

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

**ELEKTRONİK SİSTEMLERİN SOĞUTULMASINDA
ALÜMİNYUM KÖPÜK MALZEME KULLANIMININ ISI TRANSFERİNE
ETKİSİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

TUĞÇE TEZEL

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

2013

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

**ELEKTRONİK SİSTEMLERİN SOĞUTULMASINDA
ALÜMİNYUM KÖPÜK MALZEME KULLANIMININ ISI TRANSFERİNE
ETKİSİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

TUĞÇE TEZEL

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**(Bu tez Akdeniz Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Yönetim Birimi
tarafından 2010.01.0102.006 nolu proje ile desteklenmiştir.)**

2013

T.C.
AKDENİZ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

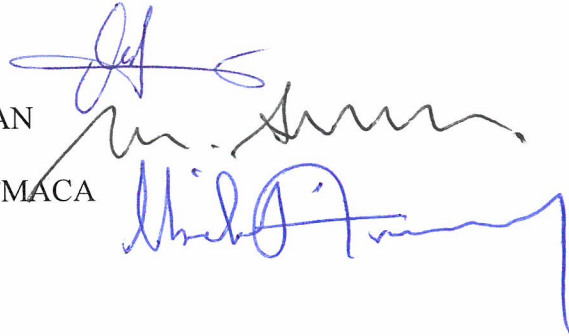
ELEKTRONİK SİSTEMLERİN SOĞUTULMASINDA
ALÜMİNYUM KÖPÜK MALZEME KULLANIMININ ISI TRANSFERİNE
ETKİSİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

TUĞÇE TEZEL

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİMDALI

Bu tez 21/06/2013 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Oybirliği ile kabul edilmiştir.

Yrd. Doç. Dr. Ayla DOĞAN
Prof. Dr. Mustafa ACAR
Yrd. Doç. Dr. İbrahim ATMACA



ÖZET

ELEKTRONİK SİSTEMLERİN SOĞUTULMASINDA ALÜMİNYUM KÖPÜK MALZEME KULLANIMININ ISI TRANSFERİNE ETKİSİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

Tuğçe TEZEL

Yüksek Lisans Tezi, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Danışman: Yrd. Doç. Dr. Ayla DOĞAN
Temmuz 2013, 59 sayfa

Bu çalışmada, alt yüzeylerinde alüminyum köpük bloklar bulunan dikdörtgen kesitli bir kanal içerisinde konveksiyonla gerçekleşen ısı transferi deneysel olarak incelenmiştir. Çalışmada soğutucu akışkan olarak hava kullanılmıştır. Kanal içerisine 2x8 diziliminde yerleştirilen alüminyum köpük bloklara üniform ısı akısı uygulanmıştır. Deneylerde 10, 20 ve 40 PPI gözenek yoğunluğuna sahip alüminyum köpük bloklar, ısı transferini artırmak amacıyla kullanılmıştır. Köpük blok gözenek yoğunluğunun, blok yüksekliklerinin ve kanal yüksekliklerinin ısı transferine etkisi ayrı ayrı incelenmiştir. Deneyler, Re_{Dh} sayısının $497 \leq Re_{Dh} \leq 10335$ aralığında, Gr_{Dh}^* sayısının $4.3E+07 \leq Gr_{Dh}^* \leq 7.6E+08$ aralığında, kanal yüksekliği sabit tutularak köpük yüksekliğinin kanal yüksekliğine oranının (GO) $0.25 \leq GO \leq 0.75$ aralığında ve köpük yüksekliği sabit tutularak kanal yüksekliğinin köpük yüksekliğine oranının (GO^*) $1.33 \leq GO^* \leq 2.66$ aralığındaki değerler için yapılmıştır.

ANAHTAR KELİMELER: Alüminyum köpük malzeme, elektronik soğutma, konveksiyonla ısı transferi

JÜRİ: Yrd. Doç. Dr. Ayla DOĞAN (Danışman)
Prof. Dr. Mustafa ACAR
Yrd. Doç. Dr. İbrahim ATMACA

ABSTRACT

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF EFFECT OF USING ALUMINUM FOAM MATERIALS ON HEAT TRANSFER IN THE COOLING OF ELECTRONIC SYSTEMS

Tuğçe TEZEL

MSc Thesis in Mechanical Engineering
Supervisor: Asst. Prof. Dr. Ayla DOĞAN
July 2013, 59 pages

In this study, the convection heat transfer effect of the usage of an aluminum foam material which are the lower surfaces in a rectangular channel is investigated experimentally. The air is used as a cooling fluid. The lower surface of the channel was equipped with 2x8 foam blocks placed on copper plates subjected to uniform heat flux. Aluminum foam materials have different porosities (10, 20 and 40 PPI) are used in order to increase heat transfer. The effect of aluminum foam porosities, foam heights and the height of the channel to heat transfer are examined seperately. The experimental study was carried out for different Reynolds numbers $496 \leq Re_{Dh} \leq 10335$, different modified Grashof numbers $4.3E+07 \leq Gr_{Dh}^* \leq 7.6E+08$, different aspect ratios $0.25 \leq AR \leq 0.75$ and modiflicated aspect ratios $1.33 \leq AR^* \leq 2.66$.

KEYWORDS: Aluminum-foam material, convection heat transfer, electronic cooling

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

ÖNSÖZ

Teknolojinin gelişmesiyle, elektronik elemanların boyutları her geçen gün küçülmektedir. Devre sayısı ve ısınma sonucu ortaya çıkan, birim hacimden uzaklaştırılması gereken enerji miktarı da buna paralel olarak artmaktadır. Elektronik elemanlarda sıcaklığın belli bir sınırın üstüne çıkması, elektronik sistemlerin performansını azaltmakta ve sistemin çalışmaz hale gelmesine sebep olmaktadır. Bu nedenle, etkili bir soğutma bu tür sistemlerin güvenli çalışması açısından önemlidir.

Etkin bir soğutma gerçekleştirebilmek için ısınan elemanların yüzey alanları artırılır. Geleneksel olarak elektronik eleman yüzeyleri kanatçıklar (iğneli, plaka tipi vb.) vasıtasıyla genişletilir. Bu çalışmada, elektronik sistemlerdeki ısınma probleminin giderilebilmesi amacıyla alternatif bir soğutma sistemi tasarlanmıştır. Farklı gözenek yoğunluğuna sahip (10, 20, 40 PPI) alüminyum köpük bloklar kullanımıyla eleman yüzeyleri genişletilerek ısı transferinin artırılması amaçlanmıştır.

Tez çalışmam boyunca yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren değerli hocam Sayın Yrd. Doç. Dr. Ayla DOĞAN'a (Akdeniz Üniversitesi Mühendislik Fakültesi), çalışmalarım esnasında yardımlarını esirgemeyen Akdeniz Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü ve Elektrik Elektronik Mühendisliği Bölümü Öğretim Üyelerine, deneylerin yapılabilmesi için mekan konusunda destek sağlayan EMUMAM'a, bu araştırmayı 2010.01.0102.006 numaralı proje ile destekleyen Akdeniz Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri birimine, çalışmalarım esnasında yanımda olan Araştırma Görevlisi arkadaşlarıma ve bana maddi, manevi her konuda destek olarak bugünlere gelmemi sağlayan aileme teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

ÖZET	i
ABSTRACT	ii
ÖNSÖZ	iii
İÇİNDEKİLER	iv
ÖZET	v
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ	viii
1. GİRİŞ	1
2. KURAMSAL BİLGİLER ve KAYNAK TARAMALARI	5
2.1. Hız (Hidrodinamik) Sınır Tabaka	5
2.2. Isıl Sınır Tabaka	6
2.3. Laminer ve Türbülanslı Akış	7
2.4. Birleşik Doğal ve Zorlanmış Taşınım	8
2.5. Kaynak Taramaları	8
3. MATERYAL ve METOT	13
3.1. Deney Düzeneği	13
3.1.1. Test odası	14
3.1.2. Güç kaynağı	16
3.1.3. Akım düzenleyici	17
3.1.4. Sönümlenme odası	18
3.2. Deneysel Verilerin Toplanması ve Ölçüm Sistemleri	18
3.2.1. Multimetre	18
3.2.2. Hız ölçer	19
3.2.3. Veri toplama sistemi	19
3.3. Deneysel Verilerin Analizi	19
3.4. Hata Analizi	23
3.5. Deneysel Çalışma Parametreleri	24
4. BULGULAR	29
4.1. Köpük Blok Gözenek Yoğunluğunun Isı Transferine Etkisi	29
4.1.1. Köpük blok gözenek yoğunluğunun laminer akış şartlarında ısı transferine etkisi	29
4.1.2. Köpük blok gözenek yoğunluğunun türbülanslı akış şartlarında ısı transferine etkisi	35
4.2. Köpük Blok Yüksekliğinin ($GO = 0.25, 0.50, 0.75$) Isı Transferine Etkisi	42
4.2.1. Köpük blok yüksekliğinin laminer akış şartlarında ısı transferine etkisi	42

4.2.2. Köpük yüksekliğinin türbülanslı akış şartlarında ısı transferine etkisi	47
4.3. Kanal Yüksekliğinin ($GO^* = 1.33, 2, 2.66$) Isı Transferine Etkisi	51
4.3.1. Kanal yüksekliğinin laminar akış şartlarında ısı transferine etkisi	51
4.3.2. Kanal yüksekliğinin türbülanslı akış şartlarında ısı transferine etkisi	52
5. SONUÇ	55
6. KAYNAKLAR	57
ÖZGEÇMİŞ	

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler

A_j	Yüzey alanı [m ²]
A_s	Kanalın kesit alanı [m ²]
A_{tot}	Alt kısımda bulunan ısıtıcı plakaların toplam ısı transfer alanı [m ²]
$A_{yalt.}$	Yalıtım malzemesi ısı transfer yüzey alanı [m ²]
Al	Alüminyum [-]
c_p	Havanın özgül ısısı [kJ/kg K]
Da	Darcy sayısı [-]
D_h	Kanal hidrolik çapı [m]
g	Yerçekimi ivmesi [m/s ²]
Gr_{Dh}	Grashof sayısı [-]
Gr_{Dh}^*	Düzeltilmiş Grashof sayısı [-]
\bar{h}_j	Isı taşınım katsayısı [W/m ² K]
H	Kanal yüksekliği [m]
K	Geçirgenlik [m ²]
k	Havanın ısı iletim katsayısı [W/mK]
$k_{yalt.}$	Yalıtım malzemesinin ısı iletim katsayısı [W/mK]
L	Köpük yüksekliği [m]
$L_{yalt.}$	Yalıtım malzemesi kalınlığı [m]
\dot{m}	Havanın kütleli debisi [kg/s]
Nu_{Dh}	Nusselt sayısı [-]
$\bar{Nu}_{Dh,j}$	Ortalama Nusselt sayısı [-]
P	Kanalın çevre uzunluğu [m]
PPI	Pore Per Inch [-]
\dot{q}''	Isı akısı [W/m ²]
$\dot{Q}_{kond,j}$	Test odasının alt, üst ve yan yüzeylerinden kondüksiyonla olan ısı kaybı [W]
$\dot{Q}_{konv,j}$	Soğutucu akışkana (hava) olan net ısı miktarı [W]
q''_{konv}	Soğutucu akışkan havaya konveksiyonla olan ortalama ısı akısı [W/m ²]
$\dot{Q}_{top,j}$	Bir ısıtıcı sırasına verilen toplam ısı miktarı [W]
R	Isıtıcı direnci [Ω]
Re_{Dh}	Reynolds sayısı [-]
Ri_{Dh}	Richardson sayısı [-]
T_{bj}	Havanın ısıtıcı sırasına giriş sıcaklığı [°C]
T_{bj+1}	Havanın bir sonraki ısıtıcı sırasına giriş sıcaklığı [°C]
$T_{dış} - T_{iç}$	Her bir ısıtıcı sırasında yalıtım yüzeyindeki sıcaklık farkı [°C]
\bar{T}_{sj}	Isıtıcı elemanların (bakır plakaların) yüzey sıcaklıkları [°C]
U_i	Akışkanın kanala giriş hızı [m/s]
ν	Havanın kinematik viskozitesi [m ² /s]
V	Isıtıcı uçlarına uygulanan gerilim [V]
ω_f	f' nin belirsizliği [%]
$\omega_{q''_{konv}}$	Konveksiyon ısı akısının belirsizliği [%]
ω_{Dh}	Hidrolik çapın belirsizliği [%]

ω_k	Isı iletim katsayısının belirsizliği [%]
$\omega_{(T_s-T_b)}$	Sıcaklık farkının belirsizliği [%]
β	Havanın kanala giriş sıcaklığına bağlı genleşme katsayısı [1/K]
ε	Geçirgenlik [-]
δ	Sınır tabaka kalınlığı [m]

Kısaltmalar

AR	Aspect Ratio
GO	Geometrik Oran (Kanal yüksekliği sabit, blok yüksekliği değişken)
GO*	Geometrik Oran (Kanal yüksekliği değişken, blok yüksekliği sabit)

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1. Elektronik soğutma sistemi tasarımında ısı transfer mekanizmaları (Kraus ve Bar – Cohen 1983).....	2
Şekil 2.1. Düzlem levha üzerinde hız (hidrodinamik) sınır tabakanın gelişimi (Incropera ve DeWitt 2006).....	5
Şekil 2.2. Kanal akışının girişindeki basınç ve hız dağılımının değişimi (White 2005)...	6
Şekil 2.3. Isıtılmış bir boru içerisinde ısı sınır tabakanın gelişimi (Incropera ve DeWitt 2006).....	6
Şekil 2.4. Sabit sıcaklıktaki düz levha üzerinde ısı sınır tabakanın gelişimi (Incropera ve DeWitt 2006).....	7
Şekil 2.5. Bir düz levha üzerinde hız sınır tabakanın gelişimi (Incropera ve Dewitt 2006).....	7
Şekil 3.1. Deney düzeneğinin şematik görünümü.....	13
Şekil 3.2. Deney düzeneğinin görünümü	14
Şekil 3.3. Test odası ve ısıtıcıların boyutları (mm).....	14
Şekil 3.4. Bakır plakaların teflon malzemeye montajı.....	15
Şekil 3.5. Alüminyum köpük blokların kanal içine yerleşimi	15
Şekil 3.6. Test odasının detaylı görünümü.....	16
Şekil 3.7. Alüminyum metal köpüklerin gözenek yapısı görünümü.....	16
Şekil 3.8. Dirençlerin paralel bağlantı devresi.....	17
Şekil 3.9. Akım düzenleyici	17
Şekil 3.10. Sönümlenme odası	18
Şekil 3.11. Multimetre	18
Şekil 3.13. ELİMKO-680 marka data logger.....	19
Şekil 3.14. Ortalama akışkan sıcaklığının hesaplandığı kontrol hacmi	21
Şekil 4.1. $Gr_{Dh}^* = 1.4E+08$, $GO = 0.25$ ve 10 PPI'da Re_{Dh} sayısına bağlı olarak köpük blok sıra sayısına göre Nu_{Dh} değişimi	30

Şekil 4.2. $Gr_{Dh}^* = 1.4E+08$, $GO = 0.25$ ve 20 PPI'da Re_{Dh} sayısına bağlı olarak köpük blok sıra sayısına göre Nu_{Dh} değişimi.....	30
Şekil 4.3. $Gr_{Dh}^* = 1.4E+08$, $GO = 0.25$ ve 40 PPI'da Re_{Dh} sayısına bağlı olarak köpük blok sıra sayısına göre Nu_{Dh} değişimi	31
Şekil 4.4. $Re_{Dh} = 1118$, $GO = 0.25$ ve 10 PPI'da Gr_{Dh}^* sayısına bağlı olarak köpük blok sıra sayısına göre Nu_{Dh} değişimi	32
Şekil 4.5. $Re_{Dh} = 1118$, $GO = 0.25$ ve 20 PPI'da Gr_{Dh}^* sayısına bağlı olarak köpük blok sıra sayısına göre Nu_{Dh} değişimi	33
Şekil 4.6. $Re_{Dh} = 1118$, $GO = 0.25$ ve 40 PPI'da Gr_{Dh}^* sayısına bağlı olarak köpük blok sıra sayısına göre Nu_{Dh} değişimi	33
Şekil 4.7. $Gr_{Dh}^* = 1.4E+08$ ve $GO = 0.75$ 'te laminer akış şartlarında farklı gözenek yoğunluğuna ve Re_{Dh} sayısına sahip alüminyum köpüklerin blok sıra sayısına göre Nu_{Dh} değişimi	34
Şekil 4.8. $Re_{Dh} = 1118$ ve $GO = 0.75$ 'te laminer akış şartlarında farklı gözenek yoğunluğuna ve Gr_{Dh}^* sayısına sahip alüminyum köpüklerin blok sıra sayısına göre Nu_{Dh} değişimi	35
Şekil 4.9. $Gr_{Dh}^* = 1.4E+08$, $GO = 0.25$ ve 10 PPI'da Re_{Dh} sayısına bağlı olarak köpük blok sıra sayısına göre Nu_{Dh} değişimi.....	36
Şekil 4.10. $Gr_{Dh}^* = 1.4E+08$, $GO = 0.25$ ve 20 PPI'da Re_{Dh} sayısına bağlı olarak köpük blok sıra sayısına göre Nu_{Dh} değişimi	37
Şekil 4.11. $Gr_{Dh}^* = 1.4E+08$, $GO = 0.25$ ve 40 PPI'da Re_{Dh} sayısına bağlı olarak köpük blok sıra sayısına göre Nu_{Dh} değişimi.....	37
Şekil 4.12. $Re_{Dh} = 7807$, $GO = 0.25$ ve 10 PPI'da Gr_{Dh}^* sayısına bağlı olarak köpük blok sıra sayısına göre Nu_{Dh} değişimi	39
Şekil 4.13. $Re_{Dh} = 7807$, $GO = 0.25$ ve 20 PPI'da Gr_{Dh}^* sayısına bağlı olarak köpük blok sıra sayısına göre Nu_{Dh} değişimi	39
Şekil 4.14. $Re_{Dh} = 7807$, $GO = 0.25$ ve 40 PPI'da Gr_{Dh}^* sayısına bağlı olarak köpük blok sıra sayısına göre Nu_{Dh} değişimi	40
Şekil 4.15. $Gr_{Dh}^* = 1.4E+08$ ve $GO = 0.75$ 'te türbülanslı akış şartlarında farklı gözenek yoğunluğuna ve Re_{Dh} sayısına sahip alüminyum köpüklerin blok sıra sayısına göre Nu_{Dh} değişimi.....	41
Şekil 4.16. $Re_{Dh} = 7807$ ve $GO = 0.75$ 'te türbülanslı akış şartlarında farklı gözenek yoğunluğuna ve Gr_{Dh}^* sayısına sahip alüminyum köpüklerin köpük blok sıra sayısına göre Nu_{Dh} değişimi	42

Şekil 4.17. $Gr_{Dh}^* = 1.4E+08$, $Re_{Dh} = 1118$ ve $GO = 0.25$ 'te köpük gözenekliliğine bağlı olarak köpük blok sıra sayısına göre Nu_{Dh} değişimi	43
Şekil 4.18. $Gr_{Dh}^* = 1.4E+08$, $Re_{Dh} = 1118$ ve $GO = 0.50$ 'de köpük gözenekliliğine bağlı olarak köpük blok sıra sayısına göre Nu_{Dh} değişimi.....	43
Şekil 4.19. $Gr_{Dh}^* = 1.4E+08$, $Re_{Dh} = 1118$ ve $GO = 0.75$ 'te köpük gözenekliliğine bağlı olarak köpük blok sıra sayısına göre Nu_{Dh} değişimi	44
Şekil 4.20. $Gr_{Dh}^* = 1.4E+08$ ve 10 PPI'da laminar akış şartlarında geometrik orana bağlı olarak köpük blok sıra sayısına göre ortalama Nusselt değişimi	45
Şekil 4.21. $Gr_{Dh}^* = 1.4E+08$ ve 20 PPI'da laminar akış şartlarında geometrik orana bağlı olarak köpük blok sıra sayısına göre ortalama Nusselt değişimi	46
Şekil 4.22. $Gr_{Dh}^* = 1.4E+08$ ve 40 PPI'da laminar akış şartlarında geometrik orana bağlı olarak köpük blok sıra sayısına göre ortalama Nusselt değişimi	46
Şekil 4.23. $Gr_{Dh}^* = 1.4E+08$, $Re_{Dh} = 7807$ ve $GO = 0.25$ 'te köpük gözenekliliğine bağlı olarak köpük blok sıra sayısına göre Nu_{Dh} değişimi	48
Şekil 4.24. $Gr_{Dh}^* = 1.4E+08$, $Re_{Dh} = 7807$ ve $GO = 0.50$ 'de köpük gözenekliliğine bağlı olarak köpük blok sıra sayısına göre Nu_{Dh} dağılımı	48
Şekil 4.25. $Gr_{Dh}^* = 1.4E+08$, $Re_{Dh} = 7807$ ve $GO = 0.75$ 'te köpük gözenekliliğine bağlı olarak köpük blok sıra sayısına göre Nu_{Dh} değişimi	49
Şekil 4.26. $Gr_{Dh}^* = 1.4E+08$ ve 10 PPI'da türbülanslı akış şartlarında geometrik orana bağlı olarak köpük blok sıra sayısına göre ortalama Nusselt değişimi	50
Şekil 4.27. $Gr_{Dh}^* = 1.4E+08$ ve 20 PPI'da türbülanslı akış şartlarında geometrik orana bağlı olarak köpük blok sıra sayısına göre ortalama Nusselt dağılımı.....	50
Şekil 4.28. $Gr_{Dh}^* = 1.4E+08$ ve 40 PPI'da türbülanslı akış şartlarında geometrik orana bağlı olarak köpük blok sıra sayısına göre ortalama Nusselt dağılımı.....	51
Şekil 4.29. $Re_{Dh} = 1118$, $GO = 0.75$ ve 10 PPI'da laminar akış şartlarında kanal yüksekliğine bağlı olarak köpük blok sıra sayısına göre ortalama Nusselt dağılımı.....	52
Şekil 4.30. $Re_{Dh} = 7807$, $GO = 0.75$ ve 10 PPI'da türbülanslı akış şartlarında kanal yüksekliğine bağlı olarak köpük blok sıra sayısına göre ortalama Nusselt dağılımı.....	53

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 1.1. Metalik köpüklerin kullanım alanları (Polat vd 2010).....	4
Çizelge 3.1. Alüminyum köpük blokların özellikleri	16
Çizelge 3.2. Değişkenlerin belirsizlik ve hata oranları	24
Çizelge 3.3. Deneysel çalışma parametreleri	25

1. GİRİŞ

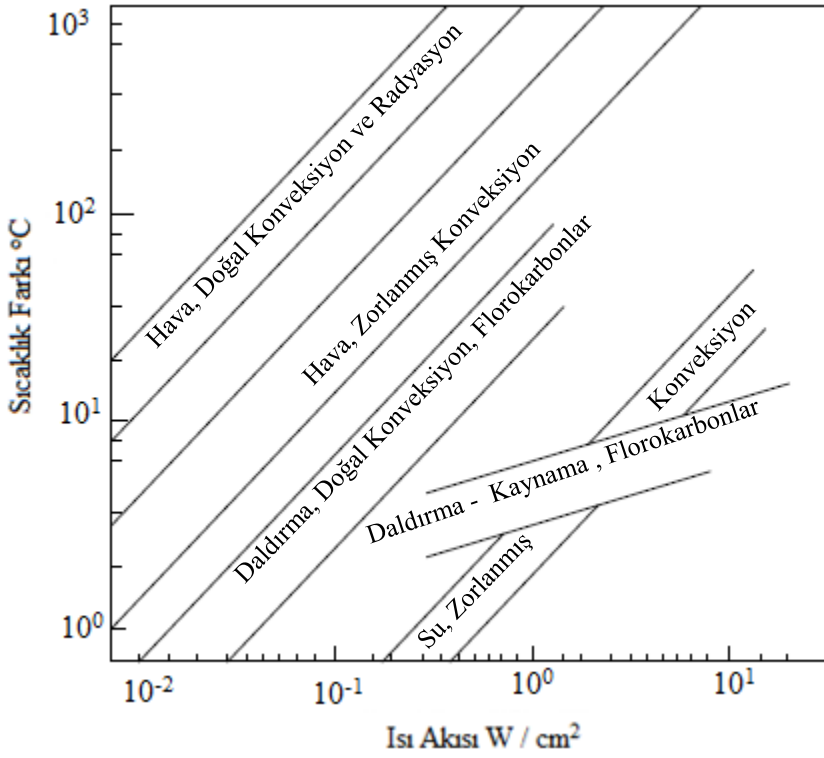
Günümüzde elektronik sistemler birçok alanda kullanılmaktadır. Elektronik sanayindeki gelişmelere paralel olarak, enerji tüketimi ve işlem hızı artarken elektronik cihazların boyutları küçülmüştür. Fakat elektronik sistemlerin soğutulması kısıtlayıcı bir tasarım problemi olarak ortaya çıkmaktadır. Devre elemanlarının küçülmesine bağlı olarak, devre elemanı üzerindeki ısı üretimi ve yoğunluğu artmaktadır. Dolayısıyla devre elemanının sıcaklığı da yükselmektedir. Devre eleman sıcaklıklarının belirli sınırların üzerine çıkması, elemanların yanmasına ve sistemin çalışamaz hale gelmesine neden olmaktadır.

Gelişen teknolojiyle birlikte elektronik sistemlerde karşılaşılan en büyük problem devre elemanlarının fazla ısınmasıdır. Sistem içerisindeki elemanların uygun şartlar altında çalışabilmesi için gerekli konfor şartlarının sağlanması soğutma sistemi tasarımına bağlıdır. Soğutma işlemi için çeşitli yöntemler kullanılmaktadır. Soğutucu akışkan olarak genellikle hava tercih edilmektedir. Elektronik bir devreyi doğal ortamda soğutmak yetersiz kalıyorsa, soğutma yüzeyini arttırmak amacıyla elektronik parça üzerine soğutmaya yardımcı genişletilmiş yüzeyler eklenebilir. Bazı durumlarda bu yöntem yeterli soğutma sağlamayabilir. Bu durumda elektronik devrenin bir fan aracılığı ile zorlanmış taşınım soğutulması yöntemine gidilir. Elektronik soğutma sisteminin tasarlanmasında yardımcı uygun ısı transfer mekanizması Şekil 1.1 yardımıyla belirlenebilmektedir.

Sistemin etkin bir şekilde soğutulması, devre eleman sıcaklıklarının emniyetli çalışma sıcaklıklarını aşmaması, soğutma sisteminin oluşturduğu akış şartlarına, geometrik boyutlara, elektronik devre elemanlarının yerleşimine vb. bağlıdır. Bu sebepten ötürü yeterli soğutmanın sağlanmasında uygun şartların belirlenmesi için, akış ve sıcaklık alanlarının detaylı bir analizi gerekir. Ayrıca devre elemanını soğutmaya yardımcı genişletilmiş yüzeyin yapısı ve malzemesi de önem teşkil etmektedir.

Yüksek ısı iletkenliğe sahip gözenekli yapılar, akışkan hareketini karmaşık bir hale getirmesi sebebiyle, ısı transferini artırma yöntemleri arasında yer almaktadır. Metal köpük malzemeler, düşük yoğunlukta olmaları ve alışılmadık dışındaki ısı davranışlar göstermeleri sebebiyle son yılların gözde malzemeleri arasında yer almıştır. Metalik köpüklerin iç yapısının köpük (gözenek) şeklinde olması, bu tür malzemelere; mukavemetle birlikte hafiflik ve darbelere karşı dayanım özelliği kazandırmaktadır. Gözenekler ayrıca, ısı yalıtım ve titreşim azaltma gibi özellikleri iyileştirmektedir. Günümüzde birçok metalden, metalik köpük üretimi yapılmaktadır. Gözenekli yapılar özel yöntemlerle elde edilmektedir. Metalik köpüklerden beklenen diğer özellikler; kolay işlenebilir olması, kaynak edilebilmesi, maliyetinin düşük olması ve korozyona dayanımlı olmasıdır.

1948 yılında ilk patenti alınan köpük malzeme (Sosnick) üretim zorluğu, pahalı olması ve en önemlisi tekrar edilebilirlik özelliğinin zayıf olması nedeniyle 1990'lı yılların başına dek unutulmuş ya da ihmal edilmiştir. Gelişen teknoloji paralelinde hassas üretimi, üretim yöntemlerindeki hızı arttırmış ve maliyeti düşürmüştür.



Şekil 1.1. Elektronik soğutma sistemi tasarımında ısı transfer mekanizmaları
(Kraus ve Bar – Cohen 1983)

Metalik köpük malzemelerin üretimleri; ergitilmiş kütleyle sürekli olarak gaz enjekte etme ya da ergitilmiş kütle içine kabarcık oluşturacak maddelerin ilave edilmesi ile gerçekleştirilmektedir. Toz metalurjisi ile de metalik köpükler üretilebilmektedir. Metalik köpük malzemelerin üretim maliyetinin fazla olması sebebiyle çalışmalar bu alanda da yoğunlaşmaktadır. Farklı üretim yöntemleri araştırılarak ve farklı katkı maddeleri katılarak üretim maliyetleri en aza düşürülmeye çalışılmaktadır. Genellikle metal köpük üretiminde alüminyum kullanılmakla beraber nikel ve özellikle biyomedikal uygulamalar için titanyum ve tantal da kullanılmaktadır. Metal köpüklerin hacminin sadece %5 ile % 30'u metal, geri kalan kısmı havadır. Bu, malzemeye karakteristik özelliği olan düşük yoğunluğu verir (Güven 2011).

Açık hücreli ve kapalı hücreli olmak üzere iki tip köpük malzeme vardır. Özellikle kapalı hücreli yapılar otomotiv, havacılık ve diğer endüstri uygulamalarında kullanılmaktadır. Döküm şeklinde kalıplanıp üretilebilmektedir. Bunun anlamı, açık hücreli yapıda bulunmayan bir dış kabuk ile şekillendirilmiş olmalarıdır. Açık hücreli yapılar özellikle pil elektrotları, ısı değiştiriciler ve filtreler için uygundur (Alulight International GmbH 2006).

Metal köpük malzemelerin özellikleri şu şekilde sıralanabilir:

- Köpük malzemeler doğadaki gözenekli ve mukavemetli olan ağaç, kemik ya da mercan gibi organik yük/yatak malzemelerine benzer şekilde metallere hücrel mukavemet kazandırır.

- Hafiftirler ve özellikle aynı ağırlıktaki dolu malzemelere göre eğilme mukavemetleri yüksektir. Otomotiv, gemi ve havacılık sektörlerinde enerji sarfiyatını azaltırlar.
- Sesi ve vibrasyonu azaltırlar.
- Zehirli değildirler ve %100 geri dönüşümleri mümkündür.
- Kullanım oranı yüksek malzemelerdir, 3 boyutlu olarak kalıplanabilirler.
- Kontrollü gözenek boyutları elde edildiğinde yüksek sıcaklıktaki kimyasal sıvılarda filtreleme amacıyla kullanılabilirler.
- Enerji absorbe ederler; güvenliği arttırırlar. Hızlanmış bir nesne polistiren gibi plastik bir köpüğe çarptığında, köpük içindeki milyonlarca hava hücresini parçalamak için gerekli olan iş, nesneyi yavaşlatır. Polistiren bisiklet kaskları için ideal bir malzemedir. Alüminyum köpük metaller de sahip oldukları mükemmel rijitlik sayesinde, polimer köpükten daha ince bir kalınlıkta aynı seviyede enerji absorbe edebilirler (Ashby 2000).

Bunun yanı sıra yönden bağımsız olarak darbe ve titreşim sönümleyebilmesi, elektromanyetik kalkan özelliği olumlu özellikleridir. Özgül ısıları önemli ölçüde düşüktür, bu özellikleri düşük ısı kapasitenin istendiği uygulamalarda en önemli malzeme olmalarını sağlar. Isıl şok dayanımları, normal bir iç yapıya sahip malzemeye kıyasla yüksektir.

Mikro-gözenekli ve kompakt ısı değiştiricilerde, elektronik aletlerin soğutulmasında, endüstriyel fırınlarda, hava soğutmalı kondansatörlerde, kimyasal elektronik reaktörler ve kütle transferi yöntemlerinde de alüminyum köpükler geniş oranda kullanılmaktadır (Ozan ve Katı 2011). Çizelge 1.1’de ihtiyaç duyulan uygulama alanlarına göre metalik köpüklerin türüne ve uygulamasına ait örnekler verilmiştir.

Bu çalışmada, farklı gözenek yoğunluğuna sahip alüminyum köpük malzemeler kullanılarak devre eleman yüzeyleri genişletilmiş ve bir fan aracılığıyla sistem üzerinden ısının uzaklaştırılması amaçlanmıştır. Yapılan deneylerle elektronik sistemlerdeki soğutucu akışkan hareketinin ve sıcaklık dağılımının, sistemin geometrik yapısından, akışın Reynolds sayısından ve elektronik elemanlardan yayılan ısıdan nasıl etkilendiği araştırılmıştır.

Çizelge 1.1. Metalik köpüklerin kullanım alanları (Polat vd 2010)

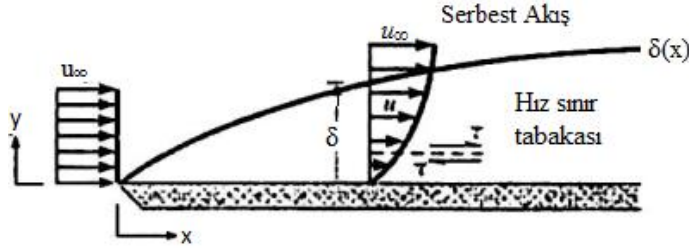
Uygulama Alanları	İstenilen Belirgin Özellik	Örnek Uygulamalar
Hafif yapılarda	Bükmeye karşı özellikle yüksek tokluk/ağırlık oranı	Alüminyum köpük bagaj kapağı olarak, uzay endüstrisinde
Sandviç yapıların omurgası	Düşük yoğunluk, yüksek kayma ve çatlak mukavemeti	Kompozit yapılarda
Mekanik sönümlenme	Katı maddelerden 10 kat fazla enerji sönümlenme	Çarpışma elemanı olarak alüminyum araba yedek parçalarında
Titreşim kontrolü	Aynı kütleyle sahip katı malzemeye nazaran köpük panellerin bükülme altında doğal titreşim frekansının yüksekliği	Araba motor blokları
Akustik absorblama	Ağ yapısına sahip metalik köpüklerin akustik absorblama özelliklerinin yüksekliği	Yapı malzemesi
Enerji ile etkileşimi	Sabit basınç altında yüksek enerji absorblama özelliği	Spor aletleri
Isı ile etkileşimi	Açık hücreli yapılar özellikle daha fazla yüzey alanına sahip olduklarından yüksek ısı iletim özelliklerine sahiptirler.	Isı değiştiricileri, buzdolabı
Isı kalkanı	Özellikle alüminyum köpüğün kapalı hücre yapısında direk ateşe üstün direnç özelliği	Askeri uygulamalarda, ateş söndürücü
Döküm için tüketilir çekirdek	Alüminyum dökümde kompleks şekilli yapıların oluşturulması	Dökümde maça olarak Alüminyum köpük kullanılması
Biyoyumlu ara bağ aparatları	Biyoyumluluk özelliği	İmplant malzeme olarak, kalça,kol vd protezler
Filtreler	Yüksek sıcaklık gaz ve sıvıların filtrasyonunda	Nikel köpükler, kimyasal filtre olarak
Korozyon direnci	Korozyona karşı yüksek direnç	Korozyon direnci yüksek metalik köpükler özellikle denizcilik uygulamalarında
Elektrikli görüntüleme	Yüksek elektrik iletkenliği, mekanik mukavemet, düşük yoğunluk özellikleri	Integrated Gate Bipolar Transistör
Elektrot ve katalitik taşıyıcılar	Yüzey alan/hacim oranına bağlı yüksek reaksiyon yüzey alanı	Ni-Cd pillerde

2. KURAMSAL BİLGİLER ve KAYNAK TARAMALARI

2.1. Hız (Hidrokinamik) Sınır Tabaka

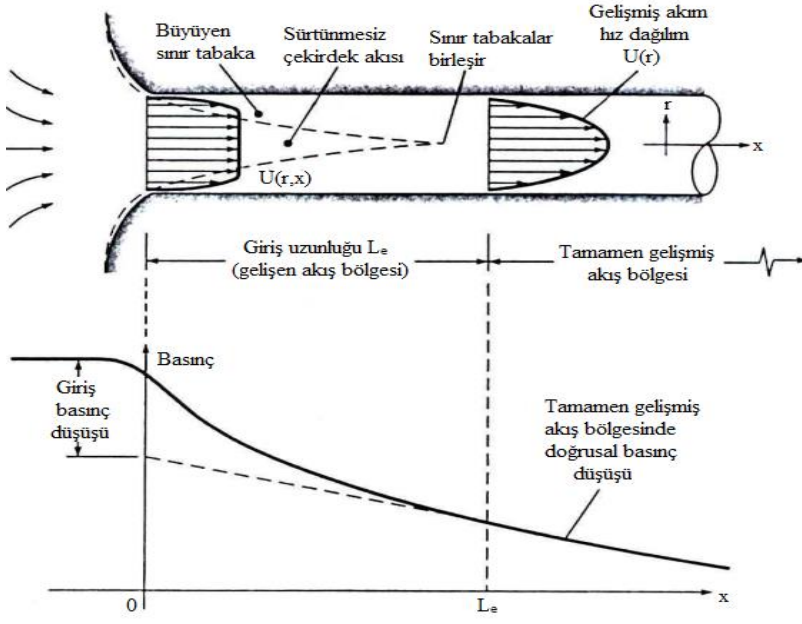
Akışkan parçacıkları yüzeyle temas ettiklerinde hızları sıfır olur. Bu parçacıklar bitişik akışkan tabakaları içindeki parçacıkların hareketini yavaşlatır ve bu etki azalarak belli bir uzaklıkta göz ardı edilebilir duruma gelir. Hız sınır tabakanın gelişimi Şekil 2.1’de görülmektedir. Akışkan hızına paralel düzlemlerde akışkan hareketinin yavaşlaması yüzeyde etkili olan kayma gerilmesi ile ilgilidir. Yüzeyden y uzaklığının artışıyla akışkan hızının x bileşeni u , serbest akış değeri u_{∞} ’ a ulaşmaya kadar artar.

δ büyüklüğü sınır tabaka kalınlığı olarak adlandırılır ve genellikle $u = 0.99u_{\infty}$ değerine ulaşıldığı y değeri olarak tanımlanır. Sınır tabaka hız profili, sınır tabaka içinde u hızının y ile değişimini gösterir. Akışkan hızı ile ilgili olması nedeniyle, önceden sınır tabaka olarak belirtilen bölge daha açık bir biçimde hız (hidrokinamik) sınır tabakası olarak adlandırılır (Incropera ve DeWitt 2006).



Şekil 2.1. Düzlem levha üzerinde hız (hidrokinamik) sınır tabakanın gelişimi (Incropera ve DeWitt 2006)

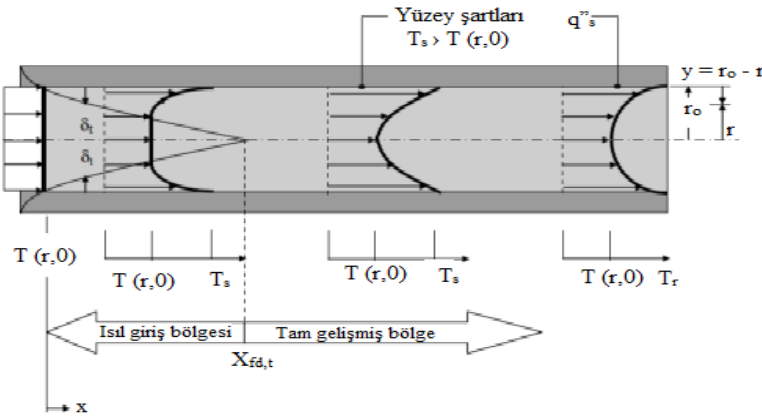
Şekil 2.2’de kanal içerisinde hız ve basınç profilleri görülmektedir. Kanal içerisindeki akış onu çevreleyen cidarlarla sınırlandırılmış ve sürtünme etkileri büyüyüp karışarak tüm akışa yayılmaktadır. Viskoz sınır tabakalar, cidardaki eksenel akışı yavaşlatıp, merkezdeki akışı hızlandırmaktadır. Girişten sonlu bir uzaklıkta, sınır tabakalar birleşir ve sürtünmesiz çekirdek bölgesi kaybolmaktadır. Bu uzaklığa “hidrokinamik giriş uzunluğu” denir. Boru içindeki akış bundan sonra tamamıyla sürtünme etkisindedir ve hız dağılımının, x ile artık hiç değişmediği $x=L_e$ uzaklığından sonraki akışa “tamamen gelişmiş akış” adı verilir. Burada $u \gg u(r)$ ’dir ve bu bölgede hem laminer hem de türbülanslı akış için hız dağılımı ve cidar kayma gerilmesi sabit olup basınç x ile doğrusal olarak azalır (White 2005).



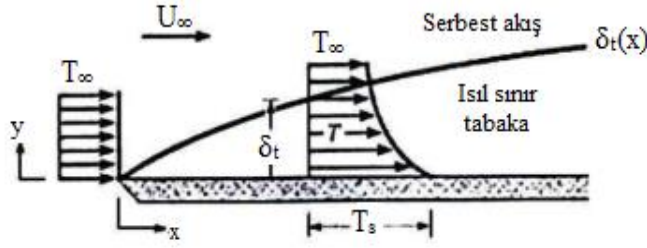
Şekil 2.2. Kanal akışının girişindeki basınç ve hız dağılımının değişimi (White 2005)

2.2. Isıl Sınır Tabaka

Bir yüzey üzerinde akış olduğunda bir hız sınır tabakası gelişirse, akışkan sıcaklığı yüzey sıcaklığından farklı olduğunda ısıl sınır tabaka gelişir. Şekil 2.3'te boru içerisinde ve Şekil 2.4'te de düz bir levha üzerinde ısıl sınır tabaka gelişimi görülmektedir. Levha giriş ucunda sıcaklık profili düzgün dağılımlı olup $T(y) = T'$ dir. Bununla beraber akışkan parçacıkları levha ile temas ettiklerinde levha ile aynı sıcaklığa ulaşmaktadır. Bu parçacıkların komşu akışkan tabakası ile enerji değişimi akışkan içinde sıcaklık gradyanlarına yol açmaktadır. Akışkanın sıcaklık gradyanlarının olduğu bu bölge ısıl sınır tabkadır ve bu tabakanın kalınlığı δ_t , genellikle $[(T_s - T) / (T_s - T_\infty)] = 0.99$ oranını sağlayan y değeri olarak tanımlanır. Giriş ucundan uzaklaştıkça ısı geçişi serbest akışı daha fazla etkiler ve ısıl sınır tabaka büyür (Incropera ve DeWitt 2006).



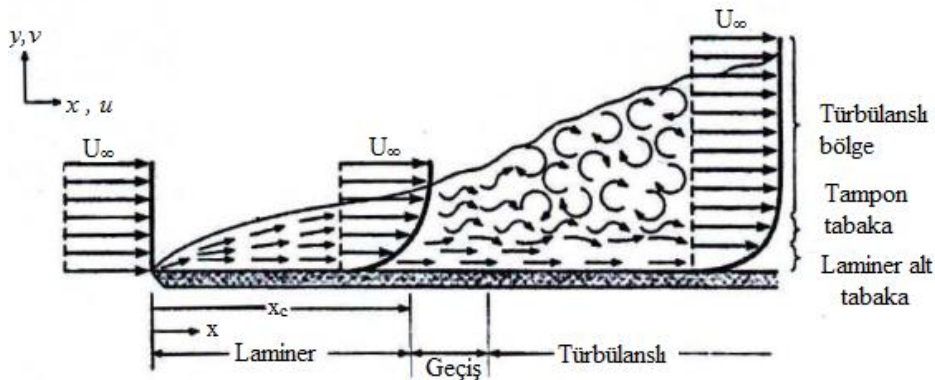
Şekil 2.3. Isıtılmış bir boru içerisinde ısıl sınır tabakanın gelişimi (Incropera ve DeWitt 2006)



Şekil 2.4. Sabit sıcaklıktaki düz levha üzerinde ısı sınır tabakanın gelişimi (Incropera ve DeWitt 2006)

2.3. Laminer ve Türbülanslı Akış

Herhangi bir taşınım probleminin incelenmesinde ilk adım sınır tabakanın laminer veya türbülanslı olduğunun belirlenmesidir. Akışkan bir ortamda akarken laminer, geçiş veya türbülanslı akım rejimlerinde bulunur. Yüzey sürtünmesi ve taşınım ile ısı geçişi akışın laminer veya türbülanslı olmasına büyük ölçüde bağlıdır. Laminer sınır tabaka içinde, akışkan hareketi çok düzenlidir ve parçacıkların akış çizgileri boyunca hareket ettikleri gözlemlenir. Bir akış çizgisi boyunca akışkan hareketi x ve y yönlerinde hız bileşenleri ile tanımlanabilir. v hız bileşeni yüzeye dik yöndeki bileşendir ve bu bileşen sınır tabakada momentum, enerji veya kütle geçişine önemli katkıda bulunur. Yüzeye dik yönde akışkan hareketi, sınır tabakanın x yönündeki gelişiminin bir sonucudur. Buna karşılık, türbülanslı sınır tabaka içinde akışkan hareketi çok düzensizdir ve akış içinde ani hız değişimleri gözlemlenir. Bu düzensiz değişimler momentum, enerji ve kütle geçişini artırır ve bundan dolayı taşınım ile geçiş hızı gibi yüzey sürtünmesi de artar. Düzensiz değişimlerin sonucu akışkanın karışması türbülanslı sınır tabaka kalınlığını artırır ve sınır tabaka profilleri (hız, sıcaklık ve derişiklik) laminer akıştakine oranla daha düzdür. Bir düz levha üzerinde hız sınır tabaka gelişirken laminer, geçiş ve türbülans bölgeleri Şekil 2.5'te görülmektedir. Laminer akış söz konusu olduğunda, ele alınan herhangi bir noktada hız vektörü zamanla değişmemekte, ancak türbülanslı akış koşullarında hız vektörü belirli bir değer etrafında düzensiz değişimler göstermektedir.



Şekil 2.5. Bir düz levha üzerinde hız sınır tabakanın gelişimi (Incropera ve Dewitt 2006)

Düz bir yüzey üzerinde sınır tabaka başlangıçta laminardır, fakat giriş ucundan biraz ötede, küçük çalkalanmalar başlar, bunlar şiddetlenir ve türbülanslı akışa geçiş olur. Akışkan içerisindeki çalkalanmalar geçiş bölgesi içerisinde gelişmeye başlar ve sınır tabaka sonunda tamamen türbülanslı olur. Tam türbülanslı bölge içerisinde akışkanın üç boyutlu gelişigüzel hareketleri söz konusudur ve türbülansa geçişte sınır tabaka kalınlığında, yüzey kayma gerilmesinde ve taşınım katsayısında önemli artışlar olur (Incropera ve Dewitt 2006).

2.4. Birleşik Doğal ve Zorlanmış Taşınım

Yerçekimi alanındaki bir akışkan içinde bir sıcaklık gradyanının varlığı, her zaman doğal taşınım akımlarına ve dolayısıyla doğal taşınım yoluyla ısı transferine sebep olur. Bu yüzden zorlanmış taşınım her zaman doğal taşınım eşlik eder. Belli bir akışkan için Gr / Re^2 parametresinin, doğal taşınımın zorlanmış taşınımına göre önemini gösterdiği gözlenmiştir:

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

2.5. Kaynak Taramaları

Doğan vd (2005), yatay bir kanal içerisinde kanalın alt ve üst kısmına ayrı olarak yerleştirilmiş ısıtıcıların karışık konveksiyonla ısı transferini deneysel olarak incelemişlerdir. Deneysel çalışma, Reynolds sayısının $955 \leq Re \leq 2220$ ve Grashof sayısının $1.7 \times 10^7 \leq Gr^* \leq 6.7 \times 10^7$ aralığındadır. Çalışmada, Grashof sayısı arttıkça yüzey sıcaklığının arttığı tespit edilmiştir. Ayrıca Nusselt sayısı ısıtıcı sıra başında azalırken, ısıtıcı sıra sonuna doğru bir miktar artış göstermiştir. Kaldırma kuvveti etkili ikincil akışın etkisi olarak açıklanan bu durumun ısı transferi üzerindeki etkisi görülmüştür. Ayrıca, kaldırma kuvveti etkili ikincil akışın kanalın alt kısmında üst kısma göre çok daha etkili olduğu belirlenmiştir.

Kim vd (2003), deneysel olarak yaptıkları çalışmada kanal içerisine yerleştirilmiş alüminyum köpük blokların zorlanmış konveksiyonla ısı transferini incelemişlerdir. Yaptıkları çalışmada farklı gözenek yoğunluğuna sahip alüminyum köpük blokların termal performansını paralel plaka tipi kanatçıkla karşılaştırmışlardır. Alüminyum köpük soğutucunun aynı boyutlara sahip paralel plakalı soğutucuya nazaran % 28 daha iyi ısı performans sağladığı belirlenmiştir. 10 Pore Per Inch (PPI) gözenek yoğunluğuna sahip alüminyum köpük, 40 PPI gözenek yoğunluğuna sahip alüminyum köpükle karşılaştırıldığında % 16 - 27 daha yüksek soğutma performansı göstermiştir.

Ko ve Anand (2003), deneysel olarak yaptıkları çalışmada dikdörtgen kanal içerisine 10, 20 ve 40 PPI gözenek yoğunluğundaki alüminyum köpük blokları ayrı olarak yerleştirerek gözenekli yapının ısı transferi artışına etkisini değerlendirmişlerdir.

Kanalın alt ve üst yüzeyine çapraz olarak yerleştirilen bloklarla yapılan çalışmada, köpük yüksekliğinin ve köpükler arasındaki mesafenin ısı performansına etkisi kanalın boş olması durumuyla karşılaştırılmıştır. Kanal içerisine metal köpük yerleştirildiğinde, köpüksüz duruma nazaran % 300 ısı transferinde iyileşme elde edilmiştir. Reynolds sayısının 20000 ile 50000 arasındaki değerleri için yapılan çalışmada ısı transferi gözenek yoğunluğu azaldıkça artmıştır. Ayrıca köpük yüksekliği ve köpük kalınlığı arttıkça ısı transferi artış göstermiştir.

Çelik ve Kurtbaş (2006), alüminyum köpük malzemelerin ısı değiştirici performansına etkisini deneysel olarak incelemiştir. Bu çalışmada dikdörtgen bir kanal içerisine, 4 farklı tip gözenek yoğunluğuna sahip (10, 20, 30 ve 40 PPI) alüminyum köpük yerleştirilerek deney düzeneği kurulmuştur. Kanalın tüm yüzeylerine sabit ısı akışı uygulanmış ve sürekli rejime gelinceye kadar ısıtılmıştır. Deneyler Reynolds sayısının 3000-20000 aralığında, yedi farklı kütleli debide yapılmış ve soğutucu akışkan olarak hava kullanılmıştır. Deneylerde alüminyum köpüklerin ısı transferi ve basınç kaybına etkisi incelenmiştir. Çalışmada, alüminyum köpüğün gözenek yoğunluğu arttıkça, ısı transferinin ve basınç kaybının arttığı gözlemlenmiştir. Boru içerisine alüminyum köpük yerleştirilmesiyle ısı değiştiricisinin etkinliği % 54'e kadar artmıştır.

Tzeng ve Jeng (2006), deneysel olarak yaptıkları çalışmada 90° döndürülmüş bir kanal içerisinde alüminyum köpük malzemenin konveksiyonla ısı transferini ve basınç düşüşünü incelemiştir. Köpük malzemenin boyutunu sabit tutarak, Reynolds sayısının 1376 ile 23619 değer aralığında gözenek yoğunluğunu (10 ve 40 PPI) ve kanal girişindeki genişliği değiştirerek çalışmalar yapmışlardır. Dik kanal içerisinde yapılan çalışmada Reynolds sayısı arttıkça ısı transferi artmıştır. Isı transferi artışında, kanal genişliğinin etkisinin ihmal edilebilecek ölçüde olduğu tespit edilmiştir. 90° döndürülmüş kanal içerisinde Reynolds sayısı arttıkça, alüminyum köpük sürtünme faktörü etkisi artarken, düz kanal içerisinde azaldığı görülmüştür.

Cui ve Liu (2001), deneysel olarak yaptıkları çalışmada, kanalın üst yüzeyinden ayrı ısıtıcılarla ısıtılan kanal içerisini tamamen gözenekli yapıyla kaplayarak ısı transferini incelemiştir. Soğutucu akışkan olarak su kullanılmıştır. Kanalın üst yüzeyi boyunca yapılan sıcaklık ölçümleriyle elde edilen sonuçlar analitik modellerle karşılaştırılmış ve birbirine yakın sonuçlar elde edilmiştir. Deneysel sonuçlar, yüksek Reynolds sayılarında ısı transferinin önemli oranda arttığını göstermiştir.

Bensouici ve Bessaih (2010), dikey kanal içerisinde ayrı ısıtıcılar üzerine yerleştirilmiş gözenekli yapıların karışık konveksiyonla ısı transferini incelemiştir. Richardson sayısının, Darcy sayısının, ısı iletiminin ve gözenekli yapının genişliğinin kanal içerisindeki akışa ve ısı transferine etkisini incelemiştir. Çalışma sonucunda çalışılan Richardson sayılarının tamamında ($Ri = 0.25$, $Ri = 1$, $Ri = 10$ ve $Ri = 20$) gözenekli yapı kullanıldığında Nusselt sayısı artış göstermiştir. Gözenekli yapılar kullanılarak fan gücünün minimize edilebileceği tespit edilmiştir. Yüksek ısı iletimine sahip gözenekli yapılar kullanıldığında soğutma etkin bir şekilde gerçekleştirilmiştir.

Rachedi ve Chikh (2001), yaptıkları sayısal çalışmada elektronik çalışma sıcaklığının izin verilebilir seviyede olması için elektronik soğutmaya yönelik sayısal bir çalışma yapmışlardır. Köpük malzemeleri, yatay olarak elektronik

bileşenlerin arasına, kanal içerisini kaplayacak şekilde yerleştirerek model oluşturmuşlardır. Sonuç olarak soğutucu olarak köpük malzeme kullanımının ısı transferini artırdığını ve soğutma performansını geliştirdiğini tespit etmişlerdir. Isı iletim katsayısı düşük olan köpük malzemeyle yapılan deneylerde sıcaklıkta fazla bir değişim olmadığı görülmüş; buna karşın ısı iletim katsayısı yüksek olan köpüklerle yapılan deneylerde köpük kullanımının sıcaklığa % 15 oranında etki ettiği görülmüştür. Ayrıca karışık konveksiyon şartlarında % 50 sıcaklık düşüşü olduğu gözlemlenmiştir.

Leong ve Jin (2006), deneysel ve sayısal olarak yaptıkları çalışmada farklı aralıklarla yerleştirilen ve farklı gözenek yoğunluğuna sahip metal köpüklerin ısı transferine etkisini incelemişlerdir. 10, 20 ve 40 PPI gözenek yoğunluğundaki alüminyum köpüklerle engelli akış boyunca yüzey sıcaklığı, hız ve basınç düşüşü ölçülmüştür. Basınç düşüşündeki en önemli etkinin kritik Reynolds sayısı olduğu tespit edilmiştir. Reynolds sayısı arttıkça sıcaklık azalırken Nusselt sayısı artmıştır. Sabit Reynolds sayısında gözenek yoğunluğu arttıkça ısı transferi artmıştır. Ayrıca kanatçık şeklindeki soğutucu ile alüminyum köpük karşılaştırıldığında, metal köpük kullanımının soğutma performansını artırdığı tespit edilmiştir.

Bhattacharya ve Mahajan (2006), deneysel olarak yaptıkları çalışmada, kanatçıkla birleştirilmiş farklı tipte metal köpük malzeme kullanarak dikdörtgen bir kanal içerisinde elektronik soğutma performansını zorlanmış konveksiyon altında incelemişlerdir. Deneylerde 4 farklı gözenek yoğunluğunda (5, 10, 20 ve 40 PPI) metal köpük malzeme kullanılmıştır. Metal köpüğün kanatçıkla birleştirilmesiyle ısı transferinde 5 ila 6 kat artış gözlemlenmiştir. Gözenek yoğunluğu arttıkça gözenekli yapı içerisine nüfuz eden akışkan ile birlikte iletimle ısı transferi artış göstermiştir. Gözeneklilik sabit tutularak gözenek yoğunluğu artırıldığında ısı transferi azalmıştır. Isı akısı ve diğer tüm parametreler sabit tutulduğunda, gözenek yoğunluğunun artmasıyla ısı transferinin azaldığı gözlemlenmiştir.

Bhowmik vd (2005), deneysel ve sayısal olarak yaptıkları çalışmada düşey bir kanal içerisinde, soğutucu akışkan olarak su kullanarak ayırık ısıtıcılardan konveksiyonla ısı transferine etkisini incelemişlerdir. Deneysel çalışmada doğal, zorlanmış ve karışık konveksiyonu Reynolds sayısı ve ısı akısının geniş bir aralığında değerlendirmişlerdir. Ayrıca ısı akısının, akış hızının ve ısıtıcı sıra sayısının ısı transferine etkisini incelemişlerdir. Nusselt sayısının en fazla Reynolds sayısındaki değişimden etkilendiği görülmüştür. Deneysel çalışma sonucuna bağlı olarak ampirik bir bağıntı geliştirilmiştir. Ayrıca deneylerden elde edilen sonuçlar üç boyutlu nümerik çalışmayla karşılaştırılarak nümerik bir bağıntı da geliştirilmiştir.

Shih vd (2006), alüminyum köpük soğutucularda köpük yüksekliğinin ısı transferine etkisini incelemişlerdir. Sonuç olarak köpük yüksekliği azaldıkça, Nusselt sayısı önce artmasına rağmen sonrasında azalmıştır. Nusselt sayısındaki bu artış, akış direncinin azalmasıyla soğutucu akışkan havanın köpük üst yüzeyine ısınarak yükselmesi olarak belirtilmiştir. Nusselt sayısındaki düşüş ise soğutucu akışkan ile metal köpük ara yüzündeki etkileşimin azalması olarak açıklanmıştır.

Leong ve Jin (2006), deneysel olarak yaptıkları çalışmada, farklı gözenek yoğunluğuna sahip (10, 20, 40 PPI) alüminyum köpüklerle doldurulmuş kanal içerisindeki basınç düşüşünü, akış hızını ve ısı transferini incelemişlerdir. Deneysel

çalışmada Reynolds sayısı arttıkça basınç düşüşünün arttığı tespit edilmiştir. Basınç düşüşü en fazla 40 PPI gözenek yoğunluğuna sahip alüminyum köpük malzemede gerçekleşmiştir. Gözenekli yapıların sabit ısı akısında ısı transfer oranı karşılaştırıldığında en iyi soğutmayı 10 PPI gözenek yoğunluğuna sahip köpük malzemenin sağladığı görülmüştür. Ayrıca her bir gözenek yoğunluğu göz önünde bulundurulduğunda en iyi soğutmanın yüksek Reynolds sayılarında sağlandığı belirlenmiştir.

Guerroudj ve Kahalerras (2010), sayısal olarak yaptıkları çalışmada, kanal içerisine yerleştirilen farklı şekillerdeki metal köpüklerin karışık konveksiyonla ısı transferini iki boyutlu olarak incelemişlerdir. Metal köpük blokların kanal içerisindeki yerleşiminin akış özelliğini etkilediği tespit edilmiştir. Ayrıca akış özelliklerinin, metal köpük bloklar arasındaki mesafe ve köpük bloğun şekline bağlı olarak gösterdiği değişimin ısı transferine etkisini incelemişlerdir. Köpük bloğun şeklinin, yüksekliğinin, geçirgenliğinin ve ısı iletim katsayısıyla birlikte Reynolds sayısının köpük bloklar arasında vorteks oluşumuna etki ettiği görülmüştür. Bu akış özelliğinin ısı transferi karakteristiğini belirlemede etkili olduğu tespit edilmiştir.

Paek vd (2000), yapmış oldukları deneysel çalışmada, kanal içerisine yerleştirilmiş alüminyum köpük malzemelerin ısı performansına etkisini incelemişlerdir. Deneyler 3 farklı tip gözenek yoğunluğuna sahip (10, 20, 40 PPI) alüminyum köpük malzemeler için yapılmıştır. Metal köpükler, kanal boyunca yerleştirilerek farklı Reynolds sayılarında deneyler yapılmıştır. Kanalın tüm yüzeylerine sabit ısı akısı uygulanmış ve sürekli rejime gelinceye kadar ısıtılmıştır. Sonuç olarak; alüminyum köpük malzemenin gözenek yoğunluğu azaldığında ısı performansının arttığı tespit edilmiştir. 10 PPI gözenek yoğunluğuna sahip alüminyum köpük malzemenin 40 PPI'ya göre %16-27 daha yüksek Nusselt sayısına sahip olduğu görülmüştür. Ayrıca alüminyum köpük malzemedeki ısı direncin paralel plakalı soğutucuya göre % 28 daha az olduğu tespit edilmiştir.

Chen vd (2013), yatay bir kanal içerisine yerleştirilmiş 4 sıra ayrıık ısıtıcı üzerini kanal yüksekliği boyunca köpük malzemeyle kaplayarak (5, 10, 20 ve 40 PPI) zorlanmış konveksiyonla soğutmadaki artışı sayısal bir çalışma ile incelenmişlerdir. Reynolds sayısının, köpüğün malzemesinin (Cu, Al ve Ni) , Da sayısının, Nusselt sayısının, gözenek yoğunluğunun ve basınç düşüşünün sistemdeki ısı transferine etkisini araştırmışlardır. 5 PPI gözenek yoğunluğuna sahip alüminyum köpüğün 40 PPI'ya nazaran ısıtıcı sıra başında % 12, diğer sıralarda % 5 ısı transferini artırdığı görülmüştür. Basınç düşüşü ise gözenek yoğunluğu arttıkça artmıştır.

Leong ve Jin (2006), deneysel olarak yaptıkları çalışmada, alüminyum köpükle doldurulmuş kanal içerisinde, sabit ısı akısında ısı transferini incelemişlerdir. Deneylerde yüzey sıcaklıkları, akış hızı ve basınç düşüşleri ölçülmüştür. Elde edilen sonuçlar, alüminyum köpükle doldurulmuş yüzeylerdeki sıcaklıkların içi boş kanaldaki yüzey sıcaklığından düşük olduğunu göstermiştir. Köpükle dolu kanal içerisinde içi boş kanala nazaran daha fazla ısı transferi gerçekleşmiştir.

Yapılan literatür araştırmalarında, ayrıık olarak yerleştirilmiş metal köpük malzeme kullanılarak elektronik elemanlardaki ısı transferinin incelenmesi konusundaki kanal içi çalışmaların yok denecek kadar az olduğu görülmüştür. Elektronik devrelerde

devre kartları üzerinde ısınan elemanların sayısı oldukça fazladır ve ayrıktır. Araştırmalarda ayrık olarak ele alınmış ve bu çalışmada dūřünölen konfigürasyonda çalışmalara rastlanmamıştır. Ya tek bir ısınan eleman üzerinde ısının uzaklaştırılması hedeflenmiştir ya da kanal tamamen köpük malzeme ile doldurulmuştur. Bu nedenle, kanal içerisinde ısınan elemanlar kanal içerisine ayrık olarak yerleştirilerek etkin bir şekilde soğutma sağlanmaya çalışılması elektronik sistemler için çok daha gerçekçi bir modeldir.

Bu çalışmada, yatay bir kanalın alt kısmına farklı gözenek yoğunluğuna sahip (10, 20, 40 PPI) alüminyum köpük bloklar yerleştirilerek, yüzeyleri genişletilmiş ayrık ısıtıcılardan ısı transferi deneysel olarak incelenmiştir. Çalışmada alüminyum köpüğün gözenek yoğunluğunun, blok yüksekliğinin ve kanal yüksekliğinin ısı transferine etkileri ayrı ayrı ele alınarak sonuçlar grafikler halinde sunulmuştur.

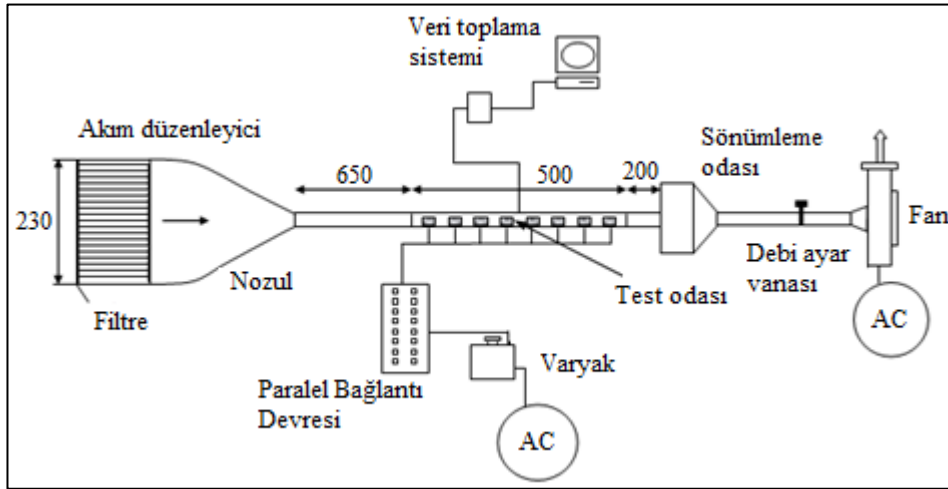
3. MATERYAL ve METOT

Elektronik devre elemanlarının soğutulması, devre elemanı üzerinde bir akışkan hareketi oluşturularak elemanda oluşan enerjinin akışkana aktarılması esasına dayanır. Uygun çalışma şartlarının sağlanabilmesi, devre kart sıcaklıklarının istenilen değerlerde tutulması ile mümkün olur.

Kanal içerisinde sürekli şartlarda, konveksiyonla gerçekleşen ısı transferinin incelenmesi için Akdeniz Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Anabilim Dalında 2010.01.0102.006 numaralı Bilimsel Araştırma Projesi desteğiyle EMUMAM (Endüstriyel ve Medikal Uygulamalar Mikrodalga Uygulama ve Araştırma Merkezi) Laboratuvarı'nda deney düzeneği kurulmuştur.

3.1. Deney Düzeneği

Kanal içerisinde sürekli, laminer veya türbülanslı akış şartları altında gerçekleşen ısı transferinin incelenmesi için kurulan deney düzeneği Şekil 3.1'de görülmektedir. Deney düzeneği, AC bir fan, akış düzeltici bir filtre ve lülenin bulunduğu bir akım düzenleyici, ısıtıcı elemanlar, sıcaklık ölçümünde kullanılan çok sayıda ısıl çiftin bulunduğu test odası, test odasını fandan ayıran sönümlenme odası ve sıcaklıkların ölçülüp bilgisayar hafızasında depolanmasını sağlayan veri toplama sisteminden oluşmaktadır.



Şekil 3.1. Deney düzeneğinin şematik görünümü

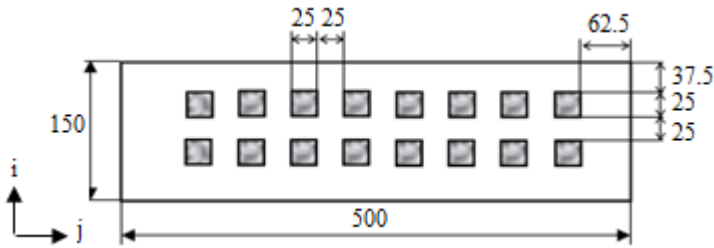


Şekil 3.2. Deney düzeneğinin görünümü

3.1.1. Test odası

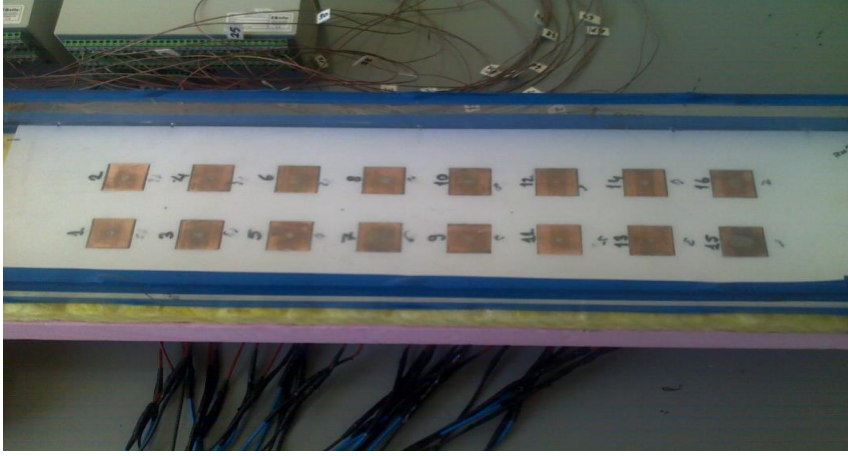
Test odası, gerekli olan ölçümlerin yapıldığı, metal köpük malzemeden yapılmış bloklar, elektrikli ısıtıcılar ve ısı çiftlerinin bulunduğu, gerekli hız ve sıcaklık ölçümlerinin veri depolama sistemiyle kaydedildiği yerdir. Kanal alt yüzeyine yerleştirilmiş olan ısıtıcıların sayıları ve yerleşim şekillerinin belirlenebilmesi için literatürdeki çalışmalar ve laboratuvar imkânları (cihazlar, imalat imkanları vb.) göz önünde bulundurulmuştur.

Dikdörtgen kanalın boyutları 150 x H x 1350 mm olarak belirlenmiştir. Burada H kanal yüksekliği olup 40, 60 ve 80 mm alınarak deneyler yapılmıştır. Kanal çevresi 5 cm kalınlığında foamboard ile yalıtılmış ve ısı kayıplarının minimize edilmesi amaçlanmıştır. Test odası, 25 x 25 x 10 mm, 25 x 25 x 20 mm ve 25 x 25 x 30 mm ebatlarında, 10, 20 ve 40 PPI gözenek yoğunluğundaki alüminyum köpük malzemelerin kanalın alt kısmına 2x8 diziler halinde ayrıık olarak yerleştirildiği plakadan oluşmaktadır. Test bölgesi 500 mm uzunluğa sahiptir. Sınır tabaka kalınlığının alüminyum köpük malzeme yüksekliğinden fazla olması ve test bölgesindeki akışkan hareketinin kanal girişindeki hareketlerden bağımsız olması amacıyla test bölgesi girişi 650 mm olarak tasarlanmıştır. Benzer sebeplerden ötürü kanal çıkışı da uzun tutulmuştur. Kanal içerisinde ısıtıcıların yerleşimi Şekil 3.3'te verilmiştir.



Şekil 3.3. Test odası ve ısıtıcıların boyutları (mm)

Alüminyum köpük malzemelerin hemen altına ısıl iletkenliği yüksek bakır plakalar yerleştirilmiştir. T tipi ısıl çiftler bakır plakaların ortalarına gelecek şekilde lehimlenmiştir. Bakır plakalar, teflon malzeme üzerine 25 mm eşit aralıklarla ağılan yuvalara sıkı gececek şekilde monte edilmiştir. şekil 3.4'te bakır plakaların teflon malzemeye montajı gürölmektedir.



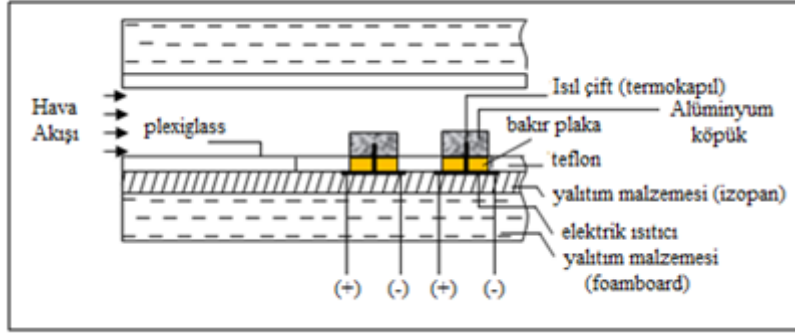
şekil 3.4. Bakır plakaların teflon malzemeye montajı

Alüminyum köpük bloklar, yüksek ısıl iletkenliğe sahip termal macun yardımıyla bakır plakalar üzerine yerleştirilmiştir. Buradaki tüm ayrıık ısıtıcılar, elektronik sistemlerde bulunan elemanları temsil etmektedir. Alüminyum metal köpükler ise, bu yüzeylerde oluşan ısıl yüklerin uzaklaştırılmasını sağlamak için kullanılan kanatçıkların yerini almaktadır. Alüminyum köpüklerin kanal içine yerleşimi şekil 3.5'te gürölmektedir.

Isıtıcıların bulunduğu yüzeyin altına 20 mm kalınlığında, yüksek sıcaklıklara dayanıklı ($\cong 250$ °C) cam yünü yalıtım malzemesi yerleştirilmiştir. Kanalın alt, üst ve yan kısımları ise 5 mm kalınlığında plexiglass malzeme üzerine 50 mm kalınlığında foamboard (XPS) ile yalıtılmıştır. Test odasının oluşturulmasında kullanılan malzemeler şekil 3.6'da detaylı olarak verilmiştir.

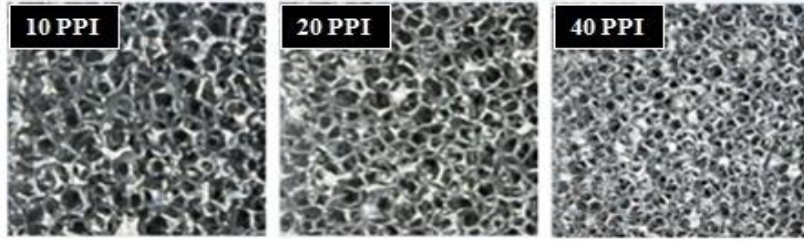


şekil 3.5. Alüminyum köpük blokların kanal içine yerleşimi



Şekil 3.6. Test odasının detaylı görünümü

Alüminyum köpük bloklar, kanal girişinden belirli bir uzaklığa yerleştirilerek, üniform olarak başlayan akışın hidrodinamik olarak tam gelişmiş şartlara ulaşması sağlanmıştır. Deneyler sırasında kullanılan 10, 20 ve 40 PPI gözenek yoğunluğuna sahip alüminyum köpüklerin gözenek yapısına ait görünümü Şekil 3.7’de verilmiştir. Çizelge 3.1’de deneysel çalışmada kullanılan alüminyum köpük malzemelerin özellikleri verilmiştir.



Şekil 3.7. Alüminyum metal köpüklerin gözenek yapısı görünümü

Çizelge 3.1. Alüminyum köpük blokların özellikleri

Örnek	Gözeneklilik (ϵ)	Gözenek yoğunluğu (PPI)	Geçirgenlik(m^2)
1(Al-6101)	0.912	10	7.73×10^{-8}
2(Al-6101)	0.906	20	4.93×10^{-8}
3(Al-6101)	0.914	40	2.40×10^{-8}

3.1.2. Güç kaynağı

Deneyler, her bir bakır plaka altına yerleştirilmiş eşit dirence sahip ısıtıcılara eşit gerilim uygulanarak yapılmıştır. Paralel bağlantı devresi ile bakır plakalara verilen gerilim ayarlanarak, istenilen voltajlarda çalışılmıştır. Paralel bağlantı devresinde her bir direnç için eşit voltaj uygulanır. Paralel bağlantı devresi Şekil 3.8’ de görülmektedir.



Şekil 3.8. Dirençlerin paralel bağlantı devresi

$$V = V_1 = V_2 = V_3 \quad (3.1)$$

Isıtıcılar eşit dirence sahip olduklarından,

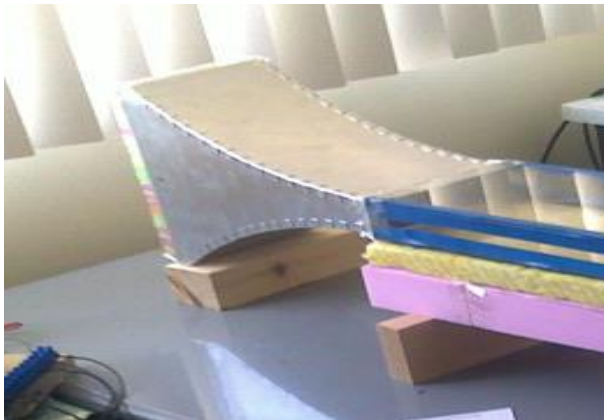
$$R = R_1 = R_2 = R_3 \quad (3.2)$$

Her bir ısıtıcıya düşen ısı akısı eşittir.

$$\dot{q}_1'' = \dot{q}_2'' = \dot{q}_3'' = \frac{V^2}{R.A} \quad (3.3)$$

3.1.3. Akım düzenleyici

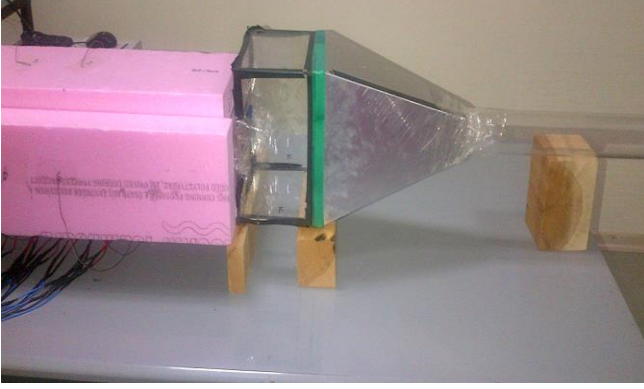
Akım düzenleyici, akış düzeltici ve lüleden oluşmaktadır. Akış düzeltici yaklaşık 4 mm çapında 40 mm uzunluğunda çok fazla borunun plexiglass çerçeve içerisine yerleştirilmesiyle elde edilmiştir. Lüle ise deney düzeneğinin girişine, kanal içerisindeki üniform akışı sağlaması amacıyla yerleştirilmiştir. Akım düzenleyici, fan yardımıyla ortamdaki çekilen havanın, kanala giriş şartlarını düzenleyerek, güvenilir ısı transfer sonuçları elde edilmesini sağlamıştır. Böylelikle hidrodinamik giriş sınır şartlarının sağlanması amaçlanmıştır. Akım düzenleyici Şekil 3.9'da görülmektedir.



Şekil 3.9. Akım düzenleyici

3.1.4. Sönümlenme odası

Test odasını mekanik ve akustik olarak fandan ayırır. Ayrıca fanın soğutucu akışkanı homojen ve üniform olarak emmesini sağlar. 5 mm kalınlığında plexiglass malzemeden yapılan sönümlenme odası Şekil 3.10'da görülmektedir.



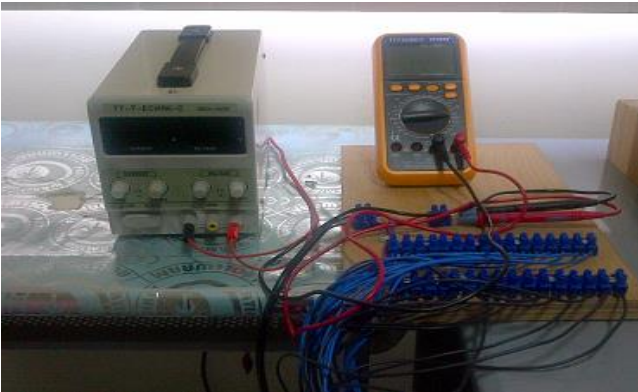
Şekil 3.10. Sönümlenme odası

3.2. Deneysel Verilerin Toplanması ve Ölçüm Sistemleri

Deneysel sonuçların elde edilebilmesi için kanala giren soğutucu akışkan havanın hızının, ısı transferinin gerçekleştiği yüzeylerdeki sıcaklık değerlerinin ve sisteme uygulanan gerilimin deney düzeneği üzerinden ölçülmesi gerekmektedir. Deneysel sonuçların ölçülmesinde kullanılan cihazlar ve özellikleri aşağıda verilmiştir.

3.2.1. Multimetre

Isıtıcılara uygulanan voltaj, % 0.1 hassasiyete sahip bir multimetre aracılığıyla ölçülmüştür. Şekil 3.11'de multimetrenin sisteme bağlantı şekli görülmektedir.



Şekil 3.11. Multimetre

3.2.2. Hız ölçer

Havanın kanal içerisine giriş hızını ölçmek için $\pm 1\%$ hassasiyetli, 0-20 m/s arasında ölçüm aralığı bulunan TESTO-425 marka hot-wire hız ölçer kullanılmıştır. Şekil 3.12' de TESTO-425'e ait görüntü verilmiştir.



Şekil 3.12. TESTO-425 marka hız ölçer

3.2.3. Veri toplama sistemi

Deney düzeneğinde, T tipi termokapıllar yardımıyla 50 nokta üzerinden sıcaklık ölçümleri yapılmıştır. Sistemdeki tüm sıcaklıklar ELİMKO-680 marka data logger (veri toplama sistemi) kullanılarak bilgisayara kaydedilmiştir. Şekil 3.13'te ELİMKO-680'e ait görüntü verilmiştir.



Şekil 3.13. ELİMKO-680 marka data logger

3.3. Deneysel Verilerin Analizi

Deneylerde belirlenen hız ve voltaj değerlerine paralel olarak 50 ayrı noktadan yapılan sıcaklık ölçümleriyle, sistemde gerçekleşen ısı transferi hesaplanmıştır. Deneysel verilerin sonuçları, boyutsuz parametreler yardımıyla ifade edilmiştir.

Dikdörtgen kesitli bir kanalda akışkanın ortalama yığın (bulk) sıcaklığının belirlenebilmesi için, bir ısıtıcı sırası için akışkana verilen ısı enerjinin bilinmesi gerekir. Bir ısıtıcı sırası için ısıtıcıya verilen ısı miktarı,

$$\dot{Q}_{top,j} = \dot{Q}_{konv,j} + \dot{Q}_{kond,j} \quad (3.4)$$

eşitliğinden bulunabilir. Burada;

- $\dot{Q}_{top,j}$: Bir ısıtıcı sırasına verilen toplam ısı miktarı
 $\dot{Q}_{konv,j}$: Bir ısıtıcı sırasında havaya konveksiyonla olan net ısı miktarı
 $\dot{Q}_{kond,j}$: Bir ısıtıcı sırasında test odasının alt, üst ve yan yüzeylerinden kondüksiyonla olan ısı kaybı

olarak ifade edilmiştir. Bir ısıtıcı sırasındaki 2 adet ısıtıcı plakaya verilen toplam ısı miktarı,

$$\dot{Q}_{top,j} = 2 \frac{V^2}{R} \quad (3.5)$$

denklemlerle hesaplanır. Burada, V ısıtıcı uçlarına uygulanan gerilim, R ise ısıtıcı direncidir.

Test odasının alt, üst ve yan yüzeylerinden kondüksiyonla olan ısı kayıplarını belirleyebilmek için yalıtım malzemesinin iç ve dış yüzeylerine ısı çiftleri yerleştirilmiştir. Alt, üst ve yan yalıtımlara iç yüzeylerinde 4 ve dış yüzeylerinde 4 olmak üzere toplam 32 adet ısı çifti yerleştirilmiştir. Isıl çiftler yardımıyla yalıtımların alt, üst ve yan yüzeylerinden okunan sıcaklık değerleri, bu yüzeylerin diğer noktalarındaki sıcaklık değerleri için lineer sıcaklık değişimi olarak kabul edilerek hesaplanmıştır. Böylece her bir ısıtıcı sırasına denk gelen yalıtım malzemesinin iç ve dış yüzey sıcaklıkları belirlenmiştir.

Her bir ısıtıcı sırası için alt, üst ve yan yalıtım malzemelerinde kondüksiyonla (iletimle) gerçekleşen ısı transferi denklem 3.6 ile ayrı ayrı hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_{kond,j} = -k_{yalt}.A_{yalt} \frac{T_{dış} - T_{iç}}{L_{yalt}} \quad (3.6)$$

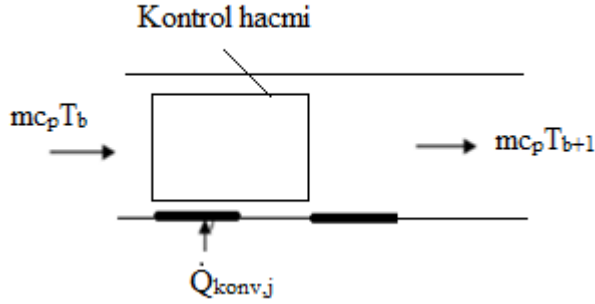
- k_{yalt} : Yalıtım malzemesinin ısı iletim katsayısı
 A_{yalt} : Yalıtım malzemesi ısı transfer yüzey alanı
 $T_{dış} - T_{iç}$: Her bir ısıtıcı sırasında yalıtım yüzeyindeki sıcaklık farkı
 L_{yalt} : Yalıtım malzemesi kalınlığı

olarak ifade edilmiştir.

Soğutucu akışkanın (hava) termofiziksel özelliklerini belirlemede ortalama akışkan sıcaklığı (T_b) önemlidir. Her bir ısıtıcı sırası için kanal içerisinde akmakta olan havaya, alt ısıtıcılardan konveksiyon (taşınım) yoluyla olan ısı transferi,

$$\dot{Q}_{konv,j} = \dot{Q}_{top,j} - \dot{Q}_{kond,j} \quad (3.7)$$

eşitliğinden bulunur. Ortalama akışkan sıcaklığı, kanal içerisinde seçilen bir kontrol hacminde enerjinin korunumu yasasına göre hesaplanabilir. Çalışmada soğutucu akışkan olarak kullanılan hava ideal gaz olarak kabul edilmiştir. Şekil 3.14'te sürekli şartlarda enerjinin korunumu kanununun uygulanması gösterilmiştir.



Şekil 3.14. Ortalama akışkan sıcaklığının hesaplandığı kontrol hacmi

Şekil 3.14' e göre enerji dengesi yazılırsa,

$$T_{bj+1} = \frac{\dot{Q}_{konv,j}}{\dot{m} \cdot c_p} + T_{bj} \quad (3.8)$$

ifadesi elde edilir. Burada,

- \dot{m} : Havanın kütleli debisi
- c_p : Havanın özgül ısısı
- T_{bj} : Havanın ısıtıcı sırasına giriş sıcaklığı
- T_{bj+1} : Havanın bir sonraki ısıtıcı sırasına giriş sıcaklığı

olarak ifade edilmiştir. Isıtıcı plakadan soğutucu akışkan havaya konveksiyonla olan ortalama ısı akısı,

$$q''_{konv} = (\sum_{j=1}^8 \dot{Q}_{konv,j}) / A_{top} \quad (3.9)$$

bağıntısıyla hesaplanır. Burada A_{top} , alt kısımda bulunan ısıtıcı plakaların toplam ısı transfer yüzey alanıdır.

Bu çalışmada radyasyonla ısı transferi, sistemin toplam ısı transferinin % 4 - 5 kadarı olduğundan ihmal edilmiştir. Konveksiyonla ısı transferi terimi bulunduğundan sonra Nusselt sayısı, kanalın alt kısmında bulunan her bir ısıtıcı sırası için hesaplanmıştır. Nusselt sayısı, konveksiyonla ısı transferinin ne kadar iyi olduğunu gösteren boyutsuz bir büyüklüktür.

Her bir ısıtıcı sırası için ortalama Nusselt sayısı,

$$\overline{Nu}_{Dh,j} = \frac{\bar{h}_j \cdot D_h}{k} \quad (3.10)$$

şeklinde hesaplanmıştır. Burada \bar{h}_j , kanalın alt kısmında bulunan her bir ısıtıcı sırasındaki ortalama ısı taşınım katsayısıdır. Denklem 3.11' e göre hesaplanmıştır.

$$\bar{h}_j = \frac{\dot{Q}_{konv,j}}{(\bar{T}_{sj} - T_{bj}) \cdot A_j} \quad (3.11)$$

\bar{h}_j , denklem 3.10'da yerine yazılırsa, alt yüzeyde bulunan her bir ısıtıcı sırası için ortalama Nusselt sayısı;

$$\bar{Nu}_{Dh,j} = \frac{\dot{Q}_{konv,j} \cdot D_h}{(\bar{T}_{sj} - T_{bj}) \cdot A_j \cdot k} \quad (3.12)$$

olarak bulunur. Burada,

- A_j : Altta bulunan bir ısıtıcı sırasındaki toplam plaka alanı
- \bar{T}_{sj} : Altta bulunan bir ısıtıcı sırasındaki ortalama yüzey sıcaklıkları
- T_{bj} : Her bir ısıtıcı sırası girişindeki yığın sıcaklığı
- D_h : Kanal hidrolik çapı

olarak ifade edilmiştir. Kanal hidrolik çapı denklem 3.13'ten hesaplanmıştır.

$$D_h = \frac{4 A_s}{P} \quad (3.13)$$

Hidrolik çap (D_h), kanal yüksekliğinin ve kanal genişliğinin etkilerini birlikte içeren bir büyüklük olup, bu çalışmada karakteristik uzunluk olarak alınmıştır. Burada A_s kanalın kesit alanını, P ise kanalın çevre uzunluğunu ifade etmektedir.

Bu çalışmada Nusselt sayısı ile birlikte sisteme etki eden diğer boyutsuz sayılar ise Reynolds, Richardson ve Grashof sayılarıdır. Deneysel sonuçların değerlendirilmesinde bu boyutsuz parametrelerden yararlanılmıştır. Boyutsuz parametreler, deneysel sonuçları uygun bir şekilde değerlendirmek ve karşılaştırmak için kullanılmıştır.

Reynolds sayısı,

$$Re_{Dh} = \frac{U_i \cdot D_h}{\nu} \quad (3.14)$$

Grashof sayısı,

$$Gr_{Dh} = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_b) \cdot D_h^3}{\nu^2} \quad (3.15)$$

Isı akısına bağlı olarak düzeltilmiş Grashof sayısı,

$$Gr_{Dh}^* = \frac{g \cdot \beta \cdot q''_{konv} \cdot D_h^4}{k \cdot \nu^2} \quad (3.16)$$

olarak hesaplanmıştır. Verilen ifadelerde,

- U_i : Kanala giriş hızı
- ν : Havanın kinematik viskozitesi
- g : Yerçekimi ivmesi
- k : Havanın ısı iletkenlik katsayısı
- β : Havanın kanala giriş sıcaklığına bağlı ısı genleşme katsayısıdır.

3.4. Hata Analizi

DeneySEL sonuçların ne kadar güvenilir olduğunun belirlenmesi için, deneyler sırasında ölçülen değerlere ve bu değerlere bağlı olarak hesaplanan diğer büyüklüklere 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,

$$F = f(x, y) \quad (3.17)$$

yazılır ve x, y’ nin mutlak belirsizliği ω_x , ω_y olarak verildiğinde, f’ nin belirsizliği ω_f ,

$$\omega_f = \left[\left(\frac{\partial f}{\partial x} \omega_x \right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial y} \omega_y \right)^2 + \dots \right]^{1/2} \quad (3.18)$$

olarak yazılabilir (Genceli 2005).

Nusselt sayısının belirsizlik oranı,

$$\omega_{Nu,j} = \left[\left(\frac{\partial Nu}{\partial q''_{konv,j}} \omega_{q''_{konv,j}} \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial D_h} \omega_{D_h} \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial k} \omega_k \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial (T_{sj}-T_{bj})} \omega_{(T_s-T_b)} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.19)$$

yazılır. Burada;

- $\omega_{q''_{konv}}$: Konveksiyon ısı akısının belirsizliği
- ω_{D_h} : Hidrolik çapın belirsizliği
- ω_k : Isı iletim katsayısının belirsizliği
- $\omega_{(T_s-T_b)}$: Sıcaklık farkının belirsizliğini göstermektedir.

Denklem 3.19’deki terimler ayrıntılı olarak yazılırsa,

$$\frac{\partial Nu}{\partial q''_{konv,j}} = \frac{D_h}{k \cdot (T_{sj} - T_{bj})} \quad (3.20)$$

$$\frac{\partial Nu}{\partial D_h} = \frac{q''_{konv,j}}{k \cdot (T_{sj} - T_{bj})} \quad (3.21)$$

$$\frac{\partial Nu}{\partial k} = \frac{-q''_{konv,j}}{k^2 \cdot (T_{sj} - T_{bj})} \quad (3.22)$$

$$\frac{\partial Nu}{\partial (T_{sj} - T_{bj})} = \frac{-q''_{konv,j} \cdot D_h}{k \cdot (T_{sj} - T_{bj})^2} \quad (3.23)$$

denklemleri elde edilir.

Denklem 3.20, denklem 3.21, denklem 3.22 ve denklem 3.23, denklem 3.19'da yerine yazılıp düzenlenirse, Nusselt sayısı için hata oranı,

$$\frac{\omega_{Nu}}{Nu} = \left[\left(\frac{\omega_{q''_{konv,j}}}{q''_{konv,j}} \right)^2 + \left(\frac{\omega_{D_h}}{D_h} \right)^2 + \left(\frac{\omega_k}{k} \right)^2 + \left(\frac{\omega_{(T_{sj}-T_{bj})}}{(T_{sj} - T_{bj})} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.24)$$

olarak belirlenir. Diğer büyüklükler için yukarıdaki yöntemle hesaplamalar yapılmış, belirsizlik ve hata oranları çizelge 3.2'de verilmiştir.

Çizelge 3.2. Değişkenlerin belirsizlik ve hata oranları

Sembol	Hata oranı(%)
Nu	% 5
Re	% 2
$Gr_{D_h}^*$	% 3
V	% 1
R	% 1
$k_{yalt.}$	% 1
k	% 1
T_s-T_b	% 1
Q''_{top}	% 2
Q''_{kond}	% 5

3.5. Deneysel Çalışma Parametreleri

Bu çalışmada, yüzeyleri alüminyum köpük malzeme ile genişletilmiş ayrık ısıtıcılar bulunan dikdörtgen kesitli yatay bir kanalda ısı transferi deneysel olarak incelenmiştir. Deneylerde öncelikle kanal yüksekliği sabit tutularak, farklı yüksekliğe sahip (10, 20 ve 30 mm), 10, 20 ve 40 PPI gözenek yoğunluğundaki 3 farklı tipte alüminyum köpük malzeme kullanılmıştır. Daha sonra blok yüksekliği sabit tutulup (30 mm) dikdörtgen kesitli kanalın yüksekliği değiştirilerek (40, 60 ve 80 mm) ısı transferine olan etkileri incelenmiştir. Reynolds ve Grashof sayılarının geniş aralığında yapılan deneyler Çizelge 3.3'te görülmektedir.

Çizelge 3.3. Deneysel çalışma parametreleri

Gözenek yoğunluğu	GO	Re _{Dh}	Gr* _{Dh}	Gözenek yoğunluğu	GO	Re _{Dh}	Gr* _{Dh}	Gözenek yoğunluğu	GO	Re _{Dh}	Gr* _{Dh}
10	0.25	497	4.3E+07	20	0.25	497	4.3E+07	40	0.25	497	4.3E+07
10	0.25	497	1.4E+08	20	0.25	497	1.4E+08	40	0.25	497	1.4E+08
10	0.50	497	4.3E+07	20	0.50	497	4.3E+07	40	0.50	497	4.3E+07
10	0.50	497	1.4E+08	20	0.50	497	1.4E+08	40	0.50	497	1.4E+08
10	0.50	497	2.9E+08	20	0.50	497	2.9E+08	40	0.50	497	2.9E+08
10	0.75	497	4.3E+07	20	0.75	497	4.3E+07	40	0.75	497	4.3E+07
10	0.75	497	1.4E+08	20	0.75	497	1.4E+08	40	0.75	497	1.4E+08
10	0.75	497	2.9E+08	20	0.75	497	2.9E+08	40	0.75	497	2.9E+08
10	0.75	497	5E+08	20	-	-	-	40	-	-	-
10	0.25	1118	4.3E+07	20	0.25	1118	4.3E+07	40	0.25	1118	4.3E+07
10	0.25	1118	1.4E+08	20	0.25	1118	1.4E+08	40	0.25	1118	1.4E+08
10	0.25	1118	2.9E+08	20	0.25	1118	2.9E+08	40	0.25	1118	2.9E+08
10	0.50	1118	2.9E+08	20	0.50	1118	2.9E+08	40	0.50	1118	2.9E+08
10	0.75	1118	4.3E+07	20	0.75	1118	4.3E+07	40	0.75	1118	4.3E+07
10	0.75	1118	1.4E+08	20	0.75	1118	1.4E+08	40	0.75	1118	1.4E+08
10	0.75	1118	2.9E+08	20	0.75	1118	2.9E+08	40	0.75	1118	2.9E+08
10	0.75	1118	5E+08	20	-	-	-	40	-	-	-
10	0.25	2372	4.3E+07	20	0.25	2372	4.3E+07	40	0.25	2372	4.3E+07
10	0.25	2372	1.4E+08	20	0.25	2372	1.4E+08	40	0.25	2372	1.4E+08

(Devamı arkada)

Çizelge 3.3'ün devamı

Gözenek yoğunluğu	GO	Re _{Dh}	Gr* _{Dh}	Gözenek yoğunluğu	GO	Re _{Dh}	Gr* _{Dh}	Gözenek yoğunluğu	GO	Re _{Dh}	Gr* _{Dh}
10	0.25	2372	2.9E+08	20	0.25	2372	2.9E+08	40	0.25	2372	2.9E+08
10	0.50	2372	4.3E+07	20	0.50	2372	4.3E+07	40	0.50	2372	4.3E+07
10	0.50	2372	1.4E+08	20	0.50	2372	1.4E+08	40	0.50	2372	1.4E+08
10	0.50	2372	2.9E+08	20	0.50	2372	2.9E+08	40	0.50	2372	2.9E+08
10	0.75	2372	4.3E+07	20	0.75	2372	4.3E+07	40	0.75	2372	4.3E+07
10	0.75	2372	1.4E+08	20	0.75	2372	1.4E+08	40	0.75	2372	1.4E+08
10	0.75	2372	2.9E+08	20	0.75	2372	2.9E+08	40	0.75	2372	2.9E+08
10	0.75	2372	5E+08	20	0.75	2372	5E+08	40	0.75	2372	5E+08
10	0.25	4241	4.3E+07	20	0.25	4241	4.3E+07	40	0.25	4241	4.3E+07
10	0.25	4241	1.4E+08	20	0.25	4241	1.4E+08	40	0.25	4241	1.4E+08
10	0.25	4241	2.9E+08	20	0.25	4241	2.9E+08	40	0.25	4241	2.9E+08
10	0.25	4241	5E+08	20	0.25	4241	5E+08	40	-	-	-
10	0.50	4241	4.3E+07	20	0.50	4241	4.3E+07	40	0.50	4241	4.3E+07
10	-	-	-	20	0.50	4241	7.6E+08	40	-	-	-
10	0.75	4241	4.3E+07	20	0.75	4241	4.3E+07	40	0.75	4241	4.3E+07
10	0.75	4241	1.4E+08	20	0.75	4241	1.4E+08	40	0.75	4241	1.4E+08
10	0.75	4241	7.6E+08	20	-	-	-	40	0.75	4241	7.6E+08
10	0.25	7807	4.3E+07	20	0.25	7807	4.3E+07	40	0.25	7807	4.3E+07

(Devamı arkada)

Çizelge 3.3'ün devamı

Gözenek yoğunluğu	GO	Re _{Dh}	Gr* _{Dh}	Gözenek yoğunluğu	GO	Re _{Dh}	Gr* _{Dh}	Gözenek yoğunluğu	GO	Re _{Dh}	Gr* _{Dh}
10	0.25	7807	1.4E+08	20	0.25	7807	1.4E+08	40	0.25	7807	1.4E+08
10	0.25	7807	2.9E+08	20	0.25	7807	2.9E+08	40	0.25	7807	2.9E+08
10	0.25	7807	5E+08	20	0.25	7807	5E+08	40	0.25	7807	5E+08
10	-	-	-	20	0.25	7807	7.6E+08	40	-	-	-
10	0.50	7807	4.3E+07	20	0.50	7807	4.3E+07	40	0.50	7807	4.3E+07
10	0.50	7807	1.4E+08	20	0.50	7807	1.4E+08	40	0.50	7807	1.4E+08
10	0.50	7807	2.9E+08	20	0.50	7807	2.9E+08	40	0.50	7807	2.9E+08
10	0.50	7807	5E+08	20	0.50	7807	5E+08	40	0.50	7807	5E+08
10	0.75	7807	2.9E+08	20	0.75	7807	2.9E+08	40	0.75	7807	2.9E+08
10	0.75	7807	5E+08	20	0.75	7807	5E+08	40	0.75	7807	5E+08
10	0.75	7807	7.6E+08	20	0.75	7807	7.6E+08	40	0.75	7807	7.6E+08
10	0.25	10335	4.3E+07	20	0.25	10335	4.3E+07	40	0.25	10335	4.3E+07
10	0.25	10335	1.4E+08	20	0.25	10335	1.4E+08	40	0.25	10335	1.4E+08
10	0.25	10335	2.9E+08	20	0.25	10335	2.9E+08	40	0.25	10335	2.9E+08
10	0.25	10335	5E+08	20	0.25	10335	5E+08	40	0.25	10335	5E+08
10	0.25	10335	7.6E+08	20	0.25	10335	7.6E+08	40	0.25	10335	7.6E+08
10	0.50	10335	4.3E+07	20	0.50	10335	4.3E+07	40	0.50	10335	4.3E+07
10	0.50	10335	1.4E+08	20	0.50	10335	1.4E+08	40	0.50	10335	1.4E+08

(Devamı arkada)

Çizelge 3.3'ün devamı

Gözenek yoğunluğu	GO	Re _{Dh}	Gr _{Dh} *	Gözenek yoğunluğu	GO	Re _{Dh}	Gr _{Dh} *	Gözenek yoğunluğu	GO	Re _{Dh}	Gr _{Dh} *
10	0.50	10335	5E+08	20	0.50	10335	5E+08	40	0.50	10335	5E+08
10	0.50	10335	7.6E+08	20	0.50	10335	7.6E+08	40	0.50	10335	7.6E+08
10	0.75	10335	4.3E+07	20	0.75	10335	4.3E+07	40	0.75	10335	4.3E+07
10	0.75	10335	1.4E+08	20	0.75	10335	1.4E+08	40	0.75	10335	1.4E+08
10	0.75	10335	2.9E+08	20	0.75	10335	2.9E+08	40	0.75	10335	2.9E+08
10	0.75	10335	5E+08	20	0.75	10335	5E+08	40	0.75	10335	5E+08
10	0.75	10335	7.6E+08	20	0.75	10335	7.6E+08	40	0.75	10335	7.6E+08
10	1.33*	1118	1.4E+08	-	-	-	-	-	-	-	-
10	2*	1118	1.4E+08	-	-	-	-	-	-	-	-
10	2.66*	1118	1.4E+08	-	-	-	-	-	-	-	-
10	1.33*	7807	1.4E+08	-	-	-	-	-	-	-	-
10	2*	7807	1.4E+08	-	-	-	-	-	-	-	-
10	2.66*	7807	1.4E+08	-	-	-	-	-	-	-	-

(*) GO* parametresini ifade etmektedir.

(-) Deney düzeneğinde yüksek sıcaklıklara ulaşıldığında (elektronik cihaz tasarımı için ≈ 90 °C)deneyin sonlandırıldığını ifade etmektedir.

4. BULGULAR

Bu çalışma iki aşamada gerçekleştirilmiştir. İlk aşamada, kanal yüksekliği sabit tutularak farklı yüksekliklere sahip bloklar için deneyler yapılmıştır. İkinci aşamada ise kanal yüksekliği değiştirilmiş ve blok yüksekliği sabit tutulmuştur. Kanal yüksekliği sabit tutularak, köpük blok yükseklikleri değiştirildiğinde elde edilen geometrik oranlar $GO = 0.25, 0.50, 0.75$ 'tir. Köpük blok yüksekliği sabit tutularak kanal yüksekliği değiştirildiğinde elde edilen geometrik oranlar ise $GO^* = 1.33, 2, 2.66$ 'dır. Çalışmada farklı gözenek yoğunluğuna sahip (10, 20, 40 PPI) alüminyum köpük bloklarda meydana gelen ısı transferi hem laminer hem de türbülanslı akış şartlarında incelenmiştir. Çalışma sonucunda elde edilen verilerden sıra ortalama Nu_{Dh} sayısı dağılımı farklı Gr_{Dh}^* ve Re_{Dh} sayıları için sunulmuştur.

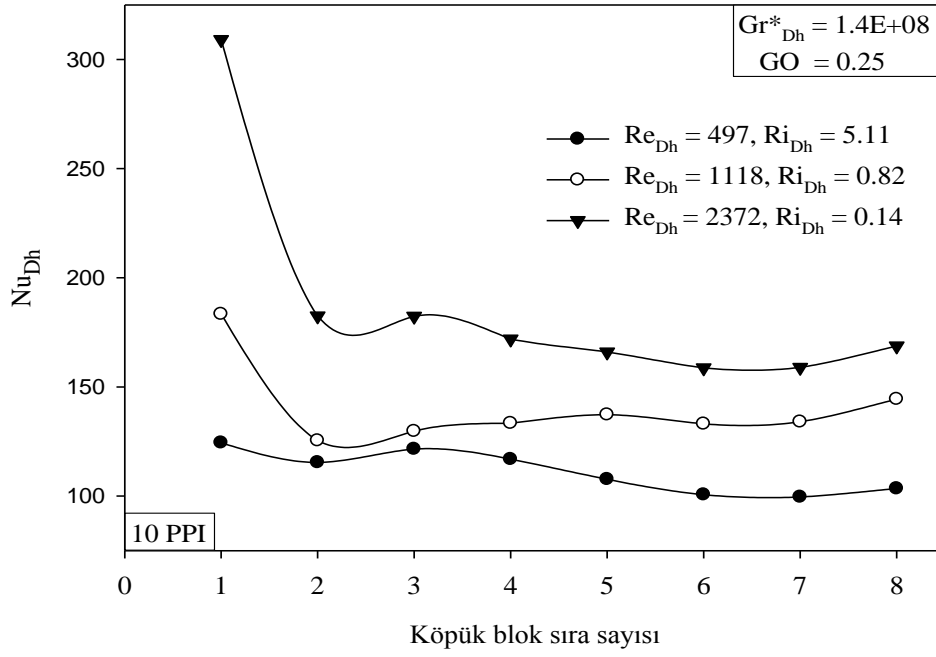
4.1. Köpük Blok Gözenek Yoğunluğunun Isı Transferine Etkisi

4.1.1. Köpük blok gözenek yoğunluğunun laminer akış şartlarında ısı transferine etkisi

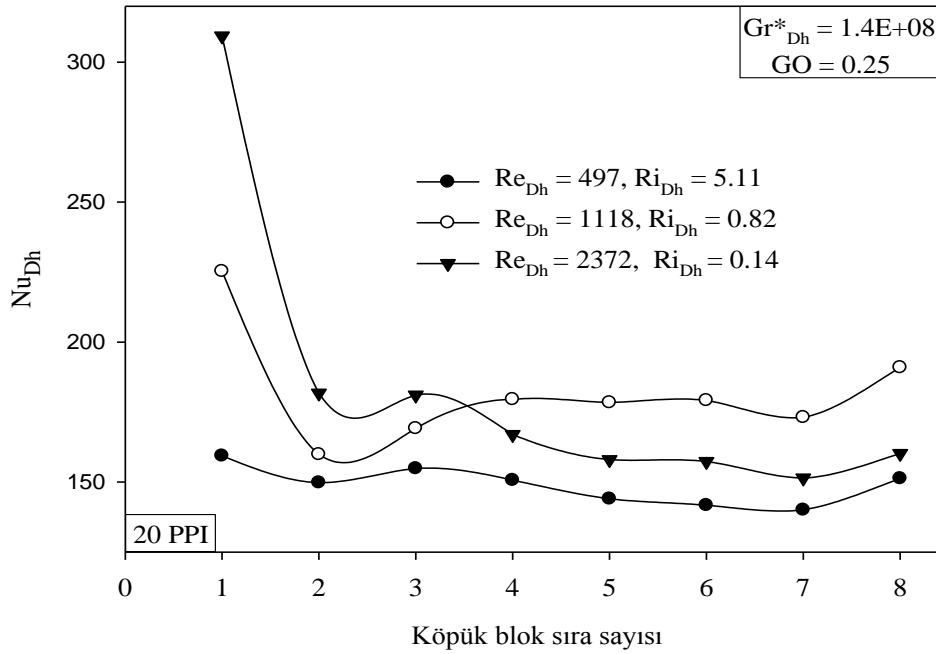
Deneylerde kanal içerisinde laminer akış şartlarını sağlayabilmek için kritik Reynolds sayısı değeri 2300 alınarak; $Re_{Dh} = 497$, $Re_{Dh} = 1118$ ve $Re_{Dh} = 2372$ değerleri için deneyler yapılmıştır. Şekil 4.1, Şekil 4.2 ve Şekil 4.3'te $Gr_{Dh}^* = 1.4E+08$ ve $GO = 0.25$ için farklı gözenek yoğunluğuna sahip (10, 20, 40 PPI) alüminyum köpük blokların sıra ortalama Nusselt sayılarının köpük blok sıra numarasına göre değişim grafikleri verilmiştir.

Şekil 4.1 incelendiğinde, 10 PPI gözenek yoğunluğuna sahip alüminyum köpük bloklar için en yüksek ısı transferi Reynolds sayısının 2372 ve Richardson sayısının 0.14 olduğu durumda elde edilmiştir. Bu şartlarda kanal içerisinde akış daha çok zorlanmış konveksiyon etkisindedir. Köpük blokların ilk sırasında Nusselt sayısı en büyük değeri almış ve sıra sayısı boyunca azalma göstermiştir. Bu durum, gelişen ısıl sınır tabakanın ısı transferini azaltıcı etkisinden kaynaklanmaktadır. Ayrıca, ilk sıraya giren havanın soğuk olması ($\cong 19-20^\circ C$) konveksiyon etkisini artırmaktadır. Nu_{Dh} değeri, blokların son sırasında az miktarda artış göstermiştir. Bu artışın sebebi, kanalın çıkış etkileridir. $Re_{Dh} = 1118$ ve $Ri_{Dh} = 0.82$ olduğu durumda, Nu_{Dh} sayısı yine köpük blokların ilk sırasında en yüksek değeri alırken blokların 2. sırasından itibaren Nu_{Dh} sayısı blok sırası boyunca sürekli olarak artış göstermiştir. Bu durum, kaldırma kuvveti etkili akışın ana akışla beraber karışık konveksiyon etkisi ($Ri_{Dh} \approx 1$) göstermesinden kaynaklanmaktadır. $Re_{Dh} = 497$ ve $Ri_{Dh} = 5.11$ olduğu durumda doğal konveksiyon etkilerinin akış üzerinde daha etkili olduğu görülmektedir. Bu şartlar altında sıra ortalama Nusselt sayısı, blok sırası boyunca büyük bir değişim göstermemiştir.

Şekil 4.2'de 20 PPI gözenek yoğunluğuna sahip alüminyum köpük blokların farklı Reynolds sayıları için ısıl davranışları görülmektedir. 20 PPI gözenek yoğunluğuna sahip bloklar, 10 PPI gözenek yoğunluğuna sahip alüminyum köpük bloklarla benzer ısıl davranışlar göstermiştir. Fakat Nu_{Dh} sayısı, $Re_{Dh} = 1118$ ve $Ri_{Dh} = 0.82$ değerinde hem ana akışın hem de kaldırma kuvveti etkili akışın etkisiyle 4. sıradan itibaren blok sırası boyunca en yüksek değeri almıştır.

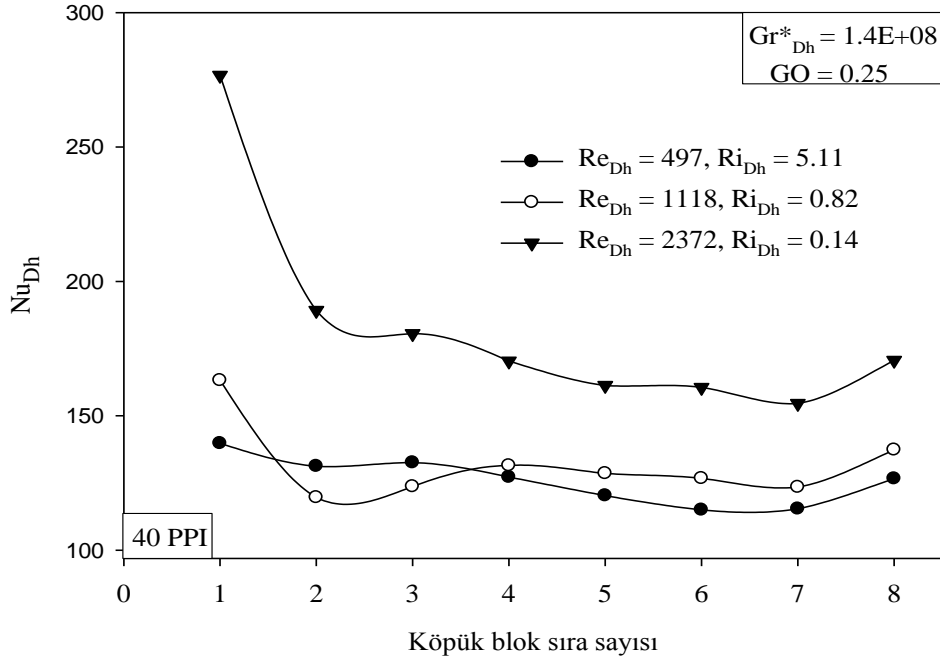


Şekil 4.1. $Gr_{Dh}^* = 1.4E+08$, $GO = 0.25$ ve 10 PPI için Re_{Dh} sayısına bağlı olarak köpük blok sıra sayısına göre Nu_{Dh} değişimi



Şekil 4.2. $Gr_{Dh}^* = 1.4E+08$, $GO = 0.25$ ve 20 PPI'da Re_{Dh} sayısına bağlı olarak köpük blok sıra sayısına göre Nu_{Dh} değişimi

Şekil 4.3'te 40 PPI gözenek yoğunluğuna sahip alüminyum köpük bloklar için elde edilen sonuçlar görülmektedir. Köpük bloklardaki en yüksek ısı transferi Reynolds sayısının en büyük ($Re_{Dh} = 2372$) ve Richardson sayısının en küçük ($Ri_{Dh} = 0.14$) değerinde elde edilmiştir. $Re_{Dh} = 1118$ değerinde kaldırma kuvveti etkili akış, alüminyum köpük blokların 4. sırasından itibaren etkili olmuştur. Böylelikle 4. sıradan itibaren $Re_{Dh} = 497$ için elde edilen değerlerden daha yüksek ısı transferi sağlanmıştır.



Şekil 4.3. $Gr_{Dh}^* = 1.4E+08$, $GO = 0.25$ ve 40 PPI'da Re_{Dh} sayısına bağlı olarak köpük blok sıra sayısına göre Nu_{Dh} değişimi

Şekil 4.1, Şekil 4.2 ve Şekil 4.3 karşılaştırıldığında tüm Reynolds sayıları için 10, 20 ve 40 PPI gözenek yoğunluğuna sahip alüminyum köpük blokların ilk sırasında Nusselt sayıları en büyük değerini almıştır. İlk sırada neredeyse kanal giriş sıcaklığına sahip olan hava, köpük blokların ısı transferini artırarak daha fazla soğutma etkisi yaratmıştır. İlk sıra sonunda bir miktar ısınan hava, diğer bloklara geçerken soğutma etkisini yavaş yavaş kaybetmeye başlamıştır. Fakat $Re_{Dh} = 1118$ ve $Ri_{Dh} = 0.82$ değerinde, yoğunluk farkından kaynaklanan hava hareketinin baskın gelmesi, bu şartlar altında bloklar üzerinde etkili bir soğutma gerçekleştirmiştir.

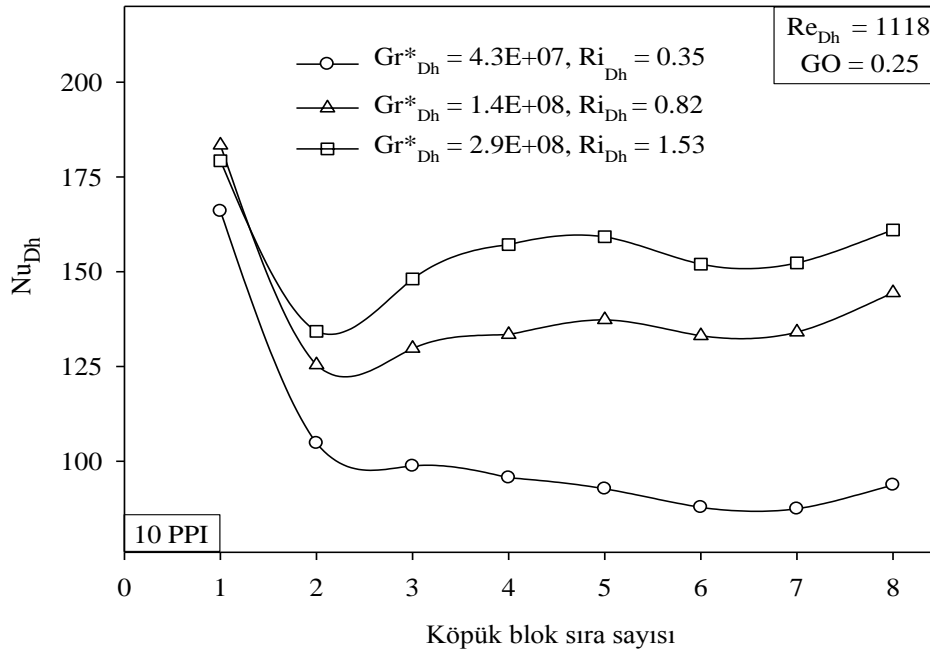
Şekil 4.4, Şekil 4.5 ve Şekil 4.6'da $Re_{Dh} = 1118$ ve $GO = 0.25$ değeri için farklı Gr_{Dh}^* sayılarında sıra ortalama Nu_{Dh} sayısının köpük blok sıra sayısına göre değişimi 10, 20 ve 40 PPI gözenek yoğunluğuna sahip alüminyum köpük bloklar için ayrı ayrı sunulmuştur.

Şekil 4.4'te 10 PPI gözenek yoğunluğuna sahip köpük bloklar için elde edilen sonuçlarda her bir köpük blok sırasında Gr_{Dh}^* sayısı arttıkça ortalama Nu_{Dh} sayısı da artmıştır. Gr_{Dh}^* sayısının en küçük değerinde ($Ri_{Dh} = 0.35$) akış daha çok zorlanmış konveksiyonun etkisindedir. Gr_{Dh}^* sayısının artmasıyla kaldırma kuvveti etkili akışın

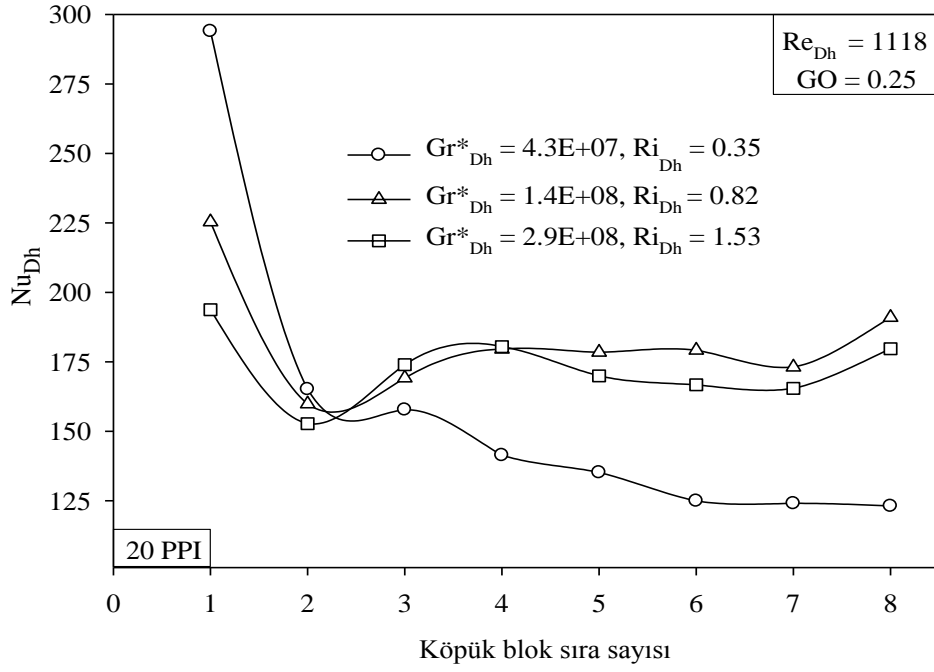
blok sıralarına bağlı olarak ısı transferi üzerinde oldukça etkili olduğu görülmüştür. Özellikle $Gr_{Dh}^* = 2.9E + 08$ ve $Ri_{Dh} = 1.53$ değerinde blokların orta sıralarında Nu_{Dh} artmıştır. Farklı Gr_{Dh}^* sayılarında yapılan çalışmalarda da blokların ilk sırasında ısı transferi en yüksek değeri almıştır.

Şekil 4.5'te 20 PPI gözenek yoğunluğuna sahip alüminyum köpükler için $Gr_{Dh}^* = 1.4E+08$ ve $Ri_{Dh} = 0.82$ ile $Gr_{Dh}^* = 2.9E+08$ ve $Ri_{Dh} = 1.53$ değerlerinde elde edilen sonuçlar birbirine yakın çıkmıştır. Bu iki durum karışık konveksiyon şartlarına çok yakındır. Ancak $Gr_{Dh}^* = 4.3E+07$ ve $Ri_{Dh} = 0.35$ için akışın zorlanmış konveksiyon etkisinde olduğu ve Nu_{Dh} sayısı değerlerinin köpük blok sırası boyunca azaldığı görülmüştür. 20 PPI için elde edilen sonuçlarda da 10 PPI gözenek yoğunluğundaki bloklarda olduğu gibi blokların ilk sıralarında ısı transferi en yüksek değerini almıştır.

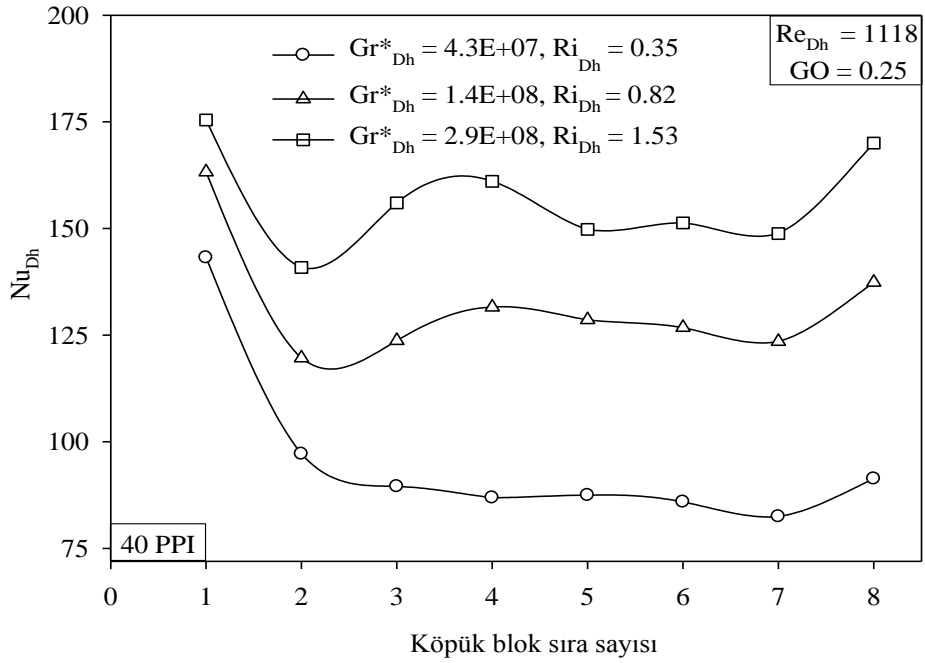
Şekil 4.6'da 40 PPI gözenek yoğunluğuna sahip alüminyum köpük bloklar için elde edilen sonuçlar verilmiştir. Gr_{Dh}^* sayısı arttıkça sıra ortalama Nu_{Dh} sayıları da blok sırası boyunca artmıştır. Gr_{Dh}^* sayısının en düşük değerinde ($Ri_{Dh} = 0.35$) zorlanmış konveksiyon etkileri hakimken, Gr_{Dh}^* sayısı arttıkça kaldırma kuvveti etkili akış bloklar üzerinde daha baskın hale gelmektedir. Ayrıca sıra sayısı boyunca Nu_{Dh} sayısında dalgalanmalar görülmektedir. Bu şartlar altında, tüm Gr_{Dh}^* sayıları için 10, 20 ve 40 PPI gözenek yoğunluğundaki blokların ısıl davranışları incelendiğinde, yüzey alanı daha büyük olan 40 PPI gözenek yoğunluğundaki köpük bloklar daha düşük konveksiyon özelliği göstermiştir. Bunun nedenini, Sung vd. (1995) gözenekli yapı içerisinde hava hareketinin azalması ve yüksek akış direnci olarak açıklamışlardır.



Şekil 4.4. $Re_{Dh} = 1118$, $GO = 0.25$ ve 10 PPI'da Gr_{Dh}^* sayısına bağlı olarak köpük blok sıra sayısına göre Nu_{Dh} değişimi

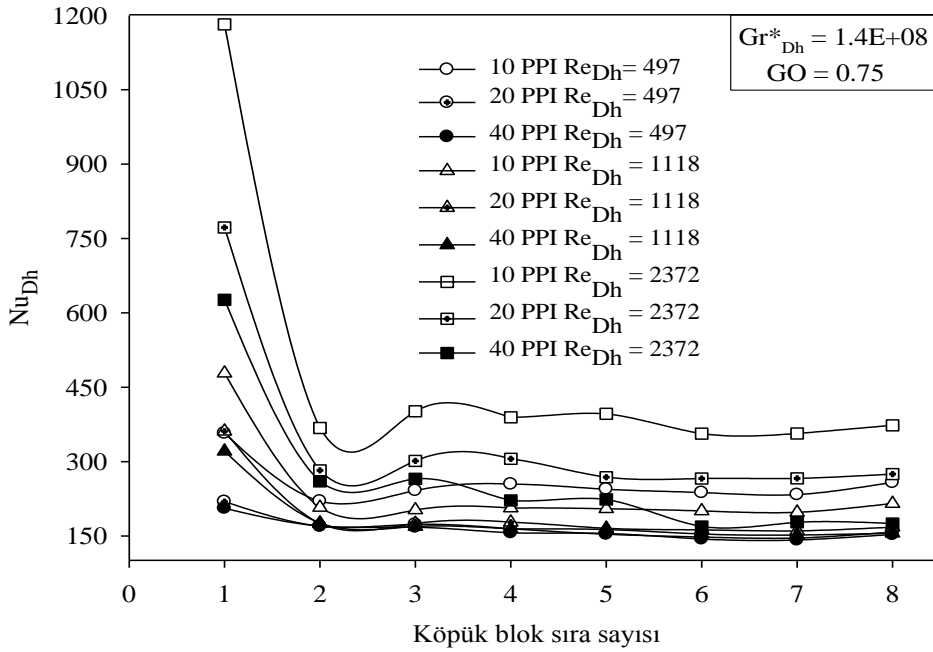


Şekil 4.5. $Re_{Dh} = 1118$, $GO = 0.25$ ve 20 PPI'da Gr_{Dh}^* sayısına bağlı olarak köpük blok sıra sayısına göre Nu_{Dh} değişimi



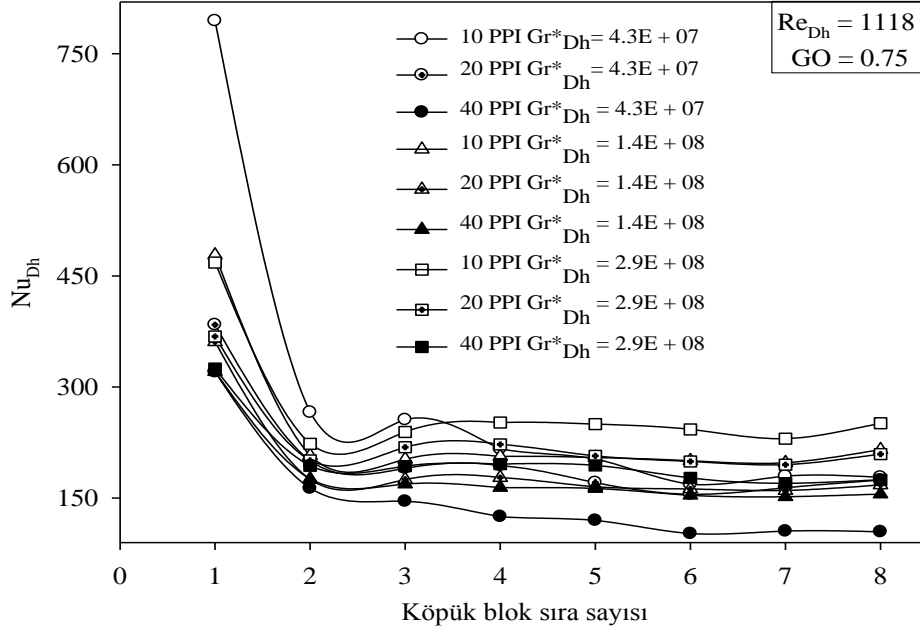
Şekil 4.6. $Re_{Dh} = 1118$, $GO = 0.25$ ve 40 PPI'da Gr_{Dh}^* sayısına bağlı olarak köpük blok sıra sayısına göre Nu_{Dh} değişimi

Şekil 4.7’de $GO = 0.75$ için farklı gözenek yoğunluğundaki köpük blokların çeşitli Reynolds sayılarında Nusselt sayısına etkisini görebilmek için, Nusselt sayılarının köpük blok sıra sayısına göre değişimi verilmiştir. Reynolds sayısının en yüksek değerinde ($Re_{Dh} = 2372$) 10, 20 ve 40 PPI gözenek yoğunluğundaki köpük bloklar, ilk sırada en büyük Nusselt değerlerine sahip olmuştur. Düşük Reynolds sayısında ($Re_{Dh} = 497$) ise doğal konveksiyon etkisi altında kalan bloklar tüm gözenek yoğunlukları için daha düşük Nusselt sayısı değerlerini almıştır. 10 PPI gözenek yoğunluğuna sahip köpük bloklar, yüksek geçirgenliğe ve düşük akış direncine sahip olmaları sebebiyle daha iyi termal performans göstermiştir. İlk blok sırasında zorlanmış konveksiyon etkisi oldukça yüksektir ve akış ısıl olarak gelişmektedir. Dolayısıyla tüm metal köpüklerde ilk sırada ısı transferi yüksektir. Son üç sırada ise Nusselt sayılarında kayda değer bir artış görülmemiştir. Bunun nedeni, bloklar arasında oluşan akım vortekslerinin, akışkanın bloklara nüfuzunu engellemesidir. Benzer ısıl davranışları Bae vd (2004)’nin yapmış olduğu sayısal çalışmada da görmek mümkündür.



Şekil 4.7. $Gr_{Dh}^* = 1.4E+08$ ve $GO = 0.75$ 'te laminer akış şartlarında farklı gözenek yoğunluğuna ve Re_{Dh} sayısına sahip alüminyum köpüklerin blok sıra sayısına göre Nu_{Dh} değişimi

Şekil 4.8’de farklı Grashof sayılarının sıra ortalama Nusselt sayısına etkisi 10, 20 ve 40 PPI gözenek yoğunluğundaki alüminyum köpük malzemeler için verilmiştir. Tüm Grashof sayıları için 10 PPI gözenek yoğunluğundaki köpük bloklar, ilk blok sırasında en yüksek termal performansı göstermiştir. 10 PPI gözenek yoğunluğuna sahip alüminyum köpük blok, düşük akış direnci, düşük gözenek yoğunluğu ve yüksek geçirgenliği nedeniyle diğerlerine göre daha iyi ısı transferi sağlamıştır. Ayrıca orta sıralarda Nusselt sayılarında hafif dalgalanmalar olmasına rağmen, son 3 sırada fazla değişim görülmemiştir. Bunun nedeni, bloklar arasında meydana gelen akım döngülerinin ısı transferini azaltmasıdır. Dolayısıyla Nu_{Dh} sayısı hemen hemen sabit kalmıştır. Bloklar arasında meydana gelen akış döngüleri detaylı olarak Bae vd (2004)’nin yaptıkları sayısal çalışmada görülmektedir.



Şekil 4.8. $Re_{Dh} = 1118$ ve $GO = 0.75$ 'te laminer akış şartlarında farklı gözenek yoğunluğuna ve Gr_{Dh}^* sayısına sahip alüminyum köpüklerin blok sıra sayısına göre Nu_{Dh} değişimi

Şekil 4.7'de farklı Reynolds sayıları için elde edilen ısıl davranışlar Şekil 4.8'de farklı Gr_{Dh}^* sayıları için elde edilen sonuçlara benzerdir. Fakat, Reynolds sayısının akış üzerinde Grashof sayısından daha etkili olduğu açıkça görülmektedir. Özellikle blokların ilk sırasında ısı transferi, Reynolds sayısından daha fazla etkilenmektedir.

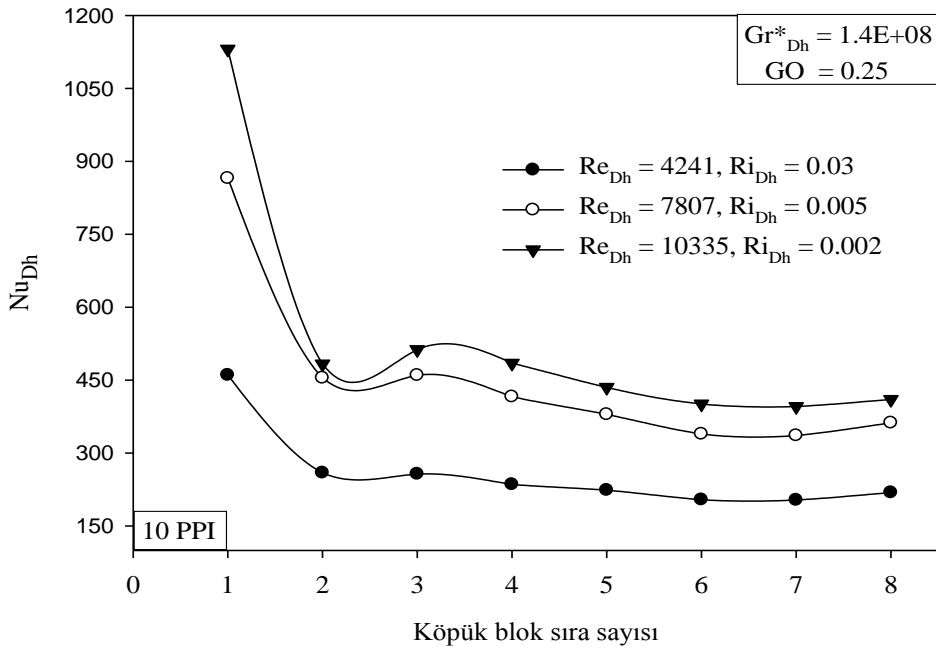
4.1.2. Köpük blok gözenek yoğunluğunun türbülanslı akış şartlarında ısı transferine etkisi

Deneylerde kanal içerisinde türbülanslı akış şartlarını sağlayabilmek için kritik Reynolds sayısı değeri 2300 alınarak; $Re_{Dh} = 4241$, $Re_{Dh} = 7807$ ve $Re_{Dh} = 10335$ değerleri için deneyler yapılmıştır. Şekil 4.9, Şekil 4.10 ve Şekil 4.11'de $Gr_{Dh}^* = 1.4E+08$ ve $GO = 0.25$ için farklı gözenek yoğunluğundaki (10, 20, 40 PPI) alüminyum köpük blokların sıra ortalama Nusselt sayılarının blok sıra sayısına göre değişim grafikleri verilmiştir.

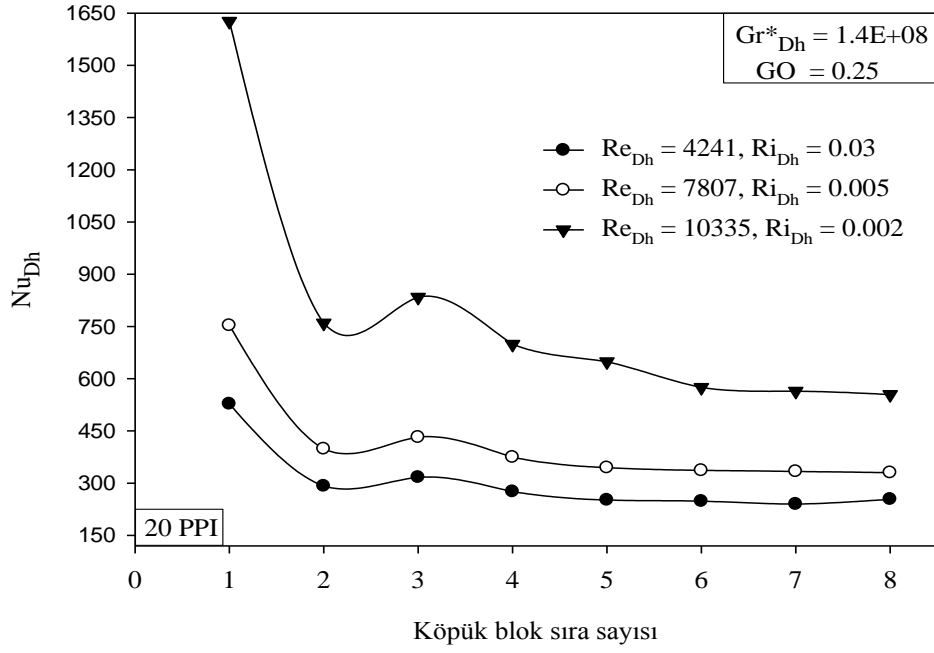
Şekil 4.9'da 10 PPI gözenek yoğunluğuna sahip köpük bloklarda en yüksek ısı transferi $Re_{Dh} = 10335$ ve $Ri_{Dh} = 0.002$ olduğu durumda elde edilmiştir. Her bir köpük blok sırasında beklenildiği üzere Reynolds sayısı azaldıkça ısı transferi de azalmıştır. Blokların ilk sırasında laminer şartlarda olduğu gibi en yüksek Nusselt sayısı blokların ilk sırasında elde edilmiştir. Yüksek Reynolds sayılarında (10335 ve 7807) her bir köpük blok sırasında Nusselt sayıları arasındaki fark oldukça düşükken, Reynolds sayısının 4241 değerinde bu fark fazladır. 2. sıradan itibaren Nusselt sayısı sıra sayısından bağımsız hareket etmiş ve blokların son sıralarında hemen hemen aynı değerleri almıştır.

Şekil 4.10'da 20 PPI gözenek yoğunluğuna sahip alüminyum köpük blokların $Gr_{Dh}^* = 1.4E+08$ ve $GO = 0.25$ için Nusselt sayısının blok sıra sayısına göre değişimi verilmiştir. Aynı şartlar altındaki 10 PPI gözenek yoğunluğuna sahip alüminyum köpükte elde edilen sonuçlara benzer şekilde ısı transferindeki artış sırasıyla Reynolds sayısının 10335, 7807, 4241 değerlerinde elde edilmiştir. Blokların ilk sırasında $Re_{Dh} = 10335$ değerinde elde edilen Nu_{Dh} , 10 PPI'da elde edilen sonuçlara nazaran yaklaşık olarak % 43 artış göstermiştir.

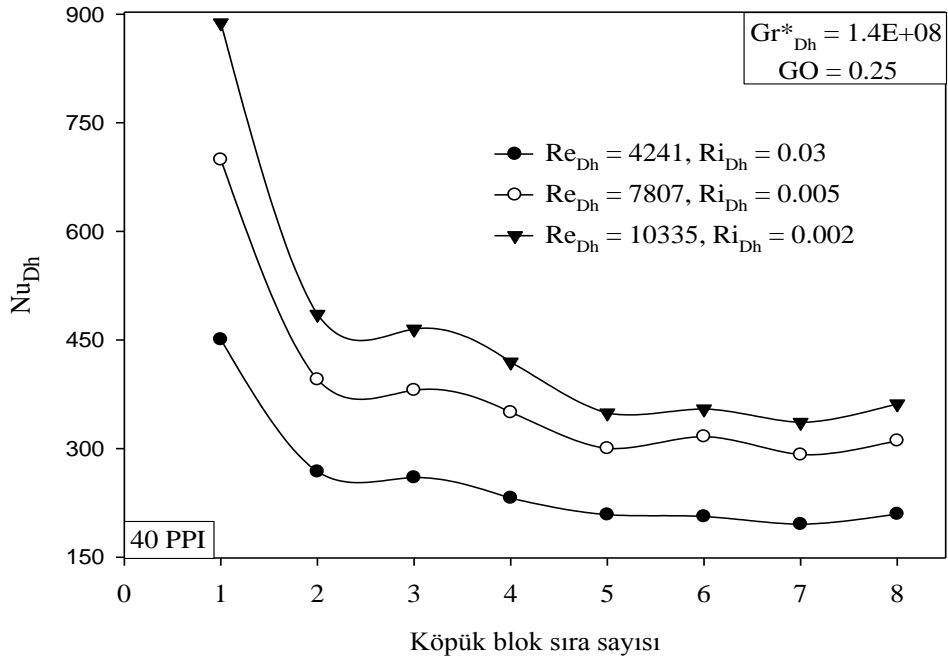
Şekil 4.11'de 40 PPI gözenek yoğunluğuna sahip alüminyum köpük blokların $Gr_{Dh}^* = 1.4E+08$ ve $GO = 0.25$ 'te Nusselt sayısının köpük blok sıra sayısına göre değişimi verilmiştir. 40 PPI gözenek yoğunluğuna sahip alüminyum köpükler 10 ve 20 PPI gözenek yoğunluğundaki bloklarla benzer ısıl davranışlar göstermiştir. Blokların ilk sırasında $Re_{Dh} = 10335$ değerinde elde edilen Nu_{Dh} , 10 PPI'da elde edilen sonuçlara nazaran yaklaşık olarak % 21 ve 20 PPI'da elde edilen sonuçlara nazaran yaklaşık olarak % 45 azalmıştır. Yüksek Re_{Dh} sayısında ($Re_{Dh} = 10335$) zorlanmış konveksiyon etkisiyle köpüklerde ($Ri_{Dh} = 0.002$) ısı transferi daha yüksekken, Re_{Dh} sayısının azalmasıyla ısı transferi de beklenildiği üzere azalmıştır.



Şekil 4.9. $Gr_{Dh}^* = 1.4E+08$, $GO = 0.25$ ve 10 PPI'da Re_{Dh} sayısına bağlı olarak köpük blok sıra sayısına göre Nu_{Dh} değişimi



Şekil 4.10. $Gr_{Dh}^* = 1.4E+08$, $GO = 0.25$ ve 20 PPI'da Re_{Dh} sayısına bağlı olarak köpük blok sıra sayısına göre Nu_{Dh} değişimi



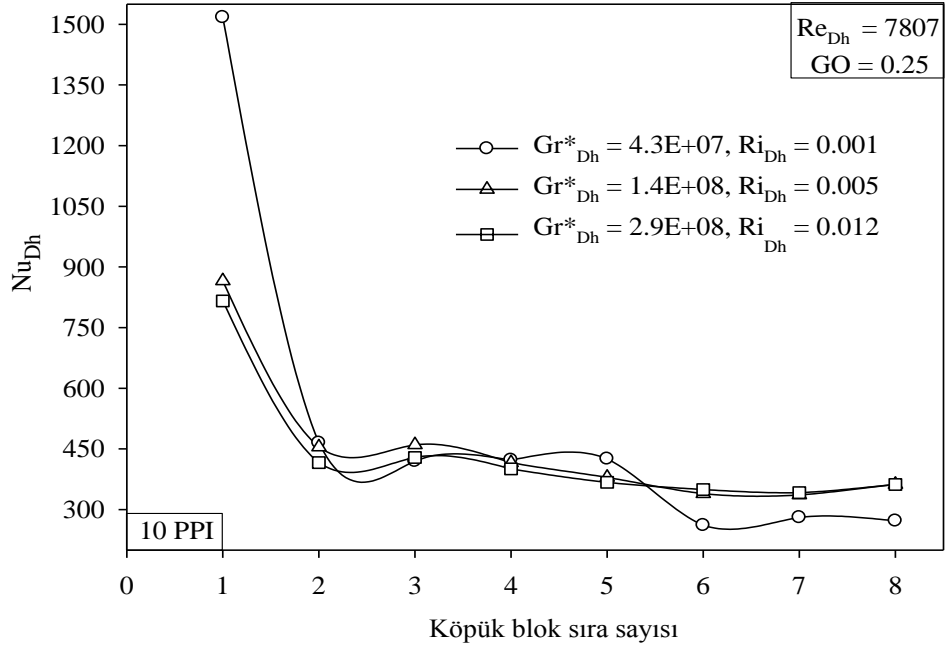
Şekil 4.11. $Gr_{Dh}^* = 1.4E+08$, $GO = 0.25$ ve 40 PPI'da Re_{Dh} sayısına bağlı olarak köpük blok sıra sayısına göre Nu_{Dh} değişimi

Şekil 4.9, Şekil 4.10 ve Şekil 4.11 değerlendirildiğinde, ısı transferi blokların ilk sırasında en yüksek değeri almış ve 2. sırada aniden azalmıştır. $Re_{Dh} = 10335$ için elde edilen sonuçlar değerlendirildiğinde 20 PPI gözenek yoğunluğuna sahip alüminyum köpük ısıyı en fazla uzaklaştırırken, sırasıyla 10 PPI ve 40 PPI, 20 PPI'ı takip etmiştir. Benzer şekilde Dukhan vd (2005) metal köpüklerin yüksek Re_{Dh} sayılarında, akış ve ısı transferinin, Re_{Dh} sayısı artışından bağımsız ısıl davranışlar gösterdiğini tespit etmişlerdir. Reynolds sayısının artmasıyla Nusselt sayısı bir diğer deyişle ısı taşınım katsayısı da artmaktadır. Bu artış, Reynolds sayısından bağımsız olarak, metal köpük malzemelerin parametrelerinde de belirli bir noktaya kadar artışa sebep olmaktadır.

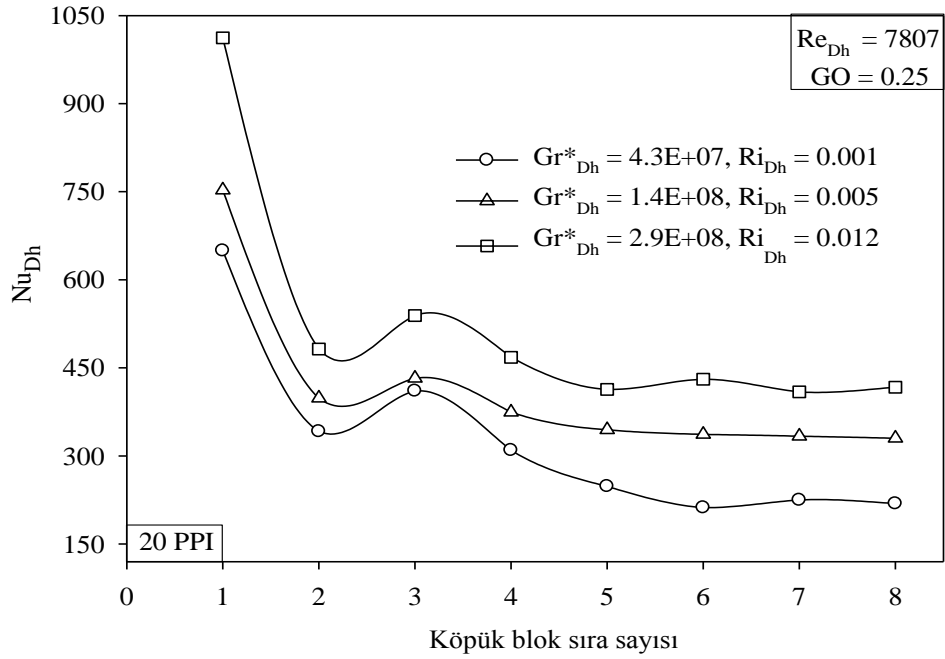
Şekil 4.12, Şekil 4.13 ve Şekil 4.14'te $Re_{Dh} = 7807$ ve $GO = 0.25$ değeri için farklı Gr_{Dh}^* sayılarında sıra ortalama Nu_{Dh} sayısının köpük blok sıra sayısına göre değişimi 10, 20 ve 40 PPI alüminyum köpük bloklar için ayrı ayrı sunulmuştur. Şekil 4.12'de köpük blok sıra başında Nu_{Dh} sayısı, $Gr_{Dh}^* = 4.3E+07$, $Gr_{Dh}^* = 1.4E+08$, $Gr_{Dh}^* = 2.9E+08$ şeklinde sıralanmıştır. Türbülanslı akış şartları altında 10 PPI gözenek yoğunluğundaki alüminyum köpük bloklar için Nu_{Dh} , tüm Gr_{Dh}^* sayılarında köpük blok sıra başı dışında birbirine yakın değerler almıştır.

Şekil 4.13'te 20 PPI gözenek yoğunluğuna sahip köpük bloklarda Gr_{Dh}^* sayısı arttıkça ortalama Nu_{Dh} sayısı da artmıştır. Nu_{Dh} sayısı, ilk blok sırasında en yüksek değeri alırken 2. sırada aniden düşmüştür. 3. sırada bir miktar artış göstermiştir. 3. sırada oluşan bu ani yükselme laminer şartlarda da görülmesine rağmen Re_{Dh} sayısının yüksek olduğu değerlerde bir başka deyişle türbülanslı akış şartlarında daha da belirgin bir hal almıştır. Benzer sonuçlar elde eden Jubran vd (1996) bu durumu, blokların ilk sırasında bloklara çarpan hava akışının ayrışması ve 3. sırada tekrar birleşmesi olarak açıklamışlardır. 5. sıradan sonra Nu_{Dh} sayıları hemen hemen sabit kalmış ve blok sıra sayısından bağımsız davranışlar göstermiştir.

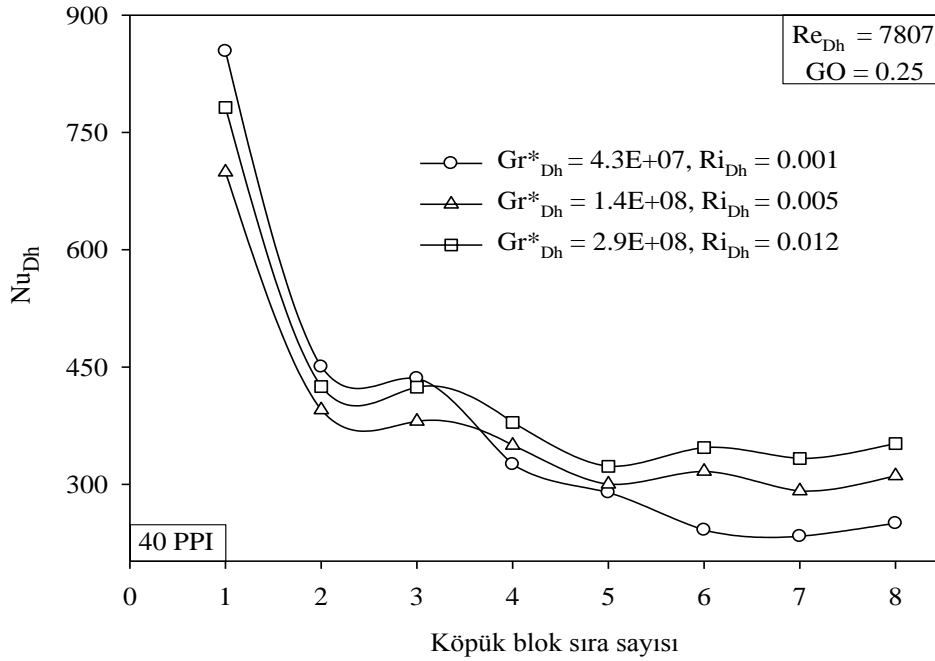
Şekil 4.14'te 40 PPI gözenek yoğunluğuna sahip alüminyum köpüklerden elde edilen sonuçlar aynı şartlar altında 10 PPI gözenek yoğunluğundaki köpüklerden elde edilen sonuçlara benzerdir. Köpük blok sıra başında Gr_{Dh}^* sayısı arttıkça ısı transferi azalırken, köpük blok sıra sonunda Gr_{Dh}^* sayısı arttıkça ısı transferi de artmıştır.



Şekil 4.12. $Re_{Dh} = 7807$, $GO = 0.25$ ve 10 PPI'da Gr_{Dh}^* sayısına bağlı olarak köpük blok sıra sayısına göre Nu_{Dh} değişimi



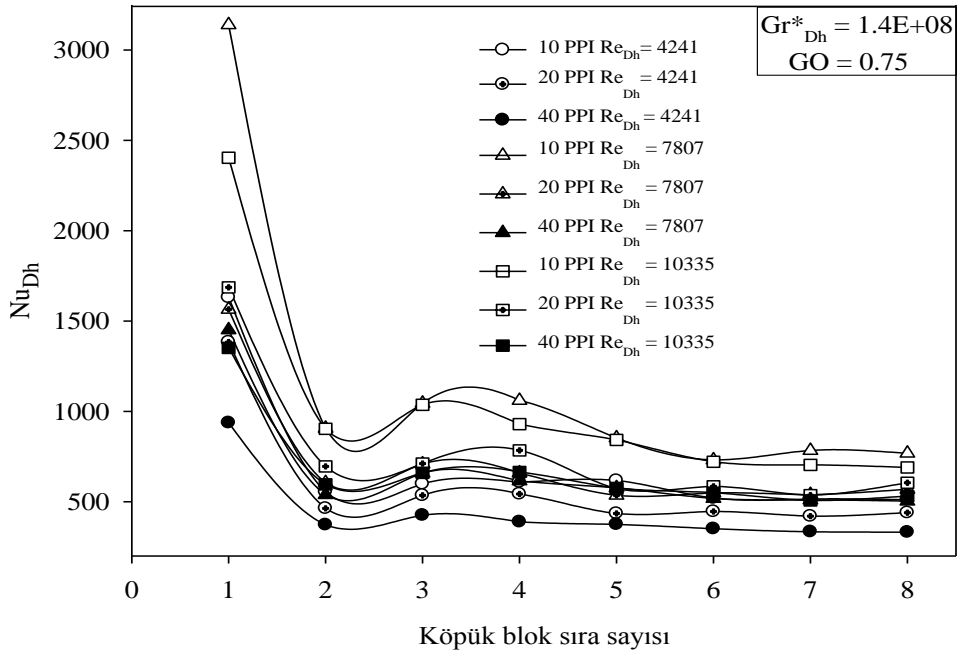
Şekil 4.13. $Re_{Dh} = 7807$, $GO = 0.25$ ve 20 PPI'da Gr_{Dh}^* sayısına bağlı olarak köpük blok sıra sayısına göre Nu_{Dh} değişimi



Şekil 4.14. $Re_{Dh} = 7807$, $GO = 0.25$ ve 40 PPI'da Gr_{Dh}^* sayısına bağlı olarak köpük blok sıra sayısına göre Nu_{Dh} değişimi

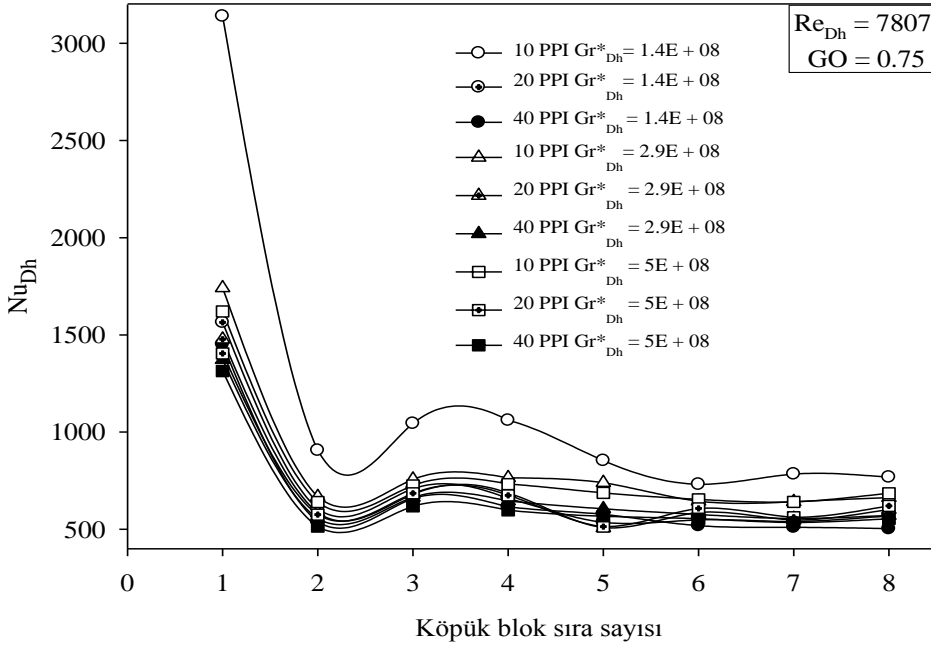
Şekil 4.12, Şekil 4.13 ve Şekil 4.14 incelendiğinde, alüminyum köpükler tüm Gr_{Dh}^* sayıları için kanal girişinde en yüksek Nu_{Dh} değerine sahiptir. 1. ve 2. sıra arasında Nu_{Dh} hızlı bir şekilde azalırken 2. ve 3. sıra arasında Nu_{Dh} az miktarda artış göstermiştir. Tüm gözenekli yapılar dikkate alındığında kanal çıkışına yaklaştıkça ısı transferi artışı en büyük Gr_{Dh}^* sayısından en küçüğe doğru sıralanmıştır. Gr_{Dh}^* sayısı arttıkça köpüklerin kanal içerisinden ısı uzaklaştırma kapasitesi artmıştır. Ayrıca ilk sırada Gr_{Dh}^* sayısının Re_{Dh} sayısı kadar güçlü bir etkisi olmadığı görülmüştür.

Şekil 4.15'te geometrik oranının 0.75 olması durumunda, farklı gözenek yoğunluğundaki köpük bloklar, çeşitli Re_{Dh} sayılarında ele alınarak Nu_{Dh} sayısının köpük blok sıra sayısına göre değişimi verilmiştir. 1. ve 2. sıradaki Nu_{Dh} değerleri, Re_{Dh} sayılarına bağlı olarak belirgin farklar göstermiştir. Tüm gözenekli yapılar, kanal girişinde Re_{Dh} sayısının büyüklüğüne bağlı olarak yüksek ısı transferi sağlamıştır. Genel olarak en iyi soğutma performansı $Re_{Dh} = 7807$ 'de 10 PPI gözenek yoğunluğundaki köpük bloklar ile sağlanmıştır. Bunu, $Re_{Dh} = 10335$ ve 10 PPI ile $Re_{Dh} = 10335$ ve 20 PPI gözenek yoğunluğuna sahip alüminyum köpük bloklar takip etmiştir. Yüksek ısı iletimine sahip gözenekli malzemelerin daha büyük iç akış direnci göstermelerinden dolayı böyle bir sonuçla karşılaşıldığı düşünülmektedir (Nield and Bejan 2010). Ayrıca, Re_{Dh} sayısının sürekli olarak artması soğutma performansının sürekli artacağını göstermemektedir.



Şekil 4.15. $Gr_{Dh}^* = 1.4E+08$ ve $GO = 0.75$ 'te türbülanslı akış şartlarında farklı gözenek yoğunluğuna ve Re_{Dh} sayısına sahip alüminyum köpüklerin blok sıra sayısına göre Nu_{Dh} değişimi

Şekil 4.16'da farklı Gr_{Dh}^* sayılarının sıra ortalama Nu_{Dh} sayısına etkisi 10, 20 ve 40 PPI gözenek yoğunluğundaki alüminyum köpük malzemeler için verilmiştir. Türbülanslı akış şartları altında geometrik oran 0.75 için gözenek yoğunluğunun ve Gr_{Dh}^* sayısının her bir köpük blok sırasında soğutma etkisi incelendiğinde Şekil 4.15'e benzer ısıl davranışlar görülmektedir. Her bir köpük blok sırası göz önünde bulundurulduğunda en yüksek termal performans $Gr_{Dh}^* = 1.4E+08$ 'de 10 PPI gözenek yoğunluğundaki alüminyum köpükle sağlanmıştır.



Şekil 4.16. $Re_{Dh} = 7807$ ve $GO = 0.75$ 'te türbülanslı akış şartlarında farklı gözenek yoğunluğuna ve Gr_{Dh}^* sayısına sahip alüminyum köpüklerin sıra sayısına göre Nu_{Dh} değişimi

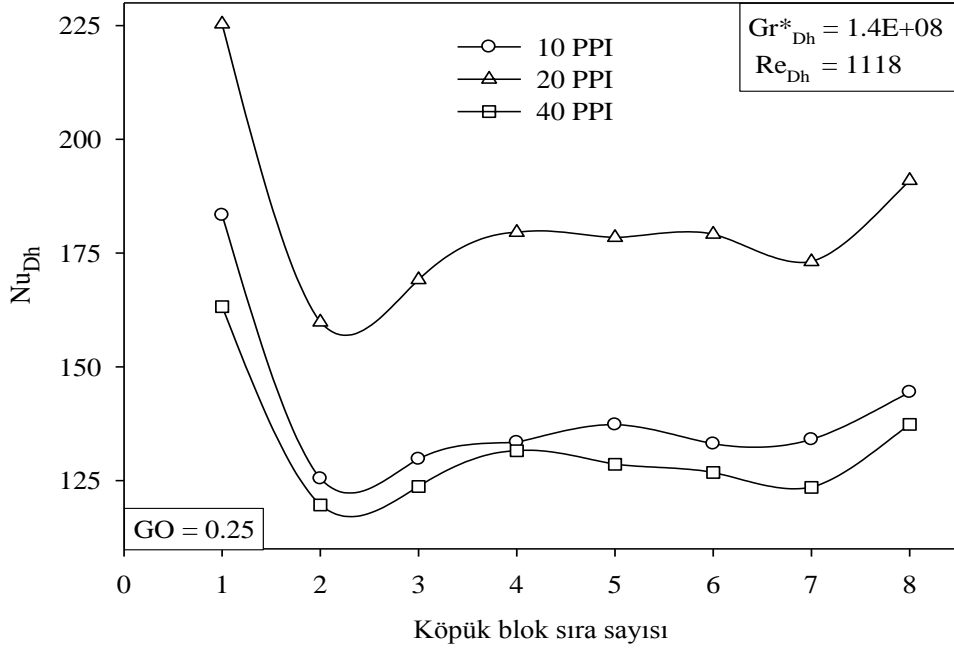
4.2. Köpük Blok Yüksekliğinin ($GO = 0.25, 0.50, 0.75$) Isı Transferine Etkisi

4.2.1. Köpük blok yüksekliğinin laminar akış şartlarında ısı transferine etkisi

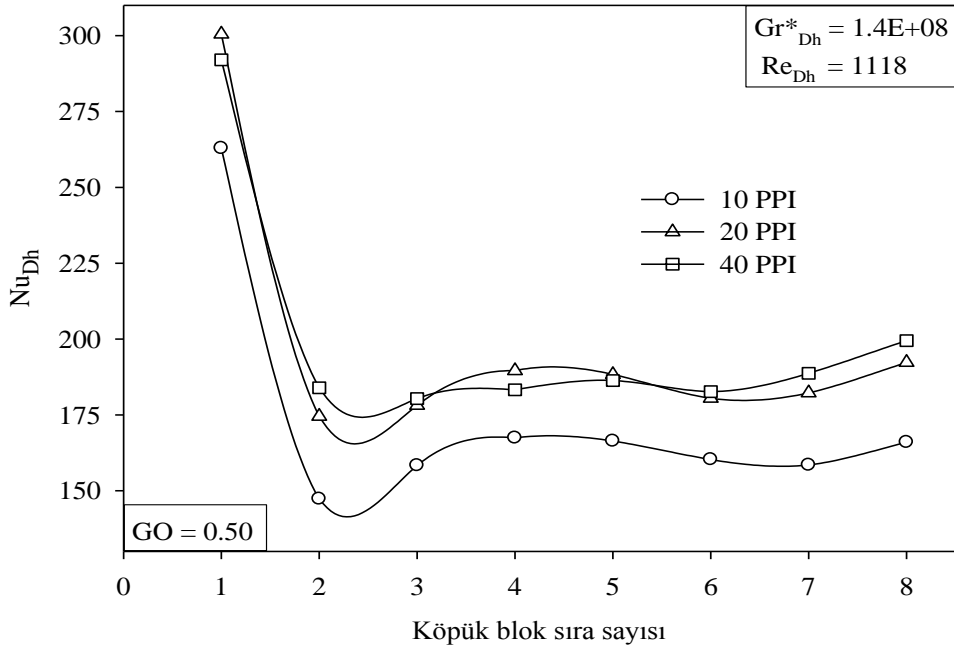
Farklı geometrik oranlara sahip 10, 20 ve 40 PPI gözenek yoğunluğundaki alüminyum köpük blokların laminar akış şartlarında sıra ortalama Nusselt sayısının, köpük blok sıra sayısına göre değişimi Şekil 4.17, Şekil 4.18 ve Şekil 4.19'da verilmiştir.

Şekil 4.17'de, $Gr_{Dh}^* = 1.4E+08$, $Re_{Dh} = 1118$ ve $GO = 0.25$ 'te 20 PPI gözenek yoğunluğuna sahip alüminyum köpük bloklardan en yüksek ısı performans elde edilmiştir. İlk blok sırasında köpük blokların tamamında zorlanmış konveksiyon etkileri görülmektedir. Köpük blokların orta sıralarına doğru kaldırma kuvveti etkili akışın etkisiyle Nu_{Dh} bir miktar artış göstermiştir.

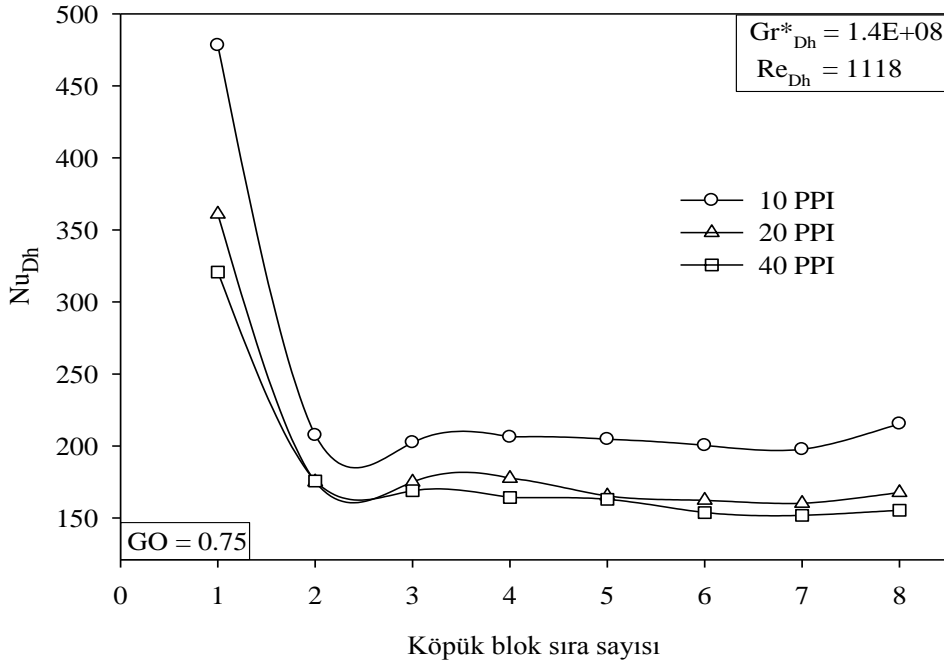
Şekil 4.18'de $Gr_{Dh}^* = 1.4E+08$, $Re_{Dh} = 1118$ ve $GO = 0.50$ 'de 20 ve 40 PPI gözenek yoğunluğundaki alüminyum köpük bloklarda, 10 PPI'a göre daha yüksek ısı transferi sağlanmıştır. Şekil 4.17'ye benzer ısı davranışlar görülmektedir. Şekil 4.19'da $Gr_{Dh}^* = 1.4E+08$, $Re_{Dh} = 1118$ ve $GO = 0.75$ 'te 10 PPI gözenek yoğunluğuna sahip alüminyum köpük bloklarda yüksek ısı transferi sağlanmıştır. 20 ve 40 PPI gözenek yoğunluğundaki köpük bloklar ise birbirlerine yakın Nu_{Dh} değerlerine sahip olmuştur.



Şekil 4.17. $Gr_{Dh}^* = 1.4E+08$, $Re_{Dh} = 1118$ ve $GO = 0.25$ 'te köpük gözenekliliğine bağlı olarak köpük blok sıra sayısına göre Nu_{Dh} değişimi



Şekil 4.18. $Gr_{Dh}^* = 1.4E+08$, $Re_{Dh} = 1118$ ve $GO = 0.50$ 'de köpük gözenekliliğine bağlı olarak köpük blok sıra sayısına göre Nu_{Dh} değişimi



Şekil 4.19. $Gr_{Dh}^* = 1.4E+08$, $Re_{Dh} = 1118$ ve $GO = 0.75$ 'te köpük gözenekliliğine bağlı olarak köpük blok sıra sayısına göre Nu_{Dh} değişimi

Şekil 4.17, Şekil 4.18 ve Şekil 4.19 göz önünde bulundurulduğunda geometrik orana bağlı olarak alüminyum köpüklerin ısı davranışları birbirlerine göre değişiklik göstermiştir. $GO = 0.25$ 'te 1. ve 2. sıradaki Nusselt sayıları arasındaki farkın diğer geometrik oranlardaki sonuçlara nazaran daha az olduğu görülmüştür. Geometrik oranın artmasıyla (0.50 ve 0.75) bu fark artmıştır. $GO = 0.75$ 'te 10 PPI gözenek yoğunluğundaki alüminyum köpük bloklar, 20 ve 40 PPI gözenek yoğunluğundaki bloklara nazaran daha yüksek ısı transferine sahip olmuştur. 0.75 geometrik orana sahip 10 PPI gözenek yoğunluğundaki alüminyum köpük blokların soğutma etkisi çok daha yüksek çıkmıştır.

$GO = 0.75$ 'te 10 PPI gözenek yoğunluğuna sahip alüminyum köpükle elde edilen ısı transferi etkisi tüm gözenek yoğunluklarında elde edilen değerlerden daha fazladır. Ayrıca geometrik oran 0.75'te gözenek yoğunluğu arttıkça köpüklerin sistemden ısı uzaklaştırma kapasiteleri birbirine yaklaşmıştır. $GO = 0.25$ 'te 20 PPI alüminyum köpük en iyi soğutma performansını gösterirken, $GO = 0.50$ ' de yapılan deneylerde 20 ve 40 PPI gözenek yoğunluğundaki alüminyum köpükler birbirine yakın ısı performans göstermiş ve 10 PPI alüminyum köpük bloktan daha iyi ısı performans göstermiştir.

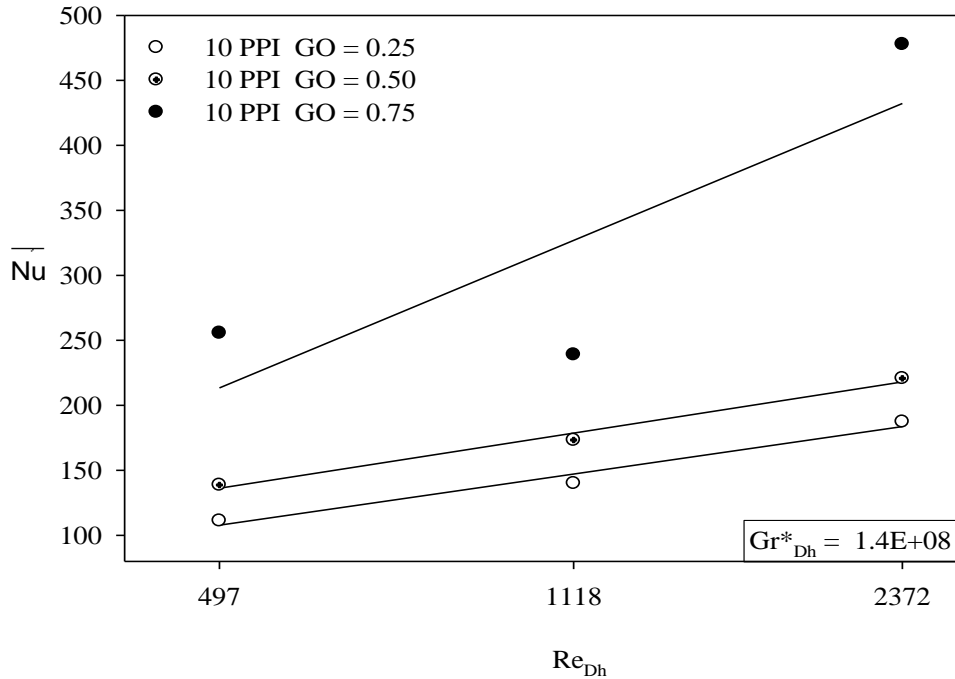
Literatürdeki nümerik çalışmalardan Huang vd (2005), alüminyum köpüğün farklı davranışlar göstermesinin nedenini akış sırasında oluşan vorteksler olarak açıklamışlardır. Köpük yüksekliğinin ısı transferine etkisi incelendiğinde zorlanmış taşınımın da etkisiyle alüminyum köpükler arasında oluşan vorteksler ancak sayısal çalışmalarla açıklanabilmektedir. Huang vd (2005) yaptıkları çalışmada, metal köpük yüksekliğinin köpükler arasındaki vorteksleri artırdığını ve bu durumun köpükler arasındaki soğutucu akışkanın iletimini engellediğini tespit etmişlerdir. Soğutucu

akışkanın kanal içerisindeki davranışına ve gözenek yoğunluğuna bağlı olarak akış direnci değişiklik göstermiştir. Havanın ısınarak yoğunluğunun düşmesiyle köpük bloklar içerisine nüfuz etme yetisinin azalması, köpüklerin farklı termal performanslar sergilemelerine sebep olmuştur. Ayrıca, blok sıra sonunda ısı transferinde meydana gelen artış en fazla 10 PPI gözenek yoğunluğundaki alüminyum köpükte görülmüştür. Kaldırma kuvveti etkisiyle, ikincil akış etkisinin artması olarak açıklanan bu artış, 10 PPI gözenek yoğunluğundaki alüminyum köpükte diğer gözenek yoğunluğundaki köpüklere nazaran daha etkili olmuştur. Tüm gözenek yoğunlukları için Nusselt sayısı değerleri 1.blok sırasında en yüksek değere sahip olmuştur.

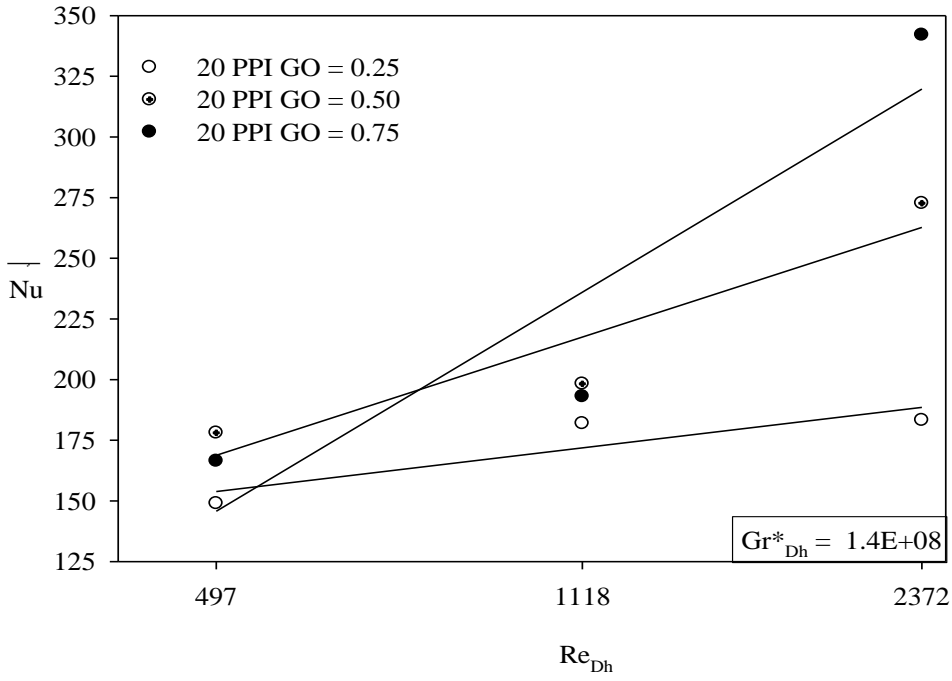
Şekil 4.20, Şekil 4.21 ve Şekil 4.22’de kanal içerisinde bulunan köpük blokların ortalama yüzey sıcaklıklarına göre hesaplanmış ortalama Nusselt değerlerinin Reynolds sayısına göre değişim grafiği, farklı geometrik oranlara sahip 10, 20 ve 40 PPI gözenek yoğunluğundaki köpük bloklar için verilmiştir.

Şekil 4.20 incelendiğinde 10 PPI gözenek yoğunluğuna sahip alüminyum köpük bloğun ısı performansını $GO = 0.75$ olduğunda $GO = 0.25$ ’e nazaran $Re_{Dh} = 497$ ’de % 129, $Re_{Dh} = 1118$ ’de % 70, $Re_{Dh} = 2372$ ’de ise % 155 artmıştır. Ortalama Nusselt sayıları laminer akış şartlarında Reynolds sayısı arttıkça artış göstermiştir.

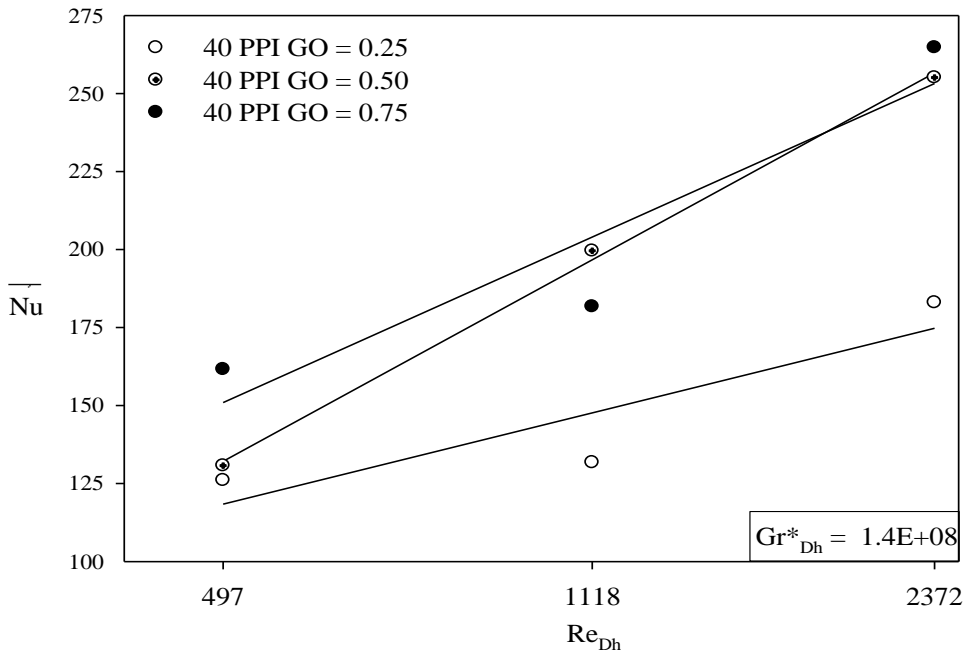
Şekil 4.21’de 20 PPI gözenek yoğunluğuna sahip blokların ortalama Nusselt sayıları, Reynolds sayısı ve blok yüksekliği arttıkça artmıştır. Şekil 4.22 incelendiğinde 40 PPI gözenek yoğunluğuna sahip alüminyum köpük bloklarda da 10 ve 20 PPI gözenek yoğunluğundaki köpüklere benzer şekilde Reynolds sayıları arttıkça ortalama Nusselt sayıları artmıştır.



Şekil 4.20. $Gr_{Dh}^* = 1.4E+08$ ve 10 PPI’da laminer akış şartlarında geometrik orana bağlı olarak köpük blok sıra sayısına göre ortalama Nusselt değişimi



Şekil 4.21. $Gr_{Dh}^* = 1.4E+08$ ve 20 PPI'da laminar akış şartlarında geometrik orana bağlı olarak köpük blok sıra sayısına göre ortalama Nusselt değişimi



Şekil 4.22. $Gr_{Dh}^* = 1.4E+08$ ve 40 PPI'da laminar akış şartlarında geometrik orana bağlı olarak köpük blok sıra sayısına göre ortalama Nusselt değişimi

Şekil 4.20, Şekil 4.21 ve Şekil 4.22 karşılaştırıldığında her bir Re_{Dh} sayısı için genel olarak geometrik oran 0.75'te sistemden daha fazla ısı uzaklaştırılabildiği görülmüştür. 0.50 geometrik orana sahip 20 PPI gözenek yoğunluğundaki köpük $Re_{Dh} = 497$ ve $Re_{Dh} = 1118$ 'de 0.75 geometrik orana sahipken daha yüksek ısı performans göstermiştir. Benzer şekilde geometrik oran 0.50'de 40 PPI gözenek yoğunluğuna sahip alüminyum köpük $Re_{Dh} = 1118$ 'de $GO = 0.75$ 'e nazaran daha yüksek ısı transferi sağlamıştır.

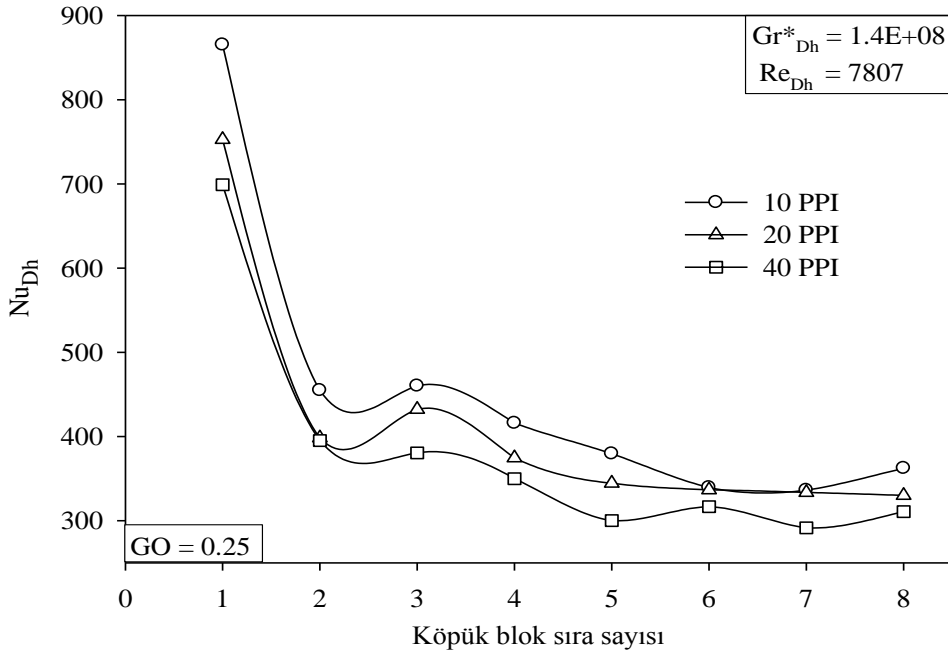
Bezdek (2006)'in nümerik çalışmasında, köpük yüksekliğinin artmasıyla doğal ve zorlanmış konveksiyon etkilerindeki değişimin çalışmamıza benzer davranışlar gösterdiği görülmektedir. Ayrıca alüminyum köpük yüksekliği azaldıkça akışkan katı ara yüzey temas alanı azalmaktadır. Isı transfer yüzey alanının azalmasıyla ısı transferi de azalmaktadır. Dolayısıyla Nu_{Dh} sayısı azalmakta ve elektronik soğutucu performansı düşmektedir. Diğer yandan metal köpük yüksekliği arttıkça akış direnci artmakta ve fanın etkisiyle soğutucu akışkan kanal içerisindeki köpük içerisinden geçmeye çalışmaktadır. Fanın sistemden atmaya çalıştığı atık soğutucu akışkan, kanal içerisindeki köpükler içerisine ya da köpükler arasındaki akıma hapsoldüğünden sistemin soğutma performansını düşürmektedir. Bu durum alüminyum köpük metallerin farklı yükseklik ve gözenek yoğunluklarında birbirinden farklı davranışlar göstermesini açıklamaktadır (Shih vd 2006).

4.2.2. Köpük yüksekliğinin türbülanslı akış şartlarında ısı transferine etkisi

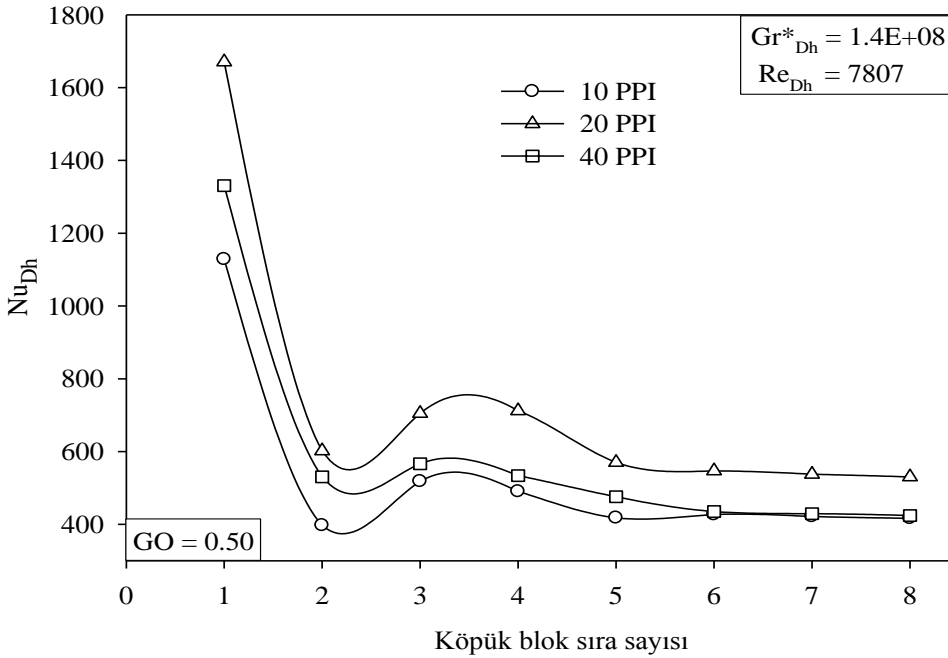
Farklı geometrik oranlardaki 10, 20 ve 40 PPI gözenek yoğunluğuna sahip alüminyum köpük blokların türbülanslı akış şartlarında sıra ortalama Nusselt sayısının, sıra numarasına göre değişimi Şekil 4.23, Şekil 4.24 ve Şekil 4.25'te verilmiştir. Şekil 4.23'te $Gr_{Dh}^* = 1.4E+08$, $Re_{Dh} = 7807$ ve $GO = 0.25$ 'te Nu_{Dh} sayısının en yüksek değeri 10 PPI gözenek yoğunluğundaki bloklarda elde edilmiştir. Laminer akış şartlarıyla karşılaştırıldığında türbülanslı akış şartlarında, akış kaynaklı olarak Nusselt sayılarında blok sıraları boyunca dalgalı değişimler görülmüştür.

Şekil 4.24'te $Gr_{Dh}^* = 1.4E+08$, $Re_{Dh} = 7807$ ve $GO = 0.50$ 'de ilk 5 blok sırasında ısı performanslar 20, 40 ve 10 PPI şeklinde sıralanırken son 3 sırada Nusselt sayısı neredeyse sabit kalmış ve blok sıra sayısından bağımsız hale gelmiştir. Ayrıca 10 ve 40 PPI gözenek yoğunluğuna sahip köpükler son sıralarda hemen hemen aynı ısı performans göstermiştir. Tüm blok sıraları göz önünde bulundurulduğunda 20 PPI gözenek yoğunluğundaki köpük en yüksek ısı transfer değerine sahip olmuştur. 10 ve 40 PPI gözenek yoğunluğuna sahip bloklar ise son sıralarda birbirine yakın değerler almıştır. Şekil 4.25'te $Gr_{Dh}^* = 1.4E+08$, $Re_{Dh} = 7807$ ve $GO = 0.75$ 'te 10 PPI gözenek yoğunluğundaki köpük her bir sırada en yüksek Nu_{Dh} değerine sahip olmuştur.

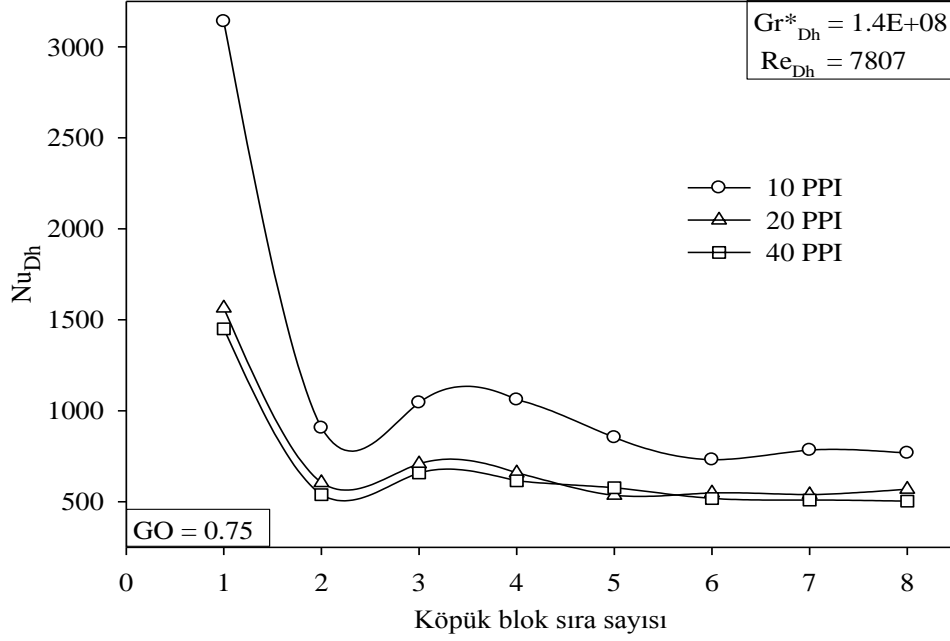
Şekil 4.23, Şekil 4.24 ve Şekil 4.25 karşılaştırıldığında alüminyum köpük bloklar, ilk blok sıralarında en yüksek Nu_{Dh} değerine sahip olmuştur. $GO = 0.25$ ve $GO = 0.75$ 'te köpüklerin termal performansı sırasıyla 10, 20, 40 PPI şeklinde sıralanırken, $GO = 0.50$ 'de 20, 40, 10 PPI şeklindedir.



Şekil 4.23. $Gr_{Dh}^* = 1.4E+08$, $Re_{Dh} = 7807$ ve $GO = 0.25$ 'te köpük gözenekliliğine bağlı olarak köpük blok sıra sayısına göre Nu_{Dh} değişimi



Şekil 4.24. $Gr_{Dh}^* = 1.4E+08$, $Re_{Dh} = 7807$ ve $GO = 0.50$ 'de köpük gözenekliliğine bağlı olarak köpük blok sıra sayısına göre Nu_{Dh} dağılımı



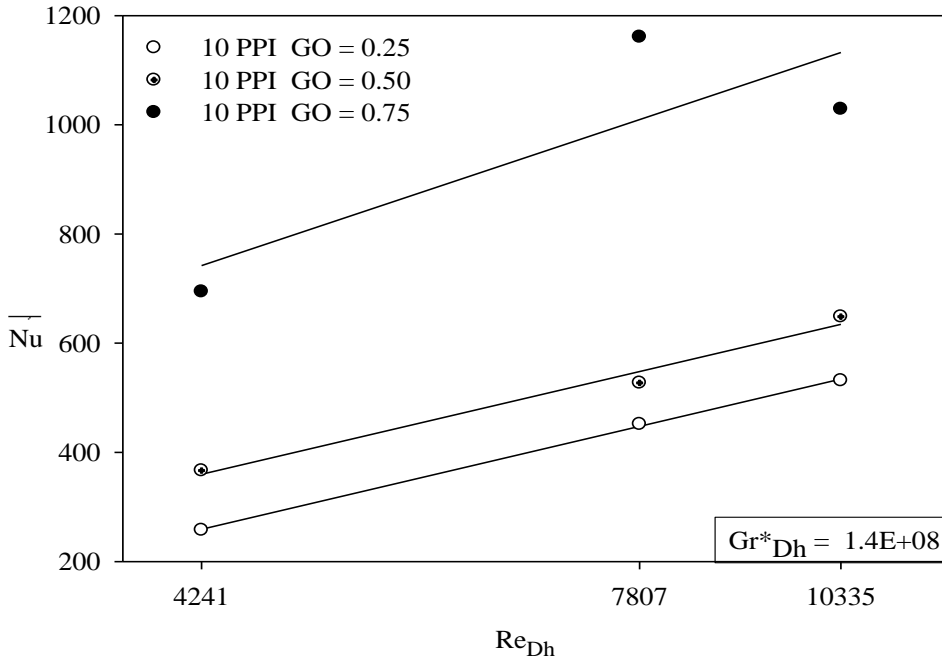
Şekil 4.25. $Gr_{Dh}^* = 1.4E+08$, $Re_{Dh} = 7807$ ve $GO = 0.75$ 'te köpük gözenekliliğine bağlı olarak köpük blok sıra sayısına göre Nu_{Dh} değişimi

Şekil 4.26, Şekil 4.27 ve Şekil 4.28'de kanal içerisinde bulunan köpük blokların ortalama yüzey sıcaklıklarına göre hesaplanmış ortalama Nusselt değerlerinin Reynolds sayısına göre değişim grafiği, farklı geometrik oranlara sahip 10, 20 ve 40 PPI gözenek yoğunluğundaki köpük bloklar için verilmiştir.

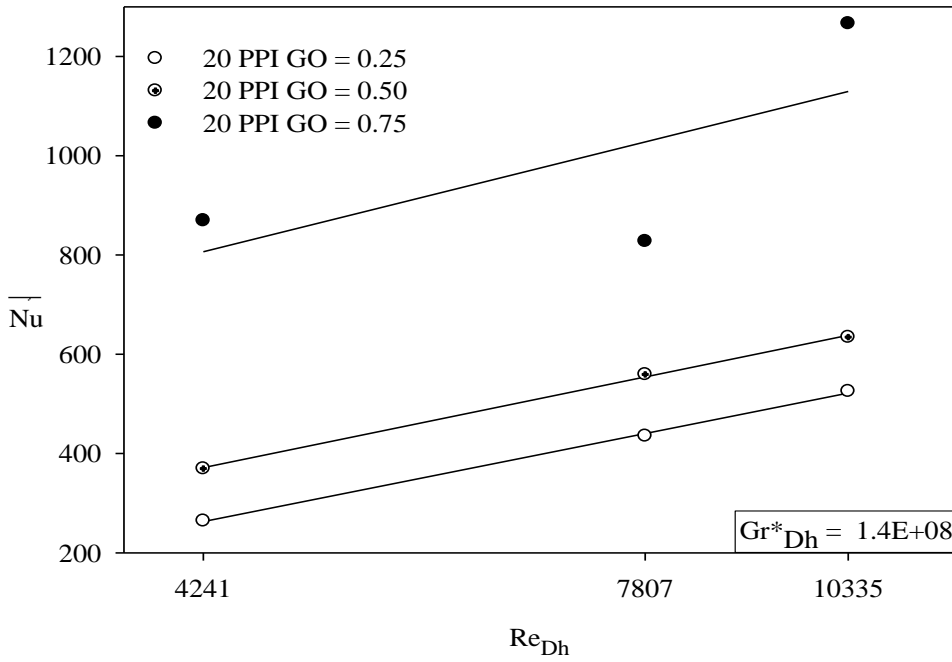
Şekil 4.26'da 10 PPI gözenek yoğunluğuna sahip alüminyum köpük blokların ısı performansı incelendiğinde türbülanslı akış şartları altında her bir Reynolds sayısında $GO = 0.75$ 'te alüminyum köpükler en yüksek Nu_{Dh} değerine sahip olmuştur. $GO = 0.75$ 'i sırasıyla $GO = 0.50$ ve $GO = 0.25$ takip etmiştir.

Şekil 4.27'de 20 PPI için elde edilen sonuçlarda ısı transferi sıralaması her bir Reynolds sayısında geometrik orana bağlı olarak 0.75, 0.50, 0.25 şeklindedir. $GO = 0.25$ ve $GO = 0.50$ 'de Re_{Dh} sayısı lineer olarak artış göstermiştir. $GO = 0.75$ 'te ise en düşük ortalama Nusselt sayısı $Re_{Dh} = 7807$ 'de elde edilmiştir. Şekil 4.28'de elde edilen sonuçlar Şekil 4.26'ya benzer şekildedir.

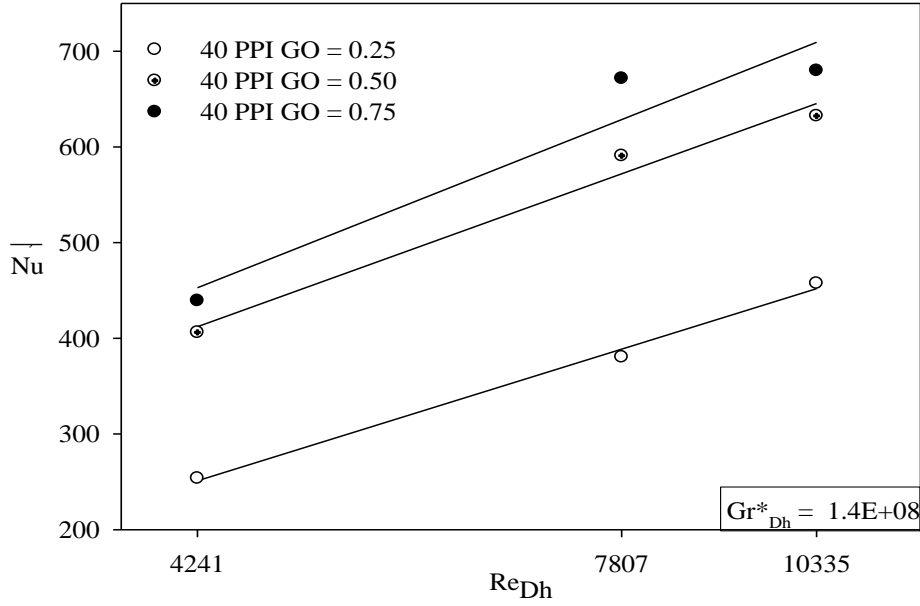
Şekil 4.26, Şekil 4.27 ve Şekil 4.28'de türbülanslı akış şartları altında her bir Re_{Dh} sayısında en yüksek ısı transferi sırasıyla 0.75, 0.50 ve 0.25 geometrik oranda gerçekleşmiştir. Türbülanslı akış şartları altında 0.75 geometrik orana sahip alüminyum köpüklerin ortalama Nu_{Dh} sayıları karşılaştırıldığında en iyi ısı performansı 20 PPI gözenek yoğunluğundaki köpük bloktan $Re_{Dh} = 10335$ 'te elde edilmiştir.



Şekil 4.26. $Gr^*_{Dh} = 1.4E+08$ ve 10 PPI'da türbülanslı akış şartlarında geometrik orana bağlı olarak köpük blok sıra sayısına göre ortalama Nusselt değişimi



Şekil 4.27. $Gr^*_{Dh} = 1.4E+08$ ve 20 PPI'da türbülanslı akış şartlarında geometrik orana bağlı olarak köpük blok sıra sayısına göre ortalama Nusselt dağılımı



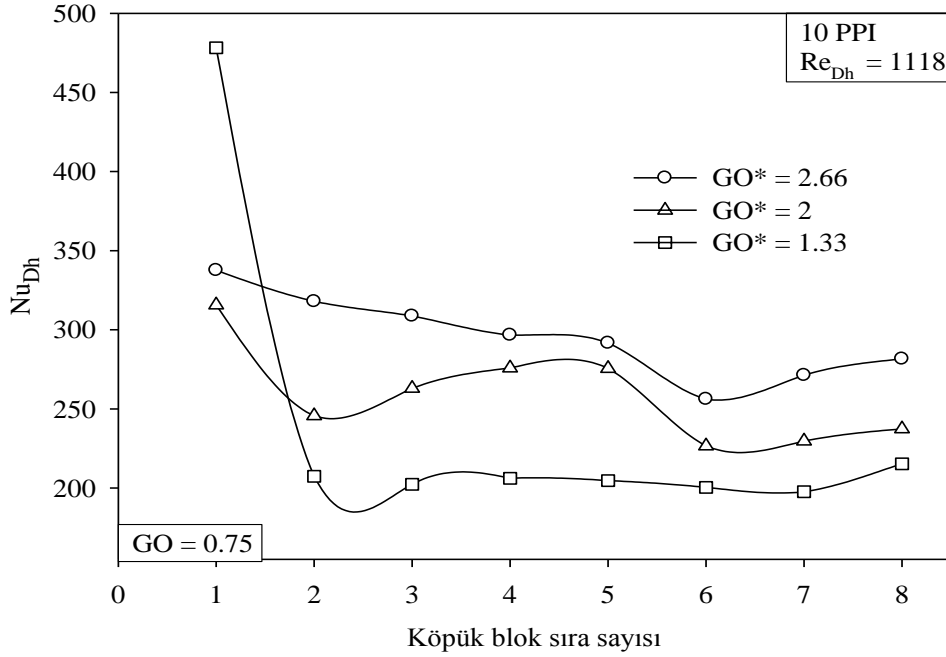
Şekil 4.28. $Gr_{Dh}^* = 1.4E+08$ ve 40 PPI’da türbülanslı akış şartlarında geometrik orana bağlı olarak köpük blok sıra sayısına göre ortalama Nusselt dağılımı

4.3. Kanal Yüksekliğinin ($GO^* = 1.33, 2, 2.66$) Isı Transferine Etkisi

4.3.1. Kanal yüksekliğinin laminer akış şartlarında ısı transferine etkisi

Yapılan deneyler sonucunda en yüksek ısı transferi ortalama olarak $GO = 0.75$ ’te 10 PPI gözenek yoğunluğuna sahip alüminyum köpük bloklarla elde edilmiştir. Bu sebeple $GO = 0.75$ ve 10 PPI gözenek yoğunluğundaki alüminyum köpükler kullanılarak sabit ısı akısında kanal yüksekliğinin ısı transferine etkisi incelenmiştir. Laminer akış şartlarında sıra ortalama Nusselt sayısının kanal yüksekliğine bağlı olarak blok sıra numarasına göre değişimi Şekil 4.29’da verilmiştir.

Deneylerde kanal yüksekliği değiştirilerek, üç farklı kanal geometrik oranında ($GO^* = 1.33, 2, 2.66$) çalışmalar yapılmıştır. Kanal geometrik oranı arttıkça kanal içerisinde doğal konveksiyon etkileri artmıştır. Kanal içerisinde kaldırma kuvveti etkilerinin artmasıyla orta sıralardaki Nusselt sayılarında önemli artışlar gözlenmiştir. Tüm geometrik oranlarda en yüksek ısı transferi blokların ilk sırasında gerçekleşmiştir. Geometrik oranın en küçük değerinde akış zorlanmış konveksiyon özelliği göstermiş ve ilk sırada Nusselt sayısı en büyük değerini almıştır.



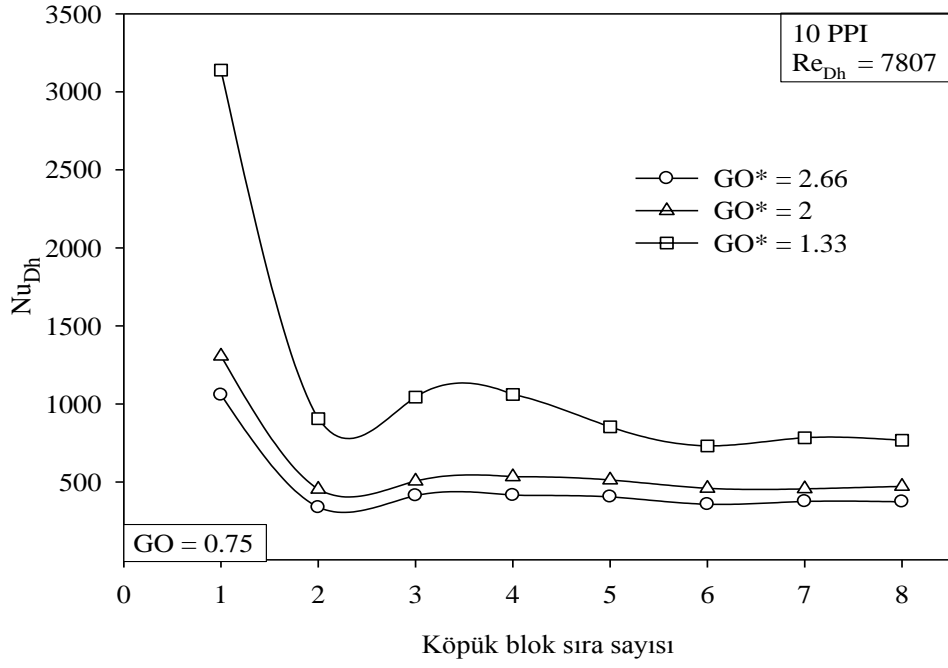
Şekil 4.29. $Re_{Dh} = 1118$, $GO = 0.75$ ve 10 PPI'da laminer akış şartlarında kanal yüksekliğine bağlı olarak köpük blok sıra sayısına göre ortalama Nusselt dağılımı

4.3.2. Kanal yüksekliğinin türbülanslı akış şartlarında ısı transferine etkisi

$GO = 0.75$ ve 10 PPI gözenek yoğunluğundaki alüminyum köpük bloklar kullanılarak sabit ısı akısında, türbülanslı akış şartlarında sıra ortalama Nusselt sayısının kanal yüksekliğine bağlı olarak blok sıra numarasına göre değişimi Şekil 4.30'da verilmiştir.

Türbülanslı akış şartlarında, her bir blok sırası göz önünde bulundurulduğunda kanal yüksekliğinin alüminyum köpük yüksekliğine oranı azaldıkça ısı transferi artmıştır. Kanal geometrik oranının artmasıyla ısı transferinde azalmalar görülmüştür. Kanal yüksekliğinin laminer ve türbülanslı akış şartları altındaki ısıl davranışları birbirinden farklılık göstermiştir. Laminer akış şartlarıyla karşılaştırıldığında blokların ikinci sırasından sonra türbülanslı akışta kanal GO^* değeri arttıkça ısı transferi azalırken laminer şartlarda tam tersi durum gözlemlenmiştir. Ayrıca türbülanslı şartlarda, laminer şartlara göre sıra ortalama Nusselt sayıları en büyük değerleri almıştır.

Teknolojinin gelişmesiyle cihaz tasarımlarının minimize edilmesiyle birlikte, sistemlerin ısınması karşılaşılan en önemli problemlerden biridir. Dolayısıyla elektronik sistemlerin tasarımında soğutma sistemi oldukça önemlidir. Türbülanslı akış şartlarında, alüminyum metal köpük kullanımının elektronik sistemlerin soğutma performansını artırıcı yönde etkili olduğu deney sonuçlarıyla ortaya konmuştur. Köpüklerle daha etkin soğutma sağlandığı açıkça görülmektedir. Böylelikle, elektronik elemanların daha verimli çalışabileceği, ısınma sorununun önüne geçilebileceği sistemler tasarlanabilir.



Şekil 4.30. Re_{Dh} = 7807, GO = 0.75 ve 10 PPI'da türbülanslı akış şartlarında kanal yüksekliğine bağlı olarak köpük blok sıra sayısına göre ortalama Nusselt dağılımı

5. SONUÇ

Bu çalışmada, kanal içerisine yerleştirilmiş alüminyum köpük blokların laminer ve türbülanslı akış şartlarında zorlanmış konveksiyonla ısı transferi deneysel olarak incelenmiştir. Deneylerde 10, 20 ve 40 PPI gözenek yoğunluğuna sahip farklı geometrik oranlarda ($GO = 0.25, 0.50, 0.75$) alüminyum köpük malzemeler kullanılmıştır. Kanal yüksekliğinin ısı transferine etkisinin incelenmesi amacıyla farklı kanal geometrik oranlarında ($GO^* = 1.33, 2, 2.66$) çalışmalar yapılmıştır. Yatay bir kanal içerisinde laminer ve türbülanslı akış şartları altında yapılan deneysel çalışmada üniform ısı akısı uygulanan blokların yüzey sıcaklıkları ölçülerek sistemden konveksiyonla olan ısı transferi incelenmiştir. Isı transferinin etkisi boyutsuz parametreler yardımıyla ifade edilmiştir. Bulgular değerlendirilerek elektronik soğutma sistemi tasarımında faydalı bilgiler ortaya konmaya çalışılmıştır.

Çalışmadan elde edilen sonuçlar şu şekilde sıralanabilir:

- 1) Yatay bir kanal içerisinde alüminyum köpük blokların ısı transferini artırıcı etkileri vardır.
- 2) Alüminyum köpükler, kanal içerisinde çalkantılara sebep olduğundan soğutmada oldukça etkili sonuçlar elde edilmiştir.
- 3) Yatay bir kanala sıralı olarak dizilen alüminyum köpük blokların ilk sırasında ısı transferi en yüksek değerdedir. Bu nedenle en çok ısınan elemanların ilk sıraya yerleştirilmesi önem taşımaktadır.
- 4) Alüminyum köpük malzeme kullanıldığında, alüminyum köpük olmayan yüzeylere göre çok daha fazla ısı transferi sağlanmaktadır (Öney, 2013).
- 5) Bazı akış şartlarında, bloklarda gerçekleşen ısı transferi blok sıralarından bağımsız hareket etmektedir. Bir başka deyişle sıra sayısı boyunca Nusselt değerleri hemen hemen aynı değerleri almaktadır. Alüminyum köpük bloklar arasında meydana gelen akış döngüleri, havanın köpük bloklar içerisine girmesini engellemektedir. Bu nedenle bu bloklarda ısı transferinde azalma görülmektedir.
- 6) Gr_{Dh}^* sayısı arttıkça ısı transferinde artış gözlemlenmiştir. Özellikle orta sıralarda bulunan bloklarda belirgin olarak ısı transferini artırmıştır. Bu durum, laminer akış şartları altında yüksek Gr_{Dh}^* sayısında kaldırma kuvveti etkili akışın artmasından kaynaklanmaktadır.
- 7) Köpük malzemelerin ısıl davranışları karşılaştırıldığında en yüksek performans 10 PPI gözenek yoğunluğundaki alüminyum köpükle sağlanmıştır. Gözenek yoğunluğunun düşük olması, akışa karşı fazla sürtünme direnci göstermemesi ve geçirgenliğinin yüksek olması nedeniyle 10 PPI gözenek yoğunluğundaki alüminyum köpük blokların, 20 ve 40 PPI gözenek yoğunluğundaki bloklara nazaran daha iyi ısı transferi sağladığı görülmüştür.

- 8) Alüminyum köpük yüksekliği ısı transferini önemli oranda etkilemektedir. Özellikle geometrik oranın $GO = 0.75$ olduğu durumlarda daha iyi ısı transferi sağlanmıştır.
- 9) Laminer akış şartları altında kanal geometrik oranı (GO^*) diğer geometrik oranlara göre (GO^*) arttıkça ısı transferi blokların ilk sırası dışında artış göstermiştir. Bu şartlar altında kaldırma kuvveti etkili akışın ısı transferini olumlu yönde etkilediği görülmüştür.
- 10) Türbülanslı akış şartları altında kanal geometrik oranı (GO^*) azaldıkça ısı transferi artmıştır. Bu şartlar altında akışın zorlanmış etkisi bloklar üzerinde soğutma etkisini artırmıştır.
- 11) Elde edilen sonuçlar neticesinde, kanal içerisindeki gözenekli bloklar içerisinden havanın akışının daha iyi anlaşılması ve akışın davranışının daha iyi belirlenebilmesi için, kanalın sayısal olarak modellenip akışın ve ısı transferinin fiziği hakkında daha detaylı veriler elde edilebilir.

Bu çalışmada, farklı gözenek yoğunluğuna sahip alüminyum köpük malzemeler kullanılarak devre eleman yüzeyleri genişletilmiş ve bir fan aracılığıyla sistem üzerinden ısının uzaklaştırılması amaçlanmıştır. Yapılan deneylerle elektronik sistemlerdeki soğutucu akışkan hareketinin ve sıcaklık dağılımının, sistemin geometrik yapısından, akışın Reynolds sayısından ve elektronik elemanlardan yayılan ısıdan nasıl etkilendiği araştırılmıştır. Yapılan literatür araştırmalarında, ayrı olarak yerleştirilmiş metal köpük malzeme kullanılarak elektronik elemanlardaki ısı transferinin incelenmesi konusundaki kanal içi çalışmaların yok denecek kadar az olduğu görülmüştür. Bu nedenle, kanal içerisinde ısınan elemanlar kanal içerisine ayrı olarak yerleştirilerek etkin bir şekilde soğutma sağlanmaya çalışılması elektronik sistemler için çok daha gerçekçi bir modeldir. Yapılan bu çalışma, elektronik elemanlardan ısı uzaklaştırmak amacıyla alüminyum metal köpük kullanımının daha az enerjiyle daha güvenli bir soğutma sağlayabileceğini göstermektedir.

6. KAYNAKLAR

- Alulight International GmbH, Aluminium Foam Products, Product Technical Datasheet, 2006
- ASHBY, M.F. 2000. Metal Foams - A Design Guide.
- BAE, J.H., HYUN, J.M. and KIM J.W. 2004. Mixed convection in a channel with porous multiblocks under imposed thermal modulation. *Numerical Heat Transfer*, 46 : 891–908.
- BENSOUICI, M. and BESSAIH, R. 2010. Mixed convection in a vertical channel with discrete heat sources using a porous matrix. *Numerical Heat Transfer*, 58 : 581-604.
- BEZEK, B. 2006. Yüzeylerine ayrık ısıtıcılar yerleştirilmiş dikdörtgen kesitli kanalda ana akıma yerleştirilen plakanın karışık konveksiyonla ısı transferine etkisinin sayısal olarak incelenmesi. Yüksek lisans tezi, Gazi Üniversitesi, 134 s.
- BHATTACHARYA, A. and MAHAJAN, R.L. 2002. Finned Metal Foam Heat Sinks for Electronics Cooling in Forced Convection. *Journal of Electronic Packaging*, 124 : 155-163.
- 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.
- BHOWMIK, H. , TSO, C.P. and TOU, K.W. 2005. Analyses of convection heat transfer from discrete heat sources in a vertical rectangular channel. *Journal of Electronic Packaging*, 127 : 215–222.
- CHEN, C.C., HUANG, P.C. and HWANG, H.Y. 2013. Enhanced forced convective cooling of heat sources by metal-foam porous layers. *Journal of Heat and Mass Transfer*, 58 : 356–373
- CUI, C. and LIU, C.Y. 2001. Forced convection in a porous channel with discrete heat sources. *Journal of Heat Transfer*, 123 : 404-411.
- ÇELİK, N. ve KURTBAŞ, İ. 2006. Alüminyum köpük malzemelerin ısı değiştiricisi performanslarına etkisi. *9th International Combustion Symposium*, 423-431.
- DOGAN, A., SIVRIOGLU, M. ve BASKAYA, S. 2005. Experimental investigation of mixed convection heat transfer in a rectangular channel with discrete heat sources at the top and at the bottom. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 32 : 1244–1252.

- DUKHAN, N., RAMOS, P.D.Q., RUIZ E.C., REYES, M.V. and SCOTT, E.P. 2005. One-dimensional heat transfer analysis in open-cell 10-ppi metal foam. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48 : 5112–5120.
- DUHAN, N. and CHEN, K.C. 2007. Heat transfer measurements in metal foam subjected to constant heat flux. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 32 : 624-631.
- GENCELİ, O.F. 2005. Ölçme Tekniği. Birsen Yayınevi, İstanbul, 387 s.
- GUERROUDJ, N. and KAHALERRAS, H. 2010. Mixed convection in a channel provided with heated porous blocks of various shapes. *Energy Conversion and Management*, 51 : 505-517.
- GÜVEN, Ş.Y. 2011. Toz Metalurjisi ve Metalik Köpükler. *Süleyman Demirel Üniversitesi Teknik Bilimler Dergisi*, 2 : 22-28.
- HUANG C.P., YANG, C.F.,HWANG, J.J. and CHIU, M.T. 2005.Enhancement of forced-convection cooling of multiple heated blocks in a channel using porous covers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48 : 647–664.
- INCROPERA, F.P. and DEWITT, D.P. 2006. Fundamentals of Heat and Mass Transfer, Wiley, New York, 531 p.
- JUBRAN, B.A., SWIETY, S.A. and HAMDAN, M.A. 1996. Convective heat transfer and pressure drop characteristics of various array configurations to simulate the cooling of electronic modules. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 39 : 3519-3529.
- KIM, S.Y., PAEK, J.W. and KANG, B.H. 2003. Thermal Performance of Aluminum-Foam Heat Sinks by Forced Air Cooling. *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies*, 26 : 262-267.
- KO, K.H. and ANAND, N.K. 2003. Use of porous baffles to enhance heat transfer in a rectangular channel. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46 : 4191-4199.
- KRAUS, A.D. and BAR-COHEN, A. 1983. Thermal Analysis and Control of Electronic Equipment, McGraw-Hill, New York, 620 p.
- LEONG, K.C. and JIN, L.W. 2006. An experimental study of heat transfer in oscillating flow through a channel filled with an aluminum foam. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48 : 243-253.
- LEONG, K.C. and JIN, L.W. 2006. Characteristics of oscillating flow through a channel filled with open-cell metal foam. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 27 : 144-153.

- LEONG, K.C. and JIN, L.W. 2006. Effect of oscillatory frequency on heat transfer in metal foam heat sinks of various pore densities. . *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 49 : 671-681.
- NIELD, D.A. and BEJAN, A. 2010. Convection in Porous Media. Springer Science and Business Media Inc. 640 p.
- OZAN, S. ve KATI, N. 2011. Metal Köpükler. *6th International Advanced Technologies Symposium*.
- ONEY, B. 2013. Yüzeyleri alüminyum köpük malzeme ile genişletilmiş ayrık ısıtıcılar bulunan bir kanalda ısı transferinin deneysel olarak incelenmesi. Yüksek lisans tezi, Akdeniz Üniversitesi, 54 s.
- PAEK, J.W., KANG, B.H., KİM, S.Y. and HYUN, J.M. 2000. Effective thermal conductivity and permeability of aluminum foam materials. *International Journal of Thermophysics*, 21 : 453-464.
- POLAT, B.D. KELEŞ, Ö. ve TAPTIK, Y. 2010. Metalik Köpükler, Alüminyum Metalik Köpük ve Üretim Yöntemleri. Metal Dünyası Dergisi, İstanbul.
- RACHEDI, R. and CHIKH, S. 2001. Enhancement of electronic cooling by insertion of foam materials. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 37: 371-378.
- SHIH, W.H., CHIU, W.C. and HSIEH, W.H. 2006. Height effect on heat transfer characteristics of aluminum foam heat sinks. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 128: 530-537.
- SUNG, H.J., KIM, S.Y. and HYUN, J.M. 1996. Forced convection from an isolated heat source in a channel with porous medium. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 16: 527 -535.
- TZENG, S.C. and JENG, T.M. 2006. Convective heat transfer in porous channels with 90-deg turned flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49: 1452-1461.
- WHITE, F.M. 2005. Fluid Mechanics. The McGraw Hill Companies, Inc. New York, 965 p.

ÖZGEÇMİŞ

Tuğçe TEZEL 1988 yılında Ankara'da doğdu. İlk, orta ve lise öğrenimini Antalya'da tamamladı. 2006 yılında girdiği Cumhuriyet Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nden 2010 yılında mezun oldu. 2011 Ocak ayında Akdeniz Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda yüksek lisans eğitimine başladı. 2011 yılının Eylül ayında Akdeniz Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'ne Araştırma Görevlisi olarak atandı. Halen aynı görevi sürdürerek Termodinamik Anabilim Dalı'nda çalışmalarına devam etmektedir.