



**ÇOKLU ÇARPAN HAVA JET SOĞUTMANIN
DENEYSEL VE SAYISAL İNCELENMESİ**

Ayşe YEŞİLYURT

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

2019

Her hakkı saklıdır

**ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**ÇOKLU ÇARPAN HAVA JET SOĞUTMANIN DENEYSEL VE
SAYISAL İNCELENMESİ**

Ayşe YEŞİLYURT

**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
Enerji Bilim Dalı**

**ERZURUM
2019**

Her Hakkı Saklıdır



T.C.
ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ



TEZ ONAY FORMU

ÇOKLU ÇARPAN HAVA JET SOĞUTMANIN DENEYSEL VE SAYISAL
İNCELENMESİ

Prof. Dr. Kenan YAKUT'un danışmanlığında Ayşe YEŞİLYURT tarafından hazırlanan bu çalışma 20/09/2019 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı – Enerji Dalı'nda Yüksek Lisans tezi olarak ~~oybirliği/oy çokluğu~~ (..../....) ile kabul edilmiştir.

Başkan : Prof. Dr. Kenan YAKUT

İmza : 

Üye : Prof. Dr. Kadir BAKIRCI

İmza : 

Üye : Prof. Dr. Bayram ŞAHİN

İmza : 

Yukarıdaki sonuç;

Enstitü Yönetim Kurulu .03./10..../2019 tarih ve ..39./...79..... nolu kararı ile onaylanmıştır.



Prof. Dr. Mehmet KARAKAN
Enstitü Müdürü

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

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

ÇOKLU ÇARPAN HAVA JET SOĞUTMANIN DENEYSEL VE SAYISAL İNCELENMESİ

Ayşe YEŞİLYURT

Atatürk Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı
Enerji Bilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Kenan YAKUT

Çarpan hava jetleri soğutmanın ihtiyaç duyulduğu gaz türbin kanatlarının soğutulması, cam temperlemesi, metallerin ısı işlemleri, kumaş, kağıt, kereste vb. malzemelerin kurutulması gibi birçok endüstriyel uygulamada kullanılmaktadır. Çarpan jetle soğutmada diğer soğutma yöntemlerine göre daha az akışkan debisi kullanılarak daha yüksek ısı transferi elde edilebilmektedir. Isı transferi yüzey alanı küçükken tekli çarpan jet nozulları yeterli soğutma performansı göstermektedir. Isı transferi yüzey alanı büyüdükçe istenilen soğutma kapasitesinin elde edilebilmesi için çoklu çarpan jetin kullanımı gerekmektedir. Çoklu nozul uygulamalarında girişim bölgelerindeki türbülans çalkantıları artar ve ısı alıcı üzerindeki akım yapısı daha kompleks bir hal alır. Bu yüzden soğutma yükü tespitinde deneysel çalışma yapılması gerekmektedir.

Bu tez çalışmasında daha önce Taguchi yöntemiyle optimize edilmiş dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcısının, çoklu çarpan jetle ısı transferi karakteristiklerinin deneysel ve sayısal analizi yapılmıştır. Sayısal çözümler, ANSYS Fluent yazılımında gerçekleştirilmiştir. $h/d=2-4-6$ ısı alıcı nozul arası mesafe ve $d=13-16-22$ mm nozul çapları için farklı hızlarda deneysel çalışma yürütülmüştür. Artan Reynolds sayısı ile Nusselt sayısının arttığı dolayısıyla ısı transferinin iyileştiği görülmüştür. Deneysel çalışma sonucu elde edilen verilerle Nu-Re korelasyonu elde edilmiştir. Sonuçlar analiz edildiğinde, sayısal ve deneysel sonuçların özellikle düşük Reynolds sayılarında iyi bir uyum içerisinde olduğu gözlemlenmiştir.

2019, 179 sayfa

Anahtar Kelimeler: Zorlanmış taşınım, çoklu çarpan hava jet, türbülans modeli, deneysel ve sayısal çözümler, Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD)

ABSTRACT

Master Thesis

EXPERIMENTAL and NUMERICAL INVESTIGATION OF COOLING WITH MULTIPLE AIR JET IMPIGEMENT

Ayşe YEŞİLYURT

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

Supervisor: Prof. Dr. Kenan YAKUT

Impingement jets are used cooling of gas turbine blades where cooling is needed, glass tempering, heat treatment of metals, drying of fabrics, paper, timber etc. in many industrial applications. In impingement jet jet cooling, higher heat transfer is obtained by using less fluid flow compared to other cooling methods. While single-impingement jet nozzles can provide sufficient cooling performance when the heating surface area is small, the use of impingement jet is required to achieve the desired cooling capacity as the heating area grows. In multiple nozzle applications, turbulence fluctuations in the interference zones increase and the fluent structure on the heat sink becomes more complex. Therefore, an experimental study is needed to determine the cooling load.

In this thesis, impingement jet heat transfer characteristics in rectangular fin heat exchanger optimized by Taguchi method were analyzed by using experimental and Computational Fluid Dynamics (CFD) package program ANSYS Fluent. Experimental study was carried out at different velocities for $h/d = 2-4-6$ distance between heat sink nozzle, $d = 13-16-22$ mm nozzle diameters. It was observed that the Reynolds number increased while the Nusselt number increased and therefore the heat transfer improved.. Results are expressed by Nu-Re correlations. When the results were analyzed, it was observed that numerical and experimental results were in a good agreement especially in low Reynolds numbers.

2019, 179 pages

Keywords: forced convection, multiple impinging jets, turbulent model, experimental and numerical analysis, Computational Fluid Dynamics (CFD).

TEŞEKKÜR

Sunduğum bu Yüksek Lisans Tez Çalışması, Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Enerji Bilim Dalı'nda hazırlanmıştır.

Tez çalışmam süresince desteklerini esirgemeyen, tecrübe ve bilgi birikimlerini benimle paylaşan danışman hocam Sayın Prof. Dr. Kenan YAKUT'a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Deneysel çalışmalarımındaki katkılarından dolayı Sayın Dr. Öğr. Üyesi Faruk YEŞİLDAL'a, Sayın Dr. Öğr. Üyesi Altuğ KARABEY'e, Sayın Öğr. Gör. Abdüssamed KABAKUŞ'a, sayısal analizlerde yardımlarını esirgemeyen Sayın Arş. Gör. Ahmet Numan ÖZAKIN'a, Sayın Öğr. Gör. Rıdvan YAKUT'a, Sayın Arş. Gör. Galip KALTAKKIRAN'a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Çalışmalarım boyunca her zaman yanımda olan değerli dostlarım Elektrik Elektronik Yüksek Mühendisi Betül SOSLU'ya, Gastronom Fatma OLTULU'ya ve Yüksek İlahiyatçı Hatice ERTEKİN'e sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Hayatımın her anında yanımda olan, maddi ve manevi desteklerini her an yanımda hissettiren değerli aileme, çalışmam boyunca her zaman yanımda olan Arş. Gör. Ayşe BAĞIRAN'a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Ayşe YEŞİLYURT

Eylül, 2019

İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	i
ABSTRACT	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
SİMGELER DİZİNİ.....	vii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	ix
ÇİZELGELER DİZİNİ	xv
1. GİRİŞ.....	1
1.1. Çarpan Jetlerin Hidrodinamik ve Geometrik Yapısı	2
1.1.1. Serbest jet bölgesi.....	2
1.1.2. Durma/Çarpma bölgesi.....	5
1.1.3. Duvar jeti bölgesi	6
1.2. Çarpan Jetle Soğutma Sistemlerinin Sınıflandırılması.....	6
1.2.1. Sınırsız serbest yüzey jetleri.....	6
1.2.2. Sınırsız dalmış jetler	7
1.2.3. Yarı sınırlanmış dalmış jetler:	8
1.3. Çarpan Yarı (Slot) ve Jet Dizileri.....	9
1.4. Eş-Eksenli Jetler	10
2. KURAMSAL TEMELLER	41
2.1. Genel Isı Transferi Kavram ve Tanımları	41
2.1.1. Isı iletimi (Kondüksiyon) ile ısı transferi	42
2.1.2. Taşınım(Konveksiyon) ile ısı transferi.....	42
2.1.3. Işınım (Radyasyon) ile ısı transferi	43
2.2. Hız (Hidrodinamik) Sınır Tabaka.....	44
2.3. Laminer ve Türbülanslı Akış.....	45
2.4. Türbülans ve Türbülans Modelleme.....	46
2.4.1. Standart k-ε modeli.....	50
2.4.2. RNG k-ε türbülans modeli.....	52
2.4.3. k-ω ve SST türbülans modelleri	52
2.5. Duvar Fonksiyonu	54

2.6. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD).....	56
2.6.1. HAD yazılımlarının avantajları	58
2.6.2. ANSYS Fluent.....	59
2.7. HAD Yazılımı	60
2.7.1. Ön işlemci (Pre-Processor).....	60
2.7.2. Çözücü (Solver).....	61
2.7.3. Son işlemci (Post-Processor).....	61
2.8. Sayısal Çözüm Teknikleri	62
2.8.1. Sonlu farklar yöntemi	62
2.8.2. Sonlu elemanlar yöntemi.....	62
2.8.3. Spectral yöntem.....	63
2.8.4. Sonlu hacimler yöntemi.....	63
2.9. Temel Denklemler.....	64
2.9.1. Kütle korunumu prensibi – Süreklilik denklemi	64
2.9.2. Momentumun korunumu prensibi-Momentum denklemi	65
2.9.3. Enerjinin korunumu kanunu-Enerji denklemi	68
2.9.4. Euler denklemi	71
2.9.5. Navier-Stokes denklemleri	71
2.10. Sonlu Hacim Yöntemi (SHY) Uygulaması	73
3. MATERYAL ve YÖNTEM.....	83
3.1. Deney Düzeneği	84
3.2. Test Bölgesi.....	86
3.3. Test Elemanları.....	87
3.4. Isıl çiftler ve Veri Toplama Sistemi	89
3.5. Isı Transferi Deneylelerinin Yapılışı.....	91
3.6. Hız ölçümü	92
3.7. Karakteristik Hesaplamalarda Deneysel Verilerin Kullanılması	92
3.8. Deney Tasarım Teknikleri ve Taguchi Deney Tasarımı	95
3.9. Deneysel Belirsizlikler	96
3.10. ANSYS Fluent 18.1.....	97
3.11. Fluent Teknik Özellikleri	98
3.11.1. Genel benzetim özellikleri.....	98

3.11.2. Sayısal ağ özellikleri	99
3.11.3. Sayısal metot	100
3.11.4. Türbülans modelleme	101
3.11.5. Isı transferi.....	102
3.11.6. Sınır koşulları	103
3.12. ANSYS Workbench Platformu	104
3.12.1. ANSYS tasarım modelleyici	105
3.12.2. ANSYS Meshing.....	106
3.12.3. ANSYS Fluent.....	106
3.13. Çözüm Adımları	107
3.14. Sayısal Analizin Yapılması	109
3.14.1. Proje dosyasının oluşturulması.....	109
3.14.2. Design Modeler sayfasında modelin oluşturulması	110
3.14.3. Mesh sayfasında sayısal ağın oluşturulması.....	111
3.14.4. Set Up sayfasında değerlerin verilmesi	113
3.14.5. Result sayfasından sonuçların alınması.....	114
4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA.....	116
4.1. Isı Transferi ve Akış Karakteristikleri.....	116
4.2. Korelasyon Tespiti	116
4.3. Termal Görüntüler	118
4.4. Isı Transferi Sonuçları	121
5. SONUÇ	169
KAYNAKLAR	174
ÖZGEÇMİŞ	180

SİMGELER DİZİNİ

\bar{w}	Z yönündeki akış özelliği
Γ	Yayınım katsayısı
\dot{m}	Kütleli debi (kg/s)
$\Omega(db)$	Yüzdeli değerin omega dönüşümü ile bulunan desibel değeri
μ_j/μ_ω	Boyutsuz viskozite oranı
ΔP	Basınç değışimi (Pa)
a	Akışkan ısı yayınım katsayısı
A_s	Yüzey alanı (m ²)
A_x	Kontrol hacminin x yönüne dik alanı
c_{px}	X yönündeki basınç katsayısı
c_{py}	Y yönündeki basınç katsayısı
d	Lüle çapı (mm)
dT/dx	Sıcaklığın x ekseni boyunca değışimi (K)
F	Şekil faktörü
h	Lüle-kanat arası mesafe (mm)
H	Jet çıkışı-hedef plaka mesafesi
h	Taşınım katsayısı (W/m^2K)
h/d	Jet boyu-lüle çapı oranı
HAD	Hesaplamalı akışkanlar dinamiği
h_k	Kanat yüksekliği (mm)
k	Isı iletim katsayısı (W/mK)
k	Türbülans kinetik enerji
L	Taban plaka uzunluğu
L_{pc}	Potansiyel çekirdek bölgesi uzunluğu (mm)
n	Kanatçık boyunca ısı dağılımı
N	Plaka üzerindeki toplam kanat sayısı
Nu	Nusselt sayısı
P	Basınç
Pr	Prandtl sayısı

Q_{cond}	İletimi ile ısı transfer miktarı (W)
Q_{conv}	Taşınm ile ısı transfer miktarı (W)
Q_{rad}	Işınım ile ısı transfer miktarı (W)
R	Doğruluk oranı
Re	Reynolds sayısı
t	Kanat kalınlığı
T_{∞}	Ortam sıcaklığı
T_y	Yüzey sıcaklığı
u	Akışkan hızının x bileşeni
u_{∞}	Serbest akış değeri
U_j	Lüle çıkış hızı (m/s)
U_m	Lüle merkezindeki hız (m/s)
V	Lüle çıkış jet hızı (m/s)
W	Taban plaka genişliği
w'	Z yönündeki akış çalkantı bileşeni
δ	Sınır tabaka kalınlığı
δ_t	Isıl sınır tabaka kalınlığı
ΔV	Kontrol hacmi
ε	Yayma oranı
λ	Isıl iletkenlik değeri
μ	Dinamik viskozite
ρ	Akışkan yoğunluğu (kg/m^3)
σ	Stefan-Boltzman Sabiti (W/m^2K^4)
τ	Kayma gerilmesi
Φ	Türbülans kinetik enerji üretimi
ϕ	Jetin sıkışma yüzeyine olan eğim açısı
ω	Özgül yayılma hızı

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1. Düz bir yüzeye dik olarak çarpan bir jetin oluşturduğu akışın şematik görünümü	3
Şekil 1.2. Düz bir yüzeye çarpan dairesel lüleden çıkan akışkanın şematik ve gerçek görüntüsü	3
Şekil 1.3. Serbest jetin akış bölgeleri	4
Şekil 1.4. a) Sınırsız serbest yüzey jeti, b) Sınırsız dalmış jet	7
Şekil 1.5. Yarı sınırlandırılmış, daldırılmış jet, a) kısa lüle-levha mesafesi, b) uzun lüle-levha mesafesi	9
Şekil 1.6. Bir dizi yarıklı jetin yüzeye çarpması	9
Şekil 1.7. Yanma odalarında kullanılan eş-eksenli bir jetin genel görünüşü	11
Şekil 2.1. Çarpan jette hız sınır tabakanın farklı mesafelerdeki değişimi	44
Şekil 2.2. Laminer ve türbülans akışlar	45
Şekil 2.3. Türbülanslı akışta ortalama ve çalkantı hız terimleri	47
Şekil 2.4. Kontrol hacminin gösterimi	63
Şekil 2.5. Sınır tabakası içerisinde kontrol hacmi- Kütle korunumu prensibi	65
Şekil 2.6. Sınır tabakası içerisinde kontrol hacmi-Momentum korunumu	68
Şekil 2.7. Sınır tabaka içinde kontrol hacmi- Enerjinin korunumu kanunu	70
Şekil 2.8. Bir boyutlu etki alanı	74
Şekil 2.9 Alan ayrıştırması	74
Şekil 2.10. Uniform dairesel kanatçık	76
Şekil 2.11 Kontrol hacimleri	77
Şekil 2.12. Analitik ve numerik analiz sonuçlarının karşılaştırılması	81
Şekil 3.1. Deney düzeneğinin görünüşü	84
Şekil 3.2. Deney düzeneğinin şematik görünümü	85
Şekil 3.3. Test bölgesinin görünüşü	87
Şekil 3.4. Dikdörtgen ısı alıcı	88
Şekil 3.5. Veri toplama ünitesinin görünüşü	91
Şekil 3.6. Birbirine temas eden yüzeyler arasında ısı akışı (a) Ara yüzey malzemesi kullanılmadan (b) Ara yüzey malzemesi kullanılarak	91

Şekil 3.7. ANSYS’de oluşturulan proje dosyaları	110
Şekil 3.8. Design modeller sayfasında oluşturulan model	111
Şekil 3.9. Sayısal ağın oluşturulması	113
Şekil 3.10. Residual ekranında çözümün yakınsaması	114
Şekil 3.11. CFD-Post sayfasında hız ve sıcaklık çizgilerinin üst üste gösterimi	115
Şekil 4.1. STATISTICA 7.1 programı ile R doğruluğunun bulunması	117
Şekil 4.2. STATISTICA 7.1 programı ile korelasyon modelinin katsayılarının bulunması	117
Şekil 4.3. Testo FC-875-2 Model termal kameranın görünüşü	118
Şekil 4.4. Dikdörtgen ısı alıcı, $h_k=15$ mm, $d=16$ mm ve $h/d=2$ olduğu durumda alınan termal görüntü	118
Şekil 4.5. Dikdörtgen ısı alıcı, $h_k=15$ mm, $d=16$ mm ve $h/d=4$ olduğu durumda alınan termal görüntü	119
Şekil 4.6. Dikdörtgen ısı alıcı, $h_k=15$ mm, $d=16$ mm ve $h/d=6$ olduğu durumda alınan termal görüntü	119
Şekil 4.7. Dikdörtgen ısı alıcı, $h_k=15$ mm, $d=22$ mm ve $h/d=2$ olduğu durumda alınan termal görüntü	120
Şekil 4.8. Dikdörtgen ısı alıcı, $h_k=25$ mm, $d=22$ mm ve $h/d=2$ olduğu durumda alınan termal görüntü	120
Şekil 4.9. Dikdörtgen ısı alıcı, $h_k=35$ mm, $d=22$ mm ve $h/d=2$ olduğu durumda alınan termal görüntü	121
Şekil 4.10. $h_k=15$ mm’ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=22$ mm nozul çapına ve $h/d=2-4-6$ mesafelerine göre Nu-Re değişiminin deneysel analizi	122
Şekil 4.11. $h_k=15$ mm’ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=16$ mm nozul çapına ve $h/d=2-4-6$ mesafelerine göre Nu-Re değişiminin deneysel analizi	123
Şekil 4.12. $h_k=15$ mm’ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=13$ mm nozul çapına ve $h/d=2-4-6$ mesafelerine göre Nu-Re değişiminin deneysel analizi	124
Şekil 4.13. $h_k=25$ mm’ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=22$ mm nozul çapına ve $h/d=2-4-6$ mesafelerine göre Nu-Re değişiminin deneysel analizi	125
Şekil 4.14. $h_k=25$ mm’ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=16$ mm nozul çapına ve $h/d=2-4-6$ mesafelerine göre Nu-Re değişiminin deneysel analizi	126

Şekil 4.15. $h_k=25\text{mm}$ 'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=13\text{mm}$ nozul çapına ve $h/d=2-4-6$ mesafelerine göre Nu-Re değişiminin deneysel analizi	127
Şekil 4.16. $h_k=35\text{mm}$ 'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=22\text{mm}$ nozul çapına ve $h/d=2-4-6$ mesafelerine göre Nu-Re değişiminin deneysel analizi	128
Şekil 4.17. $h_k=35\text{mm}$ 'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=16\text{mm}$ nozul çapına ve $h/d=2-4-6$ mesafelerine göre Nu-Re değişiminin deneysel analizi	129
Şekil 4.18. $h_k=35\text{mm}$ 'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=13\text{mm}$ nozul çapına ve $h/d=2-4-6$ mesafelerine göre Nu-Re değişiminin deneysel analizi	130
Şekil 4.19. $h_k=15\text{mm}$ 'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=22\text{mm}$ nozul çapına ve $h/d=2-4-6$ mesafelerine göre Nu-Re değişiminin sayısal analizi	131
Şekil 4.20. $h_k=15\text{mm}$ 'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=16\text{mm}$ nozul çapına ve $h/d=2-4-6$ mesafelerine göre Nu-Re değişiminin sayısal analizi	132
Şekil 4.21. $h_k=15\text{mm}$ 'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=13\text{mm}$ nozul çapına ve $h/d=2-4-6$ mesafelerine göre Nu-Re değişiminin sayısal analizi	133
Şekil 4.22. $h_k=25\text{mm}$ 'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=22\text{mm}$ nozul çapına ve $h/d=2-4-6$ mesafelerine göre Nu-Re değişiminin sayısal analizi	134
Şekil 4.23. $h_k=25\text{mm}$ 'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=16\text{mm}$ nozul çapına ve $h/d=2-4-6$ mesafelerine göre Nu-Re değişiminin sayısal analizi	135
Şekil 4.24. $h_k=25\text{mm}$ 'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=13\text{mm}$ nozul çapına ve $h/d=2-4-6$ mesafelerine göre Nu-Re değişiminin sayısal analizi	136
Şekil 4.25. $h_k=35\text{mm}$ 'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=22\text{mm}$ nozul çapına ve $h/d=2-4-6$ mesafelerine göre Nu-Re değişiminin sayısal analizi	137
Şekil 4.26. $h_k=35\text{mm}$ 'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=16\text{mm}$ nozul çapına ve $h/d=2-4-6$ mesafelerine göre Nu-Re değişiminin sayısal analizi	138
Şekil 4.27. $h_k=35\text{mm}$ 'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=13\text{mm}$ nozul çapına ve $h/d=2-4-6$ mesafelerine göre Nu-Re değişiminin sayısal analizi	139
Şekil 4.28. $h_k=15\text{mm}$ 'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=22\text{mm}$ nozul çapına ve $h/d=2$ mesafesine göre Nu-Re değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması	140
Şekil 4.29. $h_k=15\text{mm}$ 'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=22\text{mm}$ nozul çapına ve $h/d=4$ mesafesine göre Nu-Re değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması	141

Şekil 4.30. $h_k=15\text{mm}$ 'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=22\text{mm}$ nozul çapına ve $h/d=6$ mesafesine göre Nu-Re değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması	142
Şekil 4.31. $h_k=15\text{mm}$ 'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=16\text{mm}$ nozul çapına ve $h/d=2$ mesafesine göre Nu-Re değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması	143
Şekil 4.32. $h_k=15\text{mm}$ 'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=16\text{mm}$ nozul çapına ve $h/d=4$ mesafesine göre Nu-Re değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması	144
Şekil 4.33. $h_k=15\text{mm}$ 'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=16\text{mm}$ nozul çapına ve $h/d=6$ mesafesine göre Nu-Re değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması	145
Şekil 4.34. $h_k=15\text{mm}$ 'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=13\text{mm}$ nozul çapına ve $h/d=2$ mesafesine göre Nu-Re değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması	146
Şekil 4.35. $h_k=15\text{mm}$ 'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=13\text{mm}$ nozul çapına ve $h/d=4$ mesafesine göre Nu-Re değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması	147
Şekil 4.36. $h_k=15\text{mm}$ 'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=13\text{mm}$ nozul çapına ve $h/d=6$ mesafesine göre Nu-Re değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması	148
Şekil 4.37. $h_k=25\text{mm}$ 'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=22\text{mm}$ nozul çapına ve $h/d=2$ mesafesine göre Nu-Re değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması	149
Şekil 4.38. $h_k=25\text{mm}$ 'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=22\text{mm}$ nozul çapına ve $h/d=4$ mesafesine göre Nu-Re değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması	150
Şekil 4.39. $h_k=25\text{mm}$ 'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=22\text{mm}$ nozul çapına ve $h/d=6$ mesafesine göre Nu-Re değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması	151

Şekil 4.40. $h_k=25\text{mm}$ 'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=16\text{mm}$ nozul çapına ve $h/d=2$ mesafesine göre Nu-Re değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması	152
Şekil 4.41. $h_k=25\text{mm}$ 'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=16\text{mm}$ nozul çapına ve $h/d=4$ mesafesine göre Nu-Re değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması	153
Şekil 4.42. $h_k=25\text{mm}$ 'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=16\text{mm}$ nozul çapına ve $h/d=6$ mesafesine göre Nu-Re değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması	154
Şekil 4.43. $h_k=25\text{mm}$ 'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=13\text{mm}$ nozul çapına ve $h/d=2$ mesafesine göre Nu-Re değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması	155
Şekil 4.44. $h_k=25\text{mm}$ 'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=13\text{mm}$ nozul çapına ve $h/d=4$ mesafesine göre Nu-Re değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması	156
Şekil 4.45. $h_k=25\text{mm}$ 'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=13\text{mm}$ nozul çapına ve $h/d=6$ mesafesine göre Nu-Re değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması	157
Şekil 4.46. $h_k=35\text{mm}$ 'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=22\text{mm}$ nozul çapına ve $h/d=2$ mesafesine göre Nu-Re değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması	158
Şekil 4.47. $h_k=35\text{mm}$ 'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=22\text{mm}$ nozul çapına ve $h/d=4$ mesafesine göre Nu-Re değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması	159
Şekil 4.48. $h_k=35\text{mm}$ 'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=22\text{mm}$ nozul çapına ve $h/d=6$ mesafesine göre Nu-Re değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması	160
Şekil 4.49. $h_k=35\text{mm}$ 'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=16\text{mm}$ nozul çapına ve $h/d=2$ mesafesine göre Nu-Re değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması	161

Şekil 4.50. $h_k=35\text{mm}$ 'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=16\text{mm}$ nozul çapına ve $h/d=4$ mesafesine göre Nu-Re değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması	162
Şekil 4.51. $h_k=35\text{mm}$ 'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=16\text{mm}$ nozul çapına ve $h/d=6$ mesafesine göre Nu-Re değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması	163
Şekil 4.52. $h_k=35\text{mm}$ 'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=13\text{mm}$ nozul çapına ve $h/d=2$ mesafesine göre Nu-Re değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması	164
Şekil 4.53. $h_k=35\text{mm}$ 'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=13\text{mm}$ nozul çapına ve $h/d=4$ mesafesine göre Nu-Re değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması	165
Şekil 4.54. $h_k=35\text{mm}$ 'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=13\text{mm}$ nozul çapına ve $h/d=6$ mesafesine göre Nu-Re değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması	166
Şekil 4.55. Dikdörtgen ısı alıcı, $h_k=35\text{ mm}$, $h/d=6$, çoklu nozul çapı $d=16\text{ mm}$ ve tekli nozul çapı $d=75\text{mm}$ ile yapılan soğutmada ısı transferi sonuçlarının karşılaştırılması	167

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 2.1. Taşınım katsayısının çeşitli değerleri	43
Çizelge 2.2. Düğüm noktaları	78
Çizelge 2.3. Ayrık denklem katsayıları	79
Çizelge 2.4. Sınır düğüm noktası 5 in katsayıları	79
Çizelge 2.5. Düğüm noktalarının ayrık denklem katsayıları	79
Çizelge 2.6. Analitik ifade ile sonlu hacim çözüm karşılaştırılması	80
Çizelge 2.7. Analitik ifade ile sonlu hacim çözüm karşılaştırılması	82
Çizelge 3.1. Çalışmada kullanılan dikdörtgen ısı alıcı için parametreler ve değerleri ...	89
Çizelge 3.2. PCLD-789 yükseltici ve çoklayıcı kartın kazanç tablosu	90
Çizelge 3.3. Hız probunun teknik özellikleri	92
Çizelge 3.4. Ölçülen büyüklüklerdeki belirsizlikler	96
Çizelge 3.5. Akış alanlarına verilen name selectionlar.....	112
Çizelge 4.1. Çalışmada incelenen parametreler ve değerleri.....	121

1. GİRİŞ

Günümüz dünyasında yaşanan teknolojik gelişmeler yaşamın her anında kendisini hissettirmekte ve her geçen gün, insanların hayal gücünü zorlamaya devam etmektedir. Makine, kimya, otomotiv vb. birçok sanayi dallarında elektronik ekipmanların sayısı ve çeşidi giderek artarken, kullanımını da yaygınlaşmaya devam etmektedir. Gelişen bu teknoloji, kurulan ve tasarlanan bu elektronik ekipmanların sağlıklı ve en verimli şekilde çalışmalarının da önemini ortaya koymaktadır (Yıldız 2012).

Çarpan jet, dairesel veya dikdörtgensel gibi çeşitli geometrideki lüleden çıkan akışkanın bir yüzeye çarpması üzerine oluşturulmuştur. Çarpan jetin çalışma mantığı, çarpma yüzeyinde sınır tabaka kalınlığının azaltılarak ısı taşınım katsayısının artırılması ve böylece ısı ve kütle transferinin sağlanması olarak açıklanabilir. Çarpan jet uygulamalarında, çarpma bölgesinde sınır tabaka kalınlığı ise akışkanın hızına bağlı olarak azalmaktadır (Karabey 2010).

Çarpan hava jetlerinin verimini etkileyen parametreler; çarptırılan akışkan hızı ve sıcaklığı, lüle ile levha arası mesafe, Reynolds sayısının değeri, lüle açısı, lüle şekli, miktarı ve lüleler arası mesafe ile akışın laminer ya da türbülanslı olması şeklinde sıralanabilir (Kabakuş 2012).

Çarpan jetlerin ısı transferi ve akış özellikleri ise lüle geometrisi, lüle-ısı alıcı arası mesafe, lüle çıkışındaki hız profili, çarpma yüzeyi geometrisi ve jet-ısı alıcı arasındaki sıcaklık farkı gibi birçok parametreye bağlıdır (Kabakuş 2012).

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

Çalışma 5 aşamadan oluşmaktadır.

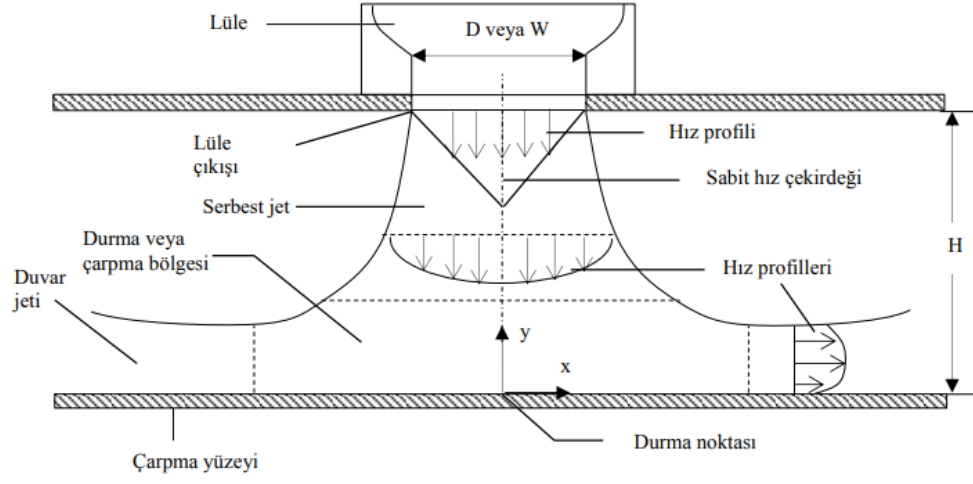
1. Giriş kısmı: Bu kısımda çarpan jetin tanımını, kullanım alanlarını, çarpan jetlerin hidrolik ve geometrik yapısını, çarpan jetlerin sınıflandırılmasını ve literatür çalışmalarını içermektedir.
2. Kuramsal temeller: Bu kısımda genel olarak ısı transferi mekanizmalarından ve HAD paket programı olan ANSYS Fluent yazılımından bahsedilmiştir.
3. Materyal ve yöntem: Bu kısımda deney düzeneği ve deneysel çalışma tanıtılmıştır. Taguchi yönteminden kısaca bahsedilmiştir.
4. Araştırma bulguları: Bu kısımda deneysel ve sayısal çalışmalar sonucu elde edilen veriler analiz edilerek Nu- Re grafikleri verilmiştir. Ek olarak ısı alıcılar üzerindeki sıcaklık dağılımını gösteren termal görüntüler sunulmuştur.
5. Sonuç: Bu kısımda ise deneysel ve sayısal analiz sonuçlarının değerlendirilmesi yapılmıştır.

1.1. Çarpan Jetlerin Hidrodinamik ve Geometrik Yapısı

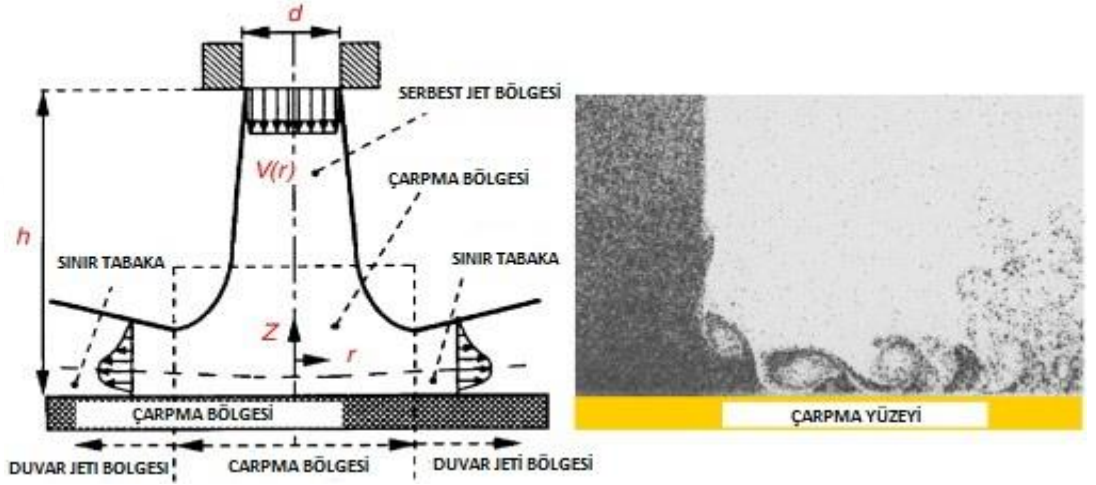
Çarpan jet; serbest jet bölgesi, durma/çarpma bölgesi ve duvar jeti bölgesi olmak üzere üç kısımdan oluşur.

1.1.1. Serbest jet bölgesi

D çapında dairesel veya W genişliğinde dikdörtgen, sabit bir hız dağılımına sahip olan lüleden durgun ortama hava püskürtülmekte olan tipik bir jetteki akış, şematik olarak Şekil 1.1’de gösterilmektedir. Çarpma, çarpma yüzeyine dik olabileceği gibi, eğik açıyla da olabilmektedir. “Durma Noktası” olarak tanımlanan durum dik açılı çarpan jetlerde hedef yüzey ile jet ekseninin kesişimidir. Çarpan jetler, serbest jet bölgesi, durma veya çarpma bölgesi ve duvar jeti bölgesi olan üç bölümden oluşmaktadır.

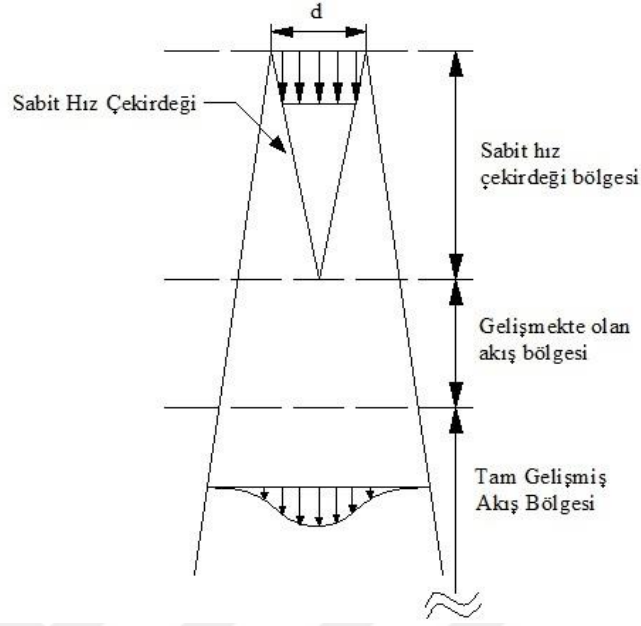


Şekil 1.1. Düz bir yüzeye dik olarak çarpan bir jetin oluşturduğu akışın şematik görünümü (Elibol 2017)



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

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



Şekil 1.3. Serbest jetin akış bölgeleri (Köseoğlu 2007)

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. Gaunter 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 (Ganter *et al.* 1970).

Gelişmekte olan akış bölgesinde, Çevre ile jet arasındaki momentum aktarımı sonucunda jet merkezindeki hızın azalması durumu ortaya çıkar. Bu bölgenin sonunda akış tam gelişmiş hale ulaşmış ve Rajanatram da tam gelişmiş bölgedeki jetin genişlemesinin ve hızdaki azalmanın doğrusal olduğunu belirtmiştir.

Viskanta, Re sayısına bağlı olarak dairesel serbest jetleri;

- Yayınımlı laminer jet, $Re < 300$

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

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

Çarpan jetlerin serbest jet bölgesi, jet ile durgun çevre arasında kütle, momentum ve enerji aktarımının olduğu bölgedir. Bu etkileşimler ile jet içinde radyal yönde sabit olmayan bir hız profili oluşur, jetin serbest sınırı genişler, toplam kütleli debi artar, jet sıcaklığı düşer ve sabit hız çekirdeği bölgesinde daralmaya neden olur. Serbest jet bölgesinde bu bölgedeki akış çarpma yüzeyinden etkilenmemektedir. Bu bölgede tüm jet kesiti boyunca hız profili sabit değildir, lüle çıkışından itibaren uzaklık arttıkça hız azalır. Çekirdeğin olduğu bu bölgede, lüle merkez hattında akış hızı her zaman lüle çıkış hızına eşittir böylece akışkan genelde viskozitesiz kabul edildiği için bu bölgeye potansiyel çekirdek bölgesi denilmiştir.

1.1.2. Durma/Çarpma bölgesi

Çarpan jetlerin durma veya çarpma bölgesinde akış, çarpma yüzeyinden etkilenmekte olup akışın çarpma yüzeyine dik durumdan paralel duruma dönmektedir. Bu bölge içerisindeki hız, çarpma yüzeyine dik yönde azalır ve çarpma yüzeyine paralel yönde bir artış göstermektedir. Yüzeye paralel ve dik hızların sıfır olduğu durgunluk noktası da bu bölge içerisinde yer almaktadır. Durma bölgesinde çarpma yüzeyine yakın bölgede sınır tabakası analiziyle belirlenen, akışın ivmelenmesiyle sınır tabakasının incelenmesi aynı zamanda çevreyle momentum aktarımı sebebiyle sınır tabakasının kalınlaşma etkilerinin birbirini dengelemesi sonucu sınır tabakası kalınlığının fazla değişmemektedir.

1.1.3. Duvar jeti bölgesi

Çarpma bölgesinin duvar jeti bölgesinde, önce yavaşlayıp daha sonra hızlanan akış çevrede durgun olarak bulunan akışkanla momentum aktarımının ve çarpma plakasıyla etkileşiminin sonucu yavaşlar ve çarpma yüzeyine paraleldir. Bu bölgedeki hızlar, çarpma yüzeyinde ve serbest yüzeyde sıfırdır. Durma ve duvar jeti bölgesinde jet ile çarpma yüzeyi arasındaki güçlü etkileşim bu bölgelerdeki yerel ısı transferini ve ortalama ısı transferini etkiler. Bu bölgede paralel akışa göre daha fazla ısı transferi sağlanmasının nedeni çevre havası ile jet akışkanı arasındaki kayma gerilmelerinin oluşturduğu türbülans alt levhadaki sınır tabakaya iletilmesidir. Durma bölgesi ve duvar jeti bölgelerinin her ikisinde de taşınım ile ısı transferi oluşur.

1.2. Çarpan Jetle Soğutma Sistemlerinin Sınıflandırılması

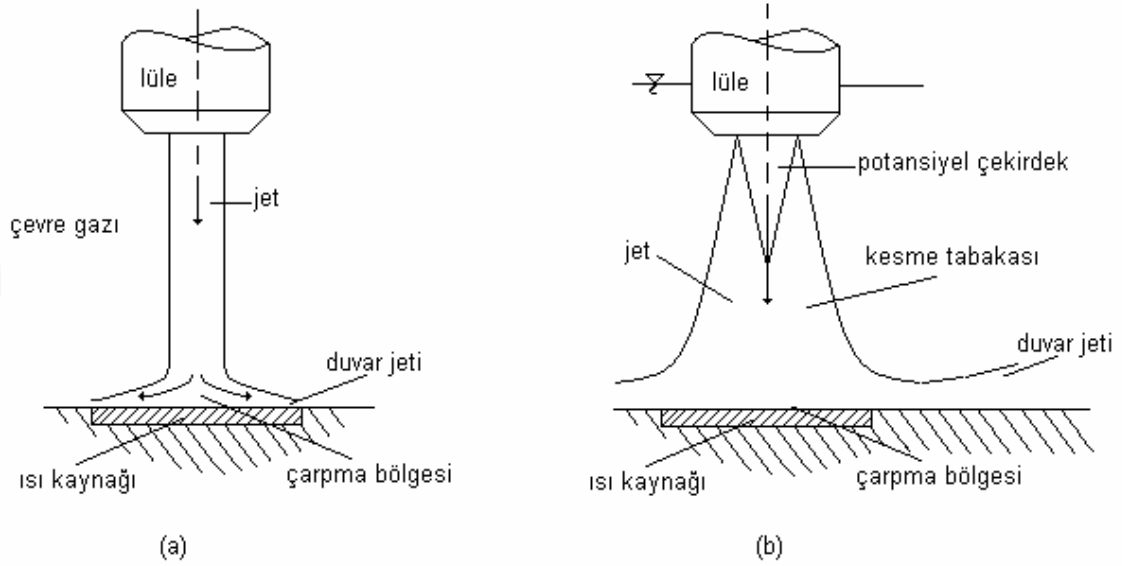
Jetle soğutma işlemleri; sınırsız ve sınırlanmış jetler, tekli veya çoklu jetler, dairesel veya yarıklı tipli jetler, serbest yüzeyli veya daldırılmış jetler ve lüle tip ve geometrisine bağlı olarak değişen jetler (eş eksenli, dönen jetler, vs) şeklinde sınıflandırılmıştır.

1.2.1. Sınırsız serbest yüzey jetleri

Serbest yüzey jetinin ana hız profili lüleden çarpma yüzeyine ilerlerken yer çekiminden etkilenmeden korunur. Bunun nedeni, sıvı-gaz ara fazındaki ihmal edilebilecek mertebede olan kesme gerilmesidir. Şayet jet yer çekimi merkezine doğru yönlendirilmişse yer çekimi ivmesi sebebiyle jet hızı, lüle çıkış hızını geçecektir. Mevcut soğutma koşulları için bahsedilen etki ihmal edilebilirse de duvar sürtünme etkilerine, hız profilleri ve türbülans seviyesine bağlı olarak jet lüleden ayrılırken bazı değişiklikler göstermektedir.

Şekil 1.4a' da dairesel ve serbest yüzey jeti gösterilmiştir. Jet çarpma yüzeyine yaklaşırken, yüzeye normal yönde yavaşlayıp paralel yönde hızlanmaktadır. Bu da yüzeye paralel, güçlü bir basınç dağılımının karakterize ettiği çarpma bölgesinde

meydana gelmektedir. Şayet jet türbülanslı ise basınç dağılımı çarpma bölgesinde akışı laminerleştirme yönünde etkili olacaktır ve bu da basınç dağılımı sıfıra düşerek akış yönündeki duvar jet bölgesinde türbülansa geçişe sebep olur.



Şekil 1.4. a) Sınırsız serbest yüzey jeti, b) Sınırsız dalmış jet (Can 1997)

1.2.2. Sınırsız dalmış jetler

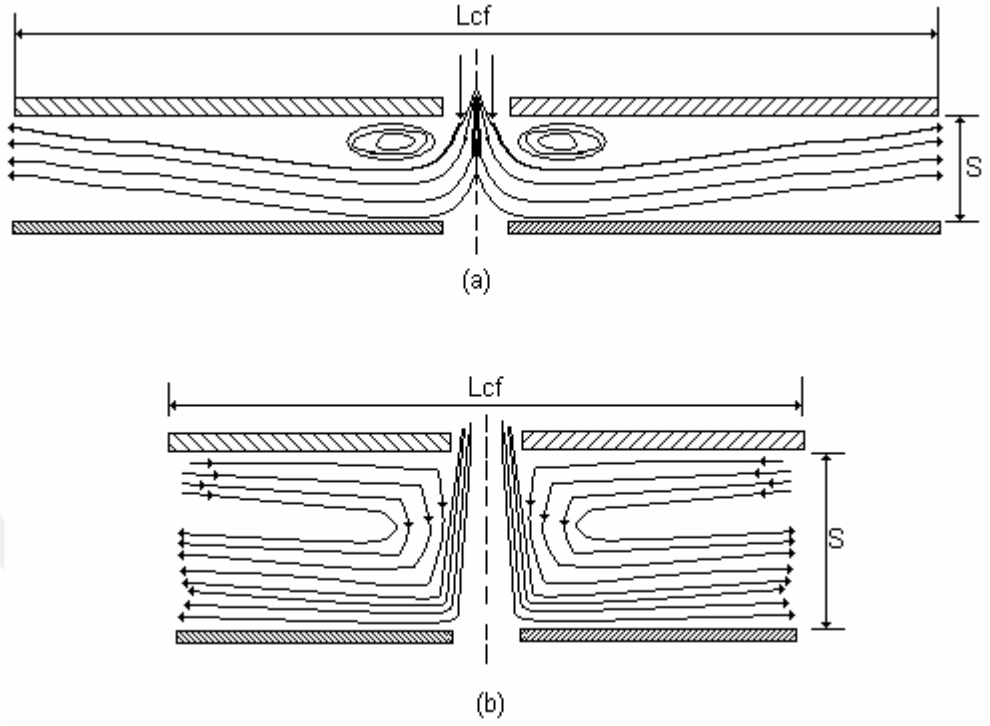
Sınırsız, dalmış ve asimetrik püskürtmeli bir jet Şekil 1.4b’de gösterildiği şekliyle; serbest jet, çarpma bölgesi ve duvar jeti olmak üzere üç ana bölgeye ayrılmaktadır. Serbest jet lüle çıkışında akış yönünde gelişen çevre akışkanının kesit tabakasında yanal yayılımı ile karakterize edilmiştir. Lüleden uzaklaştıkça kesit tabakası genişler ve içinde akışkan hızının kesit tabakasından etkilenmediği potansiyel çekirdek büzülerek kaybolmaktadır. 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 gelmektedir.

1.2.3. Yarı sınırlandırılmış dalmış jetler:

Modern elektronik cihazlar daha çok küçük yapıda dizayn edildikleri için küçük hacimlere sığdırma 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.

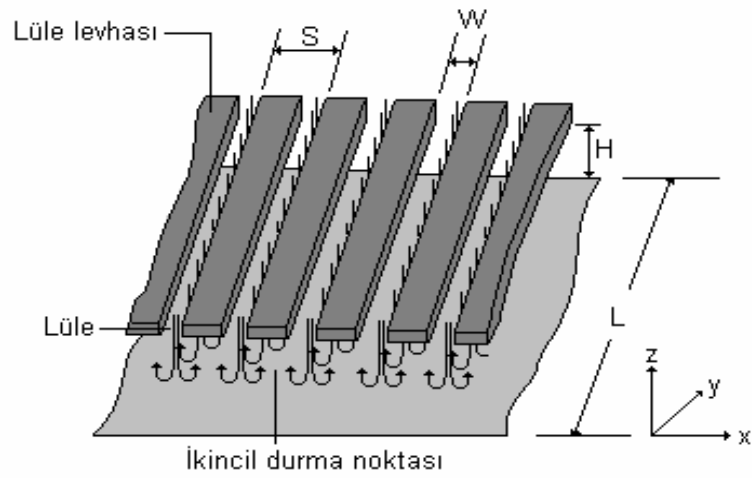
Lüle-levha mesafesi arttıkça akış, sınırlandırılma duvarı dışından etkilenerek sınırlandırma duvarının akıştaki etkisi ve jet altında ısı transferine etkisi azalacaktır. Bu eğilim mesafe arttıkça devam ederek sistem sınırlandırılmamış jetlerdeki gibi davranmaya başlayacaktır (Şekil 1.5).

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



Şekil 1.5. Yarı sınırlanmış, daldırılmış jet, a) kısa lüle-levha mesafesi, b) uzun lüle-levha mesafesi (Çelik 2006)

1.3. Çarpan Yarık (Slot) ve Jet Dizileri

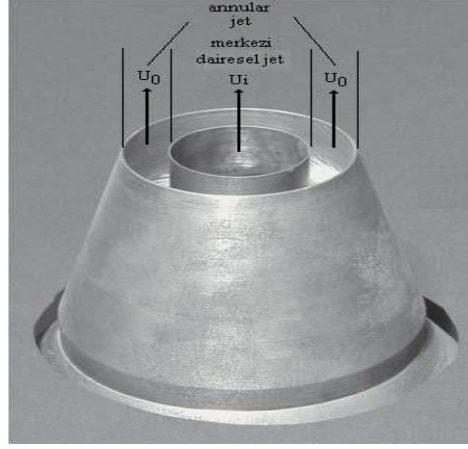


Şekil 1.6. Bir dizi yarıklı jetin yüzeye çarpması (Incropera and DeWitt 2001)

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

1.4. Eş-Eksenli Jetler

Farklı akımların karışımını içeren eş-eksenli jetler, mühendislik çalışmalarının önemli bir parçasıdır. İtici güç sistemlerinin ve güç üreten gaz türbini sistemlerinin yanma odalarında, yakıtla havanın karışımını sağlamada ve atık yakıtların yanma sistemleri gibi durumlarda da kullanılırlar. Günümüzde ortalama yanma parametrelerinin üstünde bir performans sağlayarak hava ile yakıtı karıştırma başarısını sağlayan bir jet iyi tasarlanmış denebilir.



Şekil 1.7. Yanma odalarında kullanılan eş-eksenli bir jetin genel görünüşü (Çelik 2006)

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 kullanılırlar. Ayrıca, bu jetlerin son yıllarda özellikle yanma dışında aerodinamik endüstrisinde, iklimlendirme sanayinde de sık kullanılmaya başlaması akış dinamiği ve ısı transferi karakteristiğine ilgiyi çekmişti. Akışı en fazla etkileyen faktörlerin başında eş -eksenli jetlerde hız oranı ve çap oranı gibi parametreler gelmektedir.

Eş-eksenli jetlerin, uygulamalı mühendislikte kullanılmasının dışında, bu jetlerin akış karakteristiğinin her durumda incelenmesi önemli bir konudur. Farklı akış şartlarında başlayan iki ayrı akımın karışım olayı, yüksek skalalı uygun yapıları ihtiva etmesi ve türbülans karışımı konunun bugüne kadar çeşitli araştırmacılar tarafından ele alınan kısımlarıdır.

1.5. Çarpan Jetle Soğutmanın Literatürdeki Yeri

Isı transferini etkileyen parametrelerin bilinmesi, Jetle soğutma sistemlerinin yapısını anlayabilmek için çok önemlidir. Bir yüzeye çarptırılan jet sonucu oluşan ısı transferi birçok parametreye bağlıdır. Bu parametrelerin başlıcaları; 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) şeklinde sayılabilir. Ayrıca, lüle geometrisi ve türbülans şiddeti gibi ikincil faktörleri saymak da bu konuda önemlidir.

Bugüne kadar çarpan jet ile ilgili çok çeşitli ısı değiştirici tipleri (karesel, içi dolu/boş silindirik, açısız, vb. kesitli) ve farklı geometrilerde jet çıkışlarının kullanıldığı çalışmalar yapılmış ve bu çalışmalarda birçok öneri ve tasarımlar sunulmuştur. Yapılan çalışmaların bazıları aşağıdaki gibidir.

Bradshaw and Love (1961), düzlem plaka üzerinde türbülanslı akımda dairesel jetleri kullanarak yaptıkları çalışmada hız ve basınç dağılımlarını incelemişlerdir. Çalışmalarında plaka üzerinde statik ve dinamik basınç değerlerini incelemiş ve serbest jet bölgesinde jet merkezinden itibaren simetrik bir yapının oluştuğunu belirtmişlerdir. Bu durumun durma noktası etrafında değişkenlik gösterdiğini ifade etmişlerdir.

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 alındığını çalışmalarında belirtmişlerdir. Bu çalışmalarda, deneysel sonuçlarda farklılığa yol açan lüle geometrilerinin ayrıntılarının, ölçüm tekniklerinin, boyutsuz değişkenlerin tanımlanma şekillerinin dikkate alındığını ifade etmişlerdir. Çalışmalarında, incelemiş oldukları verileri kullanarak Nu sayısı için bir korelasyon elde etmişler ve korelasyondaki Re sayısının üst değerini lüle-plaka mesafesi ve durgunluk noktasından uzaklığın bir fonksiyonu olarak belirlemişlerdir.

Hollworth and Durbin (1992), kanatçıklı yüzeylerin kullanılmasına örnek teşkil eden elektronik elemanların soğutulmasına yönelik deneysel çalışma gerçekleştirmişlerdir. Düz plaka üzerine jet dizileriyle soğutulmak üzere, bloklardan bazılarının ısıtılması ve bunların plakanın değişik yerlerine $25 \times 25 \times 6.25$ mm boyutlarında dikdörtgen bloklar 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 incelemiştir. Aynı zamanda yapmış oldukları basınç ölçümlerinin sonucunda, toplam basınç düşümünün %90'a yakın bir kısmının orifis boyunca olduğunu belirlemiştir. Çarpan jet dizilerini kullanarak yapmış oldukları soğutmanın, benzer koşullar altında kanal akışıyla soğutmaya oranla %50 daha yüksek taşınım ile ısı transferi katsayılarını verdiğini belirtmiştir.

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

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. Eddy viskozite modelinin ve temel Reynolds gerilmesi modelinin deneysel sonuçlarla yeterince uyumlu olmadığını belirtmişler, duvara yakın bölgeye yönelik düzeltmeler içeren modelin deneylerle uyumunun daha iyi olduğunu gözlemlemiştir. Çarpan jetlerin akış özelliklerini: "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." şeklinde özetlemiştir.

Incropera and Ramadhyani (1994), yüksek ısı üretiminin söz konusu olduğu elektronik elemanların, çarpan sıvı jetleri kullanılarak soğutulmasına yönelik çalışmalara yoğunlaşmışlardır. Çalışmalarında, dairesel ve iki boyutlu jetleri, arttırılmış ısı transfer

uygulamalarını, jet sınırlandırmasının ve çıkış şartlarının etkilerini konu alan önceki çalışmaları ve bunlarla ilgili bulguları yorumlayıp açıklamışlardır.

Lytle and Webb (1994), jet çapı- plaka mesafesi oranının 1'den küçük değerleri için $3600 \leq Re \leq 27600$ aralığında deneysel çalışmalar yürütmüş ve basınç ölçümleri sonucunda akışın jet plaka arasındaki boşlukta kayda değer şekilde ivmelendiğini gözlemlemişlerdir. Özellikle $h/d \leq 0.25$ değerlerinde gözlemledikleri bu durumun süreklilik denklemiyle uyum halinde olduğunu veya başka bir deyişle süreklilik denkleminin bir sonucu olduğunu vurgulamışlardır. Akışkanın ivmelenmesinin, ısı transferi ve türbülans seviyesinin artımını da beraberinde getirdiğini ifade etmişlerdir. Yine bahsedilen sebeple, durma noktasında yerel ısı transferinde bir minimum ve radyal yönde iki maksimum meydana geldiğini belirtmişlerdir. Daha dıştaki "shear" dan kaynaklanan türbülans artımıyla açıklamışlar ve bu noktanın artan h/d ve Re sayılarıyla dışa doğru kaydığı gözlemlemişlerdir. 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 ulaştığını belirtmişlerdir.

Lee *et al.* (1994), eliptik geometriye sahip çarpan jetlerle ilgili çalışmalarında büyük eksen - küçük eksen oranı 2.14 olan jetlerle deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarında $h/d=2$, $Re=10000$ 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 vurgulamışlardır. Elde etmiş oldukları sonuçları küçük ve büyük eksen yönünde durgunluk noktasından uzaklığa bağlı olarak ifade etmişlerdir.

Garimella and Rice (1995), sıvı jetleriyle yaptıkları deneysel çalışmada yerel taşınım ile ısı transferi 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 gösterdiğini, durma noktasındaki taşınım ile ısı transferi katsayısının $h/d \leq 5$ değerleri için fazla değişmediğini, daha büyük mesafelerde ise azaldığını gözlemlemişlerdir. Bu sonuçlardan deneylerindeki sabit hız çekirdeği

mesafesinin $h/d = 5$ civarında olduğu sonucunu çıkarmışlardır. Ayrıca $h/d=1$ ve $h/d=2$ değerlerinde durma noktasına ek olarak ısı transferinde ikincil maksimum değerleri gözlemlemişler ve bu değerlerin h/d 'nin azalmasıyla daha belirgin olduğunu belirtmişlerdir.

Meola *et al.* (1996), düz yüzeye çarpan hava jetleri ile ısı taşınım katsayısının ölçümünde dikkatlerini tabaka dinamikleri üzerine yoğunlaştırarak deneysel bir çalışma yapmışlardır. Net akım şartlarını sağlamak, deneme düzenlemeleri için tutarlı yapıların ve hesaplamaların ısı transferi katsayılarıyla belirlenebileceğini ifade etmişlerdir. Yaptıkları çalışmada duvar sıcaklığı ölçümlerini infrared tarayıcıli radiometer ile gerçekleştirip ısı transfer katsayılarını hesaplamışlardır. Boyutsuz olarak elde etmiş oldukları verilerin ve Nusselt sayılarının kontrolünü yaparak literatürdeki uygun veriler ile karşılaştırmışlardır. Nusselt sayılarının dağılımını ve ortalama değerleri incelemişlerdir.

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 etkilerini araştırmışlardır. Başlangıçta laminer, ardından geçiş bölgesinde ve daha sonra türbölanslı rejimde; jetin ortalama hızını hesaplamışlardır. Reynolds sayısı artarken ısı transferi performansının da arttığını tespit atmışlerdir. Isıtılmış hedef yüzey üzerindeki durma ve ortalama Nusselt sayılarını dikkate almışlardır. Ayrıca; etkili soğutma uzunluğu kavramını, sınırlı uzunluktaki hedef yüzeydeki ortalama Nusselt sayısını hesaplayarak tanımlamışlardır. Reynolds sayısı 1260'dan küçük değerler için elde edilen sonuçlara göre Nusselt sayısının; Reynolds sayısından, dolayısıyla kanal yüksekliğinin jetin çapına oranından etkilendiği gözlemlemişlerdir.

Gibson and Harper (1997), çarpan jetlerin türbülanslı akış şartlarındaki modellemesine yönelik $k - \epsilon$ modelini kullanarak yapmış oldukları çalışmalarında modelin standart $k - \epsilon$ modelinden daha iyi sonuçlar verdiğini; ancak türbülans kinetik enerji üretimini olduğundan fazla gösterdiğini gözlemlemişlerdir.

Yan and Saniei (1997), ısı taşınım katsayısının ölçülmesi için eğik yüzeye çarpan dairesel hava jetleri ile deneyler yapmışlardır. Yapmış oldukları deneylerdeki eğim açıları 90° 'nin dikey bir jet oluşturmasına karşın 90° , 75° , 60° ve 45° olarak belirlemişlerdir. Literatürdeki uygun verilerle karşılaştırma yapabilmek için Reynolds sayısı olarak 10000 ve 23000 değerlerini seçmişlerdir. Deneylerde lüle ile çarpma yüzeyi arasındaki mesafenin lüle çapına boyutsuz oranı (L/D) için 2, 4, 7 ve 10 değerlerini incelemişlerdir. Önceden ısıtılmış duvarla geçici sıvı-kristal tekniğini kullanarak deneylerini gerçekleştirmişlerdir. Sıvı-kristal renk değişimlerini bir kamera sistemiyle kaydetmişlerdir. Kaydedilen renk bilgisiyle ilişkili olarak geçici yüzey sıcaklıklarından yerel ısı taşınım katsayılarını elde etmişlerdir. Asimetrik duvar jetiyle çarpan jet akışını ilişkilendirerek ayrıntılı yerel ısı transfer katsayısını incelemişlerdir. Yapmış oldukları deneylerin sonucunda akış durumu için maksimum ısı transfer noktasının geometrik çarpma noktasından simetri eksenini üzerindeki duvar jetinin basınç tarafına doğru yer değiştirdiğini vurgulamışlardır. Değişimin daha küçük eğim açısı ve daha küçük lüle ile çarpma yüzeyi arasındaki mesafenin lüle çapına boyutsuz oranı (L/D) için kesin olduğunu ifade etmişlerdir.

Bakırcı (1998), çalışmasında yuvarlak bir lüleden dönerek çıkan hava jetini, düz bir levha üzerine dik açıda çarptırılarak, levha üzerindeki ısı transfer karakteristiklerini çeşitli parametrelere bağlı olarak incelemiştir. Deneylerini normal (boş), çok kanallı ($\theta=0^\circ$) ve dönen ($\theta=22.5^\circ$, 41° ve 50°) jetler için çeşitli Reynolds sayılarında ve lüle-levha mesafelerinde yapmış ve lüle çapını 15 mm almıştır. Deneylerinde levhanın yüzey sıcaklıklarını, sıvı kristal metodu ile ölçmüştür. Sonuçta, normal, çok kanallı ve dönen jetlerin Nusselt sayılarının durgunluk noktası uzaklığıyla değişimlerini elde etmiştir. Reynolds sayısı arttıkça Nusselt sayısının arttığını, maksimum Nusselt sayısının normal, çok kanallı ve $\theta=22.5^\circ$ açılı dönen jetlerde durma noktasında, $\theta=41^\circ$ ve 50° açılı dönen

jetlerde ise durma noktasından yaklaşık $X/D=2.5$ değerinde meydana geldiğini gözlemlenmiştir. $Re=20\ 000$ için maksimum Nusselt sayısını yaklaşık olarak $h/d=6$ lülelevha mesafesinde elde etmiştir

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

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 olarak belirlemişlerdir. Yüzeye çarpma süresinin ve toplam zamanın frekansla birlikte ısı transferinin etkili belirleyicilerinden olduğunu vurgulamışlardır. Etki şartlarının çeşitliliği sayesinde ısı transferinin %50 oranında iyileşebileceğini belirtmişlerdir. En iyi ısı transferinin akış parametrelerinin hepsinin birbiriyle bağlantılı olduğu durumda gerçekleşeceğini ifade etmişlerdir.

Maveety and Jung (2000), kare kanatçıklı ısı alıcılar üzerine çarpan jetle yapılan deneysel araştırmalar ile matematiksel simülasyonların karşılaştırılmasını incelemişlerdir. Çalışmalarında çarpan jetlerin türbülanslı akış şartlarında modellenmesine yönelik olarak $k-\epsilon$ modelini kullanmışlardır. Çalışmalarında plaka üzerine Alüminyum kanatçıkları üniform şekilde dizmişlerdir. Sabit Re sayısı için sabit kanat genişliğinde yapmış oldukları deneylerde artan kanat yüksekliğiyle basınç katsayısının azaldığını belirtmişleridir. Buna karşın sabit Re sayısı için sabit kanat yüksekliğinde yapılan

deneylerde artan kanat genişliğiyle basınç katsayısının değişkenlik gösterdiğini gözlemlemişlerdir.

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

El Sheikh and Garimella (2000), farklı kanatçıklı yüzeyleri jet dizileriyle soğutmuşlar, kanatçık yüksekliği ve taban alanının etkisini incelemişlerdir. Sonuçları kanatçiksiz durum için, aynı Re sayısı ve aynı kütleli debi için karşılaştırmışlardır. Ayrıca tek tek ve jet dizileri ile verim değişimini de incelemişlerdir. Test edilen bütün durumlar için sabit Re sayısında, tek jetlerin aynı lüle çapındaki jet dizilerine oranla daha düşük taşınım ile ısı transferi katsayısı değerleri verirken, karşılaştırmayı aynı toplam kütleli debide yaptıklarında ise tek jetlerin daha yüksek taşınım ile ısı transferi katsayısı değerleri verdiğini gözlemlemişlerdir. Yüksek kanatçıklar ve küçük jetler arası mesafe kullanmış oldukları durumdaki ısı transferinin kanatçiksiz yüzeye göre en yüksek değeri verdiğini ifade etmişlerdir.

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 ölçülmesini incelemişlerdir. Reynolds sayısı çalışma aralığı için içbükey kanalın çarpma yüzeyindeki ısı transfer oranı kanal kıvrımı etkisi sebebiyle düz çarpma yüzeyi sonuçlarından daha gelişmiş olduğunu gözlemlenmiştir. Çalışmalarında, kanal yükseklik etkisinin hesaplandığı durgun ısı transfer bölgesi için bir korelasyon sunmuşlardır. Düşük Reynolds sayılarında deneysel olarak elde edilen verilerin karşılaştırılması için sonlu hacim metoduna dayalı sayısal bir modelleme yapmışlar ve buun geçerli olduğunu ifade

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

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 sayısını, Pr sayısını, orifisin çap - uzunluk oranını ve ısı kaynağı boyu-orifis çapı oranını kullanmışlardır. Daha önceki çalışmalarda genelde Pr sayısının üstü olarak atanan 0.4 değeri kullanılmayıp, değer korelasyon sonucunda elde edildiğini ifade etmişlerdir. Durma noktası ve ortalama Nu sayılarını bahsedilen bütün Pr sayıları aralığında elde etmişler, ayrıca su, hava ve dielektrik sıvı için ayrı ayrı korelasyonlar türetmişlerdir.

Lee *et al.* (2002), ısı transferi artırımı ihtimalini araştırmak için türbülanslı akımda dairesel jetleri kullanarak, lüle çıkışına eklenen spiral oluşturucuların ısı transferine etkisini incelemişlerdir. Re sayısının 23000 değerinde sabit tuttıkları çalışmada h/d oranları 2'den 10'a kadar değiştirerek dört farklı spiral sayısında yerel ve ortalama taşınım ile ısı transferi katsayıları için ölçümler yapmışlar, sonuçları spiral oluşturucular kullanılmayan durumlarla karşılaştırmışlardır. h/d =2 değeri için ortalama Nu sayılarının spiral kullanılan akımda daha yüksek olduğunu gözlemlemişler; ancak h/d ≥ 10 durumunda spiral etkinin yok olduğu sonucuna ulaşmışlardır.

Chiriac and Ortega (2002), laminer rejimde kararsız hal davranışlarının da hesaba katıldığı sayısal çalışmada Re=250–750 aralığında yarıklı jetleri incelemişlerdir. Re sayısının 585 ile 610 değerleri arasında akışta kararsız hal özelliklerinin görülmeye başladığını ve bu rejimde Nu sayısının Re sayısına bağımlılığının azaldığını, doğrusal olmayan kararsız hal mekanizmasının ısı transferini artırdığını gözlemlemişlerdir.

Rahimi *et al.* (2003), 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 sağlayacağını vurgulamışlardır. Elde etmiş oldukları deney sonuçlarını 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 göstermişlerdir. Ayrıca Reynolds sayısının bir fonksiyonu olan Nusselt sayılarının temsil edildiği ifadenin yapılan deneylerin sonuçlarını karşılaştırmakta kullanıldığını ve lüle Mach sayısının ya da basınç oranının sonuçlara eklendiğini ifade etmişlerdir.

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. Deneylerini farklı dönme hızları için gerçekleştirmişlerdir. Radyal hız büyüklüklerinin bu dönme hızları ile aksel ve radyal doğrultudaki değişimlerini ve Reynolds sayısı değişimlerini incelemişlerdir. İki jetin arasına ara eleman yerleştirerek iki çıkış ağızlı jet oluşturmuşlar ve bu jetin düz yüzeye çarpması durumunu ve akış karakteristiğini incelemişlerdir. 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 etmişlerdir. Yüzeye jetin bulunduğu bölgede durma noktasının oluştuğunu ifade etmişlerdir. Duvar jeti bölgesinde hızın giderek azaldığını belirtmişlerdir.

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.

Chattopadhyay (2004), iki boyutlu ve dairesel jetlerin yanı sıra farklı geometrilere sahip jetlerini sayısal olarak mercek altına almıştır. Dairesel boşluklu laminer çarpma jetlerinin

ısı transferi karakteristiklerini sayısal olarak incelemiştir. Çalışmada silindirik koordinatlarda süreklilik, momentum ve enerji denklemlerini iki boyutlu olarak çözmüş, sonuçlarını aynı kütleli debide dairesel çarpma jetleri sonuçlarıyla karşılaştırmıştır. Dairesel boşluklu çarpma jetleriyle, dairesel jetlere oranla daha düşük ısı transferi miktarının elde edildiğini gözlemiştir. Re sayısının tanımlanmasında kullanılan karakteristik uzunluğun seçiminde, dairesel jetle aynı kütleli debiyi verme kriterini kullanmış ve bunun sonucunda iç çapı karakteristik uzunluk olarak almış, dış çapı kütleli debilerin eşit olmasını sağlayacak şekilde seçmiştir.

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. Elde etmiş oldukları sonuçlarda ağ yapının durma bölgesindeki ısı transferini $h/d < 4$ değerleri için az da olsa artırdığına fakat daha büyük h/d değerlerinde ağ yapının artırdığı türbülans yoğunluğuna, jet momentumunun azalmasıyla dengelenmiş ve düz duruma göre daha düşük ortalama Nusselt sayılarına ulaşmışlardır.

Fleischer and Nejad (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 gözlemlemişlerdir. Artışların azalan Re sayılarında ve artan jet çaplarında daha belirgin olduğunu gözlemlemişlerdir.

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 etkilerini, açılma geometrisini (daireli-dikdörtgenli), açılmaların sayısını, ısı transferi sağlayan çarpma jetinin açısını ve yatayda uçakla yapılan eğimli

yüzeyin açısını incelemişlerdir. Akışkanlar mekaniği ve ısı transferi karakteristiklerini üç dikdörtgenel açılma grubu için incelemişlerdir. Bir ve iki açılımlı gruplar için ayrıca karşılaştırma yaparak sonuçlarını hava akımına tabi olan eğimli bir yüzeyde ısı transferini hesaplayabilmek için kullanışlı olan düzenlenmiş boyutsuz parametrelerin geçerli bağıntılara dayandırarak aralarında ilişki kurulmasıyla neticelendirmişlerdir

Royne and Dey (2006), 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 edildiğini ayrıca daha büyük orifis kalınlığına sahip jetlerle daha düşük basınç düşümleri oluştuğunu belirtmişlerdir.

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 görmüşler ve en yüksek ısı transfer artımını 45 derece açıyla eşit aralıklarla yerleştirilmiş kanatçıklarda elde etmişlerdir.

Çelik (2006), çarpan jetlerde optimum lüle şeklini belirlemek amacıyla deneysel bir çalışma gerçekleştirmiştir. Çalışmasında lüle şekli olarak farklı çaplarda düz dairesel tip lüleler ve eş eksenli lüleler kullanmıştır. Yedi farklı lülenin her biri, ısıtılmış düz bir plakaya çarptırıldığında oluşan ısı transferini, boyutsuz Nusselt sayısı cinsinden elde etmiştir. Çalışmasında kullanmış olduğu çarpma levhasının, içerisinden buhar geçirilen bir levhanın ön yüzeyi olduğunu ifade etmiştir. Böylece sabit sıcaklık sınır şartını sağlamıştır. Ayrıca düz dairesel lülelerin levhaya çarpma durumunda, çarpma levhasına yakın alanda hız ve türbülans şiddeti değerlerini tespit ederek çarpma bölgesi akımını incelemiştir. Hem hız değerleri hem de sıcaklık değerlerini ölçüp ve kaydetmiştir. Lüle çapının çarpan jetle soğutma olayında çok önemli bir parametre olduğunu vurgulamıştır. 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 olduğunu gözlemlemiştir.

Yang and Tsai (2007), türbülanslı şartlarda ısı transferi ile ilgili sayısal bir çalışma yapmışlardır. Çalışmalarında iki boyutlu silindirik koordinatlar kullanmışlar, türbülanslı akış ve ısı transferini incelemişlerdir. Kontrol hacmi yöntemini kullanarak denklemlerini çözmüşlerdir. Basınç hız çiftini çözmek için basit bir algoritma kullanmışlardır. Reynolds sayısı 16100-29600 arasında, dairesel disk sıcaklığı 373K, orifis ile ısı kaynağı arasındaki mesafe $h/d=4-10$ olarak almışlardır. Yüksek türbülans değerinin, ısı transfer katsayısının durma noktasında daha yüksek olmasına neden olduğunu ifade etmişlerdir. Bu durumun da duvar jeti bölgesinde akışın laminardan türbülansa geçmesini sağladığını ifade etmişlerdir.

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.

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

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

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.

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.

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.

Gölcü vd (2012), çalışmalarında, endüstride çarpan jet uygulamasına örnek olan oto cam temperleme işlemini ele almışlardır. Yumuşama noktasına kadar ısıttıkları farklı ölçülerdeki camların, karşılıklı yerleştirilmiş dairesel hava jetleri ile ani olarak soğutulmasıyla meydana gelen ısı transferi karakteristikleri deneysel olarak gözlemlemiştir. Deneylerinde 4 mm kalınlığında cam levhalar kullanmışlardır. Soğutma ünitesinde 8 mm iç çapında ve 80 mm boyunda, düz, dikişsiz, pürüzsüz alüminyum borudan yapılmış karşılıklı olarak yerleştirilmiş üçgen dizilişli toplam 16 adet nozul kullanılmıştır. Oto camların temperlenmesi işleminde, soğutmada cam yüzey sıcaklığı (T_s) sabit kalmadığından ve camın yüzeyinde taşınım transfer edilen ısı miktarı da sürekli olarak değiştiğinden, cam yüzeyi üzerindeki yerel ve ortalama Nusselt sayılarını belirlemek güçtür. Cam boyutlarına göre farklı x/D mesafelerinde yapıştırılan flexible termokupullar ile cam yüzeyi üzerindeki sıcaklık değişimlerini gözlemlemişler ve bu sıcaklık değişimlerine göre zaman ortalamalı olarak yerel ve ortalama Nusselt sayılarını hesaplamışlardır. Çoklu nozul sistemi ile yapılan soğutma sonucu, ölçüm yapılan noktaların fiziki konumlarına bağlı olarak, yerel Nusselt sayısının h/d oranı ile değişiminde dalgalanmalar olduğu görülmüştür. Bu çalışma ile ileriki süreçte, temperlenen oto camların mekanik testlerinin yapılması ve mekanik testlerin sonuçları ile ısı transfer karakteristikleri sonuçları kıyaslanarak, mekanik sonuçların ısı transferi karakteristiklerine bağlılığının belirlenmesi amaçlanmıştır.

Kahroba (2012), yapmış olduğu çalışmada, dairesel bir lüleden çıkıp pürüzsüz bir yüzeye çarpan salınımlı hava jetinin, akış ve ısı transferi karakteristiklerinin, Reynolds sayısı,

salınım genliği ve salınım frekansı gibi parametrelerden nasıl etkilendiğini sayısal olarak incelemiştir. Simülasyonlarını, Reynolds sayısı 300, 500 ve 700, salınım genliği $0,0v_0 \sim 0,8v_0$ aralığındaki değerler ve salınım frekansı 1~6 Hz için yapmıştır. Simülasyonlar sonunda elde etmiş olduğu sıcaklık dağılımını kullanarak, hedef yüzey üzerindeki anlık yerel, anlık durma ve periyot boyunca zaman ortalama durma noktalarındaki Nusselt sayılarını hesaplamıştır. Elde etmiş olduğu sonuçlara dayanarak Reynolds sayısı arttıkça Nusselt sayısının arttığını çalışmasında belirtmiştir. İncelemiş olduğu parametre değerleri aralığında, düşük Reynolds sayılarında, salınım genliği ve frekansının Nusselt sayısı üzerine beklenen etkisinin gözlemlenemediğini söylemiştir. Reynolds sayısı 700 için yapılan simülasyonlarda salınım genliği ve frekansının, Nusselt sayısını artırdığını gözlemlemiştir.

Yakut vd (2013), yapmış oldukları çalışmada, Taguchi deney tasarım yöntemi kullanarak altıgen kanatçıklardan meydana gelen lüle difüzör çiftlerinin kanat genişliği, kanat yükseklikleri, kanatlar arası yatay ve düşey mesafeleri ve akışkan hızının ısı transferi ve akım özelliklerine etkilerini incelemiştir. İlk olarak db/dn boru-nozul çap oranını, h/dn nozul yüksekliği-nozul çap oranını ve hız değerleri belirlemiştir. Nusselt sayısını, x ve y yönlerindeki (cpx ve cpy) basınç katsayılarını performans karakteristiği olarak dikkate almışlar ve belirlemiş oldukları yedi parametre için L18(21*36) ortogonal dizisini deney planı olarak seçmişlerdir. Lüle çapına göre Nusselt sayısını hesaplayarak optimum sonuçlar ulaşımlar, basınç katsayıları ile ilgili cpx ve cpy değerlerini hesaplamışlar, grafiklerini çizip yorumlamışlardır. Genel-1 için; nozul yüksekliği-nozul çap oranı (h/dn=4), kanat genişliği (s=26 mm), kanat yüksekliği (hk=100 mm), kanatlar arası yatay mesafe (a=10 mm), kanatlar arası düşey mesafe (b=10 mm), boru-nozul çap oranı (db/dn=1,1905) ve akışkan hızı (V=9 m/s) değerlerinde, Genel-2 içinse; nozul yüksekliği nozul çap oranı (h/dn=4), kanat genişliği (s=36 mm), kanat yüksekliği (hk=100 mm), kanatlar arası yatay mesafe (a=10 mm), kanatlar arası düşey mesafe (b=20 mm), boru-nozul çap oranı (db/dn=1,1905) ve akışkan hızı (V=9 m/s) değerlerinde optimum sonuçlara ulaşımlardır.

Jang and Lee (2014), bir çift piezoelektrik soğutma jetinin (DCJ) akış karakteristikleri, sayısal analizlerle incelemişlerdir. Bu çalışmada çeşitli türbülans modellerinin sonuçları referans alınarak sayısal modelini geliştirmek için önceki deneysel raporların sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Referans model, bir ızgara sistemi ve zaman adımına bağlılık testi kullanılarak belirlenmiş ve DCJ'nin akış özellikleri, bu doğrulanmış sayısal model kullanılarak analiz edilmiştir. DCJ'nin piezoelektrik diskler tarafından oluşturulan periyodik hareketi gözlemlenmiş ve açıklıkta karşı dönen vorteks çiftleri gözlenmiştir. DCJ'nin akış özellikleri, bu girdap çiftlerinin önerilmesiyle domine edilmiştir. Karakteristik hızlardaki farklılıklar, delikten akış yönüne olan mesafenin ve piezoelektrik diskin sapmasının bir fonksiyonu olarak analiz edilmiştir. Bu değişikliklere dayanarak, sürekli bir jetin geliştirilmesi için gereken mesafe araştırılmış ve jetin akış özellikleri, spektral analiz yoluyla analiz edilmiştir.

Gregory *et al.* (2014), çalışmalarında radyasyonla soğutmanın plazma jetleri üzerindeki etkilerini araştırmak için ön deneyler yapmışlardır. İnce (3 μm -5 μm) konik kabukları, $>100 \text{ km s}^{-1}$ hızındaki jetleri süren yoğun bir lazerle ışınlamışlardır. Farklı hedef malzemelerin kullanılmasıyla - alüminyum, bakır ve altın - radyasyon kayıplarının derecesi değiştirilmiştir ve jet koleksiyonu için önemi araştırılmıştır. Jet evrimi hakkında bilgi veren bir dizi geçici olarak çözülmüş optik teşhis kullanılmıştır. Altın jetleri bakır hedeflerden daha dar gözükrken, alüminyum hedeflerinin en az toplanmış akışları üretmiş olduğu belirtilmiştir.

Wang *et al.* (2014), çalışmalarında çapraz akışta dairesel bir çarpma jetine maruz dairesel bir silindir üzerindeki lokal ısı transfer karakteristikleri deneysel olarak $Re_j = 20,000$ olan bir sabit jet Reynolds sayısında incelemişlerdir. Sabit bir jet çapı D_j için üç silindir-jet çap oranı, $\frac{D}{D_j} = 0.5, 2.0, \text{ ve } 5.0$ olarak seçilmiştir. Referans olarak, aynı dairesel çarpma jeti ile düz bir plakadan ($D/D_j = \infty$ olan) ısının çıkarılması da ölçülür. Sonuçların, yerel yüzeysel ısı transfer özelliklerinin iki sınırlayıcı konstrüksiyon için mekanizmalar tarafından ayrı ayrı yönetildiğini ortaya koyduğu görülmüştür. Küçük silindirler (dairese jet çapından, örneğin $D/D_j \leq 0.5$), tekdüze serbest akışlı ayırma daldırılmış gibi davrandığı ve yerel minimum ısı transferine neden olduğu gözlenmiştir. Daha büyük

silindirler (örneğin dairesel jet çapından, örneğin $D/D_j \geq 2.0$), türbülanslı akış geçişine dairesel çarpma yapan bir jet - lamilerin maruz kaldığı düz bir plaka üzerinde gözlenebilen yerel ısı transfer özelliklerini takip ettiği ve yerel ısı transfer zirvelerine neden olduğu tespit edilmiştir.

Muangnoi *et al.* (2014), yeni bir tip soğutma kulesi, su jetli soğutma kulesi (WJCT) performans özellikleri üzerinde çalışmışlardır. Model simülasyonun onaylandığı ve WJCT'nin değerlendirilmesi ve tasarımında kullanışlı olduğu gözlemlenmiştir. Her tasarım parametresindeki bir değişkenlik için enerji ve ekserji değerlerinin duyarlılıkları belirlemişlerdir. WJCT'nin tasarımında damlacık çapının, su / hava debisinin (L/G) ve kule püskürtme zon yüksekliğinin (H) dikkate alınması gerektiğini belirtmişlerdir. Su jetli soğutma kulesi adı verilen yeni bir soğutma kulesinin performans karakteristikleri deneyler ve sayısal simülasyonlar kullanılarak analiz edilmiştir. Su jetli soğutma kulesi, dolun ve fan olmadan çalışan modifiyenin ıslak soğutma kulesi olarak tasarlanacağı belirtilmiş, su jetli soğutma kulesi test sonuçlarının model simülasyon ile karşılaştırılması, bu simülasyonun geçerliliğini ve tasarım aracı olarak kullanıldığını göstermiştir. Ön çalışma için varyasyon parametreleri olarak kule püskürtme zonu yüksekliği (H), su / hava debisi oranı (L/G), damlacık çapı (d_d), tahliye damlacık hızı (v_d) ve hava hızını (v_a) seçmişlerdir. Sonuçlar, ekserji değerlerinin ve 2. yasa verimliliğinin normal olarak d_d , L/G ve H'deki makul değişikliklere duyarlı olduğunu, ancak v_d ve v_a 'deki makul değişikliklere büyük ölçüde cevap vermediğini göstermiştir. Mevcut hesaplama göre, toplam enerji transferinin ve sağlanan toplam ekserji buharlaşma payının kulenin performansını etkilediğini gözlemlemişlerdir.

Hosseinloo *et al.* (2014), çalışmalarında yeni bir çift odacıklı jet çarpmalı soğutma sistemi tasarlamışlar ve üretmişlerdir. Kapsamlı rastgele titreşim seti ve şok testleri yapmışlardır. İzolasyon sisteminin, soğutma sistemini mekanik arızalara karşı uygun şekilde koruduğu kanıtlanmıştır. Yazarların önceki çalışmalarını kullanarak, soğutma odasını içeren şasiyi darbelere ve rastgele titreşime karşı sağlamlaştırmak için optimum özelliklere sahip izolatörler seçilmiştir. Deneyler hem sert monteli hem de izole edilmiş şasi üzerinde yapılmış ve sistemin soğutma performansı soğutma odasının giriş ve çarpma yüzey

sıcaklıkları kullanılarak değerlendirilmiştir. Deneysel sonuçlar izolasyon sisteminin, meydana gelebilecek herhangi bir arızayı önlediğini ve sistemin ısı performansını tehlikeye atmadığını göstermiştir.

Mergen (2014), çalışmasında kanal içi akış ve çarpan jet ile elektronik eleman soğutulmasının sayısal analizini yapmıştır. ANSYS FLUENT (v15.0) Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yazılımı ile akış ve sıcaklık bölgeleri simüle edilerek, eleman yüzey sıcaklığını, Nusselt sayısını ve basınç kaybını belirlemiştir. İncelemiştir olduğu soğutma metodunun işlevliğini analiz edebilmek amacıyla, çeşitli kanal ve jet Reynolds sayıları ve çeşitli h/d (Jet-eleman arası mesafenin jet çapına oranı) oranları için sayısal analizle yapmıştır. Analizleri kanal Reynolds sayısının 2000, 5000 ve 8000; jet Reynolds sayısının 10000, 17500 ve 25000; h/d'nin 1,5, 1,75 ve 2 değerleri için uygulamıştır. Elde etmiş olduğu sonuçlara dayanarak, artan jet Reynolds sayısının toplam ısı transferine pozitif etki ettiğini gösterdiğini çalışmasında belirtmiştir. Kanal akışı Reynolds sayısı arttıkça, jet çarpma noktasının eleman merkezinden akış yönünde kaydığını söylemiştir. Bunun sonucu olarak eleman yüzeyine yakın bir bölgede akış döngüsünün oluştuğunu, eleman yüzey sıcaklığının arttığını ve bunun da ısı transferini olumsuz yönde etkilediğini belirtmiştir.

Singh *et al.* (2015), çalışmalarında sabit bir ısı akışında tutulan dairesel bir silindirin, ısıtılmış silindirin dibinde yarı dairesel bir içbükey sınırlamasıyla dairesel bir hava jeti çarpması ile soğutulması üzerine deneysel ve sayısal araştırmalar yapmışlardır. Akış hapsinin akışkan akışı ve ısı transferi özellikleri üzerindeki etkisini anlamak için, jet Reynolds sayısının farklı değerleri için farklı akış yarıçapları için parametrik bir çalışma yapılmıştır. Yerel Nusselt sayı dağılımını elde etmek için deneysel çalışma yapılmıştır. Akışkan paterninde akış paterni ve sıcaklık dağılımı elde etmek için sayısal çalışma kullanılmıştır. Sonuçlar, silindirin altında sağlanan akış hapsinin yerel Nusselt sayısını yaklaşık % 24, ortalama Nusselt sayısını yaklaşık % 17 artırdığını ortaya koymuştur. Sayısal çalışmalar, alt kısımda bir açıklık olan yarı dairesel akış hapsi ile de yapılmıştır. Bu konfigürasyonun yerel Nusselt sayısında bir açılış olmadan sınırlandırma sonuçlarına kıyasla % 24 oranında maksimum artış sağladığı tespit edilmiştir.

Jiang *et al.* (2015), çalışmalarında ilaç endüstrisinde bazı ilaç / çözücü sistemleri için sürekli olarak dar boyutlu dağılım küçük kristalleri üretmek amacıyla etkili bir yöntem olan çift çarpmalı bir jet (DIJ) karıştırıcı kullanmışlardır. Bu makale, tipik bir farmasötik çözünürlüğe sahip kristaller üretmek için soğutma ve antisolvent kristalleşmesini birleştiren bir DIJ karıştırıcısının ilk kullanımını göstermiştir. Bu yaklaşımla sınırlı bir Y şeklinde DIJ karıştırıcısında, ürün kristalleri, geleneksel bir toplu işlemde daha küçük boyutlarda ve en boy oranlarında elde edilmiştir. Ayrıca giriş büyüklüğü, parçacık genişliği, dağılım genişliği ve dağılım şekli arasındaki ilişkileri de ölçülmüştür. Soğutma ve antisolvent kristalizasyonun bu kombinasyonu, küçük üniform farmasötik kristallerin üretilmesi için DIJ karıştırıcılarının uygulanmasını genişletmiştir.

Al Ali and Janajreh (2015), çeşitli endüstriyel uygulamalar, etkili bir ısı transferi modu sağlamak için yüzeye karşı jet hareketi kullanmışlardır. Uygulaması, bunlarla sınırlı olmamak üzere, ısı işlem, çözülme için optik yüzeylerin termal yönetimini, kritik makine yapılarının soğutulmasını ve roketatar soğutmasını içerdiğini gözlemlemişlerdir. Bu çalışmada, yarı dairesel bir yüzey üzerinde jet sıkışmalarının çeşitli ısı transfer konfigürasyonlarının sayısal analizi yapılmıştır. Bu yapılandırmalar, yüksek Nusselt sayısı ve konveksiyon ısı baskın fenomen haline geldiğinden düşük yüzey sıcaklığı elde edilerek etkin ısı transferi temelinde karşılaştırılmıştır. Sayısal model, soğutma altında bir iç kanalı simüle eden jet akışına maruz kalan eğri bir yüzey üzerinde düzgün bir ısı akışının uygulanmasının göz önüne alınması için geliştirilmiştir. Sonuçların literatürdeki deneysel verilerle uyumlu bulunduğu, akışın altını çizen fiziği hakkında daha fazla bilgi edinmek için, jet sıkışma konfigürasyonu ve akış koşulları üzerinde bir duyarlılık analizi yapıldığı ve 1. aşama gaz türbini kanadının iç soğutması gösterilmiştir.

Azimi *et al.* (2015), içbükey ısıtmalı bir yüzeyin bir daireselde soğumaya karşı yarık hava jeti ile soğutulması için deneysel ve sayısal çalışmalar yapmışlardır. Kanal nozulünün bir parçası olan iç silindir yalıtılmak üzere seçmişlerdir. Yarık ağızlık, aşağı doğru, $\theta = 0^\circ$ olarak konumlandırılmış olup dış silindirin içbükey yüzeyine çarpmaktadır. Dış silindir, alüminyum çubuk stoğundan, dış çapı 90 mm ve iç çapı 70 mm olan 200 mm uzunluğundaki bir silindire işlenmiş olup, bu silindir yaklaşık olarak $W = 30$ mm

genişliğinde açılmıştır ve testler sırasında sabit sıcaklıkta ($T_s = 62 \text{ }^\circ\text{C}$) tutulmuştur. Halka sıcaklık alanı, Mach-Zehnder interferometri kullanılarak deneysel olarak görselleştirilmiştir. Deneysel çalışmalar, $100 \leq Re_j \leq 1000$ aralığında jet Reynolds sayıları için yerel ve ortalama Nusselt sayılarını ve iki farklı nozul - yüzey aralığını ($Z/B = 4.2$ ve $Z/B = 12.5$) belirlemek için yapılmıştır. Sonuçlar, yerel Nusselt sayısının durgunluk noktasına yakın bölge için nispeten yüksek olduğunu göstermektedir ($\theta = 0^\circ$). Ayrıca, elde edilen sonuçlar, yerel Nusselt sayısının, termal sınır tabakası büyümesi nedeniyle durgunluk noktasından açılı artışıyla içbükey yüzeyin çevresel yönünde azaldığını göstermektedir.

Özmen (2016), çalışmasında sınırlandırılmış ve sınırlandırılmamış ikili slot jetlerin eğik bir yüzeye çarpmasıyla meydana gelen akış alanlarını deneylerle gözlemlemiştir. Jet sınırlamasının, lüle-levha arası açıklığın ve çarpma levhası eğim açısının basınç dağılımları üzerindeki etkilerini incelemiştir. Sınırlandırılmamış jet durumunda çarpma levhası yüzeyinde herhangi bir ortam altı basınç bölgesi oluşmadığını ve sınırlandırılmış jet durumunda ise çarpma levhası ve sınırlayıcı levha üzerinde ortam altı basınç bölgelerinin oluştuğunu görmüştür. Ayrıca artan açıklıkla etki bölgeleri genişlerken şiddetlerinin azaldığını gözlemlemiştir.

Bahaidarah (2016), Orta Doğu'daki Tahran bölgesinin iklim koşullarına maruz kalan PV panelleri için jet sıkışma soğutmanın uygulanabilirliği üzerine çalışmıştır. Deneysel ve sayısal performans değerlendirmesi, soğutmasız bir PV sistemi ve çarpmalı soğutmalı bir PV sistemi olmak üzere iki yapılandırmada gerçekleştirilmiştir. Tam soğutma modeli, PV sisteminin genel performans analizi için optik, radyasyon, termal, geometrik ve elektriksel model içerir. PV için jet çarpma geometrik modeli, hücre sıcaklığını, güç çıkışını ve PV dizelerinin dönüşüm verimliliğini analiz etmek için tek meme için ısı aktarımı analizini gerçekleştirmek üzere geliştirilmiştir. PV hücresinin performansının kesin tahmini için, yedi parametrelilik elektrik modeli kullanılırken, absorbe edilmiş radyasyon hesaplaması için izotropik gökyüzü modeli benimsenmiştir. Sıcaklık ölçümleri, soğutmasız bir sistemde sırasıyla Haziran ve Aralık aylarında $69.7 \text{ }^\circ\text{C}$ ve $47.6 \text{ }^\circ\text{C}$ kadar yüksek hücre sıcaklığını ortaya çıkarmıştır. Jet soğutması uygulanarak, ortalama hücre sıcaklığı Haziran ayında $36.6 \text{ }^\circ\text{C}$ 'ye ve Aralık ayında $31.1 \text{ }^\circ\text{C}$ 'ye düşürülmüştür.

Güç çıkışı ve dönüşüm verimlilik, Haziran ayında jet soğutma kullanılarak sırasıyla% 51.6 ve% 66.6 artırılmıştır. Benzer şekilde, Aralık sonuçları, enerji üretiminde % 49,6, dönüşüm verimliliğinde % 82,6 oranında performans artışı olduğunu ortaya koymuştur. Yapılan simülasyon, optimum parametrelerle jet soğutmanın sadece elektrik gücü çıkışını ve hücre verimliliğini önemli ölçüde arttırmadığını, aynı zamanda her bir hücre için tekdüze tutarken hücre sıcaklığını düşürdüğünü ortaya koymaktadır.

Nobari *et al.* (2016), çalışmalarında sistematik deneysel çalışmalara dayanarak çeliğin soğutulması için mekanik bir ısı transfer modeli geliştirme stratejisini açıklamaktadır. Sabit çelik plakaların soğuma davranışını araştırmak için bir masa ölçeğinde bitirme masası tesisi üzerinde deneyler yapılmıştır. Deneysel sonuçlara dayanarak, jet sıkışma kaynama sırasında sabit plakalardaki ısı akışlarını hesaplamak için kaynama ısı transfer mekanizmalarını dikkate alan bir model önerilmiştir.

Wu *et al.* (2016), çalışmalarında rulman için verimli bir soğutma sağlamak için, soğutma yöntemleri hakkında daha fazla araştırma yapılması gerektiğinden yüksek hızlı bilyalı rulmanlar için yağ püskürtmeli soğutma incelemiştir. Bilyalı yatağın 7210 içindeki iki faz akışı ısı transferi de düşünülerek analiz edilmiştir ve testler ile doğrulanmıştır. Sonuçlar, rulmanlı yatağın gelişmiş hassas soğutma mekanizması tasarımı için kullanışlı olduğunu göstermiştir.

Maula *et al.* (2016), çalışmalarının amacı, sıcak ofis ortamında bir soğutma jetinin performans ve konfor üzerindeki etkisini belirlemektir. Bu çalışmada iki koşulda bilişsel performans, öznel iş yükü, bilişsel yorgunluk, ısı konfor, semptomlar, algılanan çalışma koşulları ve sıcak havadaki (29.5 ° C) hava akımı algısını jetli ve jetsiz olarak iki koşulda karşılaştırılmıştır. Jet, çalışan bir hafıza görevinde maruz kalma süresini artırarak yanıt hızını artırmış, ancak diğer performans ölçümlerini etkilememiştir. Jetsiz maruz kalma süresi arttıkça yorgunluk artmış, ancak jet ile sabit kalmıştır. Termal konfor ve algılanan çalışma koşulları iyileştirilmiş ve iç hava, jet ile daha taze/rahat algılanmıştır. Jet ile zaman içerisinde göz semptomları artmıştır. Bu çalışmada soğutma fiskiyesinin, yüksek sıcaklık yükü olan ofislerde, hava sıcaklığı üzerinde bireysel kontrolün, klima ile

mümkün olmadığı durumlarda kullanılmasını desteklediği görülmüştür. Bununla birlikte, hedef hız ASHRAE standardına göre üst limite ayarlanmışken, jet üzerinde bireysel kontrole ihtiyaç olduğu görülmüştür.

Wu *et al.* (2017), çalışmalarında bir jet soğutmalı bilyalı rulmanda, yağ hava ile karıştırılmış ve hava-yağ iki fazlı akış alanı oluşturulmuştur. Bu çalışmada iki fazlı akışın akış davranışları ve ısı transfer özellikleri, soğutma değerlendirmesi ve yatağın sıcaklık kontrolü için önemli olduğu göz önünde bulundurularak bir jet soğutma bilyalı rulmanının akışkan akışını ve ısı transfer özellikleri incelenmiştir. Bilyalı yatağın içindeki hava-yağ dağılımı ve sıcaklık dağılımı hesaplanmıştır. Sonuçlar, mikro kabarcıkların yüksek hızda çalışma koşullarında yağa karıştığını göstermektedir. En yüksek yağ hacmi fraksiyon pozisyonu nozule yakındır ve farklı hızlarda dönüş yönü boyunca hareket etmektedir. Hava-yağ iki fazlı dağılım göz önüne alındığında, VOF yöntemini kullanan ısı transferi simülasyon modeli bu analiz için yeterli bulunmuştur. Sıcaklık dağılımı ile yatağın içindeki hava-yağ dağılımı arasında bir korelasyon vardır. Düşük sıcaklık her zaman daha yüksek yağ hacmi fraksiyon konumunda görünmüştür. Soğutma mekanizmasının yağ hacminin dağılımına göre optimize edilmesi, daha fazla soğutma etkisi elde etmede yardımcı olduğu görülmüştür.

Bölek (2017), yapmış olduğu çalışmada, akışkan yoğunluğundaki değişimleri gözlemek amacıyla jetlerin çeşitli düzlemler üzerine çarptırılmasıyla meydana gelen akış yapılarını ve bu akış yapılarının ısı transferi üzerindeki etkilerini çeşitli Reynolds sayıları ve jet-çarpma düzlemi mesafeleri için incelemiştir. Hesaplama aşamasını ICFM programında modellemiş ve daha sonra Ansys Fluent programında analizlerini gerçekleştirmiştir. Ulaştığı sonuçlara dayanarak çarpan jet akışlarında Re sayısı ile Nu sayısı arasında doğru bir orantı olduğunu çalışmasında vurgulamıştır. h/d parametresinin 6 olduğu ve Re sayısının 20000 olduğu durumda maksimum ısı transfer oranını elde etmiştir. Sürtünme katsayısı ile Re sayısı arasında ters bir korelasyon olduğunu çalışmasında belirtmiştir.

Zhou *et al.* (2017), çalışmalarında soğutma, katılaşma ve ayrıştırmayı tek bir hesaplamada birleştiren sayısal bir kod açıklanmaktadır. Kodda jet serbest yüzeyinde Akışkan Hacmi Yöntemi (VOF) ile izlenmiş, sıvı-katı faz değişimi sırasında hem ısı transferi hem de viskozite değişimi dikkate alınmıştır. Eriyik jet modelinin simülasyon sonuçları, ön konum geçmişi, jet ayrılma uzunluğu ve ayrılma süresi deneysel sonuçlarla iyi bir uyum içinde olduğu görülmüştür. Arayüz sıcaklığının ve jet hızının etkileri de belirlenmiştir. Erimiş jet termal tarihçesi ve katılaşması, deneyde gözlenmesi zor olan farklı penetrasyon sürelerinde damlacık oluşum hızı, bu karmaşık işlem hakkında bir fikir edinmek için sunulmaktadır. Bu simülasyon verileri, su ile erimiş eriyik jet etkileşimleri sırasındaki olayların anlaşılmasının kanıtlanmasında yardımcı olduğu görülmüştür.

Elibol (2017), yapmış olduğu çalışmada, sabit sıcaklıkta tutulan gözenekli malzeme ile kaplı düz levha üzerine çarpan jetin akış ve ısı transferi özelliklerini sayısal olarak incelemiştir. Birbirine paralel yatay iki levhadan üst levhanın ortasında bulunan lüleden çıkan hava jetini, gözenekli bir tabaka ile kaplanmış alt levhaya çarptırmıştır. Gözenekli tabakanın katı matrisi ile akışkan arasında yerel ısıl denge olduğunu varsayarak, laminar ve kararlı rejim için ANSYS Fluent programında analiz yapmıştır. Gözeneklilik, geçirgenlik, ısı iletim katsayısı, gözenekli tabakanın kalınlığı ve jet Reynolds sayısı gibi parametreleri değiştirerek bu parametrelerin akış ve ısı transferine etkilerini incelemiştir. Analiz sonuçlarına dayanarak, gözenekli tabaka kullanıldığı durumda, gözenekli malzemenin belirli gözeneklilik, geçirgenlik, ısı iletim katsayısı ve kalınlık değerleri aralığında olması şartıyla, gözenekli tabaka kullanılmayan duruma göre ısı transferinin daha yüksek olduğunu savunmuştur.

Luhar *et al.* (2017), çalışmalarında jet sıkışma soğutması, bölgesel soğutma kabiliyeti ve ısı üretim dağılımını dinamik olarak takip etme kabiliyeti nedeniyle potansiyel bir termal yönetim tekniği olarak geniş çapta araştırılmıştır. Bu makalede, konvektif ısı transfer katsayısındaki uzamsal değişimi ve uzaysal olarak tek biçimli olmayan ısı akışını açıklayan analitik kararlı durum ve geçici ısı transfer modelleri geliştirilmiştir. Çözelti, bir dizi cebirsel denklem çözülerek katsayıları belirlenen, sonsuz bir seri şeklinde elde edilmiştir. Mikroelektronikte kullanılan tasarım ve performans optimizasyon araçları ile

daha hızlı hesaplama süresi ve daha kolay entegrasyon sunarken, modellerin öngördüğü sıcaklık artışının sonlu elemanlar simülasyonları ile mükemmel bir uyum içinde olduğu bulunmuştur. Burada sunulan sonuçlarda, iyileştirilmiş termal tasarımı kolaylaştırabilir ve mikroişlemci yongalarının gerçek zamanlı performans optimizasyonu da kolaylaştırabilir olduğu görülmüştür.

Örs (2017), yapmış olduğu çalışmada, kanal içi akış ve çarpan jet kullanımı ile elektronik teçhizatın soğutulmasını sayısal olarak analiz etmiştir. Elektronik teçhizatın çeşitli geometrilerinde ve çeşitli akış koşullarındaki soğutma etkinliğini ANSYS FLUENT (v17.2) HAD ile analiz etmiştir. Türbülans modeli için optimize edilmiş duvar fonksiyonlu $k-\varepsilon$ kullanmıştır. Jet akışı Reynolds sayısı 0, 5000, 10000, 15000, kanal içi akış Reynolds sayısı 0, 2000, 5000, 8000, pah yükseklikleri ise 0,2 ve 4 mm değerlerini çalışmasında kullanmıştır. Kanal akışı ve jet Reynolds sayılarının, çeşitli pah yüksekliklerinin akış bölgesine, sıcaklık dağılımına, teçhizat yüzeyindeki Nusselt sayısına etkilerini incelemiştir. Elde etmiş olduğu sonuçlara dayanarak, pah yüksekliğindeki ve jet Reynolds sayısındaki artışların elektronik teçhizat üzerindeki ısı transferini arttırdığını çalışmasında belirtmiştir.

Jung *et al.* (2017), çalışmalarında toplam soğutma etkinliğini, çeşitli Biot sayılarında kademeli dizi jet sıkışma soğutması olan bir film soğutmalı yüzey üzerinde belirlemişlerdir. Isı iletkenliği deneyleri üç termal iletkenliğe sahip malzemeler için kızılötesi termografi kullanılarak yapılmıştır: paslanmaz çelik ($k = 13.4 \text{ W / m K}$), Corian ($k = 1 \text{ W / m K}$) ve polikarbonat ($k = 0.2 \text{ W / m K}$). Konjuge ısı transferi, test plakaları arasındaki iletimin kombine etkileri ve dizilmiş jet çarpması nedeniyle konvektif ısı transferi ile analiz edilmiştir. Film soğutma deliklerinin eğim açısı 35° ve jet çarpma deliklerinin açısı 90° almışlardır. Her bir plakadaki film ve jet sıkma delikleri, kademeli şekillerde düzenlenmiştir. Film soğutma delikleri ve jet sıkma delikleri de, kademeli bir düzende konumlandırılmıştır. Delik çapına göre jet Reynolds sayısı 3000 ve eşdeğer üfleme oranı 0.3 olarak gözlemlenmiştir. Film soğutma deliklerinin ve jet sıkma deliklerinin çapı 5 mm almışlardır. Jet ve film delik plakaları arasındaki mesafe $1H / d \leq 5$ aralığında değişmiştir. Toplam soğutma etkinliği, jet engellemeli olan ve olmayan

ölçülmüştür. İç soğutmaya jet çarpması eklendiğinde, ortalama toplam soğutma etkinliği yaklaşık% 8,4 arttırıldı. Düşük Biyoteknoloji sayılarında, soğutma performansının iletkenlik etkisine hakim olduğu anlaşıldığında, yüksek ısı iletkenliği nedeniyle sıcaklık dağılımı daha düzgün hale geldiğini gözlemlemişlerdir. Toplam soğutma etkinliği, plakanın Biot sayısı ile güçlü bir şekilde ilişkiliydi ve gerçek bir gaz türbini motorundaki toplam soğutma etkinliğini tahmin etmek için çeşitli Biot sayılarında toplam soğutma etkinliği arasındaki korelasyon belirlemişlerdir. H / d oranının etkisi % 2,7 ile sınırlandırılmıştır.

Singh *et al.* (2017), çalışmalarında akış ve ısı transfer özelliklerini anlamak için ısıtılmış bir dairesel silindirin soğumasını yapan çift dairesel hava jetiyle deneysel ve sayısal araştırmalar yapmışlardır. İki jet (s / d) arasındaki boyutsuz mesafenin etkisi ve nozul çıkışı ile dairesel silindir yüzeyi (h / d) arasındaki boyut dışı mesafenin oranı 4-20 ve 4 aralığında incelenmiştir. Nusselt sayısı durgunluk noktasında s / d değişimi ile kayda değer bir değişiklik gözlenmediği belirtilmiştir. Bununla birlikte, s / d 'deki artışla birlikte, silindir yüzeyindeki ortalama Nusselt sayısının da arttığı tespit edilmiştir. Bu çalışmada, ısıtılmış silindirin altındaki akış hapsinin ısı transferi üzerindeki etkisi de incelenmiştir. Hem deneysel hem de sayısal çalışmalar, silindirin altındaki hapsin ısı transferini arttırdığını göstermektedir.

Pachpute and Premachandran (2017), çalışmalarında dairesel ısıtmalı bir silindirin yarık hava jeti çarpma soğutmasının deneysel ve sayısal incelemelerinin detayları sunulmuştur. Silindirin arkasındaki ısı transfer hızını arttırmak için, yarı dairesel bir hapsi de göz önünde bulundurmışlardır. Parametrik çalışmada, D silindir çapına göre tanımlanan Reynolds sayısı Re_D , 6000 ila 20.000 arasında değiştiği belirtilmiştir. Meme çıkışı ve ısıtılmış silindir H arasındaki boşluğun meme genişliği S , H/S arasındaki oranının 2 ila 12 arasında değiştiği ve boyutsuz olmayan parametre, hedefin yarık genişliği, $D/S = 5.5$, 8.5 ve 17 olduğu dikkate alınmıştır. Alt akış hapsinin etkisini anlamak için, hapsin yarıçapı R_c 'nin, ısıtılmış silindirin R yarıçapına oranı, R_c/R , 1.7'den 3.7'ye ve hapsin alt açıklığının W genişliği oranı olarak değiştirilmiştir. Isıtılmış silindirin yarıçapına göre W / R , 0 ila 1.2 arasında değişmekte olduğu tespit edilmiştir. Jet çarpması durumunda, hedef

silindirin arkasındaki yarım daire biçimli bir mahfaza duvarı ile, silindirden akış ayrılmasından sonra, ısıtılmış sıvı mahfazanın iç duvarına doğru yönlendirilmiştir. Yön değiştirilen sıcak sıvının büyük kısmı, ısıtılmış silindirin alt yüzeyi ile doğrudan temas etmeden, akış sınırlamanın altında sağlanan açıklıktan çıktığı belirtilmiştir. Daha küçük boyutlu yarı dairesel mahfaza duvarları durumunda, $R_c/R = 1.7$ ve 2.6 , devridaim gücü sınırlandırılmamış akıştan ve daha büyük boyutta sınırlandırılmış akıştan daha yüksek olduğu tespit edilmiştir. Dolayısıyla, yerel Nusselt sayı değerleri, ısıtılmış silindirin alt yüzeyinde, daha küçük boyutlu yarı dairesel mahfaza duvarları silindirin arkasında kullanıldığında daha yüksek olduğu sonucuna varılmıştır.

Çalışır vd (2017), yapmış oldukları çalışmada, 7x3 olarak dikdörtgen dizilime sahip dairesel jetler kullanılarak üçgen ve kare kanatçık bulunan yüzeyler üzerine çarptırılması sonucu oluşan akış yapısını sayısal olarak incelemişlerdir. Re sayısının, jet-plaka mesafesinin (h/d) ve kanatçık geometrisinin akışa etkisini irdelemişlerdir. Çalışmalarında öncelikle matematiksel formülasyon ve sınır şartlarını sunmuşlar ve sonrasında oluşturmuş oldukları sayısal modeli literatürde bulunan deneysel verilerle doğrulamışlardır. Gerçekleştirmiş oldukları çalışmada hız konturlarını göstermiş ve sonrasında jetlerdeki aksel ve radyal hız dağılımları ile türbülans etkilerinin görülmesi amacıyla türbülans kinetik enerjisi dağılımlarını sunmuşlardır. Kare kanatçıklı yüzey üstünde jet akışının kanatçık üstünde ayrışırken, hızın artması ile birlikte kare kanatçıklar üstündeki ayrışmanın da daha erken gerçekleştiğini gözlemlemişlerdir. $h/d=2$ olduğu durumda duvar jetlerinin daha etkili olduğunu ve iki komşu jetin duvar jeti etkileştiğini ve bu nedenle de üçgen kanatçıklı yüzeyler üstündeki duvar jetlerinin hızının daha yüksek olduğunu çalışmalarında belirtmişlerdir.

Simionescu *et al.* (2017), dik bir duvara çarpacak bir jetin deneysel bir çalışmanı ve aynı akış koşullarında bir laminer dairesel hava jetinin pürüzsüz yüzeyli bir duvar üzerindeki etkisine ilişkin bir CFD sayısal analiz yapmışlardır. Her iki durumda da, jetin aksel yönden radyal yönde saptığı alandaki akışın evrimini incelemişlerdir. Durgunluk bölgesinde küçük uzunluk ölçekleri aynı anda meydana gelirken, sabit olmayan jet dinamikleri küçük zaman ölçekleriyle tanımlanması sebebiyle yüksek hızlı/çözünürlüklü

kamera kullanarak doğrudan görselleştirme yapmışlardır. Tüm akış parametreleri deneylerden çıkarılamadığından, görselleştirmeleri karşılık gelen sayısal simülasyonlarla ilişkilendirmişlerdir. Yaptıkları çalışmanın, daha karmaşık geometrilere sahip duvarlara çarpan jetler üzerinde yeni sayısal simülasyonlar için bir fırsat sunduğunu söylemişlerdir.

Penumadu and Rao (2017), yapmış oldukları çalışmada, düşük Reynolds sayıları rejiminde büyük dizilerde jetleri çakma fiziği ele almışlardır. Ayrıca, jetler çarparken meydana gelen basınç düşüşü literatürde ele alınmadığı için çalışmalarıyla, basınç düşüşü özellikleri hakkında bazı önemli bilgileri literatüre sunmuşlardır. Sayısal simülasyonlar, Reynolds ortalama Navier-Stokes (RANS) ve Büyük Girdap Simülasyonları (LES) gibi çeşitli yaklaşımları kullanarak bir dizi çarpışma jeti üzerinde gerçekleştirmişlerdir. Simülasyonlardan elde etmiş oldukları sonuçları deneysel sonuçlarla doğrulamışlardır. LES simülasyonlarını, çoklu jet sıkışma dizisindeki akış fiziğini daha iyi anlamak için kullanmışlardır. Sistemdeki ana basınç kaybı, püskürtücü başlık girişindeki daralma etkisinden ve viskoz kayıplardan kaynaklandığını simülasyon sonuçlarına dayanarak savunmuşlardır. Basınç düşümünün hassasiyetini ve ısı transfer özelliklerini belirlemek için simülasyonlar yapmışlardır.

Wu *et al.* (2017), yapmış oldukları çalışmada, baryumsülfatın çok delikli çarpma yapan bir enine jet reaktöründe çökeltmesi deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. Süreci tahmin etmek için popülasyon denge denklemi (PBE) modeli ile birlikte RANS yaklaşımını kullanmışlardır. Makromiksasyon ve mikromiksasyonun çökeltme süreci üzerindeki etkisini değerlendirmek için büyük ölçekli varyans ve küçük ölçekli varyans çözmüşlerdir. Reynolds sayısının (ReM), ilk besleme reaktifleri (C0) konsantrasyonunun ve jet reaktörün büyütülmesinin, süper doyma oranı, çekirdeklenme oranı ve kristal büyüme oranlarının dağılımı üzerindeki etkisini tartışmışlardır. Çökeltme işlemi, düşük ReM bölgesinde ReM arttırılarak veya jet reaktörü yükseltildiğinde veya C0 0.4 kmol / m³'ten az olduğunda C0 arttırılarak yoğunlaştırılabilir.

Culun *et al.* (2018), çoklu çarpan jetlerin sinerjik bir ısı transferi analizi odaklı çalışmışlardır. Jet deliklerinin geometrisi, bu deliklerin düzenlenmesi, jetlerin sıklıklı ve

akışlı yönlerden yoğunluğu ve hapsedme tipi çarpma özelliklerini etkileyen tasarım parametreleri olduğunu çalışmalarında belirtmişlerdir. Sayısal analizi, hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) kodlarını kullanan ticari yazılım ANSYS-CFX kullanarak yapmışlardır. Ortalama Nusselt sayısını, ısı transferi sonucu olarak çıkarmışlardır. Tek çıkışlı kapalı kanal içindeki en yoğun dizili jet çarpması altındaki ısı transfer dağılımının, güçlü bitişik jet paraziti nedeniyle tek jet olarak davrandığı sonucuna varmışlardır. Kare jet kullanan kasa için en yüksek jet sıkışma ısı transferini elde etmişlerdir. Jet düzenlemesinin etkisi, ısı transferi üzerindeki en zayıf parametre olabileceğini belirtmişlerdir.

Markal (2018), yapmış olduğu çalışmada dairesel ve halkasal eş eksenli akış pasajlarına sahip bir lüleden çıkarak dairesel bir plaka üzerine çarpan jetin hidrodinamik karakteristikleri deneysel olarak incelemiştir. Deneyleri üç farklı Reynolds sayısında ($Re = 6688, 9364$ ve 12039), beş farklı debi oranında ($Q^* = 0, 0.2, 0.5, 0.8$ ve 1.0) ve tek bir boyutsuz lüle-plaka uzaklığında ($H^*=0.8$) gerçekleştirmiştir. Markal, çalışmasında parametreler için boyutsuz basınç katsayısının (CP) çarpma plakası üzerinde merkez hattı boyunca dağılımını elde etmiştir. İncelediği tüm Reynolds sayılarında, $Q^* = 0, 0.2$ ve 0.5 değerleri için durma noktasının çarpma plakası merkezinde oluştuğunu ve ilgili noktaya ait basınç değerlerinin artan Q^* ile azaldığını gözlemlemiştir. $Q^* = 0.8$ ve 1.0 değerlerinde ise birbirine benzer davranış gösterdiğini ve bu şartlar altında çoklu durma noktalarının meydana geldiğini belirtmiştir.

Kınay (2018), çeşitli eğim açılarındaki plakalarla sınırlandırılmış düz bir kesite çarpan slot jet akışında akış ve ısı transferi özelliklerini deneysel ve sayısal olarak çalışmasını yürütmüştür. Çalışmasında, kısıtlayıcı plaka eğim açısının $\theta = 15^\circ, 30^\circ$ ve 45° değerleri için, $0.5 \leq H/W \leq 6$ plakalar arası açıklık ve $10000 \leq Re \leq 30000$ Reynolds sayısı aralıklarında çarpma plakası ve kısıtlayıcı plakalar üzerinde yüzey basıncı ölçümlerini yapmıştır. Yapmış olduğu deney sonuçlarına dayanarak basınç dağılımlarının Reynolds sayısından bağımsız olduğunu ve kısıtlayıcı plakanın eğim açısından ve plakalar arası açıklıktan yüksek oranda etkilendiğini çalışmasında belirtmiştir. Çarpma plakasında, kısıtlayıcı plakanın küçük eğim açıları ve plakalar arası küçük açıklıklarda, Nusselt

dağılımlarında ikincil tepeler oluştuğunu ve $H/W \leq 1$ açıklıklarda çarpma plakası uçlarındaki Nusselt sayılarının yeniden arttığını çalışmasında belirtmiştir.

Kocabıyık (2018), çalışmasında hoparlör tipi bir aktüatör yardımıyla üfleme ve emme yaparak oluşturduğu bir sentetik jetten belirli frekanslarda elde etmiş olduğu üfleme debisini, önceden eşit dağılımlı bir şekilde ısıtılmış plakaya çarptırılarak plaka yüzeyindeki Nusselt sayısı dağılımını termal kamera ile gözlemlemiştir. Sinüs, kare, rampa (üçgen) ve darbe sinyallerinde sentetik jetin akış bölgesi karakteristiklerini ve çarpan jetin ısı transferi özelliklerini incelemiştir. Bu 4 sinyalin tümünde frekans artışı ile sentetik jetin en yüksek hız değerinin arttığını fakat frekanstaki değişim ile birlikte hız değerinin değiştiğini çalışmasında belirtmiştir. Kare sinyalde frekans-hız karakteristiğinde diğer sinyal yapılarından farklı bir artış sergilediğini gözlemlemiştir. Çarpan jetin ısı transferi deneylerinde kullanılan tüm h/d mesafeleri için en yüksek ısı transferi dağılımını üçgen sinyal ile elde etmiştir.

Draxler *et al.* (2019), çalışmalarında çoklu çarpan jet için yapılan LES analizi doğrultusunda elde etmiş oldukları sonuçların, istatistiksel RANS modellerini kıyaslamak için yeterli doğrulukta olduğunu belirtmişlerdir. Izgara incelendiği ve alt ızgara skalası (SGS) modelinin katsayısı değiştiği için zaman ortalaması olarak elde etmiş oldukları ortalama özellikleri, belirsizlikleri değerlendirmek amacıyla kullanmışlardır. Reynolds sayısındaki 13 hava jeti ile 20.000 civarında ısıtılmış plaka üzerine etki eden deneysel test durumunu simule etmişlerdir. LES sonuçlarının güvenilirliğini artırmak için örnekleme belirsizliğini de kullanmışlardır. Duvara-Uyarlanmış Lokal Eddy-Viskozite modelini, alt ızgara ölçekli türbülans modellemek için kullanmışlardır.

Literatür araştırmasından da görüleceği gibi, çarpan jetlerle ilgili birçok deneysel ve sayısal çalışma gerçekleştirilmiştir. Bu tez çalışmasında optimize edilmiş dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcıda, çoklu çarpan hava jetle ısı transferi karakteristikleri için deneysel ve sayısal analizler yapılmıştır.

2. KURAMSAL TEMELLER

Teknolojinin hızla gelişmesi ile yüksek performanslı termal sistemlere duyulan ihtiyaç sürekli olarak gündemde kalmaktadır. Bu durum araştırmacıların, mühendislerin ilgilerini çekmekte ve onları ısı geçişinin artırılmasına dayalı çalışmalara yöneltmektedir. Günümüzde, birçok üniversitede ve araştırma-geliştirmeye yönelik hizmet veren büyük şirketlerde araştırma laboratuvarlarında ısı geçişi performansını yükseltmeye dayalı uygulamalar yapılmaktadır (Karabey 2010).

2.1. Genel Isı Transferi Kavram ve Tanımları

Tabiatta ve günlük hayatta kullanılan çeşitli cihazların çalışmasında örnekleri görülen fiziksel bir olay olarak tanımlanan ısı transferi hakkındaki mevcut bilgiler oldukça az ve genellikle deneysel temele dayanmaktayken, gelişen analitik çözüm yöntemlerinin ve çok hızlı bilgisayarlar sayesinde, ısı transferi kuramı da gelişimini hızla sürdürmektedir. Deneysel yöntemlerdeki ilerlemeler ve kuram-deney arasındaki farkın kapanması, bu gelişimde önemli bir görev üstlenmektedir (Yakut 2013).

Isı transferi sıcaklık farkından meydana gelen bir enerji biçimidir. Bir ortamda veya ortamlar arasında, herhangi bir sıcaklık farkının bulunduğu bütün durumlarda ısı geçişi muhakkak meydana gelir. Kanatçıklı bir ısı alıcı analizi yapılırken iletim, taşınım ve ışıınım olmak üzere üç ısı transferi yöntemi dikkate alınır. Katı veya durgun akışkan ortamında, sıcaklık farkının mevcut olması halinde, ortam içinde gerçekleşen ısı geçişi için iletim ifadesi kullanılır. Hareket halindeki bir akışkanın herhangi bir yüzey ile farklı sıcaklıklarda olması durumunda, aralarında gerçekleşen ısı geçişi için ise taşınım ifadesi kullanılır. Sonlu sıcaklıktaki bütün yüzeyler enerjiyi elektromanyetik dalga şeklinde yayarlar. Aralarında sıcaklık farkı bulunan iki yüzeyin, aralarında etkileşimlerine engel olacak bir ortam bulunmaması durumunda oluşan ısı geçişi için ışıınım ifadesi kullanılır. (Karabey 2010).

2.1.1. Isı iletimi (Kondüksiyon) ile ısı transferi

Isı iletimi aynı katı, sıvı veya gaz ortamdaki farklı alanlar arasında ya da direkt fiziksel temasta bulunan farklı ortamlar arasında, moleküllerin gözle görülür bir yer değiştirmesi olmadan ve moleküllerin direkt teması sonucunda meydana gelen ısı yayılımı işlemidir. İletimin moleküler boyutta olduğu bu ısı transferi yöntemi, her bir molekülün momentumunun sıcaklık farkı devam ettiği sürece ısının taşınmasına dayanır. Isı iletimi Fourier Yasası ile tanımlanır (Yüncü ve Kakaç 1999).

Kesit alanı sabit olan bir cisimden bir boyutlu, kararlı ısı iletimi, Denklem (2.1) ile ifade edilir. Burada k ısı iletimi kat sayısı olup birimi W/mK 'dir, A kesit alanı olup birimi m^2 'dir, Q_{cond} iletim ile ısı transferi miktarı olup birimi Watt'tır, T sıcaklık olup birimi *Kelvin* 'dir ve x kalınlık olup birimi m 'dir.

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

2.1.2. Taşınım(Konveksiyon) ile ısı transferi

Taşınım, katı bir yüzeyle ona bitişik olan, hareket halindeki sıvı veya gaz arasındaki enerji aktarımı çeşidi olup ısı iletiminin ve akışkan hareketinin birleşik etkilerini kapsamaktadır. Doğal taşınım, akışkan içerisindeki sıcaklık değişimlerinin yol açtığı yoğunluk farklarından kaynaklanan kaldırma kuvvetleri ile ilişkilidir. Zorlanmış taşınım ise akış atmosferik rüzgar, fan veya pompa gibi bir dış etki ile oluşmaktadır (Karabey 2010).

Sıcak bir maddeden soğutucu akışkana olan konveksiyonla ısı transferi Denklem (2.2)'de verilen Newton'un Soğutma Yasası ile bulunmaktadır. Burada h taşınım katsayısı olup birimi W/m^2K 'dir, A yüzey alanı olup birimi m^2 'dir, Q_{cond} taşınım ile ısı transferi miktarı olup birimi *Watt* 'tır, T_y yüzey sıcaklığı olup birimi *Kelvin* 'dir ve T_{∞} ortam sıcaklığı olup birimi *Kelvin* 'dir.

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

Taşınm katsayısı h , akış yönündeki katı maddenin şekli ve uzunluğu gibi birtakım fiziksel özelliklere ve akışkanın biçimi ve çalışma sıcaklığı gibi termofiziksel özellikleriyle ilişkilidir. Isı alıcılarda kanatlar arasındaki boşluklar bu termofiziksel özelliklerle beraber soğutma alanını belirledikleri için kanatlar arasındaki boşluk da akışkan hareketi taşınm katsayısını etkilemektedir. Zorlanmış akışkan hareketi ile ısı transferinde taşınm katsayısı, akışı karıştıran ve vorteksler üreten alanlar boyunca akışkanın doğrusal hızına bağlıdır. Taşınm katsayısının farklı akışkanlardaki doğal taşınm ve zorlanmış taşınm için değerleri Çizelge 2.1'de verilmektedir (Yeşildal, 2007).

Çizelge 2.1. Taşınm katsayısının çeşitli değerleri (Yüncü ve Kakaç 1999)

Akışkan	Doğal Taşınm W/m^2K	Zorlanmış Taşınm W/m^2K
Gazlar	5-30	30-300
Yağlar	5-100	30-3000
Su (tek faz)	30-300	300-10000
Sıvı Metaller	50-500	500-20000
Su Kaynaması	2000-20000	3000-100000
Su Buharı Yoğuşması	3000-30000	3000-20000

2.1.3. Işınım (Radyasyon) ile ısı transferi

İletimle ısı transferinde ve taşınm ile ısı transferinde enerji, bir ortam aracılığıyla transfer edilmektedir. Herhangi bir transfer ortamı olmasa bile enerji transferi gerçekleşmektedir. Elektromanyetik dalgalarla gerçekleşen bu ısı transferi yöntemi ışınım ismini almaktadır. Işıma ifadesi tüm manyetik dalga olaylarında yaygın olarak kullanılmaktadır. Sonlu

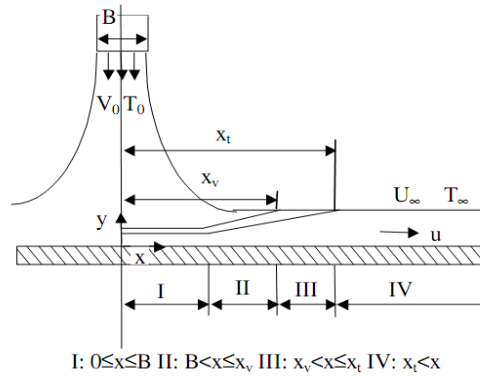
sıcaklıktaki her bir cismin hem radyasyon yayması hem de etraflarındaki radyasyon yayan cisimlerden radyasyon alması, radyasyonun soğurulması olarak tanımlanmaktadır (Yüncü ve Kakaç 1999).

Radyasyonun etkisi hesaplanırken Denklem (2.3)'te ifade edildiği gibi bir yüzey ve çevresi arasındaki net radyasyon ısı değişim miktarı dikkate alınır. Burada σ , Stefan-Boltzman sabiti olup birimi W/m^2K^4 'dür; ε , yayma oranı olup birimsizdir; A , yüzey alanı olup birimi m^2 'dir; Q_{rad} , ışınım ile ısı transferi miktarı olup birimi $Watt$ 'tır; T_y yüzey sıcaklığı olup birimi $Kelvin$ 'dir ve T_∞ , ortam sıcaklığı olup birimi $Kelvin$ 'dir.

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

Çoğu endüstriyel uygulamada bu üç ısı transferi yöntemi de bulunmaktadır. Fakat uygulamadaki çalışma koşulları ve baskın ısı transferi çeşidi göz önüne alınarak diğerleri ihmal edilebilir (Yeşildal 2007).

2.2. Hız (Hidrodinamik) Sınır Tabaka



Şekil 2.1. Çarpan jette hız sınır tabakanın farklı mesafelerdeki değişimi (Chen *et al.* 2005)

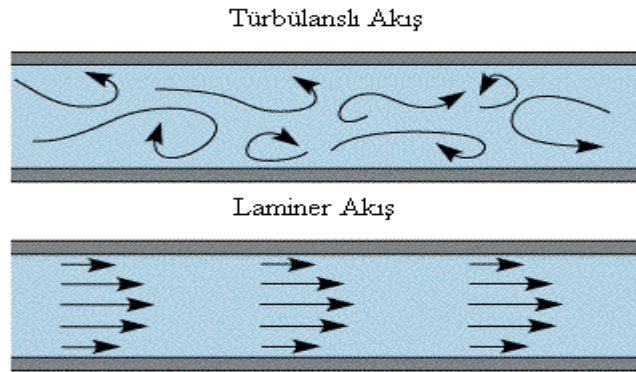
Çarpan jette hız sınır tabakasının uzaklığa göre değişimi Şekil 2.1'de verilmektedir. Yüzeyden y doğrultusunda uzaklaştıkça akışkan hızının x bileşeni, u serbest akış değeri u_∞ 'a varıncaya kadar artmaktadır. $u = 0,99u_\infty$ değerine ulaşılan y değeri olan Δ ifadesi,

sınır tabaka kalınlığı olarak adlandırılmaktadır. Sınır tabaka hız profili, sınır tabaka içinde u hızının y ile değişimini göstermektedir (Incropera and DeWitt 2001).

2.3. Laminer ve Türbülanslı Akış

Bir taşınım probleminin çözülmesindeki ilk aşama, sınır tabakanın laminer ya da türbülanslı olduğunun bulunmasıdır. Akışkan, herhangi bir ortamda akarken laminer, geçiş ya da türbülanslı akım rejimlerinde bulunur. Yüzey sürtünmesi ve taşınım ile ısı transferi genellikle akışın laminer ya da türbülanslı oluşu ile ilgilidir (Yeşildal 2007).

Akışların bir kısmı düzenli ve çalkantısız iken diğer kısmı çok düzensizdir. Çok düzenli akışkan hareketi olan çalkantısız akışkan tabakaları laminer olarak tanımlanır. Yağ gibi yüksek viskoziteli akışkanların düşük hızlardaki akışı çoğunlukla laminardır. Çoğunlukla yüksek hızlı ve hız çalkantılarıyla tanımlanan çok düzensiz akışkan hareketleri ise türbülanslı olarak bilinir. Şekil 2.2’de laminer ve türbülanslı akışlar gösterilmektedir. Hava gibi düşük viskoziteli akışkanların yüksek hızlardaki akışı genellikle türbülanslıdır. Akışın karakteri, gereken pompalama gücünü direkt olarak etkiler. Laminer ve türbülanslı akış arasında devamlı değişim gösteren akış, geçiş olarak isimlendirilir. 1880’li yıllarda Osborne Reynolds tarafından yapılmış olan deneyler ile borudaki akışların rejiminin belirlenmesinde esas parametre olan Reynolds sayısının ortaya çıkmıştır (Çengel ve Cimbala 2007).



Şekil 2.2. Laminer ve türbülans akışlar

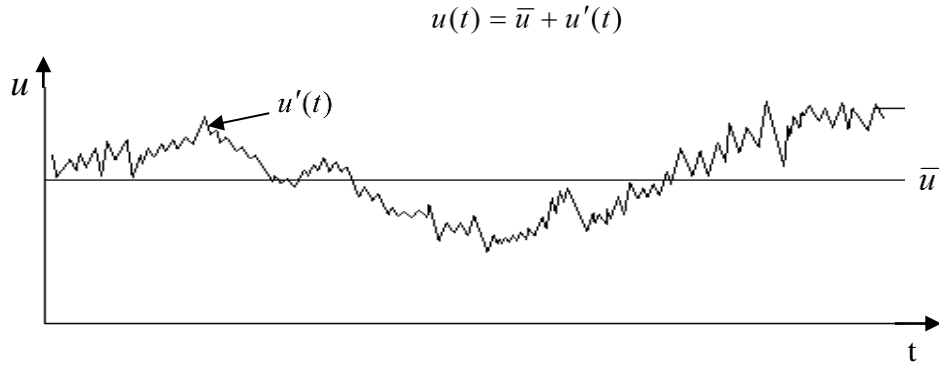
2.4. Türbülans ve Türbülans Modelleme

Atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranı olan Reynolds sayısının sayısal değeri ile akışın laminer ya da türbülanslı olduğu anlaşılır. Laminerden türbülanslı akışa geçiş; yüzeyin biçimi, pürüzlülüğü, sıcaklığı, akışkanın cinsi, yukarı akım hızı ve diğer parametreler ile ilgilidir.

Boru içi akışlarda Reynolds sayısının değerinin 2300'den az olduğu durumlarda akım yüzeylerinin veya akım çizgilerinin, moleküler karışmanın oldukça az olan etkileri dışında, tüm uzunlukları boyunca birbirinden bütünen ayrı ve birbirine hiç karışmadan durdukları düzgün laminer akış meydana gelir. Reynolds sayısının değerinin 2300 ile 4000 arasında olduğu durumlarda geçiş diye adlandırılan akış meydana gelir. Bu geçiş durumunda ise akışın bir kısmında laminerlik sürerken, bir kısmında da vorteksler meydana gelir. Reynolds sayısının değerinin 5000'in üzerinde olduğu durumlarda ise kesin olmamakla birlikte akış, bütünen vortekslerden meydana gelir; ancak bazen Reynolds sayısı 10000 olsa dahi laminerlik mevcut olabilir.

Reynolds sayısının yaklaşık 10^5 değerinde olduğu durumlarda, kanat etrafındaki veya levha üzerindeki akışlarda laminerden türbülansa geçiş, oluşmaya başlar; fakat bu değer daha yüksek değerlere çıkmadığı sürece (genellikle 3×10^6) tam türbülanslı durum oluşmamaktadır. Mühendislik sistemlerinde kritik Reynolds sayısının değeri, tam türbülanslı durum için, 5×10^5 olarak kabul edilir.

Endüstriyel uygulamalarda genellikle türbülanslı akış mevcuttur. Türbülanslı akışın gelişigüzel doğası akışkan taneciklerin hepsinin bütün özelliklerini kapsayan hesaplamaları imkânsız hale getirmektedir. Bunun yerine bir noktadaki hızı, kararlı bir ortalama değeri olan \bar{u} ve bu ortalama değere eklenen çalkantı değeri $u'(t)$ bileşenlerine ayırarak bu hesaplamaları yapmak mümkündür.



Şekil 2.3. Türbülanslı akışta ortalama ve çalkantı hız terimleri

Türbülanslı akışta bir boyutlu özgün bir noktadan hız ölçüm cihazı ile ölçülmüş olan ortalama ve çalkantı hızların zamana göre değişimi Şekil 2.3’de verilmektedir. Bu durumdaki hız ve basınç ifadeleri Denklem (2.4)’te verilmektedir. Burada koordinatları (x, y, z) olan bir noktadaki hızın bileşenleri u, v, w olup \bar{u}, \bar{v} ve \bar{w} sırasıyla x, y ve z yönlerindeki ortalama hız değerlerini ve u', v' ve w' sırasıyla x, y ve z yönlerindeki çalkantı değerlerini gösterirken p , basıncı; \bar{p} , ortalama basınç değerini ve p' , ortalama basınç değerine eklenen çalkantı değerini göstermektedir.

$$u = \bar{u} + u'$$

$$v = \bar{v} + v'$$

$$w = \bar{w} + w'$$

$$p = \bar{p} + p' \quad (2.4)$$

Türbülanslı akış karakterini çıkarmak amacıyla akış özellikleri ($\bar{u}, \bar{v}, \bar{w}, \bar{p}$, vd.) ve bu özelliklerin çalkantılarının istatistiksel özellikleri (u', v', w', p' , vd.) yaygın olarak kullanılır (Versteeg and Malalasekera 2007).

Prandtl (1945) türbülans dalgalanmalarının birim kütlesi başına kinetik enerji olan k 'yı kendi hız ölçüğünü esas alarak Denklem (2.5)'teki gibi belirlemiştir (Wilcox 1998).

$$k = \frac{1}{2}(\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2}) \quad (2.5)$$

Türbülans şiddeti Denklem (2.6)'da verilirken kinematik Eddy viskozitesi Denklem (2.7)'de verilmektedir.

$$T_u = \sqrt{\frac{1}{3}(\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2})}/T_\infty \quad (2.6)$$

$$v_t = \text{sabit} \cdot k^{1/2} \cdot l \quad (2.7)$$

Reynolds gerilme tensörü bulunduktan sonra kinetik enerji belirlenir. Reynolds gerilme tensörü Denklem (2.8)'de verilmektedir.

$$\tau_{ii} = -\overline{u'_i \cdot u'_i} = 2k \quad (2.8)$$

Reynolds gerilme tensörü birim hacim başına türbülans dalgalanmalarının kinetik enerjisi ile orantılıdır. k spesifik türbülans enerjisi olmak üzere “spesifik” sözcüğü “birim kütle başına” manasındadır; ancak çoğunlukla türbülans kinetik enerji olarak ifade edilir. Türbülans kinetik enerjinin taşıyıcı eşitliği, Denklem (2.9)'da verilmektedir.

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\nu \frac{\partial k}{\partial x_j} - \frac{1}{2} \overline{u'_i u'_i u'_j} - \frac{1}{\rho} \overline{\rho' u'_j} \right] \quad (2.9)$$

Burada ε birim kütle başına yutulma oranını ifade etmektedir ve Denklem (2.10)'da verilmektedir (Mohammadi and Pironneau 1993, Gatski, Hussaini and Lumney 1996).

$$\varepsilon = \nu \overline{\frac{\partial u'_i}{\partial x_k} \frac{\partial u'_i}{\partial x_k}} \quad (2.10)$$

Denklem (2.9)'da eşitliğin sol kısmı akışkan partüküllerinin kinetik enerjisindeki zamana göre değişimi ve taşınımı verilmektedir. Denklem (2.9)'da eşitliğin sağ kısmındaki ilk ifade üretim olup ortalama akıştan türbülans akışa olan kinetik enerji transfer oranı olarak bilinir. Denklem (2.9)'da eşitliğin sağ kısmı $\tau_{ij}S_{ij}$ olarak tekrar yapılandırılırsa, $\tau_{ij}S_{ij}$ terimi türbülans gerilmelerine karşı ortalama gerilme oranının yapmış olduğu işi gösterir. Burada τ_{ij} simetriktir.

Yutulma türbülans, kinetik enerjinin termal iç enerjiye dönüşen oranıdır ve viskoz gerilmelere karşı dalgalanan gerilme oranının yapmış olduğu işin ortalama oranına eşittir. Denklem (2.9)'daki $\nu \partial k / \partial x_j$ terimi, moleküler difüzyon olup akışkanın tabii moleküler taşınım sürecinin yol açtığı türbülans enerji difüzyonunu ifade etmektedir. Üçlü hız korelasyon ifadesi türbülans taşınımı adını alır ve türbülans enerjinin dalgalanmaları ile akış süresince taşınma oranıdır. Denklem (2.9)'da eşitliğin sağ taraftaki son terim basınç dağılımını göstermektedir.

Denklem (2.11)'de Taylor (1935) yutulma oranı verilmektedir (Wilcox 1998).

$$\varepsilon \approx k^{3/2} / l \quad (2.11)$$

Denklem (2.11)'de k türbülans kinetik enerji ve l de türbülans uzunluğudur. Denklem (2.12)'de verildiği gibi kesin yutulma oranı ε Navier-Stokes eşitliğinin momentini alarak türetilir.

$$2\nu \overline{\frac{\partial u'_i}{\partial x_j} \frac{\partial}{\partial x_j} [N(u_i)]} = 0 \quad (2.12)$$

$N(u_i)$ Navier-Stokes eşitliği, Denklem (2.13)'te verilmektedir.

$$N(u_i) = \rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + \rho u_k \frac{\partial u_i}{\partial x_k} + \frac{\partial p}{\partial x_i} - \mu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_t \partial x_k} \quad (2.13)$$

Standart k-ε türbülans modelinde kinematik eddy viskozitesi, Denklem (2.14)'te verilmektedir.

$$\nu_T = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.14)$$

Türbülans kinetik enerji Denklem (2.15)'te verilmektedir.

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_T}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (2.15)$$

Yutulma oranı Denklem (2.16)'da verilmektedir.

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + U_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_T}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] \quad (2.16)$$

2.4.1. Standart k-ε modeli

Standart k-ε modeli için, Denklem (2.17) ve Denklem (2.18)'de türbülans viskozitesi ve iletkenliği verilmektedir. Burada k ve ε, sırasıyla kinetik enerjiyi ve kinetik enerjinin yayılma hızını ifade etmektedirlerdir.

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.17)$$

$$k_t = \frac{\mu_t C_p}{\sigma_t} \quad (2.18)$$

Standart k-ε, mühendislik sistemlerinde en çok kullanılan türbülans modelidir. Türbülans kinetik enerjisi ve türbülans kinetik enerjisinin yayılma hızı, iki boyutlu sürekli akış için eşitlikleri Denklem (2.19) ve Denklem (2.20)'de verilmektedir (Lauder and Spalding, 1974).

$$\frac{\partial \overline{\rho u k}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{\rho v k}}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial y} \right) + \mu_t \phi - \rho \varepsilon + \frac{C_4 \beta \mu_t}{\sigma_t} \left(g \frac{\partial T}{\partial y} \right) \quad (2.19)$$

$$\frac{\partial \overline{\rho u \varepsilon}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{\rho v \varepsilon}}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right) + C_1 \varepsilon \mu_t \frac{\varepsilon}{k} \phi - C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + \frac{C_\mu (1 - C_3) \beta \rho k}{\sigma_t} \left(g \frac{\partial T}{\partial y} \right) \quad (2.20)$$

Burada ϕ , türbülans kinetik enerjisi üretimi olmak üzere, Denklem (2.21)'de verilmektedir.

$$\phi = 2 \left[\left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial y} \right)^2 \right] + \left[\frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} \right]^2 \quad (2.21)$$

Denklem (2.19) ve Denklem (2.20)'de gösterilen türbülans model sabitlerinin sayısal değerleri: $C_\mu = 0,09$, $C_1 = 1,44$, $C_2 = 1,92$, $C_3 = 1,0$, $C_4 = 0,0$, $\sigma_k = 1,0$, $\sigma_\varepsilon = 1,30$ ve $\sigma_t = 0,90$ olarak verilmektedir.

Yukarıdaki eşitlikler k-ε ve diğer türbülans modellerinin esas denklemleridir. Ancak modeller ya C_μ terimindeki ya da yayılma hızı denkleminde mevcut olan terimlerdeki değişiklikler sebebiyle birbirlerinden ayırt edilmektedirler. Diğer türbülans modellerinde kullanılmakta olan simetrik deformasyon tensörü S_{ij} ve simetrik olmayan rotasyon tensörü W_{ij} Denklem (2.22) ve Denklem (2.23)'te verilmektedir.

$$S_{ij} = \frac{1}{2} (V_{ij} + V_{ji}) \quad (2.22)$$

$$W_{ij} = \frac{1}{2} (V_{ij} - V_{ji}) + C_r \Omega_m \varepsilon_{mij} \quad (2.23)$$

Bu eşitliklerdeki C_r , türbülans modeline göre değişen katsayıyı, V_{ij} , akış alanındaki koordinat sistemine göre hızı ifade etmektedir. Bu terimlerin kullanıldığı iki yeni değişken Denklem (2.24) ve Denklem (2.25)'te verilmektedir.

$$\eta = \frac{k}{\varepsilon} \sqrt{2S_{ij}S_{ji}} \quad (2.24)$$

$$\zeta = \frac{k}{\varepsilon} \sqrt{2W_{ij}W_{ji}} \quad (2.25)$$

2.4.2. RNG k-ε türbülans modeli

Re- Normalized Group Turbulence (RNG) Model'inde $C_1\varepsilon$ katsayısı, standart k- ε modelindeki (C_1) aksine sabit değildir.

$$C_1\varepsilon = 1.42 - \frac{\eta(1 - \frac{\eta}{\eta_\infty})}{1 + \beta\eta^3} \quad (2.26)$$

RNG k-ε türbülans model sabitleri $C_\mu = 0,085$, $C_2 = 1,68$, $C_3 = 0,0$, $C_4 = 0,0$, $\sigma_k = 0,72$, $\sigma_\varepsilon = 0,72$, $\sigma_t = 0,90$, $\beta = 0,012$ ve $\eta_\infty = 4,38$ olarak verilmektedir (Yakhot and Orszag 1986).

2.4.3. k-ω ve SST türbülans modelleri

k-ω ve SST türbülans modellerinde türbülans kinetik enerjisi (k) ve türbülans kinetik enerjisinin özgül yayılma hızı (ω) mevcuttur. Bu modellere göre özgül yayılma hızı (ω) ve türbülans viskozitesi sırasıyla Denklem (2.27) ve Denklem (2.28)'deki gibi hesaplanır.

$$\omega = \frac{\varepsilon}{C_\mu k} \quad (2.27)$$

$$\mu_t = r \frac{k}{\omega} \quad (2.28)$$

k- ω türbülans modelinde iki boyutlu daimi akış için türbülans kinetik enerjisi denklemi, Denklem (2.29)'da verilmektedir.

$$\frac{\partial \overline{\rho u k}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{\rho v k}}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial y} \right] + \mu_t \phi - C_\mu \rho k \omega + \frac{C_4 \beta \mu_t}{\sigma_k} \left(g \frac{\partial T}{\partial y} \right) \quad (2.29)$$

Türbülans kinetik enerji özgül yayılma hızı denklemi, Denklem (2.30)'da verilmektedir (Wilcox and David 1998).

$$\frac{\partial \overline{\rho u \omega}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{\rho v \omega}}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial y} \right] + \gamma \rho \phi - \beta \rho \omega^2 + \frac{(1-C_3) \beta \rho}{\sigma_t} \left(g \frac{\partial T}{\partial y} \right) \quad (2.30)$$

Cidara yakın alanlarda k- ω türbülans modeli diğer modellerden daha avantajlıdır. Burada $\sigma_k = 2,0$, $\sigma_\omega = 2,0$, $\gamma = 0,555$ ve $\beta' = 0,075$ olup k- ω model sabitleridir.

SST türbülans modelinde, k- ω ve k- ε modellerinin üstünlükleri bir araya getirilmiştir.

SST türbülans modelinde Denklem (2.29)'da yer alan $P_t = \mu_t \phi$ terimi yerine

$P_t = \min(\mu_t \phi, m_{\min} \varepsilon)$ terimi kullanılmaktadır. Ayrıca bu modelde türbülans kinetik enerji

özgül yayılma hızı denkleminde fazladan $\frac{(1-F_1)2\rho\sigma_{\omega_2}}{\omega} \left[\frac{\partial k}{\partial x} \frac{\partial \omega}{\partial x} + \frac{\partial k}{\partial y} \frac{\partial \omega}{\partial y} \right]$ terimi

bulunmaktadır. Burada F_1 karışım fonksiyonu olup bu değer duvara yakın bölgelerde 1,

uzak bölgelerde 0 olarak tanımlanmaktadır. Bu fonksiyon sayesinde SST türbülans

modeli duvara yakın bölgelerde k- ω ve duvardan uzak bölgelerde k- ϵ modeli gibi davranmakta, model katsayısı Denklem (2.31)'de verilmektedir.

$$\phi = F_1\phi_1 + (1 - F_1)\phi_2 \quad (2.31)$$

Burada ϕ_1 ve ϕ_2 terimleri sırasıyla k- ω ve k- ϵ model katsayılarıdır ve bunlar sırasıyla $C_{int} = 10^{15}$, k- ω için $\sigma_\omega = 2.0$, $\Upsilon = 0,5532$ ve $\beta' = 0,075$, k- ϵ için $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\omega = 1.168$, $\Upsilon = 0,4403$ ve $\beta' = 0,0828$ şeklindedir (Menter 1994).

2.5. Duvar Fonksiyonu

Bir akış ortamında meydana çıkan türbülanslı sınır tabakadaki hız değişimleri çok fazladır. Başka bir ifadeyle hız gradyanları çok yüksektir. Küçük bir alanda meydana gelen bu durumu ayrıntılı bir şekilde incelemek gerekir. Laminer akıştan kaynaklanan kayma gerilmesiyle türbülanslı akıştan kaynaklanan kayma gerilmesi toplam gerilmeyi verir.

Laminer gerilmeden kaynaklanan kayma gerilmesi Denklem (2.32)'de verilmektedir.

$$\tau_L = \mu \frac{\partial u}{\partial y} \quad (2.32)$$

türbülanslı kayma gerilmesi Denklem (2.33)'te verilmektedir.

$$\tau_t = -\rho \overline{u'v'} \quad (2.33)$$

Toplam gerilme Denklem (2.34)'te verilmektedir.

$$\tau = \tau_L + \tau_t = \mu \frac{\partial u}{\partial y} - \rho \overline{u'v'} \quad (2.34)$$

Laminer gerilme duvarda etkili olmasına rağmen duvardan uzaklaştıkça laminer gerilmenin etkisi gittikçe azalmaktadır. Türbülanslı gerilme ise duvarda sıfır olmasına duvardan uzaklaştıkça türbülanslı gerilmenin etkisi giderek artmaktadır. Öyle ki her iki gerilmenin mertebeleri bir noktada aynı olmaktadır.

$$\tau_t = \rho l^2 \left(\frac{du}{dy} \right)^2 \quad l = \chi y \Rightarrow \tau_t = \rho \chi^2 y^2 \left(\frac{du}{dy} \right)^2 \quad (2.35)$$

Tam türbülanslı sınır tabakada gerilmenin sabit ($\tau_t = \tau_w$) olduğu varsayıldığı durumda sürtünme hızı Denklem (2.36)'da verildiği gibi hesaplanır.

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (2.36)$$

$$u_\tau^2 = \chi^2 y^2 \left(\frac{du}{dy} \right)^2 \Rightarrow \frac{du}{dy} = \frac{u_\tau}{\chi \cdot y} \Rightarrow u = \frac{u_\tau}{\chi} \ln y + C \quad (2.37)$$

Buradaki C sabiti sınır tabaka içerisinde türbülanslı hızın bittiği ve laminer hız dağılımının başladığı (her iki gerilme değerinin birbirine eşit olduğu) noktadaki koşul dikkate alınarak belirlenir. $y=y_0$ 'da türbülanslı hız için $u=0$ olarak alınırsa, C terimi, Denklem (2.38)'deki gibi hesaplanır.

$$C = -\frac{u_\tau}{\chi} \ln y_0 \quad (2.38)$$

Denklem (2.38)'de C sabiti yerine yazılırsa $\frac{u}{u_\tau} = \frac{1}{\chi} (\ln y - \ln y_0)$ ifadesi elde edilir.

Boyut analizinden Denklem (2.39) yazılır. $\frac{u}{u_\tau} = \frac{1}{\chi} (\ln y - \ln y_0)$ eşitliğinde Denklem (2.39) kullanılırsa, Denklem (2.40) bulunur.

$$y_0 = \beta \frac{v}{u_\tau} \quad (2.39)$$

$$\frac{u}{u_\tau} = \frac{1}{\chi} \left(\ln \frac{yu_\tau}{\beta v} \right) \quad (2.40)$$

Denklem (2.40)'daki β değeri yüzeyin durumuna göre değişmekte ve farklı değerler alabilmektedir. Çoğunlukla $\beta = 0,111$ olarak seçilmektedir. Literatürde β ifadesinin yerine $1/E$ kullanılmaktadır. Bu durumda $E=9$ olmaktadır. Denklem (2.40) yeniden düzenlenirse Denklem (2.41) ile verilen üniversal duvar fonksiyonu bulunur.

$$\frac{u}{u_\tau} = \frac{1}{\chi} \ln \frac{Eyu_\tau}{v} \quad (2.41)$$

2.6. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD)

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD), esas olarak akışkan davranışının etkili olduğu problemlerin, sayısal yöntem ve algoritmalar ile bilgisayar ortamında çözümlenerek analizinin yapıldığı, akışkanlar mekaniğinin dalıdır.

Akışın olduğu mühendislik sistemlerinin tasarımı ve analizinde, deney yapma ve hesaplama olmak üzere iki temel yaklaşım vardır. Bu yaklaşımlardan birincisi, genellikle rüzgar tüneline veya başka ortamlarda test edilecek modellerin yapımını gerçekleştirir; ikincisi ise diferansiyel denklemlerin diferansiyel analitik veya sayısal olarak çözülmesini

kapsar. HAD, akış denklemlerinin bir bilgisayar veya paralel olarak çalışan birkaç bilgisayar kullanılarak çözümdür. Mühendislikte, birbirini tamamlayan deneysel analiz ve HAD analizinin ikisi de kullanılır. Mesela kompleks geometriler, viskozite, sıcaklık farkları gibi parametreler klasik akışkanlar mekaniğinin esas denklemlerine uygulandığında çözüm oldukça zor, hatta çoğunlukla olanaksızdır. Klasik akışkanlar mekaniğinde sadece düz levhalar, dairesel kesitli borular gibi idealize edilmiş basit geometrilerde sonuca ulaşılabilirken geriye kalan gerçek problemlerin %99'unda sonuca ulaşabilmek için hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanılır. HAD'de analiz yapılırken akış bölgesi, akışa ait esas diferansiyel denklemlerin simülasyonunu yapan küçük düzgün elemanlardan ve noktalardan oluşan ağ yapısına bölünür ve bu küçük düzgün elemanlardan iterasyonlar ile basamak basamak tüm çözüme ulaşılır. Bununla birlikte sayısal analizlerden ve deney yaparak bulunan genel büyüklükler karşılaştırılarak HAD çözümlerini doğrulamak için genellikle deneysel veriler kullanılır. HAD, sonrasında, düzgün bir şekilde kontrol edilen parametrik irdemelerle, gereken deneysel test sayısını azaltarak tasarım prosesini kısaltmak amacıyla kullanılır (Çengel ve Cimbala 2007).

HAD'nin mevcut durumu özetlenirse: HAD ile laminer akışlar kolay bir şekilde çözümlenirken, türbülanslı akışları türbülans modelleri kullanmaksızın çözmek mümkün değildir. Maalesef genel bir türbülans modeli mevcut değildir ve bir türbülanslı HAD çözümü, yalnızca türbülans modeli ne kadar uygunsa o kadar iyidir. Her ne kadar böyle bir sınırlama olsa da standart türbülans modelleri çoğu mühendislik problemlerinde yeterli sonuçlar verir (Çengel ve Cimbala 2007).

HAD, kompleks akış çözümlerinde harikulade bir programdır, fakat HAD'nin kullanılmasında, sayısal ağ meydana getirilmesinden, gerçeğe uygun sınır şartlarının belirlenmesine ve sonuçların yorumlanmasına kadar geçen süreçte deneyim, bilgi, yetenek ve dikkat gerektiği gözden kaçırılmamalıdır.

HAD'nin kullanım alanlarından ve işlevlerinden birkaçı aşağıdaki gibidir.

- 1) Uçak ve Araçların Aerodinamiği: Kaldırma ve sürükleme
- 2) Gemilerin Hidrodinamiği
- 3) Enerji Santrali: İçten yanmalı motorlarda ve gaz türbinlerinde yanma
- 4) Turbomekanik: Dönel kanallarda ve difüzörlerde akış
- 5) Elektrik-Elektronik Mühendisliği: Mikrodevre içeren ekipmanların soğutulması
- 6) Kimya Proses Mühendisliği: Karıştırma ve ayırma, polimer kalıp
- 7) Binaların İç ve Dış Çevreleri: Rüzgar yüklemesi, ısıtma-havalandırma
- 8) Deniz Mühendisliği: Kıyıdan uzak yapıların yükleri
- 9) Çevre Mühendisliği: Kirlilik ve atık madde dağılımı
- 10) Hidroloji ve Okyanus Bilimi: Nehirlerde, okyanuslarda akış
- 11) Meteoroloji: Hava tahmini
- 12) Tıp Mühendisliği: Damarlardaki kan akışı, üst solunum yollarındaki hava akışı

2.6.1. HAD yazılımlarının avantajları

HAD, bilim insanları ve mühendisler için, akış çözümlerinde vazgeçilmez bir program olmuştur. Bu yaygın kullanımın sebebi, HAD'nin sağladığı avantajlardır. HAD'nin önde gelen üstünlüklerinden bazıları aşağıdaki gibidir.

HAD yazılımlarıyla yapılan sayısal analiz sayesinde, sonuçlar ve yapay deney ortamı, analizden sonra da ulaşılabilir olur. Mesela; basınç bilgisinin alınmak istediği geleneksel bir deneyin hız ölçümü için yeniden yapılması gerekir. Halbuki HAD ile hız bilgisi dahil birçok değişkene ait olan bilgiler de çözümün bir parçasıdır. Bu sayede yeni simülasyonlara, zahmetli kurulumlara ihtiyaç duyulmaz.

Geleneksel deneylerde kullanabilecek sensörler ve ölçüm cihazları kısıtlıdır. Hâlbuki bir HAD analizinde, kullanılan milyonlarca sayısal ağ elemanı kadar ölçüm elemanı vardır ve bilgi dağılımları, deneylerdeki gibi yalnızca ayrık veriler şeklinde değil aynı zamanda gradyanlar olarak yaygın bir alanda görülür.

HAD, akış özelliklerinin, akış bozulmadan incelenmesine imkan sağlarken; klasik ölçüm metotlarında akış bozulmadan incelenmesi çoğunlukla mümkün olmaz. Mesela, akış içerisinde hız için yerleştirilen pitot tüpü, zeten doğal akışı bozmaktadır, ya da bir pompa performansı ölçülürken kullanılan manometre, debimetre, gibi cihazlar doğal akışı etkilemektedir. HAD’de her bir sayısal ağ elemanı tek başına bir ölçüm noktası olduğu için, bu tip cihazlardan etkilenmeyen, bağımsız veriler elde edilebilir.

HAD, başka bir açıdan düşünülürse, bilgisayar ortamındaki esnek bir deney laboratuvarıdır. Tasarımcı ve analiz yapanlara sanal prototipler üstünde deney yapma imkanı sağlayan HAD ile direkt veriler ile çalışılabilir. Mesela; yeni tasarlanmış olan bir otomobile ait aerodinamik özelliklerini araştırmak ve optimizasyonu yapmak için yüzlerce prototipin üretilmesine ihtiyaç duyulmadan, ya da bir fan tasarım optimizasyonu yapılırken birbirinden çok az farkları bulunan onlarca çark prototipinin üretilmesine ihtiyaç duyulmadan, testler bilgisayarda yapılabilir ve üretim için yalnızca en iyi sonucun elde edildiği tasarımlar seçilebilir. HAD, tasarımcılara rekabet koşullarında çok önemli olan maliyet ve zaman avantajı sunar.

2.6.2. ANSYS Fluent

Fluent, sonlu hacimler metodunu kullanan bir HAD yazılımıdır. 1983 yılından beri yeryüzü genelinde çoğu endüstri alanında kullanılan ve her geçen gün gelişerek dünya genelindeki HAD piyasasında en fazla tercih edilen yazılımlardan biri olan Fluent, yeni nesil teknolojiyi kapsayan ticari HAD yazılımı olmasıyla kullanıcıların sorunlarına kolay ve kısa zamanda çözümler üretebilmektedir. Fluent, genel amaçlı bir HAD yazılımı olarak, otomobil sektörü, uzay ve havacılık alanı, beyaz eşya turbomakine alanı (fanlar, kompresörler, pompalar, türbinler v.b.) , kimya ve kimyasal sektörü, yiyecek ve içecek endüstrisi gibi birbirinden çeşitli endüstrileri kapsayan ısı geçişi ve akışkanlar mekaniği problemlerinin çözülmesinde kullanılabilir. Böylece Fluent, kullanıcılarına çeşitli problemler için aynı arayüzü kullanarak çözüme ulaşma imkanı sağlar. Fluent, sahip olduğu çözücü teknolojisi ve içerisinde barındırdığı farklı fiziksel modeller sayesinde laminar geçişsel ve türbülanslı akışlara, iletim, konveksiyon ve ışıınım ile ısı transferini;

kimyasal tepkimeleri kapsayan problemlere, çabuk ve doğru çözümler üreterek, AR-GE bölümlerinin tasarım sürecinde güvenilir araçlarından biri olmaya adaydır. HAD çalışma alanına ait paket programlardan bazıları aşağıdaki gibidir.

- CFX
- FLOWMASTER
- FLUENT
- FLOW3D
- IcemCFD
- OpenFOAM
- POINTWISE
- Delft3D
- MOHID

2.7. HAD Yazılımı

Ön işlemci, çözücü ve son işlemci olmak üzere HAD yazılımı üç kısımdan meydana gelmektedir.

2.7.1. Ön işlemci (Pre-Processor)

Ön işlemci HAD programı için akış problemlerinin girdilerini kapsar ve bu girdilerin çözücünün içinde uygun bir biçimde kullanılabilmesi için dönüştürülmesini sağlar. Ön işlemci aşamaları aşağıdaki gibi sıralanabilir:

- Çözüm alanının geometrisinin bulunması: Hesaplanabilir alan
- Çözüm bölgesinin hücrelere, elemanlara veya kontrol hacimlerine bölünmesi: Alt bölme birleşmiş şekli hesaplama ağını oluşturur
- Modellenmesine ihtiyaç duyulan fiziksel ve kimyasal işlemlerin seçimi
- Akışkan özelliklerinin belirlenmesi

- Uygun sınır şartlarının verilmesi

Akış problemlerinin çözümü sırasında (basınç, sıcaklık, hız vb.), bütün hücrelerin kendi içerisindeki düğüm noktaları belirlenir. HAD çözümünün doğruluğu, ağ yapısının içerisinde bulunan fazla miktarlardaki hücreler ile sağlanır. Genellikle, çözümün doğruluğu hücre sayısı ile doğru orantılıdır. Çözümün maliyeti, süresi ve doğruluğu, ihtiyaç duyulan bilgisayar programına ve ağ yapısının düzgün olmasına bağlıdır. En kaliteli ağ yapısı genellikle düzensizdir. Noktadan noktaya büyük değişim gösteren bölgelerde oldukça iyi şekilde ve küçük farklılıklar kapsayan alanlarda gelişimi güzeldir.

2.7.2. Çözücü (Solver)

Çözücü, esas olarak üç basamaktan meydana gelir. Bunlar aşağıda maddeler halinde verilmektedir.

- Bilinmeyen akış özelliklerinin basit fonksiyonlar halinde ifadesi,
- Bu akış özelliklerinin yönetici akış denklemleri içine konulması ve bilinmeyenler cinsinden cebirsel denklemlerin elde edilmesi,
- Cebirsel denklemlerin çözümü.

2.7.3. Son işlemci (Post-Processor)

Sonuçları görsel hale getirmek için kullanılır. Şunları içermektedir:

- Geometrinin ve ağ yapısının gösterimi
- Vektörlerin çizdirilmeleri
- Çizgi ve gölgelenmiş dış hatların çizimleri
- 2 ve 3 boyutlu yüzeylerin çizimleri
- Akışkan taneciğinin izlediği yol
- Görünüş kullanımı (çevirme, döndürme, ölçekleme vb.)

- Renk örnekleme çıktı
- Dinamik sonuç gösteriminde animasyonlar

2.8. Sayısal Çözüm Teknikleri

Kullanılan sayısal yöntemler şunlardır:

- Sonlu farklar yöntemi
- Sonlu elemanlar yöntemi
- Spectral yöntemi
- Sonlu hacimler yöntemi

2.8.1. Sonlu farklar yöntemi

Akış problemlerinin bilinmeyen özellikleri koordinat çizgileri üzerindeki ağ noktalarında tanımlanır. Sonlu farklar yaklaşımının türevleri her bir ağ noktasında ve onun en yakın komşularında genellikle kısaltılmış Taylor serisi açılımı kullanılarak oluşturulur. Ana denklemlerdeki türevler sonlu farklarla değiştirilerek cebirsel denklemler oluşturulur.

2.8.2. Sonlu elemanlar yöntemi

Bu yöntemde bilinmeyen değişkenler her eleman üzerinde basit parçalı fonksiyonlarla (lineer veya ikinci dereceden polinomlarla) ifade edilir. Bu polinomlar (yaklaşık fonksiyonlar) temel denklemlere konulduğu zaman tam olarak tutmayıp artık meydana getirecektir. Bu artıklar ağırlık fonksiyonları ile çarpılarak ve çözüm alanı üzerinde integrali alınarak en aza indirilir. Sonuç olarak yaklaşık fonksiyonların bilinmeyen katsayıları için cebirsel bir denklem takımı elde edilir.

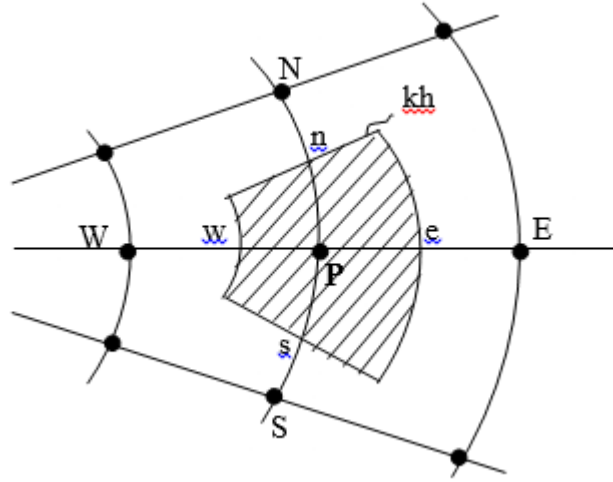
2.8.3. Spectral yöntem

Bilinmeyen değişkenler kısaltılmış Fourier serisi veya Chebyshev polinomları kullanılarak ifade edilir. Sonlu fark ve sonlu eleman yaklaşımından farklı olarak buradaki ifadeler bölgesel değil tüm çözüm alanı için geçerlidir.

2.8.4. Sonlu hacimler yöntemi

Sonlu hacim yöntemi özel sonlu farklar formülasyonu olarak geliştirilmiştir. FLUENT, FLOW3D, PHOENICS ve STAR-CD gibi ticari HAD kodları sonlu hacimler yöntemini kullanmaktadır.

Temel akış denklemleri her bir kontrol hacmi üzerinde integre edilir. Bu şekilde değişkenlerin kontrol hacmi üzerinde korunumu sağlanır (kütle, momentum ve enerji korunumu).



Şekil 2.4. Kontrol hacminin gösterimi

Şekil 2.4'te düğüm noktası çevresinde bir kontrol hacmi oluşturulur ve diferansiyel denklem bu kontrol hacminde integre edilir. Bunun sonucunda lineer cebirsel denklem elde edilir.

2.9. Temel Denklemler

Temel korunum kanunları diferansiyel bir akış elemanına uygulanırsa temel diferansiyel denklemler elde edilir.

Temel fiziksel prensipler;

- Kütle korunumu
- Momentumun korunumu veya Newton'un ikinci hareket kanunu
- Enerjinin korunumu veya termodinamiğin birinci kanunu
- Termodinamiğin ikinci kanunu

Bu temel prensipler diferansiyel akış elemanına uygulanırsa;

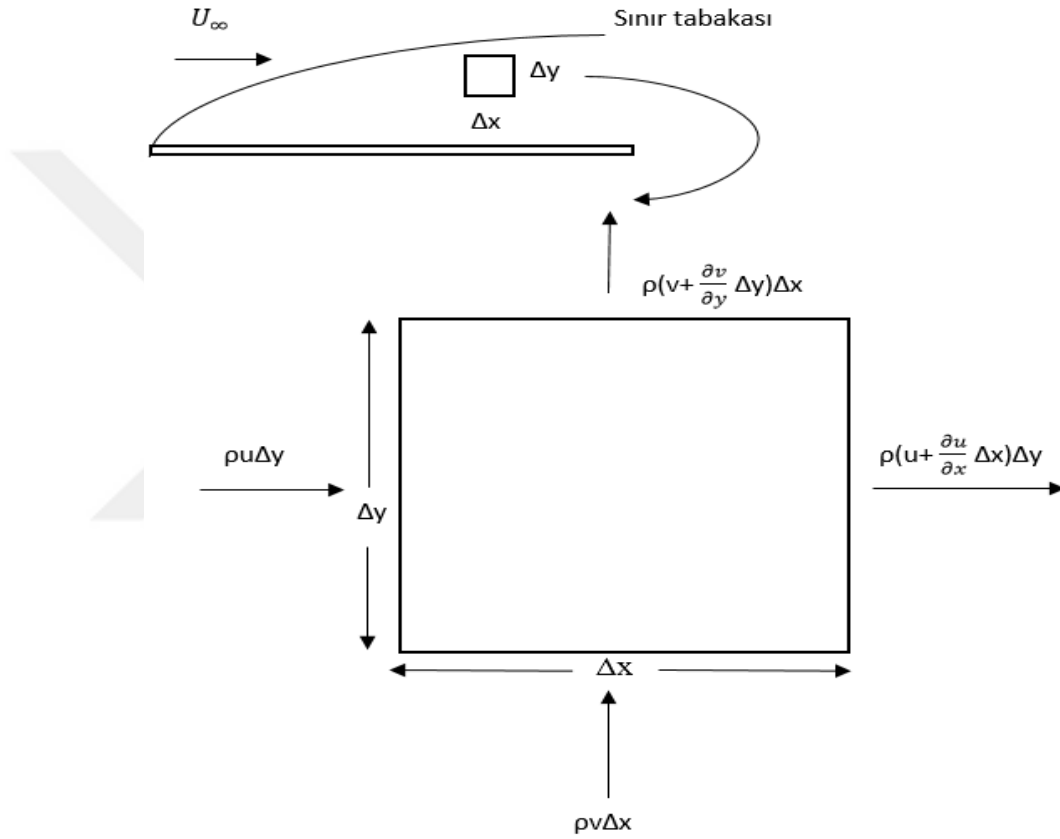
- Süreklilik denklemi
 - Euler veya Navier-Stokes denklemleri
 - Enerji denklemi
 - Termodinamiğin ikinci kanunu için denklem
- elde edilir.

2.9.1. Kütle korunumu prensibi – Süreklilik denklemi

Sınır tabak içerisinde Şekil 2.5'te görüldüğü şekilde bir kontrol hacmi alındığında herhangi bir (x,y) noktasında x ve y yönündeki hız bileşenleri sırasıyla u ve v olarak gösterilirse, x ve y yönündeki birim zamanda kontrol hacme giren kütle miktarları sırasıyla $\rho u \Delta y$ ve $\rho v \Delta x$ yazılabilir. Benzer olarak x ve y yönünde birim zamanda kontrol hacminden çıkan kütle miktarları ise $\rho(u + (\partial u / \partial x)\Delta x)\Delta y$ ve $\rho(v + (\partial v / \partial y)\Delta y)\Delta x$ dir. Sürekli rejimde birim zamanda kontrol hacme giren ve çıkan kütle miktarları eşit olacağından, bu kontrol hacim için, kütle korunumu prensibi

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (2.42)$$

şeklinde ifade edilebilir. Denklem (2.42) kartezyen koordinat sisteminde sıkıştırılmaz bir akışkanın, iki boyutlu sürekli akışı için süreklilik denklemidir (Yüncü ve Kakaç 1999).



Şekil 2.5. Sınır tabakası içerisinde kontrol hacmi- Kütlenin korunumu prensibi (Yüncü ve Kakaç 1999)

2.9.2. Momentumun korunumu prensibi-Momentum denklemi

Sınır tabakası içerisindeki kontrol hacmine, Newton'un ikinci hareket yasası uygulandığında momentum denklemi bulunabilir. Sınır tabakası içerisinde kontrol hacminde momentumun korunumu Şekil 2.6'da verilmektedir. Sınır tabakası içinde y doğrultusundaki basınç miktarındaki değişim ve kayma gerilmeleri dikkate alınmadığı

durumda birim zamanda x doğrultusunda kontrol hacmine olan momentum akışı, $\rho u^2 \Delta y + \rho uv \Delta x$ ile ifade edilirken; kontrol hacimden momentum akışı ise $\rho(u^2 + (\partial u^2 / \partial y) \Delta y) \Delta x + \rho(uv + (\partial(uv) / \partial x) \Delta x) \Delta y$ olarak ifade edilebilir. Basınca göre değişen eleman üzerine x doğrultusunda etkiyen net kuvvet, $P \Delta y - \left(P + \frac{dP}{dx} \Delta x\right) \Delta y$ olarak ifade edilir. Kayma gerilmelerine bağlı olarak eleman üzerine x doğrultusunda etkiyen net kuvvet ise, $-\tau \Delta x + (\tau + (\partial \tau / \partial y) \Delta y) \Delta x$ olarak ifade edilir.

Sürekli rejim durumunda kontrol hacmi üzerine etkiyen toplam kuvvet, kontrol hacminden çıkan ve kontrol hacmine giren momentumların farkına eşit olacağı için momentum sakınımı prensibi Denklem (2.43)'teki gibi elde edilir.

$$\frac{\partial \tau}{\partial y} - \frac{\partial P}{\partial x} = \rho \left(\frac{\partial u^2}{\partial x} + \frac{\partial(uv)}{\partial y} \right) \quad (2.43)$$

Denklem 2.43'nin sağ tarafındaki parantez içerisindeki terimler, süreklilik denklemi de göz önüne alınarak, $((\partial u / \partial x) + (\partial v / \partial y)) = 0$, Denklem (2.44) elde edilir.

$$\frac{\partial u^2}{\partial x} - \frac{\partial(uv)}{\partial y} = u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \quad (2.44)$$

Denklem (2.43) ve (2.44)'den momentum denklemi

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial \tau}{\partial y} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} \quad (2.45)$$

indirgenir. Dinamik viskozitenin tanımı $\tau = \mu \frac{\partial u}{\partial y}$ ve Denklem 2.45'te yerine konursa,

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} \quad (2.46)$$

elde edilir. Burada $\nu = \mu/\rho$ kinematik viskozitesidir, bazen momentum yayılım katsayısı olarak da adlandırılır.

Yatay levha üzerinden laminer akış için elde edilen süreklilik ve momentum denklemleri sıcaklık dağılımından bağımsız olduğundan, bu iki denklemden hız dağılımını bulabilmek için momentumun denklemindeki (dP/dx) teriminin bilinmesi gerekir. Momentum denklemini (Denklemler (2.46)), $u = U_\infty(x)$, $v = 0$ olduğu hız sınır tabakasının kenarında yazılırsa,

$$-\frac{1}{\rho} \frac{dP}{dx} = U_\infty(x) \frac{dU_\infty(x)}{dx} \quad (2.47)$$

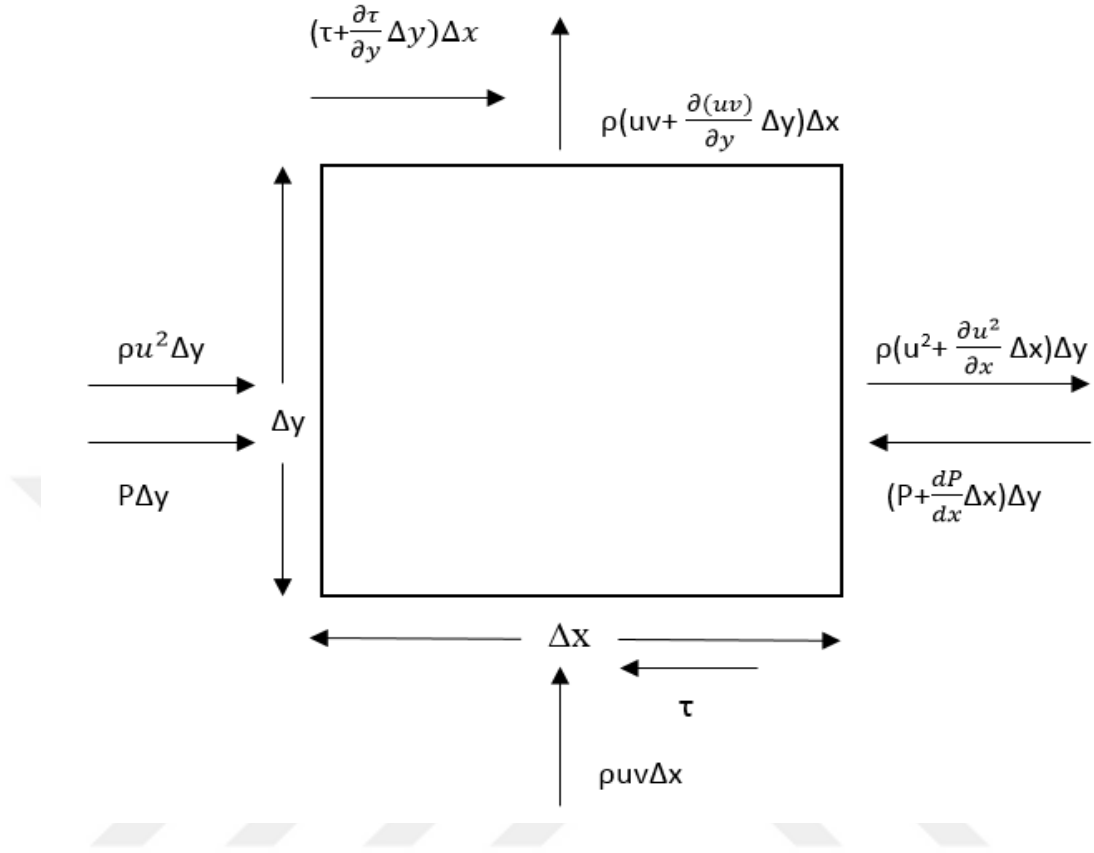
elde edilir. Yatay levha üzerinden akışta $U_\infty(x)$ sabit olduğundan

$$\frac{dP}{dx} = 0 \quad (2.48)$$

Bulunur. O halde yatay levha üzerinden akışta momentum denklemi de (Denklemler 2.46)

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (2.49)$$

eşitliğine indirgenir (Yüncü ve Kakaç 1999).



Şekil 2.6. Sınır tabakası içerisinde kontrol hacmi-Momentumun korunumu (Yüncü ve Kakaç 1999)

2.9.3. Enerjinin korunumu kanunu-Enerji denklemi

Akışkan özelliklerinin sıcaklığa bağlı olmadığı ve sürtünmeden kaynaklanan kayma gerilmelerinin üzerinde yapılan işin dikkate alınmadığı varsayılarak, sınır tabakası içinde alınan kontrol hacmi Şekil 2.7'de gösterilmektedir ve kontrol hacminden taşınan enerji ifadesi, $\rho(uh + (\partial(uh)/\partial x)\Delta x)\Delta y + \rho(vh + (\partial(vh)/\partial y)\Delta y)\Delta x$ olarak yazılabilir. Kontrol hacme iletimle transfer edilen ısı $(\dot{q}_x'' + \frac{\partial \dot{q}_x''}{\partial x} \Delta x) \Delta y + (\dot{q}_y'' + \frac{\partial \dot{q}_y''}{\partial y} \Delta y) \Delta x$ olarak yazılabilir. Burada q_x , x yönündeki ve q_y , y yönündeki ısı akılarını göstermektedir. Kontrol hacme giren ve kontrol hacminden çıkan enerjiler sürekli rejimde eşit olacağından (termodinamiğin birinci kanunu), Denklem (2.50) elde edilir.

$$\rho \left(\frac{\partial uh}{\partial x} + \frac{\partial vh}{\partial y} \right) + \frac{\partial \dot{q}_x}{\partial x} + \frac{\partial \dot{q}_y}{\partial y} = 0 \quad (2.50)$$

Süreklilik denklemi dikkate alınarak Denklem (2.50)'nin sol tarafındaki ilk parantezin içerisindeki terimler, Denklem (2.51)'deki gibi ifade edilebilir.

$$\rho \left(\frac{\partial uh}{\partial x} + \frac{\partial vh}{\partial y} \right) = \rho \left(u \frac{\partial h}{\partial x} + v \frac{\partial h}{\partial y} \right) \quad (2.51)$$

Sıkıştırılamaz akışkanlarda özgül entalpideki değişim miktarı $dh \cong CdT$ ifadesi ile verilirken, ideal gazların özgül entalpisindeki değişim miktarı da $dh = C_p dT$ ifadesi ile verilir. Bu ifadeler düzenlenirse Denklem (2.52.a) ve (2.52.b) elde edilir.

$$\frac{\partial h}{\partial x} = C \frac{\partial T}{\partial x} \quad (2.52.a)$$

$$\frac{\partial h}{\partial y} = C_p \frac{\partial T}{\partial y} \quad (2.52.b)$$

Sıkıştırılamaz akışkanlar için Denklem (2.52.b)'de verilen C_p terimi yerine C terimi yazılmalıdır. Fourier ısı iletimi kanunundan Denklem (2.53.a) ve (2.53.b) elde edilebilir.

$$\frac{\partial \dot{q}_x}{\partial x} = -\lambda \frac{d^2 T}{dx^2} \quad (2.53.a)$$

$$\frac{\partial \dot{q}_y}{\partial y} = -\lambda \frac{d^2 T}{dy^2} \quad (2.53.b)$$

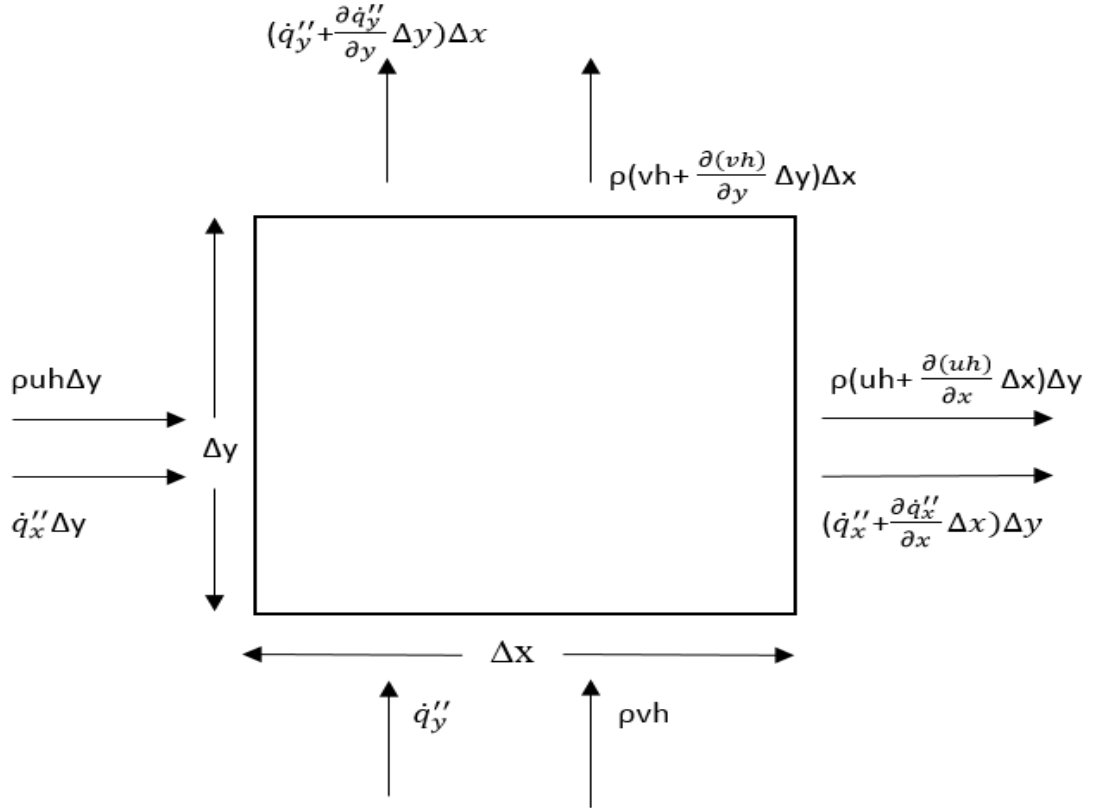
Denklem (2.51), (2.52) ve (2.53) Denklem (2.50)'de yerine konulduğunda Denklem (2.54) elde edilir.

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = a \left(\frac{d^2 T}{dx^2} + \frac{d^2 T}{dy^2} \right) \quad (2.54)$$

Sınır tabaka içinde x doğrultusundaki iletimle ısı transferi, y doğrultusundaki iletimle ısı transferinden çoğunlukla küçük olacağı sebebiyle, Denklem (2.54)'te eşitliğin sağ tarafındaki birinci terim göz ardı edilebilir. Böylece enerji denklemi, Denklem (2.55)'teki gibi olur.

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = a \left(\frac{d^2 T}{dy^2} \right) \quad (2.55)$$

Denklem (2.55)' te gösterilen a terimi, akışkanın ısı yayılım katsayısı olup $a = \lambda/\rho C_p$ olarak ifade edilmektedir (Yüncü ve Kakaç 1999).



Şekil 2.7. Sınır tabaka içinde kontrol hacmi- Enerjinin korunumu kanunu (Yüncü ve Kakaç 1999)

2.9.4. Euler denklemi

$$\rho \left[\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + (\vec{V} \cdot \nabla) \vec{V} \right] = \rho f_b - \vec{\nabla} p \quad (2.56)$$

Kartezyen koordinat düzleminde

$$a_x = \frac{Du}{dt} = \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + f_{bx} \quad (2.57)$$

2.9.5. Navier-Stokes denklemleri

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = \text{div } u$$

$$\tau_{xx} = 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} + \lambda \text{div } u \quad \tau_{yy} = 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} + \lambda \text{div } u \quad \tau_{zz} = 2\mu \frac{\partial w}{\partial z} + \lambda \text{div } u$$

$$\tau_{xy} = \tau_{yx} = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \quad \tau_{xz} = \tau_{zx} = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \quad \tau_{yz} = \tau_{zy} = \mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \quad (2.58)$$

Denklem (2.58) ile verilen kayma gerilmeleri momentum denklemlerinde yerine yazıldığında Denklem (2.59) elde edilir.

$$\rho \frac{Du}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[2\mu \frac{\partial u}{\partial x} + \lambda \text{div } u \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] + S_{M_x}$$

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[2\mu \frac{\partial v}{\partial y} + \lambda \text{div } u \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] + S_{M_y}$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[2\mu \frac{\partial w}{\partial z} + \lambda \operatorname{div} u \right] + S_{M_z}$$

(2.59)

Burada Viskoz gerilmeler düzenlenirse, Denklem (2.60) elde edilir.

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial x} \left[2\mu \frac{\partial u}{\partial x} + \lambda \operatorname{div} u \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] \\ &= \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial z} \right) \\ &+ \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} (\lambda \operatorname{div} u) = \operatorname{div}(\mu \operatorname{grad} u) + s_{M_x} \end{aligned}$$

(2.60)

Denklem (2.59) ve Denklem (2.60), ikinci dereceden non-lineer kısmi diferansiyel denklemler olmakla birlikte çok zorludurlar. Navier-Stokes denklemlerinin sonlu hacim yönteminin gelişmiş hali Denklem (2.61) ile ifade edilir.

$$\rho \frac{Du}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \operatorname{div}(\mu \operatorname{grad} u) + S_{M_x}$$

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \operatorname{div}(\mu \operatorname{grad} v) + S_{M_y}$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \operatorname{div}(\mu \operatorname{grad} w) + S_{M_z}$$

(2.61)

Çalkantı hızları da dikkate alındığında Denklem (2.62) elde edilir (Versteeg and Malalasekera 2007, Kırkköprü ve Ayder 2004).

$$\rho \left(\bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} \right) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \mu \nabla^2 \bar{u} - \rho \left[\frac{\partial \overline{u'^2}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{u'v'}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{u'w'}}{\partial z} \right]$$

$$\rho \left(\bar{u} \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{v}}{\partial z} \right) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial y} + \mu \nabla^2 \bar{v} - \rho \left[\frac{\partial \overline{u'v'}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{v'^2}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{v'w'}}{\partial z} \right]$$

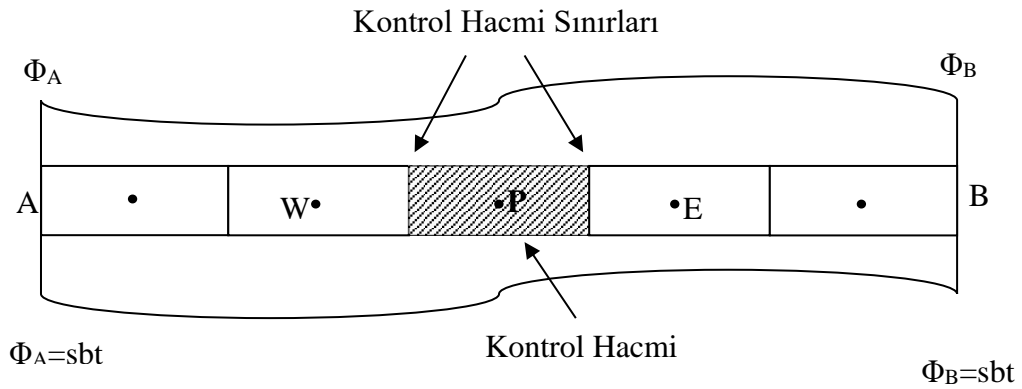
$$\rho \left(\bar{u} \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} \right) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial z} + \mu \nabla^2 \bar{w} - \rho \left[\frac{\partial \overline{u'w'}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{v'w'}}{\partial y} + \frac{\partial \overline{w'^2}}{\partial z} \right] \quad (2.62)$$

2.10. Sonlu Hacim Yöntemi (SHY) Uygulaması

Bir boyutlu zamana bağlı olmayan yayının için sonlu hacim metodunda yürütücü denklem, Denklem (2.63)'te verilmektedir

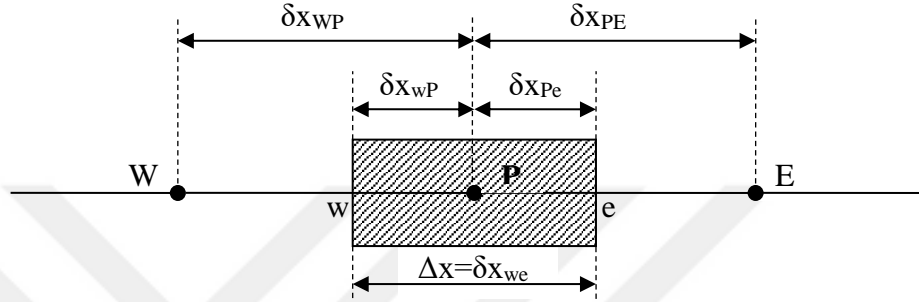
$$\frac{d}{dx} \left(\Gamma \frac{d\phi}{dx} \right) + S = 0 \quad (2.63)$$

Denklem (2.63)'te Γ ifadesi, yayılım katsayısını ve S ifadesi ise kaynak terimini belirtmektedir. Bir boyutlu etki alanı Şekil 2.8'de verilmektedir.



Şekil 2.8. Bir boyutlu etki alanı (Versteeg and Malalasekera 2007)

Sonlu hacim yönteminde ilk adım olan etki alanını ayrık kontrol hacimlerine bölme işlemi HAD genel yapısı için Şekil 2.9’da verilmektedir.



Şekil 2.9 Alan ayrıştırması (Versteeg and Malalasekera 2007)

Alan ayrıştırma işleminden sonra denklem ayrıştırması yapılmaktadır. Yürütücü denklem veya denklemlerin kontrol hacminde integrasyonu Denklem (2.64)’te verilmektedir.

$$\int_{\Delta V} \frac{d}{dx} \left(\Gamma \frac{d\phi}{dx} \right) dV + \int_{\Delta V} S dV = \left(\Gamma A \frac{d\phi}{dx} \right)_e - \left(\Gamma A \frac{d\phi}{dx} \right)_w + \bar{S} \Delta V = 0 \quad (2.64)$$

Burada ΔV , P noktası etrafındaki kontrol hacmini göstermektedir. A_x , kontrol hacminin x yönüne dik alanıdır. $\Delta V = A_x \cdot dx$ olur. \bar{S} ise S 'nin ortalama değeridir. Yayınım lineer bir dağılım olduğu varsayılırsa, Denklem (2.65) ile verilen eşitlikler elde edilmektedir.

$$\Gamma_e = \frac{\Gamma_E + \Gamma_P}{2} \quad \text{ve} \quad \Gamma_w = \frac{\Gamma_W + \Gamma_P}{2} \quad (2.65)$$

Yayınım akıları, Denklem (2.66)’da verilmektedir.

$$\left(\Gamma A \frac{d\phi}{dx} \right)_e = \Gamma_e A_e \left(\frac{\phi_E - \phi_P}{\delta x_{PE}} \right) \quad (2.66)$$

$$\left(\Gamma A \frac{d\phi}{dx} \right)_w = \Gamma_w A_w \left(\frac{\phi_P - \phi_W}{\delta x_{WP}} \right) \quad (2.67)$$

Kaynak terimi, Denklem (2.68)'de verilmektedir.

$$\bar{S} \Delta V = S_u + S_P \phi_P \quad (2.68)$$

Denklem (2.65), (2.66) ve (2.67), Denklem (2.68)'de yerine yazılırsa Denklem (2.69) bulunur.

$$\Gamma_e A_e \left(\frac{\phi_E - \phi_P}{\delta x_{PE}} \right) - \Gamma_w A_w \left(\frac{\phi_P - \phi_W}{\delta x_{WP}} \right) + S_u + S_P \phi_P = 0 \quad (2.69)$$

Denklem (2.69) düzenlenirse, Denklem (2.70) elde edilir.

$$\left(\frac{\Gamma_e}{\delta x_{PE}} A_e + \frac{\Gamma_w}{\delta x_{WP}} A_w - S_P \right) \phi_P = \left(\frac{\Gamma_w}{\delta x_{WP}} A_w \right) \phi_W + \left(\frac{\Gamma_e}{\delta x_{PE}} A_e \right) \phi_E + S_u \quad (2.70)$$

Denklem (2.70), ϕ_W ve ϕ_E 'nin katsayıları cinsinden yazıldığında Denklem (2.71) elde edilir.

$$a_P \phi_P = a_W \phi_W + a_E \phi_E + S_u \quad (2.71)$$

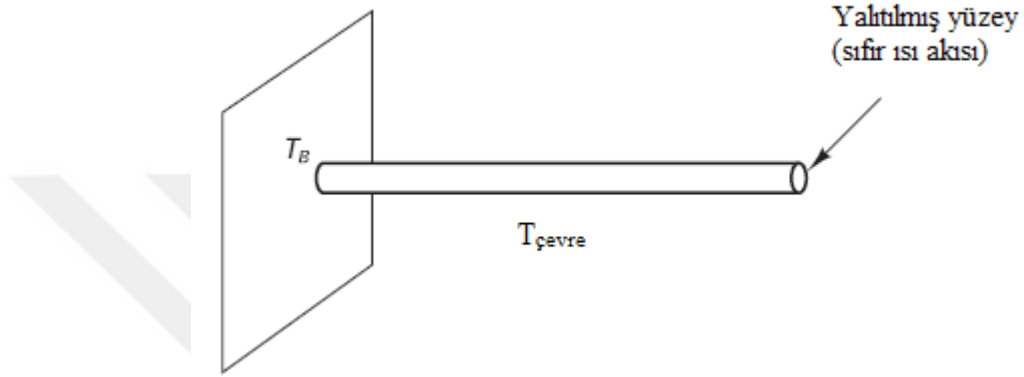
Denklem (2.71)'de gösterilen a_W , a_E ve a_P ifadeleri Denklem (2.72)'de verilmektedir.

$$a_W = \left(\frac{\Gamma_w}{\delta x_{WP}} A_w \right)$$

$$a_E = \left(\frac{\Gamma_e}{\delta x_{PE}} A_e \right)$$

$$a_P = a_W + a_E - S_P \quad (2.72)$$

Şekil 2.10'da gösterilen uniform kesit alanı A olan dairesel kanatçık. Taban 100°C (T_B) ve sonu yalıtımlıdır.



Şekil 2.10. Uniform dairesel kanatçık (Versteeg and Malalasekera 2007)

Kanatçık, 20°C ortam sıcaklığına maruz kalmaktadır. Bu durumda tek boyutlu ısı transferi Denklem (2.73)'te verilmektedir.

$$\frac{d}{dx} \left(kA \frac{dT}{dx} \right) - hP(T - T_\infty) = 0 \quad (2.73)$$

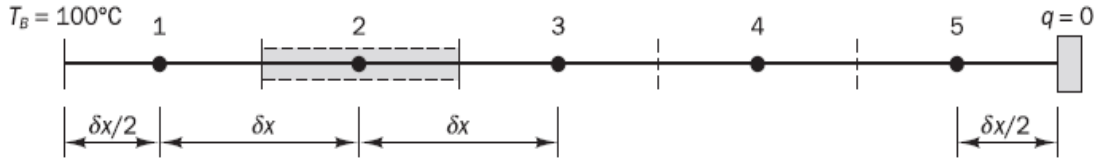
Burada h ısı taşınım katsayısı, P çevre, k malzemenin ısı iletkenliği ve T_∞ ortam sıcaklığı olduğu denkleme tabidir.

$$\frac{T - T_\infty}{T_B - T_\infty} = \frac{\cosh[n(L-x)]}{\cosh(nL)} \quad (2.74)$$

Kanatçık boyunca ısı dağılımını hesaplanarak, $n^2 = hP/(kA)$, L kanatçık uzunluğu ve x kanatçık boyunca mesafe olduğu denklemde verilen analitik sonuçlar karşılaştırılmıştır.

Veri: $L=1$ m, $hP/(kA) = 25/\text{m}^2$ (kA nın sabit olduğuna dikkat)

Örnekteki ana denklem düşmüş terim içerir , $-hP(T - T_\infty)$, yerel sıcaklık t 'nin bir fonksiyonu olan taşınım ile ısı kaybıdır. Sonlu hacim yöntemi ile problemin çözümündeki ilk adım tablo oluşturmaktır. Uniform tablo kullanıldı ve uzunluğu olacak şekilde beş kontrol hacmine bölündü böylece $\delta x = 0.2$ m. Oluşan tablo Şekil 2.11'de gösterilmektedir.



Şekil 2.11 Kontrol hacimleri (Versteeg and Malalasekera 2007)

kA =sabitken, ana Denklem (2.73) şu şekilde yazılabilir.

$$\frac{d}{dx} \left(\frac{dT}{dx} \right) - n^2(T - T_\infty) = 0 \quad \text{iken} \quad n^2 = hP / (kA) \quad (2.75)$$

Yukarıdaki denklem kontrol hacmi boyunca integrasyon edilirse

$$\int_{\Delta V} \frac{d}{dx} \left(\frac{dT}{dx} \right) dV - \int_{\Delta V} n^2(T - T_\infty) dV = 0 \quad (2.76)$$

denklemdaki ana terime bağlı olan ikince integral her kontrol hacmi içerisinde sabit olduğu varsayılarak değerlendirilmiştir.

$$\left[\left(A \frac{dT}{dx} \right)_E - \left(A \frac{dT}{dx} \right)_W \right] - [n^2(T_p - T_\infty)A\delta x] = 0 \quad (2.77)$$

Önce sıcaklık değişim için her zamanki doğrusal yaklaşımları tanıtarak, düğüm noktaları 2, 3 ve 4 için geçerli bir formül geliştirildi. Kesit alanı A dan sonraki bölüm

$$\left[\left(\frac{T_E - T_P}{\delta x} \right) - \left(\frac{T_P - T_W}{\delta x} \right) \right] - [n^2(T_P - T_\infty)\delta x] = 0 \quad (2.78)$$

yeniden düzenlenirse

$$\left(\frac{1}{\delta x} + \frac{1}{\delta x} \right) T_P = \left(\frac{1}{\delta x} \right) T_W + \left(\frac{1}{\delta x} \right) T_E + n^2 \delta x T_\infty - n^2 \delta x T_P \quad (2.79)$$

İç düğüm noktaları 2, 3 ve 4 için genel formu kullanarak yazılırsa;

$$a_P T_P = a_W T_W + a_E T_E + S_U \quad (2.80)$$

Çizelge 2.2. Düğüm noktaları (Versteeg and Malalasekera 2007)

a_W	a_E	a_P	S_P	S_U
$\frac{1}{\delta x}$	$\frac{1}{\delta x}$	$a_W + a_E - S_P$	$-n^2 \delta x$	$n^2 \delta x T_\infty$

Sonra düğüm noktalarına 1 ve 5 teki sınır koşulları uygulandı. Düğüm noktası 1 de batı kontrol hacmi belirli sıcaklıkta tutulmaktadır.

$$\left[\left(\frac{T_E - T_P}{\delta x} \right) - \left(\frac{T_P - T_W}{\delta x / 2} \right) \right] - [n^2(T_P - T_\infty)\delta x] = 0 \quad (2.81)$$

Sınır düğüm noktası 1 için ayırık denklem katsayıları;

Çizelge 2.3. Ayrık denklem katsayıları (Versteeg and Malalasekera 2007)

a_w	a_E	a_p	s_p	s_U
0	$\frac{1}{\delta x}$	$a_w + a_E - S_p$	$-n^2 \delta x - \frac{2}{\delta x}$	$n^2 \delta x T_\infty + \frac{2}{\delta x} T_B$

Kontrol hacminin doğu tarafı yalıtımlı sınır olduğundan düğüm noktası 5'te doğu sınırı boyunca akı sıfırdır:

$$\left[0 - \left(\frac{T_p - T_w}{\delta x} \right) \right] - \left[n^2 (T_p - T_\infty) \delta x \right] = 0 \quad (2.82)$$

Bu nedenle doğu katsayısı sıfır olarak ayarlandı. Sıfır akı sınır koşulu ile ilgili hiçbir ilave terim yoktur. Sınır düğüm noktası 5 in katsayıları verilmektedir.

Çizelge 2.4. Sınır düğüm noktası 5 in katsayıları (Versteeg and Malalasekera 2007)

a_w	a_E	a_p	s_p	s_U
$\frac{1}{\delta x}$	0	$a_w + a_E - S_p$	$-n^2 \delta x$	$-n^2 \delta x T_\infty$

Sayısal değerler yerine katsayılar Çizelge 2.5'de verilmiştir.

Çizelge 2.5. Düğüm noktalarının ayrık denklem katsayıları (Versteeg and Malalasekera 2007)

Düğüm	a_w	a_E	s_U	s_p	$a_p = a_w + a_E - S_U$
1	0	5	$100 + 10T_B$	-15	20
2	5	5	100	-5	15
3	5	5	100	-5	15
4	5	5	100	-5	15
5	5	0	100	-5	10

Denklemlerin matris formu şu şekildedir;

$$\begin{bmatrix} 20 & -5 & 0 & 0 & 0 \\ -5 & 15 & -5 & 0 & 0 \\ 0 & -5 & 15 & -5 & 0 \\ 0 & 0 & -5 & 15 & -5 \\ 0 & 0 & 0 & -5 & 10 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_3 \\ T_4 \\ T_5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1100 \\ 100 \\ 100 \\ 100 \\ 100 \end{bmatrix} \quad (2.91)$$

yukarıdaki sistemin çözümü

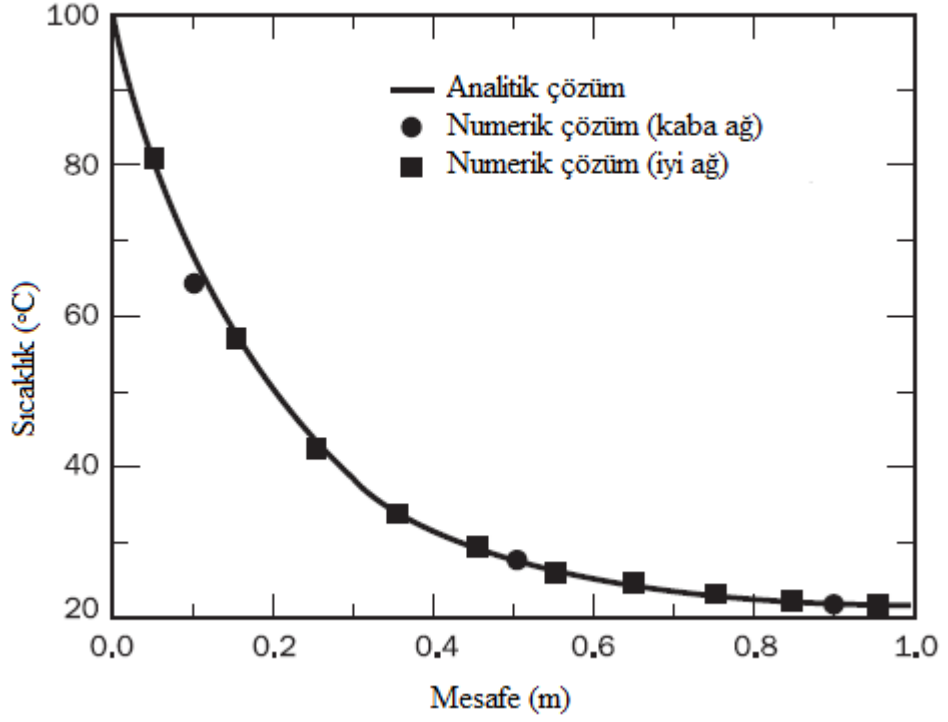
$$\begin{bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_3 \\ T_4 \\ T_5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 64.22 \\ 36.91 \\ 26.50 \\ 22.60 \\ 21.30 \end{bmatrix} \quad (2.92)$$

Çizelge 2.6 analitik ifade ile sonlu hacim çözümü karşılaştırılmıştır. Maksimum yüzde hata %6 civarındadır ((analitik çözüm-sonlu hacim çözüm)/analitik çözüm). Hesaplama kullanılan tablonun kalitesizliği göz önüne alındığında sayısal çözüm kesin çözüme makul yakınlıktadır.

Çizelge 2.6. Analitik ifade ile sonlu hacim çözüm karşılaştırılması (Versteeg and Malalasekera 2007)

Düğüm	Uzaklık	Sonlu Hacim Sonucu	Analiz Sonucu	Fark	Yüzde Hata
1	0.1	64.22	68.52	4.30	6.27
2	0.3	36.91	37.86	0.95	2.51
3	0.5	26.50	26.61	0.11	0.41
4	0.7	22.60	22.53	-0.07	-0.31
5	0.9	21.30	21.21	-0.09	-0.42

Sayısal çözüm daha hassas tablo kullanılarak geliştirilebilir. Aynı problemi çubuk uzunluğunu 10 kontrol hacmine bölerek ele alınırsa, ayrık denklemlerin türetilmesi daha önce olduğu gibi aynıdır, ancak katsayıların ve ana terimlerin sayısal değerleri küçük tablo aralığı $\delta x = 0.1$ m nedeniyle farklıdır. Analitik çözüm ile ikinci hesaplamamanın sonuçlarının karşılaştırılması Şekil 2.12 ve Çizelge 2.7'de verilmiştir. İkinci sayısal sonuçlar analitik çözüm ile daha uyumludur; şimdi maksimum sapma sadece %2'dir.



Şekil 2.12. Analitik ve sayısal analiz sonuçlarının karşılaştırılması (Versteeg and Malalasekera 2007)

Çizelge 2.7. Analitik ifade ile sonlu hacim çözüm karşılaştırılması (Versteeg and Malalasekera 2007)

Düğüm	Uzaklık	Sonlu Hacim Sonucu	Analiz Sonucu	Fark	Yüzde Hata
1	0.05	80.59	82.31	1.72	2.08
2	0.15	56.94	57.79	0.85	1.47
3	0.25	42.53	42.93	0.40	0.93
4	0.35	33.74	33.92	0.18	0.53
5	0.45	28.40	28.46	0.06	0.21
6	0.55	25.16	25.17	0.01	0.03
7	0.65	23.21	23.19	-0.02	-0.08
8	0.75	22.06	22.03	-0.03	-0.13
9	0.85	21.47	21.39	-0.08	-0.37
10	0.95	21.13	21.11	-0.02	-0.09

3. MATERYAL ve YÖNTEM

Bu tez çalışmasında, soğutma deney düzeneğinde daha önce Taguchi yöntemiyle optimum düzeye getirilmiş dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcıda, çoklu çarpan hava jetle ısı transferi karakteristikleri deneye dayalı olarak ve HAD paket programı ANSYS Fluent ile bilgisayar ortamında simülasyonu yapılarak analiz edilmiştir. $h/d=2-4-6$ ısı alıcı nozul arası mesafe, $d= 13-16-22$ mm nozul çapları için farklı hızlarda deneysel çalışma yürütülmüştür. Reynolds sayısındaki artışın Nusselt sayısını arttırdığı ve bununla birlikte, ısı transferinde iyileşme görülmüştür. Sonuçlar Nu-Re korelasyonları ile ifade edilmiştir.

Sayısal analiz sürecinde, ilk olarak deneysel şartlarla aynı özelliklere sahip olan Genel ısı alıcılarının geometrileri oluşturulmuş, sonra da bu geometriler için optimum sayısal ağlar elde edilmiştir. Çözüm aşamasında dikdörtgen ısı alıcısı için, $h/d=2-4-6$ nozul ile kanatçık arası mesafelerinde, altı farklı hızda, üç farklı kanat yüksekliği ($h_k= 15-25-35$ mm) için analizler yapılarak, sıcaklık değerleri tespit edilmiştir. Elde edilen sıcaklık değerleriyle önce Nu değerleri bulundu ve Nu-Re grafikleri elde edilmiştir.

Deneysel çalışmalar, Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü Sprey Teknolojileri Laboratuvarında mevcut olan deney düzeneğinde gerçekleştirilmiştir. Isı transferi karakteristikleri belirlenirken plaka tabanı izole edilerek sıcaklık ölçümleri veri toplama kartları yardımıyla yapılmıştır. Akım karakteristiklerinin tespiti sırasında hızölçer ile hızlar tespit edilmiştir.

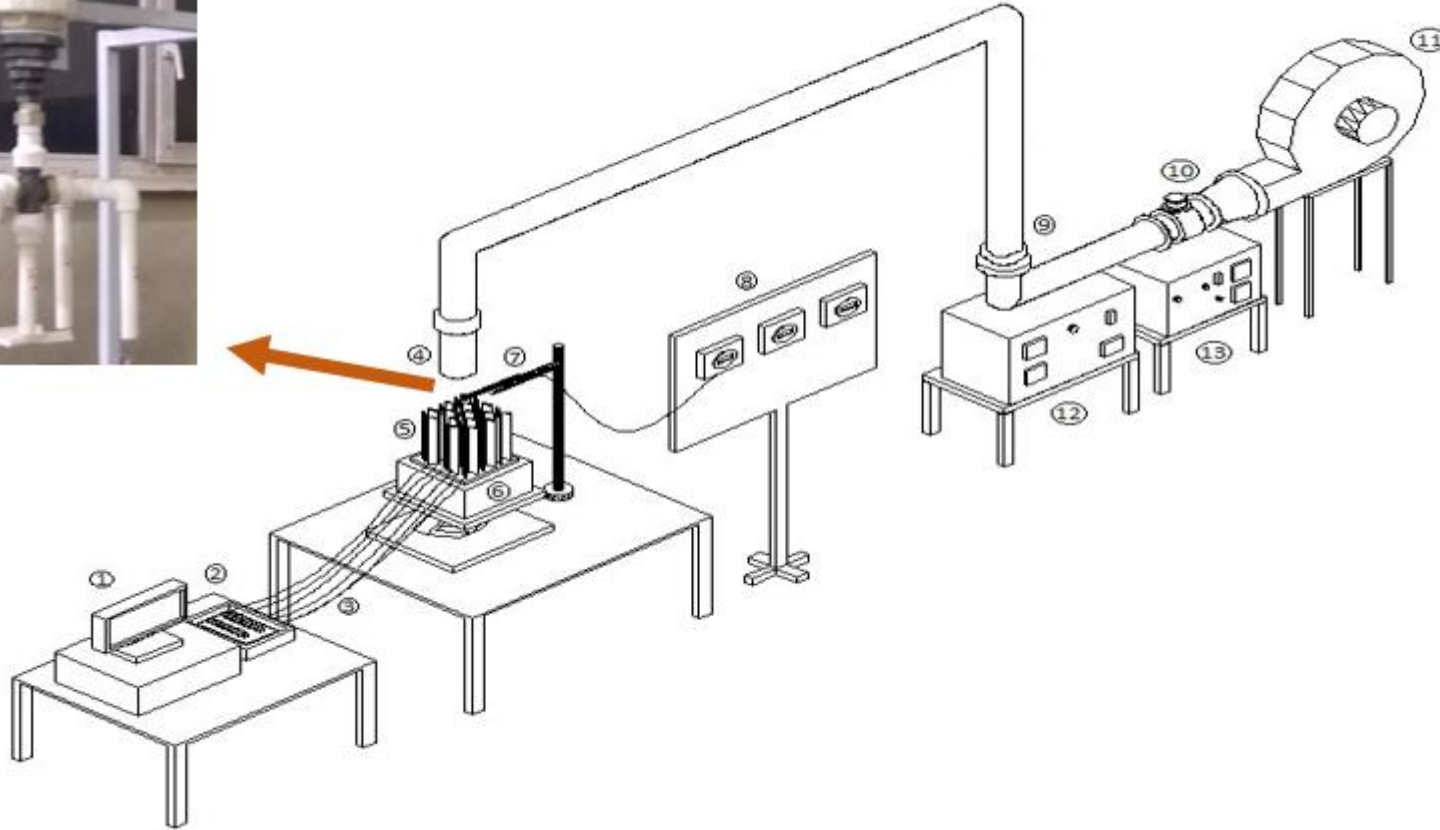
Sayısal çözümler, ticari HAD programı olan ANSYS Fluent yardımıyla simetrik çözüm yapılarak elde edilmiştir. Analiz sonuçları HAD post menüsünden export (çıkıtı) edilmiştir. Çalışmanın deneysel ve sayısal aşamalarında kullanılan malzeme ve data elde etme yöntemleri bu bölümde ayrıntılı bir şekilde verilmiştir.

3.1. Deney Düzenegi

Çalışmanın deney aşamasında, 300x300 mm boyutlarında plakalar üzerine, 13 mm-16mm-22mm olan üç ayrı çapta lülenin monte edilebildiği deney düzenegi kullanılmıştır (Şekil 3.1). Sistemde akışkan olarak hava tercih edilmiştir. Hava akışkan çarpma bölgesine radyal akışlı fan yardımıyla gönderilmiştir. Havanın debisi, fan çıkışında bulunan sürgülü vana yardımıyla kontrol edilmiştir. Lüle olarak düz, folyosuz plastik borular kullanılmıştır. Deney düzenegine monte edilen borular deney düzeneginde sabitlenen yerlere uygun olarak 1000 mm düşey, 2000 mm yatay ve 1000 mm düşey olacak şekilde imal edilmiştir (Şekil 3.2). Lüle uzunluğu tespit edilirken dairesel akışta tam gelişmiş akımın elde edilebileceği 32D uzunluğu esas alınmıştır. Hız değerleri, KIMO firmasının üretmiş olduğu hız transmitterleri ile sayısal olarak ölçülmüştür. Şekil 3.1’de şematik resmi görülen deney düzeneginin özellikleri aşağıdaki verilmiştir.



Şekil 3.1. Deney düzeneginin görünüşü



Şekil 3.2. Deney düzeneğinin şematik görünümü (Kabakuş 2012)

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

3.2. Test Bölgesi

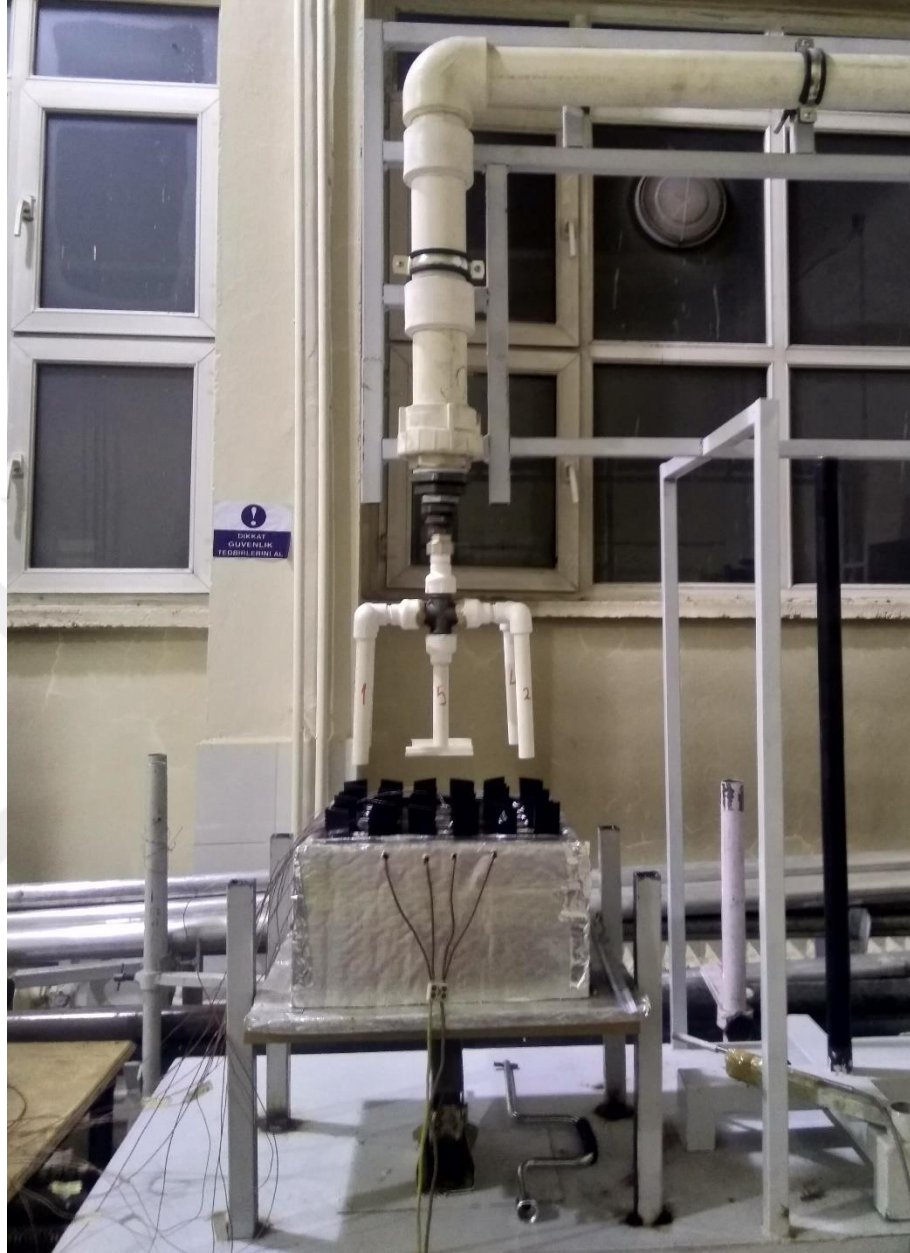
Sprey teknolojileri laboratuvarında bulunan sistem, çarpan jetin verimliliğini etkileyen çeşitli parametreleri araştırmak ve akış karakteristiklerini belirlemek için tasarlanmıştır. Isı alıcılarının farklı h/d mesafelerinde rahatlıkla çalışmasını sağlamak amacıyla çarpma bölgesinin altına mekanik kaldırıcı yerleştirilmiştir. Mekanik kaldırıcı üzerine MDF lam mobilya malzemesinden 450 mm x 450 mm ebatlarında ısıtıcı ünitenin kolaylıkla taşınabileceği düzlem taban oluşturulmuştur. Uniform bir ısı kaynağı oluşturabilmek için düzlem taban üzerine 305 mm x 305 mm ebatlarında ısıtıcı ünite yerleştirilmiştir.

MDF lam mobilya malzemesinden yapılan 305 mm x 305 mm ebatlarındaki kutunun içersine taban plakanın tam ortasına gelecek şekilde 300 mm x 200 mm ebatlarında 50 mm kalınlığında refrakter tuğlası yerleştirilmiş, ateş tuğlasının üzerinde açılan uygun kanala da her biri 1000 W gücünde olan, 220 V şehir şebekesi ile beslenen 2 adet ısıtıcı konulmuştur. Ateş tuğlasının altı, yan kenarları ve kutu kenarları arasındaki boşluk 750°C sıcaklığa dayanabilen taş yünü ile diğer boşluklar ise seramik yün izolasyon malzemesi ile doldurulmuştur. Isıtıcıyı besleyen güç girişi kontrol edilebilir bir varyak ile sağlanmıştır. Sabit ısı akısı termal sınır şartını sağlamak için sisteme sabit gerilim verilmiştir. şehir şebekesindeki düzensizliklerden kaynaklanan dalgalanmaların etkisini azaltma için sistem kararlı hale gelene kadar 15 dakikalık aralıklarla sisteme giren güç kaydedilmiş ve ortalaması alınmıştır. Varyak, 52-53 V ve 3,5-4 A sağlayacak şekilde ayarlandı. Deneylerde kullanılan varyağın teknik özellikleri aşağıdaki verilmiştir:

Giriş Gerilimi: 220 V AC 50 Hz

Çıkış Gerilimi: 0-220 V

Gücü : 6600 VA (220 V 30 A)

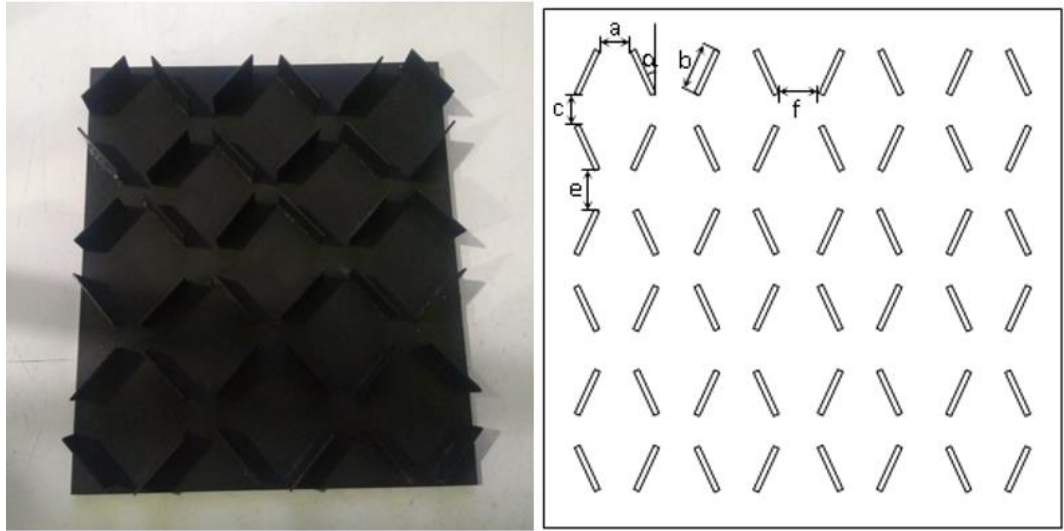


Şekil 3.3. Test bölgesinin görünüşü

3.3. Test Elemanları

Elektronik endüstrisinde ısı değıştirici olarak kullanılacak malzemenin özelliklerini doğru seçmek, ısı alıcının performansını etkileyen önemli bir parametredir. Bakır ve alüminyum diğer metallere göre maliyetlerinin düşük olması ve yüksek iletim özelliklerinden dolayı daha çok tercih edilirler. Isı alıcısının iletim direncini düşüren

alüminyumun, bakırın ısı iletkenliğinin yaklaşık iki katı değerindedir (Incropera and DeWitt 2001). Tabi ki bu husus toplamdaki ısı direncin yarıya düşmesi anlamına gelmez. Bakırın alüminyum ile kıyaslanmasında alüminyumun toplam ısı direnci bakırın toplam ısı direncine göre %30 daha fazladır. Küçük ısı kaynağının bulunduğu ve hava akış hızının yüksek olduğu uygulamalarda en avantajlı malzeme bakır malzemeler olarak görülmektedir. Ayrıca bakır, alüminyum ile kıyaslandığında bakırın alüminyuma göre yüksek fiyatlarda olması ve bakır fiyatlarında günlük dalgalanma ve değişkenlik, bakırın alüminyuma göre takribi üç kat daha ağır olması ve safsızlıklar içermesinden dolayı zor işlenebilirliği bakırın alüminyuma göre akla gelen ilk dezavantajlarından. Karşılaşılan çoğu durumlarda, yukarıda görüldüğü üzere alüminyumün termal avantajlarının dezavantajlarından daha etkin olmasından dolayı elektronik cihazların fan ve soğutucu sistemlerini üreten şirketler için en uygun ve en yaygın malzeme alüminyumdur (R-Theta 1998). Bu yüzden deneylerde kullanılan elemanlarının tabanları (base) ve kanatlar alüminyum (Al 1050 O) malzemeden imal ettirilmiştir.



Şekil 3.4. Dikdörtgen ısı alıcı

Taban plaka her bir ısı alıcı geometrisi için farklıdır fakat çalışmada test bölgesinde jetin merkezi plakanın merkezine gelecek biçimde sabit bir şekilde yerleştirilmiştir. Farklı kanat yüksekliklerine sahip olan kanatçıklar, plaka yüzeyine açılan deliklere ısı iletim bileşiği sürülerek yerleştirildi. Yüzey sıcaklıkları ölçümü için kullanılan ısı çiftleri ise

yüzeyde önceden belirlenen istasyonlara açılan deliklere ısı iletim bileşiği sürülerek yerleştirilmiştir.

Çizelge 3.1. Çalışmada kullanılan dikdörtgen ısı alıcı için parametreler ve değerleri

Parametreler	Değerler
b	45 mm
α	45°
h_k	15-25-35 mm
a	20 mm
c	20 mm
e	20 mm
f	15 mm

3.4. Isıl çiftler ve Veri Toplama Sistemi

Yüzey sıcaklıklarının belirlenmesinde en çok tercih edilen teknikler; ısı çift, sıvı kristal tekniği ve son zamanlarda kütle transferi analoji ile naftalin süblimasyondur. Özellikle kanat yüksekliği tabana göre çok yüksek olan iğne kanat vb. uygulamalarda ısı çift kullanımı en çok tercih edilen yöntemdir. Bu çalışmada yüzey sıcaklığının tespiti için tabana yerleştirilmiş 15 adet, ortam sıcaklığının tespiti için de 2 adet olmak üzere toplam 17 adet ısı çift kullanılmıştır. Hava sıcaklığını ölçmek için KIMO marka hız transmitterinden yararlanıldı. Isıl çift olarak 0.25 mm iç çapında ve 0.75 mm dış çapında; yanmaya, kimyasallara ve aşınmaya direnci yüksek T tipi fiberglas örgülü ısı çiftler tercih edilmiştir. Her bir ısı çift Polysciene marka %0.1°C hassasiyete sahip dijital göstergeli bir sıcaklık banyosu içinde 15°C-85°C sıcaklık aralığında 5°C aralıklarla kalibre edilmiştir.

Isıl çiftler Adventec şirketinin ürettiği PCLD-789D marka yükselteç ve kanal çoklayıcı karta diferansiyel olarak bağlanmıştır. PCLD-789D kartı 16 adet diferansiyel giriş kanalını bir analog çıkış kanalına bağlamaktadır. İki adet kart seri olarak PCLD-774 kart yardımıyla seri olarak bağlanmış ve 30 kanaldan okuma yapılabilecek duruma getirilmiştir (Şekil 3.7). Sistemde kullanılan ısıl çiftlerin tipine göre gerekli kazanç seçilmiştir. PCLD-789D yükseltici ve çoklayıcı kartın kullanılacak ısıl çifte göre seçilmesi gereken kazanç değerleri Çizelge 3.2’te verilmiştir. Isıl çiftlerle üç dijital olarak örneklenen sıcaklıklar, bilgisayara bağlanan PCL 818 HG veri kazanç ve kontrol kartı ile okutulmuştur.

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

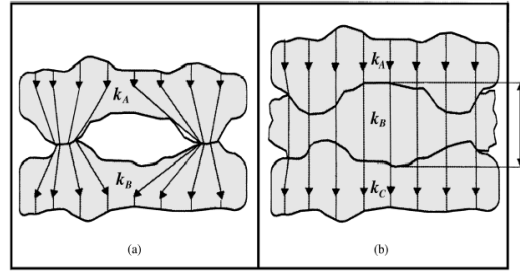
Isıl çift Tipi	Sıcaklık °C	Çıkış Miktarı (mV)	Uygun Kazanç
T	-200 - +200	-10 - +10	200
J	-200 - +600	+10 - +35	100
E	0 - +700	-5 - +55	50
K	-200 - +1200	-10 - +55	50
R	0 - 1769	0 - +25	200
S	0 - 1769	0 - +20	200

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



Şekil 3.5. Veri toplama ünitesinin görünüşü

Kanatçıklar kanallara yerleştirilirken kanatçıkların uçlarıyla kanal tabanı arasında boşluk kalması ihtimali vardır. Bu da ısı atan ve alan yüzeyler arasında temas direncinin oluşmasına neden olacaktır. Bu direnç dizayn aşamasında ihmal edilmesi mümkün olmayan aşırı bileşen sıcaklıklarının oluşmasına neden olabilir. Oluşan temas direncini engellemek için genellikle iki yüzey arasına termal iletken macun kullanılır. Şekil 3.6’de termal iletken macunun etkisi görülmektedir (Rensburg 2001). Bu çalışmada, ısıtıcı levha, alüminyum taban ve kanatçıklar arasında ısı iletim bileşiği kullanılmıştır.



Şekil 3.6. Birbirine temas eden yüzeyler arasında ısı akışı (a) Ara yüzey malzemesi kullanılmadan (b) Ara yüzey malzemesi kullanılarak

3.5. Isı Transferi Deneylerinin Yapılışı

Isı transferi deneylerinin yapılışı aşamasında aşağıdaki yol izlenmiştir.

1. Taban malzemeler temizlenerek, açılan kanallara uçlarına ısı iletim bileşiği sürülmüş olan kanatların yerleştirilmesi,

2. 15 adet ısıtıcı çiftin kanal aralıklarına yerleştirilmesi,
3. Varyasyon istenen güç ve akım değerine sabitlenip ısıtıcının çalıştırılması,
4. Fanın çalıştırılarak hızın deney planındaki ilgili deneye karşı gelen değere ayarlanması
5. Yüzeyle okunan sıcaklık değerlerinde $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ 'den fazla salınım gözlenmeyecek kadar beklenmesi, ki bu süre geometriye göre 180-220 dakika civarındadır.
6. Kararlı şartlara ulaşıldıktan sonra sıcaklık verilerinin kaydedilmeye başlanması.

3.6. Hız ölçümü

Deneylerde ortalama hız ölçümü sıcak tel anemometre prensibiyle çalışan KIMO marka hız transmitterine bağlı prob vasıtasıyla gerçekleştirilmiştir. Prob ile lüle çıkışında jet merkezinde ki hız ölçülmüştür. Çizelge 3.3'te hız transmitterinin özellikleri gösterilmiştir.

Çizelge 3.3. Hız probunun teknik özellikleri (Advantech 1995)

<u>Modeli</u>	<u>Ölçülebilen Hız Aralığı</u>
KIMO-AMI310	0,0-30,0 m/s

3.7. Karakteristik Hesaplamalarda Deneysel Verilerin Kullanılması

Kararlı hal için test elemanından aktarılan ısı miktarı Denklem (3.1)'de verilmektedir.

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

burada;

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

Ayrıca sistemdeki kararlı durumdaki taşınım miktarı Denklem (3.3) ile verilmektedir.

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

Kararlı durumda kanatçıklardan radyasyonla ısı transferi aşağıdaki verilen maddelere bağlıdır (Tahat vd 1994, 2000).

1. Radyasyon yüzeyinin sıcaklık miktarına
2. Ortamdaki sıcaklık dağılımına
3. Kanatçıkların ve alt plakanın yayma oranına
4. Isı transferi yüzeyine
5. Kanatçıkların birbirlerini engellemelerine

Toplam karalı hal radyasyonla ısı transferi Denklem (3.4) ile gösterilmektedir.

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

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

Fakat, yapılan bu çalışmada hem alt plakalar hem de kanatçıkların yüzeylerinin pürüzsüz ve iyice temizlenmesinden dolayı, buna ek olarak yapılan çalışmalar çok yüksek sıcaklıklarda yapılmadığı için meydana gelecek ışıınım kayıpları sisteme verilen en fazla %5'i olacak düzeydedir. Ayrıca deneyler esnasında yüzey ve deney bölgesinin yalıtımı yapıldığından ve ısı kaynağının dış yüzey sıcaklığı çevre sıcaklığına denk olduğu göz önünde bulundurularak kondüksiyon kayıpları sisteme verilen enerjiye kıyasla ihmal edilebilir düzeydedir. Bu kabullerle Denklem (3.5) yazılabilir.

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

Varyak kontrolü ile sisteme verilen ısı, akım ile gerilimin çarpımından Watt olarak hesap edilir. Bu değer kanal içerisinden geçen havanın aldığı ısıya eşittir ($Q_t = VI$). Bu durumda Denklem (3.36) elde edilir.

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

İlgili eşitliklerden ortalama ısı transfer katsayısı Denklem (3.7)'deki gibi yazılır.

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

Burada T_{yort} ortalama yüzey sıcaklığını, T_{jet} lüle çıkışında ölçülen jetin sıcaklık değerlerini ve A_s de toplam ısı transferi yüzey alanını göstermektedir. Literatürde 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 Denklem (3.8)'deki gibi yazılabilir.

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

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

Boyutsuz bir nicelik olan Nusselt sayısı Denklem (3.9) ile bulunur. Nusselt sayısı hesap edilirken lülenin iç çapı esas alınır.

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

Türbülanslı akışta lüle kesiti boyunca hız ortalaması hesaplanırken lüle merkezinde ölçülen hız değerinden yararlanılır. Hızın kesit içerisindeki ortalaması tarama sonucu elde edilen katsayı ile çarpılarak Denklem (3.10)'daki gibi hesaplanır.

$$U_{ort} = 0,817U_0 \quad (3.10)$$

Boyutsuz sayılardan Reynolds sayısı Denklem (3.11) ile bulunur. Denklemde akışkanın lüle yüzeyindeki ortalama hızı U_{ort} ve termofiziksel özellikleri akışkanın lüle çıkışındaki bölgesi dikkate alınarak belirlenmiştir.

$$Re = \frac{D_h U_{ort}}{\nu} \quad (3.11)$$

3.8. Deney Tasarım Teknikleri ve Taguchi Deney Tasarımı

Deneysel tasarım yöntemlerindeki amaç, analiz incelenen sistemde meydana gelen değişimlere neden olan faktörleri araştırmak ve gerekli önlemleri almaya yönelik çalışmalar yapmaktır. Değişkenliği kontrol altında tutarak kalite yükseltilecek maliyet düşürülebilir. Taguchi deney tasarımı ile maliyeti uygun tasarımlara ulaşılır.

Taguchi metodu, üründe ve proseste, değişkenliği oluşturan ve kontrol edilemeyen faktörlere karşı, kontrol edilebilen faktörlerin düzeylerinin en uygun kombinasyonunu seçerek, ürün ve prosesteki değişkenliği en aza indirmeye çalışan bir deneysel tasarım metodudur (Canıyılmaz ve Kutay 2003). Bu metot; ürünlerin kalitesinin iyileşmesinde etkili olmasının yanı sıra, kalite geliştirmede çok daha az deneme ile daha iyi sonuç alma imkânını vermektedir (Canıyılmaz ve Kuntay 2003). Bunun yanında felsefe olarak, kalitenin tasarım ve proseste sağlanmasını öngörmektedir (Taguchi and Clausing 1990). Bu metot da faktör seviyelerinin tespit edilmesinde; gözlem yöntemi, sıralama yöntemi, sütun farkları yöntemi, varyans analizi yöntemi ve faktör etkilerinin grafiksel gösterimi yöntemlerinden birisi uygulanmaktadır (Ross 1989).

Taguchi deney tasarımı bir ürün ve süreç performansı kullanıldığı çevre şartlarından ve üretimde kullandığımız bileşenlerden etkilenmektedir.

3.9. Deneysel Belirsizlikler

Deneysel verilerin hata analizinde Kline and McClintock tarafından belirsizlik analizi adı verilen bir yöntem bulunmuştur.

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

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

Burada x_1, x_2, \dots, x_n ; bağımsız değişkenleri R ise sonuç değişkenini göstermektedir. w_1, w_2, \dots, w_n ise bağımsız değişkenlerdeki belirsizliği ve R büyüklüğünün hata oranını göstermek üzere Kline and McClintock tarafından Denklem (3.12)'de gösterildiği gibi verilmiştir.

$$W_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} W_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} W_2 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_3} W_3 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} W_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.12)$$

Kline and McClintock (1953) tarafından önerilen bu yöntem kullanılarak, araştırılan boyutsuz parametrelere ait belirsizlikler, Nusselt sayısı için % 12,3; Re sayısı için % 10,75 elde edilmiştir. 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 (%)
Çap, D	0,002
Hız, V	0,05

Çizelge 3.4. (devam)

Sıcaklık farkı, ΔT	0,01
Kinematik viskozite, (tablodan)	0,05
Güç, W	0,01
Isı iletkenliği, k (tablodan)	0,003
Alan, A	0,001

3.10. ANSYS Fluent 18.1

Sonlu hacimler metodunu kullanan bir Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yazılımı olarak tanımlanan Fluent, 1983' ten itibaren dünyada çeşitli endüstri alanlarında kullanılan ve giderek gelişme gösteren yeryüzündeki HAD pazarında en fazla tercih edilen yazılım haline gelmiştir. Ticari HAD yazılımı olan ve en ileri teknolojiye sahip bulunan Fluent, araştırmacıların çözülmesi zor olan sorunlarına bile basitçe ve az zamanda ulaşılan cevaplar üretebilmektedir.

HAD programı olan Fluent, çeşitli endüstri alanlarında örneğin; turbomakine, otomotiv piyasası, beyaz eşya endüstrisi, kimya endüstrisi, havacılık endüstrisi, yiyecek endüstrisi v.s. nin akışkanlar mekaniği ve ısı geçişi problemlerinin çözümünde kullanılabilir. Bu özelliğiyle Fluent, kullanıcısının birbirinden farklı birçok problemine aynı arayüzü kullanarak çözüm alma imkânı sunar.

Fluent kolay kullanımı sayesinde, ürün tasarım aşamasındayken ürün performansını ölçme, performansı olumsuz etkileyen durumları ayrıntılı olarak tespit etme, bilgisayarda düzeltme ve tamamlanmış modelin piyasaya sunarak, kullanıcısının güç, yarış koşullarında benzerlerinden ilerde olmasını sağlar.

Fluent, ileri analiz teknolojisi ve farklı fiziksel modellerle laminar, geçiş ve çalkantılı akışlara, kondüksiyon, konveksiyon ve ışınlam ile ısı transferini kapsayan sorunlara,

kimyasal tepkime sorunlarına, çok fazlı akışları kapsayan sorunlara çabuk ve doğru cevaplar sunması sayesinde, araştırma geliştirme alanları için çok tercih edilir.

3.11. Fluent Teknik Özellikleri

Fluent, yakınsamayı hızlandıran çoklu ağ yöntemi ve çoklu çözücü seçenekleri ile 18.1 geniş hız rejimleri aralıklarında, optimum çözüm etkinliği ve hassasiyeti getirir. Fluent, 18.1'deki fiziksel modellerin zenginliği, laminar, geçiş ve türbülanslı akışların, ısı transferinin, kimyasal tepkimelerin, çok fazlı akışların ve diğer olguların, sayısal ağ esnekliği ve çözüm tabanlı ağ uyarlaması ile hassasiyetle çözülmesine imkân sunar.

3.11.1. Genel benzetim özellikleri

- 2 boyutlu düzlemsel, 2 boyutlu aksel simetrik, 2 boyutlu döngülü aksel simetrik (dönel simetrik) ve 3 boyutlu akışlar
- Sabit veya geçici rejim akışları
- Hız rejimlerinin hepsi (düşük subsonik, transonik, süpersonik ve hipersonik akışlar)
- Laminar, geçiş veya türbülanslı akışlar
- Newtonian ve newtonian olmayan akışlar
- Cebri, serbest, faz değişimi ile taşınım, birleşik ısı geçişi ve ışınım
- Homojen ve heterojen yanma modellerini ve yüzey tepkime modellerini de içeren kimyasal türler karışımı ve tepkimesi modelleri.
- Gaz-sıvı, gaz-katı ve sıvı-katı akışlar için serbest yüzey ve çok fazlı akış modelleri
- Sürekli yüzeyle akuple yayık fazlar (partikül/damla/baloncuk) için Lagrangian yörünge hesaplama
- Erime/katılaşma uygulamaları için faz değişikliği modeli
- İzotropik olmayan geçirgenlik, ilk direnç, katı ısı iletimi ve gözenekli yüzey basınç zıplaması modelleriyle gözenekli ortam
- Fanlar, pompalar, radyatörler ve ısı değiştirgeçleri için yığık modeller
- Durağan ve dönel referans çerçeveleri

- Çoklu hareketli çerçeveler için çoklu referans çerçevesi ve kayan ağ seçenekleri
- Kütle korunumu ve döngü korunumu seçenekleriyle beraber rotor-stator etkileşimleri, tork konverterleri ve benzer turbomakine uygulamaları için karışım düzlemi modeli.
- Kütle, momentum, ısı ve kimyasal türler için hacimsel kaynaklar
- Malzeme özellikleri veri tabanı
- Sürekli fiber modeli
- Magnetohidrodinamik modeli
- Akış kaynaklı gürültü öngörme modeli
- GT-Power ile dinamik (iki-yönlü) birleşimlik
- Kullanıcı tanımlı fonksiyonlarla ilerli seviyede özelleştirme yeteneği
- Silindir içi akış modelleme yeteneği
- Hareketli ve deforme olan ağ hareketleri

3.11.2. Sayısal ağ özellikleri

- Dörtgen, üçgen, altı yüzlü, dörtyüzlü, prizma (kama), piramit ve karışık elemanlı sayısal ağ
- Akışkan/katı ara birimlerini de kapsayan asılı düğüm noktalı sayısal ağ ara birimleri
- GeoMesh, TGrid, preBFC, ICEM/CFD, I-DEAS, PATRAN, NASTRAN, ANSYS, CGNS, STL, Pro/ENGINEER, PLOT3D formatlı sayısal ağ alabilme
- Sayısal ağ sıklaştırma ve seyreltme
- Kullanıcının seçtiği alanlar için sayısal ağ yoğunlaştırması ve çözüm değişkenleri, ulaşılan nicelikler ve kullanıcı tanımlı alan fonksiyonu parametreleri kullanılarak adaptif yoğunlaştırma
- Sayısal ağ yoğunlaştırması sonucu öz devinimli çözüm enterpolasyonu
- Sayısal ağ seyrekleştirilmesi
- Sayısal ağ yumuşatma ve geliştirme araçları
- Sayısal ağ işlemesi (oranlama, taşıma, birleştirme, konuşurma ve ayırma)
- Hibrid sayısal ağ meydana getirme özellikleri
- Ağdan ağa çözüm enterpolasyon kabiliyeti

- Çözümün ilerleyen aşamalarında sayısal ağ yapısını sıkılaştıran ve seyrelten dinamik ağ uyarlaması.

3.11.3. Sayısal metot

ANSYS 14.5 üç farklı çözücü sağlamakta birlikte üçünü de kapsayan özellikler mevcuttur.

- Yapısal olmayan ağ tabanlı sonlu hacimler yöntemi
- Bütün hız geçişlerinde etkin olan formülasyon seçeneği
- İmplicit tasarımlar için adaptif zaman adımlandırılması
- Dinamik hafıza alanı
- Tek ve çift hassasiyetli çözücü seçenekleri
 - Ayrık (kademeli) çözücü
 - SIMPLE, SIMPLEC ve PISO'yu kapsayan basınç tabanlı ayrık çözücü algoritmaları
 - first-order upwind, power-law, second-order upwind, central differencing (LES) ve QUICK şemalarını içeren ayrıştırma(diskritizasyon) şemaları
 - Birinci dereceden ve ikinci dereceden implicit zaman ayrıştırma şemaları
 - Standard, PRESTO, linear, quadratic, ve body-force weighted basınç enterpolasyon şemaları
 - Bünye kuvvetlerinin implicit değerlendirilmesi
 - V, W, F ve flex çevrimleri ile cebirsel lineer çoklu ağ çözücüsü
 - Gauss-Seidel rahatlatma yöntemi
 - Akuple (tamamlayıcı) çözücü
 - Sıkıştırılmaz ve karışık rejim akışları için önceden durumlandırma
 - Türbülans, ışıma ve kullanıcı tanımlı skaler transport denklemleri için ayrık çözücü
 - Birinci ve ikinci dereceden şemaları kapsayan ayrıştırma şemaları
 - Birinci ve ikinci dereceden zaman diskritizasyonu şemaları ile implicit veya eksplisit çözüm şemaları
 - Eksplisit Şema
 - Runge-Kutta zaman adımlandırma şeması

- FAS, çoklu grid, yerel zaman adımlandırması ve implisit artık yumuşatan yakınsama hızlandırıcı
- Zaman-kesinlikli çözümler için eksplisit global zaman adımlandırması

3.11.4. Türbülans modelleme

- Spalart-Allmaras (Eddy-viskozite taşınım) modeli
- Standard $k-\varepsilon$, realizable $k-\varepsilon$ ve RNG $k-\varepsilon$ modellerini içeren $k-\varepsilon$ model seçenekleri
- $k-\varepsilon$ modellerinde sıkıştırılabilirlik ve kaldırma kuvvetleri için alt modeller
- Döngü, düşük Reynolds sayısı etkileri için RNG $k-\varepsilon$ modelinde alt modeller ve $k-\omega$, enerji ve türler için türbülans Prandtl/Schmidt sayılarında analitik formülasyonu
- Geçiş bölgesi akış seçenekleri ve duvar kenarları düzeltmeleriyle $k-\omega$ türbülans modelleri
- Duvar yansıma modeli ve birinci veya ikinci dereceden basınç gerinim modellerini içeren Reynolds Stres Modeli (RSM)
- Büyük Eddy Simülasyonu (LES) için alt ağ ölçekli gerilme modelleri
- Duvar yakını muamelesi seçenekleri;
 - Standart duvar fonksiyonları
 - Dengesizlik duvar fonksiyonları
 - İyileştirilmiş duvar yakını muamelesi
- Düşük Reynolds sayılı $k-\varepsilon$ modelleri
- Geçiş rejimi akışların modellenmesi için kullanıcı tanımlı laminer bölgeleri kullanarak yapay türbülans tetiklenmesi
- Türbülans taşınım denklemlerinin model sabitlerinin, türbülans ve alt ağ ölçek viskoziteleri ve kaynak terimlerinin özelleştirilebilmesi.
- Çekirdek türbülans bölgelerinde LES, duvar yakınlarında Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes denklemleri çözen Ayrık Eddy Simülasyonu (DES) modeli.

3.11.5. Isı transferi

- Viskoz ısınmasını da kapsayan laminer/türbülans cebri taşınım
- Boussinesq yaklaşımı psiyonuyla serbest ve karışık iletim
- Katılarda izotropik/anizotropik iletimli birleşik ısı geçişi.
- Radyasyon, yayık fazlar, türler taşınım ve tepkime modelleri ile yanma modelleri ile etkileşim
- Konveksiyon, yayılım ve tepkime kaynak terimlerini kapsayan çoklu transport denklemlerinin formüle dökülmesi işlemi.
- Arrhenius modeli
- Eddy-kırılma (EBU) modeli
- Birleşik Arrhenius/Eddy-kırılma modeli
- Eddy sönme kavramını kapsayan N sayıda sonlu oranda kimyasal tepkimeler
- Karışan-yanar modeli
- Kimyasal denge
- Laminer alev modelini kapsayan yayılım kontrollü PDF/korunumlu skaler temelli formülasyonu
- Alev hızı modeli temelli türbülans önceden karışım yanma modeli
- Kısmi karışmış türbülans yanma modeli
- Büyük Eddy Simülasyonu için alt ağ ölçekli yanma modelleri
- "Sıkı kimya" çözücü seçeneği
- Kömür, sıvı, gaz ve karışım yakıt çeşitleri için yanma alt modelleri
- Kirlilik oluşma modelleri
- Kimyasal buhar bırakımı (CVD) ve diğer heterojen tepkimeler için yüzey tepkime modelleri
- Denge verileri, termodinamik özellikler, standart tepkime mekanizmaları ve gaz, kömür ve sıvı yakıtlı sistemlerde karışım dağılımı için oluşturulmuş veri tabanı
- Yanma oranları ve kaynak/kuyu terimleri için kullanıcı tanımlı erişim
- Chemkin formatında tepkime mekanizmaları ithali

3.11.6. Sınır koşulları

- Çoklu akış giriş/çıkışları;
- Hız veya kütle debisi girişi (kartezyen, silindirik polar bileşenler, büyüklük ve yön, büyüklük ve normal bileşen veya kullanıcı tanımlı koordinatlar cinsinden)
- Normal yönünde veya belirtilen akış açısında giriş statik veya toplam basıncı
- Çok bileşenli akışlar için giriş kütle oranları
- Giriş statik veya toplam sıcaklığı
- Giriş türbülans kinetik enerjisi ve disipasyon hızı (türbülans yoğunluğu ve uzunluk ölçeği, hidrolik çap veya viskozite oranı seçenekleriyle)
- Çıkış statik basıncı
- Yansıtmayan sınır koşulları
- Belirtilen akış miktarı oranı ile akış çıkışı sınır koşulu
- Kütle debisi çıkışları
- Giriş/çıkış fanları
- Giriş/çıkış ızgaraları
- Duvar sınır koşulları;
- Kartezyen bileşen veya dönel hız kullanarak teğetsel duvar hızı
- Kayma koşullarını içeren kesme oranları
- Isı akısı, sıcaklık veya dış taşınım, radyasyon veya karışık koşullu ısı sınır koşulları
- Yüzey pürüzlülük etkisini içeren türbülanslı akışlarda duvar fonksiyonlarını kullanan kesme gerilimi hesabı
- Bireysel fazlar için çok fazlı hız giriş sınır koşulu
- İki taraflı duvarlar
- Giriş sınır koşulları için zamana bağlı profiller
- Fan eğrileri için profil fonksiyonlar
- Hacim kaynaklarından alt ağ ölçekli giriş tanımlamaları
- Simetri ve eksen sınır koşulları
- Ötelemeli veya dönel periyodik sınır koşulları
- Kütle debisi belirtilmiş periyodik sınır koşulları

- Basınç kaybı belirtilmiş periyodik sınır koşulları
- Sınır koşullarını kopyalama veya yeniden tanımlama yeteneği
- Sayısal hücrelerde sınır koşulları için sabit-değişken seçenekleri

3.12. ANSYS Workbench Platformu

ANSYS Workbench alanı, yenilenen ANSYS ile birlikte, ileri mühendislik benzetim teknolojisinin bilgi birikimi üzerine kurulmuş bir sistemdir. Kullanıcının simülasyon işlemlerinin tamamını sürükle-bırak basitliğiyle, zorlu multiphysics çözümlerinde dahi yol göstererek, tek ekranda yapmasını sağlayan yenilikçi proje şeması görüntüsüdür. ANSYS Workbench alanı; çift yönlü CAD etkileşimi, güçlü ve otomatik ağ yapısı, her basamakta güncelleme mekanizması, gelişmiş parametre yönetimi, etkileşimli optimizasyon araçlarıyla, simülasyon tabanlı ürün gelişimini aktifleştirerek eşsiz bir üretkenlik sağlar.

Mevcut olan ANSYS Workbench ekranı, ANSYS 18.1 sürümü ile yeniden tasarlanarak, yenilikçi bir proje şeması görüntüsüyle mühendislerin, simülasyonla çalışma şeklini değiştirmesine yardımcı olmuştur. Projelerin, akış şeması şeklindeki bir diyagramda, bağlı sistemler halinde grafiksel olarak gösterilmesini, kullanıcıların bakar bakmaz mühendislik amacını, veri ilişkilerini ve analiz projesinin durumunu kolayca anlamasına imkân sağlamıştır.

Yeni proje sistemi ile çalışmak şu şekilde gerçekleşir: Soldaki araç kutusundan istenen analiz sistemi sürüklenir ve proje şemasına kolayca bırakılır. Analiz sistemlerinin tamamı, yukarıdan aşağıya doğru çalışan analiz işlem sırasında size yol gösteren gerekli bileşenleri kapsamaktadır.

3.12.1. ANSYS tasarım modelleyici

Bütün mühendislik simülasyonları; yapısal olarak katı, akışkan veya elektromanyetik bir analizde, hava hacmine sahip bir tasarımı temsil eden geometri ile başlar. Mühendis; geometriyi ya bir CAD yazılımından alır veya sıfırdan çizer.

Simülasyonlar için değil de, genellikle üretim amacıyla tasarlanan CAD modelleri, simülasyonda gerek duyulmayan küçük ayrıntılar barındıran kompleks geometriler meydana getirirler. Bu kadar ayrıntılı modelleri simüle etmek, çözümleme süresini artmasına sebep olur. Çözümleme süresini azaltmak için, bu küçük ayrıntıları temizlemek gerekir. ANSYS Design Modeler, aşağıdaki model detaylarını sağlar:

- Yuvarlatma temizleme
- Simetri ayırımı
- Akış ortamının oluşturulması
- Ufak alan bulma ve temizleme
- Boşluk doldurma
- Geometri tamiri

ANSYS Design Modeler yazılımı, parametreler de dahil tüm büyük CAD yazılımlarından verinin tamamını kusursuz olarak aktaran bağıntılara sahiptir. Örneğin; CAD modelinde duvar kalınlığını tanımlayan bir parametre varsa bu, ANSYS Design Modeler'da da görülebilir. İsteyen herkes bu parametreyi ayarlayarak tasarımını güncelleyebilir, ayrıntıları temizleyebilir ve basitleştirme sağlayabilir. Bu da tasarım değişiklikleri ve tasarım güncellemelerinin hızla sonuç vermesi anlamına gelmektedir.

Ayrıca ANSYS Design Modeler teknolojisinde, sıfırdan geometri meydana getirme alanında güçlü araçların mevcut olması, benzer katı modelleme işlemleriyle kompleks bir geometri meydana getirilebilmeyi sağlar. ANSYS Design Modeler teknolojisi, sağlam ve endüstri standartlarında olduğunu gösteren Parasolid çekirdeği üzerine kurulmuştur ve bu sayede 2 boyutlu çizimler 3 boyutlu hale getirilebilir, Boolean işlemleriyle değiştirilebilir.

Geometri geçmişi yapım aşamasında kaydedilir ve böylece daha sonra üzerinde değişiklik yapıp güncellenebilir.

3.12.2. ANSYS Meshing

Mühendislik simülasyonunun en önemli kısımlarından biri ağ oluşturmadır. Eleman sayısının fazlalığı sürenin uzamasına sebep olurken, eleman sayısının azlığı ise sağlıklı sonuçlar vermesine sebep olur. Kullanıcının dengeyi bulmasını ve simülasyon için otomatik olarak en doğru ağ oluşturmalarını sağlayan ise ANSYS Meshingdir.

Yüksek otomatik ağ oluşturma ortamı, kullanıcının aşağıdaki ağ oluşturma çeşitlerini oluşturabilmesini sağlar.

- Tetrehedral
- Hexahedral
- Prizmatik şişkin tabaka (Prismatic inflation layer)
- Hexahedral şişkin tabaka (Hexahedral inflation layer)
- Hexahedral çekirdek
- Cartesian uyumlu katı

Uyumlu kullanıcı kontrolleri, ağ oluşturma metodunun kolayca değişmesini sağlar. Aynı modelde birden fazla metot kullanılabilir ve ağ oluşumu bağlantıları otomatik sağlanır.

3.12.3. ANSYS Fluent

Geniş bir fiziksel modelleme kapasitesine sahip olan Ansys Fluent yazılımı; akış, türbülans, ısı transferi hesapları, uçak kanadı üzerindeki akış, bir fırın içindeki yanma, kabarcık kolonları, petrol kuleleri, kan akışı, yarı iletken üretimi, temiz oda tasarımı, atık su arıtma tesislerine kadar farklı birçok endüstriyel alanda çözümlene imkanlarına

sahiptir. Yazılımın kullanıldığı alanların sayısı; silindir içindeki yama, aeroakustik, türbo makinalar ve çok fazlı akışları analiz fırsatı veren özel modellerle birlikte artmaktadır.

Günümüzde uluslararası birçok şirket, ürün geliştirmelerinin tasarım ve optimizasyon aşamalarında temel bir parça olarak ANSYS Fluent yazılımını kullanmaktadır. Bu yazılımın gelişmiş çözücü sayesinde hızlı ve gerçeğe yakın sonuçlar elde edilirken, bu çözücü sayesinde hareket edebilen ve deforme olabilen sayısal ağların (mesh) kullanımı sağlanır. Ayrıca paralel işlemlerdeki üstün performans kabiliyetini de sunar. Kullanıcı tanımlı fonksiyonlar (UDF), kullanıcıların kendi modellerini tanımlamalarını sağlar ve hazır modelleri kapsamlı şekilde değiştirme imkânı sunar. ANSYS Fluent'in interaktif arayüzü sayesinde tek bir uygulama altında hesaplanmakta olan bir işlem kolayca durdurulabilir. ANSYS CFD-Post yazılımı sayesinde problem ve sonuç dosyaları, geniş çözüm sonrası araçlarla detaylı şekilde incelenebilir ve farklı durum sonuçları karşılaştırılabilir.

Kullanıcılar, ANSYS Fluent yazılımının ANSYS Workbench'e entegre edilmesiyle, başlıca tüm CAD sistemlerine çok yönlü bağlantı sağlayabilir, güçlü bir geometri düzeltme ve meydana getirme aracı olan ANSYS Design Modeler ve gelişmiş sayısal ağ (mesh) oluşturma aracı ANSYS Workbench ile 'sürükle bırak' şeklinde data transferi yapabilirler. ANSYS Fluent yazılımı sunduğu bu faydalı özellikler, kapsamlı fiziksel modelleme imkanları, hızlı ve gerçeğe yakın sonuçlar gibi özellikleri sayesinde HAD (CFD) alanında dünyanın en kapsamlı yazılım paketlerinden birisi olmaktadır.

3.13. Çözüm Adımları

Bir problemi sayısal olarak çözmek için aşağıdaki adımlar takip edilir. Bazı adımların sırası değişebilir (özellikle 2. Adımdan 5. Adıma kadar olanlar)

- 1.** Bir hesaplama bölgesi seçilir ve ağ oluşturulup bu bölge hücre denilen çok küçük sayıda elemana bölünür. İki boyutlu (2-B) bölgeler için hücreler alanlardır, üç boyutlu (3-B) bölgeler için ise hacimlerdir. Her bir hücreyi, korunum denklemlerinin ayrık hallerinin

çözüldüğü küçük kontrol hacimleri olarak düşünülebilir. Bir HAD çözümünün niteliği büyük oranda ağın niteliğine bağlıdır. Bu nedenle bir sonraki adıma geçmeden önce ağ niteliğinin yüksek olduğundan emin olunmalıdır.

2. Sınır şartları sayısal bölgenin (2-B akışlar) her bir kenarında veya bölgenin (3-B akışlar) her bir yüzünde belirtilir.

3. Akışkan türü (su, hava, benzin v.b.) ve akışkan özellikleri (sıcaklık, yoğunluk, viskozite v.b.) belirlenir. Birçok HAD yazılımında yaygın olarak kullanılan akışkanlar için bu adım nispeten zahmetsiz hale getiren önceden yüklenmiş özellik veri tabanları bulunmaktadır.

4. Sayısal parametreler ve çözüm algoritmaları seçilir. Bunlar her bir HAD yazılımı için özeldir ve burada tartışılmayacaktır. Çoğu modern HAD yazılımlarının varsayılan ayarları bu bölümde tartışılan basit problemler için uygundur.

5. Bütün akış alanı değişkenleri için başlangıç değerleri her bir hücre için belirtilir. Bunlar, başlangıç şartlarıdır ve doğru olsalar da olmasalar da iterasyon işlemine (adım 6) devam edebilmek için bir başlangıç noktası olarak gereklidirler. Bununla birlikte, daimi olmayan akış hesaplamalarının doğru olarak yapılabilmesi için başlangıç şartları doğru olmalıdır.

6. Başlangıç tahminleri ile başlamak suretiyle, korunum ve transport denkleminin ayrık formları çoğunlukla her bir hücrenin merkezinde iteratif (döngüsel) olarak çözülür. Eğer transport denkleminin tüm terimleri denklemin bir tarafında toplanmış olsaydı, artık (residual) olarak tanımlanan bu terimlerin toplamı çözüm bölgesindeki her bir hücre için sıfır olduğunda, çözüm 'tam' olurdu. Bununla birlikte bir HAD çözümünde toplam asla tam olarak sıfır olmaz, ancak ilerleyen iterasyonlar ile azaltılır. Artık, verilen transport denkleminin çözümünün tamdan ne kadar saptığının ölçüsü olarak düşünülebilir ve her bir transport denklemi ile ilgili ortalama artık, çözümün yakınsayıp yakınsamadığını belirlemeye yardımcı olması için görüntülenir. Bazen nihai çözüme yakınsamak için yüzlerce hata binlerce iterasyon gerekir ve artıklar büyüklük olarak birkaç kat azalabilir.

7. Çözüm yakınsadığında hız ve basınç gibi akış alanı değişkenleri grafiksel olarak çizilir ve analiz edilir. Bunun yanında kullanıcılar, akış alanı değişkenlerinin cebirsel kombinasyonlarıyla oluşturulan başka özel fonksiyonlar tanımlayabilir ve analiz edebilirler. Ticari HAD yazılımlarının çoğunun, akış alanı analizlerinin grafiksel olarak hızlı bir şekilde yapmak üzere tasarlanmış yüklü son işlemcileri vardır. Ayrıca bu amaç

için kullanılabilen ve tek başına çalışan son işlemci yazılım paketleri de vardır. Grafik çıktıları çoğu zaman canlı renklerle görüntülediği için HAD'a renkli akışkanlar mekaniği de denir.

8. Akış alanının basınç düşüşü gibi genel özellikleri ve bir cisim üzerine etki eden kuvvetler (kaldırma ve direnç) ve momentler gibi integral özellikleri yakınsamış çözümden hesaplanır. Çoğu HAD yazılımlarında iterasyonlar devam ederken 'anında' bunlar da yapılabilir. Aslında çoğu durumda iterasyon işlemi sırasında bu nicelikleri artıkları ile beraber görüntülemek akıllıca bir yoldur; çözüm yakınsadığında genel ve integral özellikler de sabit değerlere yakınsamalıdır (Çengel ve Cimbala 2007).

Daimi olmayan akış için, bir fiziksel zaman adımı belirtilir, uygun başlangıç şartları atanır ve bu küçük zaman aralığı boyunca akış alanındaki değişikliklerin simülasyonu için transport denklemini çözmek amacıyla iterasyon döngüsü yapılır. Zaman adımları arasındaki değişiklikler küçük olduğundan genellikle, her bir zaman adımı arasında nispeten küçük sayıda iterasyon (onlu sayıda) gerekir. Bu 'iç döngü' nün yakınsaması ile yazılım bir sonraki adıma ilerler. Eğer bir akışın daimi hal çözümü varsa, zamanda ilerleyerek bu çözümü bulmak daha kolaydır-yeteri kadar zaman geçtikten sonra akış alanı değişkenleri daimi hal değerlerine yakınsar. Çoğu HAD yazılımları, içten hayali bir zaman adımı (yapay zaman) belirleyerek ve daimi hal çözümüne doğru ilerleyerek bu gerçeği iyi bir şekilde kullanır. Böyle durumlarda, hayali zaman adımı hesaplama bölgesindeki farklı hücreler için farklı bile olabilir ve yakınsama zamanını azaltmak için uygun bir şekilde ayarlanabilir (Çengel ve Cimbala 2007).

3.14. Sayısal Analizin Yapılması

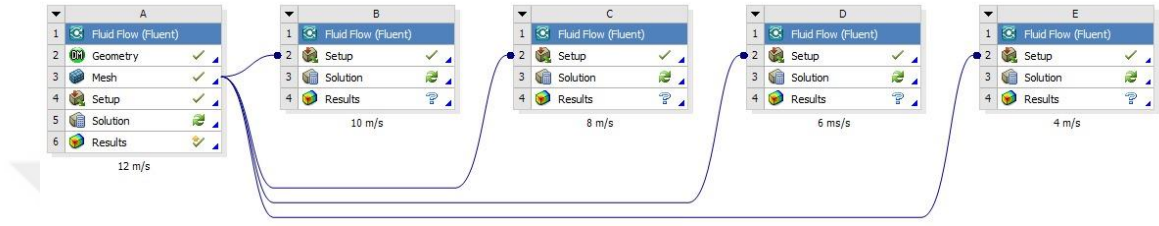
ANSYS'de yapılan sayısal analizin aşamaları aşağıda verilmiştir;

3.14.1. Proje dosyasının oluşturulması

1. ANSYS Workbench açıldı. Analiz sistemlerinden Fluid Flow (Fluent) proje şemasına sürüklendi. Aynı kanat boyu, ve h/d mesafesi için geometri ve mesh (sayısal ağ)

aynı olacağı için diğer projelerin set up (ayar) sekmeleri birinci projeye bağlanarak hem zamandan hem de boyut tasarrufu sağlandı.

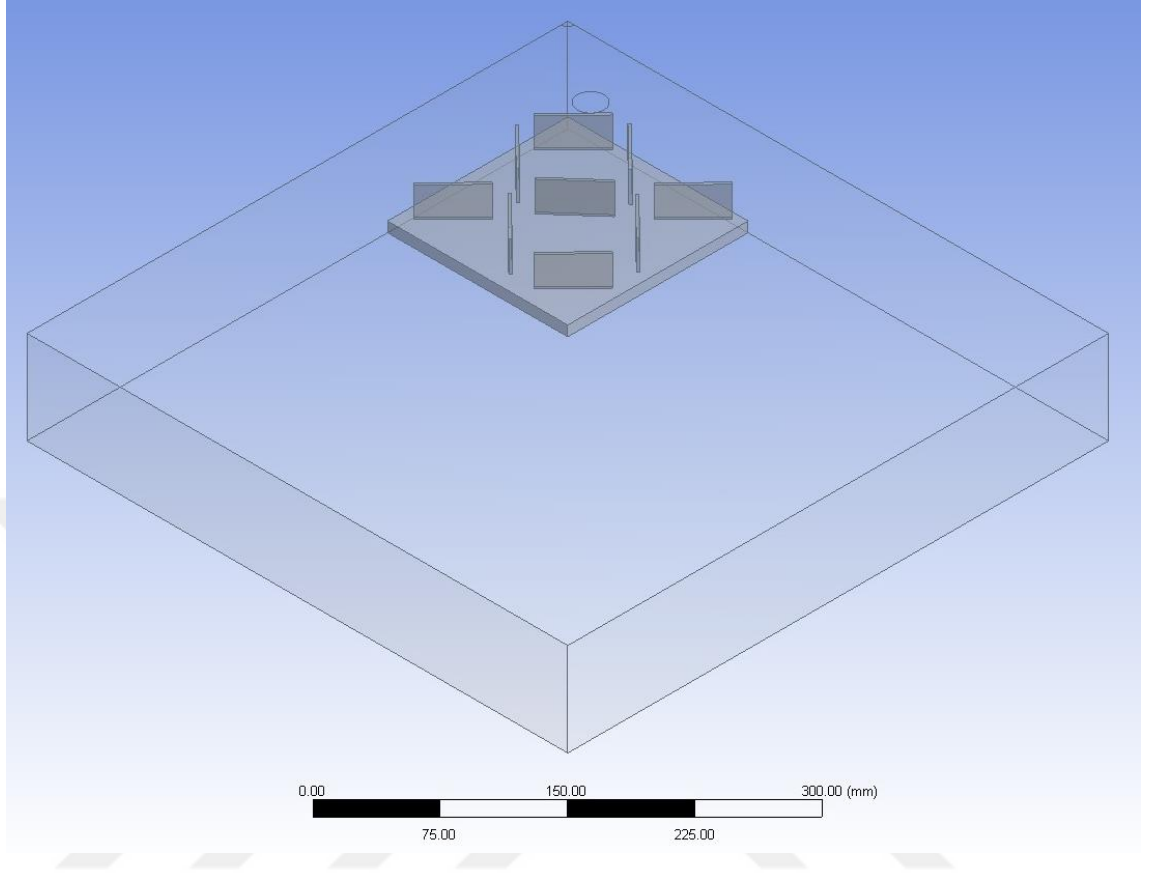
2. Geometri sekmesine sağ tıklanarak properties seçeneği seçildi. Ekranın sağına gelen bölümden Name Selection aktif hale getirildi ve Analiz tipi 3-D olarak ayarlandı.
3. Üst menüde yer alan save komutu ile proje kaydedildi.



Şekil 3.7. ANSYS’de oluşturulan proje dosyaları


3.14.2. Design Modeler sayfasında modelin oluşturulması

1. Geometri çizim sayfasına girildi ve uzunluk birimi milimetre seçildi.
2. $h_k=15-25-35$ mm kanatçık yüksekliklerine sahip olan ısı alıcı tabakalar SolidWorks’te çizildikten sonra ANSYS programına çekildi.
3. Analizde dış akış olacağı için akış hacmi oluşturuldu. Bunun için üst menüden tools → enclosure seçilerek yeterince büyük dış akış hacmi oluşturuldu.
4. Global koordinat sisteminde XY planı seçilerek 13-16-22 mm çaplarında daireler çizildi. Üst menüden tools → face split sayesinde yüzey dört ayrı parçaya ayrıldı ve çarpan hava jetinin sisteme girişi sağlandı.
5. Analizler simetrik geometride gerçekleştiği için simetrik çözüm tercih edilmiştir. Simetrik çözüm, hem zaman hem de daha sıkı sayısal ağ (mesh) oluşma olanağı sağlamıştır. Simetrik çözüm yapabilmek için üst menüden tools → symmetry seçildi ve ZX ve YZ planları simetri eksenleri olarak belirlendi.
6. Oluşturulan iki katı geometrinin (dış hava hacmi, kanatçıklı plaka) sayısal ağ atarken geçişini kolaylaştırmak için tek parça (part) altına alındı.



Şekil 3.8. Design modeller sayfasında oluşturulan model

3.14.3. Mesh sayfasında sayısal ağın oluşturulması

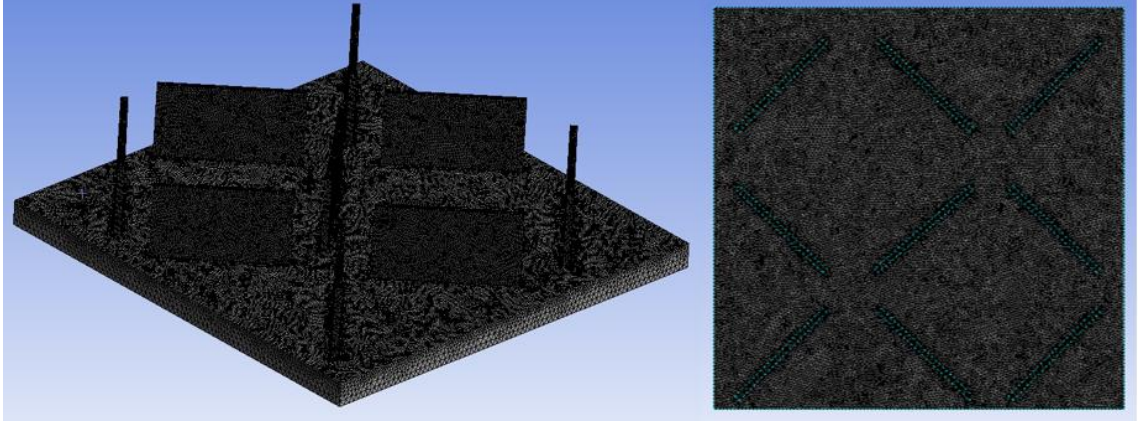
1. Mesh sayfasında ilk önce hiçbir değişiklik yapılmadan sayısal ağ oluşturuldu. Böylece daha sonra oluşturulacak sayısal ağlar öncesi fikir sahibi olundu. Sayısal ağ oluşturmak için ekranın sol tarafındaki menüden  Mesh ikonuna sağ tıklayarak generate mesh denildi.
2. Ağ örüldükten sonra kalitesi details of mesh bölümünde yer alan statistics bölümünden en boy oranı (aspect ratio), keskinlik (skewness) ve eleman sayısı kontrol edilerek belirlendi. Örülen diğer sayısal ağlarda bu değerlerin optimum düzeyde olması hedeflenmiştir.
3. İkinci sayısal ağ oluşturulmadan önce mesh→ show→ mapped faces seçilerek haritalama yöntemiyle taranabilecek yüzeyler belirlendi. Bu yöntem hem en boy oranını

(aspect ratio) düşürmeyi hem de bu bölgelerde daha güzel bir görünüm elde edilmesini sağlar.

4. Mesh→ insert→ sizing komutu ile analiz sonuçlarının önemli olduğu bölgelerde daha sıkı sayısal ağ oluşturulmuştur.
5. Mesh→ insert→ inflation komutu ile sıkı örülen bölgelerden kaba örülen bölgelere kolay geçiş sağlanmıştır.
6. İkinci sayısal ağ ve atılacak olan diğer sayısal ağlarda asıl önemli bölüm details of mesh bölümünde yer alan sizing bölümüdür. Bu bölümdeki değerler kademeli olarak azaltılarak optimum değerler elde edilmeye çalışılmıştır.
7. Bundan sonra oluşturulan sayısal ağlar optimum; en boy oranı (aspect ratio), keskinlik (skewness) ve eleman sayısı elde edilinceye kadar devam etmiştir.
8. Sayısal ağ örüldükten sonra mesh sayfasındaki son işlem parçacıkların isimlendirilmesidir. Bunun için isim verilecek parçalar seçildikten sonra parçacık üzerlerine sağ tıklanarak create name selection komutu ile parçalar isimlendirildi. Parçalara İngilizce isimler verilerek set up menüsünde sınır şartlarını seçim aşamasında kolaylık sağlandı.

Çizelge 3.5. Akış alanlarına verilen name selectionlar

Bölge	Name Selection
Giriş	inlet
Çıkış	Pressure_outlet
Yalıtılmış yüzeyler	Wall_yalitim
Kanatçıklar	Wall_kanatcik
Isı girişi	Wall_heat_flux
Plaka yüzeyi	Wall_plaka_yuzeyi

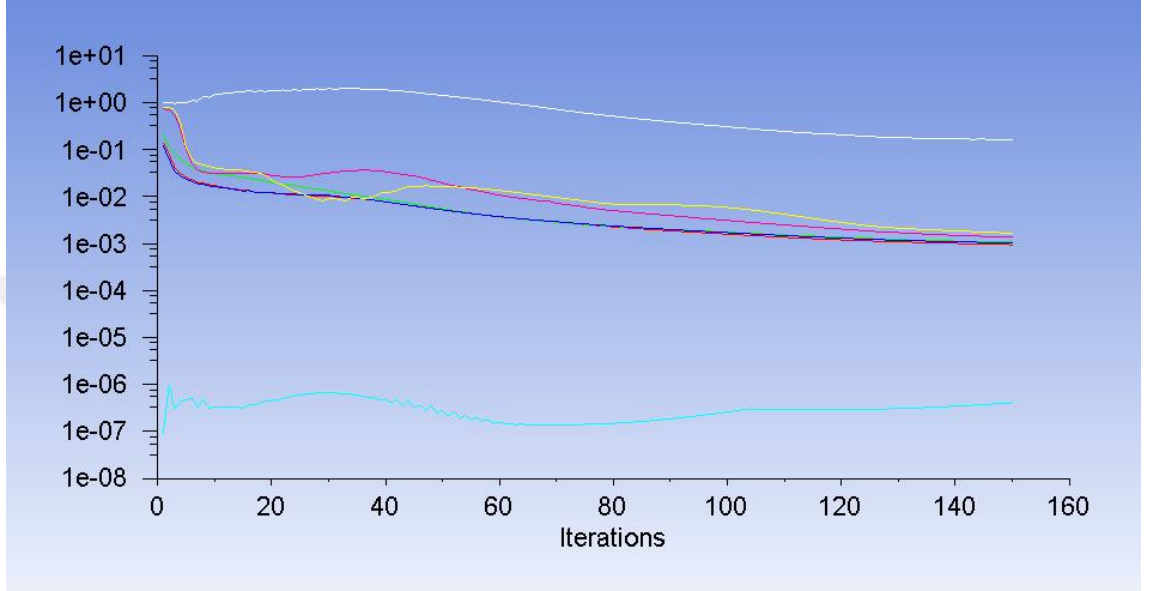


Şekil 3.9. Sayısal ağın oluşturulması

3.14.4. Set Up sayfasında değerlerin verilmesi

1. Set up menüsüne girilirken processing options→ parallel (4) yapılarak problemin daha hızlı çözümü sağlandı.
2. Genel ayarlar menüsünden solver→ pressure-based, velocity formulation→ absolute, time→ steady seçenekleri seçildi.
3. Materials menüsünde akışkan olarak hava, katı cisim olarak alüminyum belirlendiği için değişiklik yapılmadı.
4. Boundary conditions menüsünde inlet big ve inlet small; değişen hız aralıkları için hesaplandı. Inlet için ayrıca havanın sisteme giriş sıcaklığı 293 K verildi. Wall_heat_flux için thermal seçeneği heat-flux belirlendi. Isı akısı değeri 2222 W/m² girildi. Yalıtımlı yüzeyler (wall_isolation) için de thermal seçeneği heat-flux olarak belirlendi, ısı akısı değeri 0 girilerek programda yüzeyin yalıtımlı olduğu tanımlandı. Simetri yüzeylerin (wall_symmetry_part-air, wall_symmetry_part-paddles) tipi symmetry olarak tanımlandı.
5. Solution initialization menüsünden hibrit çözücü seçildi. Çözüme başlamadan önceki iterasyon sayısı artırılarak problemin çözümüne daha fazla yakınsama sağlanmıştır.
6. Problemin çözümüne geçmeden önce run calculation menüsünden check case komutu yardımıyla analize başlamadan önce sayısal ağ, model, sınır şartları, malzeme ve çözücüde problem olup olmadığı kontrol edildi. Son olarak ortalama bir problemin 150 iterasyonda yakınsayacağı kabulü ile analizler yapıldı.

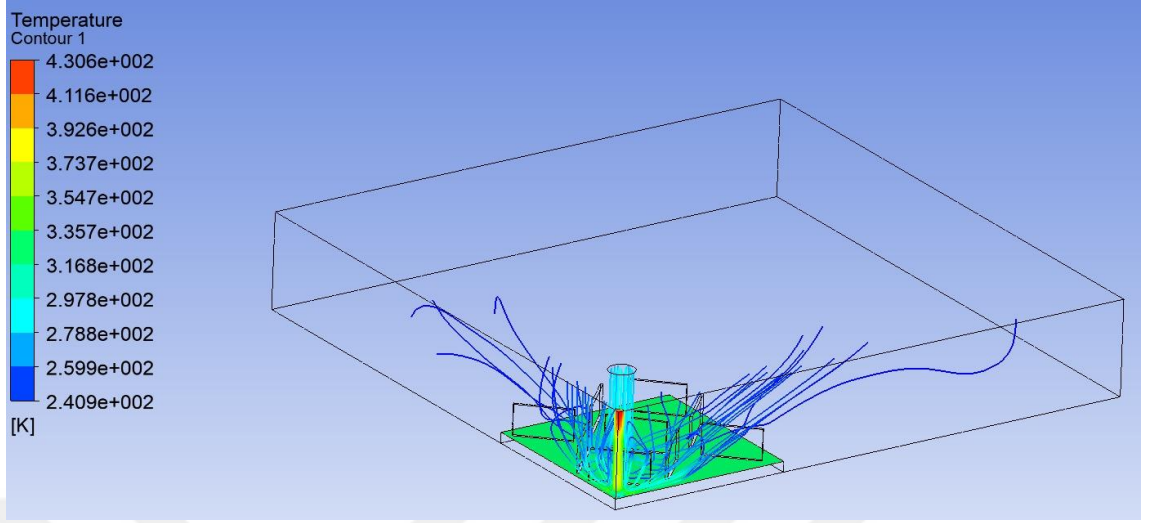
7. Problemler çözüldükten sonra problemin yakınsayıp (converge) yakınsamadığı (diverge) kontrol edildi ve graphics and animations menüsünden contours seçeneği sayesinde turbulence→ wall_yplus değerinin 1-5 arası olup olmadığı tespit edildi.



Şekil 3.10. Residual ekranında çözümün yakınsaması

3.14.5. Result sayfasından sonuçların alınması

1. location→ line komutu ile daha önce deneysel olarak maksimum basınçların elde edildiği istasyonlarla örtüşecek şekilde x ve y yönünde iki çizgi elde edildi.
2. file→ export→ export komutu ile önce plaka yüzeyindeki sıcaklık değerleri, sonra oluşturulan çizgilerdeki basınç değerleri excel dosyası olarak alındı.
3. İsteğe bağlı olarak cfd-post ile hız çizgileri ve basınç dağılımları gösterilebilir, sunumlar için animasyonlar hazırlanabilir.



Şekil 3.11. CFD-Post sayfasında hız ve sıcaklık çizgilerinin üst üste gösterimi

4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA

4.1. Isı Transferi ve Akış Karakteristikleri

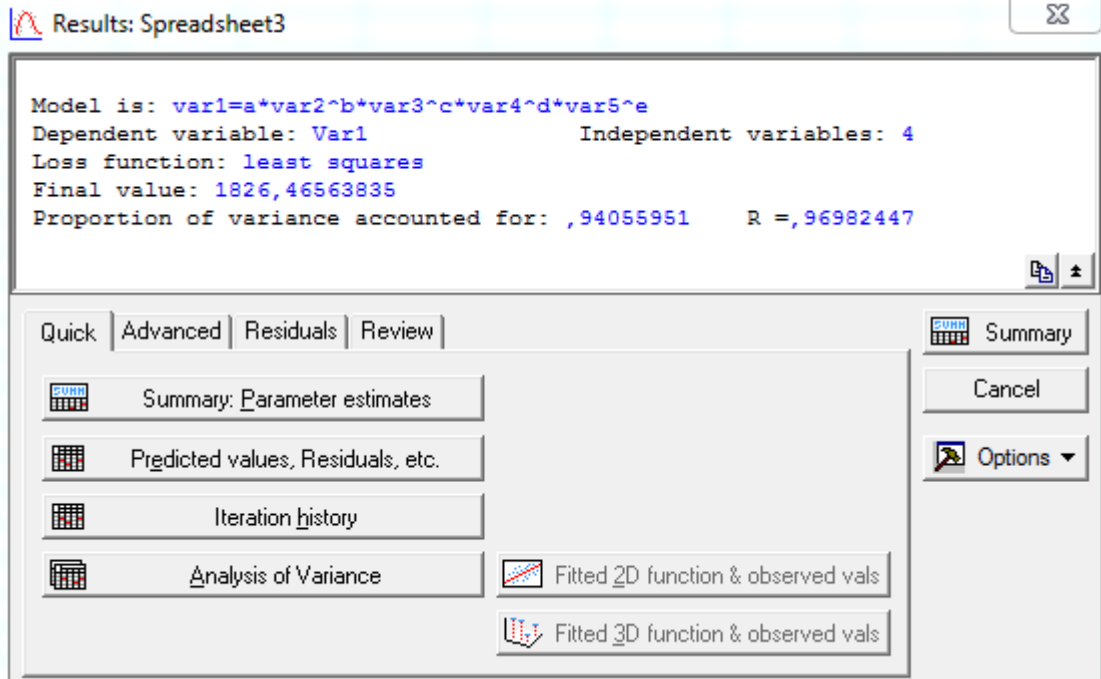
Kanatçıklı plakalarda akışı ve akışın yapısal özelliklerini etkileyen en önemli parametreler; kanat yüksekliği, genişliği, kanat açısı ve kanatların birbirlerine göre diziliş şeklidir. Bu çalışmanın deney aşamasında, daha önce Taguchi yöntemi ile optimize edilmiş dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcı için bulunan Genel kullanıldı. Çalışmanın sayısal çözümleme aşamasında da yine aynı kanatçıklar için yapılan deneysel çalışmalar sayısal olarak çözülmeye çalışıldı. Kanatçıklı ısı alıcılarda ısı transferinde en etkili parametre olan kanat yüksekliği (h_k) ile en etkin ikinci parametre olan akış hızı (Re) gibi kontrol edilebilir parametrelerle deneysel ve sayısal olarak test edildi. Isı transferi deneyleri sonucunda $Nu - Re$ değişim grafikleri elde edildi. Bu sonuçlar sayısal analiz sonucu elde edilen sonuçlarla karşılaştırıldı.

4.2. Korelasyon Tespiti

STATISTICA 7.1 programı kullanılarak Gauss-Newton yöntemi ile 134 iterasyon sonucunda $R=97\%$ doğrulukla elde edilmiş olup Şekil 4.1'de gösterilmiştir. Burada $a = 1074,886$, $b = 0,580$, $c = 25,726$, $d = -0,081$ ve $e = -0,022$ olarak bulunmuş olup Şekil 4.2'de gösterilmiştir. Deneysel çalışma sonucu elde edilen verilerle Nu sayısı için, Şekil 4.2'de gösterilen korelasyon modelinin katsayıları a , b , c , d ve e Denklem 4.1'de yerine yazılarak Denklem 4.2 korelasyonu elde edilmiştir.

$$Nu = a * Re^b * Pr^c * (h_k/d)^d * (h/d)^e \quad (4.1)$$

$$Nu = 1074,886 * Re^{0,580} * Pr^{25,726} * (h_k/d)^{-0,081} * (h/d)^{-0,022} \quad (4.2)$$



Şekil 4.1. STATISTICA 7.1 programı ile R doğruluğunun bulunması

Workbook2* - Model is: $var1=a*var2^b*var3^c*var4^d*var5^e$ (Spreadsheet3)

Model is: $var1=a*var2^b*var3^c*var4^d*var5^e$ (Spreadsheet3)
 Dep. Var.: Var1
 Level of confidence: 95.0% (alpha=0.050)

	Estimate	Standard error	t-value df = 130	p-level	Lo. Conf Limit	Up. Conf Limit
a	1074,886	1104,258	0,97340	0,332162	-1109,76	3259,528
b	0,580	0,020	29,48127	0,000000	0,54	0,619
c	25,726	2,934	8,76838	0,000000	19,92	31,530
d	-0,081	0,023	-3,51867	0,000598	-0,13	-0,035
e	-0,022	0,018	-1,20488	0,230438	-0,06	0,014

Model is: $var1=a*var2^b*var3^c*var4^d*var5^e$ (Spreadsheet3)

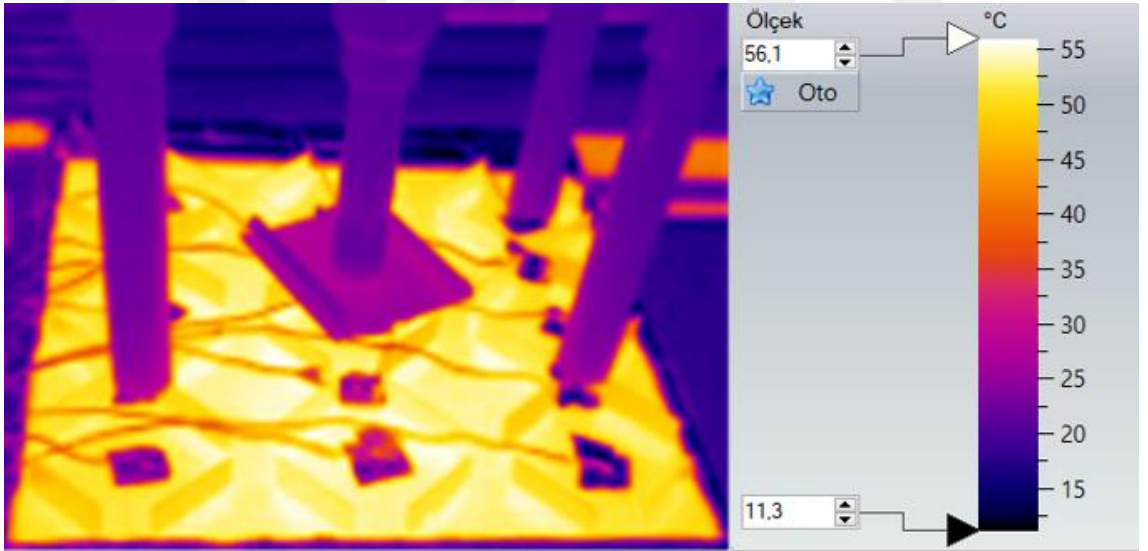
Şekil 4.2. STATISTICA 7.1 programı ile korelasyon modelinin katsayılarının bulunması

4.3. Termal Görüntüler

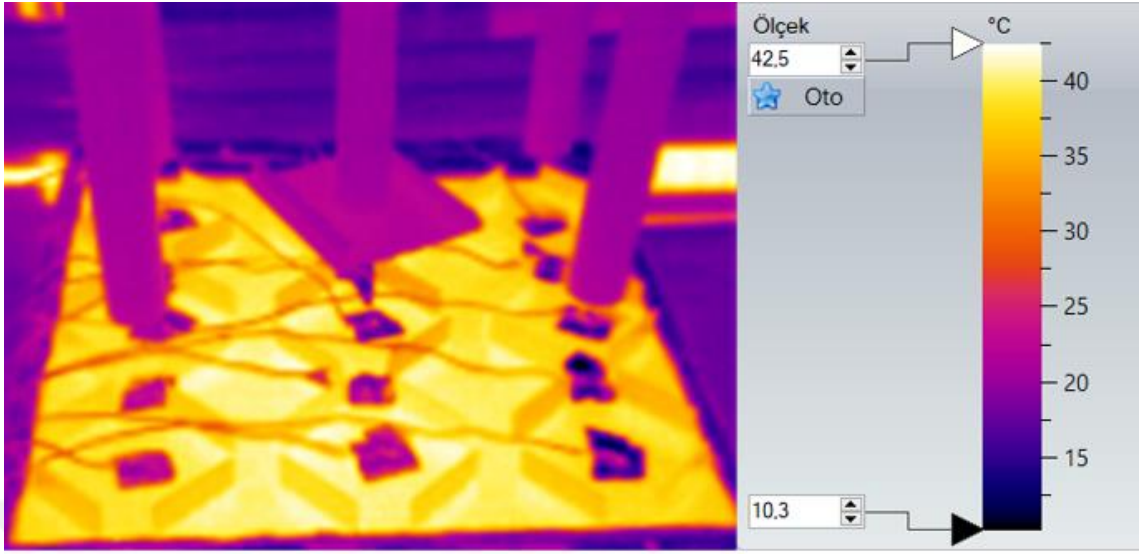


Şekil 4.3. Testo FC-875-2 Model termal kameranın görünüşü

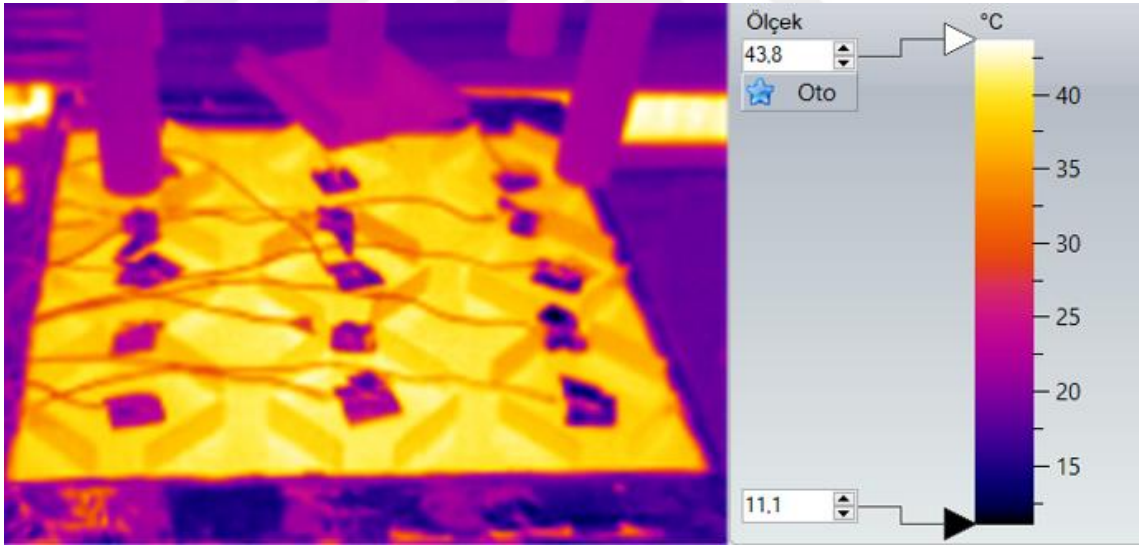
Testo 875-2 model termal kamera kullanılarak deneysel analizleri takiben ısı alıcı üzerindeki sıcaklık dağılımı homojen olarak dağıldığını görmek amacıyla termal görüntüler alınmıştır. Testo FC-875-2 Model termal kameranın görünüşü Şekil 4.3'te verilmiştir.



Şekil 4.4. Dikdörtgen ısı alıcı, $h_k=15$ mm, $d=16$ mm ve $h/d=2$ olduğu durumda alınan termal görüntü

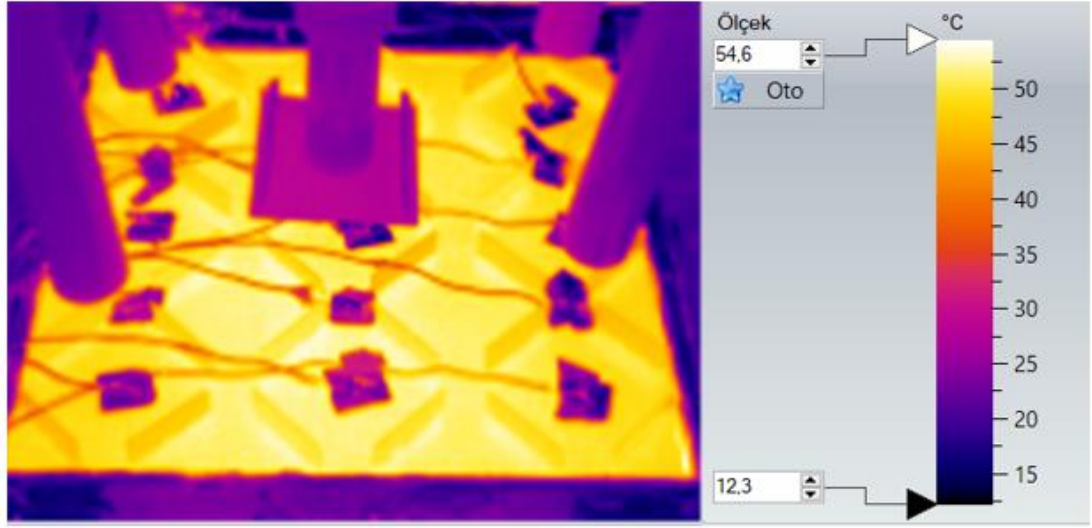


Şekil 4.5. Dikdörtgen ısı alıcı, $h_k=15$ mm, $d=16$ mm ve $h/d=4$ olduğu durumda alınan termal görüntü

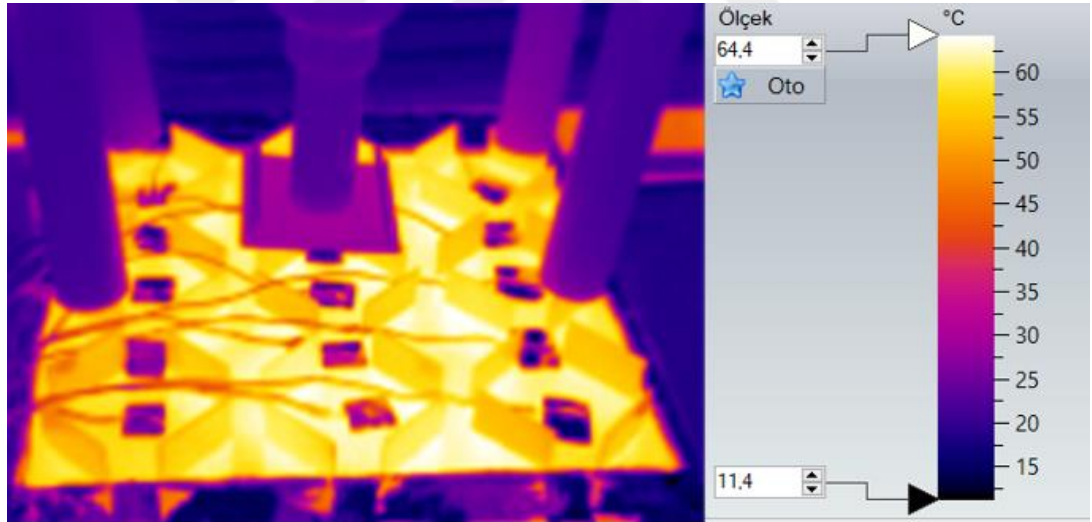


Şekil 4.6. Dikdörtgen ısı alıcı, $h_k=15$ mm, $d=16$ mm ve $h/d=6$ olduğu durumda alınan termal görüntü

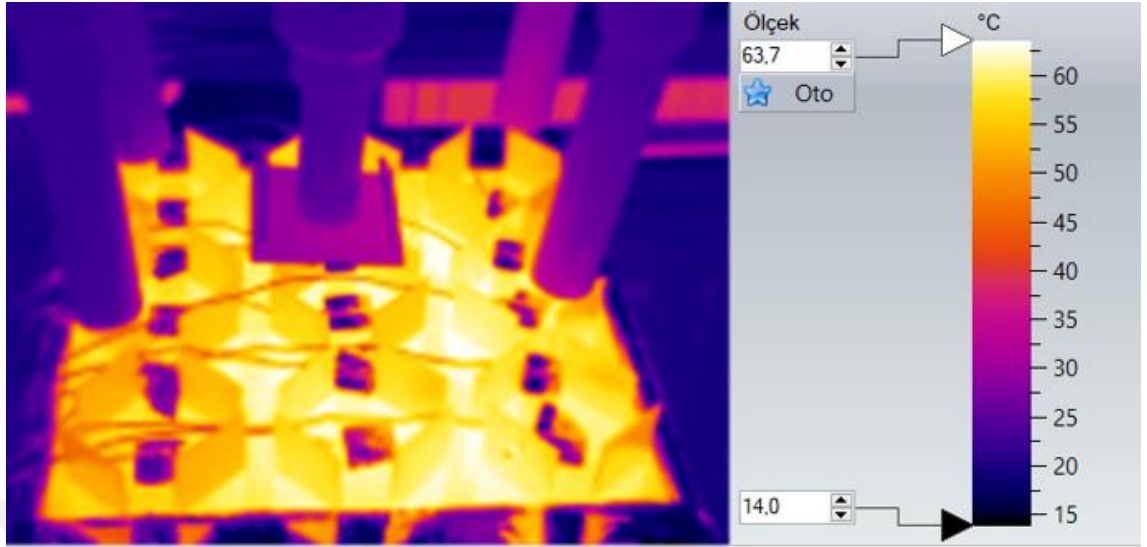
Kanatçık yüksekliği $h_k=15$ mm'ye sahip dikdörtgen ısı alıcı, $d=16$ mm nozul çapı ve kanatçık-nozul arası mesafelerin $h/d=2-4-6$ olduğu durum için yürütülen deneysel çalışmaları takiben alınan ısı alıcı üzerindeki sıcaklık dağılımının homejen olduğunu gösteren örnek termal görüntüler, sırasıyla Şekil 4.4, Şekil 4.5 ve Şekil 4.6'da verilmektedir.



Şekil 4.7. Dikdörtgen ısı alıcı, $h_k=15$ mm, $d=22$ mm ve $h/d=2$ olduğu durumda alınan termal görüntü



Şekil 4.8. Dikdörtgen ısı alıcı, $h_k=25$ mm, $d=22$ mm ve $h/d=2$ olduğu durumda alınan termal görüntü



Şekil 4.9. Dikdörtgen ısı alıcı, $h_k=35$ mm, $d=22$ mm ve $h/d=2$ olduğu durumda alınan termal görüntü

Kanatçık yüksekliği $h_k=15-25-35$ mm'ye sahip dikdörtgen ısı alıcı, $d=22$ mm nozul çapı ve kanatçık-nozul arası mesafelerin $h/d=2$ olduğu durum için yürütülen deneysel çalışmaları takiben alınan ısı alıcı üzerindeki sıcaklık dağılımının homojen olduğunu gösteren örnek termal görüntüler, sırasıyla Şekil 4.7, Şekil 4.8 ve Şekil 4.9'da verilmektedir.

4.4. Isı Transferi Sonuçları

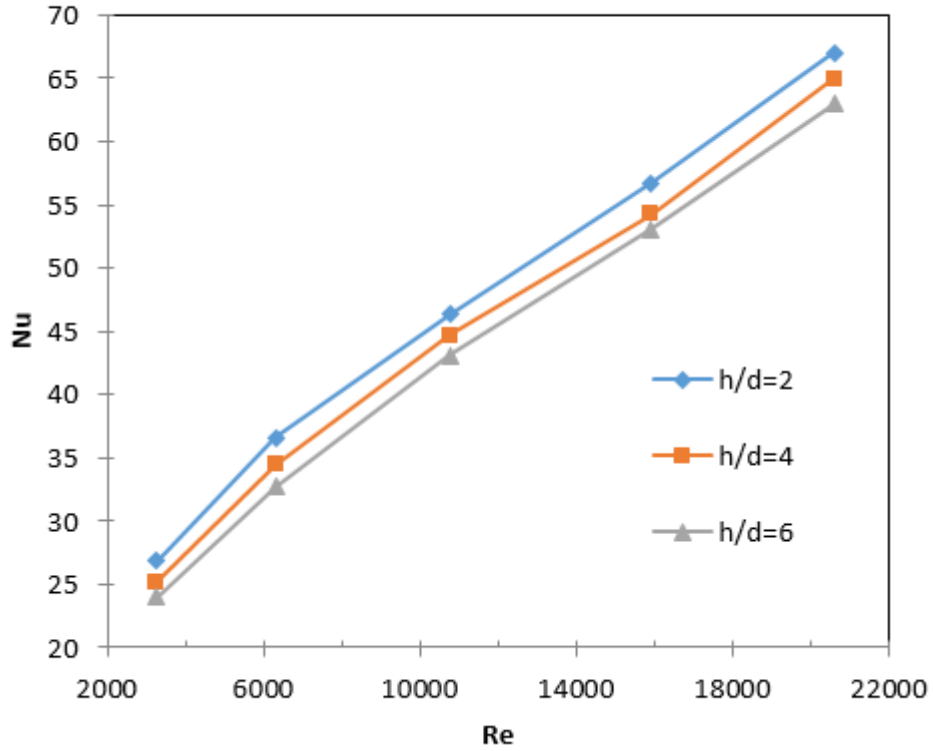
Çizelge 4.1. Çalışmada incelenen parametreler ve değerleri

Parametreler	Değerler
Kanat yüksekliği, h_k [mm]	15-25-35
Lüle çapları d [mm]	22-16-13
Nozul ile kanatçık arası mesafe h/d	2-4-6

Çalışmada ilk olarak dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcılarda sabit ısı akısı, üç kanat yükseklik değeri ($h_k=15$, $h_k=25$ ve $h_k=35$) için farklı lüle çapları ($d=22$ mm, $d=16$ mm ve $d=13$ mm) ve nozul ile kanatçık arasındaki mesafe ($h/d=2$, $h/d=4$ ve $h/d=6$) değiştirilerek beş farklı hızda ısı transferi deney ve analizleri yapılmıştır. Daha sonra deneysel ve sayısal olarak

Nu-Re değişimleri çizilerek birbirleriyle karşılaştırılmıştır. Çizelge 4.1’de deneyde kullanılan parametreler verilmiştir.

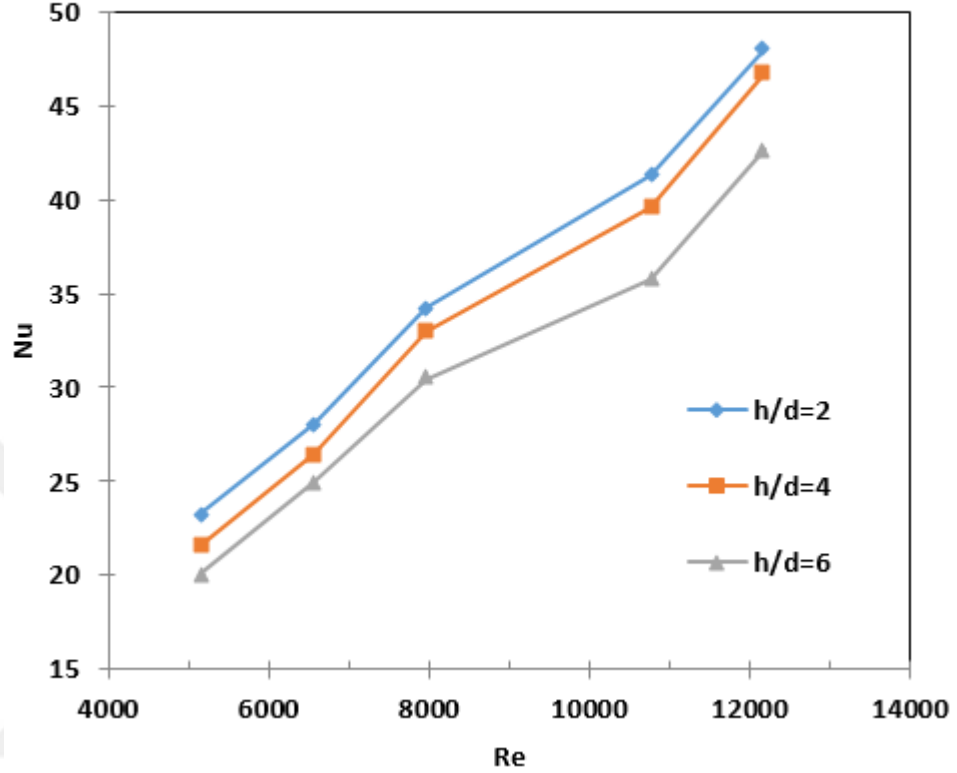
Isı Transferinin Deneysel Sonuçları ($h_k=15\text{mm}$; $d=22\text{mm}$)



Şekil 4.10. $h_k=15\text{mm}$ ’ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=22\text{mm}$ nozul çapına ve $h/d=2-4-6$ mesafelerine göre Nu-Re değişiminin deneysel analizi

Yürütölen deney çalışmaları sonuçlarına göre Şekil 4.10’da göröldüğü gibi, $d=22\text{ mm}$ ve $h_k=15\text{ mm}$ için Re sayısı arttıkça Nusselt sayısı artarken; nozul ile kanatçık arasındaki mesafe arttığında ise Nu sayısı azalmaktadır. En büyük Nusselt sayısı 15mm kanatçık yüksekliğinde ve 22 mm çap için $h/d=2$ mesafesinde hesaplandı. Artan akış hızları için Nu sayısında %15-26 arasında artışlar gözlemlendi. Isı alıcıda $h/d=2$ mesafesinde Nusselt sayısında %60’lık artış, $h/d=4$ mesafesinde %61 ve $h/d=6$ mesafesinde ise %62 oranında artış gözlemlendi. Isı alıcıda maksimum hızda Nu sayısının $h/d=2$ mesafesindeki değerinin $h/d=4$ mesafesindeki değerine göre %3,19 kadar, $h/d=4$ mesafesindeki değerinin $h/d=6$ mesafesindeki değerine göre %3,06 fazla çıkmıştır.

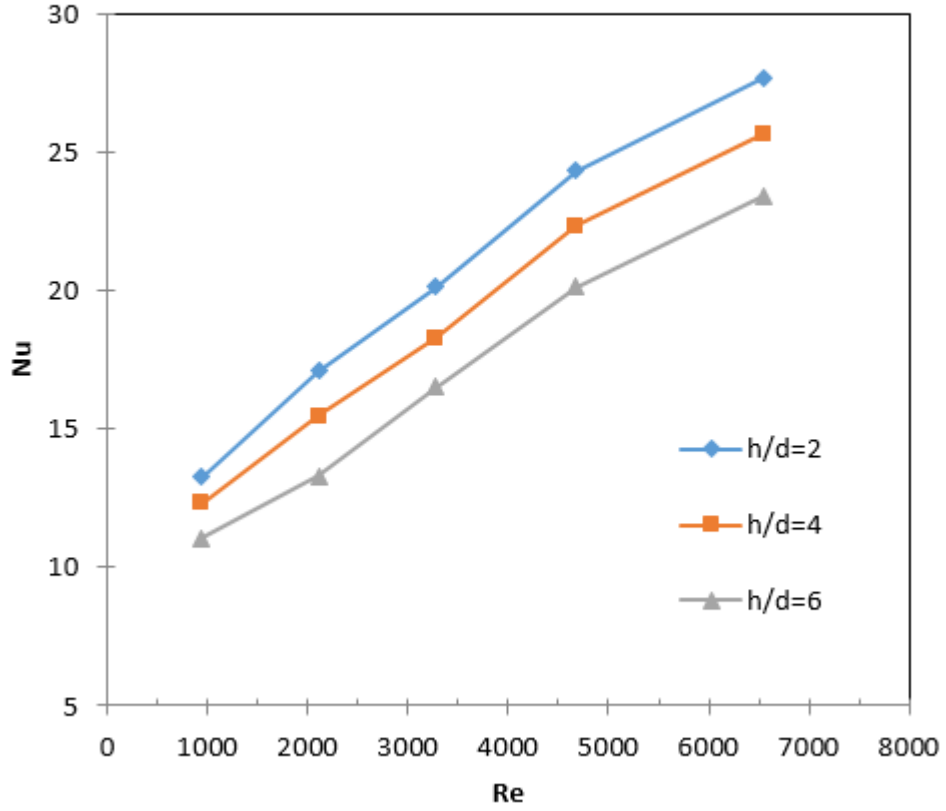
Isı Transferinin Deneysel Sonuçları ($h_k=15$; $d=16$ mm)



Şekil 4.11. $h_k=15$ mm'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=16$ mm nozul çapına ve $h/d=2-4-6$ mesafelerine göre Nu-Re değişiminin deneysel analizi

Yürütülen deney çalışmaları sonuçlarına göre Şekil 4.11'de görüldüğü gibi, $d=16$ mm ve $h_k=15$ mm için Re sayısı arttıkça Nusselt sayısı artarken; nozul ile kanatçık arasındaki mesafe arttığında ise Nu sayısı azalmaktadır. En büyük Nusselt sayısı 15mm kanatçık yüksekliğinde ve 16 mm çap için $h/d=2$ mesafesinde hesaplandı. Artan akış hızları için Nu sayısında %13-18 arasında artışlar gözlemlendi. Isı alıcıda $h/d=2$ mesafesinde Nusselt sayısında yaklaşık %51'lik artış, $h/d=4$ mesafesinde %54 ve $h/d=6$ mesafesinde ise %53 oranında artış gözlemlendi. Isı alıcıda maksimum hızda Nu sayısının $h/d=2$ mesafesindeki değerinin $h/d=4$ mesafesindeki değerine göre %2,54 kadar, $h/d=4$ mesafesindeki değerinin $h/d=6$ mesafesindeki değerine göre %9,73 fazla çıkmıştır.

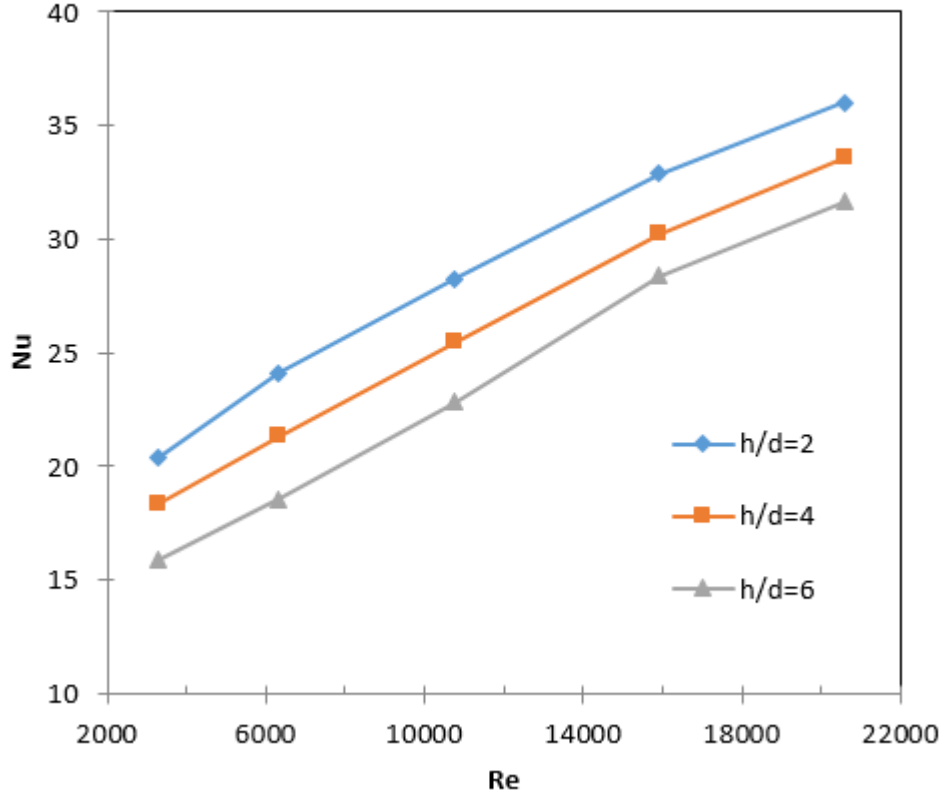
Isı Transferinin Deneysel Sonuçları ($h_k=15\text{mm}$; $d=13\text{mm}$)



Şekil 4.12. $h_k=15\text{mm}$ 'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=13\text{mm}$ nozul çapına ve $h/d=2-4-6$ mesafelerine göre Nu-Re değişiminin deneysel analizi

Yürütülen deney çalışmaları sonuçlarına göre Şekil 4.12'de görüldüğü gibi, $d=13\text{mm}$ ve $h_k=15\text{mm}$ için Re sayısı arttıkça Nusselt sayısı artarken; nozul ile kanatçık arasındaki mesafe arttığında ise Nu sayısı azalmaktadır. En büyük Nusselt sayısı 15mm kanatçık yüksekliğinde ve 13mm çap için $h/d=2$ mesafesinde hesaplandı. Artan akış hızları için Nu sayısında %12-22 arasında artışlar gözlemlendi. Isı alıcıda $h/d=2$ mesafesinde Nusselt sayısında yaklaşık %52,14'lük artış, $h/d=4$ mesafesinde %51,96 ve $h/d=6$ mesafesinde ise %52,88 oranında artış gözlemlendi.

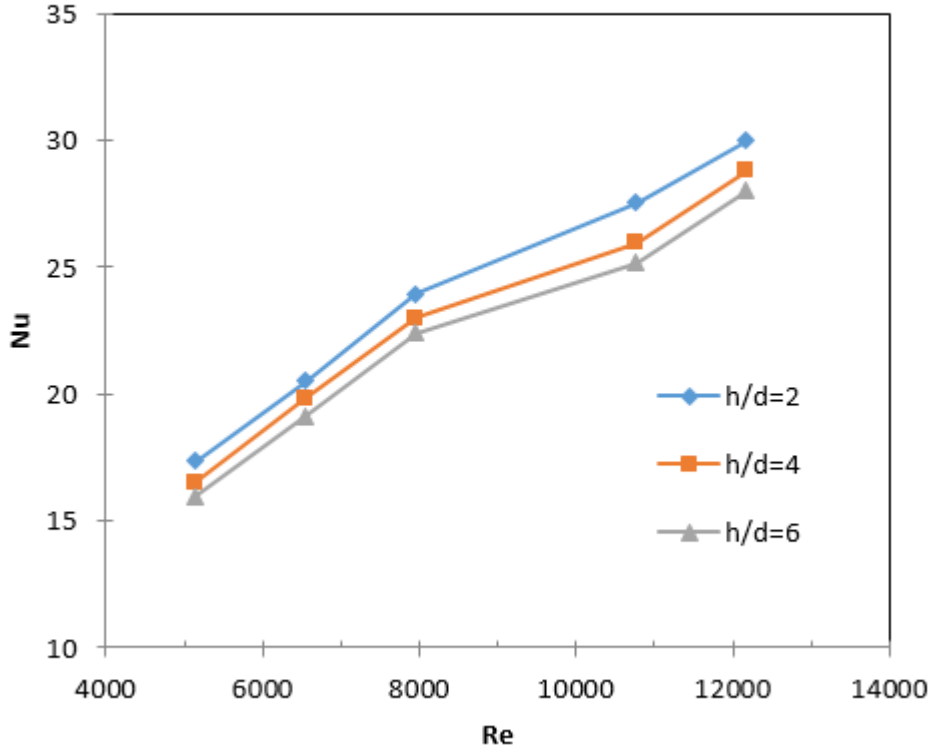
Isı Transferinin Deneysel Sonuçları ($h_k=25\text{mm}$; $d=22\text{mm}$)



Şekil 4.13. $h_k=25\text{mm}$ 'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=22\text{mm}$ nozul çapına ve $h/d=2-4-6$ mesafelerine göre Nu-Re değişiminin deneysel analizi

Yürütülen deney çalışmaları sonuçlarına göre Şekil 4.13'te görüldüğü gibi, $d=22\text{mm}$ ve $h_k=25\text{mm}$ için Re sayısı arttıkça Nusselt sayısı artarken; nozul ile kanatçık arasındaki mesafe arttığında ise Nu sayısı azalmaktadır. En büyük Nusselt sayısı 25mm kanatçık yüksekliğinde ve 22mm çap için $h/d=2$ mesafesinde hesaplandı. Artan akış hızları için Nu sayısında %8-15,6 arasında artışlar gözlemlendi. Isı alıcıda $h/d=2$ mesafesinde Nusselt sayısında yaklaşık %43,4'lük artış, $h/d=4$ mesafesinde %45,4 ve $h/d=6$ mesafesinde ise %49,87 oranında artış gözlemlendi.

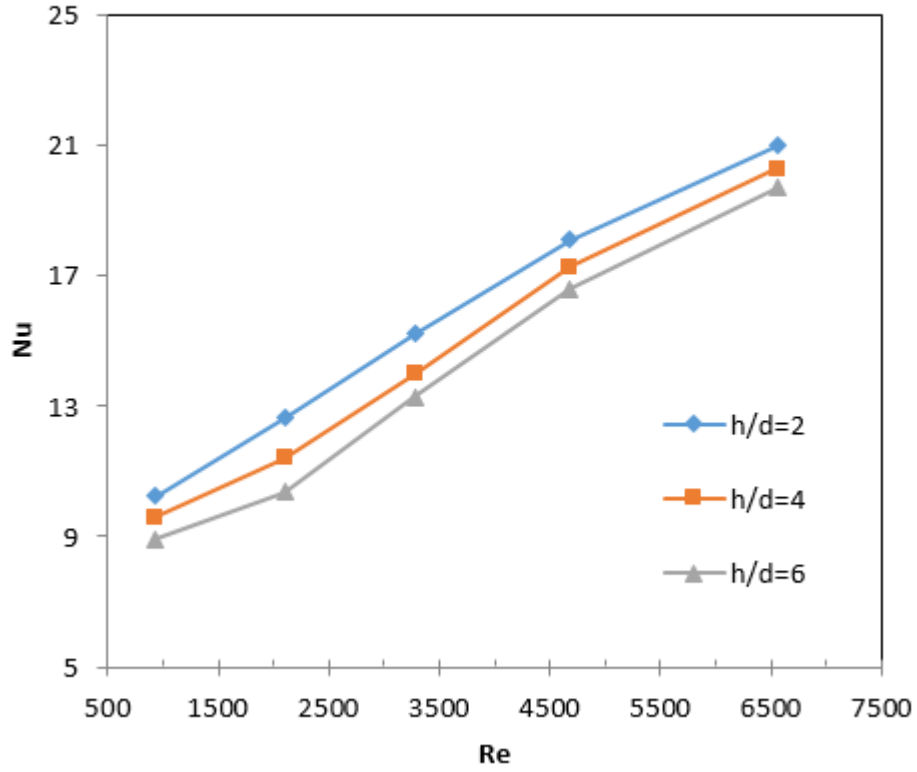
Isı Transferinin Deneysel Sonuçları ($h_k=25\text{mm}$; $d=16\text{mm}$)



Şekil 4.14. $h_k=25\text{mm}$ 'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=16\text{mm}$ nozul çapına ve $h/d=2-4-6$ mesafelerine göre Nu-Re değişiminin deneysel analizi

Yürütülen deney çalışmaları sonuçlarına göre Şekil 4.14'te görüldüğü gibi, $d=16\text{mm}$ ve $h_k=25\text{ mm}$ için Re sayısı arttıkça Nusselt sayısı artarken; nozul ile kanatçık arasındaki mesafe arttığında ise Nu sayısı azalmaktadır. En büyük Nusselt sayısı 25mm kanatçık yüksekliğinde ve 16 mm çap için $h/d=2$ mesafesinde hesaplandı. Artan akış hızları için Nu sayısında %8-15,4 arasında artışlar gözlemlendi. Isı alıcıda $h/d=2$ mesafesinde Nusselt sayısında yaklaşık %42'lük artış, $h/d=4$ mesafesinde yaklaşık %42,25 ve $h/d=6$ mesafesinde ise yaklaşık %43 oranında artış gözlemlendi.

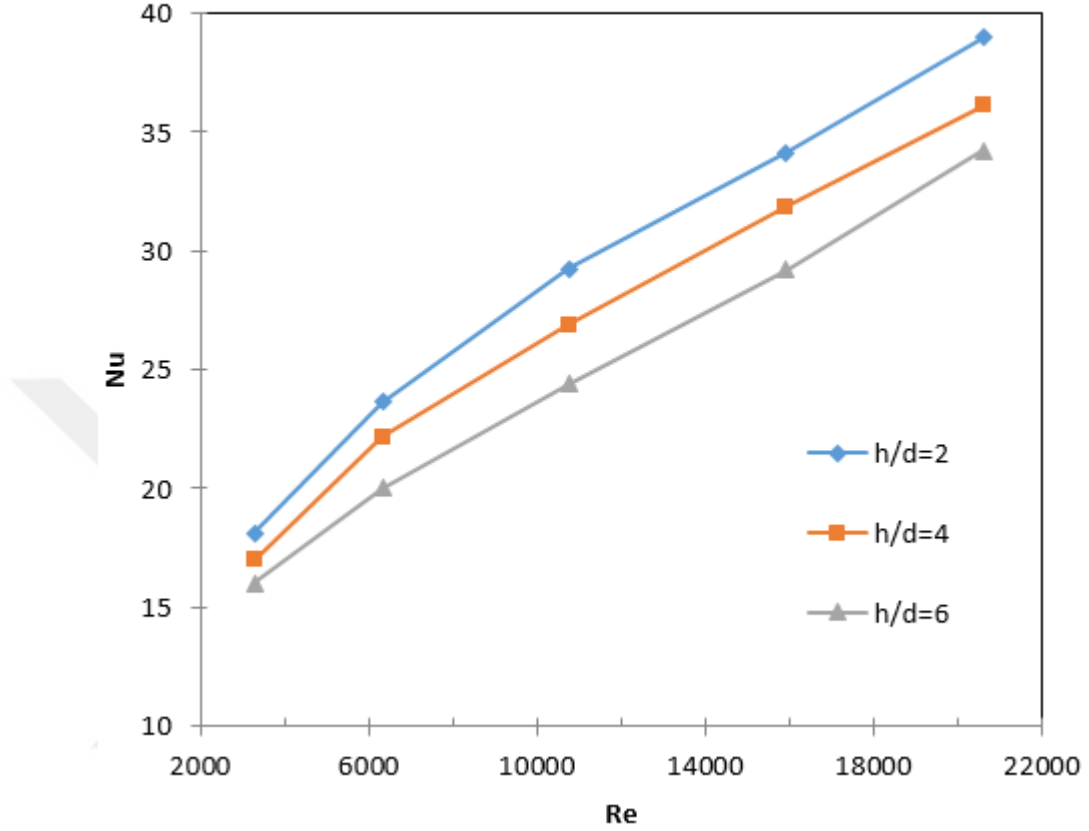
Isı Transferinin Deneysel Sonuçları ($h_k=25\text{mm}$; $d=13\text{mm}$)



Şekil 4.15. $h_k=25\text{mm}$ 'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=13\text{mm}$ nozul çapına ve $h/d=2-4-6$ mesafelerine göre Nu-Re değişiminin deneysel analizi

Yürütülen deney çalışmaları sonuçlarına göre Şekil 4.15'te görüldüğü gibi, $d=13\text{mm}$ ve $h_k=25\text{ mm}$ için Re sayısı arttıkça Nusselt sayısı artarken; nozul ile kanatçık arasındaki mesafe arttığında ise Nu sayısı azalmaktadır. En büyük Nusselt sayısı 25mm kanatçık yüksekliğinde ve 13 mm çap için $h/d=2$ mesafesinde hesaplandı. Artan akış hızları için Nu sayısında %13-18 arasında artışlar gözlemlendi. Isı alıcıda $h/d=2$ mesafesinde Nusselt sayısında yaklaşık %51,14'lük artış, $h/d=4$ mesafesinde yaklaşık %52,75 ve $h/d=6$ mesafesinde ise yaklaşık %54,72 oranında artış gözlemlendi.

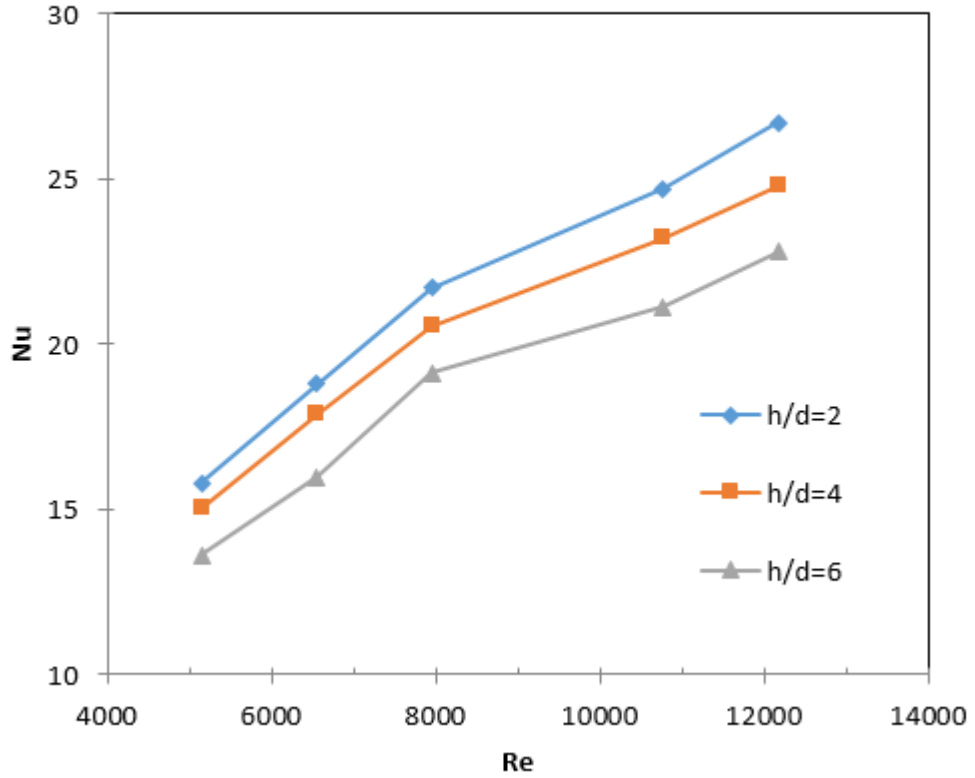
Isı Transferinin Deneysel Sonuçları ($h_k=35\text{mm}$; $d=22\text{mm}$)



Şekil 4.16. $h_k=35\text{mm}$ 'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=22\text{mm}$ nozul çapına ve $h/d=2-4-6$ mesafelerine göre Nu-Re değişiminin deneysel analizi

Yürütülen deney çalışmaları sonuçlarına göre Şekil 4.16'da görüldüğü gibi, $d=22\text{ mm}$ ve $h_k=35\text{ mm}$ için Re sayısı arttıkça Nusselt sayısı artarken; nozul ile kanatçık arasındaki mesafe arttığında ise Nu sayısı azalmaktadır. En büyük Nusselt sayısı 35 mm kanatçık yüksekliğinde ve 22 mm çap için $h/d=2$ mesafesinde hesaplandı. Artan akış hızları için Nu sayısında %12-23 arasında artışlar gözlemlendi. Isı alıcıda $h/d=2$ mesafesinde Nusselt sayısında yaklaşık %53,49'luk artış, $h/d=4$ mesafesinde yaklaşık %53,0 ve $h/d=6$ mesafesinde ise yaklaşık %53,16 oranında artış gözlemlendi.

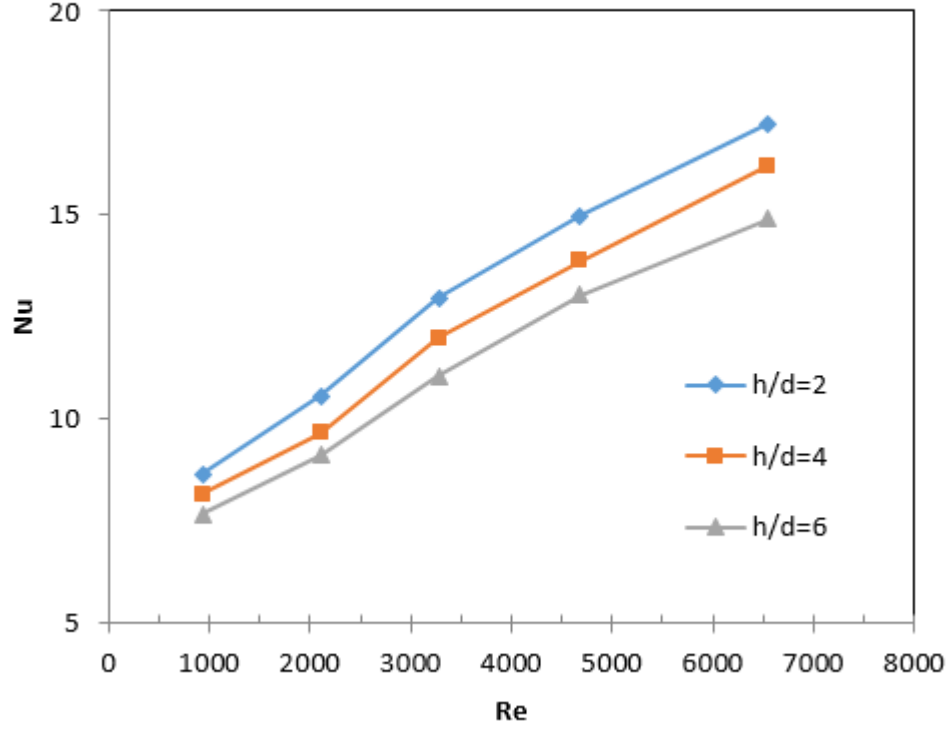
Isı Transferinin Deneysel Sonuçları ($h_k=35\text{mm}$; $d=16\text{mm}$)



Şekil 4.17. $h_k=35\text{mm}$ 'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=16\text{mm}$ nozul çapına ve $h/d=2-4-6$ mesafelerine göre Nu-Re değişiminin deneysel analizi

Yürütülen deney çalışmaları sonuçlarına göre Şekil 4.17'de görüldüğü gibi, $d=16\text{ mm}$ ve $h_k=35\text{ mm}$ için Re sayısı arttıkça Nusselt sayısı artarken; nozul ile kanatçık arasındaki mesafe arttığında ise Nu sayısı azalmaktadır. En büyük Nusselt sayısı 35 mm kanatçık yüksekliğinde ve 16 mm çap için $h/d=2$ mesafesinde hesaplandı. Artan akış hızları için Nu sayısında %7-16 arasında artışlar gözlemlendi. Isı alıcıda $h/d=2$ mesafesinde Nusselt sayısında yaklaşık %40,83'lük artış, $h/d=4$ mesafesinde yaklaşık %39,37 ve $h/d=6$ mesafesinde ise yaklaşık %40,23 oranında artış gözlemlendi.

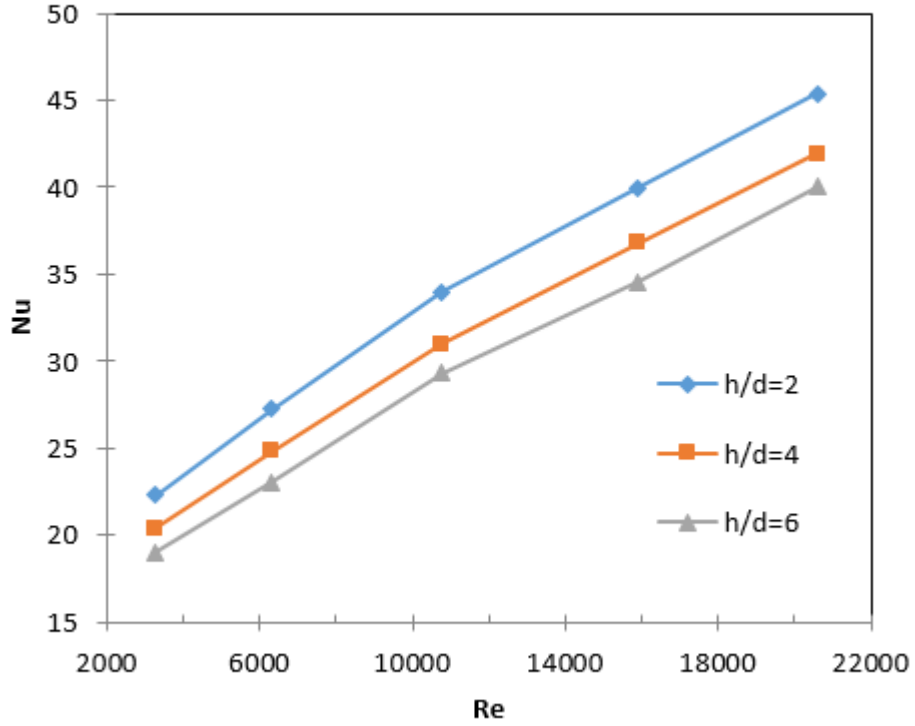
Isı Transferinin Deneysel Sonuçları ($h_k=35\text{mm}$; $d=13\text{mm}$)



Şekil 4.18. $h_k=35\text{mm}$ 'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=13\text{mm}$ nozul çapına ve $h/d=2-4-6$ mesafelerine göre Nu-Re değişiminin deneysel analizi

Yürütülen deney çalışmaları sonuçlarına göre Şekil 4.18'de görüldüğü gibi, $d=13\text{ mm}$ ve $h_k=35\text{ mm}$ için Re sayısı arttıkça Nusselt sayısı artarken; nozul ile kanatçık arasındaki mesafe arttığında ise Nu sayısı azalmaktadır. En büyük Nusselt sayısı 35 mm kanatçık yüksekliğinde ve 13 mm çap için $h/d=2$ mesafesinde hesaplandı. Artan akış hızları için Nu sayısında %13-18 arasında artışlar gözlemlendi. Isı alıcıda $h/d=2$ mesafesinde Nusselt sayısında yaklaşık %49,79'luk artış, $h/d=4$ mesafesinde yaklaşık %49,59 ve $h/d=6$ mesafesinde ise yaklaşık %48,55 oranında artış gözlemlendi.

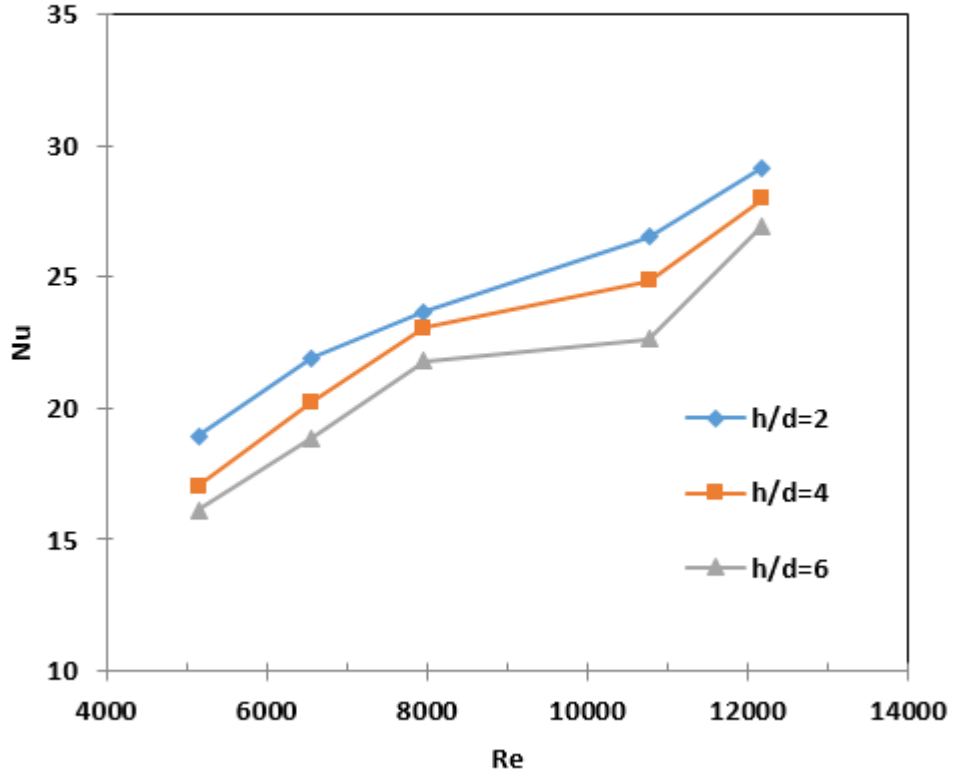
Isı Transferinin Sayısal Sonuçları ($h_k=15\text{mm}$; $d=22\text{mm}$)



Şekil 4.19. $h_k=15\text{mm}$ 'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=22\text{mm}$ nozul çapına ve $h/d=2-4-6$ mesafelerine göre Nu-Re değişiminin sayısal analizi

Sayısal çözümlene sonuçlarına göre Şekil 4.19'da görüldüğü gibi, $d=22\text{ mm}$ ve $h_k=15\text{ mm}$ için Re sayısı arttıkça Nusselt sayısı artarken; nozul ile kanatçık arasındaki mesafe arttığında ise Nu sayısı azalmaktadır. Nusselt sayısı 15 mm kanatçık yüksekliğinde ve 22 mm çap için $h/d=2$ mesafesinde en büyük olduğu gözlemlendi. Isı alıcıda $h/d=2$ mesafesinde Nusselt sayısında yaklaşık %50,81'lik artış, $h/d=4$ mesafesinde yaklaşık %51,41 ve $h/d=6$ mesafesinde ise yaklaşık %52,46 oranında artış gözlemlendi.

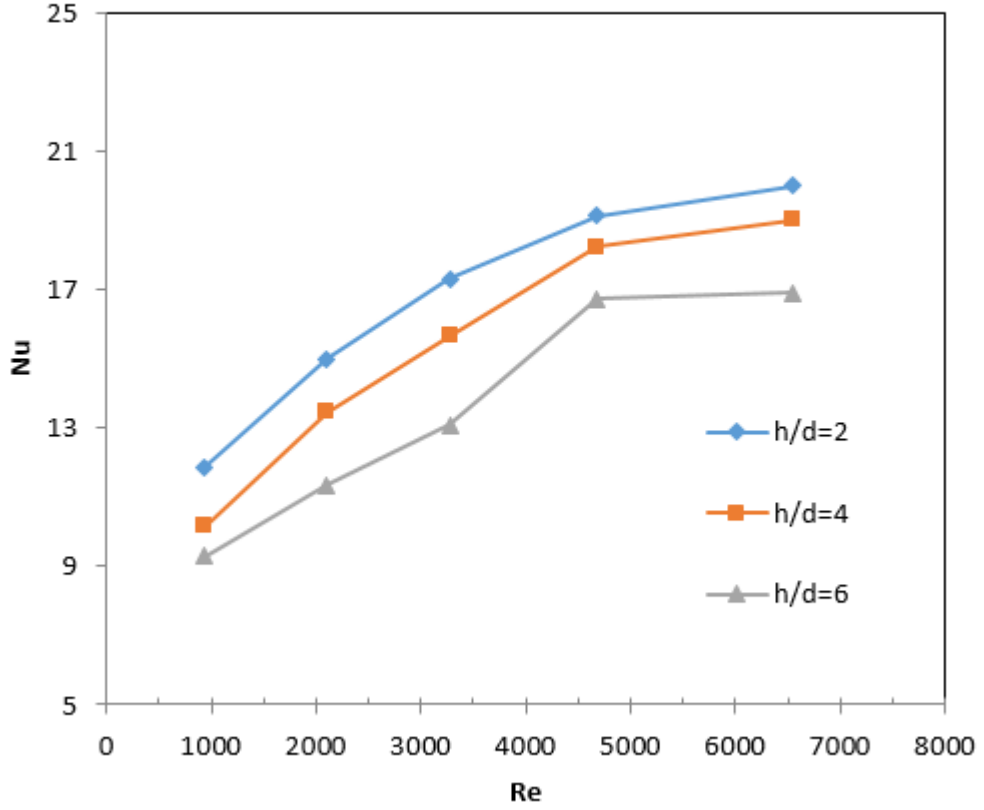
Isı Transferinin Sayısal Sonuçları ($h_k=15$; $d=16$ mm)



Şekil 4.20. $h_k=15$ mm'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=16$ mm nozul çapına ve $h/d=2-4-6$ mesafelerine göre Nu-Re değişiminin sayısal analizi

Sayısal çözümlene sonuçlarına göre Şekil 4.20'de görüldüğü gibi, $d=16$ mm ve $h_k=15$ mm için Re sayısı arttıkça Nusselt sayısı artarken; nozul ile kanatçık arasındaki mesafe arttığında ise Nu sayısı azalmaktadır. Nusselt sayısı 15 mm kanatçık yüksekliğinde ve 16 mm çap için $h/d=2$ mesafesinde en büyük olduğu gözlemlendi. Isı alıcıda $h/d=2$ mesafesinde Nusselt sayısında yaklaşık %35,04'lük artış, $h/d=4$ mesafesinde yaklaşık %39,14 ve $h/d=6$ mesafesinde ise yaklaşık %40,21 oranında artış gözlemlendi.

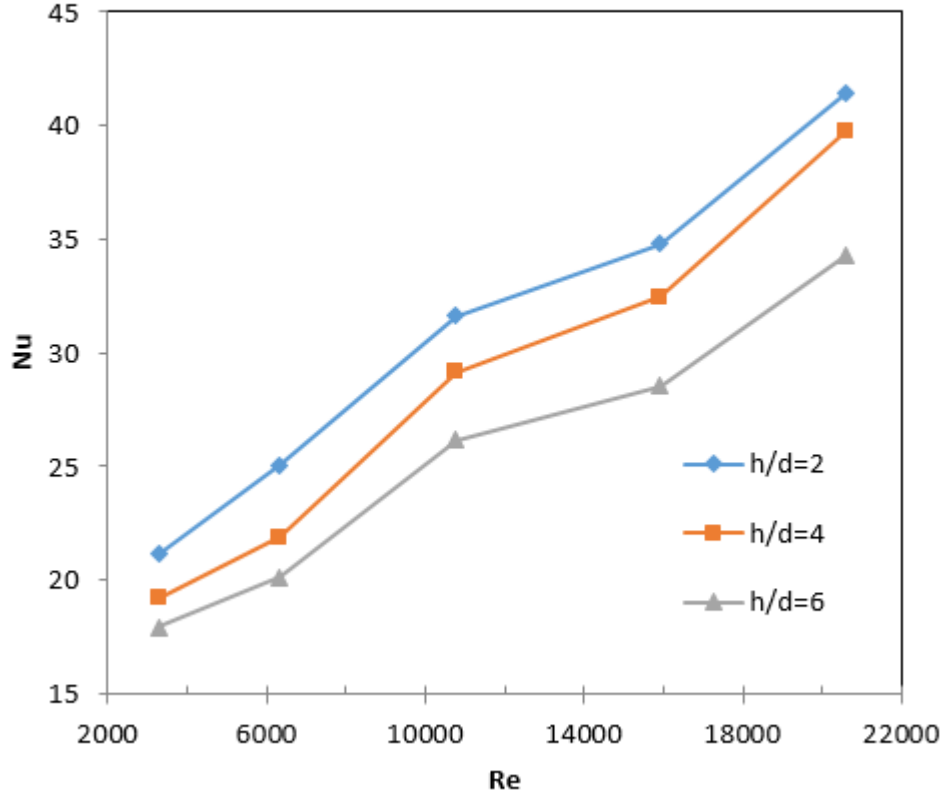
Isı Transferinin Sayısal Sonuçları ($h_k=15\text{mm};d=13\text{mm}$)



Şekil 4.21. $h_k=15\text{mm}$ 'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=13\text{mm}$ nozul çapına ve $h/d=2-4-6$ mesafelerine göre Nu-Re değişiminin sayısal analizi

Sayısal çözümlene sonuçlarına göre Şekil 4.21'de görüldüğü gibi, $d=13\text{ mm}$ ve $h_k=15\text{ mm}$ için Re sayısı arttıkça Nusselt sayısı artarken; nozul ile kanatçık arasındaki mesafe arttığında ise Nu sayısı azalmaktadır. Nusselt sayısı 15 mm kanatçık yüksekliğinde ve 13 mm çap için $h/d=2$ mesafesinde en büyük olduğu gözlemlendi. Isı alıcıda $h/d=2$ mesafesinde Nusselt sayısında yaklaşık %40,67'lik artış, $h/d=4$ mesafesinde yaklaşık %46,58 ve $h/d=6$ mesafesinde ise yaklaşık %44,94 oranında artış gözlemlendi.

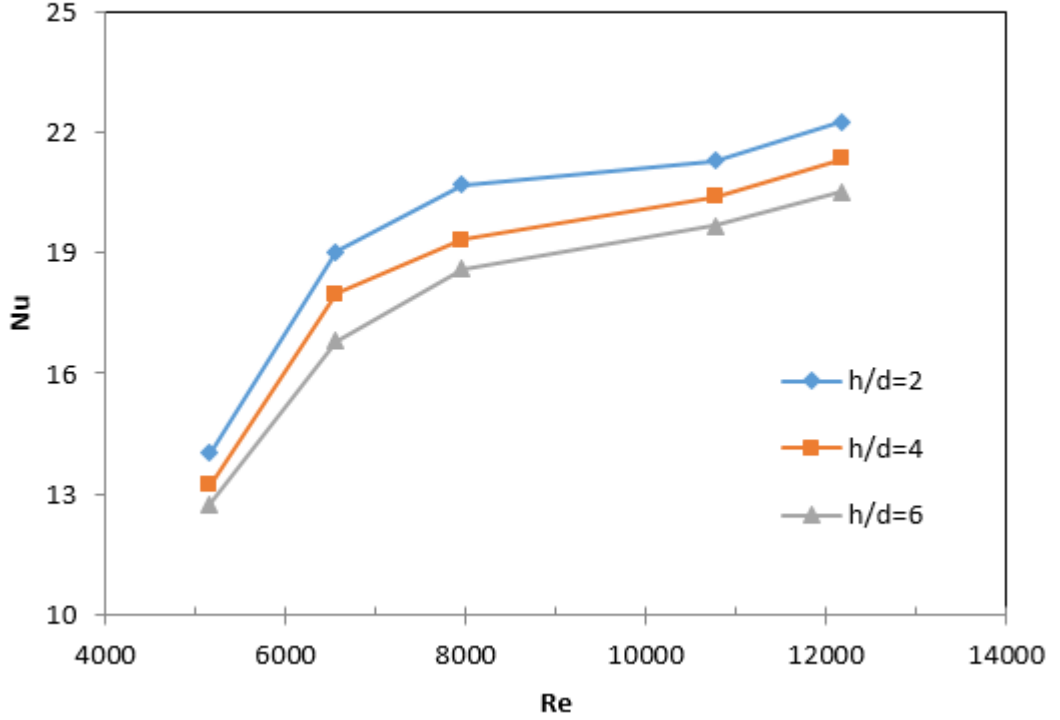
Isı Transferinin Sayısal Sonuçları ($h_k=25\text{mm}$; $d=22\text{mm}$)



Şekil 4.22. $h_k=25\text{mm}$ 'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=22\text{mm}$ nozul çapına ve $h/d=2-4-6$ mesafelerine göre Nu-Re değişiminin sayısal analizi

Sayısal çözümleme sonuçlarına göre Şekil 4.22'de görüldüğü gibi, $d=22\text{ mm}$ ve $h_k=25\text{ mm}$ için Re sayısı arttıkça Nusselt sayısı artarken; nozul ile kanatçık arasındaki mesafe arttığında ise Nu sayısı azalmaktadır. Nusselt sayısı 25 mm kanatçık yüksekliğinde ve 22 mm çap için $h/d=2$ mesafesinde en büyük olduğu gözlemlendi. Isı alıcıda $h/d=2$ mesafesinde Nusselt sayısında yaklaşık %48,97'lik artış, $h/d=4$ mesafesinde yaklaşık %51,74 ve $h/d=6$ mesafesinde ise yaklaşık %47,73 oranında artış gözlemlendi.

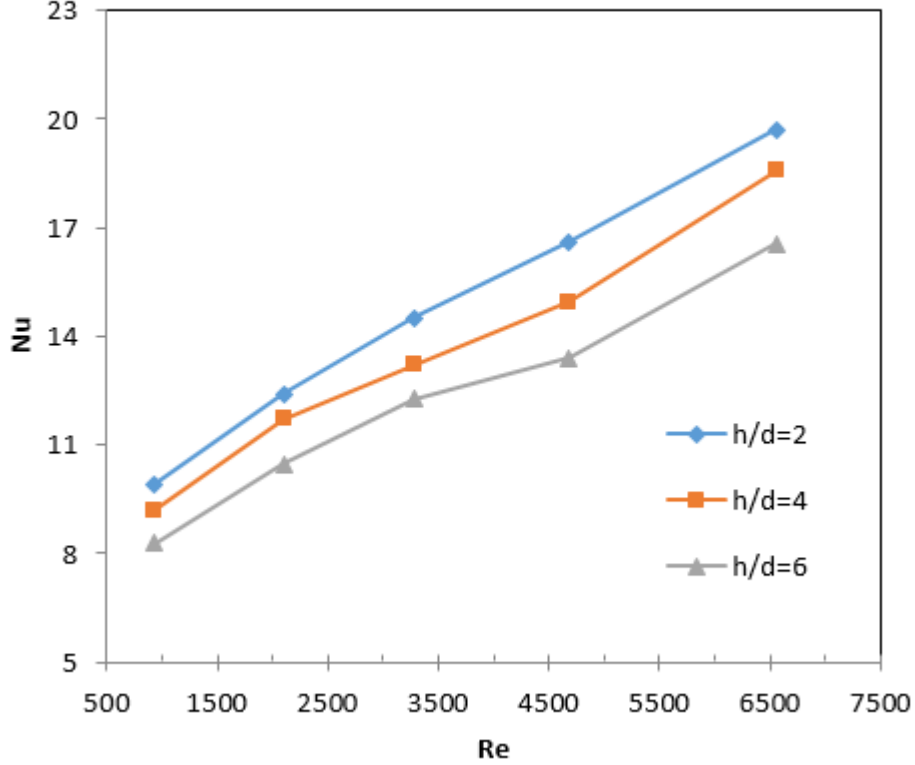
Isı Transferinin Sayısal Sonuçları ($h_k=25\text{mm}$; $d=16\text{mm}$)



Şekil 4.23. $h_k=25\text{mm}$ 'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=16\text{mm}$ nozul çapına ve $h/d=2-4-6$ mesafelerine göre Nu-Re değişiminin sayısal analizi

Sayısal çözümleme sonuçlarına göre Şekil 4.23'te görüldüğü gibi, $d=16\text{ mm}$ ve $h_k=25\text{ mm}$ için Re sayısı arttıkça Nusselt sayısı artarken; nozul ile kanatçık arasındaki mesafe arttığında ise Nu sayısı azalmaktadır. Nusselt sayısı 25 mm kanatçık yüksekliğinde ve 16 mm çap için $h/d=2$ mesafesinde en büyük olduğu gözlemlendi. Isı alıcıda $h/d=2$ mesafesinde Nusselt sayısında yaklaşık %36,96'lık artış, $h/d=4$ mesafesinde yaklaşık %38,03 ve $h/d=6$ mesafesinde ise yaklaşık %37,80 oranında artış gözlemlendi.

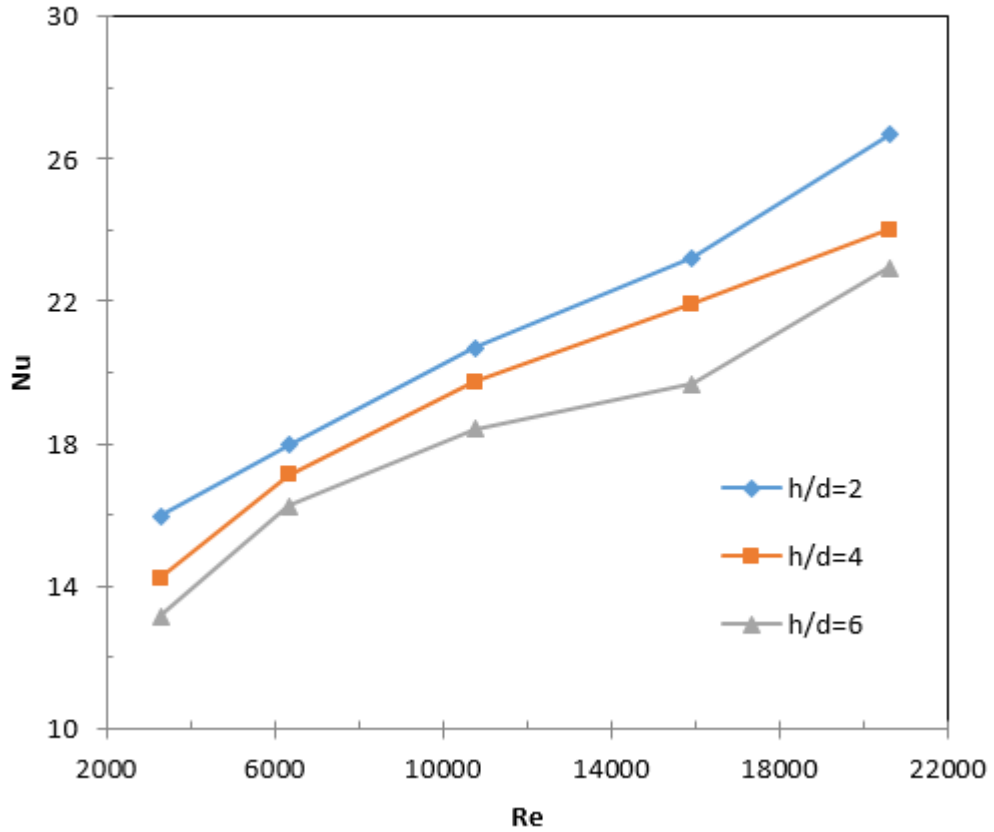
Isı Transferinin Sayısal Sonuçları ($h_k=25\text{mm}$; $d=13\text{mm}$)



Şekil 4.24. $h_k=25\text{mm}$ 'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=13\text{mm}$ nozul çapına ve $h/d=2-4-6$ mesafelerine göre Nu-Re değişiminin sayısal analizi

Sayısal çözümlene sonuçlarına göre Şekil 4.24'te görüldüğü gibi, $d=13\text{ mm}$ ve $h_k=25\text{ mm}$ için Re sayısı arttıkça Nusselt sayısı artarken; nozul ile kanatçık arasındaki mesafe arttığında ise Nu sayısı azalmaktadır. Nusselt sayısı 25 mm kanatçık yüksekliğinde ve 13 mm çap için $h/d=2$ mesafesinde en büyük olduğu gözlemlendi. Isı alıcıda $h/d=2$ mesafesinde Nusselt sayısında yaklaşık %49,64'lük artış, $h/d=4$ mesafesinde yaklaşık %50,43 ve $h/d=6$ mesafesinde ise yaklaşık %49,96 oranında artış gözlemlendi.

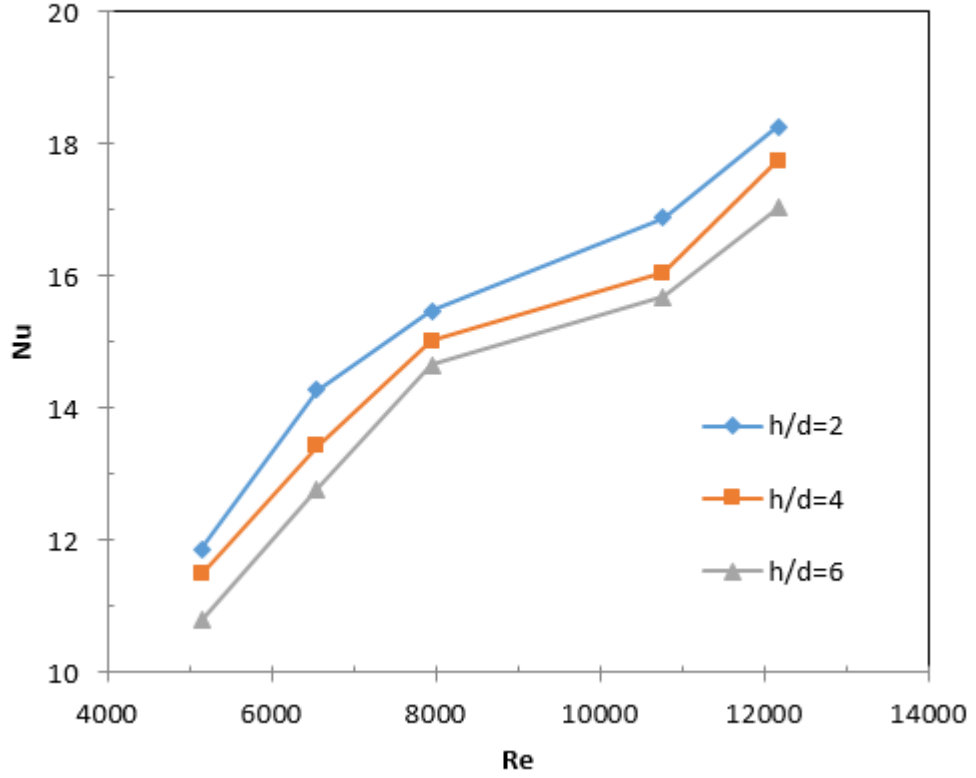
Isı Transferinin Sayısal Sonuçları ($h_k=35\text{mm};d=22\text{mm}$)



Şekil 4.25. $h_k=35\text{mm}$ 'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=22\text{mm}$ nozul çapına ve $h/d=2-4-6$ mesafelerine göre Nu-Re değişiminin sayısal analizi

Sayısal çözümlene sonuçlarına göre Şekil 4.25'te görüldüğü gibi, $d=22\text{ mm}$ ve $h_k=35\text{ mm}$ için Re sayısı arttıkça Nusselt sayısı artarken; nozul ile kanatçık arasındaki mesafe arttığında ise Nu sayısı azalmaktadır. Nusselt sayısı 35 mm kanatçık yüksekliğinde ve 22 mm çap için $h/d=2$ mesafesinde en büyük olduğu gözlemlendi. Isı alıcıda $h/d=2$ mesafesinde Nusselt sayısında yaklaşık %40,10 oranında artış, $h/d=4$ mesafesinde yaklaşık %40,73 ve $h/d=6$ mesafesinde ise yaklaşık %42,61 oranında artış gözlemlendi.

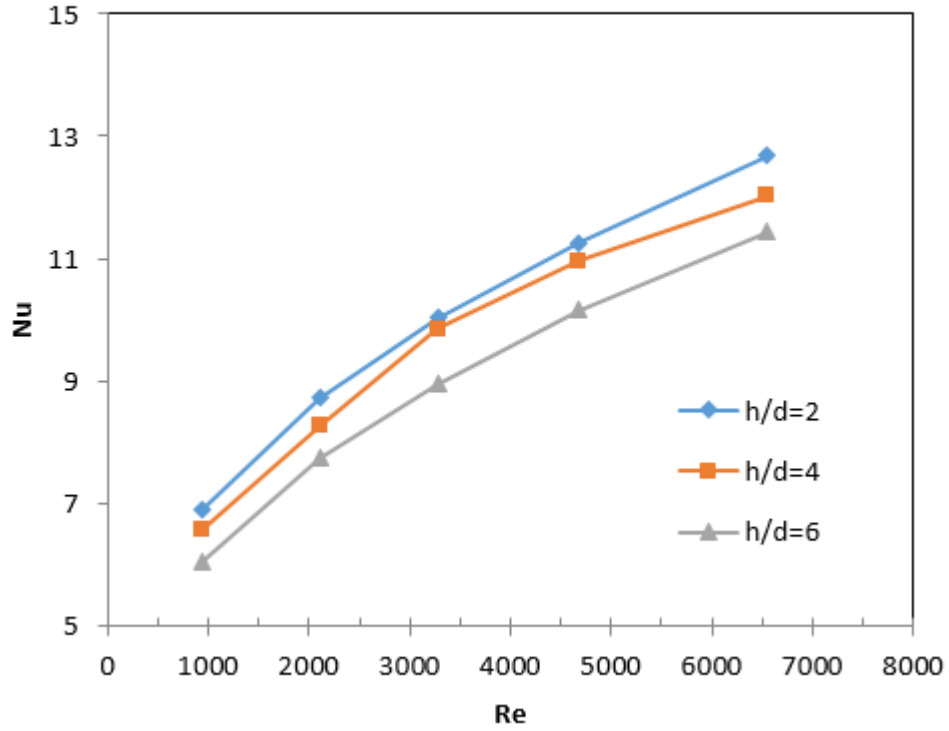
Isı Transferinin Sayısal Sonuçları ($h_k=35\text{mm}$; $d=16\text{mm}$)



Şekil 4.26. $h_k=35\text{mm}$ 'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=16\text{mm}$ nozul çapına ve $h/d=2-4-6$ mesafelerine göre Nu-Re değişiminin sayısal analizi

Sayısal çözümlene sonuçlarına göre Şekil 4.26'da görüldüğü gibi, $d=16\text{ mm}$ ve $h_k=35\text{ mm}$ için Re sayısı arttıkça Nusselt sayısı artarken; nozul ile kanatçık arasındaki mesafe arttığında ise Nu sayısı azalmaktadır. Nusselt sayısı 35 mm kanatçık yüksekliğinde ve 16 mm çap için $h/d=2$ mesafesinde en büyük olduğu gözlemlendi. Isı alıcıda $h/d=2$ mesafesinde Nusselt sayısında yaklaşık %34,99 oranında artış, $h/d=4$ mesafesinde yaklaşık %40,73 ve $h/d=6$ mesafesinde ise yaklaşık %36,64 oranında artış gözlemlendi.

Isı Transferinin Sayısal Sonuçları ($h_k=35\text{mm}$; $d=13\text{mm}$)



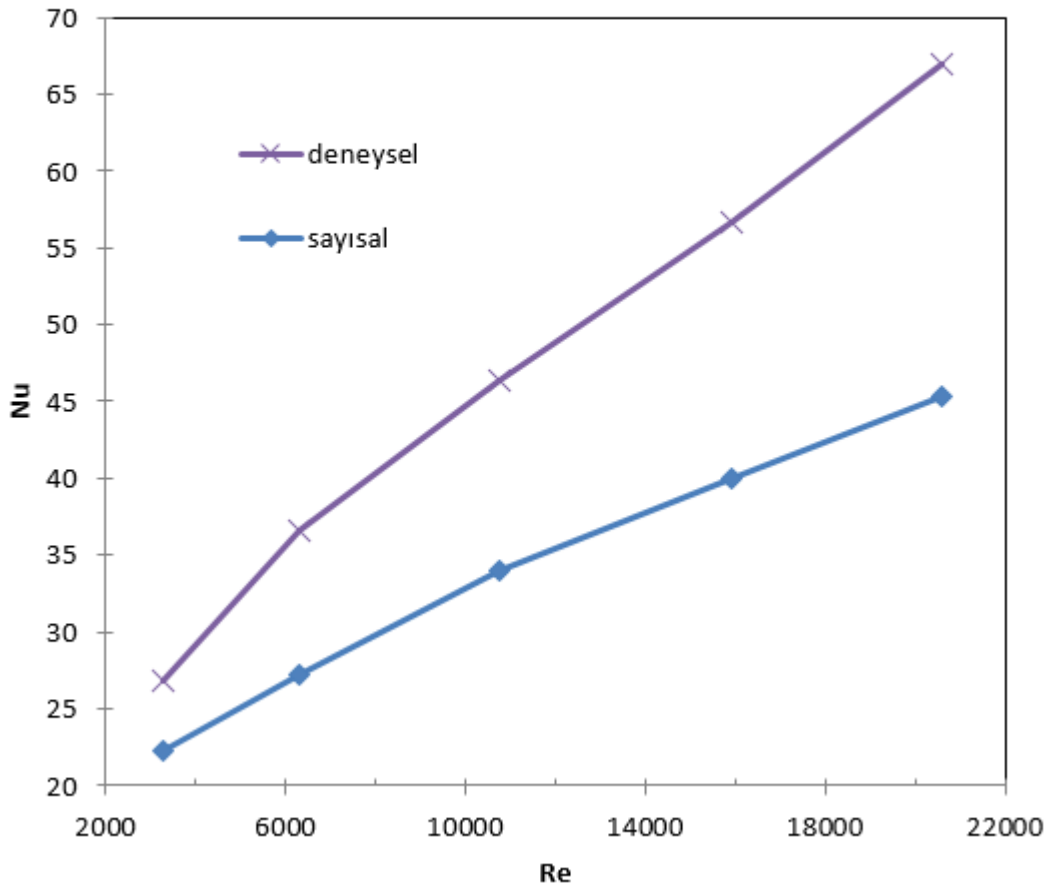
Şekil 4.27. $h_k=35\text{mm}$ 'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=13\text{mm}$ nozul çapına ve $h/d=2-4-6$ mesafelerine göre Nu-Re değişiminin sayısal analizi

Sayısal çözümleme sonuçlarına göre Şekil 4.27'de görüldüğü gibi, $d=13\text{ mm}$ ve $h_k=35\text{ mm}$ için Re sayısı arttıkça Nusselt sayısı artarken; nozul ile kanatçık arasındaki mesafe arttığında ise Nu sayısı azalmaktadır. Nusselt sayısı 35 mm kanatçık yüksekliğinde ve 13 mm çap için $h/d=2$ mesafesinde en büyük olduğu gözlemlendi. Isı alıcıda $h/d=2$ mesafesinde Nusselt sayısında yaklaşık %45,66 oranında artış, $h/d=4$ mesafesinde yaklaşık %45,47 ve $h/d=6$ mesafesinde ise yaklaşık %47,07 oranında artış gözlemlendi.

Sayısal analiz sonuçları incelendiğinde deneysel sonuçlara benzer şekilde; artan h/d mesafeleri ve h_k değerleri ile ısı transferinin kötüleştiği, artan boru çaplarında ve artan Reynolds sayılarında ısı transferinin iyileştiği görülmekte fakat hesaplanan Nu değerlerinde, deneysel değerlere göre, bir miktar fark görülmektedir. Bu farkın serbest çarpan hava jeti ile ısı transferi uygulamalarında kanatçıklı yüzeylerde kompleks akış

yapısından kaynaklanan sayısal çözümlerle karşılaşılan genel bir durum olduğu tespit edilmiştir. Sayısal analiz ve deneysel sonuçların özellikle düşük Reynolds sayılarında iyi bir uyum içerisinde olduğu gözlemlenmiştir.

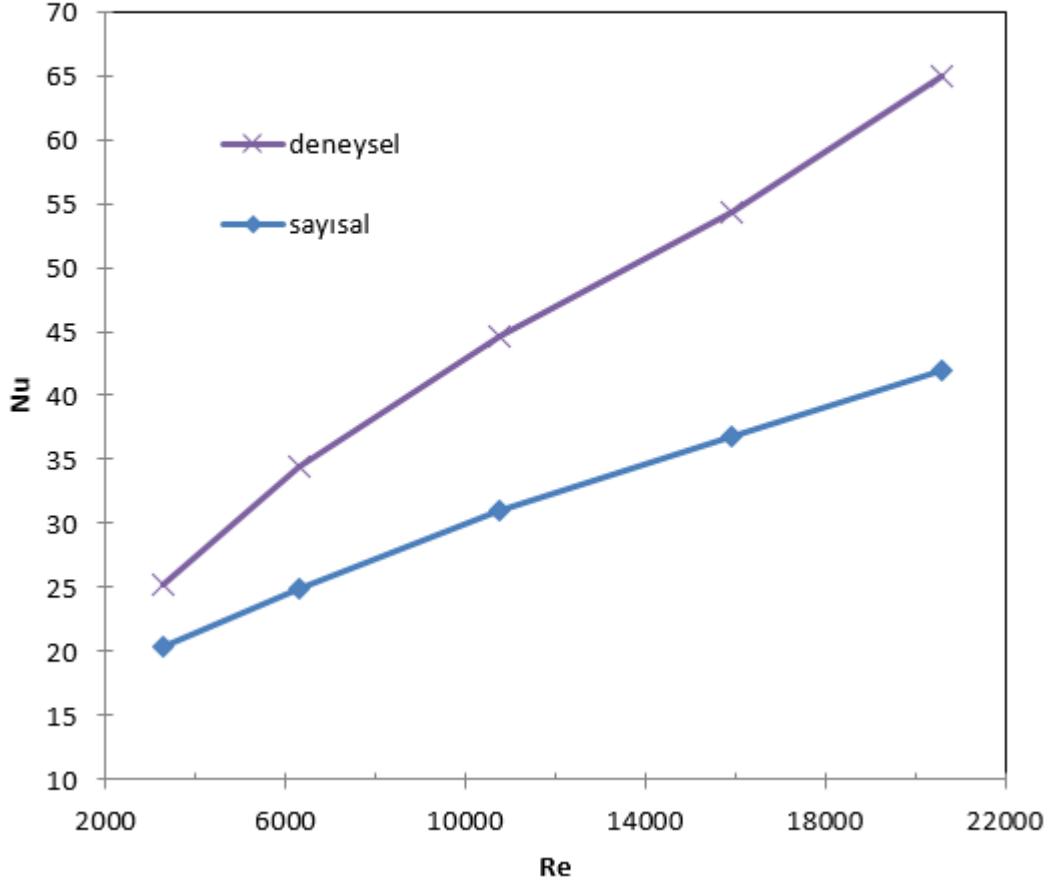
Isı Transferinin Deneysel ve Sayısal Sonuçlarının Karşılaştırılması ($h_k=15$; $d=22\text{mm}$; $h/d=2$)



Şekil 4.28. $h_k=15\text{mm}$ 'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=22\text{mm}$ nozul çapına ve $h/d=2$ mesafesine göre Nu-Re değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması

$h_k=15\text{mm}$ ve $d=22\text{mm}$ için Nu sayısının Re sayısı ve $h/d=2$ ile değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması Şekil 4.28'de verilmiştir. Deneysel sonuçlarda sayısal sonuçlara göre Nu sayısı için yaklaşık %16,97 – 26,56 aralığında daha fazla artış olmuştur. Artan hız değerleri için deneysel ve sayısal sonuçlar arasında sırasıyla yaklaşık %16,97 %25,56 - %26,69 - %29,48 - %32,28 oranlarında farklar bulunmuştur.

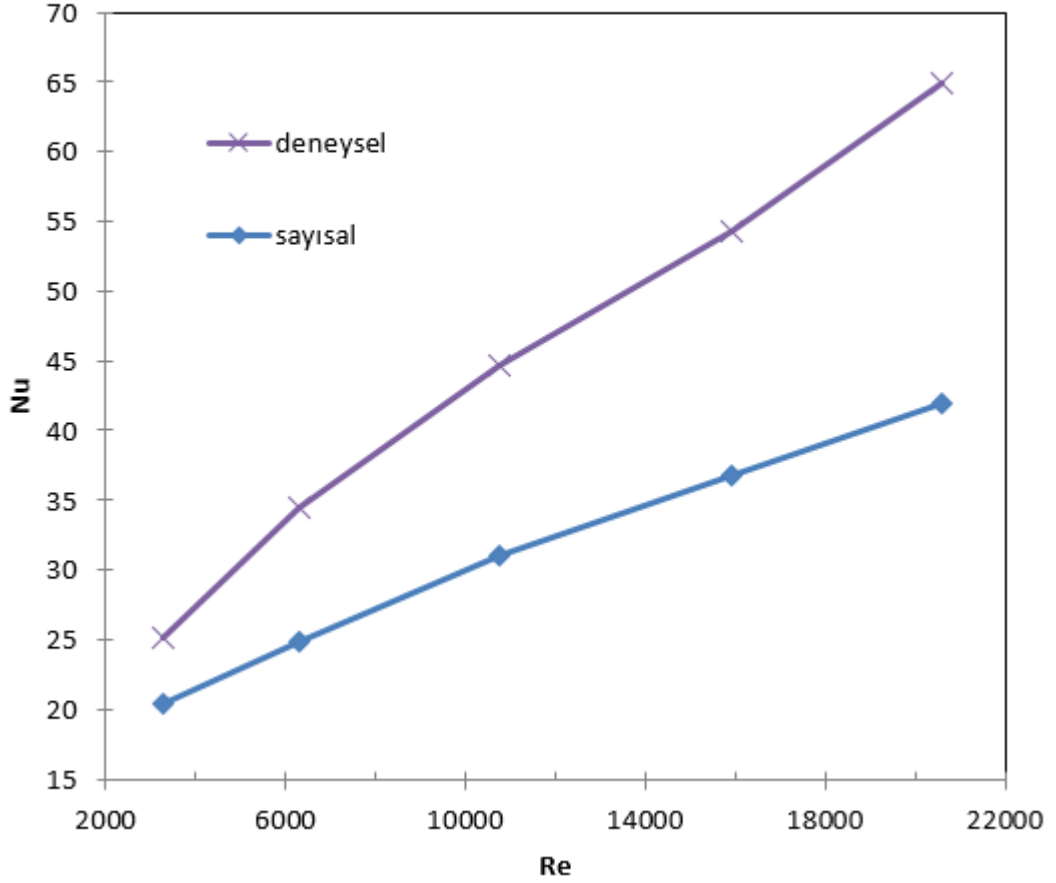
**Isı Transferinin Deneysel ve Sayısal Sonuçlarının
Karşılaştırılması ($h_k=15$; $d=22\text{mm}$; $h/d=4$)**



Şekil 4.29. $h_k=15\text{mm}$ 'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=22\text{mm}$ nozul çapına ve $h/d=4$ mesafesine göre Nu-Re değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması

$h_k=15\text{mm}$ ve $d=22\text{mm}$ için Nu sayısının Re sayısı ve $h/d=4$ ile değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması Şekil 4.29'da verilmiştir. Deneysel sonuçlarda sayısal sonuçlara göre Nu sayısı için yaklaşık %19,09 – 32,17 aralığında daha fazla artış olmuştur. Artan hız değerleri için deneysel ve sayısal sonuçlar arasında sırasıyla yaklaşık %19,09 %27,91 - %30,53 - %32,18 - %35,38 oranlarında farklar bulunmuştur.

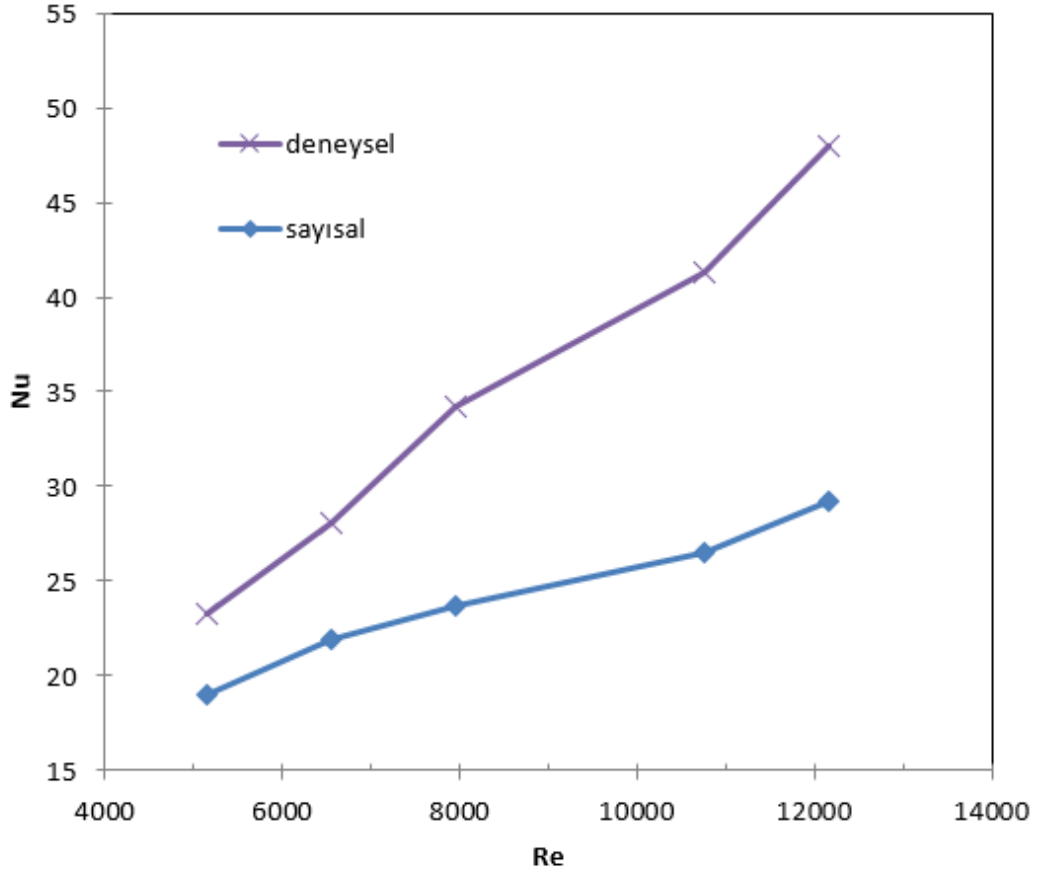
**Isı Transferinin Deneysel ve Sayısal Sonuçlarının
Karşılaştırılması ($h_k=15$; $d=22\text{mm}$; $h/d=6$)**



Şekil 4.30. $h_k=15\text{mm}$ 'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=22\text{mm}$ nozul çapına ve $h/d=6$ mesafesine göre Nu-Re değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması

$h_k=15\text{mm}$ ve $d=22\text{mm}$ için Nu sayısının Re sayısı ve $h/d=6$ ile değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması Şekil 4.30'da verilmiştir. Deneysel sonuçlarda sayısal sonuçlara göre Nu sayısı için yaklaşık %20,68 – 36,47 aralığında daha fazla artış olmuştur. Artan hız değerleri için deneysel ve sayısal sonuçlar arasında sırasıyla yaklaşık %20,68 - %29,60 - %31,94 - %34,83 - %36,47 oranlarında farklar bulunmuştur.

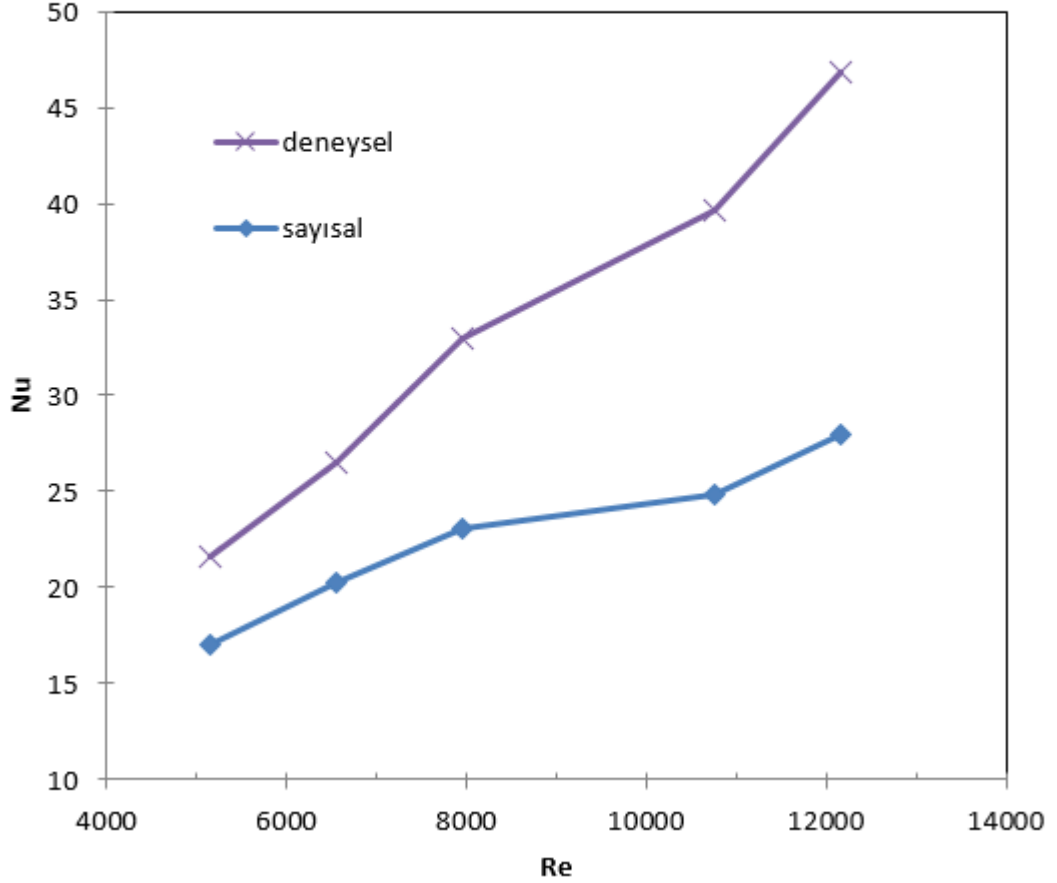
**Isı Transferinin Deneysel ve Sayısal Sonuçlarının
Karşılaştırılması ($h_k=15$; $d=16$ mm; $h/d=2$)**



Şekil 4.31. $h_k=15$ mm'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=16$ mm nozul çapına ve $h/d=2$ mesafesine göre Nu-Re değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması

$h_k=15$ mm ve $d=16$ mm için Nu sayısının Re sayısı ve $h/d=2$ ile değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması Şekil 4.31'de verilmiştir. Deneysel sonuçlarda sayısal sonuçlara göre Nu sayısı için yaklaşık %18,67 – 39,22 aralığında daha fazla artış olmuştur. Artan hız değerleri için deneysel ve sayısal sonuçlar arasında sırasıyla yaklaşık %18,67 - %21,95 - %30,82 - %35,86 - %39,22 oranlarında farklar bulunmuştur.

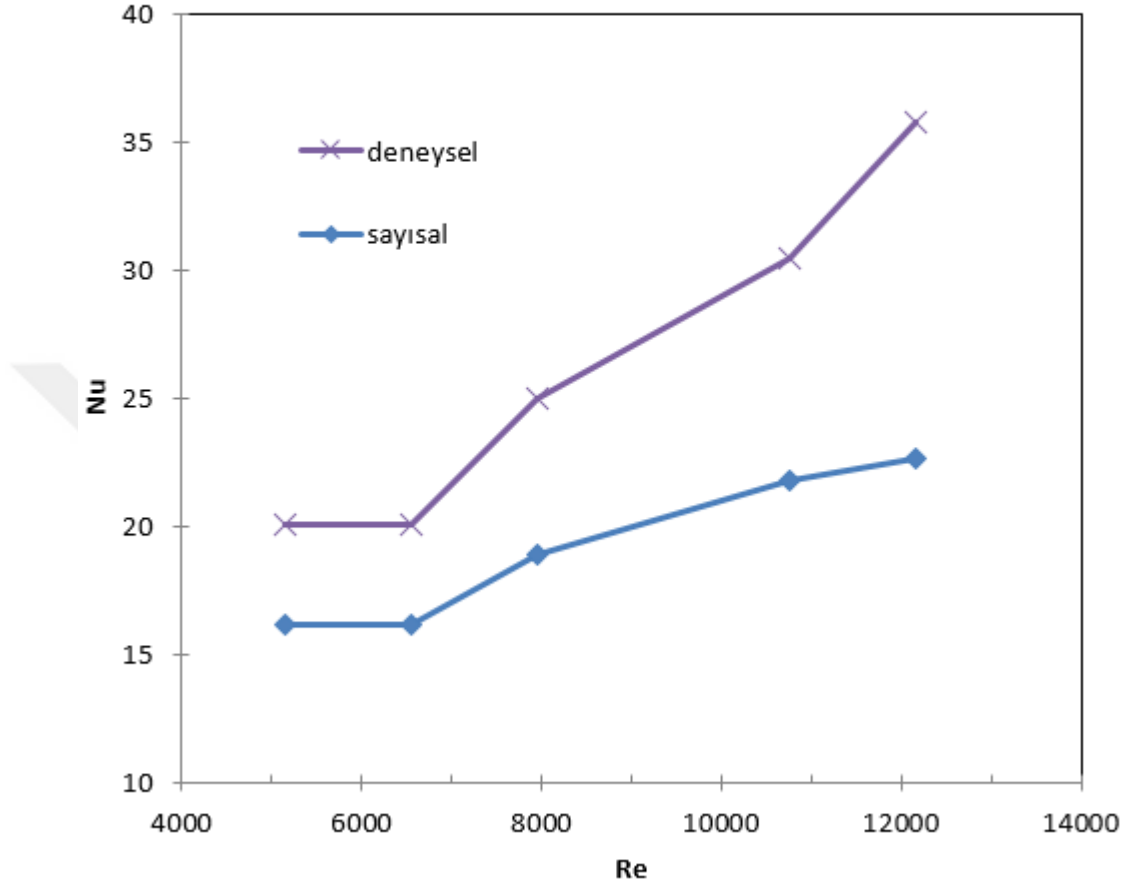
**Isı Transferinin Deneysel ve Sayısal Sonuçlarının
Karşılaştırılması ($h_k=15$; $d=16$ mm; $h/d=4$)**



Şekil 4.32. $h_k=15$ mm'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=16$ mm nozul çapına ve $h/d=4$ mesafesine göre Nu-Re değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması

$h_k=15$ mm ve $d=16$ mm için Nu sayısının Re sayısı ve $h/d=4$ ile değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması Şekil 4.32'de verilmiştir. Deneysel sonuçlarda sayısal sonuçlara göre Nu sayısı için yaklaşık %21,15– 40,21 aralığında daha fazla artış olmuştur. Artan hız değerleri için deneysel ve sayısal sonuçlar arasında sırasıyla yaklaşık %21,15 - %23,58 - %30,03 - %37,28 - %40,21 oranlarında farklar bulunmuştur.

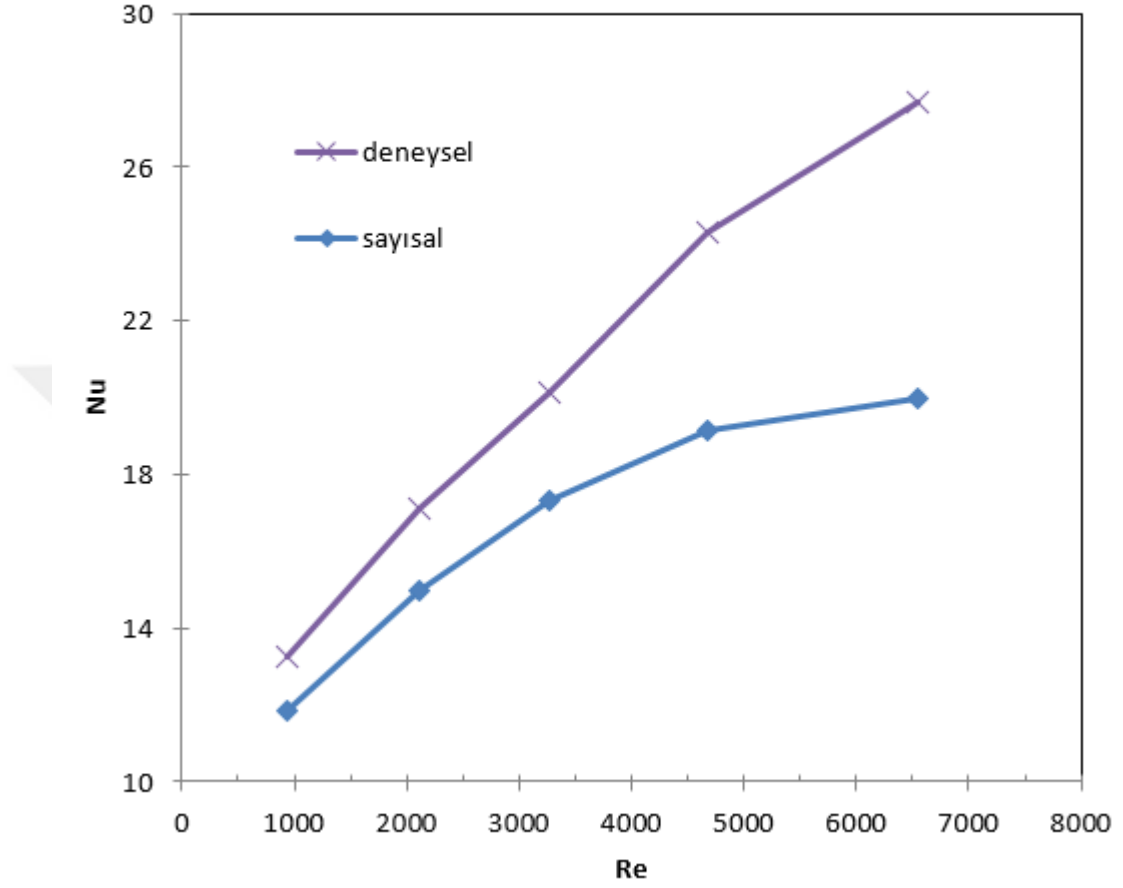
**Isı Transferinin Deneysel ve Sayısal Sonuçlarının
Karşılaştırılması ($h_k=15$; $d=16$ mm; $h/d=6$)**



Şekil 4.33. $h_k=15$ mm'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=16$ mm nozul çapına ve $h/d=6$ mesafesine göre Nu-Re değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması

$h_k=15$ mm ve $d=16$ mm için Nu sayısının Re sayısı ve $h/d=6$ ile değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması Şekil 4.33'te verilmiştir. Deneysel sonuçlarda sayısal sonuçlara göre Nu sayısı için yaklaşık %19,6– 36,79 aralığında daha fazla artış olmuştur. Artan hız değerleri için deneysel ve sayısal sonuçlar arasında sırasıyla yaklaşık % 19,6 -%24,53 - %28,52 - %36,78 - %36,79 oranlarında farklar bulunmuştur.

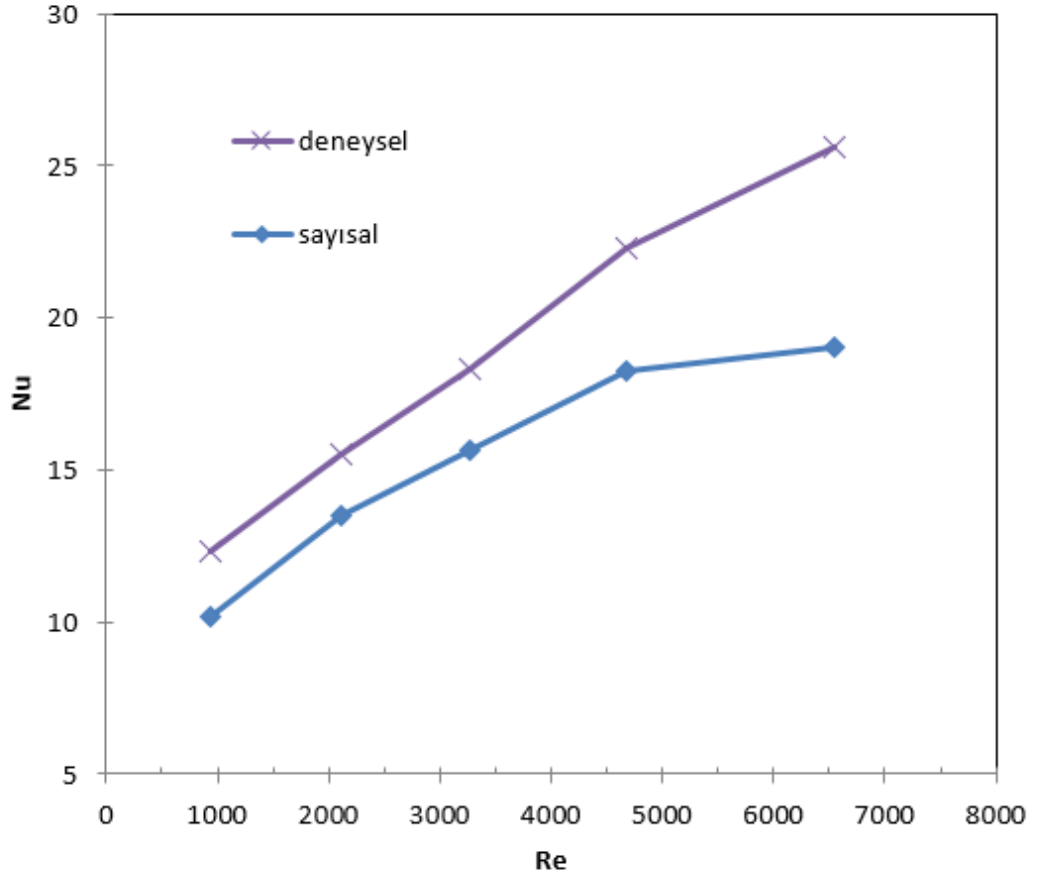
**Isı Transferinin Deneysel ve Sayısal Sonuçlarının
Karşılaştırılması ($h_k=15$; $d=13$ mm; $h/d=2$)**



Şekil 4.34. $h_k=15$ mm'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=13$ mm nozul çapına ve $h/d=2$ mesafesine göre Nu-Re değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması

$h_k=15$ mm ve $d=13$ mm için Nu sayısının Re sayısı ve $h/d=2$ ile değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması Şekil 4.34'te verilmiştir. Deneysel sonuçlarda sayısal sonuçlara göre Nu sayısı için yaklaşık %10,49– 27,81 aralığında daha fazla artış olmuştur. Artan hız değerleri için deneysel ve sayısal sonuçlar arasında sırasıyla yaklaşık % 10,49 - %12,30 - %13,92 - %21,31 - %27,81 oranlarında farklar bulunmuştur.

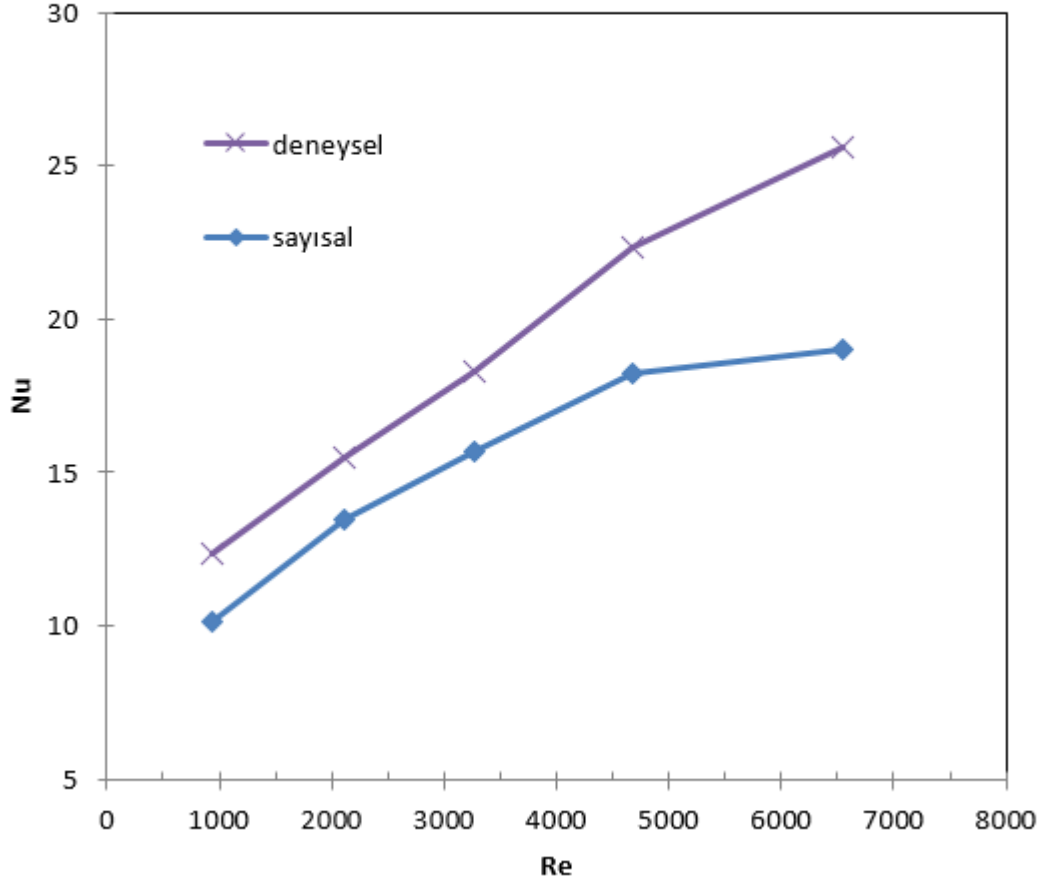
**Isı Transferinin Deneysel ve Sayısal Sonuçlarının
Karşılaştırılması ($h_k=15$; $d=13\text{mm}$; $h/d=4$)**



Şekil 4.35. $h_k=15\text{mm}$ 'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=13\text{mm}$ nozul çapına ve $h/d=4$ mesafesine göre Nu-Re değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması

$h_k=15\text{mm}$ ve $d=13\text{mm}$ için Nu sayısının Re sayısı ve $h/d=4$ ile değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması Şekil 4.35'te verilmiştir. Deneysel sonuçlarda sayısal sonuçlara göre Nu sayısı için yaklaşık %13,53– 25,76 aralığında daha fazla artış olmuştur. Artan hız değerleri için deneysel ve sayısal sonuçlar arasında sırasıyla yaklaşık %17,53 - %13,05 - %14,48 - %18,32 - %25,76 oranlarında farklar bulunmuştur.

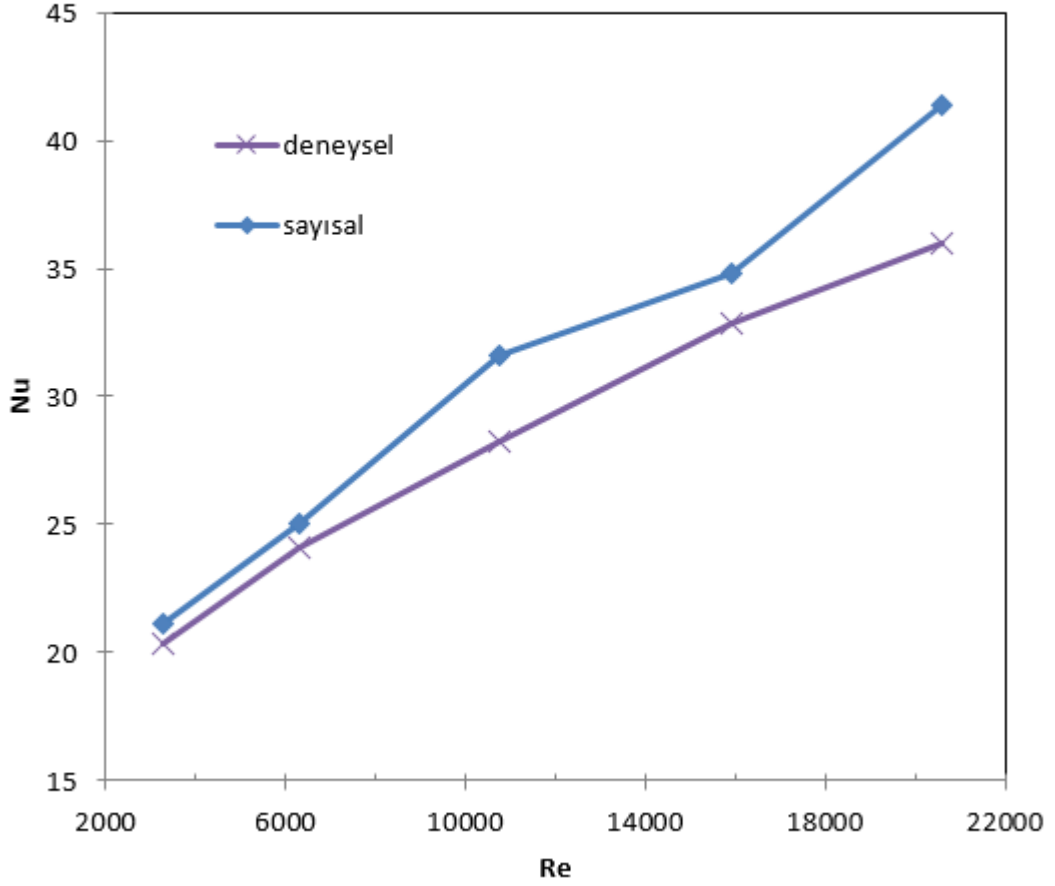
**Isı Transferinin Deneysel ve Sayısal Sonuçlarının
Karşılaştırılması ($h_k=15$; $d=13$ mm; $h/d=6$)**



Şekil 4.36. $h_k=15$ mm'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=13$ mm nozul çapına ve $h/d=6$ mesafesine göre Nu-Re değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması

$h_k=15$ mm ve $d=13$ mm için Nu sayısının Re sayısı ve $h/d=6$ ile değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması Şekil 4.36'da verilmiştir. Deneysel sonuçlarda sayısal sonuçlara göre Nu sayısı için yaklaşık %14,61– 27,91 aralığında daha fazla artış olmuştur. Artan hız değerleri için deneysel ve sayısal sonuçlar arasında sırasıyla yaklaşık %15,76 -%14,61 - %20,81 - %16,90 - %27,91 oranlarında farklar bulunmuştur.

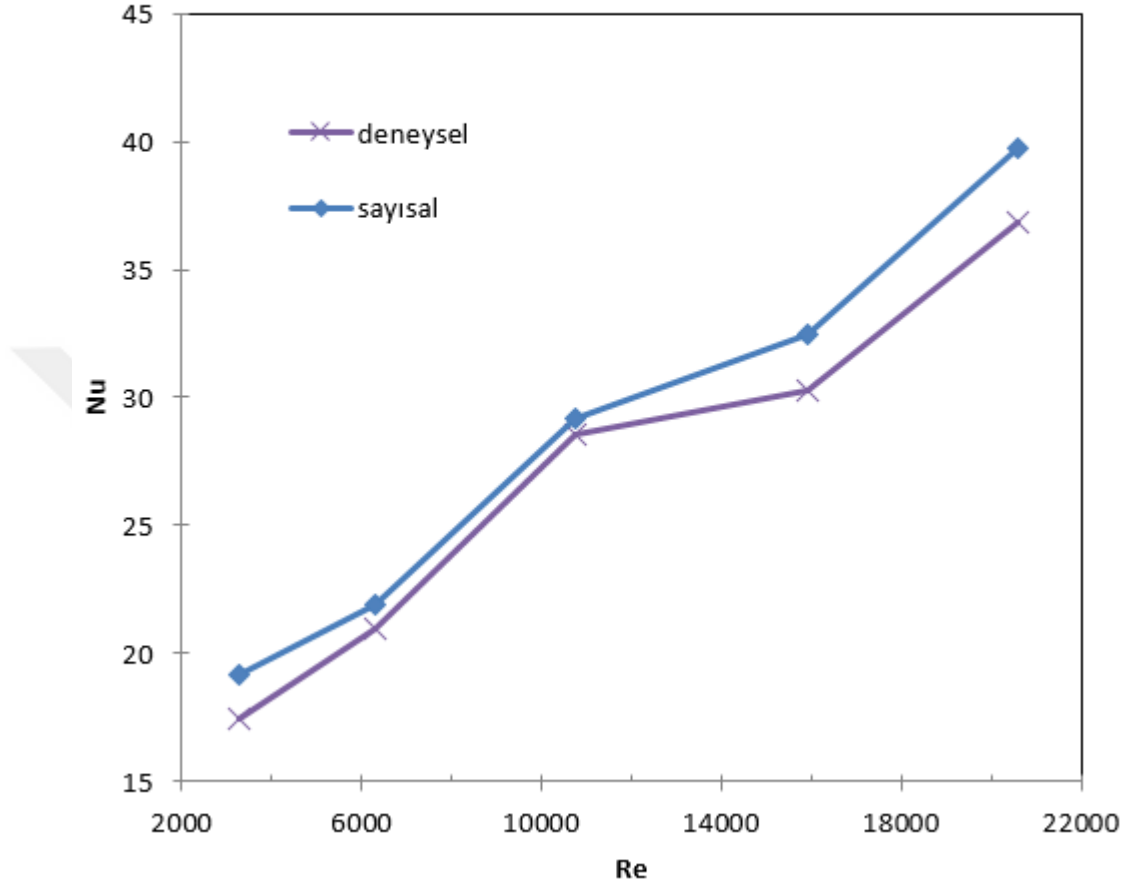
**Isı Transferinin Deneysel ve Sayısal Sonuçlarının
Karşılaştırılması ($h_k=25$; $d=22$ mm; $h/d=2$)**



Şekil 4.37. $h_k=25$ mm'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=22$ mm nozul çapına ve $h/d=2$ mesafesine göre Nu-Re değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması

$h_k=25$ mm ve $d=22$ mm için Nu sayısının Re sayısı ve $h/d=2$ ile değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması Şekil 4.37'de verilmiştir. Sayısal sonuçlarda deneysel sonuçlara göre Nu sayısı için yaklaşık %3,63-13,11 aralığında daha fazla artış gözlemlenmiştir. Artan hız değerleri için deneysel ve sayısal sonuçlar arasında sırasıyla yaklaşık %3,7- %3,63 - %10,72 - %5,55 - %13,11 oranlarında farklar bulunmuştur.

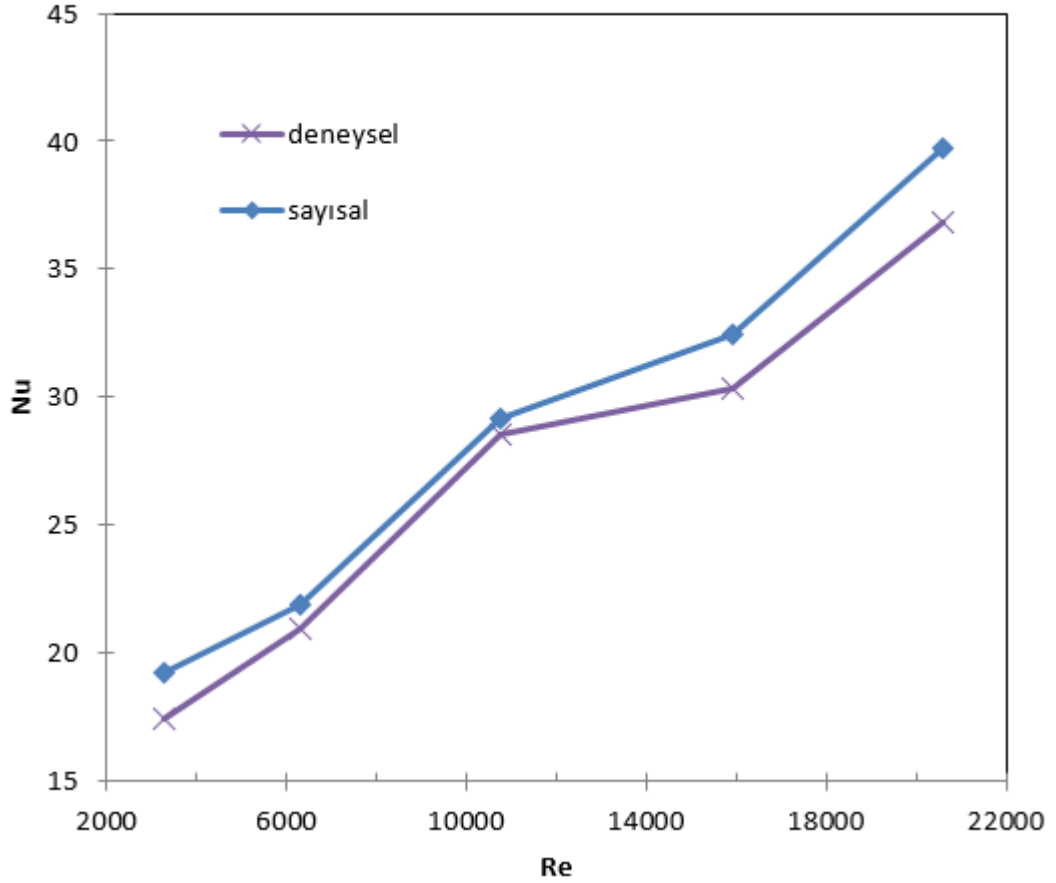
**Isı Transferinin Deneysel ve Sayısal Sonuçlarının
Karşılaştırılması ($h_k=25$; $d=22$ mm; $h/d=4$)**



Şekil 4.38. $h_k=25$ mm'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=22$ mm nozul çapına ve $h/d=4$ mesafesine göre Nu-Re değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması

$h_k=25$ mm ve $d=22$ mm için Nu sayısının Re sayısı ve $h/d=4$ ile değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması Şekil 4.38'de verilmiştir. Sayısal sonuçlarda deneysel sonuçlara göre Nu sayısı için yaklaşık %2,06-9,08 aralığında daha fazla artış gözlemlenmiştir. Artan hız değerleri için deneysel ve sayısal sonuçlar arasında sırasıyla yaklaşık %9,08- %4,34 - %2,06 - %6,66 - %7,25 oranlarında farklar bulunmuştur.

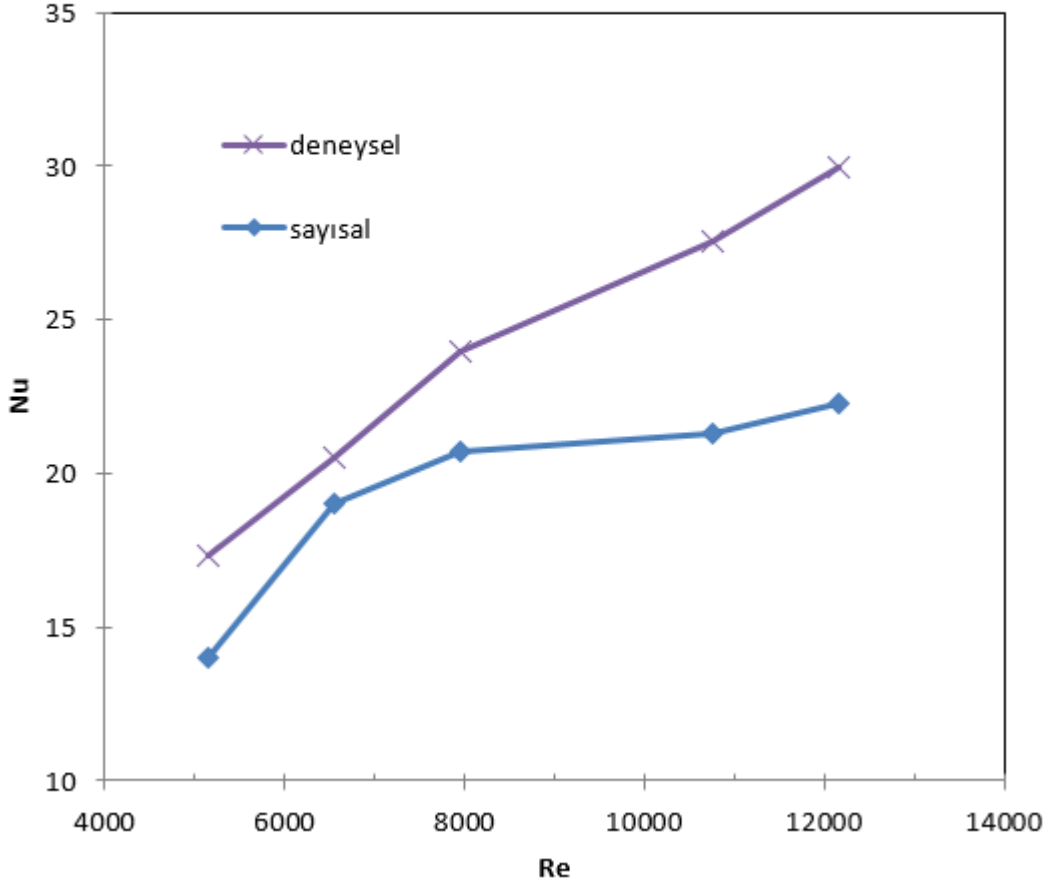
**Isı Transferinin Deneysel ve Sayısal Sonuçlarının
Karşılaştırılması ($h_k=25$; $d=22\text{mm}$; $h/d=6$)**



Şekil 4.39. $h_k=25\text{mm}$ 'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=22\text{mm}$ nozul çapına ve $h/d=6$ mesafesine göre Nu-Re değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması

$h_k=25\text{mm}$ ve $d=22\text{mm}$ için Nu sayısının Re sayısı ve $h/d=6$ ile değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması Şekil 4.39'da verilmiştir. Sayısal sonuçlarda deneysel sonuçlara göre Nu sayısı için yaklaşık %0,53-12,70 aralığında daha fazla artış gözlemlenmiştir. Artan hız değerleri için deneysel ve sayısal sonuçlar arasında sırasıyla yaklaşık %11,40- %7,90- %12,70 - %0,53 - %7,62 oranlarında farklar bulunmuştur.

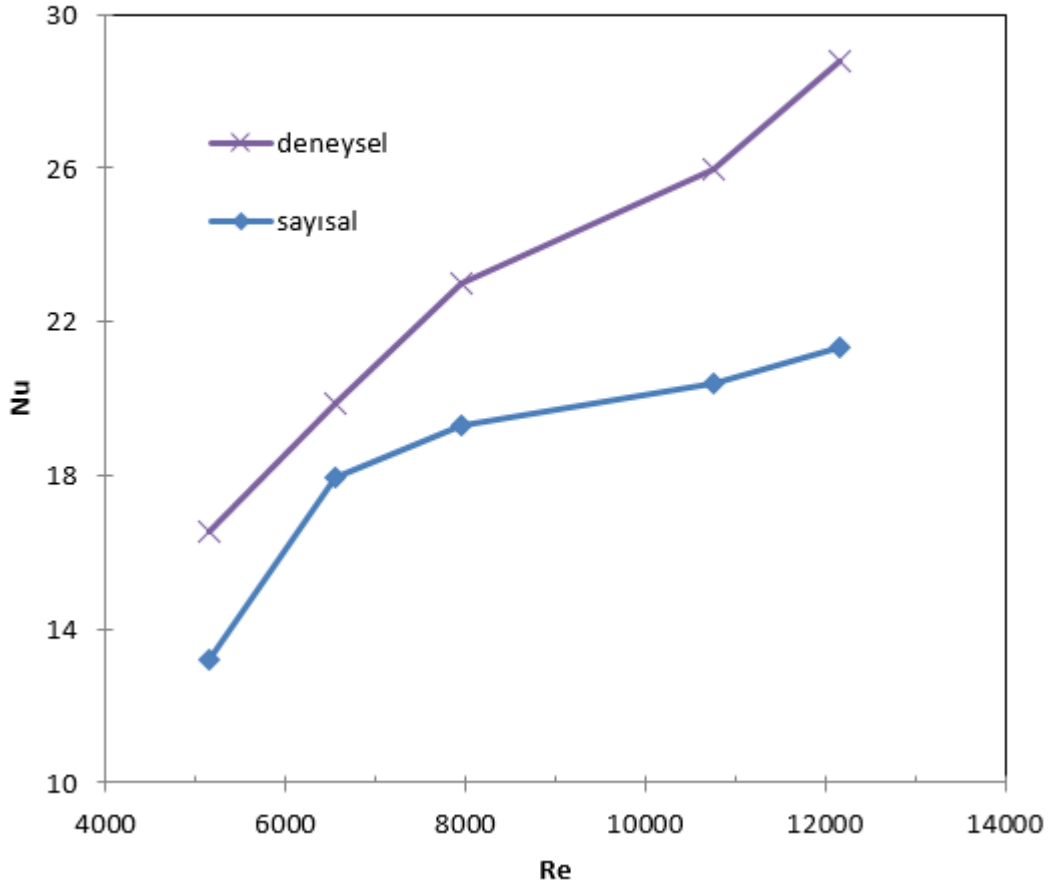
**Isı Transferinin Deneysel ve Sayısal Sonuçlarının
Karşılaştırılması ($h_k=25$; $d=16$ mm; $h/d=2$)**



Şekil 4.40. $h_k=25$ mm'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=16$ mm nozul çapına ve $h/d=2$ mesafesine göre Nu-Re değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması

$h_k=25$ mm ve $d=16$ mm için Nu sayısının Re sayısı ve $h/d=2$ ile değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması Şekil 4.40'da verilmiştir. Deneysel sonuçlarda sayısal sonuçlara göre Nu sayısı için yaklaşık %7,35-25,77 aralığında daha fazla artış gözlemlenmiştir. Artan hız değerleri için deneysel ve sayısal sonuçlar arasında sırasıyla yaklaşık %19,19- %7,36- %13,61 - %22,77 - %25,77 oranlarında farklar bulunmuştur.

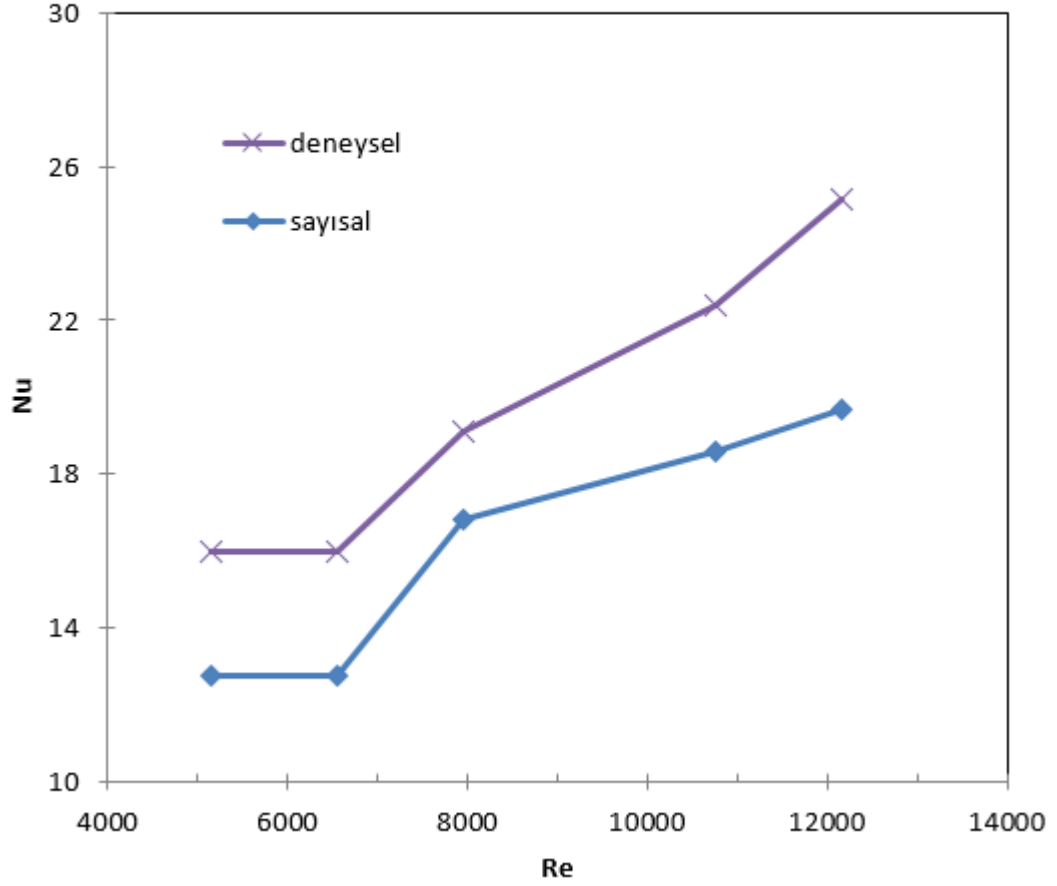
**Isı Transferinin Deneysel ve Sayısal Sonuçlarının
Karşılaştırılması ($h_k=25$; $d=16$ mm; $h/d=4$)**



Şekil 4.41. $h_k=25$ mm'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=16$ mm nozul çapına ve $h/d=4$ mesafesine göre Nu-Re değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması

$h_k=25$ mm ve $d=16$ mm için Nu sayısının Re sayısı ve $h/d=4$ ile değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması Şekil 4.41'de verilmiştir. Deneysel sonuçlarda sayısal sonuçlara göre Nu sayısı için yaklaşık %9,52-25,90 aralığında daha fazla artış gözlemlenmiştir. Artan hız değerleri için deneysel ve sayısal sonuçlar arasında sırasıyla yaklaşık %20,04- %9,52- %15,93 - %21,49 - %25,90 oranlarında farklar bulunmuştur.

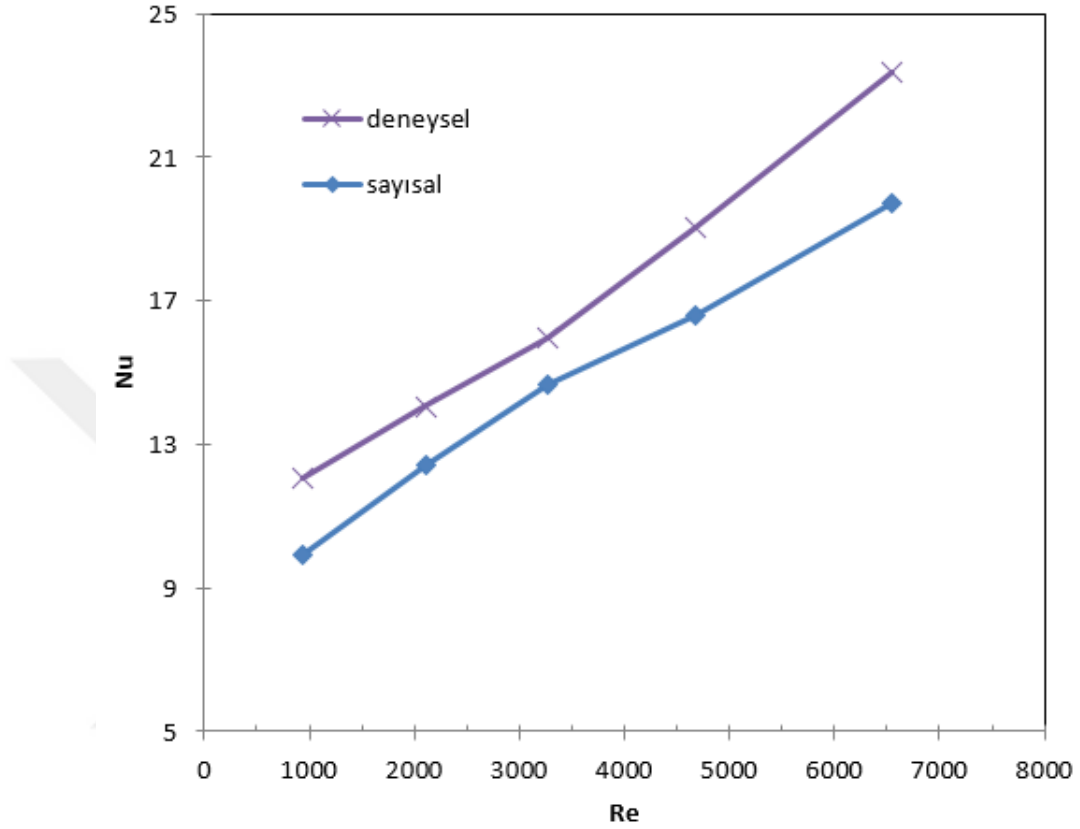
**Isı Transferinin Deneysel ve Sayısal Sonuçlarının
Karşılaştırılması ($h_k=25$; $d=16$ mm; $h/d=6$)**



Şekil 4.42. $h_k=25$ mm'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=16$ mm nozul çapına ve $h/d=6$ mesafesine göre Nu-Re değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması

$h_k=25$ mm ve $d=16$ mm için Nu sayısının Re sayısı ve $h/d=6$ ile değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması Şekil 4.42'de verilmiştir. Deneysel sonuçlarda sayısal sonuçlara göre Nu sayısı için yaklaşık %12,08-26,81 aralığında daha fazla artış gözlemlenmiştir. Artan hız değerleri için deneysel ve sayısal sonuçlar arasında sırasıyla yaklaşık %20,06- %12,08- %16,96 - %21,82 - %26,81 oranlarında farklar bulunmuştur.

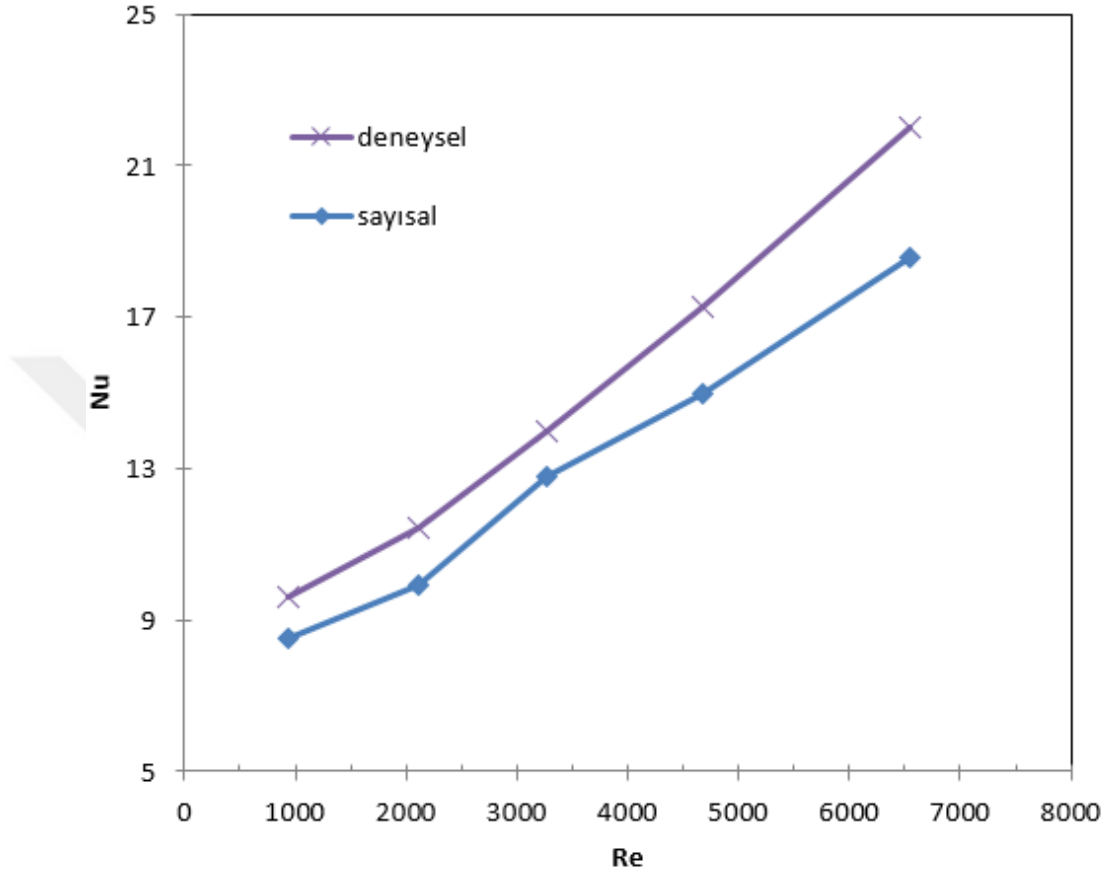
Isı Transferinin Deneysel ve Sayısal Sonuçlarının Karşılaştırılması ($h_k=25$; $d=13\text{mm}$; $h/d=2$)



Şekil 4.43. $h_k=25\text{mm}$ 'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=13\text{mm}$ nozul çapına ve $h/d=2$ mesafesine göre Nu-Re değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması

$h_k=25\text{ mm}$ ve $d=13\text{ mm}$ için Nu sayısının Re sayısı ve $h/d=2$ ile değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması Şekil 4.43'te verilmiştir. Deneysel sonuçlarda sayısal sonuçlara göre Nu sayısı için yaklaşık %8,32 - 17,54 aralığında daha fazla artış gözlemlenmiştir. Artan hız değerleri için deneysel ve sayısal sonuçlar arasında Nu değerlerinde sırasıyla yaklaşık %17,54 - %11,81 - %8,32 - %12,72 - %15,63 oranlarında farklar bulunmuştur.

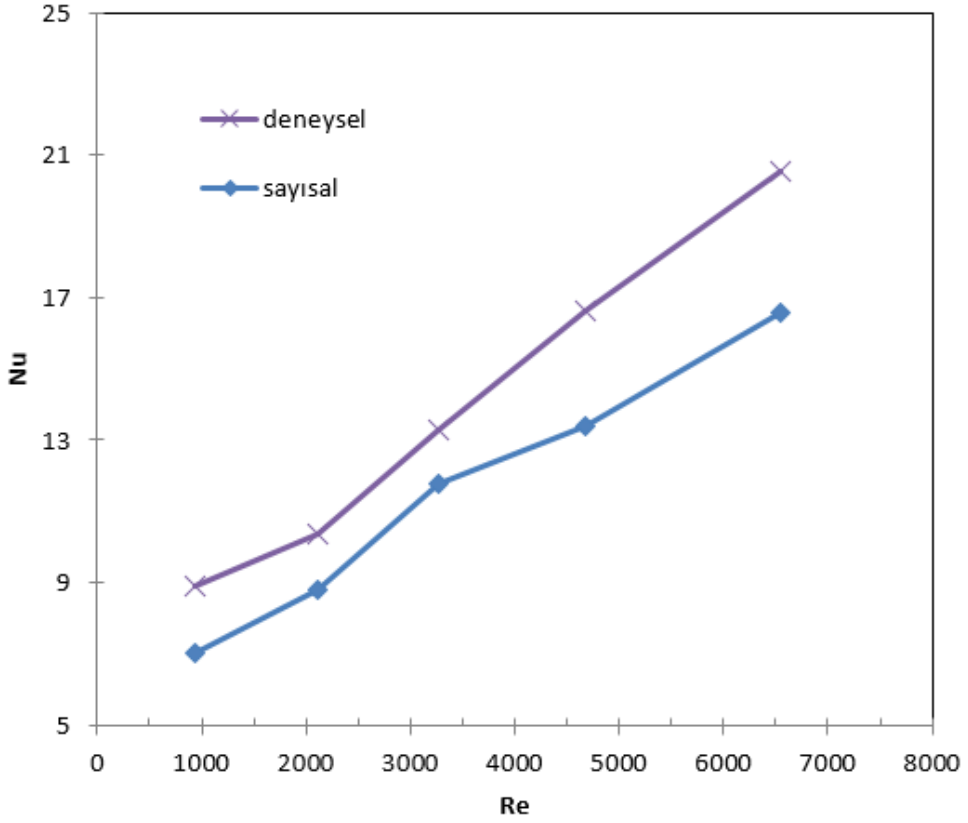
**Isı Transferinin Deneysel ve Sayısal Sonuçlarının
Karşılaştırılması ($h_k=25$; $d=13$ mm; $h/d=4$)**



Şekil 4.44. $h_k=25$ mm'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=13$ mm nozul çapına ve $h/d=4$ mesafesine göre Nu-Re değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması

$h_k=25$ mm ve $d=13$ mm için Nu sayısının Re sayısı ve $h/d=4$ ile değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması Şekil 4.44'te verilmiştir. Deneysel sonuçlarda sayısal sonuçlara göre Nu sayısı için yaklaşık %8,65 – 15,75 aralığında daha fazla artış gözlemlenmiştir. Artan hız değerleri için deneysel ve sayısal sonuçlar arasında Nu değerlerinde sırasıyla yaklaşık %11,05 - %13,40 - %8,65 - %13,48 - %15,75 oranlarında farklar bulunmuştur.

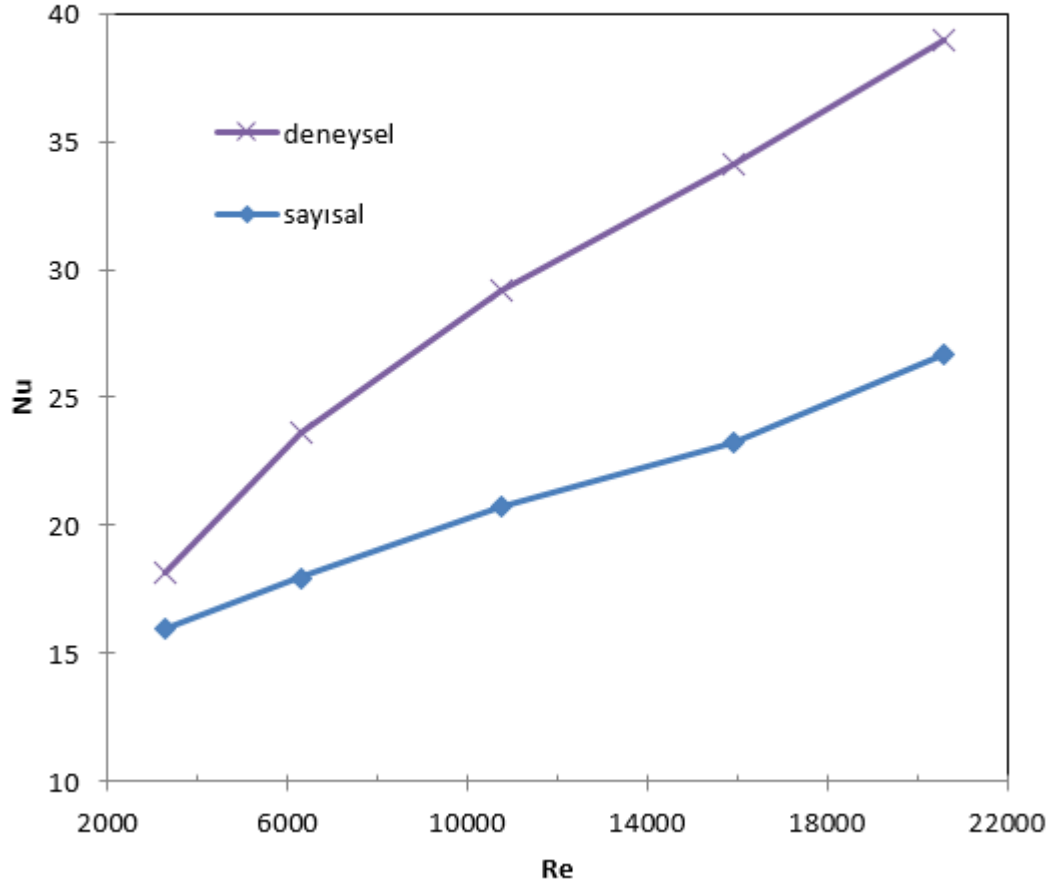
**Isı Transferinin Deneysel ve Sayısal Sonuçlarının
Karşılaştırılması ($h_k=25$; $d=13$ mm; $h/d=6$)**



Şekil 4.45. $h_k=25$ mm'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=13$ mm nozul çapına ve $h/d=6$ mesafesine göre Nu-Re değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması

$h_k=25$ mm ve $d=13$ mm için Nu sayısının Re sayısı ve $h/d=6$ ile değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması Şekil 4.45'te verilmiştir. Deneysel sonuçlarda sayısal sonuçlara göre Nu sayısı için yaklaşık %11,59 – 21,19 aralığında daha fazla artış gözlemlenmiştir. Artan hız değerleri için deneysel ve sayısal sonuçlar arasında Nu değerlerinde sırasıyla yaklaşık %21,19 - %15,17 - %11,59 - %19,39 - %19,51 oranlarında farklar bulunmuştur.

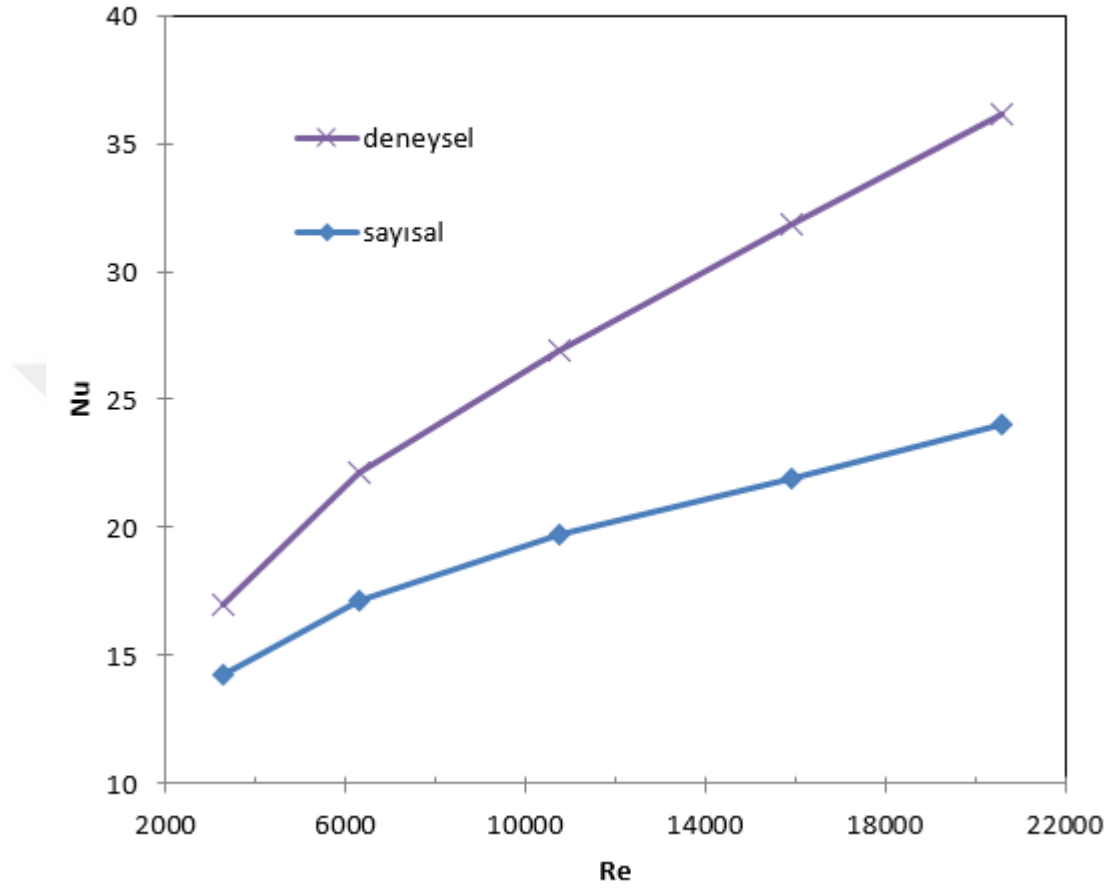
Isı Transferinin Deneysel ve Sayısal Sonuçlarının Karşılaştırılması ($h_k=35$; $d=22\text{mm}$; $h/d=2$)



Şekil 4.46. $h_k=35\text{mm}$ 'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=22\text{mm}$ nozul çapına ve $h/d=2$ mesafesine göre Nu-Re değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması

$h_k=35\text{mm}$ ve $d=22\text{mm}$ için Nu sayısının Re sayısı ve $h/d=2$ ile değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması Şekil 4.46'da verilmiştir. Deneysel sonuçlarda sayısal sonuçlara göre Nu sayısı için yaklaşık %11,81– 32,0 aralığında daha fazla artış olmuştur. Artan hız değerleri için deneysel ve sayısal sonuçlar arasında sırasıyla yaklaşık %11,81 - %24,06 - %29,16 - %32,0 - %29,52 oranlarında farklar bulunmuştur.

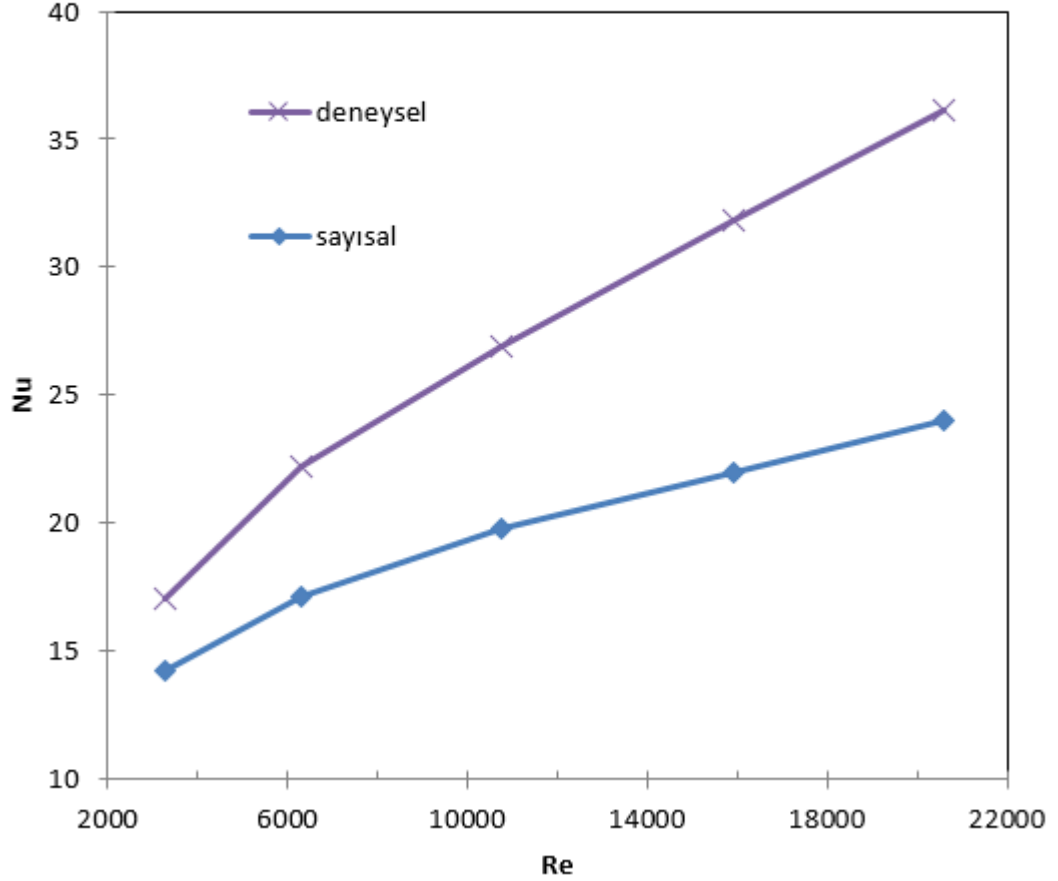
Isı Transferinin Deneysel ve Sayısal Sonuçlarının Karşılaştırılması ($h_k=35$; $d=22\text{mm}$; $h/d=4$)



Şekil 4.47. $h_k=35\text{mm}$ 'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=22\text{mm}$ nozul çapına ve $h/d=4$ mesafesine göre Nu-Re değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması

$h_k=35\text{mm}$ ve $d=22\text{mm}$ için Nu sayısının Re sayısı ve $h/d=4$ ile değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması Şekil 4.47'de verilmiştir. Deneysel sonuçlarda sayısal sonuçlara göre Nu sayısı için yaklaşık %16,20– 33,53 aralığında daha fazla artış olmuştur. Artan hız değerleri için deneysel ve sayısal sonuçlar arasında sırasıyla yaklaşık % 16,20 -%22,77- %26,62 - %31,11- %32,53 oranlarında farklar bulunmuştur.

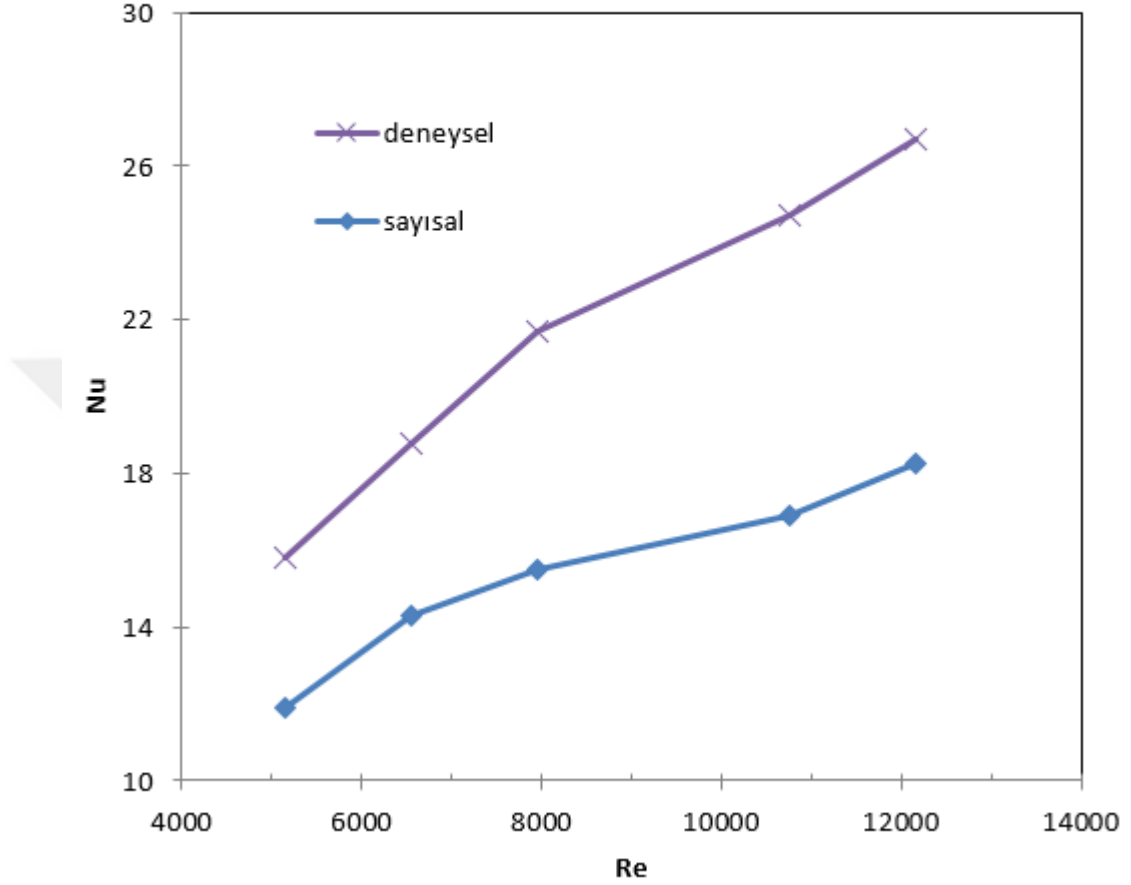
**Isı Transferinin Deneysel ve Sayısal Sonuçlarının
Karşılaştırılması ($h_k=35$; $d=22$ mm; $h/d=6$)**



Şekil 4.48. $h_k=35$ mm'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=22$ mm nozul çapına ve $h/d=6$ mesafesine göre Nu-Re değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması

$h_k=35$ mm ve $d=22$ mm için Nu sayısının Re sayısı ve $h/d=6$ ile değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması Şekil 4.48'de verilmiştir. Deneysel sonuçlarda sayısal sonuçlara göre Nu sayısı için yaklaşık %17,90– 33,01 aralığında daha fazla artış olmuştur. Artan hız değerleri için deneysel ve sayısal sonuçlar arasında sırasıyla yaklaşık %17,90 - %18,92- %24,58 - %32,52- %33,01 oranlarında farklar bulunmuştur.

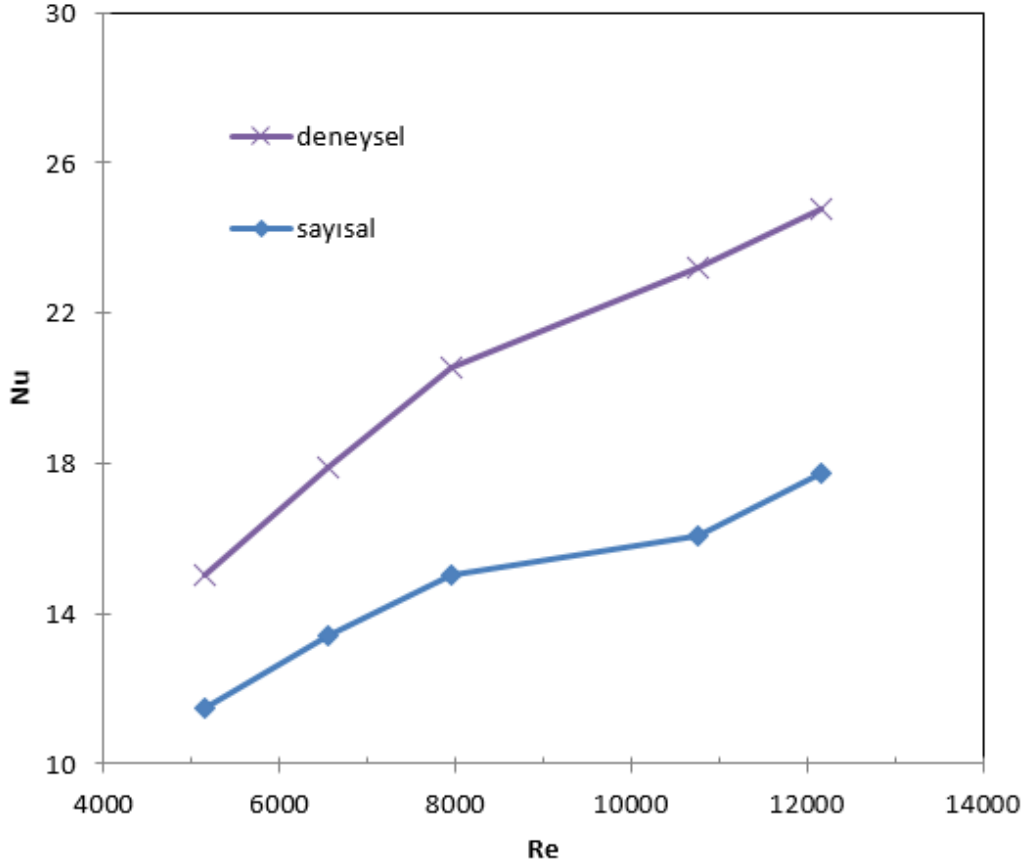
**Isı Transferinin Deneysel ve Sayısal Sonuçlarının
Karşılaştırılması ($h_k=35$; $d=16\text{mm}$; $h/d=2$)**



Şekil 4.49. $h_k=35\text{mm}$ 'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=16\text{mm}$ nozul çapına ve $h/d=2$ mesafesine göre Nu-Re değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması

$h_k=35\text{mm}$ ve $d=16\text{mm}$ için Nu sayısının Re sayısı ve $h/d=2$ ile değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması Şekil 4.49'da verilmiştir. Deneysel sonuçlarda sayısal sonuçlara göre Nu sayısı için yaklaşık %24– 31,69 aralığında daha fazla artış olmuştur. Artan hız değerleri için deneysel ve sayısal sonuçlar arasında sırasıyla yaklaşık %24,83 -%24,00- %28,68 - %31,69- %31,58 oranlarında farklar bulunmuştur.

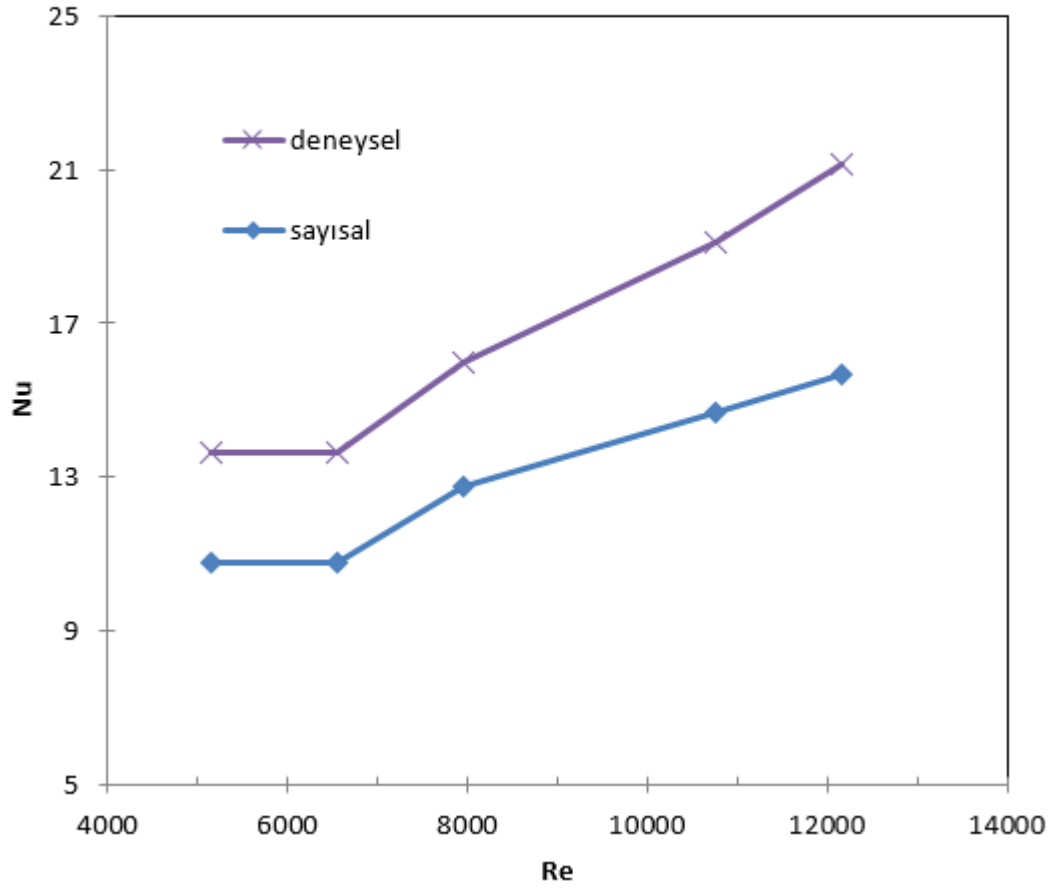
**Isı Transferinin Deneysel ve Sayısal Sonuçlarının
Karşılaştırılması ($h_k=35$; $d=16$ mm; $h/d=4$)**



Şekil 4.50. $h_k=35$ mm'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=16$ mm nozul çapına ve $h/d=4$ mesafesine göre Nu-Re değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması

$h_k=35$ mm ve $d=16$ mm için Nu sayısının Re sayısı ve $h/d=4$ ile değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması Şekil 4.50'de verilmiştir. Deneysel sonuçlarda sayısal sonuçlara göre Nu sayısı için yaklaşık %23,62– 30,85 aralığında daha fazla artış olmuştur. Artan hız değerleri için deneysel ve sayısal sonuçlar arasında sırasıyla yaklaşık %23,62 - %24,94- %26,92- %30,85- %28,44 oranlarında farklar bulunmuştur.

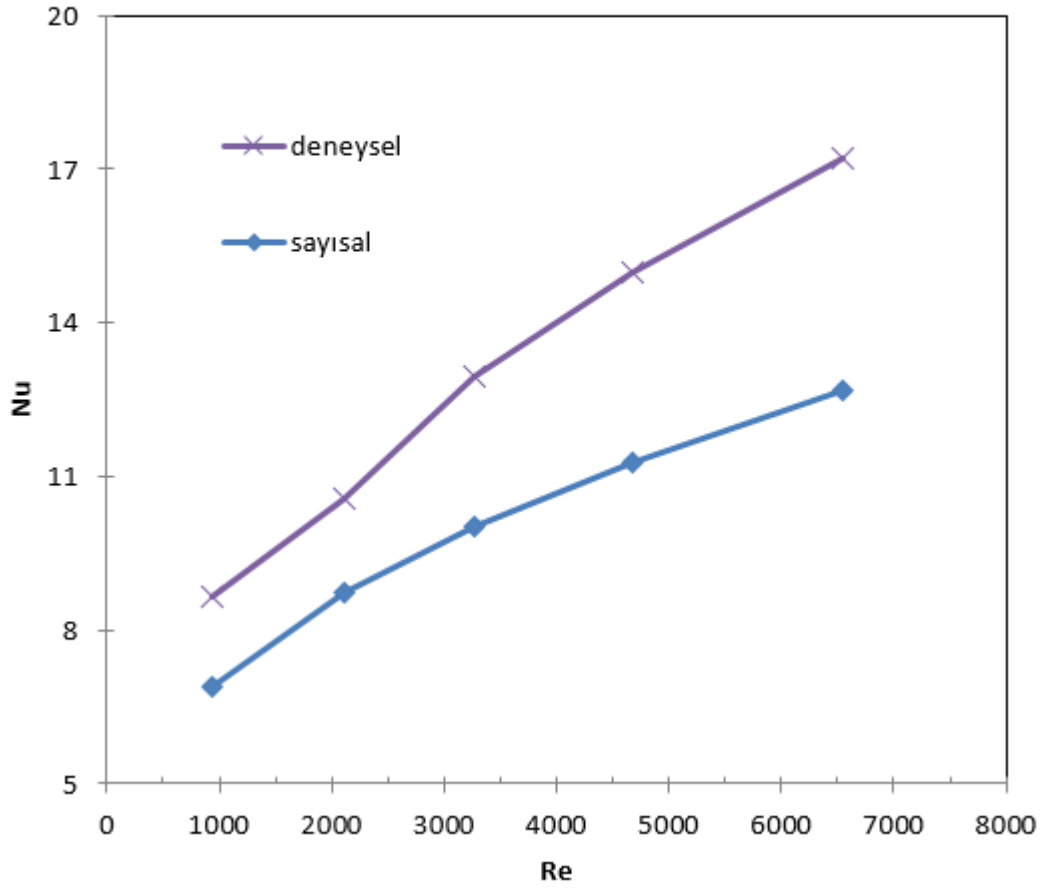
Isı Transferinin Deneysel ve Sayısal Sonuçlarının Karşılaştırılması ($h_k=35$; $d=16\text{mm}$; $h/d=6$)



Şekil 4.51. $h_k=35\text{mm}$ 'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=16\text{mm}$ nozul çapına ve $h/d=6$ mesafesine göre Nu-Re değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması

$h_k=35\text{mm}$ ve $d=16\text{mm}$ için Nu sayısının Re sayısı ve $h/d=6$ ile değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması Şekil 4.51'de verilmiştir. Deneysel sonuçlarda sayısal sonuçlara göre Nu sayısı için yaklaşık %20,09– 25,79 aralığında daha fazla artış olmuştur. Artan hız değerleri için deneysel ve sayısal sonuçlar arasında sırasıyla yaklaşık %20,78 - %20,09- %23,42- %25,79- %25,27 oranlarında farklar bulunmuştur.

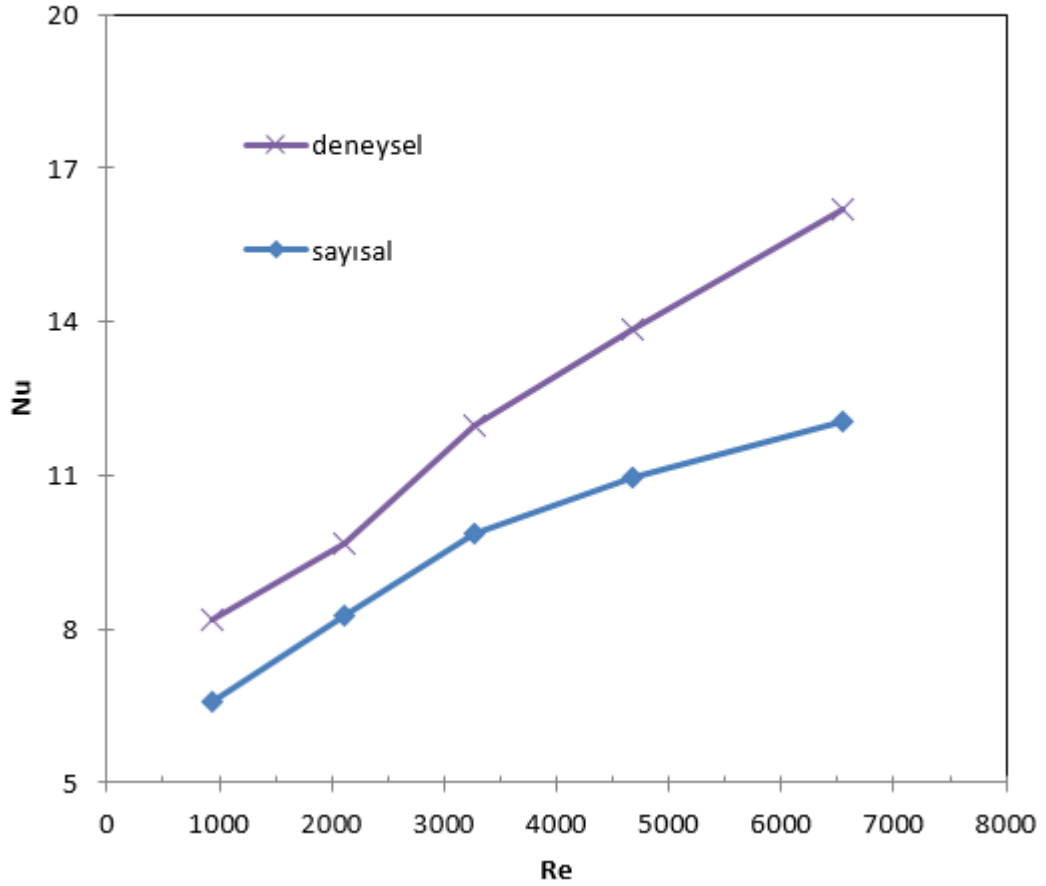
**Isı Transferinin Deneysel ve Sayısal Sonuçlarının
Karşılaştırılması ($h_k=35$; $d=13$ mm; $h/d=2$)**



Şekil 4.52. $h_k=35$ mm'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=13$ mm nozul çapına ve $h/d=2$ mesafesine göre Nu-Re değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması

$h_k=35$ mm ve $d=13$ mm için Nu sayısının Re sayısı ve $h/d=2$ ile değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması Şekil 4.52'de verilmiştir. Deneysel sonuçlarda sayısal sonuçlara göre Nu sayısı için yaklaşık %20,35– 26,41 aralığında daha fazla artış olmuştur. Artan hız değerleri için deneysel ve sayısal sonuçlar arasında sırasıyla yaklaşık %20,35 -%17,42- %22,61- %24,83- %26,41 oranlarında farklar bulunmuştur.

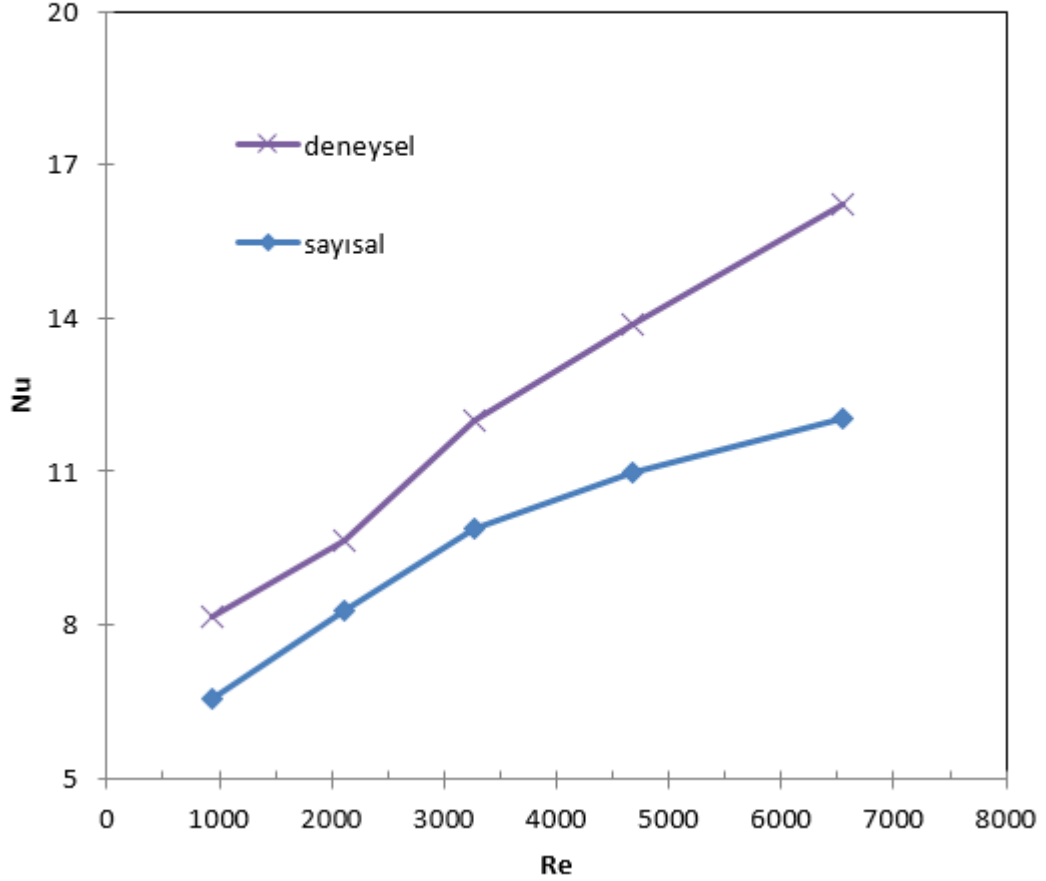
**Isı Transferinin Deneysel ve Sayısal Sonuçlarının
Karşılaştırılması ($h_k=35$; $d=13$ mm; $h/d=4$)**



Şekil 4.53. $h_k=35$ mm'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=13$ mm nozul çapına ve $h/d=4$ mesafesine göre Nu-Re değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması

$h_k=35$ mm ve $d=13$ mm için Nu sayısının Re sayısı ve $h/d=4$ ile değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması Şekil 4.53'te verilmiştir. Deneysel sonuçlarda sayısal sonuçlara göre Nu sayısı için yaklaşık %14,30– 25,79 aralığında daha fazla artış olmuştur. Artan hız değerleri için deneysel ve sayısal sonuçlar arasında sırasıyla yaklaşık %19,71 -%14,30- %17,76- %20,92- %25,79 oranlarında farklar bulunmuştur.

**Isı Transferinin Deneysel ve Sayısal Sonuçlarının
Karşılaştırılması ($h_k=35$; $d=13$ mm; $h/d=6$)**



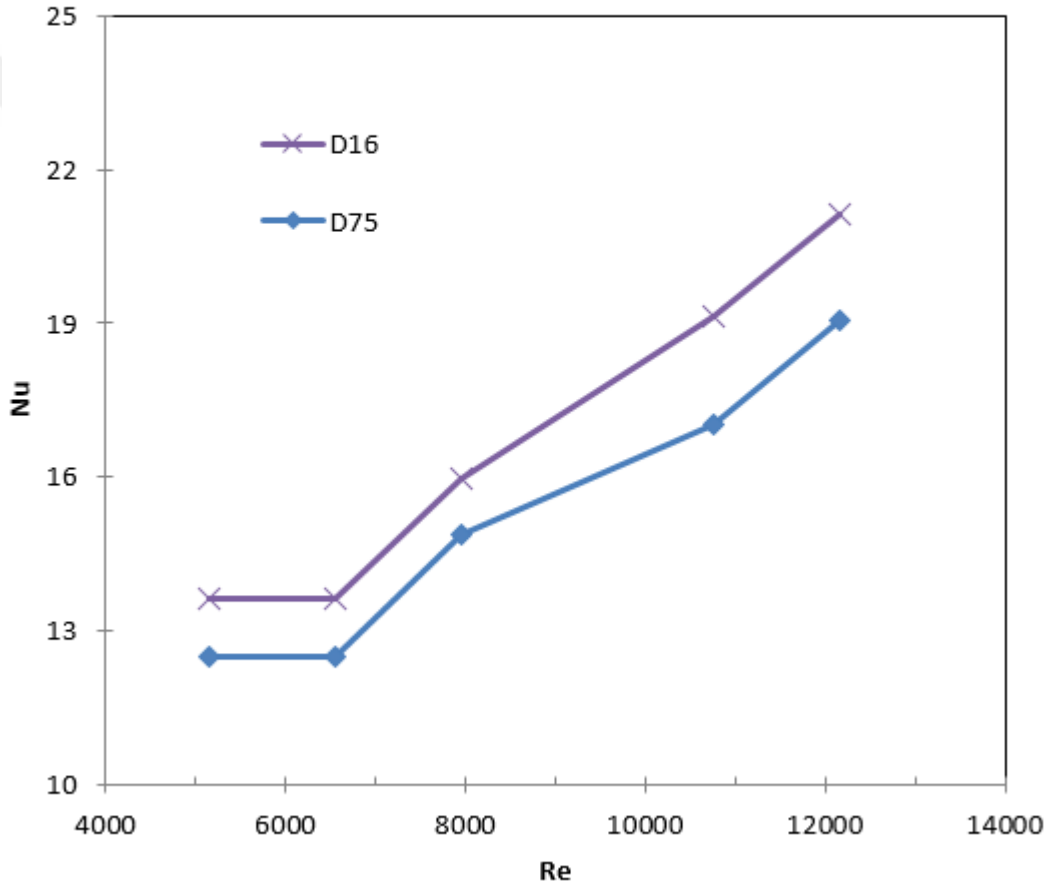
Şekil 4.54. $h_k=35$ mm'ye sahip dikdörtgen ısı alıcısı için $d=13$ mm nozul çapına ve $h/d=6$ mesafesine göre Nu-Re değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması

$h_k=35$ mm ve $d=13$ mm için Nu sayısının Re sayısı ve $h/d=6$ ile değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması Şekil 4.54'te verilmiştir. Deneysel sonuçlarda sayısal sonuçlara göre Nu sayısı için yaklaşık %15,02– 23,24 aralığında daha fazla artış olmuştur. Artan hız değerleri için deneysel ve sayısal sonuçlar arasında sırasıyla yaklaşık %21,02 -% 15,02- % 18,84- %22,07- %23,24 oranlarında farklar bulunmuştur.

Deneysel ve sayısal sonuçların karşılaştırılması yapıldığında; artan h/d mesafeleri ve h_k değerleri ile ısı transferinin kötüleştiği, artan boru çaplarında ve artan Reynolds sayılarında ısı transferinin iyileştiği görülmektedir. Sayısal analiz sonucunda hesaplanan

Nu değerlerinde deneysel değerlere göre daha düşük bir miktar fark görülmektedir. Bu fakın serbest çarpan hava jeti ile ısı transferi uygulamalarında sayısal çözümlerle karşılaşılan genel bir durum olduğu tespit edilmiştir. Sayısal analiz ve deneysel sonuçların özellikle düşük Reynolds sayılarında iyi bir uyum içerisinde olduğu gözlemlenmiştir.

Tekli ve Çoklu Nozul için Isı Transferi Sonuçlarının Karşılaştırılması ($h_k=35\text{mm}$; $h/d=6$; $d=16\text{mm}$)



Şekil 4.55. Dikdörtgen ısı alıcı, $h_k=35$ mm, $h/d=6$, çoklu nozul çapı $d=16$ mm ve tekli nozul çapı $d=75$ mm ile yapılan soğutmada ısı transferi sonuçlarının karşılaştırılması

Şekil 4.55 incelendiğinde, Isı alıcıda $h/d=6$ mesafesi için çoklu nozul ile soğutmada artan Re sayısı ile Nusselt sayısında yaklaşık %40'lık bir artış gözlenirken tekli nozul ile soğutmada yaklaşık %43'lük bir artış gözlenmiştir. Artan akış hızları için çoklu nozul ile

yapılan soğutmanın tekli nozul ile yapılan soğutmaya göre artan hızlarla beraber ısı transferinin yaklaşık %4,78-%11 aralığında artış olduğu gözlemlenmiştir. Çoklu nozul ile yapılan soğutmanın tekli nozul ile yapılan soğutmadan daha etkili olduğu gözlenmektedir. Çoklu nozul ile ısı alıcının daha homojen olarak soğutulabildiği ve eklem sıcaklığının daha düşük tutulabildiği görülmektedir. Böylece ısı alıcının performansı artırılmakta ve işletme ömrü uzatılabilmektedir.



5. SONUÇ

Taguchi yöntemiyle, daha önce, optimize edilmiş dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcıda, çoklu çarpan hava jetle ısı transferi karakteristikleri için deneysel ve sayısal olarak bir çalışma yapılmıştır. Deneysel ve sayısal çözümlenmeler sonucunda bulunan sonuçlar aşağıdaki gibi özetlenmiştir.

- Çalışmada dikdörtgen kanatçıklı Genel ısı alıcısında, $h/d=2$, $h/d=4$ ve $h/d=6$ nozul ile kanatçık arasındaki mesafeler, farklı çoklu lüle çaplarında ($d=22-16-13$ mm), üç farklı kanatçık yüksekliğinde (15, 25, 35 mm) ve farklı hızlarda ısı geçişi ve akış özelliklerini bulmak için deneysel ve sayısal çözümlenmeler yapıldı.
- Yürütülen deney çalışmaları sonuçlarına göre $h_k=15$ mm ve $d=22$ mm için Re sayısı arttıkça Nusselt sayısı iyileşirken; nozul ile kanatçık arasındaki mesafe arttığında Nu sayısı azalmaktadır. En büyük Nusselt sayısı 15mm kanatçık yüksekliğinde ve 22 mm çap için $h/d=2$ mesafesinde hesaplandı. Artan akış hızları için Nu sayısında %15-26 arasında artışlar gözlemlendi. Isı alıcıda $h/d=2$ mesafesinde Nusselt sayısında %60'lık artış, $h/d=4$ mesafesinde %61 ve $h/d=6$ mesafesinde ise %62 oranında artış gözlemlendi. Isı alıcıda maksimum hızda Nu sayısının $h/d=2$ mesafesindeki değerinin $h/d=4$ mesafesindeki değerine göre %3,19 kadar, $h/d=4$ mesafesindeki değerinin $h/d=6$ mesafesindeki değerine göre %3,06 fazla çıkmıştır. $h_k=25$ mm ve $h_k=35$ mm kanatçık yükseklikleri için de değişen $h/d= 2-4-6$ mesafelerinde artan Re sayısı ile Nu sayısının arttığı görülmüştür. Bununla beraber kanatçık yüksekliği ve h/d mesafesi arttıkça Nu sayısında azalma görülmüştür.
- Yürütülen deney çalışmaları sonuçlarına göre $d=16$ mm ve $h_k=15$ mm için Re sayısı arttıkça Nusselt sayısı artarken; nozul ile kanatçık arasındaki mesafe arttığında ise Nu sayısı azalmaktadır. En büyük Nusselt sayısı 15mm kanatçık yüksekliğinde ve 16 mm çap için $h/d=2$ mesafesinde hesaplandı. Artan akış hızları için Nu sayısında %13-18 arasında artışlar gözlemlendi. Isı alıcıda $h/d=2$ mesafesinde Nusselt sayısında yaklaşık

%51'lık artış, $h/d=4$ mesafesinde %54 ve $h/d=6$ mesafesinde ise %53 oranında artış gözlemlendi. Isı alıcıda maksimum hızda Nu sayısının $h/d=2$ mesafesindeki değerinin $h/d=4$ mesafesindeki değerine göre %2,54 kadar, $h/d=4$ mesafesindeki değerinin $h/d=6$ mesafesindeki değerine göre %9,73 fazla çıkmıştır.

- Yürütülen deney çalışmaları sonuçlarına göre $d=13\text{mm}$ ve $h_k=15\text{ mm}$ için Re sayısı arttıkça Nusselt sayısı artarken; nozul ile kanatçık arasındaki mesafe arttığında ise Nu sayısı azalmaktadır. En büyük Nusselt sayısı 15mm kanatçık yüksekliğinde ve 13 mm çap için $h/d=2$ mesafesinde hesaplandı. Artan akış hızları için Nu sayısında %12-22 arasında artışlar gözlemlendi. Isı alıcıda $h/d=2$ mesafesinde Nusselt sayısında yaklaşık %52,14'lük artış, $h/d=4$ mesafesinde %51,96 ve $h/d=6$ mesafesinde ise %52,88 oranında artış gözlemlendi.

- Yürütülen deney çalışmaları sonuçlarına göre $d=22\text{mm}$ ve $h_k=25\text{ mm}$ için Re sayısı arttıkça Nusselt sayısı artarken; nozul ile kanatçık arasındaki mesafe arttığında ise Nu sayısı azalmaktadır. En büyük Nusselt sayısı 25mm kanatçık yüksekliğinde ve 22 mm çap için $h/d=2$ mesafesinde hesaplandı. Artan akış hızları için Nu sayısında %8-15,6 arasında artışlar gözlemlendi. Isı alıcıda $h/d=2$ mesafesinde Nusselt sayısında yaklaşık %43,4'lük artış, $h/d=4$ mesafesinde %45,4 ve $h/d=6$ mesafesinde ise %49,87 oranında artış gözlemlendi.

- Yürütülen deney çalışmaları sonuçlarına göre $d=16\text{mm}$ ve $h_k=25\text{ mm}$ için Re sayısı arttıkça Nusselt sayısı artarken; nozul ile kanatçık arasındaki mesafe arttığında ise Nu sayısı azalmaktadır. En büyük Nusselt sayısı 25mm kanatçık yüksekliğinde ve 16 mm çap için $h/d=2$ mesafesinde hesaplandı. Artan akış hızları için Nu sayısında %8-15,4 arasında artışlar gözlemlendi. Isı alıcıda $h/d=2$ mesafesinde Nusselt sayısında yaklaşık %42'lük artış, $h/d=4$ mesafesinde yaklaşık %42,25 ve $h/d=6$ mesafesinde ise yaklaşık %43 oranında artış gözlemlendi.

- Yürütülen deney çalışmaları sonuçlarına göre $d=13\text{mm}$ ve $h_k=25\text{ mm}$ için Re sayısı arttıkça Nusselt sayısı artarken; nozul ile kanatçık arasındaki mesafe arttığında ise Nu

sayısı azalmaktadır. En büyük Nusselt sayısı 25mm kanatçık yüksekliğinde ve 13 mm çap için $h/d=2$ mesafesinde hesaplandı. Artan akış hızları için Nu sayısında %13-18 arasında artışlar gözlemlendi. Isı alıcıda $h/d=2$ mesafesinde Nusselt sayısında yaklaşık %51,14'lük artış, $h/d=4$ mesafesinde yaklaşık %52,75 ve $h/d=6$ mesafesinde ise yaklaşık %54,72 oranında artış gözlemlendi.

- Yürütülen deney çalışmaları sonuçlarına göre $d=22$ mm ve $h_k=35$ mm için Re sayısı arttıkça Nusselt sayısı artarken; nozul ile kanatçık arasındaki mesafe arttığında ise Nu sayısı azalmaktadır. En büyük Nusselt sayısı 35 mm kanatçık yüksekliğinde ve 22 mm çap için $h/d=2$ mesafesinde hesaplandı. Artan akış hızları için Nu sayısında %12-23 arasında artışlar gözlemlendi. Isı alıcıda $h/d=2$ mesafesinde Nusselt sayısında yaklaşık %53,49'lük artış, $h/d=4$ mesafesinde yaklaşık %53,0 ve $h/d=6$ mesafesinde ise yaklaşık %53,16 oranında artış gözlemlendi.

- Yürütülen deney çalışmaları sonuçlarına göre $d=16$ mm ve $h_k=35$ mm için Re sayısı arttıkça Nusselt sayısı artarken; nozul ile kanatçık arasındaki mesafe arttığında ise Nu sayısı azalmaktadır. En büyük Nusselt sayısı 35 mm kanatçık yüksekliğinde ve 16 mm çap için $h/d=2$ mesafesinde hesaplandı. Artan akış hızları için Nu sayısında %7-16 arasında artışlar gözlemlendi. Isı alıcıda $h/d=2$ mesafesinde Nusselt sayısında yaklaşık %40,83'lük artış, $h/d=4$ mesafesinde yaklaşık %39,37 ve $h/d=6$ mesafesinde ise yaklaşık %40,23 oranında artış gözlemlendi.

- Yürütülen deney çalışmaları sonuçlarına göre $d=13$ mm ve $h_k=35$ mm için Re sayısı arttıkça Nusselt sayısı artarken; nozul ile kanatçık arasındaki mesafe arttığında ise Nu sayısı azalmaktadır. En büyük Nusselt sayısı 35 mm kanatçık yüksekliğinde ve 13 mm çap için $h/d=2$ mesafesinde hesaplandı. Artan akış hızları için Nu sayısında %13-18 arasında artışlar gözlemlendi. Isı alıcıda $h/d=2$ mesafesinde Nusselt sayısında yaklaşık %49,79'lük artış, $h/d=4$ mesafesinde yaklaşık %49,59 ve $h/d=6$ mesafesinde ise yaklaşık %48,55 oranında artış gözlemlendi.

- Sayısal çözümleme sonuçlarına göre, $d=16$ mm ve $h_k=25$ mm için Re sayısı arttıkça Nusselt sayısı artarken; nozul ile kanatçık arasındaki mesafe arttığında ise Nu sayısı azalmaktadır. Nusselt sayısı 25 mm kanatçık yüksekliğinde ve 16 mm çap için $h/d=2$ mesafesinde en büyük olduğu gözlemlendi. Isı alıcıda $h/d=2$ mesafesinde Nusselt sayısında yaklaşık %36,96'lık artış, $h/d=4$ mesafesinde yaklaşık %38,03 ve $h/d=6$ mesafesinde ise yaklaşık %37,80 oranında artış gözlemlendi.

- Hesaplanan deneysel bulgular ile Nu sayısı için;

$Nu = 1074,886 * Re^{0,580} * Pr^{25,726} * (h_k/d)^{-0,081} * (h/d)^{-0,022}$ korelasyonu elde edildi ($a = 1074,886$, $b = 0,580$, $c = 25,726$, $d = -0,081$ ve $e = -0,022$).

- Sayısal analiz sonuçları incelendiğinde deneysel sonuçlara benzer şekilde; artan h/d mesafeleri ve h_k değerleri ile ısı transferinin kötüleştiği, artan boru çaplarında ve artan Reynolds sayılarında ısı transferinin iyileştiği görülmekte fakat hesaplanan Nu değerlerinde, deneysel değerlere göre, bir miktar fark görülmektedir. Bu farkın serbest çarpan hava jeti ile ısı transferi uygulamalarında kanatçıklı yüzeylerde kompleks akış yapısından kaynaklanan sayısal çözümlemelerde karşılaşılan genel bir durum olduğu tespit edilmiştir. Sayısal analiz ve deneysel sonuçların özellikle düşük Reynolds sayılarında iyi bir uyum içerisinde olduğu gözlemlenmiştir.

- Deneysel ve sayısal sonuçların karşılaştırılması yapıldığında; artan h/d mesafeleri ve h_k değerleri ile ısı transferinin kötüleştiği, artan boru çaplarında ve artan Reynolds sayılarında ısı transferinin iyileştiği görülmektedir. Sayısal analiz sonucunda hesaplanan Nu değerlerinde deneysel değerlere göre daha düşük bir miktar fark görülmektedir. Bu farkın serbest çarpan hava jeti ile ısı transferi uygulamalarında sayısal çözümlemelerde karşılaşılan genel bir durum olduğu tespit edilmiştir. Sayısal analiz ve deneysel sonuçların özellikle düşük Reynolds sayılarında iyi bir uyum içerisinde olduğu gözlemlenmiştir.

- Şekil 4.55 incelendiğinde, Isı alıcıda $h/d=6$ mesafesi için çoklu nozul ile soğutmada artan Re sayısı ile Nusselt sayısında yaklaşık %40'lık bir artış gözlenirken tekli nozul ile soğutmada yaklaşık %43'lük bir artış gözlenmiştir. Artan akış hızları için çoklu nozul ile

yapılan soğutmanın tekli nozul ile yapılan soğutmaya göre artan hızlarla beraber ısı transferinin yaklaşık %4,78-%11 aralığında artış olduğu gözlemlenmiştir. Çoklu nozul ile yapılan soğutmanın tekli nozul ile yapılan soğutmadan daha etkili olduğu gözlenmektedir. Çoklu nozul ile ısı alıcının daha homojen olarak soğutulabildiği ve eklem sıcaklığının daha düşük tutulabildiği görülmektedir. Böylece ısı alıcının performansı artırılmakta ve işletme ömrü uzatılabilmektedir.

Çalışma sonunda bundan sonraki araştırmalarla ilgili aşağıdaki öneriler belirlenmiştir:

- Akım görüntüleme teknikleriyle kanatçıklı yüzeylere çarpan hava jet uygulamalarında akım görüntülenerek akım karakteristikleri ve türbülans büyüklükleri belirlenebilir.
- Akım ısı alıcıya açılı gönderilebilir veya nozul/nozullar açılı uygulanabilir.
- Kapalı devre soğutma uygulamaları yapılabilir.
- Çoklu nozul elemanın ihtiva ettiği kaskat nozul boyları farklı olabilir.
- Soğutma uygulamaları farklı gaz çeşitleri ile yapılabilir.
- Bu tez çalışmasında kullanılan beşli çarpan jet yerine farklı sayıda nozul ihtiva eden kaskat nozul elemanlar ile soğutma uygulamaları yapılabilir.

KAYNAKLAR

- Al Ali, A. R., and Janajreh, I., 2015. Numerical simulation of turbine blade cooling via jet impingement. *Energy Procedia*, 75, 3220-3229.
- Azimi, A., Ashjaee, M., and Razi, P., 2015. Slot jet impingement cooling of a concave surface in an annulus. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 68, 300-309.
- Bahaidarah, H. M.S., 2016. Experimental performance evaluation and modeling of jet impingement cooling for thermal management of photovoltaics. *Solar Energy*, 135, 605-617.
- Bakırcı, K., 1998. Dönen çarpan jetin ısı transfer karakteristiklerinin deneysel incelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Atatürk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum.
- Bölek, A., 2017. Farklı Düzlemler Üzerine Çarpan Jetlerin Akış ve Isı Transfer Analizleri. Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Bradshaw, P., and Love, E. M., 1961. The normal impingement of a circular air jet on a flat surface. *Aeroneotical Research Council Reports and Memoranda*, Londra.
- Brignoni, L.A., and 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.
- Çalışır, T., Çalışkan, S., Kılıç, M., ve Başkaya, Ş. (2017). Çarpan akışkan jetleri kullanarak kanatçıklı yüzeyler üzerindeki akış alanının sayısal olarak incelenmesi. *Journal of the Faculty of Engineering & Architecture of Gazi University*, 32(1).
- Can, O., 1997, Elektronik Devrelerin Soğutulması ve Jet Püskürtmeli Soğutma Sistemlerinin Analizi. Yüksek Lisans Tezi, İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Çelik, N., 2006. Optimum lüle şeklinin çarpan jet üzerindeki etkilerinin incelenmesi, Doktora tezi, Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ.
- Çengel, Y.A., Cimbala, J.M., 2007. Akışkanlar mekaniği temelleri ve uygulamaları.
- Chattopadhyay, H., 2004. Numerical investigations of heat transfer from impinging annular jet. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47, 3197-3201.
- Chen, Y.C., Ma, C.F., Qin, M., and Li, Y.X., 2005. Theoretical study on impingement heat transfer with single-phase free-surface slot jets. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 48, 3381–3386.
- Chiriac, V.A., and 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., and 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.
- Culun, P., Celik, N., and Pihtili, K., 2018. Effects of design parameters on a multi jet impinging heat transfer. *Alexandria engineering journal*, 57(4), 4255-4266.
- Draksler, M., Končar, B., and Cizelj, L., 2019. On the accuracy of Large Eddy Simulation of multiple impinging jets. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 133, 596-605.

- El Sheikh, and 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.
- Elibol, E. A., 2017. Gözenekli Düz Bir Yüzeye Çarpan Jetin Sayısal olarak İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Fleischer, A.S., and 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., and 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., and Hrycak, P., 1970. Survey of literature on flow characteristics of single turbulent jet impinging on a flat plate. NASA TN D-5652 NTIS N70-18963
- Gibson, M.M., and 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.
- Gölcü, M., Yazıcı, H., Akçay, M., Köseoğlu, M. F., and Sekmen, Y. (2012). Oto Camların Temperlenmesinde Çarpan Hava Jetleri ile Soğutmanın Deneysel İncelenmesi. *Journal Of The Faculty Of Engineering & Architecture Of Gazi University*, 27(4).
- Gregory, C. D., Dizière, A., Aoki, H., Tanji, H., Ide, T., Falize, E., Loupias, B., Michaut, C., Morita, T., Pikuz, S. A., Ravasio, A., Kuramitsu, Y., Sakawa, Y., Takabe, H., Woolsey, N. C., and Ravasio, A., 2014. Experiments to investigate the effects of radiative cooling on plasma jet collimation. *High Energy Density Physics*, 11, 12-16.
- Gulati, P., Katti, V., and 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.
Güven Kitapevi, İzmir.
- Hollworth, B.R., and Durbin, M., 1992. Impingement cooling of electronics. *Journal of Heat Transfer*, 14(3), 607-613.
- Hosseinloo, A. H., Tan, S. P., Yap, F. F., and Toh, K. C., 2014. Shock and vibration protection of submerged jet impingement cooling systems: Theory and experiment. *Applied Thermal Engineering*, 73(1), 1076-1086.
- Hussaini, M. Y., and Lumley J. L., 1996. *Simulation and Modeling of Turbulent Flows (Icase/Larc Series in Computational Science and Engineering)*. Springer Science and Business Media, Italy.
- Incropera, F. P., and 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., 2001, *Introduction to heat transfer*, John Wiley & Sons. Inc., (Fourth Edition).
- Jambunathan, K., Lai, E., Moss, M.A., and 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

- Jang, D. and Lee, K.S., 2014. Flow characteristics of dual piezoelectric cooling jets for cooling applications in ultra-slim electronics. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 79, 201-211.
- Jiang, M., Li, Y. E. D., Tung, H. H., and Braatz, R. D., 2015. Effect of jet velocity on crystal size distribution from antisolvent and cooling crystallizations in a dual impinging jet mixer. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, 97, 242-247.
- Jung, E., Y., Chung, H., Choi, S., M., Woo, T., and Cho, H., H., 2017. Conjugate heat transfer on full-coverage film cooling with array jet impingements with various Biot numbers. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 83, 1-8.
- Kabakuş, A., 2012. Kanal akışında optimize edilmiş ısı alıcılarda çarpan jetle ısı ve akış karakteristiklerinin belirlenmesi. Yüksek Lisans tezi, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum.
- Kahroba, M., 2012. Dairesel Osilasyonlu Çarpan Jet Akış ve Isı Transferi Karakteristiklerinin Sayısal Olarak İncelenmesi. Yüksek Lisans tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Karabey, A., 2010. Isı alıcılarda çarpan jetin ısı ve akım karakteristiklerinin belirlenmesi. Yüksek Lisans tezi, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum.
- Karabey, A., 2016. Isı eşanjörlerinde optimum sprey karakteristiklerinin belirlenmesi. Doktora tezi, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum.
- Karwa, N., Gambaryan-Roisman, T., Stephan, P., and Tropea, C., 2011. A hydrodynamic model for subcooled liquid jet impingement at the Leidenfrost condition. *International Journal of Thermal Sciences* 50, 933-1000
- Kayansayan, N., and Küçüka, S., 2001. Impingement cooling of a semi-cylindrical concave channel by confined slot jet. *Experimental and Thermal Fluid Science*, 25, 383-396.
- Kınay H., Eğitimli Levhalarla Sınırlandırılmış Çarpan Jet Akışında Akış ve Isı Transferi Karakteristiklerinin İncelenmesi, Karadeniz Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 2018.
- Kocabıyık, O., 2018. Dairesel Sentetik Çarpan Jetin Isı Transferi Karakteristiklerinin İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Niğde Ömer Halisdemir Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Niğde.
- Köseoğlu, M.F. 2007. Çarpan Akışkan Jetleri Kullanılarak Elektronik Elemanların Soğutulmasının Deneysel ve Sayısal Olarak İncelenmesi. Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara
- Köseoğlu, M.F., and Başkaya S., 2009. Experimental and numerical investigation of naturel convection effects on confined impinging jet heat transfer. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52, 1326-1336.
- Lauder, B.E., and Spalding, D.B., 1974. The numerical computation of turbulent flows. *Computer Methods In Applied Mechanics and Engineering*, 3, 269-289.
- Lee, D.H., Won, S.Y., Kim, Y.T., and 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., and 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., and 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., and 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., and Hung, Y.H., 1997. Heat transfer behaviors of a confined slot jet impingement. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 5, 1095-1107.
- Liu, T., and Sullivan, J.P., 1996. Heat transfer and flow structures in an excited circular impinging jet. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 39(17), 3695-3706.
- Luhar, S., Sarkar, D., and Jain, A., 2017. Steady state and transient analytical modeling of non-uniform convective cooling of a microprocessor chip due to jet impingement. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 100, 768-777.
- Lytle, D., and Webb, B.W., 1994. Air jet impingement heat transfer at low nozzle-plate spacings. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 37(12), 1687-1697.
- Markal, B., 2018. Çarpan Eş Eksenli Bir Hava Jetinde Debi Oranının Akış Karakteristikleri Üzerine Etkisinin Deneysel Olarak İncelenmesi. *Gümüşhane Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, 8(2), 239-248.
- Maula, H., Hongisto, V., Koskela, H., and Haapakangas, A., 2016. The effect of cooling jet on work performance and comfort in warm office environment. *Building and Environment*, 104, 13-20.
- Maveety, J.G., and 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., and Carlomagno, G.M., 1996. Influence of shear layer dynamics on impingement heat transfer. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 13, 29-37.
- Mergen, S., 2014. Kanal İçi Akış Ve Çarpan Jet İle Birlikte Elektronik Eleman Soğutulmasının Sayısal Olarak İncelenmesi. *Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.*
- Minagawa, Y., and Obi, S., 2003. Turbulence impinging jet onto a co-axial rotating disk. *Turbulence, Heat and Mass Transfer* 4, 755-763.
- Mohammadi, B., and Pironneau, O., 1993. *Analysis of the k-epsilon turbulence model.* Wiley, 194 p, Paris.
- Muangnoi, T., Asvapoositkul, W., and Hongspreugs, P., 2014. Performance characteristics of a downward spray water-jet cooling tower. *Applied Thermal Engineering*, 69(1), 165-176.
- Nobari, A.N., Prodanovic, V., and Militzer, M., 2016. Heat transfer of a stationary steel plate during water jet impingement cooling. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 101, 1138-1150.
- Nuntadusit, C., Wae-Hayee, M., Bunyajitradulya, A., and Eiamsa-Ard, S. 2012. Visualization of flow and heat transfer characteristics for swirling impinging jet. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 39(5), 640-648.
- O'Donovan, T.S., and 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.

- Örs, E., 2017. Kanal İçi Akış ve Çarpan Jet Kullanımı ile Elektronik Elemanların Soğutulmasının Sayısal Olarak İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Özmen, Y., 2016. Eğik Bir Yüzeye Çarpan İkili Slot Hava Jetlerinde Basınç Dağılımlarının Deneysel İncelenmesi. *Isi Bilimi Ve Tekniği Dergisi/Journal Of Thermal Science & Technology*, 36(1).
- Özpolat, Y.E., 2012. Çarpan jet ile ısı transferinde altıgen kanatçıklı ısı alıcının taguchi yöntemiyle optimizasyonu. Yüksek Lisans tezi, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum.
- Pachpute, S., and Premachandran, B., 2017. Experimental and numerical investigations of slot jet impingement with and without a semi-circular bottom confinement. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 114, 866-890.
- Penumadu, P. S., and Rao, A. G., 2017. Numerical investigations of heat transfer and pressure drop characteristics in multiple jet impingement system. *Applied Thermal Engineering*, 110, 1511-1524.
- Rahimi, M., Owen, I., and Mistry, J., 2003. Impingement heat transfer in an under-expanded axisymmetric air jet. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46, 263-272.
- Rasipuram, S.C., and 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.
- Royne, A., and 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(3-4), 800-804.
- Sailor, D.J., Rohli, D.J., and 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.
- Simionescu, Ş. M., Tănase, N. O., Broboană, D., and Bălan, C., 2017. Impinging air jets on flat surfaces at low reynolds numbers. *Energy Procedia*, 112, 194-203.
- Singh, D., Premachandran, B., and Kohli, S., 2015. Circular air jet impingement cooling of a circular cylinder with flow confinement. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 91, 969-989.
- Singh, D., Premachandran, B., and Kohli, S., 2017. Double circular air jet impingement cooling of a heated circular cylinder. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 109, 619-646.
- 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.
- Versteeg, H.K., and Malalasekera, W., 2007. An introduction to computational fluid dynamics: The finite volume method. Pearson Education Limited, 257 p, England.
- Wang, X. L., Motala, D., Lu, T. J., Song, S. J., and Kim, T., 2014. Heat transfer of a circular impinging jet on a circular cylinder in crossflow. *International Journal of Thermal Sciences*, 78, 1-8.
- Wilcox, D.C., 1998. Turbulence modelling for CFD. DCW Industries, Inc., 540 p, USA.
- Wu, B., Fang, Y., Zhao, C., Wang, Y., and Luo, P., 2017. Experimental study and numerical simulation of barium sulfate precipitation process in a continuous multi-orifice-impinging transverse jet reactor. *Powder technology*, 321, 180-189.

- Wu, W., Hu, C., Hu, J., Yuan, S., and Zhang, R., 2017. Jet cooling characteristics for ball bearings using the VOF multiphase model. *International Journal of Thermal Sciences*, 135, 605-617.
- Wu, W., Hu, C., Hu, J., and Yuan, S., 2016. Jet cooling for rolling bearings: Flow visualization and temperature distribution. *Applied Thermal Engineering*, 105, 217-224.
- Xu, Z., and Hangan, H., 2008. Scale, boundary and inlet condition effect on impinging jets. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 96, 2383-2402.
- Yakut, K., Özpolat, Y. E., Çelik, C., ve Karabey, A., 2013. Çarpan Jetle Isı Transferinde Altıgen Kanatçıklı Isı Alıcı Dizayn Parametrelerinin Taguchi Yöntemiyle Optimizasyonu. ULIBTK'13 19. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Samsun.
- Yakut, R., 2013. Altıgen kanatçıklı ısı alıcılarda çarpan jetle ısı ve akış karakteristiklerinin deneysel ve sayısal olarak belirlenmesi. Yüksek Lisans tezi, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum.
- Yan, W.M., Liu, H.C., Soong, C.Y., and 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., and 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.
- Yan, X., and 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.
- Yang, Y., and 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.
- Yeşildal, F., 2007. Dikdörtgen ve altıgen kanatçıklı ısı alıcılarda ısı ve akış karakteristiklerinin deneysel ve teorik analizi. Yüksek Lisans Tezi, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum.
- Yıldız, N., 2012. Optimize edilmiş altıgen kanatçıklı ısı alıcılarda çarpan jet ile ısı transferinde ısı ve akım karakteristiklerinin araştırılması. Yüksek Lisans tezi, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum.
- Yu, M.H., and Monkewitz, P.A., 1993. Oscillations in the near field of a heated two dimensional jet. *J. Fluid Mech.*, 255, 323-347.
- Yüncü, H., ve Kakaç, S., 1999. Temel ısı transferi, Bilim Yayıncılık, 454 s, Ankara.
- Zhou, D.W., and Lee, S.J., 2004. Heat transfer enhancement of impinging jets using mesh screens. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 47, 2097-2108.
- Zhou, Y., Chen, J., Zhong, M., Wang, J., and Lv, M., 2017. Numerical simulation of metal jet breakup, cooling and solidification in water. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 109, 1100-1109.

ÖZGEÇMİŞ

Erzurum'da doğdu. İlköğrenimini, ortaöğrenimini ve lise öğrenimini Erzurum'da tamamladı. 2007 yılında başladığı Atatürk Üniversitesi Çevre Mühendisliği Bölümünden 2009'da Makine Mühendisliği Bölümüne yatay geçiş yaptı ve 2012 yılında Makine Mühendisi ünvanı ile mezun oldu. 2014'te Atatürk Üniversitesi Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Enerji Bilim Dalı'nda ve Metalurji Mühendisliği Anabilim Dalı Malzeme Bilim Dalı'nda lisansüstü eğitim için hak kazandı ve yüksek lisans eğitimlerine başladı.

