

**OPTİMİZE EDİLMİŞ ALTİGEN KANATÇIKLI
ISI ALICILARDA ÇARPAN JET İLE ISI
TRANSFERİNDE ISI VE AKIM
KARAKTERİSTİKLERİNİN ARAŞTIRILMASI**

Nurullah YILDIZ

**Yüksek Lisans Tezi
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı
Prof. Dr. Kenan YAKUT
2012
Her hakkı saklıdır**

**ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**OPTİMİZE EDİLMİŞ ALTİGEN KANATÇIKLI ISI ALICILARDA
ÇARPAN JET İLE ISI TRANSFERİNDE ISI VE AKIM
KARAKTERİSTİKLERİNİN ARAŞTIRILMASI**

Nurullah YILDIZ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**ERZURUM
2012**

Her hakkı saklıdır



T.C.
ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ



TEZ ONAY FORMU

**OPTİMİZE EDİLMİŞ ALTİGEN KANATÇIKLI ISI ALICILARDA ÇARPAN JET İLE
ISI TRANSFERİNDE ISI VE AKIM KARAKTERİSTİKLERİNİN ARAŞTIRILMASI**

Prof. Dr. Kenan YAKUT'un danışmanlığında, Nurullah YILDIZ tarafından hazırlanan bu çalışma 14/09/2012 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda yüksek lisans tezi olarak **oybirliği** ile kabul edilmiştir.

Başkan : Prof. Dr. Kenan YAKUT

İmza :

Üye : Doç. Dr. M. Akif CEVİZ

İmza :

Üye : Doç. Dr. Süleyman KARSLI

İmza :

Yukarıdaki sonucu onaylıyorum

Prof. Dr. İhsan EFEOĞLU
Enstitü Müdürü

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

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

OPTİMİZE EDİLMİŞ ALTİGEN KANATÇIKLI ISI ALICILARDA ÇARPAN JET İLE ISI TRANSFERİNDE ISI VE AKIM KARAKTERİSTİKLERİNİN ARAŞTIRILMASI

Nurullah YILDIZ

Atatürk Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Kenan YAKUT

Çeşitli endüstri sektörlerinde sistemlerin çalışması sırasında oluşan ısının, sistem ömrü ve performansı üzerinde olumsuz etkileri vardır. Bu nedenle sistemin devrede olduğu anlarda oluşan bu ısının sistemden en kısa sürede uzaklaştırılması büyük önem kazanmaktadır. Bu amaçla kullanılan çarpan hava jeti, kağıt kurutması, elektronik elemanların soğutulması, cam temperlenmesi ve gaz türbin kanatlarının soğutulması gibi pek çok endüstriyel uygulamada kullanılmaktadır.

Bu çalışmada, daha önce Taguchi $L_{18}(2^1 \cdot 3^6)$ deney yöntemi ile optimize edilmiş altıgen kanatçıklı ısı alıcıların, çarpan jetle ısı transfer ve basınç karakteristikleri incelenmiştir. Optimize edilerek elde edilen, Genel-1 ve Genel-2 olarak adlandırılan ısı alıcılarda, ($d_n=42$ mm) ve ($h/d=4$) mesafesinde altı farklı hız seçeneklerinde (4-5-6-7-8-9 m/sn), 100-150-200 mm yüksekliklerindeki altıgen kanat boylarında ısı transferi ve basınç karakteristikleri belirlenmiştir.

Sonuç olarak; elde edilen veriler $Nu-Re$ ve $C_{p_x}-l/(l_0/2)$, $C_{p_y}-l/(l_0/2)$ grafikleri şeklinde çizildi. Bunlara ilaveten altıgen kanatçıklı ısı alıcılar için iyileştirme verim analizi yapıldı ve $\eta-Re$ değişimi şeklinde sunuldu.

2012, 94 sayfa

Anahtar Kelimeler: Isı transferinin iyileşmesi, elektronik cihazların soğutulması, çarpan jet, basınç katsayısı, altıgen kanatçıklı ısı alıcılar.

ABSTRACT

MS Thesis

INVESTIGATION OF HEAT AND FLOW CHARACTERISTIC WITH IMPINGEMENT JET FOR OPTIMIZED HEXAGONAL FINNED HEAT SINKS

Nurullah YILDIZ

Atatürk University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Dr. Kenan YAKUT

Operation of industrial systems induced heat has negative effects on system performance and service life. For this reason, the heat must be transferred as quickly as possible from the system to the environment. For this purpose, impingement jet applications are widely used in various industrial sectors such as paper drying, cooling of electronic components, glass tempering and cooling of gas turbine blades.

In this study, impingement air jet heat transfer and flow characteristics were investigated for hexagonal finned heat sinks which optimized according to the Taguchi L18 (21×36) experimental design method.

The experiments were carried out with General-1 and General-2 heat exchangers for six different flow rates (4-9 m/s), a nozzle in 42 mm diameter, a distance ratio from the fin to the nozzle ($h/d=4$), three fin heights (100, 150, 200 mm) and dynamic pressure distribution was measured by pitot tube. Consequently, the results are presented as in $Nu-Re$ and $C_{p_x}-l/(l_0/2)$, $C_{p_y}-l/(l_0/2)$ graphs. In addition to these, enhancement efficiency was performed for hexagonal heat sinks and presented in $\eta-Re$ graphic.

2012, 94 pages

Keywords: Heat transfer enhancement, electronics cooling, impinging jet, pressure coefficient, hexagonal finned heat sinks.

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans tezimin belirlenmesi ve tamamlanması aşamalarında, tezimi değerlendirerek değerli görüş ve eleştirileriyle her türlü katkıyı sağlayan, ilgi ve yardımlarını esirgemeyen tez danışmanım Sayın Prof. Dr. Kenan YAKUT'a en içten teşekkürlerimi sunarım.

Tez çalışmam esnasında bana destek olan Sayın Mak. Yük. Müh. Altuğ KARABEY'e, Sayın Mak. Yük. Müh. Faruk YEŞİLDAL'a, Sayın Mak. Müh. Abdüssamed KABAKUŞ'a, Sayın Mak. Müh. Y.Emre ÖZPOLAT'a teşekkürlerimi sunmayı bir borç bilirim.

Ayrıca, yalnızca yüksek lisans tezimin hazırlanması aşamasında değil başarıyla sonuçlandırabildiğim her işte sınırsız manevi desteğini yanımda hissettiğim sevgili aileme şükran duygularımı sunarım.

Nurullah YILDIZ

Eylül 2012

İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
SİMGELER DİZİNİ.....	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xi
1. GİRİŞ.....	1
1.1. Çarpan Jetlerin Hidrodinamik ve Geometrik Yapısı.....	3
1.2. Çarpan Jetle Soğutma Sistemlerinin Sınıflandırılması.....	7
1.3. Çarpan Yarık (Slot) ve Jet Dizileri.....	10
1.4. Eş-Eksenli Jetler	11
1.5. Çarpan Jetlerde Isı Transferi ve Akış Dinamiği Konusunun Literatürdeki Yeri.....	12
2. KURAMSAL TEMELLER.....	23
2.1. Genel Isı Transferi Kavram ve Tanımları	23
2.1.1. İletim ile ısı transferi	24
2.1.2. Taşınım ile ısı transferi (konveksiyon).....	25
2.1.3. Işınım ile ısı transferi.....	26
2.2. Hız (Hidrodinamik) Sınır Tabaka.....	27
2.3. Isıl Sınır Tabaka	28
2.4. Laminer ve Türbülanslı Akış.....	30
2.5. Isı Transferinin İyileşmesi.....	32
2.6. Basınç Katsayısı ve Pitot Tüpü	35
3. MATERYAL ve YÖNTEM.....	38
3.1. Deney Düzeneği	38
3.2. Test Bölgesi.....	41
3.3. Test Elemanları.....	43
3.4. Isıl çiftler ve Veri Toplama Sistemi	45
3.5. Isı Transferi Deneylerinin Yapılışı.....	48

3.6. Sıcaklık Dağılımının Belirlenmesi	49
3.7. Hız ölçümü	50
3.8. Basınç Ölçümü	51
3.9. Basınç Deneylerinin Yapılışı.....	51
3.10. Deneysel Verilerin Karakteristik Hesaplamalarda Kullanılması	52
3.11. Deney Tasarım Teknikleri ve Taguchi Deney Tasarımı	55
3.12. Deneysel Belirsizlikler	61
4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA.....	63
4.1. Isı Transferi ve Akış Karakteristikleri.....	63
4.2. Düzlem Plaka	63
4.3. Termodinamik Analiz ve Verim.....	65
4.4. Altıgen Isı Alıcılar	70
5. SONUÇ	87
KAYNAKLAR	90
EKLER.....	93
EK 1.....	93
ÖZGEÇMİŞ	95

SİMGELER DİZİNİ

A	Alan (m^2)
b	Kanat Genişliği (m)
c_p	Havanın Sabit basınçtaki Özgül Isısı (J/kgK)
c_{px}	Plaka Üzerinde x Yönündeki Basınç Katsayısı
c_{py}	Plaka Üzerinde y Yönündeki Basınç Katsayısı
D_h	Lüle Hidrolik Çapı (m)
F	Şekil Faktörü
h_{ort}	Ortalama Isı Taşınım Katsayısı (W/m^2K)
h_k	Kanat Yüksekliği (m)
h/d	Lüle-Kanat Arası Mesafe (m)
I	Sisteme Verilen Akım (A)
L	Test Elemanı Uzunluğu (m)
k	Isı İletim Katsayısı (W/mK)
$\dot{m}$	Kütleli Debi (kg/s)
N	Kanat sayısı
Nu	Ortalama Nusselt Sayısı
Pr	Prandtl Sayısı
ΔP	Basınç Düşümü (Pa)
D	Lüle Dış Çapı
d	Lüle İç Çapı
R	Direnç (Ω)
Re	Reynolds Sayısı
q'	Birim Uzunluk Başına Isı Transferi Miktarı (W/m)
Q	Isı Miktarı (W)
t	Kanat Kalınlığı (m)
T_g	Giriş Sıcaklığı ($^{\circ}K$)
$T_{\dot{c}}$	Çıkış Sıcaklığı ($^{\circ}K$)
T_{ort}	Ortalama Akışkan Sıcaklığı ($^{\circ}K$)
T_y	Test Elemanı Yüzey Sıcaklığı ($^{\circ}K$)

T_{KIMO}	Cihaz Tarafından Ölçülen Ortam Sıcaklığı ($^{\circ}K$)
T_{conj}	Veri Kartları Aracılığıyla Ölçülen Ortam Sıcaklığı ($^{\circ}K$)
V	Sisteme Verilen Gerilim (Volt)
W	Genişlik (m)
U_{ort}	Lüle Çıkışındaki Jet Ortalama Hızı (m/s)
U_0	Lüle Çıkışında Jet Eksenindeki Maksimum Hız (m/s)
μ	Akışkanın Dinamik Viskozitesi (kg/ms)
ρ	Akışkanın Yoğunluğu (kg/m^3)
ν	Akışkanın Kinematik Viskozitesi (m^2/s)
η	Verim

Alt İndisler:

çık	çıkış
ff	serbest akış
gir	giriş
k	kanat
konv	konveksiyon
ort	ortalama
rad	radyasyon
top	toplam
y	yüzey

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1. Düz bir yüzeye dik olarak çarpan bir jetin oluşturduğu akışın şematik görünümü.....	3
Şekil 1.2. Düz bir yüzeye dik olarak çarpan bir jetin gerçek ve şematik görüntüsü.....	4
Şekil 1.3. Serbest jetin akış bölgeleri.....	5
Şekil 1.4. a) Sınırsız serbest yüzey jeti, b) Sınırsız dalmış jet.....	7
Şekil 1.5. Yarı sınırlandırılmış, daldırılmış jet, a) kısa lüle-levha mesafesi, b) uzun lüle-levha mesafesi	9
Şekil 1.6. Bir dizi yarıklı jetin yüzeye çarpması.....	10
Şekil 1.7. Yanma odalarında kullanılan eş-eksenli bir jetin genel görünüşü.....	11
Şekil 2.1. Düzlem levha üzerinde hız (hidrodinamik) sınır tabakasının gelişimi (Incropera and DeWitt 2006).....	27
Şekil 2.2. Dairesel boruda laminer hidrodinamik sınır tabaka gelişimi.....	27
Şekil 2.3. Çarpan jette hız sınır tabakanın farklı mesafelerdeki değişimi	28
Şekil 2.4. Isıtılmış bir boru içerisinde ısı sınır tabakanın gelişimi	29
Şekil 2.5. Sabit sıcaklıktaki düz levha üzerinde ısı sınır tabakanın gelişimi	30
Şekil 2.6. Çarpan jette hız sınır tabakanın gelişimi	30
Şekil 2.7. Bir düz levha üzerinde hız sınır tabakanın gelişimi.....	31
Şekil 2.8. Sabit sıcaklıkta bir düz levha üzerinde akış için sınır tabaka kalınlığı (δ) ve yerel taşınım katsayısı (h) 'nin değişimi	32
Şekil 2.9. Vorteks oluşumu.....	33
Şekil 2.10. Laminer ve türbülanslı akışta hız vektörleri	34
Şekil 3.1. Deney düzeneğinin şematik görünümü.	40
Şekil 3.2. Deney düzeneğinin görünüşü	41
Şekil 3.3. Test bölgesinin görünüşü.....	42
Şekil 3.4. Altıgen Isı alıcı	44
Şekil 3.5. Kanatçıkların dizilişi ve akışın kanatçıklara uygulanışının şematik görünüşü.	45
Şekil 3.6. Test elemanlarının görünüşü	45
Şekil 3.7. Veri toplama ünitesinin görünüşü.....	47

Şekil 3.8. Birbirine temas eden yüzeyler arasında ısı akışı (a) Ara yüzey malzemesi kullanılmadan (b) Ara yüzey malzemesi kullanılarak.....	48
Şekil 3.9. Deney düzeneğinin şematik görünümü	50
Şekil 4.1. Düzlem plaka için Nu sayısının Re sayısı ve h mesafesi ile değişimi.....	64
Şekil 4.2. Düzlem plakanın termal görüntüsü.....	65
Şekil 4.3. Altıgen Genel-1 ve Düzlem plaka için Nu sayısının Re sayısı ve h_k kanat boyu ile değişimi	67
Şekil 4.4. Altıgen Genel-1 için η verimin, Re sayısı ve h_k kanat boyu ile değişimi.....	68
Şekil 4.5. Altıgen Genel-2 ve Düzlem plaka için Nu sayısının Re sayısı ve h_k kanat boyu ile değişimi	69
Şekil 4.6. Altıgen Genel-2 için η verimin, Re sayısı ve h_k kanat boyu ile değişimi.....	70
Şekil 4.7. Altıgen Genel-1 için Nu sayısının Re sayısı ve h_k kanat boyu ile değişimi ...	71
Şekil 4.8. Altıgen Genel-2 için Nu sayısının Re sayısı ve h_k kanat boyu ile değişimi ...	72
Şekil 4.9. Altıgen Genel-1 için ΔP farkının maksimum olduğu istasyonda (3. İst.) C_{p_x} değerlerinin Re sayısı ile değişim grafiği	73
Şekil 4.10. Altıgen Genel-1 için ΔP farkının maksimum olduğu istasyonda (3. İst.) C_{p_y} değerlerinin Re sayısı ile değişim grafiği.....	74
Şekil 4.11. Altıgen Genel-1’de 100 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği	74
Şekil 4.12. Altıgen Genel-1’de 100 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği	75
Şekil 4.13. Altıgen Genel-1’de 150 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği	75
Şekil 4.14. Altıgen Genel-1’de 150 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği	76
Şekil 4.15. Altıgen Genel-1’de 200 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği	76
Şekil 4.16. Altıgen Genel-1’de 200 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği	77
Şekil 4.17. Altıgen Genel-2 için ΔP farkının maksimum olduğu istasyonda (5. İst.) C_{p_x} değerlerinin Re sayısı ile değişim grafiği.....	78

Şekil 4.18. Altıgen Genel-2 için ΔP farkının maksimum olduğu istasyonda (5. İst.) C_{p_y} değerlerinin Re sayısı ile değişim grafiği.....	78
Şekil 4.19. Altıgen Genel-2’de 100 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği	79
Şekil 4.20. Altıgen Genel-2’de 100 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği	79
Şekil 4.21. Altıgen Genel-2’de 150 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği	80
Şekil 4.22. Altıgen Genel-2’de 150 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği	80
Şekil 4.23. Altıgen Genel-2’de 200 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği	81
Şekil 4.24. Altıgen Genel-2’de 200 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği	81
Şekil 4.25. Altıgen Genel-1’in 100 mm kanat boyundaki sıcaklık dağılımının üstten görünüşü	82
Şekil 4.26. Altıgen Genel-1’in 100 mm kanat boyundaki sıcaklık dağılımının yandan görünüşü	83
Şekil 4.27. Altıgen Genel-1’in 150 mm kanat boyundaki sıcaklık dağılımının üstten görünüşü	83
Şekil 4.28. Altıgen Genel-1’in 150 mm kanat boyundaki sıcaklık dağılımının yandan görünüşü	84
Şekil 4.29. Altıgen Genel-1’in 200 mm kanat boyundaki sıcaklık dağılımının üstten görünüşü	84
Şekil 4.30. Altıgen Genel-1’in 200 mm kanat boyundaki sıcaklık dağılımının yandan görünüşü	85
Şekil 4.31. Altıgen Genel-1’in 100 mm kanat boyu için sıcaklık dağılımı	85
Şekil 4.32. Altıgen Genel-1’in 150 mm kanat boyu için sıcaklık dağılımı	86
Şekil 4.33. Altıgen Genel-1’in 200 mm kanat boyu için sıcaklık dağılımı	86

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 2.1. Bazı akışkanların ortalama konvektif ısı transferi katsayıları	26
Çizelge 3.1. Çalışmada incelenen parametreler ve değerleri	44
Çizelge 3.2. PCLD-789 yükseltici ve çoklayıcı kartın kazanç tablosu.....	47
Çizelge 3.3. PCLD-789 yükseltici ve çoklayıcı kartın kazanç tablosu.....	50
Çizelge 3.4. Ölçülen büyüklüklerdeki belirsizlikler	62

1. GİRİŞ

Günümüz dünyasında yaşanan teknolojik gelişmeler yaşamın her anında kendisini hissettirmekte ve her geçen gün, insanların hayal gücünü zorlamaya devam etmektedir. Çeşitli sanayi dallarında (Uzay, otomotiv, bilişim vb.) elektronik ekipmanların önemi çok büyük olmakla beraber, bunların sayısı ve çeşidi gittikçe artmakta, kullanımı da aynı ölçüde yaygınlaşmaktadır. Gelişen bu teknoloji, doğal olarak, kurulan ve tasarlanan bu ekipmanların sağlıklı çalışmalarının da önemini ortaya koymaktadır. Şöyle ki, büyük emek ve harcamalar sonucu ortaya çıkan teknoloji ve ekipmandan en yüksek verimi almak, en doğal beklentidir.

İçerisinde yüksek teknolojileri bulunduran ekipmanlar, çalıştıkları sürece ısı açığa çıkarırlar ve bu ısı, elektronik ekipmanlarda performans düşüklüğüne neden olur. İşte tam bu noktada, bu ekipmanların soğutulması ve oluşan bu ısıнын en etkin ve en ekonomik yöntemlerle ekipmandan uzaklaştırılması büyük önem kazanmaktadır.

Çarpan jet, çeşitli kesitlerdeki lüleden çıkan akışkanın, yüzeye çarpması sonucu elde edilir. Çarpan jet uygulamalarında, çarpma bölgesinde sınır tabaka kalınlığı akışkanın hızına bağlı olarak azalır ve buna bağlı olarak yerel ısı taşınım katsayısı artar. Çarpan jetin etkisi ile, çarpma bölgesi yüzeyinde ısı aktarımı sağlanmış olur.

Çeşitli sanayi sektörlerinde kullanılan ekipmanların soğutulmasında kullanılacak olan akışkan seçiminde, göz önünde bulundurulması gereken en önemli husus, seçilecek olan akışkanın sisteme zarar verip vermeyeceğidir. Bunun yanında akışkanın kolay bulunur, ekonomik ve verimli olması da tercih sebebidir. Tüm bu bilgiler ışığında aklımıza ilk gelen; zararsız, ekonomik ve bunların yanında etkin bir soğutma sağlayabilecek olan akışkan havadır.

Endüstri sektöründe, yüksek ısı transferlerini gerçekleştirmek ve iyi bir soğutma sağlamak için kullanılan yöntemlerin başında çarpan jet uygulamaları gelmektedir.

Çarpan jet uygulamalarında amaç, az miktarda akışkan ile yüksek ısı transferi gerçekleştirmektir. Çarpan hava jetleri, çarpma bölgesinde oluşan yüksek ısı ve kütle transferi nedeniyle, tekli ve çoklu olmak üzere, tekstil, kâğıt ve kereste kurutması, elektronik elemanların soğutulması, cam sanayisi, metallerin ısıtma işlemleri, jet motorlu uçaklarda yüksek sıcaklıklara sahip yanma gazlarının ısıttığı gaz türbini kanatlarının soğutulması gibi pek çok endüstriyel uygulamada kullanılmaktadır. Belli bölgelerde istenen kurutma işlemlerinde tek veya lüleler arasındaki adımın büyük olduğu geniş aralıklı lüle dizileri kullanılırken, büyük yüzeyli kurutma ortamlarında ise (kağıt, tekstil vb. ürünler) jet dizileri kullanılır. Kurutma, sıcak hava ile bir katıdan sıvının uzaklaştırıldığı ısı ve kütle transferinin bir arada gerçekleştiği bir prosestir.

Ekipmanların hassasiyet ve çalışma şartlarına göre uygulanacak soğutma sistemlerinde karmaşıklığı beraberinde getirmiştir. Doğal taşınımın soğutma için yeterli olmadığı durumlarda, havayla cebri taşınım uygulamaları devreye girmiş daha yüksek ısı akılarında ise sıvıyla soğutma ve iki fazlı soğutma uygulamaları bunların yerini almıştır.

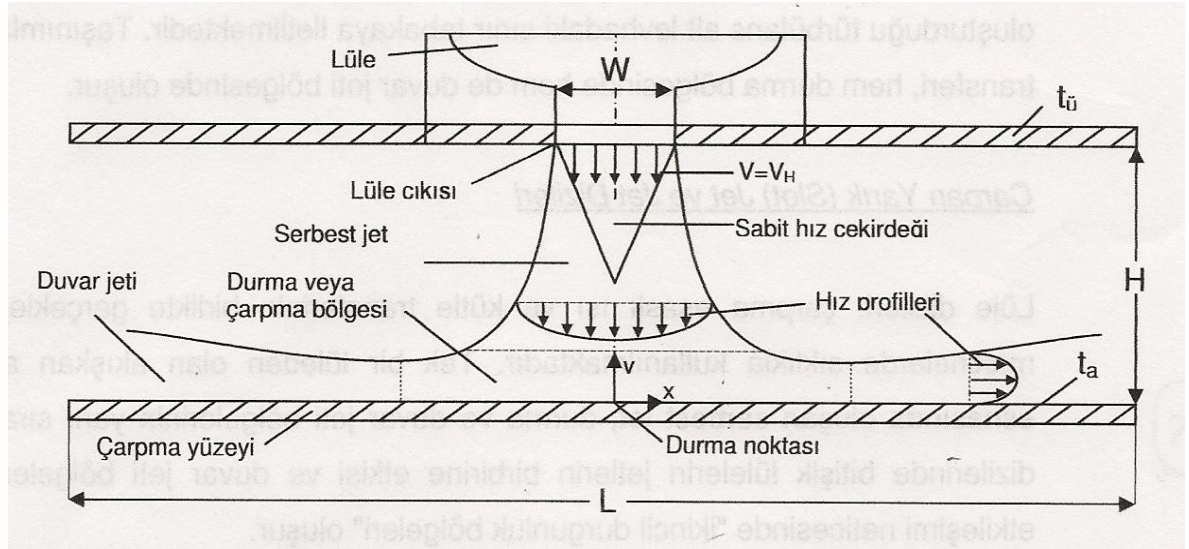
Çarpan hava jeti uygulamaları, elde edilen yerel ısı transferi miktarları bakımından havayla cebri taşınımın üst limitini oluşturmaktadır. Bu sebeple çarpan hava jetlerinin elektronik elemanların soğutulmasına yönelik uygulamaları büyük önem taşımaktadır. Elektronik sistemlerin verimini etkileyen en önemli faktör çalışma sıcaklıklarıdır. Çalışma sıcaklığına bağlı olarak ortaya çıkan ısıtma gerilmeleri elektronik sistemlerin bozulmasının ve verimlerinin düşmesinin ana sebebidir. Sistemde çok ısınan elemanların tek çarpan jet ile soğutulması veya bütün devrenin jet dizileriyle soğutulması, elektronik sistemlerin korunması için önemli bir uygulama haline gelmiştir.

Çarpan jetlerin akış ve ısı transferi özellikleri, jet çıkış geometrisinden jet çıkışındaki hız profiline, jet ile plaka arasındaki mesafeden jet içersindeki türbülansa, çarpma plakası geometrisinden jet ile plaka arasındaki sıcaklık farkına kadar birçok parametreye bağlı olarak değişmektedir.

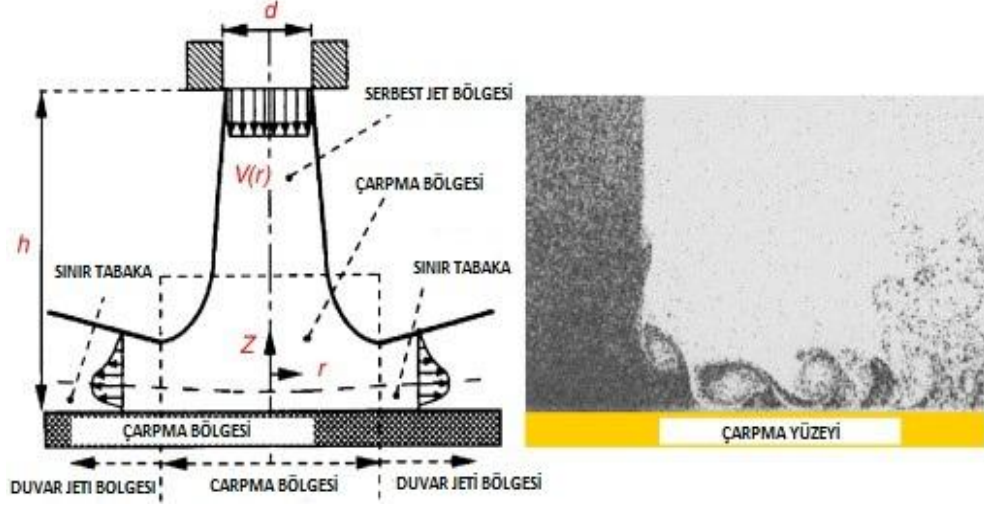
Çarpan jetlerin verimini; çarptırılan akışkan hızı ve sıcaklığı, lüle ile levha arası mesafe, Reynolds sayısının değeri, lüle açısı, lüle şekli, miktarı ve lüleler arası mesafe ile akışın laminar ya da türbülanslı olması etkilemektedir.

1.1. Çarpan Jetlerin Hidrodinamik ve Geometrik Yapısı

Tipik bir jetteki akış Şekil 1.1’de şematik olarak gösterilmektedir. D çapında dairesel veya W genişliğinde dikdörtgen bir lüleden durgun ortama hava püskürtülmektedir. Akışkan hızı lüle çıkışında sabit bir hız dağılımına sahiptir yani üniformdur. Çarpma, Şekil 1.1’de gösterildiği üzere, çarpma yüzeyine dik olabileceği gibi, eğik açıyla da olabilir. Dik açılı çarpan jetlerde hedef yüzey ile jet ekseninin kesişimine “Durma Noktası” denir. Çarpan jetler, serbest jet bölgesi, durma veya çarpma bölgesi ve duvar jeti bölge olmak üzere toplam üç bölüme ayrılır.



Şekil 1.1. Düz bir yüzeye dik olarak çarpan bir jetin oluşturduğu akışın şematik görünümü



Şekil 1.2. Düz bir yüzeye dik olarak çarpan bir jetin gerçek ve şematik görüntüsü. (Nuntadusit 2012)

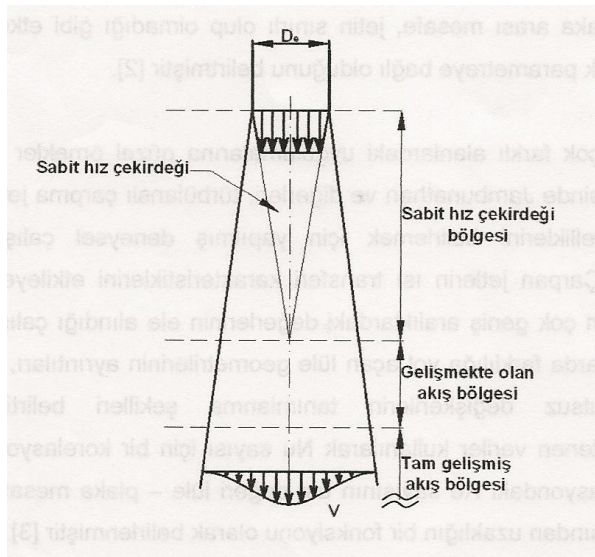
Serbest jet bölgesinde, jet ile durgun çevre arasında kütle, momentum ve enerji aktarımı söz konusudur. Bu etkileşim, jet içinde radyal yönde sabit olmayan bir hız profili oluşmasına, jetin serbest sınırının genişlemesine, toplam kütleli debinin artmasına, jet sıcaklığının düşmesine ve sabit hız çekirdeği bölgesinin daralmasına yol açar. Serbest jet bölgesinin karakteristiklerinden biri de bu bölgedeki akışın çarpma yüzeyinden etkilenmemesidir. Serbest jet bölgesinde tüm jet kesiti boyunca hız profili sabit değildir. Çıkış noktasından itibaren uzaklık arttıkça; jet ile çevresi arasındaki momentum aktarımı, jetin serbest sınırının genişlemesine ve sabit hız çekirdeğinin daralmasına yol açar. Hız, lüle çıkışından itibaren uzaklık arttıkça azalır. Bu bölge kayma gerilmesine maruz kalır. Çekirdeğin olduğu bu bölgede, lüle merkez hattında akış hızı her zaman lüle çıkış hızına eşittir. Bu bölgede, akışkan genelde viskozitesiz kabul edildiği için potansiyel çekirdek bölgesi olarak isimlendirilir.

Durma veya çarpma bölgesinde akış, çarpma yüzeyinden etkilenmekte olup akışın çarpma yüzeyine dik durumdan paralel duruma dönmesi söz konusudur. Bu bölge içerisindeki hız, çarpma yüzeyine dik yönde azalırken, çarpma yüzeyine paralel yönde bir artış göstermektedir. Yüzeye paralel ve dik hızların sıfır olduğu durgunluk noktası da bu bölge içerisinde yer almaktadır. Durma bölgesinin karakteristiklerinden biri de çarpma

yüzeyine yakın bölgede sınır tabakası analiziyle belirlenen, akışın ivmelenmesiyle sınır tabakasının incilmesi aynı zamanda çevreyle momentum aktarımı sebebiyle sınır tabakasının kalınlaşma etkilerinin birbirini dengelemesi sonucu sınır tabakası kalınlığının fazla değişmemesidir.

Çarpma bölgesinde önce yavaşlayıp daha sonra hızlanan akış, duvar jeti bölgesinde, çarpma yüzeyine paralel olup, çevrede durgun olarak bulunan akışkanla momentum aktarımının ve çarpma plakasıyla etkileşiminin sonucu yavaşlar. Bu bölge içerisindeki hızlar çarpma yüzeyinde ve serbest yüzeyde sıfır değerine sahiptir. Durma ve duvar jeti bölgesinde jet ile çarpma yüzeyi arasındaki güçlü etkileşim bu bölgelerdeki yerel ısı transferini ve dolayısıyla ortalama ısı transferini etkiler. Bu bölgede paralel akışa göre daha fazla ısı transferi sağlanır çünkü, çevre havası ile jet akışkanı arasındaki kayma gerilmelerinin oluşturduğu türbülans alt levhadaki sınır tabakaya iletilmektedir. Taşınım ile ısı transferi, hem durma bölgesinde hem de duvar jeti bölgesinde oluşur.

Serbest jet bölgesi, Şekil 1.3’de görüldüğü gibi kendi içerisinde sabit hız çekirdeği bölgesi, gelişmekte olan akış bölgesi ve tam gelişmiş akış bölgesi olmak üzere üç alt bölgeye ayrılabilir.



Şekil 1.3. Serbest jetin akış bölgeleri

Sabit hız çekirdeği bölgesinde lüle merkez hattında akış hızı (U_m) her zaman lüle çıkış hızına (U_j) eşittir. Bu bölgenin jet çıkışından itibaren uzunluğu, jet çıkış geometrisine, lüle çıkışındaki hız profiline ve türbülans yoğunluğuna bağlıdır. Sabit hız çekirdeği bölgesi genelde akışkan viskozitesiz kabul edildiği için potansiyel çekirdek olarak adlandırılır. Literatürde $U_m=0.95U_j$ olduğu noktanın potansiyel çekirdek bölgesinin bitiş yeri olduğu konusunda genel bir tanımlama mevcuttur. Gauntner ve arkadaşları tarafından türbülanslı Reynolds sayılarına bağlı olarak yapılan çalışmalarda, potansiyel çekirdek bölgesi uzunluğunun lüle çapının altı katı kadar mesafede olduğu ($L_{pc}=6d$) belirtilmiştir. Daha sonraki yıllarda bu tespit diğer araştırmacılar tarafından desteklenerek genel kabul görmüş ve konuyla ilgili birçok ders kitabında da bu şekilde yer almıştır.

Çevre ile jet arasındaki momentum aktarımının neticesinde, jet merkezindeki hızın azalması gelişmekte olan akış bölgesinde kendini gösterir. Bu bölgenin sonunda akış tam gelişmiş hale ulaşır. Rajaratnam (2002) tam gelişmiş bölgedeki jetin genişlemesinin ve hızdaki azalmanın doğrusal olduğunu belirtmiştir.

Viskanta, Re sayısına bağlı olarak dairesel serbest jetleri:

- Yayınımlı laminar jet, $Re < 300$
- Tam laminar jet, $300 < Re < 1000$
- Geçişli veya yarı türbülanslı jet, $1000 < Re < 3000$
- Tam türbülanslı jet, $Re > 3000$

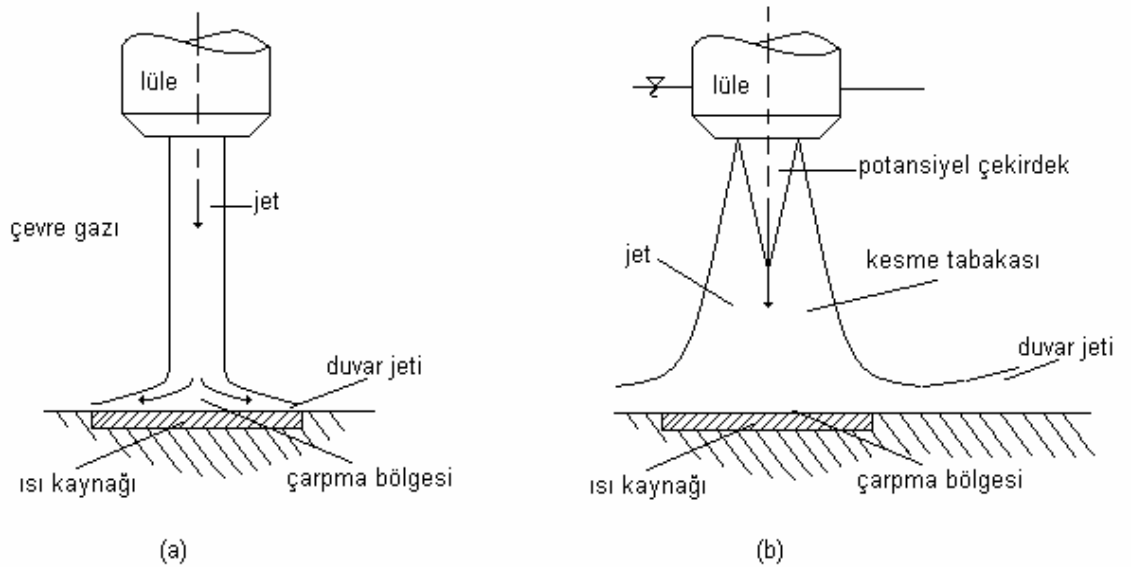
şeklinde sınıflandırmıştır. Ayrıca, çıkışta laminar olan bir jetin, çarpmadan önce hala laminar olup olmamasının aralarında jet Re sayısı, jet çıkışındaki hız profili, jet plaka arası mesafe, jetin sınırlı olup olmadığı gibi etkenlerin bulunduğu birçok parametreye bağlı olduğunu belirtmiştir.

1.2. Çarpan Jetle Soğutma Sistemlerinin Sınıflandırılması

Jetle soğutma sistemleri aşağıdaki şekilde sınıflandırılabilir:

- Sınırsız ve sınırlandırılmış jetler,
- Tek veya çoklu jetler,
- Dairesel veya yarık tipli jetler,
- Serbest yüzeyli veya daldırılmış jetler,
- Lüle tip ve geometrisine bağlı olarak değişen jetler (eş eksenli, dönen jetler, vs)

A. Sınırsız Serbest Yüzey Jetleri: Serbest yüzey jetinin ayırt edici bir özelliği, sıvı-gaz ara fazındaki ihmal edilebilecek mertebede olan kesme gerilmesidir. Böylece jet ana hız profili lüleden çarpma yüzeyine ilerlerken yer çekiminden etkilenmeden korunur. Eğer jet yer çekimi merkezine doğru yönlendirilmişse yer çekimi ivmesi sebebiyle jet hızı, lüle çıkış hızını geçecektir. Hali hazırdaki soğutma koşulları için bu etki ihmal edilebilirse de duvar sürtünme etkilerine, hız profilleri ve türbülans seviyesine bağlı olarak jet lüleden ayrılırken bazı değişiklikler gösterir.



Şekil 1.4. a) Sınırsız serbest yüzey jeti, b) Sınırsız dalmış jet

Jet çarpma yüzeyine yaklaşırken, yüzeye normal yönde yavaşlayıp paralel yönde hızlanır. Bu değışiklikler yüzeye paralel, güçlü bir basınç dağılımının karakterize ettiği çarpma bölgesinde meydana gelir. Eğer jet türbölanslı ise basınç dağılımı çarpma bölgesinde akış laminerleştirme yönünde etkili olacaktır. Bununla birlikte basınç dağılımı sıfıra düşerek akış yönündeki duvar jet bölgesinde türbölansa geçişe sebep olur. Dairesel ve serbest yüzey jeti Şekil (1.4.a)'da gösterilmiştir.

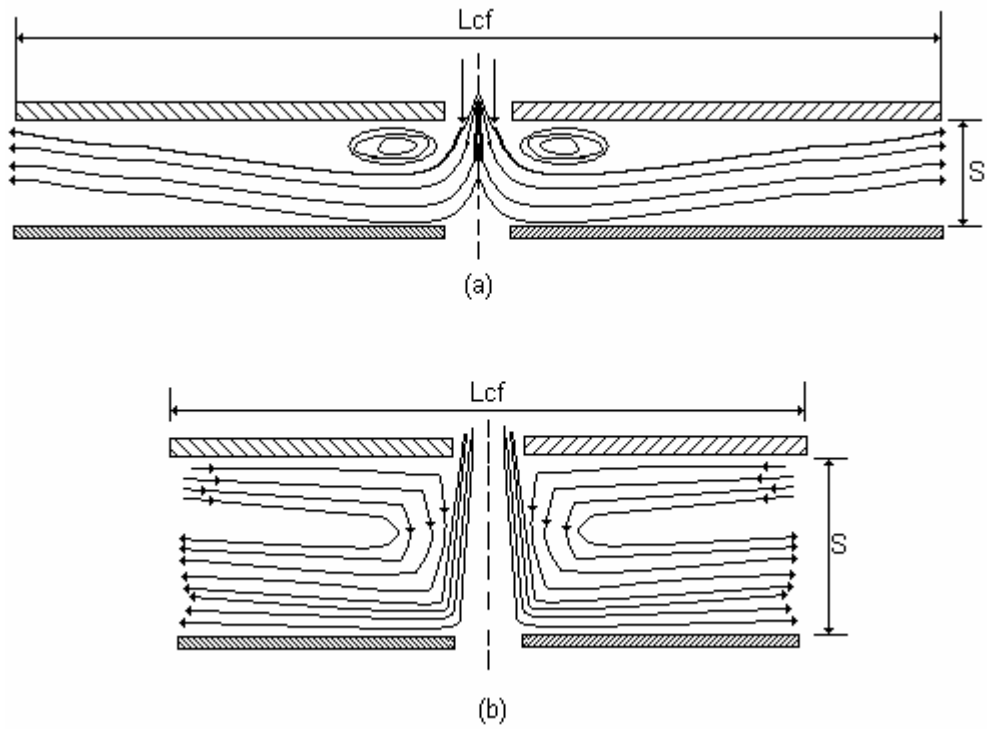
B. Sınırsız Dalmış Jetler: Şekil (1.4.b)'de görüldüğü gibi sınırsız, dalmış ve asimetrik püskürtmeli bir jet; serbest jet, çarpma bölgesi ve duvar jeti olmak üzere üç ana bölgeye ayrılır. Serbest jet lüle çıkışında akış yönünde gelişen çevre akışkanının kesit tabakasında yanal yayılımı ile karakterize edilmiştir. Lüleden uzaklaştıkça kesit tabakası genişler ve içinde akışkan hızının kesit tabakasından etkilenmediğı potansiyel çekirdek büzölerek kaybolur. Potansiyel çekirdeğin ucunda jetin eksenindeki hız, bir yandan hız profili çan eğrisi şekline gelirken azalır. Potansiyel çekirdeğin uzunluğu Re sayısı ve lüle çapına bağılı olarak değışir. Lüle-levha arası mesafe h/d 'ye bağılı olarak ve özellikle çarpma yüzeyi potansiyel çekirdeğin altında ise, daldırılmış jet püskürtmeli sistemlerde ısı transferi serbest yüzeyli jetlere göre daha hassastır. Akış çarpma bölgesini terk ederken türbölansa bir miktar artış gözlenir. Duvar jeti bölgesinde ise jet ile çevre akışkan arasında gerçekleşen momentum iletimi neticesinde yavaşlama meydana gelir.

C. Yarı Sınırlandırılmış Dalmış Jetler: Modern elektronik cihazlar daha çok küçük yapıda dizayn edildikleri için küçük hacimlere sığdırmak zorunluluğı vardır. Bu durum akış üzerinde sınırlandırma etkisi oluşturmaktadır. Yarı sınırlandırılmış kare kesitli slot (yarık) jetlerde jetin püskürtme düzleminde ve soğutma yüzeyine paralel olarak bir duvar yerleştirilmiştir. Bu duvar nihayetinde iki plaka arasındaki paralel akış sınırlayacaktır. Eğer sınırlama yüzeyinin genişliğı, lüle genişliğı ve plaka mesafesine göre büyükse akış girişi jetin her iki tarafından da sirkölasyona sebep olacaktır.

Lüle-levha mesafesi arttıkça akış, sınırlandırılma duvarı dışından etkilenerek sınırlandırma duvarının akıştaki etkisi ve jet altında ısı transferine etkisi azalacaktır. Bu

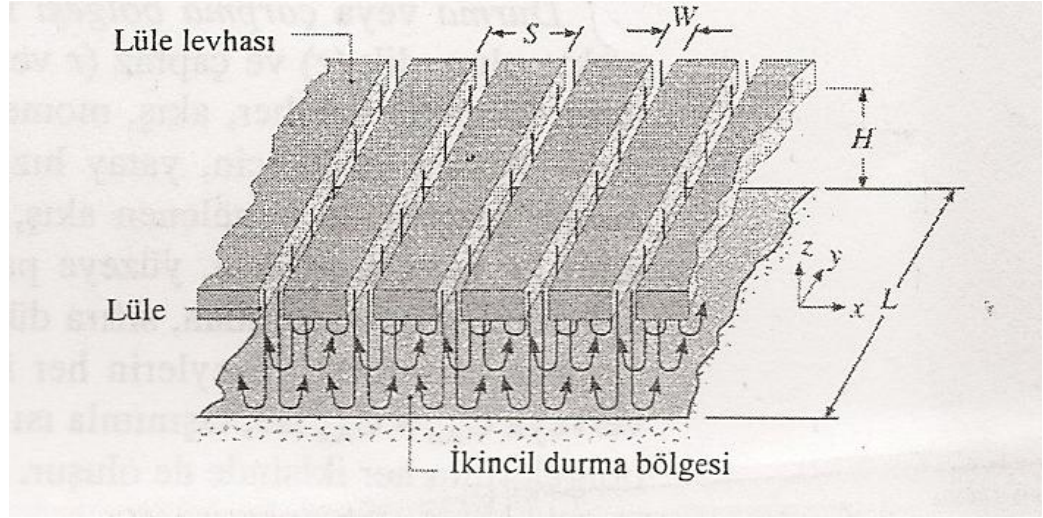
eğilim mesafe arttıkça devam ederek sistem sınırlandırılmamış jetlerdeki gibi davranmaya başlayacaktır (Şekil 1.5).

Sınırlandırılmamış jetler için çarpma levhası boyunca basınç dağılımı çan eğrisi şeklindedir. Bununla birlikte potansiyel çekirdek boyunun lüle-levha mesafesinden büyük olduğu durumlarda, sirkülasyon sebebiyle akışın büzülmesi durma noktasının her iki yanındaki basıncı çevre basıncının altına düşürür. Bu ise duvar boyunca güçlü bir ivmelenmeye sebep olur. Basınç daha sonra akış yönünde türbülansa geçişi veya sınır tabaka ayrımını sağlayan ters bir değişim ile çevre basıncına yükselir.



Şekil 1.5. Yarı sınırlandırılmış, daldırılmış jet, a) kısa lüle-levha mesafesi, b) uzun lüle-levha mesafesi

1.3. Çarpan Yarık (Slot) ve Jet Dizileri

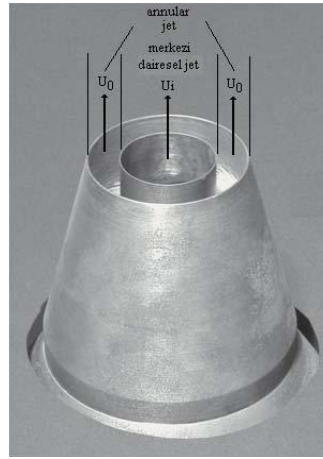


Şekil 1.6. Bir dizi yarıklı jetin yüzeye çarpması

Lüle dizileri, çarpma esaslı ısı ve kütle transferinin birlikte gerçekleştiği makinelerde sıklıkla kullanılmaktadır. Birçok çarpma ile ısı (kütle) geçişi düzenekleri; Şekil 1.6’te gösterildiği gibi yarıklı jet dizilerinden oluşur. Her bir lüleden püskürtülen ve serbest jet, durma ve duvar jeti bölgelerini içeren akışa ek olarak, bitişik duvar jetleri arasındaki etkileşimin bir sonucu olarak, ikincil durma bölgeleri oluşur. Bu tür düzeneklerin birçoğunda jetler hedef levha ile lüle levhası arasındaki sınırlı hacme püskürtülür. Toplam ısı veya kütle geçişi, sıcaklığı (madde yoğunluğu) lüle çıkışı ile hedef levhadaki değerler arasında olan kullanılmış gazın, sistemden kolayca atılabilmesiyle yakından ilgilidir. Şekil 1.6’te gösterilen düzenekte, kullanılmış gaz yukarı akarak lülelerden dışarı çıkamayacağı için, simetrik olarak $\pm y$ yönünde akacaktır. Kullanılmış gazın sıcaklığı (yüzey soğutuluyorsa) veya madde yoğunluğu (yüzeyden buharlaşma oluyorsa) y yönünde artacağı için, yüzey gaz sıcaklık (yoğunluk) farkı ve buna bağlı olarak ısı veya kütle akıları azalır. Bu sorunu gidermek için kullanılmış gazın yukarı akarak lülelerin arasından yeniden çevreye atılması düşünülebilir.

1.4. Eş-Eksenli Jetler

Farklı akımların karışımını içeren eş-eksenli jetler, mühendislik çalışmalarında önemli bir yer işgal ederler. İtici güç sistemlerinin ve güç üreten gaz türbini sistemlerinin yanma odalarında, yakıtla havanın karışımını sağlamada kullanıldıkları gibi, atık yakıtların yanma sistemlerinde de kullanılırlar. İyi tasarlanmış bir jet, ortalama yanma parametrelerinin üstünde bir performans sağlayarak hava ile yakıtın mükemmel karışımını sağlar.



Şekil 1.7. Yanma odalarında kullanılan eş-eksenli bir jetin genel görünüşü

Eş-eksenli türbülanslı jetler türbülans (Reynolds) gerilmesine sahip akışların karışımı veya kesişmesini ihtiva etmesinden dolayı yanma odaları dışında jet pompalarında, iticilerde çoğaltıcılarda, karışım tanklarında, atık gazlarda, petrol esaslı yangınlarda, soğutma sistemlerinde, ön-karıştırıcılı odalarda kullanılmaktadır. Ayrıca, bu jetlerin son yıllarda özellikle yanma dışında aerodinamik endüstrisinde, iklimlendirme sanayinde de sık kullanılmaya başlaması akış dinamiği ve ısı transferi karakteristiğini önemli bir konu haline getirmiştir. Eş-eksenli jetlerde hız oranı ve çap oranı gibi parametreler akışı en fazla etkileyen faktörlerin başında gelir.

Eş-eksenli jetlerin, uygulamalı mühendislikte kullanılmasının dışında, bunların akış karakteristiğinin her halükarda incelemesi hususu temel bir mühendislik konusudur.

Farklı akış şartlarında başlayan iki ayrı akımın karışım olayı, yüksek skalalı uygun yapıları ihtiva etmesi ve türbülans karışımı konunun bugüne kadar çeşitli araştırmacılar tarafından ele alınan kısımlarıdır.

1.5. Çarpan Jetlerde Isı Transferi ve Akış Dinamiği Konusunun Literatürdeki Yeri

Jetle soğutma sistemlerinin yapısını anlayabilmek için ısı transferini etkileyen parametrelerin bilinmesi gerekir. Bir jetten yüzeye aktarılan çarpma ile ısı transferi birçok parametreye bağlı kompleks bir yapıdır. Nusselt sayısı (Nu), Reynolds sayısı (Re), Prandtl sayısı (Pr), boyutsuz lüle levha mesafesi (h/d) ve boyutsuz durma noktası ile ölçüm alınan referans nokta arası mesafe (x/d veya r/d) bunların başlıcalarıdır. Ayrıca, lüle geometrisi ve türbülans şiddeti gibi ikincil faktörleri saymakta fayda vardır.

Literatürde çarpan jetlerle ısı transferinde yukarıda sayılan parametrelerin bir veya birkaçına ait değişimleri araştıran deneysel ve sayısal çok sayıda çalışma mevcuttur. Bugüne kadar çarpan jet ile ilgili çok çeşitli ısı değiştirici tipleri (karesel, içi dolu/boş silindirik, açısız, vb. kesitli) ve farklı geometrilerde jet çıkışlarının kullanıldığı çalışmalar yapılmış ve bu çalışmalarda birçok öneri ve tasarımlar sunulmuştur.

Rasipuram and Nasr (2004), eğimli bir yüzeydeki jet çarpmasının termal problemini açıklayan ve bir jet uçağının buz gidericisinin burun kısmından yayılması ya da bir aracın meyilli ön cam yüzeyindeki çarpma gibi bir uygulamanın deneysel çalışmasını yapmışlardır. Yüzey açısı, jet açısı ve büyüklüğü, orifis ile çarpım yüzeyi arasındaki uzaklık ve rota faktörlerinin ısı transferini önemli ölçüde etkilediğini ifade etmişlerdir. Gelen akışkan hızının etkileri, açılma geometrisi(dairesel-dikdörtgensel), açılmaların sayısı, ısı transferi sağlayan çarpan jetin açısı ve yatayda uçakla yapılan eğimli yüzeyin açısını incelemişlerdir. Akışkanlar mekaniği ve ısı transferi karakteristiklerini üç dikdörtgensel açılma grubu için incelemişlerdir. Bir ve iki açılımlı gruplar için ayrıca karşılaştırma yaparak sonuçlar hava akımına tabi olan eğimli bir yüzeyde ısı transferini hesaplayabilmek için kullanışlı olan düzenlenmiş boyutsuz parametrelerin geçerli bağıntılara dayandırılarak aralarında ilişki kurulmasıyla neticelendirilmiştir.

Valiorgue *et al.* (2009), çarpan yapay jetleri elektronik donanımlar gibi küçük yüzeylerin soğutulması için kullanılması gereken bir teknik olarak tanımlamışlardır. Çalışmada ısı taşınım katsayısı karakteristikleri ve çarpan yapay jet akış yapısı için küçük jetin yüzeye mesafesi $H/D=2$, ölçüsüz çarpma uzunluğu $1 < L_0/D < 22$ aralığında ve Reynolds sayısı $1000 < Re < 4300$ aralığında olacak şekilde deneyler yapılmıştır. Deneyler, ısı transferi ölçümünde sabit bir çarpma boyu için Reynolds sayısı ve Nusselt sayısı arasındaki kuvvetli ilişkiyi kanıt göstermiştir. Kritik çarpma boyu uzunluğu $L_0/H=2.5$ olarak tanımlanmıştır. PIV çözme fazı kullanılarak ortalama ısı transfer dağılımı üzerine vorteks çarpma etkisini açıklamada vorteks eşitliklerine başvurulmuştur.

Xu and Hangan (2008), orthonormal jetlerin duyarlılığını ölçek (Reynolds sayısı), sınır şartları (geometri ve yüzey pürüzlülüğü) ve başlangıç şartları için incelemişlerdir. Yakın duvar bölgesindeki düzensiz ayrılmalardan dolayı akış alanının Reynolds sayısına bağlı olduğu belirtilmiştir. Maksimum radyal hız Reynolds sayısı etkisiyle kritik Reynolds değerinin (Re_{cr}) altında bir değere yükseldiğinde çarpma yüzeyinin üzerindeki sınır tabaka kalınlığının azalacağı ifade edilmiştir. Kritik Reynolds sayısının üzerindeki bir değerde akışın Reynolds sayısından bağımsız olacağı vurgulanmıştır. Reynolds sayısının tamamen pürüzlü bölgeye ulaşması durumunda yüzey tabaka kalınlığının sadece pürüzlülük yüksekliğiyle artacağı gözlemlenmiştir. Dairesel vorteks şeklinin oluştuğu mesafelerden daha geniş olan uzaklıklar için akışın sadece jet ve yüzey arasındaki uzaklığa zayıf şekilde bağlı olması gerektiği belirtilmiştir. Yüzey üzerindeki yaklaşık on jet çapından daha az büyüklükteki çapların radyal hapsedilmesinin ve bir jet çapından daha az büyüklükteki çapların aksel hapsedilmelerinin yüzey üzerindeki basınç dağılımını etkileyeceği ifade edilmiştir. Başlangıç türbülansının genellikle serbest jet akış bölgesini etkileyeceği savunulmuştur.

Youn *et al.* (2011), deneysel çalışmalarda micro ölçülerdeki çarpan jetin ısıtılmış plaka üzerindeki yerel ısı transfer karakteristikleri incelendi. Deneysel parametreler; Reynolds sayısı $Re= 1600-5600$, nozul plaka arası mesafe $H/D=1-10$ ve nozul sınırlama derecesi $DC/D=3,6,9,12,24,48$ olara belirlendi. Nozul sınırlama derecesi alışılmamış bir

parametredir. Isı transfer oranında ki azalma, nozul-plaka arasındaki küçük mesafede sınırlama etkisinin sonucu olarak DC/D değerleri 6,9,12,24,48 olan nozullar için bulundu. Sınırlama etkisi sırasıyla $DC/D=6,9,12,24,48$ değerleri için $H/D=2,3,4,8$ ve 17’de ortadan kalktı. Akış karakteristikleri duvar boyunca basınç dağılımı ölçülerek değerlendirildi. Sınırlı nozullar için sınırlama etkisinin kanıtı olan alt atmosferik basınç gözlemlendi. Deneysel sonuçların temelinde durgunluk korelasyonları ve ortalama Nu sayıları önerildi. Sonuç olarak sınırlı ve sınırsız jetlerin Nu sayılarının oranını içeren kontur haritaları sunuldu. Kontur haritaları gösteriyor ki, nozul sınırlama etkisi büyük, nozul plaka arası mesafe küçük olduğunda sınırlı jetler sınırsız jetlerden daha küçük Nu değerlerine sahiptir.

Tzer *et al.* (2008), deneysel çalışmada dönen ısı alıcı üzerine etki eden çarpan jetin ısı transferine etkisini incelenmişlerdir. Çarpan soğutucu olarak hava ile kare Al-foam ısı alıcı kullanılmıştır. Deney parametreleri: Reynolds sayısı (Re), bağıl nozul ısı alıcı mesafesi (C/d), rotasyonel Reynolds sayısı (Rer), kare ısı alıcının bağıl uzunluğu ortalama Nusselt sayısında ve boyutsuz sıcaklık dağılımında (L/d) $Re, (L/d), (C/d)$. Rer etkileri araştırılmıştır. Sabit sitem için elde edilen sonuçlara göre, Al-foam’la ortalama Nu sayısı Al-foam’la olmayana göre 2 ila 3 kat fazladır. Ortalama Nu_0 sayısının Re sayısı ile arttığı gözlemlenmiştir. Aynı jet akış oranına göre daha büyük L/d oranıyla daha büyük Nu sayısı elde edilmiştir. C/d ’nin Nusselt’e etkisi burada ihmal edilerek dönen sitem için Re ve L/d küçük, C/d büyük olduğunda ortalama Nusselt sayısının Rer ile önemli ölçüde arttığı. Ayrıca $Nu_0/Nu_0 \geq 1,1$ için, $C/d=0-5$, $L/d=3$ olduğunda $Rer/Re \geq 1,07$ ’de ve $C/d=0,5$, $L/d=4,615$ olduğunda $Rer/Re \geq 1,13$ ’de rotasyonun önemli olduğu gözlemlenmiştir. $C/d=0$ olduğunda $Rer/Re \geq 1,44$ ’de rotasyonun önemli olduğu, $C/d=1$ ’de her zaman önemli olduğu tespit edilmiştir.

Tzer *et al.* (2009), deneysel çalışmada çarpan jet altında dönen ısı alıcıda ki akış ve ısı transferi davranışları araştırıldı. Çarpan soğutucu olarak hava kullanıldı ve kare ısı alıcıya kanatçıklı düzgün sıralı 5×5 ve 9×9 şeklinde yerleştirildi. Isı alıcının kenar uzunluğu 60 mm olarak sabitlendi. Değişken parametreler: Isı alıcının bağıl uzunluğu $L/d=2,222-4,615$, nozul-kanatçık arası bağıl mesafe $C/d=0-11$, jet Re sayısı $Re=5019-$

25096, rotasyonel Re sayısı $Re_r=0,8114$ olarak belirlenmiştir. Sabit döner sistemlerin her ikisinin de akış karakteristikleri smoke visualization yöntemiyle görüntülendi. Isı transferi bulgularının yanı sıra sabit sistem için belirli hava akış hızında 9×9 ısı alıcıda $L/d=4,615$ ve $C/d=11$ de büyük bir ortalama Nu sayısı elde edilmiştir. Dönen sistemde büyük Re_r sayısında küçük Re sayısına göre ısı transferi daha belirgin bir şekilde geliştiği fakat Nu/Nu_0 oranının yüksek olduğu ve $L/d=4,615$ olan sistemlerde $C/d=1-3$ aralığında Nu/Nu_0 oranının yüksek olduğu gözlemlenmiştir. Sonuç olarak $Nu/Nu_0 \geq 1,1$ oranına göre önemli rotasyon kriterinin $Re_r/Re \geq 1,154$ olduğu belirlenmiştir.

Hung *et al.* (2009), bu deneysel ve nümerik çalışmada; belirli Re sayısı, çarpma mesafesi ve kanat boylarında ısı ve akış karakteristikleri incelenmiştir. Deney parametreleri: Re : 5000-25000, çarpma mesafesi $Y/D = 4-28$, kanat genişliği $W/L=0,08125-0,15625$ ve kanat yüksekliği $H/L=0,375-0,625$ olarak belirlenmiştir. Sonuçlara göre; Re sayısı arttıkça ısı transferi de artmaktadır. Termal performans düşük Re sayılarında bile geliştirilebilir. Fakat Re sayısı arttıkça iyileşme belirsiz hale gelir. Çarpma mesafesi artarsa ve çeşitli Re sayılarında minimum $Y/D=20$ değerlerinde termal direnç azalır. Ayrıca çarpma mesafesi daha fazla artarsa termal direnç de artar. Kanat genişliğinin artması termal direncin azalmasında etkili olabilir. Fakat kanat genişliği artışı belli bir değer üzerine çıkarsa termal direnç önemli ölçüde artar. Termal direncin azalması, belirli Re sayısı ve kanat yüksekliğinde kanat genişliğinin artmasına bağlıdır. Bu yüzden kanat yüksekliğinin etkisi kanat genişliği ve Re sayısının etkisinden daha zayıftır.

Martin and Buchlin (2011), çarpan jetle ısı transferiyle ilgili düzlem plaka üzerinde farklı nozul geometrileriyle bir çalışma yapıldı. Çalışma parametreleri olarak; nozul geometrisi, jet Reynolds sayısı ve z/D mesafesi seçildi. Deneysel çalışmada termal kamera ile termofoil tekniği uygulandı. Yüksek Reynolds sayısında ($Re=15000$) ve düşük z/D mesafesinde ($z/D=1$) 3 loplul nozulun diğer nozullardan daha iyi performans gösterdiği belirlendi. z/D mesafesi artırılıp $z/D=7$ 'yi aşması durumunda 4 loplul nozulun veriminin daha iyi olduğu gözlemlendi.

Koseoglu and Baskaya (2008), doğal konveksiyonun artan sıcaklık farklarında jet ve hedef nokta arasında sınırlandırılmış alanda çarpan jetlerin yerel ve ortalama ısı transferi üzerine etkisini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Deneylerde doğal konveksiyonun ortalama ısı transferi üzerindeki etkilerini belirlemek için 250-5000 aralığında bulunan Reynolds sayısı deneyleri ve Grashof sayısı üzerinde artarak etkileyen lüle ile çarpma yüzeyi arasındaki mesafenin lüle çapına boyutsuz oranı (L/D) için 2, 4, 6, 8 ve 12 değerleri içeren deneyler yapılmıştır. Doğal konveksiyonun hedef nokta üzerindeki değişik bölgelerde ortalama ısı transferi üzerindeki etkisinin destekleyici veya karşıt yönde olabileceği savunulmuştur. Bununla birlikte doğal konveksiyonun etkili olduğu Grashof sayısına en yüksek seviyede modifiye edilen ortalama ısı transfer bileşenlerinin en düşük Grashof numaralarına göre %37 daha yüksek şekilde cevap verdiğini vurgulamaktadır.

Çelik (2006), çarpan jetlerde optimum lüle şeklini belirlemek amacıyla deneysel bir çalışma gerçekleştirmiştir. Çalışmada lüle şekli olarak farklı çaplarda düz dairesel tip lüleler ve eş eksenli lüleler kullanılmıştır. Yedi farklı lülenin her biri, ısıtılmış düz bir plakaya çarptırıldığında oluşan ısı transferi, boyutsuz Nusselt sayısı cinsinden elde edilmiştir. Çalışmada kullanılan çarpma levhası, içerisinden buhar geçirilen bir levhanın ön yüzeyidir. Böylece sabit sıcaklık sınır şartı sağlanmıştır. Ayrıca düz dairesel lülelerin levhaya çarpma durumunda, çarpma levhasına yakın alanda hız ve türbülans şiddeti değerleri tespit edilerek çarpma bölgesi akımı incelenmiştir. Hem hız değerleri hem de sıcaklık değerleri ölçülmüş ve kaydedilmiştir. Lüle çapının çarpan jetle soğutma olayında çok önemli bir parametre olduğu görülmüştür. Eşeksenli lülelerde, iç içe geçen bir borunun iç/dış çap oranının, dolayısıyla da bu kesitlerden geçen akış hızı oranlarının soğuma üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğu görülmüştür.

Fleischer and Nejat (2004), çarpma plakası üzerinde oluşturulan 19.9x19.9x6.4 mm boyutlarında bir kanatçıklı yüzeyin kullanıldığı deneysel çalışma gerçekleştirmişlerdir. Kanatçıklı yüzeyde elde edilen Nu sayısı değerlerini düz yüzey ile karşılaştırmışlardır. Değişik çapta dairesel jetlerin kullanıldığı çalışmada Nu sayısında düz yüzeyle

karşılaştırıldığında %5 ile %15 arasında değişen artışlar gözlemlenmiş, artışların azalan Re sayılarında ve artan jet çaplarında daha belirgin olduğu görülmüştür.

Guo *et al.* (2011), çarpan jetle silikon çiplerdeki ısı transfer performansının incelenmesi için deneysel çalışma yapılmıştır. Kuru dağlama tekniği kullanılarak çip yüzeyinde 30×60 , 30×120 , 50×60 , $50 \times 120 \mu m^2$ boyutlarında dört çeşit mikro kanatçık üretilmiştir. Deneyler iki farklı sıvı soğutucu ($25^\circ C$ ve $35^\circ C$), üç farklı çapraz akış hızı (0,5, 1, 1,5 m/s) ve üç farklı jet hızında (0, 1, 2m/s) yapılmıştır. Düzgün bir yüzeyle karşılaştırma için test edilmiştir. Deney sonuçlarına göre, mikro yapı ve çarpma ısı transferinde büyük iyileşme sağladığı, maksimum ısı akısı hız ve sıvı soğutucu ile arttığı, sabit VC hızında (özellikle VC =0,5 m/sn VJ =2 m/sn) geliştirme derecesinin arttığı gözlemlenmiştir. Vc arttıkça çarpan jetle ısı transferi gelişimi zayıflayıp ve kritik ısı akısı değerinin arttığı, maksimum q_{max} değeri $35^\circ C$ sıvı soğutucu, VC=1,5 m/sn, VJ=2m/sn, $50 \times 120 \mu m^2$ kanatçık boyutunda $167 W/cm^2$ olarak gerçekleştiği tespit edilmiştir.

Choo and Sung (2010), iki fazlı çarpan jetin sabit pompalama gücü altında ısı transferi ve akış karakteristikleri deneysel olarak incelemişlerdir. Boyutsuz pompa gücü $P=1,4 \times 10^{11} - 2,8 \times 10^{12}$, hacimsel oran $\beta=0,0-1,0$, test akışkanı olarak su ve hava kullanılmıştır. Nu sayısının hacimsel oranla arttığı (hacimsel oranın 0,0-0,3 civarındaki değeri için maksimum Nu değeri elde edildi) ve sonra azaldığı gözlemlenmiştir. Akış şekilleri gözlemlenerek optimum Nu değeri kabarcıklı akış bölgesinde belirlenmiştir. Deney sonuçlarına göre sadece hacimsel oranın bir fonksiyonu olarak ortalama Nu sayısı ve korelasyonlar geliştirilmiştir.

Yue and Huan (2009), bu çalışmada çarpan jetle uniform olmayan kanat genişliğindeki dizaynların termal performansları sayısal olarak incelenmiştir. Korunum denklemleri ortogonal uniform olmayan kademeli kanatlar üzerinde kontrol hacim bazlı sonlu fark metodu kullanılarak ayrıştırılmıştır. Hız ve momentum denklemleri arasındaki ilişki SIMPLEC ile çözülmüş k- ϵ denklemleri ile türbülanslı yapı ve davranışları çakıştırılmıştır. Değişken parametreler: Reynolds sayısı $Re=5000-25000$, üç kanat boyu

$H=35-40-45$, ve beş kanat dizaynı Tip1-Tip5'dir. Bu çalışmanın hedefi ısı alıcı üzerindeki kanatçıkların termal performansa etkilerini araştırmaktır. Sonuçlar göstermiştir ki, Re sayısı arttıkça Nu sayısı da artar. Fakat Nu sayısı giderek artan Re sayısı ile azaldığı tespit edilmiş, yüksek Re sayısındaki Nu sayısına kanatçık boyutlarının etkisi, düşük Re sayısındaki durumdan daha önemli etki yaptığı anlaşılmıştır. Aynı zamanda uniform olmayan kanat tasarımı optimizasyonu için potansiyel bir etkiye sahip olduğu gözlemlenmiştir.

Hofmann *et al.* (2007), düz plaka üzerine dik yönde çarpan dairesel jetin ısı transferine etkileri üzerine deneysel bir araştırma yapmışlardır. Sıcaklık dağılımı termal kamera sistemi ile belirlendi. Plaka-nozul arası mesafe ve Reynolds sayısının ısı transfer katsayısına etkileri araştırıldı. Araştırmanın deneysel sonuçlarına göre ısı transfer katsayısı için korelasyonlar geliştirildi. Serbest jette oluşan akışın yapısı incelenmiştir.

Gulati *et al.* (2009), pürüzsüz düz bir yüzey üzerine hava jetinin çarptırılması ile elde edilen ısı transferini belirlemek ve Reynolds sayısı , jet-plaka arası mesafenin ısı transferi üzerine etkilerini araştırmak için deneysel çalışma yapıldı. Çalışmada dairesel, kare ve dikdörtgen geometrilerde 20 mm ve eşdeğer çapta nozullar kullanıldı. Reynolds sayısı 5000-15000 ve jet plaka arası mesafe $0,5d-12d$ aralığında deneyler yapıldı. Yerel ısı transfer karakteristiklerinin belirlenmesi için termal kamera kullanıldı. Çarpma yüzeyindeki yerel ve ortalama Nusselt sayılarını tüm nozullar için incelendi. Basınç kaybı ölçümleri tüm nozullar için yapılmış ve basınç kayıp katsayıları belirlendi. Ortalama Nusselt sayılarının değişiminin nozul şekline bağlı olmadığı gözlemlendi.

Chaudhari *et al.* (2010), yapay jet, durgun havayı forma dönüştüren yeni bir akış tekniğini kullanmışlardır. Bu çalışmada yapay jetin ısı transfer karakteristikleri incelenmiştir. Bu amaçla çarpan jetle çeşitli eksenel mesafelerde ısıtılan yüzeydeki ısı transfer katsayısı dağılımı ölçülmüştür. Ayrıca radyal dağılım, rms hızı ve statik basınç da ölçülmüştür. Deney parametreleri: Reynolds sayısı 1500-4200 arasında, ısıtılmış yüzeyle jet arasındaki eksenel mesafenin jet çapına oranı 0-25 aralığında, çeşitli orifis çaplarına göre orifis plakanın uzunluğu 8-22 aralığındadır. Sentetik jetle maksimum ısı

transfer katsayısının, doğal taşınım ile ısı transfer katsayısının 11 katı kadar olduğu tespit edilmiş ortalama Nu sayısının dağılımının sürekli jet için elde edilen dağılımla benzer olduğu görülmüştür. Mevcut deneylerde Re sayısı ile Nu sayısının üs değerleri boyutlara bağlı olarak 0,6-1,4 arasında değişmiştir. Sürekli bir jet ile doğrudan deneysel karşılaştırma yapılarak performansları benzer set altında karşılaştırılmıştır.

Hung *et al.* (2005), bu deneysel çalışmada çarpan jet etkisindeki ısı alıcısının termal performansı kızılötesi termografi ile ölçülmüştür. Re sayısının, kanatçık genişlik ve yüksekliğinin, nozul kanatçık arasındaki mesafenin ve ısı alıcı tipinin termal direnç etkisi araştırılmıştır. Re sayısı arttıkça ısı alıcısının termal direncinin düştüğü, termal direncin ısı alıcısının artmasıyla arttığı anlaşılmıştır. Termal direnç belirli bir Re sayısında kanat boyu artırılarak azaltılabilir fakat etkisi kanat genişliğinden az olacağından kanat genişliği artırılarak daha önemli sonuçlar elde edilmiştir. Belirli bir Re sayısında minimum termal direnç ile uygun bir çarpma mesafesi bulunabilir ve Re sayısı arttıkça optimum çarpma mesafesi de artar. Genellikle kanatçıklı ısı alıcıların termal performansının düzlem plakalı ısı alıcıdan yüksek olduğu bilinmektedir çünkü kanatçıklı ısı alıcıların hacimleri küçük olmasına rağmen yüzey alanları büyüktür.

Barrau *et al.* (2011), yeni hibrit çarpan jet/mikro kanal soğutma şemasını elektronik cihazların yüksek termal ısı akısında kullanılması için nümerik olarak incelemişlerdir. Cihazı soğutulan nesnenin sıcaklığının uniform dağılım göstermesi için geliştirmişlerdir. k-ε SST türbülans temelli nümerik modeli deneyleri doğrulamak için ve ısı akısının parametrik karakterizasyonunu geliştirmek için kullanmışlardır.

Fiebig (1995), ısı transfer yüzeyine kolayca birleşebilen delta tipi üçgen kanatçıklarla (delta-wing), dikdörtgen geometrili kanatçıkların (winglet) ısı transferine performanslarını inceleyen bir çalışma yapmıştır. Üç farklı ısı transferi artırımı methodu incelenmiştir. Bunlar; (1) vorteks üretici yüzeydeki sınır tabaka kalınlığını artırmak, (2) girdap oluşturmak ve (3) akışı bozmaktır. Değişik tipteki kanat tipli vorteks üreteçleri ile termal ve hidrolik şartların dikkate alındığı çalışmada vortekslerin kritik Reynolds sayısını oldukça azalttığı vurgulanmıştır. Boyuna vortekslerin enine vortekslere göre

daha fazla ısı transferi iyileşmesi sağladığı ve winglet tipi kanatların diğerlerine göre aynı ısı transferi iyileşmesi değerlerinde daha az basınç düşümüne neden olduğunu bildirilmiştir.

Harahap and Setio (2001), yatay bir plaka üzerine dikey olarak yerleştirilen duralumin malzemeden imal edilmiş 5 adet dikdörtgen kanat içerisindeki ısı dağılımını ölçmüşlerdir. Bu ölçümler, daha önce aynı deney sisteminde ve aynı yöntemle alüminyum malzemeden yapılmış kanatçıklı bir yüzey için elde edilen dataları genişletmek için yapılmıştır. Çalışmada kanat aralıkları 6.25 mm ile 7.95 mm arasında değişirken, taban plakanın sıcaklığı 19°C ile 125°C aralığında tutulmuştur. Kanat uzunlukları 127-254 mm seçilirken yükseklikleri 6.35 ile 38 mm arasında değişmiş, her bir dizilişte 10 ile 33 kanat kullanılmış ve kullanılan kanatların kalınlıkları 1.02 ile 3.10 mm arasında değişmiştir. Problemi tanımlayan iki farklı korelasyon geliştirilmiş ve bu korelasyonlardan sapmalar tartışılmıştır. Bunlardan ilkinde kanatlar arası boşluklar diğerinde ise yarı kanat uzunluğu başlıca geometrik parametre olarak kullanılmıştır

Leung *et al.* (1986), kanat uzunluğundaki artışın, kararlı haldeki ısı kaybına ve hem yatay hem de dikey dikdörtgen plaka üzerine dik yerleştirilmiş dikdörtgen kanatların dizilişi üzerine etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir.

Sivasamy *et al.* (2010), çarpan jetle karışık konveksiyon altında Darcy modeli sınırlaması ile sayısal analiz yapmışlardır. Sonuçları karışık konveksiyonda geniş parametre aralığında sunmuşlardır (Pecket Sayısı ($1 \leq Pe \leq 1000$), Rayleigh Sayısı ($10 \leq Ra \leq 100$), yarı jet genişliği ($0,1 \leq D \leq 1,0$) ve ısınan kısım ile jet arası mesafe ($0,1 \leq H \leq 1,0$)). Ortalama Nusselt sayısının Rayleigh sayısı arttıkça veya Pecket sayısının yüksek olduğu değerlerde arttığını belirlemişlerdir. Jetle ısıtılmış bölge arası mesafe azaldıkça ortalama Nu sayısının arttığını gözlemlemişlerdir ve zorlanmış konveksiyon rejimi için Nu_{ort} korelasyonu bulmuşlardır.

Issa and Ortega (2002), yatay bir plaka üzerine sıralı dizilmiş kare kanatları olan ısı alıcılarında hava jeti çarpmasının akış karakteristiğine, basınç düşümüne ve ısı

transferine olan etkilerini deneysel olarak incelemişleridir. İğne kanat konfigürasyonuna havanın üstten jet şeklinde girdiği ve taban plakaya çarptıktan sonra yanlardan terk ettiği deney elemanından elde edilen sonuçlara göre; herhangi bir Reynolds sayısında, basınç düşümü iğne kanatların sayısı ve çapları ile artmış, kanat yüksekliği ile ise azaldığı, ancak basınç kayıp katsayısının Reynolds sayısına çok fazla bağımlı olmadığı ve bunun nedeninin ise akışın tamamen türbülanslı rejimde olmasından kaynaklandığı görülmüştür. Artan jet hızı, kanat yoğunluğu ve kanat çapı ile termal direncin azaldığı kaydedilirken yüksek Reynolds sayılarında, ortalama termal direncin üst açıklık oranına çok fazla duyarlı olmadığı belirtilmiştir.

Lee *et al.* (1994), eliptik geometriye sahip çarpan jetlerle ilgili çalışmalarında büyük eksen - küçük eksen oranı 2.14 olan jetlerle deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada $H/D=2$, $Re=10000$ ve 20000 değerlerinde yerel Nusselt sayılarında ikinci ve üçüncü maksimum değerleri gözlemlemişlerdir. Ayrıca Nusselt sayısının Re sayısına bağımlılığının $H/D=10$ değerinde daha küçük değerlere oranla daha yüksek olduğunu bulmuşlardır. Sonuçlar küçük ve büyük eksen yönünde durgunluk noktasından uzaklığa bağlı olarak ifade edilmiştir.

Naik *et al.* (1987), 3 mm kalınlığında ve 250 mm uzunluğunda dikdörtgen kanatlı yatay bir yüzeyin kararlı haldeki ısı transferi karakteristiklerini deneysel olarak incelemişlerdir. 40abit plaka sıcaklığında, maksimum ısı transferi için gerekli optimum kanat ayrımını bulmuşlardır. Kanatlar üzerindeki boşluk sıfıra doğru azalırken bu optimum değer de %17 civarında azaldığını belirtmişlerdir. Dolayısıyla artan kanat üzerindeki boşlukla daha küçük basınç kaybı ve daha az bir ısı transferi oranı elde etmişlerdir.

Literatür araştırmasından da görüleceği gibi, çarpan jetlerle ilgili birçok deneysel ve sayısal çalışma gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada Taguchi deney tasarım tekniği kullanılarak optimize edilen ısıtıcılar kullanılmıştır. Çalışılan deney düzeneğine göre ısı transferine etki eden parametreler; kanat yüksekliği, kanatlar arası yatay mesafe,

kanatlar arası düşey mesafe, h/d mesafesi ve akışkan hızı olduğu görülmüştür. Çalışmalar altı farklı hız, üç farklı kanat yüksekliği ve sabit lüle çapında yapılmıştır.

2. KURAMSAL TEMELLER

2.1. Genel Isı Transferi Kavram ve Tanımları

Isı transferi konusu mühendisliğin tüm dallarında uygulama sahası bulmakta ve özellikle Makine Mühendisliğinde bu daha da geniş olmaktadır. Makine Mühendisliği, ısı transferi ilmini ısıtma, soğutma, klima, havalandırma konularında, içten yanmalı motorlarda, buhar üretiminde, ısı değiştiricilerinin dizaynında ve Makine Mühendisliğinin daha pek çok dallarında geniş ölçüde kullanmaktadır. Isı transferi teorisi ileri fizik ve ileri matematik uygulamaları ile irdelenebilmekte, çoğu problemlere ancak basitleştirmek ve bazı kabuller yapmak suretiyle matematiksel bir çözüm getirebilmektedir.

Isı transferi sıcaklık farkı nedeniyle sistem ile çevresi arasındaki enerji transferini inceler. Termodinamikte bir işlem sırasında, sistem ile çevresi arasındaki sıcaklık farkı nedeni ile, sistemin sınırından geçen enerji ısı olarak tanımlanır.

Isı transferi mekanizması üç değişik şekilde olmakta ve bunlar:

- A. İletim (Kondüksüyon)
- B. Taşınım (Konveksiyon)
- C. Işınım (Radyasyon)

olarak adlandırılmaktadırlar.

Her üç ısı transferinde de bir sıcaklık farkı gelmekte, ısı yüksek sıcaklık bölgesinden alçak sıcaklık bölgesine doğru akmakta ve bir kaynaktan çıkan ısı miktarı onu alan elemanların ısı artışına eşdeğer olmaktadır.

Endüstriyel uygulamaların birçoğunda ısı transferinin bu üç şekilde mevcuttur. Bununla birlikte uygulamadaki çalışma şartlarına ve dominant ısı transferi türüne göre biri veya bir kaçını ihmal edilebilir.

2.1.1. İletim ile ısı transferi

Isı iletimi bir ortam içerisinde bulunan bölgeler arasında veya doğrudan doğruya fiziki temas durumunda bulunan farklı ortamlar arasında, atom ve moleküllerin fark edilebilir bir yer değiştirmesi olmaksızın bunların doğrudan teması sonucu meydana gelen ısı geçişi işlemidir. Termodinamiğin II. Kanununa göre ısı yüksek sıcaklıkta bulunan bir bölgeden düşük sıcaklıktaki bir bölgeye akar. Kinetik teoriye göre bir maddenin sıcaklığı, bu maddeyi meydana getiren moleküllerin veya atomların ortalama kinetik enerji ile orantılıdır. Kinetik enerjinin fazla olması iç enerjinin fazla olması demektir. Bir bölgede moleküllerin ortalama kinetik enerjisi, sıcaklık farkından dolayı bitişik bölgedeki moleküllerin ortalama kinetik enerjilerden fazla ise, enerjileri fazla olan moleküller bu enerjiyi komşu olan moleküllere iletirler.

Isı iletimi Fourier yasası ile tanımlanır. Sabit kesit alanına sahip bir cisimden bir boyutlu, kararlı ısı iletimi aşağıdaki denklemle ifade edilir:

$$q = -kA_c \frac{dT}{dx} \quad (2.1)$$

Buna göre ısıyın çeşitli malzemeler üzerinden iletılme oranı;

- 1) Malzeme kalınlığı
- 2) Kesit alanı
- 3) Malzemenin iki tarafındaki sıcaklık farkı
- 4) Malzeme ısı iletkenlığı
- 5) Isı akışının süresi

gibi faktörlere bağlıdır.

2.1.2. Taşınım ile ısı transferi (konveksiyon)

Taşınım ile ısı transferi, akışkan hareketi ile enerji taşınımı işlemidir. Ortam bir sıvı veya gaz ise, akışkan hareketi ile ısı enerjisi bir bölgeden diğer bir bölgeye sıcaklık farkından dolayı transfer edilecektir. Isı transferinin en önemli konusu konveksiyondur. Isı değiştiricilerinde akışkanlar, katı cisimler (yüzeyler) ile birbirinden ayrılmış olduklarından, konveksiyon, bir yüzey ile akışkan arasındaki enerji taşınımında en önemli ısı transferi mekanizmasıdır.

Sıcak bir nesneden soğutucu akışkana olan ısı transferi Newton'un Soğutma Yasası olarak bilinen aşağıdaki eşitlikte ilişkilendirilmektedir:

$$q_c = h_c A_s (T_s - T_m) \quad (2.2)$$

Konveksiyon katsayısı h , akış yönündeki katı cismin şekli ve boyu gibi bir takım fiziksel geometrilere ve akışkanın tipi ve çalışma sıcaklığı gibi termodinamik özelliklerine bağlıdır. Isı alıcılarda bu özelliklerle birlikte kanatlar arasındaki boşluklar soğutma alanını belirlediği için kanatlar arasındaki boşlukta konvektif ısı transfer katsayısını etkilemektedir. Çizelge 2.1'de akışkanlara ait konvektif ısı transfer katsayısı aralıkları görülmektedir.

Çizelge 2.1. Bazı akışkanların ortalama konvektif ısı transferi katsayıları (Kakaç ve Yüncü 1999)

Akışkan	Doğal Konveksiyon W/m ² K	Zorlanmış Konveksiyon W/m ² K
Gazlar	5-30	30-300
Yağlar	5-100	30-3000
Su	30-300	300-10000
Sıvı metaller	50-500	500-20000
Su kaynaması	2000-20000	3000-100000
Su buharı yoğuşması	3000-30000	3000-200000

2.1.3. Işınım ile ısı transferi

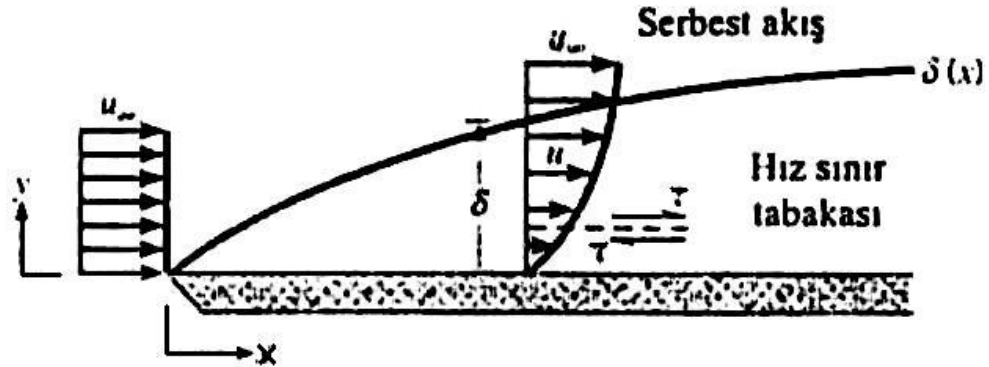
Radyasyonla ısı transferi sonlu sıcaklıktaki malzeme tarafından yayılan ve elektromanyetik dalgalarla iletilen enerjidir. Enerji iletim ve taşınım ile transfer edilirken bir madde ortamına gerek duyar, fakat radyasyonda buna gerek yoktur. Sonlu sıcaklıktaki her bir cisim ya da nesne radyasyon yaydığı gibi aynı zamanda bu cisim yada nesneler çevrelerindeki radyasyon yayan cisimlerin yaydığı bu radyasyonlar için alıcı konumundadır. Bu olay radyasyonun soğurulması olarak bilinir. Bu nedenle radyasyonun etkisinden bahsedilirken aşağıdaki eşitlikle verilen bir yüzey ve çevresi arasındaki net radyasyon ısı değişim miktarını dikkate almak gerekmektedir;

$$Q = \epsilon A_s \sigma (T_y^4 - T_{\text{ç}}^4) \quad (2.3)$$

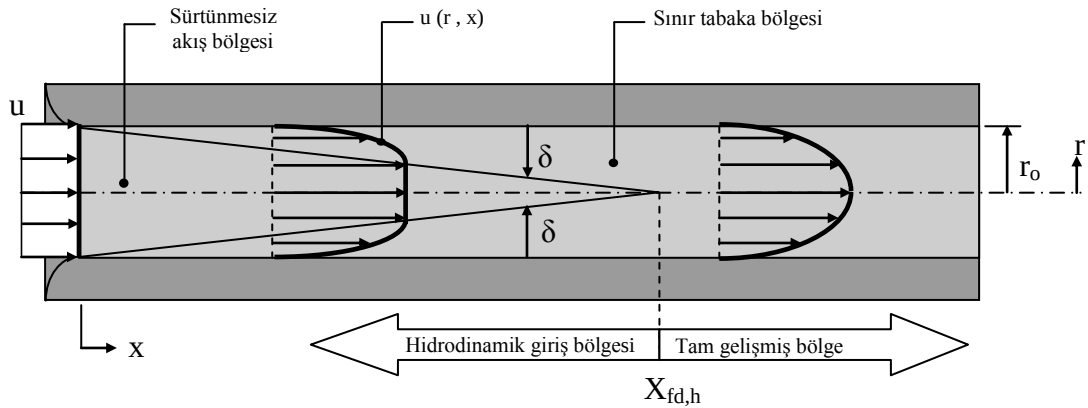
Radyant ısı, koyu renkli veya donuk cisimler tarafından kolayca soğurulur. Oysa açık renkli yüzeyler, ışık ışınlarını olduğu gibi, radyant ısı dalgalarını da yansıtırlar. Bu nedenle buzdolapları açık renkte imal edilirler.

2.2. Hız (Hidrodinamik) Sınır Tabaka

Akışkan parçacıkları yüzeyle temas ettiklerinde hızları sıfır olur. Bu parçacıklar bitişik akışkan tabakaları içindeki parçacıkların hareketini yavaşlatır ve bu etki azalarak belli bir uzaklıkta göz ardı edilebilir duruma gelir. Hız sınır tabakanın gelişiminin gösterildiği Şekil 2.1'deki akışkan hızına paralel düzlemlerde akışkan hareketinin bu yavaşlaması yüzeyde etkili olan kayma gerilmesi τ ile ilgilidir. Yüzeyden y uzaklığının artışıyla akışkan hızının x bileşeni u , serbest akış değeri u_∞ 'a ulaşmaya kadar artar. Δ büyüklüğü sınır tabaka kalınlığı olarak adlandırılır ve genellikle $u = 0.99u_\infty$ değerine ulaşıldığı y değeri olarak tanımlanır. Sınır tabaka hız profili, sınır tabaka içinde u hızının y ile değişimini gösterir (Incropera and DeWitt 2006).



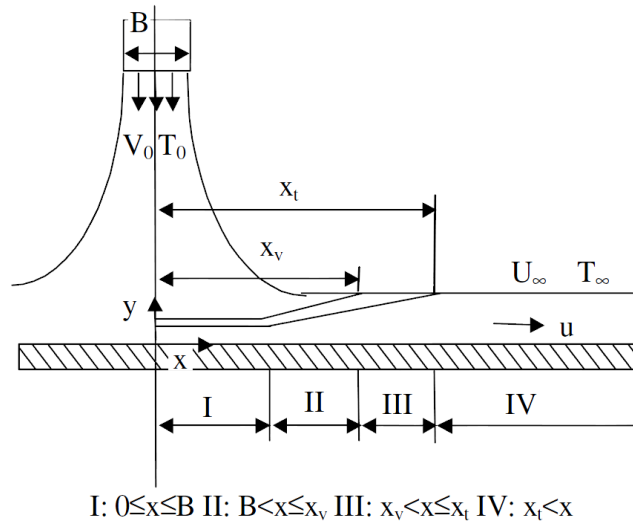
Şekil 2.1. Düzlem levha üzerinde hız (hidrodinamik) sınır tabakasının gelişimi (Incropera and DeWitt 2006)



Şekil 2.2. Dairesel boruda laminar hidrodinamik sınır tabaka gelişimi

Şekil 2.2’de ise bir kanal içerisinde hız ve basınç profilleri gösterilmiştir. Kanal içerisindeki bir akış onu çevreleyen cidarlarla sınırlandırılmıştır ve sürtünme etkileri büyüyüp karışarak tüm akışa yayılacaktır. Hemen hemen yukarı akım akışının yakınsadığı ve boruya girdiği bir giriş bölgesi vardır. Viskoz sınır tabakalar, cidardaki eksenel akışı yavaşlatıp, merkezdeki akışı hızlandırarak aşağı akım tarafına doğru kalınlaşırlar (White 2005).

Girişten sonlu bir uzaklıkta, sınır tabakalar birleşir ve sürtünmesiz çekirdek bölgesi kaybolur. Bu uzaklığa ‘hidrodinamik giriş uzunluğu’ denir. Boru içindeki akış bundan sonra tamamıyla sürtünmelidir ve eksenel hız, x ile artık hiç değişmediği $x=L_e$ uzaklığına kadar hafifçe ayarlanır ve bundan sonraki akışa ‘tamamen gelişmiş akış’ adı verilir. Burada $u \approx u(r)$ dir ve bu bölgede hem laminer hem de türbülanslı akış için hız dağılımı ve cidar kayma gerilmesi sabit olup basınç x ile doğrusal olarak azalır.

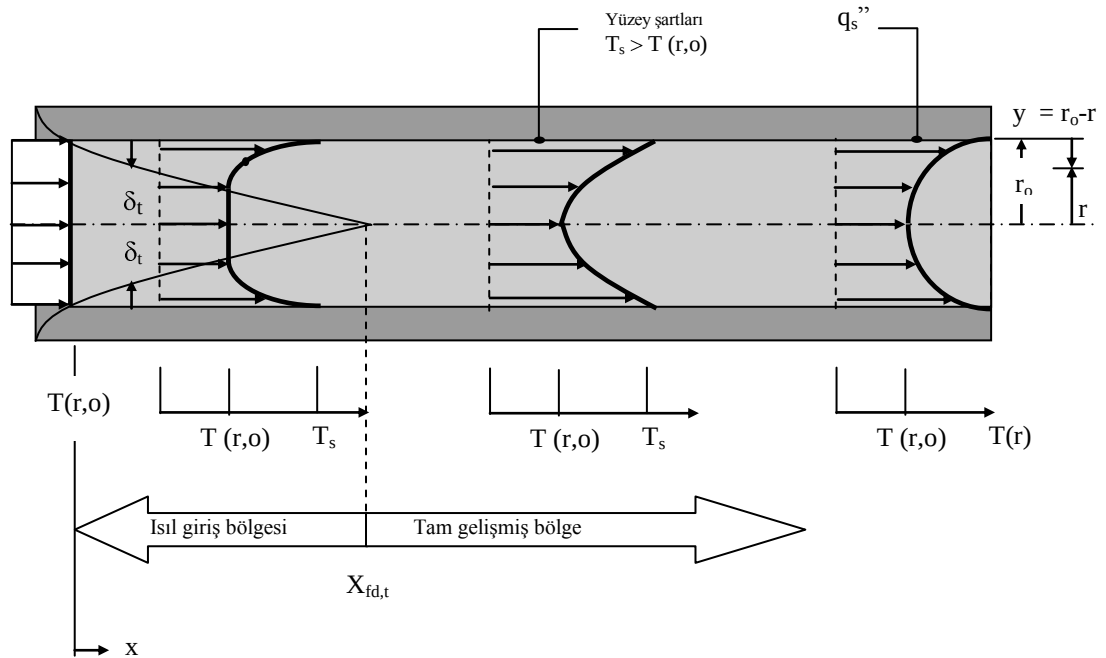


Şekil 2.3. Çarpan jette hız sınır tabakanın farklı mesafelerdeki değişimi (Chen 2005)

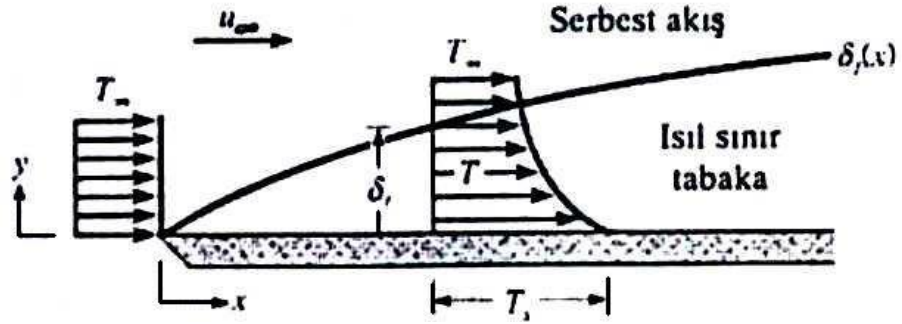
2.3. Isıl Sınır Tabaka

Bir yüzey üzerinde akış olduğunda bir hız sınır tabakası gelişirken, akışkan sıcaklığı yüzey sıcaklığından farklı ise bir de ısı sınır tabaka gelişir. Şekil 2.4’de boru içerisinde

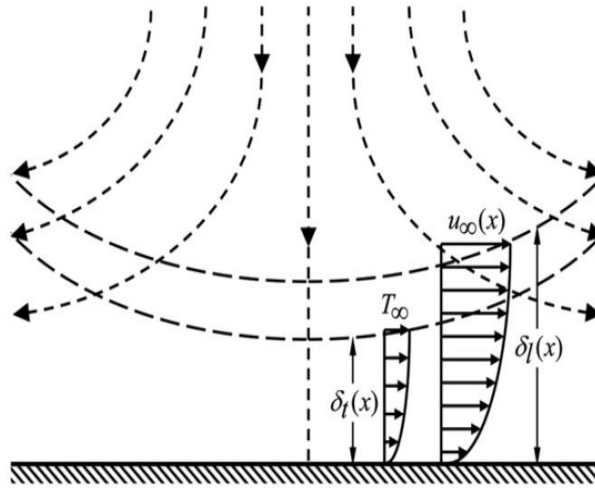
ve Şekil 2.5’de de düz bir levha üzerinde ısıl sınır tabakanın gelişimi gösterilmiştir. Levha giriş ucunda sıcaklık profili düzgün dağılımlı olup $T(y) = T_\infty$ dur. Bununla beraber akışkan parçacıkları levha ile temas ettiklerinde levha ile aynı sıcaklığa ulaşır. Bu parçacıkların komşu akışkan tabakası ile enerji değişimi akışkan içinde sıcaklık gradyanlarına yol açar. Akışkanın sıcaklık gradyanlarının olduğu bu bölge ısıl ısınır tabakadır ve bu tabakanın kalınlığı δ_t , genellikle $[(T_s - T)/(T_s - T_\infty)] = 0.99$ oranını sağlayan y değeri olarak tanımlanır. Giriş ucundan uzaklaştıkça ısı geçişi serbest akışı daha fazla etkiler ve ısıl ısınır tabaka büyür (Incropera and DeWitt 2006).



Şekil 2.4. Isıtılmış bir boru içerisinde ısıl sınır tabakanın gelişimi (Incropera and DeWitt 2006)



Şekil 2.5. Sabit sıcaklıktaki düz levha üzerinde ısıl sınır tabakanın gelişimi (Incropera and DeWitt 2006)



Şekil 2.6. Çarpan jette hız sınır tabakanın gelişimi (Karwa 2011)

2.4. Laminer ve Türbülanslı Akış

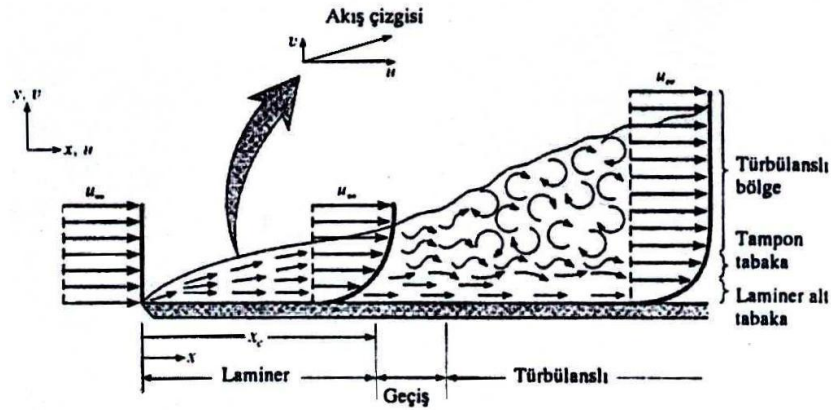
Herhangi bir taşınım probleminin incelenmesinde ilk adım sınır tabakanın laminer veya türbülanslı olduğunun belirlenmesidir. Akışkan bir ortamda akarken laminer, geçiş veya türbülanslı akım rejimlerinde bulunur. Yüzey sürtünmesi ve taşınım ile ısı geçişi akışın laminer veya türbülanslı olmasına büyük ölçüde bağlıdır.

Laminer sınır tabaka içinde, akışkan hareketi çok düzenlidir ve parçacıkların akış çizgileri boyunca hareket ettikleri gözlemlenir. Bir akış çizgisi boyunca akışkan hareketi x ve y yönlerinde hız bileşenleri ile tanımlanabilir. v hız bileşeni yüzeye dik yöndeki

bileşendir ve bu bileşen sınır tabakada momentum, enerji veya kütle geçişine önemli katkıda bulunur. Yüzeye dik yönde akışkan hareketi, sınır tabakanın x yönündeki gelişiminin bir sonucudur (Incropera and Dewitt 2006).

Buna karşılık, türbülanslı sınır tabaka içinde akışkan hareketi çok düzensizdir ve akış içinde ani hız değişimleri gözlemlenir. Bu düzensiz değişimler momentum, enerji ve kütle geçişini artırır ve bundan dolayı taşınım ile geçiş hızı gibi yüzey sürtünmesi de artar. Düzensiz değişimlerin sonucu akışkanın karışması türbülanslı sınır tabaka kalınlığını artırır ve sınır tabaka profilleri (hız, sıcaklık ve derişiklik) laminar akıştakine oranla daha düzdür.

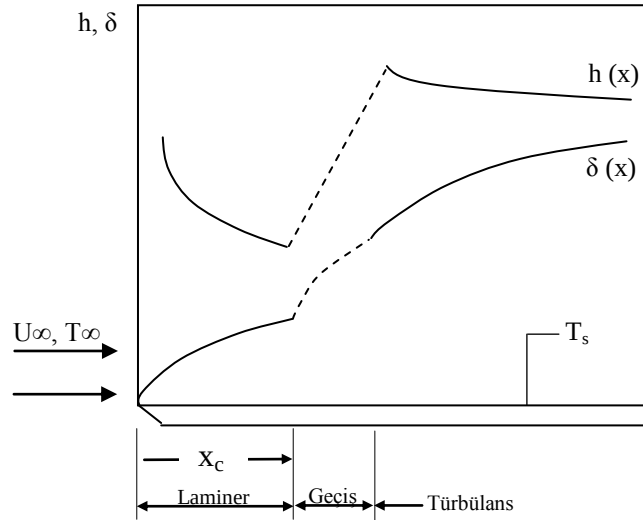
Bir düz levha üzerinde hız sınır tabakası gelişirken laminar, geçiş ve türbülans bölgeleri Şekil 2.7’de gösterilmiştir. Laminar akımın söz konusu olduğu akışta, ele alınan herhangi bir noktada hız vektörü zamanla değişmemekte, ancak türbülanslı akış koşullarında hız vektörü belirli bir değer etrafında düzensiz değişimler göstermektedir.



Şekil 2.7. Bir düz levha üzerinde hız sınır tabakanın gelişimi (Incropera and Dewitt 2006)

Sınır tabaka başlangıçta laminardır, fakat giriş ucundan biraz ötede, küçük çalkalanmalar başlar, bunlar şiddetlenir ve türbülanslı akışa geçiş olur. Akışkan içerisindeki çalkalanmalar geçiş bölgesi içerisinde gelişmeye başlar ve sınır tabaka sonunda tamamen türbülanslı olur. Tam türbülanslı bölge içerisinde akışkanın üç

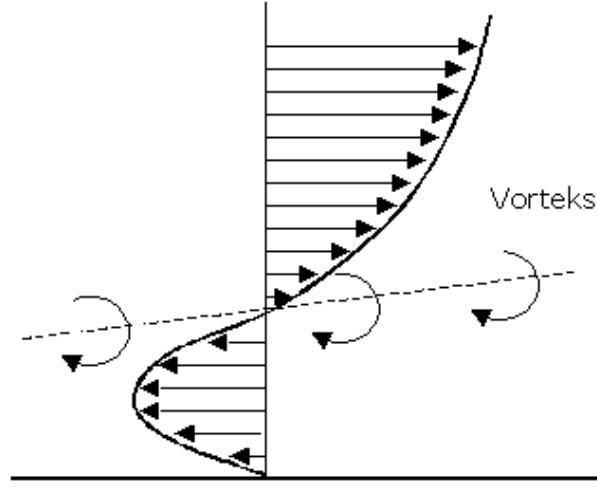
boyutlu gelişigüzel hareketleri söz konusudur ve türbülansa geçişte sınır tabaka kalınlığında, yüzey kayma gerilmesinde ve taşınım katsayısında önemli artışlar olur. Şekil 2.8’de sabit sıcaklıkta bir düz levha üzerinde akış için sınır tabaka kalınlığı δ ve yerel taşınım katsayısı görülmektedir.



Şekil 2.8. Sabit sıcaklıkta bir düz levha üzerinde akış için sınır tabaka kalınlığı (δ) ve yerel taşınım katsayısı (h)’nın değişimi (Incropera and Dewitt 2006)

2.5. Isı Transferinin İyileşmesi

Sınır tabaka kalınlığının özellikle taşınım ile ısı transferi işlemlerinde önemli etkisi vardır. Sınır tabakanın sürekli yenilenmesini sağlamak ve kalınlığını azaltmak taşınım ile ısı transferi işlemini iyileştirecektir. Bu amaçla akışın söz konusu olduğu yüzeyler üzerinde yapılan değişik geometrik uygulamalar sınır tabaka gelişimini etkiler. Özellikle akış sistemindeki ani kesit değişimleri varsa, bu ani kesit değişimleri akış sisteminde sınır tabaka ayrılımlarına neden olacaktır. Sınır tabaka ayrılımlarının gerçekleştiği bölgelerde vorteks (girdap) oluşur. Vorteks oluşumu sırasında sistemde enerji kaybı meydana geleceği için bu işlemin kontrollü olarak gerçekleştirilmesi istenmektedir.



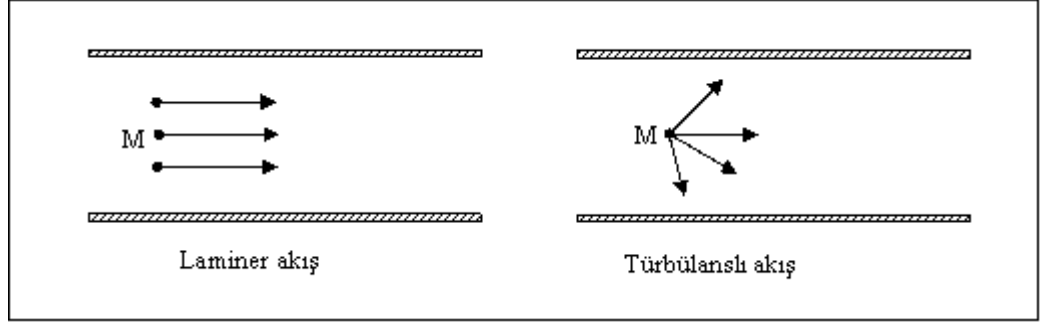
Şekil 2.9. Vorteks oluşumu

Vorteks bir dönme eksenini etrafında dönen akıştır. Vorteksler yukarıda bahsedildiği gibi akışkan sürtünmesi ve ayrılmalarla üretilirler. Temel olarak boyuna ve enine vorteksler olarak ikiye ayrılabilir. Enine vortekslerin eksenleri akış yönüne diktir. Çapraz akışta sonsuz dairesel bir silindirin arkasındaki Karman vorteks yolu enine bir vorteks sisteminin tipik bir örneğidir. Enine vortekslerde ikincil akışlar ana akışa zıt yöndedir ve eğer silindir cidara yakın yerleştirilmişse akışın silindirin arkasına dönmesine neden olur.

Bu çalışmadaki akışa dik olarak yerleştirilen kanatlar, arkalarında kompleks yapıda vorteks sistemi meydana getirir. Plaka üzerine etkileyen çarpan jetin duvar jeti bölgesinde kanadın akışı karşılayan kenarında akış ayrılmaları nedeniyle ana vorteksler oluşurken, kanadın basınçlı kısmında cidara yakın vorteks çizgilerinin deformasyonu nedeniyle köşe vorteksler oluşur. Ayrıca ana ve köşe vortekslerin ters yönünde dönen etkilenmiş bir vorteks yapısı da meydana gelir. Bu vortekslerin birleşik etkileri plaka üzerindeki sıcaklık alanını bozar ve sonunda bir akışkan kanatçıklı plaka arasındaki ısı transferinin iyileşmesine yardım eder. Bir vorteks üretici ısı transferini iyileştirirken beraberinde dağılmalar ve basınç kayıplarını da artırır.

Akışkan bir ortamda akarken laminar, geçiş veya türbülanslı akım rejimlerinde bulunur. Laminar akımın söz konusu olduğu akışta, ele alınan herhangi bir noktada hız vektörü

zamanla değişmez. Türbülanslı akış koşullarında ise söz konusu noktadaki hız vektörünün belirli bir değer etrafında düzensiz değişimler gösterir (Şekil 2.10).



Şekil 2.10. Laminer ve türbülanslı akışta hız vektörleri

Akışın laminer veya türbülanslı olmasına atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranı olarak tanımlanan Reynolds sayısının almış olduğu değerler ile karar verilir. İç akış sistemlerinde Reynolds sayısı 2300'den küçük ise akım çizgilerinin veya akım yüzeylerinin, moleküler karışmanın çok küçük olan tesirleri hariç, bütün uzunlukları boyunca birbirinden tamamen ayrı ve karışmaksızın kaldıkları düzgün akım olan laminer akım söz konusudur. Reynolds sayısının 2300'den büyük olduğu durumda akışkanın hareketi esnasında akışkan elemanlarının birbirlerini kesen yörüngeler izledikleri ve birbirlerine karışarak aktıkları akım tipi olan türbülanslı akım söz konusudur.

Düz plaka üzerinde paralel akışta laminlerden türbülanslı akışa geçiş; yüzeyin şekline, yüzey pürüzlülüğüne, yukarı akım hızına, yüzey pürüzlülüğüne, yukarı akım hızına, yüzey sıcaklığına, akışkanın türüne ve daha birçok şeye bağlıdır ve en iyi şekilde Reynolds sayısı ile karakterize edilebilir. Düz plakanın giriş kenarından x kadar uzaklıktaki Reynolds sayısı aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$Re_x = \frac{\rho V x}{\mu} = \frac{V x}{\nu} \quad (2.4)$$

Burada V yukarı akım hızı, x ise şeklin karakteristik uzunluğudur. Düz plaka için bu uzunluk, akış yönünde plaka uzunluğudur. Boru akışından farklı olarak düz plakada Reynolds sayısı akış boyunca değişir ve plakanın sonunda $Re_L = VL/\nu$ 'ye ulaşır. Düz plakadaki her bir nokta için karakteristik uzunluk, akış yönünde giriş kenarından itibaren bu noktanın x uzaklığıdır.

Pürüzsüz düz plaka üzerinde laminar akıştan türbülanslı akışa geçiş $Re \cong 1 \times 10^5$ civarında başlar, ancak akış, Reynolds sayısı çok daha yüksek değerlere ulaşmadan (tipik olarak 3×10^6) tam türbülanslı hale gelmez. Mühendislik analizlerinde genel olarak kabul edilmiş kritik Reynolds sayısı değeri,

$$Re_{x,cr} = \frac{\rho V x_{cr}}{\mu} = 5 \times 10^5 \quad (2.5)$$

denklem (2.5) deki gibidir. Düz plaka için mühendislikteki kritik Reynolds sayısının bu gerçek değeri, yüzey pürüzlülüğüne, türbülans seviyesine ve yüzey boyunca basıncın değişimine bağlı olarak 10^5 'ten 3×10^6 'ya kadar değişebilir.

2.6. Basınç Katsayısı ve Pitot Tüpü

Lüle ve yayıcılarıdaki tersinmezliğin başlıca kaynağı, lülenin cidarına yakın akış bölgesinde veya diğer adıyla sınır tabakada oluşan sürtünmedir. Büyük lülelerin verimi daha yüksektir, çünkü büyük bir lülede sınır tabaka toplam akış hacminin çok küçük bir bölümünü oluşturur. Lülelerde ve yayıcılarda bir başka tersinmezlik kaynağı, akışın cidardan ayrılmasıdır. Bu olgu cidar yakınlarında kuvvetli bir türbülans yaratır. Akışın cidardan ayrılması, lülenin akış kesit alanı akışın genişleyebileceğinden daha büyük bir

hızda arttığı zaman gerçekleşir. Lülelerin veya yayıcıların tasarımında bu husus göz önüne alınmalıdır.

Yayıcılarda akışkanın basıncını yükseltme veriminin bir ölçüsü basınç çarpanıdır. Bu parametre bir yayıcının akışın statik basıncını yükselttiğinden kaynaklanır ve yayıcıda gerçekleşen basınç yükselmesinin, akışın izantropik olması durumunda gerçekleşecek basınç yükselmesine oranı olarak tanımlanır. Bir yayıcı akışın statik basıncını yükseltmek için kullanıldığına göre, yayıcı verilerinde aşağıdaki gibi tanımlı basınç katsayısı kullanılır.

$$c_p = \frac{p_2 - p_1}{\frac{1}{2} \rho V_1^2} \quad (2.6)$$

Akış ile aynı doğrultuda tutulan ince yapılı bir pitot tüpü bir basınç farkı yardımıyla yersel hızı ölçebilir. Hareket halindeki akımda p_s statik basıncını ölçmek için yan cidar deliklerine ve akımın sıfır hıza düşürüldüğü yerde p_0 durma basıncını ölçmek için önde bir deliğe sahiptir.

D sonda çapı olmak üzere, $Re_D > 1000$ ise sonda etrafındaki akış hemen hemen sürtünmesizdir ve Bernoulli denklemi iyi bir doğrulukla bu duruma uygulanır. Yükselti farkından doğan basınç farkı ihmal edilebilir olduğunu kabul ederek eşitlik aşağıdaki şekle indirgenir.

$$V \approx \left[2 \frac{p_0 - p_s}{\rho} \right]^{1/2} \quad (2.7)$$

Bu bağıntı, 1732’de cihazı tasarlayan Fransız mühendis Pitot tarafından ele edilmiştir.

Pitot tüpünün temel dezavantajı, doğru ölçme için eksenin akış doğrultusunda olmasıdır ki bu doğrultu bilinmeyebilir. 5°’den büyük sapma açıları için hem p_0 hem de p_s

ölçümlerinde önemli hatalar oluşur. Pitot-statik tüpü sıvılarda ve gazlarda yararlıdır; gazlar için akım Mach sayısı yüksek ise bir sıkıştırılabilirlik düzeltmesi gereklidir. Basınç algılayıcılarına giden akışkanla dolu boruların yavaş cevabından dolayı, daimi olmayan akış ölçümleri için yararlı değildir. İğne gibi ve örneğin atar ve toplardamarlardaki kan akışını ölçmek için yeteri kadar küçük yapılabilir. Gazların düşük hızlı akışlarında, pitot tüpünde oluşan basınç farkının küçüklüğü yüzünden bu aygıtlar uygun değildir.

Bu çalışmada ısı alıcı içerisinde yaklaşık periyodik yapıda gerçekleşen akış ortamında dinamik basınç dağılımının belirlenmesinde pitot tüpü kullanılmıştır. Pitot tüpü vasıtasıyla aksel akışın gerçekleştiği “duvar jeti bölgesinde” kanatçıklardan gelen daimi yaklaşık periyodik yapıdaki akışın anlık basınç değer ölçümleri yapılabilmektedir. Pitot tüpüyle yapılan ölçümlerde akış doğrultusunda meydana gelen küçük sapmaların ve ısıtılan ısı alıcısından kaynaklı sıcaklık değişimlerinin ölçümü etkilememesi pitot tüpü tercihiinde etkili olmuştur.

3. MATERYAL ve YÖNTEM

Bu çalışmada, daha önce Taguchi $L_{18}(2^1 \cdot 3^6)$ deney yöntemi ile çalışılarak optimize edilmiş altıgen kanatçıklı ısı alıcıların, çarpan jetle ısı transfer ve basınç karakteristikleri incelenmiştir. Birinci aşamada optimize edilerek elde edilen, Genel-1 ve Genel-2 olarak adlandırılan ısı alıcılarda, ($d_n=42$ mm) ve ($h/d=4$) mesafesinde altı farklı hız seçeneklerinde (4-5-6-7-8-9 m/sn), 100-150-200 mm yüksekliklerindeki altıgen kanatların gösterdiği ısı transferi deneyleri yapılarak Nu değerleri bulundu. Isı transfer deneyleri sonunda Nu–Re grafikleri elde edildi. İkinci aşamada x ve y yönündeki basınç değerleri elde edilerek C_{p_x} , C_{p_y} grafikleri elde edildi. Son olarak termal kamera ile sıcaklık dağılımları belirlendi.

Deneysel çalışmalar ısı transferi ve akım karakteristiklerini belirlemek amacıyla iki aşamada yürütülmüştür. Her iki aşamada da Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü Akışkanlar Mekaniği Laboratuvarında bulunan, bu yüksek lisans çalışmasının yapılabilmesi için dizayn edilmiş deney düzeneği kullanılmıştır. Isı transferi karakteristikleri belirlenirken plaka tabanı izole edilerek sıcaklık ölçümleri veri toplama kartları yardımıyla yapılmış, akım karakteristikleri belirlenirken ise deney elemanları düzeneğe yerleştirilmiş, hızölçer ile hızlar tespit edilmiş ve kanatçıklar arası noktalarda pitot tüpüyle dinamik basınçlar okunmuştur. Deneysel çalışmada kullanılan materyal ve veri elde etme yöntemi detaylı olarak aşağıda sunulmuştur.

3.1. Deney Düzeneği

Çalışmada, test kısmı 305mmx305mm boyutlarında plakalar üzerine, dış çapı daha önce yapılan çalışmalar neticesinde optimize edilerek bulunan çap olan 42 mm çapta lülenin monte edilebildiği deney düzeneği kullanılmıştır (Şekil 3.1). Sistemde akışkan olarak hava tercih edilmiştir. Akışkan çarpma bölgesine radyal akışlı fan yardımıyla gönderilmiştir. Hava hızı, fan çıkışında bulunan kelebek vana yardımıyla kontrol edilmiştir. Deneylerde lüle olarak düz, folyosuz plastik borular kullanılmıştır. Deney

düzenegine monte edilen borular deney düzeneginde sabitlenen yerlere uygun olarak 1000 mm düşey, 2000 mm yatay ve 1000 mm düşey olacak şekilde imal edilmiştir (Şekil 3.2). Lüle uzunluğu tespit edilirken dairesel akışta tam gelişmiş akımın elde edilebileceği 32D uzunluğu esas alınmıştır. Sistemde maksimum hava hızı, maksimum basınç farkı oluşturmaktadır ve bu basınç farkları, deney düzeneginin yanına monte edilen KIMO firmasının ürettiği basınç transmitterleri ile dijital olarak okunmaktadır. Şekil 3.1’de şematik resmi görülen deney düzeneginin özellikleri aşağıdaki verilmiştir.

Genel boyutlar	: 600mmx2500mmx900mm yükseklik
Test kısmının boyutları	: 300mmx300mm
Maksimum hava hızı	: 20 m/s
Maksimum lüle çapı	:75mm



Şekil 3.2. Deney düzeneğinin görünüşü

3.2. Test Bölgesi

Bölüm Laboratuvarında bulunan sistem çarpan jetin verimliliğini etkileyen parametreleri inceleme amaçlı ve akış karakteristiklerini belirlemeye yönelik dizayn edilmiştir. Bu çalışmada sistemde hem akış hem de ısı transferi deneyleri yapılacağı için bir takım modifikasyonlar yapılmıştır. Çarpma bölgesinin altına altıgen kanatçıklı ısı alıcıların farklı h/d mesafelerinde rahatlıkla çalışmasını sağlamak amacıyla kriko yerleştirildi. Krikonun üzerine MDF lam mobilya malzemesinden 450 mm x 450 mm ebatlarında ısıtıcı ünitenin kolaylıkla taşınabileceği düzlem taban oluşturuldu. Üniform bir ısı kaynağı oluşturabilmek için düzlem taban üzerine 305 mm x 305 mm ebatlarında ısıtıcı ünite yerleştirildi. Isı kaynağının üzerine farklı konfigürasyonlara sahip, farklı genişlikteki, farklı aralıklarda dizilmiş altıgen kanatçıklı ısı değiştiriciler ile deneyler yapılmıştır.

MDF lam mobilya malzemesinden yapılan 305 mm x 305 mm ebatlarındaki kutunun içerisine taban plakanın tam ortasına gelecek şekilde 300 mm x 200 mm ebatlarında 50

mm kalınlığında ateş tuğlası yerleştirilmiş ateş tuğlasının üzerinde açılan uygun kanala her biri 1000 W gücünde 220 V şehir şebekesi ile beslenen 2 adet ısıtıcı konmuştur. Ateş tuğlasının altı ve yan kenarları ile kutu kenarları arasındaki boşluk önce 750°C sıcaklığa dayanabilen taş yünü ile diğer boşluklar ise seramik yünü izolasyon malzemesi ile doldurulmuştur. Isıtıcıyı besleyen güç girişi kontrol edilebilir bir varyak ile sağlanmıştır. Sabit ısı akısı termal sınır şartını sağlamak için sisteme sabit gerilim verilmiştir. Şehir şebekesindeki düzensizliklerden kaynaklanan dalgalanmaların etkisini dikkate almak için sistem kararlı hale gelene kadar her 10 dakikada sisteme giren güç kaydedilmiş ve ortalaması alınmıştır. Varyak, belirlenen sıcaklıklara karşılık gelecek şekilde yapılan ön deneylerle belirlenen 52-53 V ve 3,5-4 A sağlayacak şekilde ayarlandı. Deneylerde kullanılan varyağın teknik özellikleri aşağıdaki gibidir:

Giriş Gerilimi: 220 V AC 50 Hz

Çıkış Gerilimi: 0.....220 V

Gücü : 11250 VA (250 V 45 A)



Şekil 3.3. Test bölgesinin görünüşü

3.3. Test Elemanları

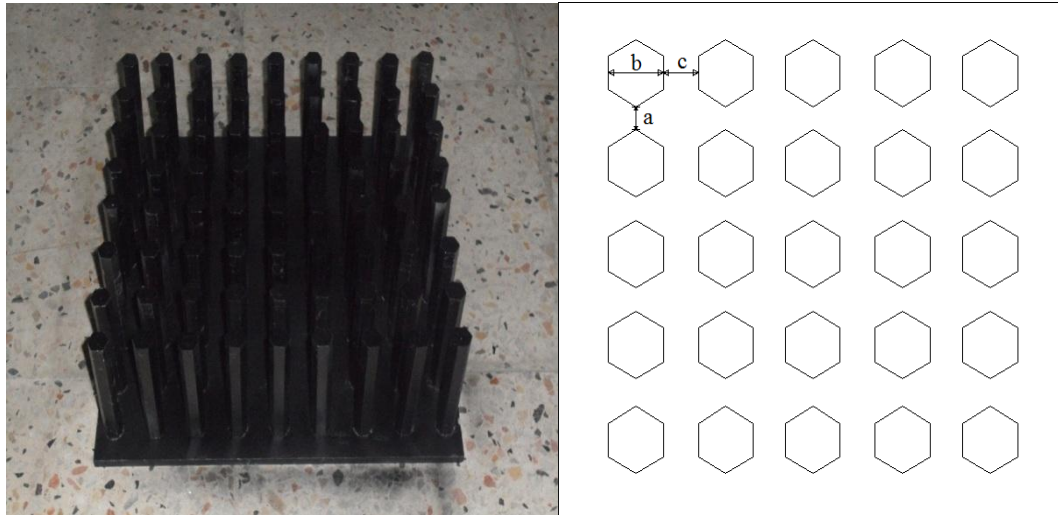
Özellikle elektronik endüstrisinde ısı değıştirici olarak kullanılacak malzemenin özelliklerini doğru seçmek, ısı alıcının üretilebilirliğini ve performansını etkileyen önemli bir parametredir. Özellikle bakır ve alüminyum en çok tercih edilen malzemelerdir. Bakırın ısı alıcı içerisindeki iletim direncini düşüren termal iletkenliği alüminyumun yaklaşık olarak iki katı değerlerindedir (Incropera 1996). Yinede bu durum toplam termal direncin yarıya inmesi anlamına gelmez. Alüminyum ile karşılaştırıldığında bakır toplam termal direnci yaklaşık olarak %30 değerinde düşürür. Hava hızının çok yüksek olduğu ve ısı kaynağı ebadının küçük olduğu uygulamalarda bakır en avantajlı malzeme olarak gözükmektedir. Bununla birlikte alüminyum ile karşılaştırıldığında oldukça pahalı olması ve fiyatının günden güne sürekli değışmesi/dalgalanması, alüminyumdan yaklaşık olarak 3 kat daha ağır olması ve homojen olmayan bir malzeme olması nedeniyle işlenebilirliğinin daha zor olması bakırın ilk anda sayılabilecek dezavantajlarıdır. Birçok durumda, yukarıda sayılan termal avantajlarının dezavantajlarına ağır basmaması nedeniyle elektronik cihazlar için soğutucu üreten firmalar için alüminyum en yaygın ve uygun malzemedir (R-Theta 1998). Bu nedenle test elemanlarının tabanları (base) ve kanatlar alüminyum (Al 1050 O) malzemeden imal ettirilmiştir. Çalışmada daha önce yüksek lisans çalışması için üretilen alüminyum tabanlar ve 26 mm ile 36 mm genişliğine sahip altıgen kanatlar kullanıldı. Altıgen kanatlar üretilen bu taban plakalar üzerinde kendileri için açılan 5 mm derinliğindeki kanallara her birinin ucuna ısı iletim bileşği sürülerek yerleştirildi.

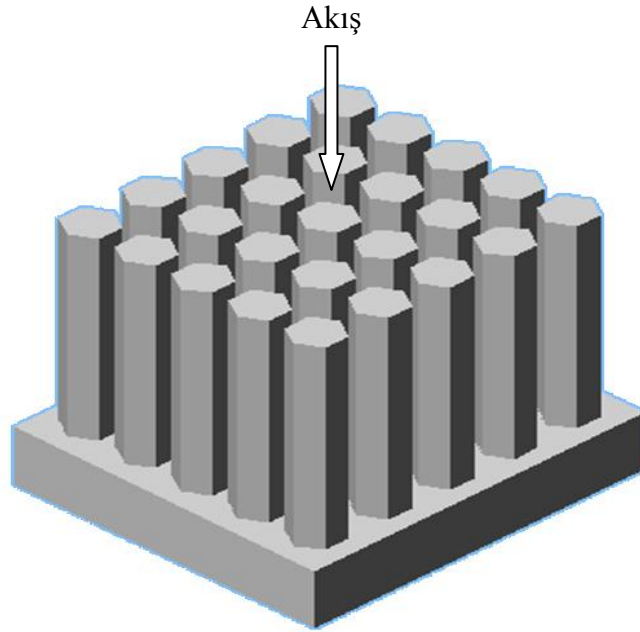
Taban plaka her bir ısı alıcı geometri için farklı olmasına rağmen çalışmada test bölgesinde jetin merkezi plakanın merkezine gelecek biçimde sabit bir şekilde yerleştirilmiştir. Genel-1 ve Genel-2’de farklı kanat konfigürasyonu için 2 adet taban malzeme kullanılmıştır.

Yüzey sıcaklıkları ölçümü için kullanılan ısı çiftleri ise yüzeyde kanatlar için açılan kanallara yerleştirilmiştir

Çizelge 3.1. Çalışmada incelenen parametreler ve değerleri

Parametreler		Optimum elemanlar	
		Genel-1	Genel-2
A	Kanat yüksekliği, h_k [cm]	10, 15, 20	10, 15, 20
B	Kanat genişliği, b [mm]	26	36
C	Kanatlar arası yatay mesafe, a [mm]	15,20	15,20
D	Kanatlar arası düşey mesafe, c [mm]	10-20	10-20
E	Lüle çıkışı jet hızı, V [m/s]	4-5-6-7-8-9	4-5-6-7-8-9

**Şekil 3.4.** Altıgen Isı alıcı



Şekil 3.5. Kanatçıkların dizilişi ve akışın kanatçıklara uygulanışının şematik görünüşü.



Şekil 3.6. Test elemanlarının görünüşü

3.4. Isıl çiftler ve Veri Toplama Sistemi

Yüzey sıcaklıklarının belirlenmesinde ısıl çift, sıvı kristal tekniği ve son zamanlarda kütle transferi analoji ile naftalin süblimasyon tekniği literatürde en fazla tercih edilen

tekniklerdir. Özellikle kanat yüksekliği tabana göre çok yüksek olan iğne kanat vb. uygulamalarda ısı çift kullanımı en uygun yöntemdir. Bu çalışmada yüzey sıcaklığını belirlemek için tabana yayılmış 15 adet, ortam sıcaklığını ölçmek için 2 adet, hava sıcaklığını ölçmek için 1 adet olmak üzere toplam 18 adet ısı çift kullanılmıştır. Isıl çift olarak 0.25 mm iç çapında ve 0.75 mm dış çapında; yanmaya, kimyasallara ve aşınmaya direnci yüksek T tipi fiberglas örgülü tercih edilmiştir. Her bir ısı çift Polysciene marka $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ doğruluklu, dijital göstergeli bir sıcaklık banyosu içinde 15°C - 85°C sıcaklık aralığında 5°C aralıklarla kalibre edilmiştir.

Isıl çiftler Adventec firması tarafından üretilen PCLD-789D sinyal şartlandırıcı ve kanal çoklayıcı karta diferansiyel olarak bağlanmıştır. Bu kart 16 diferansiyel giriş kanalını bir analog çıkış kanalına bağlamaktadır. İki adet kart seri olarak PCLD-774 kart yardımıyla seri olarak bağlanmış ve 30 kanaldan okuma yapılabilecek duruma getirilmiştir (Şekil 3.7). Sistemde kullanılan ısı çiftlerinin tipine göre gerekli kazanç seçilmiştir. PCLD-789D yükseltici ve çoklayıcı kartın kullanılacak ısı çiftine göre seçilmesi gereken kazanç değerleri Çizelge 3.2’te verilmiştir. Isıl çiftlerle üç dijital olarak örneklenen sıcaklıklar, bilgisayara bağlanan PCL 818 HG veri kazanç ve kontrol kartı ile okutulmuştur. Karta ait teknik özellikler **EK 1**’de verilmiştir (Advantech 1995).

Veri okuma ve örnekleme için Visidaq isimli yazılım kullanılmıştır. Isıl çiftlerle örneklenen sıcaklıklar elde edilen kalibrasyon denkleminde geçirilmiş ve kalibre edilmiş olarak alınan değerlerin 10 tanesinin ortalaması alınarak bir rakam olarak kaydedilmiş, ortalama olarak alınan toplam 30 değer Microsoft Excel programında tek bir ortalama olarak indirgenmiştir. Bu işlemin yapılmasının nedeni sistemin herhangi bir nedenle aldığı bozuk ve gürültü sinyallerinin etkisini en aza indirmektedir.



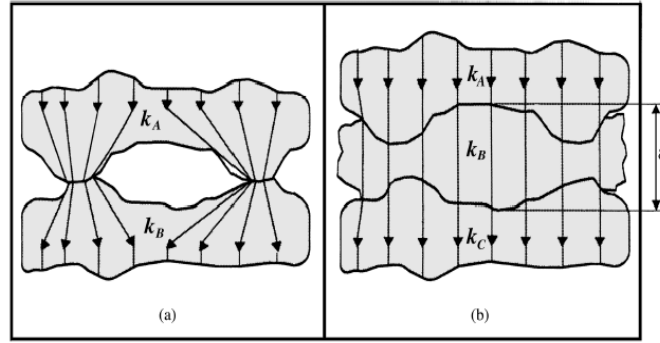
Şekil 3.7. Veri toplama ünitesinin görünüşü

Çizelge 3.2. PCLD-789 yükseltici ve çoklayıcı kartın kazanç tablosu (Advantech 1995)

Isıl çift Tipi	Sıcaklık °C	Çıkış Miktarı (mV)	Uygun Kazanç
T	-200 - +200	-10 - +10	200
J	-200 - +600	+10 - +35	100
E	0 - +700	-5 - +55	50
K	-200 - +1200	-10 - +55	50
R	0 - 1769	0 - +25	200
S	0 - 1769	0 - +20	200

Taban plaka yüzeyleri hassas işlenmiş ve parlatılmış olsa da tamamen pürüzsüz değildir. Ayrıca kanatlar kanallara yerleştirilirken kanat ucu ile kanal tabanı arasında boşluk kalma ihtimali vardır. Bu nedenle ısı atan ve alan yüzeyler arasında temas direnci meydana gelecektir. Özellikle elektronik endüstrisinde dizayn aşamasında ihmal edilmesi mümkün olmayan bu direnç, aşırı bileşen sıcaklıklarının oluşmasına neden

olacaktır. Temas direncini engellemek için iki yüzey arasına termal iletken macun kullanımı iyi bir önlemdir. Şekil 3.8’de termal iletken macun kullanıldığı ve kullanılmadığı durumlarda, iki yüzey arasındaki ısı akışı şematik olarak görülmektedir (Remsburg 2001). Bu çalışmada da alüminyum taban malzeme ve ısıtıcı levha arasında termal iletken macun kullanılmıştır.



Şekil 3.8. Birbirine temas eden yüzeyler arasında ısı akışı (a) Ara yüzey malzemesi kullanılmadan (b) Ara yüzey malzemesi kullanılarak

3.5. Isı Transferi Deneylerinin Yapılışı

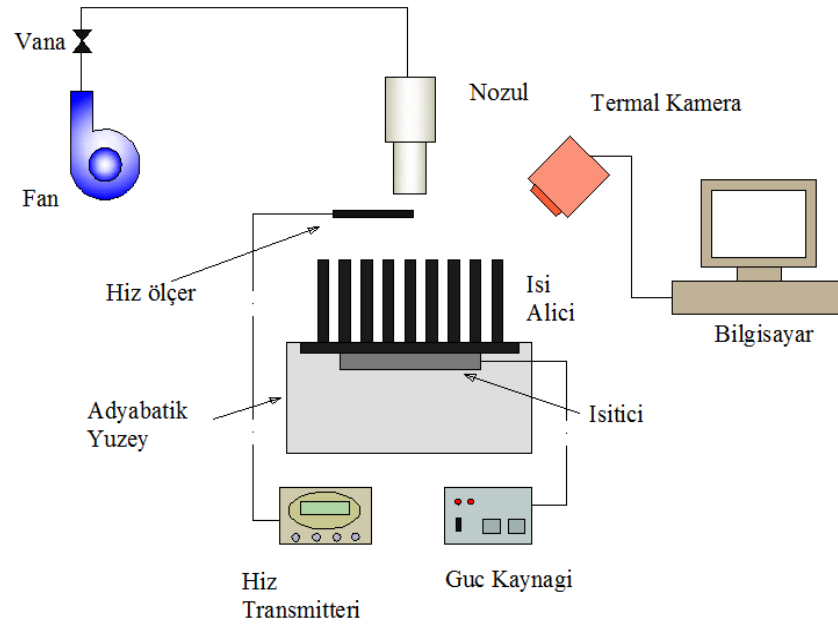
Deneylerin yapılışında aşağıdaki prosedür izlenmiştir.

1. Taban malzemeler temizlenerek, açılan kanallara uçlarına ısı iletim bileşği sürülmüş olan kanatların yerleştirilmesi,
2. 15 adet ısı çiftin kanal aralıklarına yerleştirilmesi,
3. Varyak istenen güç ve akım değerine sabitlenip ısıtıcının çalıştırılması,
4. Fanın çalıştırılarak hızın deney planındaki ilgili deneye karşı gelen değere ayarlanması
5. Yüzeyden okunan sıcaklık değerlerinde $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ den fazla salınım gözlenmeyecek kadar beklenmesi, ki bu süre geometriye göre 180-220 dakika civarındadır.
6. Kararlı şartlara ulaşıldıktan sonra sıcaklık verilerinin kaydedilmeye başlanması.

3.6. Sıcaklık Dağılımının Belirlenmesi

Isılçiftlerle ısı transferi deneyleri yapıldıktan sonra ısı alıcılardaki sıcaklık dağılımını belirlemek için termal kamera kullanılmıştır. Deneylerde Testo 875-2 Termal Kamera kullanılmıştır. Termal kameraya ait teknik özellikler **EK 1**'de verilmiştir. Termal kamera ile sıcaklık dağılımının belirlenmesinde aşağıdaki yol izlenmiştir.

1. Alüminyum malzemenin yüzeyi parlak olduğu için termal kamera ile görüntü alınamamaktadır. Bu yüzden ısı alıcının taban malzemesi ve kanatçıklar temizlenerek yüzeyleri çok ince bir tabaka siyah spreyci boya ile boyanmıştır.
2. Boyanmış olan ısı alıcı test bölgesine yerleştirilmiştir.
3. Fan çalıştırılarak istenilen jet hızı ayarlanmış ardından varyak ile istenilen güç değeri ayarlanmıştır.
4. Kamerada ortam sıcaklık ve emisivite değeri girilerek ölçek ayarı yapılmıştır. (Kamera kitapçığında belirtildiği üzere emisivite değeri $\varepsilon = 0,98$ e ayarlandı.)
5. Sistem kararlı hale geldikten sonra termal kamera ile ısı alıcı üzerindeki sıcaklık dağılımı belirlenmiştir.
6. H/d mesafesi çok kısa olduğundan ısı alıcının kuşbakışı termal görüntüsü alınamamıştır. Görüntüler ısı alıcı üzerindeki sıcaklık dağılımının maksimum görülebildiği şekilde alınmıştır.



Şekil 3.9. Deney düzeneğinin şematik görünümü

3.7. Hız ölçümü

Deneylerde ortalama hız ölçümü sıcak tel anemometre prensibiyle çalışan KIMO marka hız transmitterine bağlı prob yardımıyla yapılmıştır. Prob ile lüle çıkışında jet merkezinde ki hız ölçülmüştür. Çizelge 3.3’ de hız transmitterinin özellikleri verilmiştir.

Çizelge 3.3. PCLD-789 yükseltici ve çoklayıcı kartın kazanç tablosu (Advantech 1995)

Probun Özellikleri		
<u>Modeli</u>	<u>Ölçülebilen Hız Aralığı</u>	<u>fpm</u>
KIMO-CTV200	0,0-20,0 m/s	0-3937 Arası

3.8. Basınç Ölçümü

Test bölgesinde çarpan jet etkisinde ısı alıcı elemandan kaynaklanan basınç ölçümü plaka merkezinden iki yönde x ve y ekseninde incelenmiştir. Öncelikle KIMO basınç transmitterine bağlı pitot tüpü jetin plaka üzerinde saçıldığı x eksenine merkezine yerleştirilmiştir. Daha sonra pitot tüpü ilerletme traversi ile ilerletilerek plaka merkezinden plaka kenarına doğru istasyonlarda ölçüm alınmıştır. Ardından aynı işlemler jetin plaka üzerinde saçıldığı y eksenine merkezine yerleştirilip tekrarlanmıştır. Basınç ölçüm cihazının teknik özellikleri şu şekildedir:

Markası: KIMO

Tipi: CP200

Basınç aralığı: -1000/+1000 Pa

Response zamanı: 0,3 saniye

3.9. Basınç Deneylerinin Yapılışı

Basınç deneylerinin yapılışında aşağıdaki yol izlenmiştir:

1. Isı transferi deneyinde sıcaklık ölçümlerinin kaydedilmesinin ardından plakaya bağlı ısılıçiftler sistemden uzaklaştırılmıştır.
2. Deneye ait hız kontrol edilmiştir.
3. KIMO basınç transmitterine bağlı pitot tüpü jetin plaka üzerinde saçıldığı x eksenine merkezine yerleştirilmiştir. Daha sonra pitot tüpü ilerletme traversi ile ilerletilerek plaka merkezinden plaka kenarına doğru 3'er cm aralıklarla 6 istasyonda ölçüm alınmıştır.
4. KIMO basınç transmitterine bağlı pitot tüpü jetin plaka üzerinde saçıldığı y eksenine merkezine yerleştirilmiş ve x ekseninde olduğu gibi istasyonlarda ölçüm alınmıştır.
5. Elde edilen basınç değerleriyle c_{px} ve c_{py} değerleri hesaplanmıştır.
6. STATISTICA programı kullanılarak plaka üzerinde x ve y yönündeki istasyonlara karşılık gelen c_{px} ve c_{py} grafikleri çizilmiştir.

Bu çalışmada ısı alıcı içerisinde yaklaşık periyodik yapıda gerçekleşen akış ortamında dinamik basınç dağılımının belirlenmesinde pitot tüpü kullanılmıştır. Pitot tüpü vasıtasıyla aksel akışın gerçekleştiği “duvar jeti bölgesinde” kanatçıklardan gelen yaklaşık periyodik yapıdaki akışın anlık basınç değer ölçümleri yapılabilmektedir. Pitot tüpüyle yapılan ölçümlerde akış doğrultusunda meydana gelen küçük sapmaların ve ısıtılan ısı alıcısından kaynaklı sıcaklık değişimlerinin ölçümü etkilememesi pitot tüpü tercihinde etkili olmuştur.

3.10. Deneysel Verilerin Karakteristik Hesaplamalarda Kullanılması

Kararlı durum için test elemanından transfer edilen ısı miktarı aşağıdaki şekilde ifade edilebilir;

$$Q_{top} = Q_{cond} + Q_{conv} + Q_{rad} \quad (3.1)$$

burada;

$$\dot{Q}_{conv} = \dot{m}C_p(T_{çık} - T_{gır}) = V^2 / R = VI \quad (3.2)$$

Ayrıca sistemde kararlı halde taşınım miktarı;

$$Q_{conv} = h_{ort}A(T_{yort} - T_{jet}) \quad (3.3)$$

şeklinde de ifade edilebilir.

Kararlı halde kanatlardan ışınlı ısı transferi aşağıdaki noktalara bağlıdır (Tahat *et al.* 1994, 2000) :

1. Işınım yüzeyinin sıcaklığına
2. Ortamdaki sıcaklık dağılımına
3. Kanatların ve taban plakanın yayma oranına
4. Isı transfer yüzeyine
5. Kanatların birbirlerini engellemelerine

Toplam karalı hal ışınlımla ısı transferi;

$$Q_{rad} = FA\sigma(T_y^4 - T_\infty^4) \quad (3.4)$$

şeklinde ifade edilir. Burada F şekil faktörü, σ Stefan-Boltzman sabiti, A_s yüzey alanı, T_y ve T_h sırasıyla yüzey ve havanın sıcaklıklarıdır

Ancak, bu çalışmada gerek taban plakalar gerekse kanatlar tamamen temizlenmiş ve pürüzsüz yüzeyler olduğundan, ayrıca çalışılan sıcaklıklar çok yüksek sıcaklıklar olmadığı için ışınlımla meydana gelecek kayıplar sisteme verilen enerjinin ancak %3-5'i civarında olacaktır. Ayrıca test yüzey ve test bölgesi yalıtım malzemeleriyle iyice yalıtıldığı ve ısıtıcı elamanın bulunduğu kutunun dış yüzeyinde okunan sıcaklığın çevre sıcaklığına yaklaşık eşit olduğu dikkate alınırsa iletim kayıpları da sisteme verilen enerji yanında ihmal edilebilir seviyelerdedir.

Bu kabullerle Eşitlik 3.1

$$Q_{toplaml} = Q_{conv} \quad (3.5)$$

şekline dönüşür. Sisteme varyakla kontrol edilerek verilen ısı, akım ve gerilimin çarpımından Watt olarak hesap edilir. Bu değeri kanal içerisinden geçen havanın aldığı ısıya eşittir ($Q_t = VI$). Bu durumda;

$$Q_{toplaml} = Q_{conv} = V^2 / R = VI \quad (3.6)$$

İlgili eşitliklerden ortalama ısı transfer katsayısı aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$h_{ort} = \frac{Q_{conv}}{A_s(T_{yort} - T_{jet})} \quad (3.7)$$

Burada T_{yort} ortalama yüzey sıcaklığını, T_{jet} lüle çıkışında ölçülen jetin sıcaklık değerlerini ve A_s de toplam ısı transferi yüzey alanını işaret etmektedir. Literatürdeki çalışmalar incelendiğinde ısı transfer yüzey alanı olarak hem projeksiyon alanı hem de toplam ısı transfer alanı kullanılmaktadır. Bu çalışmada toplam ısı transferi alanı kullanılmıştır. Bu alan kanatların ve taban plakanın oluşturduğu toplam ısı transfer yüzey alanını ifade etmekte olup aşağıdaki gibi tanımlanabilir:

$$A = WL + 6Nh_k t \quad (3.8)$$

Burada, W kanatların üzerine dizildiği taban plakanın genişliğini, L taban plakanın uzunluğunu, h_k kanatların yüksekliğini, t altıgen kanatçık kenar uzunluğu ve N de plaka üzerindeki toplam kanat sayısını ifade etmektedir.

Boyutsuz büyüklüklerden Nusselt sayısı ve basınç katsayıları aşağıdaki eşitliklerden hesaplanmıştır. Nusselt sayısı hesap edilirken lülenin iç çapı esas alınmıştır.

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \quad (3.9)$$

$$Cp_x = \frac{\Delta P_x}{\frac{1}{2} \rho U_{ort}^2} \quad (3.10)$$

$$C_{py} = \frac{\Delta P_y}{\frac{1}{2} \rho U_{ort}^2} \quad (3.11)$$

Yukarıdaki denklemlerde, ΔP biri plaka merkezine en uzak noktada ölçülen basınç değeri olmak üzere iki istasyon arasındaki basınç farkı, ρ havanın yoğunluğu, U_{ort} ise lüle kesitindeki ortalama akışkan hızıdır. Türbülanslı akışta lüle kesiti boyunca hız ortalaması hesaplanırken lüle merkezinde ölçülen hız değerinden yararlanılır. Hızın kesit içerisindeki ortalaması aşağıdaki eşitlikle hesaplanır:

$$U_{ort} = 0,817 U_0 \quad (3.12)$$

Boyutsuz sayılardan Reynolds sayısı aşağıdaki eşitlikten hesaplanmıştır. Eşitlikte akışkanın lüle kesitindeki ortalama hızı U_{ort} ve termofiziksel özellikleri akışkanın lüle çıkışındaki bölgesi dikkate alınarak belirlenmiştir.

$$Re = \frac{D_h U_{ort}}{\nu} \quad (3.13)$$

3.11. Deney Tasarım Teknikleri ve Taguchi Deney Tasarımı

DeneySEL tasarım yöntemlerinin amacı, incelenen sistemdeki değişimlerin nedenini araştırmak ve değişimleri ortadan kaldırmaya veya değişimlere karşı sistemi güçlendirmeye yönelik çalışmalar yapmaktır. Değişkenliğin kontrol altında tutulmasıyla kalitenin yükseltilmesi ve maliyetin düşürülmesi sağlanabilir. Düşük maliyetle yüksek kaliteye ulaşma yolunda, yönlendirilmiş deney tekniklerinin yaygın olarak kullanılabilirliğinin ortaya çıkması, birçok araştırmacıyı bu alana yöneltmiş ve aşağıda sıralanan bazı yöntemler geliştirilmiştir (Çelik 1996);

1. Her defasında bir faktörü değiştirerek deney yapma
2. Klasik istatistiksel deney tasarımı
 - Tam faktöriyel deney tasarımı
 - Kesirli faktöriyel deney tasarımı
3. Taguchi deney tasarımı

Her defasında bir faktörü değiştirerek deney yapma stratejisinde ürün ve süreci etkileyen faktörlerin performans değeri üzerindeki etkilerini belirleyebilmek için her defasında bir faktör değiştirilip diğerleri sabit tutularak deneyler gerçekleştirilmektedir. Fazla sayıda deney gerektirmesi ve optimum çalışma şartlarını her zaman belirleyememesi, her defasında bir faktörü değiştirerek deney yapma yönteminin ne pratik, ne ekonomik, ne de etkin olmadığının göstergesidir.

Performans değerini etkileyen faktörlerin tüm kombinasyonlarının incelendiği tam faktöriyel tasarım stratejisinde tüm faktörler aynı anda değiştirilmektedir. Her defasında bir faktör değiştirerek deney yapma stratejisine göre her yönü ile daha avantajlı olan tam faktöriyel tasarımın tek ve en önemli dezavantajı faktör ve/veya seviye artıkça yapılması gereken deney sayının aşırı derecede artmasıdır.

Çok sayıda faktörü içeren gerçek hayat problemlerinin çözümünde tam faktöriyel tasarım stratejisi ile çok fazla sayıda deney yapmak gerekmektedir. Bu durum, çoğu kere, deneysel çalışmanın başlamadan bitmesine neden olur. Deneysel çalışmanın yapılabilirliğini sağlayabilmek için kesirli faktöriyel tasarım strateji kullanılabilir bir alternatiftir. Kesirli faktöriyel tasarım, tam faktöriyel tasarımdan dikkatlice seçilmiş deneyleri kullanarak bazı bileşik etki bilgilerinin kaybına karşın deney sayısında önemli miktarda azalma sağlamaktadır.

Klasik istatistiksel tasarımların nihai amacı, performans değeri ortalamasını hedeflenen değere getirmek olup, hedef civarındaki değişkenlikle ilgilenilmez. Oysa kitle üretiminde karşılaşılan en önemli problem performans değerindeki değişkenliktir.

Klasik istatistiksel tasarımda kontrol edilmeyen faktörler deneylerde incelenmediği için deneyler üzerinde bazı sınırlamalar getirmektedir. Deneysel malzemedeki heterojenliğin etkisini ortadan kaldırmak için rasgeleleştirme kullanılmaktadır. Böyle bir hareket tarzı ile kontrol edilmeyen faktörlerdeki beklenmeyen değişkenliklerin (ortamın sıcaklığı, nemi, basıncı, vb.) olumsuz etkileri azaltılabilir. Ancak, bütün kontrol edilmeyen faktörlerin performans değeri üzerindeki etkileri sabit olmadığı için kısmi başarı elde edilse de, tam sağlıklı sonuç elde edilememektedir. Klasik deney tasarım yöntemlerinin eleştirilen diğer bir yönü de istatistiksel kurallara son derece bağlı olmasıdır. Sözgelimi, deneyler sonunda bir faktörün modele alınıp alınmayacağı F testi ile belirlenir. Ayrıca, deneylerde çok sayıda bileşik etkinin incelenmesi ve böylece performans değerinin elde edilmesinde faktörlerin toplanabilirliğinin bozulması nedeniyle laboratuvar ortamında belirlenen optimum değerler, gerçek üretim şartlarında elde edilmeyebilir (Çelik 1996).

Taguchi metodu kullanılarak, hedef değere tam olarak ulaşmanın yanı sıra, kontrol edilemeyen faktörlere karşı tasarımın duyarlılığı en aza indirgenerek, maliyet ve kalite faktörlerinde optimum bir tolerans aralığının belirlenmesi hedeflenir. Taguchi deney tasarımı metotları ile maliyet etkin tasarımlara ulaşılır.

Taguchi metodu, üründe ve proseste, değişkenliği oluşturan ve kontrol edilemeyen faktörlere karşı, kontrol edilebilen faktörlerin düzeylerinin en uygun kombinasyonunu seçerek, ürün ve prosesteki değişkenliği en aza indirmeye çalışan bir deneysel tasarım metodudur (Canıyılmaz ve Kutay 2003). Bu metot; ürünlerin kalitesinin iyileşmesinde etkili olmasının yanı sıra, kalite geliştirmede çok daha az deneme ile daha iyi sonuç alma imkânını vermektedir (Canıyılmaz ve Kuntay 2003). Bunun yanında felsefe olarak, kalitenin tasarım ve proseste sağlanmasını öngörmektedir (Taguchi and Clausing 1990). Bu metot da faktör seviyelerinin tespit edilmesinde; gözlem yöntemi, sıralama

yöntemi, sütun farkları yöntemi, varyans analizi yöntemi ve faktör etkilerinin grafiksel gösterimi yöntemlerinden birisi uygulanmaktadır (Ross 1989).

Taguchi'ye göre bir ürün veya sürecin performansı;

- Kullanılacağı çevre şartlarından,
- Üretimde kullanılan bileşenlerden

etkilenir. Öyleyse, ürün veya süreç faktörlerinin optimum değerleri, ürünün veya sürecin kullanılacağı çevresel şartların ve üretimde kullanılan bileşenlerin durumları dikkate alınarak belirlenmelidir. Ürün ve süreci etkileyen faktörler ise;

- Kontrol edilebilen,
- Kontrol edilemeyen

olmak üzere iki grupta toplanabilir. Taguchi deney stratejisinde, kontrol edilebilen faktörlerin optimum değerlerini belirlemek için ortogonal dizileri içeren yüksek kesirli deneyler kullanılır. Deneyler sonunda elde edilen verilerin analizi ile belirlenen optimum şartlarda doğrulama deneyleri (confirmation experiments) yapılarak, beklenen sonucun elde edilip edilemeyeceği kontrol edilir (Çelik 1996). Phadke (1989), Taguchi'nin 18 farklı ortogonal dizi geliştirdiğini belirtmektedir. Taguchi, ayrıca, bu dizilere faktörler ile bileşik etkilerin yerleşimini sağlamada esas alınacak lineer grafikler (linear graphs) ve üçlü çizelgeleri (triangular tables) de geliştirmiştir. Birçok problemde standart ortogonal dizilerden biri doğrudan deney planı olarak kullanılabilir. Bazı durumlarda da lineer grafikler, üçlü çizelgeler ve benzeri araçlardan yararlanılarak standart ortogonal diziler üzerinde kısmi düzenlemelerle probleme uygun deney planı geliştirilebilmektedir. Başka bir ifadeyle, çok faktörlü ve/veya seviyeli deneylerin planlanmasında basitlik ve mükemmel esneklik sağlanmaktadır.

Çok yüksek maliyet gerektirmeleri nedeniyle kontrol edilmeyen faktörlerin olumsuz etkilerini belirleyip ortadan kaldırmak yerine, bunların olumsuz etkilerini ortadan

kaldıracak veya azaltacak kontrol edilebilen parametrelerin değerleri araştırılır. Kontrol edilebilen faktörler de performans değerine etkileri bakımından üç grupta sınıflandırılabilir:

- Kontrol faktörleri,
- Düzeltme faktörleri,
- Etkisiz faktörler

Deneyler sonunda elde edilen performans değerleri ve performans istatistiği (signal to noise ratio) bilgileri analiz edilerek bu sınıflama yapıldıktan sonra; kontrol faktörleri yardımıyla değişkenlik azaltılır, düzeltme faktörleri yardımıyla da ortalama hedeflenen değerine getirilir. Etkisiz faktörlerin de en uygun ve en ekonomik değerleri seçilir.

Kackar (1985), incelenen probleme bağlı olarak kullanılabilecek çok (60'dan fazla) sayıda performans istatistiği geliştirildiğini belirtmektedir. “Daha büyük daha iyi” durumu için geliştirilen;

$$Z_B = -10\text{Log}\left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{1}{Y_i^2}\right) \quad (3.14)$$

ve “daha küçük daha iyi” durumu için geliştirilen

$$Z_K = -10\text{Log}\left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n Y_i^2\right) \quad (3.15)$$

performans istatistiği optimizasyon kriteri olarak seçilebilecek alternatiflerden ikisidir. Burada Z_B ve Z_K performans istatistiklerini, n bir deneysel kombinasyonda yapılan tekrar sayısını ve Y_i i . deneyin performans değerini göstermektedir.

Taguchi yönteminde optimum çalışma şartlarına karşı gelen deney çalışma süresince yapılmamış olabilir. Böyle durumlarda optimum şartlara karşı gelen performans değeri, aşağıdaki toplamsal modelden yararlanılarak tahmin edilebilir (Phadke 1983):

$$Y_i = \mu + X_i + e_i \quad (3.16)$$

Burada μ performans değerinin genel ortalaması, X_i i . deneydeki parametre-seviye kombinasyonunun sabit etkisi ve e_i i . deneydeki rassal hatayı göstermektedir. Eşitlik (3.16) deneysel veriler kullanılarak hesaplanan bir nokta tahmini olduğundan, bu değer anlamlı olup olmadığını belirlemek için güven aralığı hesaplanmalıdır. Seçilen hata seviyesindeki güven aralığı aşağıdaki eşitlik yardımıyla hesaplanabilir (Ross 1989):

$$Y_i \pm \sqrt{F_{\alpha;1,DF_{MSe}} * MSe * \left(\frac{1+m}{N} + \frac{1}{n_r} \right)} \quad (3.17)$$

Burada F Çizelge değeri, α hata seviyesi, DF_{MSe} hata kareler ortalamasının serbestlik derecesi toplamı, m optimum çalışma şartlarının tahmininde kullanılan parametrelerin serbestlik dereceleri toplamı, N toplam deney sayısı ve n_r doğrulama deneyindeki tekrar sayısını göstermektedir. Eğer deneysel sonuçlar yüzdelik (%) ise eşitlik (3.16) ve (3.17) hesaplanmadan önce aşağıdaki eşitlik yardımıyla yüzdelik değerlerin omega dönüşümü yapılır. Daha sonra ilgilenilen değerler aynı eşitlik yardımıyla ters dönüşüm yapılarak belirlenir (Taguchi 1987):

$$\Omega(db) = -10 \log \left(\frac{1}{p} - 1 \right) \quad (3.18)$$

Burada $\Omega(db)$ yüzdelik değerin omega dönüşümü ile bulunan desibel değeri, p deneysel olarak elde edilen ürünün yüzdelik değerini göstermektedir.

Deneysel maliyetleri minimum düzeyde tutan Taguchi yönteminin klasik deney tasarım yöntemlerine göre üstünlüklerinden birisi performans değerinin ortalamasını hedeflenen düzeye getirirken, hedef civarındaki değişkenliği minimum yapmasıdır. Bir diğeri de laboratuvar ortamında elde edilen sonuçların gerçek üretim ortamında da elde edilebilmesidir.

3.12. Deneysel Belirsizlikler

Deneysel sonuçların hata analizi için Kline ve McClintock tarafından belirsizlik analizi adı verilen aşağıdaki yöntem bulunmuştur.

Yapılacak bir deney sonucunda x bağımsız değişkenlerinin ölçülmesiyle hesaplanacak olan R aşağıdaki şekilde verilmiş olsun.

$$R = R(x_1, x_2, \dots, x_n)$$

Burada $x_1, x_2, \dots, x_n$; bağımsız değişkenleri R ise sonuç değişkenini göstermektedir. $w_1, w_2, \dots, w_n$ ise bağımsız değişkenlerdeki belirsizliği ve R büyüklüğünün hata oranını göstermek üzere aşağıdaki ilişki Kline ve McClintock tarafından verilmiştir.

$$w_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.19)$$

Kline ve McClintock (1953), Holman (2001) tarafından önerilen yöntem kullanılarak, araştırılan boyutsuz parametrelere ait belirsizlikler; Nusselt sayısı için %4,97, Basınç Katsayıları için %8,20 ve Reynolds sayısı için %3,25 olarak bulunmuştur. Ayrıca ölçülen ve boyutsuz parametrelerin belirsizliklerine etki eden fiziksel parametrelerin her birisine ait hata katkıları Çizelge 3.4'te verilmiştir.

Çizelge 3.4. Ölçülen büyüklüklerdeki belirsizlikler

Değişkenler	Belirsizlik (%)
Test bölgesine giren havanın hızı, U	5
Sıcaklık, T	0,25
Basınç, P	5
Lüle hidrolik çapı, D_h	0,1
Voltaj, V	0,1
Akım, I	0,72
Havanın dinamik viskozitesi, μ , (tablodan)	0,048
Havanın termal iletkenliği, k , (tablodan)	0,34
Havanın yoğunluğu, ρ , (tablodan)	0,008

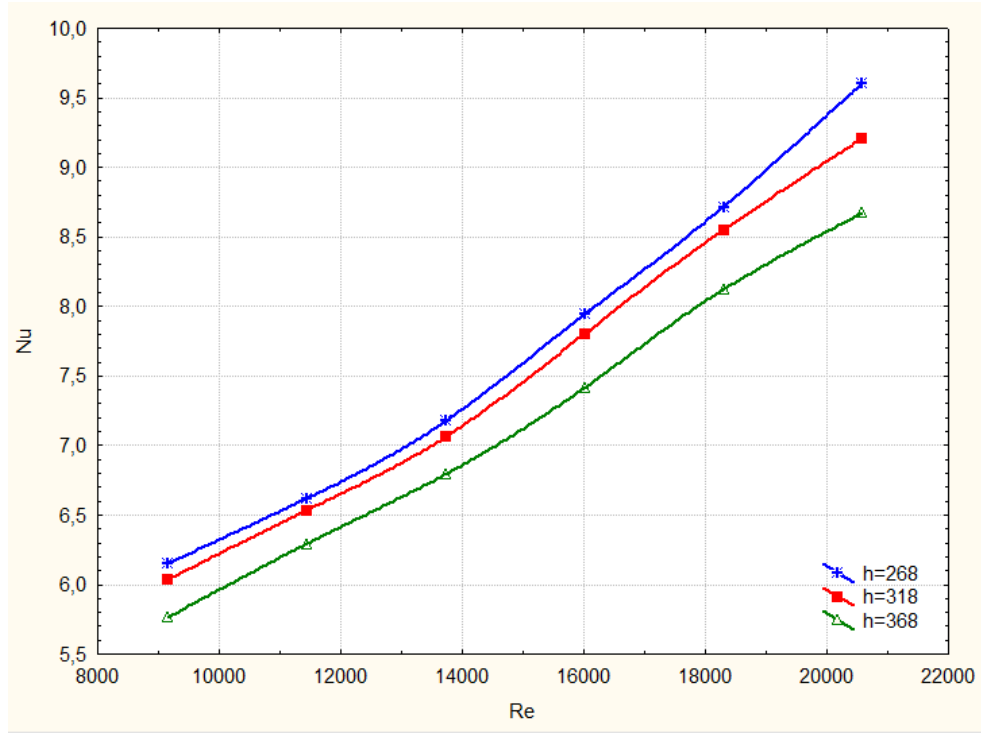
4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA

4.1. Isı Transferi ve Akış Karakteristikleri

Kanatçıklar kullanılarak yapılan ısı transfer çalışmalarında; kanatların geometrik yapıları, bu geometrik yapılarına bağlı olarak kanatçığin ölçüleri ve mevcut yüzey üzerinde diziliş şekilleri, ısı transferini etkileyen parametrelerdir. Yapılan bu çalışmada, daha önce Taguchi deney metodu ile optimize edilmiş Genel-1 ve Genel-2 olarak adlandırılan altıgen kanatçıklı ısı alıcıların, ısı ve akım karakteristikleri incelenmiştir. Genel-1 ve Genel-2 olarak adlandırılan bu ısı alıcılarda, 100-150-200 mm yüksekliklerinde kanatlara 42 mm çapında nozuldan 4-5-6-7-8-9 m/sn hızlarında çıkan hava jeti ile çalışılmıştır. Kanatçıklı ısı alıcılarda ısı transferinde en etkili parametre olarak tespit edilmiş olan kanat yüksekliği (h_k) ile ikinci en etkin parametre olan akış hızı (Re) gibi kontrol edilebilir parametrelerle deneyler gerçekleştirildi. Isı transfer deneyleri sonunda $Nu - Re$ grafikleri elde edildi. Basınç deneyleri sonucunda $C_p - l/(l_0/2)$ grafikleri elde edildi. Son olarak ısı alıcılar termal kamera ile görüntülenerek ısı alıcıların üzerindeki sıcaklık dağılımı görüntü kaynaklı olarak sunuldu.

4.2. Düzlem Plaka

Altıgen ısı alıcılarda termodinamik analiz yapılabilmesi ve değişik boylarda kanatçıklı ısı alıcılarla karşılaştırma yapılabilmesi için düzlem plaka (kanatçıksız yüzey) ile deneyler yapılmıştır. Deneysel çalışmada öncelikle düzlem plakada sabit ısı akısı, lüle çapı ($d=42\text{mm}$) ve 6 ayrı hızda (4-9 m/s) ısı transferi deneyleri yapıldı. Kanatçıklı ısı alıcılarla benzer korelasyon elde edebilmek için deneyler 3 ayrı h mesafesinde ($h=268\text{-}318\text{-}368\text{ mm}$) yapılmıştır. Deneylerde düzlem plaka üzerindeki sıcaklık değerleri termal kamera yardımıyla belirlenmiştir. Daha sonra elde edilen verilerle $Nu-Re$ grafikleri çizilerek, Nu için korelasyon elde edildi. Deneysel çalışma sonucunda aşağıdaki $Nu-Re$ grafiği elde edilmiştir.



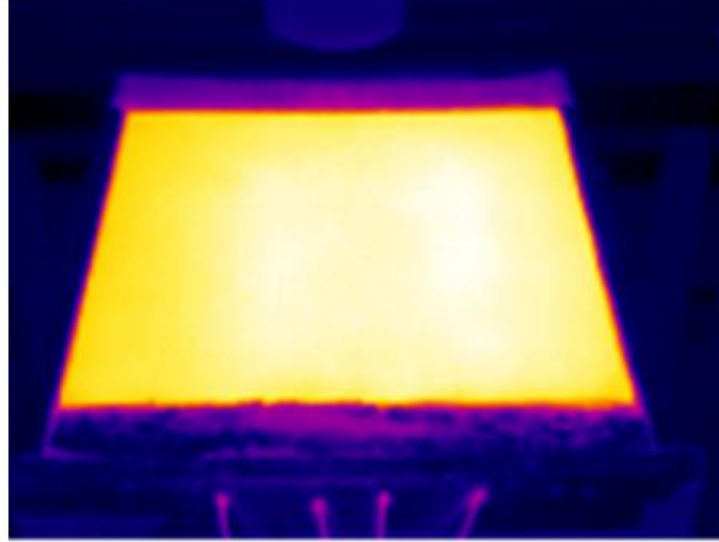
Şekil 4.1. Düzlem plaka için Nu sayısının Re sayısı ve h mesafesi ile değişimi

Düzlem plaka için Nusselt sayısı artan Re sayısı ile artmakta ve aynı zamanda h mesafesi arttıkça Nu sayısı azalmaktadır. En yüksek Nusselt sayısı h=268 mm mesafesinde hesaplandı. Düzlem plakada 268 mm h mesafesinde minimum (4m/s) maksimum (9m/s) hız aralığında Nusselt sayısında %56'lık bir artış, 318 mm h mesafesinde %52 ve 368 mm h mesafesinde ise %50 oranında artış gözlemlendi. Düzlem plakada maksimum hızda 268 mm h mesafesinde ölçülen Nu sayısı 318 mm h mesafesi için ölçüldüğünde %4'lük azalma ve 318 mm h mesafesinden ölçülen Nu sayısı 368 mm h mesafesi için ölçüldüğünde %3'lük azalma gözlemlendi. Hesaplanan deneysel bulgular ile Nusselt sayısı için;

$$Nu = 0,174391 \cdot Re^{0,550005} \cdot Pr^{3,104169} \cdot (h/d)^{0,225828} \text{ korelasyonu elde edildi.}$$

Düzlem plaka üzerindeki sıcaklık dağılımının belirlenebilmesi için termal kamera kullanılmıştır. Deneyler 3 h mesafesinde (268, 318, 368 mm) ve 6 ayrı hızda (4-9 m/s)

yapılmıştır. h mesafesi için ısı alıcı üzerindeki sıcaklık dağılımı, maksimum görüş alanı oluşacak şekilde belirlenmiştir. Düzlem plakaya ait termal görüntü aşağıda verilmiştir.



Şekil 4.2. Düzlem plakanın termal görüntüsü

4.3. Termodinamik Analiz ve Verim

Verim, elde edilmek istenen değer, bunu elde etmek için harcanması gereken değere oranı olarak tanımlanabilir.

$$Verim = \frac{\text{elde edilmek istenen deger}}{\text{harcanmasi gereken deger}} \quad (4.1)$$

Bu durumda bir ısı makinesinin ısı verimi şöyle tanımlanabilir:

$$Isıl\ verim = \frac{\text{çıkan net is}}{\text{giren ısı enerji}} \quad \text{veya} \quad (4.2)$$

$$\eta_{th} = \frac{W_{net,cik}}{Q_{gir}} \quad (4.3)$$

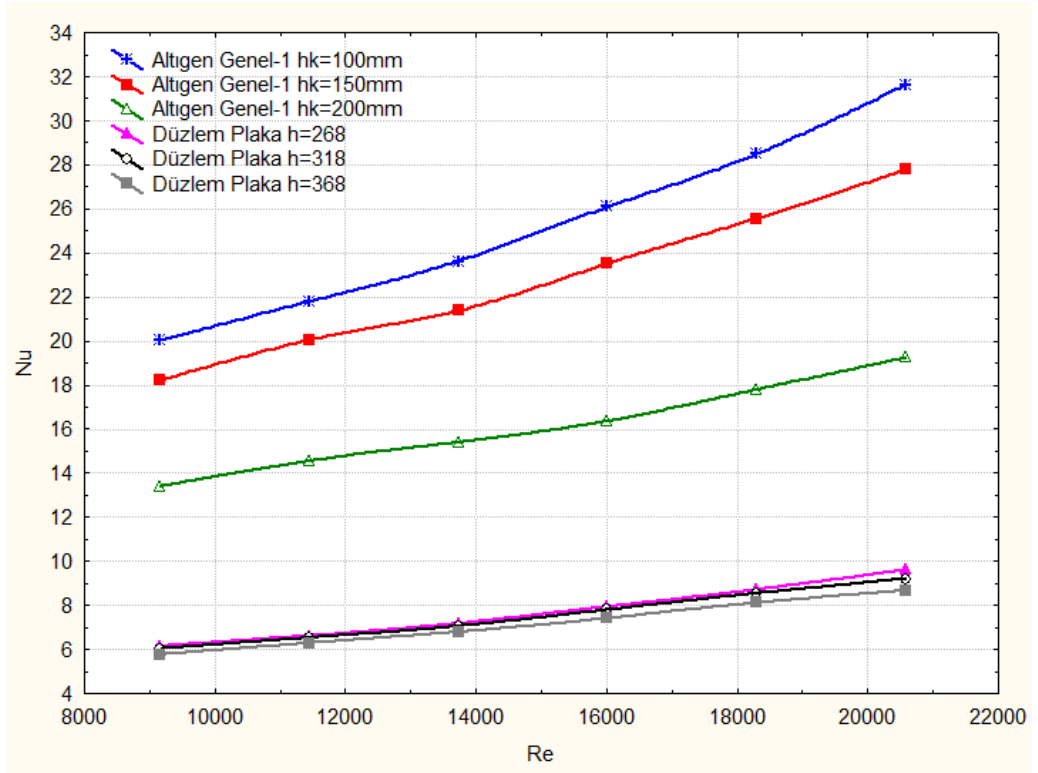
$$W_{net,cik} = Q_H - Q_L \quad (4.4)$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} \quad (4.5)$$

Sabit pompa gücü için ısı transferinde ki iyileştirme verimi aşağıdaki gibi ifade edilebilir. Verim ifadesinde h_a kanatçıklı yüzeydeki ortalama ısı taşınım katsayısını, h_s kanatçıksız yüzeydeki ortalama ısı taşınım katsayısını ifade etmektedir.

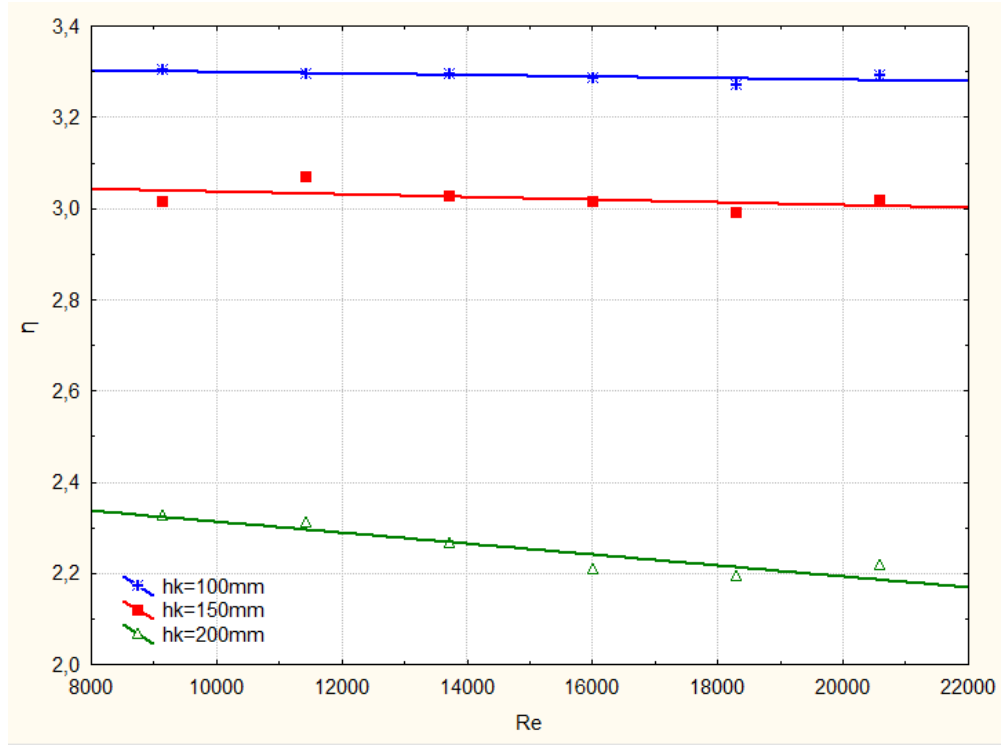
$$\eta = \frac{h_a}{h_s} \quad (4.6)$$

Çalışmanın bu aşamasında kanatçıklı ısı alıcılardaki ortalama ısı taşınım katsayısının düzlem plakadaki ortalama ısı taşınım katsayısına oranlayarak verim ifadesi elde edilmiş, elde edilen verimin Re sayısı ve üç kanat boyunda (100-150-200 mm) değişim grafikleri verilmiştir.



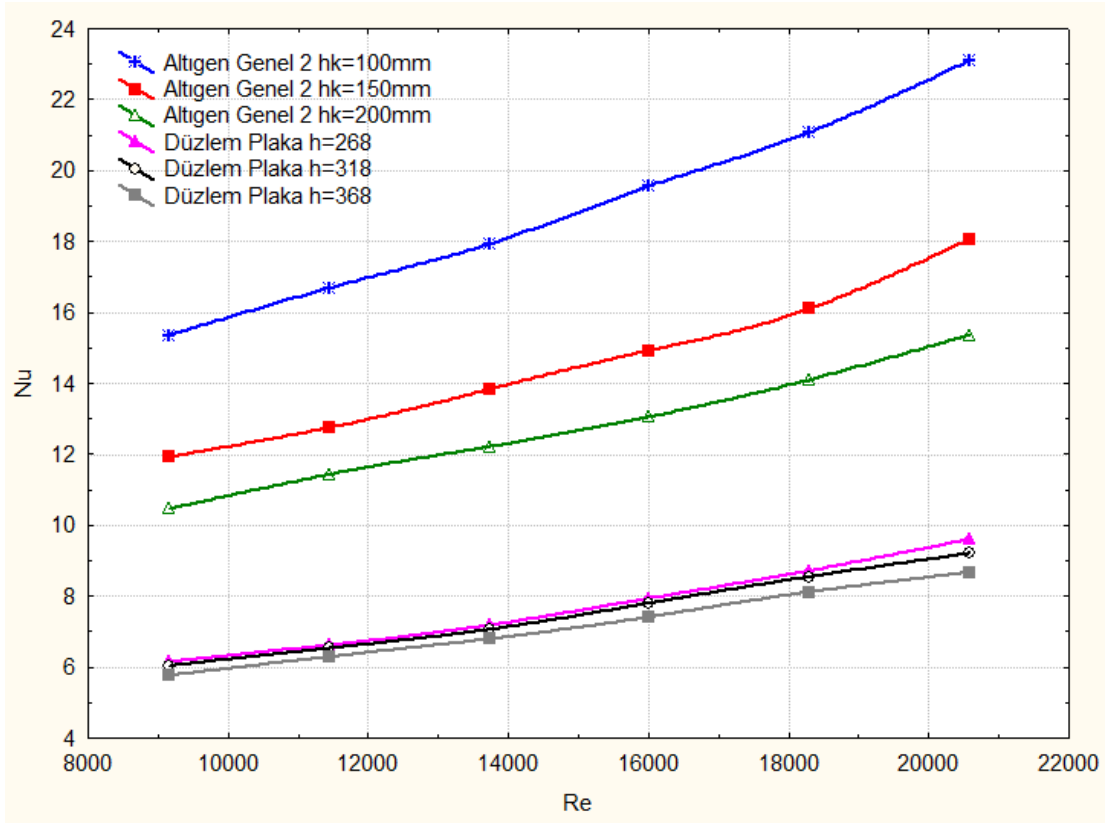
Şekil 4.3. Altigen Genel-1 ve Düzlem plaka için Nu sayısının Re sayısı ve h_k kanat boyu ile değişimi

Düzlem plakaya göre minimum hızda (4 m/s), altigen kanatçıklı Genel-1 ısı alıcıda ölçülen Nu sayısı; 100 mm kanat boyu için %225, 150 mm kanat boyu için %201 ve 200 mm kanat boyu için ise %132 artmıştır. Maksimum hızda ise (9 m/s); 100 mm kanat boyu için %229, 150 mm kanat boyu için %201 ve 200 mm kanat boyu için ise %121 oranında artış gözlenmiştir.



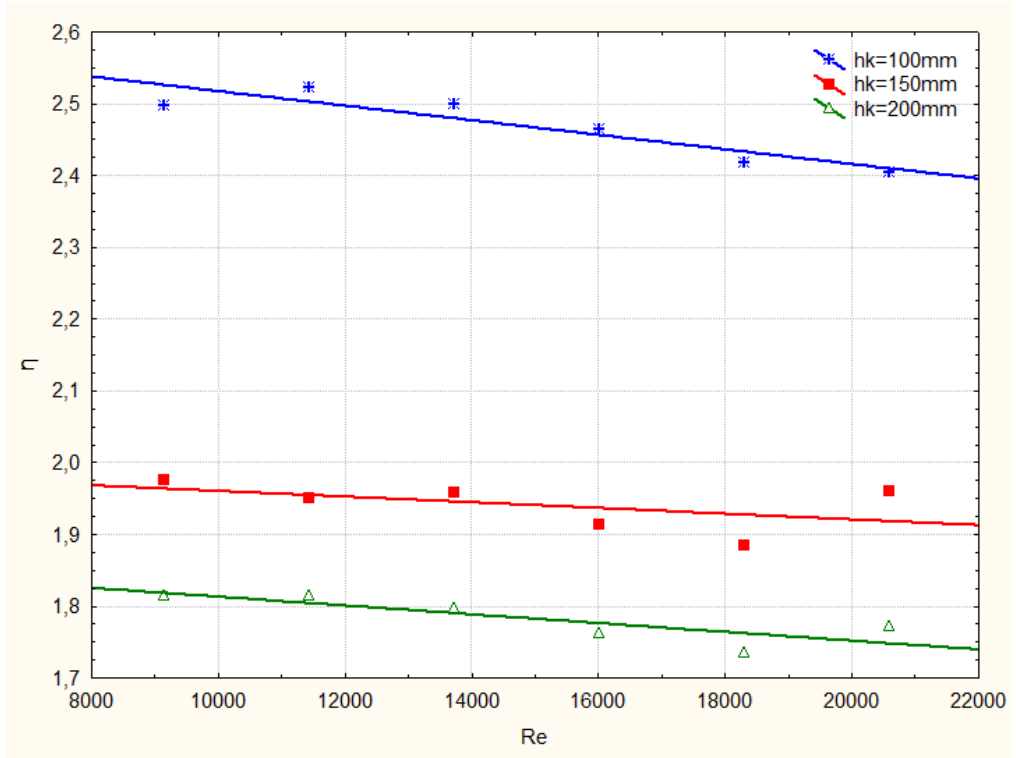
Şekil 4.4. Altıgen Genel-1 için η verimin, Re sayısı ve h_k kanat boyu ile değişimi

Altıgen Genel-1 ısı alıcında verim ifadesinin kanat boyu arttıkça azaldığı gözlenmiştir. Minimum hızda (4 m/s) 100 mm kanat için hesaplanan verim 150 mm'lik kanat verimine göre %8, 150 mm kanat için hesaplanan verim 200 mm'lik kanat verimine göre %22 azalmıştır. Maksimum hızda (9 m/s) ise; 100 mm kanat için hesaplanan verim 150 mm'lik kanat verimine göre %8, 150 mm kanat için hesaplanan verim 200 mm'lik kanat verimine göre %26 azalmıştır.



Şekil 4.5. Altigen Genel-2 ve Düzlem plaka için Nu sayısının Re sayısı ve h_k kanat boyu ile değişimi

Düzlem plakaya göre minimum hızda (4 m/s) altigen kanatçıklı Genel-2 ısı alıcıda ölçülen Nu sayısı; 100 mm kanat boyu için %149, 150 mm kanat boyu için %97 ve 200 mm kanat boyu için ise %81 oranında artış gözlenmiştir. Maksimum hızda ise (9 m/s); 100 mm kanat boyu için %140, 150 mm kanat boyu için %96 ve 200 mm kanat boyu için ise %77 oranında artış gözlenmiştir.

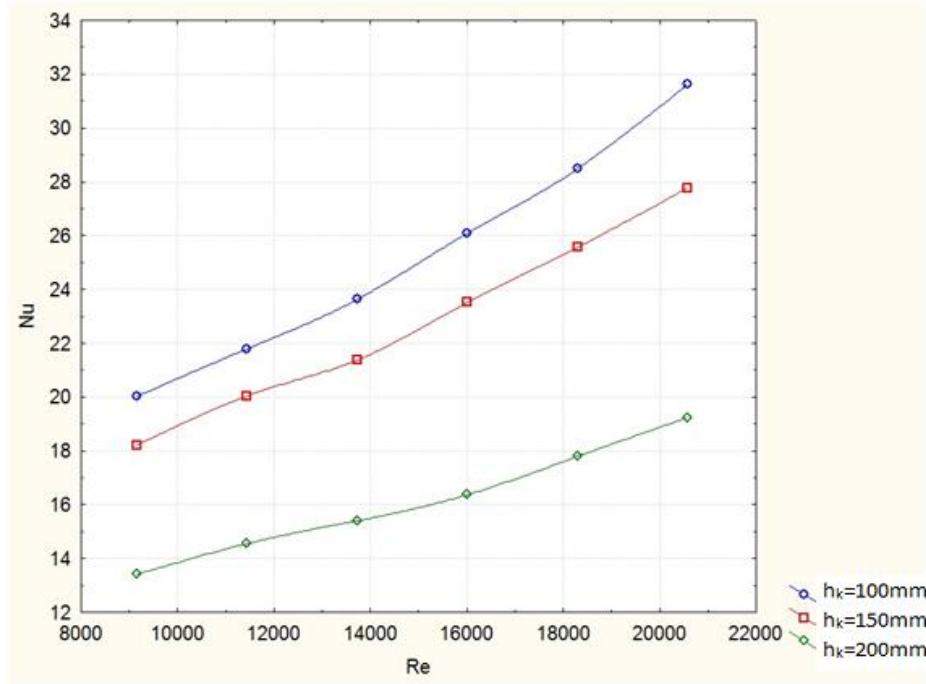


Şekil 4.6. Altıgen Genel-2 için η verimin, Re sayısı ve h_k kanat boyu ile değişimi

Altıgen Genel-2 ısı alıcında verim ifadesinin kanat boyu arttıkça azaldığı gözlenmiştir. Minimum hızda (4 m/s) 100 mm kanat için hesaplanan verim 150 mm' kanat verimine göre %20, 150 mm kanat için hesaplanan verim 200 mm'lik kanat verimine göre %8 azalmıştır. Maksimum hızda ise (9 m/s) 100 mm kanat için hesaplanan verim 150 mm'lik kanat verimine göre %18, 150 mm kanat için hesaplanan verim 200 mm'lik kanat verimine göre %9 azalmıştır.

4.4. Altıgen Isı Alıcılar

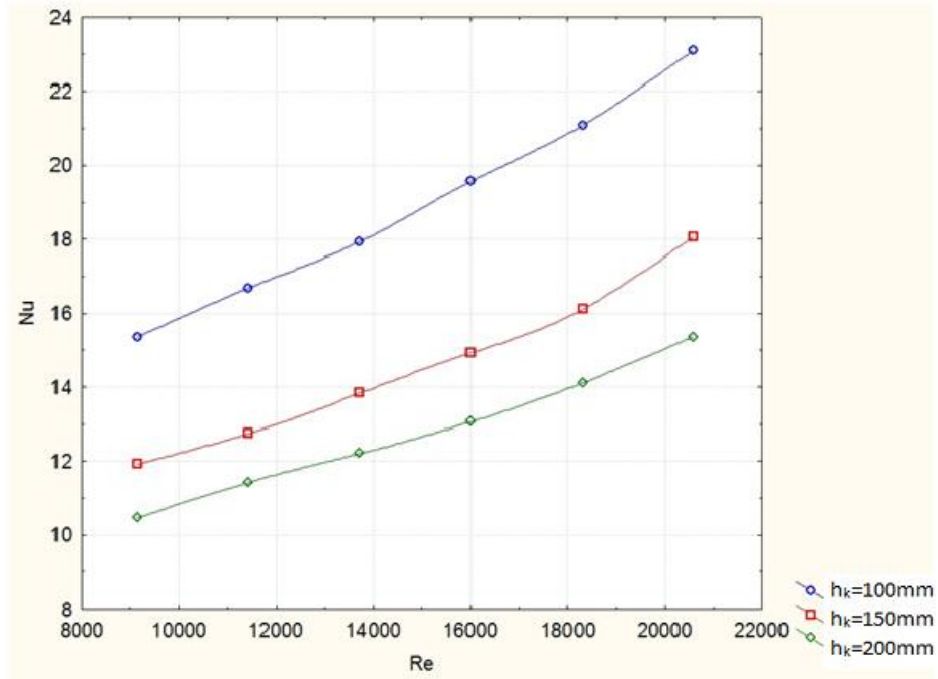
Deneyisel çalışmada öncelikle altıgen kanatçıklı ısı alıcılarda (Genel-1 ve Genel-2) sabit ısı akısı, lüle çapı ($d=42\text{mm}$), h/d mesafesinde ($h/d=4$) ve 6 ayrı hızda (4-9 m/s) ısı transferi deneyleri yapıldı. Deneyisel çalışma sonucunda aşağıdaki grafikler elde edildi.



Şekil 4.7. Altıgen Genel-1 için Nu sayısının Re sayısı ve h_k kanat boyu ile değişimi

Nusselt sayısı altıgen kanatçıklı ısı alıcılar için artan Re sayısı ile artmakta ve aynı zamanda kanatçık boyu arttıkça Nu sayısı azalmaktadır. En yüksek Nusselt sayısı 100 mm kanat yüksekliğinde hesaplandı. Isı alıcıda 100 mm kanatçık boyunda minimum (4m/s) maksimum (9m/s) hız aralığında Nusselt sayısında %58'lik bir artış, 150 mm kanat boyunda %53 ve 200 mm kanat boyunda ise %43 oranında artmıştır. Isı alıcıda maksimum hızda 100 mm lik kanat boyundaki Nu sayısı 150 mm lik kanat boyundaki Nu sayısına göre %13 daha fazla, 150 mm lik kanat boyundaki Nu sayısı ise 200 mm lik kanat boyundaki Nu sayısına göre %42 daha fazla olduğu gözlenmiştir. Hesaplanan deneysel bulgular ile Nusselt sayısı için;

$$Nu = 0,655617 * Re^{0,516589} * Pr^{-1,62405} * (h_k/d)^{0,578501} * (h/d)^{-0,953870} \text{ korelasyonu elde edildi.}$$

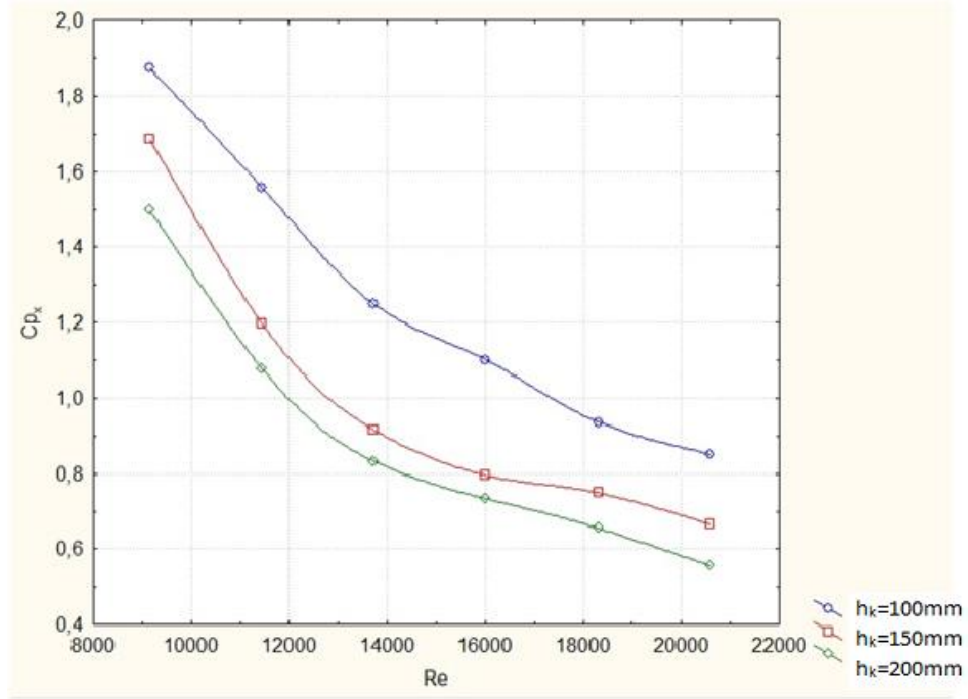


Şekil 4.8. Altıgen Genel-2 için Nu sayısının Re sayısı ve h_k kanat boyu ile değişimi

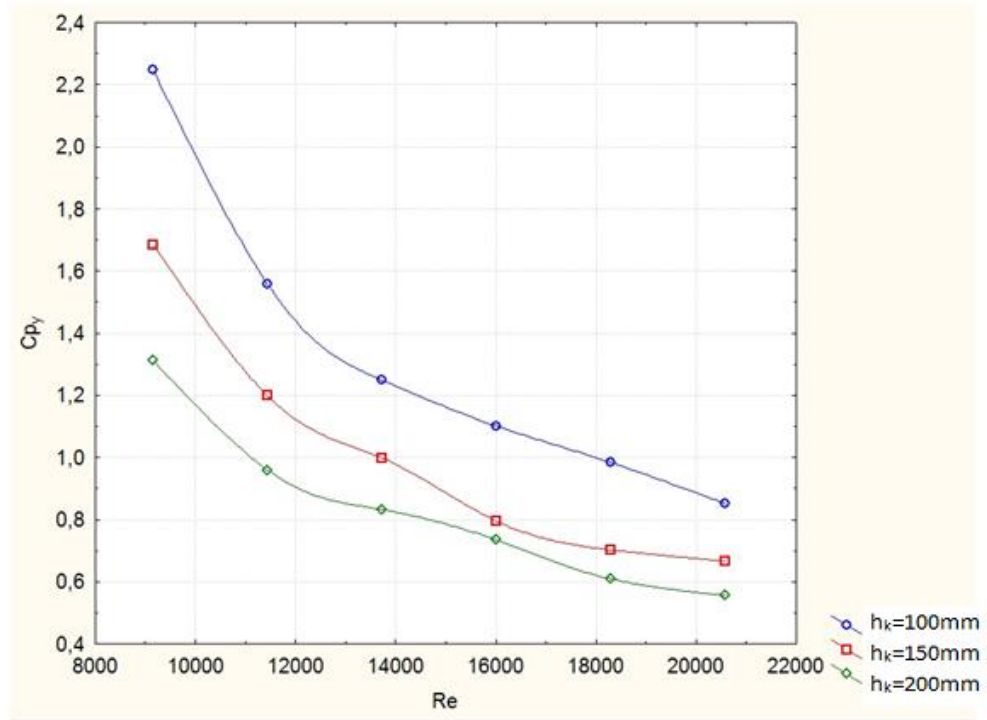
Nusselt sayısı altıgen kanatçıklı ısı alıcılar için artan Re sayısı ile artmakta ve aynı zamanda kanatçık boyu arttıkça Nu sayısı azalmaktadır. En yüksek Nusselt sayısı 100mm kanat yüksekliğinde hesaplandı. Isı alıcıda 100 mm kanatçık boyunda minimum (4m/s) maksimum (9m/s) hız aralığında Nusselt sayısında %50 lık bir artış, 150 mm kanat boyunda %52 ve 200 mm kanat boyunda ise %47 oranında artmıştır. Isı alıcıda maksimum hızda 100 mm lik kanat boyundaki Nu sayısı 150 mm lik kanat boyundaki Nu sayısına göre %26 daha fazla, 150 mm lik kanat boyundaki Nu sayısı ise 200 mm lik kanat boyundaki Nu sayısına göre %17 daha fazla olduğu gözlemlendi. Hesaplanan deneysel bulgular ile Nusselt sayısı için;

$$Nu = 0,869499 \cdot Re^{0,491825} \cdot Pr^{0,33,94463} \cdot (h_k/d)^{-0,598987} \cdot (h/d)^{7,6139} \text{ korelasyonu elde edildi.}$$

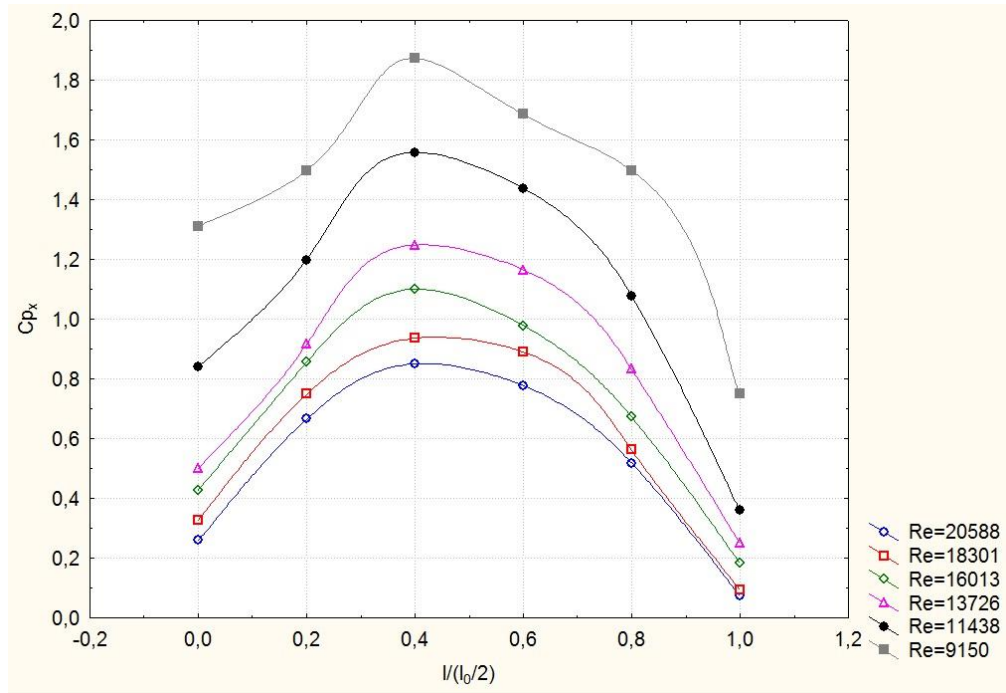
Çalışmaların bir diğer aşamasında ısı alıcılar üzerindeki basınç dağılımı belirlenmiştir. Altıgen kanatçıklı ısı alıcılardaki basınç dağılımı belirlenirken plakalar üzerinde istasyonlar belirlenmiştir. Basınç deneyleri sonucu aşağıdaki grafikler elde edilmiştir.



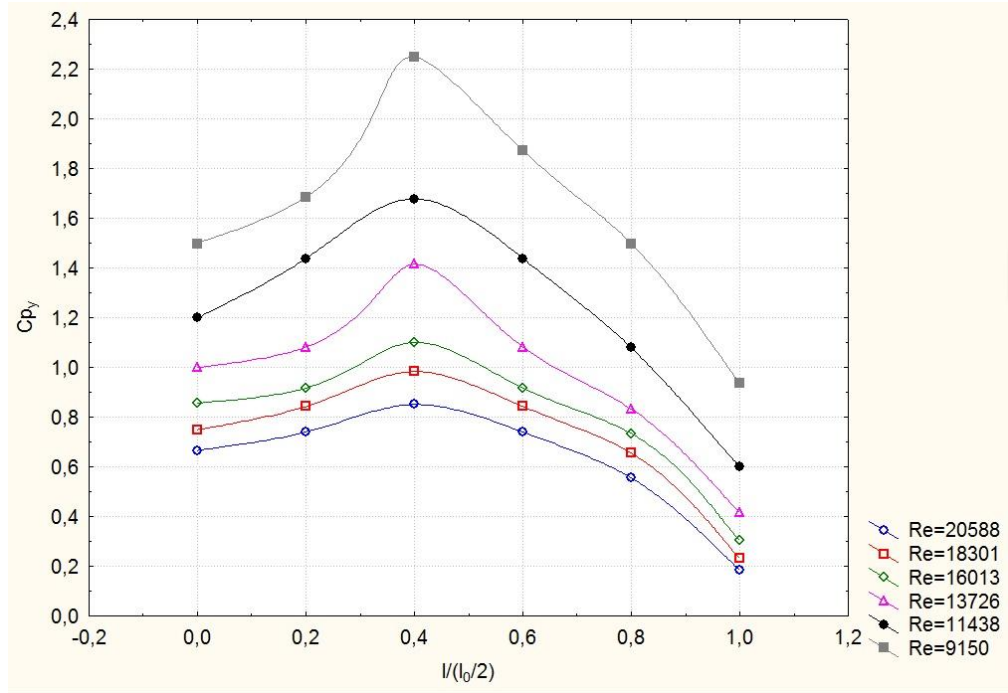
Şekil 4.9. Altıgen Genel-1 için ΔP farkının maksimum olduğu istasyonda (3. İst.) C_{p_x} değerlerinin Re sayısı ile değişim grafiği



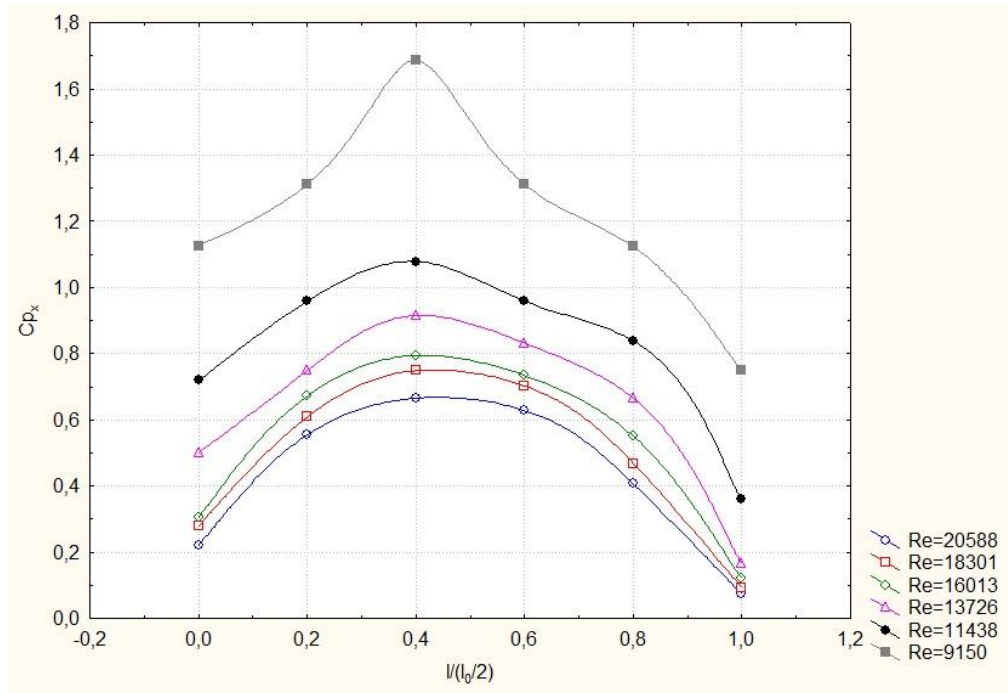
Şekil 4.10. Altıgen Genel-1 için ΔP farkının maksimum olduğu istasyonda (3. İst.) C_{p_y} değerlerinin Re sayısı ile değişim grafiği



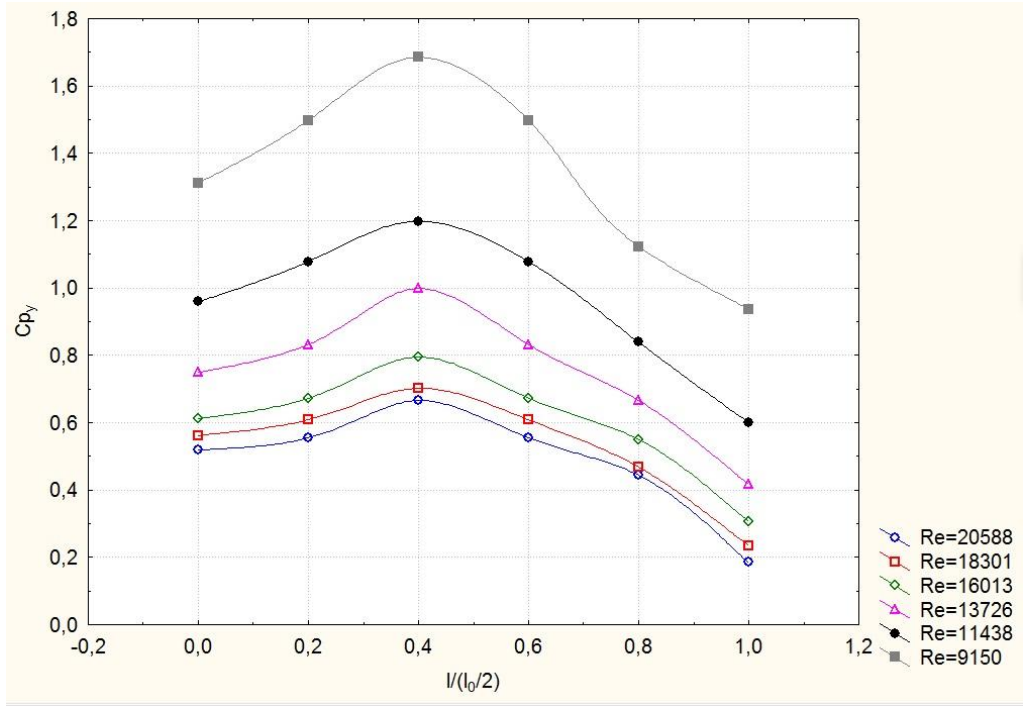
Şekil 4.11. Altıgen Genel-1'de 100 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği



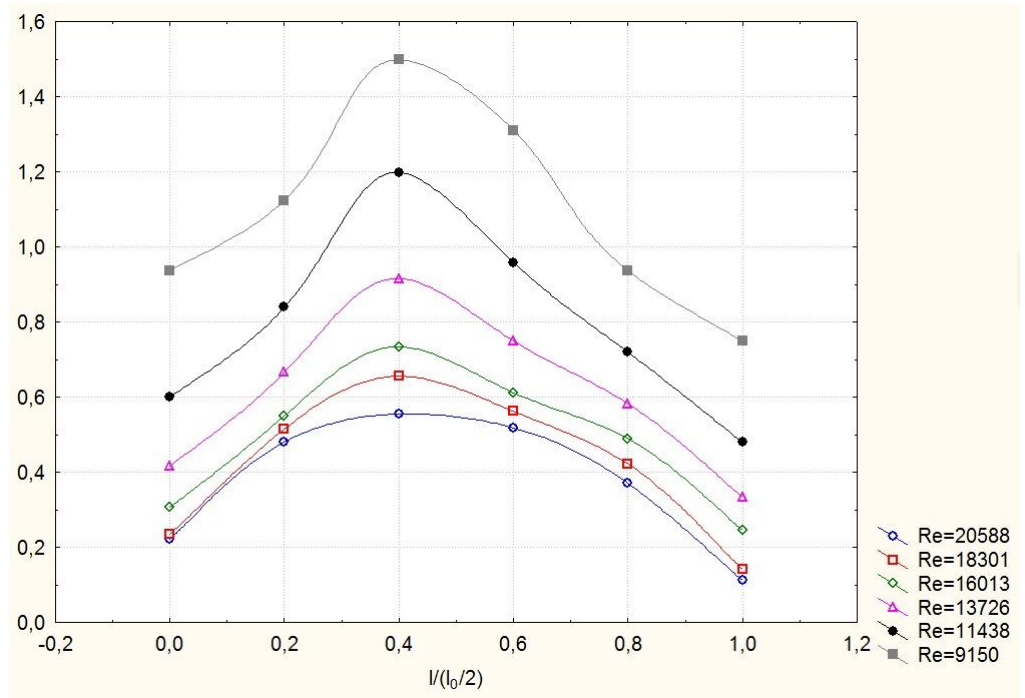
Şekil 4.12. Altıgen Genel-1’de 100 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği



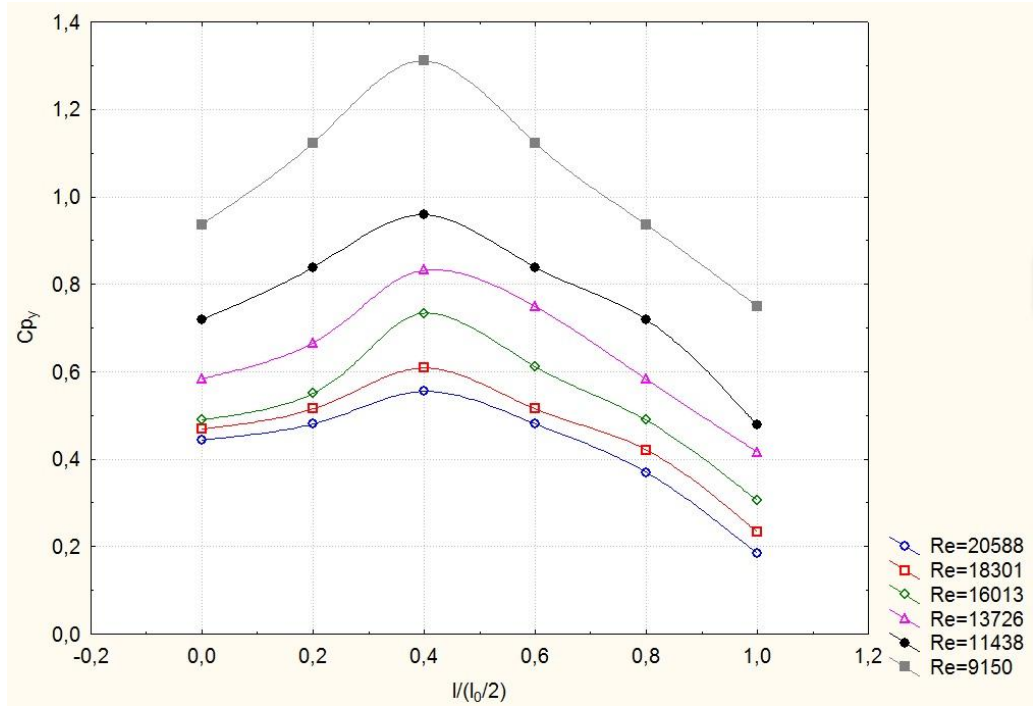
Şekil 4.13. Altıgen Genel-1’de 150 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği



Şekil 4.14. Altıgen Genel-1’de 150 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği

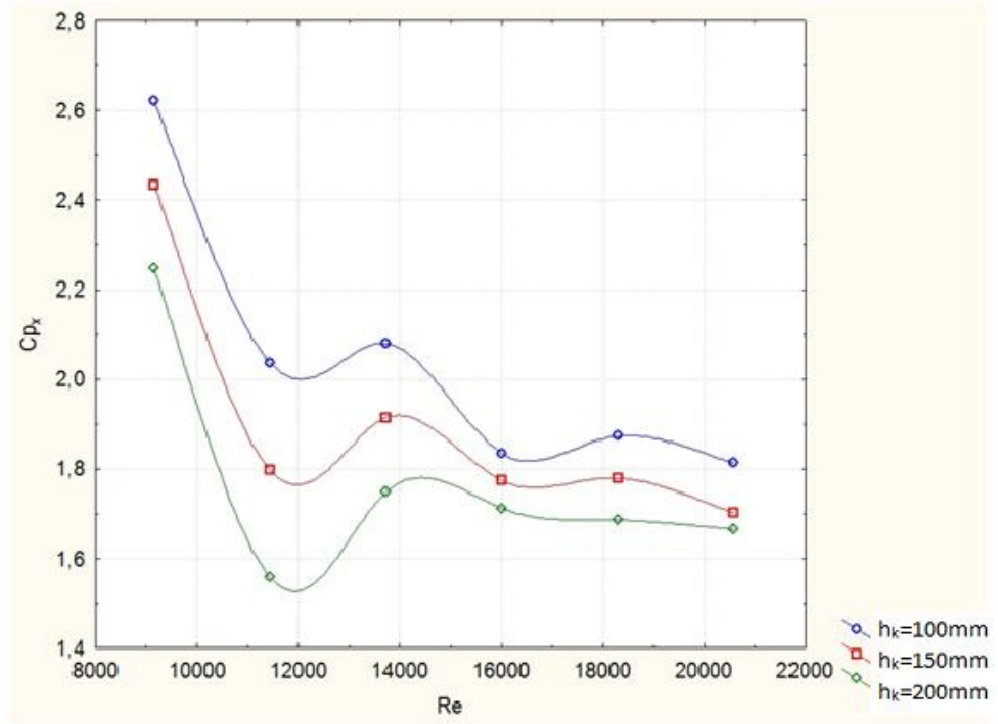


Şekil 4.15. Altıgen Genel-1’de 200 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği

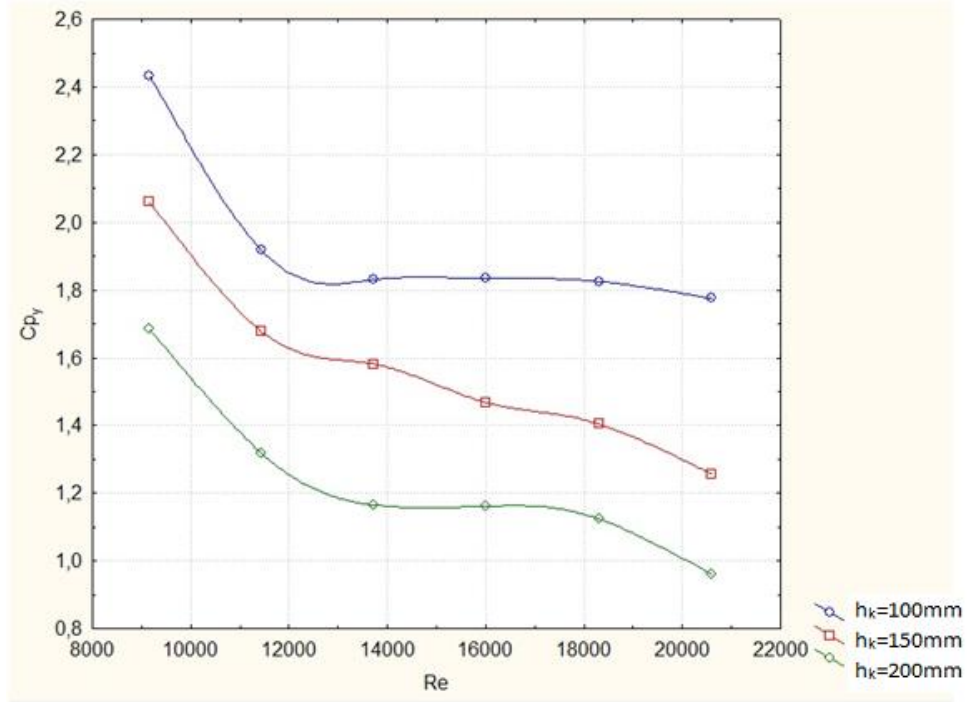


Şekil 4.16. Altıgen Genel-1'de 200 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği

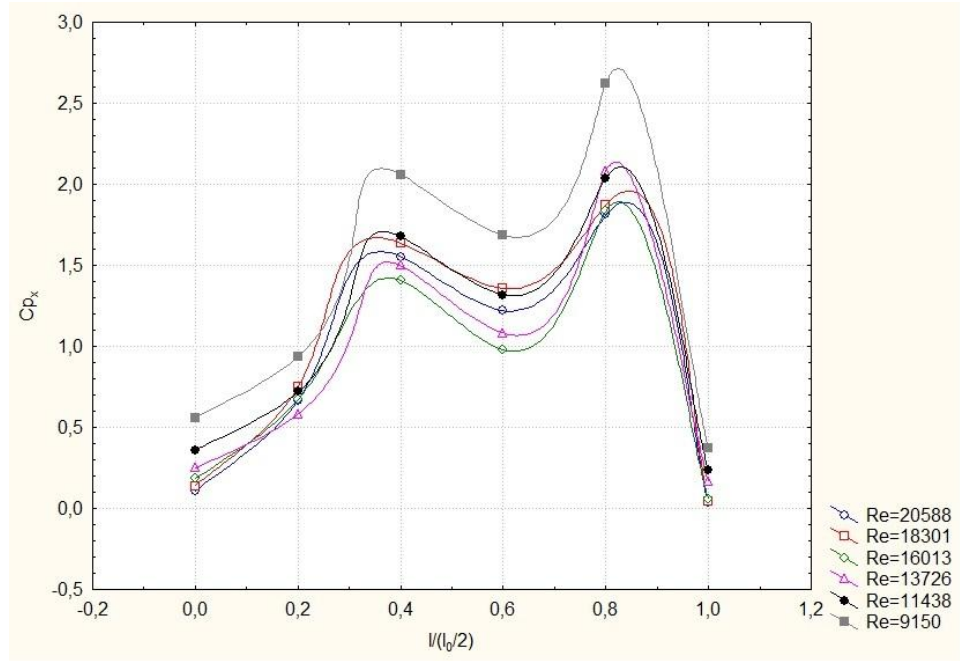
100, 150, 200 mm kanat boylarında istasyonlar için çizilen C_p - $l/(l_0/2)$ grafiklerinde maksimum C_{p_x} ve C_{p_y} değerlerinin 3. İstasyonda ($l/(l_0/2)=0,4$) olduğu gözlemlendi. C_{p_x} - $l/(l_0/2)$ ve C_{p_y} - $l/(l_0/2)$ grafiklerinde 3.istasyona kadar C_p değerlerinin arttığı daha sonra istasyon mesafesi arttıkça C_p değerlerinin azaldığı gözlemlendi. Maksimum C_{p_x} değeri için; 100 mm kanat boyunda bulunan C_{p_x} değeri 150 mm kanat boyunda bulunan C_{p_x} değerinden %11 daha fazla, 150 mm kanat boyunda bulunan C_{p_x} değeri ise 200 mm kanat boyunda bulunan C_{p_x} değerinden %12 daha fazla olduğu gözlemlendi. Maksimum C_{p_y} değeri için; 100 mm kanat boyu için bulunan C_{p_y} değeri 150 mm kanat boyunda bulunan C_{p_y} değerinden %33 daha fazla, 150 mm kanat boyunda bulunan C_{p_y} değeri ise 200 mm kanat boyunda bulunan C_{p_y} değerinden %28 daha az olduğu gözlemlendi.



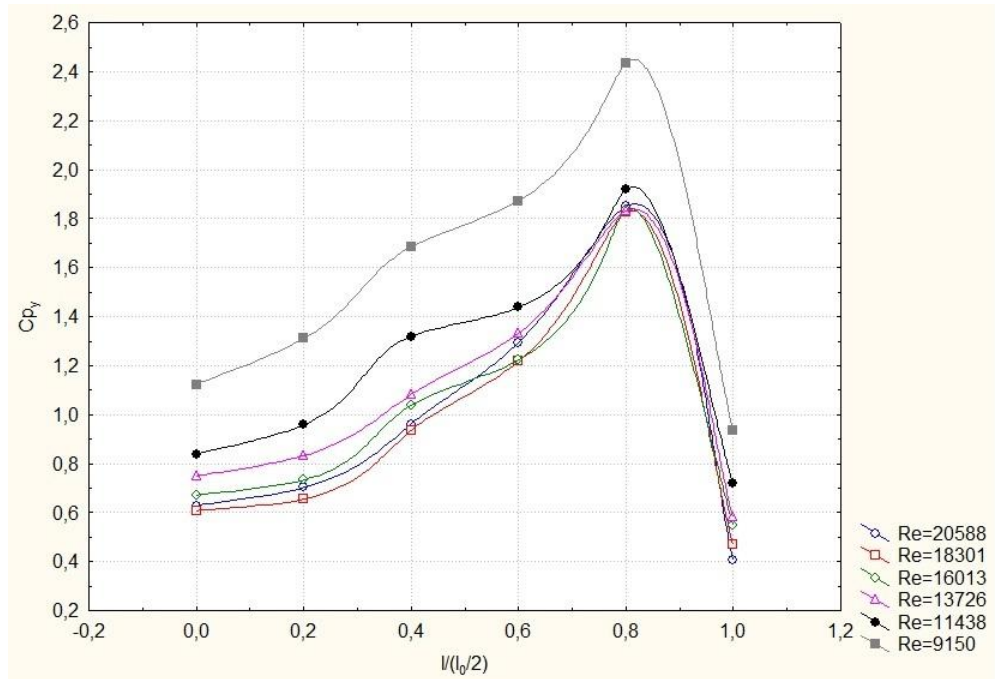
Şekil 4.17. Altıgen Genel-2 için ΔP farkının maksimum olduğu istasyonda (5. İst.) C_{p_x} değerlerinin Re sayısı ile değişim grafiği



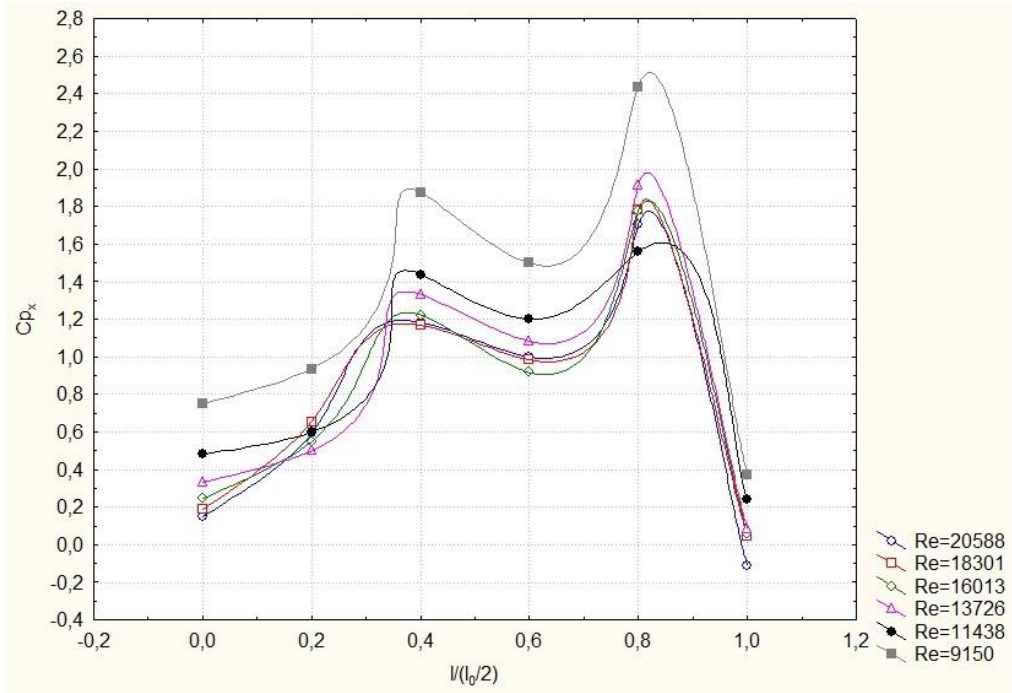
Şekil 4.18. Altıgen Genel-2 için ΔP farkının maksimum olduğu istasyonda (5. İst.) C_{p_y} değerlerinin Re sayısı ile değişim grafiği



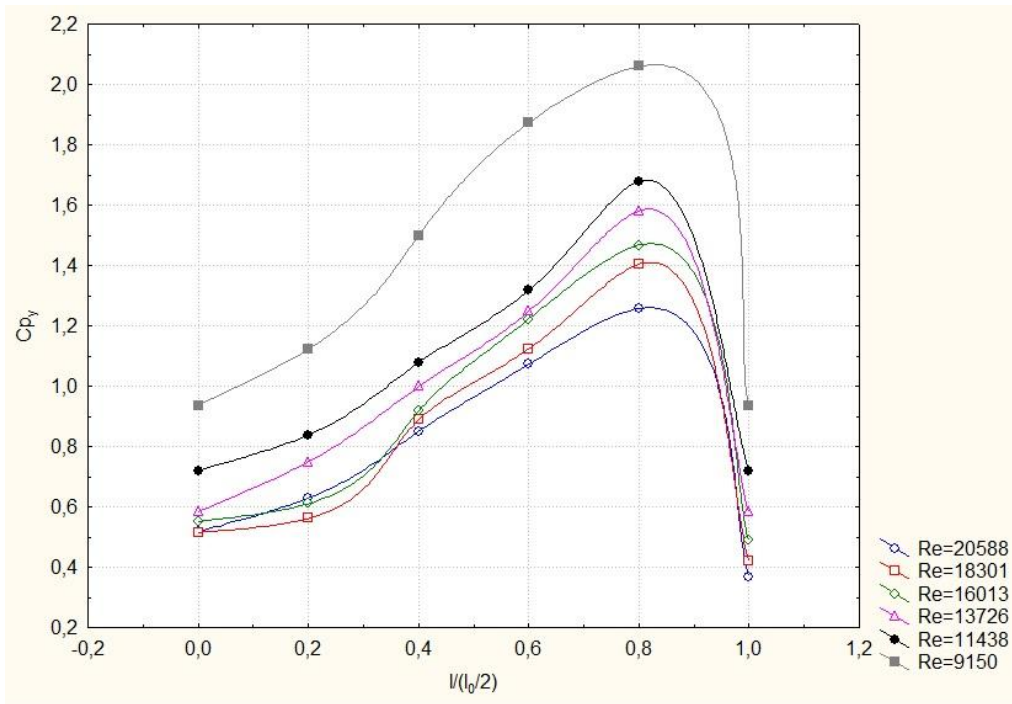
Şekil 4.19. Altıgen Genel-2'de 100 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği



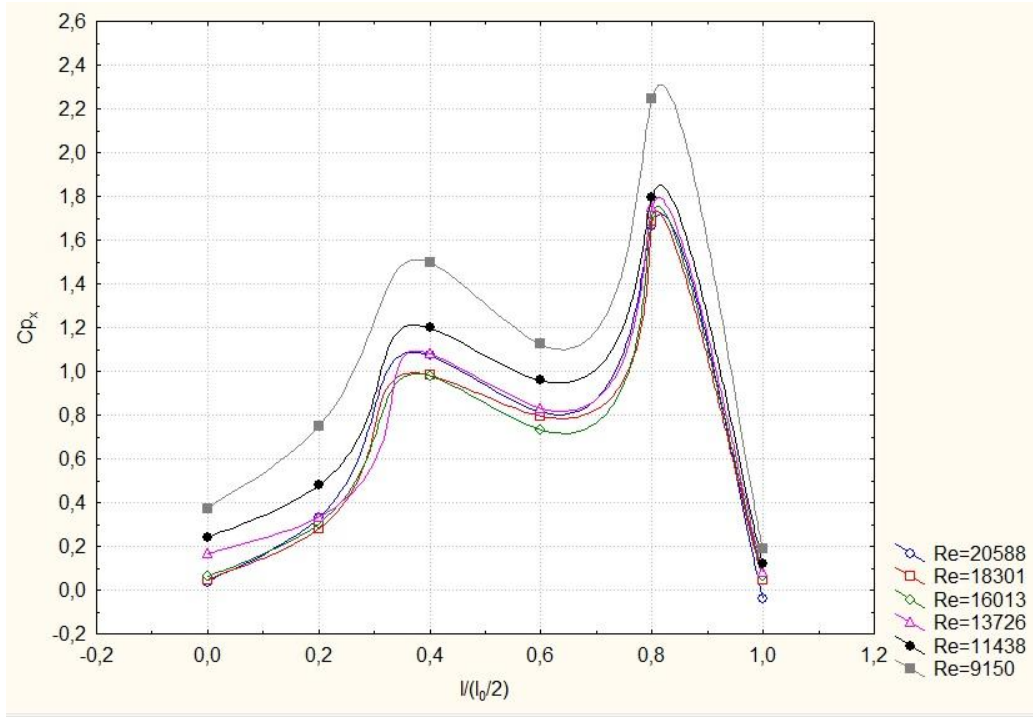
Şekil 4.20. Altıgen Genel-2'de 100 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği



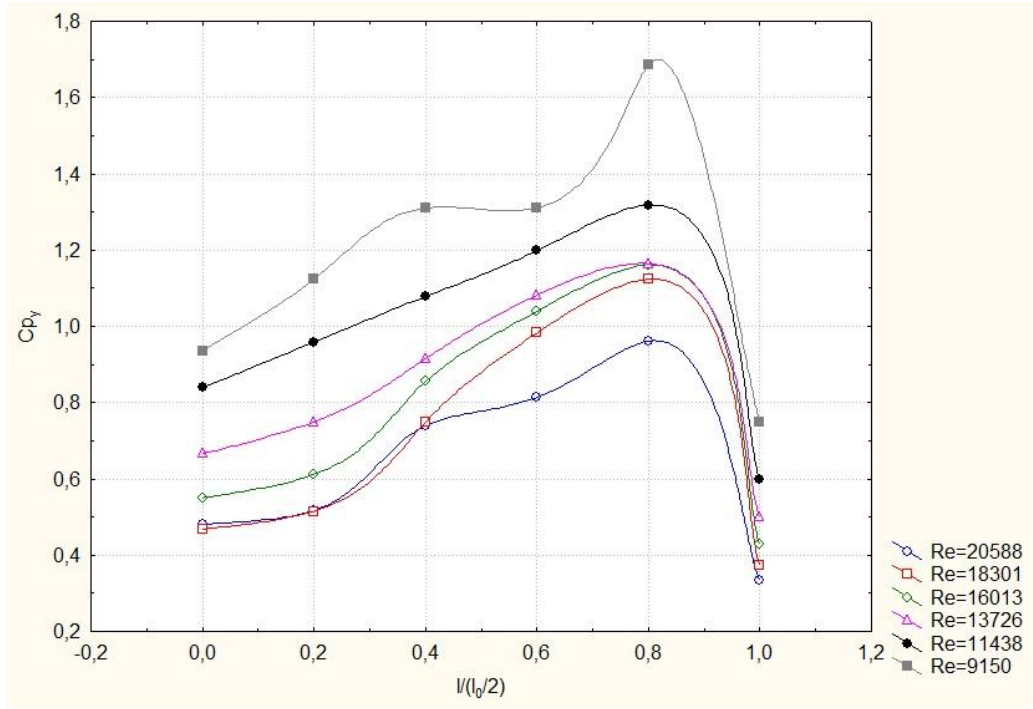
Şekil 4.21. Altıgen Genel-2’de 150 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği



Şekil 4.22. Altıgen Genel-2’de 150 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği



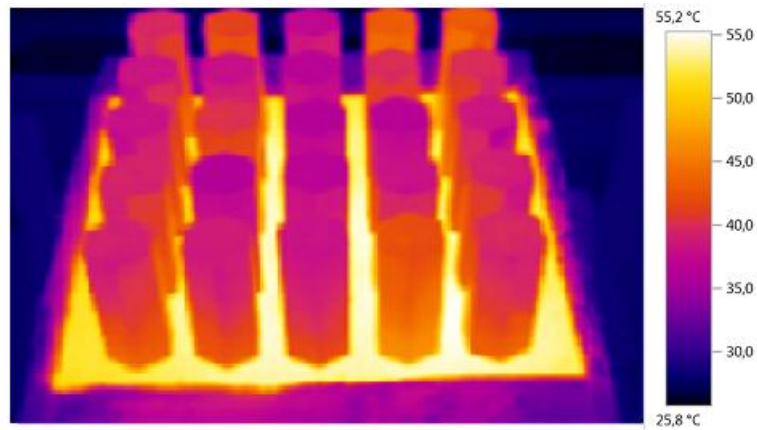
Şekil 4.23. Altıgen Genel-2'de 200 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği



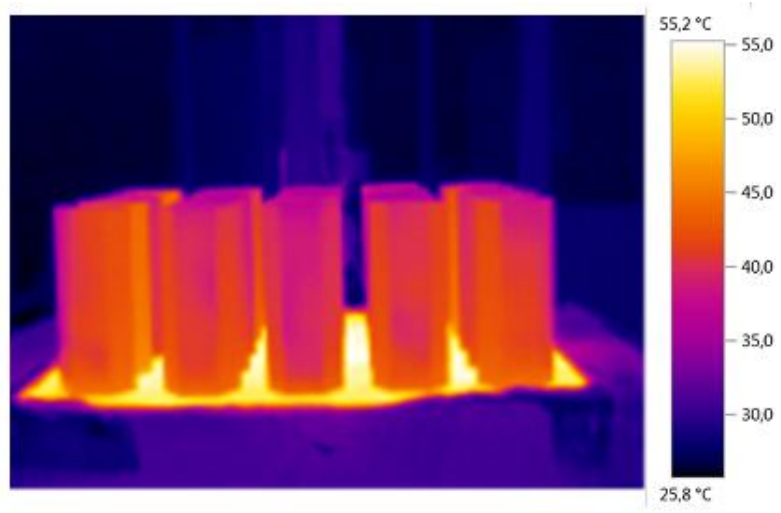
Şekil 4.24. Altıgen Genel-2'de 200 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği

100, 150, 200 mm kanat boylarında istasyonlar için çizilen $C_p - l/(l_0/2)$ grafiklerinde maksimum C_{p_x} ve C_{p_y} değerlerinin 5. İstasyonda ($l/(l_0/2)=0,8$) olduğu gözlemlendi. Tüm kanat boylarında istasyonlar için çizilen $C_{p_x} - l/(l_0/2)$ grafiklerinde C_{p_x} değerinin 3. İstasyona kadar arttığı, 4. istasyonda azalıp 5. istasyonda tekrar pik yaptığı ve maksimum değer aldığı görüldü. $C_{p_y} - l/(l_0/2)$ grafiğinde istasyon mesafesi arttıkça C_{p_y} değerinin arttığı gözlemlendi. Maksimum C_{p_x} değeri için; 100 mm kanat boyunda bulunan C_{p_x} değeri 150 mm kanat boyunda bulunan C_{p_x} değerinden %7 daha fazla, 150 mm kanat boyunda ölçülen C_{p_x} değeri ise 200 mm kanat boyunda ölçülen C_{p_x} değerinden %8 daha fazla olduğu gözlemlendi. Maksimum C_{p_y} değeri için; 100 mm kanat boyunda ölçülen C_{p_y} değeri 150 mm kanat boyunda ölçülen C_{p_y} değerinden %17 daha fazla, 200 mm kanat boyunda ölçülen C_{p_y} değeri ise 150 mm kanat boyunda ölçülen C_{p_y} değerinden %21 daha fazla olduğu gözlemlendi.

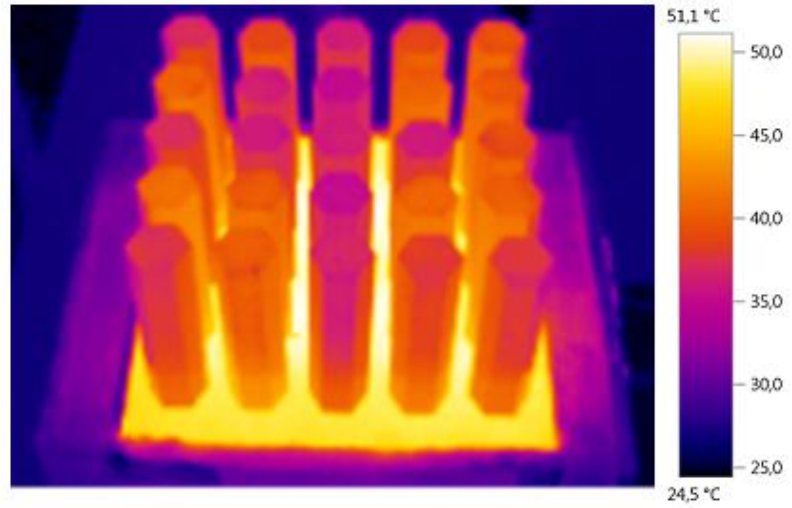
Yapılan çalışmaların bir diğer aşamasında, altıgen ısı alıcılar üzerindeki sıcaklık dağılımları belirlendi. Görüntüsü alınmak üzere altıgen kanatçıklı ısı alıcılar arasından maksimum Nu değerine sahip olan Genel-1 olarak adlandırılan ısı alıcı tercih edilmiştir. Farklı ortam sıcaklıklarında, Termal kamera ile alınan görüntüler aşağıdaki şekillerde gösterilmiştir. (Şekil 4.25-30).



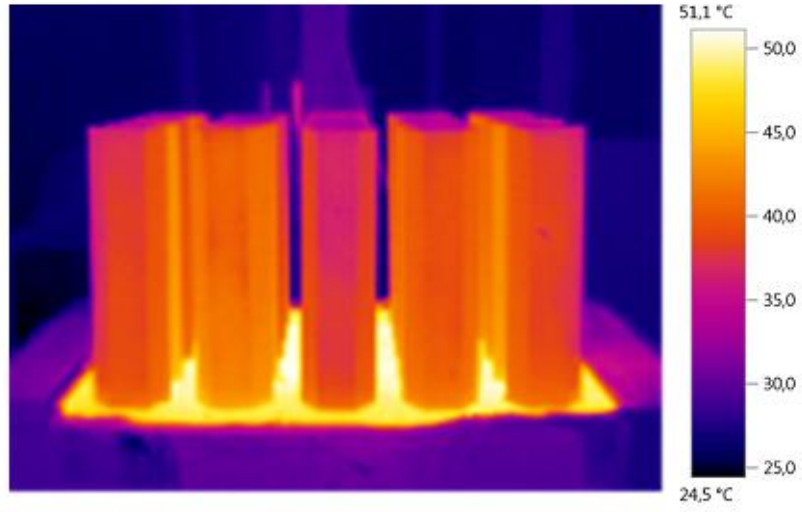
Şekil 4.25. Altıgen Genel-1'in 100 mm kanat boyundaki sıcaklık dağılımının üstten görünüşü



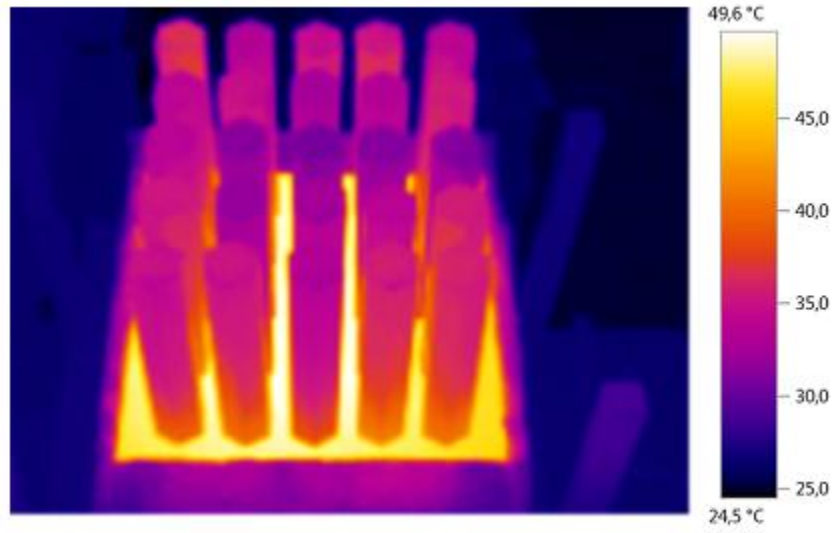
Şekil 4.26. Altıgen Genel-1'in 100 mm kanat boyundaki sıcaklık dağılımının yandan görünüşü



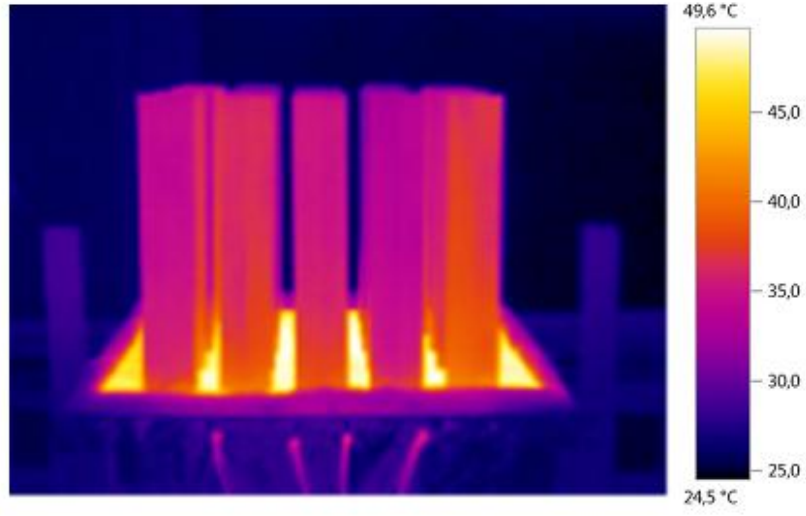
Şekil 4.27. Altıgen Genel-1'in 150 mm kanat boyundaki sıcaklık dağılımının üstten görünüşü



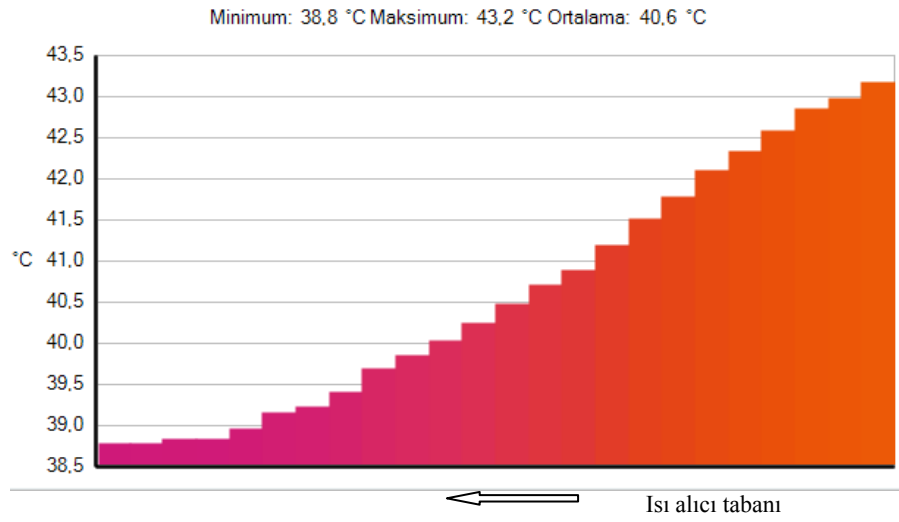
Şekil 4.28. Altıgen Genel-1'in 150 mm kanat boyundaki sıcaklık dağılımının yandan görünüşü



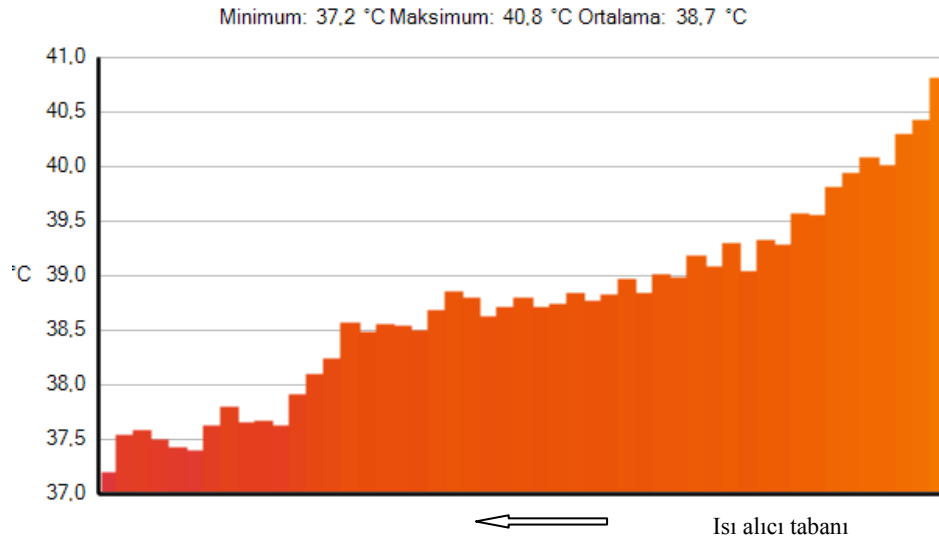
Şekil 4.29. Altıgen Genel-1'in 200 mm kanat boyundaki sıcaklık dağılımının üstten görünüşü



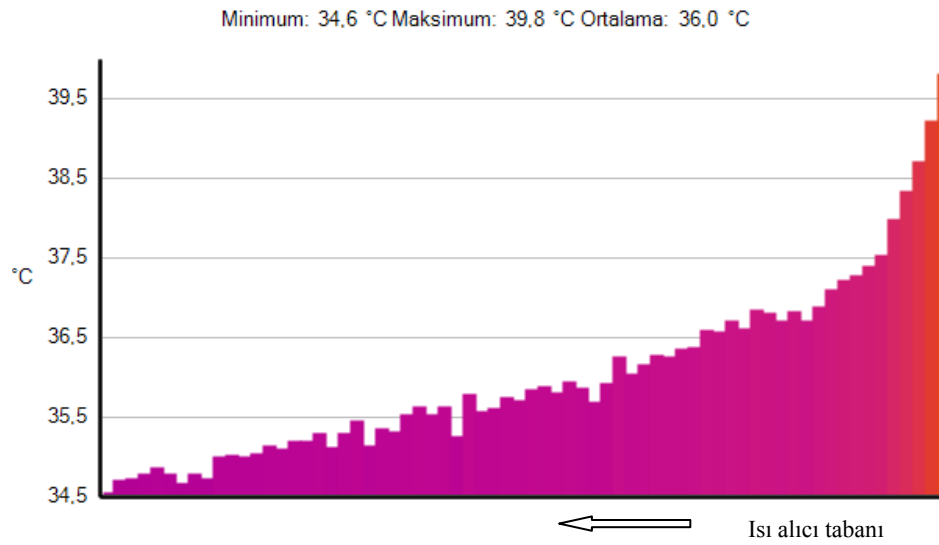
Şekil 4.30. Altigen Genel-1'in 200 mm kanat boyundaki sıcaklık dağılımının yandan görünüşü



Şekil 4.31. Altigen Genel-1'in 100 mm kanat boyu için sıcaklık dağılımı



Şekil 4.32. Altıgen Genel-1'in 150 mm kanat boyu için sıcaklık dağılımı



Şekil 4.33. Altıgen Genel-1'in 200 mm kanat boyu için sıcaklık dağılımı

Altıgen Genel-1 ısı alıcı için termal kamera yardımıyla yapılan görüntü destekli sıcaklık analizi sonucunda kanatçıklardaki sıcaklık dağılımı Şekil 4.31, Şekil 4.32 ve Şekil 4.33'de ki gibidir. Grafiklerde de görüleceği gibi ısı alıcı tabanından kanatçık ucuna gidildikçe sıcaklık azalmakta, ayrıca kanat boyu arttıkça ortalama sıcaklık değeri azalmaktadır.

5. SONUÇ

Çalışmada daha önce Taguchi deney tasarım yöntemine göre optimize edilmiş ısı alıcılar kullanıldı. Bu ısı alıcıların ısı ve akış karakteristikleri incelenmiştir. Deneyler sonunda elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibi özetlenmiştir.

Çalışmada altıgen kanatçıklı Genel-1 ve Genel-2 ısı alıcılarda, sabit h_k/d oranında ($h_k/d=4$), sabit lüle çapında ($d=42\text{mm}$), üç ayrı kanat boyunda (100, 150, 200mm) ve altı ayrı hız değerinde (4-9 m/s) ısı transferi ve akış karakteristiklerini belirlemek amacıyla deneyler yapıldı.

- Genel-1 ısı alıcıyla yapılan deney çalışmaları sonucunda;

$$Nu=0,655617*Re^{0,516589}*Pr^{-1,62405}*(h_k/d)^{0,578501}*(h/d)^{-0,953870} \text{ korelasyonu elde edildi.}$$

- Genel-2 ısı alıcıyla yapılan deney çalışmaları sonucunda;

$$Nu=0,869499*Re^{0,491825}*Pr^{33,94463}*(h_k/d)^{-0,598987}*(h/d)^{7,6139} \text{ korelasyonu elde edildi.}$$

- Genel-1 ile yapılan çalışmalarda; En yüksek Nusselt sayısı 100 mm kanat yüksekliğinde hesaplandı. Isı alıcıda 100 mm kanatçık boyunda minimum (4m/s) maksimum (9m/s) hız aralığında Nusselt sayısında %58 lık bir artış, 150 mm kanat boyunda %53 ve 200 mm kanat boyunda ise %43 oranında artmıştır. Isı alıcıda maksimum hızda 100 mm lik kanat boyundaki Nu sayısı 150 mm lik kanat boyundaki Nu sayısına göre %13 daha fazla, 150 mm lik kanat boyundaki Nu sayısı ise 200 mm lik kanat boyundaki Nu sayısına göre %42 daha fazla olduğu gözlenmiştir.

- Genel-2 için; En yüksek Nusselt sayısı 100mm kanat yüksekliğinde hesaplandı. Isı alıcıda 100 mm kanatçık boyunda minimum (4m/s) maksimum (9m/s) hız aralığında Nusselt sayısında %50 lık bir artış, 150 mm kanat boyunda %52 ve 200 mm kanat boyunda ise %47 oranında artmıştır. Isı alıcıda maksimum hızda 100 mm lik kanat boyundaki Nu sayısı 150 mm lik kanat boyundaki Nu sayısına göre %26 daha fazla,

150 mm lik kanat boyundaki Nu sayısı ise 200 mm lik kanat boyundaki Nu sayısına göre %17 daha fazla olduğu gözlemlendi.

- 100, 150, 200 mm kanat boylarında istasyonlar için çizilen $C_p - l/(l_0/2)$ grafiklerinde maksimum C_{p_x} ve C_{p_y} değerlerinin 5. İstasyonda ($l/(l_0/2)=0,8$) olduğu gözlemlendi. Tüm kanat boylarında istasyonlar için çizilen $C_{p_x} - l/(l_0/2)$ grafiklerinde C_{p_x} değerinin 3. İstasyona kadar arttığı, 4. istasyonda azalıp 5. istasyonda tekrar pik yaptığı ve maksimum değer aldığı görüldü. $C_{p_y} - l/(l_0/2)$ grafiğinde istasyon mesafesi arttıkça C_{p_y} değerinin arttığı gözlemlendi. Maksimum C_{p_x} değeri için; 100 mm kanat boyunda bulunan C_{p_x} değeri 150 mm kanat boyunda bulunan C_{p_x} değerinden %7 daha fazla, 150 mm kanat boyunda ölçülen C_{p_x} değeri ise 200 mm kanat boyunda ölçülen C_{p_x} değerinden %8 daha fazla olduğu gözlemlendi. Maksimum C_{p_y} değeri için; 100 mm kanat boyunda ölçülen C_{p_y} değeri 150 mm kanat boyunda ölçülen C_{p_y} değerinden %17 daha fazla, 200 mm kanat boyunda ölçülen C_{p_y} değeri ise 150 mm kanat boyunda ölçülen C_{p_y} değerinden %21 daha fazla olduğu gözlemlendi.
- Düzlem plakaya göre minimum hızda (4 m/s), altıgen kanatçıklı Genel-1 ısı alıcıda ölçülen Nu sayısı; 100 mm kanat boyu için %225, 150 mm kanat boyu için %201 ve 200 mm kanat boyu için ise %132 artmıştır. Maksimum hızda ise (9 m/s); 100 mm kanat boyu için %229, 150 mm kanat boyu için %201 ve 200 mm kanat boyu için ise %121 oranında artış gözlenmiştir.
- Düzlem plakaya göre minimum hızda (4 m/s) altıgen kanatçıklı Genel-2 ısı alıcıda ölçülen Nu sayısı; 100 mm kanat boyu için %149, 150 mm kanat boyu için %97 ve 200 mm kanat boyu için ise %81 oranında artış gözlenmiştir. Maksimum hızda ise (9 m/s); 100 mm kanat boyu için %140, 150 mm kanat boyu için %96 ve 200 mm kanat boyu için ise %77 oranında artış gözlenmiştir.
- Düzlem plaka için Nusselt sayısı artan Re sayısı ile artmakta ve aynı zamanda h mesafesi arttıkça Nu sayısı azalmaktadır. En yüksek Nusselt sayısı $h=268$ mm mesafesinde hesaplandı. Düzlem plakada 268 mm h mesafesinde minimum (4m/s)

maksimum (9m/s) hız aralığında Nusselt sayısında %56'lık bir artış, 318 mm h mesafesinde %52 ve 368 mm h mesafesinde ise %50 oranında artış gözlemlendi. Düzlem plakada maksimum hızda 268 mm h mesafesinde ölçülen Nu sayısı 318 mm h mesafesi için ölçüldüğünde %4'lük azalma ve 318 mm h mesafesinden ölçülen Nu sayısı 368 mm h mesafesi için ölçüldüğünde %3'lük azalma gözlemlendi. Düzlem plakada hesaplanan deneysel bulgular ile Nusselt sayısı için;

$$Nu=0,174391 \cdot Re^{0,550005} \cdot Pr^{3,104169} \cdot (h/d)^{0,225828} \text{ korelasyonu elde edildi.}$$

- Altıgen Genel-1 ısı alıcında verim ifadesinin kanat boyu arttıkça azaldığı gözlenmiştir. Minimum hızda (4 m/s) 100 mm kanat için hesaplanan verim 150 mm'lik kanat verimine göre %8, 150 mm kanat için hesaplanan verim 200 mm'lik kanat verimine göre %22 azalmıştır. Maksimum hızda (9 m/s) ise; 100 mm kanat için hesaplanan verim 150 mm'lik kanat verimine göre %8, 150 mm kanat için hesaplanan verim 200 mm'lik kanat verimine göre %26 azalmıştır.
- Altıgen Genel-2 ısı alıcında verim ifadesinin kanat boyu arttıkça azaldığı gözlenmiştir. Minimum hızda (4 m/s) 100 mm kanat için hesaplanan verim 150 mm'lik kanat verimine göre %20, 150 mm kanat için hesaplanan verim 200 mm'lik kanat verimine göre %8 azalmıştır. Maksimum hızda ise (9 m/s) 100 mm kanat için hesaplanan verim 150 mm'lik kanat verimine göre %18, 150 mm kanat için hesaplanan verim 200 mm'lik kanat verimine göre %9 azalmıştır.

KAYNAKLAR

- Rasipuram, S. and Nasr, K., "A Parametric Computationally - Based Study of Windshield Heat Transfer Subject to Impinging Airflow," SAE Technical Paper 2004-01-1382, 2004.
- Valiorgue, P., Persoons, T., McGuinn, A., Murray, D.B., 2009. Heat transfer behaviors of a confined slot jet impingement Heat transfer mechanisms in an impinging synthetic jet for a small jet-to-surface spacing. *Experimental Thermal and Fluid Science* 33, 597–603
- Xu, Z., Hangan, H., 2008. Scale, boundary and inlet condition effect on impinging jets. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 96, 2383-2402.
- Youn, Y.J., Choo, K., Kim, S.J., 2011. Effect of confinement on heat transfer characteristics of a microscale impinging jet. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 54, 366–373.
- Jeng, T.M., Tzeng, S.C., Liu, T.C., 2008. Heat transfer behavior in a rotating aluminum foam heat sink with a circular impinging jet. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 51, 1205–1215
- Jeng, T.M., Tzeng, S.C., Liao, H.R., 2009. Flow visualizations and heat transfer measurements for a rotating pin-fin heat sink with a circular impinging jet. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 52, 2119–2131.
- Li, H.Y., Chen, K.Y., Chiang, M.H., 2009. Thermal-fluid characteristics of plate-fin heat sinks cooled by impingement jet. *Energy Conversion and Management* 50, 2738–2746.
- Martin, R.H., Buchlin J.M., 2011. Jet impingement heat transfer from lobed nozzles. *International Journal of Thermal Sciences* 50, 1199-1206.
- Koseoglu, M.F., Baskaya S., 2009. Experimental and numerical investigation of naturel convection effects on confined impinging jet heat transfer. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52, 1326-1336.
- Çelik, N., 2006. Optimum lüle şeklinin çarpan jet üzerindeki etkilerinin incelenmesi, Doktora tezi, Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ.
- Fleischer, S.A., Nejad, S.R., 2004. Jet impingement cooling of a discretely heated portion of a protruding pedestal with a single round air jet. *Experimental Thermal and Fluid Science* 28, 893–901
- Guo, D., Wei, J.J., Zhang, Y.H., 2011. Enhanced flow boiling heat transfer with jet impingement on micro-pin-finned surfaces. *Applied Thermal Engineering* 31, 2042-2051.
- Choo, K., Kim, S.J., 2010. Heat transfer and fluid flow characteristics of two-phase impinging jets. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 53, 5692–5699.
- Yang, Y.T., Peng, H.S., 2009. Numerical study of the heat sink with un-uniform fin width designs. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 52, 3473–3480.
- Hofmann, H.M., Kind, M., Martin, H., 2007. Measurements on steady state heat transfer and flow structure and new correlations for heat and mass transfer in submerged impinging jets. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 50, 3957–3965.

- Gulati, P., Katti, V., Prabhu, S.V., 2009. Influence of the shape of the nozzle on local heat transfer distribution between smooth flat surface and impinging air jet. *International Journal of Thermal Sciences* 48, 602–617.
- Chaudhari, M., Puranik, B., Agrawal, A., 2010. Heat transfer characteristics of synthetic jet impingement cooling. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 53, 1057–1069.
- Li, H.Y., Chao, S.M., Tsai, G.L., 2005. Thermal performance measurement of heat sinks with confined impinging jet by infrared thermography. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 48, 5386–5394.
- Kline, S. J., and F. A., McClintock., 1953 Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments.
- Advantech, 1995, PCLD-789D Amplifier and Multiplexer Board Pc-Lab Card Series User's Manual, (2nd Edition), Taiwan.
- Remsburg, R., 2001, *Thermal design of electronic equipment*, Boca Raton: CRC Press LLC.
- Çelik, C., 1996, Tasarımda yönlendirilmiş deney teknikleri. *Endüstri Mühendisliği*, 7/6, 14-20.
- Fiebig, M., 1995, Embedded vortices in internal flow: heat transfer and pressure loss enhancement. *Int. J. Heat and Fluid Flow*, 16, 376-388.
- Harahap, F., Setio, D., 2001, Correlations for heat dissipation and natural convection heat-transfer from horizontally-based, vertically-finned arrays. *Applied Energy*, 69, 29-38.
- Holman, J. P., 2001, *Experimental methods for engineers*. 7th edition, Mc Graw Hill.
- Karwa, N., Gambaryan-Roisman, T., Stephan, P., Tropea C., 2011. Experimental investigation of circular free-surface jet impingement quenching: transient hydrodynamics and heat transfer, *Exp. Therm. Fluid Sci.*, 35(7):1435–1443.
- Leung, C. W., Probert, S. D., Shilston, M. J., 1986. Heat transfer performance of vertical rectangular fins protruding from rectangular bases: Effect of fin length. *Applied Energy*, 22, 313-318.
- Rajaratnam, N., Ead, SA., 2002. Plane turbulent wall jets in shallow tailwater. *Journal Of Engineering Mechanics-ASCE*, Volume: 128, Issue: 2, Page:143-155.
- Phadke, MS., 1989, *Quality engineering using robust design*. Englewood Cliffs, NJ: Prentice-Hall.
- Phadke, M. S., Kackar, RN., Speeney, D.V., Grieco, MJ, 1983, Off-line quality control in integrated fabrication using experimental design. *Bell Sys Tech J*, 62/5, 1273–309.
- Sivasamy, A., Selladurai, V., Kanna, P.R., 2010. Jet impingement cooling of a constant heat flux horizontal surface in a confined porous medium: Mixed convection regime. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 53, 5847–5855.
- Ross, P. J., 1989, *Taguchi Techniques for Quality Engineering*, McGraw-Hill, Singapore.
- Nuntadusit, C., Wae-hayee, M., Bunyajitradulya, A., Eimsa-ard, S., 2012. Visualization of flow and heat transfer characteristics for swirling impinging jet. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 39, 640-648.
- Barrau, J., Omri, M., Chemisana, D., Rosell, J., Ibanez, M., Tadrist, L., 2012. Numerical study of a hybrid jet impingement/micro-channel cooling scheme. *Applied Thermal Engineering* 33-34, 237-245.

- Canıyılmaz, E., Kutay, F., 2003, Taguchi metodunda varyans analizine alternatif bir yaklaşım. J. Fac. Eng. Arch. Gazi Univ., 8/3, 51-63.
- Chen, YC., Ma, F., Qin, M., Li, YX., 2005. Theoretical study on impingement heat transfer with single-phase free-surface slot jets ,Int. J. Heat Mass Transfer , Vol.48, 3381–3386.
- Issa, J S., Ortega, A., 2002. Experimental measurements of the flow and heat transfer of a square jet impinging on an array of square pin fins, , IMECE2002, November 17-22, New Orleans, Louisiana.
- Kackar, RN., 1985. Off-line quality control, parameter design and Taguchi methods. J Qual Tech. 17, 176–209.
- Lee S., 1995. Optimum design and selection of heat sinks. Eleventh IEEE Semi-Therm Symposium.
- Naik, S. Probert, S. D., Shilston, M. J., 1987, forced convective steady-state heat transfers from shrouded vertical fin arrays, aligned parallel to an undisturbed air-stream. Applied Energy, 26, 137-158.
- Tahat, M., Kodah, Z.H., Jarrah, B.A., Probert, S.D., (2000). heat transfers from pin-fin arrays experiencing forced convection. Appl. Energ, 67/4, 419-442.
- Tahat, M. A., Babus’Haq, R. F., Probert, S. D., (1994), Forced steady-state convections from pin fin arrays. Applied Energy, 48, 335-351.

ÖZGEÇMİŞ

1977 yılında Aşkale’de doğdu. İlk öğrenimini Aşkale’de, Orta ve Lise Öğrenimini Erzurum’da tamamladı. Lisans öğrenimini Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü’nde tamamlayarak 2001 yılında mezun oldu. 2002 yılında askerli hizmetini Kayseri’de tamamladı. 2003 yılında çeşitli sektörlerde çalıştı. 2004-2006 yılları arasında Aşkale Çimento Fabrikasında, Üretim Mühendisi ve Makine Bakım Mühendisi olarak çalıştı.

2006 yılının Nisan ayından itibaren atanmış olduğu Kars Bayındırlık ve İskan Müdürlüğü yeni adı ile Çevre ve Şehircilik İl Müdürlüğü’nde mühendis kadrosunda halen çalışmaktadır.