

**ALTIGEN KANATÇIKLI ISI ALICILARDA
ÇARPAN JETLE ISI VE AKIŞ
KARAKTERİSTİKLERİNİN DENEYSEL VE
SAYISAL OLARAK BELİRLENMESİ**

Rıdvan YAKUT

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

2013

Her hakkı saklıdır

**ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**ALTİGEN KANATÇIKLI ISI ALICILARDA
ÇARPAN JETLE ISI VE AKIŞ KARAKTERİSTİKLERİNİN
DENEYSEL VE SAYISAL OLARAK BELİRLENMESİ**

Rıdvan YAKUT

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI

**ERZURUM
2013**

Her Hakkı Saklıdır



T.C.
ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ



TEZ ONAY FORMU

ALTİGEN KANATÇIKLI ISI ALICILARDA ÇARPAN JETLE ISI VE AKIŞ
KARAKTERİSTİKLERİNİN DENEYSEL VE SAYISAL OLARAK BELİRLENMESİ

Prof. Dr. Kenan YAKUT danışmanlığında, Rıdvan YAKUT tarafından hazırlanan bu çalışma 16/12/2013 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı'nda Yüksek Lisans Tezi olarak **oybirliği/oy çokluğu (.../...)** ile kabul edilmiştir.

Başkan : Prof. Dr. Kenan YAKUT

İmza : 

Üye : Doç. Dr. Bayram ŞAHİN

İmza : 

Üye : Doç. Dr. Süleyman KARSLI

İmza : 

Yukarıdaki sonucu onaylıyorum



Prof. Dr. İhsan EFEOĞLU
Enstitü Müdürü

Bu çalışma BAP projeleri kapsamında desteklenmiştir.
Proje No: 2011/408

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

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

ALTİGEN KANATÇIKLI ISI ALICILARDA ÇARPAN JETLE ISI VE AKIŞ KARAKTERİSTİKLERİNİN DENEYSEL VE SAYISAL OLARAK BELİRLENMESİ

Rıdvan YAKUT

Atatürk Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Kenan YAKUT

Günümüzde enerji maliyeti ve tüketiminin hızla artması enerjinin verimli olarak kullanılmasını zorunlu hale getirmiştir. Bu nedenle endüstriyel uygulamalarda ısı geçişinin iyileştirilmesinin önemi bir kat daha artmıştır. Ayrıca kullanılan elektronik cihazların küçülmesi ve işlem hızlarının giderek artması, bu sistemlerden ısının hızlı bir şekilde uzaklaştırılmasını gerekli hale getirmiştir. Yapılan çalışmalar sonucunda çarpan jetle ısı ve kütle geçişinde, daha az debi ve daha küçük ısı geçişi yüzey alanına ihtiyaç duyulduğu belirlenmiştir. Ayrıca hızlı, verimli ve ekonomik olarak uygulanabilen bir yöntem olduğu tespit edilmiştir.

Bu çalışmada, rüzgar tüneline Taguchi yöntemiyle, $L_{18}(2^1*3^7)$ ortogonal dizisine göre, optimize edilmiş Genel-2 ve Genel-3 olarak adlandırılan altıgen ısı alıcılarının çarpan jetle ısı ve akış karakteristikleri deneysel ve hesaplamalı akışkanlar mekaniği (HAD) paket programı ANSYS Fluent kullanılarak analiz edilmiştir. Sayısal analiz için çarpan jet analizlerinde en çok kullanılan altı türbülans modeli incelenerek deneysel çalışmaya en uygun k-ε relizable türbülans modeli seçildi. Isı alıcılar için sayısal ve deneysel çalışmalar sabit lüle çapında, iki farklı h/d mesafesinde, altı akış hızında ve üç farklı kanatçık boyu için yapıldı. Deneysel ve sayısal olarak elde edilen Nu-Re ve $C_{p,x,y} - l/(l_0/2)$ değişimleri incelenerek karşılaştırılmış ve ısı alıcılara ait korelasyonlar elde edilmiştir.

2013, 155 sayfa

Anahtar Kelimeler: ısı transferi, çarpan jet, türbülans modeli, deneysel, sayısal analiz, Hesaplamalı Akışkanlar Mekaniği (HAD)

ABSTRACT

Master Thesis

EXPERIMENTAL AND NUMERICAL ANALYSIS OF HEAT AND FLOW CHARACTERISTICS WITH IMPINGEMENT JET FOR OPTIMIZED HEXAGONAL FINNED HEAT SINKS

Rıdvan YAKUT

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

Supervisor: Prof. Dr. Kenan YAKUT

Nowadays, the rapid increase in energy costs and consumption, efficient use of energy have necessitated. Therefore, the importance of enhancing the heat transfer in industrial applications has increased still more. Furthermore, a reduction of the size and processing speed of electronic devices gradually increase, rapidly removing heat from these systems have required. As a result of the studies, applications of heat and mass transfer with impinging jets, the less the flow rate and a smaller heat transfer surface area have been found to required. In addition this method has been found to be rapid, efficient and economic method.

In this study, heat and flow characteristics with impingement jet of hexzagonal finned heat sinks which are named as General-2 and General-3, all of which have been optimized by using Taguchi method in the wind tunnel according to $L_{18}(2^1*3^7)$ orthogonal array, have been determined experimentally and analysed numerically by Ansys-Fluent CFD programme. Six of most commonly used turbulence models in the analysis of heat and mass transfer with impinging jets were examined and k-ε reliable turbulence model was chosen the most suitable for experimental study. The experimental and numerical studies were carried out for heat sinks by a nozzle diameter, for two different h/d distances, for 6 different flow rate and for 3 different fin heights. The variations of the $Nu-Re$ ve $Cp_{x,v} - 1/(l_0/2)$ were analysed and compared. Finally, heat transfer correlations obtained from experimental data and numerical simulation of impingement jet heat transfer.

2013, 155 pages

Keywords: heat transfer, impingement jet, turbulent model, experimental analysis, numerical analysis, Computational Fluid Dynamics (CFD)

TEŞEKKÜR

Çalışma sırasında bilimsel katkıları ile bana yardımcı olan, eğitimim süresince desteğini esirgemeyen, tez danışmanım ve hocam Sayın Prof. Dr. Kenan YAKUT'a en içten teşekkür ve saygılarımı sunarım.

Araştırma süresince yardımlarını esirgemeyen Sayın Arş. Gör. Faruk YEŞİLDAL, Sayın Öğr. Gör. Altuğ KARABEY ve yüksek lisans öğrencisi Kumru GÜREŞCİ' ye,

Deneysel çalışmalardaki değerli katkılarından dolayı Sayın Öğr. Gör. Abdüssamed KABAKUŞ'a, sayısal analizlerde yardımlarını esirgemeyen değerli Figes A.Ş. CFD analiz mühendisi Sayın Ebubekir BEYAZOĞLU'na,

Çalışmamdaki ekonomik destekleri nedeniyle Atatürk Üniversitesi Araştırma Fon Saymanlığı'na teşekkür ederim.

Son olarak, hiçbir zaman desteğini esirgemeyen sevgili aileme ve değerli dostlarıma en içten teşekkürler ve şükranlarımı sunarım.

Rıdvan YAKUT

Aralık, 2013

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
1.2. Çarpan Jetle Soğutma Sistemlerinin Sınıflandırılması.....	5
1.3. Çarpan Yarıklık (Slot) ve Jet Dizileri.....	8
1.4. Eş-Eksenli Jetler.....	9
1.5. Çarpan Jetlerde Isı Transferi ve Akış Dinamiğinin Literatürdeki Yeri.....	10
2. KURAMSAL TEMELLER.....	18
2.1. Genel Isı Transferi Kavram ve Tanımları.....	18
2.1.1. Isı iletimi ile ısı transferi.....	19
2.1.2. Isı taşınımı ile ısı transferi.....	19
2.1.3. Işınım ile ısı transferi.....	20
2.2. Hız (Hidrodinamik) Sınır Tabaka.....	21
2.3. Isıl Sınır Tabaka.....	23
2.4. Laminer ve Türbülanslı Akış.....	24
2.5. Türbülans ve Türbülans Modelleme.....	27
2.5.1. Standart k-ε modeli.....	32
2.5.2. RNG k-ε türbülans modeli.....	34
2.5.3. k-ω ve SST türbülans modeli.....	34
2.6. Duvar Fonksiyonu.....	36
2.7. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD).....	38
2.7.1. Had yazılımlarının avantajları.....	40
2.7.2. ANSYS Fluent.....	41
2.8. HAD Yazılımının Yapısı.....	42

2.8.1. Ön işlemci.....	42
2.8.2. Çözücü.....	43
2.8.3. Son işlemci	43
2.9. Sayısal Çözüm Teknikleri	44
2.9.1. Sonlu farklar yöntemi.....	44
2.9.2. Sonlu elemanlar yöntemi.....	44
2.9.3. Spectral yöntem.....	45
2.9.4. Sonlu hacimler yöntemi.....	45
2.10. Temel Denklemler	46
2.10.1. Kütle korunumu prensibi – Süreklilik denklemi	46
2.10.2. Momentumun korunumu prensibi-Momentum denklemi	48
2.10.3. Enerjinin korunumu prensibi-Enerji denklemi.....	50
2.10.4. Euler denklemi	53
2.10.5. Navier-Stokes denklemleri	53
2.11. Sonlu Hacim Yöntemi (SHY) Uygulaması	55
3. MATERYAL ve YÖNTEM.....	65
3.1. Deney Düzenegi	66
3.2. Test Bölgesi.....	68
3.3. Test Elemanları.....	69
3.4. Isıl çiftler ve Veri Toplama Sistemi	71
3.5. Isı Transferi Deneilerinin Yapılışı.....	73
3.6. Hız ölçümü	73
3.7. Basınç Ölçümü	74
3.9. Deneysel Verilerin Karakteristik Hesaplamalarda Kullanılması	75
3.10. Deney Tasarım Teknikleri ve Taguchi Deney Tasarımı	78
3.11. Deneysel Belirsizlikler	84
3.12. ANSYS Fluent 14.5.....	85
3.13. Fluent Teknik Özellikleri	86
3.13.1. Genel modelleme yetenekleri.....	86
3.13.2. Sayısal ağ yetenekleri.....	87
3.13.3. Sayısal yöntem	88
3.13.4. Türbülans modelleme	89

3.13.5. Isı transferi.....	90
3.13.6. Sınır koşulları	91
3.14. ANSYS Workbench Platformu	92
3.14.1. ANSYS Design Modeler	93
3.14.2. ANSYS Meshing	94
3.14.3. ANSYS Fluent.....	95
3.15. Çözüm Adımları	96
3.16. Sayısal Analizin Yapılması	98
3.16.1. Proje dosyasının oluşturulması.....	98
3.16.2. Design Modeler sayfasında modelin oluşturulması	99
3.16.3. Mesh sayfasında sayısal ağın oluşturulması.....	101
3.16.4. Set Up sayfasında değerlerin verilmesi	103
3.16.5. Result sayfasından sonuçların alınması.....	104
4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA.....	106
4.1. Isı Transferi ve Akış Karakteristikleri.....	106
4.2. Nu-Re Grafikleri.....	107
4.3. Cp-I/(I ₀ /2) Grafikleri	120
5. SONUÇ.....	147
KAYNAKLAR	153
ÖZGEÇMİŞ	156

SİMGELER DİZİNİ

\bar{w}	Z yönündeki akış özelliği
Γ	Yayınım katsayısı
\dot{m}	Kütleli debi (kg/s)
$\Omega(db)$	Yüzdelik değerin omega dönüşümü ile bulunan desibel değeri
μ_j/μ_ω	Boyutsuz viskozite oranı
ΔP	Basınç değişimi (Pa)
a	Akışkan ısı yayılım 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 eksenini boyunca değişimi (K)
F	Şekil faktörü
h	Lüle-kanat arası mesafe (mm)
H	Jet çıkışı-hedef plaka mesafesi
h	Taşıma katsayısı (W/m ² K)
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}	Taşınım ile ısı transfer miktarı (W)
Q_{rad}	Işınım ile ısı transfer miktarı
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
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 çarpan dairesel lüleden çıkan akışkanın şematik görünümü ...	3
Şekil 1.2. Serbest jetin bölümleri	4
Şekil 1.3. (a) Sınırsız serbest yüzey jeti, (b) Sınırsız dalmış jet	6
Şekil 1.4. Yarı sınırlandırılmış, daldırılmış jet	7
Şekil 1.5. Bir dizi yarıklı jetin yüzeye çarpması	8
Şekil 1.6. Yanma odalarında kullanılan eş-eksenli bir jetin genel görünüşü.....	9
Şekil 2.1. Düzlem levha üzerinde hız (hidrodinamik) sınır tabakasının gelişimi.....	22
Şekil 2.2. Kanal akışının girişindeki basınç ve hız dağılımının değişimi.....	22
Şekil 2.3. Çarpan jette hız sınır tabakanın farklı mesafelerdeki değişimi	23
Şekil 2.4. Isıtılmış bir boru içerisinde ısı sınır tabakanın gelişimi	24
Şekil 2.5. Sabit sıcaklıktaki düz levha üzerinde ısı sınır tabakanın gelişimi	24
Şekil 2.6. Laminer ve türbülans akışlar	25
Şekil 2.7. Bir düz levha üzerinde hız sınır tabakanın gelişimi.....	26
Şekil 2.8. Sabit sıcaklıkta bir düz levha üzerinde akış için sınır tabaka kalınlığı δ ve yerel taşınım katsayısı h 'ın değişimi.....	27
Şekil 2.9. Laminer ve türbülanslı akışta hız vektörleri	27
Şekil 2.10. Türbülanslı akışta ortalama ve çalkantı hız terimleri	29
Şekil 2.11. Kontrol hacminin gösterimi.....	45
Şekil 2.12. Sınır tabakası içerisinde kontrol hacmi- Kütle korunumu prensibi.....	47
Şekil 2.13. Sınır tabakası içerisinde kontrol hacmi-Momentumun korunumu	50
Şekil 2.14. Sınır tabakası içerisinde kontrol hacmi- Enerjinin korunumu prensibi.....	52
Şekil 2.15. Bir boyutlu etki alanı	56
Şekil 2.16 Alan ayrıştırması.....	56
Şekil 2.17. Uniform dairesel kanatçık.....	58
Şekil 2.18 Kontrol hacimleri.....	59
Şekil 2.19. Analitik ve numerik analiz sonuçlarının karşılaştırılması	64
Şekil 3.1. Deney düzeneğinin görünüşü	66
Şekil 3.2. Deney düzeneğinin şematik görünümü	67
Şekil 3.3. Test bölgesinin görünüşü.....	69

Şekil 3.4. Altıgen ısı alıcı.....	70
Şekil 3.5. Veri toplama ünitesinin görünüşü.....	72
Şekil 3.6. Birbirine temas eden yüzeyler arasında ısı akışı.....	73
Şekil 3.7. ANSYS’de oluşturulan proje dosyaları	99
Şekil 3.8. Design modeler sayfasında oluşturulan model	100
Şekil 3.9. Sayısal ağın oluşturulması	102
Şekil 3.10. Residual ekranında çözümün yakınsaması	104
Şekil 3.11. CFD-Post sayfasında hız ve sıcaklık çizgilerinin üst üste gösterimi.....	105
Şekil 4.1. Genel 2 ısı alıcısında, 100 mm kanat boyunda, $h/d=1$ için türbülans modellerin karşılaştırılması	107
Şekil 4.2. Altıgen Genel-2, $h/d=1$ için Nu sayısının Re sayısı ve kanat boyu ile değişiminin deneysel analizi	108
Şekil 4.3. Altıgen Genel-2, $h/d=1$ için Nu sayısının Re sayısı ve kanat boyu ile değişiminin sayısal analizi	109
Şekil 4.4. Altıgen Genel-2, $h/d=1$ için Nu sayısının Re sayısı ve kanat boyu ile değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması.....	110
Şekil 4.5. Altıgen Genel-2, $h/d=2$ için Nu sayısının Re sayısı ve kanat boyu ile değişiminin deneysel analizi	111
Şekil 4.6. Altıgen Genel-2, $h/d=2$ için Nu sayısının Re sayısı ve kanat boyu ile değişiminin sayısal analizi	112
Şekil 4.7. Altıgen Genel-2, $h/d=2$ için Nu sayısının Re sayısı ve kanat boyu ile değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması.....	113
Şekil 4.8. Altıgen Genel-3, $h/d=1$ için Nu sayısının Re sayısı ve kanat boyu ile değişiminin deneysel analizi	114
Şekil 4.9. Altıgen Genel-3, $h/d=1$ için Nu sayısının Re sayısı ve kanat boyu ile değişiminin sayısal analizi	115
Şekil 4.10. Altıgen Genel-3, $h/d=1$ için Nu sayısının Re sayısı ve kanat boyu ile değişiminin deneysel ve teorik sonuçlarının karşılaştırılması.....	116
Şekil 4.11. Altıgen Genel-3, $h/d=2$ için Nu sayısının Re sayısı ve kanat boyu ile değişiminin deneysel analizi	117
Şekil 4.12. Altıgen Genel-3, $h/d=2$ için Nu sayısının Re sayısı ve kanat boyu ile değişiminin sayısal analizi	118

Şekil 4.13. Altıgen Genel-3, $h/d=2$ için Nu sayısının Re sayısı ve kanat boyu ile değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması.....	119
Şekil 4.14. Altıgen Genel 2’de $h/d=1$ mesafesinde 100 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin deneysel analizi.....	121
Şekil 4.15. Altıgen Genel 2’de $h/d=1$ mesafesinde 100 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin sayısal analizi.....	121
Şekil 4.16. Altıgen Genel 2’de $h/d=1$ mesafesinde 100 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin deneysel analizi.....	122
Şekil 4.17. Altıgen Genel 2’de $h/d=1$ mesafesinde 100 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin sayısal analizi.....	122
Şekil 4.18. Altıgen Genel 2’de $h/d=1$ mesafesinde 150 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin deneysel analizi.....	123
Şekil 4.19. Altıgen Genel 2’de $h/d=1$ mesafesinde 150 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin sayısal analizi.....	123
Şekil 4.20. Altıgen Genel 2’de $h/d=1$ mesafesinde 150 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin deneysel analizi.....	124
Şekil 4.21. Altıgen Genel 2’de $h/d=1$ mesafesinde 150 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin sayısal analizi.....	124
Şekil 4.22. Altıgen Genel 2’de $h/d=1$ mesafesinde 200 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin deneysel analizi.....	125
Şekil 4.23. Altıgen Genel 2’de $h/d=1$ mesafesinde 200 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin sayısal analizi.....	125
Şekil 4.24. Altıgen Genel 2’de $h/d=1$ mesafesinde 200 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin deneysel analizi.....	126
Şekil 4.25. Altıgen Genel 2’de $h/d=1$ mesafesinde 200 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin sayısal analizi.....	126
Şekil 4.26. Altıgen Genel 2’de $h/d=2$ mesafesinde 100 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin deneysel analizi.....	127
Şekil 4.27. Altıgen Genel 2’de $h/d=2$ mesafesinde 100 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin sayısal analizi.....	127
Şekil 4.28. Altıgen Genel 2’de $h/d=2$ mesafesinde 100 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin deneysel analizi.....	128

Şekil 4.29. Altıgen Genel 2’de $h/d=2$ mesafesinde 100 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin sayısal analizi	128
Şekil 4.30. Altıgen Genel 2’de $h/d=2$ mesafesinde 150 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin deneysel analizi	129
Şekil 4.31. Altıgen Genel 2’de $h/d=2$ mesafesinde 150 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin sayısal analizi	129
Şekil 4.32. Altıgen Genel 2’de $h/d=2$ mesafesinde 150 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin deneysel analizi	130
Şekil 4.33. Altıgen Genel 2’de $h/d=2$ mesafesinde 150 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin sayısal analizi	130
Şekil 4.34. Altıgen Genel 2’de $h/d=2$ mesafesinde 200 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin deneysel analizi	131
Şekil 4.35. Altıgen Genel 2’de $h/d=2$ mesafesinde 200 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin sayısal analizi	131
Şekil 4.36. Altıgen Genel 2’de $h/d=2$ mesafesinde 200 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin deneysel analizi	132
Şekil 4.37. Altıgen Genel 2’de $h/d=2$ mesafesinde 200 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin sayısal analizi	132
Şekil 4.38. Altıgen Genel 3’de $h/d=1$ mesafesinde 100 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin deneysel analizi	134
Şekil 4.39. Altıgen Genel 3’de $h/d=1$ mesafesinde 100 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin sayısal analizi	134
Şekil 4.40. Altıgen Genel 3’de $h/d=1$ mesafesinde 100 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin deneysel analizi	135
Şekil 4.41. Altıgen Genel 3’de $h/d=1$ mesafesinde 100 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin sayısal analizi	135
Şekil 4.42. Altıgen Genel 3’de $h/d=1$ mesafesinde 150 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin deneysel analizi	136
Şekil 4.43. Altıgen Genel 3’de $h/d=1$ mesafesinde 150 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin sayısal analizi	136
Şekil 4.44. Altıgen Genel 3’de $h/d=1$ mesafesinde 150 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin deneysel analizi	137

Şekil 4.45. Altıgen Genel 3’de $h/d=1$ mesafesinde 150 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin sayısal analizi	137
Şekil 4.46. Altıgen Genel 3’de $h/d=1$ mesafesinde 200 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin deneysel analizi	138
Şekil 4.47. Altıgen Genel 3’de $h/d=1$ mesafesinde 200 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin sayısal analizi	138
Şekil 4.48. Altıgen Genel 3’de $h/d=1$ mesafesinde 200 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin deneysel analizi	139
Şekil 4.49. Altıgen Genel 3’de $h/d=1$ mesafesinde 200 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin sayısal analizi	139
Şekil 4.50. Altıgen Genel 3’de $h/d=2$ mesafesinde 100 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin deneysel analizi	140
Şekil 4.51. Altıgen Genel 3’de $h/d=2$ mesafesinde 100 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin sayısal analizi	140
Şekil 4.52. Altıgen Genel 3’de $h/d=2$ mesafesinde 100 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin deneysel analizi	141
Şekil 4.53. Altıgen Genel 3’de $h/d=2$ mesafesinde 100 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin sayısal analizi	141
Şekil 4.54. Altıgen Genel 3’de $h/d=2$ mesafesinde 150 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin deneysel analizi	142
Şekil 4.55. Altıgen Genel 3’de $h/d=2$ mesafesinde 150 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin sayısal analizi	142
Şekil 4.56. Altıgen Genel 3’de $h/d=2$ mesafesinde 150 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin deneysel analizi	143
Şekil 4.57. Altıgen Genel 3’de $h/d=2$ mesafesinde 150 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin sayısal analizi	143
Şekil 4.58. Altıgen Genel 3’de $h/d=2$ mesafesinde 200 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin deneysel analizi	144
Şekil 4.59. Altıgen Genel 3’de $h/d=2$ mesafesinde 200 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin sayısal analizi	144
Şekil 4.60. Altıgen Genel 3’de $h/d=2$ mesafesinde 200 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin deneysel analizi	145

Şekil 4.61. Altıgen Genel 3’de $h/d=2$ mesafesinde 200 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin sayısal analizi 145

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 2.1. Isı transferi katsayısının tipik değerleri	20
Çizelge 2.2. Düğüm noktaları	60
Çizelge 2.3. Ayrık denklem katsayıları.....	61
Çizelge 2.4. Sınır düğüm noktası 5 in katsayıları	61
Çizelge 2.5. Düğüm noktalarının ayrıık denklem katsayıları	62
Çizelge 2.6. Analitik ifade ile sonlu hacim çözüm karşılaştırılması.....	63
Çizelge 2.7. Analitik ifade ile sonlu hacim çözüm karşılaştırılması.....	64
Çizelge 3.1. Çalışmada incelenen parametreler ve değerleri.....	70
Çizelge 3.2. PCLD-789 yükseltici ve çoklayıcı kartın kazanç tablosu.....	72
Çizelge 3.3. Hız probunun teknik özellikleri (Advantech 1995).....	74
Çizelge 3.4. Ölçülen büyüklüklerdeki belirsizlikler	85
Çizelge 3.5. Akış alanlarına verilen name selectionlar.....	102
Çizelge 4.1. Genel 2 için minumum-maksimum Cp değerleri	133
Çizelge 4.2. Genel 3 için minumum-maksimum Cp değerleri	146

1. GİRİŞ

Günümüzde enerji tüketiminin ve maliyetinin hızla artması, enerjinin verimli olarak kullanılmasını zorunlu hale getirmiştir. Bu nedenle günlük hayatta ve endüstriyel uygulamalarda ısı transferinin önemi bir kat daha artmıştır. Isı transferi mekanizmaları iyileştirmek için yapılan çalışmalarda sadece ısı transferinin verimli bir şekilde yapılması yeterli olmamış, kullanılan elemanların küçülmesi, seri üretimin artması ve artan maliyetler ek problemler getirmiştir. Yapılan çalışmalar sonucunda çarpan jetle ısı ve kütle transferinin; hızlı, küçük yüzey alanlarında uygulanabilen, verimli ve ekonomik bir yöntem olduğu tespit edilmiştir.

Çarpan jet, çeşitli kesitlerdeki lüleden çıkan akışkanın, yüzeye çarpması sonucu elde edilir. Çarpan jet uygulamalarında, çarpma bölgesinde sınır tabaka kalınlığı akışkanın hızına bağlı olarak azalır ve buna bağlı olarak yerel ısı taşınım katsayısı artar. Ayrıca farklı geometrilerde kanatçıkların farklı açılarda dizilimleriyle ve bazı geometrik özellikleri değiştirilerek dizayn edilen kanat konfigürasyonları sayesinde vorteks yapıları büyütür ya da kararsızlıkları artırılarak akışta farklı oranlarda vorteksler oluşturulabilir. Böylece çarpan jetin etkisiyle, çarpma bölgesi yüzeyinde ısı aktarımı sağlanmış olur. Çarpan jetle ısı transferi yapılırken genel olarak, yüzeyle çevresindeki akışkan arasındaki taşınım ile ısı transferini artırmak için kanatçıklı ısı alıcılar kullanılmaktadır.

Günümüz endüstrisinde çarpan hava jetleri yüksek oranda ısı ve kütle transferi sağlama kapasitelerinden dolayı birçok; ısıtma, soğutma ve kurutma uygulamalarında oldukça yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Çarpan jetle soğutma genel olarak;

- Elektrik ve elektronik ekipmanların soğutulmasında
- Tekstil ürünlerini, kağıt ve kereste kurutmada
- Gaz türbini kanatlarını soğutmada
- Cam temperlemede

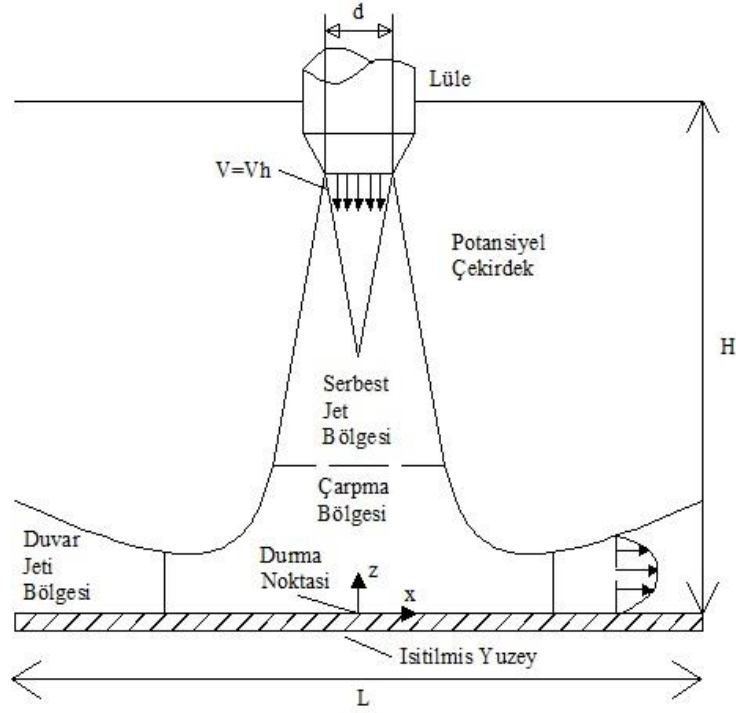
- Metallerin ısı işlemlerinde
- Boya sanayisinde
- Mürekkep püskürtmeli yazıcılarda
- Gaz-sıvı kontaktörlerinde
- Jet motorları ve sıvı yakıt brülörlerinin kullanıldığı yanma sistemlerinde
- Yüksek ısı akısıyla soğutma gerektiren nükleer santrallerdeki bazı sistemlerinde kullanılmaktadır.

Çarpan jetle ısı transferinde, lüle ile kanatçık arasındaki mesafe, kanatçıkların boyu, kanatçıkların geometrisi, akışkanın cinsi, akışkanın plakaya geliş açısı ve akışkanın plakaya geliş hızı gibi parametreler önemli rol oynar.

1.1. Çarpan Jetlerin Hidrodinamik ve Geometrik Yapısı

Şekil 1.1’de görüldüğü gibi çarpan jet; serbest jet bölgesi, durma/çarpma bölgesi ve duvar jeti bölgesi olmak üzere üçe ayrılır.

1. Serbest jet bölgesi: Şekil 1.1’de görüldüğü gibi d çapındaki dairesel bir lüleden çıkan akışkan durgun ortama püskürtülmektedir. Lüle çıkışında sabit hız dağılımı elde edilmiştir. Bununla beraber çıkıştan uzaklaştıkça jet ile çevre arasında kütle, enerji ve momentum geçişi başlar. Jetin ortamla girdiği bu etkileşimin sonucu olarak radyal yönde tek düze olmayan bir hız dağılımı oluşmasına, jet sınırlarının genişlemesine, jet sıcaklığının düşmesine ve sabit hız çekirdeğinin daralmasına neden olur. Serbest jet bölgesinin en önemli özelliği çarpma bölgesinden etkilenmemesidir.

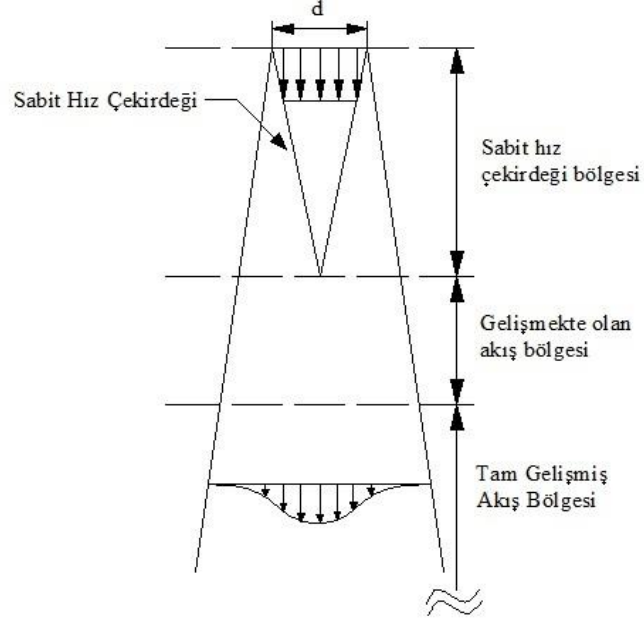


Şekil 1.1. Düz bir yüzeye çarpan dairesel lüleden çıkan akışkanın şematik görünümü

Serbest jet bölgesi; sabit hız çekirdeği bölgesi, gelişmekte olan akış bölgesi ve tam gelişmiş akış bölgesi olmak üzere üç bölüme ayrılır (Şekil 1.2.).

Sabit hız çekirdeğinde hız, lüle merkezinde (U_m) lüle çıkışı (U_j) olarak belirtilir. Serbest jet bölgesinde jet uzunluğu; jetin çıkışındaki geometriye, lüle çıkışında oluşan hız profiline ve türbülans yoğunluğuna bağlıdır. Literatürde genel olarak potansiyel çekirdek bölgesinin bitiş yeri $U_m=0.95U_j$ olduğu kabul edilir. Gauntner ve arkadaşları tarafından türbülanslı Reynolds sayılarına bağlı olarak yapılan çalışmalarda, potansiyel çekirdek bölgesi uzunluğunun lüle çapının altı katı kadar mesafede olduğu ($L_{pc}=6d$) belirtilmiştir.

Gelişmekte olan akış bölgesi, çevre ile jet arasındaki momentum etkileşimi ve bunun sonucunda jet merkezindeki hızın azalmasıyla oluşur. Bu bölgeden sonra akış, tam gelişmiş hale gelir. Rajanatham, tam gelişmiş bölgede hızdaki azalmanın ve jetin genişlemesinin doğrusal olduğunu belirtmiştir.



Şekil 1.2. Serbest jetin bölümleri

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. Ayrıca, çıkışta laminer olan bir jetin, çarpmadan önce hala laminer olup olmaması jet çıkışındaki hız profili, jet plaka arası mesafe, jetin sınırlı olup olmadığı gibi birçok değişkene bağlı olduğunu belirtmiştir.

2. Durma/Çarpma Bölgesi: Durma veya çarpma bölgesinde akış, çarpma yüzeyinden etkilenmekte olup akışın çarpma yüzeyine dik durumdan paralel duruma dönmesi muhtemeldir. Bu bölge içerisindeki hız, çarpma yüzeyine dik yönde azalırken, çarpma yüzeyine paralel yönde artış göstermektedir. Yüzeye dik ve paralel hızların sıfır olduğu durgunluk noktası da bu bölge içerisinde yer almaktadır. Durma bölgesinin karakteristiklerinden biri de çarpma yüzeyine yakın bölgede sınır tabakası analiziyle belirlenen, akışın

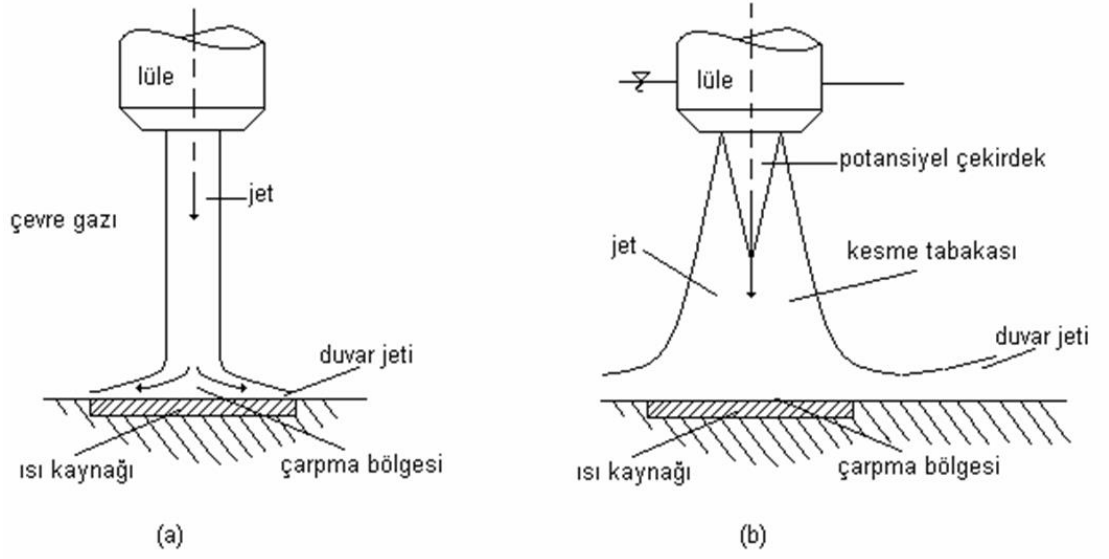
ivmelenmesiyle sınır tabakasının incilmesi aynı zamanda çevreyle momentum transferi nedeniyle sınır tabakasının kalınlaşma etkilerinin birbirini dengelemesi sonucu sınır tabakası kalınlığının fazla değişmemesidir.

3. Duvar jeti Bölgesi: Duvar jeti bölgesinde akış, çarpma yüzeyine paralel olup, çevrede durgun olarak bulunan akışkanla momentum transferinin ve çarpma plakasıyla etkileşiminin sonucu yavaşlar. Bu bölge içerisindeki 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 dolayısıyla ortalama ısı transferini etkiler. Kondüksiyonla ısı transferi, hem durma bölgesinde hem de duvar jeti bölgesinde oluşur.

1.2. Çarpan Jetle Soğutma Sistemlerinin Sınıflandırılması

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

I. Sınırsız Serbest Yüzey Jetleri: Serbest yüzey jetinin sıvı-gaz ara fazındaki ihmal edilebilecek mertebede olan kesme gerilmesi onu diğer jetlerden ayırt eden en önemli özelliğidir. Böylece jet ana hız profili lüleden çarpma yüzeyine ilerlerken yer çekiminden etkilenmeden korunur. Eğer jet yer çekimi merkezine doğru yönlendirilmişse yer çekimi ivmesiyle jet hızı, lüle çıkış hızını geçecektir. Hali hazırda soğutma koşulları için bu etki ihmal edilebilse de duvar sürtünme etkilerine, hız profillerine ve türbülans seviyesine bağlı olarak jet lüleden ayrılırken bazı değişiklikler gösterir. Jet çarpma yüzeyine yaklaşırken, yüzeye normal yönde yavaşlayıp paralel yönde hızlanır. Bu değişiklikler, yüzeye paralel, güçlü basınç dağılımının ayırt ettiği çarpma bölgesinde oluşur. Eğer jet türbülanslı ise basınç dağılımı çarpma bölgesinde akışı laminarlaştırma yönünde etkili olur. Bununla birlikte basınç dağılımı sıfıra düşerek akış yönündeki duvar jet bölgesinde türbülansa geçişe neden olur. Dairesel ve serbest yüzey jeti Şekil (1.3.a)'da gösterilmiştir.



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

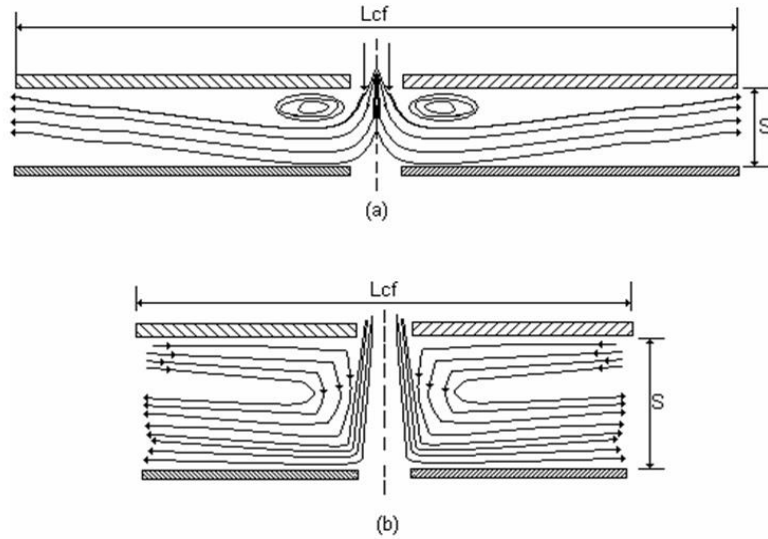
II. Sınırsız Dalmış Jetler: Şekil (1.3.b)'de görüldüğü gibi sınırsız, dalmış ve asimetric püskürtmeli bir jet; serbest jet, çarpma bölgesi ve duvar jeti olmak üzere üç ana bölgeye ayrılır. Serbest jet lüle çıkışında akış yönünde gelişen çevre akışkanının kesit tabakasında yanıl yayılımı ile ayırt edilmiştir. Lüleden uzaklaştıkça kesit tabakası genişler ve içinde akışkan hızının kesit tabakasından etkilenmediği potansiyel çekirdek büzülerek kaybolur. Potansiyel çekirdeğin ucunda jetin eksenindeki hız, bir yandan hız profili çan eğrisi şekline gelirken azalır. Potansiyel çekirdeğin uzunluğu Re sayısı ve lüle çapına bağılı olarak değişir. Lüle-levha arası mesafe h/d 'ye bağılı olarak ve özellikle çarpma yüzeyi potansiyel çekirdeğin altında ise, daldırılmış jet püskürtmeli sistemlerde ısı transferi serbest yüzeyli jetlere göre daha hassastır. Akış, çarpma bölgesini terk ederken türbülantta bir miktar artar. Duvar jeti bölgesinde ise jet ile çevre akışkan arasında gerçekleşen momentum transferi sonucu yavaşlama meydana gelir.

III. Yarı Sınırlandırılmış Dalmış Jetler: Modern elektronik cihazlar daha çok küçük boyutlarda tasarlandıkları için küçük hacimlere sığdırma zorunluluğu vardır. Bu durum akış üzerinde sınırlandırma etkisi oluşturmaktadır. Yarı sınırlandırılmış kare kesitli yarı jetlerde jetin püskürtme düzleminde ve soğutma yüzeyine paralel olarak bir duvar yerleştirilmiştir. Dolayısıyla bu duvar 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 neden olacaktır.

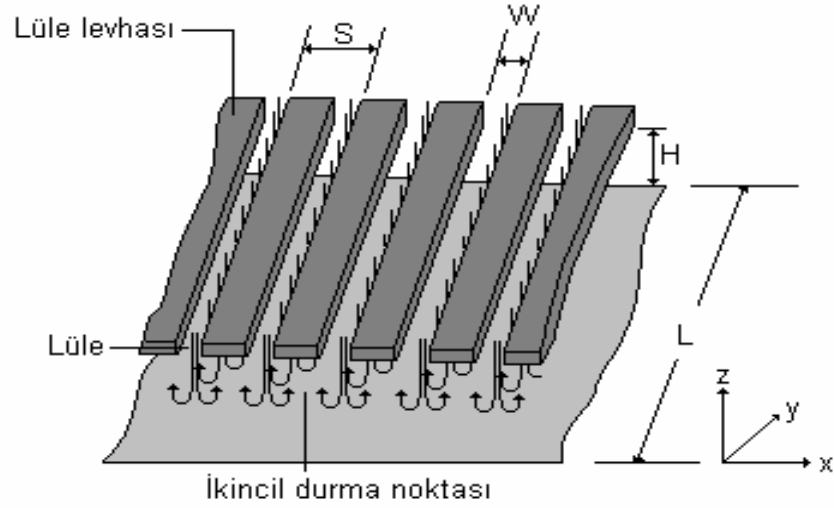
Lüle-levha mesafesi arttıkça akış, sınırlandırılma duvarı dışından etkilenerek sınırlandırılma duvarının akıştaki etkisi ve jet altında ısı transferine etkisi azalacaktır. Bu eğilim, mesafe arttıkça devam ederek sistem sınırlandırılmamış jetlerde olduğu gibi davranmaya başlayacaktır (Şekil 1.4).

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



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

1.3. Çarpın Yarık (Slot) ve Jet Dizileri

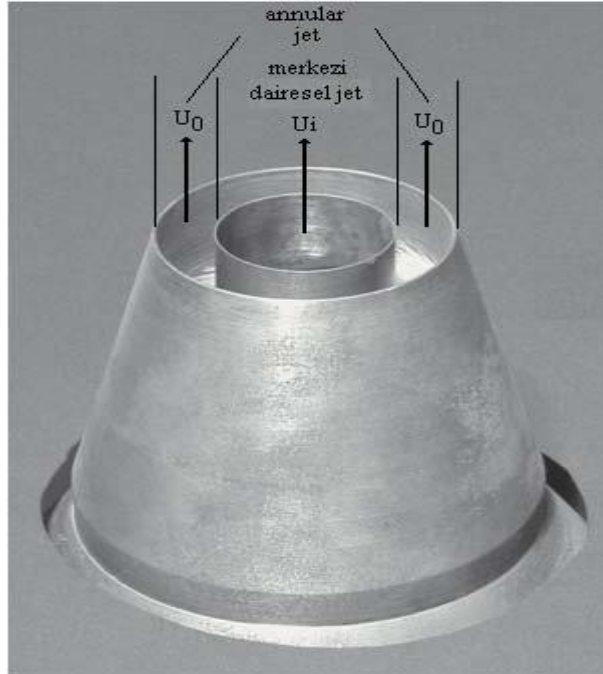


Şekil 1.5. Bir dizi yarıkli jetin yüzeye çarpması

Lüle dizileri, çarpma prensibiyle çalışan, ısı ve kütle transferinin birlikte gerçekleştiği makinelerde sıklıkla kullanılmaktadır. Birçok çarpma ile ısı (kütle) geçişi düzenekleri, Şekil 1.5'te gösterildiği gibi yarıkli 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 düzeneklerin çoğunda 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 ilgilidir. Şekil 1.5'te gösterilen düzenekte, kullanılmış gaz yukarı akarak lülelerden dışarı çıkamayacağı için, simetrik olarak $\pm y$ yönünde akacaktır. Kullanılmış gazın sıcaklığı (yüzey soğutuluyorsa) veya madde yoğunluğu (yüzeyden buharlaşma oluyorsa) y yönünde artacağı için, yüzey ile gaz sıcaklık (yoğunluk) farkı ve buna bağlı olarak ısı veya kütle akıları azalır. Bu problem kullanılmış gazın yukarı akarak lülelerin arasından yeniden çevreye atılmasıyla giderilebilir.

1.4. Eş-Eksenli Jetler

Farklı akımların karışımını içeren eş-eksenli jetler, mühendislik çalışmalarında önemli bir yere sahiptir. İtici güç sistemlerinin ve güç üreten gaz türbini sistemlerinin yanma odalarında, yakıtla havanın karışımını elde etmek için kullanıldıkları gibi, atık yakıtların yanma sistemlerinde de kullanılırlar. İyi tasarlanmış bir jet, ortalama yanma parametrelerinin üstünde bir performansla hava ile yakıtı karıştırma başarısını sağlar.



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

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

Eş-eksenli jetlerin, uygulamalı mühendislikte kullanılmasının dışında, bunların akış karakteristiğinin her durum için incelemesi orijinal bir konudur. Farklı akış şartlarında başlayan iki ayrı akımın karışımı, yüksek skalalı uygun yapıları barındırması ve türbülans karışımı konunun bugüne kadar çeşitli araştırmacılar tarafından ele alınmasına neden olmuştur.

1.5. Çarpan Jetlerde Isı Transferi ve Akış Dinamiğinin Literatürdeki Yeri

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

Literatürde çarpan jetlerle ısı transferinde yukarıda sayılan parametrelerin bir veya birkaçına ait değişimlerini inceleyen deneysel ve sayısal çok sayıda çalışma mevcuttur. Bugüne kadar çarpan jet ile ilgili çok çeşitli eşanjör 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.

Bayraktar vd (2005), çapraz akıştaki türbülanslı sıcak jet akışını hesaplamalı akışkanlar dinamiğini (HAD) kullanarak ele almışlardır. Jet hızlarının çapraz akış oranı olan R'nin üç farklı değeri (R=3,3, 5,0 ve 6,6) için çapraz akış yönünde dört farklı istasyondaki hız ve sıcaklık değişimlerini elde ederek karşılaştırmışlardır. Sonuç olarak R arttıkça, jet akış alanına daha fazla nüfus etmiş ve daha yüksek Z/D'lerde maksimum hız ve sıcaklıklar gözlemişlerdir. Çalışmada standart k-ε türbülans modelini kullanılmış olup, akış alanı üç boyutlu olarak göz önüne alınmıştır.

Bilgin vd (2009), dairesel, hapsedilmiş, yüzeye çarpan türbülanslı bir jet akışı çeşitli türbülans modelleri kullanarak yapılan analizleri incelemişlerdir. Türbülanslı jet akış

için, ticari olarak da bulunabilen, en uygun türbülans modeli yüzey ısı transferi karakteristiklerini göz önüne alınarak araştırmışlardır. Nümerik sonuçların deneysel sonuçlara ne oranda örtüştüğünü belirlemişlerdir. Ayrıca jet akışın görüntülenmesi ve pitot tüp ölçümleri ile jet rejimi hakkında bilgi edinmişlerdir. Çalışmada Re sayısı 10000, ısı akısı 50 W/cm^2 ve soğutucu akışkan olarak su kullanmışlardır. Analizleri çarpma yüzeyi ile jet ağzı arası uzaklığının jet çapına oranı 2 ile 10 arasında değiştirilerek yapılmışlardır.

Çelik vd (2007), çarpan bir jetin ısı transferi etkisi ve akış dinamiğini deneysel olarak incelemişlerdir. Literatürde gerçekleştirilen birçok çalışmanın aksine, lüle olarak büyük çaplı bir boru kullanılarak jet çapını büyük tutmanın ısı transferi üzerindeki etkisi araştırmışlardır. Jet, 23,1 mm iç çapında, 25 mm dış çapında düz, dikişsiz, pürüzsüz alüminyum bir borudan çıkmaktadır. Dik konumda duran arkasından film yoğuşması ile ısıtılan düz bir plakanın jetle soğutulmasını Nu sayısı cinsinden hesaplamışlardır. Soğumada etkili olan iki faktör lüle-levha arasındaki mesafe ($h/d=4-12$) ve Re (5000-25000) değişken parametre olarak seçmişlerdir. Ayrıca jetin levhaya çarpması esnasında levhaya yakın bölgede oluşan türbülans şiddetini sıcak-tel anemometresiyle ölçerek Nu sayısı üzerindeki etkisini araştırmışlardır.

Yue-Tzu *et al.* (2009), üniform olmayan kanatçıklı tasarımların soğutucu performanslarını çarpan soğutma ile sayısal incelemişlerdir. Ana denklemler dikey üniform olmayan kaydırılmış tablo üzerinde güç şeması ile kontrol hacim-sonlu farklar yöntemini kullanılarak ayırtmışlardır. Hız ve momentum denklemlerinin basınç şartları ile bağlantısını SIMPLEC algoritmasını kullanarak çözmüşlerdir. Bu iki denklemi k- ϵ türbülans modelinin çalkantılı yapısı ve davranışlarını tanımlamak için kullanmışlardır. Değişken parametre olarak beş Reynolds sayısı ($Re=5000-25000$), üç kanatçık yüksekliği ($H=35, 40, 45 \text{ mm}$) ve beş kanatçık tasarımı (Tip-1, Tip-5) kullanmışlardır. Bu çalışmada, kanatçık şeklinin soğutma performansına etkileri incelemişlerdir. Sonuç olarak Nusselt sayısı Reynolds sayısı ile artmıştır. Yüksek Reynolds sayılarında kanatçık boyutlarının Nusselt sayısı üzerindeki etkilerinin daha fazla olduğunu tespit etmişlerdir.

Oriana *et al.* (2013), tam sınırlandırılmış çarpma jetinin ısı transferi özelliklerini deneysel ve sayısal olarak değerlendirmişlerdir. Modelin hedef ve çarpma plakası yüzeyindeki toplam ısı transfer katsayısı dağılımlarını, geçici sıvı kristal tekniği ve CFD çözücü kullanılarak elde edilmişlerdir. Sınırlanmış kutuda (Rüzgar tüneline) 0,5 ve 1,5 jet çapları arasında değişen, nispeten düşük jet-hedef plakası mesafelerinde düz bir yüzey üzerine çarpan tek bir yuvarlak jet oluşturulmuştur. Çarpma geometrisi üç taraftan bloke edilmiş ve bu nedenle, hava jeti tam sınırlanmış konfigürasyonu ile tek bir yönde çıkmak için zorlanmışlardır. Deneyle 16500 ve 41800 arasında değişen Reynolds aralığında gerçekleştirmişlerdir. Deneysel veriler, ısı transfer hızını tahmin edilebilir doğruluk derecesini ölçmek amacıyla sayısal çalışmanın sonuçları ile karşılaştırmışlardır. Sonuç olarak Nu_x/d , Nu_y/d ve $Nu-Re$ değişimleri gözlenmişlerdir. Hedef plakası için, Z / D ile yerel ve ortalama ısı transferi düzeyi düşük bağımlılıkları gözlenmiş ve sonuç olarak $Z / D = 1$ için en iyi ısı transferi performansı elde edildiğini tespit etmişlerdir. Sıkışma plaka alanı ortalama ısı aktarım hızı duraklama bölgeleri olan hedef plakaya göre yaklaşık %40 daha düşük olduğu tespit etmişlerdir. Ayrıca hedef plakanın tersine Z/D 'nin azalmasıyla önemli ölçüde arttığı gözlemlenmişlerdir. CFD sonuçları kabul edilebilir yerel ve kanat boyunca ortalama Nu_D tahmini göstermişlerdir. Tüm eğilimler hedef ve jet plaka için $Z/D=1$ ve 1.5 için doğru şekilde yeniden üretilmiş bununla birlikte ısı transfer seviyesi duraklama bölgesi için sırasıyla %7-8 fazla hesaplamışlardır. Jet plaka için tahminler özellikle $Z/D=1$ ve 1.5 aralığında, Re_D tam %10 iken, hedef plaka bölgesinde ortalama Nu_D için düşük, Re_D den daha iyi tahmin etmişlerdir.

Angiolletti *et al.* (2004), laminar ve batık geçiş ile ısı transferi hedef düzlem üzerinde serbest gaz jeti sıkışması ile sayısal olarak analiz etmişlerdir ve buna ek olarak ilişkili ölçümler yardımıyla yorumlamışlardır. Üç farklı rejim için nitel ve nicel karşılaştırmalar, geçiş rejimi içinde (başlangıçta laminar veya düşük türbülans çarpan jetler) $Re=100-4000$ arasında sunmuşlardır. Birleştirilen deneysel yaklaşımdan ilk kez faydalanmışlardır. Parçacık Görüntü Hızı (PIV) kullanarak, anlık akış alan verisi ayıklanmış, doğru etki ve dağılım için, serbest jet arayüzü ve yol boyunca akış alanındaki değişikliklere odaklanmak için ortalamışlardır. Ayrıca, boyutsuz yerel ısı

transferi Nu yerel bir naftalin filmin erime derinliğini mikrometrik ölçümleri ile değerlendirmişlerdir. Son olarak konu, yapılandırma geçerliliğini değerlendirmesini sağlayan, ticari bir CFD koduyla modellemişlerdir. Bu çalışmada üç türbülans modeli kabul edilmiş, tam hız haritaları ve yerel Nu dağılımları gösterilmişlerdir. Ortalama veya anlık deneysel akış alanı ve ısı transferi verilerine göre kabul modellerin göreceli yararların anlaşılmasında yardımcı olmuşlardır. Re 1000 olduğunda k- ω SST türbülans modelinde gelişmekte olan çekirdek bölgenin genişmesinin daha düzgün azaldığı gözlenmiştir. Re sayısı 4000 olduğunda model performansları tamamen değişmiştir. k- ϵ RNG ve RSM modellerinin performansları tüm çarpan jet bölgesinde çok iyi olduğunu gözlemişlerdir.

Sagot *et al.* (2008), dairesel bir düz plaka isabet eden bir yuvarlak hava jeti için gaz-duvar ısı transferi yapılandırması ortalama Nusselt sayısı korelasyonu elde etmek için deneysel olarak incelemiştir. Plaka büyük bir adyabatik muhafazanın altına yerleştirmişlerdir ve sıcaklığı bir soğutucunun dış sirkülasyonu ile uygulamışlardır. Kütle akış hızı ve karakteristik sıcaklık eşzamanlı ölçümlerini (sıcak jet, soğuk duvar, muhafaza çıkışı) muhafazanın bir entalpi dengesi ile ortalama duvar ısı transfer katsayısının belirlenmesine izin vermişlerdir. Jet Reynolds sayısı, nozul çapı (D) ve nozul-plaka mesafesini (H) farklı almışlardır. Bu deneysel ölçümleri sayısal bir CFD modelleme sonuçları ile karşılaştırmışlardır. Sabit ısı akısı şartlarında simülasyonlar literatür tarafından verilen yerel Nusselt sayısı dağılımları ile karşılaştırılmış ve bu sorun için k- ω (SST) (SHEAR STRESS TRANSPORT) türbülans modelini kullanmışlardır. Simülasyonu sabit duvar sıcaklığında yaparak, Nu sayıları uniform ısı akısı koşullarından daha düşük bulmuşlardır. Ölçümlerin ve simülasyon sonuçlarının, sabit bir duvar sıcaklığında iyi uyum içinde olduğunu gözlemişlerdir. Ortalama Nu sayısı korelasyonunu sabit duvar sıcaklığında ve jet sıkışma ısı transferi hesaplamaları için jet Re sayısının bir fonksiyonu olan Re_j ($10000 \leq Re_j \leq 30000$), geometrik parametre olarak R/D, H/D ($3 \leq R/D \leq 10$; $2 \leq H/D \leq 6$), ve boyutsuz viskozite oranı μ_j/μ_ω ($1.1 \leq \mu_j/\mu_\omega \leq 1.4$) önerilmiştir.

Farhana *et al.* (2013), iki boyutlu türbülanslı çift eğik sınırlı slot-jet, sıkışma nedeniyle izotermal ısıtılmalı düz yüzeyden ısı transferini ANSYS FLUENT kullanılarak sayısal olarak incelemişlerdir. Başlangıçta normal sınırlı slot-jet sıkışması için akış ve termal alanlar RNG k- ϵ modeli ve SST k- ω modeli kullanılarak incelenmiş ve performansları deneysel verilere karşı değerlendirilmişlerdir. Özellikle SST k- ω modeli ile tahmin edilen yerel Nusselt sayısı dağılımı, mevcut deneysel verilerle daha iyi uyduğu kabul etmişlerdir. Daha sonra, SST k- ω modeli çift eğik çarpan jet ısı transfer sorunu incelemek için kullanmışlardır. Sistemik parametrik çalışma, jet Reynolds sayısı ($Re=23000$ ve 50000), jet çıkışı-hedef plaka mesafesi ($H=2.6, 4$ ve 6) ve jetin sıkışma yüzeyine olan eğim açısı ($45 \leq \phi \leq 90$) değişimleri ile yürütmüşlerdir. Ortalama Nusselt sayısı, Reynolds sayısının doğrudan güçlü bir fonksiyonu olduğunu tespit etmişlerdir.

Geçim vd (2008), ısıtılan bir plakanın dikdörtgen kesitli bir hava jetiyle soğutulması işlemindeki ısı transferi karakteristiklerini sayısal olarak incelemişlerdir. Akışın, türbülanslı, iki boyutlu, sıkıştırılmaz ve sürekli rejimde olduğunu kabul ederek korunum denklemleri Galerkin Sonlu Elemanlar Metodu ile ANSYS-FLOTTRAN kodunu kullanarak çözülmüşlerdir. Standart k- ϵ , RNG k- ϵ , k- ω ve SST türbülans modelleriyle elde edilen sonuçlar deneysel sonuçlarla karşılaştırmışlardır ve SST türbülans modeli ile daha uyumlu sonuçlar elde etmişlerdir. Daha sonra z/D_h ve Re sayısının, türbülans şiddetinin, kaldırma kuvvetiyle termofiziksel özellik değişiminin ve farklı ısı akısı değerlerinin ısı transferi üzerine etkilerini SST türbülans modeli kullanılarak analiz etmişlerdir. Hesaplamalar Reynolds sayısı için $4000 \leq Re \leq 12000$ ve jet ile çarpma yüzeyi arası mesafesi için $4 \leq z/D_h \leq 12$ aralıklarında yapmışlardır. Sonuçlar artan Re sayısı ve azalan z/D_h değerleriyle Nu sayısının arttığını tespit etmişlerdir. Ayrıca durgunluk noktası civarında artan türbülans şiddetiyle beraber ısı transferinde artış meydana geldiğini ortaya koymuşlardır.

Yakut vd (2007), altıgen kanatçıklı bir ısı alıcıda kanat yüksekliği, kanat genişliği, akışa dik doğrultuda kanatlar arası mesafe, akış doğrultusunda kanatlar arası mesafe ve akış hızının ısı transferi ve akım karakteristiklerine etkilerini Taguchi yöntemini kullanarak incelenmişlerdir. İlk aşamada Nusselt sayısı, sürtünme faktörü ve termal direnç

performans karakteristiği olarak dikkate alınmış ve belirlenen beş parametre için $L_{18}(2_1*3_7)$ ortogonal dizisi deney planı olarak seçilmiştir. Üç amaç birlikte dikkate alınarak kanal hidrolik çapına göre Nusselt sayısı hesaplandığında optimum sonuçlar, 150 mm kanat yüksekliği, 14 mm kanat genişliği, 20 mm akışa dik yönde kanatlar arası mesafe, 20 mm akış yönünde kanatlar arası mesafe ve 4 m/sn akışkan hızında elde edilmiştir. Kanat genişliğine göre Nusselt sayısı hesaplandığında ise optimum sonuçlar, 150 mm kanat yüksekliği, 26 mm kanat genişliği, 20 mm akışa dik yönde kanatlar arası mesafe 15 mm akış yönünde kanatlar arası mesafe ve 4 m/sn akışkan hızında elde edilmiştir. İkinci aşamada ise ısı transferine etki eden akış parametreleri sıcak tel anemometresi kullanılarak kanatlar arasında ortalama akım hızı ve türbülans şiddetleri belirlenmiştir. Akış yönünde kanatlar arasında oluşan difüzör-lüle çiftinin merkezinde ölçülen hız değerlerinin yüksek olduğu ve yine aynı yönde kanatlar arasında kalan düz bölgede ise hız değerlerinin düşük olduğu gözlemlenmiştir. Ortalama akışkan hızının yüksek olduğu noktalarda ise çalkantı değerleri küçük olduğu anlaşılmıştır.

Karabey vd (2013), dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcı için çarpan jetle soğutma uygulamalarında en etkili lüle çapının, h/d mesafesinin ve hız değerlerini belirlemeyi amaçlamıştır. Çalışmada, daha önce kanal içi akışta optimize edilen ve “genel” olarak adlandırılan dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcı kullanılmıştır. Deneylerde beş farklı lüle çapı (32-40-50-63-75 mm), üç farklı jet yüksekliğinin lüle çapına oranı ($h/d=1, 2, 3$) ve 4-9m/sn aralığında altı jet hızı (U_0) değeri kullanılmıştır. Jet boyu- lüle çapı oranının (h/d) ve akış hızının ısı transferine etkileri incelenmiştir. Ayrıca ısı alıcı üzerinde basınç dağılımı araştırılmıştır. Sonuçlar $Nu-Re$ ve $C_{p,x,y}-(l/l_0)$ grafikleri halinde sunmuştur. Dikdörtgen kanatçıklı ısı alıcıda h/d mesafesi arttıkça Nusselt sayısının azaldığı görülmüştür. Ayrıca Nusselt sayısının artan jet hızı ve lüle çapı ile doğrusal arttığı gözlemlenmiştir. Deneysel verilerle dikdörtgen ısı için; $Nu=0,000843.Re^{1,0145}.Pr^{0,4}.(h/d)^{0,0681}$ korelasyonu elde edilmiştir. Basınç değerleri ısı alıcı üzerinde x ve y yönlerinde $y=0.5d$ mesafesinde ölçülmüş ve basınç katsayılarının küçük mertebelerde olduğu gözlemlenmiştir

Yakut vd (2013), altıgen kanatçıklardan oluşan lüle difüzör çiftlerinin kanat genişliği, kanat yükseklikleri, kanatlar arası yatay ve düşey mesafeleri ve akışkan hızının ısı transferi ve akım karakteristiklerine etkileri Taguchi deney tasarım yöntemi kullanılarak incelemiştir. Öncelikle d_b/d_n boru-nozul çap oranı, h/d_n nozul yüksekliği-nozul çap oranı ve hız değerlerini belirlemiştir. Nusselt sayısı, x yönündeki basınç katsayısı (c_{px}) ve y yönündeki basınç katsayısı (c_{py}) performans karakteristiği olarak dikkate alınmış ve belirlenen yedi parametre için $L_{18}(2^1*3^6)$ ortogonal dizisi deney planı olarak seçmiştir. Üç amaç birlikte dikkate alınarak lüle çapına göre Nusselt sayısı hesaplanıp optimum sonuçlar belirlenmiş, basınç katsayıları ile ilgili c_{px} ve c_{py} değerleri hesaplanmış, grafikleri çizilip yorumlanmıştır. Tüm deneyler ve grafiklerin istatistiksel sonuçları değerlendirilerek iki adet optimum ısı alıcı geometrisi bulunmuştur. Üç performans karakteristiği dikkate alınarak optimum şartlar arandığında optimum sonucun iki farklı ısı alıcıda sağlandığı belirlenmiştir. Optimum sonuçlar Genel-1 için; nozul yüksekliği-nozul çap oranı ($h/d_n=4$), kanat genişliği ($s=26$ mm), kanat yüksekliği ($h_k=100$ mm), kanatlar arası yatay mesafe ($a=10$ mm), kanatlar arası düşey mesafe ($b=10$ mm), boru-nozul çap oranı ($d_b/d_n=1,1905$) ve akışkan hızı ($V=9$ m/s) olduğunda, Genel-2 içinse; nozul yüksekliği nozul çap oranı ($h/d_n=4$), kanat genişliği ($s=36$ mm), kanat yüksekliği ($h_k=100$ mm), kanatlar arası yatay mesafe ($a=10$ mm), kanatlar arası düşey mesafe ($b=20$ mm), boru-nozul çap oranı ($d_b/d_n=1,1905$) ve akışkan hızı ($V=9$ m/s) olduğunda elde edilmiştir.

Yakut vd (2013), çarpan hava jeti ile soğutma uygulamasında Taguchi $L_{18}(2^1*3^6)$ deney optimizasyonu yöntemine göre optimize etmiş ve Genel-1 ve Genel-2 olarak adlandırılmış altıgen kanatçıklı ısı alıcıların ısı transferi ve basınç karakteristikleri incelemiştir. Deneylerde sabit nozul çapı ($d_n=42$ mm) ve nozul yüksekliğinin-nozul çapına oranı $h/d_n=4$ mesafesi, 6 farklı akış hızı (4-9 m/sn) ve üç farklı kanat boyu (100-150-200mm) değerleri kullanılmıştır. Sonuç olarak; elde edilen veriler $Nu-Re$ ve $C_{px}-l/(10/2)$, $C_{py}-l/(10/2)$ grafikleri şeklinde sunulmuştur. Deneyler sonucunda Genel-1 için; $Nu=0,655617.Re^{0,516589}.Pr^{1,62405}.(h_k/d)^{0,578501}.(h/d)^{-0,953870}$ ve Genel-2 için; $Nu=0,869499.Re^{0,491825}.Pr^{33,94463}.(h_k/d)^{-0,598987}.(h/d)^{7,6139}$ korelasyonlarını elde edilmişlerdir. Isı alıcılar için Nusselt sayısı artan Re sayısı ile artmakta ve h/d_n mesafesi

arttıkça azalmıştır. Ayrıca, basınç katsayılarının Re sayısı ve kanat boyu arttıkça azaldığı gözlenmiştir.

Çalışır vd (2013), üçgen kanatçıklı yüzeyler üstündeki çarpmalı jet dizileri kullanarak akış ve ısı transferi PHOENICS paket programı yardımıyla sayısal olarak araştırmıştır. 7x3 olarak dikdörtgen dizilime sahip dairesel nozullar kullanılarak $Re=3000-10000$ ve $H/d=2-8$ değerlerinde çalışmalar gerçekleştirmiştir. Sayısal çözümleme boyunca düşük Re sayılı $k-\epsilon$ türbülans modeli kullanmıştır. Reynolds sayısının ve H/d değerlerinin yerel Nu sayısına etkileri incelemiştir. Genel olarak Re sayısının artması ile ısı transferinin arttığını gözlemiştir. Ayrıca Re sayısının artması ile maksimum ile minimum ısı transferi arasındaki farkın arttığı tespit edilmiştir. En düşük yerel ısı transferinin $H/d=8$ durumunda ve en yüksek yerel ısı transferinin $H/d=4$ olduğunda olduğu görülmüştür.

2. KURAMSAL TEMELLER

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

2.1. Genel Isı Transferi Kavram ve Tanımları

Isı geçişi, doğada ve güncel yaşantımızda kullandığımız türlü cihazların çalışmasında örneklerini gördüğümüz fiziksel bir olaydır. Son zamanlara kadar ısı geçişi konusunda sahip olunan bilgiler son derece az ve çoğunlukla deneysel temele dayanmakta iken, günümüzde gelişen analitik çözüm tekniklerinin ve süper hızlı bilgisayarların varlığı nedeniyle, ısı transferi teorisi de hızla gelişmektedir. Bu gelişimde, deneysel yöntemlerde sağlanan ilerlemeler ve teori-deney arasındaki farkın kapanması da önemli rol oynamaktadır.

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

2.1.1. Isı iletimi ile ısı transferi

Isı iletimi aynı katı, sıvı veya gaz ortamdaki farklı bölgeler arasında, veya doğrudan fiziki temas durumunda bulunan farklı ortamlar arasında, moleküllerin farkedilir bir yer değişmesi olmaksızın, moleküllerin doğrudan teması sonucunda oluşan ısı yayınıdır. Bu ısı transferi mekanizmasında iletim moleküler boyuttadır ve her bir molekülün momentumunun sıcaklık farklılığı boyunca taşınmasına dayanır. Isı iletimi Fourier yasası ile tanımlanır (Yüncü ve Kakaç 1999).

Sabit kesit alanına sahip bir cisimden bir boyutlu, kararlı ısı iletimi aşağıdaki denklemlerle ifade edilir:

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

2.1.2. Isı taşınımı ile ısı transferi

Bir yüzey üzerinden veya bir boru içerisinden akan akışkanın sıcaklığı yüzey sıcaklığından farklı ise akışkan hareketi sonucu akışkan hareketi sonucu akışkan yüzeyi ile yüzey arasındaki ısı transferi mekanizması taşınım (konveksiyon) olarak adlandırılır. Akışkanın hareketi uygulanan basınç farkı nedeniyle oluşuyorsa zorlanmış konveksiyon, akışkan hareketi yoğunluk farkından oluşuyorsa doğal konveksiyon adı verilir (Yüncü ve Kakaç 1999) .

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

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

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

Çizelge 2.1. Isı transferi katsayısının tipik değerleri

Akışkan	Doğal Konveksiyon $W/(m^2.K)$	Zorlanmış Konveksiyon $W/(m^2.K)$
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 ile ısı transferi

İletim ve taşınımında, enerji bir ortam vasıtasıyla transfer edilir. Deneysel sonuçlar hiçbir transfer ortamı olmaması durumunda da enerjinin transfer edildiğini göstermektedir. Elektromanyetik dalgalar vasıtasıyla olan bu ısı transferi mekanizması kısaca ışınım olarak adlandırılır. Işıma terimi genel olarak bütün manyetik dalga olayları için kullanılır. Sonlu sıcaklıktaki her bir cisim ya da nesne radyasyon yaydığı gibi aynı

zamanda bu cisim ya da nesnelere çevrelerindeki radyasyon yayan cisimlerin yaydığı bu radyasyonlar için alıcı konumundadır. Bu olay radyasyonun soğurulması olarak bilinir (Yüncü ve Kakaç 1999).

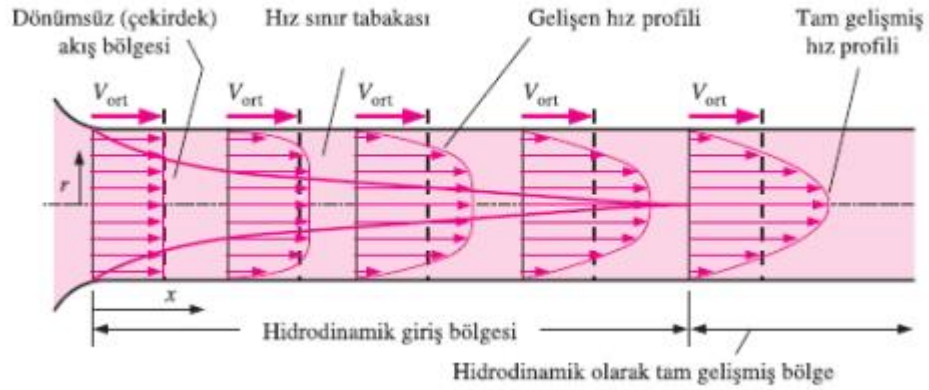
Bu nedenle radyasyonun etkisinden bahsedilirken aşağıdaki eşitlikle verilen bir yüzey ve çevresi arasındaki net radyasyon ısı değişim miktarını dikkate almak gerekmektedir;

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

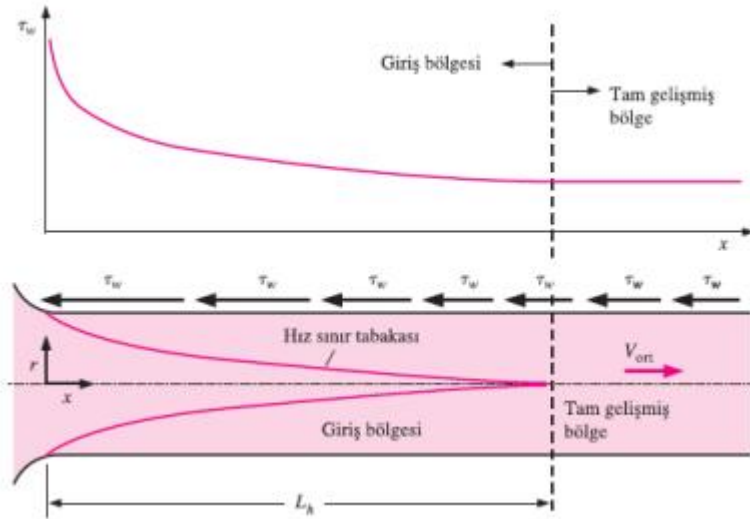
Endüstriyel uygulamaların birçoğunda ısı transferinin bu üç şekilde mevcuttur. Bununla birlikte uygulamadaki çalışma şartlarına ve baskın ısı transferi türüne göre biri veya bir kaçını ihmal edilebilir.

2.2. Hız (Hidrodinamik) Sınır Tabaka

Akışkan parçacıkları yüzeye temas ettiklerinde hızları sıfır olur. Bu parçacıklar bitişik akışkan tabakaları içindeki parçacıkların hareketini yavaşlatır ve bu etki azalarak belli bir uzaklıkta göz ardı edilebilir duruma gelir. Hız sınır tabakanın gelişiminin gösterildiği Şekil 2.1'deki akışkan hızına paralel düzlemlerde akışkan hareketinin bu yavaşlaması yüzeyde etkili olan kayma gerilmesi (τ) ile ilgilidir. Yüzeyden y uzaklığının artışıyla akışkan hızının x bileşeni u , serbest akış değeri u_∞ 'a ulaşmaya kadar artar. Δ büyüklüğü sınır tabaka kalınlığı olarak adlandırılır ve genellikle $u = 0.99u_\infty$ değerine ulaşıldığı y değeri olarak tanımlanır. Sınır tabaka hız profili, sınır tabaka içinde u hızının y ile değişimini gösterir (Incropera and DeWitt 2001).



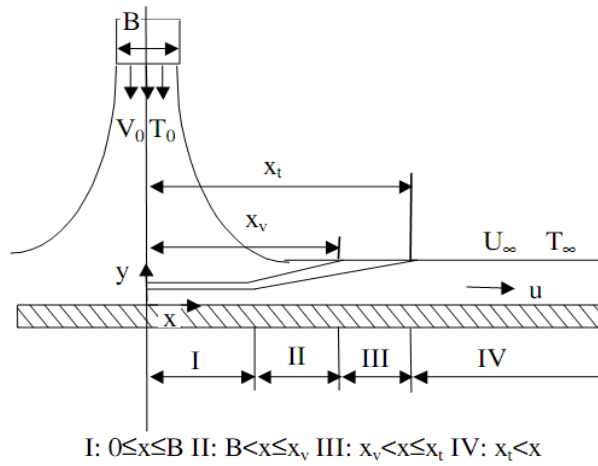
Şekil 2.1. Düzlem levha üzerinde hız (hidrodinamik) sınır tabakasının gelişimi (Çengel ve Cimbala 2007)



Şekil 2.2. Kanal akışının girişindeki basınç ve hız dağılımının değişimi (Çengel ve Cimbala 2007)

Şekil 2.2’de ise bir kanal içerisinde hız ve basınç profilleri gösterilmiştir. Kanal içerisindeki bir akış onu çevreleyen cidarlarla sınırlandırılmıştır ve sürtünme etkileri büyüyüp karışarak tüm akışa yayılacaktır. Hemen hemen yukarı akım akışının yakınsadığı ve boruya girdiği bir giriş bölgesi vardır. Viskoz sınır tabakalar, cidardaki aksenal akışı yavaşlatıp, merkezdeki akışı hızlandırarak aşağı akım tarafına doğru kalınlaşırlar (White 2004).

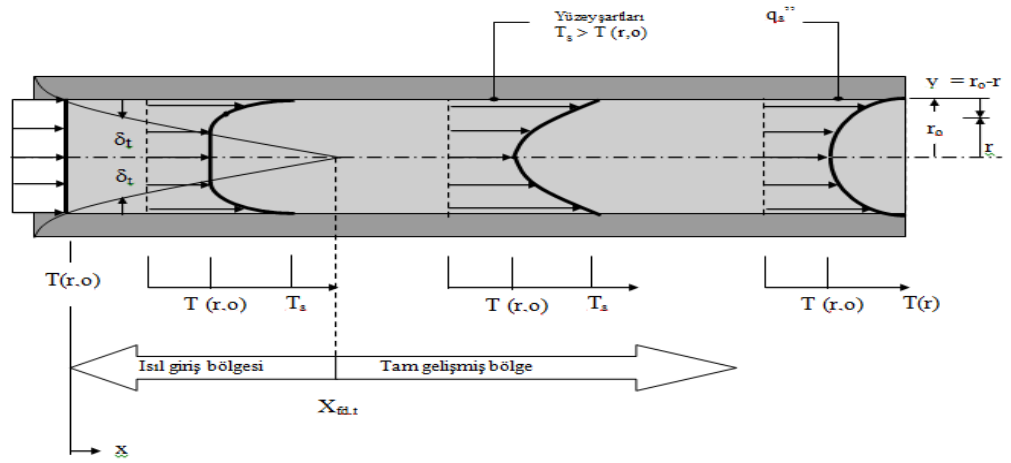
Girişten sonlu bir uzaklıkta, sınır tabakalar birleşir ve sürtünmesiz çekirdek bölgesi kaybolur. Bu uzaklığa “hidrodinamik giriş uzunluğu” denir. Boru içindeki akış bundan sonra tamamıyla sürtünmelidir ve aksel hız, x ile artık hiç değişmediği $x=L_e$ uzaklığına kadar hafifçe ayarlanır ve bundan sonraki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



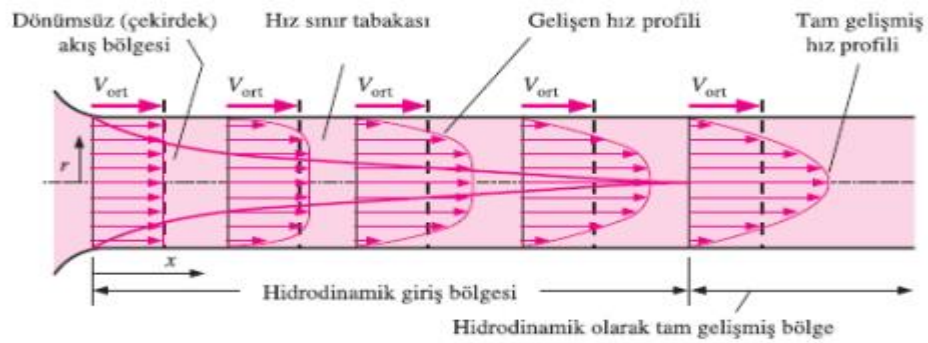
Şekil 2.3. Çarpan jette hız sınır tabakanın farklı mesafelerdeki değişimi (Chen 2005)

2.3. Isıl Sınır Tabaka

Bir yüzey üzerinde akış olduğunda bir hız sınır tabakası gelişirken, akışkan sıcaklığı yüzey sıcaklığından farklı ise bir de ısı sınır tabaka gelişir. Şekil 2.4’de boru içerisinde ve Şekil 2.5’de düz bir levha üzerinde ısı sınır tabakanın gelişimi gösterilmiştir. Levha giriş ucunda sıcaklık profili düzgün dağılımlı olup $T(y) = T_\infty$ dur. Bununla beraber akışkan parçacıkları levha ile temas ettiklerinde levha ile aynı sıcaklığa ulaşır. Bu parçacıkların komşu akışkan tabakası ile enerji değişimi akışkan içinde sıcaklık gradyanlarına yol açar. Akışkanın sıcaklık gradyanlarının olduğu bu bölge ısı sınır tabakadır ve bu tabakanın kalınlığı δ_t , genellikle $[(T_s - T)/(T_s - T_\infty)] = 0.99$ oranını sağlayan y değeri olarak tanımlanır. Giriş ucundan uzaklaştıkça ısı geçişi serbest akışı daha fazla etkiler ve ısı sınır tabaka büyür (Incropera and DeWitt 2001).



Şekil 2.4. Isıtılmış bir boru içerisinde ısı sınır tabakanının gelişimi (Incropera and DeWitt 2001)

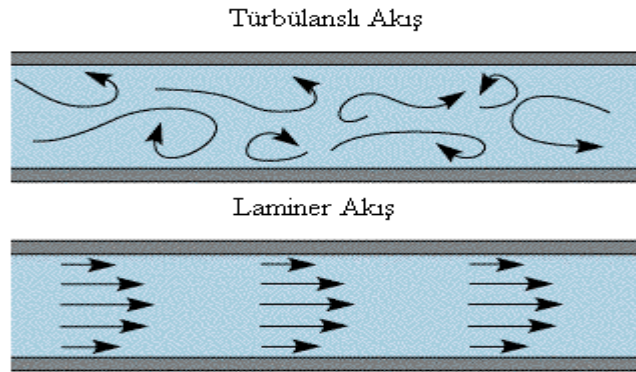


Şekil 2.5. Sabit sıcaklıktaki düz levha üzerinde ısı sınır tabakanının gelişimi (Çengel ve Cimbala 2007)

2.4. Laminer ve Türbülanslı Akış

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

Bazı akışlar düzenli ve çalkantısız, bazıları da oldukça düzensizdir. Çalkantısız akışkan tabakaları ile karakterize edilen çok düzenli akışkan hareketi laminer olarak adlandırılır. Laminer sözcüğü, komşu akışkan taneciklerinin bir arada ‘ince tabakalar’ halinde hareketinden ileri gelir. Yağlar gibi yüksek viskoziteli akışkanların düşük hızlı akışı genellikle laminerdir. Genellikle yüksek hızlarda görülen ve hız çalkantıları ile nitelendirilen çok düzensiz akışkan hareketleri ise türbülanslı olarak adlandırılır. Hava gibi düşük viskoziteli akışkanların yüksek hızlardaki akışı genellikle türbülanslıdır. Akışın karakteri, gerekli pompalama gücünü doğrudan etkiler. Laminer ve türbülanslı akış arasında sürekli değişim gösteren akış geçiş olarak adlandırılır. Osborne Reynolds tarafından 1880’li yıllarda yapılan deneyler borudaki akışların rejimini belirlemede temel parametre olan boyutsuz Reynolds sayısının ortaya çıkmasını sağlamıştır (Çengel ve Cimbala 2007).

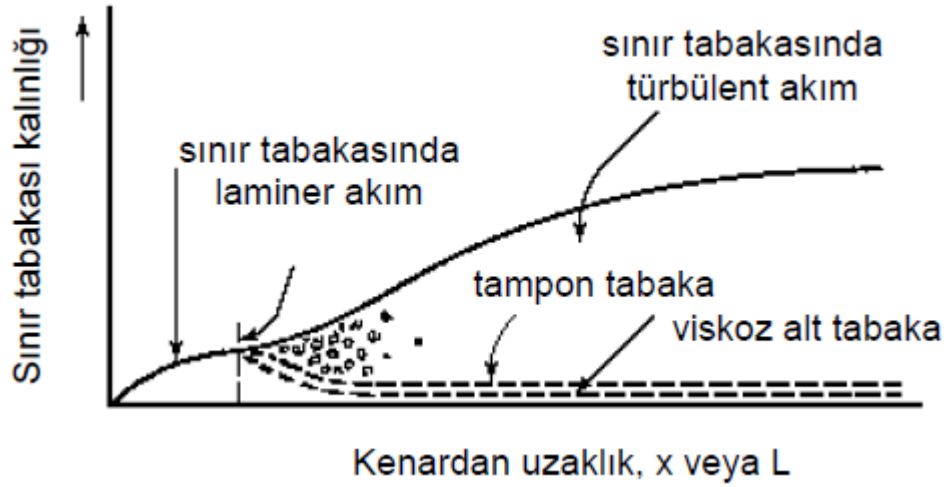


Şekil 2.6. Laminer ve türbülans akışlar

Laminer sınır tabaka içinde, akışkan hareketi çok düzenlidir ve parçacıkların akış çizgileri boyunca hareket ettikleri gözlemlenir. Bir akış çizgisi boyunca akışkan hareketi x ve y yönlerinde hız bileşenleri ile tanımlanabilir. v hız bileşeni yüzeye dik yöndeki bileşendir ve bu bileşen sınır tabakada momentum, enerji veya kütle geçişine önemli katkıda bulunur. Yüzeye dik yönde akışkan hareketi, sınır tabakanın x yönündeki gelişiminin bir sonucudur (Incropera and Dewitt 2001).

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

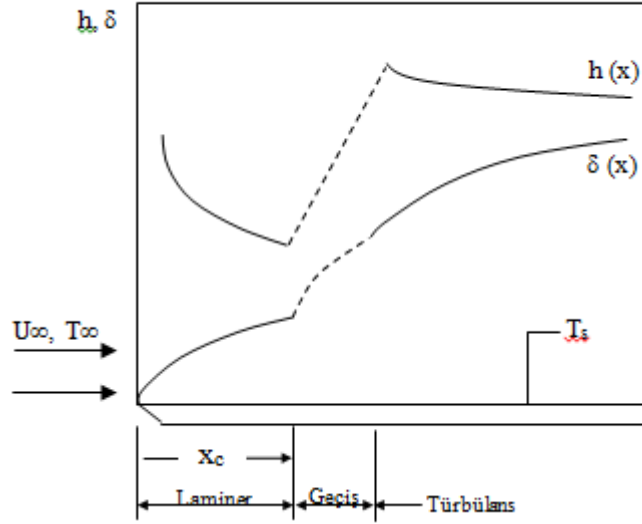
Bir düz levha üzerinde hız sınır tabakası gelişirken laminar, geçiş ve türbülans bölgeleri Şekil 2.7’de gösterilmiştir. Laminar akımın söz konusu olduğu akışta, ele alınan herhangi bir noktada hız vektörü zamanla değişmemekte, ancak türbülanslı akış koşullarında hız vektörü belirli bir değer etrafında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



Şekil 2.7. Bir düz levha üzerinde hız sınır tabakasının gelişimi (Beşergil 1996)

Sınır tabaka başlangıçta laminardır, fakat giriş ucundan biraz ötede, küçük çalkalanmalar başlar, bunlar şiddetlenir ve türbülanslı akışa geçiş olur. Akışkan içerisindeki çalkalanmalar geçiş bölgesi içerisinde gelişmeye başlar ve sınır tabaka sonunda tamamen türbülanslı olur. Tam türbülanslı bölge içerisinde akışkanın üç boyutlu gelişigüzel hareketleri söz konusudur ve türbülansa geçişte sınır tabaka kalınlığında, yüzey kayma gerilmesinde ve taşınım katsayısında önemli artışlar olur.

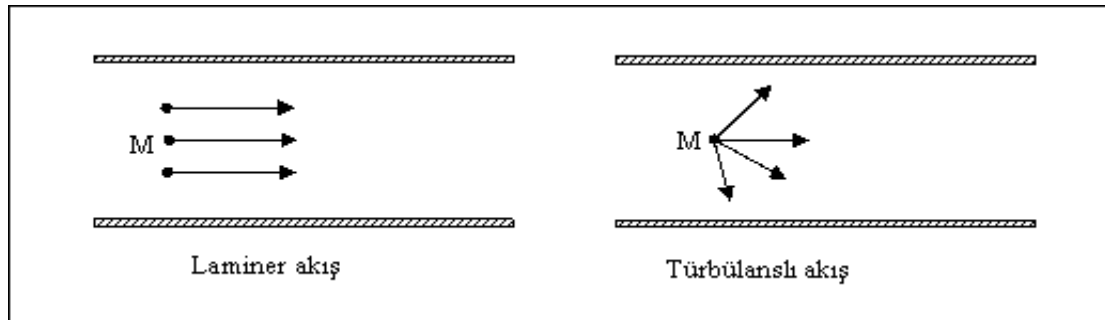
Şekil 2.8’de sabit sıcaklıkta bir düz levha üzerinde akış için sınır tabaka kalınlığı δ ve yerel taşınım katsayısı h görülmektedir.



Şekil 2.8. Sabit sıcaklıkta bir düz levha üzerinde akış için sınır tabaka kalınlığı δ ve yerel taşınım katsayısı h 'ın değişimi

2.5. Türbülans ve Türbülans Modelleme

Akışkan bir ortamda akarken laminar, geçiş veya türbülanslı akım rejimlerinde bulunur. Laminer akımın söz konusu olduğu akışta, ele alınan herhangi bir noktada hız vektörü zamanla değişmez. Türbülanslı akış koşullarında ise söz konusu noktadaki hız vektörünün belirli bir değer etrafında düzensiz değişimler gösterir (Şekil 2.9).



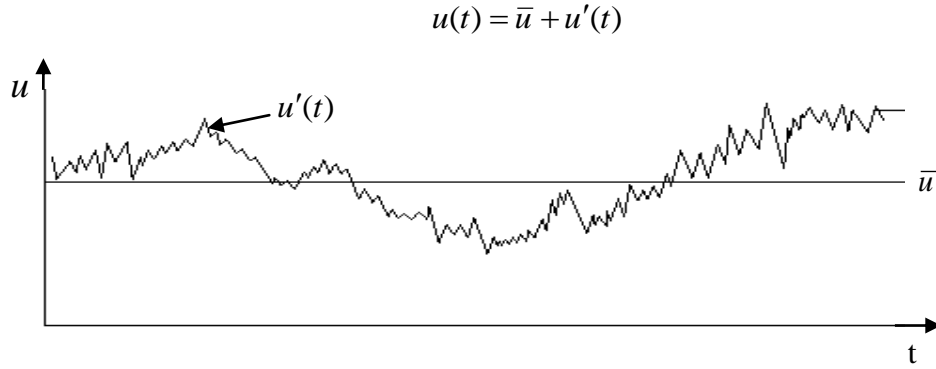
Şekil 2.9. Laminer ve türbülanslı akışta hız vektörleri

Akışın laminer veya türbülanslı olmasına atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranı olarak tanımlanan Reynolds sayısının almış olduğu değer ile karar verilir. Lamineden türbülanslı akışa geçiş; yüzeyin şekline, pürüzlülüğüne, yukarı akım hızına, sıcaklığına, akışkanın türüne ve daha birçok şeye bağlıdır.

Boru içi akış sistemlerinde Reynolds sayısı 2300'den küçük ise akım çizgilerinin veya akım yüzeylerinin, moleküler karışmanın çok küçük olan tesirleri hariç, bütün uzunlukları boyunca birbirinden tamamen ayrı ve karışmaksızın kaldıkları düzgün akım olan laminer akım söz konusudur. Reynolds sayısının 2300 ile 4000 arası olduğunda geçiş söz konusudur. Bu durumda akışın bazı bölgelerinde laminerlik devam ederken, bazı bölgelerinde de vorteksler oluşmaya başlar. Reynolds sayısı 5000'in üzerine çıktığında ise akış tamamen vortekslerden oluşur. Fakat bu kesin değildir bazen Reynolds sayısı 10000 iken bile laminerlik sağlanabilir.

Levha üzerinde akış ya da kanat çevresinde akışta ise lamineden türbülansa geçiş yaklaşık Reynolds sayısı yaklaşık 10^5 iken başlar, ancak bu değer çok yüksek değerlere ulaşmadan (genellikle 3×10^6) tam türbülanslı hale gelmez. Kritik Reynolds sayısı mühendislik uygulamalarında 5×10^5 kabul edilir.

Endüstriyel uygulamaların çoğunluğunda akış türbülanslı akımdır. Türbülanslı akışın rasgele doğası tüm akışkan partiküllerinin komple özelliklerini içeren hesaplamaları imkânsız kılmaktadır. Bunun yerine herhangi bir noktadaki hızı, kararlı bir ortalama değeri olan \bar{u} ve bunun üzerine eklenen çalkantı değeri $u'(t)$ bileşenlerine ayırmak mümkündür.



Şekil 2.10. Türbülanslı akışta ortalama ve çalkantı hız terimleri

Türbülanslı akışta tek boyutlu tipik bir nokta hız ölçümünde cihaz tarafından algılanan ortalama ve çalkantı hızları Şekil 2.10'da görülmektedir. Bu durumda hız ve basınç terimleri aşağıdaki gibi olacaktır:

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

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

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

$$p = \bar{p} + p' \tag{2.4}$$

Genellikle türbülanslı akışı karakterize etmek için akış özelliklerini ($\bar{u}, \bar{v}, \bar{w}, \bar{p}, \text{vd.}$) ve bunların çalkantılarının istatistiksel özelliklerini ($u', v', w', p', \text{vd.}$) kullanmak en yaygın yaklaşımdır (Versteeg and Malalasekera 2007).

Prandtl (1945) türbülans dalgalanmalarının birim kütlesi başına kinetik enerji k 'yı kendi hız ölçeğini temel alarak şu şekilde seçmiştir (Wilcox 1998).

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

türbülans şiddeti;

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

kinematik Eddy viskozitesi;

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

Reynolds gerilme tensörünü bularak kinetik enerjiye karar verilir. Reynolds gerilme tensörü;

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

dir. Bu yüzden Reynolds gerilme tensörü birim hacim başına türbülans dalgalanmalarının kinetik enerjisi ile orantılıdır. k spesifik türbülans enerjisi olarak bilinir ki burada “spesifik” kelimesi “birim kütle başına” anlamındadır, fakat genellikle türbülans kinetik enerji denilir. Türbülans kinetik enerjinin taşıyıcı denklemi;

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

denklemdaki ε birim kütle başına yutulma oranını ifade etmektedir ve şu şekilde formüle edilmiştir (Mohammadi and Pironneau 1993, Gatski, Hussaini and Lumney 1996).

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

Türbülans kinetik enerjinin taşıyıcı denkleminde soldaki iki terimin toplamı akışkan taneciğinin kinetik enerjisindeki zamana göre değişimi ve taşınımı vermektedir. Sağ kısımdaki ilk terim üretim olarak bilinmektedir ve ortalama akıştan türbülans akışa olan kinetik enerji transfer oranını ifade etmektedir. Yeniden düzenlenirse $\tau_{ij} S_{ij}$ (çünkü τ_{ij} simetrik) terimi türbülans gerilmelerine karşı ortalama gerilme oranının yapmış olduğu işi belirtir.

Yutulma türbülans kinetik enerjinin termal iç enerjiye dönüşen oranıdır ve viskoz gerilmelere karşı dalgalanan gerilme oranının yapmış olduğu işin ortalama oranına eşittir. Denklemden

$$v \frac{\partial k}{\partial x_i} \quad (2.11)$$

terimi moleküler difüzyon olarak adlandırılır ve akışkanın doğal moleküler taşınım prosesinin sebep olduğu türbülans enerji difüzyonunu belirtmektedir. Üçlü hız korelasyon terimi türbülans taşınımı olarak adlandırılır ve türbülans enerjinin dalgalanmalarıyla akış boyunca taşınma oranıdır. Sağ taraftaki son terim basınç dağılımıdır.

Taylor (1935) yutulma oranını şöyle vermiştir (Wilcox 1998).

$$\varepsilon \approx \frac{k^{3/2}}{l} \quad (2.12)$$

burada k türbülans kinetik enerji ve l de türbülans uzunluğudur. Kesin yutulma oranı ε Navier-Stokes eşitliğinin momentini alarak türetilir.

$$2v \overline{\frac{\partial u'_i}{\partial x_j} \frac{\partial}{\partial x_j} [N(u_i)]} = 0 \quad (2.13)$$

N(u_i) Navier-Stokes;

$$N(u_i) = \rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + \rho u_k \frac{\partial u_i}{\partial x_k} + \frac{\partial p}{\partial x_i} - \mu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_t \partial x_k} \quad (2.14)$$

Standart k-ε türbülans modelinde kinematik eddy viskozitesi;

$$v_T = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.15)$$

Türbülans kinetik enerjisi;

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

Yutulma oranı;

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + U_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{v_T}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] \quad (2.17)$$

2.5.1. Standart k-ε modeli

Standart k-ε modelinde türbülans kinetik enerjisi (k) ve onun yayılma hızı (ε) olmak üzere türbülans viskozitesi ve türbülans iletkenliği şu şekilde ifade edilir.

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad \text{ve} \quad kt = \frac{\mu_t C_p}{\sigma_t} \quad (2.18)$$

Mühendislik uygulamalarında en yaygın model olan standart k-ε türbülans modelinde iki boyutlu daimi akış için türbülans kinetik enerjisi ve onun yayılma hızı denklemleri aşağıdaki şekilde ifade edilmektedir (Launder 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 türbülans kinetik enerjisi üretimi aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır.

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

Diğer türbülans model sabitleri ise $C_\mu = 0.09$, $C_1 = 1.44$, $C_2 = 1.92$, $C_3 = 1.0$, $C_4 = 0.0$, $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\varepsilon = 1.30$ ve $\sigma_t = 0.90$ şeklindedir.

Yukarıdaki eşitlikler k-ε ve diğer türbülans modellerinin temel denklemleridir. Fakat modeller ya C_μ terimi ya da yayılma hızı denkleminde bulunan terimlerindeki farklılıklar nedeniyle birbirinden ayrılırlar. Diğer türbülans modellerinde kullanılan simetrik deformasyon tensörü S_{ij} ve simetrik olmayan rotasyon tensörü W_{ij} aşağıda ifade edilmiştir.

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

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

Bu eşitliklerdeki C_r , türbülans modeline göre değişen katsayısı, V_{ij} , akış alanındaki koordinat sistemine göre hızı ifade etmektedir. Bu terimlerin kullanıldığı iki yeni değişken şöyledir.

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

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

2.5.2. RNG k-ε türbülans modeli

Re- Normalized Group Turbulence Model olarak bilinen bu modelde $C_1 \varepsilon$ 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 $\eta_\infty = 4.38$ şeklindedir (Yakhot and Orszag 1986).

2.5.3. k-ω ve SST türbülans modeli

Bu modellerde türbülans kinetik enerjisi (k) ve onun özgül yayılma hızı (ω) tanımlanmaktadır. Bu modellere göre türbülans viskozitesi aşağıdaki 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,

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

ve türbülans kinetik enerji özgül yayılma hızı denklemi,

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

şeklinde ifade edilmektedir (Wilcox and David 1998). Cidara yakın bölgelerde k- ω türbülans modelinin diğer modellere göre avantajları söz konusudur. $\sigma_k = 2.0$, $\sigma_\omega = 2.0$, $\Upsilon = 0,555$ ve $\beta = 0,075$ k- ω model sabitleridir.

SST türbülans modeli k- ω ve k- ε modellerinin avantajlarını birleştirmiştir. SST türbülans modelinde Denklem (2.29)'da yer alan $P_t = \mu_t \phi$ terimi yerine $P_t = \min(\mu_t \phi, m_{\text{min}} \varepsilon)$ 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 aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

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

Burada ϕ_1 ve ϕ_2 terimleri sırasıyla k- ω ve k- ϵ model katsayılarıdır ve bunlar sırasıyla $C_{mi} = 10^{15}$, 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).

2.6. Duvar Fonksiyonu

Herhangi bir akış ortamında ortaya çıkan türbülanslı sınır tabaka içerisinde hız değişimleri oldukça fazladır. Diğer bir deyişle hız gradyanlarının değerleri oldukça yüksektir. Dar bir bölgede ortaya çıkan bu durum özel bir incelemeyi gerektirir. Toplam gerilme laminar akıştan doğan kayma gerilmesi ile türbülanslı akıştan doğan kayma gerilmesinin toplamına eşittir.

Laminer gerilmeden doğan kayma gerilmesi

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

türbülanslı doğan kayma gerilmesi

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

dir. Toplam gerilme

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

dir. Laminer gerilme duvarda etkili iken duvardan uzaklaştıkça etkisi azalmaktadır. Buna karşılık türbülanslı gerilme duvarda sıfırken duvardan uzaklaştıkça etkisi artmaktadır. Arada bir noktada her iki gerilmenin mertebeleri 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 tabaka içerisinde gerilme sabit ($\tau_t = \tau_w$) varsayılırsa ve sürtünme hızı

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

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

olur. Buradaki C sabiti sınır tabaka içerisinde türbülanslı hızın bittiği laminer hız dağılımının başladığı (her iki gerilme değerinin aynı olduğu) yerdeki koşul göz önüne alınarak belirlenir. $y=y_0$ 'da türbülanslı hız için $u=0$ olarak kabul edilirse,

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

olur. C sabitini Denklem (2.38)'de yerine yazarsak $\frac{u}{u_\tau} = \frac{1}{\chi} (\ln y - \ln y_0)$ olur. Boyut analizinden

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

alınırsa

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

bulunur. Bu ifadedeki β değeri yüzeyin durumuna bağlı olup değişik değerler alabilmektedir. Genellikle 0.111 değeri seçilmektedir. Literatürde β yerine $1/E$ kullanılmaktadır. Böylece $E=9$ alınmaktadır. Yukarıdaki ifade yeniden düzenlenirse,

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

olarak çok iyi bilinen üniversal duvar fonksiyonu elde edilir

2.7. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD)

CFD (Computational Fluid Dynamics) veya Türkçe kullanışı ile HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği), temel olarak akışkan davranışının etkili olduğu problemlerin, sayısal metot ve algoritmalar ile bilgisayarlar üzerinde çözülerek analiz edildiği, akışkanlar mekaniğinin bir koludur.

Akışın olduğu mühendislik sistemlerinin tasarımı ve analizinde iki temel yaklaşım vardır: deney yapma ve hesaplama. Bunlardan ilki, tipik olarak rüzgar tüneline veya başka yerlerde test edilecek modellerin yapımını gerçekleştiren ikincisi diferansiyel denklemlerin diferansiyel analitik veya sayısal olarak çözülmesini içerir. HAD, akış denklemlerinin bir bilgisayar (veya son zamanlarda olduğu gibi paralel olarak çalışan birkaç bilgisayar) kullanılarak çözümüdür. Günümüzde mühendisler hem deneysel analizi hem de HAD analizini uygulamalar ve bu ikisi birbirini tamamlar. Örneğin karmaşık geometriler, viskozite, sıcaklık farkları vb. etmenler klasik akışkanlar mekaniğinin temel denklemlerine uygulandığında çözüm çok zor, hatta çoğunlukla imkansızdır. Klasik akışkanlar mekaniğinde ancak düz levhalar, dairesel kesitli borular

gibi idealize edilmiş basit geometrilerde sonuca ulaşılabilir, geriye kalan gerçek problemlerin %99'un da sonuç elde edilebilmek için hesaplamalı akışkanlar dinamiğine başvurmak gerekir. Bunun için akış bölgesi, akışa ait temel diferansiyel denklemleri simüle eden küçük düzgün elemanlardan ve noktalardan oluşmuş ağ yapısına ayrılır ve bu küçük elemanlardan iterasyonlarla adım adım bütün çözüme varılır. Ayrıca sayısal ve deneysel olarak bulunan genel büyüklüklerin karşılaştırılması yoluyla HAD çözümlerini doğrulamak için çoğunlukla deneysel veriler kullanılır. HAD, daha sonra, dikkatlice kontrol edilen parametrik incelemeler yoluyla, gerekli deneysel test sayısını düşürerek tasarım sürecini kısaltmak için kullanılır (Çengel ve Cimbala 2007).

Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinin günümüzdeki durumu şu şekilde özetlenebilir: HAD ile laminer akışlar kolayca çözümlenebilirken, türbülanslı akışları türbülans modelleri kullanmadan çözmek imkansızdır. Ne yazık ki genel bir türbülans modeli yoktur. Ve bir türbülanslı HAD çözümü, sadece türbülans modelinin uygunluğu kadar iyidir. Bu sınırlamaya rağmen, standart türbülans modelleri uygulamadaki çoğu mühendislik problemlerinde makul sonuçlar verir (Çengel ve Cimbala 2007).

CFD, karmaşık akış çözümlerleri için mükemmel bir enstrümandır, ancak bu enstrümanın kullanılmasının da, sayısal ağ oluşturulmasından, gerçeğe uygun sınır koşulları tanımlanmasına ve sonuçlarının yorumlanmasına kadar olan süreçte, bir miktar sanat, bilgi, dikkat ve deneyim gerektirdiği unutulmamalıdır.

Otomobil endüstrisinden, uzay ve havacılığa, elektronikten, çevre, enerji ve medikal uygulamalarına kadar geniş bir kullanım sahası olan CFD'nin kullanıldığı alanlar ve işlevlerinden bazıları aşağıdaki gibi sıralanabilir;

- 1) Uçak ve araçların aerodinamiği: kaldırma ve sürüklenme
- 2) Gemilerin hidrodinamiği
- 3) Enerji santrali: içten yanmalı motorlarda ve gaz türbinlerinde yanma
- 4) Turbomekanik: dönel kanallarda ve difüzörlerde akış
- 5) Elektrik-elektronik mühendisliği: mikro devre içeren ekipmanların soğutulması

- 6) Kimya proses mühendisliği: karıştırma ve ayırma, polimer kalıp
- 7) Binaların iç 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

2.7.1. Had yazılımlarının avantajları

HAD, günümüzde mühendisler ve bilim adamları için, akış çözümlerinde vazgeçilmez bir araç haline gelmiştir. Bu popülerliğin altında CFD 'nin sağladığı avantajlar yatmaktadır. CFD 'nin öne çıkan avantajlarından bazıları aşağıdaki gibi özetlenebilir.

CFD yazılımlarıyla yapılan sayısal simülasyon sayesinde, sonuçlar ve sanal deney ortamı simülasyondan sonra dahi elimizin altında olur. Örneğin; basınç verisi elde etmek istediğiniz klasik bir deneyi, hız ölçümü için tekrar kurgulamanız gerekir. Oysa CFD ile hız verisi dahil olmak üzere daha bir çok parametreye ait bilgiler de çözümünün içindedir, yeni bir simülasyona, zahmetli kurulumlara gerek kalmaz.

Klasik deneylerde kullanabileceğimiz ölçüm cihazları ve sensörler sınırlıdır. Oysa bir CFD analizinde, kullanılan sayısal ağ elemanı kadar (çoğunlukla milyonlarca) ölçüm elemanımız vardır ve veri dağılımlarını, deneylerdeki gibi sadece ayrık veriler halinde değil, gradyanlar olarak geniş bir alanda görebiliriz.

CFD, akış özelliklerini, akışı bozmadan incelememize olanak tanır. Geleneksel ölçüm yöntemleriyle bu çoğunlukla mümkün değildir. Şöyle ki; akış içerisinde hız ölçümü yapmak istediğimiz bölgeye yerleştirilen pitot tüpü, aslında doğal akışı rahatsız ederek bozmaktadır, ya da bir pompa performansı ölçümü yaparken kullanılan debimetre, manometre gibi cihazlar akışın doğal davranışını etkilemektedir. CFD'de her bir sayısal

ağ elemanımız başlı başına bir ölçüm noktası olduğundan, bu tip cihazların etkilerinden bağımsız veriler elde edebiliriz.

CFD, bir anlamda, bilgisayar üzerindeki esnek deney laboratuvarıdır. Doğrudan CAD datası ile çalışılabilir, tasarımcı ve analizlere sanal prototipler üzerinde deney yapma olanağı tanır. Örneğin; yeni tasarlanan bir otomobilin aerodinamik özelliklerini incelemek ve optimize etmek için yüzlerce prototip üretmemize gerek kalmaz, ya da bir fan tasarım optimizasyonu için birbirinden küçük farkları olan onlarca çark prototipi üretilmeden, testler bilgisayar ortamında gerçekleştirilebilir ve sadece en iyi sonuç veren tasarımlar üretim için seçilebilir. Bu da bize, günümüz rekabet koşullarında çok önemli olan zaman ve maliyet avantajı sağlar.

2.7.2. ANSYS Fluent

Fluent sonlu hacimler yöntemini kullanan bir Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yazılımıdır. 1983'ten bu yana dünya çapında birçok endüstri dalında kullanılan ve günden güne gelişerek tüm dünyadaki HAD piyasasında en çok kullanılan yazılımlardan biri haline gelen Fluent, ileri teknolojiye sahip ticari HAD yazılımı olarak kullanıcıların en zor problemlerine kolay ve kısa sürede elde edilen çözümler sunabilmektedir. Fluent, genel amaçlı bir HAD yazılımı olarak, otomobil, havacılık, beyaz eşya turbomakine (fanlar, kompresörler, pompalar, türbinler v.b.) , kimya, yiyecek, endüstrisi gibi birbirinden farklı birçok endüstriye ait akışkanlar mekaniği ve ısı transferi problemlerinin çözümünde kullanılabilir. Bu özelliği sayesinde kullanıcılarına birbirinden farklı birçok probleme aynı arayüzü kullanarak çözüm alma olanağı sağlar. Fluent, sahip olduğu çözücü teknolojisi ve bünyesinde barındırdığı değişik fiziksel modeller sayesinde laminer geçişsel ve türbülanslı akışlara, iletim, taşınım ve radyasyon ile ısı geçişini içeren problemlere, kimyasal tepkimeleri içeren problemlere, hızlı ve güvenilir çözümler üreterek, AR-GE bölümlerinin tasarım esnasındaki güvenilir araçlarından biri olmaya adaydır. CFD çalışma alanına ait paket programlardan bazıları;

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

2.8. HAD Yazılımının Yapısı

HAD yazılımı üç bölümden oluşmaktadır.

- 1) Ön işlemci (Pre-Processor)
- 2) Çözücü (Solver)
- 3) Son işlemci (Post-Processor)

2.8.1. Ön işlemci

Ön işlemci HAD programı için akış problemleri girdilerini içerir ve bu girdilerin daha sonra çözücüde uygun şekilde kullanılabilmesi için çevirimini yapar. Ön işlemci aşamaları şu şekilde sıralanabilir:

- Çözüm alanının geometrisinin belirlenmesi: hesaplanabilir alan
- Çözüm alanının hücreler, elemanlara veya kontrol hacimlerine bölünmesi: alt bölme birleşmiş şekli hesaplama ağını oluşturur
- Modellenmesine ihtiyaç duyulan fiziksel ve kimyasal proseslerin seçimi
- Akışkan özelliklerinin belirlenmesi
- Uygun sınır şartlarının verilmesi

Akış problemlerinin çözümü (hız, basınç, sıcaklık vb.) her hücre içerisinde düğüm noktalarında tanımlanır. HAD çözümünün doğruluğu ağ yapı içerisinde çok sayıdaki hücre ile sağlanır. Genel olarak hücre sayısı ne kadar çok ise çözüm o kadar doğru olur. Çözümün doğruluğu, süresi ve maliyeti, gerekli bilgisayar programı kullanımı ile ağ yapısının düzgünlüğüne bağlıdır. En iyi ağ yapısı çoğunlukla düzensizdir: noktadan noktaya büyük değişimler olan alanlarda çok iyi şekilde ve oldukça küçük değişiklikler içeren bölgelerde kabadır.

2.8.2. Çözücü

Çözücünün temel adımları şu şekilde sıralanabilir.

- 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

2.8.3. Son işlemci

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

2.9. Sayısal Çözüm Teknikleri

Kullanılan sayısal yöntemler şunlardır:

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

2.9.1. 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.

2.9.2. 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.

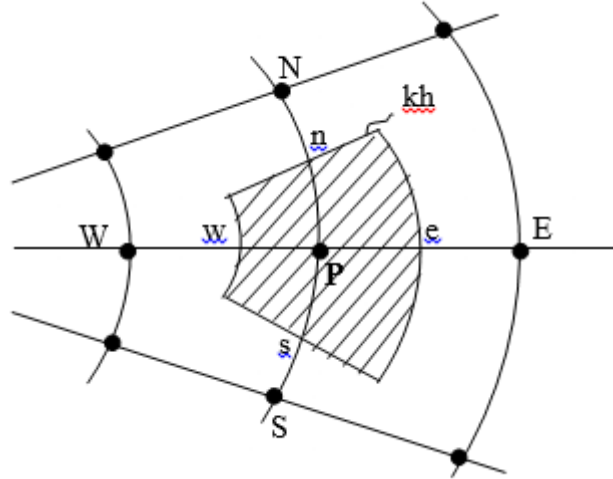
2.9.3. Spectral yöntem

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.

2.9.4. 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 2.11. Kontrol hacminin gösterimi

Bu formülasyonda düğüm noktası çevresinde bir kontrol hacmi oluşturulur ve diferansiyel denklem bu kontrol hacminde integre edilir. Bunun sonucunda lineer cebirsel denklem elde edilir.

2.10. 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;

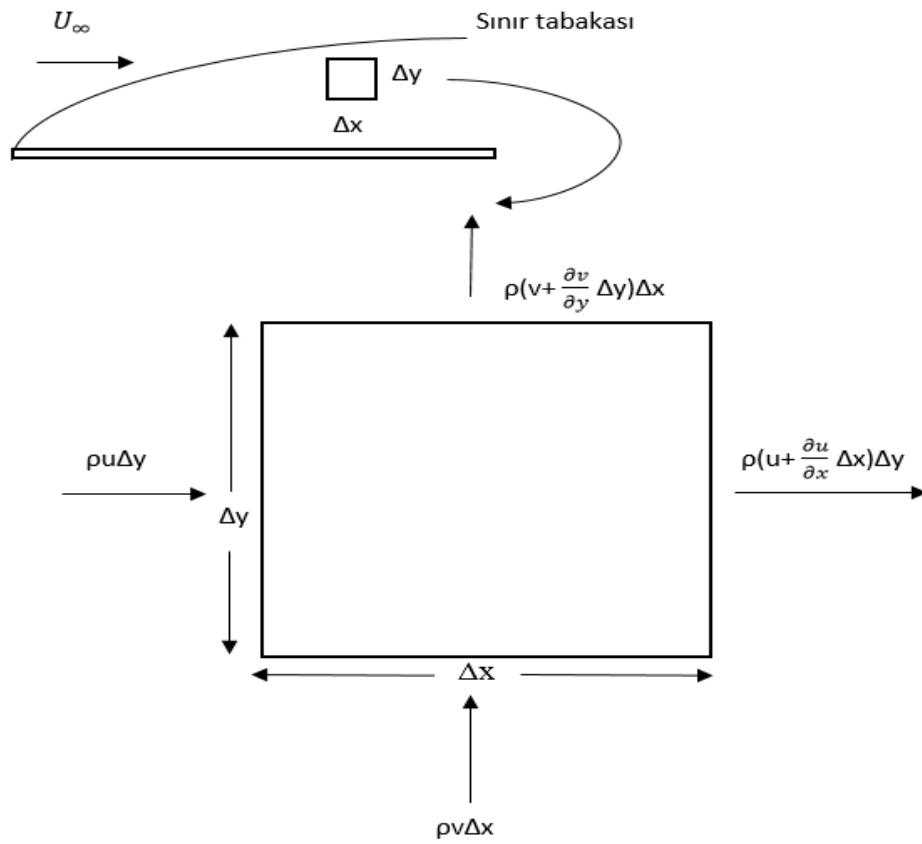
- Süreklilik denklemi
 - Euler veya Navier-Stokes denklemleri
 - Enerji denklemi
 - Termodinamiğin ikinci kanunu için denklem
- elde edilir.

2.10.1. Kütle korunumu prensibi – Süreklilik denklemi

Sınır tabak içerisinde Şekil 2.12'de 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 denklemdir (Yüncü ve Kakaç 1999).



Şekil 2.12. Sınır tabakası içerisinde kontrol hacmi- Kütle korunumu prensibi (Yüncü ve Kakaç 1999)

2.10.2. Momentumun korunumu prensibi-Momentum denklemi

Momentum denklemi aynı kontrol hacme Newton'un ikinci hareket kanunu uygulanarak elde edilebilir. Sınır tabakası içerisinde y yönünde basınç değişimi ve kayma gerilimleri ihmal edilirse Şekilde 2.13'de görüldüğü gibi birim zamanda x yönünde kontrol hacme momentum akışı $\rho u^2 \Delta y + \rho uv \Delta x$ kontrol hacimden momentum akışı ise $\rho(u^2 + (\partial u^2 / \partial y) \Delta y) \Delta x + \rho(uv + (\partial(uv) / \partial x) \Delta x) \Delta y$ yazılabilir. Basınca bağlı olarak eleman üzerinde x yönünde etki eden net kuvvet ise $P \Delta y - (P + \frac{dP}{dx} \Delta x) \Delta y$ dir. Kayma gerilimleri nedeniyle eleman üzerinde etki eden x yönündeki net kuvvet ise, $-\tau \Delta x + (\tau + (\partial \tau / \partial y) \Delta y) \Delta x$ dir.

Sürekli rejimde kontrol hacim üzerinde etki eden kuvvetlerin toplamı kontrol hacminden çıkan ve kontrol hacme giren momentumların farkına eşit olacağından (momentum sakınımı prensibi)

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

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

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

yazılabilir. 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 (Denklem (2.46)), $u = U_\infty(x)$, $v = 0$ olduğu hız sınır tabakasının kenarında yazarsak,

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

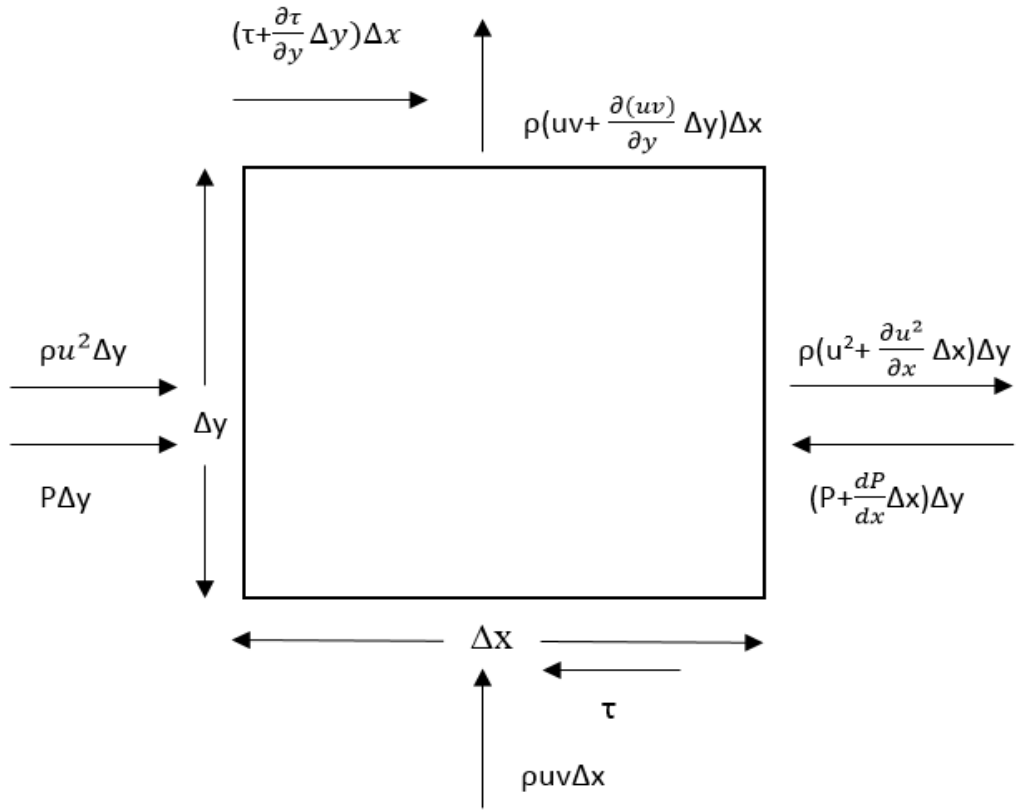
elde edilir. Yatay levha üzerinden akışta $U_\infty(x)$ sabit olacağından

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

Bulunur. O halde yatay levha üzerinden akışta momentum denklemini de (Denklem 2.46)

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

eşitliğine indirgenir (Yüncü ve Kakaç 1999).



Şekil 2.13. Sınır tabakası içerisinde kontrol hacmi-Momentumun korunumu (Yüncü ve Kakaç 1999)

2.10.3. Enerjinin korunumu prensibi-Enerji denklemi

Akışkan özelliklerinin sıcaklıkla değişmediğini ve sürtünme nedeniyle oluşan kayma gerilimleri üzerinde yapılan işin ihmal edilebilir olduğunu varsayarak, sınır tabakası içerisinde alınan Şekil 2.14'te, kontrol hacimden taşıdığı enerji ise $\rho(uh + (\partial uh / \partial x)\Delta x)\Delta y + \rho(vh + (\partial(vh) / \partial y)\Delta y)\Delta x$ yazılabilir. Kontrol hacme iletimle

transfer edilen ısı $\left(q_x + \frac{\partial q_x}{\partial x} \Delta x \right) \Delta y + \left(q_y + \frac{\partial q_y}{\partial y} \Delta y \right) \Delta x$ yazılabilir. Burada q_x ve q_y , x

ve y yönünde ısı akılarıdır. Sürekli rejimde kontrol hacme giren ve çıkan enerjiler eşit olacağından (termodinamiğin birinci kanunu),

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

elde edilir. Süreklilik denklemi göz önüne alınarak Denklem (2.50)'nin sol tarafındaki ilk parantezin içerisindeki terimler,

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

yazılabilir. Sıkıştırılamaz akışkanlarda özgül entalpi değişimi $dh \cong CdT$, ideal gazların özgül entalpi değişimi de $dh=C_p dT$ olacağından

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

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

Yazılabilir. Sıkıştırılamaz akışkanlar için Denklem 2.52'deki C_p , C ile değiştirilmelidir. Fourier ısı iletimi kanunundan da

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

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

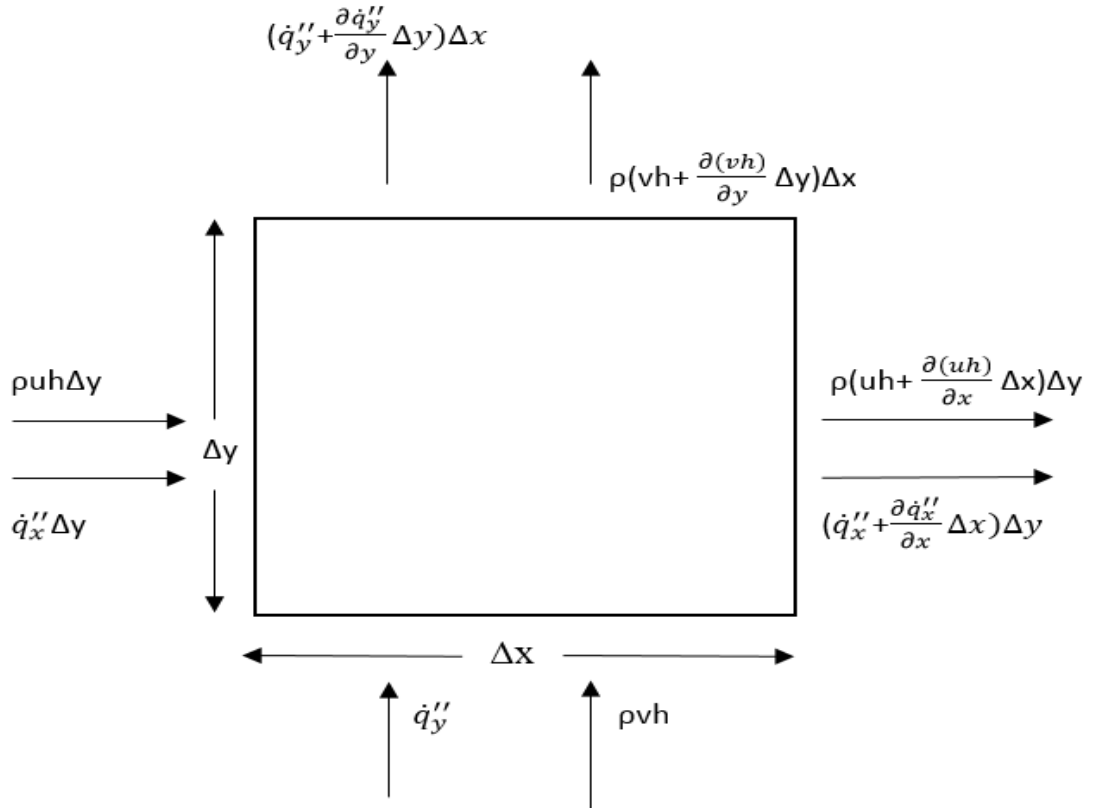
yazılabilir. Denklem (2.51), (2.52) ve (2.53) Denklem (2.50)'de yerine konulduğunda

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

elde edilir. Genellikle, sınır tabakası içerisinde x yönünde iletimle ısı transferi, y yönündeki iletimle ısı transferinden küçük olacağından, Denklem (2.54)'ün sağ tarafındaki birinci terim ihmal edilebilir. Bu durumda enerji denklemi

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

indirgenir. Burada $a = \lambda / \rho C_p$ akışkanın ısı yayılım katsayısıdır (Yüncü ve Kakaç 1999).



Şekil 2.14. Sınır tabakası içerisinde kontrol hacmi- Enerjinin korunumu prensibi (Yüncü ve Kakaç 1999)

2.10.4. Euler denklemi

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

Kartezyen koordinat sisteminde

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

2.10.5. Navier-Stokes denklemleri

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

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

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

Yukarıdaki kayma gerilmeleri ifadelerini momentum denklemlerinde yerine koyarsak,

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

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

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

(2.59)

şeklinde elde ederiz. Viskoz gerilmeler düzenlenirse,

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

(2.60)

olur. Bu denklemler ikinci mertebeden doğrusal olmayan kısmi diferansiyel denklemler olup oldukça zorludurlar. Navier-Stokes denklemlerinin sonlu hacim metodunun gelişmiş formu olarak daha kullanışlı yazılımı şu şekildedir.

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

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

(2.61)

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

çalkantı hızlarını da dikkate alırsak,

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

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

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

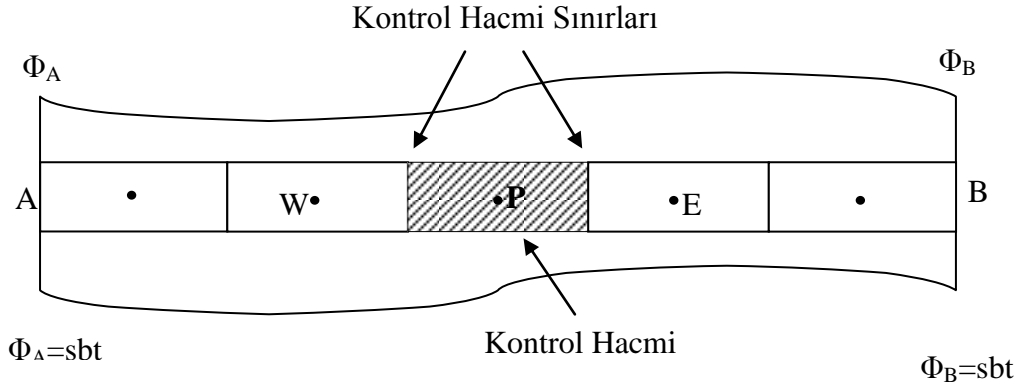
olarak elde ederiz (Versteeg and Malalasekera 2007, Kırkköprü ve Ayder 2004).

2.11. Sonlu Hacim Yöntemi (SHY) Uygulaması

Bir boyutlu zamana bağlı olmayan yayılımın için sonlu hacim metodunda yürütücü denklem

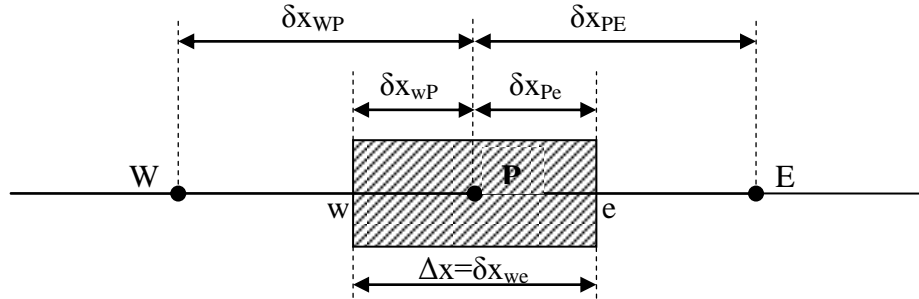
$$\frac{d}{dx} \left(\Gamma \frac{d\phi}{dx} \right) + S = 0 \quad (2.63)$$

dir. Burada Γ yayılım katsayısı ve S ise kaynak terimini göstermektedir. Bir boyutlu etki alanı Şekil 2.15'de gösterilmektedir.



Şekil 2.15. Bir boyutlu etki alanı (Versteeg and Malalasekera 2007)

Sonlu hacim yönteminde ilk adım etki alanını ayırık kontrol hacimlerine bölmektir. Bu işlem HAD genel yapısına göre Şekil 2.16'daki gibi düzenlenmiştir.



Şekil 2.16 Alan ayrıştırması (Versteeg and Malalasekera 2007)

Alan ayrıştırma işleminden sonra denklem ayrıştırması yapılmaktadır. Yürütücü denklem veya denklemlerin kontrol hacminde integrasyonu aşağıdaki gibidir.

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

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 doğrusal bir dağılım olduğu kabul edilirse,

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

olur. Buna ek olarak yayılım akıları ,

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

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

ve kaynak terimi de

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

dir. Denklem (2.65), (2.66) ve (2.67)'i Denklem (2.68)'de yerine koyarsak

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

olur. Bunu düzenlersek

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

olur. Bu da ϕ_W ve ϕ_E 'nin katsayıları şeklinde daha basite indirgenebilir. O zaman

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

olur. Burada ;

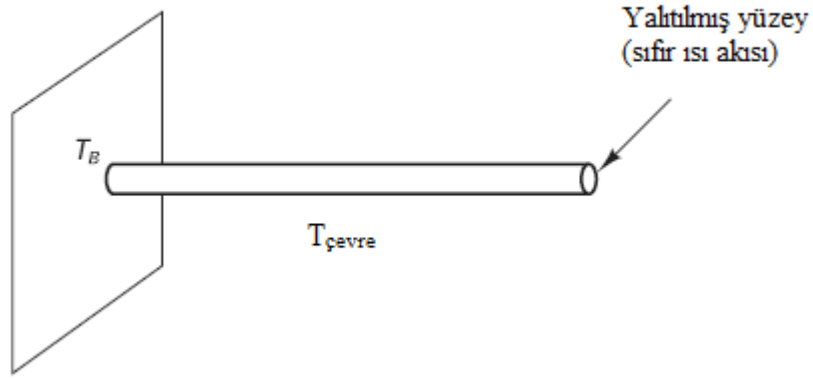
$$a_W = \left(\frac{\Gamma_w}{\delta x_{WP}} A_w \right)$$

$$a_E = \left(\frac{\Gamma_e}{\delta x_{PE}} A_e \right) \quad (2.72)$$

$$a_P = a_W + a_E - S_P$$

dir.

Şekil 2.17’de gösterilen uniform kesit alanı A olan dairesel kanatçık. Taban 100°C (T_B) ve sonu yalıtımlıdır.



Şekil 2.17. Uniform dairesel kanatçık (Versteeg and Malalasekera 2007)

Kanatçık 20°C ortam sıcaklığına maruz kalmaktadır. Bu durumda tek boyutlu ısı transferi ;

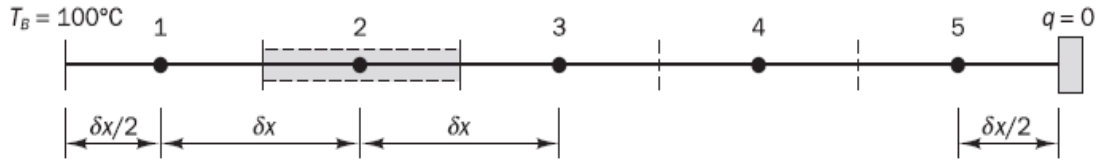
$$\frac{d}{dx} \left(kA \frac{dT}{dx} \right) - hP(T - T_\infty) = 0 \quad (2.73)$$

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 2.18'de gösterilmiştir.



Şekil 2.18 Kontrol hacimleri (Versteeg and Malalasekera 2007)

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

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

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 bağılı 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 ayrık 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:

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

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

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

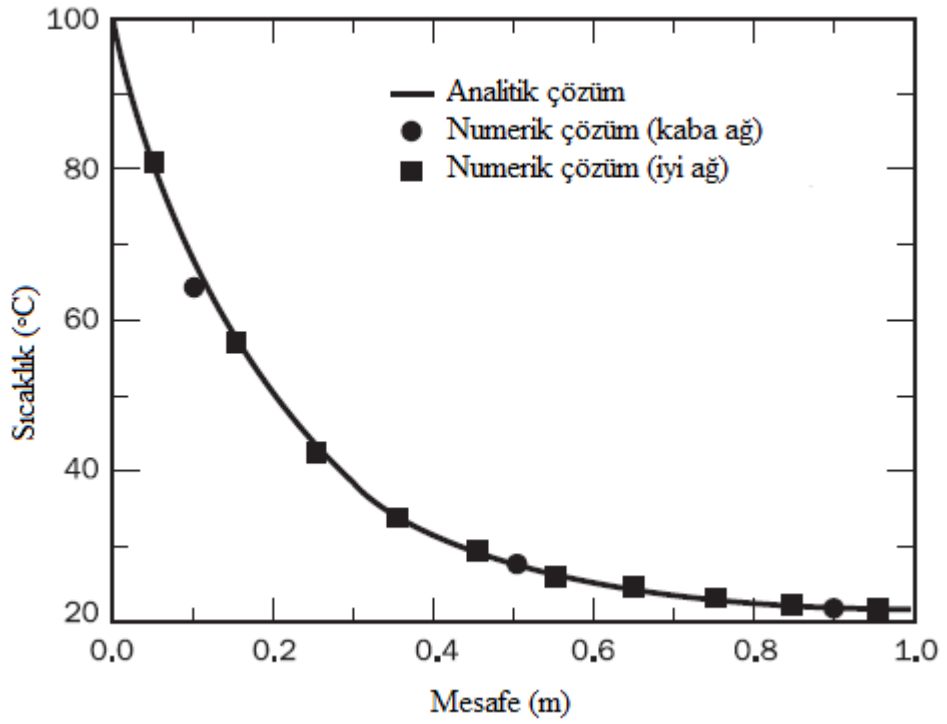
Çizelge 2.6 analitik ifade ile sonlu hacim çözümü karşılaştırılmıştır. Maksimum yüzde hata %6 civarındadır ((analitik çözüm-sonlu hacim çözüm)/analitik çözüm).

Hesaplama da 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, ayrıık 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 hesaplamasının sonuçlarının karşılaştırılması Şekil 2.19 ve Çizelge 2.7'de verilmiştir. İkinci sayısal sonuçlar analitik çözüm ile daha uyumludur; şimdi maksimum sapma sadece %2'dir.



Şekil 2.19. Analitik ve numerik 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 çalışmada deneysel çalışma olarak, daha önce Taguchi $L_{18}(2^1*3^7)$ deney yöntemi ile çalışılarak optimize edilmiş altıgen kanatçıklı ısı alıcıların, çarpan jetle ısı transfer ve basınç karakteristikleri tespit edilmiştir. Başlangıçta, altıgen Genel-2 ve Genel-3 ısı alıcılarda, $h/d=2$ mesafesi alınarak, altı farklı hızda ($V=4-5-6-7-8-9$ m/sn), üç farklı kanat yüksekliği ($h_k=100-150-200$ mm) için ısı transferi deneyleri yapılarak Nu değerleri bulundu. Isı transfer deneyleri sonunda Nu-Re grafikleri elde edildi. Daha sonra x ve y yönündeki basınç değerleri elde edilerek C_{p_x} , C_{p_y} grafikleri elde edildi.

Sayısal analiz aşamasında, önce deneysel şartlarla aynı özelliklere sahip olan Genel 2 ve Genel 3 ısı alıcılarının geometrileri oluşturulmuş, sonrada bu geometriler için optimum sayısal ağlar elde edilmiştir. Çözüm aşamasında bu iki ısı alıcısı için, h/d mesafesi 1 ve 2 alınarak, altı farklı hızda ($V=4-5-6-7-8-9$ m/sn), üç farklı kanat yüksekliği ($h_k= 100-150-200$ mm) için analizler yapılarak, sıcaklık ve basınç değerleri tespit edilmiştir. Elde edilen sıcaklık değerleriyle önce Nu değerleri bulundu ve Nu-Re grafikleri elde edildi. Elde edilen basınç değerleriyle de C_{p_x} , C_{p_y} grafikleri elde edildi.

Deneysel çalışmalar, Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü Sprey Teknolojileri Laboratuvarında bulunan 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 edilmiş ve önceden belirlenen istasyonlardan pitot tüpü yardımıyla dinamik basınçlar okunmuştur.

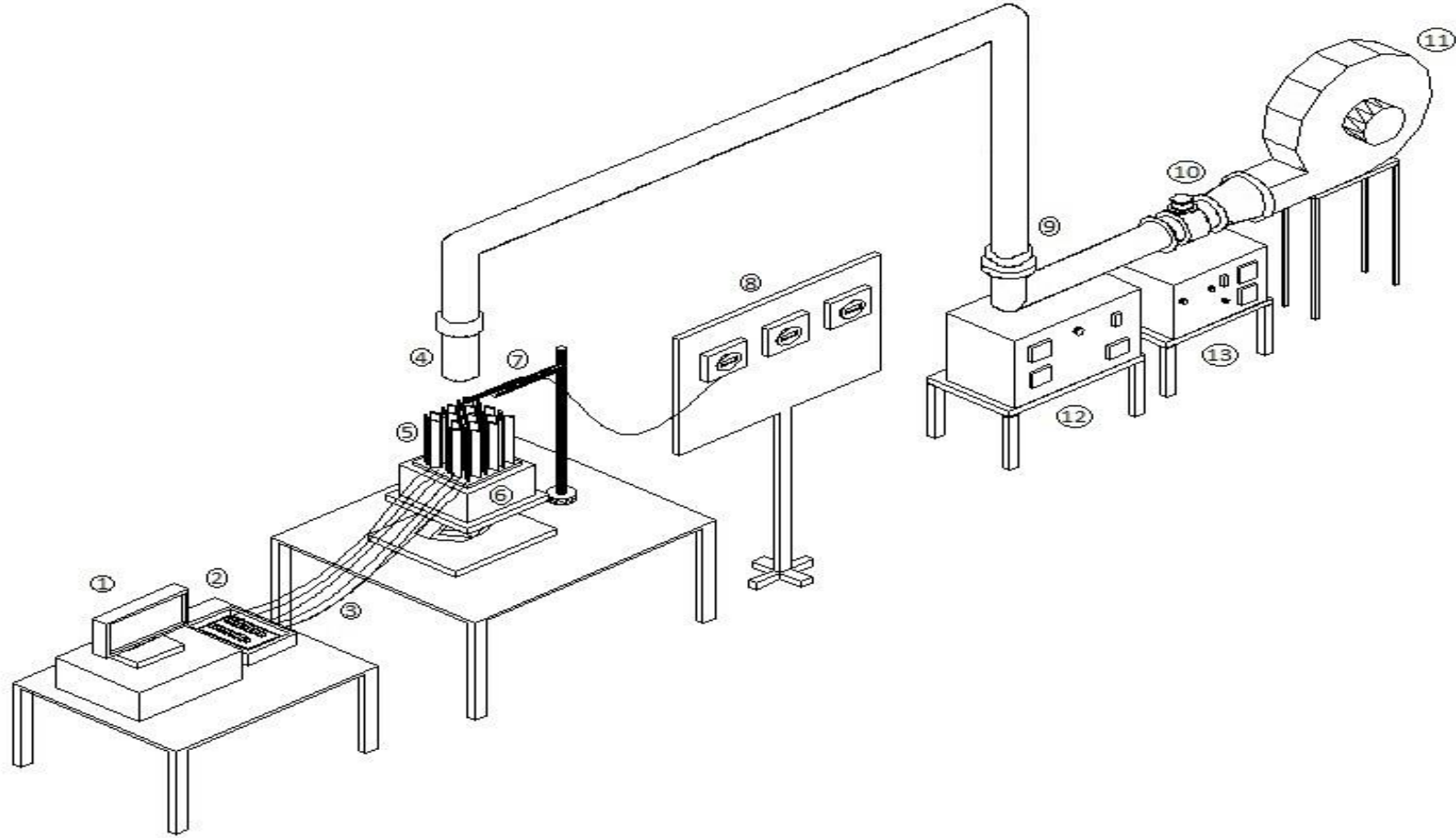
Sayısal analizler ise, ticari hesaplamalı akışkanlar dinamiği programı olan ANSYS Fluent programı yardımıyla simetrik çözüm yapılarak elde edilmiştir. Analiz sonuçları CFD post menüsünden export (çıkı) edilmiştir. Deneysel ve sayısal çalışmada kullanılan materyal ve veri elde etme yöntemleri detaylı olarak aşağıda sunulmuştur.

3.1. Deney Düzenegi

Deneyisel çalışmada, 300x300 mm boyutlarında plakalar üzerine, 50 mm iç 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). dinamik basınç değerleri KIMO firması tarafından üretilen basınç transmitterleriyle dijital olarak ölçülmüştür.



Şekil 3.1. Deney düzeneginin görünüşü



Şekil 3.2. Deney düzeneğinin şematik görünümü

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

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 yerleştirildi. Mekanik kaldırıcı üzerine MDF lam mobilya malzemesinden 450 mm x 450 mm ebatlarında ısıtıcı ünitenin kolaylıkla taşınabileceği düzlem taban oluşturuldu. Uniform bir ısı kaynağı oluşturabilmek için düzlem taban üzerine 305 mm x 305 mm ebatlarında ısıtıcı ünite yerleştirildi.

MDF lam mobilya malzemesinden yapılan 305 mm x 305 mm ebatlarındaki kutunun içerisine taban plakanın tam ortasına gelecek şekilde 300 mm x 200 mm ebatlarında 50 mm kalınlığında ateş tuğlası yerleştirilmiş, ateş tuğlasının üzerinde açılan uygun kanala 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

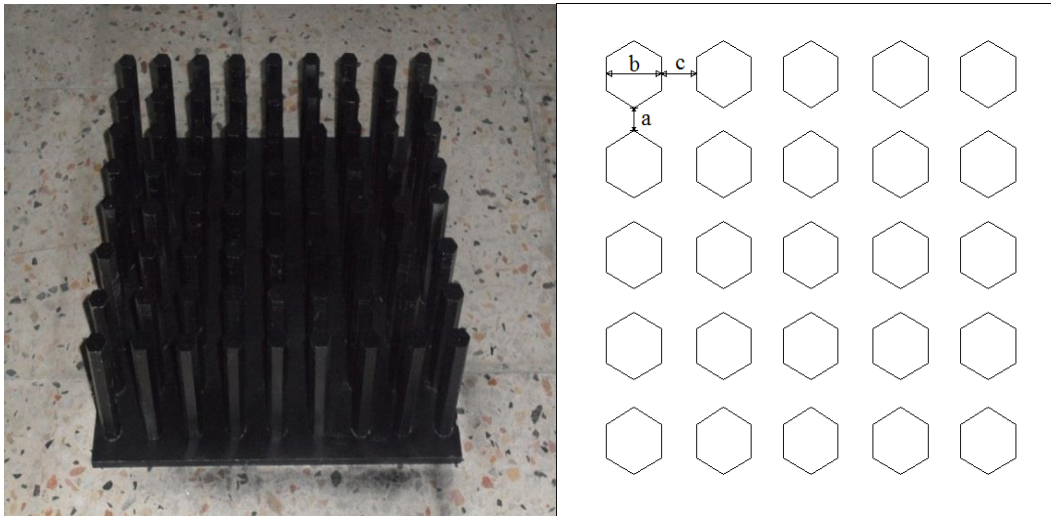
Elektronik endüstrisinde ısı değiştirici olarak kullanılacak malzemenin özelliklerini doğru seçmek, ısı alıcının performansını etkileyen önemli bir parametredir. Bakır ve alüminyum diğer metallere göre maliyetlerinin düşük olması ve yüksek iletim özelliklerinden dolayı daha çok tercih edilirler. Bakırın ısı alıcı içerisindeki iletim direncini düşüren termal iletkenliği alüminyumun yaklaşık olarak iki katı değerindedir (Incropera and DeWitt 2001). Yine de bu durum toplam termal direncin yarıya inmesi anlamına gelmez. Alüminyum ile karşılaştırıldığında bakır toplam termal direnci yaklaşık olarak %30 değerinde düşürür. Hava hızının çok yüksek olduğu ve ısı kaynağı ebadının küçük olduğu uygulamalarda bakır en avantajlı malzeme olarak gözükmektedir. Bununla birlikte alüminyum ile karşılaştırıldığında oldukça pahalı olması ve fiyatının günden güne sürekli değişmesi/dalgalanması, alüminyumdan yaklaşık olarak 3 kat daha ağır olması ve homojen olmayan bir malzeme olması nedeniyle işlenebilirliğinin daha zor olması bakırın ilk anda sayılabilecek dezavantajlarıdır. Birçok durumda, yukarıda sayılan termal avantajlarının dezavantajlarına ağır basmaması nedeniyle elektronik cihazlar için soğutucu üreten firmalar için alüminyum en yaygın ve uygun malzemedir (R-Theta 1998). Bu nedenle

test elemanlarının tabanları (base) ve kanatlar alüminyum (Al 1050 O) malzemeden imal ettirilmiştir.

Taban plaka her bir ısı alıcı geometrisi için farklıdır fakat çalışmada test bölgesinde jetin merkezi plakanın merkezine gelecek biçimde sabit bir şekilde yerleştirilmiştir. Genel-2 ve Genel-3 için 2 farklı taban plaka kullanılmıştır. 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 incelenen parametreler ve değerleri

Parametreler		Optimum elemanlar	
		Genel-2	Genel-3
A	Kanat yüksekliği, h_k [mm]	100, 150, 200	100, 150, 200
B	Kanat genişliği, b [mm]	14	14
C	Kanatlar arası yatay mesafe, a [mm]	20	20
D	Kanatlar arası düşey mesafe, c [mm]	20	10
E	Lüle çıkışı jet hızı, V [m/s]	4-9	4-9



Şekil 3.4. Altıgen ısı alıcı

3.4. Isıl çiftler ve Veri Toplama Sistemi

Yüzey sıcaklıklarının belirlenmesinde en çok tercih edilen teknikler; ısı çifti, 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 çifti kullanımı en çok tercih edilen yöntemdir. Bu çalışmada yüzey sıcaklığını belirlemek için tabana yayılmış 15 adet, ortam sıcaklığını ölçmek için 2 adet olmak üzere toplam 17 adet ısı çifti 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 çifti Polysciene marka $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ hassasiyete sahip dijital göstergeli bir sıcaklık banyosu içinde 15°C - 85°C sıcaklık aralığında 5°C aralıklarla kalibre edilmiştir.

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

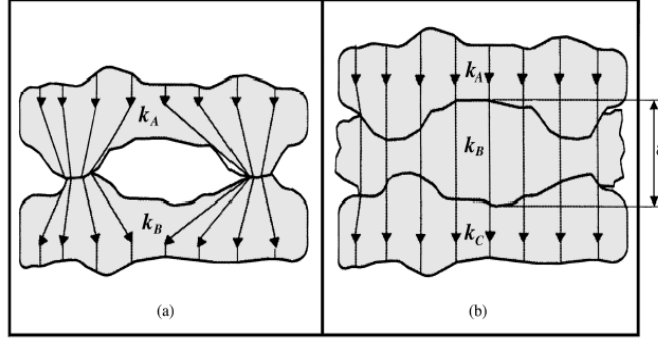
Veri okuma ve örnekleme için Visidaq isimli yazılım kullanılmıştır. Isıl çiftlerle örneklenen sıcaklıklar elde edilen kalibrasyon denkleminde geçirilmiş ve kalibre edilmiş olarak alınan değerlerin 10 tanesinin ortalaması alınarak bir rakam olarak kaydedilmiş, ortalama olarak alınan toplam 30 değer Microsoft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

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

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

3.6. 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'de hız transmitterinin özellikleri verilmiştir.

Çizelge 3.3. Hız probunun teknik özellikleri (Advantech 1995)

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

3.7. Basınç Ölçümü

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

Markası: KIMO

Tipi: CP200

Basınç aralığı: ± 1000 Pa

Tepki süresi: 0,3 saniye

3.8. Basınç Deneylerinin Yapılışı

Basınç deneylerinin yapılışında aşağıdaki yol izlenmiştir:

1. Isı transferi deneyinde sıcaklık ölçümlerinin kaydedilmesinin ardından plakaya bağlı ısı çiftler sistemden uzaklaştırılmıştır.
2. Deneye ait hız kontrol edilmiştir.

3. KIMO basınç transmitterine bağlı pitot tüpü jetin plaka üzerinde saçıldığı x eksenine merkezine yerleştirilmiştir. Daha sonra pitot tüpü ilerletme traversi ile ilerletilerek plaka merkezinden plaka kenarına doğru 3'er cm aralıklarla 6 istasyonda ölçüm alınmıştır.
4. KIMO basınç transmitterine bağlı pitot tüpü jetin plaka üzerinde saçıldığı y eksenine merkezine yerleştirilmiş ve x ekseninde olduğu gibi istasyonlarda ölçüm alınmıştır.
5. Elde edilen basınç değerleriyle c_{px} ve c_{py} değerleri hesaplanmıştır.
6. Microsoft Excel programı kullanılarak plaka üzerinde x ve y yönündeki istasyonlara karşılık gelen c_{px} ve c_{py} grafikleri çizilmiştir.

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

3.9. Deneysel Verilerin Karakteristik Hesaplamalarda Kullanılması

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

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

burada;

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

Ayrıca sistemde kararlı halde taşınım miktarı;

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

şeklinde de ifade edilebilir.

Kararlı halde kanatlardan ışınlama ile ısı transferi aşağıdaki noktalara bağlıdır (Tahat vd 1994, 2000)

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

Toplam kararlı hal ışınlama ile ısı transferi;

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

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

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

Bu kabullerle Denklem 3.5

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

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

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

İlgili eşitliklerden ortalama ısı transfer katsayısı aşağıdaki gibi ifade edilir:

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

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

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

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

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

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

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

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

$$U_{ort} = 0,817U_0 \quad (3.11)$$

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

$$Re = \frac{D_h U_{ort}}{\nu} \quad (3.12)$$

3.10. Deney Tasarım Teknikleri ve Taguchi Deney Tasarımı

Deneyel tasarım yöntemlerinin amacı, incelenen sistemdeki değişimlerin nedenini araştırmak ve değişimleri ortadan kaldırmaya veya değişimlere karşı sistemi güçlendirmeye yönelik çalışmalar yapmaktır. Değişkenliğin kontrol altında tutulmasıyla kalitenin yükseltilmesi ve maliyetin düşürülmesi sağlanabilir. Düşük maliyetle yüksek kaliteye ulaşma yolunda, yönlendirilmiş deney tekniklerinin yaygın olarak

kullanılabilirliğinin ortaya çıkması, birçok araştırmacıyı bu alana yöneltmiş ve aşağıda sıralanan bazı yöntemler geliştirilmiştir (Çelik 1996);

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Taguchi'ye göre bir ürün veya sürecin performansı;

- Kullanılacağı çevre şartlarından,
- Üretimde kullanılan bileşenlerden

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

- Kontrol edilebilen,
- Kontrol edilemeyen

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

Çok yüksek maliyet gerektirmeleri nedeniyle kontrol edilmeyen faktörlerin olumsuz etkilerini belirleyip ortadan kaldırmak yerine, bunların olumsuz etkilerini ortadan kaldıracak veya azaltacak kontrol edilebilen parametrelerin değerleri araştırılır. Kontrol edilebilen faktörler de performans değerine etkileri bakımından üç grupta sınıflandırılabilir:

- Kontrol faktörleri,
- Düzeltme faktörleri,
- Etkisiz faktörler

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

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

$$Z_B = -10\text{Log}\left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{1}{Y_i^2}\right) \quad (3.13)$$

ve “daha küçük daha iyi” durumu için geliştirilen

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

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

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

$$Y_i = \mu + X_i + e_i \quad (3.15)$$

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

$$Y_i \pm \sqrt{F_{\alpha;1,DF_{MSe}} * MSe * \left(\frac{1+m}{N} + \frac{1}{n_r} \right)} \quad (3.16)$$

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

$$\Omega(db) = -10 \log \left(\frac{1}{p} - 1 \right) \quad (3.17)$$

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

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

3.11. Deneysel Belirsizlikler

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

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

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

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

$$w_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.18)$$

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

Çizelge 3.4. Ölçülen büyüklüklerdeki belirsizlikler

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

3.12. ANSYS Fluent 14.5

Fluent sonlu hacimler yöntemini kullanan bir Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yazılımıdır. 1983' ten bu yana dünya çapında birçok endüstri dalında kullanılan ve günden güne gelişerek tüm dünyadaki HAD piyasasında en çok kullanılan yazılım durumuna gelen Fluent, en ileri teknolojiye sahip ticari HAD yazılımı olarak kullanıcılarının en zor problemlerine kolay ve kısa sürede elde edilen çözümler sunmaktadır.

Fluent, genel amaçlı bir HAD yazılımı olarak, otomotiv endüstrisi, havacılık endüstrisi, beyaz eşya endüstrisi, turbomakine (fanlar, kompresörler, pompalar, türbinler v.b.) endüstrisi, kimya endüstrisi, yiyecek endüstrisi gibi birbirinden farklı birçok endüstriye ait akışkanlar mekaniği ve ısı transferi problemlerinin çözümünde kullanılabilir. Bu özelliği sayesinde kullanıcılarına birbirinden farklı birçok probleme aynı arayüzü kullanarak çözüm alma olanağı sağlar.

Kolay kullanımı ile Fluent, ürün performansını ürün henüz tasarım aşamasındayken ölçme, performansı düşüren etkenleri detaylı bir şekilde tespit ederek yine bilgisayar

ortamında giderme ve piyasaya iyileştirme işlemleri tamamlanmış son ürünün verilmesi sağlayarak kullanıcısının zorlu rekabet şartlarında emsallerinden bir adım önde olmasına katkıda bulunur.

Fluent, sahip olduğu ileri çözücü teknolojisi ve bünyesinde barındırdığı değişik fiziksel modeller sayesinde laminer, geçiş ve türbülanslı akışlara, iletim, taşınım ve radyasyon ile ısı geçişini içeren problemlere, kimyasal tepkimeleri içeren problemlere, yakıt pilleri, akustik, akış kaynaklı gürültü, çok fazlı akışları içeren problemlere hızlı ve güvenilir çözümler üreterek, AR-GE bölümlerinin tasarım esnasındaki en güvenilir aracı olmaya adaydır.

3.13. Fluent Teknik Özellikleri

Fluent, sıkıştırılmaz (düşük subsonik), orta sıkıştırılabilir (transonik) ve yüksek sıkıştırılabilir (süpersonik ve hipersonik) akışlar için Hesaplama Akışkanlar Dinamiği çözücüsüdür. Yakınsamayı hızlandıran çoklu ağ yöntemiyle beraber çoklu çözücü seçenekleri ile Fluent 14.5 geniş hız rejimleri aralıklarında optimum çözüm etkinliği ve hassasiyeti getirir. Fluent 14.5'deki fiziksel modellerin zenginliği, laminer, geçiş ve türbülanslı akışların, ısı transferinin, kimyasal tepkimelerin, çok fazlı akışların ve diğer olguların sayısal ağ esnekliği ve çözüm tabanlı ağ uyarlaması ile hassas çözülmesine olanak sağlar.

3.13.1. Genel modelleme yetenekleri

- 2 boyutlu düzlemsel, 2 boyutlu aksel simetrik, 2 boyutlu döngülü aksel simetrik (dönel simetrik) ve 3 boyutlu akışlar
- Sabit rejim veya geçici rejim akışları
- Bütün hız rejimleri (düşük subsonik, transonik, süpersonik ve hipersonik akışlar)
- Laminer, geçiş veya türbülanslı akışlar
- Newtonian ve newtonian olmayan akışlar
- Zorlamalı, doğal, karışık konveksiyon, konjuge ısı transferi ve radyasyon

- 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
- İzotopik 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

3.13.2. Sayısal ağ yetenekleri

- Dörtgen, üçgen, altı yüzlü, dörtyüzlü, prizma(kama), piramit ve karışık elemanlı sayısal ağ
- Akışkan/katı ara yüzlerini de içeren konuşmayan(asılı düğüm noktalı) sayısal ağ ara yüzleri

- GeoMesh, TGrid, preBFC, ICEM/CFD, I-DEAS, PATRAN, NASTRAN, ANSYS, CGNS, STL, Pro/ENGINEER, PLOT3D formatlı sayısal ağ alabilme
- Sayısal ağ sıklaştırma ve seyreltme
- Kullanıcı tarafından belirlenen bölgeler için sayısal ağ yoğunlaştırması ve çözüm değişkenleri, elde edilen büyüklükler ve kullanıcı tanımlı alan fonksiyonu değişkenleri kullanılarak adaptif yoğunlaştırma
- Sayısal ağ yoğunlaştırması sonrası otomatik çözüm enterpolasyonu
- Sayısal ağ seyrekletmesi
- Sayısal ağ yumuşatma ve geliştirme araçları
- Sayısal ağ işlemesi (oranlama, taşıma, birleştirme, konuşurma ve ayırma)
- Hibrid sayısal ağ oluşturma özellikleri
- Ağdan ağa çözüm enterpolasyon yeteneği
- Çözüm ilerlerken sayısal ağı sıklaştıran ve seyrelten dinamik ağ uyarlaması.

3.13.3. Sayısal yöntem

ANSYS 14.5 üç farklı çözücü sunar. Üç çözücü içinde geçerli özellikler:

- Yapısal olmayan ağ tabanlı sonlu hacimler metodu
 - Formülasyon bütün hız rejimleri için geçerlidir
 - İmplicit şemalar için adaptif zaman adımlandırılması
 - Dinamik hafıza tahsisi
 - Tek ve çift hassasiyetli çözücü seçenekleri
- Ayrık (kademeli) çözücü
 - SIMPLE, SIMPLEC ve PISO'yu içeren 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 implisit değerlendirilmesi
- V,W, F ve flex çevrimleri ile cebirsel lineer çoklu ağ çözücüsü
- Gauss-Seidel rahatlatma metodu
- Akuple (tamamlayıcı) çözücü
- Sıkıştırılamaz ve karışık rejim akışları için önceden durumlandırma
- Türbülans, radyasyon ve kullanıcı tanımlı skaler transport denklemleri için ayrık çözücü
- Birinci dereceden ve ikinci dereceden şemaları içeren ayrıştırma şemaları
- Birinci ve ikinci dereceden zaman diskritizasyonu şemaları ile implisit 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

3.13.4. Türbülans modelleme

- Spalart-Allmaras (Eddy-viskozite taşınım) modeli
- Standard k- ϵ , realizable k- ϵ ve RNG k- ϵ modellerini içeren k- ϵ model seçenekleri
- k- ϵ modellerinde sıkıştırılabilirlik ve kaldırma kuvvetleri için alt modeller
- Döngü, düşük Reynolds sayısı etkileri için RNG k- ϵ modelinde alt modeller ve k- ω , enerji ve türler için türbülans Prandtl/Schmidt sayılarında analitik formülasyonu
- Geçiş bölgesi akış seçenekleri ve duvar kenarları düzeltmeleriyle k- ω 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- ϵ 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 yakınlığında Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes denklemleri çözen Ayırık Eddy Simülasyon (DES) modeli.

3.13.5. Isı transferi

- Viskoz ısınması da içeren laminer/türbülans zorlamalı konveksiyon
- Boussinesq yaklaşımı seçeneğiyle doğal ve karışık konveksiyon
- Kabuk eleman iletimini ve hareketli katılarda ısıl taşınımı da içeren katılarda izotropik/anizotropik iletimli konjuge ısı transferi.
- Işınım, yayık fazlar, türler taşınım ve tepkime modelleri ile yanma modelleri ile etkileşim
- Taşınım, yayılım ve tepkime kaynak terimlerini içeren çoklu transport denklemleri formülasyonu.
- Arrhenius modeli
- Eddy-kırılma (EBU) modeli
- Birleşik Arrhenius/Eddy-kırılma modeli
- Eddy sönme kavramını içeren N sayıda sonlu oranda kimyasal tepkimeler
- Karışan-yanar modeli
- Kimyasal denge
- Laminer alev modelini içeren yayılım kontrollü (önceden karışmayan) PDF/korunumlu skaler tabanlı formülasyonu

- Türbülansa alev hızı modeli tabanlı 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

3.13.6. 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 döneel 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 döneel 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

3.14. ANSYS Workbench Platformu

Yenilenen ANSYS ile birlikte ANSYS Workbench platformu, ileri mühendislik simülasyon teknolojisinin üstün bilgi birikimi üzerine kurulmuş sistemdir. Yenilikçi proje şeması görüntüsü, kullanıcının tüm simülasyon işlemlerini, sürükle-bırak basitliğiyle zorlu multiphysics analizlerinde bile yol göstererek, tek ekranda yapmasını sağlar. ANSYS Workbench platformu; çift yönlü CAD etkileşimi, güçlü ve otomatik ağ yapısı, her adımda güncelleme mekanizması, gelişmiş parametre yönetimi, etkileşimli optimizasyon araçlarıyla simülasyon tabanlı ürün gelişimini etkinleştirerek eşi görülmemiş bir üretkenlik sağlar.

ANSYS 12 sürümü ile var olan ANSYS Workbench ekranı yeniden tasarlandı. Yenilikçi bir proje şeması görüntüsü mühendislerin simülasyonla çalışma şeklini değiştirmesine yardımcı olmuştur. Projeler, akış şeması şeklindeki bir diyagramda bağlı

sistemler halinde grafiksel olarak gösteriliyor. Böylece kullanıcılar bir bakışta mühendislik amacını, veri ilişkilerini ve analiz projesinin durumunu kolayca anlatabiliyor.

Yeni proje sistemi ile çalışmak için soldaki araç kutusundan istenen analiz sistemi sürüklenir ve proje şemasına kolayca bırakılır. Bütün analiz sistemleri, yukarıdan aşağıya doğru çalışan analiz işlem sırasında size yol gösteren gerekli bileşenleri içerir.

3.14.1. ANSYS Design Modeler

Bütün mühendislik simülasyonları; yapısal bir analizde katı, akışkan veya elektromanyetik bir analizde hava hacmi olabilen bir tasarımı temsil eden geometri ile başlar. Mühendis; geometriyi ya da bir CAD yazılımından alır ya da sıfırdan çizer. ANSYS Design Modeler yazılımı, ANSYS analizleri için bu aşamada kullanılan yazılımdır.

CAD modelleri genelde üretim için tasarlanmıştır. Yani simülasyonları için tasarlanmadıklarından dolayı simülasyonda gerekmeyen ufak detaylar içeren CAD modelleri kompleks geometriler oluştururlar. Bu kadar detaylı modelleri simüle etmek analiz süresini artırır. Saatler, günler sürecektir analiz süresini azaltmak için bu ufak detaylı temizlemek çok verimli olur. ANSYS Design Modeler aşağıdaki model detaylarını manipüle etmenizi sağlar.

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

ANSYS Design Modeler yazılımı, tüm büyük CAD yazılımlarından parametreler dahil tüm veriyi kusursuz transfer eden bağıntılara sahiptir. Mesela CAD modelinde duvar kalınlığını tanımlayan bir parametre varsa bu, ANSYS Design Modeler’da da görülebilir. Siz de parametreyi ayarlayarak tasarımınızı güncelleyebilirsiniz. Detay temizleme ve basitleştirme sağlanır. Bu da tasarım değişiklikleri ve güncellemelerinin hızla sonuç vermesi demektir.

Aynı zamanda ANSYS Design Modeler teknolojisi, sıfırdan geometri oluşturma alanında güçlü araçlara sahiptir. Benzer katı modelleme işlemleriyle kompleks bir geometri oluşturulabilir. Sağlam ve endüstri standartlarında olduğunu gösteren Parasolid çekirdeği üzerine kurulmuştur. 2 boyutlu çizimler 3 boyutlu hale getirilebilir ve Boolean işlemleriyle değiştirilebilir. Geometri geçmişini yapım sırasında kaydedilir, böylece daha sonra üzerinde değişiklik yapıp güncellenebilir.

İster var olan CAD modelinden transfer edilsin, ister sıfırdan oluşturulsun, ANSYS Design Modeler tamamen parametrikdir. Bunu ANSYS Workbench platformu içindeki ağ oluşturma ve parametrik çözücüyle birleştirirseniz çeşitli tasarım varyasyonları elde edersiniz.

3.14.2. ANSYS Meshing

Ağ oluşturma, mühendislik simülasyonunun en kritik kısımlarından biridir. Fazla eleman sayısı uzun süreye yol açarken az eleman sayısı ise sağlıklı sonuçlar verir. ANSYS Meshing kullanıcının dengeyi bulmasını ve olabildiğince otomatik olarak simülasyon için en doğru ağı oluşturmalarını sağlar. ANSYS Meshing; ANSYS’ in birbirleriyle bağımsız oluşturduğu, sınıf önderi ağ yapısı oluşturma araçları üzerine kurulmuştur. Bu bağımsız araçların en güçlü yanlarını bir araya getirilmesiyle oluşan araç, günümüzün en güçlü ağ oluşturma aracını oluşturmuştur.

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.

Farklı fizik dalları, farklı ağ oluşturma yaklaşımı gerektirirler. Örneğin, CFD simülasyonları, hem eleman şeklinde hem de boyut değişimi düzgünlüğünden yüksek kalitede ağ yapısı isterler. FEA simülasyonları, eleman sayısı ile analiz süresi parametrelerini dikkate alırlar. ANSYS Meshing, simülasyonunuz için en doğru ağı sağlayan fiziksel öncelik ayarlarına sahiptir.

3.14.3. ANSYS Fluent

Ansys Fluent yazılımı geniş bir fiziksel modelleme kapasitesine sahip olup, akış, türbülans, ısı transferi hesaplarının yanı sıra uçak kanadı üzerinde olan akıştan bir fırın içindeki yanmaya, kabarcık kolonlarından petrol kulelerine, kan akışından yarı iletken üretimine, temiz oda tasarımından atık su arıtma tesislerine kadar farklı endüstriyel alanlarda analiz imkanlarına sahiptir. Silindir içindeki yama, aeroakustik, türbomakinalar ve çok fazlı akışları analiz imkanı veren özel modeller, yazılımın kullanıldığı alanları artırmaktadır.

Bugün, dünyada binlerce şirket ANSYS Fluent yazılımını ürün geliştirmelerinin tasarım ve optimizasyon aşamalarında temel bir parça olarak kullanmaktadır. Gelişmiş çözücüsü sayesinde hızlı ve gerçeğe yakın sonuçlar elde edilirken, bu çözücü hareket edebilen ve deforme olabilen sayısal ağların (mesh) kullanımını ve paralel işlemlerdeki üstün

performans kabiliyetini de sunar. Kullanıcı tanımlı fonksiyonlar (UDF), kullanıcıların kendi modellerini tanımlamalarını ve hazır modelleri kapsamlı şekilde değiştirme imkanı sunar. ANSYS Fluent'in interaktif arayüzü sayesinde tek bir uygulama altında hesaplanmakta olan bir işlem kolayca durdurulabilir. Problem ve sonuca ait dosyalar ANSYS CFD-Post yazılımı kullanılarak geniş çözüm sonrası araçlarla detaylı şekilde incelenebilir ve farklı durumlardan sonuçlar karşılaştırılabilir.

ANSYS Fluent yazılımının ANSYS Workbench'e entegre edilmesi sayesinde kullanıcılar çok yönlü olarak başlıca tüm CAD sistemlerine çok yönlü bağlantı sağlayabilir, güçlü bir geometri düzeltme ve oluşturma aracı olan ANSYS Design Modeler ve gelişmiş sayısal ağ (mesh) oluşturma aracı ANSYS Workbench ile 'sürükle bırak' şeklinde data transferi yapabilmekte ve farklı uygulamalar arasında sonuçlar paylaşılabilir. 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.

3.15. 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).

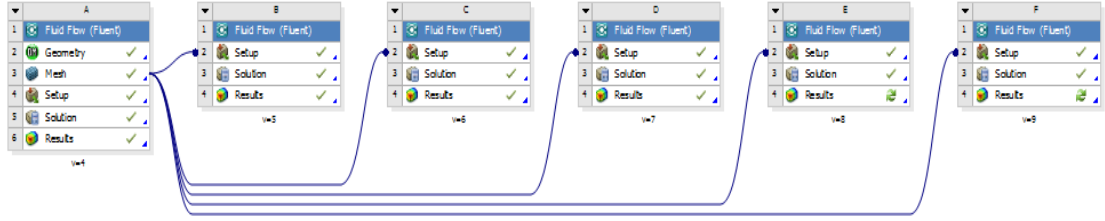
Daimi olmayan akış için, bir fiziksel zaman adımı belirtilir, uygun başlangıç şartları atanır ve bu küçük zaman aralığı boyunca akış alanındaki değişikliklerin simülasyonu için transport denklemini çözmek amacıyla iterasyon döngüsü yapılır. Zaman adımları arasındaki değişiklikler küçük olduğundan genellikle, 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).

3.16. Sayısal Analizin Yapılması

ANSYS'de yapılan sayısal analizin aşamaları aşağıda verilmiştir;






3.16.1. Proje dosyasının oluşturulması

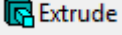
1. ANSYS Workbench açıldı. Analiz sistemlerinden Fluid Flow (Fluent) proje şemasına sürüklendi. Aynı kanat boyu, ve h/d mesafesi için geometri ve mesh (sayısal ağ) aynı olacağı için diğer projelerin set up (ayar) sekmeleri birinci projeye bağlanarak hem zamandan hem de boyut tasarrufu sağlandı.
2. Geometri 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.

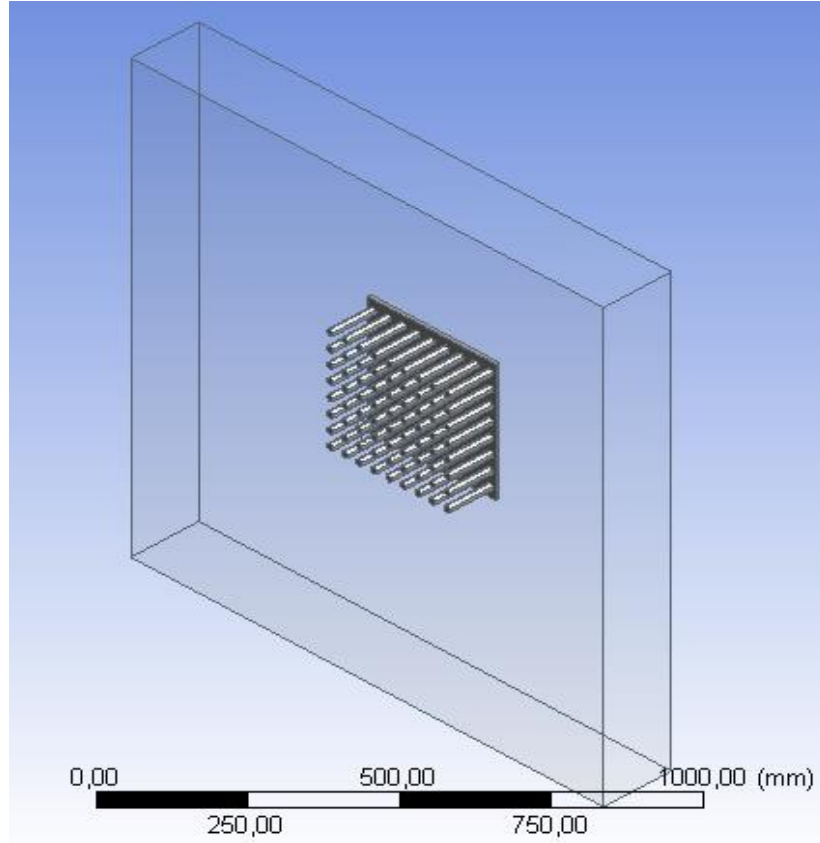


Şekil 3.7. ANSYS’de oluşturulan proje dosyaları

3.16.2. Design Modeler sayfasında modelin oluşturulması


1. Geometri çizim sayfasına girildi ve uzunluk birimi milimetre seçildi.
2. Üst menüde yer alan  (plane) komutu seçildi. Plaka çizimi için oluşturulmak istenen planın koordinatları girilerek, üst menüde yer alan  **Generate** komutu ile yeni plan oluşturuldu.
3. Üst menüden  (plane) komutu bu sefer kanatçık çizimi için seçildi. Kanatçık geometrisinin oluşturulacağı yerin koordinatları girildi,  **Generate** komutuyla ikinci plan meydana getirildi.
4. Üst menüden  (sketch) komutu seçilerek 300x300’lük plakanın geometrisi, ilk oluşturulan planda çizildi.
5. Üst menüden create → primitives → prism seçilerek, oluşturulan ikinci planda Genel 2 ve Genel 3 geometrileri oluşturuldu ve z bileşeninin değerleri değiştirilerek $h_k=100, 150, 200$ mm için birer kanatçık şekli elde edilmiş oldu.
6. Üst menüden create → pattern komutu seçilerek bir önceki adımda oluşturulan kanatçığın x yönünde çoğaltılması sağlandı. Genel 2 için kanatçıklar arası mesafe 34 mm, kopya sayısı 8 adet, Genel 3 için kanatçıklar arası mesafe 24 mm, kopya sayısı 11 olarak belirlendi.
7. Üst menüden create → pattern komutu seçilerek bir önceki adımda oluşturulan kanatçıkların hepsi seçilerek y yönünde çoğaltılması sağlandı. Genel 2 için kanatçıklar arası mesafe 36 mm, kopya sayısı 7 adet, Genel 3 için kanatçıklar arası mesafe 35 mm, kopya sayısı 8 olarak belirlendi.

8. Tüm kanatçıklar oluşturulduktan sonra 4. Adımda çizilen plakanın geometrisi seçildi,  komutu ile 3 boyutlu hale getirildi.
9. Analizimiz dış akış olacağı için akış hacmi oluşturuldu. Bunun için üst menüden tools → enclosure seçilerek yeterince büyük dış akış hacmi oluşturuldu.
10. Global koordinat sisteminde XY planı seçilerek 50 mm çapında daire çizildi. Üst menüden tools → face split sayesinde yüzey iki ayrı parçaya ayrıldı ve çarpan hava jetinin sisteme girişi sağlandı.
11. Analizlerimiz simetrik geometride gerçekleştiği için simetrik çözüm tercih edilmiştir. Simetrik çözüm bize 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.
12. Oluşturulan iki katı geometrinin (dış hava hacmi, kanatçıklı plaka) sayısal ağ atarken geçişini kolaylaştırmak için tek parça (part) altına alındı.



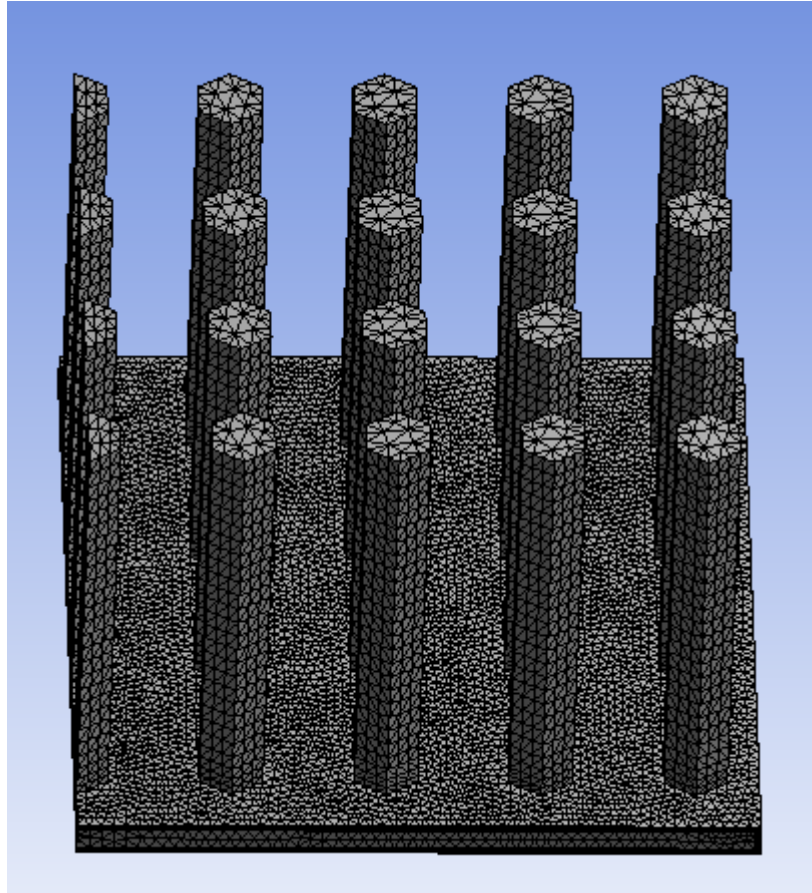
Şekil 3.8. Design modeler sayfasında oluşturulan model

3.16.3. 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 tıklanarak generate mesh denildi.
2. Ağ rldkten sonra kalitesi details of mesh bölümünde yer alan statistics bölümünden en boy oranı (aspect ratio), keskinlik (skewness) ve eleman sayısı kontrol edilerek belirlendi. rlen 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 bize hem en boy oranını (aspect ratio) düşürmeye hemde bu bölgelerde daha güzel bir görünüm elde etmemizi 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 rldkten 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.

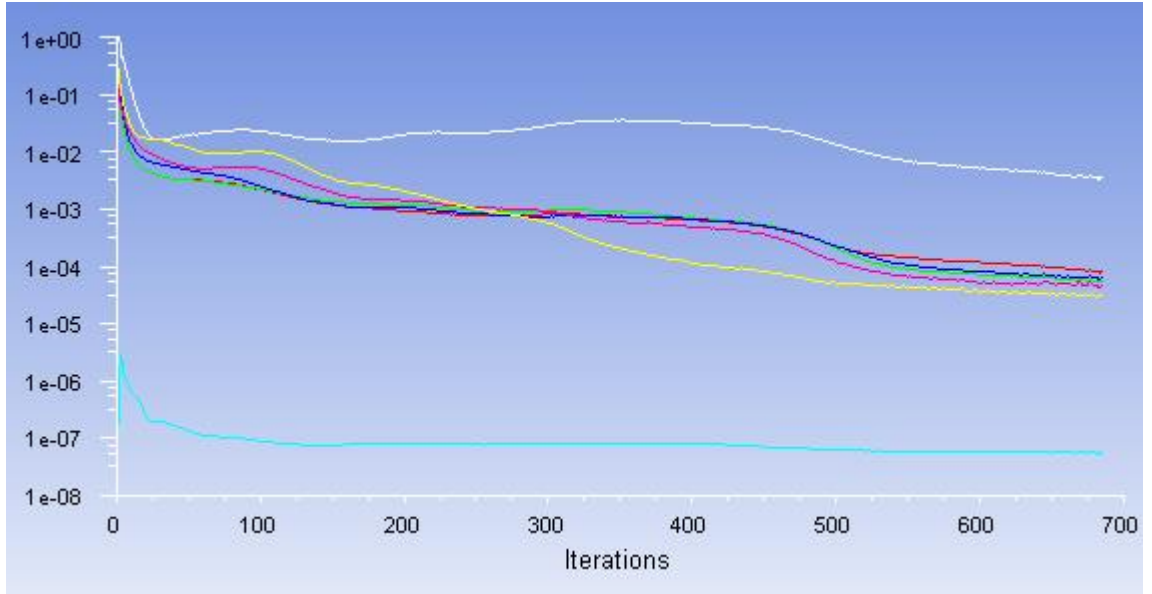
Çizelge 3.5. Akış alanlarına verilen name selectionlar

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

3.16.4. Set Up sayfasında değerlerin verilmesi

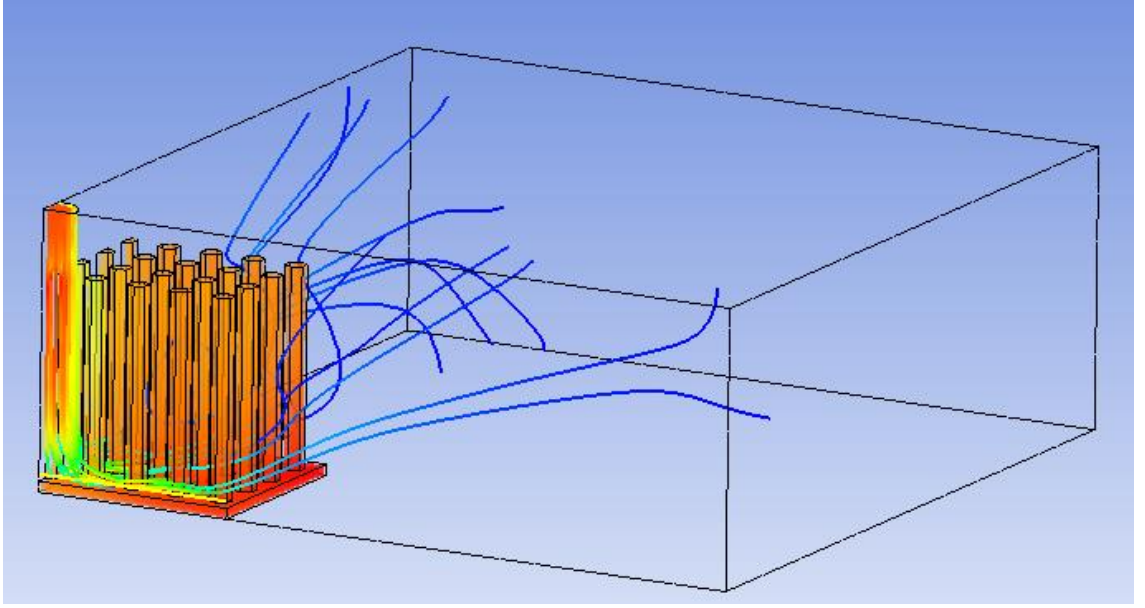
1. Set up menüsüne girilirken processing options→ parallel (4) yapılarak problemin daha hızlı çözümü sağlandı.
2. Genel ayarlar menüsünden solver→ pressure-based, velocity formulation→ absolute, time→ steady seçenekleri seçildi.
3. Model menüsünden enerji açık konuma getirildi. Yine aynı menüden viscous→ k-ε→ realizable, wall function→ non-equilibrium ve viscous heating seçenekleri seçildi.
4. Materials menüsünde akışkan olarak hava, katı cisim olarak alüminyum belirlendiği için değişiklik yapılmadı.
5. Boundary conditions menüsünde inlet; 4-9 m/s aralığı için hesaplandı. Türbülans yoğunluğu $I=0.16 \text{ Re } d_h^{-1/8}$ formülü yardımıyla tahmini türbülans yoğunluğu değeri 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.
6. Solution methods menüsünden analiz sonuçlarının önemli olduğu hesaplamalar için second order upwind, diğer hesaplamalar için first order upwind seçeneği seçildi.
7. Solution initialization menüsünden hibrit çözücü seçildi. Çözümüne başlamadan önce ki iterasyon sayısı artırılarak problemin çözümüne daha fazla yakınsama sağlanmıştır.
8. Problemin çözümüne geçmeden önce run calculation menüsünden check case komutu yardımıyla analizimize başlamadan önce sayısal ağ, model, sınır şartları, malzeme ve çözücü de problem olup olmadığı kontrol edildi. Son olarak ortalama bir problemin 500 iterasyonda yakınsayacağı kabulü ile analizler yapıldı.
9. 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

3.16.5. 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.



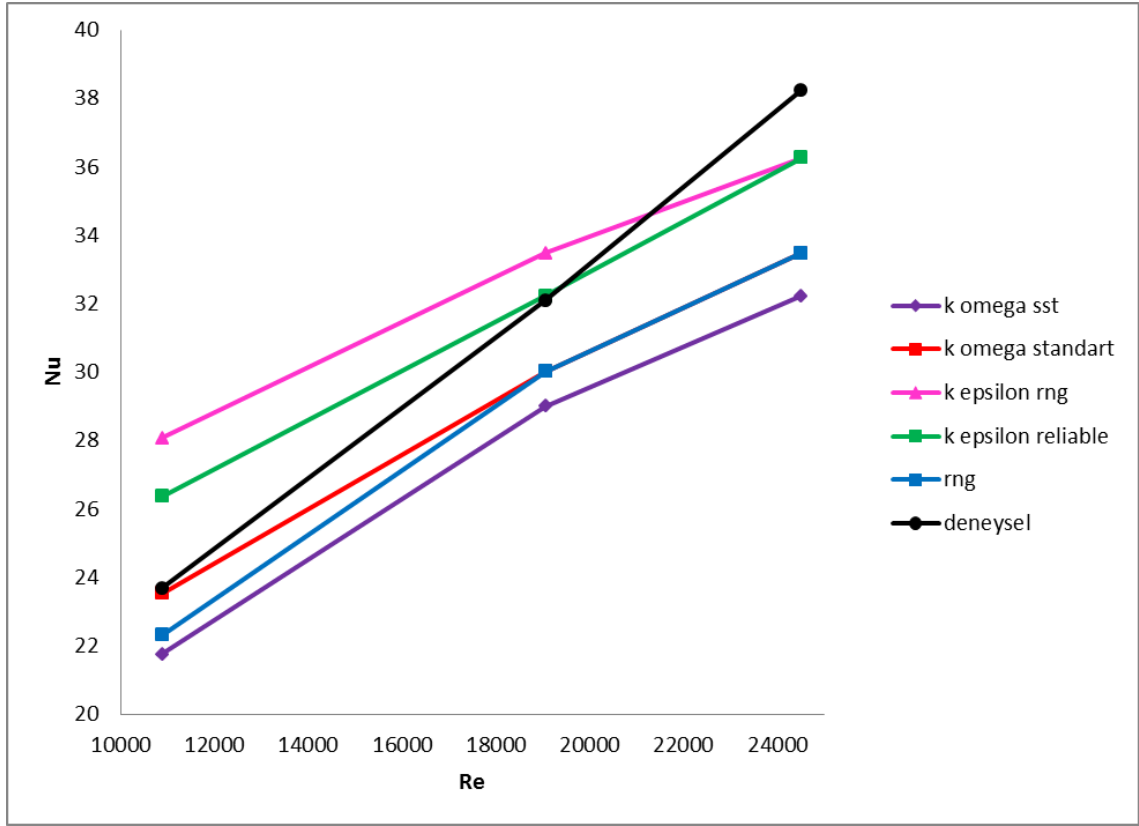
Şekil 3.11. CFD-Post sayfasında hız ve sıcaklık çizgilerinin üst üste gösterimi

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 $L_{18}(2^1 3^7)$ ortogonal dizisine göre optimize edilmiş Genel-2 ve Genel-3 olarak adlandırılan altıgen kanatçıklar kullanıldı. Sayısal çalışmada da yine aynı kanatçıklar için yapılan deneysel çalışmalar nümerik olarak çözülmeye çalışıldı. Bunun için öncelikle deneysel sonuçlarla uyumlu sonuçlar veren türbülans modeli tespit edildi (Şekil 4.1). 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 deneyler ve sayısal olarak test edildi. Isı transferi deneyleri sonucunda $Nu - Re$ grafikleri elde edildi. Bu sonuçlar sayısal analiz sonucu elde edilen sonuçlarla karşılaştırıldı. Basınç deneyleri sonucunda $C_p - l/(l_0/2)$ grafikleri elde edildi. Bu sonuçlarda sayısal analiz sonucu elde edilen sonuçlarla karşılaştırıldı.

Sayısal analize geçmeden önce deneysel sonuçlarla uyumlu sonuçlar verecek türbülans modeli belirlendi. Bunun için çarpan jet analizlerinde en çok kullanılan altı türbülans modeli ile deneysel olarak Genel 2 ısı alıcısında, 100 mm kanat boyunda, $h/d=1$ 'de, üç ayrı hız (4, 7, 9 m/s) için elde edilen $Nu-Re$ değerleri karşılaştırıldı ve sonuçlara en yakın sonuçlar verdiği tespit edilen $k-\epsilon$ relizable türbülans modeli seçildi (Şekil 4.1).



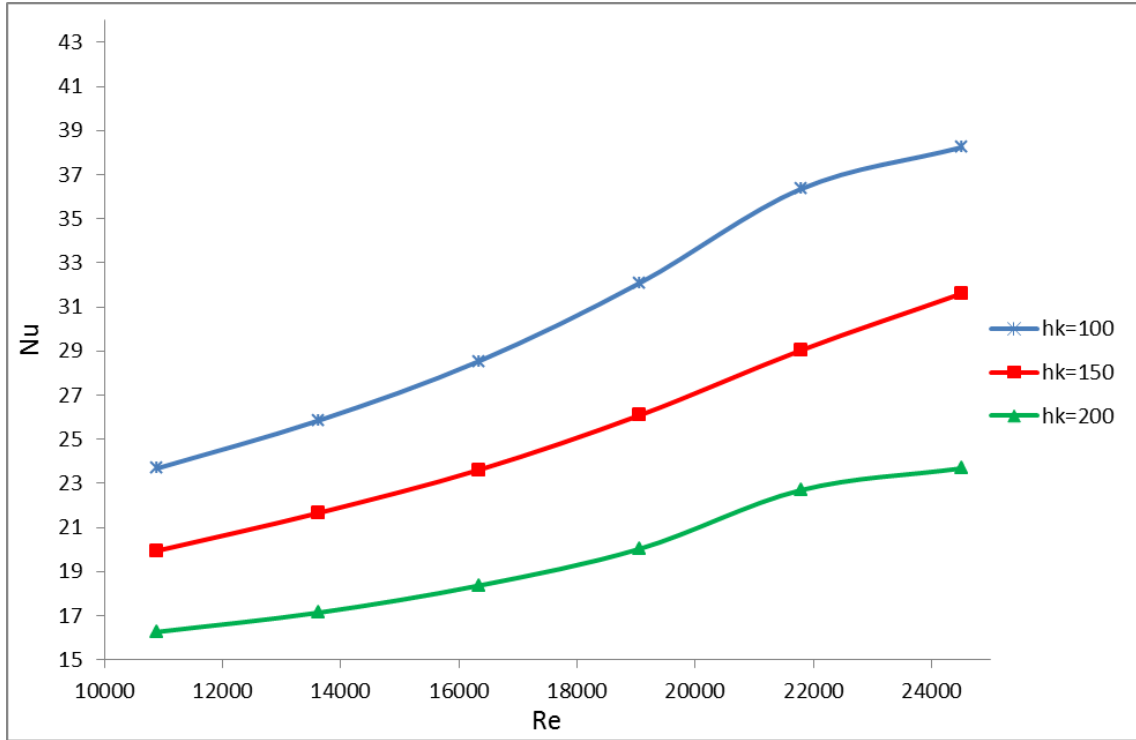
Şekil 4.1. Genel 2 ısı alıcısında, 100 mm kanat boyunda, $h/d=1$ için türbülans modellerin karşılaştırılması

4.2. Nu-Re Grafikleri

Çalışmada öncelikle altıgen kanatçıklı ısı alıcılarda (Genel-2 ve Genel-3), sabit ısı akışı, lüle çapı ($d=50\text{mm}$), $h/d=1$ ve $h/d=2$ mesafelerinde, altı ayrı hızda (4-9 m/s) ısı transferi deney ve analizleri yapıldı. Daha sonra deneysel ve sayısal olarak Nu-Re grafikleri çizilerek birbirleriyle karşılaştırıldı.

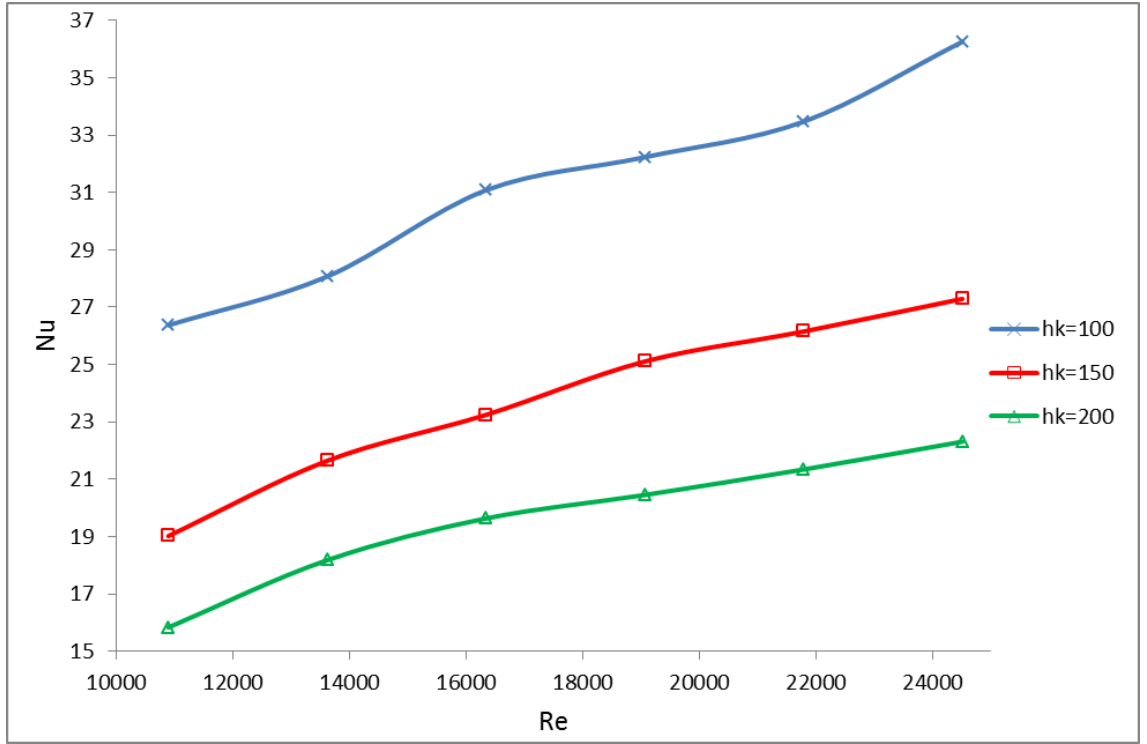
Deneysel çalışma sonucunda Genel-2 için Nusselt sayısı artan Re sayısı ile artmakta ve aynı zamanda kanatçık boyu arttıkça Nu sayısı azalmaktadır. $h/d=1$ mesafesi için en büyük Nusselt sayısı 100 mm kanat yüksekliklerinde hesaplandı. Artan akış hızları için Nu sayısında %3-13 arasında artışlar gözlemlendi. Isı alıcıda 100 mm kanatçık boyunda minimum (4 m/s) maksimum (9 m/s) hız aralığında Nusselt sayısında %71'lik artış, 150 mm kanat boyunda %59 ve 200 mm kanat boyunda ise %46 oranında artış gözlemlendi.

Isı alıcıda maksimum hızda Nu sayısının 100 mm kanat boyundaki değerinin 150 mm kanat boyundaki değerine göre %28, 150 mm kanat boyundaki değeri 200 mm kanat boyundaki değerine göre %33 fazla olduğu belirlenmiştir.



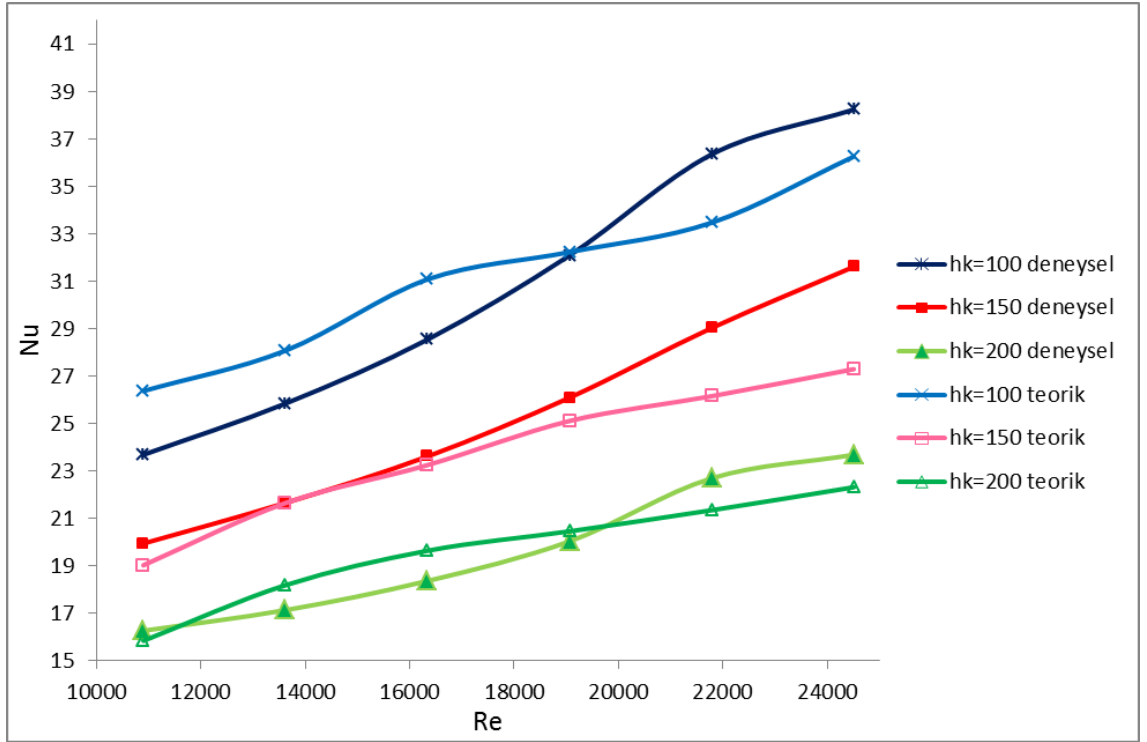
Şekil 4.2. Altıgen Genel-2, $h/d=1$ için Nu sayısının Re sayısı ve kanat boyu ile değişiminin deneysel analizi

Sayısal analiz sonucunda Genel-2 için Nusselt sayısı artan Re sayısı ile artmakta ve aynı zamanda kanatçık boyu arttıkça Nu sayısı azalmaktadır. $h/d=1$ mesafesi için en büyük Nusselt sayısı 100 mm kanat yüksekliklerinde hesaplandı. Artan akış hızları için Nu sayısında %4-15 arasında artışlar gözlemlendi. Isı alıcıda 100 mm kanatçık boyunda minimum (4 m/s) maksimum (9 m/s) hız aralığında Nusselt sayısında %38'lik artış, 150 mm kanat boyunda %44 ve 200 mm kanat boyunda ise %41 oranında artış gözlemlendi. Isı alıcıda maksimum hızda Nu sayısının 100 mm kanat boyundaki değerinin 150 mm kanat boyundaki değerine göre %33, 150 mm kanat boyundaki değeri 200 mm kanat boyundaki değerine göre %22 fazla olduğu belirlenmiştir.



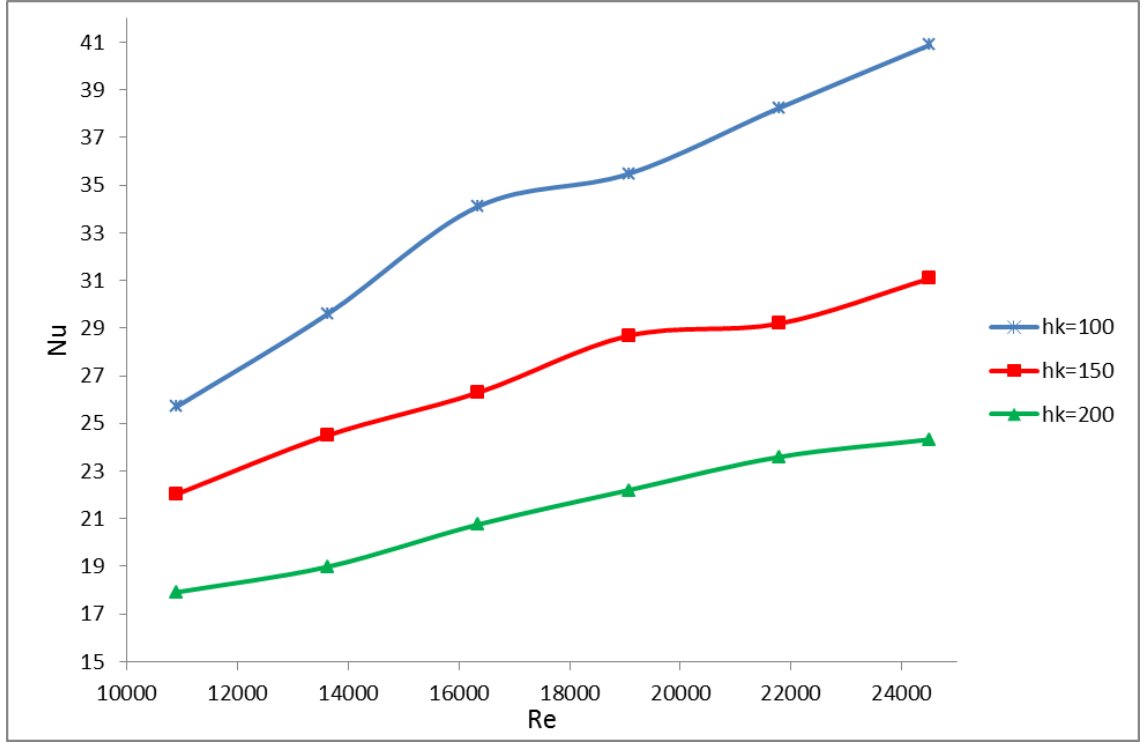
Şekil 4.3. Altıgen Genel-2, $h/d=1$ için Nu sayısının Re sayısı ve kanat boyu ile değişiminin sayısal analizi

Sayısal analiz ile deneysel sonuçlar arasında %0-11 aralığında farklılıklar göstermiştir. $h_k=100$ mm için düşük hızlarda teorik Nu sayısı, yüksek hızlarda deneysel Nu sayısı yüksek bulunmuştur. $h_k=150$ mm için düşük hızlarda deneysel ve sayısal analiz sonuçları birbirine yakın olmasına rağmen, yüksek hızlarda deneysel sonuçlar biraz daha yüksek bulunmuştur. $h_k=200$ mm için genel olarak Nu sayısı her iki yöntemde de yakın sonuçlar vermiştir.



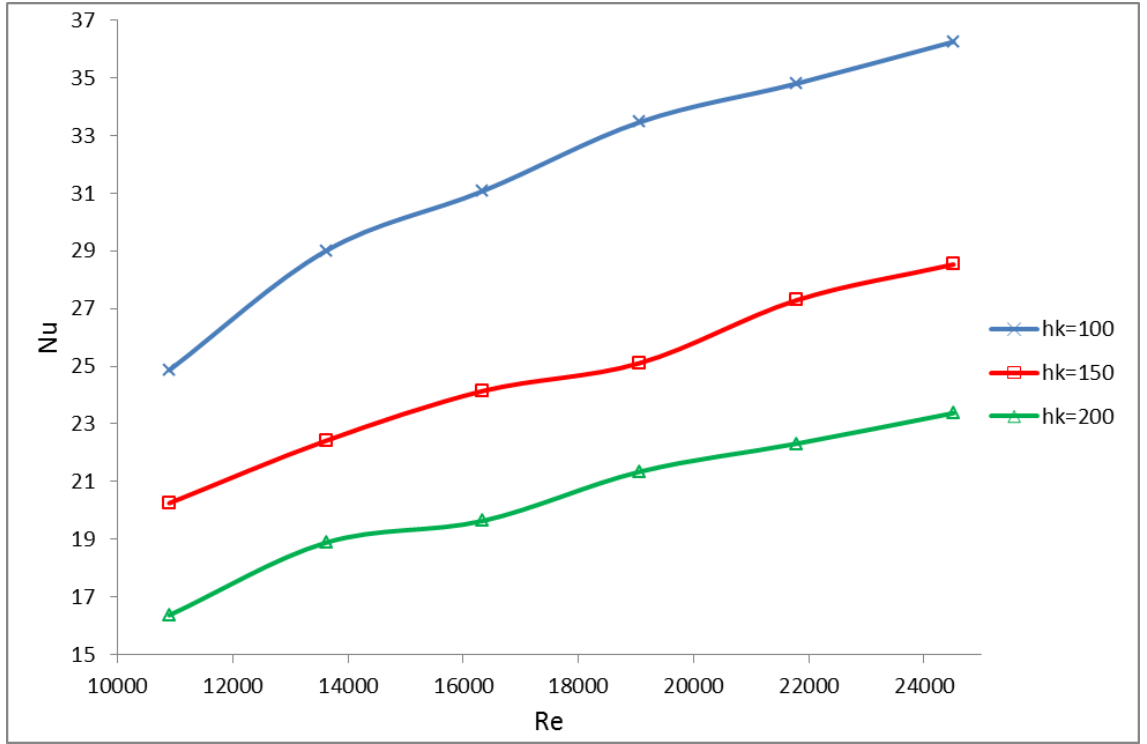
Şekil 4.4. Altıgen Genel-2, $h/d=1$ için Nu sayısının Re sayısı ve kanat boyu ile değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması

Deneysel çalışma sonucunda Genel-2 için Nusselt sayısı artan Re sayısı ile artmakta ve aynı zamanda kanatçık boyu arttıkça Nu sayısı azalmaktadır. $h/d=2$ mesafesi için en büyük Nusselt sayısı 100 mm kanat yüksekliklerinde hesaplandı. Artan akış hızları için Nu sayısında %3-15 arasında artışlar gözlemlendi. Isı alıcıda 100 mm kanatçık boyunda minimum (4 m/s) maksimum (9 m/s) hız aralığında Nusselt sayısında %59'luk artış, 150 mm kanat boyunda %41 ve 200 mm kanat boyunda ise %36 oranında artış gözlemlendi. Isı alıcıda maksimum hızda Nu sayısının 100 mm kanat boyundaki değerinin 150 mm kanat boyundaki değerine göre %32, 150 mm kanat boyundaki değeri 200 mm kanat boyundaki değerine göre %28 fazla olduğu belirlenmiştir.



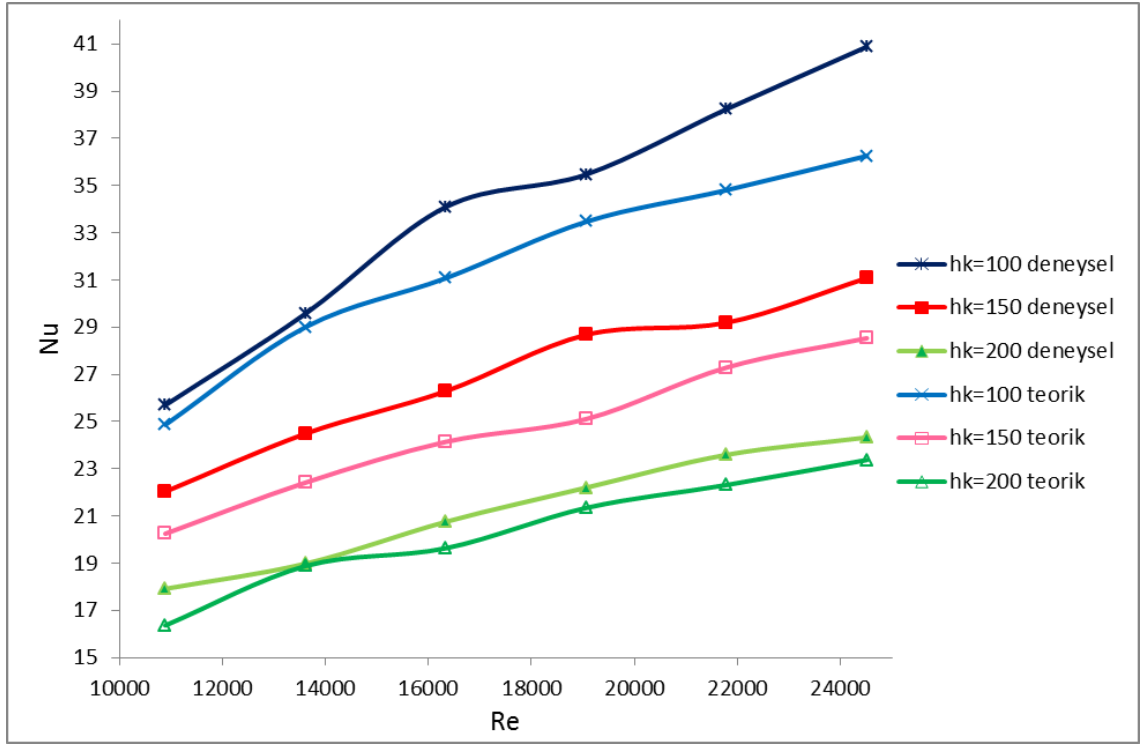
Şekil 4.5. Altıgen Genel-2, $h/d=2$ için Nu sayısının Re sayısı ve kanat boyu ile değişiminin deneysel analizi

Sayısal analiz sonucunda Genel-2 için Nusselt sayısı artan Re sayısı ile artmakta ve aynı zamanda kanatçık boyu arttıkça Nu sayısı azalmaktadır. $h/d=2$ mesafesi için en büyük Nusselt sayısı 100 mm kanat yüksekliklerinde hesaplandı. Artan akış hızları için Nu sayısında %4-17 arasında artışlar gözlemlendi. Isı alıcıda 100 mm kanatçık boyunda minimum (4 m/s) maksimum (9 m/s) hız aralığında Nusselt sayısında %46'lık artış, 150 mm kanat boyunda %41 ve 200 mm kanat boyunda ise %43 oranında artış gözlemlendi. Isı alıcıda maksimum hızda Nu sayısının 100 mm kanat boyundaki değerinin 150 mm kanat boyundaki değerine göre %27, 150 mm kanat boyundaki değeri 200 mm kanat boyundaki değerine göre %22 fazla olduğu belirlenmiştir.



Şekil 4.6. Altıgen Genel-2, $h/d=2$ için Nu sayısının Re sayısı ve kanat boyu ile değişiminin sayısal analizi

Sayısal analiz ile deneysel sonuçlar arasında %1-12 aralığında farklılıklar göstermiştir. $h_k=100$ mm için düşük hızlarda Nu sayıları yakın değerlerde olmalarına rağmen yüksek hızlarda deneysel Nu sayısı daha yüksek bulunmuştur. $h_k=150$ mm için deneysel değerler yaklaşık olarak %8 yüksek bulunmuştur. $h_k=200$ mm için genel olarak Nu sayısı her iki yöntemde de birbirine çok yakın sonuçlar vermiştir.



Şekil 4.7. Altıgen Genel-2, $h/d=2$ için Nu sayısının Re sayısı ve kanat boyu ile değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması

Genel-2 için deneysel bulgular sonucunda Nusselt sayısı için;

$$Nu = 1,112453 * Re^{0,562436} * Pr^{4,816809} * (h_k/d)^{-0,613193} * (h/d)^{0,152574}$$
 korelasyonu elde edildi.

$$Nu = a * Re^b * Pr^c * (h_k/d)^d * (h/d)^e$$
 ($a=1,112453$, $b=0,562436$, $c=4,816809$, $d=-0,6134193$, $e=0,152574$, $R=0,94941$)

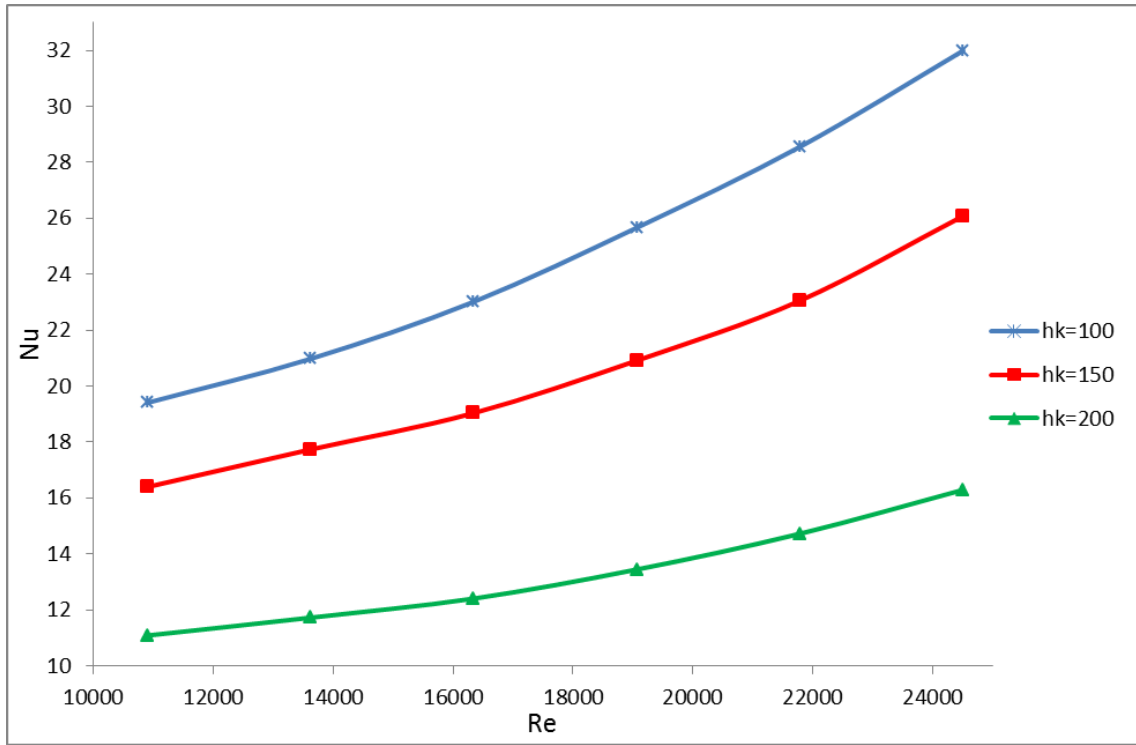
Genel-2 için sayısal analiz bulgular sonucunda Nusselt sayısı için;

$$Nu = 0,627051 * Re^{0,416522} * Pr^{-0,813452} * (h_k/d)^{-0,654351} * (h/d)^{-0,033160}$$
 korelasyonu elde edildi.

$$Nu = a * Re^b * Pr^c * (h_k/d)^d * (h/d)^e$$
 ($a=0,627051$, $b=0,416522$, $c=-0,813452$, $d=-0,654351$, $e=0,033160$, $R=0,9972$)

Deneysel çalışma sonucunda Genel-3 için Nusselt sayısı artan Re sayısı ile artmakta ve aynı zamanda kanatçık boyu arttıkça Nu sayısı azalmaktadır. $h/d=1$ mesafesi için en

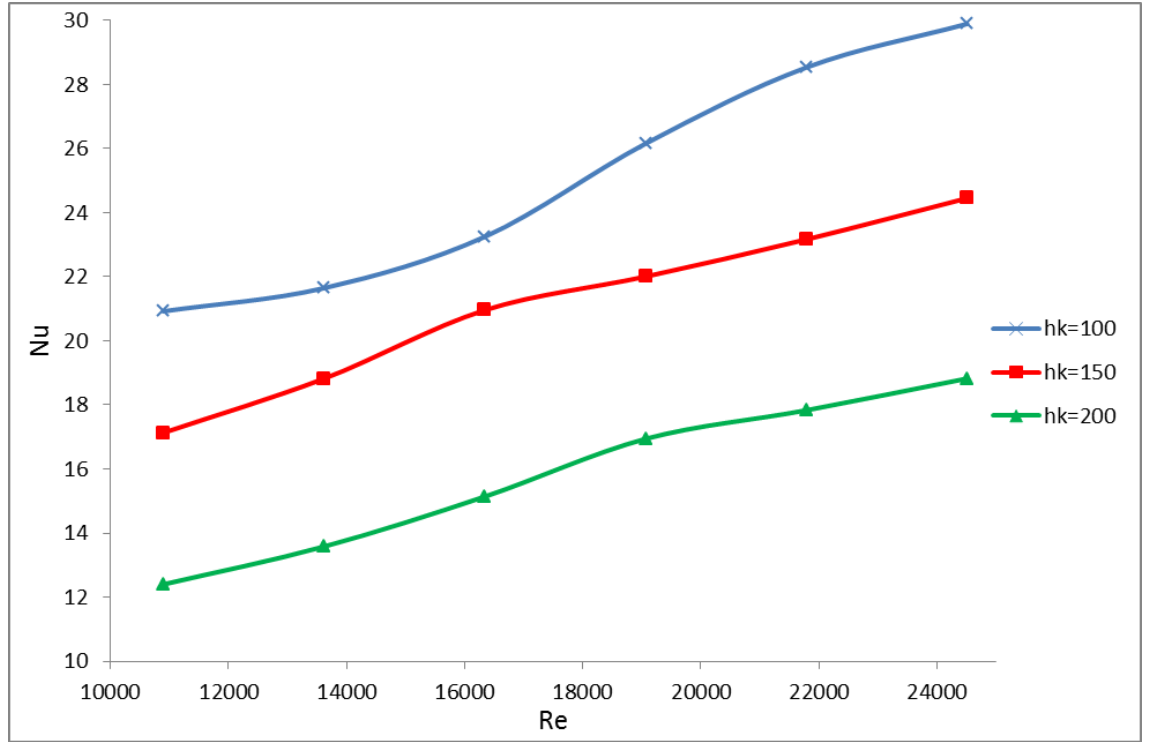
büyük Nusselt sayısı 100 mm kanat yüksekliklerinde hesaplandı. Artan akış hızları için Nu sayısında %6-13 arasında artışlar gözlemlendi. Isı alıcıda 100 mm kanatçık boyunda minimum (4 m/s) maksimum (9 m/s) hız aralığında Nusselt sayısında %65'lik artış, 150 mm kanat boyunda %59 ve 200 mm kanat boyunda ise %47 oranında artış gözlemlendi. Isı alıcıda maksimum hızda Nu sayısının 100 mm kanat boyundaki değerinin 150 mm kanat boyundaki değerine göre %23, 150 mm kanat boyundaki değeri 200 mm kanat boyundaki değerine göre %60 fazla olduğu belirlenmiştir.



Şekil 4.8. Altıgen Genel-3, $h/d=1$ için Nu sayısının Re sayısı ve kanat boyu ile değişiminin deneysel analizi

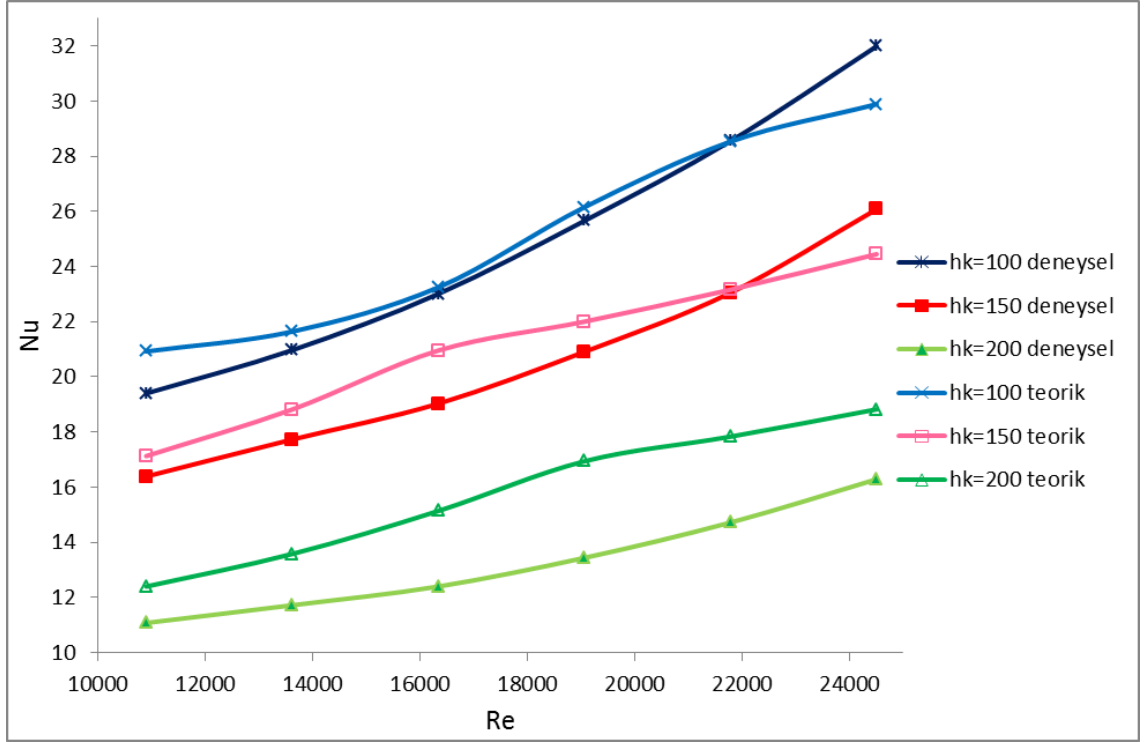
Sayısal analiz sonucunda Genel-3 için Nusselt sayısı artan Re sayısı ile artmakta ve aynı zamanda kanatçık boyu arttıkça Nu sayısı azalmaktadır. $h/d=1$ mesafesi için en büyük Nusselt sayısı 100 mm kanat yüksekliklerinde hesaplandı. Artan akış hızları için Nu sayısında %4-13 arasında artışlar gözlemlendi. Isı alıcıda 100 mm kanatçık boyunda minimum (4 m/s) maksimum (9 m/s) hız aralığında Nusselt sayısında %43'lük artış, 150 mm kanat boyunda %43 ve 200 mm kanat boyunda ise %52 oranında artış gözlemlendi.

Isı alıcıda maksimum hızda Nu sayısının 100 mm kanat boyundaki değerinin 150 mm kanat boyundaki değerine göre %22, 150 mm kanat boyundaki değeri 200 mm kanat boyundaki değerine göre %30 fazla olduğu belirlenmiştir.



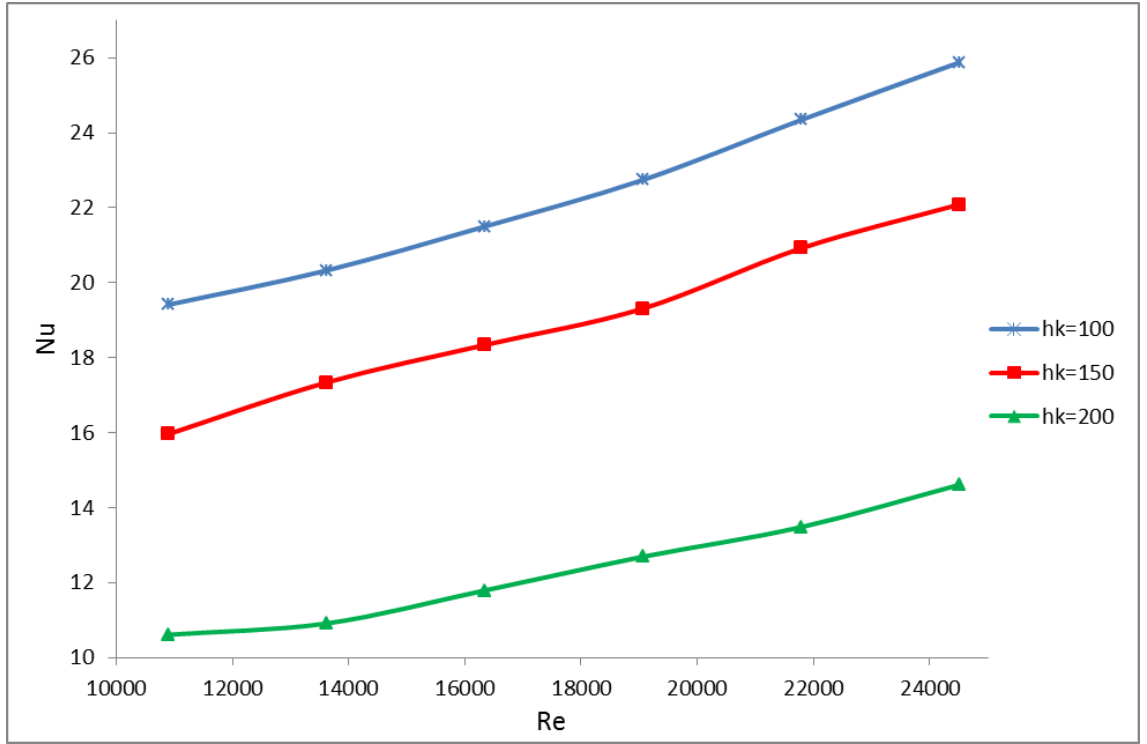
Şekil 4.9. Altıgen Genel-3, $h/d=1$ için Nu sayısının Re sayısı ve kanat boyu ile değişiminin sayısal analizi

Sayısal analiz ile deneysel sonuçlar arasında %0-15 aralığında farklılıklar göstermiştir. $h_k=100$ mm için Nu sayısı, 4 ve 9 m/s için yaklaşık %8, diğer hızlar için %1 farkla bulunmuştur. $h_k=150$ mm için değerler genel olarak %5 farkla bulunmuştur. $h_k=200$ mm için teorik Nu sayıları %10-15 daha yüksek bulunmuştur.



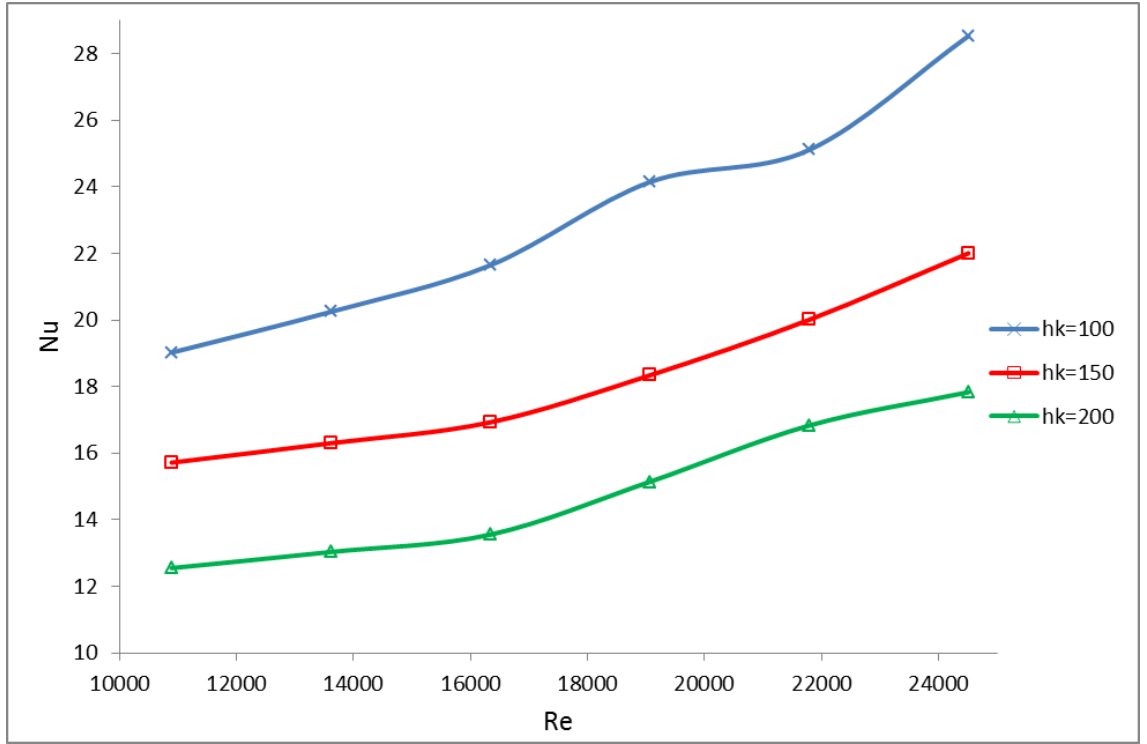
Şekil 4.10. Altıgen Genel-3, $h/d=1$ için Nu sayısının Re sayısı ve kanat boyu ile değişiminin deneysel ve teorik sonuçlarının karşılaştırılması

Deneysel çalışma sonucunda Genel-3 için Nusselt sayısı artan Re sayısı ile artmakta ve aynı zamanda kanatçık boyu arttıkça Nu sayısı azalmaktadır. $h/d=2$ mesafesi için en büyük Nusselt sayısı 100 mm kanat yüksekliklerinde hesaplandı. Artan akış hızları için Nu sayısında %5-11 arasında artışlar gözlemlendi. Isı alıcıda 100 mm kanatçık boyunda minimum (4 m/s) maksimum (9 m/s) hız aralığında Nusselt sayısında %33'lik artış, 150 mm kanat boyunda %38 ve 200 mm kanat boyunda ise %38 oranında artış gözlemlendi. Isı alıcıda maksimum hızda Nu sayısının 100 mm kanat boyundaki değerinin 150 mm kanat boyundaki değerine göre %17, 150 mm kanat boyundaki değeri 200 mm kanat boyundaki değerine göre %51 fazla olduğu belirlenmiştir.



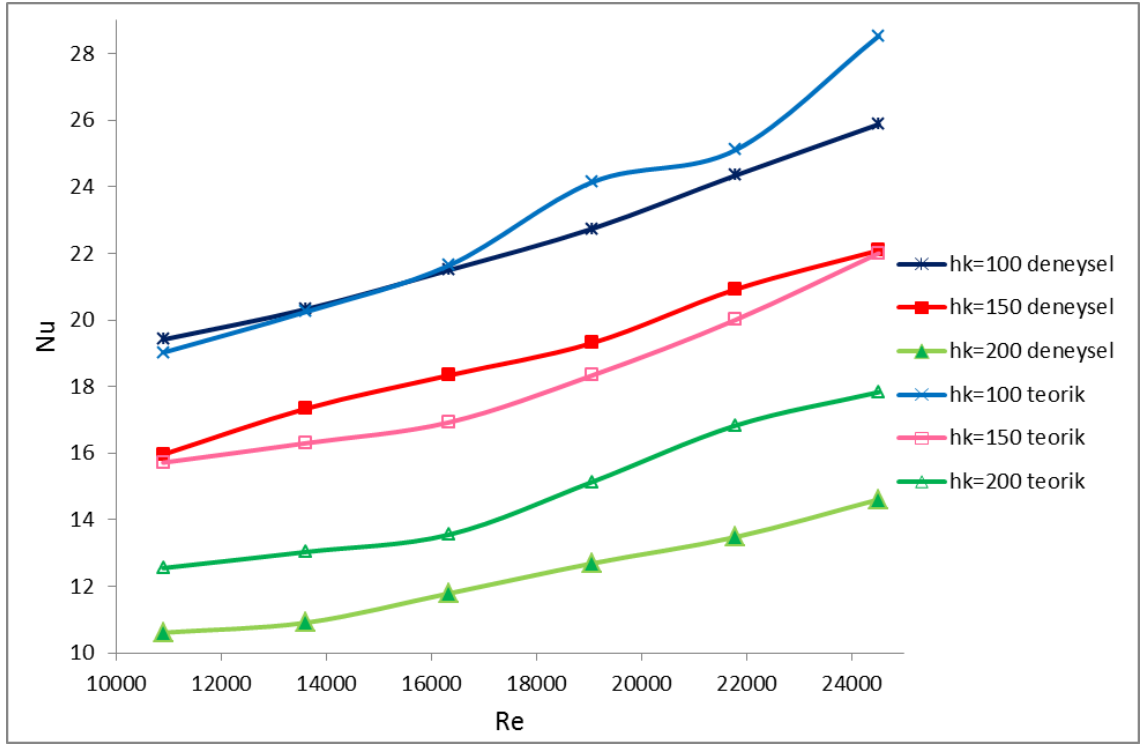
Şekil 4.11. Altıgen Genel-3, $h/d=2$ için Nu sayısının Re sayısı ve kanat boyu ile değişiminin deneysel analizi

Sayısal analiz sonucunda Genel-3 için Nusselt sayısı artan Re sayısı ile artmakta ve aynı zamanda kanatçık boyu arttıkça Nu sayısı azalmaktadır. $h/d=1$ mesafesi için en büyük Nusselt sayısı 100 mm kanat yüksekliklerinde hesaplandı. Artan akış hızları için Nu sayısında %4-14 arasında artışlar gözlemlendi. Isı alıcıda 100 mm kanatçık boyunda minimum (4 m/s) maksimum (9 m/s) hız aralığında Nusselt sayısında %50'lik artış, 150 mm kanat boyunda %40 ve 200 mm kanat boyunda ise %42 oranında artış gözlemlendi. Isı alıcıda maksimum hızda Nu sayısının 100 mm kanat boyundaki değerinin 150 mm kanat boyundaki değerine göre %30, 150 mm kanat boyundaki değeri 200 mm kanat boyundaki değerine göre %23 fazla olduğu belirlenmiştir.



Şekil 4.12. Altıgen Genel-3, $h/d=2$ için Nu sayısının Re sayısı ve kanat boyu ile değişiminin sayısal analizi

Sayısal analiz ile deneysel sonuçlar arasında %0-16 aralığında farklılıklar göstermiştir. $h_k=100$ mm için Nu sayısı, 7 ve 9 m/s hariç çok yakın sonuçlar vermiştir. $h_k=150$ mm kanat boyunda 4 ve 9 m/s için yaklaşık %1 diğer hızlarda %4 fark bulunmuştur. $h_k=200$ mm için teorik Nu sayıları %10-15 daha yüksek bulunmuştur.



Şekil 4.13. Altıgen Genel-3, $h/d=2$ için Nu sayısının Re sayısı ve kanat boyu ile değişiminin deneysel ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması

Genel-3 için deneysel bulgular sonucunda Nusselt sayısı için;

$$Nu = 0,584063 * Re^{0,502653} * Pr^{1,681295} * (h_k/d)^{-0,769931} * (h/d)^{-0,144647}$$

korelasyonu elde edildi.
 $Nu = a * Re^b * Pr^c * (h_k/d)^d * (h/d)^e$ ($a=0,584063$, $b=0,5026530$, $c=1,6812950$, $d=-0,769931$, $e=-0,144647$, $R=0,94840$)

Genel-3 için sayısal analiz bulgular sonucunda Nusselt sayısı için;

$$Nu = 0,657863 * Re^{0,429167} * Pr^{0,363333} * (h_k/d)^{-0,572593} * (h/d)^{-0,158930}$$

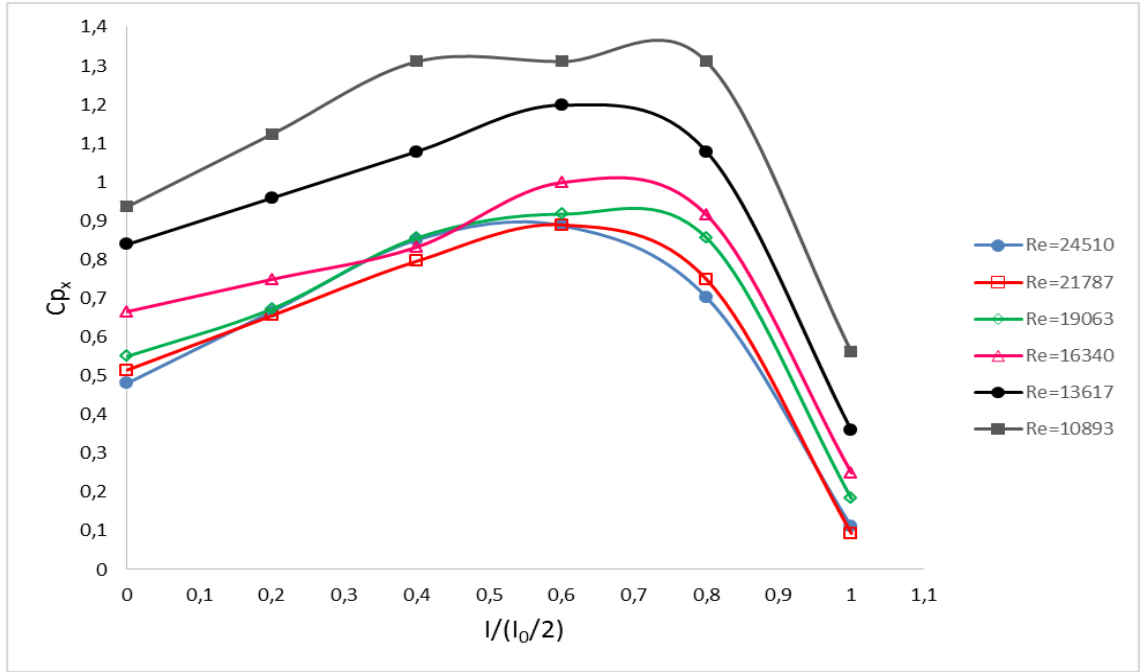
korelasyonu elde edildi.
 $Nu = a * Re^b * Pr^c * (h_k/d)^d * (h/d)^e$ ($a=0,657863$, $b=0,4291670$, $c=0,363333$, $d=-0,5725930$, $e=-0,158930$, $R=0,97355$)

4.3. $C_p-I/(I_0/2)$ Grafikleri

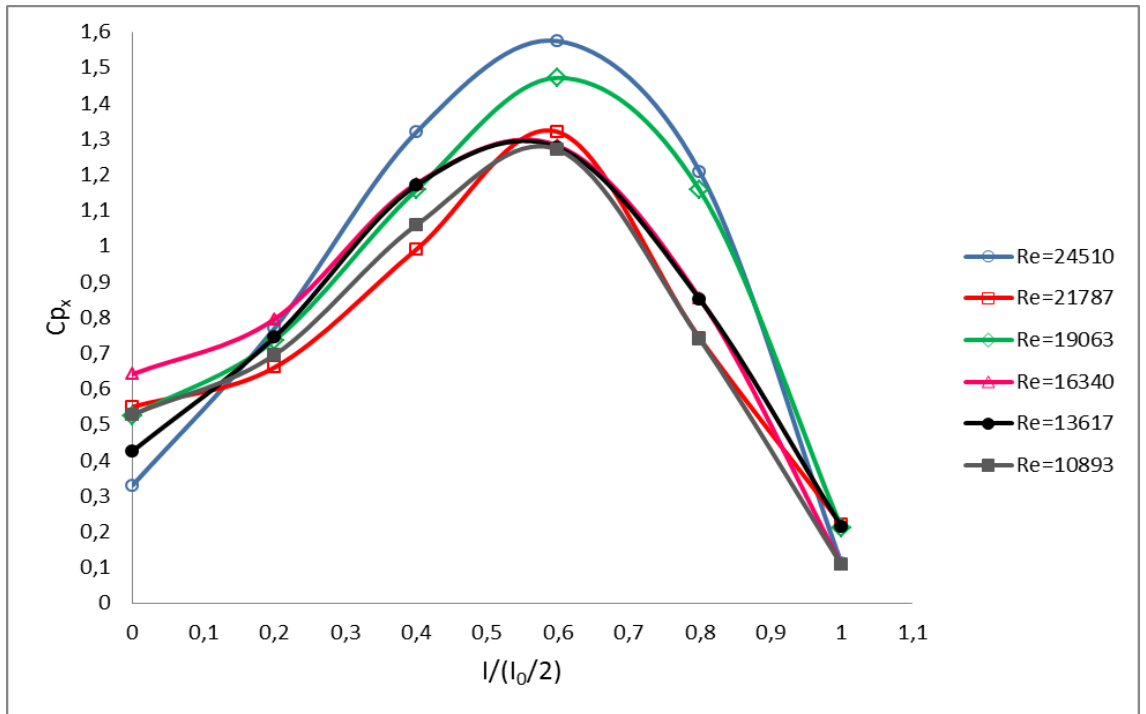
Çalışmanın bu bölümünde ısı alıcılar üzerindeki basınç dağılımları belirlenmiştir. Genel 2 için C_p değerleri, C_{p_x} için ΔP basınç farkının maksimum olduğu 5. istasyonda, C_{p_y} için ΔP basınç farkının maksimum olduğu 4. istasyonda, Genel 3 için C_p değerleri, C_{p_x} için ΔP basınç farkının maksimum olduğu 5. istasyonda, C_{p_y} için ΔP basınç farkının maksimum olduğu 6. istasyonda ölçülerek elde edilmiştir. Farklı kanat boyları için deneysel ve sayısal olarak $C_p-I/(I_0/2)$ grafikleri elde edildi. Genel olarak basınç değerleri $I/(I_0/2)=0,6$ ve $I/(I_0/2)=0,8$ olduğu noktaya kadar yükselmiş daha sonra azalma eğilimi göstermiştir. Deneysel ölçümlerde vakum bölgesine girildiğinde negatif basınç değerleri elde edilmiştir. Sayısal ve deneysel sonuçlar merteye olarak uyumuştur.

Deneysel çalışmada basınç dağılımı pitot tüpü vasıtasıyla x yönü için 5. istasyonda, y yönü için 4. istasyondan merkezden 3'er cm aralıklarla altı istasyonda ölçüm alınmıştır. Pitot tüpü ile ısı alıcı tabanı arasındaki mesafe 0,2d alınarak ölçülmüştür.

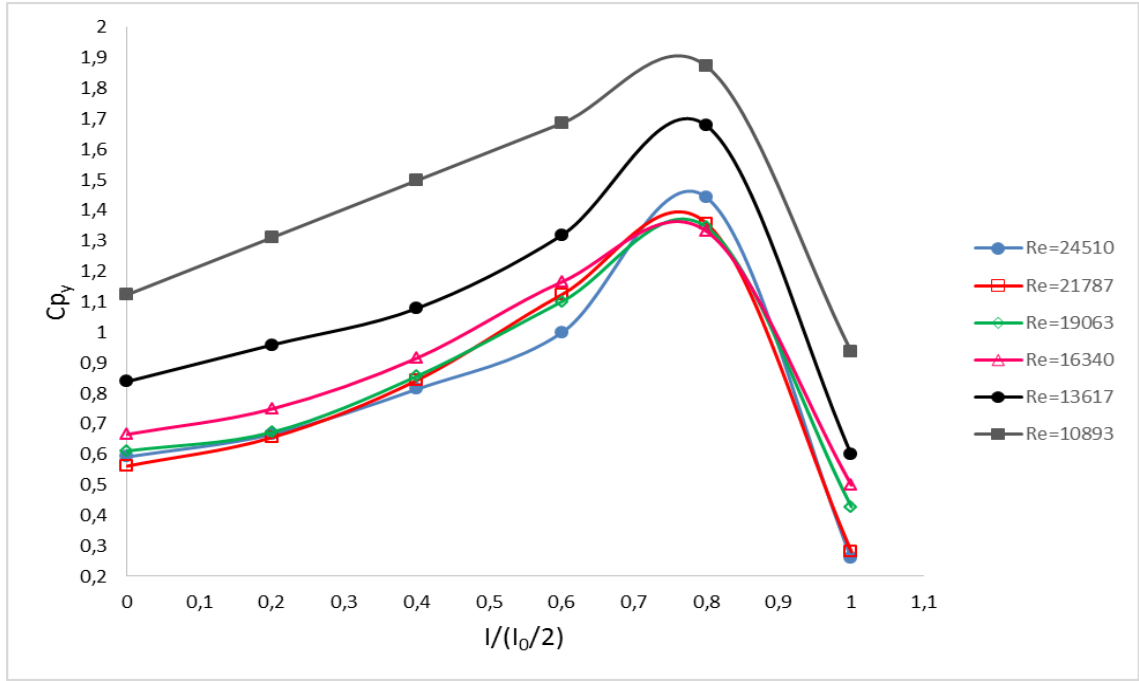
Sayısal olarak basınç dağılımlarını elde edebilmek için, analiz bittikten sonra surface menüsünden x için 5, y için 4. istasyondan geçecek şekilde iki çizgi oluşturuldu. Graphics and animations sayfasında contour seçeneğinden oluşturulan çizgiler boyunca basınç dağılımları elde edildi.



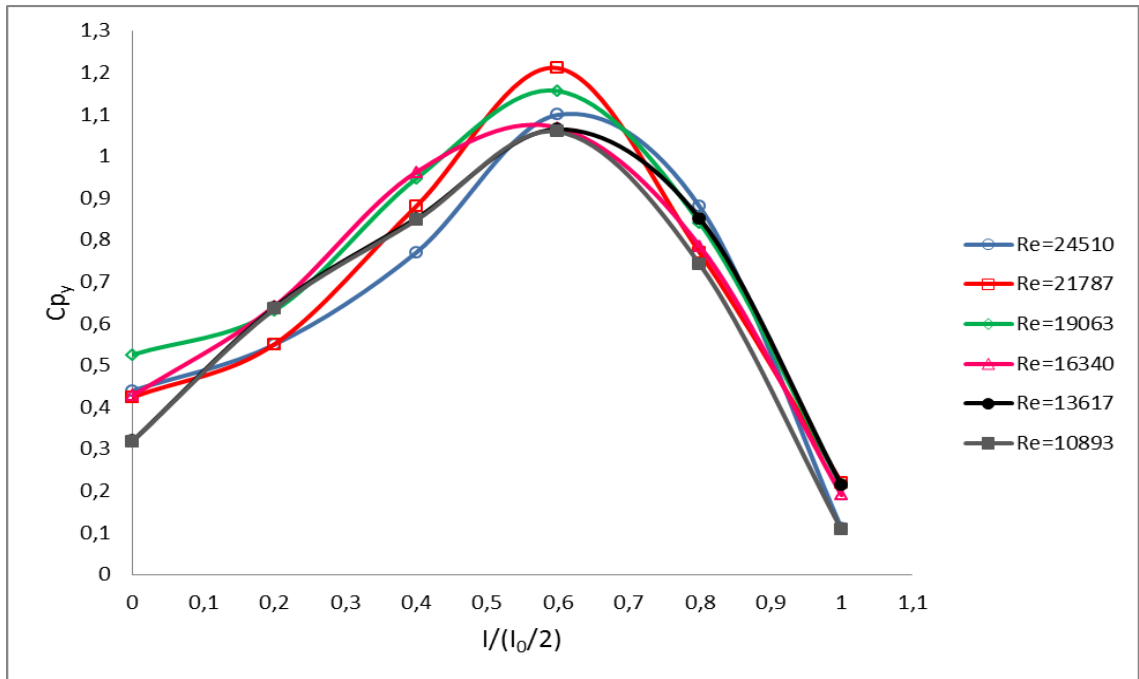
Şekil 4.14. Altıgen Genel 2'de $h/d=1$ mesafesinde 100 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin deneysel analizi



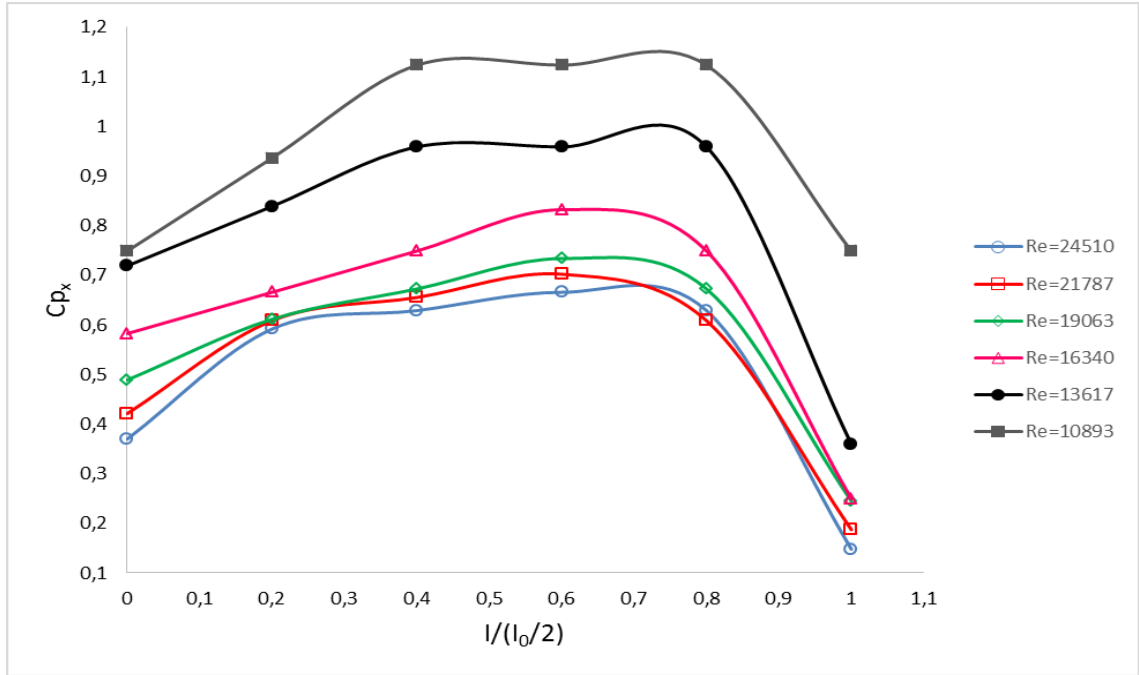
Şekil 4.15. Altıgen Genel 2'de $h/d=1$ mesafesinde 100 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin sayısal analizi



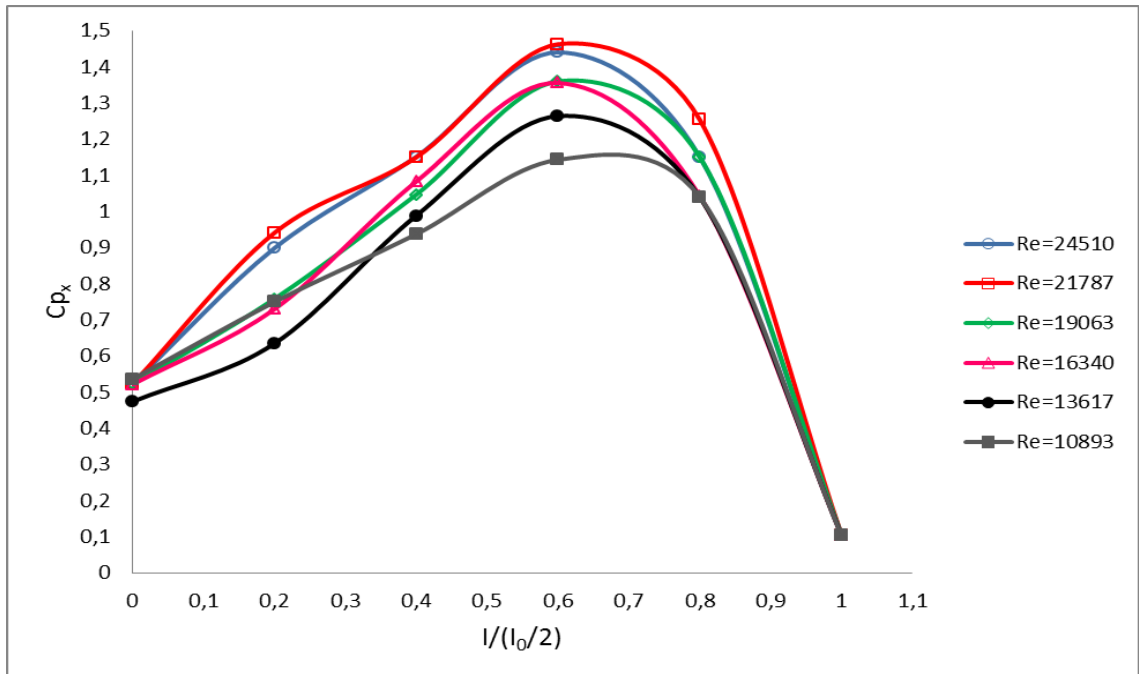
Şekil 4.16. Altıgen Genel 2'de $h/d=1$ mesafesinde 100 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin deneysel analizi



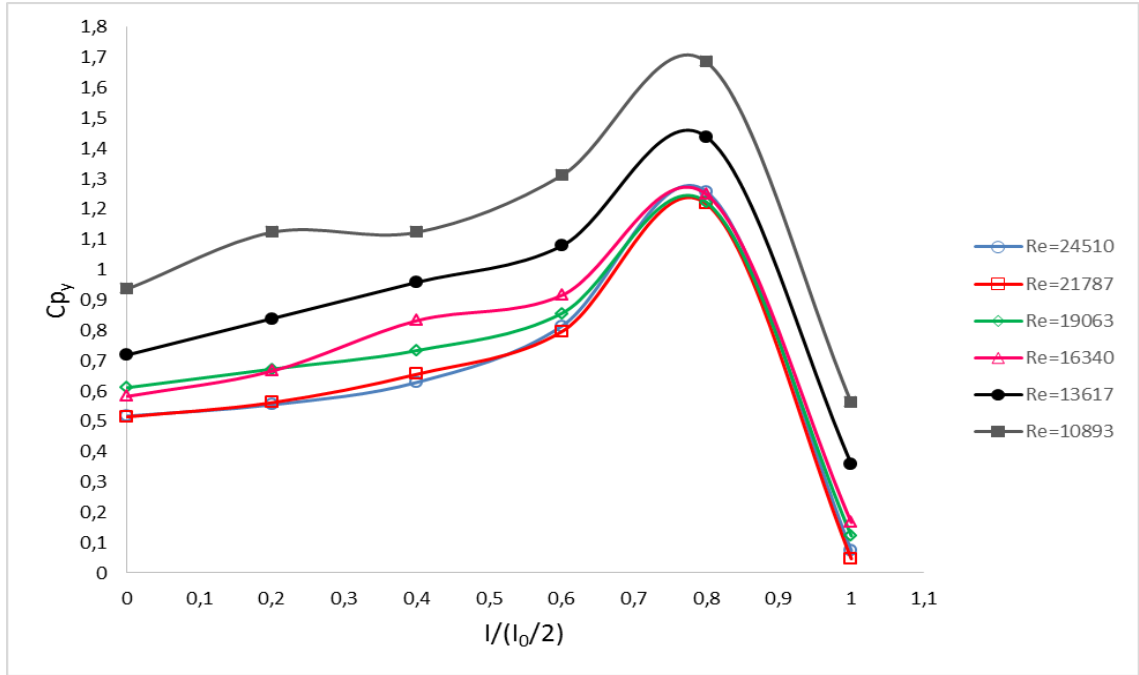
Şekil 4.17. Altıgen Genel 2'de $h/d=1$ mesafesinde 100 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin sayısal analizi



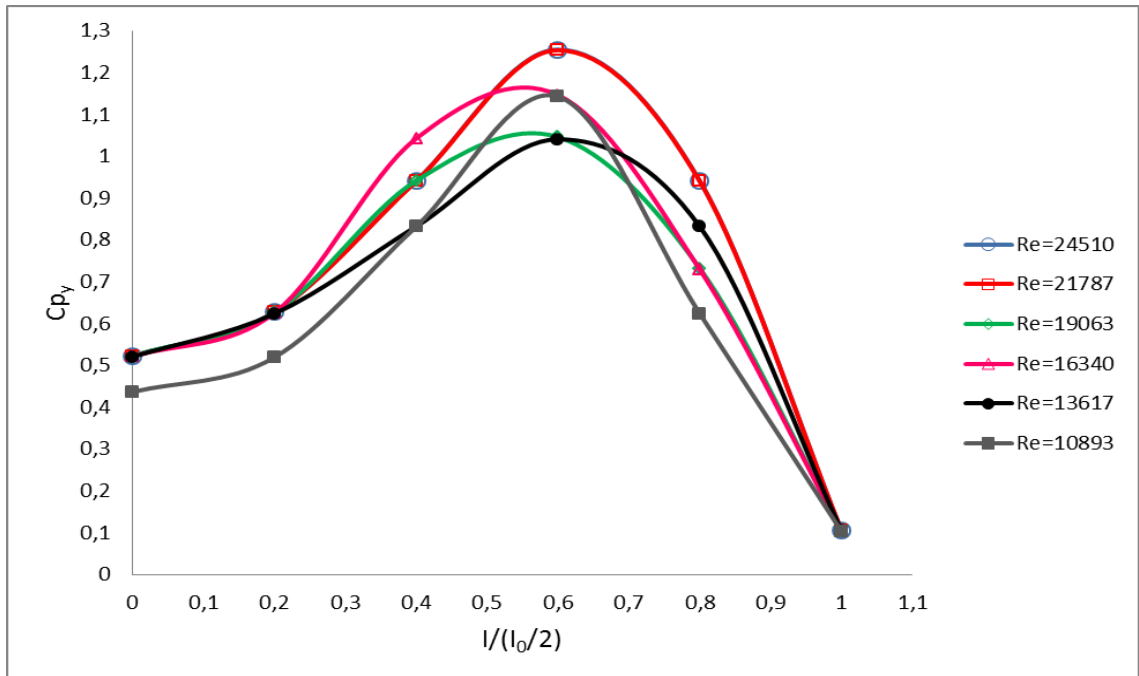
Şekil 4.18. Altıgen Genel 2'de $h/d=1$ mesafesinde 150 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin deneysel analizi



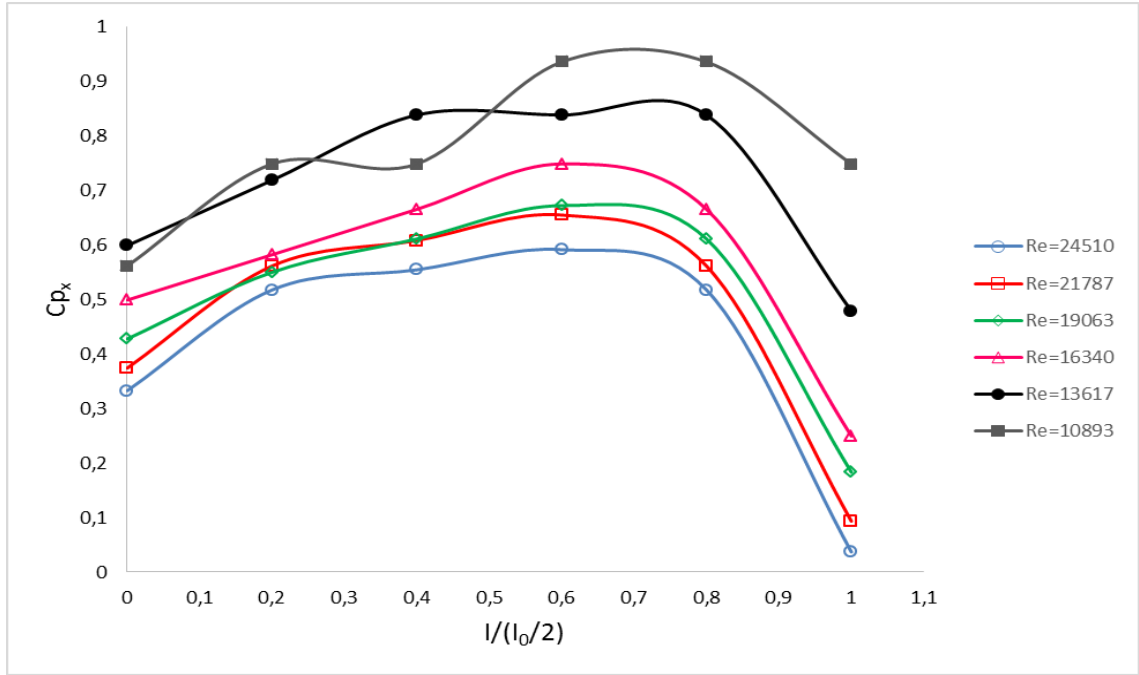
Şekil 4.19. Altıgen Genel 2'de $h/d=1$ mesafesinde 150 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin sayısal analizi



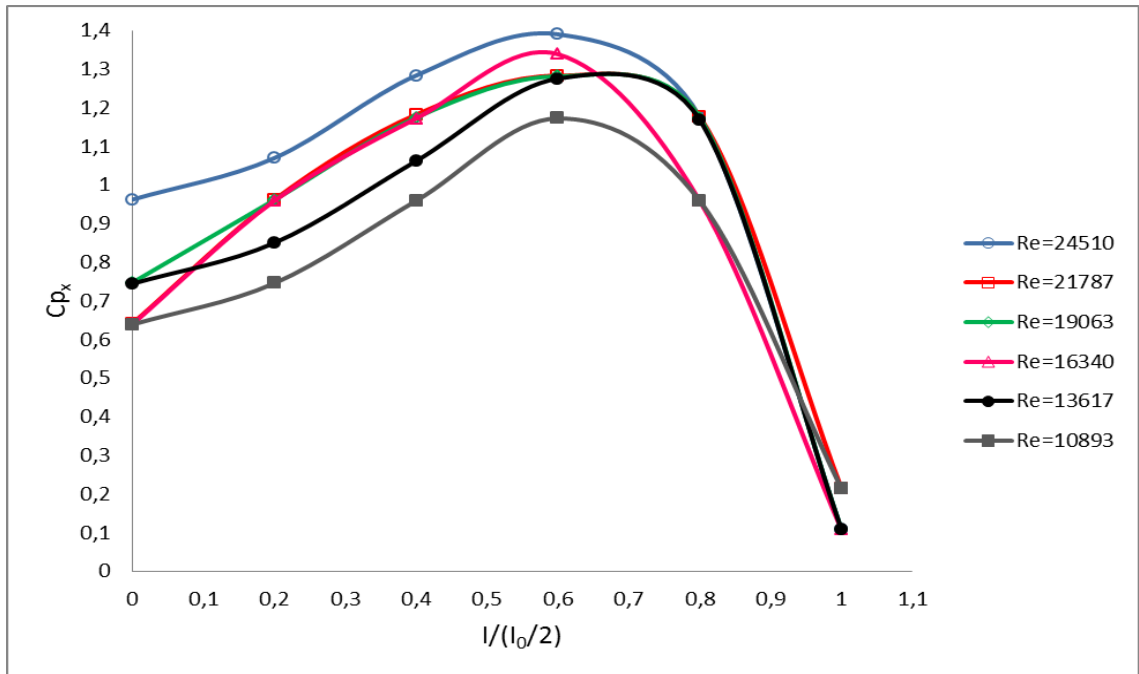
Şekil 4.20. Altıgen Genel 2'de $h/d=1$ mesafesinde 150 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin deneysel analizi



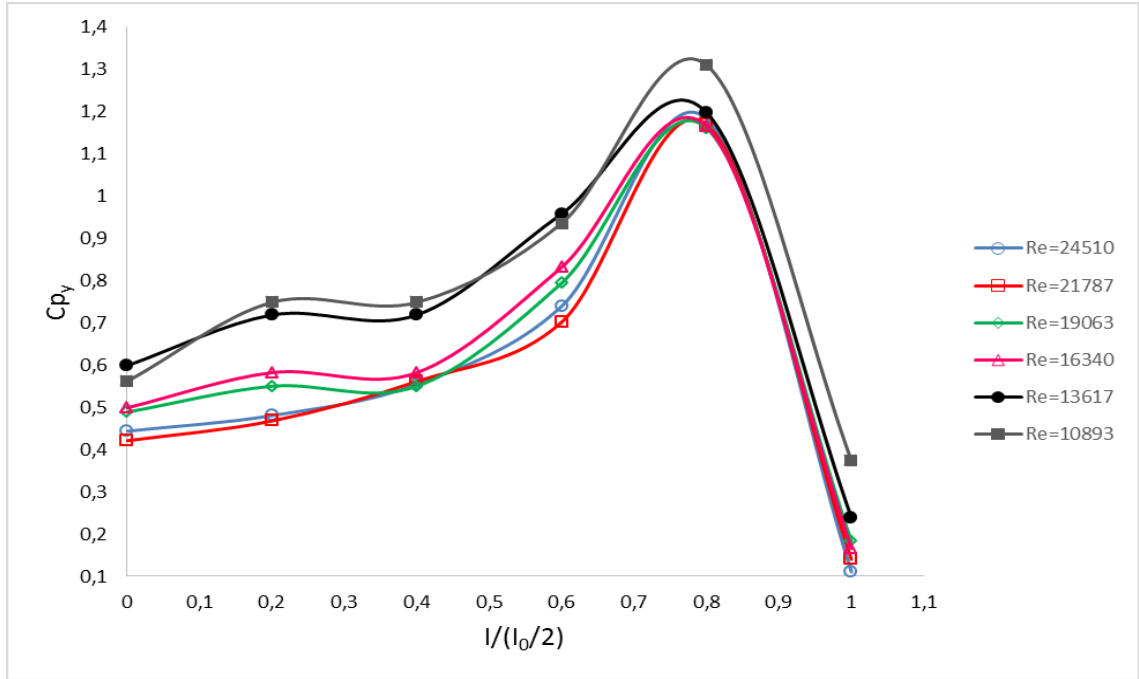
Şekil 4.21. Altıgen Genel 2'de $h/d=1$ mesafesinde 150 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin sayısal analizi



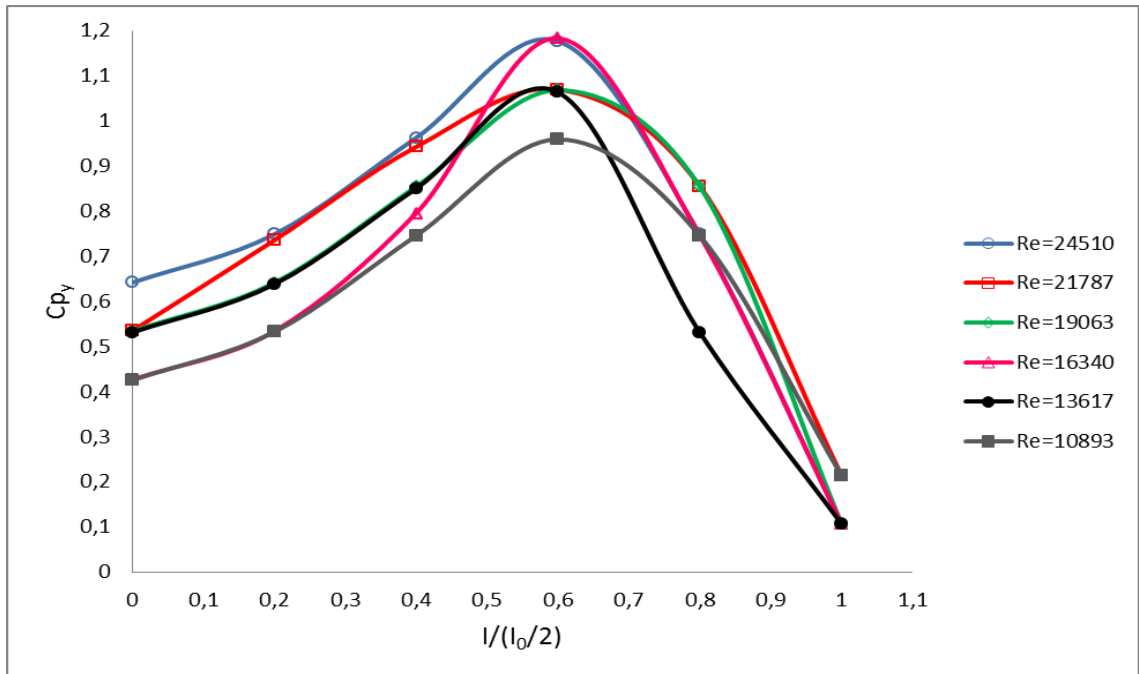
Şekil 4.22. Altıgen Genel 2'de $h/d=1$ mesafesinde 200 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin deneysel analizi



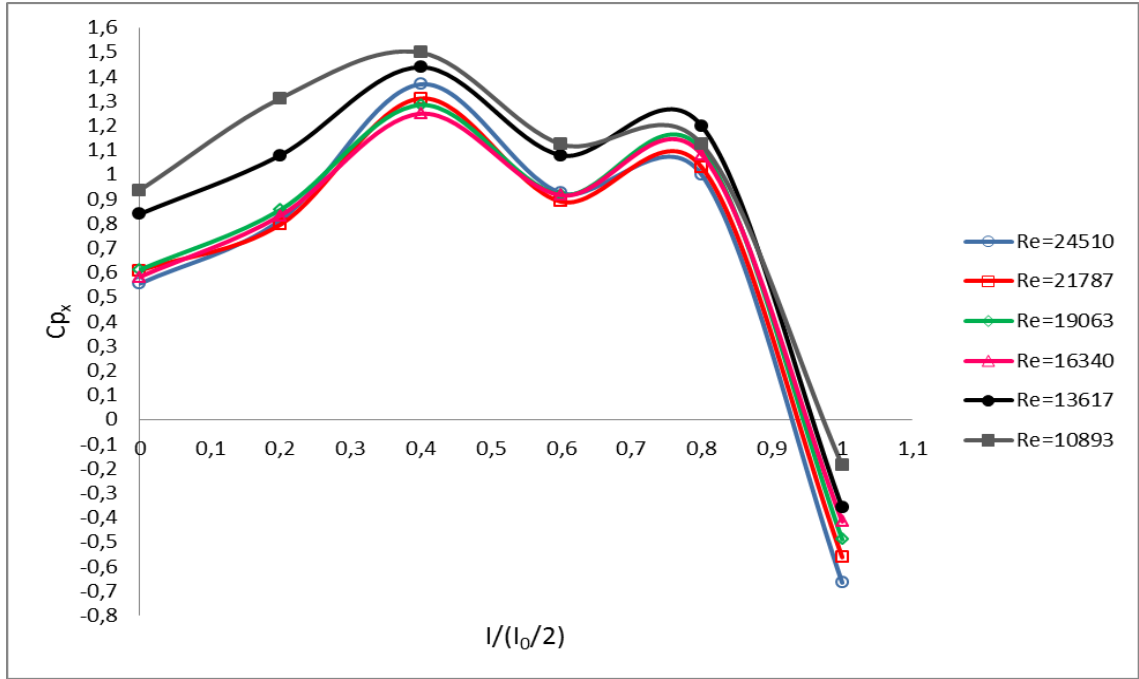
Şekil 4.23. Altıgen Genel 2'de $h/d=1$ mesafesinde 200 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin sayısal analizi



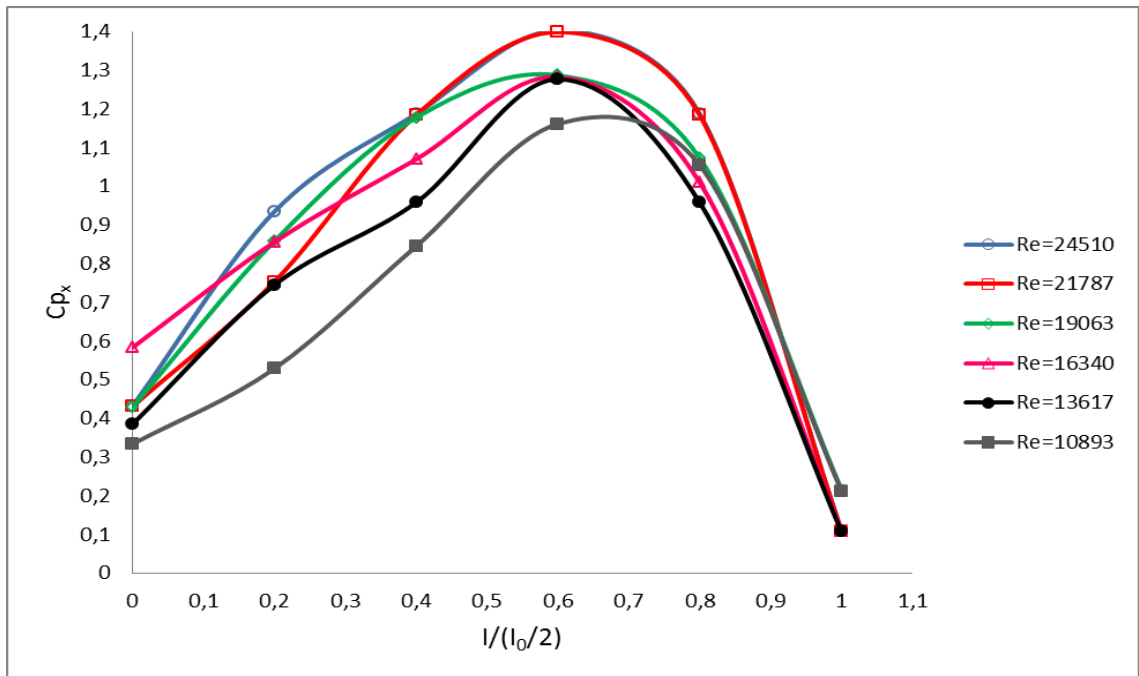
Şekil 4.24. Altıgen Genel 2'de $h/d=1$ mesafesinde 200 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin deneysel analizi



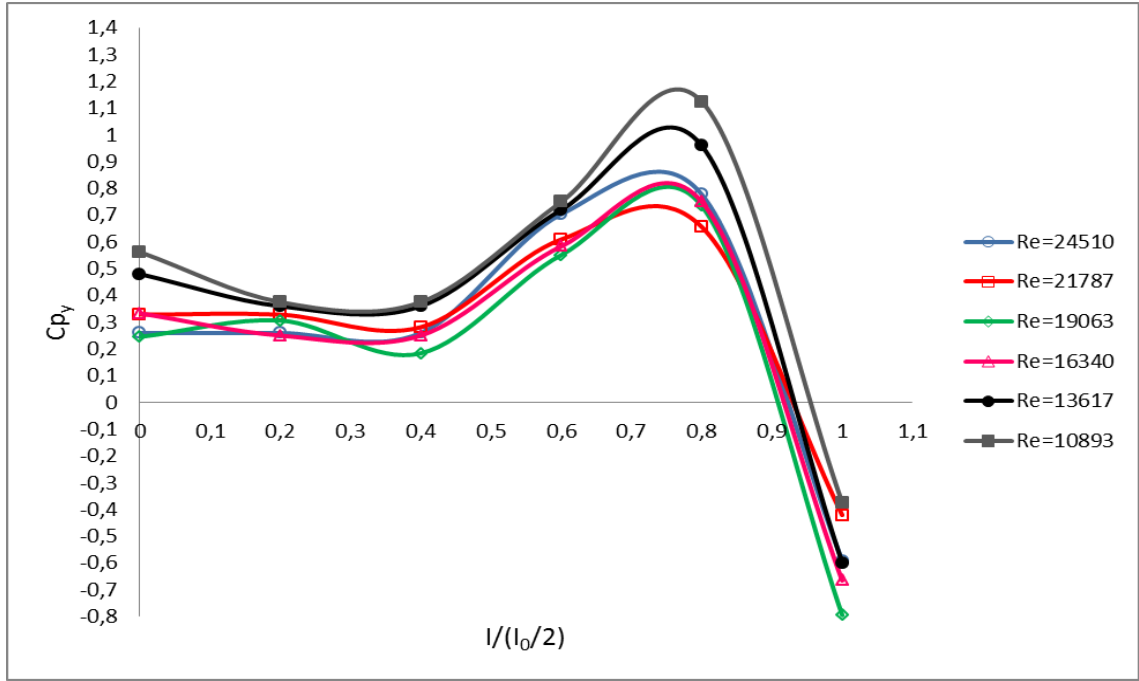
Şekil 4.25. Altıgen Genel 2'de $h/d=1$ mesafesinde 200 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin sayısal analizi



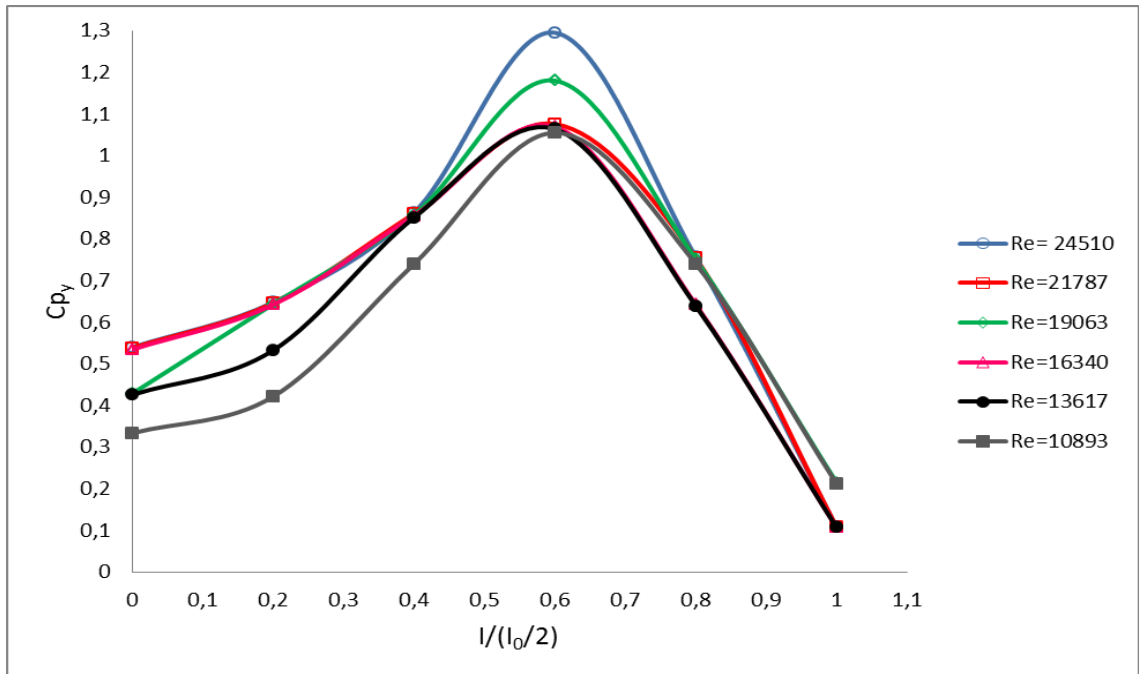
Şekil 4.26. Altıgen Genel 2'de h/d=2 mesafesinde 100 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin deneysel analizi



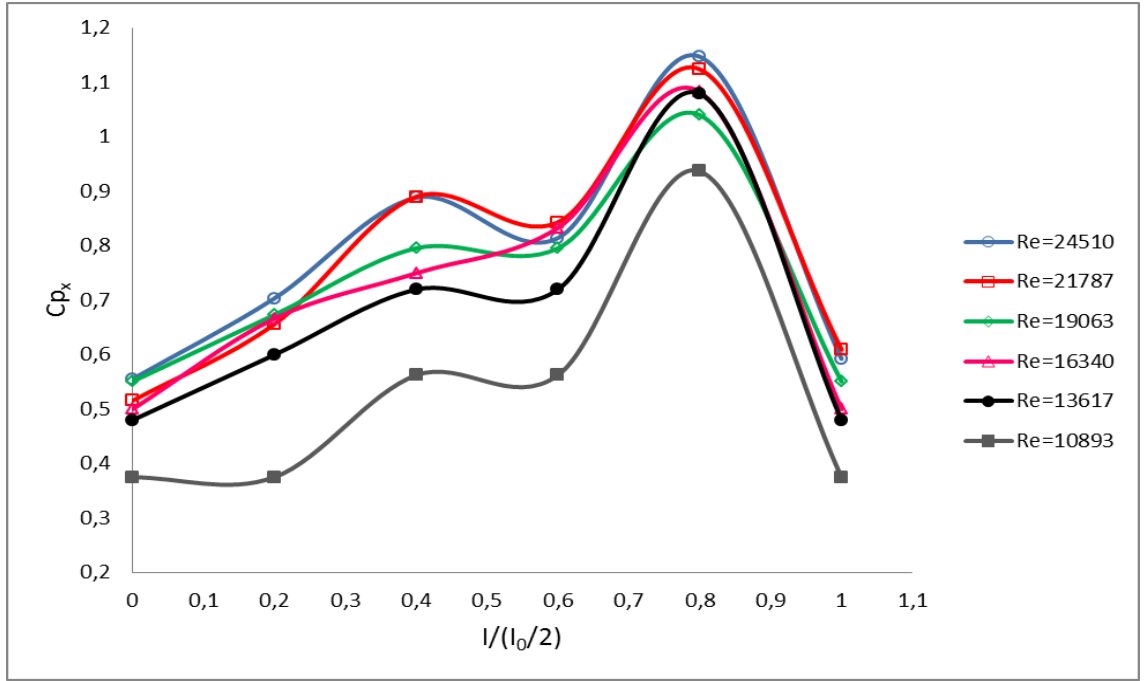
Şekil 4.27. Altıgen Genel 2'de h/d=2 mesafesinde 100 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin sayısal analizi



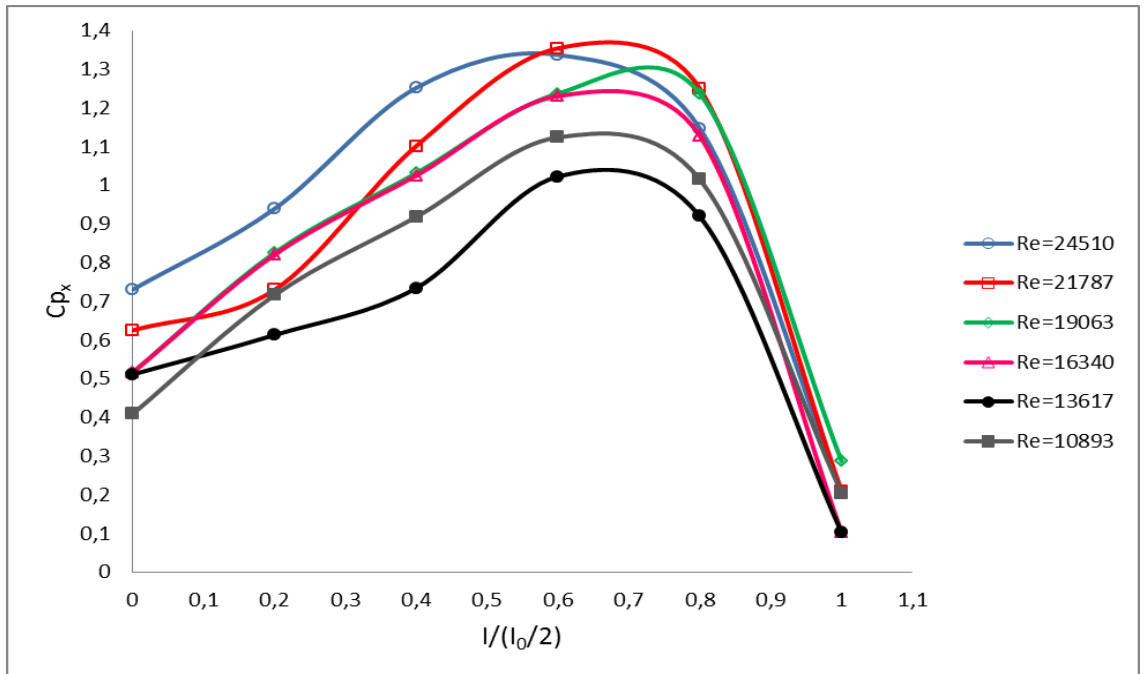
Şekil 4.28. Altıgen Genel 2'de $h/d=2$ mesafesinde 100 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin deneysel analizi



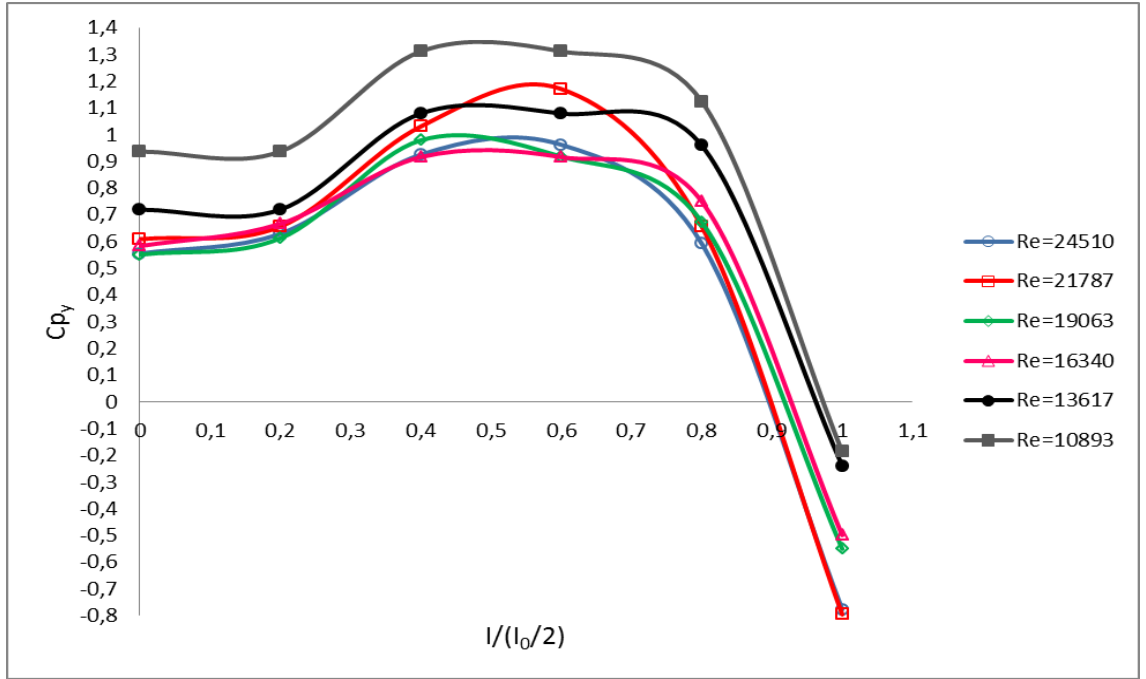
Şekil 4.29. Altıgen Genel 2'de $h/d=2$ mesafesinde 100 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin sayısal analizi



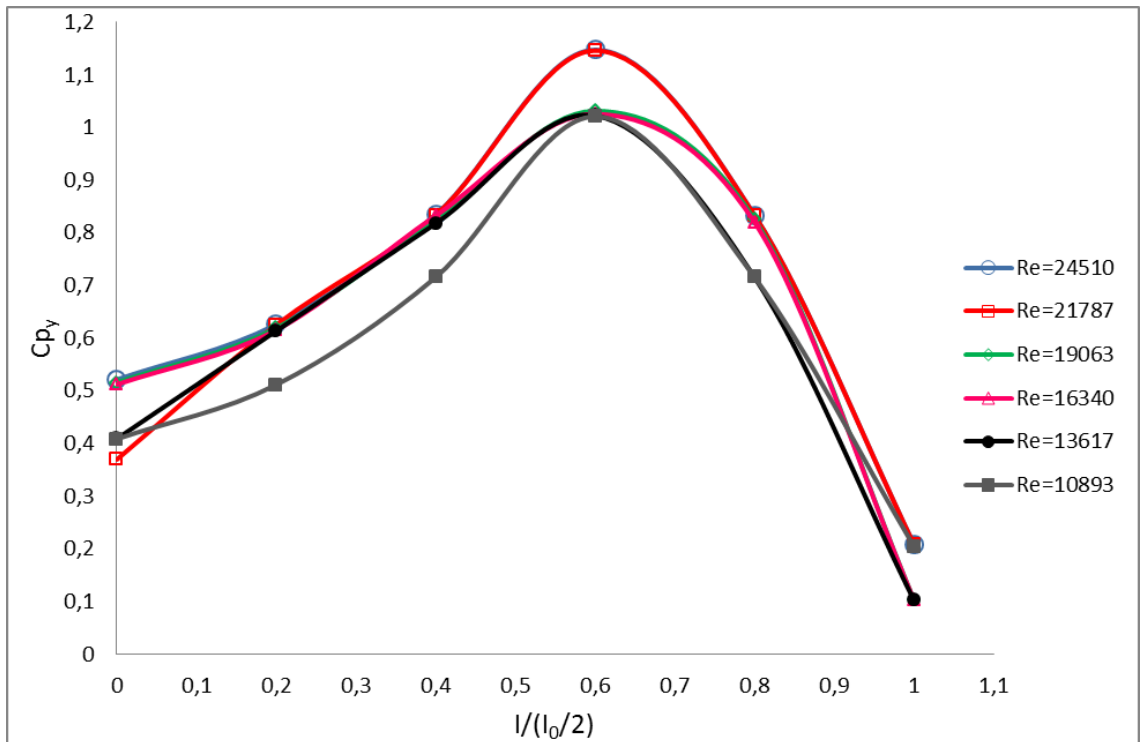
Şekil 4.30. Altıgen Genel 2'de $h/d=2$ mesafesinde 150 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin deneysel analizi



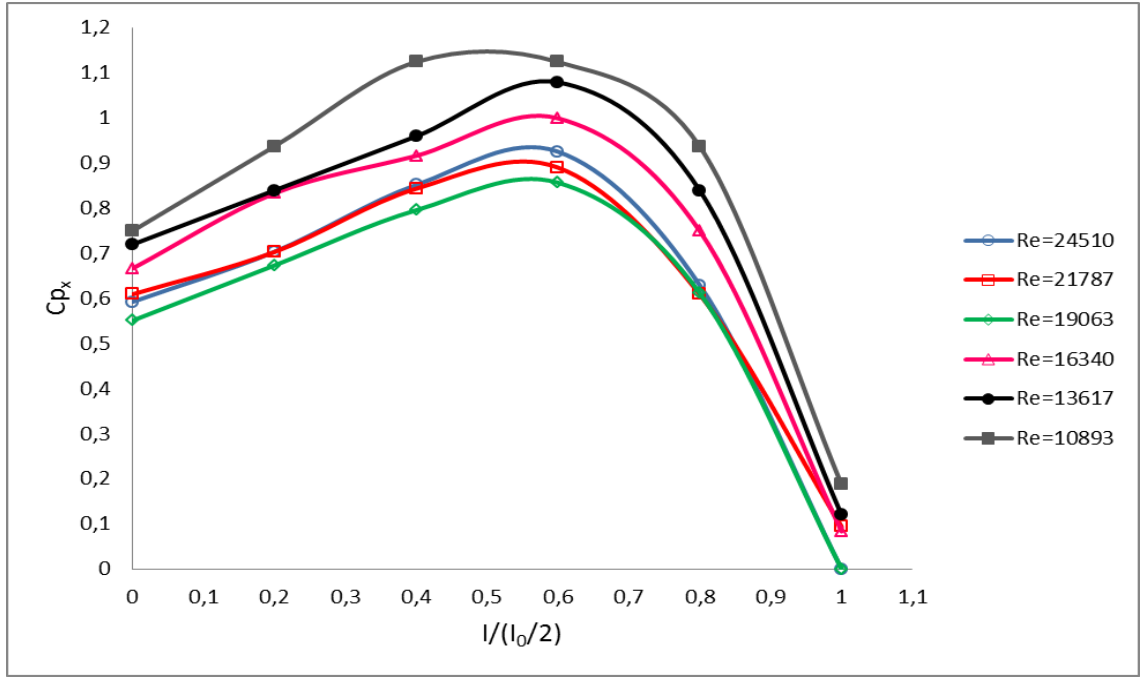
Şekil 4.31. Altıgen Genel 2'de $h/d=2$ mesafesinde 150 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin sayısal analizi



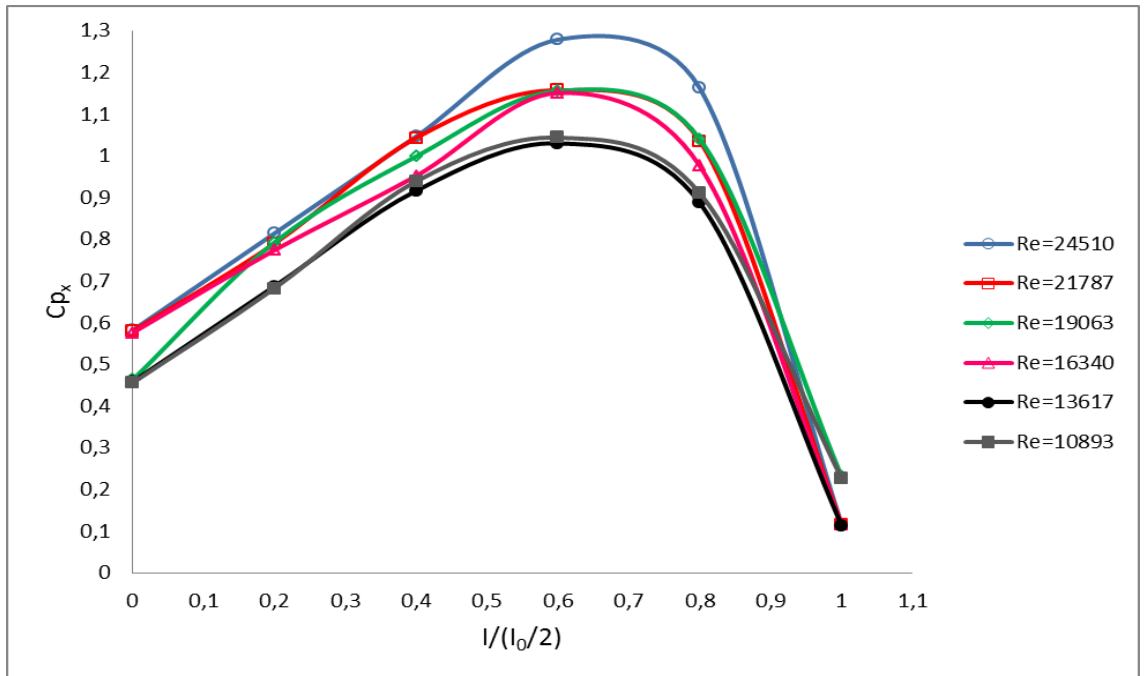
Şekil 4.32. Altıgen Genel 2'de $h/d=2$ mesafesinde 150 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin deneysel analizi



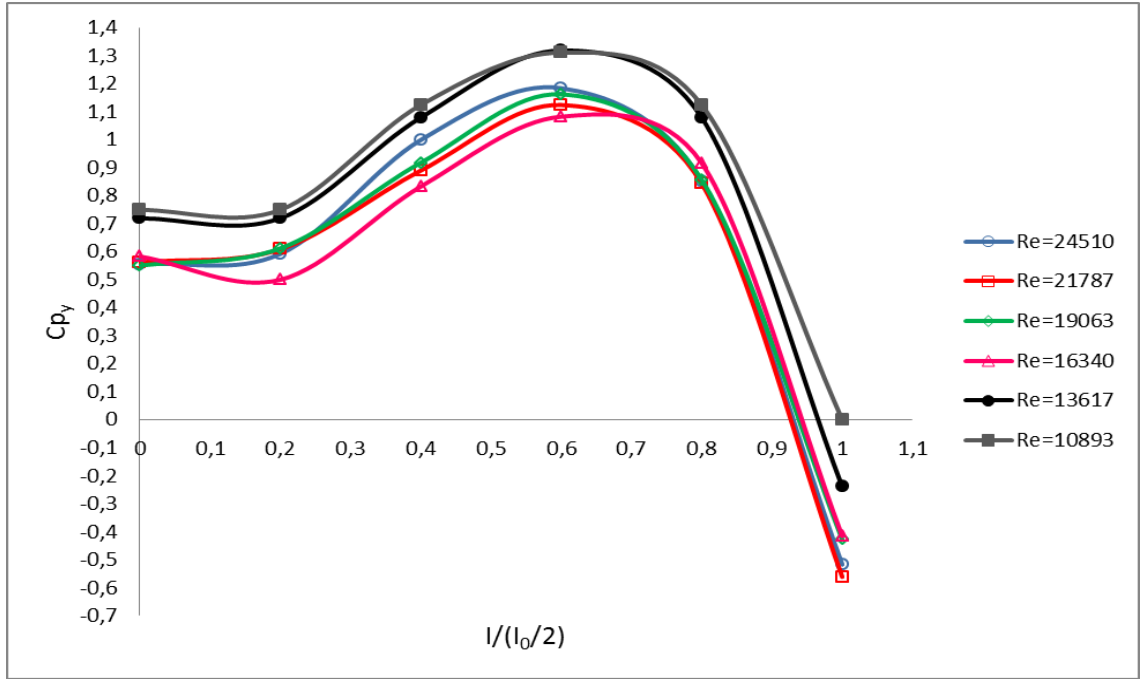
Şekil 4.33. Altıgen Genel 2'de $h/d=2$ mesafesinde 150 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin sayısal analizi



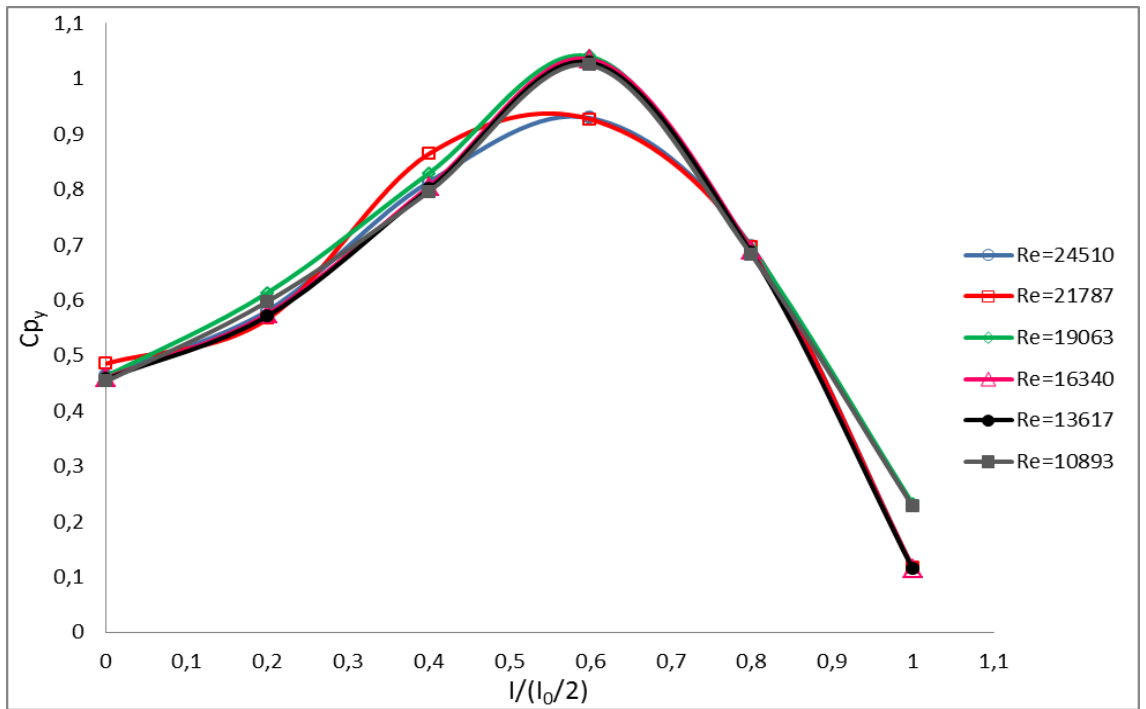
Şekil 4.34. Altıgen Genel 2'de $h/d=2$ mesafesinde 200 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin deneysel analizi



Şekil 4.35. Altıgen Genel 2'de $h/d=2$ mesafesinde 200 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin sayısal analizi



Şekil 4.36. Altıgen Genel 2'de $h/d=2$ mesafesinde 200 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin deneysel analizi

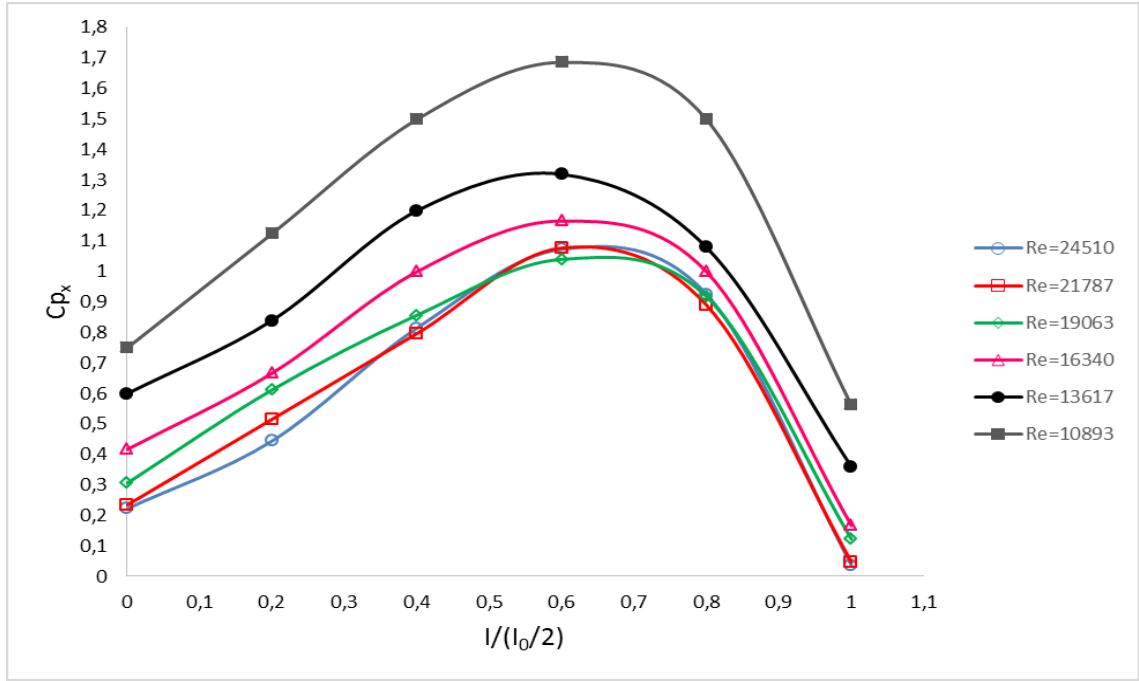


Şekil 4.37. Altıgen Genel 2'de $h/d=2$ mesafesinde 200 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin sayısal analizi

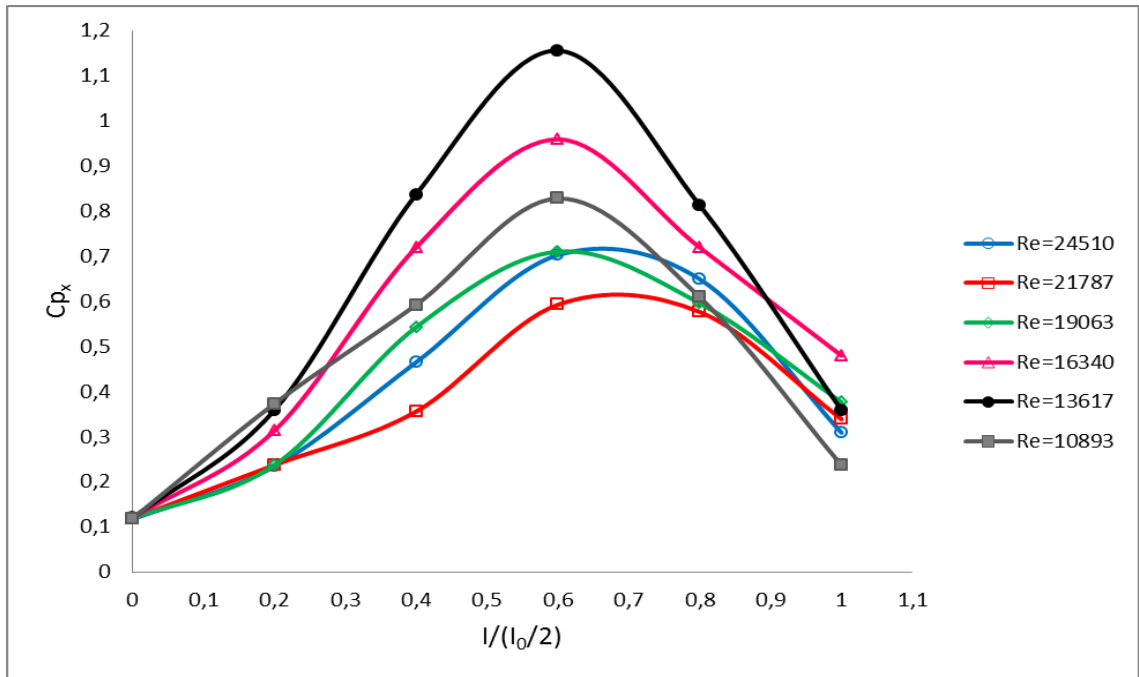
Genel 2 için deneysel ve sayısal analizler sonucu elde edilen minimum ve maximum basınç değerleri aşağıda tablo halinde verilmiştir (Çizelge 4.1).

Çizelge 4.1. Genel 2 için minimum-maksimum C_p değerleri

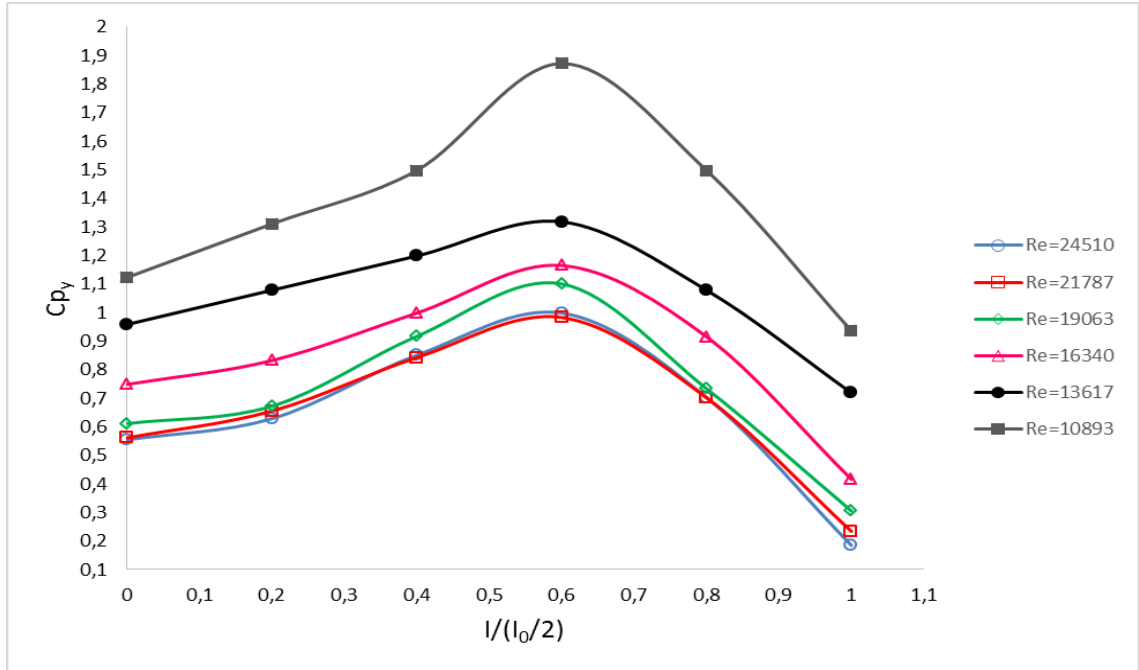
GENEL 2				
	h/d=1			
	DENEYSEL		TEORİK	
	C_{p_x}		C_{p_x}	
	Minimum	Maksimum	Minimum	Maksimum
$h_k=100$	0,1	1,4	0,1	1,5
$h_k=150$	0,2	1,1	0,1	1,4
$h_k=200$	0	1	0,1	1,4
	DENEYSEL		TEORİK	
	C_{p_y}		C_{p_y}	
	Minimum	Maksimum	Minimum	Maksimum
	$h_k=100$	0,1	1,9	0,1
$h_k=150$	0	1,7	0,1	1,3
$h_k=200$	0,1	1,3	0,1	1,2
	h/d=2			
	DENEYSEL		TEORİK	
	C_{p_x}		C_{p_x}	
	Minimum	Maksimum	Minimum	Maksimum
$h_k=100$	-0,7	1,5	0,1	1,4
$h_k=150$	0,4	1,2	0,1	1,3
$h_k=200$	0	1,1	0,1	1,3
	DENEYSEL		TEORİK	
	C_{p_y}		C_{p_y}	
	Minimum	Maksimum	Minimum	Maksimum
	$h_k=100$	-0,8	1,1	0,1
$h_k=150$	-0,8	1,3	0,1	1,2
$h_k=200$	-0,6	1,3	0,1	1



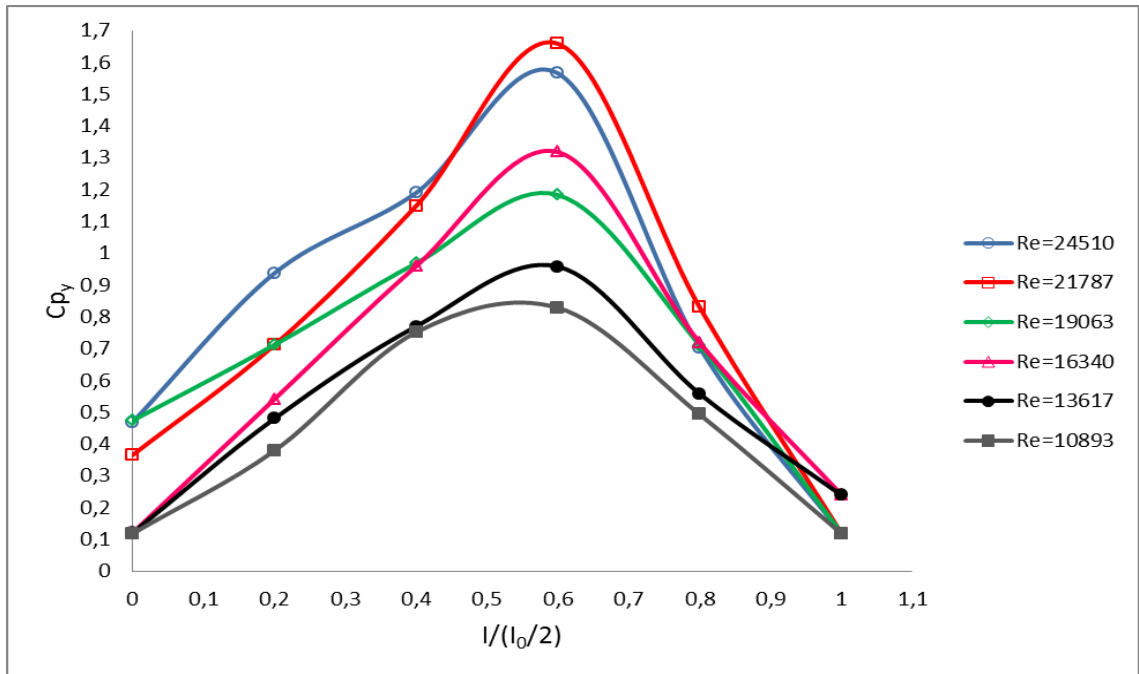
Şekil 4.38. Altıgen Genel 3'de $h/d=1$ mesafesinde 100 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin deneysel analizi



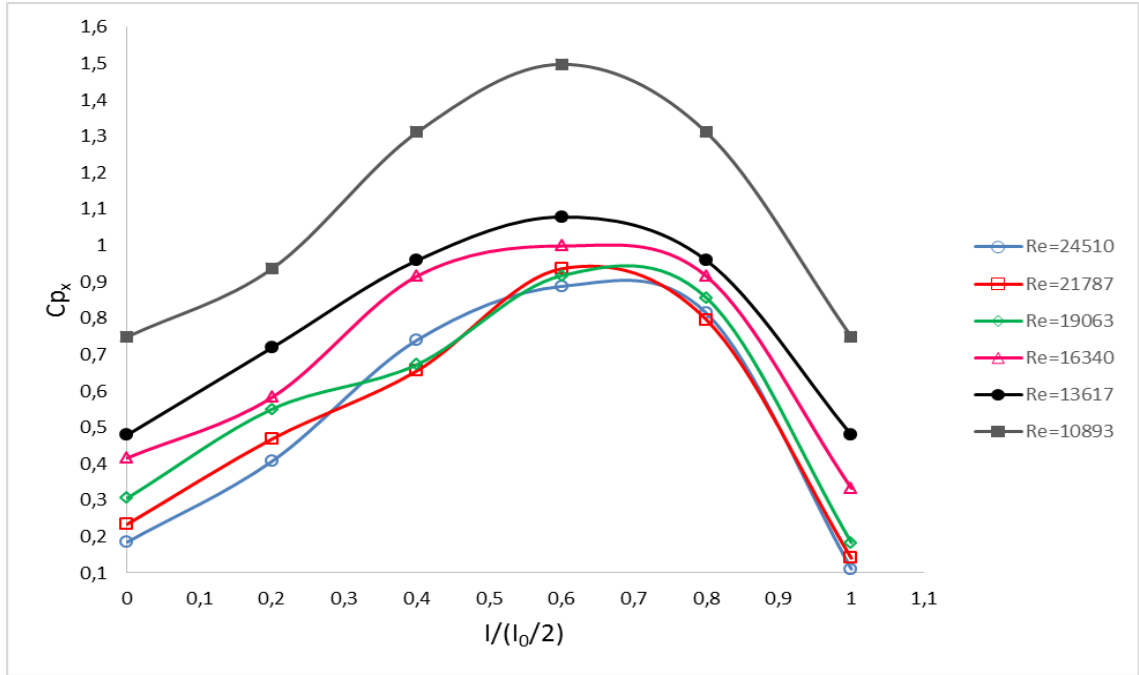
Şekil 4.39. Altıgen Genel 3'de $h/d=1$ mesafesinde 100 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin sayısal analizi



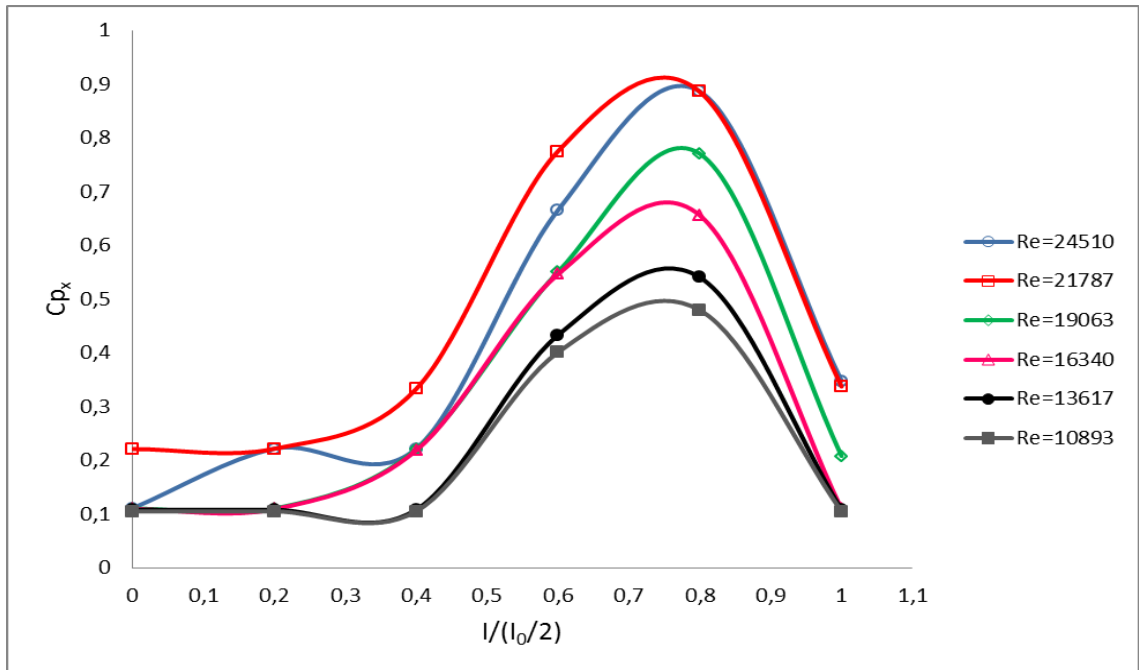
Şekil 4.40. Altıgen Genel 3'de $h/d=1$ mesafesinde 100 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin deneysel analizi



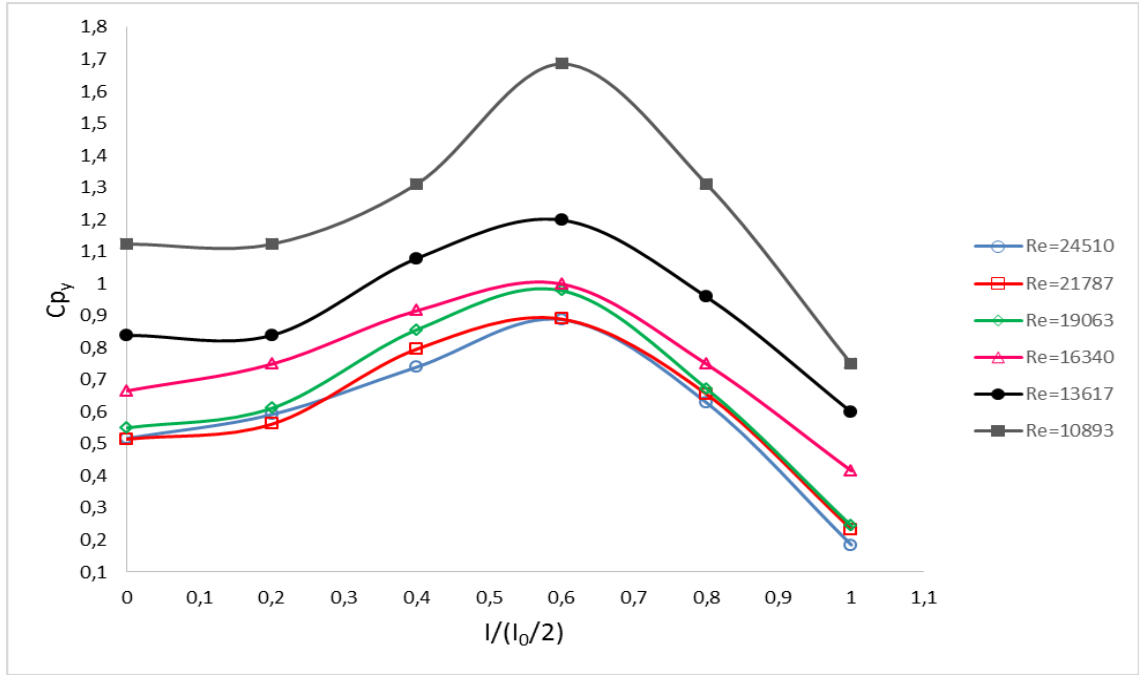
Şekil 4.41. Altıgen Genel 3'de $h/d=1$ mesafesinde 100 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin sayısal analizi



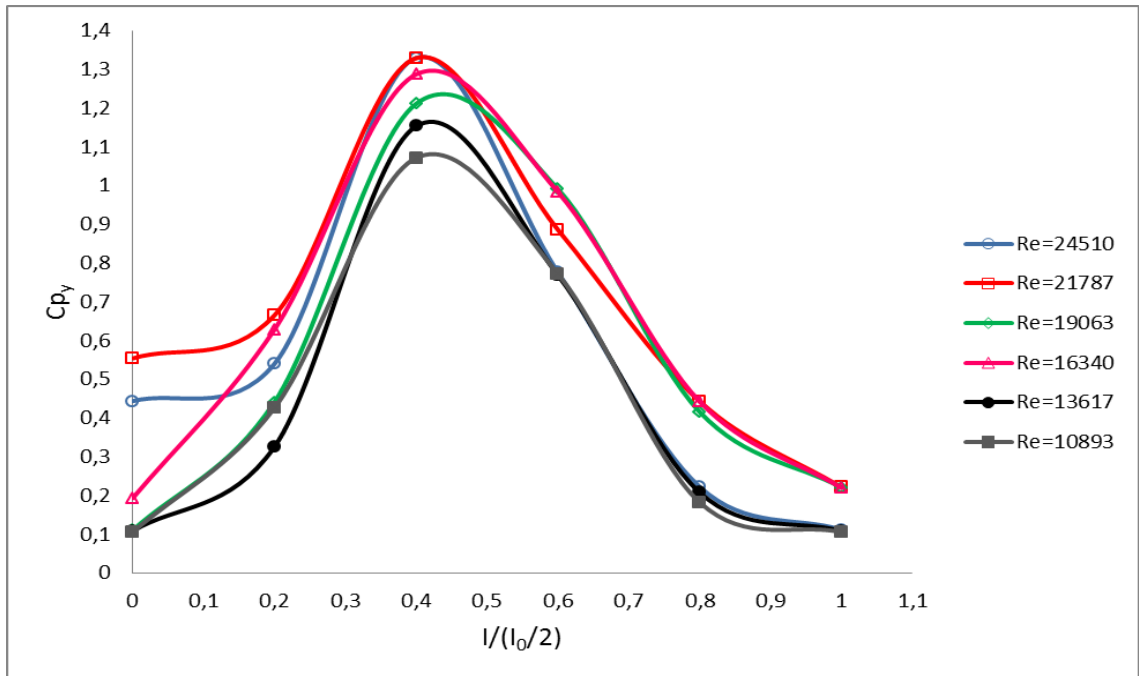
Şekil 4.42. Altıgen Genel 3'de $h/d=1$ mesafesinde 150 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin deneysel analizi



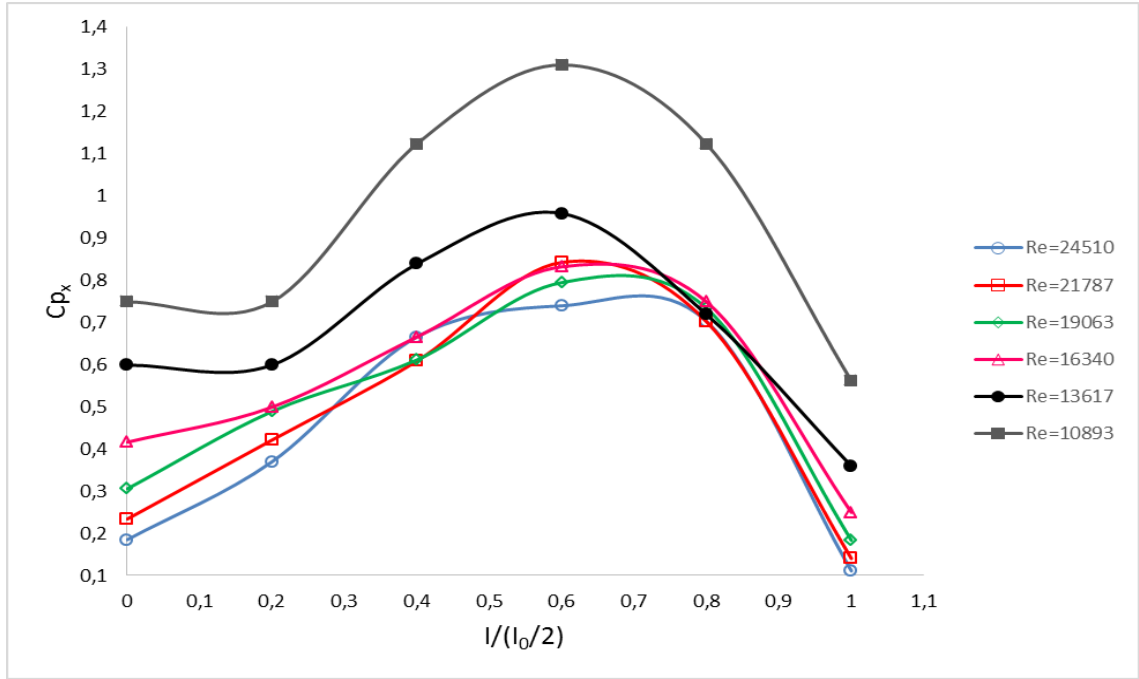
Şekil 4.43. Altıgen Genel 3'de $h/d=1$ mesafesinde 150 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin sayısal analizi



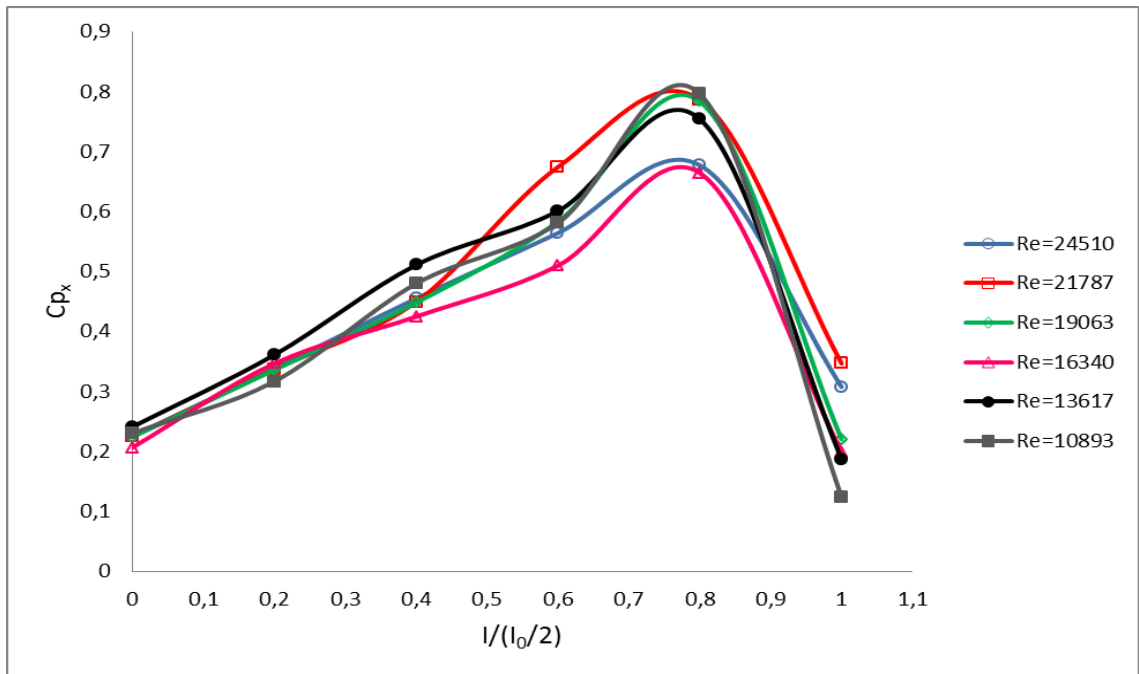
Şekil 4.44. Altıgen Genel 3'de $h/d=1$ mesafesinde 150 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin deneysel analizi



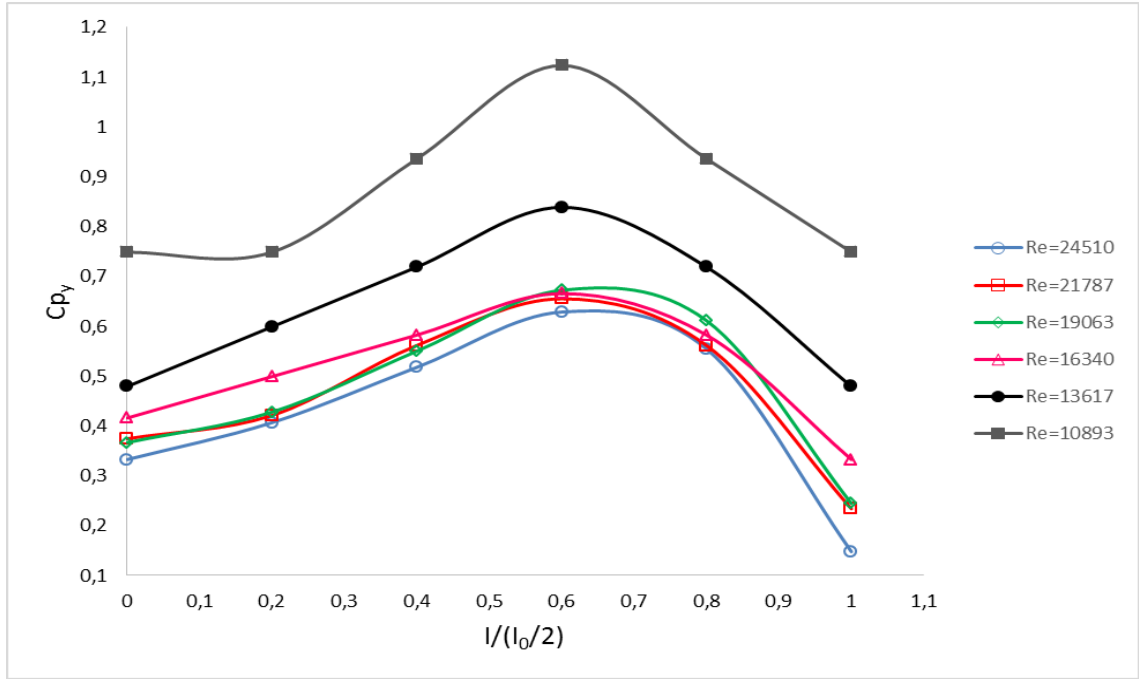
Şekil 4.45. Altıgen Genel 3'de $h/d=1$ mesafesinde 150 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin sayısal analizi



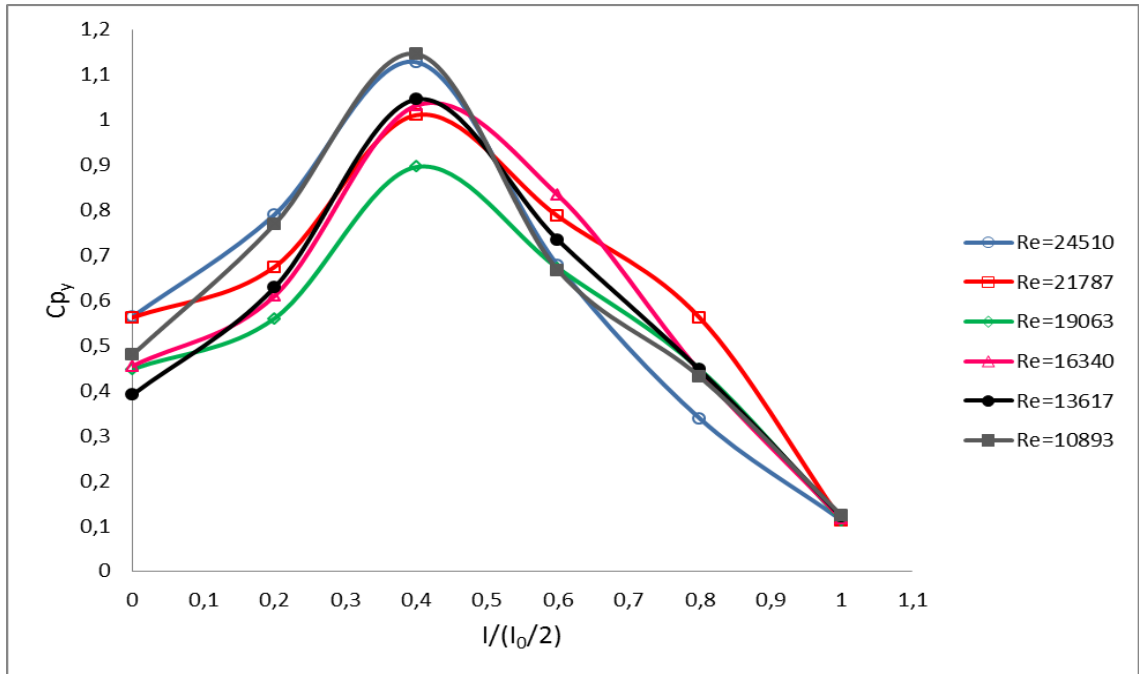
Şekil 4.46. Altıgen Genel 3'de $h/d=1$ mesafesinde 200 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin deneysel analizi



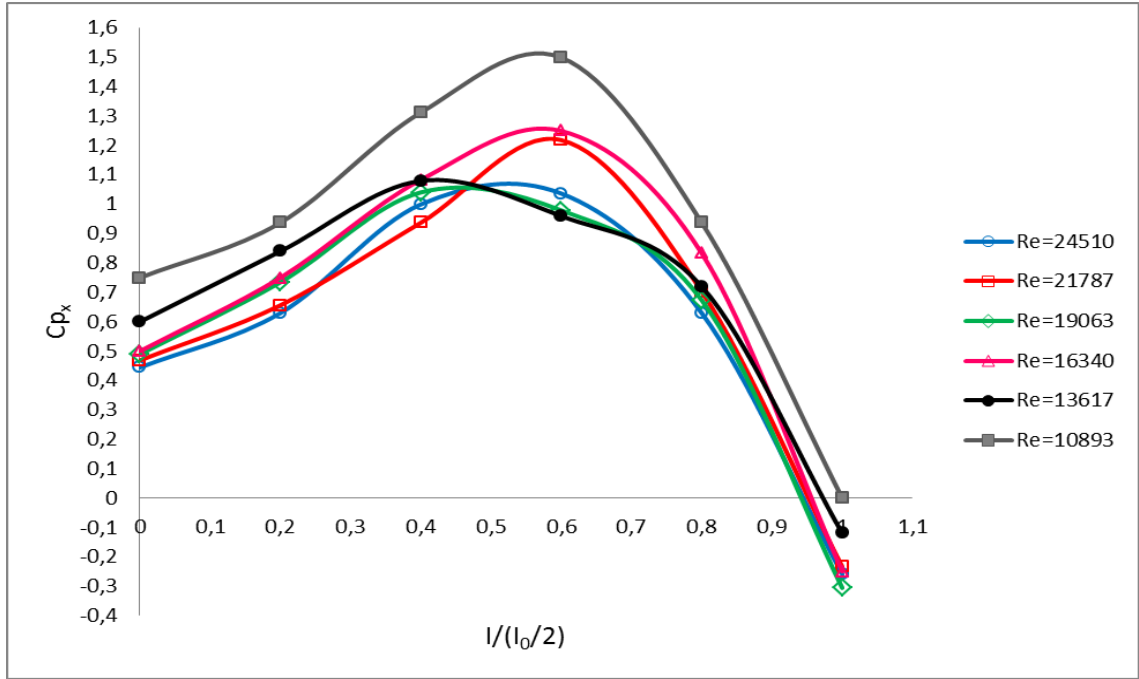
Şekil 4.47. Altıgen Genel 3'de $h/d=1$ mesafesinde 200 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin sayısal analizi



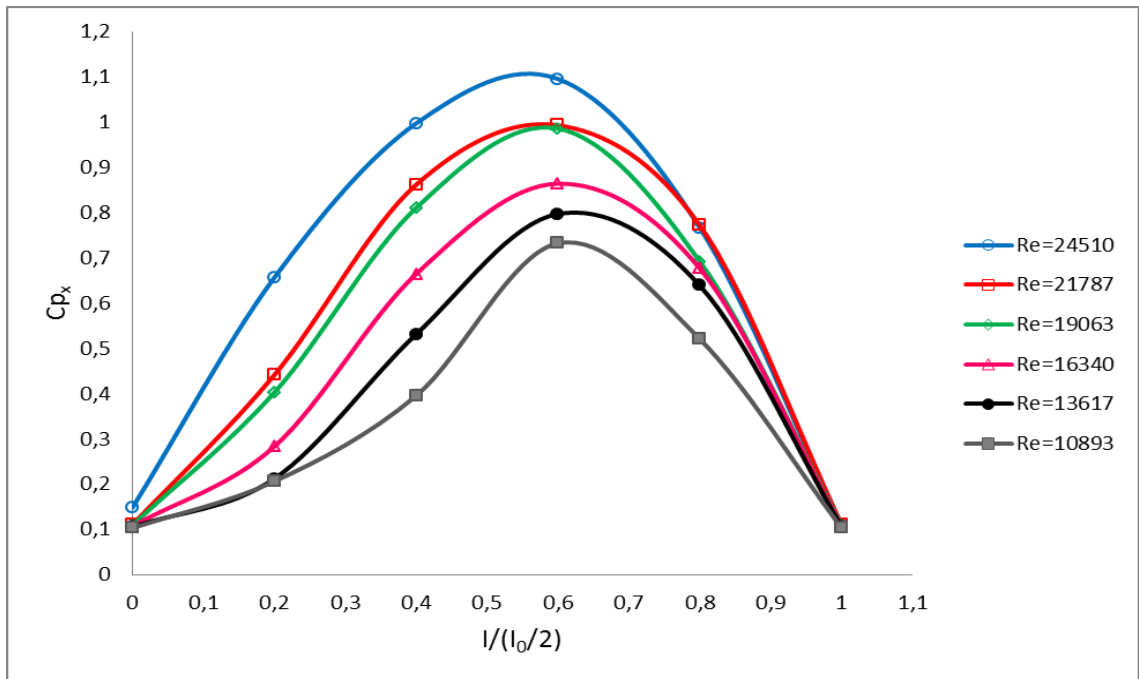
Şekil 4.48. Altıgen Genel 3'de $h/d=1$ mesafesinde 200 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin deneysel analizi



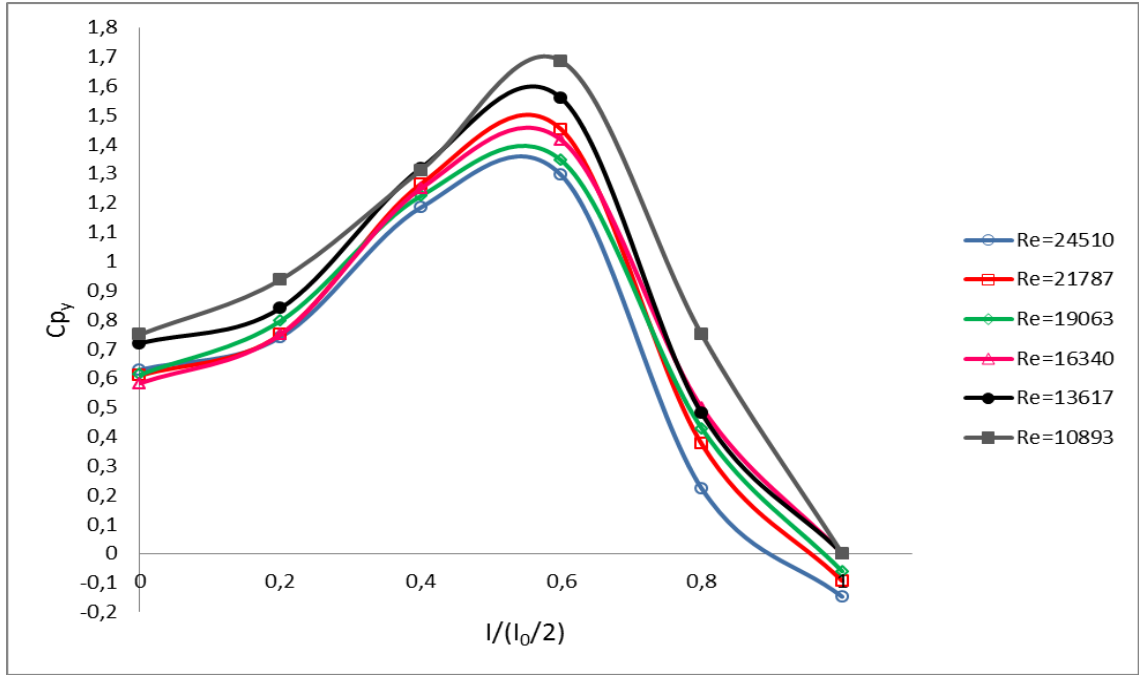
Şekil 4.49. Altıgen Genel 3'de $h/d=1$ mesafesinde 200 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin sayısal analizi



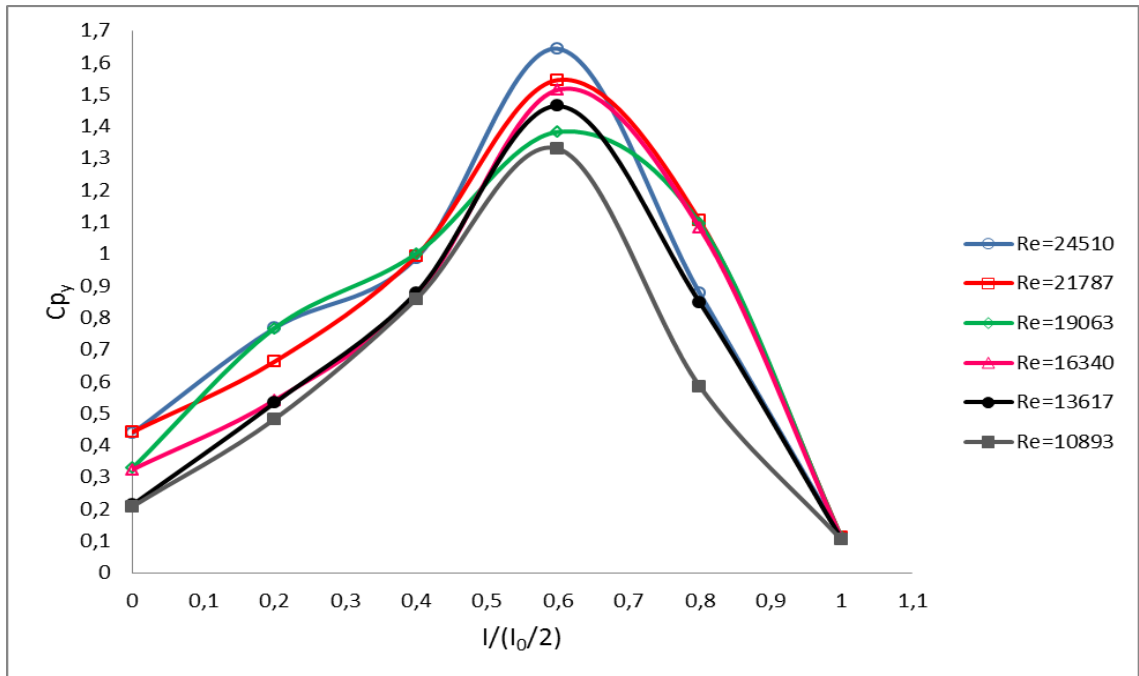
Şekil 4.50. Altıgen Genel 3'de $h/d=2$ mesafesinde 100 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin deneysel analizi



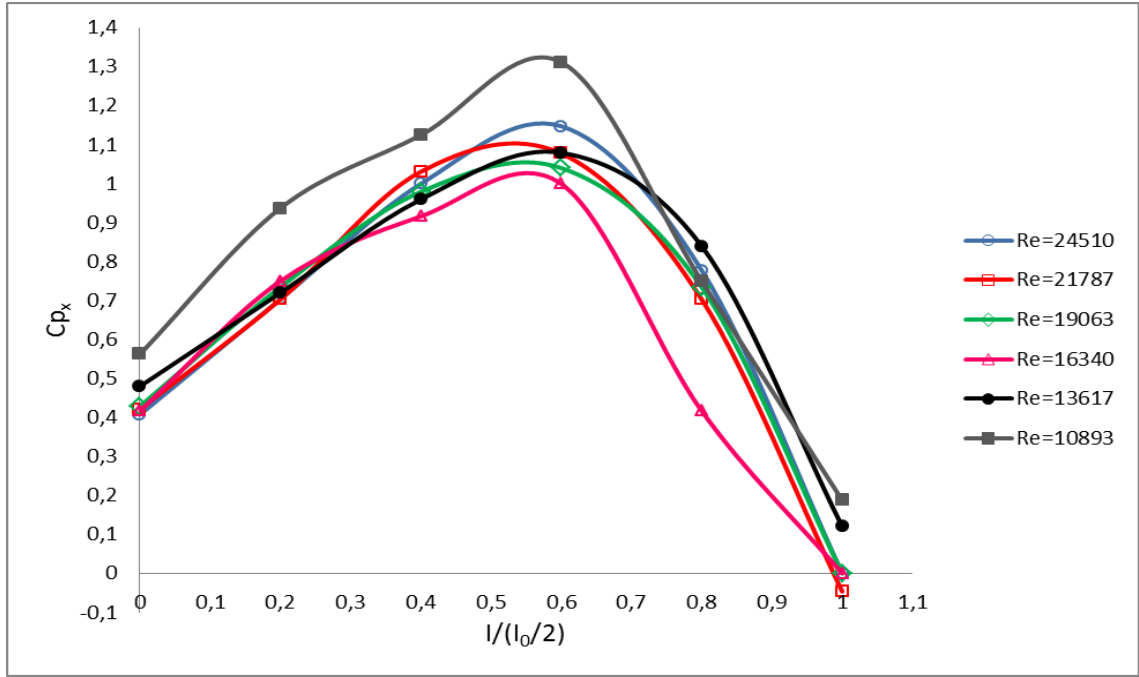
Şekil 4.51. Altıgen Genel 3'de $h/d=2$ mesafesinde 100 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin sayısal analizi



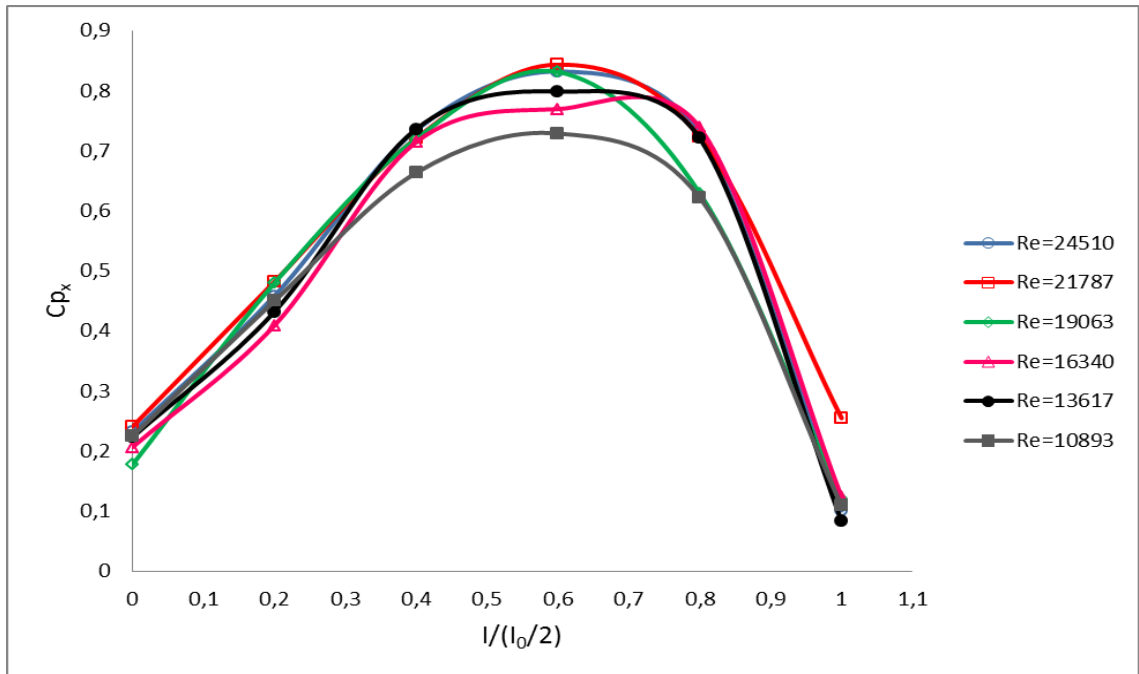
Şekil 4.52. Altıgen Genel 3'de h/d=2 mesafesinde 100 mm kanat boyu için Cp_y değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin deneysel analizi



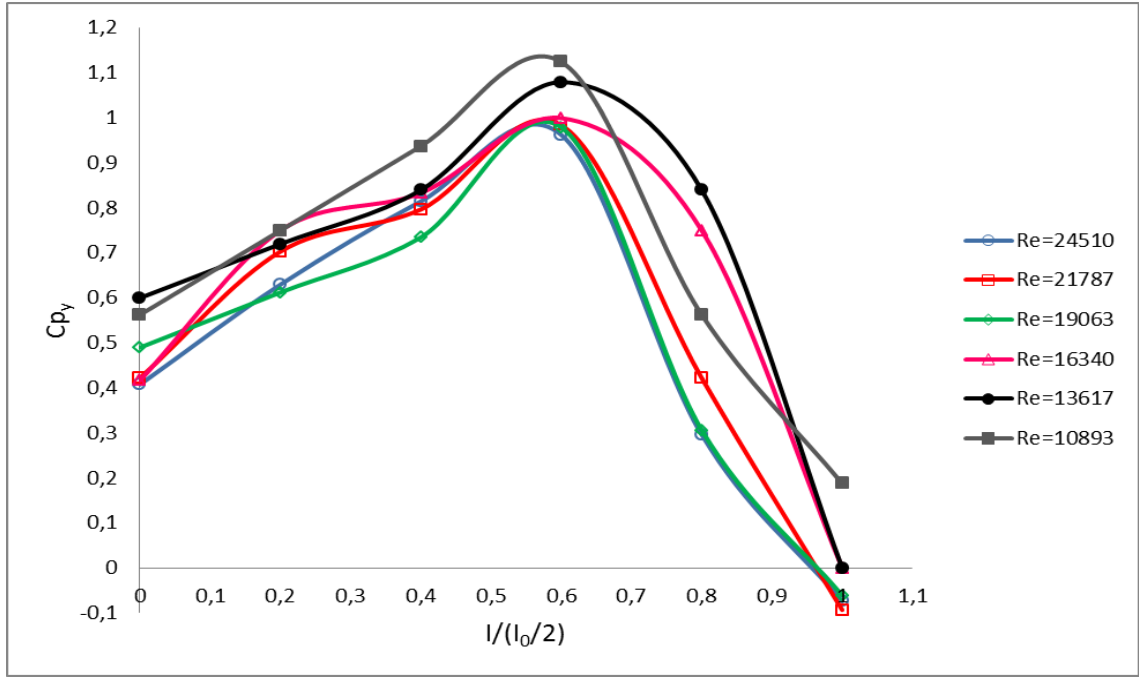
Şekil 4.53. Altıgen Genel 3'de h/d=2 mesafesinde 100 mm kanat boyu için Cp_y değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin sayısal analizi



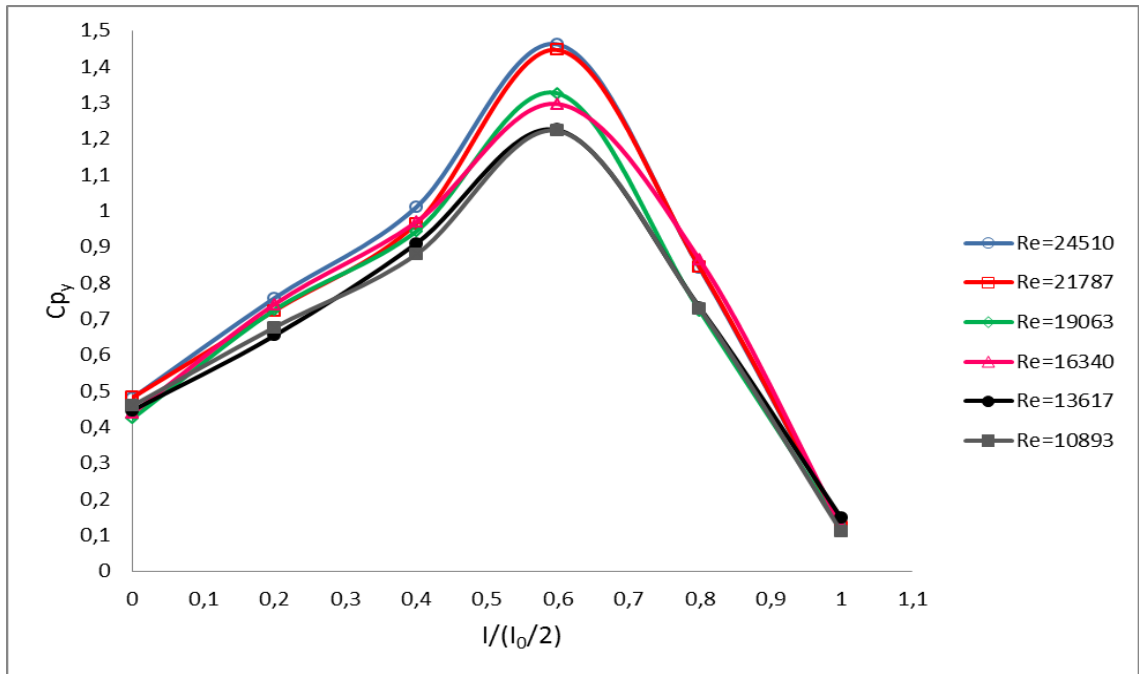
Şekil 4.54. Altıgen Genel 3'de $h/d=2$ mesafesinde 150 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin deneysel analizi



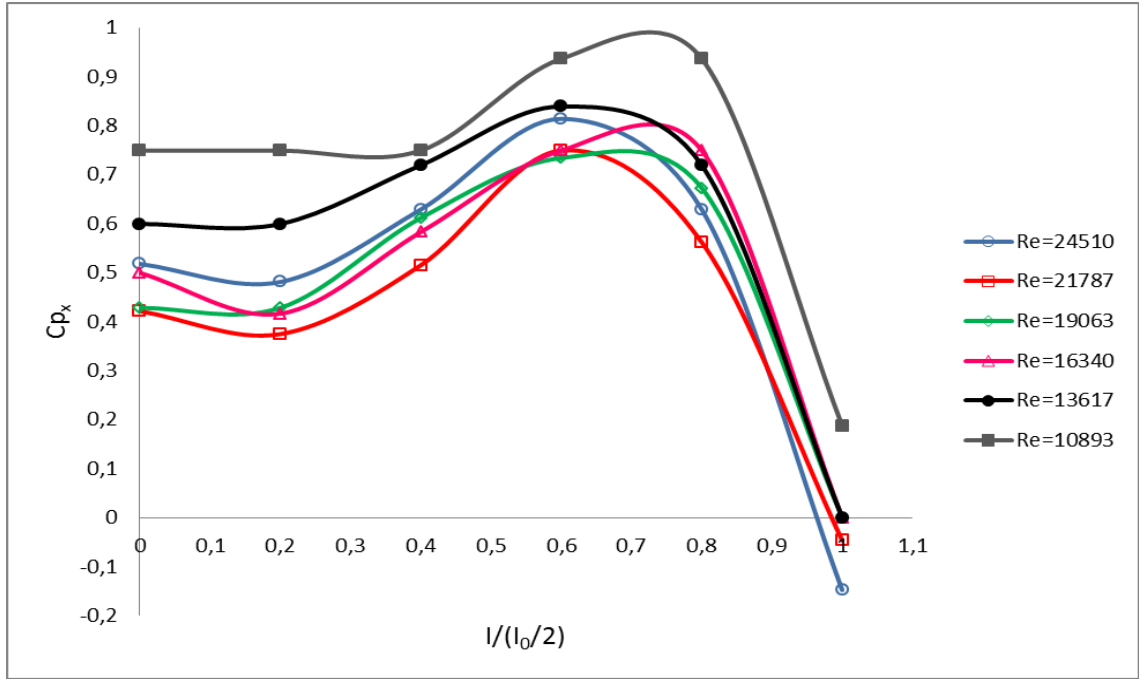
Şekil 4.55. Altıgen Genel 3'de $h/d=2$ mesafesinde 150 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin sayısal analizi



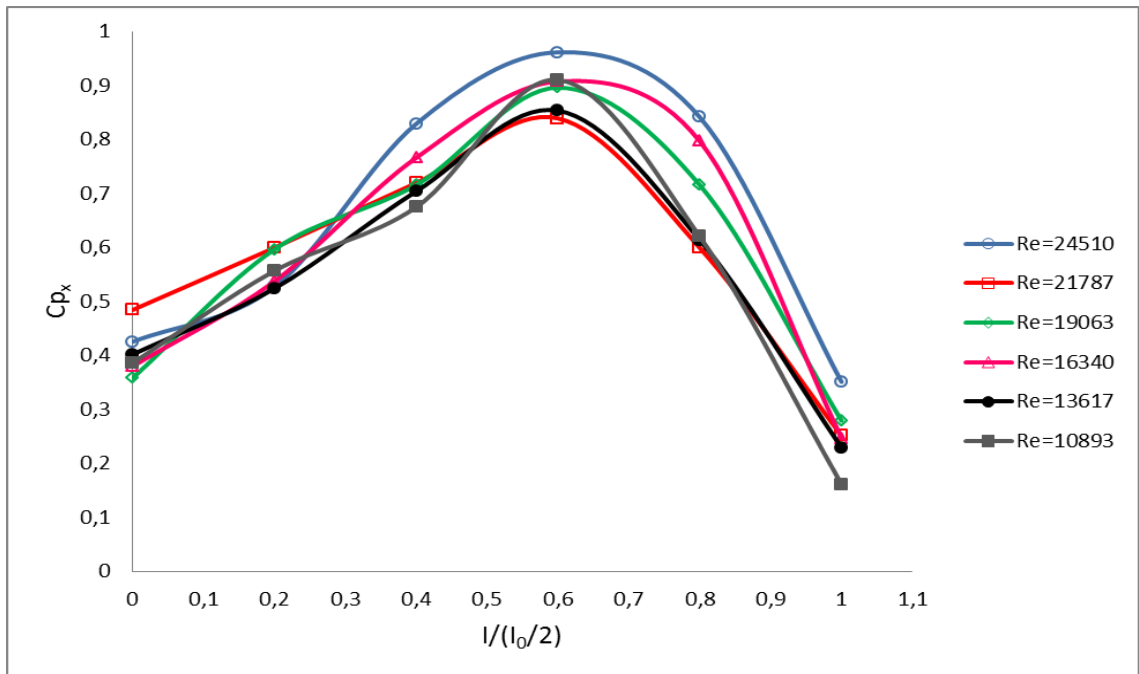
Şekil 4.56. Altıgen Genel 3'de $h/d=2$ mesafesinde 150 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin deneysel analizi



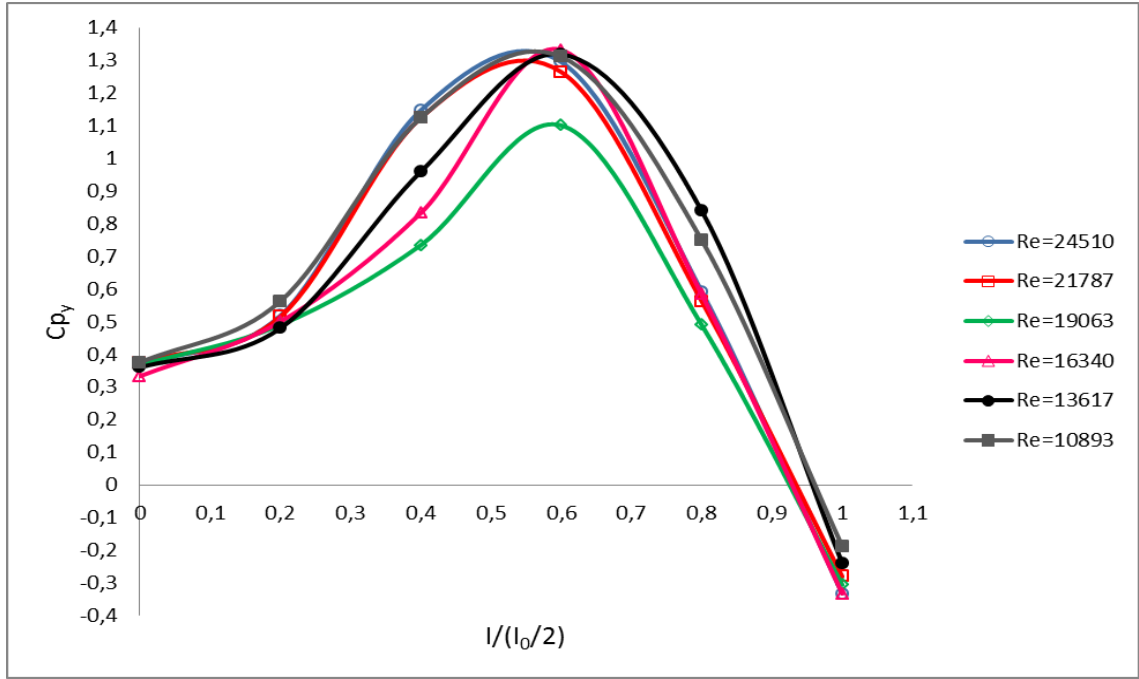
Şekil 4.57. Altıgen Genel 3'de $h/d=2$ mesafesinde 150 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin sayısal analizi



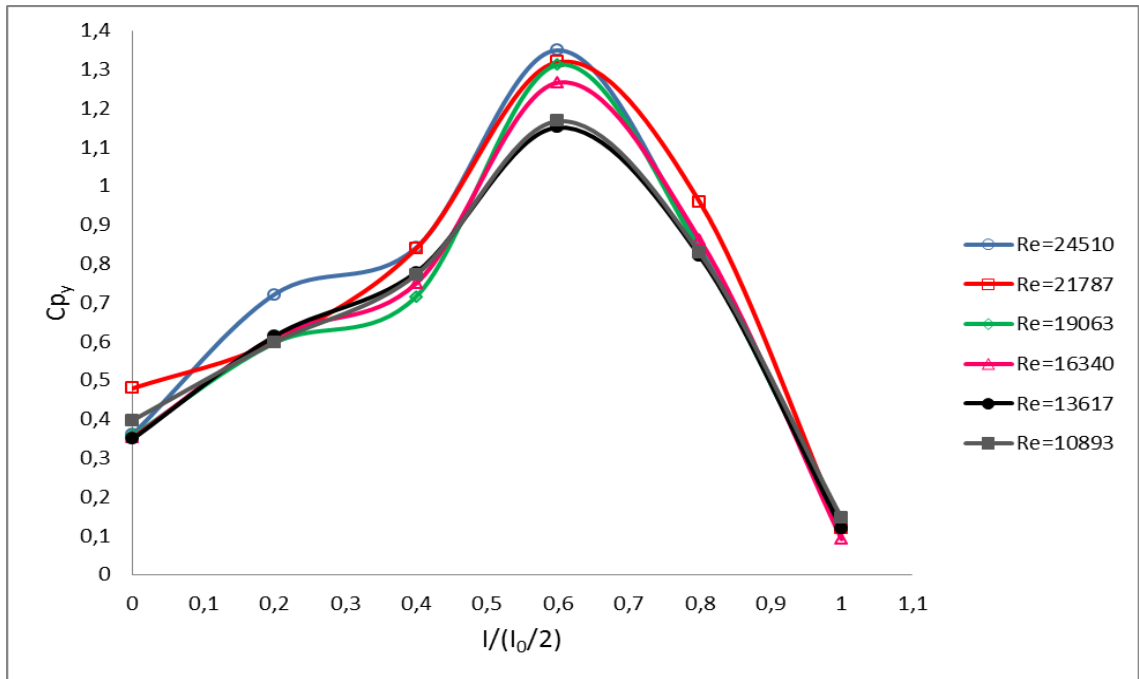
Şekil 4.58. Altıgen Genel 3'de $h/d=2$ mesafesinde 200 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin deneysel analizi



Şekil 4.59. Altıgen Genel 3'de $h/d=2$ mesafesinde 200 mm kanat boyu için C_{p_x} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin sayısal analizi



Şekil 4.60. Altıgen Genel 3'de $h/d=2$ mesafesinde 200 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin deneysel analizi



Şekil 4.61. Altıgen Genel 3'de $h/d=2$ mesafesinde 200 mm kanat boyu için C_{p_y} değerlerinin istasyon mesafesi ile değişiminin sayısal analizi

Genel 3 için deneysel ve sayısal analizler sonucu elde edilen minimum ve maximum basınç değerleri aşağıda tablo halinde verilmiştir (Çizelge 4.2).

Çizelge 4.2. Genel 3 için minimum-maksimum C_p değerleri

GENEL 3				
	h/d=1			
	DENEYSEL		TEORİK	
	C_{p_x}		C_{p_x}	
	Minimum	Maksimum	Minimum	Maksimum
$h_k=100$	0,1	1,7	0,1	1,2
$h_k=150$	0,1	1,5	0,1	1
$h_k=200$	0,1	1,3	0,1	0,8
	DENEYSEL		TEORİK	
	C_{p_y}		C_{p_y}	
	Minimum	Maksimum	Minimum	Maksimum
	$h_k=100$	0,1	1,9	0,1
$h_k=150$	0,2	1,7	0,1	1,4
$h_k=200$	0,1	1,1	0,1	1,1
	h/d=2			
	DENEYSEL		TEORİK	
	C_{p_x}		C_{p_x}	
	Minimum	Maksimum	Minimum	Maksimum
$h_k=100$	-0,3	1,5	0,1	1,1
$h_k=150$	0	1,3	0,1	0,9
$h_k=200$	-0,2	1	0,1	1
	DENEYSEL		TEORİK	
	C_{p_y}		C_{p_y}	
	Minimum	Maksimum	Minimum	Maksimum
	$h_k=100$	-0,1	1,7	0,1
$h_k=150$	-0,1	1,1	0,1	1,4
$h_k=200$	-0,3	1,2	0,1	1,3

5. SONUÇ

Taguchi yöntemiyle, $L_{18}(2^1 3^7)$ ortogonal dizisine göre optimize edilmiş olan altıgen kanatçıklı ısı alıcılarda ısı ve akış karakteristiklerinin çarpan jetle belirlendiği deneysel ve sayısal olarak analiz edildiği bir çalışma gerçekleştirilmiştir. Deney ve analiz sonunda elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibi özetlenmiştir.

- Çalışmada altıgen kanatçıklı Genel-2 ve Genel-3 ısı alıcılarında, $h/d=1$ ve $h/d=2$ oranında, sabit lüle çapında ($d=50$ mm), üç ayrı kanat boyunda (100, 150, 200 mm) ve altı ayrı hız değerinde (4-9 m/s) ısı transferi ve akış karakteristiklerini belirlemek amacıyla deney ve analizler yapıldı.
- Deneysel çalışma sonucunda Genel-2 için Nusselt sayısı artan Re sayısı ile artmakta ve aynı zamanda kanatçık boyu arttıkça Nu sayısı azalmaktadır. $h/d=1$ mesafesi için en büyük Nusselt sayısı 100 mm kanat yüksekliklerinde hesaplandı. Artan akış hızları için Nu sayısında %3-13 arasında artışlar gözlemlendi. Isı alıcıda 100 mm kanatçık boyunda minimum (4 m/s) maksimum (9 m/s) hız aralığında Nusselt sayısında %71'lik artış, 150 mm kanat boyunda %59 ve 200 mm kanat boyunda ise %46 oranında artış gözlemlendi. Isı alıcıda maksimum hızda Nu sayısının 100 mm kanat boyundaki değerinin 150 mm kanat boyundaki değerine göre %28, 150 mm kanat boyundaki değeri 200 mm kanat boyundaki değerine göre %33 fazla olduğu belirlenmiştir.
- Sayısal analiz sonucunda Genel-2 için Nusselt sayısı artan Re sayısı ile artmakta ve aynı zamanda kanatçık boyu arttıkça Nu sayısı azalmaktadır. $h/d=1$ mesafesi için en büyük Nusselt sayısı 100 mm kanat yüksekliklerinde hesaplandı. Artan akış hızları için Nu sayısında %4-15 arasında artışlar gözlemlendi. Isı alıcıda 100 mm kanatçık boyunda minimum (4 m/s) maksimum (9 m/s) hız aralığında Nusselt sayısında %38'lik artış, 150 mm kanat boyunda %44 ve 200 mm kanat boyunda ise %41 oranında artış gözlemlendi. Isı alıcıda maksimum hızda Nu sayısının 100 mm kanat boyundaki değerinin 150 mm

kanat boyundaki değerine göre %33, 150 mm kanat boyundaki değeri 200 mm kanat boyundaki değerine göre %22 fazla olduğu belirlenmiştir.

- Genel 2, $h/d=1$ oranında sayısal analiz ile deneysel sonuçlar arasında %0-11 aralığında farklılıklar göstermiştir. $h_k=100$ mm için düşük hızlarda teorik Nu sayısı, yüksek hızlarda deneysel Nu sayısı yüksek bulunmuştur. $h_k=150$ mm için düşük hızlarda deneysel ve sayısal analiz sonuçları birbirine yakın olmasına rağmen, yüksek hızlarda deneysel sonuçlar biraz daha yüksek bulunmuştur. $h_k=200$ mm için genel olarak Nu sayısı her iki yöntemde de yakın sonuçlar vermiştir.
- Deneysel çalışma sonucunda Genel-2 için Nusselt sayısı artan Re sayısı ile artmakta ve aynı zamanda kanatçık boyu arttıkça Nu sayısı azalmaktadır. $h/d=2$ mesafesi için en büyük Nusselt sayısı 100 mm kanat yüksekliklerinde hesaplandı. Artan akış hızları için Nu sayısında %3-15 arasında artışlar gözlemlendi. Isı alıcıda 100 mm kanatçık boyunda minimum (4 m/s) maksimum (9 m/s) hız aralığında Nusselt sayısında %59'luk artış, 150 mm kanat boyunda %41 ve 200 mm kanat boyunda ise %36 oranında artış gözlemlendi. Isı alıcıda maksimum hızda Nu sayısının 100 mm kanat boyundaki değerinin 150 mm kanat boyundaki değerine göre %32, 150 mm kanat boyundaki değeri 200 mm kanat boyundaki değerine göre %28 fazla olduğu belirlenmiştir.
- Sayısal analiz sonucunda Genel-2 için Nusselt sayısı artan Re sayısı ile artmakta ve aynı zamanda kanatçık boyu arttıkça Nu sayısı azalmaktadır. $h/d=2$ mesafesi için en büyük Nusselt sayısı 100 mm kanat yüksekliklerinde hesaplandı. Artan akış hızları için Nu sayısında %4-17 arasında artışlar gözlemlendi. Isı alıcıda 100 mm kanatçık boyunda minimum (4 m/s) maksimum (9 m/s) hız aralığında Nusselt sayısında %46'lık artış, 150 mm kanat boyunda %41 ve 200 mm kanat boyunda ise %43 oranında artış gözlemlendi. Isı alıcıda maksimum hızda Nu sayısının 100 mm kanat boyundaki değerinin 150 mm kanat boyundaki değerine göre %27, 150 mm kanat boyundaki değeri 200 mm kanat boyundaki değerine göre %22 fazla olduğu belirlenmiştir.

- Genel 2, $h/d=2$ oranında sayısal analiz ile deneysel sonuçlar arasında %1-12 aralığında farklılıklar göstermiştir. $h_k=100$ mm için düşük hızlarda Nu sayıları yakın değerlerde olmalarına rağmen yüksek hızlarda deneysel Nu sayısı daha yüksek bulunmuştur. $h_k=150$ mm için deneysel değerler yaklaşık olarak %8 yüksek bulunmuştur. $h_k=200$ mm için genel olarak Nu sayısı her iki yöntemde de birbirine çok yakın sonuçlar vermiştir.

- Genel-2 için deneysel bulgular sonucunda Nusselt sayısı için;

$Nu=1,112453 * Re^{0,562436} * Pr^{4,816809} * (h_k/d)^{-0,613193} * (h/d)^{0,152574}$ korelasyonu elde edildi.
 $Nu=a * Re^b * Pr^c * (h_k/d)^d * (h/d)^e$ ($a=1,112453$, $b=0,562436$, $c=4,816809$, $d=-0,6134193$, $e=0,152574$, $R=0,94941$)

- Genel-2 için sayısal analiz bulgular sonucunda Nusselt sayısı için;

$Nu=0,627051 * Re^{0,416522} * Pr^{-0,813452} * (h_k/d)^{-0,654351} * (h/d)^{-0,03316}$ korelasyonu elde edildi.
 $Nu=a * Re^b * Pr^c * (h_k/d)^d * (h/d)^e$ ($a=0,627051$, $b=0,416522$, $c=-0,813452$, $d=-0,654351$, $e=0,033160$, $R=0,9972$)

- Deneysel çalışma sonucunda Genel-3 için Nusselt sayısı artan Re sayısı ile artmakta ve aynı zamanda kanatçık boyu arttıkça Nu sayısı azalmaktadır. $h/d=1$ mesafesi için en büyük Nusselt sayısı 100 mm kanat yüksekliklerinde hesaplandı. Artan akış hızları için Nu sayısında %6-13 arasında artışlar gözlemlendi. Isı alıcıda 100 mm kanatçık boyunda minimum (4 m/s) maksimum (9 m/s) hız aralığında Nusselt sayısında %65'lik artış, 150 mm kanat boyunda %59 ve 200 mm kanat boyunda ise %47 oranında artış gözlemlendi. Isı alıcıda maksimum hızda Nu sayısının 100 mm kanat boyundaki değerinin 150 mm kanat boyundaki değerine göre %23, 150 mm kanat boyundaki değeri 200 mm kanat boyundaki değerine göre %60 fazla olduğu belirlenmiştir.

- Sayısal analiz sonucunda Genel-3 için Nusselt sayısı artan Re sayısı ile artmakta ve aynı zamanda kanatçık boyu arttıkça Nu sayısı azalmaktadır. $h/d=1$ mesafesi için en büyük Nusselt sayısı 100 mm kanat yüksekliklerinde hesaplandı. Artan akış hızları için Nu sayısında %4-13 arasında artışlar gözlemlendi. Isı alıcıda 100 mm kanatçık boyunda minimum (4 m/s) maksimum (9 m/s) hız aralığında Nusselt sayısında %43'lük artış, 150 mm kanat boyunda %43 ve 200 mm kanat boyunda ise %52 oranında artış gözlemlendi. Isı alıcıda maksimum hızda Nu sayısının 100 mm kanat boyundaki değerinin 150 mm kanat boyundaki değerine göre %22, 150 mm kanat boyundaki değeri 200 mm kanat boyundaki değerine göre %30 fazla olduğu belirlenmiştir.
- Genel 3, $h/d=1$ oranında sayısal analiz ile deneysel sonuçlar arasında %0-15 aralığında farklılıklar göstermiştir. $h_k=100$ mm için Nu sayısı, 4 ve 9 m/s için yaklaşık %8, diğer hızlar için %1 farkla bulunmuştur. $h_k=150$ mm için değerler genel olarak %5 farkla bulunmuştur. $h_k=200$ mm için teorik Nu sayıları %10-15 daha yüksek bulunmuştur.
- Deneysel çalışma sonucunda Genel-3 için Nusselt sayısı artan Re sayısı ile artmakta ve aynı zamanda kanatçık boyu arttıkça Nu sayısı azalmaktadır. $h/d=2$ mesafesi için en büyük Nusselt sayısı 100 mm kanat yüksekliklerinde hesaplandı. Artan akış hızları için Nu sayısında %5-11 arasında artışlar gözlemlendi. Isı alıcıda 100 mm kanatçık boyunda minimum (4 m/s) maksimum (9 m/s) hız aralığında Nusselt sayısında %33'lik artış, 150 mm kanat boyunda %38 ve 200 mm kanat boyunda ise %38 oranında artış gözlemlendi. Isı alıcıda maksimum hızda Nu sayısının 100 mm kanat boyundaki değerinin 150 mm kanat boyundaki değerine göre %17, 150 mm kanat boyundaki değeri 200 mm kanat boyundaki değerine göre %51 fazla olduğu belirlenmiştir.
- Sayısal analiz sonucunda Genel-3 için Nusselt sayısı artan Re sayısı ile artmakta ve aynı zamanda kanatçık boyu arttıkça Nu sayısı azalmaktadır. $h/d=1$ mesafesi için en büyük Nusselt sayısı 100 mm kanat yüksekliklerinde hesaplandı. Artan akış hızları için Nu sayısında %4-14 arasında artışlar gözlemlendi. Isı alıcıda 100 mm kanatçık boyunda minimum (4 m/s) maksimum (9 m/s) hız aralığında Nusselt sayısında %50'lik artış, 150

mm kanat boyunda %40 ve 200 mm kanat boyunda ise %42 oranında artış gözlemlendi. Isı alıcıda maksimum hızda Nu sayısının 100 mm kanat boyundaki değerinin 150 mm kanat boyundaki değerine göre %30, 150 mm kanat boyundaki değeri 200 mm kanat boyundaki değerine göre %23 fazla olduğu belirlenmiştir.

- Genel 3, $h/d=2$ oranında sayısal analiz ile deneysel sonuçlar arasında %0-16 aralığında farklılıklar göstermiştir. $h_k=100$ mm için Nu sayısı, 7 ve 9 m/s hariç çok yakın sonuçlar vermiştir. $h_k=150$ mm kanat boyunda 4 ve 9 m/s için yaklaşık %1 diğer hızlarda %4 fark bulunmuştur. $h_k=200$ mm için teorik Nu sayıları %10-15 daha yüksek bulunmuştur.

- Genel-3 için deneysel bulgular sonucunda Nusselt sayısı için;

$Nu=0,584063*Re^{0,502653}*Pr^{1,681295}*(h_k/d)^{-0,769931}*(h/d)^{-0,144647}$ korelasyonu elde edildi.
 $Nu=a*Re^b*Pr^c*(h_k/d)^d*(h/d)^e$ ($a=0,584063$, $b=0,502653$, $c=1,6812950$, $d=-0,7699310$, $e=-0,144647$, $R=0,94840$)

- Genel-3 için sayısal analiz bulgular sonucunda Nusselt sayısı için;

$Nu=0,65786*Re^{0,42916}*Pr^{0,36333}*(h_k/d)^{-0,57259}*(h/d)^{-0,15893}$ korelasyonu elde edildi.
 $Nu=a*Re^b*Pr^c*(h_k/d)^d*(h/d)^e$ ($a=0,657863$, $b=0,4291670$, $c=0,363333$, $d=-0,5725930$, $e=-0,158930$, $R=0,97355$)

- Basınç dağılımları deneysel ve sayısal analizler sonucunda belirlenmiştir. Genel 2 için C_p değerleri, C_{p_x} için ΔP basınç farkının maksimum olduğu 5. istasyonda, C_{p_y} için ΔP basınç farkının maksimum olduğu 4. istasyonda, Genel 3 için C_p değerleri, C_{p_x} için ΔP basınç farkının maksimum olduğu 5. istasyonda, C_{p_y} için ΔP basınç farkının maksimum olduğu 6. istasyonda ölçülerek elde edilmiştir. Farklı kanat boyları için deneysel ve sayısal olarak $C_p-I/(I_0/2)$ grafikleri elde edildi. Genel olarak basınç değerleri $I/(I_0/2)=0,6$ ve $I/(I_0/2)=0,8$ olduğu noktaya kadar yükselmiş daha sonra azalma

eğilimi göstermiştir. Pitot tüpüyle yapılan ölçümlerde çarpma bölgesine girildiğinde negatif basınç değerleri elde edilmiştir. Sayısal analizde bu bölgelerdeki basınçlar sıfıra yakın ölçülmüştür. Sayısal ve deneysel sonuçlar iyi bir uyum içerisindedir.

KAYNAKLAR

- Advantech, 1995. PCLD-789D Amplifier and Multiplexer Board Pc-Lab Card Series User's Manual, (2nd Edition), Taiwan.
- Alemdaroğlu, N., 2005. Altıgen kanatçıklı ısı alıcılarında ısı ve akış karakteristiklerinin incelenmesi, Y.Lisans tezi, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum.
- Angioletti, M., Nino, E., Ruocco, G., 2004. CFD turbulent modelling of jet impingement and its validation by particle image velocimetry and mass transfer measurements. Science Direct, 349-356.
- Bayraktar S., Yılmaz, T., 2005. Çapraz akıştaki türbülanslı sıcak jet akışlarının cfd analizi, 15. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi.
- Bilgin, A., 2009. Sıcak bir yüzeye çarpan türbülanslı jetin ısı transferi üzerine nümerik analizi, 17. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi.
- Canıyılmaz, E., Kutay, F., 2003. Taguchi metodunda varyans analizine alternatif bir yaklaşım. J. Fac. Eng. Arch. Gazi Univ., 8 (3), 51-63.
- Chen, Y.C., Ma, C.F., Qin, M., Li, Y.X., 2005. Theoretical study on impingement heat transfer with single-phase free-surface slot jets. International Journal of Heat and Mass Transfer 48, 3381–3386.
- Çalışır, T., Çalışkan, S., Başkaya, Ş., 2013. Çarpan jetler kullanarak üçgen kanatçıklı yüzeyler üzerindeki akış ve ısı transferinin sayısal olarak incelenmesi, 19. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi.
- Çelik, C., 1996. Tasarımda yönlendirilmiş deney teknikleri. Endüstri Mühendisliği, 14-20.
- Çelik, N., 2007. 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.
- De Witt, F.P., 2007. Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri, Literatür Yayınları, İstanbul.
- Dulfarah, N.B.M.A., 2009. Effect of nozzle diameter on jet impingement cooling system. Faculty of Mechanical Engineering University Malaysia Pahang.
- Farhana, A., Sharif, M.A.R., 2013. Numerical study of heat transfer from an isothermally heated flat surface due to turbulent twin oblique confined slot-jet impingement, International Journal of Thermal Sciences 74, 1-13.
- Fleischer, S.A., Nejad, S.R., 2004. Jet impingement cooling of a discretely heated portion of a protruding pedestal with a single round air jet. Experimental Thermal and Fluid Science 28, 893–901.
- Fluent Inc., 2012. Fluent 14.5 User's Guide. Canonsburg.
- Gatski, T. B., Hussaini, M. Y., Lumley, J. L., 1996. Simulation and modeling of turbulent flow. Oxford University Press, 314 p, New York, USA.
- Geçim, S., Pulat, E., İşman, M.K., 2008. Çarpan dikdörtgen bir hava jetinde türbülans modellerinin karşılaştırılması ve ilgili parametrelerin ısı transferine etkileri, Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi, Cilt 13, Sayı 2.
- Holman, J.P., 2001. Experimental methods for engineers. 7th ed., Mc Graw Hill.

- Hussaini, M. Y., 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., Dewitt P.D., 2001, Introduction to heat transfer, John Wiley & Sons. Inc., (Fourth Edition).
- Kabakuş, S., 2012. Optimize edilmiş ısı alıcılarda çarpan jetle ısı ve akış karakteristiklerinin belirlenmesi, Y.Lisans tezi, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum.
- Kackar, RN., 1985. Off-line quality control, parameter design and Taguchi methods. J Qual Tech. 17, 176–209.
- Karabey, A., 2010. Isı alıcılarda çarpan jetin ısı ve akım karakteristiklerinin belirlenmesi, Y.Lisans tezi, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum.
- Kırkköprü, K., Ayder, E., 2004. Akışkanlar mekaniği. Literatür yayıncılık, 1034 s, İstanbul.
- Kline, S.J., McClintock, F.A., 1953. Describing uncertainties in single-sample experiments. Mech Eng., 75, 3–8.
- Kurnuç, A., 2005. MRI kaynaklı insan boğazı simülasyonunda sprey karakteristiklerinin incelenmesi, Y.Lisans tezi, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum.
- Lauder, B.E., Spalding, D.B. (1974) The numerical computation of turbulent flows, Computer Methods In Applied Mechanics and Engineering, 3, 269-289.
- Menter, F. R. (1994) Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications, AIAA Journal, 32, 1598–1605.
- Mohammadi, B., Pironneau, O., 1993. Analysis of the k-epsilon turbulence model. Wiley, 194 p, Paris.
- Oriana, C., Gnaegi, G., Hannema, G., Terzis, A., Ott, P., 2013. Experimental and numerical investigation of a fully confined impingement round jet. International Journal of Heat and Mass Transfer, 873-882.
- Öğüt, T., 2013. <http://www.figes.com.tr>.
- Phadke, MS., Kackar, RN., Speeney, D.V., Grieco, MJ, 1983. Off-line quality control in integrated fabrication using experimental design. Bell Sys Tech J, 62(5), 1273–309.
- Rensburg, R., 2001, Thermal design of electronic equipment, Boca Raton: CRC Press LLC.
- Ross, P.J., 1989. Taguchi Techniques for Quality Engineering. McGraw-Hill, Singapore.
- R-Theta Inc, 1998. Extrusion heat sink catalogue.
- Sagot, B., Antonini, G., Christgena, A., Burona, F., 2008. Jet impingement heat transfer on a flat plate at a constant wall temperature. Science Direct, 1610-1619.
- Taguchi, G., Clausing, D., 1990. Robust Quality. Harvard Business Review, 65-76.
- Taguchi, G., 1987. System of experimental design, quality resources. New York: International Publications.
- Tahat, M. A., Babus’Haq, R. F., Probert, S. D., 1994. Forced steady-state convections from pin fin arrays. Applied Energy, 48, 335-351.
- Tahat, M., Kodah, Z.H., Jarrah, B.A., Probert, S.D., 2000. Heat transfers from pin-fin arrays experiencing forced convection. Appl. Energ, 67 (4), 419-442.

- Versteeg, H.K., Malalasekera, W., 2007. An introduction to computational fluid dynamics: The finite volume method. Pearson Education Limited, 257 p, England.
- White, F., 2004. Akışkanlar Mekaniği, McGraw-Hill Inc., Texas.
- Wilcox, D.C., 1998. Turbulence modelling for CFD. DCW Industries, Inc., 540 p, USA.
- Yakhot, V. and Orszag, S. A. (1986) Renormalization group analysis of turbulence, I. Basic Theory, J. Sci. Comput., 1, 1-51.
- Yakut, K., Özpolat, Y.E., Çelik, C., Karabey, A., 2013. Çarpan jetle ısı transferinde altıgen kanatçıklı ısı alıcı dizayn parametrelerinin taguchi yöntemiyle optimizasyonu, 19. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi.
- Yakut, K., Yıldız, N., Kabakuş, A., Yeşildal, F., 2013. Optimize edilmiş altıgen kanatçıklı ısı alıcıların çarpan jetle ısı transferinde ısı ve akım karakteristiklerinin belirlenmesi, 19. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi.
- Yeşildal, F., 2007. Dikdörtgen ve altıgen kanatçıklı ısı alıcılarda ısı ve akış karakteristiklerinin deneysel ve teorik analizi. Y.Lisans tezi, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum.
- Yue-Tzu, Y., Huan-Sen, P., 2009. Numerical study of the heat sink with un-uniform fin width designs, International Journal of Heat and Mass Transfer, 3473-3480.
- Yüncü, H., Kakaç, S., 1999. Temel ısı transferi, Bilim Yayıncılık, Ankara.

ÖZGEÇMİŞ

1987 yılında Erzurum da doğdu. İlk, Orta ve Lise Öğrenimini Erzurum'da tamamladı. 2007 yılında Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Kimya Mühendisliği Bölümü'nü kazandı. 2008 yılında çift anadal programı ile Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde okumaya hak kazandı. 2011 yılında Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Kimya Mühendisliği Bölümü'nden mezun oldu aynı yıl Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Enerji Bilim Dalı'nda yüksek lisans eğitimine başladı. 2012 yılında Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nden mezun oldu.