

ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

ISI ALICILARDA ÇARPAN JETİN
ISI VE AKIM KARAKTERİSTİKLERİNİN BELİRLENMESİ

Altuğ KARABEY

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

ERZURUM
2010

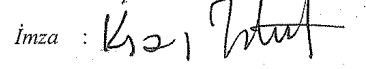
Her hakkı saklıdır.

Doç. Dr. Kenan YAKUT'un danışmanlığında, Altuğ KARABEY tarafından hazırlanan bu çalışma 07/09/2010 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir.

Başkan: Doç. Dr. Osman Nuri ATA

Üye : Doç. Dr. Bayram ŞAHİN

Üye : Doç. Dr. Kenan YAKUT

İmza : 
İmza : 
İmza : 

Yukarıdaki sonucu onaylarım.

Prof. Dr. Ömer AKBULUT
Enstitü Müdürü

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

ISI ALICILARDA ÇARPAN JETİN ISI VE AKIM KARAKTERİSTİKLERİNİN BELİRLENMESİ

Altuğ KARABEY

Atatürk Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Kenan YAKUT

Birçok endüstriyel uygulamada ısı, sisteme enerji girişi veya sistemden üretilen enerjinin atılması şeklinde transfer edilmek zorundadır. Çarpan hava jetleri, kağıt kurutması, elektronik elemanların soğutulması, cam temperlenmesi ve gaz türbin kanatlarının soğutulması gibi pek çok endüstriyel uygulamada kullanılmaktadır.

Bu çalışmada, ardışık dizilmiş olan kanatlardan oluşan lüle difüzör çiftlerinin birbirlerine olan enine ve boyuna uzaklıkları, kanat genişliği, kanat açıları, kanat yükseklikleri ve akışkan hızının ısı transferi ve akım karakteristiklerine etkileri Taguchi yöntemi kullanılarak incelenmiştir. İlk aşamada etkili lüle çapı, h/d mesafesi ve hız değerleri belirlenmiştir. Nusselt sayısı, x ve y yönlerindeki basınç katsayıları performans karakteristiği olarak dikkate alınmış ve belirlenen sekiz parametre için $L_{18}(2^1 \cdot 3^7)$ ortogonal dizisi deney planı olarak seçilmiştir. Üç amaç birlikte dikkate alınarak lüle çapına göre Nusselt sayısı hesaplandığında optimum sonuçlar, 15 mm kanat genişliği, 30° kanat açısı, 100 mm kanat yüksekliği, 20 mm kanatlar arası yatay mesafe, 10 mm kanatlar arası düşey mesafe, 20 mm dilimler arası yatay mesafe, 10 mm dilimler arası düşey mesafe ve 9 m/sn akışkan hızında elde edilmiştir. Basınç katsayıları ile ilgili c_{px} ve c_{py} değerleri hesaplanmış, grafikleri çizilip yorumları yapılmıştır.

2010, 100 sayfa

Anahtar Kelimeler: ısı transferinin iyileşmesi, Taguchi yöntemi, elektronik cihazların soğutulması, çarpan jet, basınç katsayısı

ABSTRACT

MS Thesis

DETERMINATION of HEAT and FLOW CHARACTERISTICS of IMPINGEMENT JET FOR HEAT SINK

Altuğ KARABEY

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

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Kenan YAKUT

In many industrial applications, heat must be transferred in the form of either an energy input into the system or removal of energy produced in the system. Impinging fluid jets have been widely used in many industrial processes, such as paper drying, glass tempering, gas turbine blade cooling, and electronic cooling.

In this study, the effects of the longitudinal and lateral distances of the consecutively arranged nozzle or diffuser-like fin pairs, widths of the fins, angle of fins, heights of fins and flow velocity on heat and flow characteristics have been investigated using Taguchi experimental design method. For this reason, characteristics of flow and heat transfer are considered separately. At first step, effective velocities, nozzle diameter and h/d distance are determined. Nusselt number, pressure coefficient (x and y axis), considered as performance characteristics, $L_{18}(2^1 \cdot 3^7)$ orthogonal array has been selected as an experimental plan for the eight parameters mentioned above. When the Nusselt number has been calculated by taking into account the nozzle diameter, the optimized results have been found to be fin width of 15 mm, fin angle of 30°, fin height of 100 mm, spanwise distance between fins of 20 mm, streamwise distance between fins of 10 mm, spanwise distance between slices of 20 mm, streamwise distances between slices of 10 mm and flow velocity of 9 m/sn. For pressure coefficient, c_{px} and c_{py} values have been calculated and drew graphics. Then they have been explained.

2010, 100 pages

Keywords: heat transfer enhancement, Taguchi methods, electronics cooling, impinging jet, pressure coefficient

TEŞEKKÜR

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

Çalışmamdaki laboratuvar destekleri ve katkılarından dolayı Yüzüncü Yıl Üniversitesi Erciş Meslek Yüksekokulu Müdürü Sayın Doç. Dr. Ömer TERZİOĞLU ve değerli hocalarına, deney tasarımı bilgilerine başvurduğum Sayın Prof. Dr. Cafer ÇELİK'e teşekkür ederim.

Çalışmadaki ekonomik destekleri nedeniyle Atatürk Üniversitesi Araştırma Fon Saymanlığı'na (BAP- 2010/94), tezin hazırlanmasında maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen diğer mesai arkadaşlarıma ve fakültemizin teknik personeline şükranlarımı sunarım.

Tez çalışmam esnasında bana destek olan Sayın Arş. Gör. Faruk YEŞİLDAL'a, Sayın Mak. Müh. Emrah KOÇAK'a, Sayın Arş.Gör. Abdussamet SUBAŞI'na, çok değerli bölüm arkadaşlarıma ve gönül dostlarıma teşekkürlerimi sunmayı bir borç bilirim.

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

Altuğ KARABEY

Eylül 2010

İÇİNDEKİLER

ÖZET	i
ABSTRACT	ii
TEŞEKKÜR	iii
SİMGELER DİZİNİ	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xi
1. GİRİŞ	1
1.1. Çarpan Jetlerin Hidrodinamik ve Geometrik Yapısı	2
1.2. Çarpan Jetle Soğutma Sistemlerinin Sınıflandırılması	6
1.3. Çarpan Yarık (Slot) ve Jet Dizileri	9
1.4. Eş-Eksenli Jetler	10
1.5. Çarpan Jetlerde Isı Transferi ve Akış Dinamiği Konusunun Literatürdeki Yeri	11
2. KURAMSAL TEMELLER.....	25
2.1. Genel Isı Transferi Kavram ve Tanımları	25
2.1.1. İletim ile ısı geçişi.....	25
2.1.2. Taşınım ile ısı geçişi	26
2.1.3. Işınım ile ısı transferi	27
2.2. Isı Transferinin İyileşmesi.....	28
2.3. Basınç Geri Kazanım Katsayısı ve Pitot Tüpü	31
3. MATERYAL ve YÖNTEM.....	34
3.1. Deney Düzeneği	34
3.2. Test Bölgesi.....	37
3.3. Test Elemanları.....	39
3.4. Termoelemanlar ve Veri Toplama Sistemi	41
3.5. Isı Transferi Deneylerinin Yapılışı	44
3.6. Hızölçer ve Prob	44
3.7. Basınç Ölçümü	45
3.8. Basınç Deneylerinin Yapılışı	46
3.9. Tasarım Teknikleri ve Taguchi Deney Tasarımı	47

3.10. Deneysel Verilerin Karakteristik Hesaplamalarda Kullanılması	53
3.11. Deneysel Belirsizlikler	56
4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA.....	58
4.1. Isı Geçişi ve Basınç Katsayısı Karakteristikleri	58
5. SONUÇ.....	93
KAYNAKLAR.....	97
EKLER.....	100
EK 1.....	100
ÖZGEÇMİŞ.....	101

SİMGELER DİZİNİ

A	Alan (m^2)
b	Kanat Genişliği (m)
c_p	Havanın Sabit Basıncındaki Özgül Isısı (J/kgK)
D_h	Lüle Hidrolik Çapı (m)
F	Şekil Faktörü
h_{ort}	Ortalama Isı Taşınım Katsayısı (W/m^2K)
H	Kanat Yüksekliği (m)
h/d	Lüle-Kanat Arası Mesafe (m)
I	Sisteme Verilen Akım (A)
L	Test Elemanı Uzunluğu (m)
k	Isı İletim Katsayısı (W/mK)
$\dot{m}$	Kütleli Debi (kg/s)
N	Kanat sayısı
Nu	Ortalama Nusselt Sayısı
Pr	Prandtl Sayısı
ΔP	Basınç Düşümü (Pa)
D	Lüle Dış Çapı
d	Lüle İç Çapı
R	Direnç (Ω)
Re	Reynolds Sayısı
q'	Birim Uzunluk Başına Isı Transferi Miktarı (W/m)
Q	Isı Miktarı (W)
t	Kanat Kalınlığı (m)
T_{yort}	Test Elemanı Ortalama Yüzey Sıcaklığı ($^{\circ}K$)
T_y	Test Elemanı Yüzey Sıcaklığı ($^{\circ}K$)
T_{JET}	Akışkan Sıcaklığı ($^{\circ}K$)
V	Sisteme Verilen Gerilim (Volt)
W	Genişlik (m)
U_{ort}	Lüle Çıkışındaki Jet Ortalama Hızı (m/s)

U_0	Lüle Çıkışında Jet Eksenindeki Maksimum Hız (m/s)
μ	Akışkanın Dinamik Viskozitesi (kg/ms)
ρ	Akışkanın Yoğunluğu (kg/m ³)
ν	Akışkanın Kinematik Viskozitesi (m ² /s)
c_{px}	Plaka Üzerinde x Yönündeki Basınç Katsayısı
c_{py}	Plaka Üzerinde y Yönündeki Basınç Katsayısı

Alt İndisler:

konv	konveksiyon
ort	ortalama
rad	Radyasyon
top	toplam
y	yüzey

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1. Düz bir yüzeye dik olarak çarpan bir jetin oluşturduğu akışın şematik görünümü	3
Şekil 1.2. Serbest jetin akış bölgeleri.....	4
Şekil 1.3. a) Sınırsız serbest jet yüzeyi b) Sınırsız dalmış jet	6
Şekil 1.4. Yarı sınırlandırılmış, daldırılmış jet	8
Şekil 1.5. Bir dizi yarıkli jetin yüzeye çarpması	9
Şekil 1.6. Yanma odalarında kullanılan eş-eksenli bir jetin genel görünüşü	10
Şekil 2.1. Sabit sıcaklıkta bir düz levha üzerinde akış için hız sınır tabaka kalınlığı ve yerel ısı transfer katsayısının değişimi	28
Şekil 2.2. Vorteks oluşumu	29
Şekil 2.3. Laminer ve türbülanslı akışta hız vektörleri	30
Şekil 3.1. Deney düzeneğinin şematik görünümü	36
Şekil 3.2 . Deney sisteminin görünüşü.....	37
Şekil 3.3. Test bölgesinin görünüşü.....	38
Şekil 3.4. Test elemanlarının görünüşü.....	40
Şekil 3.5. Isı alıcı taban malzemesi üzerinde incelenecek parametreler	41
Şekil 3.6. Veri toplama ünitesinin görünüşü	42
Şekil 3.7. Birbirine temas eden yüzeyler arasında ısı akışı (a) Ara yüzey malzemesi kullanılmadan (b) Ara yüzey malzemesi kullanılarak	43
Şekil 3.8. Test bölgesinin basınç ölçümleri sırasında görünüşü	45
Şekil 3.9. KIMO basınç ve hız transmittersleri	46
Şekil 4.1. D=32mm çaplı lülede Re sayısı ile Nu sayısının h/d ile değişimi	59
Şekil 4.2. D=40mm çaplı lülede Re sayısı ile Nu sayısının h/d ile değişimi	59
Şekil 4.3. D=50mm çaplı lülede Re sayısı ile Nu sayısının h/d ile değişimi	60
Şekil 4.4. D=63mm çaplı lülede Re sayısı ile Nu sayısının h/d ile değişimi	60
Şekil 4.5. D=75mm çaplı lülede Re sayısı ile Nu sayısının h/d ile değişimi	61
Şekil 4.6. h/d=1 durumunda Nu sayısı ile Re sayısının lüle çapı ile değişimi	61
Şekil 4.7. h/d=2 durumunda Nu sayısı ile Re sayısının lüle çapı ile değişimi	62
Şekil 4.8. h/d=3 durumunda Nu sayısı ile Re sayısının lüle çapı ile değişimi	62

Şekil 4.9. Dikdörtgen plaka üzerinde $D=32\text{mm}$ lüle çapı için x yönündeki basınç değerleri	65
Şekil 4.10. Dikdörtgen plaka üzerinde $D=32\text{mm}$ lüle çapı için y yönündeki basınç değerleri	65
Şekil 4.11. Dikdörtgen plaka üzerinde $D=75\text{mm}$ lüle çapı için x yönündeki basınç değerleri	66
Şekil 4.12. Dikdörtgen plaka üzerinde $D=75\text{mm}$ lüle çapı için y yönündeki basınç değerleri	66
Şekil 4.13. Parametrelerin Nusselt (Dh) üzerine katkı yüzdeleri.....	72
Şekil 4.14. Parametrelerin c_{px} üzerine katkı yüzdeleri.....	73
Şekil 4.15. Parametrelerin c_{py} üzerine katkı yüzdeleri.....	73
Şekil 4.16. Parametrelerin Nusselt (Dh) üzerine etkileri.....	74
Şekil 4.17. Parametrelerin c_{px} üzerine etkileri.....	74
Şekil 4.18. Parametrelerin c_{py} üzerine etkileri.....	74
Şekil 4.19. Düzlem plakaya ait Nu-Re Grafiği.....	80
Şekil 4.20. Düzlem plaka üzerinde ölçüm alınan noktalara ait c_{px} ve c_{py} grafikleri ..	81
Şekil 4.21. Deney-1’de ısı değiştirici üzerinde ölçüm alınan noktalara ait c_{px} ve c_{py} grafikleri	82
Şekil 4.22. Deney-2’de ısı değiştirici üzerinde ölçüm alınan noktalara ait c_{px} ve c_{py} grafikleri	82
Şekil 4.23. Deney-3’de ısı değiştirici üzerinde ölçüm alınan noktalara ait c_{px} ve c_{py} grafikleri	83
Şekil 4.24. Deney-4’te ısı değiştirici üzerinde ölçüm alınan noktalara ait c_{px} ve c_{py} grafikleri	83
Şekil 4.25. Deney-5’te ısı değiştirici üzerinde ölçüm alınan noktalara ait c_{px} ve c_{py} grafikleri	84
Şekil 4.26. Deney-6’da ısı değiştirici üzerinde ölçüm alınan noktalara ait c_{px} ve c_{py} grafikleri	84
Şekil 4.27. Deney-7’de ısı değiştirici üzerinde ölçüm alınan noktalara ait c_{px} ve c_{py} grafikleri	85
Şekil 4.28. Deney-8’de ısı değiştirici üzerinde ölçüm alınan noktalara ait c_{px} ve c_{py} grafikleri	85

Şekil 4.29. Deney-9’da ısı değiştirici üzerinde ölçüm alınan noktalara ait	
c_{px} ve c_{py} grafikleri.....	86
Şekil 4.30. Deney-10’da ısı değiştirici üzerinde ölçüm alınan noktalara ait	
c_{px} ve c_{py} grafikleri.....	86
Şekil 4.31. Deney-11’de ısı değiştirici üzerinde ölçüm alınan noktalara ait	
c_{px} ve c_{py} grafikleri.....	87
Şekil 4.32. Deney-12’de ısı değiştirici üzerinde ölçüm alınan noktalara ait	
c_{px} ve c_{py} grafikleri.....	87
Şekil 4.33. Deney-13’de ısı değiştirici üzerinde ölçüm alınan noktalara ait	
c_{px} ve c_{py} grafikleri.....	88
Şekil 4.34. Deney-14’te ısı değiştirici üzerinde ölçüm alınan noktalara ait	
c_{px} ve c_{py} grafikleri.....	88
Şekil 4.35. Deney-15’te ısı değiştirici üzerinde ölçüm alınan noktalara ait	
c_{px} ve c_{py} grafikleri.....	89
Şekil 4.36. Deney-16’da ısı değiştirici üzerinde ölçüm alınan noktalara ait	
c_{px} ve c_{py} grafikleri.....	89
Şekil 4.37. Deney-17’de ısı değiştirici üzerinde ölçüm alınan noktalara ait	
c_{px} ve c_{py} grafikleri.....	90
Şekil 4.38. Deney-18’de ısı değiştirici üzerinde ölçüm alınan noktalara ait	
c_{px} ve c_{py} grafikleri.....	90

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 2.1. Isı transferi katsayısının tipik değerleri	27
Çizelge 3.1. Çalışmada incelenen parametreler ve değerleri	40
Çizelge 3.2. PCLD-789 yükseltici ve çoklayıcı kartın kazanç tablosu	43
Çizelge 3.3. Deneylerde kullanılan prob ve teknik özellikleri	44
Çizelge 3.4. Ölçülen büyüklüklerdeki belirsizlikler	57
Çizelge 4.1. Çalışmada incelenen parametreler ve değerleri	67
Çizelge 4.2. Seçilen $L_{18}(2^1.3^7)$ deney planı	68
Çizelge 4.3. Hesaplanan karakteristik büyüklükler ve bunlara ait S/N değerleri.....	70
Çizelge 4.4. Nusselt (Dh) için yapılan varyans analizi sonuçları	71
Çizelge 4.5. c_{px} için yapılan varyans analizi sonuçları.....	71
Çizelge 4.6. c_{py} için yapılan varyans analizi sonuçları.....	72
Çizelge 4.7. Jet çapı esas alınarak hesap edilen Nusselt sayına göre yapılan optimizasyon ve optimum değerler	76

1.GİRİŞ

Çarpan jet, dairesel veya dikdörtgen lüleden çıkan akışkanın, bir yüzeye çarpması sonucu elde edilmektedir. Çarpma bölgesinde sınır tabaka kalınlığı azalır ve buna bağlı olarak yerel ısı taşınım katsayısı artar. Böylece, jetin çarptığı yüzeyde etkin ısı ve kütle aktarımı sağlanır.

Endüstride, yüksek ısı transferi elde etmek ve soğumanın en iyi şekilde sağlanması için kullanılan tekniklerin başında çarpan jetler gelir. Burada amaç, en az miktarda akışkan kullanılarak yüksek oranda ısı transferi gerçekleştirmektir. Çarpan hava jetleri, çarpma bölgesinde oluşan yüksek ısı ve kütle transferi nedeniyle, tekli ve çoklu olmak üzere, tekstil, kağıt ve kereste kurutması, elektronik elemanların soğutulması, cam sanayisi, metallerin ısıl işlemleri, jet motorlu uçaklarda yüksek sıcaklıklara sahip yanma gazlarının ısıttığı gaz türbini kanatlarının soğutulması gibi pek çok endüstriyel uygulamada kullanılmaktadır. Belli bölgelerde istenen kurutma işlemlerinde tek veya lüleler arasındaki adımın büyük olduğu geniş aralıklı lüle dizileri kullanılırken, büyük yüzeyli kurutma ortamlarında ise (kağıt, tekstil vb. ürünler) jet dizileri kullanılır. Kurutma, sıcak hava ile bir katıdan sıvının uzaklaştırıldığı ısı ve kütle transferinin bir arada gerçekleştiği bir prosestir.

Son yıllarda yüksek ısı üreten mikro işlemciler ve elektronik elemanlardaki gelişmeler çarpan jetlerin bu elemanların soğutulmasına yönelik uygulamalarını da başlatmıştır. Elektronik elemanların ürettiği ısı miktarının artması, bu elemanların soğutulması için gerekli soğutma sistemlerinin karmaşıklığını ve maliyetini artırmıştır. Doğal taşınımın soğutma için yeterli olmadığı durumlarda, havayla zorlanmış taşınım uygulamaları devreye girmiş daha yüksek ısı akılarında ise sıvıyla soğutma ve iki fazlı soğutma uygulamaları bunların yerini almıştır.

Çarpan hava jeti uygulamaları, elde edilen yerel ısı transferi miktarları bakımından havayla zorlanmış taşınımın üst limitini oluşturmaktadır. Bu sebeple çarpan hava

jetlerinin elektronik elemanların soğutulmasına yönelik uygulamaları büyük önem taşımaktadır. Elektronik sistemlerin verimini etkileyen en önemli faktör çalışma sıcaklıklarıdır. Çalışma sıcaklığına bağlı olarak ortaya çıkan ısı gerilmeler elektronik sistemlerin bozulmasının ve verimlerinin düşmesinin ana sebebidir. Sistemde çok ısınan elemanların tek çarpan jet ile soğutulması veya bütün devrenin jet dizileriyle soğutulması, elektronik sistemlerin korunması için önemli bir uygulama haline gelmiştir.

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

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

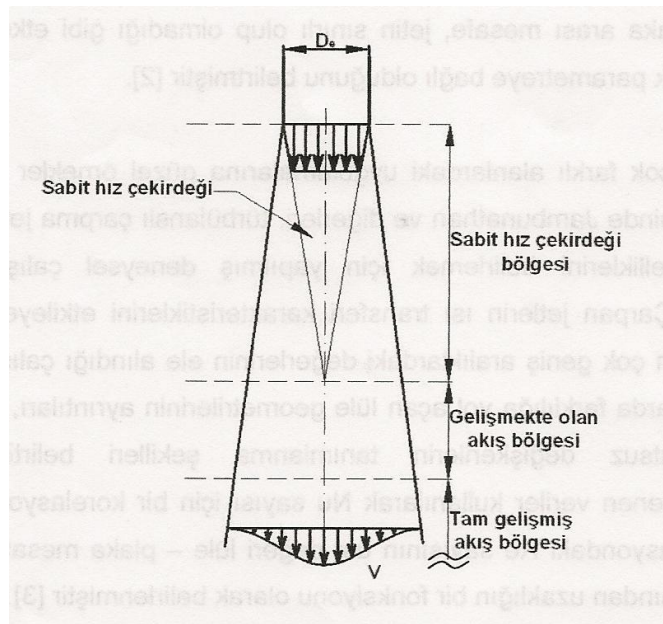
1.1. Çarpan Jetlerin Hidrodinamik ve Geometrik Yapısı

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

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

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

Serbest jet bölgesi, Şekil 1.2’de görüldüğü gibi kendi içerisinde sabit hız çekirdeği bölgesi, gelişmekte olan akış bölgesi ve tam gelişmiş akış bölgesi olmak üzere üç alt bölgeye ayrılabilir.



Şekil 1.2. Serbest jetin akış bölgeleri

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

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

Viskanta, Re sayısına bağlı olarak dairesel serbest jetleri:

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

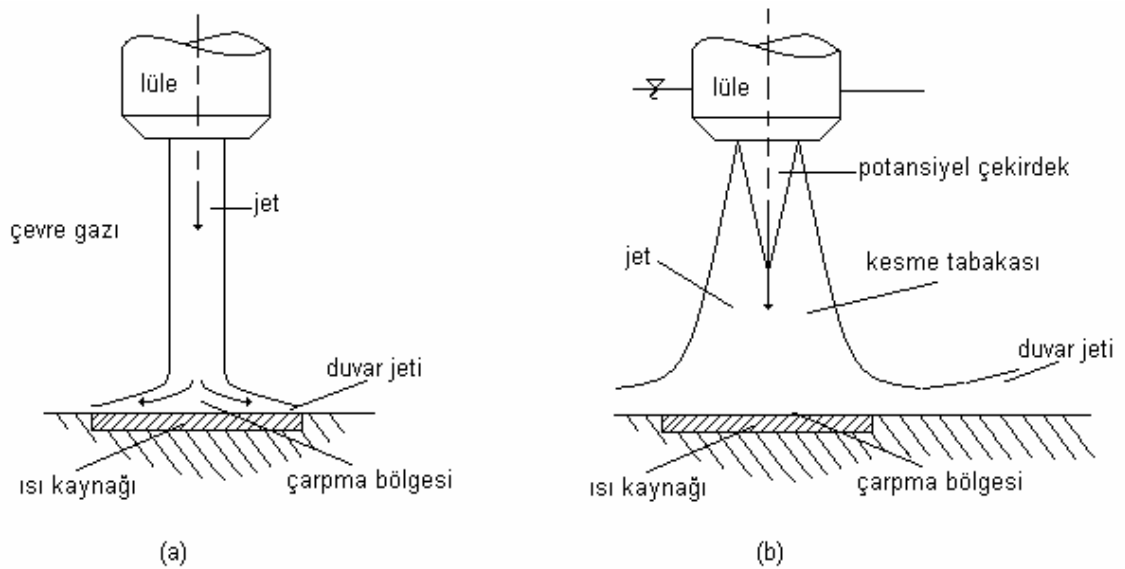
şeklinde sınıflandırmıştır. Ayrıca, çıkışta laminar olan bir jetin, çarpmadan önce hala laminar olup olmasının aralarında jet Re sayısı, jet çıkışındaki hız profili, jet plaka arası mesafe, jetin sınırlı olup olmadığı gibi etkenlerin bulunduğu birçok parametreye bağlı olduğunu belirtmiştir.

1.2. Çarpma Jetle Soğutma Sistemlerinin Sınıflandırılması

Jetle soğutma sistemleri aşağıdaki şekilde sınıflandırılabilir:

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

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



Şekil 1.3. a) Sınırsız serbest yüzey jeti, b) Sınırsız dalmış jet

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 laminarleştirme yönünde etkili olacaktır. Bununla birlikte basınç dağılımı sıfıra düşerek akış yönündeki duvar jet bölgesinde türbülansa geçişe sebep olur. Dairesel ve serbest yüzey jeti Şekil (1.3.a)'da gösterilmiştir.

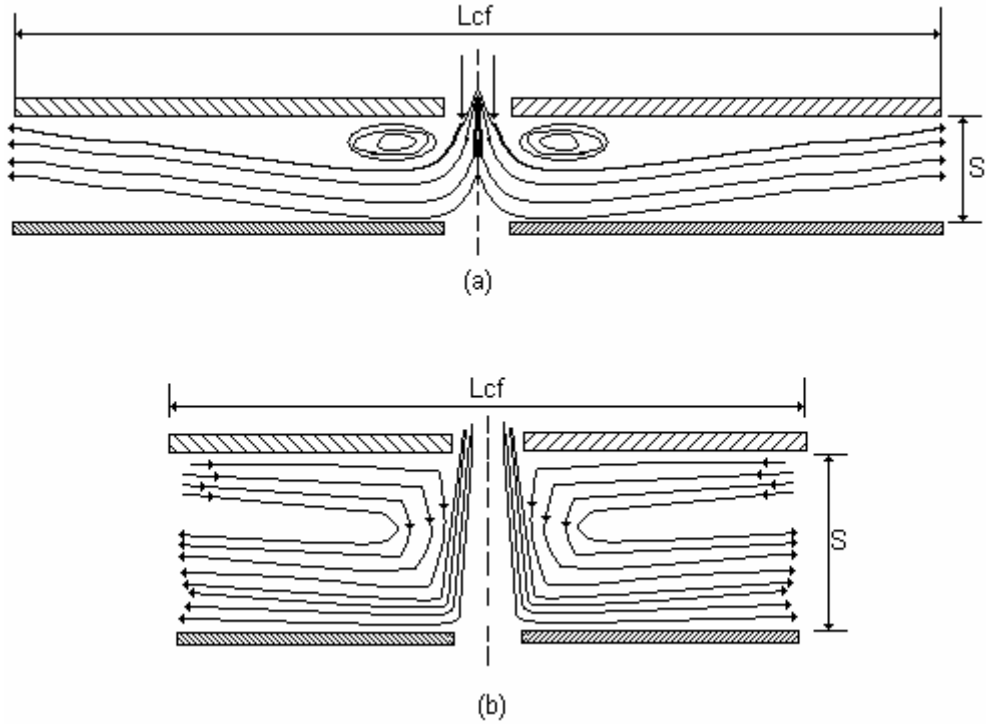
B. Sınırsız Dalmış Jetler: Şekil (1.3.b)'de görüldüğü gibi sınırsız, dalmış ve asimetrik püskürtmeli bir jet; serbest jet, çarpma bölgesi ve duvar jeti olmak üzere üç ana bölgeye ayrılır. Serbest jet lüle çıkışında akış yönünde gelişen çevre akışkanının kesit tabakasında yanıl yayılımı ile karakterize 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 türbülansa bir miktar artış gözlenir. Duvar jeti bölgesinde ise jet ile çevre akışkan arasında gerçekleşen momentum iletimi neticesinde yavaşlama meydana gelir.

C. Yarı Sınırlandırılmış Dalmış Jetler: Modern elektronik cihazlar daha çok küçük yapıda dizayn edildikleri için küçük hacimlere sığdırmak zorunluluğu vardır. Bu durum akış üzerinde sınırlandırma etkisi oluşturmaktadır. Yarı sınırlandırılmış kare kesitli slot (yarık) jetlerde jetin püskürtme düzleminde ve soğutma yüzeyine paralel olarak bir duvar yerleştirilmiştir. Bu duvar nihayetinde iki plaka arasındaki paralel 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 1.4).

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

The diagram illustrates a 3D view of a composite structure. At the top is a layer labeled "Lüle levhası" (Lüle plate). Below it is a layer labeled "Lüle". The bottom layer is labeled "İkincil durma bölgesi" (Secondary stop region). The structure is composed of several parallel strips. Dimensions are indicated: S is the width of a strip, W is the width of the gap between strips, H is the height of the strips, and L is the length of the structure. A coordinate system (x, y, z) is shown at the bottom right corner.

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 yakıtı karıştırma başarısını sağlar.



Şekil 1.6. Yanma odalarında kullanılan eş-eksenli bir jetin genel görünüşü

Eş-eksenli türbülanslı jetler türbülans (Reynolds) gerilmesine sahip akışların karışımı veya kesişmesini ihtiva etmesinden dolayı yanma odaları dışında jet pompalarında, iticilerde çoğaltıcılarda, karışım tanklarında, atık gazlarda, petrol esaslı yangınlarda, soğutma sistemlerinde, ön-karıştırıcılı odalarda kullanılmaktadır. Ayrıca, bu jetlerin son yıllarda özellikle yanma dışında aerodinamik endüstrisinde, iklimlendirme sanayinde de sık kullanılmaya başlaması akış dinamiği ve ısı transferi karakteristiğini ilginç 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 Jetlerde Isı Transferi ve Akış Dinamiği Konusunun Literatürdeki Yeri

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

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

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

hesaplayabilmek için kullanışlı olan düzenlenmiş boyutsuz parametrelerin geçerli bağıntılara dayandırılarak aralarında ilişki kurulmasıyla neticelendirilmiştir.

Meola *et al.* (1996), düz yüzeye çarpan hava jetleri ile ısı taşınım katsayısının ölçümünde hususi dikkatlerini tabaka dinamikleri üzerine yoğunlaştırarak deneysel bir çalışma yapmışlardır. Net akım şartlarını sağlamak, deneme düzenlemeleri için tutarlı yapılar ve hesaplamaların ısı transfer katsayılarıyla belirlenebileceğini ifade etmişlerdir. Yaptıkları çalışmada duvar sıcaklığı ölçümleri infrared tarayıcılı radiometer ile yapılarak ısı transfer katsayıları hesaplanmıştır. Boyutsuz olarak elde edilen verilerin ve Nusselt sayılarının kontrolü yapılarak literatürdeki uygun veriler ile karşılaştırılmıştır. Nusselt sayılarının dağılımı ve ortalama değerleri incelenmiştir.

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

Kayansayan and Küçüka (2001), dar hava jetlerinin yarı dairesel bir kanal üzerindeki simetri çizgisine yerleştirmesiyle içbükey kanalın jet çarpmasıyla soğutulması üzerine deneysel ve sayısal bir çalışma yapmışlardır. Deneylerde, lüle genişliğinin lülenin çarpma yüzeyine mesafesi oranı 2.2-4.2 aralığında ve Reynolds sayısı 200-10000 aralığında değiştirilerek yerel Nusselt sayısı ve yüzey basınç dağılımının ölçülmesi incelenmiştir. Reynolds sayısı çalışma aralığı için içbükey kanalın çarpma yüzeyindeki ısı transfer oranı kanal kıvrımı etkisi sebebiyle düz çarpma yüzeyi sonuçlarından daha gelişmiş olduğu gözlemlenmiştir. Çalışmada, kanal yükseklik etkisinin hesaplandığı durgun ısı transfer bölgesi için bir korelasyon sunulmuştur. Düşük Reynolds sayılarında deneysel olarak elde edilen verilerin karşılaştırılması için sonlu hacim metoduna dayalı sayısal bir modelleme yapılmış ve geçerli olduğu ifade edilmiştir. Yüksek Reynolds

sayılarının deneysel ve sayısal sonuçları arasında büyük bir uyumsuzluk olmasına karşın Reynolds sayısının 600'e kadar olan değerleri için sayısal analiz yapılmıştır.

Yan and Saniei (1997), ısı taşınım katsayısının ölçülmesi için eğik yüzeye çarpan dairesel hava jetleri ile deneyler yapmışlardır. Yapılan deneylerdeki eğim açıları 90°'nin dikey bir jet oluşturmaya karşın 90°, 75°, 60° ve 45° olarak belirlenmiştir. Literatürdeki uygun verilerle karşılaştırmanın sağlanabilmesi için Reynolds sayısı olarak 10000 ve 23000 değerleri belirlenmiştir. Deneylerde lüle ile çarpma yüzeyi arasındaki mesafenin lüle çapına boyutsuz oranı (L/D) için 2, 4, 7 ve 10 değerleri incelenmiştir. Deneyler önceden ısıtılmış duvarla geçici sıvı-kristal tekniği kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Sıvı-kristal renk değişimleri bir kamera sistemiyle kaydedilmiştir. Yerel ısı taşınım katsayıları kaydedilen renk bilgisiyle ilişkili olarak geçici yüzey sıcaklıklarından elde edilmiştir. Asimetrik duvar jetiyle çarpan jet akışı ilişkilendirilerek ayrıntılı yerel ısı transfer katsayısı incelenmiştir. Yapılan deneylerin sonucunda akış durumu için maksimum ısı transfer noktası geometrik çarpma noktasından simetri eksenini üzerindeki duvar jetinin basınç tarafına doğru yer değiştirdiği vurgulanmıştır. Değişimin daha küçük eğim açısı ve daha küçük lüle ile çarpma yüzeyi arasındaki mesafenin lüle çapına boyutsuz oranı (L/D) için kesin olduğu ifade edilmiştir.

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

çapından daha az büyüklükteki çapların aksenal hapsedilmelerin yüzey üzerindeki basınç dağılımını etkileyeceği ifade edilmiştir. Başlangıç türbülansının genellikle serbest jet akış bölgesini etkileyeceği savunulmuştur.

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

Rahimi *et al.* (2002), alt genişlemeli hava jetlerinin ısıtılmış yüzeye çarpmasından sonra meydana gelen ısı transferini deneysel olarak incelemişlerdir. Çarpma bölgesinde ısı transferinin jetin yüzeye çarpmasıyla birlikte oldukça yüksek olduğunu ve bu nedenle ısı transfer katsayısının radyal dağılımının oldukça karmaşık bir hal aldığını belirtmişlerdir. Akışın jet çekirdeği dağılmadan yüzeye çarpması durumunda yüzeye ilk çarpan noktanın dairesel durgunluk noktasının lüle çapına göre şekillenmesi yerine maksimum ısı transfer katsayısını sağlayacağı vurgulanmıştır. Deney sonuçları 5.08'in üzerindeki lüle basınç oranları ve lüle ile çarpma yüzeyi arasındaki mesafenin lüle çapına boyutsuz oranının (L/D) 3, 6 ve 10 olduğu durumlar için sergilenmiştir. Buna ek olarak Reynolds sayısının bir fonksiyonu olan Nusselt sayılarının temsil edildiği ifadenin yapılan deneylerin sonuçlarını karşılaştırmakta kullanıldığı ve lüle Mach sayısının ya da basınç oranının sonuçlara eklenmesi gerektiği savunulmuştur.

Sailor *et al.* (1999), hava jetlerinin ısıtılmış yüzeye çarpması sonucu meydana gelen ısı transferinin kararlı haldeki hava jetiyle ilişkili olduğunu deneysel olarak incelemişlerdir. Deneysel değişkenler olarak lüle ile çarpma yüzeyi arasındaki mesafenin lüle çapına boyutsuz oranının (L/D), Reynolds sayısı, çarpma sıklığı belirlenmiştir. Yüzeye çarpma süresinin ve toplam zamanın frekansla birlikte ısı transferinin etkili belirleyicilerinden olduğu vurgulanmıştır. Etki şartlarının çeşitliliği sayesinde ısı transferinin %50 geliştirilebileceği belirtilmiştir. En iyi ısı transferinin akış parametrelerinin hepsinin birbiriyle bağlantılı olduğu durumda gerçekleşeceği ifade edilmiştir.

Ollson *et al.* (2003), silindirik yüzeyin eksel simetrik yüzeyi üzerine çarpan jetin meydana getirdiği ısı transferini CFD kullanılarak sayısal olarak incelemişlerdir. Literatürdeki diğer ölçümlerle akış karşısındaki silindir simülasyonu CFX 5.5'deki $k-\epsilon$, $k-\omega$ ve SST modeli karşılaştırılmıştır. Çalışmada SST kullanılarak bu modelin ısı transferi ölçümleri için daha net sonuçlara ulaşıldığı vurgulanmıştır. Sayısal çalışmanın sonucu olarak yüzey kıvrımının ve Reynolds sayısının artması ile durgun noktadaki Nusselt sayısı, ortalama Nusselt sayısı ve silindir yüzeyi etrafındaki yerel Nusselt sayısının arttığı ifade edilmiştir. Buna ek olarak silindir-jet mesafesine az miktarda bağlı olduğu belirtilerek $Nu_m = 0.14 Re^{0.65} (H/d)^{-0.077} (d/D)^{0.32}$ ve $Nu_s = 0.46 Re^{0.59} (H/d)^{-0.026} (d/D)^{0.32}$ bağıntıları elde edilmiştir.

Gulati *et al.* (2008), düz ve pürüzsüz yüzeye çarpan jetlerde yerel ısı transfer dağılımı üzerine, lüle şeklinin, lüle ile çarpma yüzeyi arasındaki mesafenin lüle çapına boyutsuz oranının ve Reynolds sayısının etkisini inceleyen deneysel çalışma yapmışlardır. Deneyler esnasında kare, dikdörtgen ve dairesel şekilli üç farklı lüle tipi ve 20mm. 'ye eşdeğer uygun çaplar kullanılmıştır. Reynolds sayısı hidrolik çap(d) ile ilişkilendirilerek 5000-15000 aralığında ve lüle ile çarpma yüzeyi arasındaki mesafenin lüle çapına boyutsuz oranı ise 0.5-12 aralığında olacak şekilde lüle çapları kullanılmıştır. Her bir lüle düzenlemesi için ellinin üzerinde uzunluğun eşdeğer çapa oranı(l/de) değeri seçilmiştir. Yerel ısı transfer karakteristiklerinin belirlenmesi için infrared termal partikül tekniğinden yararlanılmıştır. Yerel ve ortalama Nusselt sayıları incelenen tüm lüle uygulamaları için sunulmuştur. Basınç ölçümleri yapılarak tüm lüle uygulamaları

için basınç kayıp katsayısı oluşturulmuştur. Yapılan bu çalışma ışığında ortalama Nusselt sayılarının lüle şekline göre duyarlı olmadığı sonucuna varılmıştır.

Liu and Sullivan (1996), levha ile lüle arasındaki mesafenin 2 ve 2'den küçük değerleri için çarpan jetin ısı transfer karakteristiklerini deneysel olarak incelemişlerdir. Isı transfer değişiminin duvar jeti bölgesinde oluşan sirkülasyonlu yapı ile ilgili olduğunu ifade etmişlerdir.

Lin *et al.* (1997), belirli bir kesitten çarpan jetin ısı transferine etkilerini deneysel bir çalışmada sistematik olarak incelemişlerdir. Isıtılmış hedef yüzeyin jet ile arasındaki mesafenin ve Reynolds sayısının ısı transferine etkileri araştırılmıştır. Başlangıçta laminar, ardından geçiş bölgesinde ve daha sonra türbülanslı rejimde; jetin ortalama hızı hesaplanmıştır. Reynolds sayısı artarken ısı transfer performansının da arttığı tespit edilmiştir. Isıtılmış hedef yüzey üzerindeki durma ve ortalama Nusselt sayıları çalışmada yer almıştır. Ayrıca; etkili soğutma uzunluğu kavramı, sınırlı uzunluktaki hedef yüzeyde ortalama Nusselt sayısı hesaplanarak tanımlanmıştır. Reynolds sayısı 1260'dan küçük değerler için elde edilen sonuçlara göre Nusselt sayısının; Reynolds sayısından, dolayısıyla kanal yüksekliğinin jetin çapına oranından etkilendiği görülmüştür.

Minagawa and Obi (2003), dönme hareketinin çarpan jet akımına etkilerini araştıran deneysel bir çalışma yapmışlardır. Hız profilinin tam gelişmiş halini, uzunluğu çapının 50 katından fazla ve 25 mm çaplı bir boru kullanarak oluşturmuşlardır. Deneyler farklı dönme hızları için yapılmıştır. Radyal hız büyüklüklerinin bu dönme hızları ile eksenel ve radyal doğrultudaki değişimleri ve Reynolds sayısı değişimleri incelenmiştir. İki jetin arasına ara eleman yerleştirilerek iki çıkış ağızlı jet oluşturulmuş ve bu jetin düz yüzeye çarpması durumu ve akış karakteristiği incelenmiştir. Levha ile lüle arasındaki mesafe sırasıyla 2,4 ve 8 değerlerinde ikiz jetin düz levhaya çarpması sonucunda jet levhaya yaklaştığında, levhanın etkisi ile jet hızında bir düşüş tespit edilmiştir. Yüzeyle jetin bulunduğu bölgede durma noktası oluşmuştur. Duvar jeti bölgesinde hız giderek azalmıştır.

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.

Yang and Tsai (2007), türbülanslı şartlarda ısı transferi ile ilgili sayısal bir çalışma yapmışlardır. Çalışmada iki boyutlu silindirik koordinatlar kullanılmış, türbülanslı akış ve ısı transferi incelenmiştir. Denklemler kontrol hacmi yöntemi kullanılarak çözülmüştür. Basınç hız çiftini çözmek için basit bir algoritma kullanılmıştır. Reynolds sayısı 16100-29600 arasında, dairesel disk sıcaklığı 373K, orifis ile ısı kaynağı arasındaki mesafe $h/d=4-10$ olarak alınmıştır. Yüksek türbülans değeri, ısı transfer katsayısının durma noktasında daha yüksek olmasına neden olmuştur. Bu da duvar jeti bölgesinde akışın laminardan türbülansa geçmesini sağlamıştır.

O'Donovan and Murray (2007), ısıtılmış yüzey ile çarpan hava jeti arasındaki ısı transferini; Reynolds sayısı 10000-30000 aralığında ve alt levha ile lüle arasındaki mesafenin lüle çapına oranı (H/D) 0,5-0,8 aralığında iki aşamada incelenmiştir. Yerel ısı transfer katsayılarının büyüklükleri, inişli çıkışlı komponentler ve hız bileşenleri ile karşılaştırılmıştır. Lüle çapının küçük olduğu (<2) durumlarda radyal ısı transferinin ikinci kez artması duvar jeti bölgesindeki türbülansın ani şekilde yükselmesine sebep olmuştur. Jet hızının dalgalanması alt levhaya diktir ve bunun da duvar jetindeki etki kontrolünün artmasına neden olduğu anlaşılmıştır.

Jambunathan *et al.* (1992), türbülanslı çarpma jetlerinin ısı transferi özelliklerini belirlemek için yapılmış deneysel çalışmaları incelemişlerdir. Çarpan jetlerin ısı transferi karakteristiklerini etkileyen pek çok parametrenin çok geniş aralıklardaki değerlerinin ele alındığı çalışmada deneysel sonuçlarda farklılığa yol açan lüle geometrilerinin ayrıntıları, ölçüm teknikleri, boyutsuz değişkenlerin tanımlanma şekilleri belirtilmiştir. Çalışmada, incelenen veriler kullanılarak Nu sayısı için bir korelasyon elde edilmiş ve korelasyondaki Re sayısının üst değeri lüle-plaka mesafesi ve durgunluk noktasından uzaklığın bir fonksiyonu olarak belirlenmiştir.

Incropera and Ramadhyani (1994), özel bir uygulama alanını oluşturan yüksek ısı üretiminin söz konusu olduğu elektronik elemanların, çarpan sıvı jetleri kullanılarak soğutulmasına yönelik çalışmaları mercek altına almışlardır. Çalışmada, dairesel ve iki boyutlu jetleri, arttırılmış ısı transfer uygulamalarını, jet sınırlandırmasının ve çıkış şartlarının etkilerini konu alan önceki çalışmalar ve bunlarla ilgili bulgular yorumlanıp açıklanmıştır.

Lytle and Webb (1994), jet çapı- plaka mesafesi oranının 1'den küçük değerleri için $3600 \leq Re \leq 27600$ aralığında deneysel çalışmalar yapmışlardır. Basınç ölçümleri sonucunda akışın jet plaka arasındaki boşlukta kayda değer şekilde ivmelendiğini gözlemlemişlerdir. Özellikle $H/D \leq 0.25$ değerlerinde gözlenen bu durum süreklilik denklemiyle uyum halindedir veya başka bir deyişle süreklilik denkleminin bir sonucudur. Akışkanın ivmelenmesi, ısı transferi ve türbülans seviyesinin artımını da beraberinde getirmiştir. Yine bahsedilen sebeple, durma noktasında yerel ısı transferinde bir minimum ve radyal yönde iki maksimum meydana gelmiştir. Daha dıştaki “shear” dan kaynaklanan türbülans artımıyla açıklanmış ve bu noktanın artan H/D ve Re sayılarıyla dışa doğru kaydığı görülmüştür. Daha içteki maksimum değeri $H/D \geq 0.25$ değerlerinde gözlemlenmemiştir. Ayrıca, yerel ve ortalama Nusselt sayılarının $H/D \leq 1$ durumlarında, H/D nin daha büyük değerlerine oranla daha yüksek değerlere ulaştığı belirtilmiştir.

Yu and Monkewitz (1993), ısıtılmış hava jetlerini kullanarak sıcaklık ve yoğunluk farkının jetlerin davranışına etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. $Re=4000$ civarında, ısıtılmış jetlerle deneyler yapmışlardır. Jet kararsızlığını etkileyen en baskın özelliklerden biri olan jet çıkışındaki yoğunluğun ortam yoğunluğuna oranının etkisini incelemişlerdir. Bahsedilen oranın 0.73 ile 1 değerleri arasında gerçekleştirilen çalışmada, bu oranın 0.9'dan düşük değerlerinde iki boyutlu sıcak jetlerde kendiliğinden salınımlar olduğunu belirlemişlerdir. Akış gözlemlene deneylerinin sonucunda jet çıkışında büyük bir vorteks çifti belirlenmiş bu vorteks çiftinin etkisi sonucu sıcak jetlerin, uniform yoğunluklu jetlere oranla daha fazla genişlediği gözlemlenmiştir.

Garimella and Rice (1995), sıvı jetleriyle yaptıkları deneysel çalışmada yerel taşınım ile ısı transfer katsayılarının, Re sayısı, H/D oranı ve lüle çapıyla değişimini incelemişlerdir. Aynı Re sayısı ve H/D oranı için, daha küçük çaplı lülelerin daha yüksek taşınım ile ısı transferi katsayısı değerlerini gösterdiği, durma noktasındaki taşınım ile ısı transferi katsayısının $H/D \leq 5$ değerleri için fazla değişmediği, daha büyük mesafelerde ise azaldığını gözlemlemişlerdir. Bu sonuçlardan deneylerindeki sabit hız çekirdeği mesafesinin $H/D=5$ civarında olduğu sonucunu çıkarmışlar bunlara ek olarak $H/D=1$ ve 2 değerlerinde durma noktasına ek olarak ısı transferinde ikincil maksimum değerler gözlemlemişler ve bu değerlerin H/D 'nin azalmasıyla daha belirgin olduğunu belirtmişlerdir.

Li and Garimella (2001), akışkanın termo fiziksel özelliklerinin, çarpan jetlerin ısı transferine etkisini incelemek için yaptıkları çalışmada Pr sayısının 0.7'den 25.2'ye kadar olan değerleri için korelasyonlar elde etmişlerdir. Korelasyon parametreleri olarak Re sayısı, Pr sayısı, orifisin çap - uzunluk oranı ve ısı kaynağı boyu-orifis çapı oranı kullanılmıştır. Daha önceki çalışmalarda genelde Pr sayısının üstü olarak atanan 0.4 değeri kullanılmayıp, değer korelasyon sonucunda elde edilmiştir. Durma noktası ve ortalama Nu sayıları bahsedilen bütün Pr sayıları aralığında elde edilmiş, ayrıca su, hava ve dielektrik sıvı için ayrı ayrı korelasyonlar türetilmiştir.

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

Lee and Lee (2000), büyük eksen-küçük eksen oranının eliptik çarpan jetlerde durgunluk noktasındaki ısı transferine etkisini sınırsız jetler için incelemişlerdir. Bahsedilen oranın 1, 1.5, 2, 3, 4 değerlerinde gerçekleştirilen deneysel çalışmada $H/D=2$ değerinde büyük eksen - küçük eksen oranı 4 olan jetle en yüksek ısı transferi elde edilmiştir. $H/D>6$ değerlerinde eliptik jetlerle dairesel jetten daha düşük ısı transferleri elde edilmiştir.

Yan *et al.* (2004), gerçekleştirdikleri oldukça kapsamlı çalışmada farklı büyük eksen – küçük eksen oranlarına sahip sınırlı jet dizilerinin akış ve ısı transferi özelliklerini incelemişlerdir. Eksen değiştirme mekanizmasını büyük eksen-küçük eksen oranının 1’den büyük değerlerinde gözlemlemişler, en yüksek ısı transferi değerlerinin ise Re sayılarına bağlı olarak farklı büyük eksen – küçük eksen oranlarında gerçekleştiğini bulmuşlardır.

Chiriac and Ortega (2002), laminar rejimde kararsız hal davranışlarının da hesaba katıldığı nümerik çalışmada $Re=250-750$ aralığında yarıklı jetler incelenmiştir. Re sayısının 585 ile 610 değerleri arasında akışta kararsız hal özellikleri görülmeye başlandığı ve bu rejimde Nu sayısının Re sayısına bağımlılığının azaldığı, doğrusal olmayan kararsız hal mekanizmasının ısı transferini artırdığı gözlemlenmiştir.

Chattopadhyay (2004), iki boyutlu ve dairesel jetlerin yanı sıra farklı geometrilere sahip jetleri sayısal olarak mercek altına almıştır. Dairesel boşluklu laminar çarpma jetlerinin ısı transferi karakteristiklerini sayısal olarak incelemiştir. Çalışmada silindirik

koordinatlarda süreklilik, momentum ve enerji denklemleri iki boyutlu olarak çözülmüş, sonuçlar aynı kütleli debide dairesel çarpma jetleri sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Dairesel boşluklu çarpma jetleriyle, dairesel jetlere oranla daha düşük ısı transferi miktarının elde edildiği görülmüştür. Re sayısının tanımlanmasında kullanılan karakteristik uzunluğun seçiminde, dairesel jetle aynı kütleli debiyi verme kriteri kullanılmış, bunun sonucunda da iç çap karakteristik uzunluk olarak alınıp, dış çap kütleli debilerin eşit olmasını sağlayacak şekilde seçilmiştir.

Craft *et al.* (1993), türbülanslı çarpan jet çalışmalarında üç farklı ikincil moment tipi türbülans modeli ve eddy viskozite modeliyle elde edilen sonuçları karşılaştıran bir çalışma yapmışlardır. Yazarlar, eddy viskozite modelinin ve temel Reynolds gerilmesi modelinin deneysel sonuçlarla pek uyumlu olmadığını belirtmişler, duvara yakın bölgeye yönelik düzeltmeler içeren modelin deneylerle uyumunun daha iyi olduğunu görmüşlerdir. Çarpan jetlerin akış özelliklerini aşağıdaki şekilde özetlemişlerdir: “Durma noktası civarındaki akış neredeyse dönmesiz normal uzama gösterirken çarpan jetin kenarlarına doğru akışta güçlü bir dönme ve akım çizgilerinin eğilmesi söz konusudur. Buna ek olarak çarpma noktasından uzakta akış karmaşık bir plakaya paralel akışa dönmekte ve maksimum kayma gerilmesi duvar bölgesinin dışında oluşmaktadır.”

Gibson and Harper (1997), çarpan jetlerin türbülanslı akış şartlarındaki modellemesine yönelik olarak $k - \epsilon$ modeli kullanılarak yapılan çalışmada modelin standart $k - \epsilon$ modelinden daha iyi sonuçlar verdiği ancak türbülans kinetik enerji üretimini olduğundan fazla gösterdiği görülmüştür.

Hollworth and Durbin (1992), kanatçıklı yüzeyler kullanımına örnek teşkil eden elektronik elemanların soğutulmasına yönelik deneysel çalışma gerçekleştirmişlerdir. Düz plaka üzerine jet dizileriyle soğutulmak üzere $25 \times 25 \times 6.25$ mm boyutlarında dikdörtgen bloklar yerleştirmişler, bloklardan bazılarının ısıtılması ve bunların plakanın değişik yerlerine yerleştirilmesi yoluyla hem ısıtılan bloklardaki yerel ısı transferi karakteristiklerini hem de ısıtılan ve ısıtılmayan bloklar arasındaki boşluktaki ısı transferi karakteristiklerini ısıtılan plakanın konumuna bağlı olarak incelemişlerdir.

Ayrıca yapılan basınç ölçümlerinin sonucunda, toplam basınç düşümünün %90'a yakın bir kısmının orifis boyunca olduğunu belirlemişlerdir. Çarpan jet dizileri kullanılarak yapılan soğutmanın, benzer koşullar altında kanal akışıyla soğutmaya oranla %50 daha yüksek taşınım ile ısı transferi katsayıları verdiği görülmüştür.

Brignoni and Garimella (1999), değişik çapta ve sayıda lüle ve lüle dizileriyle deneysel çalışmalar gerçekleştirmişlerdir. Kanatçıklı yüzeylerin taşınım ile ortalama ısı transferi katsayılarını düz yüzeylerde değişik parametrelere bağlı olarak karşılaştırmışlardır. Çarpan jetlerin optimizasyonuna yönelik bir çaba olarak, kanatçıklı ve düz durum için ortalama taşınım ile ısı transferi katsayılarının Re sayısı, hava debisi, basınç düşümü ve pompa gücüyle değişimi incelenmiştir. Sabit Re sayısında büyük çaplı tek lülelerin ($D \geq 6.35\text{mm}$) kanatçıklı yüzeyde daha iyi ısı transferi performansı gösterdiği, sabit hava debisinde karşılaştırma yapıldığında ise daha küçük çaplı lülelerin daha iyi performans gösterdiği belirlenmiştir.

El Sheikh and Garimella (2000), farklı kanatçıklı yüzeyleri jet dizileriyle soğutmuşlar, kanatçık yüksekliği ve taban alanının etkisini incelemişlerdir. Sonuçları kanatçıksız durum için, aynı Re sayısı ve aynı kütleli debi için karşılaştırmışlardır. Ayrıca tek tek ve jet dizileri ile verim değişimi de incelenmiştir. Test edilen bütün durumlar için sabit Re sayısında, tek jetlerin aynı lüle çapındaki jet dizilerine oranla daha düşük taşınım ile ısı transferi katsayısı değerleri verdiği görülürken, karşılaştırma aynı toplam kütleli debide yapıldığında tek jetlerin daha yüksek taşınım ile ısı transferi katsayısı değerleri verdiği gözlemlenmiştir. Yüksek kanatçıkların ve küçük jetler arası mesafenin kullanıldığı durumdaki ısı transferi kanatçıksız yüzeye göre en yüksek değeri vermiştir.

Lee *et al.* (2002), ısı transferi artırımı ihtimalini araştırmak için türbülanslı akımda dairesel jetleri kullanarak, lüle çıkışına eklenen spiral oluşturunların ısı transferine etkisini incelemişlerdir. Re sayısının 23000 değerinde sabit tutulduğu çalışmada H/D oranları 2'den 10'a kadar değiştirilerek dört farklı spiral sayısında yerel ve ortalama taşınım ile ısı transferi katsayıları için ölçümler yapılmış, sonuçlar spiral oluşturunlar kullanılmayan durumlarla karşılaştırılmıştır. H/D=2 değeri için ortalama Nu sayılarının

spiral kullanılan akımda daha yüksek olduğu gözlenmiş, ancak $H/D \geq 10$ durumunda spiral etkinin yok olduğu sonucuna ulaşılmıştır.

Zhou and Lee (2004), lüle çıkışından önce yerleştirilen, ağ yapının akış karakteristiklerini değiştireceğini bunun da ısı transferini etkileyeceğini düşünerek, lüleden önce farklı yoğunlukta ağ yapıları yerleştirerek deneysel çalışmalar yapmışlardır. Sonuçlar ağ yapının durma bölgesindeki ısı transferini $H/D < 4$ değerleri için az da olsa artırdığını fakat daha büyük H/D değerlerinde ağ yapının artırdığı türbülans yoğunluğu, jet momentumunun azalmasıyla dengelenmiş ve düz duruma göre daha düşük ortalama Nusselt sayıları elde edilmiştir.

Fleischer and Nejat (2004), çarpma plakası üzerinde oluşturulan $19.9 \times 19.9 \times 6.4$ mm boyutlarında bir kanatçıklı yüzeyin kullanıldığı deneysel çalışma gerçekleştirmişlerdir. Kanatçıklı yüzeyde elde edilen Nu sayısı değerlerini düz yüzey ile karşılaştırmışlardır. Değişik çapta dairesel jetlerin kullanıldığı çalışmada Nu sayısında düz yüzeyle karşılaştırıldığında %5 ile %15 arasında değişen artışlar gözlemlenmiş, artışların azalan Re sayılarında ve artan jet çaplarında daha belirgin olduğu görülmüştür.

Royne and Day (2005), jet dizileri ile yaptıkları çalışmada orifis tipi jetlerin çıkış açılarını ve kalınlığını değiştirerek bunun basınç düşümü ve ısı transferine etkisini incelemişlerdir. Çıkışa doğru daralan orifis tipi jetler ile daha yüksek ortalama ısı transferi elde edildiği ayrıca daha büyük orifis kalınlığına sahip jetlerle daha düşük basınç düşümleri oluştuğunu belirttiler.

Yan *et al.* (2005), çarpma plakası üzerine açılı olarak yerleştirilen kanatçıkların ısı transferine etkisini sıvı kristal ölçüm tekniği kullanarak incelemişlerdir. Yerleştirme açısına bağlı olarak ısı transferinde artma ve azalmalar görülürken en yüksek ısı transfer artımı 45 derece açıyla eşit aralıklarla yerleştirilmiş kanatçıklarda elde edilmiştir.

Bradshaw and Edna (1959), düzlem plaka üzerinde türbülanslı akımda dairesel jetleri kullanarak yaptıkları çalışmada hız ve basınç dağılımlarını incelemişlerdir. Çalışmada plaka üzerinde statik ve dinamik basınç değerleri incelenmiş ve serbest jet bölgesinde jet merkezinden itibaren simetrik bir yapının oluştuğu belirtilirken bu durumun durma noktası etrafında değişkenlik gösterdiği ifade edilmiştir.

Maveety and Jung (2000), kare kanatçıklı ısı alıcılar üzerine çarpan jetle yapılan deneysel araştırmalar ile matematiksel simülasyonun karşılaştırılmasını incelemişlerdir. Çalışmada çarpan jetlerin türbülanslı akış şartlarındaki modellemesine yönelik olarak k- ϵ modeli kullanılmıştır. Çalışmada Al kanatçıklar plaka üzerine üniform şekilde dizilmiştir. Sabit Re sayısı için sabit kanat genişliğinde yapılan deneylerde artan kanat yüksekliğiyle basınç katsayısının azaldığı belirtilmiştir. Buna karşın sabit Re sayısı için sabit kanat yüksekliğinde yapılan deneylerde artan kanat genişliğiyle basınç katsayısının değişkenlik gösterdiği görülmüştür.

Literatür araştırmasından da görüleceği gibi, çarpan jetlerle ilgili birçok deneysel ve sayısal çalışma gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada literatürde karşılaşılmayan lüle-difüzör şeklinde dizilmiş olan kanatların ısı transferi ve akış açısından optimum parametreleri Taguchi deney tasarım tekniği kullanılarak belirlenmiştir. İlk aşamada Nusselt sayısı, plaka üzerinde x yönünde ve y yönündeki basınç katsayıları performans karakteristiklerine bağlı olarak etkili lüle çapı ve h/d mesafesi tek değişkenli deney yöntemine göre belirlenmiştir. Ardından ısı transferi ve akış karakteristiklerine etki eden parametreler; kanat genişliği, kanat açısı, kanat yüksekliği, kanatlar arası yatay mesafe, kanatlar arası düşey mesafe, dilimler arası yatay mesafe, dilimler arası düşey mesafe ve akışkan hızı olarak belirlenmiş ve $L_{18}(2^1 \cdot 3^7)$ ortogonal dizisi deney planı olarak seçilmiştir. Performans karakteristiği olarak öncelik sırası ile Nusselt sayısı, x yönündeki basınç katsayısı ve y yönündeki basınç katsayısı aranmıştır. Lüle çapına göre hesaplanan Nusselt sayıları dikkate alınarak ve yukarda bahsedilen üç performans karakteristiğinin tümünü birden dikkate alarak genel optimum şartlar belirlenmiş ve belirlenen genel optimum şartlar için doğrulama deneyleri yapılmıştır.

2. KURAMSAL TEMELLER

Teknolojide yaşanan hızlı gelişmeler yüksek performansa sahip termal sistemlere olan ihtiyacı sürekli olarak gündemde tutmakta ve araştırmacı-mühendislerin ilgilerini ısı geçişinin artırılmasına yönelik çalışmalara yönlendirmektedir. Bugün dünyanın bir çok üniversitesinde ve araştırma-geliştirme çalışmalarına önem veren büyük firmaların araştırma laboratuvarlarında sürdürülmekte olan ısı geçişi verimini yükseltmeye yönelik çalışmalara en genel anlamda iyileştirme, artırma veya kuvvetlendirme ismi verilmektedir.

2.1. Genel Isı Transferi Kavram ve Tanımları

Isı transferi sıcaklık potansiyelinden dolayı ortaya çıkan enerji biçimidir. Bir ortam içinde veya ortamlar arasında, bir sıcaklık farkının mevcut olduğu her durumda ısı transferi mutlaka gerçekleşir. Durgun bir katı veya akışkan ortam içinde, bir sıcaklık farkı olması durumunda, ortam içinde gerçekleşen ısı transferi için, iletim terimi kullanılır. Buna karşın, bir yüzey ile hareket halindeki bir akışkan farklı sıcaklıklarda ise, aralarında gerçekleşen ısı transferi, 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 alış verişine ışıınım denir. Kanatlı bir hava ısı değiştiricisi dizayn ve analizi yapılırken bu üç ısı transferi mekanizması göz önüne alınır.

2.1.1. İletim ile Isı Transferi

İletim bir ortamdaki sıcaklık farkı nedeniyle enerji transferini gösterir ve fiziksel mekanizması rasgele atomik veya moleküler hareketliliklerdir. Isı iletimi Fourier yasası ile tanımlanır. Sabit kesit alanına sahip bir cisimden bir boyutlu, kararlı ısı iletimi aşağıdaki denklemle ifade edilir:

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

2.1.2. Taşınım İle Isı 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 durumda zorlanmış taşınım söz konusudur. Sıcak bir nesneden soğutucu akışkana olan ısı transferi Newton'un Soğutma Yasası olarak bilinen aşağıdaki eşitlikte ilişkilendirilmektedir:

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

Konveksiyon katsayısı h , akış yönündeki katı cismin şekli ve boyu gibi bir takım fiziksel geometrilere ve akışkanın tipi ve çalışma sıcaklığı gibi termodinamik özelliklerine bağlıdır. Isı alıcılarda bu özelliklerle birlikte kanatlar arasındaki boşluklar soğutma alanını belirlediği için kanatlar arasındaki boşlukta konvektif ısı transfer katsayısını etkilemektedir. Zorlanmış konveksiyonla 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 [$W/m^2.K$]
Doğal konveksiyon	
Gazlar	2-25
Sıvılar	50-1000
Zorlanmış konveksiyon	
Gazlar	25-250
Sıvılar	50-20000
Faz değişimi ile konveksiyon	
Kaynama veya yoğuşma	2500-100000

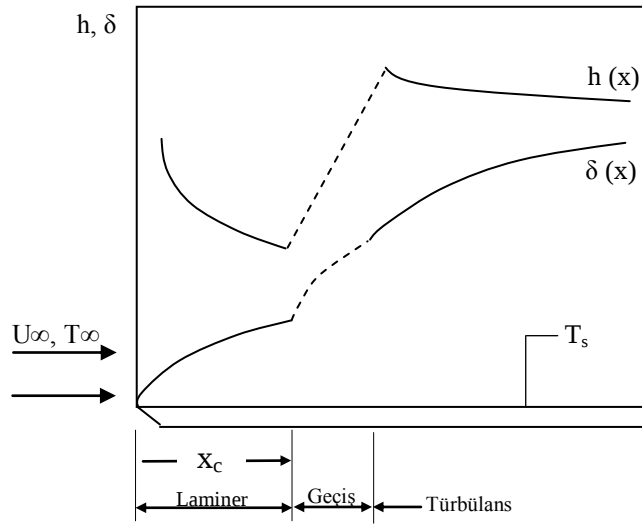
2.1.3. Işımla Isı Transferi

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

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

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

Isı transferi hızını artırma normal olarak ısı transfer katsayısını artırma ile ilgilidir. Örneğin yüzey alanı artırılmış veya işlem görmüş bir yüzey, düz ve pürüzsüz bir yüzeye göre daha yüksek ısı transferi katsayısı verir (Reay 1991). Isı taşınım katsayısını arttırmak için genellikle boru veya kanal içinde türbülans artırıcı yollar denenir. Zira, akışkan ile kanal duvarı arasındaki ısı transferinde ısıl sınır tabaka önem taşımaktadır. Sınır tabaka akış türü ile ilgili olup laminar akışta daha kalın, türbülanslı akışta daha incedir. Bu nedenle türbülanslı akışta ısı transferi laminar akışa göre daha iyidir. Sınır tabaka kalınlığı inceldikçe akışkan ile kanal/boru arasındaki ısı transferi daha iyi olmaktadır (Incropera 1996). Sınır tabaka kalınlığı δ ile konvektif ısı transfer katsayısı arasındaki ilişki Şekil 2.1’de görülmektedir.

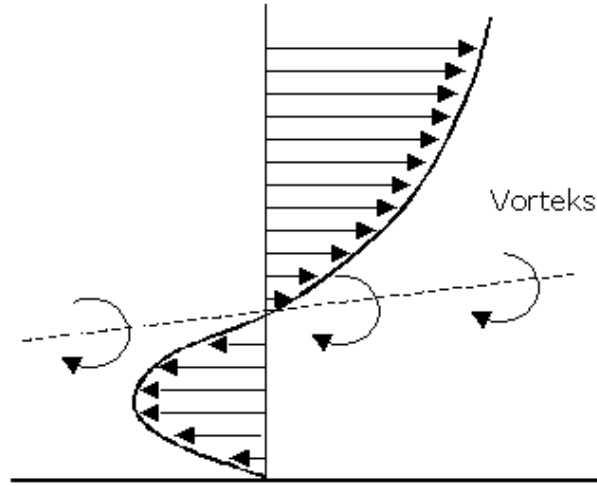


Şekil 2.1. Sabit sıcaklıkta bir düz levha üzerinde akış için hız sınır tabaka kalınlığı ve yerel ısı transfer katsayısının değişimi

2.2. Isı Transferinin İyileşmesi

Sınır tabaka kalınlığının özellikle taşınım ile ısı transferi işlemlerinde önemli etkisi vardır. Sınır tabakanın sürekli yenilenmesini sağlamak ve kalınlığını azaltmak taşınım ile ısı transferi işlemini iyileştirecektir. Bu amaçla akışın söz konusu olduğu yüzeyler üzerinde yapılan değişik geometrik uygulamalar sınır tabaka gelişimini etkiler. Özellikle akış sistemindeki ani kesit değişimleri varsa, bu ani kesit değişimleri akış sisteminde

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



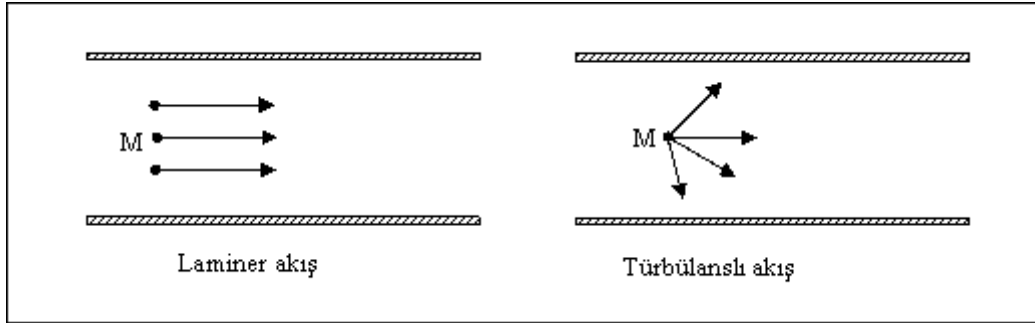
Şekil 2.2. Vorteks oluşumu

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

Bu çalışmadaki akışa dik olarak yerleştirilen kanatlar, arkalarında kompleks yapıda vorteksler sistemi meydana getirir. 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 korner 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. Laminer 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 2.3).



Şekil 2.3. Laminer ve türbülanslı akışta hız vektörleri

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

Düz plaka üzerinde paralel akışta laminardan türbülanslı akışa geçiş; yüzeyin şekline, yüzey pürüzlülüğüne, yukarı akım hızına, yüzey pürüzlülüğüne, yukarı akım hızına, yüzey sıcaklığına, akışkanın türüne ve daha birçok şeye bağlıdır ve en iyi şekilde

Reynolds sayısı ile karakterize edilebilir. Düz plakanın giriş kenarından x kadar uzaklıktaki Reynolds sayısı aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

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

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

Pürüzsüz düz plaka üzerindeki akışta laminerden türbülansa 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,

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

olarak verilir. 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.

2.3. Basıncı Geri Kazanım Katsayısı ve Pitot Tüpü

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

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

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

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

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

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

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

Bu bağıntı, 1732'de cihazı tasarlayan Fransız mühendisinin adı verilen Pitot formülüdür.

Pitot tüpünün temel dezavantajı, doğru  l me 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 vardır. Pitot-statik tüpü sıvılarda ve gazlarda yararlıdır; gazlar için akım Mach sayısı yüksek ise bir sıkıştırılabilirlik düzeltmesi gereklidir. Basınç algılayıcılarına giden akışkanla dolu boruların yavaş cevabından dolayı, daimi olmayan akış ölçümleri için yararlı değildir.  ğne 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.

3. MATERYAL ve YÖNTEM

Bu çalışmada, ardışık dizilmiş olan kanatlardan oluşan lüle difüzör çiftlerinin birbirlerine olan enine ve boyuna uzaklıkları, kanat genişliği, kanat açıları, kanat yükseklikleri ve akışkan hızının ısı transferi ve akım karakteristiklerine etkileri Taguchi yöntemi kullanılarak incelenmiştir. İlk aşamada beş ayrı lüle çapı, üç farklı h/d mesafesi ve altı farklı Reynolds sayısı için tek değişkenli deney yöntemine göre yapılan deneyler sonucu optimum lüle çapı ve h/d mesafesi belirlenmiştir. Ardından Nusselt sayısı, plaka merkezinde kanatçıklar arası x yönünde ve y yönündeki basınç katsayıları performans karakteristiği olarak dikkate alınmış ve belirlenen sekiz parametre için $L_{18}(2^1 \cdot 3^7)$ ortogonal dizisi deney planı olarak seçilmiştir. Üç amaç birlikte ve ayrı ayrı dikkate alınarak optimum sonuçlar incelenmiştir.

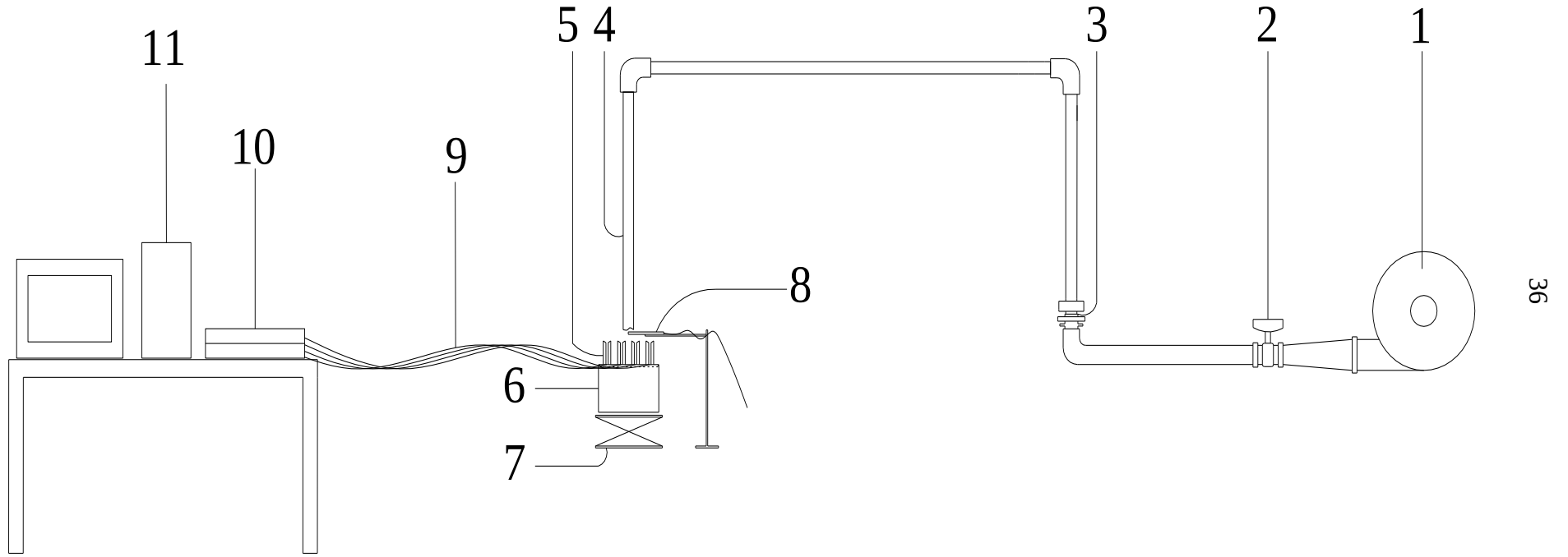
Deneysel çalışmalar ısı transferi ve akım karakteristiklerini belirlemek amacıyla iki aşamada yürütülmüştür. Her iki aşamada da Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü Akışkanlar Mekaniği Laboratuvarında bulunan, bu yüksek lisans çalışması için özel olarak dizayn edilmiş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

3.1. Deney Düzeneği

Çalışmada, test elemanı 300x300mm boyutlarında, üzerine dış çapları 32mm-40mm-50mm-63mm-75mm olan beş ayrı çapta lülenin monte edilebildiği deney düzeneği kullanılmıştır (Şekil 3.1). Sistemde akışkan olarak hava tercih edilmiştir. Akışkan çarpma bölgesine radyal akışlı fan yardımıyla gönderilmiştir. Hava hızı, fan çıkışında bulunan sürgülü vana yardımıyla kontrol edilmiştir. Deneylerde lüle olarak düz,

folysuz plastik borular kullanılmıştır. Çeşitli çapların kullanıldığı deney düzeneğinde çap kontrolü vanadan sonraki ilk dirsekte redüksiyonlar yardımıyla sağlanmıştır. Redüksiyonun ardından montesi yapılan borular deney düzeneğinde sabitlenen yerlere uygun olarak 1000mm düşey, 2000mm yatay ve 1000mm düşey olacak şekilde imal edilmiştir (şekil 3.2). Lüle uzunluğu tespit edilirken dairesel akışta tam gelişmiş akımın elde edilebileceği 32D uzunluğu esas alınmıştır. Sistemde maksimum hava hızı, maksimum basınç farkı oluşturmaktadır ve bu basınç farkları, deney düzeneğinin yanına monte edilen KIMO firmasının ürettiği basınç transmitterleri ile dijital olarak okunmaktadır. şekil 3.1’de şematik resmi görülen deney düzeneğinin özellikleri aşağıdaki verilmiştir.

Genel boyutlar	: 600x2500x900mm yükseklik
Test kısmının boyutları	: 300x300mm
Maksimum hava hızı	: 20m/s
Maksimum lüle çapı	: 75mm



Şekil 3.1. Deney düzeneğinin şematik görünümü.

(1) Fan, (2) Sürgülü vana, (3) Redüksiyonlar, (4) Dairesel lüle, (5) Dikdörtgen ısı alıcılar, (6) Isıtıcı, (7) Kriko, (8) Hızölçer, (9) Termoelemanlar, (10) Data ölçüm kartı, (11) Bilgisayar



Şekil 3.2. Deney sisteminin görünüşü

3.2. Test Bölgesi

Bölüm Laboratuvarında bulunan sistem çarpan jetin verimliliğini etkileyen parametreleri inceleme amaçlı ve akış karakteristiklerini belirlemeye yönelik dizayn edilmiştir. Bu çalışmada sistemde hem akış hem de ısı transferi deneyleri yapılacağı için bir takım modifikasyonlar yapılmıştır. Çarpma bölgesinin altına dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcıların farklı h/d mesafelerinde rahatlıkla çalışmasını sağlamak amacıyla kriko yerleştirildi. Krikonun üzerine MDF lam mobilya malzemesinden 450x450mm ebatlarında ısıtıcı ünitenin kolaylıkla taşınabileceği düzlem taban oluşturuldu. Üniform bir ısı kaynağı oluşturabilmek için düzlem taban üzerine 305x305mm ebatlarında ısıtıcı ünite yerleştirildi. Isı kaynağının üzerine farklı konfigürasyonlara sahip daralan

genişleyen geometride dizilmiş dikdörtgen kanatçıklı ısı değıştirciler ile deneyler yapılmıştır.

MDF lam mobilya malzemesinden yapılan 305x305mm ebatlarındaki kutunun içersine taban plakanın tam ortasına gelecek şekilde 300x200mm ebatlarında 50mm kalınlığında ateş tuğlası yerleştirilmiş ateş tuğlasının üzerinde açılan uygun kanala her biri 1000 W gücünde 220 V şehir şebekesi ile beslenen 2 adet ısıtıcı konmuştur. Ateş tuğlasının altı ve yan kenarları ile kutu kenarları arasındaki boşluk önce 750°C sıcaklığa dayanabilen taş yünü ile diğer boşluklar ise seramik yünü izolasyon malzemesi ile doldurulmuştur. Isıtıcıyı besleyen güç girişı kontrol edilebilir bir varyak ile sağlanmıştır. Sabit ısı akısı termal sınır şartını sağlamak için sisteme sabit gerilim verilmiştir. Şehir şebekesindeki düzensizliklerden kaynaklanan dalgalanmaların etkisini dikkate almak için sistem kararlı hale gelene kadar her 10 dakikada sisteme giren güç kaydedilmiş ve ortalaması alınmıştır. Varyak, belirlenen sıcaklıklara karşılık gelecek şekilde yapılan ön deneylerle belirlenen 52-53 V ve 3,5-4 A sağlayacak şekilde ayarlandı. Deneylerde kullanılan varyağın teknik özellikleri aşağıdaki gibidir:

Giriş Gerilimi: 220 V AC 50 Hz

Çıkış Gerilimi: 0.....220 V

Gücü : 11250 VA (250 V 45 A)



Şekil 3.3. Test bölgesinin görünüşü

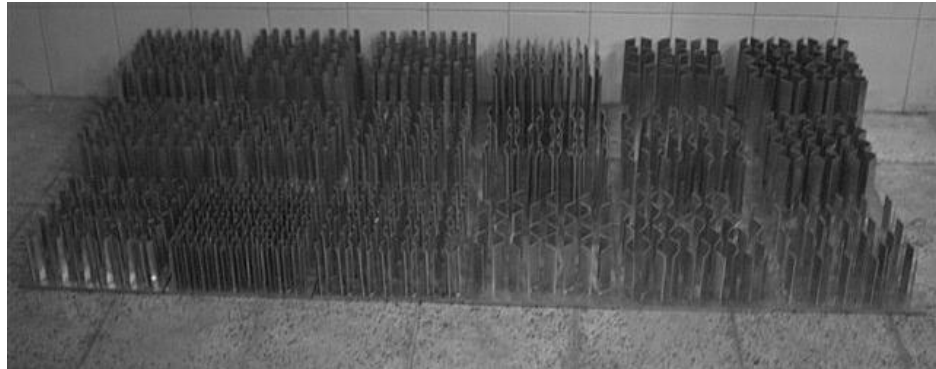
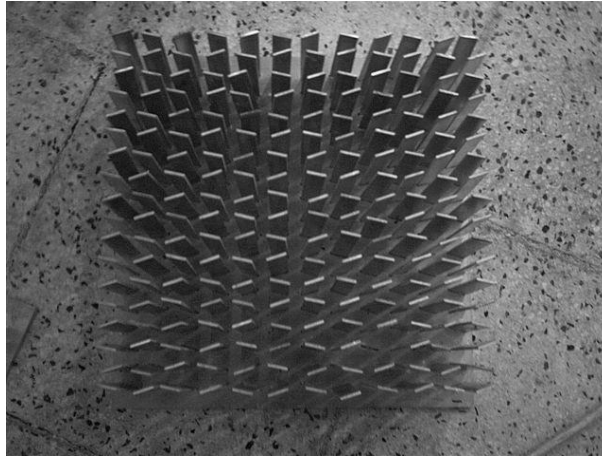
3.3. Test Elemanları

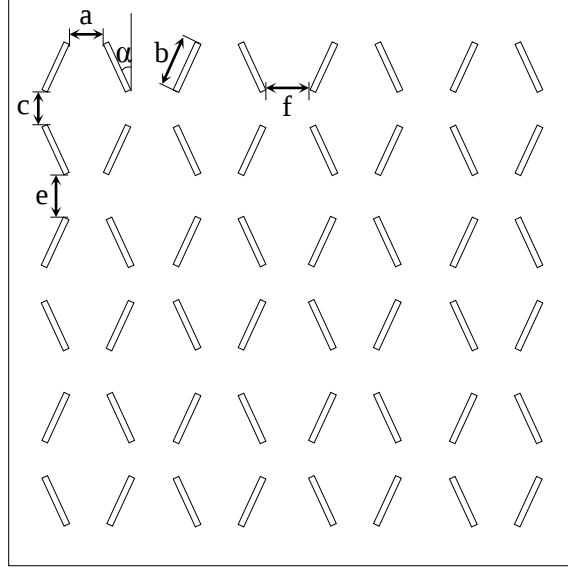
Özellikle elektronik endüstrisinde ısı değıştirici olarak kullanılacak malzemenin özelliklerini doğru seçmek, ısı alıcının üretilebilirliğini ve performansını etkileyen önemli bir parametredir. Özellikle bakır ve alüminyum en çok tercih edilen malzemelerdir. Bakırın ısı alıcı içerisindeki iletim direncini düşüren termal iletkenliği alüminyumun yaklaşık olarak iki katı değerlerindedir (Incropera 1996). Yinede bu durum toplam termal direncin yarıya inmesi anlamına gelmez. Alüminyum ile karşılaştırıldığında bakır toplam termal direnci yaklaşık olarak %30 değerinde düşürür. Hava hızının çok yüksek olduğu ve ısı kaynağı ebadının küçük olduğu uygulamalarda bakır en avantajlı malzeme olarak gözükmektedir. Bununla birlikte alüminyum ile karşılaştırıldığında oldukça pahalı olması ve fiyatının günden güne sürekli değışmesi/dalgalanması, alüminyumdan yaklaşık olarak 3 kat daha ağır olması ve homojen olmayan bir malzeme olması nedeniyle işlenebilirliğinin daha zor olması bakırın ilk anda sayılabilecek dezavantajlarıdır. Birçok durumda, yukarıda sayılan termal avantajlarının dezavantajlarına ağır basmaması nedeniyle elektronik cihazlar için soğutucu üreten firmalar için alüminyum en yaygın ve uygun malzemedir (R-Theta 1998). Bu nedenle test elemanlarının tabanları (base) ve kanatlar alüminyum (Al 1050 O) malzemeden imal ettirilmiştir. Çalışmada daha önce Doç.Dr. Kenan Yakut danışmanlığında Dr. Şahin (2004) tarafından yapılan doktora çalışması için üretilen alüminyum tabanlar ve 2mm et kalınlığına sahip dikdörtgen kanatlar kullanıldı. Dikdörtgen kanatlar üretilen bu taban plakalar üzerinde kendileri için açılan 5mm derinliğindeki kanallara her birinin ucuna ısı iletim bileşigi sürülerek yerleştirildi. Bu elemanların üretim detayları ilgili tezden bulunabilir.

Taban plaka her bir ısı alıcı geometri için farklı olmasına rağmen çalışmada test bölgesinde jetin merkezi plakanın merkezine gelecek biçimde sabit bir şekilde yerleştirilmiştir. 18 farklı kanat konfigürasyonu için 18 adet taban malzeme, ayrıca doğrulama deneyleri için de 3 tane olmak üzere 21 adet taban malzeme kullanılmıştır. Yüzey sıcaklıkları ölçümü için kullanılan termoelemanlar ise yüzeyde kanatlar için açılan kanallara yerleştirilmiştir (Şekil 3.4 ve 3.5).

Çizelge 3.1. Çalışmada incelenen parametreler ve değerleri

Parametreler		Seviyeler		
		1	2	3
A	Kanat genişliği, b [mm]	15	30	--
B	Kanat açısı, α [derece]	15	30	45
C	Kanat yüksekliği, H [mm]	100	150	200
D	Kanatlar arası yatay mesafe, a [mm]	10	15	20
E	Kanatlar arası düşey mesafe, c [mm]	10	15	20
F	Dilimler arası düşey mesafe, e [mm]	10	15	20
G	Dilimler arası yatay mesafe, f [mm]	10	15	20
H	Lüle çıkışı jet hızı, V [m/sn]	5	7	9

**Şekil 3.4.** Test elemanlarının görünüşü



Şekil 3.5. Isı alıcı taban malzemesi üzerinde incelenecek parametreler

3.4. Termoelemanlar ve Veri Toplama Sistemi

Yüzey sıcaklıklarının belirlenmesinde termoeleman, sıvı kristal tekniği ve son zamanlarda kütle transferi analoji ile naftalin süblimasyon tekniği literatürde en fazla tercih edilen tekniklerdir. Özellikle kanat yüksekliği tabana göre çok yüksek olan iğne kanat vb. uygulamalarda termoeleman 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 termoeleman kullanılmıştır. Termoeleman olarak 0.25mm iç çapında ve 0.75mm dış çapında; yanmaya, kimyasallara ve aşınmaya direnci yüksek T tipi fiberglas örgülü tercih edilmiştir. Her bir termoeleman Polysciene marka $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ doğruluklu, dijital göstergeli bir sıcaklık banyosu içinde 15°C - 85°C sıcaklık aralığında 5°C aralıklarla kalibre edilmiştir.

Termoelemanlar 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 termoelemanın tipine göre gerekli kazanç seçilmiştir. PCLD-789D yükseltici ve çoklayıcı kartın kullanılacak termoelemanına göre seçilmesi gereken kazanç değerleri Çizelge 3.2’de verilmiştir. Termoelemanlarla üç dijital olarak örneklenen sıcaklıklar, bilgisayara bağlanan PCL 818 HG veri kazanç ve kontrol kartı ile okutulmuştur. Karta ait teknik özellikler Ek 1’de verilmiştir (Advantech 1995).

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

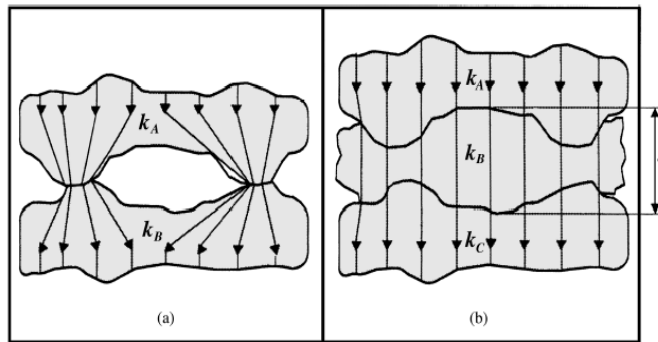


Şekil 3.6. Veri toplama ünitesinin görünüşü

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

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

Taban plaka yüzeyleri hassas işlenmiş ve parlatılmış olsa da tamamen pürüzsüz değildir. Ayrıca kanatlar kanallara yerleştirilirken kanat ucu ile kanal tabanı arasında boşluk kalma ihtimali vardır. Bu nedenle ısı atan ve alan yüzeyler arasında temas direnci meydana gelecektir. Özellikle elektronik endüstrisinde dizayn aşamasında ihmal edilmesi mümkün olmayan bu direnç, aşırı bileşen sıcaklıklarının oluşmasına neden olacaktır. Temas direncini engellemek için iki yüzey arasına termal iletken macun kullanımı iyi bir önlemdir. Şekil 3.7’de termal iletken macun kullanıldığı ve kullanılmadığı durumlarda, iki yüzey arasındaki ısı akışı şematik olarak görülmektedir (Remsburg 2001). Bu çalışmada da alüminyum taban malzeme ve ısıtıcı levha arasında termal iletken macun kullanılmıştır.

**Şekil 3.7.** Birbirine temas eden yüzeyler arasında ısı akışı (a) Ara yüzey malzemesi kullanılmadan (b) Ara yüzey malzemesi kullanılarak

3.5. Isı Transferi Deneylerinin Yapılışı

Deneylerin yapılışında aşğıdaki prosedür izlenmiştir.

1. Taban malzemeler temizlenerek, açılan kanallara uçlarına ısı iletim bileşği sürölmüş olan kanatların yerleştirilmesi,
2. 15 adet termoelemanın kanal aralıklarına yerleştirilmesi,
3. Varyağın istenen güç ve akım değerine ayarlanarak ısıtıcının çalıştırılması,
4. Fanın çalıştırılarak hızın deney planındaki ilgili deneye karşı gelen değere ayarlanması
5. Yüzeyden okunan sıcaklık değerlerinde $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ den fazla salınım gözlenmeyecek kadar beklenmesi, ki bu süre geometriye göre 60-90 dakika civarındadır.
6. Kararlı şartlara ulaşıldıktan sonra sıcaklık verilerinin kaydedilmeye başlanması.

3.6. Hızölçer ve Prob

Deneylerde ortalama hız ölçümü için sıcak tel anemometre prensibiyle çalışan KIMO marka hız transmitteri kullanılmıştır. Bu çalışmada hız ölçümleri hız transmitterine bağlı prob yardımıyla ölçölmüştür. Çizelge 3.3’de kullanılan bu hız transmitterinin özellikleri verilmiştir. Prob ile lüle çıkışında jet merkezinde hız ölçölmüştür. Çalışmada prob için hazırlanmış düzenek vasıtasıyla her bir farklı lüle merkezinde hız ölçümü hassas bir şekilde sağlanmıştır.

Çizelge 3.3. Deneylerde kullanılan hız transmitteri ve teknik özellikleri

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

3.7 Basınç Ölçümü

Test bölgesinde çarpan jet etkisinde ısı alıcı elemandan kaynaklanan basınç ölçümü plaka merkezinde iki yönde incelenmiştir. Öncelikle KIMO basınç transmitterine bağlı pitot tüpü jetin plaka üzerinde saçıldığı x eksenine merkezine yerleştirilmiştir. Plaka üzerinde ilk lüle difüzör aralığında ölçüm alınmış, daha sonra sırasıyla özel olarak hazırlanan pitot tüpü ilerletme traversi ile ilerletilerek lüle–difüzör merkezinde tekrar ölçüm alınmış ve bu işlemler ilgili istasyonlarda plaka merkezine kadar tekrar edilmiştir. Ardından KIMO basınç transmitterine bağlı pitot tüpü jetin plaka üzerinde saçıldığı y eksenine merkezine yerleştirilip bu eksen üzerindeki istasyonlarda plaka merkezine kadar ölçümler alınarak işlem tekrar edilmiştir.



Şekil 3.8. Test bölgesinin basınç ölçümleri sırasında görünüşü



Şekil 3.9. KIMO Basınç ve Hız Transmitterleri

Basınç ölçüm cihazının teknik özellikleri şu şekildedir:

Markası: KIMO

Tipi: CP200

Basınç aralığı: -1000/+1000 Pa

Response zamanı: 0,3 saniye

3.8. Basınç Deneylerinin Yapılışı

Basınç deneylerinin yapılışında aşağıdaki prosedür izlenmiştir:

1. Isı transferi deneyinde sıcaklık ölçümlerinin kaydedilmesinin ardından plakaya bağlı termoelemanlar sistemden uzaklaştırılmıştır.
2. Deneye ait hız kontrol edilmiştir.
3. KIMO basınç transmitterine bağlı pitot tüpü jetin plaka üzerinde saçıldığı x eksenine merkezine yerleştirilmiştir. Plaka üzerinde ilk lüle difüzör aralığında ölçüm alınmış,

daha sonra sırasıyla özel olarak hazırlanan pitot tüpü ilerletme traversi ile ilerletilerek lüle–difüzör merkezinde tekrar ölçüm alınmış ve bu işlemler ilgili istasyonlarda plaka merkezine kadar tekrar edilmiştir.

4. KIMO basınç transmitterine bağlı pitot tüpü jetin plaka üzerinde saçıldığı y eksenine merkezine yerleştirilip bu eksen üzerindeki istasyonlarda plaka merkezine kadar ölçümler alınarak işlem tekrar edilmiştir.

5. Elde edilen veriler Microsoft Excel programına aktarılarak c_{px} ve c_{py} değerleri hesaplanmıştır.

6. STATISTICA programı kullanılarak plaka üzerinde x ve y yönündeki istasyonlara karşılık gelen c_{px} ve c_{py} grafikleri çizilmiştir.

3.9. Deney Tasarım Teknikleri ve Taguchi Deney Tasarımı

Yeni ürünlerin geliştirilmesinden pazara sunumuna kadar geçen süre gün geçtikçe kısalmaktadır. Kompleks hale gelen ürün dizaynlarının söz konusu olduğu durumda; tüm parametreleri dikkate alan ürün ve proses geliştirme süreçlerinin oluşturulması ve aynı zamanda uygun kalite düzeyi, kısa teslimat süresi ve düşük maliyet bileşenlerinin sağlanması gerekmektedir. Deney tasarımı metodu, İngiliz Ronald Aylner Fischer'in tarım sektöründe kullandığı çalışmalara dayanmaktadır. Endüstriyel anlamda problemlerin çözümünde DoE metotlarının kullanımı, E.P. Box ve K.B. Wilson'un çabaları sonucu gerçekleşmiştir.

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;

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

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

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

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

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

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

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

Taguchi metodu, üründe ve proseste, değişkenliği oluşturan ve kontrol edilemeyen faktörlere karşı, kontrol edilebilen faktörlerin düzeylerinin en uygun kombinasyonunu seçerek, ürün ve prosesteki değişkenliği en aza indirmeye çalışan bir deneysel tasarım metodudur (Canıyılmaz ve Kuntay 2003). Bu metot; ürünlerin kalitesinin iyileşmesinde etkili olmasının yanı sıra, kalite geliştirmede çok daha az deneme ile daha iyi sonuç alma imkanını vermektedir (Canıyılmaz ve Kuntay 2003, Ross 1989). Bunun yanında felsefe olarak, kalitenin tasarım ve proseste sağlanmasını öngörmektedir (Genichi 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. Öyle ise, 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. Phadke (1989), Taguchi'nin 18 farklı ortogonal dizisi geliştirdiğinin belirtmektedir. Taguchi, ayrıca, bu dizilere faktörler ile bileşik etkilerin yerleşimini sağlamada esas alınacak lineer grafikler (linear graphs) ve üçlü çizelgeleri (triangular tables) da geliştirmiştir. Birçok problemde standart ortogonal dizilerden biri doğrudan deney planı olarak kullanılabilir. Bazı durumlarda da lineer grafikler, üçlü çizelgeler ve benzeri araçlardan yararlanılarak standart ortogonal diziler üzerinde kısmi düzenlemelerle probleme uygun deney planı geliştirilebilmektedir. Başka bir ifade ile 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 değere getirilir. Etkisiz faktörlerin de en uygun ve en ekonomik değerleri seçilir.

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

$$Z_B = -10\text{Log}\left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{1}{Y_i^2}\right) \quad (3.1)$$

ve “daha küçük daha iyi” durumu için geliştirilen

$$Z_K = -10\text{Log}\left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n Y_i^2\right) \quad (3.2)$$

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):

$$Y_i = \mu + X_i + e_i \quad (3.3)$$

Burada μ performans değerinin genel ortalaması, X_i i . deneydeki parametre-seviye kombinasyonunun sabit etkisi ve e_i i . deneydeki rassal hatayı göstermektedir. Eşitlik (3.3) deneysel veriler kullanılarak hesaplanan bir nokta tahmini olduğundan, bu değer anlamlı olup olmadığını belirlemek için güven aralığı hesaplanmalıdır. Seçilen hata seviyesindeki güven aralığı aşağıdaki eşitlik yardımıyla hesaplanabilir (Ross 1989):

$$Y_i \pm \sqrt{F_{\alpha;1,DF_{MSe}} * MSe * \left(\frac{1+m}{N} + \frac{1}{n_r} \right)} \quad (3.4)$$

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_i doğrulama deneyindeki tekrar sayısını göstermektedir. Eğer deneysel sonuçlar yüzdeler (%) ise eşitlik (3.3) ve (3.4) hesaplanmadan önce aşağıdaki eşitlik yardımıyla yüzdeler omega dönüşümü yapılır. Daha sonra ilgilenilen değerler aynı eşitlik yardımıyla ters dönüşüm yapılarak belirlenir (Taguchi 1987):

$$\Omega(db) = -10 \log \left(\frac{1}{p} - 1 \right) \quad (3.5)$$

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.

3.10. Deneysel Verilerin Karakteristik Hesaplamalarda Kullanılması

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

$$Q_{top} = Q_{konv} + Q_{rad} + Q_{kond} \quad (3.6)$$

burada;

$$\dot{Q}_{konv} = \dot{m}C_p(T_{çık} - T_{gir}) = V^2 / R = VI \quad (3.7)$$

Ayrıca sistemde kararlı halde taşınım miktarı;

$$Q_{konv} = h_{ort}A_s(T_{yort} - T_{jet}) \quad (3.8)$$

şeklinde de ifade edilebilir.

Kararlı halde kanatlardan ışınlımla ısı transferi aşağıdaki noktalara bağlıdır (Tahat vd 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

Hesaplamalarda ışınlım yüzeyinin sıcaklığı ve kanatların birbirlerine göre geometrik durumu şekil faktörü olarak dikkate alınmaktadır. Toplam kararlı hal ışınlımla ısı transferi;

$$Q_{\text{rad}} = FA_s \sigma (T_y^4 - T_h^4) \quad (3.9)$$

şeklinde ifade edilir. Burada F şekil faktörü, σ Stefan-Boltzman sabiti, A_s yüzey alanı, T_y ve T_h sırasıyla yüzey ve havanın sıcaklıklarıdır. Test bölgesi daha öncede belirtildiği gibi yalıtıldığı için test elemanının ışıyım etkileşiminde bulunabileceği plakanın üst yüzeyinin sıcaklığı ortamdaki havanın karışım sıcaklığına eşit olduğu için Eşitlik 3.9'da hava sıcaklığı ifade de yer almıştır.

Ancak, bu çalışmada gerek taban plakalar gerekse kanatlar tamamen temizlenmiş ve pürüzsüz yüzeyler olduğundan, ayrıca çalışılan sıcaklıklar çok yüksek sıcaklıklar olmadığı için ışıyım ile meydana gelecek kayıplar sisteme verilen enerjinin ancak %3-5'i civarında olacaktır. Ayrıca test yüzey ve test bölgesi yalıtım malzemeleriyle iyice yalıtıldığı ve ısıtıcı elemanın 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 3.6

$$Q_{\text{toplam}} = Q_{\text{konv}} \quad (3.10)$$

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

$$Q_{\text{toplam}} = Q_{\text{konv}} = V^2 / R = VI \quad (3.11)$$

Eşitlik 3.7, 3.8 ve 3.11'den ortalama ısı transfer katsayısı aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$h_{ort} = \frac{Q_{konv}}{A_s (T_{yort} - T_{jet})} \quad (3.12)$$

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

$$A_s = WL + N [2bH + (2th_k)] \quad (3.13)$$

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

Performans istatistiği olarak Nusselt sayısı, plaka üzerinde x yönündeki basınç katsayısı ve y yönündeki basınç katsayısı dikkate alınmış, Nusselt sayısı hesap edilirken lülenin iç çapı esas alınmıştır. Boyutsuz büyüklüklerden Nusselt sayısı ve basınç katsayıları aşağıdaki eşitliklerden hesaplanmıştır:

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \quad (3.14)$$

$$c_{px} = \frac{\Delta P}{(2\rho U_{ort}^2)} \quad (3.15)$$

$$c_{py} = \frac{\Delta P}{(2\rho U_{ort}^2)} \quad (3.16)$$

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 içersindeki ortalaması aşağıdaki eşitlikle hesaplanır:

$$U_{ort} = 0,817U_0 \quad (3.17)$$

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

$$Re = \frac{D_h U_{ort}}{\nu} \quad (3.18)$$

3.11. Deneysel Belirsizlikler

Deneysel sonuçlardaki belirsizliği tahmin etmek için çok daha kesin bir yöntem Kline ve McClintock tarafından verilmiştir. Yapılacak bir deney sonucunda x bağımsız değişkenlerinin ölçülmesiyle hesaplanacak olan R bağlı değişkeni, 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_R sonuç değişkenindeki belirsizliği, $w_1, w_2, \dots, w_n$ ise bağımsız değişkenlerdeki belirsizliği göstermek üzere aşağıdaki ilişki Kline ve McClintock tarafından verilmiştir.

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

Kline ve McClintock (1953) 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

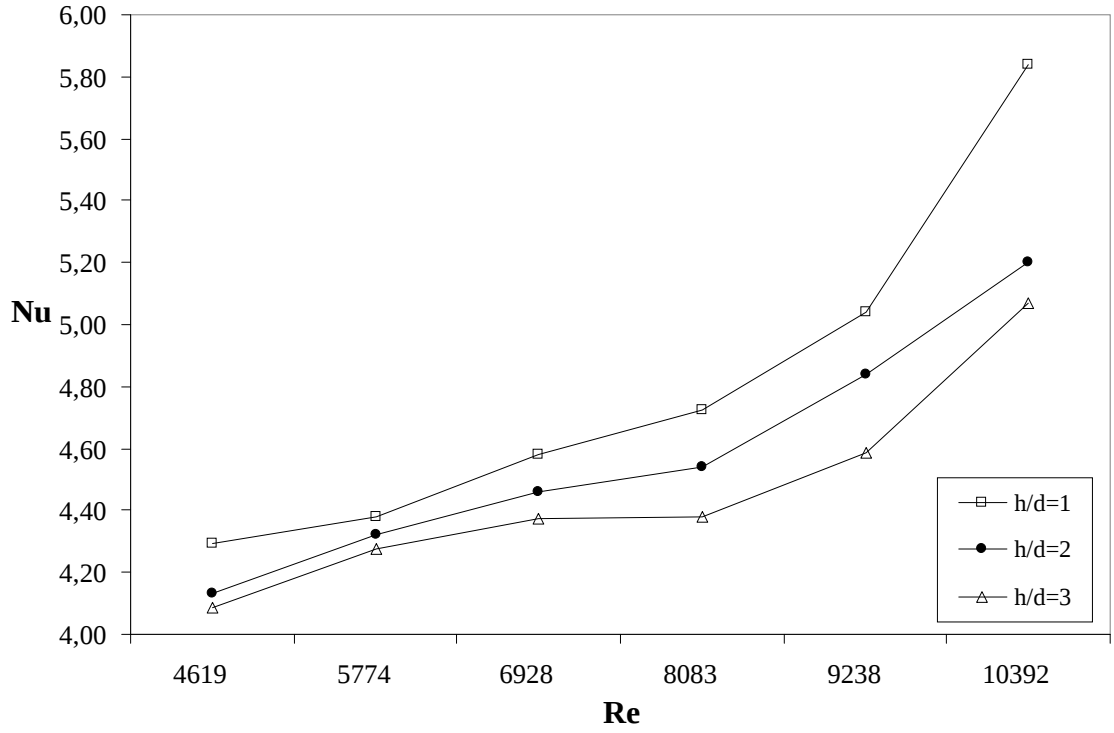
Değişkenler	Belirsizlik (%)
Test bölgesine giren havanın hızı, U	5
Sıcaklık, T	0,25
Basınç, P	5
Lüle hidrolik çapı, D_h	0,1
Voltaj, V	0,1
Akım, I	0,72
Havanın dinamik viskozitesi, μ , (tablodan)	0,048
Havanın termal iletkenliği, k , (tablodan)	0,34
Havanın yoğunluğu, ρ , (tablodan)	0,008

4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA

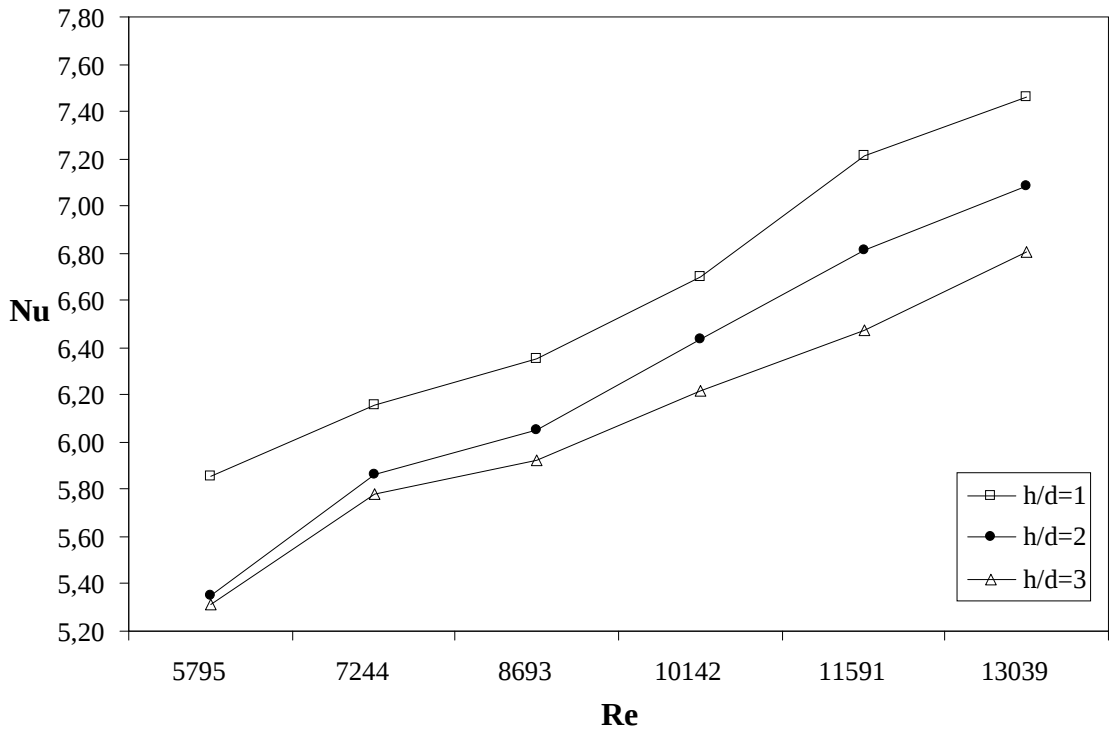
4.1. Isı Geçişi ve Basınç Katsayısı Karakteristikleri

Pasif tekniklerle ısı geçişini iyileştirme işlemlerinde özellikle ısı geçiş elemanı olarak kullanılan yüzeyin geometrik özellikleri ve akış şartları işlemin performansını etkileyen parametrelerdir. Yapılan literatür araştırmasında çarpıtılan akışkan hızı ve sıcaklığının, lüle ile levha arası mesafenin, Reynolds sayısının değerinin ve lüle şeklinin çarpan jet verimini etkileyen parametreler olduğu görülmüştür. Yine bu araştırmalar ışığında özellikle kanatlı yüzeylerde kanat yüksekliğinin, genişliğinin, kanat açısının ve kanatların birbirlerine göre diziliş şeklinin akışı ve akışın yapısal özelliklerini etkileyen temel parametreler olduğu tespit edilmiştir. Buna göre bu çalışmada öncelikle belirli bir dikdörtgen kanatçıklı ısı değiştiricisi üzerinde sabit ısı akısında farklı lüle çapları, h/d mesafeleri ve hızlar kullanılarak tek değişkenli deney yöntemine göre ısı transferi deneyleri yapılmıştır. Bu deneylerin gerçekleştirilmesinde soğutma uygulamaları için en etkili lüle çapının, h/d mesafesinin ve hız değerlerinin belirlenmesi amaçlanmıştır. Çalışmanın ikinci aşamasında ise ısı geçişi ve plaka üzerinde x ve y yönündeki basınç katsayılarını etkileyebilecek olduğu düşünülerek seçilen kontrol edilebilir parametreler ve bu parametrelerin deneylerde incelenen değerleri belirlenip Taguchi deney tasarımı kullanılarak sabit ısı akısında lüle çapı ve h/d mesafesine ait optimizasyon deneyleri yapılmıştır.

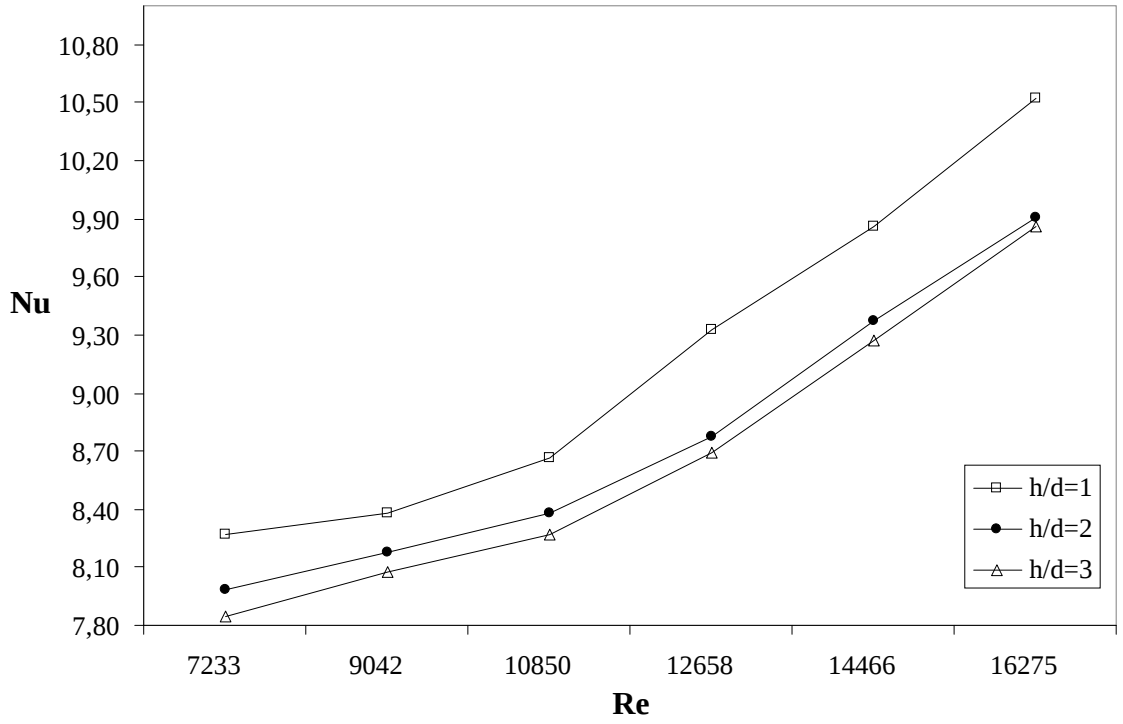
Çalışmanın ilk aşamasında daha önceden kanal içi akışta optimizasyon sonucu bulunan plaka kullanılmıştır. İncelenen plakanın özellikleri sırasıyla, kanat genişliği 15mm, kanat açısı 15°, kanatlar arası yatay mesafe 15mm, kanatlar arası düşey mesafe 15mm, dilimler arası düşey mesafe 20mm, dilimler arası yatay mesafe 20mm'dir. İlk aşama deneylerinde dış çapı 32mm, 40mm, 50mm, 63mm ve 75mm olan lüleler kullanılmıştır. Her bir lüle için h/d=1,2,3 mesafelerinde jet hızı(U_0) 4-9m/sn aralığında bulunan altı farklı hız değeri için ısı transferi deneyleri yapılmıştır. Yapılan deneyler sonucunda aşağıdaki grafikler elde edilmiştir.



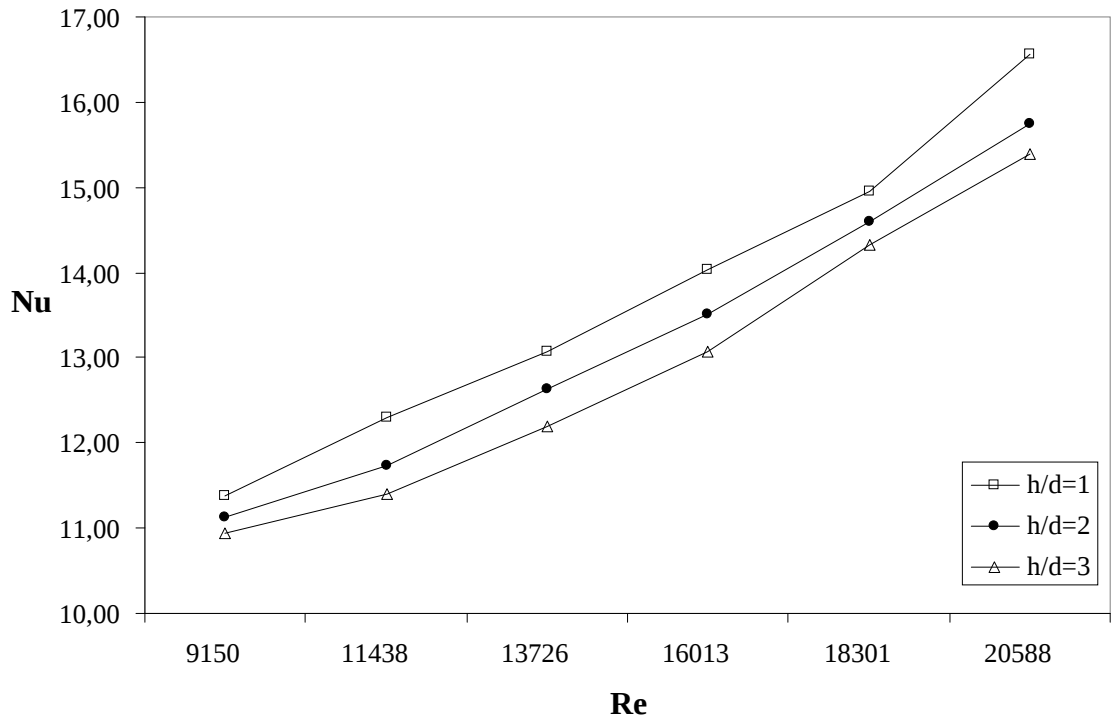
Şekil 4.1 D=32mm çaplı lülede Re sayısı ile Nu sayısının h/d ile değişimi



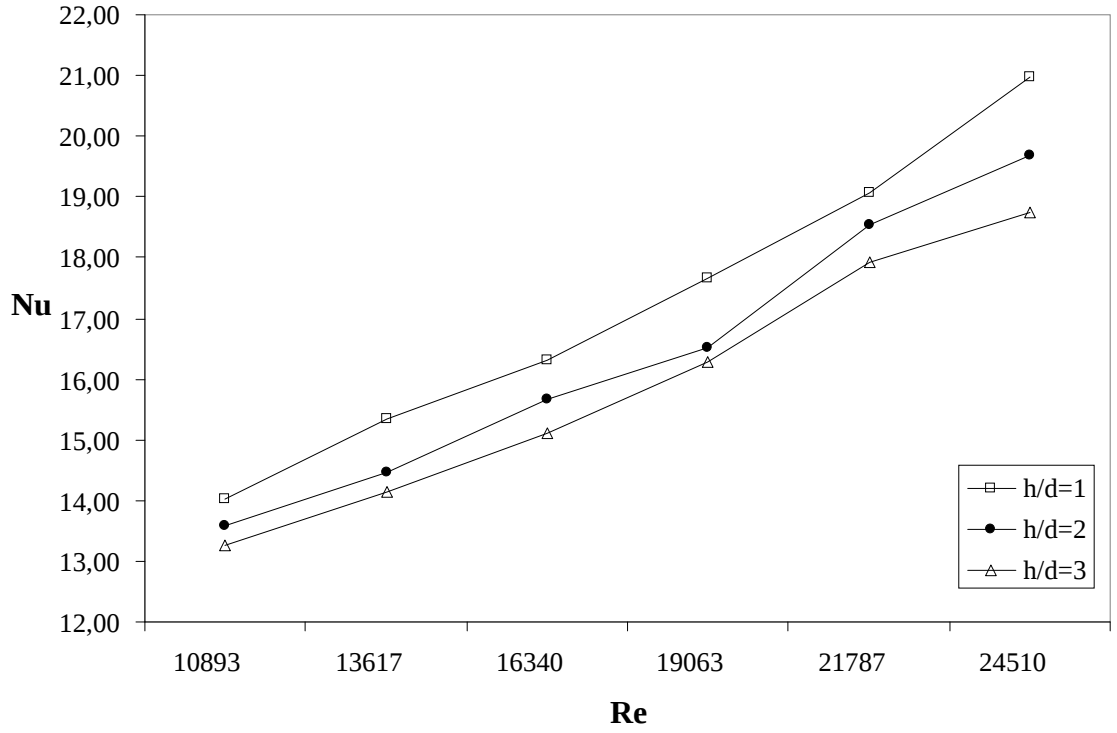
Şekil 4.2 D=40mm çaplı lülede Re sayısı ile Nu sayısının h/d ile değişimi



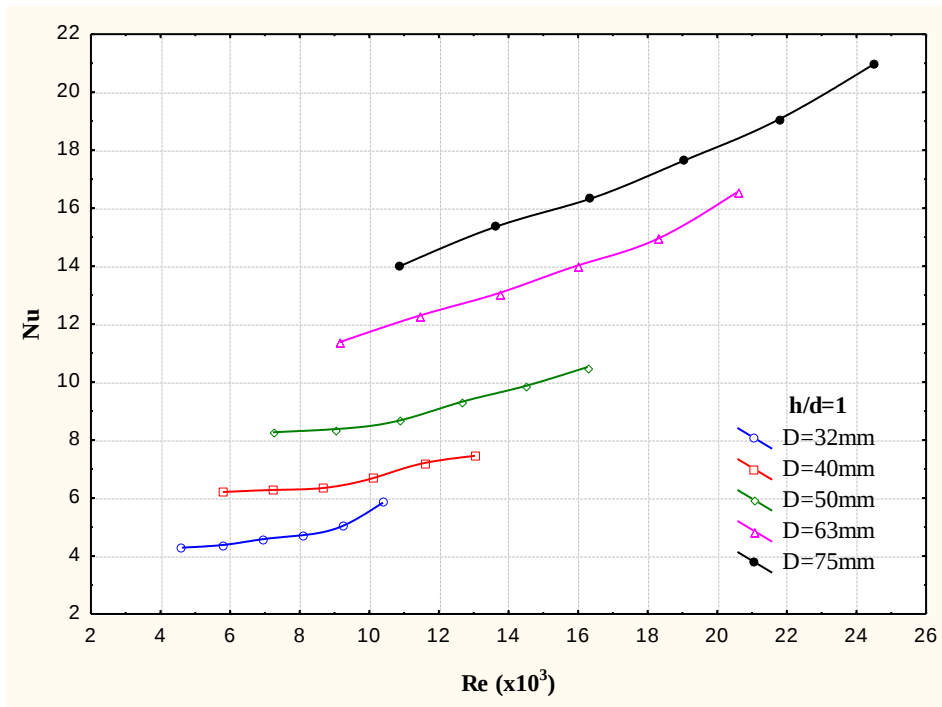
Şekil 4.3 $D=50\text{mm}$ çaplı lülede Re sayısı ile Nu sayısının h/d ile değişimi



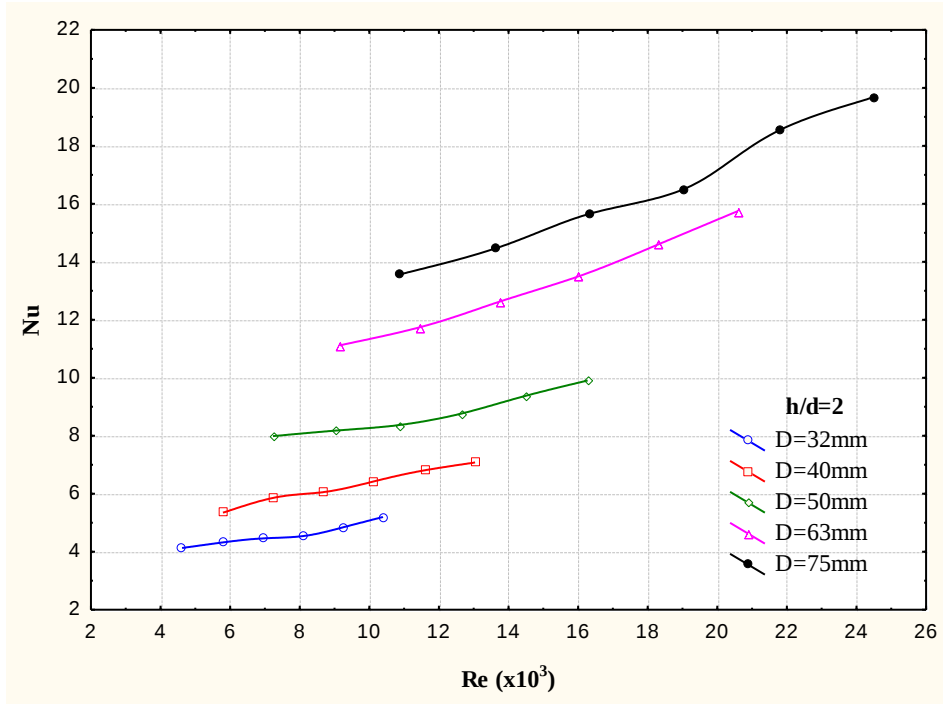
Şekil 4.4 $D=63\text{mm}$ çaplı lülede Re sayısı ile Nu sayısının h/d ile değişimi



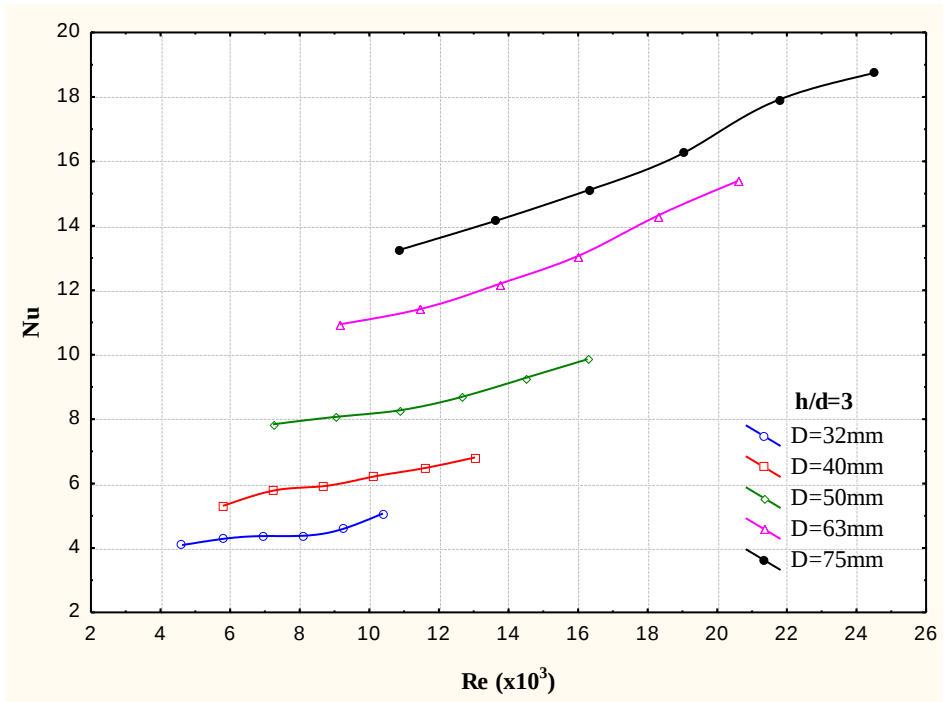
Şekil 4.5 D=75mm çaplı lülede Re sayısı ile Nu sayısının h/d ile değişimi



Şekil 4.6 $h/d=1$ durumunda Nu sayısı ile Re sayısının lüle çapı ile değişimi



Şekil 4.7 $h/d=2$ durumunda Nu sayısı ile Re sayısının lüle çapı ile değişimi



Şekil 4.8 $h/d=3$ durumunda Nu sayısı ile Re sayısının lüle çapı ile değişimi

Buna göre Nusselt sayısı dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcılar için artan Re sayısı ile artmakta ve aynı zamanda h/d mesafesi arttıkça Nu sayısı azalmaktadır. $D=32\text{mm}$ olan

lülede en yüksek Nusselt sayısı $h/d=1$ mesafesinde hesaplandı. Dikdörtgen kanatçıklı plakada artan hızla birbirini takip eden hız seviyeleri arasındaki Nu sayısında %2-16 arasında artışlar gözlemlendi. Dikdörtgen plakada $h/d=1$ mesafesinde minimum(4,0m/s) ve maksimum(9,0m/s) hızlar arasında Nusselt sayısında %36'lık bir artış gözlemlenmiştir.

Çapı $D=40\text{mm}$ olan lüleeye ait grafiklerden görüleceği üzere Nusselt sayısı dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcılar için artan Re sayısı ile artmakta ve aynı zamanda h/d mesafesi arttıkça Nu sayısı azalmaktadır. $D=40\text{mm}$ olan lülede en yüksek Nusselt sayısı $h/d=1$ mesafesinde hesaplanmıştır. Dikdörtgen kanatçıklı plakada artan hızla birbirini takip eden hız seviyeleri arasındaki Nu sayılarında %3-8 arasında artışlar gözlemlendi. Dikdörtgen plakada $h/d=1$ mesafesinde minimum(4,0m/s) ve maksimum(9,0m/s) hızlar arasında Nusselt sayısında %27'lik bir artış gözlemlenmiştir.

Çapı $D=50\text{mm}$ olan lüleeye ait grafikler incelendiğinde Nusselt sayısı dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcılar için artan Re sayısı ile artmakta ve aynı zamanda h/d mesafesi arttıkça Nu sayısı azalmaktadır. $D=50\text{mm}$ olan lülede en yüksek Nusselt sayısı $h/d=1$ mesafesinde hesaplanmıştır. Dikdörtgen kanatçıklı plakada artan hızla birbirini takip eden hız seviyeleri arasındaki Nu sayılarında %1-7 arasında artışlar gözlemlendi. Dikdörtgen plakada $h/d=1$ mesafesinde minimum(4,0m/s) ve maksimum(9,0m/s) hızlar arasında Nusselt sayısında %27'lik bir artış gözlemlenmiştir.

Çapı $D=63\text{mm}$ olan lüleeye ait grafiklerden görüleceği üzere Nusselt sayısı dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcılar için artan Re sayısı ile artmakta ve aynı zamanda h/d mesafesi arttıkça Nu sayısı azalmaktadır. $D=63\text{mm}$ olan lülede en yüksek Nusselt sayısı $h/d=1$ mesafesinde hesaplanmıştır. Dikdörtgen kanatçıklı plakada artan hızla birbirini takip eden hız seviyeleri arasındaki Nu sayılarında %6-11 arasında artışlar gözlemlendi. Dikdörtgen plakada $h/d=1$ mesafesinde minimum(4,0m/s) ve maksimum(9,0m/s) hızlar arasında Nusselt sayısında %45'lik bir artış gözlemlenmiştir.

Çapı $D=75\text{mm}$ olan lüleeye ait grafikler incelendiğinde Nusselt sayısı dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcılar için artan Re sayısı ile artmakta ve aynı zamanda h/d mesafesi

arttıkça Nu sayısı azalmaktadır. D=75mm olan lülede en yüksek Nusselt sayısı h/d=1 mesafesinde hesaplanmıştır. Dikdörtgen kanatçıklı plakada artan hızla birbirini takip eden hız seviyeleri arasındaki Nu sayılarında %6-10 arasında artışlar gözlemlendi. Dikdörtgen plakada h/d=1 mesafesinde minimum(4,0m/s) ve maksimum(9,0m/s) hızlar arasında Nusselt sayısında %50'lik bir artış gözlemlenmiştir.

Dikdörtgen kanatçıklı plaka üzerinde genel yapı itibarıyla h/d mesafesi arttıkça Nusselt sayısı azalmıştır. D=32mm lüle çapına ait h/d mesafeleri arasında maksimum hızda (9,0m/s) Nusselt sayısında %13,2'lik bir azalma gözlemlenmiştir. D=40mm lüle çapına ait h/d mesafeleri arasında maksimum hızda (9,0m/s) Nusselt sayısında %8,7'lik bir azalma, D=50mm lüle çapına ait h/d mesafeleri arasında maksimum hızda (9,0m/s) Nusselt sayısında %6,3'lük bir azalma, D=63mm lüle çapına ait h/d mesafeleri arasında maksimum hızda (9,0m/s) Nusselt sayısında %7,1'lik bir azalma gözlemlenmiştir. D=75mm lüle çapına ait h/d mesafeleri arasında ise maksimum hızda (9,0m/s) Nusselt sayısında %10,6'lık bir azalma gözlemlenmiştir.

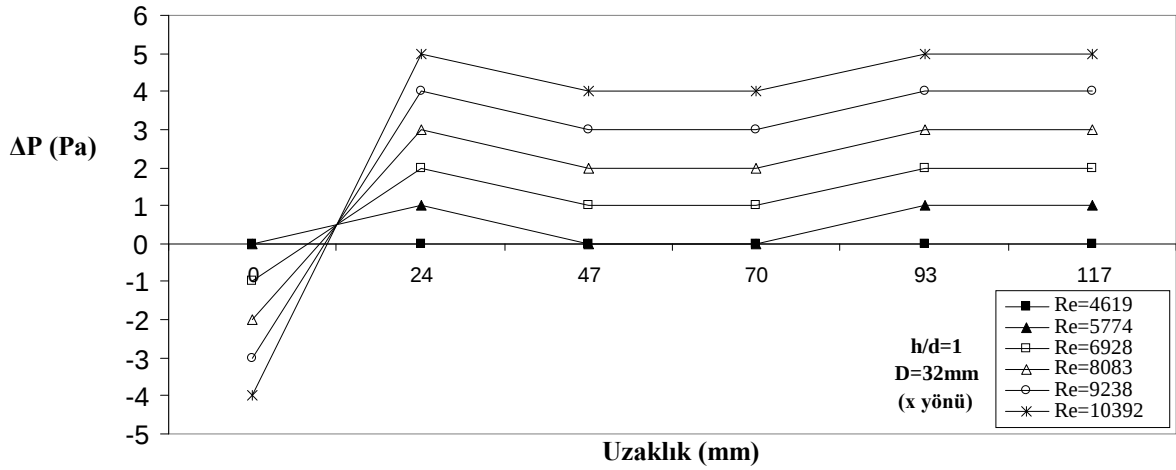
Nusselt sayısı jetin tüm hız seviyeleri arasında hemen hemen aynı seviyede etkilenirken 7m/sn mertebesinde düşük hızlara göre daha fazla etkilenmektedir. Akış hızının maksimum olduğu noktada (9,0m/s) Nusselt sayısı maksimum değer almaktadır. Akış hızının maksimum olması atalet kuvvetlerinin sürtünme kuvvetlerine oranını temsil eden Reynolds sayısı ile doğrudan ilişkilidir. Reynolds sayısının büyüklüğü hız sınır tabakasının da kalınlığını etkilemektedir.

Çalışmanın ilk aşamasında dikdörtgen plakaya ait parametreler incelendiğinde aşağıdaki korelasyon elde edilmiştir.

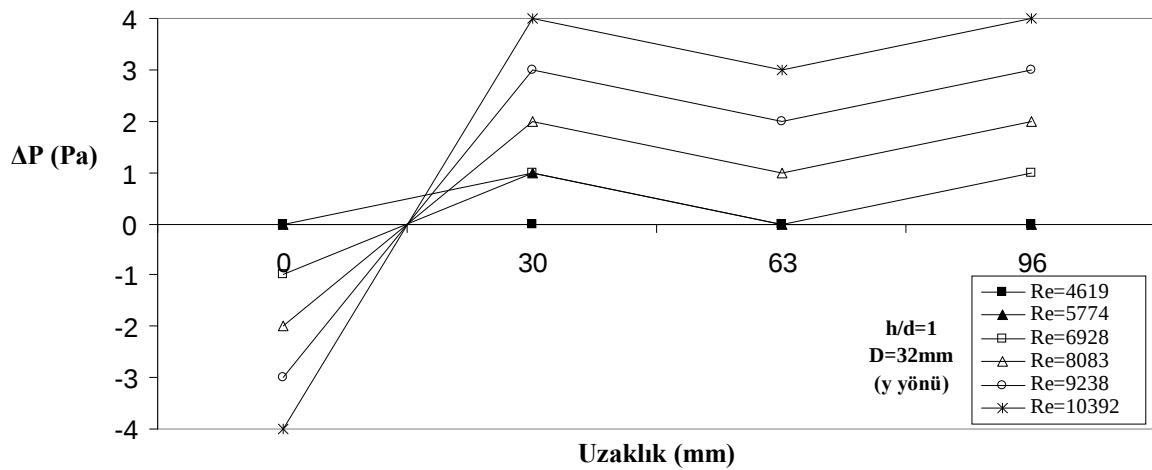
$$Nu=0,000843*Re^{1,0145}*Pr^{0,4}*(h/d)^{-0,0681} \quad (4.1)$$

$$(a=0,000843, b=1,0145, c=-0,0681, R=0,887)$$

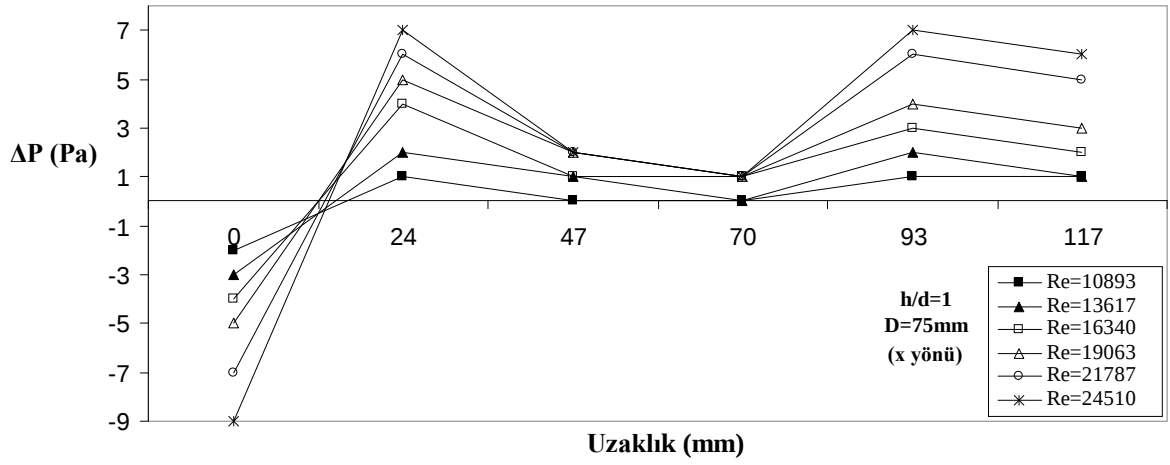
Çalışmanın ilk aşamasında incelenen bir diğer parametrede dikdörtgen plaka üzerinde $y=0,5d$ mesafesinde x ve y yönlerindeki basınç dağılımlarıdır. Üzerinde deneylerini tamamladığımız plakaya ait en büyük ve en küçük lüle çaplarında basınç dağılımlarına ait grafikler aşağıdaki gibi belirlenmiştir.



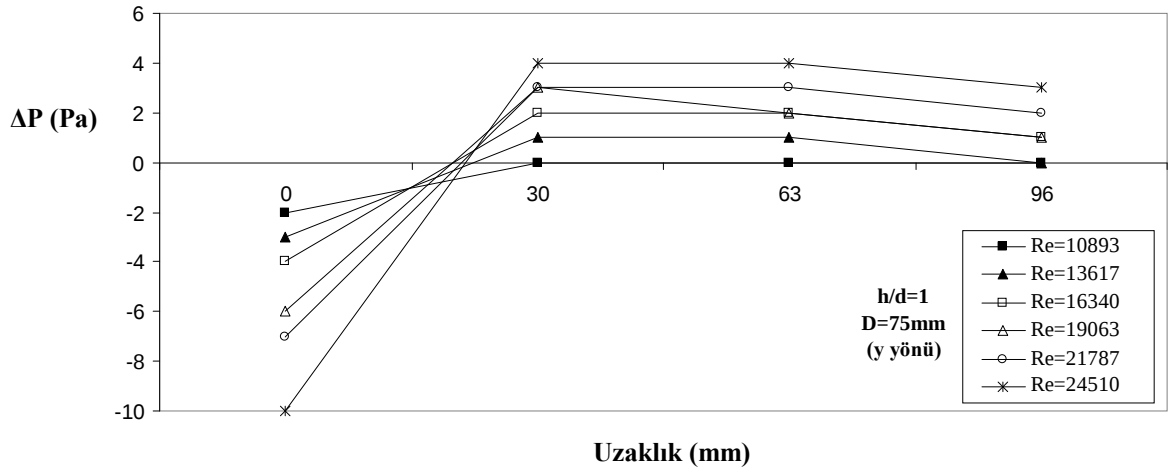
Şekil 4.9 Dikdörtgen plaka üzerinde $D=32\text{mm}$ lüle çapı için x yönündeki basınç değerleri



Şekil 4.10 Dikdörtgen plaka üzerinde $D=32\text{mm}$ lüle çapı için y yönündeki basınç değerleri



Şekil 4.11 Dikdörtgen plaka üzerinde D=75mm lüle çapı için x yönündeki basınç değerleri



Şekil 4.12 Dikdörtgen plaka üzerinde D=75mm lüle çapı için y yönündeki basınç değerleri

Grafiklerden de görüleceği üzere lüle çapı arttıkça levha üzerindeki basınç farkı değerleri de artmaktadır. Basınç farkı değerlerinin, eksenlerin birleşim noktaları olan plaka merkezinde birbirlerine yakın değerlere sahip oldukları buna karşın merkezden uzaklaştıkça kanat geometrisine bağlı olarak farklı değerler aldıkları belirlenmiştir.

Yukarıda çalışmanın ilk aşamasına ait grafiklerden tüm h/d mesafeleri için sabit lüle çapında Nusselt sayısı, Reynolds sayısına bağlı olarak artış göstermektedir. Sabit lüle çapında Nusselt sayısı ile h/d mesafelerinin Re sayıları ile değişimi grafikleri incelendiğinde h/d mesafesi arttıkça Nusselt değerlerinin azaldığı dolayısıyla ısı transferinin kötüleştiği görülmüştür. Deneylere ait yapılan hesaplamalar neticesinde grafiklerden de inceleneceği gibi etkili ısı transferinin h/d=1 mesafesinde D=75mm lüle çapı için gerçekleştiği belirlenmiştir. Çalışmanın ikinci aşamasında Taguchi deney tasarımı kullanılarak yapılacak optimizasyon deneylerinde bu çap ve mesafenin kullanılmasına karar verilmiştir.

Çalışmanın ikinci aşamasında ısı geçişi ve plaka üzerinde x yönünde ve y yönünde basınç katsayılarını etkileyebilecek olduğu düşünülerek seçilen kontrol edilebilir parametreler ve bu parametrelerin deneylerde incelenen değerleri Çizelge 4.1’de verilmiştir.

Çizelge 4.1. Çalışmada incelenen parametreler ve değerleri

Parametreler		Seviyeler		
		1	2	3
A	Kanat genişliği, b [mm]	15	30	--
B	Kanat açısı, α [derece]	15	30	45
C	Kanat yüksekliği, H [mm]	100	150	200
D	Kanatlar arası yatay mesafe, a [mm]	10	15	20
E	Kanatlar arası düşey mesafe, c [mm]	10	15	20
F	Dilimler arası düşey mesafe, e [mm]	10	15	20
G	Dilimler arası yatay mesafe, f [mm]	10	15	20
H	Lüle çıkışı jet hızı, V [m/sn]	5	7	9

Yukarıdaki çizelgeden de görüleceği gibi kanat genişliği iki seviyeli, diğer parametreler ise 3 seviyeli olarak seçilmiş ve buna göre Çizelge 4.2’de verilen $L_{18}(2^1 \cdot 3^7)$ ortogonal

dizisi deney planı (Çizelge 4.2) olarak seçilmiştir (Phadke 1989). Bu modelde 8 adet asıl etkinin yanı sıra A ile B parametresi arasındaki bileşik etki de incelenebilmektedir.

Çizelge 4.2. Seçilen $L_{18}(2^1 \cdot 3^7)$ deney planı

<i>Deney</i>	Parametreler							
	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>C</i>	<i>D</i>	<i>E</i>	<i>F</i>	<i>G</i>	<i>H</i>
1	1	1	1	1	1	1	1	1
2	1	1	2	2	2	2	2	2
3	1	1	3	3	3	3	3	3
4	1	2	1	1	2	2	3	3
5	1	2	2	2	3	3	1	1
6	1	2	3	3	1	1	2	2
7	1	3	1	2	1	3	2	3
8	1	3	2	3	2	1	3	1
9	1	3	3	1	3	2	1	2
10	2	1	1	3	3	2	2	1
11	2	1	2	1	1	3	3	2
12	2	1	3	2	2	1	1	3
13	2	2	1	2	3	1	3	2
14	2	2	2	3	1	2	1	3
15	2	2	3	1	2	3	2	1
16	2	3	1	3	2	3	1	2
17	2	3	2	1	3	1	2	3
18	2	3	3	2	1	2	3	1

Klasik deney tasarım metotlarından tam faktöriyel tasarım ile $2^1 \cdot 3^7 = 4374$ adet deney yapmak yerine Taguchi deney tasarımı ile $L_{18}(2^1 \cdot 3^7)$ deney planı kullanılarak sadece 18 adet deney numunesi ile 36 adet deney yapılmıştır. Deneylerde bozucu ve tesadüfi faktörlerin etkisini gözlemleyebilmek için her deney farklı zamanlarda iki defa tekrarlanmıştır. Deneyler ve ölçümler yapıldıktan sonra, toplanan veriler ANOVA-TM paket programı ile analiz edilmiştir. Optimizasyon kriteri olarak “performans istatistiği”

seçilmiştir. Parametrelerin optimizasyon kriterine etkilerini gözlemleyebilmek için Nusselt sayısı, dikdörtgen kanatçıklı ısı değiştirici üzerinde x yönündeki basınç katsayısı ve y yönündeki basınç katsayısına ait performans değerleri hesaplanmıştır. Nusselt sayısı toplam ısı geçişi yüzey alanına göre hesaplanan taşınım ısı geçişi katsayısı dikkate alınarak lüle çapına göre hesaplanmış ve bir genel optimum bulunmuştur. Nusselt sayıları için “daha büyük daha iyi”, ısı değiştirici plaka üzerinde x yönünde ve y yönündeki basınç katsayıları için “daha küçük daha iyi” performans istatistikleri kullanılmıştır (Eşitlik 3.1 ve 3.2).

Isı geçişi deneylerinden verilerin elde edilmesi ve elde edilen verilerin hesaplarda kullanılması Bölüm 3’te anlatılmıştı. Veriler kullanılarak Nusselt sayısı, plaka üzerinde x yönünde ve y yönündeki basınç katsayıları hesaplanmıştır. Bu büyüklüklere ait sonuçlar ANOVA-TM paket programı kullanılarak analiz edilmiştir. Deneylerden elde edilen verilerle bulunan Nusselt sayılarının, basınç katsayılarının deney planındaki karşılıkları ve Anova tablolarının oluşturulmasında esas alınan S/N oranları Çizelge 4.3’te verilmiştir. Çizelge 4.4, 4.5, 4.6’da ise lüle hidrolik çapına göre Nusselt sayısı (Nu_{Dh}), plaka üzerinde x yönündeki basınç katsayısı ve y yönündeki basınç katsayısı için varyans analizi sonuçları verilmiştir.

Çizelge 4.3. Hesaplanan karakteristik büyüklükler ve bunlara ait S/N değerleri

Deney No	Parametreler								Re	Nusselt (Dh)		S/N oranı	C _{px}		S/N oranı	C _{py}		S/N oranı
	A	B	C	D	E	F	G	H		1	2		1	2		1	2	
1	15	15	100	10	10	10	10	5	13616,7	22,75	22,54	27,099	0,14	0,16	16,478	0,19	0,21	13,979
2	15	15	150	15	15	15	15	7	19063,3	28,64	28,03	29,045	0,23	0,25	12,396	0,26	0,28	11,373
3	15	15	200	20	20	20	20	9	24510,0	28,32	28,03	28,997	0,18	0,20	14,425	0,15	0,17	15,917
4	15	30	100	10	15	20	15	9	24510,0	47,55	47,42	33,531	0,19	0,21	13,979	0,19	0,21	13,979
5	15	30	150	15	20	10	20	5	13616,7	27,84	27,72	28,875	0,17	0,19	14,894	0,09	0,11	20,000
6	15	30	200	20	10	15	10	7	19063,3	22,61	22,62	27,088	0,12	0,14	17,721	0,09	0,11	20,000
7	15	45	100	15	10	15	20	9	24510,0	45,04	44,53	33,119	0,25	0,27	11,701	0,25	0,27	11,701
8	15	45	150	20	15	20	10	5	13616,7	29,35	29,23	29,334	0,14	0,16	16,478	0,12	0,14	17,721
9	15	45	200	10	20	10	15	7	19063,3	22,05	22,19	26,896	0,21	0,23	13,152	0,20	0,22	13,556
10	30	15	100	20	20	15	15	5	13616,7	31,71	31,56	30,003	0,19	0,21	13,979	0,14	0,16	16,478
11	30	15	150	10	10	20	20	7	19063,3	23,67	23,73	27,495	0,12	0,14	17,721	0,14	0,16	16,478
12	30	15	200	15	15	10	10	9	24510,0	20,59	20,57	26,269	0,17	0,19	14,894	0,18	0,20	14,425
13	30	30	100	15	20	20	10	7	19063,3	36,14	36,20	31,167	0,20	0,22	13,556	0,12	0,14	17,721
14	30	30	150	20	10	10	15	9	24510,0	32,42	32,44	30,219	0,12	0,14	17,721	0,13	0,15	17,077
15	30	30	200	10	15	15	20	5	13616,7	22,43	22,22	26,976	0,22	0,24	12,765	0,27	0,29	11,057
16	30	45	100	20	15	10	20	7	19063,3	47,91	47,56	33,577	0,34	0,36	9,119	0,27	0,29	11,057
17	30	45	150	10	20	15	10	9	24510,0	33,30	31,68	30,227	0,23	0,25	12,396	0,23	0,25	12,396
18	30	45	200	15	10	20	15	5	13616,7	19,23	19,00	25,627	0,17	0,19	14,894	0,12	0,14	17,721

Çizelge 4.4. Nusselt (Dh) için yapılan varyans analizi sonuçları

Değişkenlik kaynağı		Serbestlik derecesi SD_i	Kareler toplamı SS_i	Kareler ortalaması MS_i	Test istatistiği F
A	Kanat genişliği, b	1	0,3265	0,3265	
B	Hücum açısı, α	2	9,9075	4,9537	28,0737
C	Kanat yüksekliği, H	2	59,1581	29,5791	167,6295
D	Kanatlar arası akışa dik mesafe, a [mm]	2	4,3686	2,1843	12,3789
E	Kanatlar arası akış yönündeki mesafe, c [mm]	2	5,6887	2,8443	16,1193
F	Dilimler arası akış yönündeki mesafe, e [mm]	2	5,1441	2,5721	14,5764
G	Dilimler arası akışa dik mesafe, f [mm]	2	1,2701	0,6351	3,5990
H	Akışkan kanala giriş hızı, V [m/sn]	2	17,3962	8,6981	49,2935
AxB	Aile B arasındaki bileşik etki	2	0,2029	0,1014	
Hata		3	0,5294	0,1765	
Toplam		17	103,4627	6,0860	

Çizelge 4.5. c_{px} için yapılan varyans analizi sonuçları

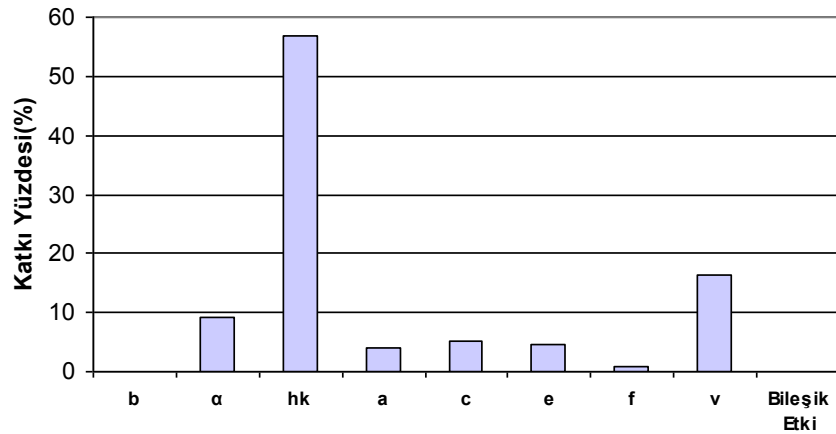
Değişkenlik kaynağı		Serbestlik derecesi SD_i	Kareler toplamı SS_i	Kareler ortalaması MS_i	Test istatistiği F
A	Kanat genişliği, b	1	0,9697	0,9697	
B	Hücum açısı, α	2	17,4797	8,7398	9,0127
C	Kanat yüksekliği, H	2	14,4175	7,2088	7,4338
D	Kanatlar arası akışa dik mesafe, a [mm]	2	4,2500	2,1250	2,1913
E	Kanatlar arası akış yönündeki mesafe, c [mm]	2	26,3754	13,1877	13,5994
F	Dilimler arası akış yönündeki mesafe, e [mm]	2	9,8973	4,9487	5,1032
G	Dilimler arası akışa dik mesafe, f [mm]	2	8,5003	4,2502	4,3829
H	Akışkan kanala giriş hızı, V [m/sn]	2	3,0660	1,5330	1,5809
AxB	Aile B arasındaki bileşik etki	2	5,9635	2,9817	3,0748
Hata		1	0,9697	0,9697	
Toplam		17	90,9195	12,633	

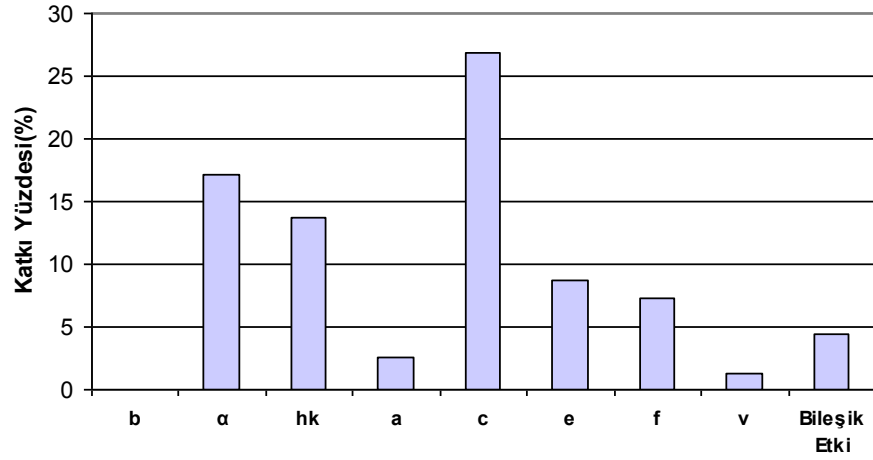
Çizelge 4.6. c_{py} için yapılan varyans analizi sonuçları

Değişkenlik kaynağı		Serbestlik derecesi SD_i	Kareler toplamı SS_i	Kareler ortalaması MS_i	Test istatistiği F
A	Kanat genişliği, b	1	0,8088	0,8088	
B	Hücum açısı, α	2	21,7373	10,8686	13,4372
C	Kanat yüksekliği, H	2	9,3576	4,6788	5,7845
D	Kanatlar arası akışa dik mesafe, a [mm]	2	24,5971	12,2986	15,2050
E	Kanatlar arası akış yönündeki mesafe, c [mm]	2	31,8003	15,9002	19,6578
F	Dilimler arası akış yönündeki mesafe, e [mm]	2	8,5075	4,2537	5,2590
G	Dilimler arası akışa dik mesafe, f [mm]	2	22,9355	11,4677	14,1779
H	Akışkan kanala giriş hızı, V [m/sn]	2	11,0658	5,5329	6,8404
AxB	Aile B arasındaki bileşik etki	2	16,9568	8,4784	10,4820
Hata		1	0,8088	0,8088	
Toplam		17	147,7667	8,6922	

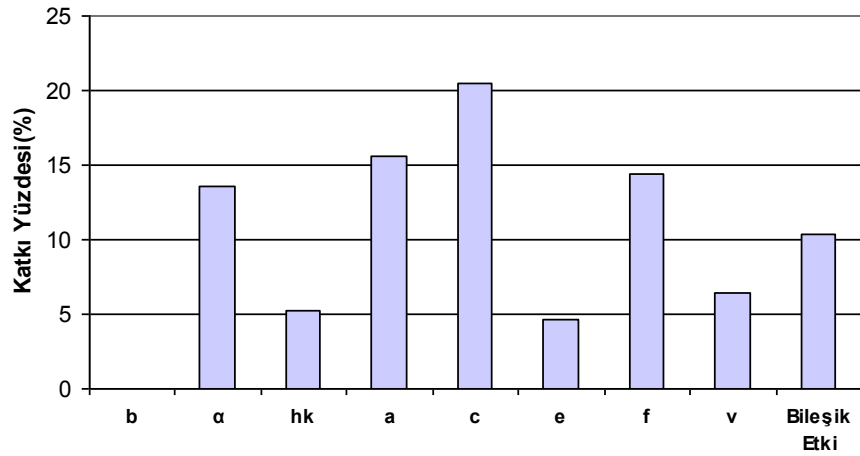
Her bir parametrenin seçilen performans karakteristiğine etkilerinin katkı yüzdeleri Şekil 4.14, 4.15, 4.16’da görülmektedir. Katkı yüzdeleri ilgili parametrenin performans istatistiği üzerindeki etkisini göstermektedir ve aşağıdaki formülden hesaplanmıştır.

$$KY = \frac{\text{Kareler Toplamı} - \text{Serbestlik Derecesi} * \text{Toplam hata}}{\text{Kareler toplamı}} \quad (4.2)$$

**Şekil 4.13** Parametrelerin Nusselt (D_h) üzerine katkı yüzdeleri

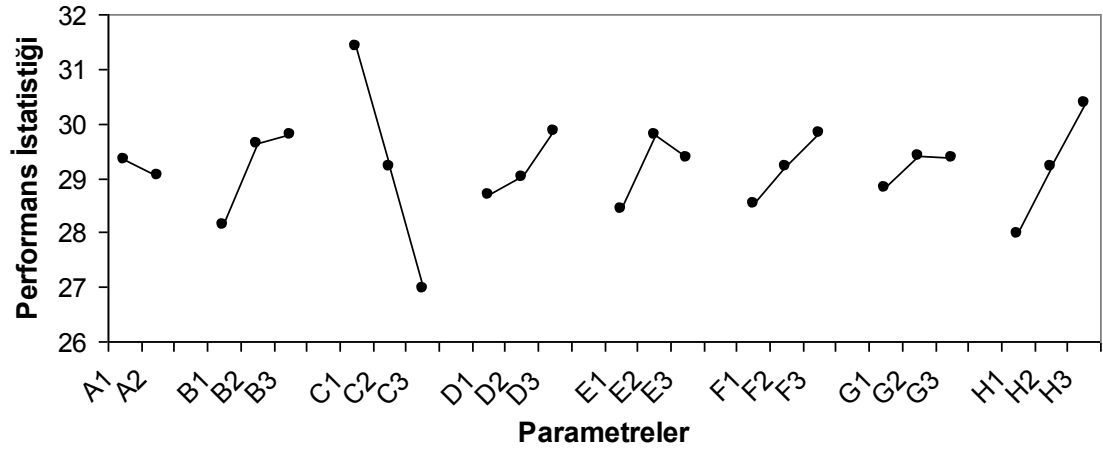


Şekil 4.14 Parametrelerin c_{px} üzerine katkı yüzdeleri

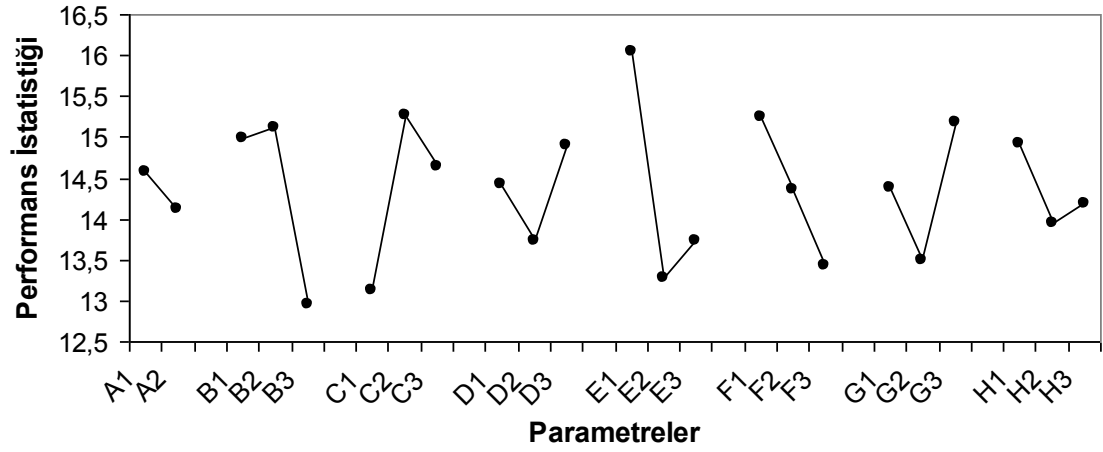


Şekil 4.15 Parametrelerin c_{py} üzerine katkı yüzdeleri

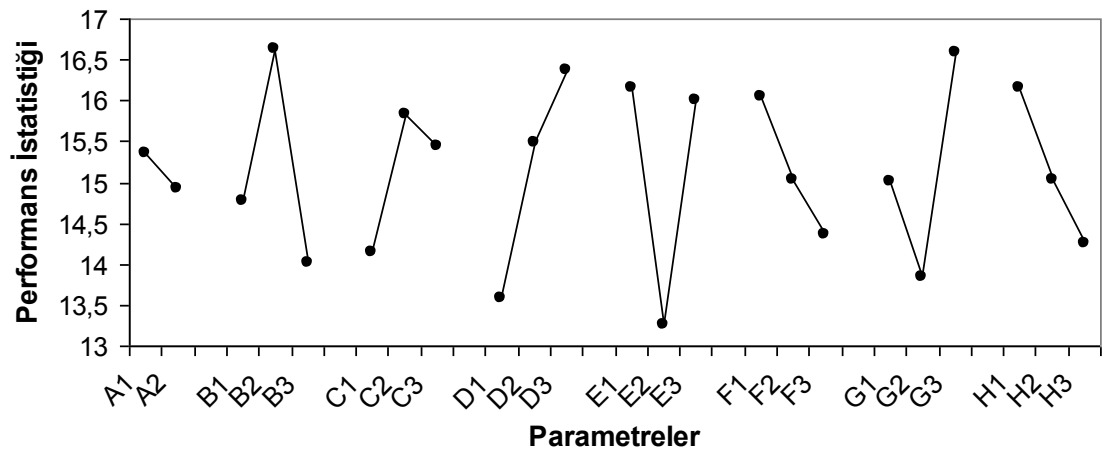
Her parametrenin optimizasyon kriteri üzerine etkisi hesaplanmış ve grafikler Şekil 4.16, 4.17, 4.18’de verilmiştir. Grafiklerin sırası parametrelerin performans istatistiğine etki derecesine göre belirlenmiştir. Her grafikteki maksimum noktanın sayısal değeri ilgili parametrenin en iyi değerini, minimum noktanın sayısal değeri ise ilgili parametrenin en kötü değerini göstermektedir. Grafiklerde bütün parametrelere ait maksimum noktalar, o parametrenin yapılan deneysel çalışmada seçilen seviye aralığında en optimum seviyesini göstermektedir.



Şekil 4.16 Parametrelerin Nusselt (Dh) sayısı üzerine etkileri



Şekil 4.17 Parametrelerin c_{px} üzerine etkileri



Şekil 4.18 Parametrelerin c_{py} üzerine etkileri

Yukarıda verilen varyans analiz tabloları ve performans istatistiği grafiklerine göre optimum çalışma şartları Çizelge 4.7’deki gibi belirlenmiştir. Optimum çalışma şartları belirlenirken sonuç değişkeni üzerine parametrelerin etkinlikleri (katkı yüzdeleri) de dikkate alınmıştır. Çalışmanın özelliğine bağlı olarak temelde 3 farklı amaç (öncelik sırasına göre ısı geçişi miktarının maksimum, plaka üzerinde x ve y yönlerindeki basınç katsayılarının minimum yapılması) söz konusu olmuştur. Öncelikle diğer amaçlar hesaba katılmadan her amaç ayrı ayrı ele alınarak optimum şartlar belirlenmiş ve Çizelge 4.7’de verilmiştir. Daha sonra bu üç amaç, öncelik sırası da göz önünde bulundurularak birlikte değerlendirilmiş ve belirlenen optimum şartlar yine Çizelge 4.7’de “**Genel**” başlığı altında verilmiştir. “**Genel**” satırı altında verilen optimum şartların, ortaya konulan hedefler doğrultusunda amaçlar arasında yapılan “**ödünleşmeler**” sonunda belirlendiğine dikkat edilmelidir. Literatür araştırıldığında yüzeydeki sıcaklık gradyeninin bir ölçüsü olan Nusselt sayısının değişik parametrelere göre sunulmakta olduğu görülebilir. Çalışmada değişik kanat geometrilerin söz konusu olduğu zorlanmış taşınım akış problemlerinde Nusselt sayısının lüle çapına veya (h/d) mesafesine göre verildiği gözlemlenmektedir. Bu çalışmada lüle çapı D_h dikkate alınarak Nusselt sayısı hesaplanmıştır ve optimizasyon yapılmıştır.

Optimum şartlara karşılık gelen kombinasyonların performans değerleri Eşitlik 3.3 yardımıyla tahmin edilmiş ve Çizelge 4.7’de “**Tahmin**” sütununda verilmiştir. Bu tahminlerin %5 hata düzeyindeki güven aralıkları da Eşitlik 3.4 yardımıyla hesaplanmış ve yine Çizelge 4.7’de “**Güven Aralığı**” sütununda verilmiştir. Ayrıca bu tahminlerin doğruluğunu test edebilmek için belirlenen optimum şartlarında doğrulama deneyleri yapılmış ve sonuçlar Çizelge 4.7’de “**DeneySEL**” sütununda verilmiştir. Doğrulama deneylerinde elde edilen performans değerleri hesaplanan güven aralığı içinde olduğu için deneysel sonuçların %5 hata seviyesinde kabul edilebilir olduğu söylenebilir.

Çizelge 4.7 Jet çapı esas alınarak hesap edilen Nusselt sayına göre yapılan optimizasyon ve optimum değerler

		Parametreler								Performans Değerleri								
		A	B	C	D	E	F	G	H	Nusselt Sayısı			c _{px} Katsayısı			c _{py} Katsayısı		
		b	α	h _k	a	c	e	f	Hız	Tahmin	Güven Aralığı	Deneyssel	Tahmin	Güven Aralığı	Deneyssel	Tahmin	Güven Aralığı	Deneyssel
Nusselt Sayısı	Optimum seviye	1	3*	1•	3□	2°	3^	2◊	3+	53,57	52,275 -	52,86	0,32	0,294 -	0,311	0,307	0,269 -	0,303
	Optimum Değer	15	45	100	20	15	20	15	9		54,874			0,348			0,344	
Basınç Katsayısı (X Yönü)	Optimum seviye	1	2+	2*	3□	1•	1°	3^	1◊	23,95	22,653 -	23,54	0,05	0,024 -	0,046	0,023	0,000 -	0,015
	Optimum Değer	15	30	150	20	10	10	20	5		25,251			0,078			0,061	
Basınç Katsayısı (Y Yönü)	Optimum seviye	1	2°	2□	3+	1•	1◊	3*	1^	23,95	22,653 -	23,63	0,05	0,024 -	0,051	0,023	0,000 -	0,021
	Optimum Değer	15	30	150	20	10	10	20	5		25,251			0,078			0,061	
Genel ₁	Optimum seviye	1	2	1	3	1	1	3	3	42,38	41,084 -	42,27	0,12	0,092 -	0,112	0,088	0,051 -	0,064
	Optimum Değer	15	30	100	20	10	10	20	9		43,682			0,146			0,126	
•:1. derecede etkin +:2. derecede etkin *:3. derecede etkin °:4. derecede etkin ^: 5. derecede etkin □:6.derecede etkin ◊: 7. derecede etkin																		

Nusselt sayısına parametrelerin etkisi sırasıyla kanat yüksekliği (h_k), akışkanın hızı (V), kanat açısı (α), kanatlar arası düşey yöndeki mesafe (c), dilimler arası düşey yöndeki mesafe (e), kanatlar arası yatay yöndeki mesafe (a) ve dilimler arası yatay yöndeki mesafesidir (f) (Şekil 4.16).

Şekil 4.16'dan da görülebileceği gibi Nusselt sayısı üzerinde en etkili parametre kanat yüksekliğidir. Kanat yüksekliğinin artıp azalması lüle ve kanatçıklar arasındaki h/d mesafesinin etkilenmesi anlamına gelmektedir. h/d mesafesinin artmasıyla ısı transferinin kötüleşmesi söz konusudur. Özellikle birinci aşamada yapılan deneylerden elde edilen grafiklerde h/d mesafesinin ısı transferine olan etkisi $Nu-Re$ grafiklerinden belirlenmektedir. Bu çalışmada kanat yüksekliğinin 100mm olduğu durum Nusselt sayısını en büyük yapmaktadır. Nusselt sayısı hesaplamaları yapılırken ortalama taşınım ısı geçişi katsayısı toplam ısı geçişi alanına göre belirlenmiştir (Eşitlik 3.13). Eşitlikte kanatlardan gelen ısı geçişi yüzey alanı da dikkate alındığı ve kanat yüksekliğinin artması durumunda ısı geçişi alanı da artacağı için ısı geçişi katsayısı da düşecektir.

Nusselt sayısı artan akışkan hızı ile artmaktadır. Akış hızının tüm seviyeleri arasında Nusselt sayısı oldukça fazla etkilenmekte ve akış hızının maksimum olduğu noktada (9m/sn) Nusselt sayısı maksimum değer almaktadır. Akış hızının maksimum olması atalet kuvvetlerinin sürtünme kuvvetlerine oranını gösteren Reynolds sayısı ile doğrudan ilişkilidir. Reynolds sayısının büyüklüğü hız sınır tabakanın kalınlığını etkilemektedir.

Nusselt sayısına etki eden üçüncü parametre plaka üzerindeki kanat açısı (α) olmuştur. Grafikler incelendiğinde kanat açısının ilk iki seviyesi arasında Nusselt sayısı fazla etkilenmezken ikinci ve üçüncü seviye arasında bu etki artarak etkili olmaya devam etmekte ve akış hızının maksimum olduğu noktada (9m/sn) Nusselt sayısı minimum değer almaktadır. Zorlanmış taşınımında ısı transferini iyileştiren parametrelerden birisi yüzey alanının artırılmasıdır. Kanat açısının artması plaka üzerinde dikdörtgen kanatçıkların sayısının azalmasına ve buna paralel olarak yüzey alanının azalmasına sebep olmuştur. Kanat açısının ardından Nusselt sayısını etkileyen parametre kanatlar

arası düşey yöndeki mesafedir. Tüm kesit alanı dikkate alındığında, akış birinci sırada lüle-difüzör, difüzör-lüle yapısını çıktıktan sonra ikinci sıradaki aynı yapıya girmeden önce bir mesafeye ihtiyaç duymaktadır. Bu parametreye ait en ciddi fark ilk iki seviye arasında görülmektedir, mesafenin 15mm olması durumunda Nusselt sayısı için eğrinin eğimi artmıştır. Yine kanatlar arası düşey mesafe diğer geometrik uzaklıklar arasında etkisi olduğu görülebilen mesafedir. Bu mesafenin de en büyük olduğu seviye, yani 20mm en optimum değeridir. Literatür incelendiğinde bu tür sistemlerde çalışmalar, akışın çapraz olduğu ve dik jet şeklinde yüzeye temas ettiği şeklinde iki türlü çalışılmaktadır. Çarpan jet uygulamalı bu tür sistemlerde akışkan baklava dilimi şeklinde düzenlenmiş kanatlarda lüle-difüzör yapı arasında sürekli basınç farkları olacaktır. Akışkan her zaman alçak basıncın olduğu noktaları tercih edeceği için kanatlar arası mesafenin büyük olması doğaldır.

Kanatlar ve dilimler arası mesafenin etkileri arasında çok büyük farklar olmamakla birlikte, bu geometrik özelliklerden kanatlar arası akışla aynı yönlü mesafe diğerlerine göre daha etkindir.

Kanatlar arasındaki yatay mesafenin (a) büyümesi ile ısı geçişi miktarı da artmaktadır. Akışkan bu mesafenin büyük olması durumunda daha az basınçlı bölgeden geçeceği için bir dilimin arasına daha rahat girmekte ve iç bölgedeki sıcak noktaların (hotspots) oluşumunu engelleyebilmektedir.

Isı geçişi çalışmalarında kanat genişliği önemli bir parametredir. Bu çalışmada ısı geçişine etki ettiği düşünülerek seçilen sekiz parametre ve bu parametrelerin seviyeleri kanat genişliğinin seçilen değerinden daha etkili olmuştur. Bu nedenle etkisi en az olan parametre kanat genişliği olarak gözükmemektedir.

Plaka üzerinde x yönündeki basınç katsayısına (c_{px}) etki eden parametreler sırasıyla kanatlar arası düşey mesafe (c), kanat açısı (α), kanat yüksekliği (h_k), dilimler arası düşey mesafe (e), dilimler arası yatay mesafe (f), kanatlar arası yatay mesafe (a) ve akışkan hızıdır (V) (Şekil 4.17).

Plaka üzerinde x yönündeki basınç katsayıları, kanatçıklar arası istasyonlarda lüle-difüzör değişimlerinde pitot tüpüyle okunan dinamik basınçlar dikkate alınarak hesaplanıp bulunan değerlerin plaka boyuna oranlanmasıyla boyutsuz hale getirilmiştir (Eşitlik 3.15). Kanatlar arası akış yönündeki mesafenin en küçük olduğu seviye plaka üzerinde x yönündeki basınç katsayısı için optimumdur. Küçük mesafe değerinde kanatlar arası mesafe azalacağından hız bu noktalarda artacak bunun sonucunda kanatlara bağlı akıştan kaynaklanan basınç diğer durumlara göre daha fazla azalacaktır.

Kanat açısı (α), kanat genişliği ile birlikte ısı alıcı geometrinin bulunduğu test bölgesinde serbest akış alanını etkileyen parametredir. Kanat açısının orta seviyesi olan 30° basınç katsayısının küçük olması için optimum değerdir.

Plaka üzerinde x yönündeki basınç katsayısı artan kanat yüksekliği ile de değişmektedir. Kanat yüksekliğinin orta seviyesi olan 150mm basınç katsayısının küçük olması için optimum değerdir. Diğer geometrik mesafelerin x yönündeki basınç katsayısı üzerine etkileri yaklaşık olarak aynı seviyelerdedir. Grafiklerden de görülebileceği gibi geometrik uzunluklardan akışla aynı yöndeki mesafeler ve akışa dik yönlü mesafelerin ardından akışkan hızı gelmektedir.

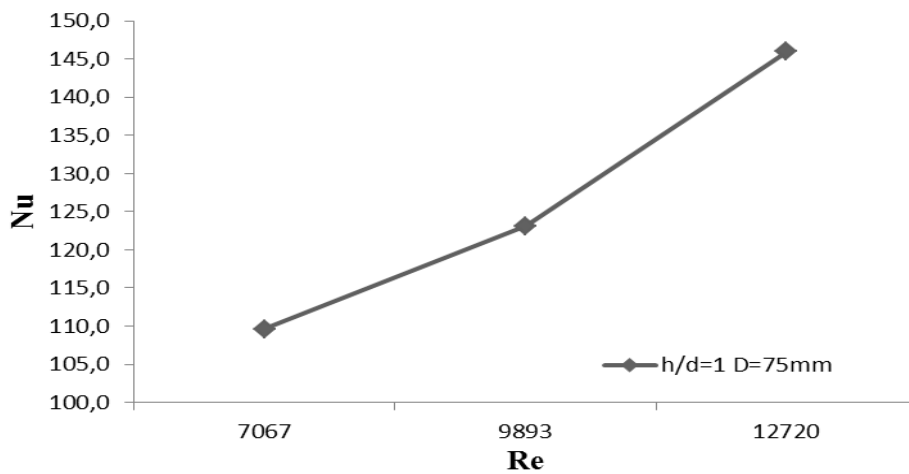
Plaka üzerinde y yönünde basınç katsayısına (c_{py}) etki eden parametreler sırasıyla kanatlar arası düşey mesafe (c), kanatlar arası yatay mesafe (a), dilimler arası yatay mesafe (f), kanat açısı (α), akışkan hızı (V), kanat yüksekliği (h_k), dilimler arası düşey mesafe (e) ve kanat genişliğidir (b) (Şekil 4.18).

Şekil 4.18'den de görüldüğü gibi kanatlar arası düşey mesafe plaka üzerinde y yönündeki basınç katsayısını etkilemektedir. Bu mesafenin ikinci seviyesine karşılık gelen 15mm basınç katsayısı için optimumdur. Kanatlar arası yatay mesafe arttıkça y yönündeki basınç katsayısı artmaktadır. Dilimler arası yatay mesafenin ikinci seviyesi basınç katsayısı için optimum durumdur. Kanat açısının ikinci seviyesi plaka üzerinde y yönündeki basınç katsayısı için optimum durumdur. Akışkan hızı arttıkça basınç katsayısı değeri azalmaktadır. Bu durum lüle-difüzör yapısına ait genel-geçer kuralların

ispatı niteliğinde bir sonuçtur. Hızın yüksek olduğu değerlerde basınç katsayısı minimum değerdedir. Akışkan hızının üçüncü seviyesi olan 9m/sn plaka üzerinde y yönündeki basınç katsayısı için optimumdur. Kanat yüksekliğinin birinci durumu için basınç katsayısı optimumdur. Dilimler arası düşey mesafe arttıkça plaka üzerinde y yönündeki basınç katsayısı azalmaktadır. Dilimler arası düşey mesafenin (e) üçüncü seviyesi olan 20mm basınç katsayısı için optimumdur.

$L_{18}(2^1 \cdot 3^7)$ ortogonal dizisi deney planına göre iki parametrenin bileşik etkisini de dikkate almak gerekmektedir. Çalışmada kanat genişliği (b) ve kanat açısının (α) bileşik etki yapabilecekleri varsayımı ile iki parametre A ve B sütunlarına yerleştirilmiştir. Deney planı gereği sadece A ve B sütunlarındaki parametrelerin birleşik etkileri incelenebilmektedir. Buna göre bileşik etkinin Nusselt sayısı üzerinde bir etkisi bulunmazken plaka üzerinde basınç katsayılarını etkilediği görülmektedir. Bileşik etki plaka üzerinde x yönündeki basınç katsayısına %4,43 etkimekte iken y yönündeki basınç katsayısına ise %10,38 değerinde etki etmektedir.

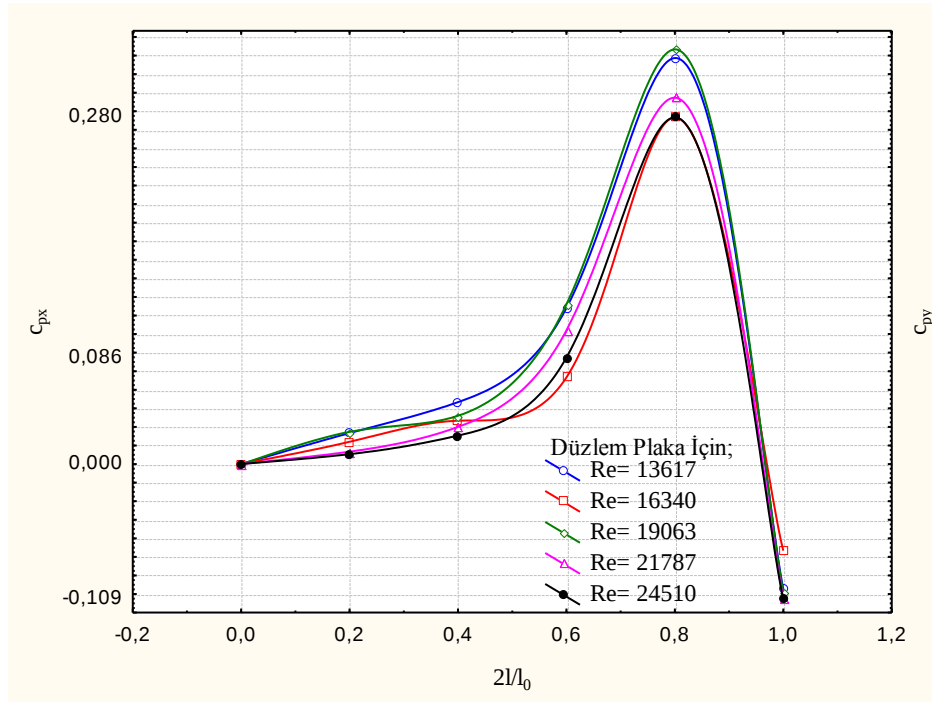
Çalışmada Taguchi deney tasarımına uygun belirlenen hızlarda düzlem plakaya ait ısı transferi deneyleri de yapılmıştır. Bu deneyler neticesinde düzlem plaka ile kanatçıklı plakaya ait ısı transferi incelenmiştir. Düzlem plakaya ait ısı transferi aşağıdaki grafikte sunulmuştur.



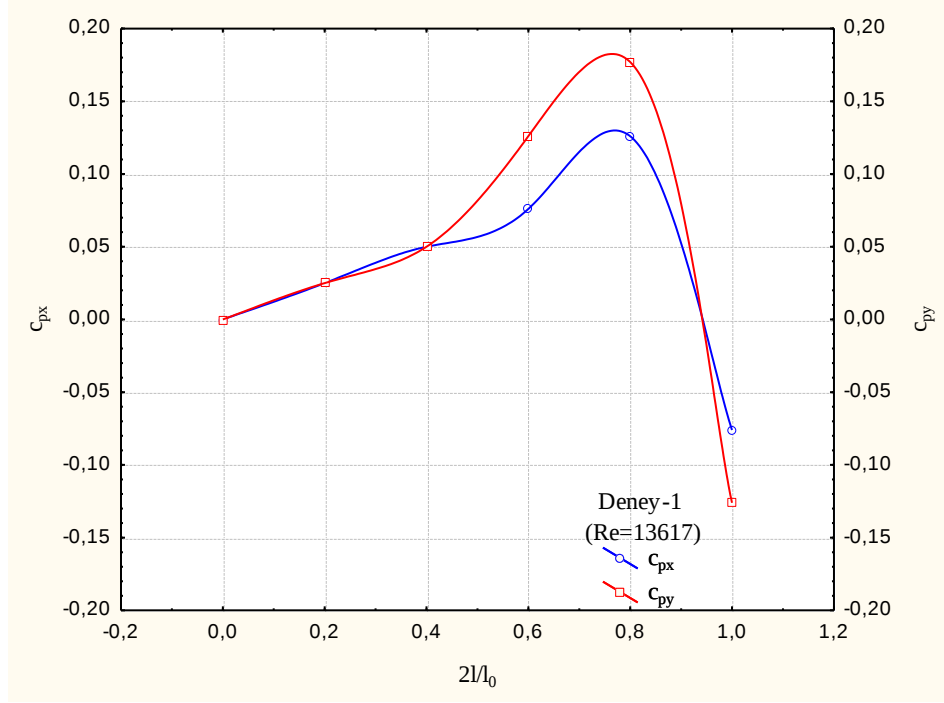
Şekil 4.19 Düzlem plakaya ait Nu-Re Grafiği

Düzlem plaka için Reynolds sayısı artıkcça Nusselt sayısı artmaktadır. Düzlem plaka üzerinde Taguchi deney tasarımıında hesaplanan Nu sayısı değęerlerinden daha yüksek değęerlerin hesaplandığı görölmektedir. Buna göre, Reynolds sayısının 7066 olduğu durum için kanatçıklı yüzeye oranla düzlem plaka Nu sayısının %71,2-%82,7 arasında azaldığı hesaplanmıştır. Reynolds sayısının 9893 olduğu durum için kanatçıklı yüzeye oranla düzlem plaka Nu sayısının %61,3-%82 arasında azaldığı hesaplanmıştır. Reynolds sayısının 12720 olduğu durum içinse kanatçıklı yüzeye oranla düzlem plaka Nu sayısının %67,5-%85,9 arasında azaldığı hesaplanmıştır. Düzlem plakadaki Nu değęerlerinin yüksek oluşu plakaya ait yüzey alanından kaynaklanmaktadır. Düzlem plaka yüzey alanının kanatçıklı plaka yüzey alanından düşük oluşu taşınım katsayısı değęerinin yükselmesine dolayısıyla Nu sayısı değęerinin yükselmesine neden olmuştur.

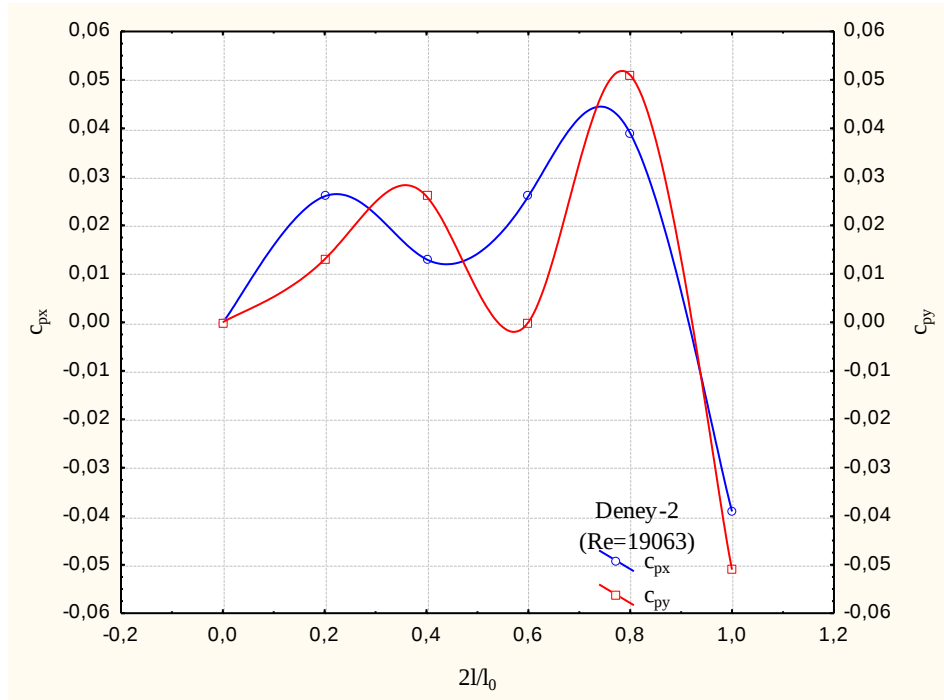
Çalışmada, ısı değiştirici plaka üzerinde $y=0,2d$ mesafesinde x ve y yönlerinde bulunan istasyonlardaki dinamik basınç ölçüm sonuçlarına göre boyutsuz basınç katsayıları hesaplanmıştır. Plakalar üzerindeki ölçümler belirtilen yönlerde plaka merkezine dek 3cm aralıklarla yapılmıştır. Düzlem plakaya ve deney planında belirtilen her bir deneye ait basınç katsayısı grafikleri aşağıda sunulmaktadır.



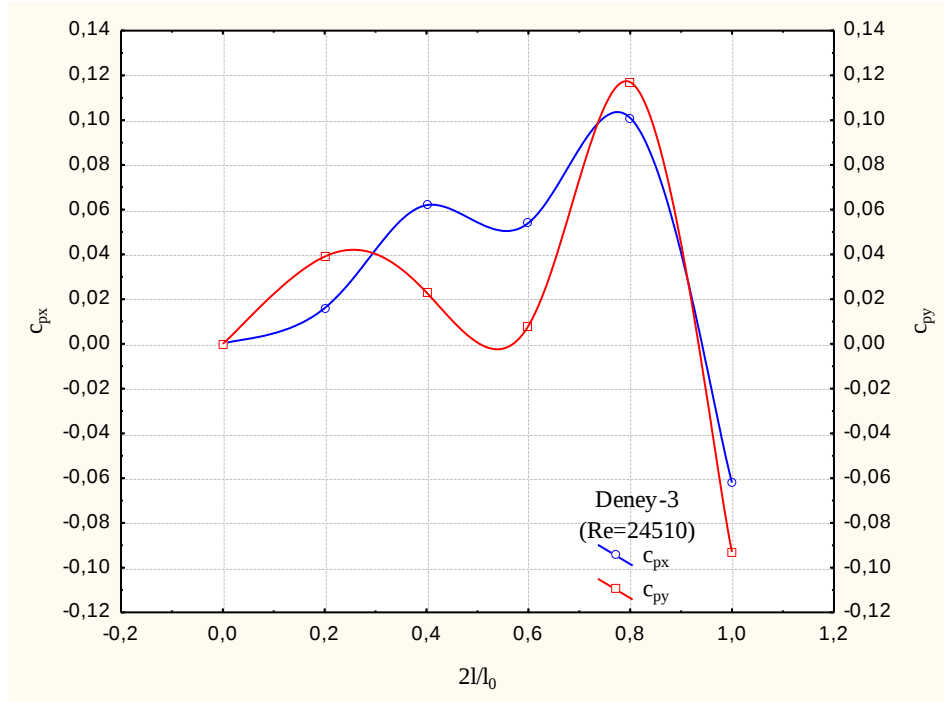
Şekil 4.20 Düzlem plaka üzerinde ölçüm alınan noktalara ait c_{px} ve c_{py} grafikleri



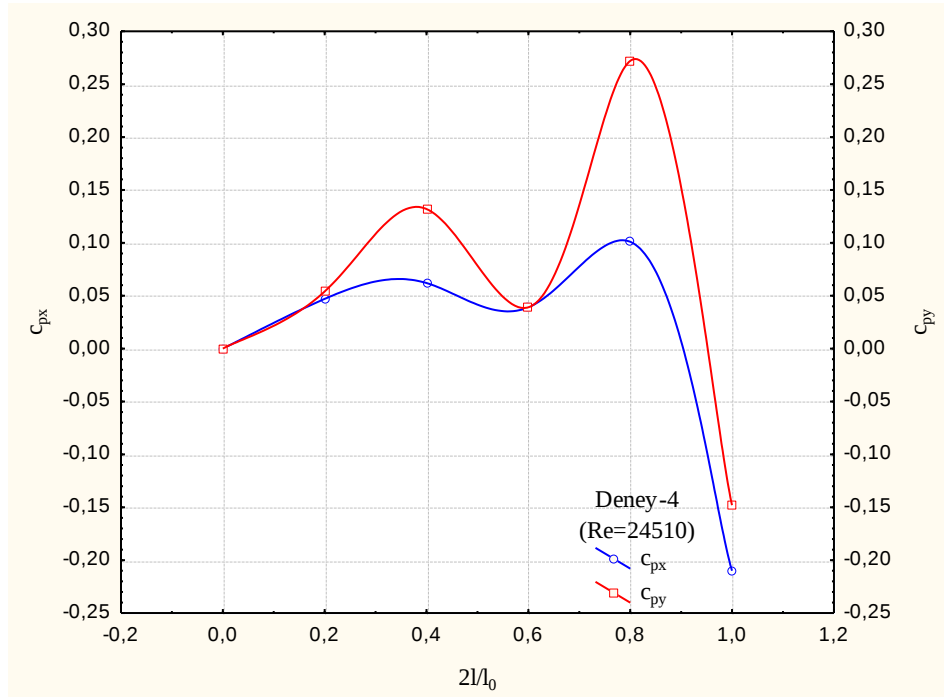
Şekil 4.21 Deney-1’de ısı değiştirici üzerinde ölçüm alınan noktalara ait c_{px} ve c_{py} grafikleri



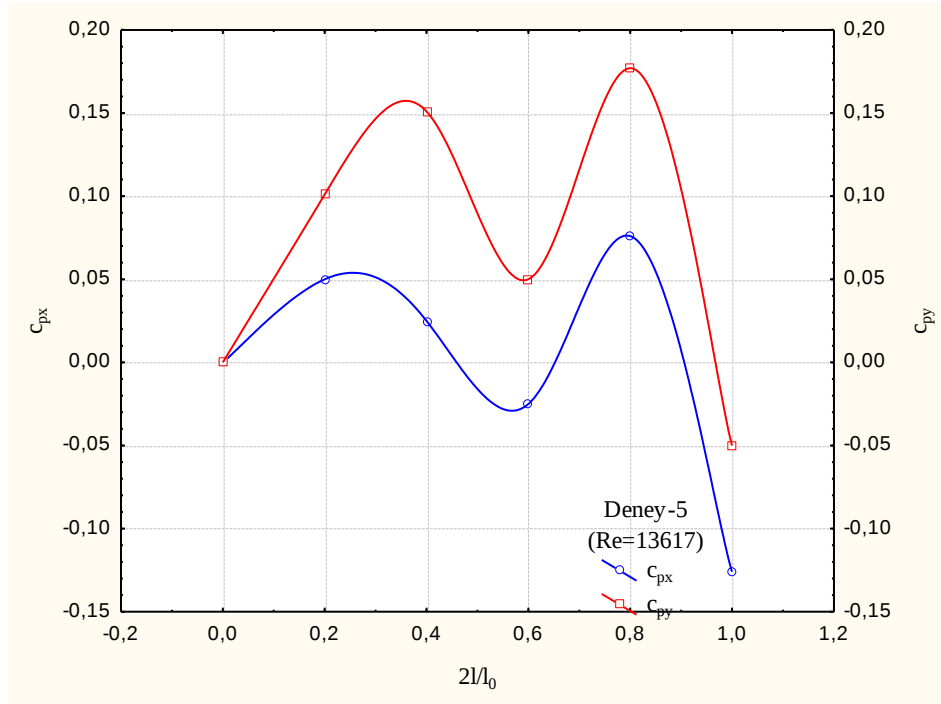
Şekil 4.22 Deney-2’de ısı değiştirici üzerinde ölçüm alınan noktalara ait c_{px} ve c_{py} grafikleri



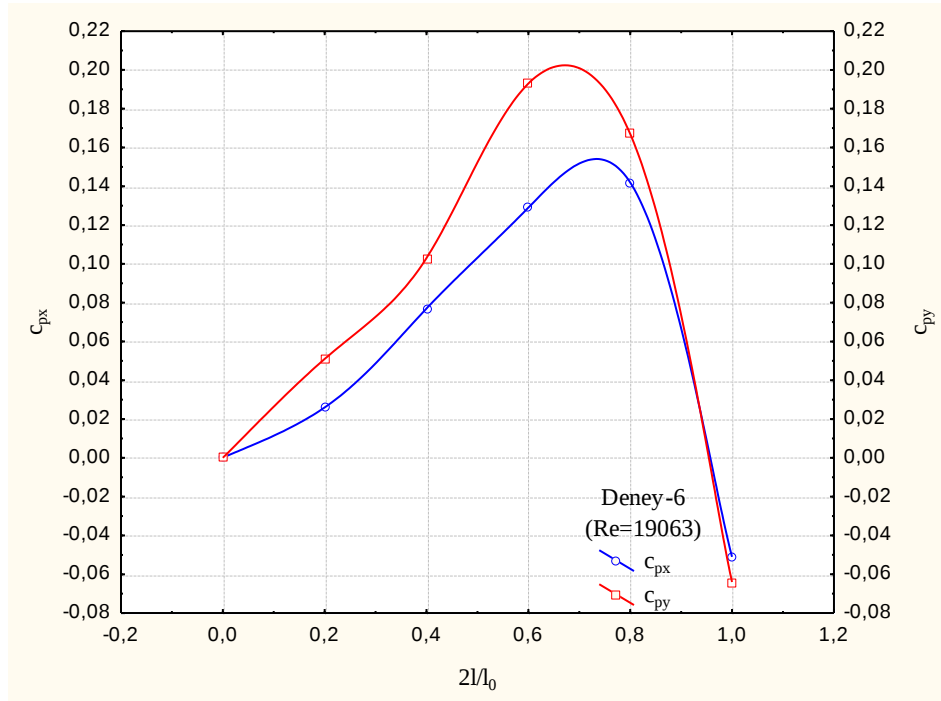
Şekil 4.23 Deney-3’de ısı değiştirici üzerinde ölçüm alınan noktalara ait c_{px} ve c_{py} grafikleri



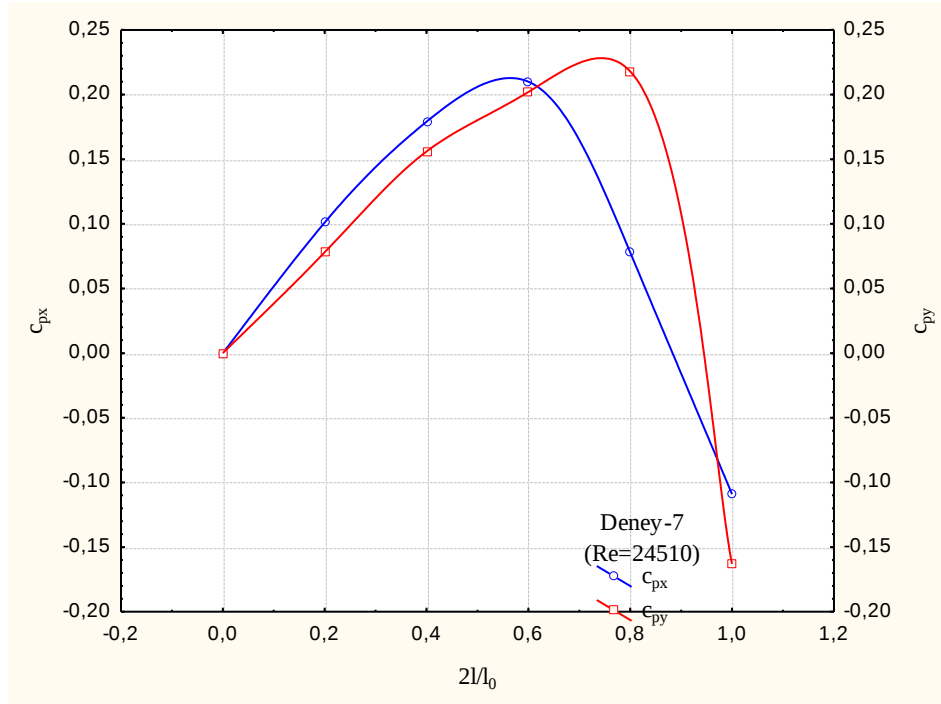
Şekil 4.24 Deney-4’de ısı değiştirici üzerinde ölçüm alınan noktalara ait c_{px} ve c_{py} grafikleri



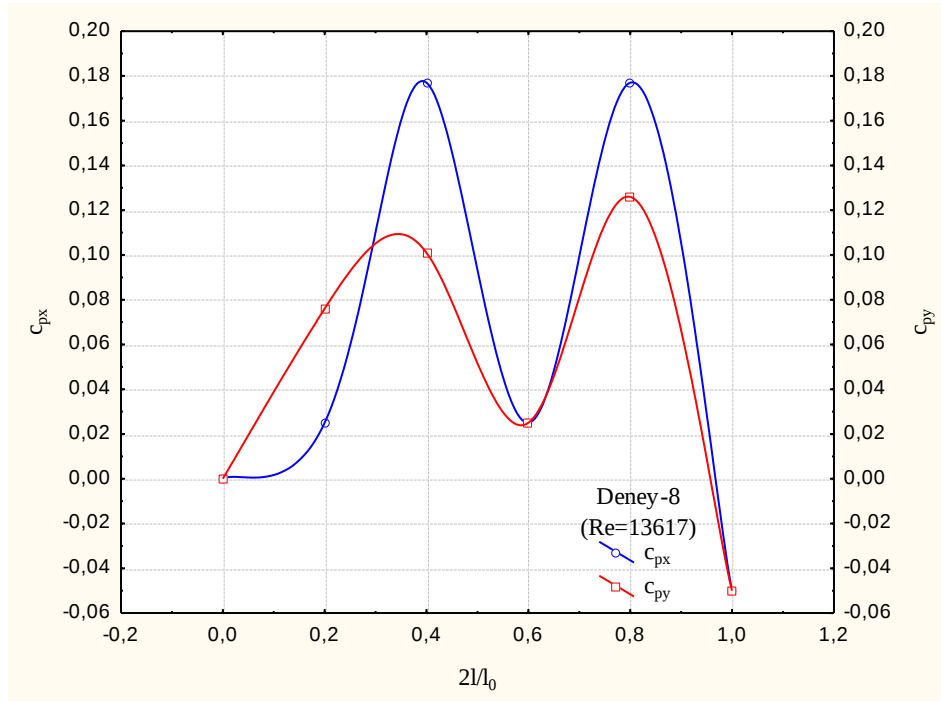
Şekil 4.25 Deney-5'te ısı değiştirici üzerinde ölçüm alınan noktalara ait c_{px} ve c_{py} grafikleri



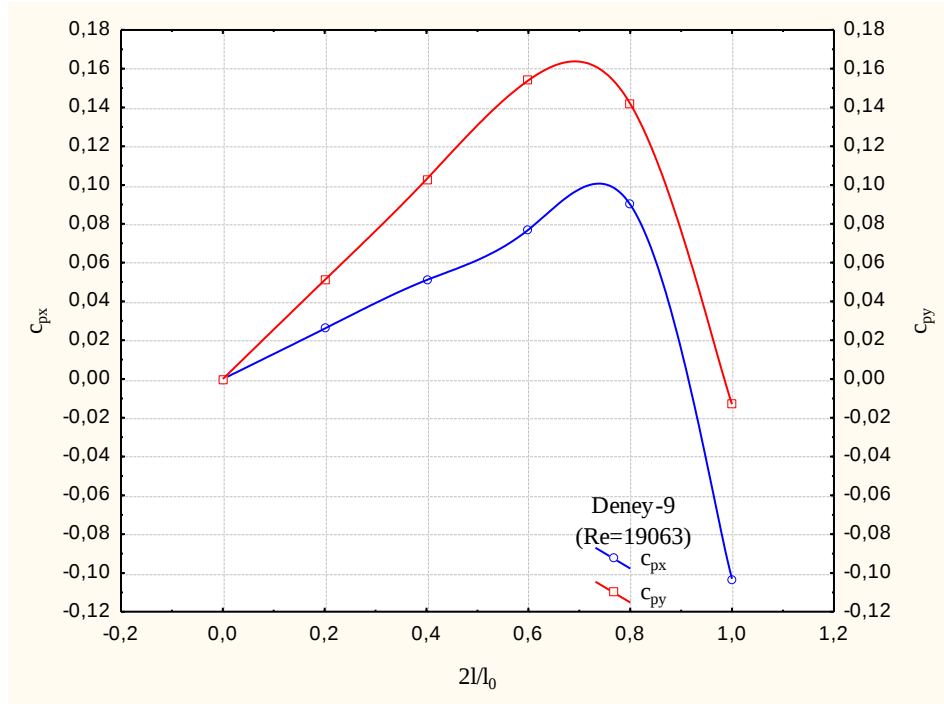
Şekil 4.26 Deney-6'da ısı değiştirici üzerinde ölçüm alınan noktalara ait c_{px} ve c_{py} grafikleri



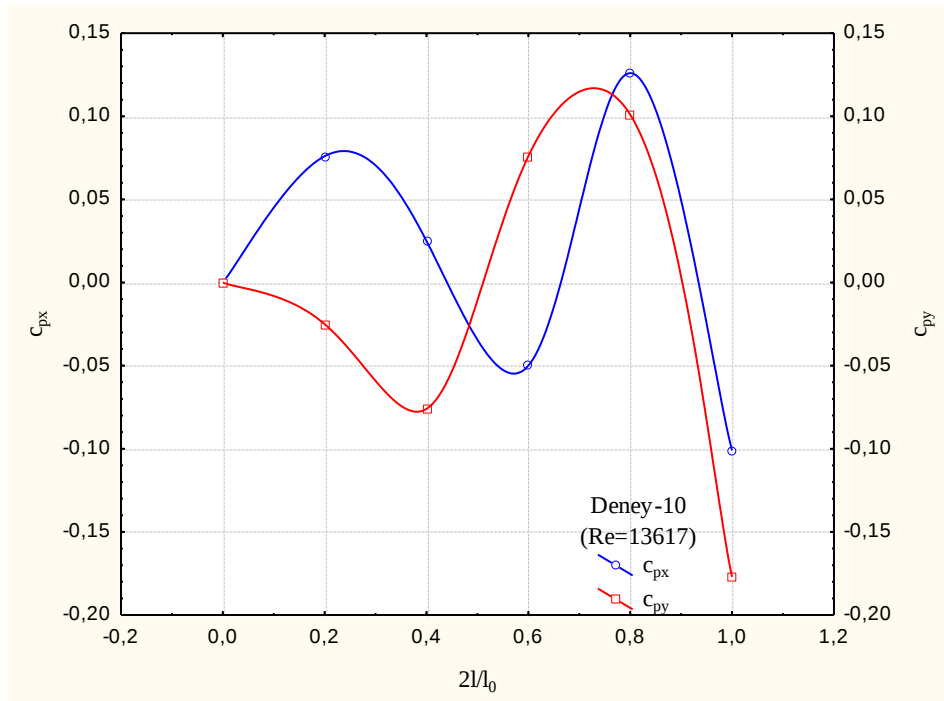
Şekil 4.27 Deney-7’de ısı değiştirici üzerinde ölçüm alınan noktalara ait c_{px} ve c_{py} grafikleri



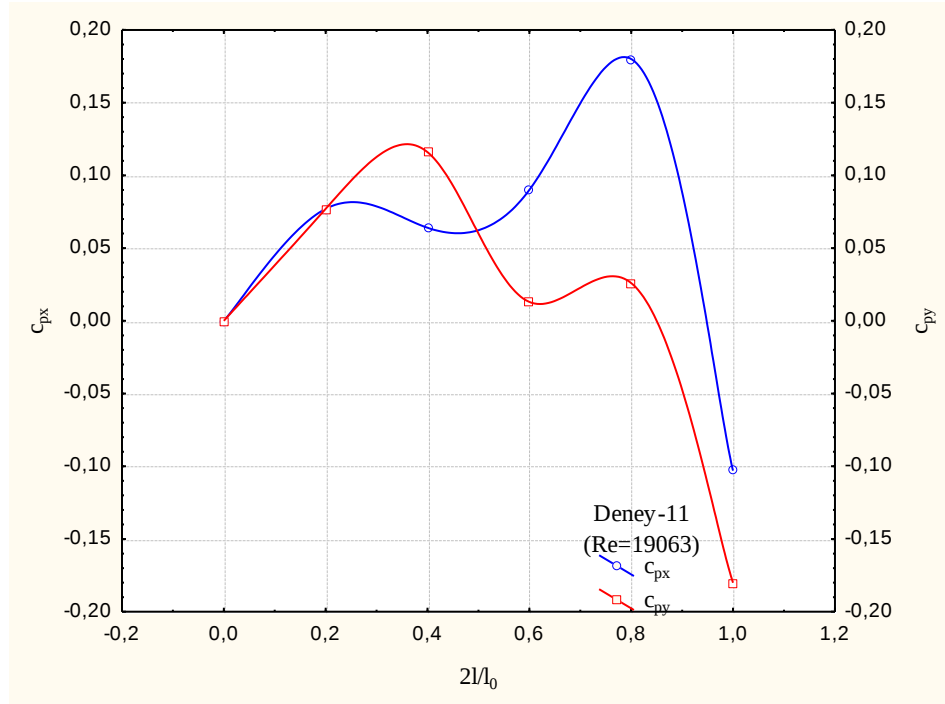
Şekil 4.28 Deney-8’de ısı değiştirici üzerinde ölçüm alınan noktalara ait c_{px} ve c_{py} grafikleri



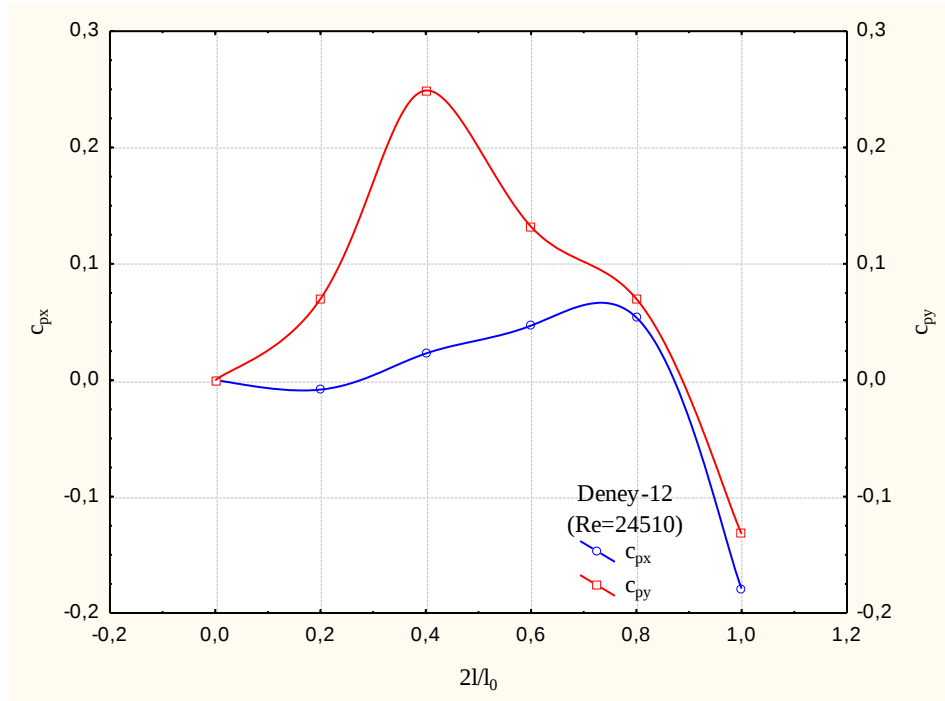
Şekil 4.29 Deney-9’de ısı değiştirici üzerinde ölçüm alınan noktalara ait c_{px} ve c_{py} grafikleri



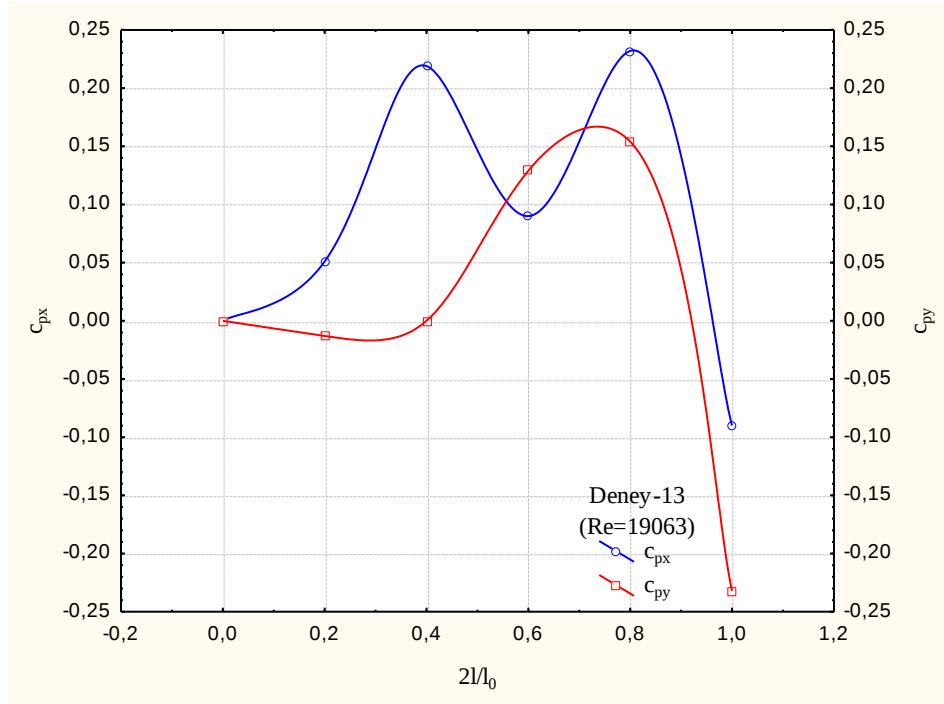
Şekil 4.30 Deney-10’da ısı değiştirici üzerinde ölçüm alınan noktalara ait c_{px} ve c_{py} grafikleri



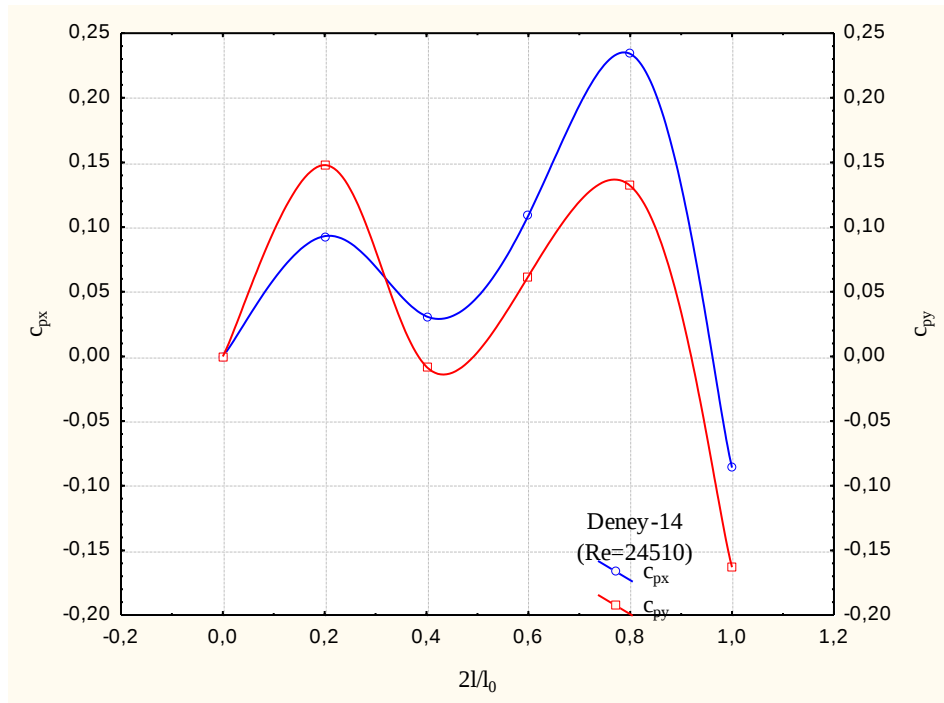
Şekil 4.31 Deney-11 'de ısı değiştirici üzerinde ölçüm alınan noktalara ait c_{px} ve c_{py} grafikleri



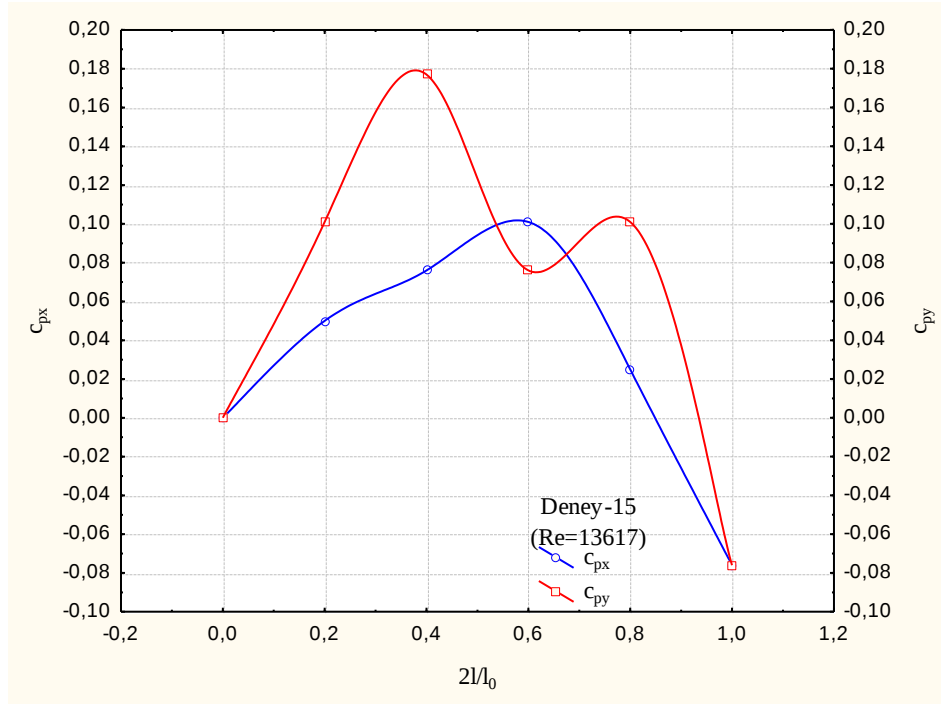
Şekil 4.32 Deney-12 'de ısı değiştirici üzerinde ölçüm alınan noktalara ait c_{px} ve c_{py} grafikleri



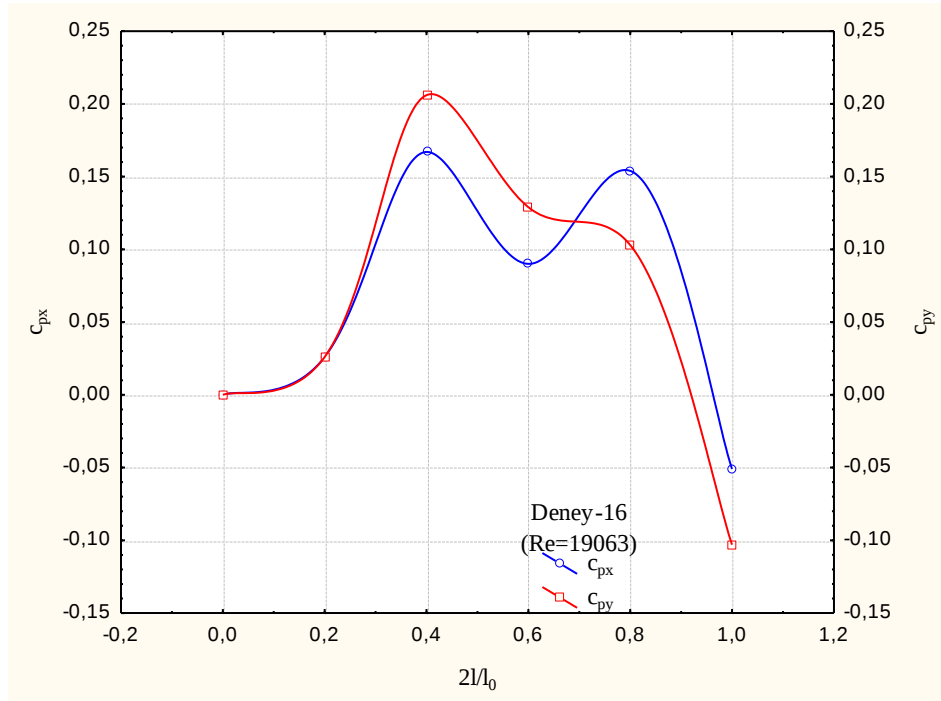
Şekil 4.33 Deney-13’de ısı değiştirici üzerinde ölçüm alınan noktalara ait c_{px} ve c_{py} grafikleri



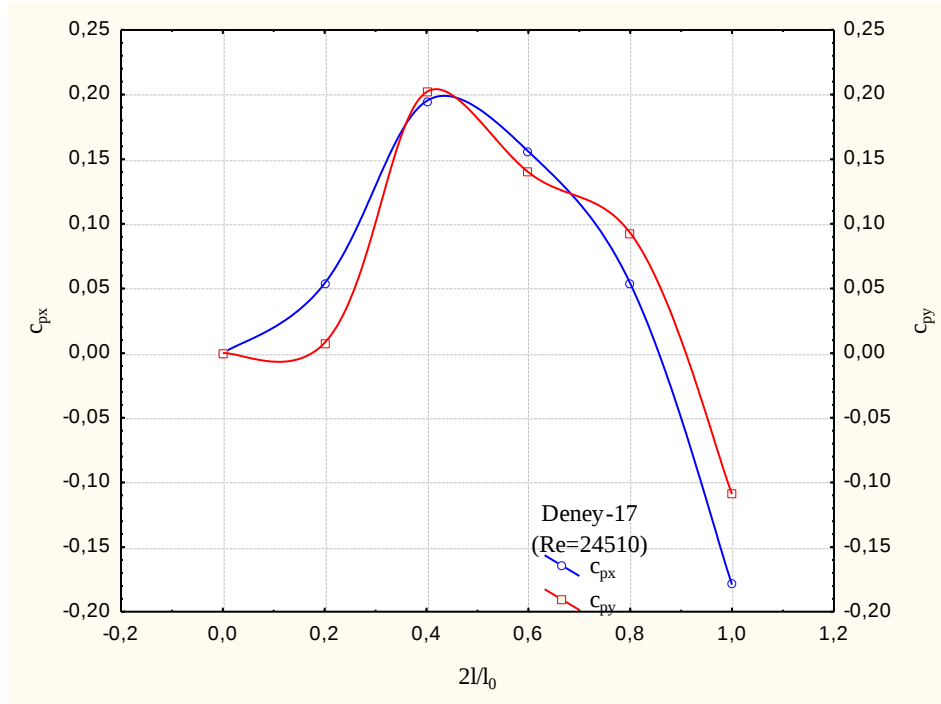
Şekil 4.34 Deney-14’de ısı değiştirici üzerinde ölçüm alınan noktalara ait c_{px} ve c_{py} grafikleri



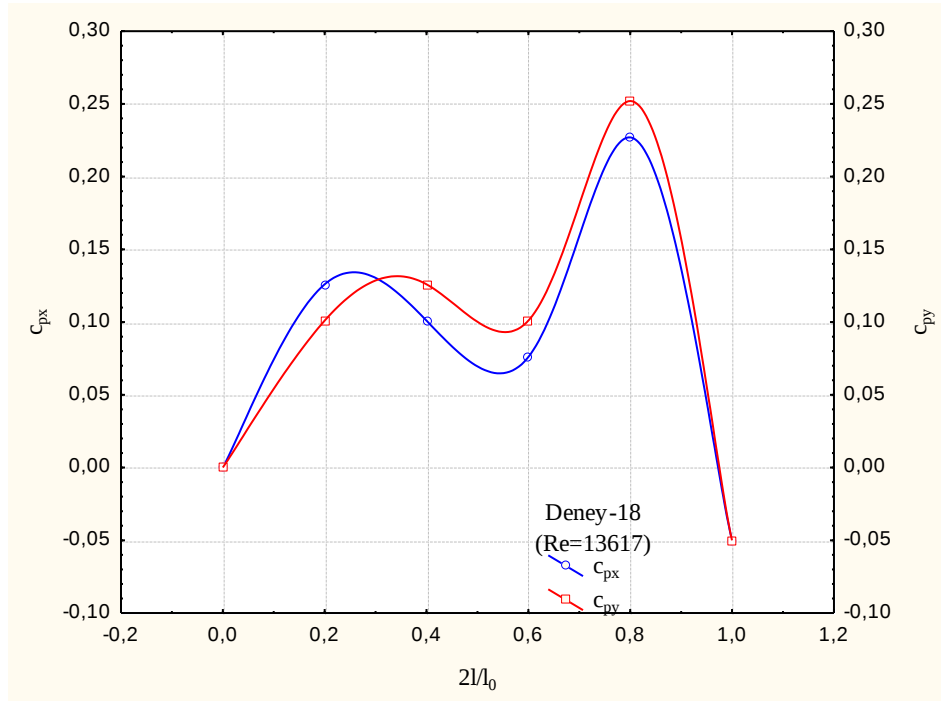
Şekil 4.35 Deney-15'te ısı değıştirici üzerinde ölçüm alınan noktalara ait c_{px} ve c_{py} grafikleri



Şekil 4.36 Deney-16'da ısı değıştirici üzerinde ölçüm alınan noktalara ait c_{px} ve c_{py} grafikleri



Şekil 4.37 Deney-17’de ısı değiştirici üzerinde ölçüm alınan noktalara ait c_{px} ve c_{py} grafikleri



Şekil 4.38 Deney-18’de ısı değiştirici üzerinde ölçüm alınan noktalara ait c_{px} ve c_{py} grafikleri

Basınç katsayılarına ait elde edilen grafiklerden daralan-genişleyen geometride dizilmiş dikdörtgen kanatçıklı ısı değıştiricilerine ait x ve y yönlerindeki basınç katsayılarının düşük mertebelerde olduğu görölmüşür. Basınç katsayısı değerlerinin plaka içerisinde azalma göstermesi ortamda hızın artması anlamına gelmektedir. Hız artışı sınır tabaka yenilenmesine neden olacağı için ısı transferinin iyileşmesine sebep olmuştur. Buna ek olarak deneylere ait grafikler x ve y yönlerinde kanat sayılarındaki farklılık ve kanat genişliği sebepleriyle birbirlerinden ayrılmaktadır.

Aynı Reynolds sayılarında düzlem plakaya ait x ve y yönlerindeki basınç katsayıları sonuçları ile Taguchi deney tasarımındaki deneylere ait sonuçlar karşılaştırıldığında genel olarak kanatçıklı yüzeylerde basınç katsayısının azaldığı sonucuna varılmıştır. Buna ek olarak sonuçlar düşük mertebelerde olduğundan kanat konfigürasyonu sebebiyle bazı istasyonlarda basınç katsayısının arttığı görölmektedir.

Aynı Reynolds sayılarına ait Taguchi deney tasarımındaki deneylerde basınç katsayısı değerlerinin en yüksek mertebeye ulaştığı merkezden önceki istasyonlara ait değerler, düzlem plakaya ait aynı ölçüm istasyonundaki basınç katsayılarıyla karşılaştırılmıştır.

Reynolds sayısının 7066 olduğu durumlar için; 1 numaralı deneyde x yönündeki basınç katsayısı düzlem plakaya göre %62, y yönündeki basınç katsayısı %46 azalma göstermiştir. 5. deneyde x yönünde %77, y yönünde %46 azalma hesaplanmıştır. 8. deneyde x yönünde %46, y yönünde %62 azalma hesaplanmıştır. 10. deneyde x yönünde %62, y yönünde %69 azalma hesaplanmıştır. 15. deneyde x yönünde %92, y yönünde %69 azalma hesaplanmıştır. 18. deneyde ise x yönünde %31, y yönünde %23 azalma hesaplanmıştır.

Reynolds sayısının 9893 olduğu durumlar için; 2 numaralı deneyde x yönündeki basınç katsayısı düzlem plakaya göre %88, y yönündeki basınç katsayısı %85 azalma göstermiştir. 6. deneyde x yönünde %58, y yönünde %50 azalma hesaplanmıştır. 9. deneyde x yönünde %73, y yönünde %58 azalma hesaplanmıştır. 11. deneyde x yönünde %46, y yönünde %92 azalma hesaplanmıştır. 13. deneyde x yönünde %31, y

yönünde %54 azalma hesaplanmıştır. 16. deneyde ise x yönünde %54, y yönünde %69 azalma hesaplanmıştır.

Reynolds sayısının 12720 olduğu durumlar için; 3 numaralı deneyde x yönündeki basınç katsayısı düzlem plakaya göre %64, y yönündeki basınç katsayısı %58 azalma göstermiştir. 4. deneyde x yönünde %3, y yönünde %64 azalma hesaplanmıştır. 7. deneyde x yönünde %72, y yönünde %22 azalma hesaplanmıştır. 12. deneyde x yönünde %81, y yönünde %75 azalma hesaplanmıştır. 14. deneyde x yönünde %16, y yönünde %53 azalma hesaplanmıştır. 17. deneyde ise x yönünde %81, y yönünde %67 azalma hesaplanmıştır.

5. SONUÇ

Daralan genişleyen geometriye sahip kanatlardan oluşan bir ısı değiştirici için çarpan jet uygulamasıyla ısı transferi, ısı alıcı üzerinde x yönünde ve y yönündeki basınç katsayıları karakteristiklerini belirlemeye yönelik deneysel bir çalışma gerçekleştirilmiştir. Deneyler sonunda elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibi özetlenmiştir.

- Çalışmanın ilk aşamasında dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcıları için en etkili üç parametrenin lüle çapı, h/d mesafesi ve akışkan hızı olduğu saptanmış ve buna göre 5 ayrı lüle çapı için (D=32mm, 40mm, 50mm, 63mm, 75mm) 3 farklı h/d mesafesinde ve 6 ayrı hızda tek değişkenli deney yöntemine göre deneyler yapılmıştır.
- Çalışmada dikdörtgen kanatçıklı plaka üzerinde h/d mesafeleri arasında maksimum hızda (9,0m/s) Nusselt sayısında minimum etki %6,3'lük bir azalma ile D=50mm'de gözlenmiştir. Aynı kriter göz önüne alınarak maksimum etki ise %10,6'lık bir azalma ile D=75mm lüle çapında gözlenmiştir.
- Dikdörtgen kanatçıklı plaka için tüm lüle çaplarında artan hızla ve beraberinde artan Reynolds sayısı ile Nusselt sayısı artmış, buna karşın h/d mesafesi arttıkça Nusselt sayısı azalmıştır. En yüksek Nusselt sayısı D=75mm'lik lüle çapı, h/d=1 mesafesi için, en yüksek hız olan 9,0m/s ye karşılık gelen Re sayısında bulunmuştur. Aynı lüle çapı ve h/d mesafesi için en düşük ve en yüksek hızlar arasında Nusselt sayısında %50'lik bir artış gözlenmiştir.
- Çalışmanın ilk aşamasında dikdörtgen plakaya ait parametreler incelendiğinde
$$Nu = 0,000843 * Re^{1,0145} * Pr^{0,4} * (h/d)^{-0,0681}$$
 (a=0,000843, b=1,0145, c=-0,0681, R=0,887) korelasyonu elde edilmiştir.

- Taguchi deney metodu sonrasında lüle çapına göre Nusselt sayısı hesaplanmış ve bu Nusselt sayıları dikkate alınarak optimum geometri araştırılmıştır. Değerlere uygun durum için bir adet genel optimum belirlenmiştir.
- Nusselt sayısına parametrelerin etkisi sırasıyla kanat yüksekliği (h_k), akışkanın hızı (V), kanat açısı (α), kanatlar arası düşey yöndeki mesafe (c), dilimler arası düşey yöndeki mesafe (e), kanatlar arası yatay yöndeki mesafe (a) ve dilimler arası yatay yöndeki mesafesidir (f).
- Plaka üzerinde x yönündeki basınç katsayısına (c_{px}) etki eden parametreler sırasıyla kanatlar arası düşey mesafe (c), kanat açısı (α), kanat yüksekliği (h_k), dilimler arası düşey mesafe (e), dilimler arası yatay mesafe (f), kanatlar arası yatay mesafe (a) ve akışkan hızıdır (V)
- Plaka üzerinde y yönünde basınç katsayısına (c_{py}) etki eden parametreler sırasıyla kanatlar arası düşey mesafe (c), kanatlar arası yatay mesafe (a), dilimler arası yatay mesafe (f), kanat açısı (α), akışkan hızı (V), kanat yüksekliği (h_k), dilimler arası düşey mesafe (e) ve kanat genişliğidir (b).
- Üç performans karakteristiği dikkate alınarak optimum şartlar arandığında; lüle çapına göre Nusselt sayısı hesaplandığında optimum sonuçlar, 15mm kanat genişliği, 30° kanat açısı, 100mm kanat yüksekliği, 20mm kanatlar arası yatay mesafe, 10mm kanatlar arası düşey yöndeki mesafe, 10mm dilimler arası düşey yöndeki mesafe, 20mm dilimler arası yatay yöndeki mesafe ve 9m/sn akışkan hızında elde edilmiştir.
- Çalışmada Taguchi deney tasarımına uygun belirlenen hızlarda düzlem plakaya ait ısı transferi deneyleri de yapılmıştır. Bu deneyler neticesinde düzlem plaka ile kanatçıklı plakaya ait ısı transferi incelenmiştir. Buna göre, Reynolds sayısının 7066 olduğu durum için kanatçıklı yüzeye oranla düzlem plaka Nu sayısının %71,2-%82,7 arasında azaldığı hesaplanmıştır. Reynolds sayısının 9893 olduğu durum için kanatçıklı yüzeye oranla düzlem plaka Nu sayısının %61,3-%82 arasında azaldığı hesaplanmıştır.

Reynolds sayısının 12720 olduğu durum için kanatçıklı yüzeye oranla düzlem plaka Nu sayısının %67,5-%85,9 arasında azaldığı hesaplanmıştır. Düzlem plakadaki Nu değerlerinin yüksek oluşu plakaya ait yüzey alanından kaynaklanmaktadır. Düzlem plaka yüzey alanının kanatçıklı plaka yüzey alanından düşük oluşu taşınım katsayısı değerinin yükselmesine dolayısıyla Nu sayısı değerinin yükselmesine neden olmuştur.

- Basınç katsayılarına ait elde edilen grafiklerden daralan-genişleyen geometride dizilmiş dikdörtgen kanatçıklı ısı değıştiricilerine ait $y=0,2d$ mesafesinde x ve y yönlerindeki basınç katsayılarının düşük mertebelerde olduğu görölmüştür. Basınç katsayısı değerlerinin plaka içersinde azalma göstermesi ortamda hızın artması anlamına gelmektedir. Hız artışı sınır tabaka yenilenmesine neden olacağı için ısı transferinin iyileşmesine sebep olmuştur.

- Aynı Reynolds sayılarında düzlem plakaya ait $y=0,2d$ mesafesinde x ve y yönlerindeki basınç katsayıları sonuçları ile Taguchi deney tasarımındaki deneylere ait sonuçlar karşılaştırıldığında genel olarak kanatçıklı yüzeylerde basınç katsayısının azaldığı sonucuna varılmıştır. Buna ek olarak sonuçlar düşük mertebelerde olduğundan kanat konfigürasyonu sebebiyle bazı istasyonlarda basınç katsayısının arttığı görölmektedir.

Çalışma sonunda bundan sonraki araştırmalarla ilgili aşağıdaki öneriler belirlenmiştir:

- Türbülanslı bir akışta lüle-levha arasındaki mesafe değıştirilerek çalışmalar yapılabilir. Ayrıca tek bir çarpan jetin kullanılarak soğutma yapılması yerine sıra halinde dizili jetler ya da eş eksenli jetler kullanılarak deneysel çözümler elde edilebilir. Dizili jetlerin birbirileri arasındaki mesafe ve lüle-levha arasındaki mesafe değıştirilerek çarpan jetlerin ısı transferine etkisi incelenebilir.

- Değişik akış simülasyon yöntemleri ve Fluent gibi yazılımlar kullanılarak akış olayları matematiksel olarak çözülebilir. Ayrıca akış gözlemlene deneyleri ile kanatlar

arsındaki akım yapısının belirlenmesi böylesine karışık bir geometride vorteks hareketleri hakkında bilgi sahibi olmak için oldukça faydalı olacaktır.

- Akışın yönü, plakanın akışa göre açısal konumu, kanatların şaşırtmalı ve açısal dizilişi gibi parametreler de değiştirilerek deneyler yapılabilir ve bu değişimlerin de ısı transferi ve akış karakteristiklerine etkileri incelenebilir. Dolayısıyla daha etkin bir konfigürasyon elde edilebilir.

KAYNAKLAR

- Advantech, 1995, PCLD-789D Amplifier and Multiplexer Board Pc-Lab Card Series User's Manual, (2nd Edition), Taiwan.
- Brignoni, L.A., Garimella, S.V., 1999. Experimental optimization of confined air jet impingement on a pin fin heat sink. *IEEE Transactions on Components and Packaging Technology*, 22(3), 399-404.
- Canıylmaz, E., Kutay, F., 2003. Taguchi metodunda varyans analizine alternatif bir yaklaşım. *J. Fac. Eng. Arch. Gazi Univ.*, 8/3, 51-63.
- Chattopadhyay, H., 2004. Numerical investigations of heat transfer from impinging annular jet. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47, 3197-3201.
- Chiriac, V.A., Ortega, A., 2002. A numerical study of the unsteady flow and heat transfer in a transitional confined slot jet impinging on an isothermal surface. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45, 1237-1248.
- Craft, T.J., Graham, L.J.W., Launder, B.E., 1993. Impinging jet studies for turbulence model assessment-II. An examination of the performance of four turbulence models. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 36(10), 2685-2697.
- Çelik, N., 2006. Optimum lüle şeklinin çarpan jet üzerindeki etkilerinin incelenmesi, Doktora tezi, Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ.
- El Sheikh, H.A., Garimella, S.V., 2000. Heat transfer from pin fin heat sinks under multiple impinging jets. *IEEE Transactions on Advanced Packaging*, 23(1), 113-120.
- Fleischer, A.S., Nejad, S.R., 2004. Jet impingement cooling of a discretely heated portion of a protruding pedestal with a single round air jet. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 28, 893-901.
- Garimella, S.V., Rice, R.A., 1995. Confined and submerged liquid jet impingement heat transfer. *Journal of Heat Transfer*, 117, 871-877.
- Gauntner, J.W., Livingood, J.N.B., Hrycak, P., 1970. Survey of literature onflow characteristics of single turbulent jet impinging on a flat plate. NASA TN D-5652 NTIS N70-18963
- Genichi, T., Clausing, D., 1990. Robust Quality, *Harvard Business Review*, 65-76.
- Gibson, M.M., Harper, R.D., 1997. Calculation of impinging jet heat transfer with the low Reynolds number k- ξ turbulence model. *Int. J. Heat and Fluid Flow*, 18, 80-87.
- 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, 612-617.
- Hollworth, B.R., Durbin, M., 1992. Impingement cooling of electronics. *Journal of Heat Transfer*, 114(3), 607-613.
- Incropera, F. P., Ramadhyani, S., 1994. Single phase, liquid jet impingement cooling of high performance chip. *Proc. NATO Adv. Study Institute on Cooling of Electronics Systems*, 227-327.
- Incropera, F. and Dewitt P.D., 1996, *Introduction to heat transfer* John Wiley & Sons. Inc., (Third Edition)

- Jambunathan, K., Lai, E., Moss, M.A., Button, B.L., 1992. A review of heat transfer data for single circular jet impingement. *Int. J. Heat and Fluid Flow*, 13(2), 106-115.
- Kackar, R.N., 1985. Off-line quality control, parameter design and Taguchi methods. *J Qual Tech.* 17, 176–209.
- Kayansayan, N., Küçüka, S., 2001. Impingement cooling of a semi-cylindrical concave channel by confined slot air jet. *Experimental and Thermal Fluid Science*, 25, 383-396.
- Koseoglu, M.F., Baskaya S., 2009. Experimental and numerical investigation of natural convection effects on confined impinging jet heat transfer. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52, 1326-1336.
- Lee, D.H., Won, S.Y., Kim, Y.T., Chung, Y.S., 2002. Turbulent heat transfer from a flat surface to a swirling round impinging jet. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 43, 1133-1139.
- Lee, J., Lee, S.J., 2000. The effect of nozzle aspect ratio on stagnation region heat transfer characteristics of elliptic impinging jet. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 43, 555-575.
- Lee, S.J., Lee, J.H., Lee, D.H., 1994. Local heat transfer measurements from an elliptic jet impinging on a flat plate using liquid crystal. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 37(6), 967-976.
- Li, C.Y., Garimella, S.V., 2001. Prandtl number effects and generalized correlations for confined and submerged jet impingement. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 44, 3471-3480.
- Lin, Z.H., Chou, Y.J., Hung, Y.H., 1997. Heat transfer behaviors of a confined slot jet impingement. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 5, 1095-1107.
- Liu, T., Sullivan, J.P., 1996. Heat transfer and flow structures in an excited circular impinging jet. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 39(17), 3695-3706.
- Lytle, D., Webb, B.W., 1994. Air jet impingement heat transfer at low nozzle-plate spacings. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 37(12), 1687-1697.
- Maveety, J.G., Jung, H.H., 2000. Design of an optimal pin-fin heat sink with air impingement cooling. *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, 27(2), 229-240.
- Meola, C., Luca, L.D., Carlomagno, G.M., 1996. Influence of shear layer dynamics on impingement heat transfer. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 13, 29-37.
- Minagawa, Y., Obi, S., 2003. Turbulence impinging jet onto a co-axial rotating disk. *Turbulence, Heat and Mass Transfer* 4, 755-763.
- O'Donovan, T.S., Murray, D.B., 2007. Jet impingement heat transfer-part I: Mean and Root Mean Square Heat Transfer and Velocity Distributions. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50, 3291-3301.
- P. Bradshaw, B.A., Love, E.M., 1961. The normal impingement of a circular air jet on a flat surface. *Aeronautical Research Council Reports and Memoranda*, R&M No:3205
- Phadke, M.S., 1989. *Quality engineering using robust design*. Englewood Cliffs, NJ: Prentice-Hall.
- Phadke, M.S., Kackar, R.N., Speeney, D.V., Grieco, M.J., 1983. Off-line quality control in integrated fabrication using experimental design. *Bell Sys Tech J*, 62(5), 1273–309.

- Rahimi, M., Owen, I., Mistry, J., 2003. Impingement heat transfer in an under-expanded axisymmetric air jet. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46, 263-272.
- Rajanatram, N., 1976. *Turbulent jets*. Elsevier, New York, 26-50.
- Rasipuram, S.C., Nasr, K.J., 2004. A numerically based parametric study of heat transfer off an inclined surface subject to impinging airflow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47, 4967-4977.
- Remsburg, R., 2001, *Thermal design of electronic equipment*, Boca Raton: CRC Press LLC.
- Royne, A., Dey, C.J., 2006. Effect of nozzle geometry on pressure drop and heat transfer in submerged jet arrays. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49, 800-804.
- Sahin, B., 2004. Daralan-genişleyen geometride dizilmiş dikdörtgen kanatçıklı ısı değiştiricilerinde ısı ve akış karakteristiklerinin incelenmesi. Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, Erzurum.
- Sailor, D.J., Rohli, D.J., Fu, Q., 1999. Effect of variable duty cycle flow pulsations on heat transfer enhancement for an impinging air jet. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 20, 574-580.
- Taguchi, G., 1987. *System of experimental design, quality resources*. New York: International Publications.
- Telişık, Ç.B., 2007. Lüle-hedef yüzey arası uzaklığın çarpan jet akış ve ısı transferi karakteristiklerine etkisinin sayısal olarak incelenmesi. Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Ankara.
- Valiorgue, P., Persoons, T., McGuinn, A., Murray, D.B., 2009. Heat transfer mechanisms in an impinging synthetic jet for a small jet to surface spacing. *Experimental Thermal and Fluid Science*, doi:10.1016/j.expthermflusci.2008.12.006.
- Viskanta, R., 1993. Heat transfer to impinging isothermal gas and flame jets. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 6(2), 111-134.
- Xu, Z., Hangan, H., 2008. Scale, boundary and inlet condition effect on impinging jets. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 96, 2383-2402.
- Yan, X., Saniei, N., 1997. Heat transfer from an obliquely impinging circular air jet to a flat plate. *Int. J. Heat and Fluid Flow*, 18, 591-599.
- Yan, W.M., Liu, H.C., Soong, C.Y., Yang, W.J., 2005. Experimental study of impinging heat transfer along rib-roughened walls by using transient liquid crystal technique. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48, 2420-2428.
- Yan, W.M., Mei, S.C., Liu, H.C., Soong, C.Y., Yang, W.J., 2004. Measurements of detailed heat transfer on a surface under arrays of impinging elliptic jets by a transient liquid crystal technique. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 47, 5235-5245.
- Yang, Y., Tsai, S., 2007. Numerical study of transient conjugate heat transfer of a turbulent impinging jet. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50, 799-807.
- Yu, M.H., Monkewitz, P.A., 1993. Oscillations in the near field of a heated two dimensional jet. *J. Fluid Mech.*, 255, 323-347.
- Zhou, D.W., Lee, S.J., 2004. Heat transfer enhancement of impinging jets using mesh screens. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 47, 2097-2108.

EKLER

EK 1 . PCL-818HG DATA ÖLÇÜM KARTININ TEKNİK ÖZELLİKLERİ

3. Analog Giriş

- Dönüştürme Zamanı :8 μ sn
- Giriş Aralığı (V):

Diferansiyel Giriş : $\pm 10, \pm 5, \pm 1, \pm 0.5, \pm 0.1, \pm 0.05, \pm 0.01, \pm 0.005$

Tek Ortak Noktalı Giriş : $0 \sim 10, 0 \sim 1, 0 \sim 0.1, 0 \sim 0.01$

- Maksimum Data Çıkış Frekansı (Kuvvetlendirici sükunet zamanına bağlı olarak)

Kazanç	Hız	Kanallar
0.5,1	100 kHz	Tekli (giriş sinyali ≤ 3 V)
0.5,1,5,10	35 kHz	Çoklu
50,100	7 kHz	Çoklu
500,1000	1 kHz	Çoklu

- Hassasiyet:

Kazanç = 0.5, 1	0.01 % of FSR ± 1 LSB
Kazanç = 5 , 10	0.02 % of FSR ± 1 LSB
Kazanç = 50 , 100	0.04 % of FSR ± 1 LSB
Kazanç = 500 , 1000	0.08 % of FSR ± 1 LSB

4. Genel

Kart Üzerindeki Hafıza : A/D için 1K örnekleme FIFO

Güç Tüketimi : +5 V- 500 mA, +12V-200 mA, -12V-14mA

Giriş/Çıkış (I/O) Port Sayısı : Aktif FIFO durumunda 32 byte,
Pasif FIFO durumunda 16 byte

A/D, D/A Konnektor Tipi : DB-37

Boyutlar : 185x 100 mm

ÖZGEÇMİŞ

1984 yılında İzmir’de doğdu. İlk, Orta ve Lise Öğrenimini İzmir’de tamamladı. 2002 yılında girdiği Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü’nden 2006 yılında bölüm birinciliği ile mezun oldu. Aynı yıl Eylül ayında Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Enerji Bilim Dalı’nda yüksek lisans eğitimine başladı. 2006-2009 yılları arasında özel sektörde Araçlarda LPG Dönüşüm ve Doğalgaz İç Tesisat alanıyla ilgili sorumlu mühendis olarak çalıştı.

Ocak 2009’dan beri Yüzüncü Yıl Üniversitesi Erciş Meslek Yüksekokulu Makine ve Metal Teknolojileri Bölümü’nde Öğretim Görevlisi olarak çalışmaktadır.