

**KANAL AKIŞINDA OPTİMİZE EDİLMİŞ
ISI ALICILARDA ÇARPAN JETLE ISI VE AKIŞ
KARAKTERİSTİKLERİNİN BELİRLENMESİ**

Abdüssamed KABAKUŞ

**Yüksek Lisans Tezi
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Prof. Dr. Kenan YAKUT**

2012

Her hakkı saklıdır

**ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**KANAL AKIŞINDA OPTİMİZE EDİLMİŞ ISI ALICILARDA
ÇARPAN JETLE ISI VE AKIŞ KARAKTERİSTİKLERİNİN
BELİRLENMESİ**

Abdüssamed KABAKUŞ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**ERZURUM
2012**

Her hakkı saklıdır



T.C.
ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ



TEZ ONAY FORMU

KANAL AKIŞINDA OPTİMİZE EDİLMİŞ ISI ALICILARDA ÇARPAN JETLE ISI VE
AKIŞ KARAKTERİSTİKLERİNİN BELİRLENMESİ

Prof. Dr. Kenan YAKUT danışmanlığında, Abdüssamed KABAKUŞ 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. Bayram ŞAHİN

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

KANAL AKIŞINDA OPTİMİZE EDİLMİŞ ISI ALICILARDA ÇARPAN JETLE ISI VE AKIŞ KARAKTERİSTİKLERİNİN BELİRLENMESİ

Abdüssamed KABAKUŞ

Atatürk Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Kenan YAKUT

Çarpan jetler soğutmanın ihtiyaç duyulduğu birçok endüstriyel uygulamada kullanılmaktadır. Gaz türbin kanatlarının soğutulması, cam temperlemesi, metallerin ısı işlemleri, kumaş, kağıt, kereste vb. malzemelerin kurutulması ve son yıllarda teknolojinin hızla gelişmesine bağlı olarak elektronik cihazların ve mikro işlemcilerin soğutulması gibi birçok alanda kullanılmaktadır.

Bu çalışmada, rüzgar tüneline Taguchi yöntemiyle, $L_{18}(2^1 3^7)$ ortogonal dizisine göre, optimize edilmiş RFG-1 ve RFG-2 olarak adlandırılan dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcılarla, HFG-2 ve HFG-3 olarak adlandırılan altıgen kanatçıklı ısı alıcıların çarpan jetle ısı ve akış karakteristikleri belirlenmiştir. İlk olarak sabit lüle çapı ve h/d mesafesinde, 6 ayrı akış hızında sıcaklık deneyleri yapılarak Nu değerleri elde edilmiş, elde edilen veriler grafiğe dökülmüş ve ısı alıcılara ait korelasyonlar elde edilmiştir. Elde edilen sonuçlar rüzgar tüneliyle yapılan deney sonuçlarıyla karşılaştırılarak birim Nu değişimi için gereken debinin kanat boyuyla değişim grafikleri çizilip yorumları yapılmıştır. Daha sonra ısı alıcı üzerinde x ve y yönündeki basınç değerleri ölçülerek basınç katsayıları (C_{p_x} ve C_{p_y}) hesaplanmıştır. Ayrıca sabit pompa gücünde elde edilen iyileştirme verimi için $\eta - Re$ grafikleri çizilip sonuçlar analiz edilmiştir. Son olarak ısı alıcılar termal kamera ile görüntülenerek görüntü kaynaklı analizle ısı alıcıların üzerindeki sıcaklık dağılımı belirlenmiştir. Deneyler sonucunda çarpan jetle soğutmanın kanal akışındaki soğutmaya göre yaklaşık 2-3 kat daha iyi olduğu ve ısı taşınımının kanatçıklı yüzeyde kanatçiksiz yüzeye göre yaklaşık 2-3 kat daha iyi olduğu belirlenmiştir.

2012, 108 sayfa

Anahtar Kelimeler: ısı transferinin iyileşmesi, termal kamera, çarpan hava jetleri, basınç katsayısı

ABSTRACT

Master Thesis

DETERMINATION OF HEAT AND FLOW CHARACTERISTICS WITH IMPINGEMENT JET FOR OPTIMIZED HEAT SINKS IN CHANNEL FLOW

Abdüssamed KABAKUŞ

Atatürk University
Institute of Science and Technology
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Dr. Kenan YAKUT

Impinging jets are used in many industrial applications in which refrigeration is needed. Gas turbine blade cooling, glass tempering, thermal treatment of metals, drying of materials such as cloth, paper, lumber etc. and cooling of electronic devices and microprocessors depending on the rapid improvement of the technology recently.

In this study, heat and flow characteristics with impingement jet of rectangle-finned heat sinks which are named as RFG-1 and RFG-2, and hexagon-finned heat sinks which are named as HFG-2 and HFG-3, all of which have been optimized by using Taguchi method in the wind tunnel according to $L_{18}(2^1 3^7)$ orthogonal sequence, have been determined. Firstly, Nu values have been acquired by carrying out heat experiments at the distance of the fixed nozzle diameter and h/d, and for 6 different flow rate; the acquired data has been graphed and correlations belonging to heat sinks have been acquired. By comparing the acquired results and experiment results which was carried out with the wind tunnel, the alteration graphics of the fin height of the flow rate which is needed for unit Nu variation have been drawn and have been made interpretation. Later, pressure coefficients (C_{p_x} and C_{p_y}) have been calculated by evaluating the pressure values which are at the directions of x and y on the heat sink. Moreover, $\eta - Re$ graphics have been drawn and have been analyzed for the enhancement efficiency which has been acquired with constant pump power. Lastly, by scanning the heat sinks with thermal camera, the temperature distribution on the heat sinks has been determined with spectacle-induced analysis. As a result of the experiments, it is stated that cooling with impingement jet is approximately 2-3 times better than the cooling at the channel flow, and the heat transfer on the finned surface is approximately 2-3 times better than the heat transfer on the non-finned surface.

2012, 108 pages

Keywords: heat transfer enhancement, thermal camera, impinging air jets, pressure coefficient

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans tez konumun belirlenmesi ve tezimin tamamlanması aşamalarında, öncelikle tezimi büyük bir titizlikle değerlendiren değerli görüş ve eleştirileriyle desteğini hiç esirgemeyen tez danışmanım Sayın Prof. Dr. Kenan YAKUT'a teşekkürü bir borç bilirim.

Çalışmamdaki ekonomik destekleri nedeniyle Atatürk Üniversitesi Araştırma Fon Saymanlığı'na (BAP-2011/131) teşekkürlerimi sunarım.

Sadece tezimin hazırlanma aşamasında değil hayatımın her döneminde maddi ve manevi olarak hep yanımda olan sevgili aileme, beni hiçbir zaman yalnız bırakmayan değerli dostlarıma sevgi ve şükranlarımı sunarım.

Abdüssamed KABAKUŞ

Eylül 2012

İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	i
ABSTRACT	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
SİMGELER DİZİNİ.....	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xiii
1. GİRİŞ.....	1
1.1. Çarpan Jetlerin Hidrodinamik ve Geometrik Yapısı	2
1.2. Çarpan Jetle Soğutma Sistemlerinin Sınıflandırılması.....	6
1.3. Çarpan Yarıklı (Slot) ve Jet Dizileri.....	9
1.4. Eş-Eksenli Jetler	10
1.5. Çarpan Jetle Soğutmanın Literatürdeki Yeri.....	11
2. KURAMSAL TEMELLER	20
2.1. Genel Isı Transferi Kavram ve Tanımları	20
2.2. İletim ile Isı Transferi.....	20
2.1.2. Taşınım ile ısı transferi.....	21
2.1.3. Işınım ile ısı transferi.....	22
2.2. Hız (Hidrodinamik) Sınır Tabaka.....	23
2.3. Isıl Sınır Tabaka	25
2.4. Laminer ve Türbülanslı Akış.....	27
2.5. Isı Transferinin İyileştirilmesi	29
2.6. Basınç Katsayısı ve Pitot Tüpü	32
3. MATERYAL ve YÖNTEM.....	35
3.1. Deney Düzenegi	35
3.2. Test Bölgesi	37
3.3. Test Elemanları.....	39
3.4. Isılçiftler ve Veri Toplama Sistemi	41
3.5. Isı Transferi Deneilerinin Yapılışı.....	44
3.6. Sıcaklık Dağılımının Belirlenmesi	45

3.7. Hız ölçümü	46
3.8. Basınç Ölçümü	47
3.9. Basınç Deneylerinin Yapılışı.....	47
3.10. Deneysel Verilerin Karakteristik Hesaplamalarda Kullanılması	48
3.11. Deney Tasarım Teknikleri ve Taguchi Deney Tasarımı	51
3.12. Deneysel Belirsizlikler	56
4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA.....	58
4.1. Isı Transferi ve Akış Karakteristikleri.....	58
4.1.1. Düzlem plaka.....	58
4.1.2. Dikdörtgen ısı alıcılar	60
4.1.3. Altıgen ısı alıcılar	78
4.2. Termodinamik Analiz ve Verim.....	96
5. SONUÇ	100
KAYNAKLAR	105
EKLER.....	108
EK 1.....	108
ÖZGEÇMİŞ	109

SİMGELER DİZİNİ

A_a	Altıgen Kanatçıklı Isı Alıcının Yüzey Alanı (m^2)
A_d	Dikdörtgen Kanatçıklı Isı Alıcının Yüzey Alanı (m^2)
b	Kanat Genişliği (m)
c_p	Havanın Sabit Basınçtaki Özgöl Isısı (J/kgK)
C_{p_x}	Plaka Üzerinde x Yönündeki Basınç Katsayısı
C_{p_y}	Plaka Üzerinde y Yönündeki Basınç Katsayısı
d	Lüle İç Çapı
h_{ort}	Ortalama Isı Taşınım Katsayısı (W/m^2K)
h_k	Kanat Yüksekliği (m)
h	Lüle-Kanat Arası Mesafe (m)
h_a	Kanatçıklı Yüzeydeki Ortalama Isı Taşınım Katsayısı (W/m^2K)
h_s	Kanatçiksız Yüzeydeki Ortalama Isı Taşınım Katsayısı (W/m^2K)
I	Sisteme Verilen Akım (A)
l	İstasyon Mesafesi (cm)
l_0	Isı Alıcı Taban Uzunluğu (cm)
k	Isı İletim Katsayısı (W/mK)
\dot{m}	Kütlesel Debi (kg/s)
N	Kanat sayısı
Nu	Ortalama Nusselt Sayısı
Pr	Prandtl Sayısı
ΔP	Basınç Düşümü (Pa)
R	Direnç (Ω)
Re	Reynolds Sayısı
Q_{birim}	Birim Nu değişimi için gereken debi miktarı (m^3/s)
Q_{kond}	İletimle geçen ısı miktarı (W)
Q_{conv}	Taşınım ile geçen ısı miktarı (W)
Q_{rad}	Işınım ile geçen ısı miktarı (W)
t	Kanat Kalınlığı (m)
T_{yort}	Test Elemanı Ortalama Yüzey Sıcaklığı ($^{\circ}K$)

T_y	Test Elemanı Yüzey Sıcaklığı ($^{\circ}\text{K}$)
T_{∞}	Ortam Sıcaklığı ($^{\circ}\text{K}$)
T_{jet}	Akışkan Sıcaklığı ($^{\circ}\text{K}$)
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)
η	İyileştirme Verimi
ρ	Akışkanın Yoğunluğu (kg/m^3)
ν	Akışkanın Kinematik Viskozitesi (m^2/s)
ε	Yayma Oranı
σ	Stefan-Boltzman Sabiti

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.2. Düz bir yüzeye çarpan dairesel lüleden çıkan akışkanın şematik ve gerçek görüntüsü	3
Şekil 1.3. Serbest jetin bölümleri	4
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	9
Şekil 1.7. Yanma odalarında kullanılan eş-eksenli bir jetin genel görünüşü	10
Şekil 2.1. Düzlem levha üzerinde hız (hidrodinamik) sınır tabakasının gelişimi ...	23
Şekil 2.2. Kanal akışının girişindeki basınç ve hız dağılımının değişimi	24
Şekil 2.3. Çarpan jette hız sınır tabakanın farklı mesafelerde ki değişimi	25
Şekil 2.4. Isıtılmış bir boru içerisinde ısı sınır tabakanın gelişimi	26
Şekil 2.5. Sabit sıcaklıktaki düz levha üzerinde ısı sınır tabakanın gelişimi	26
Şekil 2.6. Çarpan jette ısı ve hız sınır tabakalarının gelişimi	26
Şekil 2.7. Bir düz levha üzerinde hız sınır tabakanın gelişimi	28
Şekil 2.8. Sabit sıcaklıkta bir düz levha üzerinde akış için sınır tabaka kalınlığı δ ve yerel taşınım katsayısı h 'ın değişimi	29
Şekil 2.9. Vorteks oluşumu	30
Şekil 2.10. Laminer ve türbülanslı akışta hız vektörleri	31
Şekil 3.1. Deney düzeneğinin şematik görünümü.	36
Şekil 3.2. Deney düzeneğinin görünümü	37
Şekil 3.3. Test bölgesinin görünüşü	38
Şekil 3.4. Altıgen kanatçıklı ısı alıcı	40
Şekil 3.5. Dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcı	41
Şekil 3.6. PCLD-789D yükseltici ve çoklayıcı kart görüntüsü	43
Şekil 3.7. Birbirine temas eden yüzeyler arasında ısı akışı (a) Isı transfer bileşiği kullanılmadan (b) Isı transfer bileşiği kullanılarak	44
Şekil 3.8. Deney düzeneğinin şematik görünümü	46
Şekil 4.1. Düzlem plaka için Nu sayısının Re sayısı ve kanat boyu ile değişimi ...	59

Şekil 4.2. Düzlem plakanın $h/d=150$ mm ve 4 m/s’de ki termal görüntüsü	60
Şekil 4.3. RFG-1 için Nu sayısının Re sayısı ve kanat boyu ile değişimi	60
Şekil 4.4. RFG-1 ve düzlem plaka için Nu sayısının Re sayısı ve kanat boyu ile değişimi.....	61
Şekil 4.5. RFG-2 için Nu sayısının Re sayısı ve kanat boyu ile değişimi	62
Şekil 4.6. RFG-2 ve düzlem plaka için Nu sayısının Re sayısı ve kanat boyu ile değişimi.....	63
Şekil 4.7. RFG-1 için 4 m/s’de birim Nusselt sayısı değişimi için gereken hava debisinin rüzgar tüneline ve çarpan jette kanat boyu ile değişim grafiği	63
Şekil 4.8. RFG-2 için 4 m/s’de birim Nusselt sayısı değişimi için gereken hava debisinin rüzgar tüneline ve çarpan jette kanat boyu ile değişim grafiği	64
Şekil 4.9. RFG-1 için ΔP farkının maksimum olduğu istasyonda (5. İst.) C_{p_x} değerlerinin Re sayısı ile değişim grafiği	65
Şekil 4.10. RFG-1 için ΔP farkının maksimum olduğu istasyonda (4. İst.) C_{p_y} değerlerinin Re sayısı ile değişim grafiği.....	65
Şekil 4.11. RFG-1’de 100 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği	66
Şekil 4.12. RFG-1’de 100 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği	66
Şekil 4.13. RFG-1’de 150 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği	67
Şekil 4.14. RFG-1’de 150 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği	67
Şekil 4.15. RFG-1’de 200 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği	68
Şekil 4.16. RFG-1’de 200 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği	68
Şekil 4.17. RFG-2 için ΔP farkının maksimum olduğu istasyonda (5. İst.) C_{p_x} değerlerinin Re sayısı ile değişim grafiği.....	69

Şekil 4.18. RFG-2 için ΔP farkının maksimum olduğu istasyonda (5. İst.) C_{p_y} değerlerinin Re sayısı ile değişim grafiği.....	70
Şekil 4.19. RFG-2’de 100 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği	70
Şekil 4.20. RFG-2’de 100 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği	71
Şekil 4.21. RFG-2’de 150 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği	71
Şekil 4.22. RFG-2’de 150 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği	72
Şekil 4.23. RFG-2’de 200 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği	72
Şekil 4.24. RFG-2’de 200 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği	73
Şekil 4.25. RFG-2’nin 100 mm kanat boyundaki sıcaklık dağılımının üstten görünüşü.....	74
Şekil 4.26. RFG-2’nin 100 mm kanat boyundaki sıcaklık dağılımının yandan görünüşü.....	75
Şekil 4.27. RFG-2’nin 150 mm kanat boyundaki sıcaklık dağılımının üstten görünüşü.....	75
Şekil 4.28. RFG-2’nin 150 mm kanat boyundaki sıcaklık dağılımının yandan görünüşü.....	76
Şekil 4.29. RFG-2’nin 200 mm kanat boyundaki sıcaklık dağılımının üstten görünüşü.....	76
Şekil 4.30. RFG-2’nin 200 mm kanat boyundaki sıcaklık dağılımının yandan görünüşü.....	77
Şekil 4.31. RFG-2 için 100 mm kanatçıkta ki sıcaklık dağılımı.....	77
Şekil 4.32. RFG-2 için 150 mm kanatçıkta ki sıcaklık dağılımı.....	77
Şekil 4.33. RFG-2 için 200 mm kanatçıkta ki sıcaklık dağılımı.....	78
Şekil 4.34. HFG-2 için Nu sayısının Re sayısı ve kanat boyu ile değişimi	78
Şekil 4.36. HFG-3 için Nu sayısının Re sayısı ve kanat boyu ile değişimi	80

Şekil 4.37. HFG-3 ve düzlem plaka için Nu sayısının Re sayısı ve kanat boyu ile değişimi	81
Şekil 4.38. HFG-2 için 4 m/s’de birim Nusselt sayısı değişimi için gereken hava debisinin rüzgar tüneline ve çarpan jette kanat boyu ile değişim grafiği	81
Şekil 4.39. HFG-3 için 4 m/s’de birim Nusselt sayısı değişimi için gereken hava debisinin rüzgar tüneline ve çarpan jette kanat boyu ile değişim grafiği	82
Şekil 4.40. HFG-2 için ΔP farkının maksimum olduğu istasyonda (4. İst.) C_{p_x} değerlerinin Re sayısı ile değişim grafiği.....	83
Şekil 4.41. HFG-2 için ΔP farkının maksimum olduğu istasyonda (5. İst.) C_{p_y} değerlerinin Re sayısı ile değişim grafiği.....	83
Şekil 4.42. HFG-2’de 100 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği	84
Şekil 4.43. HFG-2’de 100 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği	84
Şekil 4.44. HFG-2’de 150 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği	85
Şekil 4.45. HFG-2’de 150 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği	85
Şekil 4.46. HFG-2’de 200 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği	86
Şekil 4.47. HFG-2’de 200 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği	86
Şekil 4.48. HFG-3 için ΔP farkının maksimum olduğu istasyonda (4. İst.) C_{p_x} değerlerinin Re sayısı ile değişim grafiği.....	87
Şekil 4.49. HFG-3 için ΔP farkının maksimum olduğu istasyonda (4. İst.) C_{p_y} değerlerinin Re sayısı ile değişim grafiği.....	88
Şekil 4.50. HFG-3’de 100 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği	88
Şekil 4.51. HFG-3’de 100 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği	89

Şekil 4.52. HFG-3’de 150 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği	89
Şekil 4.53. HFG-3’de 150 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği	90
Şekil 4.54. HFG-3’de 200 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği	90
Şekil 4.55. HFG-3’de 200 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği	91
Şekil 4.56. HFG-2’nin 100 mm kanat boyundaki sıcaklık dağılımının üstten görünüşü	92
Şekil 4.57. HFG-2’nin 100 mm kanat boyundaki sıcaklık dağılımının yandan görünüşü	92
Şekil 4.58. HFG-2’nin 150 mm kanat boyundaki sıcaklık dağılımının üstten görünüşü	93
Şekil 4.59. HFG-2’nin 150 mm kanat boyundaki sıcaklık dağılımının yandan görünüşü	93
Şekil 4.60. HFG-2’nin 200 mm kanat boyundaki sıcaklık dağılımının üstten görünüşü	94
Şekil 4.61. HFG-2’nin 200 mm kanat boyundaki sıcaklık dağılımının yandan görünüşü	94
Şekil 4.62. HFG-2’nin 100 mm kanat boyundaki sıcaklık dağılımı	95
Şekil 4.63. HFG-2’nin 150 mm kanat boyundaki sıcaklık dağılımı	95
Şekil 4.64. HFG-2’nin 200 mm kanat boyundaki sıcaklık dağılımı	95
Şekil 4.65. RFG-1 için verimin Re sayısı ve kanat boyu ile değişimi	97
Şekil 4.66. RFG-2 için verimin Re sayısı ve kanat boyu ile değişim	98
Şekil 4.67. HFG-2 için verimin Re sayısı ve kanat boyu ile değişimi	98
Şekil 4.68. HFG- 3 için verimin Re sayısı ve kanat boyu ile değişimi	99

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 3.1. Altıgen kanatçıklı ısı alıcının fiziksel özellikleri.....	40
Çizelge 3.2. Dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcının fiziksel özellikleri.....	41
Çizelge 3.3. PCLD-789 yükseltici ve çoklayıcı kartın kazanç tablosu.....	42
Çizelge 3.4. Hız probunun teknik özellikleri	46
Çizelge 3.4. Ölçülen büyüklüklerdeki belirsizlikler	57

1. GİRİŞ

Çarpan jet çeşitli geometrideki lüleden çıkan akışkanın bir yüzeye çarpması sonucu oluşur. Çarpan jetlerde akışkan olarak sıvı veya gaz kullanılabilir fakat genellikle uygulamalarda soğutucu akışkan olarak hava kullanılır. Çarpan jetin kullanım amacı, çarpma yüzeyinde sınır tabaka kalınlığının azaltılarak ısı taşınım katsayısının artırılması dolayısıyla ısı ve kütle transferinin artırılması olarak izah edilebilir. Ayrıca daha az akışkan kullanılarak daha iyi soğutma sağlanması ile birlikte pompa/fan yükünü de azaltması çarpan jetin tercih edilmesinin nedenlerindedir.

Çarpan jetler soğutmanın ihtiyaç duyulduğu birçok endüstriyel uygulamada kullanılmaktadır. Gaz türbin kanatlarının soğutulması, cam temperlemesi, metallerin ısıl işlemleri, kumaş, kağıt, kereste vb. malzemelerin kurutulması ve son yıllarda teknolojinin hızla gelişmesine bağlı olarak elektronik cihazların ve mikro işlemcilerin soğutulması gibi birçok alanda kullanılmaktadır.

Çarpan jetlerin ısı transferi ve akış özellikleri; lüle geometrisine, lüle-ısı alıcı arası mesafeye, lüle çıkışındaki hız profiline, çarpma yüzeyi geometrisine ve jet-ısı alıcı arasındaki sıcaklık farkı gibi birçok parametreye bağlıdır.

Çarpan jetlerin verimi ise; lüle-ısı alıcı arası mesafeye, akışkan hızına, akışkan sıcaklığına, lüle açısına, lüle geometrisine, lüle sayısına, lüleler arası mesafeye ve Reynolds sayısına bağlıdır.

Bu çalışmada dikdörtgen ve altıgen kanatçıklı ısı alıcılarda çarpan jetle ısı ve akış karakteristiklerinin belirlenebilmesi için deneyler yapılmıştır. Deneysel çalışmada dairesel düz tip çarpan jet kullanılmıştır. Isıtılmış kanatçıklı bir yüzeye çarpan jetle gönderilen akımla oluşan konvektif ısı transferi incelenmiştir.

Çalışma 5 aşamadan oluşmaktadır.

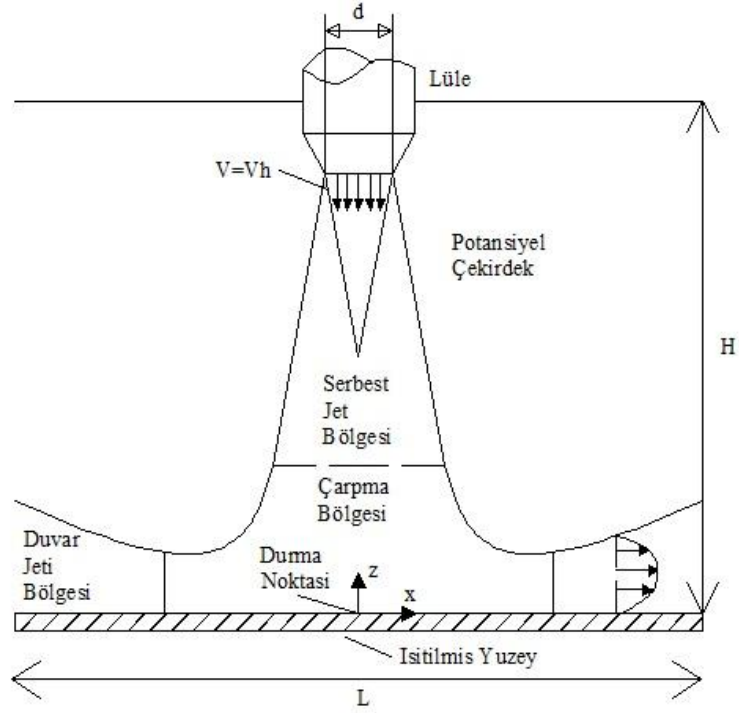
1. Giriş kısmı: Bu kısımda çarpan jetin tanımını, kullanım alanlarını, çarpan jetlerin hidrolik ve geometrik yapısını, çarpan jetlerin sınıflandırılmasını ve literatür çalışmalarını içermektedir.
2. Kuramsal temeller: Bu kısımda genel olarak ısı transferi mekanizmalarından, deneysel çalışmada ısı alıcı üzerindeki basınç dağılımını belirlemeye yarayan pitot tüpünden, Taguchi yönteminden ve deneysel belirsizliklerden bahsedilmiştir.
3. Materyal ve yöntem: Bu kısımda deney düzeneği ve deneysel çalışma tanıtılmıştır.
4. Araştırma bulguları: Bu kısımda deneysel çalışma sonucu elde edilen veriler analiz edilerek $Nu-Re$, $Cp-Re$, $Cp-1/(l_0/2)$, $Q_{birim}-h_k/d_{jet}$ ve η/Re grafikleriyle verilmiştir. Ek olarak ısı alıcılar üzerindeki sıcaklık dağılımını gösteren termal görüntüler sunulmuştur.
5. Sonuç: Bu kısımda ise deneyler sonucu elde edilen verilerin değerlendirilmesi yapılmıştır.

1.1. Çarpan Jetlerin Hidrodinamik ve Geometrik Yapısı

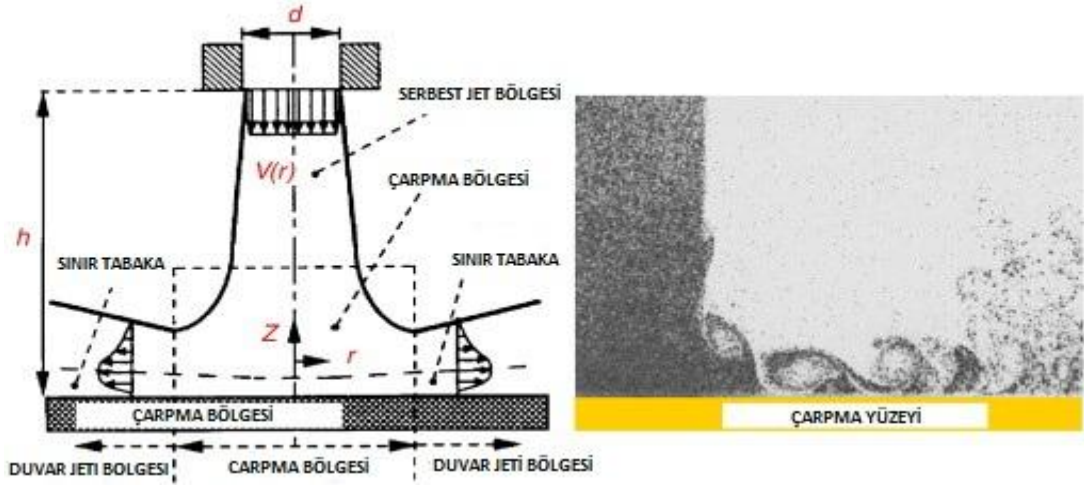
Çarpan jet; serbest jet bölgesi, durma/çarpma bölgesi ve duvar jeti bölgesi olmak üzere üçe ayrılır.

A) Serbest jet bölgesi

Şekil 1.1'de görüldüğü üzere d çapında dairesel bir lüleden çıkan akışkan durgun bir ortama püskürtülmektedir. Lüle çıkışında sabit hız dağılımı vardır. Akış ilerledikçe jet ile çevre arasında kütle, enerji ve momentum geçişi başlar. Jetin ortamla girdiği bu etkileşim radyal yönde uniform olmayan bir hız dağılımı oluşmasına, jet sınırlarının genişlemesine, jet sıcaklığının düşmesine ve sabit hız çekirdeğinin daralmasına neden olur. Serbest jet bölgesinin en önemli özelliği çarpma bölgesinden etkilenmemesidir.



Şekil 1.1. Düz bir yüzeye çarpan dairesel lüleden çıkan akışkanın şematik görünümü

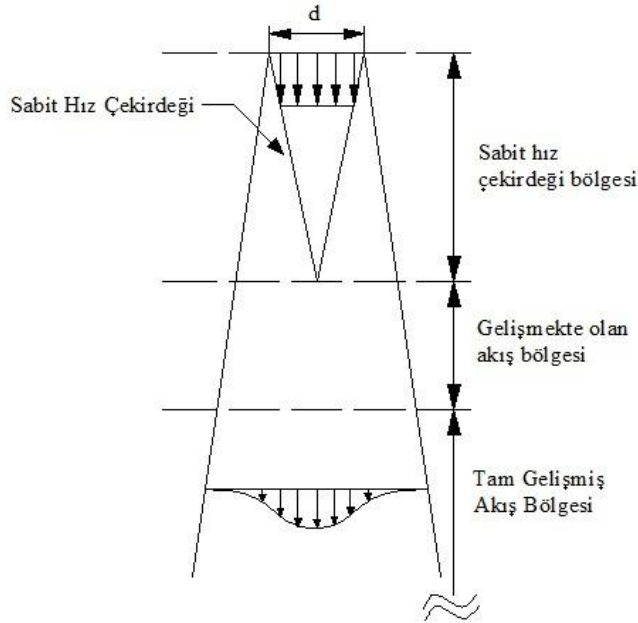


Şekil 1.2. Düz bir yüzeye çarpan dairesel lüleden çıkan akışkanın şematik ve gerçek görüntüsü (Nuntadusit 2012)

Serbest jet bölgesi; sabit hız çekirdeği bölgesi, gelişmekte olan akış bölgesi ve tam gelişmiş akış bölgesi olmak üzere üçe ayrılır (Şekil 1.3).

Sabit hız çekirdeği bölgesinde lüle merkezindeki hız (U_m) lüle çıkış hızına (U_j) eşittir. Bu bölgenin lüle çıkışından itibaren uzunluğu; jet çıkış geometrisine, lüle çıkışındaki hız profiline ve türbülans yoğunluğuna bağlıdır. Literatürde $U_m=0.95U_j$ olduğu noktanın potansiyel çekirdek bölgesinin bitiş yeri olduğu konusunda genel bir tanımlama mevcuttur. Gauntner *et al.* (1970) tarafından türbülanslı Reynolds sayılarına bağlı olarak yapılan çalışmalarda, potansiyel çekirdek bölgesi uzunluğunun lüle çapının altı katı kadar mesafede olduğu ($L_{pc}=6d$) belirtilmiştir.

Gelişmekte olan akış bölgesi, çevre ile jet arasındaki momentum etkileşimi sonucu jet merkezindeki hızın azalması ile oluşur. Bu bölgeden sonra akış tam gelişmiş hale gelir. Rajanatham (2002) tam gelişmiş bölgedeki jetin genişlemesinin ve hızdaki azalmanın doğrusal olduğunu belirtmiştir.



Şekil 1.3. Serbest jetin bölümleri

Viskanta (1993), 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 laminer olan bir jetin, çarpmadan önce hala laminer 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.

B) Durma/Çarpma Bölgesi

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. Yüzeyle 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 incelmeye uğraması aynı zamanda çevreyle momentum aktarımı sebebiyle sınır tabakasının kalınlaşma etkilerinin birbirini dengelemesi sonucu sınır tabakası kalınlığının fazla değişmemesidir.

C) Duvar jeti Bölgesi

Duvar jeti bölgesinde akış, 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. Taşınım ile ısı transferi, hem durma bölgesinde hem de duvar jeti bölgesinde oluşur.

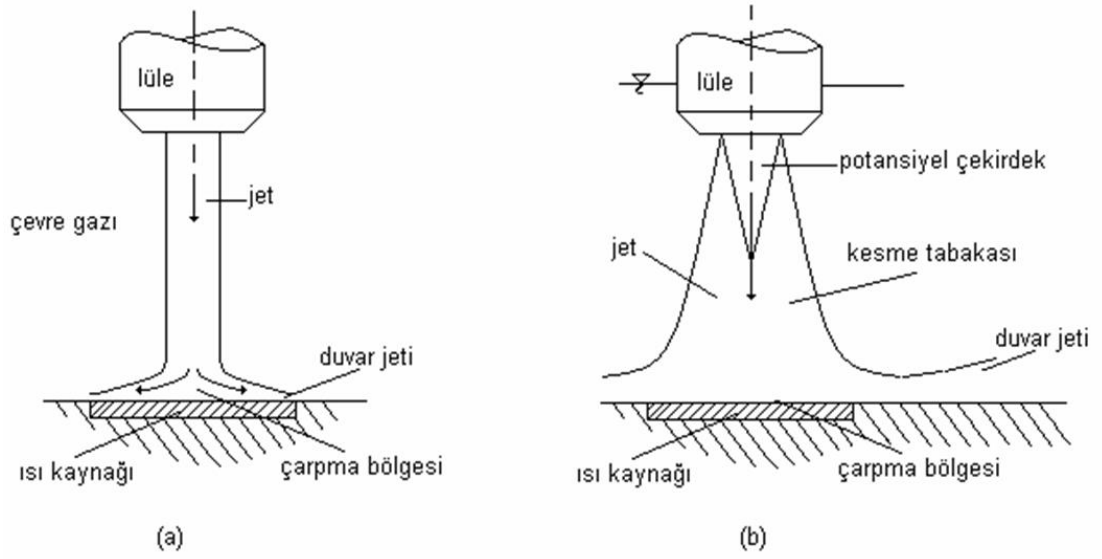
1.2. Çarpma Jetle Soğutma Sistemlerinin Sınıflandırılması

Çarpma jetle soğutma sistemleri; sınırsız ve sınırlanmış jetler, tekli veya çoklu jetler, dairesel veya yarık tipli jetler, serbest yüzeyli veya daldırılmış jetler ve lüle tip ve geometrisine bağlı olarak değişen jetler olarak sınıflandırılabilir.

A) Sınırsız Serbest Yüzey Jetleri

Serbest yüzey jetinin diğer jetlerden ayırt eden 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 profillerine ve türbülans seviyesine bağlı olarak jet lüleden ayrılırken bazı değişiklikler gösterir.

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



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

B) Sınırsız Dalmış Jetler

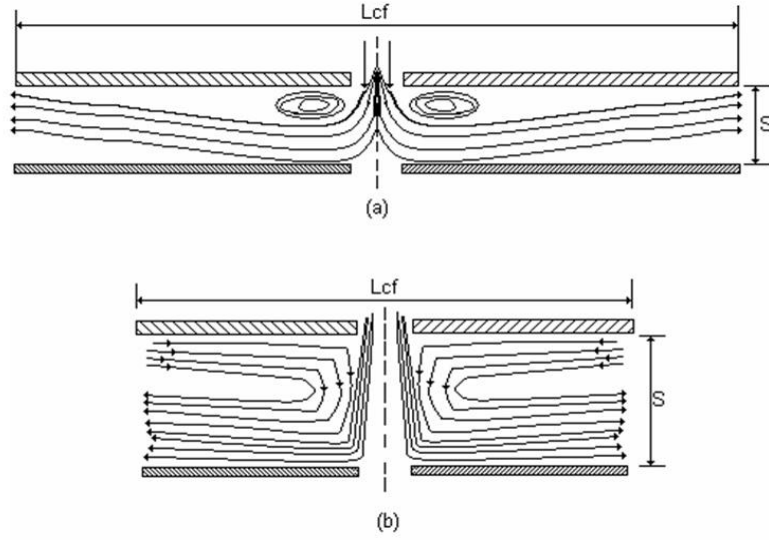
Şekil (1.4.b)'de görüldüğü gibi sınırsız, dalmış ve asimetric püskürtmeli bir jet; serbest jet, çarpma bölgesi ve duvar jeti olmak üzere üç ana bölgeye ayrılır. Serbest jet lüle çıkışında akış yönünde gelişen çevre akışkanının kesit tabakasında yanıl yayılımı ile karakterize edilmiştir. Lüleden uzaklaştıkça kesit tabakası genişler ve içinde akışkan hızının kesit tabakasından etkilenmediği potansiyel çekirdek büzülerek kaybolur. Potansiyel çekirdeğin ucunda jetin eksenindeki hız, bir yandan hız profili çan eğrisi şekline gelirken azalır. Potansiyel çekirdeğin uzunluğu Re sayısı ve lüle çapına bağlı olarak değişir. Lüle-levha arası mesafe h/d 'ye bağlı 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 türbülantta 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 tasarlandıkları için küçük hacimlere sığdırmak zorunluluğu vardır. Bu durum akış üzerinde sınırlandırma etkisi oluşturmaktadır. Yarı sınırlandırılmış kare kesitli yarık jetlerde jetin püskürtme düzleminde ve soğutma yüzeyine paralel olarak bir duvar yerleştirilmiştir. Bu duvar sonuçta iki plaka arasındaki paralel akışı sınırlayacaktır. Eğer sınırlama yüzeyinin genişliği, lüle genişliği ve plaka mesafesine göre büyükse akış girişi jetin her iki tarafından da sirkülasyona sebep olacaktır.

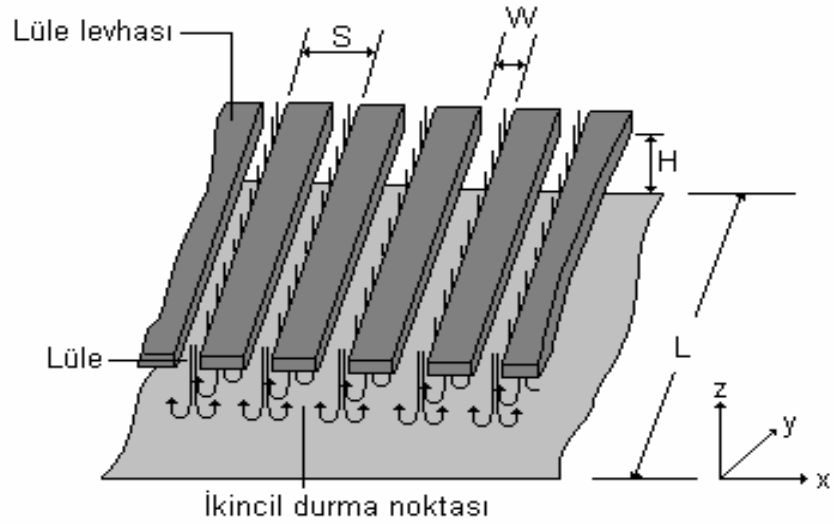
Lüle-levha mesafesi arttıkça akış, sınırlandırılma duvarı dışından etkilenerek sınırlandırma duvarının akıştaki etkisi ve jet altında ısı transferine etkisi azalacaktır. Bu eğilim mesafe arttıkça devam ederek sistem sınırlandırılmamış jetlerdeki gibi davranmaya başlayacaktır (Şekil 1.5).

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 durağan noktanın 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 eski değerine yani 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



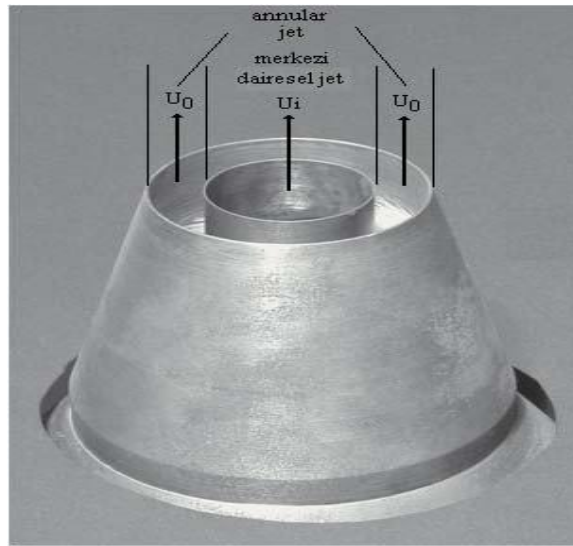
Şekil 1.6. Bir dizi yarıklı jetin yüzeye çarpması

Lüle dizileri, çarpma esaslı ısı ve kütle transferinin birlikte gerçekleştiği makinelerde sıklıkla kullanılmaktadır. Birçok çarpma ile ısı (kütle) geçişi düzenekleri, Şekil 1.6'da 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'da gösterilen düzende, kullanılmış gaz yukarı akarak lülelerden dışarı çıkamayacağı için, simetrik olarak y ekseninde 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 karışmasını sağlar.



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

Eş-eksenli türbülanslı jetler türbülans gerilmesine sahip akışların karışımı veya kesişmesini içermesinden dolayı yanma odaları dışında jet pompalarında, iticilerde, çoğaltıcılarda, karışım tanklarında, atık gazlarda, petrol esaslı yangınlarda, soğutma sistemlerinde, ön-karıştırıcı 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 orijinal bir konudur. 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 Jetle Soğutmanın Literatürdeki Yeri

Jetle soğutma sistemlerinin yapısını anlayabilmek için ısı transferini etkileyen parametrelerin bilinmesi gerekir. Bir yüzeye çarptırılan jet sonucu oluşan ısı transferi birçok parametreye bağlı karmaşık 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) bu parametrelerin başlıcalarıdır. Ayrıca, lüle geometrisi ve türbülans şiddeti gibi ikincil faktörler sayılabilir.

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 (kare, içi dolu/boş silindirik, açısız, vb. kesitli) ve farklı geometrilere jet çıkışlarının kullanıldığı çalışmalar yapılmış ve bu çalışmalarda birçok öneri ve tasarımlar sunulmuştur. Yapılan çalışmaların bazıları aşağıdaki gibidir.

Li *et al.* (2009), belirli Re sayısı, çarpma mesafesi ve kanat boylarında ısı ve akış karakteristiklerini incelemek için deneysel ve sayısal bir çalışma yapmışlardır. Deney parametrelerini: $Re=5000-25000$, çarpma mesafesi $Y/D=4-28$, kanat genişliği $W/L=0,08125-0,15625$ ve kanat yüksekliği $H/L=0,375-0,625$ olarak belirlemişlerdir. Sonuç olarak Re sayısı arttıkça ısı transferi de arttığını, termal performansın düşük Re sayılarında bile geliştirilebilir olduğunu gözlemlemişlerdir. Buna karşın Re sayısı arttıkça iyileşmenin belirsiz hale geldiği, çeşitli Re sayılarında çarpma mesafesi artarsa (minimum $Y/D=20$ olursa) termal direncin azaldığını belirlemişlerdir. Ayrıca çarpma mesafesi daha fazla artarsa termal direncinde de arttığı, kanat genişliğini artması termal direncin azalmasında etkili olduğunu görmüşlerdir. Fakat kanat genişliği artışının belli bir değer üzerine çıkarması termal direnci önemli ölçüde arttırdığını gözlemlemişlerdir. Termal direncin azalmasının, belirli Re sayısı ve kanat yüksekliğinde kanat genişliğinin artışına bağlı olduğunu belirlemişlerdir.

Jeng *et al.* (2009), çarpan jet altında dönen ısı alıcıda ki akış ve ısı transferi davranışlarını incelemek için deneysel bir çalışma yapmışlardır. Çarpan soğutucu olarak hava kullanmışlar ve kare ısı alıcıya kanatçıklar düzgün sıralı 5×5 ve 9×9 şeklinde yerleştirmişlerdir. Isı alıcının kenar uzunluğu 60 mm olarak sabitlemişlerdir. Değişken parametre olarak: 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 belirlemişlerdir. Sabit ve döner sistemlerin her ikisinin de akış karakteristiklerini smoke visualization yöntemiyle görüntülemişlerdir. 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 etmişlerdir. Döner sistemde büyük Re_r sayısında küçük Re sayısına göre ısı transferi daha belirgin bir şekilde geliştiğini, buna rağmen Nu_Q/Nu_0 oranının artan Re sayısı ile azalma gösterdiği belirlemişlerdir. Bu çalışmada Nu_Q/Nu_0 oranı $L/d=4,615$ 'de $L/d=2,222$ 'den daha yüksek olduğunu gözlemlemişlerdir. $L/d=2,222$ olan sistemler arasında $C/d=9-11$ aralığında Nu_Q/Nu_0 oranının yüksek olduğunu, $L/d=4,615$ olan sistemlerde $C/d=1-3$ aralığında Nu_Q/Nu_0 oranının yüksek olduğunu belirlemişlerdir. Sonuç olarak $Nu_Q/Nu_0 \geq 1,1$ oranına göre önemli rotasyon kriterinin $Re_r/Re \geq 1,154$ olduğu belirlemişlerdir.

Youn *et al.* (2011), yaptıkları deneysel çalışmada mikro ölçülerdeki çarpan jetin ısıtılmış plaka üzerindeki yerel ısı transfer karakteristiklerini incelemişleridir. Deneysel parametreleri; Reynolds sayısı $Re=1600-5600$, nozul plaka arası mesafe $H/D=1-10$ ve nozul sınırlama derecesi $D_C/D=3,6,9,12,24,48$ olarak belirlemişlerdir. Isı transfer oranındaki azalma, nozul-plaka arasındaki küçük mesafede sınırlama etkisinin sonucu olarak D_C/D değerleri 6,9,12,24,48 olan nozullar için bulmuşlardır. Akış karakteristikleri plaka üzerindeki basınç dağılımını ölçülerek değerlendirmişler ve sınırlı nozullar için sınırlama etkisinin kanıtı olan alt atmosferik basınç gözlemlenmiştir. Deneysel sonuçların temelinde durgunluk korelasyonları ve ortalama Nu sayıları önermişlerdir. Sonuç olarak sınırlı ve sınırsız jetlerin Nu sayılarının oranını içeren kontur haritaları sunmuşlardır. Kontur haritaları incelendiğinde, nozul sınırlama etkisi büyük, nozul plaka arası mesafe küçük olduğu durumda sınırlı jetler sınırsız jetlerden daha küçük Nu değerlerine sahiptir.

Martin and Buchlin (2011), çarpan jetle ısı transferiyle ilgili düzlem plaka üzerinde farklı nozul geometrileriyle bir çalışma yapmışlardır. Çalışma parametreleri olarak; nozul geometrisini, jet Reynolds sayısını ve z/D mesafesini seçmişlerdir. Deneysel çalışmada termal kamera ile termofoil tekniğini uygulamışlardır. Yüksek Reynolds sayısında ($Re=15000$) ve düşük z/D mesafesinde ($z/D=1$) 3 loplu nozulun diğer nozullardan daha iyi performans gösterdiği belirlemişlerdir. z/D mesafesi arttırılıp $z/D=7$ 'yi aşması durumunda 4 loplu nozulun veriminin daha iyi olduğunu gözlemlenmişlerdir.

Gulati *et al.* (2009), pürüzsüz düz bir yüzey üzerine hava jetinin çarptırılmasıyla elde edilen ısı transferini belirlemek ve Reynolds sayısı, jet-plaka arası mesafenin ısı transferi üzerine etkilerini araştırmak için deneysel bir çalışma yapmışlardır. Çalışmada dairesel, kare ve dikdörtgen geometrilerde 20 mm ve eşdeğer çapta nozullar kullanmışlardır. Reynolds sayısı 5000-15000 ve jet plaka arası mesafe 0,5d-12d aralığında deneyleri yapmışlardır. Yerel ısı transfer karakteristiklerinin belirlenmesi için termal kamera kullanmışlardır. Çarpma yüzeyindeki yerel ve ortalama Nusselt sayılarını tüm nozullar için incelemiş, basınç kaybı ölçümleri tüm nozullar için yapılmış ve basınç

kayıp katsayıları belirlemişlerdir. Ortalama Nusselt sayılarının değişiminin nozul şekline bağlı olmadığı gözlemlenmiştir.

Hoffman *et al.* (2007), düz plaka üzerine dik yönde çarpan dairesel jetin ısı transferine etkileri üzerine deneysel bir araştırma yapmışlardır. Sıcaklık dağılımını termal kamera sistemi yardımıyla belirlemişlerdir. Plaka-nozul arası mesafe ve Reynolds sayısının ısı transfer katsayısına etkilerini araştırmışlardır. Araştırmanın deneysel sonuçlarına göre ısı transfer katsayısı için korelasyonlar geliştirmişlerdir ve serbest jette oluşan akışın yapısını incelemişlerdir.

Guo *et al.* (2011), çarpan jetle silikon çiplerdeki ısı transfer performansının incelenmesi için deneysel çalışma yapmışlardır. Kuru dağlama tekniği kullanarak çip yüzeyinde 30x60, 30x120, 50x60, 50x120 μm^2 boyutlarında dört çeşit mikro kanatçık üretmişlerdir. Deneyleri, iki farklı sıvı soğutucu (25°C ve 35°C), üç farklı çapraz akış hızı (0,5, 1, 1,5 m/s) ve üç farklı jet hızında (0, 1, 2 m/s) yapmışlardır. Deney sonuçlarına göre, mikro yapının ve çarpmanın ısı transferinde büyük iyileşme sağladığı ve maksimum ısı akısının hız ve sıvı soğutucu ile arttığını gözlemlenmiştir. Sabit V_c hızında (özellikle $V_c=0,5$ m/s $V_j=2$ m/s) geliştirme derecesinin arttığı ve V_c arttıkça çarpan jetle ısı transferi gelişiminin zayıflayıp ve kritik ısı akısı değerinin arttığı belirlenmiştir. Maksimum q_{max} değeri; 35°C sıvı soğutucu, $V_c=1,5$ m/s, $V_j=2$ m/s, 50x120 μm^2 kanatçık boyutunda 167 W/cm² olarak gerçekleşmiştir.

Choo and Kim (2010), iki fazlı çarpan jetin sabit pompalama gücü altındaki ısı transferi ve akış karakteristiklerini deneysel olarak incelemişlerdir. Boyutsuz pompa gücünü $P=1,4 \times 10^{11}$ - $2,8 \times 10^{12}$, hacimsel oranı $\beta=0,0$ -1,0 olarak kabul etmişlerdir. Test akışkanı olarak su ve hava kullanmışlardır. Nu sayısının hacimsel oranla arttığını (hacimsel oranın 0,0-0,3 civarındaki değeri için maksimum Nu değeri elde edilmiştir) ve sonra azaldığını gözlemlenmiştir. Akış şekilleri gözlemlenerek optimum Nu değeri kabarcıklı akış bölgesinde belirlenmiştir. Deney sonuçlarına göre sadece hacimsel oranın bir fonksiyonu olarak ortalama Nu sayısı için korelasyonlar geliştirmişlerdir.

Chaudhari *et al.* (2010), bu çalışmada yapay jetin ısı transfer karakteristiklerini incelemiştir. Bu amaçla çarpan jetle çeşitli eksenel mesafelerde ısıtılan yüzeydeki ısı transfer katsayısı dağılımını ölçmüşlerdir. Ayrıca radyal dağılım, rms hızı ve statik basıncı da ölçmüşlerdir. Deney parametreleri: Reynolds sayısı 1500-4200 arasında, ısıtılmış yüzeyle jet arasındaki eksenel mesafenin jet çapına oranı 0-25 aralığında, çeşitli orifis çaplarına göre orifis plakasının uzunluğu 8-22 aralığında olarak belirlemiştir. Sentetik jetle maksimum ısı transfer katsayısının, doğal taşınım ile ısı transfer katsayısının 11 katı kadar olduğu tespit edilmiştir. Ortalama Nu sayısının dağılımının sürekli jet için elde edilen dağılımla benzer olduğu görmüşlerdir. Mevcut deneylerde Re sayısı ile Nu sayısının üssü muhafaza boyutlarına bağlı olarak 0,6-1,4 arasında değişmiştir. Sürekli bir jet ile doğrudan karşılaştırma yapılmış ve performansları benzer set altında karşılaştırılabilir bulmuşlardır.

Jeng *et al.* (2008), bu deneysel çalışmada dönen ısı alıcı üzerine etki eden çarpan jetin ısı transferine etkisini incelemiştir. Çarpan soğutucu olarak hava, ısı alıcı olarak kare Al-foam ısı alıcı kullanmışlardır. Deney parametrelerini: Reynolds sayısı (Re), bağlı nozul ısı alıcı mesafesi (C/d), rotasyonel Reynolds sayısı (Re_r), kare ısı alıcının bağlı uzunluğu (L/d) olarak belirlemiştir ve bu deney parametrelerinin ortalama Nu sayısına ve boyutsuz sıcaklık dağılımına etkileri araştırılmıştır. Sabit sistem 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 edildiği belirlenmiştir (C/d 'nin Nusselt'e etkisi burada ihmal edilmiştir). Dönen sistem için Re ve L/d küçük, C/d büyük olduğunda ortalama Nusselt sayısı Re_r ile önemli ölçüde arttığını görmüşlerdir. Ayrıca $Nu_0/Nu_0 \geq 1,1$ için, $C/d=0-5$, $L/d=3$ olduğunda $Re_r/Re \geq 1,07$ 'de ve $C/d=0-5$, $L/d=4,615$ olduğunda $Re_r/Re \geq 1,13$ 'de rotasyonun önemli olduğu gözlemlenmiştir. $C/d=0$ olduğunda $Re_r/Re \geq 1,44$ 'de rotasyonun önemli olduğu, $C/d=1$ 'de her zaman önemli olduğu belirlemiştir.

Yang *et al.* (2009), bu çalışmada çarpan jetle uniform olmayan kanatçık genişliğindeki tasarımların termal performanslarını sayısal olarak incelemiştir. Korunum

denklemlerini ortogonal uniform olmayan kademeli kanatlar üzerinde kontrol hacim bazlı sonlu fark metodu kullanılarak ayırtmışlardır. Hız ve momentum denklemleri arasındaki ilişkiyi SIMPLEC ile çözmüşlerdir. k - ϵ denklemleri türbülanslı yapı ve davranışı tanımlamak için kullanmışlardır. Değişken parametreler: Reynolds sayısı $Re=5000-25000$, üç kanat boyu $H=35-40-45$, ve beş kanat dizaynı Tip1-Tip5 olarak belirlenmiştir. Bu çalışmanın hedefi ısı alıcı üzerindeki kanatçıkların termal performansa etkilerini araştırmaktır. Re sayısı arttıkça Nu sayısının da arttığını, fakat Nu sayısının giderek artan Re sayısı artışı ile azaldığını belirlemişlerdir. Ayrıca yüksek Re sayısındaki Nu sayısına kanatçık boyutlarının etkisi, düşük Re sayısındaki durumdan daha önemli olduğu belirlemişlerdir. Aynı zamanda uniform olmayan kanat tasarımı optimizasyonu için potansiyel olduğu sonucuna varmışlardır.

Li *et al.* (2005), deneysel çalışmalarında çarpan jet etkisindeki ısı alıcının termal performansını kızılötesi termografi ile belirlemişlerdir. Re sayısının, kanatçık genişlik ve yüksekliğinin, nozul kanatçık arasındaki mesafenin ve ısı alıcı tipinin termal dirence etkisini araştırmışlardır. Re sayısı arttıkça ısı alıcının termal direncinin düştüğünü fakat termal direncin Re sayısının daha fazla artmasıyla arttığını belirlemişlerdir. Termal direncin belirli bir Re sayısında kanat boyu arttırılarak azaltılabileceğini, fakat etkisi kanat genişliğinden az olacağından kanat genişliği arttırılarak daha dikkat çekici sonuçlar elde edileceğini gözlemlemişlerdir. Belirli bir Re sayısında minimum termal direnç ile uygun bir çarpma mesafesi bulunabileceğini ve Re sayısı arttıkça optimum çarpma mesafesinin de artacağını belirtmişlerdir. Kanatçıklı ısı alıcıların hacimleri küçük olmasına rağmen yüzey alanları büyük olduğu için kanatçıklı ısı alıcıların termal performansının düzlem plakalı ısı alıcıdan üstün olduğunu söylemişlerdir.

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 $H/D=2$, ölçsüz çarpma uzunluğu $1 < L_0/D < 22$ aralığında ve Reynolds sayısı $1000 < Re < 4300$ aralığında olacak şekilde deneyler yapmışlardır. Deneyler, ısı transferi ölçümünde sabit bir çarpma boyu için Reynolds sayısı ve Nusselt

sayısı arasındaki kuvvetli ilişkiyi kanıt göstermiştir. Kritik çarpma uzaklığını $L_0/H=2.5$ olarak tanımlamışlardır.

Xu and Hangan (2008), ortonormal jetlerin duyarlılığını ölçek (Reynolds sayısı), sınır şartları (geometri ve yüzey pürüzlülüğü) ve başlangıç şartları için incelemiştir. Yakın duvar bölgesindeki düzensiz ayrılmalardan dolayı akış alanının Reynolds sayısına bağlı olduğu belirtmişlerdir. Maksimum radyal hız Reynolds sayısı etkisiyle kritik Reynolds değerinin (Re_{cr}) altında bir değere yükseldiğinde çarpma yüzeyinin üzerindeki sınır tabaka kalınlığının azalacağını ifade etmişlerdir. Kritik Reynolds sayısının üzerindeki bir değerde akışın Reynolds sayısından bağımsız olacağını vurgulamışlardır. Reynolds sayısının tamamen pürüzlü bölgeye ulaşması durumunda yüzey tabaka kalınlığının sadece pürüzlülük yüksekliğiyle artacağını gözlemlemişlerdir. Dairesel vorteks şeklinin olduğu mesafelerden daha geniş olan uzaklıklar için akışın sadece jet ve yüzey arasındaki uzaklığa zayıf şekilde bağlı olması gerektiğini belirtmişlerdir. 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 etkileyeceğini ifade etmişlerdir. Başlangıç türbülansının genellikle serbest jet akış bölgesini etkileyeceğini savunmuşlardır.

Koseoglu and Baskaya (2009), 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 incelemiştir. 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 yapmışlardır. Doğal konveksiyonun hedef nokta üzerindeki değişik bölgelerde ortalama ısı transferi üzerindeki etkisinin destekleyici veya karşıt yönde olabileceğini savunmuşlardır. 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 belirlemişlerdir.

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.

Barrau *et al.* (2012), 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.

Wong and Saeid (2009), genişletilmiş Darcy ve Brinkman modellerini kullanarak çarpan jetle soğutmayı incelemişlerdir. Sonuçları karışık konveksiyon rejiminde Rayleigh sayısı (Ra), Pecket sayısı (Pe), jet genişliği ve Darcy sayılarının (Da) geniş aralığında vermişlerdir. Ortalama Nusselt sayısının, Pe düşükken Non-Darcy rejiminde Da sayısı arttıkça azaldığı, Pe sayısı arttıkça da arttığını belirlemişlerdir. Darcy rejiminde Da sayısının değişiminin ısı transfer performansına etkisi ihmal edilebilir düzeyde olduğunu belirlemişlerdir. Minimum Nu değeri yüksek değerdeki Ra sayısında görülmüş ve gözenekli ortam ile jet soğutmanın sistem tasarımının, karışık konveksiyon şartlarında da dikkatle düşünülmesi gerektiği sonucuna varmışlardır.

Wong and Saeid (2009), Brinkman-Forchheimer-Genişletilmiş Darcy (BFD) modeli kullanılarak çarpan jetle soğutmayı incelemişlerdir. Sonuçları karışık konveksiyon rejiminde Rayleigh sayısı (Ra), Pecket sayısı (Pe), gözeneklilik (ϕ), atalet katsayısı (C_F)

ve Darcy sayılarının (Da) geniş aralığında sunmuşlardır. Karışık konveksiyon sonuçlarını göstermişler ve karışık konveksiyon rejiminde minimum ortalama Nu sayısı bulmuşlardır. Düşük değerdeki Pe değerinin, artan Re ve azalan Da sayısı Nusselt sayısında artışa neden olduğu ve Pe sayısı yüksek bir değer aldığında Darcy rejiminde Ra ve Da sayılarının etkisi ihmal edilebilir düzeyde olduğunu belirtmişlerdir. Nondarcy rejiminde Da için ısı transfer oranının Pe sayısının yüksek olduğu Darcy rejiminden daha yüksek olduğunu gözlemlemişlerdir.

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. Eş-eksenli 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.

Literatür araştırmasından da görüleceği gibi, çarpan jetlerle ilgili birçok deneysel ve sayısal çalışma gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada literatürde karşılaşılmayan lüle-difüzör şeklinde dizilmiş olan kanatçıkların ısı transferi ve akış karakteristikleri deneysel olarak incelenmiştir. İlk aşamada daha önce rüzgar tüneline optimize edilmiş dikdörtgen ve altıgen kanatçıklı ısı alıcıların sabit ısı akısı, h/d mesafesi ve lüle çapında ısı transferi özellikleri incelenmiştir. Isı alıcılar üzerindeki sıcaklık dağılımı termal kamera yardımıyla belirlenmiştir. Ardından ısı alıcılar üzerindeki basınç dağılımı pitot tüpü yardımıyla belirlenmiş, elde edilen veriler basınç katsayısı şeklinde ifade edilmiştir. Daha sonra rüzgar tüneline yapılan deneylerle çarpan jetle yapılan deney sonuçları karşılaştırılarak termodinamik analiz yapılmıştır.

2. KURAMSAL TEMELLER

Teknolojide yaşanan hızlı gelişmeler yüksek performansa sahip termal sistemlere olan ihtiyacı sürekli olarak gündemde tutmakta ve araştırmacıların ilgilerini ısı geçişinin artırılmasına yönelik çalışmalara yönlendirmektedir. Bugün dünyanın birçok üniversitesinde ve araştırma-geliştirme çalışmalarına önem veren büyük firmaların araştırma laboratuvarlarında ısı geçişi verimini yükseltmeye yönelik çalışmalar yapılmaktadır.

2.1. Genel Isı Transferi Kavram ve Tanımları

Isı transferi sıcaklık potansiyelinden dolayı ortaya çıkan enerji biçimidir. Bir ortam içerisinde veya ortamlar arasında, bir sıcaklık farkının mevcut olduğu her durumda ısı geçişi mutlaka gerçekleşir. Bir katı veya durgun akışkan ortam içinde, sıcaklık farkı olması durumunda, ortam içinde gerçekleşen ısı geçişi için, iletim terimi kullanılır. Buna karşın, bir yüzey ile hareket halindeki bir akışkan farklı sıcaklıklarda ise, aralarında gerçekleşen ısı geçişi taşınım terimi ile anılır. Sonlu sıcaklığa sahip tüm yüzeyler elektromanyetik dalgalar halinde enerji yayarlar. Farklı sıcaklıktaki iki yüzey arasında, birbirlerini görmeye engel bir ortam yoksa meydana gelen ısı alışverişine ışınım denir. Kanatçıklı bir ısı alıcı analizi yapılırken bu üç ısı transferi mekanizması göz önüne alınır.

2.2. İletim ile Isı Transferi

İletim, durgun ortamlar arasındaki sıcaklık farkı sonucu oluşur ve fiziksel mekanizması rasgele atomik veya moleküler hareketliliktedir. Isı iletimi Fourier yasası ile tanımlanır. Sabit kesit alanına sahip bir cisimden bir boyutlu, kararlı ısı iletimi aşağıdaki denklemle ifade edilir:

$$Q_{cond} = -kA \frac{dT}{dx} \quad (2.1)$$

2.1.2. Taşınım ile ısı transferi

Taşınım, kitle hareketi, sıcak ve soğuk akışkan elamanların makroskopik parçalarının karışması, soğutucu ortam içindeki ısı iletimi ve enerji depolamanın bir bileşimidir. Eğer taşınım olayı akışkan içindeki sıcaklık değişimlerinin neden olduğu yoğunluk farklarından kaynaklanan kaldırma kuvvetleri ile ilişkili ise buna doğal (veya serbest) taşınım denir. Buna karşılık, akış bir fan, pompa veya atmosferik rüzgarlar gibi bir dış etki ile oluşuyorsa bu duruma da zorlanmış taşınım adı verilir. Sıcak bir nesneden soğutucu akışkana olan ısı transferi Newton'un Soğutma Yasası olarak bilinen aşağıdaki eşitlikte ifade edilmektedir:

$$Q_{conv} = hA (T_y - T_\infty) \quad (2.2)$$

Taşınım katsayısı h , akış yönündeki katı cismin şekli ve boyu gibi bir takım fiziksel geometrilere ve akışkanın tipi ve çalışma sıcaklığı gibi termofiziksel özelliklerine bağlıdır. Isı alıcılarda bu özelliklerle birlikte kanatlar arasındaki boşluklar soğutma alanını belirlediği için kanatlar arasındaki boşlukta konvektif ısı transfer katsayısını etkilemektedir. Zorlanmış taşınım ile ısı transferinde ısı transferi katsayısı akışı karıştıran ve vorteksler üreten yüzeyler boyunca akışkanın sahip olduğu lineer hızına oldukça bağlıdır. Çizelge 2.1'de konvektif ısı transfer katsayısının tipik değerleri görülmektedir.

Çizelge 2.1. Isı transferi katsayısının tipik değerleri

Proses	h [W/m ² .K]
<i>Doğal taşınım</i>	
Gazlar	2-25
Sıvılar	50-1000
<i>Zorlanmış taşınım</i>	
Gazlar	25-250
Sıvılar	50-20000
<i>Faz değişimi ile taşınım</i>	
Kaynama veya yoğuşma	2500-100000

2.1.3. Işınım ile ısı transferi

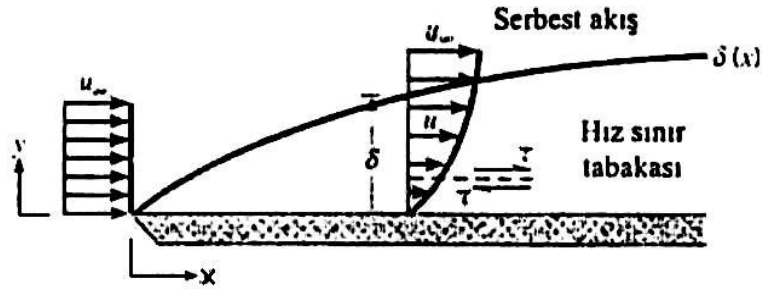
Işınım ile ısı transferi sonlu sıcaklıktaki malzeme tarafından yayılan ve elektromanyetik dalgalarla iletilen enerjidir. Enerji iletim ve taşınım ile transfer edilirken bir madde ortamına gerek duyar, fakat ışıнімda buna gerek yoktur. Sonlu sıcaklıktaki her bir cisim ya da nesne ışıнім yaydığı gibi aynı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

$$Q_{rad} = \varepsilon A \sigma T_y^4 - T_\infty^4 \quad (2.3)$$

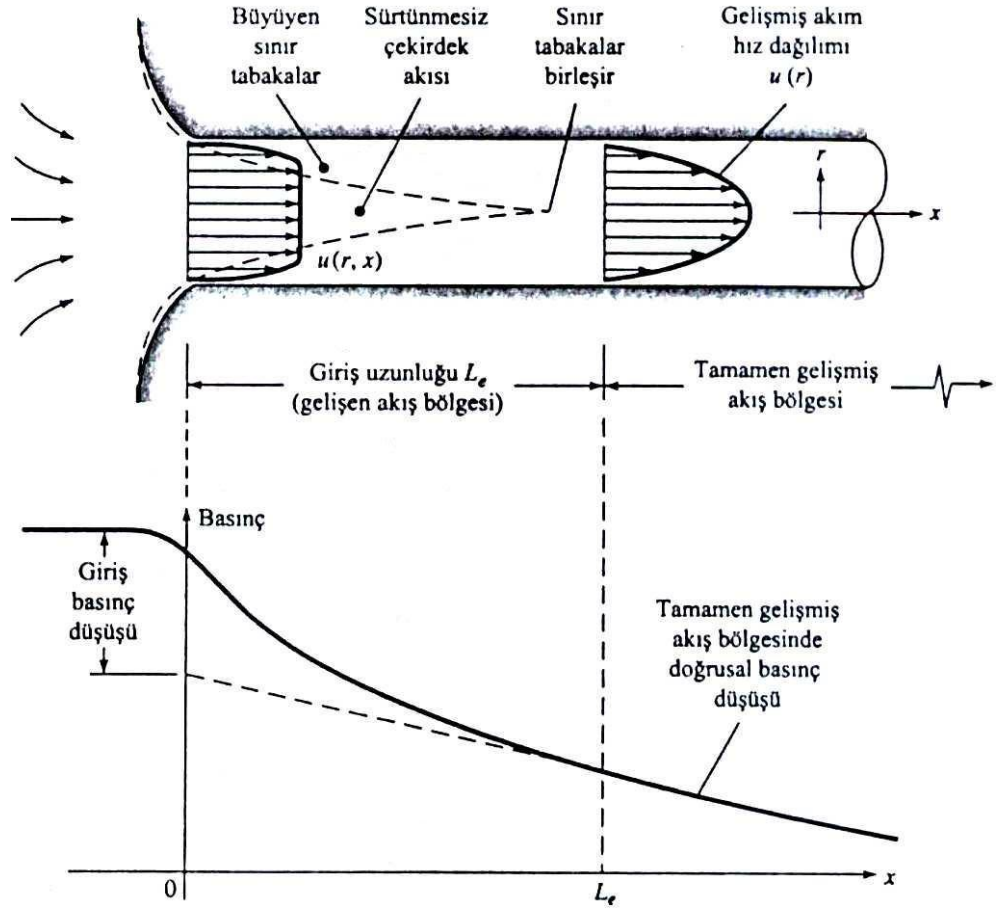
Endüstriyel uygulamaların birçoğunda ısı transferinin bu üç şekilde mevcuttur. Bununla birlikte uygulamadaki çalışma şartlarına ve baskın ısı transferi türüne göre biri veya bir kaçını ihmal edilebilir.

2.2. Hız (Hidrodinamik) Sınır Tabaka

Akışkan parçacıkları yüzeye 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’de ki 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 1996).



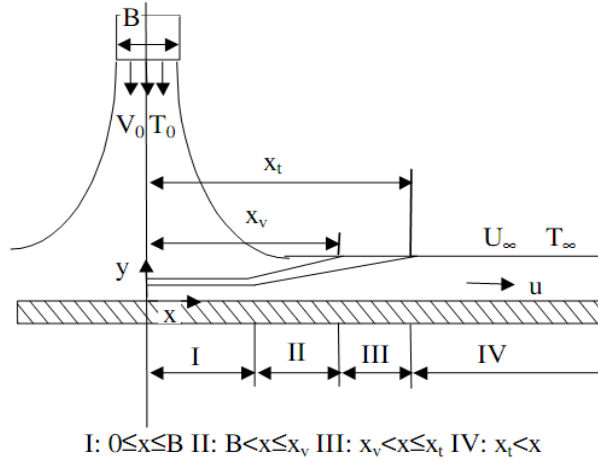
Şekil 2.1. Düzlem levha üzerinde hız (hidrodinamik) sınır tabakasının gelişimi (Incropera and DeWitt 1996)



Şekil 2.2. Kanal akışının girişindeki basınç ve hız dağılımının değişimi (White 2004)

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. Akışın boruya girdiği yerde bir giriş bölgesi vardır. Viskoz sınır tabakalar, cidardaki aksenal akışı yavaşlatıp, merkezdeki akışı hızlandırarak akış yönünde kalınlaşırlar (White 2004).

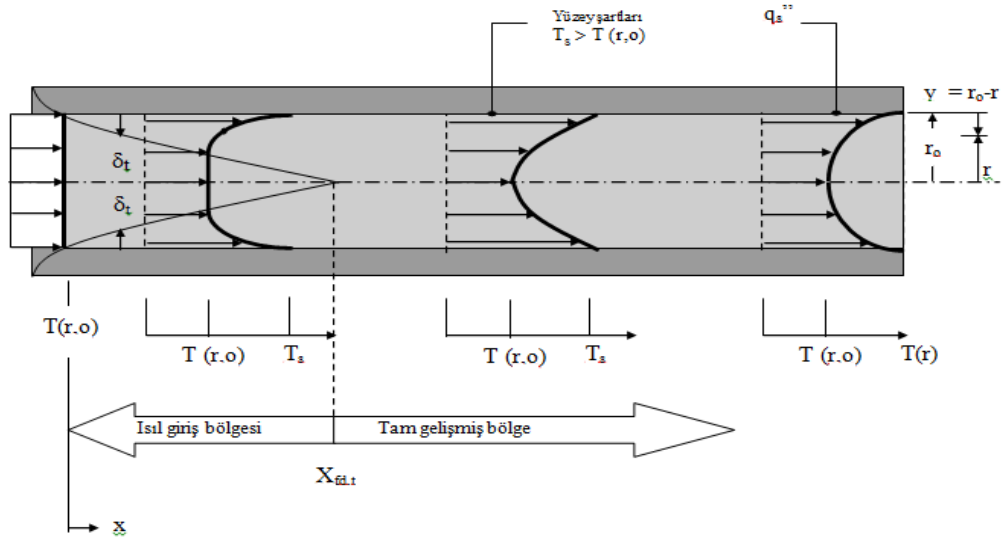
Girişten sonlu bir uzaklıkta, sınır tabakalar birleşir ve sürtünmesiz çekirdek bölgesi kaybolur. Bu uzaklığa “hidrodinamik giriş uzunluğu” denir. Boru içindeki akış bundan sonra tamamıyla sürtünmelidir ve aksenal hız, x ile artık hiç değişmediği $x=L_e$ uzaklığına kadar hafifçe ayarlanır ve bundan sonraki 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.



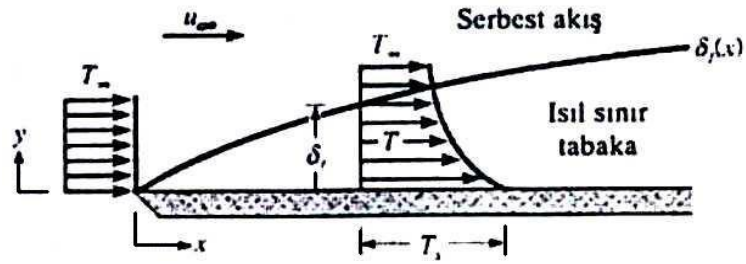
Şekil 2.3. Çarpan jette hız sınır tabakanının farklı mesafelerde ki değişimi (Chen 2005)

2.3. Isıl Sınır Tabaka

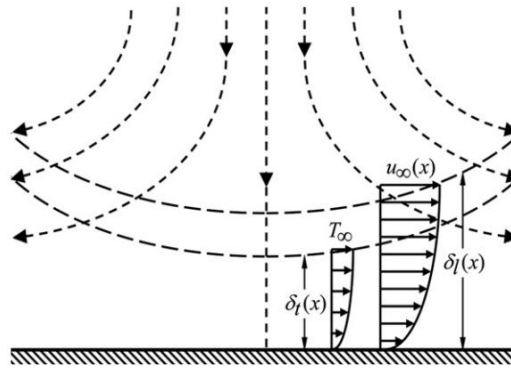
Bir yüzey üzerinde akış olduğunda bir hız sınır tabakası gelişirken, akışkan sıcaklığı yüzey sıcaklığından farklı ise bir de ısı sınır tabaka gelişir. Şekil 2.4'de boru içerisinde ve Şekil 2.5'de de düz bir levha üzerinde ısı sınır tabakanın gelişimi gösterilmiştir. Levha giriş ucunda sıcaklık profili 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 ısı sınır 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 ısı sınır tabaka büyür (Incropera and DeWitt 1996).



Şekil 2.4. Isıtılmış bir boru içerisinde ısıl sınır tabakanın gelişimi (Incropera and DeWitt 1996)



Şekil 2.5. Sabit sıcaklıktaki düz levha üzerinde ısıl sınır tabakanın gelişimi (Incropera and DeWitt 1996)



Şekil 2.6. Çarpan jette ısıl ve hız sınır tabakalarının gelişimi (Karwa 2011)

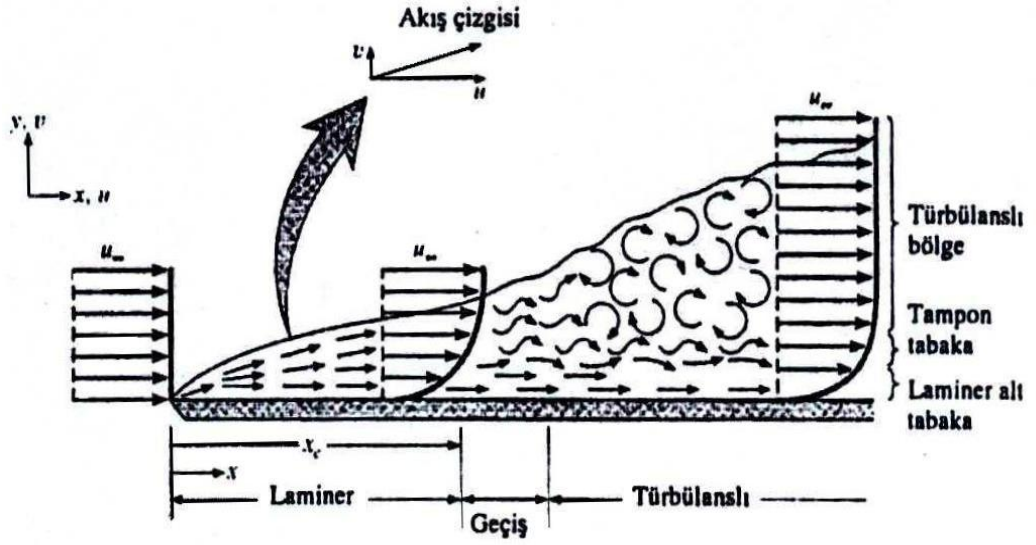
2.4. Laminer ve Türbülanslı Akış

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 1996).

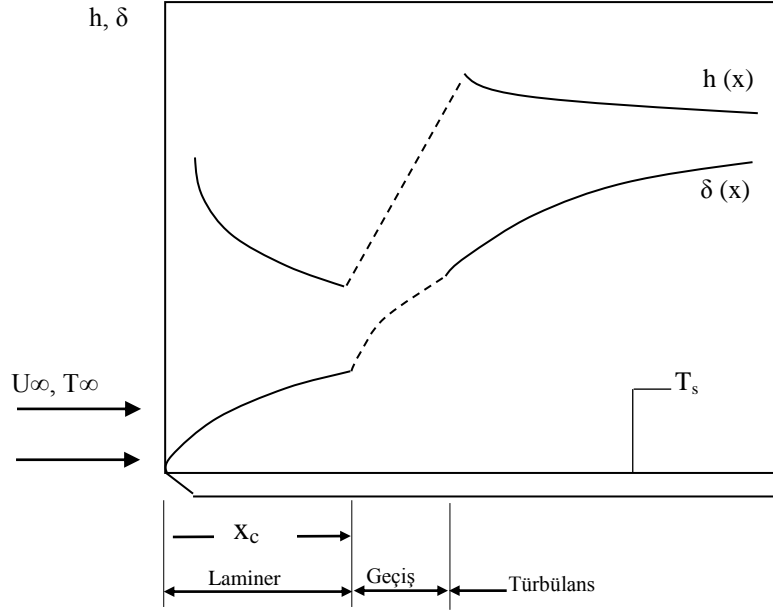
Buna karşılık, türbülanslı sınır tabaka içinde akışkan hareketi çok düzensizdir ve akış içinde ani hız değişimleri gözlemlenir. Bu düzensiz değişimler momentum, enerji ve kütle geçişini artırır ve bundan dolayı taşınım ile geçiş hızı arttığı gibi yüzey sürtünmesi de artar. Düzensiz değişimlerin sonucu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

Bir düz levha üzerinde hız sınır tabakası gelişirken laminer, geçiş ve türbülans bölgeleri Şekil 2.7’de gösterilmiştir. Laminer akışın 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 1996)

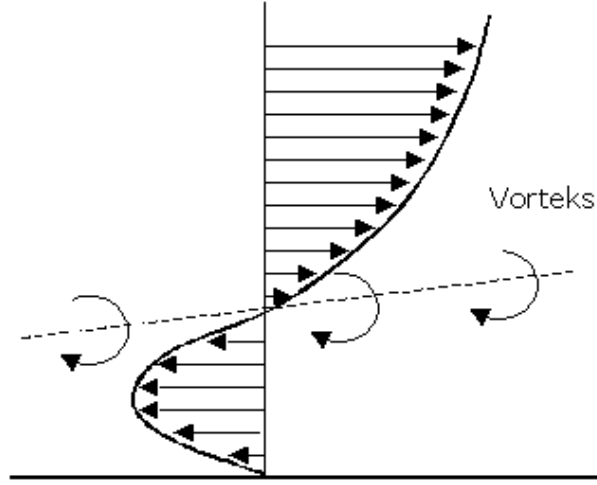
Sınır tabaka başlangıçta laminerdir, fakat giriş ucundan biraz ötede, küçük çalkalanmalar başlar, bunlar şiddetlenir ve türbülanslı akışa geçiş olur. Akışkan içerisindeki çalkalanmalar geçiş bölgesi içerisinde gelişmeye başlar ve sınır tabaka sonunda tamamen türbülanslı olur. Tam türbülanslı bölge içerisinde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

2.5. Isı Transferinin İyileştirilmesi

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 ayrılmasına neden olacaktır. Sınır tabaka ayrılmasının gerçekleştiği bölgelerde vorteks (girdap) oluşur. Vorteks oluşumu sırasında sistemde enerji kaybı meydana geleceği için bu işlemin kontrollü olarak gerçekleştirilmesi istenmektedir.



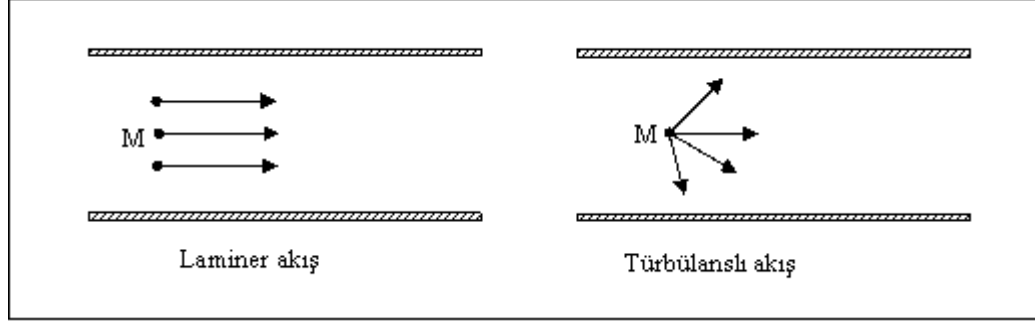
Şekil 2.9. Vorteks oluşumu

Aslında 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 çalışmada akışa dik olarak yerleştirilen ısı alıcı üzerindeki kanatlar arasında kompleks yapıda vorteks sistemi oluşur. Plaka üzerine etkiyen 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 akış olan laminer akış 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 akış söz konusudur.

Düz plaka üzerinde paralel akışta laminerden 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:

$$\text{Re}_x = \frac{\rho V x}{\mu} = \frac{V x}{\nu} \quad (2.4)$$

Burada V yukarı akım hızı, x ise kanalın veya levhanın 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 $Re_L=VL/v$ 'ye ulaşır. Düz plakadaki her bir nokta için karakteristik uzunluk, akış yönünde giriş kenarından itibaren bu noktanın x uzaklığıdır.

Pürüzsüz düz plaka üzerinde laminer 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 yayıcılardaki 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 oluşturur. 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 de basınç katsayısıdır. Bu parametre bir yayıcının akışın statik basıncının yükselmesiyle alakalıdır 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 yerel 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 katsayısı 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 aksenal akışın gerçekleştiği “duvar jeti bölgesinde” kanatçıklardan gelen daimi yaklaşık periyodik yapıdaki akışın anlık basınç değer ölçümleri yapılabilmiştir. Pitot tüpüyle yapılan ölçümlerde akış doğrultusunda meydana gelen küçük sapmaların ve ısıtılan ısı alıcısından kaynaklı sıcaklık değişimlerinin ölçümü etkilememesi için pitot tüpü tercih edilmiştir.

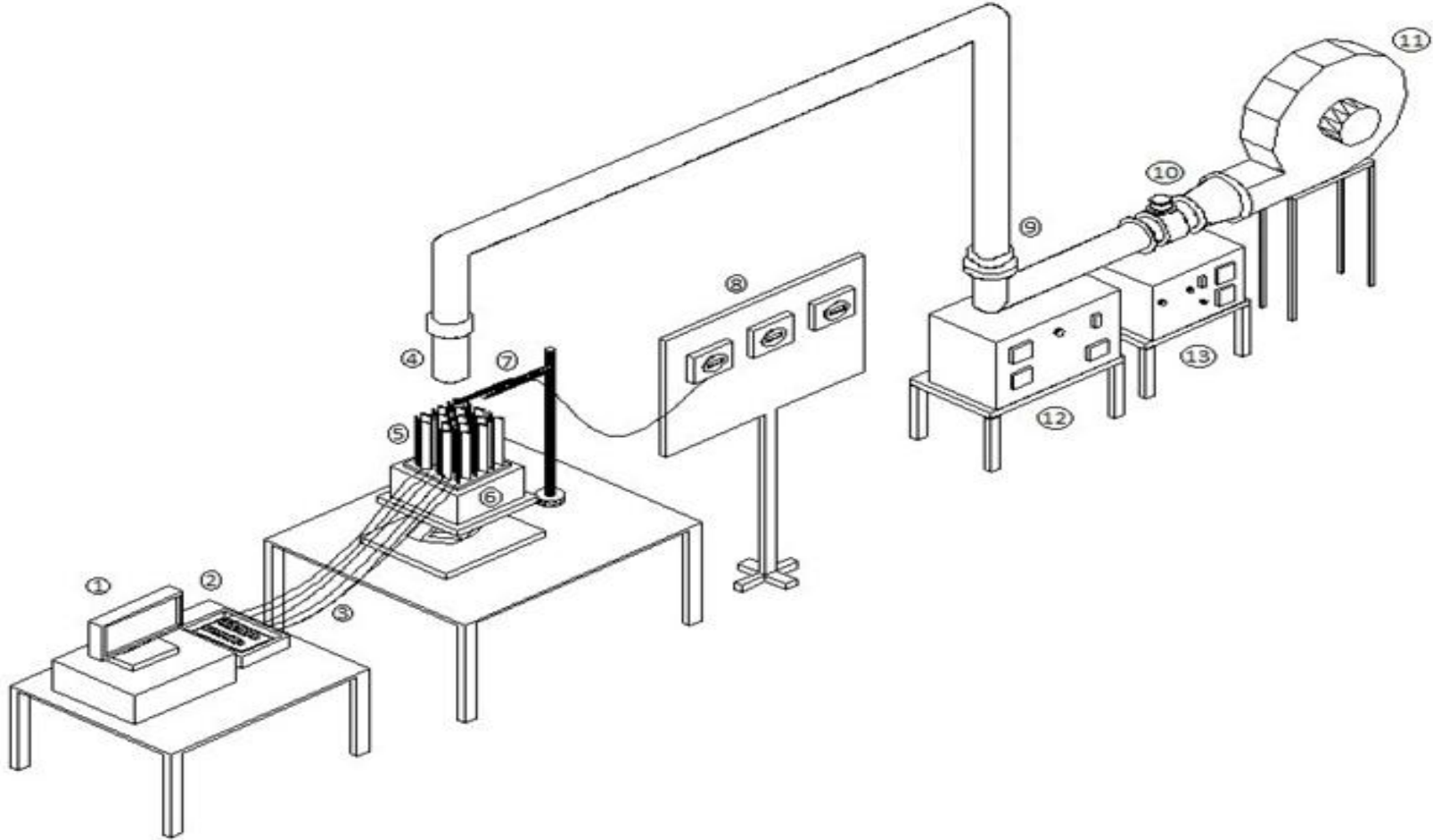
3. MATERYAL ve YÖNTEM

Bu çalışmada, rüzgar tüneline Taguchi yöntemiyle, $L_{18}(2^1 \cdot 3^7)$ ortogonal dizisine göre optimize edilmiş dikdörtgen ve altıgen kanatçıklı ısı alıcıların çarpan jetle ısı ve akış karakteristikleri belirlenmiştir. İlk olarak sabit lüle çapı ($d=50$ mm) ve h/d mesafesinde ($h/d=1$), 6 ayrı akış hızında (4-9 m/s) sıcaklık deneyleri yapılarak Nu değerleri elde edilmiştir. Daha sonra ısı alıcı üzerinde x ve y yönündeki basınç değerleri ölçülerek basınç katsayıları hesaplanmıştır.

Deneysel çalışmalarda, Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü Enerji Laboratuvarında bulunan çarpan jet deney düzeneği kullanılmıştır. Isı transferi karakteristikleri belirlenirken ısı alıcı tabanı izole edilerek sıcaklık ölçümü veri toplama kartları yardımıyla yapılmış, aynı zamanda görüntü kaynaklı analiz için termal kamera kullanılmıştır. Akış karakteristikleri belirlenirken ısı alıcılar deney düzeneğine yerleştirilmiş, hız ölçer ile jetin akış hızı belirlenmiş ve ısı alıcının merkezinden kenarına doğru istasyonlarda pitot tüpüyle dinamik basınçlar okunmuştur. Deneylerde kullanılan materyal ve veri elde etme yöntemi detaylı olarak aşağıda sunulmuştur.

3.1. Deney Düzeneği

Çalışmada 300x300 mm boyutlarında test elemanları ve üzerine değişik çaplarda lülelerin monte edilebileceği deney düzeneği kullanılmıştır (Şekil 3.1). Sistemde akışkan olarak hava tercih edilmiştir ve akışkan çarpma bölgesine radyal akışlı fan yardımıyla gönderilmiştir. Akışkan debisi fan çıkışında bulunan sürgülü vana yardımıyla kontrol edilmiştir. Deneylerde lüle olarak folyosuz pprc boru kullanılmıştır. Dinamik basınç değerleri pitot tüpü bağlantılı KIMO marka basınç transmitterleri ile dijital olarak okunmuştur.



Şekil 3.1. Deney düzeneğinin şematik görünümü.

(1) Bilgisayar, (2) Data ölçüm kartı, (3) Isılçiftler, (4) Dairesel lüle, (5) Isı alıcı, (6) Isıtıcı, (7) Hız ölçer, (8) Basınç-hız transmitterleri, (9) Redüksiyonlar, (10) Sürgülü vana, (11) Fan, (12) Ayarlı transformatör (Varyak), (13) Hassas voltaj regülatörü



Şekil 3.2. Deney düzeneğinin görünümü

3.2. Test Bölgesi

Bölüm laboratuvarında bulunan çarpan jet deney düzeneği dikdörtgen ve altıgen kanatçıklı ısı alıcıların ısı ve akış karakteristiklerini belirlemeye yönelik tasarlanmıştır. Çarpma bölgesinin altında ısı alıcıların farklı h/d mesafelerinde rahatlıkla çalışmasını sağlamak amacıyla mekanik kaldırıcı, mekanik kaldırıcının üzerinde MDF lam mobilya malzemesinden 450x450mm ebatlarında ısıtıcı ünitenin kolaylıkla taşınabileceği düzlem taban, üniform bir ısı kaynağı oluşturabilmek için düzlem taban üzerinde 305x305mm ebatlarında ısıtıcı ünite bulunmaktadır.

MDF lam mobilya malzemesinden yapılan 305x305mm ebatlarındaki kutunun içerisinde taban plakanın tam ortasına gelecek şekilde 300x200mm ebatlarında 50mm kalınlığında ateş tuğlası, ateş tuğlasının üzerinde açılan uygun kanalda her biri 1000 W

gücünde 220 V şehir şebekesi ile beslenen 2 adet ısıtıcı bulunmaktadır. Ateş tuğlasının altı ve yan kenarları ile kutu kenarları arasındaki boşluk 750°C sıcaklığa dayanabilen taş yünü ile diğer boşluklar ise seramik yünü izolasyon malzemesi ile doldurulmuştur. Isıtıcıyı besleyen güç girişi ayarlı transformatör (Varyak) ile sağlanmıştır. Sabit ısı akısı termal sınır şartını sağlamak için sisteme sabit gerilim verilmiştir. Varyak, 52-53 V ve 3,5-4 A sağlayacak şekilde ayarlanmıştır. Deneyleerde kullanılan varyağın teknik özellikleri aşağıdaki gibidir.

Giriş Gerilimi: 220 V 50 Hz

Çıkış Gerilimi: 0.....220 V

Gücü : 6600 VA (220 V 30 A)



Şekil 3.3. Test bölgesinin görünüşü

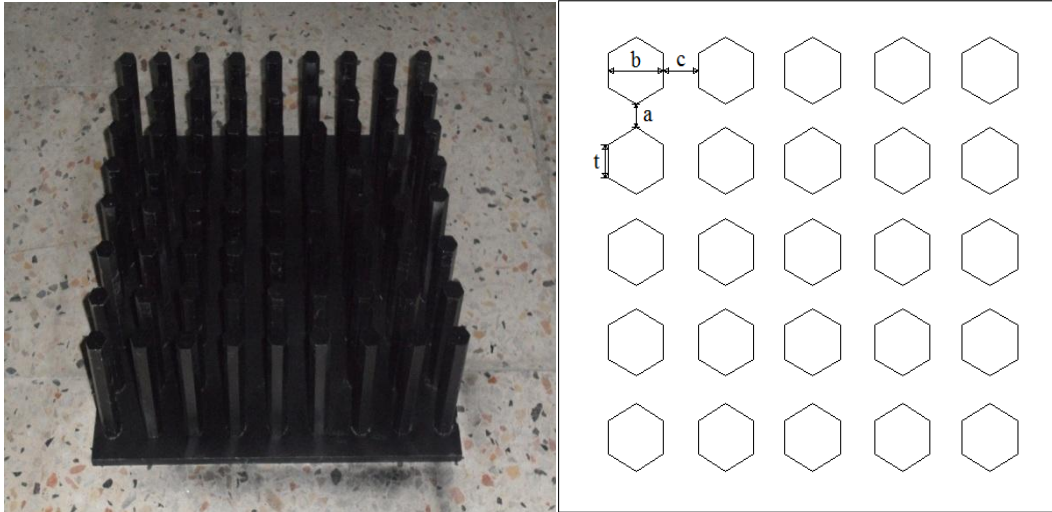
3.3. Test Elemanları

Isı alıcıların üretilebilirliğini ve performansını etkileyen en önemli parametre kullanılan malzemenin özelliğini doğru seçilmesidir. Özellikle elektrik endüstrisinde özellikleri kullanıma elverişli olması nedeniyle en çok tercih edilen malzemeler bakır ve alüminyumdur. Bakırın ısı alıcı içerisindeki iletim direncini düşüren termal iletkenliği alüminyumun yaklaşık olarak iki katı değerlerindedir (Incropera 1996). Bu da 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. Fakat alüminyum ile karşılaştırıldığında oldukça pahalı olması ve fiyatının günden güne sürekli değişmesi, alüminyumdan yaklaşık olarak 3 kat daha ağır olması ve homojen olmayan bir malzeme olması, işlenebilirliğinin daha zor olması bakırın ilk anda sayılabilecek dezavantajlarıdır. Bakırın yukarıda dezavantajları nedeniyle elektronik cihazlar için soğutucu üreten firmalar için alüminyum en yaygın ve uygun malzemedir (R-Theta 1998). Bu nedenle çalışmada, tabanları ve kanatçıkları alüminyum (Al 1050 O) malzemedен imal edilen test elemanları kullanılmıştır.

Deneylerde, Taguchi $L_{18}(2^1 \cdot 3^7)$ ortogonal dizisine göre optimize edilmiş RFG-1 ve RFG-2 olarak adlandırılan dikdörtgen ısı alıcılar (Şahin 2004) ve HFG-2 ve HFG-3 olarak adlandırılan altıgen kanatçıklar (Alemdaroğlu 2005) kullanılmıştır. RFG-1; Nusselt sayısı, sürtünme faktörü ve termal direnç dikkate alındığında sürtünme faktörünün minimum sağlandığı optimum test elemanıdır. RFG-2 ise bu üç şart dikkate alındığında Nusselt sayısının maksimum sağlandığı optimum test elemanıdır. HFG-2; Nusselt sayısı, sürtünme faktörü ve termal direnç dikkate alındığında optimum şartları sağlayan test elemanıdır. HFG-3 ise bu üç şart dikkate alındığında sürtünme faktörünün minimum sağlandığı optimum test elemanıdır. Yüzey sıcaklığı ölçümü için ısılıçiftler yüzeyde, kanatlar için açılan deliklerin çok yakınında açılan deliklere yerleştirilmiştir. Test elemanlarının özellikleri aşağıdaki gibidir.

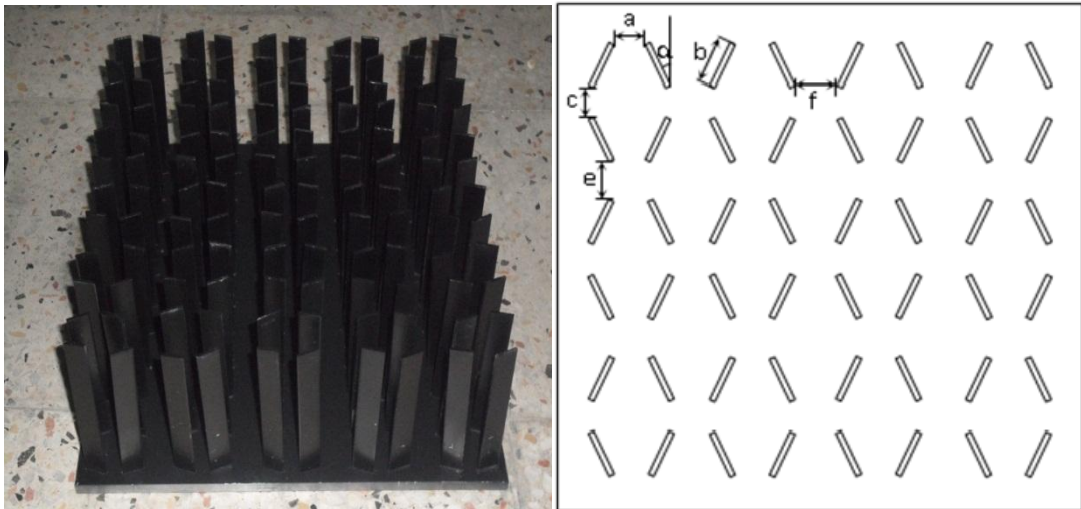
Çizelge 3.1. Altıgen kanatçıklı ısı alıcının fiziksel özellikleri

Parametreler		Optimum elemanlar	
		HFG-2	HFG-3
A	Kanat yüksekliği, h_k [cm]	10, 15, 20	10, 15, 20
B	Kanat genişliği, b [mm]	14	14
C	Kanatlar arası yatay mesafe, a [mm]	20	20
D	Kanatlar arası düşey mesafe, c [mm]	20	10
E	Lüle çıkışı jet hızı, V [m/s]	4-9	4-9

**Şekil 3.4.** Altıgen kanatçıklı ısı alıcı

Çizelge 3.2. Dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcının fiziksel özellikleri

Parametreler		Optimum elemanlar	
		RFG-1	RFG-2
A	Kanat genişliği, b [mm]	15	15
B	Kanat açısı, α [derece]	15	15
C	Kanat yüksekliği, h_k [cm]	10,15,20	10,15,20
D	Kanatlar arası yatay mesafe, a [mm]	20	15
E	Kanatlar arası düşey mesafe, c [mm]	10	15
F	Dilimler arası düşey mesafe, e [mm]	20	20
G	Dilimler arası yatay mesafe, f [mm]	20	20
H	Lüle çıkışı jet hızı, V [m/s]	4-9	4-9

**Şekil 3.5.** Dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcı

3.4. Isılçiftler ve Veri Toplama Sistemi

Isılçift kullanımı, yüzey sıcaklıklarının belirlenmesinde en çok tercih edilen tekniktir. Özellikle kanat yüksekliği tabana göre çok yüksek olan iğne kanat vb. uygulamalarda ısılıçift kullanımı en uygun yöntemdir. Bu çalışmada yüzey sıcaklığını belirlemek için tabana yayılmış 15 adet, ortam sıcaklığını ölçmek için 2 adet, hava sıcaklığını ölçmek

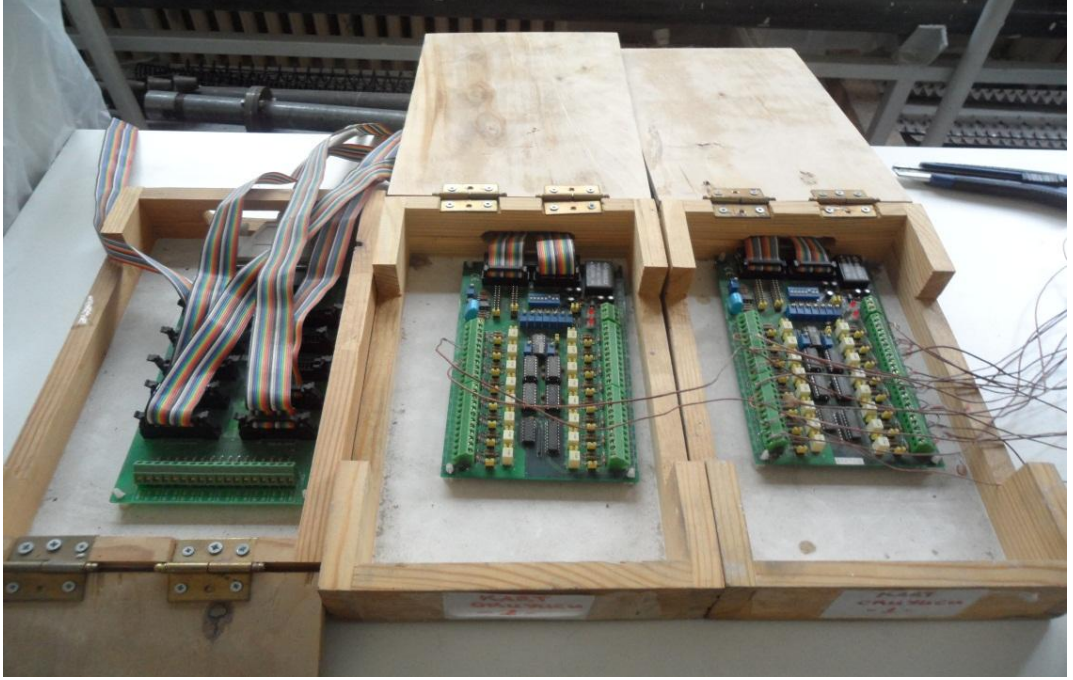
için 1 adet olmak üzere toplam 18 adet ısılcift kullanılmıştır. Isılcift olarak 0.25 mm iç çapında ve 0.75 mm dış çapında; yanmaya, kimyasallara ve aşınmaya direnci yüksek T tipi fiberglas örgülü ısılcift tercih edilmiştir. Deneylere başlamadan önce her bir ısılcift Polysciene marka %0.1°C doğruluklu, dijital göstergeli bir sıcaklık banyosu içinde 15°C-85°C sıcaklık aralığında 5°C aralıklarla kalibre edilmiştir.

Isılciftler 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 3.6). Sistemde kullanılan ısılciftin tipine göre gerekli kazanç seçilmiştir. PCLD-789D yükseltici ve çoklayıcı kartın kullanılarak ısılcifte göre seçilmesi gereken kazanç değerleri Çizelge 3.3'de verilmiştir. ısılciftlerle üç dijital olarak örneklenen sıcaklıklar, bilgisayara bağlanan PCL 818 HG veri kazanç ve kontrol kartı ile okutulmuştur.

Veri okuma ve örnekleme için Visidaq isimli yazılım kullanılmıştır. Isılciftlerle 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 ortalamaya indirgenmiştir. Bu işlemin yapılmasının nedeni sistemin herhangi bir nedenle aldığı bozuk ve gürültü sinyallerinin etkisini en aza indirmektir.

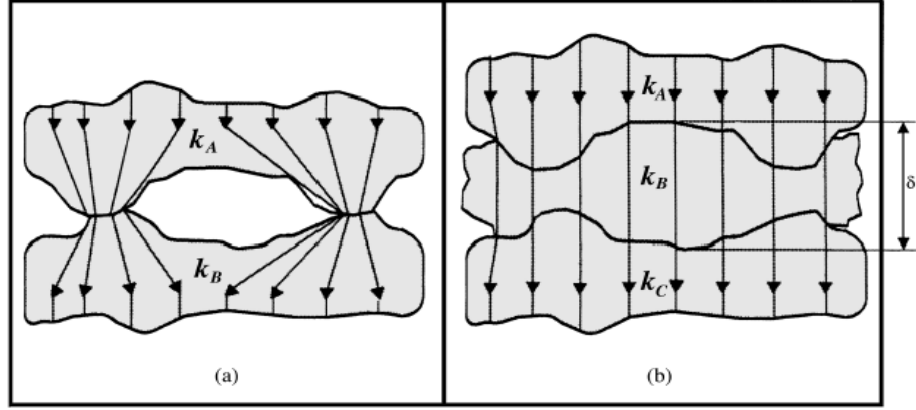
Çizelge 3.3. PCLD-789 yükseltici ve çoklayıcı kartın kazanç tablosu (Advantech 1995)

Isılcift 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



Şekil 3.6. PCLD-789D yükseltici ve çoklayıcı kart görüntüsü

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 3.7’de ısı transfer bileşiği kullanıldığı ve kullanılmadığı durumlarda, iki yüzey arasındaki ısı akışı şematik olarak görülmektedir (Rensburg 2001). Bu çalışmada, ısıtıcı levha - alüminyum taban malzeme ve kanatçıklar - alüminyum taban malzeme arasında ısı transfer bileşiği kullanılmıştır.



Şekil 3.7. Birbirine temas eden yüzeyler arasında ısı akışı (a) Isı transfer bileşiği kullanılmadan (b) Isı transfer bileşiği kullanılarak

3.5. Isı Transferi Deneylelerinin Yapılışı

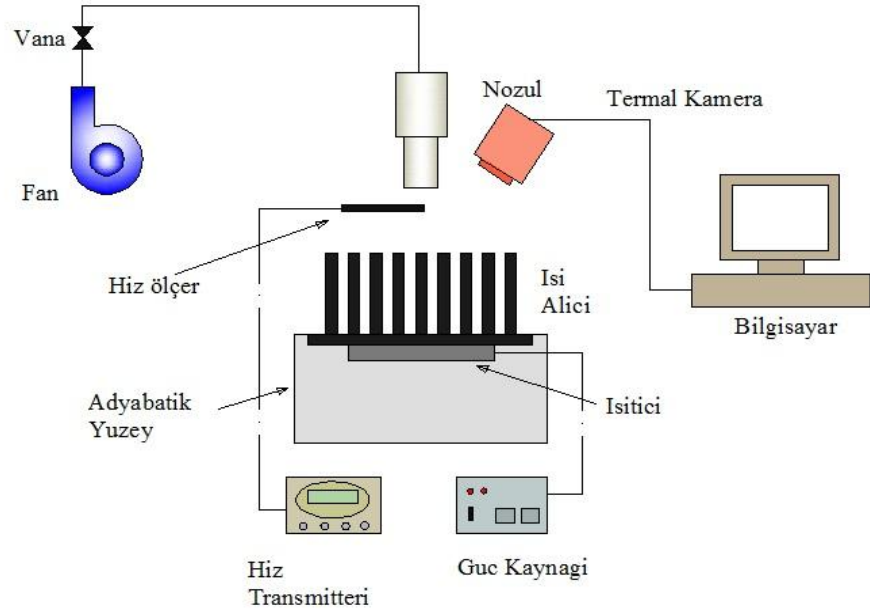
Isı transferi deneylelerinin yapılışında aşağıdaki yol izlenmiştir.

1. Taban malzeme ve kanatlar temizlenerek, açılan kanallara uçlarına ısı transfer bileşiği sürülmüş olan kanatçıklar yerleştirilmiştir.
2. 15 adet ısı çift kanal aralıklarına yerleştirilmiştir.
3. Fan çalıştırılarak jet hızı ayarlanmıştır.
4. Varyak istenen güç ve akım değerine ayarlanarak ısıtıcı çalıştırılmıştır.
5. Yüzeyden okunan sıcaklık değerlerinde $\pm 0.5^\circ\text{C}$ den fazla salınım gözlenmeyene kadar beklenmiştir. (Bu süre geometriye göre 60 dakika civarındadır.)
6. Kararlı şartlara ulaşıldıktan sonra sıcaklık verileri kaydedilmiştir.
7. Elde edilen sıcaklık değerlerine karşılık gelen ısı taşınım katsayıları ve Nusselt sayıları hesaplanıp Nu-Re grafikleri çizilmiştir.
8. Kanatçıklardaki sıcaklık dağılımı termal kamera ile belirlenmiştir.

3.6. Sıcaklık Dağılımının Belirlenmesi

Isılçiftlerle ısı transferi deneyleri yapıldıktan sonra görüntü kaynaklı değerlendirme yapabilmek için termal kamera kullanılmıştır. Sıcaklık dağılımının termal kamera ile belirlenmesinin en büyük avantajı ısılıçiftlerin akışı etkilememeleridir. 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 kataloğunda belirtildiği üzere emisivite değeri $\epsilon = 0,98$ ’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 üstten termal görüntüsü alınamamıştır. Görüntüler ısı alıcı üzerindeki sıcaklık dağılımının maksimum görülebildiği şekilde alınmıştır.



Şekil 3.8. Deney düzeneğinin şematik görünümü

3.7. Hız ölçümü

Deneyleerde ortalama hız ölçümü sıcak tel anemometre prensibiyle çalışan KIMO marka hız ölçere bağlı prob yardımıyla yapılmıştır. Prob ile lüle çıkışında jet merkezinde ki hız ölçülmüştür. Çizelge 3.4’de hız ölçerin özellikleri verilmiştir.

Çizelge 3.4. Hız probunun teknik özellikleri (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 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 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 ısı alıcıya bağlı ısılıçiftler sistemden uzaklaştırılmıştır.
2. Deneye ait hız kontrol edilmiştir.
3. KIMO basınç transmitterine bağlı pitot tüpü jetin plaka üzerinde saçıldığı x eksenine 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 yerleştirilmiş ve x ekseninde olduğu gibi istasyonlarda ölçüm alınmıştır.
5. Elde edilen basınç değerleriyle C_{p_x} ve C_{p_y} değerleri hesaplanmıştır.
6. STATISTICA programı kullanılarak plaka üzerinde x ve y yönündeki istasyonlara karşılık gelen C_{p_x} ve C_{p_y} grafikleri çizilmiştir.

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;

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

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 ışınlama 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 kararlı hal ışınlama 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 yüzey alanı, T_y ve T_∞ 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 ışınlama 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 alınır ise iletim kayıpları da sisteme verilen enerji yanında ihmal edilebilir seviyelerdedir.

Bu kabullerle Eşitlik 3.1

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

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

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

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 dikdörtgen ve altıgen kanatçıklı ısı alıcılar için aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$$A_d = WL + 2Nh_k(b+t) \quad (3.8)$$

$$A_a = WL + 6Nh_k t \quad (3.9)$$

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

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

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \quad (3.10)$$

$$Cp_x = \frac{\Delta P_x}{\frac{1}{2}\rho U_{ort}^2} \quad (3.11)$$

$$Cp_y = \frac{\Delta P_y}{\frac{1}{2}\rho U_{ort}^2} \quad (3.12)$$

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:

$$U_{ort} = 0,817U_0 \quad (3.13)$$

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.

$$Re = \frac{D_h U_{ort}}{\nu} \quad (3.14)$$

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 geręekleřtirilmektedir. 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 diğeri bir yönü de istatistiksel kurallara son derece bağılı olmasıdır. Sözelimi, 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 yanısıra, 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 ve 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 geliştirilebilir. 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 kullanılabilircek çok (60'dan fazla) sayıda performans istatistiği geliştirildiğini belirtmektedir. ‘‘Daha buyk daha iyi’’ durumu için geliştirilen;

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

ve ‘‘daha küçük daha iyi’’ durumu için geliştirilen

$$Z_K = -10\text{Log}\left(\frac{1}{n}\sum_{i=1}^n Y_i^2\right) \quad (3.16)$$

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):

$$Y_i = \mu + X_i + e_i \quad (3.17)$$

Burada μ performans değerinin genel ortalaması, X_i deneydeki parametre-seviye kombinasyonunun sabit etkisi ve e_i deneydeki rassal hatayı göstermektedir. Eşitlik (3.17) deneysel veriler kullanılarak hesaplanan bir nokta tahmini olduğundan, bu değerin anlamlı olup olmadığını belirlemek için güven aralığı hesaplanmalıdır. Seçilen hata seviyesindeki güven aralığı aşağıdaki eşitlik yardımıyla hesaplanabilir (Ross 1989):

$$Y_i \pm \sqrt{F_{\alpha;1,DF_{MSe}} * MSe * \left(\frac{1+m}{N} + \frac{1}{n_r} \right)} \quad (3.18)$$

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 yüzdeler (%) ise eşitlik (3.17) ve (3.18) hesaplanmadan önce aşağıdaki eşitlik yardımıyla yüzdeler omega dönüşümü yapılır. Daha sonra ilgilenilen değerler aynı eşitlik yardımıyla ters dönüşüm yapılarak belirlenir (Taguchi 1987):

$$\Omega(db) = -10 \text{Log} \left(\frac{1}{p} - 1 \right) \quad (3.19)$$

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

$$w_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.20)$$

Kline ve McClintock (1953) 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

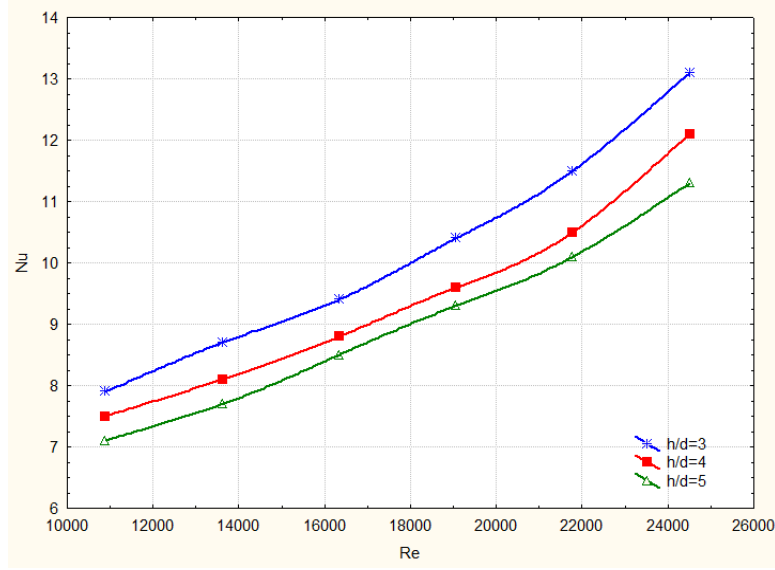
4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA

4.1. Isı Transferi ve Akış Karakteristikleri

Kanatçıklı yüzeylerde özellikle kanat yüksekliği, genişliği, kanat açısı ve kanatların birbirlerine göre diziliş şekli, akışı ve akışın yapısal özelliklerini etkileyen en temel parametrelerdir. Bu çalışmada daha önce Taguchi Yöntemi ile $L_{18}(2^{1*}3^7)$ ortogonal dizisine göre optimize edilmiş RFG-1 ve RFG-2 olarak adlandırılan dikdörtgen ısı alıcılar ve HFG-2 ve HFG-3 olarak adlandırılan altıgen kanatçıklar kullanıldı. Dikdörtgen ve altıgen 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 transferi deneyleri sonucunda Nu - Re grafikleri elde edildi. Ayrıca elde edilen sonuçlar rüzgar tüneliyle yapılan deney sonuçlarıyla karşılaştırılarak birim Nu değişimi için gereken debinin kanat boyuyla değişim grafikleri verildi. Basınç deneyleri sonucunda $C_p - l/(l_0/2)$ grafikleri elde edildi. Ayrıca sabit pompa gücünde elde edilen iyileştirme verimi için η -Re grafikleri çizildi. Son olarak da ısı alıcılar termal kamera ile görüntülenerek görüntü kaynaklı analizle ısı alıcıların üzerindeki sıcaklık dağılımı belirlendi.

4.1.1. Düzlem plaka

Altıgen ve dikdörtgen ısı alıcılarla yapılan deneylerin yanı sıra kanatçıklı yüzeyle kanatçiksiz yüzeyi karşılaştırabilmek için düzlem plaka (kanatçiksiz yüzey) ile deneyler yapılmıştır. Deneysel çalışmada öncelikle düzlem plakada sabit ısı akısı, lüle çapı ($d=50$ 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/d mesafesinde ($h/d=4-5-6$) yapılmıştır. Deneylerde düzlem plaka üzerindeki sıcaklık değerleri termal kamera yardımıyla belirlenmiştir. Daha sonra elde edilen verilerle Nu-Re grafikleri çizilerek, Nu için korelasyon elde edilmiştir (Şekil 4.1).



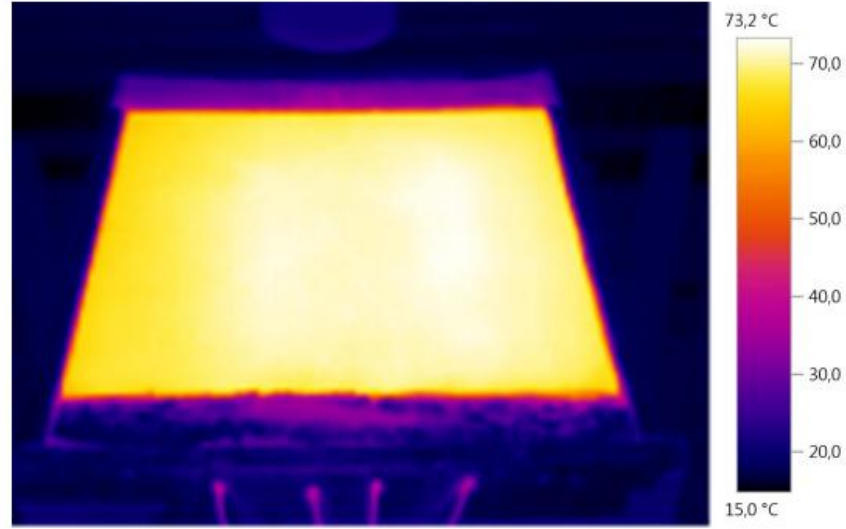
Şekil 4.1. Düzlem plaka için Nu sayısının Re sayısı ve kanat boyu ile değişimi

Düzlem plaka için Nusselt sayısı artan Re sayısı ile artmakta ve aynı zamanda h/d mesafesi arttıkça Nu sayısı azalmaktadır. En yüksek Nusselt sayısı h/d=3 mesafesinde hesaplandı. Düzlem plakada h/d=3 mesafesinde minimum (4 m/s) maksimum (9 m/s) hız aralığında Nusselt sayısında %65'lik bir artış, h/d=4 mesafesinde %63 ve h/d=5 mesafesinde ise %60 oranında artış gözlemlendi. Düzlem plakada maksimum hızda Nu sayısı h/d=3 mesafesinde h/d=4 mesafesine göre %8, h/d=4 mesafesinde h/d=5 mesafesine göre %7 fazla olduğu belirlendi. Hesaplanan deneysel bulgular ile Nusselt sayısı için;

$$Nu = 0,012122 * Re^{0,612128} * Pr^{-2,96927} * (h/d)^{-0,244635}$$

korelasyonu elde edildi.

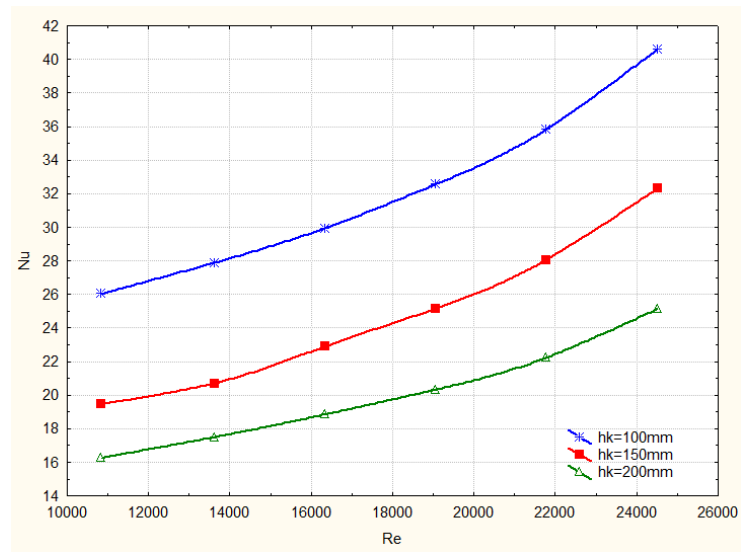
Düzlem plaka üzerindeki sıcaklık dağılımının belirlenebilmesi için termal kamera kullanılmıştır. Deneyler 3 farklı h/d mesafesinde (150, 200, 250 mm) ve 6 ayrı hızda (4-9 m/s) yapılmıştır. h/d mesafesi çok kısa olduğu için her bir h/d mesafesi için ısı alıcı üzerindeki sıcaklık dağılımı, maksimum görüş alanı oluşacak şekilde belirlenmiştir. Düzlem plakaya ait termal görüntü aşağıda verilmiştir.



Şekil 4.2. Düzlem plakanın $h/d=150$ mm ve 4 m/s'de ki termal görüntüsü

4.1.2. Dikdörtgen ısı alıcılar

Deneysel çalışmada öncelikle dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcılarda (RFG-1 ve RFG-2) sabit ısı akısı, lüle çapı ($d=50$ mm), h/d mesafesinde ($h/d=1$) ve 6 ayrı hızda ($4-9$ m/s) ısı transferi deneyleri yapıldı. Daha sonra elde edilen Nu değerleri rüzgar tünelineki değerlere karşılaştırıldı. Deneysel çalışma sonucunda aşağıdaki grafikler elde edildi.



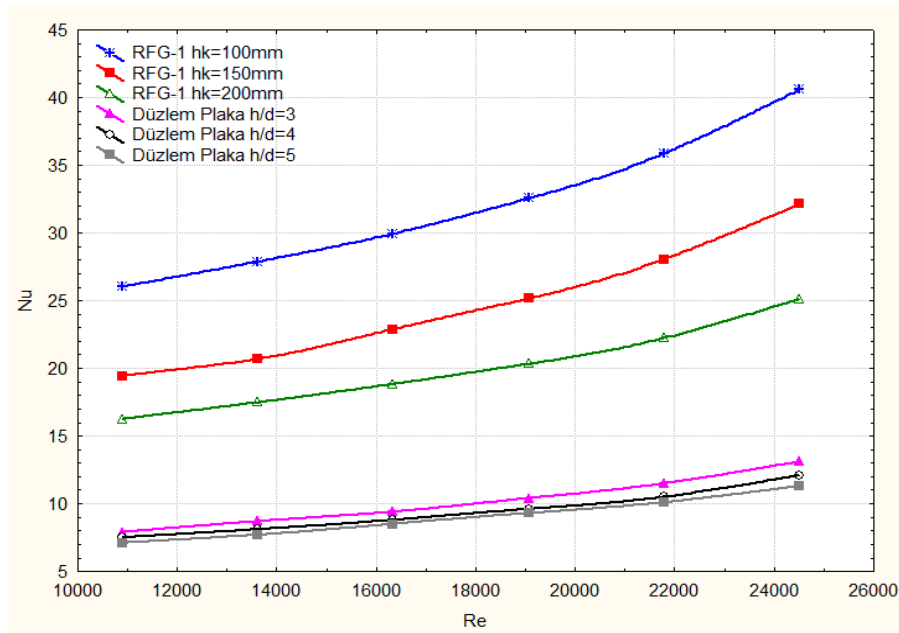
Şekil 4.3. RFG -1 için Nu sayısının Re sayısı ve kanat boyu ile değişimi

RFG-1 ısı alıcı için Nusselt sayısı artan Reynolds sayısı ile artmış, aynı zamanda kanatçık boyu arttıkça Nu sayısı azalmıştır. En yüksek Nusselt sayısı 100 mm kanat yüksekliğinde hesaplandı. Isı alıcıda 100 mm kanatçık boyunda minimum (4 m/s) maksimum (9 m/s) hız aralığında Nusselt sayısında %56'lık bir artış, 150 mm kanat boyunda %66'lık ve 200 mm kanat boyunda ise %55'lik artış görüldü. Isı alıcıda maksimum hızda Nu sayısının 100 mm kanat boyundaki değerinin 150 mm kanat boyundaki değerine göre %26, 150 mm kanat boyundaki değeri 200 mm kanat boyundaki değerine göre %28 fazla olduğu belirlenmiştir (Şekil 4.3).

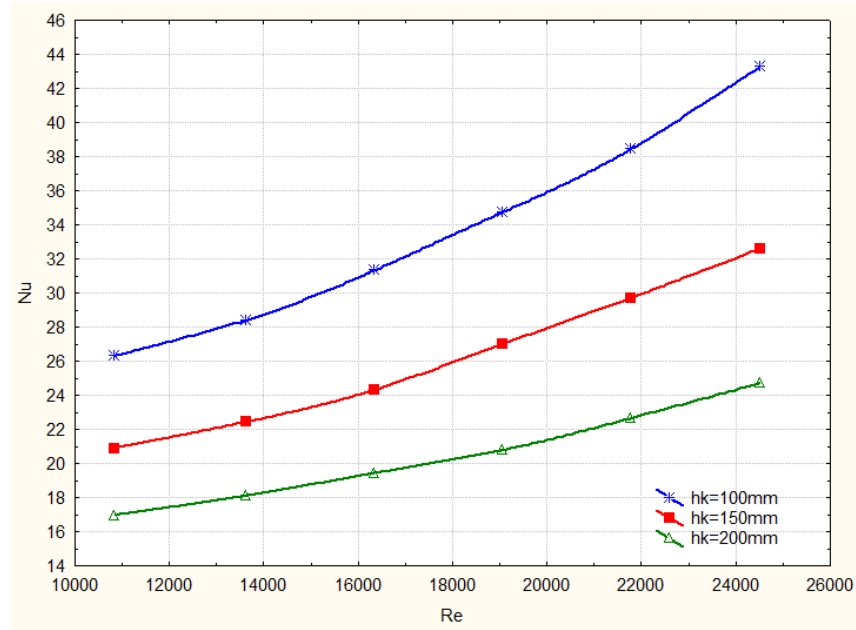
RFG-1 için hesaplanan deneysel bulgular sonucunda Nusselt sayısı için;

$$Nu = 1,391030 * Re^{0,586330} * Pr^{-6,184192} * (h_k/d)^{-0,668680} * (h/d)^{0,1}$$
 korelasyonu elde edildi.

RFG-1 ısı alıcısındaki Nu değeri düzlem plakaya göre maksimum hızda (9 m/s) h/d=3 için %211, h/d=4 için %165, h/d=5 için %132 artmıştır. Minimum hızda ise (4 m/s) h/d=3 için %229, h/d=4 için %161, h/d=5 için %130 artmıştır (Şekil 4.4).



Şekil 4.4. RFG-1 ve düzlem plaka için Nu sayısının Re sayısı ve kanat boyu ile değişimi



Şekil 4.5. RFG-2 için Nu sayısının Re sayısı ve kanat boyu ile değişimi

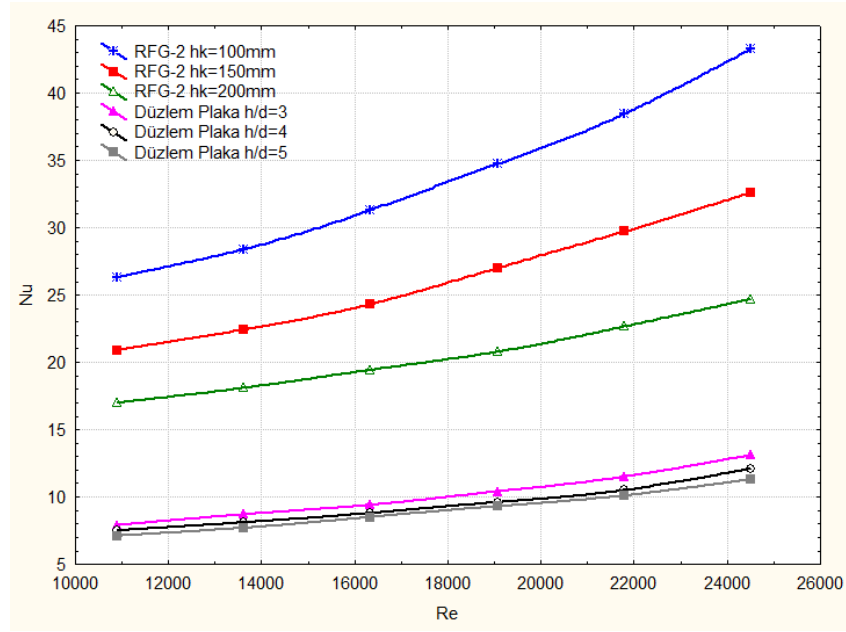
RFG-2 ısı alıcı için de Nusselt sayısı artan Reynolds sayısı ile artmış, aynı zamanda kanatçık boyu arttıkça Nu sayısı azalmıştır. En yüksek Nusselt sayısı 100 mm kanat yüksekliğinde hesaplandı. Isı alıcıda 100 mm kanatçık boyunda minimum (4 m/s) maksimum (9 m/s) hız aralığında Nusselt sayısında %65'lik bir artış, 150 mm kanat boyunda %56 ve 200 mm kanat boyunda ise %46 oranında artış görüldü. Isı alıcıda maksimum hızda Nu sayısının 100 mm kanat boyundaki değerinin 150 mm kanat boyundaki değerine göre %33, 150 mm kanat boyundaki değeri 200 mm kanat boyundaki değerine göre % 32 fazla olduğu belirlenmiştir (Şekil 4.5).

RFG-2 ısı alıcıdaki Nu değeri düzlem plakaya göre maksimum hızda (9 m/s) $h/d=3$ için %232, $h/d=4$ için %169, $h/d=5$ için %183 artmıştır. Minimum hızda ise (4 m/s) $h/d=3$ için %233, $h/d=4$ için %181, $h/d=5$ için %140 artmıştır (Şekil 4.6).

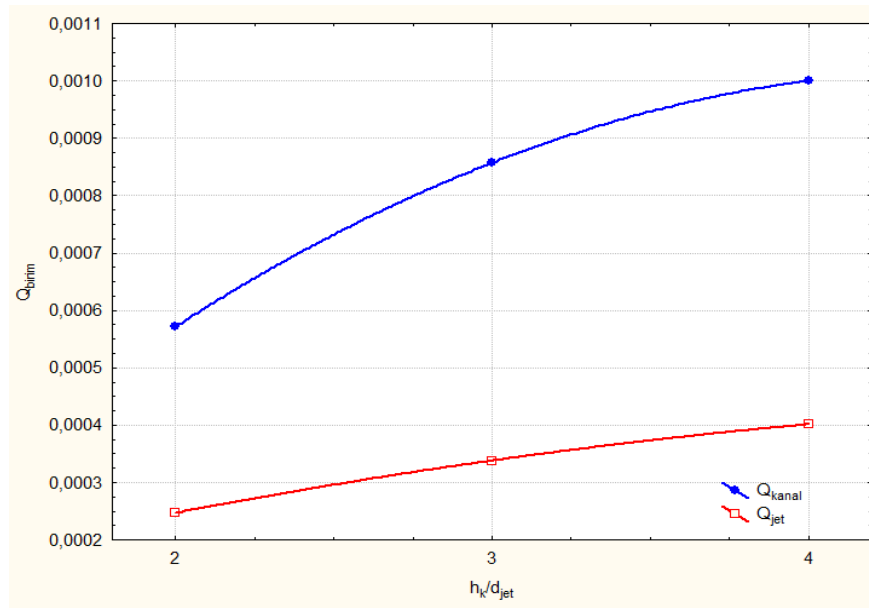
RFG-2 için hesaplanan deneysel bulgular ile Nusselt sayısı için;

$$Nu=0,375059 \cdot Re^{0,589418} \cdot Pr^{2,194086} \cdot (h_k/d)^{-0,709856} \cdot (h/d)^{0,1}$$

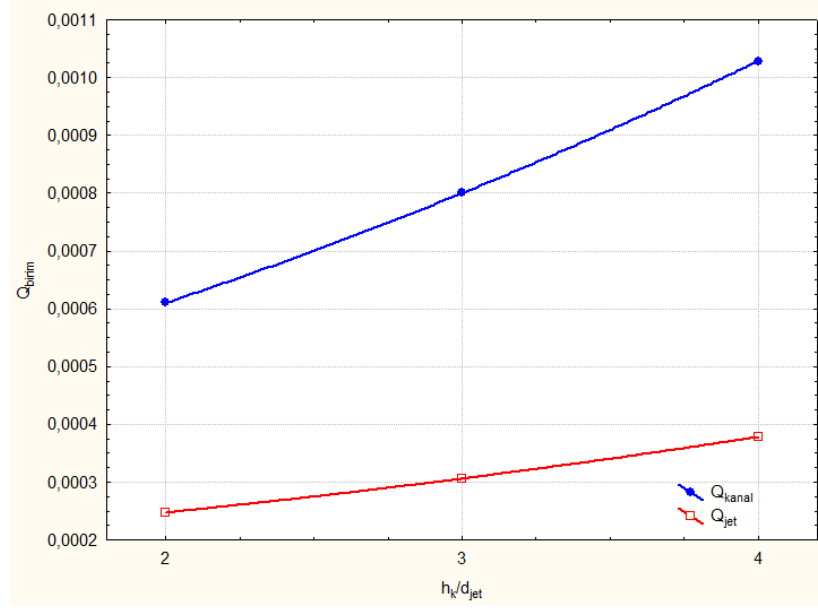
korelasyonu elde edildi.



Şekil 4.6. RFG-2 ve düzlem plaka için Nu sayısının Re sayısı ve kanat boyu ile değişimi



Şekil 4.7. RFG-1 için 4 m/s'de birim Nusselt sayısı değişimi için gereken hava debisinin rüzgar tüneline ve çarpan jette kanat boyu ile değişim grafiği

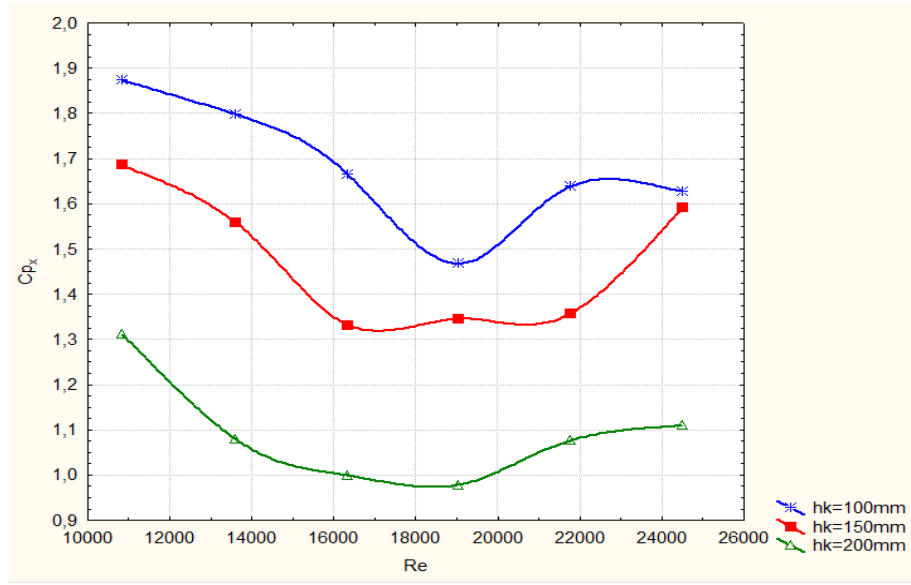


Şekil 4.8. RFG-2 için 4 m/s'de birim Nusselt sayısı değişimi için gereken hava debisinin rüzgar tüneline ve çarpan jette kanat boyu ile değişim grafiği

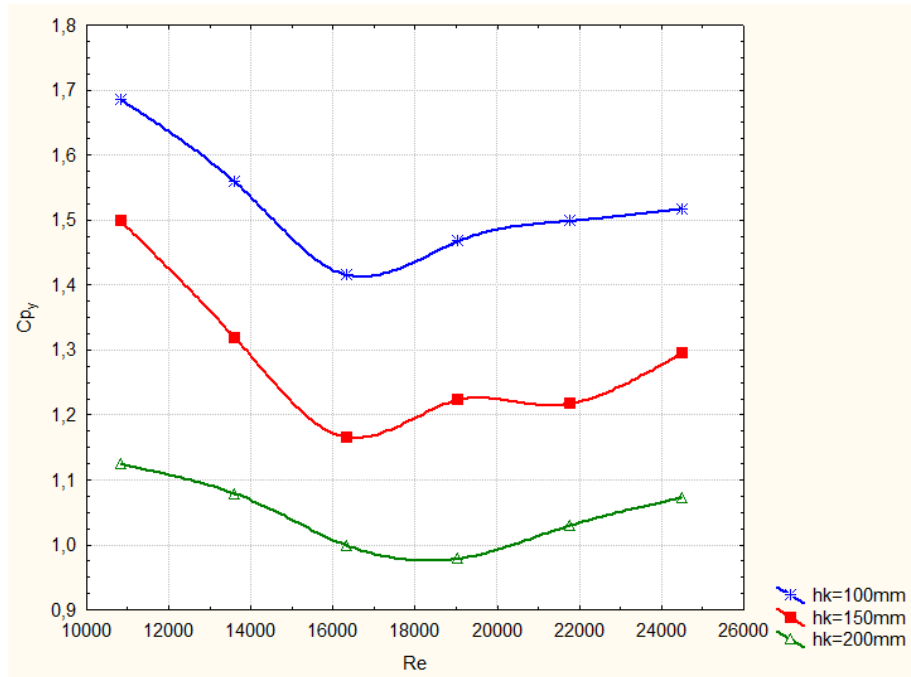
RFG-1 ısı alıcıda 4 m/s'de birim Nusselt değişimi için gereken hava debisinin hem kanal için hem jet için kanat boyu arttıkça arttığı gözlemlendi. 100 mm'lik kanat boyu için kanaldaki birim Nu değişimi için gereken hava debisi jet için gereken debinin %131 fazlası, 150 mm'lik kanat için %154 fazlası, 200 mm'lik kanat için %149 fazlası olduğu belirlendi (Şekil 4.7).

RFG -2 ısı alıcıda 4 m/s'de birim Nusselt değişimi için gereken hava debisinin hem kanal için hem jet için kanat boyu arttıkça arttığı gözlemlendi. 100 mm'lik kanat boyu için kanaldaki birim Nu değişimi için gereken hava debisi jet için gereken debinin %147 fazlası, 150 mm'lik kanat için % 161 fazlası, 200 mm'lik kanat için %172 fazlası olduğu görüldü (Şekil 4.8).

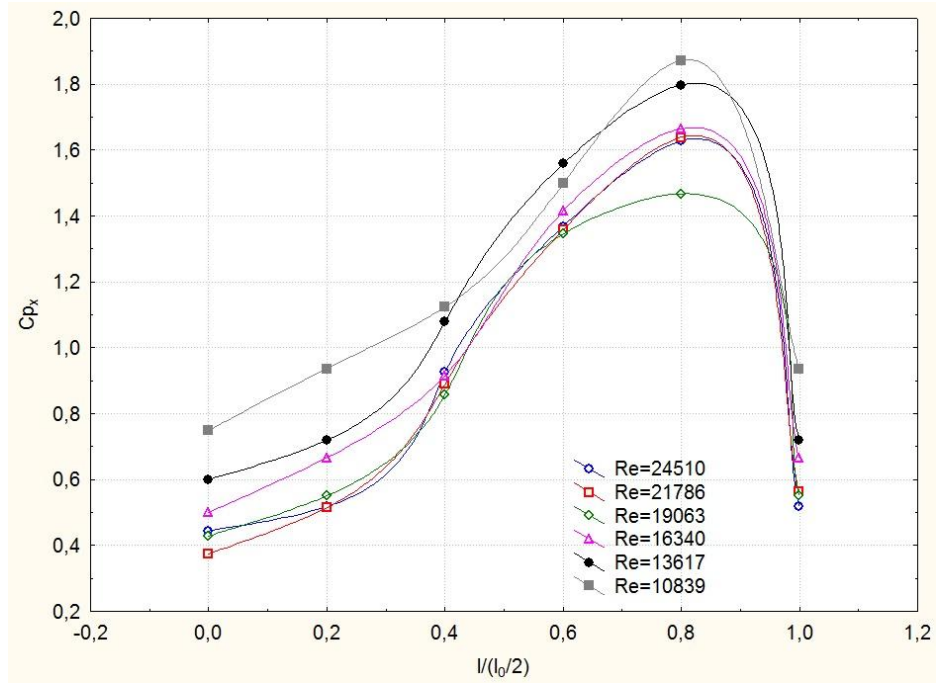
Çalışmanın bir diğer aşaması da ısı alıcı üzerindeki basınç dağılımının belirlenmesidir. Basınç dağılımı pitot tüpü vasıtasıyla belirlenmiştir. Isı alıcı üzerinde merkezden 3'er cm aralıklarla altı istasyonda ölçüm alınmıştır. Pitot tüpü ile ısı alıcı tabanı arasındaki mesafe 0,2d'dir. Basınç deneyleri sonucu aşağıdaki grafikler elde edilmiştir.



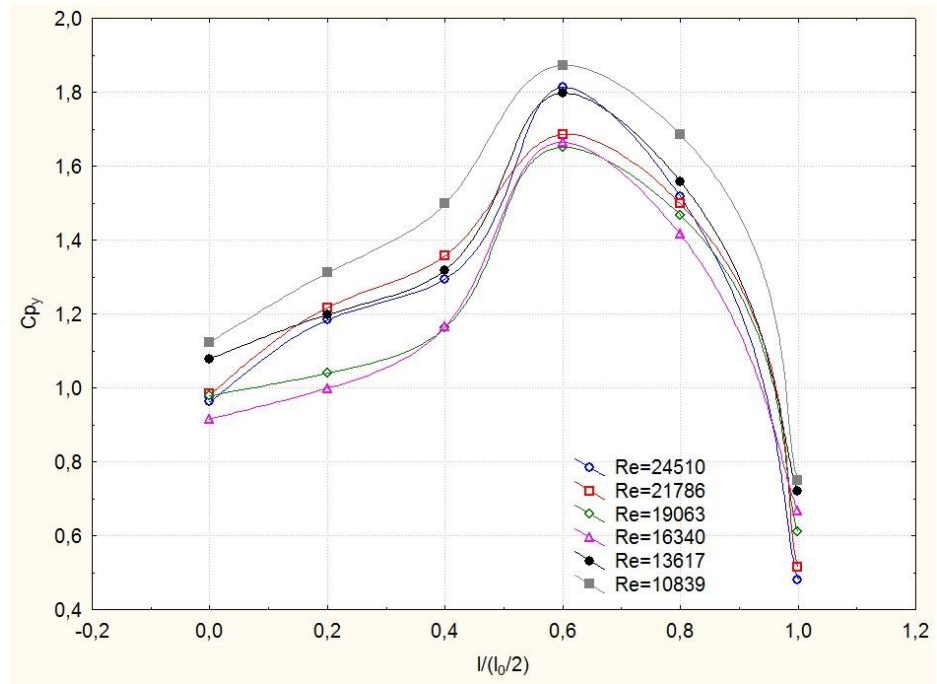
Şekil 4.9. RFG-1 için ΔP farkının maksimum olduğu istasyonda (5. İst.) C_{p_x} değerlerinin Re sayısı ile değişim grafiği



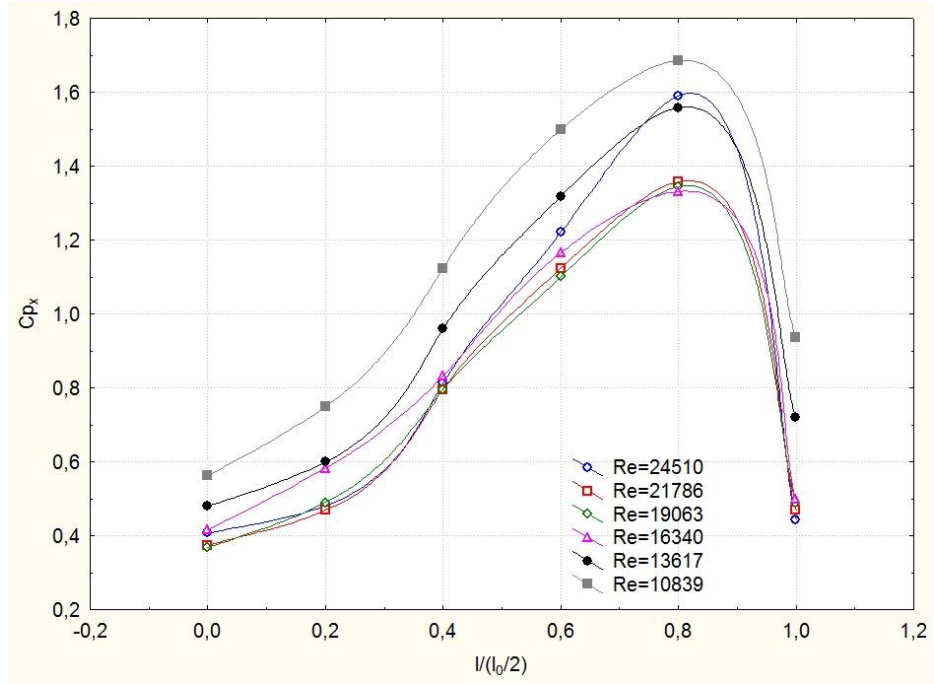
Şekil 4.10. RFG-1 için ΔP farkının maksimum olduğu istasyonda (4. İst.) C_{p_y} değerlerinin Re sayısı ile değişim grafiği



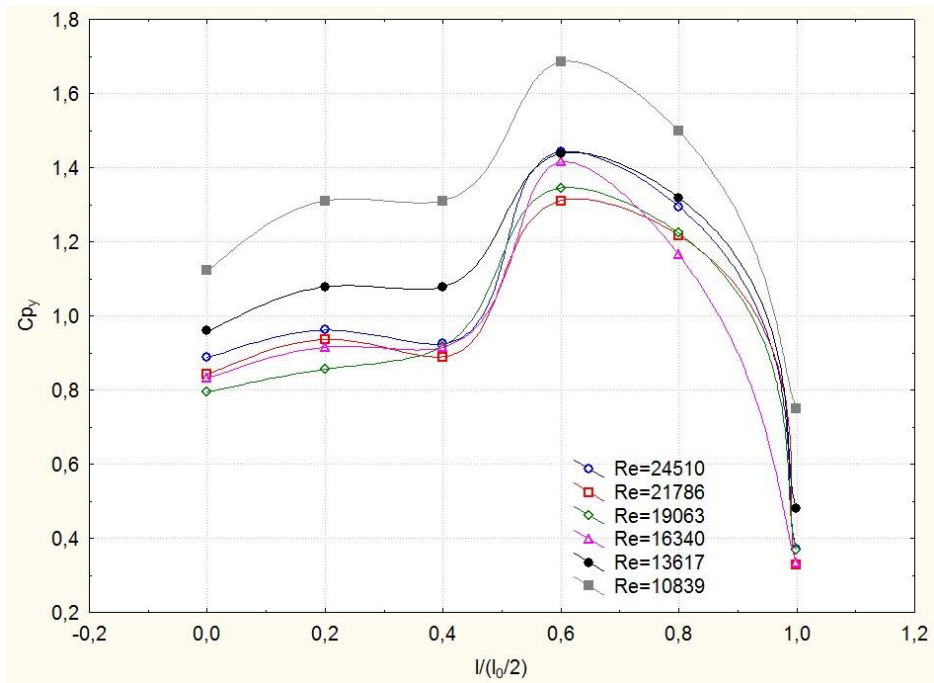
Şekil 4.11. RFG-1’de 100 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği



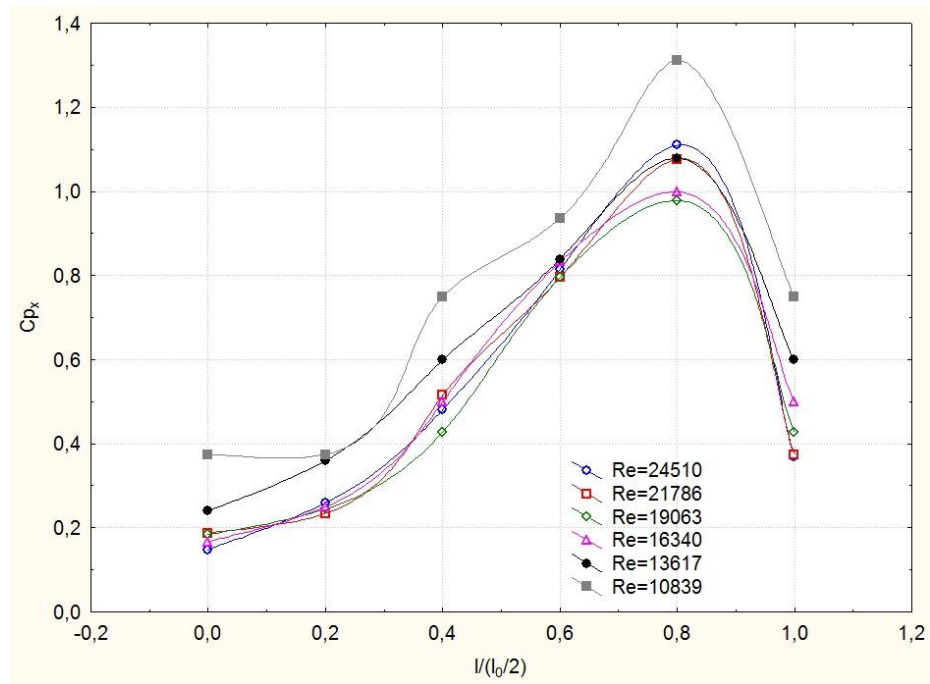
Şekil 4.12. RFG-1’de 100 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği



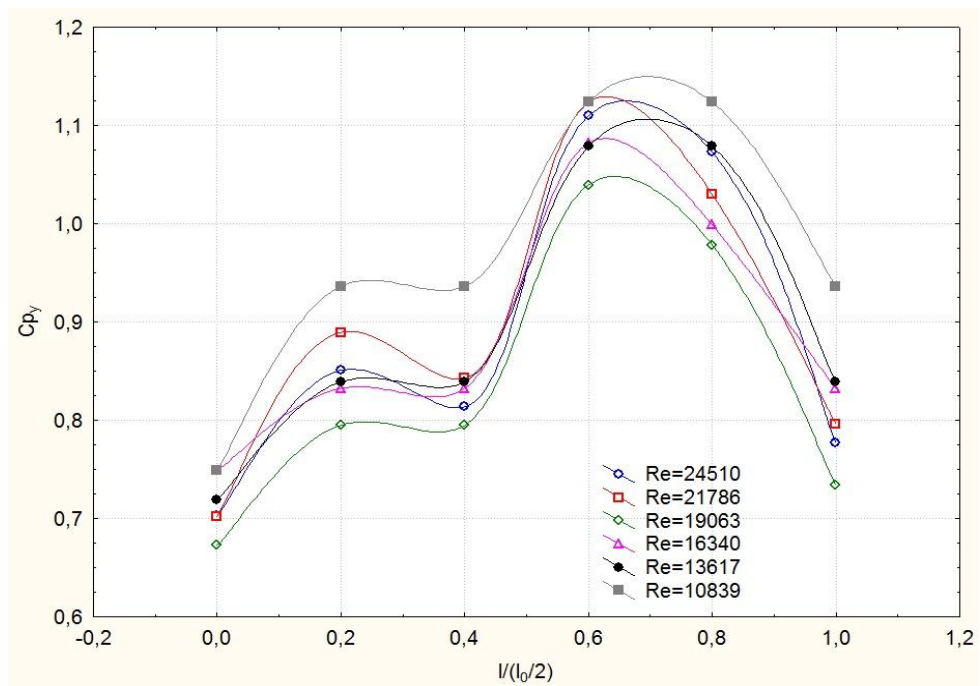
Şekil 4.13. RFG-1’de 150 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği



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



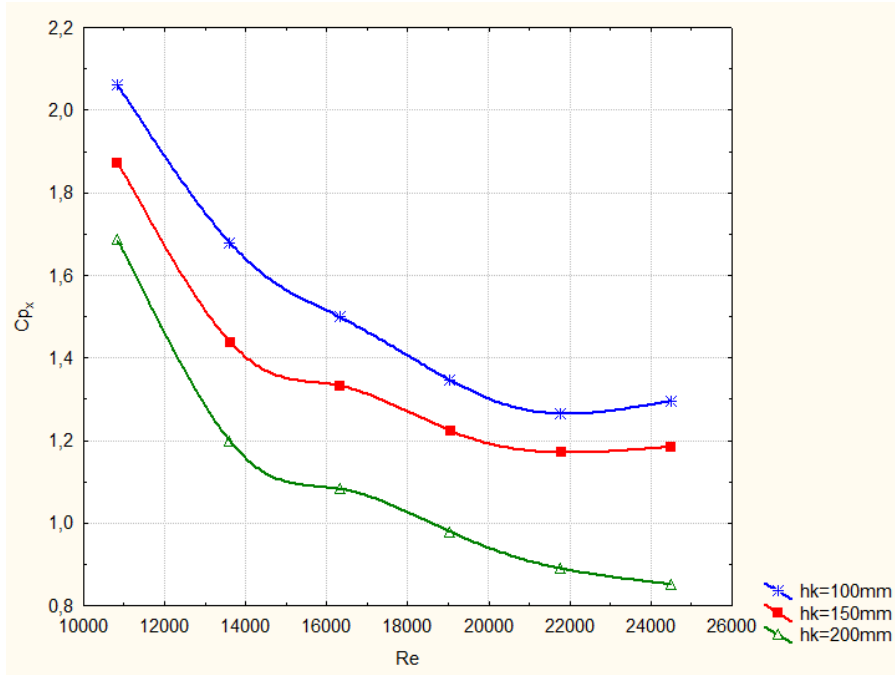
Şekil 4.15. RFG-1'de 200 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği



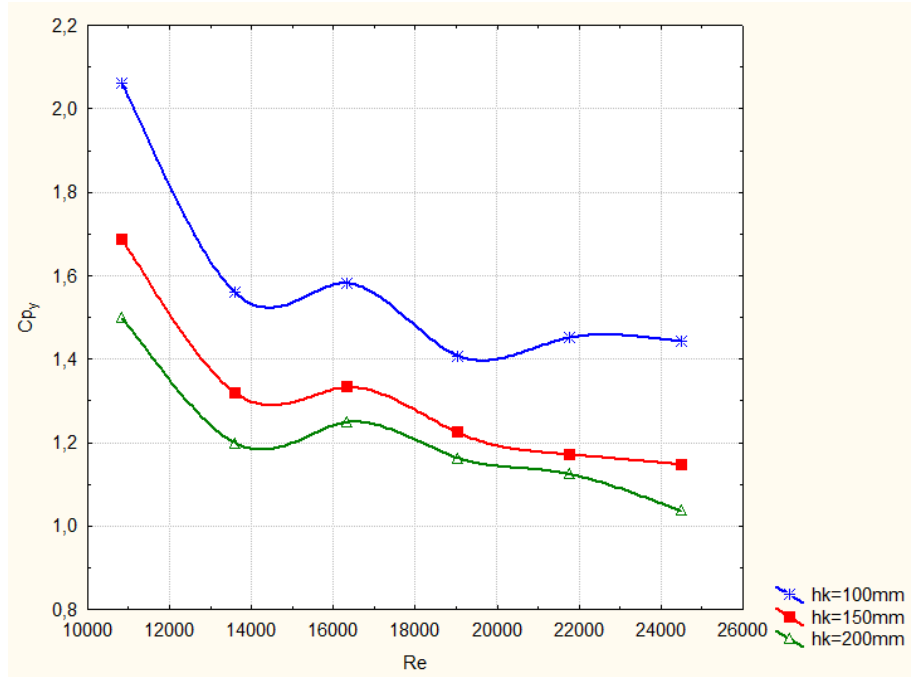
Şekil 4.16. RFG-1'de 200 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği

RFG-1 için, C_p -Re Grafikleri ΔP basınç farkının maksimum olduğu istasyonlarda (4. ve 5. İst.) farklı kanat boyları için çizildi. ΔP farkının maksimum olduğu istasyonda C_{p_x} değerlerinin $Re=19063$ 'e kadar azaldığı daha sonra artmaya başladığı, C_{p_y} değerlerinin ise $Re=16340$ 'a kadar azalıp daha sonra hız arttıkça arttığı gözlenmiştir. Ayrıca C_{p_x} ve C_{p_y} değerlerinin kanat boyu arttıkça azaldığı gözlemlendi.

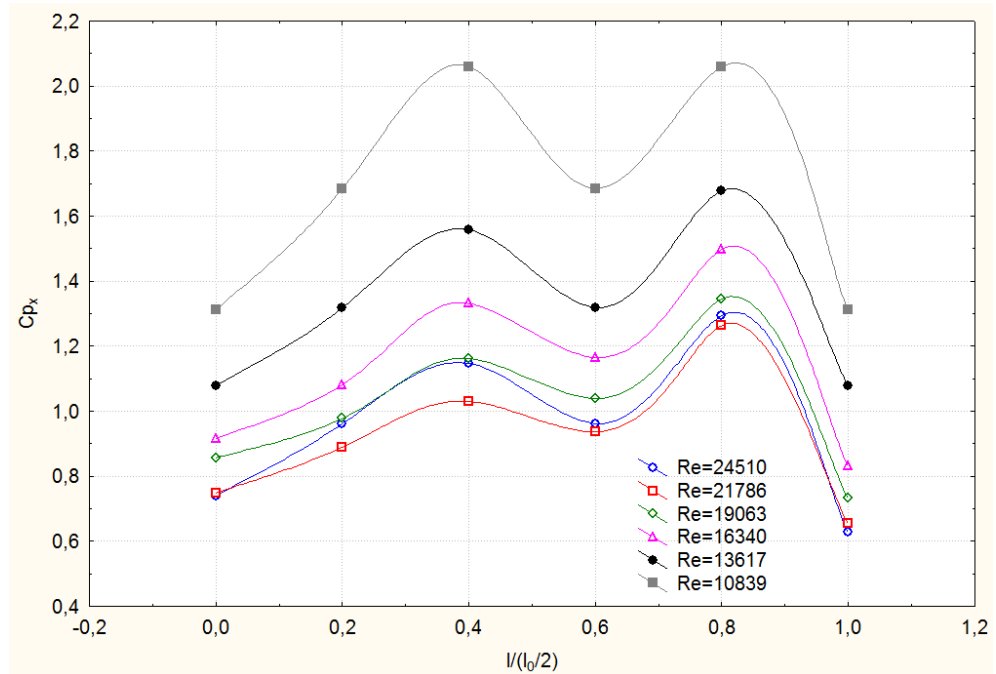
100, 150, 200 mm kanat boylarında istasyonlar için çizilen C_{p_x} - $l/(l_0/2)$ grafiklerinde ise istasyon mesafesi arttıkça C_{p_x} değerinin arttığı gözlemlendi. Ayrıca maksimum C_{p_x} değerinin 5. İstasyonda ($l/(l_0/2)=0,8$) olduğu gözlemlendi. Tüm kanat boylarında istasyonlar için çizilen C_{p_y} - $l/(l_0/2)$ grafiklerinde C_{p_y} değerinin 2. istasyonda arttığı, 3. istasyonda azalıp 4. istasyonda ($l/(l_0/2)=0,6$) tekrar pik yaptığı ve maksimum değer aldığı görüldü. Maksimum C_{p_x} değerinin 100 mm kanat boyunda 150 mm kanat boyuna göre %11, 150 mm kanat boyunda 200 mm kanat boyuna göre ise %29 fazla olduğu belirlendi. Maksimum C_{p_y} değeri 100 mm kanat boyunda 150 mm kanat boyuna göre %11, 150 mm kanat boyunda 200 mm kanat boyuna göre %25 fazla olduğu gözlemlendi.



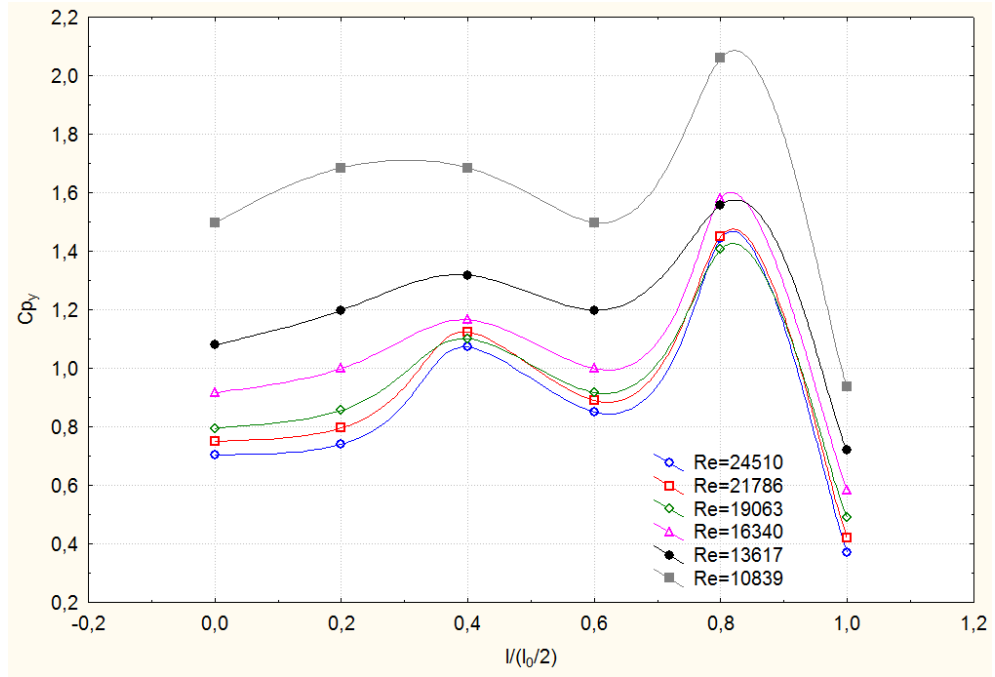
Şekil 4.17. RFG-2 için ΔP farkının maksimum olduğu istasyonda (5. İst.) C_{p_x} değerlerinin Re sayısı ile değişim grafiği



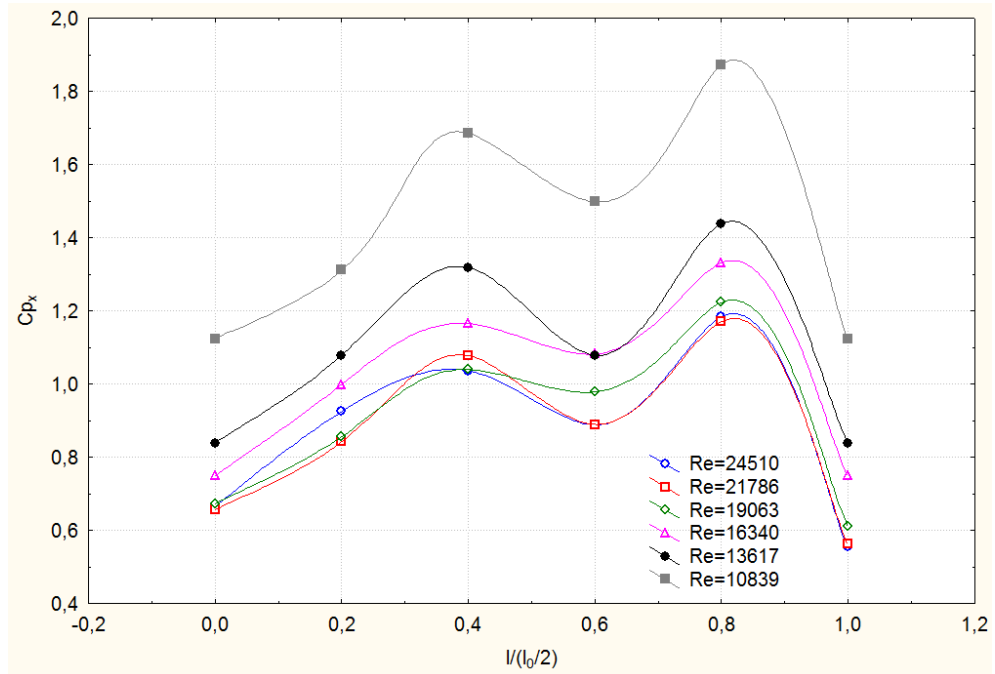
Şekil 4.18. RFG-2 için ΔP farkının maksimum olduğu istasyonda (5. İst.) C_{p_y} değerlerinin Re sayısı ile değişim grafiği



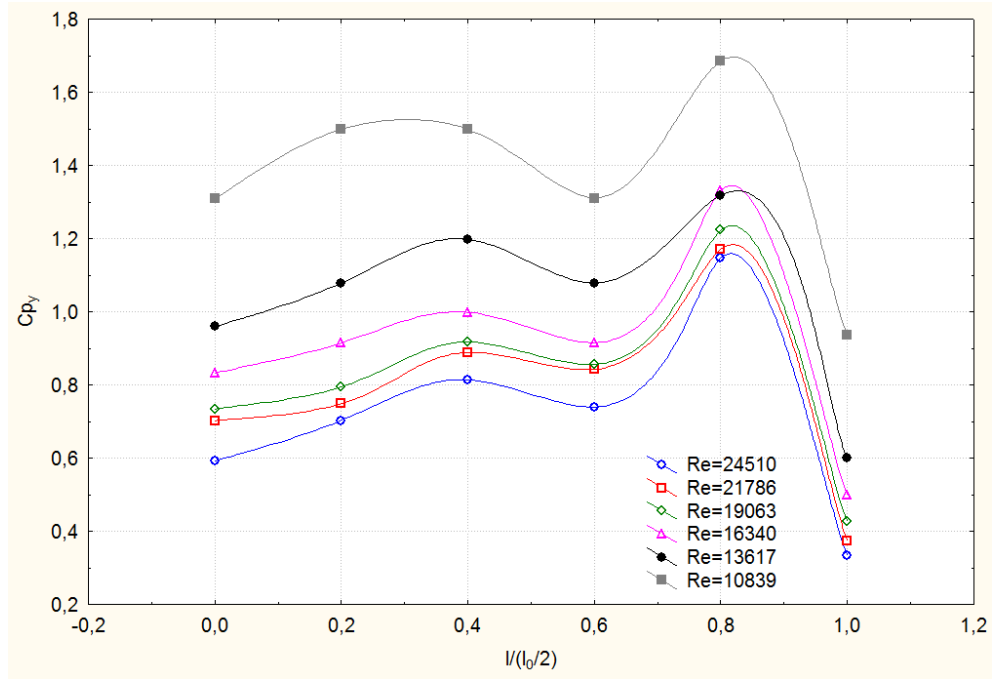
Şekil 4.19. RFG-2'de 100 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği



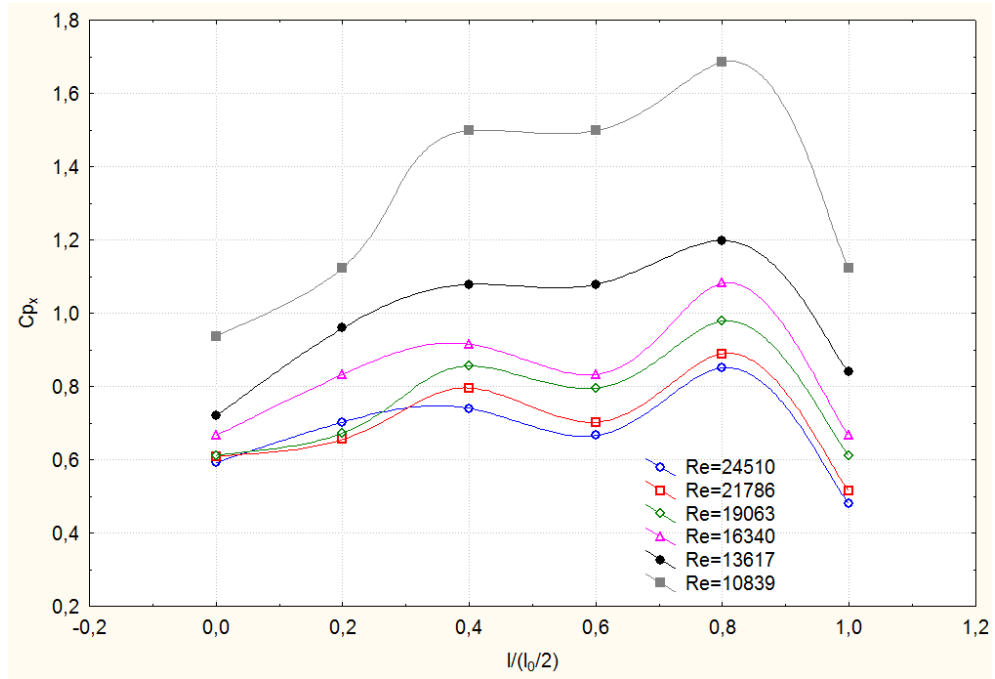
Şekil 4.20. RFG-2’de 100 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği



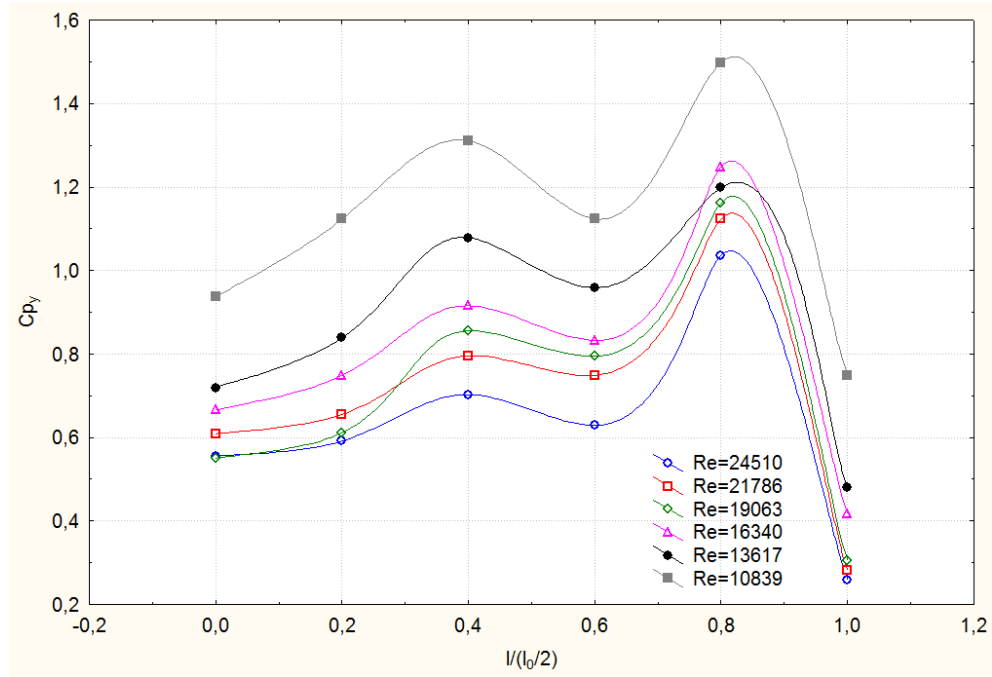
Şekil 4.21. RFG-2’de 150 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği



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



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



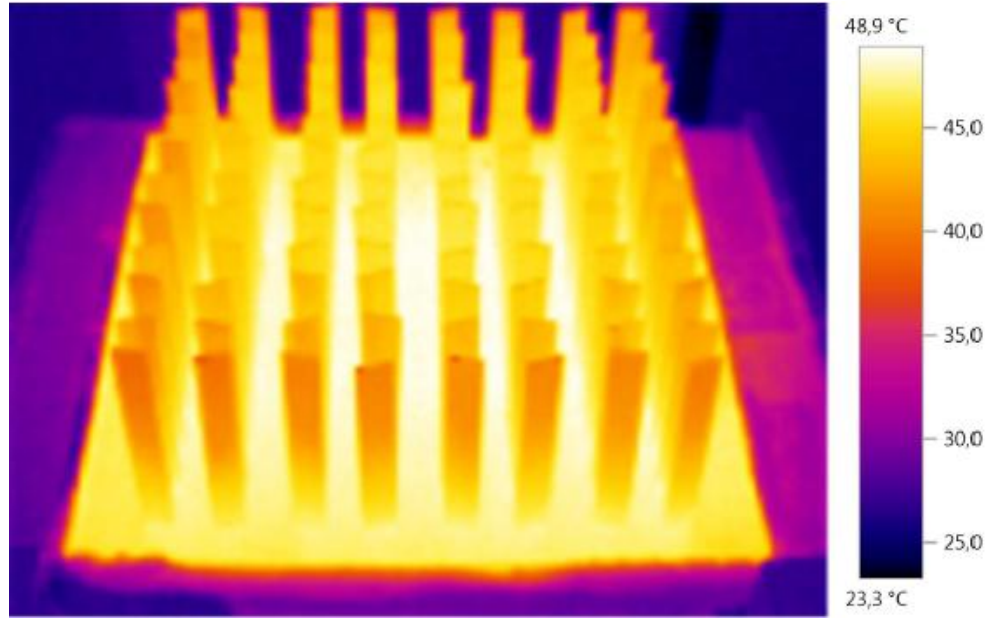
Şekil 4.24. RFG-2'de 200 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği

RFG-2 için C_p -Re grafikleri ΔP basınç farkının maksimum olduğu istasyonda (5. İst.) farklı kanat boyları için çizildi. ΔP farkının maksimum olduğu istasyonda C_{p_x} değerlerinin Re sayısı arttıkça azaldığı, C_{p_y} değerlerinin ise genel olarak Re sayısı arttıkça azaldığı fakat $Re=16340$ 'da pik yaptığı gözlemlendi. Ayrıca C_{p_x} ve C_{p_y} değerlerinin kanat boyu arttıkça azaldığı gözlemlendi.

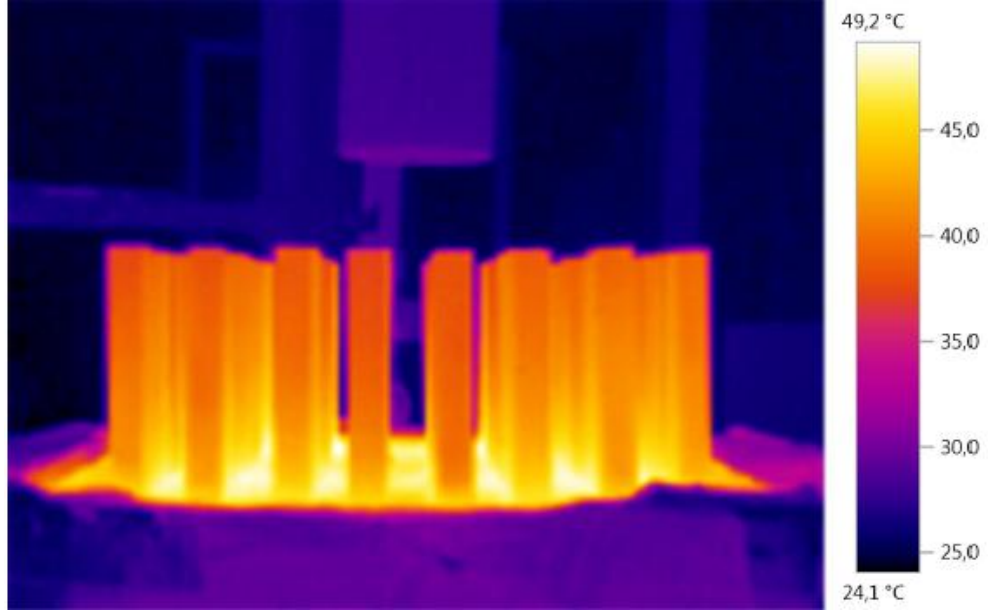
100, 150, 200 mm kanat boylarında istasyonlar için çizilen C_p - $l/(l_0/2)$ grafiklerinde C_{p_x} ve C_{p_y} değerlerinin artıp azalan bir eğilim gösterdiği, 3. ve 5. istasyonlarda pik yaptıkları gözlemlendi. Ayrıca maksimum C_{p_x} ve C_{p_y} değerinin 5. İstasyonda ($l/(l_0/2)=0,8$) olduğu gözlemlendi. Maksimum C_{p_x} değeri 100 mm kanat boyunda 150 mm kanat boyuna göre %10, 150 mm kanat boyunda 200 mm kanat boyuna göre ise %11 fazla olduğu belirlendi. Maksimum C_{p_y} değeri ise 100 mm kanat boyunda 150 mm kanat boyuna göre %22, 150 mm kanat boyunda 200 mm kanat boyuna göre %13 fazla olduğu görüldü.

Çalışmanın bu aşamasında dikdörtgen ısı alıcılar üzerindeki sıcaklık dağılımları belirlendi. Görüntüsü alınmak üzere dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcılar arasından 3 parametre arasından maksimum Nu değerine sahip olan RFG-2 olarak adlandırılan ısı alıcı tercih edildi. Deneyle 3 ayrı kanat boyunda (100, 150, 200 mm) ve sistemin en hızlı kararlı hale geldiği hızda (9 m/s) yapıldı. h/d mesafesi çok kısa olduğu için ısı alıcı üzerindeki sıcaklık dağılımı, maksimum görüş alanı oluşacak şekilde belirlendi. Her bir kanat boyunda biri üstten açılı, diğeri yandan olmak üzere iki adet görüntü alındı. RFG-2 ısı alıcısına ait termal görüntüler aşağıda verilmiştir.

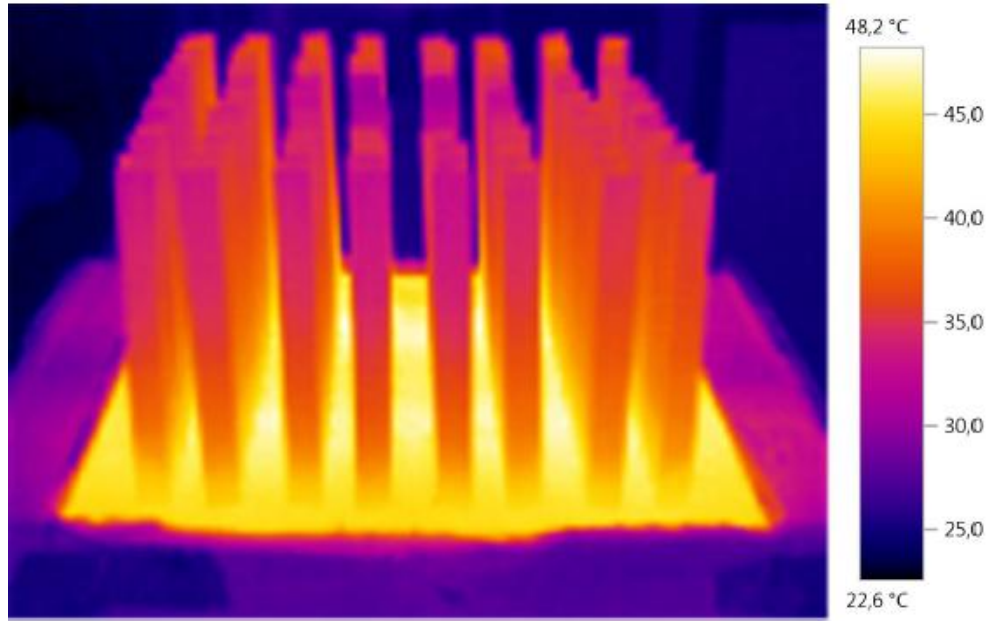
Ayrıca RFG-2 ısı alıcı için termal kamera yardımıyla yapılan görüntü destekli sıcaklık analizi sonucu kanatçıklardaki sıcaklık dağılımı Şekil 4.31, Şekil 4.32 ve Şekil 4.33'de ki gibidir. Grafiklerde de görüleceği gibi ısı alıcı tabanından kanatçık ucuna gidildikçe sıcaklık azalmakta, kanat boyu arttıkça kanatçıkta ki sıcaklık değeri azalmaktadır.



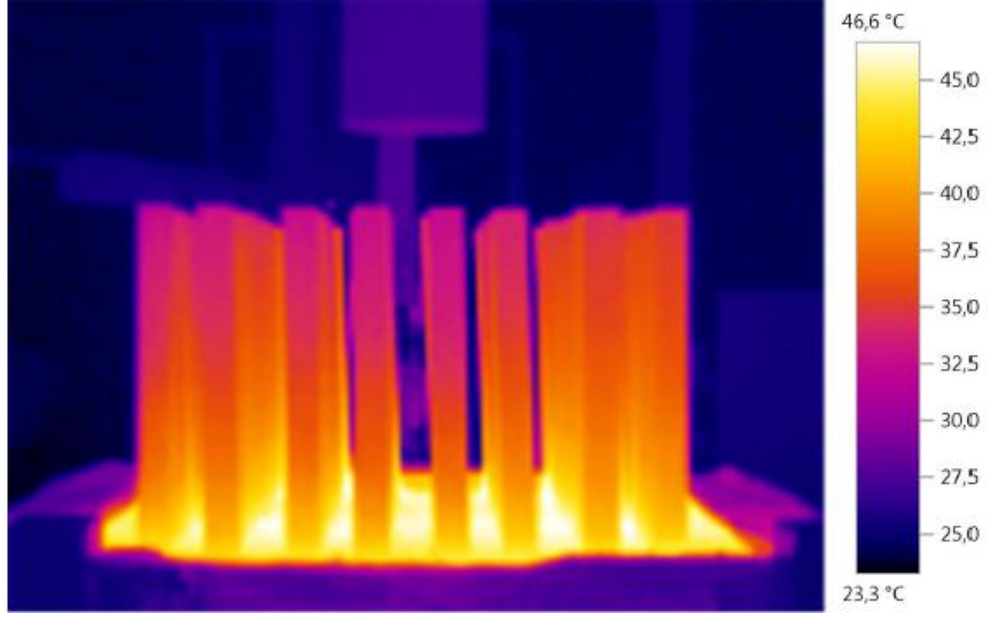
Şekil 4.25. RFG-2'nin 100 mm kanat boyundaki sıcaklık dağılımının üstten görünüşü



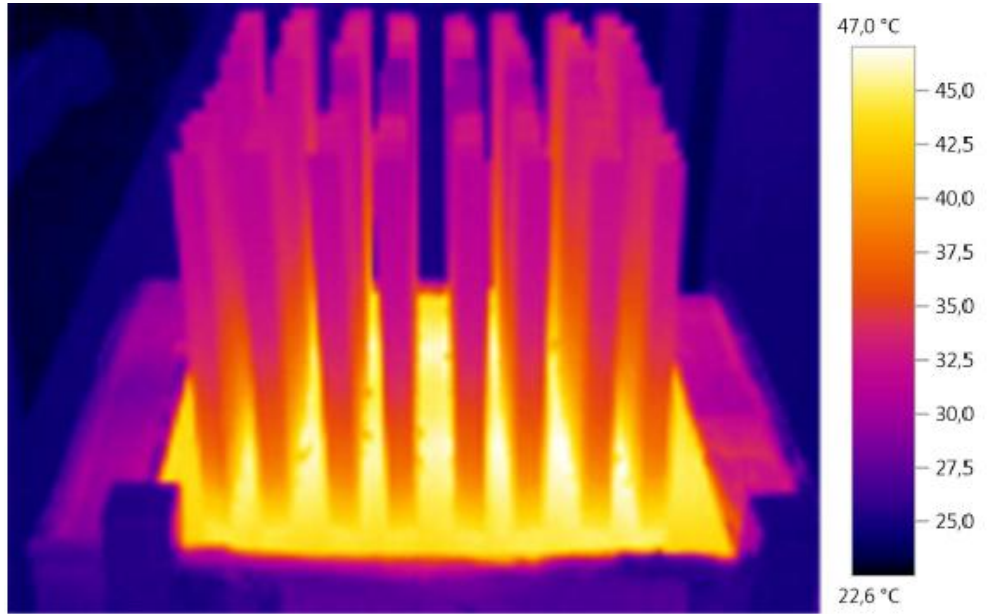
Şekil 4.26. RFG-2'nin 100 mm kanat boyundaki sıcaklık dağılımının yandan görünüşü



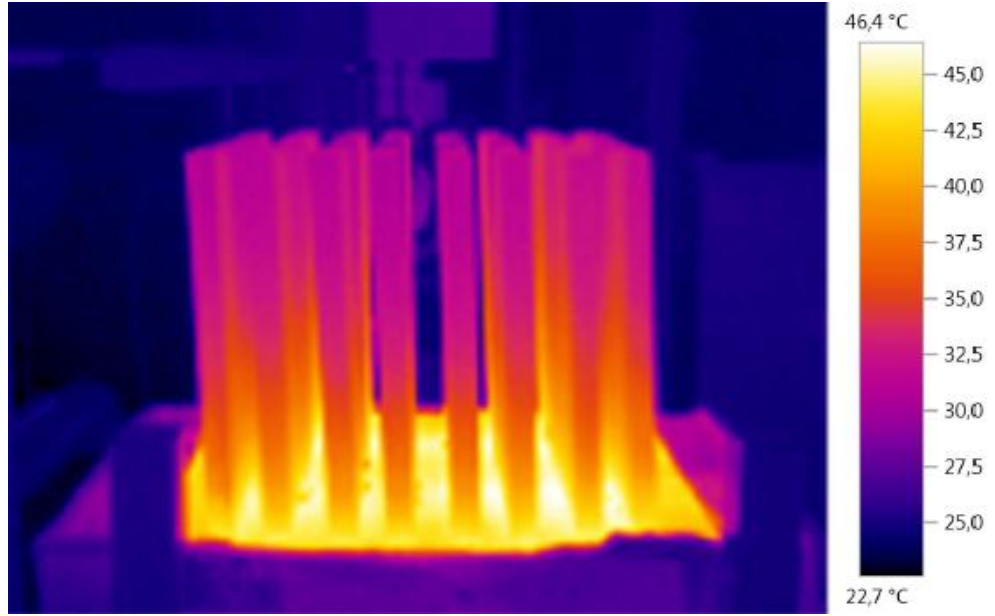
Şekil 4.27. RFG-2'nin 150 mm kanat boyundaki sıcaklık dağılımının üstten görünüşü



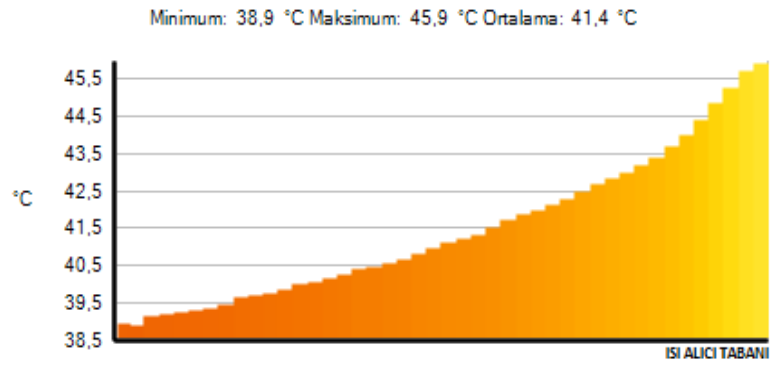
Şekil 4.28. RFG-2'nin 150 mm kanat boyundaki sıcaklık dağılımının yandan görünüşü



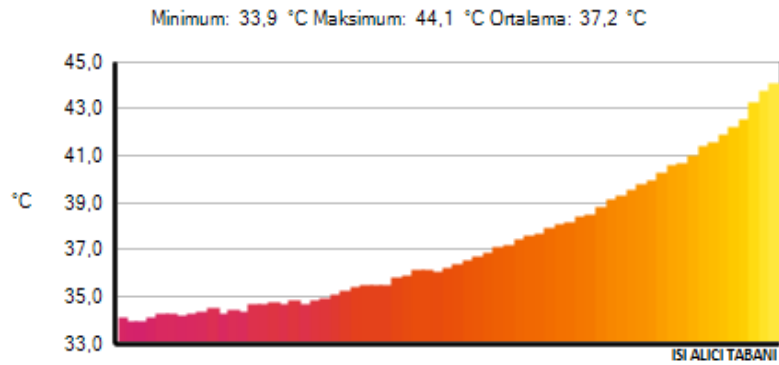
Şekil 4.29. RFG-2'nin 200 mm kanat boyundaki sıcaklık dağılımının üstten görünüşü



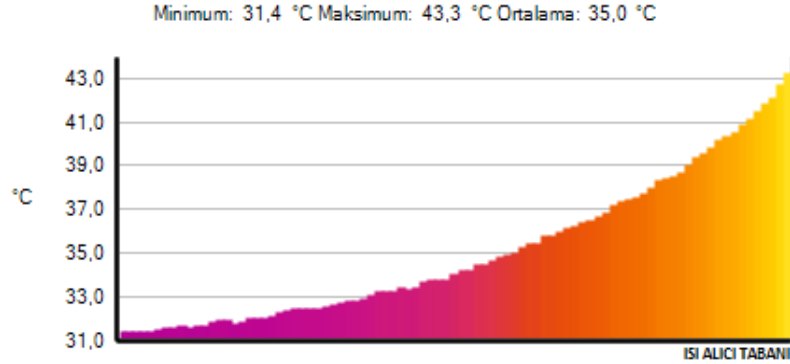
Şekil 4.30. RFG-2'nin 200 mm kanat boyundaki sıcaklık dağılımının yandan görünüşü



Şekil 4.31. RFG-2 için 100 mm kanatçıkta ki sıcaklık dağılımı



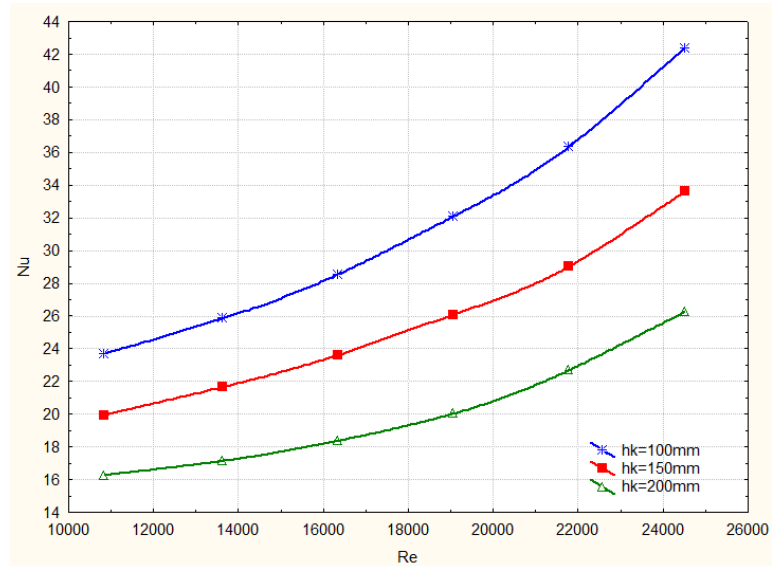
Şekil 4.32. RFG-2 için 150 mm kanatçıkta ki sıcaklık dağılımı



Şekil 4.33. RFG-2 için 200 mm kanatçıkta ki sıcaklık dağılımı

4.1.3. Altıgen ısı alıcılar

Deneysel çalışmada öncelikle altıgen kanatçıklı ısı alıcılarda (HFG-2 ve HFG-3) sabit ısı akısı, lüle çapı ($d=50$ mm), h/d mesafesinde ($h/d=1$) ve 6 ayrı hızda (4-9 m/s) ısı transferi deneyleri yapıldı. Daha sonra elde edilen Nu değerleri rüzgar tünelineki değerlere karşılaştırıldı. Deneysel çalışma sonucunda aşağıdaki grafikler elde edildi.



Şekil 4.34. HFG-2 için Nu sayısının Re sayısı ve kanat boyu ile değişimi

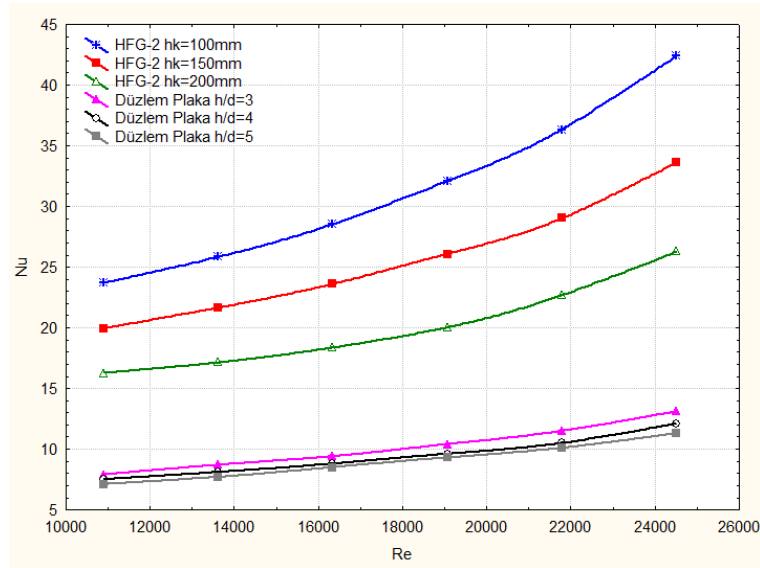
HFG-2 için Nusselt sayısı artan Re sayısı ile artmakta ve aynı zamanda kanatçık boyu arttıkça Nu sayısı azalmaktadır. En yüksek Nusselt sayısı 100 mm kanat yüksekliğinde hesaplandı. Isı alıcıda 100 mm kanatçık boyunda minimum (4 m/s) maksimum (9 m/s) hız aralığında Nusselt sayısında %79'luk bir artış, 150 mm kanat boyunda %69 ve 200 mm kanat boyunda ise %62 oranında artış gözlemlendi. Isı alıcıda maksimum hızda Nu sayısının 100 mm kanat boyundaki değerinin 150 mm kanat boyundaki değerine göre %26, 150 mm kanat boyundaki değeri 200 mm kanat boyundaki değerine göre %28 fazla olduğu belirlenmiştir (Şekil 4.34).

Hesaplanan deneysel bulgular ile Nusselt sayısı için;

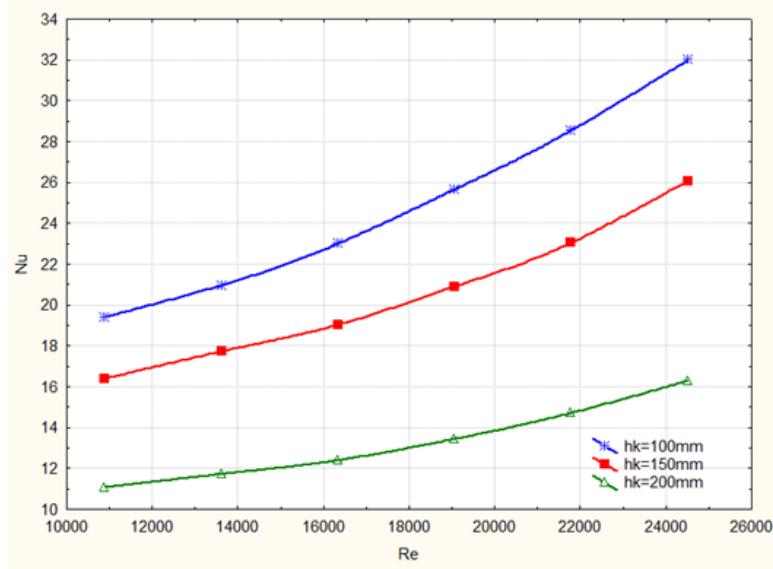
$$Nu = 1,242882 * Re^{0,706601} * Pr^{-9,428088} * (h_k/d)^{-0,612823} * (h/d)^{0,1}$$

korelasyonu elde edildi.

HFG-2 ısı alıcısındaki Nu değeri düzlem plakaya göre maksimum hızda (9 m/s) h/d=3 için %225, h/d=4 için %165, h/d=5 için %122 artmıştır. Minimum hızda ise (4 m/s) h/d=3 için %199, h/d=4 için %167, h/d=5 için %130 artmıştır (Şekil 4.35).



Şekil 4.35. HFG-2 ve düzlem plaka için Nu sayısının Re sayısı ve kanat boyu ile değişimi



Şekil 4.36. HFG-3 için Nu sayısının Re sayısı ve kanat boyu ile değişimi

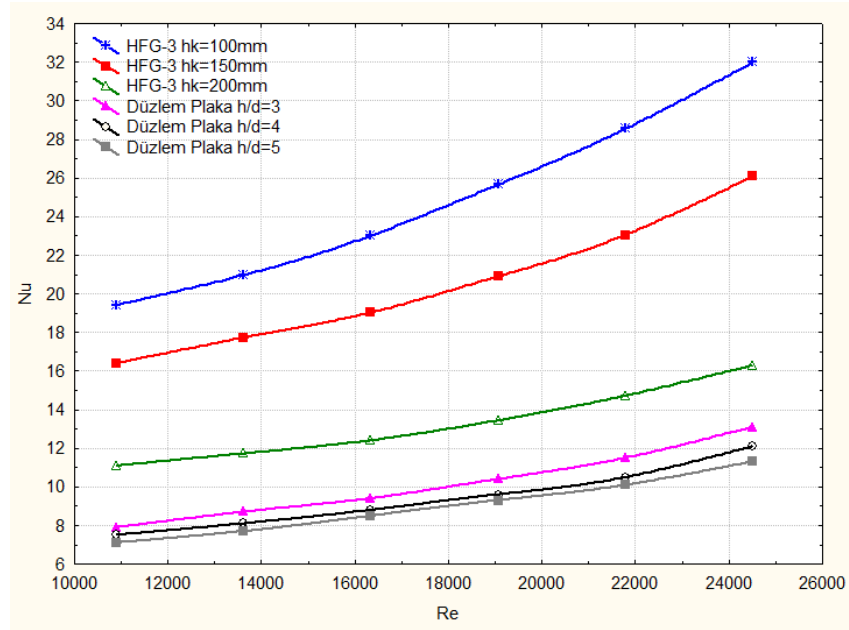
HFG-3’de en yüksek Nusselt sayısı 100 mm kanat yüksekliğinde hesaplandı Isı alıcıda 100 mm kanatçık boyunda minimum (4 m/s) maksimum (9 m/s) hız aralığında Nusselt sayısında %65’lik bir artış, 150 mm kanat boyunda %59 ve 200 mm kanat boyunda ise %47 oranında artış görüldü. Isı alıcıda maksimum hızda Nu sayısının 100 mm kanat boyundaki değerinin 150 mm kanat boyundaki değerine göre %23, 150 mm kanat boyundaki değeri 200 mm kanat boyundaki değerine göre %60 fazla olduğu belirlenmiştir. (Şekil 4.36)

HFG-3 ısı alıcıdaki Nu değeri düzlem plakaya göre maksimum hızda (9 m/s) h/d=3 için %145, h/d=4 için %115, h/d=5 için %44 artmıştır. Minimum hızda ise (4 m/s) h/d=3 için %145, h/d=4 için %120, h/d=5 için %50 artmıştır (Şekil 4.37).

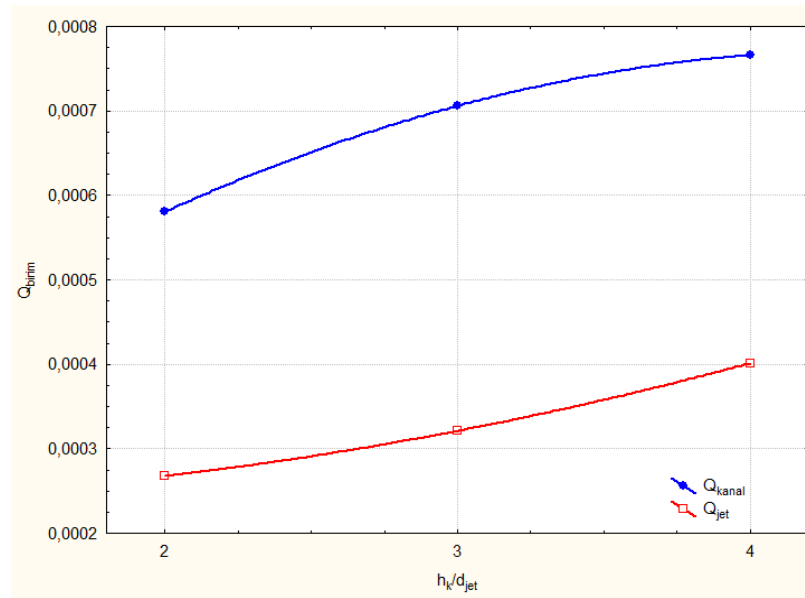
Hesaplanan deneysel bulgular ile Nusselt sayısı için;

$$Nu=2,070673 * Re^{0,608291} * Pr^{8,408240} * (h_k/d)^{-0,787910} * (h/d)^{0,1}$$

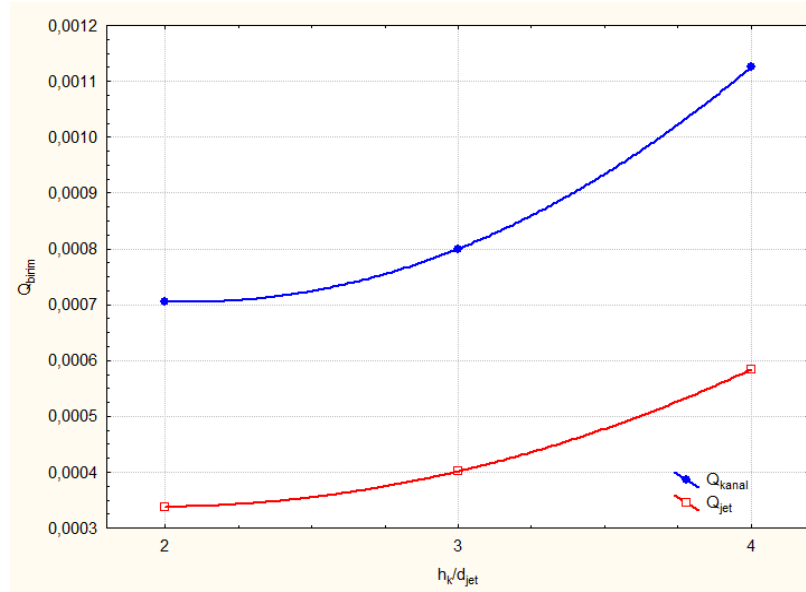
korelasyonu elde edildi.



Şekil 4.37. HFG-3 ve düzlem plaka için Nu sayısının Re sayısı ve kanat boyu ile değişimi



Şekil 4.38. HFG-2 için 4 m/s'de birim Nusselt sayısı değişimi için gereken hava debisinin rüzgar tüneline ve çarpan jette kanat boyu ile değişim grafiği

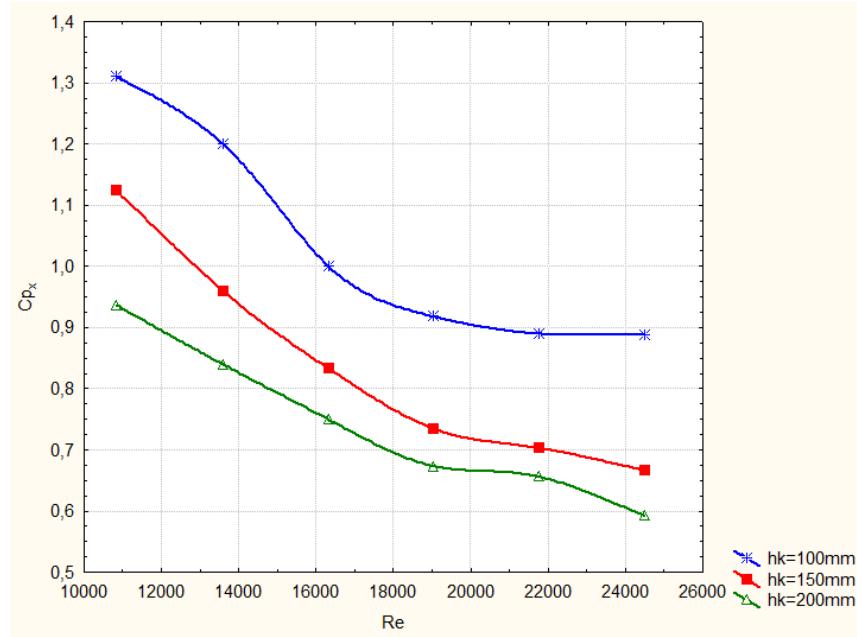


Şekil 4.39. HFG-3 için 4 m/s'de birim Nusselt sayısı değişimi için gereken hava debisinin rüzgar tüneline ve çarpan jette kanat boyu ile değişim grafiği

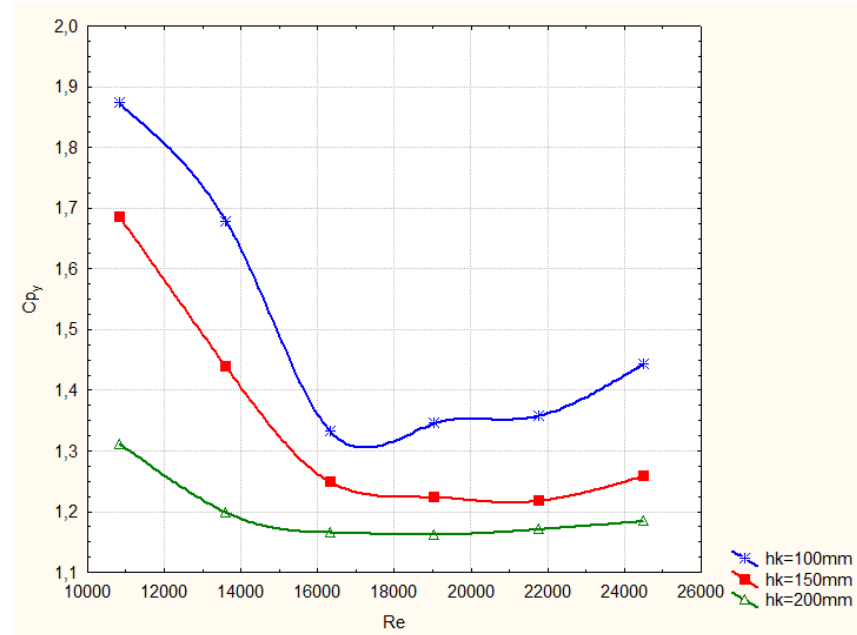
HFG-2 için 4 m/s'de birim Nu değişimi için gereken hava debisinin hem kanal için hem jet için kanat boyu arttıkça arttığı gözlemlendi. 100 mm kanat boyu için kanaldaki birim Nu değişimi için gereken hava debisi jet için gereken debinin %117 fazlası, 150 mm'lik kanat için %120 fazlası, 200 mm'lik kanat için %91 fazlası olduğu belirlendi (Şekil 4.38).

HFG-3 için de 4 m/s'de birim Nu değişimi için gereken hava debisinin hem kanal için hem jet için kanat boyu arttıkça arttığı gözlemlendi. 100 mm'lik kanat boyu için kanaldaki birim Nu değişimi için gereken hava debisi jet için gereken debinin %109 fazlası, 150 mm'lik kanat için %100 fazlası, 200 mm'lik kanat için %93 fazlası olduğu görüldü (Şekil 4.39).

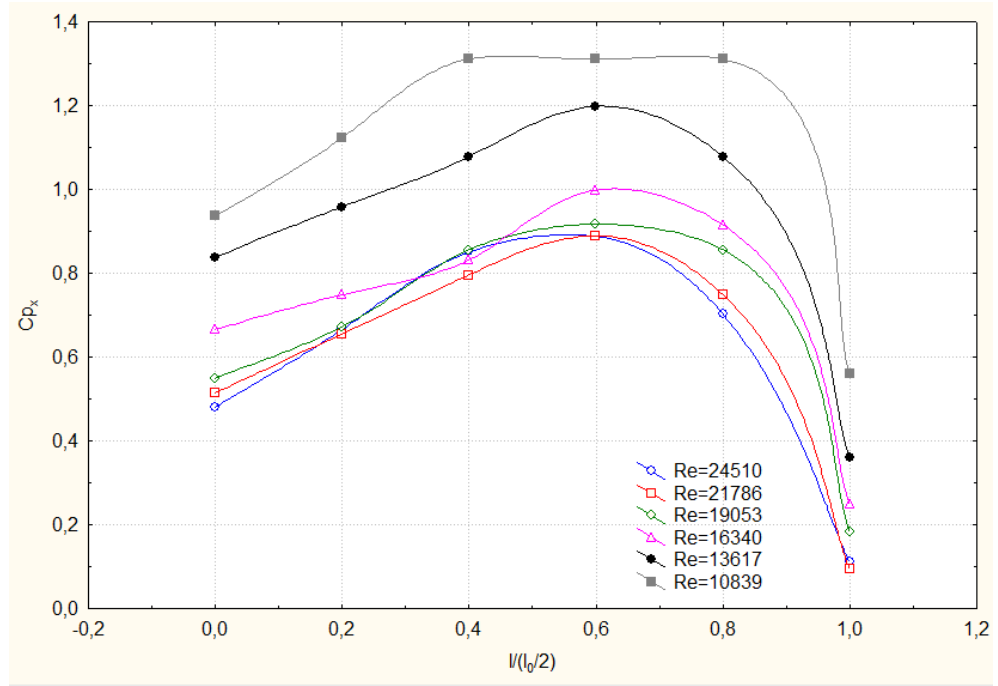
Çalışmanın bu aşamasında ısı alıcılar üzerindeki basınç dağılımı belirlenmiştir. Altıgen kanatçıklı ısı alıcılardaki basınç dağılımı belirlenirken dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcılarda izlenen yol esas alınmıştır. Basınç deneyleri sonucu aşağıdaki grafikler elde edilmiştir.



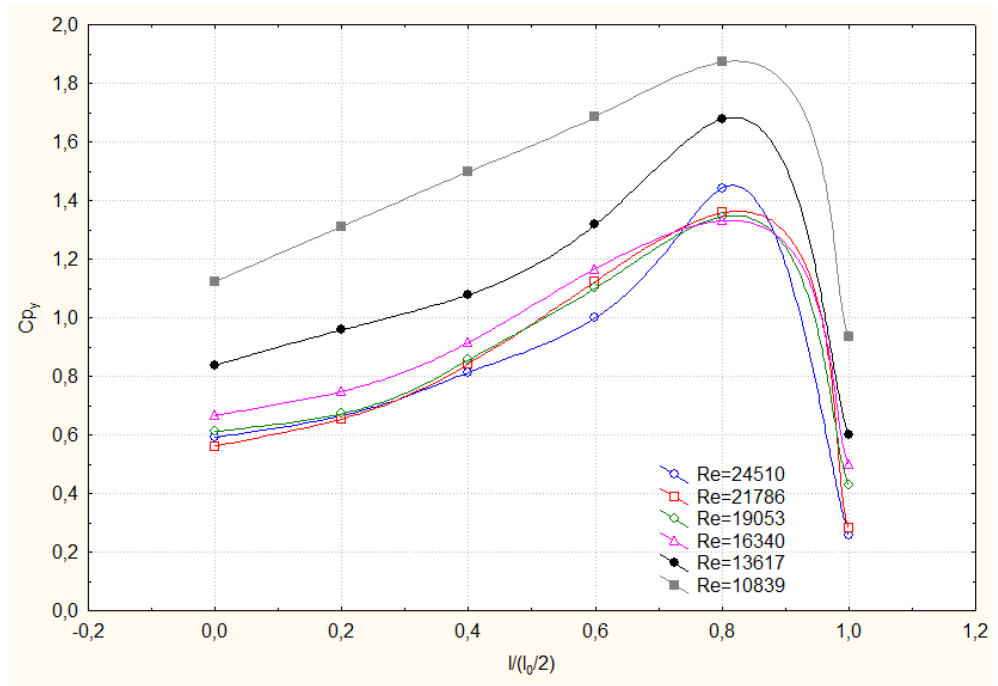
Şekil 4.40. HFG-2 için ΔP farkının maksimum olduğu istasyonda (4. İst.) C_{p_x} değerlerinin Re sayısı ile değişim grafiği



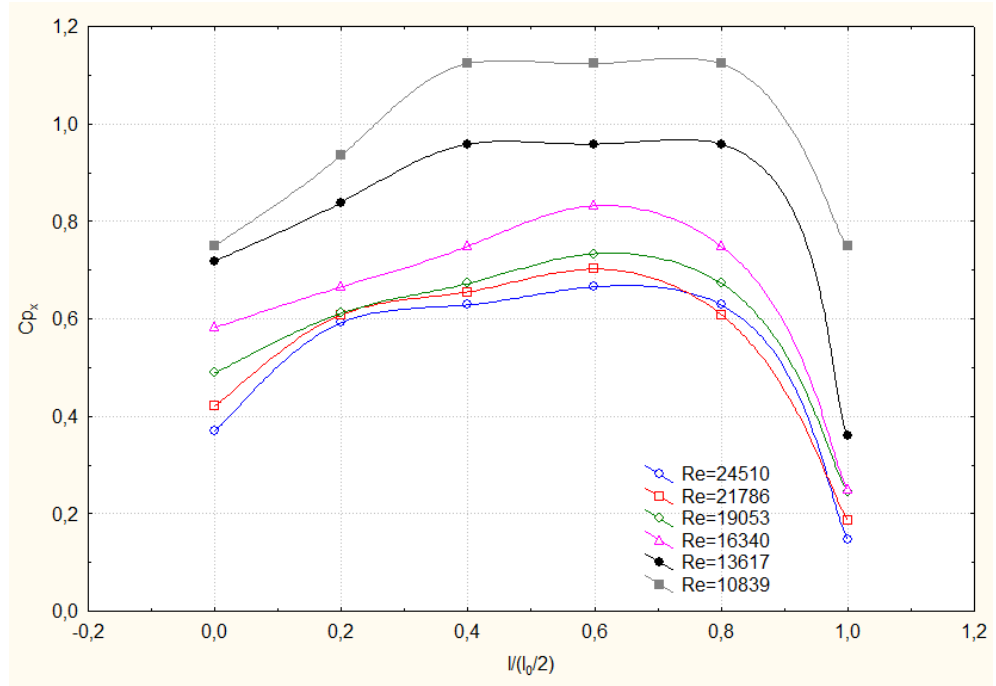
Şekil 4.41. HFG-2 için ΔP farkının maksimum olduğu istasyonda (5. İst.) C_{p_y} değerlerinin Re sayısı ile değişim grafiği



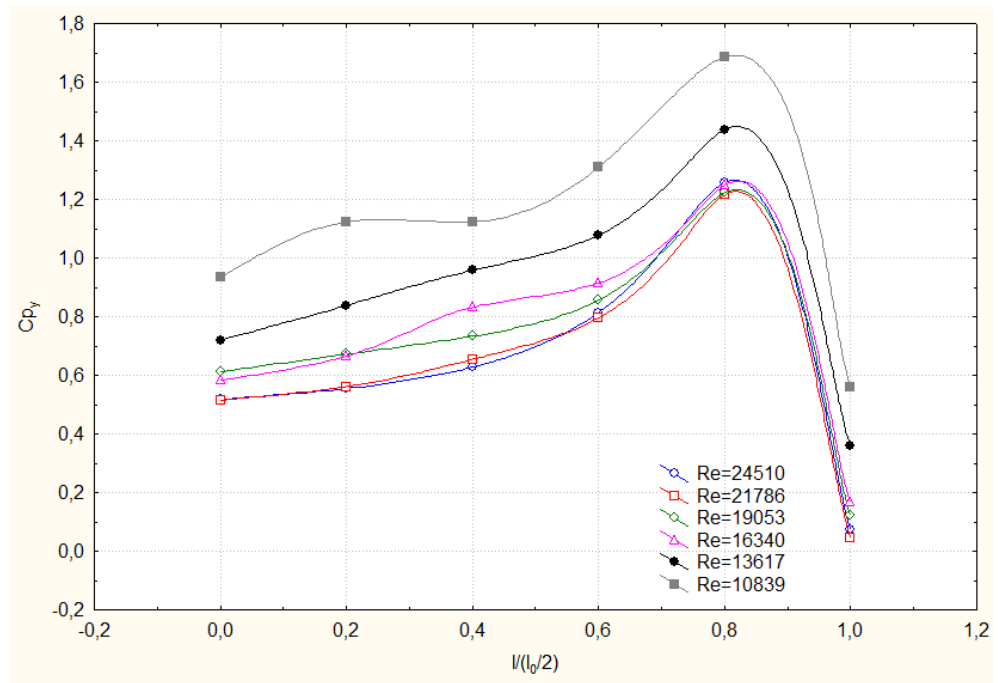
Şekil 4.42. HFG-2'de 100 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği



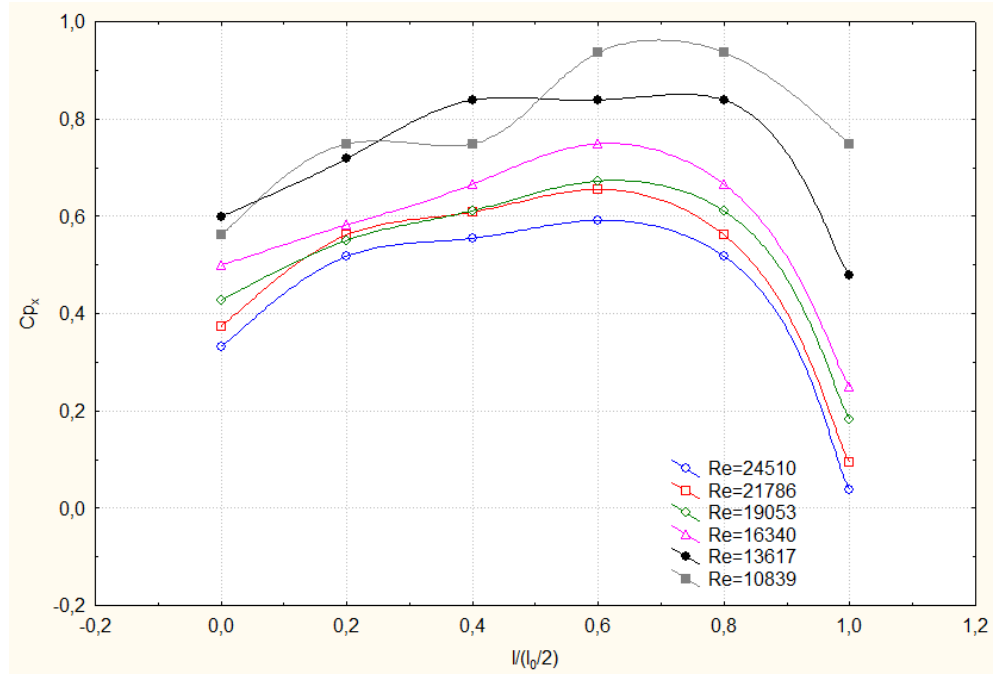
Şekil 4.43. HFG-2'de 100 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği



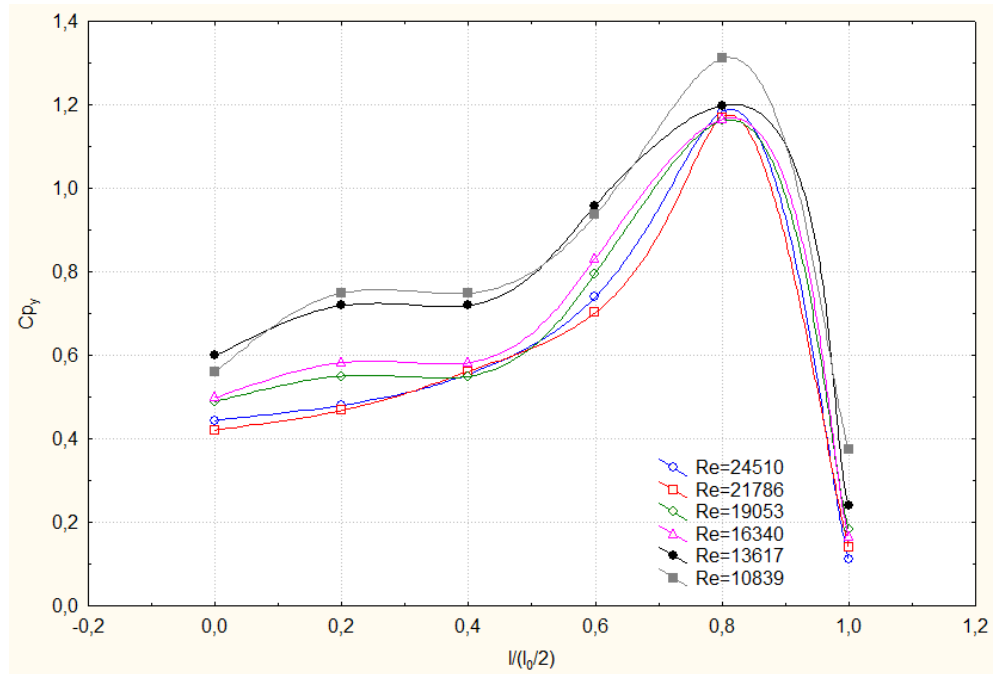
Şekil 4.44. HFG-2’de 150 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği



Şekil 4.45. HFG-2’de 150 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği



Şekil 4.46. HFG-2'de 200 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği



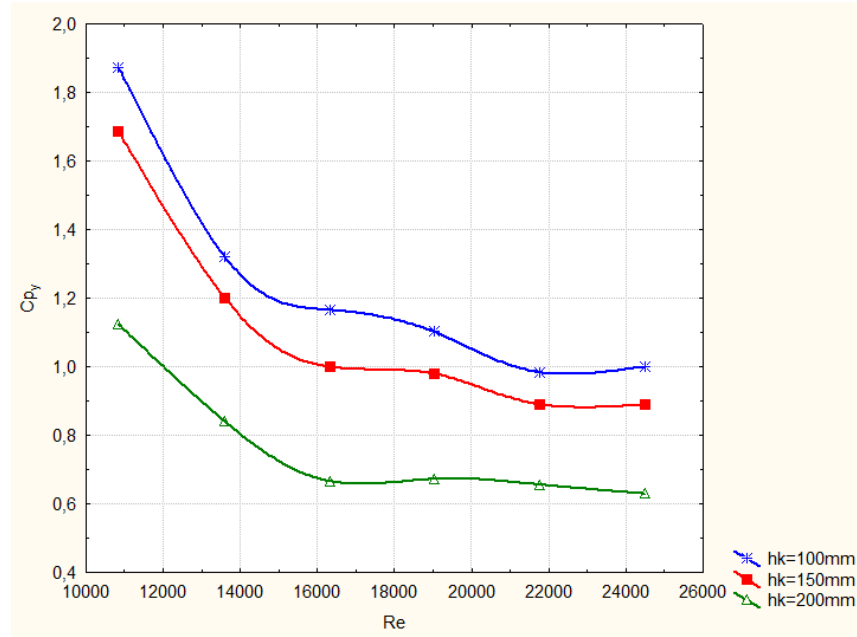
Şekil 4.47. HFG-2'de 200 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği

HFG-2 için C_p -Re grafikleri ΔP basınç farkının maksimum olduğu istasyonlarda (4. ve 5. İst.) farklı kanat boyları için çizildi. ΔP farkının maksimum olduğu istasyonda C_{p_x} değerlerinin Re sayısı arttıkça azaldığı, C_{p_y} değerlerinin ise $Re=16340$ 'a kadar azalıp daha sonra hız arttıkça arttığı gözlemlendi. Ayrıca C_{p_x} ve C_{p_y} değerlerinin kanat boyu arttıkça azaldığı gözlemlendi.

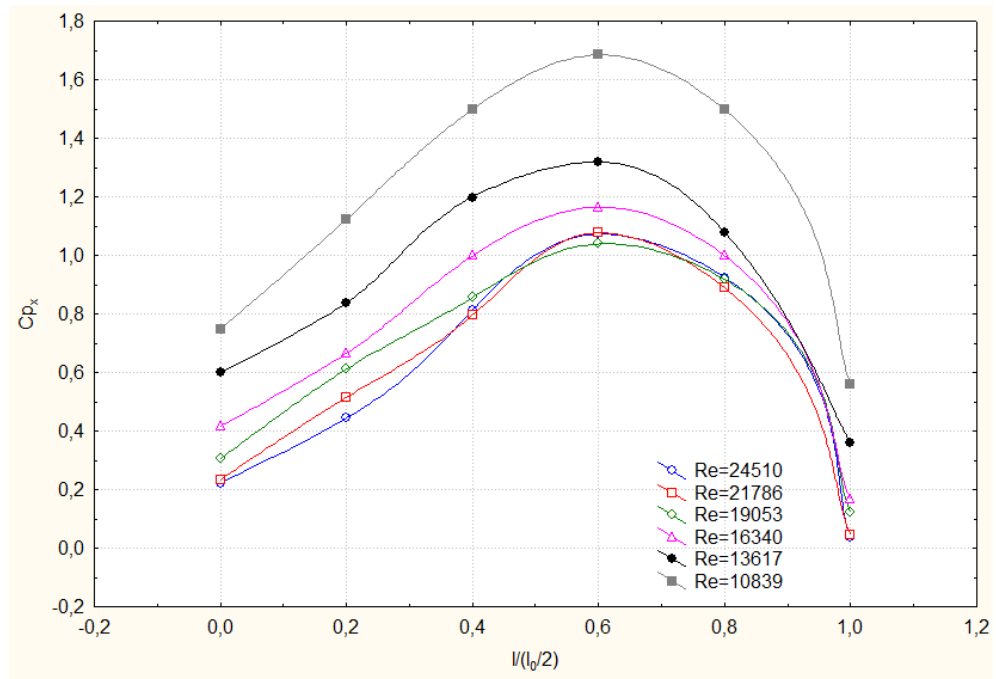
100, 150, 200 mm kanat boylarında istasyonlar için çizilen $C_{p_x}-l/(l_0/2)$ grafiklerinde ise C_{p_x} değerinin 4. İstasyona kadar artıp sonra istasyon mesafesi arttıkça azaldığı gözlemlendi. Ayrıca maksimum C_{p_x} değerinin 4. İstasyonda ($l/(l_0/2)=0,6$) olduğu gözlemlendi. Tüm kanat boylarında istasyonlar için çizilen $C_{p_y}-l/(l_0/2)$ grafiklerinde C_{p_y} değerinin istasyon mesafesi arttıkça artış gösterdiği ve 5. İstasyonda ($l/(l_0/2)=0,8$) maksimum değer aldığı görüldü. Maksimum C_{p_x} değerinin 100 mm kanat boyunda 150 mm kanat boyuna göre %17, 150 mm kanat boyunda 200 mm kanat boyuna göre ise %20 fazla olduğu belirlendi. Maksimum C_{p_y} değerinin 100 mm kanat boyunda 150 mm kanat boyuna göre %11, 150 mm kanat boyunda 200 mm kanat boyuna göre %29 fazla olduğu görüldü.



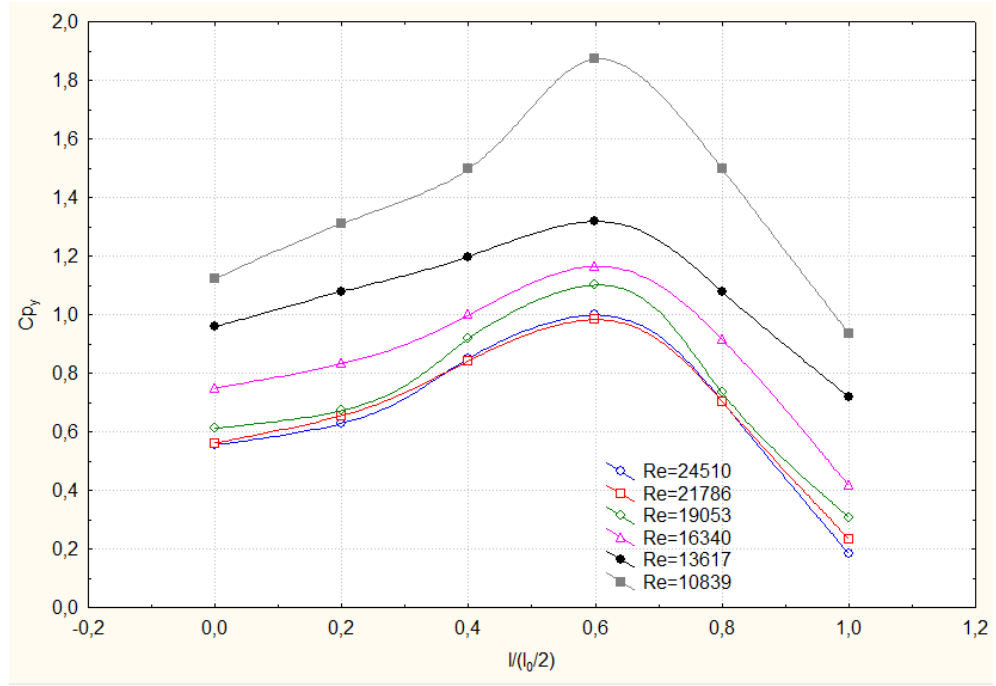
Şekil 4.48. HFG-3 için ΔP farkının maksimum olduğu istasyonda (4. İst.) C_{p_x} değerlerinin Re sayısı ile değişim grafiği



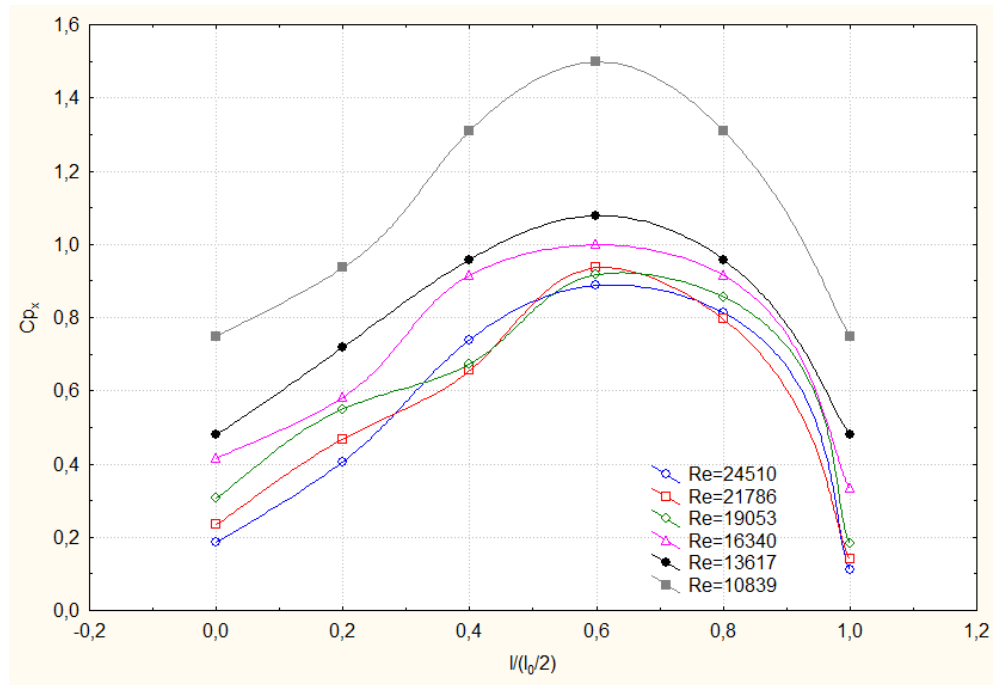
Şekil 4.49. HFG-3 için ΔP farkının maksimum olduğu istasyonda (4. İst.) C_{p_y} değerlerinin Re sayısı ile değişim grafiği



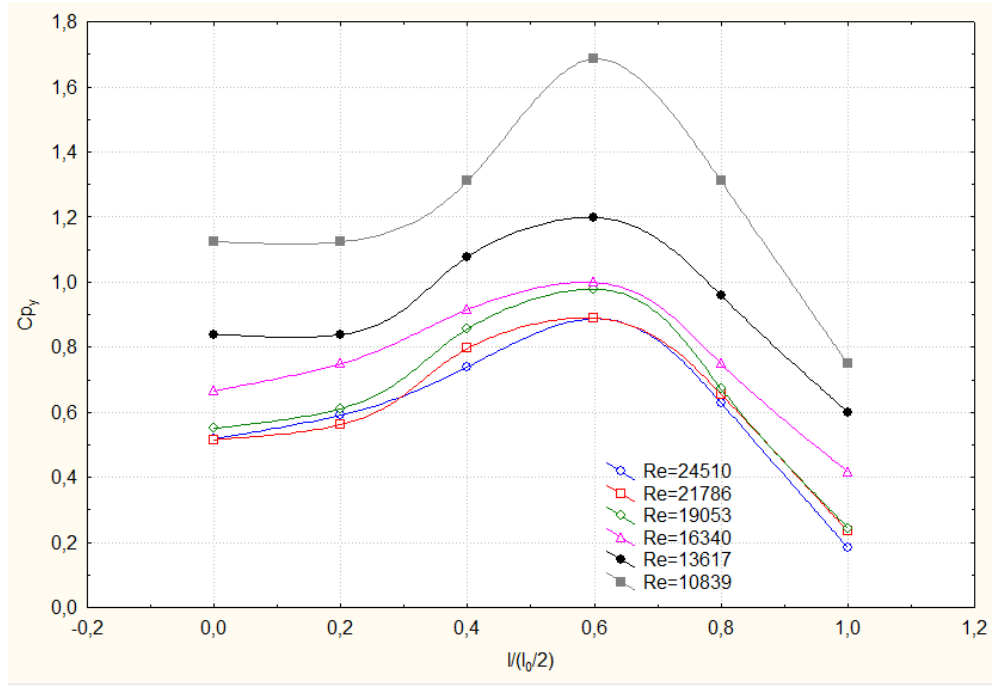
Şekil 4.50. HFG-3'de 100 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği



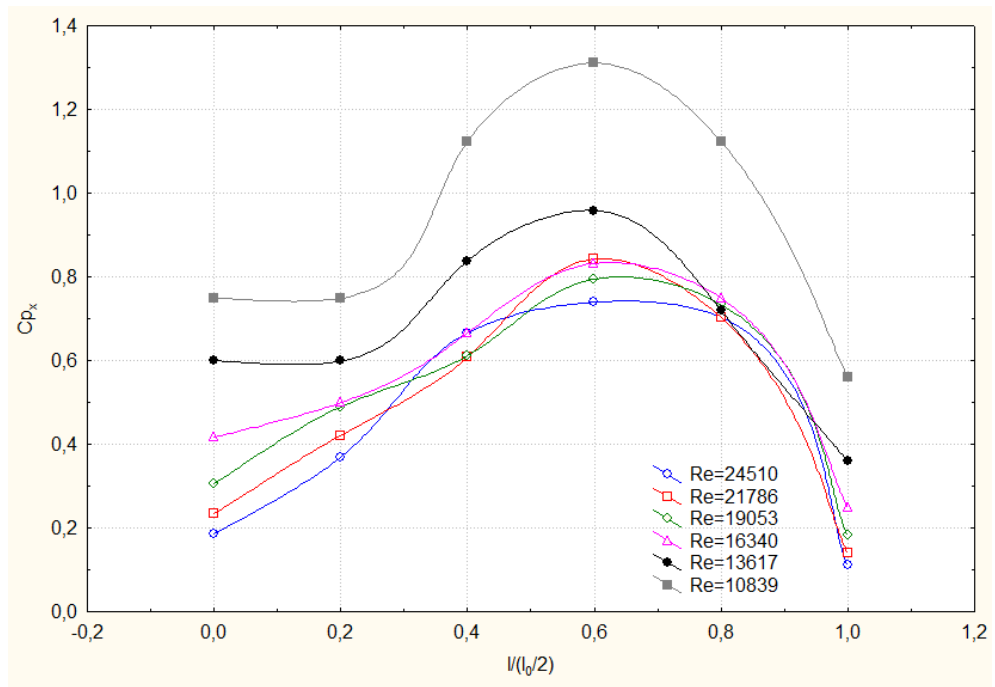
Şekil 4.51. HFG-3'de 100 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği



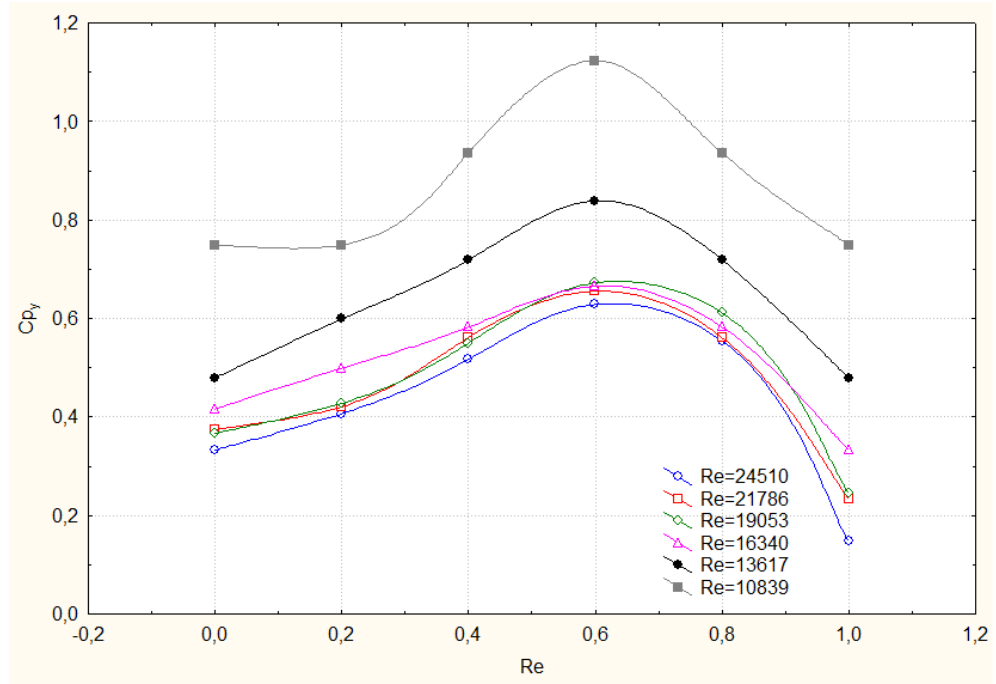
Şekil 4.52. HFG-3'de 150 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği



Şekil 4.53. HFG-3'de 150 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği



Şekil 4.54. HFG-3'de 200 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği

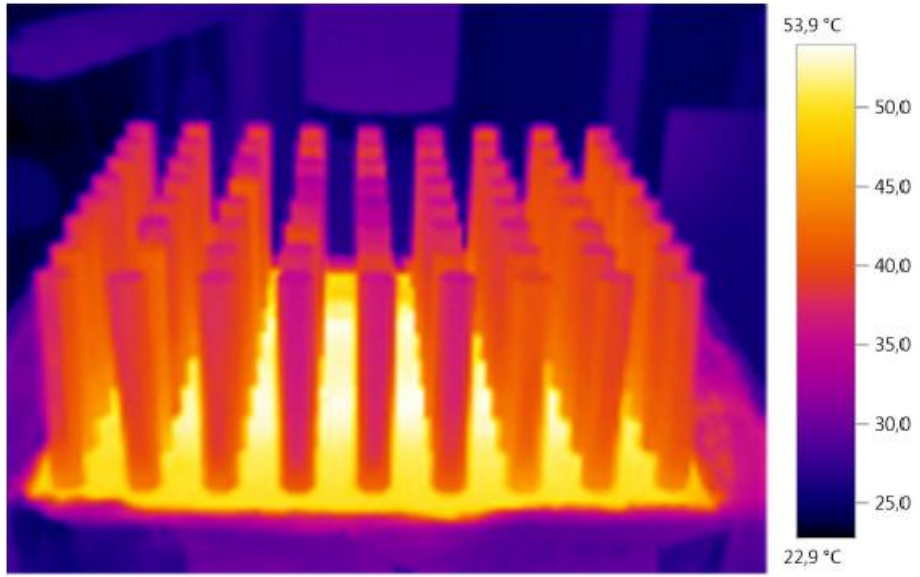


Şekil 4.55. HFG-3'de 200 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişim grafiği

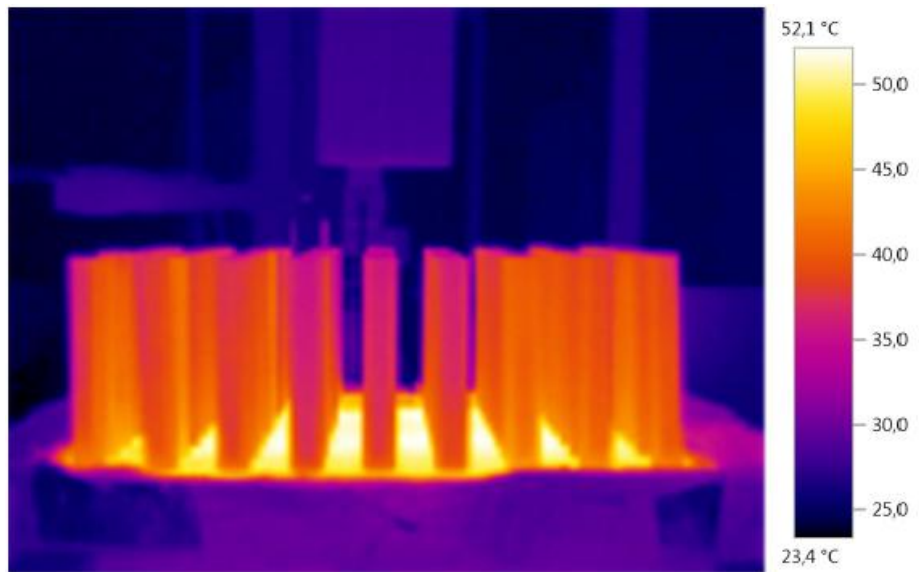
HFG-3 için C_p -Re Grafikleri ΔP basınç farkının maksimum olduğu istasyonda (4. İst.) farklı kanat boyları için çizildi. ΔP farkının maksimum olduğu istasyonda C_{p_x} ve C_p değerlerinin Re sayısı arttıkça azaldığı gözlemlendi. Ayrıca C_{p_x} ve C_{p_y} değerlerinin kanat boyu arttıkça azaldığı gözlemlendi.

100, 150, 200 mm kanat boylarında istasyonlar için çizilen C_p - $l/(l_0/2)$ grafiklerinde C_{p_x} ve C_p değerinin 4. İstasyona kadar artıp sonra istasyon mesafesi arttıkça azaldığı gözlemlendi. Ayrıca maksimum C_{p_x} ve C_{p_y} değerinin 4. İstasyonda ($l/(l_0/2)=0,6$) olduğu gözlemlendi. Maksimum C_{p_x} değerinin 100 mm kanat boyunda 150 mm kanat boyuna göre %13, 150 mm kanat boyunda 200 mm kanat boyuna göre ise %14 fazla olduğu belirlendi. Maksimum C_{p_y} değerinin 100 mm kanat boyunda 150 mm kanat boyuna göre %11, 150 mm kanat boyunda 200 mm kanat boyuna göre %50 fazla olduğu gözlemlendi.

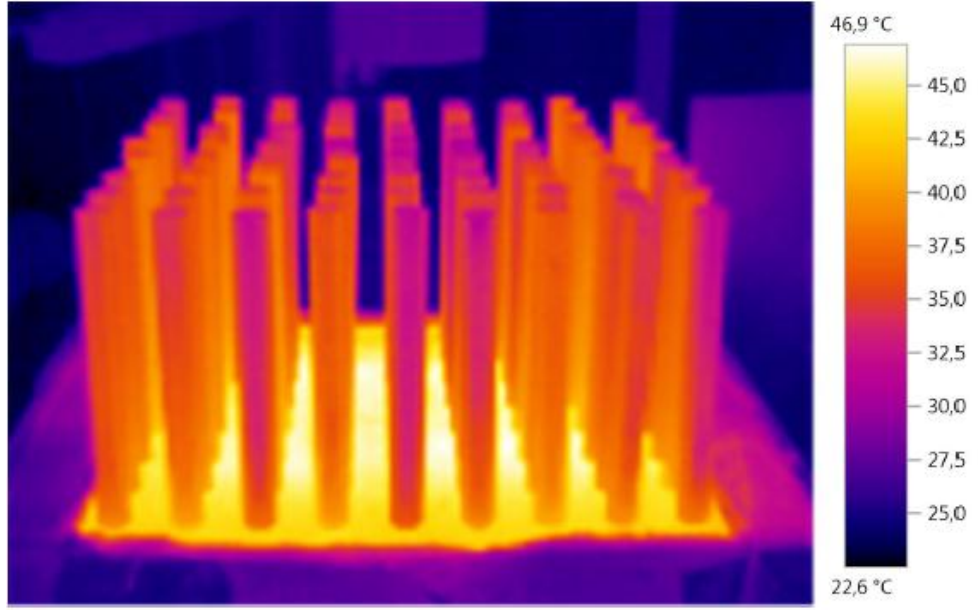
Çalışmanın bu aşamasında altıgen ısı alıcılar üzerindeki sıcaklık dağılımları belirlendi. Görüntüsü alınmak üzere altıgen kanatçıklı ısı alıcılar arasından optimizasyonda göz önüne alınan 3 parametreden (Nu Sayısı, Sürtünme Katsayısı, Termal Direnç) optimum değere sahip olan HFG-2 olarak adlandırılan ısı alıcı tercih edildi. Termal görüntüler aşağıdaki gibidir.



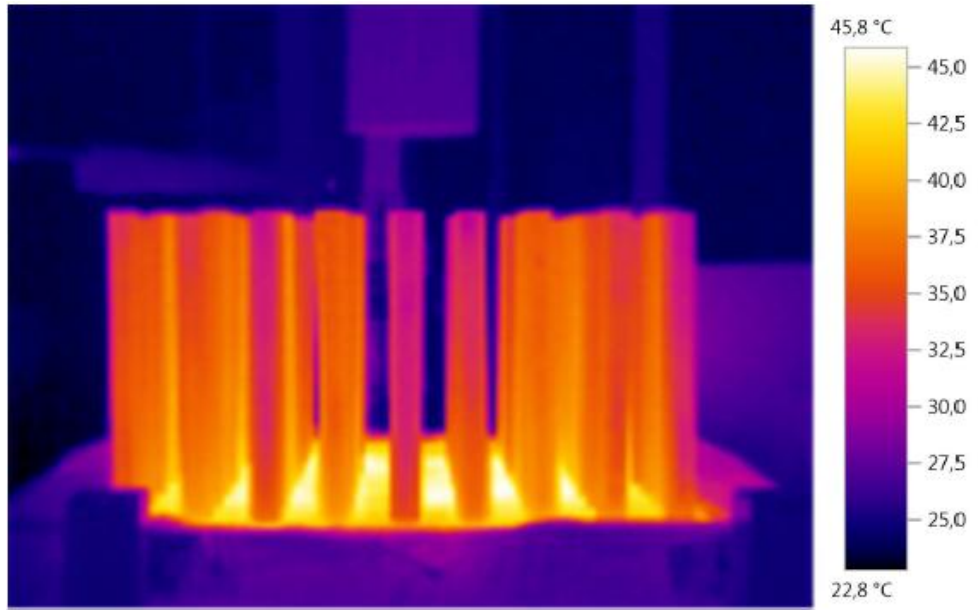
Şekil 4.56. HFG-2'nin 100 mm kanat boyundaki sıcaklık dağılımının üstten görünüşü



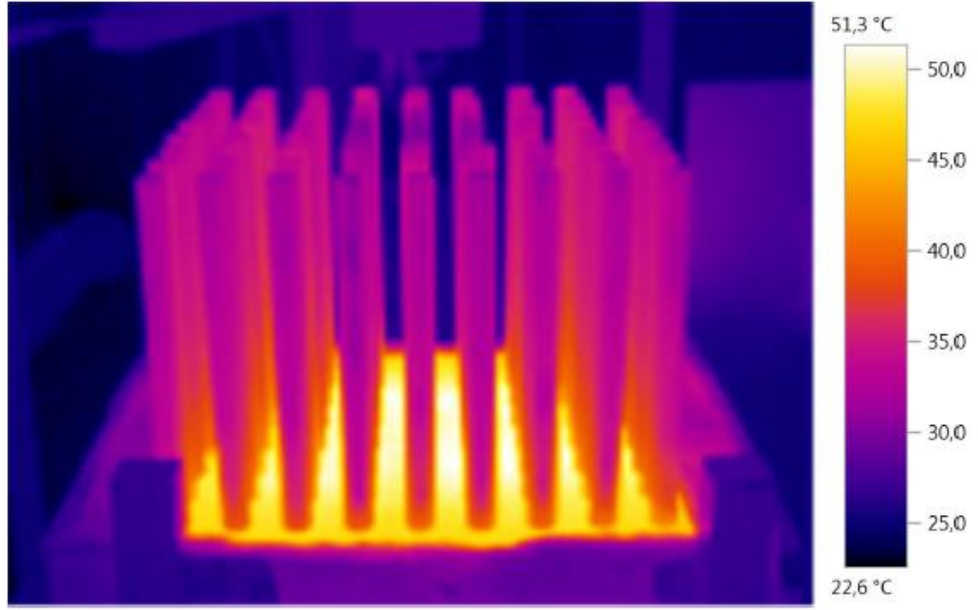
Şekil 4.57. HFG-2'nin 100 mm kanat boyundaki sıcaklık dağılımının yandan görünüşü



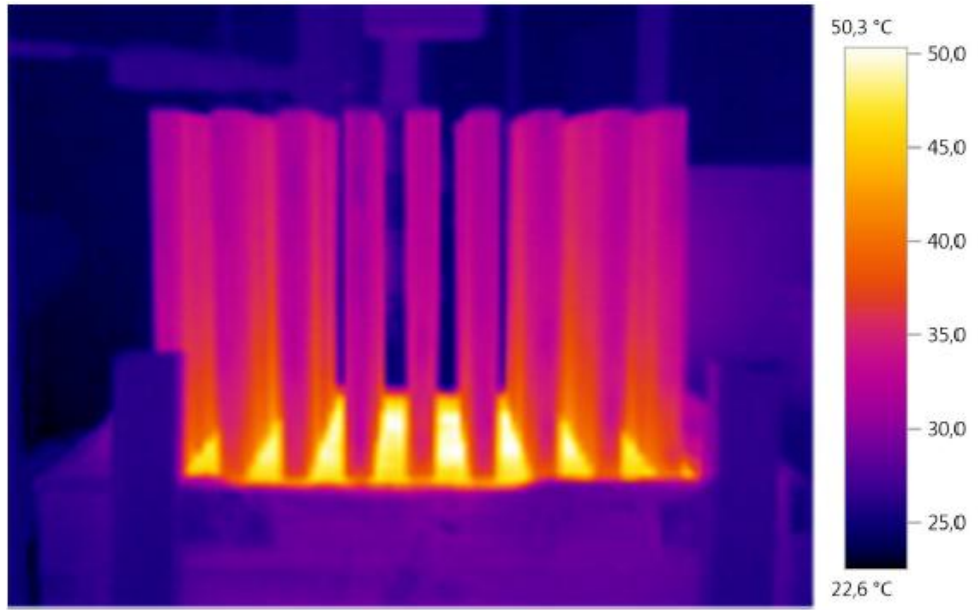
Şekil 4.58. HFG-2'nin 150 mm kanat boyundaki sıcaklık dağılımının üstten görünüşü



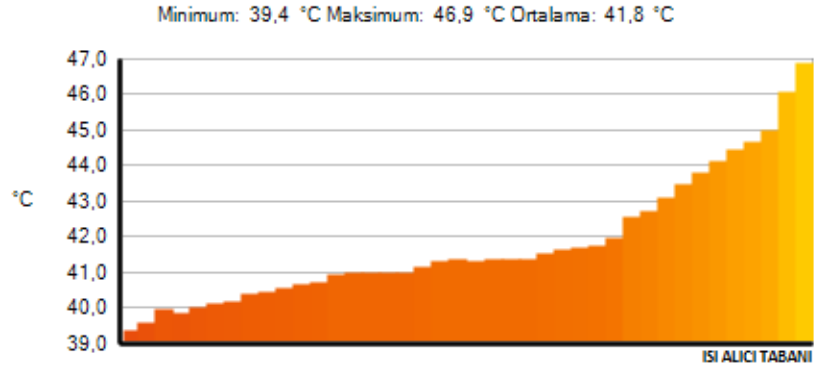
Şekil 4.59. HFG-2'nin 150 mm kanat boyundaki sıcaklık dağılımının yandan görünüşü



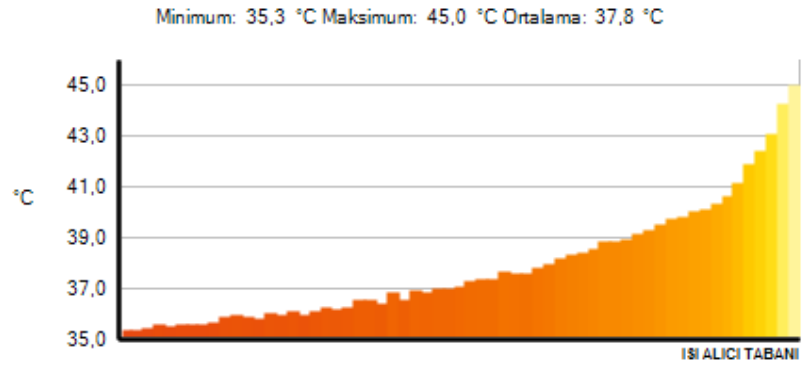
Şekil 4.60. HFG-2'nin 200 mm kanat boyundaki sıcaklık dağılımının üstten görünüşü



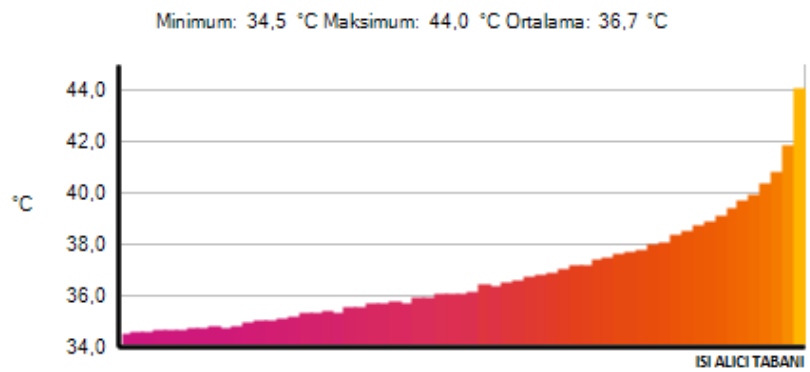
Şekil 4.61. HFG-2'nin 200 mm kanat boyundaki sıcaklık dağılımının yandan görünüşü



Şekil 4.62. HFG-2'nin 100 mm kanat boyundaki sıcaklık dağılımı



Şekil 4.63. HFG-2'nin 150 mm kanat boyundaki sıcaklık dağılımı



Şekil 4.64. HFG-2'nin 200 mm kanat boyundaki sıcaklık dağılımı

HFG-2 ısı alıcı için termal kamera yardımıyla yapılan görüntü destekli sıcaklık analizi sonucu kanatçıklardaki sıcaklık dağılımı Şekil 4.62, Şekil 4.63 ve Şekil 4.64'de ki

gibidir. Grafiklerde de görüleceği gibi ısı alıcı tabanından kanatçık ucuna gidildikçe sıcaklık azalmakta, ayrıca kanat boyu arttıkça kanatçıkta ki sıcaklık değeri azalmaktadır.

4.2. Termodinamik Analiz ve Verim

Verim, elde edilmek istenen değerin, 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:

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

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

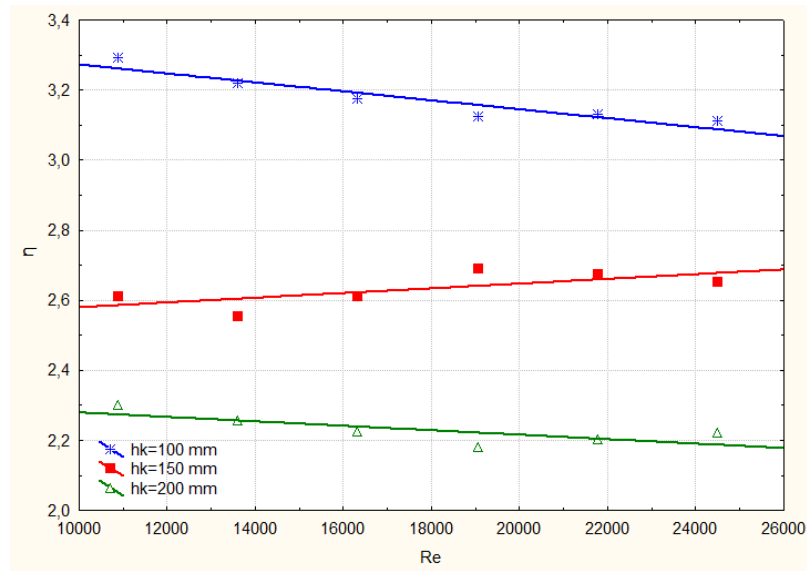
$$W_{net, cik} = Q_H - Q_L \quad (4.4)$$

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

Sabit pompa gücü için ısı transferinde ki iyileştirme verimi aşağıdaki gibi ifade edilebilir (Yakut 2004). Verim ifadesinde h_a kanatçıklı yüzeydeki ortalama ısı taşınım katsayısını, h_s kanatçiksız yüzeydeki ortalama ısı taşınım katsayısını ifade etmektedir.

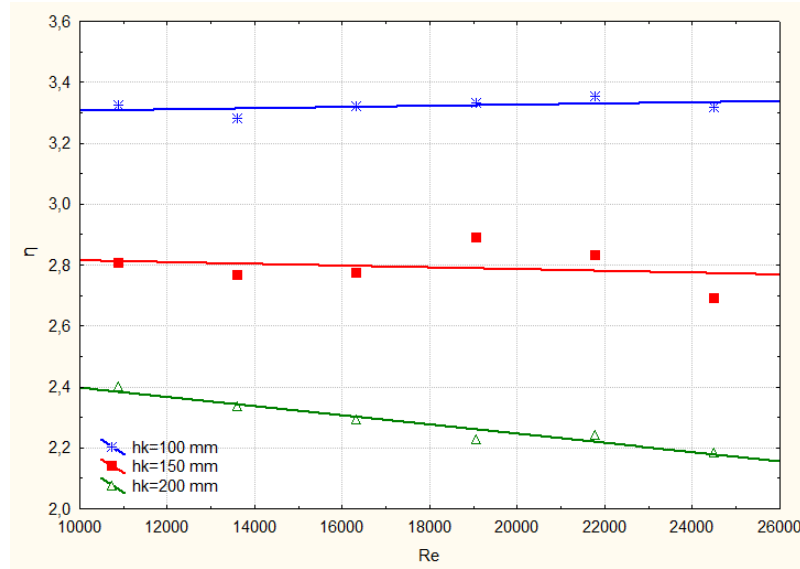
$$\eta = \frac{h_a}{h_s} \quad (4.6)$$

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.



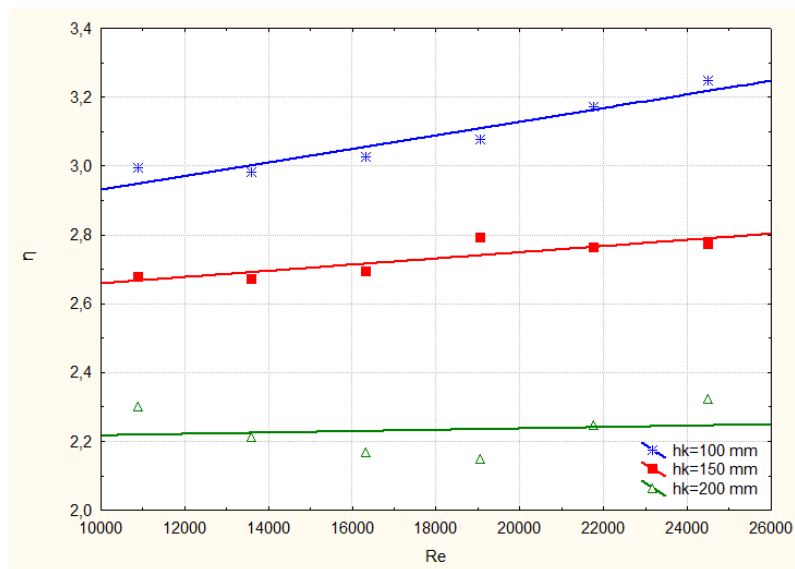
Şekil 4.65. RFG-1 için verimin Re sayısı ve kanat boyu ile değişimi

RFG-1 ısı alıcı için iyileştirme verim ifadesinin kanat boyu arttıkça azaldığı gözlenmiştir. Bunun yanı sıra minimum hızda (4 m/s) iyileştirme verimi 100 mm kanatta 150 mm kanata göre %26, 150 mm kanat boyunda 200 mm kanat boyuna göre %14, maksimum hızda (9 m/s) iyileştirme verimi 100 mm kanatta 150 mm kanata göre %17, 150 mm kanat boyunda 200 mm kanat boyuna göre %19 fazla olduğu belirlenmiştir (Şekil 4.65).



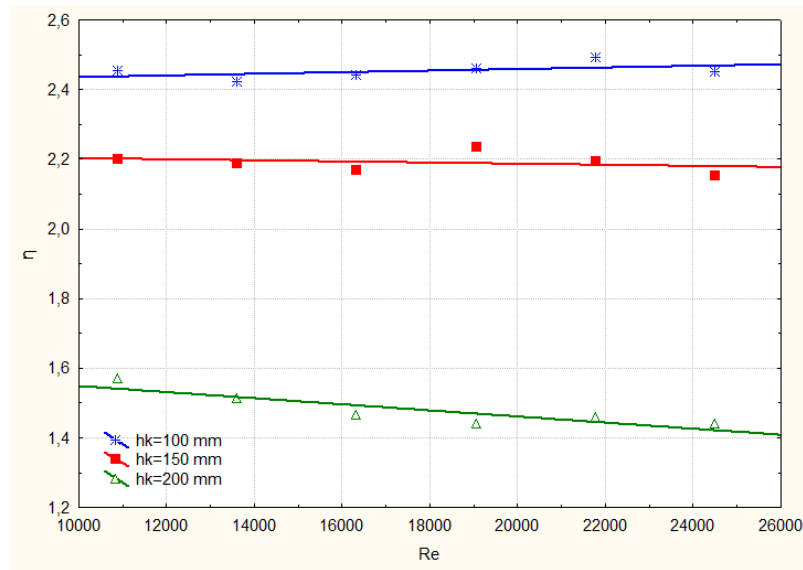
Şekil 4.66. RFG-2 için verimin Re sayısı ve kanat boyu ile değişim

RFG-2 ısı alıcı için iyileştirme verim ifadesinin kanat boyu arttıkça azaldığı gözlenmiştir. Bunun yanı sıra minimum hızda (4 m/s) iyileştirme verimi 100 mm kanatta 150 mm kanata göre %19, 150 mm kanat boyunda 200 mm kanat boyuna göre %17, maksimum hızda (9 m/s) iyileştirme verimi 100 mm kanatta 150 mm kanata göre %20, 150 mm kanat boyunda 200 mm kanat boyuna göre %23 fazla olduğu belirlenmiştir (Şekil 4.66).



Şekil 4.67. HFG-2 için verimin Re sayısı ve kanat boyu ile değişimi

HFG-2 ısı alıcı için iyileştirme verim ifadesinin kanat boyu arttıkça azaldığı gözlenmiştir. Bunun yanı sıra minimum hızda (4 m/s) iyileştirme verimi 100 mm kanatta 150 mm kanata göre %12, 150 mm kanat boyunda 200 mm kanat boyuna göre %17, maksimum hızda (9 m/s) iyileştirme verimi 100 mm kanatta 150 mm kanata göre %17, 150 mm kanat boyunda 200 mm kanat boyuna göre %19 fazla olduğu belirlenmiştir (Şekil 4.67).



Şekil 4.68. HFG- 3 için verimin Re sayısı ve kanat boyu ile değişimi

HFG-3 ısı alıcı için iyileştirme verim ifadesinin kanat boyu arttıkça azaldığı gözlenmiştir. Bunun yanı sıra minimum hızda (4 m/s) iyileştirme verimi 100 mm kanatta 150 mm kanata göre %11, 150 mm kanat boyunda 200 mm kanat boyuna göre %40, maksimum hızda (9 m/s) iyileştirme verimi 100 mm kanatta 150 mm kanata göre %14, 150 mm kanat boyunda 200 mm kanat boyuna göre %49 fazla olduğu belirlenmiştir (Şekil 4.68).

5. SONUÇ

Rüzgar tüneline Taguchi yöntemiyle, $L_{18}(2^1 3^7)$ ortogonal dizisine göre optimize edilmiş olan daralan genişleyen geometriye sahip dikdörtgen ve altıgen kanatçıklı ısı alıcılar ve düzlem plakada ısı ve akış karakteristiklerinin çarpan jetle belirlendiği deneysel bir çalışma gerçekleştirilmiştir. Deneyler sonunda elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibi özetlenmiştir.

- Çalışmada dikdörtgen kanatçıklı RFG-1 ve RFG-2 ısı alıcılar ve altıgen kanatçıklı HFG-2 ve HFG-3 ısı alıcılarla, sabit h/d oranında ($h/d=1$), sabit lüle çapında ($d=50$ mm), sabit ısı akısında, üç ayrı kanat boyunda (100, 150, 200 mm) ve altı ayrı hız değerinde (4-9 m/s) ısı transferi ve akış karakteristiklerini belirlemek amacıyla deneyler yapıldı. Ayrıca düzlem plaka ile 3 ayrı h/d değerinde ($h/d=3-4-5$) sabit lüle çapı ve ısı akısında, sabit lüle çapında ($d=50$ mm) deneyler yapıldı. Deneyler sonucunda;
- RFG-1 ve RFG-2 ısı alıcılarda en büyük Nusselt değeri 100 mm'lik kanatçıkta hesaplandı. RFG-1 ısı alıcıda maksimum hızda Nu sayısının 100 mm kanat boyundaki değerinin 150 mm kanat boyundaki değerine göre %26, 150 mm kanat boyundaki değeri 200 mm kanat boyundaki değerine göre %28 fazla olduğu belirlenmiştir. RFG-2 ısı alıcıda maksimum hızda Nu sayısının 100 mm kanat boyundaki değerinin 150 mm kanat boyundaki değerine göre %33, 150 mm kanat boyundaki değeri 200 mm kanat boyundaki değerine göre %32 fazla olduğu belirlenmiştir.
- RFG-1 ve RFG-2 ısı alıcıda 4 m/s'de birim Nusselt değişimi için gereken hava debisinin hem kanal için hem jet için kanat boyu arttıkça arttığı gözlemlendi. Ayrıca Dikdörtgen ısı alıcılarda rüzgar tüneline birim Nu değişimi için gereken hava debisi çarpan jetle birim Nu değişimi için gereken hava debisinin yaklaşık 2-3 katı olduğu belirlendi.

- RFG-1 ısı alıcısıyla yapılan deneyler sonucu elde edilen verilerle $Nu=1,391030*Re^{0,586330}*Pr^{6,184192}*(h_k/d)^{-0,668680}*(h/d)^{0,1}$ korelasyonu elde edildi.
- RFG-2 ısı alıcısıyla yapılan deneyler sonucu elde edilen verilerle $Nu=0,375059*Re^{0,589418}*Pr^{2,194086}*(h_k/d)^{-0,709856}*(h/d)^{0,1}$ korelasyonu elde edildi.
- RFG-1 ısı alıcıda basınç dağılımını belirlemek için yapılan deneylerde maksimum Cp_x ve Cp_y değerleri 4. ve 5. istasyonlarda hesaplandı. Maksimum Cp_x değerinin 100 mm kanat boyunda 150 mm kanat boyuna göre %11, 150 mm kanat boyunda 200 mm kanat boyuna göre %29 fazla olduğu belirlendi. Maksimum Cp_y değeri 100 mm kanat boyunda 150 mm kanat boyuna göre %11, 150 mm kanat boyunda 200 mm kanat boyuna göre %25 fazla olduğu gözlemlendi.
- RFG-2 ısı alıcıda yapılan deneyler sonucunda ise maksimum Cp_x ve Cp_y değerlerinin 5. istasyonda olduğu görüldü. Maksimum Cp_x değerinin 100 mm kanat boyunda 150 mm kanat boyuna göre %10, 150 mm kanat boyunda 200 mm kanat boyuna göre %11 fazla olduğu belirlendi. Maksimum Cp_y değerinin 100 mm kanat boyunda 150 mm kanat boyuna göre %22, 150 mm kanat boyunda 200 mm kanat boyuna göre %13 fazla olduğu belirlendi.
- Altıgen kanatçıklı HFG-2 ve HFG-3 ısı alıcılarda da dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcılarda olduğu gibi maksimum Nu değeri 100 mm' lik kanat boyunda hesap edildi. HFG-2 ısı alıcıda maksimum hızda Nu sayısının 100 mm kanat boyundaki değerinin 150 mm kanat boyundaki değerine göre %26, 150 mm kanat boyundaki değeri 200 mm kanat boyundaki değerine göre %28 fazla olduğu belirlenmiştir. HFG-3 ısı alıcıda maksimum hızda Nu sayısının 100 mm kanat boyundaki değerinin 150 mm kanat boyundaki değerine göre %23, 150 mm kanat boyundaki değeri 200 mm kanat boyundaki değerine göre %60 fazla olduğu belirlenmiştir.
- HFG-1 ve HFG-2 ısı alıcılarda 4 m/s'de birim Nusselt değişimi için gereken hava debisinin hem kanal için hem jet için kanat boyu arttıkça arttığı gözlemlendi. Ayrıca

Altıgen ısı alıcılarda rüzgar tüneline birim Nu değişimi için gereken hava debisi çarpan jetle birim Nu değişimi için gereken hava debisinin yaklaşık 2 katı olduğu belirlendi.

- Hesaplanan deneysel bulgular sonucu HFG -2 ısı alıcı için:

$$Nu=1,242882 * Re^{0,706601} * Pr^{9,428088} * (h_k/d)^{-0,612823} * (h/d)^{0,1}$$

korelasyonu elde edildi.

- Hesaplanan deneysel bulgular sonucu HFG-3 ısı alıcı için:

$$Nu=2,070673 * Re^{0,608291} * Pr^{8,408240} * (h_k/d)^{-0,787910} * (h/d)^{0,1}$$

korelasyonu elde edildi.

- HFG-2 ısı alıcıda basınç dağılımını belirlemek için yapılan deneylerde maksimum C_{p_x} değeri 4. İstasyonda, maksimum C_{p_y} değeri ise 5. İstasyonda hesaplandı. Maksimum C_{p_x} değerinin 100 mm kanat boyunda 150 mm kanat boyuna göre %17, 150 mm kanat boyunda 200 mm kanat boyuna göre %20 fazla olduğu belirlendi. Maksimum C_{p_y} değerinin 100 mm kanat boyunda 150 mm kanat boyuna göre %11, 150 mm kanat boyunda 200 mm kanat boyuna göre %29 fazla olduğu gözlemlendi.

- HFG-3 ısı alıcılarda yapılan deneyler sonucunda ise maksimum C_{p_x} ve C_{p_y} değerlerinin 4. İstasyonda olduğu görüldü. Maksimum C_{p_x} değerinin 100 mm kanat boyunda 150 mm kanat boyuna göre %13, 150 mm kanat boyunda 200 mm kanat boyuna göre %14 fazla olduğu belirlendi. Maksimum C_{p_y} değerinin 100 mm kanat boyunda 150 mm kanat boyuna göre %11, 150 mm kanat boyunda 200 mm kanat boyuna göre %50 fazla olduğu belirlendi.

- Düzlem plaka için Nusselt sayısı artan Re sayısı ile artmakta ve aynı zamanda h/d mesafesi arttıkça Nu sayısı azalmaktadır. En yüksek Nusselt sayısı h/d=3 mesafesinde hesaplandı. Düzlem plakada h/d=3 mesafesinde minimum (4 m/s) maksimum (9 m/s) hız aralığında Nusselt sayısında %65'lik bir artış, h/d=4 mesafesinde %63 ve h/d=5 mesafesinde ise %60 oranında artış gözlemlendi. Düzlem plakada maksimum hızda Nu

sayısı $h/d=3$ mesafesinde $h/d=4$ mesafesine göre %8, $h/d=4$ mesafesinde $h/d=5$ mesafesine göre %7 fazla olduğu belirlendi.

- Hesaplanan deneysel bulgular ile Nusselt sayısı için;

$Nu=0,012122*Re^{0,612128}*Pr^{-2,96927}*(h/d)^{-0,244635}$ korelasyonu elde edildi.

- RFG-1 ısı alıcısındaki Nu değeri düzlem plakaya göre maksimum hızda (9 m/s) $h/d=3$ için %211, $h/d=4$ için %165, $h/d=5$ için %132 artmıştır. Minimum hızda ise (4 m/s) $h/d=3$ için %229, $h/d=4$ için %161, $h/d=5$ için %130 artmıştır.
- RFG-2 ısı alıcısındaki Nu değeri düzlem plakaya göre maksimum hızda (9 m/s) $h/d=3$ için %232, $h/d=4$ için %169, $h/d=5$ için %183 artmıştır. Minimum hızda ise (4 m/s) $h/d=3$ için % 233, $h/d=4$ için %181, $h/d=5$ için %140 artmıştır.
- HFG-2 ısı alıcısındaki Nu değeri düzlem plakaya göre maksimum hızda (9 m/s) $h/d=3$ için %225, $h/d=4$ için %165, $h/d=5$ için %122 artmıştır. Minimum hızda ise (4 m/s) $h/d=3$ için %199, $h/d=4$ için % 167, $h/d=5$ için %130 artmıştır.
- HFG-3 ısı alıcısındaki Nu değeri düzlem plakaya göre maksimum hızda (9 m/s) $h/d=3$ için %145, $h/d=4$ için %115, $h/d=5$ için %44 artmıştır. Minimum hızda ise (4 m/s) $h/d=3$ için %145, $h/d=4$ için %120, $h/d=5$ için %50 artmıştır.
- Kanatçıklı ısı alıcılardaki ortalama ısı taşınım katsayısının düzlem plakadaki ortalama ısı taşınım katsayısına oranlayarak iyileştirme verim ifadesi elde edilmiştir. Isı geçişi düzlem plakaya göre RFG-1, RFG-2 ve HFG-2 ısı alıcılarda ısı geçişi yaklaşık 3 kat artmıştır. HFG-3 de ise ısı geçişi yaklaşık 2 kat artmıştır.
- RFG-1 ısı alıcı için iyileştirme verim ifadesinin kanat boyu arttıkça azaldığı gözlenmiştir. Bunun yanı sıra minimum hızda (4 m/s) verim 100 mm kanatta 150 mm

kanata göre %26, 150 mm kanat boyunda 200 mm kanat boyuna göre %14, maksimum hızda (9 m/s) iyileştirme verimi 100 mm kanatta 150 mm kanata göre %17, 150 mm kanat boyunda 200 mm kanat boyuna göre %19 fazla olduğu belirlenmiştir.

- RFG-2 ısı alıcı için iyileştirme verim ifadesinin kanat boyu arttıkça azaldığı gözlenmiştir. Bunun yanı sıra minimum hızda (4 m/s) verim 100 mm kanatta 150 mm kanata göre %19, 150 mm kanat boyunda 200 mm kanat boyuna göre %17, maksimum hızda (9 m/s) iyileştirme verimi 100 mm kanatta 150 mm kanata göre %20, 150 mm kanat boyunda 200 mm kanat boyuna göre %23 fazla olduğu belirlenmiştir.

- HFG-2 ısı alıcı için iyileştirme verim ifadesinin kanat boyu arttıkça azaldığı gözlenmiştir. Bunun yanı sıra minimum hızda (4 m/s) verim 100 mm kanatta 150 mm kanata göre %12, 150 mm kanat boyunda 200 mm kanat boyuna göre %17, maksimum hızda (9 m/s) iyileştirme verimi 100 mm kanatta 150 mm kanata göre %17, 150 mm kanat boyunda 200 mm kanat boyuna göre %19 fazla olduğu belirlenmiştir.

- HFG-3 ısı alıcı için iyileştirme verim ifadesinin kanat boyu arttıkça azaldığı gözlenmiştir. Bunun yanı sıra minimum hızda (4 m/s) verim 100 mm kanatta 150 mm kanata göre %11, 150 mm kanat boyunda 200 mm kanat boyuna göre %40, maksimum hızda (9 m/s) iyileştirme verimi 100 mm kanatta 150 mm kanata göre %14, 150 mm kanat boyunda 200 mm kanat boyuna göre %49 fazla olduğu belirlenmiştir.

KAYNAKLAR

- Advantech, 1995. PCLD-789D Amplifier and Multiplexer Board Pc-Lab Card Series User's Manual, (2nd Edition), Taiwan.
- Alemdaroğlu, N., 2005. Altıgen kanatçıklı ısı alıcılarında ısı ve akış karakteristiklerinin incelenmesi, Y.Lisans tezi, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum.
- 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.
- Canıylmaz, E., Kutay, F., 2003. Taguchi metodunda varyans analizine alternatif bir yaklaşım. *J. Fac. Eng. Arch. Gazi Univ.*, 8 (3), 51-63.
- 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.
- 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.
- Chen, Y.C., Ma, C.F., Qin, M., Li, Y.X., 2005. Theoretical study on impingement heat transfer with single-phase free-surface slot jets. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 48, 3381–3386.
- Çelik, C., 1996. Tasarımda yönlendirilmiş deney teknikleri. *Endüstri Mühendisliği*, 7 (6), 14-20.
- Çelik, N., 2006. Optimum lüle şeklinin çarpan jet üzerindeki etkilerinin incelenmesi, Doktora tezi, Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ.
- Gauntner, J.W., Livingood J.N.B., Hrycak P., 1970. Survey of literature on flow characteristics of a single turbulent jet impinging on a flat plate, NASA Technical Note (NASA TN D-5652)
- 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.
- 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.
- 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.
- Incropera, F. and Dewitt P.D., 1996, *Introduction to heat transfer* John Wiley & Sons. Inc., (Third Edition)
- 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.

- Kackar, RN., 1985. Off-line quality control, parameter design and Taguchi methods. *J Qual Tech.* 17, 176–209.
- Karabey, A., 2010. Isı alıcılarda çarpan jetin ısı ve akım karakteristiklerinin belirlenmesi, Y.Lisans tezi, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum.
- Karwa, N., Gambaryan-Roisman, T., Stephan, P., Tropea, C., 2011. A hydrodynamic model for subcooled liquid jet impingement at the Leidenfrost condition. *International Journal of Thermal Sciences* 50, 933-1000
- Kline, S. J., and McClintock, F. A., 1953. Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments
- 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.
- 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.
- 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.
- Martin, R.H., Buchlin J.M., 2011. Jet impingement heat transfer from lobed nozzles. *International Journal of Thermal Sciences* 50, 1199-1206.
- Nuntadusit, C., Wae-hayee, M., Bunyajitradulya, A., Eiamsa-ard, S., 2012. Visualization of flow and heat transfer characteristics for swirling impinging jet. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 39, 640-648.
- 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.
- Rajaratnam, N., Ead, SA., 2002. Plane turbulent wall jets in shallow tailwater. *Journal Of Engenieering Mechanics-ASCE*, Volume: 128, Issue: 2, Page:143-155.
- Remsburg, R., 2001, *Thermal design of electronic equipment*, Boca Raton: CRC Press LLC.
- R-Theta Inc, 1998, *Extrusion heat sink catalogue*.
- Ross, P. J., 1989, *Taguchi Techniques for Quality Engineering*, McGraw-Hill, Singapore.
- 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.
- Şahin, B., 2004. Daralan-geişleyen geometride dizilmiş dikdörtgen kanatçıklı ısı değiştiricilerinde ısı ve akış karakteristiklerinin incelenmesi. Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, Erzurum.
- Taguchi, G., Clausing, D., 1990. Design Products Not Fail In the Field-You Will Simultaneously Reduce Defectives In The Factory. *Harvard Business Review*, Volume: 68, Issue: 1, Page: 65, Published: Jan-Feb 1990.
- Taguchi, G., 1987, *System of experimental design, quality resources*. New York: International Publications.

- 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.
- 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
- Viskanta, R., 1993. Heat Transfer To Impinging Isothermal Gas And Flame Jets. *Experimental Thermal And Fluid Science*, Volume: 6, Issue: 2, Page:111-134.
- White F. M., 2004, Akışkanlar Mekaniği. Literatür Yayınları No: 110, İstanbul.
- Wong, K.C., Saeid, N.H., 2009. Numerical study of mixed convection on jet impingement cooling in an open cavity filled with porous medium. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 36, 155–160.
- Wong, K.C., Saeid, N.H., 2009. Numerical study of non-Darcian effects on jet impingement cooling in a horizontal porous layer in the mixed convection regime. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 13, 29-37.
- Xu, Z., Hangan, H., 2008. Scale, boundary and inlet condition effect on impinging jets. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 96, 2383-2402.
- Yakut, K., Sahin, B. Canbazoglu, S., 2004c. Performance and flow-induced vibration characteristics for conical-ring turbulators. *Applied Energy*, 79 (1), 273-288.
- 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.
- Yeşildal, F., 2007. Dikdörtgen ve altıgen kanatçıklı ısı alıcılarda ısı ve akış karakteristiklerinin deneysel ve teorik analizi. Y.Lisans tezi, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum.
- 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.

ÖZGEÇMİŞ

1988 yılında Erzurum ili Olur ilçesinde doğdu. İlk ve orta öğrenimini Erzurum'da, lise öğrenimini Aydın'da tamamladı. 2006 yılında Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde üniversite öğrenim hayatına başladı ve 2010 yılında Makine Mühendisi ünvanı ile mezun oldu. Aynı yıl Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Enerji Bilim Dalı'nda yüksek lisans eğitimine başladı.