YAPAY METAL KÖPÜK İLE ENTEGRE EDİLMİŞ KANATÇIKLI ISI ALICISININ AKIŞ VE ISIL PERFORMANS ANALİZİ

Beytullah İsmet TOPRAK

Yüksek Lisans Tezi

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı

2020

(Her hakkı saklıdır)

T.C. ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI

YAPAY METAL KÖPÜK İLE ENTEGRE EDİLMİŞ KANATÇIKLI ISI ALICISININ AKIŞ VE ISIL PERFORMANS ANALİZİ

(Flow and Heat Transfer Performance Analysis of Novel Artificial Metal Foam Integrated with Pin Fin Heat Sink)

Beytullah İsmet TOPRAK

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Danışman: Doç. Dr. İsmail SOLMAZ

Erzurum Haziran, 2020

KABUL VE ONAY TUTANAĞI

Beytullah İsmet TOPRAK tarafından hazırlanan "Yapay Metal Köpük ile Entegre Edilmiş Kanatçıklı Isı Alıcısının Akış ve Isıl Performans Analizi" başlıklı çalışması .. / .. / 20.. tarihinde yapılan tez savunma sınavı sonucunda başarılı bulunarak jürimiz tarafından Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Enerji Bilim Dalında yüksek lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Jüri Başkanı:	Unvan Ad SOYAD	
-	Üniversite Adı	
Danışman:	Unvan Ad SOYAD	
	Üniversite Adı	
Jüri Üyesi:	Unvan Ad SOYAD	
	Üniversite Adı	
Jüri Üyesi:	Unvan Ad SOYAD	
	Üniversite Adı	
Jüri Üyesi:	Unvan Ad SOYAD	
	Üniversite Adı	

Bu tezin Atatürk Üniversitesi Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliği'nin ilgili maddelerinde belirtilen şartları yerine getirdiğini onaylarım.

Prof. Dr. Mehmet KARAKAN Enstitü Müdürü

Bu çalışma BAP projeleri kapsamında desteklenmiştir. Proje No: FYL-2019-7010

Not: Bu tezde kullanılan özgün ve başka kaynaklardan yapılan bildiriş, çizelge, şekil ve fotoğrafların kaynak olarak kullanımı, 5846 sayılı Fikir ve Sanat Eserleri Kanunundaki hükümlere tabidir.

ETİK BİLDİRİM VE İNTİHAL BEYAN FORMU

Yüksek Lisans Tezi olarak Doç. Dr. İsmail SOLMAZ danışmanlığında sunulan "Yapay Metal Köpük ile Entegre Edilmiş Kanatçıklı Isı Alıcısının Akış ve Isıl Performans Analizi" başlıklı çalışmanın tarafımızdan bilimsel etik ilkelere uyularak yazıldığını, yararlanılan eserlerin kaynakçada gösterildiğini, Fen Bilimleri Enstitüsü tarafından belirlenmiş olan Turnitin Programı benzerlik oranlarının aşılmadığını ve aşağıdaki oranlarda olduğunu beyan ederiz.

Tez Bölümleri	Tezin Benzerlik Oranı (%)	Maksimum Oran (%)
Giriș	%2	30
Kuramsal Temeller	%1	30
Materyal ve Yöntem	%1	35
Bulgular	%0	20
Tartışma	%0	20
Tezin Geneli	%4	25

Not: Yedi kelimeye kadar benzerlikler ile Başlık, Kaynakça, İçindekiler, Teşekkür, Dizin ve Ekler kısımları tarama dışı bırakılabilir. Yukarıdaki azami benzerlik oranları yanında tek bir kaynaktan olan benzerlik oranlarının **%5'den** büyük olmaması gerekir.

Sunulan bilgilerin doğru olduğunu, aksi halde doğacak hukuki sorumlulukları kabul ettiğimizi beyan ederiz.

Tez Yazarı (Öğrenci)	Tez Danışmanı
Beytullah İsmet TOPRAK	Doç. Dr. İsmail SOLMAZ
13.7.2020	13.7.2020
İmza:	İmza:

* Tez ile ilgili YÖKTEZ'de yayınlamasına ilişkin bir engelleme var ise aşağıdaki alanı doldurunuz.

□ Tezle ilgili patent başvurusu yapılması / patent alma sürecinin devam etmesi sebebiyle Enstitü Yönetim Kurulunun .../.../... tarih ve sayılı kararı ile teze erişim 2 (iki) yıl süreyle engellenmiştir.

□ Enstitü Yönetim Kurulunun/.... tarih ve sayılı kararı ile teze erişim 6 (altı) ay süreyle engellenmiştir.

TEŞEKKÜR

Henüz başında olduğum akademik kariyerim boyunca ve bu tez çalışmamda beni her konuda yönlendiren ve kendimi geliştirmemde önemli rol oynayan değerli hocam Sayın Doç. Dr. İsmail SOLMAZ'a en içten teşekkür ve saygılarımı sunarım. Ayrıca bu tez çalışmamda bana desteğini esirgemeyen Sayın Arş. Gör. Volkan ACAR'a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Bu çalışmanın gerçekleşmesinde FYL-2019-7010 nolu proje kapsamında mali açıdan destek veren Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinasyon Birimi'ne (BAP) teşekkür ederim. Beytullah İsmet TOPRAK

ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ

YAPAY METAL KÖPÜK İLE ENTEGRE EDİLMİŞ KANATÇIKLI ISI ALICISININ AKIŞ VE ISIL PERFORMANS ANALİZİ

Beytullah İsmet TOPRAK

Danışman: Doç. Dr. İsmail SOLMAZ

Amaç: Bu çalışmada Direkt Metal Lazer Sinterleme (DMLS) yöntemi ile kartezyen koordinatlarda her eksende belirli sayıda 1 mm çapında delikler içeren 12,2 PPI değerine sahip ($\mathcal{E}=0,37$) yapay alüminyum köpük malzeme üretilmiştir. Üretilen malzeme ile doğrudan ve silindirik iğne uçlu kanatçıklarla entegre edilmek suretiyle iki farklı blok ısı alıcısı tasarlanmıştır. Hava soğutmalı dikdörtgen kanalın test bölgesine yerleştirilen her iki ısı alıcısının akış ve ısıl karakteristikleri deneysel olarak incelenmesi amaçlanmıştır.

Yöntem: Test bölgesinin üst ve yan duvarları ısıl olarak yalıtılmış iken alt duvarı farklı değerlerde sabit ısı akısına maruz bırakılmıştır. Laminer akışta (Re=200-1470) gerçekleştirilen çalışmada farklı soğutucu akışkan giriş hızlarında çalışmaya konu ısı alıcılarında akış yönünde meydana gelen basınç düşümleri ölçülmüş ve ortalama Nusselt (Nu) değerleri hesaplanmıştır.

Bulgular: Hız ile basınç düşümü arasındaki ilişkiden faydalanılarak üretilen yapay alüminyum köpüğün geçirgenlik ve atalet katsayıları belirlenmiştir. Nu ve Re arasındaki ilişki ise her bir ısı alıcısı için Nu=aRe^b formunda ampirik denklemler ile ifade edilmiştir.

Sonuç: Elde edilen bulgular kanatçık entegrasyonunun ısı transferi üzerinde olumlu, basınç düşümü üzerinde ise olumsuz bir etki yaratığını göstermektedir.

Anahtar Kelimeler: Isı transferi, gözenekli ortam, metal köpük, termal kanatçık, basınç düşümü

2020, 49 sayfa

ABSTRACT

MASTER DISSERTATION

FLOW AND HEAT TRANSFER PERFORMANCE ANALYSIS OF NOVEL ARTIFICIAL METAL FOAM INTEGRATED PIN FIN HEAT SINK Beytullah İsmet TOPRAK

Supervisor: Assoc. Prof. İsmail SOLMAZ

Purpose: In this study, a novel artificial aluminum foam material with 12,2 PPI ($\mathcal{E} = 0,37$) with a certain number of 1 mm diameter holes in each axis was produced in the cartesian coordinates by the Direct Metal Laser Sintering (DMLS) method. Two different block heat sinks have been designed by using this produced material both by using directly and integrating with pin fins. The flow and thermal characteristics of both heat sinks placed in the test section of the air-cooled rectangular duct were investigated experimentally.

Method: While the upper and sidewalls of the test section are thermally insulated, the bottom wall is exposed to constant heat flux at different values. In the study carried out in laminar flow (Re = 200-1470), in the direction of flow at different inlet velocities in heat sinks occurring pressure drops were measured and average Nusselt (Nu) values were calculated.

Findings: The permeability and inertial coefficients of the novel artificial aluminum foam produced using the relationship between velocity and pressure drop were investigated. The relationship between Nu and Re is expressed in empirical equations in $Nu = aRe^b$ form for each heat sink.

Results: The pin fins integration has a positive effect on heat transfer performance and a negative effect on pressure drop.

Keywords: Heat transfer, porous media, metal foam, pin fins, pressure drop

2020, 49 pages

İÇİNDEKİLER

KABUL VE ONAY TUTANAĞI	i
ETİK BİLDİRİM VE İNTİHAL BEYAN FORMU	ii
TEŞEKKÜR	iv
ÖZET	v
ABSTRACT	vi
İÇİNDEKİLER	vii
TABLOLAR DİZİNİ	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ	X
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	xii
GİRİŞ	1
KURAMSAL TEMELLER	5
MATERYAL ve YÖNTEM	13
Üretim Yöntemi ve Aşamaları	13
Deney Düzeneği	17
Deney Sistemini Oluşturan Başlıca Elemanlar	19
Fan	19
Teflon kanal (test bölümü girişi)	20
Test bölümü	21
Teflon kanal (test bölümü çıkışı)	23
Isıl çiftler	23
Veri toplama cihazı	24
Güç kaynağı (power supply)	24
Fark basınçölçer	25
Hız ölçüm cihazı	26
Deney Prosedürü	27
ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA	
Akış Performansı Analizi	
Isıl Performans Analizi	
Korelasyon Denklemleri	41
Belirsizlik Analizi	43
SONUÇLAR ve ÖNERİLER	45
KAYNAKÇA	46

ZGEÇMİŞ49

TABLOLAR DİZİNİ

Tablo 1. Metal Köpük Malzemelerin Üretim Teknikleri (Kalkan 2012)	2
Tablo 2. Radyan Fanın Özellikleri (BVN OBR 200M-2K)	20
Tablo 3. Güç Kaynağı Özellikleri (Keysight 2019)	25
Tablo 4. Numaralı Numune İçin Her Bir Reynolds Değerine Karşılık İsıtıcı Gücü	25
Tablo 5. Kanaldaki Hava Akış Hızına Karşılık Gelen Reynolds Sayı Değerleri	28
Tablo 6. Literatürde Rapor Edilen Bazı Gözenekli Malzemelerin Fiziksel Özellikleri	33
Tablo 7. KYAK ve YAK 1s1 alıcılarının uygulanan her bir 1s1 akısı değeri için ampirik	
denklem sabitleri ve korelasyon katsayısı	43

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 30. Birim uzunluk için basınç düşümünün ($\Delta P/L$) hız (u) ile değişimi ve	
uydurulan eğrinin veri grubu üzerinde gösterimi	
Şekil 31. Deneysel çalışmaya konu ısı alıcılara uygulanan sınır koşulları	
Şekil 32. Sürekli rejimde kayıp ısı akısı miktarının ΔT ile değişimi	35
Şekil 33. Isıl çift pozisyonları ve Δ s alanları	
Şekil 34. YAK için uygulanan farklı ısı akısı ve Re değerlerinde taban kararlı hal	
sıcaklıkları.	
Şekil 35. KYAK için uygulanan farklı ısı akısı ve Re değerlerinde taban kararlı	
hal sıcaklıkları.	
Şekil 36. Kanaldaki akışkan hızının fonksiyonu olarak ısı alıcıları tarafından uzaklaş	tırılan
ısı akısı miktarı (q _{toplam} - q _{kayıp})	
Şekil 37. 4000 W/m ² ısı akısı değerinde Re – Nu grafiği	
Şekil 38. 3000 W/m ² ısı akısı değerinde <i>Re</i> – Nu grafiği	40
Şekil 39. 2000 W/m ² ısı akısı değerinde <i>Re</i> – Nu grafiği	40
Şekil 40. KYAK ve YAK ısı alıcılarında Reydolds'a göre ortalama Nu sayısının	
uygulanan farklı ısı akılarına göre değişim grafikleri	41
Şekil 41. KYAK ve YAK ısı alıcılarının uygulanan her bir ısı akısı değeri için doğru	sal
regresyon yöntemi ile ampirik denklem sabitlerinin tayini	42
Şekil 42. Uygulanan üç farklı ısı akısı için ısı alıcılarının logaritmik Re – Nu ilişkisi.	43

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler

Е	Gözeneklilik (%)
μ	Dinamik viskozite (kg/m.s)
С	Sürüklenme katsayısı (m ⁻¹)
C_{f}	Atalet katsayısı
D	Kanatçık çapı
D_h	Hidrolik kanal çapı
f	Sürtünme faktörü
Н	Isı alıcısı yüksekliği (m)
h	Isı taşınım katsayısı (W/m^3K)
Κ	Geçirgenlik (m^2)
k	Isı iletim katsayısı (W/mK)
L	Akış yönünde ısı kuyuları malzeme uzunluğu (m)
Nu	Nusselt sayısı
Pr	Prandtl sayısı
q_c	Taşınımla dış ortama gerçekleşen ısı akısı (W/m^2)
Re	Reynolds sayısı
S	Akışa dik yönde iki kanatçık arası mesafe
Т	Sıcaklık (^{o}C)
T_d	Isı alıcısı alt duvar sıcaklığı (^{o}C)
T_g	Soğutucu hava kanala giriş sıcaklığı (^{o}C)
U	Akışkan hızı (m/s)
Vs	Gözenekli malzemenin katı hacmi
Vt	Gözenekli malzemenin katı ve boşluk toplam hacmi
W	Isı alıcısı genişliği (m)
X	Akış yönünde iki kanatçık arası mesafe
ΔP	Basınç farkı (Pa)
$ heta_d$	Boyutsuz duvar sıcaklık
ρ	Yoğunluk (kg/m ³)

Kısaltmalar

DMLS	Direkt Metal Lazer Sinterleme
PPI	İnç başına düşen gözenek sayısı (pores per inch)
YAK	Yapay alüminyum köpük
KYAK	Kanatçıklı yapay alüminyum köpük

GİRİŞ

Elektronik sistemlerde kullanılan bileşenlerin çalışması esnasında ısı üretimine bağlı olarak aşırı ısınması, bu bileşenlerin performanslarının düşmesine veya hasarlanmasına sebebiyet verebilmektedir. Özellikle günümüzde gelişen teknolojiyle birlikte cihazların güç yoğunluğunun artması aşırı ısınma problemlerini daha da belirgin hale getirmiştir. Bu nedenle bu bileşenlerin etkin bir şekilde soğutulması üreticiler tarafından büyük önem arz etmektedir. Günümüzde şimdiye kadar kullanılan geleneksel soğutma teknikleri (sprey, kanatçık vb.) özellikle küçük hacimlerde yüksek ısı üretimine bağlı aşırı ısınma problemlerine çözüm getirmede yetersiz kalmışlardır. Bunun temel nedeni söz konusu sistemlerin birim hacimdeki yüzey alanının (spesifik yüzey alanı) üretilen ısıyı konveksiyonla uzaklaştırmak için yeterince büyük olmamasından ve akış karıştırma kabiliyetlerinin sınırlı olmasından kaynaklanmaktadır. Bu problemi çözmek adına metal köpük ısı alıcıları göreceli olarak daha büyük spesifik yüzey alanına sahip olmaları ve etkin akış karıştırma özelliklerinden dolayı son zamanlarda geleneksel sistemlerin alternatifi olarak sıklıkla tercih edilmektedir.

Metal köpük malzemeler, genel olarak gözenek yapılarına göre açık hücreli ve kapalı hücreli olmak üzere iki (2) gruba ayrılmaktadırlar. Otomotiv endüstrisi, gürültü kontrolü, hava ve uzay endüstrisi, susturucular ve ısı değiştiricileri gibi farklı pek çok alanlarda kullanılmaktadırlar (Evans 1998, Gibson 2000, Banhart 2001, Tianjian 2002, García-Moreno 2016). Açık ve kapalı hücreli metal köpüklere ait görsel Şekil 1'de verilmiştir.



Şekil 1. a) Açık hücreli b) Kapalı hücreli alüminyum köpük örnekleri (Anonim 2020).

Kapalı hücreli metal köpükler çoğunlukla ses yalıtımı ve darbe sönümleyici olarak kullanılırken açık hücreli metal köpükler büyük ısı transfer yüzey alanına sahip olmaları ve akışkan geçişine olanak vermelerinden dolayı konveksiyonla ısı transferi uygulamalarında yaygın olarak kullanılmaktadırlar. Metal köpük malzemeler sınırlı sayıda üretici tarafından çoğunlukla Tablo.1'de verilen üretim yöntemleri kullanılmak suretiyle alüminyum, bakır, titanyum, nikel, çelik ve çinko gibi metal malzemelerden üretilmektedirler.

Üretim	Katı Hal	Gözənəldilili	Hücre Boyutu	Ticari Adı veya
Tekniği	Bileşimi	Gozenekinik	ve Tipi	Tipi
Ergitme Bazlı				
Yöntemler				
Gaz enjeksiyon	Al alaşımları + Seramik parçacıklar	%80-98	3 - 25 mm, kapalı hücreli	ALCAN (ayrıca CYMAT ve HYDRO)
Gecikmeli serbest gaz üretimi	Al alaşımları + Seramik parçacıkları	%60-96	0,8 - 3 mm, kapalı hücreli	FORM GRIP
Oksidasyon	CP Al + (oksidasyon parçacıkları)	%89-93	4,8 mm, kapalı hücreli	ALPORAS
Ötektik gaz reaksiyonu	Ni, Cu, Mg, Al ve diğer malzemeler	%5-75	5 μm - 10 mm, açık ve kapalı hücreli	GASAR
	6101 ve A356	%88-92	0,5 - 4,3 mm, açık hücreli	DUACEL
İnfiltrasyon ve replikasyon	Al	%60-70	10 μm - 1 mm, açık hücreli	Çoğaltılmış köpük yapısı Sintaktik gözenekli yapılar
	Al, Mg ve Ti alaşımları	<%55	0,06 - 3,7 mm, seramik içi boş küreler	
Toz bazlı yöntemler				
Köpükleştirici öncü ile birleştirilmiş toz katkısının ısıtılması	Al alaşımları + artık oksit parçacıklar	%63-89	1 - 8 mm, kapalı hücreli	ALULIGHT FOAMINAL (IFAM) ALUFOAM
hapsolmuş öncü gazın ısıtılması	Ti-6Al-4V	%20-40	10 - 100 μm, kapalı hücreli	LDC sandviç
Sinterleme	Çelik, Ti ve Ni bazlı içi boş küreler	%65-87	0,5 - 6 mm, kapalı hücreli	İçi boş küre yapılar
	Farklı metal tozlar	%30-50	Ara bağlantılı ağlar	Sinterlenmiş tozlar
	Farklı metal fiberler	<%95	Ara bağlantılı ağlar	Sinterlenmiş fiberler

Tablo 1. Metal köpük malzemelerin üretim teknikleri (H	Kalkan 2012)
---	--------------

Isı transferi uygulamalarında çoğunlukla ısı alıcısı olarak kullanılan metal köpükler yoğunluğunun diğer malzemelere göre daha düşük olması sebebiyle büyük oranda alüminyum malzemeden üretilmektedir. Ancak genel olarak metal köpük ısı alıcıların spesifik yüzey alanı geleneksel kanatçıklı ısı alıcılara nazaran daha büyük olmasına rağmen iletimle ısı aktarımına göstermiş oldukları direnç termo-fiziksel özelliklerinden (düşük ısıl iletkenlik) dolayı oldukça yüksektir. Diğer bir ifade ile gözenekli yapı içerisinde ciddi ısıl gradyanlar söz konusudur. Ayrıca geçirgenliklerinin düşük olmasından dolayı akışa göstermiş oldukları direnç diğer bir ifadeyle akış yönünde meydana gelen basınç düşümü de kayda değerdir.

Elektronik bileşenlerin ısıl kontrolünde günümüze kadar sıklıkla kullanılan ve geleneksel olarak tabir edilen bir diğer ısı alıcı konfigürasyonu ise iğne uçlu kanatçıklardan oluşmaktadır.

Sıralı veya şaşırtılmış dizilime ve farklı kanatçık profillerine sahip iğne kanatçıklı ısı alıcılarının akış ve ısıl davranışları literatürde yoğun bir şekilde çalışılmıştır (Wan vd. 2016, Ambreen vd. 2018). İğne kanatçıklı geleneksel ısı alıcıları günümüz elektronik bileşenlerinin sağlıklı bir sekilde çalışması için gerekli ısı transfer hızını yakalamada veya diğer bir ifadeyle ısıl kontrolünde yetersiz kalmaktadırlar. Bu nedenle de kendilerine sınırlı sayıda uygulama alanı bulabilmektedirler. Bunun temel nedeni, kanatçıklı ısı alıcıların alüminyum köpük örneklerine nazaran daha düşük spesifik yüzey alanına, diğer bir ifade ile birim hacimde daha düşük ısı transferi yüzey alanına ve daha kötü akış karıştırma özeliğine sahip olmalarıdır. Ancak, katı kanat malzemesinin yüksek ısıl iletkenliğinden dolayı kanat veya kuyu yüksekliği boyunca ısıl gradyanlar alüminyum köpük malzemeye nazaran daha düşüktür. Bu kapsamda gözenekli alüminyum ısı alıcısının düşük ısıl iletkenliğinden dolayı ortaya çıkan dezavantajlı durum bu ısı alıcısına alüminyum iğne kanatçıkların entegre edilmesiyle belirli bir düzeyde ortadan kaldırılabilir ve neticesinde ısı alıcısının ısı uzaklaştırma performansı iyileştirilebilir. Bu amaçla bu tez çalışmasında, ilk olarak 60x60x20 mm boyutlarında, blok alüminyum malzeme üzerine üç farklı eksen doğrultusunda (x,y,z) 1 mm çapında silindirik kanallar açılmak suretiyle yapay alüminyum köpük (YAK) malzeme üretilmiştir. Bu üretim üç boyutlu Direkt Metal Lazer Sinterleme (DMLS) yöntemi ile yapılmış olup literatüre hakim olduğumuz kadarıyla bu tip bir ısı alıcısı şimdiye kadar bu şekilde üretilip çalışılmamıştır. Sonrasında, yukarıda bahsedilen nedenlerden dolayı akışa dik yönde kuyu yüksekliğince ısı transfer hızını artırmak amacıyla yapay alüminyum köpük malzeme bir kanal içerisinde tek başına blok ısı alıcısı olarak kullanılmak yerine şaşırtılmış düzende silindirik alüminyum kanatçıklarla entegre edilmiştir.

Sonuç olarak, bu çalışmanın temel amacı, üst ve yanal yüzeyleri ısıl olarak yalıtılmış, alt yüzeyi ise sabit ısı akısına maruz bırakılan dikdörtgen bir kanal içerisine yerleştirilmiş hava soğutmalı kanatçıklı (KYAK) ve kanatçıksız yapay alüminyum köpük (YAK) ısı alıcısının ısı ve akış performansını sürekli rejimde farklı akışkan hızlarında deneysel olarak

çalışmak ve sunulan birleşik tasarımın ısı ve akış performansını YAK'a ve literatürdeki eşdeğerlerine göre karşılaştırmalı olarak ortaya koymaktır. Aynı zamanda yapay metal köpüğün üretiminde kullanılan DMLS yöntemi literatürde bir ilktir. Bu yöntem ile AlSi7Mg0,6 alaşımından üretilen yapay köpüğün spesifik yüzey alanı alüminyum metal köpüğe nazaran daha düşük olsa da düzgün dağılı gözenek yapısına sahip olması, efektif ısı iletim katsayısının yüksek ve gözenek çapının sabit olması termo-fiziksel özelliklerinin tayinini hassas bir şekilde yapılmasına olanak sunmaktadır. Ayrıca buna ek olarak yapay gözenekli köpüğün herhangi bir yaklaşıma başvurmadan fiziksel olarak doğrudan modellenebiliyor olması sayısal çalışmalar neticesinde elde edilen sonuçların güvenilirliğine olumlu yönde katkı sunacaktır.

KURAMSAL TEMELLER

Bu tez çalışmasına temel oluşturan ısı alıcılarının ısı transferi ve akış davranışları farklı konfigürasyonlar, aracı akışkanlar ve uygulamalar için literatürde deneysel ve teorik olarak kapsamlı bir şekilde çalışılmıştır. Aşağıda iğne uçlu kanatçıklardan, metal köpüklerden ve her ikisinin bir araya getirilmesiyle üretilen ısı alıcılarına yönelik literatürde yapılan yakın tarihli deneysel ve sayısal çalışmalar özetlenmiştir.

Kanatçıklı ısı alıcılarının kanat geometrisi, boyutları ve dizilimi ısı transfer hızını ve basınç düşümünü etkileyen son derece önemli faktörlerdir. Farklı uygulamalar için performans bakımından en verimli konfigürasyonu belirleyebilmek için günümüze kadar pek çok çalışma yapılmıştır. Bu çalışmalarda kanat uzunluğu (Ambreen vd. 2018), diziliş şekli (sıralı veya şaşırtılmış) (Sharath vd. 2018), kanat açısı, imal edildiği malzeme, kanat profili (kare, daire, üçgen vb.) (Woodcock vd. 2015, Wan vd. 2016), kanat kesit alanı, adedi veya kanatlar arasındaki mesafenin (Gerencser vd. 1995), ısı transferi ve basınç düşümü üzerindeki etkileri sayısal ve deneysel olarak araştırılmıştır.

Haghighi vd. (2018) Şekil 2'de görselleri verilen kübik ve levha (plaka) tipi kanatçık içeren ısı alıcılarının akış ve ısıl performanslarını deneysel olarak çalışmışlardır. Elde edilen sonuçlar, kübik kanatlı ısı alıcısının ısıl direncinin geleneksel levha tipi kanatlara göre daha düşük olduğunu göstermiştir.



Şekil 2. Test edilen farklı uzunlukta kübik ve levha tip kanatlar (Haghighi vd. 2018) Kanat geometrisinin ısı alıcı akış ve ısıl performansı üzerine etkileri Khalaji vd. (2018) tarafından sayısal ve deneysel olarak ayrıca incelenmiştir. Bu çalışma, dar-geniş açılı kanat,

düz plaka kanat ve silindirik kanat olmak üzere üç ayrı geometri çerçevesinde yürütülmüstür. Ulaşılan bulgular, dar-geniş açılı kanat ve düz plaka kanat yapısının ısı transferi ve basınç düşümü bakımından silindiriğe göre daha iyi sonuç verdiğini göstermiştir. Jubran vd. (1996) kanatçık profili ve diziliminin ısı transferi ve basınç düşümü üzerine etkilerini belirleyebilmek amacıyla çeşitli konfigürasyonlar için farklı Reynolds (Re) sayılarında deneysel çalışma yürütmüşlerdir. Yaptıkları deneysel çalışmalarda dikdörtgen kanatlı yapılarda Nusselt sayısının % 40, silindirik yapıda ise % 28 oranında iyileşme gösterdiğini gözlemlemişlerdir. Ayrıca elde ettikleri bulgular, dikdörtgen yapılı kanatlara nazaran silindirik yapılı kanatlarda basınç düşümünün daha az olduğunu göstermiştir. Jubran ve çalışma ekibi (1996) tarafından yürütülen çalışma ile benzer içerikte bir başka çalışma Matos vd. (2003) tarafından yapılmıştır. Yazarlar, diğer bütün şartlar aynı olduğu durumda eliptik kanatçık kullanımının dairesel kanatçık kullanımına göre ısı transferi bakımından % 20 daha iyi sonuç verdiğini göstermişlerdir. Elde edilen bu gibi sonuçlar 1sı transferinde 1sı alıcısının geometrik şekil, boyut ve kanatçık diziliminin büyük ölçüde önem taşıdığını göstermektedir. Örneğin iğne uçlu kanatlarda şaşırtılmış (staggered) ve sıralı (inline) kanat dizilimleri (Şekil 3.) kendi içerisinde farklı akış ve ısı transferi karakteristikleri gösterebilmektedir.



Şekil 3. Sıralı ve şaşırtılmış dizilime sahip iğne uçlu kanatçıklar (Sharath vd. 2018).

Arshad vd. (2018) sıralı dizilimde silindirik kanat çapının ısı transferi hızı ile olan ilişkisini ortaya koymak hedefiyle deneysel bir çalışma yürütmüşlerdir. Çalışma, 2, 3 ve 4 mm çapında sıralı dizilimli silindirik kanatlardan meydana gelen ısı alıcılar ile farklı ısı akısı değerlerinde yapılmıştır. Yazarlar tarafından 3 mm çaplı silindirik kanatçıklardan oluşan ısı alıcısının ısıl performansının diğerlerine nazaran daha baskın olduğu bildirilmiştir.

Diğer taraftan yukarıda çalışılan parametrelere ek olarak kanat diziliminin ısı transferi ve basınç düşümü üzerindeki etkisi de literatürde yoğun bir ilgi görmüştür. Chyu vd. (2009) yürütmüş oldukları deneysel çalışmada kanat yüksekliğinin kanat çapına oranını (H/D) incelemişlerdir. Artan H/D oranının ısı transferi üzerinde olumlu bir etki yaratığını örneğin H/D oranının 2, 3 ve 4 değerleri için ısı transfer hızında sırası ile % 50, % 57 ve %70 oranında bir olumlu etkinin oluştuğu rapor edilmiştir. Ancak bununla beraber artan H/D oranıyla ısı

transferi hızında gözlemlenen olumlu etkinin basınç düşümü üzerinde gözlemlenemediğini aksine ters yönde bir etki yarattığını vurgulamışlardır. Armstrong vd. (1988) ısı transferinde akışa dik doğrultudaki kanatlar arası boşluk (spanwise) oranının (S/D) akışa paralel doğrultudaki kanatlar arası boşluk (streamwise) oranından (X/D) daha etkili olduğunu bildirmişlerdir. Ancak, Jubran vd. (1993) optimum S/D ve X/D oranlarının tespitine yönelik yapmış oldukları deneysel çalışmalarının sonucunda her iki parametre için de en uygun değerin 2,5 olduğunu ortaya koymuşlardır. Aynı çalışmada yazarlar silindirik kanat yapısında sıralı ve şaşırtılmış dizilim şeklini karşılaştırmalı olarak çalışmışlar ve şaşırtılmış dizilimin ısı transferi bakımından daha uygun olduğunu rapor etmişlerdir. Bununla birlikte literatürde mevcut olan çalışmaların bir çoğunda optimum S/D ve X/D oranı 2,5 olarak alınmıştır (Metzger vd. (1984), Metzger vd. (1986), Chyu vd. (2009)).

Yukarıda geleneksel iğne uçlu kanatçıklı ısı alıcılar ile ilgili literatürde yakın tarihli olarak yürütülen çalışmaların bir bölümü özetlenmiştir. Bu ısı alıcıları basit ve ucuz olmalarına rağmen günümüzde genel olarak elektronik cihaz boyutlarının küçülmesi ve güç yoğunluklarının artması ile beraber bu cihazların ısıl yönetiminde çoğunlukla yetersiz kalmaktadırlar. Bunun en önemli sebebi bu ısı kuyularının spesifik yüzey alanının yeterince büyük olmamasıdır. Bu problemin üstesinden gelmek için son yıllarda elektronik bileşenler üzerinden taşınım ile ısı transferini iyileştirmek maksadıyla açık gözenekli malzemelerden üretilen ısı alıcılarının kullanımı yaygınlaşmıştır. Literatüre bakıldığında farklı metal malzemelerden üretilmiş açık hücreli ısı kuyularının ısı transferi ve akış davranışları farklı aracı akışkanlar ve uygulamalar için deneysel ve teorik olarak kapsamlı bir şekilde çalışılmıştır.

Kim vd. (2003) düşük Reynolds değerlerinde farklı gözenek yoğunluğuna sahip alüminyum metal köpüklerle aynı boyutlardaki geleneksel paralel plaka tip ısı kuyularını ısıl performanslarına göre karşılaştırmışlardır. Elde ettikleri sonuçlar alüminyum metal köpüklerin % 28 veya daha fazla ısıl performans sağlayabileceğini göstermiştir. Benzer şekilde Jeng ve Tzeng (2005) yapmış oldukları çalışmada aynı akış şartları altında alüminyum metal köpüğün plaka tip kanatçıklı ısı kuyusuna göre %30 daha düşük ısıl dirence sahip olduğunu göstermişlerdir. Dukhan ve Chen (2007) yapmış oldukları soğutma deneyinde alüminyum metal köpük kullanılan sistemin kullanılmayana göre ısıl performansı olarak büyük oranda iyileşme kaydettiğini belirlemişlerdir. Henk vd. (2015) yaptıkları deneysel çalışmada, sırasıyla yüzeyine alüminyum köpük ve panjur kanatçık giydirilmiş ve hiçbir ilave malzeme giydirilmeden (çıplak formda) bırakılmış ısı alıcılarının ısıl performanslarını kıyaslamışlardır. Çalışma sonucunda, alüminyum köpük giydirilmiş ısı alıcısının ısıl

7

performansının daha etkin olduğu gösterilmiştir. Benzer şekilde Garrity ve Klausner (2010) alüminyum ve karbon köpük ısı alıcıların performansını geleneksel plaka kanatlı ısı alıcısı ile deneysel olarak karşılaştırmışlardır. Karbon köpük ısı alıcısının, malzemenin yüksek ısıl iletkenlik değerinden dolayı ısıl performans bakımından daha iyi sonuç verdiği ancak düşük geçirgenlik nedeniyle akışa gösterdiği direncin yüksek olmasından dolayı mühendislik uygulamalarında blok kullanımının sınırlı olacağı ifade edilmiştir.

Bununla birlikte Chen vd. (2013) tarafından farklı gözenekli yapılarda akış performansı üzerine deneysel çalışmalar yapılmıştır. Bahse konu çalışmada kullanılan alüminyum köpük ısı alıcılarının gözeneklilik değerinin büyüdükçe geçirgenlik değerinin de nispeten arttığı gözlemlenmiştir. Benzer şekilde Dukhan vd. (2010) yaptıkları çalışmada farklı gözenek yoğunluğundaki alüminyum köpüklerde PPI değişimi ile geçirgenlik ve sürüklenme katsayısının nasıl değiştiği incelemişlerdir. Bu çalışmada PPI değerinin artmasıyla sürüklenme katsayısı değerinin giderek arttığı görülmektedir. Ayrıca tablo 6'da gösterildiği üzere yaptıkları bu çalışma gözenek yoğunluğunun artması ile geçirgenliğin azaldığını göstermektedir. Tabloda gösterilen Elayiaraja vd. (2010)'nin yaptığı çalışma ise farklı metallerden üretilen gözenekli 1s1 alıcılarının birbirine yakın geçirgenlik değerleri oluşturabileceği gösterilmiştir. Bununla beraber Garrity vd. (2010) 'nin yaptıkları deneysel çalışmaya bakıldığında karbon köpüklerin geçirgenlik değerlerinin oldukça düşük olduğu görülmektedir. Bunun sebebi karbon köpüklerin gözeneklilik oranlarının alüminyum ve bakır metal köpüklere oranla çok daha düşük olmasıdır. Bunun yanında, ısı alıcısı olarak kullanılan benzer boyutlardaki alüminyum kanatçıkların gözeneklilik ve geçirgenlik değerleri de Tablo 6'da gösterilmektedir Jeng (2008).

Yukarıdaki yakın tarihli literatür özeti, deneysel çalışmaların büyük bir kısmının alüminyum malzemeden üretilen metal köpük ısı alıcıların üzerine yoğunlaştığını göstermektedir. Ayrıca, deneysel çalışmalara nazaran düşük maliyetli olması, hızlı sonuç alınabilmesi ve parametrik çalışmayı olanaklı kılması nedeniyle özellikle alüminyum tabanlı olmak üzere metal köpük ısı alıcılara ilişkin de çok sayıda sayısal çalışma yürütülmüştür. PPI (inç başına düşen gözenek sayısı) ve gözeneklilik metal köpüklerin termo-fiziksel özelliklerini doğrudan etkileyen ve tayininde sıklıkla kullanılan iki önemli parametredir. Şekil 4'te farklı PPI değerine sahip alüminyum köpük örneklere ait görsel verilmiştir.



Şekil 4. Farklı gözenek yoğunluğuna sahip alüminyum köpük örnekleri (Anonim 2020).

Metal köpükler için termo-fiziksel özellikler PPI'nın bir fonksiyonu olması nedeniyle görselde verilen köpükler ısı transferi ve akış özellikleri bakımından tamamen farklı davranış sergilerler. Yang vd. (2010) silindirik, eliptik ve kübik geometride 20, 25, 30, 35 ve 40 PPI değerlerine sahip alüminyum köpükten imal edilmiş kanatçıklı ısı alıcılarının karakteristik akış ve ısı transferi davranışı üzerine bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Elde edilen bulgular artan gözenek yoğunluğu (PPI) ile basınç düşümünün artış gösterdiğini ve 20 PPI değerine sahip malzemenin ısı transferi bakımından daha iyi sonuç verdiğini ortaya koymuştur. Mesgarpour ve çalışma grubu (2019) tarafından yürütülen bir başka sayısal çalışmada Şekil 5'da görseli verilen konik metal köpük kanatçıklardan oluşan ısı alıcısının ısı ve akış performansı katı kanatçıklı yapı ile karşılaştırılmıştır. Sonuçlar, gözenekli malzemede Nusselt sayısının % 33 daha fazla, basınç düşümünün ise % 9,35 daha düşük olduğunu göstermiştir.



Şekil 5. Alüminyum köpükten üretilmiş konik kanat tasarımı (Mesgarpour 2019).

Metal köpük malzemelerin birim hacimde sahip oldukları ısı transfer yüzey alanının diğer malzemelere nazaran göreceli olarak daha büyük olması konveksiyonla ısı transferi

hızında önemli bir artışa neden olmaktadır. Ancak metal köpüklerin iletimle ısı aktarımına göstermis oldukları direnç efektif ısıl iletkenlik değerlerinin düsük olmasından dolayı oldukça yüksektir. Diğer bir ifade ile gözenekli yapı içerisinde ciddi ısıl gradyanlar söz konusu olabilmektedir. Metal köpük malzemenin efektif ısıl iletkenlik değeri artan PPI değeri ile bir miktar artış göstermekle birlikte artan PPI değeri basınç düşümü üzerinde olumsuz bir etki yarattığından çoğunlukla büyük PPI değerine sahip malzemeler uygulamalarda tercih edilmez. Basınç düşümü üzerinde ters etki yaratmadan metal köpük malzemenin düşük efektif ısıl iletkenlik değerinden kaynaklı olarak ortaya çıkan bu problemin üstesinden gelmenin en akılcı yollarından biri bu köpük malzemeyi katı kanatçıklar ile entegre etmekten geçmektedir. Katı iğne kanatçıklı ısı kuyuları gözenekli örneklerine nazaran daha düşük spesifik yüzey alanına sahiptir. Diğer bir ifade ile sahip oldukları ısı transfer yüzey alanı ve akış karıştırma kabiliyetleri sınırlıdır. Ancak bununla birlikte kanatçık malzemesinin ısıl iletkenlik değerinin nispeten daha yüksek olmasından dolayı kanatçık veya kuyu yüksekliği boyunca ısıl gradyanlar daha düşüktür. Bu sebeple, gözenekli alüminyum malzemeler tek başına blok ısı kuyusu olarak kullanılmak yerine kuyu içerisinde akışa dik yönde ısıl gradyanları düşürmek maksadıyla katı iğne kanatçıklı ısı kuyusuna entegre edilmek suretiyle kullanılabilir. Bu yaklaşım kullanılmak suretiyle metal köpük ısı alıcıların performansını iyileştirmeye yönelik literatürde ulaşabildiğimiz çalışmalar aşağıda özetlenmiştir.

Feng vd. (2014) Şekil 6'da görselleri verilen geometrik özellikleri farklı alüminyum köpük ile plaka tipi kanatların entegre edildiği ısı alıcıların performanslarını deneysel olarak incelemişlerdir. Sonuçlar söz konusu entegrasyonun ısı transfer hızını 1,5-2,8 kat arttığını göstermiştir.



Şekil 6. Farklı uzunluklarda plaka tip kanatlara entegre edilen metal köpükler (Feng 2014).

Plaka tip kanatlar üzerine metal köpük geçirilmek suretiyle üretilen ısı alıcılar üzerinde bir diğer çalışma da Wang vd. (2019) tarafından yürütülmüştür. Yazarlar yapılan entegrasyonun ısı transferi hızında olumlu yönde önemli bir etki yarattığını rapor etmişlerdir.



Şekil 7. Eliptik kanatçıklı yapının şematik gösterimi (Wang 2019).

Seyf ve Layeghi (2016) şaşırtılmış olarak dizilmiş eliptik kanatçıkları alüminyum köpük ile entegre ederek (Şekil 7) sonlu farklar yöntemi ile ısı transferi ve basınç düşümünü farklı Re sayılarında analiz etmişlerdir. Alüminyum köpüğün katı kanatçıklar ile entegrasyonunun ısı transfer hızını artırdığı ve malzeme gözenekliliğinin azalmasının Nusselt sayısı üzerinde olumlu, basınç düşümü üzerinde ise olumsuz bir etki yarattığı bu çalışma sonucunda bildirilmiştir. Bhattacharya ve Mahajan (2006), farklı gözenek yoğunlukları (PPI=5,10,20,40) ve farklı gözeneklik değerlerinde (E=0.89-0.96) alüminyum köpükler ile katı kanatları entegre ederek benzer bir çalışma yürütmüşlerdir. Elde edilen bulgular, alüminyum köpük giydirilmiş katı kanatçıklı ısı alıcısının, sadece alüminyum köpük ve geleneksel katı kanatçıklı ısı alıcılarından ısıl performans bakımından daha üstün olduğunu göstermiştir. Ayrıca, yapılan analizler ısı transfer hızının büyük gözenek çaplarında ve düşük

Yukarıda verilen literatür özeti, gözenekli metal köpük ısı alıcısının iğne uçlu kanatçıklarla birlikte kullanılmasının ısı transferi üzerinde olumlu bir etki yarattığını göstermektedir. Bu tez çalışmasında, piyasada mevcut alüminyum köpüklere alternatif olarak DMLS yöntemi ile yapay köpüklerin üretilmesi ve ısı alıcısı olarak ısı ve akış performanslarının deneysel olarak değerlendirilmesi hedeflenmiştir. Söz konusu yapay köpüğün gözenek çapının sabit ve dağılımının düzgün olması ile gözenekliliğinin düşük olmasından dolayı efektif ısı iletim katsayısının yüksek olması hem malzeme özelliklerinin tayini hem de modelleme açısından bir avantaj getirmektedir. Sonuç olarak bu çalışmada DMLS yöntemi ile üretilen yapay köpük ısı alıcısının performansı hem tek başına hem de

şaşırtılmış dizilimde alüminyum silindirik kanatçıklarla entegre edilmiş haliyle deneysel olarak çalışılmış ve elde edilen bulgular hem kendi içerisinde hem de literatürde alüminyum metal köpükler ile yapılan çalışmalardan elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Bu tez çalışması yapay metal köpük üretimi ve üretimde kullanılan yöntem ile üretilen yapay metal köpüğün katı silindirik kanatçıklarla entegrasyonu bakımından özgün nitelik taşımaktadır.

MATERYAL ve YÖNTEM

Bu bölümde, yapay gözenekli ısı alıcılarının üretim yöntemine ve üretilen ısı alıcıların ısı ve akış performanslarının değerlendirilmesinde kullanılacak deney düzeneğinin imalat ve kurulumuna ilişkin bilgi verilmiş ve deney düzeneğinde kullanılan ölçüm cihazlarının tanıtımı yapılmıştır.

Üretim Yöntemi ve Aşamaları

Bu tez çalışmasına konu olan yapay alüminyum köpük ısı alıcıların üretiminde kullanılan yöntem ve üretim aşamaları aşağıda özetlenmiştir. Öncelikle, ısı alıcı test numunesinin teknik resimleri, literatürde çalışılan gözenekli ısı alıcılarının fiziksel boyutları temel alınmak suretiyle CAD-CAM programı vasıtasıyla çizilmiştir. Şekil 8'de teknik resimleri sunulan test numunesi 60x60x20 mm boyutlarında olup yapay gözeneklilik yaratmak maksadıyla üç eksende kanallar arasında 1 mm boşluk olmak üzere boydan boya 1 mm çapında silindirik kanalar içermektedir. Gözenekli yapıya yaklaşmak amacıyla kanal sıklığı ve çapı üretim yönteminin kısıtlamaları dikkate alınmak suretiyle mümkün olduğunca küçük tutulmaya çalışılmış ve 1 mm kanallar arası boşluk ve kanal çapı değeri bu çerçevede belirlenmiştir.



Şekil 8. Yapay alüminyum köpük ısı alıcısının teknik görünüşleri.



Şekil 9. Katı kanat entegrasyonuna yönelik silindirik boşluklarla üretilen gözenekli yapının teknik görünüşleri.

Yukarıda Şekil 8. ve Şekil 9'da teknik resimleri verilen yapay alüminyum (AlSi7Mg0,6) gözenekli yapılar Direkt Metal Lazer Sinterleme (DMLS) Metodu ile

ARTIDOKSAN Hızlı İmalat Teknolojileri Sanayi ve Ticaret A.Ş. tarafından üretilmiştir. Bu üretim yönteminde, mikron seviyesindeki metal tozları yüksek sıcaklık ve lazer etkisiyle 0,1 mm kalınlıklarda, katman katman sinterlenerek metal prototip parça üretilmektedir (Şekil 10).



Şekil 10. Direkt Metal Lazer Sinterleme yöntemi ile üretilmiş bazı örnekler.

Üretilen yapay alüminyum köpük (YAK) 1s1 alıcısı ve içerisinde katı kanat entegrasyonuna yönelik silindirik boşluklar bulunduran gözenekli yapı ile kanatçıklı yapay alüminyum köpük (KYAK) 1s1 alıcısının görselleri sırasıyla şekil 11, 12 ve 13 de verilmiş olup söz konusu üretimlerin PPI değeri 12,2 olarak hesaplanmıştır. Ayrıca;

$$\varepsilon = \frac{Vt - Vs}{Vt} \tag{1}$$

denklemi vasıtası ile (Leong 2010) YAK ve KYAK için gözeneklilik değeri % 37,64 ve % 33,89 olarak hesaplanmıştır. Burada V_t elde edilen ürünün katı hacmi ile üründeki boşluk hacminin toplamını, V_s ise toplam katı hacmini temsil etmektedir. Bu denklem ile tarif edilen gözeneklilik değeri boşluk hacminin toplam hacme oranıdır. KYAK ısı alıcısı, içerisinde kuyu yüksekliği boyunca şaşırtılmış düzende katı kanat entegrasyonuna yönelik silindirik boşluklar bulunduran gözenekli yapının 5 mm çapında silindirik alüminyum katı kanatlarla entegre edilmesiyle üretilmiştir.



Şekil 11. Yapay alüminyum köpük (YAK).



Şekil 12. Isıl kanatçık geçirilmeye hazır hali.



Şekil 13. Kanatçıklı yapay alüminyum köpük (KYAK).

Katı kanatçıklar ile alüminyum köpük arasındaki temas direncini minimum seviyede tutabilmek için ara yüzeyde yüksek ısı iletim katsayısına sahip (8,5 W/mK) yapışkan termal macun kullanılmıştır. Literatürde sıralı kanat dizilimine nazaran şaşırtılmış dizilimin ısı transfer hızı üzerinde daha etkin olduğu rapor edildiğinden (Sharath vd. 2018) bu çalışmada şaşırtılmış kanat dizilimi tercih edilmiştir. Akışa dik doğrultudaki kanatlar arası boşluğun kanat çapına oranı (S/D) ve akışa paralel doğrultudaki kanatlar arası boşluğun kanat çapına oranı (X/D) 2,1 olarak alınmış olup bu oran ilgili parametrelere ilişkin literatürde verilen

optimum değerler aralığına düşmektedir (Metzger vd. 1984, Chyu vd. 2009). Şekil 14'de KYAK ısı alıcısı kanatçık diziliminin üsten görünüşü verilmiştir.



Şekil 14. KYAK ısı alıcısı kanatçık diziliminin üsten görünüşü.

YAK ve KYAK ısı alıcıları yukarıda verilen yöntem çerçevesinde üretildikten sonra ısı ve akış performansları farklı ısı akısı ve Re sayı değerlerinde deneysel olarak incelenmiştir.

Deney Düzeneği

Üretimi yapılan YAK ve KYAK ısı alıcılarının ısı ve akış performanslarının tayinine yönelik literatürden faydalanmak suretiyle bir deney düzeneği tasarlanmış ve üretimi yapılmıştır (Chyu vd. 2009, Arshad vd. 2018, Ji vd. 2018) . Şekil 15.a' da şematik gösterimi verilen deney düzeneği; (1) veri toplama cihazı (data logger), (2) anemometre (hız ölçüm cihazı), (3) power supply (güç kaynağı), (4) film ısıtıcı (termofoil), (5) fan hız kontrol cihazı, (6) radyal fan, (7) fan kanal arası bağlantı, (8) test bölümü içerisindeki ilgili deney numunesi, (9) kanal kesit alanı düşürücü, (10) teflon kanal (test bölümü çıkışı), (11) test bölümü, (12) teflon kanal (test bölümü girişi), (13) kanal kesit alanı yükseltici ve (14) elektronik fark basınç ölçerden oluşmaktadır. Şekil 15.b'de ise deney sisteminde kullanılan dikdörtgen akış kanalının üç boyutlu görünüşü verilmiştir.



Şekil 15. a) Deney düzeneğinin şematik gösterimi b) Deney sisteminde kullanılan dikdörtgen akış kanalının üç boyutlu gösterimi.



Şekil 15. a) Deney düzeneğinin şematik gösterimi **b**) Deney sisteminde kullanılan dikdörtgen akış kanalının üç boyutlu gösterimi (devamı)

Deney düzeneğinin çalışma prensibini kısaca şu şekilde açıklamak mümkündür. Deney başlangıcında test bölümü olarak adlandırılan teflon yapı içerisinde bulunan çalışmaya konu ısı alıcısı ve hava, ortam (çevre) sıcaklığında bulunmaktadır. Isı alıcısı alt yüzeyinde bulunan film ısıtıcı belirli bir güç değerinde çalıştırılmak suretiyle alıcı tabanı sabit ısı akısına maruz bırakılır. Sonrasında kanal çıkışında bulunan radyal fan vasıtasıyla dış ortam koşullarında emilen hava test bölümü öncesinde kanal içerisinde bulunan dağıtıc/karıştırıcıdan geçirilerek düzgün dağılı U_i hızında ısı alıcısına giriş yapar. Kanalda akmakta olan havanın hızı fan çıkışının kısılması ile istenilen değere yaklaşık olarak ayarlanır ve ortalama akışkan hızı test bölümü çıkışında kanala yerleştirilen hız probu ile okunur. Tabanından sabit ısı akısına maruz bırakılan alıcıdan ısı çeken hava ısınmış bir şekilde dışarı atılır. Bu sırada havanın giriş ve çıkış sıcaklıkları ile ısı alıcısının farklı noktalardaki taban sıcaklığı zamana bağlı olarak kaydedilir. Deney 1sı alıcısı için sürekli rejim koşulları oluşuncaya dek devam eder. Deney esnasında aynı zamanda ısı alıcısında akış yönünde oluşan basınç düşümü fark basınç ölçer ile ölçülür. Deneyler farklı ısı akısı ve Re sayı değerlerinde tekrarlanmak suretiyle söz konusu ısı alıcılarının ısı ve akış karakteristikleri belirlenir. Deney düzeneğini oluşturan her bir elamanın ayrıntılı açıklaması ölçüm aletleri ve yöntemi ile birlikte bir sonraki bölümde verilmiştir.

Deney Sistemini Oluşturan Başlıca Elemanlar

Fan

Dikdörtgen kanal içerisindeki hava akışı, debisi 1800 m³/saat ve gücü 580 W olan Bahçıvan BVN OBR 200M - 2K marka bir fan vasıtası ile sağlanmıştır. Fanın devir sayısı dolayısıyla akışkanın hızı fan hava çıkışı kapatılarak kontrol edilmiştir. Fan zemine sabitlenmiş olup fanın çalışmasıyla beraber oluşacak titreşimi asgari seviyede tutmak için lastik pabuçlar kullanılmıştır. Fana ait bir görsel ve fanın özellikleri sırası ile Şekil 16'da ve Tablo 2'de verilmiştir.



Şekil 16. Fana ait bir fotoğraf.

Tablo 2.	Radyan	fanın	özellikleri	(BVN	OBR	200M-2K)
----------	--------	-------	-------------	------	-----	----------

Voltaj (V)	230
Frekans (Hz)	50
Güç (W)	580
Devir (d/d)	2770
Debi (m ³ /h)	1800

Teflon kanal (test bölümü girişi)

Test bölümü giriş kanalı soğutucu havanın sisteme girerken düzgün dağılı hız ve sıcaklık profiline sahip olması için kullanılmıştır. Teflon kanal parçalı olarak (yan yüzeyler, alt yüzey ve üst yüzey) üretilmiş olup sonrasında cıvata somun bağlantısı ile birleştirilmiştir. Kanal uzunluğu 400 mm olup yan yüzeyler 22 mm, alt ve üst yüzeyler ise 10 mm kalınlığında teflon malzemeden üretilmiştir. Test bölümü girişinde kanal üst yüzeyine açılan deliklerden geçirilen ısıl çiftler vasıtasıyla kanal genişliği boyunca üç farklı noktada hava sıcaklığını okumak suretiyle ortalama sıcaklık elde edilmiştir. Şekil 17.'de ısıl çiftlerin yerleri 22 mm yüksekliğinde kanal için verilmiştir. Isıl çiftlerin geçirildiği delikler hava sızıntısına karşı ısıya dayanıklı silikon ile doldurulmuştur. Kanal çıkışı veya test bölümü girişi öncesinde havanın ortalama sıcaklığını okumadan önce kanal yan duvarına monte edilen ve Şekil 18'de görseli verilen dağıtıcı-karıştırıcı vasıtasıyla kanal içerisinde üniform hız ve sıcaklık dağılımı elde edilmiştir.



Şekil 17. Test bölümü girişinde ve çıkışında ortalama hava sıcaklığını ölçmek için kullanılan ısıl çiftlerin yerleri



Şekil 18. Dağıtıcı-karıştırıcıya ait görsel

Test bölümü

Deney düzeneğinin test bölümü olarak adlandırılan bölgesi ısı yalıtımı özeliğine sahip olması ve kolay işlenebilmesi nedeniyle teflon malzemeden üretilmiş olup içerisinde yapay gözenekli ısı alıcısını barındırmaktadır. Test bölümü 40 mm kalınlığında 100 mm uzunluğa sahip teflon levhalardan oluşmakta olup test numunesi bu levhaların arasında yer almaktadır. Test numunesini üst ve yan yüzeylerini hava geçişine kapatmak için bu yüzeylerde teflon levhayla birlikte ısıya dayanıklı kaucuk lastikler ayrıca kullanılmıştır. Diğer taraftan test bölümüne yerleştirilen numunenin giriş ve çıkış yüzeylerinin teflon malzeme ile temas eden kenarlarına havanın sızmasını önlemek adına ısıya dayanıklı kırmızı silikon sürülmüştür. Sabit ısı akısı sınır koşulunu oluşturmak için 4,3 Ω direnç değerine sahip film ısıtıcı test numunesinin alt kısmına termal macun kullanılarak yapıştırılmıştır. Bu esnek film ısıtıcılar, ısı alıcıları ile aynı boyutlarda özel olarak üretilmiş olup 235°C'ye kadar hasarlanmadan çalışabilmektedirler. Isıtıcının gücü DC güç kaynağı vasıtasıyla kontrol edilmiştir. Çalışmaya konu ısı alıcılarının ısı uzaklaştırma performanslarının değerlendirilmesi için kullanılan film ısıtıcıların alt yüzeyine simetriden dolayı aşağıda şekil 19'da verilen düzende 21 adet T tipi ısıl çift termal macun ile tutturulmuştur.



Şekil 19. Isıl çift dizilimi

Ayrıca film ıstıcının yerleştirilemsi ve ısıl çiftlerin temas noktalarından hasara uğramaması için alt yüzeydeki teflon levhanın numune ile temas eden yüzeyine CNC ile bir oyuk açılmış böylece hem ısıl çiftlerin sıkışması engellenmiş hem de kabloların dışarı alınması kolaylaştırılmıştır. Oyuk içerisinde teflon yüzey ile filim ısıtıcı arasındaki boşluk ısı yalıtımı amacıyla cam yünü ile doldurulmuştur. Kabloların dışarı alındığı delik ısıya dayanıklı kırmızı silikon ile doldurulmuştur. Böylelikle tamamen yalıtılan test bölgesi deney aşamasına hazır hale getirilmiştir.





Şekil 20. Test bölümü hazırlama aşamaları.

Teflon kanal (test bölümü çıkışı)

Test bölümü çıkışı kanalı havanın havanın çıkış hızını ve çıkışta ortalama sıcaklığını ölçmek maksadıyla kullanılmıştır. Kanal uzunluğu 300 mm olup yan yüzey ile alt yüzey ve üst yüzeylerde kullanılan teflon malzeme kalınlıkları test bölgesi girişinde kullanılan kanal ile aynıdır. Kanalda akmakta olan havanın hızını okumak için kanal girişinden (test bölümü çıkışı) yaklaşık 1 cm ileride yan duvara sıcak tel anemometresinin probunun girebilmesi için 10 mm çapında delik açılmıştır. Ayrıca kanal üst duvarına açılan deliklerden geçirilen ısıl çiftler vasıtasıyla test bölümü çıkışında kanal genişliği boyunca üç farklı noktada hava sıcaklığı okumak suretiyle ortalama sıcaklık elde edilmiştir.

Isıl çiftler.

Isı alıcılarının alt yüzey sıcaklıkları ile test bölümü giriş ve çıkışında hava sıcaklıklarını okumak için kablo çapı 1 mm olan T tip ısıl çiftler kullanılmıştır. Kullanılan ısıl çiftlerin görseli Şekil 21'de verilmiştir.



Şekil 21. Isıl çift.

Veri toplama cihazı

Elde edilen verileri kendi yazılımı vasıtasıyla kayıt altına almak amacıyla Keysight 34972A veri toplama cihazı 20 kanal kapasiteli 2 adet Keysight 34901A switch kart ile beraber kullanılmıştır. Isıl çiftlerin mV çıkış değerleri veri toplama cihazının yazılımı yardımıyla ^oC olarak okunup kayıt altına alınmıştır. Veri toplama cihazı Şekil 22'de verilmiştir.



Şekil 22. Veri toplama cihazı

Şekil 22'de verilen veri toplama cihazının arkasında bulunan 20 kanal kapasiteli Keysight 34901A switch kartına (Şekil 23) ısıl çiftler bağlanmıştır. Bu sayede gerekli yerlerden sıcaklıklar ölçülerek zamana bağlı olarak kayıt altına alınmıştır.



Şekil 23. 20 kanal kapasiteli Keysight 34901A switch kart.

Güç kaynağı (power supply)

Test bölümündeki ısı alıcılarının alt yüzeyine yerleştirilen film ısıtıcıların gücünü kontrol edebilmek için 1500 W Keysight N5770A güç kaynağı kullanılmıştır (Şekil 24). Güç kaynağına ait özellikler Tablo 3'de verilmiştir.



Şekil 24. Güç kaynağı (power supply)

	Voltaj (V)	150
DC çıkış değeri (maximum)	Amper (A)	10
	Güç (W)	1500
Cıkıs cevan süresi	Yükleme (sn)	0.15
çınış ee tup suresi	Kapatma (sn)	2

Tablo 3. Güç kaynağı özellikleri (Keysight 2019)

Alıcı taban sıcaklığının belirli bir değerin üstüne çıkmaması için deneysel çalışmanın yürütüldüğü Re sayı aralığında deneyler Tablo 4'te verilen üç farklı güç değeri çerçevesinde yürütülmüştür.

Re Sayısı	Voltaj (V)	Amper (A)	Güç (W)	
	5,6	1,28	7,29	
1470-200	6,8	1,55	10,75	
	7,9	1,80	14,51	

Tablo 4. Numaralı numune için her bir Re değerine karşılık ısıtıcı gücü

Fark basınçölçer

Deneysel çalışmaya konu ısı alıcılarında akış yönünde meydana gelen basınç düşümünü ölçmek için şekil 25'de görseli verilen CEM DT8890 marka fark basınç ölçer kullanılmıştır. 0 ila 344,7 mbar arasında \pm 0,2% FS hasasiyet ile ölçüm yapabilen fark basınç ölçerin giriş ve çıkış kanalının içerisine kanal yan duvarlarına sıfır olarak girecek şekilde test bölümü giriş ve çıkışına 4 cm mesafede yerleştirilerek ölçümler alınmıştır. Ölçümler her saniyede bir yapılıp pascal cinsinden kaydedilmiştir.



Şekil 25. Fark basınçölçer.

Hız ölçüm cihazı

Kanalda akmakta olan havanın hızını dolayısıyla Re sayısını belirleyebilmek için Şekil 26'da görseli verilen Kimo VT 50 markalı anemometre kullanılmıştır.



Şekil 26. Anemometre (Hız ölçüm cihazı).

Şekil 26'da gösterilen anemometrenin probu kanala test bölümünün çıkışından 1 cm uzaklığa kanal duvarına 10 mm çapında (prob girecek şekilde) delik açılarak yerleştirilmiştir. Yerleştirilen probun akışa dik yönde kanalın tam ortasına denk gelmesi amaçlanmıştır (Şekil 27).



Şekil 27. Anemometrenin kanala yerleşimi.

Anemometrenin probu Şekil 27'de gösteridiği gibi deney süresince kanal içersinde durmuş ve belli aralıklarla manuel olarak okunan hız değerleri kayıt altına alınmıştır. Deneylerin başlangıcında fanın çıkışı kısılmak suretiyle aneometreden okunan hız değerine göre kanaldaki akışkan hızı istenilen değere ayarlanmıştır. Deney düzeneğinin kurulu son hali Şekil 28'de verilmiştir.



Şekil 28. Deney düzeneğinin kurulu son hali.

Deney Prosedürü

Deneyler aşağıda maddeler halinde verilen prosedür çerçevesinde yürütülmüştür.

- 1. Çalışılacak test numunesi test bölgesine yerleştirtildikten sonra kanala montajı yapılır.
- 2. Test bölgesinde hava sızıntısı olup olmadığı sabun köpüğü ile kontrol edilir.

- 3. Ölçüm cihazlarının sorunsuz bir şekilde çalıştığı ve ölçülen değerlerin kayıt altına alınıp alınmadığı kontrol edilir.
- 4. Yapılacak tüm deneylerde kullanılmak üzere bir kereye mahsusu sürekli rejimde test bölgesinden dış ortama olan toplam ısı kaybı alıcı taban sıcaklığı ile dış ortam havası sıcaklığı arasındaki farkın (ΔT) fonksiyonu olarak ifade edilir. Bu maksatla fan çalıştırılmadan farklı ısıtıcı güç değerlerinde sürekli rejim koşullarının oluşması beklenir ve bu koşul oluştuktan sonra ΔT sıcaklık farkına karşılık gelen toplam ısı kaybı ısıtıcıya sağlanan güç değerine eşit olur. Böylece test bölgesinden dış ortama gerçekleşen ısı geçişi ΔT sıcaklık farkının fonksiyonu olarak elde edilmiş olur.
- 5. Çalışılacak Re sayı değerine karşılık gelen hava hızını ayarlamak için fan çıkışı kanaldaki havanın akış hızını ölçülmek suretiyle belirli oranlarda kısılır. Radyal fan vasıtası ile temin edilen dış ortam havasının kanaldaki akış hızına karşılık gelen Re sayı değerleri Tablo 5'de gösterilmiştir. Bu değerler elde edilirken havanın yoğunluğu (ρ) 1,225 kg/m³ ve viskozite (μ) 0,00001859 kg/ms olarak alınmıştır.

Tablo 5. Kanaldaki hava	akış hızına	karşılık gelen	Re sayı değerleri
-------------------------	-------------	----------------	-------------------

Re
200
347
578
769
994
1243
1470

Tablo 5'de verilen Re sayı değerleri;

$$Re = \frac{\rho u D_h}{\mu} \tag{2}$$

formülü ile hesaplanmıştır. Burada μ dinamik viskozite (ağdalılık), D_h ise hidrolik çapı temsil etmektedir. Dikdörtgen kesitli kanalın hidrolik çap değeri ise;

$$D_h = \frac{4ab}{2(a+b)} \tag{3}$$

denklemi ile hesaplanmıştır.

6. Deneyler her bir test numunesi için yaklaşık 200-1470 Re sayı aralığında üç farklı 2000, 3000 ve 4000 W/m² ısı akısı değerinde yürütülür. Deneyler sırasında ısıl çiftler aracılığı ile okunan sıcaklık değerleri 30 saniye aralıklarla veri kayıt cihazının yazılımı ile kayıt altına alınır. Kanalda akmakta olan havanın akış hızında bir değişimin olup olmadığını kontrol etmek için ölçülen akış hızı ve basınç düşümü değerleri her beş dakika da bir manuel olarak kayıt altına alınır. Sürekli rejim koşulları oluştuktan sonra ısı alıcı tabanından okunan sıcaklık değişimleri, her 15 dakikada 0,2 °C'den daha az gerçekleşmeye başladığı zaman sürekli rejim koşuluna ulaşıldığı kabul edilmektedir (Tzeng ve Jeng 2006 ve 2010).

7. Son olarak deneylerin tekrar edilebilirliğini göstermek amacıyla yapılan deneyler aynı koşullarda tekrar edilir ve elde edilen sonuçlarda anlamlı farkların söz konusu olup olmadığı kontrol edilir.

ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA

Bu bölümde aynı boyutlarda üretimi yapılan yapay alüminyum köpük (YAK) ve kanatçıklı yapay alüminyum köpük (KYAK) ısı alıcılarının akış ve ısıl davranışlarına ilişkin elde edilen deneysel bulgular kendi aralarında ve literatürdeki benzer çalışmalar ile karşılaştırmak suretiyle sunulmuştur.

Akış Performansı Analizi

YAK ve KYAK isi alicilarinda akiş yönünde birim uzunluk başına meydana gelen basınç düşümü 200 – 1470 Re sayı aralığında (0,086 m/s – 0,6333 m/s akış hızlarında) deneysel olarak elde edilmiş olup sonuçlar Şekil 29'da sunulmuştur. Kontrollü deneyler gerçekleştirebilmek adına ısı alıcılarının fiziksel yapısı hariç diğer bağımsız parametreler sabit tutulmuştur. Her iki numune için elde edilen bulgular, artan akış hızı ile birlikte ısı alıcı üzerinde meydana gelen basınç düşümünün artış gösterdiğini ve bu ilişkininde hemen hemen doğrusal olduğunu ortaya koymaktadır. Genel olarak, aynı hız değerinde KYAK ısı alıcısının YAK'a nazaran akışa göstermiş olduğu direnç daha büyüktür. Bu durum şaşırtılmış dizilimdeki katı kanatçıkların KYAK 151 alıcısının geçirgenliğini düşürmesinden kaynaklanmaktadır (Maji vd. 2017). Diğer taraftan, Darcy akışı olarak tanımlanan düşük hızlı akışlar için basınç düşümü hız ile hemen hemen doğrusal bir artış göstermektedir. Ancak hız arttıkça sürüklenme ve atalet etkileri önemli hale gelmeye başlar ve hıza göre basınç düşümü hesaplamasında genişletilmiş Darcy olarak bilinen Darcy – Forchheimer eşitliği kullanılır. Bu denklemde sürüklenme etkileri ρu^2 ile diğer bir ifadeyle hızın karesi ile orantılı olduğundan (Beavers ve Sparrow 1969, Hamadouche vd. 2016) her iki numunenin akışa göstermiş olduğu direnç arasındaki fark düşük akışkan hızlarında düşük iken söz konusu bu fark artan akışkan hızı ile birlikte artış göstermektedir.



Şekil 29. Farklı ısı kuyularında basınç düşümünün hız ile değişimi.

Çalışılan ısı alıcılarının akışa göstermiş oldukları direnci değerlendirmenin bir yolu da bu alıcıların geçirgenlik değerlerinin belirlenmesinden geçmektedir. Bu değer hem söz konusu alıcıların literatürdeki eş değerleri ile akış performansı bakımından karşılaştırılmasına hem de sayısal çalışma yürütülmesine olanak vermektedir. Ayrıca, gözenekli malzemeler ile yürütülen sayısal çalışmalarda ihtiyaç duyulan bir diğer parametrede malzemenin atalet katsayısıdır. Bu kapsamda söz konusu yapay gözenekli malzemenin geçirgenlik (*permeability*) ve atalet katsayısı (*inertial coefficient*) aşağıda verilen yöntem çerçevesinde tayin edilmiştir. Gözenekli malzemenin fiziksel özelikleri olarak nitelendirilen bu değerler literatürde sıkıştırılamaz ve Newtonian akışkanlar için geçerli olan Darcy-Forchheimer momentum denkleminden faydalanmak suretiyle elde edilmektedir (Leong vd.2010, Dukhan ve Minjeur 2010). Bir akışkanın gözenekli bir ortamdan geçerken viskoz sürtünmelerden ve atalet etkilerinden kaynaklı basınç düşümünü açıklamaya yarayan bu denklem;

$$-\frac{dp}{dx} = \frac{\mu}{K} u + \frac{\rho C_f}{\sqrt{K}} u^2$$
⁽⁴⁾

şeklinde ifade edilmektedir. Burada *K* geçirgenlik, C_f atalet katsayısı, *u* kanal içi ortalama akış hızı, ρ akışkan yoğunluğunu, μ ise akışkan viskozitesini temsil etmektedir. Bu denklem aşağıdaki tanımlamalar kullanılmak suretiyle denklem 5 deki gibi tekrardan ifade edilmiştir;

$$-\frac{dp}{dx} = A u + B u^2 \tag{5}$$

Burada;

 $A = \frac{\mu}{K}$ ve $B = \frac{\rho C_f}{\sqrt{K}}$ olarak belirlenen katsayılardır. Bu katsayılar, gözenekli malzemenin hız (*u*) ile basınç düşümü ($\Delta P/L$) değişim grafiğine ikinci dereceden denklem uydurmak suretiyle belirlenmiştir (Şekil 30).



Şekil 30. Birim uzunluk için basınç düşümünün ($\Delta P/L$) hız (u) ile değişimi ve uydurulan eğrinin veri grubu üzerinde gösterimi.

Şekil 30'da elde edilen ikinci dereceden denklemde x (u) ve x² (u²) nin katsayıları sırasıyla 5 denklemindeki A ve B katsayılarına denk gelmektedir. Yapay gözenekli malzemede *K* ve C_f değerleri aşağıda verilen eşitliklerden hesaplanmıştır;

$$K = \frac{\mu}{A} \tag{6}$$

$$C_f = \frac{B\sqrt{K}}{\rho} \tag{7}$$

Tablo 6'da bu tez kapsamında çalışılan YAK malzemesinin K ve C_f değerleri literatürde farklı malzemeler için verilen değerler ile karşılaştırılmıştır.

Yazar	Materyal	PPI	Е	$K(m^2)$	C_f
Sunulan	YAK	12,2	0,37	2,919 x 10 ⁻⁹	0,038
Hamadouche vd. (2016)	Al Köpük	40	0,93	0,194 x 10 ⁻⁷	0,0445
Chen vd. (2013)	Al Köpük	10	0,95	1.49 x 10 ⁻⁷	0,099
Dukhan ve Minjeur (2010)	Al Köpük	10	0,92	4,29 x 10 ⁻⁷	0,0586
		20	0,92	2,01 x 10 ⁻⁷	0,0531
		40	0,93	1,97 x 10 ⁻⁷	0,0583
Elayiaraja vd. (2010)	Cu Köpük	20	0,61	1,11 x 10 ⁻⁷	0,0266
Garrity vd. (2010)	Karbon		0,166	1,66 x 10 ⁻⁸	0,034
	Köpük				
Jeng (2008)	Al İğne Uçlu		0,75	2,95 x 10 ⁻⁶	0,0543
	Kanatçık				

Tablo 6. Literatürde rapor edilen bazı gözenekli malzemelerin fiziksel özellikleri

Gözenekli malzemenin geçirgenlik değeri akışkan geçişine göstermiş olduğu direncin bir ölçüsüdür. Yapay gözenekli malzeme kullanılarak üretilen KYAK ısı alıcısının akışa karşı göstermiş olduğu direnç kanatçık entegrasyonu nedeniyle YAK'a göre daha büyüktür. Diğer bir ifadeyle KYAK ısı alıcısı üzerinde oluşan basınç düşümünün YAK ısı alıcısından daha büyük olmasının nedeni geçirgenliğinin daha düşük olmasından kaynaklanmaktadır. Malzemenin geçirgenliği aynı zamanda denklem 1 ile ifade edilen gözeneklilik (\mathcal{E}) değeri ile doğrudan ilişkilidir. Artan gözeneklilik değeri malzeme geçirgenliğinin artmasına sebebiyet vermektedir. Bu çalışmada malzeme gözenekliliği Tablo 6'da verilenlere nazaran daha düşük olduğundan geçirgenliği de paralel bir şekilde daha düşüktür.

Bunun yanında Tablo 6 'da verilen C_f değerlerine bakıldığında mevcut çalışma için elde edilen değerin diğerlerinden daha büyük olduğu açıkça görülmektedir. Atalet katsayısı C_f ile basınç düşümü arasında denklem 4' den de görüleceği üzere doğrusal bir ilişki söz konusudur. Artan C_f değeri basınç düşümü üzerinde olumsuz etki yaratmaktadır. Bazı çalışmalarda ise basınç düşümünün artması C_f ile bağıntılı sürüklenme katsayısının (C) artmasıyla ilişkilendirilir. Sürüklenme etkilerini temsil eden bu katsayı (form drag coefficient);

$$C = \frac{C_f}{\sqrt{K}} \tag{8}$$

formülü ile gösterilmektedir.

Ayrıca, gözenek yoğunluğu artıkça akış daha çok karıştığından geçirgenlikte azalmaktadır. Literatürde çalışılan alüminyum köpükler için geçirgenlik yöne bağlı bir değişken iken sayısal çalışmalarda kolaylık sağlaması nedeniyle çoğunlukla yönden bağımsız sabit bir parametre olarak kabul edilmektedir. Bu tez kapsamında çalışılan yapay alüminyum köpük malzeme için gözenekler kontrollü bir şekilde oluşturulduğundan geçirgenlik her yönde aynıdır (*isotropic*). Bu sayede üretimi yapılan YAK malzemesi üzerinde akış ve ısı analizlerinin daha sağlıklı bir şekilde yapılması mümkün olabilecektir.

Sonuç olarak aynı çalışma koşullarında KYAK ısı alıcısında kanatçıklar nedeniyle akışa gösterilen direnç daha büyük olduğundan basınç düşümü de YAK'a göre daha fazla olmaktadır. Ayrıca, söz konusu yapıda atalet etkiler daha belirgin olduğundan akış daha fazla dirençle karşılaşmaktadır. Bu etkiler çerçevesinde KYAK ısı alıcısı YAK' göre genel itibariyle % 38,5 oranında daha fazla basınç düşümü göstermektedir.

Isıl Performans Analizi

Üretimi gerçekleştirilen YAK ve KYAK ısı alıcılarının ısı uzaklaştırma performansı 200-1470 Re sayı aralığında deneysel olarak incelenmiştir. Isı alıcılarının taban yüzeyi film ısıtıcı vasıtasıyla sabit ısı akısına maruz kalırken yanal yüzeyleri ısı geçişine karşı teflon malzeme ile yalıtılmıştır. YAK ısı alıcısında ısı geçişi Y ve Z yönlerine gerçekleşirken KYAK ısı alıcısında kanatçık varlığından dolayı X, Y ve Z olmak üzere üç eksende de gerçekleşmektedir.



Şekil 31. Deneysel çalışmaya konu ısı alıcılara uygulanan sınır koşulları.

Film 1sıtıcı tarafından sağlanan 1sı akısının tamamı kayıplar nedeniyle alıcılar üzerinden aracı akışkana aktarılamamaktadır. Ancak, 1sı alıcılarının performansını değerlendirmek için söz konusu kayıp 1sı miktarının belirlenmesi gerekmektedir. Bu sebeple deneylere başlamadan önce sürekli rejimde kayıp 1sı miktarını tespit etmek için bir takım ön deneyler gerçekleştirilmiştir. Bu deneyler kanalda hava akışının olmadığı durumda farklı 1sı akısı değerlerinde sürekli rejim koşulları oluştuktan sonra alıcı taban sıcaklığı ile dış ortam havası arasındaki sıcaklık farkının (Δ T) ölçülmesi ile gerçekleştirilmiştir. Bu deneyler neticesinde elde edilen sonuçlar Şekil 32' de sunulmuş olup bu şekilden herhangi bir Δ T değerine karşılık kayıp 1sı akısı miktarı tespit etmek mümkündür.



Şekil 32. Sürekli rejimde kayıp ısı akısı miktarının ΔT ile değişimi.

Isı alıcı tabanlarına aralarında 1 cm boşluklar kalacak şekilde 21 adet ısıl çift Şekil 33 'de gösterildiği gibi yerleştirilmiştir. Bu ısıl çiftler vasıtasıyla ısı alıcılarının taban sıcaklık dağılımı deneyler süresince her 30 saniyede bir ölçülerek kaydedilmektedir.



Şekil 33. Isıl çift pozisyonları ve Δs alanları.

Isi alıcılara ilişkin performans deneyleri farklı isi akısı ve Re değerlerinde gerçekleştirilmiştir. Alıcı tabanındaki isiticinin gücü DC güç kaynağı vasıtasıyla belirli bir değere ayarlanmak suretiyle isi akısı, fan çıkışını kısmak suretiyle de Re sayısı istenilen değere getirilmiştir. Sürekli rejim koşulları oluştuktan sonra ölçülen ΔT sıcaklık farkına karşılık Şekil 36 üzerinde verilen denklem vasıtasıyla kayıp isi akısı miktarı hesaplanmıştır. Her iki isi alıcısı için farklı isi akısı ve Re değerlerinde kararlı hal sıcaklıkları şekil 34 ve 35 de verilmiştir. Performans değerlendirmesi film isitici tarafından sağlanan isi akısından bu kayıp isi akısı miktarını çıkarmak üzere elde edilen değer üzerinden yapılmıştır. Diğer bir ifade ile bu değer birim alanda ve birim zamanda ısı alıcısı üzerinden konveksiyonla aracı akışkana aktarılan enerji miktarını göstermektedir. Bu değer her iki ısı alıcısı içinde Şekil 36 da ortalama akışkan hızının fonksiyonu olarak verilmiştir.



Şekil 34. YAK için uygulanan farklı ısı akısı ve Re değerlerinde taban kararlı hal sıcaklıkları.



Şekil 35. KYAK için uygulanan farklı ısı akısı ve Re değerlerinde taban kararlı hal sıcaklıkları.



Şekil 36. Kanaldaki akışkan hızının fonksiyonu olarak ısı alıcıları tarafından uzaklaştırılan ısı akısı miktarı (q toplam - q kayıp)

Şekil 36 ile sunulan veriler 4000 W/m² sabit ısı akısı değerinde elde edilmiştir. Grafikten açık bir şekilde görüleceği üzere aynı hız değerinde KYAK ısı alıcısının ısı uzaklaştırma performansı YAK göre daha üstündür. Dolayısıyla kanatçık entegrasyonunun basınç düşümü üzerinde yarattığı olumsuz etki ısı transferi bakımından tam olarak tersine dönmektedir. Ancak artan akışkan hızı ile birlikte kanatçık entegrasyonunun ısı transferi üzerinde yaratığı olumlu etki giderek azalmaktadır. Sunulan verilerin güvenilirliği söz konusu verilere ilişkin deneylerin tekrar edilmesiyle güvence altına alınmıştır. Diğer taraftan çalışılan ısı alıcıların ısı uzaklaştırma performansını değerlendirmek için belirli bir ısı akısı (q_{sağlanan} veya q_{toplam} –q_{kayıp}) ve Re değerinde kararlı haldeki taban sıcaklık dağılımı kullanılmak suretiyle ortalama Nusselt (\overline{Nu}) sayısı hesaplanmıştır. Ortalama Nu sayısı boyutsuz duvar sıcaklığının (θ_d) fonksiyonu olarak aşağıdaki gibi tanımlanmıştır (Jeng ve Tzeng 2007, Jeng vd. 2010).

$$\overline{Nu} = \frac{hL}{k} = \left(\sum_{j=1}^{21} \frac{\Delta s}{\theta_d}\right) / A_{toplam}$$
(9)

$$\theta_d = \frac{T_d - T_g}{q_c H/k} \tag{10}$$

Burada T_d kararlı hal durumunda Şekil 33'de verilen ısıl çiftler ile ölçülen duvar sıcaklıklarını, T_g ise test bölgesi girişindeki havanın giriş sıcaklığını temsil etmektedir. Film ısıtıcı ile uygulanan toplam ısı akısından karalı haldeki Δ T değerine karşılık Şekil 32'den okunan kayıp ısı miktarı çıkarıldıktan sonra alıcı üzerinden taşınımla uzaklaştırılan *q_c* değeri bulunmuş olur. Ayrıca, yukarıdaki denklemlerde H ısı alıcısının yüksekliğini, *k* ise havanın ısı iletim katsayısını ifade etmektedir. Δs ile belirtilen parametre her bir ısıl çiftle okunan sıcaklığın geçerli olduğu alanı göstermektedir. Kenar yüzeyde olan ısıl çiftler için 0,5 cm², diğerleri için ise 1 cm² olarak değerlendirilen bu etki alanları şekil 33'de kesikli çizgilerle belirtilmiştir. A_{toplam} ise ısıl çiftlerin yerleştirildiği ve değeri 18 cm² olan toplam Δs alanını ifade etmektedir. Yukarıda verilen denklem 9 ve 10 kullanılmak suretiyle farklı Re ve ısı akısı değerlerinde ortalama Nu sayıları KYAK ve YAK ısı alıcıları için değerlendirilmiş ve elde edilen bulgular Şekil 37,38 ve 39'da sunulmuştur.



Şekil 37. 4000 W/m² ısı akısı değerinde $Re - \overline{Nu}$ grafiği.

Elde edilen bulgular çerçevesinde her iki yapay alüminyum köpük ısı alıcısı için de Re arttıkça ortalama Nu değerinin arttığını söylemek mümkündür (Şekil 37,38 ve 39). Artan Re değeri ile birlikte akışın hızlanması ve karışması ısı taşınım katsayısı üzerinde (dolaysıyla ısı transfer hızında) bir yükselişe neden olmakta ve bu durumda ortalama Nu değerinin artmasına sebebiyet vermektedir. Bununla beraber KYAK ve YAK ısı alıcıları kendi aralarında kıyaslandığında aynı Re değerinde KYAK ısı alıcısının *Nu* değerinin daha büyük olduğu ve dolayısıyla KYAK'ın YAK'a göre ısıl performans olarak daha iyi sonuç verdiği görülmektedir. Bunun nedeni, KYAK ısı alıcısının YAK ısı alıcısına kıyasla ısıl kanatçıkların eklenmesiyle etkin ısıl iletkenliğinin önemli ölçüde artmasıdır.



Şekil 38. 3000 W/m² ısı akısı değerinde $Re - \overline{Nu}$ grafiği.



Şekil 39. 2000 W/m² ısı akısı değerinde $Re - \overline{Nu}$ grafiği.



Şekil 40. KYAK ve YAK ısı alıcılarında Reydolds'a göre ortalama Nu sayısının uygulanan farklı ısı akılarına göre değişim grafikleri.

Şekil 40'dan görüleceği üzere ısı akısının ortalama Nu üzerindeki etkisi YAK ısı alıcısı için kayda değer değil iken bu etki KYAK ısı alıcısı için özellikle artan Re sayısı ile birlikte dikkate değer olmaktadır. KYAK ısı alıcısı için Nu sayısı azalan ısı akısı değeriyle artış göstermekte olup söz konusu bu artış özelikle artan Re değeri ile birlikte anlamlı bir hal almaktadır.

Genel olarak aynı ısı akısına ve Re değerine maruz bırakılan iki farklı numuneye bakıldığında kanatçıklı yapay alüminyum köpük ısı alıcısının kanatçıksız yapay alüminyum köpük ısı alıcısına göre ortalama Nu sayısının artmış olduğu yukarıdaki grafiklerden açıkça görülmektedir. Bu artış, en yüksek Re değerinde uygulanan farklı ısı akılarında ortalama alınarak %17,43 olarak hesaplanmıştır.

Korelasyon Denklemleri

Aşağıda Şekil 41'de KYAK ve YAK ısı alıcılarının uygulanan her bir ısı akısı değeri için $\overline{N}u$, Re sayısının fonksiyonu olarak $\overline{N}u = aRe^b$ formunda ampirik bir eşitlik ile ifade edilmiştir. Korelasyon denkleminin sabitleri her bir örnek için korelasyon katsayısı ile birlikte Tablo 7' de verilmiştir. Korelasyon katsayıları (R²), ampirik denklemlerin ilgili veri grubunu iyi bir şekilde temsil ettiğini göstermektedir. Korelasyon denklemin sabitleri tayin edilirken öncelikle bahse konu doğrusal olmayan eşitlik, her iki tarafının 10 tabanında logaritması alınmak suretiyle doğrusallaştırılmıştır ($log(\overline{N}u) = log(a) + b * log(Re)$). Sonrasında doğrusal regresyon yöntemi ile a ve b sabitleri tayin edilmiştir. Önerilen eşitlikler yaklaşık olarak Re=200-1470 aralığında geçerlidir.



Şekil 41. KYAK ve YAK ısı alıcılarının uygulanan her bir ısı akısı değeri için doğrusal regresyon yöntemi ile ampirik denklem sabitlerinin tayini.



Şekil 42. Uygulanan üç farklı ısı akısı için ısı alıcılarının logaritmik $Re - \overline{Nu}$ ilişkisi.

q	$\overline{Nu} = aRe^b$	a	b	R^2
$4000 \text{ W}/\text{m}^2$	KYAK	4,423	0,39	0,99
4000 W/III	YAK	1,015	0,5743	0,98
$2000 \text{ W}/m^2$	KYAK	3,774	0,4168	0,99
3000 W/m	YAK	0,8703	0,5978	0,98
$2000 W/m^2$	KYAK	2,727	0,4767	0,98
2000 W/m	YAK	0,987	0,5776	0,97
4000-3000-2000	KYAK	3,538	0,4293	0,95
W/m^2	YAK	0,956	0,5832	0,98

Tablo 7. KYAK ve YAK ısı alıcılarının uygulanan her bir ısı akısı değeri için ampirik denklem sabitleri ve korelasyon katsayısı

Belirsizlik Analizi

Deneysel çalışmalarda ölçülen değerlerin doğruluğunu etkileyen önemli faktörlerden biri deney düzeneğinde kullanılan ölçüm cihazlarından kaynaklanan ölçüm hatalardır. Deneysel bulguların hata analizi için belirsizlik analizi adı verilen Gauss hata yayılım yasası kullanılmaktadır. Bu çalışmada ölçülen her bir büyüklüğün sahip olduğu belirsizliğe bağlı olarak ortaya çıkan deneysel hatalar aşağıda verilen denklem 11 vasıtasıyla belirlenmiştir. Denklemde *R*, ölçülen $x_1, x_2, x_3, ..., x_n$ nin fonksiyonu olan bir değerdir. Diğer bir ifade ile $R=f(x_1, x_2, x_3, ..., x_n)$ şeklinde yazılabilir. Burada w_n n inci ölçülen büyüklüğe ait belirsizlik değerini ifade ederken w_R *R*' nin tahmin edilen belirsizlik değeridir.

$$w_{R} = \sqrt{\left(\frac{\partial R}{\partial x_{1}} w_{1}^{2}\right)^{2} + \left(\frac{\partial R}{\partial x_{2}} w_{2}^{2}\right)^{2} + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_{n}} w_{n}^{2}\right)^{2}}$$
(11)

Doğrudan ölçülen boyut, sıcaklık ve hız için deneysel belirsizlikler söz konusu büyüklükleri ölçmek için kullanılan cihazların üreticileri tarafından sağlanan katalog değerlerine dayanmaktadır. Örneğin bu değerler boyut, sıcaklık ve hız için sırasıyla $\pm 0,05$ mm $\pm 1^{\circ}$ C ve $\pm 0,05$ m/s olarak verilmiştir. Ölçülen bu değerleri kullanarak farklı *Re* ve dolayısıyla *Nu* değerleri için hesaplanan deneysel belirsizliklerin deklem 11 çerçevesinde sırasıyla % 3 ile % 7,8 ve % 1,44 ile % 4,63 aralığında olduğu değerlendirilmiştir.

SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Bu çalışmada DMLS yöntemi kullanılmak suretiyle kartezyen koordinatlarda her bir eksende belirli sayıda 1 mm çapında delikler içeren ve gözeneklilik değeri 0,37 olan yapay alüminyum köpük malzeme üretilmiştir. Üretimi yapılan yapay alüminyum köpük malzeme doğrudan ve iğne uçlu kanatçıklarla entegre edilerek iki farklı ısı alıcısı tasarlanmıştır. Söz konusu ısı alıcılarının ısı ve akış karakteristikleri farklı ısı akısı ve Re değerlerinde deneysel olarak incelenmiştir. Deneyler neticesinde elde edilen bulgular aşağıda maddeler halinde özetlenmiştir.

- Katı kanatçıkların yapay alüminyum köpük ile entegre edilmesiyle azalan geçirgenliğe bağlı olarak akışa gösterilen direnç artmakta ve neticesinde ısı alıcısı üzerinde akış yönünde meydana gelen basınç düşümü de yükselmektedir.
- Isıl performans açısından bakıldığında alüminyum köpük ile ısıl kanatların entegre edilmesi ısı alıcısının ısı transferi performansını olumlu yönde etkilemektedir..
- Ede edilen bulgular DMLS yöntemi ile üretimi yapılan ısı alıcılarının ticari olarak ulaşılabilir olan alüminyum köpük ısı alıcılarının alternatifi olabileceğini göstermiştir.

Sonuç olarak bakıldığında üretimi yapılan entegre ısı alıcısı, ısı transfer hızını kanatçıksız duruma göre nispeten arttırmıştır. Bu nedenle yapılan kanatçık entegrasyonunun metal köpük ısı alıcılarının ısıl performansını iyileştirmeye yönelik etkili bir çözüm olduğunu ifade etmek mümkündür.

KAYNAKÇA

- Ambreen, Tehmina, and Man-Hoe Kim. "Effect of Fin Shape on the Thermal Performance of Nanofluid-Cooled Micro Pin-Fin Heat Sinks." International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 126, 2018, pp. 245–256., doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.05.164.
- Anonim, 2020. (n.d.). Metaller –5. Metal Köpükler, Polimer Köpükler Retrieved July 16, 2020, from <u>http://www.idmaterial.com/2016/02/26/metaller-5/</u> (05.04.2020)
- Armstrong, J., and D. Winstanley. "A Review of Staggered Array Pin Fin Heat Transfer for Turbine Cooling Applications." Journal of Turbomachinery, vol. 110, no. 1, 1988, p. 94
- Arshad, Adeel, et al. "Experimental Investigation of PCM Based Round Pin-Fin Heat Sinks for Thermal Management of Electronics: Effect of Pin-Fin Diameter." International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 117, 2018, pp. 861–872.,
- Banhart, J. (2001). Manufacture, characterisation and application of cellular metals and metal foams. Progress in Materials Science, 46(6), 559–632
- Beavers, G. S., & Sparrow, E. M. (1969). Non-Darcy Flow Through Fibrous Porous Media. Journal of Applied Mechanics, 36(4), 711-714.
- Bhattacharya, A., and R. L. Mahajan. "Metal Foam and Finned Metal Foam Heat Sinks for Electronics Cooling in Buoyancy-Induced Convection." Journal of Electronic Packaging, vol. 128, no. 3, 2006, p. 259.,
- Chen, C.-C., Huang, P.-C., & Hwang, H.-Y. (2013). Enhanced forced convective cooling of heat sources by metal-foam porous layers. International Journal of Heat and Mass Transfer, 58(1-2), 356–373.
- Chyu, Minking K., et al. "Effects of Height-to-Diameter Ratio of Pin Element on Heat Transfer From Staggered Pin-Fin Arrays." Volume 3: Heat Transfer, Parts A and B, 2009
- Chyu, Minking K., et al. "Effects of Height-to-Diameter Ratio of Pin Element on Heat Transfer From Staggered Pin-Fin Arrays." Volume 3: Heat Transfer, Parts A and B, 2009
- Dukhan, N., & Chen, K. (2007). Analysis of Constant-Heat-Flux Heat Transfer in Metal Foam. ASME 2007 InterPACK Conference, Volume 2.
- Dukhan, N., & Minjeur, C. A. (2010). A two-permeability approach for assessing flow properties in metal foam. Journal of Porous Materials, 18(4), 417–424.
- Elayiaraja, P., Harish, S., Wilson, L., Bensely, A., & Lal, D. M. (2010). Experimental Investigation on Pressure Drop and Heat Transfer Characteristics of Copper Metal Foam Heat Sink. Experimental Heat Transfer, 23(3), 185–195.
- Evans, A. (1998). Multifunctionality of cellular metal systems. Progress in Materials Science, 43(3), 171–221.
- Feng, S., Kuang, J., Wen, T., Lu, T., & Ichimiya, K. (2014). An experimental and numerical study of finned metal foam heat sinks under impinging air jet cooling. International Journal of Heat and Mass Transfer, 77, 1063-1074.
- García-Moreno, F. (2016). Commercial Applications of Metal Foams: Their Properties and Production. Materials, 9(2), 85.
- Garrity, P. T., Klausner, J. F., & Mei, R. (2010). Performance of Aluminum and Carbon Foams for Air Side Heat Transfer Augmentation. Journal of Heat Transfer, 132(12).
- Gerencser, D.s., and A. Razani. "Optimization of Radiative-Convective Arrays of Pin Fins Including Mutual Irradiation between Fins." International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 38, no. 5, 1995, pp. 899–907

- Gibson, L. J. (2000). Mechanical Behavior of Metallic Foams. Annual Review of Materials Science, 30(1), 191–227.
- Haghighi, S. Sadrabadi, et al. "Natural Convection Heat Transfer Enhancement in New Designs of Plate-Fin Based Heat Sinks." International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 125, 2018, pp. 640–647.,
- Hamadouche, A., Nebbali, R., Benahmed, H., Kouidri, A., & Bousri, A. (2016). Experimental investigation of convective heat transfer in an open-cell aluminum foams. Experimental Thermal and Fluid Science, 71, 86–94.
- Huisseune, H., Schampheleire, S. D., Ameel, B., & Paepe, M. D. (2015). Comparison of metal foam heat exchangers to a finned heat exchanger for low Reynolds number applications. International Journal of Heat and Mass Transfer, 89, 1-9.
- Jeng, T., & Tzeng, S. (2005). Numerical study of confined slot jet impinging on porous metallic foam heat sink. International Journal of Heat and Mass Transfer, 48(23-24), 4685-4694.
- Jeng, T., & Tzeng, S. (2007). Experimental study of forced convection in metallic porous block subject to a confined slot jet. International Journal of Thermal Sciences, 46(12), 1242-1250.
- Jeng, T.-M. (2008). A porous model for the square pin-fin heat sink situated in a rectangular channel with laminar side-bypass flow. International Journal of Heat and Mass Transfer, 51(9-10), 2214–2226.
- Jeng, T.-M., Tzeng, S.-C., & Tang, F.-Z. (2010). Fluid flow and heat transfer characteristics of the porous metallic heat sink with a conductive cylinder partially filled in a rectangular channel. International Journal of Heat and Mass Transfer, 53(19-20), 4216–4227.
- Ji, Chenzhen, et al. "Non-Uniform Heat Transfer Suppression to Enhance PCM Melting by Angled Fins." Applied Thermal Engineering, vol. 129, 2018, pp. 269–279
- Jubran, B.a., et al. "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, vol. 39, no. 16, 1996, pp. 3519–3529
- Jubran, B. A., et al. "Enhanced Heat Transfer, Missing Pin, and Optimization for Cylindrical Pin Fin Arrays." Journal of Heat Transfer, vol. 115, no. 3, 1993, p. 576
- Kalkan, Y., 2012. Vakum Döküm Yöntemi İle Açık Gözenekli Alüminyum. Yüksek Lisans Tezi, Afyon Kocatepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Afyon.
- Kim, S. Y., Paek, J. W., & Kang, B. H. (2003). Thermal performance of aluminum-foam heat sinks by forced air cooling. IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies, 26(1), 262–267.
- Leong, K., Li, H., Jin, L., & Chai, J. (2010). Numerical and experimental study of forced convection in graphite foams of different configurations. Applied Thermal Engineering, 30(5), 520–532.
- Maji, A., Bhanja, D., & Patowari, P. K. (2017). Numerical investigation on heat transfer enhancement of heat sink using perforated pin fins with inline and staggered arrangement. Applied Thermal Engineering, 125, 596-616.
- Mansour NASIRI KHALAJI, et al. "Experimental and Numerical Investigation of Heat Transfer in Different Winglet- Surface in a Vertical Rectangular Duct." International Journal of Innovative Research and Reviews, 15 July 2018.
- Matos, R. S., et al. "Optimally Staggered Finned Circular And Elliptic Tubes In Forced Convection." Revista De Engenharia Térmica, vol. 2, no. 2, 2003,
- Mesgarpour, Mehrdad, et al. "Numerical Analysis of Heat Transfer and Fluid Flow in the Bundle of Porous Tapered Fins." International Journal of Thermal Sciences, vol. 135, 2019, pp. 398–409

- Metzger, D. E., et al. "Effects of Pin Shape and Array Orientation on Heat Transfer and Pressure Loss in Pin Fin Arrays." Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, vol. 106, no. 1, 1984, p. 252
- Metzger, D. E., et al. "Row Resolved Heat Transfer Variations in Pin-Fin Arrays Including Effects of Non-Uniform Arrays and Flow Convergence." Volume 4: Heat Transfer; Electric Power, Aug. 1986
- Seyf Hamid Reza, and Mohammad Layeghi. "Numerical Analysis of Convective Heat Transfer From an Elliptic Pin Fin Heat Sink With and Without Metal Foam Insert." Journal of Heat Transfer, vol. 132, no. 7, 2010, p. 071401., doi:10.1115/1.4000951.
- Sharath, D., Sathyanarayana, & Puneeth, H. (2018). Heat Transfer Numerical Simulation and Optimization of a Heat Sinks. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 376, 012005
- Tianjian, L. (2002). Ultralight porous metals: From fundamentals to applications. Acta Mechanica Sinica, 18(5), 457–479.
- Tzeng, S.-C., & Jeng, T.-M. (2006). Convective heat transfer in porous channels with 90-deg turned flow. International Journal of Heat and Mass Transfer, 49(7-8), 1452–1461.
- Wan, Wei, et al. "Experimental Study and Optimization of Pin Fin Shapes in Flow Boiling of Micro Pin Fin Heat Sinks." Applied Thermal Engineering, vol. 114, 2017, pp. 436– 449
- Wang, J. (2019). Experimental investigation of heat transfer and flow characteristics in finned copper foam heat sinks subjected to jet impingement cooling. Applied Energy, 241, 433–443.
- Woodcock, Corey, et al. "Piranha Pin Fin (PPF) Advanced Flow Boiling Microstructures with Low Surface Tension Dielectric Fluids." International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 90, 2015, pp. 591–604.,
- Yang, Jian, et al. "Forced Convection Heat Transfer Enhancement by Porous Pin Fins in Rectangular Channels." Journal of Heat Transfer, vol. 132, no. 5, 2010, p. 051702

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler
Adı Soyadı: Beytullah İsmet TOPRAK
Doğum tarihi: 27.05.1992
Doğum Yeri: Ankara
Uyruğu: TC
Adres: Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine
Mühendisliği Bölümü / ERZURUM
Tel: 05066801460
E-mail: bismet.toprak@atauni.edu.tr
Eğitim
Lise: Ayrancı Anadolu Lisesi
Lisans: Sakarya Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü
Yüksek lisans: Atatürk Üniversitesi Enerji Bilim Dalı
Doktora: -
Yabancı Dil Bilgisi
İngilizce: İyi