



T.C.
SELÇUK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DÜZGÜN VE SAPTIRMALI DİZAYNDA FARKLI
PİM GEOMETRİLERİNE SAHİP ISI
DEĞİŞTİRİCİLERİNİN ZORLANMIŞ TAŞINIMLA
ISI TRANSFERİNİN İNCELENMESİ

Furkan PARLAK
YÜKSEK LİSANS TEZİ
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Ağustos-2023
KONYA
Her Hakkı Saklıdır

TEZ KABUL VE ONAYI

Furkan PARLAK tarafından hazırlanan “Düzgün ve Saptırmalı Dizaynda Farklı Pim Geometrilerine Sahip Isı Değiştiricilerinin Zorlanmış Taşınımına Isı Transferinin İncelenmesi” adlı tez çalışması 25/08/2023 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

Başkan

Prof. Dr. Ahmet SAMANCI

Danışman

Doç. Dr. Ahmet Ali SERTKAYA

Üye

Doç. Dr. Adnan BERBER

İmza

.....

.....

.....

Yukarıdaki sonucu onaylarım.

Prof. Dr. Ömer Faruk YÜKSEL
FBE Müdürü

Bu tez çalışması S.Ü. BAP tarafından 21201087 nolu proje ile desteklenmiştir.

TEZ BİLDİRİMİ

Bu tezdeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edildiğini ve tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

DECLARATION PAGE

I hereby declare that all information in this document has been obtained and presented in accordance with academic rules and ethical conduct. I also declare that, as required by these rules and conduct, I have fully cited and referenced all material and results that are not original to this work.

İmza

Furkan PARLAK

Tarih: 25.08.2023

ÖZET**YÜKSEK LİSANS TEZİ****DÜZGÜN VE SAPTIRMALI DİZAYNDA FARKLI PİM GEOMETRİLERİNE SAHİP
ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNİN ZORLANMIŞ TAŞINIMLA ISI TRANSFERİNİN
İNCELENMESİ****Furkan PARLAK****Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü****Makine Mühendisliği Anabilim Dalı****Danışman: Doç. Dr. Ahmet Ali SERTKAYA****2023, 45 Sayfa****Jüri****Prof. Dr. Ahmet SAMANCI****Doç. Dr. Ahmet Ali SERTKAYA****Doç. Dr. Adnan BERBER**

Pimli plakalı ısı değiştiriciler geleneksel düz plakalı tasarımlardan farklı olarak ısı transfer yüzeylerine tutturulmuş bir dizi yakın aralıklı pim veya kanatçıklardan oluşmaktadır ve düz plaka tasarımlarına kıyasla ısı transfer oranlarını artırır. Bu tasarımlar çeşitli endüstriyel uygulamalarda verimli bir şekilde kullanılmaktadır. Pimli plakalı ısı değiştiricilerde zorlanmış taşınım ile ısı transferini etkileyen temel faktörlerin başında pimlerin boyutu, geometrisi ve aralığı gelirken, akışkanın viskozitesi, yoğunluğu, özgül ısı ve akış hızı gibi parametrelerde ısı transferi üzerinde oldukça etkili değerlerdir. Mühendisler, belirli bir uygulama için istenen ısı transfer oranını elde etmek amacıyla bu parametreleri optimize ederler. Bu tez çalışmasında, ısı değiştirici formuna getirilmiş farklı geometrilere sahip pimli plakalı ısı değiştirici yüzeylerinde zorlanmış taşınım ile ısı transferinin etkileri deneysel olarak ele alınmıştır. Deneylerde dördü saptırmalı ve dördü saptırmaz olmak üzere toplam 8 adet pimli plakalı ısı değiştirici kullanılmıştır. Pimli plakalı ısı değiştiricilerin yüzey alanları birbirine eşit olacak şekilde üretilmiştir. Pimlerin tek farkı geometrileridir. Pimler üçgen, daire, elips ve kare olmak üzere dört farklı şekilde üretilmiştir. Deneyler 10 ila 50 watt ısı giriş güçlerinde, 1-6 m/s arasında değişen hava hızlarında gerçekleştirilmiştir. Deney sonucunda, saptırmalı pimli plakaların saptırmaz pimli plakalara oranla daha yüksek Nusselt sayılarına sahip olduğu görülmüştür. En yüksek basınç düşüşü saptırmalı üçgen ve elips pimli plakalı ısı değiştiricilerde gözlemlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Isı transferi, pimli plaka, saptırmalı, saptırmaz, zorlanmış taşınım.

ABSTRACT**MS THESIS****INVESTIGATION OF FORCED CONVECTION HEAT TRANSFER OF HEAT EXCHANGERS WITH DIFFERENT PIN GEOMETRIES IN INLINE AND STAGGERED DESIGN****Furkan PARLAK****SELÇUK UNIVERSITY INSTITUTE OF NATURAL SCIENCES MECHANICAL
ENGINEERING DEPARTMENT****Advisor: Ass. Prof. Dr. Ahmet Ali SERTKAYA****2023, 45 Pages****Jury****Prof. Dr. Ahmet SAMANCI****Ass. Prof. Dr. Ahmet Ali SERTKAYA****Ass. Prof. Dr. Adnan BERBER**

Unlike conventional flat plate designs, pin plate heat exchangers consist of a series of closely spaced pins or fins attached to the heat transfer surfaces and increase heat transfer rates compared to flat plate designs. These designs are used efficiently in a variety of industrial applications. While the size, geometry and spacing of the pins are the main factors affecting forced convection heat transfer in pin plate heat exchangers, parameters such as fluid viscosity, density, specific heat and flow velocity are also very effective values on heat transfer. Engineers optimize these parameters to achieve the desired heat transfer rate for a given application. In this thesis, the effects of forced convection heat transfer on the surfaces of pin plate heat exchangers with different geometries brought into heat exchanger form are experimentally investigated. A total of 8 pin plate heat exchangers, four with staggered and four in-line, were used in the experiments. The surface areas of the pin plate heat exchangers are equal to each other. The only difference of the pins is their geometry. The pins were produced in four different shapes: triangle, circle, ellipse and square. The experiments were carried out at thermal input powers of 10 to 50 watts and air velocities ranging from 1 to 6 m/s. As a result of the experiment, it was observed that the plates with staggered pins have higher Nusselt numbers than those in-line pins. The highest pressure drop was observed in heat exchangers with plates with staggered triangular and elliptical pins.

Keywords: Heat transfer, pin plate, staggered, in-line, forced convection.

ÖNSÖZ

Yüksek lisans öğrenimim boyunca her konuda tecrübesini, zamanını, sabrını, her şekilde ilgi ve yardımını kesinlikle esirgemeyen saygıdeğer hocam Doç. Dr. Ahmet Ali SERTKAYA'ya teşekkürlerimi ve saygılarımı sunarım. Tez çalışmamda teknik ve akademik altyapılarını hiçbir şekilde esirgemeyen Dr. Öğr. Üy. Eyüp CANLI'ya teşekkürü borç bilirim. Son olarak her zaman yanımda olan aileme her türlü desteklerinden dolayı minnettarım.

Furkan PARLAK

KONYA-2023



İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	i
ABSTRACT	ii
ÖNSÖZ.....	iii
İÇİNDEKİLER.....	iv
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	v
1.GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....	3
3. MATERYAL VE YÖNTEM	13
3.1. Veri Analizi	19
3.2. Belirsizlik Analizi	21
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	44
6. KAYNAKÇA	46
ÖZGEÇMİŞ	49
EK-1 Saptırmalı ve saptırmaz pimli plakaların yüzdelik kıyaslama tablosu.....	50
EK-2 Saptırmalı kare pimli plakanın değerleri	51
EK-3 Saptırmalı ve saptırmaz pimli plakaların regresyon analizi tablosu	52

SİMGELER VE KISALTMALAR

A	Plaka alanı	m^2
c	Özgöl ısı	$\frac{J}{kgK}$
D_h	Hidrolik çap	m
f	Sürtünme faktörü	$\frac{W}{m^2K}$
h	Isı taşınım katsayısı	$\frac{W}{mK}$
k	Isı iletkenlik katsayısı	$\frac{W}{m}$
L	Uzunluk	m
Nu	Nusselt Sayısı	
Pr	Prantl Sayısı	
Q	Güç	W
Re	Reynolds Sayısı	
V	Hız	$\frac{m}{s}$

Yunan Sembolleri

ΔP	Basınç düşüşü	Pa
μ	Dinamik vizkozite	$\frac{kg}{ms}$
ρ	Yoğunluk	$\frac{kg}{m^3}$

Alt İndisler

c	Karakteristik
$taş$	Taşınım
f	Film
h	Hidrolik
b	Basınç düşüşü ölçüm aralığı
w, s	Yüzey
∞	Çevre
g	Giriş
$\ç$	Çıkış

1.GİRİŞ

Son dönemlerde artan enerji maliyetleri ve endüstrileşen dünyadaki rekabet, mühendislik uygulamalarında insanlar az maliyetle daha çok verim elde edebileceği konusunda cevap arayışına girmiştir. Elektronik cihazlarda ve ısı yoğunluğunun fazla olduğu cihazlarda, ısıнын sistem dışına aktarılması önem arz etmektedir. Ömürlerini yükseltmek için cihazlarda değişiklik yapmak yerine cihaz bileşenlerinin sıcaklığı 40°C'den aşağı olması gerekmesi ısı transferinin önemini göstermektedir.

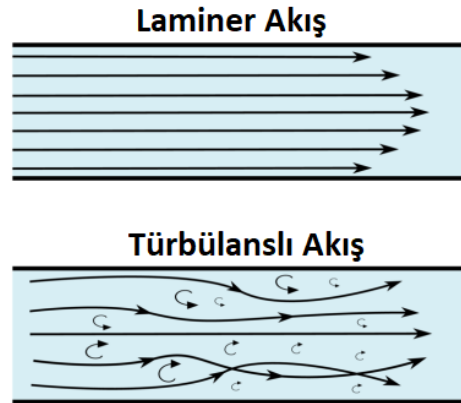
Isı transferi, bir sistem veya cisimdeki ısı enerjisinin bir noktadan başka bir noktaya doğru hareketidir. Isı, sıcak bir noktadan soğuk bir noktaya doğru akar. Isı transferi, sıcaklık farkı olan iki cisim veya sistem arasında gerçekleşir. Bu transfer, üç temel mekanizma ile gerçekleşir: iletim, konveksiyon ve radyasyon.

- İletim: Isı enerjisinin bir maddenin moleküllerinin titreşimleri, çarpışmaları ve hareketi yoluyla iletimi anlamına gelir. İyi ısı iletkenliği olan maddeler, ısıyı daha hızlı iletebilirken, kötü ısı iletkenliği olan maddeler ısıyı daha yavaş iletebilir.
- Konveksiyon: Isının sıvı veya gaz akışı yoluyla taşınmasıdır. Sıcak bir sıvı veya gaz, hareket ederek ısı enerjisini taşır. Bu, radyatörlerdeki sıcak suyun ortamı ısıtması veya hava akışının bir cismin üzerinden geçerek ısıyı taşınması gibi durumlarda görülür.
- Radyasyon: Isının elektromanyetik dalgalar yoluyla taşınmasıdır. Elektromanyetik dalgalar, boşlukta veya bir ortamda enerji taşır. Örneğin, güneşten yayılan ısı enerjisi radyasyon yoluyla Dünya'ya ulaşır.

Bu üç mekanizma genellikle birbiriyle etkileşime girer ve bir ısı transferi olayı sırasında birden fazla mekanizma devreye girebilir. Isı transferi, enerji dengesini sağlamak, sıcaklık farkını dengelemek ve çevresel koşulları etkilemek için önemlidir. Isı transferi, birçok endüstriyel, mühendislik ve fiziksel uygulamada dikkate alınması gereken önemli bir fenomen olarak kabul edilir. Bununla birlikte, bazı durumlarda ısı transferi, sadece bu temel mekanizmalarla açıklanamayacak kadar karmaşık olabilir. Zorlanmış taşınım ısı transferinde konveksiyonun bir alt dalıdır ve bu durumu açıklamak için kullanılır.

Zorlanmış taşınım, bir akışkanın (genellikle gaz veya sıvı) hareket eden bir yüzey üzerinde yüksek hızlı bir şekilde akması sırasında, yüzeyden uzaklaşan akışkan

parçacıklarının yüzeydeki moleküllerle etkileşmesi sonucu oluşan taşınmadır. Bu etkileşimler, akışkanın yüzeyde oluşan hava yastığı veya sınır tabakası nedeniyle artar. Zorlanmış taşınımın iki ana çeşidi vardır: laminar zorlanmış taşınım ve türbülanslı zorlanmış taşınım. Laminer zorlanmış taşınım, akışkanın yüzeyde düzgün ve tahmin edilebilir bir şekilde hareket ettiği durumdur. Türbülanslı zorlanmış taşınım ise, akışkanın yüzeyde dalgalanmalar ve girdaplar oluşturarak hareket ettiği durumdur. Türbülanslı zorlanmış taşınımın en önemli özelliği, yüzeydeki hareketlerin tahmin edilemezliğidir. Bu nedenle, türbülanslı zorlanmış taşınım genellikle laminar zorlanmış taşınımdan daha karmaşık ve zordur. Pimli plaka, zorlanmış taşınımın yoğun olduğu alanlarda sıcaklık transferini artırmak için kullanılan bir yapıdır. Bu yapı, yüzeydeki hareketleri artırarak taşınımı artırır ve böylece ısı transferi de artar. Pimli plakalar, uçaklarda, arabalarda, bilgisayar sistemlerinde ve endüstriyel ısı değiştiricilerinde sıcaklık kontrolü için kullanılır. Ayrıca, pimli plakaların biyomedikal cihazlar gibi hassas uygulamalarda da kullanıldığı bilinmektedir.



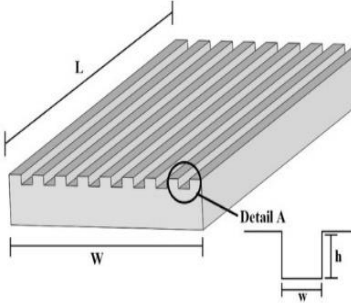
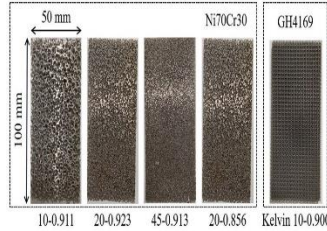
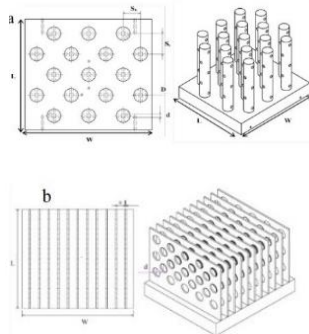
Şekil 1.1. Türbülanslı akış ve laminar akış

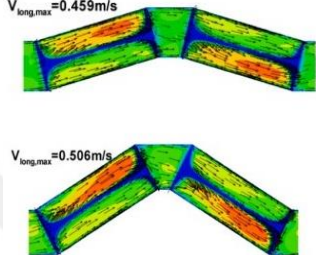
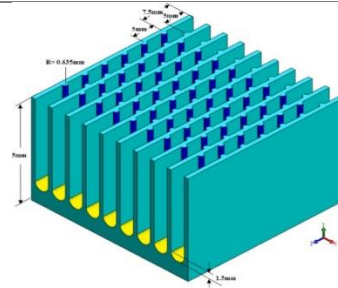
Reynolds sayısı düşükse ($Re < 2300$), akışkan laminar bir akışa sahip olur ve bu durumda akışkanın hareketi düzenlidir. Laminer zorlanmış taşınım bu durumda meydana gelir. Reynolds sayısı yüksekse ($Re > 4000$), akışkanın hareketi türbülanslı bir hal alır ve bu durumda akışkanın hareketi dağınık haldedir. Türbülanslı zorlanmış taşınım bu durumda meydana gelir. Reynolds sayısı 2300 ve 4000 arasındaysa, akışkanın hareketi hem laminar hem de türbülanslı olabilir. Bu durum, geçiş bölgesi olarak adlandırılır. Bu bölgede akışkanın hareketi kısmen dağınık haldedir.

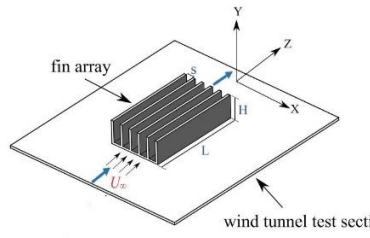
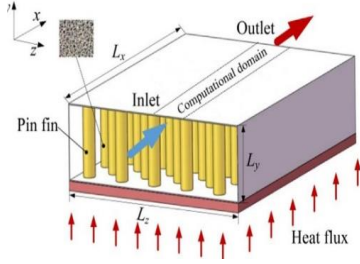
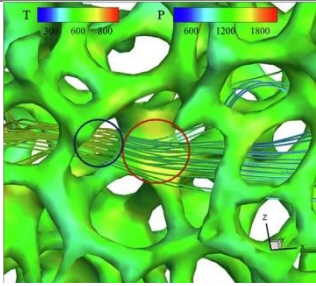
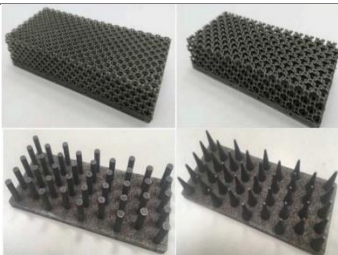
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

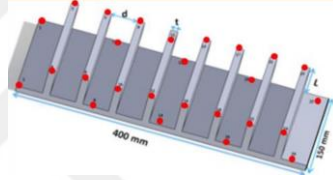
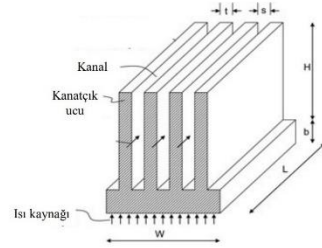
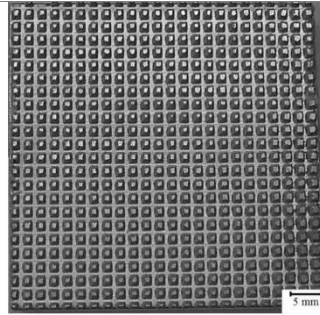
Zorlanmış taşınımında pimli veya kanatçıklı plakalar ile ilgili yapacağımız deneyin konusunda araştırmacılar bugüne kadar birçok farklı araştırmalarda bulunmuşlardır. Farklı yapılarda pimli plakalar, kanatçıklar, katı hücreler, metal köpükler gibi birçok ısı alıcılar ilgili araştırmaların bir kısmı özetlenmiştir. Araştırmaların yıllara göre değişimi ile gelişmesi ve çalışmalarında kullandıkları metotlar ile elde ettikleri sonuçlar aşağıda verilmektedir.

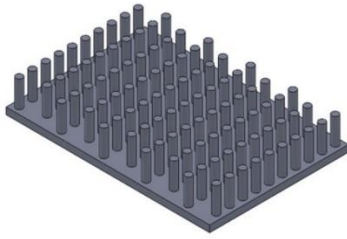
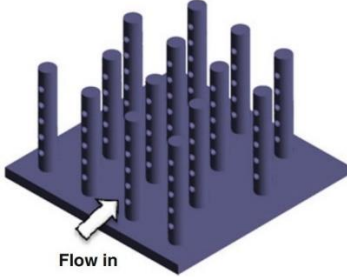
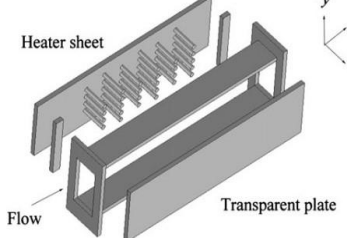
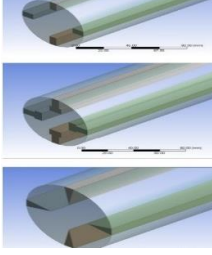


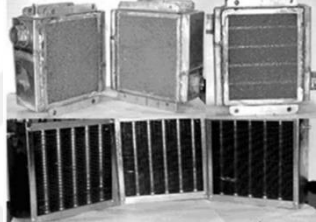
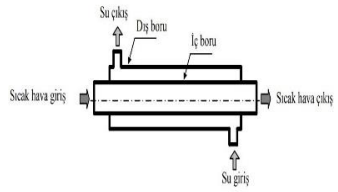
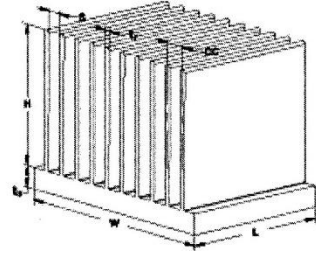
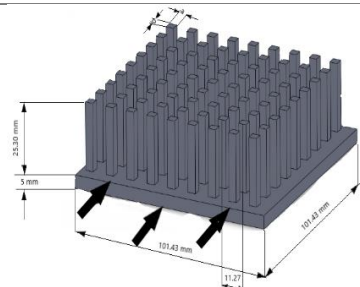
Mandev ve Manay	2022	Deneysel	Su	Dikdörtgen mikro kanallı plaka	 300 μm $\times$ 300 μm, 700 μm $\times$ 300 μm, 300 μm $\times$ 450 μm ve 700 μm $\times$ 450 μm kesitli mikro kanal ısı emicilerde yüzey pürüzlülüğünün 1,8 μm'den 3,0 μm'ye çıkarılması aynı kanal kesitlerinde Nusselt sayısında sırasıyla %17, %15, %14 ve %10'luk artışa neden olmuştur.
Sun ve ark.	2022	Sayısal	Hava	Ni70Cr30 metal köpüğü ve GH4169 Kevin hücresi	 Kelvin hücrelerinin, basınç düşüşü ve genel ısı transfer katsayısı, açık hücreli metal köpüklerden sırasıyla %64,4 ve %12,3 daha yüksekken, 6 m/s'de %26,2 daha düşük genel ısı transfer performans görülmüştür.
Tijani ve ark.	2022	Deneysel ve sayısal	Hava	Delikli pimli plaka ve delikli plaka kanatçık	 Delikli pim kanatların, katı pim kanatlara ve katı düz plakalı ısı emiciye kıyasla termal verimliliği %1-4 oranında artırdığını göstermektedir.

Fazel ve ark.	2022	Sayısal	Su	sürekli bükümlü bantlarla donatılmış kanal		Dalgali geçişin ve bükümlü bandın ısı transferi artışına katkısı ayrı ayrı değerlendirilmiş ve bükümlü bandın ısı transferi artışına katkısının en iyi değerinin $Re = 4500$ 'de $IA = 15^\circ$ ve $TA = 180^\circ$ konfigürasyonunda %79,6 olduğu bulunmuştur.
El-Said ve ark.	2021	Deneyisel	Hava	Kare ve altıgen pimli plakalar		Altıgen pimin HTPF'si (verimi), burulma açısı $\theta = 90^\circ$ 'de maksimum değere ve burulma açısı $\theta = 30^\circ$ 'de kare pim için en düşük değere sahiptir. Nusselt sayısı, kanatçık verimliliği ve sürtünme faktörü için sırasıyla yaklaşık $\pm\%8,9$, $\pm\%6,3$ ve $\pm\%10,6$ maksimum sapmalarla mevcut araştırmanın deneysel sonuçlarından boyutsuz ampirik genel korelasyonlar çıkarılmıştır.
Freegah ve ark.	2020	Sayısal	Hava	Fileto profil, yarım yuvarlak ve düz plakalı kanatçık		Fileto profil kanatlar geleneksel plaka kanatlara göre Nusselt sayısında yaklaşık %34,48 artış ile birlikte taban sıcaklığında ve ısı dirençte sırasıyla yaklaşık %25,1 ve %29 azalma sağlar.

Adhikari ve ark.	2020	Deneysel ve Sayısal	Hava	Düz dikdörtgen kanatçık		Ortalama Nusselt sayısı için deneysel ve sayısal sonuçlar arasında yaklaşık %4.28'lik bir maksimum bağıl hata bulunmuştur. Ayrıca, doğal taşınım ve radyasyonun katkılarının giriş akış koşulları ve maksimum kanat sıcaklık aralığı için ihmal edilebilir düzeyde olduğu belirtilmiştir.
Li ve ark.	2020	Sayısal	Su	Metal köpük ve pimli plaka		Kullanılan ısı emicinin termal performans oranının geleneksel pin kanatlı ısı emiciden 1,6 kat daha yüksek olduğu görülmüştür.
Sun ve ark.	2020	Sayısal	Hava	Bakır ve metal köpük		Basınç düşüşü ve ısı transfer katsayısını gözenekliliğin oldukça etkilediğini göstermiş ve metal köpüğün özgül yüzey alanı, hacimsel ısı transfer performansını önemli ölçüde etkilediğini belirtmişlerdir. İyilik faktörü değerleri yani Nu/f 0–20 m/s hız aralığında artmış ancak 20–70 m/s hız aralığında yavaş bir şekilde düştüğü belirtilmiştir.
Ho ve ark.	2019	Deneysel ve Sayısal	Su	Kafes ve kanatçıklı ısı emiciler		Kafes yapılarında alüminyum köpüklerden 5.5 kat daha yüksek termal iletkenlik değerleri hesaplanmıştır.

Bayar	2018	Deneysel	Hava	Alüminyum dikdörtgen kanatçıklı plaka		Aynı kanatçık sayısına ve d/t oranına sahip test örneklerinde kanatçık boyu uzadıkça daha büyük yerel ısı taşınım katsayısı değerlerine ulaşılmıştır.
Jeng ve ark.	2015	Deneysel	Hava	Pirinç boncuklar ile doldurulmuş ısı emici ve düz ısı emici		Sonuçlar Reynold Sayısı için, pirinç boncuklara sahip pim-kanatlı ısı alıcıların önemli ısı transferi kazançlarına karşılık gelen düz pim-kanatlı ısı emiciler karşılaştırarak sırasıyla %17,0–78,4 sahip olduğunu gösterilmiştir.
Yalçın	2015	Sayısal	Hava	Düz ve Dalgalı alüminyum ve bakır kanatçık		250°C ısı yüklemesinde kanatçık sayısının 4'den 8'e çıkarılmasıyla; alüminyum düz plakada ısı transfer hızı %8,76, düz bakır plakada ise %6,8 arttığını gözlemlemiştir.
Cormier ve ark.	2014	Sayısal ve Deneysel	Hava	Piramidal pimli plaka		Kanat yüksekliği veya kanat yoğunluğu artırıldığında daha yüksek bir basınç kaybı olduğunu ancak toplam termal iletkenliğin arttığını bulmuşlardır.

Diani ve ark.	2013	Deneysel ve Sayısal	Hava	Plaka kanatlı ısı emici ve pim kanatlı ısı emici		Kanatçık adımı azaldıkça ve kanat kalınlığı arttıkça ısı transfer katsayısı da artmakta olduğunu belirlemişlerdir. Kanat yüksekliği azaldığında ise kanat yüzeyinin verimi arttığı görülmüştür. Kanat eğimi azaldıkça ve kanat kalınlığı arttıkça basınç düşüşü arttığını gözlemlemişlerdir.
Chin ve ark.	2013	Deneysel ve Sayısal	Hava	Kademeli delikli pimli plaka		Delikli pimlerdeki basınç düşüşü katı pimlere kıyasla %18 oranında daha az olduğunu ve pim çapının delik çapına oranı 0,375'i aştığında termal dağılım önemli ölçüde azaldığını belirtmişlerdir.
Wang ve ark.	2012	Deneysel ve Sayısal	Hava	Dairesel, eliptik ve damla şekilli kademeli pimli plaka		Özel performans parametreleri açısından; damla şekilli pim kanatçıkları, dairesel pim kanatçıklarına göre umut verici bir alternatif konfigürasyon olarak görülmektedir.
Rout ve ark.	2012	Sayısal	Hava	Üçgen, dikdörtgen ve T şekilli kanatçıklar		Aynı hacimdeki üçgen şekilli kanatçık için yüzey sıcaklık dağılımının dikdörtgen ve T şekilli kanatçıklara göre düşük olduğu gözlemlenmiştir.

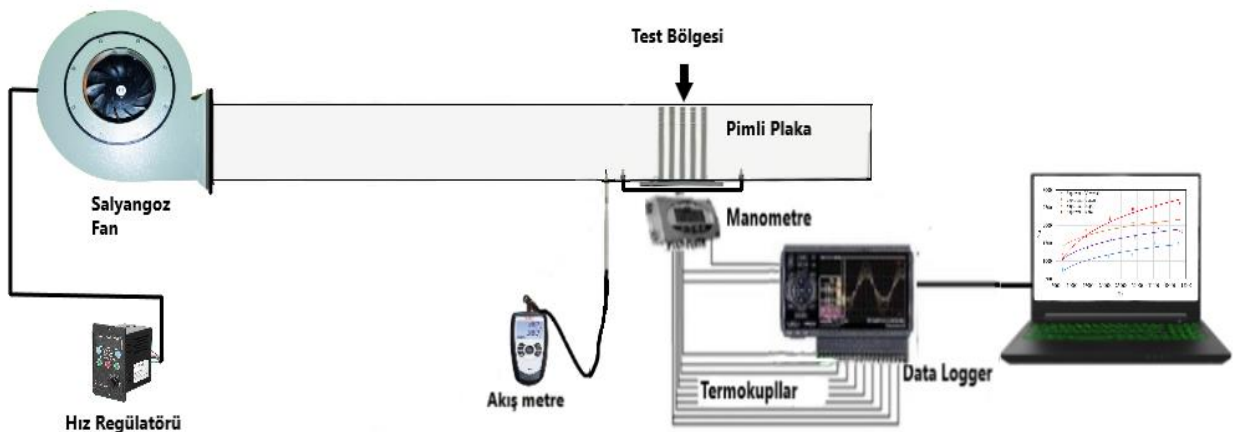
Sertkaya ve ark.	2012	Deneysel	Hava	Alüminyum kanatçık ve alüminyum köpük		Testlerde kullanılan Reynolds sayısı 5×10^3 ila 9×10^4 civarındadır. Her iki tip ısı eşanjörü için, soğutucu akışkanın hızı arttıkça etkinliğin düştüğünü ve basınç kaybının arttığını bulmuşlardır. Alüminyum kanatlı ısı eşanjörlerinin, alüminyum köpük karşılık parçalarına göre çok daha fazla ısı transfer ettiği bulunmuştur.
Baysal	2008	Deneysel ve Sayısal	Hava ve Su	Eşmerkezli ısı değiştirici		Havanın debisi $8 \text{ m}^3/\text{h}$ 'ten $48 \text{ m}^3/\text{h}$ 'e yükselinceye kadar giriş ve çıkıştaki sıcaklık farkı azaldığı görülmüş ancak suya geçen ısı miktarı artmıştır.
Zaghlol ve ark.	2002	Deneysel	Hava	Bakır ve Alüminyum kanatçıklı ısı emiciler		Bakır kanatlı soğutucudaki basınç düşüşünün, alüminyum kanatçıklı soğutucuya göre daha yüksek olduğu bulunmuştur.
Ryu ve ark	2002	Deneysel	Hava	Kare pim kanatlı ısı emici		Kare pim kanatlı ısı alıcıların tasarımında pompalama gücü ve ısıl direncin eşit derecede önemli olduğu durum için ϵ_x 'in mümkün olduğu kadar büyük ve giriş hızının mümkün olduğunca küçük olması gerektiği sonucuna ulaşılmıştır.

Rizzi ve ark.	2001	Deneysel	Hava	Farklı saptırma düzenindeki pimli plakalar	-	Karşılaştırılan üç parametreden $P/d=9/4$ saptırma düzenindeki pimli plaka daha fazla ısı transferi yaptığını bulmuşlardır.
Metzger ve Haley	1982	Deneysel ve Sayısal	Hava	İletken ve iletken olmayan pimli plakalar	-	İletken ve iletken olmayan pimlerin Nu-Re değişimlerini inceledikleri çalışmada $Re=1000$ 'den yüksek değerler için, iletken pimlerin Nu sayısının daha yüksek olduğunu ifade etmişlerdir.
Sparrow ve Ramsey	1978	Deneysel	Naftalin sublimasyon	Saptırmalı ve saptırmasız silindirik pimler	-	Silindir uç kısmı ile kanal duvarı arasındaki boşluğun ısı transfer katsayısını etkilemediği yani transfer katsayısının bu aralığa duyarsız kaldığı ancak basınç düşüşünün belirgin bir biçimde bu boşluktan etkilendiğini görmüşlerdir. Silindir pim boyu arttıkça ve kanal arası boşluk azaldıkça basınç düşüşünün artmakta olduğunu gözlemlemişlerdir.

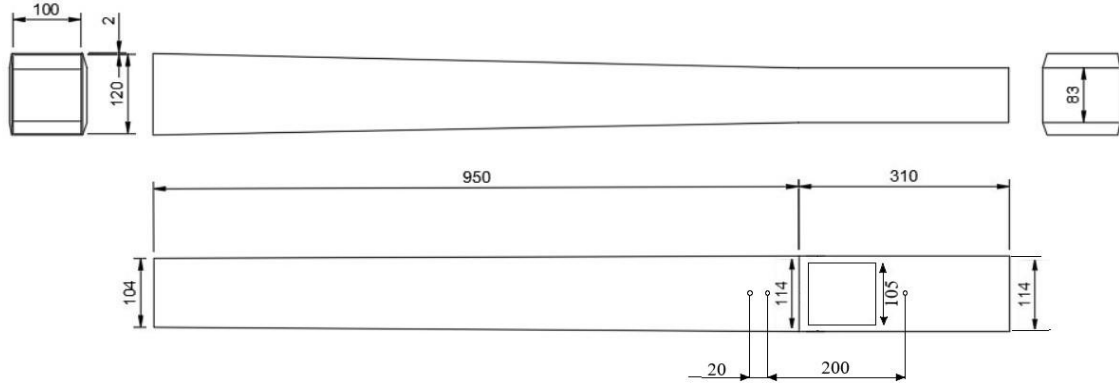
Yapılan çalışmada, dairesel pimler ile birlikte kare, üçgen ve elips pimli plakaların ısı transfer yüzey alanları aynı olacak şekilde deneysel olarak test edilmiştir. Termokupllar ile pimlerin 8 farklı noktasından ölçüm yapılmıştır. Bu ölçümlerin ortalaması yüzey sıcaklığını temsil etmiştir. Yapılan ölçümler veri kaydediciden okunmuştur. Hız ölçümü için deney bölgesinin girişinden bir anemometre ile ölçüm yapılmıştır. Plakaların ısı transferi, sürtünme faktörü ve basınç farkı karşılaştırılmıştır. Plakalar farklı giriş gücü ve akış hızlarında test edilmiştir. $6000 < Re < 44000$ aralığında ölçüm yapılmıştır. Deney sonuçları, saptırmalı pimli plakaların daha yüksek ısı performans ve sürtünmeye sahip olduğunu göstermiştir. Deneylerde saptırmasız pimli plakaların yüksek yüzey sıcaklıklarına ulaştığı görülmüştür. Yapılan ölçümlere göre fandan çıkan hava akışının, saptırmalı pimlerin saptırmasız pimlere göre ısı transferi açısından daha etken olduğunu göstermiştir. Saptırmalı pimli plakalarda sürtünme, basınç düşüşü ve ısı transferinin saptırmasız pimli plakalara göre daha yüksek olduğu yapılan deneyler sonucunda tespit edilmiştir. Saptırmalı pimlerde akışkanın yüzeye olan teması daha fazla olduğundan o pimlerde soğuma daha fazla olmuştur. Bu yüzden en yüksek Nusselt değeri saptırmalı üçgen pimli plakada olduğu belirlenmiştir.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

Bu çalışmada, deney düzeneği şu şekilde oluşmuştur. Frekans ayarı ile hızı ayarlanabilen bir salyangoz fan, saptırmalı ve saptırmaz düzende ısı değiştirici pimli plakalar, özel olarak yaptırılmış kanal ve termokupllar kullanılmıştır. Saptırmalı ve saptırmaz olmak üzere toplam 8 adet pimli plaka vardır. Pimli plaka yüzey alanları birbirine eşit olacak şekilde ayarlanmıştır ve pimlerin tek farkı geometrileridir. Üçgen, daire, elips ve kare olmak üzere dört farklı geometri kullanılmıştır. Pimli plakalar aynı açı ve yöne bakacak şekilde düzenlenmiştir. Isıtıcı olarak, plaka ile eşit boyutta esnek elektriksel direnç kullanılmıştır. Plaka ile ısıtıcı arasına ısıнын homojen şekilde yayılmasını sağlamak için 0.5 mm kalınlığında bakır levha yerleştirilmiştir. Isıtıcı bir muhafaza içerisine yerleştirilmiş ve pimli yüzeyin dışındaki tüm yüzeyler cam yünü ve termal macun ile yalıtılmıştır. Böylece tek doğrultuda ısı akısı sağlanmıştır. Manometrenin uçları test bölgesinin giriş ve çıkışına yerleştirilmiştir. Test bölgesinin girişine hızı ölçebilmek için anemometre yerleştirilmiştir. Plakaları ısıtmak için gerekli olan ısı; akım ve voltajı ayarlanabilen güç kaynağı tarafından sağlanmıştır. Ölçülen sıcaklık verilerini kaydetmek için veri kaydedici (datalogger) kullanılmıştır. Ölçülen bu sıcaklıklar bir veri kaydedicisi (midi LOGGER GL840) yardımıyla bilgisayara aktarılmıştır. Deney 1m/s hız artışlarıyla 1 m/s – 6 m/s hız aralığında ve 10 Watt artışlarla 10 W – 50 W güç aralığında gerçekleşmiştir. Isıtıcının gücü istenilen değere ayarlandıktan sonra zorlanmış taşınımında kullanılan fan devreye sokulmuştur. İlk 30 dk veya 45 dakikasında 1 m/s hızdaki 10-50 W güç verilen pimli plakaların, sıcaklıklarının dengeye gelmesi beklenmiştir. Daha sonraki hızlarda hız arttıkça sistemin rejime giriş süresi düşmüştür. Kurulan deney sistemi Şekil 3.1.'de gösterilmiştir. Deneyde kullanılan kanalın teknik resmi Şekil 3.2'de gösterilmiştir.

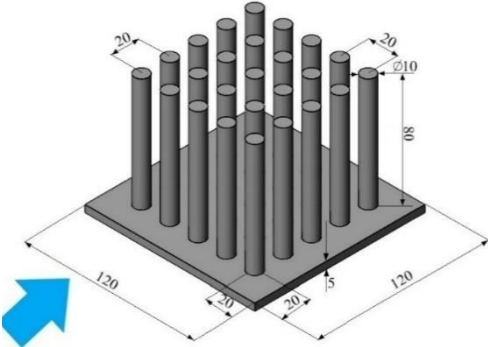


Şekil 3.1. Deney Sistemi

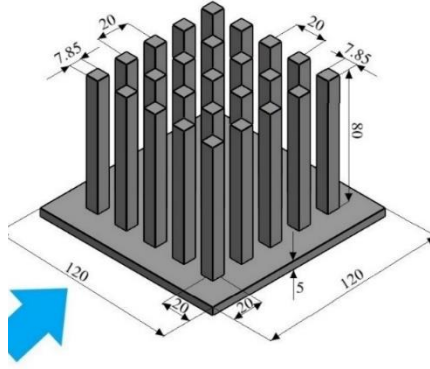


Şekil 3.2. Kanal boyutları

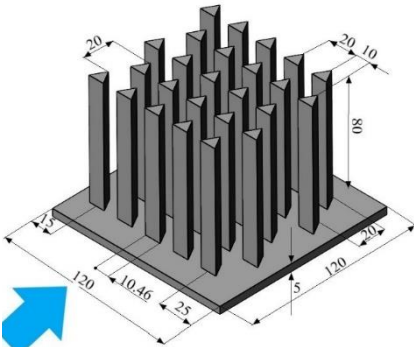
Pimli plakanın taban ölçüleri 120×120 mm boyunda 5 mm kalınlığında 6011 alüminyum alaşımdır. Pimler, taban plaka ile tek parça halinde üretilmiştir ve 80 mm boyundadır. Pimli plakaların yüzey alanları birbirine eşittir. Pimli plakalar arasındaki farklar; geometrileri, saptırmalı ve saptırmazız düzende olmalarıdır. Pimler kanalın yüksekliği ile aynı boyutta olacak şekilde imal edilmiştir. Şekil 3.3'den 3.10'a kadar saptırmalı ve saptırmazız düzendeki pimli plakaların ölçüleri şekil üzerinde gösterilmiştir.



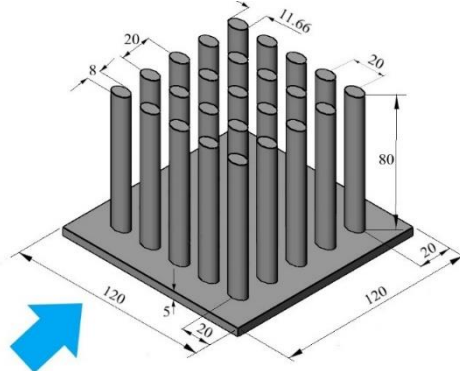
Şekil 3.3. Saptırmaz yuvarlak pimli plaka



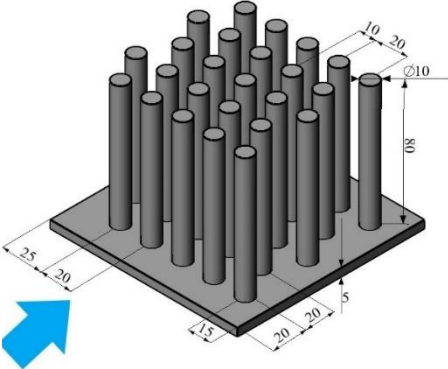
Şekil 3.4. Saptırmaz kare pimli plaka



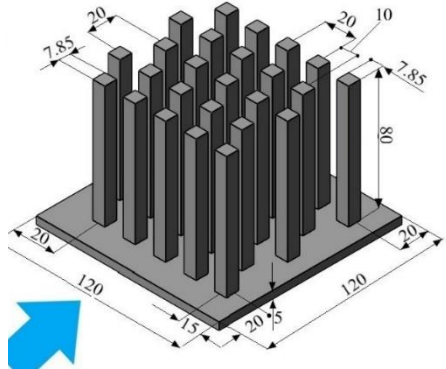
Şekil 3.5. Saptırmaz üçgen pimli plaka



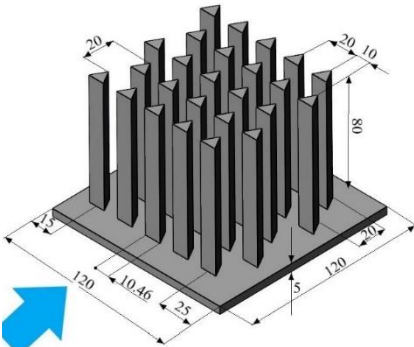
Şekil 3.6. Saptırmaz elips pimli plaka



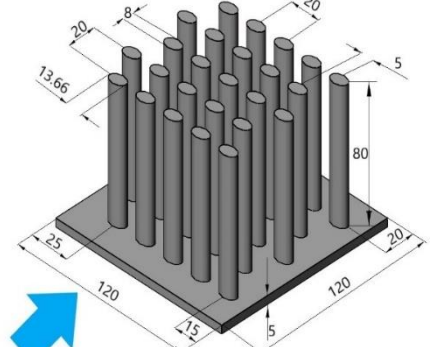
Şekil 3.7. Saptırmalı yuvarlak pimli plaka



Şekil 3.8. Saptırmalı kare pimli plaka



Şekil 3.9. Saptırmalı üçgen pimli plaka



Şekil 3.10. Saptırmalı elips pimli plaka

Güç kaynağı (GW Instek GPR-11H30D, $\pm 0,1$) 0-120 W arasında istenilen güce ayarlanabilecek niteliktedir. Yükleri korumak için GPR-H modeli, aşırı yük ve ters polarite koruması ile sağlam koruma önlemlerine sahiptir. Güç amplifikatörü testi gibi darbeli akım uygulamaları için sürekli veya dinamik çıkış desteklemektedir. Yüksek düzenleme ve düşük dalgalanma/gürültü, GPR-H modeli hassasiyet gerektiren üst düzey tezgâh üstü uygulamalar için uygun hale getirmektedir. Şekil 3.11’de gösterilmiştir.



Şekil 3.11. Güç Kaynağı

Termokupl veya ısıl çift olarak adlandırılan sıcaklık sensörü, metal alaşımının uçlarının kaynak yapılması ile üretilmiştir. Sıcaklığı ölçmeye yarayan bu cihaz -90 ile 260°C’ye kadar ölçüm yapabilmektedir. İletken olarak Nikel-Krom/Nikel kullanılmıştır. Termokupllar dış etkenlerden etkilenmemesi için ortama bakan yüzeyleri PFA izalasyonludur. Tel çapı 0.5 mm kalınlığındadır. Isıl çift resmi Şekil 3.12’de gösterilmiştir.



Şekil 3.12. Termokupl

Deneyde sıcaklık değerlerini ölçmek için kullanılmış olan Graphtec GL840M, toplam 200 kanala kadar genişletilebilen yüksek kaliteli 20 kanallı bir veri kaydedicidir. Her kanal izole edilmiştir. Bu ünite, çok kanallı sıcaklık ölçümü de dahil olmak üzere birçok uygulama

için uygundur. Dahili 7 inç renkli ekran sezgisel veri görüntüleme deneyimi sağlar. Bu sistem bağımsız bir ünite olarak tasarlanmış olmasına rağmen, gerektiğinde bir bilgisayara bağlanabilir. Çalışma ortamı 0°- 45°C arasındadır. Sıcaklık, nem, basınç, voltaj vb. değerler okuyabilmektedir. Bu deneyde veri kaydedicisi sıcaklık değerlerini kaydetmektedir. Şekil 3.13’de gösterilmektedir.



Şekil 3.13. Veri Kaydedici

370W giriş gücünde nominal olarak; 2900 rpm hıza, saatte 1800 m³ hava debisine ve dakikada 2900 devire kadar ulaşabilen öne eğimli salyangoz fan yüksek çalışma performansı sunabilmektedir. Fan çarkı ise öne eğimli şekilde tasarlanmış olup, galvaniz çelikten üretilmiştir. Aerodinamik yapısı sayesinde düzenli akış sağlar ve optimum ses seviyelerinde çalışır. Şekil 3.14’de gösterilen fanın benzeri deneyde kullanılmıştır. Frekans değiştirici vasıtasıyla debi kontrolü yapılmıştır.



Şekil 3.14. Salyangoz Fan

Klima ve havalandırma sistemlerinin kontrollerini yapmak için verimli çalışıp çalışmadığını kontrol etmek amacıyla hız ölçümü yapmak gerekmektedir. Şekil 3.15'deki teleskopik hot-wire probları sayesinde nominal 0,15 ile 30 m/s arası hava hızı ölçümü yapabilmektedir. Ayrıca debi ve sıcaklık ölçümleri yapabilmektedir. Anemometrenin hata oranı ± 2.5 m/s olarak belirtilmiştir. Test bölgesine yerleştirilen hız ölçer sensörü sayesinde pime gelen havanın giriş hızı hesaplanabilmektedir.



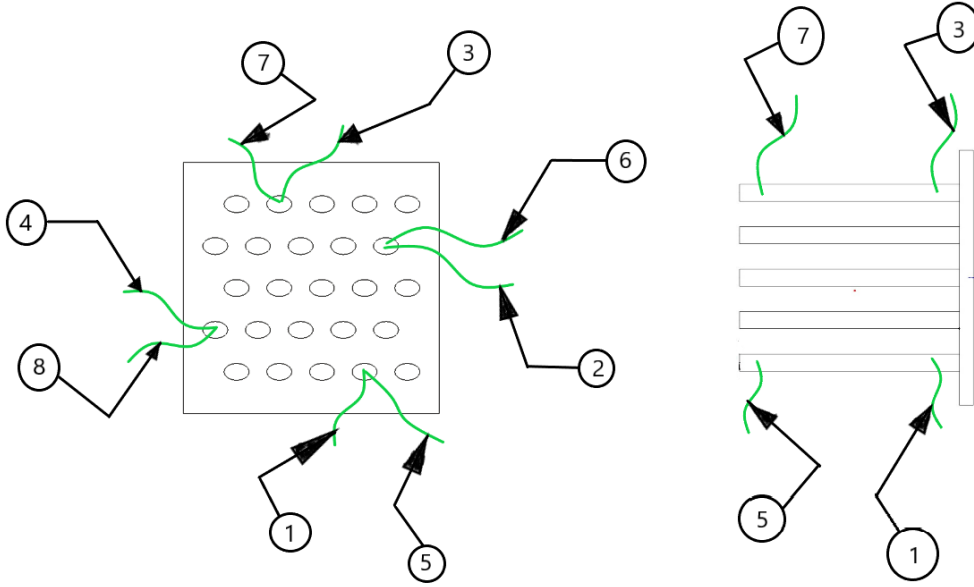
Şekil 3.15. Hız ölçer

Yapılan deneyde nominal 0 ile ± 1000 Pa aralığında ölçüm yapabilen manometre kullanılmıştır. Hata oranı ± 1 Pascal'dır. Şekil 3.16'da da kullanılan ölçüm cihazının görseli verilmiştir.



Şekil 3.16. Basınç fark ölçüm cihazı (manometre)

Plaka üzerine 8 noktadan ısı çiftleri yerleştirilmiştir. Termokupllar pimlere kelepçe yardımıyla bağlanmıştır. Diğer uç kısmı veri kaydediciye bağlanarak veriler elde edilmiştir. Şekil 3.17'de gösterilmiştir.



Şekil 3.17. Termokuplların pimli plakalara bağlantısı

3.1. Veri Analizi

Deney sisteminde kullanılan pimli plakalı ısı değıştircilere verilen ısı soğuk akışkan olan havaya transfer edilmektedir. Isı değıştircilerden transfer edilen ısı miktarı Newton'un soğuma yasasına göre aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$Q = hA(T_w - T_{\infty}) \quad (3.1)$$

Enerjinin korunumu yasasına göre pimli plakalardan transfer edilen ısı miktarı tamamen havaya aktarıldığı kabul edilmektedir. Bu ısı aşağıdaki ifadeye eşittir.

$$Q = mC_p(T_g - T_{\infty}) \quad (3.2)$$

Ortalama Nusselt sayısı, katı yüzeyden akışkana taşınımlı ısı transferinin akışkan içindeki iletken ısı transferine oranını tanımlamak için kullanılır. Ortalama Nusselt sayısı şu şekilde hesaplanabilir;

$$Nu = \frac{hL_c}{k} \quad (3.3)$$

Darcy-Weisbach bağıntısı borudaki sürtünmelerden kaynaklanan basınç kaybını yenmek için pompa tarafından akışkan verilmesi gereken ilave basıncı temsil eder. Basınç farkı, hidrolik çap, yoğunluk, karakteristik uzunluk ve ortalama hız bilindiğinden dolayı sürtünme faktörü şu şekilde hesaplanabilir;

$$f = \frac{\Delta P D_h}{\rho L_b \frac{V_{ort}^2}{2}} \quad (3.4)$$

Akış rejimlerini nitelemek amacıyla kullanılan Reynolds sayısının formülü şu şekilde verilmiştir;

$$Re = \frac{\rho V_{ort} D_h}{\mu} \quad (3.5)$$

Çevre sıcaklığı ve pimlerin sıcaklıklarının ortalaması ile ortaya çıkan film sıcaklığı aşağıdaki şekilde verilebilir.

$$T_f = \frac{T_w + T_\infty}{2} \quad (3.6)$$

Denklem 3.2 yeniden düzenlenirse taşınım katsayısı için aşağıdaki denklem elde edilir;

$$h = \frac{Q_{taş}}{A \Delta T} \quad (3.7)$$

3.2. Belirsizlik Analizi

Cihaz ve ölçüm aletlerinin hatalarını ölçebilmek için hata analizi yönteminde hesaplanması istenilen büyüklük R ve bu büyüklüğe etki eden n adet bağımsız değişkenler ise $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$, ise;

$$R = R(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (3.8)$$

R değeri yukarıdaki gibi yazılabilir. W_R , R büyüklüğünün hata miktarı ve her bir bağımsız değişkene ait hata oranları $w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$ ise;

$$W_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.9)$$

şeklinde ifade edilmektedir. Eşitlik (3.9) kullanılarak deney aşamasında meydana gelen maksimum hata oranı aşağıdaki gibi hesaplanmıştır. Nusselt sayısının hata miktarını hesaplarken; saptırmalı düzendeki kare pimlerin 6 m/s hızda ve 10 Watt güçteki Nusselt sayıları göz önünde bulundurulmuştur. Isı taşınım katsayısına göre türevi alınırken 3.10'deki eşitlik kullanılmıştır. Nusselt sayısı, Reynolds sayısı ve sürtünme faktörü için belirsizlik hesaplama prosedürünün denklemleri aşağıda verilmiştir.

$$\frac{\partial Nu}{\partial h} = \frac{L_c}{k} \quad (3.10)$$

Karakteristik uzunluğa göre türevi alınırken 3.11'deki eşitlik kullanılmıştır.

$$\frac{\partial Nu}{\partial L_c} = \frac{h}{k} \quad (3.11)$$

Isıl iletim katsayısına göre türevi alınırken 3.12'deki eşitlik kullanılmıştır.

$$\frac{\partial Nu}{\partial k} = -\frac{hL_c}{k^2} \quad (3.12)$$

Karekökleri alınan değere göre yüzdelik olarak Nusselt sayısının hata oranı aşağıdaki gibi verilmiştir.

$$Nu = \left[\left(\frac{\partial Nu}{\partial h} Nu_h \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial L_c} Nu_{L_c} \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial k} Nu_k \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3.13)$$

Reynolds sayısının hata miktarını hesaplarken; saptırmalı düzendeki elips pimlerin 1 m/s hızda ve 10 Watt güçteki Reynolds sayıları göz önünde bulundurulmuştur.

Hidrolik çapa göre türevi alınırken 3.15'deki eşitlik kullanılmıştır.

$$\frac{\partial Re}{\partial D} = \frac{\rho V}{\mu} \quad (3.14)$$

Hıza göre türevi alınırken 3.15'deki eşitlik kullanılmıştır.

$$\frac{\partial Re}{\partial V} = \frac{\rho D}{\mu} \quad (3.15)$$

Kinematik viskoziteye göre türevi alınırken 3.16'deki eşitlik kullanılmıştır.

$$\frac{\partial Re}{\partial \gamma} = -\frac{VD}{\left(\frac{\mu}{\rho}\right)^2} \quad (3.16)$$

Karekökleri alınan değere göre yüzdelik olarak Reynolds sayısının hata oranı verilmiştir.

$$w_{Re} = \left[\left(\frac{w_D}{D} \right)^2 + \left(\frac{w_V}{V} \right)^2 + \left(\frac{w_\gamma}{\gamma} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3.17)$$

Sürtünme faktörünün hata miktarını hesaplariken; saptırmalı düzendeki elips pimlerin 1 m/s hızda ve 10 Watt güçteki sürtünme faktörünün çıkan sonuçları göz önünde bulundurulmuştur. Basınç farkına göre türev alınırken 3.19'daki eşitlik kullanılmıştır.

$$\frac{\partial f}{\partial \Delta P} = \frac{2D_h}{\rho L_b V_{ort}^2} \quad (3.18)$$

Hidrolik çapa göre türev alınırken 3.20'deki eşitlik kullanılmıştır.

$$\frac{\partial f}{\partial D_h} = \frac{2\Delta P}{\rho L_b V_{ort}^2} \quad (3.19)$$

Basınç düşüşü ölçüm aralığı uzunluğuna göre türev alınırken 3.21'deki eşitlik kullanılmıştır.

$$\frac{\partial f}{\partial L_b} = \frac{2\Delta P D_h}{\rho L_b^2 V_{ort}^2} \quad (3.20)$$

Yoğunluğa göre türev alınırken 3.22'deki eşitlik kullanılmıştır.

$$\frac{\partial f}{\partial \rho} = \frac{2\Delta P D_h}{\rho^2 L_b V_{ort}^2} \quad (3.21)$$

Ortalama hıza göre türevi alınırken 3.23'deki eşitlik kullanılmıştır.

$$\frac{\partial f}{\partial V_{ort}} = \frac{2\Delta P D_h}{\rho L_b V_{ort}^3} \quad (3.22)$$

Karekökleri alınan değere göre yüzdelik olarak Reynolds sayısının hata oranı verilmiştir.

$$w_f = \left[\left(\frac{w_{\Delta P}}{\Delta P} \right)^2 + \left(\frac{w_{D_h}}{D_h} \right)^2 + \left(\frac{w_{L_c}}{L_c} \right)^2 + \left(\frac{w_{\rho}}{\rho} \right)^2 + \left(\frac{w_{V_{ort}}}{V_{ort}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3.23)$$

Isı taşınım katsayısının hata miktarını hesapladıktan sonra; saptırmalı düzendeki ve saptırmaz düzendeki sürtünme faktörünün, ısı taşınım katsayısının, Nusselts ve Reynolds sayısının ortalama değerleri alınmıştır. Tablo 3.1.'de belirtilen değerlerin yüzdelik hata miktarları gösterilmiştir.

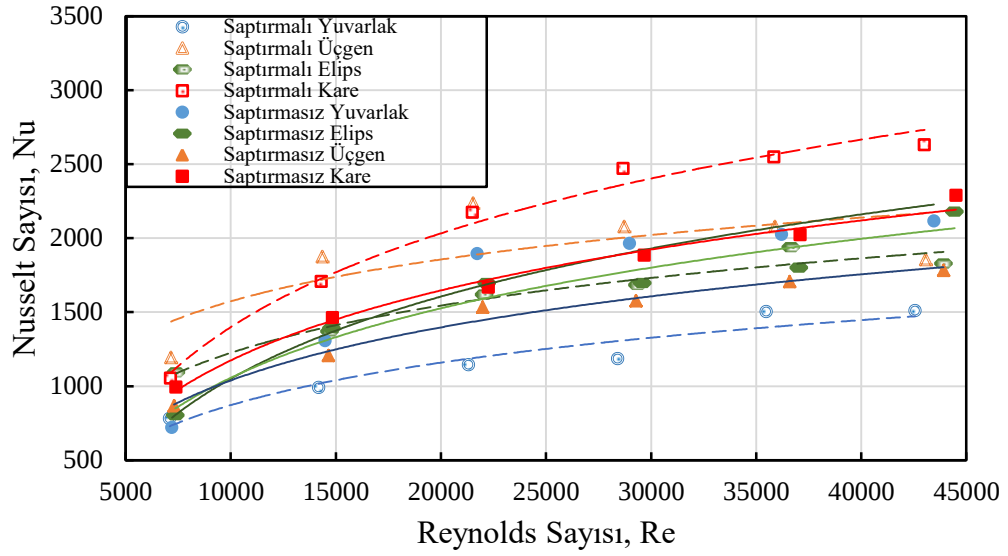
Tablo 3.1. Ortalama hata miktarları

Hesaplanan Sonuçlar	Ortalama Belirsizlik Değerleri
Nusselt sayısı (Nu)	%3,39
Reynolds sayısı (Re)	%3.35
Sürtünme faktörü (f)	%6,37

Termokuplların sıcaklık ölçümü için ± 0.1 °C, basınç düşüşü için ± 0.2 Pa, güç için ± 0.1 W, ortalama hız için ± 2.5 m/s, yoğunluk, dinamik viskozite, termal iletkenlik katsayısı için ± 2 ve ölçülen her uzunluk için ± 1 mm ölçüm hatası alınmıştır.

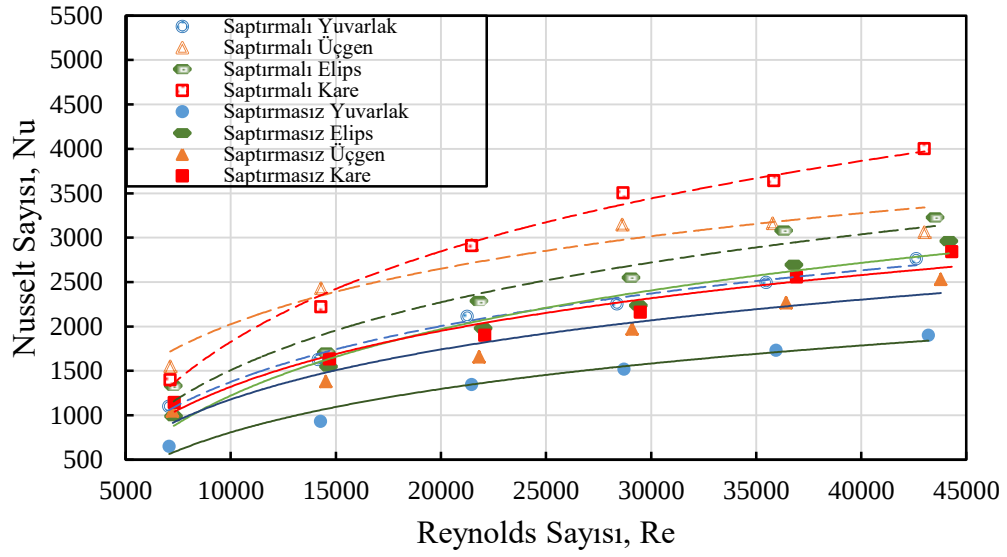
4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI ve TARTIŞMA

Bu çalışmada, dördü saptırmalı diğer dördü saptırmaz biçimde kare, üçgen, elips ve yuvarlak pimlerin kanala bağlantısı yapıp zorlanmış taşınım ile deneysel olarak incelenmiştir.



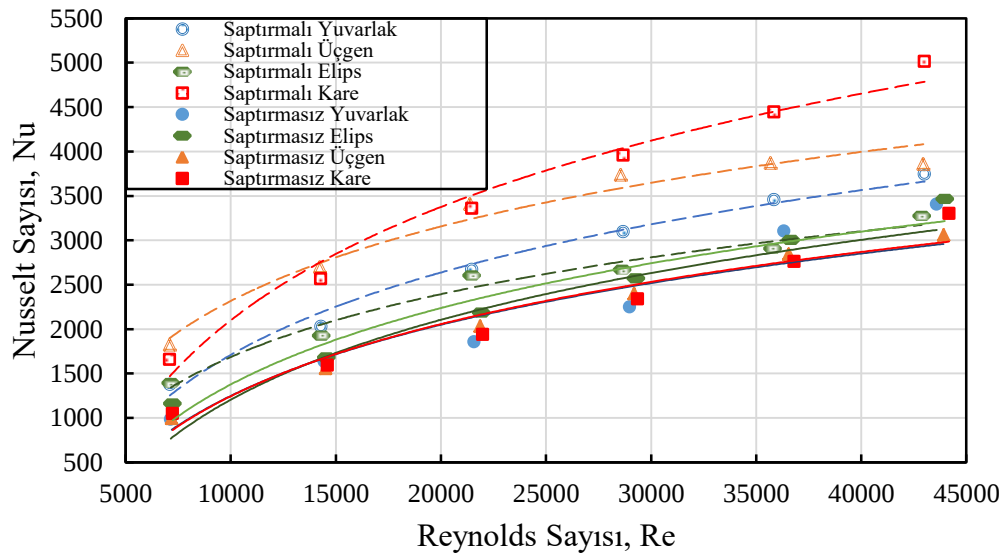
Şekil 4.1. 10 Watt güçteki pimlerin Nusselt- Reynolds sayısına bağlı değişimi

Saptırmalı ve saptırmaz olmak üzere 8 pimin 10 Watt güçteki Nu-Re değerleri grafik üzerinde gösterilmiştir. Buna göre; saptırmalı pimler saptırmaz pimlere göre %13.7, saptırmalı üçgen pim saptırmaz üçgene göre %23.4, saptırmalı kare pim saptırmaz kare pime göre %18 ısı transferi üstünlüğü sağlamıştır. Saptırmalı elips pim saptırmaz elipse göre ise %0.4 daha düşük performans sağlamıştır.



Şekil 4.2. 20 Watt güçteki pimlerin Nusselt- Reynolds sayısına bağlı değişimi

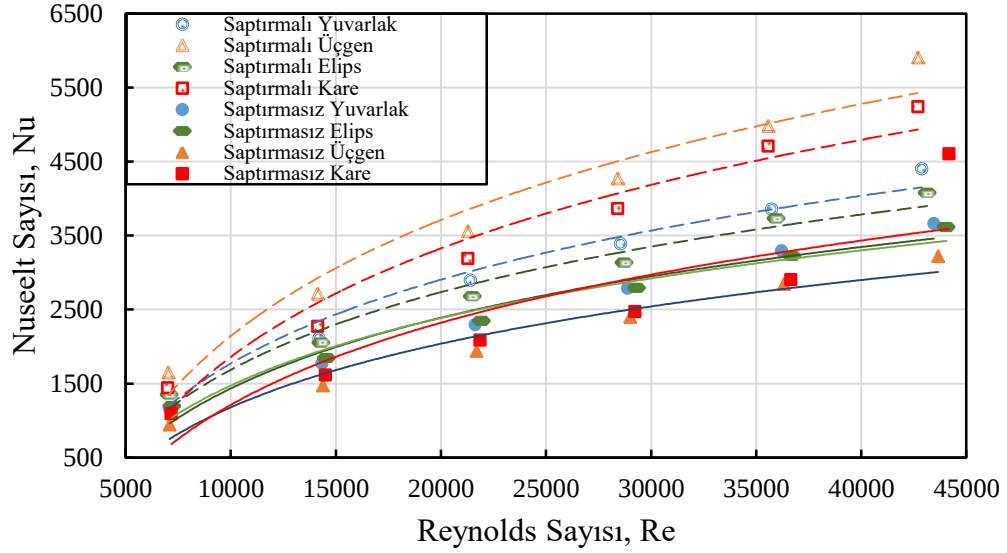
8 pimli plakanın 20 Watt güçteki Nu-Re değerleri grafik üzerinde gösterilmiştir. Buna göre; saptırmalı pimler saptırmazımsı pimlere göre %28, saptırmalı üçgen pim saptırmazımsı üçgene göre %33.3, saptırmalı elips pim saptırmazımsı elipse göre %12.5, saptırmalı kare pim saptırmazımsı kare pime göre %30.8 ve saptırmalı yuvarlak pim saptırmazımsı yuvarlak pime göre %34.6 ısı transferi üstünlüğü sağlamıştır.



Şekil 4.3. 30 Watt güçteki pimlerin Nusselt- Reynolds sayısına bağlı değişimi

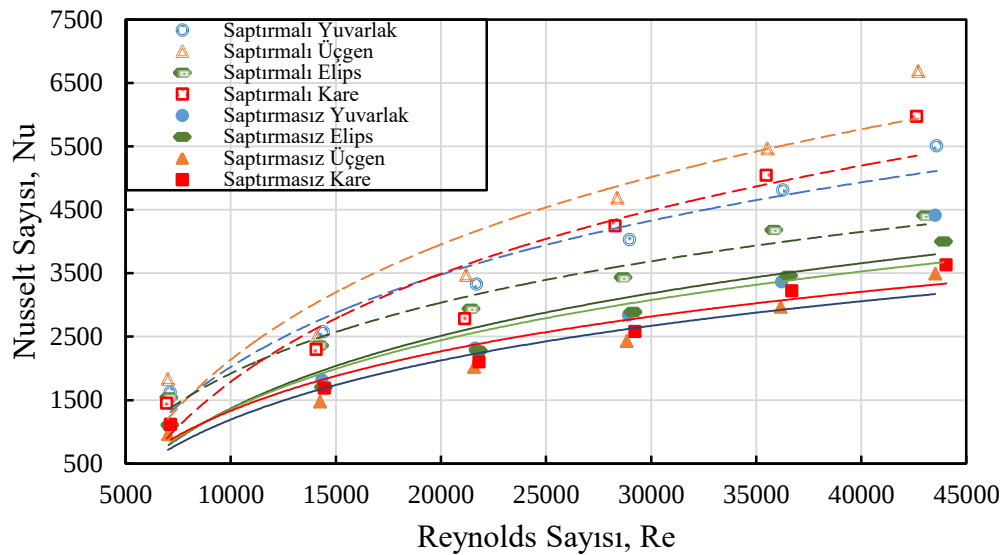
Şekil 4.3'te saptırmalı pimler saptırmazımsı pimlere, saptırmalı üçgen pim saptırmazımsı üçgene, saptırmalı elips pim saptırmazımsı elipse, saptırmalı kare pim saptırmazımsı kare pime ve

saptırmalı yuvarlak pim saptırmasız yuvarlak pime göre sırasıyla; %23.9, %33.6, %4.7, %38.2 ve %19.2 ısı transferi üstünlüğü sağladığı hesaplanmıştır.



Şekil 4.4. 40 Watt güçteki pimlerin Nusselt- Reynolds sayısına bağlı değişimi

Şekil 4.4'te saptırmalı pimler saptırmasız pimlere göre %25.6, saptırmalı üçgen pim saptırmasız üçgene göre %44.47, saptırmalı elips pim saptırmasız elipse göre %11.8, saptırmalı kare pim saptırmasız kare pime göre %28.7 ve saptırmalı yuvarlak pim saptırmasız yuvarlak pime göre %17.2 ısı transferi üstünlüğü sağlamıştır.



Şekil 4.5. 50 Watt güçteki pimlerin Nusselt- Reynolds sayısına bağlı değişimi

Kanal içerisine yerleştirilen 4 farklı şekilden oluşan pimli plakalara 10 Watt güçten 50 Watt güce kadar 10 W artışla plakaya güç verilmiştir. Her bir güç verildiği sırada fan hızı 1

m/s hızdan 6 m/s hıza kadar 1 m/s hız artış olacak şekilde ayarlanarak ölçüm yapılmıştır. Şekil 4.1'den Şekil 4.5'e kadar; saptırmalı ve saptırmaz pimli plakaların Nu-Re karşılaştırma grafiği verilmiştir. 30 Watt sıcaklığa kadar Reynolds sayısına göre Nusselt sayısı en yüksek olan pimli plaka, saptırmalı kare bulunmuştur. Daha sonraki artışlarda yani 40 ve 50 Watt güç verildiğinde Nusselt sayısı en yüksek değer olarak saptırmalı üçgeni göstermektedir. Buna göre ısı transferinin en yüksek olan şekilli pimlerden; saptırmalı üçgen ve saptırmalı kare pimli plaka gösterilebilir. En düşük olarak Nusselt değerine sahip olanlar ise saptırmaz pimlerdir.

Saptırmalı üçgenin en yüksek Nusselt sayısına sahip olduğu değer 50 W 6 m/s hızdaki değeridir ($Nu=6683$). Saptırmaz yuvarlak pimdeki 20 W 1 m/s hızdaki değer, Nusselt sayısının en düşük olduğu değerdir ($Nu=649$).

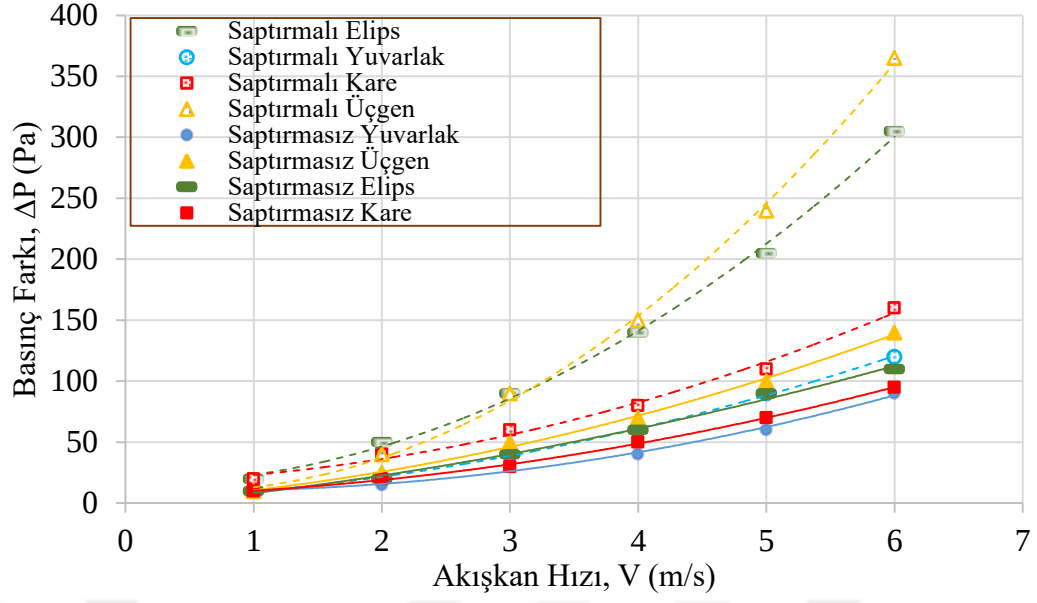
10 W ile 50 W arasında saptırmalı pimlerin kendi aralarında Nu-Re karşılaştırılması yapılmıştır. Saptırmalı pimler arasında ısı transferinin en düşük olduğu değerler saptırmalı elips ve yuvarlak olduğu saptanmıştır. Kenarsız pimli plakalarda ısı transferinin daha düşük olduğu görülmektedir. Nu-Re grafiğinde saptırmalı pimlerin karşılaştırıldığında Nusselt sayısının saptırmalı pimler arasında 4500'ü aşamayan tek pimli plakanın saptırmalı elips olduğu doğrulanmıştır. 10 Watt güçte karşılaştırma yapıldığında saptırmalı kare 6 m/s hızda Nusselt sayısındaki en yüksek değeri almıştır ($Nu=2629$). 1-3 m/s hızları arasındayken Nusselt sayısı en yüksek pim saptırmalı üçgendir. Daha sonrasında saptırmalı kare plaka yükselişe geçmiştir. 4-6 m/s hızlarında saptırmalı üçgen pimli plaka düşüşe geçmiştir. 20 Watt güçte, 4 m/s hıza kadar saptırmalı üçgen pim kendi en yüksek değerini almıştır. 5 m/s hızda düşüşe geçmiştir. Saptırmalı kare 6 m/s hızda en yüksek değeri almıştır ($Nu=3999$). Saptırmalı yuvarlak kanatçık en düşük değerleri almıştır. 30 Watt güçteki değerler 20 Watt güçteki değerlere benzer şekildedir. Saptırmalı kare en yüksek değeri almıştır ($Nu=5015$). Saptırmalı elips en düşük değerleri almıştır. 40 Watt güçteki karşılaştırmada diğer üç şekilden farklı olarak saptırmalı üçgen diğer bütün pimlere göre en yüksek değerleri almıştır. 6 m/s hızdaki değeri $Nu=5905$ dir. En düşük Nusselt değerini saptırmalı elips pimin aldığı görülmüştür. 50 Watt güçte, ilk hızlarda saptırmalı kare, saptırmalı elipsin altına düşmüştür. Daha sonrasında yükselmeye başlamıştır. Saptırmalı üçgen 40 Watt güçte olduğu gibi en yüksek değerleri almıştır.

Saptırmaz pimlerin kendi aralarındaki karşılaştırmada birbirine yakınlığı grafiklerde görülmektedir. Genel kıyaslama yapıldığında ortalama olarak saptırmaz elips diğer pimlere

göre yüksek değerler almıştır. Ancak en yüksek değeri saptırmaz pimler arasından saptırmaz kare almıştır ($Nu=4603$).

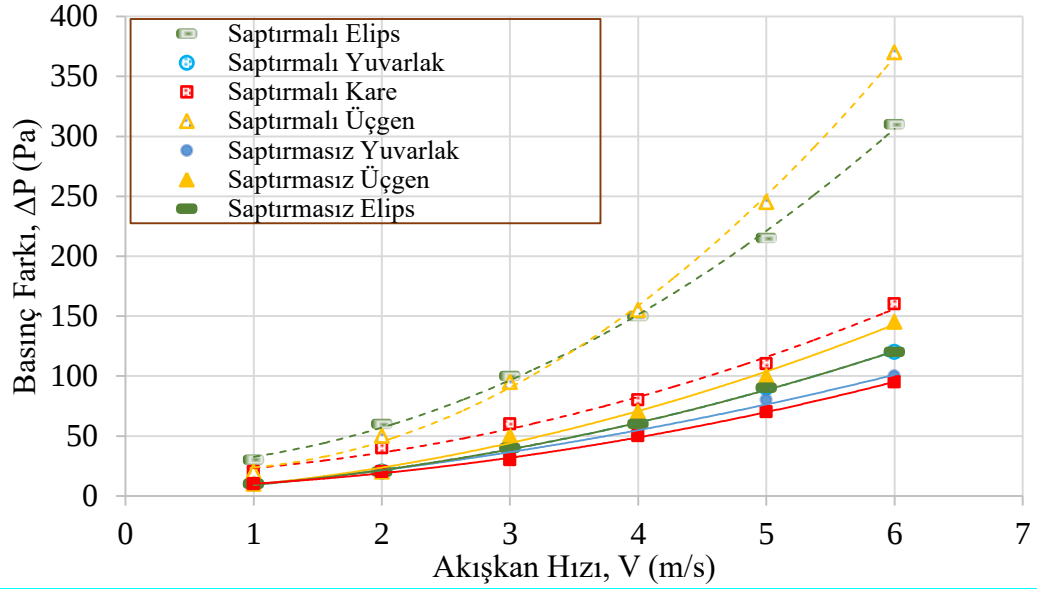
Saptırmalı ve saptırmaz aynı şekildeki pimli plakaların karşılaştırması yapılmıştır. Verilen her güç değerinde yüzdelik farklar ortaya çıkmıştır. Saptırmalı yuvarlak ve saptırmaz yuvarlak pimlerin birbiriyle karşılaştırılması yapılmıştır. 20 Watt güç verildiğinde %35, 30 Watt güçte %19, 40 Watt güçte %17, 50 Watt güçte %27 saptırmalı yuvarlak pim saptırmaz yuvarlak pime göre daha fazla ısı transferi yapmıştır. Saptırmalı ve saptırmaz üçgen pimlerin birbiri ile $Nu-Re$ karşılaştırılması yapıldığında; 10 Watt güç verildiğinde %23, 20 Watt güçte %33, 30 Watt güçte %33, 40 Watt güçte %44, 50 Watt güçte %45 saptırmalı üçgen pim saptırmaz üçgen pime göre daha fazla ısı transferi yapmıştır. Elips pimlerin de karşılaştırması yapılmıştır. Yapılan karşılaştırmaya göre; 10 Watt güç verildiğinde % 0.5 saptırmalı elips pim saptırmaz elips pime göre daha az ısı transferi, 20 Watt güç verildiğinde %12.5, 30 Watt güçte %4, 40 Watt güçte %12, 50 Watt güçte %18 saptırmalı elips pim saptırmaz elips pime göre daha fazla ısı transferi yapmıştır. Saptırmalı kare pim saptırmaz kare pime göre 10 Watt güç verildiğinde %18, 20 Watt güçte %31, 30 Watt güçte %33.5, 40 Watt güçte %44.5, 50 Watt güçte %34 daha fazla ısı transferi yapmıştır.

Saptırmalı pimli plakalar ile saptırmaz pimli plakaların $Nu-Re$ karşılaştırması yapıldığı zaman saptırmalı pimlerin ısı transferi olarak daha üstün çıktıkları görülmüştür. Pimlerin sayısı, yüksekliği, alanı ve hacmi eşit olduğundan dolayı pimlerin ötelenmesiyle, ısı transferinde daha iyi sonuçlar elde edilebileceği deneysel olarak bulunmuştur. Pimlerin kendi aralarındaki Nusselt sayılarının yüzdelik farkları; yuvarlak %18, üçgen %38, elips %11, kare %31 saptırmalı pimlerin üstünlükleri olduğu anlaşılmıştır. Nusselt sayılarının ortalaması alındığı zaman saptırmalı pimlerin saptırmaz pimplere göre %25.6 ısı transferinde üstün olduğu hesaplanmıştır. Ayrıca saptırmalı üçgen ve kare pimli plakaların Nusselt sayıları 50 Watt güçte, 5500 değerini aşmıştır. Tüm hızların ortalaması alındığı zaman en iyi ısı transferine sahip olan kare ve üçgen pimli plakalar olduğu anlaşılmıştır. Ayrıca Reynold ve Nusselt sayılarının değerlerinin hepsi EK-1’de gösterilmiştir. EK-2’de de örnek olarak saptırmalı kare pimli plakanın sıcaklık değerleri verilmiştir.

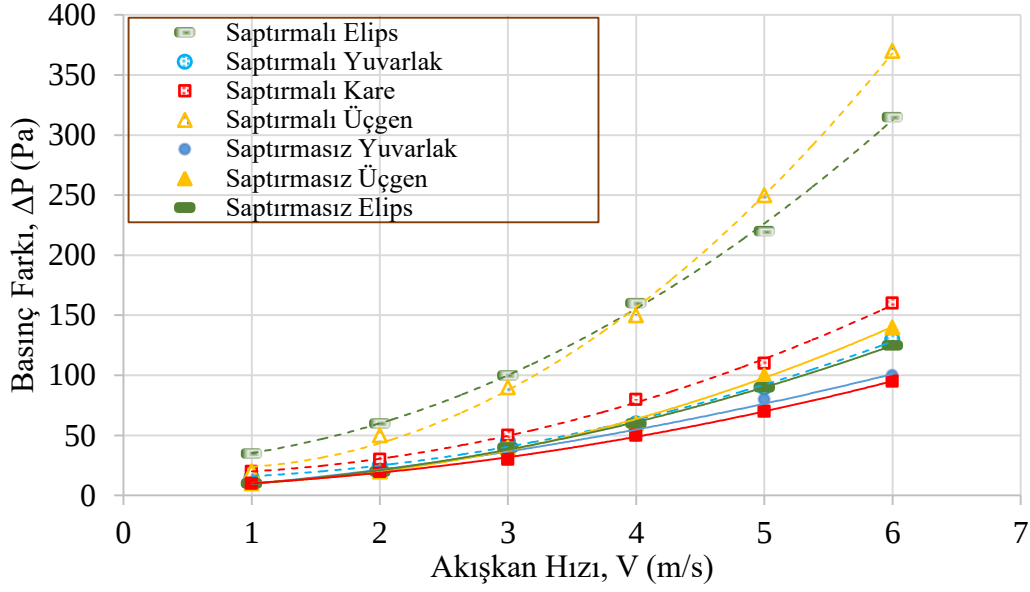


Şekil 4.6. Farklı hava hızlarına bağlı basınç farkı (10 W ısıt gücü)

Şekil 4.6'dan Şekil 4.10'a kadar her pimin hız değeri göre basınç farkı grafik üzerinde gösterilmiştir. Grafiklerde hız arttıkça basınç farkının arttığı gözlemlenmiştir.

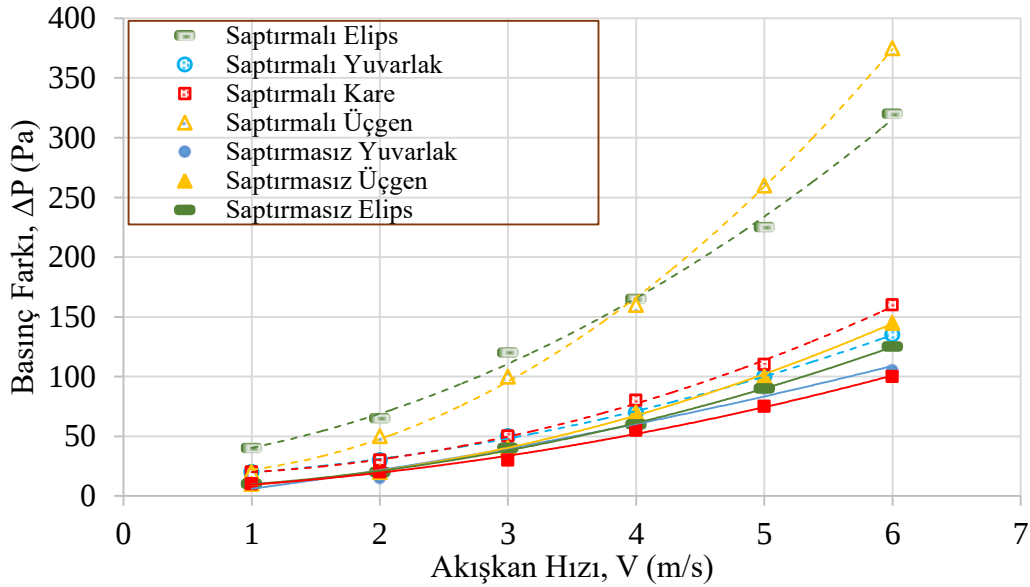


Şekil 4.7. Farklı hava hızlarına bağlı basınç farkı (20 W ısıt gücü)

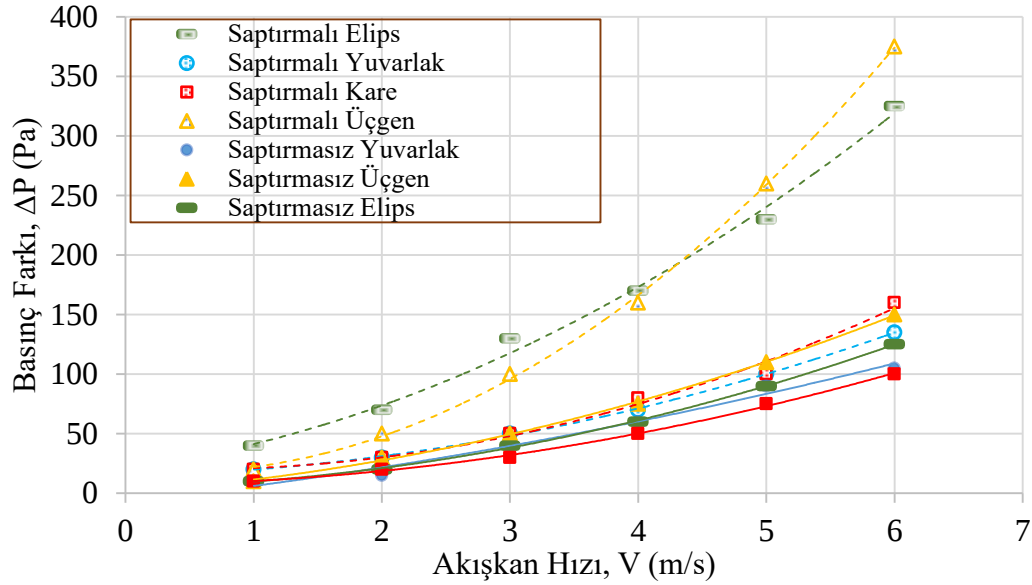


Şekil 4.8. Farklı hava hızlarına bağlı basınç farkı (30 W ısıt güçte)

Şekil 4.8'de saptırmalı ve saptırmaz pimler arasında hız-basınç karşılaştırılması yapılmıştır. 30 W güç ile ısıtılan plakaların değerlerine göre çıkan sonuçlara göre her hızda yükselen bir eğim yakalanmıştır. Her bir şekil kendi araların karşılaştırma yapıldığında: Saptırmalı üçgen pim saptırmazıya göre %60, saptırmalı elips pim saptırmaz elipse göre %61, saptırmalı kare pim saptırmaz kare pime göre %39 ve saptırmalı yuvarlak pim saptırmaz yuvarlak pime göre %18 basınç fark yüksekliği görülmüştür.

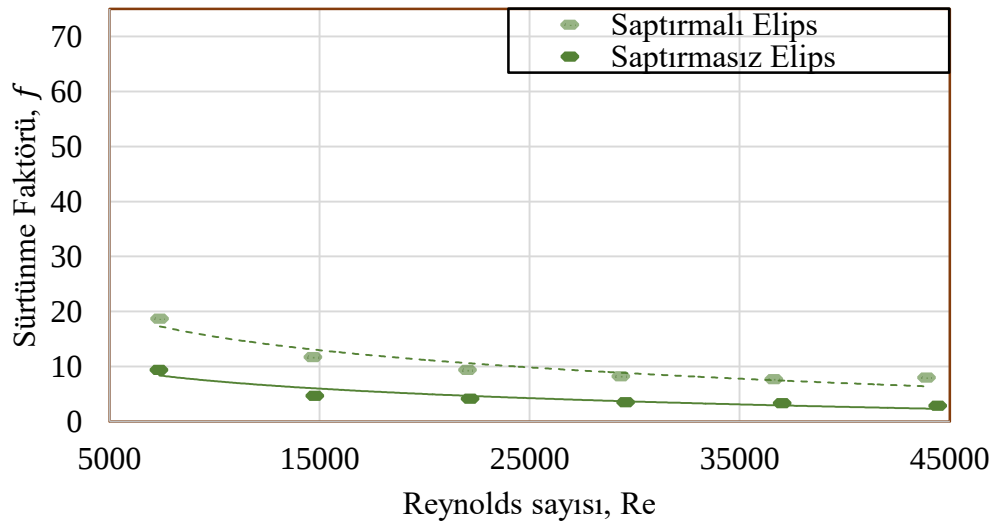


Şekil 4.9. Farklı hava hızlarına bağlı basınç farkı (40 W ısıt güçte)

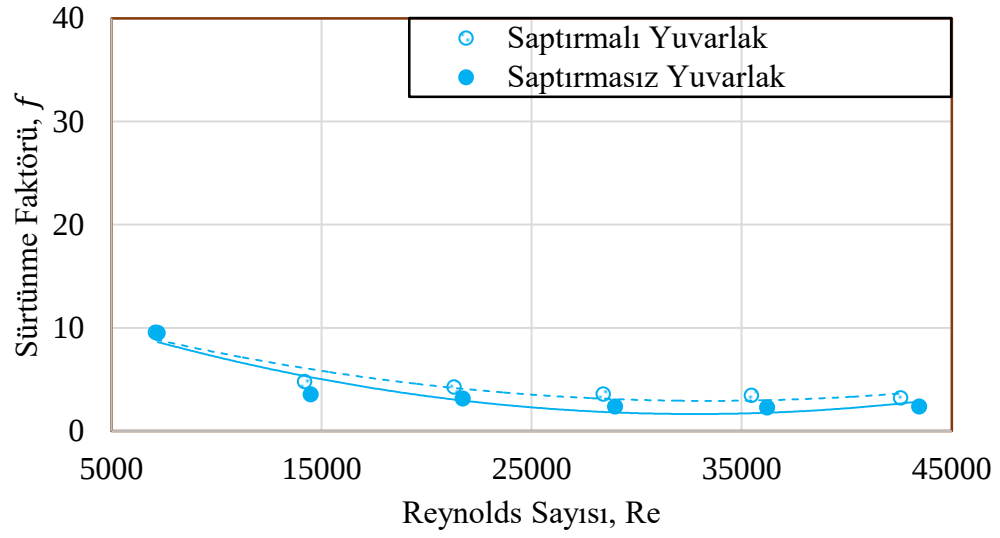


Şekil 4.10. Farklı hava hızlarına bağlı basınç farkı (50 W ısıtıcı gücü)

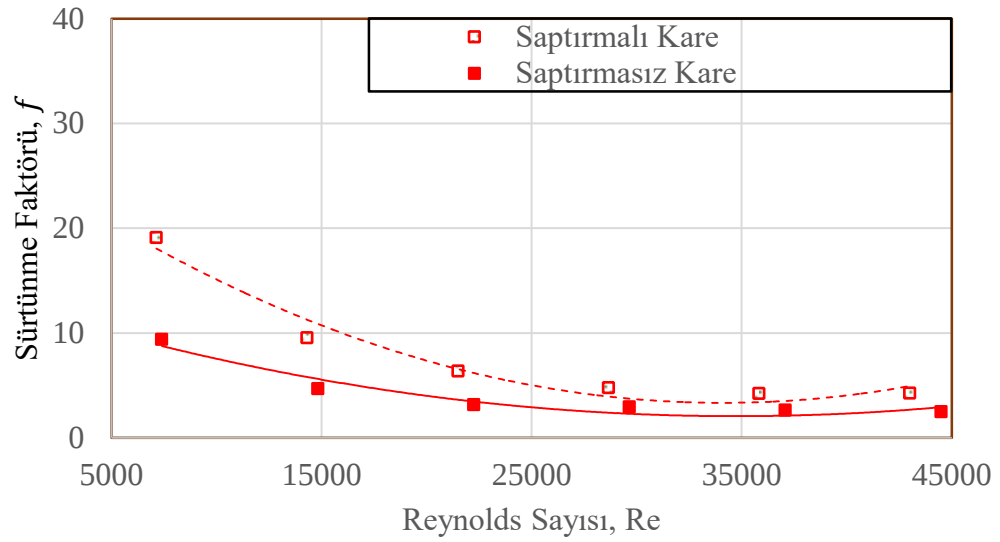
Saptırmalı elips ve üçgen pimler en yüksek basınç farkına sahiptir. Saptırmalı pimler arasında en düşük basınç farkına yuvarlak pimli kanatçığın sahip olduğu ölçülmüştür. Saptırmazsız pimlerde ise; kare pimli kanatçıktır. En düşük basınç farkı saptırmazsız kare ve yuvarlak pimlerde olduğu grafiklerde görülmektedir. En yüksek basınç farkına ulaşan pimli plaka ise; saptırmalı üçgen pimli kanatçık olduğu görülmektedir. 6 m/s hızda ulaşılan maksimum değer 375 Pa olarak ölçülmüştür.



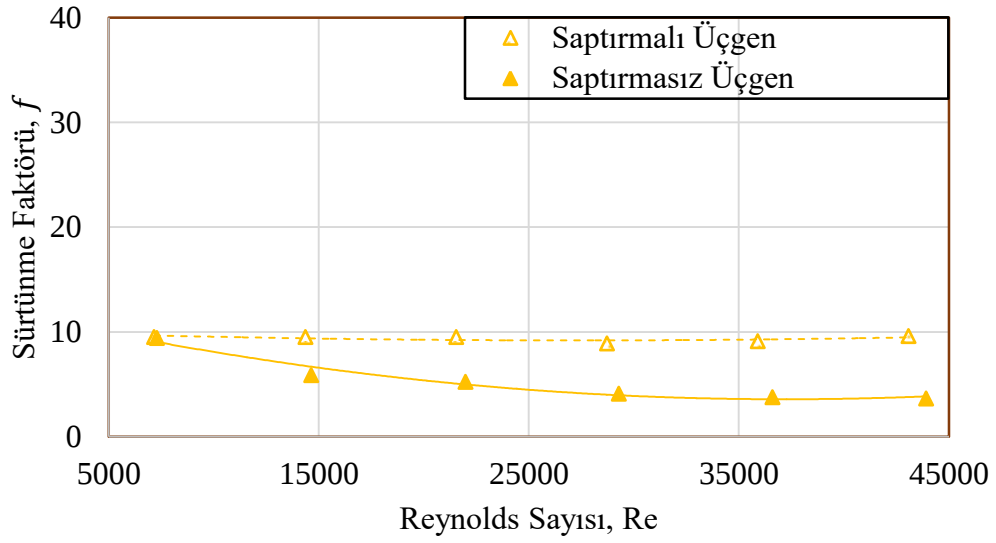
Şekil 4.11. Elips pimlerin sürtünme faktörü- Reynolds sayısına bağlı değişimi (10 W)



Şekil 4.12. Yuvarlak pimlerin sürtünme faktörü- Reynolds sayısına bağlı değişimi (10 W)

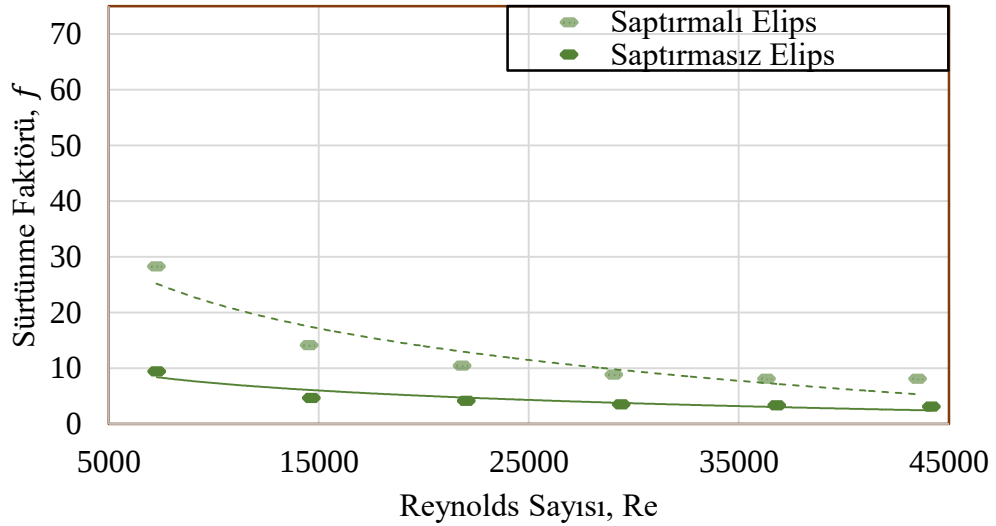


Şekil 4.13. Kare pimlerin sürtünme faktörü- Reynolds sayısına bağlı değişimi (10 W)

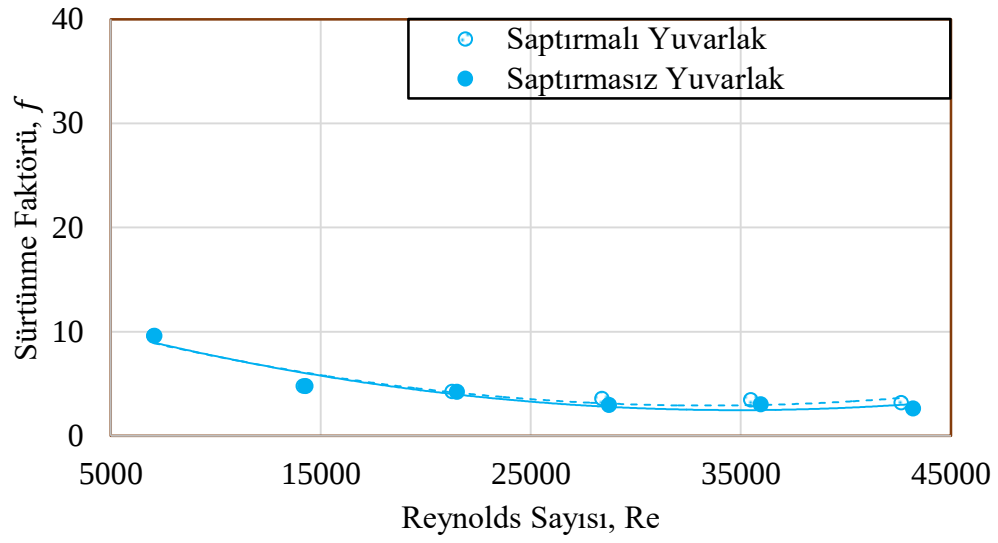


Şekil 4.14. Üçgen pimlerin sürtünme faktörü- Reynolds sayısına bağlı değişimi (10 W)

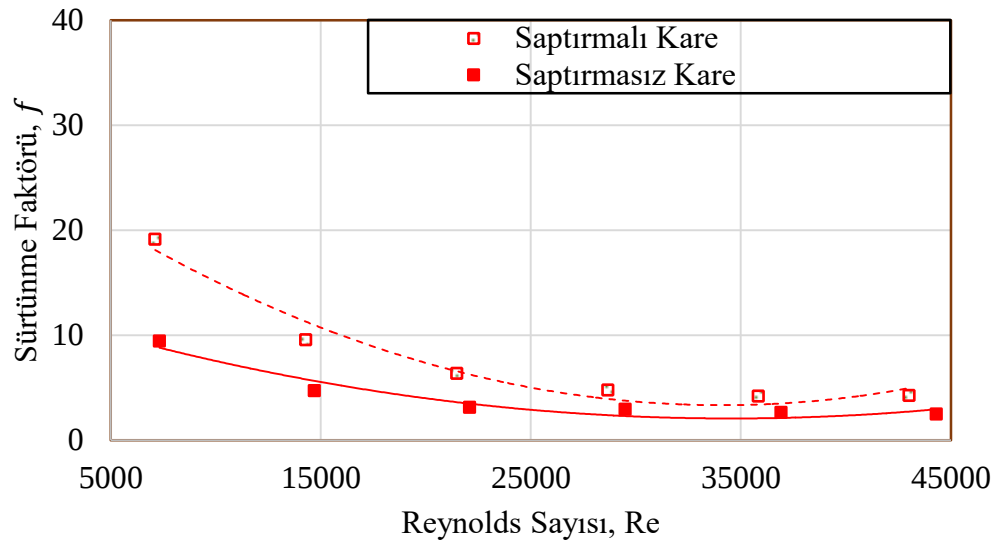
Saptırmalı ve saptırmaz elips pimli plakanın Reynolds sayısına göre sürtünme faktörünün büyüklükleri incelenmiştir. Sürtünme faktörü basınç farkı ile doğru orantılı olduğu için fazla bir değişiklik görülmemiştir. 10 Watt güç verildiğinde saptırmalı elips saptırmaz elips pime göre %56, saptırmalı kare saptırmaz kare pime göre %48, saptırmalı üçgen saptırmaz üçgen pime göre % 43, saptırmalı yuvarlak saptırmaz yuvarlak pime göre %20, daha fazla sürtünmeye sahip olduğu hesaplanmıştır.



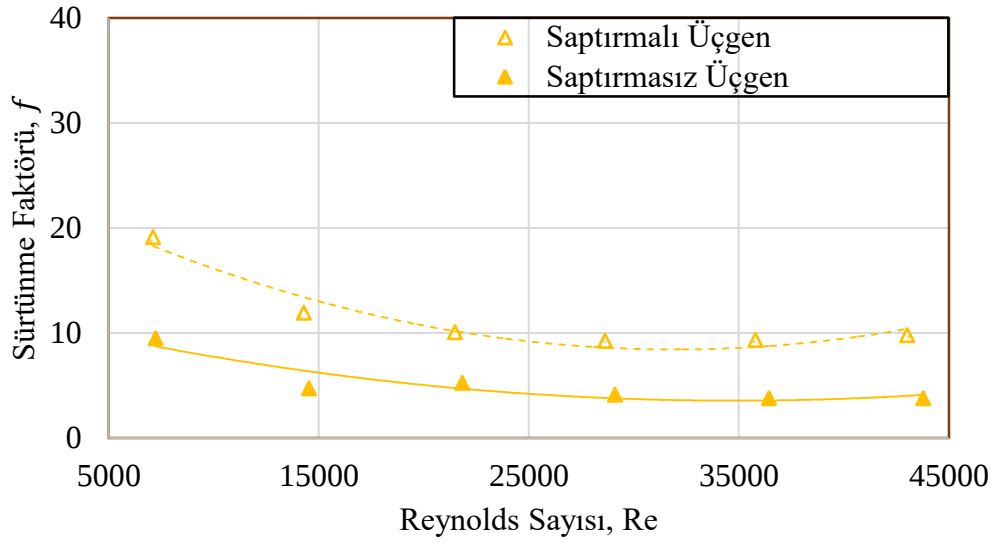
Şekil 4.15. Elips pimlerin sürtünme faktörü- Reynolds sayısına bağlı değişimi (20 W)



Şekil 4.16. Yuvarlak pimlerin sürtünme faktörü- Reynolds sayısına bağlı değişimi (20 W)

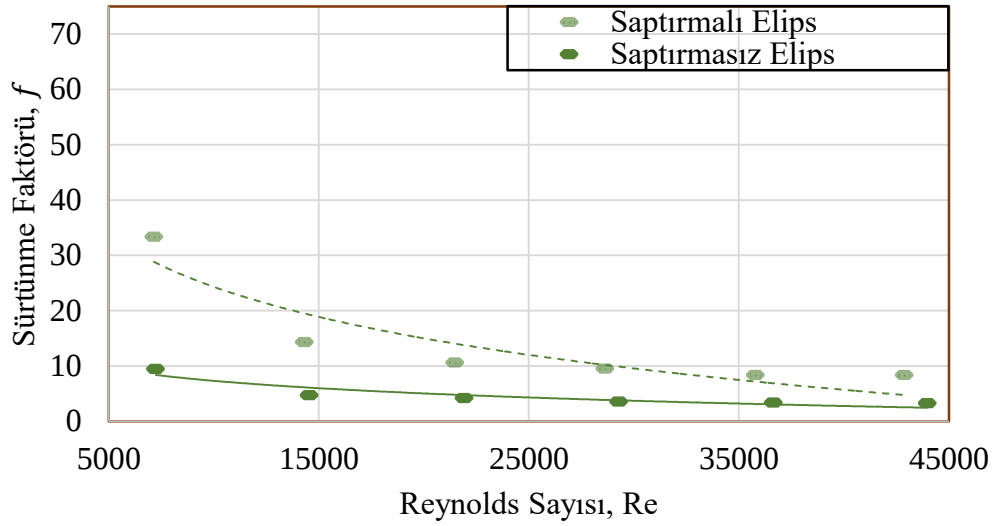


Şekil 4.17. Kare pimlerin sürtünme faktörü- Reynolds sayısına bağlı değişimi (20 W)

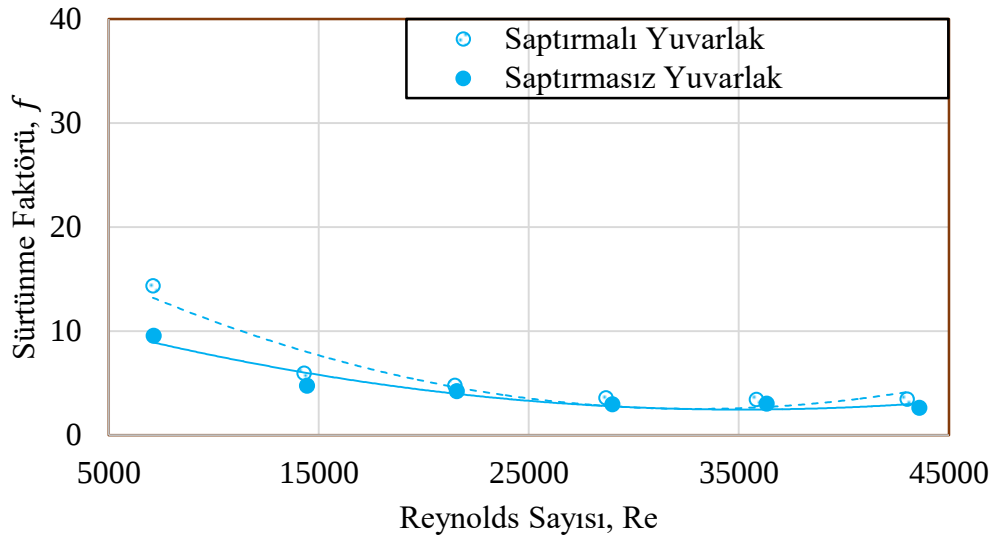


Şekil 4.18. Üçgen pimlerin sürtünme faktörü- Reynolds sayısına bağlı değişimi (20 W)

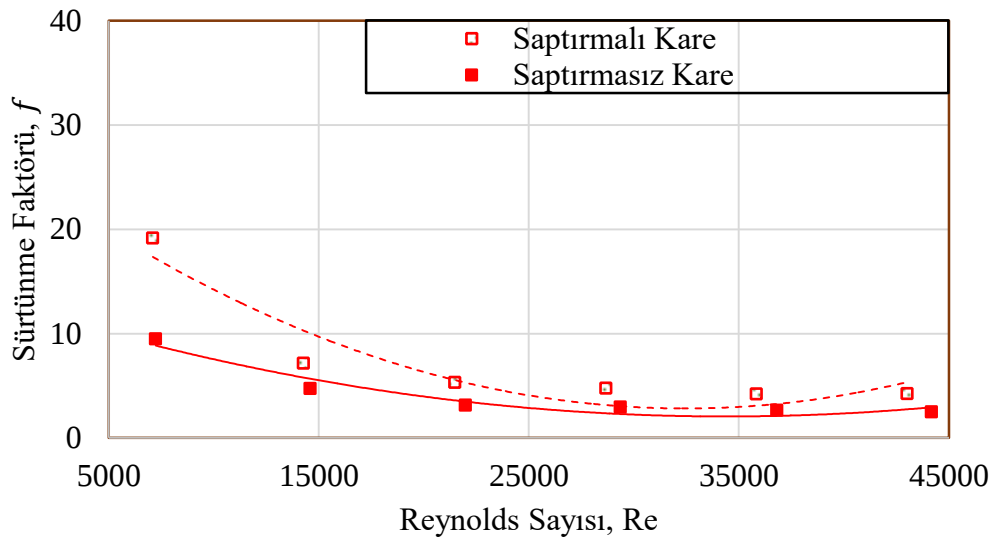
20 Watt güç verildiğinde saptırmalı elips saptırmaz elips pime göre %63.7, saptırmalı kare saptırmaz kare pime göre %47.6, saptırmalı üçgen saptırmaz üçgen pime göre %55.2, saptırmalı yuvarlak saptırmaz yuvarlak pime göre %5.7, daha fazla sürtünmeye sahip olduğu görülmüştür.



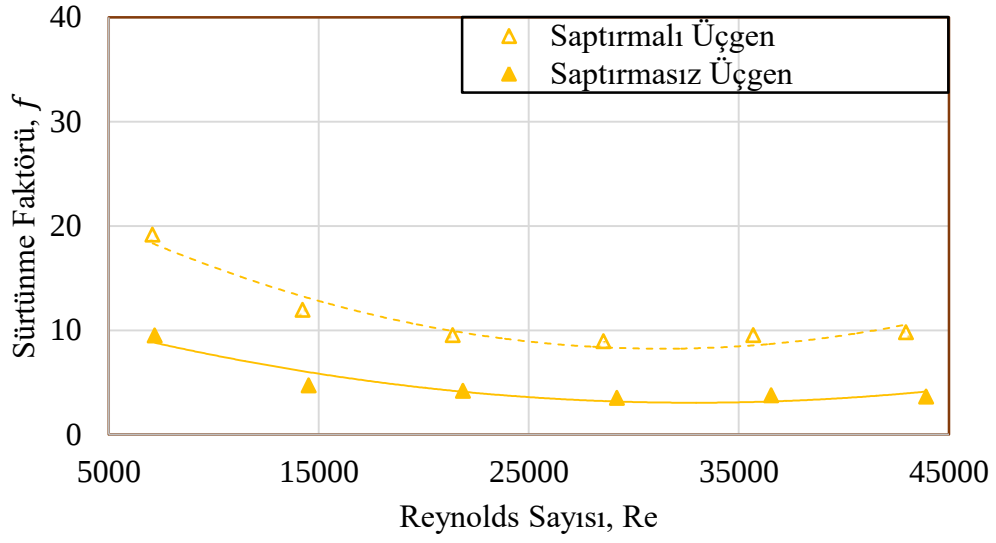
Şekil 4.19. Elips pimlerin sürtünme faktörü- Reynolds sayısına bağlı değişimi (30 W)



Şekil 4.20. Yuvarlak pimlerin sürtünme faktörü- Reynolds sayısına bağlı değişimi (30 W)

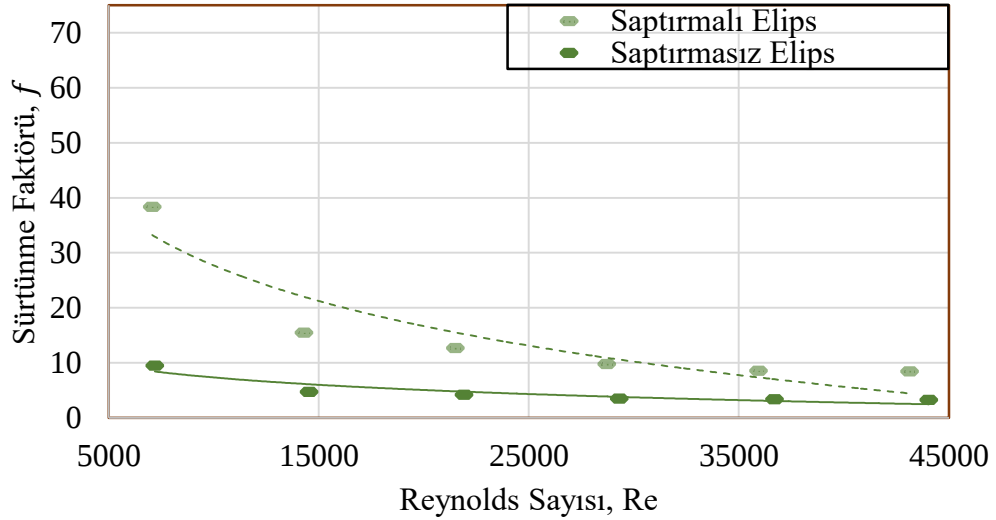


Şekil 4.21. Kare pimlerin sürtünme faktörü- Reynolds sayısına bağlı değişimi (30 W)

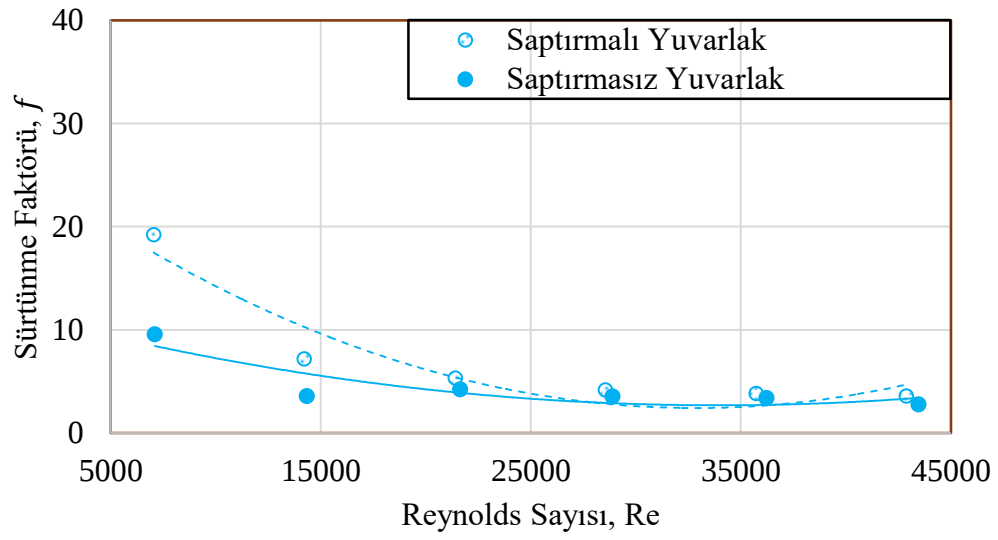


Şekil 4.22. Üçgen pimlerin sürtünme faktörü- Reynolds sayısına bağlı değişimi (30 W)

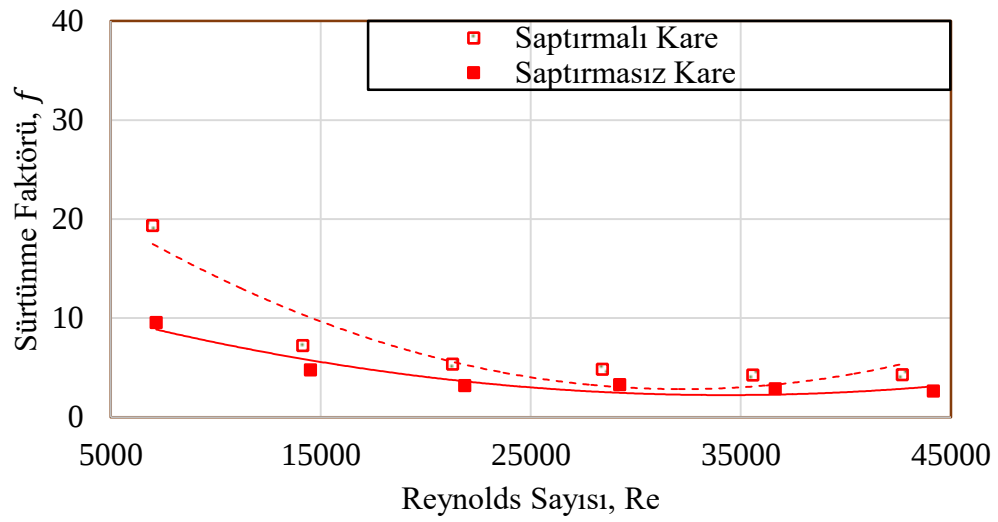
30 Watt güç verildiğinde saptırmalı elips saptırmasız elips pime göre %66.2, saptırmalı kare saptırmasız kare pime göre %43.4, saptırmalı üçgen saptırmasız üçgen pime göre %57.4, saptırmalı yuvarlak saptırmasız yuvarlak pime göre %23.7, daha fazla sürtünmeye sahip olduğu görülmüştür.



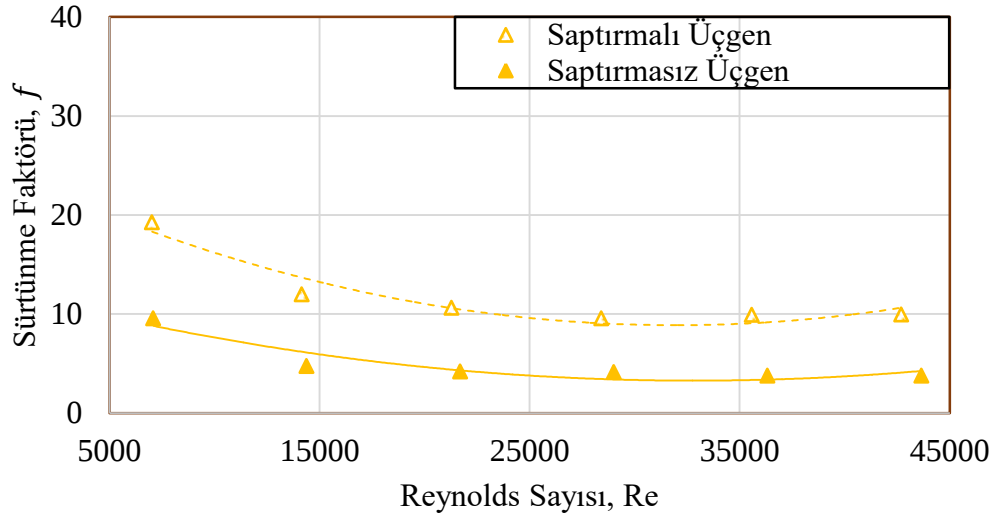
Şekil 4.23. Elips pimlerin sürtünme faktörü- Reynolds sayısına bağlı değişimi (40 W)



Şekil 4.24. Yuvarlak pimlerin sürtünme faktörü- Reynolds sayısına bağlı değişimi (40 W)

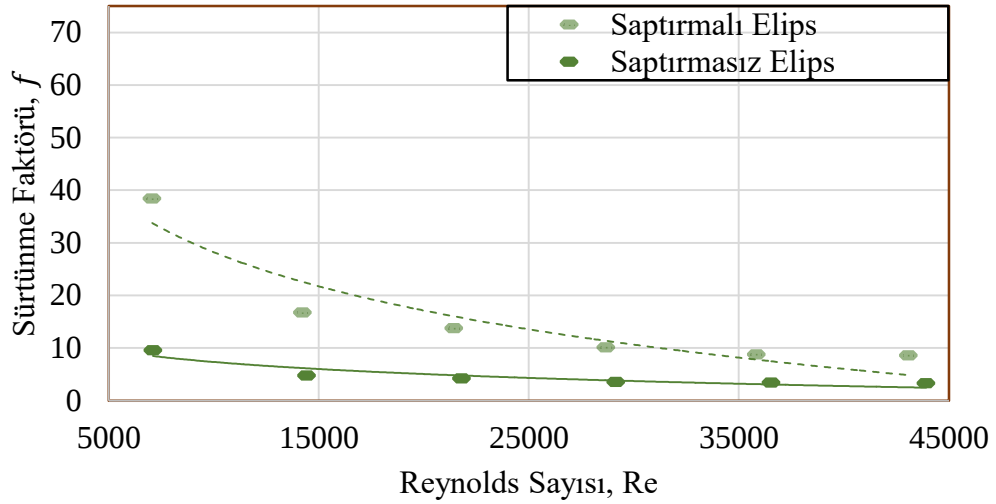


Şekil 4.25. Kare pimlerin sürtünme faktörü- Reynolds sayısına bağlı değişimi (40 W)

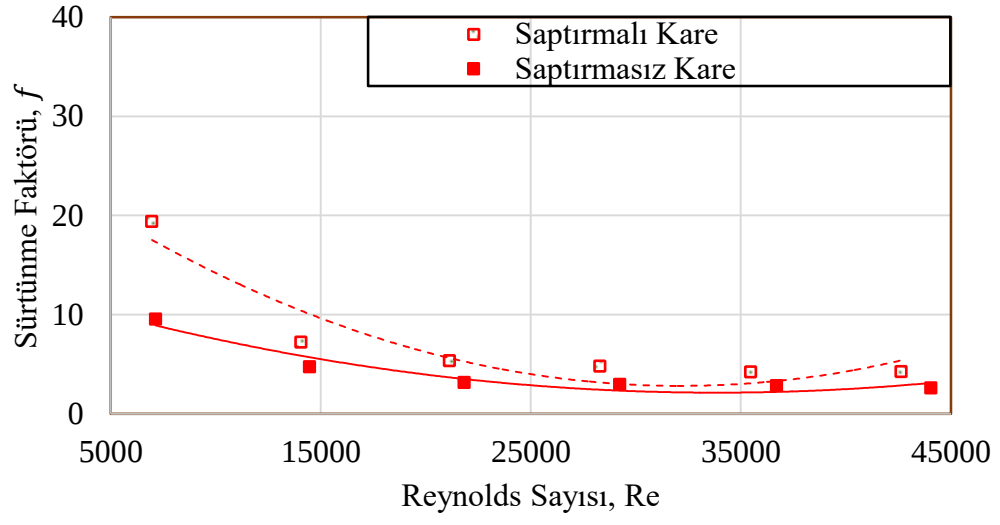


Şekil 4.26. Üçgen pimlerin sürtünme faktörü- Reynolds sayısına bağlı değişimi (40 W)

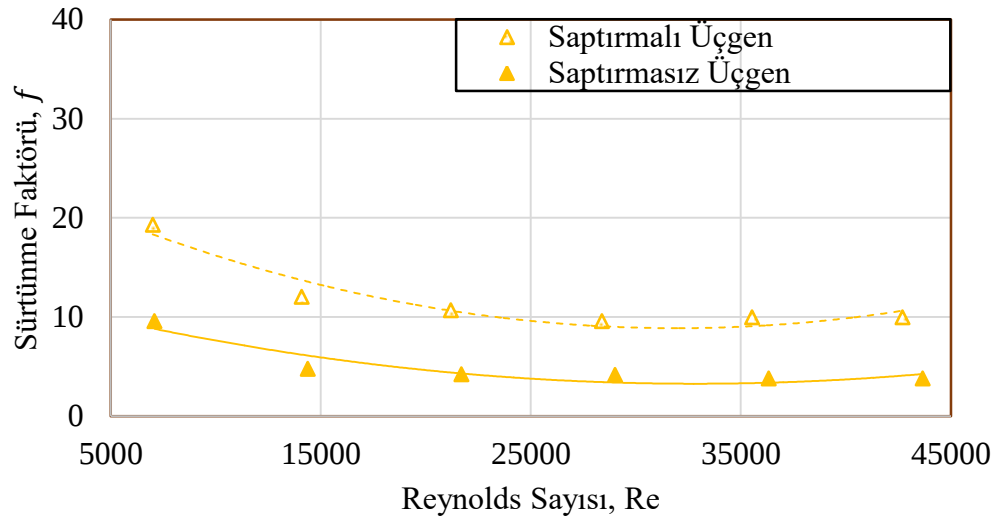
40 Watt güç verildiğinde saptırmalı elips saptırmasız elips pime göre %69.4, saptırmalı kare saptırmasız kare pime göre %42.2, saptırmalı üçgen saptırmasız üçgen pime göre %57.6, saptırmalı yuvarlak saptırmasız yuvarlak pime göre %37.4, daha fazla sürtünmeye sahip olduğu görülmüştür.



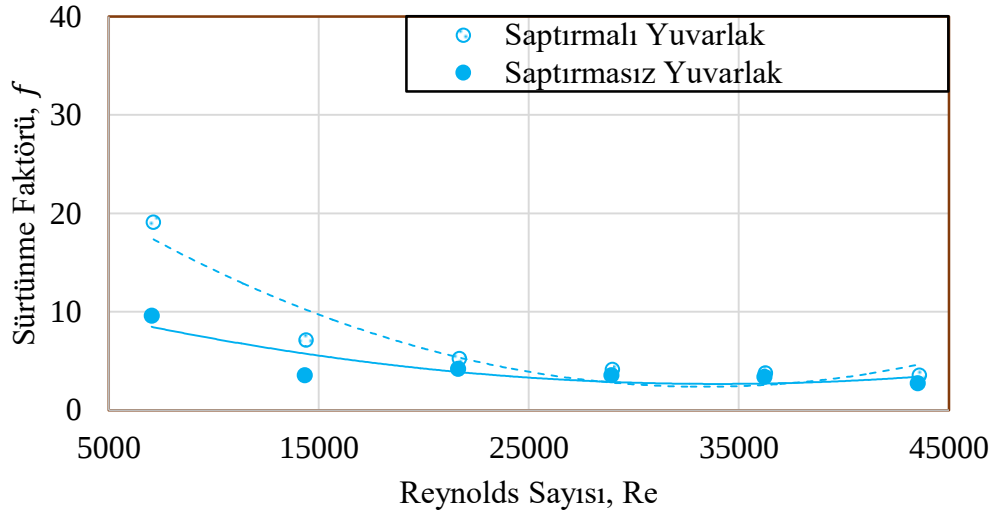
Şekil 4.27. Elips pimlerin sürtünme faktörü- Reynolds sayısına bağlı değişimi (50 W)



Şekil 4.28. Kare pimlerin sürtünme faktörü- Reynolds sayısına bağlı değişimi (50 W)



Şekil 4.29. Üçgen pimlerin sürtünme faktörü- Reynolds sayısına bağlı değişimi (50 W)



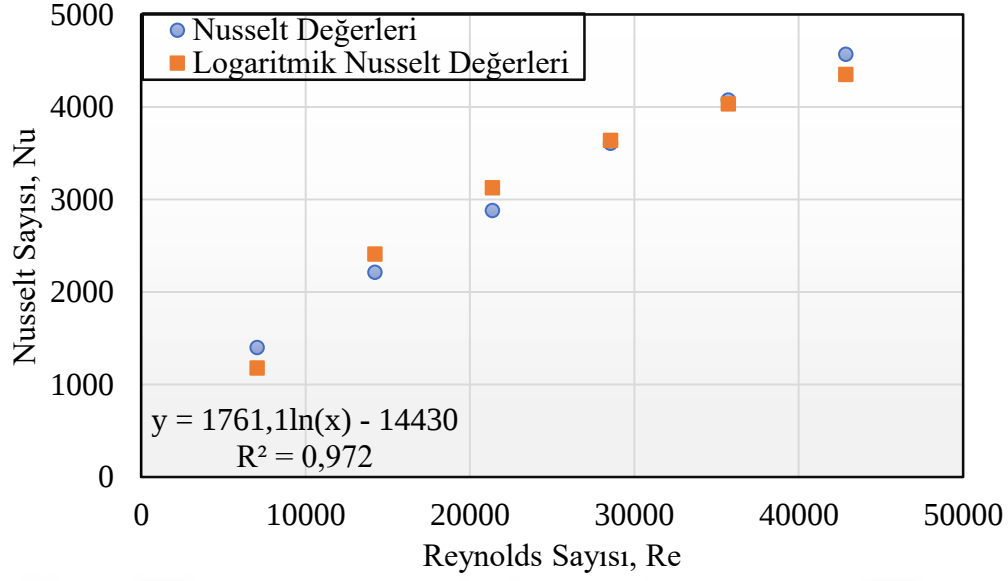
Şekil 4.30. Yuvarlak pimlerin sürtünme faktörü- Reynolds sayısına bağlı değişimi (50 W)

Şekil 4.27’de saptırmalı elips saptırmasız elips pime göre %70.2, Şekil 4.28’de saptırmalı kare saptırmasız kare pime göre %42.9, Şekil 4.29’da saptırmalı üçgen saptırmasız üçgen pime göre %54.9, Şekil 4.30’da saptırmalı yuvarlak saptırmasız yuvarlak pime göre %36.9, daha fazla sürtünmeye sahip olduğu görülmüştür.

Şekil 4.11’den Şekil 4.30’a kadar verilen grafiklerde aynı şekildeki pimlerin karşılaştırılması yapılmıştır. Saptırmalı elips ilk başta en yüksek sürtünme faktörü değerine sahiptir ancak daha sonra hızla azalmaktadır. Sürtünme faktörünün düşük Reynolds sayılarında hızla azaldığı ve hızın artması ile birlikte bu azalmanın yavaşladığı görülmüştür. Saptırmalı pimler arasında en yüksek sürtünme faktörüne, elips pimin olduğu grafikler üzerinde anlaşılmaktadır. Hesaplanan değerlere göre en yüksek değer saptırmalı elips pimli plakaya aittir. Saptırmalı elips pimin en yüksek sürtünme faktörü 38.41, en düşük 7.71’dir. Saptırmasız yuvarlak ise en düşük sürtünme faktörü değerine sahiptir. Bu değer 2.27’dir.

Bütün Nusselt ve Reynolds sayılarının ortalaması alınıp yapılan Regresyon analizinde belirleme katsayısı “ R^2 ” yaklaşık 0,97 bulunmuştur. Bulunan bu değer değişkenler arasında Nusselt ve Reynolds sayılarının ortalamasının regresyon analiziyle bağımlı değişkenin büyük bir yüzdesini açıkladığını gösterir. Yani, Nusselt ve Reynolds sayıları arasında güçlü bir ilişki olduğu ve bu sayıların bağımlı değişkenin büyük bir kısmını açıklayabildiği anlamına gelir.

Bu durum, Nusselt ve Reynolds sayılarının ısı transferi üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğunu ve bu sayıların kullanılarak ısı transferi tahminlerinin yapılması veya optimizasyon çalışmalarının gerçekleştirilmesi için güvenilir bir matematiksel modelin oluşturulabileceğini göstermektedir.



Şekil 4.31. Saptırmalı kare pimli plaka Regresyon analizi

Şekil 4.31’de kare pimli plakanın regresyon analizi yapılmıştır. Yapılan bu analize göre Nusselt logaritmik değerleri varsayılan değerlere yakın derecededir. Tablo 4.4ve Tablo 4.5’de saptırmalı ve saptırmaz pimlerin logaritmik regresyon analiz tabloları verilmiştir. Bu tablolara göre saptırmalı kare pimli plakanın en güvenilir değerlere sahip pimli plaka olduğu görülmüştür. En düşük yüzdelik değer ise saptırmalı üçgen pimli plakanın 10 Watt değerinde görülmüştür. Değerlerin verileri EK-3’te verilmiştir. Deney sonuçlarından elde edilen pimli plakaların maksimum ve minimum değerleri aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Tablo 4.1. Deney sonuçlarından elde edilen en düşük ve en yüksek veriler

	Pimli plaka	Nu_{max}	Nu_{min}	f_{max}	f_{min}	$\Delta P_{max} (Pa)$	$\Delta P_{min} (Pa)$
Saptırmalı	Yuvarlak	5505	779	19,3	3,19	135	10
	Elips	4408	1092	38,4	7,97	325	20
	Üçgen	6683	1193	19,3	8,91	375	10
	Kare	5966	1053	19,4	4,25	160	20
Saptırmaz	Yuvarlak	4406	649	9,6	2,27	100	10
	Elips	3996	804	9,6	2,85	125	10
	Üçgen	3488	865	9,6	3,65	150	10
	Kare	3624	991	9,6	2,46	100	10

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada saptırmalı ve saptırmaz düzende pimli plakalı ısı değıştircilerde zorlanmış taşınım ile ısı transferi deneysel olarak incelenmiştir. Bir kanal içerisindeki test bölgesine fan yardımıyla hava üflenerek manometre, anemometre ve ısı çiftleriyle ölçüm yapılmıştır. Elips ve üçgen pimlerin geniş yüzleri akışa dik bakacak şekilde yerleştirilmiştir. Deneyde elde edilen sonuçlar aşağıda özetlenmiştir.

- Reynolds sayısı arttıkça, Nusselt sayısı yükselirken sürtünme faktörü azalmaktadır. Bu durum saptırmalı pimli plakaların, saptırmazlara kıyasla daha fazla ısı transferi yapmasına neden olmaktadır.
- Maksimum Nusselt sayısına saptırmalı üçgen pimli plaka ulaşırken, en düşük değeri saptırmaz yuvarlak pimli plakada elde edilmiştir.
- Şekillerde saptırmalı üçgen pimin yüksek Nusselt değerlerine ulaştığı gözlemlenmiştir.
- Saptırmalı kare pimli plakanın da yüksek değerlere ulaştığı ve kenarsız pimli plakalarda ısı transferi daha düşük olduğu gözlemlenmiştir.
- Saptırmalı elips pim, diğer saptırmalı pimplere göre en düşük ısı transferine sahip pim olarak belirlenmiştir.
- Saptırmaz pimli plakaların değerleri birbirine oldukça yakın olduğu grafiklerde görülmüştür.
- Saptırmaz pimli plakaların kendi arasında karşılaştırmasında ortalama olarak en yüksek ısı transferine sahip pimli plakanın saptırmaz elips pimli plaka olduğu gözlemlenmiştir.
- Hız arttıkça basınç farkı da artmaktadır. Bu bağlamda, saptırmalı elips ve üçgen pimli plakalar en yüksek basınç farkına sahip olanlardır.
- Basınç farkı arttıkça sürtünme faktörü artmaktadır. Bu durumda, $f - Re$ grafiklerinde saptırmalı pimlerin daha yüksek sürtünme değerine sahip olduğu görülmüştür.
- Grafiklerde, havanın sürtünme değeri başlangıçta en yüksek olduğu ve daha sonra azaldığı görülmektedir. Özellikle saptırmalı pimlerde, 1 ila 2 m/s hız aralığında sürtünme faktörünün hızla azaldığı gözlemlenmiştir. Hesaplanan değerlere göre, en yüksek sürtünme faktörü değeri saptırmalı elips pimli plakaya aittir, bu değeri 38.41'dir.

Saptırmalı pimlerin daha fazla ısı transferi yapmasının nedeni pimler arasındaki hava dolaşımının daha fazla olması, yüksek basınç farkı ve yüksek sürtünmeden dolayı olduğu grafikler aracılığı ile anlaşılmaktadır. Saptırmalı pimli plakalar arasında saptırmalı elips pimli kanatçığın basınç düşüşünü çok etkilediği görülmüştür. Ancak saptırmalı pimli plakalar arasında en düşük Nusselt değerine sahip olduğu deney sonuçlarında görülmüştür. Bu sonuçlara göre dikdörtgen şekilli pimli plakanın kullanılması ısı transferi açısından daha iyi sonuçların ortaya çıkaracağı öngörülmektedir. Kanatçıklara farklı açılar verilerek ısı transferi açısından incelemesi yapılabilir. Kanalda havanın, soldan sağa doğru olması ile aşağıdan yukarı veya yukardan aşağı ilerlemesi konusunda farklı sonuçlar elde edileceği araştırılabilir. Ayrıca sıcak havanın yukarı, soğuk havanın ise aşağı doğru ilerlemesini göz önünde bulundurarak fanın bu durumlara göre yerleştirilmesinde farklı sonuçlar elde edilebilir. Yapılan deneyler sonucunda kare pimli plaka ve üçgen pimli plakaların ısı transferi açısından diğer pimli plakalara fark attığı görülmüştür. Benzer şekildeki piramit ve konik biçimdeki pimli plakalar ısı transferi açısından kıyaslanabilir. Farklı noktalardan delikler açılmış pimli plakalar oluşturulabilir. Bu tür pimli plakaların ısı transferi açısından araştırılması önerilmektedir. Saptırmalı pimlerin daha fazla soğuması sebebiyle bu tür pimlerin kullanılması önerilmektedir ayrıca PC parçalarından birçok elektronik parçada ısı transferinin daha yüksek olabilmesi için saptırmalı biçimdeki pimlerin kullanılması önerilmektedir.

6. KAYNAKÇA

- Adhikari, R., Wood, D., & Pahlevani, M. (2020). An experimental and numerical study of forced convection heat transfer from rectangular fins at low Reynolds numbers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 163, 120418.
- Bayer, O. (2018). Tam Gelişmiş Türbülanslı İç Akışta Kanatçıklı Yapılar Üzerinde Zorlanmış Taşınım Korelasyonu Eldesi: Parametrik Deneysel Analiz. *Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Dergisi*, 23(1), 417-430.
- Baysal, E. (2008). Eşmerkezli Boru Tipli Isı Değiştiricilerinde Deneysel Ve Sayısal Isı Transferi Sonuçlarının Karşılaştırılması. *Politeknik Dergisi*, 11(4), 345-352.
- Chin, S.-B., Foo, J.-J., Lai, Y.-L., & Yong, T. K.-K. (2013). Forced convective heat transfer enhancement with perforated pin fins. *Heat and Mass Transfer*, 49, 1447-1458.
- Cormier, Y., Dupuis, P., Farjam, A., Corbeil, A., & Jodoin, B. (2014). Additive manufacturing of pyramidal pin fins: Height and fin density effects under forced convection. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 75, 235-244.
- Diani, A., Mancin, S., Zilio, C., & Rossetto, L. (2013). An assessment on air forced convection on extended surfaces: Experimental results and numerical modeling. *International Journal of Thermal Sciences*, 67, 120-134.
- El-Said, E. M., Abdelaziz, G. B., Sharshir, S. W., Elsheikh, A. H., & Elsaid, A. M. (2021). Experimental investigation of the twist angle effects on thermo-hydraulic performance of a square and hexagonal pin fin array in forced convection. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 126, 105374.
- Fazel, Z., Sadrhosseini, H., & Hannani, S. K. (2022). Heat transfer intensification of turbulent forced convection by inserting discontinuous twisted tapes in a wavy tube; hydrothermal and thermodynamics analysis. *Chemical Engineering and Processing-Process Intensification*, 181, 109137.
- Freegah, B., Hussain, A. A., Falih, A. H., & Towsyfyhan, H. (2020). CFD analysis of heat transfer enhancement in plate-fin heat sinks with fillet profile: Investigation of new designs. *Thermal Science and Engineering Progress*, 17, 100458.
- Ho, J. Y., Leong, K. C., & Wong, T. N. (2019). Experimental and numerical investigation of forced convection heat transfer in porous lattice structures produced by selective laser melting. *International Journal of Thermal Sciences*, 137, 276-287.
- Jeng, T.-M., Tzeng, S.-C., & Huang, Q.-Y. (2015). Heat transfer performance of the pin-fin heat sink filled with packed brass beads under a vertical oncoming flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 86, 531-541.

- Khalil, M., Ali, M. I. H., Khan, K. A., & Al-Rub, R. A. (2022). Forced convection heat transfer in heat sinks with topologies based on triply periodic minimal surfaces. *Case Studies in Thermal Engineering*, 38, 102313.
- Kore, S. S., Yadav, R., Chinchani, S., Tipole, P., & Dhole, V. (2022). Experimental investigations of conical perforations on the thermal performance of cylindrical pin fin heat sink. *International Journal of Ambient Energy*, 43(1), 3431-3442.
- Li, Y., Gong, L., Xu, M., & Joshi, Y. (2020). Hydraulic and thermal performances of metal foam and pin fin hybrid heat sink. *Applied Thermal Engineering*, 166, 114665.
- Mandev, E., & Manay, E. (2022). Effects of surface roughness in multiple microchannels on mixed convective heat transfer. *Applied Thermal Engineering*, 217, 119102.
- Metzger, D., & Haley, S. (1982). Heat transfer experiments and flow visualization for arrays of short pin fins (Vol. 79597). *American Society of Mechanical Engineers*.
- Mishra, V. K., Panda, S. K., Sen, B., Maiya, M., & Rao, B. (2022). Numerical analysis of forced convection heat transfer in a nuclear fuel storage vault. *International Journal of Thermal Sciences*, 173, 107429.
- Rizzi, M., Canino, M., Hu, K., Jones, S., Travkin, V., & Catton, I. (2001). Experimental investigation of pin fin heat sink effectiveness. *Proceedings of the National Heat Transfer Conference*,
- Rout, S., Thatoi, D., Acharya, A., & Mishra, D. (2012). CFD supported performance estimation of an internally finned tube heat exchanger under mixed convection flow. *Procedia engineering*, 38, 585-597.
- Ryu, H. C., Kim, D., & Kim, S. J. (2002). Experimental analysis of shrouded pin fin heat sinks for electronic equipment cooling. *ITherm 2002. Eighth Intersociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems* (Cat. No. 02CH37258),
- Sertkaya, A., Altınışık, K., & Dincer, K. (2012). Experimental investigation of thermal performance of aluminum finned heat exchangers and open-cell aluminum foam heat exchangers. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 36, 86-92.
- Sparrow, E., & Ramsey, J. (1978). Heat transfer and pressure drop for a staggered wall-attached array of cylinders with tip clearance. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 21(11), 1369-1378.

- Sun, M., Hu, C., Zha, L., Xie, Z., Yang, L., Tang, D., Song, Y., & Zhao, J. (2020). Pore-scale simulation of forced convection heat transfer under turbulent conditions in open-cell metal foam. *Chemical Engineering Journal*, 389, 124427.
- Sun, M., Yan, G., Ning, M., Hu, C., Zhao, J., Duan, F., Tang, D., & Song, Y. (2022). Forced convection heat transfer: A comparison between open-cell metal foams and additive manufactured kelvin cells. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 138, 106407.
- Tijani, A. S., & Jaffri, N. B. (2018). Thermal analysis of perforated pin-fins heat sink under forced convection condition. *Procedia Manufacturing*, 24, 290-298.
- Wang, F., Zhang, J., & Wang, S. (2012). Investigation on flow and heat transfer characteristics in rectangular channel with drop-shaped pin fins. *Propulsion and power research*, 1(1), 64-70.
- Yalçın, B. (2015). Soğutucu Plakalarda Yüzey Geometrisinin Ve Kanatçık Sayısının Isi İletimine Etkisinin Sonlu Eleman Analizi İle Araştırılması. *Uluslararası Teknolojik Bilimler Dergisi*, 7(3), 27-39.
- Zaghlol, A., Hermann, K., & Butler, J. (2002). Forced convection heat transfer for swaged mixed metal heatsinks. ITherm 2002. Eighth Intersociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems (Cat. No. 02CH37258).

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Furkan PARLAK
Uyruğu : T.C.

EĞİTİM

Derece	Adı, İlçe, İl	Bitirme Yılı
Lise	: Özel Türmak Anadolu Lisesi, Selçuklu, Konya	2015
Üniversite	: Selçuk Üniversitesi / Teknoloji Fakültesi/Makine Mühendisliği Bölümü, Selçuklu, Konya	2020
Yüksek Lisans	: Selçuk Üniversitesi / Fen Bilimleri Enstitüsü/ Makine Mühendisliği A.B.D., Selçuklu, Konya	2023

İŞ DENEYİMLERİ

Yıl	Kurum	Görevi
2021-Halen çalışıyor	Vatanım Gıda Turizm Nakliyat ve Ticaret Ltd. Şti.	Ön Muhasebe,
2019-2020	AKKO MAKİNA SANAYİ VE TİCARET A.Ş.	Stajyer

UZMANLIK ALANI

Isı transfer mekanizmaları

SolidWorks, AutoCAD, Fusion 360, Excel, PowerPoint, Word

YAYINLAR

Sertkaya, A. A., Canlı, E., & Parlak, F. Experimental Investigation Of Effects Of Inline And Staggered Pin And Plate Heat Sinks To Natural Convection Heat Transfer

EK-1 Saptırmalı ve saptırmaz pimli plakaların yüzdelik kıyaslama tablosu

Saptırmalı ve saptırmaz pimli plakaların Nusselt ve Reynolds sayıları grafiklerinde bulunduğu excel ortamında hazırlanmıştır. Örnek olarak kıyaslamaların yapıldığı tablo aşağıda verilmiştir.

Tablo 4.2. Saptırmalı ve saptırmaz pimli plakaların yüzdelik kıyaslaması

	Saptırmalı Yuvarlak	Yuvarlak pimlerin aralarındaki % kıyaslaması
10W Nu Ortalaması	1184	7,12
20W Nu Ortalaması	2057	34,62
30W Nu Ortalaması	2728	19,16
40W Nu Ortalaması	3007	17,15
50W Nu Ortalaması	3640	27,63
	Saptırmalı Üçgen	Üçgen pimlerin aralarındaki % kıyaslaması
10W Nu Ortalaması	1885	23,38
20W Nu Ortalaması	2712	33,29
30W Nu Ortalaması	3234	33,58
40W Nu Ortalaması	3844	44,47
50W Nu Ortalaması	4102	45,88
	Saptırmalı Elips	Elips pimlerin aralarındaki % kıyaslaması
10W Nu Ortalaması	1588	-0,40
20W Nu Ortalaması	2366	12,51
30W Nu Ortalaması	2463	4,72
40W Nu Ortalaması	2839	11,84
50W Nu Ortalaması	3143	18,21
	Saptırmalı Kare	Kare pimlerin aralarındaki % kıyaslaması
10W Nu Ortalaması	2096	18,03
20W Nu Ortalaması	2946	30,82
30W Nu Ortalaması	3500	38,18
40W Nu Ortalaması	3450	28,69
50W Nu Ortalaması	3626	34,24

EK-2 Saptırmalı kare pimli plakanın değerleri

Saptırmalı ve saptırmaz değerler excel ortamında hazırlanmıştır. Bütün değerler bu tabloda görüntülenebilmektedir

4.3. Saptırmalı kare pimli plakanın hıza göre sıcaklık değerleri

$V_{ort}(m/s)$	$TW(^{\circ}C)$	$T_{\infty}(^{\circ}C)$	$Tf(^{\circ}C)$
1	28	24,91	26,46
1	29,44	24,80	27,12
1	30,47	24,60	27,54
1	34,16	25,20	29,68
1	36,33	25,20	30,77
$V_{ort}(m/s)$	$TW(^{\circ}C)$	$T_{\infty}(^{\circ}C)$	$Tf(^{\circ}C)$
2	26,86	24,95	25,91
2	27,73	24,80	26,27
2	28,4	24,60	26,50
2	30,81	25,10	27,96
2	32,44	25,40	28,92
$V_{ort}(m/s)$	$TW(^{\circ}C)$	$T_{\infty}(^{\circ}C)$	$Tf(^{\circ}C)$
3	26,51	25,01	25,76
3	27,02	24,78	25,90
3	27,51	24,60	26,06
3	29,61	25,54	27,58
3	31,72	25,90	28,81
$V_{ort}(m/s)$	$TW(^{\circ}C)$	$T_{\infty}(^{\circ}C)$	$Tf(^{\circ}C)$
4	26,42	25,10	25,76
4	26,66	24,80	25,73
4	26,97	24,50	25,74
4	28,96	25,60	27,28
4	29,82	26,00	27,91
$V_{ort}(m/s)$	$TW(^{\circ}C)$	$T_{\infty}(^{\circ}C)$	$Tf(^{\circ}C)$
5	26,38	25,10	25,74
5	26,65	24,86	25,76
5	26,8	24,60	25,70
5	28,46	25,70	27,08
5	29,22	26,00	27,61
$V_{ort}(m/s)$	$TW(^{\circ}C)$	$T_{\infty}(^{\circ}C)$	$Tf(^{\circ}C)$
6	26,34	25,10	25,72
6	26,51	24,88	25,70
6	26,65	24,70	25,68
6	28,18	25,70	26,94
6	28,62	25,90	27,26

EK-3 Saptırmalı ve saptırmaz pimli plakaların regresyon analizi tablosu

Tablo 4.4. Saptırmalı pimli plakaların “ $y=A*\ln(x)-B$ ” regresyon analizi

Saptırmalı Yuvarlak Pimli Plaka	A	B	R^2
10 Watt	415	2947	0,92
20 Watt	906	6973	0,99
30 Watt	1337	10612	0,99
40 Watt	1636	13293	0,97
50 Watt	2098	17302	0,96
Saptırmalı Kare Pimli Plaka	A	B	R^2
10 Watt	914	7019,7	0,98
20 Watt	1496	11703	0,99
30 Watt	1841	14857	0,98
40 Watt	2116	17629	0,96
50 Watt	2457	20847	0,9
Saptırmalı Elips Pimli Plaka	A	B	R^2
10 Watt	461	3021	0,93
20 Watt	1103	8657	0,95
30 Watt	1021	7723	0,97
40 Watt	1513	12252	0,97
50 Watt	1610	12909	0,97
Saptırmalı Üçgen Pimli Plaka	A	B	R^2
10 Watt	408	2184	0,54
20 Watt	902	6286	0,91
30 Watt	1211	8837	0,97
40 Watt	2262	18690	0,96
50 Watt	2619	21987	0,9

Tablo 4.5. Saptırmasız pimli plakaların “ $y=A*\ln(x)-B$ ” regresyon analizi

Saptırmasız Yuvarlak Pimli Plaka	A	B	R^2
10 Watt	801	6327,8	0,94
20 Watt	705,61	5691,6	0,97
30 Watt	1298,7	10757	0,90
40 Watt	1379,11	11269	0,96
50 Watt	1651,2	13840	0,90
Saptırmasız Kare Pimli Plaka	A	B	R^2
10 Watt	681,91	5106,4	0,98
20 Watt	906,61	7028,8	0,96
30 Watt	1171,8	9548,4	0,93
40 Watt	1601,7	13540	0,77
50 Watt	1353,2	11132	0,93
Saptırmasız Elips Pimli Plaka	A	B	R^2
10 Watt	677,35	5182,2	0,95
20 Watt	1077,8	8705,1	0,97
30 Watt	1241,3	10057	0,95
40 Watt	1317,5	10661	0,97
50 Watt	1564,6	13053	0,94
Saptırmasız Üçgen Pimli Plaka	A	B	R^2
10 Watt	517,12	3724,1	0,98
20 Watt	811,02	6291,9	0,95
30 Watt	1156,6	9405,2	0,98
40 Watt	1241,3	10255	0,96
50 Watt	1345,7	11202	0,94