

**T.C.  
İNÖNÜ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**DAİRESEL KANATLI BORU DEMETLERİNDE FARKLI KANAT  
PROFİLLERİNİN ISIL VE AKIŞ ANALİZİ**

**DOKTORA TEZİ**

**Ekrem TAÇGÜN**

**Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Tez Danışmanı: Doç. Dr. İ. Gökhan AKSOY**

**HAZİRAN 2022**

**T.C**  
**İNÖNÜ ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**DAİRESEL KANATLI BORU DEMETLERİNDE FARKLI KANAT  
PROFİLLERİNİN ISIL VE AKIŞ ANALİZİ**

**DOKTORA TEZİ**

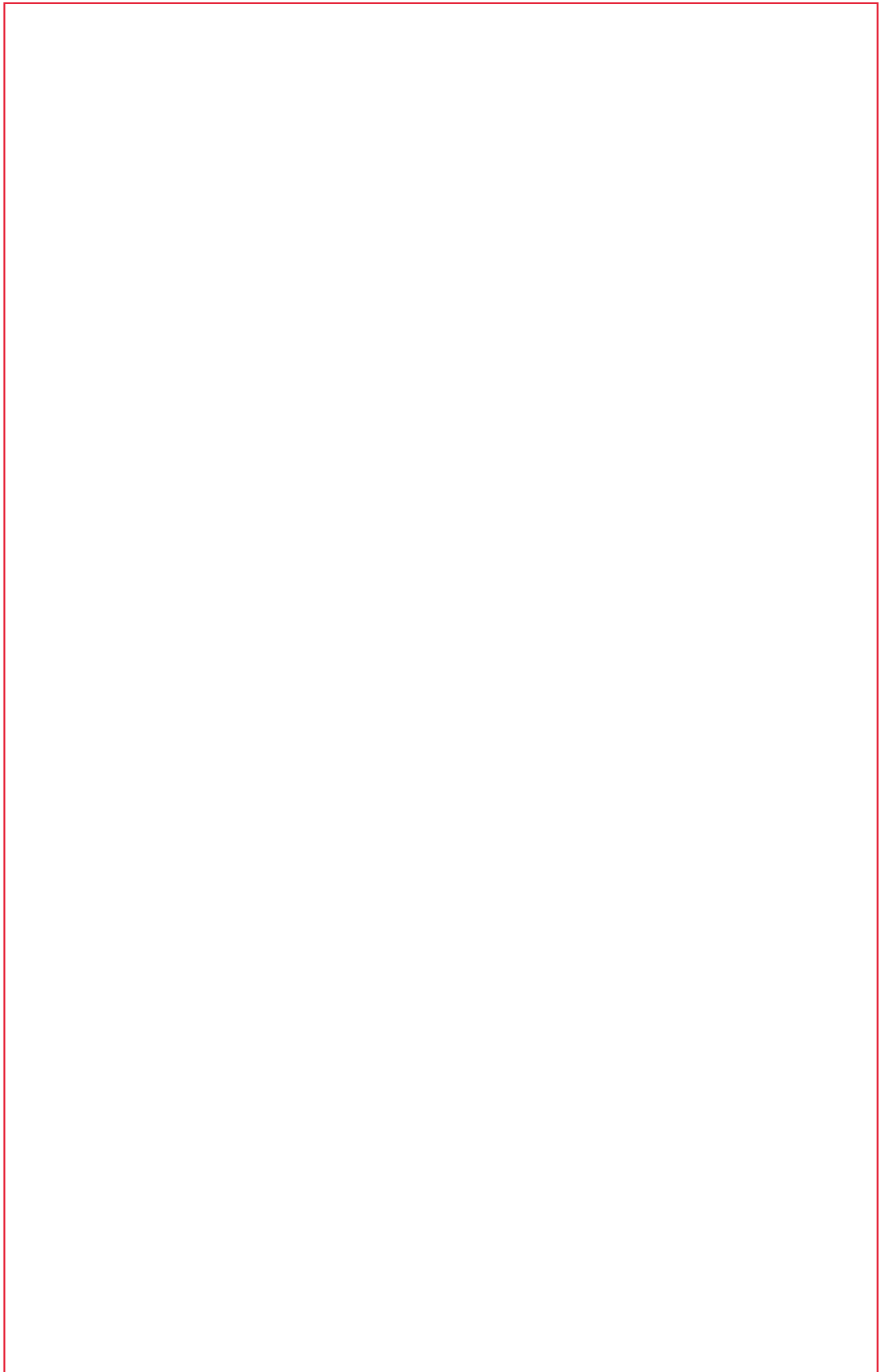
**Ekrem TAÇGÜN**

**(23615180153)**

**Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Tez Danışmanı: Doç. Dr. İ. Gökhan AKSOY**

**HAZİRAN 2022**



## TEŞEKKÜR VE ÖNSÖZ

Bu tez çalışmasının her aőamasında yardım, öneri, bilgi, tecrübe ve desteklerini esirgemedен beni her konuda yönlendiren danışman hocam Sayın Doç. Dr. İ. Gökhan AKSOY 'a,  
Çalıőmamda bana destek olan Konuk Isı firmasına,  
Ayrıca tüm hayatım boyunca olduğu gibi bu çalıőmalarım süresince de benden her türlü desteklerini esirgemeyen aileme,

teşekkür ederim.



## ONUR SÖZÜ

Doktora tezi olarak sunduğum “Dairesel Kanatlı Boru Demetlerinde Farklı Kanat Profillerinin Isıl ve Akış Analizi” başlıklı bu çalışmanın bilimsel ahlak ve geleneklere aykırı dūřecek bir yardıma başvurmaksızın tarafımdan yazıldığına ve yararlandığım bütün kaynakların hem metin içinde hem de kaynakçada yöntemine uygun biçimde gösterilenlerden oluştuğunu belirtir, bunu onurumla doğrularım.

Ekrem TAGÜN



## İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR VE ÖNSÖZ .....	iv
ONUR SÖZÜ .....	v
İÇİNDEKİLER.....	vi
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	x
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xi
SEMBOLLER VE KISALTMALAR .....	xv
ÖZET .....	xvii
ABSTRACT .....	xviii
<b>1. GİRİŞ .....</b>	<b>1</b>
1.1. Amaç ve Kapsam .....	2
1.2. Literatür Özeti.....	5
<b>2. KURAMSAL TEMELLER .....</b>	<b>11</b>
2.1. Isı Değiştiricileri .....	11
2.2. Isı Değiştiricilerin Sınıflandırılması .....	12
2.2.1. Rejeneratif ısı değiştirici sistemleri .....	12
2.2.2. Reküperatif ısı değiştirici sistemleri .....	12
2.3. Isı Değişim Şekline Göre Isı Değiştiriciler.....	13
2.3.1 Doğrudan temaslı ısı değiştiricileri .....	13
2.3.2. Dolaylı temaslı ısı değiştiricileri.....	13
2.4. Konstrüksiyon Geometrisine Göre Isı Değiştiricileri .....	13
2.4.1. Borulu tip ısı değiştiricileri.....	13
2.4.1.1. Çift borulu ısı değiştiriciler .....	14
2.4.1.2. Gövde boru tipi ısı değiştiriciler .....	14
2.4.1.3. Spiral borulu tip ısı değiştiriciler .....	15
2.4.2. Plakalı ısı değiştiriciler .....	15
2.4.3. Genişletilmiş yüzeyli (kanatlı) ısı değiştiricileri .....	16
2.4.3.1. Plakalı kanatlı ısı değiştiricileri .....	16
2.4.3.2. Borulu kanatlı ısı değiştiricileri .....	16
2.5. Akış Düzenine Göre Isı Değiştiricileri .....	16
2.5.1. Paralel akışlı ısı değiştiriciler .....	17
2.5.2. Zıt akışlı ısı değiştiriciler .....	17
2.5.3. Çapraz akışlı ısı değiştiriciler .....	17
2.6. Genişletilmiş Yüzeylerde Isı Transferi ve Akış Mekanizması .....	18
2.7. Genişletilmiş Yüzeylerde Akış Sürtünmeleri ve Boyutsuz Sayılar .....	18
2.7.1. Akış sürtünme faktörü .....	20
2.8. Boru Demetlerinde Isı Transfer Mekanizması .....	20
2.9. Kanat Verimi .....	22
2.10. Havanın Termofiziksel Özellikleri .....	24
<b>3. MALZEME VE YÖNTEM.....</b>	<b>26</b>
3.1. Sayısal Çalışma.....	26
3.1.1. HAD yönteminin matematiksel temeli .....	27
3.1.2. Türbülanslı akış ve türbülans modelleri .....	29
3.1.3. $k - \omega$ Türbülans Modeli .....	31
3.1.3.1 Standart $k - \omega$ türbülans modeli .....	31
3.1.3.2. Baseline (BSL) $k - \omega$ türbülans modeli .....	32
3.1.3.3. SST $k - \omega$ türbülans modeli .....	32

3.1.4. $k - \epsilon$ Türbülans Modeli .....	34
3.1.4.1. Standart $k - \epsilon$ türbülans modeli.....	34
3.1.4.2. Renormalization group (RNG) $k - \epsilon$ türbülans modeli .....	35
3.2. Deneysel Çalışma .....	36
3.2.1. Deney Düzenegi.....	36
3.2.2. Ölçüm elemanları ve kullanılan cihazlar .....	37
3.2.2.1. Santrifüj fan .....	38
3.2.2.2. Isıtıcı batarya .....	39
3.2.2.3. Sıcaklık ölçerler .....	39
3.2.2.4. Basınçölçerler .....	39
3.2.2.5. Çok noktalı pitot tüpü.....	39
3.2.3. Test bölmesi.....	40
3.2.4. Deney numunesi ve deneyin yapılışı .....	41
3.2.5. Deney sonuçları için belirsizlik ve hata analizi .....	43
<b>4. BULGULAR VE TARTIŞMA.....</b>	<b>44</b>
4.1. Düz Dairesel Kanatlı Boru Demetleri için Isı Transferi ve Akış Analizi.....	44
4.1.1. Üç boyutlu düz dairesel kanatlı boru demeti geometrisi .....	44
4.1.2. Sayısal model.....	45
4.1.3. Türbülans modeli.....	46
4.1.4. Sınır koşulları.....	46
4.1.5. Sayısal model ağ yapısı ve ağ bağımsızlığı .....	47
4.1.5.1. Ağ yapısı.....	47
4.1.5.2. Ağ bağımsızlığı .....	49
4.1.6. Doğrulama çalışması .....	50
4.1.7. Değişken geometrik parametreler .....	52
4.1.8. Boru dış çapının etkisinin incelenmesi .....	53
4.1.9. Kanat yüksekliğinin etkisinin incelenmesi .....	54
4.1.10. Kanat adımının etkisinin incelenmesi.....	55
4.1.11. Kanat kalınlığının etkisinin incelenmesi.....	56
4.1.12. Düz dairesel kanatlı boru demeti geometrisi için sayısal analiz sonuçları.....	57
4.1.12.1. Düz dairesel kanatlı boru demeti için ısı transfer analizi.....	57
4.1.12.2. Düz dairesel kanatlı boru demeti içi akış analizi .....	58
4.2. Kesikli Dairesel Kanatlı Boru Demetleri için Isı Transferi ve Akış Analizi .....	60
4.2.1. Üç boyutlu kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisi .....	60
4.2.2. Sayısal model.....	61
4.2.3. Türbülans modeli.....	62
4.2.4. Sınır koşulları.....	62
4.2.5. Sayısal model ağ yapısı ve ağ bağımsızlığı .....	63
4.2.5.1. Ağ yapısı.....	63
4.2.5.2. Ağ bağımsızlığı .....	65
4.2.6. Doğrulama çalışması .....	66
4.2.7. Değişken geometrik parametreler .....	68
4.2.8. Kesikli kanat yükseklik oranının etkisinin incelenmesi .....	69
4.2.9. Kesikli dairesel kanatlarda boru dış çapının etkisinin incelenmesi .....	71
4.2.10. Kesikli dairesel kanatlarda kanat yüksekliğinin etkisinin incelenmesi.....	73
4.2.11. Kesikli dairesel kanatlarda kanat adımının etkisinin incelenmesi.....	74
4.2.12. Kesikli dairesel kanatlarda kanat kalınlığının etkisinin incelenmesi.....	75
4.2.13. Kesikli dairesel kanatlarda kanat genişliğinin etkisinin incelenmesi.....	76

4.2.14.Kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisi için sayısal analiz sonuçları....	77
4.2.14.1. Kesikli dairesel kanatlı boru demeti için ısı transfer analizi .....	77
4.2.14.2. Kesikli dairesel kanatlı boru demeti için akış analizi.....	79
4.3. Delikli Düz Dairesel Kanatlı Boru Demetleri için Isı Transferi ve Akış Analizi....	81
4.3.1. Üç boyutlu delikli düz dairesel kanatlı boru demeti geometrisi .....	81
4.3.2. Sayısal model.....	82
4.3.3. Türbülans modeli .....	83
4.3.4. Sınır koşulları.....	83
4.3.5. Sayısal model ağ yapısı ve ağ bağımsızlığı .....	83
4.3.5.1. Ağ yapısı.....	83
4.3.5.2. Ağ bağımsızlığı .....	84
4.3.6. Doğrulama çalışması .....	85
4.3.7. Değişken geometrik parametreler .....	87
4.3.8. Boru dış çapının etkisinin incelenmesi .....	88
4.3.9. Kanat yüksekliğinin etkisinin incelenmesi .....	89
4.3.10.Kanat adımının etkisinin incelenmesi .....	90
4.3.11.Kanat kalınlığının etkisinin incelenmesi .....	91
4.3.12.Delikli düz dairesel kanatlı boru demeti geometrisi için sayısal analiz sonuçları.....	92
4.3.12.1. Delikli düz dairesel kanatlı boru demeti için ısı analizi.....	92
4.3.12.2. Delikli düz dairesel kanatlı boru demeti için akış analizi .....	93
4.4. Delikli Kesikli Dairesel Kanatlı Boru Demetleri için Isı Transferi ve Akış Analizi.95	
4.4.1. Delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti modelinin sayısal olarak incelenmesi.....	96
4.4.2. Sayısal model.....	97
4.4.3. Türbülans modeli.....	97
4.4.4. Sınır koşulları.....	98
4.4.5. Sayısal model ağ yapısı ve ağ bağımsızlığı .....	98
4.4.6. Doğrulama çalışması .....	101
4.4.7. Değişken geometrik parametreler .....	103
4.4.8. Delikli kesikli kanatlarda kesikli kanat yükseklik oranının etkisinin incelenmesi.....	104
4.4.9. Delikli kesikli dairesel kanatlarda boru dış çapının etkisinin incelenmesi .....	107
4.4.10.Delikli kesikli dairesel kanatlarda kanat yüksekliğinin etkisinin incelenmesi.....	108
4.4.11. Delikli kesikli dairesel kanatlarda kanat adımının etkisinin incelenmesi.....	109
4.4.12. Delikli kesikli dairesel kanatlarda kanat kalınlığının etkisinin incelenmesi ..	110
4.4.13. Delikli kesikli dairesel kanatlarda kanat genişliğinin etkisinin incelenmesi..	111
4.4.14. Delikli Kesikli Dairesel Kanatlı Boru Demeti Geometrisi için Sayısal Analiz Sonuçları.....	113
4.4.14.1. Delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti için ısı transferi analizi .....	113
4.4.14.2. Delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti için akış analizi.....	114
<b>5. SONUÇ VE ÖNERİLER.....</b>	<b>117</b>
5.1. Üç Boyutlu Kanatlı Boru Geometrileri .....	117
5.2. Üç Boyutlu Kanatlı Boru Demeti Geometrileri.....	118
5.3. Sayısal Model .....	118
5.4. Dairesel Kanatlı Boru Demeti Geometrilerinin Karşılaştırılması .....	118
5.4.1.Dairesel kanatlı boru demetlerinde farklı kanat profillerinin ısı transfer analizi.....	119



5.4.1. Dairesel kanatlı boru demetlerinde farklı kanat profillerinin akış analizi .. . . .	121
5.5. Sonuç .....	124
<b>KAYNAKLAR</b> .....	<b>126</b>
<b>ÖZGEÇMİŞ</b> .....	<b>130</b>



## ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 1.1: Dairesel kanatlı boru demetleri ile ilgili literatürdeki bazı çalışmalar.....	10
Çizelge 2.1: Havanın özellikleri için polinom denkleminin katsayıları.....	25
Çizelge 3.1: Deneysel çalışma sonucunda elde edilen değerler.....	42
Çizelge 4.1: Düz dairesel kanatlı boru demeti için ağ bağımsızlığı çalışması.....	50
Çizelge 4.2: Düz dairesel kanatlı boru için değişken parametre değerleri.....	52
Çizelge 4.3: Kesikli dairesel kanatlı boru demeti için ağ bağımsızlığı çalışması.....	66
Çizelge 4.4: Kesikli dairesel kanatlı boru için değişken parametre değerleri.....	69
Çizelge 4.5: Delikli düz dairesel kanatlı boru demeti için ağ bağımsızlığı çalışması.....	85
Çizelge 4.6: Delikli Düz dairesel kanatlı boru için değişken parametre değerleri.....	87
Çizelge 4.7: Delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti için ağ bağımsızlığı çalışması..	101
Çizelge 4.8: Delikli kesikli dairesel kanatlı boru için değişken parametre değerleri.....	104



## ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1: Düz dairesel kanatlı boru [2] .....	3
Şekil 1.2: Kesikli dairesel kanatlı boru [3] .....	3
Şekil 1.3: Delikli kesikli dairesel kanatlı boru .....	4
Şekil 2.1: Baca gazı ısı geri kazanım ünitesi (ekonomizer) .....	11
Şekil 2.2: Çapraz akışlı ısı değiştiricisi [34] .....	11
Şekil 2.3: Isı değiştiricilerinin sınıflandırılması .....	12
Şekil 2.4: Reküperatif ısı değiştiricisi örneği .....	13
Şekil 2.5: Çift borulu ısı değiştiricisi örneği .....	14
Şekil 2.6: Gövde-boru tipi ısı değiştiricisi örneği [35] .....	14
Şekil 2.7: Spiral borulu bir ısı değiştiricisi örneği [36] .....	15
Şekil 2.8: Plakalı bir ısı değiştiricisi örneği [37] .....	15
Şekil 2.9: Kare ve dairesel kanatlı borular [38] .....	16
Şekil 2.10: Paralel akış düzeni .....	17
Şekil 2.11: Zıt akış düzeni .....	17
Şekil 2.12: Çapraz akış düzeni .....	17
Şekil 2.13: Akışa dik minimum kesit alanı .....	18
Şekil 2.14: Dairesel kanatlı boru geometrik ifadeler .....	19
Şekil 2.15: Boru demeti üstten görünüm .....	19
Şekil 2.16: Dikdörtgen kesitli dairesel kanat .....	23
Şekil 3.1: HAD yöntemi ile ısı analiz örneği [39] .....	26
Şekil 3.2: HAD yöntemi ile akış analizi örneği [40] .....	27
Şekil 3.3: Türbülanslı akış hız değeri ve çalkantı hız bileşenleri .....	30
Şekil 3.4: Türbülans modellerinin sınıflandırılması .....	31
Şekil 3.5: Deneysel çalışma için kullanılan test ünitesi .....	36
Şekil 3.6: Deney düzeneği şematik görünüm, .....	37
Şekil 3.7: Ölçüm kontrol paneli .....	38
Şekil 3.8: Santrifüj fan .....	38
Şekil 3.9: Frekans invertörlü fan kontrol paneli .....	39
Şekil 3.10: Deney düzeneği .....	40
Şekil 3.11: Test bölmesi .....	40
Şekil 3.12: Delikli kesikli dairesel kanatlı borular .....	41
Şekil 3.13: Delikli kesikli dairesel kanatlı boru .....	41
Şekil 3.14: Delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti .....	41
Şekil 3.15: Boru demetinin test bölmesi içerisine yerleşimi .....	42
Şekil 4.1: Düz dairesel kanatlı boru .....	44
Şekil 4.2: Düz dairesel kanatlı boru demeti .....	45
Şekil 4.3: Sayısal model için hava giriş ve çıkışı tanımı .....	45
Şekil 4.4: Modelin simetri şartı a) Üstten görünüş b) Yandan görünüş c) HAD modelin son hali .....	46
Şekil 4.5: Düz dairesel kanatlı boru demeti modelinin ağ yapısı .....	47
Şekil 4.6: Ağ çarpıklığı ve ağ kalitesi için kabul edilebilir değerler [48] .....	47
Şekil 4.7: Sınır tabaka kalınlığı için oluşturulan sınır tabaka katmanları .....	49
Şekil 4.8: Düz dairesel kanatlı boru demeti için ısı transferi açısından yapılan doğrulama çalışması .....	51
Şekil 4.9: Düz dairesel kanatlı boru demeti için sürtünme faktörü açısından yapılan doğrulama çalışması .....	51
Şekil 4.10: Düz dairesel kanatlı boru için belirlenen geometrik parametreler .....	52
Şekil 4.11: Düz dairesel kanat için boru dış çapının ısı transferine olan etkisi .....	53

Şekil 4.12: Düz dairesel kanat için boru dış çapının sürtünme faktörüne olan etkisi .....	53
Şekil 4.13: Düz dairesel kanat için kanat yüksekliğinin ısı transferine olan etkisi.....	54
Şekil 4.14: Düz dairesel kanat için kanat yüksekliğinin sürtünme faktörüne olan etkisi ...	54
Şekil 4.15: Düz dairesel kanat için kanat adımının ısı transferine olan etkisi .....	55
Şekil 4.16: Düz dairesel kanat için kanat adımının sürtünme faktörüne olan etkisi .....	56
Şekil 4.17: Düz dairesel kanat için kanat kalınlığının ısı transferine olan etkisi .....	56
Şekil 4.18: Düz dairesel kanat için kanat kalınlığının sürtünme faktörüne olan etkisi.....	57
Şekil 4.19: Düz dairesel kanat için akış boyunca sıcaklık dağılımı .....	57
Şekil 4.20: Düz dairesel kanat için akış boyunca hız dağılımı .....	59
Şekil 4.21: Düz dairesel kanat için akış boyunca basınç dağılımı .....	59
Şekil 4.22: Kesikli dairesel kanatlı boru .....	61
Şekil 4.23: Kesikli dairesel kanatlı boru demeti .....	61
Şekil 4.24: Kesikli dairesel kanat modeli için hava giriş ve çıkışı tanımı .....	62
Şekil 4.25: Kesikli dairesel kanat modelin simetri şartı a) Üstten görünüş b) Yandan görünüş c) HAD model son hali .....	63
Şekil 4.26: Simetriği alınmış kesikli dairesel kanatlı boru demeti modeli .....	63
Şekil 4.27: Kesikli dairesel kanatlı boru demeti modelinin ağ yapısı.....	64
Şekil 4.28: Sınır tabaka kalınlığı için oluşturulan sınır tabaka katmanları .....	65
Şekil 4.29: Kesikli dairesel kanatlı boru demeti için ısı transferi açısında yapılan doğrulama çalışması .....	67
Şekil 4.30: Kesikli dairesel kanatlı boru demeti için sürtünme faktörü açısında yapılan doğrulama çalışması .....	67
Şekil 4.31: Kesikli dairesel kanatlı boru için belirlenen geometrik parametreler.....	68
Şekil 4.32: Dairesel kanatlı borularda kanat kesiklik oranı (a) $h_s/h_f = 0$ (b) $h_s/h_f = 0.5$ . (c) $h_s/h_f = 1$ .....	70
Şekil 4.33: Kesikli kanat yükseklik oranının ısı transferine olan etkisi.....	71
Şekil 4.34: Kesikli kanat yükseklik oranının sürtünme faktörüne olan etkisi.....	71
Şekil 4.35: Kesikli dairesel kanat için boru dış çapının ısı transferine olan etkisi.....	72
Şekil 4.36: Kesikli dairesel kanat için boru dış çapının sürtünme faktörüne olan etkisi ....	72
Şekil 4.37: Kesikli dairesel kanat için kanat yüksekliğinin ısı transferine olan etkisi.....	73
Şekil 4.38: Kesikli dairesel kanat için kanat yüksekliğinin sürtünme faktörüne olan etkisi.....	73
Şekil 4.39: Kesikli dairesel kanat için kanat adımının ısı transferine olan etkisi .....	74
Şekil 4.40: Kesikli dairesel kanat için kanat adımının sürtünme faktörüne olan etkisi .....	75
Şekil 4.41: Kesikli dairesel kanat için kanat kalınlığının ısı transferine olan etkisi .....	75
Şekil 4.42: Kesikli dairesel kanat için kanat kalınlığının sürtünme faktörüne olan etkisi ..	76
Şekil 4.43: Kesikli dairesel kanat için kanat genişliğinin ısı transferine olan etkisi.....	76
Şekil 4.44: Kesikli dairesel kanat için kanat genişliğinin sürtünme faktörüne olan etkisi .	77
Şekil 4.45: Kesikli dairesel kanat için akış boyunca sıcaklık dağılımı .....	78
Şekil 4.46: Kesikli dairesel kanat için akış boyunca hız dağılımı.....	79
Şekil 4.47: Kesikli dairesel kanat için akış boyunca basınç dağılımı .....	80
Şekil 4.48: Delikli düz dairesel kanatlı boru .....	82
Şekil 4.49: Delikli düz dairesel kanatlı boru demeti .....	82
Şekil 4.50: Sayısal model için hava giriş ve çıkışı tanımı .....	82
Şekil 4.51: Modelin simetri şartı a) Üstten görünüş b) Yandan görünüş c) HAD modelin son hali.....	83
Şekil 4.52: Delikli düz dairesel kanatlı boru demeti modelinin ağ yapısı .....	84

<b>Şekil 4.53:</b> Delikli düz dairesel kanatlı boru demeti için ısı transferi açısından yapılan doğrulama çalışması .....	86
<b>Şekil 4.54:</b> Delikli düz dairesel kanatlı boru demeti için sürtünme faktörü açısından yapılan doğrulama çalışması .....	86
<b>Şekil 4.55:</b> Delikli düz dairesel kanatlı boru için belirlenen geometrik parametreler .....	87
<b>Şekil 4.56:</b> Delikli düz dairesel kanat için boru dış çapının ısı transferine olan etkisi .....	88
<b>Şekil 4.57:</b> Delikli düz dairesel kanat için boru dış çapının sürtünme faktörüne olan etkisi.....	88
<b>Şekil 4.58:</b> Delikli düz dairesel kanat için kanat yüksekliğinin ısı transferine olan etkisi..	89
<b>Şekil 4.59:</b> Delikli düz dairesel kanat için kanat yüksekliğinin sürtünme faktörüne olan etkisi.....	89
<b>Şekil 4.60:</b> Delikli düz dairesel kanat için kanat adımının ısı transferine olan etkisi .....	90
<b>Şekil 4.61:</b> Delikli düz dairesel kanat için kanat adımının sürtünme faktörüne olan etkisi.....	90
<b>Şekil 4.62:</b> Delikli düz dairesel kanat için kanat kalınlığının ısı transferine olan etkisi.....	91
<b>Şekil 4.63:</b> Delikli Düz dairesel kanat için kanat kalınlığının sürtünme faktörüne olan etkisi.....	91
<b>Şekil 4.64:</b> Delikli düz dairesel kanat için akış boyunca sıcaklık dağılımı.....	92
<b>Şekil 4.65:</b> Delikli düz dairesel kanat için akış boyunca hız dağılımı .....	93
<b>Şekil 4.66:</b> Delikli düz dairesel kanat için akış boyunca basınç dağılımı .....	94
<b>Şekil 4.67:</b> Delikli kesikli dairesel kanatlı boru geometrisi .....	96
<b>Şekil 4.68:</b> Delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisi .....	97
<b>Şekil 4.69:</b> Delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti modeli için hava giriş ve çıkışı....	97
<b>Şekil 4.70:</b> Simetriği alınmış delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti modeli .....	98
<b>Şekil 4.71:</b> Delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti modelinin ağ yapısı .....	99
<b>Şekil 4.72:</b> Sınır tabaka katmanları .....	100
<b>Şekil 4.73:</b> Delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti için ısı transferi açısından yapılan doğrulama çalışması .....	102
<b>Şekil 4.74:</b> Delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti için sürtünme faktörü açısından yapılan doğrulama çalışması .....	102
<b>Şekil 4.75:</b> Delikli kesikli dairesel kanatlı boru için belirlenen geometrik parametreler..	103
<b>Şekil 4.76:</b> Delikli dairesel kanatlı borularda kanat kesiklik oranı a) $hs/hf = 0$ . b) $hs/hf = 0.5$ . c) $hs/hf = 1$ .....	105
<b>Şekil 4.77:</b> Delikli kesikli kanatlarda kesikli kanat yükseklik oranının ısı transferine olan etkisi .....	106
<b>Şekil 4.78:</b> Delikli kanatlarda kesikli kanat yükseklik oranının sürtünme faktörüne olan etkisi .....	106
<b>Şekil 4.79:</b> Delikli kesikli dairesel kanat için boru dış çapının ısı transferine olan etkisi.....	107
<b>Şekil 4.80:</b> Delikli kesikli dairesel kanat için boru dış çapının sürtünme faktörüne olan etkisi.....	108
<b>Şekil 4.81:</b> Delikli kesikli dairesel kanat için kanat yüksekliğinin ısı transferine olan etkisi.....	108
<b>Şekil 4.82:</b> Delikli kesikli dairesel kanat için kanat yüksekliğinin sürtünme faktörüne olan etkisi.....	109
<b>Şekil 4.83:</b> Delikli kesikli dairesel kanat için kanat adımının ısı transferine olan etkisi ..	110
<b>Şekil 4.84:</b> Delikli kesikli dairesel kanat için kanat adımının sürtünme faktörüne olan etkisi.....	110

<b>Şekil 4.85:</b> Delikli kesikli dairesel kanat için kanat kalınlığının ısı transferine olan etkisi.....	111
<b>Şekil 4.86:</b> Delikli kesikli dairesel kanat için kanat kalınlığının sürtünme faktörüne olan etkisi.....	111
<b>Şekil 4.87:</b> Delikli kesikli dairesel kanat için kanat genişliğinin ısı transferine olan etkisi.....	112
<b>Şekil 4.88:</b> Delikli kesikli dairesel kanat için kanat genişliğinin sürtünme faktörüne olan etkisi .....	112
<b>Şekil 4.89:</b> Delikli kesikli dairesel kanat için akış boyunca sıcaklık dağılımı.....	113
<b>Şekil 4.90:</b> Delikli kesikli dairesel kanat için akış boyunca hız dağılımı .....	115
<b>Şekil 4.91:</b> Delikli kesikli dairesel kanat için akış boyunca basınç dağılımı .....	115
<b>Şekil 5.1:</b> Dairesel kanatlı borular a) Düz b) Kesikli c) Delikli düz d) Delikli kesikli borular.....	117
<b>Şekil 5.2:</b> Dairesel kanatlı boru demetleri a) Düz b) Kesikli c) Delikli düz d) Delikli kesikli dairesel kanatlı boru demetleri .....	118
<b>Şekil 5.3:</b> Farklı kanat geometrileri için dairesel kanatlı boru demeti geometrilerinin ısı transferi açısından karşılaştırması .....	119
<b>Şekil 5.4:</b> Sıcaklık dağılımı a) Düz b) Delikli düz c) Kesikli d) Delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti.....	120
<b>Şekil 5.5:</b> Farklı kanat geometrileri için dairesel kanatlı boru demeti geometrilerinin sürtünme faktörü açısından karşılaştırması .....	121
<b>Şekil 5.6:</b> Basınç dağılımı a) Düz b) Delikli düz c) Kesikli d) Delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti.....	122
<b>Şekil 5.7:</b> Hız dağılımı a) Düz b) Delikli düz c) Kesikli d) Delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti.....	123

## SEMBOLLER VE KISALTMALAR

$A$	: Alan, $m^2$
$A_{min}$	: Akışa dik minimum kesit alanı, $m^2$
$A_c$	: Kanat kesit alanı, $m^2$
$A_{bare}$	: Kanatsız yüzey alanı, $m^2$
$A_f$	: Kanat yüzey alanı, $m^2$
$A_{top}$	: Toplam yüzey alanı, $m^2$
$c_p$	: Havanın özgül ısısı, $J/kgK$
$C_f$	: Yüzey sürtünme katsayısı
$d_o$	: Boru dış çapı, mm
$d_i$	: Boru iç çapı, mm
$Eu$	: Euler sayısı
$g$	: Yer çekimi ivmesi, $m/s^2$
$h_f$	: Kanat yüksekliği, mm
$h_s$	: Kesikli kanat yüksekliği, mm
$h_s/h_f$	: Kesikli kanat yükseklik oranı
$k$	: Türbülans kinetik enerjisi, $m^2/s^2$
$k_f$	: Boru ve kanat malzemesinin ısı iletim katsayısı $W/m^2K$
$\dot{m}''$	: Birim alandaki kütleli debi, $kg/s.m^2$
$\dot{m}$	: Kütleli debi, $kg/s$
$Nu$	: Nusselt sayısı
$N_L$	: Akış boyunca boru demetinde yer alan boru sıra sayısı
$P$	: Basınç, Pa
$\Delta P$	: Basınç düşümü, Pa
$Pr$	: Prandtl sayısı
$p_f$	: Kanat adımı, mm
$\dot{Q}$	: Isı transfer hızı, W
$\dot{Q}_{kanat,g}$	: Kanattan olan gerçek ısı transfer hızı, W
$\dot{Q}_{kanat}$	: Kanattan olacak ideal ısı transfer hızı, W
$Re$	: Reynolds sayısı
$S_t$	: Akışa dik borular arası mesafe, mm
$S_L$	: Akışa paralel borular arası mesafe, mm
$T$	: Sıcaklık, K

$T_w$	: Boru ve kanat yüzey sıcaklığı, K
$T_g$	: Akışkanın giriş sıcaklığı, K
$T_ç$	: Akışkanın çıkış yüzey sıcaklığı, K
$\Delta T_{LMTD}$	: Logaritmik ortalama sıcaklık farkı, K
$t_f$	: Kanat kalınlığı, mm
$u$	: x yönündeki hız, m/s
$\bar{u}$	: X yönündeki ortalama hız, m/s
$u'$	: Salınım yapan türbülans çalkantı hız bileşeni, m/s
$u_T$	: Sürtünme hızı, m/s
$U_\infty$	: Serbest akışkan hızı m/s
$V_{max}$	: Akışkanın boru demeti içerisindeki maksimum hız m/s
$v$	: Y yönündeki hız, m/s
$\bar{v}$	: Y yönündeki ortalama hız, m/s
$w$	: Kinetik enerji özgül yayılma hızı $m^2/s^3$
$w_s$	: Kesikli kanat genişliği, mm
$y$	: Inflation tabakası ilk katman kalınlığı, mm
$y^+$	: Akışkanın temas ettiği katı yüzeyden olan boyutsuz mesafe
$\alpha_e$	: Hava tarafı efektif ortalama ısı transfer katsayısı, W/ $m^2K$
$\alpha_o$	: Hava tarafı gerçek ortalama ısı transfer katsayısı, W/ $m^2K$
$\varepsilon$	: Kinetik enerji yayılma hızı $m^2/s^3$
$\mu$	: Akışkanın dinamik viskozitesi Pa.s
$\eta_{fin}$	: Kanat verimi
$\rho$	: Yoğunluk, $kg/m^3$
$\vartheta$	: Akışkanın kinematik viskozitesi $m^2/s$
<b>CFD</b>	: Computational Fluid Dynamics
<b>ESCOA</b>	: Extended Surface Corporation of America
<b>HAD</b>	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
<b>RNG</b>	: Re-Normalization Group
<b>SST</b>	: Shear Stress Transport



# ÖZET

Doktora Tezi

## DAİRESEL KANATLI BORU DEMETLERİNDE FARKLI KANAT PROFİLLERİNİN ISIL VE AKIŞ ANALİZİ

EKREM TAÇGÜN

İnönü Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

130+XVIII sayfa

2022

Danışman: Doç. Dr. İ. Gökhan AKSOY

Atık ısıdan enerji elde etmek enerji verimliliği açısından oldukça önemlidir. Geri ısı kazanım üniteleri endüstride atık ısı enerjisinden faydalanmak için sıklıkla kullanılmaktadır. Çapraz akışlı ısı değiştiricileri ise geri ısı kazanım ünitelerinin önemli bir parçasıdır. Bu bağlamda son yıllarda enerji ekonomisi açısından çapraz akışlı ısı değiştiricileri ile ilgili çalışmalar araştırmacılar tarafından oldukça ilgi görmektedir.

Bu çalışmada içerisinde dairesel kanatlı boru demeti bulunan bir çapraz akışlı ısı değiştiricisi esas alınmıştır. Dairesel kanatlı boru demeti için farklı kanat geometrilerinin ısı transferine ve akış sürtünmelerine olan etkisi araştırılmıştır. Çalışma boyunca düz, delikli düz, kesikli ve delikli kesikli olmak üzere dört farklı dairesel kanat geometrisi sayısal olarak incelenmiştir. Tüm sayısal çalışmalar Ansys–Fluent paket programında üç boyutlu ve zamandan bağımsız olarak gerçekleştirilmiştir. Sayısal analizlerin bir temele dayanıp doğrulanması adına her bir geometri için ayrı ayrı doğrulama çalışması yapılmıştır. Düz, delikli düz ve kesikli kanat geometrileri için literatürdeki benzer çalışmalar ile delikli kesikli kanat geometrisi için ise deneysel doğrulama çalışması yapılmıştır. Deneysel doğrulama çalışması için delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti üretilip çapraz akışlı bir ısı değiştiricisi modeli içerisinde ısı transferi ve basınç düşümü deneyleri yapılmıştır. Sayısal analizler için doğrulama çalışmasına bağlı olarak uygun türbülans modeli seçilmiş ve analizlerde  $SST k - \omega$  türbülans modeli kullanılmıştır. Sayısal analizler 5000 ile 25000 aralığında beş farklı Re sayısında gerçekleştirilmiştir. Düz kanatlar için dört, kesikli kanatlar için ise altı farklı değişken geometrik parametre belirlenmiştir. Bu dairesel kanatlı boru demeti geometrilerinin farklı değişken parametrelerdeki ısı transferi ve akış sürtünmeleri incelenmiştir. Isıl transferi için boyutsuz Nu sayısı, akış sürtünmeleri için ise sürtünme faktörü olan boyutsuz Eu sayısı elde edilmiştir. Ayrıca değişken parametrelerin etkisi ile beraber kanat geometrilerinin ısı transferi ve basınç düşümü sonuçları da karşılaştırılmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Isı değiştiricisi, Dairesel kanatlı boru demeti, Düz dairesel kanat Kesikli dairesel kanat, Delikli kanat

## ABSTRACT

Ph.D. Thesis

### THERMAL AND FLOW ANALYSIS OF DIFFERENT FIN PROFILES IN ANNULAR FINNED TUBE BUNDLES

Ekrem TAÇGÜN

Inonu University  
Graduate School of Nature and Applied Sciences  
Department of Mechanical Engineering

130+XVIII sayfa

2022

Supervisor: Associate Professor İ. Gökhan AKSOY

Obtaining energy from waste heat is very important in terms of energy efficiency. Recycle heat recovery units are frequently used in industry to benefit from waste heat energy. Cross-flow heat exchangers are an important part of heat recovery units. In this context, studies on cross-flow heat exchangers in terms of energy economy have attracted a lot of attention by researchers in recent years.

In this study, a cross-flow heat exchanger with a annular finned tube bundle is considered. The effects of different fin geometries on heat transfer and flow frictions for the annular fin tube bundle were investigated. At this study, four different annular fin geometries, solid, perforated solid, serrated and perforated serrated, were numerically investigated. All numerical studies were carried out in three dimensions and time-independent in the Ansys-Fluent package program. In order to validate the numerical analyzes on a basis, a separate verification study was carried out for each geometry. Solid, serrated and perforated solid fin geometries were validated with similar studies in the literature. In addition experimental validation work was carried out for the perforated serrated fin geometry. For experimental validation, perforated serrated annular finned tube bundles were produced and heat transfer and pressure drop experiments were carried out in a cross-flow heat exchanger model. For numerical analysis, the appropriate turbulence model was selected depending on the validation study and the *SST*  $k - \omega$  turbulence model was used in the analysis. Numerical analyses were carried out in the range of five different Reynolds number 5000 to 25000. Four different variable geometric parameters were determined for solid fin and six different variable geometric parameters for serrated fin. The heat transfer and flow frictions of these annular finned tube bundle geometries at different variable parameters were investigated. Dimensionless Nu number for heat transfer and dimensionless Eu number, which is friction factor, was obtained for flow friction. In addition, the heat transfer and pressure drop results of the fin geometries with the effect of variable parameters were also compared.

**Keywords:** Heat exchanger, Annular finned tube bundle, Solid annular fin, Serrated annular fin, Perforated fin

## 1. GİRİŞ

Enerji fiyatlarındaki yükseklik ve dışa bağımlılık sebebiyle endüstriyel uygulamalarda enerji verimliliği kaçınılmaz bir zorunluluk halini almıştır. İmalatta kullanılan ısıtma sistemleri, iklimlendirme cihazları ve fabrika üretim tesisleri enerji sarfiyatının çok fazla olduğu uygulamalardır. Enerjiyi verimli kullanmak adına özellikle ısıtma sistemlerinde geri ısı kazanım uygulamaları son derece yaygındır. Bu tür uygulamalardan biri de enerji sarfiyatının çok olduğu ısıtma kazanlarında baca gazı çıkışına yerleştirilen ekonomizer adı verilen geri ısı kazanım sistemleridir. Ekonomizerler birçok farklı kazan tipinde kullanılmakta olan cihazlardır. Dışarıya atılan sıcak baca gazlarındaki enerjiyi alıp, baca gazlarının sıcaklığını düşürerek ısı geri kazanımı sağlamaktadırlar. Kazan besleme suyunun sıcaklığını bir miktar artırarak enerji verimliliğine katkıda bulunurlar.

Ekonomizerlerin içerisinde çapraz akışlı bir ısı değiştiricisi bulunmaktadır. Çok sayıda borulardan oluşan bu çapraz akışlı ısı değiştiricilerindeki boruların içerisinde su, boruların dışında ise genellikle sıcak baca gazları akmaktadır. Bazı klima santrallerinde de boruların dışında ısıtılmış sıcak ortam havasının aktığı benzer uygulamalar da söz konusudur. Sıvı-gaz tipi ısı değiştiricilerinde hava tarafının ısı taşınım katsayısı düşük olduğundan genelde kanat adı verilen genişletilmiş yüzeyler kullanılır [1]. Isı transferini iyileştirmek adına bu tür sıvı-gaz akışlı ısı değiştiricilerinde borular etrafına farklı tiplerde kanatlar yerleştirildiği görülmektedir. Boru etrafına yerleştirilen kanatlar hava akışı boyunca türbülansı artırarak ısı transferinin iyileşmesine sebep olur. Çoğu zaman da ısı transferini iyileştirirken basınç düşümünü artırarak enerji sarfiyatının artmasına neden olmaktadır. Bu yüzden hem ısı transferi hem de basınç düşümü açısından iyi performans verebilecek verimli kanat geometrileri enerji ekonomisi açısından oldukça büyük önem taşımaktadır. Isı transferi ve basınç düşümü olarak her iki amaç düşünüldüğünde optimum kanat geometrisi elde edebilmek oldukça önemli bir araştırma konusudur.

Dairesel kanatlar çapraz akışlı ısı değiştiricisi sistemlerinin boru demetlerinde sıklıkla kullanılmaktadır. Üzerinde herhangi bir işlem olmayan, daire şeklindeki düz kanatlar üretimi karmaşık geometrilere nazaran daha kolay olduğundan yaygın bir şekilde kullanım alanı

bulmaktadır. Etrafındaki dairesel kanatları düzenli aralıklarla kesilmiş, kesikli dairesel kanatlar ise son yıllarda araştırmacılar ve üreticiler tarafından ilgi görmektedir. Kesikli dairesel kanatların düz dairesel kanatlara göre daha hafif olması önemli avantajlarından biridir. Ayrıca yapılan çalışmalar neticesinde ısı transferini daha iyi iletmeleri kesikli dairesel kanatların bir başka önemli avantajı olup araştırmacılar da daha çok merak uyandırmaktadır. Üzerinde birçok farklı geometrik parametre bulunduran kesikli dairesel kanatlar ısı transferi ve basınç düşümü açısından yeterince araştırmaya açık bir konu olmaktadır.

Bu tez çalışmasında düz ve kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrileri ile birlikte bu geometrilerin kanatları üzerine delikler delinerek üretilen; delikli düz ve delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrileri çalışılmıştır. Bu dört farklı kanat geometrilerinden oluşan dairesel kanatlı boru demetlerinin ısı transferi ve akış sürtünmeleri ayrı ayrı incelenmiştir.

### **1.1. Amaç ve Kapsam**

Bu tez çalışması dairesel kanatlı boru demeti üzerinde hava akışının modellendiği beş farklı bölümden oluşmaktadır. Bu beş bölümün dördünde; düz, delikli düz, kesikli ve delikli kesikli dairesel olmak üzere dört farklı dairesel kanat geometrisi ısı transferi ve basınç düşümü açısından ayrı ayrı incelenmiştir. Son bölümde ise bu dört kanat geometrisi birbirleri ile karşılaştırılmıştır. Yapılan karşılaştırma sonucunda her bir kanat geometrisinin ısı transferi ve akış sürtünmeleri analiz edilerek değişken geometrik parametrelere göre etkisi incelenmiştir. Bu etkiye göre her bir kanat tipinin basınç düşümü ve ısı transferi açısından ne gibi olumlu ve olumsuz etkileri olduğu ortaya konulmuştur.

Tezin ilk iki bölümünde giriş ve literatür taraması ile birlikte kuramsal temellerin açıklandığı genişletilmiş yüzeylerde ısı transferi ve akış mekanizması anlatılıp, teze konu olan boruların sahip olduğu kanatlar ile ilgili denklemlerin matematiksel temeli anlatılmıştır.

Üçüncü bölümde ise sayısal analizlerde kullanılan programın çözüm metodu ve türbülans modeli detayı ile beraber deneysel çalışma hakkında detaylı bilgiler verilmiştir.

Dördüncü bölümde ise yapılan sayısal çalışmalar anlatılmıştır. Bu bölümde dört farklı kanat geometrisinin yer aldığı çalışmalar ayrı ayrı aktarılmıştır. Buna göre bu bölümün ilk kısmında, düz dairesel kanatlı boru demeti geometrisi ile ilgili sayısal çalışılmışlardan

bahsedilmiştir. Şekil 1.1’ de örneği gösterilen düz dairesel kanatlı boru geometri ile ilgili literatürdeki birçok çalışma incelenerek ısı transferi ve basınç düşümü açısından elde edilen sonuçlar irdelenmiştir. Düz dairesel kanat geometrisi, üzerinde herhangi bir işlemin yapılmadığı nispeten diğer geometrilere göre üretimi kolay bir geometri olduğu için konu ile alakalı literatürde yeterli miktarda çalışma mevcuttur. Bu bağlamda düz dairesel kanatlı boru demeti ile ilgili yapılan sayısal çalışmalar literatürdeki çalışmalar ile karşılaştırarak hem ısı transferi hem de basınç düşümü açısından doğrulaması yapılmıştır. Doğrulama çalışmasının ardından belirlenen geometrik değişken parametreler ile beraber düz dairesel kanatlı boru demetinin ısı transferi ve akış sürtünmesi, ilgili boyutsuz sayılardan faydalanılarak incelenmiştir. Boyutsuz sayı olarak ısı transferi için  $Nu$  sayısı, akış sürtünmeleri için ise  $Eu$  sayısından faydalanılmıştır.



**Şekil 1.1** Düz dairesel kanatlı boru [2]

Tezin dördüncü bölümünün ikinci kısmında Şekil 1.2’de yer alan kesikli dairesel kanatlı boru geometrisi üzerinde durulmuştur. Kesikli dairesel kanatlı borular ile ilgili literatürde birçok çalışma mevcuttur. Literatürdeki bu çalışmalar ile yapılan sayısal analizler karşılaştırılarak doğrulama çalışması yapılmıştır. Hem ısı transferi hem de basınç düşümü için boyutsuz sayılar ile ayrı ayrı doğrulama çalışması yapılmıştır. Belirlenen geometrik değişken parametrelere göre ısı transferi ve basınç düşümü incelenmiştir.



**Şekil 1.2:** Kesikli dairesel kanatlı boru [3]

Dördüncü bölümünün üçüncü kısmında ise düz dairesel kanatlar etrafına delikler delinerek oluşturulan delikli düz dairesel kanatlı boru demeti geometrisi çalışılmıştır. Bu geometri için de literatürde yer alan çalışmalar ile karşılaştırmalar yapıp sayısal analizler doğrulanmıştır. Önceki geometrilere benzer değişken parametrelere göre ısı transferi ve sürtünme faktörü incelenmiştir.

Dördüncü bölümün son kısmında ise üzerinde dairesel delikler bulunan kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisi çalışılmıştır. Deneysel çalışma için imalatı yaptırılan delikli kesikli dairesel kanatlı boru Şekil 1.3'de gösterilmektedir. Üzerine delikler delinmiş kesikli dairesel kanatlı boru demetleri ile ilgili literatürde ısı transferi ve basınç düşümünü konu alan bir çalışma olmaması bu alandaki eksikliği göstermektedir. Bundan dolayı delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti ile ilgili deneysel bir çalışma yapılmasına ihtiyaç duyulmuştur. Yapılan bu deneysel çalışma hem bu geometri üzerinde literatüre katkı sağlarken hem de devamında yapılacak olan sayısal çalışma için doğrulama çalışması niteliği taşımaktadır. Deneysel çalışma için önceki bölümlerde yapılan düz ve kesikli kanadın geometrik ölçüleri esas alınmıştır. Bu modele göre ısı değiştiricisinin hava tarafı dikkate alınmış ve boru demeti üzerinde geçen hava uygun şartlarda yönlendirilerek deneyler yapılmıştır. Deneysel sonuçlarına göre delikli kesikli kanat ile ilgili model üzerinde sayısal çalışmalar yapılarak karşılaştırılmıştır. Böylelikle bu geometrik modelin doğrulama çalışması da diğer geometrilerden farklı bir şekilde deneysel olarak yapılmıştır. Doğrulama çalışmasından sonra değişken parametrelere göre ısı transferi ve basınç düşümü açısından sayısal analizler yapılarak, sonuçlar diğer geometriler ile karşılaştırmaya hazır hale getirilmiştir.



**Şekil 1.3:** Delikli kesikli dairesel kanatlı boru

Tezin beşinci bölümde ise bu dört farklı kanat geometrisi için yapılan çalışmalardan elde edilen ısı transferi ve basınç düşümü sonuçları karşılaştırılarak her bir geometrinin ısı ve akış analiz sonuçları ayrı ayrı ortaya konmuştur.

Tezin son bölümünde ise elde edilen bulgular ışığında sonuç ve önerilerin yer aldığı kısım bulunmaktadır. Bu bölümde yapılan sayısal çalışmalar sonucunda elde edilen verilere göre sonuçlar ortaya konmuş ve yenilikçi çalışmalar için bazı öneriler sunulmuştur.

## 1.2. Literatür Özeti

Dairesel kanatlı boru demetleri ile ilgili çalışmalar çapraz akışlı ısı değiştiricileri ile ilgilenen birçok araştırmacının dikkatini çeken konulardan olmuştur. Birçok farklı kanat geometrisi ile ilgili literatürde çok sayıda çalışma mevcuttur. Tez çalışmasında ele alınan düz dairese kanat ile kesikli dairese kanat geometrileri ile ilgili deneysel, sayısal ve analitik olmak üzere literatürde bir hayli çalışma bulunmaktadır. Delikli düz dairese kanatla ilgili çalışmalar da bulunmasına rağmen delikli kesikli dairese kanat ile ilgili literatürde bir çalışmaya henüz rastlanmamıştır.

Genel olarak literatürde düz ve kesikli dairese kanatların bulunduğu ayrıca bu kanatların birbirleri ile karşılaştırıldığı çalışmalardan bazıları şöyledir:

Lindqvist ve Næss, [4] hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemini kullanarak helisel kanatlı boru demeti modelinin termal ve hidrolik performansını sayısal olarak analiz etmişlerdir. Sayısal çalışma için uygun doğrulama modeli dört deneysel çalışma ile yapılmıştır. Bu dört deneysel çalışmada, ikisi düz kanatlı boru, diğer ikisi ise kesikli kanatlı borulardan oluşmaktadır. Yapılan çalışmalar sonucunda tasarlanan modelin ısı verimi düşürdüğü gözlemlenmiştir. Eşanjördeki geometrik düzenlemenin maliyeti düşürmede önemli olmadığı anlaşılmıştır. Kumar ve diğ. [5] 2500 ila 4000 Re aralığı için kesikli ve düz dairese kanat geometrilerinin termo-hidrolik performanslarını sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmalar sonucunda, yüksek pompa gücü maliyetleri altında daha kompakt ısı eşanjörlerinin tasarlanabileceğini ortaya koymuşlardır. Anoop ve diğ. [6] sodyum-hava tipi bir parça kanatlı ısı değiştiricisini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Yapılan çalışmalarda RNG k-epsilon türbülans modelinin geniş bir Re sayısı aralığında deneysel sonuçlarla uyumlu olduğu görülmüştür. Sonuç olarak, bu tür ısı değiştiricilerde faydalı olduğu düşünülen kesikli kanatlı boru için Nusselt denklemleri türetilmiştir. Kiatpachai ve diğ. [7]

spiral kaynaklı kesikli kanatlı borulu bir ısı eşanjörü için hava tarafının 4000 ila 15000 Re aralığında termal ve akış performansını deneysel olarak araştırmışlardır. Sonuç olarak, endüstriyel uygulamalarda kullanılabilir bağıntılar elde etmişlerdir. Cléirigh ve diğ. [8] çapraz akışlı kanatlı bir boru demetinin hesaplamalı akışkanlar dinamiği modeli ile ısı transferini ve basınç düşüşü performansını üzerine çalışmışlardır. Üç adet helisel kaynaklı kanat için yekpare ve tam kesikli geometriler dâhil olmak üzere 5000 ile 30000 Re sayısı aralığında sayısal çalışmalar yapmışlardır. Sayısal çalışmalar ampirik bağıntılarla tutarlı sonuçlar vermiştir. Ayrıca, Nusselt sayısının kısmen ve tamamen parçalara ayrılanlarında yaklaşık %23 arttığını ortaya koymuşlardır. Weierman ve diğ. [9], Kawaguchi ve diğ. [10], [11] ve Hofmann [12] çalışmalarında düz ve kesikli kanatlı boruları karşılaştırmışlardır. Literatürdeki bu dört ayrı çalışmada kesikli kanatlı borunun ısı transfer katsayısının ve Euler sayısının düz kanatlı boruya göre daha yüksek olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca Kawaguchi ve diğ. [11] daha büyük kanat aralıkları için ısı transferi açısından kesikli kanatlı boruların avantajlarını ortaya koymuşlardır. Lemouedda ve diğ. [13] helisel şekilde sarılmış kesikli kanatlar ile ilgili çalışmışlardır.  $Re = 600$  ile 2600 aralığında yapılan bu çalışmada kesikli kanadın düz dairesel kanada göre performansı karşılaştırılmıştır. Ayrıca kesikli kanatlarda kanat üzerindeki dişlerin bükülmesinin etkisi de incelenmiştir.

Pongsoi ve diğ. [14] yüksek Re sayılarında (3500-13000) kanatlı borulu bir ısı eşanjörünün hava tarafının akış ve termal performansını deneysel olarak incelemişlerdir. Yapılan çalışmalar sonucunda boru sıra sayısının ısı transferi ve sürtünme özellikleri üzerinde önemli bir etkisinin olmadığı görülmüştür. Ancak, boru dış çapının basınç düşüşü üzerinde büyük bir etkisi olduğunu fark etmişlerdir. Bu çalışma literatürdeki birçok sayısal çalışmanın doğrulanması için referans olarak kabul edilmektedir.

Zhou ve diğ. [15] kanatlı borulu bir ısı değiştiricisinin gaz tarafını Re sayısı 6000 ila 12000 aralığında incelemişlerdir. Çalışmalarında kesikli kanat ve bükülmüş kesikli kanat sayısına odaklanmışlardır. Çalışma sonucunda bükümlü kesikli kanatların Nu sayısı ve Eu sayısı üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğunu görmüşlerdir. Bükümlü kesikli kanatların standart kanatlardan daha iyi performans gösterdiğini gözlemlemişlerdir. Mon [16] çalışmasında dairesel kanatlı bir ısı değiştiricisini Fluent programını kullanarak sayısal olarak incelemiştir. Yaptığı sayısal çalışmalarda, kanat ve boru yüzeyleri için sabit yüzey sıcaklığı varsayımı yapmıştır. Çalışmalarında RNG k- $\epsilon$  türbülans modeli kullanmıştır. Isı değiştiricisinin ısı ve akış performansını üç boyutlu olarak inceleyerek optimum kanat



geometrisini bulunmaya çalışmıştır. Eide [17] kanatlı borulu bir ısı değiştiricisini üç farklı geometride modellemiştir. alışmalarında CFD (Computational Fluid Dynamics) sonuçlarının literatüre ne kadar yaklaşacağını araştırmıştır. Sayısal analizlerinde, *SST k –  $\omega$*  türbülans modelini kullanarak analizlerini zamandan bağımsız yapmıştır. Sonuç olarak yaptığı CFD çalışmalarının literatürle uyumlu olduğunu ortaya koymuştur. Holfeld [18] kompakt bir ısı geri kazanım ünitesi için ısı transferini ve basınç düşüşünü deneysel olarak araştırmıştır. Deneyselde kesikli ve düz kanatlı boru demetleri kullanılmıştır. Deneyseller literatürle karşılaştırılarak doğrulanmıştır. Kanatlar üzerinde birçok geometrik parametre belirlenmiştir. Bu parametrelerin ısı transferi ve basınç düşüşü üzerindeki etkileri incelenmiş ve bazı bağıntılar elde edilmiştir. Boşnjakovic ve diğ. [19, 20] ısı değiştiricileri için yeni bir yıldız şekilli kanat geometrisi tasarlamıştır. Deneysel alışmalar sonucunda bu yıldız şeklindeki kanat, normal dairesel kanatçıklara göre ısı akısı açısından % 39.3 daha iyi sonuç vermiştir. Ayrıca bu kanat geometrisi, normal dairesel kanatlardan % 23.8 daha hafiftir. Böylece ağırlık olarak daha kullanışlı bir ısı eşanjörü elde etmişlerdir. Morales-Fuentes ve diğ. [21] sayısal olarak düz, dairesel ve pim şeklindeki kanatları incelemişlerdir. Sayısal analiz için geometriler üç boyutlu olarak modellenmiştir. Ayrıca duvar ve kanat yüzey sıcaklıkları sabit alınmıştır. Bu çalışmada giriş hızı 1 ile 4 m/s aralığında tutulmuştur. Yapılan alışmalar sonucunda hacmine göre daha geniş yüzeye sahip olan kanatların daha iyi ısı transferi sağladığı kanaatine varmışlardır. Mertzger ve diğ. [22] yaptıkları çalışmada, düz dairesel kanatların kanal içerisinde farklı yerleşimlerinin ısı transferini % 20 artırdığını gördüler. Aynı zamanda basınç düşüşümünün de % 100 arttığı sonucuna vardılar. Van Fossen ve diğ. [23] dikdörtgen bir kanal içerisinde uzun ve kısa saptırıcılar kullanarak ısı transferini deneysel olarak incelemişlerdir. Sonuç olarak ısı transferi açısından kısa saptırıcıların daha verimli olduğunu ortaya koymuşlardır. Tanda [24] dikdörtgen bir kanal içerisindeki altıgen bir yönlendiricinin sebep olduğu ısı transferi ve sürtünme kaybını deneysel olarak çalışmıştır. Sonuçta altıgen geometrili yönlendirici kanatların ısı transferini % 4.4 arttırmasına karşın, basınç düşüşümü kaynaklı pompalama gücü maliyetlerini de % 1.65 artırdığını fark etmiştir. You and Chang [25] dikdörtgen bir kanal içerisine kare kanatlı yönlendirici yerleştirilmenin ısı transfer ve akış karakteristiğine olan etkisini sayısal ve deneysel olarak incelemişleridir.

Farklı delikli kanat geometrilerine sahip boru demetleri ile ilgili literatürde yer alan bazı çalışmalar ise şu şekildedir:

Dong H. Lee ve diğ. [26] delikli dairesel kanatlı bir boru demeti üzerine çalışmışlardır. Çalışma sonucunda hava tarafı ısı performansını delik bulunmayan kanada göre dört delikli model için % 3.31, iki delikli model için % 3.55 arttığını gözlemlemişlerdir. Ayrıca basınç düşümünün ise delik bulunmayan kanada göre dört delik için % 2.08, iki delik için ise % 0.68 arttığını tespit etmişlerdir.

Karabacak ve Yakar [27] delikli kanatlı bir ısı değiştiricisinde delik yerleşiminin etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Kanatlar üzerine 6 mm çapında aynı açıda birbirini takip eden delikler delinmiştir. En iyi açisal konumu belirlemek için altı farklı açıda deneyler yapılmıştır. Yapılan deneyler sonucunda deliklerin türbülansı artırdığı gözlemlenmiştir. Isı transferi açısından ise deliksiz kanada göre Nu sayısının % 12 arttığını tespit edilmiştir. Nadooshan ve diğ. [28] delikli kanatların dairesel kanatlı bir boru için ısı transfer hızı üzerindeki etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Altı farklı Re sayısında dört kanatlı boru ve bir kanatsız boru dikkate alınarak toplam altmış test yapılmıştır. Çalışmalar sonucunda düşük Re sayılarında ısı transfer hızının % 9.23' e kadar arttığı görülüyorken, yüksek Re sayılarında ise ısı transfer hızının % 10.6' ya kadar arttığı görülmüştür. Zaidan ve diğ. [29] çalışmalarında delikli ve deliksiz kanatlı yassı borular üzerindeki hava akışının ısı transferi ve akış karakteristiğini nümerik olarak incelemişlerdir. Sayısal analizler Ansys-Fluent programında RNG  $k - \epsilon$  türbülans modeli kullanılarak yapılmıştır. Yapılan çalışmalar sonucunda delik delme işleminin ısı transferini önemli ölçüde artırdığı gözlemlenmiştir. Ayrıca farklı delik geometrilerinin etkisi de incelenerek Nu sayısının dairesel, kare ve üçgen delikler için sırasıyla % 8.5, % 13.6 ve % 18.4 oranlarda arttığını bulmuşlardır. Hyung Ju Lee ve diğ. [30] çalışmalarında spiral kanatlı borulu bir ısı değiştiricisinin ısı ve akış performansını sayısal olarak incelemişlerdir. Hava tarafı için kanatlar üzerindeki delikleri farklı açılarda konumlandırarak analiz etmişlerdir. Yapılan çalışmalar sonucunda delikler ile ısı transfer hızının arttığı gözlemlenmiştir. Kanat üzerindeki delikler sayesinde spiral kanatların dairesel ve düz kanatlara göre basınç düşümü açısından sahip olduğu dezavantajının azaltıldığı görülmüştür.

Sahel ve diğ. [31] kanatlı borulu bir ısı değiştiricide boru şeklinin ısı transferine olan etkisini sayısal olarak incelemişlerdir. Simülasyonlar iki boyutlu olup, analizlerde Re sayısı 3000 ila 20000 arasında tutulmuştur. Çalışmanın sonucunda dairesel şekle sahip borunun daha

yüksek bir ısı transfer katsayısı sağladığını bulmuşlardır. Ameer ve diğ. [32] yatay ve şaşırtma levhası bulunan borular üzerine çalışmışlardır. Çalışmalarında şaşırtma levhalarındaki deliklerin etkisini incelemişlerdir. Kanal içerisindeki kanat yerleşimi için en uygun kanat adımını bulmaya çalışmışlardır. Adhikary ve diğ. [33] üzerinde çok sayıda delik bulunan bir düz dairesel kanat için ısı transferi ve termo-mekanik gerilmeleri nümerik olarak incelemişlerdir. Delikli ve deliksiz düz kanatların karşılaştırmasını yaparak, perforasyon oranının termal gerilmeler üzerinde çok önemli bir etkiye sebep olduğunu ortaya koymuşlardır. Ayrıca delikli perfore kanatlarda, ısıl gerilmelerin kanat ucunda minimum olduğunu bulmuşlardır.

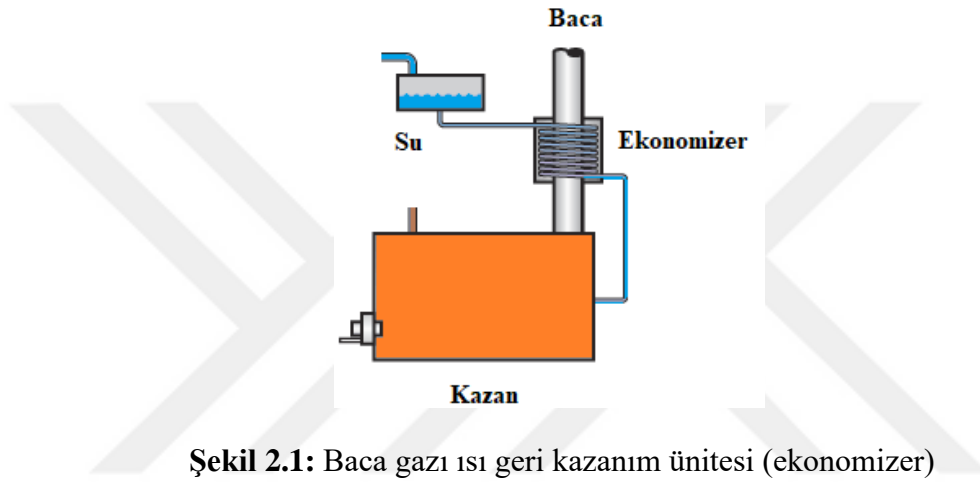
Literatürde yer alan delikli ve deliksiz dairesel kanatlı boru demetleri ile ilgili bazı sayısal ve deneysel çalışmalar Çizelge 1.1’de gösterilmektedir. Bu çalışmalarda yer alan boru demeti düzeni ile sayısal çalışmalarda kullanılmış olan türbülans modeli de çizelgede belirtilmiştir.

**Çizelge 1.1:** Dairesel kanatlı boru demetleri ile ilgili literatürdeki bazı çalışmalar

Çalışma	Kanat Tipi	Boru Demeti Düzeni	Sayısal/Deneysel Çalışma	Türbülans Modeli
Lindqvist ve Næss (2018)	Düz ve Kesikli Dairesel Kanat	Şaşırtmalı	Sayısal ve Deneysel	$SST k - \omega$
Kumar ve diğ. (2017)	Düz ve Kesikli Dairesel Kanat	Şaşırtmalı	Sayısal	RNG $k - \epsilon$
Anoop ve diğ. (2015)	Kesikli Dairesel Kanat	Tek Kanat	Sayısal ve Deneysel	RNG $k - \epsilon$
Kiatpachai ve diğ. (2015)	Kesikli Dairesel Kanat	Şaşırtmalı	Deneysel	-
Cléirigh ve diğ. (2014)	Kesikli Dairesel Kanat	Şaşırtmalı	Sayısal	$SST k - \omega$
Weierman ve diğ. (1978)	Düz ve Kesikli Dairesel Kanat	Şaşırtmalı ve Düz	Deneysel	-
Kawaguchi ve diğ. (2004)	Düz ve Kesikli Dairesel Kanat	Şaşırtmalı ve Düz	Deneysel	-
Hofmann (2009)	Düz ve Kesikli Dairesel Kanat	Şaşırtmalı ve Düz	Sayısal ve Deneysel	RNG $k - \epsilon$
Lemouedda ve diğ. (2011)	Düz ve Kesikli Dairesel Kanat	Şaşırtmalı	Sayısal	-
Pongsoi ve diğ. (2012)	Düz Dairesel Kanat	Şaşırtmalı ve Düz	Deneysel	-
Zhou ve diğ. (2020)	Düz ve Kesikli Dairesel Kanat	Şaşırtmalı	Sayısal ve Deneysel	Realizable $k - \epsilon$
Mon (2003)	Düz Dairesel Kanat	Şaşırtmalı ve Düz	Sayısal ve Deneysel	RNG $k - \epsilon$
Eide (2015)	Düz ve Kesikli Dairesel Kanat	Şaşırtmalı	Sayısal	$SST k - \omega$
Holfeld (2016)	Düz ve Kesikli Dairesel Kanat	Şaşırtmalı ve Düz	Deneysel	-
Bošnjakovic ve diğ. (2018, 2020)	Yıldız Şeklinde Kanat	Şaşırtmalı	Deneysel	-
Morales-Fuentes ve diğ. (2018)	Düz, Kesikli ve Pim Dairesel Kanat	Tek Kanat	Sayısal	$SST k - \omega$
Mertzger ve diğ. (1982)	Düz Dairesel Kanat	Şaşırtmalı ve Düz	Deneysel	-
Van Fossen ve diğ. (1982)	Düz ve Pim Dairesel Kanat	Şaşırtmalı ve Düz	Deneysel	-
Dong H. Lee ve diğ. (2012)	Delikli Düz Dairesel Kanat	Şaşırtmalı	Deneysel	-
Karabacak ve Yakar (2011)	Delikli Düz Dairesel Kanat	Kanatlı Tek Boru	Deneysel	-
Nadooshan ve diğ. (2018)	Delikli Düz Dairesel Kanat	Kanatlı Tek Boru	Deneysel	-
Zaidan ve diğ. (2018)	Delikli ve Deliksiz Düz Dairesel Kanat	Kanatlı Tek Boru	Sayısal	RNG $k - \epsilon$
Hyung Ju Lee ve diğ. (2019)	Delikli ve Deliksiz Düz Dairesel Kanat	Şaşırtmalı	Sayısal	RNG $k - \epsilon$

## 2. KURAMSAL TEMELLER

Dairesel kanatlı borular uygulamada birçok farklı alanda boru demeti halinde ısı değiştircisi olarak kullanılabilir. İklimlendirme sistemleri ve özellikle Şekil 2.1’ de gösterilen ısıtma kazanlarında yer alan ekonomizer bölümünde geri ısı kazanım ünitesi olarak sıklıkla kullanılmaktadır. Geri ısı kazanım ünitelerinde akışkan olarak boru içinde su, boru dışında kanatçık tarafında ise baca gazı bulunmaktadır. Ekonomizerlerde genelde Şekil 2.2’deki gibi içerisinde dairesel kanatlı boru demeti bulunan çapraz akışlı ısı değiştirciler kullanılmaktadır.



Şekil 2.1: Baca gazı ısı geri kazanım ünitesi (ekonomizer)



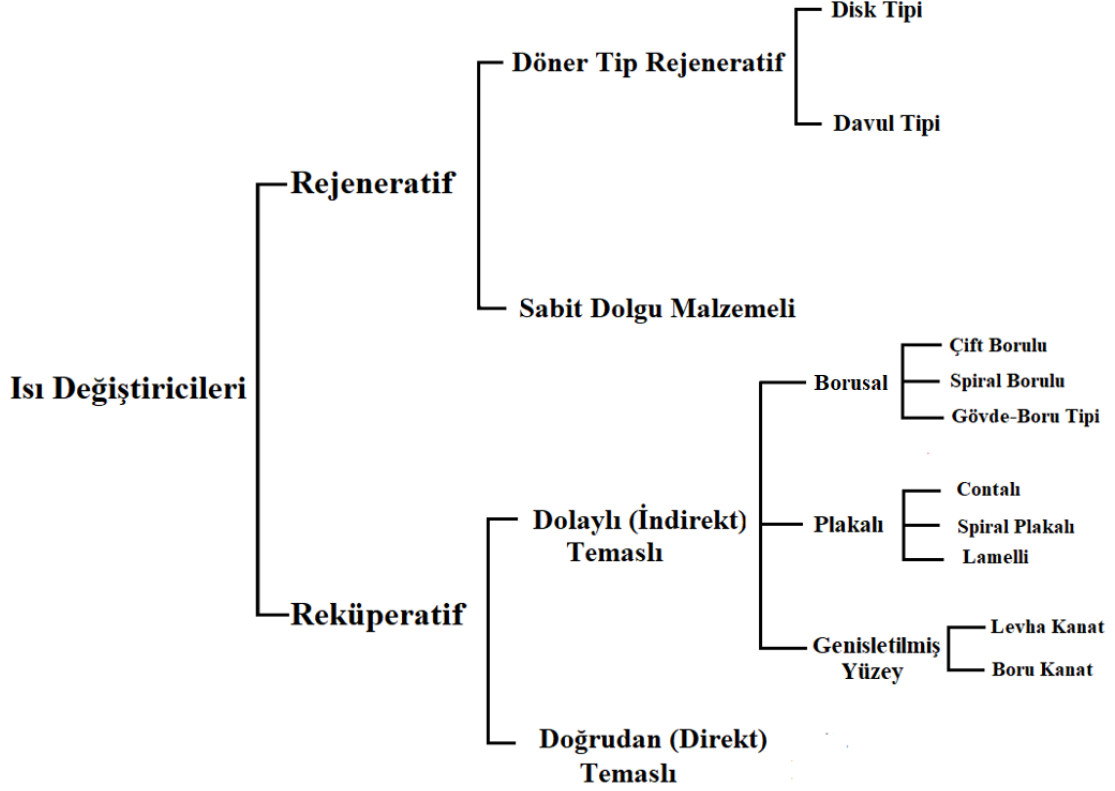
Şekil 2.2: Çapraz akışlı ısı değiştircisi [34]

### 2.1. Isı Değiştircileri

Isı değiştircileri en genel haliyle, farklı sıcaklıkta birbirleri ile karışmayan ve katı bir yüzey ile ayrılmış akışkanlar arasında ısı transferi sağlayan cihazlar olarak tanımlanabilir. Uygulamada iklimlendirme sektöründen gıda ve kimya sanayiine hatta elektronik ve uzay sanayiine kadar birçok alanda ısı değiştircileri kullanılmaktadır.

## 2.2. Isı Değiştiricilerin Sınıflandırılması

Isı değiştiricileri temelde reküperatif ve rejeneratif olmak üzere iki bölümde incelenmektedir. En genel haliyle ısı değiştiricilerin sınıflandırılması Şekil 2.3’de gösterilmektedir.



Şekil 2.3: Isı değiştiricilerinin sınıflandırılması

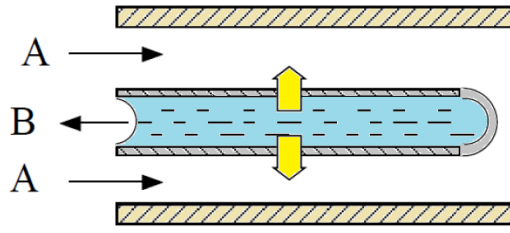
### 2.2.1. Rejeneratif ısı değiştirici sistemleri

Rejeneratif ısı değiştiricilerinde genel olarak sıcak ve soğuk akışkan aynı alanda ısı transferi yaparlar. Bu tip ısı değiştiricilerinde ısı bir akışkandan diğer akışkana depolanarak aktarılmaktadır. Öncelikle sıcak akışkan belirli bir sürede bir yüzey veya dolgu malzemesinden geçirilerek bu malzemenin ısınması sağlanır. Ardından soğuk akışkanın bu malzeme üzerinden geçirilerek ısınması sağlanır.

### 2.2.2. Reküperatif ısı değiştirici sistemleri

Bu tür ısı değiştiricilerinde ısı transferi, akışkanları birbirinden ayıran bir cidar boyunca meydana gelmektedir. Şekil 2.4’de iki farklı sıcaklıktaki akışkanın bir ara temas yüzeyi

aracılığıyla ısı transferini gerçekleştirdiği dolaylı temaslı reküperatif ısı değıştircisi örnek olarak gösterilmiştir.



Şekil 2.4: Reküperatif ısı değıştircisi örneği

### 2.3. Isı Değişim Şekline Göre Isı Değıştirciler

Isı değişim şekline göre ısı değıştircileri akışkanın doğrudan veya dolaylı temaslı bir şekilde ısıyı aktarmasına göre ikiye ayrılmaktadır.

#### 2.3.1 Doğrudan temaslı ısı değıştircileri

Sıcak ve soğuk akışkanların doğrudan temas ettikleri sistemlerdir. Akışkanlar için olan tek sınırlama akışkanların birbirlerine karıştırlamaz cinsten olmalarıdır. Örnek olarak soğutma kuleleri verilebilir.

#### 2.3.2. Dolaylı temaslı ısı değıştircileri

Dolaylı temaslı ısı değıştircilerinde ısı enerjisi akışkanları ayıran katı bir cidar boyunca transfer edilir. Aynı anda akan sıcak ve soğuk akışkan arasında ısı transferi gerçekleşir. Bu tip ısı değıştircilerinde sıcak ve soğuk akışkanlar birbirleri ile karışmayacak şekilde tasarlanırlar.

### 2.4. Konstrüksiyon Geometrisine Göre Isı Değıştircileri

Konstrüksiyon geometrisine göre ısı değıştircileri üç ana başlıkta incelenebilir. Bunlar borulu tip ısı değıştircileri, levhalı ve genişletilmiş yüzeyli ısı değıştircileri olmak üzere gruplandırılır.

#### 2.4.1. Borulu tip ısı değıştircileri

Genellikle dairesel kesitli borulardan oluşan ısı değıştircileridir. Akışkanlardan birisi boru içerisinden akarken, diğer akışkan da borunun dış kısmından akmasıyla akışkanlar arasında

ısı transferi sağlanır. Borular birden fazla sayıda olabilir. Borulu ısı değiştiricileri çift borulu, gövde-boru tipi ve spiral boru tipi ısı değiştiricileri olmak üzere sınıflandırılırlar.

#### 2.4.1.1. Çift borulu ısı değiştiriciler

Çift borulu ısı değiştiricileri, çapları birbirinden farklı iki adet borunun iç içe geçirilmesiyle imal edilirler. Farklı sıcaklıktaki akışkanlar Şekil 2.5’de görüldüğü gibi sıcak olan içteki borudan soğuk olan da dıştaki borudan zıt yönlü hareket ederek ısı transferini sağlamaktadırlar.



Şekil 2.5: Çift borulu ısı değiştiricisi örneği

#### 2.4.1.2. Gövde boru tipi ısı değiştiriciler

Uygulamada fazlaca rastlanan ısı değiştirici çeşitlerindedir. Gövde borulu ısı değiştiricileri Şekil 2.6’da görüldüğü gibi bir gövde içerisine yerleştirilmiş çok sayıda borudan oluşmaktadır. Akışkanlardan birisi borular içinde akarken diğer akışkan da gövde içerisinde akmaktadır. Sıcaklıkları farklı olan bu akışkanlardan boru içerisinde genelde sıcak akışkan, gövde tarafında ise soğuk akışkan akarak ısı transferi sağlanmaktadır. Isı transferini iyileştirmek ve boruların bütünlüğünü sağlamak maksadıyla gövde tarafına çoğu zaman şaşırtma levhası adı verilen perdeler konulmaktadır. Boyutlarının büyük ve ağır olmaları dolayısıyla otomotiv ve uzay endüstrisi uygulamaları gibi ergonominin önemli olduğu alanlarda tercih edilmesi uygun değildir.

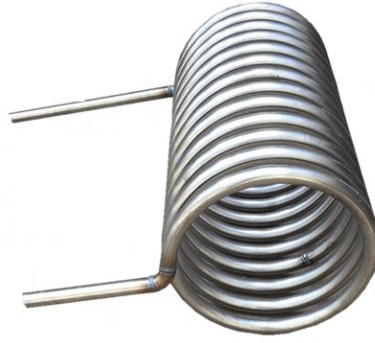


Şekil 2.6: Gövde-boru tipi ısı değiştiricisi örneği [35]



### 2.4.1.3. Spiral borulu tip ısı değiştiriciler

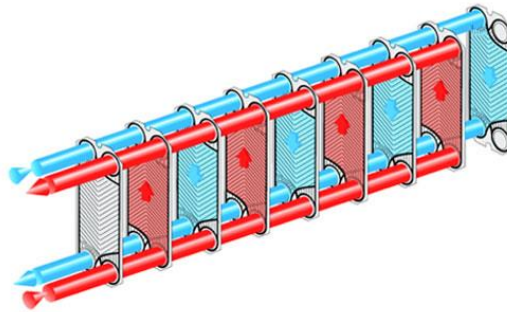
Serpantin bir boru spiral şekilde düzenlenerek gövde içerisine yerleştirilmektedir (şekil 2.7). Genelde soğutma sistemleri uygulamalarında kullanılmaktadır. Eksenel buharlaştırıcı ve yoğuşturucu olarak tasarlanırlar. İçerisinde tortu, kireç vb. kirlilik oluşturmayan temiz akışkanlar için kullanıma uygundur.



şekil 2.7: Spiral borulu bir ısı değiştiricisi rneği [36]

### 2.4.2. Plakalı ısı değiştiriciler

Fazla yer kaplamayan kompakt ısı değiştiricilerinden olması sebebiyle geniş bir kullanım alanına sahiptir. Sıcak ve soğuk akışkan birlerine karışmadan sistemde dolaşıp ısı transferi sağlamaktadırlar. Klasik borulu tip ısı değiştiricilerine nazaran daha az yer kaplamaları ve hafif olmaları sebebiyle geniş kullanım alanı bulmaktadır. Otomotiv radyatörleri, gıda sanayi ve ilaç endüstrisi gibi birçok alanda kullanım sahası bulmaktadır. Contalı, spiral ve lamelli tip plakalı ısı değiştiriciler olarak eşitleri bulunmaktadır. şekil 2.8'de bir plakalı ısı değiştiricisinin şematik resmi gösterilmektedir.



şekil 2.8: Plakalı bir ısı değiştiricisi rneği [37]

### 2.4.3. Genişletilmiş yzeyli (kanatlı) ısı değiştircileri

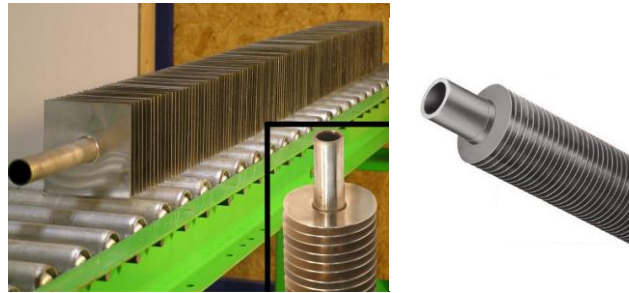
Kanatlı ısı değiştircileri ısı transfer yzey alanının artırılması maksadıyla kanatların ve ilave ıkıntılıların kullanıldığı ısı değiştircilerdir. Isı transfer yzey alanının artması ısı transferini artıran sebeplerdendir. Özellikle ısı transfer katsayısı dūřuk olan gaz akışkanların olduğu tarafa kanatlar konularak ısı transferinin iyileştirilmesi amaçlanmaktadır. Özellikle gaz-gaz veya gaz-sıvı tipi ısı değiştircilerinde kanatlar kullanılmaktadır. Yaygın olarak plakalı kanatlı ve borulu kanatlı olarak sınıflandırılırlar.

#### 2.4.3.1. Plakalı kanatlı ısı değiştircileri

Akışkanlar arasındaki sıcaklık farkının dūřuk olduğu sistemlerde kullanılmaktadırlar. Oldukça kompakt yapıda olup otomotiv sektörü, uçak sanayi ve elektronik devrelerde olmak üzere çok çeşitli kullanım alanı bulunmaktadır.

#### 2.4.3.2. Borulu kanatlı ısı değiştircileri

Akışkan olarak bir tarafta gaz diğer tarafta sıvı olan durumlarda kullanılmaktadırlar. Özellikle gaz tarafına farklı geometrik Őekillerde kanatlar konularak ısı transfer yzey alanı artırılır. Boruların dış tarafına eksene dik olarak kanatlar sabitlenmektedir. Kanatlar boru etrafına kaynak veya sıkı geçme tekniği ile yerleştirilmektedirler. Klima sistemleri, otomotiv ve güç santralleri gibi geniş kullanım alanlarına sahiptir. Şekil 2.9’da farklı kanat Őekillerine sahip borular gösterilmektedir.



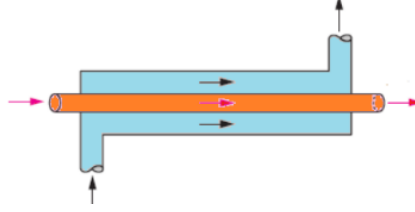
Şekil 2.9: Kare ve dairesel kanatlı borular [38]

### 2.5. Akış Dzenine Göre Isı Değiştircileri

Sıcak ve soğuk akışkanların ısı değiştircilerine giriş ve çıkış yönüne göre belirli bir akış dzenini sağlanır. Akış dzenini dikkate alındığında paralel akış, zıt akış ve çapraz akış olmak üzere ısı değiştircileri üç ana başlıkta sınıflandırılır.

### 2.5.1. Paralel akışlı ısı değıştirciler

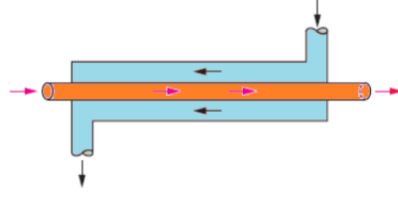
Bu tip akış konfigürasyonunda sıcak ve soğuk akışkanlar ısı değıştircilerine aynı taraftan girer ve aynı yönde hareket ederek sistemi terk ederler. Şekil 2.10'da çift borulu bir ısı değıştircisindeki paralel akış düzeni gösterilmektedir.



Şekil 2.10: Paralel akış düzeni

### 2.5.2. Zıt akışlı ısı değıştirciler

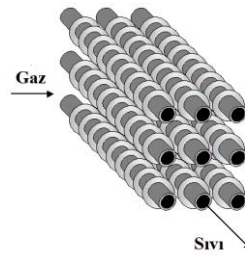
Zıt akış konfigürasyonunda sıcak ve soğuk akışkanlar ısı değıştircilerine, farklı taraftan girmekte ve birbirlerine göre zıt yönde hareket etmektedirler. Şekil 2.11'de çift borulu bir ısı değıştircisindeki zıt akış düzeni gösterilmektedir.



Şekil 2.11: Zıt akış düzeni

### 2.5.3. Çapraz akışlı ısı değıştirciler

Akışkanların ısı değıştircisinde birbirleri ile dik yönde hareket ettiği akış düzenidir. Akış konfigürasyonuna bağlı olarak karışmayan ve karışan çapraz akış diye ikiye ayrılarak sınıflandırılır. Şekil 2.12'de kanatlı bir boru demeti için oluşturulan çapraz akış düzeni görülmektedir.



Şekil 2.12: Çapraz akış düzeni

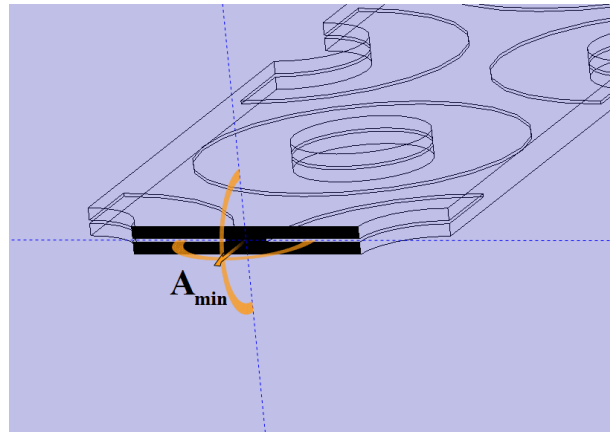
## 2.6. Genişletilmiş Yüzeylerde Isı Transferi ve Akış Mekanizması

Isı değiştiricilerinde akışkanlardan bir tanesi gaz olması durumunda gaz tarafının yüzeyleri genişletilerek ısı transferinin iyileştirilmesi amaçlanır. Yüzey genişletmek için farklı şekillerde kanatçıklar eklenmektedir. Eklenen kanatçıklar ile ısı transferi ve akış mekanizması değişerek farklı bir karakteristiğe kavuşmaktadır. Kanatçıklara çarpan akışkanın türbülansı artmakta ve akış sürtünmeleri üst seviyelere çıkmaktadır. Böylelikle akış karakteristiği tamamen değişmektedir.

## 2.7. Genişletilmiş Yüzeylerde Akış Sürtünmeleri ve Boyutsuz Sayılar

Isı transferini iyileştirmek adına yüzey alanını genişletip kanatlar eklemek akışta türbülans şiddetini artırmaktadır. Artan türbülans akışkanda fazladan sürtünmeler meydana getirmektedir. Bu tez çalışmasında dairesel kanatlı boru demetleri üzerindeki hava akışı çalışıldığı için bu sürtünmelerin oluşturacağı akış mekanizması dikkate alınacaktır.

Akışkan karakteristiğini belirlemek ve sürtünmeleri gözlemleyebilmek için boyutsuz sayılar çok büyük önem taşımaktadır. Isı transferi ve akış şartlarının belirlenip karakterize edilmesi adına Reynolds sayısı önemli bir boyutsuz sayıdır. Atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranı şeklinde tanımlanan Re sayısı akış karakteristiğinin türbülanslı veya laminer olduğunu ortaya koymaktadır [45]. Re sayısı türbülanslı akışın şiddeti konusunda da bize fikir vermektedir. Bu sebeple dairesel kanatlı boru demeti geometrisinde Re sayısının hesaplanması büyük önem taşımaktadır.



şekil 2.13: Akışa dik minimum kesit alanı

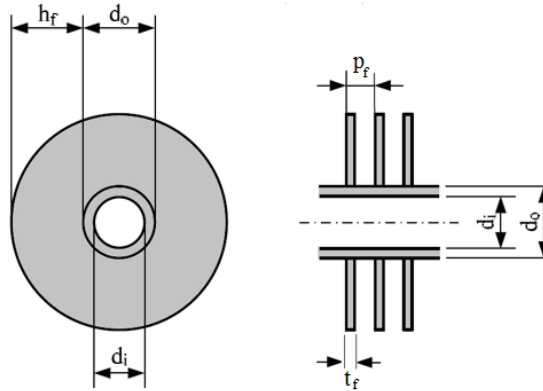
Dairesel kanatlı boru demeti için Re sayısı Eşitlik 2.1' deki gibi hesaplanır. Burada Re sayısı için hızın maksimum olduğu durum esas alınır. Maksimum hız için kanatlar ve boru arasında kalan Şekil 2.13'de gösterilen akışa dik minimum kesit alanı kullanılmaktadır. Bu minimum alan da Eşitlik 2.2'de gösterildiği gibi ifade edilmektedir.

$$Re = \frac{\rho V_{max} d_o}{\mu} \quad (2.1)$$

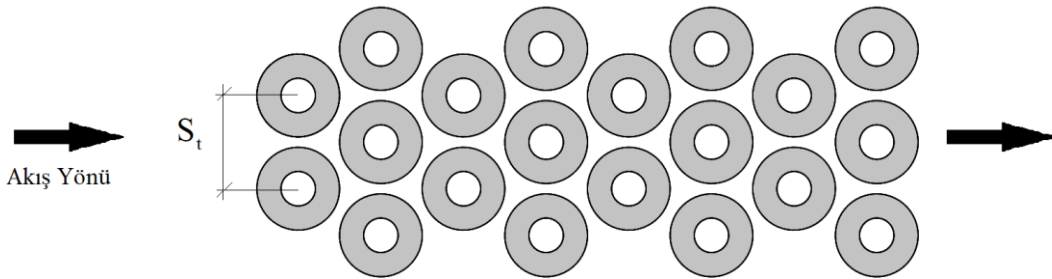
$$A_{min} = p_f (S_t - d_o) - 2h_f t_f \quad (2.2)$$

Burada  $\rho$  akışkan yoğunluğunu,  $V_{max}$  boru demeti içerisindeki maksimum hızı,  $\mu$  ise akışkanın dinamik viskozitesini ifade etmektedir.

Minimum alanı hesaplamak için kullanılan geometrik ifadeler ise Şekil 2.14'de gösterilmektedir. Buna göre  $p_f$  kanat adımını,  $d_o$  boru dış çapını,  $h_f$  kanat yüksekliğini,  $t_f$  kanat kalınlığını,  $S_t$  ise Şekil 2.15'de gösterilen kanatlı boruların merkezleri arasındaki akışa dik mesafeyi ifade etmektedir.



Şekil 2.14: Dairesel kanatlı boru geometrik ifadeler



Şekil 2.15: Boru demeti üstten görünüm

### 2.7.1. Akış sürtünme faktörü

Bu tez çalışmasında incelemiş olduğumuz, içerisinde farklı dairesel kanatlı borular bulunan çapraz akışlı ısı değiştiricisi iki açıdan ele alınmıştır. Isı değiştiricilerinde ısı transfer hızı kadar akış sürtünmelerinin sebep olduğu basınç düşümleri de önemlidir. Isı değiştiricisinin gaz tarafı dikkate alındığında, sürtünmelerin sebep olduğu basınç düşümü artması, kullanılacak fan gücünün artmasına, bu da fazladan enerji kaybına sebep olacaktır. Bu yüzden verimli ısı değiştirici tasarımları için akış sürtünmelerinin azaltılması amaçlanmaktadır. Literatürdeki benzer çalışmaların çoğunda akış sürtünmelerinin bir ölçütü olarak boyutsuz Euler (Eu) sayısı kullanılmaktadır. Boyutsuz sayılar, yapılan çalışmaların literatür ile kolayca karşılaştırılması ve anlamlı hale getirilmesi açısından oldukça önemlidir. Bu sebeple akış sürtünmelerinin boyutsuz bir şekilde ifade edilebilmesi amacıyla sayısal analizlerin tümünde boyutsuz Eu sayısı hesaplanmıştır.

Eu sayısı eşitlik 2.3'deki gibi hesaplanmaktadır.

$$Eu = \frac{2\Delta P}{N_L \cdot \rho \cdot V_{max}^2} \quad (2.3)$$

Birim alandaki kütleli debi şeklinde ifade edilecek olursa Eu sayısı aşağıdaki gibi olur.

$$Eu = \frac{2\Delta P \cdot \rho}{N_L \cdot (\dot{m}'')^2} \quad (2.4)$$

Burada,  $\Delta P$  akışkanın ısı değiştiricisi içerisinde giriş ve çıkış noktalarındaki basınç farkını,  $\dot{m}''$  birim alandaki akışkanın kütleli debisini,

$\rho$  akışkanın yoğunluğunu,

$N_L$  ise akış yönüne paralel akış boyunca boru demetinde yer alan boru sıra sayısını ifade etmektedir.

### 2.8. Boru Demetlerinde Isı Transfer Mekanizması

Bu tez çalışmasında çapraz akışlı ısı değiştiricisinde bulunan kanatlı boru demeti üzerindeki hava akışı esas alınmıştır. Yani sadece kanatlı borunun etrafındaki hava akışı göz önüne alınacaktır. Bu sebeple ısı transfer denklemleri ısı değiştiricisinin gaz tarafına göre tanımlanacaktır.

Boru demetleri üzerindeki akışta ısı transferinin iyileştirilmesi öncelikli olarak amaçlanmaktadır. Çapraz akışlı ısı değiştiricilerinde akış sürtünmeleri de dikkate alınarak ısı transferi incelenmektedir. Isı transferinin ölçütü olarak literatürdeki çalışmalarda boyutsuz Nusselt (Nu) sayısı yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu çalışmada tüm analizlerde sonuçları literatürle karşılaştırabilmek için Nu sayısı ile beraber  $NuPr^{-1/3}$  ifadesi de hesaplanmıştır. Boyutsuz Nu sayısını elde edebilmek için ısı transfer denklemleri aşağıdaki gibidir.

Buna göre sıcak havadan kanatlı borulara olan ısı transferi integral olarak şöyle ifade edilmektedir.

$$\dot{Q}_{top} = \int \vec{q} \cdot \vec{n} dA \quad (2.5)$$

Ortalama ısı transfer katsayısı U' nun hesaplanması için logaritmik sıcaklık farkı şu şekilde gösterilmektedir.

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{T_{giriş} - T_{çıkış}}{\ln \left( \frac{T_{giriş} - T_w}{T_{çıkış} - T_w} \right)} \quad (2.6)$$

Burada  $T_{giriş}$  ve  $T_{çıkış}$  ısı değiştiricisinin sırasıyla giriş ve çıkış sıcaklıklarını ifade etmektedir.  $T_w$  ise boru ve kanat yüzeyleri için kabul edilen sabit yüzey sıcaklığını ifade etmektedir [46].

Ortalama ısı transfer katsayısı U ise şu şekilde hesaplanmaktadır.

$$U = \frac{\dot{Q}_{top}}{A_{top} \Delta T_{LMTD}} \quad (2.7)$$

Burada  $A_{top}$  kanatlı borunun toplam ısı transfer yüzey alanını ifade etmektedir.

Yapılan sayısal analizlerde ısı değiştiricisinin sadece hava tarafı dikkate alındığından dolayı sayısal model oluşturulurken boru ve kanat yüzeylerinin kalınlıkları göz ardı edilmiştir. Bu sebeple boru ve kanat cidarından geçen iletimle ısı transferi ihmal edilmektedir. Böylelikle hava tarafı efektif ısı transfer katsayısı  $\alpha_e$  basitleştirilerek iletim direnci ihmal edildiğinde yaklaşık olarak toplam ısı transfer katsayısı U' ya eşit olmaktadır [8].

$$U = \frac{1}{A_{top} \sum R - A_{top} \frac{\ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2\pi L k_f}} \cong \alpha_e \quad (2.8)$$

Burada  $L$  toplam boru yüzey uzunluğunu,  $k_f$  ise boru ve kanat malzemesinin ısı iletim katsayısını ifade etmektedir. Burada boru cidar kalınlığı çok ince olduğu kabulü yapılırsa, ısı iletim direnci ihmal edilebilir. Bu durumda toplam ısı geçiş katsayısı ısı taşınım katsayısına yaklaşık olarak eşit olacaktır,  $U \cong \alpha_e$ .

Isı değiştiricisinin hava tarafındaki gerçek ortalama ısı transfer katsayısı  $\alpha_o$  hesaplamak için ise aşağıdaki formül kullanılmaktadır.

$$\alpha_o = \frac{\alpha_e A_{top}}{A_{bare} + \eta_{fin} A_f} \quad (2.9)$$

Burada  $A_{bare}$  kanatsız yüzey alanını,  $A_f$  toplam kanat yüzey alanını,  $A_{top}$  toplam yüzey alanını,  $\eta_{fin}$  ise kanat verimini ifade etmektedir.

Son olarak boyutsuz Nu sayısı da şu şekilde hesaplanmaktadır [8].

$$Nu = \frac{\alpha_o d_o}{k_{hava}} \quad (2.10)$$

## 2.9. Kanat Verimi

Kanat verimi genel olarak kanattan olan gerçek ısı transfer hızının, kanattan olacak ideal ısı transfer hızına oranı şeklinde tanımlanmaktadır. Gerçek anlamda kanat tabanından kanat ucuna doğru sıcaklık düşmektedir. Maksimum ısı transferinin sağlandığı ideal durum ise kanat ucundaki sıcaklığın düşmediği, kanat tabanındaki sıcaklığa eşit olduğu durumdur. Bu durumda kanat verimi bir başka şekilde gerçek ısı transfer hızının ideal ısı transfer hızına oranı şeklinde de tanımlanabilmektedir.

Kanat veriminin standart tanımına göre  $\eta$  şu şekilde hesaplanır,

$$\eta = \frac{\dot{Q}_{kanat}}{\dot{Q}_{kanat,max}} = \frac{\text{Kanattan olan gerçek ısı transfer hızı}}{\text{Bütün kanat taban sıcaklığında olsaydı kanattan olacak ideal ısı transfer hızı}} \quad (2.11)$$

Genel haliyle kanatlarda ısı transferi ana denklemi şu şekildedir,



$$\frac{d}{dx} \left( k_f A_c \frac{dT}{dx} \right) - \alpha_o p (T - T_\infty) = 0 \quad (2.12)$$

burada  $A_c$  kanat kesit alanı,  $p$  kanat çevresi,  $k_f$  kanat malzemesinin ısı iletim katsayısını ifade etmektedir. Sabit kesit alanı ve sabit ısıl iletkenlik kabulü yapılırsa;

Eşitlik (2.12) 'deki kanat denkleminin indirgenmiş hali aşağıdaki gibi olur.

$$\frac{d^2\theta}{dx^2} - m^2\theta = 0 \quad (2.13)$$

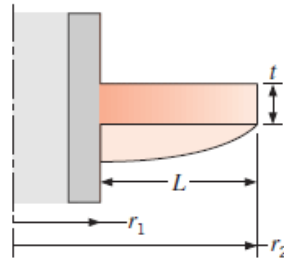
Burada  $\theta = T - T_\infty$  sıcaklık farkıdır. Kanat tabanında  $\theta_b = T_b - T_\infty$  olur.  $T_b$  kanat taban sıcaklığını  $T_\infty$  ise akışkan sıcaklığını ifade etmektedir. Ayrıca  $m^2$  ifadesi ise şu şekilde gösterilmektedir.

$$m^2 = \frac{\alpha_o p}{k_f A_c} \quad (2.14)$$

Kanat verimi bir başka şekilde aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır [46].

$$\eta = \frac{\dot{Q}_{kanat}}{\dot{Q}_{kanat,maks}} = \frac{\dot{Q}_{kanat}}{\alpha_o A_f (T_b - T_\infty)} \quad (2.15)$$

Farklı kanat profilleri için literatürde verim ifadeleri tanımlanmıştır. Şekil 2.16'da gösterilen dikdörtgen kesitli dairesel kanat için belirtilen fonksiyon kullanılarak teorik verim elde edilmiştir [46].



**Şekil 2.16:** Dikdörtgen kesitli dairesel kanat

Kanat veriminin hesaplanabilmesi amacıyla dikdörtgen profilli dairesel kanatlar için Eşitlik (2.16)' da tanımlanan Bessel fonksiyonu kullanılmaktadır. Buna göre en genel haliyle dikdörtgen kesitli dairesel kanat için kanat verimi aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

$$\eta_{fin} = C_2 \frac{K_1(mr_1)I_1(mr_{2c}) - I_1(mr_1)K_1(mr_{c2})}{I_0(mr_1)K_1(mr_{2c}) + K_0(mr_1)I_1(mr_{c2})} \quad (2.16)$$

Burada Şekil 4.4 e göre;

$$\text{Kanat alanı:} \quad A_f = 2\pi(r_{2c}^2 - r_1^2)$$

$$\text{Düzeltilmiş kanat dış yarıçapı:} \quad r_{2c} = r_2 + (t/2)$$

$$\text{Kanat hacmi:} \quad V = \pi(r_2^2 - r_1^2)t$$

$C_2$  ve  $m$  katsayıları da şu şekildedir.

$$C_2 = \frac{(2r_1/m)}{(r_{2c}^2 - r_1^2)} \text{ ve } m^2 = 2\alpha_o/kt$$

Burada  $r_1$  boru dış yarıçapı,  $r_2$  boru merkezinden ölçülen kanat yarıçapı  $I_0$  ve  $K_0$  modifiye edilmiş sıfıncı dereceden Bessel fonksiyonu ifadelerini,  $I_1$  ve  $K_1$  modifiye edilmiş birinci dereceden Bessel fonksiyonu ifadelerini temsil etmektedir.

## 2.10. Havanın Termofiziksel Özellikleri

Bu tez çalışmasında içerisinde kanatlı borular bulunan çapraz akışlı ısı değiştiricisinin gaz tarafı modellenmiştir. Akışkan olarak hava kullanılmıştır. Sistemde hava sıcak akışkan olup ısı değiştiricisine girdikten sonra kanatlı borular üzerinden akarak ısını kaybedip sistemi terk etmektedir. Havanın yoğunluk, dinamik viskozite, özgül ısı ve ısı iletim katsayısı gibi termofiziksel özellikleri sıcaklık ile değişmektedir. Bu özellikleri hesaplamak için ısı değiştiricisinin giriş ve çıkışı arasındaki ortalama sıcaklık esas alınarak Eşitlik (2.17)'deki polinom denkleminde yararlanılmıştır. Bu denklemdeki katsayılar belirtilen sıcaklık aralığı için bir hava tablosu referans alınarak hazırlanmıştır [47].

$$\rho/\mu/c_p/k = A + B.T + C.T^2 + D.T^3 + E.T^4 + F.T^5 \quad 280 \leq T[K] \leq 550 \quad (2.17)$$

Burada  $\rho$  havanın yoğunluğunu,  $\mu$  havanın dinamik viskozitesini,  $c_p$  havanın özgül ısını,  $k$  ise havanın ısı iletim katsayısını ifade etmektedir. Polinom denkleminin katsayıları ise belirli sıcaklık aralığı için referans hava değerlerine göre düzenlenen Çizelge 2.1'de gösterilmektedir. Buna göre havanın ilgili özelliği belirlenen ortalama sıcaklık için tablodaki katsayılar esas alınarak polinom denkleminde hesaplanmaktadır.

**Çizelge 2.1:** Havanın özellikleri için polinom denkleminin katsayıları

	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$\mu$ [kg/m.s]	$c_p$ [kJ/kg.K]	$k$ [W/m.K]
<i>A</i>	5.4894	-2.2401E-06	9.4431E-01	9.2876E-05
<i>B</i>	-3.5035E-02	1.1108E-07	8.8556E-04	9.3537E-05
<i>C</i>	1.1762E-04	-2.4994E-10	-4.9308E-06	-2.5632E-09
<i>D</i>	-2.1926E-07	5.3773E-13	1.2709E-08	-9.4567E-11
<i>E</i>	2.1534E-10	-6.8193E-16	-1.4674E-11	1.2464E-13
<i>F</i>	-8.7095E-14	3.6122E-19	6.5316E-15	-5.6940E-17

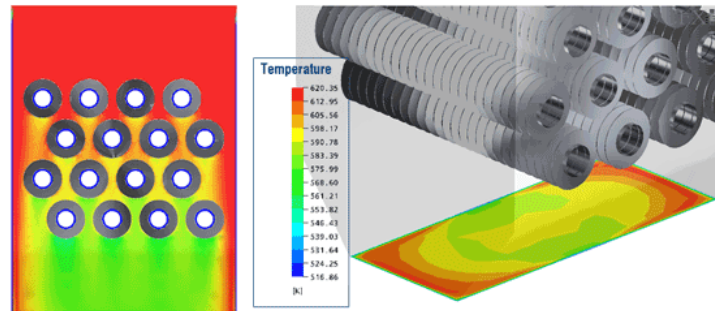
### 3. MALZEME VE YÖNTEM

Bu tez çalışmasında dairesel kanatlı farklı geometrilerdeki kanatların ısı transferi ve akış kaynaklı sürtünmeleri sayısal olarak incelenmiştir. Sayısal çalışmalar için bir Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) uygulama programı olan Ansys–Fluent programı kullanılmıştır. HAD uygulamaları ısı ve akış problemlerinin çözümü için son yıllarda sıklıkla kullanılmaktadır. Deneysel çalışmalara yakın sonuçlar almakla birlikte sonuçların daha hızlı elde edilmesi ve maliyetinin deneysel çalışmalara göre az olması, tercih edilebilir olmasında en önemli etkenlerdendir.

Deneysel çalışma olarak ise bu çalışmada incelenecek dört farklı geometriden sadece delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisi için deneysel çalışma yapılmıştır. Bu geometri için yapılan deneysel çalışma yapılacak olan sayısal çalışmaların karşılaştırılabilmesi adına gerekli olan bir doğrulama çalışmasından ibarettir.

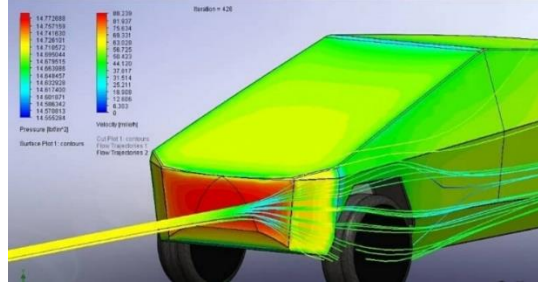
#### 3.1. Sayısal Çalışma

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Yöntemi ısı ve akış problemlerinin olduğu mühendislik uygulamalarında kullanılan sistemlerde akışın karakteristiğinin bilinmesi oldukça önemlidir. Hem termal hem de akış karakteristiğinin önceden bilinmesi, yapılacak çalışmalara hem zaman hem de ekonomik açıdan değer katacaktır. Özellikle ısı ve akışkan uygulamalarında deneysel çalışmanın yanında sayısal çalışmalar da sıklıkla kullanılmaktadır. Bu bağlamda Şekil 3.1’de örnek bir çalışma olarak bir boru demetinin HAD yöntemi ile ısı analizi gösterilmektedir.



Şekil 3.1: HAD yöntemi ile ısı analiz örneği [39]

Şekil 3.2’de ise yeni nesil bir elektrikli aracın aerodinamik akış analizi gösterilmektedir. HAD yöntemine ısıl ve akış analizlerinde olduğu gibi birçok alanda günlük veya endüstriyel sahada sıklıkla başvurulmaktadır.



**Şekil 3.2:** HAD yöntemi ile akış analizi örneği [40]

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi analitik yollarla hesaplanması mümkün olmayan veya çok zor olan karmaşık mühendislik problemlerin çözümü için çok uygundur. Ayrıca deneysel çalışmalarda kullanılan numunelerin pahalı olduğu veya üretiminin zor olduğu durumlarda başvurulacak yöntemlerden biri olmaktadır. Deney şartlarının zorluğu araştırmacıları sayısal çalışmalara iten en önemli sebeplerden biridir. Özellikle kullanılacak akışkanların sağlığa zararlı olduğu durumlarda veya deney düzeneğinin kurulmasının mümkün olmadığı zamanlarda, bu tip sayısal yöntemler oldukça büyük önem taşımaktadır.

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemini tercih etmek için birçok sebep olmakla birlikte bazı durumlarda bu yöntemin olumsuz tarafları ortaya çıkmaktadır. Özellikle analizlerin istenilen sürede yapılabilmesi için gerekli bilgisayar kapasitesi çok önemlidir. Karmaşık geometrili problemlerin çözümünde güçlü bilgisayar işlemcisi ve ram ihtiyacı bu yöntemin dezavantajlarından olmaktadır. Çoğu zaman kullanılan güncel bilgisayarlar üç boyutlu sayısal analizlerin yapılmasında yetersiz kalmaktadır. Bu tez çalışmasında sayısal analizlerin bir kısmı bölümün ortak bilgisayar iş istasyonu kullanılarak yapılmıştır. Çizimler ve sayısal analizlerin bazıları ise nispeten normal bilgisayarlardan daha kapasiteli olan kişisel dizüstü bir bilgisayar kullanılarak tamamlanmıştır.

### **3.1.1. HAD yönteminin matematiksel temeli**

Akışkan belirli bir hıza ulaştığında problemin türüne göre akış türbülanslı olabilmektedir. Laminer akışta akışkan partikülleri tabaka halinde birbirleri ile etkileşimde bulunmadan akıyorken, belirli Re sayısına ulaştıktan sonra akış parçacıkları arasında etkileşim artar ve

çalkantılı akış başlar. Bu noktada akış türbülanslı akıma geçer. Türbülanslı akımda akışkan rastgele hareket etmekte, akış hızı ve basıncı zamanla değişmektedir.

HAD yönteminin matematiksel temelini oluşturan korunum denklemleri şu şekilde ifade edilmektedir.

Kütlenin korunumu;

$$\vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (3.1)$$

Momentumun korunumu;

$$x - \text{yönünde } \vec{\nabla} \cdot (\rho u \vec{V}) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \quad (3.2)$$

$$y - \text{yönünde } \vec{\nabla} \cdot (\rho v \vec{V}) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + \rho g \quad (3.3)$$

$$z - \text{yönünde } \vec{\nabla} \cdot (\rho w \vec{V}) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} \quad (3.4)$$

Enerjinin korunumu ise şu şekilde tanımlanmaktadır;

$$\vec{\nabla} \cdot (\rho e \vec{V}) = -P \vec{\nabla} \cdot \vec{V} + \vec{\nabla} \cdot (k \vec{\nabla} T) + q + \phi \quad (3.5)$$

$$\begin{aligned} \phi = \mu = & \left[ 2 \left[ \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \left( \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 \right. \\ & \left. + \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right] + \lambda (\vec{\nabla} \cdot \vec{V})^2 \end{aligned} \quad (3.6)$$

Sıkıştırılmayan akış kabulü esas alınır, akış için süreklilik denklemi şu şekilde olur,

$$\vec{\nabla} \cdot \vec{V} = 0 \text{ veya } \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3.7)$$

Ayrıca akışkanlar mekaniğinin temel denklemlerinden olan Navier–Stokes denklemleri ise şu şekilde ifade edilmektedir.

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \vartheta \nabla^2 u + X \quad (3.8)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} + \vartheta \nabla^2 v + Y \quad (3.9)$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} + \vartheta \nabla^2 w + Z \quad (3.10)$$

Burada belirtilenlerden;

$\vec{V}$ : Akışkanın hız vektörü olup  $\vec{V} = u\vec{i} + v\vec{j} + w\vec{k}$  şeklinde de gösterilebilir.

P: Akışkanın basıncı

$\rho$ : Akışkanın yoğunluğunu

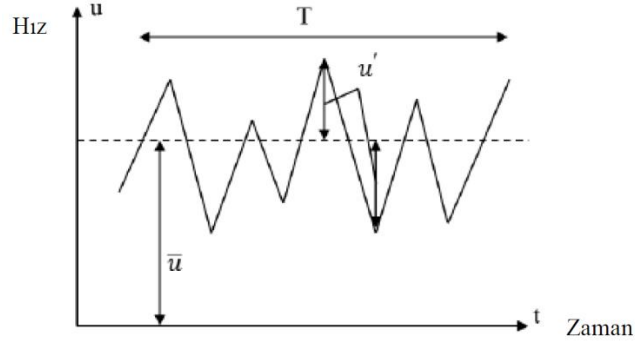
$\vartheta$ : Akışkanın kinematik viskozitesini ifade etmektedir. Ayrıca Navier–Stokes denklemlerinde yer alan X, Y, Z ise akışkana etki eden dış kuvvetlerin bileşenlerini göstermektedir.

### 3.1.2. Türbülanslı akış ve türbülans modelleri

İki boyutlu veya daha karmaşık üç boyutlu akış analizlerinde akışkan hızı, akışın karakteristiğini belirleyen en önemli etkenlerden biridir. Akış karakterini ortaya koyan boyutsuz bir sayı olan Re sayısı en genel hali ile atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranı şeklinde tanımlayabiliriz. Akışkan hızının arttığı yüksek Re sayılarında belirli kritik değer aşıldığında türbülanslı akışa geçilir. Düşük Re sayılarında ise akış genelde laminer olur ve laminer akış için yukarıda verilen enerji ve Navier Stokes denklemlerinin çözümü nispeten daha basittir. Fakat mühendislik uygulamalarında genelde akış türü türbülanslı olduğu için korunum denklemlerini analitik yollarla çözmek kolay değildir. Bu sebeple bir takım matematiksel yöntemlerle denklemleri çözme yoluna gidilir. Sonlu hacimler metodu bu tip çözüm yollarından biridir.

Türbülanslı akışın temelinde inildiğinde, belirli kritik Re sayısının üzerine çıktığında akışkan tabakaları arasında çok fazla etkileşim olur. Akışkanın hız ve beraberinde diğer özellikleri zamana bağlı olarak değişiklik göstermeye başlayarak sürekli rejimden uzaklaşır. Akışkan hareketinin bu şekilde çalkantılı ve rastgele olması haline türbülanslı akış tanımı yapılmaktadır. Türbülanslı akıştan dolayı akışkanın hız ve diğer özelliklerinin hesaplanması

daha da zorlaşmaktadır. Bu sebeple hız bileşeni sadece zamanın bir fonksiyonu olmakla kalmayıp aynı zamanda belirli bir zaman periyodunda hesaplanan ortalama hız değeri ile zamanın bir fonksiyonu olarak hareket eden çalkantı hızlarının toplamı şeklinde tanımlanabilir. [48]



**Şekil 3.3:** Türbülanslı akış hız değeri ve çalkantı hız bileşenleri

Şekil 3.3'de gösterildiği gibi;

( $\bar{u}$ ): hızın belirli bir T zaman periyodu için ortalama değerini ifade etmektedir.

( $u'$ ): belirli bir zamanın fonksiyonu olmak üzere salınım yapan türbülans çalkantı hız bileşenini göstermektedir. [17]

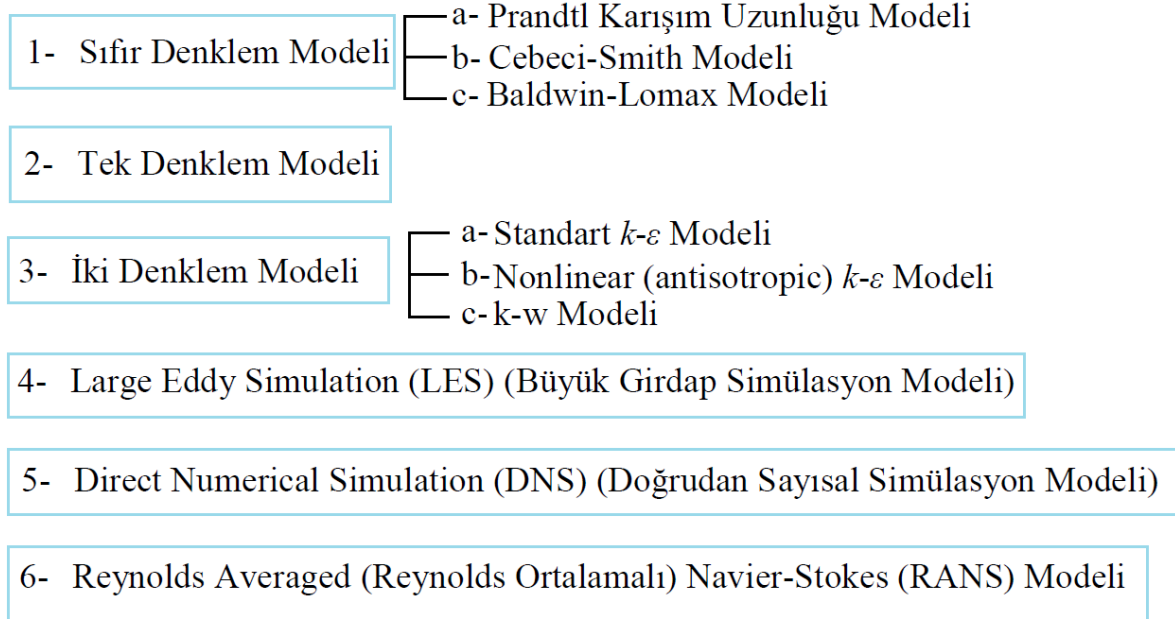
$$u(t) = \bar{u} + u' \quad (3.11)$$

$$\bar{u} = \frac{1}{T} \int_{t=0}^T u(t) dt \quad (3.12)$$

Navier–Stokes denklemleri için hız ifadesi ile birlikte akışkanın diğer özellikleri için de zaman ortalaması ile beraber çalkantı bileşenlerinin eklenmesi türbülanslı akışta bu denklemlerin çözümünü daha da karmaşık hale getirmektedir. Bu karmaşık hale getirilmiş olan denklemlerin çözümü için birbirinden farklı türbülans modelleri geliştirilmiş ve sayısal analiz modelleri bu türbülans modellerine göre çözüm yapmaktadır. Bu türbülans modellerinden bazıları Şekil 3.3'de gösterildiği gibi sınıflandırılabilir. Bu sınıflandırmada alt başlıklara inildiğinde özellikle  $k - \varepsilon$  ve  $k - \omega$  gibi türbülans modellerinin kendi içerisinde çeşitlere ayrıldığı görülmektedir. Yapılan sayısal analizlerde



bu iki türbülans modelinin çeşitleri kullanıldığı için sadece  $k - \varepsilon$  ve  $k - \omega$  türbülans modellerinin çeşitlerine değinilecektir.



**Şekil 3.4:** Türbülans modellerinin sınıflandırılması

### 3.1.3. $k - \omega$ Türbülans Modeli

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği uygulamalarında en sık kullanılan türbülans modellerinden biridir. Bu türbülans modeli RANS yaklaşımını kullanmaktadır.  $k - \omega$  türbülans modeli genel olarak Standart, Baseline (BSL) ve Shear Stress Transport (SST)  $k - \omega$  türbülans modelleri olmak üzere üç farklı başlık altında gruplanmaktadır. Bu türbülans modelinde  $k$  türbülans kinetik enerji oranını,  $\omega$  ise türbülans yayılım frekansını ifade etmektedir. Akış ayrılmalarının olduğu sınır tabaka bölgelerinde etkili olup hassas sonuçlar verebilen bir türbülans modelidir [41].

#### 3.1.3.1 Standart $k - \omega$ türbülans modeli

İki denklemliler türbülans modellerinden olan standart  $k - \omega$  türbülans modeli Wilcox tarafından bu modelin başlangıç noktası olarak geliştirilmiştir. Gerilme tensörü Eddy viskozitesi yaklaşımını esas alarak çözümler yapmaktadır [41]. Bu model iki taşınım denkleminin çözümü üzerine kurgulanmıştır. Bunlar türbülans kinetik enerjisi olan  $k$  ve diğeri ise türbülans yayılım frekansı olan  $\omega$ 'dır. Tez çalışmasında kullandığımız türbülans

modeli SST  $k - \omega$  türbülans modeli olduğu için ilgili denklemler ve kullanılan sabitler bu türbülans modelinin açıklandığı bölümde detaylı olarak verilecektir.

### 3.1.3.2. Baseline (BSL) $k - \omega$ türbülans modeli

Standart  $k - \omega$  türbülans modeli akış koşullarının iyi bilindiği hallerde önemli hassas sonuçlar vermektedir. Fakat giriş değerlerine bağlı olarak model sonuçları önemli değişiklikler gösterebilmektedir. Bu yüzden standart  $k - \omega$  türbülans modeli bu gibi durumlarda yetersiz kalabilmektedir. Böyle durumlarda hassas sonuçlar almada yaşanabilecek olumsuzlukları önlemek için sonradan BSL  $k - \omega$  türbülans modeli geliştirilmiştir. Normal standart modelin çözümü üzerine bazı matematiksel dönüşümler yapılarak denklemlerin çözülmesi sağlanır. Menter [41] tarafından üretilen bu model, problem çözümlerinde akışın dış kenar bölgelerinde  $k - \omega$ , yüzeye yakın kısımlarında ise  $k - \varepsilon$  modeli gibi davranarak iki modeli harmanlayarak çözüm yapmaktadır.

### 3.1.3.3. SST $k - \omega$ türbülans modeli

Bu türbülans modeli akışkanlar dinamiği uygulamalarında sıklıkla kullanılan iki denklemlilik bir modeldir. Hesaplamaları Eddy viskozitesi yaklaşımı ile yapmakta olan bu model alt viskoz katmanlarını analiz etmek için oldukça uygundur. SST  $k - \omega$  türbülans modeli standart  $k - \varepsilon$  ile Wilcox'un ilk geliştirdiği model olan standart  $k - \omega$  modelini birleştirerek problemlerin çözümünü yapar. Akışın önemli olduğu duvara yakın kısımlarında standart Wilcox modeli, duvardan uzak olan bölgelerde ise  $k - \varepsilon$  modeli gibi davranarak iki modelin birleşimi ile sayısal çözümleri yapmaktadır. Bu şekilde oluşturulan modelin akış boyunca kullanılması sağlanır. İç kısımlardaki sınır tabakada  $k - \omega$  formüllerinin kullanılması viskoz alt tabakalarda modelin doğrudan kullanılabilir hale gelmesini sağlamaktadır. Bu da duvara yakın bölgelerde hızın az olduğu düşük Re sayılarında türbülans modeli olarak kullanılmasını sağlamaktadır. [42]

SST  $k - \omega$  türbülans modeli serbest akış bölgesinde  $k - \varepsilon$  gibi davranarak modelin serbest akış özelliklerine fazla duyarlı çözüm yapmasını engellemektedir. Böylelikle  $k - \omega$  modellerinin olumsuz özelliklerinden de uzaklaşmış olmaktadır. Genel olarak SST  $k - \omega$  türbülans modeli ayrılma bölgesinde ters basınç gradyanlı akışlarda olumlu sonuçlar vermektedir. Bu model normal gerilmenin büyük olduğu bölgelerde biraz fazla türbülans üretebilmektedir [42].

$k - \omega$  türbülans modeli için türbülans kinetik enerjisi olan  $k$  ve bu kinetik enerjinin özgül yayılma hızı viskozitesi şöyle ifade edilmektedir [42].

$$\omega = \frac{\varepsilon}{C_\mu k} \quad (3.13)$$

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} \quad (3.14)$$

$k - \omega$  türbülans modelinde türbülans kinetik enerjisi  $k$  ve türbülans yayılım frekansını olan  $\omega$  için denklemler şu şekilde gösterilmektedir. [42]

$$\begin{aligned} \frac{\partial \overline{\rho u k}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{\rho v k}}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial y} \right) + \mu_t \phi - C_\mu \rho k \omega \\ + \frac{C_4 \beta \mu_t}{\sigma_k} \left( g \frac{\partial T}{\partial y} \right) \end{aligned} \quad (3.15)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \overline{\rho u \omega}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{\rho v \omega}}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial y} \right) + \gamma \rho \phi - \beta' \rho \omega^2 \\ + \frac{(1 - C_3) \beta \rho}{\sigma_k} \left( g \frac{\partial T}{\partial y} \right) \end{aligned} \quad (3.16)$$

Bu denklemlerdeki sabitler  $\sigma_k = 2.0$ ,  $\sigma_\omega = 2.0$ ,  $\gamma = 0.555$  ve  $\beta' = 0.075$  olmaktadır.

SST türbülans modeli  $k - \omega$  ve  $k - \varepsilon$  modellerinin iyi yanlarını birleştirerek çözüm yapmaktadır. SST  $k - \omega$  modelinde Eşitlik 3.15'de yer alan  $\mu_t \phi$  ifadesi yerine  $\min(\mu_t \phi, C_{1mt} \varepsilon)$  terimi kullanılır. Ayrıca türbülans kinetik enerji yayılma oranı denkleminde ilaveten aşağıdaki terim bulunmaktadır.

$$\frac{(1 - F_1) 2 \rho \sigma_{m2}}{\omega} = \left[ \frac{\partial k}{\partial x} \frac{\partial \omega}{\partial x} + \frac{\partial k}{\partial y} \frac{\partial \omega}{\partial y} \right] \quad (3.17)$$

Burada  $F_1$  akışkanın temas ettiği duvara yakın bölgelerde 1, uzak bölgelerde ise 0 olmaktadır. Bu  $F_1$  fonksiyonu sayesinde SST türbülans modeli duvara yakın bölgelerde  $k - \omega$  uzak bölgede ise  $k - \varepsilon$  modeli gibi davranmaktadır.

$$\varphi = F_1\varphi_1 + (1 - F_1)\varphi_2 \quad (3.18)$$

$\varphi_1$  ve  $\varphi_2$  ifadeleri sırasıyla  $k - \omega$  ve  $k - \varepsilon$  türbülans modellerinin katsayıları olmaktadır. Ayrıca  $C_{lmt} = 10^{15}$  ve  $k - \omega$  türbülans modeli için;  $\sigma_k = 1.176$ ,  $\sigma_m = 2.0$ ,  $\gamma = 0.5532$  ve  $\beta' = 0.075$ 'dir.  $k - \varepsilon$  türbülans modeli için;  $\sigma_k = 1.0$ ,  $\sigma_m = 1.168$ ,  $\gamma = 0.4403$  ve  $\beta' = 0.0828$ 'dir [42]

### 3.1.4. $k - \varepsilon$ Türbülans Modeli

Bu türbülans modeli türbülanslı akış şartlarında, ortalama akışkan özellikleri için HAD yönteminde sıklıkla kullanılmakta olan türbülans modellerindendir.  $k - \varepsilon$  türbülans modeli enerjinin taşınım ve yayılmasını hesaba katan iki denklemlilik bir türbülans modelidir. Katsayıların deneysel olarak türetildiği bu model sadece tam türbülanslı akış koşulları için geçerlidir. Yani akışın tümüyle türbülanslı olduğu kabul edilir. Moleküler viskozitenin etkileri ihmal edilmektedir.

#### 3.1.4.1. Standart $k - \varepsilon$ türbülans modeli

Standart  $k - \varepsilon$  türbülans modeli ilk olarak 1972 yılında Launder ve Spalding tarafından ortaya atılmıştır. Uygulamada mühendislik problemlerinin çözümünde çokça kullanılmaktadır. Bu modelde  $k$  kinetik enerjisi  $\varepsilon$  ise kinetik enerji yayılma hızını ifade etmektedir. Buna göre türbülans viskozitesi ve türbülans iletkenliği şöyledir.

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.19)$$

$$k_t = \frac{\mu_t C_p}{\sigma_t} \quad (3.20)$$

Standart  $k - \varepsilon$  türbülans modelinde türbülans kinetik enerjisini ifade eden  $k$  ve kinetik enerji yayılma hızı olan  $\varepsilon$  denklemleri şöyledir [43]

$$\frac{\partial \overline{\rho u k}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{\rho v k}}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial y} \right) + \mu_t \phi - \rho \varepsilon + \frac{C_4 \beta \mu_t}{\sigma_t} \left( g \frac{\partial T}{\partial y} \right) \quad (3.21)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \overline{\rho u \varepsilon}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{\rho v \varepsilon}}{\partial y} &= \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right) + C_1 \mu_t \frac{\varepsilon}{k} \phi - C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \\ &+ \frac{C_\mu (1 - C_3) \beta \rho k}{\sigma_t} \left( g \frac{\partial T}{\partial y} \right) \end{aligned} \quad (3.22)$$

Bu denklemlerdeki türbülans kinetik enerji üretimi olan  $\phi$  ise şu şekilde gösterilmektedir.

$$\phi = 2 \left[ \left( \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} \right)^2 \right] + \left( \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} \right)^2 \quad (3.23)$$

Standart  $k - \varepsilon$  türbülans modeli denklemlerindeki sabitler ise şu şekildedir.

$C_\mu = 0.09$ ,  $C_1 = 1.44$ ,  $C_2 = 1.92$ ,  $C_3 = 1.0$ ,  $C_4 = 0.0$ ,  $\sigma_k = 1.0$ ,  $\sigma_\varepsilon = 1.30$  ve  $\sigma_t = 0.9$  şeklinde olmaktadır.

### 3.1.4.2. Renormalization group (RNG) $k - \varepsilon$ türbülans modeli

Bu türbülans modeli yeniden normalleştirilmiş grup teorisi olarak isimlendirilmekte olup standart  $k - \varepsilon$  türbülans modelinin biraz daha geliştirilmiş bir türüdür. Türbülansın oluşumu ve yayılımı aynen standart  $k - \varepsilon$  türbülans modelinde olduğu gibidir. Fakat sadece model denklemlerindeki sabitler değişmektedir. Buna göre  $C_3$  ve  $C_4$  sabitleri yerini  $C_{RNG1}$  ve  $C_{RNG2}$  sabitlerine bırakmaktadır. Böylelikle  $C_3$  ve  $C_4$  sabitleri değişince denklemdeki  $\frac{C_\mu (1 - C_3) \beta \rho k}{\sigma_t} \left( g \frac{\partial T}{\partial y} \right)$  ve  $\frac{C_4 \beta \mu_t}{\sigma_t} \left( g \frac{\partial T}{\partial y} \right)$  ifadeleri sıfıra gitmeyip denkleme ilaveten katkı yapacaktır. Bu durum RNG  $k - \varepsilon$  türbülans modelinin standart  $k - \varepsilon$  türbülans modeline göre daha hassas sonuçlar bulmada etkili olabileceğini göstermektedir. Karmaşık geometri problemlerin çözümünde standart  $k - \varepsilon$  türbülans modelinin yeterli derecede hassas olmadığı durumlarda RNG  $k - \varepsilon$  türbülans modeli sıklıkla tercih edilmektedir.

Bu çalışmada kullanılan dairesel kanatlı boru demeti geometrisi yeterince karmaşık olması sebebiyle literatürde bu tip problemlerin çözümü için genelde standart türbülans modellerinin haricinde SST  $k - \omega$  ve RNG  $k - \varepsilon$  türbülans modellerinin kullanıldığı görülmektedir [16, 17, 44]. Bu sebeple sayısal çalışmalara başlamadan önce yapılan doğrulama çalışmasında bu iki türbülans modelini kullanarak doğrulama çalışması yapılmıştır.

### 3.2. Deneysel Çalışma

Deneysel çalışmalar ısıtılmış havanın boru demetlerine temas ederek soğutulduğu çapraz akışlı bir ısı değiştiricisinde yapılmıştır. Bu ısı değiştiricisi Şekil 3.5’de gösterilen, içerisinde klima santrali elemanlarının bulunduğu yeterince uzun bir kanal içerisine yerleştirilmiştir. Bu klima santrali kanalı içerisinde, hava akışı doğrultusunda sırasıyla; hava giriş menfezi, elektrikli ısıtıcı, türbülans düzenleyen yayıcı, boru demetlerinin yer aldığı test bölmesi, santrifüj fan ve hava çıkış menfezi yer almaktadır.



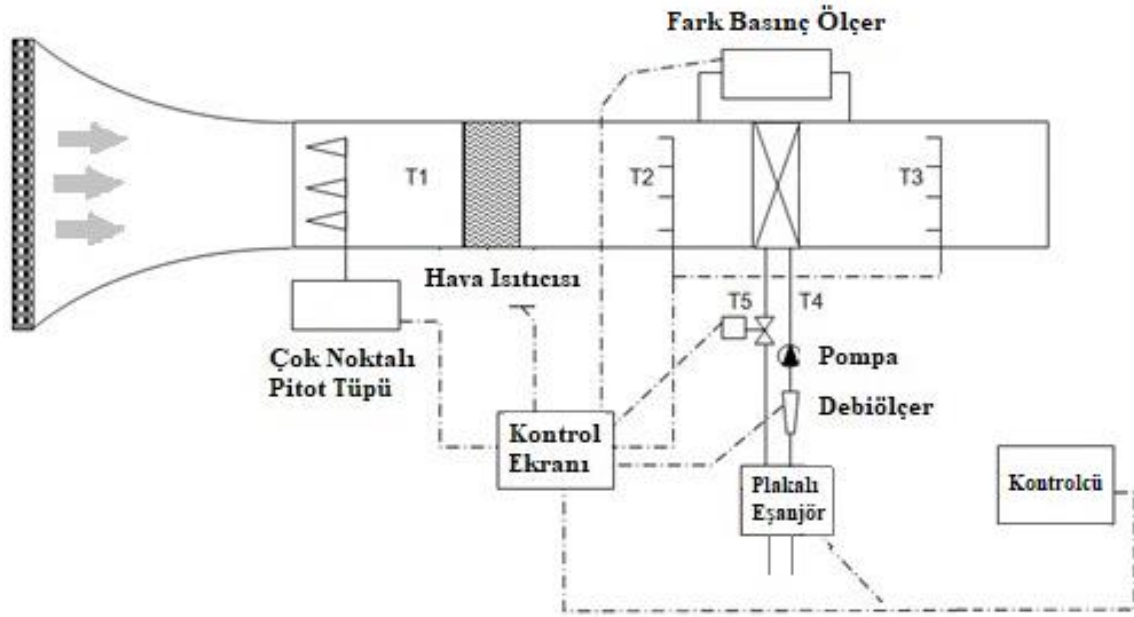
Şekil 3.5: Deneysel çalışma için kullanılan test ünitesi

Hava akışı frekans invertörlü bir santrifüj fan vasıtasıyla sağlanmaktadır. Fan dönüş hızı istenilen devire ayarlanabilmektedir. Böylelikle farklı Reynolds sayılarında deneyler yapılmasına imkân sağlanmış olmaktadır.

#### 3.2.1. Deney Düzenegi

Deneysel çalışmaların yapıldığı deney düzeneginin şematik gösterimi Şekil 3.6’da gösterilmektedir. Buna göre kanala giren hava elektrikli bir ısıtıcı ile ısıtıldıktan sonra test bölmesine girmektedir. Test bölmesinde delikli kesikli kanatlı boruların şaşırtmalı olarak dizildiği bir çapraz akışlı ısı değiştiricisi yer almaktadır. Isıtıcıda ısıtılıp gönderilen hava, test bölmesinin girişinde 423 K sabit sıcaklıkta tutulmaktadır. Bu sıcaklıkta test bölmesine giren hava boru demetinden geçerek sıcaklığını kaybedip çıkış menfezinden sistemi terk etmektedir. Boru demetinde yer alan boruların içerisinde ise saf su plakalı bir ısı eşanjörü vasıtasıyla boru yüzey sıcaklığı 283 K’ de sabit olacak şekilde soğutulmaktadır. Aynı test

düzenegi hava ısıtıcısı yerine soğutucu batarya ve plakalı eşanjör yerine de bir sıcak su banyosu kullanılarak, havanın soğutulması yerine ısıtılmasının amaçlandığı deneylerde de kullanılabilir. Bu deney sisteminde sıcak havanın sahip olduğu enerjiden faydalanma üzerine çalıştırılmıştır. Isı değiştiricileri kullanım amacına göre ilgili akışkanın ısıtıldığı veya soğutulduğu sistemler olduğundan dolayı her iki amaç için de bu deney düzenegi ilgili elemanlar değiştirilerek dizayn edilebilir. Bu deneysel çalışmada havanın soğutulmasının amaçlandığı durum, ekonomizörlerdeki baca gazının atık ısısından faydalandığı sistemlere benzediğinden dolayı tercih edilmiştir.



Şekil 3.6: Deney düzenegi şematik görünüm,

### 3.2.2. Ölçüm elemanları ve kullanılan cihazlar

Deneyde kullanılan ölçüm elemanları temelde havanın sıcaklık, basınç ve hız değerlerinin ölçülmesi için kullanılan elemanlardan ibarettir. Sıcaklık değerlerinin ölçümü farklı noktalardan bağlanan ısı çiftleri (thermocouple) yardımıyla yapılmaktadır. Hava basıncı ise diferansiyel fark manometresi, bir diğer adıyla fark basınçölçer vasıtasıyla ölçülmektedir.

Hava hızının değeri ise birçok noktadan aynı anda ölçüm yapabilen çok noktalı pitot tüpü ile bulunmaktadır. Tüm bu ölçüm elemanlarından gelen veriler Şekil 3.7'de gösterilen kontrol paneline iletilerek anlık olarak okunabilmektedir. Kontrol paneli üzerinden sıcaklık, hız ve basınç değerleri anlık olarak görülebildiği gibi aynı zamanda sonuçlar da kaydedilip alınabilmektedir.

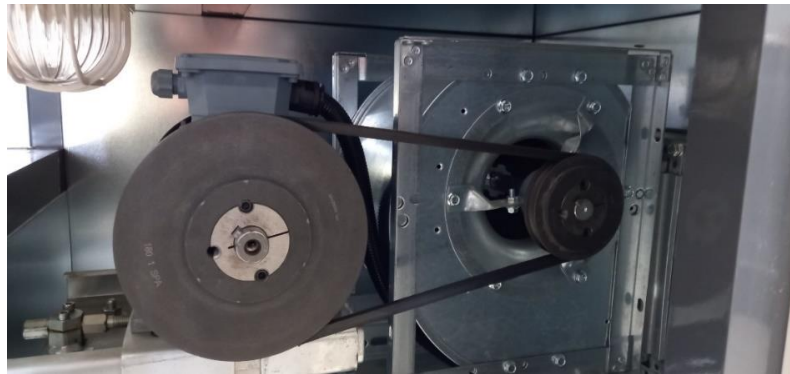


**Şekil 3.7:** Ölçüm kontrol paneli

Deney ekipmanları arasında ölçüm elemanlarının yanı sıra fan ve ısıtıcı gibi bazı cihazlar da kullanılmaktadır. Bu cihazlar ile birlikte deney numunesi ve test bölümü de ayrıca test düzeneğini oluşturan önemli kısımlardandır.

### **3.2.2.1. Santrifüj fan**

Deney düzeneğinde gerekli havayı sağlamak amacıyla Şekil 3.8’de gösterilen 3 m<sup>3</sup>/s kapasiteli iki adet frekans invertörlü santrifüj fan bulunmaktadır. Bu fanlar frekans kontrolü sağlayarak farklı debilerde çalıştırılabilmektedir. Böylelikle aynı giriş menfezinden test bölgesine gönderilen hava ile farklı akış hızları elde edilmektedir.



**Şekil 3.8:** Santrifüj fan

Hava akışını gerçekleştiren fan Şekil 3.9’da gösterilen kontrol ekranından istenilen frekansa ayarlanarak farklı akış hızlarında deneyler gerçekleştirmeye olanak sağlamaktadır. Bunun sonucunda istenilen Re sayısı için akış hızı ayarlanarak deneyler yapılabilmektedir.





**Şekil 3.9:** Frekans invertörlü fan kontrol paneli

### **3.2.2.2. Isıtıcı batarya**

Havanın yeterince ısıtılması için 500 kW kapasiteli elektrikli bir hava ısıtıcısı kullanılmıştır. Bu elektrikli hava ısıtıcısı, test bölmesindeki havanın sıcaklığını 423 K sıcaklığında sabit tutabilmek için otomatik kontrollü olarak çalıştırılmaktadır.

### **3.2.2.3. Sıcaklık ölçerler**

Test düzeneği üzerinde, hava ısıtıcısının girişinde, boru demetlerinin olduğu test bölmesi kısmının girişi ve çıkışı olmak üzere farklı birçok noktada ısı çiftleri yardımıyla sıcaklık ölçümü yapılmaktadır. Sıcaklık ölçümü için kılıf çapı 3 mm olan ve  $-80^{\circ}\text{C} / 800^{\circ}\text{C}$  çalışma aralığında ölçüm yapabilen Pt-100 tipi ısı çiftleri kullanılmıştır. Isıl çiftler elektronik bir veri kartına entegre edilmiştir. Sıcaklık ölçümü sonuçları ana kontrol ekranından okunabilmektedir.

### **3.2.2.4. Basınçölçerler**

Test numunesinin bulunduğu test bölmesinin giriş ve çıkışı arasında basınç farkını ölçmek için diferansiyel fark basınçölçer manometresi kullanılmıştır. Birden fazla probu bulunan bu manometre birçok noktadan aynı anda ölçüm yaparak fark basıncı değerini ana kontrol ekranına yansıtmaktadır.

### **3.2.2.5. Çok noktalı pitot tüpü**

Kanal içindeki havanın akış hızının hassas bir şekilde ölçülebilmesi için çok noktalı pitot tüpü kullanılmıştır. Akış kesit alanı dikkate alınarak birçok noktadan ölçülen hava hızı

değerlerinin ortalaması alınarak ölçüm yapılmıştır. Hava hızı içerisinde boru demeti bulunan test bölmesinin giriş kısmında boru dış çapının üç katı kadar uzaklıkta ölçülmüştür. Ayrıca sonuçların hassasiyetinin kontrolünün sağlanması amacıyla kanalın girişine yakın bir noktada ısıtıcıdan önceki bölümde de hava akış hızı ölçümü yapılmıştır.

### 3.2.3. Test bölmesi

Deney düzeneği Şekil 3.10'da gösterilen hava kanalı hücrelerinden oluşmaktadır. Deney numunesi olarak delikli kesikli dairesel kanatlı boru demetinin bulunduğu kısım olan test bölmesi hava ısıtıcısından hemen sonraki hücrede yer almaktadır.



Şekil 3.10: Deney düzeneği

İçerisinde deney numunesinin bulunduğu test bölmesi ise Şekil 3.11'de gösterilmektedir. Test bölmesi 500x500x700 mm ebadında bir hücreden oluşmaktadır. Deney numunesi olan boru demetlerinin ölçülerine göre ayarlanabilen bu hücre delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti modeli ölçüsüne göre revize edilmiştir.



Şekil 3.11: Test bölmesi

### 3.2.4. Deney numunesi ve deneyin yapılışı

Deneyisel çalışma için kullanılacak olan test numunesi delikli kesikli dairesel kanatlı bir boru demetidir. Bu boru demeti Şekil 3.12’de gösterilmekte olan borulardan yirmi tanesinin bir araya gelmesi ile oluşturulmuştur.



Şekil 3.12: Delikli kesikli dairesel kanatlı borular

Delikli kesikli dairesel kanatlı borular üretilirken kanat ve boru kısımları birbirinden ayrı imal edilmiştir. Boru ve kanatlar ayrı ayrı üretilip Şekil 3.13’de gösterildiği gibi birbirlerine sıkı geçme ile birleştirilmiştir. Daha sonra kanatlar borulara 0.5 mm kanat adımı mesafesi olacak şekilde kaynakla sabitlenmiştir.



Şekil 3.13: Delikli kesikli dairesel kanatlı boru

Kanatlı borular üretimi yapıldıktan sonra Şekil 3.14’de gösterildiği gibi şaşırtmalı düzende dizilerek bir araya getirilmiştir. Bir araya getirilerek boru demeti halini alan kanatlı borular test bölmesi içerisine Şekil 3.15’de gösterildiği şekilde yerleştirilmiştir.



Şekil 3.14: Delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti

Test bölgesi içerisine yerleştirilen boru demetinin gerekli bağlantıları yapıldıktan sonra sızdırmazlıkları test edilmiştir. Sızdırmazlık testi akabinde sensörler ve diğer ölçüm cihazlarının montajı yapılarak ana kontrol ekranına verilerin alınması sağlanmıştır.



**Şekil 3.15:** Boru demetinin test bölgesi içerisine yerleşimi

Boru demeti test bölgesinin içerisine yerleştirilip gerekli elemanların montajı yapıldıktan sonra fan, ısıtıcı ve pompa gibi cihazların elektrik bağlantıları tamamlanmıştır. Daha sonra ilk deney verilerinin alınabilmesi için ısıtıcı ve fan ön çalıştırmaya tabi tutulmuştur. Herhangi bir probleme rastlanılmadığı anlaşıldığında borular içerisinde suyun devir daim yapabilmesi için pompa ve plakalı ısı değiştiricisi de devreye alınmıştır. Tüm sıcaklık ve basınç sensörlerinden gelen veriler kontrol edildikten sonra sistemin kararlı hale gelmesi beklenmiştir. Isı ve akışkan deneylerinde hassas sonuçlar almak adına sistemin kararlı hale gelmesi oldukça önemlidir. Çıkış sıcaklıkları ve basınç değerlerinde kayda değer değişikliklerin olmadığı gözlemlenince sistemin kararlı hale geldiği kanaatine varılıp sonuçlar alınmaya başlanılmıştır. Her bir akış hızı deneyi birden fazla tekrar edilerek sonuçların anlamlı olup olmadığı kontrol edilmiştir.

Yapılan deneysel çalışma neticesinde elde edilen sonuçlar Çizelge 3.1’de gösterilmiştir. Beş farklı akış hızında yapılan deneyler sonucunda ölçülen sıcaklık, basınç ve hız değerleri ile Re sayısı gösterilmektedir.

**Çizelge 3.1:** Deneysel çalışma sonucunda elde edilen değerler

$V_{giriş}$ m/s	$V_{max}$ m/s	Re -	$T_w$ K	$T_{giriş}$ K	$T_{çıkış}$ K	$\Delta P$ Pa	$Nu_{Pr^{-1/3}}$ -	Eu -
4.00	7.02	5075	283	423	343	154	81	1.10
7.90	13.85	10024	283	423	351	186	137	0.92
11.50	20.78	15037	283	423	355	374	179	0.80
15.80	27.71	20049	283	423	367	651	217	0.73
19.75	34.64	25062	283	423	384	841	253	0.62

### 3.2.5. Deney sonuçları için belirsizlik ve hata analizi

Deneyisel çalışmalarda gerek ölçüm cihazlarında gerek kişi kaynaklı ölçüm hataları olabilmektedir. Basınç, sıcaklık ve hız ölçüm sensörlerinin katalog verilerinde yer alan hata değerlerine göre belirsizlik analizleri yapılarak deney sonuçlarının daha hassas olmaları sağlanmıştır. Hava hızının ölçümünde kullanılan pitot tüpünün hız ölçüm probunun hassasiyeti  $\pm 0.03\%$ 'dir. Kanal içindeki basınç ölçümünde kullanılan fark basınçölçerin doğruluk hassasiyeti ise  $\pm 1.2\%$ 'dir. Ayrıca test bölümünde, içerisinde boru demeti bulunan çapraz akışlı ısı değiştiricisinin giriş ve çıkış noktalarındaki sıcaklıkları ölçmekte kullanılan ısı çiftlerin doğruluk hassasiyeti de  $\pm 0.5$  °C'dir. Ölçülen bu değerlerin hassasiyetler ile birlikte hesaplanan değerler için de belirsizlik analizi aşağıdaki denkleme göre hesaplanmıştır. [18]

$$\delta R = \sqrt{\sum_{i=1}^N \left( \frac{\partial R}{\partial X_i} \delta X_i \right)^2} \quad (3.24)$$

Üretim toleransları ve ölçümlerden kaynaklı geometrik hatalar düşünüldüğünde kanatlı boru geometrisi için dikkate alınan belirsizlikler ise şu şekildedir. Boru dış çapı, kanat yüksekliği ve kesikli kanat yüksekliği için alınan belirsizlik değeri  $\pm 0.25$  mm'dir. Ayrıca kanat kalınlığı, kanat adımı ve kanat genişliği gibi küçük ölçülerde ise belirsizlik değeri  $\pm 0.05$  mm' alınmıştır. Tüm bu tolerans aralıkları ve ölçüm cihazlarından kaynaklı hatalar dikkate alınarak belirsizlik analizi yapıldığında boyutsuz sayılar için elde edilen belirsizlik değerleri şu şekilde olmaktadır. Re sayısı için ortalama  $\pm 2.7\%$ , Eu sayısı için  $\pm 3.5\%$  ve Nu sayısı için ise  $\pm 3.9\%$  belirsizlik değerleri hesaplanmıştır.

Yapılan sayısal çalışmaların deneysel ve literatür çalışmalar ile karşılaştırılmasında ise aşağıda verilen yüzde hata formülünden faydalanılmıştır.

$$\text{Yüzde hata} = \frac{X_0 - X}{X} 100 \quad (3.25)$$

Burada  $X_0$  gerçek değeri,  $X$  ise ölçülen değeri ifade etmektedir.

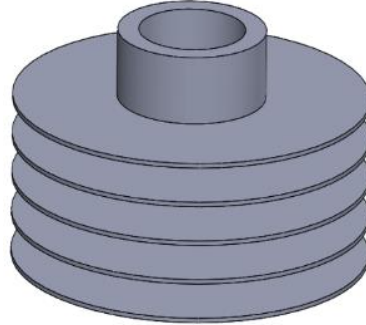
## 4. BULGULAR VE TARTIŞMA

### 4.1. Düz Dairesel Kanatlı Boru Demetleri için Isı Transferi ve Akış Analizi

Bu bölümde düz dairesel kanatlı boru demetleri ile ilgili yapılan sayısal çalışmalar hakkında bilgi verilecektir. Geometri olarak çapraz akışlı bir ısı değiştiricisi içerisinde bulunan üç boyutlu kanatlı boru demeti modeli tasarlanmıştır. Tüm sayısal çalışmalar Ansys-Fluent paket programında üç boyutlu olarak yapılmıştır. Sayısal çalışmaların bir temele dayandırılması amacıyla literatür ile doğrulaması yapılarak analizlere başlanmıştır. Sayısal çalışmalar zamandan bağımsız olarak yapılmıştır. Analizlerde doğrulama çalışması sonrası en yakın sonucu veren SST  $k - \omega$  türbülans modeli kullanılmıştır. Sayısal analizlerin fazla zaman almaması ve aynı zamanda hassas sonuçlar verebilmesi adına ağ bağımsızlığı çalışması yapılarak uygun ağ eleman sayısı ve ağ yapısı belirlenmiştir. Tüm çalışmalar 5000 ila 25000 aralığında beş farklı Re sayısında gerçekleştirilmiştir. Boru dış çapı, kanat yüksekliği, kanat adımı ve kanat kalınlığı olmak üzere dört farklı değişken geometrik parametre belirlenmiştir. Bu değişken geometrik parametrelerin her birinin ayrı ayrı değişiminin ısı transferi ve basınç düşümüne olan etkisi incelenmiştir.

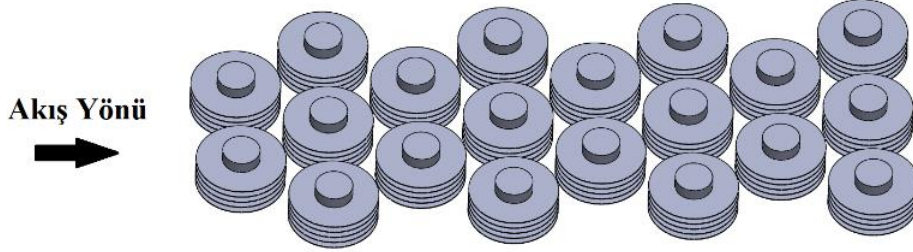
#### 4.1.1. Üç boyutlu düz dairesel kanatlı boru demeti geometrisi

Düz dairesel kanatlı borular çapraz akışlı ısı değiştiricilerinde en çok kullanılan, üretimi diğer geometrilere nazaran daha basit olan kanatlı borulardandır. Şekil 4.1’de üç boyutlu düz dairesel kanatlı bir boru geometrisi görülmektedir. Bu kanatlı borular ısı değiştiricisi içerisinde boru demeti halinde yerleştirilmektedir. Bu borular ısı değiştiricisine yerleştirilirken düz veya şaşırtmalı sıralı olarak yerleştirilebilmektedir.



Şekil 4.1: Düz dairesel kanatlı boru

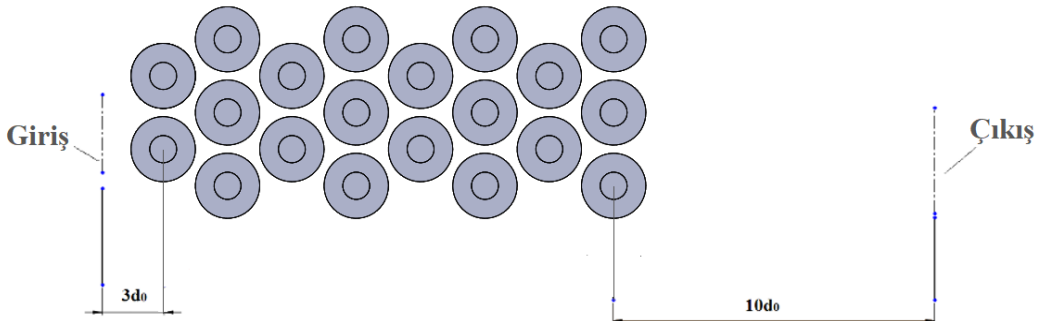
Yapılan tüm sayısal çalışmalarda düz dairesel kanatlı borular Şekil 4.2’de gösterildiği gibi şaşırtmalı şekilde sıralanmıştır. Boru demeti akış yönüne göre akış boyunca dizilmiş sekiz sıra sayılı borudan meydana gelmektedir.



Şekil 4.2: Düz dairesel kanatlı boru demeti

#### 4.1.2. Sayısal model

Sayısal çalışmalarda kanat geometrilerinin ısıl ve akış analizine odaklanıldığından ısı değiştiricisinin yalnızca gaz tarafı dikkate alınmıştır. Gaz tarafında akışkan olarak hava tanımlanmıştır. Akışkanın haricinde kalan boru ve kanat yüzeyleri için ise literatürde bu tür çalışmalarda sıklıkla kullanılan sabit yüzey sıcaklığı tanımı yapılmıştır [8]. Kanat ve boru malzemesi için de uygulamada çokça kullanılan Alüminyum seçilmiştir. Ayrıca sayısal model hazırlanırken Şekil 4.3’de gösterildiği gibi hava girişi akış yönünde ilk borunun merkezinden  $3d_o$  hava çıkışı ise son borunun merkezinden  $10d_o$  uzaklıkta tanımlanmıştır. Böylelikle literatürde de birçok çalışmada uygulanan havanın giriş ve çıkış noktaları belirlenmiş olmaktadır [16, 17]. Sayısal analizler sonucunda boyutsuz sayıların hesaplanması için gerekli giriş ve çıkış noktalarındaki sıcaklık ve basınç değerleri bu noktalardan alınacaktır.



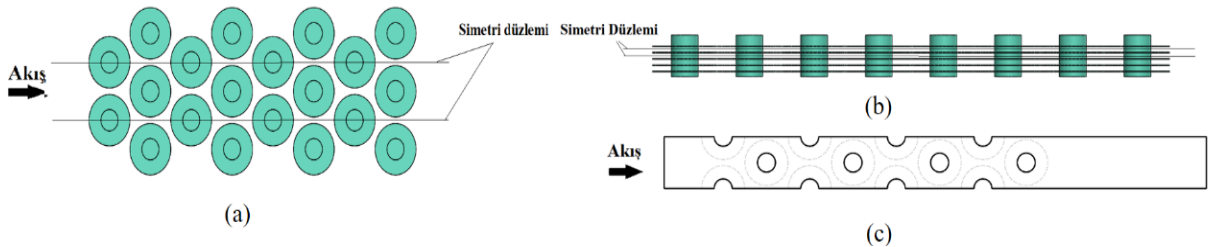
Şekil 4.3: Sayısal model için hava giriş ve çıkışı tanımı

#### 4.1.3. Türbülans modeli

Kanatlı borulu bu tip ısı değıştircilerini konu alan sayısal çalışmalarda genelde iki tür türbülans modeli kullanılmıştır. Re-Normalization Group (*RNG k – ε*) modeli ve Shear Stress Transport (*SST k – w*) türbülans modelleri, bu tür nümerik çalışmalarında sıklıkla kullanılan türbülans modelleridir [17, 20]. Bu sebeple uygun türbülans modelini seçmek amacıyla bu iki türbülans modeli doğrulama çalışmasına eklenmiştir. Doğrulama çalışması sonucunda *SST k – w* türbülans modelinin literatüre en yakın sonuçları verdiği görülmüştür. Böylelikle tüm sayısal çalışmalarda kullanılacak uygun türbülans modeli belirlenmiştir.

#### 4.1.4. Sınır koşulları

Sayısal çalışmalarda sınır koşullarının belirlenmesi oldukça önemlidir. Ansys-Fluent programı altyapısında bulunan tanımlamalardan hız giriş (velocity-inlet) ile basınç çıkışı (pressure-outlet) sınır koşulları uygulanmıştır. Ayrıca akışkanın duvara temas ettiği noktalarda sıfır hız kabulünün yapıldığı kaymazlık (non-slip condition) şartı da tanımlanmıştır. Giriş için hız Re sayısına bağlı olarak değışken olmakla birlikte çıkış için hava dışarı atıldığından dolayı efektif basınç 0 Pa sabit atmosfer basıncı olarak kabul edilmiştir. Akışkanın temas ettiği tüm katı yüzeylerde (Wall) duvar için sabit yüzey sıcaklığı tanımlanmıştır. Isı değıştircisinin gaz tarafının dikkate alındığı çalışmalarda bu kabul literatürde çoğunlukla yapılmaktadır [8]. Kanat ve boru yüzeyleri için sabit yüzey sıcaklığı tüm analizlerde 283 K alınmıştır. Girişte ise hava sıcaklığı 423 K alınmıştır. Tüm bunlarla beraber sayısal analizlerin süresinin kısaltılması amacıyla, simetrik geometri modellerinde kullanılan simetri sınır şartı da uygulanmıştır. Analiz için oluşturulan HAD modelinin simetri düzlemleri ve analize girecek HAD modelinin son hali Şekil 4.4’ de gösterilmektedir. Çapraz akışlı kanatlı borulu bu tür ısı değıştircileri ile ilgili sayısal çalışmalarda bu simetri şartı literatürde uygulanmaktadır [16, 17].



Şekil 4.4: Modelin simetri şartı a) Üstten görünüş b) Yandan görünüş c) HAD modelin son hali



## 4.1.5. Sayısal model ağ yapısı ve ağ bağımsızlığı

### 4.1.5.1. Ağ yapısı

Sayısal çalışmalar için ağ yapısı önemli bir yer tutmaktadır. Akış ve enerji denklemlerinin üç boyutlu olarak çözüldüğü karmaşık geometrili problemlerde doğru ağ yapısı ve eleman boyutu kullanmak sonuçların hassasiyetini ve süresini oldukça fazla etkilemektedir. Sonlu hacimler metoduna dayalı olarak denklemlerin sayısal bir şekilde çözüldüğü problemlerde her bir hacim elemanı ağ yapısında bir ağ elemanını temsil etmektedir.



Şekil 4.5: Düz dairesel kanatlı boru demeti modelinin ağ yapısı

Düz dairesel kanatlı boru demeti geometrisi için oluşturulan ağ yapısı Şekil 4.5’de görülmektedir. Daha hassas sonuçlar almak adına kanat yüzeylerine yakın noktalarda daha küçük ağ eleman boyutu tanımlanıp yüzey ağ elemanı (face mesh) kullanılmıştır. Geri kalan bölgelerde nispeten büyük ağ elemanı seçilip hacim ağ elemanı (body mesh) kullanılarak analiz süresinin uzaması engellenmiştir. Tek tip ağ eleman şekli kullanılmayıp dört yüzlü (Tetrahedral) ve üçgensel (triangular) hücrelerden oluşan ağ eleman tipleri seçilerek Şekil 4.6’da gösterilen paket programın kabul ettiği ağ çarpıklığı ve ağ kalitesi değerleri dikkate alınarak istenilen seviyelere ulaştırılmıştır.

Skewness mesh metrics spectrum:

Excellent	Very good	Good	Acceptable	Bad	Unacceptable
0-0.25	0.25-0.50	0.50-0.80	0.80-0.94	0.95-0.97	0.98-1.00

Orthogonal Quality mesh metrics spectrum:

Unacceptable	Bad	Acceptable	Good	Very good	Excellent
0-0.001	0.001-0.14	0.15-0.20	0.20-0.69	0.70-0.95	0.95-1.00

Şekil 4.6: Ağ çarpıklığı ve ağ kalitesi için kabul edilebilir değerler [48]

Ağ yapısı oluşturulurken yapılırken dikkat edilecek bir başka nokta da sınır tabakanın modellenmesidir. Sınır tabakanın doğru modellenmesi sonuçların hassasiyeti açısından oldukça önemlidir. Katı yüzeye çok yakın noktalarda akışkan katmanları arasında hız giderek artar. Sınır tabakada farklı hızlarda akan akışkan katmanlarının arasında kayma gerilmeleri ortaya çıkar. Viskozite ve türbülansın neden olduğu momentum değişimi bu kayma gerilmelerini ortaya çıkaran sebeptir. Yapılacak olan analizlerin gerçeğe yakın sonuçlar verebilmesi açısından sınır tabaka kalınlığının doğru modellenmesi gerekmektedir. Kullanılan paket program içerisinde sınır tabaka kalınlığının arzu edilen adet ve kalınlıkta katmanlara ayrılabilmesi için “inflation” ismi verilen sınır tabaka katmanları seçeneği bulunmaktadır. Bu inflation katmanlarının kalınlığının belirlenmesi için literatürdeki hesaplamalardan faydalanılmıştır. Sınır tabaka katman kalınlıklarının belirlenmesi için literatürde akışkanın temas ettiği katı yüzeyden olan boyutsuz mesafe anlamına gelene  $y^+$  boyutsuz sayısı tanımlanmıştır.

Buna göre  $y^+$  değeri şu şekilde hesaplanmaktadır.

$$y^+ = \frac{\rho u_T y}{\mu} \quad (4.1)$$

Burada  $y$  değeri inflation tabakasının ilk katmanının kalınlığını ifade etmektedir.  $u_T$  ise sürtünme hızı olup kayma gerilmesi kullanılarak şu şekilde hesaplanmaktadır.

$$u_T = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (4.2)$$

Burada  $\tau_w$  kayma gerilmesi ise aşağıdaki eşitlik kullanılarak şu şekilde elde edilmiştir.

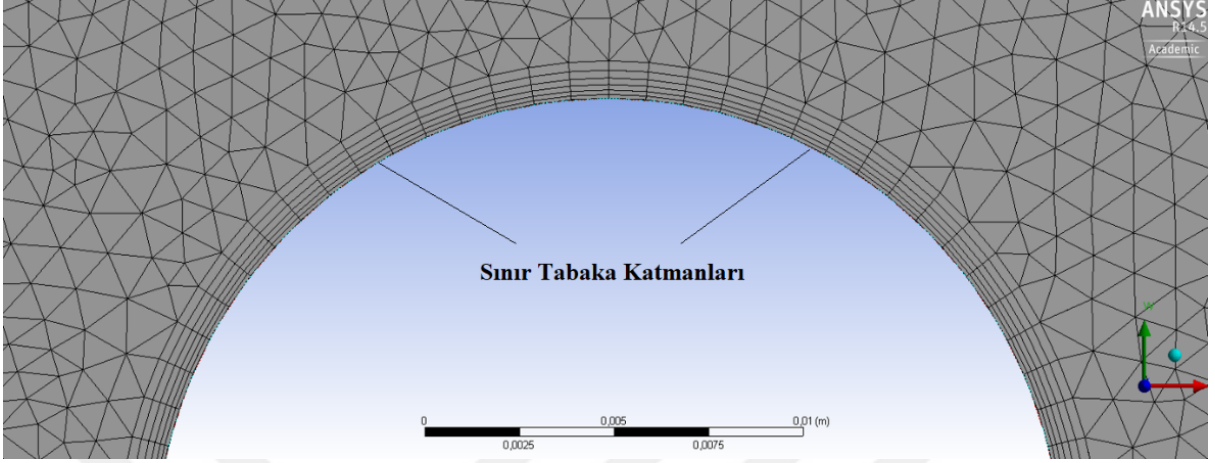
$$\tau_w = C_f \rho \frac{U_\infty^2}{2} \quad (4.3)$$

Bu eşitlikte  $U_\infty$  akışkan hızını ifade etmektedir.  $C_f$  ise yüzey sürtünme katsayısı olup Eşitlik (4.4) kullanılarak hesaplanmaktadır. (Fluent, 2006)

$$C_f = [2 \log_{10} Re - 0.65]^{-2.3} \quad (4.4)$$

Literatürde kanatlı borularla ilgili yapılan sayısal çalışmalarda  $y^+ < 1$  alınarak gerçeğe yakın hassas sonuçlar elde edilmiştir [8, 41]. Bu doğrultuda yapılan doğrulama çalışmaları sonucunda Şekil 4.7’de gösterilen kanat ve boru yüzeylerinde sınır tabaka katmanları

oluşturulmuştur. İlk tabaka kalınlığı  $y^+ < 1$  için hesaplandıktan sonra bir sonraki tabaka kalınlığı %20 artacak şekilde altı adet katmandan oluşan sınır tabaka katmanları elde edilmiştir.



**Şekil 4.7:** Sınır tabaka kalınlığı için oluşturulan sınır tabaka katmanları

#### 4.1.5.2. Ağ bağımsızlığı

Ağ eleman boyutunun küçültülüp eleman sayısını artırmak gerçeğe yakın sonuçlar elde etmeye yardımcı olsa da sınırlı bilgisayar kapasitesinin olduğu durumlarda analiz sürelerinin uzamasına sebep olmaktadır. Hassas sonuçları en kısa analiz süresinde verebilen ağ eleman sayısının bulmak için ağ bağımsızlığı çalışması yapılmıştır.

Ağ bağımsızlığını elde edebilmek adına düşük mesh (ağ) sayısından yüksek mesh sayısına doğru ağ eleman sayısı artırılarak Nu sayısı ve Eu sayısına bakılır. Belirli bir mesh sayısından sonra eleman sayısını artırmanın sonuçları değiştirmediği nokta ağ bağımsızlığının elde edildiği nokta olmaktadır. Yani sonuçlar eleman sayısının artırılmasından etkilenmediği ve ağdan bağımsız olduğu anlamına gelmektedir. Bu çalışmamızda sonuçlar ısı transferi ve akış sürtünmesi olmak üzere iki ayrı açıdan incelendiği için ağ bağımsızlığı çalışması da iki ayrı yönden ele alınmıştır. Farklı ağ eleman sayılarında ısı transferi ve sürtünme faktörüne göre ağ bağımsızlığı çalışması yapılmıştır. Yapılan ağ bağımsızlığı çalışması Çizelge 4.1'de gösterilmektedir. Buna göre yapılan analizler neticesinde ağ eleman sayısının  $1.01 \times 10^5$  'e ulaştığı mesh yapısında yapılan analize göre elde edilen Nu sayısına bakıldığında sonuçların kararlı hale gelip çok fazla değişmediği görülmüştür. Sürtünme faktörü olan Eu sayısının ise  $2.08 \times 10^5$  mesh sayısının kullanıldığı analizden sonra çok fazla değişmediği görülmüştür. Bu noktalar her iki açıdan

ağ bağımsızlığının başladığı noktalar. Sonuçların daha hassas olması adına bir üst ağ eleman sayısında çalışılmak istenmiştir. Buna bağlı olarak termal ve akış açısından ikisinin de dikkate alınmasıyla  $4.50 \times 10^5$  ağ eleman sayısının kullanılmasına karar verilmiştir. Böylelikle hem ısı hem de akış boyutsuz sayılarının çok değişmediği aynı zamanda da sonuçların hassasiyetinden de ödün verilmediği mesh yapısı elde edilmiştir.

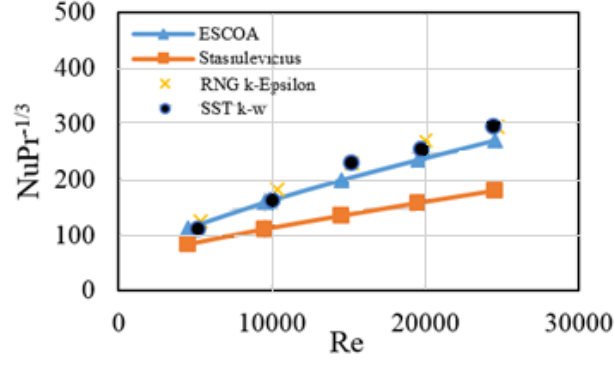
**Çizelge 4.1:** Düz dairesel kanatlı boru demeti için ağ bağımsızlığı çalışması

Ağ Eleman Sayısı	$NuPr^{-1/3}$	$Eu$
$3.60 \times 10^4$	162	0.40
$7.09 \times 10^4$	163	0.35
$1.01 \times 10^5$	227	0.46
$2.08 \times 10^5$	225	0,53
$4.50 \times 10^5$	227	0,57
$6.23 \times 10^5$	229	0,57
$8.72 \times 10^5$	227	0,56
$1.07 \times 10^6$	227	0,57

#### 4.1.6. Doğrulama çalışması

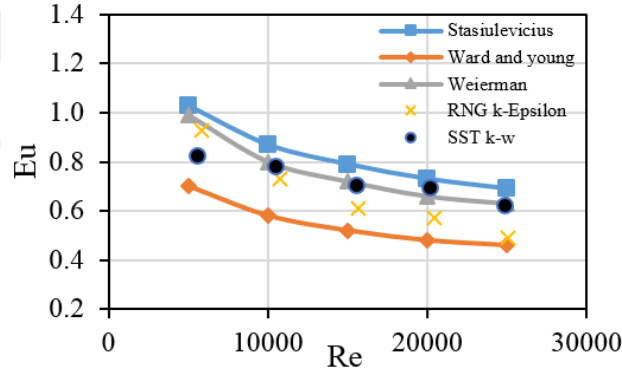
Sayısal çalışmaların bir temele dayanabilmesi ve anlam ifade edebilmeleri için literatürle doğrulama çalışmalarının yapılması elzemdir. Doğrulama çalışması için aynı konu üzerinde literatürde yapılmış olan analitik veya deneysel çalışmalar esas alınabilir. Bu bağlamda düz dairesel kanatlı boru demetleri için literatürde yer alan farklı birkaç çalışma esas alınarak hem ısı transferi hem de sürtünme faktörü açısından ayrı ayrı doğrulama çalışmaları yapılmıştır.

Şekil 4.8’de sayısal analizlerin doğruluğu için ısı transferi açısından karşılaştırmak amacıyla yapılan doğrulama çalışması görülmektedir. İki ayrı türbülans modeli ile gerçekleştirilen analizler sonucunda  $SST k - w$  türbülans modelinin ortalama % 7.3 fark ile literatüre yakın sonuç verdiği görülüyorken,  $RNG k - \epsilon$  türbülans modelinin ise ortalama % 10.9 fark ile literatüre yaklaştığı görülmüştür.



**Şekil 4.8:** Düz dairesel kanatlı boru demeti için ısı transferi açısından yapılan doğrulama çalışması

Şekil 4.9’da ise sayısal analizlerin doğruluğu için akış sürtünmesini karşılaştırmak amacıyla sürtünme faktörüne göre yapılan doğrulama çalışması görülmektedir. İki ayrı türbülans modeli ile gerçekleştirilen analizler sonucunda *SST k – w* türbülans modelinin ortalama % 7.7 fark ile literatüre yakın sonuç verdiği görülmüşürken, *RNG k – ε* türbülans modeli ise ortalama % 10.7 fark ile literatüre yaklaştığı görülmüştür.

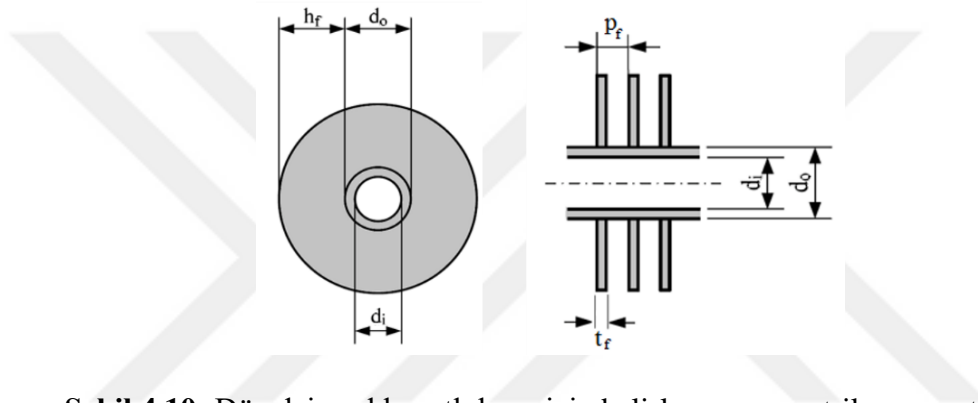


**Şekil 4.9:** Düz dairesel kanatlı boru demeti için sürtünme faktörü açısından yapılan doğrulama çalışması

Termal ve akış olmak üzere iki ayrı açıdan yapılan doğrulama çalışmasına göre yüzde hatalarının ortalamasının alınmasıyla *SST k – w* türbülans modelinin % 7.5 ile *RNG k – ε* türbülans modelinin ise % 10.8 fark ile literatüre yakın sonuç verdiği görülmektedir. Buna göre ısı transferi ve sürtünme faktörü açısından bakıldığında bariz olarak *SST k – w* türbülans modelinin literatürle daha uyumlu olduğu görülmektedir. Buna göre yapılan doğrulama çalışması neticesinde düz dairesel kanatlı boru demeti geometrisi ile ilgili yapılacak sayısal çalışmalarda bu türbülans modeli seçilerek analizler tamamlanmasına karar verilmiştir.

#### 4.1.7. Değişken geometrik parametreler

Düz dairesel kanatlı boru geometrisi için sayısal analizlerde çalışılmak üzere belirlenen geometrik değişken parametreler Şekil 4.10'da gösterilmektedir. Bu dört değişken geometrik parametre boru dış çapı ( $d_o$ ), kanat yüksekliği ( $h_f$ ), kanat adımı ( $p_f$ ) ve kanat kalınlığı ( $t_f$ ) olmak üzere belirlenmiştir. Bu değişken parametrelere göre geometriler çizilerek üç boyutlu modeller oluşturulmuştur. Belirlenen bu değişken geometrik parametrelerin değerleri milimetre olarak Çizelge 4.2'de verilmiştir. Buna göre bu dört adet değişken geometrik parametrelerin değişiminin ısı transferi ve akış sürtünmesine olan etkileri sayısal analizlerde ayrı ayrı incelenmiştir.



Şekil 4.10: Düz dairesel kanatlı boru için belirlenen geometrik parametreler

Belirlenen her bir değişken geometrik parametre için önceki bölümlerde oluşturulan ağ yapısı ve seçilen türbülans modeline göre sayısal analizler yapılmıştır. Parametreler oluşturulurken uygulamada ve literatürde kullanılan gerçek ölçülere yakın değerler seçilmiştir. Her bir geometrik parametre üç farklı değişken değere sahip olmakla birlikte her bir parametrenin etkisi incelenirken beş farklı Re sayısı için analizler yapılmıştır.

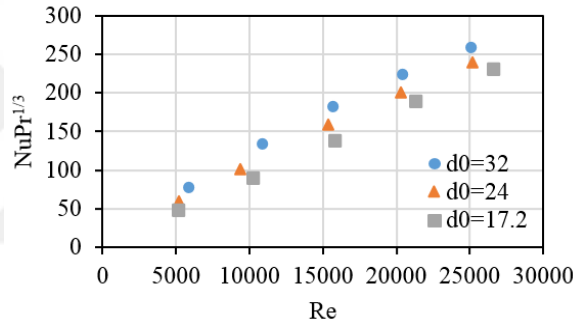
Çizelge 4.2: Düz dairesel kanatlı boru için değişken parametre değerleri

Değişken Geometrik Parametreler			
$d_o$	$h_f$	$p_f$	$t_f$
17.2	6.0	2.5	0.4
24.0	8.0	3.5	1.0
32.0	12.0	5.5	1.2

Farklı Re sayılarında yapılan sayısal analizler ile parametrelerin değişiminin ısı transferi ve akışa olan etkilerini gösterebilmek için boyutsuz Nu ve Eu sayıları hesaplanmıştır. Sonuçların Re sayısına göre grafikleri oluşturularak, parametrelerin ısı transferi ve basınç düşümüne olan etkileri incelenip yorumları yapılmıştır.

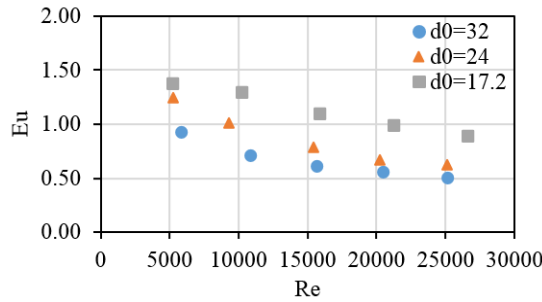
#### 4.1.8. Boru dış çapının etkisinin incelenmesi

Kanatlı borulardaki boru dış çapı hava tarafındaki akış üzerinde etkili olmaktadır. Boru çapının ısı transferi ve basınç düşümüne olan etkisini inceleyebilmek adına Çizelge 4.2'nin birinci satırında verilen  $d_o$  dışındaki diğer parametreler sabit olmak koşulu ile belirlenen  $d_o = 32 \text{ mm}$ ,  $d_o = 24 \text{ mm}$ , ve  $d_o = 17.2 \text{ mm}$  çap değerleri için üç boyutlu düz dairesel kanatlı boru demeti geometrileri oluşturularak sayısal analize hazır hale getirilmiştir. Yapılan sayısal analiz sonuçlarına göre boru dış çapının ısı transferine olan etkisi Şekil 4.11'deki grafikte gösterilmektedir.



Şekil 4.11: Düz dairesel kanat için boru dış çapının ısı transferine olan etkisi

Yapılan sayısal analizler neticesinde elde edilen grafiğe göre boru dış çapının artmasıyla ısı transferinin de arttığı gözlemlenmiştir. Akış kaynaklı sürtünme sonuçları ise sürtünme faktörüne bağlı olarak Şekil 4.12' de gösterilmektedir. Bu grafiğe göre ise boru çapının artmasıyla basınç düşümünün azaldığı görülmektedir.

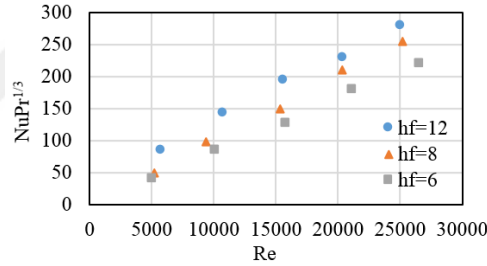


Şekil 4.12: Düz dairesel kanat için boru dış çapının sürtünme faktörüne olan etkisi

Sonuç olarak boru dış çapının artması basınç düşümünü azaltıyorken, ısı transferini artırdığı görülmektedir. Basınç düşümünün azalması sürtünmelerin azaldığı anlamına gelmektedir. Sürtünme faktörünün azalması ise fandan dolayı oluşan elektrik giderlerinin düşmesi demek olduğundan mümkün olduğu kadar daha büyük boru çapı kullanmak tasarımlarda hem ısı hem de akış açısından uygun olacaktır.

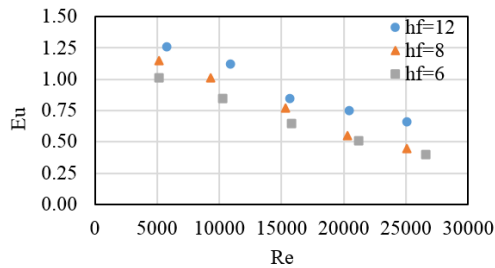
#### 4.1.9. Kanat yüksekliğinin etkisinin incelenmesi

Kanat yüksekliği borunun dışından kanat ucuna kadar olan mesafedir. Kanat yüksekliği için belirlenen üç farklı değerde ısı transferine ve basınç düşümüne etkisi sayısal olarak incelenmiştir. Bu kanat yükseklik değerleri, Çizelge 4.2'nin birinci satırında verilen  $h_f$  dışındaki diğer parametreler sabit olmak koşulu ile  $h_f = 6 \text{ mm}$ ,  $h_f = 8 \text{ mm}$  ve  $h_f = 12 \text{ mm}$  alınmıştır. Belirlenen bu üç farklı  $h_f$  değeri için düz dairesel kanatlı boru demeti geometrileri üç boyutlu olarak analize hazır hale getirilmiştir. Yapılan sayısal analizler sonucunda kanat yüksekliğinin ısı transferine olan etkisi Şekil 4.13'deki grafikte gösterilmektedir.



Şekil 4.13: Düz dairesel kanat için kanat yüksekliğinin ısı transferine olan etkisi

Sayısal analizlere göre kanat yüksekliğinin artması ısı transferini artırdığı gözlemlenmektedir. Kanat yüksekliğinin sürtünme faktörüne olan etkisi ise Şekil 4.14'de gösterilmektedir. Buna göre kanat yüksekliğinin artması sürtünme faktörü olan  $E_u$  sayısını da artırmaktadır.



Şekil 4.14: Düz dairesel kanat için kanat yüksekliğinin sürtünme faktörüne olan etkisi

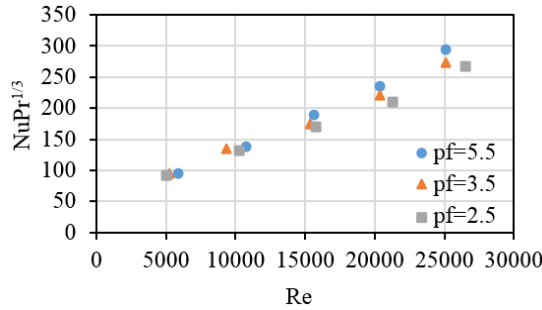


Sayısal analiz sonuçlarına göre kanat yüksekliğinin artması ısı transferini artırdığı gibi basınç düşümünün de artmasına sebep olmaktadır. Bu sebeple ısı transferini artırmak için kanat yüksekliğini tasarlarken, basınç düşümünü de artırdığını göz ardı etmeden optimum yükseklikte kanat belirlenmelidir.

#### 4.1.10. Kanat adımının etkisinin incelenmesi

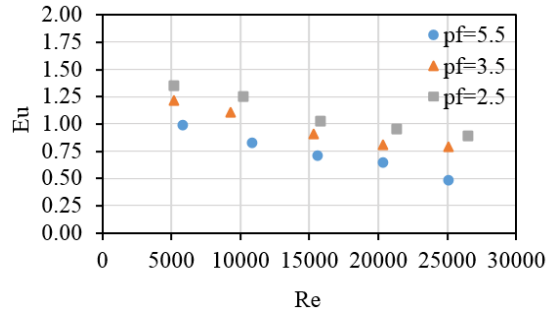
Boru yüzeyi boyunca yerleştirilen kanatlar arası mesafe, kanat adımını ifade etmektedir. Kanatlar arasındaki mesafe, akışın türbülans şiddetini etkileyerek ısı transferi ve basınç düşümünün değişmesine neden olmaktadır. Kanat adımının etkisini inceleyebilmek adına Çizelge 4.2'nin birinci satırında verilen  $p_f$  dışındaki diğer parametreler sabit olmak koşulu ile üç farklı kanat adımı değeri  $p_f = 5.5 \text{ mm}$ ,  $p_f = 3.5 \text{ mm}$  ve  $p_f = 2.5 \text{ mm}$  olarak belirlenerek üç boyutlu kanatlı boru demeti geometrileri sayısal analize hazır hale getirilmiştir.

Yapılan sayısal analizlere göre kanat adımının ısı transferine olan etkisi Şekil 4.15'de gösterilmektedir. Buna göre düşük Re sayılarında kanat adımındaki değişimin ısı transferini çok fazla etkilemediği görülmektedir. Fakat yüksek Re sayılarında kanat adımındaki artış Nu sayısını artırmış ve ısı transfer hızı yükselmiştir.



Şekil 4.15: Düz dairesel kanat için kanat adımının ısı transferine olan etkisi

Kanat adımının basınç düşümüne olan etkisi de Şekil 4.16' da gösterilmektedir. Burada kanat adımının artması farklı Re sayılarında sürtünme faktörü olan Eu sayısının düşmesine sebep olmuştur. Sürtünme faktörünün düşmesi hava akışını sağlayan gerekli fan gücüne olan ihtiyacın da azalması anlamına gelmektedir. Böylelikle yüksek Re sayılarında kanat adımının artması hem ısı transferini artırmakta aynı zamanda da basınç düşümünü de azalttığı gözlemlenmektedir.

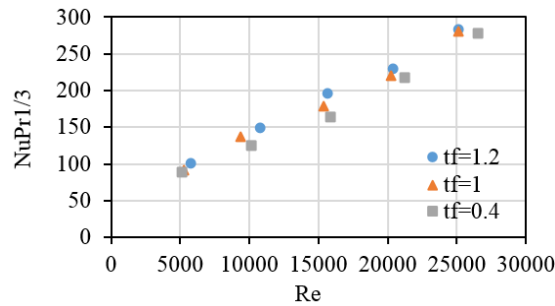


**Şekil 4.16:** Düz dairesel kanat için kanat adımının sürtünme faktörüne olan etkisi

#### 4.1.11. Kanat kalınlığının etkisinin incelenmesi

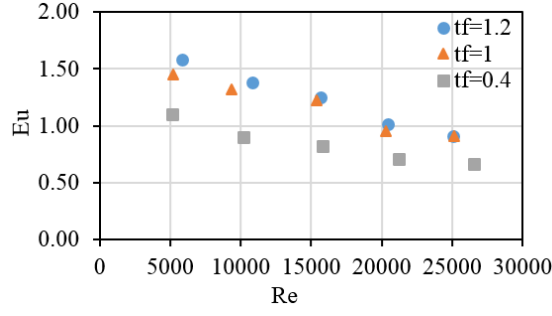
Kanat kalınlığının ısı transferine ve basınç düşümüne olan etkisinin incelenmesi amacıyla üç farklı kalınlık değeri belirlenmiştir. Bu kalınlık değerleri Çizelge 4.2'nin birinci satırında verilen  $t_f$  dışındaki diğer parametreler sabit olmak koşulu ile  $t_f = 1.2 \text{ mm}$ ,  $t_f = 1 \text{ mm}$  ve  $t_f = 0.4 \text{ mm}$  olmak üzere belirlenerek, üç boyutlu kanatlı boru demeti geometrisi sayısal analiz için hazır hale getirilmiştir.

Yapılan sayısal analizler neticesinde kanat kalınlığının ısı transferine olan etkisi Şekil 4.17'deki grafikte gösterilmektedir. Grafikte de görüldüğü üzere düşük Re sayıları için kanat kalınlığının değişmesi Nu sayısını pek fazla etkilemediği görülmektedir. Buna karşın yüksek Re sayılarında kanat kalınlığının artması Nu sayısını düşük miktarda da olsa artırdığı görülmektedir.



**Şekil 4.17:** Düz dairesel kanat için kanat kalınlığının ısı transferine olan etkisi

Kanat kalınlığının sürtünme faktörüne olan etkisi ise Şekil 4.18' de gösterilmektedir. Grafikte de anlaşıldığı üzere kanat kalınlığının azalması sürtünme faktörü olan Eu sayısını azaltmaktadır. Re sayısı büyüdükçe kanat kalınlığının sürtünme faktörüne olan etkisi de gittikçe azalmaktadır.



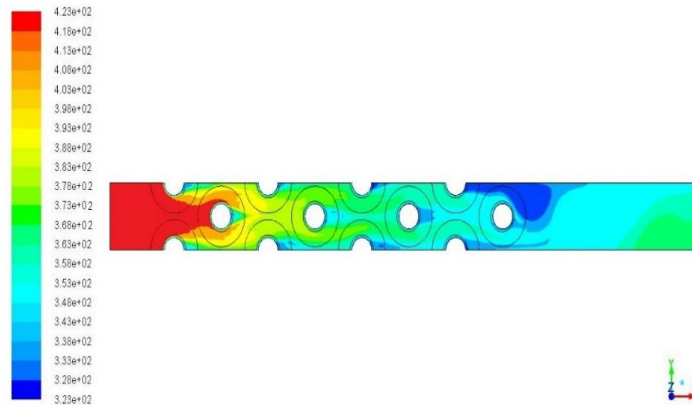
**Şekil 4.18:** Düz dairesel kanat için kanat kalınlığının sürtünme faktörüne olan etkisi

#### 4.1.12. Düz dairesel kanatlı boru demeti geometrisi için sayısal analiz sonuçları

Düz dairesel kanatlı boru demeti geometrisi için yapılan sayısal çalışmalar ile belirlenen geometrik değişken parametrelerin ısı transferi ve sürtünme faktörüne olan etkileri ortaya konulmuştur. Sayısal analizlerden elde edilen sonuçlara göre düz dairesel kanatlı boru demeti modelinin ısı transferi ve akış sürtünmesi açısından ayrı ayrı incelenerek sonuçlandırılmıştır.

##### 4.1.12.1. Düz dairesel kanatlı boru demeti için ısı transfer analizi

Düz dairesel kanatlı boru demeti için yapılan sayısal analiz sonucunda elde edilen sıcaklık dağılımını gösteren grafik Şekil 4.19'da verilmektedir. Buna göre boru demetine giren sıcak havanın kanatlı boruları dolaştıktan sonra sıcaklığının gittikçe düştüğü gözlemlenmektedir. Boru demetine giren sıcak havanın  $x$  eksenini doğrultusunda aktığı düşünüldüğünde ısı değiştiricisine girişteki kırmızı renkteki havanın sıcaklığının düşmesi sonucu önce sarıya ardından yeşile ve çıkışta da daha düşerek maviye doğru değiştiği görülmektedir.



**Şekil 4.19:** Düz dairesel kanat için akış boyunca sıcaklık dağılımı

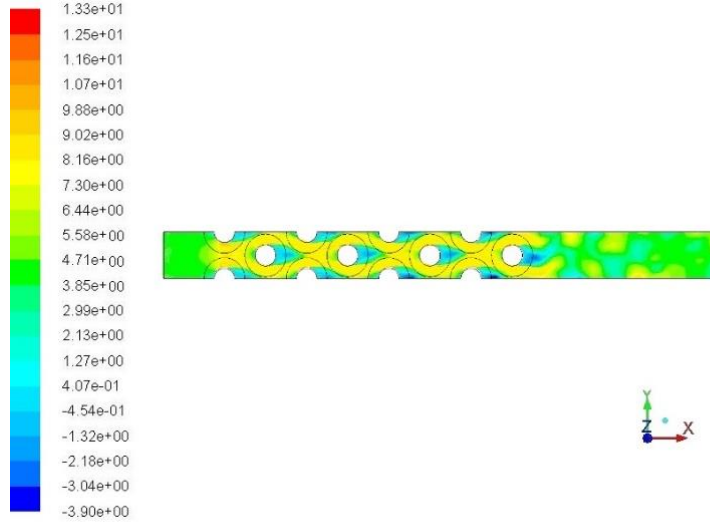
Yapılan sayısal çalışmalar sonucunda düz dairesel kanatlı boru demeti modeli için ısı transferi açısından elde edilen sonuçlar genel olarak şu şekilde sıralanabilir.

- Düz dairesel kanatlı boru demeti geometrisinde boru dış çapının artması Nu sayısını % 2.8 artırarak ısı transferini yükseltmiş ve ısı transfer hızını olumlu yönde etkilemiştir.
- Kanat yüksekliğinin artması düz dairesel kanatlı boru demeti geometrisi için türbülans artırarak Nu sayısının % 2.6 artmasına sebep olmuş ve ısı transferinin yükselmesini sağlamıştır.
- Kanat adımı düşük Re sayılarında düz dairesel kanatlı boru demeti geometrisi için ısı transferi açısından önemli bir etkiye neden olmamıştır. Buna karşın yüksek Re sayılarında kanat adımının artması ısı transfer hızını artırarak ısı transferinin iyileşmesini sağlamıştır.
- Kanat kalınlığının artması düşük Re sayılarında ısı transferi kayda değer şekilde etkilemesine rağmen yüksek Re sayılarında az da olsa ısı transferini artırarak iyileştirdiği görülmüştür.

Bu sayısal analiz sonuçlarından elde edilen verilere göre düz dairesel kanatların farklı parametrelere göre ısı transferi incelenmiş olup bu değerler ile delikli düz, kesikli ve delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrilerinin karşılaştırmaları sağlanmıştır.

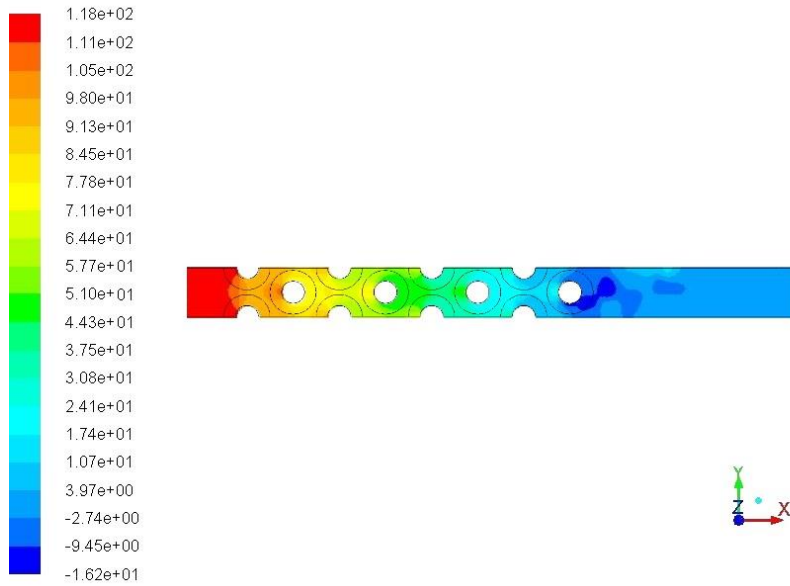
#### **4.1.12.2. Düz dairesel kanatlı boru demeti içi akış analizi**

Düz dairesel kanatlı boru demeti için yapılan sayısal analiz sonucunda akış boyunca x eksenini doğrultusunda elde edilen hız dağılımı grafiği Şekil 4.20'de gösterilmektedir. Grafiğe göre sabit hız ile boru demetine giren hava, kanatlar arasında kesit alanının azalmasıyla hız değeri artmış olup, renk skalasında girişteki renge göre yeşilden sarıya yaklaştığı görülmektedir. Kanatlar arkası bazı noktalarda ise akışın rengini maviye döndüğü görülmektedir. Mavi renkli düşük hız değerlerinin, artan türbülans nedeniyle geri dönüşe uğrayan akışkan partiküllerinin oluşturduğu vorteksten kaynaklandığı anlaşılmaktadır.



**Şekil 4.20:** Düz dairesel kanat için akış boyunca hız dağılımı

Akış boyunca  $x$  eksenini doğrultusunda meydana gelen basınç kontörleri de Şekil 4.21'deki şekilde gösterilmektedir. Buna göre akış boyunca havanın kanatlara çarptığı ön yüzeylerde yüksek basınç oluşturduğu görülmektedir. Yine akışın vortexten dolayı geri döndüğü noktalarda ise mavi renk ile belirtilen kısımlarda ters basıncın meydana geldiği görülmektedir. Buralarda çıkışta tanımlı olan atmosfer basıncından daha düşük negatif basınç değerleri görülmektedir.



**Şekil 4.21:** Düz dairesel kanat için akış boyunca basınç dağılımı

Yapılan sayısal çalışmalar sonucunda düz dairesel kanatlı boru demeti modeli için akış sürtünmesi açısından elde edilen sonuçlar genel olarak şu şekilde sıralanabilir.

- Düz dairesel kanatlı boru demeti geometrisinde boru dış çapının artması sürtünme faktörü olan  $Eu$  sayısını % 3.7 düşürerek, akışı iyileştirdiği saptanmıştır.
- Kanat yüksekliğinin artması düz dairesel kanatlı boru demeti geometrisinde sürtünme faktörü olan  $Eu$  sayısını % 5.1 artırarak, basınç düşümünü artırdığı ve akışı kötüleştirdiği gözlemlenmiştir.
- Kanat adımının artması düz dairesel kanatlı boru demeti geometrisinde, sürtünme faktörü olan  $Eu$  sayısını düşürerek, akışı iyileştirdiği görülmektedir.
- Kanat kalınlığının artması sürtünme faktörü olan  $Eu$  sayısını artırmıştır. Buna karşın kanat kalınlığının azaltılması ile de akışın iyileşeceği görülmüştür.

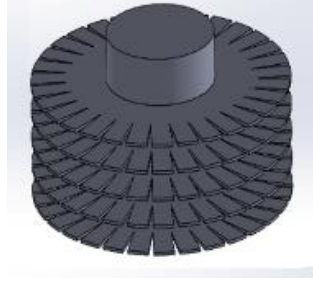
#### **4.2. Kesikli Dairesel Kanatlı Boru Demetleri için Isı Transferi ve Akış Analizi**

Bu bölümde kesikli dairesel kanatlı boru demetleri ile ilgili yapılan sayısal çalışmalar hakkında bilgi verilecektir. Geometri olarak çapraz akışlı bir ısı değiştiricisi içerisinde bulunan üç boyutlu kesikli dairesel kanatlı boru demeti modeli tasarlanmıştır. Tüm sayısal çalışmalar Ansys-Fluent paket programında üç boyutlu olarak yapılmıştır. Sayısal çalışmaların bir temele dayandırılması amacıyla literatür ile doğrulaması yapılarak analizlere başlanmıştır. Sayısal çalışmalar zamandan bağımsız olarak yapılmıştır. Analizlerde doğrulama çalışması sonrası en yakın sonucu veren SST  $k - \omega$  türbülans modeli kullanılmıştır. Sayısal analizlerin fazla zaman almaması ve aynı zamanda hassas sonuçlar verebilmesi adına ağ bağımsızlığı çalışması yapılarak uygun ağ eleman sayısı ve ağ yapısı belirlenmiştir. Tüm çalışmalar 5000 ila 25000 aralığında beş farklı  $Re$  sayısında gerçekleştirilmiştir. Kesikli kanat yükseklik oranı, boru dış çapı, kanat yüksekliği, kanat adımı, kanat kalınlığı ve kesikli kanat genişliği olmak üzere altı farklı değişken geometrik parametre belirlenmiştir. Bu değişken geometrik parametrelerin her birinin ayrı ayrı değişiminin ısı transferi ve basınç düşümüne olan etkisi incelenmiştir.

##### **4.2.1. Üç boyutlu kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisi**

Kesikli dairesel kanatlı borular çapraz akışlı ısı değiştiricilerinde son yıllarda sıklıkla kullanılmaktadır. Üretimi düz dairesel kanatlı boru geometrisine nazaran daha zor olmasına rağmen ısı transferinin daha iyi olduğu bilinmektedir [11, 12]. Şekil 4.22'de üç boyutlu

kesikli dairesel kanatlı bir boru geometrisi görülmektedir. Bu kanatlı borular ısı değiştiricisi içerisinde boru demeti halinde yerleştirilmektedir. Bu borular ısı değiştiricisine yerleştirilirken düz veya řařırtmalđ sıralı olarak yerleştirilebilmektedir.



**şekil 4.22:** Kesikli dairesel kanatlı boru

Yapılan tüm sayısal çalışmalarda kesikli dairesel kanatlı borular şekil 4.23’de gösterildiği gibi řařırtmalđ şekilde sıralanmıştır. Boru demeti akış yönüne göre akış boyunca dizilmiş sekiz sıra sayılı borudan meydana gelmektedir.

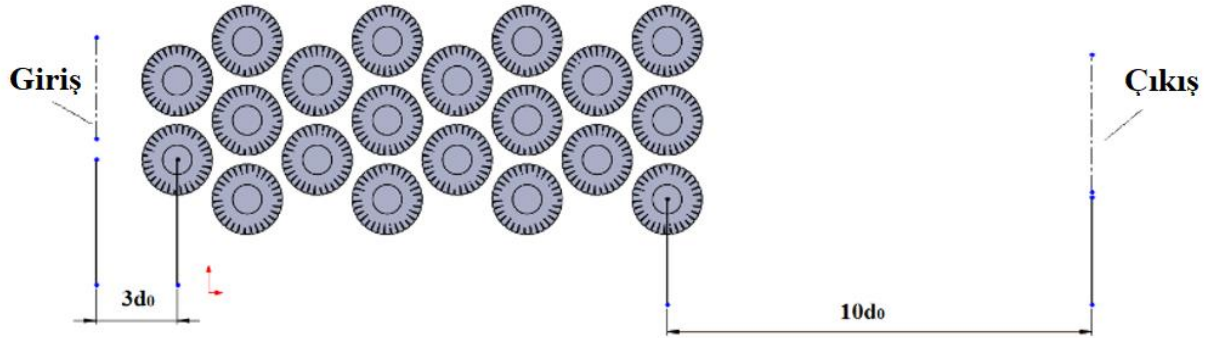


**şekil 4.23:** Kesikli dairesel kanatlı boru demeti

#### 4.2.2. Sayısal model

Kesikli dairesel kanatlı boru demeti ile ilgili yapılan sayısal çalışmalarda kanat geometrilerine odaklanıldığından ısı değiştiricisinin yalnızca gaz tarafđ dikkate alınmıştır. Gaz tarafında akışkan olarak hava tanımlanmıştır. Akışkanın haricinde kalan boru ve kanat yüzeyleri için ise literatürde bu tür çalışmalarda sıklıkla kullanılan sabit yüzey sıcaklığı tanımı yapılmıştır [8]. Kanat ve boru malzemesi için de uygulamada çokça kullanılan Almiyum seçilmiştir. Ayrıca sayısal model hazırlanırken şekil 4.24 ‘de gösterildiği gibi hava girişi akış yönünde ilk borunun merkezinden  $3d_o$  hava çıkışı ise son borunun merkezinden  $10d_o$  uzaklıkta tanımlanmıştır. Böylelikle literatürde de birçok çalışmada uygulanan havanın giriş ve çıkış noktaları belirlenmiş olmaktadır. Sayısal analizler

sonucunda boyutsuz sayıların hesaplanması için gerekli giriş ve çıkış noktalarındaki sıcaklık ve basınç değerleri bu noktalardan alınacaktır.



Şekil 4.24: Kesikli dairesel kanat modeli için hava giriş ve çıkışı tanımı

#### 4.2.3. Türbülans modeli

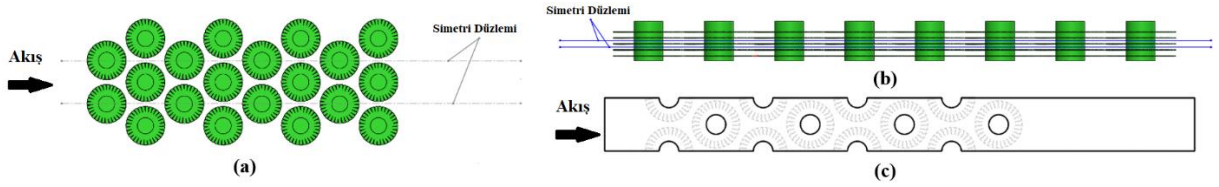
Kesikli dairesel kanatlı borulu bu tip ısı değiştiricilerini konu alan sayısal çalışmalarda genelde iki tür türbülans modeli kullanılmıştır. *Re-Normalization Group (RNG  $k - \epsilon$ ) modeli* ve *Shear Stress Transport (SST  $k - w$ ) türbülans modelleri*, bu tür nümerik çalışmalarda sıklıkla kullanılan türbülans modelleridir. Uygun türbülans modelinin seçilmesi amacıyla bu iki türbülans modeli için doğrulama çalışması yapılmıştır. Doğrulama çalışması sonucunda *SST  $k - w$*  türbülans modelinin literatüre en yakın sonuçları verdiği görülmüştür. Böylelikle tüm sayısal çalışmalarda kullanılacak uygun türbülans modeli seçimi gerçekleştirilmiştir.

#### 4.2.4. Sınır koşulları

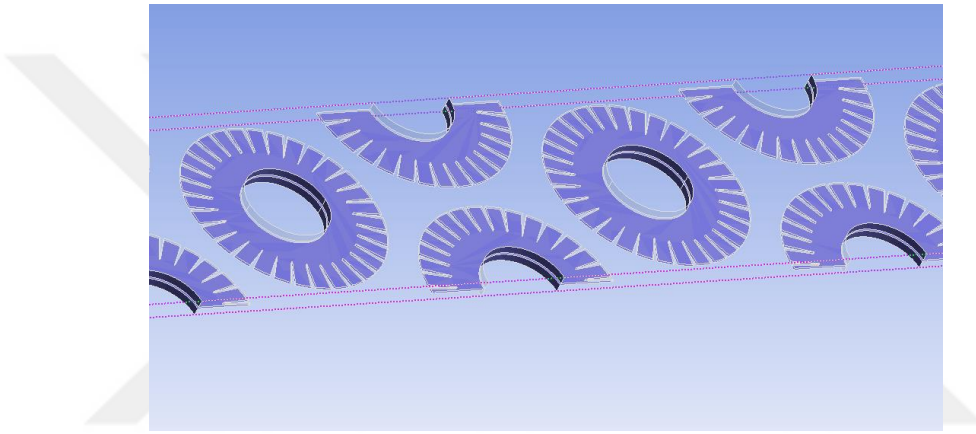
Kesikli dairesel kanatlı borular ile ilgili sayısal çalışmalar için sınır koşullarının belirlenmesi oldukça önemlidir. Ansys-Fluent programı altyapısında bulunan tanımlamalardan hız giriş (velocity-inlet) ile basınç çıkışı (pressure-outlet) sınır koşulları uygulanmıştır. Ayrıca akışkanın duvara temas ettiği noktalarda sıfır hız kabulünün yapıldığı kaymazlık (non-slip condition) şartı da tanımlanmıştır. Giriş için hız Re sayısına bağlı olarak değişken olmakla birlikte çıkış için hava dışarı atıldığından dolayı efektif basınç 0 Pa sabit atmosfer basıncı olarak kabul edilmiştir. Akışkanın temas ettiği tüm katı yüzeyler için (Wall) sabit yüzey sıcaklığı tanımı yapılmıştır. Isı değiştiricisinin gaz tarafının dikkate alındığı çalışmalarda bu kabul literatürde yapılmaktadır. Kanat ve boru yüzeyleri için sabit yüzey sıcaklığı tüm analizlerde 283 K alınmıştır. Girişte ise hava sıcaklığı 423 K alınmıştır. Tüm bunlarla beraber sayısal analizlerin süresini kısaltmak amacıyla, simetrik geometri modellerde



kullanılan simetri sınır şartı da uygulanmıştır. Analiz için oluşturulan HAD modelinin simetri düzlemleri ve analize girecek HAD modelinin son hali Şekil 4.25’ de gösterilmektedir. Çapraz akışlı kanatlı borulu bu tür ısı değiştiricileri ile ilgili sayısal çalışmalarda simetri şartı literatürde uygulanmaktadır [16].



**Şekil 4.25:** Kesikli dairesel kanat modelin simetri şartı a) Üstten görünüş b) Yandan görünüş c) HAD model son hali



**Şekil 4.26:** Simetriği alınmış kesikli dairesel kanatlı boru demeti modeli

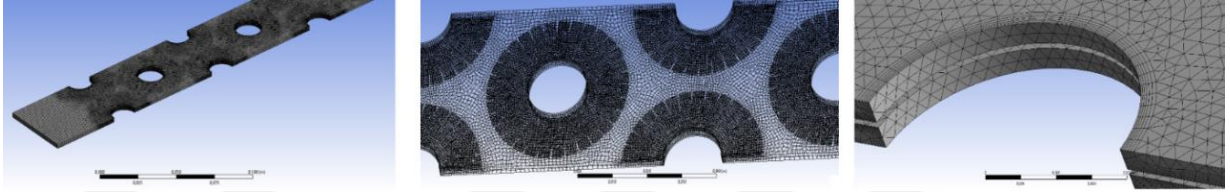
Simetriği alınmış kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisinin sayısal analiz için hazırlanmış üç boyutlu modelinin son hali Şekil 4.26’da gösterilmektedir.

#### 4.2.5. Sayısal model ağ yapısı ve ağ bağımsızlığı

##### 4.2.5.1. Ağ yapısı

Ağ yapısının oluşturulmasında analiz edilecek modelin geometrisi oldukça önemlidir. Akış ve enerji denklemlerinin üç boyutlu olarak çözüldüğü karmaşık geometrili problemlerde doğru ağ yapısı ve eleman boyutu kullanmak sonuçların hassasiyetini ve süresini oldukça fazla etkilemektedir. Sonlu hacimler metoduna dayalı olarak denklemlerin sayısal bir şekilde çözüldüğü problemlerde her bir hacim elemanı ağ yapısında bir ağ elemanını temsil etmektedir. Kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisinde ağ yapısı oluşturulurken düz dairesel kanat geometrisine göre daha küçük ağ eleman boyutunda çalışılmıştır.

Kesikli dairesel kanadın kendine has geometrisinden dolayı ağ yapısını oluşturmak düz dairesel kanada göre kolay olmamakla birlikte, kabul edilebilir ağ kalitesinin yakalanması da daha zor olmuştur. Kesikli dairesel kanat geometrisinde yer alan birçok sayıdaki kanatçık dişleri kanadın ağ yapısının oluşturulması esnasında ağ çarpıklığının artmasına neden olarak ağ kalitesini düşürüp, sonuçların hassasiyetini azaltmaktadır. Bu sorunun giderilmesi amacıyla kesikli dairesel kanat dişlerinin özellikle başlangıç ve bitiş noktalarına lokal olarak müdahale edilip ağ çarpıklığı azaltılmıştır. Böylelikle sayısal analiz sonuçları daha hassas olup, mesh kaynaklı analiz hatalarının önüne geçilmiştir.



**Şekil 4.27:** Kesikli dairesel kanatlı boru demeti modelinin ağ yapısı

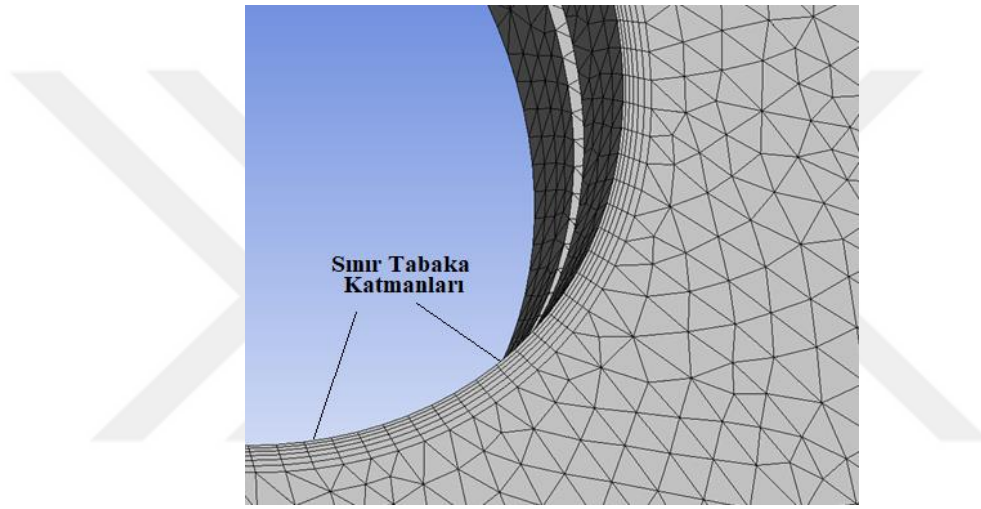
Kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisi için oluşturulan ağ yapısı Şekil 4.27’de görülmektedir. Daha hassas sonuçlar almak adına kanat yüzeylerine yakın noktalarda daha küçük ağ eleman boyutu tanımlanıp yüzey ağ elemanı (face mesh) kullanılmıştır. Geri kalan bölgelerde nispeten büyük ağ elemanı seçilip hacim ağ elemanı (body mesh) kullanılarak analiz süresinin uzaması engellenmiştir. Tek tip ağ eleman şekli kullanılmayıp dört yüzlü (Tetrahedral) ve üçgensel (triangular) hücrelerden oluşan ağ eleman tipleri seçilerek kabul edilebilir ağ çarpıklığı ve ağ kalitesi değerleri dikkate alınıp ağ yapısının kalitesi istenilen seviyelere ulaştırılmıştır.

Kesikli dairesel kanat ile ilgili ağ yapısı oluşturulurken de sınır tabakanın modellenmesine dikkat edilmiştir. Sınır tabakanın doğru modellenmesi sonuçların hassasiyeti açısından oldukça önemlidir. Yapılacak olan analizlerin gerçeğe yakın sonuçlar verebilmesi açısından sınır tabaka kalınlığının doğru modellenmesi gerekmektedir. Kullanılan paket program içerisinde sınır tabaka kalınlığının arzu edilen adet ve kalınlıkta katmanlara ayrılabilmesi için “inflation” ismi verilen sınır tabaka katmanları seçeneği bulunmaktadır.

Düz dairesel kanatlar ile ilgili yapılan sınır tabaka katmanı hesabı dikkate alınarak, kesikli dairesel kanat için de aynı şekilde Şekil 4.28’de gösterilen kanat ve boru yüzeylerinde sınır tabaka katmanları oluşturulmuştur. Akış şartları benzer olmasından dolayı İlk tabaka kalınlığı düz dairesel kanat geometrisinde olduğu gibi hesaplandıktan sonra bir sonraki

tabaka kalınlığı % 20 artacak şekilde altı adet katmandan oluşan sınır tabaka katmanları elde edilmiştir.

Tüm bu ağ çalışmaları neticesinde kesikli dairesel kanatlı boru demeti modelinin ağ yapısı hazır hale getirilerek ağ bağımsızlığı çalışması için zemin oluşturulmuştur. Kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisine ait oluşturulan bu ağ yapısı ile birlikte ağ bağımsızlığı çalışmaları için sayısal analizler yapıldıktan sonra sayısal modelin ağ yapısının son hali meydana gelecektir. Ağ bağımsızlığı çalışması ile kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisi için mesh yapısının son hali elde edilmiş olacaktır.



**Şekil 4.28:** Sınır tabaka kalınlığı için oluşturulan sınır tabaka katmanları

#### **4.2.5.2. Ağ bağımsızlığı**

Kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisi için de ağ bağımsızlığı çalışması yapılmıştır. Bilgisayar kapasitesinin sınırlı olduğu durumlarda ağ eleman boyutunun küçültülüp eleman sayısını artırmak gerçeğe yakın sonuçlar elde etmeye yardımcı olsa da analiz sürelerinin uzamasına sebep olmaktadır. Bu sebeple hassas sonuçları en kısa analiz süresinde verebilen ağ eleman sayısının bulmak için ağ bağımsızlığı çalışması yapılmıştır.

Ağ bağımsızlığını elde edebilmek adına düşük mesh (ağ) sayısından yüksek mesh sayısına doğru ağ eleman sayısı artırılarak ısı transferi ve akış sürtünmeleri sonuçlarına bakılmıştır. Belirli bir mesh sayısından sonra eleman sayısını artırmanın sonuçları değiştirmediği nokta ağ bağımsızlığının elde edildiği nokta olmaktadır. Bu geometride de ağ bağımsızlığının elde edildiği mesh sayısını bulmak için ağ bağımsızlığı çalışması yapılmıştır. Kesikli dairesel

kanatlı boru demeti ile ilgili yapılan sayısal analiz sonuçları, ısı transferi ve akış olmak üzere iki ayrı açıdan incelendiği için ağ bağımsızlığı çalışması da iki ayrı yönden ele alınmıştır.

Kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisi için farklı ağ eleman sayılarında ısı transferi ve sürtünme faktörüne göre ağ bağımsızlığı çalışması yapılmıştır. Yapılan ağ bağımsızlığı çalışması Çizelge 4.3’de gösterilmektedir. Buna göre yapılan analizler neticesinde ağ eleman sayısının  $2.46 \times 10^5$  ’e ulaştığı mesh yapısında Nu sayısına bağlı elde edilen ısı transfer faktörünün kararlı hale gelip çok fazla değişmediği görülmüştür. Sürtünme faktörü olan Eu sayısının da yine  $2.46 \times 10^5$  mesh sayısının kullanıldığı analizden sonra çok fazla değişmediği görülmüştür. Bu noktalar her iki açıdan ağ bağımsızlığının başladığı noktalardır. Sonuçların daha hassas olması adına bir üst ağ eleman sayısında çalışılmak istenmiştir. Buna bağlı olarak ısı transferi ve akış açısından ikisinin de dikkate alınmasıyla  $4.86 \times 10^5$  ağ eleman sayısının kullanılmasına karar verilmiştir. Böylelikle hem ısı hem de akış boyutsuz sayılarının çok değişmediği aynı zamanda da sonuçların hassasiyetinden de ödün verilmediği mesh yapısı elde edilmiştir.

**Çizelge 4.3:** Kesikli dairesel kanatlı boru demeti için ağ bağımsızlığı çalışması

Ağ Eleman Sayısı	$NuPr^{-1/3}$	<i>Eu</i>
$4.47 \times 10^4$	215	0.65
$8.67 \times 10^4$	256	0.58
$1.10 \times 10^5$	325	0.95
$2.46 \times 10^5$	347	1.24
$4.86 \times 10^5$	355	1.26
$6.59 \times 10^5$	354	1.24
$8.66 \times 10^5$	355	1.27
$1.10 \times 10^6$	355	1.24

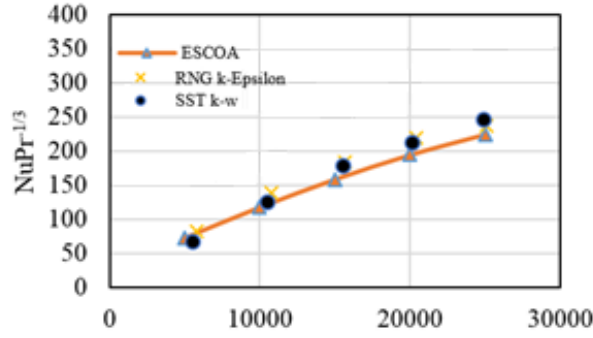
#### 4.2.6. Doğrulama çalışması

Kesikli dairesel kanatlı boru demetleri için literatürde yer alan farklı birkaç çalışma esas alınarak hem ısı transferi hem de basınç düşümü açısından ayrı ayrı doğrulama çalışmaları yapılmıştır. Sayısal çalışmaların bir temele dayanabilmesi ve anlam ifade edebilmeleri için literatürle doğrulama çalışmalarının yapılması elzemdir.

Doğrulama çalışması için aynı konu üzerinde literatürde yapılmış olan analitik veya deneysel çalışmalar esas alınabilir. Bu bağlamda Şekil 4.29’da sayısal analizlerin doğrulanması

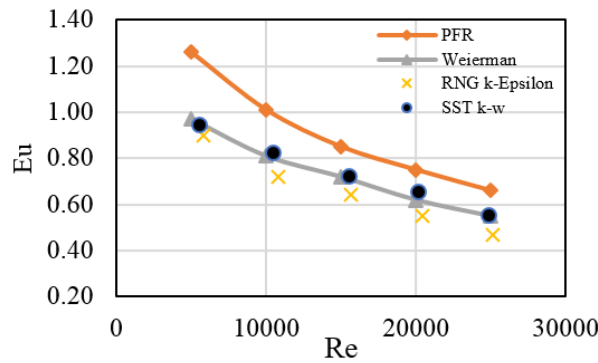
maksadıyla ısı transferi açısından karşılaştırmak için yapılan doğrulama çalışması görülmektedir.

İki ayrı türbülans modeli ile gerçekleştirilen analizler sonucunda *SST k – w* türbülans modelinin ortalama % 7.7 fark ile literatüre yakın sonuç verdiği görülüyorken, *RNG k – ε* türbülans modelinin ise ortalama % 8.7 fark ile literatüre yaklaştığı görülmüştür.



**Şekil 4.29:** Kesikli dairesel kanatlı boru demeti için ısı transferi açısından yapılan doğrulama çalışması

Şekil 4.30'da ise kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisi üzerinde yapılan sayısal analizlerin doğruluğu için akış sürtünmelerini karşılaştırmak amacıyla sürtünme faktörüne göre elde edilen doğrulama çalışması görülmektedir. İki ayrı türbülans modeli ile gerçekleştirilen analizler sonucunda *SST k – ω* türbülans modelinin ortalama % 6.5 fark ile literatüre yakın sonuç verdiği görülüyorken, *RNG k – ε* türbülans modeli ise ortalama % 12.3 fark ile literatüre yaklaştığı görülmüştür.



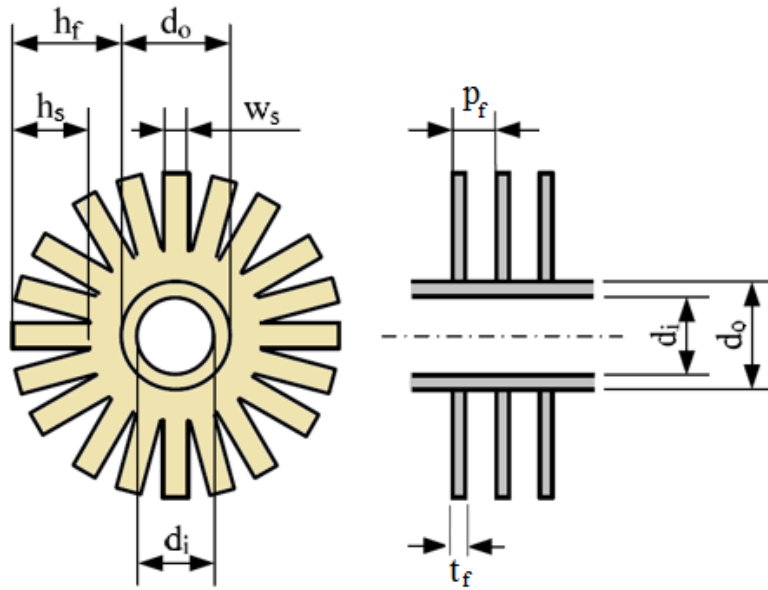
**Şekil 4.30:** Kesikli dairesel kanatlı boru demeti için sürtünme faktörü açısından yapılan doğrulama çalışması

Kesikli dairesel kanatlı borular için ısı transferi ve akış olmak üzere iki ayrı açıdan yapılan doğrulama çalışmasına göre yüzde hatalarının ortalamasının alınmasıyla *SST k – w* türbülans modelinin % 7.1 ile *RNG k – ε* türbülans modelinin ise % 10.5 fark ile literatüre

yakın sonuç verdiği görülmektedir. Buna göre ısı transferi ve sürtünme faktörü açısından bakıldığında bariz olarak *SST k – w* türbülans modelinin literatürle daha uyumlu olduğu görülmektedir. Buna göre yapılan doğrulama çalışması neticesinde düz dairesel kanatlı boru demeti geometrisi ile ilgili yapılacak sayısal çalışmalarda bu türbülans modeli seçilerek analizlerin tamamlanmasına karar verilmiştir.

#### 4.2.7. Değişken geometrik parametreler

Kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisi için sayısal analizlerde çalışılmak üzere belirlenen geometrik değişken parametreler Şekil 4.31’de gösterilmektedir. Bu altı değişken geometrik parametre kesikli kanat yükseklik oranı ( $h_s/h_f$ ), boru dış çapı ( $d_o$ ), kanat yüksekliği ( $h_f$ ), kanat adımı ( $p_f$ ), kanat kalınlığı ( $t_f$ ) ve kesikli kanat genişliği ( $w_s$ ) olmak üzere belirlenmiştir. Bu değişken parametrelere göre geometriler çizilerek üç boyutlu modeller oluşturulmuştur. Belirlenen bu değişken geometrik parametrelerin değerleri milimetre olarak Çizelge 4.4’de verilmiştir. Böylelikle bu altı adet değişken geometrik parametrelerin değişiminin ısı ve akış sürtünmesine olan etkileri sayısal analizlerde ayrı ayrı incelenmiştir.



**Şekil 4.31:** Kesikli dairesel kanatlı boru için belirlenen geometrik parametreler

Kesikli kanatlı boru için belirlenen her bir değişken geometrik parametreye ait önceki bölümlerde oluşturulan ağ yapısı ve seçilen türbülans modeline göre sayısal analizler yapılmıştır. Parametreler oluşturulurken uygulamada ve literatürde kullanılan gerçek

ölçülere yakın değerler seçilmiştir. Her bir geometrik parametre üç farklı değişken değere sahip olmakla birlikte her parametrenin etkisi incelenirken beş farklı Re sayısı için analizler yapılmıştır.

**Çizelge 4.4:** Kesikli dairesel kanatlı boru için değişken parametre değerleri

Değişken Geometrik Parametreler					
$h_s/h_f$	$d_0$	$h_f$	$p_f$	$t_f$	$w_s$
0.0	17.2	6.0	2.5	0.4	3.0
0.5	24.0	8.0	3.5	1.0	4.5
1.0	32.0	12.0	5.5	1.2	6.0

Kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisi üzerinde farklı Re sayılarında yapılan sayısal analizler ile parametrelerin değişiminin ısı transferi ve akışa olan etkilerini gösterebilmek için boyutsuz Nu ve Eu sayıları hesaplanmıştır. Sonuçların Re sayısına göre grafikleri oluşturularak, parametrelerin ısı transferi ve basınç düşümüne olan etkileri incelenip yorumları yapılmıştır. Kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisinde düz dairesel kanatlı boru demeti geometrisine göre farklı iki tane daha değişken geometrik parametre eklenmiştir.

#### 4.2.8. Kesikli kanat yükseklik oranının etkisinin incelenmesi

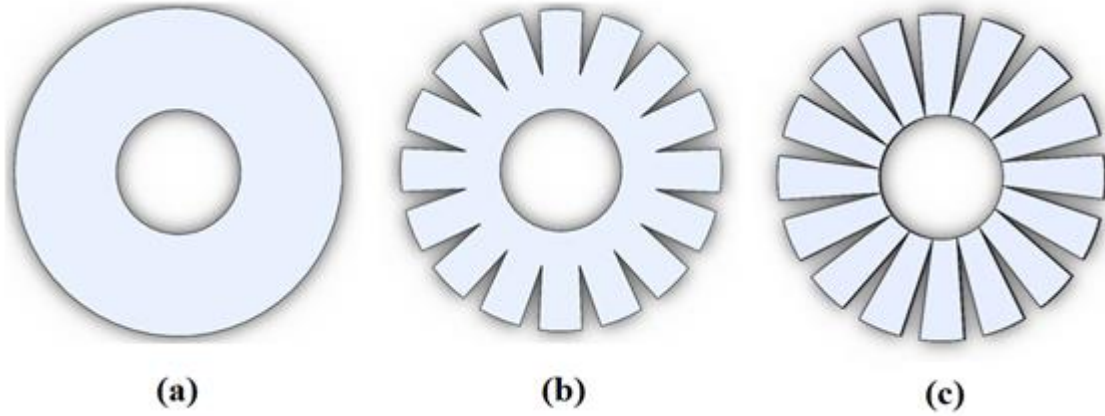
Kesikli kanat yükseklik oranı düz dairesel kanat ile kesikli kanadın ısı transferi ve akış açısından karşılaştırmaya yarayan en önemli parametrelerden biridir. Kesikli kanat yükseklik oranı dairesel kanadın kesikliliğinin bir ölçütüdür. Yani kesikli kanatta bulunan kanat dişlerinin boru yüzeyine kadar olan derinliğini ifade etmektedir.

Bu parametre  $h_s/h_f$  oranı ile ifade edilmektedir. Burada  $h_s$  kesikli kanat yüksekliğini göstermektedir. Bir başka deyişle kesikli kanatta bulunan kanatçık dişlerinin uzunluğu anlamına da gelmektedir.  $h_f$  ise kanat yüksekliği anlamına gelmekle birlikte düz dairesel kanatlarda da kullanılan bir parametredir. Boru dış yüzeyinden kanadın en uzak noktasına olan mesafe olarak tanımlanabilmektedir. Kesikli kanatlardaki dişlerin uç noktasından boru dış yüzeyine olan mesafe anlamına da gelmektedir. Bu iki uzunluğun birbirine oranı olan boyutsuz sayı ise kesikli kanatlarda kanat kesikliliğinin bir ölçütü olup aşağıdaki şekilde tanımlanmaktadır.

$h_s/h_f = 0$  olduğu durumda  $h_s = 0$  olup, Şekil 4.32 (a) 'da gösterildiği gibi kanadın dişlerinin olmadığı anlamına gelir ki bu da dairesel kanadın düz dairesel kanat olduğunu ifade etmektedir.

$h_s/h_f = 0.5$  için ise kesikli kanat yüksekliği normal kanat yüksekliğinin yarısı kadar olup, Şekil 4.32 (b)' de gösterildiği gibi kesikli dairesel kanat geometrisini ifade etmektedir.

$h_s/h_f = 1$  olduğu durumda ise  $h_s = h_f$  olup, kesikli kanat yüksekliğinin normal kanat yüksekliğine eşit olduğu anlamına gelmektedir. Bu da Şekil 4.32 (c)'de gösterildiği gibi kesikli kanat dişlerinin derinliğinin boru dış yüzeyine kadar ulaşmış olduğunu ifade etmektedir. Bu duruma tam kesiklilik veya maksimum kesiklilik de diyebiliriz.



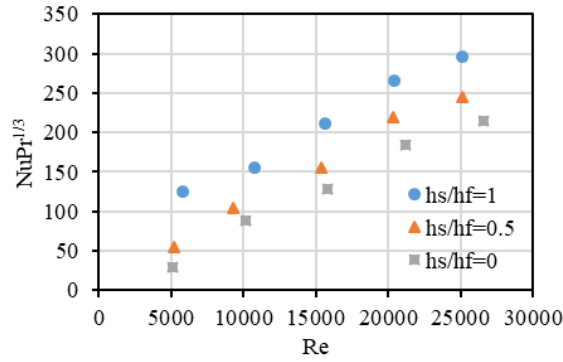
**Şekil 4.32:** Dairesel kanatlı borularda kanat kesiklik oranı (a)  $h_s/h_f = 0$  (b)  $h_s/h_f = 0.5$ .  
(c)  $h_s/h_f = 1$

$h_s/h_f$  kesikli kanat yükseklik oranı 0 ile 1 arasında değerler almaktadır. Bu oranın 1'e yaklaşması, kesikliliğin dairesel kanat üzerindeki etkisini artması anlamına gelmektedir. Bu bakımdan düz dairesel kanat ile kesikli dairesel kanadın karşılaştırılması açısından önemli bir parametredir. Yapılan sayısal analizler ile beş farklı Re sayısında üç farklı  $h_s/h_f$  değerinde çalışmalar yapılmış olup, kesikli kanat yükseklik oranının ısı transferine ve basınç düşümüne olan etkisi ayrı ayrı incelenmiştir. Buna göre diğer parametreler ilk ölçüde sabit olmak koşulu ile  $h_s/h_f = 1$ ,  $h_s/h_f = 0.5$  ve  $h_s/h_f = 0$  için üç boyutlu kanatlı boru demeti geometrileri oluşturularak sayısal analize hazır hale getirilmiştir.

Yapılan sayısal analiz sonuçlarına göre kesikli kanat yükseklik oranının ısı transferine olan etkisi Şekil 4.33'de gösterilmektedir. Buna göre  $h_s/h_f$  oranı arttıkça ısı transferinin arttığı görülmektedir. Farklı bir ifade ile kesiklilik arttıkça ısı transfer hızı da yükselmiştir. Bunun



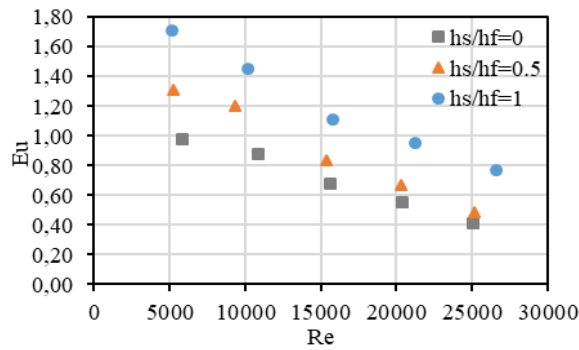
sonucunda kesikli kanatlı boruların ısı transferinin düz kanatlı borulara göre daha yüksek olduğu anlaşılmaktadır.



**Şekil 4.33:** Kesikli kanat yükseklik oranının ısı transferine olan etkisi

Kesikli kanat yükseklik oranının akış sürtünmesine olan etkisi ise Şekil 4.34'de gösterilmektedir. Buna göre  $h_s/h_f$  oranı arttıkça sürtünme faktörü olan Eu sayısının da arttığı gözlemlenmektedir. Böylelikle bu oranın artması ile kesikli kanatlarda düz kanatlara göre basınç düşümünün yüksek olup, akış sürtünmelerinin arttığı görülmektedir.

Sayısal analizlerde çıkan sonuçlar ışığında, kesikli dairesel kanatlı boru demetlerinin ısı transferi düz dairesel kanatlı boru demetlerine nazaran daha yüksek çıkmaktadır. Ancak kesikli dairesel kanatlı boru demetlerinde kanatta yer alan kanatçık dışlarının türbülansı artırıp fazladan sürtünmelere neden olduğu için düz kanatlara göre Eu sayısı yüksek çıkmıştır.

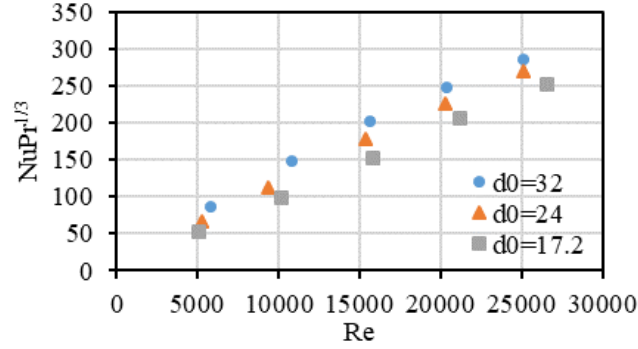


**Şekil 4.34:** Kesikli kanat yükseklik oranının sürtünme faktörüne olan etkisi

#### 4.2.9. Kesikli dairesel kanatlarda boru dış çapının etkisinin incelenmesi

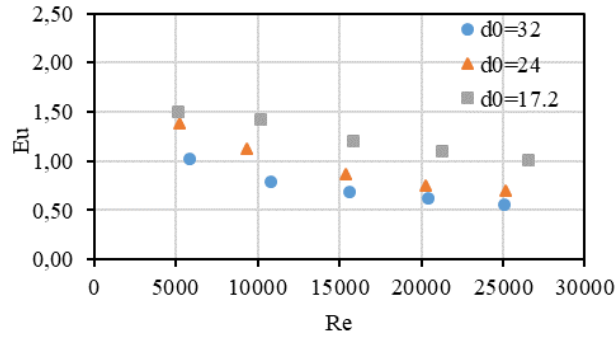
Kesikli dairesel kanatlı boru demetlerinde boru dış çapının etkisinin incelenmesi amacıyla Çizelge 4.4' ün birinci satırında verilen  $d_o$  dışındaki diğer parametreler sabit olmak koşulu

ile  $d_o = 32 \text{ mm}$ ,  $d_o = 24 \text{ mm}$ , ve  $d_o = 17.2 \text{ mm}$  çap değerleri için üç boyutlu kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrileri oluşturularak sayısal analize hazır hale getirilmiştir. Yapılan sayısal analiz sonuçlarına göre kesikli dairesel kanatlı boru demetlerinde boru dış çapının ısı transferine olan etkisi Şekil 4.35'deki grafikte gösterilmektedir.



**Şekil 4.35:** Kesikli dairesel kanat için boru dış çapının ısı transferine olan etkisi

Yapılan sayısal analizler neticesinde elde edilen sonuçlara göre kesikli dairesel kanatlı borularda, boru dış çapının artmasıyla ısı transferinin de arttığı gözlemlenmiştir. Akış analiz sonuçları ise sürtünme faktörüne bağlı olarak Şekil 4.36' da gösterilmektedir. Bu grafiğe göre ise boru çapının artmasıyla basınç düşümünün azaldığı görülmektedir.



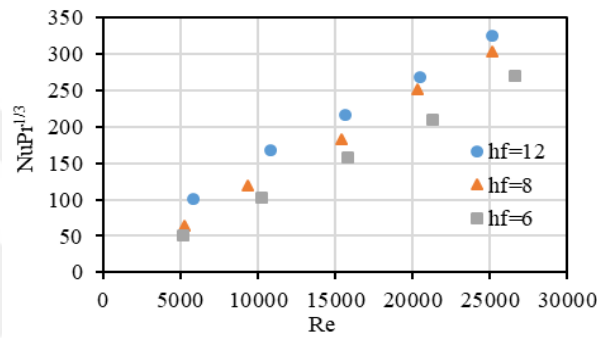
**Şekil 4.36:** Kesikli dairesel kanat için boru dış çapının sürtünme faktörüne olan etkisi

Sonuç olarak kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisinde boru dış çapının artması basınç düşümünü azaltıyorken, ısı transferini artırdığı görülmektedir. Basınç düşümünün azalması sürtünmelerin azaldığı anlamına gelmektedir. Sürtünme faktörünün azalması ise fandan dolayı oluşan elektrik giderlerinin düşmesi demek olduğundan mümkün olduğu kadar daha büyük boru çapı kullanmak kesikli dairesel kanatlı boru demeti içeren ısı değiştiricilerinde hem ısı hem de akış açısından uygun olacaktır.

#### 4.2.10. Kesikli dairesel kanatlarda kanat yüksekliğinin etkisinin incelenmesi

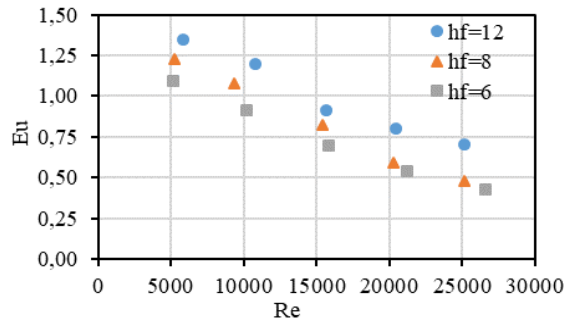
Kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisi için kanat yüksekliğinin üç farklı değerde ısı transferine ve basınç düşümüne etkisi sayısal olarak incelenmiştir. Bu kanat yükseklik değerleri, Çizelge 4.4' ün birinci satırında verilen  $h_f$  dışındaki diğer parametreler sabit olmak koşulu ile  $h_f = 6 \text{ mm}$  ,  $h_f = 8 \text{ mm}$  ve  $h_f = 12 \text{ mm}$  alınmıştır. Belirlenen bu üç farklı  $h_f$  değeri için düz dairesel kanatlı boru demeti geometrileri üç boyutlu olarak analize hazır hale getirilmiştir.

Yapılan sayısal analizler sonucunda kanat yüksekliğinin ısı transferine olan etkisi Şekil 4.37'deki grafikte gösterilmektedir.



Şekil 4.37: Kesikli dairesel kanat için kanat yüksekliğinin ısı transferine olan etkisi

Sayısal analizlere göre kesikli dairesel kanatlı boru demetlerinde kanat yüksekliğinin artması ısı transferini artırdığı gözlemlenmektedir. Kanat yüksekliğinin akışa olan etkisi ise Şekil 4.38' de gösterilmektedir. Buna göre kanat yüksekliğinin artması sürtünme faktörü olan  $E_u$  sayısını da artırmaktadır.



Şekil 4.38: Kesikli dairesel kanat için kanat yüksekliğinin sürtünme faktörüne olan etkisi

Kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisi için Sayısal analiz sonuçlarına göre kanat yüksekliğinin artması ısı transferini artırdığı gibi basınç düşümünün de artmasına sebep

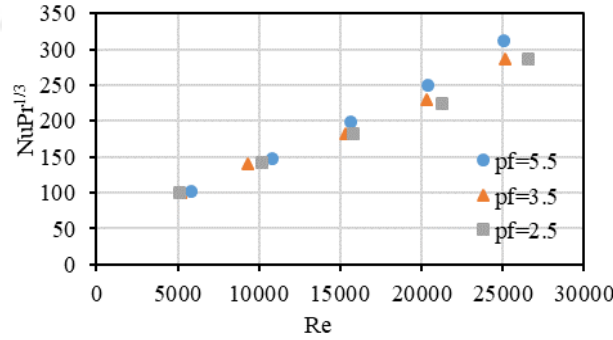
olmaktadır. Bu sebeple ısı transferini artırmak için kanat yüksekliğini tasarlarken, basınç düşümünü de artırdığını göz ardı etmeden optimum yükseklikte kanat belirlenmelidir.

#### 4.2.11. Kesikli dairesel kanatlarda kanat adımının etkisinin incelenmesi

Boru yüzeyi boyunca yerleştirilen kanatlar arası mesafe kanat adımını ifade etmektedir. Kanatlar arasındaki mesafe akışın türbülans şiddetini etkileyerek ısı transferi ve basınç düşümünün değişmesine neden olmaktadır.

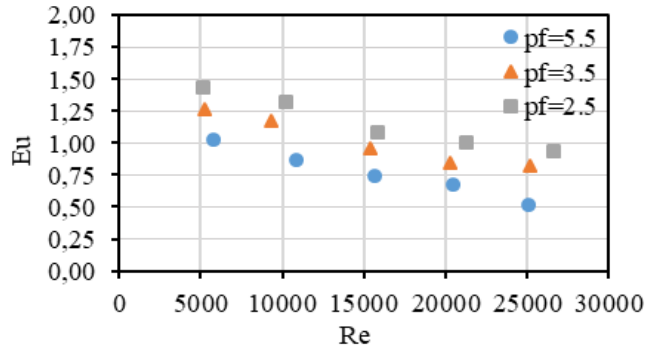
Kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisi için kanat adımının etkisini inceleyebilmek adına Çizelge 4.4' ün birinci satırında verilen  $p_f$  dışındaki diğer parametreler sabit olmak koşulu ile  $p_f = 5.5 \text{ mm}$ ,  $p_f = 3.5 \text{ mm}$  ve  $p_f = 2.5 \text{ mm}$  olarak belirlenerek üç boyutlu kanatlı boru demeti geometrileri sayısal analize hazır hale getirilmiştir.

Yapılan sayısal analizlere göre kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisi için kanat adımının ısı transferine olan etkisi Şekil 4.39'da gösterilmektedir. Buna göre düşük Re sayılarında kanat adımındaki değişimin ısı transferini çok fazla etkilemediği görülmektedir. Fakat yüksek Re sayılarında kanat adımındaki artış Nu sayısını artırmış ve ısı transfer hızı yükselmiştir.



Şekil 4.39: Kesikli dairesel kanat için kanat adımının ısı transferine olan etkisi

Kesikli dairesel kanatlı boru demetleri için yapılan sayısal çalışmalara göre kanat adımının basınç düşümüne olan etkisi de Şekil 4.40' da gösterilmektedir. Burada kanat adımının artması farklı Re sayılarında sürtünme faktörü olan Eu sayısının düşmesine sebep olmuştur. Sürtünme faktörünün düşmesi hava akışını sağlayan gerekli fan gücüne olan ihtiyacın da azalması anlamına gelmektedir. Böylelikle yüksek Re sayılarında kanat adımının artması hem ısı transferini artırmakta aynı zamanda da basınç düşümünü de azalttığı gözlemlenmektedir.

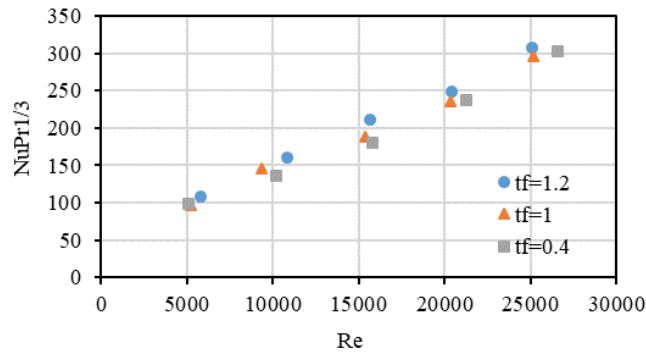


**Şekil 4.40:** Kesikli dairesel kanat için kanat adımının sürtünme faktörüne olan etkisi

#### 4.2.12. Kesikli dairesel kanatlarda kanat kalınlığının etkisinin incelenmesi

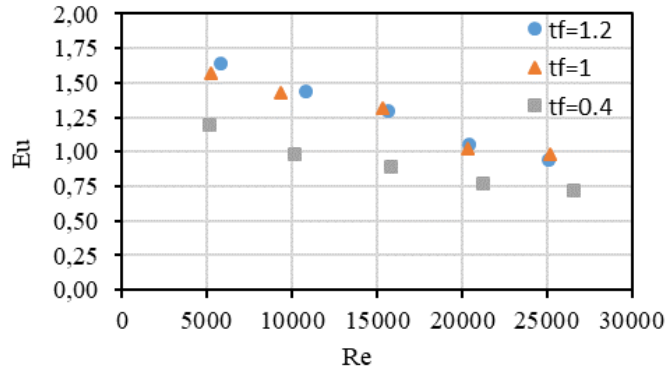
Kesikli dairesel kanatlı boru demeti için kanat kalınlığının ısı transferine ve basınç düşümüne olan etkisinin incelenmesi amacıyla üç farklı kalınlık değeri belirlenmiştir. Bu kalınlık değerleri Çizelge 4.4' ün birinci satırında verilen  $t_f$  dışındaki diğer parametreler sabit olmak koşulu ile  $t_f = 1.2 \text{ mm}$ ,  $t_f = 1 \text{ mm}$  ve  $t_f = 0.4 \text{ mm}$  olmak üzere belirlenip, üç boyutlu kanatlı boru demeti geometrisi sayısal analiz için hazır hale getirilmiştir.

Kesikli dairesel kanat geometrisi üzerine yapılan sayısal analizler neticesinde kanat kalınlığının ısı transferine olan etkisi Şekil 4.41'deki grafikte gösterilmektedir. Grafikte de görüldüğü üzere düşük Re sayıları için kanat kalınlığının değişmesi Nu sayısını pek fazla etkilemediği görülmektedir. Buna karşın yüksek Re sayılarında kanat kalınlığının artması Nu sayısını düşük miktarda da olsa artırdığı görülmektedir.



**Şekil 4.41:** Kesikli dairesel kanat için kanat kalınlığının ısı transferine olan etkisi

Kanat kalınlığının sürtünme faktörüne olan etkisi ise Şekil 4.42' de gösterilmektedir. Grafikte de anlaşıldığı üzere kanat kalınlığının azalması sürtünme faktörü olan Eu sayısını azaltmaktadır. Re sayısı büyüdükçe kanat kalınlığının sürtünme faktörüne olan etkisi de gittikçe azalmaktadır.

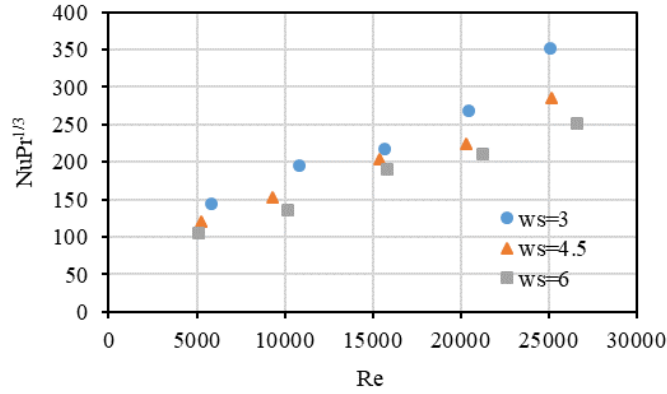


Şekil 4.42: Kesikli dairesel kanat için kanat kalınlığının sürtünme faktörüne olan etkisi

#### 4.2.13. Kesikli dairesel kanatlarda kanat genişliğinin etkisinin incelenmesi

Kanat genişliği kesikli dairesel kanatlara özgü bir parametre olup düz kanatlarda böyle bir geometrik parametre bulunmamaktadır. Çizelge 4.4' ün birinci satırında verilen  $w_s$  dışındaki diğer parametreler sabit olmak koşulu ile  $w_s = 3 \text{ mm}$ ,  $w_s = 4.5 \text{ mm}$  ve  $w_s = 6 \text{ mm}$  olmak üzere üç farklı kanat genişliği için kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisi sayısal analiz için hazır hale getirilmiştir.

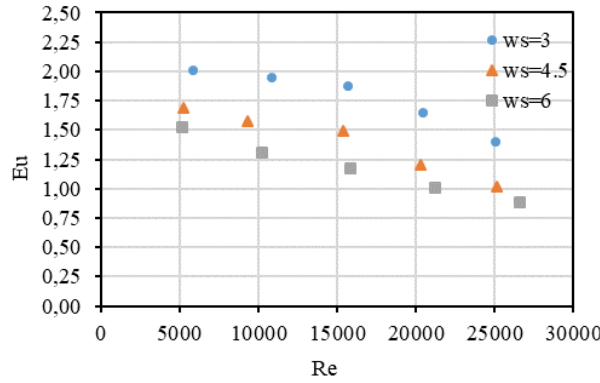
Yapılan sayısal analizler neticesinde kanat genişliğinin ısı transferine olan etkisi Şekil 4.43'deki grafikte gösterilmektedir. Buna göre kesikli dairesel kanatlarda kanat genişliğinin artması ısı transferini azalttığı görülmektedir.



Şekil 4.43: Kesikli dairesel kanat için kanat genişliğinin ısı transferine olan etkisi

Kanat genişliğinin sürtünme faktörüne olan etkisi ise Şekil 4.44' de gösterilmektedir. Grafikte de anlaşıldığı üzere kanat genişliğinin azalması sürtünme faktörü olan Eu sayısını artırdığı görülmektedir.

Kesikli dairesel kanatlı boru demetleri için kesikli kanat genişliğinin daha büyük olması sürtünme faktörünü düşürerek, basınç düşümünü azaltacaktır. Böylelikle basınç düşümü kaynaklı fan elektrik giderlerinin daha da azaltılmış olacaktır. Ayrıca kanat genişliğinin artması demek kesikli kanatlarda daha az sayıda kanatçık dişleri anlamına gelmektedir ki bu da işçiliğin kolaylaşmasını anlamına gelir. Daha kolay işçilik üretim maliyetlerini düşürmede önemli bir etkidir.



**Şekil 4.44:** Kesikli dairesel kanat için kanat genişliğinin sürtünme faktörüne olan etkisi

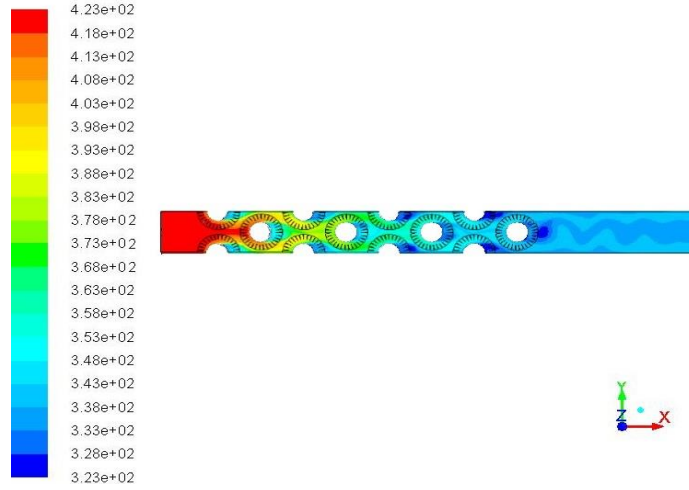
#### 4.2.14. Kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisi için sayısal analiz sonuçları

Kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisi için yapılan sayısal çalışmalar ile belirlenen geometrik değişken parametrelerin ısı transferi ve sürtünme faktörüne olan etkileri ortaya konulmuştur. Sayısal analizlerden elde edilen sonuçlara göre kesikli dairesel kanatlı boru demeti modelinin ısı transferi ve akışa olan etkileri ayrı ayrı incelenerek sonuçlandırılmıştır.

##### 4.2.14.1. Kesikli dairesel kanatlı boru demeti için ısı transfer analizi

Kesikli dairesel kanatlı boru demeti için yapılan sayısal analizler sonucunda elde edilen sıcaklık dağılımını gösteren grafik Şekil 4.45’de verilmektedir. Buna göre boru demetine giren sıcak havanın kanatlı boruları dolaştıktan sonra sıcaklığının gittikçe düştüğü gözlemlenmektedir.

Boru demetine giren sıcak havanın  $x$  eksenini doğrultusunda aktığı düşünüldüğünde ısı değiştiricisine girişteki kırmızı renkteki havanın sıcaklığının düşmesi sonucu önce sarıya ardından yeşile ve çıkışta da daha düşerek maviye doğru değiştiği görülmektedir.



**Şekil 4.45:** Kesikli dairesel kanat için akış boyunca sıcaklık dağılımı

Yapılan sayısal çalışmalar sonucunda kesikli dairesel kanatlı boru demeti modeli için ısı transferi açısından elde edilen sonuçlar genel olarak şu şekilde sıralanabilir.

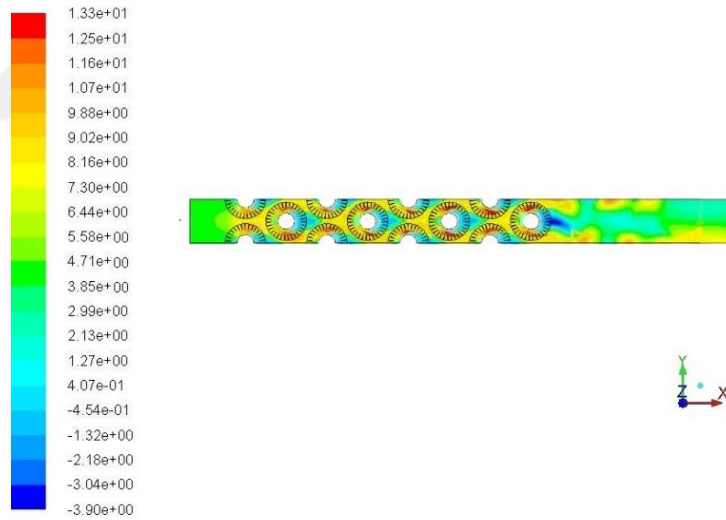
- Kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisinde boru dış çapının artması Nu sayısını % 4.7 artırarak ısı transferini yükseltmiş ve ısı transferini olumlu yönde etkilemiştir.
- Kesikli kanat yükseklik oranının incelenmesi ile düz dairesel kanat ile kesikli kanadın ısı transferi ve akış sürtünmeleri açısından karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırma sonucunda kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisinin ısı transferi düz dairesel kanatlı boru demeti geometrisine göre % 8.1 yüksek çıkmıştır.
- Kanat yüksekliğinin artması kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisi için türbülansı artırarak Nu sayısının % 3.4 artmasına sebep olmuş ve ısı transferinin yükselmesini sağlamıştır.
- Kanat adımı düşük Re sayılarında kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisi için ısı transferi açısından önemli bir etkiye neden olmamıştır. Buna karşın yüksek Re sayılarında kanat adımının artması ısı transfer hızını artırarak ısı transferinin iyileşmesini sağlamıştır.
- Kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisi için kanat kalınlığının artması düşük Re sayılarında ısı transferinde kayda değer şekilde etkilemesine rağmen yüksek Re sayılarında az da olsa ısı transferini artırarak ısı iyileştirdiği görülmüştür.
- Kesikli dairesel kanatlarda kanat genişliğinin artması ısı transferini azalttığı görülmektedir.



Tamamlanan sayısal analiz sonuçlarından elde edilen verilere göre kesikli dairesel kanatların farklı parametrelere göre ısı transferi incelenmiş olup bu değerler ile sonraki bölümlerde bahsedilecek çalışmalar sonucunda düz ve delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrilerinin karşılaştırmaları da sağlanacaktır.

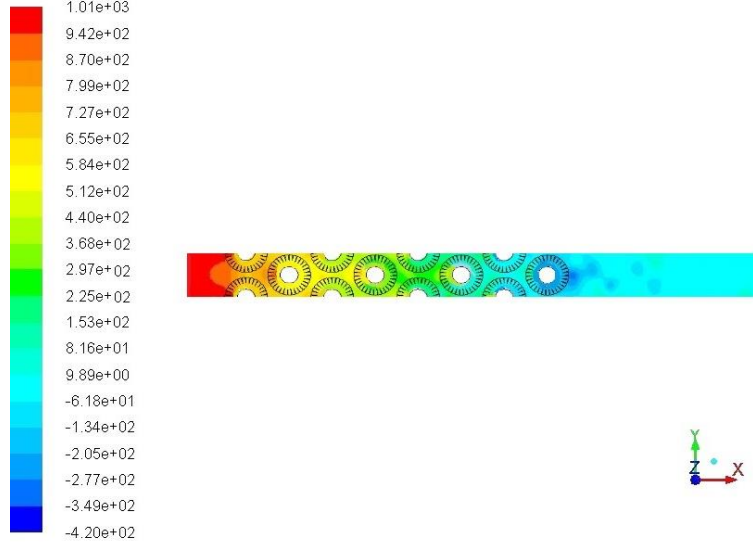
#### 4.2.14.2. Kesikli dairesel kanatlı boru demeti içi akış analizi

Kesikli dairesel kanatlı boru demeti için yapılan sayısal analizler sonucunda akış boyunca  $x$  eksenini doğrultusunda elde edilen hız dağılımı grafiği Şekil 4.46'da gösterilmektedir. Grafiğe göre sabit hız ile boru demetine giren hava, kanatlar arasında kesit alanının azalmasıyla hız değeri artmış olup, renk skalasında girişteki renge göre yeşilden sarıya bazı noktalarda ise kırmızıya yaklaştığı görülmektedir. Kanatlar arası bazı noktalarda ise akışın geri dönüşe uğrayıp vorteksler oluşturduğu, koyu mavi renkli düşük hız değerlerinden anlaşılmaktadır. Özellikle kesikli kanadın geometrisine özgü sahip olduğu kanatçık dışlarının arasından geçmeye çalışan akışkan partikülleri, akışta hız dalgalanmalarına neden olarak, türbülansın artmasına sebep olmaktadır.



Şekil 4.46: Kesikli dairesel kanat için akış boyunca hız dağılımı

Akış boyunca  $x$  eksenini doğrultusunda meydana gelen basınç kontürleri de Şekil 4.47'deki grafikte gösterilmektedir.



**Şekil 4.47:** Kesikli dairesel kanat için akış boyunca basınç dağılımı

Basınç dağılımı grafiğinden de anlaşılacağı üzere akış boyunca havanın kanatlara çarptığı ön yüzeylerde yüksek basınç oluşturduğu görülmektedir. Yine akışın vortexten dolayı geri döndüğü noktalarda ise koyu mavi renk ile belirtilen kısımlarda ters basıncın meydana geldiği görülmektedir. Buralarda çıkışta tanımlı olan atmosfer basıncından daha düşük negatif basınç değerleri görülmektedir. Ayrıca kesikli kanatlardaki kanatçık dişlerinin arasından akışkan geçmeye zorlandığı için bu noktalarda da basınç düşümünün arttığı görülmektedir. Bu sebeple sürtünmelerin arttığı türbülansın yükseldiği görülmüştür.

Yapılan sayısal çalışmalar sonucunda kesikli dairesel kanatlı boru demeti modeli için akış sürtünmeleri açısından elde edilen sonuçlar genel olarak şu şekilde sıralanabilir.

- Kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisinde boru dış çapının artması sürtünme faktörü olan  $Eu$  sayısını % 4.1 düşürerek, akışı iyileştirdiği saptanmıştır.
- Kesikli kanat yükseklik oranının incelenmesi sonucunda düz dairesel kanat ile kesikli kanadın akış sürtünmelerinin de karşılaştırılması sağlanmıştır. Bu karşılaştırma sonucunda kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisinin  $Eu$  sayısının düz dairesel kanatlı boru demeti geometrisine göre % 7.3 yüksek çıktığı görülmüştür.
- Kanat yüksekliğinin artması kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisinde sürtünme faktörü olan  $Eu$  sayısını artırarak, basınç düşümünü artırdığı gözlemlenmiştir.

- Kanat adımının artması kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisinde, sürtünme faktörü olan  $Eu$  sayısını düşürerek, akışı iyileştirdiği görülmektedir.
- Kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisi için kanat kalınlığının artması sürtünme faktörü olan  $Eu$  sayısını artırmıştır. Buna karşın kanat kalınlığının azaltılması ile de akışı iyileşeceği görülmüştür.
- Kanat genişliğinin azaltılması ile sürtünme faktörü olan  $Eu$  sayısının arttığı görülmektedir. Kesikli dairesel kanatlı boru demetleri için kesikli kanat genişliğinin daha büyük olması sürtünme faktörünü düşürerek, basınç düşümünü azaltacağı anlaşılmıştır.

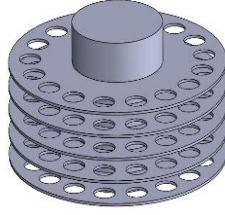
### 4.3. Delikli Düz Dairesel Kanatlı Boru Demetleri için Isı Transferi ve Akış Analizi

Geometri olarak düz dairesel kanat etrafına dairesel delikler delinerek oluşturulan bu model çapraz akışlı bir ısı değiştiricisi içerisinde boru demeti olarak tasarlanmıştır. Bu bölümdeki tüm sayısal çalışmalar da Ansys-Fluent paket programında üç boyutlu olarak yapılmıştır. Sayısal çalışmalar literatür ile doğrulaması yapılarak analizlere başlanmıştır. Sayısal çalışmalar zamandan bağımsız olarak gerçekleştirilmiştir. Analizlerde doğrulama çalışması sonrası en yakın sonucu veren SST  $k - \omega$  türbülans modeli kullanılmıştır.

Sayısal analizlerin fazla zaman almaması ve aynı zamanda hassas sonuçlar verebilmesi adına ağ bağımsızlığı çalışması yapılarak uygun ağ eleman sayısı ve ağ yapısı belirlenmiştir. Tüm çalışmalar 5000 ila 25000 aralığında beş farklı  $Re$  sayısında gerçekleştirilmiştir. Boru dış çapı, kanat yüksekliği, kanat adımı ve kanat kalınlığı olmak üzere dört farklı değişken geometrik parametre belirlenmiştir. Bu değişken geometrik parametrelerin her birinin ayrı ayrı değişiminin ısı transferi ve basınç düşümüne olan etkisi incelenmiştir.

#### 4.3.1. Üç boyutlu delikli düz dairesel kanatlı boru demeti geometrisi

Delikli düz dairesel kanatlı boru geometrisi üç boyutlu olarak Şekil 4.48'de görülmektedir. Bu kanatlı borular ısı değiştiricisi içerisine Şekil 4.49'daki gibi boru demeti halinde yerleştirilmektedir. Boru demeti akış yönüne göre akış boyunca şaşırtmalı şekilde dizilmiş sekiz sıra sayılı yirmi tane borudan meydana gelmektedir. Sayısal çalışmalarda boru demetindeki borular şaşırtmalı dizilim esas alınarak modellenmiştir.



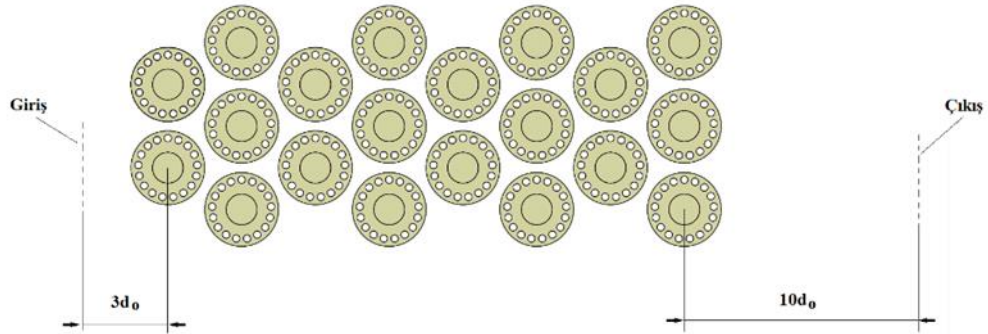
**Şekil 4.48:** Delikli düz dairesel kanatlı boru



**Şekil 4.49:** Delikli düz dairesel kanatlı boru demeti

### 4.3.2. Sayısal model

Delikli düz dairesel kanatlı boru demeti geometrisi için yapılan tüm sayısal çalışmalarda ısı değiştiricisinin yalnızca gaz tarafı dikkate alınmıştır. Gaz tarafında akışkan olarak hava tanımlanmıştır. Akışkanın haricinde kalan boru ve kanat yüzeyleri için ise sabit yüzey sıcaklığı tanımı yapılmıştır. Kanat ve boru malzemesi için de uygulamada çokça kullanılan Alüminyum seçilmiştir. Ayrıca sayısal model hazırlanırken Şekil 4.50 'de gösterildiği gibi hava girişi akış yönünde ilk borunun merkezinden  $3d_o$  hava çıkışı ise son borunun merkezinden  $10d_o$  uzaklıkta tanımlanmıştır. Sayısal analizler sonucunda boyutsuz sayıların hesaplanması için gerekli giriş ve çıkış noktalarındaki sıcaklık ve basınç değerleri bu noktalardan alınacaktır.



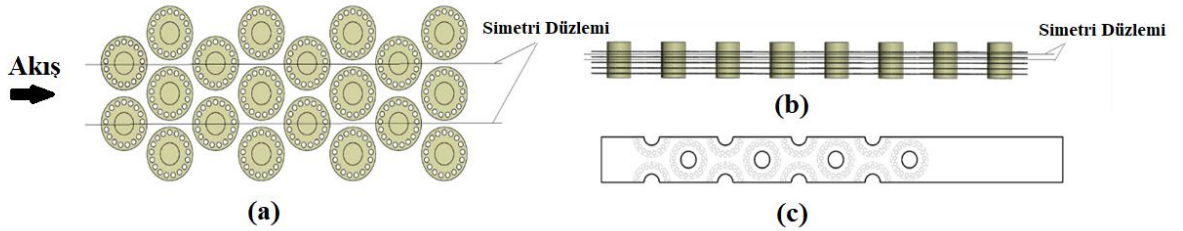
**Şekil 4.50:** Sayısal model için hava giriş ve çıkışı tanımı

### 4.3.3. Türbülans modeli

Re-Normalization Group (*RNG k – ε*) ve Shear Stress Transport (*SST k – w*) türbülans modelleri, bu tür nümerik çalışmalarında sıklıkla kullanılan türbülans modelleridir. Bu sebeple uygun türbülans modelini seçmek için bu iki türbülans modeli ile doğrulama çalışması yapılmasına karar verilmiştir. Doğrulama çalışması sonucunda *SST k – w* türbülans modeli literatüre en yakın sonuçları verdiği görülmüştür. Böylelikle tüm sayısal çalışmalarda kullanılacak uygun türbülans modeli belirlenmiştir.

### 4.3.4. Sınır koşulları

Sayısal çalışmalar için tüm analizlerde hız girişi (velocity-inlet) ile basınç çıkışı (pressure-outlet) sınır koşulları uygulanmıştır. Ayrıca akışkanın duvara temas ettiği noktalarda sıfır hız kabulünün yapıldığı kaymazlık (non-slip condition) şartı da tanımlanmıştır. Giriş için hız Re sayısına bağlı olarak değişken olmakla birlikte çıkış için hava dışarı atıldığından dolayı efektif basınç 0 Pa sabit atmosfer basıncı olarak kabul edilmiştir. Akışkanın temas ettiği tüm katı yüzeyler için (Wall) duvarda sabit yüzey sıcaklığı tanımı yapılmıştır. Kanat ve boru yüzeyleri için sabit yüzey sıcaklığı tüm analizlerde 283 K alınmıştır. Girişte ise hava sıcaklığı 423 K alınmıştır. Tüm bunlarla beraber sayısal analizlerin süresinin kısaltmak amacıyla, simetrik geometrili modellerde kullanılan simetri sınır şartı da uygulanmıştır. Analiz için oluşturulan HAD modelinin simetri düzlemleri ve analize girecek HAD modelinin son hali Şekil 4.51’ de gösterilmektedir.



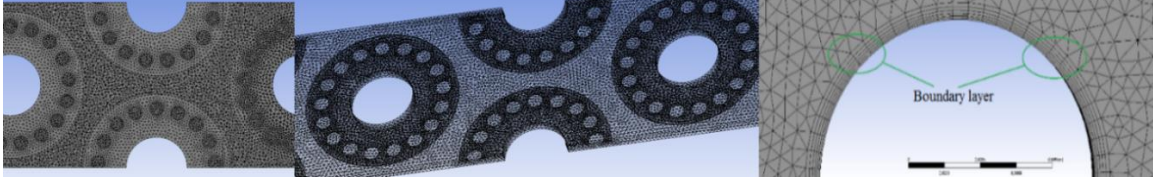
Şekil 4.51: Modelin simetri şartı a) Üstten görünüş b) Yandan görünüş c) HAD modelin son hali

### 4.3.5. Sayısal model ağ yapısı ve ağ bağımsızlığı

#### 4.3.5.1. Ağ yapısı

Delikli düz dairesel kanatlı boru demeti geometrisi için oluşturulan ağ yapısı Şekil 4.52’de görülmektedir. Daha hassas sonuçlar almak adına kanat ve delik yüzeylerine yakın

noktalarda daha küçük ağ eleman boyutu tanımlanıp yüzey ağ elemanı (face mesh) kullanılmıştır. Geri kalan bölgelerde nispeten büyük ağ elemanı seçilip hacim ağ elemanı (body mesh) kullanılarak analiz süresinin uzaması engellenmiştir. Tek tip ağ eleman şekli kullanılmayıp dört yüzlü (Tetrahedral) ve üçgensel (triangular) hücrelerden oluşan ağ eleman tipleri seçilerek ağ yapısı oluşturulmuştur.



**Şekil 4.52:** Delikli düz dairesel kanatlı boru demeti modelinin ağ yapısı

Delikli kesikli dairesel kanat ile ilgili ağ yapısı oluşturulurken de sınır tabakanın modellenmesine dikkat edilmiştir. Sınır tabakanın doğru modellenmesi sonuçların hassasiyeti açısından oldukça önemlidir. Yapılacak olan analizlerin gerçeğe yakın sonuçlar verebilmesi açısından sınır tabaka kalınlığının doğru modellenmesi gerekmektedir. Kullanılan paket program içerisinde sınır tabaka kalınlığının arzu edilen adet ve kalınlıkta katmanlara ayrılabilmesi için “inflation” ismi verilen sınır tabaka katmanları seçeneği bulunmaktadır.

Düz dairesel kanatlar ile ilgili yapılan sınır tabaka katmanı hesabı dikkate alınarak, delikli düz dairesel kanat için de aynı şekilde kanat ve boru yüzeylerinde sınır tabaka katmanları oluşturulmuştur. Akış şartları benzer olmasından dolayı ilk tabaka kalınlığı düz dairesel kanat geometrisinde olduğu gibi hesaplandıktan sonra bir sonraki tabaka kalınlığı % 20 artacak şekilde altı adet katmandan oluşan sınır tabaka katmanları elde edilmiştir.

Tüm bu ağ çalışmaları neticesinde delikli düz dairesel kanatlı boru demeti modelinin ağ yapısı hazır hale getirilerek ağ bağımsızlığı çalışması için zemin oluşturulmuştur. Delikli düz dairesel kanatlı boru demeti geometrisine ait oluşturulan bu ağ yapısı ile birlikte ağ bağımsızlığı çalışmaları için sayısal analizler yapıldıktan sonra sayısal modelin ağ yapısının son hali meydana gelecektir. Ağ bağımsızlığı çalışması ile delikli düz dairesel kanatlı boru demeti geometrisi için mesh yapısının son hali elde edilmiş olacaktır.

#### **4.3.5.2. Ağ bağımsızlığı**

Delikli düz dairesel kanatlı boru demeti geometrisi için de ağ bağımsızlığı çalışması yapılmıştır. Ağ bağımsızlığını elde edebilmek adına düşük mesh (ağ) sayısından yüksek

mesh sayısına doğru ağ eleman sayısı artırılarak ısı transferi ve akış sonuçlarına bakılmıştır. Belirli bir mesh sayısından sonra eleman sayısını artırmanın sonuçları değiştirmedığı nokta ağ bağımsızlığının elde edildiği nokta olmaktadır. Delikli düz dairesel kanatlı boru demeti ile ilgili yapılan sayısal analiz sonuçları, ısı transferi ve akış olmak üzere iki ayrı açıdan incelendiği için ağ bağımsızlığı çalışması da iki ayrı yönden ele alınmıştır.

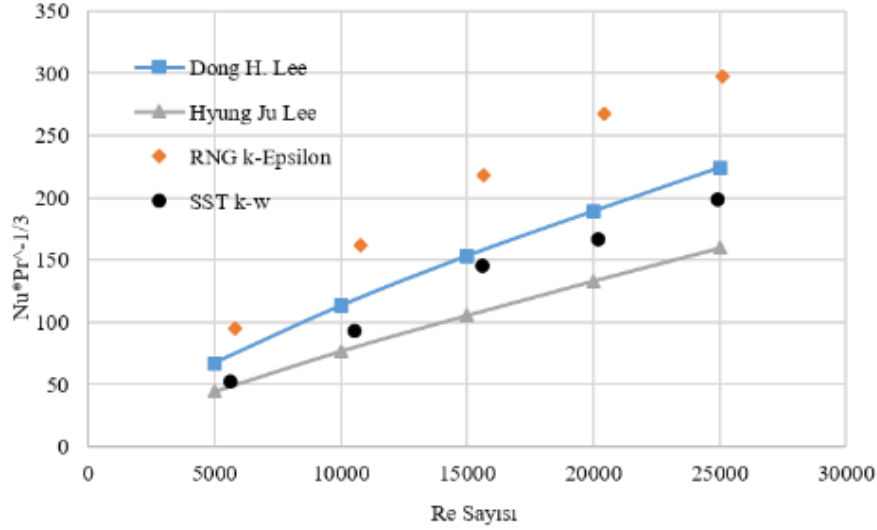
Yapılan ağ bağımsızlığı çalışması Çizelge 4.5’de gösterilmektedir. Buna göre yapılan analizler neticesinde ağ eleman sayısının  $2.15 \times 10^5$  ’e ulaştığı mesh yapısında Nu sayısına bağlı elde edilen ısı transfer faktörünün kararlı hale gelip çok fazla değişmediği görülmüştür. Sürtünme faktörü olan Eu sayısının da yine  $2.15 \times 10^5$  mesh sayısının kullanıldığı analizden sonra çok fazla değişmediği görülmüştür. Bu noktalar her iki açıdan ağ bağımsızlığının başladığı noktalardır. Sonuçların daha hassas olması adına bir üst ağ eleman sayısında çalışılmak istenmiştir. Buna bağlı olarak termal ve akış açısından ikisinin de dikkate alınmasıyla  $4.61 \times 10^5$  ağ eleman sayısının kullanılmasına karar verilmiştir. Böylelikle hem ısı hem de akış boyutsuz sayılarının çok değişmediği aynı zamanda da sonuçların hassasiyetinden de ödün verilmediği mesh yapısı elde edilmiştir.

**Çizelge 4.5:** Delikli düz dairesel kanatlı boru demeti için ağ bağımsızlığı çalışması

Ağ Eleman Sayısı	$NuPr^{-1/3}$	$Eu$
$4.11 \times 10^4$	174	0.50
$7.85 \times 10^4$	176	0.45
$1.03 \times 10^5$	243	0,55
$2.15 \times 10^5$	245	0.76
$4.61 \times 10^5$	247	0.77
$6.29 \times 10^5$	245	0.77
$8.54 \times 10^5$	249	0.76
$1.08 \times 10^6$	245	0.76

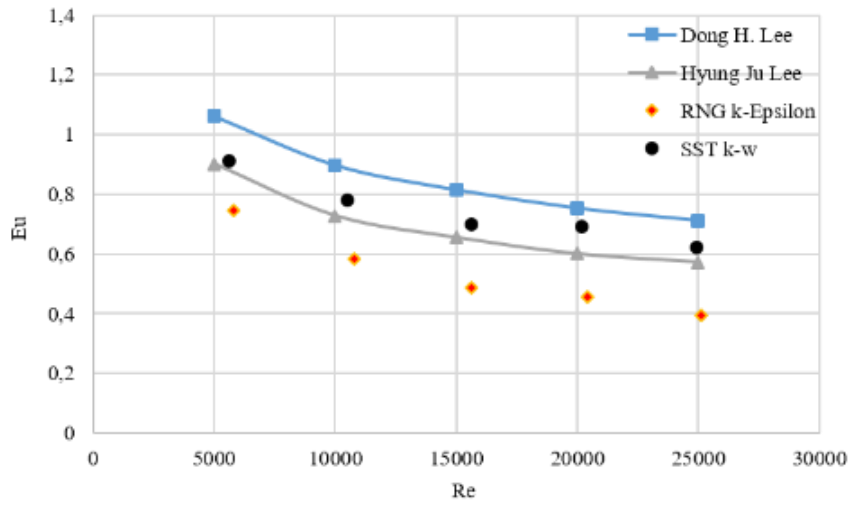
#### 4.3.6. Doğrulama çalışması

Delikli düz dairesel kanatlı boru demetleri için literatürde yer alan farklı birkaç çalışma esas alınarak hem ısı transferi hem de basınç düşümü açısından ayrı ayrı doğrulama çalışmaları yapılmıştır. Şekil 4.53’de sayısal analizlerin doğruluğu için ısı transferini karşılaştırmak amacıyla yapılan doğrulama çalışması görülmektedir.



**Şekil 4.53:** Delikli düz dairesel kanatlı boru demeti için ısı transferi açısından yapılan doğrulama çalışması

Akış sürtünmelerini karşılaştırmak amacıyla sürtünme faktörüne göre yapılan doğrulama çalışması ise Şekil 4.54'de görülmektedir. İki ayrı türbülans modeli ile gerçekleştirilen analizler sonucunda *SST k – w* türbülans modelinin ortalama % 6.5 fark ile literatüre yakın sonuç verdiği görülüyorken, *RNG k – ε* türbülans modeli ise ortalama % 9.3 fark ile literatüre yaklaştığı görülmüştür.



**Şekil 4.54:** Delikli düz dairesel kanatlı boru demeti için sürtünme faktörü açısından yapılan doğrulama çalışması

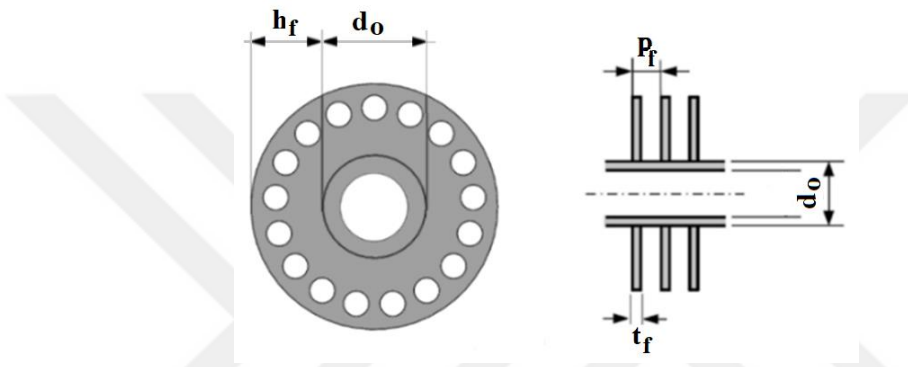
Yapılan doğrulama çalışması neticesinde ısı transferi ve sürtünme faktörü açısından ayrı ayrı bakıldığında bariz olarak *SST k – w* türbülans modelinin literatürle daha uyumlu olduğu görülmektedir. Buna göre düz dairesel kanatlı boru demeti geometrisi ile ilgili yapılacak



sayısal çalışmalarda bu türbülans modeli seçilerek analizlerin tamamlanmasına karar verilmiştir.

#### 4.3.7. Değişken geometrik parametreler

Delikli düz dairesel kanatlı boru geometrisi için sayısal analizlerde çalışılmak üzere belirlenen geometrik değişken parametreler Şekil 4.55’de gösterilmektedir. Bu dört değişken geometrik parametre boru dış çapı ( $d_o$ ), kanat yüksekliği ( $h_f$ ), kanat adımı ( $p_f$ ) ve kanat kalınlığı ( $t_f$ ) olmak üzere belirlenmiştir. Bu değişken parametrelere göre geometriler çizilerek üç boyutlu modeller oluşturulmuştur.



**Şekil 4.55:** Delikli düz dairesel kanatlı boru için belirlenen geometrik parametreler

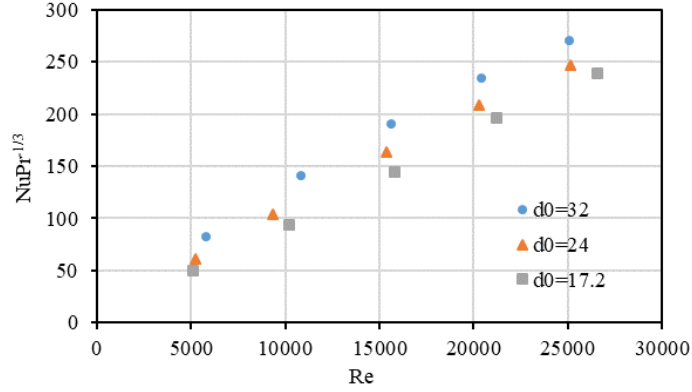
Belirlenen değişken geometrik parametrelerin değerleri milimetre olarak Çizelge 4.6’da verilmiştir. Delikli düz dairesel kanatlı boru demeti ile ilgili farklı Re sayılarında yapılan sayısal analizler ile parametrelerin değişiminin ısı ve akışa olan etkilerini gösterebilmek için boyutsuz Nu ve Eu sayıları hesaplanmıştır. Sonuçların Re sayısına göre grafikleri oluşturularak, parametrelerin ısı transferi ve basınç düşümüne olan etkileri incelenip yorumları yapılmıştır.

**Çizelge 4.6:** Delikli Düz dairesel kanatlı boru için değişken parametre değerleri

<b>Değişken Geometrik Parametreler</b>			
$d_o$	$h_f$	$p_f$	$t_f$
17.2	6.0	2.5	0.4
24.0	8.0	3.5	1.0
32.0	12.0	5.5	1.2

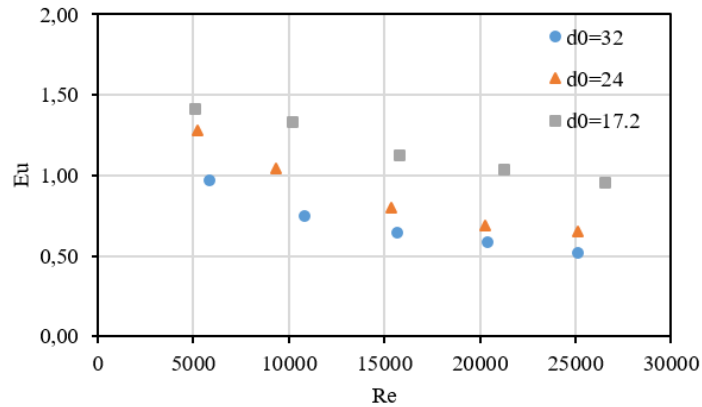
#### 4.3.8. Boru dış çapının etkisinin incelenmesi

Delikli düz dairesel kanatlı boru demeti geometrisinde, boru çapının ısı transferi ve basınç düşümüne olan etkisini ayrı ayrı incelenmiştir. Üç boyutlu delikli düz dairesel kanatlı boru demeti geometrileri Çizelge 4.6'nın birinci satırında verilen  $d_o$  dışındaki diğer parametreler sabit olmak koşulu ile  $d_o = 32 \text{ mm}$ ,  $d_o = 24 \text{ mm}$ , ve  $d_o = 17.2 \text{ mm}$  çap değerleri için oluşturularak sayısal analize hazır hale getirilmiştir. Yapılan sayısal analiz sonuçlarına göre boru dış çapının ısı transferine olan etkisi Şekil 4.56'daki grafikte gösterilmektedir.



Şekil 4.56: Delikli düz dairesel kanat için boru dış çapının ısı transferine olan etkisi

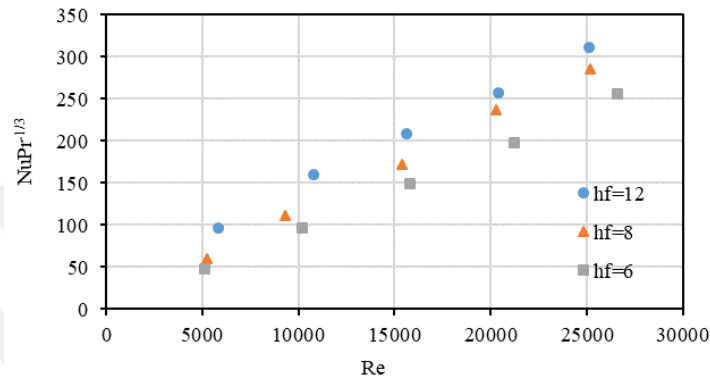
Sayısal analizler sonucunda elde edilen grafiğe göre boru dış çapının artmasıyla ısı transferinin de arttığı gözlemlenmiştir. Akış analizi sonuçları ise sürtünme faktörüne bağlı olarak Şekil 4.57'de gösterilmektedir. Bu grafiğe göre ise boru çapının artmasıyla basınç düşümünün azaldığı görülmektedir.



Şekil 4.57: Delikli düz dairesel kanat için boru dış çapının sürtünme faktörüne olan etkisi

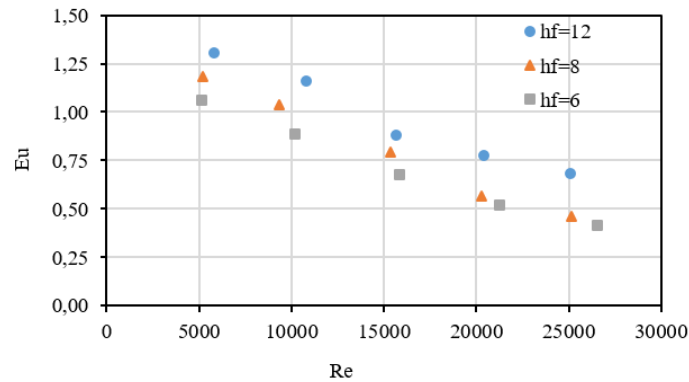
### 4.3.9. Kanat yüksekliğinin etkisinin incelenmesi

Delikli düz dairesel kanatlı boru demeti geometrisinde, kanat yüksekliğinin ısı transferi ve basınç düşümüne olan etkisini ayrı ayrı incelenmiştir. Kanat yüksekliği Çizelge 4.6'nın birinci satırında verilen  $h_f$  dışındaki diğer parametreler sabit olmak koşulu ile  $h_f = 6 \text{ mm}$ ,  $h_f = 8 \text{ mm}$  ve  $h_f = 12 \text{ mm}$  olmak üzere üç farklı değerde sayısal olarak analize alınmıştır. Yapılan sayısal analizler sonucunda kanat yüksekliğinin ısı transferine olan etkisi Şekil 4.58'deki grafikte gösterilmektedir.



Şekil 4.58: Delikli düz dairesel kanat için kanat yüksekliğinin ısı transferine olan etkisi

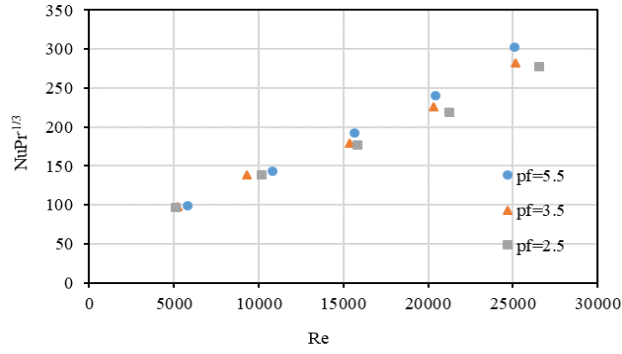
Sayısal analizlere göre kanat yüksekliğinin artması ısı transferini artırdığı gözlemlenmektedir. Kanat yüksekliğinin sürtünme faktörüne olan etkisi ise Şekil 4.59' da gösterilmektedir. Buna göre kanat yüksekliğinin artması sürtünme faktörü olan  $E_u$  sayısını da artırmaktadır. Kanat yüksekliğinin artması ısı transferini artırdığı gibi basınç düşümünün de artmasına sebep olmaktadır.



Şekil 4.59: Delikli düz dairesel kanat için kanat yüksekliğinin sürtünme faktörüne olan etkisi

#### 4.3.10. Kanat adımının etkisinin incelenmesi

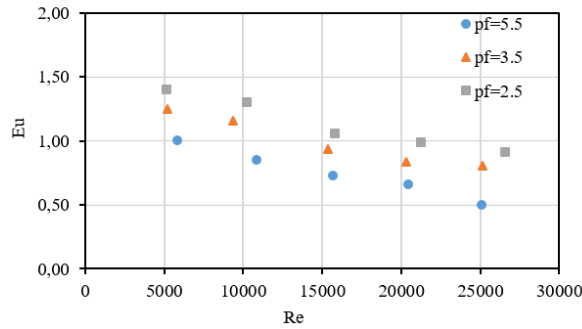
Kanatlar arasındaki mesafe akışın türbülans şiddetini etkileyerek ısı transferi ve basınç düşümünün değişmesine neden olmaktadır. Delikli düz dairesel kanatlı boru demeti geometrisinde kanat adımının etkisini inceleyebilmek adına Çizelge 4.6'nın birinci satırında verilen  $p_f$  dışındaki diğer parametreler sabit olmak koşulu ile üç farklı kanat adımı değeri  $p_f = 5.5 \text{ mm}$ ,  $p_f = 3.5 \text{ mm}$  ve  $p_f = 2.5 \text{ mm}$  olarak belirlenmiştir. Yapılan sayısal analizlere göre kanat adımının ısı transferine olan etkisi Şekil 4.60'da gösterilmektedir.



Şekil 4.60: Delikli düz dairesel kanat için kanat adımının ısı transferine olan etkisi

Buna göre düşük Re sayılarında kanat adımıdaki değişimin ısı transferini çok fazla etkilemediği görülmektedir. Fakat yüksek Re sayılarında kanat adımıdaki artış Nu sayısını artırmış ve ısı transfer hızı yükselmiştir.

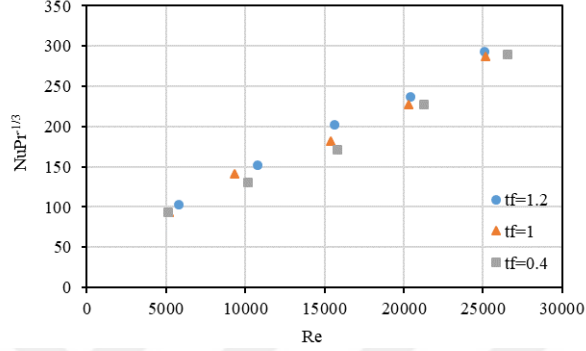
Kanat adımının basınç düşümüne olan etkisi ise Şekil 4.61'de gösterilmektedir. Grafiğe göre kanat adımının artmasının sürtünme faktörü olan  $E_u$  sayısının düşmesine neden olduğu görülmektedir.



Şekil 4.61: Delikli düz dairesel kanat için kanat adımının sürtünme faktörüne olan etkisi

### 4.3.11. Kanat kalınlığının etkisinin incelenmesi

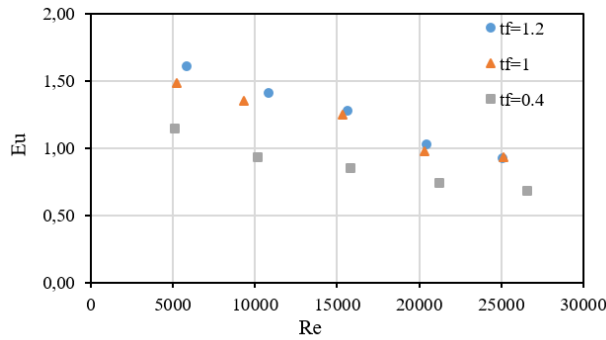
Delikli düz dairesel kanatlı boru demeti geometrisinde kanat kalınlığının ısı transferine ve basınç düşümüne olan etkisinin incelenmesi amacıyla üç farklı kalınlık değeri belirlenmiştir. Belirlenen bu üç farklı kalınlık değerleri Çizelge 4.4' ün birinci satırında verilen  $t_f$  dışındaki diğer parametreler sabit olmak koşulu ile  $t_f = 1.2 \text{ mm}$ ,  $t_f = 1 \text{ mm}$  ve  $t_f = 0.4 \text{ mm}$  'dir. Kanat kalınlığının ısı transferine olan etkisi Şekil 4.62'deki grafikte gösterilmektedir.



Şekil 4.62: Delikli düz dairesel kanat için kanat kalınlığının ısı transferine olan etkisi

Görüldüğü üzere düşük Re sayıları için kanat kalınlığının değişmesi Nu sayısını pek fazla etkilemediği görülmektedir. Buna karşın yüksek Re sayılarında kanat kalınlığının artması Nu sayısını düşük miktarda da olsa artırdığı görülmektedir.

Delikli düz dairesel kanat için kanat kalınlığının sürtünme faktörüne olan etkisi ise Şekil 4.63' de gösterilmektedir. Grafikte de anlaşıldığı üzere kanat kalınlığının azalması sürtünme faktörü olan  $E_u$  sayısını azaltmaktadır. Re sayısı büyüdükçe kanat kalınlığının sürtünme faktörüne olan etkisi de gittikçe azalmaktadır.



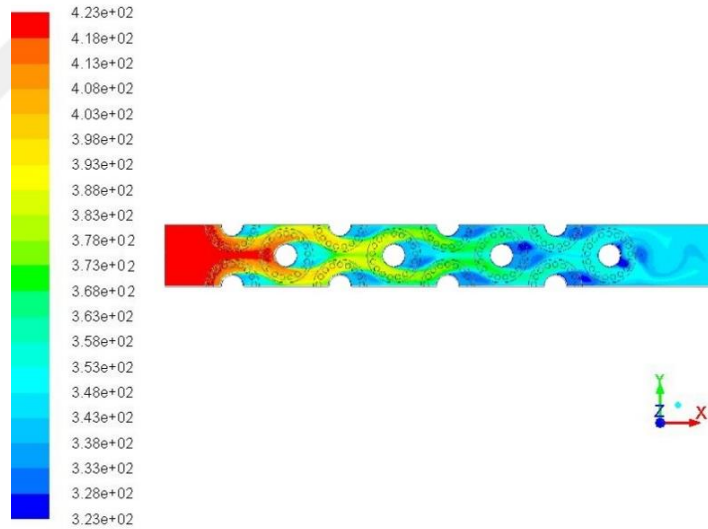
Şekil 4.63: Delikli düz dairesel kanat için kanat kalınlığının sürtünme faktörüne olan etkisi

#### 4.3.12. Delikli düz dairesel kanatlı boru demeti geometrisi için sayısal analiz sonuçları

Delikli düz dairesel kanatlı boru demeti geometrisi için yapılan sayısal çalışmalar ile belirlenen geometrik değişken parametrelerin ısı transferi ve sürtünme faktörüne olan etkileri ortaya konulmuştur. Sayısal analizlerden elde edilen sonuçlara göre delikli düz dairesel kanatlı boru demeti modeli ısı ve akış açısından ayrı ayrı incelenerek sonuçlandırılmıştır.

##### 4.3.12.1. Delikli düz dairesel kanatlı boru demeti için ısı analiz

Delikli düz dairesel kanatlı boru demeti için yapılan sayısal analiz sonucunda elde edilen sıcaklık dağılımını gösteren grafik Şekil 4.64'de verilmektedir. Boru demetine giren sıcak havanın kanatlı boruları dolaştıktan sonra sıcaklığının azaldığı görülmektedir. Boru demetine giren sıcak havanın  $x$  eksenine doğrultusunda aktığı düşünüldüğünde ısı değiştiricisine girişteki kırmızı renkteki havanın sıcaklığının düşmesi sonucu önce sarıya ardından yeşile ve çıkışta da daha düşerek maviye doğru değiştiği görülmektedir.



Şekil 4.64: Delikli düz dairesel kanat için akış boyunca sıcaklık dağılımı

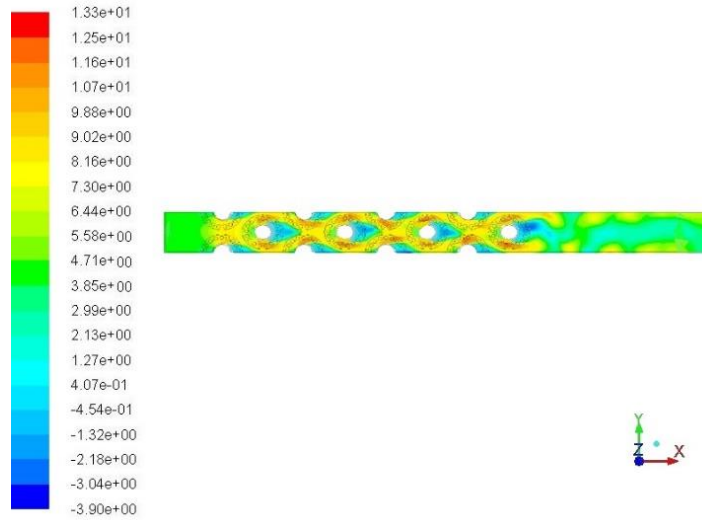
Sayısal çalışmalar sonucunda delikli düz dairesel kanatlı boru demeti modeli için ısı transferi açısından elde edilen sonuçlar genel olarak şu şekilde sıralanabilir.

- Delikli düz dairesel kanatlı boru demeti geometrisinde, boru dış çapının artması Nu sayısını % 2.1 artırarak ısı transferini yükseltmiş ve ısı transferi olumlu yönde etkilemiştir.

- Delikli düz dairesel kanatlı boru demeti geometrisi için kanat yüksekliğinin artması türbülansı artırarak Nu sayısının % 3.8 artmasına sebep olmuş ve ısı transferinin yükselmesini sağlamıştır.
- Kanat adımı düşük Re sayılarında delikli düz dairesel kanatlı boru demeti geometrisi için ısı transferi açısından önemli bir etkiye neden olmamıştır. Buna karşın yüksek Re sayılarında kanat adımının artması ısı transfer hızını artırarak ısı transferinin iyileşmesini sağlamıştır.
- Kanat kalınlığının artması düşük Re sayılarında ısı transferinde kayda değer şekilde etkilemesine rağmen yüksek Re sayılarında az da olsa ısı transferini artırarak iyileştirdiği görülmüştür.

#### 4.3.12.2. Delikli düz dairesel kanatlı boru demeti içi akış analizi

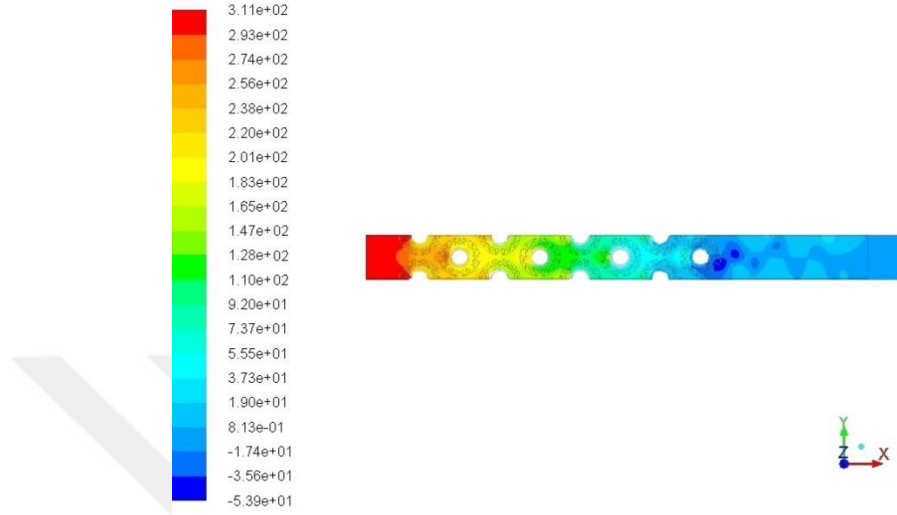
Delikli düz dairesel kanatlı boru demeti için yapılan sayısal analiz sonucunda akış boyunca  $x$  eksenini doğrultusunda elde edilen hız dağılımı grafiği Şekil 4.65’de gösterilmektedir. Grafiğe göre sabit hız ile boru demetine giren hava, kanatlar arasında kesit alanının azalmasıyla hız değeri artmış olup, renk skalasında girişteki renge göre yeşilden sarıya bazı noktalarda ise kırmızıya yaklaştığı görülmektedir. Kanatlar arkası bazı noktalarda ise akışın geri dönüşü uğrayıp vorteksler oluşturduğu mavi renkli düşük hız değerlerinden anlaşılmaktadır.



**Şekil 4.65:** Delikli düz dairesel kanat için akış boyunca hız dağılımı

Akış boyunca  $x$  eksenini doğrultusunda meydana gelen basınç kontörleri de Şekil 4.66’daki şekilde gösterilmektedir. Buna göre akış boyunca havanın kanatlara çarptığı ön yüzeylerde

yüksek basınç oluşturduğu görülmektedir. Yine akışın vortexten dolayı geri döndüğü noktalarda ise mavi renk ile belirtilen kısımlarda ters basıncın meydana geldiği görülmektedir. Buralarda çıkışta tanımlı olan atmosfer basıncından daha düşük negatif basınç değerleri görülmektedir.



**Şekil 4.66:** Delikli düz dairesel kanat için akış boyunca basınç dağılımı

Delikli düz dairesel kanatlı boru demeti modeli için akış sürtünmeleri açısından elde edilen sonuçlar genel olarak şu şekilde sıralanabilir.

- Delikli düz dairesel kanatlı boru demeti geometrisinde boru dış çapının artması sürtünme faktörü olan % 5.9 Eu sayısını düşürerek, akışı iyileştirdiği saptanmıştır.
- Kanat yüksekliğinin artması delikli düz dairesel kanatlı boru demeti geometrisinde sürtünme faktörü olan Eu sayısını % 6.3 artırarak, basınç düşümünü artırdığı ve akış kaynaklı sürtünmeleri artırdığı gözlemlenmiştir.
- Kanat adımının artması delikli düz dairesel kanatlı boru demeti geometrisinde, sürtünme faktörü olan Eu sayısını düşürerek, akışı iyileştirdiği görülmektedir.
- Delikli düz dairesel kanatlı boru demeti geometrisi için kanat kalınlığının artması sürtünme faktörü olan Eu sayısını artırmıştır. Buna karşın kanat kalınlığının azaltılması ile de akış sürtünmelerinin düşeceği görülmüştür.



#### 4.4. Delikli Kesikli Dairesel Kanatlı Boru Demetleri için Isı Transferi ve Akış Analizi

Bu bölümde kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisinin kanatçık dişlerine delikler delinerek oluşturulan, delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti modeli üzerine yapılan çalışmalar hakkında bilgi verilecektir. Üzerinde delikler bulunan düz dairesel kanatlar ile ilgili çalışmalar literatürde bulunmasına rağmen kesikli dairesel kanatlara delik delinerek oluşturulan bir çalışmaya literatürde rastlanılmamıştır. Delikli kesikli dairesel kanatlar ile ilgili literatürde yayınlanmış örnek bir çalışma bulunmadığından dolayı bu kanat geometrisi ile ilgili deneysel çalışma yapılmasına karar verilmiştir. Delikli kesikli dairesel kanat ile ilgili yapılacak olan bu deneysel çalışma bir yandan literatüre katkı sağlarken diğer yandan tez çalışmasının sonraki bölümünde bu geometri için yapılacak olan sayısal çalışmalara temel oluşturacaktır.

Delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti ile ilgili bu bölümde yapılacak olan deneysel çalışma sayısal çalışmalar için bir doğrulama çalışması niteliğinde olup başlı başına tümünden bir deneysel çalışma değildir. Önceki bölümlerde çalışılan düz, delikli düz ve kesikli dairesel kanat geometri ile karşılaştırılmasının kolay olması amacıyla deney numunesi ve deney düzeneğinin boyutları benzer olacak şekilde oluşturulmuştur. Ayrıca akışkan ve deney numunesinin özellikleri, önceki sayısal çalışmalara yakın olacak şekilde belirlenerek deney şartları oluşturulmuştur. Tek bir deney numunesi üzerinde doğrulama çalışması amacıyla yapılan bu deneysel çalışma yine önceki sayısal çalışmalara benzer olarak, beş farklı  $Re$  sayısı için gerçekleştirilmiştir.

Yapılan deneyler sonucunda elde edilen değerler, hem literatürle hem de önceki bölümlerdeki diğer çalışmalar ile karşılaştırılabilmesi amacıyla boyutsuz sayılara çevrilerek sunulmuştur. Elde edilen verilerin boyutsuz sayılara çevrilmesi hususunda daha önceki kısımlarda bahsedilmiş olan ısı ve akış denklemlerinden faydalanılmıştır. Deneysel çalışmalar sonucunda elde edilen değerler hata analizinden geçirilerek boyutsuz sayılara çevrilmiştir. Deneysel sonuçlardan hesaplanan bu boyutsuz sayılar literatürdeki diğer geometriler ile ilgili çalışmalarla da karşılaştırılıp sonuçların anlamlı olup olmadığı tartışılmıştır. Böylelikle deney sonuçları da bir temele dayandırılmış olmaktadır.

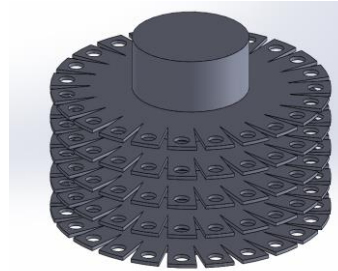
Deneyi yapılan delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisinin farklı parametrelerde ısı transferi ve akış sürtünmelerini incelemek için sayısal analizlerden

faýdalanılmıştır. Birçok parametrenin değişimin farklı akış şartlarında deneysel olarak incelemek hem maliyetli hem de uzun süreler alacağından dolayı doğrulanmış bir sayısal analiz ile çalışmanın daha uygun olacağı kanaatine varılmıştır. Deneyler gerçekleştirildikten sonra doğrulama çalışması yapıp sayısal çalışmalara başlanılmıştır. Sayısal çalışmalarda düz ve kesikli dairesel kanat geometrilerinde olduğu gibi türbülans modeli ve ağ yapısı gibi numerik çalışmalara ait noktalara dikkat edilerek modeller oluşturulmuştur. Sayısal çalışmalarda değişken geometrik parametrelerin ısı transferi ve akış sürtünmelerine olan etkileri ayrı ayrı incelenerek sonuçlar grafiksel olarak sunulmuştur.

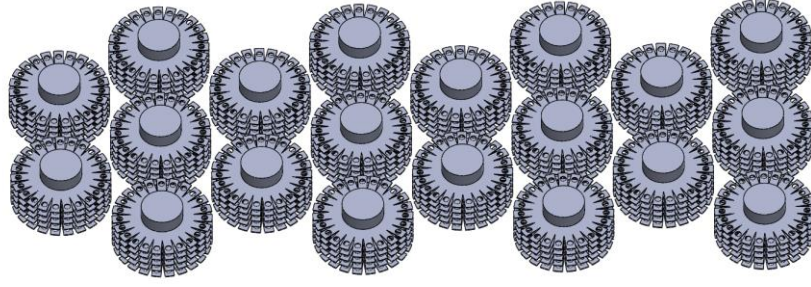
#### 4.4.1. Delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti modelinin sayısal olarak incelenmesi

Bu bölümde deneyi yapılmış olan delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti modeli üzerine sayısal çalışmalar yapılmıştır. Öncelikle deneysel çalışmadaki deney numunesinin birebir ölçülü olarak Şekil 4.67’de gösterildiği gibi üç boyutlu çizimi yapılmıştır. Üç boyutlu olarak çizilen delikli kanatlı boru geometrisi Şekil 4.68’deki gibi şaşırtmalı şekilde dizilmiş boru demeti modeli haline getirilmiştir.

Sayısal modelin doğrulamasının yapılabilmesi adına çizilen bu geometrik model, deneyi yapılan modelin ölçülerine birebir uygun olarak oluşturulmuştur. Bu bağlamda oluşturulan deneysel modelin ölçüleri şu şekildedir: Boru dış çapı  $d_o = 32 \text{ mm}$ , kanat yüksekliği  $h_f = 6 \text{ mm}$ , kanat adımı  $p_f = 5.5 \text{ mm}$ , kanat kalınlığı  $t_f = 1 \text{ mm}$  ve kesikli kanat genişliği  $w_s = 6 \text{ mm}$  olmak üzere kanat geometrisi oluşturulmuştur. Boru demeti ise akış yönüne göre akış boyunca şaşırtmalı şekilde dizilmiş sekiz sıra sayılı 20 adet borudan meydana gelmektedir.



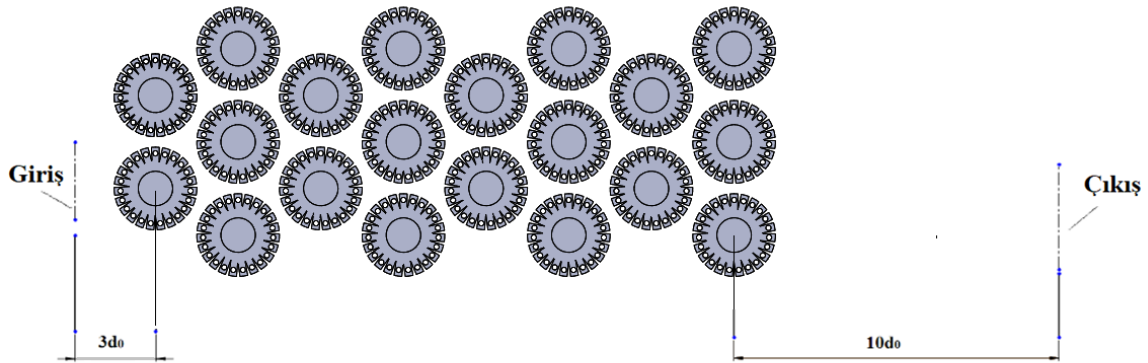
Şekil 4.67: Delikli kesikli dairesel kanatlı boru geometrisi



**Şekil 4.68:** Delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisi

#### 4.4.2. Sayısal model

Delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti ile ilgili yapılan sayısal çalışmalarda da kanat geometrilerinin performansına odaklanıldığından ısı değiştiricisinin yalnızca gaz tarafı dikkate alınmıştır. Gaz tarafında akışkan olarak hava tanımlanmıştır. Akışkanın haricinde kalan boru ve kanat yüzeyleri için ise deney sisteminde de yapılmaya çalışıldığı gibi sabit yüzey sıcaklığı tanımı yapılmıştır. Kanat ve boru malzemesi için deneyde kullanılan numunenin malzemesi olan Alüminyum seçilmiştir. Ayrıca sayısal model hazırlanırken deney numunesinin yerleştirildiği test bölmesi esas alınarak Şekil 4.69 'da gösterildiği gibi hava girişi akış yönünde ilk borunun merkezinden  $3d_o$  hava çıkışı ise son borunun merkezinden  $10d_o$  uzaklıkta tanımlanmıştır.



**Şekil 4.69:** Delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti modeli için hava giriş ve çıkışı

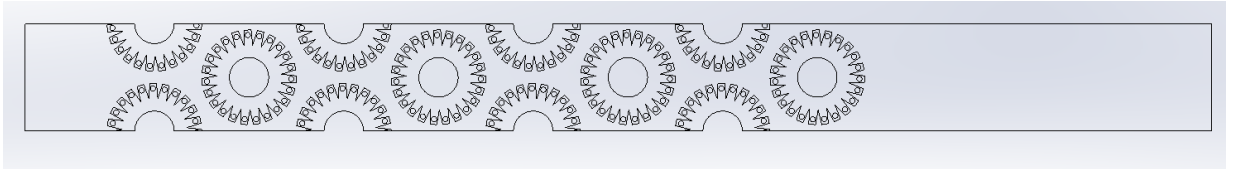
#### 4.4.3. Türbülans modeli

Delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisi için iki ayrı türbülans modelinde analizler yapılmıştır. Re-Normalization Group (*RNG*  $k - \epsilon$ ) modeli ve Shear Stress Transport (*SST*  $k - w$ ) türbülans modelleri, modelleri ile yapılan analizler deney sonuçları

ile karşılaştırılarak uygun türbülans modeli seçimi yapılmıştır. Doğrulama çalışması sonucunda  $SST k - w$  türbülans modelinin deneysel çalışmaya en yakın sonuçları verdiği görülmüştür. Böylelikle tüm sayısal çalışmalarda kullanılacak uygun türbülans modeli seçimi gerçekleştirilmiştir.

#### 4.4.4. Sınır koşulları

Delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisi için sayısal analizlerde sınır koşullarının belirlenmesi amacıyla Ansys-Fluent programı altyapısında bulunan tanımlamalardan hız giriş (velocity-inlet) ile basınç çıkışı (pressure-outlet) sınır koşulları uygulanmıştır. Ayrıca akışkanın duvara temas ettiği noktalarda sıfır hız kabulünün yapıldığı kaymazlık (non-slip condition) şartı da tanımlanmıştır. Giriş için hız  $Re$  sayısına bağlı olarak değişken olmakla birlikte çıkış için hava dışarı atıldığından dolayı efektif basınç 0 Pa sabit atmosfer basıncı olarak kabul edilmiştir. Akışkanın temas ettiği tüm katı yüzeyler için (Wall) duvarda sabit yüzey sıcaklığı tanımı yapılmıştır. Kanat ve boru yüzeyleri için sabit yüzey sıcaklığı tüm analizlerde 283 K alınmıştır. Girişte ise hava sıcaklığı 423 K alınmıştır. Tüm bunlarla beraber sayısal analizlerin süresini kısaltmak amacıyla, simetrik geometri modellerde kullanılan simetri sınır şartı da uygulanmıştır. Analiz için oluşturulan HAD modelinin simetri düzlemleri diğer düz ve kesikli dairesel kanat geometrilerinde olduğu gibi alınmıştır. Simetriği alınmış delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisinin sayısal analiz için hazırlanmış üç boyutlu modelinin son hali Şekil 4.70’de gösterilmektedir.

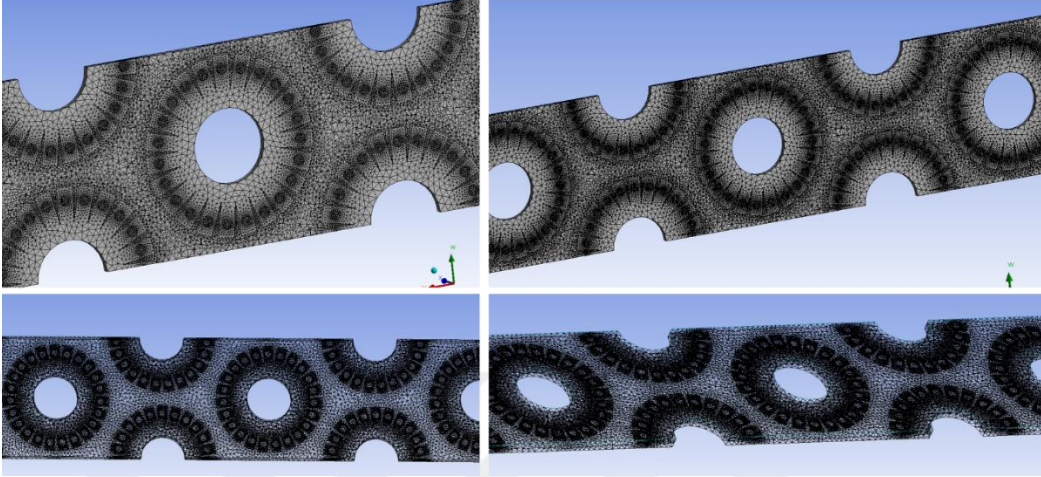


**Şekil 4.70:** Simetriği alınmış delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti modeli

#### 4.4.5. Sayısal model ağ yapısı ve ağ bağımsızlığı

Delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisinde ağ yapısı oluşturulurken düz ve kesikli dairesel kanat geometrisine göre daha küçük ağ eleman boyutunda çalışılmıştır. Delikli kesikli dairesel kanat üzerindeki deliklerden dolayı ağ yapısını oluşturmak diğer geometrilere göre kolay olmamakla birlikte, kabul edilebilir ağ kalitesinin yakalanması da daha zor olmuştur. Delikli kesikli dairesel kanat geometrisinde yer alan birçok sayıdaki kanatçık dişleri ve delikler kanadın ağ yapısının oluşturulması esnasında ağ çarpıklığının

artmasına neden olarak ağ kalitesini düşürüp, sonuçların hassasiyetini azaltmaktadır. Bu sorunun giderilmesi amacıyla kanat dışlarının ve kanattaki deliklerin başlangıç ve bitiş noktalarına lokal olarak müdahale edilip ağ çarpıklığı azaltılmıştır. Böylelikle sayısal analiz sonuçları daha hassas olup, mesh kaynaklı analiz hatalarının önüne geçilmiştir.



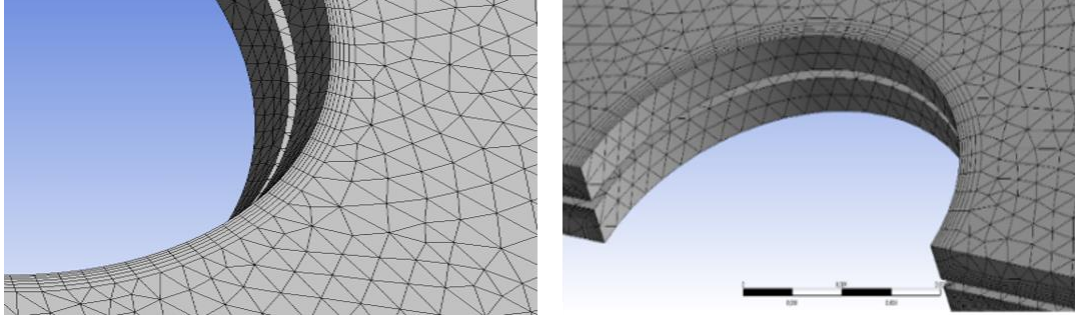
**Şekil 4.71:** Delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti modelinin ağ yapısı

Delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisi için oluşturulan ağ yapısı Şekil 4.71’de gösterilmektedir. Daha hassas sonuçlar almak adına kanat yüzeylerine yakın noktalarda daha küçük ağ eleman boyutu tanımlanıp yüzey ağ elemanı (face mesh) kullanılmıştır. Geri kalan bölgelerde nispeten büyük ağ elemanı seçilip hacim ağ elemanı (body mesh) kullanılarak analiz süresinin uzaması engellenmiştir. Tek tip ağ eleman şekli kullanılmayıp dört yüzlü (Tetrahedral) ve üçgensel (triangular) hücrelerden oluşan ağ eleman tipleri seçilerek kabul edilebilir ağ çarpıklığı ve ağ kalitesi değerleri dikkate alınıp ağ yapısının kalitesi istenilen seviyelere ulaştırılmıştır.

Delikli kesikli dairesel kanat ile ilgili ağ yapısı oluşturulurken de sınır tabakanın modellenmesine dikkat edilmiştir. Sınır tabakanın doğru modellenmesi sonuçların hassasiyeti açısından oldukça önemlidir. Yapılacak olan analizlerin gerçeğe yakın sonuçlar verebilmesi açısından sınır tabaka kalınlığının doğru modellenmesi gerekmektedir. Kullanılan paket program içerisinde sınır tabaka kalınlığının arzu edilen adet ve kalınlıkta katmanlara ayrılabilmesi için “inflation” ismi verilen sınır tabaka katmanları seçeneği bulunmaktadır.

Düz ve kesikli dairesel kanatlar ile ilgili yapılan sınır tabaka katmanı hesabı dikkate alınarak, delikli kesikli dairesel kanat için de aynı şekilde Şekil 4.72’de gösterilen kanat ve boru

yüzeylerinde sınır tabaka katmanları oluşturulmuştur. Akış şartları benzer olmasından dolayı İlk tabaka kalınlığı düz ve kesikli dairesel kanat geometrisinde olduğu gibi hesaplandıktan sonra bir sonraki tabaka kalınlığı % 20 artacak şekilde altı adet katmandan oluşan sınır tabaka katmanları elde edilmiştir.



**Şekil 4.72:** Sınır tabaka katmanları

Tüm bu ağ çalışmaları neticesinde delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti modelinin ağ yapısı hazır hale getirilerek ağ bağımsızlığı çalışması için zemin oluşturulmuştur. Delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisine ait oluşturulan bu ağ yapısı ile birlikte ağ bağımsızlığı çalışmaları için sayısal analizler yapıldıktan sonra sayısal modelin ağ yapısının son hali meydana gelecektir. Ağ bağımsızlığı çalışması ile delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisi için mesh yapısının son hali elde edilmiş olacaktır.

Delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisi için ağ bağımsızlığını elde edebilmek adına düşük mesh (ağ) sayısından yüksek mesh sayısına doğru ağ eleman sayısı artırılarak ısı transferi ve akış analizi sonuçlarına bakılmıştır. Belirli bir mesh sayısından sonra eleman sayısını artırmanın sonuçları değiştirmedığı nokta ağ bağımsızlığının elde edildiği nokta olmaktadır. Delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti ile ilgili yapılan sayısal analiz sonuçları, ısı transferi ve akış olmak üzere iki ayrı açıdan incelendiği için ağ bağımsızlığı çalışması da iki ayrı yönden ele alınmıştır. Delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisi için farklı ağ eleman sayılarında ısı transferi ve sürtünme faktörüne göre ağ bağımsızlığı çalışması yapılmıştır. Yapılan ağ bağımsızlığı çalışması Çizelge 4.7'de gösterilmektedir. Buna göre yapılan analizler neticesinde ağ eleman sayısının  $2.53 \times 10^5$ 'e ulaştığı mesh yapısında Nu sayısına bağlı elde edilen ısı transferi faktörünün kararlı hale gelip çok fazla değişmediği görülmüştür. Sürtünme faktörü olan Eu sayısının da yine  $2.53 \times 10^5$  mesh sayısının kullanıldığı analizden sonra çok fazla değişmediği görülmüştür. Bu noktalar her iki açıdan ağ bağımsızlığının başladığı noktalardır. Sonuçların daha hassas

olması adına bir üst ağ eleman sayısında çalışılmak istenmiştir. Buna bağlı olarak ısı transferi ve akış sürtünmelerinin ikisinin de dikkate alınmasıyla  $4.91 \times 10^5$  ağ eleman sayısının kullanılmasına karar verilmiştir. Böylelikle hem ısı hem de akış boyutsuz sayılarının çok değişmediği aynı zamanda da sonuçların hassasiyetinden de ödün verilmediği mesh yapısı elde edilmiştir.

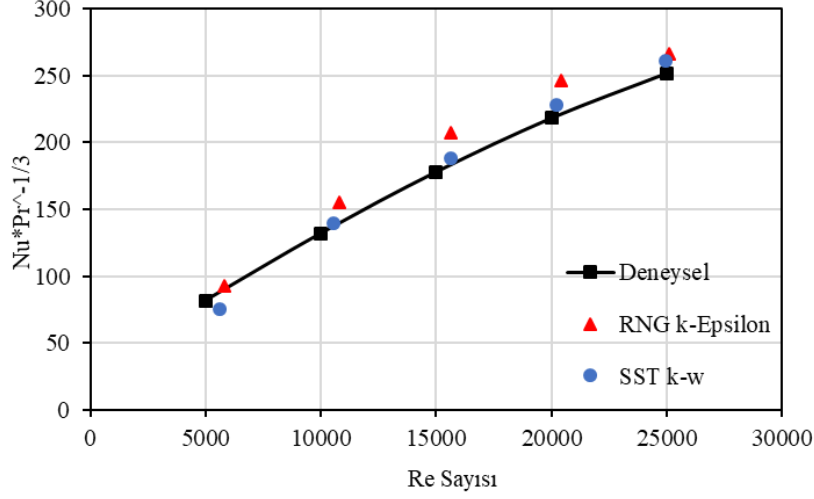
**Çizelge 4.7:** Delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti için ağ bağımsızlığı çalışması

Ağ Eleman Sayısı	$NuPr^{-1/3}$	$Eu$
$5.53 \times 10^4$	225	0.69
$9.31 \times 10^4$	269	0.53
$1.17 \times 10^5$	352	0.97
$2.53 \times 10^5$	368	1.31
$4.91 \times 10^5$	371	1.34
$6.61 \times 10^5$	373	1.34
$8.69 \times 10^5$	373	1.37
$1.12 \times 10^6$	371	1.34

#### 4.4.6. Doğrulama çalışması

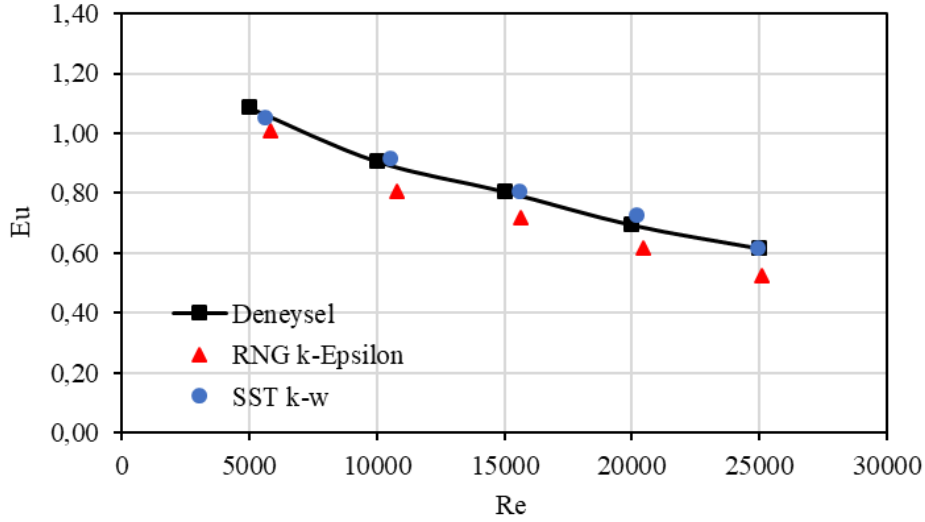
Delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisi için yapılan deneysel çalışma esas alınarak hem ısı transferi hem de basınç düşümü açısından ayrı ayrı doğrulama çalışmaları yapılmıştır. Doğrulama çalışması için aynı konu üzerinde literatürde yapılmış olan analitik veya deneysel çalışmalar esas alınabilir. Bu geometri ile ilgili literatürde yeterince çalışma bulunmadığından dolayı, doğrulama çalışması yalnızca deneysel çalışma ile gerçekleştirilmiştir. Bu bağlamda Şekil 4.73’de sayısal analizlerin doğrulanması maksadıyla ısı transferini karşılaştırmak için yapılan doğrulama çalışması görülmektedir.

İki ayrı türbülans modeli ile gerçekleştirilen analizler sonucunda  $SST k - w$  türbülans modelinin ortalama % 3.48 fark ile deneysel sonuca yakın sonuç verdiği görülüyorken,  $RNG k - \varepsilon$  türbülans modelinin ise ortalama % 12.2 fark ile deneysel sonuca yaklaştığı görülmüştür.



**Şekil 4.73:** Delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti için ısı transferi açısından yapılan doğrulama çalışması

Şekil 4.74’de ise delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisi üzerinde yapılan sayısal analizlerin doğruluğu için akış sürtünmelerini karşılaştırmak amacıyla sürtünme faktörüne göre elde edilen doğrulama çalışması görülmektedir. İki ayrı türbülans modeli ile gerçekleştirilen analizler sonucunda *SST k – w* türbülans modelinin ortalama % 2.4 fark ile deneysel sonuca yakın sonuç verdiği görülmüşken, *RNG k – ε* türbülans modeli ise ortalama % 10.4 fark ile deneysel sonuca yaklaştığı görülmüştür.



**Şekil 4.74:** Delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti için sürtünme faktörü açısından yapılan doğrulama çalışması

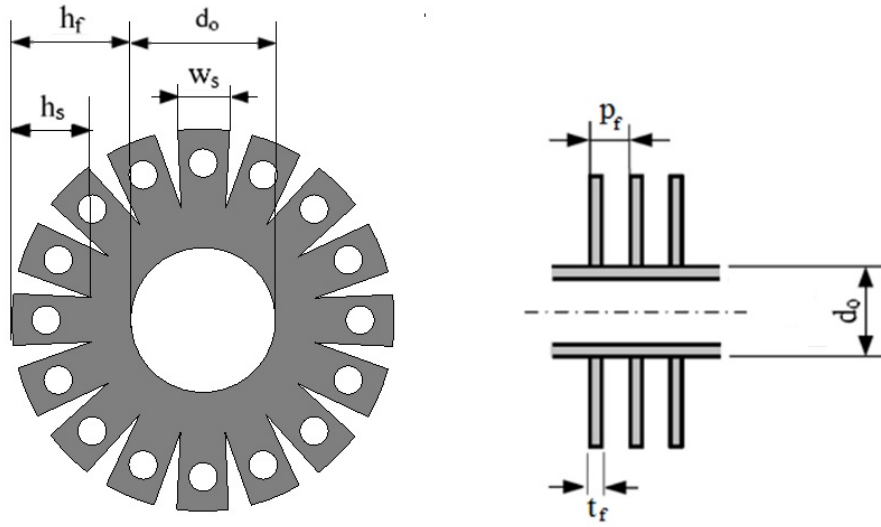
Delikli kesikli dairesel kanatlı borular için ısı transferi ve akış olmak üzere iki ayrı açıdan yapılan doğrulama çalışmasına göre yüzde hatalarının ortalamasının alınmasıyla *SST k – w*



türbülans modelinin % 2.94 ile *RNG k – ε* türbülans modelinin ise % 11.32 fark ile deneysel sonuca yakın sonuç verdiği görülmektedir. Buna göre ısı transferi ve sürtünme faktörü açısından bakıldığında bariz olarak *SST k – w* türbülans modelinin deneysel çalışma ile daha uyumlu olduğu görülmektedir. Buna göre yapılan doğrulama çalışması neticesinde delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisi ile ilgili yapılacak sayısal çalışmalarda bu türbülans modeli seçilerek analizlerin tamamlanmasına karar verilmiştir.

#### 4.4.7. Değişken geometrik parametreler

Delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisi için sayısal analizlerde çalışılmak üzere belirlenen geometrik değişken parametreler Şekil 4.75’de gösterilmektedir. Bu altı değişken geometrik parametre kesikli kanat yükseklik oranı ( $h_s/h_f$ ), boru dış çapı ( $d_o$ ), kanat yüksekliği ( $h_f$ ), kanat adımı ( $p_f$ ), kanat kalınlığı ( $t_f$ ) ve kesikli kanat genişliği ( $w_s$ ) olmak üzere belirlenmiştir. Bu değişken parametrelere göre geometriler çizilerek üç boyutlu modeller oluşturulmuştur. Belirlenen bu değişken geometrik parametrelerin değerleri milimetre olarak Çizelge 4.8’de verilmiştir. Sayısal analizlerde, bu altı adet değişken geometrik parametrelerin değişiminin ısı transferi ve akışa olan etkileri ayrı ayrı araştırılmış olunacaktır.



**Şekil 4.75:** Delikli kesikli dairesel kanatlı boru için belirlenen geometrik parametreler

Delikli kesikli kanatlı boru için belirlenen her bir değişken geometrik parametreye ait önceki bölümlerde oluşturulan ağ yapısı ve seçilen türbülans modeline göre sayısal analizler

yapılmıştır. Her bir geometrik parametre üç farklı değişken değere sahip olmakla birlikte her parametrenin etkisi incelenirken beş farklı Re sayısı için analizler yapılmıştır.

**Çizelge 4.8:** Delikli kesikli dairesel kanatlı boru için değişken parametre değerleri

Değişken Geometrik Parametreler					
$h_s/h_f$	$d_0$	$h_f$	$p_f$	$t_f$	$w_s$
0.0	17.2	6.0	2.5	0.4	3.0
0.5	24.0	8.0	3.5	1.0	4.5
1.0	32.0	12.0	5.5	1.2	6.0

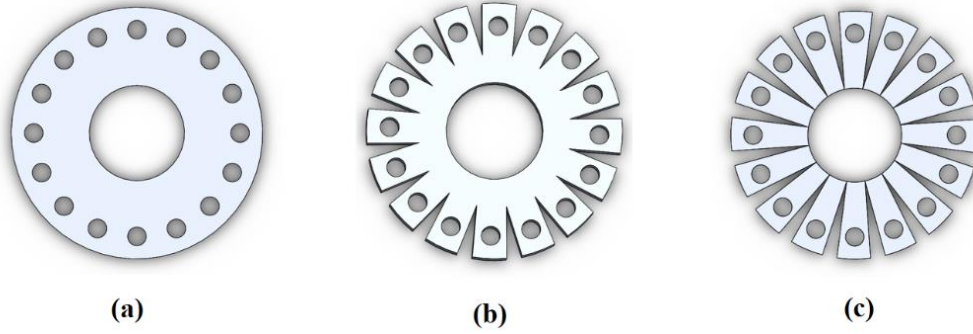
Delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisi üzerinde farklı Re sayılarında yapılan sayısal analizler ile parametrelerin değişiminin ısı transferi ve akışa olan etkilerini gösterebilmek için boyutsuz Nu ve Eu sayıları hesaplanmıştır. Sonuçların Re sayısına göre grafikleri oluşturularak, parametrelerin ısı transferi ve basınç düşümüne olan etkileri incelenip yorumları yapılmıştır.

#### 4.4.8. Delikli kesikli kanatlarda kesikli kanat yükseklik oranının etkisinin incelenmesi

Delikli geometriler için kesikli kanat yükseklik oranı delikli düz dairesel kanat ile delikli kesikli kanadın ısı transferi ve akış açısından karşılaştırmaya yarayan en önemli parametrelerden biridir. Kesikli kanat yükseklik oranı dairesel kanadın kesikliliğinin bir ölçütüdür. Yani delikli kesikli kanatta bulunan kanat dışlarının boru yüzeyine kadar olan derinliğini ifade etmektedir. Bu parametre  $h_s/h_f$  oranı ile ifade edilmektedir. Burada  $h_s$  kesikli kanat yüksekliğini göstermektedir. Bir başka deyişle kesikli kanatta bulunan kanatçık dışlarının uzunluğu anlamına da gelmektedir.  $h_f$  ise kanat yüksekliği anlamına gelmekle birlikte düz dairesel kanatlarda da kullanılan bir parametredir. Boru dış yüzeyinden kanadın en uzak noktasına olan mesafe olarak tanımlanabilmektedir. Kesikli kanatlardaki dışların uç noktasından boru dış yüzeyine olan mesafe anlamına da gelmektedir. Bu iki uzunluğun birbirine oranı olan boyutsuz sayı kesikli kanatlarda kanat kesikliliğinin bir ölçütü olup aşağıdaki şekilde tanımlanmaktadır.

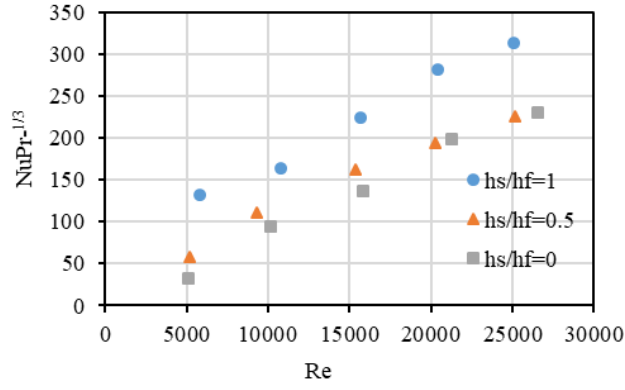
$h_s/h_f = 0$  olduğu durumda  $h_s = 0$  olup, Şekil 4.76 (a)' da gösterildiği gibi kanadın dışlarının olmadığı anlamına gelir ki bu da dairesel kanadın delikli düz dairesel kanat

olduğunu ifade etmektedir.  $h_s/h_f = 0.5$  için ise kesikli kanat yüksekliği normal kanat yüksekliğinin yarısı kadar olup, Şekil 4.76 (b)' de gösterildiği gibi delikli kesikli dairesel kanat geometrisini ifade etmektedir.  $h_s/h_f = 1$  olduğu durumda ise  $h_s = h_f$  olup, kesikli kanat yüksekliğinin normal kanat yüksekliğine eşit olduğu anlamına gelmektedir. Bu da Şekil 4.76 (c)'de gösterildiği gibi kesikli kanat dişlerinin derinliğinin boru dış yüzeyine kadar ulaşmış olduğunu ifade etmektedir. Bu duruma tam kesiklilik veya maksimum kesiklilik de diyebiliriz.



**Şekil 4.76:** Delikli dairesel kanatlı borularda kanat kesiklik oranı a)  $h_s/h_f = 0$ . b)  $h_s/h_f = 0.5$ . c)  $h_s/h_f = 1$

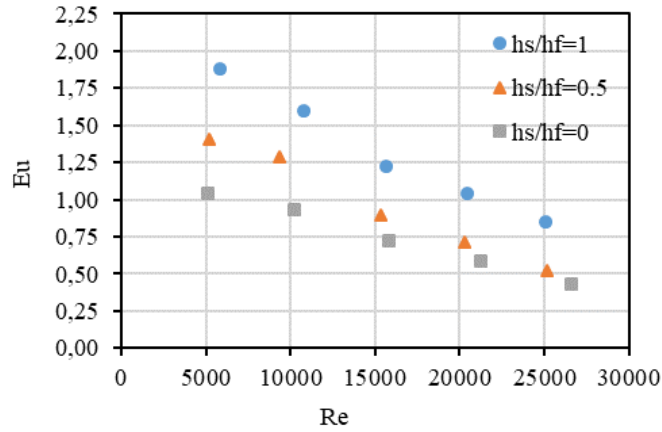
$h_s/h_f$  kesikli kanat yükseklik oranı 0 ile 1 arasında değerler almaktadır. Bu oranın 1'e yaklaşması, kesikliliğin delikli dairesel kanat üzerindeki etkisinin artması anlamına gelmektedir. Bu bakımdan delikli düz dairesel kanat ile delikli kesikli dairesel kanadın karşılaştırılması açısından önemli bir parametredir. Yapılan sayısal analizler ile beş farklı Re sayısında üç farklı  $h_s/h_f$  değerinde çalışmalar yapılmış olup, kesikli kanat yükseklik oranının ısı transferine ve basınç düşümüne olan etkisi ayrı ayrı incelenmiştir. Buna göre Çizelge 4.8' in birinci satırında verilen  $h_s/h_f$  dışındaki diğer parametreler sabit olmak koşulu ile  $h_s/h_f = 1$  ,  $h_s/h_f = 0.5$  ve  $h_s/h_f = 0$  için üç boyutlu kanatlı boru demeti geometrileri oluşturularak sayısal analize hazır hale getirilmiştir. Yapılan sayısal analiz sonuçlarına göre delikli kesikli kanat yükseklik oranının ısı transferine olan etkisi Şekil 4.77'de gösterilmektedir. Buna göre  $h_s/h_f$  oranı arttıkça ısı transferinin arttığı görülmektedir. Farklı bir ifade ile kesiklilik arttıkça ısı transfer hızı da yükselmiştir. Bunun sonucunda delikli kesikli dairesel kanatlı boruların ısı transferinin delikli düz kanatlı dairesel borulara göre daha yüksek olduğu anlaşılmaktadır.



**Şekil 4.77:** Delikli kesikli kanatlarda kesikli kanat yükseklik oranının ısı transferine olan etkisi

Kesikli kanat yükseklik oranının akışa olan etkisi ise Şekil 4.78’de gösterilmektedir. Buna göre  $h_s/h_f$  oranı arttıkça sürtünme faktörü olan  $Eu$  sayısının da arttığı gözlemlenmektedir. Böylelikle bu oranın artması ile kesikli kanatlarda düz kanatlara göre basınç düşümünün yüksek olup, akış sürtünmelerinin arttığı görülmektedir.

Sayısal analizlerde çıkan sonuçlar ışığında, delikli kesikli dairesel kanatlı boru demetlerinin ısı transferi delikli düz dairesel kanatlı boru demetlerine nazaran daha yüksek çıkmaktadır. Ancak delikli kesikli dairesel kanatlı boru demetlerinde kanatta yer alan kanatçık dişlerinin türbülansı artırıp fazladan sürtünmelere neden olduğu için delikli düz kanatlara göre akış sürtünmeleri yüksek çıkmıştır.



**Şekil 4.78:** Delikli kanatlarda kesikli kanat yükseklik oranının sürtünme faktörüne olan etkisi

Sonuç olarak;

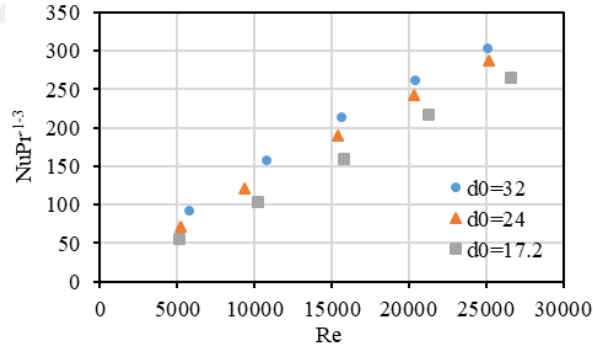
$h_s/h_f = 0$  için düz kanada delik delinmesi % 7 oranında ısı transferini artırırken basınç düşümünü de % 6 artırarak akışı kötü etkilemiştir.

$h_s/h_f = 0.5$  olan kesikli kanada delik delinmesi ısı transferini % 5 artırmışken basınç düşümünü de % 7 artırarak akışı olumsuz etkilemiştir.

$h_s/h_f = 1$  olan kesikli kanada delik delinmesi ısı transferini % 6 artırmışken basınç düşümünü de % 10 artırarak akışı olumsuz etkilemiştir.

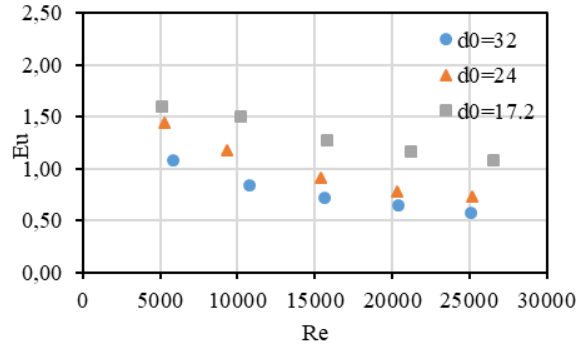
#### 4.4.9. Delikli kesikli dairesel kanatlarda boru dış çapının etkisinin incelenmesi

Delikli kesikli dairesel kanatlı boru demetlerinde boru dış çapının etkisi üç farklı ölçüde incelenmiştir. Çizelge 4.8' in birinci satırında verilen  $d_o$  dışındaki diğer parametreler sabit olmak koşulu ile belirlenen  $d_o = 32 \text{ mm}$ ,  $d_o = 24 \text{ mm}$ , ve  $d_o = 17.2 \text{ mm}$  çap değerleri için üç boyutlu delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrileri oluşturularak, sayısal analize hazır hale getirilmiştir. Yapılan sayısal analiz sonuçlarına göre delikli kesikli dairesel kanatlı boru demetlerinde boru dış çapının ısı transferine olan etkisi Şekil 4.79'daki grafikte gösterilmektedir.



**Şekil 4.79:** Delikli kesikli dairesel kanat için boru dış çapının ısı transferine olan etkisi

Yapılan sayısal analizler neticesinde elde edilen sonuçlara göre delikli kesikli dairesel kanatlı borularda, boru dış çapının artmasıyla ısı transferinin de arttığı gözlemlenmiştir. Akış sonuçları ise sürtünme faktörüne bağlı olarak Şekil 4.80'de gösterilmektedir. Bu grafiğe göre ise boru çapının artmasıyla basınç düşümünün azaldığı görülmektedir.

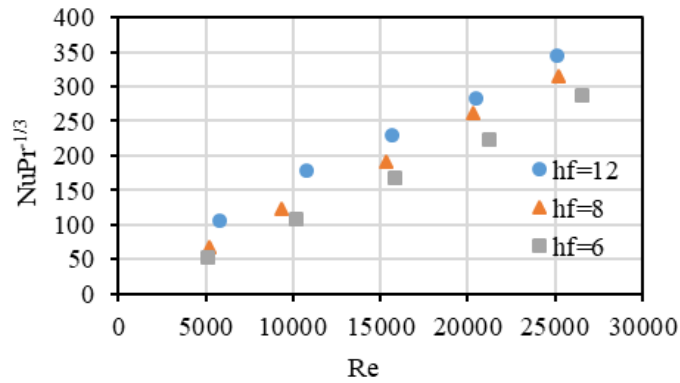


**Şekil 4.80:** Delikli kesikli dairesel kanat için boru dış çapının sürtünme faktörüne olan etkisi

Sonuç olarak delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisinde boru dış çapının artması basınç düşümünü azaltıyorken, ısı transferini artırdığı görülmektedir. Basınç düşümünün azalması sürtünmelerin azaldığı anlamına gelmektedir. Sürtünme faktörünün azalması ise fandan dolayı oluşan elektrik giderlerinin düşmesi demek olduğundan mümkün olduğu kadar daha büyük boru çapı kullanmak delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti içeren ısı değiştiricilerinde hem ısı transferi hem de akış açısından uygun olacaktır.

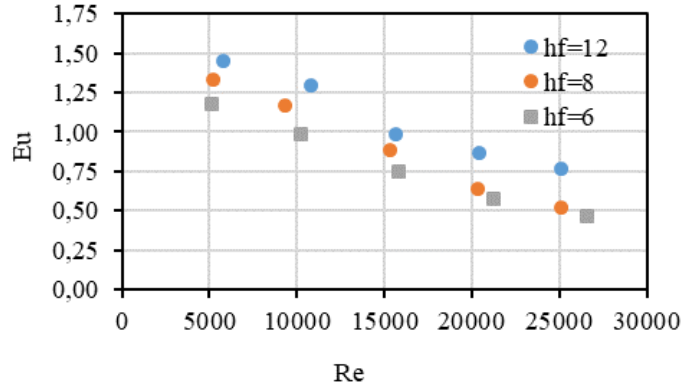
#### 4.4.10. Delikli kesikli dairesel kanatlarda kanat yüksekliğinin etkisinin incelenmesi

Delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisi için kanat yüksekliğinin ısı transferine ve basınç düşümüne etkisi sayısal üç farklı değerde olarak incelenmiştir. Bu kanat yükseklik değerleri Çizelge 4.8' in birinci satırında verilen  $h_f$  dışındaki diğer parametreler sabit olmak koşulu ile  $h_f = 6 \text{ mm}$ ,  $h_f = 8 \text{ mm}$  ve  $h_f = 12 \text{ mm}$  dir. Belirlenen bu üç farklı  $h_f$  değeri için delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrileri, üç boyutlu olarak analize hazır hale getirilmiştir. Yapılan sayısal analizler sonucunda kanat yüksekliğinin ısı transferine olan etkisi Şekil 4.81'deki grafikte gösterilmektedir.



**Şekil 4.81:** Delikli kesikli dairesel kanat için kanat yüksekliğinin ısı transferine olan etkisi

Sayısal analizlere göre delikli kesikli dairesel kanatlı boru demetlerinde kanat yüksekliğinin artması ısı transferini artırdığı gözlemlenmektedir. Kanat yüksekliğinin akışa olan etkisi ise Şekil 4.82’ de gösterilmektedir. Buna göre kanat yüksekliğinin artması sürtünme faktörü olan  $E_u$  sayısını da artırmaktadır.



**Şekil 4.82:** Delikli kesikli dairesel kanat için kanat yüksekliğinin sürtünme faktörüne olan etkisi

Delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisi için Sayısal analiz sonuçlarına göre kanat yüksekliğinin artması ısı transferini artırdığı gibi basınç düşümünün de artmasına sebep olmaktadır. Bu sebeple ısı transferini artırmak için kanat yüksekliğini tasarlarken, basınç düşümünü de artırdığını göz ardı etmeden optimum yükseklikte kanat belirlenmelidir.

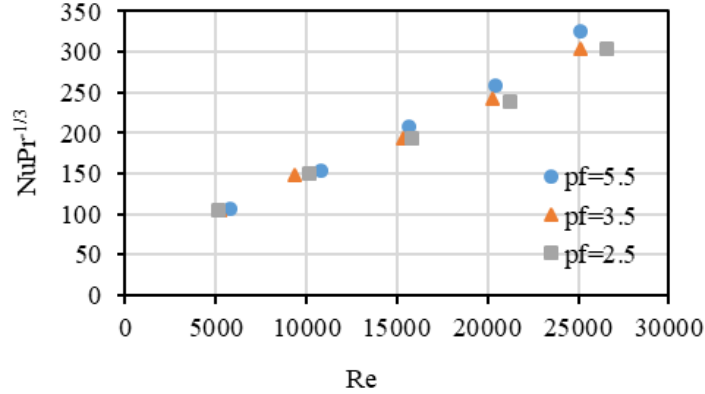
#### 4.4.11. Delikli kesikli dairesel kanatlarda kanat adımının etkisinin incelenmesi

Boru yüzeyi boyunca yerleştirilen kanatlar arası mesafe kanat adımını ifade etmektedir. Kanatlar arasındaki mesafe akışın türbülans şiddetini etkileyerek ısı transferi ve basınç düşümünün değişmesine neden olmaktadır.

Delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisi için kanat adımının etkisini inceleyebilmek adına üç farklı kanat adımı değeri Çizelge 4.8’ in birinci satırında verilen  $p_f$  dışındaki diğer parametreler sabit olmak koşulu ile  $p_f = 5.5 \text{ mm}$ ,  $p_f = 3.5 \text{ mm}$  ve  $p_f = 2.5 \text{ mm}$  olarak belirlenmiştir. Üç boyutlu kanatlı boru demeti geometrileri bu şekilde sayısal analize hazır hale getirilmiştir.

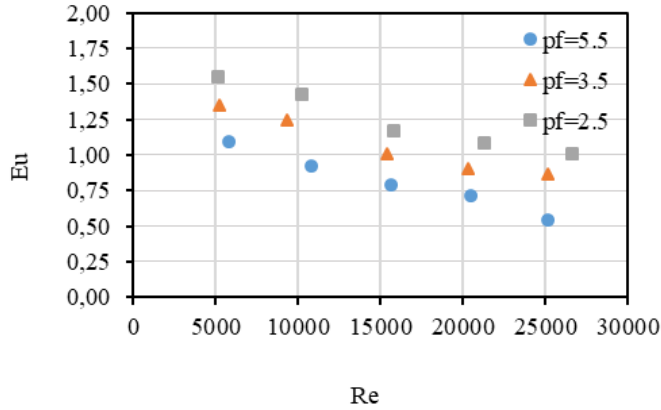
Yapılan sayısal analizlere göre delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisi için kanat adımının ısı transferine olan etkisi Şekil 4.83’de gösterilmektedir. Buna göre düşük  $Re$  sayılarında kanat adımındaki değişimin ısı transferini çok fazla etkilemediği

görülmektedir. Fakat yüksek Re sayılarında kanat adımındaki artış Nu sayısını artırmış ve ısı transfer hızı yükselmiştir.



**Şekil 4.83:** Delikli kesikli dairesel kanat için kanat adımının ısı transferine olan etkisi

Delikli kesikli dairesel kanatlı boru demetleri için yapılan sayısal çalışmalara göre kanat adımının basınç düşümüne olan etkisi de Şekil 4.84’de gösterilmektedir. Burada kanat adımının artması farklı Re sayılarında sürtünme faktörü olan Eu sayısının düşmesine sebep olmuştur. Sürtünme faktörünün düşmesi hava akışını sağlayan gerekli fan gücüne olan ihtiyacın da azalması anlamına gelmektedir. Böylelikle yüksek Re sayılarında kanat adımının artması hem ısı transferini artırmakta aynı zamanda da basınç düşümünü de azalttığı gözlemlenmektedir.



**Şekil 4.84:** Delikli kesikli dairesel kanat için kanat adımının sürtünme faktörüne olan etkisi

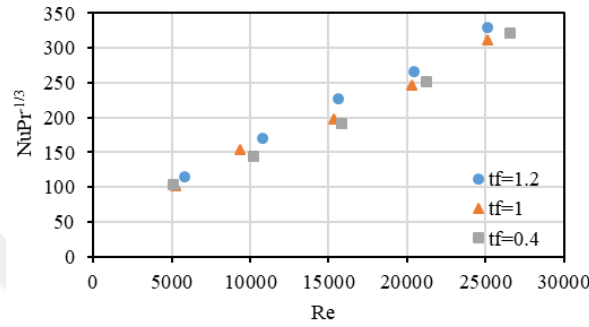
#### 4.4.12. Delikli kesikli dairesel kanatlarda kanat kalınlığının etkisinin incelenmesi

Delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti için kanat kalınlığının ısı transferine ve basınç düşümüne olan etkisinin incelenmesi amacıyla üç farklı kalınlık değeri belirlenmiştir. Bu kalınlık değerleri Çizelge 4.8’ in birinci satırında verilen  $t_f$  dışındaki diğer parametreler sabit



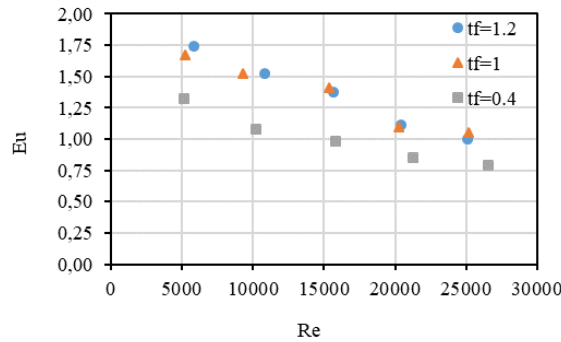
olmak koşulu ile  $t_f = 1.2 \text{ mm}$ ,  $t_f = 1 \text{ mm}$  ve  $t_f = 0.4 \text{ mm}$  olmak üzere belirlenerek, üç boyutlu kanatlı boru demeti geometrisi sayısal analiz için hazır hale getirilmiştir.

Delikli kesikli dairesel kanat geometrisi üzerine yapılan sayısal analizler neticesinde kanat kalınlığının ısı transferine olan etkisi Şekil 4.85'deki grafikte gösterilmektedir. Grafikte de görüldüğü üzere düşük Re sayıları için kanat kalınlığının değişmesi Nu sayısını pek fazla etkilemediği görülmektedir. Buna karşın yüksek Re sayılarında kanat kalınlığının artması Nu sayısını düşük miktarda da olsa artırdığı görülmektedir.



**Şekil 4.85:** Delikli kesikli dairesel kanat için kanat kalınlığının ısı transferine olan etkisi

Kanat kalınlığının sürtünme faktörüne olan etkisi ise Şekil 4.86'da gösterilmektedir. Grafikte de anlaşıldığı üzere kanat kalınlığının azalması sürtünme faktörü olan  $E_u$  sayısını azaltmaktadır. Re sayısı büyüdükçe kanat kalınlığının sürtünme faktörüne olan etkisi de gittikçe azalmaktadır.



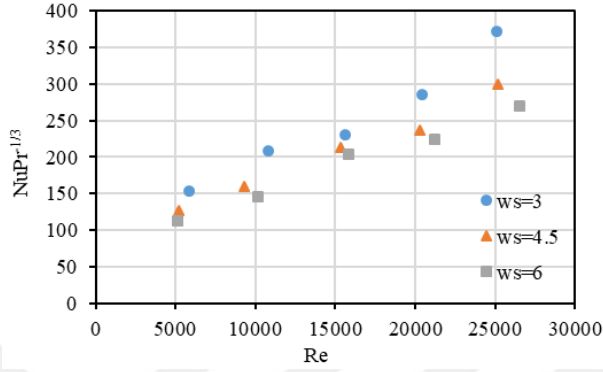
**Şekil 4.86:** Delikli kesikli dairesel kanat için kanat kalınlığının sürtünme faktörüne olan etkisi

#### 4.4.13. Delikli kesikli dairesel kanatlarda kanat genişliğinin etkisinin incelenmesi

Kanat genişliği için delikli kesikli dairesel kanatlarda Çizelge 4.8' in birinci satırında verilen  $w_s$  dışındaki diğer parametreler sabit olmak koşulu ile  $w_s = 3 \text{ mm}$ ,  $w_s = 4.5 \text{ mm}$  ve  $w_s =$

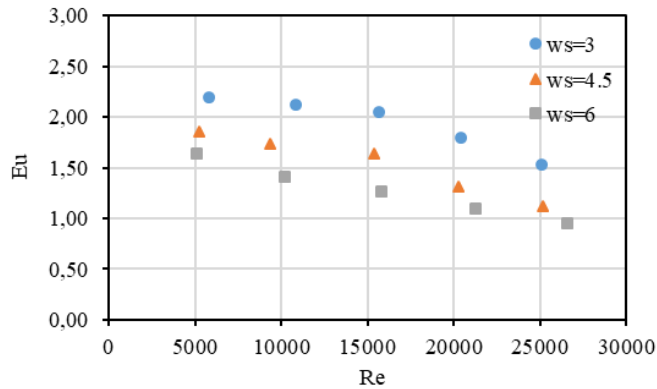
6 mm için üç farklı değer belirlenmiştir. Bu üç farklı kanat genişliği ölçüleri için üç boyutlu geometriler sayısal analizlere hazır hale getirilmiştir.

Yapılan sayısal analizler neticesinde kanat genişliğinin ısı transferine olan etkisi Şekil 4.87'deki grafikte gösterilmektedir. Buna göre delikli kesikli dairesel kanatlarda kanat genişliğinin artması ısı transferini azalttığı görülmektedir.



**Şekil 4.87:** Delikli kesikli dairesel kanat için kanat genişliğinin ısı transferine olan etkisi

Kanat genişliğinin sürtünme faktörüne olan etkisi ise Şekil 4.88'de gösterilmektedir. Grafikte de anlaşıldığı üzere kanat genişliğinin azalması sürtünme faktörü olan  $E_u$  sayısını artırdığı görülmektedir. Delikli kesikli dairesel kanatlı boru demetleri için kesikli kanat genişliğinin daha büyük olması sürtünme faktörünü düşürerek, basınç düşümünü azaltacaktır. Böylelikle basınç düşümü kaynaklı fan elektrik giderlerinin daha da azaltılmış olacaktır. Ayrıca kanat genişliğinin artması demek kesikli kanatlarda daha az sayıda kanatçık dişleri anlamına gelmektedir ki bu da işçiliğin kolaylaşmasını anlamına gelir. Daha kolay işçilik üretim maliyetlerini düşürmede önemli bir etkidir.



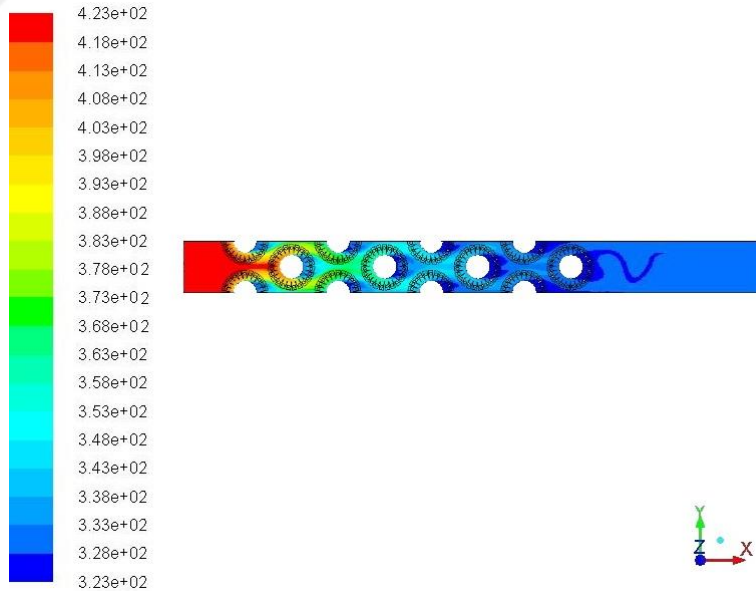
**Şekil 4.88:** Delikli kesikli dairesel kanat için kanat genişliğinin sürtünme faktörüne olan etkisi

#### 4.4.14. Delikli Kesikli Dairesel Kanatlı Boru Demeti Geometrisi için Sayısal Analiz Sonuçları

Delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisi için yapılan sayısal çalışmalar ile belirlenen geometrik değişken parametrelerin ısı transferi ve sürtünme faktörüne olan etkileri ortaya konulmuştur. Sayısal analizlerden elde edilen sonuçlara göre delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti modelinin ısı transferi ve akış sürtünmeleri ayrı ayrı incelenerek sonuçlandırılmıştır.

##### 4.4.14.1. Delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti için ısı transferi analizi

Delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti için yapılan sayısal analizler sonucunda elde edilen sıcaklık dağılımını gösteren grafiklerden biri Şekil 4.89' da verilmektedir. Boru demetine sıcak bir şekilde giren havanın, kanatlı boruları dolaştıktan sonra sıcaklığının azaldığı gözlemlenmektedir. Boru demetine giren sıcak havanın  $x$  eksenini doğrultusunda aktığı düşünüldüğünde ısı değiştiricisine girişteki kırmızı renkteki havanın sıcaklığının düşmesi sonucu önce sarıya ardından yeşile ve çıkışta da daha düşerek maviye doğru değiştiği görülmektedir. Sabit yüzey sıcaklığına sahip boru ve kanat yüzeyinde ise mavi renkli düşük sıcaklık rengi görülmektedir.



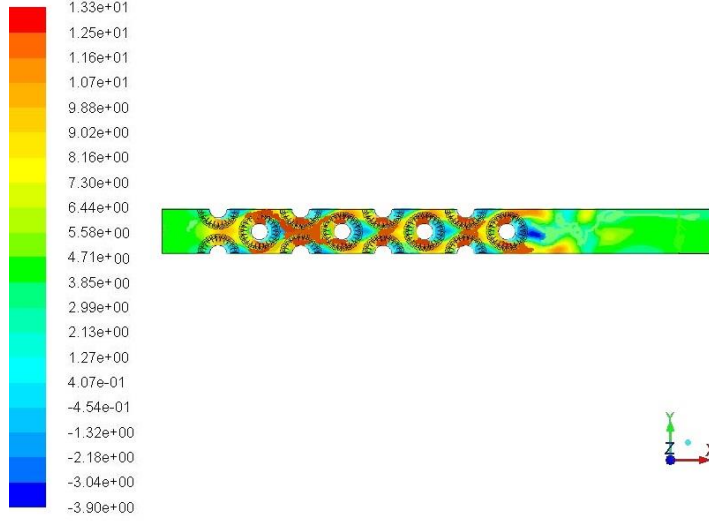
Şekil 4.89: Delikli kesikli dairesel kanat için akış boyunca sıcaklık dağılımı

Yapılan sayısal çalışmalar sonucunda delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti modeli için ısı transferi açısından elde edilen sonuçlar genel olarak şu şekilde sıralanabilir.

- Delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisinde boru dış çapının yükselmesi Nu sayısını % 7.9 artırarak ısı transferini yükseltmiştir.
- Delikli kesikli kanat yükseklik oranının incelenmesi ile delikli ve deliksiz kesikli kanatların ısı transferi ve akış sürtünmeleri karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırma sonucunda delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisinin ısı transferi kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisine göre % 5.2 yüksek çıkmıştır. Sonuçta kanat üzerine açılan deliklerin ısı transferini artırdığı görülmüştür.
- Kanat yüksekliğinin artması delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisi için türbülansı artırarak Nu sayısının % 3.9 artmasına sebep olmuş ve ısı transferinin yükselmesini sağlamıştır.
- Delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisi için kanat adımı düşük Re sayılarında ısı transferi açısından önemli bir etkiye neden olmamıştır. Buna karşın yüksek Re sayılarında kanat adımının artması ısı transfer hızını artırdığı görülmüştür.
- Delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisi için kanat kalınlığının artması düşük Re sayılarında ısı transferini kayda değer bir şekilde etkilemesine rağmen yüksek Re sayılarında az da olsa ısı transferini artırarak iyileştirdiği görülmüştür.
- Delikli kesikli dairesel kanatlarda kanat genişliğinin artmasının ısı transferini % 4.7 azalttığı görülmektedir.

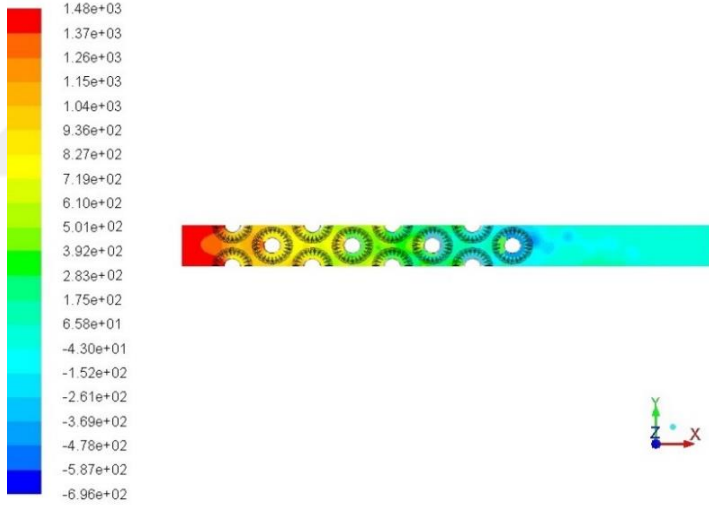
#### **4.4.14.2. Delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti içi akış analizi**

Delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti için yapılan sayısal analizler sonucunda akış boyunca  $x$  eksenini doğrultusunda elde edilen hız dağılımı grafiği Şekil 4.90'da gösterilmektedir. Buna göre sabit hız ile boru demetine giren hava, kanatlar arasında kesit alanının azalmasıyla hız değeri artmış olup, renk skalasında girişteki renge göre yeşilden sarıya bazı noktalarda ise kırmızıya yaklaştığı görülmektedir. Kanatlar arkası bazı noktalarda ise akışın geri dönüşe uğrayıp vorteksler oluşturduğu mavi renkli düşük hız değerlerinden anlaşılmaktadır. Özellikle kanat üzerindeki deliklerden geçmeye çalışan akışkan partiküllerinin, akışta hız dalgalanmalarına neden olarak, türbülansın artmasına sebep olduğu görülmektedir.



**Şekil 4.90:** Delikli kesikli dairesel kanat için akış boyunca hız dağılımı

Akış boyunca  $x$  eksenini doğrultusunda meydana gelen basınç kontürleri de Şekil 4.91'deki grafikte gösterilmektedir.



**Şekil 4.91:** Delikli kesikli dairesel kanat için akış boyunca basınç dağılımı

Delikli kesikli dairesel kanatlı boru demetleri ile ilgili yapılan sayısal analiz sonuçlarına göre basınç dağılımı açısından bakıldığında akış boyunca havanın kanatlara çarptığı ön yüzeylerde yüksek basınç oluşturduğu görülmektedir. Yine akışın vortexten dolayı geri döndüğü noktalarda ise mavi renk ile belirtilen kısımlarda ters basıncın meydana geldiği görülmektedir. Buralarda çıkışta tanımlı olan atmosfer basıncından daha düşük negatif basınç değerleri görülmektedir. Ayrıca kanatlardaki deliklerin arasından akışkan geçmeye

zorlandığı için bu noktalarda da basınç düşümünün arttığı görülmektedir. Bu sebeple sürtünmelerin arttığı türbülansın yükseldiği görülmüştür.

Delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti modeli için yapılan sayısal çalışmalar sonucunda akış sürtünmeleri açısından elde edilen sonuçlar genel olarak şu şekilde sıralanabilir.

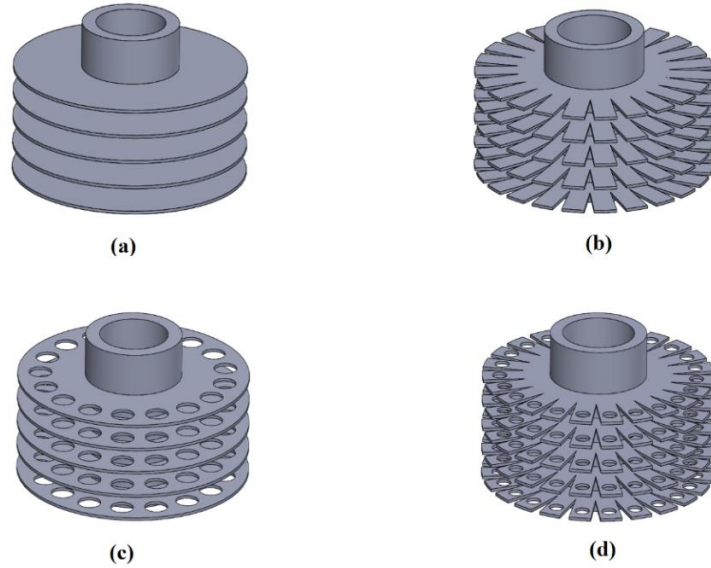
- Boru dış çapının artması delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisinde sürtünme faktörü olan Eu sayısını % 6.6 düşürerek, akışı iyileştirdiği saptanmıştır.
- Delikli kesikli kanat yükseklik oranının incelenmesi sonucunda kesikli dairesel kanat ile delikli kesikli kanadın akış performansının da karşılaştırılması sağlanmıştır. Bu karşılaştırma sonucunda delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisinin akış sürtünmeleri kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisine göre % 6.2 yüksek çıktığı görülmüştür. Kanat üzerine açılan deliklerin akışı kötü yönde etkilediği görülmüştür.
- Delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisinde kanat yüksekliğinin artması sürtünme faktörü olan Eu sayısını artırarak, basınç düşümünü artırdığı gözlemlenmiştir.
- Delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisinde kanat adımının artması, sürtünme faktörü olan Eu sayısını düşürerek, akışı iyileştirdiği görülmektedir.
- Delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisi için kanat kalınlığının artması sürtünme faktörü olan Eu sayısını artırmıştır. Buna karşın kanat kalınlığının azaltılması ile de akışın iyileşeceği görülmüştür.
- Delikli kesikli dairesel kanatlı boru demetleri için kesikli kanat genişliğinin daha büyük olması sürtünme faktörünü % 3.3 düşürerek, basınç düşümünü azaltacağı anlaşılmıştır. Kanat genişliğinin azaltılması ile sürtünme faktörü olan Eu sayısının arttığı görülmektedir.

## 5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu bölümde önceki bölümlerde çalışılan tüm kanat geometrilerinin ısı transferi ve akış sürtünmelerinin karşılaştırması yapılmıştır. Düz, kesikli, delikli düz ve delikli kesikli olmak üzere toplam dört farklı kanat geometrisinde dairesel kanatlı boru demetleri üzerine sayısal çalışmalar yapılmıştır. Yapılan sayısal analizlerin ağ yapısı ve türbülans modeli çalışmaları daha önceki bölümlerde yapılmıştır. Bu bölümde ise bu dört kanat geometrisindeki boru demetlerinin ısı transferi ve basınç düşümü açısından boyutsuz sayılarla karşılaştırılması yapılmıştır.

### 5.1. Üç Boyutlu Kanatlı Boru Geometrileri

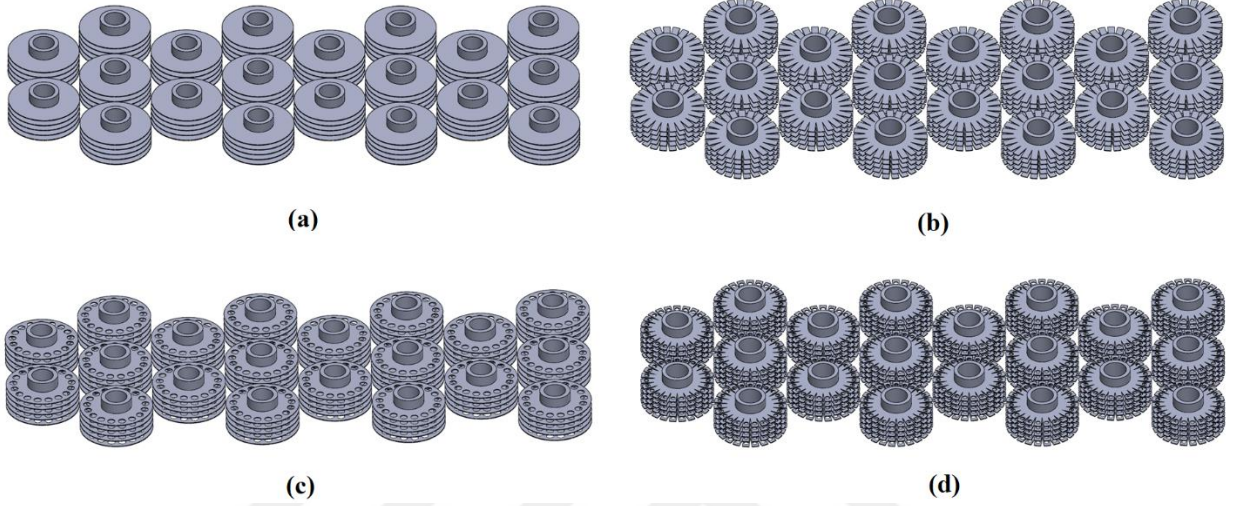
Karşılaştırılması yapılan üç boyutlu kanatlı boru geometrileri Şekil 5.1’de gösterilmektedir. Bu geometriler esasında düz ve kesikli kanat geometrileri ile bunların üzerlerine delikler delinmiş hali olan delikli düz ve delikli kesikli kanat geometrilerinden ibarettir. Düz ve kesikli dairesel kanatlı borular ile ilgili literatürde birçok çalışma olup, uygulamada sıklıkla kullanılmaktadır. Delikli düz kanatlı boruların ise literatürde bazı örnekleri vardır. Fakat delikli kesikli dairesel kanatlı boruların literatürde örneğine rastlanılmamıştır.



**Şekil 5.1:** Dairesel kanatlı borular a) Düz b) Kesikli c) Delikli düz d) Delikli kesikli borular

## 5.2. Üç Boyutlu Kanatlı Boru Demeti Geometrileri

Kanatlı borular Şekil 5.2’de gösterildiği gibi boru demeti halinde çapraz akışlı ısı değiştiricilerinin içerisine yerleştirilmektedir. Bu boru demetleri akış yönünde şaşırtmalı şekilde dizilmiş 8 sıra sayılı 20 adet borudan oluşmaktadır. Tüm sayısal çalışmalarda borular şaşırtmalı düzende yerleştirilmiştir.



Şekil 5.2: Dairesel kanatlı boru demetleri a) Düz b) Kesikli c) Delikli düz d) Delikli kesikli dairese kanatlı boru demetleri

## 5.3. Sayısal Model

Her bir boru demeti geometrisi için tüm sayısal çalışmalar üç boyutlu olarak Ansys-Fluent programında yapılmıştır. Analizlerde ısı değiştiricisinin hava tarafı dikkate alınmıştır. Akışkan olarak da hava tanımlanmıştır. Türbülans modeli seçimi için iki ayrı model denenerek, her bir geometri için ayrı ayrı doğrulama çalışması yapılmıştır. Yapılan doğrulama çalışmasına göre *SST k – w* türbülans modeli ile analiz yapılmasının uygun olacağı kanaatine varılmıştır. Her bir geometri ile ilgili yapılan sayısal analizlere ait ayrıntılı bilgiler önceki bölümlerde sunulmuştur. Bölüm 5, 6, 7 ve 8’de bu dört farklı boru demeti geometrilerinin sayısal model yapısı detaylı bir şekilde anlatılmıştır.

## 5.4. Dairesel Kanatlı Boru Demeti Geometrilerinin Karşılaştırılması

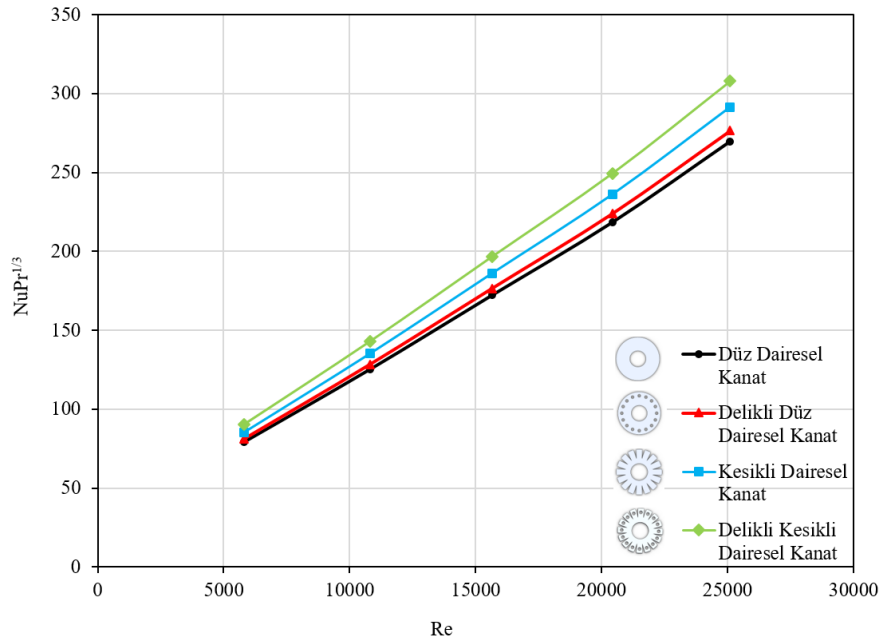
Düz, kesikli, delikli düz ve delikli kesikli dairese kanatlı bu dört ayrı boru demeti geometrisi için beş farklı Re sayısında sayısal analizler gerçekleştirilmiştir. Isıl ve akış açısından hassas



bir şekilde karşılaştırılması adına tek bir geometri için değil de değişken parametrelere göre tasarlanmış birçok farklı geometriler için sayısal analizler tamamlanmıştır. Beş farklı Re sayısında çalışıldığından dolayı her bir geometri için beş farklı giriş hızı değerinde analizler gerçekleştirilmiştir. Analiz sonuçlarına göre delikli ve deliksiz dairesel kanatlı boruların bulunduğu dört farklı geometrideki boru demeti geometrisi birbirleriyle ısı transferi ve basınç düşümü açısından karşılaştırılmıştır.

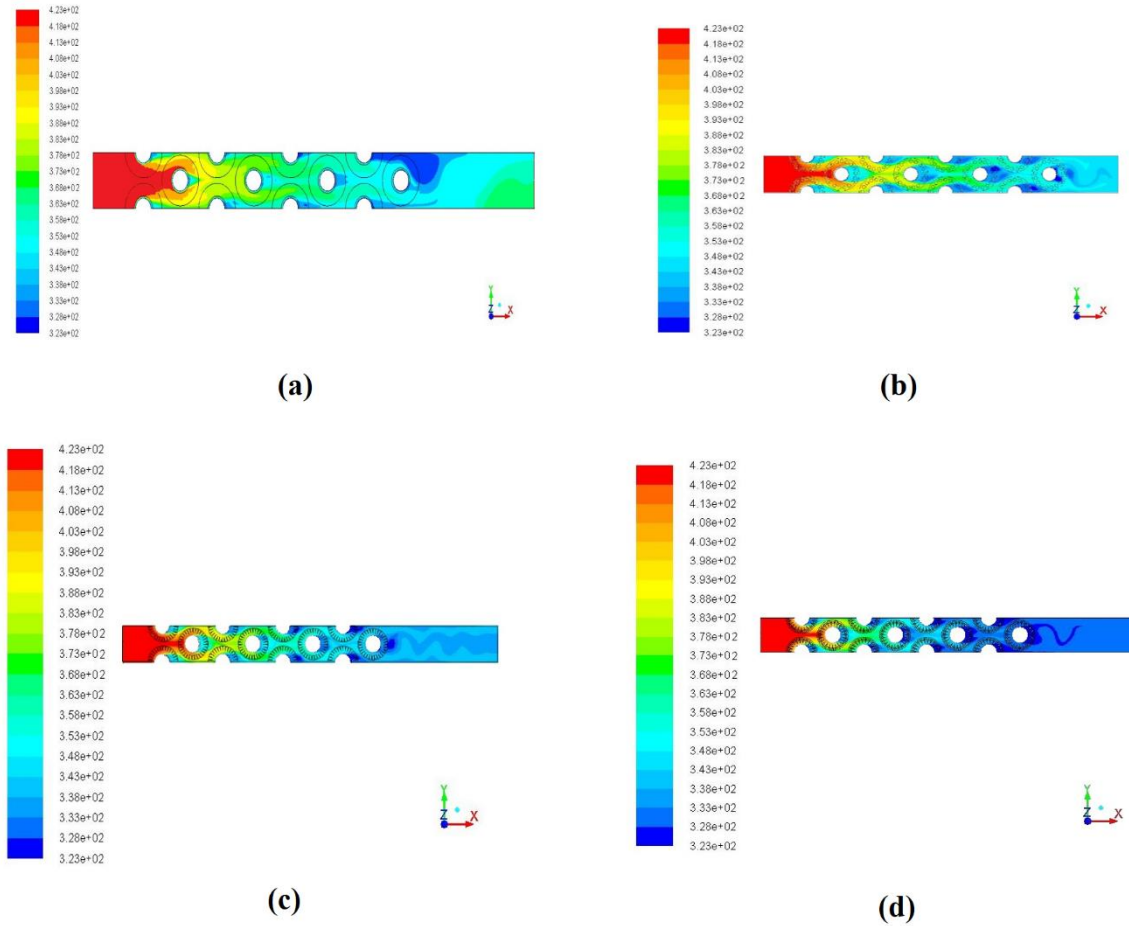
#### 5.4.1. Dairesel kanatlı boru demetlerinde farklı kanat profillerinin ısı transfer analizi

Delikli ve deliksiz dairesel kanatlı boru demetleri ile ilgili yapılan sayısal çalışmalar sonucunda ısı transferi açısından elde edilen  $Re - NuPr^{-1/3}$  grafiği Şekil 5.3'de gösterilmektedir. Grafik dört farklı geometri için beş farklı Re sayısında yapılan analiz sonuçlarına göre oluşturulmuştur. Her bir kanatlı boru demeti geometrisi için ortak parametreler aynı alınarak ölçüler sabit tutulmuştur. Buna göre tüm geometrilerde boru dış çapı  $d_o = 17.2 \text{ mm}$ , kanat yüksekliği  $h_f = 6 \text{ mm}$ , kanat adımı  $p_f = 2.5 \text{ mm}$ , kanat kalınlığı  $t_f = 0.4 \text{ mm}$  alınmıştır. Ayrıca kesikli kanatlara özgü olan ölçülerde ise kesikli kanat yükseklik oranı  $h_s/h_f = 0.5$  ve kesikli kanat genişliği  $w_s = 6 \text{ mm}$  alınarak boru demeti geometrileri oluşturulmuştur.



Şekil 5.3: Farklı kanat geometrileri için dairesel kanatlı boru demeti geometrilerinin ısı transferi açısından karşılaştırması

Bu değerlere göre elde edilen grafikte de görüldüğü üzere delikli düz dairesel kanatlı boru demeti geometrisinin ısı transfer hızı düz dairesel kanatlı boru demeti geometrisine göre toplamda % 2.44 daha yüksek çıkmıştır. Delikli kesikli dairesel kanatlı boru demetinin ısı transferi de kesikli dairesel kanada göre % 5.15 yüksek çıkmıştır. Genel anlamda kanatlar üzerine açılan deliklerin ısı transferini artırdığı söylenebilir. Ayrıca kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisinin ısı transferi düz dairesel kanada göre % 8.10 delikli düz dairesel kanada göre de % 5.50 yüksek çıkmıştır. Delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisi ise düz dairesel kanatlı boru demeti geometrisine göre ise % 14.17 daha yüksek ısı transferi sağlamıştır. Her bir geometri için ayrı ayrı yapılan sayısal analizler sonucunda elde edilen sıcaklık dağılımları Şekil 5.4'de gösterilmektedir. Buna göre her geometri için 423 K değerinde aynı sıcaklıkta ısı değiştiricisine giren havanın analiz sonucunda farklı çıkış sıcaklıklarında sistemi terk ettiği görülmektedir.

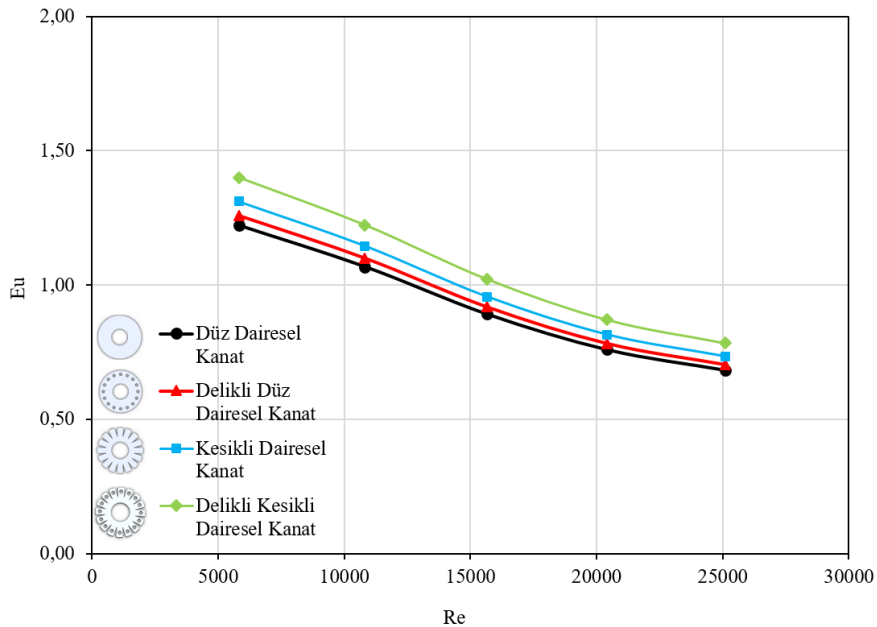


**Şekil 5.4:** Sıcaklık dağılımı a) Düz b) Delikli düz c) Kesikli d) Delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti

Isıl transferi yüksek olan delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisinin sıcaklık dağılımına bakıldığında, çıkış sıcaklığının koyu mavi düşük renk skalasında olduğu görülmektedir. Böylelikle delikli kesikli kanadın ısı transferini daha iyi sağladığı, ısı transfer hızının diğer geometrilere göre yüksek olduğu anlaşılmaktadır. Ayrıca çıkış sıcaklığı düşük olanın ısı transferi daha iyi olduğu bilindiğinden ısı transfer sıralamasına göre bakıldığında Şekil 9.3'deki grafik ile uyumlu olduğu da görülmektedir. Sonuç olarak ısı transferi açısından sıralama yapılırsa en yüksekten düşüğe doğru sırasıyla delikli kesikli, kesikli, delikli düz ve düz dairesel kanatlı boru demeti olarak sıralanmaktadır.

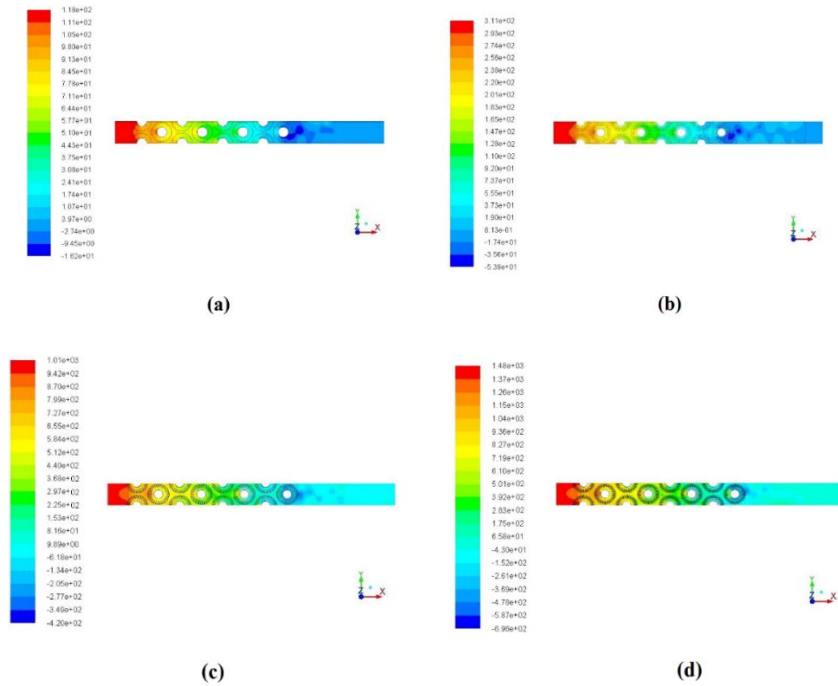
#### 5.4.1. Dairesel kanatlı boru demetlerinde farklı kanat profillerinin akış analizi

Her bir dairesel kanatlı boru demeti geometrisi ile ilgili yapılan sayısal çalışmalar sonucunda elde edilen  $Re - Eu$  grafiği Şekil 5.5'de gösterildiği gibidir. Grafik dört farklı geometri için beş farklı  $Re$  sayısında yapılan analiz sonuçlarına göre oluşturulmuştur. Her bir kanatlı boru demeti geometrisi için ortak parametreler aynı alınarak ölçüler sabit tutulmuştur. Buna göre tüm geometrilere boru dış çapı  $d_o = 17.2 \text{ mm}$ , kanat yüksekliği  $h_f = 6 \text{ mm}$ , kanat adımı  $p_f = 2.5 \text{ mm}$ , kanat kalınlığı  $t_f = 0.4 \text{ mm}$  alınmıştır. Ayrıca kesikli kanatlara özgü olan ölçülerde ise kesikli kanat yükseklik oranı  $h_s/h_f = 0.5$  ve kesikli kanat genişliği  $w_s = 6 \text{ mm}$  alınarak boru demeti geometrileri oluşturulmuştur.



Şekil 5.5: Farklı kanat geometrileri için dairesel kanatlı boru demeti geometrilerinin sürtünme faktörü açısından karşılaştırması

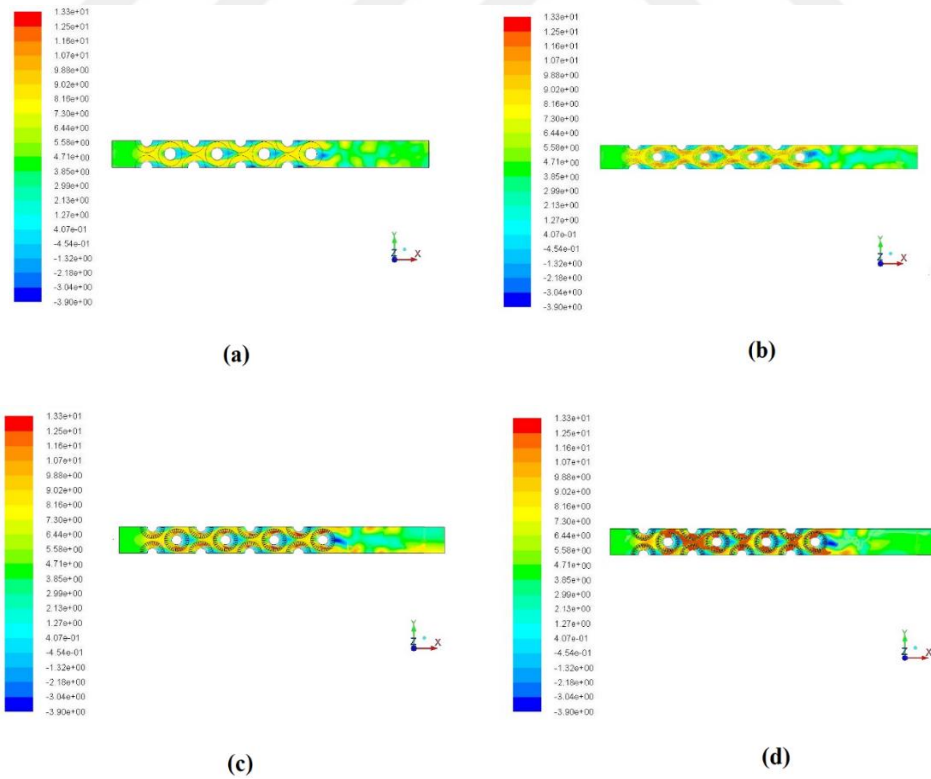
Bu değerlere göre elde edilen grafikte de görüldüğü gibi delikli düz dairesel kanatlı boru demeti geometrisinin sürtünme faktörü düz dairesel kanatlı boru demeti geometrisine göre toplamda ortalama % 3.09 daha yüksek çıkmıştır. Delikli kesikli dairesel kanatlı boru demetinin sürtünme faktörü de kesikli dairesel kanada göre % 6.15 yüksek çıkmıştır. Sürtünme faktörünün yüksek çıkması, basınç düşümünün yüksek olduğu ve bu da akışın iyi olmadığı anlamına gelmektedir. Genel anlamda kanatlar üzerine açılan deliklerin sürtünme faktörünü artırdığı söylenebilir. Ayrıca kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisinin akış sürtünmesi düz dairesel kanada göre % 7.30, delikli düz dairesel kanada göre de % 4.10 yüksek çıkmıştır. Delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisi ise düz dairesel kanatlı boru demeti geometrisine göre ise % 14.64 daha yüksek akış sürtünmesine sahiptir. Her bir geometri için ayrı ayrı yapılan sayısal analizler sonucunda elde edilen basınç dağılımı Şekil 5.6'da gösterilmektedir. Havanın boru demetine girişteki basıncının yüksek olması sürtünme faktörünün de yüksek olduğu anlamına gelmektedir. Basınç dağılımlarına bakıldığında Pascal cinsinden verilen renk skalası her bir boru demeti geometrisinde farklı değerlere ulaşmaktadır. Kesikli dairesel kanat geometrilerinin girişteki basınçları, düz dairesel kanatlara göre yüksek çıkmıştır. Ayrıca delikli geometrilerin basınçları da aynı geometrinin deliksiz haline göre yüksek çıktığı görülmektedir. Basıncın yüksek olduğu yerler türbülansın şiddetli ve sürtünmenin yüksek olduğu yerler anlamına gelmektedir.



**Şekil 5.6:** Basınç dağılımı a) Düz b) Delikli düz c) Kesikli d) Delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti

Delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisinin basınç dağılımı sonucuna bakıldığında girişteki basıncın diğer geometrilere göre daha yüksek olduğu anlaşılmaktadır. Bu durum sürtünme faktörünün diğer geometrilere göre daha yüksek olduğu anlamına gelmektedir. Ayrıca akış performans sıralamasına göre bakıldığında Şekil 9.5'deki grafik ile uyumlu olduğu görülmektedir. Sonuç olarak akış sürtünmesi açısından sıralama yapılırsa en yüksekte düşüğe doğru sırasıyla delikli kesikli, kesikli, delikli düz ve düz dairesel kanatlı boru demeti olarak sıralanmaktadır. Bu durum boyutsuz sayılarla da grafik halinde ortaya konulmuştur.

Her bir geometri için ayrı ayrı yapılan sayısal analizler sonucunda elde edilen hız dağılımı da Şekil 5.7'de gösterilmektedir. Hız dağılımına bakıldığında kesikli kanatlardaki kanat dışlarının ve ayrıca delikli kanatlardaki deliklerin neden olduğu vorteksler açıkça görülmektedir. Bu girdapların türbülansı artırıp akış sürtünmelerini yükselterek basınç farkını artırdığı gözlemlenmiştir. Hız dağılımı renk skalası her bir boru demeti için sabit olduğu göz önüne alınarak, sürtünmelerin fazla olduğu kesikli kanatlı boru demeti geometrilerinin daha çok kırmızı renge sahip olduğu ve diğer geometrilere göre boru ve kanatlar arasında daha yüksek hızlara ulaştığı görülmektedir.



**Şekil 5.7:** Hız dağılımı a) Düz b) Delikli düz c) Kesikli d) Delikli kesikli dairesel kanatlı boru demeti

## 5.5. Sonuç

Düz, delikli düz, kesikli ve delikli kesikli dairesel kanatlı dört farklı boru demeti geometrisi ile ilgili yapılan sayısal çalışmalar sonucunda ısı transferi ve basınç düşümü açısından karşılaştırmaları yapıldığında genel olarak şu sonuçlara ulaşılmıştır.

- Delikli düz dairesel kanatlı boru demetlerinin ısı transferi deliksiz düz dairesel kanatlı boru demetlerine göre % 2.44 yüksek çıkmıştır. Bunun sebebinin deliklerin neden olduğu fazladan türbülans olduğu düşünülmektedir. Sonuçta dairesel kanatlara delikler delinmesi kanadın ısı transferini bir miktar artırdığı görülmüştür.
- Delikli düz dairesel kanatlı boru demetlerinin akış sürtünmesi ise deliksiz düz dairesel kanatlı boru demetlerine göre % 3.09 yüksek çıkmıştır. Deliklerin sebep olduğu türbülansın basınç düşümünün artırdığı görülmüştür. Böylelikle delikli dairesel kanatlı boru demeti kullanılan ısı değiştiricilerinde ekstra fan gücü gerekeceği ve fan giderlerinin artacağı düşünülmektedir.
- Hem ısı hem de akış açısından birlikte düşünüldüğünde delikli dairesel kanatlı boru demetleri bir yandan ısı transferini artırırken diğer yandan basınç düşümünün artmasına sebep olmaktadır.
- Delikli kesikli dairesel kanatlı boru demetlerinin ısı transferi ise deliksiz kesikli dairesel kanatlı boru demetlerine göre % 5.15 yüksek çıkmıştır. Kesikli dairesel kanatlara delinen delikler kanadın ısı transferini artırmıştır.
- Delikli kesikli dairesel kanatlı boru demetlerinin akış sürtünmeleri ise deliksiz kesikli dairesel kanatlı boru demetlerine göre % 6.15 yüksek çıkmıştır. Kesikli kanatlara delinen deliklerin türbülansı artırarak basınç düşümünü yükselttiği fark edilmiştir.
- Isı transferi ve akış açısından bakıldığında kesikli dairesel kanatlara delinen delikler bir yandan ısı transferini artırırken diğer yandan basınç düşümünün de artmasına sebep olmaktadır.
- Üzerinde delikler olmayan kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisinin ısı transferi, üzerinde delik bulunmayan düz dairesel kanatlı boru demetine göre % 8.10 yüksek çıkmıştır. Sayısal analizlerde çıkan bu sonuç literatürü destekler niteliktedir.

- Üzerinde delikler olmayan kesikli dairesel kanatlı boru demeti geometrisinin akış sürtünmeleri üzerinde delik bulunmayan düz dairesel kanatlı boru demeti geometrisine göre % 7.30 yüksek çıkmıştır. Bu sonuç da literatürde yer alan çalışmaları destekler niteliktedir.
- Delikli kesikli dairesel kanatlı boru demetlerinin ısı transferi düz dairesel kanatlı boru demetlerine göre % 14.17, delikli düz kanatlı boru demetlerine göre ise % 11.67 yüksek çıkmıştır.
- Delikli kesikli dairesel kanatlı boru demetlerinin akış sürtünmeleri ise düz dairesel kanatlı boru demetlerine göre % 14.64, delikli düz kanatlı boru demetlerine göre ise % 10.85 yüksek çıkmıştır.
- Sayısal analiz sonuçlarına göre tüm geometrilerin ısı transferi karşılaştırıldığında yüksekten düşüğe doğru sırasıyla delikli kesikli, kesikli, delikli düz ve düz dairesel kanatlı boru demetleri şeklindedir.
- Tüm geometrilerin akış sürtünmeleri karşılaştırıldığında düşükten yükseğe doğru sırasıyla düz, delikli düz, kesikli ve delikli kesikli dairesel kanatlı boru demetleri şeklindedir.

Dairesel kanatlı boru demetleri ile ilgili sonradan yapılabilecek çalışma önerileri ise; kanatlar üzerine dairesel delikten başka üçgen, kare vb. farklı geometrili delikler delinerek ısı transferi ve akış sürtünmeleri açısından analizleri yapılabilir. Ayrıca kanatlar üzerine delinen deliklerin yanı sıra farklı geometrilerde türbülator (saptırıcı) şeklinde çıkıntılar yapılarak ısı ve akış analizi yapılabilir. Tüm bunlarla beraber sadece dairesel kanatlara değil farklı geometrili (dikdörtgen, kare, yıldız vb.) kanatlar üzerine delikler delinerek veya saptırıcılar konularak ısı ve akış analizleri yapılabilir.

## KAYNAKLAR

- [1] **Genceli, O. F.** (2005). *Isı değiştiricileri*. Birsen Yayınevi.
- [2] **Url**<<https://www.indiamart.com/proddetail/extruded-fin-tubes-13282726397.html>>  
date retrieved 25.05.2012.
- [3] **Url**< <https://www.epcsteel.com/produce-hf-welded-serrated-fin-tube/>. >  
date retrieved 25.05.2012.
- [4] **Lindqvist, K. ve Næss, E.** (2018). A validated CFD model of plain and serrated fin-tube bundles, *Applied Thermal Engineering*, 143, 72–79.
- [5] **Kumar, A., Joshi J. B., Nayak A., K.** (2017). A comparison of thermal-hydraulic performance of various fin patterns using 3D CFD simulations, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 109, 336–356.
- [6] **Anoop, B., Balaji C., Velusamy K.** (2015). A characteristic correlation for heat transfer over serrated finned tubes, *Annals of Nuclear Energy*, 85, 1052–1065.
- [7] **Kiatpachai, P., Pikulkajorn, S., Wongwises, S.** (2015). Air-side performance of serrated welded spiral fin-and-tube heat exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 89, 724–732.
- [8] **Cléirigh, C. T. Ó. ve Smith, W. J.** (2014). Can CFD accurately predict the heat-transfer and pressure-drop performance of finned-tube bundles?" *Applied Thermal Engineering*, 73, 681–690.
- [9] **Weierman, C., Taborek J., Marner, W. J.** (1978). Comparison of the performance of in-line and staggered banks of tubes with segmented fins, *AIChE Symposium Series*. 39–46.
- [10] **Kawaguchi, K., Okui, K., Kashi, T.** (2004). The heat transfer and pressure drop characteristics of finned tube banks in forced convection (comparison of the pressure drop characteristics of spiral fins and serrated fins) *Heat Transfer—Asian Research*, 33 (7), 431–444.
- [11] **Kawaguchi, K., Okui, K., Kashi, T.**, (2005). Heat transfer and pressure drop characteristics of finned tube banks in forced convection (comparison of the heat transfer characteristics between spiral fin and serrated fin)," *Heat Transfer - Asian Research*, 34 (2), 120–133.
- [12] **Hofmann, R.** (2009). *Experimental and Numerical Gas-Side Performance Evaluation of Finned-Tube Heat Exchangers* (Doctoral dissertation). Retrieved from <http://www.ub.tuwien.ac.at>
- [13] **Lemouedda, A., Schmid, A., Franz, E., Breuer, M., Delgado, A.** (2011) Numerical investigations for the optimization of serrated finned-tube heat exchangers, *Applied Thermal Engineering*, 31 (8–9), 1393–1401.
- [14] **Pongsoi, P., Pikulkajorn, S., Wongwises, S.** (2012) Experimental Study on the Air-Side Performance of a Multipass Parallel and Counter Cross-Flow L-Footed Spiral Fin-and-Tube Heat Exchanger, *Heat Transfer Engineering* 33 (15), 1251–1263.



- [15] Zhou, H., Liu, D., Sheng, Q., Hu, M., Cheng, Y., Cen, K. (2020) Research on gas side performance of staggered fin-tube bundles with different serrated fin geometries, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 152, 119509.
- [16] Mon, M. S. (2003). *Numerical Investigation of Air-Side Heat Transfer and Pressure Drop in Circular Finned-Tube Heat Exchangers*. (Doctoral dissertation). Retrieved from <https://d-nb.info/967771846/34>
- [17] Eide, E. L. (2015). *Numerical investigation of thermal-hydraulics performance of fin-tube waste heat recovery units*, (Master Thesis). Retrieved from <https://ntnuopen.ntnu.no/ntnu-xmlui/handle/11250/2350185>
- [18] A. Holfeld, (2016). *Experimental investigation of heat transfer and pressure drop in compact waste heat recovery units*, (Doctoral dissertation). Retrieved from [https://ntnuopen.ntnu.no/2016-303\\_Holfeld\\_PhD](https://ntnuopen.ntnu.no/2016-303_Holfeld_PhD)
- [19] Bošnjaković, M., Čikić, A., Muhić, S., Stojkov, M. (2018). Tube heat exchanger with new star shaped fins, *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 393, 1
- [20] Bošnjaković, M., Muhić, S., Čikić, A. (2020). Experimental testing of the heat exchanger with star-shaped fins, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 149, 119190.
- [21] Morales-Fuentes, A. ve Loredó-Sáenz, Y. A. (2018). Identifying the geometry parameters and fin type that lead to enhanced performance in tube-and-fin geometries, *Applied Thermal Engineering*, 131, 793–805.
- [22] Metzger, D. E., Berry, R. A., Bronson, J. P. (1982). Developing Heat Transfer in Rectangular Ducts with Staggered Arrays of Short Pin Fins, *Journal of Heat Transfer*, 104 (4), 700–706.
- [23] VanFossen, G. J. (1982). Heat-Transfer Coefficients for Staggered Arrays of Short Pin Fins, *Journal of Engineering for Power*, 104 (2), 268–274.
- [24] Tanda, G. (2001). Heat transfer and pressure drop in a rectangular channel with diamond-shaped elements, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 44 (18), 3529–3541.
- [25] You, H. I. ve Chang, C.-H. (1997). Numerical Prediction of Heat Transfer Coefficient for a Pin-Fin Channel Flow, *Journal of Heat Transfer*, 119 (4), 840–843.
- [26] Lee, D. H., Jung, J. M., Ha, J. H., Cho, Y. I. (2012). Improvement of heat transfer with perforated circular holes in finned tubes of air-cooled heat exchanger, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 39 (2), 161–166.
- [27] Karabacak, R ve Yakar, G (2011). Forced convection heat transfer and pressure drop for a horizontal cylinder with vertically attached imperforate and perforated circular fins, *Energy Conversion and Management*, 52 (8–9), 2785–2793.
- [28] Nadooshan, A. A., Kalbasi, R., and Afrand, M. (2018). Perforated fins effect on the heat transfer rate from a circular tube by using wind tunnel: An experimental view, *Heat and Mass Transfer*, 54 (10), 3047–3057.

- [29] Zaidan, M. H., Alkumait, A. R., Ibrahim, T. K. (2018). Assessment of heat transfer and fluid flow characteristics within finned flat tube, *Case Studies in Thermal Engineering*, 12, 557–562.
- [30] Lee, H. J., Ryu, J., Lee, S. H. (2019). Influence of perforated fin on flow characteristics and thermal performance in spiral finned-tube heat exchanger, *Energies*, 12 (3), 556.
- [31] Sahel, D., Ameer, H., Mellal, M. (2020). Effect of tube shape on the performance of a fin and tube heat exchanger, *Journal of Mechanical Engineering and Sciences*, 14 (2), 6709–6718.
- [32] Ameer, H. ve Menni, Y. (2019). Laminar cooling of shear thinning fluids in horizontal and baffled tubes: Effect of perforation in baffles, *Thermal Science and Engineering Progress*, 14, 100430.
- [33] Adhikary, K., ve Mallick, A. (2018). Thermo-mechanical analysis in perforated annular fin using Ansys, *International Journal of Recent Trends in Engineering and Research*, 4 (4), 391–401.
- [34] Url <<https://www.tsbenergy.com/tr/pdetay.asp?TID=45&Ekonomizer.>> date retrieved 25.05.2012.
- [35] Url <<https://www.tetsa.com.tr/govde-borulu-isi-degistiriciler/>> date retrieved 25.05.2012.
- [36] Url <<https://www.3genenerji.com/hizmetlerimiz/>> date retrieved 25.05.2012.
- [37] Url <<https://jeotes.com/plakali-esanjor-nasil-calisir>> date retrieved 25.05.2012.
- [38] Url <<https://www.fintube.com/plate-finned-tubing.html>> date retrieved 25.05.2012.
- [39] Url <<https://enginsoftusa.com/computational-fluid-dynamics/heat-transfer.html>.> date retrieved 25.05.2012.
- [40] Url<<https://interestingengineering.com/teslas-cybertruck-aerodynamics-do-flow-smoothly-as-per-a-cfd-analysis.>> date retrieved 25.05.2012.
- [41] Menter, F. R. (1994). Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications, *AIAA Journal*, 32 (8), 1598–1605.
- [42] Wilcox, D. C. (1988). Reassessment of the scale-determining equation for advanced turbulence models, *AIAA Journal*, 26 (11), 1299–1310.
- [43] Launder, B. E. ve Spalding, D. B. (1974). The numerical computation of turbulent flows, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 3 (2), 269–289.
- [44] Kakaç, S. ve Liu, H. (2012). *Heat Exchangers Selection, Rating and Thermal Desing*, CRC Press, New York.
- [45] Çengel, Y. A. ve Cimbala, J. M. (2014). *Akışkanlar Mekaniği Temelleri ve Uygulamaları*. Palme Yayınevi.
- [46] Çengel, Y. A. ve Ghajar, A. J. (2017). *Isı ve Kütle Transferi*. Palme Yayınevi.
- [47] Joseph H., et al., (1955). *Tables of Thermal Properties of Gases*. USA,

- [48] **Fluent**, (2006). *Fluent User's Guide*. Lebanon, NH: Fluent Incorporated.
- [49] **Zukauskas, A., et al.**, (1998). *Banks of plain and finned tubes*, in G.F. Hewitt (ed.), *Heat Exchanger Design Handbook*, Begell House Inc., New York, USA.
- [50] **Stasiulevicius J., et al.**, (1988). *Heat Transfer of Finned Tube Bundle in Crossflow*. Publishing Corporation.
- [51] **ESCOA**, (1979). *Extended Surface Corporation of America, Turb - X HF Rating Instructions*, Pryor, Oklahoma,
- [52] **Ward D. J. and Young. E. H.**, (1959) Heat Transfer and Pressure Drop of Air in Forced Convection Across Triangular Pitch Banks of Finned Tubes. *Chemical Engineering Progress Symposium Series*, 55 (29), 37–44.
- [53] **PFR Engineering systems**, (1976) *Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Dry Tower Extended Surfaces*, Technical Report PFR Report BNWL-PFR-7 100, PFR Engineering Systems Inc.



## ÖZGEÇMİŞ

**Ad-Soyadı** : Ekrem TAÇGÜN

### ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2011, İnönü Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü
- **Yüksek Lisans** : 2015, İnönü Üniversitesi, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
- **Doktora** : 2022, İnönü Üniversitesi, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

### MESLEKİ DENEYİM:

- 2011-2013 Özel sektör,
- 2014-2015 Adıyaman Üniversitesinde,
- 2015-2022 İnönü Üniversitesinde çalıştı.

### DOKTORA TEZİNDEN TÜRETİLEN ÇALIŞMALAR

- **Taçgün, E. ve Aksoy İ.G. (2022)**. A numerical study for solid and serrated annular finned tube bundles, Thermal Science, OnLine-First, Issue xx, Pages: x-x, <https://doi.org/10.2298/TSCI211120018T>
- **Taçgün, E. ve Aksoy İ.G. (2022, Şubat)**. Düz dairesel kanatlı boru demetlerinde farklı geometrik parametrelerin sayısal olarak incelemesi. 3. Uluslararası Mühendislik Bilimleri ve Multidisipliner Yaklaşımlar Kongresi, (10-11 Şubat 2022) İstanbul.
- **Taçgün, E. ve Aksoy İ.G., (2022, Şubat)**. Kesikli dairesel kanatlı boru demetlerinde kanat geometrisinin sayısal olarak incelemesi. 3. Uluslararası Mühendislik Bilimleri ve Multidisipliner Yaklaşımlar Kongresi, (10-11 Şubat 2022) İstanbul.
- **Taçgün, E. ve Aksoy İ.G., (2022, Nisan)**. Çapraz akışlı bir ısı değiştiricisindeki delikli dairesel kanatlı boru demetlerinin sayısal olarak incelemesi. 7. Uluslararası Mühendislik ve Teknoloji Yönetimi Kongresi (16-17 Nisan 2022) İstanbul.
- **Taçgün, E. ve Aksoy İ.G., (2022, Nisan)**. Delikli ve deliksiz dairesel kanatlı boru demetlerinin ısı ve akış performanslarının karşılaştırılması. 7. Uluslararası Mühendislik ve Teknoloji Yönetimi Kongresi (16-17 Nisan 2022) İstanbul.