutlarda oluşabilir. Bu nedenle ısıl kontrol, elektronik elemanların tasarımı ve kullanımında önemli hale gelmiştir.

Isı her zaman sıcak ortamdan soğuk ortama doğru akar. Elektronik elemanlar genellikle ısının kaynağı olduğundan, sistemlerin en çok ısınan ve en yüksek sıcaklığa sahip noktalarıdır. İyi bir akış yolunun sağlanmaması ve içeride üretilen ısının, ısı kaynağından dış ortama uzaklaştırılamaması, elektronik sistemlerdeki en temel sorundur.

Elektronik elemanların soğutulmasında genellikle iki tip akışkan kullanımı söz konusudur. En çok karşılaşılan çalışmalar hava ve sıvı akışkanlar (dielektrik akışkanlar) ile yapılan soğutma çalışmalarıdır. Havanın soğutucu akışkan olarak kullanıldığı sistemlerde doğal, zorlanmış ve karışık taşınım uygulamalarına rastlamak mümkündür. Yüksek güçlü elektronik elemanlar ise dielektrik sıvı içerisine daldırılmış olarak soğutulurlar. Bu sistemler kaynama ile yüksek ısı transferi avantajı sağlarlar.

Isının, elemanlardan uzaklaştırılmasında kullanılan diğer bir yol ise, ısınan yüzeylerin yüzey alanlarının genişletilmesidir. Geleneksel olarak elektronik eleman yüzeyleri kanatçıklar (iğneli, plaka tipi vb.) vasıtası ile genişletilir.

Bu çalışmada elektronik sistemlerdeki ısınma probleminin giderilmesi amacı ile alternatif bir soğutma sistemi tasarlanmıştır. Son zamanlarda, elektronik elemanların

soğutulmasında metal köpük malzemelerin kanatçık yerine kullanımı ilgi çekici hale gelmiştir. Metal köpükler, ağırlıklarının düşük olması, yönden bağımsız olarak darbe ve titreşim sönümleyebilmesi, elektromanyetik kalkan özelliği, yüksek ergime noktaları, düşük özgül ısıları, iyi bir korozyon direnci ve elektrik iletkenliği gibi özelliklerinden dolayı çeşitli mühendislik uygulamalarında kullanılmaktadır.

Bu çalışmada, yüzeyleri farklı gözenek yoğunluğuna sahip (10, 20, 40 PPI) alüminyum köpük bloklar ile genişletilmiş ayrık ısıtıcılar bulunan kısmi açık bir hacim içerisinde gerçekleşen ısı transferi deneysel olarak incelenmiş ve sonuçları değerlendirilmiştir. Çalışmada, maliyetinin düşük olması, tasarım ve bakımının kolaylığı nedeni ile soğutucu akışkan olarak hava kullanılmıştır.

2. KURAMSAL BİLGİLER VE KAYNAK TARAMASI

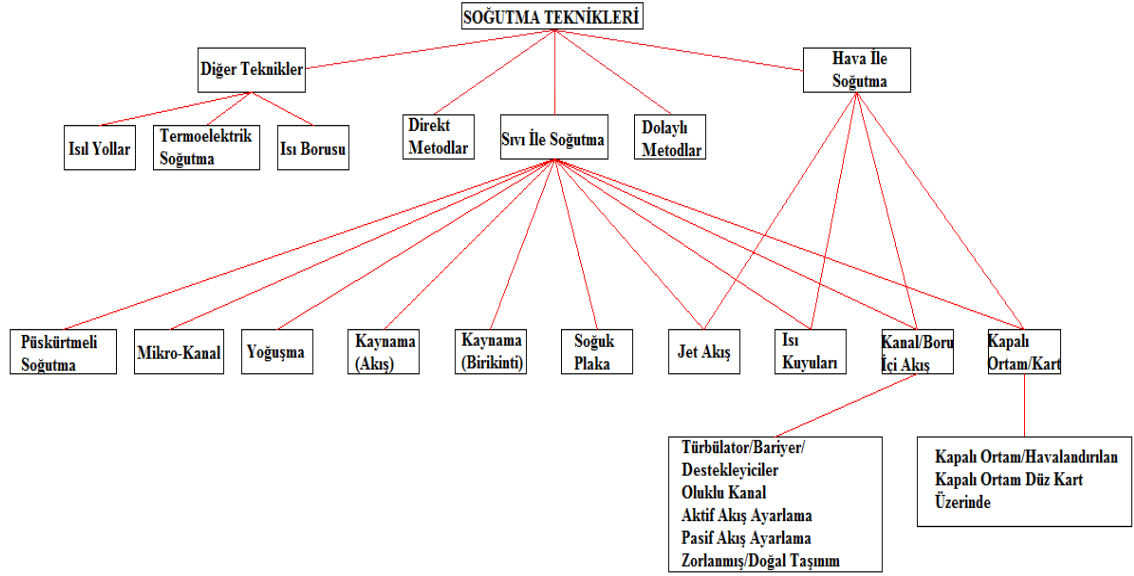
2.1. Elektronik Sistemlerde Hasar ve Soğutma Teknikleri

Elektronik devre elemanının dayanabileceğinden yüksek sıcaklıklara maruz kalması devre elemanının zarar görmesine neden olur. Çizelge 2.1'de elektronik sistemlerde yüksek sıcaklık nedeni ile oluşabilecek hasarlar verilmiştir. (Sergent ve Krum 1998)

Çizelge 2.1. Yüksek sıcaklık nedeni ile oluşabilecek hasarlar (Sergent ve Krum 1998)

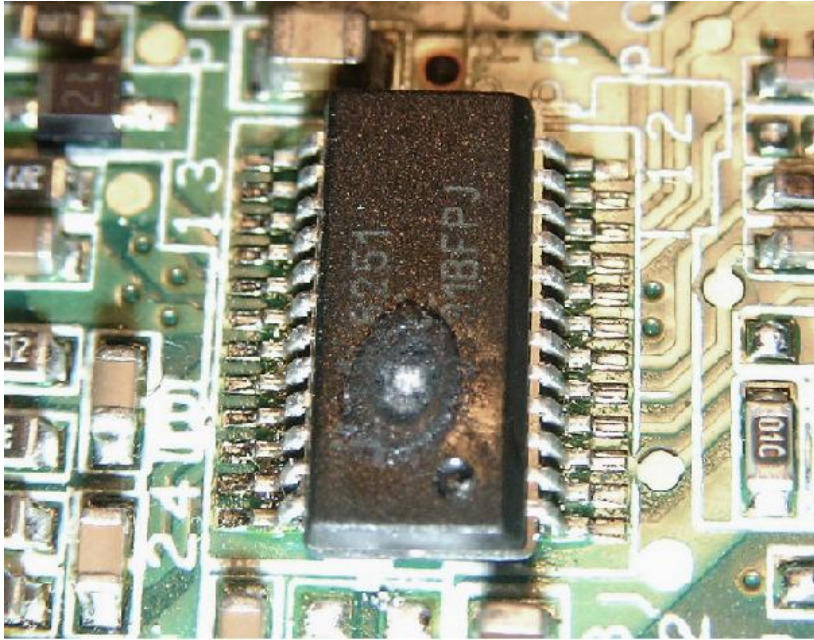
HASAR DURUMU	ÖZELLİK
ÖNEMSİZ HASAR	<ul style="list-style-type: none">• Sıcaklık, en yüksek çalışma sıcaklığını aştığında, eleman çalışmaya devam eder ancak istenilen koşulları sağlamaz.• Sıcaklık düştüğünde eleman normal çalışma şartlarına geri döner.• Hasar, bileşen parametrelerinin sıcaklıkla değişiminden kaynaklanır.
ÖNEMLİ HASAR (KISA VADE)	<ul style="list-style-type: none">• Sıcaklık, elemanın en yüksek dayanma sıcaklığını aştığında eleman çalışmaz.• Sıcaklık düştüğünde eleman normal çalışma şartlarına geri dönemez.• Hasar, bileşenin bozulmasından veya bileşen parametrelerinin sıcaklıkla değişiminden kaynaklanabilir.
ÖNEMLİ HASAR (UZUN VADE)	<ul style="list-style-type: none">• Eleman hiçbir sıcaklıkta çalışmaz.• Hasar, geri dönüşümsüzdür.• Hasar, korozyon veya benzer bir nedenden kaynaklanabilir.• Hasar, eleman ile bağlantı yeri arasında mekanik gerilmeye neden olur.

Yüksek sıcaklıklar, elemana zarar vermesinin yanı sıra, yarı iletken malzemelerdeki serbest elektronların hareketini artırarak sinyal üzerinde gürültü meydana gelmesine ve işlemlerin hatalı yapılmasına neden olur. Elektronik elemanlarda uygun sıcaklık değerlerinin sağlanması uygun bir soğutma istemi ile mümkündür. Genel olarak kullanılan soğutma teknikleri Şekil 2.1'de verilmiştir (Mudavar 2000).



Şekil 2.1. Genel olarak kullanılan soğutma teknikleri (Mudawar 2000)

Şekil 2.2’de bir dizüstü bilgisayarının çipinde meydana gelen bir hasar gösterilmiştir. Yanlış giriş gerilimi verilmesi, elemanın aşırı ısınmasına ve plastik kasanın erimesine neden olmuştur.



Şekil 2.2. Dizüstü bilgisayarda aşırı ısınmadan dolayı meydana gelen hasarın görünümü

Elektronik cihazların uygun işletim sıcaklığında çalıştırılması gerekmektedir. İşletim sıcaklığının, cihazın fonksiyonlarına ve uygulamalarına göre belirlenen

maksimum ve minimum sıcaklık aralığında olması gerekir. Elektronik cihazların işletim sıcaklığı dışında çalıştırılmaları cihazda geri dönüşü olmayan hasarlara neden olabilir.

Elektronik cihazlar, üretici firmalar tarafından çeşitli sıcaklık aralıklarında üretilmektedir. Altera üretici firmasının belirlediği 5 farklı ürün için işletim sıcaklığı aralığı aşağıda verilmiştir (BENLOUCİF 2005).

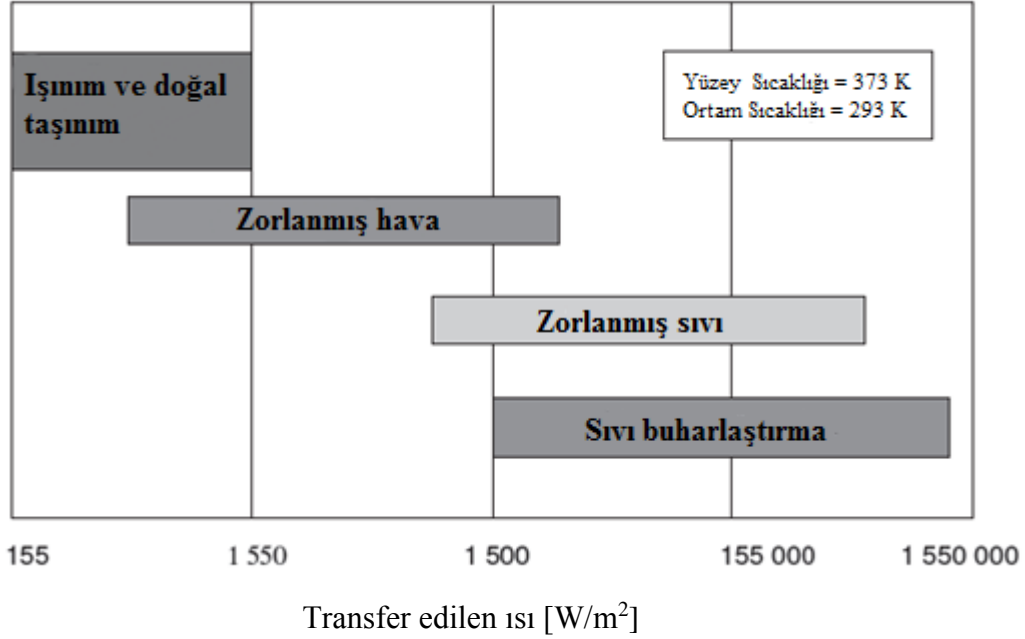
- Ticari : 0 °C, 85 °C,
- Endüstriyel : -40 °C, 100 °C,
- Otomotiv : -40 °C, 125 °C,
- Genişletilmiş: -40 °C, 125 °C,
- Askeri : -55 °C, 125 °C

Düşük çalışma sıcaklıklarını sağlamak veya yüksek güç yoğunluklarının üstesinden gelebilmek için, güvenilir çalışma şartlarının iyileştirilmesi elektronik cihazların soğutulması açısından son derece önemlidir. Elektronik sistemlerde kritik yüzey kabul edilen ısınan yüzeyden, ısının çevreye atılmasının birçok metodu vardır. Bu metodlar kabaca ısı transfer etkinliğindeki artışa göre sırası ile 4 gruba ayrılmıştır. Bunlar:

- Radyasyon ve doğal taşınım (155 – 1550 W/m²)
- Zorlanmış hava soğutma (800 – 16 000 W/m²)
- Zorlanmış sıvı soğutma (11000 – 930 000 W/m²)
- Sıvı buharlaştırma (15 500 – 1 400 000 W/m²)

olarak sınıflandırılabilir. (Parantez içinde verilen ısı akısı değerleri, mevcut ortam ve yüzey arasındaki sıcaklık farkının 80 °C olduğunda uygulanabilir.)

Şekil 2.3’de yukarıda belirtilen soğutma tekniklerinin birbirlerine göre transfer edilen ısı miktarları karşılaştırılmıştır. En düşük ısı transfer miktarı ışıınım ve doğal taşınım ile gerçekleşirken, en yüksek değerlerin ise zorlanmış sıvı soğutma ve sıvı buharlaştırma yöntemlerinde olduğu görülmektedir.



Şekil 2.3. Geleneksel ısı transfer tiplerinin karşılaştırılması (JAKO 2004)

2.1.1. Işınım ve doğal taşınım

Işınım ve doğal taşınım, temelde genişletilmiş yüzeyler eklenmesi dışında hiçbir yardımcı eleman gerektirmemeleri nedeni ile en basit soğutma yöntemleridir. Isıl ışınım, ışınım alanındaki sonlu sıcaklıktaki bir maddeden elektromanyetik dalgalarla yayılan enerji olarak tanımlanır. Taşınım, rastgele moleküler hareketlerle enerjinin yayılımı olmakla beraber kütle hareketleriyle de enerjinin transferi olarak tanımlanabilir. Doğal taşınım bir akıştaki yoğunluk farklılıklarıyla oluşan kaldırma kuvvetlerinin meydana getirdiği akıştır.

Işınım,

- Işıma yüzeyinin sıcaklığına,
- Çevre sıcaklığına,
- Yüzey koşullarına,
- Komşu yüzey perdeleme etkisine (Örneğin, kanatçıklarla genişletilmiş yüzey uygulamalarında) bağlıdır.

Doğal taşınım,

- Yüzey ile çevre ortamı arasındaki sıcaklık farkına (genellikle hava),
- Yüzeyin boyutlarına,
- Yüzeyin yönelimine,
- Yan yana yüzeyler arasındaki mesafeye,
- Akışkan yoğunluğuna bağlıdır.

Işınım ve doğal taşınım sadeliğinden dolayı büyük bir avantaja sahip olmasına rağmen, Şekil 2.3’de gösterildiği gibi en düşük ısı transfer özelliğine sahiptirler (JAKO 2004).

2.1.2. Zorlanmış dış taşınım

Zorlanmış taşınım, bir yüzey üzerinden fan veya pompa ile hava veya farklı bir akışkanın yüzeyden geçirilmesiyle olan ısı transferidir. Elektronik soğutmalarda, sıcak yüzeyin üzerinden havanın bir soğutucu fanla dolaştırılması en yaygın kullanım şeklidir. Havanın ısıtılmış yüzeyler üzerindeki yüksek hızı nedeniyle daha fazla ısı yüzeyden havaya transfer edilir. Bu yüzeyler genellikle, soğutucular üzerinde bulunan kanatçıklar gibi genişletilme özelliklerine göre karakterize edilir. Sıcak noktaların bölgesel soğutulmasında, mikro jetli hava soğutması daha kullanışlı olabilir.

Zorlanmış taşınım, doğal taşınımına göre, yüksek ısı alım oranı sağlama özelliğinden dolayı daha karmaşıktır. Zorlanmış taşınım, doğal taşınım ile aynı şartlara bağlıdır. Ayrıca buna ek olarak akışkan hızından ve soğutma ortamı içindeki akışkanın akış modelinden oldukça etkilenmektedir. Düzensiz akış modelinin baskın olduğu türbülanslı akışlarda yüksek ısı transfer oranlarına erişilebilir.

Soğutma ortamının seçimi çok önemlidir. Zorlanmış hava soğutma, zorlanmış sıvı soğutmaya göre aşağıdaki avantajlara sahiptir.

- Soğutma havasını temin etmek oldukça kolaydır.
- Donma, kaynama ve damlama sorunları yoktur.

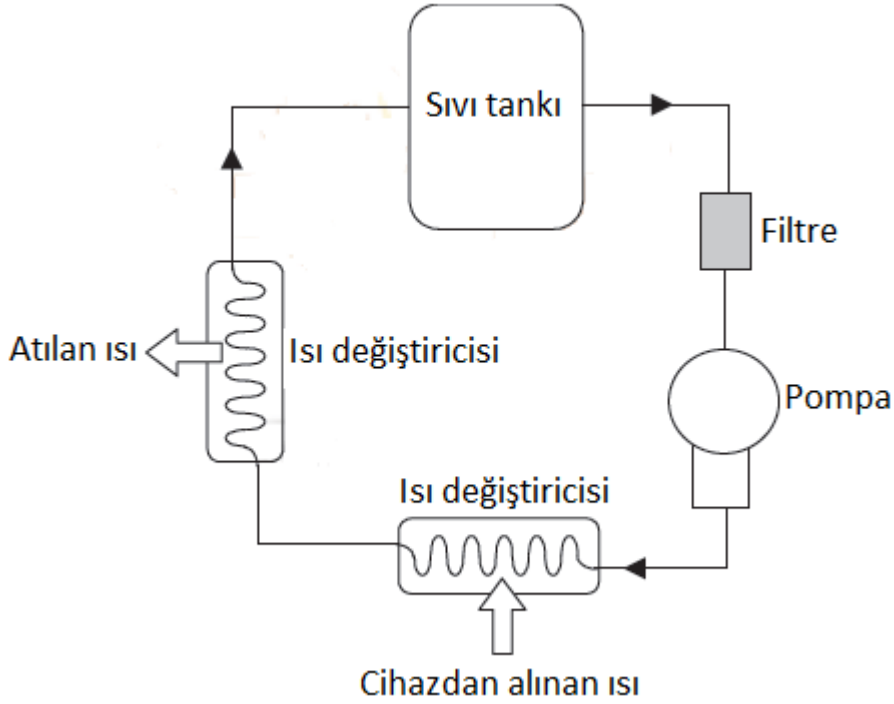
Zorlanmış hava soğutmanın kullanımındaki bazı dezavantajlar,

- Yüksek rakımlarda ve düşük hava yoğunluğundaki ortamlarda uygun değildirler.
- Akustik gürültü mevcuttur.
- Titreşimler mevcuttur.
- Sıcak hava emici ikincil sorunlara neden olabilir (JAKO 2004).

2.1.3. Zorlanmış sıvı soğutma

Sıvıların yüksek yoğunluklarından dolayı gaz halinde hava gibi bir akışkanın kullanımına göre daha yüksek büyüklüklerde ısı transfer oranlarına ulaşırlar. Ne yazık ki sıvılar, hava gibi hali hazırda olmadığı gibi depolanması da gerekmektedir.

Şekil 2.4’de zorlanmış sıvı soğutma sisteminin şematik görünümü verilmiştir. Görüldüğü üzere, soğutucu sıvı ilk olarak pompaya girdikten sonra elektronik cihazın bağlı olduğu birinci ısı değiştiriciden geçerken elektronik cihazda oluşan ısıyı alarak sıcaklığı artar. Daha sonra ısınan sıvı ikinci ısı değiştiricisine girerek genellikle havaya (veya deniz uygulamalarında su) ile ısı transferi sonucu soğutulur ve sıvı tankında depolanır. Sıvı tankından sırası ile filtre ve pompaya giren soğutucu sıvı bu şekilde çevrimini tamamlamış olur.

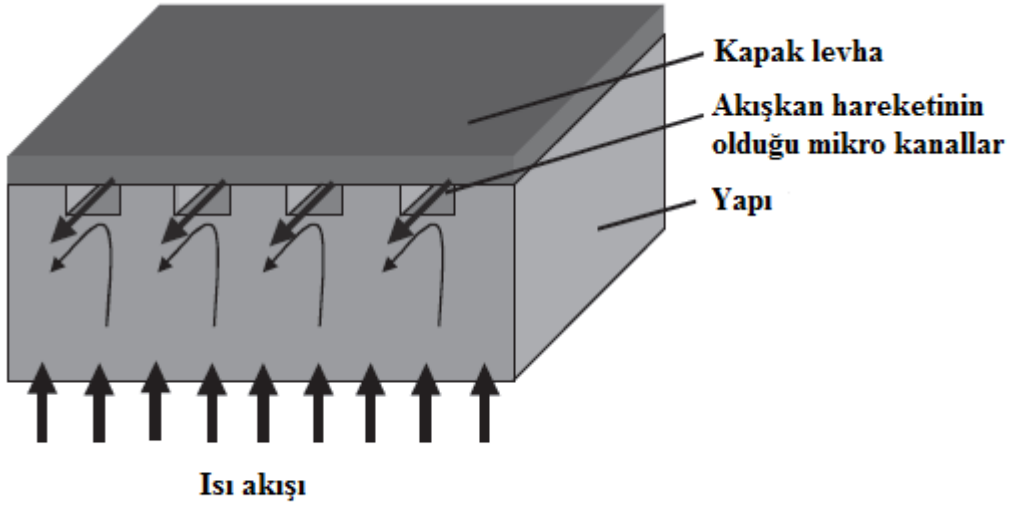


Şekil 2.4. Zorlanmış sıvı soğutmanın Şematik görünümü (JAKO 2004)

2.1.4. Mikro kanallar ve taşınımla soğutma

Geleneksel ısı değiştiricileri ile karşılaştırıldığında birim hacim başına düşen yüksek ısı transfer alanı nedeni ile, mikro ısı değiştiriciler çok daha avantajlı konumdadır. Bunun bir sonucu olarak, birim hacim başına toplam ısı transfer katsayısı, geleneksel ısı değiştiricilerinin değerlerinden $100 \text{ MW/m}^3\text{K}$ kadar bir büyüklükte olabilir. (JAKO 2004)

Şekil 2.5’de mikro kanalın Şematik olarak görünümü verilmiştir. Mikro kanal ısı değiştiricisi mikro yapıdaki birçok kanalın, birçok mikro yonganın arkasına yerleştirilmesi ile oluşur. Kanallar arasından, ısıyı taşımak için bir soğutucu akışkan geçer.



şekil 2.5. Mikro kanal ısı değiştiricinin şematik görünümü (JAKO 2004)

2.1.5. Sıvı buharlaştırmalı soğutma ve çekirdek kaynaması

Buharlaşma ve kaynamada gizli ısının aracı akışkan tarafından emilmesi nedeniyle oldukça yüksek ısı transfer oranları elde edilebilir.

Buharlaştırmalı soğutma aşağıdaki uygulamalarda etkin bir şekilde kullanılabilir.

- Yüksek güç yoğunluklu elemanların soğutulmasında,
- Elemanın dielektrik yağ içerisine tamamen daldırılması ile soğutma çalışmalarında,
- Elemanlar için sabit sıcaklıkta soğutma banyosu sağlanması,
- Basit harcanabilir soğutma sistemlerinde.

Soğutması gereken bölge, kaynama yoluyla absorbe edilen ısının sıvı banyosuna daldırıldığı yerdir. Bu bölüm evaporatör olarak adlandırılır. Kondenser ısı transfer yüzey alanında, buhar gizli ısısını dışarı atarak sıvı fazına geri dönmektedir. Bu sistem ısı yayıcılarıdaki etken ısı iletim katsayısını arttırmak için kullanılmaktadır.

Buharlaştırmalı soğutmanın dezavantajları,

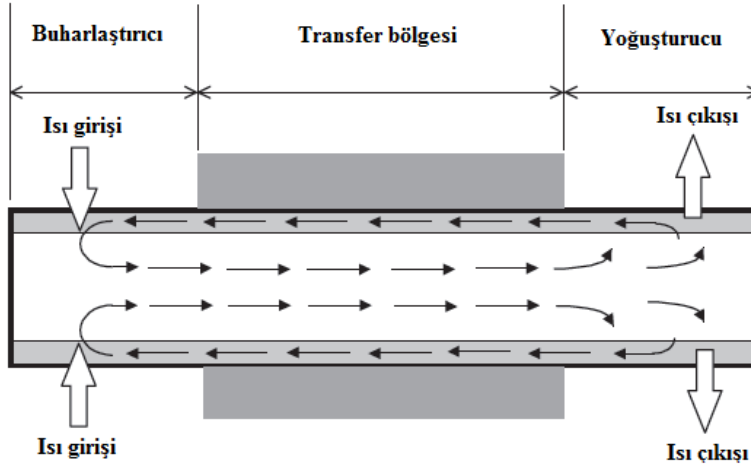
- Sistem sadece tek bir yönde çalışabilir.
- Maksimum ısı transfer oranı aşıldığı anda elektronik elemanda ani hasarlar oluşur (JAKO 2004).

2.1.6. Isı borusu ile soğutma

Isı boruları, ısıyı vakumlu bir metal boru ile bir noktadan diğer bir noktaya taşır. Boru genelde %90'ı su, geri kalan kısmı ısı transferini optimize edecek olan bir sıvı içerir. Mantık olarak içeriden bulunan maddenin ısıdan dolayı buharlaşması ve karşı tarafta soğutulup tekrar yoğunlaşarak ısı emilimi için baştaki konumuna dönmesi şeklinde çalışırlar. Sıvı düşük basınçta tutulur, böylece buharlaşma ısısı ortalama 30 °C'ye çekilir. Şekil 2.6'da bir işlemciye birleştirilmiş ısı borusunun şematik görünümü ve Şekil 2.7'de ise çalışma prensibi verilmiştir.



Şekil 2.6. işlemci ile birleştirilmiş ısı borusunun şematik görünümü

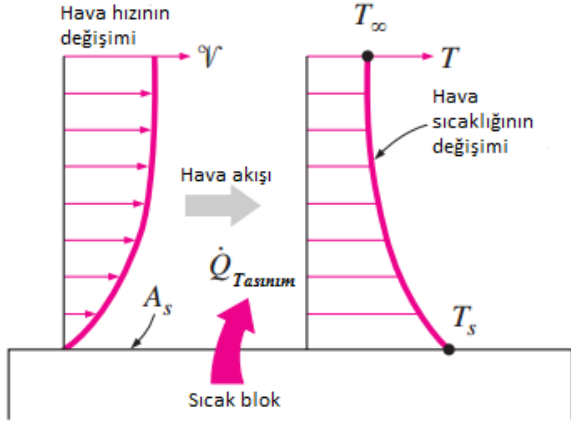


Şekil 2.7. Isı borusunun şematik görünümü (JAKO 2004)

2.2. Mevcut Çalışma için Kuramsal Bilgiler

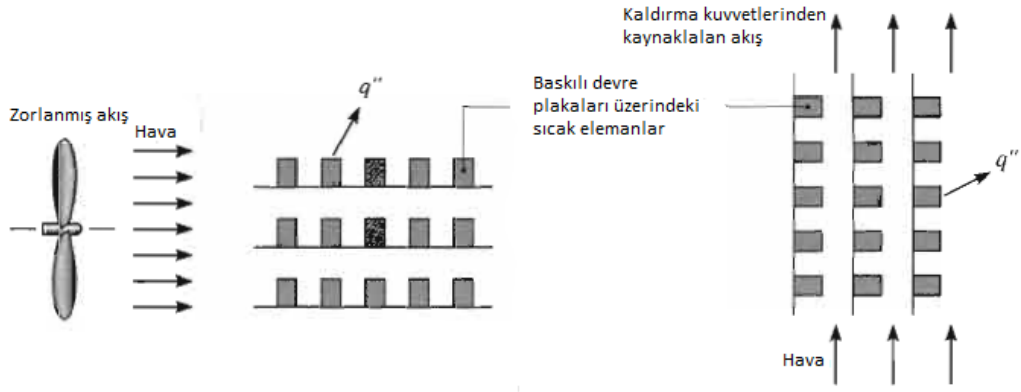
Elektronik sistemler ile ilgili ısı transferine yönelik olan bu çalışmada, her birine eşit ısı akısı uygulanmış alüminyum metal köpük bloklardan olan ısı transferi incelenmiş, farklı hız ve ısı akılarında deneyler yapılmıştır. Bu sistemlerden oluşan ısı enerjisinin akışkan tarafından uzaklaştırılması taşınım yolu ile gerçekleşir. Taşınım, bir katı yüzey ile ona bitişik, hareket halindeki sıvı veya gaz arasında enerjinin aktarım türüdür. İletim ve akışkan hareketinin birleşik etkilerini kapsar. Akışkan hareketi ne kadar etkili olursa, taşınım ile ısı aktarımı da o kadar büyük olur.

Şekil 2.8’de ısınan bir yüzeyden taşınım ile gerçekleşen ısı transferinde akışkana ait hız ve sıcaklık profilleri verilmiştir. Şekilde görüldüğü üzere, yüzeyde hız sürtünmelerden dolayı sıfırdır ve yüzeyden uzaklaştıkça artarak belirli bir hıza kavuşmaktadır. Sıcaklık değişimi dikkate alındığında ise yüzeyde sıcaklık yüzey sıcaklığına eşitken, yüzeyden uzaklaştıkça ortam sıcaklığına yaklaşmaktadır.



Şekil 2.8. Sıcak bir yüzeyden havaya taşınım ile ısı transferi

Eğer akışkan, yüzeyin üzerinden fan, pompa veya rüzgar vasıtasıyla akmaya zorlanıyorsa, bu tür taşınım ile ısı transferine zorlanmış taşınım denir. Aksine, eğer akışkan hareketi akışkan içerisinde sıcaklık değişiminin ortaya çıkardığı yoğunluk farkından oluşan kaldırma kuvveti sebebiyle oluyorsa, bu tür taşınımına doğal (veya serbest) taşınım denir. Aşağıda Şekil 2.9’da zorlanmış ve doğal taşınımın şematik görünümü verilmiştir.



Şekil 2.9. Zorlanmış ve doğal taşınım ile ısı transferinin şematik gösterimi

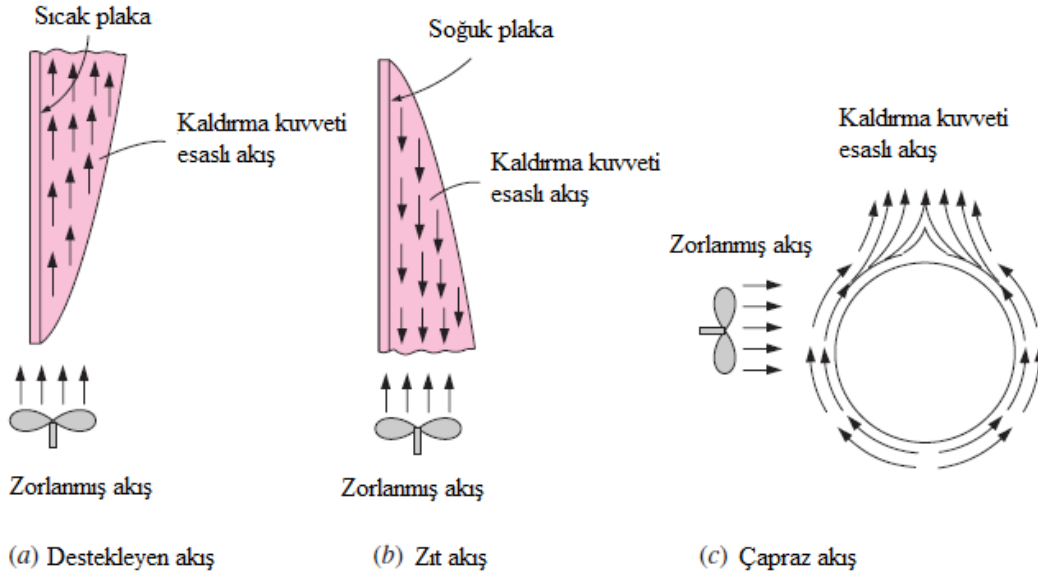
Taşınım ile ısı transferi genel olarak doğal ve zorlanmış taşınım olarak incelense de araştırmacılar birçok durumda iki özelliğinde birlikte incelenmesi gerektiği üzerinde durmuşlardır. Yer çekimi alanındaki bir akışkan içinde bir sıcaklık gradyanının varlığı, her zaman doğal taşınım akımları ve dolayısıyla doğal taşınım yoluyla ısı transferine sebep olur. Bu yüzden zorlanmış taşınım her zaman doğal taşınım eşlik eder. Bu tür taşınım ile ısı transferine karışık taşınım adı verilir.

Zorlanmış taşınımındaki daha yüksek akışkan hızları sebebiyle, elde edilen ısı transfer katsayıları doğal taşınım ısı transfer katsayılarından çok daha yüksektir. Doğal taşınım ihmal edildiğinde ortaya çıkan hata yüksek hızlarda önemsizdir, fakat düşük hızlarda önemli olabilir. Bu yüzden zorlanmış taşınımında doğal taşınımın görece büyüklüğünü belirlemek için bir ölçütün olması beklenir. Bu etkilerin hangisinin daha baskın olduğunun ölçüsü Richardson sayısı ($Ri=Gr/Re^2$) ile belirlenir.

Eğer Richardson sayısı,

- $(Gr/Re^2) \gg 1$ ise, doğal taşınım etkisi daha baskındır ve zorlanmış taşınım etkisi ihmal edilir.
- $(Gr/Re^2) \ll 1$ ise, zorlanmış taşınım etkisi daha baskındır ve doğal taşınım etkisi ihmal edilir.
- $(Gr/Re^2) \approx 1$ ise, doğal ve zorlanmış taşınım etkileri birbirine yakın olduğu için karışık taşınım etkisi söz konusudur.

Zorlanmış taşınım, doğal taşınım ile oluşan kaldırma kuvveti hareketlerini yönüne bağlı olarak destekleyebilir veya bozabilir. Şekil 2.10'da zorlanmış taşınımın akış yönüne göre destekleyen, zıt ve çapraz akışın şematik görünümü verilmiştir.



Şekil 2.10. Akış yönüne göre destekleyen, zıt ve çapraz akışın şematik görünümü

Destekleyen akışta kaldırma hareketi zorlanmış hareket ile aynı yöndedir. Dolayısıyla doğal taşınımı destekler ve ısı transferini artırır. Sıcak bir yüzeyde yukarı doğru akış buna bir örnektir.

Zıt akışta kaldırma kuvveti zorlanmış akış ile zıt yöndedir. Bu sebeple, doğal taşınım, zorlanmış taşınımına direnç gösterir ve ısı transferini azaltır. Soğuk bir yüzeyde yukarı doğru zorlanmış akış buna bir örnektir.

Çapraz akışta kaldırma hareketi zorlanmış akışa diktir. Bu yüzden, çapraz akış akışkan karışmasını artırır ve dolayısıyla ısı transferini artırır. Sıcak veya soğuk bir silindir veya küre üzerindeki yatay zorlanmış akış buna bir örnektir.

Karışık taşınımında Nusselt sayısı (boyutsuz ısı aktarım katsayısı) aşağıdaki bağıntı ile hesaplanmaktadır.

$$Nu^n = Nu^n_{zorlanmış} \pm Nu^n_{doğal}$$

$Nu^n_{zorlanmış}$: Zorlanmış taşınım için Nusselt sayısı

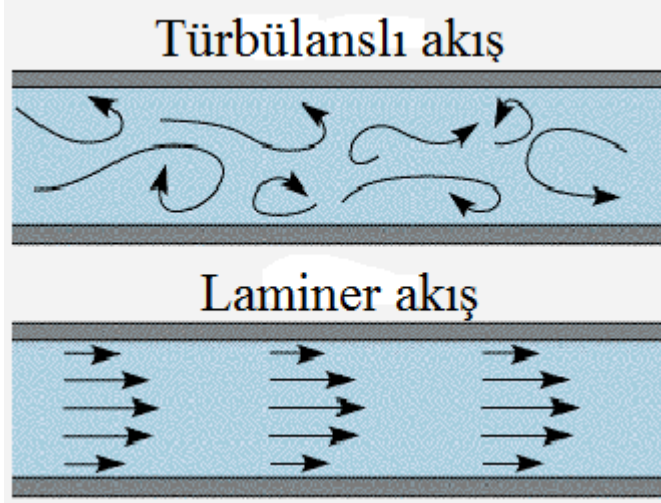
$Nu^n_{doğal}$: Doğal taşınım için Nusselt sayısı

Bağıntıdaki + ya da - işareti akımın destekli ya da zıt olmasına bağlıdır ve (n) sayısı ise akım şekli ve geometriye göre 3 ile 4 arasında değişen bir değerdir. n=3 değerinin düşey yüzeyler için deneysel verilerle iyi bir uyum sağladığı gözlemlenmiştir. Yatay yüzeyler için n'nin daha büyük değerleri daha uygundur.

2.3. Kanal İçi Laminer ve Türbülanslı Akış

Kanal içi akışlar incelendiğinde, akış düşük hızlarda akım çizgisi halinde düz ve pürüzsüz bir şekilde akıyorsa bu akış rejimine laminer akış denir. Laminer akış düzgün

akım çizgileri ve çok düzenli hareketi ile tanımlanır. Kanal içindeki akışın hızı belirli bir kritik değerin üzerine çıktığında meydana gelen karmakarışık ve rastgele akış rejimine türbülanslı akış denir. Türbülanslı akış hız çalkantıları ve çok düzensiz hareketi ile kendini belli eder. Bu nedenle türbülanslı akışta ısı geçişi, laminer akışa göre çok daha büyük değerler alır. Şekil 2.11’de laminer ve türbülanslı akışın görünüşleri verilmiştir.



Şekil 2.11. Kanal içi laminer ve türbülanslı akım çizgileri

Akışın türbülanslı olmaya başladığı Reynolds sayısına kritik Reynolds sayısı denir ve Re_{kr} ile gösterilir. Kanal içi akışlarda pratik olarak kritik Reynolds sayısı (Re_{kr}) = 2300 olarak alınır. Buna göre, $Re < 2300$ ise akış laminer, $Re > 2300$ ise akış türbülanslı olarak kabul edilir.

2.4. Metal Köpük Malzemelerle Yapılmış Çalışmaların Gözden Geçirilmesi

Elektronik sistemlerin gelişmeye başladığı tarihten itibaren, güvenilir işlem yapılabilmesi için yongalarda ortaya çıkan ısı enerjisinin sistemden uzaklaştırılması konusu hep gündemde olmuştur. Entegre devrelerin geliştirilmesi ile yonga, modül ve sistem düzeyinde oluşan ısı enerjisi yoğunluğunda artış meydana gelmiştir ve bu durum ısı enerjisinin sistemden uygun bir şekilde atılması alanındaki çalışmaların hız kazanmasına neden olmuştur.

Bilindiği gibi ısınan bir yüzeyden ısının kolay bir şekilde atılmasının yollarından biri de ısı transferi alanını genişletmektir. Bu tür çalışmalarda genellikle ısınan yüzeylerin alanları kanatçıklar (iğneli, plaka tipi) vasıtası ile genişletilerek etkin ısı transferi sağlanmaya çalışılır. Metal köpük malzemeler mükemmel mekanik ve ısı transferi özellikleri nedeniyle son yıllarda elektronik sistemlerin soğutulmasında ve birçok mühendislik alanında yeni bir malzeme olarak görülmektedir. Özellikle bakır ve alüminyum köpük malzemeler, yüksek yoğunluktaki elektronik sistemlerde mükemmel soğutma performansı göstermektedirler. Literatürde yer alan ayırık ısıtıcılar ve metal köpük malzemeler ile ilgili çalışmalar detaylı olarak aşağıda verilmiştir.

Deng vd. (2002) yapmış oldukları çalışmada, sürekli şartlarda yatay kapalı bir hacim içerisinde bulunan ayrık ısı kaynaklarından ısı transferini doğal taşınım şartları altında iki boyutlu ele alıp, sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmada, ısıtıcılar arasındaki 4 farklı mesafe için detaylı olarak analizler yapılmıştır ve çalışmadaki temel ilgi ayrık ısıtıcılar arasındaki mesafeye, ısıl gerilime ve Rayleigh sayısının ısı transfere olan etkileri üzerinde durulmuştur.

Oosthuizen vd. (2005) yapmış oldukları çalışmada, dikdörtgen bir hacim içinde kararsız haldeki doğal taşınım akışının gelişimini nümerik olarak incelemişlerdir. Çalışmada dikdörtgen alanın tabanına iki tane kare şeklinde izotermal ısıtıcı yerleştirilmiştir ve diğer yüzeyler adyabatik olarak kabul edilmiştir. Dikey yan duvarlar uniform sıcaklıkta tutulmuştur. Elde ettikleri sonuçlarda, Prandtl sayısının (Pr) 0,7 olduğu durum için elde edilmiş, düşük Rayleigh (Ra) sayılarında akışın kararlı, orta Ra sayılarında akışın orta kararlı ve yüksek Ra sayılarında akışın tekrar kararlı yapıda olduğu görülmüştür.

Başkaya vd. (2005) alt yüzeyinde 4 dizi 8 sıra ayrık ısıtıcı bulunan dikdörtgen kesitli bir kanalda taşınım ile olan ısı transferini deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmalar, Reynolds sayısının 864 ile 7955, Grashof sayısının $1,72 \times 10^8$ ile $2,776 \times 10^8$ arasındaki değerleri gerçekleştirilmiştir. Çalışmanın sonucunda ısıtıcı sıcaklıklarının artan Grashof sayısı ile arttığı görülmüştür. Buna karşın Reynolds sayısının artmasıyla da ısıtıcı sıcaklıklarının düştüğü tespit edilmiştir. Ayrıca kanal girişinde zorlanmış taşınımın etkin olduğu, 5. ısıtıcı sıra numarasından itibaren kaldırma kuvveti etkili ikincil akışın etkisiyle Nusselt sayısının arttığı gözlenmiştir.

Doğan vd. (2006) yapmış oldukları çalışmada en/yükseklik oranı (W/H) 8 olan, alt ve üst yüzeylerine ayrık ısı kaynakları yerleştirilmiş, dikdörtgen kesitli yatay bir kanalda, laminer karışık taşınım şartlarında, ısı transferini deneysel olarak incelemişlerdir. Deneyler değişik Reynolds ve Grashof sayılarında yapılmıştır. Elde edilen sonuçlarda, kanalın alt kısmında bulunan ısı kaynakları için ilk ısıtıcı sıralarında akışın zorlanmış taşınım özelliği gösterirken, son sıralara doğru ise kaldırma kuvveti etkili ikincil akış sebebiyle Nusselt sayısında artış olduğu tespit edilmiştir.

Pırasacı ve Sivrioğlu (2004) yapmış oldukları çalışmada, kısmen açık dik bir kanal içerisine yatay olarak yerleştirilen ısıtılmış bir plaka üzerindeki karışık taşınım ile ısı transferini deneysel olarak incelemişlerdir. Deneyler farklı Reynolds sayıları, giriş hızları ve kanal giriş yüksekliğinde yapılmıştır. Deneylerde hava ($Pr = 0.707$) kullanılmıştır. Bu çalışma sonucunda düşük Rayleigh sayılarında görülen zorlanmış akış etkisinin yüksek Rayleigh sayılarından daha etkin olduğu tespit edilmiştir. Nusselt sayısının Richardson sayısı ile değişimi, doğal taşınım etkili bölgedeki Nusselt sayılarının, zorlanmış taşınım etkili bölgedeki Nusselt sayılarından daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir. Kanal giriş yüksekliğinin azaltılmasının ise ısı transferi miktarını arttırdığı tespit edilmiştir.

Qu vd. (2012) yapmış oldukları çalışmada, metal köpük sinterlenmiş bir plakada gerçekleşen doğal konveksiyonla ısı transferini farklı eğim açılarında deneysel olarak incelemişlerdir. Deneyler, farklı gözenek yoğunluğuna (10–40 PPI), gözenekliliğe

(0,90–0,95) ve geometrik orana (0,1–0,5) sahip 7 adet bakır köpük numune kullanılarak farklı eğim açıları (0°, 15°, 30°, 45°, 60°, 75° ve 90°) için yapılmıştır.

Phanikumar vd. (2002) yapmış oldukları çalışmada, kapalı bir alandaki metal köpük malzemeyi alttan ısıtarak doğal taşınım etkilerini hem deneysel hem sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmada, 5-40 PPI gözenek yoğunluğuna ve gözenekliliğe ($0,89 \leq \epsilon \leq 0,97$) sahip alüminyum köpük malzemeler kullanmışlardır. Ayrıca farklı köpük malzemeler ve akışkanlar (alüminyum-hava, karbon-hava, alüminyum-su, nikel-su) da kullanarak çalışmalar yapmış ve sonuçları karşılaştırmışlardır.

Doğan ve Öney (2014) yapmış oldukları çalışmada, yüzeyleri 10 PPI (İnch Başına Gözenek) lik alüminyum köpük blok ısı alıcılarla genişletilmiş ısı kaynakları bulunan yatay bir kanalda taşınımın gerçekleşen ısı transferini deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışma akışkanı olarak hava kullanılmıştır. Elektronik eleman performansına etkilerini araştırmak için alüminyum köpük ısıtıcılar dikdörtgen kesitli kanal içerisinde bulunan bakır ısıtıcılar üzerine ayırık formda yerleştirilmiştir. Kanalın alt yüzeyine 8x2 diziliminde yerleştirilmiş alüminyum köpük alıcılar sabit ısı akısına maruz bırakılmıştır. Kanalın yan, alt ve üst duvarları yalıtılmıştır. Deneyler Reynolds sayısının $531 \leq Re_{Dh} \leq 4486$ (laminer ve türbülanslı akış için), düzeltilmiş Grashof sayısının $Gr^*_{Dh} = 4,2 \times 10^7 - 2,7 \times 10^8$ ve Richardson sayısının $Ri = 0,008 - 1,5$ aralığındaki değerleri için yapılmıştır. Elde edilen sonuçlarda, düşük köpük yoğunluğuna sahip alüminyum köpük ısı alıcılar, içerisinden yoğun hava geçirme özelliğinden dolayı ısı transferini önemli ölçüde arttırdığı görülmüştür. Yapılan karşılaştırmalar sonucunda, kanal içerisinde 10 PPI alüminyum köpük ısı alıcıların kullanılması durumunda, köpük ısı alıcılar kullanılmadan elde edilen sonuçlara göre yaklaşık %36 ila %70 daha fazla ısı transferi sağlanmıştır.

Hsieh vd. (2004) yapmış oldukları çalışmada, alüminyum köpük ısı alıcıların gözenekliliğinin (ϵ), gözenek yoğunluğunun (PPI) ve hava hızının alüminyum köpük ısı alıcıların ısı özellikleri üzerine etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Elde edilen sonuçlarda, yüksek gözenek yoğunluğuna sahip alüminyum köpük ısı alıcı daha büyük ısı transfer alanına sahip olduğu için gözenek yoğunluğu arttıkça Nusselt sayısının arttığı gözlemlenmiştir. Ayrıca aynı sebepten dolayı gözenekliliğin artmasıyla Nusselt sayısı artmıştır. Yüksek Reynolds sayılarında taşınımın ısı transfer oranının artmasından dolayı alüminyum köpükteki gaz fazı ve katı fazının sıcaklıklarının düştüğü gözlemlenmiştir.

Shih vd. (2007) yapmış oldukları çalışmada, alüminyum köpük ısı alıcıların ısı transfer özelliklerini incelemek amacı ile bir akış kesitinden jet çarpma ile ısı transferini deneysel olarak incelemişlerdir. Gözeneklilik, gözenek yoğunluğu, köpük malzemenin yüksekliği, hava hızı ve havanın çıkış alanının yüksekliğinin köpük ısı alıcıların ısı transfer özelliklerine etkisi incelenmiştir. Nusselt sayısı ve Reynolds sayısı arasındaki genel korelasyon farklı örnek yüksekliklerine (20-40 mm), gözenek yoğunluklarına (5-40 PPI (pore/inch)), gözenekliliğe (0,87-0,96) ve farklı akış çıkış açıklığı yüksekliklerine (5-40 mm) bağlı olarak elde edilmiştir.

Doğan ve Tezel (2013) yapmış oldukları çalışmada, yatay dikdörtgen kesitli bir kanalda farklı gözenek yoğunluğuna sahip (10, 20 ve 40 PPI (pore per inch)) açık

hücreli alüminyum köpük bloklarda taşınım ile ısı transferini deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmada soğutucu akışkan olarak hava kullanılmıştır. Kanalin alt yüzeyi, alt kısımlarına sabit ısı akısı uygulanan 8x2 diziliminde alüminyum köpük bloklardan oluşmaktadır. Diğer bütün yüzeyler yalıtılmıştır. Alüminyum köpük geometrik oranlarının 0,25, 0,5, ve 0,75 olduğu durumlar için farklı Reynolds (497-7807) ve Grashof ($4,3 \times 10^7$ - $2,9 \times 10^8$) sayılarında çalışmalar yapılmıştır.

Zhao vd. (2004) yapmış oldukları çalışmada, hem vakum hem de atmosferik şartlar altında 300 K ve 800 K arasında ölçülen sıcaklıklarda belirli gözenek boyutları ve gözeneklilikte çelik alaşımlı metal köpüğün termal iletkenlik etkinliğini ölçmüştür. Elde edilen sonuçlara göre, ışınım ile ısı transferinin baskın olduğu, yüksek sıcaklık aralığında (500-800 K) etkin ısıl iletkenlik değerinin arttığı gözlenmiştir. 800 K'deki etkin iletkenlik değerinin, 300 K oda sıcaklığındaki değerinden 3 kat daha fazla olduğu tespit edilmiştir. Vakum şartları altında elde edilen sonuçlar da, gözenek boyutunun artması ile etkin ısı iletkenliği arttığını, gözeneklilik ile azaldığını tespit etmişlerdir.

Zhao vd. (2005) yapmış oldukları çalışmada, açık hücreli metal köpüklerdeki doğal taşınımı sayısal ve deneysel olarak incelemişlerdir. Farklı bağıl yoğunluklu ve farklı hücre boyutuna sahip çelik alaşımlı köpük malzemenin etkin termal iletkenliği özel bir metotla ölçülmüştür (guarded-hot-plate metodu). Belirli sıcaklık aralığında hem vakum hem de atmosferik şartlar altında, doğal taşınım etkilerini incelemek amacı ile ölçümler yapılmıştır. Çevre basıncında elde edilen sonuçlarda, yüksek gözeneklilik ($\epsilon > 0.9$) ve ağ yapıdan dolayı, doğal taşınım etkilerinin etkin köpük iletkenliğine %50'den daha fazla katkıda bulunduğu gözlenmiştir.

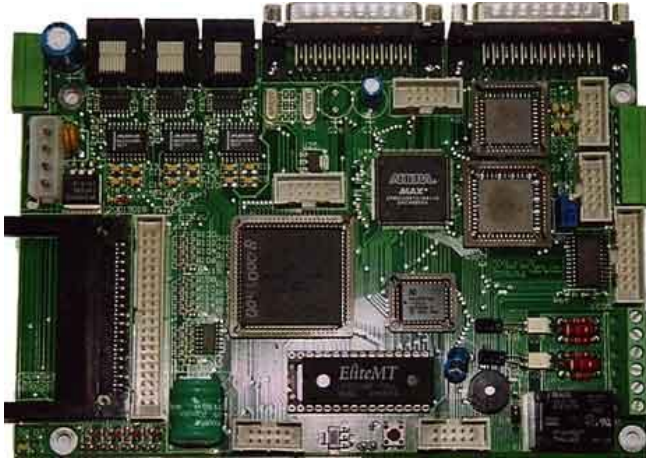
Bhattacharya vd. (2006) çalışmada, farklı gözenek yoğunluğundaki (5, 10, 20, 40 PPI) ve gözeneklilikteki (0,89-0,96) alüminyum metal köpüklerde kaldırma kuvveti etkili ısı transferini deneysel olarak incelemişlerdir. Elde edilen sonuçlara göre, ısınan yüzeyler karşılaştırıldığında ısı transfer katsayılarının bu ısı alıcılarla 5 ila 6 kat daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir. Ama mevcuttaki aynı boyutlardaki ticari ısı alıcılarla karşılaştırıldığında iyileştirmenin az olduğu gözlemlenmiştir. Deneysel sonuçlarda ayrıca, verilen bir gözenek boyutunda, ısı transferi oranını gözeneklilik ile birlikte arttığı gözlenmiştir. Bunun nedeninin ise iletimin ısı transferinin artmasında baskın bir rol oynadığı düşünülmüştür. Diğer taraftan gözeneklilik sabit tutulduğunda ise ısı transfer oranının yüksek gözenek yoğunluğunda düştüğü gözlenmiştir.

XU vd. (2011) yapmış oldukları çalışmada, yatay olarak yerleştirilmiş açık hücreli bakır metal köpük malzemelerden ısı transferini hava ile doğal taşınım şartlarında deneysel olarak incelemişlerdir. Farklı gözenekliliğe ve gözenek yoğunluğuna sahip metal köpük malzemeler için farklı ısı akıları altında ısıtılan yüzeyin sıcaklık dağılımları ölçülmüştür. Köpük malzemelerin toplam ısıl dirençleri üzerinde gözenek yoğunluğu ve gözenekliliğin etkisi incelemiştir. Elde ettikleri sonuçlarda, gözenekli yüzeyin, düz yüzeye göre doğal taşınımı arttığı ve termal direnci %20 oranında azalttığı belirlenmiştir.

2.5. Çalışmanın Amacı

Bilindiği üzere elektronik devrelerde devre kartları üzerinde ısınan elemanların sayısı oldukça çoktur ve ayrıktır. Sistemin güvenli çalışabilmesi için bu tür sistemlerin soğutulması son derece önemlidir. Devre kartlarının emniyetli çalışma sıcaklığını aşmaması, soğutma sistemindeki akış şartlarına, geometrik boyutlara, yongaların yerleşimine vb. bağlıdır. Bu yüzden yeterli soğutmanın sağlanmasında uygun şartların belirlenmesi için, akış ve sıcaklık alanlarının detaylı analizi gerekir. Bu analizlerin sonucunda elektronik sistemlerin tasarımı için gerekli olan kriterler belirlenebilir.

Şekil 2.12'den de görüldüğü gibi elektronik devre kartları birçok yongadan meydana gelmektedir. Bu yongaların boyutları ve işlem kapasiteleri farklı olmakla birlikte kart üzerinde de çok değişik konumlara yerleştirilebilmektedir. Yapılan literatür araştırmasında ayrıktır ve yüzeye tamamen gömülü olarak yerleştirilmiş birçok çalışma yapılmıştır ve çalışmaların çoğunda doğal taşınım incelenmiştir. Ancak ısı transfer yüzeyi köpük malzemelerle genişletilmiş çalışmalara yok denecek kadar az rastlanmıştır. Bundan dolayı bu çalışmada kısmi açık bir hacim içerisinde kanatçık yerine farklı gözenek yoğunluğuna sahip (10, 20 ve 40 PPI) alüminyum köpük bloklar kullanılarak zorlanmış taşınım etkilerini incelemek üzere deneyler yapılmış ve sonuçlar elde edilmiştir.



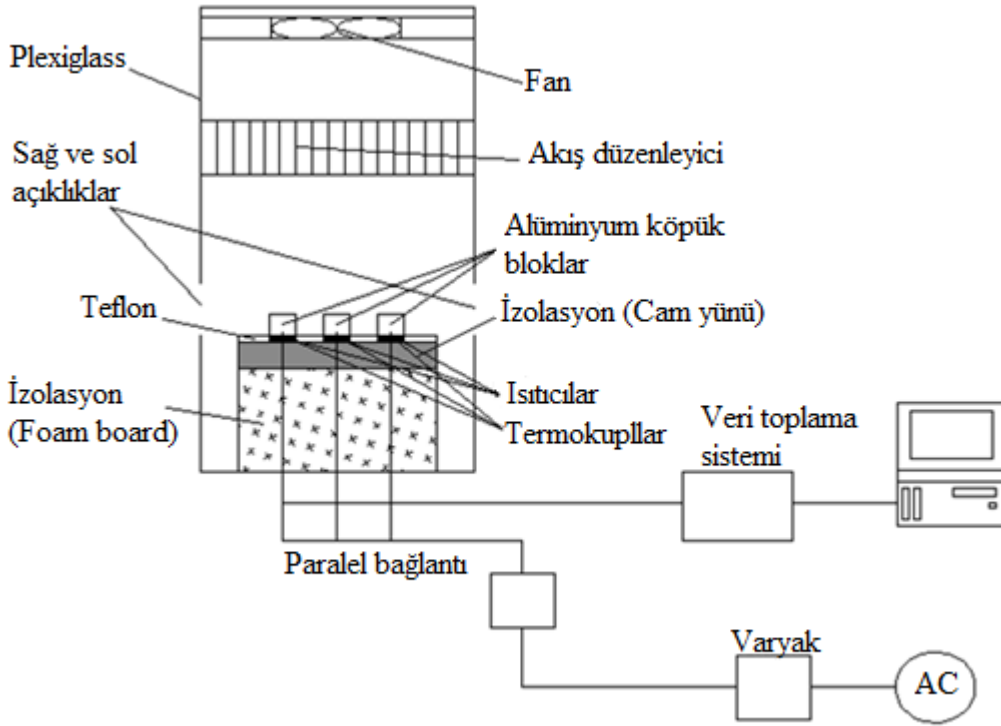
Şekil 2.12. Elektronik devre kartı

3. MATERYAL ve METOD

Elektronik elemanların soğutulması, elektronik devre elemanında oluşan ısı enerjisinin, sistemden dış ortama uzaklaştırılması ile gerçekleşir. Bu işlem, uygun akışkan ve uygun soğutma yönteminin seçilmesi ile sistemin optimum sıcaklıkta tutulması ile mümkün olur. Bu bağlamda elektronik sistemlerde taşınım yoluyla gerçekleşen ısı transferinin fiziksel mekanizmasını daha iyi anlayabilmek için Akdeniz Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Termodinamik Laboratuvarlarında bir deney düzeneği kurulmuştur.

Bu bölümde deney düzeneğini oluşturan parçalarla çalışmaların nasıl yapıldığı ile ilgili detaylı bilgiler verilmiştir.

3.1. Deney Düzeneği



Şekil 3.1. Deney düzeneğinin şematik görünümü

Kısmi açık bir hacim içerisinde laminar/türbülanslı akış şartlarında taşınım yoluyla gerçekleşen ısı transferinin incelenmesi için kurulan deney düzeneğinin şematik görünümü şekil 3.1’de verilmiştir. Şekildeki Deney düzeneğinde üst kısımda havanın çekilip sistemden uzaklaştırılmasını sağlayan 1.68W gücünde ve 1200 dev/dk hızında AC bir fan ve akış düzenleyici bulunmaktadır. Test bölgesinde ise ısıtıcı elemanlar, sıcaklıkların ölçümünde kullanılan çok sayıda ısı çift (termokupl), bakır plakalar, metal köpük bloklar, teflon plaka, yalıtım için cam yünü, XPS (foam board) bulunmaktadır. Ayrıca sistemde, AC güç ünitesi ve sıcaklıkların ölçülüp bilgisayar hafızasında depolanmasını sağlayan Elimko E680 veri depolama sistemi bulunmaktadır. Deney düzeneğinin fotoğrafı şekil 3.2’de verilmiştir.



Şekil 3.2. Deney düzeneğinin genel görünümü

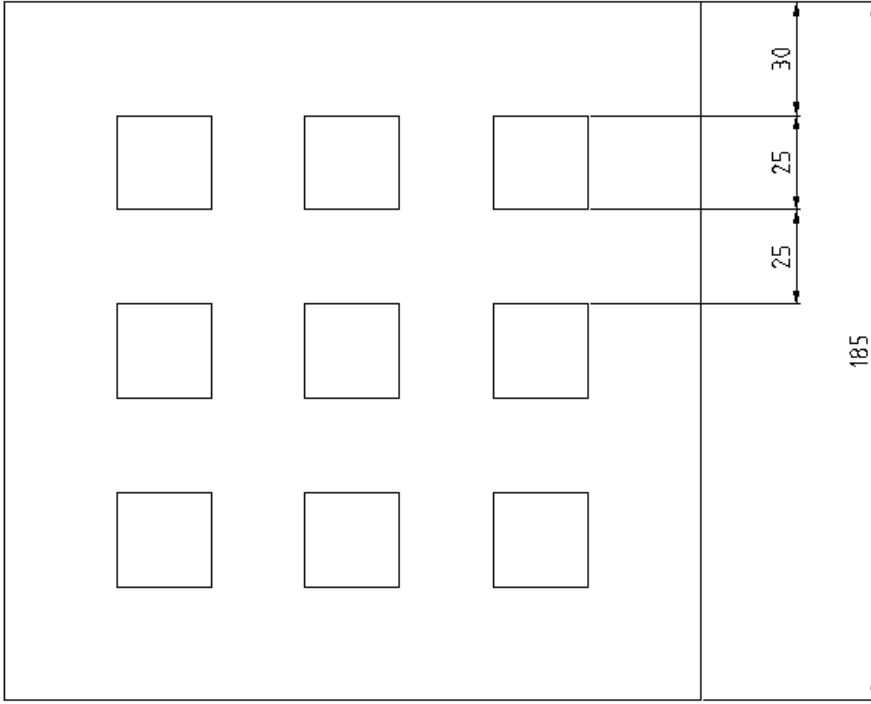
3.1.1. Kısmi açık hacim ve test bölgesi

Şekil 3.2’de verilmiş olan deney düzeneği, 425x255x255 mm ebatlarında 5 mm kalınlığında plexiglassdan yapılmış dikdörtgen prizması şekline kısmi açık bir hacimden oluşmaktadır. Bu hacmin sağ ve sol yüzeylerinde 50x255 mm ebatlarında hava girişini sağlayacak açıklıklar bırakılmıştır. Açıklıkların alt kısımları kanal içerisindeki teflon malzeme ile aynı hizadadır. Hacmin üst kısmına 120x120 mm ebatlarında AC bir fan vasıtası ile sağ ve sol açıklıklardan çekilen hava üst kısımdan çevreye atılmaktadır. Kısmi açık hacmin alt kısmında gerekli ölçümlerin alındığı test bölgesi bulunmaktadır ve bu test bölgesi yüksek sıcaklıklara dayanıklı (≈ 260 °C, $k=0,25$ W/mK) saf teflon malzemedan (PTFE) yapılmıştır.

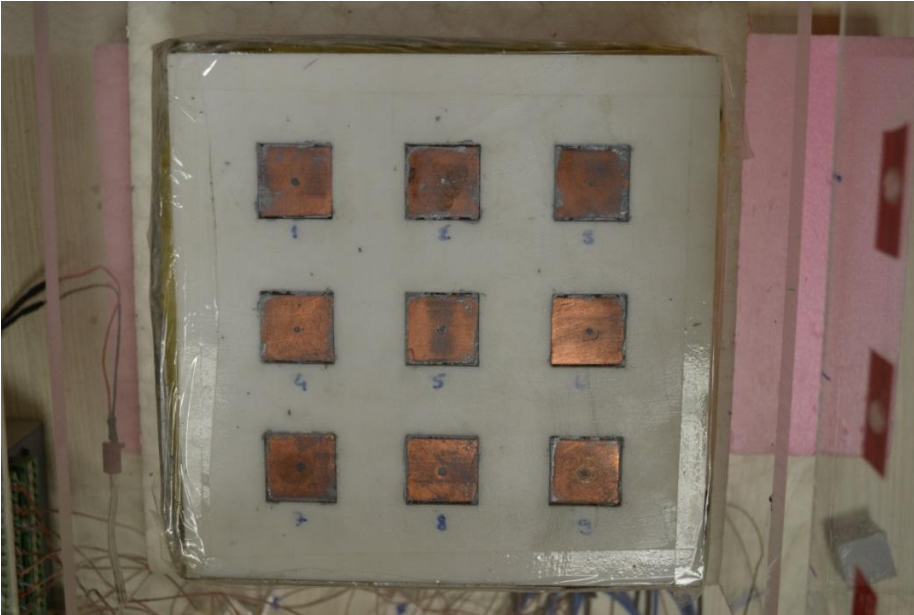
Test bölgesi, 185x185 mm boyutlarında ve kenarlardan 35 mm boşluk olacak şekilde hacmin tam ortasına merkezlenmiştir. Teflon plakaya tamamen gömülü olarak yerleştirilen bakır plakalar üzerine 25x25x20 mm ebatlarında 10, 20, 40 PPI’lık metal köpük bloklar ısıl iletkenliği yüksek bir termal macun kullanarak yapıştırılmıştır.

Teflon plakaya yerleştirilen bakır plakalar, 25x25 mm ebatlarında olup içerisine T tipi ısıl çiftler (termokupl) lehimlenmiştir. Ayrıca radyasyon kayıplarını en aza indirmek için bakır plakaların yüzeyleri parlatılmıştır. Bakır plakalar yüksek sıcaklıklara dayanıklı saf teflon malzeme ($k=0,25$ W/mK) içerisine kenarlarında 30 mm ve aralarında 25 mm boşluk olacak şekilde eşit aralıklarla açılan yuvalara sıkı geçecek şekilde monte edilmiştir. Deneyde 3 sıra ve 3 dizi olacak şekilde toplam 9 adet bakır plaka kullanılmıştır. Her bir bakır plakaların altında 300 Ω değerinde toplam 9 adet

sargı telli direnç yerleştirilmiştir. Şekil 3.3. ve 3.4'te bakır plakaların dizilimi, görünümü ve ölçüleri verilmiştir.



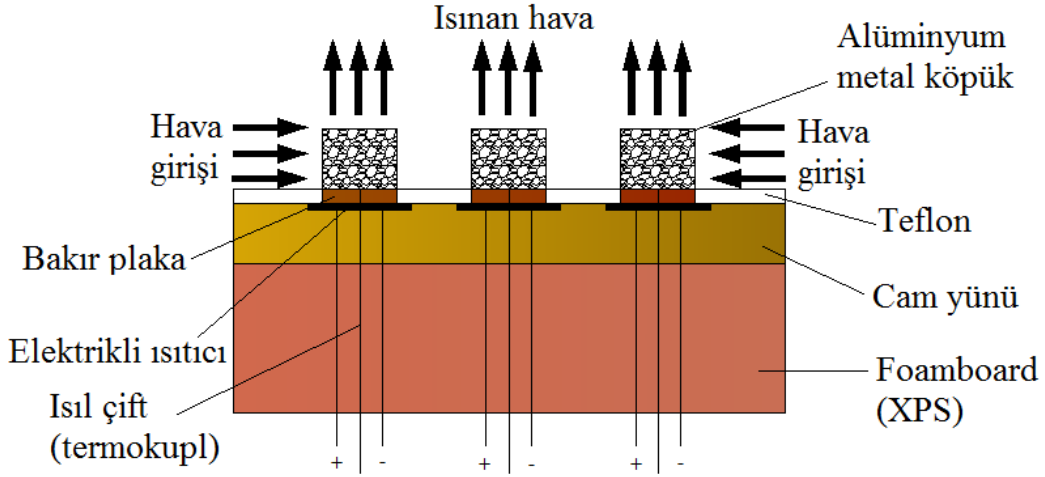
Şekil 3.3. Bakır plakaların dizilimi ve ölçüleri (mm)



Şekil 3.4. Bakır plakaların dizilimi ve görünümü (köpüksüz durum)

Test bölgesi oluşturulduktan sonra, alt kısmına 20 mm kalınlığında, yüksek sıcaklıklara dayanıklı cam yünü ($\approx 250\text{ }^{\circ}\text{C}$, $k=0,042\text{ W/mK}$), onun altında ise yaklaşık $75\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'ye kadar dayanıklı 50 mm kalınlığında foamboard (XPS) yalıtım malzemesi

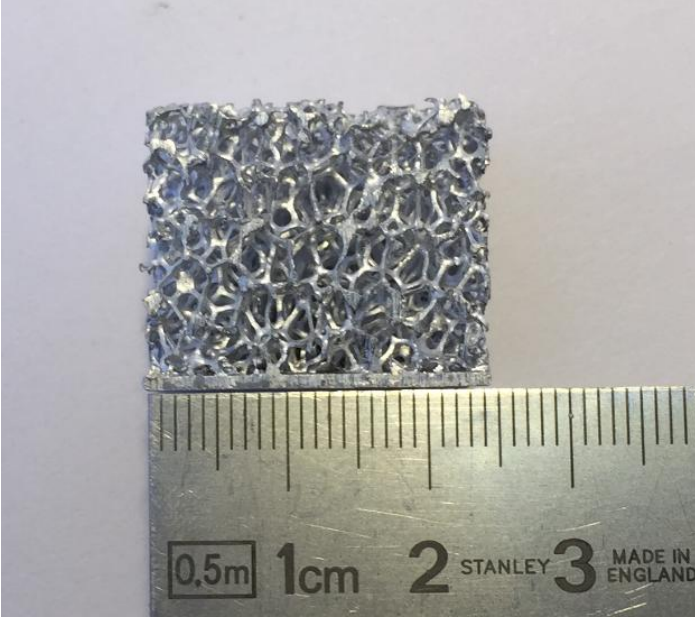
($k=0,038 \text{ W/mK}$) yerleştirilmiştir. Test odasının detaylı görünümü Şekil 3.5’de verilmiştir.



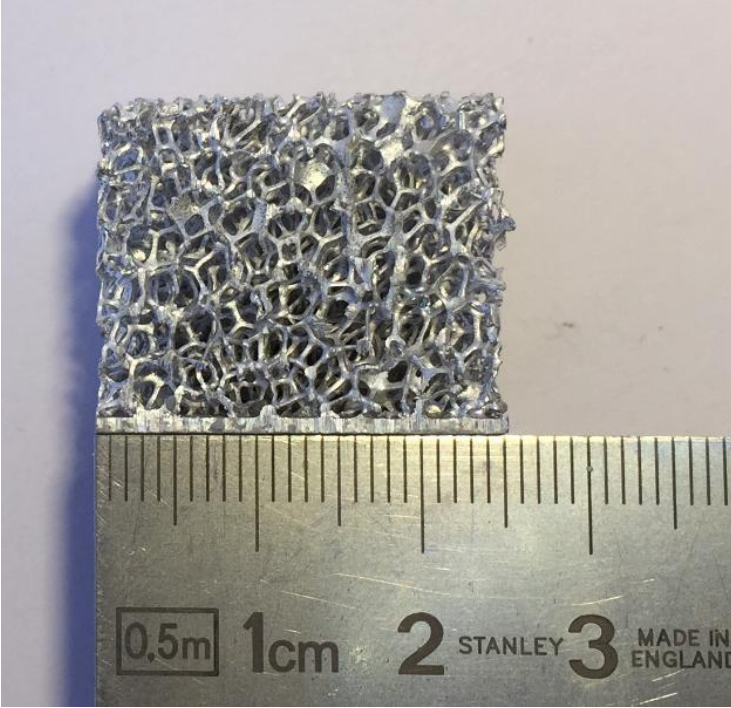
Şekil 3.5. Test odasındaki malzemelerin detaylı görünümü

Tüm deneyler, her bir bakır plaka altına yerleştirilmiş eşit dirence sahip ısıtıcılara eşit gerilim uygulanarak yapılmıştır. Bakır plakalara verilen gerilimi ayarlamak için bir AC güç ünitesi kullanılmış, bu sayede istenilen voltajlarda çalışma imkânı bulunmuştur.

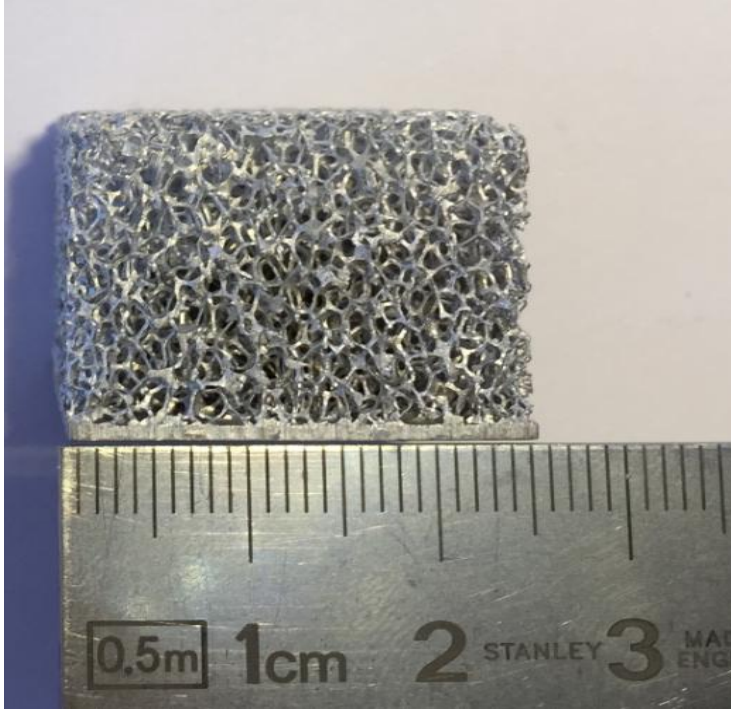
Deneyler, 4 farklı voltajda (10, 15, 20 ve 25 V) ve 3 farklı hava hızında (0,2081, 0,3647 ve 0,6029 m/s) yapılmıştır. 10, 20 ve 40 PPI’lık köpük bloklara ait detaylı görünüm Şekil 3.6, Şekil 3.7.ve Şekil 3.8’de verilmiştir.



Şekil 3.6. 10 PPI'lık alüminyum metal köpüğün yakından görünümü



Şekil 3.7. 20 PPI'lık alüminyum metal köpüğün yakından görünümü



Şekil 3.8. 40 PPI'lık alüminyum metal köpüğün yakından görünümü

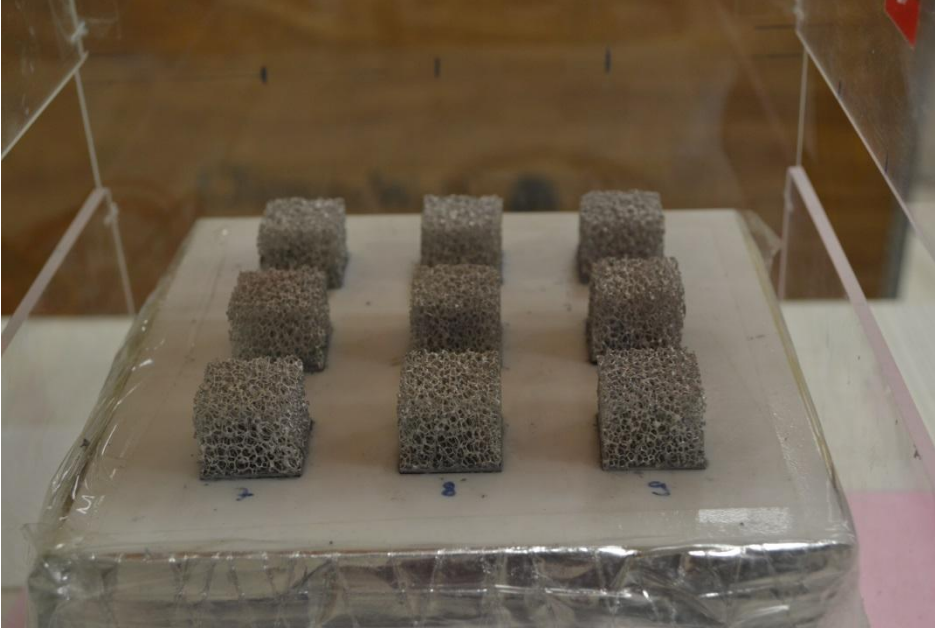
Deneyde kullanılan alüminyum metal köpük malzemelerin fiziksel özellikleri Çizelge 3.1'de verilmiştir. Metal köpük bloklar, Duocel, ERG Materials Aerospace Corporation, Duocel Oakland CA firmasına yaptırılmıştır. (URL1 Duocel)

Metal blokların geçirgenliği aynı ebatlarda hazırlanan mini kanaldan hava bypass'ına müsaade edilmeden havanın kanaldan geçirilerek köpük bloğun giriş ve çıkışın basınç düşüşünden hesaplanmıştır. (Peak vd. 2000)

Çizelge 3.1. Alüminyum metal köpük malzemelerin fiziksel özellikleri

Örnek	Gözeneklilik (ϵ)	Gözenek yoğunluğu (PPI)	Geçirgenlik (m^2)
1. (Al-6101)	0.910	10	7.73×10^{-8}
2. (Al-6101)	0.910	20	4.93×10^{-8}
3. (Al-6101)	0.910	40	2.40×10^{-8}

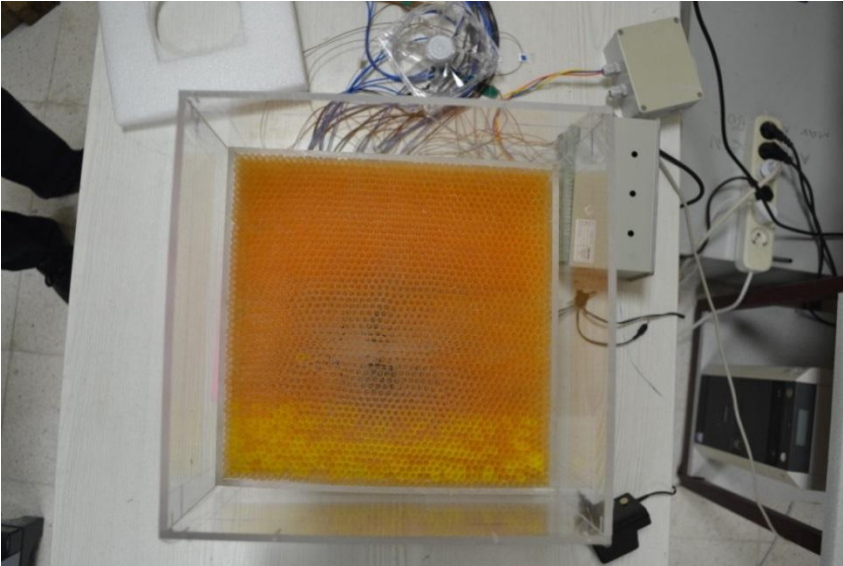
Deneyde ısınan elemanların yüzey alanlarını genişletmek için alüminyum köpük bloklar kullanılmıştır. Köpük bloklar, ısı transfer alanını artırma metotları içerisinde diğer kanatçık tiplerine göre daha avantajlı konuma sahiptirler. Metal köpüklerin ergime noktaları, özgül ısıları, ısı genleşme katsayıları, ağırlık oranına göre düşük yoğunlukları, yüksek ısı iletkenliğine sahip olmaları, akışkan karıştırıcı etkiye ve yüksek ısı transfer alanına sahip olma gibi çeşitli özelliklerinden dolayı son zamanlarda tercih edilen malzemeler haline gelmişlerdir. Şekil 3.9'da alüminyum köpük blokların test bölgesindeki yerleşimi gösterilmiştir.



Şekil 3.9. Alüminyum metal köpüklerin test bölgesi içindeki yerleşimi

3.1.2. Akım düzenleyici

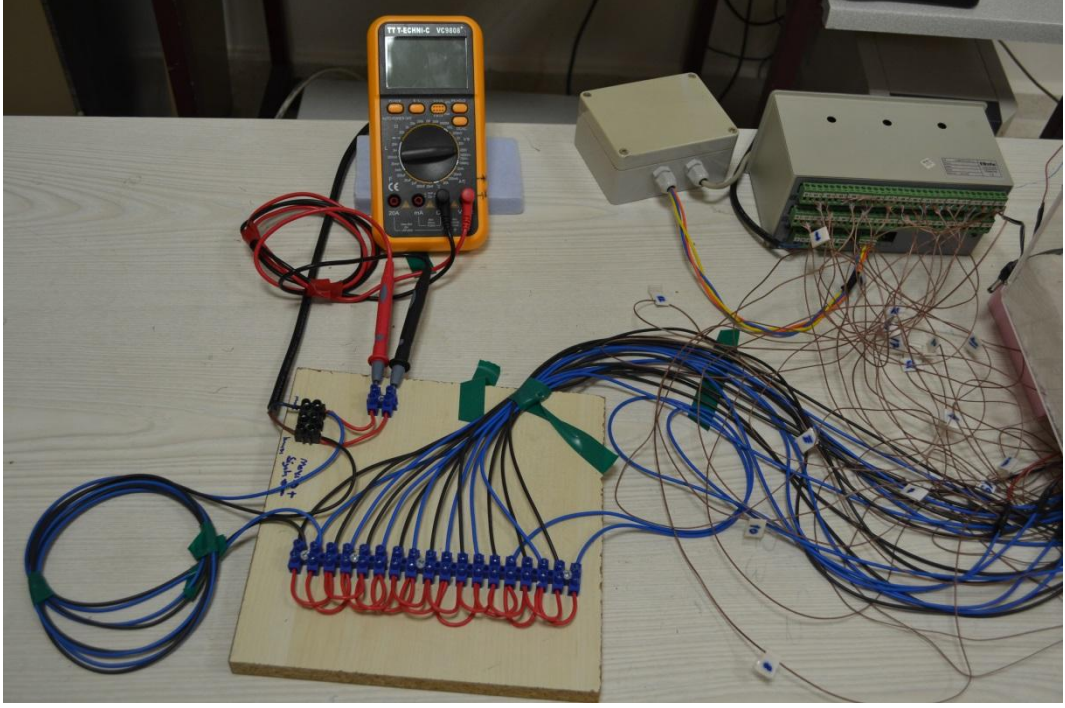
Kısmi açık hacim içerisine giren havanın uniform olarak sistemden dışarı çekilebilmesi için akım düzeltici gerekmektedir. Bu yüzden test bölgesinden hava çıkış doğrultusuna doğru, test bölgesinden 150 mm yukarıya bir adet akım düzenleyici yerleştirilmiştir. Akım düzenleyici 5 mm kalınlığında 245x50 mm boyutlarında plexiglass bir çerçeve içerisinde 5 mm çapında ve 50 mm boyutlarında birçok borudan oluşmaktadır. Şekil 3.10’da akış düzelticinin görünümü verilmiştir.



Şekil 3.10. Akış düzenleyicinin üstten görünümü

3.1.3. Güç ünitesi

Deneyleerde bakır plakaların altına monte edilen ısıtıcılara gerekli olan akım AC güç kaynağı ile paralel bağlantı devresi üzerinden sağlanmıştır. Şekil 3.11’de görülen paralel bağlantı devresinde her bir direnç için eşit voltaj uygulanmıştır. Uygulanan voltajın değerini kontrol edilebilmesi için isteme TT technic vc 9808 tipi bir multimetre bağlanmıştır ve voltaj değerinin kontrolü buradan yapılmaktadır.



Şekil 3.11. Isıtıcıların bağlandığı paralel bağlantı devresi

$$V=V_1=V_2=\dots=V_9 \text{ (Volt)} \quad (3.1.)$$

Isıtıcılar eşit dirence sahip olduklarından,

$$R=R_1=R_2=R_3=\dots=R_9 \text{ (Ohm)} \quad (3.2.)$$

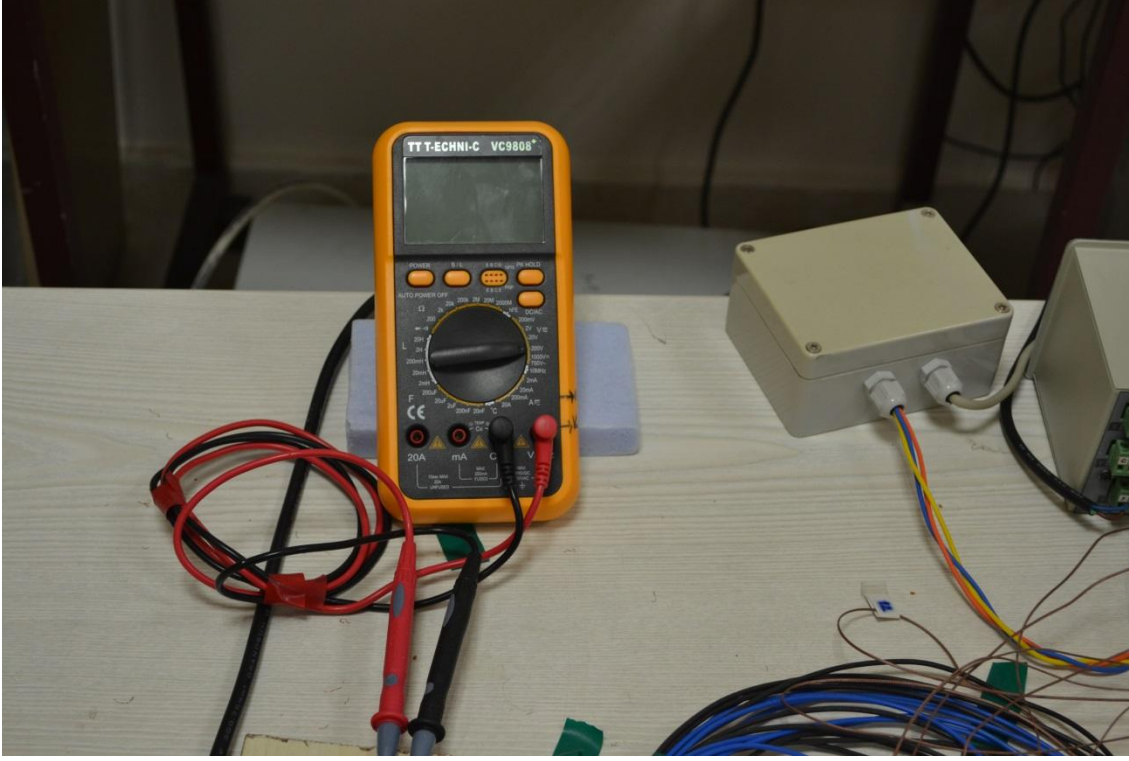
Her bir ısıtıcıya düşen ısı akısı eşittir ve

$$\dot{q}_1=\dot{q}_2=\dot{q}_3=\dots=\dot{q}_9 = \frac{V^2}{R \cdot A_h} \text{ (W/m}^2\text{)} \quad (3.3.)$$

Şeklinde hesaplanır. Deneyleerde bakır plakaların altına eşit dirence sahip ısıtıcılar kullanılmıştır ve eşit voltajlar uygulanmıştır. Bunun sonucu olarak, her bir ısıtıcıya düşen ısı akısı birbirine eşittir.

3.2. Deneysel Verilerin Toplanması ve Ölçüm Sistemleri

Yapılan deneylerde istenilen değerlerin hesaplanabilmesi, gerekli yorum ve düzeltmelerin yapılabilmesi için, ısıtıcılara uygulanan gerilimin, ısınan yüzeylerde ve yalıtım bölgelerinde oluşan sıcaklık değerlerinin ve belirli bölgelerden ölçülen hava hızlarının bilinmesi gerekmektedir. Şekil 3.12’de voltaj ölçümlerinde kullanılan multimetrenin görünümü verilmiştir.



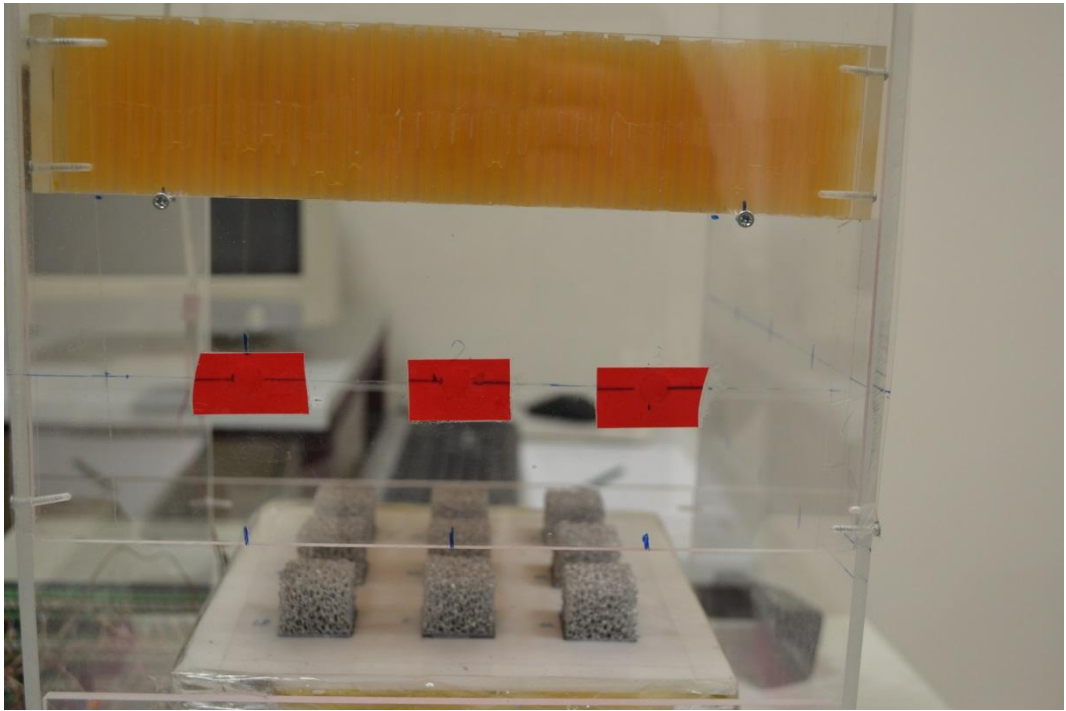
Şekil 3.12. Isıtıcı uçlarındaki voltaj ölçümünde kullanılan multimetre (TT T-echni-c 9808⁺)

Hava hız ölçümü hacim içerisinde akım düzenleyicinin 50 mm altında belirli noktalardan yapılmıştır. Kesit içerisinde 9 noktadan hız ölçümü alınarak bu değerlerin ortalaması çekilen havanın hızı olarak belirlenmiştir. Belirtilen noktalarda hava hızlarının ölçülebilmesi için $\pm 1\%$ hassasiyetli, 0 – 20 m/s hızları arasında ölçüm aralığı bulunan TESTO 425 marka bir hız ölçüm cihazı kullanılmıştır. Şekil 3.13’de hız ölçüm cihazının görünümü verilmiştir.



Şekil 3.13. TESTO 425 marka bir hız ölçüm cihazının görünümü

Şekil 3.14'de hız ölçümünün alındığı noktalarının görünümü verilmiştir. Aynı hızadan hacim içerisinde 9 noktadan simetrik olarak ve sistem sürekli hale geldiğinde hız ölçümü yapılmış ve ortalaması alınmıştır.



Şekil 3.14. Hız ölçümlerinin alındığı noktaların görünümü

Ayrıca her bir yonga, alt ve orta yalıtım katlarında ayrı ayrı sıcaklık değerlerini ölçmek için bir veri toplama sistemi (ELİMKO 680) kullanılmıştır. Şekil 3.15'te 32 kanallı bir veri toplama cihazının görünümü verilmiştir.



Şekil 3.15. Veri toplama cihazı (Data logger) görünümü

Sıcaklık ölçümlerinde bakır malzemeden yapılmış T tipi termokupllar kullanılmıştır. Tüm termokupllar daha önce kalibre edilmiştir. Deney düzeneğinde 27 farklı yere termokupl yerleştirilmiştir. Deneyde, sıcaklık ve hız ölçümleri sistem sürekli hale geldiğinde alınmıştır ve bu ölçümler bilgisayar hafızasında depolanmıştır. Bu çalışmada Reynolds sayısının 3363-9743 aralığındaki değerleri için deneyler yapılmıştır.

3.3. Deneysel Verilerin Analizi

Deneylerde ölçülen sıcaklık, hız ve voltaj değerleri dikkate alınarak yapılan ısı transferi hesaplamaları ayrıntıları ile bu bölümde verilmiştir.

Isıtıcılardan akışkana verilen ısı enerjisi,

$$\dot{Q}_{\text{elek.}} = \dot{Q}_{\text{taşınım}} + \dot{Q}_{\text{iletim}} \quad (3.4)$$

eşitliğinden hesaplanır. Burada;

$\dot{Q}_{\text{elek.}}$ = ısıtıcılara verilen toplam ısı miktarını,

$\dot{Q}_{\text{taşınım}}$ = hacim içerisinde akmakta olan havaya, ısıtıcılardan taşınım ile olan ısı transferini,

\dot{Q}_{iletim} = test bölgesinden iletimle olan ısı kaybını ifade etmektedir.

Yapılan hesaplamalarda radyasyon kayıpları, verilen toplam ısının yaklaşık olarak % 1'ini aşamadığı için ısı transferi hesaplarına dahil edilmemiştir.

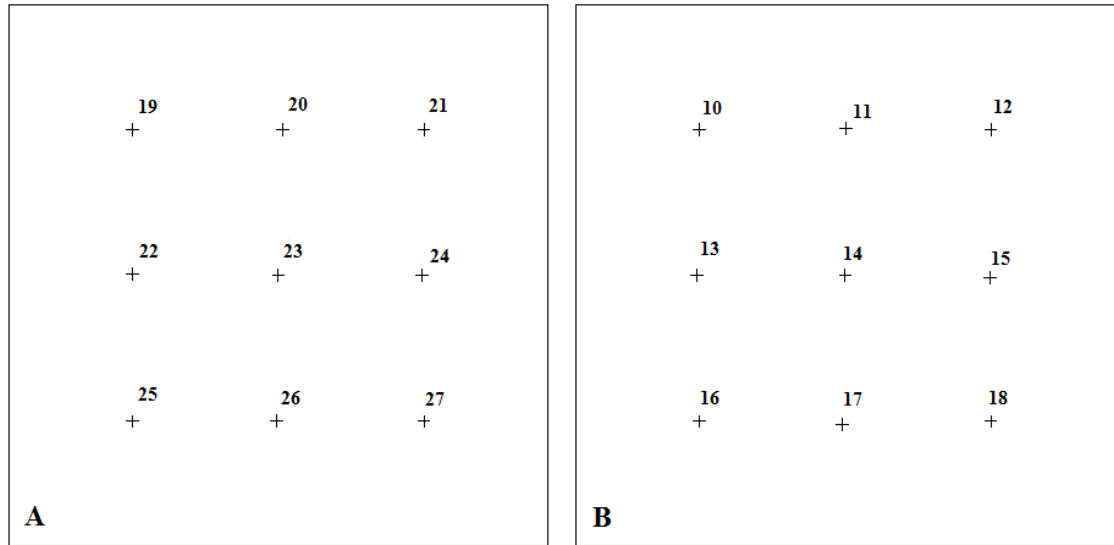
Isıtıcılara verilen toplam ısı akımı yani elektrik enerjisi (\dot{Q}_{tot}),

$$\dot{Q}_{\text{elek.}} = 9 \cdot \frac{V^2}{R} \quad (3.5)$$

denklemiyle hesaplanır. Burada;

V = Isıtıcı uçlarına uygulanan gerilim, R ise ısıtıcı direncidir.

Test bölgesinden iletimle olan ısı kayıplarını belirlemek için yalıtım malzemesinin i ve dış kısımlarına termokupllar yerleştirilmiştir. Test bölgesinin altında bulunan yalıtım bölümünün iç kısmına 9 adet, dış kısmına da 9 adet olmak üzere toplam 18 adet termokupl yerleştirilmiştir. Termokuplların dizilimi Şekil 3.16' da verilmiştir.



Şekil 3.16. İzolasyon köpüğünün (Foam board) i ve dış kısımlarına yerleştirilen termokuplların görünümü

Şekilde görüldüğü gibi “A” bölümü i kısıma yerleştirilmiş olan termokuplları, “B” bölümü ise dış kısıma yerleştirilmiş olan termokuplları göstermektedir. Her bir termokupl üzerinde bulunan bakır plakanın merkezi ile aynı hizada olacak Şekilde yerleştirilmiştir. Termokupllardan okunan, yalıtımların i ve dış kısımlarındaki sıcaklık değerlerinden iletimle olan ısı kayıpları hesaplanmıştır.

Her bir ısıtıcı için, test bölgesinin alt kısmındaki yalıtım malzemelerinden oluşan iletimle ısı transferi denklem (3.6)'da verilmiştir.

$$\dot{Q}_{\text{iletim}} = -k_{\text{yalıtım}} \cdot A_{\text{yalıtım}} \cdot \frac{T_{\text{dış}} - T_{\text{iç}}}{L_{\text{yalıtım}}} \quad (3.6)$$

Burada;

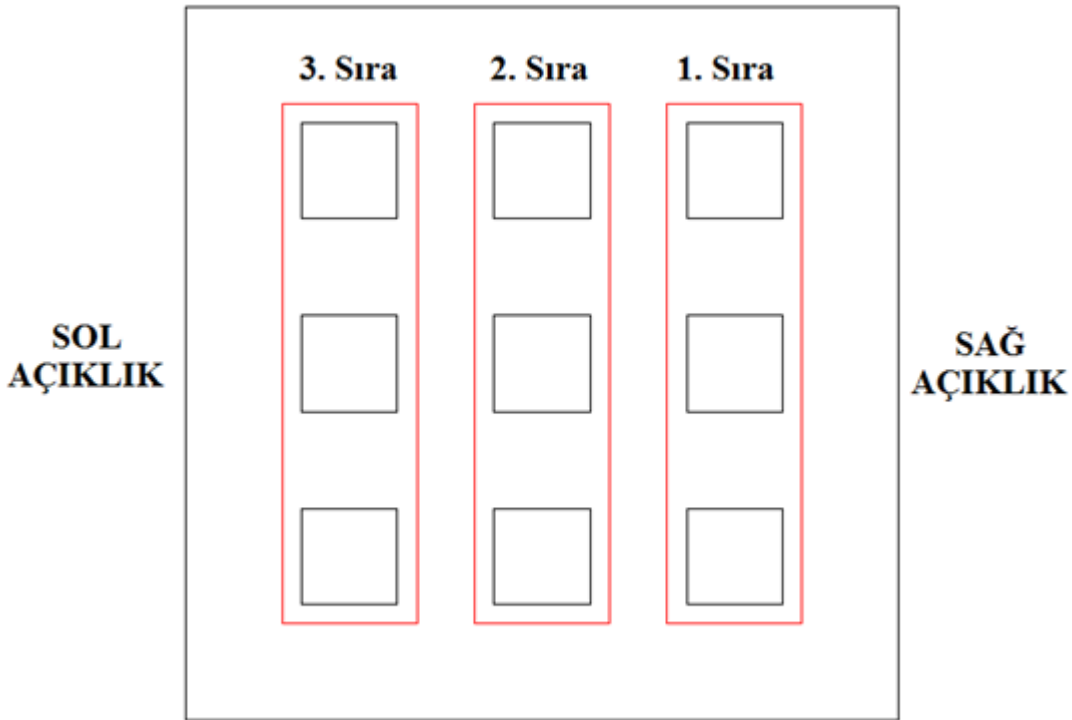
$k_{\text{yalıtım}}$ = yalıtım malzemesinin iletim katsayısı (W/m.K)

$A_{\text{yalıtım}}$ = yalıtım malzemesinin ısı transfer yüzey alanı (m²)

$T_{\text{dış}} - T_{\text{iç}} = \Delta T$ = her bir noktadaki yalıtım yüzeyi sıcaklığı farkı (°C)

$L_{\text{yalıtım}}$ = yalıtım malzemesi kalınlığıdır, (m).

Bu çalışmada, kısmi açık hacim içerisinde akmakta olan havaya ısıtıcılardan taşınım ile olan ısı transferi ısıtıcı sıra ortalamasına göre hesaplanmıştır. Belirlenen ısıtıcı sıraları Şekil 3.17'de görüldüğü gibi belirlenmiştir.



Şekil 3.17. Ölçüm sonuçlarının incelenmesi ve grafiklerin çizilmesinde belirlenen ısıtıcı sıraları

Buna göre bir ısıtıcı sırasından taşınım ile ısı transferi aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_{\text{taşınım},j} = \dot{Q}_{\text{elek},j} - \dot{Q}_{\text{iletim},j} \quad (3.7)$$

Burada,

$\dot{Q}_{iletim,j}$ = her bir ısıtıcı sırasından iletimle olan ısı kaybını göstermektedir.

Soğutucu akışkan havaya taşınım ile olan ısı akışı,

$$\dot{q}_{taşınım,j} = \dot{Q}_{taşınım,j}/A_j \quad (3.8)$$

bağıntısıyla hesaplanır. Burada A_j , bir ısıtıcı sırasındaki bakır plakaların toplam yüzey alanıdır.

Nusselt (Nu) sayısı taşınım ile ısı transferinin ne kadar iyi olduğunu gösteren boyutsuz bir büyüklüktür. Buna göre bir ısıtıcı sırası boyunca ortalama Nusselt sayısı;

$$\overline{Nu}_{D_h j} = \frac{\bar{h}_j \cdot D_h}{k_{hava}} \quad (3.9)$$

şeklinde hesaplanmıştır.

Burada \bar{h}_j , test bölgesinde bulunan her bir ısıtıcıdaki ortalama ısı taşınım katsayısıdır ve denklem (3.10)'a göre hesaplanmıştır.

$$\bar{h}_j = \frac{Q_{taşınım,j}}{(\bar{T}_{sj} - T_\infty) \cdot A_j} \quad (3.10)$$

Denklem (3.10) aynı zamanda Newton'un soğuma kanunudur. Denklem (3.9)'da \bar{h}_j yerine yazılırsa, her bir ısıtıcı için Nusselt sayısı denklem (3.11) olarak bulunur.

$$\overline{Nu}_j = \frac{Q_{taşınım,j} \cdot D_h}{(\bar{T}_{sj} - T_\infty) \cdot A_j \cdot k_{hava}} \quad (3.11)$$

Burada,

A_j = bir ısıtıcı sırasındaki toplam bakır plaka yüzey alanı

\bar{T}_{sj} = bir ısıtıcı üzerindeki yüzey sıcaklığı ortalaması

T_∞ = ortam sıcaklığı

D_h = Kısmi açık hacmin hidrolik çapıdır.

Hidrolik çap (D_h), hacim genişliklerinin etkilerini içeren bir büyüklük olup, bu çalışmada karakteristik uzunluk olarak alınmıştır. (3.12.)'deki ifadede A_k hacmin kesit alanı, P ise hacmin çevre uzunluğunu temsil etmektedir.

$$D_h = \frac{4.A_k}{P} \quad (3.12)$$

Bu çalışmada Nusselt sayıları ile birlikte olayın fiziğine etkiyen diğer boyutsuz sayılar ise akışkan üzerine etki eden atalet kuvvetlerin viskoz kuvvetlere oranı olan Reynolds (Re), akışkan üzerine etkiyen kaldırma kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranı olan Grashof (Gr) ve Richardson (Ri) sayılarıdır. Bu boyutsuz parametreler deneysel sonuçları uygun bir şekilde değerlendirmek ve karşılaştırmak için kullanılır.

Boyutsuz sayılar hacmin hidrolik çapına (D_h)'a göre aşağıdaki ifadelerle hesaplanmıştır.

Reynolds sayısı,

$$Re_{D_h} = \frac{w_0 \cdot D_h}{\nu_{hava}} \quad (3.13)$$

Grashof sayısı,

$$Gr_{D_h} = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_\infty) \cdot D_h^3}{\nu_{hava}^2} \quad (3.14)$$

Burada T_s test bölgesinde bulunan her bir bakır plakanın yüzey sıcaklığı, T_∞ ise ortam sıcaklığıdır.

Isı akısına bağlı olarak düzeltilmiş Grashof sayısı,

$$Gr_{D_h}^* = \frac{g \cdot \beta \cdot \dot{q}_{taşınım,j} \cdot D_h^4}{k_{hava} \cdot \nu_{hava}^2} \quad (3.15)$$

Richardson sayısı,

$$Ri = \frac{Gr_{D_h}^*}{Re_{D_h}^2} \quad (3.16)$$

olarak hesaplanmıştır.

Verilen ifadelerde,

w_0 = Havanın hacim içerisindeki akış hızı (m/s)

ν = havanın kinematik viskozitesi (m^2/s)

g = yerçekimi ivmesi (m/s^2)

k = havanın iletim katsayısı (W/m.K)

β = havanın hacimsel genleşme katsayısıdır. (K^{-1})

3.4. Hata Analizi

Deneysel sonuçların ne kadar güvenilir olduğunun belirlenebilmesi için, deneyler sırasında ölçülen değerlere ve bu değerlere bağlı olarak hesaplanan diğer büyüklüklerle hata analizi yapılmıştır. Bu çalışmada en önemli bağımlı değişken Nusselt sayısı olduğundan hata analizi bu sayı üzerinden literatürdeki hesap yöntemleri kullanılarak açıklanmıştır.

Eğer “f” bağımlı bir değişken, x ve y ise bağımsız iki değişken ise,

$$F = f(x,y)$$

yazılır ve x, y'nin mutlak belirsizliği w_x , w_y olarak verildiğinde, f'nin belirsizliği w_f ,

$$w_f = \left[\left(\frac{\partial f}{\partial x} w_x \right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial y} w_y \right)^2 + \dots \right]^{1/2} \quad (3.17)$$

olarak yazılabilir. (Holman,1994)

Denklem (3.11) dikkate alınarak Nusselt sayısının belirsizlik olanı,

$$w_{Nu_{D_{h,j}}} = \left[\left(\frac{\partial Nu_{D_{h,j}}}{\partial q_{\text{taşınım},j}} w_{q_{\text{taşınım},j}} \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu_{D_{h,j}}}{\partial D_{h,j}} w_{D_{h,j}} \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu_{D_{h,j}}}{\partial (T_s - T_\infty)} w_{(T_s - T_\infty)} \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu_{D_{h,j}}}{\partial k_{hava}} w_{k_{hava}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.18)$$

yazılır.

Denklem (3.18)'de

$w_{q_{\text{taşınım}}}$ = taşınım ısı akısının,

$w_{D_{h,j}}$ = kısmi açık hacmin hidrolik çapının,

$w_{(T_s - T_\infty)}$ = sıcaklık farkının,

$w_{k_{hava}}$ = iletim katsayısının belirsizliğini göstermektedir.

Denklem (3.17)'deki diğer terimler ayrıntılı olarak yazılırsa,

$$\frac{\partial Nu_{D_{h,j}}}{\partial q_{\text{taşınım}}} = \frac{D_{h,j}}{(T_s - T_\infty) \cdot k_{hava}} \quad (3.19)$$

$$\frac{\partial \text{Nu}_{D_{h,j}}}{\partial D_{h,j}} = \frac{q''_{\text{taşınım}}}{(T_s - T_\infty) \cdot k_{\text{hava}}} \quad (3.20)$$

$$\frac{\partial \text{Nu}_{D_{h,j}}}{\partial (T_s - T_\infty)} = - \frac{q''_{\text{taşınım}} \cdot D_{h,j}}{(T_s - T_\infty)^2 k_{\text{hava}}} \quad (3.21)$$

$$\frac{\partial \text{Nu}_{D_{h,j}}}{\partial k_{\text{hava}}} = - \frac{q''_{\text{taşınım}} \cdot D_{h,j}}{(T_s - T_\infty) \cdot k_{\text{hava}}^2} \quad (3.22)$$

denklemleri elde edilir.

Denklem (3.19) - (3.22) ifadeleri denklem (3.18)'de yerine yazılırsa,

Nusselt sayısı için hata oranı,

$$w_{\text{Nu}_{D_{h,j}}} = \left[\left(\frac{D_{h,j}}{(T_s - T_\infty) \cdot k_{\text{hava}}} w_{q''_{\text{taşınım}}} \right)^2 + \left(\frac{q''_{\text{taşınım}}}{(T_s - T_\infty) \cdot k_{\text{hava}}} w_{D_{h,j}} \right)^2 + \left(- \frac{q''_{\text{taşınım}} \cdot D_{h,j}}{(T_s - T_\infty)^2 k_{\text{hava}}} w_{(T_s - T_\infty)} \right)^2 + \left(- \frac{q''_{\text{taşınım}} \cdot D_{h,j}}{(T_s - T_\infty) \cdot k_{\text{hava}}^2} w_{k_{\text{hava}}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.23)$$

ifadesinden bulunur.

Diğer büyüklükler için yukarıda anlatılan yöntemle hesaplamalar yapılmış, belirsizlik ve hata oranları Çizelge 3.2'de verilmiştir.

Çizelge 3.2. Değişkenlerin belirsizlik ve hata oranları

Sembol	Aralık	Belirsizlik	Hata oranı (%)
Nu	300-1500	-	% 4,5
Re	3363-9743	-	% 4
Gr*	1,2x10 ⁶ -7,5x10 ⁶	-	% 3
V	10-25 V	0,7	% 1
R	300 Ω	0,7	% 1
k _{yalt.}	0,028 W/mK	0,003	% 1
k _{hava}	0,026-0,030W/mK	0,001	% 1
T _s -T _∞	3-80 °C	0,1	% 1

3.5. Deneysel Çalışma Parametreleri

Bu çalışmada, yüzeyleri alüminyum köpük malzeme ile genişletilmiş ayrık ısıtıcılar bulunan kısmi açık bir hacimde üniform ısı akısı uygulanarak ısı transferinin deneysel olarak incelenmesi amaçlanmıştır. Deneylerde 20 mm yükseklikte 10, 20 ve 40 PPI olmak üzere 3 farklı gözenek yoğunluğuna sahip alüminyum köpük bloklar kullanılmıştır. Çizelge 3.3'te görüldüğü gibi farklı Reynolds ve Grashof sayılarında deneyler gerçekleştirilmiştir. Elde edilen deney sonuçları ayrıntılı bir şekilde Bölüm 4'te verilmiştir.

Çizelge 3.3. Deneysel Çalışma Parametreleri

Durum	Re_{Dh}	Gr^*_{Dh}	Durum	Re_{Dh}	Gr^*_{Dh}	Durum	Re_{Dh}	Gr^*_{Dh}	Durum	Re_{Dh}	Gr^*_{Dh}
Köpüksüz	3363	$1,2 \times 10^6$	10 PPI	3363	$1,2 \times 10^6$	20 PPI	3363	$1,2 \times 10^6$	40 PPI	3363	$1,2 \times 10^6$
Köpüksüz	3363	$2,7 \times 10^6$	10 PPI	3363	$2,7 \times 10^6$	20 PPI	3363	$2,7 \times 10^6$	40 PPI	3363	$2,7 \times 10^6$
Köpüksüz	3363	$4,8 \times 10^6$	10 PPI	3363	$4,8 \times 10^6$	20 PPI	3363	$4,8 \times 10^6$	40 PPI	3363	$4,8 \times 10^6$
Köpüksüz	3363	$7,5 \times 10^6$	10 PPI	3363	$7,5 \times 10^6$	20 PPI	3363	$7,5 \times 10^6$	40 PPI	3363	$7,5 \times 10^6$
Köpüksüz	5894	$1,2 \times 10^6$	10 PPI	5894	$1,2 \times 10^6$	20 PPI	5894	$1,2 \times 10^6$	40 PPI	5894	$1,2 \times 10^6$
Köpüksüz	5894	$2,7 \times 10^6$	10 PPI	5894	$2,7 \times 10^6$	20 PPI	5894	$2,7 \times 10^6$	40 PPI	5894	$2,7 \times 10^6$
Köpüksüz	5894	$4,8 \times 10^6$	10 PPI	5894	$4,8 \times 10^6$	20 PPI	5894	$4,8 \times 10^6$	40 PPI	5894	$4,8 \times 10^6$
Köpüksüz	5894	$7,5 \times 10^6$	10 PPI	5894	$7,5 \times 10^6$	20 PPI	5894	$7,5 \times 10^6$	40 PPI	5894	$7,5 \times 10^6$
Köpüksüz	9743	$1,2 \times 10^6$	10 PPI	9743	$1,2 \times 10^6$	20 PPI	9743	$1,2 \times 10^6$	40 PPI	9743	$1,2 \times 10^6$
Köpüksüz	9743	$2,7 \times 10^6$	10 PPI	9743	$2,7 \times 10^6$	20 PPI	9743	$2,7 \times 10^6$	40 PPI	9743	$2,7 \times 10^6$
Köpüksüz	9743	$4,8 \times 10^6$	10 PPI	9743	$4,8 \times 10^6$	20 PPI	9743	$4,8 \times 10^6$	40 PPI	9743	$4,8 \times 10^6$
Köpüksüz	9743	$7,5 \times 10^6$	10 PPI	9743	$7,5 \times 10^6$	20 PPI	9743	$7,5 \times 10^6$	40 PPI	9743	$7,5 \times 10^6$

4. BULGULAR VE TARTIŞMA

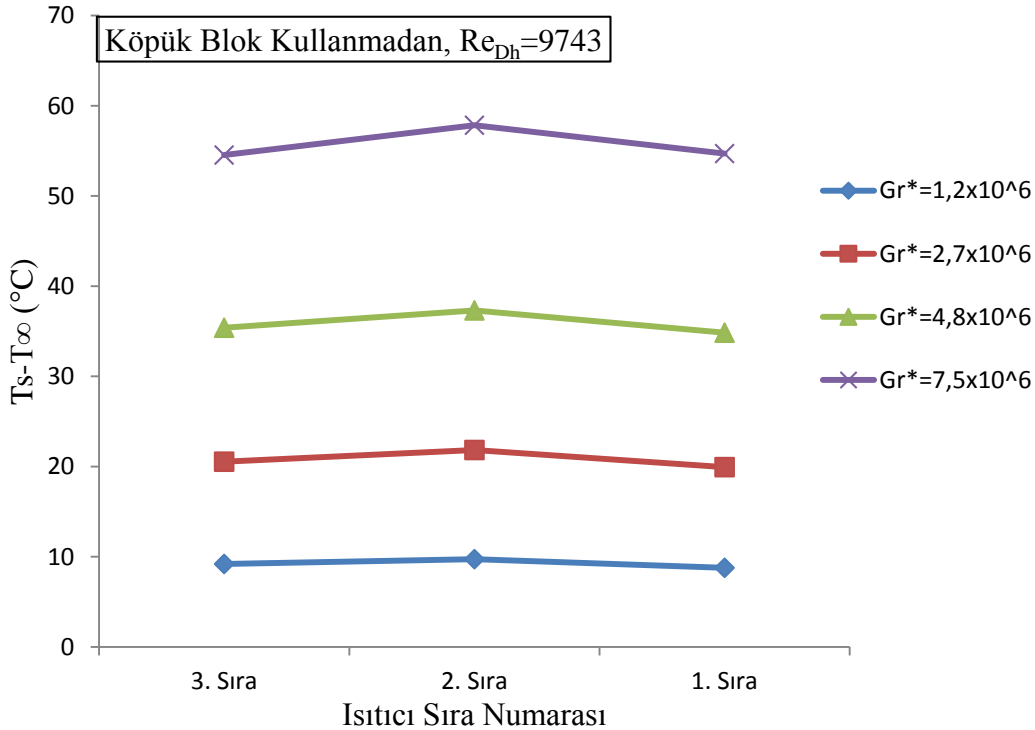
4.1. Giriş

Bu bölümde, deneysel çalışma parametreleri kullanılarak elde edilen ısı transferi sonuçları grafikler halinde ayrıntılı olarak verilmiştir. Çalışma iki aşamadan oluşmaktadır. İlk aşamada ısıtıcı elemanlar üzerine alüminyum köpük kullanılmadan deneyler yapılmış, ikinci aşamada ise gözenek yoğunluğu 10, 20 ve 40 PPI olan alüminyum köpük bloklarla ısıtıcıların yüzeyleri genişletilerek deneyler yapılmıştır. Ölçüm değerlerinin incelenmesi ve grafiklerde gösterilmesinde kolaylık açısından deney sonuçlarının hepsi 3. Bölümde bahsedilen Şekil 3.17'deki ısıtıcı sıra numaralarına göre üçlü gruplar halinde incelenmiş ve grafikler sıra sayısına göre elde edilmiştir.

4.2. Köpük Blok Kullanılmadan Elde Edilen Deney Sonuçları

Bu kısımda yapılan deneyler süresince test bölgesi boş tutularak belirlenen bir Reynolds sayısında dirençlere değişik voltajlar uygulanarak, sistem sürekli hale geldiği zaman ısıtıcı plakaların (bakır plakalar) yüzey sıcaklıkları ölçülmüştür. 3x3 diziliminde bulunan ısıtıcı plakaların yüzey sıcaklıklarının sıra ortalama değerleri alınarak sıra ortalama Nusselt sayıları hesaplanmıştır.

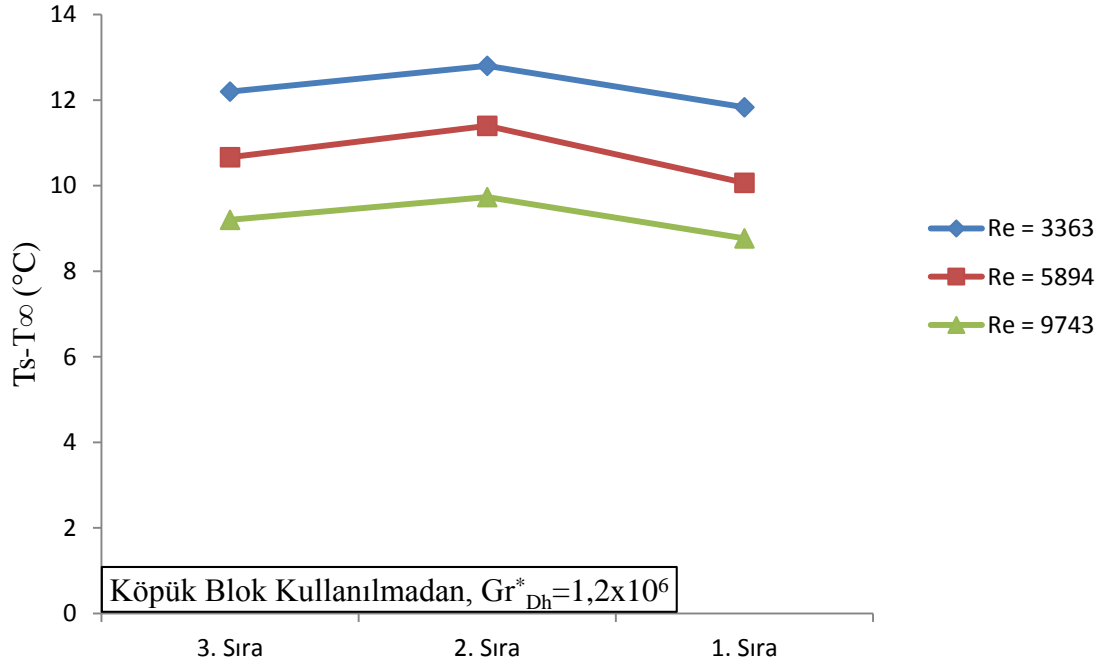
Şekil 4.1'de farklı düzeltilmiş Grashof sayılarında ısıtıcı sıra ortalama sıcaklık değerlerinin sıra sayısına göre dağılımı verilmiştir.



Şekil 4.1. Reynolds sayısının 9743 değeri için farklı düzeltilmiş Grashof sayılarında ısıtıcı sıra ortalama sıcaklık değerlerinin sıra sayısına göre değişimi

Şekil 4.1. incelendiğinde, düzeltilmiş Grashof sayısı arttıkça sıra ortalama yüzey sıcaklıklarının arttığı gözlenmiştir. En düşük düzeltilmiş Grashof sayısında ($1,2 \times 10^6$) her bir sıra için sıcaklıklar aynı değeri alırken, düzeltilmiş Grashof sayısının artması ile orta sırada (2. sıra) sıcaklık değerlerinin bir miktar attığı görülmüştür. Bu durum 1. ve 3. sıra üzerinden gelen akışkanın ısınması ve orta kısımda birleşerek 2. sırada yeterince soğutma yapamamasından kaynaklanmaktadır. Dolayısı ile orta sıradaki sıcaklık değerleri düzeltilmiş Grashof sayılarının yüksek değerlerinde artmıştır. Ayrıca düzeltilmiş Grashof sayısının en düşük değeri olan $1,2 \times 10^6$ değerinde 1. 2. ve 3. sıranın sıcaklık değerleri arasındaki fark fazla olmamasına rağmen, düzeltilmiş Grashof sayısının en yüksek değeri olan $7,5 \times 10^6$ değerinde, 1. ve 3. sıradaki blokların sıcaklıkları ile 2. sıradaki blok sıcaklığı arasındaki fark yaklaşık olarak $3 \text{ }^\circ\text{C}$ 'ye ulaşmıştır.

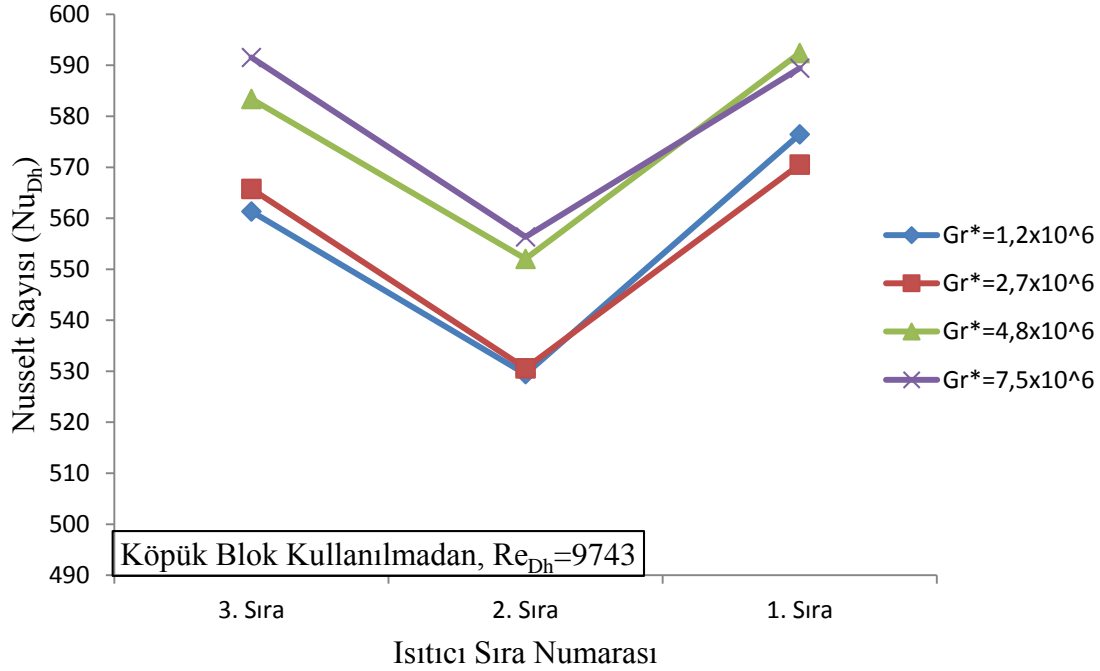
Şekil 4.2'te düzeltilmiş Grashof sayısının $1,2 \times 10^6$ değeri için farklı Reynolds sayılarında sıra ortalama sıcaklık değerlerinin değişimi verilmiştir. Şekle göre, her bir Reynolds sayısı için 1. ve 3. sıradaki sıcaklık değerleri 2. sıraya göre daha düşük değerler almıştır. Reynolds sayısının en büyük değerinde zorlanmış taşınım etkileri daha baskın olması nedeni ile sıcaklık değerleri oldukça düşmüştür.



Şekil 4.2. Düzeltilmiş Grashof sayısının $1,2 \times 10^6$ değeri için farklı Reynolds sayılarında sıra ortalama sıcaklık değerlerinin değişimi

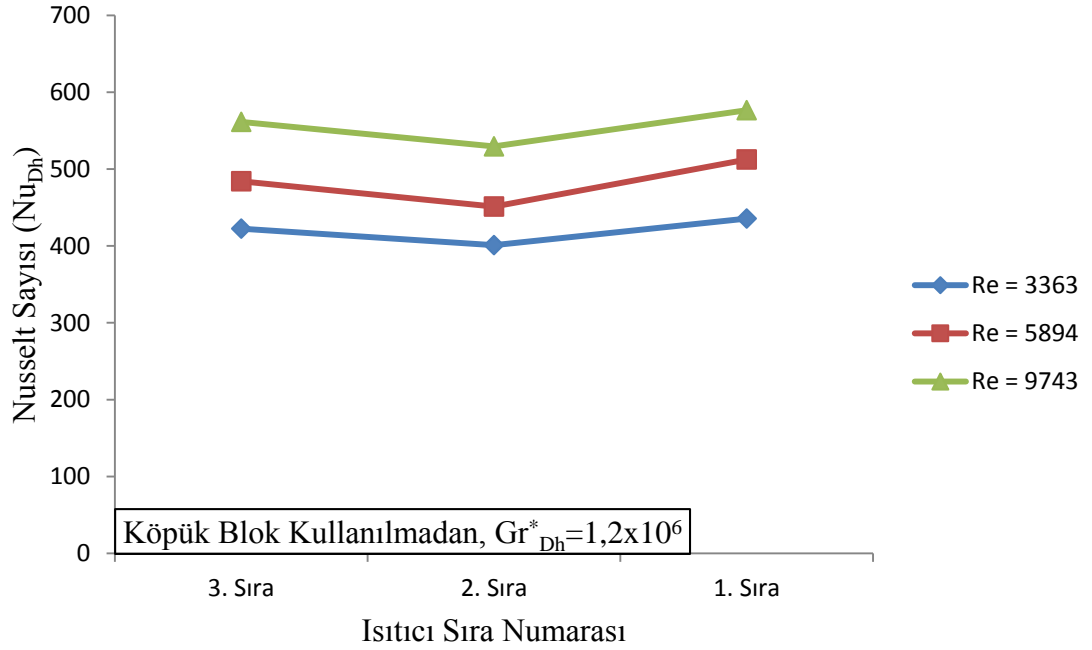
Şekil 4.3'te Reynolds sayısının 9743 değeri için farklı düzeltilmiş Grashof sayılarında sıra ortalama Nusselt sayılarının değişimi verilmiştir. Şekilden de görüldüğü üzere sıra ortalama Nusselt sayıları 1. ve 3. sırada her bir düzeltilmiş Grashof sayısı için yüksek değerler alırken, orta sırada (2.sıra) Nusselt sayıları oldukça düşmüştür. Bunun

nedeni, 1. ve 3. sıraya hacmin sağ ve sol yan açıklıklarından gelen ortam havasının soğutma etkisi bu sıralar üzerinde yüksek olurken orta kısımda hava sıcaklığının yükselmesi ve yeterince ısı transferinin sağlanamamasından dolayı sıra ortalama Nusselt sayısı düşmüştür. Ayrıca ısınan 1. ve 3. sıradaki ısıtıcıların yan yüzeylerinden orta sıradaki ısıtıcılara sürekli iletimle ısı transferinin olması, orta sıradaki ısıtıcıların sıcaklıklarının yükselmesine ek bir neden teşkil etmektedir.



Şekil 4.3. Reynolds sayısının 9743 değeri için farklı düzeltilmiş Grashof sayılarında sıra ortalama Nusselt sayılarının değişimi

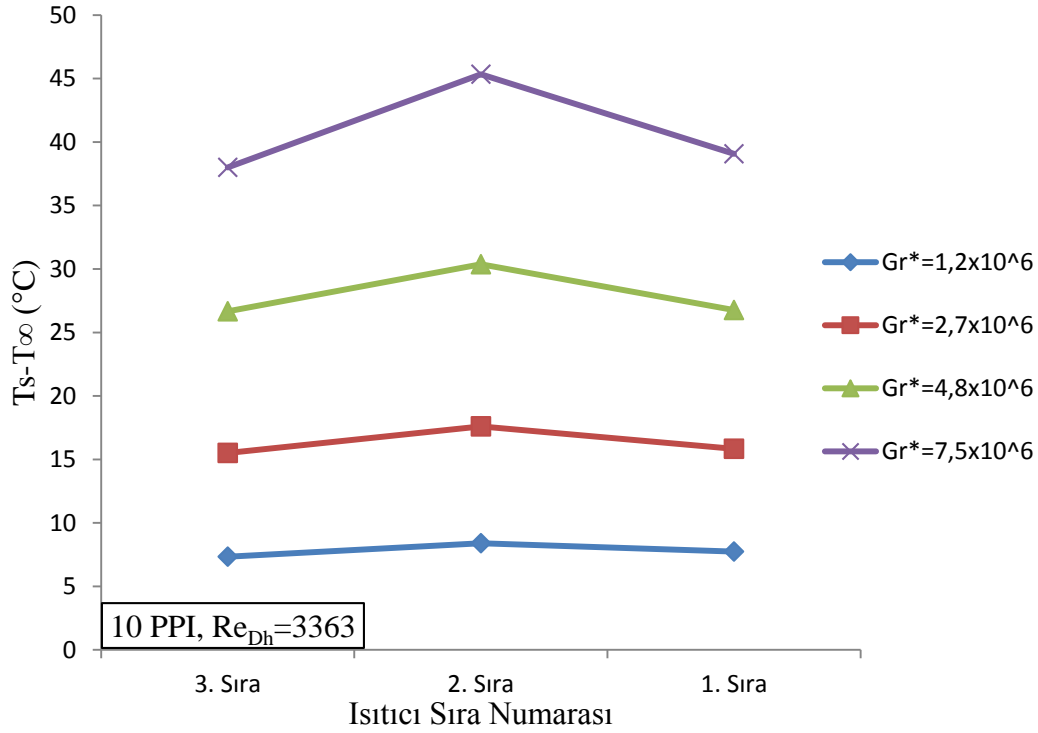
Şekil 4.4'te Düzeltilmiş Grashof sayısının $1,2 \times 10^6$ değeri için farklı Reynolds sayılarında sıra ortalama Nusselt sayılarının değişimi verilmiştir. Şekilden görüldüğü üzere, Reynolds sayısının artmasıyla hem zorlanmış taşınım hem de doğal taşınımın birlikte etkisi ile sıra ortalama Nusselt sayıları artmış ve yine orta sırada yeterince ısı transferi sağlanamadığından Nusselt sayıları 1. ve 3. sıraya göre daha düşük değerler almıştır.



Şekil 4.4. Düzeltilmiş Grashof sayısının $1,2 \times 10^6$ değeri için Reynolds sayılarında sıra ortalama Nusselt sayılarının değişimi

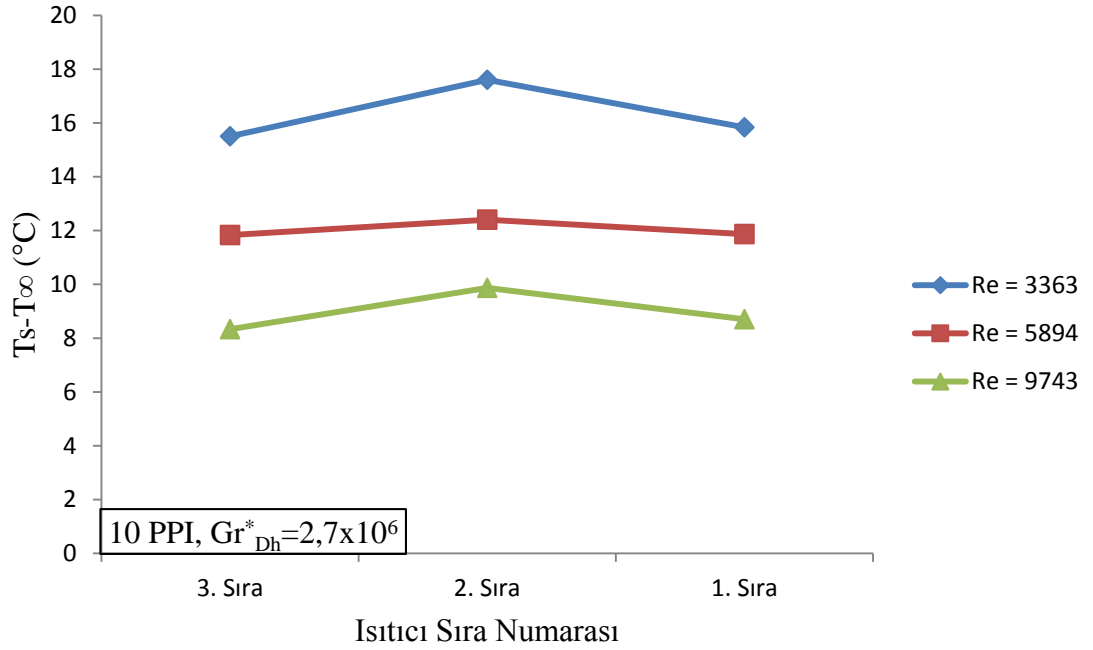
4.3. 10 PPI'lık Alüminyum Köpük Blok Kullanılarak Elde Edilen Deney Sonuçları

Şekil 4.5'te test bölgesinde 10 PPI alüminyum köpük blok kullanılarak farklı düzeltilmiş Grashof sayılarında Reynolds sayısının 3363 olduğu değer için sıra ortalama sıcaklık değerlerinin dağılımı verilmiştir. Şekil 4.5'te görüldüğü üzere, en düşük düzeltilmiş Grashof sayısında sıra ortalama sıcaklık değerleri her 3 sıra için hemen hemen aynı değeri alırken, düzeltilmiş Grashof sayısı arttıkça orta sıradaki blokların sıcaklıkları belirgin bir şekilde artmıştır. Düzeltilmiş Grashof sayısının en düşük değeri olan $1,2 \times 10^6$ değerinde 1. 2. ve 3. sıranın sıcaklık değerleri arasındaki fark fazla olmazken, düzeltilmiş Grashof sayısının en yüksek değeri olan $7,5 \times 10^6$ değerinde, 1. ve 3. sıradaki blokların sıcaklıkları ile 2. sıradaki blok sıcaklığı arasındaki fark yaklaşık olarak 7°C 'ye ulaşmıştır.



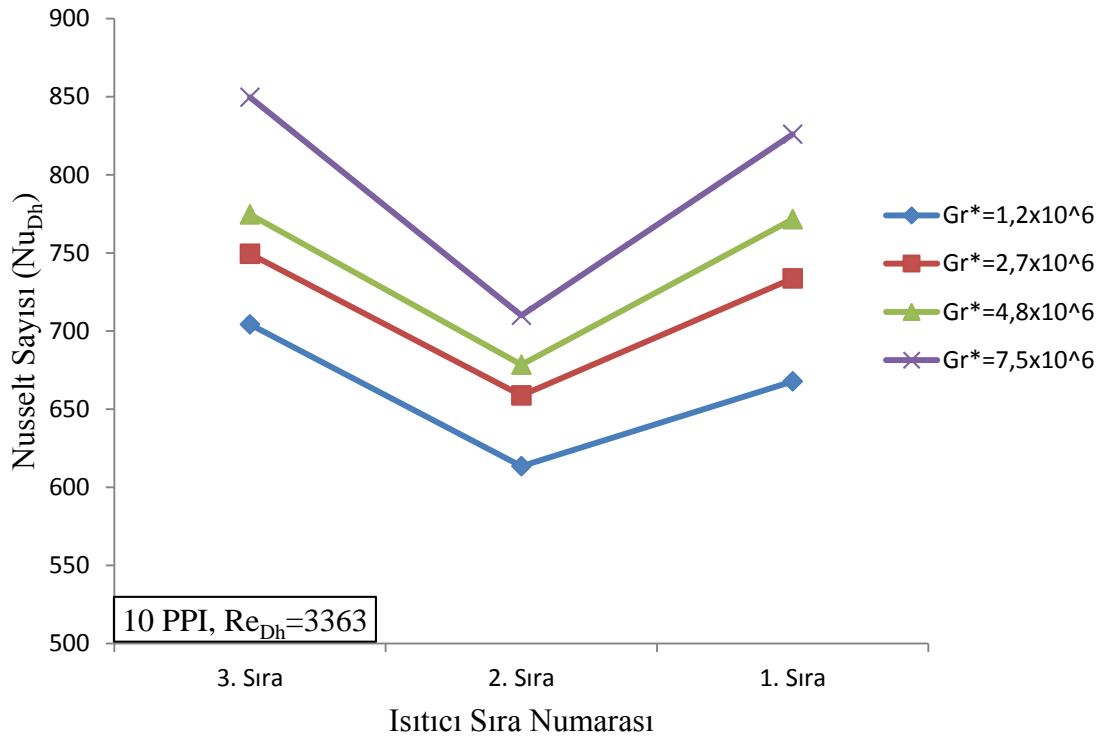
Şekil 4.5. Reynolds sayısının 3363 değeri için farklı düzeltilmiş Grashof sayılarında sıra ortalama sıcaklık değerlerinin değişimi

Şekil 4,6'da 10 PPI için, düzeltilmiş Grashof sayısının $2,7 \times 10^6$ değerinde farklı Reynolds sayılarında sıra ortalama sıcaklık değerlerinin değişimi verilmiştir. Şekilde görüldüğü üzere Reynolds sayıları arttıkça sıra ortalama sıcaklık değerlerinde düşüş gözlenmiştir. Yüksek Reynolds sayılarında zorlanmış taşınım ve bloklar üzerinden gelen doğal taşınım etkileri nedeni ile ısı transferi artmış ve sıcaklık değerleri buna paralel olarak düşüş göstermiştir.



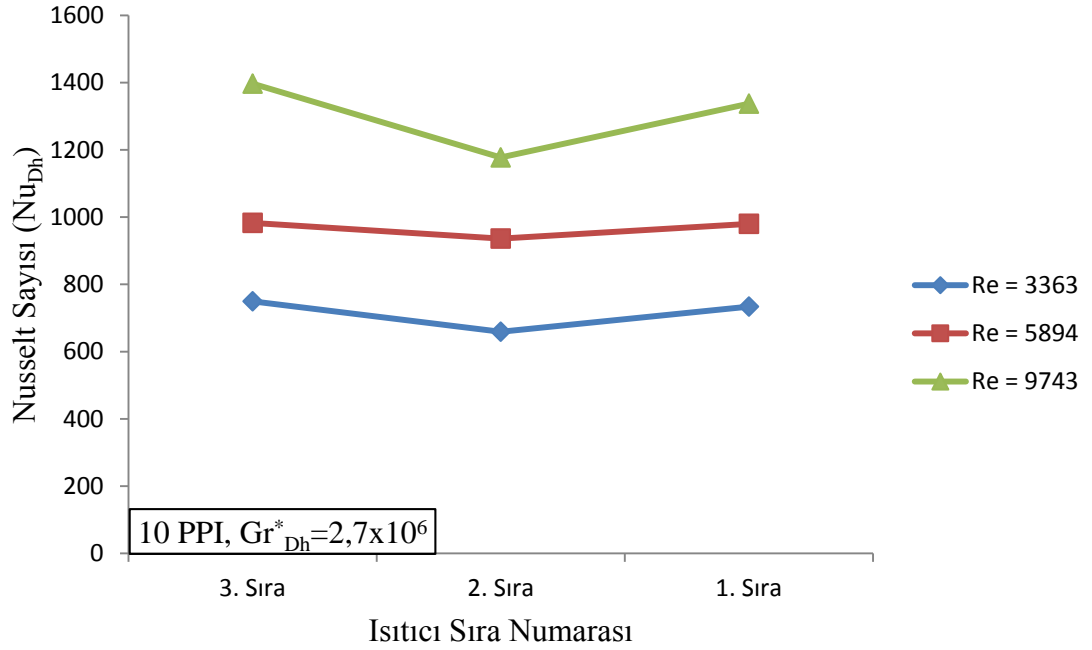
Şekil 4.6. Düzeltilmiş Grashof sayısının $2,7 \times 10^6$ değeri için farklı Reynolds sayılarında sıra ortalama Nusselt sayılarının değişimi

Şekil 4.7’de 10 PPI için, Reynolds sayısının 3363 değerinde farklı düzeltilmiş Grashof sayılarında sıra ortalama Nusselt sayılarının değişimi verilmiştir. Şekil 4.7’de görüldüğü üzere, düzeltilmiş Grashof sayısı arttıkça sıra ortalama Nusselt sayıları artmıştır. Bu sonuçlarda da köpük blok kullanılmadan elde edilen sonuçlarda olduğu gibi 2. Sırada yeterince ısı transferi sağlanamadığı için Nusselt sayılarında düşüş gözlenmiştir. Düzeltilmiş Grashof sayısının en yüksek değerinde, 1. ve 3. sıraya ait Nusselt sayıları ile 2. sıraya ait Nusselt sayısı karşılaştırıldığında, diğer düzeltilmiş Grashof sayılarında elde edilen sonuçlara göre aralarındaki farkın arttığı bariz bir şekilde görülmektedir.



Şekil 4.7. Reynolds sayısının 3363 değeri için farklı düzeltilmiş Grashof sayılarında sıra ortalama Nusselt sayılarının değişimi

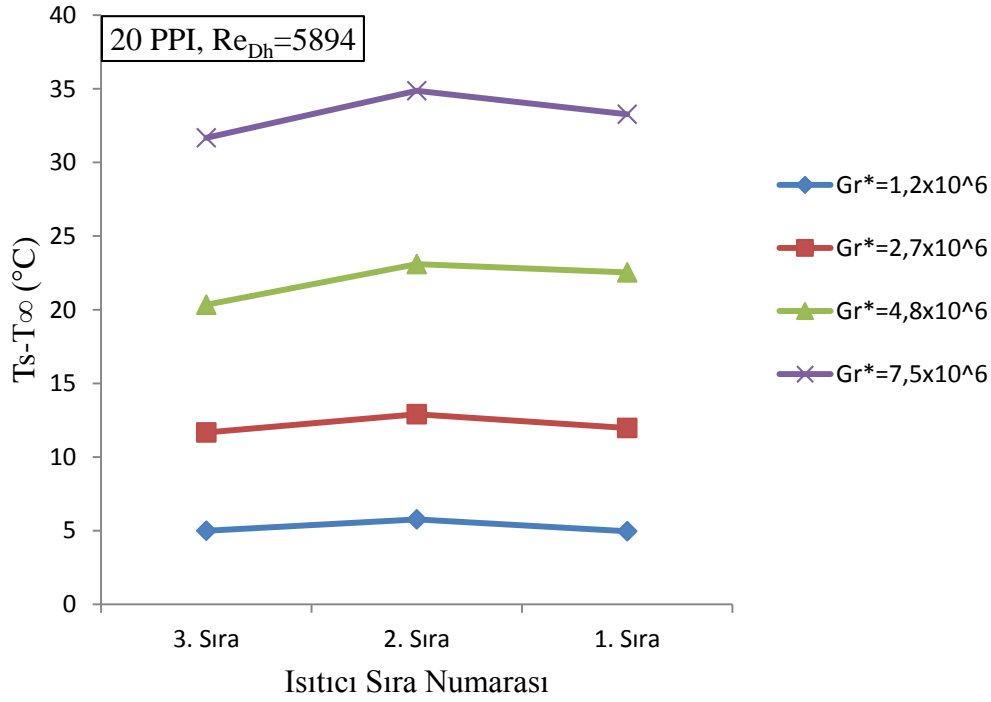
Şekil 4.8’te 10 PPI için, düzeltilmiş Grashof sayısının $1,2 \times 10^6$ değerinde farklı Reynolds sayılarında sıra ortalama Nusselt sayısının değişimi verilmiştir. Şekil 4.8’de görüldüğü gibi Reynolds sayıları arttıkça sıra ortalama Nusselt sayıları artmıştır. Orta sıralarda sıcaklık değerleri kenarlara göre daha yüksek olduğu için Nusselt sayıları düşmüştür.



Şekil 4.8. Düzeltilmiş Grashof sayısının $2,7 \times 10^6$ değeri için farklı Reynolds sayılarında sıra ortalama Nusselt sayılarının değişimi

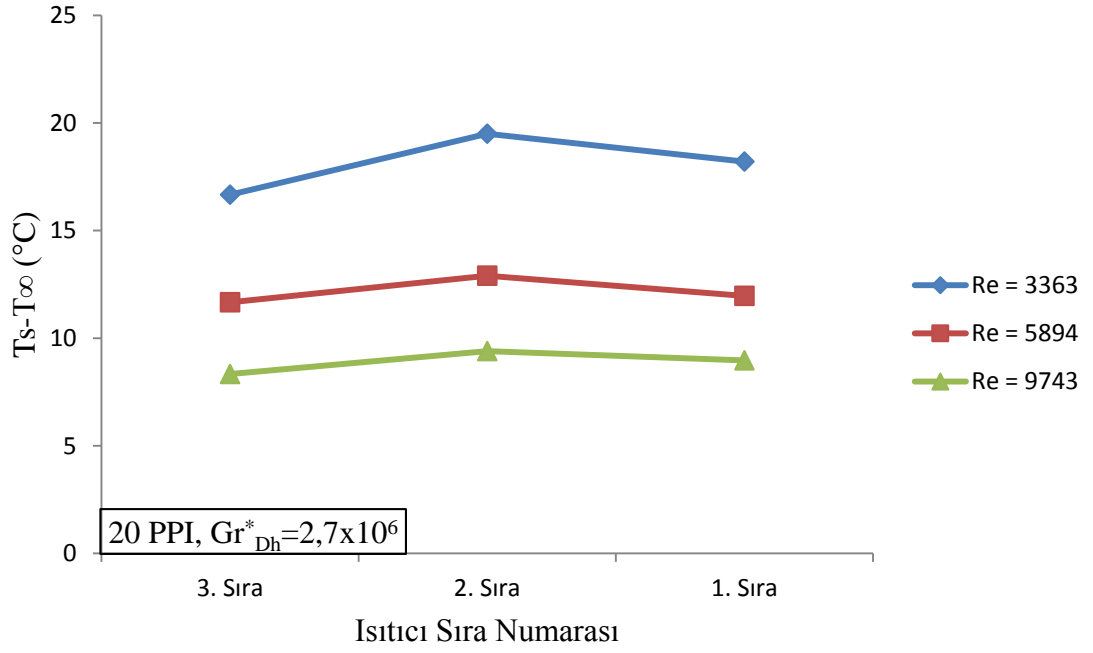
4.4. 20 PPI'lık Alüminyum Köpük Blok Kullanılarak Elde Edilen Deney Sonuçları

Şekil 4.9'da test bölgesinde 20 PPI alüminyum köpük blok kullanılarak farklı düzeltilmiş Grashof sayılarında Reynolds sayısının 5894 olduğu değer için sıra ortalama sıcaklık değerlerinin dağılımı verilmiştir. Şekil 4.9'da görüldüğü gibi düzeltilmiş Grashof sayıları arttıkça sıra ortalama sıcaklık değerleri artmıştır. Düzeltilmiş Grashof sayılarının yüksek değerlerinde, sıra ortalama sıcaklık değerleri arasındaki fark daha da belirgin hale gelmiştir. Bu deneylerde de düşük düzeltilmiş Grashof sayılarında 1. 2. ve 3. sıra için sıcaklık değerleri hemen hemen aynı kalırken düzeltilmiş Grashof sayıları arttıkça, orta sıradaki blokların sıcaklıkları yükselmiştir.



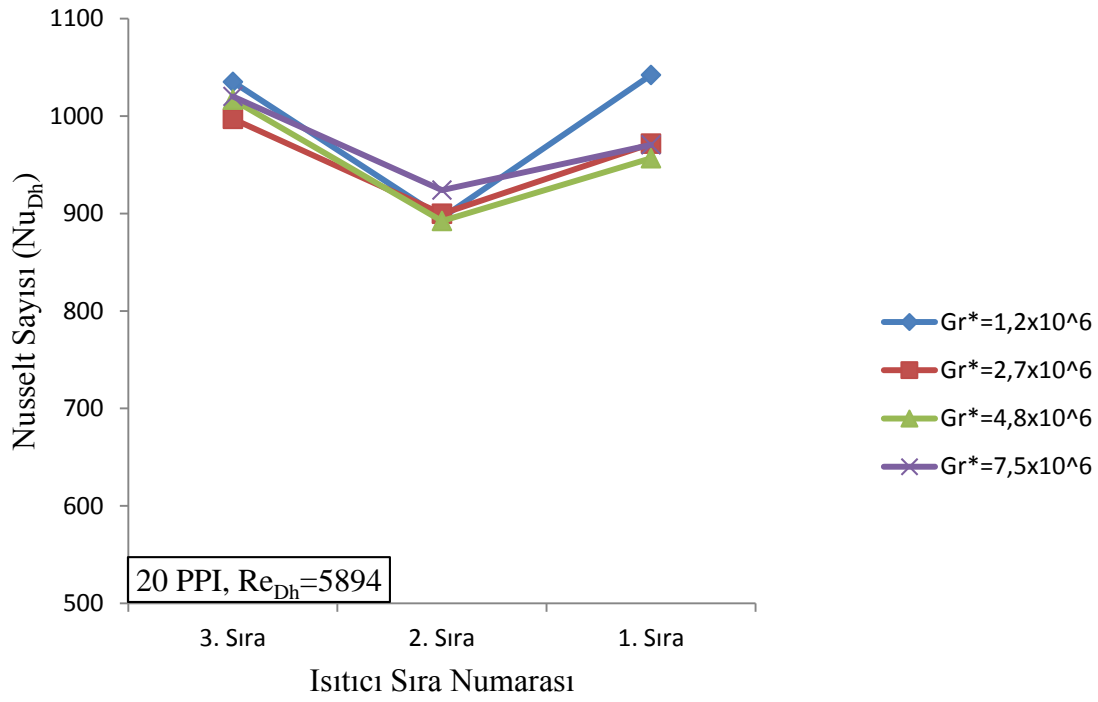
Şekil 4.9. Reynolds sayısının 5894 değeri için farklı düzeltilmiş Grashof sayılarında sıra ortalama sıcaklıkların değişimi

Şekil 4.10'da 20 PPI için, düzeltilmiş Grashof sayısının $2,7 \times 10^6$ değerinde farklı Reynolds sayılarında sıra ortalama sıcaklıkların değerlerinin değişimi verilmiştir. Şekil 4.10'da görüldüğü gibi, yüksek Reynolds sayısında sıra ortalama sıcaklık değerleri yaklaşık olarak aynı değeri almıştır. Reynolds sayısı azaldıkça daha önceki çalışmalara benzer olarak, orta sıradaki köpük blokların sıcaklık değerleri bir miktar artmıştır.



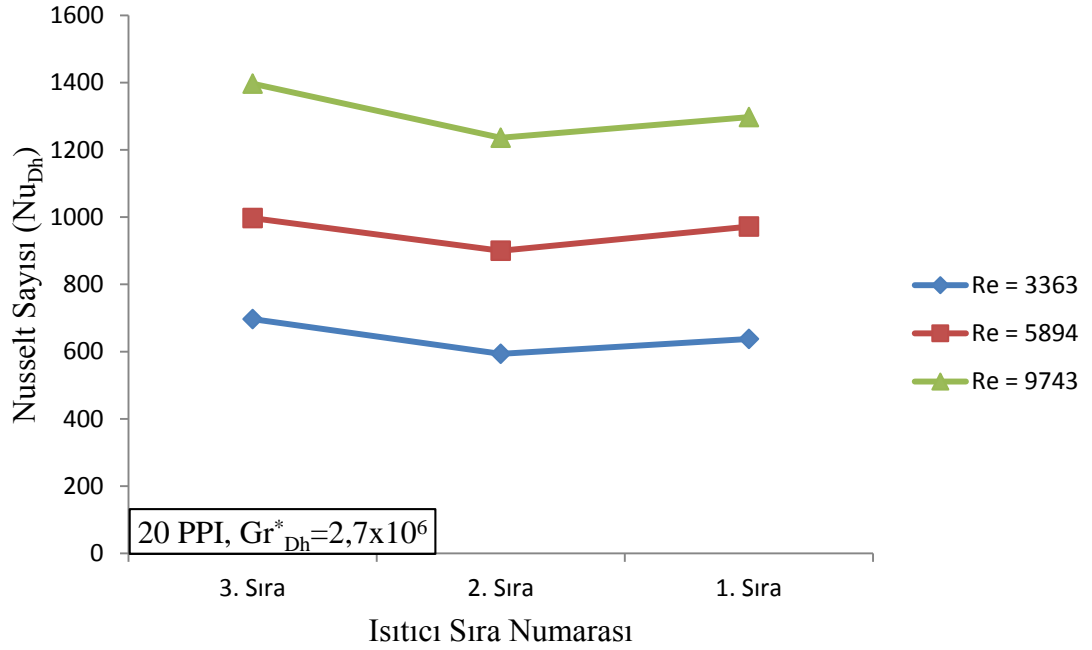
Şekil 4.10. Düzeltilmiş Grashof sayısının $2,7 \times 10^6$ değeri için farklı Reynolds sayılarında sıra ortalama sıcaklıkların değişimi verilmiştir.

Şekil 4.11’de 20 PPI için, Reynolds sayısının 5894 değerinde farklı düzeltilmiş Grashof sayılarında sıra ortalama Nusselt sayılarının değişimi verilmiştir. Şekle göre, yine tüm düzeltilmiş Grashof sayılarında 1. ve 3. sırada Nusselt sayıları yüksek değerler alırken 2. sırada düşük değerler almıştır. Görüldüğü gibi, orta sıralarda yüzey sıcaklığı ile yüzey üzerinden akışkan arasındaki sıcaklık farkı azaldıkça ısı transferi azalmaktadır.



Şekil 4.11. Reynolds sayısının 5894 değeri için farklı düzeltilmiş Grashof sayılarında sıra ortalama Nusselt sayılarının değişimi verilmiştir.

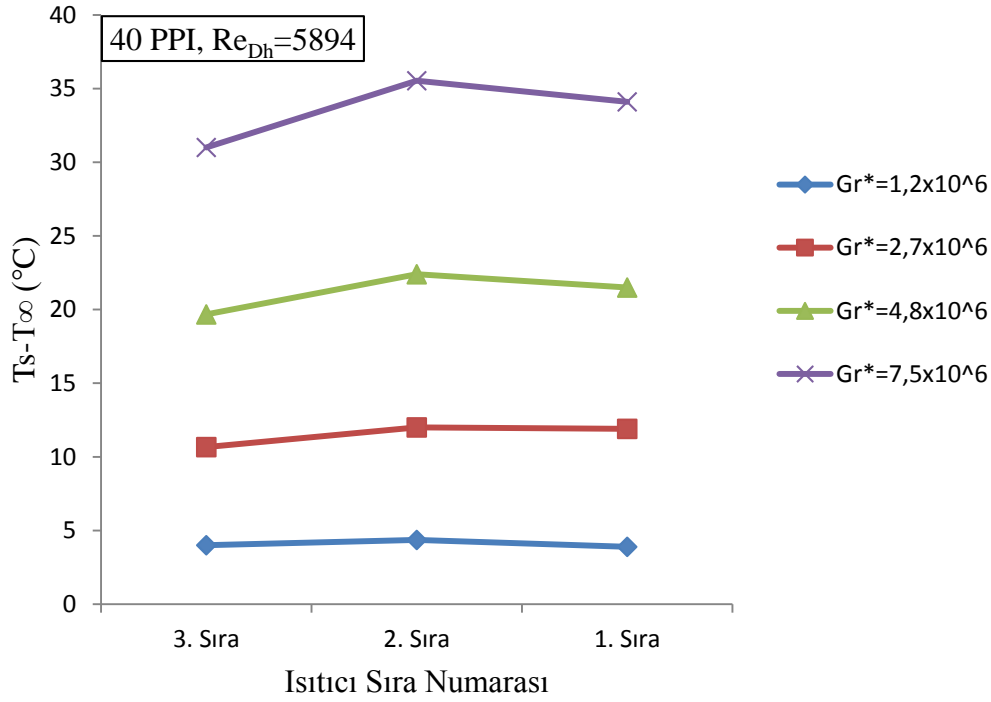
Şekil 4.12’de düzeltilmiş Grashof sayısının $2,7 \times 10^6$ değeri için farklı Reynolds sayılarında sıra ortalama Nusselt sayılarının değişimi verilmiştir. Şekil 4.12. incelendiğinde Reynolds sayıları arttıkça Nusselt sayılarında artış görülmektedir. Bu durum önceden de anlatıldığı gibi Reynolds sayısının 3363 değerinden sonra doğal taşınım etkilerinin ihmal edilip zorlanmış taşınım etkilerinin artmasından dolayı meydana gelmektedir.



Şekil 4.12. Düzeltilmiş Grashof sayısının $2,7 \times 10^6$ değeri için farklı Reynolds sayılarında sıra ortalama Nusselt sayılarının değişimi verilmiştir.

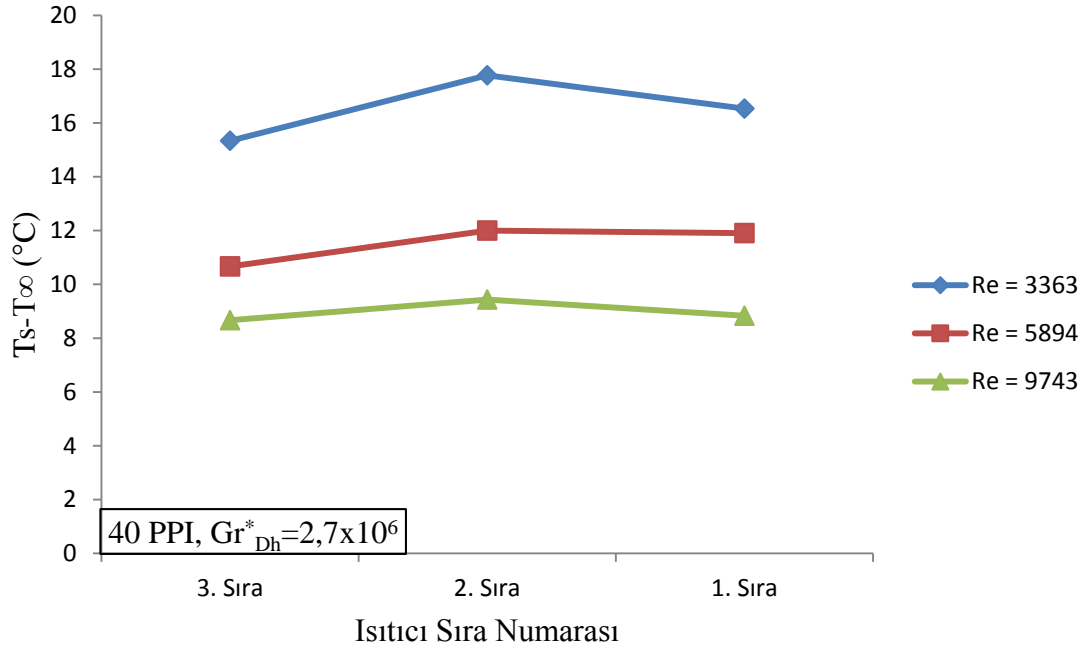
4.5. 40 PPI'lık Alüminyum Köpük Blok Kullanılarak Elde Edilen Deney Sonuçları

Şekil 4.13'de 40 PPI alüminyum metal köpük için Reynolds sayısının 5894 olduğu durumda farklı düzeltilmiş Grashof sayılarındaki akışlarda sıra ortalama sıcaklık farklarının değişimi verilmiştir. Şekil 4.13. incelendiğinde düzeltilmiş Grashof sayıları arttıkça sıcaklık farkları yükselmiştir. Sıcaklık farkları daha öncede bahsedildiği gibi 3. ve 1. sıralarda daha düşük iken 2. sırada daha yüksek değerler almıştır. Düzeltilmiş Grashof sayısının düşük değerlerinde zorlanmış taşınım etkilerinin baskın olması nedeniyle yine her 3 sıranın sıcaklık değerleri yaklaşık aynı değerleri almıştır. Düzeltilmiş Grashof sayılarının yüksek değerlerinde orta sıra sıcaklıkları yükselmeye başlamış ve maksimum değeri almıştır.



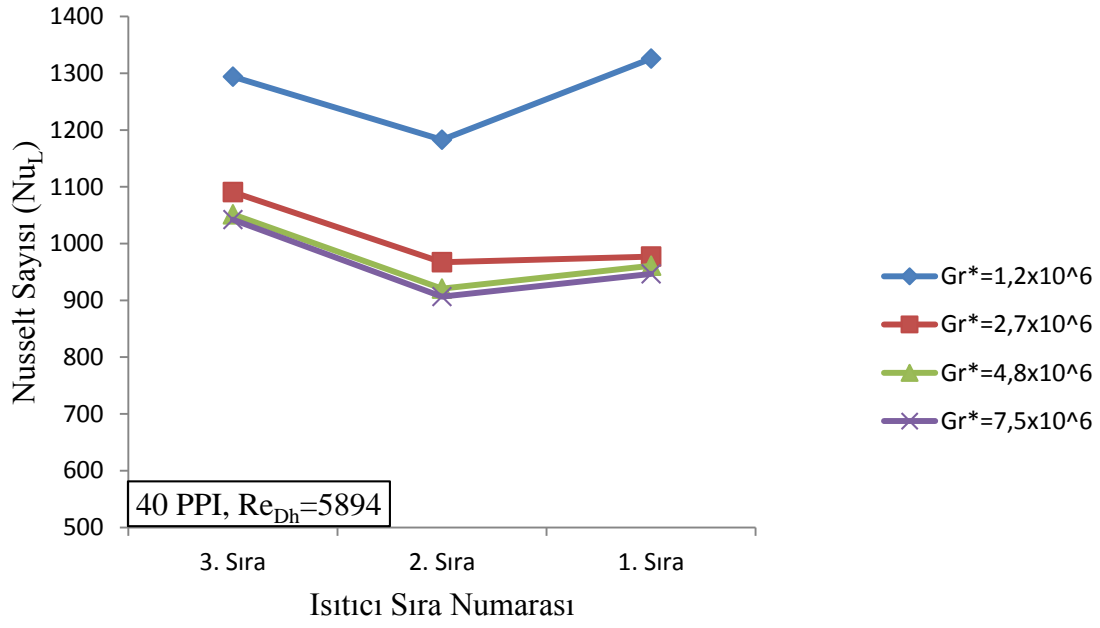
Şekil 4.13. Reynolds sayısının 5894 değeri için farklı düzeltilmiş Grashof sayılarında sıra ortalama sıcaklık değerlerinin değişimi verilmiştir.

Şekil 4.14'te düzeltilmiş Grashof sayısının $2,7 \times 10^6$ değeri için farklı Reynolds sayılarında sıra ortalama sıcaklık değerlerinin değişimi verilmiştir. Şekil 4.14'te görüldüğü gibi, düzeltilmiş Grashof sayısının $2,7 \times 10^6$ değerinde Reynolds sayıları arttıkça sıra ortalama sıcaklık değerlerinin düştüğü gözlenmektedir. En düşük sıra ortalama sıcaklık değerleri $Re=9743$ değerinde iken, en yüksek sıra ortalama sıcaklık değerleri $Re=3363$ değerinde gözlenmektedir. Sıcaklık farkları daha önce de bahsedildiği gibi 3. ve 1. sıralarda daha düşük iken 2. sırada daha yüksek değerde ölçülmüştür.



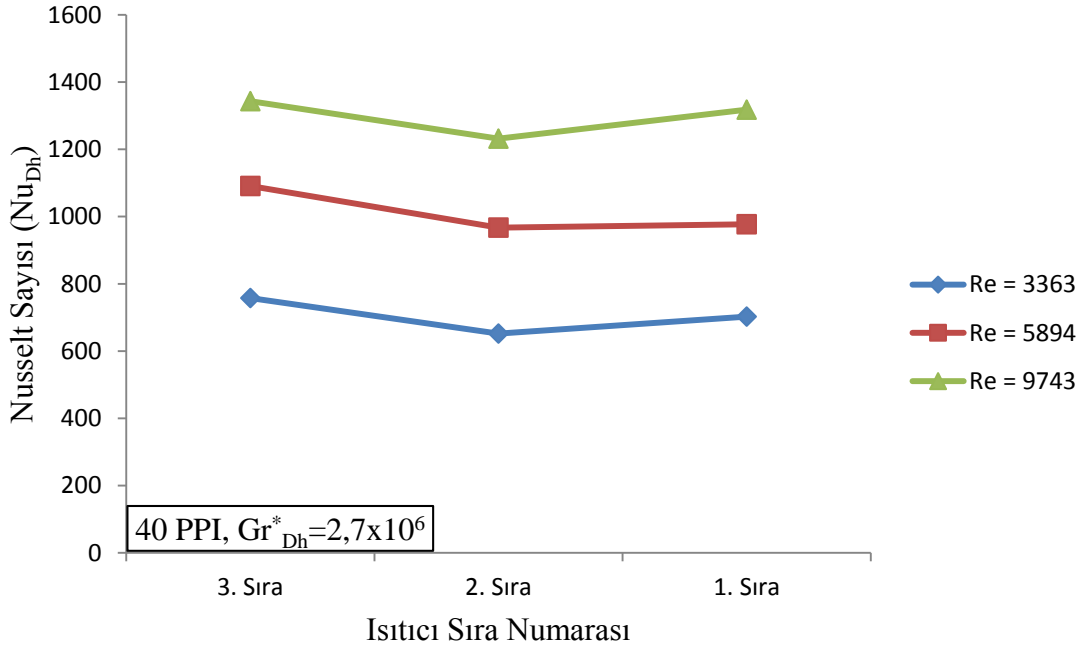
Şekil 4.14. Düzeltilmiş Grashof sayısının $2,7 \times 10^6$ değeri için farklı Reynolds sayılarında sıra ortalama sıcaklık değerlerinin değişimi

Şekil 4.15. Reynolds sayısının 5894 değeri için farklı düzeltilmiş Grashof sayılarında sıra ortalama Nusselt sayılarının değişimi verilmiştir. Şekil 4.15. incelendiğinde, Reynolds sayısının 5894 değerinde, düzeltilmiş Grashof sayıları arttıkça sıra ortalama Nusselt sayılarında bir düşüş gözlenmektedir. En yüksek sıra ortalama Nusselt değerleri düzeltilmiş Grashof sayısının $1,2 \times 10^6$ olduğu durumda ölçülürken, en düşük sıra ortalama Nusselt değerleri düzeltilmiş Grashof sayısının $7,5 \times 10^6$ olduğu durumda gözlenmektedir. En düşük düzeltilmiş Grashof sayısında en yüksek ısı transferi açıklıklarına yakın olan 1. ve 3. sırada gerçekleşirken, her iki sıradan gelen sıcak havanın orta kısımda birleşmesi ile ikinci sırada havanın oluşturduğu soğutma etkisi minimum düzeye ulaşmıştır.



Şekil 4.15. Reynolds sayısının 5894 değeri için farklı düzeltilmiş Grashof sayılarında sıra ortalama Nusselt sayılarının değişimi

Şekil 4.16'da düzeltilmiş Grashof sayısının $2,7 \times 10^6$ değeri için farklı Reynolds sayılarında sıra ortalama Nusselt sayılarının değişimi verilmiştir. Şekil 4.16'da görüldü gibi Reynolds sayılarının yüksek değerlerinde, ısı taşınımı yani Nusselt sayıları yüksek iken Reynolds sayısı azaldıkça bu değerlerin düştüğü görülmüştür.



Şekil 4.16. Düzeltilmiş Grashof sayısının $2,7 \times 10^6$ değeri için farklı Reynolds sayılarında sıra ortalama Nusselt sayılarının değişimi

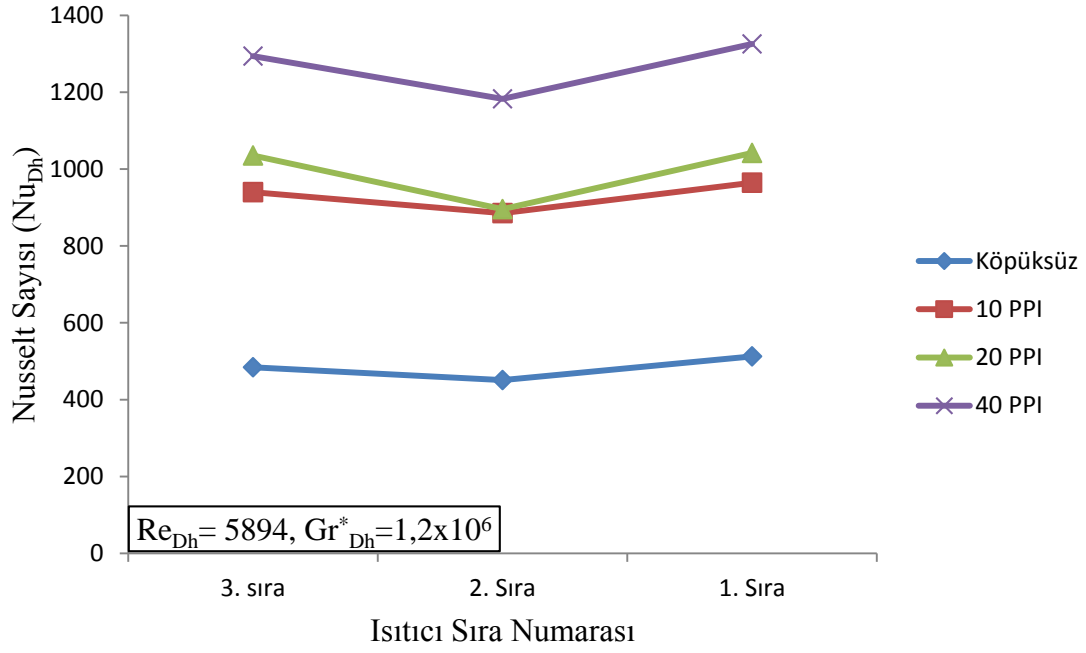
4.6. Köpüksüz ve Farklı Tip Köpük Bloklardan Elde Edilen Sonuçların Karşılaştırılması

Bu bölümde farklı Reynolds ve düzeltilmiş Grashof sayıları için kısmi açık hacim içerisinde bulunan 10, 20 ve 40 PPI'lık metal köpük bloklardan elde edilen sonuçlarla, metal köpük blok kullanılmadan tamamen gömülü durumdaki ısıtıcılardan olan ısı transfer sonuçları, farklı akış şartlarında karşılaştırılmıştır.

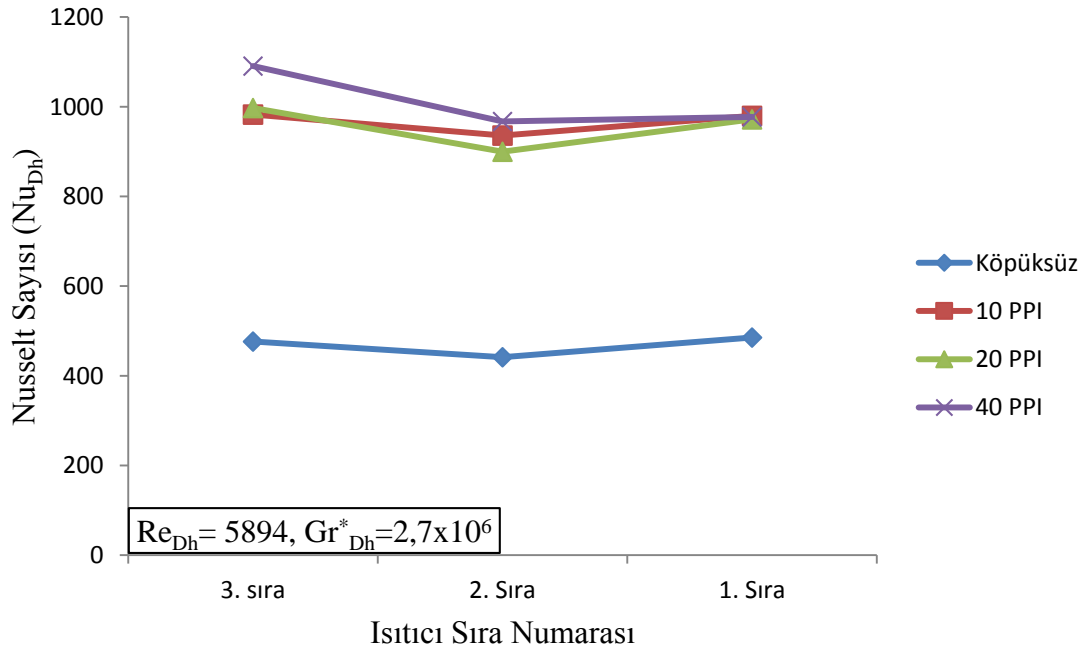
4.6.1. Köpük blok kullanılarak ve kullanılmadan elde edilen sonuçların karşılaştırılması

Şekil 4.17, Şekil 4.18, Şekil 4.19 ve Şekil 4.20'te, $Re_{Dh}=5894$ değerinde, farklı düzeltilmiş Grashof sayılarında köpük bloklu ve bloksuz durumda elde edilen sıra ortalaması Nusselt sayılarının karşılaştırılması verilmiştir. Bu 4 grafik birlikte incelendiğinde, düzeltilmiş Grashof sayısı arttıkça 10, 20 ve 40 PPI'lık köpük bloklardan elde edilen ısı transfer sonuçları birbirine yaklaşmıştır. Ancak, en düşük düzeltilmiş Grashof sayısına göre (Şekil 4.17.) 3 sıranın Nusselt sayısı ortalamaları alındığında, ısı transferi 40 PPI'da en fazla, daha sonra 20 PPI'da ve en az ısı transferi de 10 PPI'da görülmüştür. Bunun nedeninin, köpük bloklar içerisinde yukarı doğru çekilen havanın zorlanmış taşınım etkilerine ilave olarak, 40 PPI gözenek yoğunluğuna sahip köpük bloktaki ağ yapısının diğer köpük bloklara göre daha sık olmasından dolayı iletimle ısı transferinin ek bir katkı sağlamasından kaynaklandığı düşünülmektedir.

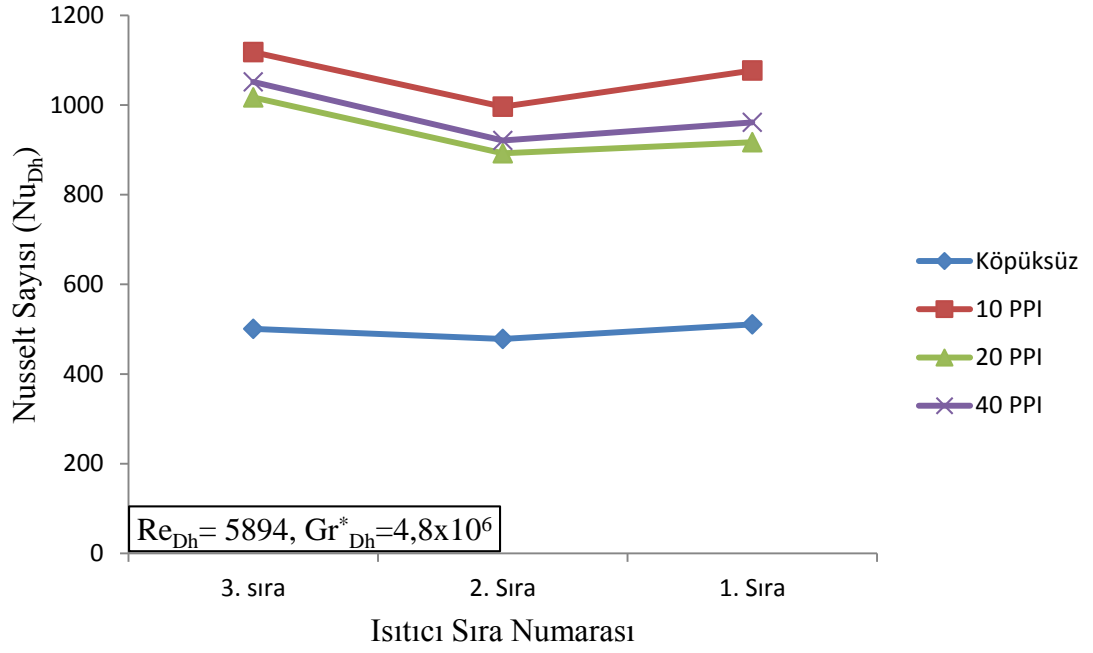
Düzeltilmiş Grashof sayısının en yüksek değerine göre elde edilen sonuçlara bakıldığında, (Şekil 4.20.) 10 PPI'lık köpük bloklardaki ısı transferinin diğer 2 bloğa göre daha fazla olduğu görülmektedir. Bunun nedeninin, 10 PPI'lık köpük bloktaki gözenek yoğunluğunun düşük olması sebebi ile taşınım etkileri daha fazla, iletim etkileri daha az olmasından kaynaklandığı düşünülmektedir.



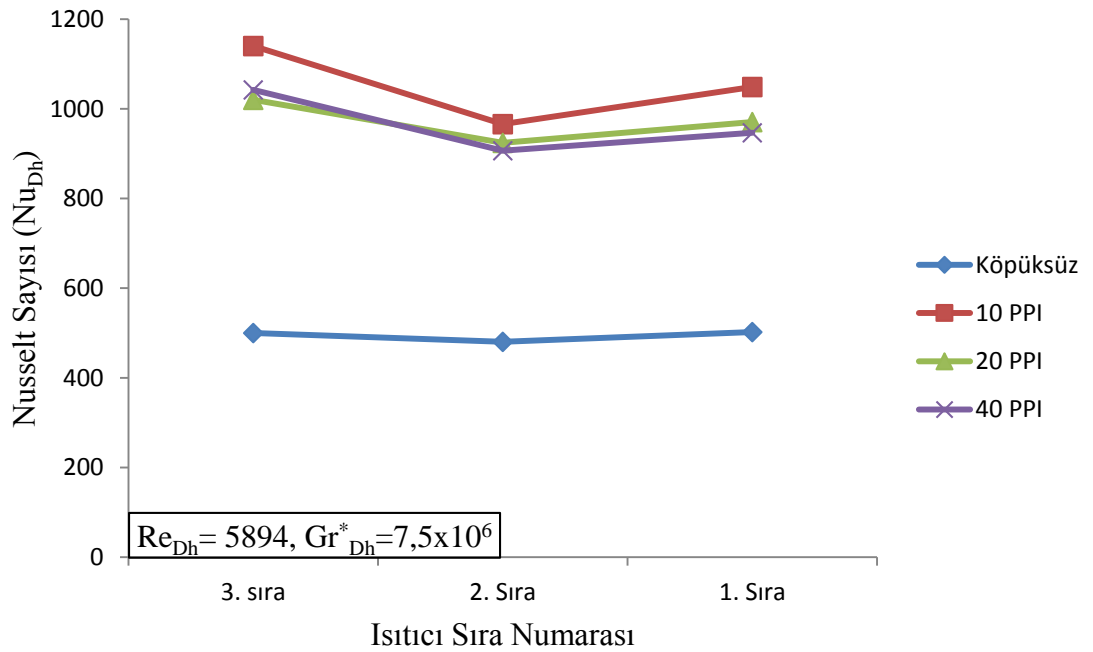
Şekil 4.17. $Re_{Dh}=5894$ ve $Gr_{Dh}^*=1,2 \times 10^6$ için köpüksüz çalışma ve farklı tip köpük malzemelerin Nusselt sayısına etkisi



Şekil 4.18. $Re_{Dh}=5894$ ve $Gr_{Dh}^*=2,7 \times 10^6$ için köpüksüz çalışma ve farklı tip köpük malzemelerin Nusselt sayısına etkisi



Şekil 4.19. $Re_{Dh}=5894$ ve $Gr^*=4,8 \times 10^6$ için köpüksüz çalışma ve farklı tip köpük malzemelerin Nusselt sayısına etkisi



Şekil 4.20. $Re_{Dh}=5894$ ve $Gr^*=7,5 \times 10^6$ için köpüksüz çalışma ve farklı tip köpük malzemelerin Nusselt sayısına etkisi

5. SONUÇ

Bu çalışmada, alt yüzeyi alüminyum köpük blok ile genişletilmiş ayrık ısıtıcılar bulunan kısmi açık bir hacim içerisinde ısı transferi deneysel olarak incelenmiştir. Bu bölümde sonuçlar özetlenmiş ve ileride yapılacak olan çalışmalara yardımcı olmak amacı ile önerilerde bulunulmuştur.

Kısmi açık hacim içerisine 10, 20 ve 40 PPI alüminyum köpük blok kullanılarak yapılan deneysel çalışmalarda, alttan üniform olarak ısıtılan test bölgesindeki plakaların yüzey sıcaklıkları ve hacim içerisinde hava hızları ölçülmüştür. Deneysel çalışma sonucunda, deney düzeneğine ait çeşitli büyüklükler, ölçüm sonuçları ile birlikte kullanılarak olayın fiziğine etki eden boyutsuz parametreler (Nu_{Dh} , Re_{Dh} , Gr^*_{Dh}) hesaplanmıştır. Ayrıca sistemdeki ısı kayıpları da hesaplanarak sıra ortalama Nusselt sayılarının dağılımları verilmiştir. Bunun yanında, kısmi açık hacim içerisindeki test bölgesinde köpük blok ve blok olmayan tamamen gömülü ısıtıcı durumu için elde edilen ısı transfer sonuçları karşılaştırılmıştır.

Yapılan köpüksüz çalışmalarda, artan düzeltilmiş Grashof sayısı ile Nusselt sayısının arttığı görülmüştür. Düşük Reynolds sayılarında ısıtıcılar üzerine gelen akış durumunda zorlanmış taşınım etkilerinin ihmal edilebilecek değerde olup doğal taşınımın etkin olduğu gözlemlenmiş, buna karşın yüksek Reynolds sayılarında ise hem zorlanmış hem de doğal taşınım etkilerinin akış üzerinde etkili olduğu gözlemlenmiştir.

10, 20 ve 40 PPI köpük blok kullanılarak yapılan çalışmalarda Nusselt sayılarının daha yüksek değerlerde olduğu ve böylece de sıcaklık değerlerinin köpüksüz duruma göre daha düşük olduğu gözlemlenmiştir.

Yapılan deneylerde, köpük blok kullanımında elde edilen ortalama Nusselt sayısının yani ısı transferinin, metal köpük blok kullanılmadan tamamen gömülü durumdaki ısıtıcılardan olan ısı transferine göre %192-262 daha yüksek olduğu tespit edilmiştir.

Köpük bloklu ve bloksuz yapılan bütün çalışmalarda 3. ve 1. sıradaki sıcaklık değerlerinin daha düşük, Nusselt sayılarının daha yüksek, 2. sırada ise sıcaklık değerlerinin daha yüksek, Nusselt sayılarının ise daha düşük olduğu gözlemlenmiştir. Bunun nedeni ise sağ ve sol açıklıktan gelen havanın 3. ve 1. sıra üzerinden geçerken oluşan ısı transferinden dolayı orta kısımda birleşen havanın sıcaklığının yükselmesi ve 2. sırada yeterince soğutma yapamamasından kaynaklandığı düşünülmektedir.

Bu çalışmada, elektronik sistemlerin soğutulması amacıyla farklı tipte köpük malzemeler kullanılarak, ısı transferine etkileri çeşitli çalışma şartlarında gerçekleştirilmiştir ve elde edilen sonuçların değerlendirilmesi yapılarak ileride yapılacak olan çalışmalar için aşağıdaki öneriler sunulmuştur:

- Çalışmada Al-6101 alüminyum köpük bloklar ısı transfer yüzey alanını genişletmek için kullanılmıştır. Farklı tipte metal köpük malzemeler kullanılarak çalışmalar yapılabilir ve ısı transferini iyileştirmede daha etkin sonuçlar alınabilir.

- Havanın ilk temas ettiği açıklıklara yakın bölgedeki elemanların daha az fazla ısı yayan, orta kısımlardaki bölgelere ise daha az ısı yayan elemanların yerleştirilmesi, sistemin güvenilirliği açısından önerilebilir.
- Farklı tipte akışkanlar kullanılarak, Prandtl sayısının ısı transferine etkisi incelenebilir.
- Kısmi açık hacim içerisine farklı geometri ve farklı yerleşim düzenine sahip ısı kaynakları yerleştirilerek eğimli şartlarda da çalışmalar gerçekleştirilebilir.

Yapılan kapsamlı literatür taramalarında kapalı bir hacim içerisinde köpük blokların bulunduğu ısı transferi çalışmalarının çok az olduğu tespit edilmiştir ve bu bağlamda bu çalışmada, kısmi açık bir hacim içerisinde alüminyum köpük blok kullanılarak taşınım ile ısı transferini incelemek üzere Akdeniz Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü Termodinamik Laboratuvarında deneysel bir çalışma yapılmıştır. Bu çalışmanın, elektronik sistemlerin soğutulması ve çalışma şartlarının iyileştirilmesine yönelik ileride yapılacak çalışmalara ışık tutacağı düşünülmektedir.

6. KAYNAKLAR

- BASKAYA, S., ERTURHAN, U. and SİVRİOĞLU, M. 2005. An experimental study on convection heat transfer from array of discrete heat sources. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 32: 248-257.
- BENLOUCIF, S., GUICO, M.J. REİD, K.J., WOLFE, L.F., L'HERMITE-BALERIAUX, M. and ZEE, P.C. 2005. "Stability of melatonin and temperature as circadian phase markers and their relation to sleep times in humans". *Journal of Biological Rhythms (SAGE Publications)* 20 (2): 178–188.
- BHATTACHARYA, A. and MAHAJAN, R.L. 2006. Metal foam and finned metal foam heat sinks for electronics cooling in buoyancy-induced convection. *Journal of Electronic Packaging*. 128: 259-266.
- DENG, Q., TANG, G., LI, Y. and YEONG HA, M. 2002. Interaction between discrete heat sources in horizontal natural convection enclosures. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45: 5117-5132.
- DOĞAN, A. and ÖNEY, B. 2014. Experimental investigation of convection heat transfer from aluminum foam heat sinks. *Journal of The Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*. 29: 71-78.
- DOĞAN, A., SİVRİOĞLU, M. ve BAŞKAYA, Ş. 2006. Dikdörtgen kesitli bir kanalda ayrıık ısı kaynaklarından karışık taşınımlla ısı transferinin deneysel olarak incelenmesi. *Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak. Der.* 2: 311-318.
- DOĞAN, A. and TEZEL, T. 2013. Experimental investigation of convection heat transfer from open-celled metal foam blocks. *Journal of Enhanced Heat Transfer*. 20: 267-275.
- HSIEH, W.H., WU, J.Y., SHIH, W.H. and CHIU, W.C. 2004. Experimental investigation of heat-transfer characteristics of aluminum heat sinks. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47: 5149-5157.
- HOLMAN, J.P., 1994. Analysis of experimental data. *Experimental Methods for Engineers* 6th Edition. McGraw-Hill, Inc, New York. 49-56
- JAKO, D., 2004. Heat-extraction from solid-state electronics by embedded solids with application to integrated power electronic passive modules. *Rand Afrikaans University*. <https://ujdigispace.uj.ac.za/handle/10210/1739> [Son erişim tarihi 24.05.2015]
- MUDAWAR, I. 2000. Assessment of high-heat-flux thermal management schemes. *Intersociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems*, 21: 453-464.

- OOSTHUIZEN, P.H. and PAUL, J.T. 2005. Natural convection in a rectangular enclosure with two heated sections on the lower surface. *International journal of Heat and Fluid Flow*, 26: 587-596.
- PAEK, J.W., KANG, B.H., KIM, S.Y. and HYUN, J.M. 2000. Effective thermal conductivity and permeability of aluminum foam materials. *International Journal of Thermophysics*, 21: 453-464.
- PHANIKUMAR, M.S. and MAHAJAN, R.L. 2002. Non-Darcy natural convection in high porosity metal foams. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45: 3781-3793.
- PIRASACI, T. and SİVRİOĞLU, M. 2004. Kısmen açık bir kanal içerisine yatay olarak yerleştirilen ısıtılmış bir plaka üzerindeki karışık taşınım ile ısı transferinin deneysel olarak incelenmesi. *Gazi Üniv. Fen Bilimleri Dergisi*, 17: 79-88.
- SARAVANAN, S. and SIVARAJ, C. 2011. Natural convection in an enclosure with localized nonuniform heat source on the bottom wall. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 54: 2820-2828.
- SERGEANT, J.E. and KRUM, A. 1998. *Thermal management handbook: for electronic assemblies* 1st ed. McGraw-Hill Professional, 1.1-2.46, 4.1-4.37, 7.1-8.9.
- SHIH, W.H., CHOU, C.F. and HSIEH, W.H. 2007. Experimental investigation of the heat transfer characteristics of aluminum-foam heat sinks with restricted flow outlet. *Journal of Heat Transfer*, 129: 1554-1563.
- QU, Z., WANG, T., TAO, W. and LU, T. 2012. Experimental study of air natural convection on metallic foam-sintered plate. *International journal of Heat and Fluid Flow*, 38: 126-132.
- XU, Z.G., QU, Z.G. and ZHAO, C.Y. 2011. Experimental study of natural convection in horizontally-positioned open-celled metal foams. *IEEE International Conference on Materials for Renewable Energy and Environment (ICMREE)*. Volume 1: 923-928.
- ZHAO, C.Y., LU, T.J., HODSON, H.P. and JACKSON, J.D. 2004. The temperature dependence of effective thermal conductivity of open-celled alloy foams. *Materials Science and Engineering A*. 367: 123-131.
- ZHAO, C.Y., LU, T.J. and HODSON, H.P. 2005. Natural convection in metal foams with open cells. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 48: 2452-2463.
- URL1 Duocel, ERG Materials Aerospace Corporation, Duocel Oakland CA. <http://www.ergaerospace.com/index.html>. [Son erişim tarihi 24.05.2015]

ÖZGEÇMİŞ

Oğuzhan ÖZBALCI, 1989 yılında Van'da doğdu. İlk, orta ve lise öğrenimini İstanbul'da tamamladı. 2008 yılında girdiği Uşak Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nden 2012 yılında mezun oldu. 2013-2015 yılları arasında Akdeniz Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda yüksek lisans öğrenimini tamamladı.