

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

HİDRODİNAMİK GELİŞMİŞ BORU İÇİ AKIŞTA KANATLARIN ISI
GEÇİŞİ VE BASINÇ DÜŞÜŞÜNE ETKİSİNİN SAYISAL OLARAK
BELİRLENMESİ

Ali KÖSE

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Proses Programı

Danışman

Prof. Dr. Sebiha Yıldız

Temmuz, 2022

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**HİDRODİNAMİK GELİŞMİŞ BORU İÇİ AKIŞTA KANATLARIN ISI
GEÇİŞİ VE BASINÇ DÜŞÜŞÜNE ETKİSİNİN SAYISAL OLARAK
BELİRLENMESİ**

Ali KÖSE tarafından hazırlanan tez çalışması 01.07.2022 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Isı Proses Programı **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Sebiha YILDIZ
Yıldız Teknik Üniversitesi
Danışman

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Sebiha YILDIZ, Danışman
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Hakan DEMİR, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. İsmail Cem PARMAKSIZOĞLU, Üye
İstanbul Teknik Üniversitesi

Danışmanım Prof. Dr. Sebiha YILDIZ sorumluluğunda tarafımda hazırlanan 'Hidrodinamik Gelişmiş Boru İçi Akışta Kanatların Isı Geçişi ve Basınç Düşüşüne Etkisinin Sayısal Olarak Belirlenmesi' başlıklı çalışmada veri toplama ve veri kullanımında gerekli yasal izinleri aldığımı, diğer kaynaklardan aldığım bilgileri ana metin ve referanslarda eksiksiz gösterdiğimi, araştırma verilerine ve sonuçlarına ilişkin çarpıtma ve/veya sahtecilik yapmadığımı, çalışmam süresince bilimsel araştırma ve etik ilkelerine uygun davrandığımı beyan ederim. Beyanımın aksinin ispatı halinde her türlü yasal sonucu kabul ederim.

Ali KÖSE

İmza



Var olmuş ve var olacak tüm araştırmacılara...

TEŞEKKÜR

Bu çalışmada ve akademik kariyerimde bana danışmanlık ederek, beni yönlendiren ve her türlü olanağı sağlayan danışmanım Prof. Dr. Sebiha YILDIZ başta olmak üzere çalışma süresince ve diğer zamanlarda benden yardımlarını esirgemeyen Dr. Alişan GÖNÜL ve Prof. Dr. İsmail Cem PARMAKSIZOĞLU hocalarıma sonsuz saygı ve teşekkürlerimi sunarım.

Yüksek lisans süresince bana destek olan değerli dostlarım Fatma ELİK, Fatma Ceren KIRMIZITAŞ, Yankı GÜNDÜZ-ÖZVARIŞ, Şafak Metin KIRKAR, Elif ALTINTAŞ, Haslet EKŞİ KOÇAK'a teşekkür ederim.

Aldığım kararlarda yanımda olan, benimle gurur duyduğunu her zaman hissettiğim, gerçekleştiremediği eğitim fırsatlarını benimle değerlendiren, devam ettireceğim eğitim hayatımı ona adadığım, korkusuz cumhuriyet kadını annem Şahinnaz KÖSE'ye teşekkür ederim.

Ali KÖSE

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ.....	vii
KISALTMA LİSTESİ.....	viii
ŞEKİL LİSTESİ	ix
TABLO LİSTESİ	xiv
ÖZET	xv
ABSTRACT	xvii
1 GİRİŞ	1
1.1 Literatür Özeti	1
1.1.1 Sürtünme Faktörü için Önerilen Korelasyonlar.....	8
2.1.1 Nusselt Sayısı için Önerilen Korelasyonlar.....	9
1.2 Hipotez.....	10
1.3 Tezin Amacı.....	11
2 MATERYAL VE YÖNTEM	12
2.1 Modelin Oluşturulması	12
2.2 Oluşturulan Mesh Detayları.....	14
2.3 Yönetici Denklemler	16
2.4 Sınır Şartlarının Tanımlanması.....	18
2.5 Hesap Yöntemi	18
2.6 Sayısal Sonuçların Karşılaştırılması.....	19
2.6.1 Pürüzsüz Düz Boru İçin Nusselt Sayısı Sonuçlarının Korelasyonlarla Karşılaştırılması	20
2.6.2 Pürüzsüz Düz Boru İçin Sürtünme Faktörü Sonuçlarının Korelasyonlarla Karşılaştırılması	22
3 BULGULAR VE TARTIŞMA.....	24
3.1 Farklı Kanat Aralıklarına Sahip Dikdörtgen Kanatlı Borular.....	24
3.1.1 Isı Geçişi Sonuçları.....	24
3.1.2 Basınç Düşümü Sonuçları.....	37
3.1.3 Isıl Performans Sonuçları	48

3.2 Farklı Kanat Uzunluklarına Sahip Borular.....	50
3.2.1 Isı Geçişi Sonuçları.....	51
3.2.2. Basınç Düşümü Sonuçları.....	60
3.2.3 Isıl Performans Sonuçları	69
3.3 Farklı Kanat Geometrileri	71
3.3.1 Isı Geçişi Sonuçları.....	72
3.3.2 Basınç Düşümü Sonuçları.....	95
3.3.3 Isıl Performans Sonuçları	119
4 SONUÇ VE ÖNERİLER	126
KAYNAKÇA.....	128
TEZDEN ÜRETİLEN YAYINLAR	131

SİMGE LİSTESİ

μ	Akışkanın dinamik viskozitesi, Ns/m ²
k_f	Akışkan ısı iletim katsayısı, W/m K
ν	Akışkanın kinematik viskozitesi, m ² /s
V_{ort}	Akışkanın ortalama hızı, m/s
ρ	Akışkanın yoğunluğu, kg/m ³
T_b	Akışkanın yığın sıcaklığı, °C
P	Basınç, Pa
ΔP	Basınç düşümü, Pa
d	Boru çapı, mm veya m
L	Boru uzunluğu, mm veya m
T_ζ	Çıkış sıcaklığı, °C
P_ζ	Çıkış basıncı, Pa
f	Darcy sürtünme faktörü
f_F	Fanning sürtünme faktörü
P_i	Giriş basıncı, Pa
T_g	Giriş sıcaklığı, °C
δ_h	Hidrodinamik sınır tabaka, m
A_s	Isı geçiş yüzey alanı, m ²
δ_{th}	Isıl sınır tabaka, m
L_c	Karakteristik uzunluk, m
A_c	Kesit alanı, m ²
$L_{h,lam}$	Laminer hidrodinamik karakteristik uzunluk, m
$L_{t,lam}$	Laminer ısı karakteristik uzunluk, m
Nu_{lam}	Laminer Nusselt sayısı
Nu	Nusselt sayısı
Re	Reynolds sayısı
T	Sıcaklık, °C veya K
h	Taşınım katsayısı,
$L_{h,türb}$	Türbülans hidrodinamik karakteristik uzunluk, m
$L_{t,türb}$	Türbülans ısı karakteristik uzunluk, m
$Nu_{türb}$	Türbülans Nusselt sayısı

KISALTMA LİSTESİ

RKE Realizable k- ϵ Türbülans Modeli



ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1 Pürüzsüz düz boruda hidrodinamik gelişmiş ve ısı gelişmekte olan laminar akış için önerilen Nusselt sayısı korelasyonları ile sayısal analiz sonuçlarının karşılaştırılması	20
Şekil 2.2 Pürüzsüz düz boruda hidrodinamik gelişmiş ve ısı gelişmekte olan türbülans akış için önerilen Nusselt sayısı korelasyonları ile sayısal analiz sonuçlarının karşılaştırılması	21
Şekil 2.3 Pürüzsüz düz boruda hidrodinamik gelişmiş ve ısı gelişmekte olan laminer akış için önerilen sürtünme faktörü korelasyonları ile sayısal analizlerin kıyaslanması.....	22
Şekil 2.4 Pürüzsüz düz boruda hidrodinamik gelişmiş ve ısı gelişmekte olan türbülans akış için önerilen sürtünme faktörü korelasyonları ile sayısal analizlerin kıyaslanması.....	23
Şekil 3.1 Dikdörtgen kesit kanatlı boruda laminer akış bölgesinde farklı kanat aralığı için Nusselt sayısı oranları.....	25
Şekil 3.2 a) $P/D=5,58$ için $Re=2300$ değerinde test borusu sıcaklık dağılımı grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$	27
Şekil 3.3 a) $P/D=11,15$ için $Re=2300$ değerinde test borusu sıcaklık dağılımı grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$	29
Şekil 3.4 a) $P/D=16,73$ için $Re=2300$ değerinde test borusu sıcaklık dağılımı grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$	30
Şekil 3.5 Dikdörtgen kesit kanatlı boruda türbülans akış bölgesinde farklı kanat aralığı için Nusselt sayısı oranları.....	31
Şekil 3.6 a) $P/D=5,58$ için $Re=10000$ değerinde test borusu sıcaklık dağılımı grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$	33
Şekil 3.7 a) $P/D=11,58$ için $Re=10000$ değerinde test borusu sıcaklık dağılımı grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$	35
Şekil 3.8 a) $P/D=16,73$ için $Re=10000$ değerinde test borusu sıcaklık dağılımı grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$	36
Şekil 3.9 Dikdörtgen kesit kanatlı boruda laminer akış bölgesinde farklı kanat aralığı için sürtünme faktörü oranları	38
Şekil 3.10 a) $P/D=5,58$ için $Re=2300$ değerinde test borusu basınç değişimi grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$	39
Şekil 3.11 a) $P/D=11,15$ için $Re=2300$ değerinde test borusu basınç değişimi grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$	41

Şekil 3.12 a) $P/D=16,73$ için $Re=2300$ değerinde test borusu basınç değişimi grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$	42
Şekil 3.13 Dikdörtgen kesit kanatlı boruda türbülans akış bölgesinde farklı kanat aralığı için sürtünme faktörü oranları	43
Şekil 3.14 a) $P/D=5,58$ için $Re=10000$ değerinde test borusu basınç değişimi grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$	45
Şekil 3.15 a) $P/D=11,15$ için $Re=10000$ değerinde test borusu basınç değişimi grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$	46
Şekil 3.16 a) $P/D=16,78$ için $Re=10000$ değerinde test borusu basınç değişimi grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$	47
Şekil 3.17 Dikdörtgen kesit kanatlı boruda laminer akış bölgesinde farklı kanat aralığı için ısı performans sonuçları	49
Şekil 3.18 Dikdörtgen kesit kanatlı boruda türbülans akış bölgesinde farklı kanat aralığı için ısı performans sonuçları	50
Şekil 3.19 Dikdörtgen kesit kanatlı boruda laminer akış bölgesinde farklı kanat uzunluğu için Nusselt sayısı oranları.....	52
Şekil 3.20 a) $P/h=5$ için $Re=2300$ değerinde test borusu sıcaklık dağılımı grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$	54
Şekil 3.21 a) $P/h=3$ için $Re=2300$ değerinde test borusu sıcaklık dağılımı grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$	55
Şekil 3.22 Dikdörtgen kesit kanatlı boruda türbülans akış bölgesinde farklı kanat uzunluğu için Nusselt sayısı oranları.....	56
Şekil 3.23 a) $P/h=5$ için $Re=10000$ değerinde test borusu sıcaklık dağılımı grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$	58
Şekil 3.24 a) $P/h=3$ için $Re=10000$ değerinde test borusu sıcaklık dağılımı grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$	59
Şekil 3.25 Dikdörtgen kesit kanatlı boruda laminer akış bölgesinde farklı kanat uzunluğu için sürtünme faktörü oranları	61
Şekil 3.26 a) $P/h=5$ için $Re=2300$ değerinde test borusu basınç değişimi grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$	62
Şekil 3.27 a) $P/h=3$ için $Re=2300$ değerinde test borusu basınç değişimi grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$	64
Şekil 3.28 Dikdörtgen kanatlı boruda türbülans akış bölgesinde farklı kanat uzunluğu için sürtünme faktörü oranları	66
Şekil 3.29 a) $P/h=5$ için $Re=10000$ değerinde test borusu basınç değişimi grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$	67
Şekil 3.30 a) $P/h=3$ için $Re=10000$ değerinde test borusu basınç değişimi grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$	68

Şekil 3.31	Dikdörtgen kesit kanatlı boruda laminer akış bölgesinde farklı kanat uzunluğu için ısı performans sonuçları	70
Şekil 3.32	Dikdörtgen kesit kanatlı boruda türbülans akış bölgesinde farklı kanat uzunluğu için ısı performans sonuçları	71
Şekil 3.33	$P/h=15$ için farklı kanat kesitli borularda laminer akış bölgesinde Nusselt sayısı oranları	73
Şekil 3.34	$P/h=5$ için farklı kanat kesitli borularda laminer akış bölgesinde Nusselt sayısı oranları	74
Şekil 3.35	$P/h=3$ için farklı kanat kesitli borularda laminer akış bölgesinde Nusselt sayısı oranları	74
Şekil 3.36	a) Üçgen kesit kanat $P/h=15$ için $Re=2300$ değerinde test borusu sıcaklık dağılımı grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$	76
Şekil 3.37	a) Üçgen kesit kanat $P/h=5$ için $Re=2300$ değerinde test borusu sıcaklık dağılımı grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$	77
Şekil 3.38	a) Üçgen kesit kanat $P/h=3$ için $Re=2300$ değerinde test borusu sıcaklık dağılımı grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$	79
Şekil 3.39	a) Ucu yuvarlatılmış dikdörtgen kanat $P/h=15$ için $Re=2300$ değerinde test borusu sıcaklık dağılımı grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$	81
Şekil 3.40	a) Ucu yuvarlatılmış dikdörtgen kanat $P/h=5$ için $Re=2300$ değerinde test borusu sıcaklık dağılımı grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$	82
Şekil 3.41	a) Ucu yuvarlatılmış dikdörtgen kanat $P/h=3$ için $Re=2300$ değerinde test borusu sıcaklık dağılımı grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$	83
Şekil 3.42	$P/h=15$ için farklı kanat kesitli borularda türbülans akış bölgesinde Nusselt sayısı oranları	85
Şekil 3.43	$P/h=5$ için farklı kanat kesitli borularda türbülans akış bölgesinde Nusselt sayısı oranları	86
Şekil 3.44	$P/h=3$ için farklı kanat kesitli borularda türbülans akış bölgesinde Nusselt sayısı oranları	86
Şekil 3.45	a) Üçgen kesit kanat $P/h=15$ için $Re=10000$ değerinde test borusu sıcaklık dağılımı grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$	88
Şekil 3.46	a) Üçgen kesit kanat $P/h=5$ için $Re=10000$ değerinde test borusu sıcaklık dağılımı grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$	89
Şekil 3.47	a) Üçgen kesit kanat $P/h=3$ için $Re=10000$ değerinde test borusu sıcaklık dağılımı grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$	90
Şekil 3.48	a) Ucu yuvarlatılmış dikdörtgen kanat $P/h=15$ için $Re=10000$ değerinde test borusu sıcaklık dağılımı grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$	92

Şekil 3.49 a) Ucu yuvarlatılmış dikdörtgen kanat $P/h=5$ için $Re=10000$ değerinde test borusu sıcaklık dağılımı grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$	93
Şekil 3.50 a) Ucu yuvarlatılmış dikdörtgen kanat $P/h=3$ için $Re=10000$ değerinde test borusu sıcaklık dağılımı grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$	94
Şekil 3.51 $P/h=15$ için farklı kanat kesitli borularda laminer akış bölgesinde sürtünme faktörü oranları.....	96
Şekil 3.52 $P/h=5$ için farklı kanat kesitli borularda laminer akış bölgesinde sürtünme faktörü oranları.....	97
Şekil 3.53 $P/h=3$ için farklı kanat kesitli borularda laminer akış bölgesinde sürtünme faktörü oranları.....	98
Şekil 3.54 a) Üçgen kanat $P/h=15$ için $Re=2300$ değerinde test borusu basınç değişimi grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$	100
Şekil 3.55 a) Üçgen kanat $P/h=5$ için $Re=2300$ değerinde test borusu basınç değişimi grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$	101
Şekil 3.56 a) Üçgen kanat $P/h=3$ için $Re=2300$ değerinde test borusu basınç değişimi grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$	102
Şekil 3.57 a) Ucu yuvarlatılmış dikdörtgen kesit kanat $P/h=15$ için $Re=2300$ değerinde test borusu basınç değişimi grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$	104
Şekil 3.58 a) Ucu yuvarlatılmış dikdörtgen kesit kanat $P/h=5$ için $Re=2300$ değerinde test borusu basınç değişimi grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$	105
Şekil 3.59 a) Ucu yuvarlatılmış dikdörtgen kesit kanat $P/h=3$ için $Re=2300$ değerinde test borusu basınç değişimi grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$	106
Şekil 3.60 $P/h=15$ için farklı kanat kesitli borularda türbülans akış bölgesinde sürtünme faktörü oranları.....	108
Şekil 3.61 $P/h=5$ için farklı kanat kesitli borularda türbülans akış bölgesinde sürtünme faktörü oranları.....	109
Şekil 3.62 $P/h=3$ için farklı kanat kesitli borularda türbülans akış bölgesinde sürtünme faktörü oranları.....	110
Şekil 3.63 a) Üçgen kanat $P/h=15$ için $Re=10000$ değerinde test borusu basınç değişimi grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$	112
Şekil 3.64 a) Üçgen kanat $P/h=5$ için $Re=10000$ değerinde test borusu basınç değişimi grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$	113
Şekil 3.65 a) Üçgen kanat $P/h=3$ için $Re=10000$ değerinde test borusu basınç değişimi grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$	114

Şekil 3.66 a) Ucu yuvarlatılmış dikdörtgen kanat $P/h=15$ için $Re=10000$ değerinde test borusu basınç değişimi grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$	116
Şekil 3.67 a) Ucu yuvarlatılmış dikdörtgen kanat $P/h=5$ için $Re=10000$ değerinde test borusu basınç değişimi grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$	117
Şekil 3.68 a) Ucu yuvarlatılmış dikdörtgen kanat $P/h=3$ için $Re=10000$ değerinde test borusu basınç değişimi grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$	118
Şekil 3.69 $P/h=15$ için farklı kanat tiplerine sahip kanatlı borularda laminar akış bölgesi için ısı performans sonuçları	120
Şekil 3.70 $P/h=5$ için farklı kanat tiplerine sahip kanatlı borularda laminar akış bölgesi için ısı performans sonuçları	120
Şekil 3.71 $P/h=3$ için farklı kanat tiplerine sahip kanatlı borularda laminar akış bölgesi için ısı performans sonuçları	121
Şekil 3.72 $P/h=15$ için farklı kanat tiplerine sahip kanatlı borularda türbülans akış bölgesi için ısı performans sonuçları	122
Şekil 3.73 $P/h=5$ için farklı kanat tiplerine sahip kanatlı borularda türbülans akış bölgesi için ısı performans sonuçları	123
Şekil 3.74 $P/h=3$ için farklı kanat tiplerine sahip kanatlı borularda türbülans akış bölgesi için ısı performans sonuçları	123

TABLO LİSTESİ

Tablo 1.1	Literatürde düz boruda hidrodinamik tam gelişmiş tek fazlı laminer akışta sürtünme faktörü için önerilen korelasyonlar	8
Tablo 1.2	Literatürde düz borudaki hidrodinamik tam gelişmiş tek fazlı türbülans akışta sürtünme faktörü için önerilen korelasyonlar	8
Tablo 1.3	Literatürde düz borudaki hidrodinamik tam gelişmiş tek fazlı türbülanslı akışta Nusselt sayısı için önerilen korelasyonlar	9
Tablo 2.1	Dikdörtgen, üçgen ve uç kısmı yuvarlatılmış dikdörtgen kanatlı borularda kanat parametreleri ve boyutları.....	13
Tablo 2.2	Dikdörtgen, üçgen ve uç kısmı yuvarlatılmış dikdörtgen kanatlı borularda kanat iç görünüşleri.....	14
Tablo 2.3	$h=1$ mm uzunluktaki dikdörtgen kanatın 3 farklı mesh durumuna göre özellikleri.....	15
Tablo 2.4	$Re=6000$ olduğu durum için 3 farklı mesh yoğunluğunun basınç düşümü ve Nusselt sayısı değerleri	15
Tablo 2.5	$h=1$ mm uzunluktaki kanatların mesh görüntüsü	16
Tablo 2.6	Çalışma bölgesinde analiz sınır şartları ve değerleri.....	18
Tablo 3.1	Sayısal analizde kullanılan kanat geometri parametreleri, analiz parametreleri, analiz sınır şartları ve bazı sonuçlar.....	125

Hidrodinamik Gelişmiş Boru İçi Akışta Kanatların Isı Geçişi ve Basınç Düşüşüne Etkisinin Sayısal Olarak Belirlenmesi

Ali KÖSE

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Prof. Dr. Sebiha YILDIZ

Soğutma, iklimlendirme, kimyasal proses, otomobil sektörü gibi alanlarda yaygın olarak kullanılan ısı değiştiricilerin ısı performanslarının artırılması enerji kaynaklarının verimli kullanılması için önemlidir. Bu bağlamda yola çıkıldığında ısı değiştiricilerde ısı performansı artıracak kanat çeşitlerinin kullanılması yüksek önem taşımaktadır.

Boru içi akışta boru çapı, akışkan hızı, akışkan özelliklerinin yanı sıra kanat geometrisi, kanat aralığı ve kanat uzunluğu gibi parametrelerin de ısı geçişine ve basınç düşümüne etkisi araştırılırken, ısı geçişini artırmak ve basınç düşümünü azaltmak amaçlanmıştır.

Bu çalışmada 26,9 mm çapında boruda su ile çalışmak tercih edilmiştir. Test borusu yüzeyinde 70°C'de sabit sıcaklık ve hidrodinamik gelişmiş akış şartları kullanılmıştır. Kanat aralığı parametresini çalışmak için $P/D=5,58, 11,15$ ve $16,73$ olmak üzere üç farklı durum, kanat uzunluğu parametresini çalışmak için $P/h=15, 7,5, 5, 3,75$ ve 3 olmak üzere beş farklı kanat yüksekliği belirlenerek ANSYS Fluent yardımıyla parametrik sayısal hesaplamalar gerçekleştirilmiştir. Dikdörtgen, üçgen ve uç kısmı yuvarlatılmış dikdörtgen kesit kanat çeşitleri tercih edilerek farklı kanat geometrilerinin ısı performans etkisini araştırmak üzere çalışmalar yapılmıştır. Kullanılan Fluent programı yardımıyla test borusunda kanatlı boru yüzeyinden akışkana gerçekleşen ısı transferi hesaplanmıştır. Ayrıca test borusu çıkışındaki sıcaklık ve giriş ve çıkışı arasındaki basınç farkları da hesaplanmıştır. Isı transferi ve çıkış sıcaklığından Nusselt sayısı değerleri, basınç farkından ise sürtünme faktörü değerleri hesaplanmıştır. Yapılan analizler sonucuna farklı kanat aralığı parametresi incelendiğinde $P/D=5,58$, farklı kanat uzunluğu parametresi incelendiğinde $P/h=15$ ve farklı kanat tipleri incelendiğinde ise ucu yuvarlatılmış kanat durumlarının ısı performans değerlerinin daha fazla olduğu gözlemlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Zorlanmış ısı geişi, kanatlı borular, ısı geişi, basınç
düşümü, ısıl performans



Numerical Investigation of the Effect of Fins On Heat Transfer and Pressure Drop In Hydrodynamic Developed In Pipe Flow

Ali KÖSE

Department of Mechanical Engineering

Master of Science Thesis

Supervisor: Prof. Dr. Sebiha YILDIZ

Increasing the thermal performance of heat exchangers, which are widely used in areas such as refrigeration, air conditioning, chemical processing, and the automobile industry, is important for the efficient use of energy resources. In this context, it is of great importance to use fin types that will increase thermal performance in heat exchangers.

While investigating the effects of parameters such as pipe diameter, fluid velocity, fluid properties as well as fin geometry, fin spacing and fin length on heat transfer and pressure drop in in-pipe flow, it is aimed to increase heat transfer and reduce pressure drop.

In this study, it was preferred to work with water in a pipe with a diameter of 26.9 mm. Constant temperature at 70°C on the test tube surface and hydrodynamically developed flow conditions were used.

Three different states $P/D=5.58$, 11.15 and 16.73 to study the fin spacing parameter, five different states $P/h=15$, 7.5, 5, 3.75 and 3 to study the fin

length parameter were determined and parametric numerical calculations were carried out with the help of ANSYS Fluent. Rectangular, rectangular fin with rounded tip and triangular fin types were preferred and studies were carried out to investigate the thermal performance effect of different fin geometries. With the help of the Fluent program used, the heat transfer from the finned tube surface to the fluid in the test tube was calculated. In addition, the temperature at the test tube outlet and the pressure differences between the inlet and outlet were also calculated. Nusselt number values were calculated from the heat transfer and exit temperature, and friction factor values were calculated from the pressure difference. As a result of the analysis, it was observed that $P/D=5.58$ when the different fin spacing parameter was examined, $P/h=15$ when the different fin length parameter was examined, and when the different fin types were examined, the thermal performance values of the rectangular fin with rounded tip cases were higher.

Keywords: Forced heat transfer, finned tubes, heat transfer, pressure drop, thermal performance

Artan nüfus ve teknolojiadaki önemli gelişmeler, gelir ve refah seviyesinin yükselmesiyle birlikte enerji taleplerinde önemli derecelerde artışlar göstermektedir.

Mevcut üretim, artan enerji talebini karşılamaya yetmediğinde enerji verimliliğini artırmak üzere çalışmalar gerekli olmaktadır. Bu kapsamda ısıtma, soğutma, iklimlendirme, güç üretimi, otomobil sektörü ve kimyasal proseslerde sıkça kullanılan ısı değiştirici uygulamalarında enerji verimliliğini artırmak gerekli olmuştur. Bu sebeple ısı değiştiricilerde kanatlı borular kullanılarak ısı geçişi artırılmak istenir. Kanatlı boruların kullanımı basınç düşümünü artırabileceği için ısı değiştiricilerde ısı performans değerlendirmesi yapılabilmesi için ısı geçişinin ve basınç düşümünün birlikte değerlendirilmesi gerekliliği ortaya çıkar. Bu çalışmada kanatlı borularda ısı geçişi ve basınç düşümü araştırılmış ve ısı performans değerlendirilmesi yapılmıştır.

1.1 Literatür Özeti

Literatürde boru içi tek fazlı akışta laminer ve türbülans bölgelerde hidrodinamik ve ısı sınır tabakalar analiz edilmiştir.

Kaymama koşulu nedeniyle yüzeyde akışkan hızı sıfırdır ve yüzeyden borunun eksenine doğru viskoz etkiler azalmakta ve akışkan hızı artmaktadır, bu sebeple boru yüzeyi ile merkezi arasında hız gradyanları gerçekleşmektedir. Viskoz etkilerin önemli olduğu bu bölgeye 'hidrodinamik sınır tabaka' denir.

Hidrodinamik sınır tabaka akışkanın boru yüzeyi ile temas etmeye başladığı boruya akışkanın giriş yaptığı yerden itibaren boru yüzeyinde oluşmaya başlar. Akış doğrultusunda boru içinde bu tabaka gittikçe kalınlaşır, boru girişinden belirli bir mesafede hidrodinamik sınır tabaka boru merkezinde birleşir ve buradan itibaren akışkan hız profiline değişmeden kaldığı tam gelişmiş akış başlar. Hidrodinamik olarak tam gelişmiş akışa kadar olan boru uzunluğu 'hidrolik giriş uzunluğu' (L_h) olarak adlandırılır [1];[2].

Belirli üniform sıcaklıkta bir akışkan, yüzeyi akışkan sıcaklığından farklı bir sıcaklıkta tutulan bir boruya giriş yaptığında, boru yüzeyinde, yüzeyle temas halindeki akışkan parçacıklarının boru yüzey sıcaklığında oldukları kabul edilir. Bu durum taşınım ısı transferi ve ısı sınır tabaka gelişimine neden olur. Akış doğrultusunda ısı sınır tabaka kalınlaşmaya başlar ve boru girişinden itibaren belirli bir mesafede ısı sınır tabaka merkezde birleşir. Buraya kadar olan boru uzunluğuna 'ısı giriş uzunluğu' (L_c) denir. Sıcaklık profilinin geliştiği bu bölgeye 'ısı giriş bölgesi' denir. Boyutsuz sıcaklık profilinin değişmeden kaldığı bölge 'ısı tam gelişmiş bölge' olarak adlandırılır [1];[2].

Hidrodinamik giriş uzunluğunu boru çapı, Reynolds sayısı etkilerken, ısı giriş uzunluğunu bunların yanında Prandtl sayısı da etkiler. Reynolds sayısı, atalet kuvvetlerin viskoz kuvvetlerine oranını ifade ederek akış rejimini (laminer, geçiş veya türbülans) belirler. Prandtl sayısı ise momentum difüzyonunun, ısı difüzyona oranıdır, hız ve ısı tabakaların birbirlerine göre kalınlığını ifade eder [1].

$$Re = \frac{\rho V_{ort} L_c}{\mu} \quad (1.1)$$

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (1.2)$$

Laminer akış rejimi için hidrodinamik giriş uzunluğu ve ısı giriş uzunluğu (1.3) ve (1.4) numaralı denklemlerde gösterilmiştir [2].

$$L_{h,lam} = 0,05 Re D \quad (1.3)$$

$$L_{t,lam} = 0,05 Re Pr D \quad (1.4)$$

Türbülans akış rejimi için hidrodinamik giriş uzunluğu ve ısı giriş uzunluğu (1.5) numaralı denklemde gösterilmiştir [2].

$$L_{h,tur} \cong L_{t,tur} \cong 10 D \quad (1.5)$$

Yapılan literatür çalışmasında kanal içi akışta düz boruda yapılan çalışmalar kanatlı borularda yapılan çalışmalarla kıyaslamak amacı ile kullanılmıştır. Genellikle Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü oranları paylaşılarak, ısı iyileştirmeler analiz edilmiştir.

Tez kapsamında çalışılmış olan kanatlı borularla ilgili literatürde mevcut olan deneysel ve sayısal çalışmalar aşağıda özetlenmiştir.

Kahraman [3] çalışmasında 0,054 m iç çapında, 1,8 m uzunluğundaki paslanmaz çelikten imal edilmiş boru tercih edilerek akışkan olarak su seçilmiştir. Boru içerisine 0,1 m ve 0,2 m olmak üzere 2 farklı kanat aralığında ve üç farklı kanat açısı (30° , 45° ve 60°) olmak üzere 6 çeşit türbülator kullanılarak ısı geçişindeki artış araştırılmıştır. Sayısal analizlerde standart Reynolds Stress Model (RSM) kullanılmıştır. Sabit sıcaklık sınır şartında Reynolds sayısı 13000 ile 45000 arasında türbülans akış bölgesinde çalışılmıştır. İncelenen tüm durumlarda, boru içerisinde türbülator kullanıldığı zaman Nu sayısının arttığı ve ayrıca türbülatorün kanatçık mesafesi ve kanatçık açısının ısı transferini etkilediği görülmüştür.

Abraham vd. [4] çalışmasında Reynolds sayısı 2300 ile 10000 arasında deneysel çalışmalar yapılmış ve yeni Nusselt korelasyonları önerildikten sonra literatürde önerilen korelasyonlar ile kıyaslanmıştır. Çalışmalar hem sabit ısı akısı hem de sabit duvar sıcaklığı sınır şartlarında gerçekleştirilmiştir. Gelişmekte olan akış bölgesinde ısı transfer katsayıları incelendiğinde, sabit ısı akısı sınır şartı, sabit duvar sıcaklık sınır şartına göre %25 daha yüksek olmuştur. Tam gelişmiş akış bölgesinde ise her iki sınır şartı eşit kabul edilebilmektedir, ancak geçiş bölgesinde ise %25 farklılık gösterebilmektedir.

Islam vd. [5] çalışmasında FLUENT programı kullanılarak balıksırtı (herringbone) mikro kanatlı boru içindeki tek fazlı akış davranışı ve ısı transferi incelenmiştir. Akışkan modeli olarak k-epsilon geliştirilmiş duvar yaklaşımı modeli (Enhance Wall Treatment) seçilmiştir. Reynolds sayısı 27539-97455 arasında çalışılmış ve akışkan olarak R123 tercih edilmiştir. Kanatlı boru olarak 3 farklı tasarım gerçekleştirilmiştir. Her durumda dış çap 7 mm'de sabit kalsa da kanat açısı, aralığı ve mesafeleri değiştirilerek 6,34 mm, 6,32 mm ve 6,31 mm iç çaplara ve sırasıyla 0,33 mm, 0,34 mm ve 0,40 mm aralıklara sahip 3 farklı durum üzerinde analizler yapılmıştır. Kesitsel akış davranışları incelendiğinde 6,31 mm iç çapa ve 0,40 mm aralıklara sahip durumdaki balıksırtı kanatlı boruda en yüksek Nusselt sayısı elde edildiği ve bu değer düz boruya kıyasla 3,4-4,2 kat daha fazla olduğu gözlenmiştir.

Song vd [6] çalışmasında 10 mm çapında dairesel boruda farklı kanat aralığı ve farklı kanat uzunluklarına sahip 15 farklı kanatlı boru ile ısı eşanjörlerinin ısı performansının iyileştirilmesine yönelik çalışmalar yapılmıştır. Basınç kaybı ve ısı transferi araştırılmıştır. Reynolds sayısı 3000 ile 10000 aralığında tutularak akışkan olarak su tercih edilmiştir. Çalışma sonucunda küçük kanatların düşük Reynolds sayılarında ısı transferini artırma avantajına sahip olduğunu ve daha büyük kanat kullanıldığında ise yüksek Reynolds sayılarında ısı transferini iyileştirmeye daha elverişli olduğunu göstermiştir.

Celen vd. [7] çalışmasında 1100 mm uzunluğunda 7,48 mm iç çaplı, 0,25 mm kalınlığında, 0,22 mm uzunluğunda, 0,34 mm aralıklı, 35° helisel açısında 65 tane kanatı olan boruda deneysel çalışılarak basınç düşümü etkisi araştırılmıştır. Reynolds sayısı 5809-25420 arasında olup, akışkan olarak su kullanılmıştır. Sıcak su girişi 40°C olarak belirlenmiş ve soğuk su çıkışı 15 °C olarak sabit tutulmuştur. Sonuç olarak basınç düşümü değerleri pürüzsüz boru ile kıyaslandığında 2,07-2,22 kat aralığında artış gösterdiği hesaplanmıştır.

Eiansa-ard ve Wongcharee [8] çalışmasında mikro kanatlı borularda çift bükümlü bantlar kullanılarak akış yönü değiştirilerek oluşturulan yapıların ısı transferi, sürtünme faktörü ve ısı performans değerlerinin araştırılması için deneysel çalışmalar yapılmıştır. Akışkan olarak su kullanılan bu çalışmada, Reynolds sayısı 5650-17000 arasında, sabit ısı akısı sınır şartında çalışılmıştır. Çift bükümlü bantlar eş yönlü girdap oluşturacak şekilde paralel, eş yönlü girdap oluşturacak şekilde ters ve ters yönlü girdap oluşturacak şekilde paralel bağlı olmak üzere 3 farklı durumda yerleştirilerek girdap oluşumu incelenmiştir. Sonuçlar tek bir bant kullanılan mikro kanatlı boru ile kıyaslandığında, çift bükümlü bantların ters yönlü girdap oluşturacak şekilde paralel bağlandığı mikro kanatlı borularda ısı performans değerinin %56,4 daha fazla olduğu gözlemlenmiştir.

Saad vd. [9] çalışmasında dairesel kanatlı bir boru içinde kanatlar hem kademeli hem de sıralı bir şekilde yerleştirilerek tasarlanmış, akış yönünde sürekli veya kesintili uzunlamasına kanatlarla türbülanslı akış ayrıntılı bir şekilde incelenmiştir. Basınç düşümü ve ısı transfer katsayısını belirlemek için deneysel

çalışmalar yapılmıştır. Akışkan olarak hava kullanılmış ve sabit ısı akısı sınır şartında çalışılmıştır. Sonuçları ısı transferi ve basınç düşümü olmak üzere kıyaslanmıştır.

Zheng vd. [10] çalışmasında girdap akışları üretilerek ısı transferinin artırılması için 17 mm iç çapında 6 mm uzunluğunda, 2 mm genişliğinde 0,5 mm derinliğinde 30° eğim açısında tasarlanan farklı sayıda (4, 6, 8, 10 ve 12) ve farklı aralıklarda (18 mm, 24 mm, 30 mm, 36 mm ve 42 mm) yivli borularda çalışılmıştır. Reynolds sayısı 6780-20340 aralığında olup, akışkan olarak su kullanılmıştır. Akışkan giriş sıcaklığı 293 K ve boru yüzeyinde 333 K sabit sıcaklık sınır şartı ile çalışılmıştır. Akışkan modelini belirlemek için deneysel veriler Realizable k-epsilon, Standart k-omega, SST k-omega modelleriyle karşılaştırılmış ve sapma oranları sırasıyla %9,4, %8,4 ve %6 olarak belirlenmiştir. Yapılan analiz sonuçları düz boru ile kıyaslandığında ısı transferi oranı 1,23-2,17 arasında, sürtünme faktörü oranı 1,02-3,75 arasında arttığı görülmüştür. Yivli boruların fiziksel mekanizmasını daha iyi anlamak ve geometrik parametrelerin etkilerini değerlendirmek için entropi üretim analizleri de yapılmıştır.

Liu vd. [11] çalışmasında farklı silindirik şekilli oluklara sahip dikdörtgen kanallarda türbülanslı akış ve ısı transfer performansları analiz edilmiş ve sayısal olarak karşılaştırılmıştır. Tasarlanmış yeni yiv geometrileri ile bitişik düz yüzeylere yuvarlatılmış geçişler sağlayarak minimum basınç düşümü ile ısı transfer hızlarını artırmak üzere çalışılmıştır. Türbülans modeli olarak v2f modeli tercih edilmiştir. Reynolds sayısı 10000-25000 aralığında olan bu çalışmada akışkan olarak hava kullanılmıştır. Sınır şartları olarak giriş sıcaklığı 300 K ve kanal yüzeyinde sabit sıcaklık sınır şartında çalışılmıştır. Farklı silindirik oluk şekillerine sahip beş dikdörtgen kanal kullanılmıştır. Isı transferi iyileştirmesi ve akış ayrıntıları, önceki çalışmalardaki farklı oluk şekilleri ve kare kanatlarla kıyaslanmıştır. Olukların yuvarlatılmış geçişi, hem ısı transferini arttırmada hem de basınç kaybını azaltmada yuvarlatılmamış silindirik oluklu yüzeylere göre büyük bir avantaja sahip olduğu gözlemlenmiştir. Yuvarlatılmış geçişli oluklar, oluk içindeki devridaim akışları azaltarak yeniden bağlanmayı

daha düzgün hale getirdiği gözlemlenmiştir. Yuvarlatılmış geçişlerin tasarımının, kanal soğutması için ısı performansını iyileştirdiği gösterilmiştir.

Shad Al [13] çalışmasında spiral yivli boru modelleri kullanılarak ısı transferi iyileştirilmesi üzerine çalışılmıştır. Akışkan olarak su kullanılmış olup sabit ısı akısı şartında 7,1 mm çapında 2000 mm uzunluğunda boru kullanılmıştır. ANSYS Fluent programında analizler yapılmıştır. Yiv genişliği 0,2 mm, yiv aralığı 130, 203, 254 ve 305 mm olarak belirlenmiş ve sonuçlar literatürde yapılmış çalışmalarla kıyaslanmıştır. Sonuç 254 mm aralık ve 0,2 mm uzunluğundaki yivli boruda en yüksek sıcaklık gözlemlenmiştir.

Jacimovic [14] çalışmasında literatürde teorik araştırma ve deneysel verilere dayalı olarak borularda laminer sıvı akışı ve ısı transferi için mevcut korelasyonların bir analizi yapılmıştır. Laminer akış bölgesinde mevcut korelasyonların deneysel verilerden yüksek oranda sapmalar gösterdiği göz önüne alındığı söylenerek yeni bir korelasyon önerilmiştir. Önerilen yeni korelasyonda boru çapı 125,4 mm'den 20,8 mm'ye, akışkan viskozite oranları 0,0048 -11,7'ye kadar geniş bir alanda yüksek uygunluk ve düşük standart sapma olduğu paylaşılmıştır. Ayrıca bu çalışmada hidrodinamik ve ısı gelişmiş, hidrodinamik gelişmiş ve ısı gelişmekte olan ve hidrodinamik ve ısı gelişmekte olan sınır şartları ayrı ayrı incelenmiştir.

Can [15] çalışmasında akışa dik yönde 9 adet kare şeklinde boşluklar olan dikdörtgen kanalda akış etkileri incelenmiştir. Reynolds sayısı 1000 değerinde laminer akış bölgesinde çalışılmıştır. Akışkan olarak hava tercih edilmiş, hava giriş sıcaklığı 30°C ve sabit yüzey sıcaklığı olarak 50°C sınır şartları kullanılmıştır. Çalışmada engel boyunca hız, basınç ve sıcaklık değerleri incelenmiştir. Kare kanatlara yakın yüzeylerde oluşan girdaplar ve kararsız akıştan dolayı akışın üniform hale daha geç ulaştığı görülmüştür. Engelden 100-300 mm sonra hız, basınç ve sıcaklık değişimlerinin azaldığı gözlenmiştir. Hız değerleri incelendiğinde laminer hız profilinin boşluklu kısımdan yaklaşık 300 mm sonrasında üniform hale geldiği görülmüştür. Basınç değerlerinde yaklaşık 400

mm ve sıcaklık değerlerinde 70 mm sonrasında boşluk etkilerinin tamamen azaldığı gözlemlenmiştir.

Dastmalchi [16] çalışmasında ısı eşanjörlerinde mikro kanatlı boruların kullanımı ile ısı verimi artırmak için optimal mikro kanat geometrisini belirlemek amacıyla farklı mikro kanat sayısında (10-60), farklı mikro kanat uzunluklarında (0- 0,5 mm) ve farklı helisel açılarda (5°- 30°) optimizasyon çalışması gerçekleştirilmiştir. Reynolds sayısı 3000 ile 10000 arasında 3 farklı iç çapta (5, 10 ve 15 mm) çalışılmıştır. Akışkan olarak su kullanılan bu çalışmada Reynolds sayısı artarken optimum mikro kanat yüksekliği artmış, optimum helisel açı azalmıştır.

Li [17] çalışmasında ısı transferinin arttırılmasından sorumlu akış modellerinin bulunması ve buna neden olan mekanizmaların anlaşılması için akışkan olarak su kullanılarak Reynolds sayısı 7600, 14000 ve 28000 değerlerine denk hızlarla üç farklı durumda kanatçıklı borularda analizler yapılmıştır. Laminer ve geçiş akışı gibi düşük Reynolds sayılarında, mikro kanatların arasındaki bazı boşlukların girdaplarla doldurulmadığı gözlemlenmiştir. Bu şekilde mikro kanatlı boruların neden laminer ve geçiş akışı bölgelerinde genellikle daha düşük ısı transferi oranlarına sahip olduğuna ilişkin sorunun yanıtlandığı paylaşılmıştır.

Brognaux [18] çalışmasında mikro kanatlı borularda tek fazda ısı transferi ve sürtünme faktörü üzerinde türbülans akış bölgesinde $0.70 < Pr < 7.85$ aralığında normal yivli ve ters yivli borularda çalışılmıştır. Yivin yönü değiştirilerek ısı transferi artırılmıştır. Zorlanmış tek fazlı akış için çok fazlı akış durumlarında bile kullanılabilir ısı transferi korelasyonları önerilmiştir.

Bu çalışmada ısı geçişini artırmak için 26,9 mm çapında ve 450 mm uzunluğunda borular içine hakla şeklinde yerleştirilmiş dikdörtgen, üçgen ve uç kısmı yuvarlatılmış dikdörtgen kesit kanatlar kullanılarak ısı geçişi ve basınç düşümü her bir kanat geometrisi için ayrı ayrı araştırılmıştır. Kanat uzunluğu ve kanat aralıkları parametre olarak seçilmiştir. Boru içi akışta akışkan olarak su tercih edilerek, boru yüzeyinde $75^\circ C$ sabit yüzey sıcaklık sınır şartı dikkate alınarak ANSYS Fluent programı yardımıyla akış analizleri yapılmış olup ısı

transferi ve basınç düşümleri hesaplanmıştır. Kanatlı borular ile edilen ısı transferi ve basınç düşümü sonuçları düz boruda elde edilen değerler ile kıyaslanıp kanatlı boruların ısı performans değerleri belirlenmiştir.

Reynolds sayısı 1000-4000 arasında laminer bölge için 12 farklı hız değerlerinde, Reynolds sayısı 4000-40000 arasında türbülans bölge için 68 farklı hız değerlerinde parametrik hesaplamalar yapılmıştır. Kanatlı borunun girişine 3 metre uzunluğunda düz bir boru yerleştirilerek 'hidrodinamik gelişmiş akış' şartı elde edilmiştir. Literatürde mevcut olan Nusselt sayısı ve sürtünme faktörleri korelasyonları ile hesaplamalar yapıldıktan sonra sonuçlar sayısal model sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

1.1.1 Sürtünme Faktörü için Önerilen Korelasyonlar

Reynolds sayısı 1000-4000 arasında hidrodinamik tam gelişmiş laminer bölgede tek fazlı akışta düz boru için uygun sürtünme faktörü korelasyonları ve geçerlilik aralıkları Tablo 1.1'de verilmiştir.

Tablo 1.1 Literatürde düz boruda hidrodinamik tam gelişmiş tek fazlı laminer akışta sürtünme faktörü için önerilen korelasyonlar

Araştırmacı	Korelasyon ve Geçerlilik Aralıkları
Blasius [19]	$f = 0,316 Re^{-1/4}$ $Re \leq 10^5$
Konakov [20]	$f = (1,8 \log Re - 1,5)^{-2}$

Reynolds sayısı 4000-40000 aralığında hidrodinamik tam gelişmiş türbülans akış bölgesi için tek fazlı akışta uygun sürtünme faktörü korelasyonları ve geçerlilik aralıkları Tablo 1.2'de verilmiştir.

Tablo 1.2 Literatürde düz borudaki hidrodinamik tam gelişmiş tek fazlı türbülans akışta sürtünme faktörü için önerilen korelasyonlar

Araştırmacı	Korelasyon ve Geçerlilik Aralıkları
Colebrook [21]	$f = (1,8 \log \frac{Re}{6,9})^{-2}$ $4000 \leq Re \leq 10^8$
Fang [22]	$f = 0,25 [\log(\frac{150,39}{Re^{0,98865}} - \frac{152,66}{Re})]^{-2}$ $3000 \leq Re \leq 10^8$

2.1.1 Nusselt Sayısı için Önerilen Korelasyonlar

Reynolds sayısı 1000-4000 arasında hidrodinamik olarak tam gelişmiş tek fazlı laminar akış bölgesinde 1.6 numaralı denklemde gösterilen hidrodinamik gelişmiş ve ısıl gelişmekte olan sabit duvar sıcaklığı sınır şartına sahip akışlar için Petukhov [23] korelasyonu uygun Nusselt sayısı korelasyonu olarak tercih edilmiştir.

Tablo 1.3 Literatürde düz borudaki hidrodinamik tam gelişmiş tek fazlı türbülanslı akışta Nusselt sayısı için önerilen korelasyonlar

Araştırmacı	Korelasyon ve Geçerlilik Aralıkları
Gnielinski [24]	$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12,7(f/8)^{0,5}(Pr^{2/3} - 1)} [1 + (D/x)^{2/3}] \left(\frac{\mu_b}{\mu_s}\right)^{0,11}$ $f = (1,82 \log Re - 1,64)^{-2}$ $2300 \leq Re \leq 10^6$ $0,6 \leq Pr \leq 10^5$
Hausen [25]	$Nu = 0,037(Re^{0,75} - 180)Pr^{0,42} [1 + (D/x)^{2/3}] \left(\frac{\mu_b}{\mu_s}\right)^{0,14}$ $0 < d/x < 1$ $2300 < Re < 10^6$ $0,6 < Pr < 10^3$
Churchill [26]	$Nu = 6,3 + \frac{0,079(f/2)^{1/2} Re Pr}{(1 + Pr^{4/5})^{5/6}}$ $\frac{1}{\sqrt{f}} = 2,21 \ln(Re/7)$ $2100 < Re < 10^6$
Ditus Boelter [27]	$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^n$ $n = 0,4 (\text{ısıtma durumunda})$ $n = 0,3 (\text{soğutma durumunda})$ $Re > 10^4$ $0,7 \leq Pr \leq 160$

$$Nu = \begin{cases} 3,657 + 0,2355 Gz \int_0^{\frac{1}{Gz}} \exp(-57,2 L) L^{-0,488} DL & Gz \leq 10^3 \\ 1,615 Gz^{1/3} - 1,7 & Gz \geq 10^4 \end{cases} \quad (1.6)$$

Reynolds sayısı 4000-40000 aralığında hidrodinamik olarak tam gelişmiş tek fazlı türbülanslı akış bölgesi için uygun Nusselt sayısı korelasyonları ve geçerlilik aralıkları Tablo 1.3'de verilmiştir.

1.2 Hipotez

Boru içi akışlarda boru iç yüzeyine kanatlar yerleştirilerek ısı geçişinin artırılması hedeflenir. Kanatlı borularda ısı geçiş yüzey alanı artırılmış olur ve ayrıca boru iç yüzeyinde kanatların olması akış hareketlerini değiştirebilir. Laminer akış rejimi kanatlar nedeniyle geçiş ya da türbülanslı akış rejimine, ya da türbülanslı akış tamamen pürüzlü türbülanslı akış rejimine dönüşebilmektedir. Böylelikle kanatlı yüzeylerde, kanat olmayan yüzeylere göre ısı geçişinde artış sağlanabilir. Literatürde bazı durumlarda kanatların düz boruya göre ısı geçişini kötüleştirdiği de görülebilmektedir. Diğer taraftan kanatlı yüzeyler basınç düşümlerinin artmasına da sebebiyet vermektedir. Kanatlı yüzeylerde ısı transferinde artış enerji verimliliğini olumlu yönde etkilese de kanatlı yüzeylerde basınç düşümünün artması ise enerji verimliliğini olumsuz yönde etkilemektedir.

Bu tez çalışması kapsamında kanatlı borularda farklı kanat aralığı, farklı kanat yüksekliği ve farklı kanat geometrileri gibi birçok parametre göz önünde bulundurularak geniş bir aralıkta ısı transferi ve basınç düşümü incelemesi düşünülmüştür. Çalışma kapsamında geniş hız aralığına denk gelen Reynolds sayılarında laminer ve türbülanslı akış bölgelerinde ısı transferi ve basınç düşümü ayrı ayrı araştırılmış, kanatlı borularda elde edilen sonuçlar, düz boru verileriyle kıyaslanarak ısı transferinde iyileşme oranları ve basınç düşümlerinde artış oranları hesaplanmıştır. Dikdörtgen, üçgen ve uç kısmı yuvarlatılmış dikdörtgen kesit kanatlı borularda kanat uzunluğu ve kanat aralığı parametrelerinin ısı transferi ve basınç düşümüne etkisi araştırılmış ve sonuçlar karşılaştırılmıştır.

1.3 Tezin Amacı

Bu çalışmada kanatlı borularda ısıl performans iyileştirme çalışmasına yönelik giriş bölümünde literatür çalışması gerçekleştirilmiştir. Çalışılan aralıkta uygun Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü korelasyonları sınıflandırılmıştır. Materyal ve yöntem bölümünde model oluşturulması, modelin boyutlandırması ve mesh analizlerine yer verilmiştir. Isı geçişi ve basınç düşümüne etki edecek farklı kanat geometrileri ve parametreleri ile akış modelleri yine bu bölümde belirlenmiştir. Düz boru analiz sonuçları mevcut korelasyonlar ile kıyaslanarak düz boru analiz sonuçlarının doğruluğu araştırılmıştır.

Bulgular ve Tartışma kısmında ise farklı kanat aralığı, farklı kanat uzunluğu ve farklı kanat geometrilerinin ısı geçişine, basınç düşümüne ve ısıl performansa etkileri araştırılmıştır. Sonuç kısmında ise bulgular ve tartışma kısmında sunulan sonuçlar ve değerlendirmeler özetlenmiştir.

Bu bölümde tasarlanacak modelin oluşturulma aşaması, oluşturulan modelin mesh detayları, kullanılan yönetici denklemler, tanımlanan sınır şartları, hesap yöntemi ve sayısal sonuçların literatürle karşılaştırılması paylaşılacaktır.

2.1 Modelin Oluşturulması

Çalışma bölgesi Ansys Design Modeler'de iki boyutlu olarak modellenmiştir. Çalışma bölgesi aynı çapta üç farklı uzunlukta birbiri ardına yerleştirilmiş alüminyum malzemeden yapılmış borulardan oluşmuştur. Bu bölge girişindeki ilk boru 26,9 mm çapında düz bir borudan ibaret olup bunu takip eden test borusuna girişte akışkanın hidrodinamik olarak tam gelişmiş olmasını sağlamak amacıyla boru uzunluğu 3000 mm olarak belirlenmiştir. Düz boruyu takiben yerleştirilmiş ikinci boru test borusudur. Test borusu çapı ilk boru ile aynı olup uzunluğu 450 mm'dir. Test borusu yüzeyi 75° sabit sıcaklıkta tutulmaktadır. Isı transferini artırmak için test boru iç yüzeyine kanatlar yerleştirilmiştir. Son olarak test borusu çıkışına üçüncü bir boru yerleştirilmiştir. Bu boru diğerleri ile aynı çapta ve 200 mm uzunlukta olup iç yüzeyinde kanat olamayan düz bir borudan ibarettir. Çalışma bölgesindeki bu üçüncü boru kanatlı boru çıkışındaki akışı incelemek üzere yerleştirilmiştir.

Test borusu iç yüzeyine akış yönüne dik olarak alüminyum kanatlar yerleştirilmiştir. Kanatlar dikdörtgen, üçgen ve uç kısmı yuvarlatılmış dikdörtgen kesitli olmak üzere üç farklı geometriden oluşmaktadır. Her bir kanat geometrisinde kanat genişliği sabit ve $t=1$ mm değerindedir. Bu çalışmada ilk olarak dikdörtgen kanat geometrisi için farklı kanat aralığı ve farklı kanat uzunluğu değerleri ile test borusunda ısı transferi ve basınç düşümü detaylı olarak araştırılmıştır. Üçgen ve uç kısmı yuvarlatılmış dikdörtgen kanatlı borularda kanatlar arası mesafe 15 mm de sabit tutulup kanat uzunluğu değiştirilerek ısı transferi ve basınç düşümüne etkisi çalışılmıştır.

Kanat aralığının ısı performansına etkisini araştırabilmek için dikdörtgen kanatlı boru tercih edilmiştir. Farklı kanat aralık değerleri (P) boru iç çapına (D) bölünüp boyutsuz hale getirilerek 3 farklı durum $P/D = 5,58, 11,15$ ve $16,73$ elde edilmiştir.

Kanat uzunluğunun ısı performansına etkisi yine dikdörtgen kanatlı borularda detaylı olarak araştırılmıştır. Bunun için 15 mm kanat aralığı değeri (P) sabit tutularak beş farklı kanat uzunluğu (h) değeri dikkate alınmış, bu şekilde beş farklı durum $P/h = 15, 7,5, 5, 3,75$ ve 3 elde edilmiştir.

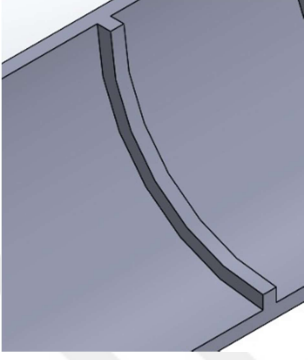
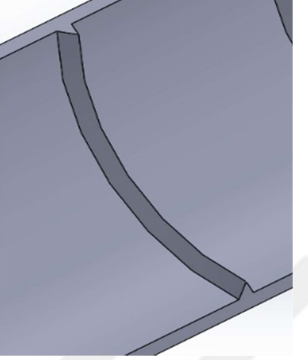
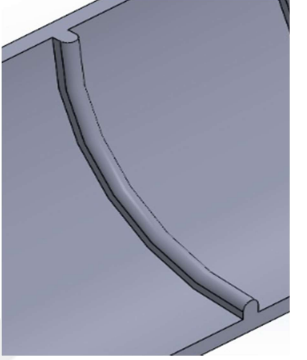
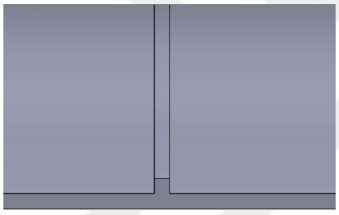
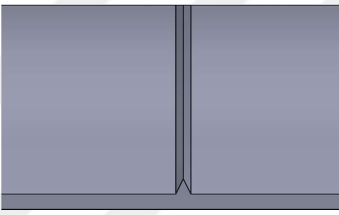
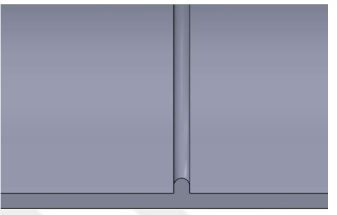
Farklı kanat geometrilerinin ısı performansına etkisini araştırmak üzere üçgen ve uç kısmı yuvarlatılmış dikdörtgen kanatlar için kanat aralığı değeri $P=15$ mm'de sabit tutularak üç farklı kanat uzunluğunda ($P/h = 15, 5$ ve 3) çalışılmıştır. Bu çalışmada kullanılan tüm kanat parametreleri Tablo 2.1'de paylaşılmıştır.

Tablo 2.1 Dikdörtgen, üçgen ve uç kısmı yuvarlatılmış dikdörtgen kanatlı borularda kanat parametreleri ve boyutları

Dikdörtgen kanat			
Üçgen kanat			
Uç kısmı yuvarlatılmış dikdörtgen kanat			
Kullanılan parametreler	t (mm)	h(mm)	P(mm)
	1	1, 2, 3, 4 ve 5	15, 30 ve 45

Tablo 2.2'de çalışmada kullanılan dikdörtgen, üçgen ve uç kısmı yuvarlatılmış dikdörtgen kanatlı borularda kanatların iç görünüşleri paylaşılmıştır.

Tablo 2.2 Dikdörtgen, üçgen ve uç kısmı yuvarlatılmış dikdörtgen kanatlı borularda kanat iç görünüşleri

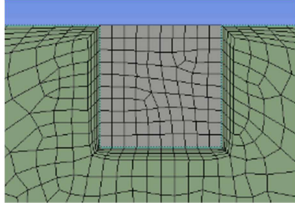
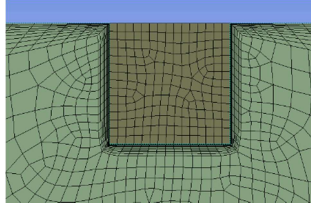
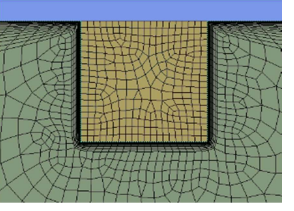
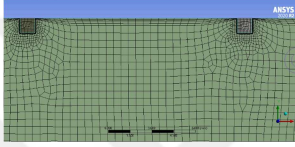
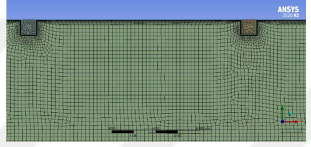
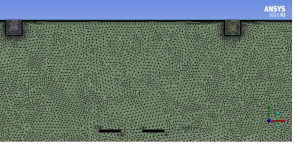
Dikdörtgen kanat	Üçgen kanat	Uç kısmı yuvarlatılmış dikdörtgen kanat
		
		

2.2 Oluşturulan Mesh Detayları

Sayısal çalışmalarda mesh yoğunluğu önem teşkil etmektedir. Mesh kalitesini oluşturacak düğüm ve eleman sayıları sonuçların hassasiyetinde kritik rol oynamaktadır. Ağ yapısı doğru sonucu verecek kadar küçük olmakla beraber vakit kaybını azaltarak çözümü hızlandırmak için en uygun mesh yoğunluğu seçilmelidir.

Bu çalışmada uygun mesh yoğunluğunu belirlemek için dikdörtgen kanatlı boruda üç farklı düğüm ve eleman sayısına sahip üç farklı durum belirlenerek analizler gerçekleştirilmiştir. Oluşturulan üç farklı mesh yoğunluğunun düğüm, eleman sayısı ve çarpıklık değeri Tablo 2.3’de verilmiştir.

Tablo 2.3 $h=1$ mm uzunluktaki dikdörtgen kanatın 3 farklı mesh durumuna göre özellikleri

	Durum 1	Durum 2	Durum 3
Farklı kanat mesh kesitleri			
Tabaka sayısı	5	10	15
Düğüm sayısı	72756	167822	227944
Eleman sayısı	70092	164427	383763
Çarpıklık	0,85	0,81	0,98
İki kanat arası mesh yapısı			

Mesh bağımsızlık analizinde karakteristik uzunluk olarak boru çapı seçilerek Reynolds sayısı 6000 değerinde yapılan analiz sonuçları basınç düşümü ve Nusselt sayısı değerleri olarak Tablo 2.4'te paylaşılmıştır.

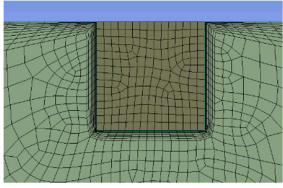
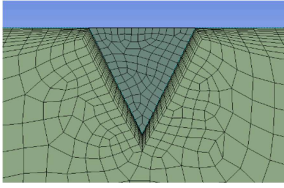
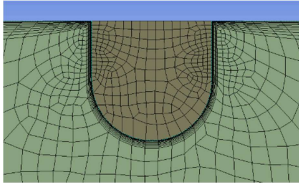
Tablo 2.4 $Re=6000$ olduğu durum için 3 farklı mesh yoğunluğunun basınç düşümü ve Nusselt sayısı değerleri

Durum	Mesh Eleman Sayısı	Basınç Düşümü (Pa)	Nu (-)
1	70092	66	118
2	164427	70	117
3	250340	76	117

Dikdörtgen kanatlı boru için yapılan analizler sunucunda durum 2 ile durum 3 incelendiğinde Nusselt değerlerinin eşit olduğu dikkate alınarak durum 2'deki düğüm ve eleman sayıları seçilerek analizler bu ağ yapısına göre yapılmıştır.

Dikdörtgen kanatta durum 2 için seçilen şartlar üçgen ve ucu yuvarlatılmış dikdörtgen kanatlı borulara uygulanarak Tablo 2.5' te mesh yoğunlukları, düğüm ve eleman sayıları belirlenerek, kanatlı borularda mesh analizi tamamlanmıştır.

Tablo 2.5 h=1 mm uzunluktaki kanatların mesh görüntüsü

	Dikdörtgen kanat	Üçgen kanat	Uç kısmı yuvarlatılmış dikdörtgen kanat
Kanat mesh kesitleri			
Düğüm sayısı	167822	153679	172218
Eleman sayısı	164427	150276	168708

Dikdörtgen kanatta durum 2 için seçilen şartlar üçgen ve ucu yuvarlatılmış dikdörtgen kanatlı borulara uygulanarak Tablo 2.5' te mesh yoğunlukları, düğüm ve eleman sayıları belirlenerek, kanatlı borularda mesh analizi tamamlanmıştır.

2.3 Yönetici Denklemler

Bu çalışmada çalışma akışkanı olarak suyun yatay boru içerisinde zorlanmış akışı esnasında boru iç yüzeyinde sabit sıcaklık sınır şartı ile akışkanın ısıtılması durumu incelenmiştir. Silindirik koordinatlarda üç boyutlu yönetici denklemler (r, θ, x) ve (u_r, u_θ, u_x) cinsinden yazılabilir [28].

Sıkıştırılamaz süreklilik denklemi:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial(ru_r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial u_x}{\partial x} = 0 \quad (2.1)$$

Sürekli rejim, sıkıştırılamaz Navier-Stokes denkleminin r- bileşeni:

$$\begin{aligned} \rho \left(u_r \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} + u_x \frac{\partial u_r}{\partial x} - \frac{u_\theta^2}{r} \right) = \\ = - \frac{\partial P}{\partial r} + \mu \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial ru_r}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_r}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 u_r}{\partial x^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} \right] + \rho g_r \end{aligned} \quad (2.2)$$

Sürekli rejim, sıkıştırılamaz Navier-Stokes denkleminin θ - bileşeni:

$$\begin{aligned} \rho \left(u_r \frac{\partial u_\theta}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + u_x \frac{\partial u_\theta}{\partial x} + \frac{u_r u_\theta}{r} \right) = \\ = - \frac{1}{r} \frac{\partial P}{\partial \theta} + \mu \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial ru_\theta}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_\theta}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 u_\theta}{\partial x^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} \right] + \rho g_\theta \end{aligned} \quad (2.3)$$

Sürekli rejim, sıkıştırılamaz Navier-Stokes denkleminin x- bileşeni:

$$\rho \left(u_r \frac{\partial u_x}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_x}{\partial \theta} + u_x \frac{\partial u_x}{\partial x} \right) = - \frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u_x}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_x}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial x^2} \right] + \rho g_x \quad (2.4)$$

Sürekli rejim Enerji denklemleri:

$$\rho C_p \left[u_r \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} + u_x \frac{\partial T}{\partial x} \right] = k \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right] + \mu \Phi_u \quad (2.5)$$

$$\Phi_u = 2 \left[\left(\frac{\partial u_r}{\partial r} \right)^2 + \left(\frac{1}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{u_r}{r} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_x}{\partial x} \right)^2 \right] + \left[r \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{u_\theta}{r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} \right]^2 + \left[\frac{1}{r} \frac{\partial u_x}{\partial \theta} + \frac{\partial u_\theta}{\partial x} \right]^2 + \left[\frac{\partial u_r}{\partial x} + \frac{\partial u_x}{\partial r} \right]^2 - \frac{2}{3} \left[\frac{1}{r} \frac{\partial r u_r}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial u_x}{\partial x} \right]^2 \quad (2.6)$$

Bu çalışmada akış sürekli rejim, sıkıştırılmaz ve sabit akışkan özellikleri (ρ , μ = sabit) şartlarında iki boyutlu akış analizi ile modellenmiştir.

Reynolds sayısı 4000 değerinden düşük değerler için Laminer bölge olarak kabul edilmiş ve akış modeli olarak 'laminer' tercih edilmiştir. Reynolds sayısı aralığı 4000 ile 40000 değerleri arasında kalan türbülans bölge için akışkan modeli 'Realizable k- ϵ Türbülans Modeli' (RKE) tercih edilmiştir. Bu modeldeki türbülans kinetik enerjisi (k) ve kayıp oranı (ϵ) için olmak üzere iki adet transport denklemi Navier-Stokes denklemlerine ek olarak yer almaktadır. Bu denklemler (2.7) ve (2.8) numaralı denklemlerde paylaşılmıştır.

Realizable k- ϵ model için transport denklemleri:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k \quad (2.7)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \epsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S_\epsilon - \rho C_2 \frac{\epsilon^2}{k + \sqrt{v \epsilon}} + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} C_{3\epsilon} G_b + S_\epsilon \quad (2.8)$$

(2.8) numaralı denklemdeki C_1 sabiti (2.9) numaralı denklem yardımıyla bulunur.

$$C_1 = \max \left[0,43; \frac{S_\epsilon^k}{S_\epsilon^k + 5} \right], S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}} \quad (2.9)$$

Bu denklemlerde, G_k ortalama hız gradyenleri sebebiyle türbülanslı kinetik enerji oluşumunu temsil eder, G_b kaldırma kuvveti nedeniyle türbülans kinetik enerji üretimini ifade eder, Y_M ise sıkıştırılabilir türbülanstaki dalgalanma genişlemesinin genel yayılma hızına katkısını temsil eder. C_2 ve $C_{1\epsilon}$ birer sabittir [29].

2.4 Sınır Şartlarının Tanımlanması

Akışkan olarak su seçilen bu çalışmada test borusu iç yüzeyinde 75°C'de sabit sıcaklık sınır şartında çalışılmıştır. Laminer bölge için Reynolds sayısı 1000-4000 arasında 12 farklı hız değerinde türbülans bölge için Reynolds sayısı 4000-40000 arasında 68 farklı hız değerinde parametrik çözüm gerçekleştirilmiştir. Sınır şartları ayrıntılı olarak Tablo 2.6'de paylaşılmıştır.

Tablo 2.6'da görüldüğü gibi test borusu girişinde akışkanın hidrodinamik gelişmişliğini sağlamak üzere 3000 mm uzunlukta düz giriş borusu eklenmiştir.

Tablo 2.6 Çalışma bölgesinde analiz sınır şartları ve değerleri

Sınır Şartları	Değerler
Akışkan giriş sıcaklığı	25 °C
Akışkan giriş hızı	0,01-1,5 m/s
Giriş borusu sabit yüzey sıcaklığı	25 °C
Test borusu sabit yüzey sıcaklığı	75 °C
Çıkış borusu sabit yüzey sıcaklığı	25 °C
Çıkış basıncı	0 (Pa)

2.5 Hesap Yöntemi

Test borusu yüzeyinden akışkana transfer olan ısı geçiş hızı (\dot{Q}) ANSYS Fluent programı yardımıyla hesaplanmıştır. Test borusu sabit yüzey sıcaklığı sınır şartında düz boru ve kanatlı boru olarak ayrı ayrı çalışılmıştır. Böylelikle kanatlı boruda gerçekleşen ısı transferi ve basınç düşümünün düz borudaki değerler ile karşılaştırılması gerçekleştirilebilmiştir. Bu çalışmada test borusunda sabit yüzey sıcaklığı sınır şartında düz boru için Nusselt sayısı Nu_0 ve sürtünme faktörü

f_0 olarak ifade edilmiştir. Isı taşınım katsayısı (h) ise (2.10) numaralı denklem yardımıyla hesaplanmıştır.

$$\dot{Q} = hA_s\Delta T_{ln} \quad (2.10)$$

ΔT_{ln} logaritmik sıcaklık değerini göstermektedir. A_s ise akışkanın boru iç yüzeyi ile temas ettiği alanı göstermektedir.

$$A_s = \pi DL \quad (2.11)$$

Isı transfer katsayısı (h) hesaplandıktan sonra Nusselt sayısının belirlenmesi için (2.12) numaralı denklem kullanılmıştır.

$$Nu = hD/k_f \quad (2.12)$$

Sürtünme faktörünü hesaplamak için basınç düşümü değerleri ANSYS Fluent programı yardımıyla hesaplandıktan sonra (2.13) numaralı eşitlik yardımıyla Darcy sürtünme faktörü hesaplanmıştır.

$$\Delta P = f \frac{L}{D} \frac{\rho V^2}{2} \quad (2.13)$$

Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü belirlendikten sonra ısıl performans değerini belirlemek için ısı geçişinin basınç artışına oranını ifade eden Performans Değerlendirme Kriteri (PEC) değeri (2.14) numaralı denklem yardımıyla hesaplanmıştır [12].

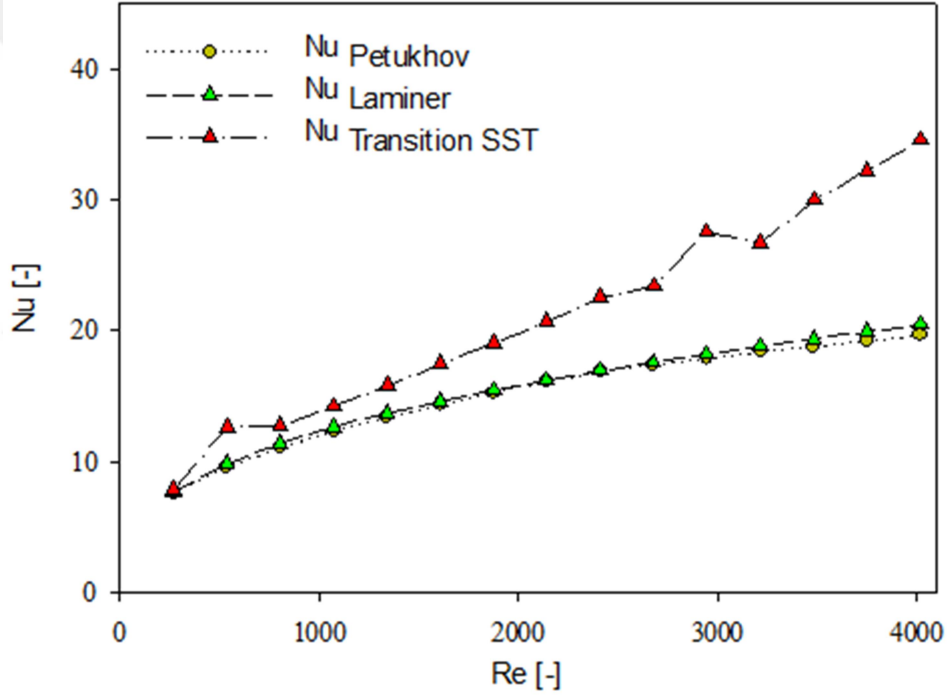
$$PEC = \frac{(Nu/Nu_0)}{(f/f_0)^{1/3}} \quad (2.14)$$

2.6 Sayısal Sonuçların Karşılaştırılması

Farklı kanat geometrilerine sahip kanatlı boruların değerlendirilmesi için öncelikle aynı çap ve uzunluk değerine sahip olan düz boru modellenerek numerik analizler yapılmıştır. Akışkan modeli olarak ANSYS Fluent programı yardımıyla Reynolds sayısı 1000-4000 arasında laminer bölge için 'Laminer çözüm' ve 'Transition SST' akış modelleri çalışılmıştır. Reynolds sayısı 4000-40000 aralığı için literatür çalışmalarında önerilen 'Realizable k-epsilon' akış modeli tercih edilmiştir. Pürüzsüz düz boru için hesaplanan sürtünme faktörü ve Nusselt sayısı verileri literatürde bu aralıkta ve hidrodinamik gelişmiş sınır şartına uygun önerilen korelasyonlarla kıyaslanmıştır.

2.6.1 Pürüzsüz Düz Boru İçin Nusselt Sayısı Sonuçlarının Korelasyonlarla Karşılaştırılması

Reynolds sayısı 1000-4000 arasında laminer bölge için hidrodinamik gelişmiş bölgede tek fazlı laminer akışta düz boruda ANSYS Fluent 2020 R2 programı yardımıyla sayısal analizler yapılmıştır. Literatürde önerilen ‘Laminer akış modeli’ ve ‘Transition SST akış modeli’ yardımıyla sayısal olarak hesaplanan ısı transferi hızlarından Nusselt sayısı değerleri elde edilmiştir. Sayısal olarak düz boruda hidrodinamik gelişmiş ve ısıl gelişmekte olan laminar akış için elde edilen Nusselt sayısı verileri, literatürde laminer akış bölgesi için önerilen Nusselt sayısı korelasyonları ile karşılaştırılmış ve Şekil 2.1’de sunulmuştur.

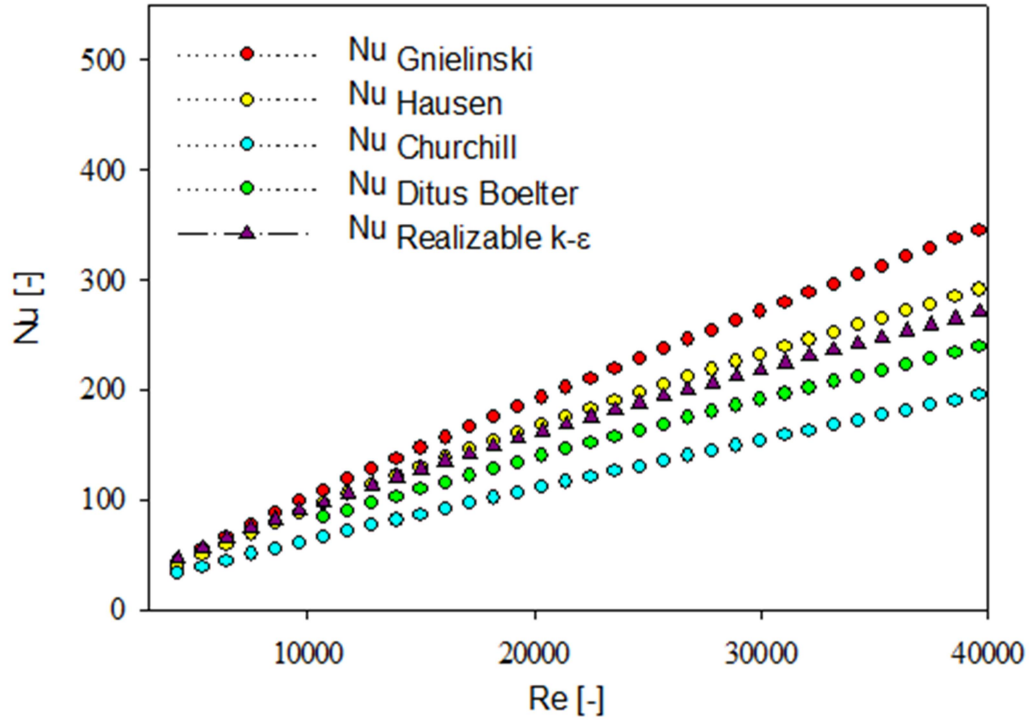


Şekil 2.1 Pürüzsüz düz boruda hidrodinamik gelişmiş ve ısıl gelişmekte olan laminar akış için önerilen Nusselt sayısı korelasyonları ile sayısal analiz sonuçlarının karşılaştırılması

Şekil 2.1 dikkate alındığında sayısal laminer çözüm sonuçları Petukhov korelasyon sonuçları ile uyum sağlamaktadır. Düz boruda Transition SST sonuçları, Laminer çözüm ve Petukhov korelasyon sonuçlarından daha yüksek Nusselt sayısı değerleri göstermekte ve aralarındaki fark Reynolds sayısı arttıkça

artmaktadır. Bu sonuçlar dikkate alınarak laminer akışta Transition SST çözümü bu çalışmada kullanılmamıştır.

Reynolds sayısı 4000-40000 arasında hidrodinamik olarak gelişmiş türbülanslı akış bölgesinde düz boru için sayısal analizler yapılmıştır. Literatürde türbülans akış için önerilen Realizable k-epsilon akış modeli yardımıyla hesaplanan ısı geçişi değerlerinden Nusselt sayısı değerleri elde edilmiştir. Pürüzsüz düz boru için elde edilen Nusselt sayısı değerleri, literatürde hidrodinamik gelişmiş ve ısıl gelişmekte olan türbülans akış için önerilen Nusselt sayısı korelasyonları ile karşılaştırılmış ve Şekil 2.2'de sunulmuştur.

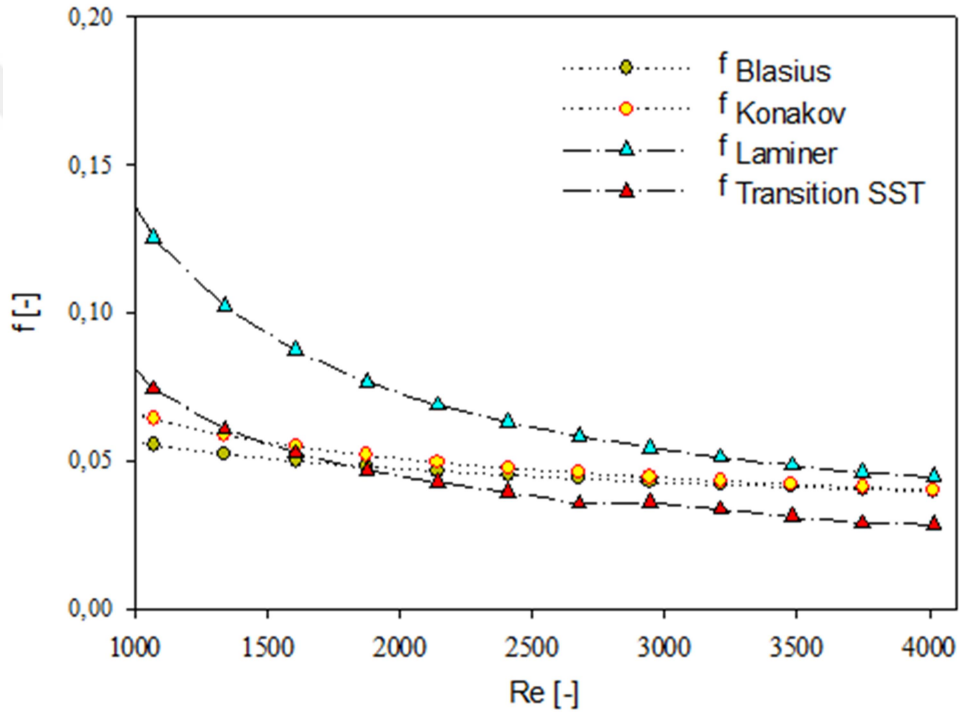


Şekil 2.2 Pürüzsüz düz boruda hidrodinamik gelişmiş ve ısıl gelişmekte olan türbülans akış için önerilen Nusselt sayısı korelasyonları ile sayısal analiz sonuçlarının karşılaştırılması

Şekil 2.2'de $Re=10000$ değerine kadar Churchill [26] hariç diğer korelasyonlar ve Realizable k-epsilon akış modeli sonuçları uyumlu olurken, artan Reynolds değerleri ile Hausen [25] korelasyon sonuçları ile sayısal analiz sonuçları yakın değerler sergilemiştir. Artan Reynolds sayısı ile diğer korelasyon sonuçları ile analiz sonuçları arasındaki fark artmıştır.

2.6.2 Pürüzsüz Düz Boru İçin Sürtünme Faktörü Sonuçlarının Korelasyonlarla Karşılaştırılması

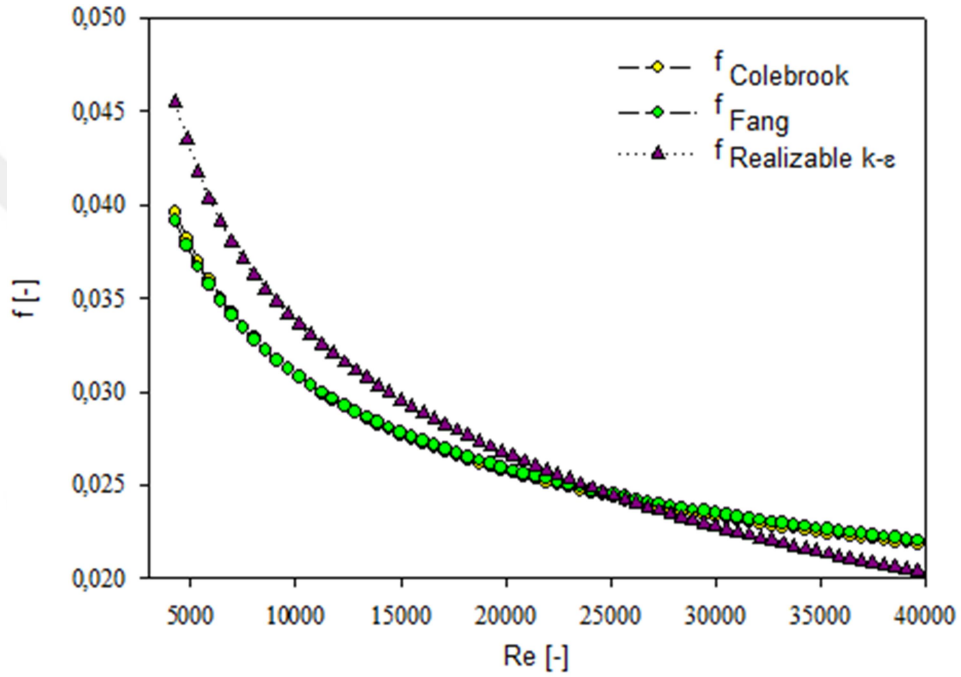
Reynolds sayısı 1000-4000 arasında hidrodinamik olarak gelişmiş laminer bölgede düz boru için ANSYS Fluent 2020 R2 yardımıyla sayısal analizler yapılmıştır. Literatürde önerilen laminer akış modeli ve Transition SST akış modeli yardımıyla hesaplanan basınç düşümlerinden sürtünme faktörü değerleri elde edilmiştir. Pürüzsüz düz boru için elde edilen sürtünme faktörü değerleri, literatürde laminer akış bölgesi için önerilen sürtünme faktörü korelasyonları ile karşılaştırılmış ve Şekil 2.3'te sunulmuştur.



Şekil 2.3 Pürüzsüz düz boruda hidrodinamik gelişmiş ve ısıl gelişmekte olan laminer akış için önerilen sürtünme faktörü korelasyonları ile sayısal analizlerin kıyaslanması

Şekil 2.3'te düşük Reynolds sayılarında sürtünme faktörü hesabında Transition SST akış modeli laminer çözüme göre Blasius [19] ve Konakov [20] korelasyon sonuçlarına yakın sonuçlar göstermiştir. Reynolds sayısı arttıkça laminer çözüm korelasyon sonuçlarına yaklaşırken, Transition SST akış modeli sonuçları korelasyon sonuçlarından uzaklaşmıştır. Bu çalışmada laminer akış bölgesinde laminer çözüm kullanılmıştır.

Reynolds sayısı 4000-40000 arasında hidrodinamik gelişmiş olan türbülans akış bölgesinde pürüzsüz düz boru için ANSYS Fluent 2020 R2 programı yardımıyla sayısal analizler yapılmıştır. Literatürde önerilen Realizable k-epsilon akış modeli yardımıyla hesaplanan basınç düşümlerinden sürtünme faktörü değerleri elde edilmiştir. Pürüzsüz düz boru için elde edilen sürtünme faktörü verileri, literatürde hidrodinamik gelişmiş ve ısıl gelişmekte olan türbülans akış bölgesi için önerilen sürtünme faktörü korelasyonları ile karşılaştırılmış ve Şekil 2.4'te sunulmuştur.



Şekil 2.4 Pürüzsüz düz boruda hidrodinamik gelişmiş ve ısıl gelişmekte olan türbülans akış için önerilen sürtünme faktörü korelasyonları ile sayısal analizlerin kıyaslanması

Şekil 2.4'te sayısal analiz sonuçları $Re=25160$ değerine kadar literatürdeki korelasyon sonuçlarından daha yüksek, bu değerde korelasyon ve analiz sonuçları birbirine eşit, bu değerden sonra analiz değerleri korelasyonlara göre daha düşük olmaktadır. Genel olarak bakıldığında korelasyon ve analiz sonuçlarının birbirine yine de yakın değerlerde olduğu söylenebilir.

Bu bölümde farklı kanat aralıklarına, farklı kanat uzunluklarına ve farklı kanat geometrilerine sahip kanatlı borularda sıcaklık dağılımı, basınç değişimi grafikleri paylaşarak laminar ve türbülans akış bölgelerinde ısı geçişi, basınç düşümü ve ısıl performans sonuçları kıyaslanacaktır.

3.1 Farklı Kanat Aralıklarına Sahip Dikdörtgen Kanatlı Borular

Kanatlı borularda kanat aralığı mesafesinin ısıl performans ve sürtünme faktörünü etkileyen önemli bir parametre olduğu literatürde yapılan çalışmalarda tespit edilmiştir [30-32].

Bu çalışmada dikdörtgen kesit kanatlı boru için farklı kanat aralığına sahip kanatlı borular tasarlanarak ANSYS Fluent yardımıyla analizler yapılmıştır. Dikdörtgen kanatlı boruda kanat aralığı değerlerinin ısı transferi ve basınç düşümü üzerine etkisini araştırmak üzere test borusu uzunluğu 450 mm, kanat genişliği $t=1$ mm ve kanat uzunluğu $h=1$ mm değerleri sabit tutularak, kanat aralığı $P=15, 30$ ve 45 mm olmak üzere üç farklı değerde hesaplamalar yapılmıştır. Kanat aralığı test borusu çapına bölünerek (P/D) boyutsuz hale getirilerek 5,58, 11,15 ve 16,73 olmak üzere üç durum belirlenmiştir.

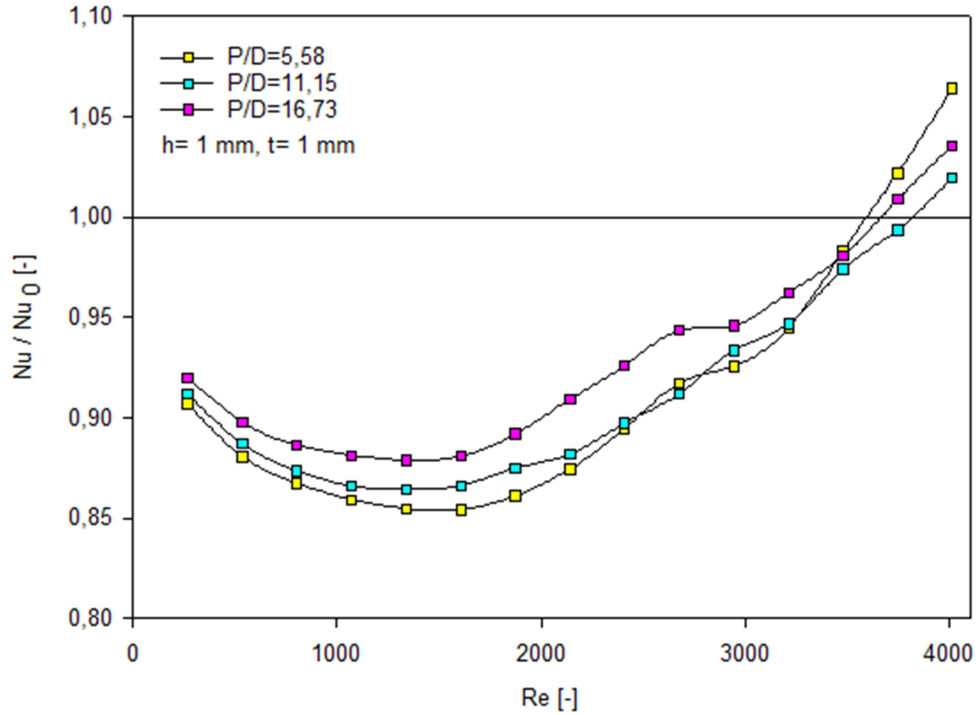
3.1.1 Isı Geçişi Sonuçları

Dikdörtgen kesit kanatlı borularda kanat aralıklarının ısı geçişine etkisini incelemek için 3 farklı kanat aralığı durumunda laminar akış bölgesi için ‘Laminar Akış Modeli’, türbülans akış için ‘Realizable k-epsilon Akış Modeli’ tercih edilerek Nusselt sayısı değerleri hesaplanmıştır. Sayısal analiz ile kanatlı boru yüzeyi ile akışkan arasındaki ısı transfer hızı (\dot{Q}) hesaplanmıştır. Ayrıca test borusunda akışkanın giriş ve çıkıştaki ortalama sıcaklık değerleri kullanılarak test borusu için logaritmik sıcaklık farkı (ΔT_{ln}) belirlenmiştir. Ansys Fluent yardımıyla belirlenen ısı transferi hızı ve sıcaklık değerleri yardımıyla ısı taşınım

katsayısı ve Nusselt değerleri hesaplanarak dikdörtgen kanatlı boru için elde edilen Nusselt değerleri, aynı Reynolds sayısındaki düz boruda hesaplanan değerlere bölünmüştür $[Nu/Nu_0]$. Böylelikle laminer ve türbülans akış bölgelerinde dikdörtgen kanatlı borularda ısı geçişinin düz boruya göre durumu ayrı ayrı incelenmiştir.

3.1.1.1 Laminer Akışta Isı Geçişi

Farklı kanat aralıklarına sahip kanatlı borularda laminer akış bölgesi için ısı geçişi sonuçlarını araştırmak için Reynolds sayısı 4000'den küçük değerler çalışılmıştır. Laminer bölgede dikdörtgen kesit kanatlı boruda farklı kanat aralıklarına göre hesaplanmış Nusselt değerleri, aynı Reynolds sayılarında düz boruda hesaplanmış değerlere bölünerek Şekil 3.1'de paylaşılmıştır.



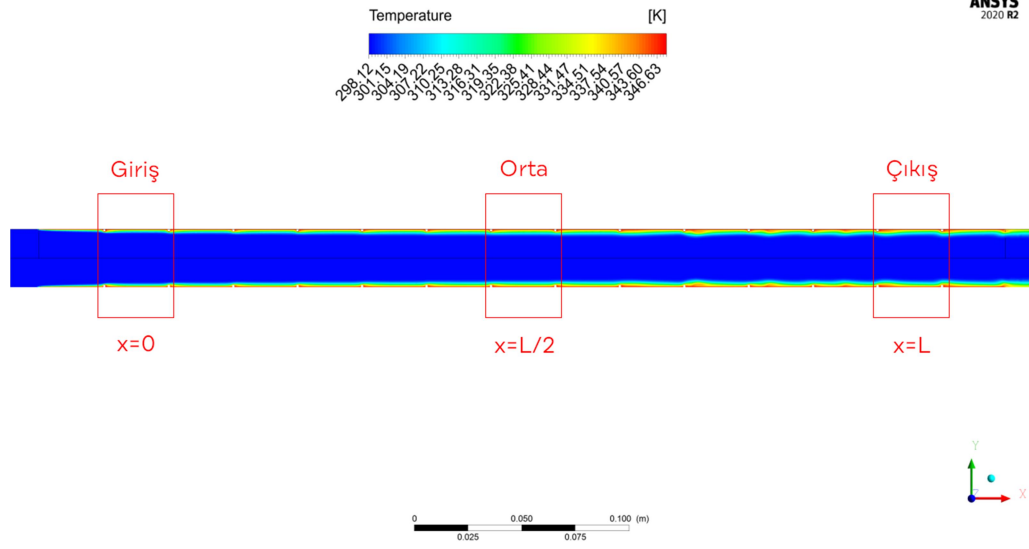
Şekil 3.1 Dikdörtgen kesit kanatlı boruda laminer akış bölgesinde farklı kanat aralığı için Nusselt sayısı oranları

Şekil 3.1'den görüldüğü gibi dikdörtgen kanatlı boruda laminer bölge incelendiğinde, $Re=1600$ değerine kadar her üç durumda da Nusselt sayısı oranları azalırken, bu değerden sonra artan Reynolds değerleriyle Nusselt sayısı oranlarında artış görülmektedir. Reynolds sayısı 3480 değerine kadar kanatlar

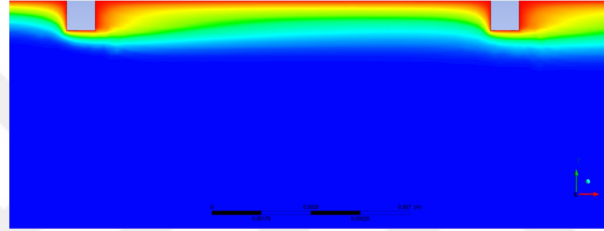
arası mesafenin en fazla olduğu $P/D=16,73$ durumunda Nusselt sayısı oranları diğer durumlara göre daha yüksek olmuştur. Reynolds sayısı 3480 değerinde üç farklı kanat aralığında Nusselt sayısı oranlarının yaklaşık aynı değerde olduğu görölmektedir. $Re=3480$ değerinden itibaren kanat aralığı mesafesinin en az olduğu durum olan $P/D=5,58$ 'de diğer durumlara göre ısı geçişinde daha fazla artış gerçekleşmiştir.

$P/D=5,58$ için $Re=3570$, $P/D=16,73$ için $Re=3650$ ve $P/D=11,15$ için $Re=3790$ değerlerinden itibaren artan Reynolds sayısı ile kanatlı boruların kanat olmayan düz borulara göre ısı transferi açısından üstünlüğü görölmeye başlamıştır. Bu Reynolds değerlerine kadar ise kanatlı boruda düz boruya göre ısı transferi değerleri düşmüştür.

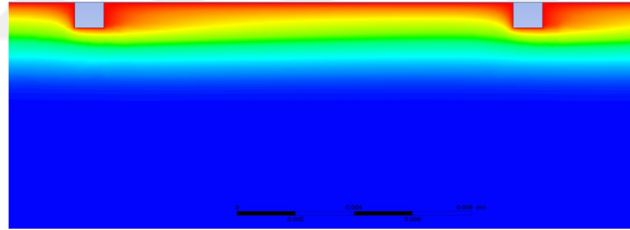
$P/D=5,58$, $11,15$ ve $16,73$ olduğu kanat aralığı durumlarındaki laminer akış bölgesinde sıcaklık sınır tabakasının gelişimlerini incelemek için ANSYS Fluent programı yardımıyla hesaplanan değerleri gösteren sıcaklık konturları sırasıyla Şekil 3.2, 3.3 ve 3.4'te paylaşılmıştır.



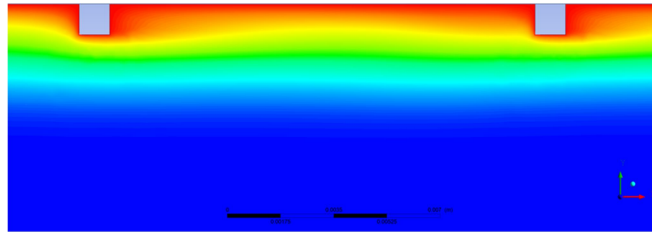
a)



b)



c)



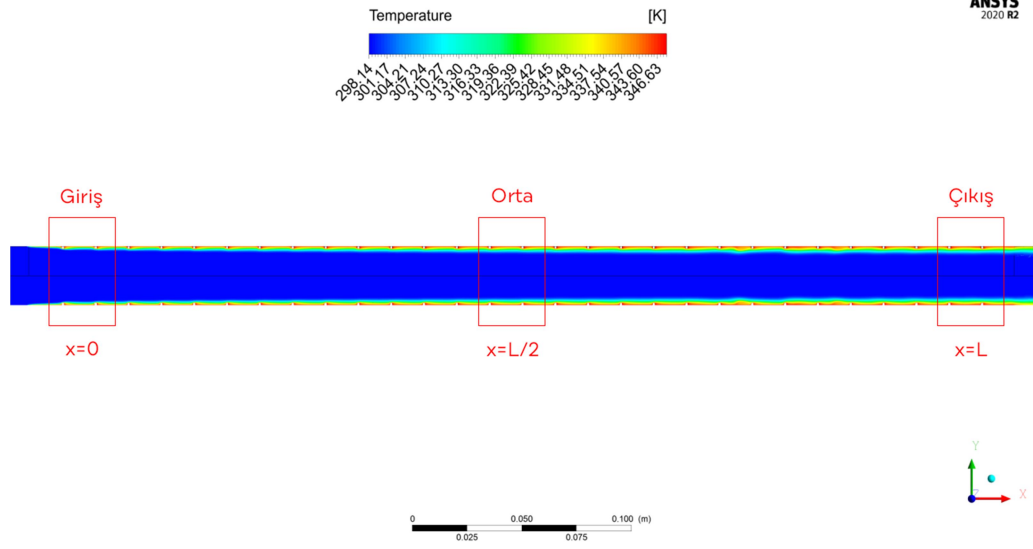
d)

Şekil 3.2 a) $P/D=5,58$ için $Re=2300$ değerinde test borusu sıcaklık dağılımı grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$

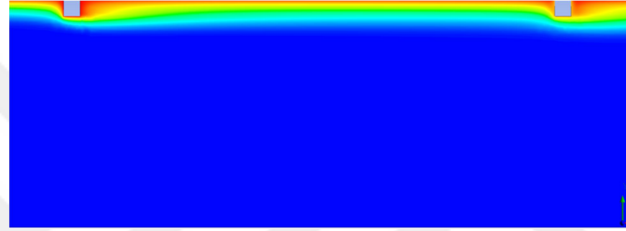
Şekil 3.2'de $P/D=5,48$ olan 15 mm aralıklı dikdörtgen kesit kanatlı test borusunda $Re=2300$ değerinde sıcaklık dağılımı incelenmiştir. Şekil 3.2 (a)'da ısıl gelişmekte olan laminer akış görülmektedir. Akışkanın kanatlı boru yüzeyleri ile temas eden kısmında sıcaklık artışının belirgin olduğu ve akışkanın test borusuna giriş sıcaklığının x eksenini doğrultusunda boru eksenini civarında çok değişmediği görülmektedir. Şekil 3.2 (b)'de $x=0$ 'da giriş bölgesi, (c)'de $x=L/2$ 'de orta bölgesi ve (d)'de $x=L$ 'de çıkış bölgesi ayrıntılı olarak verilmiştir. Böylece $P/D=5,48$ olan kanatlı boruda ısıl sınır tabakanın gelişimi yakından izlenebilmiştir. Kanatlı boru yüzeyinden merkez eksenine radyal doğrultuda giriş bölgesinden çıkış bölgesine doğru ısıl sınır tabaka kalınlığı artmıştır. Bu artış Şekil 3.2 (b), (c) ve (d)'de x eksenini doğrultusunda kanatlı boru yüzeyinden merkez eksene radyal yönde eş sıcaklık eğrilerinin katmanlarının radyal yönde genişlemesi ile de görülebilmektedir. Böylelikle akışkanın test borusu girişinde giriş sıcaklığında olan akışkan bölgesi merkez eksene x eksenini doğrultusunda test borusu çıkışına doğru gittikçe daralmıştır.

Benzeri durumlar Şekil 3.3 ve Şekil 3.4'de sırasıyla $P/D=11,15$ olan 30 mm ve $P/D=16,73$ olan 45 mm aralıklı dikdörtgen kesit kanatlı test borularında da görülmektedir.

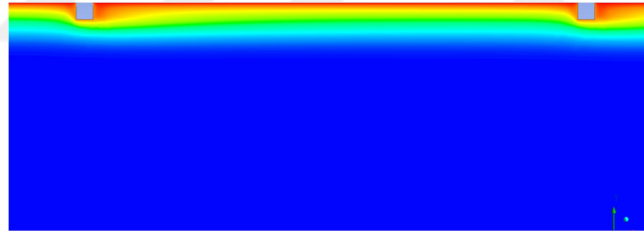
Kanatlar arası mesafenin $P/D=5,48$ olan $P=15$ mm durumu ile $P/D=11,15$ olan $P=30$ mm ve $P/D=16,73$ olan $P=45$ mm olan durumlar kıyaslandığında, iki kanat arası bölgede belirgin olarak akışkan sıcaklığının daha yüksek olduğu Şekil 3.2, 3.3 ve 3.4'ten görülmektedir. $P/D=16,73$ olan $P=45$ mm kanat aralık durumunda kanatlı boru yüzeyinden radyal yönde merkez eksene doğru bölgesel olarak akışkan sıcaklığında artışlar görülebilmektedir.



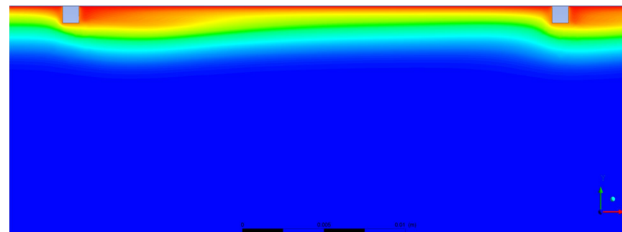
a)



b)

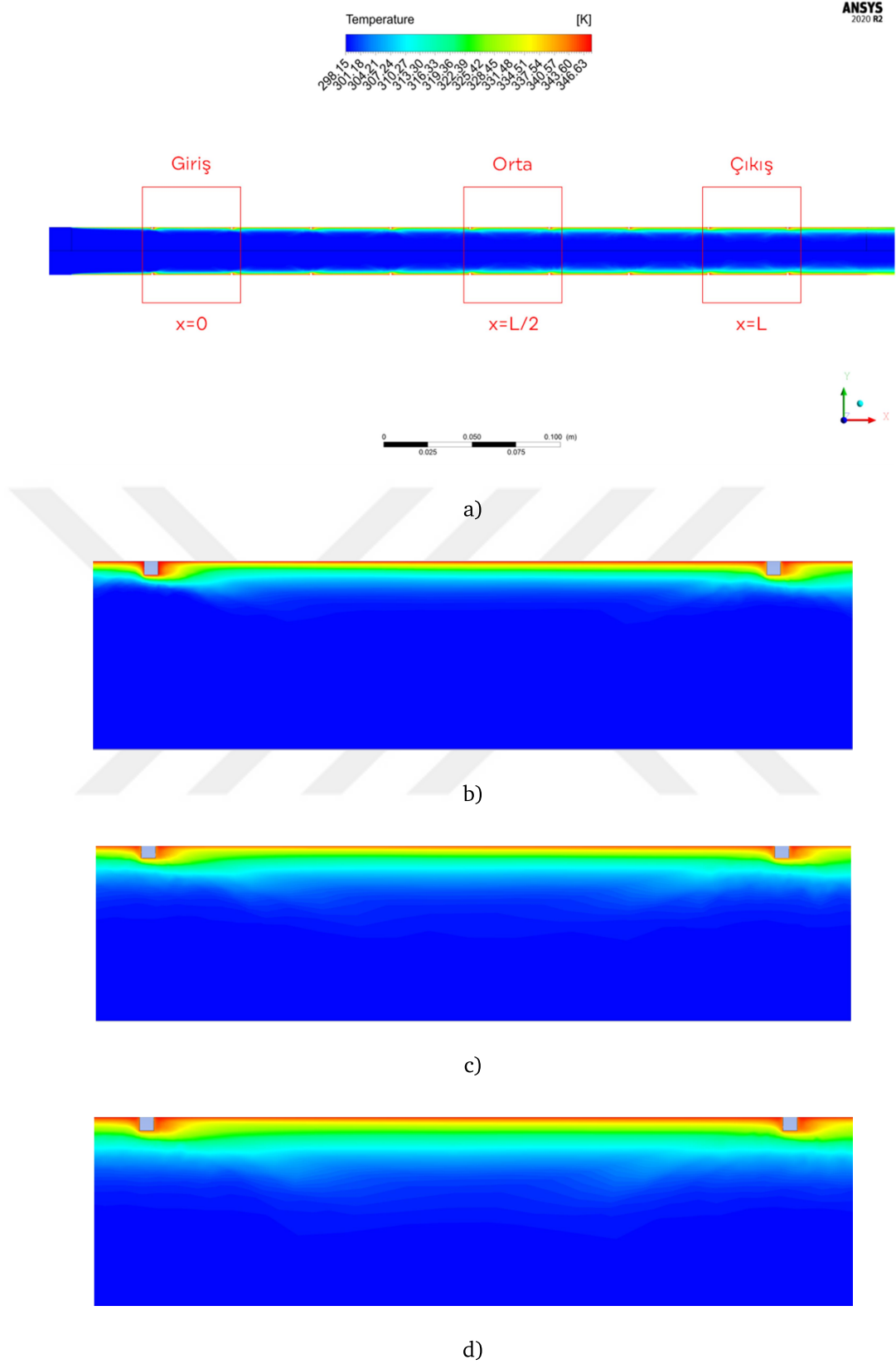


c)



d)

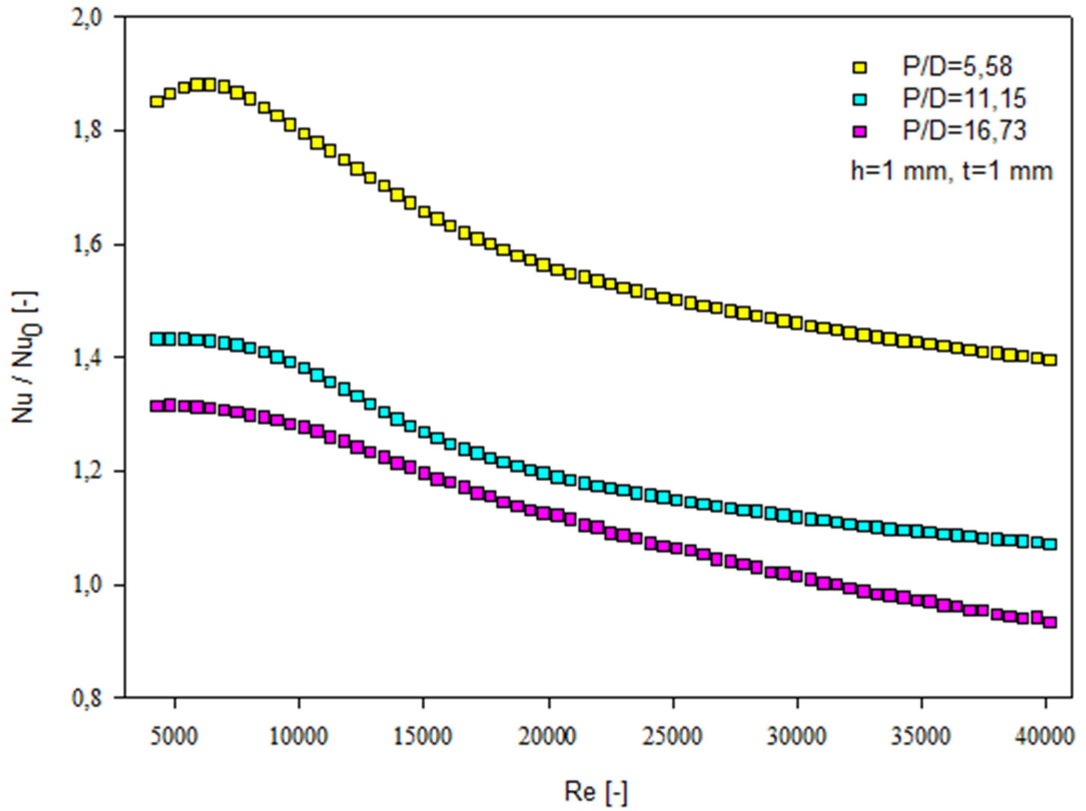
Şekil 3.3 a) $P/D=11,15$ için $Re=2300$ değerinde test borusu sıcaklık dağılımı grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$



Şekil 3.4 a) $P/D=16,73$ için $Re=2300$ değerinde test borusu sıcaklık dağılımı grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$

3.1.1.2 Türbülanslı Akışta Isı Geçişi

Farklı kanat aralıklarına sahip dikdörtgen kesit kanatlı borularda türbülans akış bölgesi için ısı geçişi sonuçlarını araştırmak için Reynolds sayısı 4000 ile 40000 aralığında çalışılmıştır. Türbülanslı akış bölgesinde dikdörtgen kesit kanatlı boruda farklı kanat aralıklarına göre hesaplanmış Nusselt değerleri yine aynı Reynolds sayılarında düz boruda hesaplanmış değerler ile kıyaslanarak Şekil 3.5'de paylaşılmıştır.



Şekil 3.5 Dikdörtgen kesit kanatlı boruda türbülans akış bölgesinde farklı kanat aralığı için Nusselt sayısı oranları

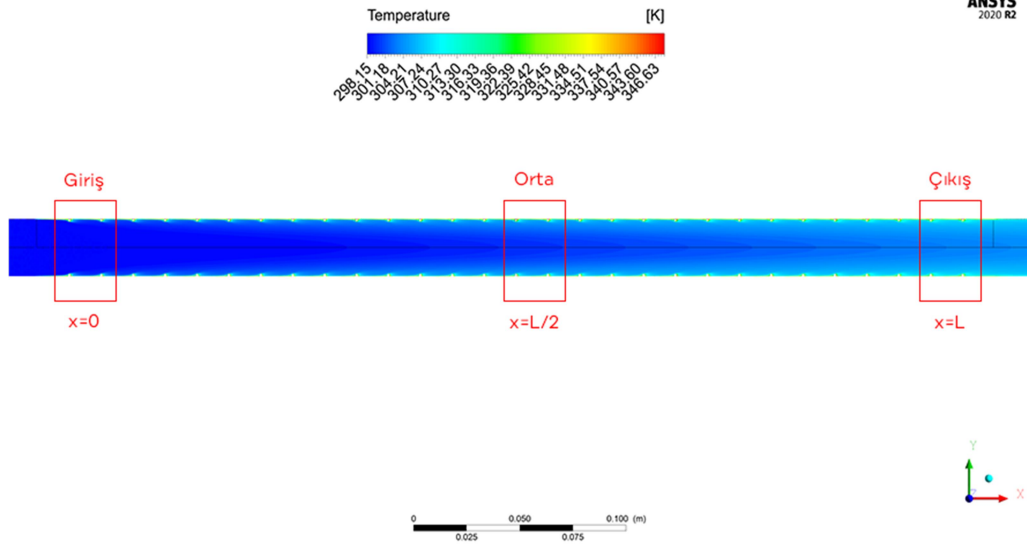
Şekil 3.5'den görüldüğü gibi dikdörtgen kesit kanatlı boruda türbülans bölgesi her üç kanat aralığı durumu için incelendiğinde, kanat aralığı mesafesinin en az olduğu P/D=5,58 durumda en yüksek Nusselt oranları gözlenmiştir. Bu durumda başlangıçta artan Nusselt sayısı oranı, Re=6527 değerinde bir maksimum değere ulaşmakta, bu değerden sonra Nusselt sayısı, artan Reynolds sayılarıyla düşmektedir. Re=20000 değerinden itibaren düşük eğimle azalmaya devam etmektedir. P/D=11,15 ile P/D=16,73 durumlarında Nusselt sayısı

oranları Reynolds sayısının artmasıyla birbirlerine benzer eğilim göstermekte olup $P/D=11,15$ 'de ısı geçişi değerine göre daha yüksektir. $P/D=16,73$ olduğu $P=45$ mm kanat aralığındaki durumda $Re=31540$ değerine kadar Nusselt oranları 1 değerinin üzerinde olmasına rağmen artan Reynolds değerleri ile 1'in altına düşmektedir. Diğer kanat aralıklarında her bir Reynolds değeri için Nusselt oranları 1'in üzerinde bulunmaktadır.

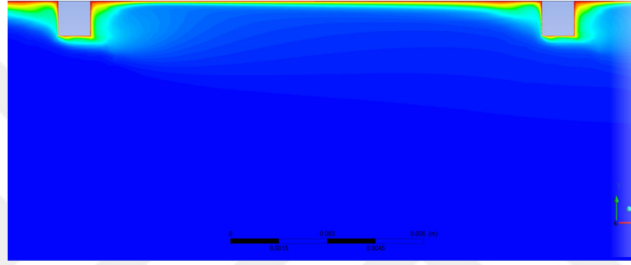
$P/D=5,58$, $11,15$ ve $16,73$ olduğu durumlarda türbülans akış bölgesindeki sıcaklık sınır tabakasının gelişimlerini incelemek için ANSYS Fluent programı yardımıyla hesaplanan değerleri gösteren sıcaklık konturları $Re=10000$ değeri için Şekil 3.6, 3.7 ve 3.8'de paylaşılmıştır.

Şekil 3.6'da $P/D=5,48$ olan $P=15$ mm aralıklı dikdörtgen kesit kanatlı test borusunda $Re=10000$ değerinde sıcaklık dağılımı incelenmiştir. Şekil 3.6 (a)'da x eksenine doğrultusunda ısıl gelişmekte olan türbülanslı akış görülmektedir.

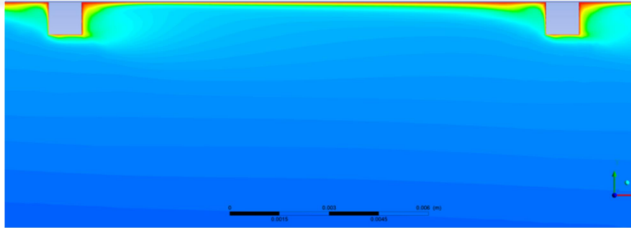
Şekil 3.6 (a)-(d)'den, akışkanın kanatlı boru yüzeyleri ile temas eden kısmında sıcaklık artışının belirgin olduğu ve akışkanın test borusuna girişteki sıcaklığının x eksenine doğrultusunda test borusu çıkışına doğru boru eksenine civarında da arttığı görülmektedir. Kanatlar arasındaki bölgede akışkan sıcaklık artışı test borusu çıkışında daha belirgindir. Şekil 3.6 (b)'de $x=0$ 'da giriş bölgesi, (c)'de $x=L/2$ 'de orta bölgesi (d)'de $x=L$ 'de çıkış bölgesi ayrıntılı olarak verilmiştir. $P/D=5,48$ olan kanatlı boruda, test borusu giriş bölgesinden çıkışına doğru kanatlı boru yüzeyinden radyal doğrultuda merkez eksene doğru ısıl sınır tabaka kalınlığının arttığı görülmektedir. Şekil 3.6 (b), (c) ve (d)'den görüldüğü gibi ısıl sınır tabaka içinde sıcaklık eğrileri katmanlar halinde merkez eksene doğru radyal doğrultuda genişlemiştir.



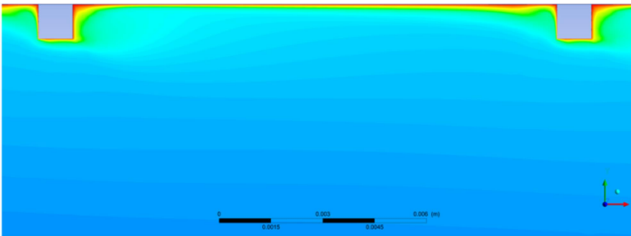
a)



b)



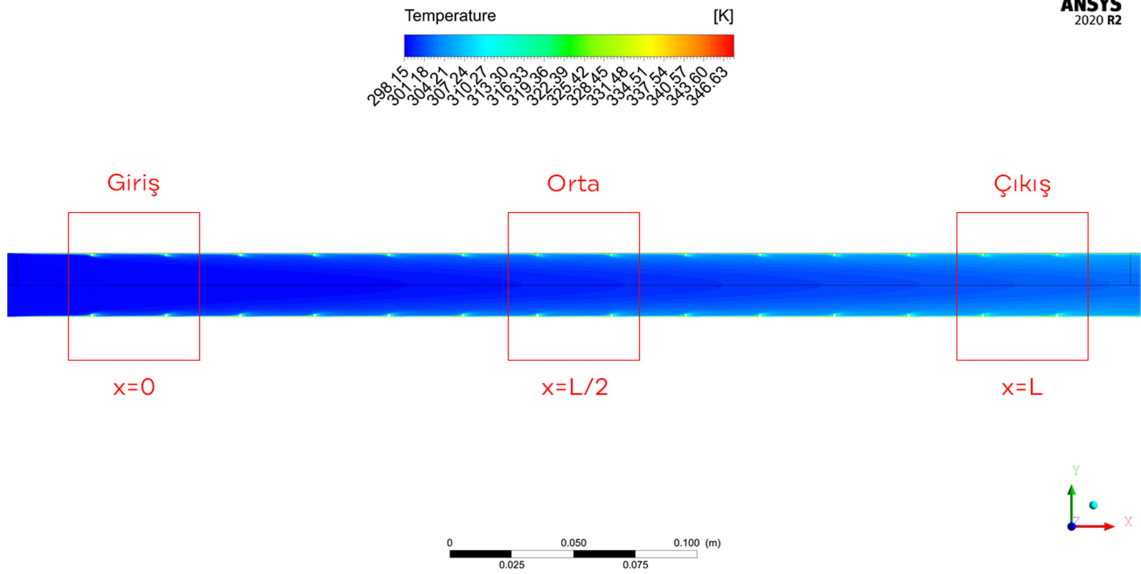
c)



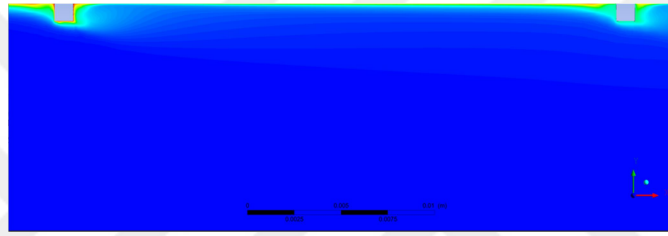
d)

Şekil 3.6 a) $P/D=5,58$ için $Re=10000$ değerinde test borusu sıcaklık dağılımı grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$

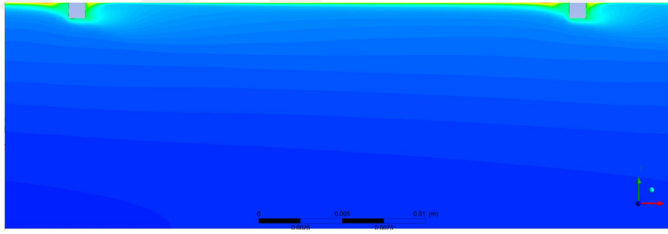
Benzeri durumlar Şekil 3.7 ve 3.8'de sırasıyla $P/D=11,15$ olan $P=30$ mm ve $P/D=16,73$ olan $P=45$ mm aralıklı dikdörtgen kesit kanatlı test borularında da görülmektedir. Kanatlar arası mesafenin $P/D=5,48$ olan $P=15$ mm durumu ile $P/D=11,15$ olan $P=30$ mm ve $P/D=16,73$ olan $P=45$ mm olan durumlar kıyaslandığında, $P=15$ mm kanat aralık durumunda kanatlı boru yüzeyinden radyal yönde merkez eksene doğru akışkan sıcaklığında artışın diğer kanat aralıklarına göre daha fazla olduğu görülebilmektedir. Şekil 3.7 ve 3.8'den test borusu merkezinde x eksenine doğrultusunda test borusu girişinden test borusu çıkışına doğru akışkan sıcaklığında artışının 15 mm aralıklı kanatlı boruya göre daha az olduğu görülmektedir. Kanat aralığı mesafesinin azalması iki kanat arasındaki akışı etkilediği ve buna bağlı olarak ısı geçişinde kanat aralığı mesafesinin etkili olduğu görülmektedir.



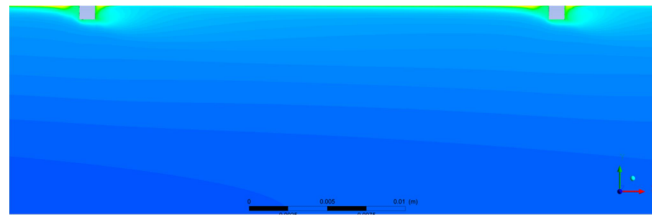
a)



b)

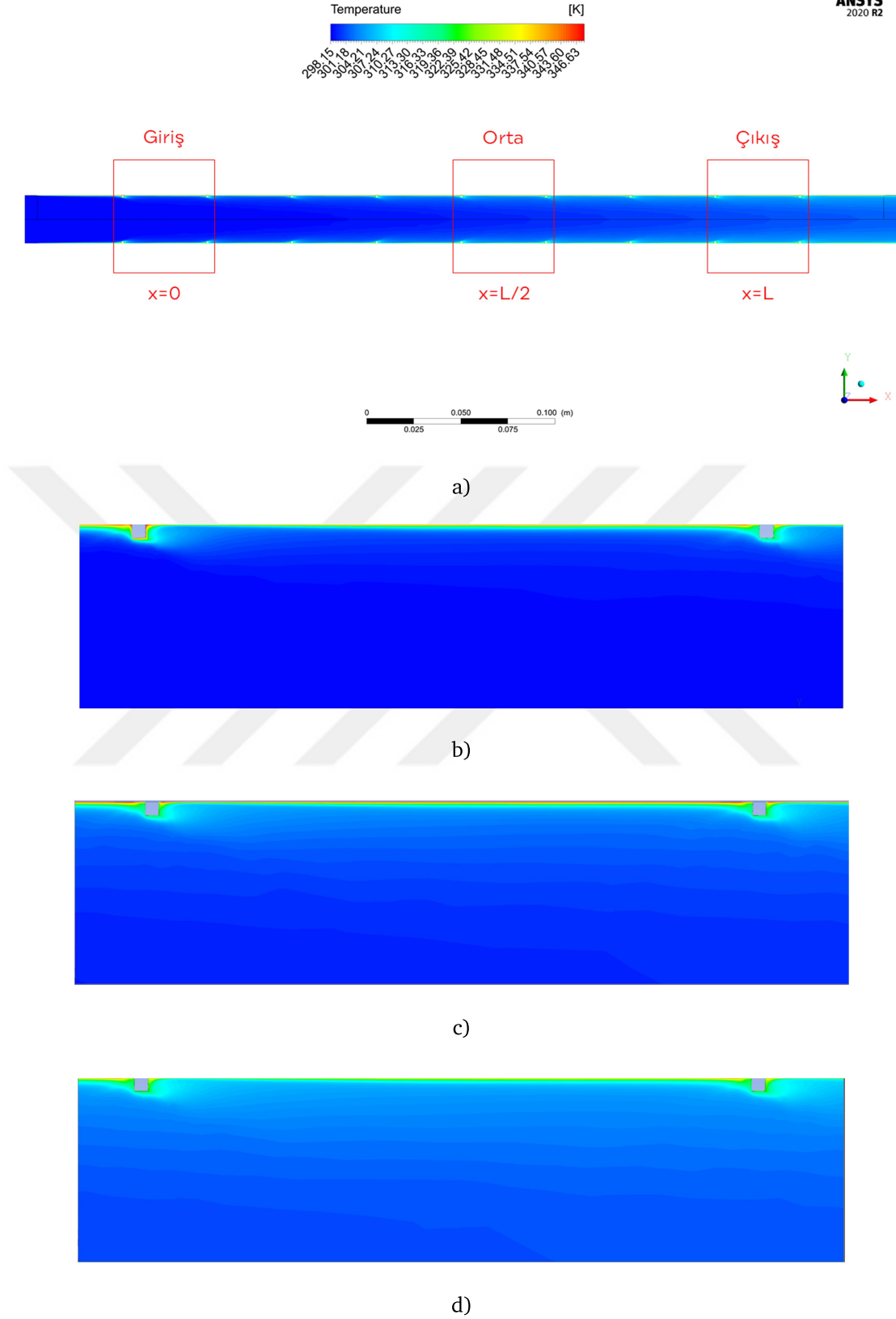


c)



d)

Şekil 3.7 a) $P/D=11,58$ için $Re=10000$ değerinde test borusu sıcaklık dağılımı grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$



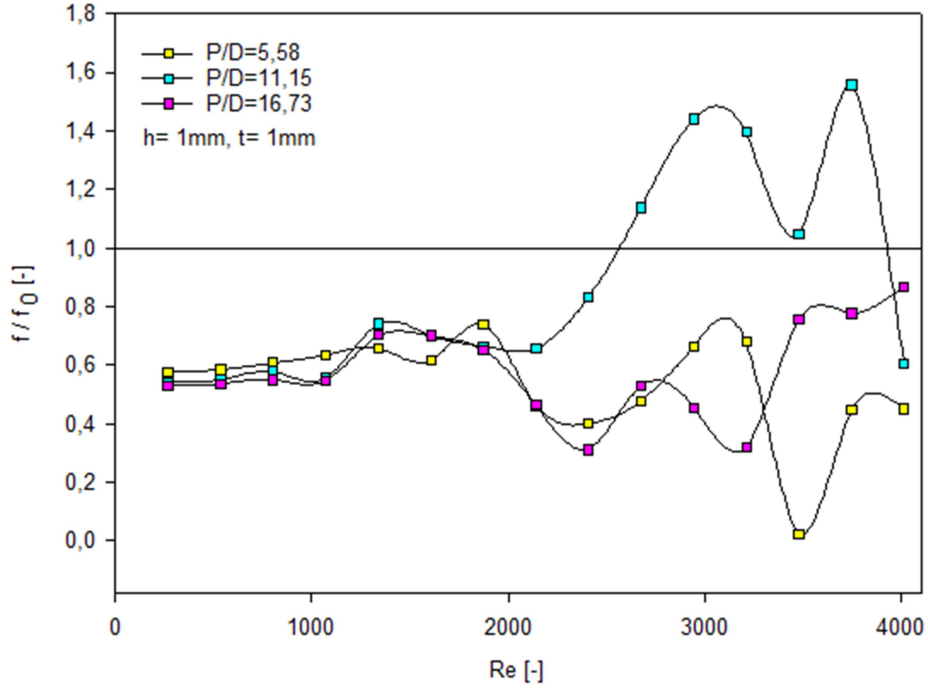
Şekil 3.8 a) $P/D=16,73$ için $Re=10000$ değerinde test borusu sıcaklık dağılımı grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$

3.1.2 Basınç Düşümü Sonuçları

Kanatlı borularda kanat aralıklarının basınç düşümüne etkisini üç farklı kanat aralığında incelemek üzere laminer akış bölgesi için 'Laminer Akış Modeli', türbülans akış için 'Realizable k-epsilon Akış Modeli' tercih edilerek test borusunun girişteki ve çıkıştaki ortalama basınç değerleri ANSYS Fluent yardımıyla hesaplanmıştır. Hesaplanan basınç değerleri yardımıyla basınç düşümü (ΔP) bulunmuş ve basınç düşümü yardımıyla da sürtünme faktörü (f) değerleri hesaplanmıştır. Sürtünme faktörü değerleri, bu çalışmada aynı Reynolds sayısındaki düz boruda hesaplanan değerlerle bölünerek $[f/f_0]$ sunulmuştur. Basınç kaybı laminer ve türbülans akış bölgelerinde ayrı ayrı incelenmiştir. Tablo 2.6'de sunulduğu gibi çalışma bölgesi giriş borusu, test borusu ve çıkış borusundan oluşmaktadır. Test borusunda basınç düşümünü belirlemek için yapılan analizlerde çıkış sınır şartı olarak çıkış borusu çıkışında basınç sıfır alınarak (pressure outlet 0) çalışma bölgesindeki giriş borusu girişinde basınç hesaplanmıştır. Çalışma bölgesi planında test borusu, giriş borusu ve çıkış borusu arasında bulunmaktadır. Dolayısıyla analiz sonucunda elde edilen basınç düşümü değerleri çalışma bölgesinin tamamını kapsamaktadır.

3.1.2.1 Laminer Akışta Basınç Düşümü

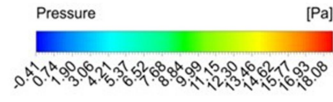
Farklı kanat aralıklarına sahip dikdörtgen kesit kanatlı borularda laminer akış bölgesi için basınç düşümü sonuçlarını araştırmak için Reynolds sayısı 4000'den küçük değerler çalışılmıştır. Kanatlı boruda kanat aralığının değişiminin laminer bölgede basınç düşümüne etkisi araştırılmıştır. Laminer bölgede dikdörtgen kesit kanatlı boruda 15, 30 ve 45 mm kanat aralığı için hesaplanan sürtünme faktörleri yine aynı Reynolds sayılarında düz boru sürtünme faktörlerine bölünerek Şekil 3.9'da paylaşılmıştır.



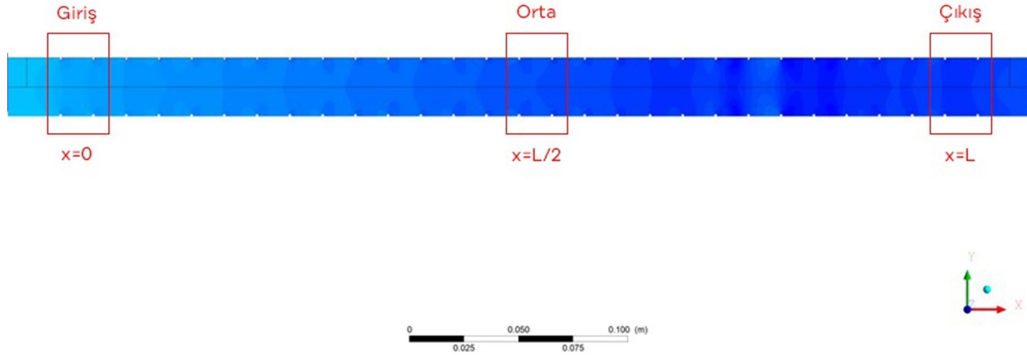
Şekil 3.9 Dikdörtgen kesit kanatlı boruda laminer akış bölgesinde farklı kanat aralığı için sürtünme faktörü oranları

Şekil 3.9'dan görüldüğü gibi üç farklı kanat aralığı için dikdörtgen kesit kanatlı boruda laminer akış bölgesi incelendiğinde, $Re=1865$ değerine kadar sürtünme faktörü oranları birbirlerine yakın değerlerde olup, artan Reynolds sayısı ile farklı eğilimler göstermiştir. $Re=1865$ değerinden itibaren sürtünme faktörü oranları en fazla kanat aralığı $P/D=11,15$ olduğu durumda gözlenmiştir. Kanat aralığının $P=30$ mm olduğu bu durumda $Re=2550$ değerinden itibaren düz boruya göre sürtünme faktörü değeri artmıştır. Diğer kanat aralığı durumlarında ($P=15$ ve 45 mm) sürtünme faktörü değerlerinin düz boruya göre daha düşük değerlerde olduğu görülmektedir.

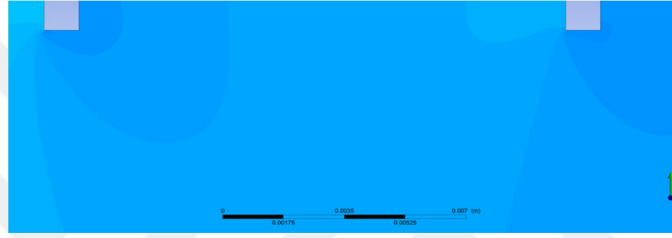
$P/D=5,58$, $11,15$ ve $16,73$ olduğu durumlardaki laminer akış bölgesinde basınç değişimlerini incelemek için ANSYS Fluent programı yardımıyla hesaplanan değerleri gösteren basınç konturları Şekil 3.10, 3.11 ve 3.12'de paylaşılmıştır.



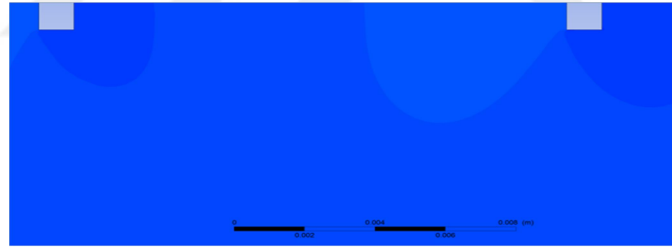
ANSYS
2020 R2



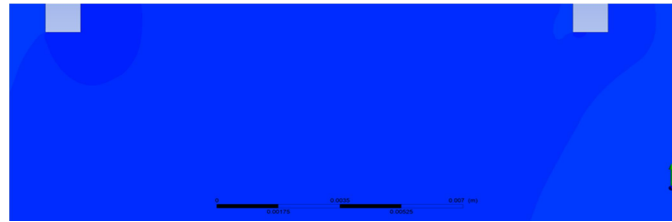
a)



b)



c)



d)

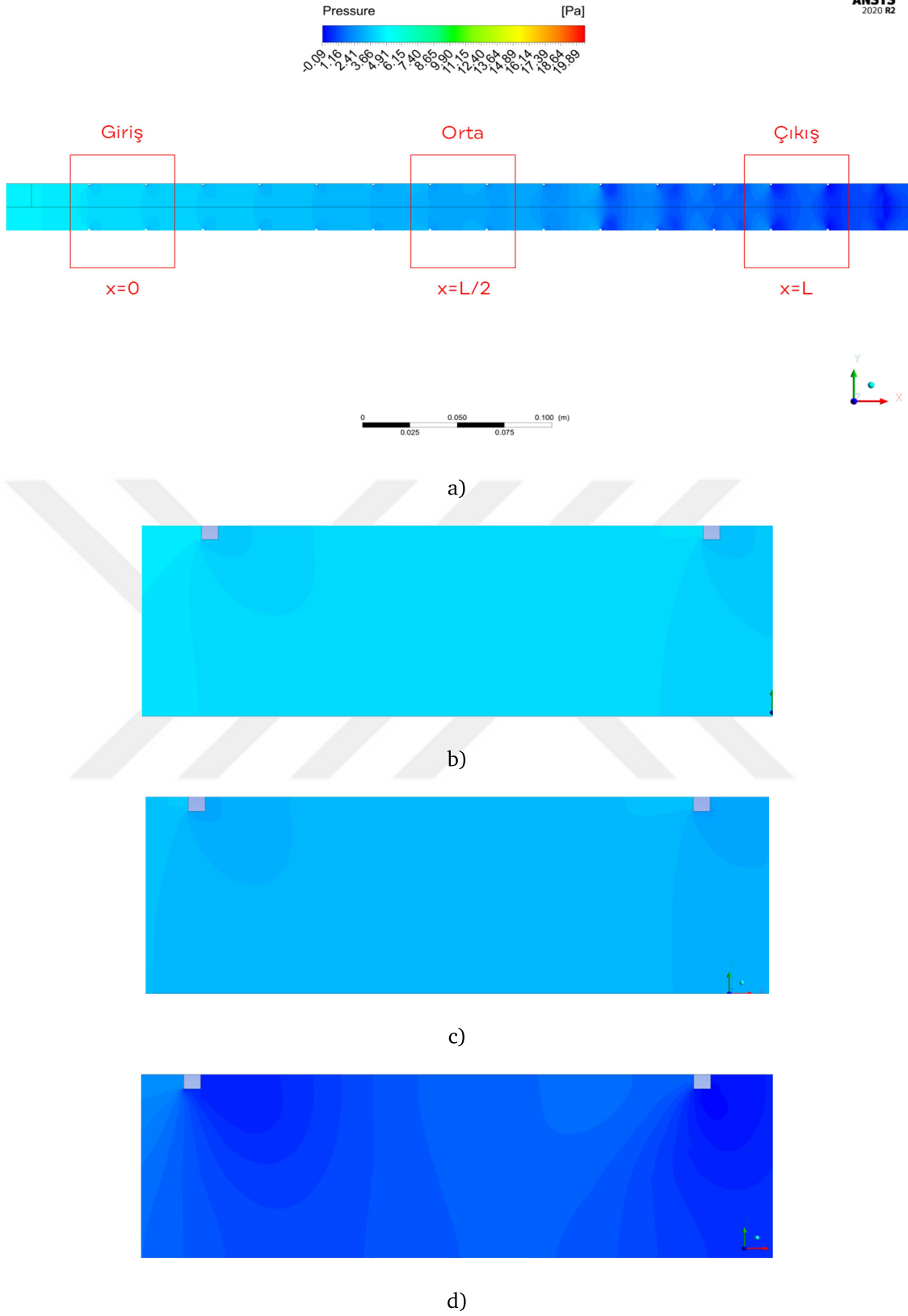
Şekil 3.10 a) $P/D=5,58$ için $Re=2300$ değerinde test borusu basınç değişimi grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$

Şekil 3.10'da $P/D=5,48$ olan $P=15$ mm aralıklı dikdörtgen kesit kanatlı test borusunda $Re=2300$ değerinde basınç düşümü incelenmiştir. Şekil 3.10 (b), (c) ve (d) dikkate alındığında kanatlı boruda basınç düşümü değişimi yakından izlenebilmiştir. Test borusunda genel olarak akışkanın kanat ön yüzeyi ile temas ettiği yerde yüksek basınç oluşurken, kanat arkasında düşük basınç oluşmaktadır.

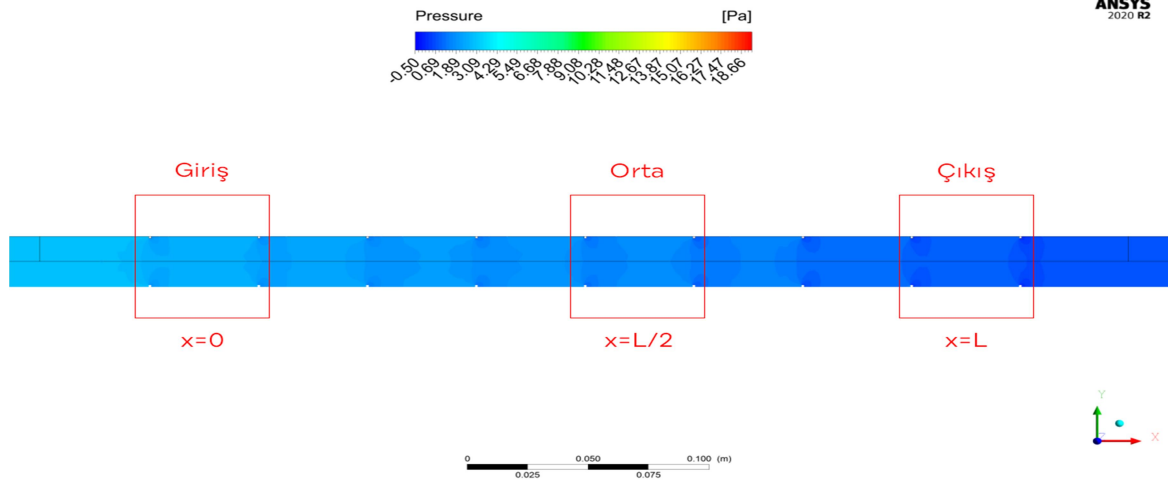
Dikdörtgen kesit kanatta akışın kanatın ön uç kısmından itibaren savrulmasının oluşturduğu basınç değişimleri eş basınç eğrileri ile Şekil 3.10 (b), (c) ve (d)'den görülmektedir. Oluşan basınç farkları girdap oluşumuna sebebiyet verebilmektedir.

Şekil 3.11 ve 3.12'de sırasıyla $P/D=11,15$ olan $P=30$ mm ve $P/D=16,73$ olan $P=45$ mm aralıklı dikdörtgen kesit kanatlı test borularında, $P/D=5,48$ olan $P=15$ mm aralıklı dikdörtgen kesit kanatlı boruda oluşan benzeri durumlar görülmektedir.

$Re=2300$ olan laminar akış bölgesinde $P/D=11,15$ olan dikdörtgen kesit kanatların diğer kanatlara ($P/D=5,48$, $P/D=16,73$) göre basınç düşümünün daha yüksek olduğu Şekil 3.10, 3.11 ve 3.12'den görülebilmektedir.



Şekil 3.11 a) $P/D=11,15$ için $Re=2300$ değerinde test borusu basınç değişimi grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$



a)



b)



c)

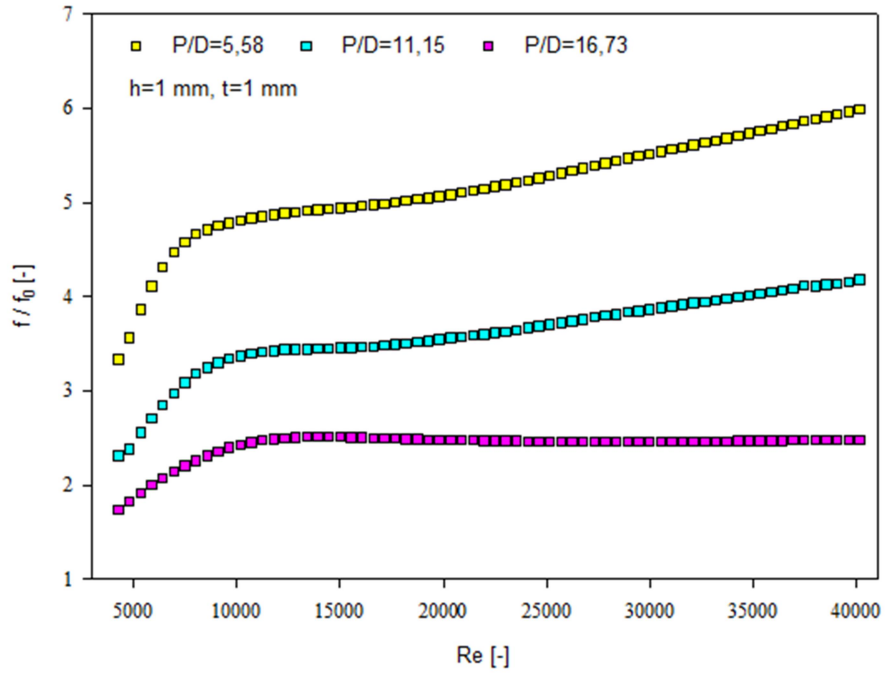


d)

Şekil 3.12 a) $P/D=16,73$ için $Re=2300$ değerinde test borusu basınç değişimi grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$

3.1.2.1 Türbülans Akışta Basınç Düşümü

Farklı kanat aralıklarına sahip kanatlı borularda türbülans akış bölgesinde basınç düşümü sonuçlarını araştırmak için Reynolds sayısı 4000 ile 40000 arasında çalışılmıştır. Bu bölümde kanatlı boruda kanat aralığının değişiminin basınç düşümüne etkisi türbülanslı akış bölgesinde araştırılmıştır. Şekil 3.13’de dikdörtgen kesit kanatlı boruda türbülans akış bölgesinde farklı kanat aralıklarına göre sürtünme faktörü sonuçları yine aynı Reynolds sayılarında düz boruda hesaplanan değerlere bölünerek $[f/f_0]$ paylaşılmıştır.



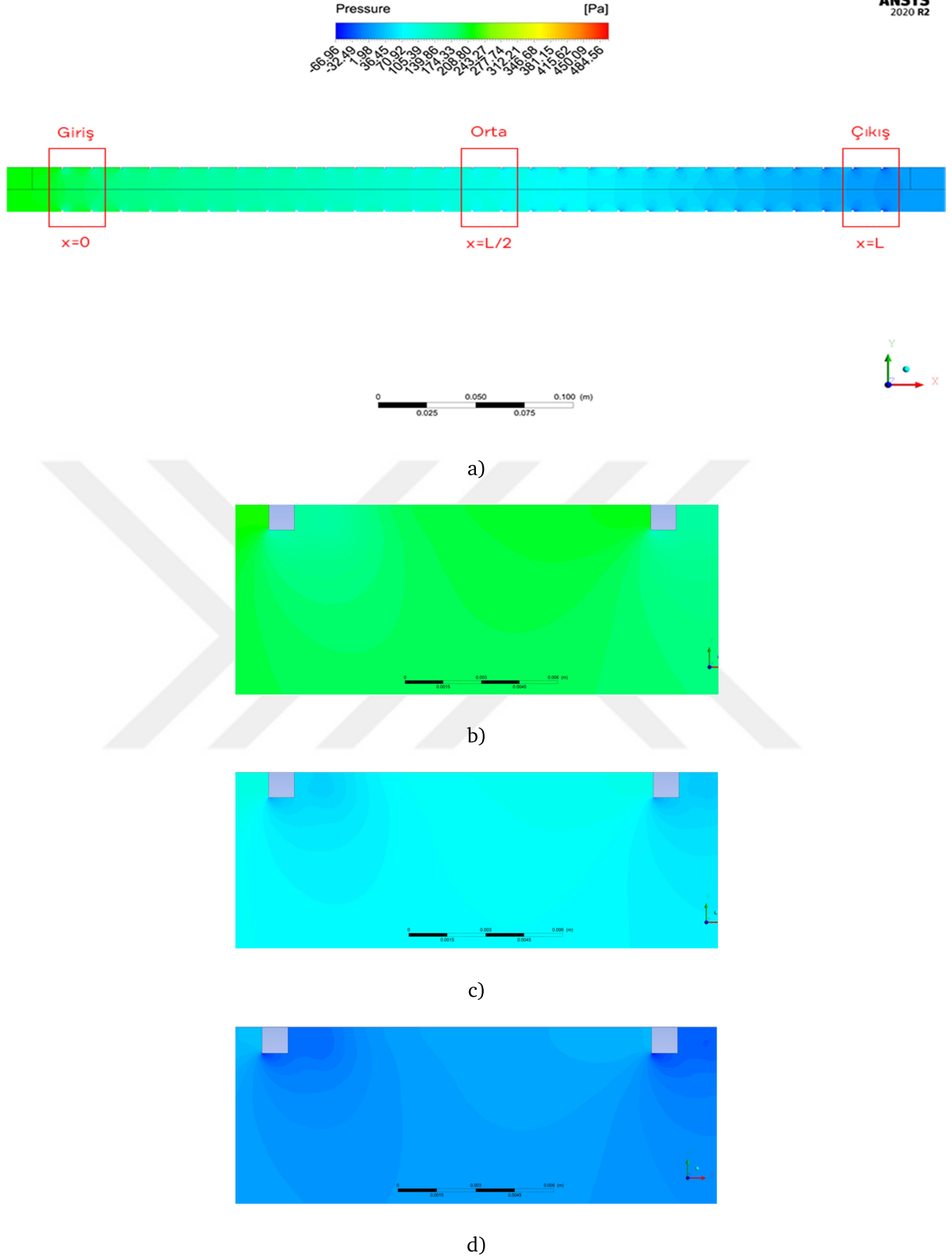
Şekil 3.13 Dikdörtgen kesit kanatlı boruda türbülans akış bölgesinde farklı kanat aralığı için sürtünme faktörü oranları

Şekil 3.13 incelendiğinde hesaplamalar için tercih edilen k-epsilon akış modeli ile elde edilen sonuçlarla çizilen eğriler belirli bir yol izlemiştir. Şekil incelendiğinde beklenen durum olan artan kanat aralığı ile birlikte sürtünme faktörü oranlarında azalma görülmüştür. Kanat aralığının en fazla olduğu P/D oranı 16,73 durumunda en düşük sürtünme faktörü değerleri görülmüştür. Dikdörtgen kesit kanatlı boruda türbülans akış bölgesinde her üç kanat aralığında sürtünme faktörü oranları düz boruya göre artış göstermiştir.

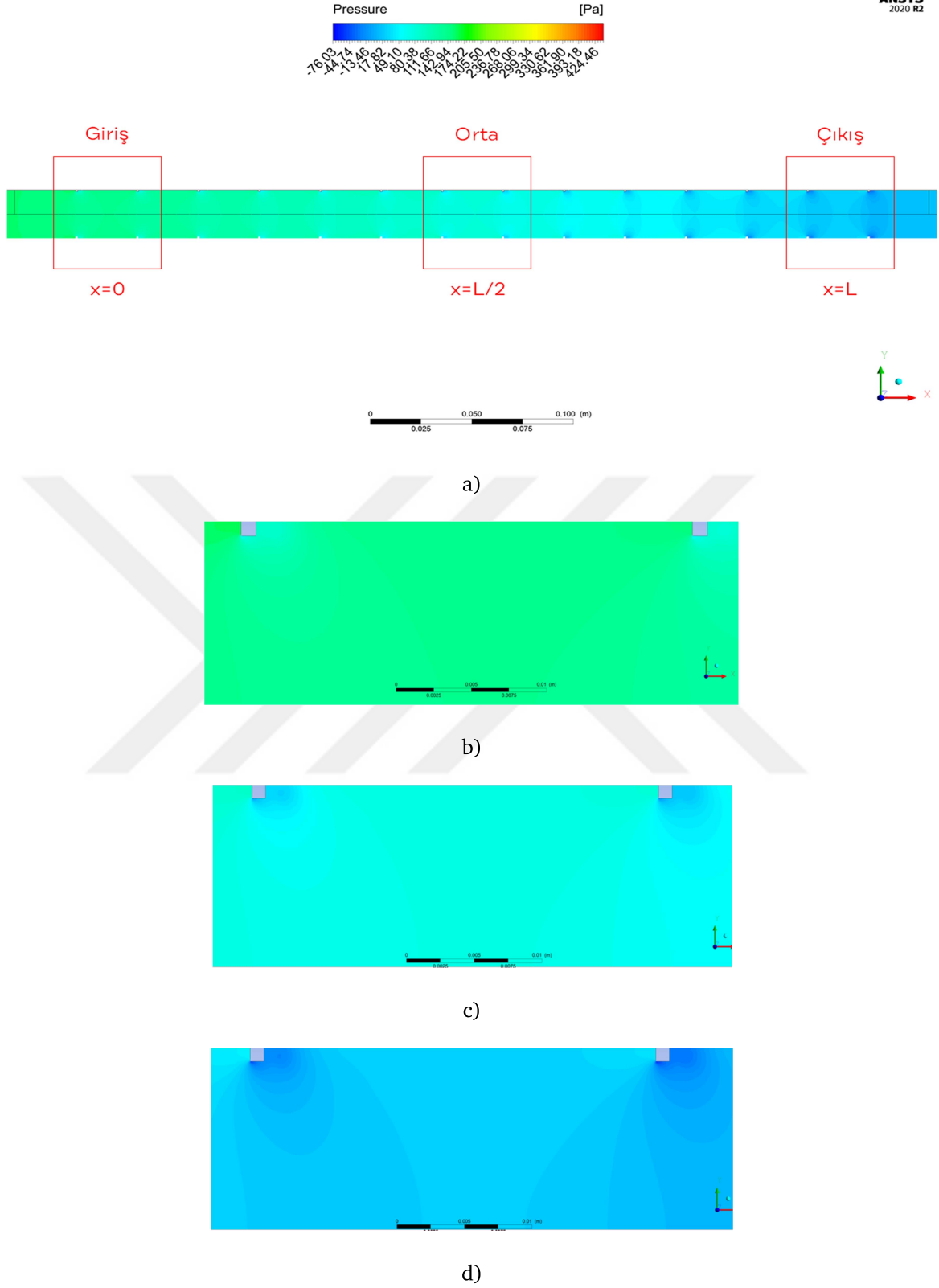
P/D oranı 5,58 olan durumda $Re=7495$ değerine kadar sürtünme oranlarında dik bir yükseliş gerçekleşmiş olup, $Re=7495$ değerine ulaştığında sürtünme faktörü oranı 4,71 değerini almış, bu değerden sonra sürtünme faktörü $Re=17670$ değerine kadar çok değişmemiş ve sonra tekrar sürtünme faktörü oranı artmaya başlamıştır. P/D oranı 11,15 olduğu durum eğrisi ile P/D oranı 5,58 olan durum eğrisi genel olarak paralellik göstermekte ve sürtünme faktörü oranı P/D oranı 5,58 olan duruma göre daha düşük değerler sergilemektedir. P/D oranı 11,15 olduğu durumda $Re=8565$ değerine ulaştığında sürtünme faktörü oranı 3,24 değerini almış olup bu değerden sonra $Re=19810$ değerine kadar çok değişmemiş, daha sonra artan Reynolds sayısı değerleri ile sürtünme faktörü oranları da artmıştır. P/D oranı 16,73 olduğu durumda ise $Re=9637$ değerine kadar sürtünme faktörü oranları artmış, bu değerden sonra artan Reynolds sayısı değerleri ile sürtünme faktörü oranlarında çok değişiklik olmamakla birlikte hafif azalma eğilimi göstermiştir. P/D=5,58, 11,15 ve 16,73 olduğu durumlardaki türbülans akış bölgesindeki basınç değişimlerini incelemek için ANSYS Fluent programı yardımıyla hesaplanan değerleri gösteren basınç konturları Şekil 3.14, 3.15 ve 3.16'da paylaşılmıştır.

Şekil 3.14'de P/D=5,48 olan 15 mm aralıklı dikdörtgen kesit kanatlı test borusunda $Re=10000$ değerinde basınç düşümü incelenmiştir. Şekil 3.14 (a) dikkate alındığında çalışma bölgesinin çıkışındaki basınç sınır şartı (pressure outlet) 0 olduğu düşünülerek x eksenini doğrultusunda akış yönünde basıncın giderek azaldığı görülmektedir. Test borusu içinde basınç değerinin en yüksek olduğu yer akışın kanatla karşılaştığı ilk kısımdır. Şekil 3.14 (b), (c) ve (d) dikkate alındığında kanat ön kısımlarında yüksek basınç bölgeleri, kanat arkasında düşük basınç bölgelerinin oluşumu görülmektedir. Benzer durumlar Şekil 3.15'de P/D=11,15 olan 30 mm aralıklı, Şekil 3.16'da P/D=16,73 olan 45 mm aralıklı dikdörtgen kanatlı borular için de görülmektedir.

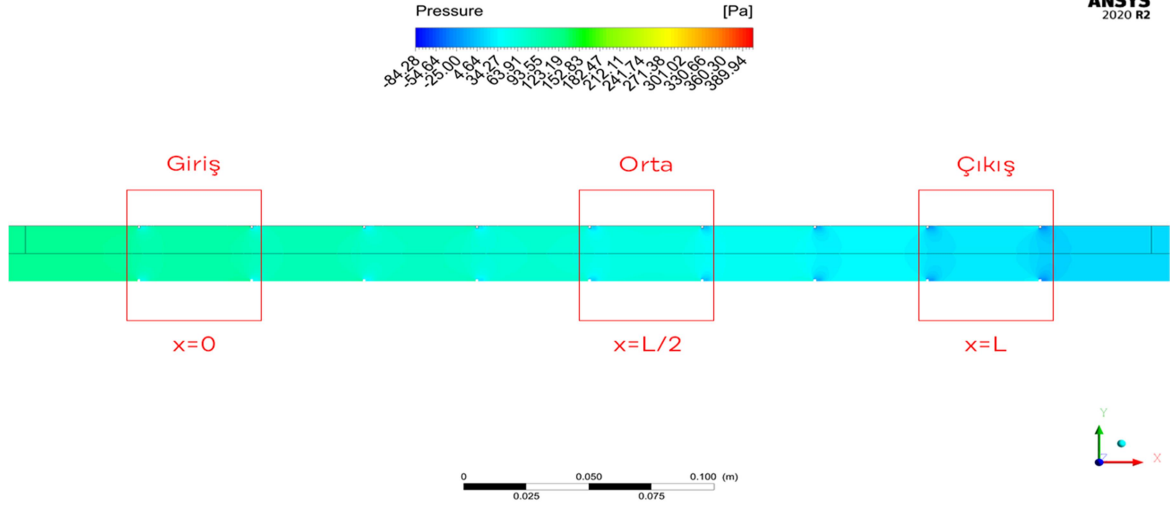
Şekil 3.14, 3.15 ve 3.16 incelendiğinde $Re=10000$ değerinde kanat aralığının 45 mm olduğu P/D=16,73 durumda en düşük basınç düşümü gözlemlenmiştir. Kanat aralığı mesafesi azaldıkça kanatlardan dolayı basınç düşümü artmıştır.



Şekil 3.14 a) $P/D=5,58$ için $Re=10000$ değerinde test borusu basınç değişimi grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$



Şekil 3.15 a) $P/D=11,15$ için $Re=10000$ değerinde test borusu basınç değişimi grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$



a)



b)



c)



d)

Şekil 3.16 a) $P/D=16,78$ için $Re=10000$ değerinde test borusu basınç değişimi grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$

3.1.3 Isıl Performans Sonuçları

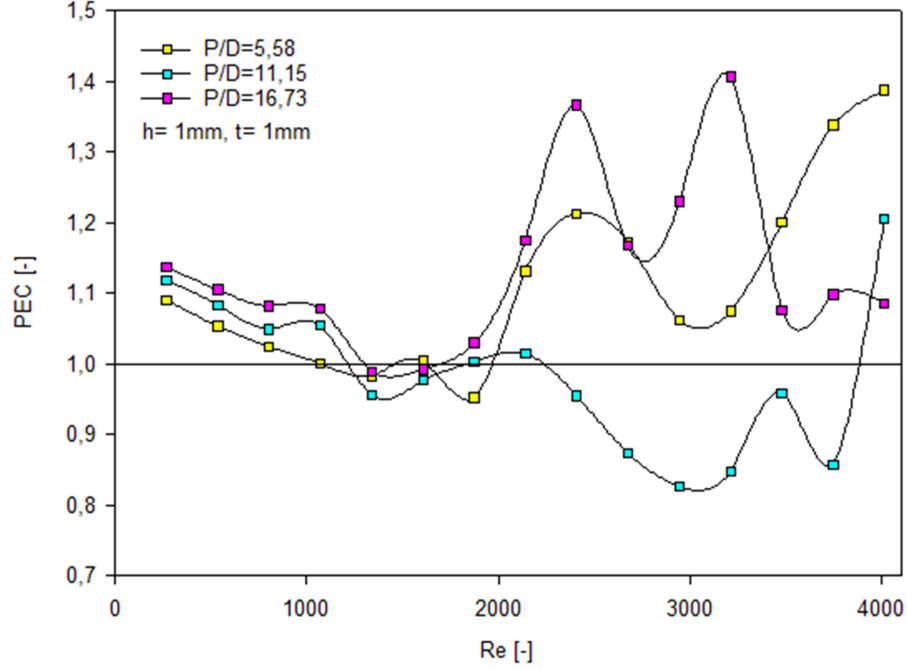
Isı geçişi ve basınç düşümü araştırıldığında kanatlar arası mesafenin önemli bir parametre olduğu görülmüştü. Dikkate alınan bir kanat aralığında ısı transferi düz boruya göre artarken, basınç düşümü de artabilmektedir. Basınç düşümünün artması akışın sürekliliğini sağlamak üzere kullanılan pompanın gücünün artmasına sebebiyet verebilmektedir. Bu sebeple kanatlı borularda ısı performansı değerlendirmek için Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü değerlerinin birlikte değerlendirilmesi uygun bir yöntem olabilmektedir. Bu çalışmada ısı performansı yorumlayabilmek için Nusselt sayısı ve sürtünme faktörlerinin birlikte değerlendirildiği PEC değerleri (Performans Değerlendirme Kriteri) dikkate alınmıştır. Laminer ve türbülanslı akışlarda ısı performans değerleri ayrı ayrı incelenmiştir.

3.1.3.1 Laminer Akışta Isıl Performans

Kanatlı borularda kanat aralığı parametreleri üzerinde çalışılan bu kısımda laminer akış için daha önce elde edilen Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü değerlerinden Denklem (2.14) yardımıyla hesaplanan PEC değerleri kıyaslanarak ısı performans değerlendirilmesi yapılmıştır. Şekil 3.17'de laminer akış bölgesinde üç farklı kanat aralığı için PEC değerleri bulunarak ısı performans kıyaslaması paylaşılmıştır.

Şekil 3.17 incelendiğinde her üç kanat aralığında PEC değerleri $Re=1610$ değerine kadar azalmış, sonra artan Reynolds değerleri ile dalgalı eğriler şeklinde değişmiştir. Genel olarak $Re=3180$ değerine kadar en yüksek PEC değerleri kanat aralığının $P/D=16,73$ olduğu durumda görülmüştür. $P/D=16,73$ ve $P/D=5,58$ olduğu kanat aralıklarında PEC değerlerinin birkaç değer haricinde 1'in üzerinde olduğu görülmektedir. $P/D=5,58$ olduğu kanat aralığı durumunda, $P/D=16,73$ kanat aralığı olan duruma göre daha düşük PEC değerleri gerçekleşmiştir. En düşük PEC değerleri $P/D=11,15$ olduğu kanat aralığı durumunda oluşmuştur.

Her üç durumda da artan Reynolds sayısı ile ısı performans değerlerinde düzenli bir değişme görülmemiştir.



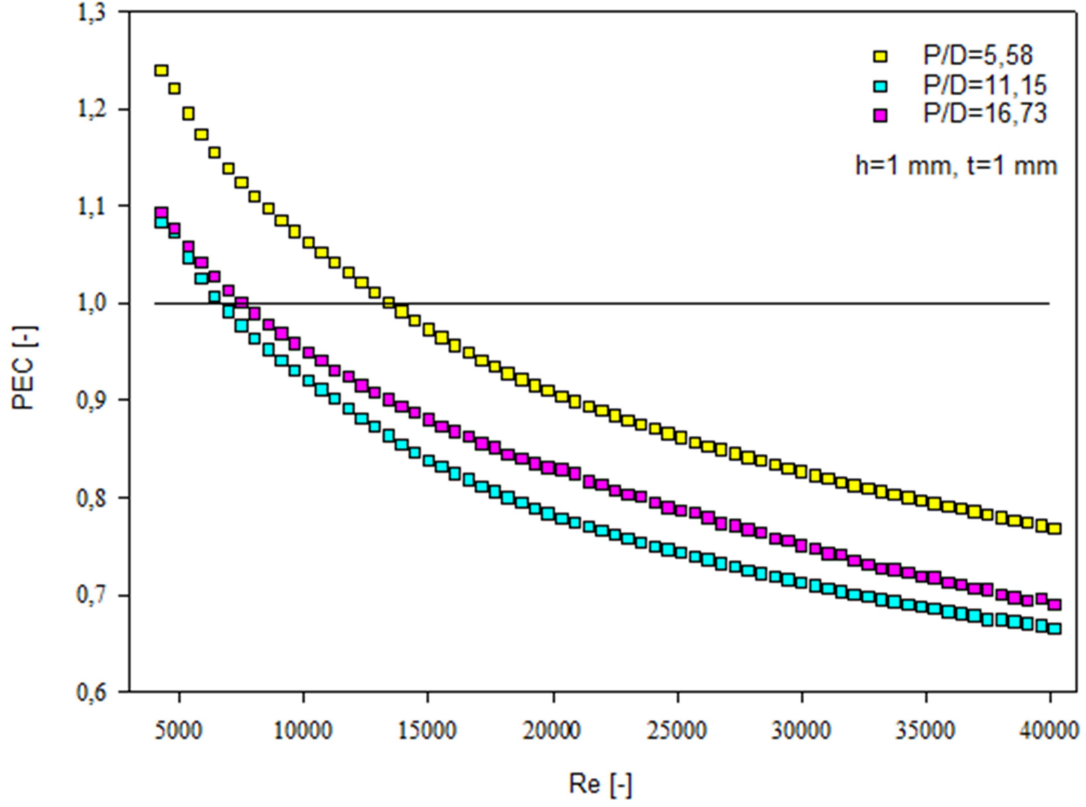
Şekil 3.17 Dikdörtgen kesit kanatlı boruda laminer akış bölgesinde farklı kanat aralığı için ısı performans sonuçları

3.1.3.2 Türbülans Akışta Isıl Performans Sonuçları

Türbülans akış bölgesinde farklı kanat aralıklarının ısı performansına etkisini araştırmak için bu aralıkta hesaplan PEC değerleri Şekil 3.18’de kıyaslanarak ısı performans değerlendirilmesi yapılmıştır.

Şekil 3.18 incelendiğinde türbülans bölgede en yüksek ısı performans değerleri $P/D=5,58$ olduğu durumda ve en düşük ısı performans değerleri $P/D=11,15$ olduğu durumda görülmüştür. $P/D = 5,58$ olduğu kanat aralığında $Re=13772$, $P/D=11,15$ olduğu kanat aralığında $Re=6606$ ve $P/D=16,73$ olduğu kanat aralığında $Re=7895$ değerlerinden sonra PEC değerleri 1’in altına düşmüştür. PEC değerinin 1’in altına düşmesi dikdörtgen kesit kanatlı boruda ısı performansın düz boruya göre daha düşük olması anlamına gelmektedir. Şekil 3.18’e göre her bir kanat aralığı için ısı performans değerinin 1’in altına düştüğü

Reynolds sayılarından sonra kanatlı boruların kullanımının uygun olmayacağı söylenebilir.



Şekil 3.18 Dikdörtgen kesit kanatlı boruda türbülans akış bölgesinde farklı kanat aralığı için ısıl performans sonuçları

3.2 Farklı Kanat Uzunluklarına Sahip Borular

Kanatlı borularda kanat uzunluğunun ısıl performansı ve sürtünme faktörünü etkileyen önemli parametrelerden biri olduğu literatürde yapılan çalışmalarda tespit edilmiştir [3,16, 33, 34].

Bu bölümde farklı kanat uzunluklarına sahip dikdörtgen kesit kanatlı borular tasarlanarak ANSYS Fluent yardımıyla analizler yapılmıştır.

Kanat aralığı $P = 15$ mm ve kanat genişliği $t = 1$ mm değerlerinde sabit tutularak, $h=1, 2, 3, 4$ ve 5 mm olmak üzere 5 farklı kanat uzunluğunda dikdörtgen kesit kanatlı borularda her bir kanat uzunluğu için ısı transferi ve basınç düşümü sayısal olarak hesaplanmıştır. Böylelikle çalışmanın bu

bölümünde dikdörtgen kanatlı borularda kanat uzunluğunun ısı geçişi ve basınç düşümüne etkisi incelenerek, ısı performansın farklı kanat uzunlukları ile nasıl değiştiği araştırılmış olacaktır. Sabit tutulan $P=15$ mm olan kanat aralığı, $h=1, 2, 3, 4$ ve 5 mm olmak üzere 5 farklı kanat uzunluğu değerlerine bölünerek (P/h) boyutsuz hale getirilmiştir. Bu şekilde P/h oranı $15, 7,5, 5, 3,75, 3$ olmak üzere 5 durum belirlenmiştir. Analiz sonuçları ısı geçişi ve sürtünme faktörleri olarak laminar ve türbülanslı akış bölgelerinde kanat uzunluğuna bağlı olarak sunulmuştur.

3.2.1 Isı Geçişi Sonuçları

Kanatlı borularda kanat uzunluklarının ısı geçişine etkisini incelemek üzere 5 farklı kanat uzunluğunun her birinde laminar akış bölgesi için 'Laminar Akış Modeli', türbülans akış bölgesi için 'Realizable k-epsilon Akış Modeli' tercih edilerek ANSYS Fluent yardımıyla kanatlı boru yüzeyi ile akışkan arasındaki ısı geçişi (\dot{Q}) değerleri ve test borusundaki akışkanın giriş ve çıkıştaki ortalama sıcaklık değerleri hesaplanmıştır. Hesaplanan ısı geçişi ve sıcaklık değerleri yardımıyla Nusselt sayısı belirlenmiştir. Dikdörtgen kanatlı boruda yapılan analiz ile elde edilen Nusselt sayısı, aynı Reynolds sayısındaki düz boruda hesaplanan değere bölünerek $[Nu/Nu_0]$ düz boruya kıyasla ısı geçişi durumu araştırılmıştır.

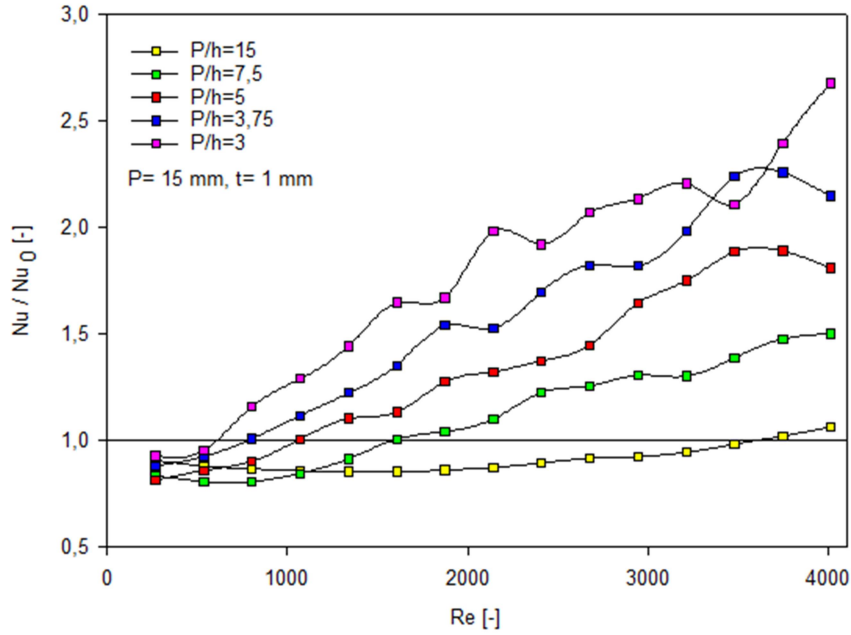
3.2.1.1 Laminar Akışta Isı Geçişi

Farklı kanat uzunluklarına sahip kanatlı borularda laminar akış bölgesinde ısı geçişi sonuçlarını araştırmak için Reynolds sayısı 4000'den küçük değerler için çalışılmıştır. Laminar bölgede dikdörtgen kesit kanatlı borularda farklı kanat uzunluklarına göre hesaplanan Nusselt değerleri yine aynı Reynolds sayılarında düz boruda hesaplanan değerlere bölünerek Şekil 3.19'da paylaşılmıştır.

Şekil 3.19'dan görüldüğü gibi, diğer kanat yükseklikleriyle kıyaslandığında $P/h=3$ olan $h=5$ mm kanat yüksekliği durumunda kanatlı boruda gerçekleşen ısı geçişi en yüksek değerdedir. Kanat yüksekliği düştükçe ısı geçişi düşmektedir. En düşük ısı geçişi $h=1$ mm kanat yüksekliğine sahip kanatlı boruda gerçekleşmiştir. $P/h=3, 3,75, 5, 7,5, 15$ olan kanat uzunluk değerlerinde Nusselt oranlarının 1'in üzerine çıktığı Reynolds değerleri sırasıyla 615, 790,

1065, 1600 ve 3565'tir. Söz konusu bu Reynolds değerlerinin artmasıyla kanatlı boruda ısı geçişi düz boruya göre artış göstermektedir.

$P/h = 5$ ve 3 olduğu durumlarda laminer akış bölgesindeki sıcaklık dağılımını incelemek için $Re=2300$ değerinde ANSYS Fluent programı yardımıyla hesaplanan değerleri gösteren sıcaklık konturları Şekil 3.20 ve 3.21'de paylaşılmıştır.

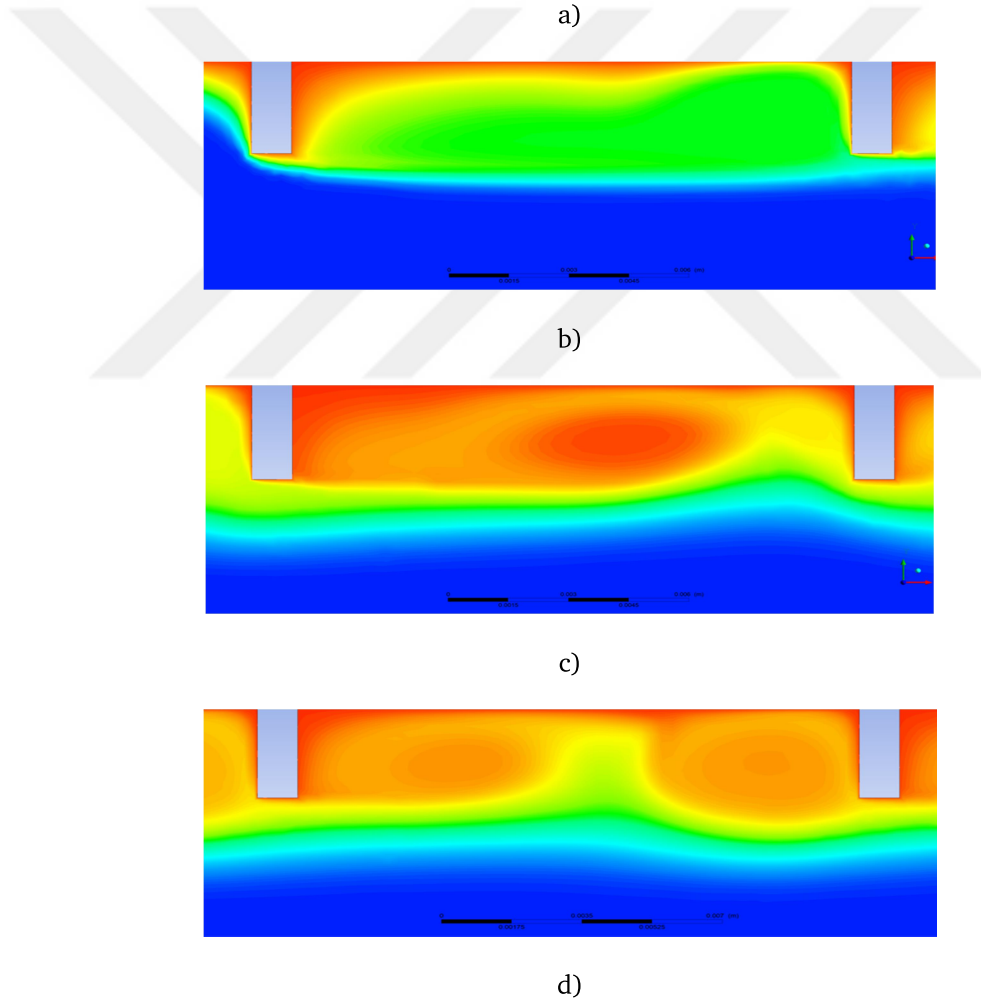
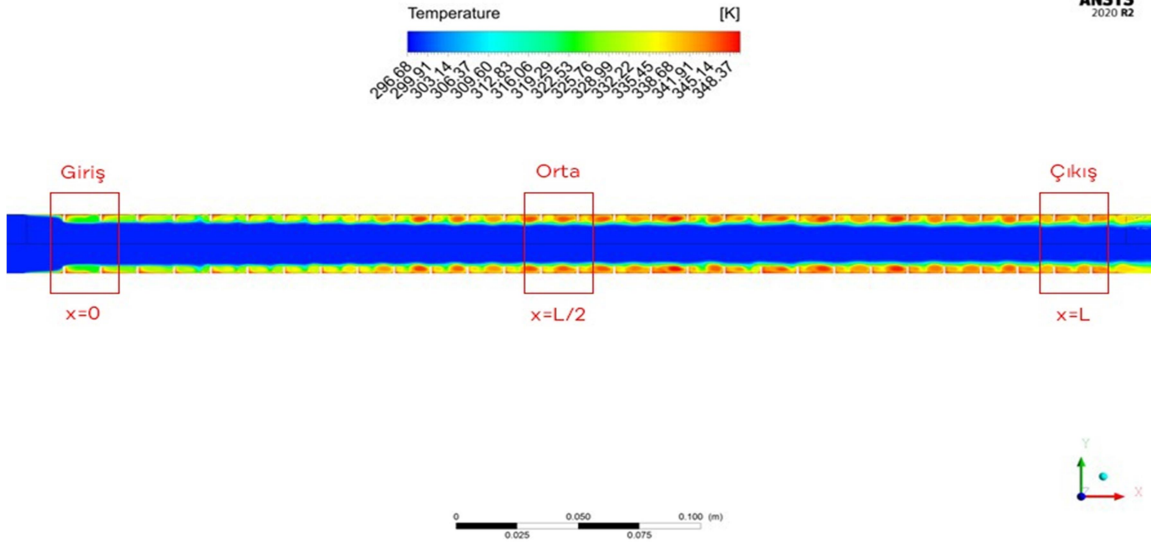


Şekil 3.19 Dikdörtgen kesit kanatlı boruda laminer akış bölgesinde farklı kanat uzunluğu için Nusselt sayısı oranları

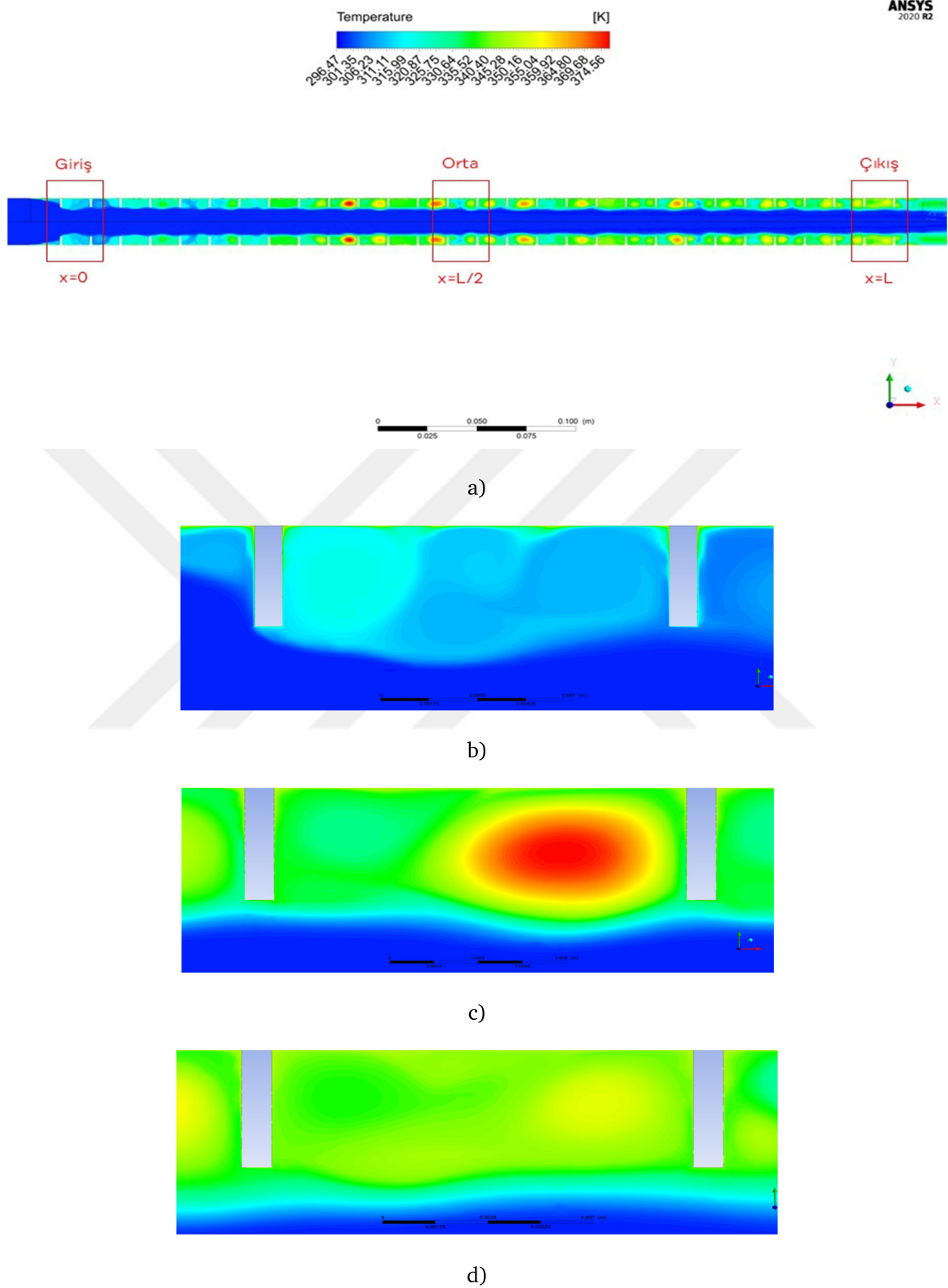
Şekil 3.20'de kanat uzunluğu $h=3$ mm olan $P/h=5$ durumunda dikdörtgen kesit kanatlı test borusunda $Re=2300$ değerinde sıcaklık dağılımı incelenmiştir. Şekil 3.20 (a)'da x eksenini doğrultusunda ısıl gelişmekte olan akış görülmektedir. Test borusu girişinden çıkışına doğru ısıl sınır tabaka kalınlığı artmaktadır. Şekil 3.20 (b), (c) ve (d)'de ısıl sınır tabaka içinde eş sıcaklık eğrileri merkez eksene doğru radyal doğrultuda genişlemiştir. Şekil 3.20 (a)-(d)'den, kanatlı boru yüzeylerinde akışkan sıcaklığında artışın belirgin olduğu ve kanatlar arasında bölgesel akışkan sıcaklık farklarının olduğu görülmektedir. Bu bölgelerde akışkan girdap hareketlerinin akışkan sıcaklık dağılımını etkilediği düşünülmektedir. Şekil 3.20 (c) ve (d)'den görüldüğü gibi girdap hareketlerin

soğuk akışkanı boru iç yüzeyine doğru taşıma eğiliminde olduğu görülmektedir. Şekil 3.20 (c) ile (d) karşılaştırıldığında kanatlar arasında birden çok akışkan girdap hareketleri oluşmaktadır.

Şekil 3.21 dikkate alındığında $P/h=3$ olan 5 mm kanat uzunluğunda dikdörtgen kesit kanatlı test borusunda gerçekleşen akışkan sıcaklık dağılımlarının, Şekil 3.20'de sunulan $P/h=5$ olan 3 mm kanat uzunluğu olan kanatlı boruda gerçekleşen sıcaklık dağılımlarından farklı olduğu görülmektedir. Kanat uzunluğu 5 mm olan kanatlı boruda, 3 mm kanat uzunluğu olan boruya göre boru girişinden itibaren kanatlı boru yüzeylerinin soğutulmasında uzun olan kanadın daha etkili olduğu Şekil 3.21 (a)-(d)'den görülmektedir. Kanatlı boruda 3 mm kanat uzunluğu olması durumuna göre, 5 mm uzunluğu olan kanatların olması durumunda boru yüzeyinden sıcak akışkanın girdaplarla tahliye edilmesi ve yerine soğuk akışkanın taşınmasının genel olarak kanatlar arasında akışkan sıcaklığını düşürdüğü düşünülebilir.



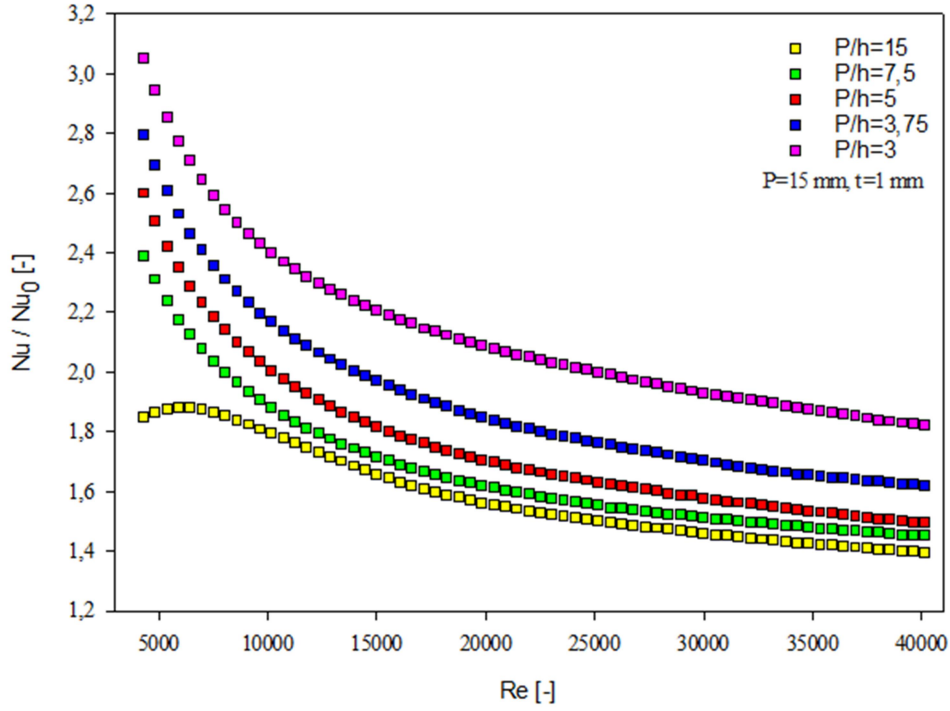
Şekil 3.20 a) $P/h=5$ için $Re=2300$ değerinde test borusu sıcaklık dağılımı grafiği,
b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$



Şekil 3.21 a) $P/h=3$ için $Re=2300$ değerinde test borusu sıcaklık dağılımı grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$

3.2.1.2 Türbülanslı Akışta Isı Geçişi

Farklı kanat uzunluklarına sahip kanatlı borularda türbülans akış bölgesinde ısı geçişi sonuçlarını araştırmak için Reynolds sayısı 4000 ile 40000 arasında çalışılmıştır. Türbülans bölgede dikdörtgen kesit kanatlı boruda farklı kanat uzunluklarına göre hesaplanan Nusselt değerleri yine aynı Reynolds sayılarında düz boruda hesaplanan değerlere bölünerek Şekil 3.22’de paylaşılmıştır.



Şekil 3.22 Dikdörtgen kesit kanatlı boruda türbülans akış bölgesinde farklı kanat uzunluğu için Nusselt sayısı oranları

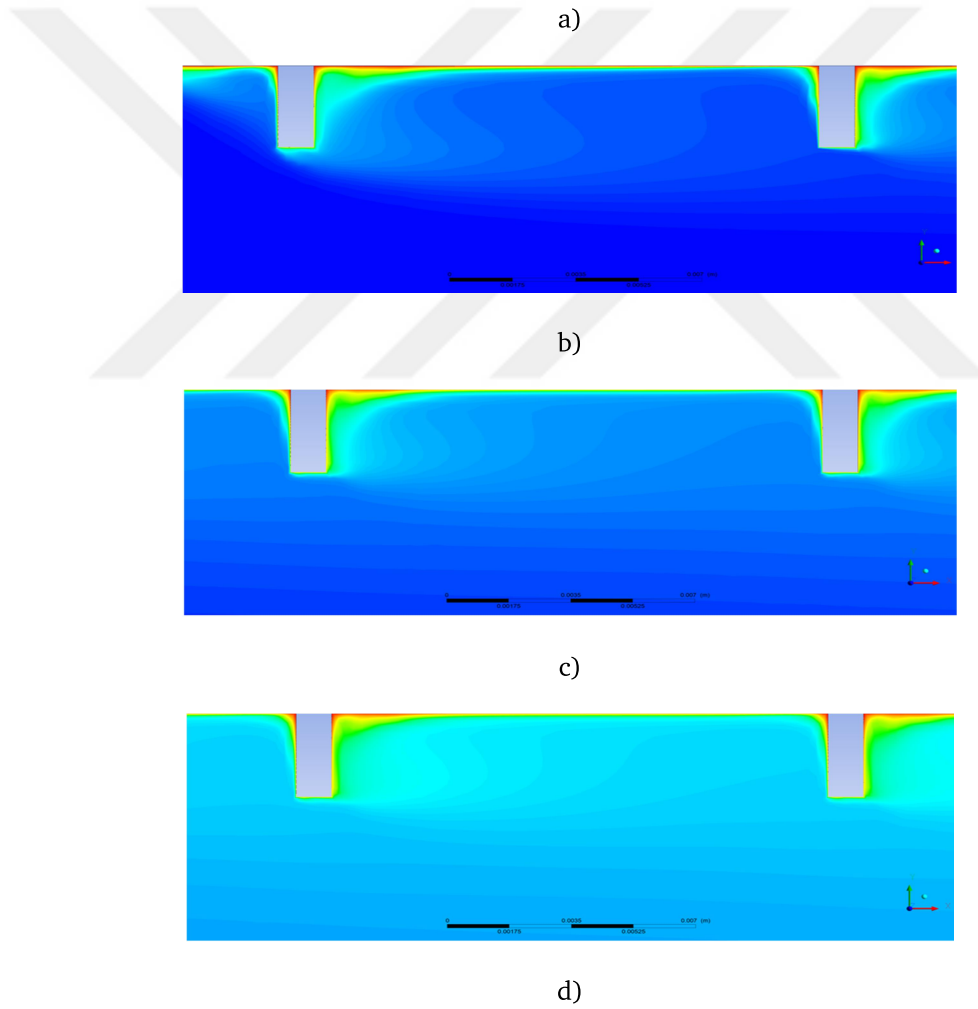
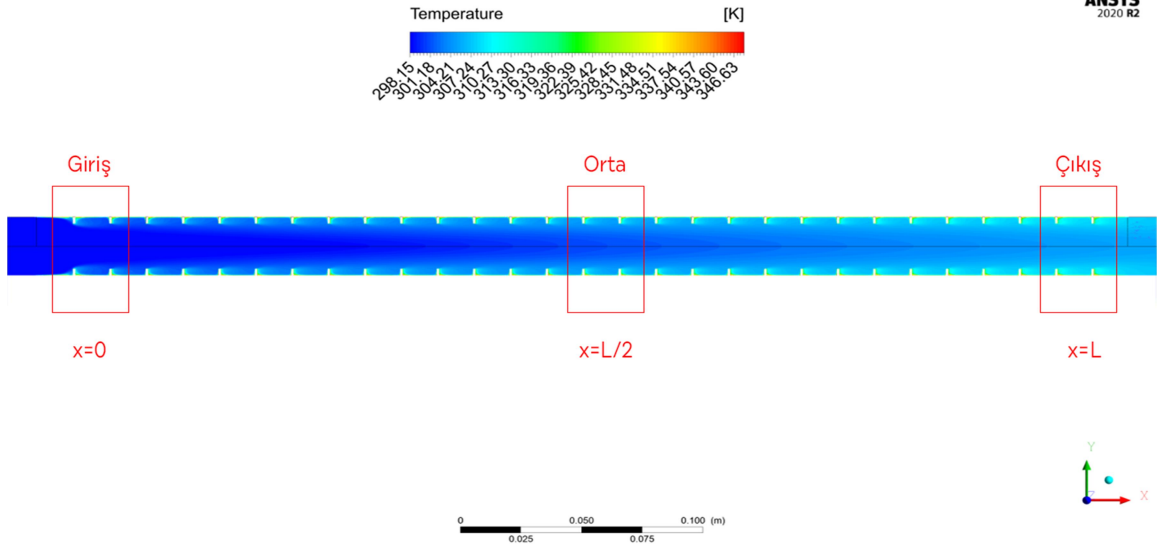
Şekil 3.22’de türbülanslı akış bölgesinde Re=10000 için kanat uzunluğu arttıkça ısı geçişi artmaktadır. Kanat uzunluğu h=1 mm olan dikdörtgen kanatlı boruda Reynolds sayısı arttıkça ısı geçişi önce artmış, Re=6527 değerinde bir maksimum değere ulaşmış, daha sonra diğer kanat uzunluklarına sahip kanatlı borularda olduğu gibi Reynolds sayısı arttığında kanatlı boruda düz boruya göre ısı geçişi azalmıştır. Kanat uzunluğu 2, 3, 4 ve 5 mm olan kanatlı borularda Nusselt oranları Reynolds sayıları arttığında birbirlerine paralel eğriler olarak azalmıştır. En yüksek ısı geçişi 5 mm kanat uzunluğuna sahip olan kanatlı boruda gerçekleşmiştir. Kanat uzunluğu 1 mm olan durum hariç diğer her bir

durumda maksimum Nusselt oranları en düşük Reynolds değerinde olmuştur. Her kanat uzunluğu durumunda kanatlı boruda ısı geçişi düz boruya göre artmıştır.

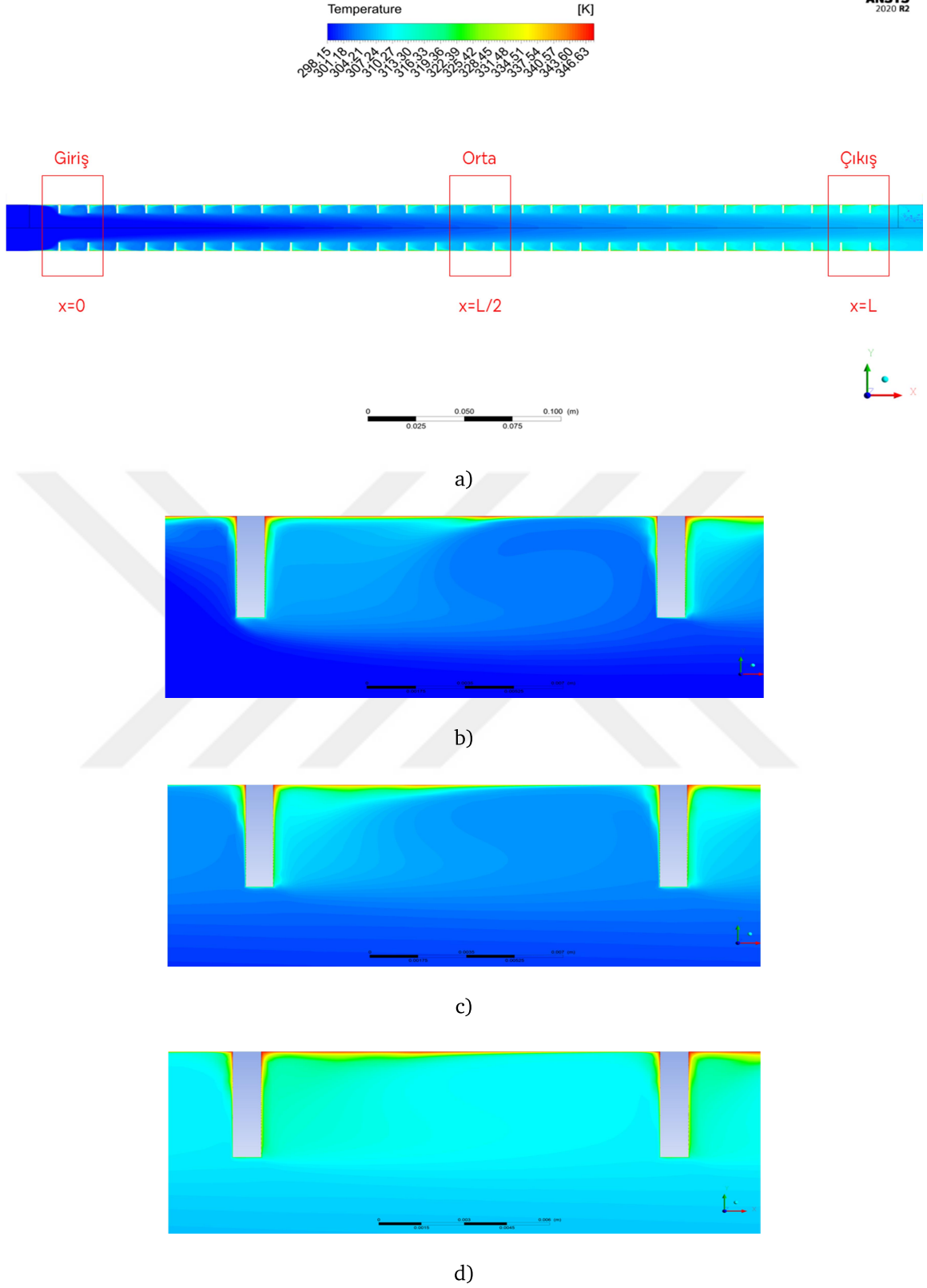
$P/h = 5$ ve 3 olduğu durumlarda türbülanslı akış bölgesindeki sıcaklık dağılımını incelemek için $Re=10000$ değerinde ANSYS Fluent programı yardımıyla hesaplanan değerleri gösteren sıcaklık konturları Şekil 3.23 ve 3.24'de paylaşılmıştır.

Şekil 3.23'de $P/h=5$ durumunda $h=3$ mm kanat uzunluğu olan dikdörtgen kesit kanatlı test borusunda $Re=10000$ değerinde sıcaklık dağılımı incelenmiştir. Şekil 3.23 (a)'da x eksenini doğrultusunda ısıl gelişmekte olan akış görülmektedir. Test borusu girişinden çıkışına doğru ısıl sınır tabaka kalınlığının arttığı görülmektedir. Test borusu çıkış bölgesinde akışkan sıcaklığının diğer bölgelere göre daha yüksek ve daha homojen olarak dağılmakta olduğu Şekil 3.23 (a)-(d)'den anlaşılmaktadır.

Şekil 3.24 dikkate alındığında $P/h=3$ olan 5 mm kanat uzunluğunda dikdörtgen kesit kanatlı test borusunda gerçekleşen akışkan sıcaklık dağılımları, Şekil 3.23'de sunulan $P/h=5$ olan 3 mm kanat uzunluğu olan kanatlı boruda gerçekleşen sıcaklık dağılımlarına benzemekle birlikte farklılıklar göstermektedir. Şekil 3.24, Şekil 3.23 ile karşılaştırıldığında, $P/h=3$ olan 5 mm kanat uzunluğunda dikdörtgen kesit kanatlı test borusu çıkışında $P/h=5$ olan 3 mm kanat uzunluğu olan kanatlı boruda gerçekleşen duruma göre akışkan sıcaklığı daha yüksek ve sıcaklık dağılımı daha homojendir. Bu durum kanat uzunluk artışının ısı geçişini olumlu etkilediği şeklinde ifade edilebilir.



Şekil 3.23 a) $P/h=5$ için $Re=10000$ değerinde test borusu sıcaklık dağılımı grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$



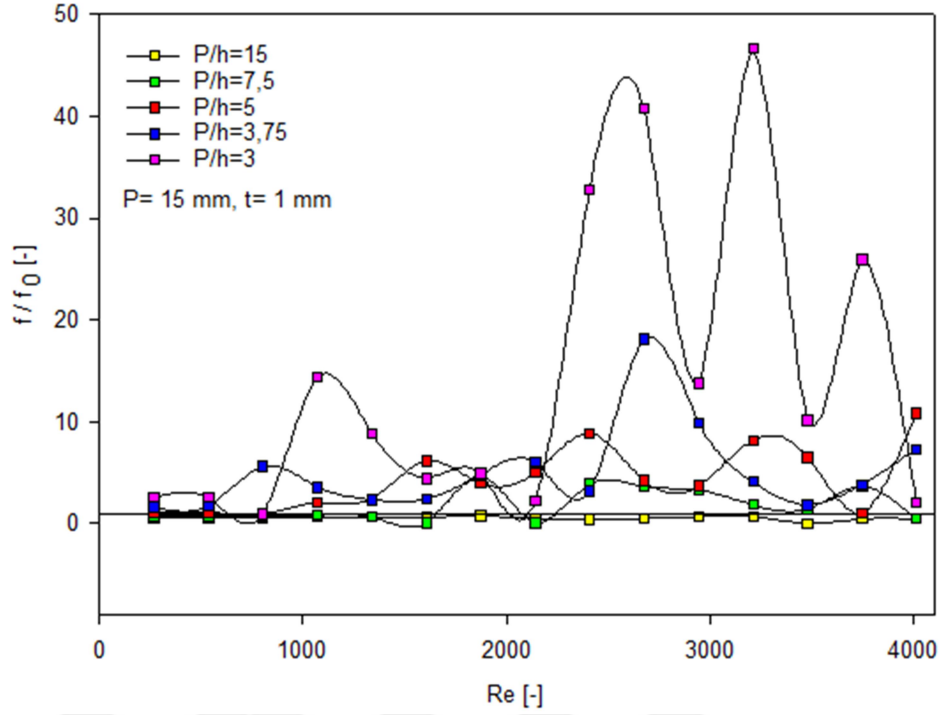
Şekil 3.24 a) $P/h=3$ için $Re=10000$ değerinde test borusu sıcaklık dağılımı grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$

3.2.2. Basınç Düşümü Sonuçları

Kanatlı borularda kanat uzunluklarının basınç düşümüne etkisini beş farklı kanat uzunluğunda incelemek üzere laminer akış bölgesi için 'Laminer Akış Modeli', türbülans akış için 'Realizable k-epsilon Akış Modeli' tercih edilerek test borusunun girişteki ve çıkıştaki ortalama basınç değerleri ANSYS Fluent yardımıyla hesaplanmıştır. Analiz sonuçlarından hesaplanan basınç düşümü yardımıyla sürtünme faktörü (f) değerleri belirlenmiştir. Sürtünme faktörü değerleri, aynı Reynolds sayısındaki düz borudaki sürtünme faktörü değerlerine bölünerek $[f/f_o]$ sunulmuştur. Basınç kaybı laminer ve türbülans akış bölgelerinde dikdörtgen kesit kanatlı boruda kanat parametrelerinden kanat aralığı $P=15$ mm, kanat kalınlığı $t=1$ mm sabit tutularak kanat uzunluğu $h=1, 2, 3, 4$ ve 5 mm değerleri için ayrı ayrı incelenmiştir.

3.2.2.1 Laminer Akışta Basınç Düşümü

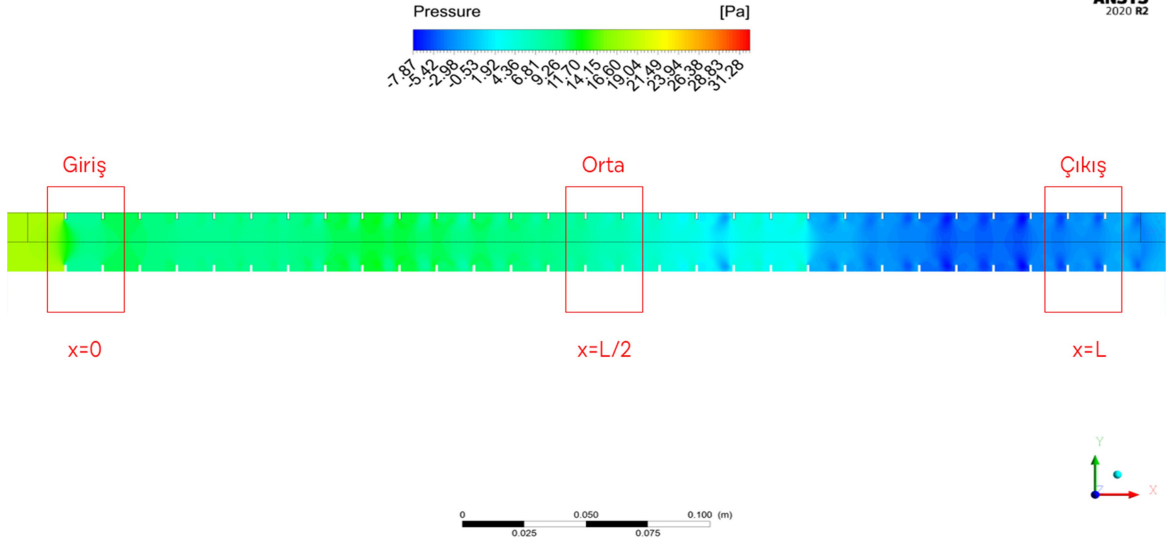
Farklı kanat uzunluklarına sahip dikdörtgen kesit kanatlı borularda laminer akış bölgesi için basınç düşümü sonuçlarını araştırmak için Reynolds sayısı 4000'den küçük değerler çalışılmıştır. Kanatlı boruda farklı kanat uzunluklarının laminer bölgede basınç düşümüne etkisi araştırılmıştır. Laminer bölgede dikdörtgen kesit kanatlı boruda $h=1, 2, 3, 4$ ve 5 mm kanat uzunlukları için hesaplanan sürtünme faktörleri, aynı Reynolds sayılarında düz boru için hesaplanmış sürtünme faktörleri değerlerine bölünerek Şekil 3.25'te paylaşılmıştır.



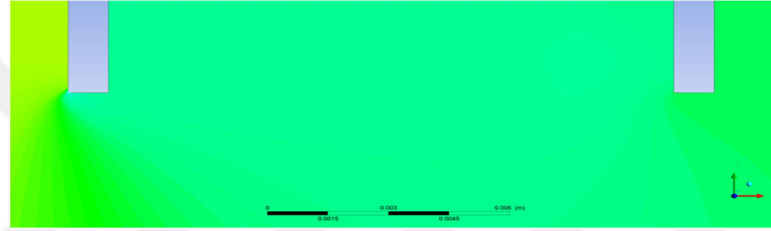
Şekil 3.25 Dikdörtgen kesit kanatlı boruda laminer akış bölgesinde farklı kanat uzunluğu için sürtünme faktörü oranları

Şekil 3.25'ten görüldüğü gibi beş farklı kanat uzunluğu için dikdörtgen kesit kanatlı boruda laminer akış bölgesi incelendiğinde, $P/h=15$ olduğu durumu haricinde diğer durumlarda, genel olarak sürtünme faktörü oranları Reynolds sayıları arttıkça dalgalanan eğriler şeklinde görülmektedir. Kanat uzunluğunun $h=1$ mm olduğu durumda sürtünme faktörü oranları 1'in altında bulunmaktadır. $P/h=3$ olduğu durumunda en yüksek sürtünme faktörü oranları görülmekte ve artan Reynolds sayıları ile sürtünme faktörü oranlarında büyük farklılıklar oluşmaktadır. $P/h=5$ ve $P/h=3$ durumlarındaki basınç değişimlerini incelemek için $Re=2300$ değerinde ANSYS Fluent programı yardımıyla hesaplanan değerleri gösteren basınç konturları Şekil 3.26 ve 3.27'de paylaşılmıştır.

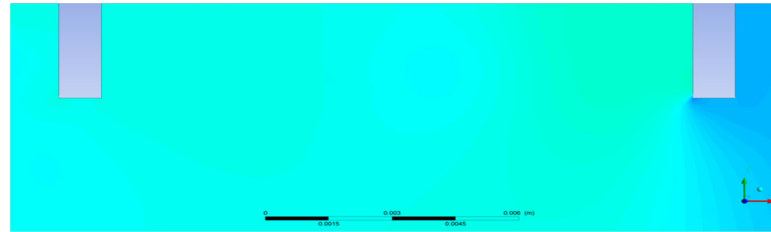
Şekil 3.26 (a) dikkate alındığında $h=3$ mm uzunluktaki kanatlara sahip test borusunda basınç düşümünün test borusu girişinden çıkışına doğru düzenli şekilde gerçekleşmediği, test borusu boyunca yüksek ve düşük basınç bölgelerinin olduğu görülmektedir. Şekil 3.26 (b)-(d)'de kanatlar arasında basınç değişimlerinin bölgelere göre farklılığı görülmektedir.



a)



b)



c)



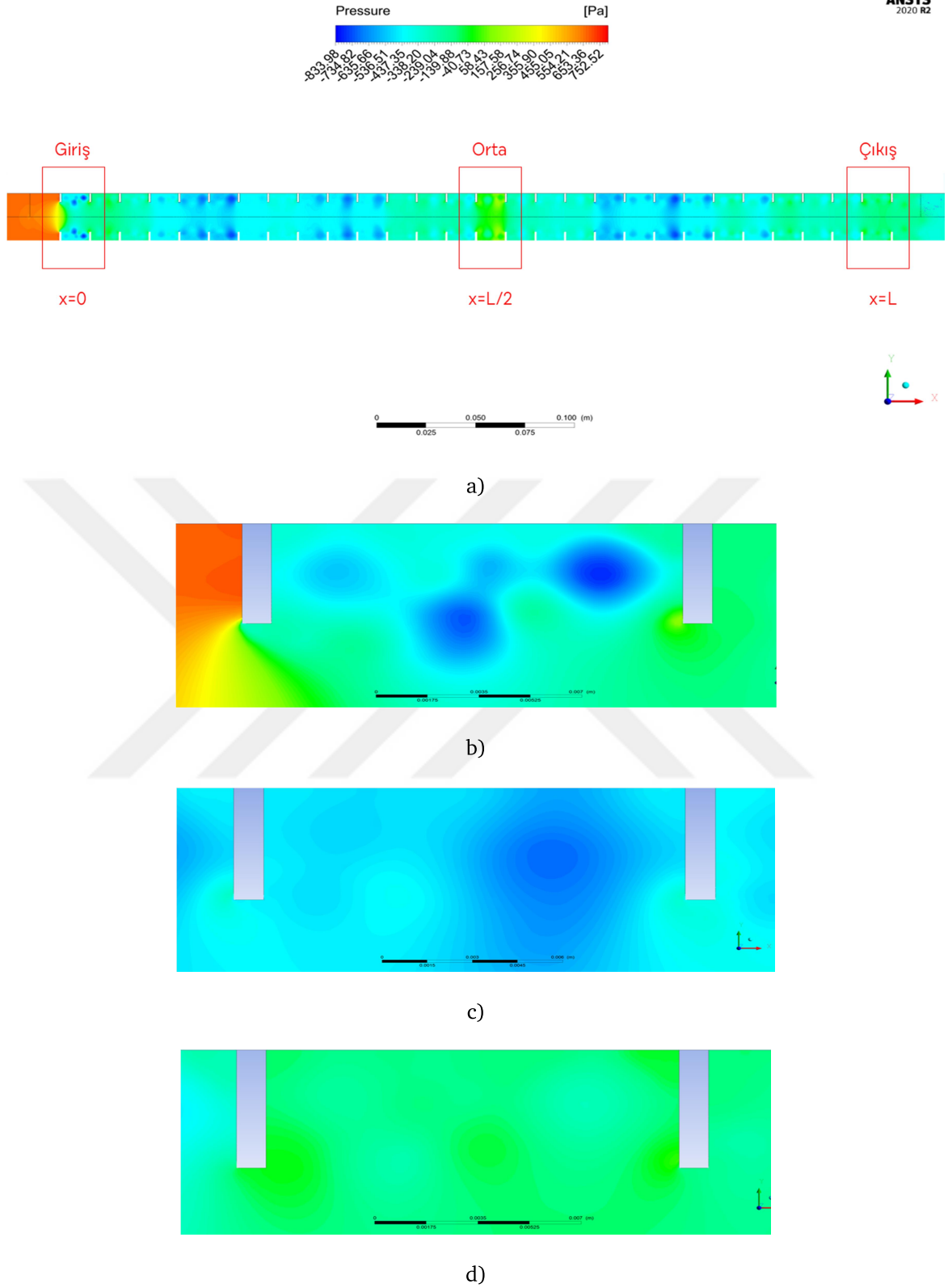
d)

Şekil 3.26 a) $P/h=5$ için $Re=2300$ değerinde test borusu basınç değişimi grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$

Şekil 3.27'de $P/h=3$ olan $h=5$ mm kanat uzunluğu durumunda dikdörtgen kesit kanatlı test borusunda $Re=2300$ değerinde basınç düşümü incelenmiştir. Kanat uzunluğunun artması ile test borusu boyunca düzensiz basınç düşümleri ve basınç artışları görülmektedir. Şekil 3.27 (b)-(d)'de özellikle kanatlar arasında gerçekleşen bölgesel belirgin basınç düşümleri, bu bölgelerde etkin olan girap hareketlerinin varlığını göstermektedir.

Kanatsız boru için hesaplanan Reynolds değeri 2300 için test borusu girişinde tam gelişmiş laminer akış olmasına rağmen dikdörtgen kesit kanatlı boru içinde kanat uzunluğunun artması ile akış rejiminin değişebileceği düşünülmektedir.



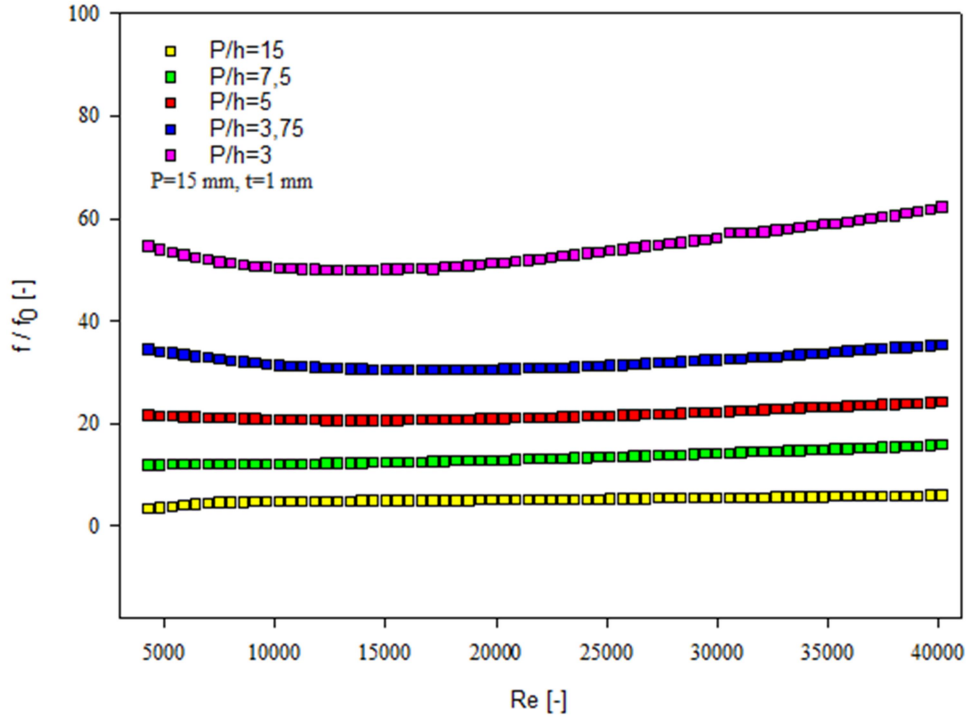


Şekil 3.27 a) $P/h=3$ için $Re=2300$ değerinde test borusu basınç değişimi grafiği,
b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$

3.2.2.2 Türbülans Akışta Basınç Düşümü

Farklı kanat uzunluklarına sahip kanatlı borularda türbülans akış bölgesinde basınç düşümü sonuçlarını araştırmak için Reynolds sayısı 4000 ile 40000 arasında çalışılmıştır. Bu bölümde kanatlı boruda farklı kanat uzunluklarının basınç düşümüne etkisi türbülanslı akış bölgesinde araştırılmıştır. Şekil 3.28'de dikdörtgen kanatlı boruda türbülans akış bölgesinde $h=1, 2, 3, 4$ ve 5 mm olmak üzere beş farklı kanat uzunluğu için sürtünme faktörü sonuçları yine aynı Reynolds sayılarında düz boru sonuçlarına bölünerek $[f/f_0]$ paylaşılmıştır.

Şekil 3.28 incelendiğinde hesaplamalar için tercih edilen k-epsilon akış modeli ile elde edilen sonuçlarla çizilen eğriler düzgün doğrusal bir yol izlemiştir. Şekil incelendiğinde beklenen durum olan artan kanat uzunluğu ile birlikte sürtünme faktörü oranlarında artma görülmüştür. Kanat uzunluğunun en düşük değeri olan $h=1$ mm olduğu $P/h=15$ durumunda en düşük sürtünme faktörü değerleri, $h=5$ mm olduğu $P/h=3$ durumunda en yüksek sürtünme faktörü değerleri görülmüştür. Sürtünme faktörü oranları her kanat uzunluğu için 1'in üzerinde olmuştur.



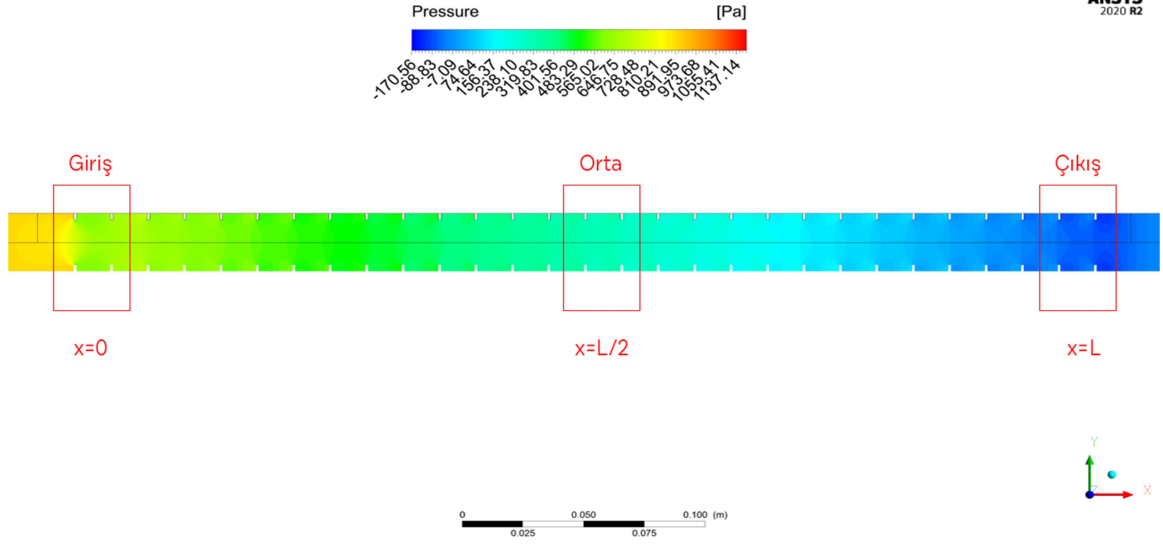
Şekil 3.28 Dikdörtgen kanatlı boruda türbülans akış bölgesinde farklı kanat uzunluğu için sürtünme faktörü oranları

$P/h=5$ ve $P/h=3$ olduğu durumlardaki basınç değişimlerini incelemek üzere $Re=10000$ değeri için ANSYS Fluent programı yardımıyla hesaplanan değerleri gösteren basınç konturları Şekil 3.29 ve 3.30'da paylaşılmıştır.

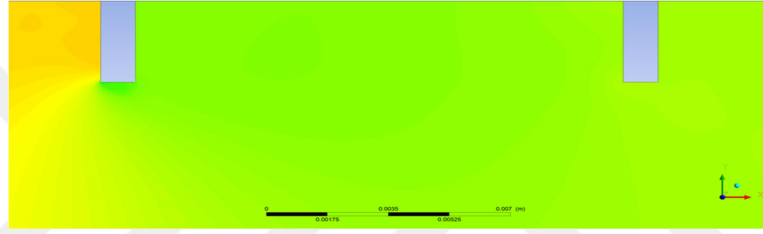
Şekil 3.29'da $P/h=5$ olan $h=3$ mm uzunluktaki kanatlara sahip dikdörtgen kesit kanatlı test borusunda $Re=10000$ değerinde basınç düşümü incelenmiştir. Şekil 3.29 (a) dikkate alındığında test borusu girişinden çıkışına doğru x eksenini doğrultusunca akış yönünde basıncın giderek azaldığı görülmektedir. Şekil 3.29 (b), (c) ve (d) dikkate alındığında kanat ön kısımlarında yüksek basınç oluşurken, kanat arkasında düşük basınç oluşumu görülmektedir.

Benzer durumlar Şekil 3.30'de $P/h=3$ olan $h=5$ mm uzunluktaki kanatlara sahip dikdörtgen kesit kanatlı test borusunda da görülmektedir.

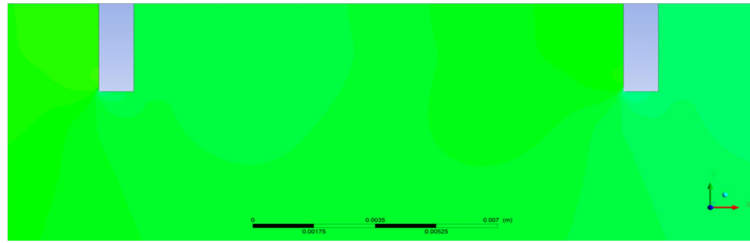
Şekil 3.30, Şekil 3.29 ile kıyaslandığında $Re=10000$ değerinde kanat uzunluğunun 5 mm olmasıyla kanatlı boruda basınç düşümünün arttığı görülmektedir.



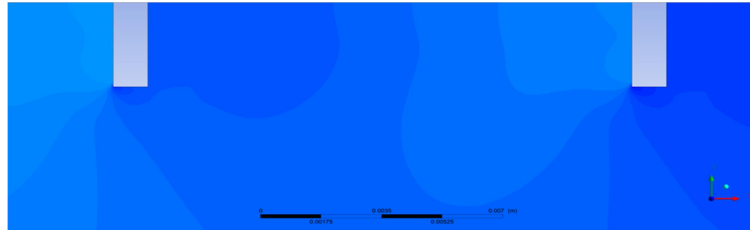
a)



b)

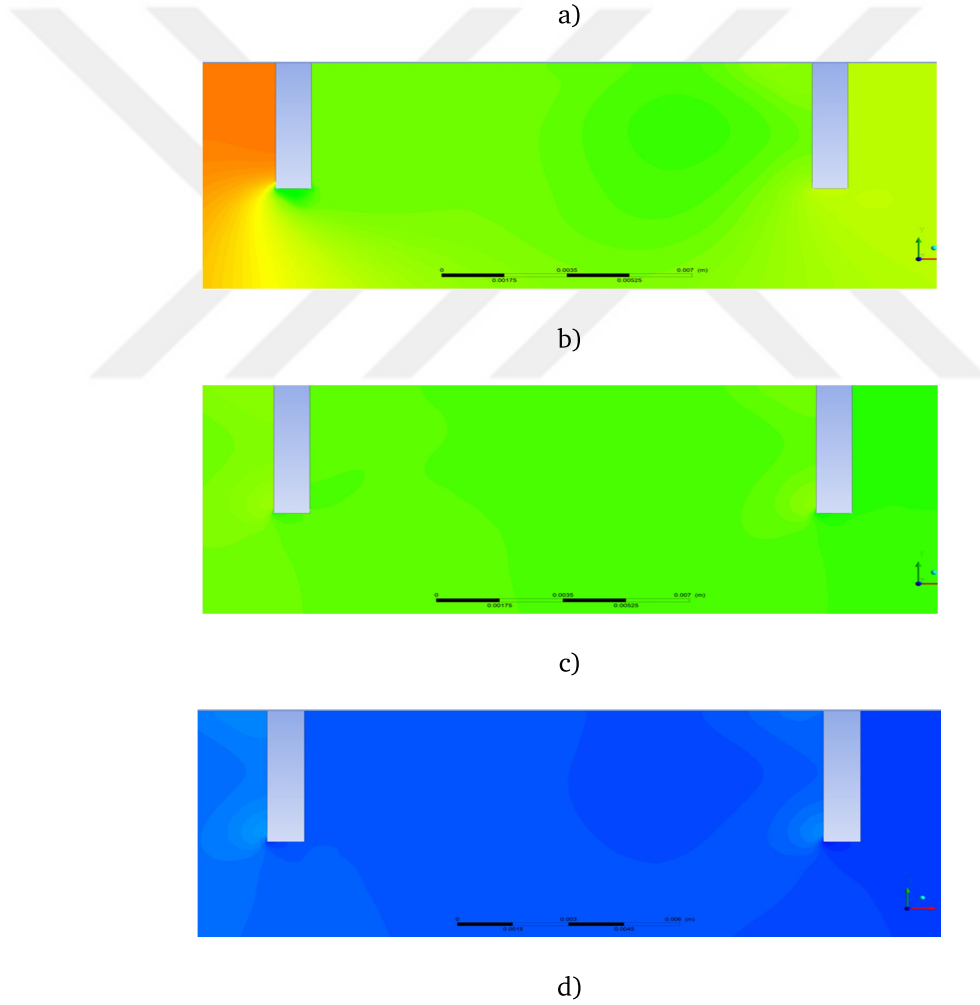
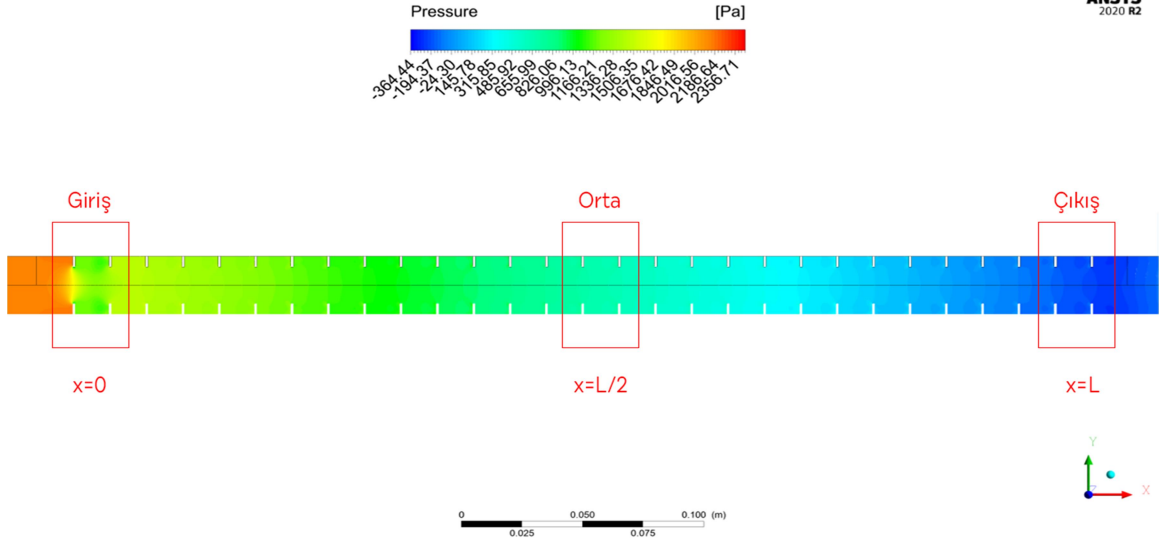


c)



d)

Şekil 3.29 a) $P/h=5$ için $Re=10000$ değerinde test borusu basınç değişimi grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$



Şekil 3.30 a) $P/h=3$ için $Re=10000$ değerinde test borusu basınç değişimi grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$

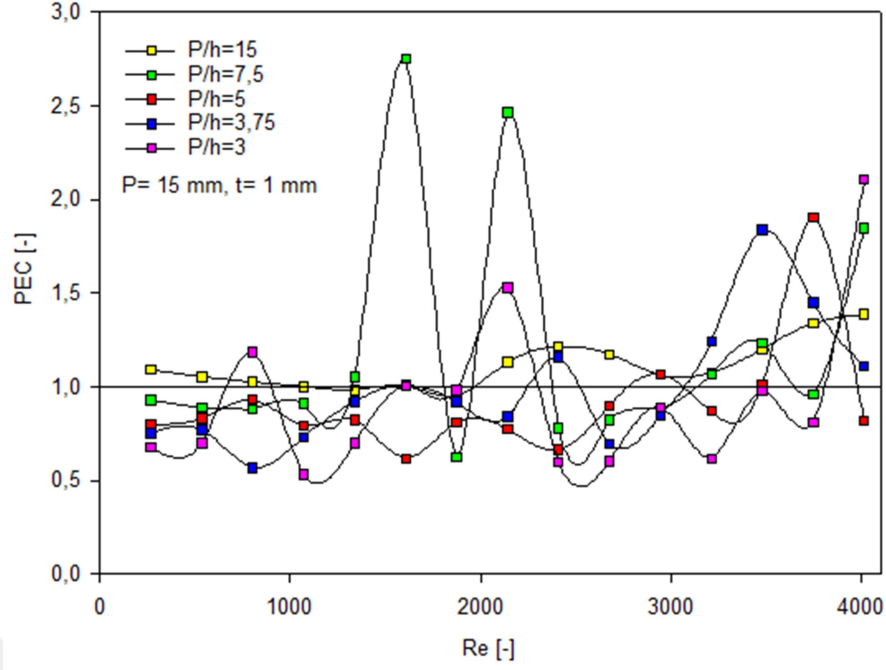
3.2.3 Isıl Performans Sonuçları

Bu bölümde kanat uzunluğunun ısıl performansa etkisi araştırılmıştır. Kanat kalınlığının $t=1$ mm, kanat aralık değerinin $P=15$ mm ve kanat uzunluk değerlerinin $h=1, 2, 3, 4$ ve 5 mm olduğu durumlar için ısı geçişi ve basınç düşümü analizleri önceki bölümlerde yapılmıştır. Bu bölümde ısı geçişi ve basınç düşümü analiz sonuçları ısıl performans değerlerini (PEC) hesaplamada kullanılmıştır. Laminer ve türbülanslı akışlarda ısıl performans değerleri ayrı ayrı incelenmiştir.

3.2.3.1 Laminer Akışta Isıl Performans

Kanatlı borularda kanat uzunluğu parametreleri üzerinde çalışılan bu kısımda laminer akış için daha önce elde edilen Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü değerlerinden Denklem (2.14) yardımıyla ısıl performans (PEC) değerleri hesaplanmıştır. Şekil 3.31’de laminer akış bölgesinde beş farklı kanat uzunluğu için PEC değerleri kıyaslaması paylaşılmıştır.

Şekil 3.31 incelendiğinde laminer akışta sürtünme faktörleri oranlarının artan Reynolds değerleri ile dalgalanan eğriler sergilemesinin PEC değerlerini etkilediği görülmektedir. Genel olarak kanat uzunluğu $h=1$ mm olan $P/h=15$ durumu için ısıl performans değerlerinin 1’in üzerinde bulunduğu ve diğer kanat uzunluk durumlarında Reynolds değerleri arttığında PEC değerlerinin de dalgalanan eğriler şeklinde düzensiz şekilde değiştiği Şekil 3.31’den görülmektedir.

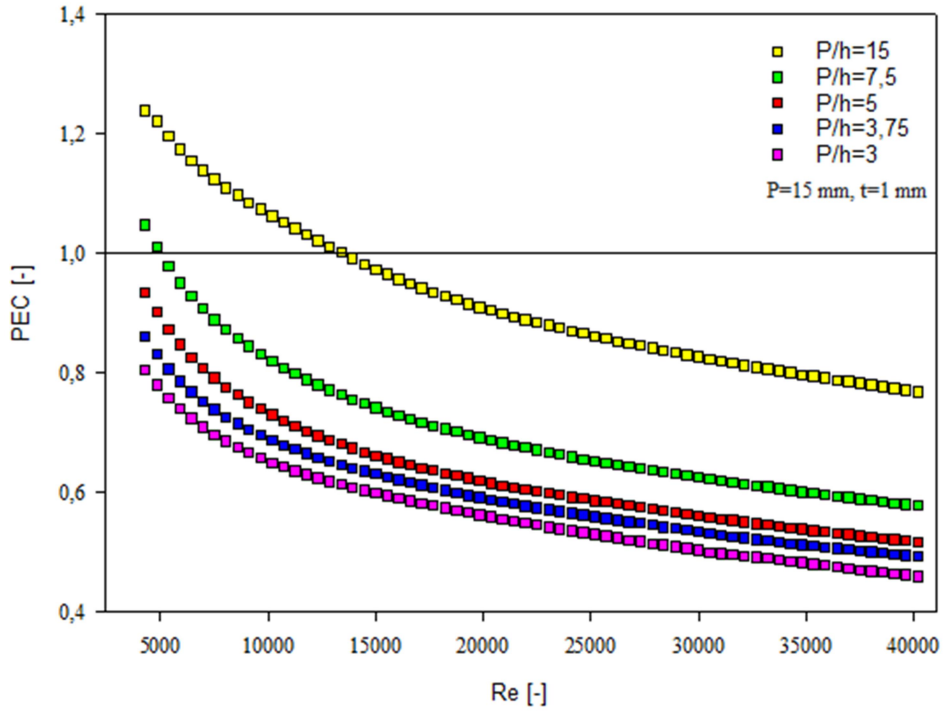


Şekil 3.31 Dikdörtgen kesit kanatlı boruda laminer akış bölgesinde farklı kanat uzunluğu için ısı performans sonuçları

3.2.3.2 Türbülans Akışta Isıl Performans

Türbülans akış bölgesinde farklı kanat uzunluklarının ısı performansına etkisini araştırmak için hesaplanan PEC değerleri Şekil 3.32’de sunulmuştur.

Şekil 3.32 incelendiğinde türbülans bölgede en yüksek ısı performans değerleri kanat uzunluğunun $h=1$ mm olduğu $P/h=15$ durumunda ve en düşük ısı performans değerleri kanat uzunluğunun $h=5$ mm olduğu $P/h=3$ durumunda görülmüştür. $P/h=15$ iken $Re=13385$, $P/h=7,5$ iken $Re=5166$ değerlerinden sonra PEC değerinin 1’in altına düştüğü görülmektedir. $P/h=5$, $3,75$ ve 3 durumlarında artan Reynolds değerleri ile PEC değerleri hep 1’in altında kalmıştır.



Şekil 3.32 Dikdörtgen kesit kanatlı boruda türbülans akış bölgesinde farklı kanat uzunluğu için ısıl performans sonuçları

3.3 Farklı Kanat Geometrileri

Bölüm 3.1 ve 3.2’de dikdörtgen kesit kanatlı test borusunda ısı geçişi, basınç düşümü ve ısıl performans analizleri detaylı bir şekilde yapılmıştır. İlk olarak Bölüm 3.1’de kanat kalınlığı 1 mm, kanat uzunluğu 1 mm değerlerinde sabit tutularak, kanat aralığı 15, 30 ve 45 mm olmak üzere üç farklı değer için laminar ve türbülanslı akış bölgelerinde ısı transferi ve basınç düşümü analizler yapılarak araştırılmıştır. Ayrıca Bölüm 3.2’de kanat kalınlığı 1 mm, kanat aralığı 15 mm olmak üzere kanat uzunluğu 1, 2, 3, 4 ve 5 mm değerleri için yine ısı transferi ve basınç düşümü hesaplamaları yapılmıştır.

Bu bölümde dikdörtgen kanat haricinde, üçgen ve uç kısmı yuvarlatılmış dikdörtgen kesit kanat olmak üzere iki yeni kanat geometrisi için benzer şekilde ısı transferi ve basınç düşüm analizleri yapılmıştır. Sonuçlar dikdörtgen kesit, üçgen kesit ve uç kısmı yuvarlatılmış dikdörtgen kesit kanatlar olmak üzere paylaşılmıştır.

3.3.1 Isı Geçişi Sonuçları

Kanatlı borularda kanat geometrilerinin ısı geçişine etkisini incelemek üzere üçgen kesit ve uç kısmı yuvarlatılmış dikdörtgen kesit kanatların her birinde laminer akış bölgesi için 'Laminer Akış Modeli', türbülans akış bölgesi için 'Realizable k-epsilon Akış Modeli' tercih edilerek ANSYS Fluent yardımıyla kanatlı boru yüzeyi ile akışkan arasındaki ısı geçişi değerleri ve test borusundaki akışkanın giriş ve çıkıştaki ortalama sıcaklık değerleri hesaplanmış, hesaplanan ısı geçişi ve sıcaklık değerleri yardımıyla Nusselt sayısı belirlenmiştir. Üçgen kesit ve uç kısmı yuvarlatılmış dikdörtgen kesit kanatlı borularda yapılan analizler ile elde edilen Nusselt sayısı, aynı Reynolds sayısındaki düz boruda hesaplanan değere bölünerek $[Nu/Nu_0]$ düz boruya kıyasla ısı geçişi durumu araştırılmıştır.

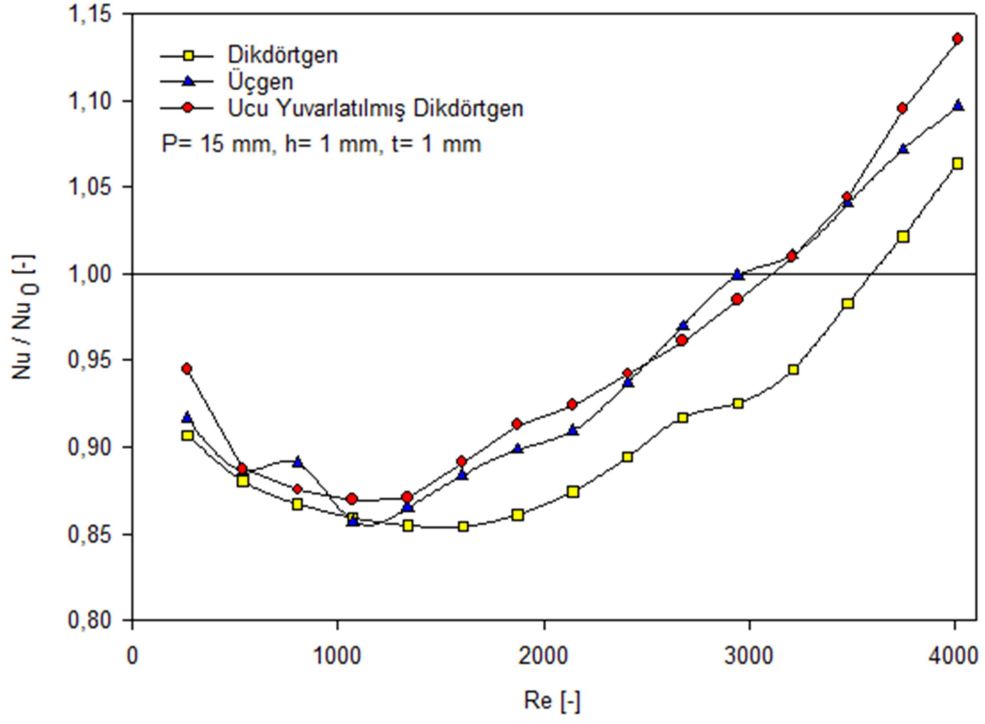
3.3.1.1 Laminer Akışta Isı Geçişi

Farklı kanat geometrilerine sahip kanatlı borularda laminer akış bölgesinde ısı geçişi sonuçlarını araştırmak için Reynolds sayısı 4000'den küçük değerler için çalışılmıştır. Laminer bölgede üçgen kesit ve uç kısmı yuvarlatılmış dikdörtgen kesit kanatlı borularda kanat kalınlığı $t=1$ mm, kanat aralık değeri $P=15$ mm ve kanat uzunluğu $h=1, 3$ ve 5 mm olmak üzere ısı geçişini belirlemek üzere analizler yapılmış, aynı Reynolds sayılarında düz boruda hesaplanan değerlere bölünerek sırasıyla Şekil 3.33, 3.34 ve 3.35'te paylaşılmıştır.

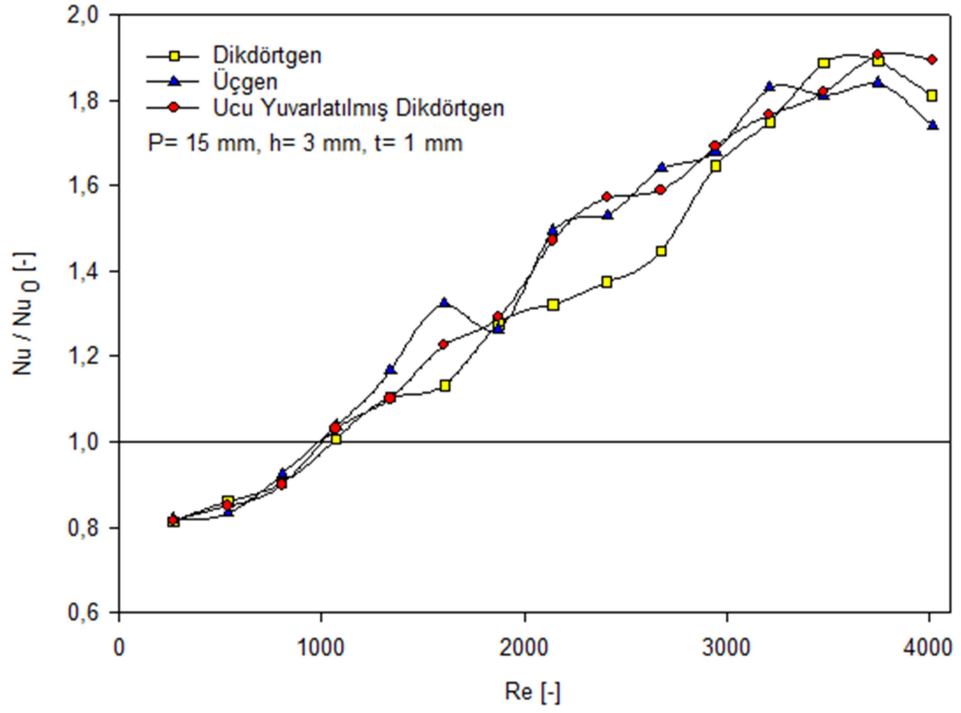
Şekil 3.33'te kanat uzunluğu $h=1$ mm olan $P/h=15$ durumunda üç farklı kanat geometrisi için Nusselt oranları artan Reynolds değerleri ile önce azalmış, daha sonra artmıştır. Uç kısmı yuvarlatılmış dikdörtgen kesit kanatlı boruda ve üçgen kesit kanatlı boruda birbirlerine yakın değerlerde Nusselt oranları gerçekleşirken, dikdörtgen kesit kanat boruya göre de daha yüksek Nusselt oranları göstermişlerdir. En düşük Nusselt oranları dikdörtgen kesit kanatlı boruda olmuştur. Nusselt oranları genel olarak 1'in altında kalmıştır. Yüksek Reynolds değerlerinde Nusselt oranları 1'in üzerine çıkabilmiştir.

Şekil 3.34'ten görüldüğü gibi, kanat uzunluğu $h=3$ mm olan $P/h=5$ durumunda her üç kanat geometrisi için Reynolds sayıları arttıkça Nusselt oranları artmıştır. Reynolds değeri 1070'e kadar her üç kanat geometrisi de aynı Nusselt oranları

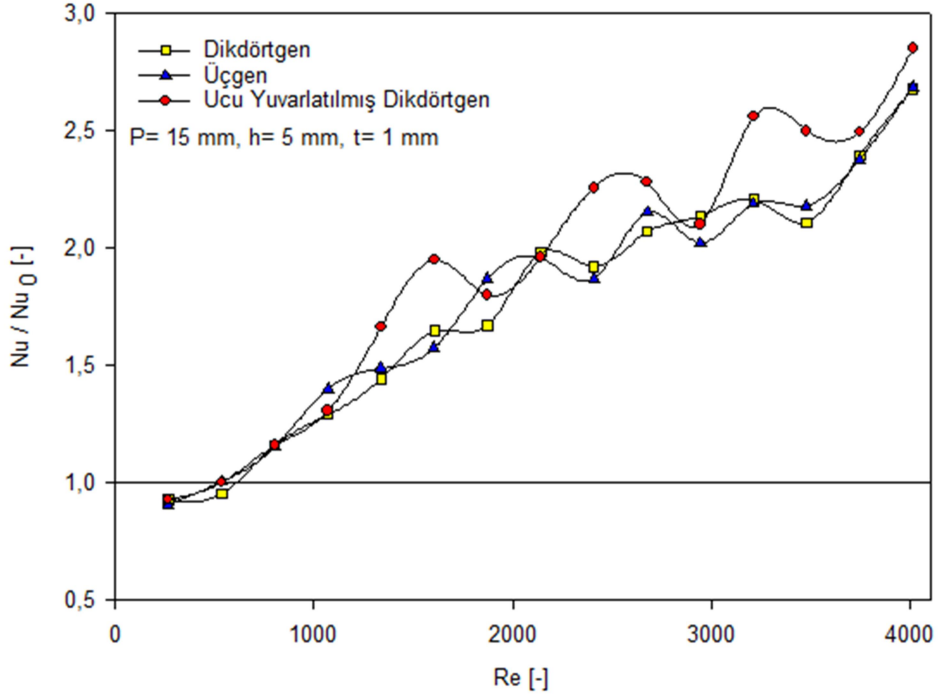
sergilemiştir. Nusselt oranlarının 1'e eşit olduğu Reynolds değerleri uç kısmı yuvarlatılmış dikdörtgen kesit kanat ve üçgen kesit kanat için $Re=997$, dikdörtgen kesit kanat için $Re=1074$ 'tür. Her bir kanat geometrisinde söz konusu bu Reynolds değerleri dikkate alındığında, Reynolds değerleri arttıkça düz boruya göre Nusselt değerleri dalgalı bir şekilde artmıştır.



Şekil 3.33 $P/h=15$ için farklı kanat kesitli borularda laminer akış bölgesinde Nusselt sayısı oranları



Şekil 3.34 P/h=5 için farklı kanat kesitli borularda laminer akış bölgesinde Nusselt sayısı oranları

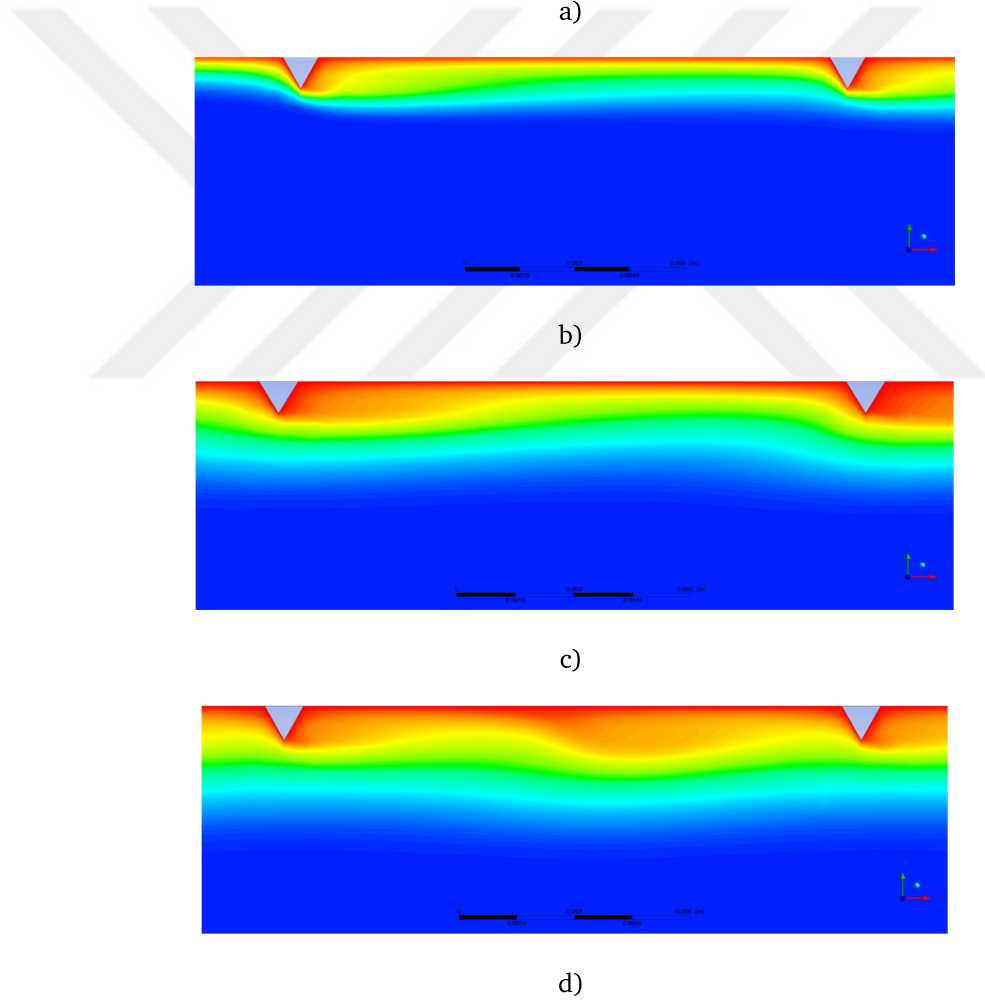
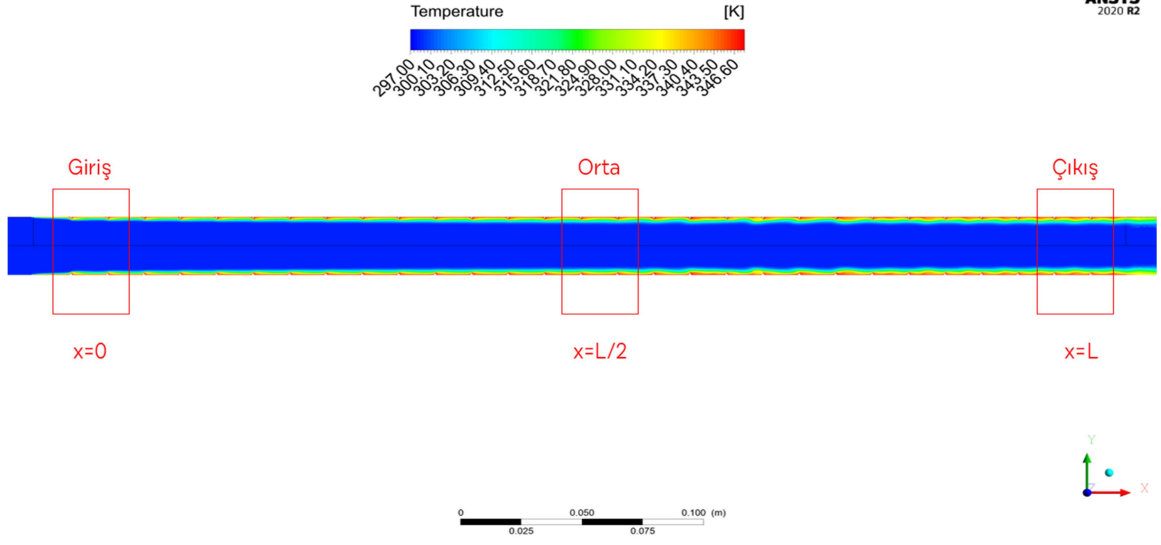


Şekil 3.35 P/h=3 için farklı kanat kesitli borularda laminer akış bölgesinde Nusselt sayısı oranları

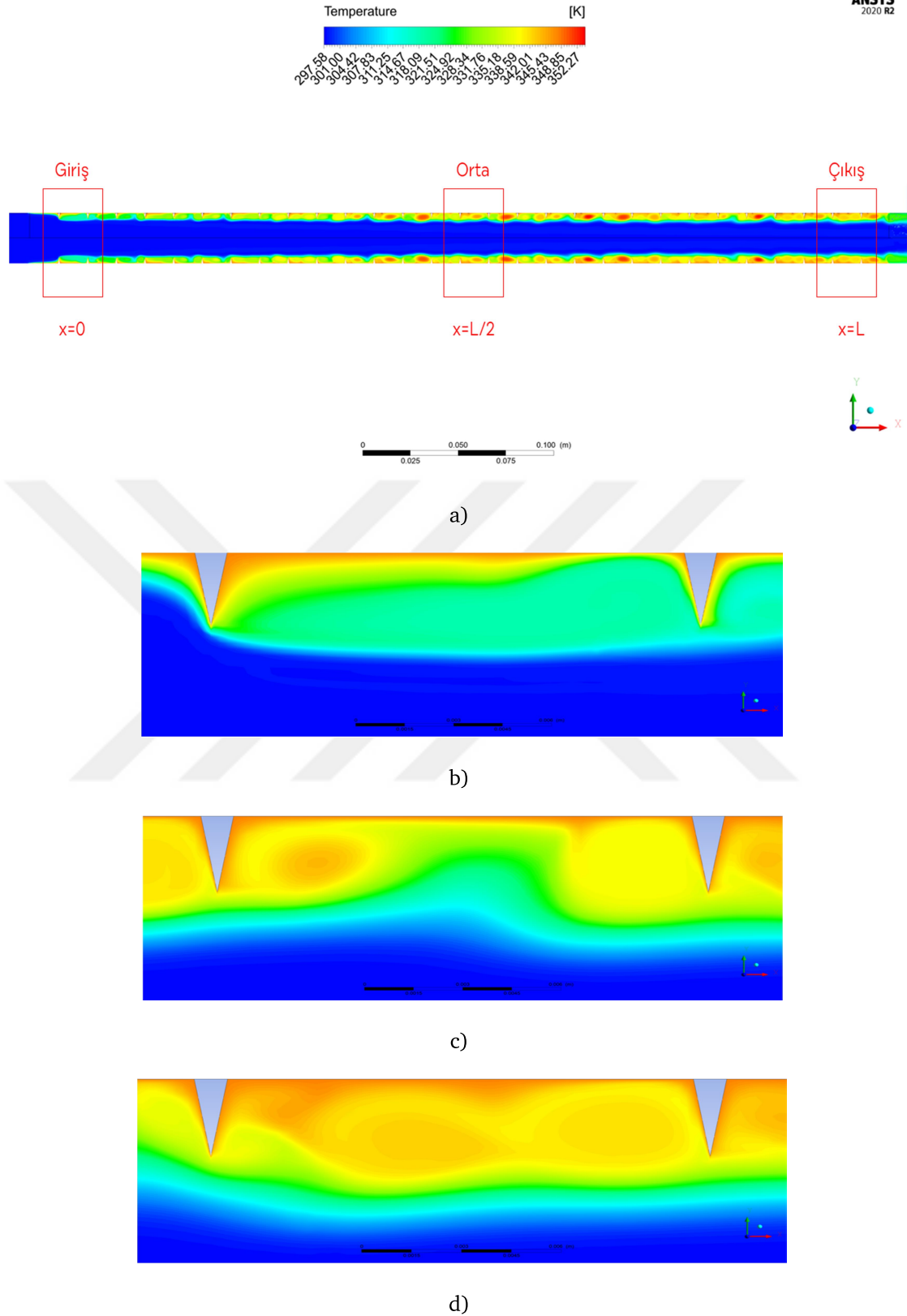
Şekil 3.35 dikkate alındığında, kanat uzunluğu $h=5$ mm olan $P/h=3$ durumunda her üç kanat geometrisi için düşük Reynolds sayılarından (520-600) itibaren Nusselt oranlarının 1'in üzerinde olduğu görülmektedir. Kanat uzunluğunun $h=5$ mm olduğu bu durumda kanatlı boruların düz borulara kıyasla ısı geçişinde üstünlüğünü göstermektedir. Nusselt oranları Reynolds sayısı arttıkça dalgalanan eğriler sergileyerek artmaktadır. Şekil 3.35, Şekil 3.33 ve 3.34 ile kıyaslandığında her bir kanat geometrisi için kanat uzunluğu arttığında Nusselt oranlarının da arttığı ve genel olarak laminar akış bölgesinin tamamında Nusselt oranlarının 1'in üzerinde olduğu görülmektedir.

Farklı kanat uzunluklarında üçgen ve uç kısmı yuvarlatılmış dikdörtgen kesit kanatlı borularda laminar akış bölgesindeki sıcaklık dağılımını incelemek için $Re=2300$ değerinde ANSYS Fluent programı yardımıyla hesaplanan değerleri gösteren sıcaklık konturları Şekil 3.36-3.41'de paylaşılmıştır.

Şekil 3.36'da $h=1$ mm kanat uzunluğu olan $P/h=15$ durumunda üçgen kesit kanatlı test borusu içinde $Re=2300$ değeri için sıcaklık dağılımı sunulmuştur. Üçgen kesit kanatlı boruda x eksenine doğrultusunda boru girişinden boru çıkışına doğru, akışkanın yüksek sıcaklıkta olduğu kanatlı boru yüzeyinden düşük sıcaklıkta olduğu boru merkezine doğru sıcaklık farklarının olduğu bölgenin kalınlığı artmaktadır. Test borusu girişinden itibaren üçgen kesit kanatların özellikle aşağı akım bölgelerinde her bir eş sıcaklık eğrisinin farklı sıcaklık değerleri nedeniyle katmanlar şeklinde görülmekte ve test borusu çıkışına doğru da bu bölgelerin giderek genişlediği Şekil 3.36 (b)-(d)'den görülmektedir. Üçgen kesit kanatların aşağı akım bölgesinde akışta girdap oluşumunun bu duruma sebebiyet vereceği düşünülebilir.



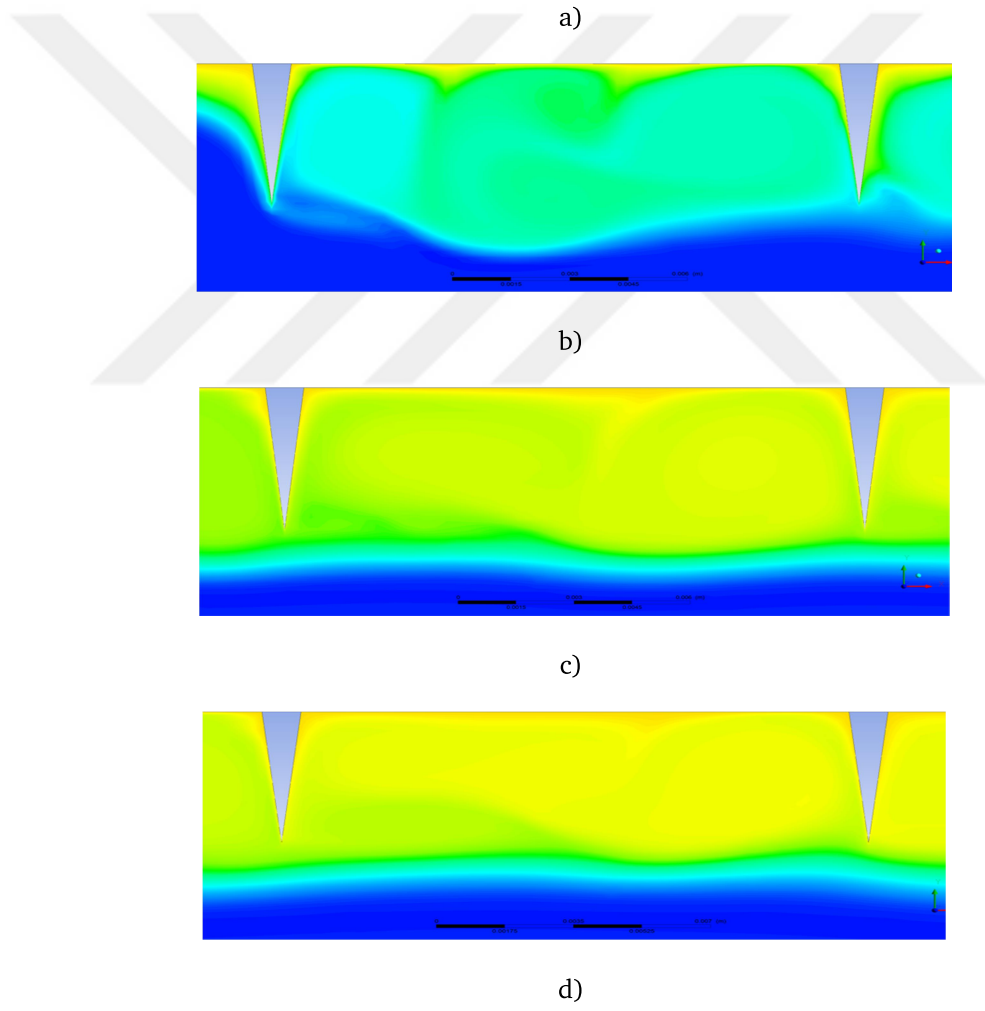
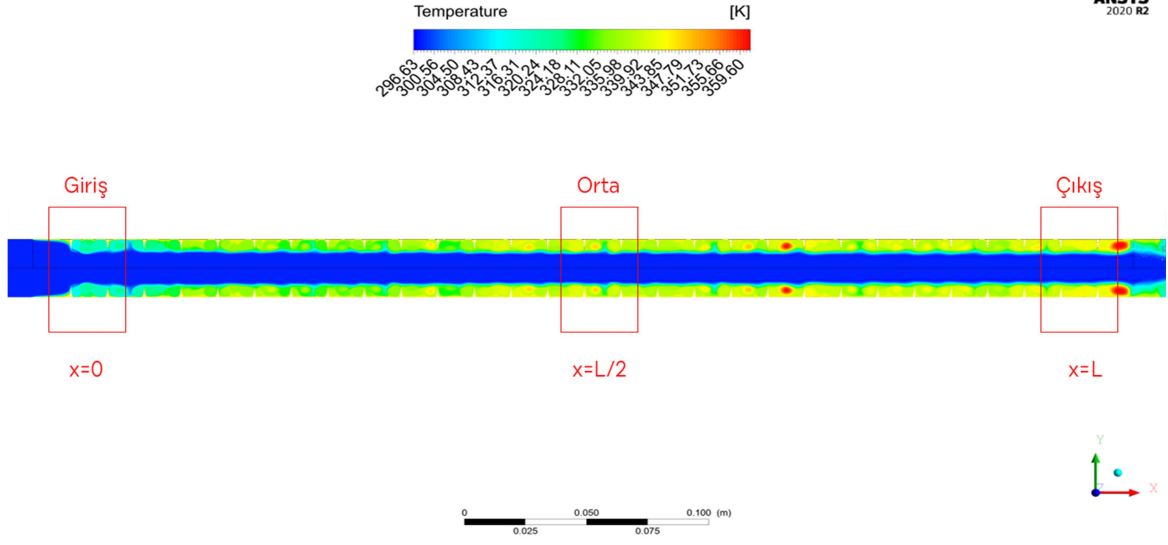
Şekil 3.36 a) Üçgen kesit kanat $P/h=15$ için $Re=2300$ değerinde test borusu sıcaklık dağılımı grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$



Şekil 3.37 a) Üçgen kesit kanat $P/h=5$ için $Re=2300$ değerinde test borusu sıcaklık dağılımı grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$

Şekil 3.37’de $h=3$ mm kanat uzunluğu olan $P/h=5$ durumunda üçgen kesit kanatlı test borusu içinde $Re=2300$ değeri için sıcaklık dağılımı sunulmuştur. Kanat uzunluğu $h=1$ mm olduğu durum ile kıyaslandığında, kanat uzunluğunun artması iki kanat arasında belirgin daha büyük girdap oluşumlarına yol açmış ve girdaplar nedeniyle akışkanın kanatlı boru yüzeyini soğutması kolaylaşmıştır. Kanatlı boru yüzeyinden boru merkezine doğru akışkan sıcaklık farklarının bulunduğu bölge kalınlığı kanat uzunluğunun 1 mm olduğu duruma göre daha da artmıştır (Şekil 3.37 (a)-(d)).

Şekil 3.38’de $h=5$ mm kanat uzunluğu olan $P/h=3$ durumunda üçgen kesit kanatlı test borusu içinde $Re=2300$ değeri için sıcaklık dağılımı sunulmuştur. Kanat uzunluğunun daha da artması iki kanat arasında daha büyük girdap oluşumuna sebebiyet vermiştir. Diğer kanat uzunluğu durumları ile karşılaştırıldığında, $h=5$ mm olması durumunda girdapların daha etkin olması sıcak olan kanatlı boru yüzeyinin daha soğuk akışkanla temas etmesine sebebiyet verebilmektedir (Şekil 3.38 (a)-(d)). Bu durumda kanatlı boru yüzeyinde akışkan sıcaklık gradyanının artışıyla ısı geçişinin artmasına sebebiyet vermektedir. Reynolds 2300’de üçgen kesit kanatlı boruda $h=5$ mm için Nusselt oranı 1,85 iken, bu değer $h=3$ mm için 1,52 ve $h=1$ mm için 0,93 olmaktadır.

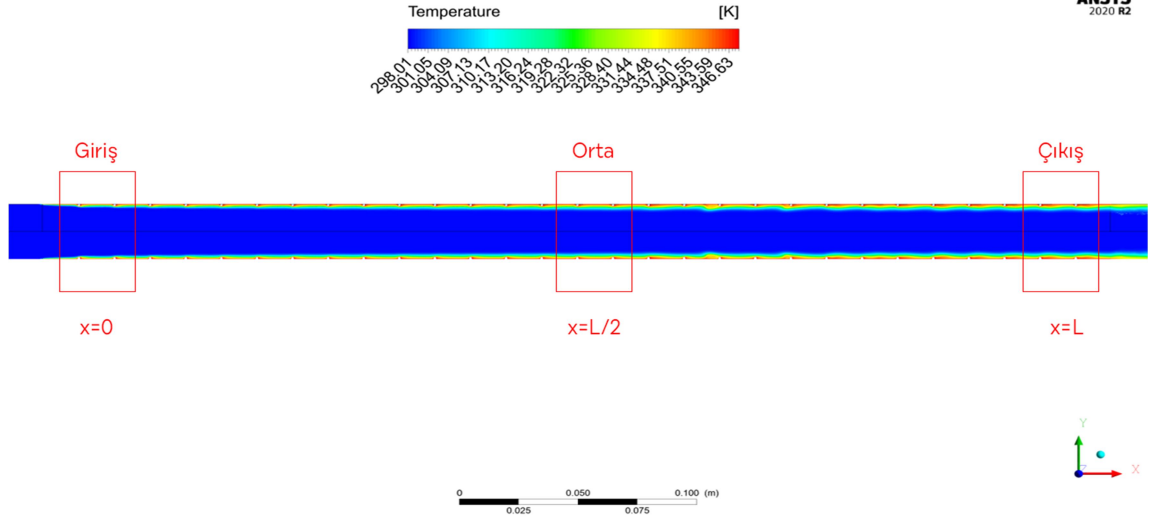


Şekil 3.38 a) Üçgen kesit kanat $P/h=3$ için $Re=2300$ değerinde test borusu sıcaklık dağılımı grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$

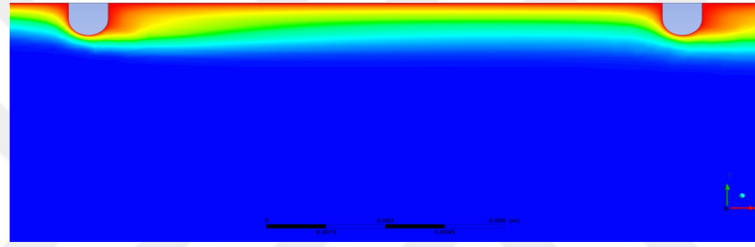
Şekil 3.39'da $h=1$ mm kanat uzunluğu olan $P/h=15$ durumunda uç kısmı yuvarlatılmış dikdörtgen kesit kanatlı test borusu içinde $Re=2300$ değeri için sıcaklık dağılımı sunulmuştur. Uç kısmı yuvarlatılmış dikdörtgen kesit kanatlı boru içinde sıcaklık dağılımı, aynı uzunluktaki üçgen kesit kanat durumu ile benzerlik göstermektedir.

Şekil 3.40'da $h=3$ mm kanat uzunluğu olan $P/h=5$ durumunda uç kısmı yuvarlatılmış dikdörtgen kesit kanatlı test borusu içinde $Re=2300$ değeri için sıcaklık dağılımı sunulmuştur. Kanat uzunluğu 3 mm olduğunda kanatlar arasında eş sıcaklık eğrilerindeki sıcaklık farkının da belirginleşmiş olduğu görülmektedir. Kanat uzunluğunun artması ile kanatlı boru yüzeyinden boru merkezine doğru radyal yönde sıcaklık gradyanlarının olduğu kalınlık, $h=1$ mm kanat uzunluğu olduğu duruma göre çok daha kalındır.

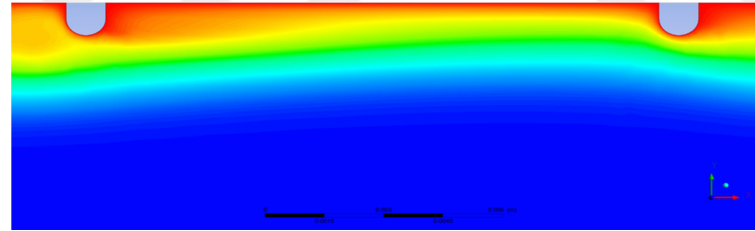
Şekil 3.41'de $h=5$ mm kanat uzunluğu olan $P/h=3$ durumunda uç kısmı yuvarlatılmış dikdörtgen kesit kanatlı test borusu içinde $Re=2300$ değeri için sıcaklık dağılımı görülmektedir. Aynı kanat geometrisinde diğer kanat uzunlukları durumu ile kıyaslandığında, sadece kanat uzunluğu 5 mm olduğu için kanatlı boru yüzeyi ile temas eden akışkan sıcaklığının daha düşük olduğu görülmektedir. Kanat uzunluğunu artması ile kanatlı boru yüzeyinden boru merkezine doğru radyal yönde sıcaklık gradyanları da diğer durumlara göre artmıştır. Şekil 3.39, 3.40 ve 3.41 birbirleri ile kıyaslandığında kanat uzunluğunu artması ile iki kanat arasında oluşabilecek girdap bölgesinde artmış olduğu görülmektedir. Girdap oluşum bölgeleri kanat uzunlukları arttıkça artmıştır.



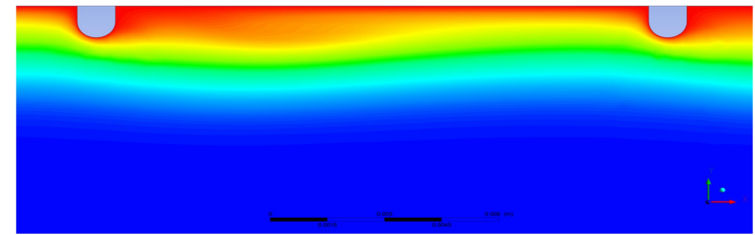
a)



b)

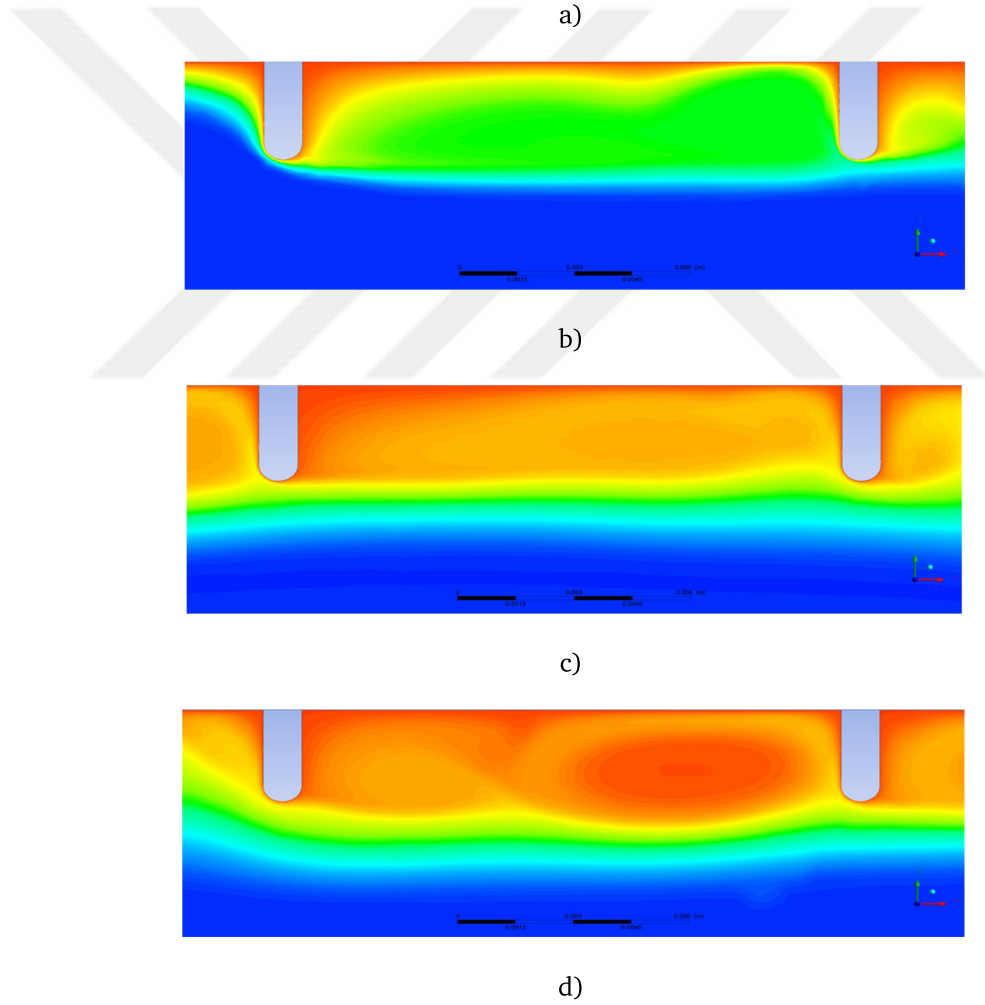
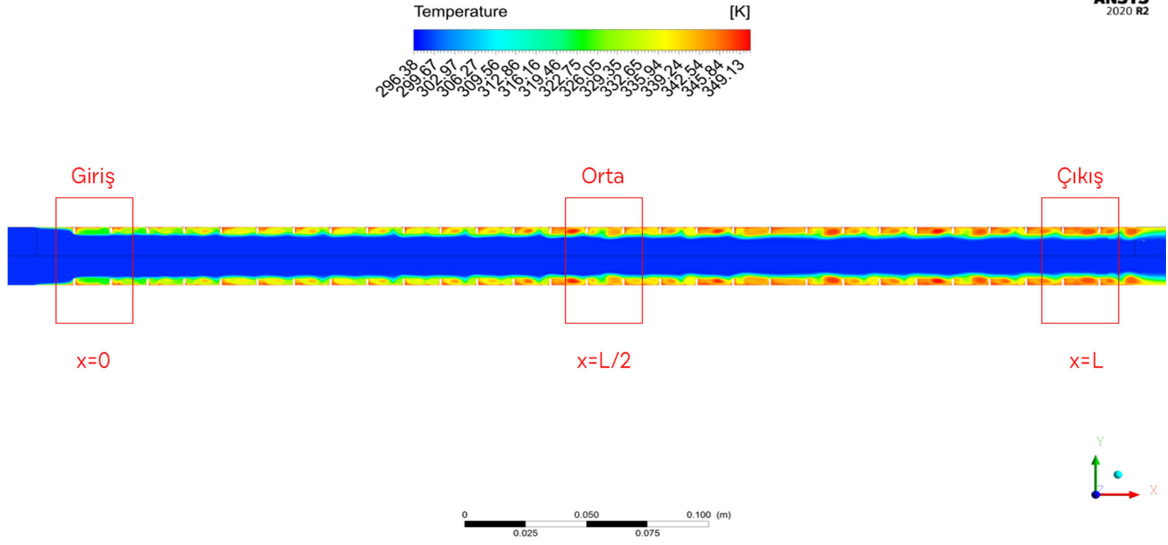


c)

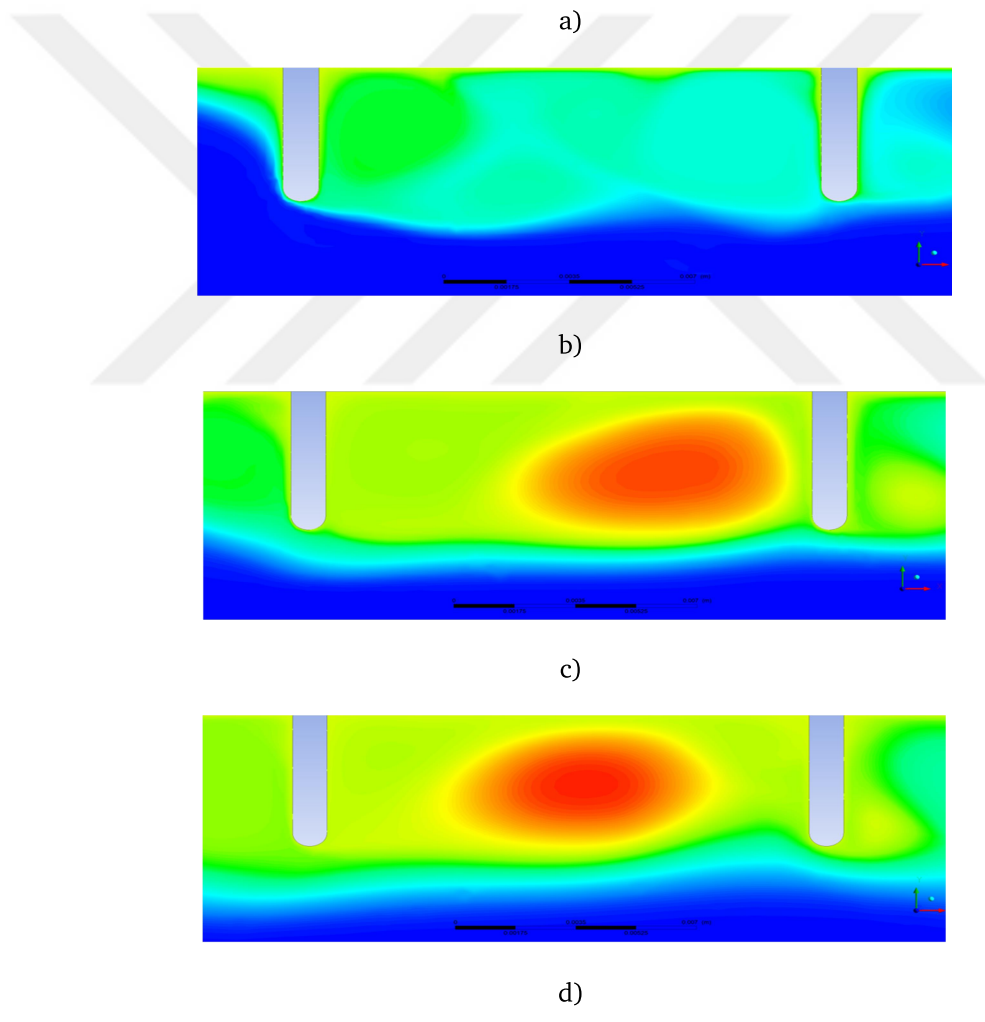
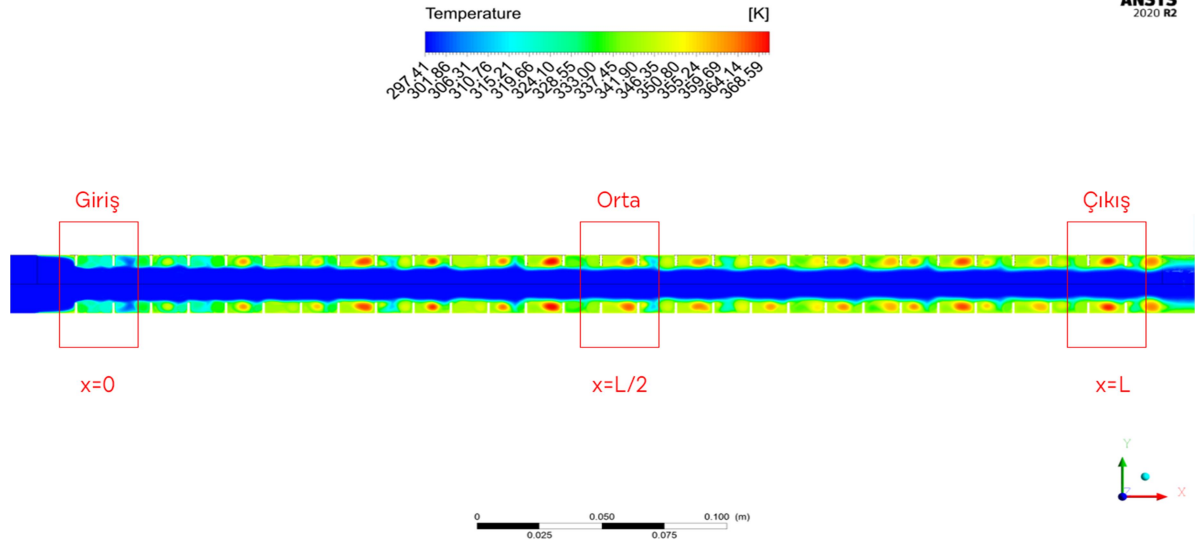


d)

Şekil 3.39 a) Ucu yuvarlatılmış dikdörtgen kanat $P/h=15$ için $Re=2300$ değerinde test borusu sıcaklık dağılımı grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$



Şekil 3.40 a) Ucu yuvarlatılmış dikdörtgen kanat $P/h=5$ için $Re=2300$ değerinde test borusu sıcaklık dağılımı grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$



Şekil 3.41 a) Ucu yuvarlatılmış dikdörtgen kanat $P/h=3$ için $Re=2300$ değerinde test borusu sıcaklık dağılımı grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$

3.3.1.2 Türbülanslı Akışta Isı Geçişi

Dikdörtgen kesit kanatlı, üçgen kesit ve uç kısmı yuvarlatılmış dikdörtgen kesit kanatlı borularda türbülans akış bölgesi için ısı geçişi sonuçlarını araştırmak için Reynolds sayısı 4000 ile 40000 aralığında çalışılmıştır. Kanatlı borularda kanat kalınlığı $t=1$ mm, kanat aralık değeri $P=15$ mm ve kanat uzunluğu $h=1, 3$ ve 5 mm olmak üzere analizler yapılmış, aynı Reynolds sayılarında ve aynı çap değerine sahip düz boruda hesaplanan değerlere bölünerek sırasıyla Şekil 3.42, 3.43 ve 3.44'te paylaşılmıştır.

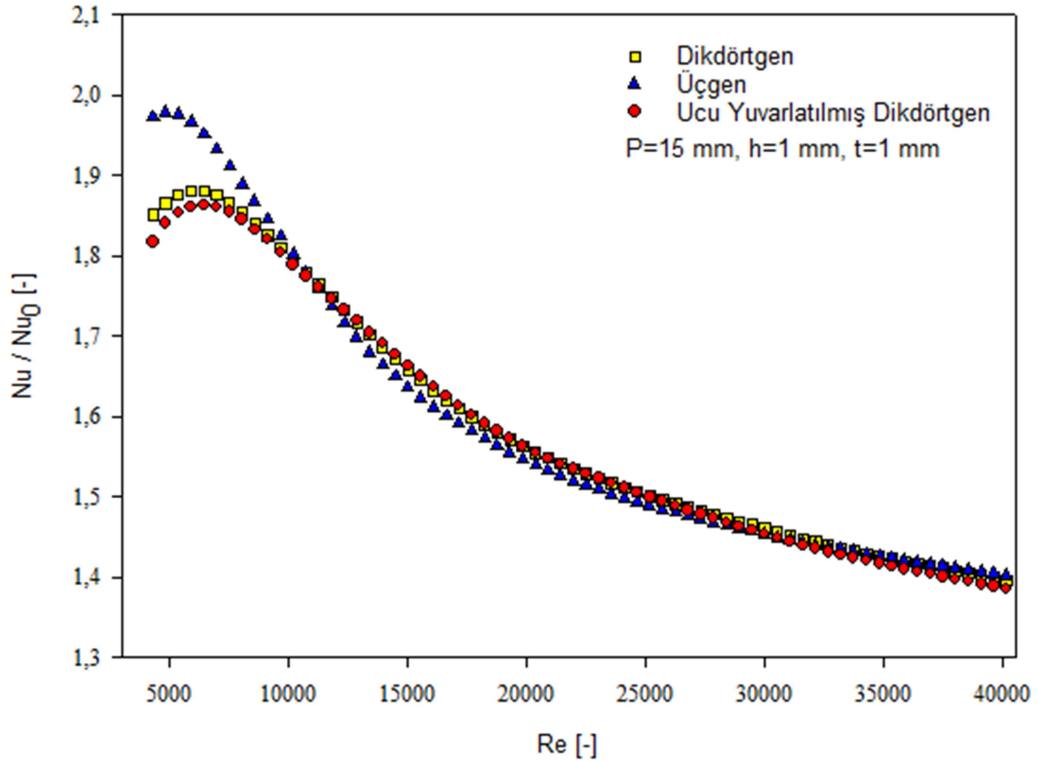
Şekil 3.42'de kanat uzunluğu $h=1$ mm olan $P/h=15$ durumunda üç farklı kanat geometrisi için Nusselt oranları artan Reynolds değerleri ile önce artmış, sonra azalmıştır. Üçgen kesit kanatlı boruda, dikdörtgen kesit kanatlı boruda ve uç kısmı yuvarlatılmış dikdörtgen kanatlı boruda maksimum Nusselt oranlarının gerçekleştiği Reynolds değerleri sırasıyla $Re=4810, 6010$ ve 6320 'dir. Her üç kanat geometrisi için Nusselt oranlarının eşitlendiği Reynolds sayısı 10700 olup, bu değerden sonra üç kanat geometrisinden elde edilen sonuçlar Reynolds sayısı arttıkça azalmış ve yaklaşık aynı değerde olmuştur. Ayrıca her bir kanat geometrisi için elde edilen Nusselt oranları 1 'in üzerinde bulunmaktadır. Bu durum kanatlı boruların düz borulara göre ısı geçişinde üstünlüğünü göstermektedir.

Şekil 3.43'te kanat uzunluğu $h=3$ mm olan $P/h=5$ durumunda dikdörtgen kesit kanat, üçgen kesit ve uç kısmı yuvarlatılmış dikdörtgen kesit kanatlı borularda artan Reynolds değerleri ile Nusselt oranları azalmıştır. Her üç kanat geometrisinde Reynolds sayısı 19810 değerine kadar Nusselt oranları artan Reynolds değerleri ile benzer sonuçlar sergilemiş olup, bu değerden sonra üçgen kesit kanatta artan Reynolds değeriyle hafif bir dalgalanma ile birlikte eğri yatay olarak devam etmiştir. Kanat uzunluğunun 3 mm olduğu bu durumda her bir kanat geometrisinde elde edilen Nusselt oranları 1 'in üzerinde bulunmaktadır.

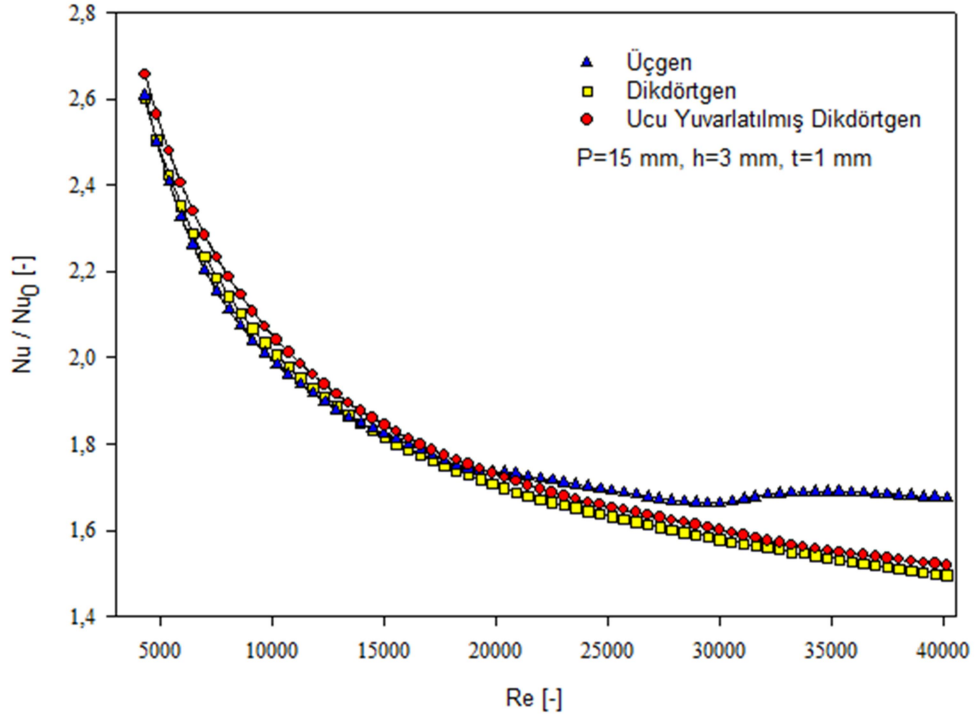
Şekil 3.44'te kanat uzunluğu $h=5$ mm olan $P/h=3$ durumunda dikdörtgen kesit kanat, üçgen kesit ve uç kısmı yuvarlatılmış dikdörtgen kesit kanatlı borularda artan Reynolds değerleri ile Nusselt oranları azalmıştır. Reynolds sayısı 25130

değerinde kadar her üç kanat geometrisi için Nusselt oranları birbirine yakın değerlerde olup, bu değerden sonra artan Reynolds değerleri ile üçgen kesit kanatlı boruda Nusselt oranları hafif dalgalı bir şekilde yatay olarak devam etmiştir. Diğer kanat uzunluklarında olduğu gibi, $h=5$ mm kanat uzunluğu için Nusselt oranları 1'in üzerinde kalmıştır.

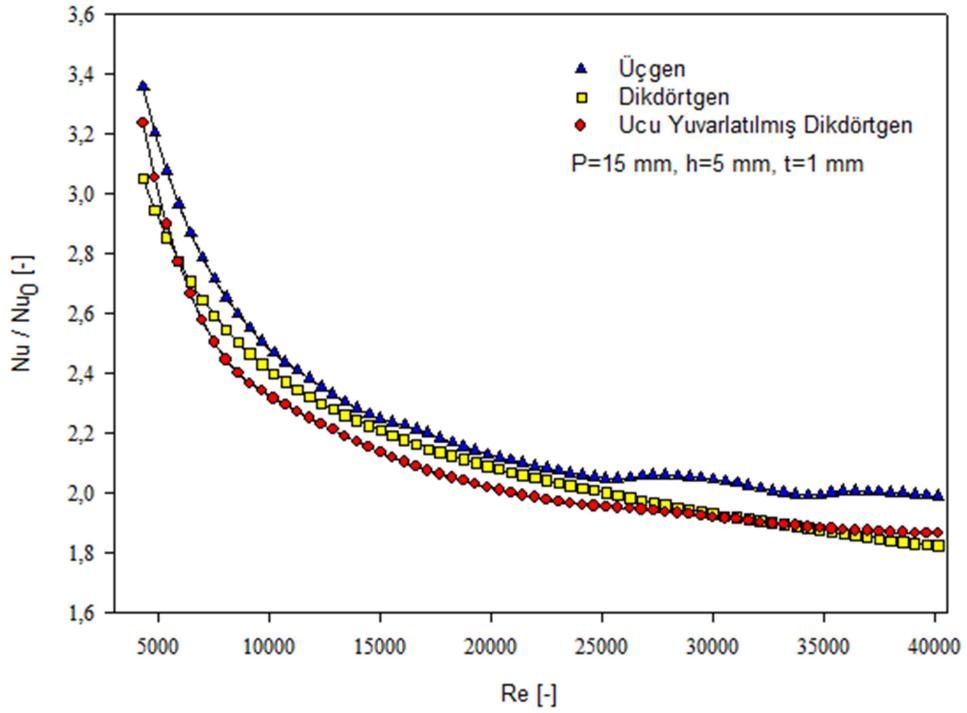
Her bir kanat geometrisi için kanat uzunluğu arttıkça Nusselt oranlarında artmıştır. Kanat uzunluğu 5 mm olduğunda düz boruya göre ısı geçişi en yüksek olmuş, kanat uzunluğu 1 mm olduğunda ısı geçişi en düşük gerçekleşmiştir. Kanat uzunluğunun 3 mm olduğu durumda üçgen kesit kanatlı boruda $Re=19810$ değerinden sonra Nusselt oranları artan Reynolds değerleri ile çok değişmemiş, yaklaşık sabit kalmıştır. Bu durum kanat uzunluğunun 5 mm olduğu durumda aynı kanat geometrisinde $Re=25130$ değerinden itibaren görülmüştür.



Şekil 3.42 $P/h=15$ için farklı kanat kesitli borularda türbülans akış bölgesinde Nusselt sayısı oranları



Şekil 3.43 $P/h=5$ için farklı kanat kesitli borularda türbülans akış bölgesinde Nusselt sayısı oranları



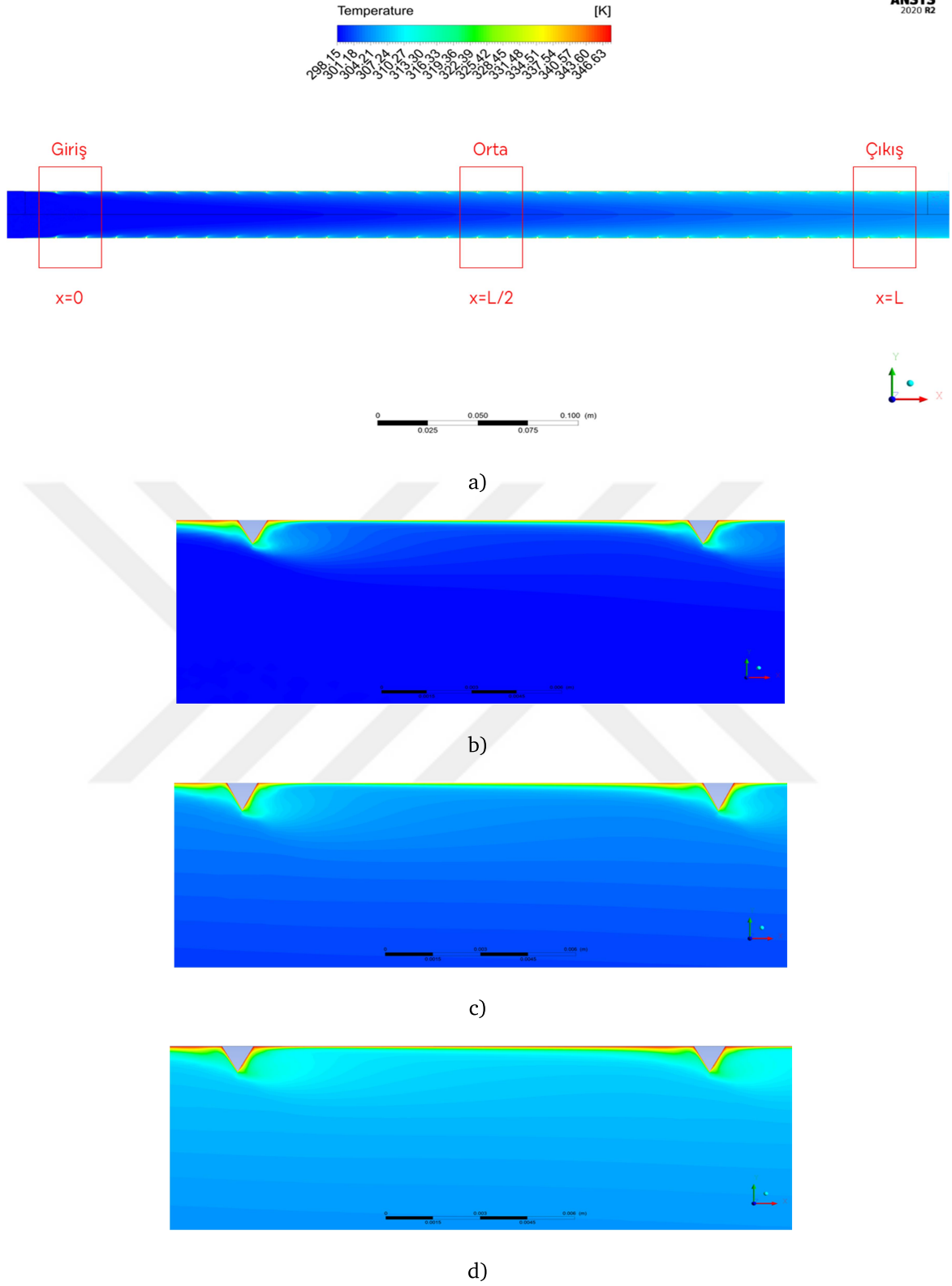
Şekil 3.44 $P/h=3$ için farklı kanat kesitli borularda türbülans akış bölgesinde Nusselt sayısı oranları

Farklı kanat uzunluklarında üçgen ve uç kısmı yuvarlatılmış dikdörtgen kesit kanatlı borularda türbülanslı akış bölgesindeki sıcaklık dağılımını incelemek için $Re=10000$ değerinde ANSYS Fluent programı yardımıyla hesaplanan değerleri gösteren sıcaklık konturları Şekil 3.45-3.50'de paylaşılmıştır.

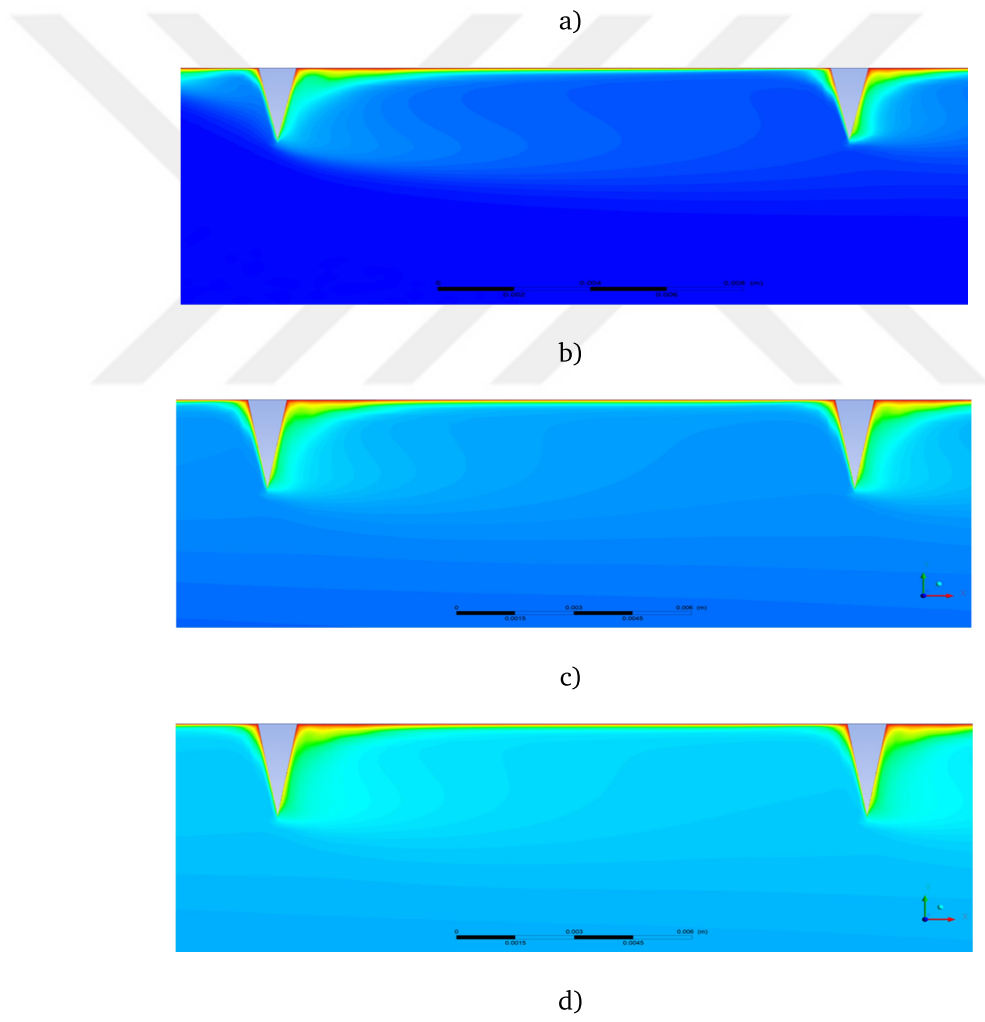
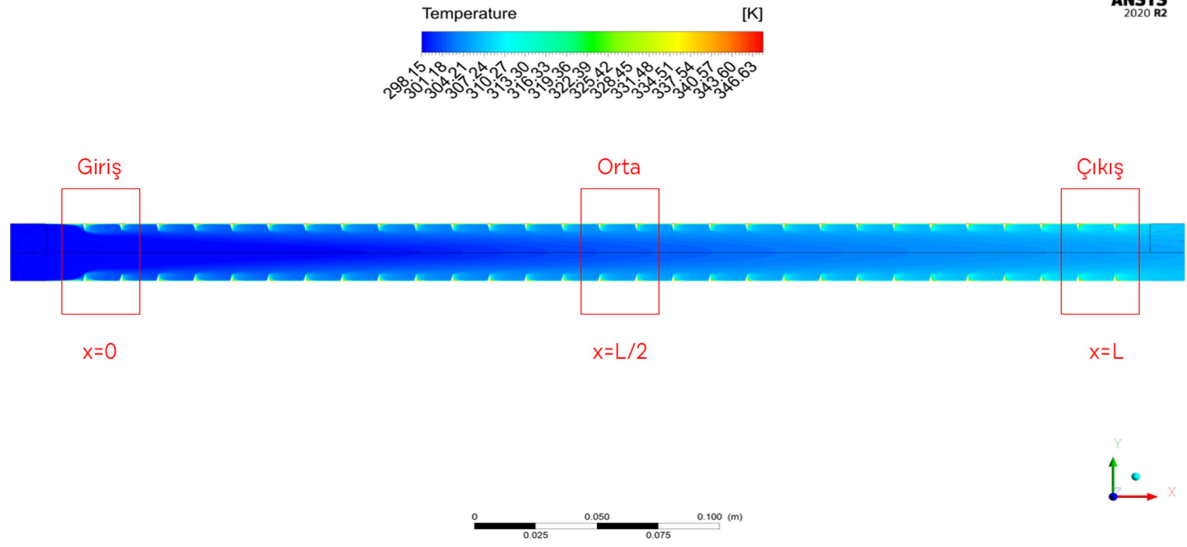
Şekil 3.45'de $h=1$ mm kanat uzunluğu olan $P/h=15$ durumunda üçgen kesit kanatlı test borusu içinde $Re=10000$ değeri için sıcaklık dağılımı sunulmaktadır. Şekil 3.45'de üçgen kanat arkasında akışkan içinde sıcaklık farklarının olduğunu gösteren farklı eş sıcaklık eğrileri görülmektedir.

Şekil 3.46'da $h=3$ mm kanat uzunluğu olan $P/h=5$ durumunda üçgen kesit kanatlı test borusu içinde $Re=10000$ değeri için sıcaklık dağılımı sunulmaktadır. Kanat uzunluğu 1 mm olması durumuna göre, kanat uzunluğu 3 mm olduğunda iki kanat arasında oluşan farklı sıcaklıktaki eş sıcaklık eğrileri arasında daha geniş bölgeler oluştuğu ve iki kanat arasını kapladığı görülmektedir.

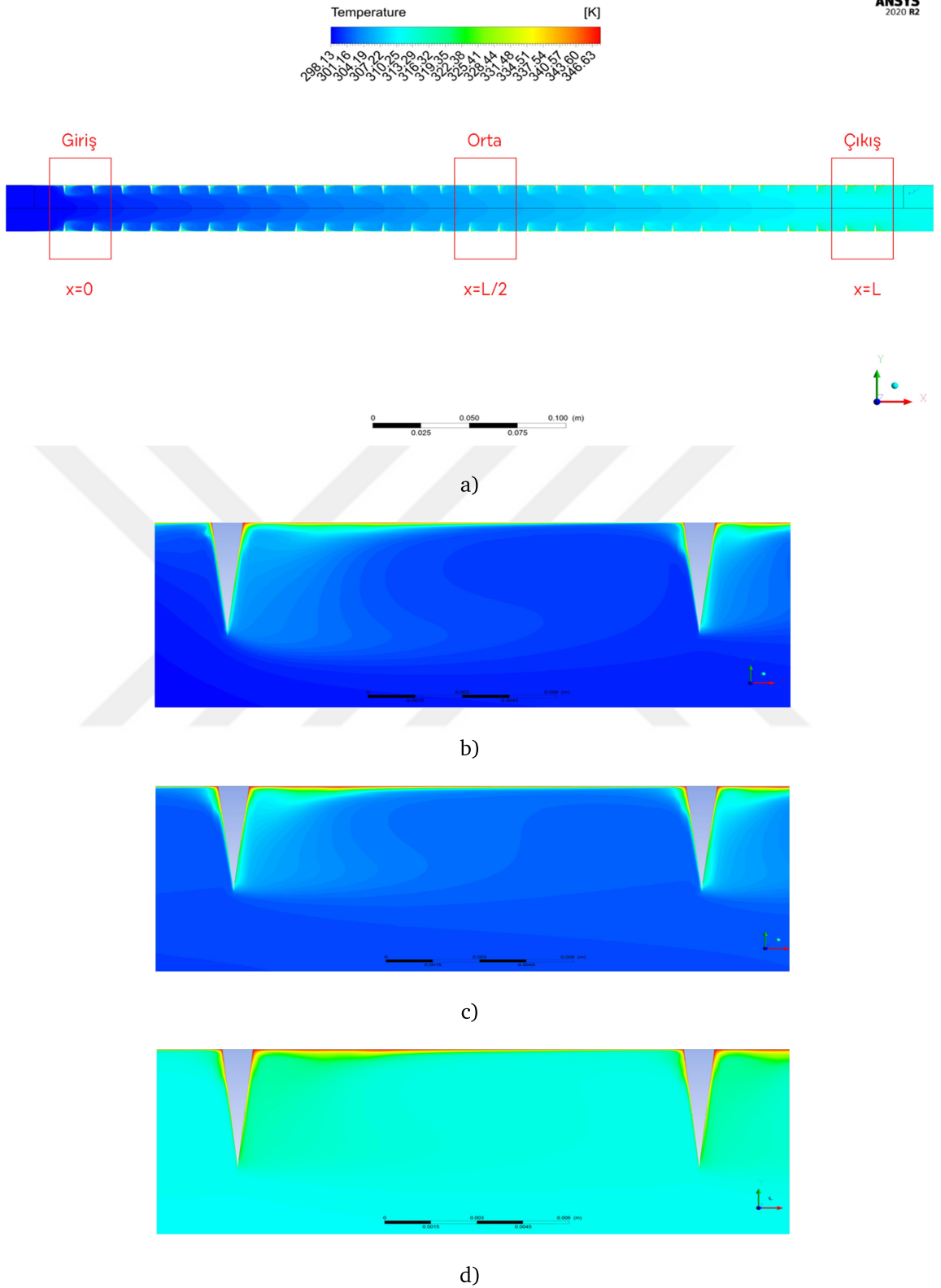
Şekil 3.47'de $h=5$ mm kanat uzunluğu olan $P/h=3$ durumunda farklı sıcaklıklarda olan iki kanat arasında oluşan eş sıcaklık eğrilerinin bu bölgenin tamamını kaplayacak şekilde oluştuğu görülmektedir. Kanat arkasında oluşan eş sıcaklık eğri katmanları daha sık oluşurken, iki kanat arasına yayılmış eş sıcaklık eğrileri arasında mesafeler daha büyüktür. Şekil 3.47 (d)'den test borusu çıkışında kanat yüzeyleri yakınındaki akışkan sıcaklıkları hariç boru genelinde homojene yakın bir sıcaklık dağılımı görülmektedir.



Şekil 3.45 a) Üçgen kesit kanat $P/h=15$ için $Re=10000$ değerinde test borusu sıcaklık dağılımı grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$



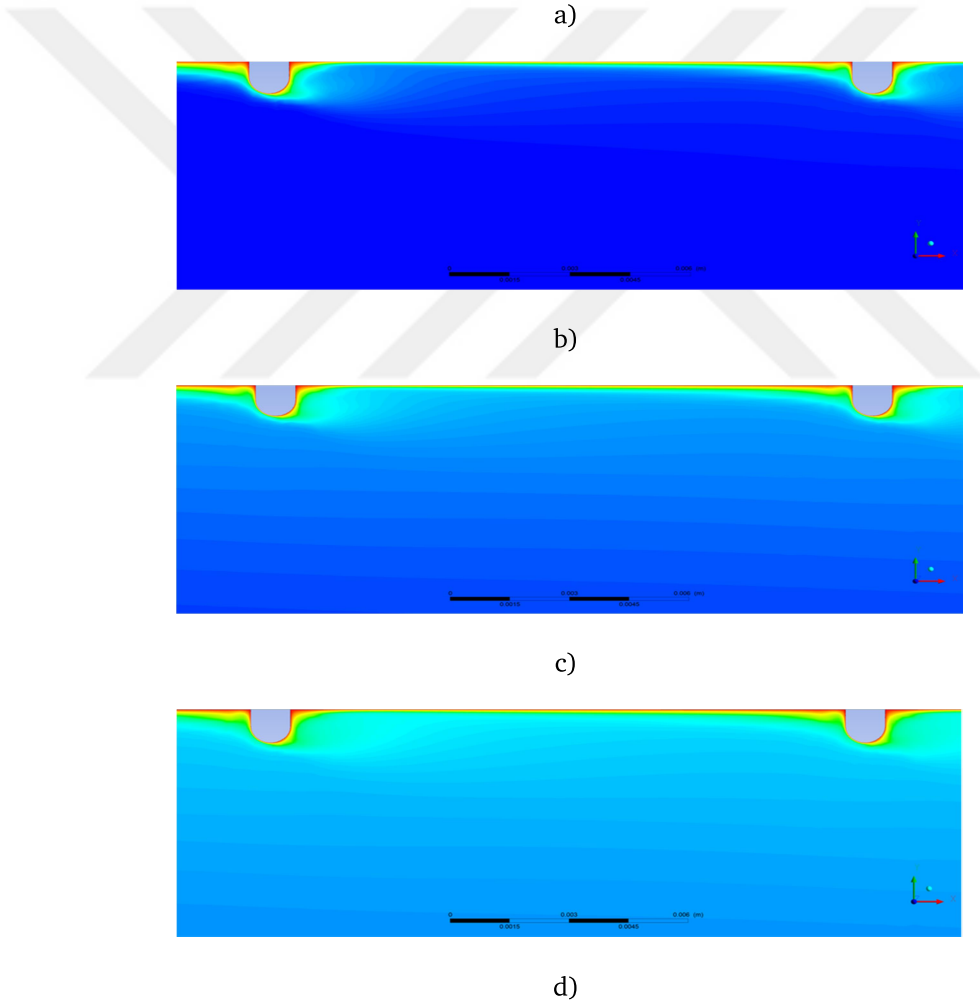
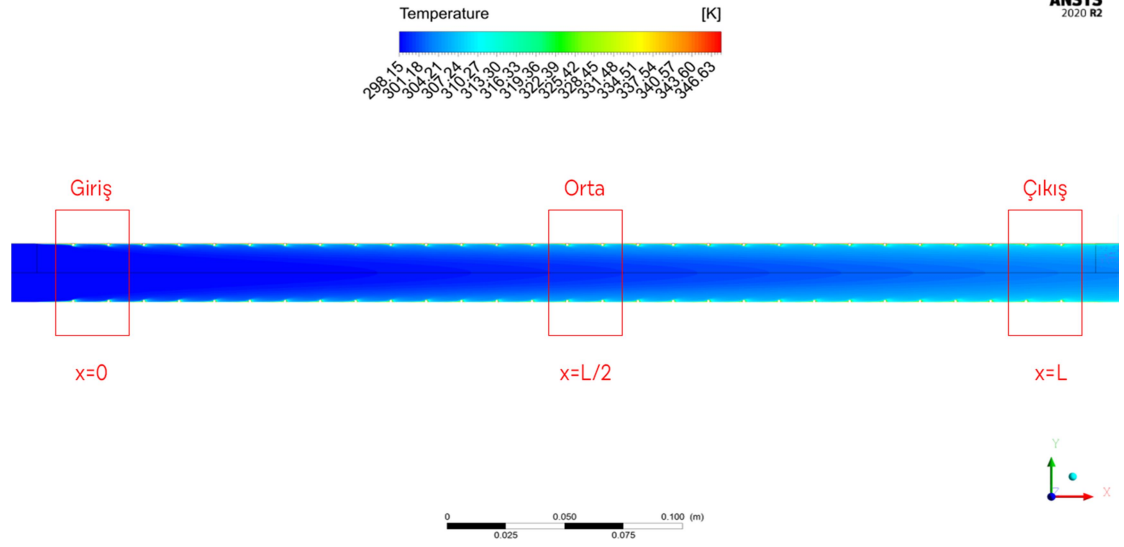
Şekil 3.46 a) Üçgen kesit kanat $P/h=5$ için $Re=10000$ değerinde test borusu sıcaklık dağılımı grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$



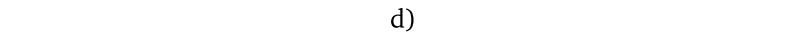
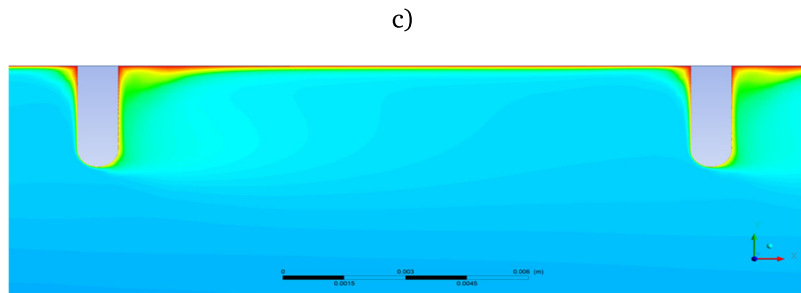
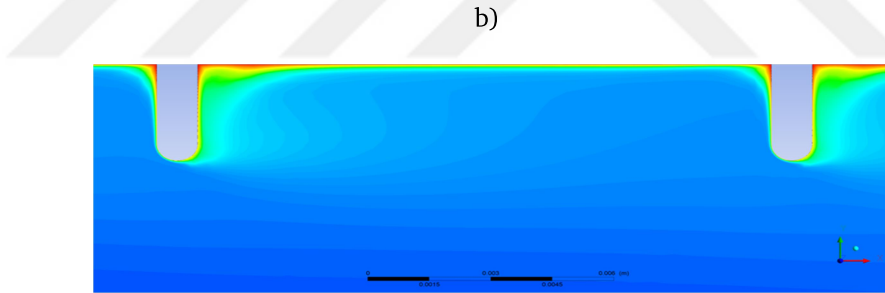
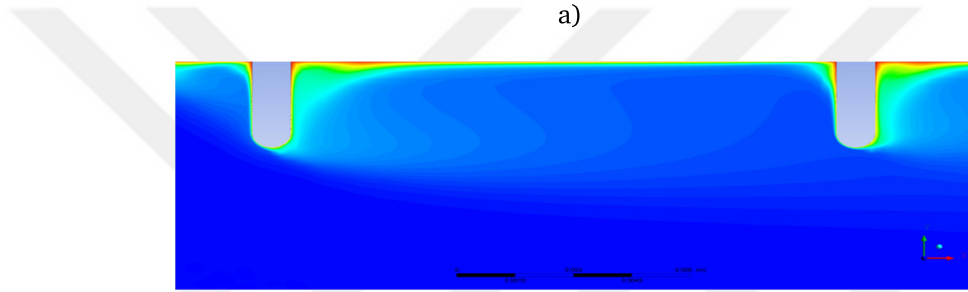
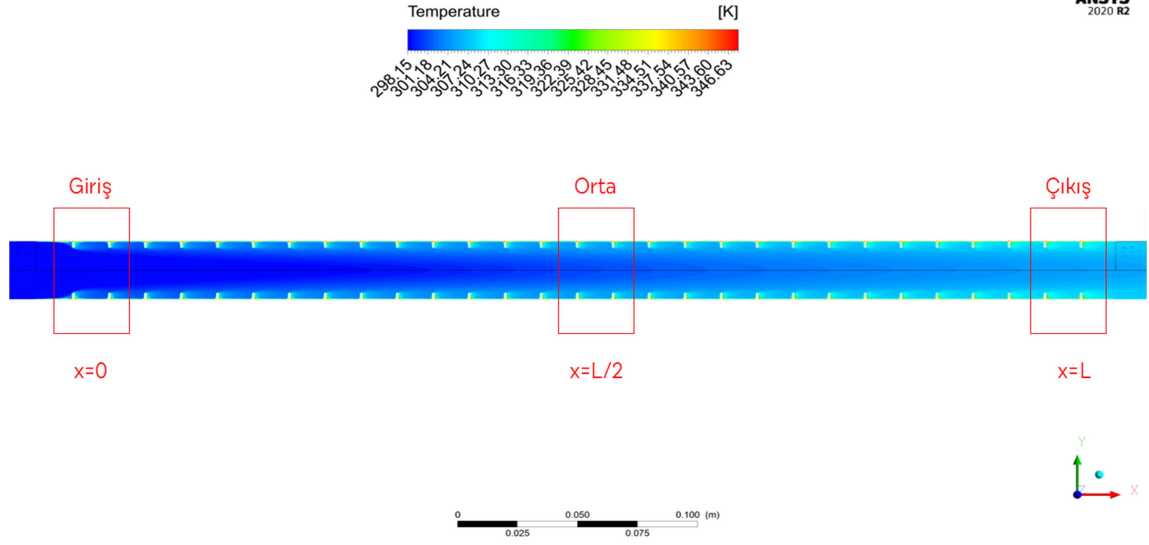
Şekil 3.47 a) Üçgen kesit kanat $P/h=3$ için $Re=10000$ değerinde test borusu sıcaklık dağılımı grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$

Şekil 3.48'de $h=1$ mm kanat uzunluğu olan $P/h=15$ durumunda uç kısmı yuvarlatılmış dikdörtgen kesit kanatlı test borusu içinde $Re=10000$ değeri için sıcaklık dağılımı sunulmaktadır. Kanat yüksekliği $h=1$ mm olan üçgen kesit kanatlı boruda gerçekleşen sıcaklık dağılımına benzer bir durum görülmektedir. Test borusu girişinde kanat etrafında özellikle kanat ön ve arka kısımlarında akışkan sıcaklığının yüksek olduğu bölgeler oluşmuştur. Yüksek sıcaklıkta olan bu akışkan bölgeleri etrafında eş sıcaklık eğrileri belirginleşmektedir. Boru orta kısmında kanat arkasındaki sıcak akışkan bölgesi aşağı akım yönünde biraz genişlemiş ve boru genelinde eş sıcaklık eğrileri belirgin hale gelmiştir. Boru çıkış bölgesinde kanat arkasındaki sıcak akışkan bölgesi iki kanat arasında daha da genişlemiş ve boru genelinde akışkan sıcaklığı belirgin olarak yükselmiştir.

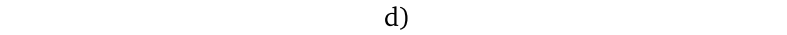
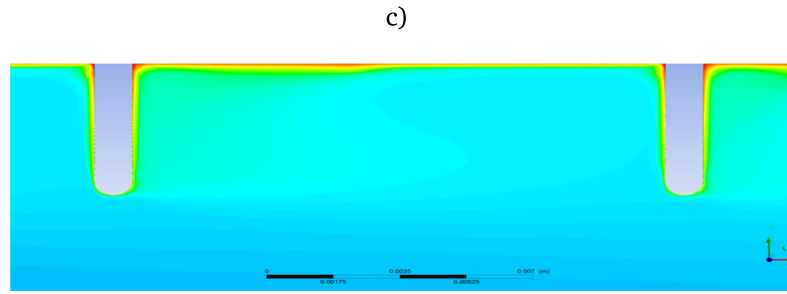
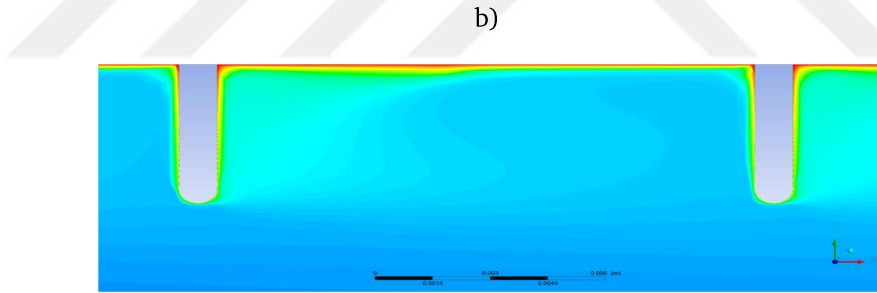
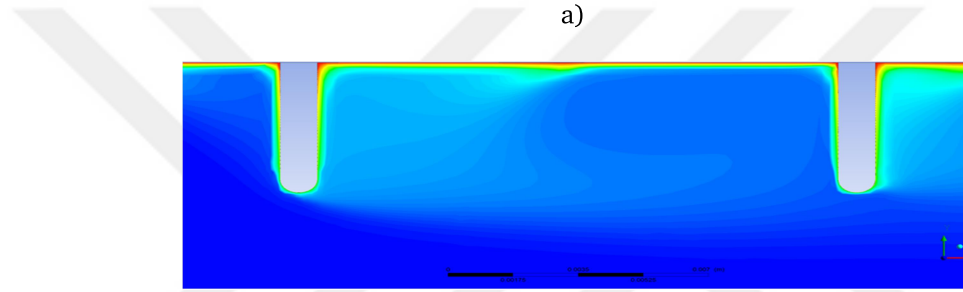
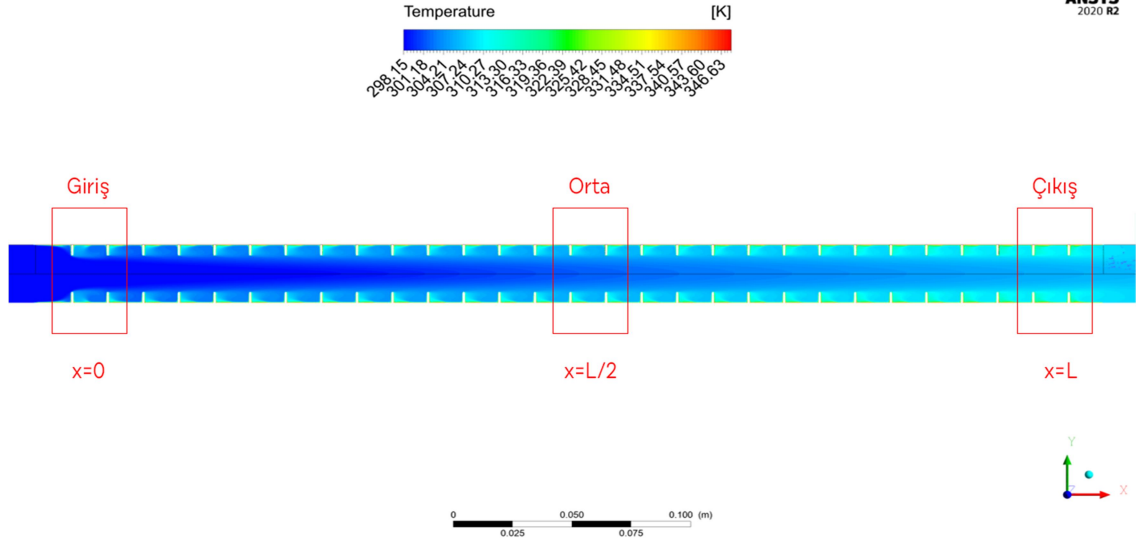
Kanat uzunluğu $h=1$ mm'de olduğu gibi, Şekil 3.49'da $h=3$ mm kanat uzunluğu ve şekil 3.50'de $h=5$ mm kanat uzunluğu için de benzer sıcaklık profilleri oluşmuştur. Kanat uzunluğu arttıkça boru çıkışında akışkan sıcaklığı yükselmiştir. Şekil 3.49 ve 3.50 (a)'dan akışın ısıl olarak gelişmesi görülmektedir.



Şekil 3.48 a) Ucu yuvarlatılmış dikdörtgen kanat $P/h=15$ için $Re=10000$ değerinde test borusu sıcaklık dağılımı grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$



Şekil 3.49 a) Ucu yuvarlatılmış dikdörtgen kanat $P/h=5$ için $Re=10000$ değerinde test borusu sıcaklık dağılımı grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$



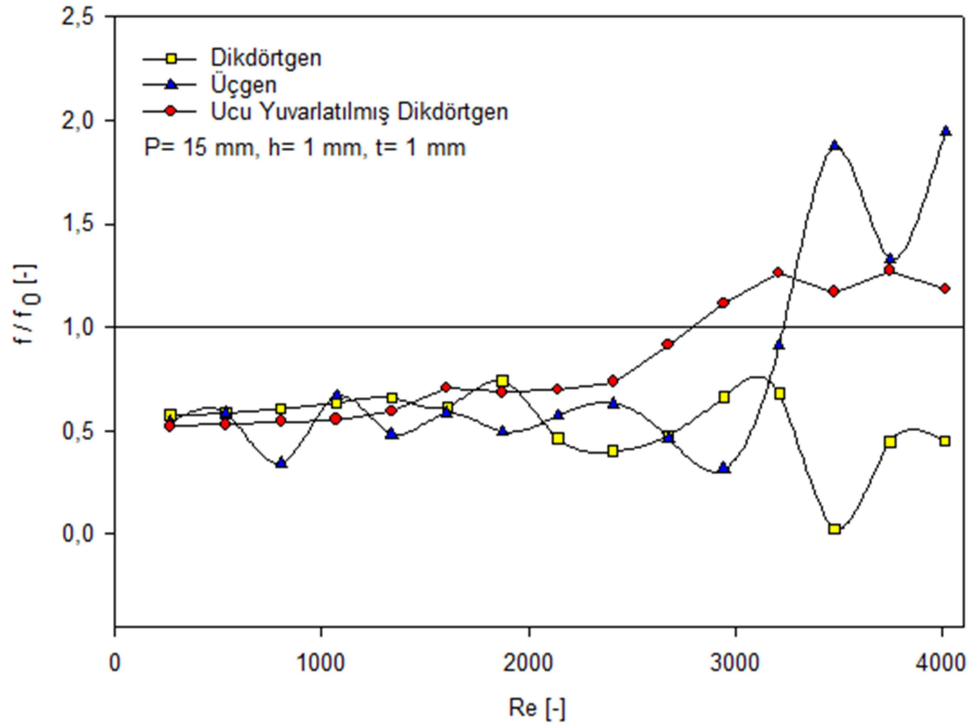
Şekil 3.50 a) Ucu yuvarlatılmış dikdörtgen kanat $P/h=3$ için $Re=10000$ değerinde test borusu sıcaklık dağılımı grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$

3.3.2 Basınç Düşümü Sonuçları

Dikdörtgen kesit, üçgen kesit ve uç kısmı yuvarlatılmış dikdörtgen kesit kanatların basınç düşümüne etkisini incelemek üzere laminer akış bölgesi için 'Laminer Akış Modeli', türbülans akış için 'Realizable k-epsilon Akış Modeli' tercih edilerek test borusunun girişteki ve çıkıştaki ortalama basınç değerleri ANSYS Fluent yardımıyla hesaplanmıştır. Analiz sonuçlarından hesaplanan basınç düşümü yardımıyla sürtünme faktörü (f) değerleri belirlenmiştir. Sürtünme faktörü değerleri, aynı Reynolds sayısındaki düz borudaki sürtünme faktörü değerlerine bölünerek $[f/f_0]$ sunulmuştur. Basınç kaybı laminer ve türbülans akış bölgelerinde dikdörtgen kesit, üçgen kesit ve uç kısmı yuvarlatılmış dikdörtgen kesit kanatlı borularda kanat parametrelerinden kanat kalınlığı $t=1$ mm ve kanat aralığı $P=15$ mm sabit tutularak kanat uzunluğu $h=1, 3, \text{ ve } 5$ mm değerleri için ayrı ayrı incelenmiştir.

3.3.2.1 Laminer Akışta Basınç Düşümü

Farklı kanat geometrilerine sahip borularda laminer akış bölgesi için basınç düşümü sonuçlarını araştırmak için Reynolds sayısı 4000'den küçük değerler çalışılmıştır. Laminer bölgede dikdörtgen kesit, üçgen kesit ve uç kısmı yuvarlatılmış dikdörtgen kesitli borularda $h=1, 3 \text{ ve } 5$ mm kanat uzunlukları için hesaplanan sürtünme faktörleri, aynı Reynolds sayılarında düz boru için hesaplanmış sürtünme faktörleri değerlerine bölünerek Şekil 3.51, 3.52 ve 3.53'te paylaşılmıştır.

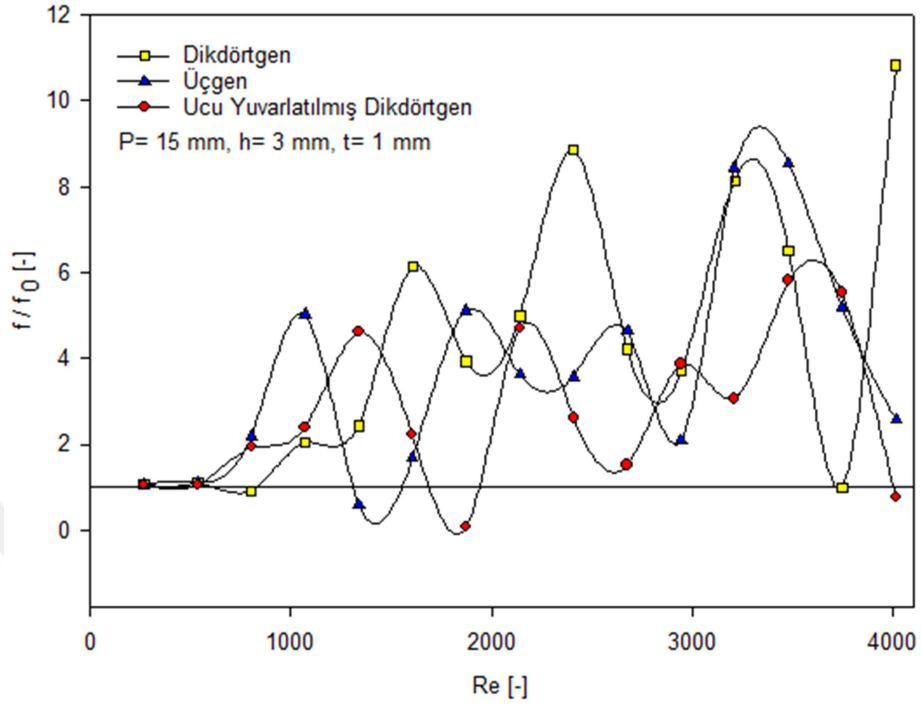


Şekil 3.51 P/h=15 için farklı kanat kesitli borularda laminer akış bölgesinde sürtünme faktörü oranları

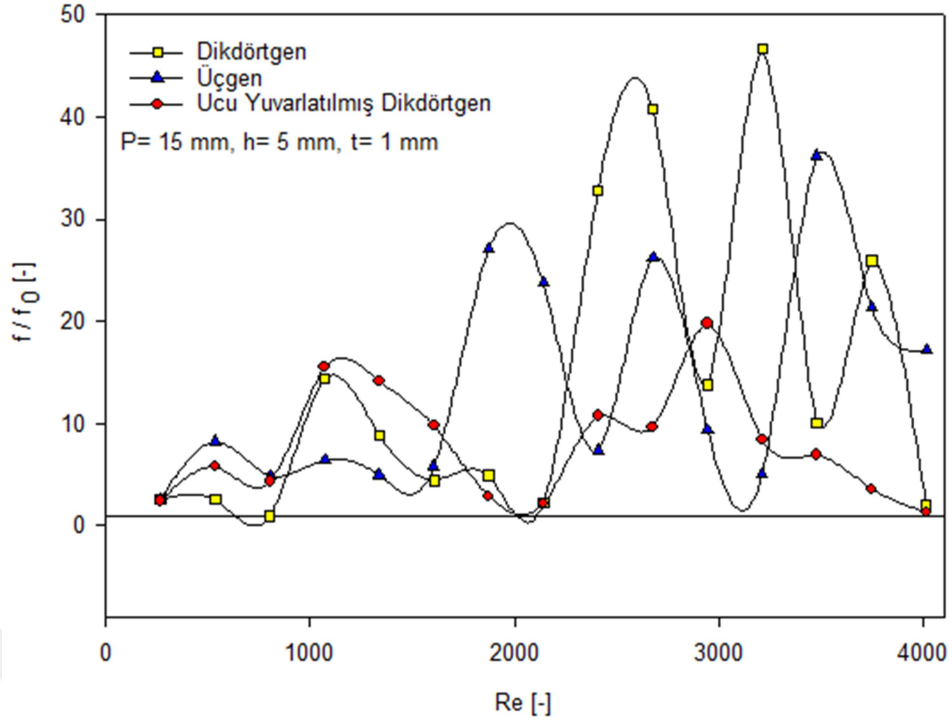
Şekil 3.51'den görüldüğü gibi kanat uzunluğu h=1 mm olan üç farklı kanat geometrisi laminer akış bölgesinde incelendiğinde, genel olarak sürtünme faktörü oranları dalgalanan eğriler şeklinde görülmektedir. Reynolds değerleri arttıkça bu eğrilerin maksimum ve minimum değerleri arasındaki fark artmaktadır. Genel olarak sürtünme faktörü oranları 1'in altında bulunmaktadır. Düşük Reynolds değerlerinde dikdörtgen kesit kanatlı boruda Re=1340 değerine kadar sürtünme faktörü oranları hafif yükseliş göstererek doğrusal bir yol izlemiştir, daha sonra artan Reynolds değerleri ile dalgalı eğri oluşturmuştur. Dikdörtgen kesit kanatlı boruda her Reynolds değeri için sürtünme faktörü oranları 1'in altında kalmıştır. Yüksek Reynolds değerlerinde üçgen ve ucu yuvarlatılmış dikdörtgen kesit kanatlı borularda sürtünme faktörü oranları 1'in üzerine çıkmıştır.

Şekil 3.52'den görüldüğü gibi, dikdörtgen kesit, üçgen kesit ve uç kısmı yuvarlatılmış dikdörtgen kesitli borularda kanat uzunluğunun h=3 mm olduğu durumlarda genel olarak sürtünme faktörü oranları 1'in üzerinde bulunmaktadır.

Sürtünme faktörü oranları Reynolds değerleri arttıkça dalgalanan eğriler şeklinde görülmektedir.



Şekil 3.52 $P/h=5$ için farklı kanat kesitli borularda laminar akış bölgesinde sürtünme faktörü oranları



Şekil 3.53 P/h=3 için farklı kanat kesitli borularda laminar akış bölgesinde sürtünme faktörü oranları

Şekil 3.53'te kanat uzunluğunun 3 mm olduğu duruma benzer bir durum h=5 mm kanat uzunluğunda görülmektedir. Üç kanat geometrisi için sürtünme faktörü oranları 1 değerinin üzerinde bulunmaktadır.

Şekil 3.51, 3.52 ve 3.53'ten görüldüğü gibi, kanat uzunluğu arttığında sürtünme faktörü oranlarında görülen dalgali eğrilerin maksimum değerleri ve sürtünme faktörü oranları da artmıştır. Artan Reynolds değerleri ile sürtünme faktörü oranlarında görülen dalgali eğrilerin maksimum ve minimum noktaları arasındaki farkta artmıştır.

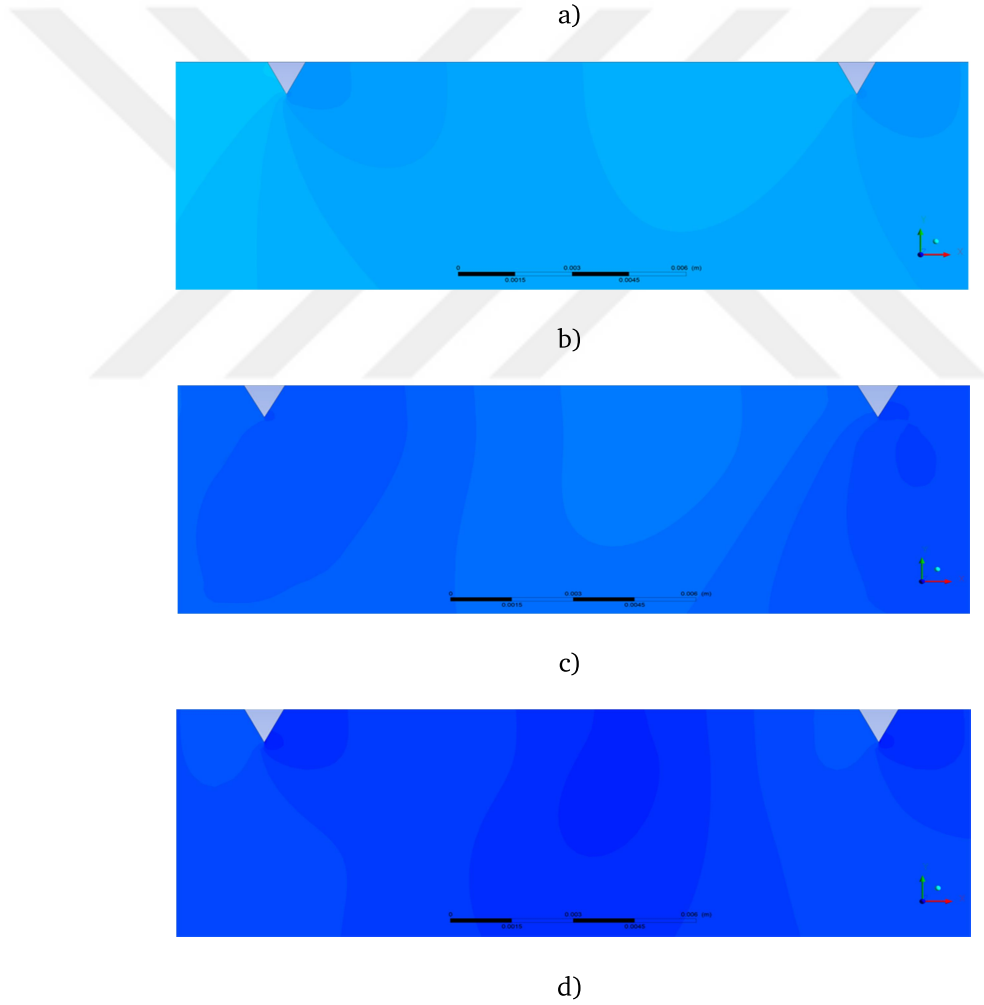
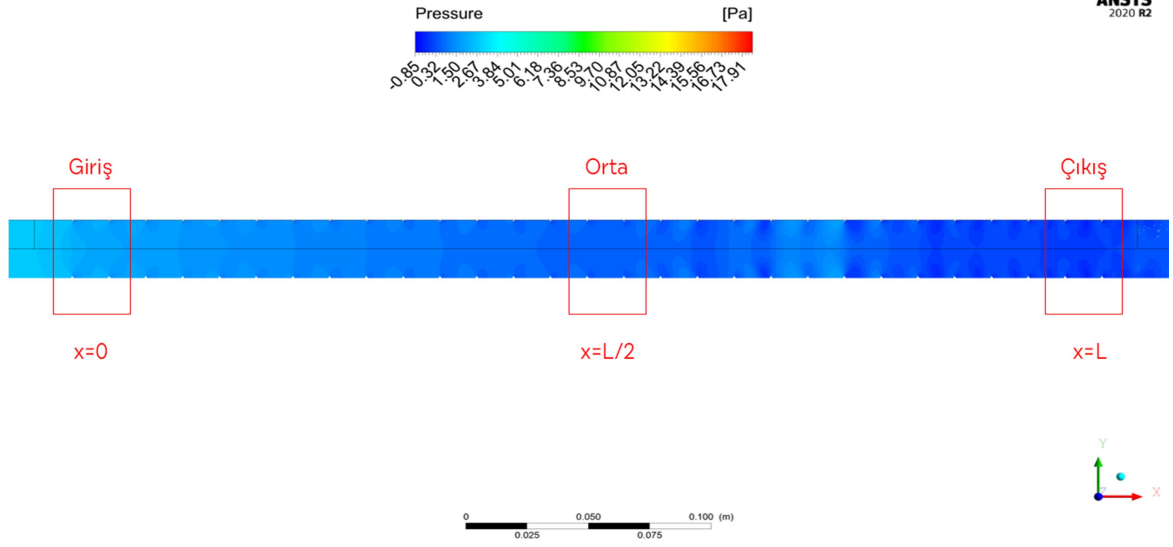
Üçgen kesit ve uç kısmı yuvarlatılmış dikdörtgen kesitli borularda P/h=15, 5 ve 3 olduğu durumlardaki basınç değişimlerini incelemek için Re=2300 değerinde ANSYS Fluent programı yardımıyla hesaplanan değerleri gösteren basınç konturları Şekil 3.54-3.59'da paylaşılmıştır.

Şekil 3.54'te h=1 mm kanat uzunluğu olan üçgen kesit kanatlı boru içinde basınç düşümü sunulmaktadır. Kanat ön yüzeyinde yüksek arka yüzeyinde düşük basınç bölgelerinin oluştuğu görülmektedir. Basınç düşümünün test borusu

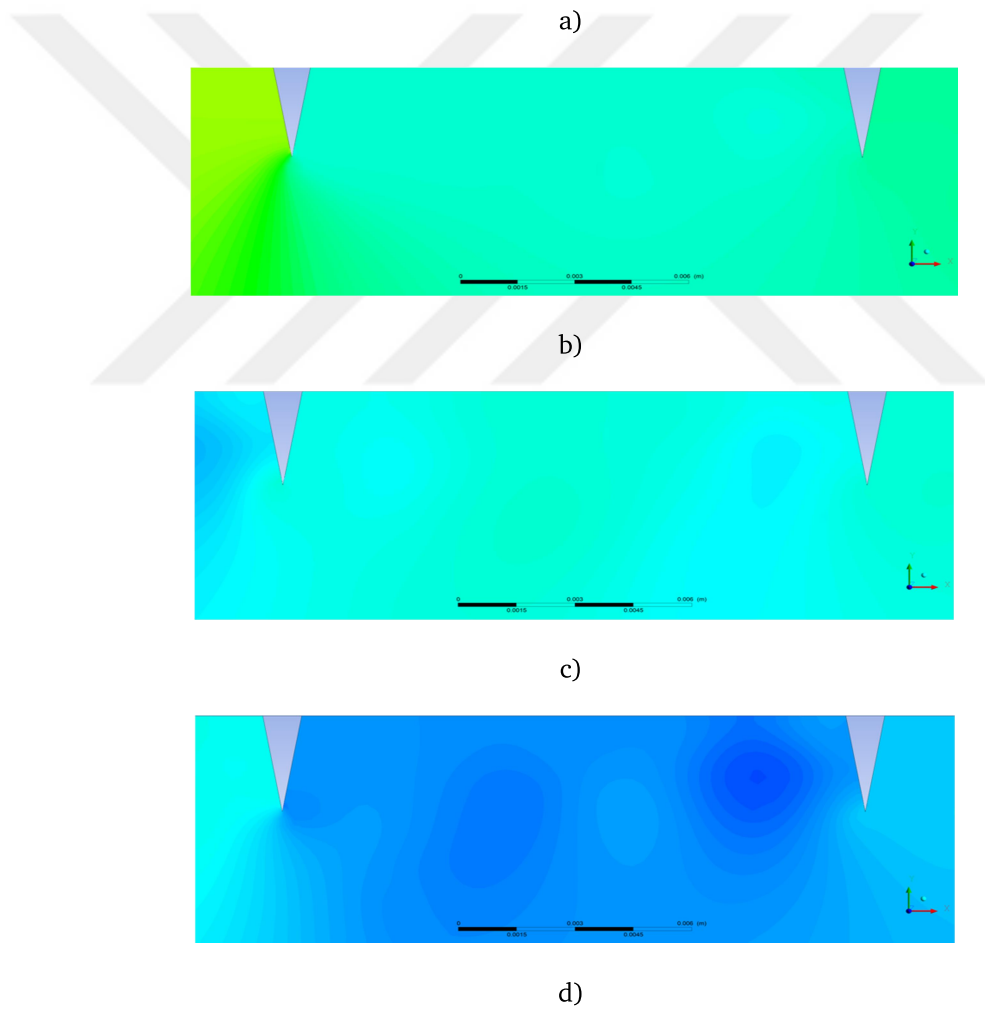
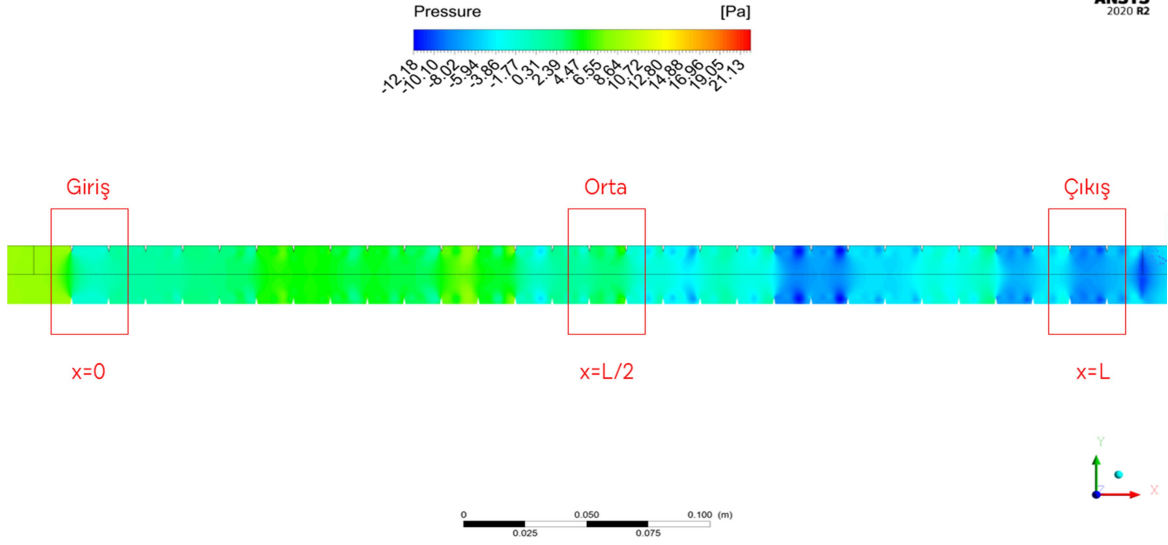
girişinden çıkışına doğru düzenli şekilde gerçekleşmediği, basıncın test borusu boyunca bazı bölgelerde yükseldiği ve bazı bölgelerde düştüğü görülmektedir.

Şekil 3.55'te $h=3$ mm kanat uzunluğu olan üçgen kesit kanatlı boru içinde basınç düşümü sunulmaktadır. Test borusu girişinde kanat uzunluğu 1 mm olan duruma göre daha yüksek basınç görülmektedir. Kanat uzunluğu 1 mm olan duruma benzer durumlar kanat uzunluğu 3 mm olduğu bu durumda da görülmektedir, fakat kanat uzunluğunu artması ile test borusu boyunca gerçekleşen basınç düşümünün düzensizliği daha belirgin olmaktadır. Şekil 3.55 (d)'de test borusu çıkışında iki kanat arasında görülen basınç farklılıkları nedeniyle girdap oluşumlarından söz edilebilir.

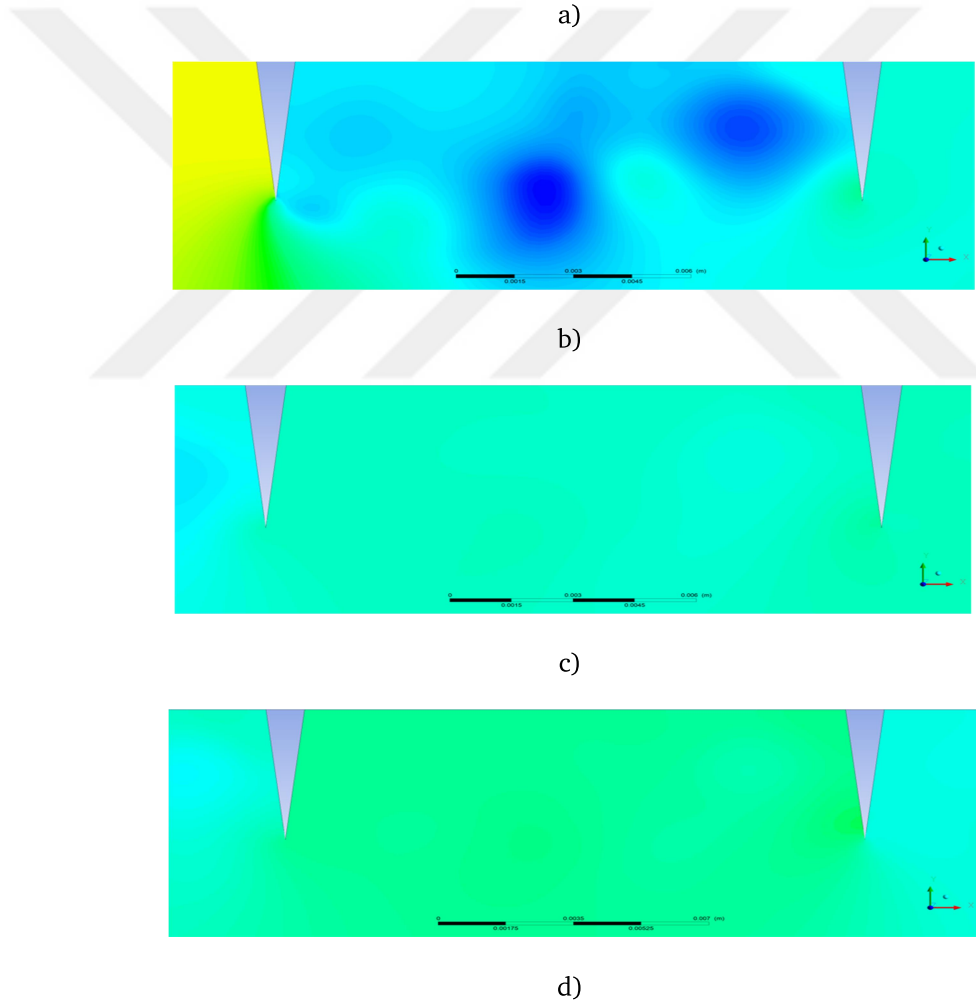
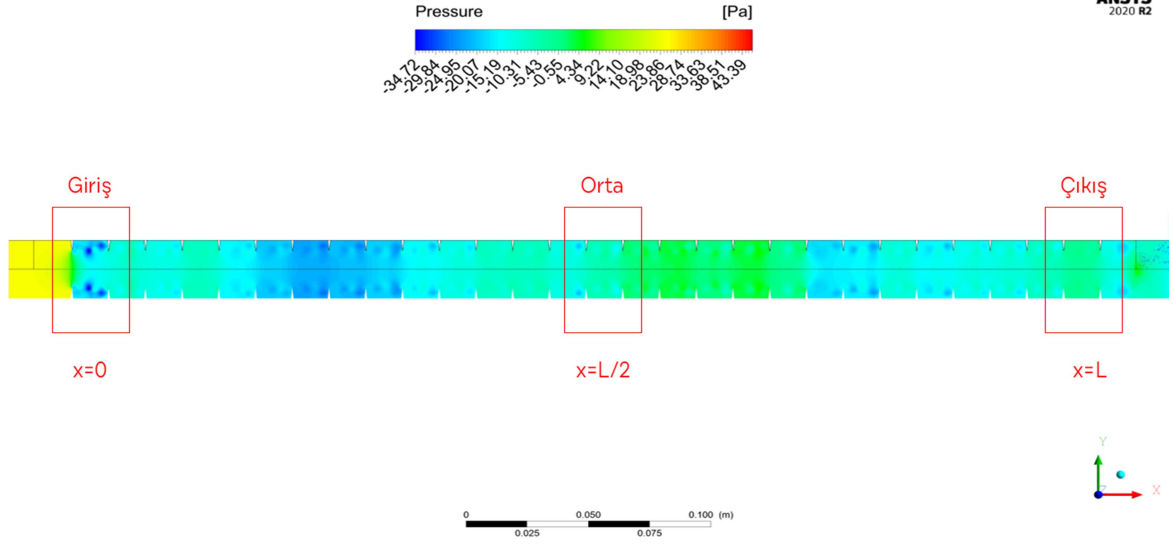




Şekil 3.54 a) Üçgen kanat $P/h=15$ için $Re=2300$ değerinde test borusu basınç değişimi grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$



Şekil 3.55 a) Üçgen kanat $P/h=5$ için $Re=2300$ değerinde test borusu basınç değişimi grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$



Şekil 3.56 a) Üçgen kanat $P/h=3$ için $Re=2300$ değerinde test borusu basınç değişimi grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$

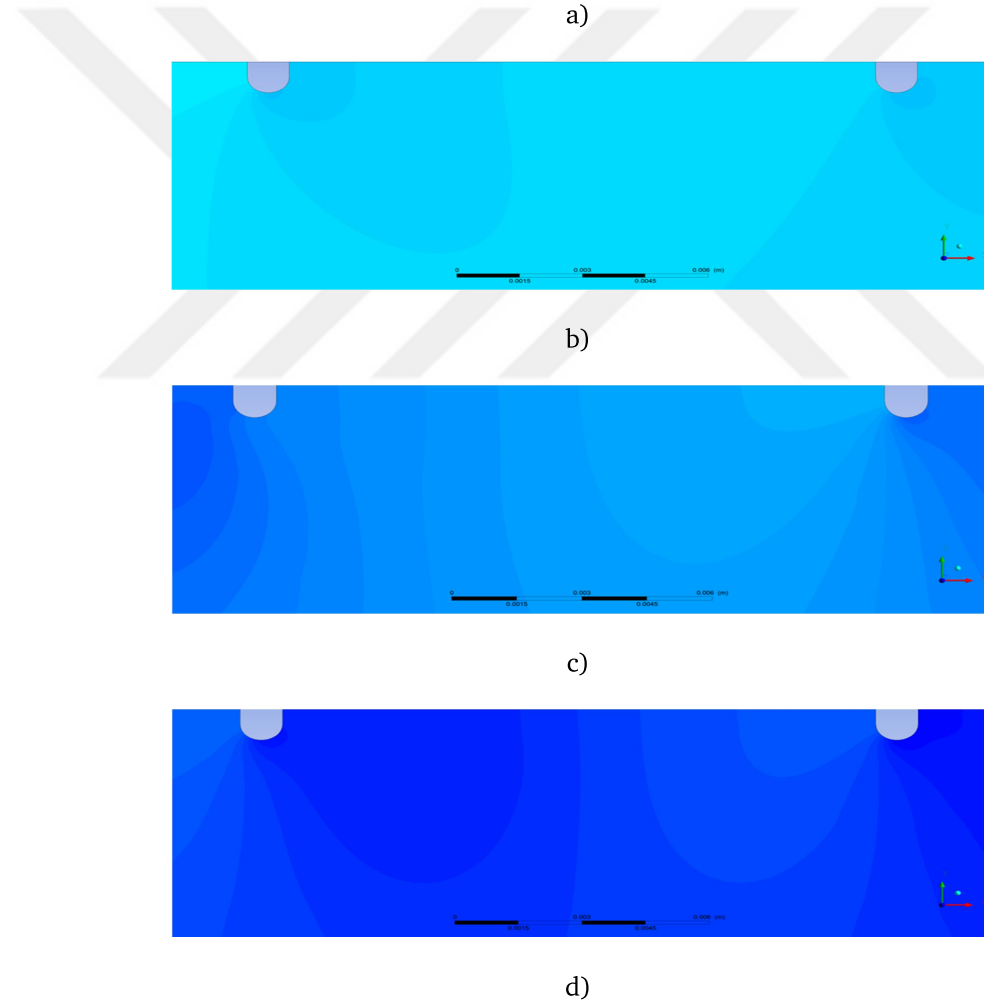
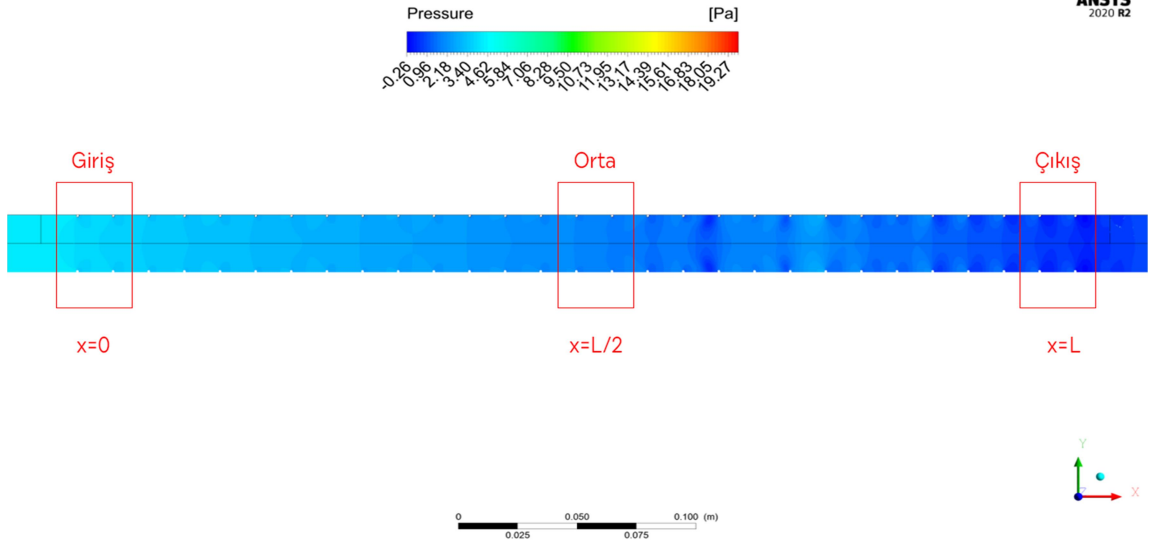
Şekil 3.56'da $h=5$ mm kanat uzunluğu olan üçgen kesit kanatlı boru içinde basınç düşümü sunulmaktadır. Kanat uzunluğunun 3 mm olması durumuna göre, kanat uzunluğunun $h=5$ mm olması durumunda test borusu girişindeki basınç daha da artmıştır. Test borusu girişinden itibaren bölgesel ani basınç artışları ve düşüşleri görülmektedir. Bu durum bu bölgelerde girdap oluşumuna neden olabilmektedir.

Şekil 3.54, 3.55 ve 3.56 dikkate alındığında, test borusu içinde oluşan ani basınç düşümü ve basınç artışları ve dolayısı ile girdap oluşumlarının sürtünme faktörleri oranlarının dalgalı eğriler şeklinde olmasına sebebiyet verdiği düşünülebilir.

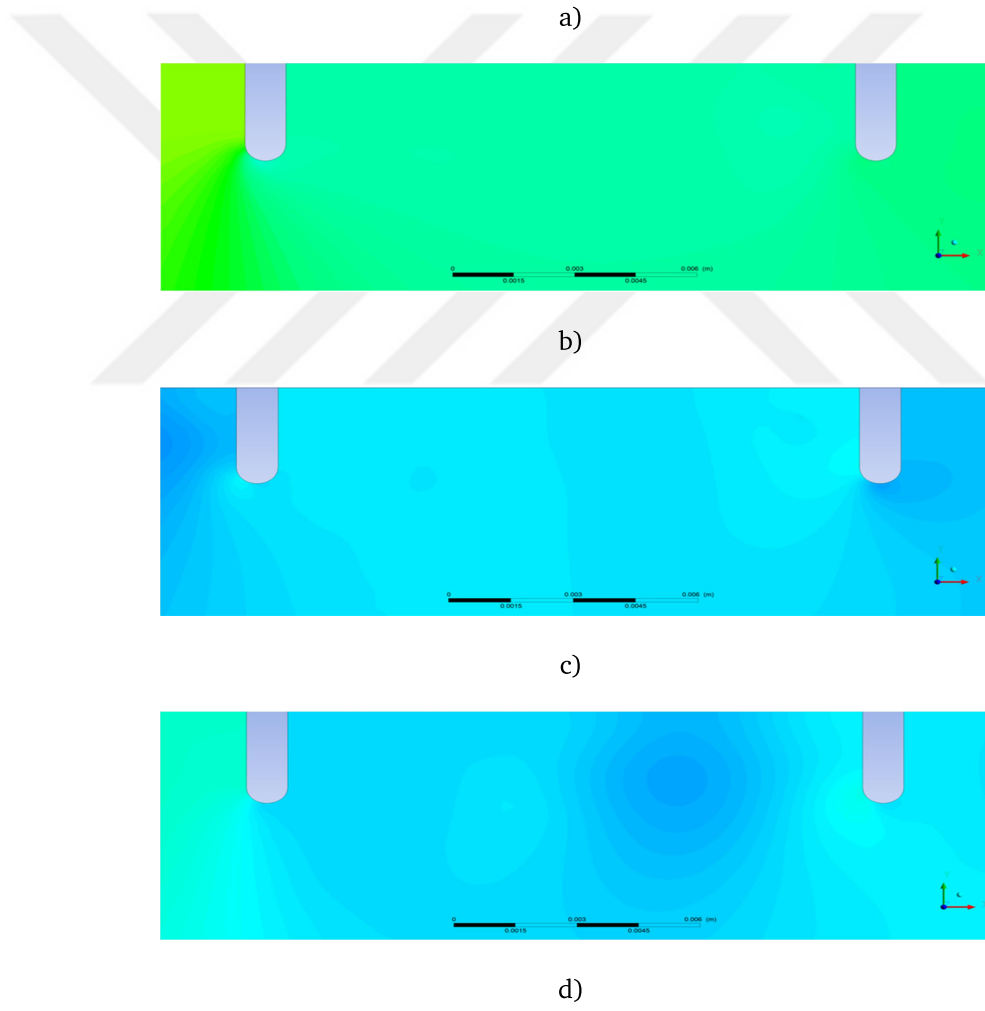
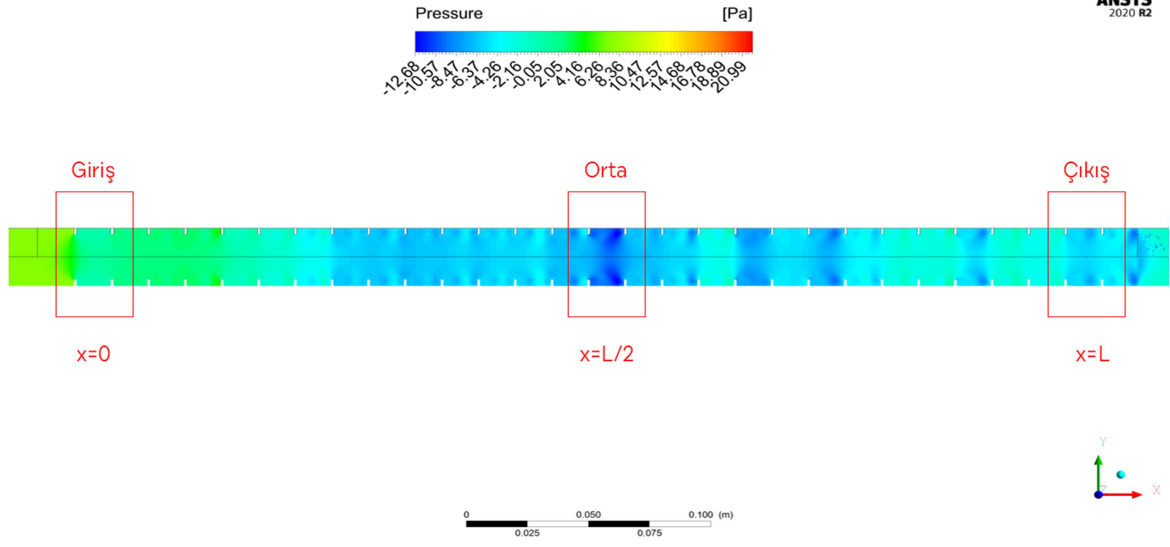
Şekil 3.57'te $h=1$ mm kanat uzunluğu olan uç kısmı yuvarlatılmış dikdörtgen kesit kanatlı boru içinde basınç düşümü sunulmaktadır. Kanat ön yüzeyinde yüksek arka yüzeyinde düşük basınç bölgelerinin olduğu, basınç düşümünün test borusu boyunca düzenli şekilde gerçekleşmediği, basıncın test borusu girişinde en yüksek değerde olduğu görülmektedir.

Şekil 3.58'te $h=3$ mm kanat uzunluğu olan uç kısmı yuvarlatılmış dikdörtgen kesit kanatlı boru içinde test borusu boyunca bazı bölgelerde ani basınç artış ve azalışı olduğu, basınç düşümünün 1 mm kanat uzunluğunda olduğu durumdan daha düzensiz olduğu görülmektedir. Düzensiz basınç artışı ve düşüşünün girdap oluşumlarına neden olacağı düşünülebilir.

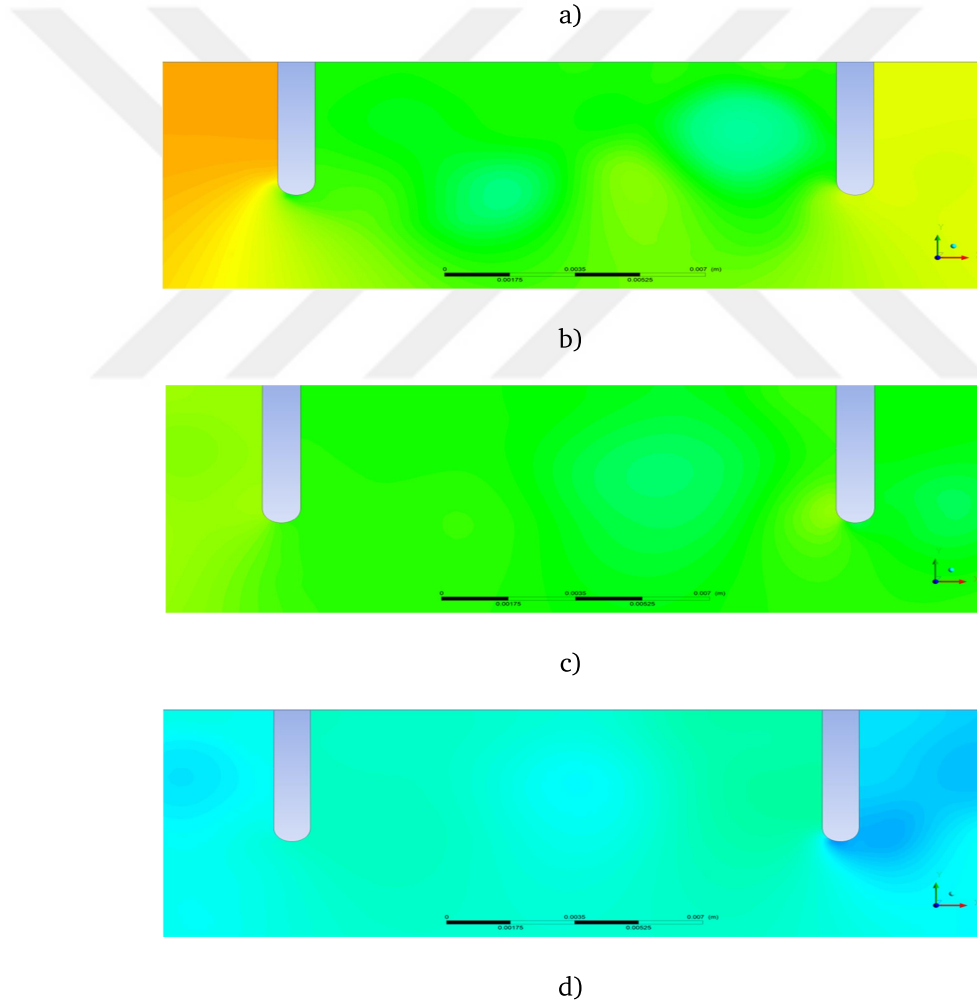
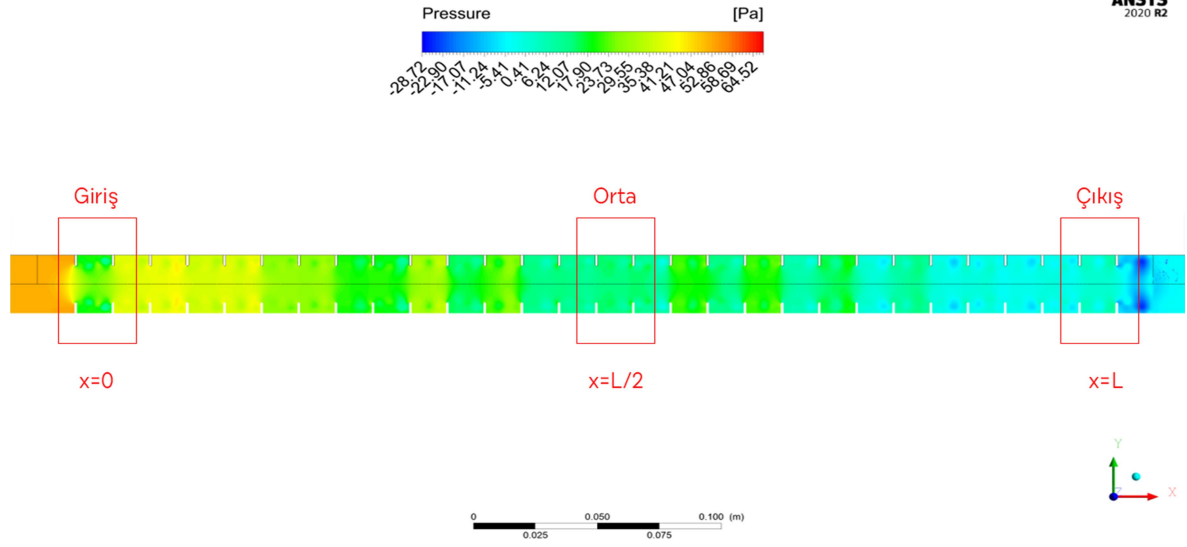
Şekil 3.59'da $h=5$ mm kanat uzunluğu olduğu durumda test borusu girişinde diğer kanat uzunluğu durumlarına göre daha yüksek basınç oluşmuştur. Test borusu boyunca olan ani basınç değişimleri nedeniyle oluşabilen girdap hareketleri bu durumda daha etkili olabilir.



Şekil 3.57 a) Ucu yuvarlatılmış dikdörtgen kesit kanat $P/h=15$ için $Re=2300$ değerinde test borusu basınç değişimi grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$



Şekil 3.58 a) Ucu yuvarlatılmış dikdörtgen kesit kanat $P/h=5$ için $Re=2300$ değerinde test borusu basınç değişimi grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$



Şekil 3.59 a) Ucu yuvarlatılmış dikdörtgen kesit kanat $P/h=3$ için $Re=2300$ değerinde test borusu basınç değişimi grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$

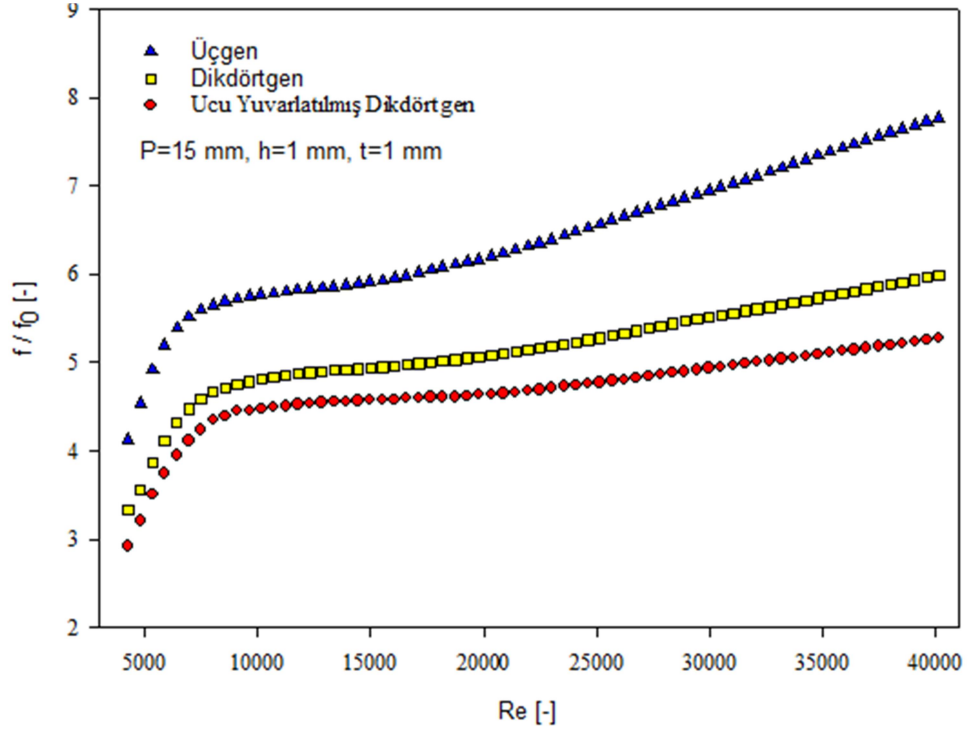
3.3.2.2 Türbülans Akışta Basınç Düşümü

Dikdörtgen, üçgen ve uç kısmı yuvarlatılmış dikdörtgen kesit kanatlı borularda türbülans akış bölgesinde basınç düşümü sonuçlarını araştırmak için Reynolds sayısı 4000 ile 40000 arasında çalışılmıştır. Bu bölümde farklı kanat geometrilerinin basınç düşümüne etkisi türbülanslı akış bölgesinde araştırılmıştır. Üç farklı kanat geometrisi ve $h=1, 3$ ve 5 mm olmak üzere üç farklı kanat uzunluğu için sürtünme faktörü sonuçları yine aynı Reynolds sayılarında düz boru değerlerine bölünerek $[f/f_0]$ paylaşılmıştır.

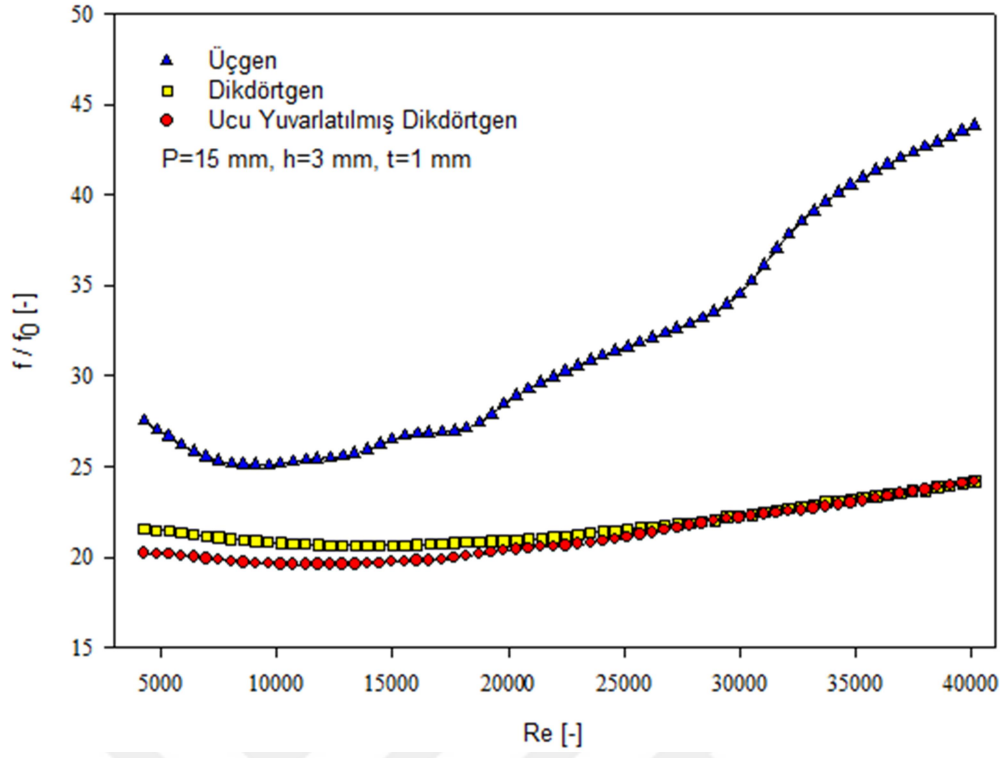
Şekil 3.60 incelendiğinde türbülans akış bölgesinde kanat uzunluğunun $h=1$ mm olduğu durum için en yüksek sürtünme faktörü oranları üçgen kesit kanatlı boruda, en düşük sürtünme faktörü oranları uç kısmı yuvarlatılmış dikdörtgen kesit kanatlı boruda görülmektedir. Dikdörtgen kesit kanatlı boruda sürtünme faktörü oranları uç kısmı yuvarlatılmış dikdörtgen kanatlı boruya göre daha yüksek olarak gerçekleşmiştir. Üçgen kesit kanatlı boruda $Re=7500$ değerine, dikdörtgen kesit kanatlı boruda $Re=7570$ değerine ve uç kısmı yuvarlatılmış dikdörtgen kesit kanat boruda $Re=8450$ değerine kadar Reynolds değerlerinin artmasıyla sürtünme faktörü oranları dik artış göstermişlerdir. Daha sonra üçgen kesit kanatlı boruda artan Reynolds değerleri ile sürtünme faktörü oranlarında $Re=15050$ değerine kadar hafif bir artış ve bu değerden sonra daha yüksek artış gerçekleşmiştir. Dikdörtgen kesit ve uç kısmı yuvarlatılmış dikdörtgen kesit kanatlı borularda gerçekleşen sürtünme faktörü oranları birbirlerine paralel ve artan Reynolds değerleri ile hafif artış gösterecek şekilde eğriler sergilemişlerdir.

Şekil 3.61'de türbülans akış bölgesinde kanat uzunluğunun $h=3$ mm olması durumu için en yüksek sürtünme faktörü oranları üçgen kesit kanatlı boruda, en düşük sürtünme faktörü oranları uç kısmı yuvarlatılmış dikdörtgen kesit kanatlı boruda görülmektedir. Dikdörtgen kesit kanatlı boruda sürtünme faktörü oranları uç kısmı yuvarlatılmış dikdörtgen kanatlı boruya göre daha yüksek olmakla birlikte artan Reynolds değerleri ile aradaki fark kapanmış ve $Re=27840$ 'den itibaren bu iki kanat geometrisi için sürtünme faktörü oranları

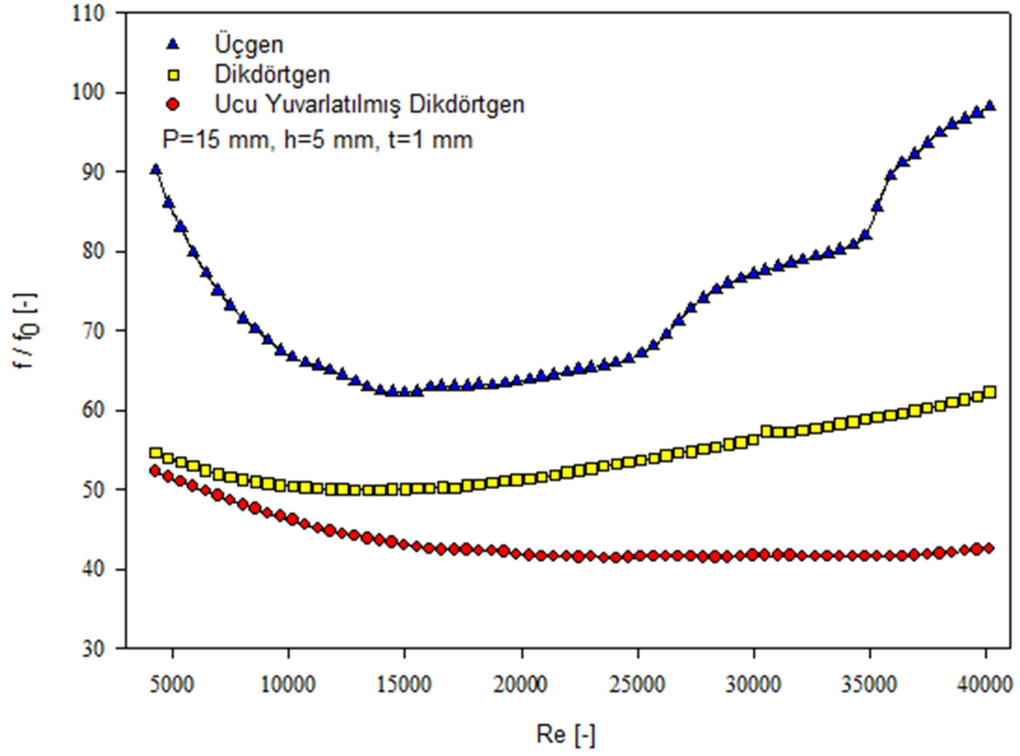
birbirine eşit olmuştur. Üçgen kesit kanatlı boruda sürtünme faktörü oranları $Re=9630$ değerine kadar azalmış, sonra artan Reynolds değerleri ile artmıştır. Dikdörtgen ve uç kısmı yuvarlatılmış dikdörtgen kesit borularda artan Reynolds değerleri ile hafif bir artış görülmüştür.



Şekil 3.60 $P/h=15$ için farklı kanat kesitli borularda türbülans akış bölgesinde sürtünme faktörü oranları



Şekil 3.61 P/h=5 için farklı kanat kesitli borularda türbülans akış bölgesinde sürtünme faktörü oranları



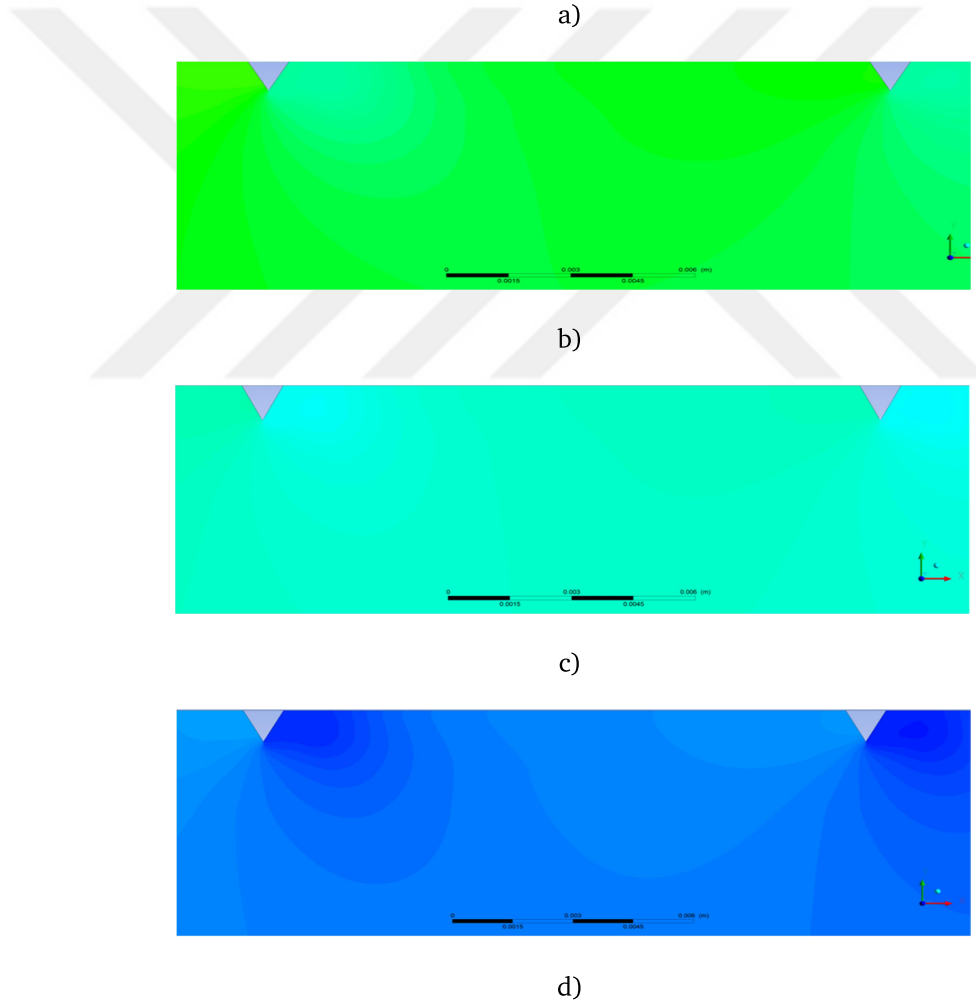
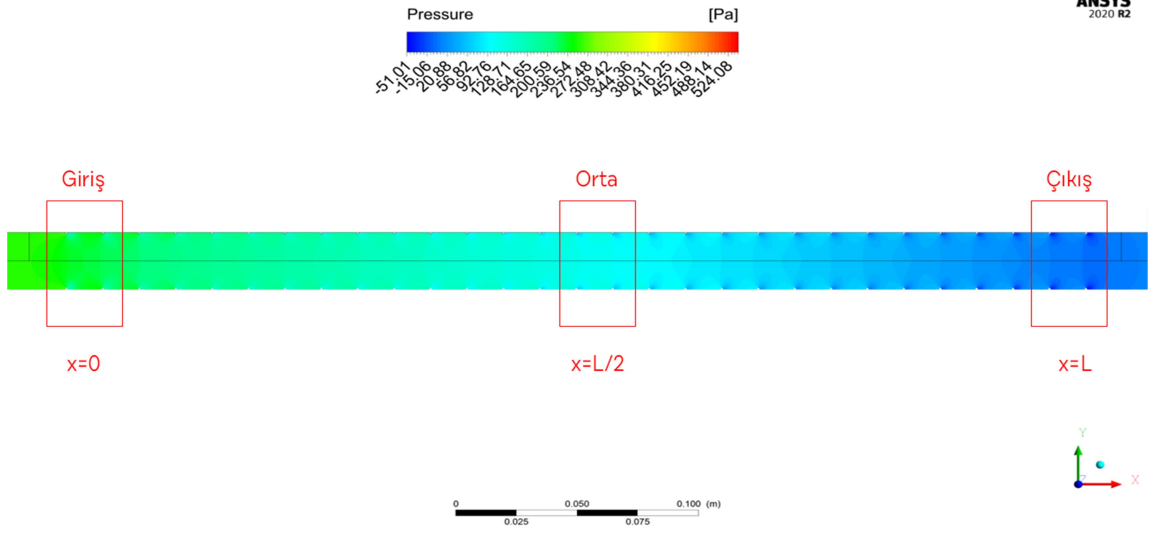
Şekil 3.62 P/h=3 için farklı kanat kesitli borularda türbülans akış bölgesinde sürtünme faktörü oranları

Şekil 3.62’de kanat uzunluğunun h=5 mm olması durumu için en yüksek sürtünme faktörü oranları yine üçgen kesit kanatlı boruda, en düşük sürtünme faktörü oranları uç kısmı yuvarlatılmış dikdörtgen kesit kanatlı boruda görülmektedir. Dikdörtgen kesit kanatlı boruda sürtünme faktörü oranları uç kısmı yuvarlatılmış dikdörtgen kanatlı boruya göre daha yüksek olup, düşük Reynolds değerlerinde birbirlerine yakın sonuçlar göstermektedir. Artan Reynolds değerleri ile dikdörtgen kesit kanatlı boruda sürtünme faktör oranları artarken, uç kısmı yuvarlatılmış dikdörtgen kesit kanatlı boruda artan Reynolds değerleri ile sürtünme faktör oranları önce azalmakta sonra değişmemektedir. Uç kısmı yuvarlatılmış dikdörtgen kanatlı boruda artan Reynolds değerleri ile sürtünme faktör oranlarının değişmeden kalması ‘tamamen pürüzlü türbülanslı akış’ durumuna dikkat çekmektedir. Üçgen kesit kanatlı boruda artan Reynolds değerleri ile sürtünme faktör oranları Re=15520 değerine kadar azalmış, daha sonra artan Reynolds değerleri ile artmıştır.

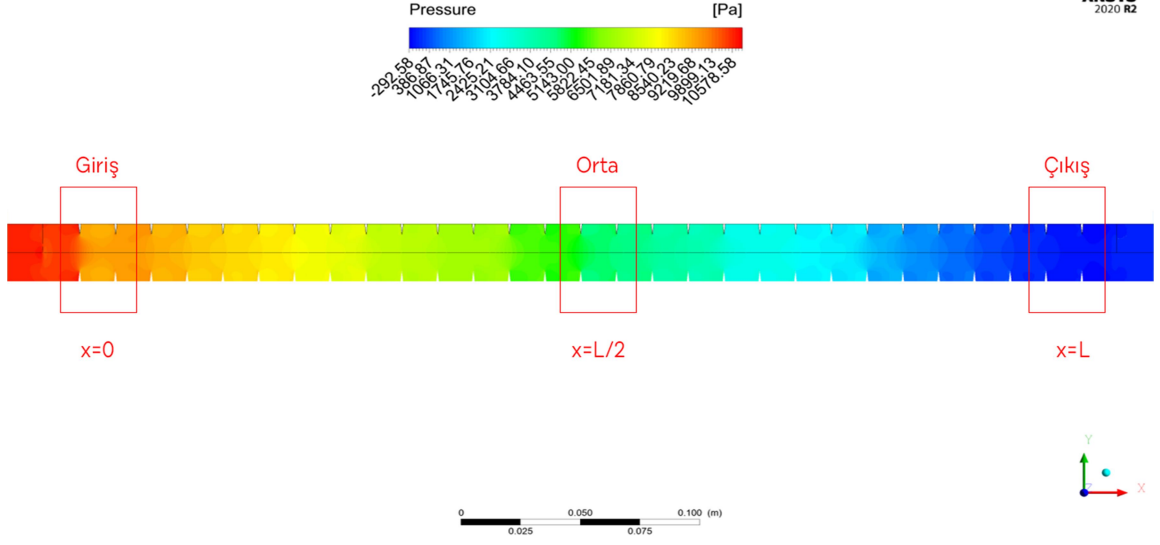
Şekil 3.60, 3.61 ve 3.62'den görüldüğü gibi her bir kanat geometrisi için sürtünme faktörü oranları 1'in üstündedir.

Üçgen kesit ve uç kısmı yuvarlatılmış dikdörtgen kesitli borularda $P/h=15, 5$ ve 3 olduğu durumlardaki basınç değişimlerini incelemek için $Re=10000$ değerinde ANSYS Fluent programı yardımıyla hesaplanan değerleri gösteren basınç konturları Şekil 3.63-3.68'de paylaşılmıştır.

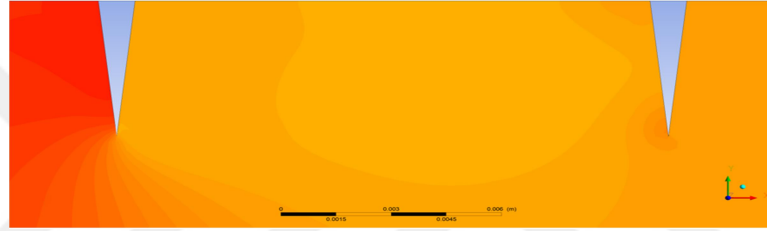
Şekil 3.63, 3.64 ve 3.65'te sırasıyla $h=1, 3$ ve 5 mm kanat uzunluğu olan üçgen kesit kanatlı boru içinde basınç düşümü sunulmaktadır. Kanat ön yüzeyinde yüksek arka yüzeyinde düşük basınç bölgelerinin olduğu görülmektedir. Basıncın test borusu girişinden çıkışına doğru düştüğü, test borusu boyunca bazı bölgelerde yüksek ve bazı bölgelerde düşük basınç bölgelerinin olduğu görülmektedir. Şekil 3.64'te $h=3$ mm kanat uzunluğu olan üçgen kesit kanat durumunda kanat uzunluğu 1 mm olan duruma göre test borusu girişinde daha yüksek basınç görülmektedir. Şekil 3.65'te $h=5$ mm kanat uzunluğu olan üçgen kesit kanat durumunda diğerlerine göre test borusu girişinde daha yüksek basınç oluşmaktadır. Kanatlar arasında ve boru boyunca görülen basınç farklılıkları nedeniyle girdap oluşumlarından söz edilebilir.



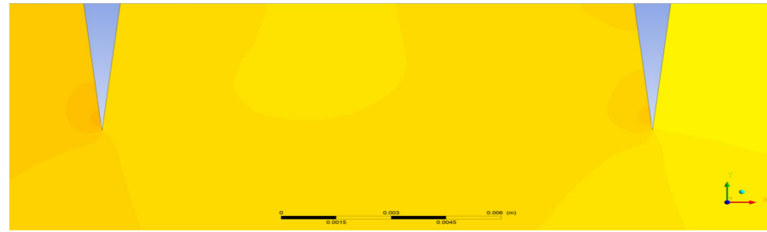
Şekil 3.63 a) Üçgen kanat $P/h=15$ için $Re=10000$ değerinde test borusu basınç değişimi grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$



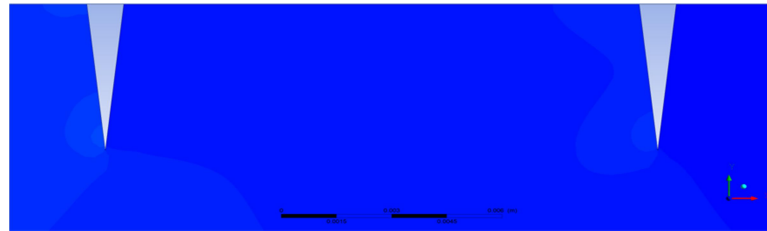
a)



b)



c)

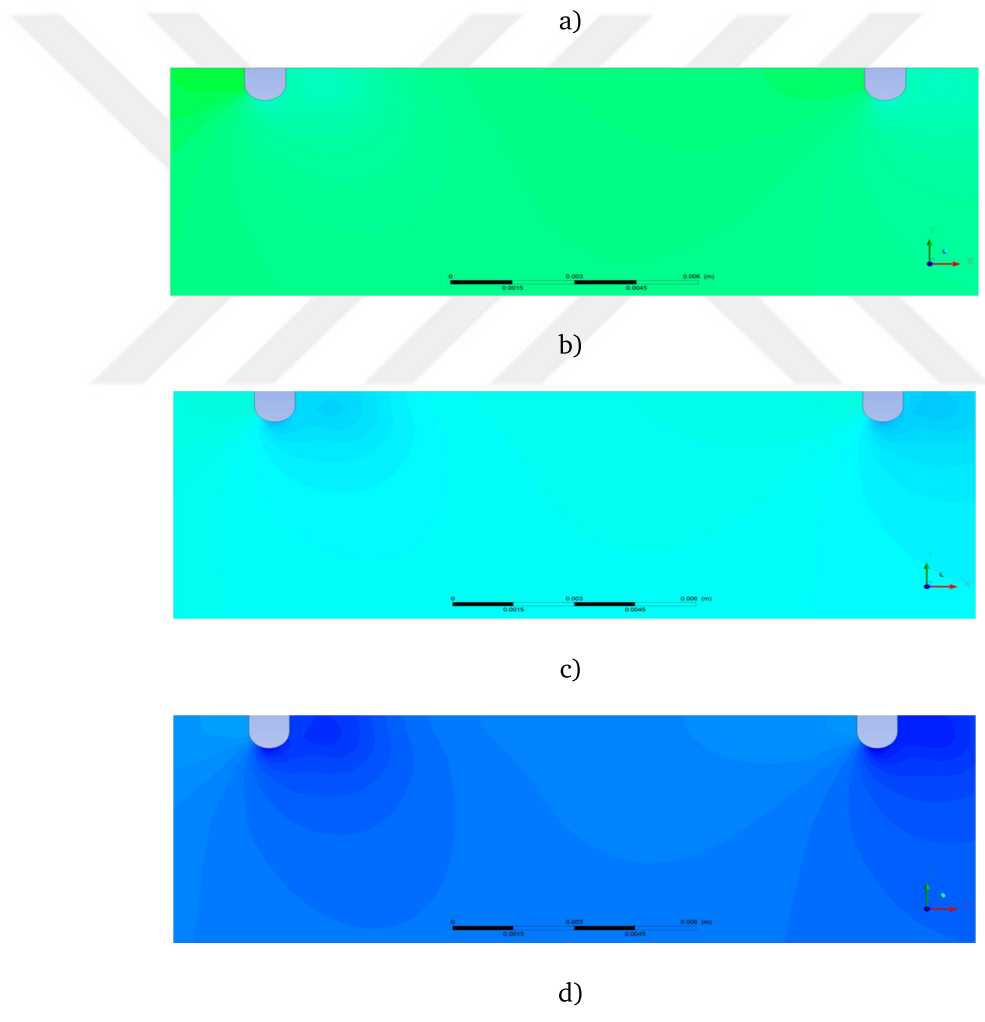
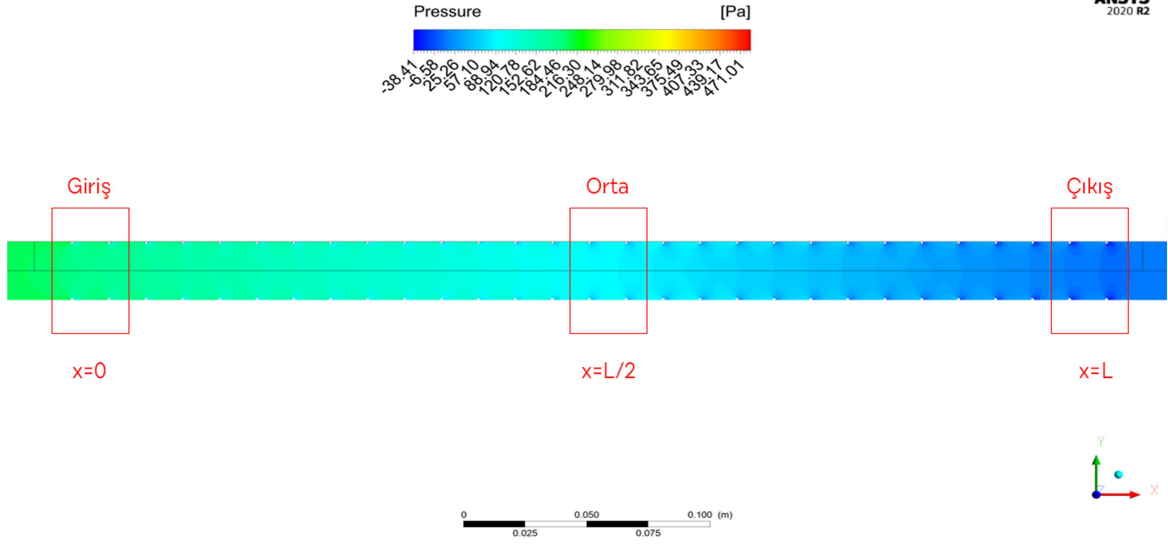


d)

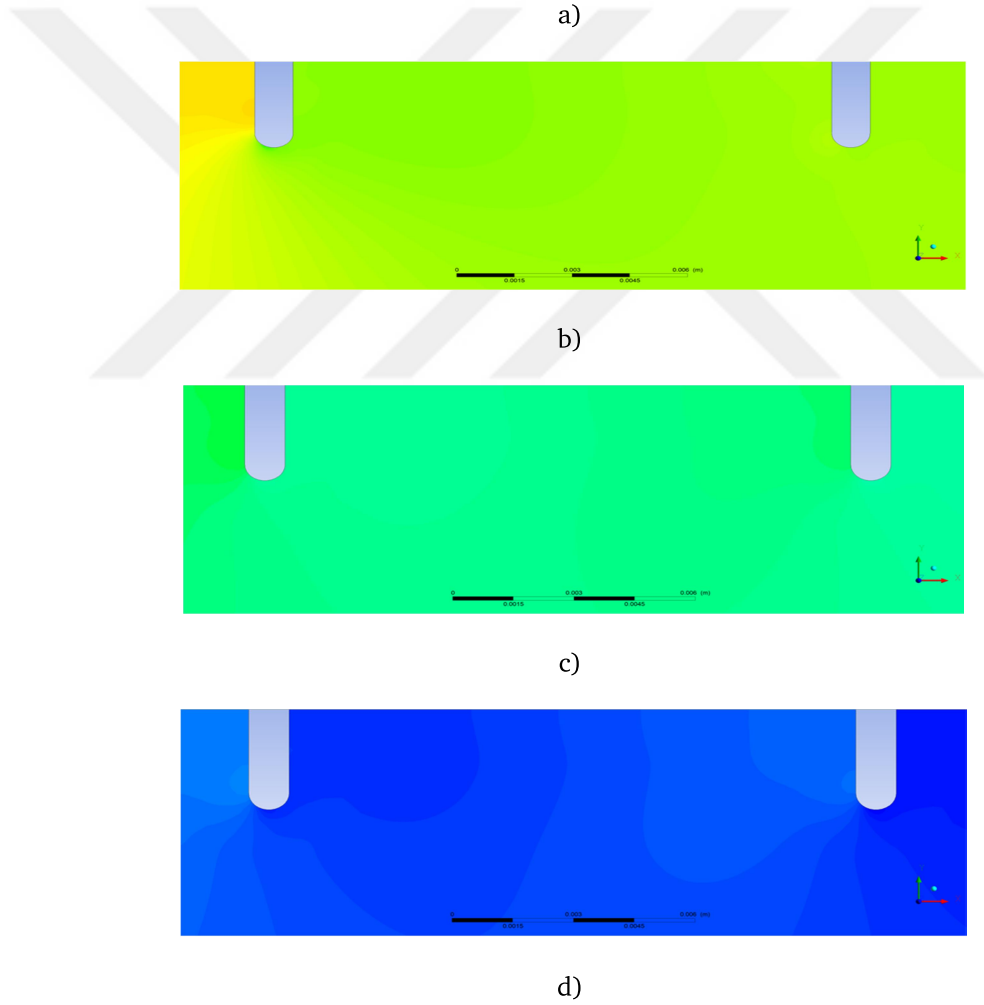
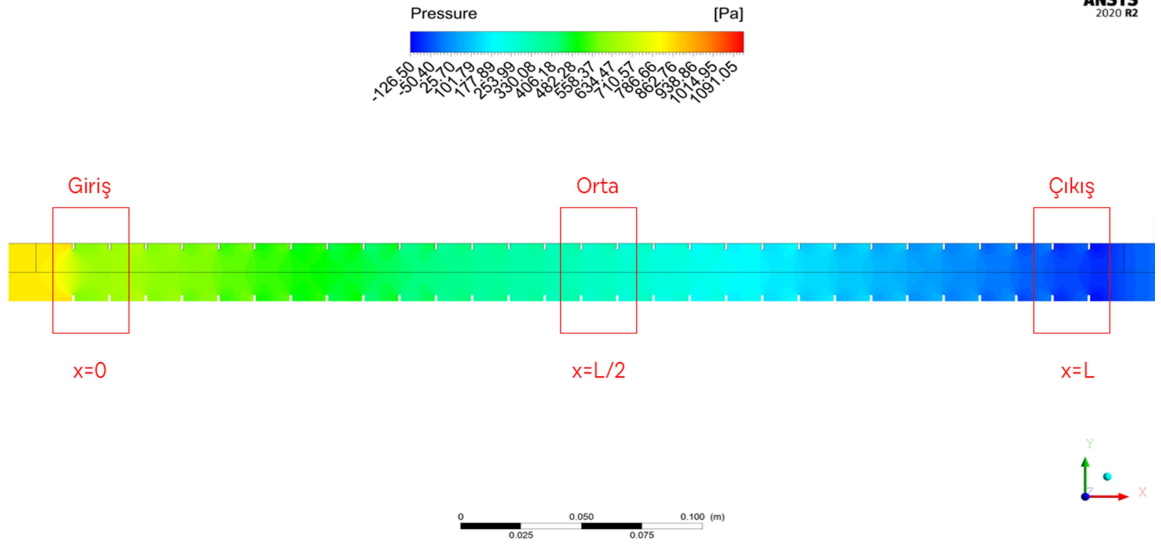
Şekil 3.65 a) Üçgen kanat $P/h=3$ için $Re=10000$ değerinde test borusu basınç değişimi grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$

Şekil 3.66, 3.67 ve 3.68’te sırasıyla $h=1, 3$ ve 5 mm kanat uzunluğu olan uç kısmı yuvarlatılmış dikdörtgen kesit kanatlı boru içinde basınç düşümü görülmektedir. Üçgen kesit kanatlı boruda gerçekleşen eş basınç eğrilerinin benzerleri uç kısmı yuvarlatılmış dikdörtgen kanatlı boru içinde de gerçekleşmektedir. Test borusu girişinde görülen basınç değerleri üçgen kanatlı borudakinden daha düşük olmaktadır. Kanatlar arasında ve boru boyunca görülen basınç farklılıkları nedeniyle benzeri girdap oluşumlarından burada da söz edilebilir. Uç kısmı yuvarlatılmış dikdörtgen kesit kanatta kanat uzunluğu arttıkça basınç kayıpları artmıştır.

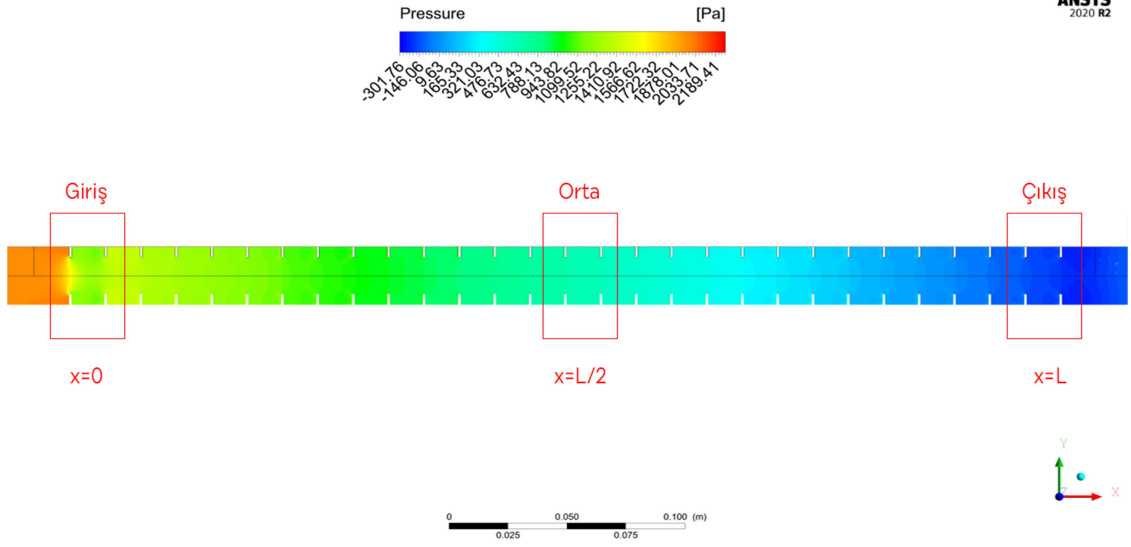




Şekil 3.66 a) Ucu yuvarlatılmış dikdörtgen kanat $P/h=15$ için $Re=10000$ değerinde test borusu basınç değişimi grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$



Şekil 3.67 a) Ucu yuvarlatılmış dikdörtgen kanat $P/h=5$ için $Re=10000$ değerinde test borusu basınç değişimi grafiği, b) $x=0$, c) $x=L/2$, d) $x=L$



3.3.3 Isıl Performans Sonuçları

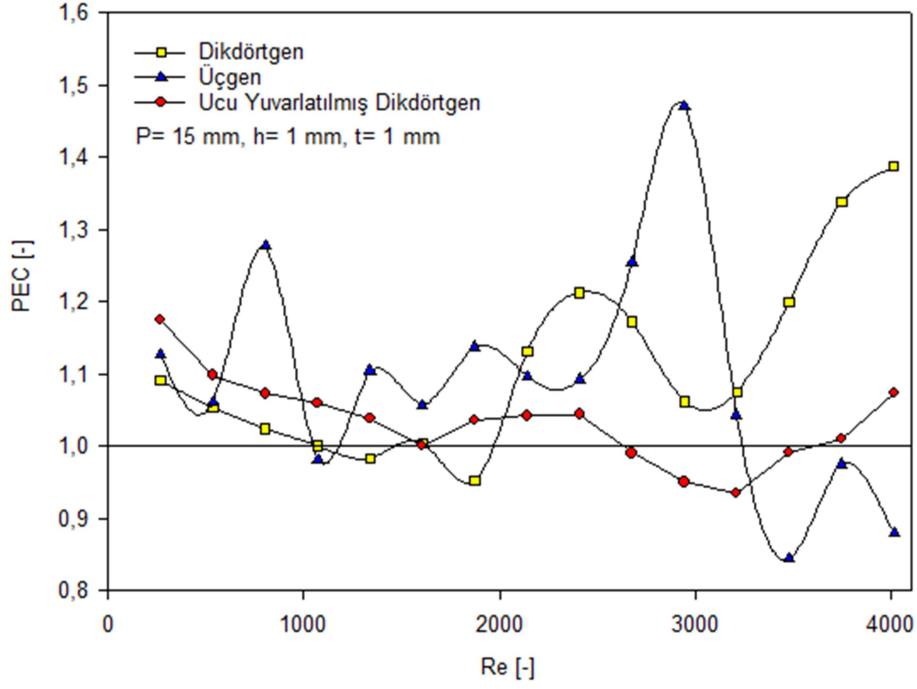
Bu bölümde dikdörtgen, üçgen ve uç kısmı yuvarlatılmış dikdörtgen kanat geometrisinin ısı performansına etkisi araştırılmıştır. Kanat kalınlığının $t=1$ mm, kanat aralık değerinin $P=15$ mm ve kanat uzunluk değerlerinin $h=1, 3$ ve 5 mm olduğu durumlar için ısı geçişi ve basınç düşümü analizleri önceki bölümlerde detaylı bir şekilde yapılmıştı. Bu bölümde daha önce yapılmış olan ısı geçişi ve basınç düşümü analiz sonuçları ısı performans değerlerini (PEC) hesaplamada kullanılmıştır. Laminer ve türbülanslı akışlarda ısı performans değerleri ayrı ayrı incelenmiştir.

3.3.3.1 Laminer Akışta Isıl Performans

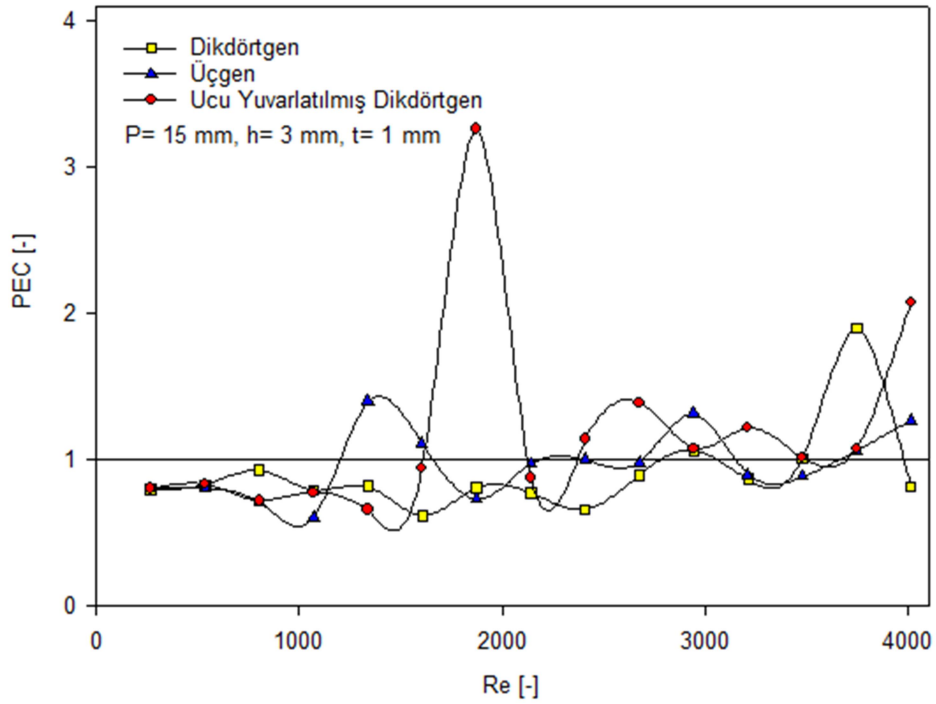
Kanatlı borularda farklı kanat geometrileri üzerinde çalışılan bu kısımda laminer akış için daha önce elde edilen Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü değerlerinden Denklem (2.14) yardımıyla ısı performans (PEC) değerleri hesaplanmıştır. Şekil 3.69'da laminer akış bölgesinde dikdörtgen, üçgen ve uç kısmı yuvarlatılmış dikdörtgen kanat kesitli borular için hesaplanan PEC değerleri kıyaslaması paylaşılmıştır.

Şekil 3.69 incelendiğinde kanat uzunluğunun 1 mm olması durumunda laminer akışta sürtünme faktörleri oranlarının artan Reynolds değerleri ile dalgalanan eğriler sergilemesinin PEC değerlerini etkilediği görülmektedir. Düşük Reynolds değerlerinde genel olarak üç kanat geometrisi için PEC değerleri 1 'in üzerinde bulunmaktadır. Yüksek Reynolds değerlerinde dikdörtgen kesit kanatlı boruda PEC değeri artarken, üçgen ve uç kısmı yuvarlatılmış dikdörtgen kesit borularda PEC değeri 1 'in altına düşmektedir.

Şekil 3.70 incelendiğinde, kanat uzunluğunun 1 mm olduğu durumdaki gibi, kanat uzunluğunun 3 mm olması durumunda da laminer akışta sürtünme faktörleri oranlarının artan Reynolds değerleri ile dalgalanan eğriler sergilemesinin PEC değerlerini etkilediği görülmektedir. Düşük Reynolds değerlerinde üç kanat geometrisinde de genel olarak PEC değerleri 1 'in altında kalmıştır. Artan Reynolds değerleri ile genel olarak PEC değerleri 1 civarında görülmektedir.

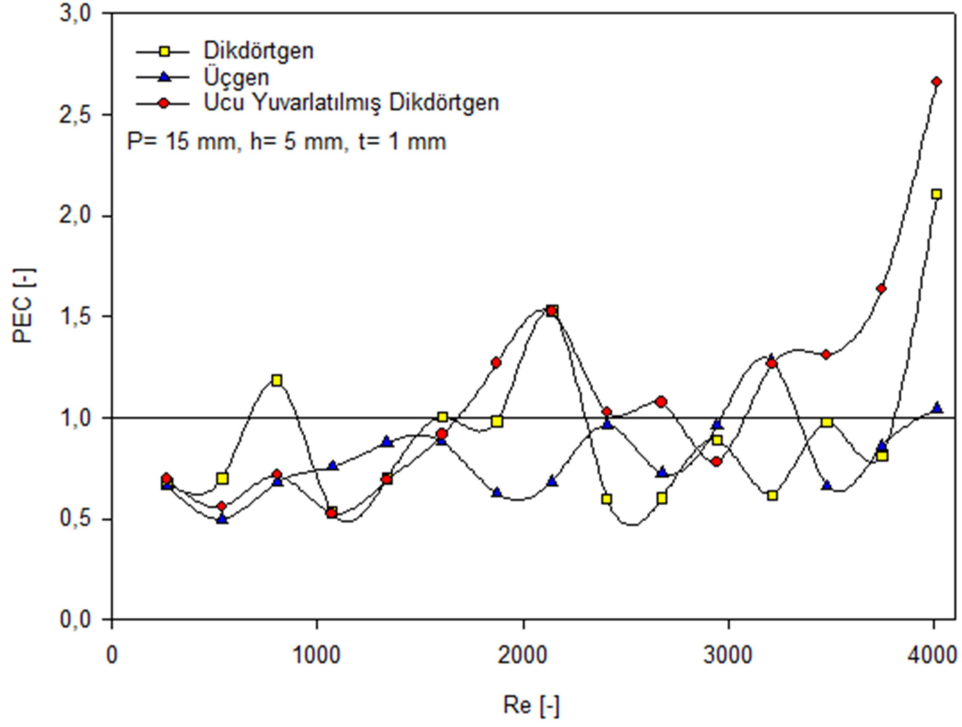


Şekil 3.69 P/h=15 için farklı kanat tiplerine sahip kanatlı borularda laminar akış bölgesi için ısıl performans sonuçları



Şekil 3.70 P/h=5 için farklı kanat tiplerine sahip kanatlı borularda laminar akış bölgesi için ısıl performans sonuçları

Benzeri durum Şekil 3.71’de kanat uzunluğu $h=5$ mm olan üç kanat geometrisi içinde görülmektedir. Yüksek Reynolds değerinde üç kanat geometrisi için PEC değerleri 1’in üzerine çıkmıştır. Üçgen kesit kanat için PEC değerler her bir Reynolds değeri için 1’in altında kalmıştır. Diğer kanatlarda uç kısmı yuvarlatılmış dikdörtgen kanatta daha çok olmak üzere PEC değerleri Reynolds sayısının farklı değerleri için 1’in üzerinde olmuştur.



Şekil 3.71 $P/h=3$ için farklı kanat tiplerine sahip kanatlı borularda laminar akış bölgesi için ısıl performans sonuçları

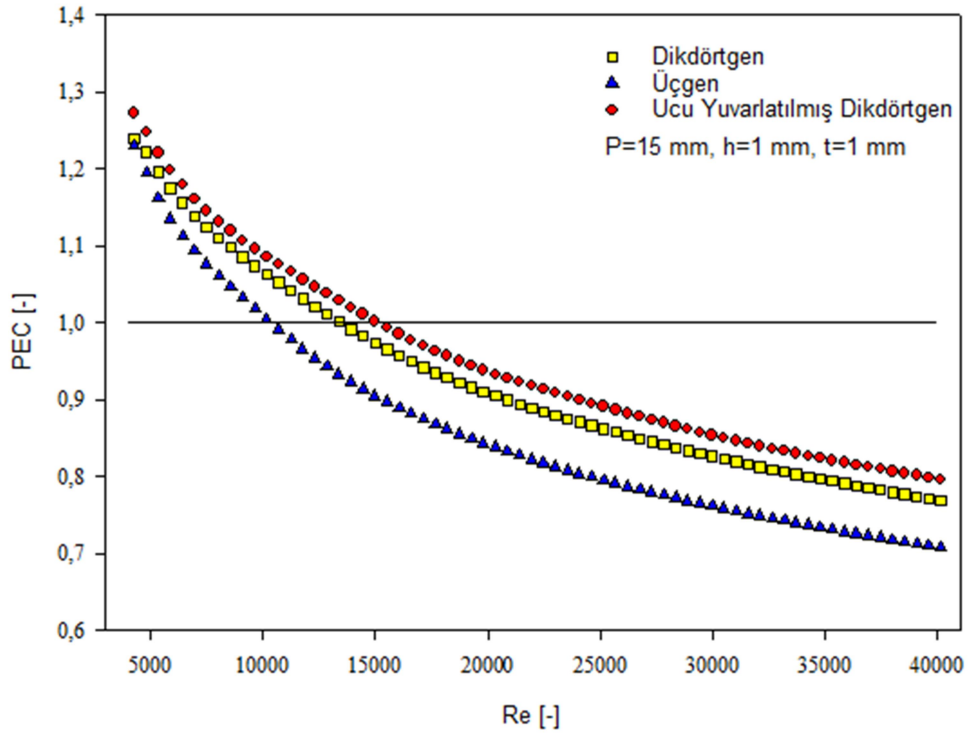
3.3.3.1 Türbülans Akışta Isıl Performans

Türbülans akış bölgesinde dikdörtgen, üçgen ve uç kısmı yuvarlatılmış dikdörtgen kanat kesitli borular kullanılarak farklı kanat geometrilerinin ısıl performansa etkisini araştırmak üzere hesaplan PEC değerleri kanat uzunluk değerleri $h=1, 3$ ve 5 mm için sırasıyla Şekil 3.72, 3.73 ve 3.74’te sunulmuştur.

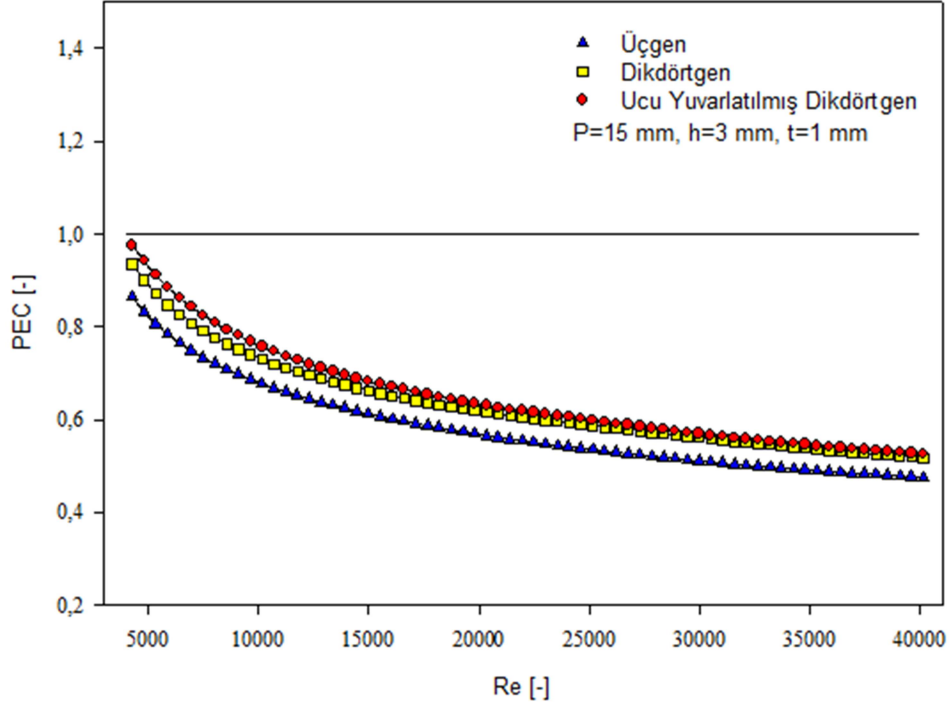
Şekil 3.72 incelendiğinde kanat uzunluğu $h=1$ mm için türbülans bölgede en yüksek ısıl performans değerleri uç kısmı yuvarlatılmış dikdörtgen kesit kanatlı

boruda, sonra dikdörtgen kesit kanatta ve en düşük ısı performans değeri üçgen kesit kanatlı boruda gerçekleştiği görülmektedir. Uç kısmı yuvarlatılmış dikdörtgen kesitli boruda $Re=15140$, dikdörtgen kesit kanatlı boruda $Re=13450$, üçgen kesit kanatlı boruda $Re=10470$ değerine kadar PEC değerleri 1'in üzerinde olmuştur. Daha sonra artan Reynolds değerleri ile PEC değeri 1'in altına düşerek aralarındaki fark artmıştır.

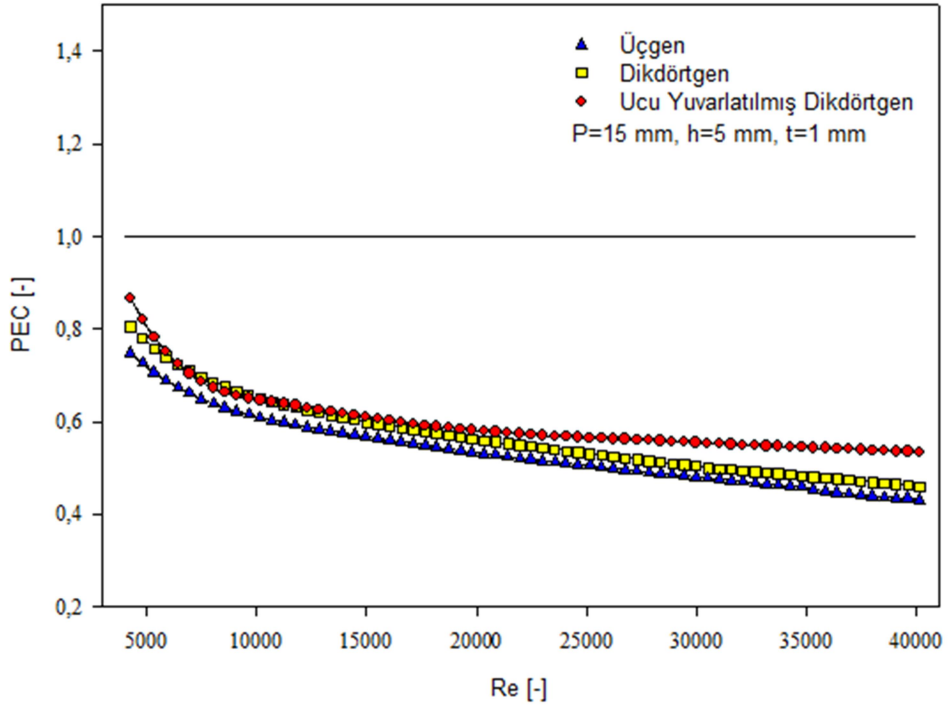
Şekil 3.73 ve 3.74'ten görüldüğü gibi kanat uzunluğunun $h=3$ ve 5 mm olması durumlarında üç kanat geometrisinde PEC değerleri hep 1'in altında olmuştur.



Şekil 3.72 $P/h=15$ için farklı kanat tiplerine sahip kanatlı borularda türbülans akış bölgesi için ısı performans sonuçları



Şekil 3.73 $P/h=5$ için farklı kanat tiplerine sahip kanatlı borularda türbülans akış bölgesi için ısıl performans sonuçları



Şekil 3.74 $P/h=3$ için farklı kanat tiplerine sahip kanatlı borularda türbülans akış bölgesi için ısıl performans sonuçları

Tablo 3.1’de üç farklı kanat geometri parametreleri, sayısal analiz sınır şartları ile sayısal analiz sonuçlarından bazıları sunulmuştur. Bu tablo parametrik yapılmış çalışmanın parametre genişliğini göstermektedir. Dikdörtgen kesit borularda bölüm 3.1 ve 3.2’de detaylı parametrik çalışmalar yapılmıştı. Bu çalışmalar sonucunda en iyi ısı performans değerlerinin kanat aralığını $P=15$ mm olduğu durumda gerçekleştiği tespit edilmiştir. Bu sebeple bu çalışmada farklı kanat geometrilerinin ısı performansına etkisi araştırılırken üçgen ve uç kısmı yuvarlatılmış dikdörtgen kesit kanatlar için kanat arası mesafe $P=15$ mm değerinde sabit tutulmuştur. Tablo 3.1’de görülen sonuçlar dikkate alındığında kanat uzunluğu arttıkça Nusselt oranları ve sürtünme faktörleri oranları artmış, fakat ısı performans değerleri düşmüştür. Tablo 3.1’e göre dikdörtgen ve uç kısmı yuvarlatılmış dikdörtgen kesit kanatlı borularda kanat uzunluğunun 1 mm olduğu durumda ısı performans değerleri 1’in üzerine çıkabilmiştir. Üçgen kesit kanatlı boruda her durumda ısı performans değerleri 1’in altında kalmıştır.

Tablo 3.1 Sayısal analizde kullanılan kanat geometri parametreleri, analiz parametreleri, analiz sınır şartları ve bazı sonuçlar

Kanat geometrisi	t (mm)	P (mm)	h (mm)	Sabit yüzey sıcaklığı Tyüzey= 75°C	Akışkan giriş sıcaklığı Tgiriş= 25°C	Laminer Re= 267-4015	Türbülans Re= 4283-40156	As/As ₀	Re=1000			Re=10000		
									Nu/Nu ₀	f/f ₀	PEC	Nu/Nu ₀	f/f ₀	PEC
Dikdörtgen	1	15	1	√	√	√	√	1,15	0,85	0,63	1,00	1,79	4,81	1,06
			2	√	√	√	√	1,26	0,84	0,80	0,91	1,88	12,08	0,82
			3	√	√	√	√	1,35	1,00	4,21	0,62	2,00	20,79	0,73
			4	√	√	√	√	1,45	1,11	6,46	0,60	2,16	31,41	0,69
			5	√	√	√	√	1,53	1,29	3,93	0,82	2,39	50,35	0,65
		30	1	√	√	√	√	1,08	0,86	0,55	1,05	1,38	3,36	0,92
		45	1	√	√	√	√	1,06	0,88	0,54	1,08	1,27	2,42	0,95
Üçgen	1	15	1	√	√	√	√	1,10	0,85	0,73	0,95	1,75	5,77	0,98
			3	√	√	√	√	1,31	1,03	5,56	0,59	1,96	25,27	0,67
			5	√	√	√	√	1,49	1,40	7,04	0,73	2,43	65,94	0,60
Ucu yuvarlatılmış dikdörtgen	1	15	1	√	√	√	√	1,12	0,88	0,50	1,11	1,76	4,47	1,07
			3	√	√	√	√	1,33	1,03	2,63	0,75	2,01	19,59	0,75
			5	√	√	√	√	1,51	1,30	17,14	0,51	2,29	45,61	0,64

Bu tez çalışması kapsamında borularda kanat kullanımının tek fazlı akışta farklı kanat aralığı, farklı kanat yüksekliği ve farklı kanat geometrilerinin ısı geçişine, basınç düşümüne ve ısı performans değerine olan etkisi sayısal olarak incelenmiştir. Bu kapsamda pürüzsüz düz boru için literatürlerde mevcut olan korelasyonlar yardımıyla yapılmış hesaplama sonuçları ile kanatlı borularda tek fazlı akışta yapılan sayısal analiz sonuçları laminer ve türbülans akış bölgelerinde ayrı ayrı karşılaştırılmıştır.

Kanatlar arası mesafenin ısı geçişine etkisini incelemek için öncelikle dikdörtgen kesit kanatlı borularda analizler yapılmış, belirlenen 3 farklı durumda ($P/D=5,58$, $11,15$ ve $16,73$) türbülans akışa göre, laminer akışta sürtünme faktörleri değerlerinde kanat uzunluğuna ve kanat geometrisine bağlı olarak büyük farklılıklar gözlemlenmiştir. Her iki akış rejiminde kanatlardan dolayı oluşan ısı geçişinin ve basınç düşümünün kanat aralığı arttıkça azaldığı görülmüştür. Üç farklı kanat aralık durumu dikdörtgen kesit kanat için dikkate alınıp PEC sayıları incelendiğinde $P/D=5,58$ olan ($P=15$ mm) dikdörtgen kesit kanatlı borudaki ısı performansın daha fazla olduğu görülmüştür. Bu sebeple üçgen ve uç kısmı yuvarlatılmış dikdörtgen kesit kanatlı borularda analizlerin $P=15$ mm kanat aralığında yapılmasına karar verilmiştir.

Kanat uzunluğunun ısı geçişine etkisi incelemek için yapılan analizler sonucunda belirlenen 5 farklı durumda ($P/h=15$, $7,5$, 5 , $3,75$ ve 3) laminer ve türbülanslı akış rejimlerinde kanatlardan dolayı oluşan ısı geçişinin ve basınç düşümünün kanat uzunluğu arttıkça arttığı görülmüştür. Kanat uzunluğunun farklı 5 durumu dikkate alınıp PEC sayıları incelendiğinde $P/h=15$ olan $h=1$ mm kanat uzunluğuna sahip kanatlı borudaki ısı performansın daha yüksek olduğu tespit edilmiştir.

Farklı kanat geometrileri için yapılan analizlerde uç kısmı yuvarlatılmış dikdörtgen kanatın PEC değerlerinin dikdörtgen ve üçgen kesitli kanatlardan daha yüksek olduğu görülmüştür.

Bu çalışmanın devamı niteliğinde yapılabilecek çalışmalar için

- Farklı kanat aralığı, uzunluğu ve kalınlığındaki kanatlı borularda çalışılması
- Dikdörtgen, üçgen ve ucu yuvarlatılmış kanatlar dışında farklı kanat çeşitleri kullanılması
- Akışkan çeşidi olarak kullanılan suyun yerine farklı akışkanların veya nanoakışkanların kullanılması
- Tek fazda akış yerine kaynama ve yoğuşma gibi çift fazda akışta çalışılması gibi çalışma konuları tavsiye edilebilir.

- [1] Incropera, F. P., Lavine, A. S., Bergman, T. L., & DeWitt, D. P. (2007). Fundamentals of heat and mass transfer. Wiley.
- [2] Cengel, Y. (2014). Heat and mass transfer: fundamentals and applications. McGraw-Hill Higher Education.
- [3] KAHRAMAN, N., SEKMEN, U., ÇEPER, B., & AKANSU, S. O. (2008). Boru İçi Akışlarda Türbülötörlerin Isı Transferine Olan Etkisinin Sayısal İncelenmesi. Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi, 28(2), 51-59.
- [4] Abraham, J. P., Sparrow, E. M., & Tong, J. C. K. (2009). Heat transfer in all pipe flow regimes: laminar, transitional/intermittent, and turbulent. International Journal of Heat and Mass Transfer, 52(3-4), 557-563.
- [5] Islam, M. A., & Miyara, A. Numerical Investigation of Flow behavior and Heat Transfer Characteristics inside Herringbone Microfin Tube. International Journal of Engineering Research and Applications (IJERA) ISSN, 2248-9622. [6]
Song, K., Xi, Z., Su, M., Wang, L., Wu, X., & Wang, L. (2017). Effect of geometric size of curved delta winglet vortex generators and tube pitch on heat transfer characteristics of fin-tube heat exchanger. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 82, 8-18.
- [7] Celen, A., Dalkilic, A. S., & Wongwises, S. (2013). Experimental analysis of the single phase pressure drop characteristics of smooth and microfin tubes. International communications in heat and mass transfer, 46, 58-66.
- [8] Eiamsa-Ard, S., & Wongcharee, K. (2013). Heat transfer characteristics in micro-fin tube equipped with double twisted tapes: Effect of twisted tape and micro-fin tube arrangements. Journal of Hydrodynamics, 25(2), 205-214.
- [9] Saad A, E. S., Sayed A, E. S., & Mohamed M, S. (2012). Experimental study of heat transfer to flowing air inside a circular tube with longitudinal continuous and interrupted fins. Journal of Electronics Cooling and Thermal Control, 2012.
- [10] Zheng, N., Liu, P., Shan, F., Liu, Z., & Liu, W. (2017). Turbulent flow and heat transfer enhancement in a heat exchanger tube fitted with novel discrete inclined grooves. International Journal of Thermal Sciences, 111, 289-300.
- [11] Liu, J., Xie, G., & Simon, T. W. (2015). Turbulent flow and heat transfer enhancement in rectangular channels with novel cylindrical grooves. International Journal of Heat and Mass Transfer, 81, 563-577.
- [12] Webb, R. L. (1981). Performance evaluation criteria for use of enhanced heat transfer surfaces in heat exchanger design. *international journal of heat and mass transfer*, 24(4), 715-726..
- [13] Shad Al, S. I., & Malipatil, M. A. S. (2019) Investigation of Heat Transfer in Helically Grooved Pipe Using Cfd. benefits, 2, 17.
- [14] Jacimovic, B., Genic, S., & Lelea, D. (2018). Calculation of the heat transfer coefficient for laminar flow in pipes in practical engineering applications. Heat Transfer Engineering, 39(20), 1790-1796.

- [15] CAN, Ö. F. (2016). Akışa dik yerleştirilmiş kare boşluklar içeren bir plakanın kanal içerisindeki akış ve ısı transferi karakteristiklerine etkisinin sayısal incelenmesi. Dicle Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Mühendislik Dergisi, 7(3), 559-568.
- [16] Dastmalchi, M., Sheikhzadeh, G. A., & Arefmanesh, A. (2017). Optimization of micro-finned tubes in double pipe heat exchangers using particle swarm algorithm. *Applied Thermal Engineering*, 119, 1-9.
- [17] Li, P., Campbell, M., Zhang, N., & Eckels, S. J. (2019). Relationship between turbulent structures and heat transfer in microfin enhanced surfaces using large eddy simulations and particle image velocimetry. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 136, 1282-1298.
- [18] Brognaux, L. J., Webb, R. L., Chamra, L. M., & Chung, B. Y. (1997). Single-phase heat transfer in micro-fin tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 40(18), 4345-4357.
- [19] P. R. H. Blasius, "Das Aehnlichkeitsgesetz bei Reibungsvorgängen in Flüssigkeiten," in *Mitteilungen über Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieurwesens*, Springer Berlin Heidelberg, 1913, pp. 1–41.
- [20] P. K. Konakov, "A new correlation for the friction coefficient in smooth tubes," *Berichte der Akad. der Wissenschaften der UdSSR*, vol. 51, pp. 503–506, 1946.
- [21] C. F. Colebrook, "Turbulent flow in pipes, with particular reference to the transition region between the smooth and rough pipe laws," *J. Inst. Civ. Eng.*, vol. 11, pp. 133–156, 1939.
- [22] X. Fang, Y. Xu, and Z. Zhou, "New correlations of single-phase friction factor for turbulent pipe flow and evaluation of existing single-phase friction factor correlations," in *Nuclear Engineering and Design*, 2011, vol. 241, no. 3, pp. 897–902.
- [23] Petukhov, B. S. (1967). *Heat Transfer and Resistance in Laminar Flow of Liquid in Tubes*. Eñnergiya, Moscow.
- [24] V. Gnielinski, "New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow," *Int. Chem. Eng.*, vol. 16, no. 2, pp. 359–368, 1976.
- [25] H. Hausen, "New equations for heat transfer in free or forced flow," *Allg. Warmtech.*, vol. 9, no. 4/5, pp. 75–79, 1959.
- [26] S. W. Churchill, "Comprehensive Correlating Equations for Heat, Mass and Momentum Transfer in Fully Developed Flow in Smooth Tubes," *Ind. Eng. Chem. Fundam.*, vol. 16, no. 1, pp. 109–116, 1977.
- [27] F. W. Dittus and L. M. K. Boelter, "No Title," *Univ. Calif. Publ. Eng.*, vol. 2, pp. 443–461, 1930.
- [28] Bird, R. B., Stewart, W. E. (2002). *Transport Phenomena*. Second Edition. Wiley.
- [29] Ansys Fluent Theory Guide, 2022 R1.
- [30] Gönül, A., & Ağra, Ö. (2020). Investigation of heat transfer in tandem and staggered arrangement of wires on single layer wire-on-tube condensers in cross-flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 158, 119923.

- [31] Mon, M. S., & Gross, U. (2004). Numerical study of fin-spacing effects in annular-finned tube heat exchangers. *International journal of heat and mass transfer*, 47(8-9), 1953-1964.
- [32] Erek, A., İlken, Z., & Acar, M. A. (2005). Experimental and numerical investigation of thermal energy storage with a finned tube. *International Journal of Energy Research*, 29(4), 283-301.
- [33] Hahne, E., & Zhu, D. (1994). Natural convection heat transfer on finned tubes in air. *International journal of heat and mass transfer*, 37, 59-63.
- [34] Bilirgen, H., Dunbar, S., & Levy, E. K. (2013). Numerical modeling of finned heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, 61(2), 278-288.
- [35] Basavarajappa, S., Manavendra, G., & Prakash, S. B. (2020, February). A review on performance study of finned tube heat exchanger. In *Journal of Physics: Conference Series* (Vol. 1473, No. 1, p. 012030). IOP Publishing.
- [36] Nacak, H. R. (2018). Borularda Trapez Formundaki Şerit Elemanların Türbülanslı Isı Transferine Etkileri (Doctoral dissertation, Necmettin Erbakan University (Turkey)).
- [37] Liu, X., & Jensen, M. K. (2001). Geometry effects on turbulent flow and heat transfer in internally finned tubes. *J. Heat Transfer*, 123(6), 1035-1044.
- [38] Wang, Q. W., Lin, M., & Zeng, M. (2009). Effect of lateral fin profiles on turbulent flow and heat transfer performance of internally finned tubes. *Applied Thermal Engineering*, 29(14-15), 3006-3013.
- [39] Kim, D. K. (2021). Comparison of optimal thermal performances of finned tube annuli with various fin shapes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 175, 121402.
- [40] Min, J., & Webb, R. L. (2004). Numerical analyses of effects of tube shape on performance of a finned tube heat exchanger. *Journal of Enhanced Heat Transfer*, 11(1).
- [41] Kim, D. K. (2021). Comparison of optimal thermal performances of finned tube annuli with various fin shapes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 175, 121402.
- [42] Baykara, Ş. (2019). Isı değiştiricilerinde konik şekilli türbülátörlerin ısı transferi ve basınç kaybına etkisinin araştırılması (Master's thesis, Fen Bilimleri Enstitüsü).

Konferans Bilgileri

- [1] Köse, A., Gönül, A. ve Yıldız, S. (2021) “Hidrodinamik ve Isıl Olarak Gelişmekte ve Tam Gelişmiş Boru İçi Akışta Isı Geçişi ve Basınç Düşüşünün Sayısal Olarak İncelenmesi”, YÖNAR/MU’2021 Bildiri Özetleri Kitabı, 226-227

Kitap Bölümü

- [1] Köse, A., Gönül, A. ve Yıldız, S. (2021) “Hidrodinamik ve Isıl Olarak Gelişmekte ve Tam Gelişmiş Boru İçi Akışta Isı Geçişi ve Basınç Düşüşünün Sayısal Olarak İncelenmesi”, Akıllı Dönüşüme Yolculuk, Yönetim Araştırmaları Dizisi -1, 1204-1222, 1417-1418