

EGE ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

(DOKTORA TEZİ)

**FARKLI GEOMETRİLERDEKİ BORU İÇİ
TÜRBÜLATÖRLERİN ISIL-HİDROLİK
PERFORMANSA OLAN ETKİLERİNİN DENEYSEL
VE SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ**

Gökhan GÜRLEK

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Necdet ÖZBALTA

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Bilim Dalı Kodu : 625.03.00

Sunuş Tarihi : 16.02.2012

Bornova-İZMİR

2012

Gökhan GÜRLEK tarafından Doktora tezi olarak sunulan “Farklı Geometrillerdeki Boru İçi Türbülatorlerin Isıl-Hidrolik Performansa Olan Etkilerinin Deneysel ve Sayısal Olarak İncelenmesi” başlıklı bu çalışma E.Ü. Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliği ile E.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Eğitim ve Öğretim Yönergesi’nin ilgili hükümleri uyarınca tarafımızdan değerlendirilerek savunmaya değer bulunmuş ve 16.02.2012 tarihinde yapılan tez savunma sınavında aday oybirliği/oyçokluğu ile başarılı bulunmuştur.

Jüri Üyeleri:

İmza

Jüri Başkanı	: Prof. Dr. Necdet ÖZBALTA	
Raportör Üye	: Prof. Dr. Ali GÜNGÖR	
Üye	: Doç. Dr. Serhan KÜÇÜKA	
Üye	: Doç. Dr. Dilek KUMLUTAŞ	
Üye	: Yrd. Doç. Dr. Özay AKDEMİR	

ÖZET

FARKLI GEOMETRİLERDEKİ BORU İÇİ TÜRBÜLATÖRLERİN ISIL-HİDROLİK PERFORMANSA OLAN ETKİLERİNİN DENEYSEL VE SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

GÜRLEK, Gökhan

Doktora Tezi, Makina Mühendisliği Bölümü

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Necdet ÖZBALTA

Şubat 2012, 154 sayfa

Bu tez çalışmasında, ısı transferi iyileştirme yöntemlerinden biri olan boru içerisine türbülator yerleştirme tekniği kullanılmıştır. Çalışma, iç içe borulu ısı değiştiricisine yerleştirilen farklı geometri ve boyutlarda türbülatorlerin ısı transferi ve basınç düşümüne olan etkilerini incelemek amacıyla Reynolds sayısının 7000 ile 15000 olduğu çalışma aralığında yapılmıştır. Dört farklı hatvede, üç farklı modelde üretilen 130 mm, 150 mm, 200 mm ve 250 mm hatveli klasik tip düz türbülatorler, 130 mm, 150 mm, 200 mm ve 250 mm hatveli kanat ucu sıcak akışkanın akım yönünde olan V kanatlı türbülatorler ve 130 mm, 150 mm, 200 mm ve 250 mm hatveli kanat ucu sıcak akışkanın akımına ters yönde olan V kanatlı türbülatorlerin ısı transferine ve sürtünme katsayısına olan etkileri deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir.

Deneysel çalışmalar, endüstride geniş kullanım alanına sahip olması ve yapımının basit olması nedeniyle iç içe borulu ısı değiştiricisinde gerçekleştirilmiştir. Deneysel çalışmalar için, Ege Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projesi (BAP) biriminden sağlanan mali destek ve Termodinamik Makina Sanayi ve Ticaret A.Ş. firmasının sağladığı imkanlar ile iç içe borulu ısı değiştirici deney seti kurulmuş, her bir türbülator hatve ve modeli için ayrı ayrı belirlenen farklı sistem parametrelerinde deneyler tekrarlanmıştır.

Sayısal çalışma için Solidworks programı ile türbülator çizimleri, Gambit programı ile sistemin çizimi ve ağ yapısı yapılmış, Fluent programı kullanılarak türbülatorsüz boru ile iki boyutta, türbülatorlü boruda ise üç boyutta analizler gerçekleştirilmiştir. Sayısal analiz sonuçlarına göre çalışma kapsamında türbülator

hatvesi, modeli, akış hızı, sıcaklığı gibi farklı parametrelerin ısı transferi ve sürtünme katsayısına, doğal olarak da ısıl hidrolik performansa olan etkileri görsel olarak incelenmiştir. Bu amaçla sayısal analiz sonuçları olan sıcaklık dağılımları, hız dağılımları, hız vektörleri ve basınç dağılımları ayrıntılı olarak tez çalışmasında verilmiştir.

Deneysel veriler ve sayısal analiz sonuçları karşılaştırılmış ve birbirleriyle uyumlu oldukları görülmüştür.

Deneysel verilere göre en yüksek Nusselt sayısı ve sürtünme katsayısı değerleri, 130 mm hatveli kanat ucu akıma ters yönde olan V kanatlı tip türbülator kullanılması durumunda sırasıyla 61,53 – 87,71 ve 0,43 – 0,35 olarak elde edilmiştir. V kanatlı tip türbülatorlerde ısı transfer oranının klasik tip türbülatorlere göre daha yüksek olmasına rağmen akışı engelleyici etkilerinden dolayı sürtünme katsayıları, klasik tip türbülatorün sürtünme katsayı değerlerinin çok üzerinde çıkmıştır. Bu nedenle yüksek Nusselt sayısına karşın çok yüksek sürtünme katsayısı değeri düşük ısıl hidrolik performans sonucunu doğurmuştur. % 93'e varan ısıl hidrolik performans ile en yüksek ısıl hidrolik performans 130 mm hatveli klasik tip türbülatorler ile elde edilmiştir.

Anahtar sözcükler: Isıl Hidrolik Performans, Isı Transferi İyileştirme, Türbülator, Sayısal Akışkanlar Dinamiği.

ABSTRACT**EXPERIMENTAL AND NUMERICAL INVESTIGATION OF THE
EFFECTS OF DIFFERENT TURBULATOR GEOMETRIES IN PIPE
ON THERMAL-HYDRAULIC PERFORMANCE**

GÜRLEK, Gökhan

PhD in Mechanical Engineering
Supervisor: Prof. Dr. Necdet ÖZBALTA
February 2012, 154 pages

In this thesis, turbulator inserting method which is one of the heat transfer enhancement techniques was used. In this study the effects of the geometry and the size of the turbulators used in concentric tube heat exchangers on the heat transfer and pressure drop was investigated for flows with Reynolds number in the range of 7000 to 15000. The effects of turbulators which were manufactured with four different pitch lengths for three different types according to the direction of flow were investigated. The first type is the smooth classical turbulators. In the second type V wing turbulators were used with the head of the wing in the same direction with the flow. In the last type, again V wing turbulators were used with the head of the wing in the opposite direction with the flow. Pitch lengths of 130 mm, 150 mm, 200 mm and 250 mm were used for each type of turbulator. The effects of these various configurations on the heat transfer and friction factor were investigated experimentally and numerically.

Experimental studies were carried out on concentric tube heat exchangers, since they are widely used in industry and are easy to manufacture. Concentric tube heat exchanger experimental setup was installed with the support of Ege University Scientific Research Project and Termodinamik Makine Sanayi ve Ticaret A.Ş. and experiments were conducted for each turbulator pitch length and type at different system parameters.

Turbulators were modeled by Solidworks, heat exchanger was drawn and meshed by Gambit and the analyses of non turbulator tube in 2D and turbulators in 3D were made by Fluent for numerical study. According to the numerical analyses results, the effects of different parameters such as turbulator pitch length, turbulator type, flow rate and temperature, on the heat transfer, friction factor and thermal hydraulic performance were investigated and demonstrated visually. For this purpose, the results of the numerical analyses such as temperature distribution, velocity distribution, velocity vectors and pressure distribution were given in this thesis.

Experimental and numerical analyses results were compared with each other and were seen to be in good agreement.

According to the experimental results, in the case with V wing turbulators with a pitch distance of 130 mm in which the head of the wing is in the opposite direction of flow, highest Nusselt numbers and friction factors were obtained as 61,53 – 87,71 and 0,43-0,35, respectively. Although the heat transfer ratio in V type turbulators was larger than that of classical turbulators, the friction factors were also found to be larger than that of classic turbulators due to the flow inhibiting characteristics of the V wing turbulators. As a result, despite the high Nusselt numbers obtained with V wing turbulators the high friction coefficients caused low thermal hydraulic performances. The highest value of thermal hydraulic performance with 93 % was obtained for classical turbulators with a pitch length of 130 mm.

Keywords: Thermal Hydraulic Performance, Heat Transfer Enhancement, Turbulator, CFD

TEŞEKKÜR

Lisansüstü akademik eğitimim boyunca ve bu çalışma sürecinde, bilgi, tecrübe ve desteğini esirgemeyen değerli hocam ve tez danışmanım Prof. Dr. Necdet ÖZBALTA'ya sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Tez izleme jürisi hocalarım, Prof. Dr. Ali GÜNGÖR'e ve Doç. Dr. Serhan KÜÇÜKA'ya katkılarından dolayı teşekkür ederim. Ayrıca, Tez Savunma Sınavı Jüri Üyeleri arasında yer alarak, yorum ve eleştirileri ile çalışmama katkıda bulunan değerli hocalarım Doç. Dr. Dilek KUMLUTAŞ ve Yrd. Doç. Dr. Özay AKDEMİR'e de teşekkürü bir borç bilirim.

Ege Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi (BAP)'a çalışmanın yapılabilmesi için maddi desteği sağladıkları için, Termodinamik Makina Sanayi ve Ticaret A.Ş. firmasına projeye destek verdiği, firma laboratuvar imkanlarını kullanmaya izin verdiği ve deney setinin imalatını gerçekleştirdiği için ve deneysel çalışmalar süresince desteğini esirgemeyen bu çalışma boyunca firma AR-GE Müdürü görevini yürüten Mehmet ALTINTAŞ'a teşekkür ederim.

Tez çalışmam sırasında yardımlarını ve manevi desteklerini esirgemeyen değerli arkadaşlarım ve hocalarım Yrd. Doç. Dr. Aysun BALTACI'ya, Yrd. Doç. Dr. Seçkin ERDEN'e, Araş. Gör. Dr. Utku ŞENTÜRK'e, Araş. Gör. Yük. Müh. Mehmet ERKEK'e, Araş. Gör. Yük. Müh. Oğuz GÜRSES'e, Sercan SABANCI'ya, Araş. Gör. Dr. Perihan KENDİRCİ'ye ve Araş. Gör. Yük. Müh. Hilal İŞLEROĞLU'na çok teşekkür ederim.

Çalışmam boyunca sabırla yanımda olan ve manevi desteğini esirgemeyen sevgili eşim Gülden GÜRLEK'e ve var olmasıyla bana moral kaynağı olan aslan oğlum Gökalp GÜRLEK'e, uzun öğrenim hayatım boyunca ve özellikle doktora tez çalışmam süresince, her zaman yanımda olan, sevgilerini, desteklerini ve inançlarını benden hiç esirgemeyen saygıdeğer annem ve babama sonsuz teşekkür ederim.

Gökhan GÜRLEK

15.02.2012

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZET.....	v
ABSTRACT	vii
TEŞEKKÜR	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xvii
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	xxix
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	xxxı
1. GİRİŞ	1
2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR.....	3
3. ISI TRANSFERİ İYİLEŞTİRME TEKNİKLERİ.....	29
3.1 Aktif Isı Transferi İyileştirme Teknikleri	29
3.1.1 Mekanik destek ile ısı transferi iyileştirme yöntemi.....	29
3.1.2 Yüzey titreşimi yöntemi.....	29
3.1.3 Akışkan titreşimi yöntemi.....	30
3.1.4 Elektrostatik alan yöntemi.....	30
3.1.5 Enjeksiyon yöntemi.....	30

İÇİNDEKİLER (devam)

	<u>Sayfa</u>
3.1.6 Vakum yöntemi.....	30
3.1.7 Yüksek hızda püskürtme yöntemi.....	30
3.2 Pasif Isı Transferi İyileştirme Teknikleri.....	31
3.2.1 Yüzey işleme yöntemi.....	31
3.2.2 Pürüzlü yüzeyler yöntemi.....	32
3.2.3 Genişletilmiş yüzeyler yöntemi.....	32
3.2.4 Akış içine sürülen elemanlar yöntemi.....	33
3.2.5 Girdap akış yöntemi.....	33
3.2.6 Yüzey gerilim yöntemi.....	34
3.2.7 Sıvılar için katkı maddeleri.....	34
3.2.8 Gazlar için katkı maddeleri.....	35
4. DENEYSEL ÇALIŞMA VE ÖLÇÜM CİHAZLARI.....	36
4.1 Deneysel Çalışma.....	36
4.2 Deney Düzeneği.....	36
4.3 Deney Düzeneği İmalatı.....	43

İÇİNDEKİLER (devam)

	<u>Sayfa</u>
4.4 Hata Analizi.....	49
4.4.1 Nusselt sayısı için belirsizlik analizi.....	51
4.4.2 Reynolds sayısı için belirsizlik analizi.....	52
4.4.3 Sürtünme faktörü için belirsizlik analizi.....	52
4.4.3.1 Sıcaklık ölçümünde ortaya çıkabilecek hatalar.....	53
4.4.3.2 Basınç kaybı ölçümünde ortaya çıkabilecek hatalar.....	54
4.4.3.3 Debi ölçümünde ortaya çıkabilecek hatalar.....	55
4.4.3.4 Diğer belirsizlikler.....	55
4.5 Deneysel Çalışmada Yapılan Ölçümler ve Değiştirilecek Parametreler.....	56
5. SIVI – GAZ ISI DEĞİŞTİRİCİSİ ISI TRANSFER ANALİZİ.....	57
5.1 Isı transfer hesabı.....	57
5.2 Sürtünme katsayısı hesabı.....	64
5.3 Isıl - hidrolik performans hesabı.....	65
6. SAYISAL ANALİZ VE MODELLEME.....	69
6.1 Problemin Modellenmesi.....	69

İÇİNDEKİLER (devam)

	<u>Sayfa</u>
6.2 Akış Modellenmesinde Kullanılan Temel Denklemler.....	71
6.2.1 Kütlenin korunumu.....	72
6.2.2 Momentumun korunumu.....	75
6.2.3 Enerjinin korunumu.....	76
6.3 Türbülanslı Akışın Modellenmesi.....	77
6.4 Sınır Şartları ve Kabuller.....	78
6.5 Sayısal Akışkanlar Dinamiği Çözümlerinin Doğruluk Kontrolü.....	81
7. DENEYSEL VE SAYISAL VERİLERİN DEĞERLENDİRİLMESİ VE BULGULAR.....	85
8. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	141
KAYNAKLAR DİZİNİ.....	144
ÖZGEÇMİŞ.....	152
EKLER.....	
Ek 1 Hata Analizi.....	
Ek 2 Isı Transferi ve Sürtünme Faktörü Örnek Hesaplama.....	

İÇİNDEKİLER (devam)Sayfa

Ek 3 Sayısal Akışkanlar Dinamiği Programı İşlem Adımları.....

Ek 4 SolidWorks Programı İle Türbülator Çizimi.....

Ek 5 Çizelgeler.....

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
2.1 Deney düzeneği şematik gösterimi.....	3
2.2 Şeritlerin ileri ve geri yönde uygulama gösterimi.....	4
2.3 Dikey ve yatay oval borulu ısı değiştiricisinin boru şekli.....	5
2.4 Değişik boşluk mesafelerinde helisel burgu elemanların gösterimi.....	6
2.5 Helisel şaşırtma levhalı ısı değiştiricisi şematik gösterimi.....	6
2.6 Taç yaprağı şekilli kanatçıklı tüp ve kısa kanatçıklı boru gösterimi.....	7
2.7 Helisel kanatçıklı boru gösterimi.....	7
2.8 Kanatçıklı borunun gösterimi.....	8
2.9 Deneysel çalışmalarda kullanılan ısı değiştiricisinin genel görünümü....	8
2.10 Deneysel çalışmalarda kullanılan merkez çubuklu (a), merkez çubuksuz (b) ve boşluklu helisel elemanlı (c) boruların genel görünümü.....	9
2.11 Oval borulu ısı değiştiricisi ve yönlendirici kanatlar görülmektedir.....	10
2.12 Oval boruların ısı değiştiricisi içerisindeki dizilişleri.....	10
2.13 Hava kanalının şematik gösterimi.....	11
2.14 Konik-halka ve burgu şekilli türbülatorlü deney boruları.....	12
2.15 Salyangoz girişli ve V tip türbülatorlü deney borusu.....	13

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
2.16 Sıcaklık ve basınç ölçerlerinin konumlarının gösterildiği tekli, ikili ve üçlü türbülatoörlü deney boruları.....	14
2.17 Dişli burgu türbülatoörlerin görünüşü.....	15
2.18 Uygulanan farklı tip türbülatoörler.....	15
2.19 Deney düzeneği.....	16
2.20 Kullanılan boru içi elemanlar.....	17
2.21 Farklı açıda türbülatoörlerin yerleştirildiği borudaki sıcaklık dağılımları.	18
2.22 Tel sargılı ve türbülatoörlü deney borusu.....	18
2.23 Deneysel çalışmalarda kullanılan konik ve delikli konik elemanlar.....	19
2.24 (a) bir helisel türbülatoör, (b) iki helisel türbülatoör, (c) türbülatoörsüz ısı değiştiricisi şematik gösterimi	20
2.25 Değişik hatve oranlarında tel sargı elemanlar.....	21
2.26 Türbülatoörlü boru ve açıklık görünümü.....	22
2.27 Tek türbülatoörlü, aynı yönde akış sağlayan çift türbülatoörlü ve ters yönde akış sağlayan çift türbülatoörlü borunun görünümü.....	23
2.28 Şekillendirilmiş (Edgefold twisted tape) türbülatoör görünüşü.....	24
2.29 Boru içeşisine yerleştirilen elemanların görünüşü.....	25

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
2.30 Klasik tip türbülator, düz delta kanatlı türbülator, açılı delta kanatlı türbülator görünüşü.....	26
2.31 Deney düzeneğinin şematik görünümü.....	27
2.32 Farklı şekillerdeki kanatların görünüşü.....	28
3.1 Yüksek hızlı püskürtücü görünümü.....	31
3.2 a-Altın, b- alüminyum oksit, c- titantum dioksit kullanılarak nano boyutta yüzey işleme.....	31
3.3 Boru içine yerleştirilen tel sargı eleman.....	32
3.4 Boru üzerine uygulanmış farklı geometrilerdeki genişletilmiş yüzey örnekleri.....	33
3.5 Boru içerisine sürülen karıştırıcı tel sargı eleman.....	33
3.6 Girdap akış elemanları merkez çubuklu (a), merkez çubuksuz (b) ve boşluklu helisel elemanlı (c).....	34
4.1 Çalışmada kullanılan türbülatorlü çift borulu ısı değıştircisi ile ilgili deney düzeneğinin şematik gösterimi.....	37
4.2 Çift borulu ısı değıştircisi modellemesi.....	38
4.3 Log-Lineer kuralına göre dairesel kanalda (a) on ve (b) altı nokta için yatay ve dikey hız ölçüm yerleri	39
4.4 Sabit debi besleme tankı görünümü.....	41

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
4.5 130 mm, 150 mm, 200 mm ve 250 mm hatvelerdeki V kanatlı türbülátörler.....	42
4.6 Isı değiştiricisi içerisine yerleştirilmiş a) 200 mm hatveli klasik tip türbülátör b) kanat ucu akış yönünde olan 150 mm hatveli V kanatlı türbülátör, c) kanat ucu akışa ters yönde olan 200 mm hatveli V kanatlı türbülátör görünümü.....	43
4.7 Isı değiştiricisinin görünümü.....	43
4.8 Isı değiştiricisi üzerine manşon kaynatma alışması.....	44
4.9 Doğalgaz brlrl kazan ve bağlantı elemanlarının görünümü.....	44
4.10 CNC Punch aletinde baca bağlantı ekipmanının kesimi.....	45
4.11 Boru malzemesi montajı.....	45
4.12 Sabit debi besleme tankı imalat görüntüsü.....	46
4.13 Sabit debi besleme tankının askı aparatındaki görünümü.....	47
4.14 Sıcaklık lm cihazlarının montesi için kaynak yapılmış manşon ve bağlantı adaptörü.....	47
4.15 Manometre hortumu bağlantı noktası.....	48
4.16 lm aletleri yerleştirilmiş deney düzeneği görünümü.....	49
5.1 Paralel ve Ters Akışlı Isı Değiştiricilerinde Akışkan Sıcaklığı Değişimi.	57

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
6.1 Isı değıştircisi ve türbülâtörün üç boyutlu görüntüsü.....	70
6.2 Isı değıştircisi içêrisine yerleştirilen türbülâtörün üç boyutlu ağ yapısı görüntüsü.....	71
6.3 Diferansiyel kontrol hacmine yüzeýlerden kütle giriř ve çıkışı.....	72
6.4 Silindirik koordinatlarda hız bileşenleri ve birim vektörler.....	74
6.5 Farklı parametreler için kalıntı değêrlerinin iterasyon sayısına göre değışimi.....	82
6.6 Egzoz gazı sisteme giren ve çıkan kütleel debi değêri Fluent görüntüsü.....	82
6.7 Ara duvardan geçen ısı miktarı ile optimum hücre sayısı belirlenmesi....	83
7.1 Türbülâtörsüz boş borulu ısı değıştirisinde deneysel, sayısal ve literatür Nusselt sayısı sonuçlarının karşılaştırması.....	87
7.2 Türbülâtörsüz boş borulu ısı değıştirisinde deneysel, sayısal ve literatür sürtünme faktörü sonuçlarının karşılaştırması.....	88
7.3 Ters akışlı ısı değıştircisinde boş boru ve farklı hatvelerdeki klasik tip türbülâtörler için deneysel Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değışimi....	89
7.4 Ters akışlı ısı değıştircisinde boş boru ve farklı hatvelerdeki klasik tip türbülâtörler için deneysel sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değışimi.....	90
7.5 Ters akışlı ısı değıştircisinde klasik tip türbülâtörlü Nusselt sayısının boş borulu Nusselt sayısına oranının Reynolds sayısı ile değışimi.....	91

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
7.6 Ters akışlı ısı değiştiricisinde klasik tip türbülantörlü sürtünme katsayısının boş borulu sürtünme katsayısına oranının Reynolds sayısı ile değişimi.....	92
7.7 Ters akışlı ısı değiştiricisinde boş boru ve farklı hatvelerdeki türbülantörler için ısıl iyileşme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	93
7.8 Ters akışlı ısı değiştiricisinde boş boru ve farklı hatvelerdeki V kanatlı (kanatlar akım yönünde) türbülantörler için deneysel Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	94
7.9 Ters akışlı ısı değiştiricisinde boş boru ve farklı hatvelerdeki V kanatlı (kanatlar akım yönünde) türbülantörler için deneysel sürtünme katsayısı Reynolds sayısı ile değişimi.....	95
7.10 Ters akışlı ısı değiştiricisinde V kanatlı (kanatlar akım yönünde) türbülantörlü Nusselt sayısının boş borulu Nusselt sayısına oranının Reynolds sayısı ile değişimi.....	96
7.11 Ters akışlı ısı değiştiricisinde V kanatlı (kanatlar akım yönünde) türbülantörlü sürtünme katsayısının boş borulu sürtünme katsayısına oranının Reynolds sayısı ile değişimi.....	97
7.12 Ters akışlı ısı değiştiricisinde boş boru ve farklı hatvelerdeki V kanatlı (kanatlar akım yönünde) türbülantörler için ısıl hidrolik performansının Reynolds sayısı ile değişimi.....	98
7.13 Ters akışlı ısı değiştiricisinde boş boru ve farklı hatvelerdeki V kanatlı (kanatlar akıma ters yönde) türbülantörler için deneysel Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi.....	100

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
7.14 Ters akışlı ısı değiştiricisinde boş boru ve farklı hatvelerdeki V kanatlı(kanatlar akıma ters yönde) türbülatorler için deneysel sürtünme katsayısı Reynolds sayısı ile değişimi.....	101
7.15 Ters akışlı ısı değiştiricisinde V kanatlı (kanatlar akıma ters yönde) türbülatorlü Nusselt sayısının boş borulu Nusselt sayısına oranının Reynolds sayısı ile değişimi.....	102
7.16 Ters akışlı ısı değiştiricisinde V kanatlı (kanatlar akıma ters yönde) türbülatorlü sürtünme katsayısının boş borulu sürtünme katsayısına oranının Reynolds sayısı ile değişimi.....	103
7.17 Ters akışlı ısı değiştiricisinde boş boru ve farklı hatvelerdeki V kanatlı (kanatlar akıma ters yönde) türbülatorler için ısıl hidrolik performansın Reynolds sayısı ile değişimi.....	104
7.18 Ters akışlı ısı değiştiricisinde farklı hatvelerdeki klasik tip türbülatorler, V kanatlı (kanatlar akım yönünde - AY) türbülatorler, V kanatlı (kanatlar akıma ters yönde - ATY) türbülatorler için Nu/Nu_0 -Re değişimi.....	105
7.19 Ters akışlı ısı değiştiricisinde farklı hatvelerdeki klasik tip türbülatorler, V kanatlı (kanatlar akım yönünde - AY) türbülatorler, V kanatlı (kanatlar akıma ters yönde - ATY) türbülatorler için f/f_0 -Re değişimi.....	106
7.20 Ters akışlı ısı değiştiricisinde farklı hatvelerdeki klasik tip türbülatorler, V kanatlı (kanatlar akım yönünde - AY) türbülatorler, V kanatlı (kanatlar akıma ters yönde - ATY) türbülatorler için ısıl hidrolik performansının Reynolds sayısı ile değişimi.....	107
7.21 3,92 m/s giriş hızında yapılan deneylerin klasik tip türbülatorler için hız dağılımı.....	109

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
7.22 3,92 m/s giriş hızında yapılan deneylerin kanatları akış yönünde olan V kanatlı tip türbülatorler için hız dağılımı.....	110
7.23 3,92 m/s giriş hızında yapılan deneylerin kanatlar akışa ters yönde olan V kanatlı tip türbülatorler için hız dağılımı.....	110
7.24 5,015 m/s giriş hızında yapılan deneylerin klasik tip türbülatorler için hız dağılımı.....	111
7.25 5,015 m/s giriş hızında yapılan deneylerin kanatları akış yönünde olan V kanatlı tip türbülatorler için hız dağılımı.....	112
7.26 5,015 m/s giriş hızında yapılan deneylerin kanatları akışa ters yönde olan V kanatlı tip türbülatorler için hız dağılımı	112
7.27 6,5 m/s giriş hızında yapılan deneylerin klasik tip türbülatorler için hız dağılımı.....	113
7.28 6,5 m/s giriş hızında yapılan deneylerin kanatlar akış yönünde olan V kanatlı tip türbülatorler için hız dağılımı.....	114
7.29 6,5 m/s giriş hızında yapılan deneylerin kanatları akışa ters yönde olan V kanatlı tip türbülatorler için hız dağılımı.....	114
7.30 8,055 m/s giriş hızında yapılan deneylerin klasik tip türbülatorler için hız dağılımı.....	115
7.31 8,055 m/s giriş hızında yapılan deneylerin kanatlar akış yönünde olan V kanatlı tip türbülatorler için hız dağılımı.....	115
7.32 8,055 m/s giriş hızında yapılan deneylerin kanatları akışa ters yönde olan V kanatlı tip türbülatorler için hız dağılımı.....	116

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
7.33 6,5 m/s sıcak akışkan giriş hızında boş borulu ısı değiştiricisinde ve farklı hatvelerdeki türbülatorlerin kullanıldığı ısı değiştiricisindeki hız vektörlerinin görünümü.....	117
7.34 3,92 m/s giriş hızında yapılan deneylerde klasik tip türbülatorler için sıcaklık dağılımı.....	118
7.35 3,92 m/s giriş hızında yapılan deneylerin kanatlar akış yönünde olan V kanatlı tip türbülatorler için sıcaklık dağılımı.....	118
7.36 3,92 m/s giriş hızında yapılan deneylerin kanatları akışa ters yönde olan V kanatlı tip türbülatorler için sıcaklık dağılımı.....	119
7.37 5,015 m/s giriş hızında yapılan deneylerde klasik tip türbülatorler için sıcaklık dağılımı.....	120
7.38 5,015 m/s giriş hızında yapılan deneylerin kanatlar akış yönünde olan V kanatlı tip türbülatorler için sıcaklık dağılımı.....	121
7.39 5,015 m/s giriş hızında yapılan deneylerin kanatları akışa ters yönde olan V kanatlı tip türbülatorler için sıcaklık dağılımı.....	122
7.40 6,5 m/s giriş hızında yapılan deneylerde klasik tip türbülatorler için sıcaklık dağılımı.....	122
7.41 6,5 m/s giriş hızında yapılan deneylerin kanatlar akış yönünde olan V kanatlı tip türbülatorler için sıcaklık dağılımı.....	123
7.42 6,5 m/s giriş hızında yapılan deneylerin kanatları akışa ters yönde olan V kanatlı tip türbülatorler için sıcaklık dağılımı.....	123
7.43 8,055 m/s giriş hızında yapılan deneylerde klasik tip türbülatorler için sıcaklık dağılımı.....	124

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
7.44 8,055 m/s giriş hızında yapılan deneylerin kanatlar akış yönünde olan V kanatlı tip türbülatorler için sıcaklık dağılımı.....	124
7.45 8,055 m/s giriş hızında yapılan deneylerin kanatları akışa ters yönde olan V kanatlı tip türbülatorler için sıcaklık dağılımı.....	125
7.46 3,92 m/s giriş hızında yapılan deneylerin klasik tip türbülatorler için basınç dağılımı.....	126
7.47 3,92 m/s giriş hızında yapılan deneylerin kanatlar akış yönünde olan V kanatlı tip türbülatorler için basınç dağılımı.....	126
7.48 3,92 m/s giriş hızında yapılan deneylerin kanatları akışa ters yönde olan V kanatlı tip türbülatorler için basınç dağılımı.....	127
7.49 5,015 m/s giriş hızında yapılan deneylerin klasik tip türbülatorler için basınç dağılımı	127
7.50 5,015 m/s giriş hızında yapılan deneylerin kanatlar akış yönünde olan V kanatlı tip türbülatorler için basınç dağılımı.....	128
7.51 5,015 m/s giriş hızında yapılan deneylerin kanatları akışa ters yönde olan V kanatlı tip türbülatorler için basınç dağılımı.....	128
7.52 6,5 m/s giriş hızında yapılan deneylerin klasik tip türbülatorler için basınç dağılımı.....	129
7.53 6,5 m/s giriş hızında yapılan deneylerin kanatlar akış yönünde olan V kanatlı tip türbülatorler için basınç dağılımı.....	129
7.54 6,5 m/s giriş hızında yapılan deneylerin kanatları akışa ters yönde olan V kanatlı tip türbülatorler için basınç dağılımı.....	130

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
7.55 8,055 m/s giriş hızında yapılan deneylerin klasik tip türbülatorler için basınç dağılımı.....	130
7.56 8,055 m/s giriş hızında yapılan deneylerin kanatlar akış yönünde olan V kanatlı tip türbülatorler için basınç dağılımı.....	131
7.57 8,055 m/s giriş hızında yapılan deneylerin kanatları akışa ters yönde olan V kanatlı tip türbülatorler için basınç dağılımı.....	131
7.58 Boru içi akışkanın (a) klasik tip türbülatorlü hız dağılımı, (b) V kanatlı türbülatorlü hız dağılımı, (c) türbülatorsüz borudaki hız dağılımı, (d) klasik tip türbülatorlü sıcaklık dağılımı,(e) türbülatorsüz borudaki sıcaklık dağılımı, (f) V kanatlı türbülatorlü basınç dağılımı, (g) türbülatorsüz borudaki basınç dağılımı ayrıntılı görünümü	132
7.59 (a) 130 mm, (b) 150 mm, (c) 200 mm, (d) 250 mm hatveli klasik tip türbülatorlerin kullanıldığı ısı değiştiricisinde Nusselt sayısının Reynolds sayısına göre değişiminin deneysel ve sayısal sonuçları.....	134
7.60 (a) 130 mm, (b) 150 mm, (c) 200 mm, (d) 250 mm hatveli klasik tip türbülatorlerin kullanıldığı ısı değiştiricisinde sũrtũnme katsayısının Reynolds sayısına göre değişiminin deneysel ve sayısal sonuçları.....	135
7.61 (a) 130 mm, (b) 150 mm, (c) 200 mm, (d) 250 mm kanat ucu sıcak akışkanın akım yönünde olan V kanatlı türbülatorlerin kullanıldığı ısı değiştiricisinde Nusselt sayısının Reynolds sayısına göre değişiminin deneysel ve sayısal sonuçları.....	136
7.62 (a) 130 mm, (b) 150 mm, (c) 200 mm, (d) 250 mm kanat ucu sıcak akışkanın akım yönünde olan V kanatlı türbülatorlerin kullanıldığı ısı değiştiricisinde sũrtũnme katsayısının Reynolds sayısına göre değişiminin deneysel ve sayısal sonuçları.....	137

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
7.63 (a) 130 mm, (b) 150 mm, (c) 200 mm, (d) 250 mm kanat ucu sıcak akışkanın akımına ters yönde olan V kanatlı türbülatorlerin kullanıldığı ısı değiştiricisinde Nusselt sayısının Reynolds sayısına göre değişiminin deneysel ve sayısal sonuçları.....	138
7.64 (a) 130 mm, (b) 150 mm, (c) 200 mm, (d) 250 mm kanat ucu sıcak akışkanın akımına ters yönde olan V kanatlı türbülatorlerin kullanıldığı ısı değiştiricisinde sürtünme katsayısının Reynolds sayısına göre değişiminin deneysel ve sayısal sonuçları.....	139

ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>Çizelge</u>	<u>Sayfa</u>
4.1 Log-lineer kuralına göre farklı nokta sayısına bağlı olarak çapa bağlı kanal içi ölçüm yerleri	39
5.1 Su akışkanı için sıcaklığa bağlı tablo değerleri	63
5.2 Egzoz gazı için sıcaklığa bağlı tablo değerleri	63
6.1 Isı değiştiricisi ve türbülatorün termofiziksel özellikleri	71
6.2 k-ε model sabitleri.....	78

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
A	Isı transfer alanı, m^2
C_p	Özgül ısı, $kJ/kg.K$
C_μ	Model sabiti
D_{hid}	Boru hidrolik çapı, m
f	Sürtünme faktörü
f_0	Boş borudaki sürtünme katsayısı
f_t	Türlülatörlü borudaki sürtünme katsayısı
h	Isı taşınım katsayısı, $W/m^2.K$
i	Entalpi, kJ/kg
k	Isı iletim katsayısı, $W/m.K$
k	Türlülan kinetik enerjisi,
L	Borunun uzunluğu, m
$\dot{m}_h$	Sıcak akışkanın kütleel debisi, kg/s
$\dot{m}_c$	Soğuk akışkanın kütleel debisi, kg/s
Nu	Nusselt sayısı
Nu_0	Boş borunun Nusselt sayısı
Nu_t	Türlülatörlü borudaki Nusselt sayısı

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ (Devam)

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
P	Pompa gücü, W
Q	Transfer edilen enerji miktarı, J/s
Re	Reynolds sayısı
R_t	Toplam ısı direnç, K/W
t	Kalınlık, m
$T_{egzoz, \text{ç}}$	Egzoz gazının çıkış sıcaklığı, °C
$T_{egzoz, g}$	Egzoz gazının giriş sıcaklığı, °C
U	Toplam ortalama ısı transfer katsayısı, W/m ² K
W_R	Belirsizlik
ΔP	Basınç farkı, Pa
ΔP_o	Boş borudaki basınç düşümü, Pa
ΔP_t	Türbülantörlü borudaki basınç düşümü, Pa
ΔT_m	Akışkan ortalama sıcaklık farkı
ρ	Akışkan yoğunluğu, kg/m ³
$\dot{V}$	Hacimsel debi , m ³ /s
η	Isıl hidrolik performansı
ε	Yayılma oranı

1. GİRİŞ

Dünya çapında enerji kaynaklarının sürekli azalmasına karşın enerjiye olan ihtiyaç gün geçtikçe artmaktadır. Gelişmişlik göstergelerinde en önemli koşul olan kendi kendine enerji yeter bir ülke olabilmek Türkiye için önem arz etmektedir. Buna rağmen çeşitli enerji kaynaklarına sahip olan ülkemiz, enerji ihtiyacının % 73'ünü ithal eder durumdadır (Dünya Enerji Konseyi Türk Milli Komitesi, 2010). Enerjide dışa bağımlılığı azaltmak için yeni enerji kaynakları araştırmak, üzerinde çalışmalar yapmak ve var olan enerjiyi daha ekonomik tüketmek gerekmektedir. Bunun temelinde ise farklı alanlarda kullanılan ve enerji tüketen her türlü donanımın ısı transfer uygulamalarında verimlilik ve ekonomiklik için yapılacak mühendislik çalışmaları yatmaktadır.

Enerji yoğun donanımların başında, iklimlendirme tesislerinde, kimyasal proseslerde, termik santrallerde, petrol rafinerilerinde, atık ısının geri kazanım sistemlerinde, otomotiv veya elektronik devre içeren ekipmanlarda, ısıtma-soğutma sistemlerinde, yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımında en önemli eleman olarak karşımıza çıkan ısı değiştiricileri sayılabilir. Enerji sektöründe temel esas daha az enerji tüketimi ile daha çok iş yapabilmektir. Bu amaç doğrultusunda enerjiyi daha verimli şekilde kullanabilmek ve ısı transferini artırabilmek amacıyla ısı transferi iyileştirme yöntemleri geliştirilmekte, endüstriyel alanda çok sık kullanılan ısı değiştiricilerinde bu yöntemler uygulanmaktadır. Enerji maliyetindeki ve sistem boyutlarındaki artışa bağlı olarak ısı transferi iyileştirme tekniklerinin kullanımı artmaktadır. Isı taşınım katsayısının artırılması, yüzey alanının artırılması gibi çalışmalar ısı transfer iyileştirme yöntemlerinden sayılabilmektedir. Isı transfer yüzeyinin döndürülmesi, türbülanslı akış oluşturmak için boru içerisine türbülatorlerin yerleştirilmesi, elektrostatik alanların oluşturulması, pürüzlü yüzeyler, kanatçıklar ve boru içerisine yerleştirilen farklı geometrilerde elemanların kullanılması, ısı transfer yüzeyine düşük frekansta titreşim verilmesi, akışkanlara titreşim verilmesi gibi yöntemler ile ısı transfer iyileştirme çalışmaları yapılabilmektedir (Sachdeva, 2010; Bejan, 2003).

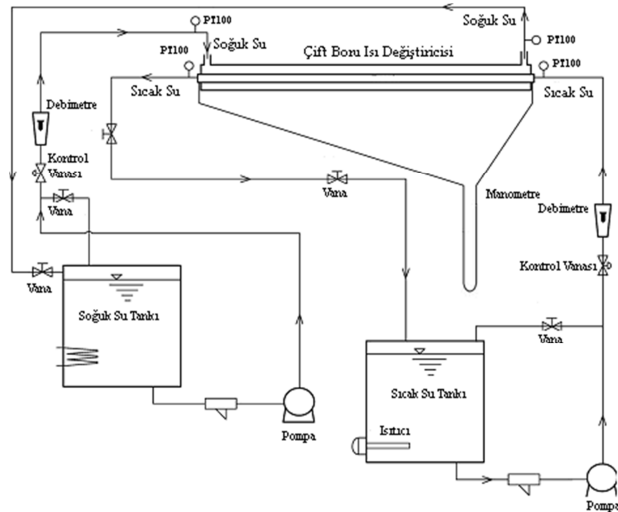
Bu çalışma kapsamında ısı transferi iyileştirme yöntemlerinden biri olan boru içerisine türbülator yerleştirme tekniği kullanılacaktır. Sistemdeki ısı transferini iyileştirmek için kullanılan türbülatorler, yüzey alanını büyüttükleri gibi akışta türbülans da yaratmakta, akışkanın sistemde kalış süresini arttırmaktadırlar. Akışta oluşan türbülans, boru iç yüzeyi ile akışkan arasındaki

ısıl sınır tabaka kalınlığını daha da incelteceğinden ısı transferini arttıracaktır. Bu amaçla yüzeye yakın laminar sınır tabaka kalınlığını daha da inceltmek için türbülatorler kullanılmaktadır. Türbülator boyutu, türbülatorün kullanıldığı borunun hidrolik çapı, akışkanın fiziksel özellikleri ve kütleli debisi gibi farklı parametrelere bağı olan türbülator performansı, farklı türbülator geometrilerine göre de değışiklik göstermektedir.

Tez çalışmasında, dört farklı hatvede üretilen üç farklı modelde türbülatorler kullanılmıştır. 130 mm, 150 mm, 200 mm ve 250 mm hatveli klasik tip düz türbülatorler, 130 mm, 150 mm, 200 mm ve 250 mm hatveli kanat ucu sıcak akışkanın akım yönünde olan V kanatlı türbülatorler ve 130 mm, 150 mm, 200 mm ve 250 mm hatveli kanat ucu sıcak akışkanın akımına ters yönde olan V kanatlı türbülatorler kullanılmıştır. Türbülator testleri endüstride geniş kullanım alanına sahip olması ve yapımının basit olması nedeniyle eşmerkezli borulu ısı değıştiricisinde gerçekleştirilmiştir. Deneysel çalışmalar için eşmerkezli borulu ısı değıştirici deney seti kurulmuş, her bir türbülator hatve ve modeli için ayrı ayrı belirlenen farklı sistem parametrelerinde deneyler tekrarlanmıştır. Çalışmalar hem deneysel olarak hem de bilgisayar programı yardımıyla sayısal olarak incelenmiş sonuçlar karşılaştırılmıştır.

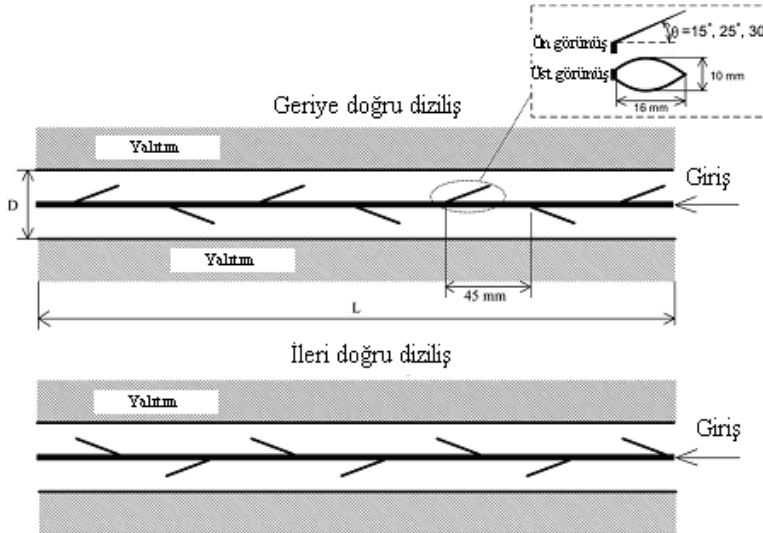
2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

S. Eiamsa-ard, C. Thianpong ve P. Promvonge, çift boru ısı değiştiricisinde, boru içine yerleştirilen burğu elemanların ısı transferi ve sürtünme karakteristiklerini deneysel olarak incelemiştir. Yapılan deneysel çalışma için kurulan deney düzeneği Şekil 2.1’de gösterilmiştir. Çalışma akışkanı olarak sıcak ve soğuk su kullanılmıştır. Boru içlerine yerleştirilen burğu şeritler paslanmaz çelikten yapılmış olup kalınlıkları 1 mm, uzunlukları 1500 mm’dir. Çalışma esnasında soğuk su ısıtıcıda 93 °C’ye kadar ısıtılmış, kontrol vanası açılarak debimetreden geçirilmiş ve sıcak suyun çift borulu ısı değiştiricisinde iç boruya 80 °C’de girmesi sağlanmıştır. Soğuk su ısı değiştiricisinde 100 L/saat sabit debide akarken, sıcak su 25 L/saat artımlarla 100 L/saat ile 500 L/saat aralığındaki debilerde ölçümler alınmıştır. Deneyler sırasında sıcak ve soğuk su sıcaklıkları ve ısı değiştiricisi basınç farkı düzenli olarak ölçülmüştür. Bu deneyler farklı burğu oranları ve boşluk oranları için tekrarlanmıştır. Deneysel çalışmalar iki farklı tipte burğu elemanla yapılmıştır. Bunlarda ilki boru boyunca devam eden, $y=6,0$ ve $y=8,0$ gibi farklı burkulma açılarındaki burğu eleman, diğeri ise belli aralıklarla gerçekleşen $S=1,0$; 2,0 ve 3,0 gibi boşluk oranlarındaki boşluklu tip burğu elemandır. Çalışmada ayrıca burğu elemanlı borulardan elde edilen sonuçlar ile burğu eleman olmayan borulardan elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. Bu sonuçlara göre ısı transfer katsayısı, y burğu oranının artmasıyla artış göstermiştir. Boşluk oranındaki artış ise ısı transfer katsayısında ve sürtünme faktöründe artışa neden olmaktadır (Eiamsa-ard et al., 2006).



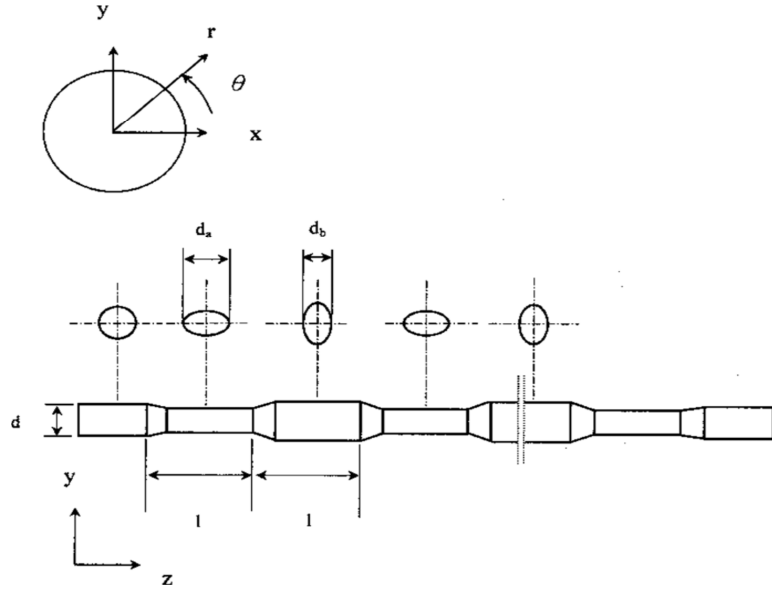
Şekil 2.1 : Deney düzeneği şematik gösterimi (Eiamsa-ard et al., 2006).

S. Eiamsa-ard, S. Pethkool, C. Thianpong ve P. Promvonge, çalışmalarında ısı değiştiricisi içerisine monte edilen şaşırtma elemanları kullanarak ısı transfer ve sürtünme karakteristiklerini incelemişlerdir. Şekil 2.2’de gösterilen boru yüzeyine monte edilen şerit şaşırtma elemanları türbülanslı akışı sağlayarak ısı transfer oranını artırmak amacıyla kullanılmıştır. Borulardaki akış hızı Reynolds sayısının 6000 ile 42000 arasında olduğu durumlarda değişiklik göstermektedir. Boruların çapları 19,6 mm ve 38 mm olarak seçilmiş olup, iç boru bakır, dış boru paslanmaz çelikten imal edilmiştir. Her bir boru 2000 mm boyunda ve 1,5 mm duvar kalınlığındadır. Dış borunun etrafı ısı kaybını önlemek için yalıtılmıştır. Çalışmada ısı değiştiricisinin iç borusuna monte edilen şaşırtma elemanları 15° , 25° ve 30° gibi farklı eğim açılarında ve ileri ve geri yönler olmak üzere iki farklı yönde kullanılmıştır. Deneysel çalışmalarda sıcak su iç borudan akarken soğuk su gövdeden geçmektedir. Yapılan bu ısı değiştiricisi düz borulu ısı değiştiricisiyle karşılaştırılmış ve yüksek ısı transfer değerlerinin elde edildiği görülmüştür. İleri bakan şeritli ısı değiştiricisinde Nusselt sayısı düz boruya göre % 284, sürtünme kaybı ise % 413 artış göstermiştir. Geriye bakan şeritli ısı değiştiricisinde ise Nusselt sayısı düz boruya göre % 263, sürtünme kaybı ise % 233 artış göstermiştir. Sonuç olarak geri yöne bakan şeritlerin kullanılmasının avantaj sağlayacağı kararına varılmıştır (Eiamsa-ard et al., 2008).



Şekil 2.2: Şeritlerin ileri ve geri yönde uygulama gösterimi (Eiamsa-ard et al., 2008).

Wen-Lih Chen ve Wei-Chen Dung’ın yaptığı çalışmada, dikey ve yatay oval şekilli tüplerden oluşmuş olan çift boru geçişli ısı değiştiricisinin sayısal analizi yapılmıştır.

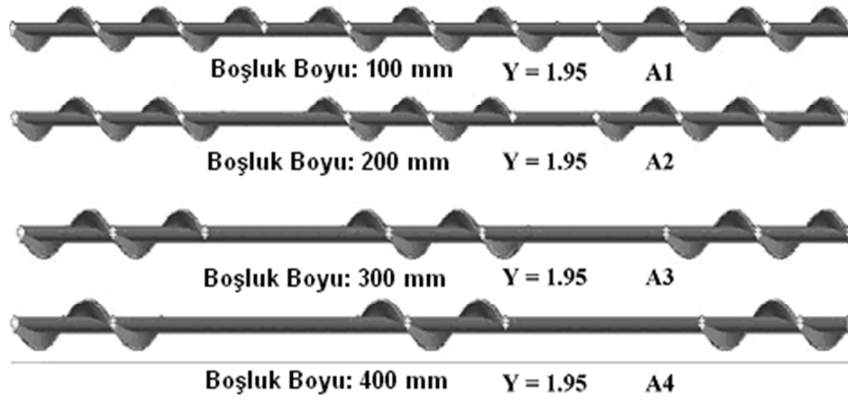


Şekil 2.3: Dikey ve yatay oval borulu ısı değiştiricisinin boru şekli (Chen and Dung, 2008).

Farklı noktalarda sıcaklık, basınç dağılımı ve hız vektörlerine karşı gelen ortalama Nusselt sayısı dağılımı, ortalama ısı transfer katsayısı dağılımı ve ısı transfer artış oranı incelenmiştir. Çalışmalara göre ısı transfer performansında artış gözlenmiş, boru giriş ve çıkış akışında eksenel girdap hali gözlenmiştir. Çalışmalar laminar akış bölgesinde yapılmıştır. Şekil 2.3’de de görüldüğü üzere d , d_a ve d_b değerleri sırasıyla 16,5 mm, 20 mm ve 13 mm olarak alınmış olup boru malzemesi demirdir. Boru elemanlarının belirli mesafelerindeki değişik akışkan hızlarındaki sıcaklık ve basınç dağılımları bilgisayar destekli analiz programları ile hesaplanmıştır (Chen and Dung, 2008).

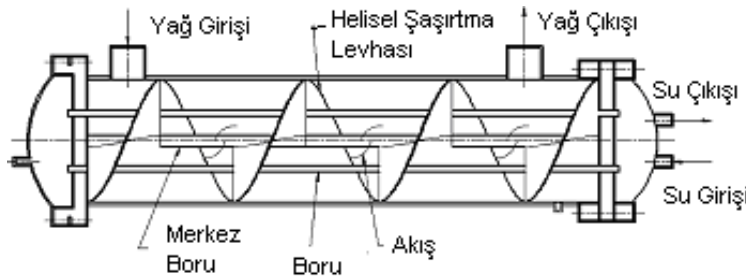
P. Sivashanmugam ve S. Suresh’in yaptığı çalışmada, türbülanslı akış koşullarında boruya monte edilen Şekil 2.4’de görülen belli burgu oranlarındaki ve belirli mesafelerdeki helisel burgu elemanların ısı transferine ve sürtünme faktörüne etkisi incelenmiştir. Deneysel çalışmaların düz boru ile karşılaştırması yapılmıştır. Deneysel çalışmalarda 1800 mm boyda, 25,45 mm iç çap ve 33,33 mm dış çapı olan paslanmaz çelik boru kullanılmıştır.

Farklı burgu oranlı ve boşluk mesafeli borular ile düz boruların ısı transfer performansları karşılaştırılmıştır. Deneysel çalışma sonuçlarında burgu oranlarının artmasıyla ısı transferi ve sürtünme faktörlerinde artış gözlenmiştir. Her 100 mm’lik ara mesafedeki artış Nusselt sayısında % 10’luk düşüşe sebep olmuştur. Burgu oranına bağlı olarak sürtünme faktöründe % 40’lara varan düşüşler gözlenmiştir (Sivashanmugam and Suresh, 2007).



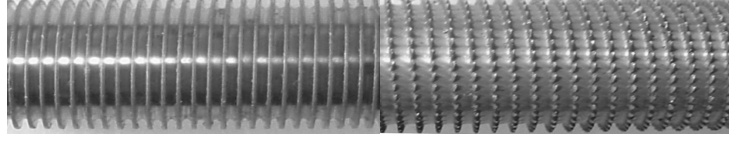
Şekil 2.4: Değişik boşluk mesafelerinde helisel burgu elemanların gösterimi (Sivashanmugam and Suresh, 2007).

Z. Zhang ve X. Fang, Şekil 2.5’de gösterilen helisel şaşırtma levhalı bir gövde iki boru geçişli ısı değiştiricisi üzerine çalışmalar yapmıştır.



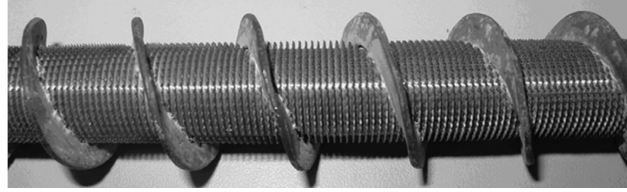
Şekil 2.5: Helisel şaşırtma levhalı ısı değiştiricisi şematik gösterimi (Zhang and Fang, 2006).

Isı değiştiricisinde kullanılan boru boyu 714 mm, gövde iç çapı ise 139,8 mm’dir. Toplam 32 boru kullanılmıştır. İki şaşırtma levhası arasındaki mesafe ve levhaların kalınlığı sırasıyla 110 mm ve 1 mm’dir. Boru çapları ise 27,5 mm’dir. Şekil 2.6’da gösterilen taç yaprağı şekilli kanatçıklı tüpler ve kısa kanatçıklı tüplerden oluşan deneysel çalışmaları gövde tarafı ısı transfer katsayısı ve basınç düşümlerini karşılaştırmış ve deneysel olarak incelemiştir. Soğutucu akışkan olarak kullanılan su ile yağ soğutulmuştur. Deneysel çalışmaların sonuçları taç yaprağı şekilli kanatçıklı tüplerdeki gövde tarafı ısı transfer katsayısındaki artışın % 28-48, basınç düşümündeki artışın ise % 35-75 arasında olduğunu göstermiştir. Taç yaprağı şekilli ısı değiştiricisindeki şaşırtma levhalarının ısı transfer katsayısının, kısa kanatçıklı şaşırtma levhalı ısı değiştiricisinin ısı transfer katsayısından % 18-38 daha fazla olduğu görülmüştür (Zhang and Fang, 2006).



Şekil 2.6: Taç yaprağı şekilli kanatçıklı tüp ve kısa kanatçıklı boru gösterimi (Zhang and Fang, 2006).

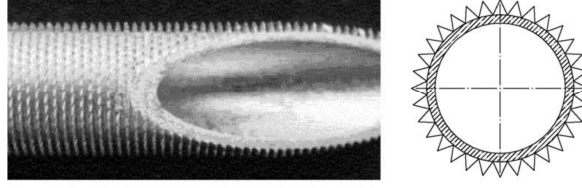
Z. Zhang, D. Ma, X. Fang ve X. Gao, yaptıkları çalışmada Şekil 2.7’de görülen üç boyutlu kanatlı boru içeren helisel şaşırtma levhali ısı değiştiricisinin ısı transfer karakteristiklerini incelemişlerdir. Denemelerde karşı akış modeline göre gövdeden sıcak yağ, borudan ise soğuk su geçirilmiştir. Wilson çizim tekniği kullanılarak ortalama ısı transfer katsayısı, gövde ve borunun ısı transfer katsayıları hesaplanmıştır. Isı değiştiricisindeki ısı transfer performansını ve akışı tahminlemek için CFD programları kullanılmıştır. Ölçümler ile sayısal çözümlerin örtüştüğü gözlenmiştir. Bu ikisi arasındaki en büyük fark, Nusselt sayısında % 6,3 ve basınç düşümünde % 9,8 olarak bulunmuştur.



Şekil 2.7: Helisel kanatçıklı boru gösterimi (Zhang et al., 2007).

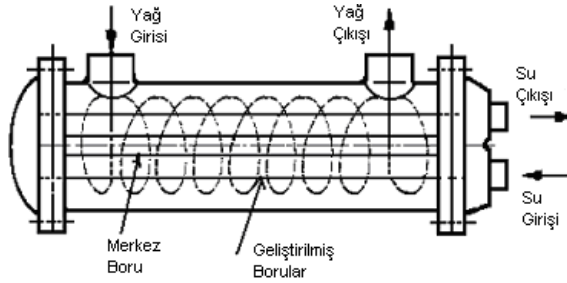
Çalışmada farklı Reynolds sayılarında Nusselt sayıları ve basınç düşümleri belirlenmiştir. Reynolds sayısının artışıyla bu değerlerin de arttığı gözlenmiştir. Fluent programı kullanılarak gövde ve boru için hız profilleri çıkarılmıştır. Akışın boru boyunca türbülanslı, hız vektörünün de düzensiz olduğu belirlenmiştir (Zhang et al., 2007).

Z. Zhnegguo, X. Tao ve F. Xiaoming’in çalışmasında, Şekil 2.8’de görülen taç yapraklı kanatçıklı boruların kullanıldığı ısı değiştirici incelenmiştir. Yağı soğutmak için soğutucu akışkan olarak su kullanılmıştır. Boru tarafı ısı transfer katsayısı, değiştirilmiş Wilson tekniği kullanılarak elde edilmiştir. Sonuçlar kısmında gövde tarafı ısı transfer katsayısının ve basınç farkının, yağın hacimsel debisiyle olan ilişkisi verilmiştir. Deneysel çalışmalarda, en yüksek gövde tarafı ısı transfer katsayısı $2265 \text{ W/m}^2\text{K}$, basınç farkı ise 91 kPa olarak elde edilmiştir.



Şekil 2.8: Kanatçıklı borunun gösterimi (Zhnegguo et al., 2004).

Z. Zhnegguo, X. Tao ve F. Xiaoming'in yaptığı deneysel çalışmalarda Şekil 2.9'da görülen bir gövde 2 boru geçişli ısı değişiricisi kullanılmıştır. Kullanılan boru boyu 714 mm, ve gövde çapı 139,8 mm'dir. 32 adet boru kullanılmıştır. Kanatçık boşlukları 110 mm ve kanatçık kalınlıkları ise 1 mm'dir. 27,5 mm çaplı borular kullanılmıştır.

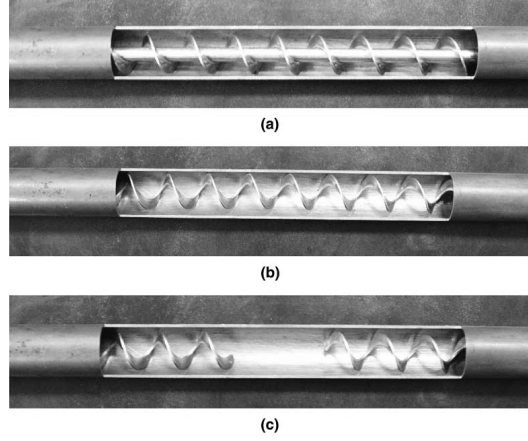


Şekil 2.9: Deneysel çalışmalarda kullanılan ısı değişiricisinin genel görünümü (Zhnegguo et al., 2004).

Helisel kanatçıklı gövde boru tipi ısı değişiricisinin içine gönderilen yağın çıkış sıcaklığı 50 °C'dir. Yağın gövdeye giriş ve çıkış noktaları arası mesafe 620 mm'dir. Boru içerisine pompalanan soğutma suyunun giriş sıcaklığı 30 °C'dir. Kalibrasyonu yapılan T tipi sıcaklık duyar elemanlarıyla suyun ve yağın sıcaklıkları düzenli olarak ölçülmüştür. Sıcaklık ve basınç değerleri bilgisayar destekli veri kaydedici tarafından düzenli olarak kaydedilmiştir. Su ve yağın akış değerleri debimetreler ile ölçülmüş ve suyun debisini 6 m³/h değerinde sabit tutarak yağın debisinde değişiklik yapılmıştır. Isı değişiricisi yalıtım malzemesiyle kaplanmıştır. Bu çalışmada toplam ısı transfer katsayısının hesaplanmasında ortalama sıcaklık farkı (MTD) metodu kullanılmıştır (Zhnegguo et al., 2004).

S. Eiamsa-ard ve P. Promvonge, ısı transferini arttırmak için boru içerisine, dönel akışı oluşturmayı sağlayan helisel elemanlar yerleştirerek çalışmalar yapmışlardır. Reynolds sayısının 2300 ile 8800 arasında olduğu debileri dikkate almışlardır. Şekil 2.10'da da görülen boru içerisine yerleştirilen elemanlar, merkez

çubuğu olan veya olmayan tam boy helisel elemanlar ve boşluklu helisel elemanlar olarak kullanılmıştır. Deneysel çalışmalarda sıcak hava boru içerisinden geçerken soğuk su gövdeden geçmektedir. Elde edilen veriler, düz borulu deneysel çalışma sonuçları ile karşılaştırmıştır.



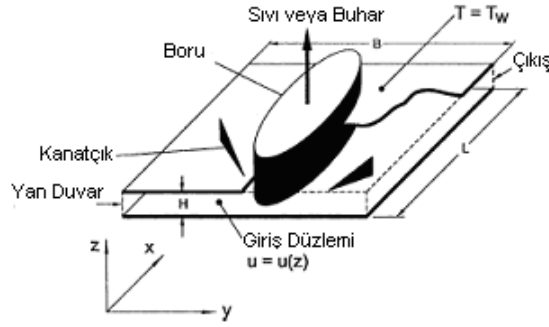
Şekil 2.10: Deneysel çalışmalarda kullanılan merkez çubuklu (a), merkez çubuksuz (b) ve boşluklu helisel elemanlı (c) boruların genel görünümü (Eiamsa-ard and Promvonge, 2005).

Elde edilen sonuçlara göre helisel elemanların kullanıldığı borularda düz borulara göre daha fazla ısı transferinin olduğu görülmüştür. Bunun yanında merkez çubuğunun kullanıldığı helisel elemanlarda ısı transferinde % 10'luk bir artış gözlenmiştir. Boşluklu helisel elemanlarda boşluk uzunluğunun helisel eleman uzunluğuna oranını gösteren $s=L_s/L_h$ ile ifade edilen boşluk oranının, 0,5; 1,0; 1,5 ve 2,0 değerlerinde denemeler yapılmıştır. $s=0,5$ boşluklu helisel elemanın kullanıldığı borunun Nusselt sayısı, düz borunun Nusselt sayısından % 50 fazla elde edilmiştir.

Deneysel çalışmada kullanılan çift boru ısı değiştiricisinin iç borusundan sıcak hava, dış borudan ise su geçmektedir. İç ve dış boruların çapları sırasıyla 19 ve 40 mm'dir. 2000 mm boyunda ve 1 mm kalınlığında borular kullanılmıştır. Bakır ve çelik borular iç ve dış borular olarak kullanılmıştır. Dış borunun çevresi yalıtım malzemesiyle kaplanmıştır. Nusselt sayısının belirlenebilmesi için 15 farklı noktadan sıcaklık değerleri takip edilmiştir (Eiamsa-ard and Promvonge, 2005).

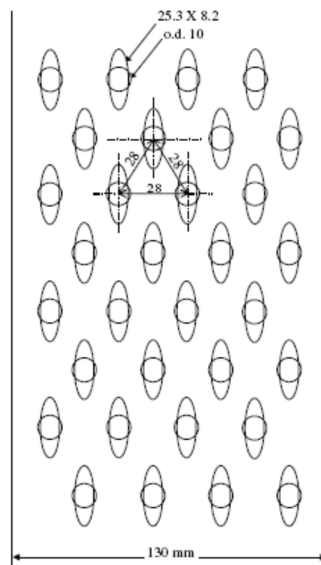
S. Tiwari, D. Maurya, G. Biswas ve V. Eswaran, çapraz akışlı ısı değiştiricisinde kullanılan oval boruların ve bunlara eklenen kanatçıkların ısı transferine olan etkilerini incelemiştir. Şekil 2.11'de oval borulu ısı

değiştiricisi görülmektedir. İncelemede sonlu hacimler metodu kullanılmıştır. Navier-Stokes ve enerji denklemleri kullanılarak oval boruların ısı transferine etkilerini incelemişlerdir. Kullanılan yönlendirici kanatların açıları 30° , 35° ve 40° olarak değiştirilmiştir. Bilgisayar programları aracılığıyla akışın boru çevresinde yaptığı hareketler analiz edilmiştir. Bu işlem yönlendirici kanatlar yokken ve kanatlar varken tekrarlanmış ve sonuçlar karşılaştırılmıştır (Tiwari et al., 2003).



Şekil 2.11: Oval borulu ısı değiştiricisi ve yönlendirici kanatlar görülmektedir (Tiwari et al., 2003).

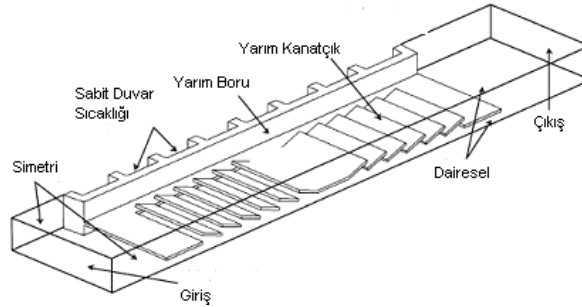
A. Hasan ve K. Siren, düz ve oval borulu ısı değiştiricilerinin performans artımı ile ilgili çalışma gerçekleştirmişlerdir. Her iki ısı değiştiricisi de aynı koşullarda test edilmişlerdir. Boru içerisinden sıcak su geçirilirken, dışarıdan hava geçirilmiştir. Yapılan deneysel çalışmalarda oval borunun kütle transfer Colburn faktörü, düz borunun % 89'u, ortalama sürtünme faktörü ise düz borunun % 46'sı olarak verilmiştir.



Şekil 2.12: Oval boruların ısı değiştiricisi içerisindeki dizilişleri (Hasan ve Siren, 2004).

Kütle transfer faktörü ve sürtünme faktörü değerleri dikkate alındığında oval borudaki değer, düz borudakinin 1,93-1,96 katı olduğu görülmüştür. Bu sonuca göre oval borunun daha iyi ısı ve hidrolik performansa sahip olduğu belirtilmiştir. Bakırdan yapılmış oval borular kullanılmıştır. Oval boruların boyutları sırasıyla uzun eksen 25,3 mm, kısa eksen 8,2 mm'dir. Eksen oranı 3,085'dir. 88 mm'lik borular kullanılmış olup Şekil 2.12'de da gösterilen ısı değiştiricisinin boyutları 130 mm x 250 mm'dir (Hasan ve Siren, 2004).

T. Perrotin ve D. Clodic, panjur dilim şaşırtma levhaları kullanılan ısı değiştiricisinin ısı ve hidrolik analizlerini CFD programı kullanılarak gerçekleştirmiştir. Genellikle sınırlı sayıdaki deneysel çalışmalardan elde edilen bilgiler ile ısı değiştiricisinin hava tarafındaki ısı transfer katsayıları hesaplanmıştır. CFD analizi ile akış şekilleri ve ısı alanlar önceden gözlemlenebilmiştir. Denemeleri gerçekleştirmek için Şekil 2.13'de görülen rüzgar tüneli kurulmuştur. Giriş hava sıcaklığı 35 °C olarak alınmıştır.

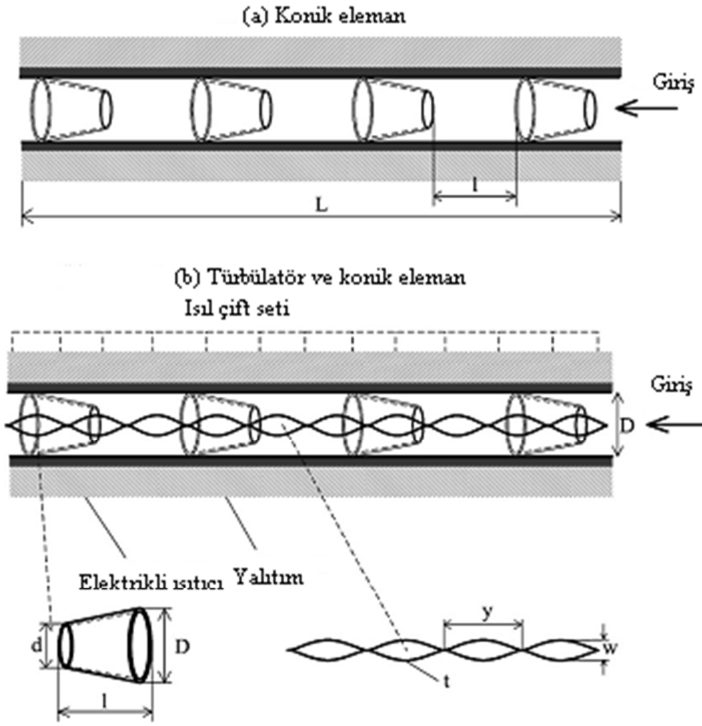


Şekil 2.13: Hava kanalının şematik gösterimi (Perrotin and Clodic, 2004).

Sistemde ısı performans, ϵ -NTU yöntemi kullanılarak incelenmiştir. Basınç kaybı ölçülmemiştir. Laminar akış rejiminde deneyler gerçekleştirilmiştir. İki ve üç boyutlu CFD analizleri ile deneysel sonuçlar karşılaştırılmıştır (Perrotin and Clodic, 2004).

P. Promvonge ve S. Eiamsa-ard tarafından gerçekleştirilen çalışmada, düz boruya yerleştirilmiş konik-halka türbülatorler ve burğu şekilli türbülatorlerin, ısı transferine, sürtünme faktörüne ve iyileştirilmiş verim karakteristiklerine olan etkileri incelenmiştir. Deneylerde konik-halka türbülatorlerin yalnız kullanıldığı boru yapısı ile içinden burğu şekilli türbülatorlerinde geçirildiği boru yapıları karşılaştırılmıştır. Isı transfer akışkanı olarak hava kullanılan çalışmada Reynolds

sayısı 6000 ile 26000 arasında değiştirilmiştir. $y=3,75$ ve $y=7,5$ olan iki farklı burgu açılarında deneyler yapılmıştır. Burgu şekilli türbülatorlerin kullanıldığı konik-halkalı borularda Nusselt sayısında % 4-10 ve verimde % 4-8 arasında sadece konik halkalı boruya göre daha iyi sonuçlar verdiği görülmüştür. $y=3,75$ burgu açısında burgu şekilli türbülatorlerin konik-halka içeren borularda kullanılmasıyla ısı transferinde % 367 kazanç sağlanmıştır.

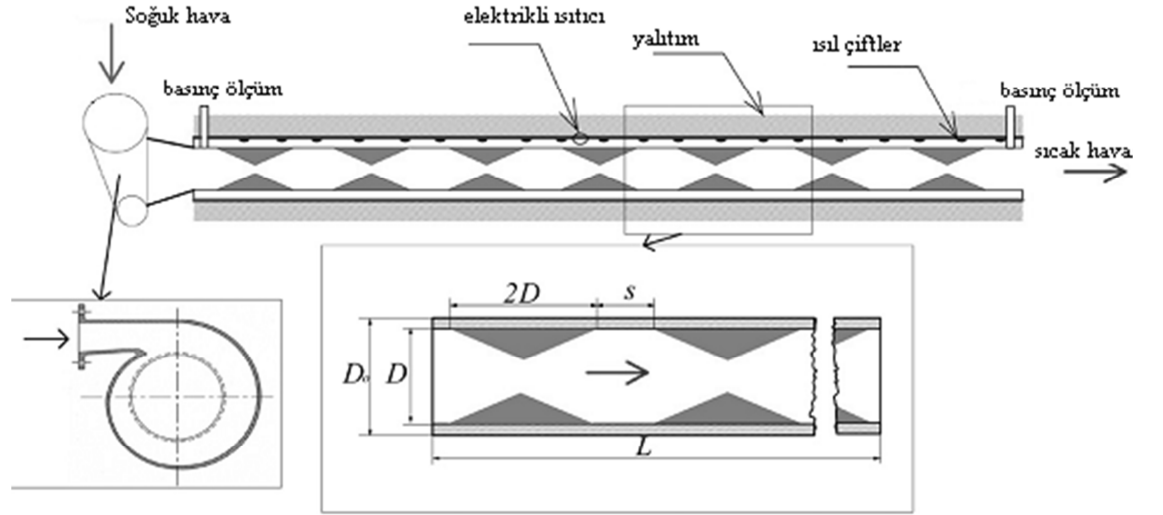


Şekil 2.14: Konik-halka ve burgu şekilli türbülatorlü deney boruları (Promvonge and Eiamsa-ard, 2007a).

Şekil 2.14’de görülen boruların iç çapı 48 mm, dış çapı 51 mm ve boyu 1250 mm’dir. Konik şekiller alüminyumdan, burgu eleman ise çelikten yapılmıştır. Çalışmada, farklı tip borular için Nusselt-Reynolds sayısı, sürtünme faktörü- Reynolds sayısı ilişkisi incelenmiş, elde edilen sonuçlara göre Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü eşitlikleri elde edilmiştir (Promvonge and Eiamsa-ard, 2007a).

P. Promvonge ve S. Eiamsa-ard, boru içerisine yerleştirilmiş V tipi türbülatorlerin ısı transferine ve sürtünme kaybına olan etkilerini incelemişlerdir. Şekil 2.15’de görüldüğü gibi boru içine giriş salyangoz girişi ile sağlanmıştır. Hatve oranı, $PR = 2,0; 4,0$ ve $7,0$ olan üç farklı adım oranında türbülatorün kullanıldığı borular içindeki ısı transfer değerleri, 8000 ile 18000 arasında değişen

Reynolds sayılarında belirlenmiştir. İncelemeler sonucunda salyangoz girişli ve V tip türbülantörlü borularda Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü, sadece V tip türbülantörlü borulara veya düz borulara göre daha yüksek değerlerde olduğu belirlenmiştir. Hatve oranının 2,0 olduğu türbülantörlerin bulunduğu borularda Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü değeri diğer adım oranlarındaki türbülantörlerden daha yüksek bulunmuştur.



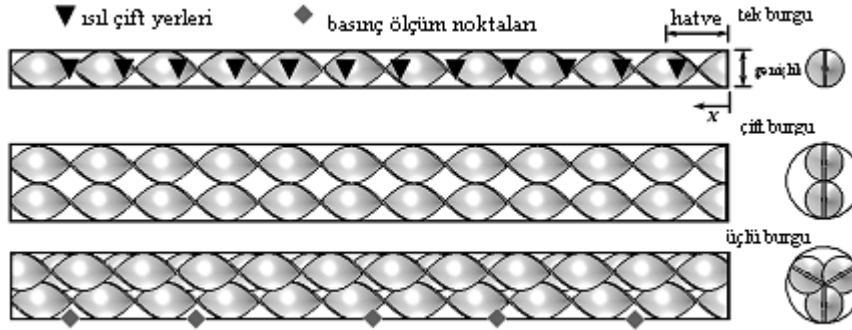
Şekil 2.15: Salyangoz girişli ve V tip türbülantörlü deney borusu (Promvonge and Eiamsa-ard, 2007b).

Deney düzeneğinin kurulumunda kullanılan dış çapı 50,5 mm, iç çapı 47,5 mm ve boyu 1250 mm olan boru malzemesi bakır olarak seçilmiştir. Akışkan olarak sıcaklığı 25 °C olan hava kullanılmış ve boru boyunca sıcaklık dağılımı boru dış yüzeyine yerleştirilen sıcaklık duyar elemanlar ile elde edilmiştir. Boru içerisine yerleştirilen V tip türbülantörler, alüminyum malzemedan yapılmış olup türbülantörler arasında farklı adım oranlarına göre aralık verilmiştir. Deneyler süresince sıcaklık değerleri, akış hızı ve basınç düşümü düzenli olarak kaydedilmiştir. Adım oranlarına bağlı Nusselt ve sürtünme faktörü bağıntıları elde edilmiştir (Promvonge and Eiamsa-ard, 2007b).

S.W. Chang, K.W. Yu ve M.H. Lu bu çalışmada, 1500 ile 14000 arasında değişen Reynolds sayılarında Şekil 2.16'da da görülen tekli, ikili ve üçlü burğu türbülantörlerin kullanıldığı üç farklı boruda denemeler yapılmış ve bu türbülantörlerin ısı transferi ve basınç kaybına olan etkileri incelenmiştir. Burğu türbülantörlerin laminar rejimde ısı transferi iyileştirmesine olan etkinliğinin daha yüksek olduğu görülmüştür. $3000 \leq Re \leq 14000$ aralığında tekli, çiftli ve üçlü

türbülantörlü borulardaki yerel Nusselt sayısı, Dittus-Boelter eşitliğindeki değere göre sırasıyla 1,5-2,3; 1,98-2,8 ve 2,86-3,76 kat daha iyi sonuç vermiştir. Üç boruda da Reynolds sayısındaki artışla sürtünme faktöründe azalma gözlenmiştir. Isı transferi ve sürtünme faktörü ile ilgili olarak deneysel eşitlikler her üç boru için de verilmiştir.

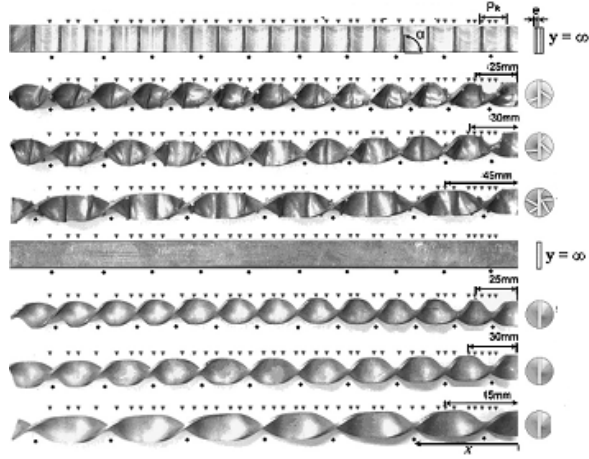
Deneylerde kullanılan borular çelikten imal edilmiş olup, üç boru için çapları 15 mm, 30 mm ve 32,5 mm'dir. Boru içlerine yerleştirilecek türbülantörlerin genişliği 15 mm, adım mesafesi 25 mm ve et kalınlığı 1 mm olarak imal edilmiştir. Türbülantördeki adım-genişlik oranı 1,67'dir. Borulara yerleştirilen 12 adet sıcaklık duyar eleman ile ölçümler alınmıştır.



Şekil 2.16: Sıcaklık ve basınç ölçerlerinin konumlarının gösterildiği tekli, ikili ve üçlü türbülantörlü deney boruları (Chang et al., 2005).

Soğutucu akışkan olarak suyun kullanıldığı sistemde 1500, 2000, 3000, 4000, 6000, 8000, 10000, 12000 ve 14000 gibi farklı Reynolds sayılarında bu üç tip türbülantörlü boru ve düz boru karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre türbülantör sayısındaki ve Reynolds sayısındaki artış ile yerel Nusselt sayısında dikkate değer bir artış gözlenmiştir. Her üç tip deney seti için de Nusselt sayısını veren bağıntılar elde edilmiştir (Chang et al., 2005).

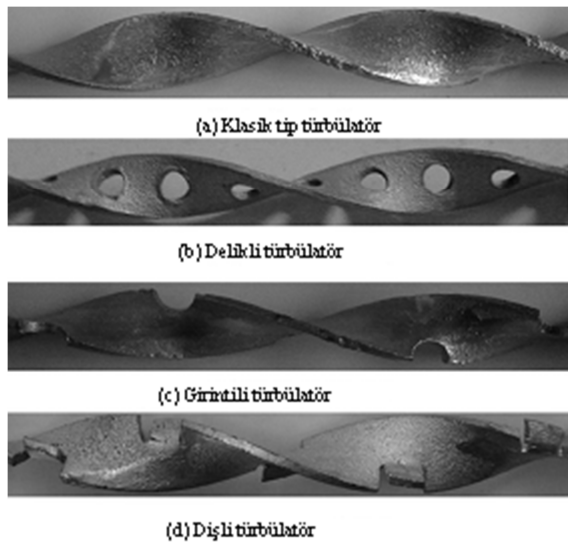
S.W. Chang, Y.J. Jan ve J.S. Liou, Şekil 2.17'de görülen dişli burgu türbülantörler kullanılan borulardaki ısı transferini iyileştirme denemeleri yapılmıştır. Burulma oranı 1,56; 1,88; 2,81 ve ∞ olan türbülantörlerde deneyler yapılmıştır. Burulma oranındaki azalmaya göre yerel Nusselt sayısında ve sürtünme faktöründe artış gözlenmiştir. Dişli burgulu türbülantörlerin, sadece burgulu türbülantörlere göre 1,25-1,67 kat daha iyi ısı transfer değerlerine sahip olduğu görülmüştür.



Şekil 2.17: Dişli burğu türbülatorlerin görünüşü (Chang et al., 2007).

Elde edilen deneysel sonuçlara göre, Nusselt sayısı ve sürtünme faktörünü veren eşitlikler türetilmiştir (Chang et al., 2007).

M. Rahimi, S.R. Shabanian ve A.A. Alsairafi, klasik ve üç farklı burğu tip türbülatorlerin kullanıldığı borularda sürtünme faktörü, Nusselt sayısı ve ısı-hidrolik performansları, deneysel ve sayısal akışkanlar dinamiği analiz yöntemi ile incelemişlerdir. 16 °C’de soğuk akışkan suyun kullanıldığı sistemde akışkan debisi 0,333 kg/s’dir. Şekil 2.18’de de görülen deneylerde kullanılan delikli, girintili ve dişli türbülatorler klasik türbülator ile karşılaştırılmıştır. Tüm türbülatorler 15 mm genişlikte, 50 mm adımlı ve 2,94 burulma oranındadır. Paslanmaz çelik olarak imal edilmiş türbülatorler 1 mm et kalınlığındadır.

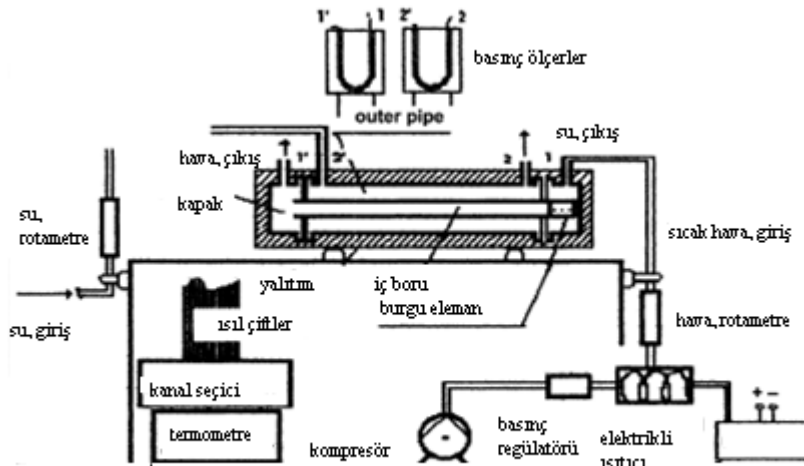


Şekil 2.18: Uygulanan farklı tip türbülatorler (Rahimi et al., 2009).

Her bir adımda 6,5 mm çaplı 4 adet delik bulunmaktadır. Girintili türbülatorlerde bulunan yarım halkalar 2 adımda bir 5 adet olacak şekilde delinmiştir. Boru içlerinden 100 litrelik depodan pompalanan 42 °C sıcak su akmaktadır. Su debileri deneyler sırasında 0,0275 ile 0,1111 kg/s arasında değişmiş, bununla ilgili olarak da Reynolds sayısı 2950 ile 11800 arasında değişmiştir. Borunun dış yüzeyinde 20 farklı noktadan sıcaklık değerleri tespit edilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre dişli türbülatorlerin diğer türbülatorlere göre Nusselt sayısı ve performanslarının daha yüksek olduğu görülmüştür (Rahimi et al., 2009).

E. K. Akpınar, Y. Biçer, C. Yıldız ve D. Pehlivan, çalışmalarında ısı değiştiricisinin iç boru girişine yerleştirilen boşluklu yapının ısı transferine olan etkilerini incelemişlerdir. Boşluklar düz ve zigzag olarak iki farklı yapıda yerleştirilmiştir. İç ve dış borudan sırasıyla sıcak hava ve soğuk su geçirilmiştir. Paralel ve karşıt akışların uygulandığı sistemde Reynolds sayısı 8500 ile 17500 arasında değişiklik göstermiştir. Deney süresince elde edilen tüm değerlere göre Nusselt sayısı bağıntıları ayrı ayrı bulunmuştur.

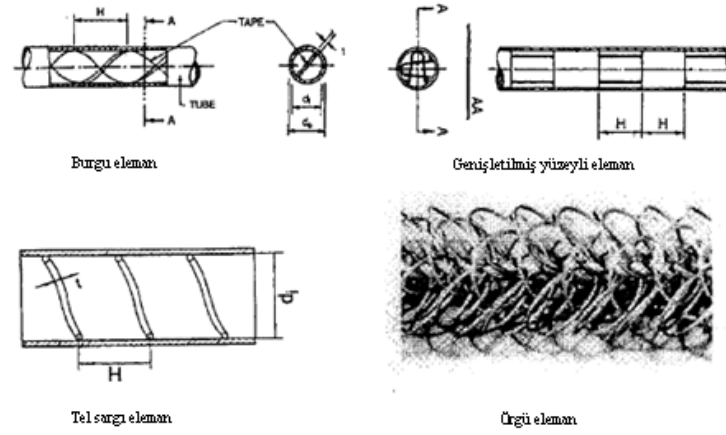
Şekil 2.19’da görülen deney düzeneğinde yapılan çalışmalar sonucunda boşluklu yapıların kullanıldığı ısı değiştiricisinde, düz borulu ısı değiştiricisine göre % 130'lara varan ısı transfer oranında iyileştirme gözlenmiştir (Akpınar vd., 2004).



Şekil 2.19: Deney düzeneği (Akpınar vd., 2004).

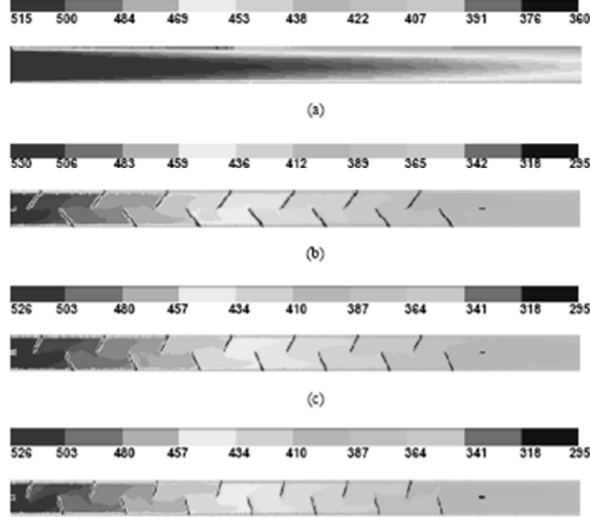
L. Wang ve B. Sunden, çalışmalarında burğu tip ve sargı tel şeklinde elemanların kullanıldığı borularda ısı ve hidrolik performans karşılaştırmasını yapmışlardır (Şekil 2.20). Bu çalışmalar laminar ve türbülanslı akış bölgeleri için ayrı ayrı yapılmıştır.

Çalışma kapsamında ilk önce boru içerisine yerleştirilen elemanlar tanıtılmış, daha sonra burğu tip ve sargı tel şeklinde elemanların laminar ve türbülanslı akış rejimlerindeki davranışları karşılaştırılmıştır. En son olarak da ısı ve hidrolik performansları irdelenmiştir. Laminar ve türbülanslı akış için ayrı ayrı boru içi elemanına göre Nusselt ve sürtünme faktörü bağıntıları elde edilmiştir. Burğu tip elemanların sargı tel elemanlara göre daha iyi sonuçlar verdiği gözlenmiştir (Wang and Sunden, 2002).



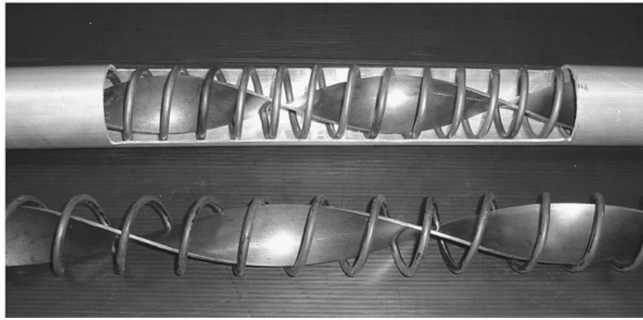
Şekil 2.20: Kullanılan boru içi elemanlar (Wang and Sunden, 2002).

N. Kahraman, U. Sekmen, B. Çeper ve S.O. Akansu, boru içi akışlarda uyguladıkları bazı türbülötörlerin ısı transferine olan etkilerini incelemişlerdir. Çalışma kapsamında Şekil 2.21’de de görülen boru içerisine, paslanmaz çelikten imal edilmiş iki farklı kanatçık açıklığında ($b = 0,1$ ve $0,2$ m) ve üç farklı kanatçık açısına (30° , 45° ve 60°) sahip türbülötör yerleştirilerek ısı transferindeki değişim üç boyutlu olarak incelenmiştir. Sayısal analizlerde “Reynolds Stress Model” türbülans modeli kullanılmıştır. Çalışma sonucunda Reynolds sayısının artmasıyla Nusselt sayısı artmış ve sürtünme katsayısı azalmıştır. Yön değiştirici kanat sayısı arttıkça Nusselt sayısı artmakta aynı zamanda sürtünme katsayısı azalmıştır. Reynolds sayısının 18000 olduğu noktadan sonra ısı ve hidrolik performansın azaldığı ifade edilmiştir (Kahraman vd., 2008).



Şekil 2.21: Farklı açıda türbülatorlerin yerleştirildiği borudaki sıcaklık dağılımları (Kahraman vd., 2008).

P. Promvonge, tel sargı ve türbülator kullanarak boru içindeki akışta ısı transferini geliştirme çalışmaları yapmıştır. 3000 ile 18000 arasındaki Reynolds değerlerinde sadece tel sargı, sadece türbülator, her ikisi birden ve düz boruda yaptığı deneylerde, her ikisinin birden kullanıldığı durumda elde edilen ısı transfer değerinin ayrı ayrı kullanılma durumuna göre iki katı iyi sonuç verdiğini gözlemiştir. Şekil 2.22’de de görülen sistemde küçük burulma oranlarında ve hatvesindeki tel sargı ve türbülator, daha büyük burulma oranındaki ve hatvesindekilere göre daha iyi ısı transfer sonuçları vermiştir.

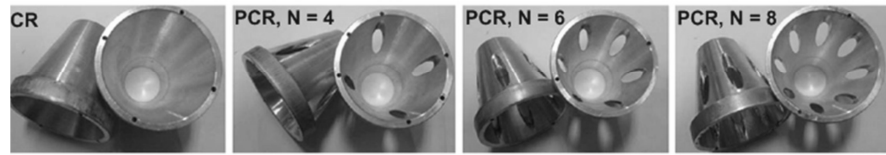


Şekil 2.22: Tel sargılı ve türbülatorlü deney borusu (Promvonge, 2008).

Deneyisel çalışmada, 1500 mm boyunda 47 mm iç çap, 50 mm dış çaplı bakır test borusu içinde 5 mm tel kalınlığında boru iç çeperine temas eden tel sargı eleman ve 2 mm et kalınlığında 35 mm genişliğinde türbülator kullanılmıştır. Tel sargı $H/d = 4, 6$ ve 8 gibi farklı hatve oranlarına, türbülator ise $P/w = 4$ ve 6 gibi farklı burulma oranlarında kullanılmıştır. Dış boruya yalıtım uygulanarak dış

ortama ısı transferinin önüne geçilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre Reynolds sayısındaki artışla birlikte Nu sayısındaki iyileşme eğiliminde azalma gözlenmiştir. Tel sargı ve türbülatorün kullanılmasıyla basınç kaybında artışla birlikte, ısı transfer iyileştirilmesinde de artış gözlenmiştir. Tel sargı ve türbülatorlerin kullanıldığı deneylerden elde edilen Nusselt sayısı Nu_a değerinin, boş boruda yapılan deneylerden elde edilen Nusselt sayısı Nu_o değerine oranının, 3 ile 6 arasında değiştiği belirtilmiştir (Promvonge, 2008).

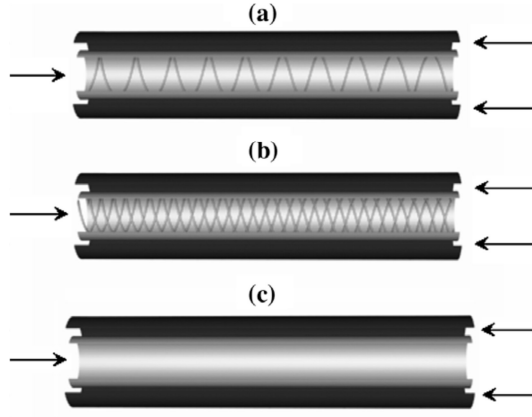
V. Kongkaitpaiboon, K. Nanan ve S. Eiamsa-ard tarafından yapılan deneysel çalışmada boru içi ısı transferini iyileştirmek için delikli konik elemanlar kullanılmıştır. Bu konik elemanların Nusselt sayısına, sürtünme faktörüne ve ısı performans faktörüne (η) olan etkileri incelenmiştir. Şekil 2.23’de de görülen sistemde üç farklı hatve oranlarında ($PR = 4, 6, 12$) ve üç farklı delik sayısında ($N = 4, 6, 8$ delik) delikli konik elemanlar kullanılmıştır.



Şekil 2.23: Deneysel çalışmalarda kullanılan konik ve delikli konik elemanlar (Kongkaitpaiboon et al., 2010).

Çalışma akışkanı olarak kullanılan hava ile 4000 ile 20000 Reynolds sayısı aralığında testler yapılmış ve düz boru ile konik eleman sonuçları karşılaştırılmıştır. Delikli konik elemanların düz boruya göre % 137 daha fazla ısı transferini arttırdığı gözlenmiştir. Tüm deneyler sonucunda maksimum ısı performans faktörünün, hatve oranının 4, delik sayısının 8 ve Reynolds sayısının ise 4000 olduğu durumda 0,92 olduğu bulunmuştur (Kongkaitpaiboon et al., 2010).

P. Zamankhan, helisel türbülatorlerin kullanılmasıyla boru içindeki ısı transferinin iyileştirilmesi konusunda 3 boyutlu matematiksel modeller türetmiştir. Değişken akış özellikleri için $k-\epsilon$, $k-\omega$ ve “large eddy simulation” türbülans modelleri geliştirmiştir. Şekil 2.24’de görülen karşıt akışlı ısı değiştiricisiyle yapılan deneyler 5 ile 600 arasındaki Prandtl sayısında ve 200 ile 25000 arasındaki Reynolds sayısında yapılmıştır.



Şekil 2.24: (a) bir helisel türbülator, (b) iki helisel türbülator, (c) türbülatorsüz ısı değiştiricisi şematik gösterimi (Zamankhan, 2010).

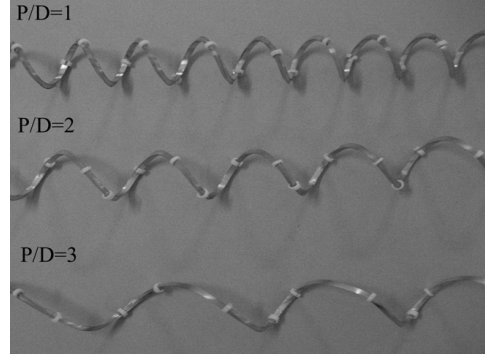
İç çapı 13 mm olan deney borusunun içine 0,6 mm ile 1 mm arasındaki çaplarda ve 11 mm ile 31 mm arasındaki hatvelerde tel türbülator yerleştirilmiştir. Yapılan testlerden sonra en iyi sonucu veren türbülans modeli, k- ϵ türbülans modeli olmuştur (Zamankhan, 2010).

H. M. şahin ve E. Baysal, paralel yőnlő ters akışlı ısı değiştiricisine yerleştirilen yay tipi türbülatorlerin ısı transferi iyileştirilmesi ve basınç dőřőřüne olan etkilerini incelemişlerdir. Akışkan olarak su ve hava kullanılmış ve Reynolds sayısının 3000 ile 17000 değerleri arasında analizler yapılmıştır. Hatveleri 15, 30, 45 ve 60 mm olan türbülatorlerin kullanıldığı akış hesaplamalarında k- ϵ türbülans modeli kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre, kullanılan türbülatorlerin hepsi türbülatorsüz sisteme göre ısıl iyileştirme sağlamıştır. En iyi ısı transferi 15 mm hatveli türbülator ile sağlanmıştır (şahin ve Baysal, 2009).

N. Kayataş ve M. İlbaş, iç içe borulu ısı değiştiricisine yerleştirilen kare kanatçığın, üçgen kanatçığın, girdaplı akışın ve kanatçısız ısı değiştiricisinin aynı yőnlő ve zıt yőnlő akış uygulanarak ısı transferine etkisini incelemişlerdir. Isı değiştiricisinin boyu 1000 mm, çapı 50 mm'dir. Bütün modellerde iç borudan sıcak hava (600 K), dış borudan ise soğuk hava (300 K) girişi yapılmıştır. Yapılan deneysel şalışmalar sonucunda çıkış sıcaklıkları kare kanatçık kullanılan boruda 476 K'e dőřmekte, dış boruda ise 410 K'e çıkmaktadır. Bu değerler girdap akış durumunda sırasıyla 416 K ve 414 K olarak bulunmuştur. Akış modeli olarak k- ϵ türbülans modeli seşilmiştir. Sınır şartları olarak kanatçıklı iç kısma 3 m/s, dış kısma 1 m/s eksenel hız verilmiştir. Girdaplı akışta ise kanatçıklı bölgede 0,05 m/s eksenel hız, -0,1 m/s radyal hız ve 3 m/s teğetsel hız verilmiş, dış kısma ise 1 m/s eksenel hız ve -0,1 m/s radyal hız verilmiştir. Tüm modeller için sıcaklık

dağılımı, hız dağılımı ve akım çizgileri dağılımı detaylı olarak elde edilmiştir. Modellerin hız dağılımları karşılaştırıldığında kesitin daraldığı bölgelerde hızda artmalar gözlenmiştir. Yapılan analizler sonucunda en avantajlı modelin kare kanatçıklı model olduğu belirlenmiştir (Kayataş ve İlbaş, 2005).

S. Güneş, V. Özceyhan ve O. Büyükalaca, boru içerisine yerleştirdikleri tel sargı elemanın ısı transferine ve basınç düşümüne olan etkilerini incelemişlerdir.



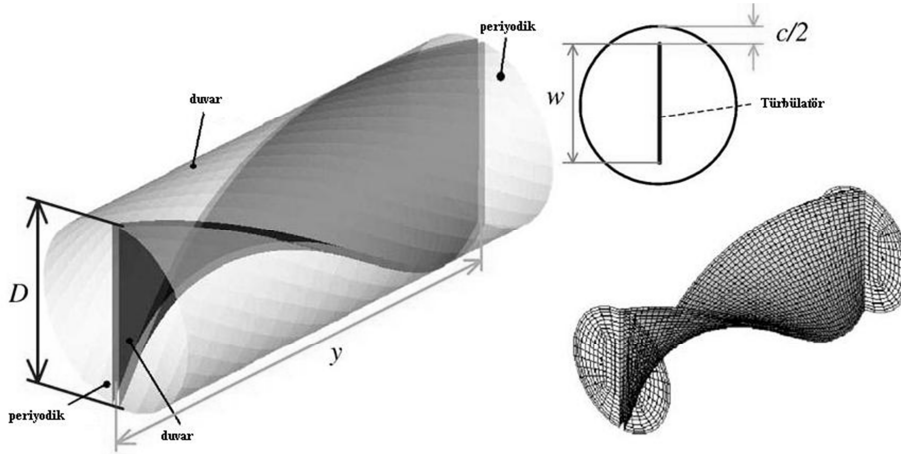
Şekil 2.25: Değişik hatve oranlarında tel sargı elemanlar (Güneş vd., 2010).

Şekil 2.25’de de görüldüğü üzere 6 mm kalınlığında, 3 farklı hatve oranında ($P/D = 1, 2$ ve 3), ve iki farklı boru iç duvarına olan mesafede ($s = 1$ ve 2 mm) tel sargı elemanlar boru içine yerleştirilmiştir. Yapılan deneyler Reynolds sayısının 4105 ile 26400 değerleri aralığında gerçekleşmiş olup düz boru ile tek sargılı boru sonuçları karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre hatve oranı ve tel sargının boru iç duvarına olan mesafesi azaldıkça, Nusselt sayısının ve sürtünme faktörünün arttığı görülmüştür. En iyi verim değeri Reynolds sayısının 4220, $P/D = 1$ ve $s = 1$ mm olduğu koşullarda elde edilmiştir. Değiştirilen parametrelere bağlı olarak Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü eşitlikleri türetilmiştir (Güneş vd., 2010).

S. Eiamsa-ard ve P. Promvonge, yaptıkları çalışmada boru içerisine yerleştirdikleri elmas şekilli (D-tip) türbülötörlerin, türbülanslı boru içi akışa olan ısı etkilerini incelemişlerdir. Çalışma kapsamında Reynolds sayısı 3500 ile 16500 değerleri arasındaki şartlarda, farklı koni açıları ($\theta = 15^\circ, 30^\circ$ ve 45°) ve üç farklı kuyruk boyu oranında ($TR = \text{kuyruk boyu } l_t / \text{baş boyu } l_h = 1; 1,5$ ve 2) deneyler yapılmış, ısı transfer oranının Reynolds sayısının ve koni açısının artmasıyla arttığı, artan kuyruk boyu oranıyla ise azaldığı gözlenmiştir. 45° koni açılı türbülötör için $TR = 1; 1,5$ ve 2 değerlerinde sırasıyla ısı transferindeki iyileştirme yüzdeleri % 67, % 57 ve % 46 olarak bulunmuştur. Değişken

parametrelere bağılı olarak Nusselt sayısı, sürtünme faktörü, Reynolds sayısı ve verim bağıntıları türetilmiş ve literatürdeki farklı bağıntılar ile karşılaştırılmıştır (Eiamsa-ard ve Promvonge, 2010).

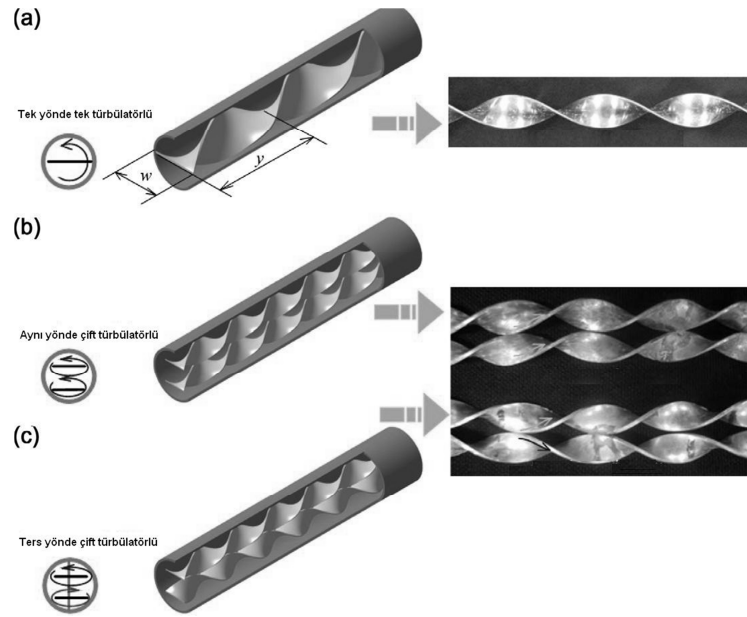
Eiamsa-ard, Wongcharee ve Sripattanapipat, yaptıkları çalışmada boru içerisine yerleştirdikleri türbülötörlerin ısı transferi ve akış analizlerini üç boyutlu olarak incelemiştir. Şekil 2.26'da da görüldüğü üzere, boru içerisine yerleştirilen 2,5 ve 5,0 burgu oranlarındaki iki farklı türbülötörün açıklık değerlerine ($c/D = 0,0; 0,1; 0,2$ ve $0,3$) göre ısı transfer iyileşmesi (Nu), sürtünme faktörü değişimi (f) ve ısı performans faktörü (η) analizleri yapılmıştır. Deneyler beş farklı hız kademesinde Reynolds sayısı 3000 ile 10000 arasında yapılmıştır. Akışın türbülanslı olması nedeniyle Navier Stokes denklemleri standart k- ϵ modeli, RNG (Renormalized Group) k- ϵ modeli ve SST (Shear Stress Transport) k- ϵ modeli kullanılarak modellenmiştir. Isı transferi ve sürtünme faktörü sonuçlarına bakıldığında en iyi sonucu SST k- ϵ türbülans modeli vermiştir.



Şekil 2.26: Türbülötörlü boru ve açıklık görünümü (Eiamsa-ard et al., 2009).

CFD analiz sonuçlarına göre farklı açıklık oranları için hız, basınç, sıcaklık ve türbülans kinetik enerji değişimleri karşılaştırılmıştır. Alınan sonuçlara göre, 2,5 burgu oranına sahip türbülötörde, 0,0; 0,1; 0,2 ve 0,3 açıklık oranlarında sırasıyla boş boruya göre ısı transferinde % 73,6; % 46,4; % 17,5 ve % 20, sürtünme faktöründe ise % 330, % 262, % 189 ve % 160 artış gözlenmiştir. Açıklık oranları 0,1; 0,2 ve 0,3 olan türbülötörlerde, açıklık oranı 0,0 olan türbülötörden sırasıyla % 15,6; % 33,3 ve % 31,6 daha az ısı transferinde iyileşme gözlenmiştir (Eiamsa-ard et al., 2009).

Eiamsa-ard, Thianpong ve Eiamsa-ard, boru içersine yerleştirdikleri Şekil 2.27’de görülen tek türbülator, aynı yönde akış sağlayan çift türbülator ve ters yönde akış sağlayan çift türbülator ile deneyler yapmış ve bunların ısı transferine, sürtünme faktörüne ve ısıl iyileşmeye olan etkilerini incelemişlerdir. 2,5; 3,0; 3,5 ve 4,0 burgu oranlarında üretilen türbülatorlerle, 3700 - 21000 Reynolds sayıları aralığında deneyler yapılmıştır. Isı transferindeki iyileşme dikkate alındığında ters yönde akış sağlayan çift türbülatorün, aynı yönde akış sağlayan çift türbülatorö göre daha verimli olduğu görülmüştür.

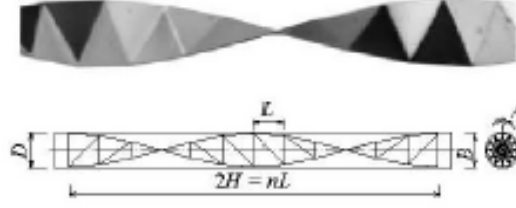


Şekil 2.27: Tek türbülatorlü, aynı yönde akış sağlayan çift türbülatorlü ve ters yönde akış sağlayan çift türbülatorlü borunun görünümü (Eiamsa-ard et al., 2010).

Çalışma sonucuna göre, ters yönde akış sağlayan çift türbülatorün kullanıldığı çalışmalarda, aynı yönde akış sağlayan çift türbülator ve tek türbülatorün kullanıldığı deneylere göre sırasıyla % 12,5-44,5 ve % 17,8-50 aralığında daha yüksek ısı transfer oranları elde edilmiştir. Sabit pompa gücünde bahsedilen burgu oranlarında ısıl iyileşme oranları sırasıyla, ters yönde akış sağlayan çift türbülatorün kullanıldığı deneylerde 1,39; 1,24; 1,12 ve 1,03 aynı yönde akış sağlayan türbülatorlerin kullanıldığı deneylerde ise sırasıyla 1,1; 1,03; 0,97 ve 0,92’dir (Eiamsa-ard et al., 2010).

Yong-zhang ve Mao-cheng, aynı burgu oranlarında şekillendirilmiş (Edgefold-Twisted Tape) türbülator ve düz tip türbülatorlerin kullanıldığı boru içinde akışta basınç düşümü ve ısı transferi karakteristiklerini incelemişlerdir

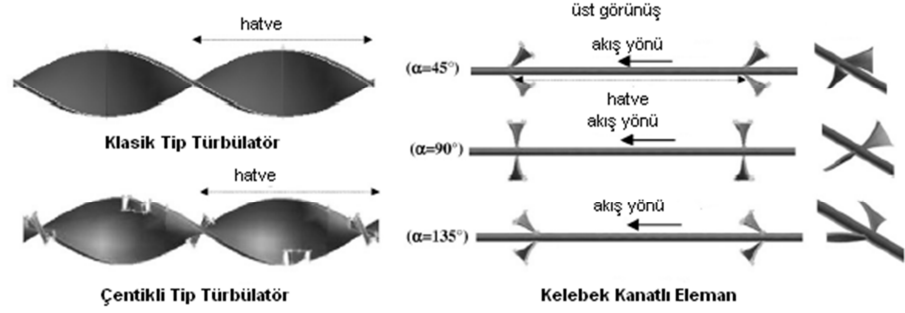
(Şekil 2.28). 2500 ile 9500 aralığındaki düşük Reynolds sayılarında yapılan deneylerde, 5,4 ile 11,4 aralığında burgu oranlarında türbülatorler kullanılmıştır.



Şekil 2.28: Şekillendirilmiş (Edgefold twisted tape) türbülator görünüşü (Yong-zhang and Mao-cheng, 2010).

Deney sonuçlarına göre şekillendirilmiş türbülatorlerin kullanıldığı borulardaki Nusselt değerleri, düz tip türbülatorlerin kullanıldığı borulardaki değerlere göre % 3,9 ile % 9,2, sürtünme faktörü değeri ise % 8,7 ile % 74 daha yüksektir. Isı transferini etkileyen en önemli faktörün boru ile türbülator arasındaki boşluk ve türbülator burgu oranı olduğu belirlenmiştir. Burgu oranı artarken ısıl hidrolik performansın azaldığı görülmektedir. Türbülator ve boru arasındaki boşluğun ısı transferine oldukça, basınç düşümüne ise az etkisinin olduğu deney verilerinden görülmektedir. 1,5 mm'den 1,0 ve 0,5 mm'ye sırasıyla düşürülen boşluk miktarı ile ısıl hidrolik performansta % 124 ve % 140'lık artışlar gözlenmiştir. Deneysel çalışma ile sayısal çalışma karşılaştırıldığında, Nusselt sayısında % 1,6 ile % 3,6 sürtünme faktöründe % 8,2 ile % 13,6 arasında farklılık göstermesine rağmen genel olarak yakın değerlerdedir (Yong-zhang and Mao-cheng, 2010).

Shabanian, Rahimi, Shahhosseini ve Alsairafi, Şekil 2.29'da görülen kelebek kanatlı eleman ile klasik tip ve çentikli tip türbülatorün ısı transferi, sürtünme faktörü ve ısıl perfomansa olan etkilerini incelemişlerdir. 4021 ile 16118 değerleri arasında değişen Reynolds sayılarında yapılan deneylerde, 1,76; 2,35; 2,94 ve 3,53 burgu oranlarında türbülatorler ve 45°, 90° ve 135° açılı kelebek kanatçıklı eleman kullanılmıştır. Herbir kelebek kanatçık arasındaki mesafe 6 cm'dir. Fluent programı kullanılarak modellenen sistemde RNG k-ε türbülans modeline göre analiz yapılmıştır. Belirtilen burgu oranlarında çentikli türbülatorün kullanıldığı deneylerde, klasik tip türbülatorün kullanıldığı deneylere göre sırasıyla % 17,24; % 22; % 26,02 ve % 28,11 oranlarında daha yüksek ısı transferi iyileşmesi gözlenmiştir.



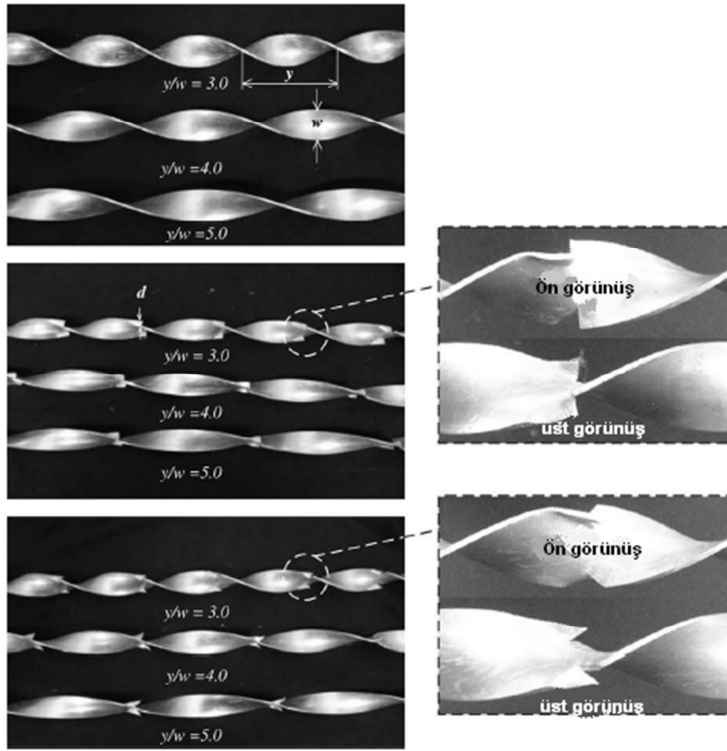
Şekil 2.29: Boru içerisine yerleştirilen elemanların görünüşü (Shabanian et al., 2011).

Deneysel çalışmalar sonucunda kelebek kanatlı elemanın kullanılmasıyla çentikli tip türbülötöre göre daha yüksek performans elde edilmiştir. Isıl performans faktörü değeri, farklı Reynolds sayıları için kelebek kanatlı sistemde 1,28 ile 1,62 arasında iken, çentikli türbülötörlü sistemde 1 ile 1,23 arasında kalmıştır. Hem deneysel hem de bilgisayar analiziyle yapılan karşılaştırmada, kelebek kanatlı elemanın diğer türbülötörlere göre daha yüksek performansa sahip olduğu görülmüştür (Shabanian et al., 2011).

Eren, Çelik, Yıldız ve Durmuş yaptıkları çalışmada, boru içerisine yerleştirilmiş tel sargı türbülötörlerin ısı transferine etkilerini incelemişlerdir. Deneyleri Reynolds sayısının 2500 ile 12000 aralığında gerçekleştirmişlerdir. Deneysel çalışmalar, tel sargı şerit dış çapı 7,2 mm, 9,5 mm ve 12 mm ve 13 mm olduğu durumlarda, şerit sayısının 4, 5 ve 6 olduğu durumda ve şerit eğim açısının 0° , 7° ve 10° olduğu durumlarda tekrarlanmıştır. Elde edilen sonuçlara göre şerit sayısında, şerit çapında ve şerit eğim açısındaki artış ile boş boruya nazaran 1,5 ile 2,5 kat ısı transferinde iyileşme gözlenmiştir. Benzer şekilde sürtünme faktöründe de boş boruya göre 40 ile 80 kat artış gözlenmiştir. Tüm tasarım parametreleri göz önüne alındığında, ısı transferi ve sürtünme faktörüne en büyük etkiyi şerit eğim açısındaki değişimin, en az etkiyi ise şerit sayısındaki değişimin yaptığı belirlenmiştir. Şerit eğim açısındaki artış ile ısı transferi ve sürtünme faktörü değerleri de artış göstermektedir (Eren vd., 2010).

Eiamsa-ard, Wongcharee, Eiamsa-ard ve Thianpong yaptıkları çalışmada, boru içerisine yerleştirdikleri delta kanatlı türbülötörlerin ısı transferi iyileşmesine olan etkilerini incelemişlerdir. Şekil 2.30'da görüldüğü gibi düz ve açılı olarak iki farklı tip delta kanatlı türbülötörün ısı transferi, akış sürtünmesi ve ısı performansına olan etkileri irdelenmiştir. Deneyler sırasında üç farklı burgu oranlarında ($y/w = 3, 4, 5$) ve üç farklı kanat kesim oranlarında ($d/w = 0,11; 0,21$

ve 0,32) türbülatorler kullanılmıştır. Reynolds sayısının 3000 ile 27000 aralığında olduğu koşullarda yapılan deneylerde, azalan burgu oranlarında ve artan kanat kesim oranlarında, Nusselt sayısı ve sürtünme faktörünün artış gösterdiği belirlenmiştir. Deneylerden elde edilen diğer önemli sonuç ise açılı delta kanatlı türbülatorlerin düz delta kanatlı türbülatorlere göre daha verimli olduklarıdır. Açılı delta kanatlı türbülatorler, klasik tip türbülatorlere göre Nusselt sayısı ve sürtünme faktöründe sırasıyla 1,04-1,64 ve 1,09-1,95 artış göstermiş buna bağlı olarak ısı performans faktöründe ise 1,05-1,13 kat daha iyi sonuç verdiği görülmüştür (Eiamsa-ard et al., 2010).



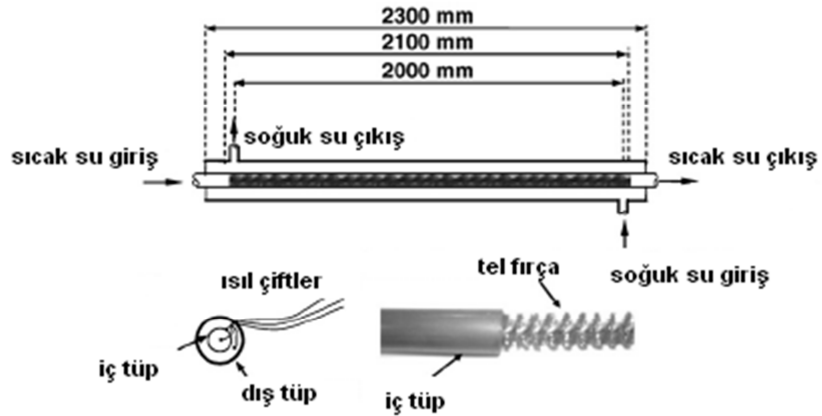
Şekil 2.30: Klasik tip türbülator, düz delta kanatlı türbülator, açılı delta kanatlı türbülator görünüşü (Eiamsa-ard et al., 2010).

Murugesan, Mayilsamy ve Suresh, farklı burgu oranlarındaki klasik tip türbülatorler ve kenarında kare kesik olan türbülatorlerin ısı transferi, sürtünme faktörü ve ısıl iyileşme faktörüne olan etkilerini incelemişlerdir. 2,0; 4,4 ve 6,0 burgu oranlarındaki türbülatorler ile 2000 ile 12000 Reynolds sayısı değerleri arasında deneyler yapılmıştır. Deneysel çalışmaların sonucuna göre kenarında kare kesik olan türbülatorler, klasik tip türbülatorlere göre daha iyi sonuçlar vermiştir. Nusselt sayısı, sürtünme faktörü ve ısıl iyileşme faktörü irdelendiğinde kare kesikli türbülator, klasik tip türbülatore göre Nusselt sayısı ve sürtünme faktöründe sırasıyla 1,03-1,14 ve 1,05-1,25 aralığında artış göstermiş buna bağlı

olarak ısı performans faktöründe ise 1,02-1,06 kat daha iyi sonuç vermiştir (Murugesan et al., 2010).

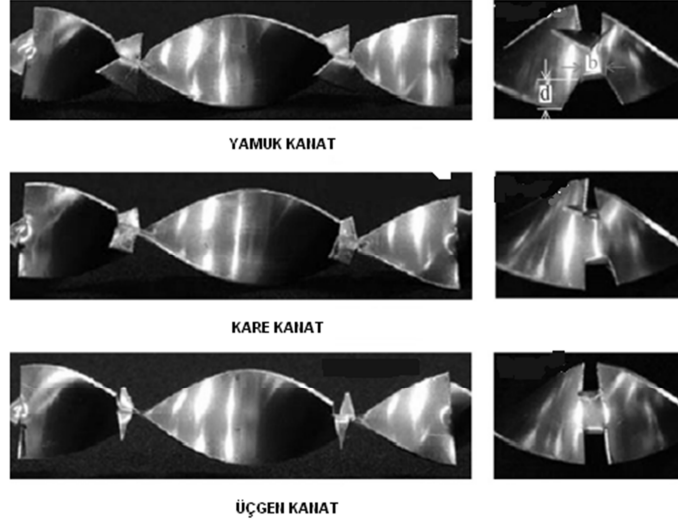
Naphon ve Suchana, boru içerisine yerleştirilen tel fırça elemanın ısı transferi iyileştirmesi ve basınç düşümüne olan etkilerini incelemiştir. Eş merkezli iki borudan oluşan ısı değiştiricisinde dış borunun çapı, 25,40 mm, iç borunun çapı ise 15,78 mm olarak alınmıştır. Deneyler boyunca üç farklı sıklıkta tel fırça eleman kullanılmıştır. Kullanılan tel yoğunlukları santimetre başına 100, 200 ve 300 tel olarak belirlenmiştir (Şekil 2.31).

Deneyler boş boru, tam boy tel fırça eleman ve boşluklu tel fırça eleman ile tekrarlanmıştır. Reynolds sayısının 6000 ile 20000 arasındaki çalışma şartlarında yapılan deneylerde, tam boy tel fırçada da boşluklu tel fırçada da tel yoğunluğu arttıkça Nusselt sayısının arttığı görülmüştür. En iyi sonuç santimetrede 300 tel içeren eleman ile elde edilmiştir (Naphon and Suchana, 2011).



Şekil 2.31: Deney düzeneğinin şematik görünümü (Naphon and Suchana, 2011).

Wongcharee ve Eiamsa-ard, kenarlarında üç farklı şekilde kanat bulunan türbülatorleri boru içerisine yerleştirerek ısı transferine olan etkilerini incelemişler hem de akışkan içine boya karıştırarak akış çizgilerini gözlemlemişlerdir. 0,1; 0,2 ve 0,3 gibi üç farklı kanat oranındaki üçgen, kare ve yamuk şekillerinde kanat kesilen sabit 4,0 olan burğu oranındaki türbülatorler ile deneyler gerçekleştirilmiştir (Şekil 2.32). Isı transferi, sürtünme faktörü ve ısı performans verilerine bakıldığında en iyi sonucun yamuk şekilli kanata sahip türbülatorler ile elde edildiği görülmüştür.



Şekil 2.32: Farklı şekillerdeki kanatların görünüşü (Wongcharee and Eiamsa-ard, 2010).

Yine aynı parametrelerin artan kanat oranlarıyla artış gösterdiği belirlenmiştir. Deneyler sonucunda en iyi ısıl performans faktörü 1,42 değeri, yamuk şekilli kanatlı türbülátörün kullanılmasıyla elde edilmiştir. Bu türbülátör için ısı transfer oranı ve sürtünme faktörü değerleri sırası ile 2,84 ve 8,02'dir (Wongcharee and Eiamsa-ard, 2010).

3. ISI TRANSFERİ İYİLEŞTİRME TEKNİKLERİ

Enerjiyi daha verimli şekilde kullanabilmek ve ısı transferini arttırabilmek amacıyla ısı transferi iyileştirme yöntemleri geliştirilmekte, endüstriyel alanda çok sık kullanılan ısı değıştiricilerinde bu yöntemler uygulanmaktadır. Yüzeyleri pürüzlü boruların ısı transfer katsayıları, pürüzsüz yüzeyli borulara göre çok daha yüksek olduğundan, ısı transfer katsayısını arttırmak için boru yüzeyleri pürüzlendirilebilir, kıvrımlandırılabilir veya kanat eklenebilir. Isı transfer katsayısının arttırılması, yüzey alanının arttırılması gibi çalışmalar ısı transfer iyileştirme yöntemlerinden sayılabilmektedir. Bunun yanında ısı transfer yüzeyinin döndürülmesi, türbülanslı akış oluşturmak için boru içerisine türbülatorlerin yerleştirilmesi, elektrostatik alanların oluşturulması, pürüzlü yüzeyler, kanatçıklar ve boru içerisine yerleştirilen farklı geometrilerde elemanların kullanılması, ısı transfer yüzeyine düşük frekansta titreşim verilmesi, akışkanlara titreşim verilmesi gibi yöntemler ile ısı transfer iyileştirme çalışmaları yapılabilmektedir.

Bu ısı transferi iyileştirme teknikleri, aktif ve pasif teknikler olmak üzere iki ana başlık altında toplanabilir. Pasif tekniklerin kullanılmasında, ısı transferi iyileştirmek için herhangi bir dış güce ihtiyaç olmamakta, aktif yöntemlerde ise elektrik, manyetik alan veya yüzey titreşimi gibi dış güçlere ihtiyaç bulunmaktadır.

3.1 Aktif Isı Transferi İyileştirme Teknikleri

3.1.1 Mekanik destek ile ısı transferi iyileştirme yöntemi

Çeşitli mekanik araçlar ile yüzeylerin döndürülmesi veya akışkanın karıştırılması, ısı transferini iyileştirme yöntemleri içinde mekanik desteklerden sayılır. Bu yöntemin uygulandığı en göze çarpan örnek ısı değıştiricilerinde boruların döndürülmesidir (Sachdeva, 2010; Bejan, 2003).

3.1.2 Yüzey titreşimi yöntemi

Düşük ve yüksek frekansta uygulanan yüzey titreşim yöntemi, yüksek ısı transfer katsayısı eldesinde öncelikle uygulanan yöntemlerden biridir. Literatürde yapılan çalışmalara bakıldığında piezoelektrik cihazları kullanılarak ısı transfer yüzeyine titreşim hareketi verilebilmiştir (Sachdeva, 2010; Bejan, 2003).

3.1.3 Akışkan titreşimi yöntemi

Akışkan titreşimi yöntemi, ısı transferi iyileştirmek için uygulanan diğer titreşim yöntemelerine göre daha pratik bir yöntemdir. Akışkan titreşim değişimleri genellikle 1 Hz ile yaklaşık 1 MHz aralığında olup, bu yöntem daha çok tek fazlı akışkanlarda uygulanmaktadır (Sachdeva, 2010; Bejan, 2003).

3.1.4 Elektrostatik alan yöntemi

DC veya AC kaynaklardan, her ikisinin kombinasyonundan veya elektrik - manyetik alan formlarında olabilen elektrostatik alanlar, dielektrik akışkanları içeren ısı değiştiricisi sistemlerinde kullanılabilir (Sachdeva, 2010; Bejan, 2003).

3.1.5 Enjeksiyon yöntemi

Enjeksiyon yöntemi, gözenekli ısı transfer yüzeyine doğru veya ısı transfer bölgesinde ana akışkanın içerisine benzer veya farklı bir akışkanın enjekte edilmesiyle gerçekleştirilen bir yöntemdir. Bu yöntem sadece tek fazlı akışlarda kullanılabilir (Sachdeva, 2010; Bejan, 2003).

3.1.6 Vakum yöntemi

Vakum yöntemi, gözenekli kızgın yüzeyler boyunca akışkanın geri çekilmesi veya buharın uzaklaştırılması amacıyla kullanılmaktadır. Bu yöntem de sadece tek fazlı akışkanlarda kullanılabilir (Sachdeva, 2010; Bejan, 2003).

3.1.7 Yüksek hızda püskürtme yöntemi

Bu yöntem, sıcak yüzey üzerine sıvının püskürtülmesi ve ince film şeklinde yayılarak buharlaşması adımlarını içermektedir. Şekil 3.1’de de görülen sistemde farklı durumlar için tek veya çok sayıda püskürtme aparatı (jet) kullanılabilir (Sachdeva, 2010; Bejan, 2003).

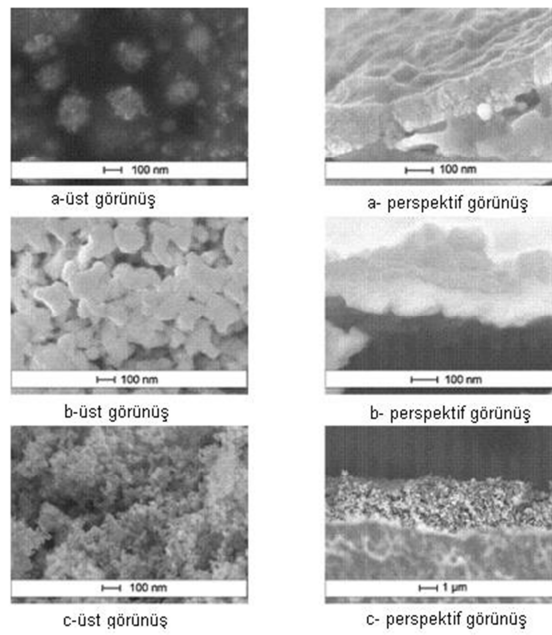


Şekil 3.1: Yüksek hızlı püskürtücü görünümü (Narayanan, 2011)

3.2 Pasif Isı Transferi İyileştirme Teknikleri

3.2.1 Yüzey işleme yöntemi

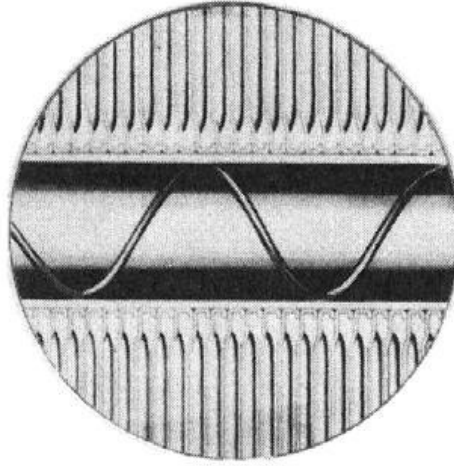
Yüzey işleme yöntemi, ısı transfer yüzeylerine kaplama ve cilalama gibi yöntemlerin iyi derecede uygulandığı yöntemdir. Bu uygulama ısı transfer yüzeyine sürekli uygulanabileceği gibi bir kez de uygulanabilmektedir. Bu yöntem öncelikle kaynama ve yoğunlaşma uygulamalarında kullanılabilmektedir. Şekil 3.2’de yüzey üzerine farklı malzemeler uygulanarak yapılan nano boyuttaki işlemler görülmektedir (Sachdeva, 2010; Bejan, 2003).



Şekil 3.2: a-Altın, b- alüminyum oksit, c- titantum dioksit kullanılarak nano boyutta yüzey işleme (Phan et al., 2010).

3.2.2 Pürüzlü yüzeyler yöntemi

Akış alanı içerisinde türbülans yaratmak için uygulanan bir yöntemdir. Isı transfer yüzeyine mekanik olarak uygulanan pürüzlü elemanların veya tel sargı elemanlar gibi elemanların pürüzlülük yaratması amacıyla yüzeye yakın yerlere yerleştirilmesi ile pürüzlü yüzeyler elde edilir. Literatürde birçok araştırmacının farklı tip pürüzlü yüzeyler ile ilgili çalışmaları bulunmaktadır. Bu yüzey geometrileri, kum tanesi pürüz elemanlardan üç boyutlu yüzey çıkıntılarına kadar farklı geometrilerde değişiklik göstermektedir. Yüzeyde veya yüzeye yakın uygulanmasının başlıca nedeni, yüzeye yakın sınır tabaka bölgesini düzensiz hale getirerek ısı transfer yüzey alanını arttırmaktır. Şekil 3.3’de boru içerisinde yüzeye yakın bölgeye uygulanan tel sargı elemanı görülmektedir (Sachdeva, 2010; Bejan, 2003).



Şekil 3.3: Boru içine yerleştirilen tel sargı eleman (Sachdeva, 2010).

3.2.3 Genişletilmiş yüzeyler yöntemi

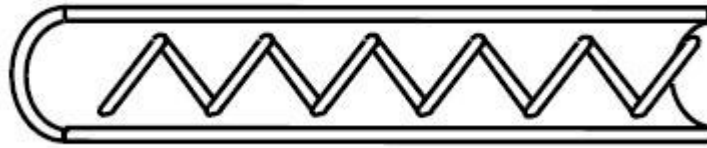
Şekil 3.4’de de görüldüğü üzere çoğunlukla kanatçıklı yüzeyler olarak da tanımlanan genişletilmiş yüzeyler, en yaygın kullanılan yöntemlerin başında gelip, ısı transfer yüzey alanını genişletmek için uygulanan etkin bir yöntemdir. Sıvı ve gaz akışkanlarda farklı tip ve şekilde genişletilmiş yüzeyler kullanılabilir. Sıvıların yüksek ısı transfer katsayılarından dolayı sıvı akışkanlarda kullanılan genişletilmiş yüzeylerin kanatçık boyları gaz akışkanlarda kullanılanlara göre daha kısadır. Sıvılarda yüksek kanatçıkların kullanımı düşük kanatçık verimi gibi sonuçlar doğurmaktadır. Sıvılar için geliştirilmiş dışarıdan kanatçıklı ve içeriden kanatçıklı borular kullanılmaktadır (Sachdeva, 2010; Bejan, 2003).



Şekil 3.4: Boru üzerine uygulanmış farklı geometrilerdeki genişletilmiş yüzey örnekleri (Bejan, 2003).

3.2.4 Akış içine sürülen elemanlar yöntemi

Bu yöntemde kullanılan elemanlar, yüzeyler arasındaki enerji transferini arttırmak için akış içerisine sürülen elemanlardır. Bu elemanlar duvara yakın bölgedeki akışkanın karıştırılması için kullanılmaktadır. Bu tip ısı transfer iyileştirme yönteminde kullanılan boru içerisine yerleştirilmiş tel sargı eleman Şekil 3.5’de görülmektedir. Boru içerisine sürülen elemanın en önemli özelliği boru yüzeyine temas etmemesidir. Bu elemanlar ile düzenli olarak boru içindeki akışın karıştırılması sağlanmaktadır (Sachdeva, 2010; Bejan, 2003).

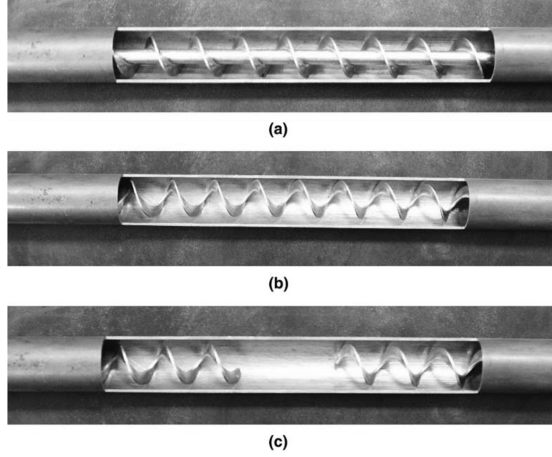


Şekil 3.5: Boru içerisine sürülen karıştırıcı tel sargı eleman(Sachdeva, 2010).

3.2.5 Girdap akış yöntemi

Girdap akışı sağlayan elemanlar, farklı geometrik şekillerde olup, akış içerisinde dönüş hareketi veya ikincil akış yaratmak için kullanılmaktadır. Boru

içerisine yerleştirilen tam boy burgu tip elemanlar veya akış girişine yerleştirilen girdap üreteçleri, vida şekilli sarmallar ve aksenal sargı elemanları girdap akışı yaratmak için kullanılan elemanlara örnek olarak verilebilir. Şekil 3.6’de bazı girdap akışı yaratan elemanlar görülmektedir(Sachdeva, 2010; Bejan, 2003).



Şekil 3.6: Girdap akış elemanları merkez çubuklu (a), merkez çubuksuz (b) ve boşluklu helisel elemanlı (c) (Eiamsa-ard, 2005).

3.2.6 Yüzey gerilim yöntemi

Yüzey gerilim yöntemi etkili iyileştirme teknikleri arasında sayılmakta ve yoğunlaşmanın uzaklaştırılmasında kullanılmaktadır. Bu yöntem esas yüzeyin alanını arttırmamaktadır. Örnek olarak ısı boruları sıvının evaporatör bölgesinden kondenser bölgesine emilimi amacıyla kullanılmaktadır (Sachdeva, 2010; Bejan, 2003).

3.2.7 Sıvılar için katkı maddeleri

Sistemde kullanılan sıvı akışkanların içerisine katı parçacıklar veya gaz kabarcıkları karıştırılarak uygulanan bir yöntemdir. Bu konu ile ilgili yapılan ilk çalışmalar farklı Reynolds sayılarında suyun içerisine kireçtaşı, kömür, kum, alüminyum gibi katı parçaların eklenmesiyle gerçekleştirilmiştir. Günümüzde nano teknolojinin gelişmesiyle akışkana nano boyutta metalik partiküller eklenmiş ve yapılan çalışmalar sonucunda ısı iletkenlikte artışlar gözlenmiştir (Sachdeva, 2010; Bejan, 2003).

3.2.8 Gazlar için katkı maddeleri

Akışkan yataklarda ısı transferini iyileştirmek için gazların içerisine katı katkı maddelerinin eklenmesi sıklıkla uygulanan bir yöntemdir. Yapılan çalışmalara göre boru içi akışlarda gaz içine uygulanan katkı maddesi ile 3,5 kat yüksek iyileşme oranı elde edilmiştir. Katı katkı maddelerine cam, kum, çinko, grafit, alüminyum oksit sayılabilir. Sıvı katkı maddesine ise su damlacıklarını örnek verebiliriz. Yapılan bilimsel çalışmalar neticesinde hava akımı içerisindeki su damlacıklarının iyileşme oranına katkı sağladığı görülmüştür (Bejan, 2003; Sachdeva, 2010).

4. DENEYSEL ÇALIŞMA VE ÖLÇÜM CİHAZLARI

4.1 Deneyisel Çalışma

Enerji sektöründe temel esas daha az enerji tüketimi ile daha çok iş yapabilmektir. Bu temel esas sektörde yaygın olarak kullanılan endüstriyel kazanlar ile kalorifer kazanlarında ısı transferini iyileştirme yöntemiyle sağlanır. Bu çalışma kapsamında sisteme eklenecek olan türbülatorlerin, ısı transferinin iyileştirilmesine olan katkısı deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Boru içlerine yerleştirilen türbülatorler düz boruya göre, boru içi akışta türbülans yaratmakta, akışkanın sistemde kalış süresini arttırmakta, böylelikle ısı transferini iyileştirmektedir.

Tezin kapsamında, türbülatorlerin kullanıldığı ısı değiştiricisi ile düz borulu ısı değiştiricisi karşılaştırılmış ve elde edilen türbülansın farklı parametreler altında ısı transferine ve basınç düşümüne olan etkisini incelemek için deneysel çalışmalar yapılmıştır. Bu çalışmalarda belirlenen ısı değiştiricisi içerisine yerleştirilen türbülator tipi, akışkan hız değişimleri, sıcak ve soğuk akışkan sıcaklık değişimleri, sistemde oluşan basınç kayıpları ile ısı transferi iyileşme miktarı bu çalışmanın başlıca araştırma konularıdır. Deneysel çalışmada, Ege Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projesi (BAP) biriminden sağlanan mali destek ve Termodinamik Makine Sanayi ve Ticaret A.Ş firmasının sağladığı destekle imal edilmiş deney düzeneği kullanılmıştır. Deneysel çalışmalar Termodinamik Makine Sanayi ve Ticaret A.Ş firmasının AR-GE laboratuvarında kurulan deney düzeneği ile gerçekleştirilmiştir.

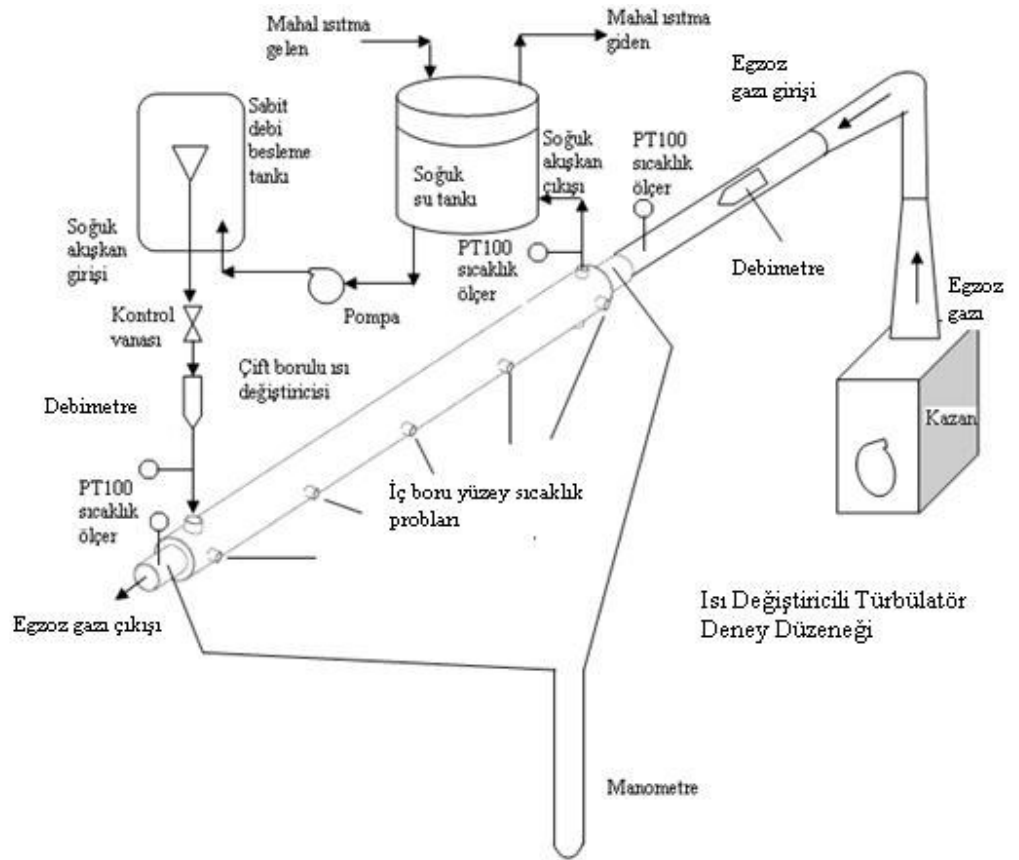
4.2 Deney Düzeneği

Deney düzeneği iç içe aynı merkezli iki borudan oluşan tek geçişli ısı değiştiricisinden ve yardımcı elemanlardan oluşmaktadır. İç borudan kazandan atılan egzoz gazı, dış borudan ise su geçmektedir.

Deneysel çalışmaların yapılabilmesi için Şekil 4.1’de görülen deney düzeneği kurulmuştur. Deney düzeneği, çift borulu ısı değiştiricisi, sıcak egzoz gazı boru hattı, soğuk su boru hattı, kazan, kontrol vanaları, sıcak ve soğuk akışkan için debimetreler, sıcak akışkan için fark basınç ölçümü için manometre ve sıcaklık ölçerler, iç boru yüzey sıcaklık ölçerler, soğuk su tankı, sabit debi besleme tankı, pompa, fan, soğuk akışkan giriş ve çıkışı sıcaklık ölçerlerden

oluşmaktadır. Deney düzeneğini oluşturan eleman ve ölçüm aletlerini ayrıntılı incelemek gerekirse;

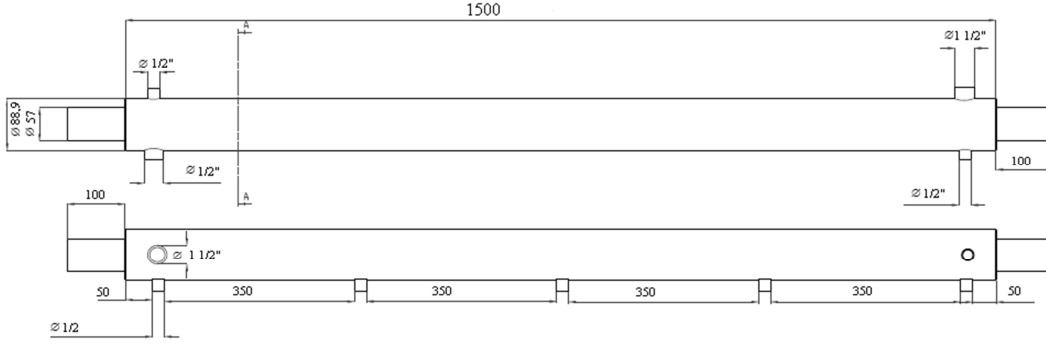
- Sıcak egzoz gazı boru hattı: Kazandan atılan egzoz gazını ısı değiştiricisinin türbülator olan iç borusuna ulaştıran boru hattıdır. Kanaldan geçen havanın debi ölçümü akışın tam gelişmiş durumlarında yapılması gerekmektedir. Bu nedenle kazan çıkışı ile debi ölçer arasındaki mesafe 10D kuralına göre 570 mm olarak alınmıştır (Çengel and Cimbala, 2008).



Şekil 4.1: Çalışmada kullanılan türbülantörli çift borulu ısı değıştircisi ile ilgili deney düzeneğinin şematik gösterimi.

- Soğuk su boru hattı: İçerisinden soğutma suyunun aktığı borudur. Boru gıda maddeleri için üretilen özel bir malzemeden yapılmıştır. Elastik olması nedeniyle kullanım kolaylığı sağlamaktadır.

- Çift borulu ısı değiştiricisi: Şekil 4.2’de görüldüğü üzere 1,5 m boyunda 57 mm dış çaplı sıcak egzoz gazı borusu ve 88,9 mm dış çaplı soğuk su borusundan oluşmaktadır. Deney boyunca iç borudaki yüzey sıcaklık değişimlerini görebilmek için iç boru yüzey sıcaklık ölçerlerinin girebileceği belirli aralıklarla beş adet delik açılmıştır.



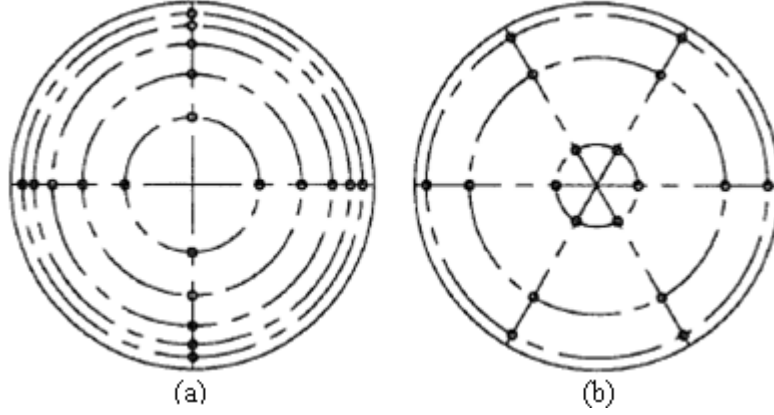
Şekil 4.2: Çift borulu ısı değiştiricisi modellemesi.

- Kazan : Çalışma boyunca Termodinamik Makine Sanayi ve Ticaret A.Ş firmasının ürettiği 18000 kcal/h ısıtma kapasiteli doğalgaz dönüşümlü Euromat model kazan kullanılmıştır. Motorin brülörü kullanılan kazandan deneysel çalışmada doğalgaz kullanılacağı için motorin brülörü sökülmüş ve yerine Riello marka doğalgaz brülörü monte edilmiştir.
- Debimetreler:

Sıcak akışkan debimetresi: Kazandan atılan egzoz gazının ısı değiştiricisine girişinde debisi ölçülmüştür. Debi ölçümü için boru çapının küçüklüğünden dolayı pitot tüp faktörü 0,67 olan Testo marka düz tip pitot tüpü alınmıştır. Pitot tüpü ile debi ölçümünde boru içi debi ölçüm yöntemi uygulanmıştır. Yüksek sıcaklıklardaki egzoz gazına dayanıklı olan Ni-CrNi malzemeden üretilen pitot tüpü 0 ile 1000 °C sıcaklık aralığında ve 1 ile 30 m/s hız aralığında çalışabilmektedir.

Pitot tüpü ile boru içi debi ölçümü için kanal içerisinde belirli noktalarda hız ölçümü yapılmıştır. Hız ölçümleri, ölçüm noktalarının farklı diziliş modellerine göre dört, altı, sekiz ve on noktadan

gerçekleştirilebilmektedir. Şekil 4.3’de dairesel kesitli akış kanalında aynı düzlemde altı ve on noktalı yatay ve dikey ölçüm noktaları görülmektedir.



Şekil 4.3: Log-Lineer kuralına göre dairesel kanalda (a) on ve (b) altı nokta için yatay ve dikey hız ölçüm yerleri (Burgess et al., 2004).

Çizelge 4.1: Log-lineer kuralına göre farklı nokta sayısına bağlı olarak çapa bağlı kanal içi ölçüm yerleri (Burgess et al., 2004).

Nokta sayısı	Kanal çapının duvardan uzaklığı									
4	0,043	0,290	0,710	0,957						
6	0,032	0,135	0,321	0,679	0,865	0,968				
8	0,021	0,117	0,184	0,345	0,665	0,816	0,883	0,979		
10	0,019	0,076	0,153	0,217	0,361	0,639	0,783	0,847	0,924	0,981

Tez çalışması kapsamında 50 mm iç çaplı boru içerisinde akan egzoz gazının debisini ölçmek için yatay ve dikey olmak üzere iki ekseninde 10’ar noktadan ölçüm alınmıştır. Ölçüm yerleri şematik olarak Şekil 4.3 (a)’da görülmektedir. Ayrıca Çizelge 4.1’de verilen çapa bağlı duvardan uzaklık değerlerini dikkate alarak ölçüm noktaları belirlenmiştir. Elde edilen toplam yirmi hız değerinin ortalaması alınıp kanal içinden akan ortalama akış hızı bulunmuştur.

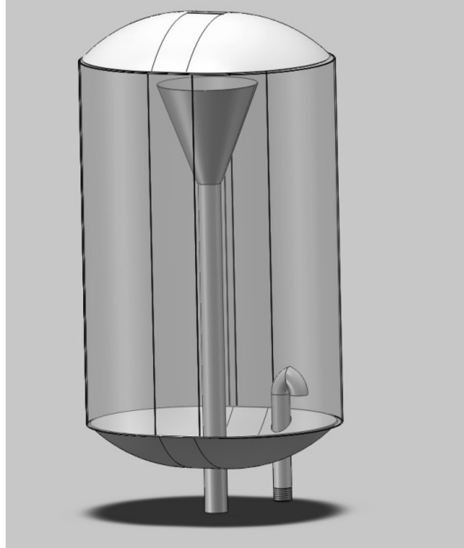
Soğuk akışkan debimetresi: Soğuk su tankından, sabit debi besleme tankına aktarılan soğuk akışkan ısı değiştiricisine girmeden önce debimetreden geçerek debisi ölçülür. Debimetre olarak şamandıralı debimetre kullanılmıştır. PVC gövdeli olup 30 ile 300 l/h aralığında akışkan debisi ölçümü yapabilmektedir.

- Sıcaklık Ölçerler:

Sıcak akışkan sıcaklık ölçer: 57 mm çaplı borudan akan egzoz gazının ısı değiştiricisine giriş ve çıkışındaki sıcaklıkları, PT100 tip, -50 ile 400 °C çalışma aralığında ve $\pm 0,1$ °C hassasiyette ölçüm alabilen sıcaklık probları ile ölçülmüştür. 1,5 m'lik ısı değiştiricisi boyunca egzoz gazının geçtiği iç borunun yüzeyinden belirli aralıklar ile sıcaklık ölçümleri alınmıştır. Bu ölçümler için beş adet yüzey sıcaklık ölçer ile iç borunun belirli noktalarda yüzey sıcaklıkları takip edilmiştir. Yüzey sıcaklıklarının kolay ölçümü için Ni-CrNi malzemedan üretilen 200 °C akışkan sıcaklığına dayanıklı termokupl teli kullanılmıştır.

Soğuk akışkan sıcaklık ölçer: Suyun ısı değiştiricisine giriş ve çıkışındaki sıcaklıkları ölçmektedir. Sıcak akışkan için de kullanılan sıcaklık prob tipi, ölçüm aralıklarının uygunluğu nedeniyle bu akışkan içinde kullanılmıştır.

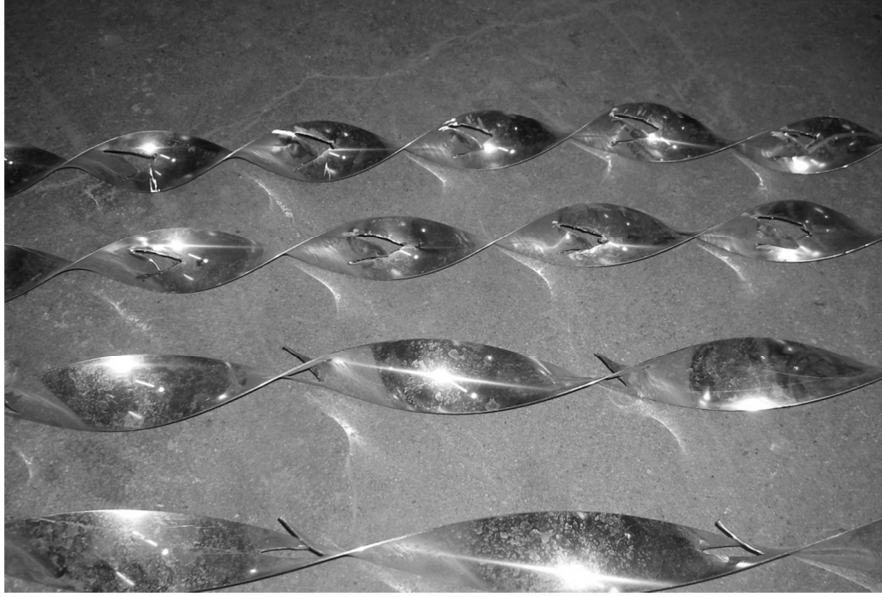
- Fark Basınç Ölçer: Egzoz gazı borusu içerisine yerleştirilen türbülötörlerden kaynaklanan basınç farklarını gözleyebilmek için boru giriş ve çıkışında sisteme monte edilen hortumlar aracılığıyla % 0,5 hassasiyetteki Kimo marka MP200 model fark basınç ölçer kullanılmıştır. Bu cihazın fark basınç ölçüm özelliğinin yanında hız ve sıcaklık ölçme özellikleri de vardır.
- Sabit Debi Besleme Tankı: TS EN 442-2 numaralı Türk Standartları Enstitüsü'nün hazırlamış olduğu Radyatörler ve Konvektörler-Deney Metodları ve Değerlendirme isimli standart içinde, deney düzeneklerinde sabit debide akışkan gereksinimini karşılamak için sabit debi besleme tankından bahsetmektedir. Şekil 4.4'de görüldüğü gibi soğutma suyu tanka altındaki girişten dolmakta, su yükselirken içindeki huniden taşma yapmaktadır. Taşan su serbest düşü yaparak huni içinden tankı terketmekte ve sisteme sabit debide girmektedir (Türk Standardı, TS EN 442-2, 1998).



Şekil 4.4: Sabit debi besleme tankı görünümü

- Soğuk Su Tankı: Deney düzeneğinde ısı değiştiricisi ile sabit debi besleme tankı arasında bulunmaktadır. Isı değiştiricisinden çıkan ısıtılmış suyun soğutulmasının sağlandığı tanktır. Soğutma işlemi, ısınan suyun mahal ısıtılmasında kullanılmasıyla gerçekleştirilmektedir.
- Pompa: Soğuk su tankından çıkan suyu sabit debi besleme tankına basmak için kullanılır. Grundfos markalı pompa debi ayarında kolaylık sağlaması amacıyla 3 zamanlı tercih edilmiştir.
- Fan: Kazan içerisinde kullanılan doğalgaz brülörünün kendi fanı kullanılmıştır. Bunun dışında ayrı bir fan sistemine gereksinim duyulmamıştır. Deneyler süresinde dört kademe şeklinde ayarlanmış ve farklı debilerde sıcak akışkan elde etmek için kullanılmıştır.
- Türbülatorler: Sistemdeki ısı transferini iyileştirmek için kullanılan türbülatorler, yüzey alanını büyüttükleri gibi akışta türbülans da yaratmaktadırlar. Akışta oluşan türbülans, boru iç yüzeyi ile akışkan arasındaki ısıl sınır tabaka kalınlığını daha da incelteceğinden ısı transferini arttıracaktır. Bu amaçla yüzeye yakın laminer sınır tabaka kalınlığını daha da inceltmek için türbülatorler kullanılmaktadır. Bu çalışmada türbülatorler ısı değiştiricisinde egzoz gazının geçtiği 57 mm dış çaplı iç borunun içerisine sürülmektedir. Türbülatorlerin kazan boruları içerisine kolaylıkla sürülüp çıkarılabilmesi

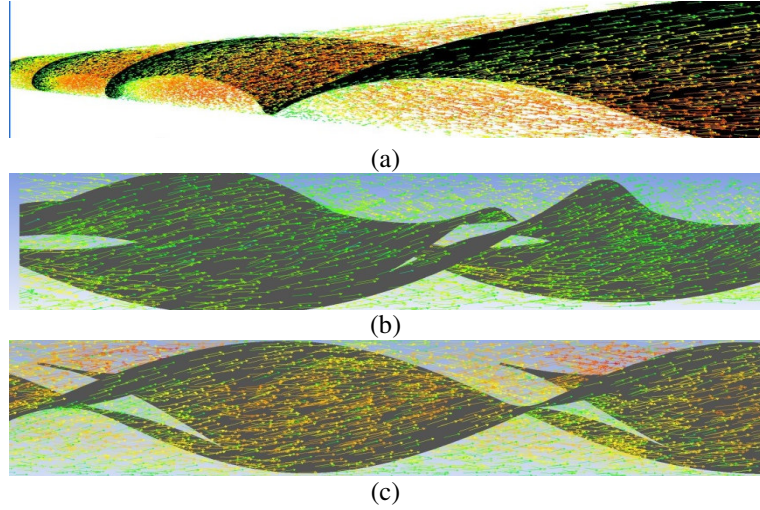
istenmektedir. Bu amaçla yüksek sıcaklıklarda çelik malzemenin kaynama sorunları çıkarması nedeniyle türbülatorler, yüksek sıcaklıklara dayanıklı boyu 1500 mm, eni 45 mm ve et kalınlığı 2 mm olan krom malzemedan üretilmiştir. Ek4’de türbülator ve V kanatların boyutları ile ilgili bilgiler ayrıntılı olarak verilmiştir. Krom malzemenin bükümünün zorluğundan dolayı türbülatorlerin üretimi için bu konudaki uzman firmalardan destek alınmıştır. İstenilen özellik ve ölçülerde firmaya ürettirilmiştir.



Şekil 4.5: 130 mm, 150 mm, 200 mm ve 250 mm hatvelerdeki V kanatlı türbülatorler

Türbülatorler, yetkin firmalarda ürettirilmesine karşın bükme işleminde karşılaşılan yırtılma, hatvenin ve eğim açılarının eşit olmaması gibi zorluklardan dolayı, Şekil 4.5 ve 4.6’da de görüldüğü üzere 130 mm, 150 mm, 200 mm ve 250 mm olmak üzere yapılabilen 4 farklı hatvede üretilmiştir.

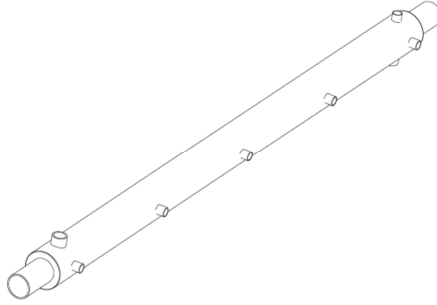
Çalışmalar, bu dört farklı hatvede üretilen üç farklı modelde türbülatorler ile yapılmıştır. 130 mm, 150 mm, 200 mm ve 250 mm hatveli klasik tip düz türbülatorler, 130 mm, 150 mm, 200 mm ve 250 mm hatveli kanat ucu sıcak akışkanın akım yönünde olan V kanatlı türbülatorler ve 130 mm, 150 mm, 200 mm ve 250 mm hatveli kanat ucu sıcak akışkanın akımına ters yönde olan V kanatlı türbülatorler kullanılmıştır.



Şekil 4.6: Isı değıştircisi içersine yerleştirilmiş a) 200 mm hatveli klasik tip tũrbũlatũr b) kanat ucu akış yũnũnde olan 150 mm hatveli V kanatlı tũrbũlatũr, c) kanat ucu akışa ters yũnde olan 200 mm hatveli V kanatlı tũrbũlatũr gũrũnũmũ

4.3 Deney Dũzeneęi İmalatı

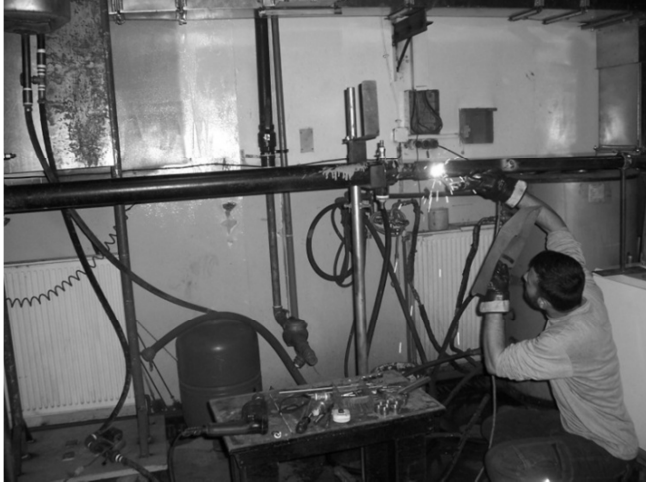
Tũrbũlatũrlerin ısı transferine ve basıncı dũřũmũne olan etkisini incelemek amacıyla ısı değıştircisi ve yardımcı elemanlardan oluşan deney dũzeneęi imal edilmiştir. Deney dũzeneęi imalatına ısı değıştircisi tasarımı ve ¼retimiyle başlanmıştır.



Şekil 4.7: Isı değıştircisinin gũrũnũmũ

Şekil 4.2’de ۆlçũleri verilen ve Şekil 4.7’de gũrũlen ısı değıştircisi 1,5 m boyunda 4 mm et kalınlıklı 88,9 mm dış çaplı soğuk su borusu ve 1,7 m boyunda 3,5 mm et kalınlığında 57 mm dış çaplı sıcak egsoz gazı borusundan oluşmaktadır. İç boru, ağızlarına dış açılabilmesi için gũvdeye gũre daha uzun tasarlanmıştır.

Isı değiştiricisi boyunca sıcak akışkanın geçtiği iç boru yüzey sıcaklık değişimi belirli aralıklar ile bilinmek istenmektedir. Bu amaçla ısı değiştiricisinin gövdesine 5 adet Şekil 4.2’de ölçöleri verilen mesafelerde delikler açılmış ve Şekil 4.8’de göröldüğü üzere belirlenen noktalara manşonlar kaynatılmıştır. Bu deliklerin kullanımında kolaylık sağlaması amacıyla her birine vanalar bağlanmıştır. Bu deliklerden yüksek sıcaklığa dayanıklı termokupl telleri iç boru dış yüzeyine temas ettirilerek sabitlenmiştir.



Şekil 4.8: Isı değiştiricisi üzerine manşon kaynatma çalışması

Sıcak akışkan olarak kullanılacak egsoz gazını üretecek kazan ihtiyacı, Termodinamik firmasının imkanlarından faydalanarak temin edilmiştir. Mazot yakıt sistemli kazan, boru içinde ve türbölörlerde kirlenmenin önüne geçmek amacıyla doğalgazlı sisteme çevrilmiştir. Mazot brölörü çıkartılarak doğalgaz brölörü kazana monte edilmiş ve ayarları yapılmıştır (Şekil 4.9).



Şekil 4.9: Doğalgaz brölörlü kazan ve bağlantı elemanlarının görönümü

Kazan bacasından çıkan egsoz gazının ısı değiştiricisinin 57 mm'lik iç borusuna girmesi istenmektedir. Kazan baca çıkışı ile ısı değiştiricisi iç boru çaplarının birbirine uymamasından dolayı sac malzemedен huni üretilmiştir. Verilen ölçülere göre sac malzemenin CNC punch aletinde kesimi yapılmış, çapakları temizlenmiş ve kıvrırma işlemi gerçekleştirilmiştir (Şekil 4.10).



Şekil 4.10: CNC Punch aletinde baca bağlantı ekipmanının kesimi

Baca bağlantı ekipmanının kazan baca çıkışına bağlanmasından sonra akışta oluşabilecek düzensizlikleri gidermek amacıyla ısı değiştiricisi girişine kadar 570 mm uzunluğunda ek boru malzemesi üretilmiştir.



Şekil 4.11 : Boru malzemesi montajı

Şekil 4.11’de montajı görülen boru malzemesinin her iki ucuna da dış açılarak bir ucunun ısı değıştiricisinden çıkan iç boruya bağlanması diğer ucunun ise baca bağlantı elemanına monte edilen dirsek elemana bağlanması sağlanmıştır.

TS EN 442-2 numaralı Türk Standartları Enstitüsü’nün hazırlamış olduğu Radyatörler ve Konvektörler-Deney Metodları ve Değerlendirme isimli standart içinde, deney düzeneklerinde sabit debide akışkan gereksinimini karşılamak için sabit debi besleme tankından bahsetmektedir. Bu tankın yapılması için termosifon kazanı kullanılmış ve Şekil 4.4’de görüldüğü gibi sabit debi besleme tankı üretilmiştir.



Şekil 4.12: Sabit debi besleme tankı imalat görüntüsü

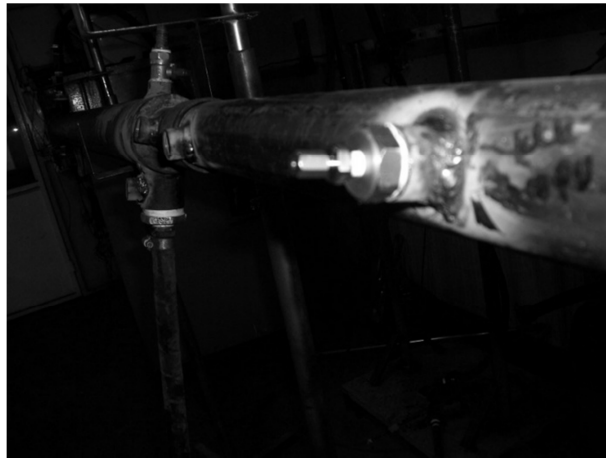
Üretim sırasında termosifon kazanının gerekmeyen bağlantı ve boruları sökülüş, Şekil 4.12’de de görüldüğü üzere alt yüzeyi kaynak ile kesilerek tank içerisine huni ve bağlantı boruları yerleştirilmiştir. Sabit debi besleme tankındaki suyun serbest düşü yapabilmesi için tankın ısı değıştiricisinden yüksekte tutulması gerekmektedir. Bu nedenle tank için özel olarak askı aparatı yapılmıştır. Şekil 4.13’de sabit debi besleme tankı, imalatı yapılan askı aparatında görülmektedir.

Sabit debi besleme tankından çıkan boruların uçlarına kelepçe ile soğuk akışkanın geçtiğı boruların bağlanabilmesi için boru başları monte edilmiştir. Buralara soğuk akışkanın geçtiğı borular kelepçe ile tutturulmuştur. Sisteme uygun Grundfos marka pompa seçimi yapılarak uygun bağlantı elemanları ile

soğuk su tankı ile sabit debi besleme tankı arasına kelepçe yardımıyla monte edilmiştir. Sabit debi besleme tankının girişine, pompadan gelen akışkanın debisinde ayarlamalar yapabilmek amacıyla vana konulmuştur. Soğuk akışkanın ısı değiştiricisine girişi, ısı değiştiricisinden çıkışı, soğuk akışkan tankına girişi, soğuk akışkan tankından sabit debi besleme tankına girişi, mahal ısıtma için gönderilen suyun soğuk akışkan tankından giriş ve çıkışıyla ilgili tüm borulama çalışmaları ve bağlantı işlemleri gerçekleştirilmiş ve kaçaklar kontrol edilmiştir.



Şekil 4.13: Sabit debi besleme tankının askı aparatındaki görünümü



Şekil 4.14: Sıcaklık ölçüm cihazlarının montesi için kaynak yapılmış manşon ve bağlantı adaptörü

Proje aşamasında belirlenen ölçüm aletlerinin yerleri sistem üzerinde işaretlenmiş ve aletlerin sisteme monte edilebilmesi için gerekli yerlere delikler açılmış ve manşon kaynatılmıştır. Isı değiştiricisi giriş ve çıkışında, soğuk ve sıcak akışkan olmak üzere toplam 4 adet sıcaklık duyar elemanlar için Şekil 4.14’de görüldüğü üzere delikler açılmış, manşon kaynatılmış ve PT100 bağlantı adaptörleri sızdırmayı önleyici teflon ile sarılarak yerleştirilmiştir.

Isı değiştiricisi giriş ve çıkışında sıcak akışkanın geçtiği boru üzerinde basınç farkını ölçebilmek için 2 adet manometre hortumunun bağlantısı için Şekil 4.15’de görüldüğü üzere delikler açılmış, manşon kaynatılmış ve hortum başı yerleştirilmiştir. Sıcak akışkan debisini ölçmek için ısı değiştiricisi girişine pitot tüpünün girebileceği çapta delik açılmıştır.

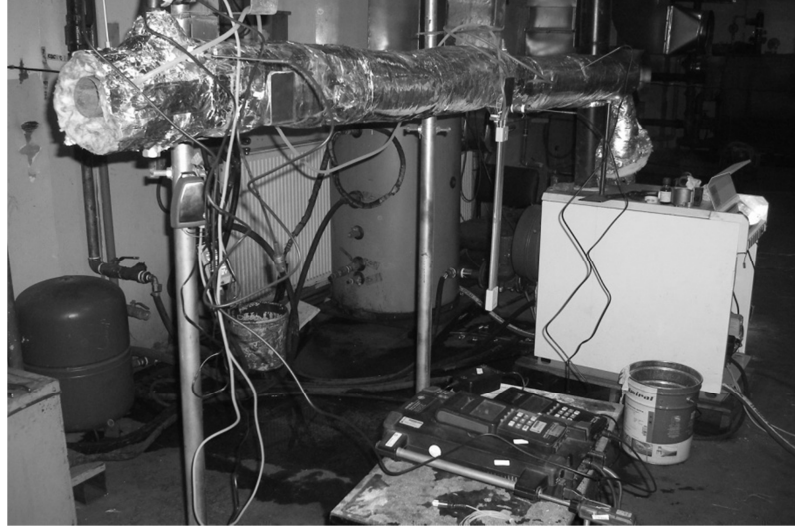


Şekil 4.15: Manometre hortumu bağlantı noktası

Isı değiştiricisinden ve kazandan çıkan bacadan olan ısı kaybını engellemek amacıyla tüm sisteme yalıtım uygulanmıştır. Deney düzeneğine ölçüm cihazlarının bağlantısı gerçekleştirilmiştir.

Şekil 4.16’da ölçüm aletlerinin deney düzeneğindeki yerleri görülmektedir. Soğuk akışkan için şamandıralı debimetre ısı değiştiricisi girişine bağlantı elemanları yardımıyla yerleştirilmiştir. Sıcaklık problemleri yerleri hazırlanmış olan bağlantı adaptörlerine yerleştirilmiş ve sıkılarak sabitlenmiştir. Manometre hortumları, hortum başlarına takılarak fark basıncı ölçümü için hazır hale getirilmiştir. Pitot tüpünün gireceği yuva hazırlanmış çap boyunca farklı noktalarda ölçüm alabilmek için pitot tüpü üzerinde ölçüm noktalarının

işaretlemeleri yapılmıştır. Isı değıştiricisi çıkışından atılan egzoz gazı, mahal içine vermemek amacıyla alüminyum baca ile merkezi baca sistemine verilmiştir.



Şekil 4.16: Ölçüm aletleri yerleştirilmiş deney düzeneği görünümü

Deneme çalışmaları için kazan çalıştırılmış sistemde olan kaçaklar ve sorunlar belirlenmiş ve düzeltilmiştir.

4.4 Hata Analizi

Mühendislik uygulamalarında deneysel çalışmalar, yapılan incelemeler hakkında daha doğru ve kesin bilgiler vermesi nedeniyle sayısal ve analitik çalışmaların yanında önemi her zaman bilinen bir çalışma türüdür. Deneysel çalışmalar sırasında yapmış olduğumuz ölçümler sonucunda elde ettiğimiz sonuçlar kesin sonuçlar değildir. Yapılan ölçümlerden elde edilen sonuçlardaki kesinlik ile ölçülen sonuçlar arasındaki fark hata olarak ifade edilir. Bu nedenle mühendislik uygulamalarında her zaman karşımıza çıkacak olan hata, doğruluğa ne kadar yakınsadığımızı bilmemizde bize yardımcı olacaktır. Bu amaçla deneysel ölçümler yaparken hatta teorik analizler yaparken bile hata analizi yaparak belirsizliği bilmemizde fayda vardır.

Yapmış olduğumuz bu deneysel çalışmadan elde edilen sonuçlar kadar sonuçların doğruluğu da önem kazanmaktadır. Sonuçların doğruluğunu etkileyen en önemli faktör, deneyler sırasında çeşitli nedenlerle ortaya çıkabilecek hatalardır. Deney setinin ve ölçüm cihazlarının yapısından kaynaklanan hatalar ve deneyi yapan kişinin yaptığı hatalar bu hataların iki ana nedenidir. Kişiden

kaynaklanan hatalar bilgi ve tecrübe ile giderilebilir. Birinci tür hataların giderilmesi ise her zaman mümkün değildir. Bunun nedeni hataların cihazların yapısından kaynaklanıyor olmasıdır. Bu hatalar, genliklerinin genellikle belli olmaması nedeniyle literatürde belirsizlik adı ile tanımlanır. Bu hataları üç grupta toplarsak; araç ve gereçlerin imalatı sırasında yapılan hatalar, aynı değerin tekrar okunması sırasında ortaya çıkan sabit hatalar ve araç ve gereçlerin elektronik salınımlarından ve sürtünmelerinden kaynaklanan rastgele hatalardır.

Hata analizi, sonuçların yorumlanmasının yanında ölçüm metot ve araçlarının seçiminde de önemli rol oynamaktadır. Hata analizinin yapılması buna uygun ölçüm aracının seçilmesi, sonuçların içinde yer alacak belirsizliğin minimuma indirilmesini sağlayacaktır. Hata analizi ile ölçülen büyüklüklerin toplam hataya ne ölçüde etki ettiği tespit edilebilecek, bu sonuçlara göre ölçümlerin daha hassas yapılması için alınan önlemler, sonuçların belirsizliğinin azalmasında katkı sağlayacaktır.

Bir değerin ölçülmesinde ortaya çıkan hatalar dikkate alınarak toplam hata hesabı yapılabilir. R değeri $x_1, x_2 \dots x_n$ bağımsız değişkenlerine bağlı bir fonksiyon iken, bu farklı bağımsız değişkenlerden dolayı ortaya çıkan W_R belirsizliği şu şekilde elde edilebilir (Baysal, 2009; Turgut, 2007; Akpınar, 2005; Coblenz, 2009; Asan et al., 1997; Claesson, 2004; Genceli, 1995; Holman, 2001);

$$W_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial X_1} W_{X_1} \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial X_2} W_{X_2} \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial X_n} W_{X_n} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.1)$$

Burada W_{X1}, W_{X2}, W_{Xn} bağımsız değişkenlerin belirsizliğidir. Eşitlikte bulunan türev ifadeleri bulunarak yerine yazılır ve R değerine bölünürse, R değeri için toplam belirsizlik;

$$\frac{W_R}{R} = \left[\left(\frac{W_{X_1}}{X_1} \right)^2 + \left(\frac{W_{X_2}}{X_2} \right)^2 + \dots + \left(\frac{W_{X_n}}{X_n} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.2)$$

olarak bulunur.

Deneyisel çalışmalar kapsamında ölçülen değerler ile Nusselt sayısı (Nu), Reynolds sayısı (Re) ve sürtünme faktörü (f) hesaplanmıştır.

4.4.1 Nusselt Sayısı için Belirsizlik Analizi

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad (4.3)$$

$$hA(Te_{ort} - Td_{ort}) = \dot{m}_e C_{p_e} (Te_{\zeta} - Te_g) \quad (4.4)$$

$$h = \frac{\dot{m}_e C_{p_e} (Te_{\zeta} - Te_g)}{A(Te_{ort} - Td_{ort})} \quad (4.5)$$

$$Nu = \frac{hD}{k} = \frac{\dot{m}_e C_{p_e} (Te_{\zeta} - Te_g) D}{kA(Te_{ort} - Td_{ort})} \quad (4.6)$$

$$Nu = \frac{\rho \dot{V} C_{p_e} (Te_{\zeta} - Te_g) D}{k\pi DL(Te_{ort} - Td_{ort})} = \frac{\rho \dot{V} C_{p_e} (Te_{\zeta} - Te_g)}{k\pi L(Te_{ort} - Td_{ort})} \quad (4.7)$$

Denklem 4.7’de görüldüğü gibi Nusselt sayısı, ölçülen değerlerin fonksiyonu $Nu=f(\rho, \dot{V}, C_{p_e}, k, L, Te_g, Te_{\zeta}, Te_{ort}, Td_{ort})$ olarak yazılabilir. Nusselt sayısı için belirsizlik ifadesi ise aşağıdaki gibi olmaktadır.

$$W_{Nu} = \left[\left(\frac{\partial Nu}{\partial \rho} W_{\rho} \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial C_p} W_{C_p} \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial k} W_k \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial L} W_L \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial \dot{V}} W_{\dot{V}} \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial Te_g} W_{Te_g} \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial Te_{\zeta}} W_{Te_{\zeta}} \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial Te_{bulk}} W_{Te_{bulk}} \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial Te_{du \text{ var}}} W_{Te_{du \text{ var}}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.8)$$

Eşitlikte belirtilen türev ifadeleri bulunduğundan sonra denklemden Nu sayısı çekilerek Nusselt sayısındaki yüzdesel belirsizlik bulunur.

$$\frac{W_{Nu}}{Nu} = \left[\left(\frac{W_{\rho}}{\rho} \right)^2 + \left(\frac{W_{C_p}}{C_p} \right)^2 + \left(-\frac{W_k}{k} \right)^2 + \left(-\frac{W_L}{L} \right)^2 + \left(\frac{W_{\dot{V}}}{\dot{V}} \right)^2 + \left(\frac{W_{Te_{\zeta}}}{Te_{\zeta} - Te_g} \right)^2 + \left(-\frac{W_{Te_g}}{Te_{\zeta} - Te_g} \right)^2 + \left(-\frac{W_{Te_{bulk}}}{Te_{bulk} - Te_{cu \text{ var}}} \right)^2 + \left(\frac{W_{Te_{du \text{ var}}}}{Te_{bulk} - Te_{du \text{ var}}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.9)$$

4.4.2 Reynolds Sayısı için Belirsizlik Analizi

Reynolds sayısı ölçülen değerler cinsinden şu şekilde ifade edilebilir;

$$\text{Re} = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{V D}{\nu} = \frac{\frac{\dot{V}}{A} D}{\nu} = \frac{\frac{\dot{V}}{\pi D^2} D}{\nu} \quad (4.10)$$

$$\text{Re} = \frac{4 \dot{V}}{\pi D \nu} \quad (4.11)$$

Bu ifade göz önüne alınarak Reynolds sayısı için belirsizlik ifadesi;

$$W_{\text{Re}} = \left[\left(\frac{\partial \text{Re}}{\partial \nu} W_{\nu} \right)^2 + \left(\frac{\partial \text{Re}}{\partial D} W_D \right)^2 + \left(\frac{\partial \text{Re}}{\partial \dot{V}} W_{\dot{V}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.12)$$

şeklinde bulunur. Türev ifadeleri Reynolds sayısı denkleminde hesaplanıp yerine yazılır ve elde edilen denklemden Re değeri çekilirse Reynolds sayısı için yüzde belirsizlik şu şekilde bulunmuş olur;

$$\frac{W_{\text{Re}}}{\text{Re}} = \left[\left(-\frac{W_{\nu}}{\nu} \right)^2 + \left(-\frac{W_D}{D} \right)^2 + \left(\frac{W_{\dot{V}}}{\dot{V}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.13)$$

4.4.3 Sürtünme Faktörü için Belirsizlik Analizi

Sürtünme faktörünü ölçülen değerler cinsinden yazmak için basınç farkı denkleminde sürtünme faktörünü çekeriz.

$$\Delta P = f \left(\frac{L}{D} \right) \left(\frac{\rho V^2}{2} \right) \quad (4.14)$$

$$f = \frac{\Delta P \cdot D}{L} \frac{2}{\rho V^2} = \frac{\Delta P \cdot D}{L} \frac{2}{\rho \left(\frac{\dot{V}}{A} \right)^2} = \frac{\Delta P \cdot D}{L} \frac{2}{\rho} \frac{\left(\frac{\pi D^2}{4} \right)^2}{\dot{V}^2} \quad (4.15)$$

ise

$$f = \frac{\Delta P D^5 \pi^2}{8 \rho L \dot{V}} \quad (4.16)$$

ifadesi elde edilir.

Sürtünme faktörü için belirsizlik ifadesi ise;

$$W_f = \left[\left(\frac{\partial f}{\partial \rho} W_\rho \right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial D} W_D \right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial \dot{V}} W_{\dot{V}} \right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial \Delta P} W_{\Delta P} \right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial L} W_L \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.17)$$

şeklinde belirlenir.

Türev ifadeleri sürtünme faktörü denkleminde hesaplanıp yerine yazılır ve elde edilen denklemden f değeri çekilirse sürtünme faktörü için yüzde belirsizlik şu şekilde bulunmuş olur;

$$\frac{W_f}{f} = \left[\left(-\frac{W_\rho}{\rho} \right)^2 + 25 \left(\frac{W_D}{D} \right)^2 + \left(-\frac{W_L}{L} \right)^2 + 4 \left(-\frac{W_{\dot{V}}}{\dot{V}} \right)^2 + \left(\frac{W_{\Delta P}}{\Delta P} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.16)$$

Reynold sayısı, Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü için verilen belirsizlik ifadelerinin çözümü için bağımsız değişkenlerin belirsizliklerinin belirlenmesi gerekir. Bu belirsizliklerin belirlenmesinde ölçüm aletlerinin üretici firmalar tarafından verilen belirsizlik değerlerinin yanı sıra literatürdeki farklı kaynaklarda benzer ölçümlerdeki belirsizlikler esas alınmıştır. Bu kapsamda her bir bağımsız değişken için ortaya çıkabilecek belirsizlik değerleri şu şekilde belirlenebilir;

4.4.3.1 Sıcaklık ölçümünde ortaya çıkabilecek hatalar:

- (1.1) Termoeleman çiftlerinden kaynaklanan belirsizlik; $\pm \%0.5$
- (1.2) Referans sıcaklıktan kaynaklanan belirsizlik; $\pm \%1$
- (1.3) Dijital multimetreden kaynaklanan belirsizlik; $\pm \%0.3$
- (1.4) Bağlantı eleman ve noktalarından kaynaklanan belirsizlik; $\pm \%0.1$
- (1.5) Giriş sıcaklığının ölçülmesinde yapılabilecek belirsizlik; $\pm \%0.5$
- (1.6) Çıkış sıcaklığının ölçülmesinde yapılabilecek belirsizlik; $\pm \%0.5$

(1.7) Yüzey sıcaklığının ölçülmesinde yapılabilecek belirsizlik; $\pm \%0.5$

Bu hata değerlerinden (1.5), (1.6) ve (1.7) belirsizlikleri, ayrı ayrı (1.1), (1.2), (1.3) ve (1.4) belirsizliklerinden de etkilenmektedir. Giriş sıcaklığının ölçülmesindeki toplam belirsizlik;

$$\frac{W_{T_g}}{T_g} = \left[(1.1)^2 + (1.2)^2 + (1.3)^2 + (1.4)^2 + (1.5)^2 \right]^{1/2} \quad (4.17)$$

şeklinde bulunur. Çıkış sıcaklığının ölçülmesindeki toplam belirsizlik;

$$\frac{W_{T_{\zeta}}}{T_{\zeta}} = \left[(1.1)^2 + (1.2)^2 + (1.3)^2 + (1.4)^2 + (1.6)^2 \right]^{1/2} \quad (4.18)$$

şeklinde bulunur. Duvar sıcaklığının ölçülmesindeki toplam belirsizlik;

$$\frac{W_{T_d}}{T_d} = \left[(1.1)^2 + (1.2)^2 + (1.3)^2 + (1.4)^2 + (1.7)^2 \right]^{1/2} \quad (4.19)$$

şeklinde bulunur. Egzoz gazı ortalama sıcaklığın ölçülmesindeki toplam belirsizlik;

$$\frac{W_{T_{e_{ort}}}}{T_{e_{ort}}} = \left[(1.1)^2 + (1.2)^2 + (1.3)^2 + (1.4)^2 + (1.5)^2 + (1.6)^2 \right]^{1/2} \quad (4.20)$$

şeklinde bulunur.

4.4.3.2 Basınç kaybı ölçümünde ortaya çıkabilecek hatalar:

(2.1) Manometrenin okunmasında ortaya çıkabilecek belirsizlik; $\pm \%0.5$

(2.2) Sistem kaçaklarıyla ilgili belirsizlik; $\pm \%0.5$ ile $\%1$

(2.3) Sıcaklık farklarından kaynaklanan belirsizlik; $\pm \%0.5$ ile $\%1$

Bu belirsizlikler doğrultusunda basınç kaybı ölçülmesindeki toplam belirsizlik;

$$\frac{W_{\Delta P}}{\Delta P} = \left[(2.1)^2 + (2.2)^2 + (2.3)^2 \right]^{1/2} \quad (4.21)$$

şeklinde bulunur.

4.4.3.3 Debi ölçümünde ortaya çıkabilecek hatalar:

- (3.1) Debi ölçer okuma belirsizliği; $\pm\%1$
- (3.2) Sistem kaçaklarıyla ilgili belirsizlik; $\pm\%2$
- (3.3) Sıcaklık farklarından kaynaklanan belirsizlik; $\pm\%0.5$

Bu belirsizlikler doğrultusunda debi ölçümündeki toplam belirsizlik;

$$\frac{W}{\dot{V}} = \left[(3.1)^2 + (3.2)^2 + (3.3)^2 \right]^{1/2} \quad (4.21)$$

şeklinde bulunur.

4.4.3.4 Diğer belirsizlikler:

- (4.1) Boru çapında eksen boyunca meydana gelebilecek farklılıklardan kaynaklanan belirsizlik; $\frac{W_D}{D} = \pm \%1$

- (4.2) Boru boyundaki farklılıklardan kaynaklanan belirsizlik; $\frac{W_L}{L} = \pm \%1.5$

- (4.3) Fiziksel değerlerin tablo değerlerinin okunmasında ortaya çıkabilecek belirsizlik; $\frac{W_\rho}{\rho} = \frac{W_k}{k} = \frac{W_{Cp}}{Cp} = \frac{W_v}{v} = \pm \%0.1$

Sıcaklık, basınç, debi ölçüm belirsizlikleri ile diğer belirsizliklerde bulunan sonuçlar denklemlerde yerlerine konulur ise Nusselt sayısı, Reynolds sayısı ve sürtüne faktörü belirsizlikleri belirlenmiş olur. Bu belirsizlik hesaplamaları için yapılan örnek bir hesaplama Ek1’de detaylı olarak verilmiştir.

Yapılan deneysel çalışmada Nusselt sayısı, Reynolds sayısı ve sürtünme faktörü belirsizlikleri sırasıyla, $\pm \%2,74$, $\pm \%2,50$ ve $\pm \%6,99$ olarak bulunmuştur.

4.5 Deneysel Çalışmada Yapılan Ölçümler ve Değiştirilen Parametreler

Çalışma esnasında, türbülantörlü boru içerisinde geçen sıcak egzoz gazının debisi, giriş ve çıkış basınçları, giriş ve çıkış sıcaklıkları ölçülmüştür. Boyu 1500 mm olarak tasarlanan ısı değıştiricisi boyunca 50 mm, 350 mm, 350 mm, 350 mm, 350 mm ve 50 mm aralıklar ile açılan deliklerden iç boru yüzey sıcaklıkları beş noktadan ölçülmüştür. Bunun yanında gövde tarafından geçen soğuk akışkan suyun debisi ve giriş-çıkış sıcaklıkları belirlenmiştir.

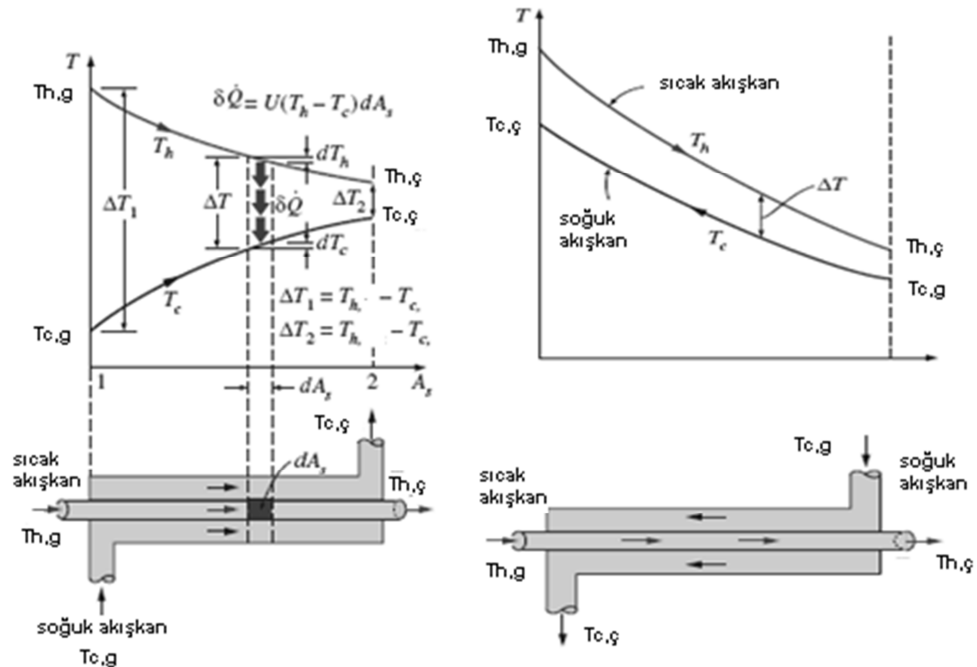
Deneysel çalışmalar, sıcak ve soğuk akışkanın ters akış özelliği gösterdiği ısı değıştiricisinde boş boru ve üç farklı tipte türbülantörün kullanıldığı durumda yapılarak ve değışken parametreler kullanılarak birbirleriyle karşılaştırılmıştır. Tüm ısı değıştiricilerinde egzoz gazı ve su debileri değıştirilmiştir. Her bir debi için klasik tip düz türbülantör, kanat ucu sıcak akışkanın akım yönünde olan V kanatlı türbülantör ve kanat ucu sıcak akışkanın akımına ters yönde olan V kanatlı türbülantör modellerinde ve farklı hatvelerde (130 mm, 150 mm, 200 mm ve 250 mm) deneyler tekrarlanmış ve bu değışikliklerin ısı transferine olan etkileri incelenmiştir.

5. SIVI – GAZ ISI DEĞİŞTİRİCİSİ ISI TRANSFER ANALİZİ

5.1 Isı transfer hesabı

Isı transfer analizinde kullanılan sıvı-gaz ısı değıştiricisinde sistemde oluşan sıcaklık değışimi akışkanların akış düzenine bağıdır. Farklı akış düzenlemeleri için akışkanlarının sıcaklıklarının ısı değıştirici girişinden itibaren değışimleri Şekil 5.1’de görölmektedir.

Ters akışlı ısı değıştiricisinde iki akışkan arasındaki sıcaklık farkı paralel modele göre ısı değıştirici uzunluğu boyunca daha az bir değışim göstermektedir. Bu sıcaklık farkı, ters akışlı düzenlemede hiçbir yerde paralel akışlı ısı değıştiricisinin giriş bölümündeki kadar büyük değildir. Paralel akışlıda ise ısı değıştiricinin giriş noktasında sıcak akışkan en sıcak, soğuk akışkan ise en soğuk konumdadır. Dolayısıyla sıcaklık farkı girişte en yüksek değerdedir, ilerledikçe sıcaklık farkı değeri gitgide küçölür. Bunların dışında, ters akışlı düzenlemede soğuk akışkanın ısı değıştiricisinden çıkış sıcaklığı, sıcak akışkanın çıkış sıcaklığından daha fazla olabilir. Bu durum paralel akışlı ısı değıştiricisinde hiçbir zaman görölmemektedir (İncropera and DeWitt, 2001; Kakaç and Liu, 1998; Shah and Sekulic, 2003).



Şekil 5.1: Paralel ve Ters Akışlı Isı Değıştiricilerinde Akışkan Sıcaklığı Değışimi (Çengel, 2002).

Isı değiştiricilerinde sıcak ve soğuk akışkan arasındaki toplam ısı geçisi, evre ortama olan ısı kaybı, kinetik ve potansiyel enerjilerin ihmal edilmesi durumunda;

Sıcak akışkan için;

$$\dot{Q} = \dot{m}_h (i_{hg} - i_{hc}) \quad (5.1)$$

Soğuk akışkan için;

$$\dot{Q} = \dot{m}_c (i_{cg} - i_{cg}) \quad (5.2)$$

yazılabilir.

Burada $\dot{m}_h$ (kg/s), sıcak akışkanın kütlesel debisi, $\dot{m}_c$ (kg/s), soğuk akışkanın kütlesel debisi, i , sıcak ve soğuk akışkanların entalpi değerleridir. Alt indisler g ve  ise giren ve çıkan akışkanları tanımlamaktadır.

Akışkanlarda bir faz değişimi söz konusu değilse entalpi değişimi özgül ısılar cinsinden ifade edilebilir.

Sıcak akışkan için;

$$\dot{Q} = \left(\dot{m} c_p \right)_h (T_{hg} - T_{hc}) \quad (5.3)$$

Soğuk akışkan için;

$$\dot{Q} = \left(\dot{m} c_p \right)_c (T_{cg} - T_{cg}) \quad (5.4)$$

yazılabilir.

Isı değiştiricinin akış modeline bağlı olarak sıcak ve soğuk akışkanlar arasındaki sıcaklık farkının ($\Delta T_m = T_h - T_c$) ısı değiştiricinin içindeki konumla ve akış düzenlemesiyle yakından ilgili olduğu grlmektedir. ΔT 'deki bu değişim nedeniyle ısı değiştiricilerin ısı analizinde tüm sistem için uygun bir sıcaklık farkının tanımlanması gerekir.

$$\dot{Q} = UA\Delta T_m \quad (5.5)$$

Bu ifade de U, toplam ortalama ısı transfer katsayısı, A, ısı transfer alanı, Q, transfer edilen enerji miktarı ve ΔT_m ise sıcak ve soğuk akışkan arasındaki ortalama sıcaklık farkıdır.

Pratikte ısı değiştiricilerde kullanımları süresince akışkan içindeki yabancı maddeler, akışkan ile cidar arasındaki diğer başka reaksiyonlar nedeni ile zamana bağlı olarak yüzeyde birikinti meydana gelir. Birikinti oluşumu ısı transferine ilave bir direnç yaratır. Uygulamada büyük bir sorun yaratan birikinti oluşumu akışkan tipi, akışkan hızı, yüzeylerin yapısı ve ısı değiştiricinin kullanım süresinin fonksiyonudur.

Pürüzsüz, düz ve üzerinde birikinti olmayan bir yüzey için (UA) çarpımı;

$$UA = \frac{1}{R_t} = \frac{1}{\frac{1}{h_i A} + \frac{t}{kA} + \frac{1}{h_o A}} \quad (5.6)$$

Burada, R_t , toplam ısı direnç, t, kalınlık, k, duvar malzemesinin ısı iletim katsayısı, h_i ve h_o , akışkanların ısı taşınım katsayılarıdır.

Birikinti olmayan kanatçiksiz bir boru tipi ısı değiştiricide toplam ısı transfer katsayısı;

$$U_o A_o = U_i A_i = \frac{1}{R_t} = \frac{1}{\frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_o A_o}} \quad (5.7)$$

Birikinti oluşumu iç ve dış yüzeyin her iki tarafında da meydana gelir. Toplam ısı direnç;

$$R_t = \frac{1}{UA} = \frac{1}{U_o A_o} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{h_i A_i} + R_w + \frac{R_{fi}}{A_i} + \frac{R_{fo}}{A_o} + \frac{1}{A_o h_o} \quad (5.7)$$

Burada, R_w , boru malzemesinin ısı direnci, R_{fi} , iç taraftaki birikinti ısı direnci ve R_{fo} , dış taraftaki birikinti ısı direncidir.

Borulu ısı değiştiriciler için denklem düzenlendiğinde,

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R_{fi}}{A_i} + \frac{\ln(r_0/r_i)}{2\pi Lk} + \frac{R_{f0}}{A_0} + \frac{1}{h_0 A_0} \quad (5.7)$$

yazılabilir.

Paralel ve ters akış modellerinde sıcak akışkan akım yönü pozitif kabul edilir. Paralel akışlıda soğuk akışkanın sıcaklığı dA olan eleman boyunca $+dT_c$ kadar artış gösterir. Yine soğuk akışkan ters akımlıda hareket ederken dA diferansiyel alan elemanı boyunca dT_c kadar bir sıcaklık düşümü gösterir. Sıcak ve soğuk akışkanlara ait enerji dengeleri,

$$dQ = -\left(\dot{m} C_p\right)_h dT_h = -\left(\dot{m} C_p\right)_c dT_c \quad (5.8)$$

(+) paralel akış durumunda, (-) ters akış durumunda kullanılır.

$$dQ = -C_h dT_h = +C_c dT_c \quad (5.9)$$

$$dT_h = -\frac{dQ}{C_h} \text{ ve } dT_c = +\frac{dQ}{C_c} \quad (5.10)$$

Ters akışlı durum için dA diferansiyel alan elemanında sıcak ve soğuk akışkan arasında transfer edilen toplam enerji miktarı;

$$dQ = U(T_h - T_c)dA \quad (5.11)$$

$$d(T_h - T_c) = dT_h - dT_c = dQ \left(\frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_h} \right) \quad (5.12)$$

$$\frac{dT_h - dT_c}{(T_h - T_c)} = U \left(\frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_h} \right) dA \quad (5.13)$$

U , C_h , C_c sabit ve integral alınırsa;

$$\ln \frac{T_{hç} - T_{cg}}{T_{hg} - T_{cç}} = UA \left(\frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_h} \right) \quad (5.14)$$

$$T_{hç} - T_{cg} = \left\{ (T_{hg} - T_{cç}) \exp \left[UA \left(\frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_h} \right) \right] \right\} \quad (5.15)$$

elde edilir.

Ters akışlı durum için;

$$Q = C_h (T_{hg} - T_{h\zeta}) \dots\dots \text{Sıcak Akışkan} \quad (5.16)$$

$$Q = C_c (T_{c\zeta} - T_{cg}) \dots\dots \text{Soğuk Akışkan} \quad (5.17)$$

$$\ln \frac{T_{h\zeta} - T_{cg}}{T_{hg} - T_{c\zeta}} = -UA \left(\frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_h} \right) \quad (5.18)$$

$$\ln \frac{T_{h\zeta} - T_{cg}}{T_{hg} - T_{c\zeta}} = -UA \left(\frac{T_{c\zeta} - T_{cg}}{Q} - \frac{T_{hg} - T_{h\zeta}}{Q} \right) \quad (5.19)$$

$$Q = UA \frac{(T_{h\zeta} - T_{cg}) - (T_{hg} - T_{c\zeta})}{\ln \frac{T_{h\zeta} - T_{cg}}{T_{hg} - T_{c\zeta}}} \quad (5.20)$$

$$Q = UA \frac{\Delta T_{\zeta} - \Delta T_g}{\ln \frac{\Delta T_{\zeta}}{\Delta T_g}} = UA \Delta T_m \quad (5.21)$$

$$\Delta T_m = \Delta T_{\ln} = \frac{\Delta T_{\zeta} - \Delta T_g}{\ln \frac{\Delta T_{\zeta}}{\Delta T_g}} = \frac{\Delta T_g - \Delta T_{\zeta}}{\ln \frac{\Delta T_g}{\Delta T_{\zeta}}} \quad (5.22)$$

Enerji dengesi oluşturularak elde edilen deneysel verilerin uygunluğu irdelenmiştir.

$$Q_{su} = Q_{egzoz} \quad (5.23)$$

Enerji dengesinin açık ifadesi aşağıdaki gibi yazılmaktadır.

$$\dot{m}_{su} C_{p_{su}} \Delta T_{su} = \dot{m}_{egzoz} C_{p_{egzoz}} \Delta T_{egzoz} \quad (5.24)$$

Burada $\dot{m}_{su}$, $\dot{m}_{egzoz}$, $\Delta T_{su} = (T_{su_g} - T_{su_{\zeta}})$, $\Delta T_{egzoz} = (T_{egzoz_{\zeta}} - T_{egzoz_g})$ değerleri deneysel çalışmalar sırasında ölçüm aletleri ile ölçülmüştür.

İç boru içinden geçen sıcak duman gazından elde edilen enerjinin, iki boru arasından akan suya geçen ısı miktarının eşitliğinden faydalanılarak,

$$\dot{m}_{egzoz} C_{p_{egzoz}} (T_{egzoz_{\zeta}} - T_{egzoz_g}) = hA(T_{egzoz_{ort}} - T_{duvar_{ort}}) \quad (5.25)$$

burada, $T_{egzoz_{\zeta}}$ ve T_{egzoz_g} egzoz gazının boruya giriş ve çıkış sıcaklığı, C_p , egzoz gazının özgül ısısı, $\dot{m}_{egzoz}$, egzoz gazının kütledebisi, $(T_{egzoz_{ort}} - T_{duvar_{ort}})$, egzoz gazının hacimsel ortalama sıcaklığı ile boru yüzeyinin ortalama sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkı, h , ısı taşınım katsayısı ve A , boru iç yüzey alanıdır.

Eşitlikteki değerler düzenlenir ise,

$$h = \frac{\dot{m}_{egzoz} C_{p_{egzoz}} (T_{egzoz_{\zeta}} - T_{egzoz_g})}{A(T_{egzoz_{ort}} - T_{duvar_{ort}})} \quad (5.26)$$

elde edilir.

Isı taşınım katsayısı kullanılarak her bir deneysel çalışma için ayrı ayrı Nusselt sayısı bulunur.

$$Nu = \frac{hD_{hid}}{k} \quad (5.27)$$

burada, D_{hid} , hesaplanan yapıldığı boru hidrolik çapı, k , ısı iletim katsayısı ve h , ısı taşınım katsayısıdır.

Dairesel borulardaki akışlardaki Reynolds sayısı,

$$Re_D = \frac{\rho u_m D_{hid}}{\mu} \quad (5.28)$$

olarak alınır. Burada u_m boru kesiti boyunca ortalama akışkan hızı, D_{hid} , boru hidrolik çapıdır.

Sıcak akışkan egzoz gazının ve soğuk akışkan suyun sıcaklığa bağlı termofiziksel özelliklerine kolay ulaşmak ve hesaplamalarda kullanmak amacıyla sıcaklığa bağlı denklemler kullanılmıştır. Bu amaçla Popiel ve Wojtkowiak, 0 ile 150 °C aralığını dikkate alarak su için tablo değerlerini veren denklemler

türetmişlerdir. Çizelge 5.1’de suyun yoğunluğu, özgül ısısı, ısı iletim katsayısı ve dinamik viskozite değerleri için türetilen denklemler ve denklemlerdeki katsayı değerleri verilmiştir (Popiel and Wojtkowiak, 1998). Tez çalışması kapsamında yapılan çalışmalardan elde edilen sıcaklık değerleri Çizelge 5.1’de verilen denklemlerde yerlerine konarak istenen termofiziksel tablo değerlerine ulaşılmıştır.

Çizelge 5.1: Su akışkanı için sıcaklığa bağlı tablo değerleri

	a	b	c	d	e
$\rho=a+bT+cT^2+dT^{2.5}+eT^3$	999,7968	0,068317	-0,010740	0,0008214	$-2,3030*10^{-5}$
$C_p=a+bT+cT^{1.5}+dT^2+eT^{2.5}$	4,217435	-0,00561	0,0012992	-0,000115	$4,14964*10^{-6}$
$k=a+bT+cT^{1.5}+dT^2+eT^{0.5}$	0,565028	0,002636	-0,000125	$-1,515*10^{-6}$	-0,0009412
$\mu=1/(a+bT+cT^2+dT^3)$	557,8246	19,40878	0,1360459	$-3,116*10^{-4}$	

Benzer bir çalışma egzoz gazı için de yapılmıştır. Deneyler sırasında kazanda yakılan doğalgazın kimyasal karışım bilgisi mol yüzdesi olarak firmadan alınmıştır. Java programında boilerTable.java yazılımı kullanılarak yüzdesel olarak içeriği bilinen doğalgazın kazanda yakılmasıyla elde edilen egzoz gazının karışım değerlerine ulaşılmıştır. gmixTable.java yazılımı kullanılarak da karışım oranları bilinen egzoz gazının istenilen sıcaklıklardaki termofiziksel özelliklerine ulaşılmıştır (Çoban, 2011). 150 ile 195 °C aralığındaki toplam 20 sıcaklık değerinde egzoz gazı yoğunluğu, özgül ısısı, ısı iletim katsayısı ve dinamik viskozitesi için denklemler türetilmiştir. Çizelge 5.2’de egzoz gazının sıcaklığa bağlı termofiziksel özellikleri için türetilen denklemler ve denklemlerdeki katsayı değerleri verilmiştir. Tez çalışması kapsamında yapılan çalışmalardan elde edilen egzoz gazı sıcaklık değerleri Çizelge 5.2’de verilen denklemlerde yerlerine konarak istenen termofiziksel tablo değerlerine ulaşılmıştır.

Çizelge 5.2: Egzoz gazı için sıcaklığa bağlı tablo değerleri

	a	b	c	d	e
$\rho=aT^2+bT+c$	$3,595*10^{-6}$	-0,002842	1,096		
$C_p=a+bT+cT^2+dT^e$	-0,1433	0,0001609	$3,16*10^{-7}$	1,316	-0,002476
$k=a+bT+cT^d$	0,02109	$3,808*10^{-5}$	0,0001572	0,718	
$\eta= aT^3+bT^2+cT+d$	$1,355*10^{-14}$	$-2,484*10^{-10}$	$4,641*10^{-8}$	$1,485*10^{-5}$	

Sayısal sonuçların doğrulanması amacıyla literatürde kullanılan Dittus-Boelter, Siedel-Tate, Petukhov ve Gnielinski’nin elde ettiği bazı ampirik Nusselt

sayısı bağıntıları da kullanılmıştır (Kahraman vd., 2008; Promvonge, 2008; Eiamsa-ard and Promvonge, 2007; Shabanian et al., 2011).

Dittus-Boelter Nusselt sayısı bağıntısı;

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{2/3} Pr^{0.3} \quad Re_D \geq 10000 \quad (5.29)$$

Siedel-Tate Nusselt sayısı bağıntısı;

$$Nu_D = 0.027 Re_D^{4/5} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad Re_D \geq 10000 \quad (5.30)$$

Petukhov Nusselt sayısı bağıntısı;

$$Nu_D = \frac{\left(\frac{f}{8} \right) Re_D Pr}{1.07 + 12.7 \left(\frac{f}{8} \right)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad 10^4 < Re_D < 5.10^6 \quad (5.31)$$

Gnielinski Nusselt sayısı bağıntısı;

$$Nu_D = \frac{\left(\frac{f}{8} \right) (Re_D - 1000) Pr}{1 + 12.7 \left(\frac{f}{8} \right)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad 3000 < Re_D < 5.10^6 \quad (5.32)$$

5.2 Sürtünme katsayısı hesabı

Isı değiştiricilerinde akışkanın hareketi ısı transferinde etkili olduğu gibi sürtünme ile basınç düşümünde de etkilidir. Deneysel çalışmalar sırasındaki sürtünmeden oluşan sürtünme katsayısı deney sırasında ölçülen değerler kullanılarak elde edilir. Buna göre sürtünme katsayısı;

$$f = \frac{\Delta P}{\rho \frac{u^2}{2} \frac{L}{D}} \quad (5.33)$$

olarak yazılır. Burada ΔP , boru girişi ile çıkışı arasındaki basınç farkı, ρ , akışkan yoğunluğu, u , eksoz gazının ortalama hızı, L , borunun giriş ve çıkışı arasındaki mesafe, D ise borunun iç çapıdır.

Sayısal sürtünme katsayısı sonuçlarının doğrulanması amacıyla literatürde kullanılan Moody diyagram bağıntısı, Petukhov bağıntısı ve Colebrook bağıntısı gibi bazı ampirik sürtünme katsayısı bağıntıları da kullanılmıştır (Kahraman vd., 2008; Promvonge, 2008; Eiamsa-ard and Promvonge, 2007; Shabanian et al., 2011).

Moody sürtünme faktörü bağıntısı;

$$f = 0.316 \text{Re}_D^{-1/4} \quad \text{Re}_D \leq 2.10^4 \quad (5.34)$$

$$f = 0.184 \text{Re}_D^{-1/5} \quad \text{Re}_D \geq 2.10^4 \quad (5.35)$$

Petukhov sürtünme faktörü bağıntısı;

$$f = (0.79 \ln \text{Re}_D - 1.64)^{-2} \quad 3000 \leq \text{Re}_D \leq 5.10^6 \quad (5.36)$$

Colebrook sürtünme faktörü bağıntısı;

$$\frac{1}{\sqrt{f_D}} = 1.8 \log_{10} \left(\frac{\text{Re}}{7} \right) \quad 3000 \leq \text{Re}_D \leq 1.10^7 \quad (5.37)$$

5.3 Isıl - hidrolik performans hesabı

Boru içi akışlarda meydana gelen ΔP basınç düşümüne ait akış direncini yenmek için sistem için gerekli pompa gücü (P),

$$P = (\Delta P) \dot{V} \quad (5.38)$$

olarak ifade edilebilir. Burada hacimsel debi $\dot{V}$, sıkıştırılamaz akışkanlar için $\dot{V} = \dot{m} / \rho$ olarak tanımlanır. Boş borulu sistem ve türbülantörlü borulu sistem karşılaştırılmak istendiğinde her iki sistem içinde sabit pompa gücü kabulü yapılarak pompa güçleri birbirine eşitlenir.

$$(\Delta P)_0 V_0 = (\Delta P)_t V_t \quad (5.39)$$

ΔP basınç düşümü yerine, $f \frac{L}{D} \frac{\rho u^2}{2}$, m kütleli debi yerine de $\rho u \frac{\pi D^2}{4}$ yazılır

ise, pompa gücü eşitliği;

$$P = f L \rho \pi D \frac{u^3}{2^3} \quad (5.40)$$

ifadesini alır. Reynolds sayısı, $Re = \frac{\rho u D}{\mu}$ eşitliğinin her iki tarafının küpü alınır

ve hız değeri eşitliğin bir tarafına çekilir ise;

$$u^3 = \frac{Re^3 \mu^3}{\rho^3 D^3} \quad (5.41)$$

ifadesi elde edilir.

Bulunan bu ifade pompa gücü eşitliğinde yerine konur ise yeni bulunan pompa gücü denklemi şu şekildedir;

$$P = f L \rho \pi D \frac{\frac{Re^3 \mu^3}{\rho^3 D^3}}{2^3} = f L \pi \frac{Re^3 \mu^3}{2^3 \rho^2 D^2} \quad (5.42)$$

Boş borulu sistem ve türbülantörlü borulu sistem için pompa güçleri tekrar yazılırsa;

$$P_0 = P_t \quad (5.43)$$

ve bulunan eşitlik yerine konur ise;

$$f_t L_t \pi \frac{Re_t^3 \mu_t^3}{2^3 \rho_t^2 D_t^2} = f_0 L_0 \pi \frac{Re_0^3 \mu_0^3}{2^3 \rho_0^2 D_0^2} \quad (5.44)$$

Gerekli sadeleştirmeler yapıldığında

$$f_t Re_t^3 = f_0 Re_0^3 \quad (5.45)$$

$$\frac{Re_t}{Re_0} = \left(\frac{f_t}{f_0} \right)^{-1/3} \quad (5.46)$$

Sürtünme faktörü ve Reynolds sayısı arasındaki ilişki elde edilir.

Isıl-hidrolik performans, ısı transferini iyileştirmek için kullanılan türbülator, şaşırtma levhalar, kanatçıklar vb. gibi elemanların ısı transferine olan katkısını somut olarak gösteren bir değerdir. Temel olarak ısıl hidrolik performans değeri, ısı transferinde meydana gelen iyileştirmenin akışkan basınç farklarındaki değişimine oranı olarak ifade edilmiştir. Isıl-hidrolik performansı η ile ifade edersek,

$$\eta = \frac{\frac{Nu_t}{\Delta P_t}}{\frac{Nu_0}{\Delta P_0}} \quad (5.47)$$

denklemi ile gösterilir. Burada Nu_t , türbülatorlı borudaki Nusselt sayısı, Nu_0 , boş borunun Nusselt sayısı, ΔP_t , türbülatorlı borudaki basınç düşümü ve ΔP_0 ise boş borudaki basınç düşümüdür.

$$\frac{\Delta P_t}{\Delta P_0} = \frac{f_t \frac{L}{D} \rho \frac{u_t^2}{2}}{f_0 \frac{L}{D} \rho \frac{u_0^2}{2}} = \frac{f_t u_t^2}{f_0 u_0^2} \quad (5.48)$$

$$\frac{Re_t}{Re_0} = \frac{\frac{\rho u_t D}{\mu}}{\frac{\rho u_0 D}{\mu}} \quad (5.49)$$

ise

$$\frac{Re_t}{Re_0} = \frac{u_t}{u_0} \quad (5.50)$$

bulunur.

Her iki tarafında karesi alınır $\frac{u_t^2}{u_0^2} = \frac{Re_t^2}{Re_0^2}$ ve basınç farkları oranı eşitliğinde yerlerine konur ise;

$$\frac{\Delta P_t}{\Delta P_0} = \frac{f_t Re_t^2}{f_0 Re_0^2} \quad (5.51)$$

elde edilir.

Denklem 5.45'den

$$\frac{Re_t^3}{Re_0^3} = \frac{f_0}{f_t} \text{ çekilir ise; } \frac{Re_t}{Re_0} = \left(\frac{f_0}{f_t} \right)^{1/3} \text{ elde edilir.}$$

Denklem 5.51'de yerine konur ise;

$$\frac{\Delta P_t}{\Delta P_0} = \frac{f_t f_0^{2/3}}{f_0 f_t^{2/3}} = \left(\frac{f_t}{f_0} \right)^{1/3} \quad (5.52)$$

elde edilir.

Denklem 5.47'de bulunan değerler yerine konur ise Isıl hidrolik performansı η ;

$$\eta = \frac{\frac{Nu_t}{Nu_0}}{\left(\frac{f_t}{f_0} \right)^{1/3}} \quad (5.53)$$

denklemini ile ifade edilir. Burada Nu_t , türbülantörli borudaki Nusselt sayısı, Nu_0 , boş borunun Nusselt sayısı, f_t , türbülantörli borudaki sürtünme katsayısı ve f_0 ise boş borudaki sürtünme katsayısıdır (Promvonge, 2008; Yong-zhang and Mao-cheng, 2010; Rahimi et al., 2009; Kahraman vd., 2008; Eiamsa-ard et al., 2009; Sekmen, 2006).

6. SAYISAL ANALİZ VE MODELLEME

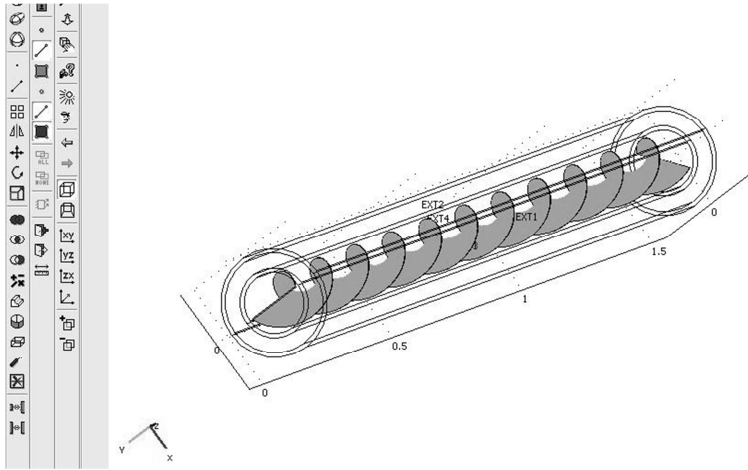
6.1 Problemin Modellenmesi

Hesaplamalarda kolaylık sağlaması ve deneysel çalışmalara yol göstermesi amacıyla sayısal akışkanlar dinamiği yöntemine başvurulmuştur. Sayısal akışkanlar dinamiği yöntemi, kontrol hacmi içerisinde korunum denklemlerinin çözülmesi ve akış alanının modelinin yapılması işlemlerini kapsamaktadır. Akış alanının modellenmesi ve korunum denklemlerinin sağlıklı çözümü için sistemin geometrisi, sınır şartları, akışkanların fiziksel özellikleri ve akış rejimi gibi önemli faktörleri içeren sayısal akışkanlar dinamiği modeli oluşturulur.

Bu çalışmada, ısı değiştiricisinde boruların içinden akan akışkanlar için sonlu hacimler yöntemi kullanılarak akış ve ısı transferi çözümlemeleri yapılmıştır. Akış ve sıcaklık dağılımlarının sayısal olarak hesaplanması için Fluent programından yararlanılmıştır. Fluent, sonlu hacimler yöntemi kullanan sayısal akışkanlar dinamiği yazılımıdır.

Sonlu hacimler yöntemi, problemlerin çözümünde kullanılan bilgisayar destekli sayısal çözümleme tekniğidir. Sonlu hacimler yöntemi, özellikle akışkanlar dinamiği ve ısı transferi uygulamalarında bilgisayar desteği ile sayısal çözüm yöntemlerinden birinin birlikte kullanılarak sonuca ulaşıldığı bir yöntemdir. Bu yöntem, sonlu farklar, sonlu elemanlar ve spektral metotlar denilen çözüm teknikleri kullanılarak geliştirilmiş bir yöntem olup kontrol hacmi üzerinden hesaplama yaparak sonuca ulaşmaktadır. Sınır ve başlangıç şartları, akışkan ve malzemelerin fiziksel özellikleri ve program için gerekli diğer bilgilerin bilgisayar ortamına aktarılmasıyla model oluşturulur. Sonlu hacimler yönteminde, tüm bu girdilerin kullanıldığı korunum denklemleri, iterasyon metodlarından biri kullanılarak çözülür. Yöntem, elde edilen sonuçlara göre parametrelerde veya modelde yapılacak değişikliklerde kolaylık sağlamaktadır.

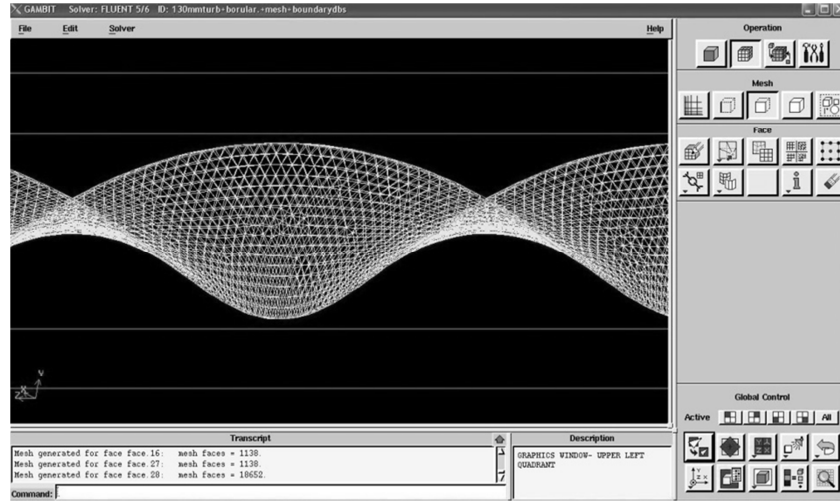
Akışkanın herhangi bir ortamdaki hareketi laminar ve türbülanslı akış şeklindedir. Bu amaçla çözümlemeye başlamadan önce yapılması gereken ilk inceleme akışkanın boru içi akış sınır tabakasının laminar mı yoksa türbülanslı mı olduğunun incelenmesidir. Laminar akış durumunda akım hareketleri düzenli iken, türbülanslı akışta akım hareketleri düzensiz ve gelişigüzel hareketlidir. Şekil 6.1’de, iç içe iki borudan oluşan ısı değiştiricisinin iç borusu içerisine yerleştirilen ısı transferini iyileştirici türbülator görülmektedir.



Şekil 6.1: Isı değıştircisi ve türbülâtörün üç boyutlu görüntüsü

Çalışma kapsamında türbülâtörsüz yapılan analizler işlem kolaylığı sağlaması amacıyla iki boyutlu olarak yapılmış, türbülâtörlü yapılan analizler ise akış hareketinin üç ekseninde de olması nedeniyle üç boyutlu olarak yapılmıştır. Türbülâtör etrafından akan sıcak akışkan egzoz gazından, türbülâtör etkisiyle soğuk akışkana ısı geçişi ve her iki akışkanında akış analizi, farklı hatvelerde ve şekillerdeki türbülâtör tiplerinde, akışkanların değışen fiziksel özelliklerinde sayısal olarak incelenmiştir. Bu kapsamda ısı transferi, basınç düşümü, hız ve sıcaklık dağılımları akış modeline bağılı olarak incelenmiştir.

Sürekli rejim ve türbülanslı akış şartlarında gerçekleştirilen sayısal analizde kullanılan ısı değıştircisi içerisine yerleştirilmiş türbülâtörün GAMBİT programında gerçekleştirilmiş ağ yapısı görünümü Şekil 6.2’de görülmektedir. Isı değıştirci ve ağ yapısı oluşturma işlemine GAMBİT programında önce yüzeylerden başlanmış, yüzey ağ yapıları yapıldıktan sonra hacim ağ yapıları oluşturulmuştur. Buna göre, yüzey ağ yapısı oluşturulurken türbülâtör yüzeyleri, iç boru yüzeyi ve dış boru yüzeyi ayrı ayrı ele alınmış ve Tri elementi ve Pave tipi seçilmiştir. Programda girilen Interval Size değeri en uygun ağ sayısı belirlenene kadar değıştirilmiş, en uygun ağ sayısı bulunduğundan sonra bu ağ sayısını veren değeri kullanılmıştır. Yüzey ağ yapıları oluşturulduktan sonra hacim ağ yapısına geçilmiş ve her iki hacim için de Tet/hydriz elementi seçilmiş ve Tgrid tipte işlem yapılmıştır. Yapılan çalışmalar sonucunda sayısal akışkanlar dinamiğı çalışmalarının yaklaşık 1300000 hücreli ağ yapısında yapılmasına karar verilmiş ve tüm çalışmalar bu ağ yapısında yapılmıştır.



Şekil 6.2: Isı değıştircisi içersine yerleştirilen türbülátörün üç boyutlu ağ yapısı görüntüsü

Gambit programında çizimi yapılan, ağ yapısı belirlenen ve sınır ve hacim tipleri belirlenen sistemin Fluent programında malzeme özellikleri, sınır koşulları belirlenmiş ve çözümlemesi gerçekleştirilmiştir. Akışkanların termofiziksel özellikleri, ortalama sıcaklık değerlerine göre programa sınır koşullar olarak girilmiştir. Isı değıştircisinin ve türbülátörün termofiziksel özellikleri kütüphaneden alınan ve Çizelge 6.1’de görülen değerlere göre programa girilmiştir. Isı değıştircisinin dış yüzeyi yalıtımlı olduğundan sınır koşullarında ısı akısının olmadığı kabul edilmiştir. Gambit ve Fluent programlarında yapılan işlemler ayrıntılı olarak Ek3’de verilmiştir.

Çizelge 6.1: Isı değıştircisi ve türbülátörün termofiziksel özellikleri

	ρ , kg/m ³	C_p , J/kg.K	k , W/m.K
Isı değıştircisi	7854	434	60,5
Türbülátör	7850	475	44,5

6.2 Akış Modellenmesinde Kullanılan Temel Denklemler

Akış problemlerinin modellenmesinde korunum denklemlerinden faydalanılmıştır. Kütle, momentum ve enerji korunum denklemleri probleme uygun sınır şartları seçilerek çözülmüştür. Bu diferansiyel denklemler akış alanındaki tüm noktalara uygulanmış ve akış bölgesinin her yerinde akışın tüm detayları incelenmiştir (Bejan, 1993; Çengel and Cimbala, 2008; Dal, 2007; Kayataş, 2003; Bird et al., 1960).

6.2.1 Kütlenin Korunumu

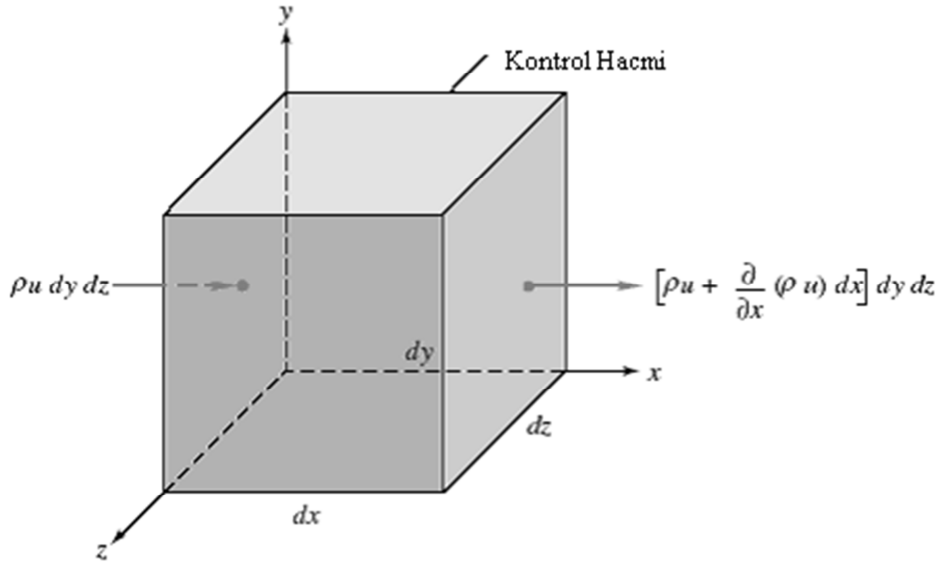
Kütlenin korunumu prensibinde, kontrol hacmi içerisindeki kütlenin birim zamandaki net değişim hızı, kontrol hacmine giren ve kontrol hacminden çıkan kütleli debilerin farkına eşittir.

$$\int_{KH} \frac{\partial \rho}{\partial t} dV = \sum_{giren} \dot{m} - \sum_{çikan} \dot{m} \quad (6.1)$$

Kütlenin korunumu için bir diferansiyel denklem oluşturmak üzere kontrol hacminin dx , dy , ve dz boyutlarında sonsuz küçük bir hacme küçüldüğünü düşünersek;

$$\int_{KH} \frac{\partial \rho}{\partial t} dV \cong \frac{\partial \rho}{\partial t} dx dy dz \quad (6.2)$$

yazılabilir.



Şekil 6.3: Diferansiyel kontrol hacmine yüzeylerden kütle giriş ve çıkışı

Şekil 6.3’de görüldüğü üzere kütle akısı terimleri üç giriş ve üç çıkış olmak üzere tüm altı yüzey üzerinde oluşur. Sol, alt ve arka yüzlerden olan kütle girişleri toplanırsa;

$$\sum_{giren} \dot{m} \equiv \rho u dy dz + \rho v dx dz + \rho w dx dy \quad (6.3)$$

ve benzer şekilde sağ, üst ve ön yüzlerden de kütle çıkışları vardır ve aşağıdaki denklem ile ifade edilir.

$$\sum_{çikan} \dot{m} \equiv \left[\rho u + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u) dx \right] dy dz + \left[\rho v + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) dy \right] dx dz + \left[\rho w + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w) dz \right] dx dy \quad (6.4)$$

Kalan terimlerin düzenlenmesi ve sadeleştirilmesi ile;

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} dx dy dz = - \frac{\partial}{\partial x}(\rho u) dx dy dz - \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) dy dx dz - \frac{\partial}{\partial z}(\rho w) dz dx dy \quad (6.5)$$

elde edilir. Kartezyen koordinat sisteminde kütle korunumu denklemi aşağıda belirtilen şekildedir.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (6.6)$$

$$\nabla(\rho \vec{V}) + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \quad (6.7)$$

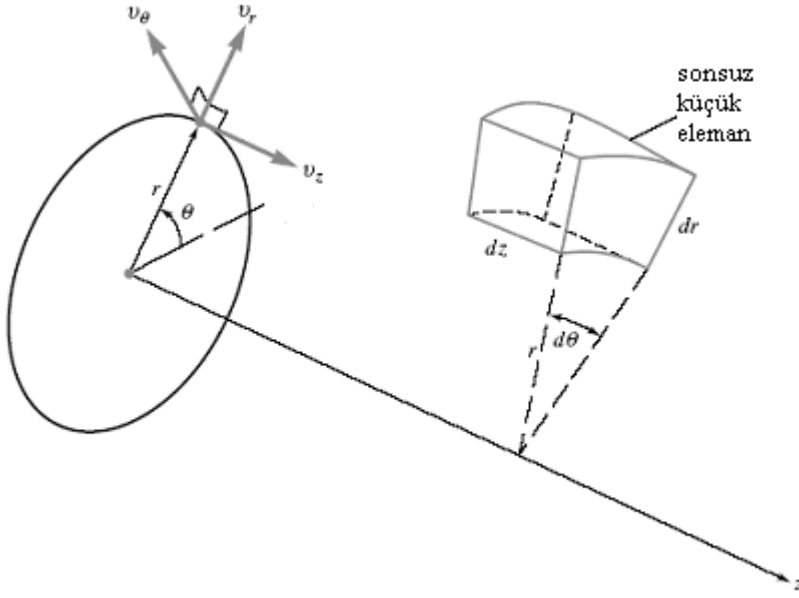
Burada ρ akışkan yoğunluğunu, u , x doğrultusundaki, v , y doğrultusundaki ve w , z doğrultusundaki akışkan hız bileşenlerini, t ise zamanı temsil etmektedir.

Akışın sürekli olması durumunda ise;

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (6.8)$$

olmaktadır.

Akış modelleme problemlerinin çözümünde silindirik koordinatlar (r , z , θ), kartezyen koordinatlara göre daha uygun olabilmektedir. Silindirik koordinatlarda hız bileşenleri ve birim vektörler Şekil 6.4'te görülmektedir.



Şekil 6.4: Silindirik koordinatlarda hız bileşenleri ve birim vektörler

Kartezyen koordinatlarda yapıldığı gibi kontrol hacmine giren ve çıkan kütleli debiler analiz edildiğinde;

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial (r \rho u_r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial (\rho u_\theta)}{\partial \theta} + \frac{\partial (\rho u_z)}{\partial z} = 0 \quad (6.8)$$

bulunur.

Akışın sürekli olması durumunda ise;

$$\frac{1}{r} \frac{\partial (r \rho u_r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial (\rho u_\theta)}{\partial \theta} + \frac{\partial (\rho u_z)}{\partial z} = 0 \quad (6.9)$$

olmaktadır.

6.2.2 Momentumun Korunumu

Modellemede kullanılan momentumun korunumu denklemleri kartezyen ve silindirik koordinatlara göre aşağıdaki şekildedir.

Kartezyen koordinatlarda x doğrultusundaki momentum bileşeni;

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \rho g_x + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (6.10)$$

y doğrultusundaki momentum bileşeni;

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \rho g_y + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (6.11)$$

z doğrultusundaki momentum bileşeni;

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \rho g_z + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (6.12)$$

olarak yazılır. Burada P statik basınç, μ moleküler viskozite, g yerçekimi ivmesini göstermektedir.

Silindirik koordinatlarda r yönündeki momentum bileşeni;

$$\begin{aligned} & \rho \left(\frac{\partial u_r}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} - \frac{u_\theta^2}{r} + u_z \frac{\partial u_r}{\partial z} \right) \\ &= -\frac{\partial P}{\partial r} + \rho g_r + \mu \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u_r}{\partial r} \right) - \frac{u_r}{r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_r}{\partial \theta^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 u_r}{\partial z^2} \right] \quad (6.13) \end{aligned}$$

Silindirik koordinatlarda θ yönündeki momentum bileşeni;

$$\begin{aligned} & \rho \left(\frac{\partial u_\theta}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_\theta}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{u_r u_\theta}{r} + u_z \frac{\partial u_\theta}{\partial z} \right) \\ &= -\frac{1}{r} \frac{\partial P}{\partial \theta} + \rho g_\theta + \mu \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u_\theta}{\partial r} \right) - \frac{u_\theta}{r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_\theta}{\partial \theta^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 u_\theta}{\partial z^2} \right] \quad (6.14) \end{aligned}$$

Silindirik koordinatlarda z yönündeki momentum bileşeni;

$$\rho \left(\frac{\partial u_z}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_z}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_z}{\partial \theta} + u_z \frac{\partial u_z}{\partial z} \right)$$

$$= -\frac{\partial P}{\partial z} + \rho g_z + \mu \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u_z}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_z}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2} \right] \quad (6.15)$$

şeklinde yazılır.

6.2.3 Enerjinin Korunumu

Enerjinin korunumu denklemi kartezyen koordinatlarda şu şekilde yazılır.

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \dot{q} + \mu \Phi \quad (6.16)$$

burada

$$\Phi = 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 \quad (6.17)$$

Silindirik koordinatlarda ise ;

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + v_r \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \dot{q} + \mu \Phi \quad (6.18)$$

burada

$$\Phi = 2 \left[\left(\frac{\partial v_r}{\partial r} \right)^2 + \left(\frac{1}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + \frac{v_r}{r} \right)^2 + \left(\frac{\partial v_z}{\partial z} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial v_\theta}{\partial r} - \frac{v_\theta}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_r}{\partial \theta} \right)^2 + \left(\frac{1}{r} \frac{\partial v_z}{\partial \theta} + \frac{\partial v_\theta}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial v_r}{\partial z} + \frac{\partial v_z}{\partial r} \right)^2 \quad (6.19)$$

6.3 Türbülanslı Akışın Modellenmesi

Bir türbülanslı akışta seri ve karmaşık olaylar süre gelir ve akış davranışı rastgeledir. Türbülanslı akışın rastgele davranışından dolayı bütün akış hareketinin tamamen tanımlanması olanaksızdır. Bir noktadaki hız, ortalama zamanda alınmış dalgalanan bileşenlerin toplamı olarak kabul edilir. Temel momentum denge verimine yerleştirilerek, genel tesir oranlı momentum denklemi

elde edilir ki buna Reynolds gerilmeleri denir. Reynolds gerilmelerinin yaklaşık tahmini için k-ε türbülans modeli bu çalışma için seçilmiştir (Kayataş, 2003; Wilcox, 1993; Comsol 3.4, 2007; Stevanovic et al., 2001; Şahin ve Baysal, 2009).

k-ε modeli, yarı ampirik bir modeldir. Türbülanslı modeller içinde en çok kullanılan türbülanslı modellerden biridir. Jet akışı, borulardaki akış, düzlem kayma tabakalı gibi türbülanslı akışların modellenmesinde önemli ölçüde kullanılır. Isı transferi ve akış problemlerinde doğru sonuçlar vermesi nedeniyle geniş kullanım alanı bulmaktadır. k-ε modeli, ilgili kaynaklarda belirtildiği üzere 1968 yılında Harlow ve Nakayama tarafından geliştirilen türbülans - vizkozite modeli olarak da bilinir. Bu modelde Reynolds gerilmesinin ana hız gradyanı ile orantılı olduğu varsayılır. Reynolds gerilmeleri şu eşitlikle ifade edilir;

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \rho \frac{2}{3} k \delta_{ij} \quad (6.20)$$

Burada, μ_t , türbülans vizkozitesi, δ_{ij} , kroneker delta sensörü, u_i , u_j ana hızlar, u'_i ve u'_j dalgalanan hızlar, k ise türbülanslı kinetik enerjiyi ifade eder. Türbülans vizkozitesi moleküler vizkoziteden farklıdır. Laminer akıştaki moleküler vizkozite ile aynı rolü oynar ve moleküler vizkozite yerine efektif vizkozite (μ_{eff}) kullanılır.

$$\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t \quad (6.21)$$

k-ε modeli, iki transport denklemi ve iki bağlı değişken içermektedir. Bunlardan biri türbülans kinetik enerjisi, k , diğeri ise yayılma oranı, ε 'dur. Bu değişkenlere bağlı olarak türbülans vizkozitesi şu şekilde yazılır;

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (6.22)$$

burada, C_μ , model sabitidir.

Türbülans vizkozitesinin hesaplanması için Reynolds gerilmeleri kullanılarak k ve ε denklemleri bulunur. k 'nın değeri şu şekilde yazılabilir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i k) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + G_k - \rho \varepsilon \quad (6.23)$$

ε değeri ise şu şekilde yazılır.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (6.24)$$

Burada $C_{1\varepsilon}$ ve $C_{2\varepsilon}$ ampirik sabitler, σ_k ve σ_ε Prandtl sayıları ve G_k ise ana akıştan k 'nın üretimidir. Türbülanslı kinetik enerjinin üretim oranı şu denklemle elde edilir.

$$G_k = \mu_t \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \quad (6.25)$$

k - ε modeli hesaplamalarında kullanılmak üzere bazı ampirik sabitler Çizelge 6.2'de verilmiştir.

Çizelge 6.2: k - ε model sabitleri

Sabit	Değer
C_μ	0.09
σ_k	1.0
σ_ε	1.3
$C_{1\varepsilon}$	1.44
$C_{2\varepsilon}$	1.92

6.4 Sınır Şartları ve Kabuller

Deneysel çalışmaların yanında sonlu hacimler metodu kullanılan analiz programları ile sonuçlar karşılaştırılmıştır. Bu amaçla parametrelerde yapılan değişiklikler dikkate alınarak SolidWorks ve Gambit programları kullanılarak çizimi yapılan, ağ yapısı, sınır ve hacim tipleri belirlenen sistemin, Fluent programında sınır şartları belirlenmiş ve sonlu hacimler metodu ile çözümü yapılmıştır. Bu çalışmada sınır şartları koşulları Fluent programında veri olarak girilmiştir. Eşmerkezli ısı değiştiricisinde sıcak ve soğuk akışkan bölgeleri, katı malzeme bölgeleri, egzoz gazının ve suyun giriş ve çıkış bölgeleri, duvar yüzeyleri, akışkan bölgelerin fiziki özellikleri Fluent programında tanımlanmıştır.

Sayısal analizde sıcak ve soğuk akışkanlar olarak kullanılan egzoz gazı ve suyun giriş özellikleri hız (velocity inlet) ve sıcaklık olarak girilmiştir.

Akışkanların çıkış koşulları ise çıkış (pressure outlet) olarak verilmiştir. Isı değiştiricisi iç ve dış boru yüzeyleri duvar (wall) olarak tanımlanmıştır. Türbülatsüz ısı değiştiricisinin sayısal analizi iki boyutta yapılmış olup merkez doğrultusundan simetri sınır şartı (axial symmetry) kabul edilmiştir. Türbülatsüzlü ısı değiştiricisinin sayısal analizi ise akışkan hareketinin üç boyutta olması nedeniyle üç boyutlu olarak yapılmıştır. Akışkanların temas ettiği tüm yüzeyler ve türbülatsör yüzeyleri de duvar (wall) olarak kabul edilmiştir.

Bu çalışmada geçerli olan sınır şartları;

- Sıcak akışkan sınır şartları:

$$z = 0, u_r = 0, u_z \neq 0, T_{eg} \neq 0 \quad (6.26)$$

Sıcak akışkan eş merkezli ısı değiştiricisinin iç borusuna girmektedir. Sayısal analiz ile deneysel sonuçların doğruluklarının karşılaştırılması amacıyla sayısal analizde kullanılmak üzere deneylerde ölçülen hız değerleri (u_z) kullanılmıştır.

$$z = L, u_r = 0, u_z \neq 0, T_{eç} \neq 0 \quad (6.27)$$

Sıcak akışkanın çıkış değerlerinin bulunması istendiğinden Fluent programında çıkış sınır şartı “pressure outlet” olarak belirlenmiştir.

- Soğuk akışkan sınır şartları:

$$z = 0, u_r = 0, u_z \neq 0, T_{sg} \neq 0 \quad (6.28)$$

Soğuk akışkan eş merkezli ısı değiştiricisinin dış borusuna girmektedir. Sayısal analizde kullanılmak üzere deneylerde ölçülen hız değerleri (u_z) hız sınır şartı olarak kullanılmıştır.

$$z = L, u_r = 0, u_z \neq 0, T_{sç} \neq 0 \quad (6.29)$$

Soğuk akışkanın çıkış değerlerinin bulunması istendiğinden Fluent programında çıkış sınır şartı “pressure outlet” olarak belirlenmiştir.

- Eksenel simetri sınır şartı:

Türbülantorsüz ısı değiştiricisinin 2 boyutta yapılan analizlerinde merkez eksenenden itibaren sistem simetri olarak kabul edilmiş olup merkez eksen sınır şartı eksenel simetri sınır şartı olarak kabul edilmiştir.

$r = 0$ 'da eksenel simetri sınır şartı geçerli olup,

$$\left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{(r=0,z)} = 0 \quad (6.30)$$

Türbülantörlü ısı değiştiricisinin sayısal analizinde, sıcak akışkanın türbülantör etrafında 3 boyutlu bir akış sergilemesinden dolayı simetri sınır şartı kullanılamamıştır.

- İç boru ile egsoz gazının temas ettiği yüzey sınır şartı:

Boru ile yanmış gazın temas yüzeylerinde kayma olmadığı göz önüne alınarak bu yüzeylerdeki hızlar, $u_r = 0$, $u_z = 0$ olarak alınmıştır.

İç boru duvar yüzeyleri Fluent programında duvar olarak tanımlanmış olup,

$$-k \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r=0.025m} = h(T_e - T_d) \quad (6.31)$$

olarak tanımlanmıştır.

- İç boru ile suyun temas ettiği yüzey sınır şartı:

Boru ile suyun temas yüzeylerinde kayma olmadığı göz önüne alınarak bu yüzeylerdeki hızlar, $u_r = 0$, $u_z = 0$ olarak alınmıştır.

$$-k \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r=0.0285m} = h(T_d - T_s) \quad (6.32)$$

olarak tanımlanmıştır.

- Dış boru dış yüzey sınır şartı:

Isı değiştiricisinin dış yüzeyi yalıtımlı olduğundan ve su ile suyun temas ettiği dış boru yüzey sıcaklık farkı çok düşük olduğundan bu yüzeydeki ısı kaybı ihmal edilmiştir. Buna göre sınır şartı

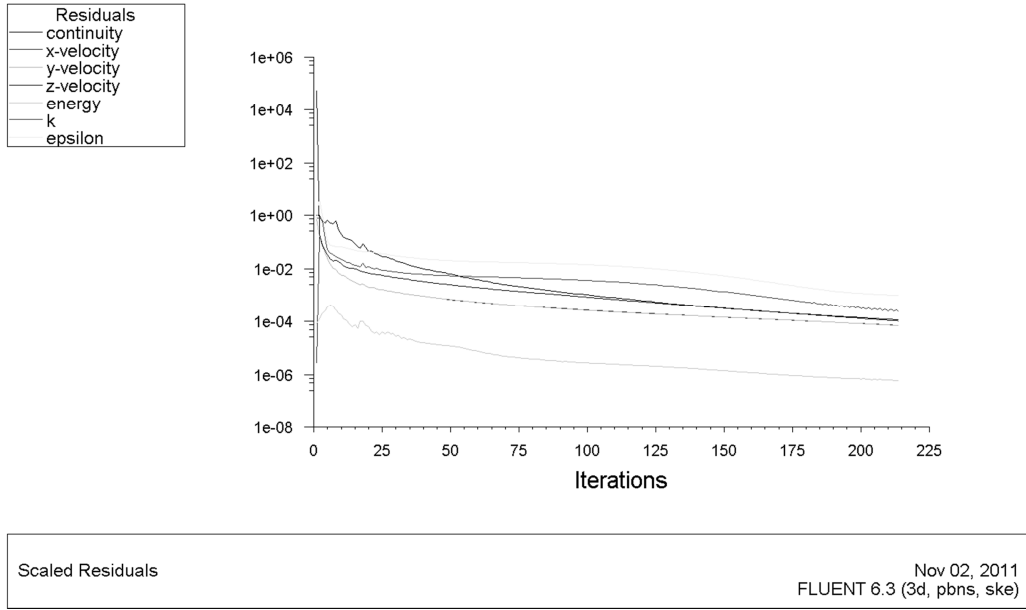
$$-k \frac{\partial T}{\partial r} \bigg|_{r=0.04445m} = 0 \quad (6.33)$$

olarak tanımlanmıştır.

6.5 Sayısal Akışkanlar Dinamiği Çözümlerinin Doğruluk Kontrolü

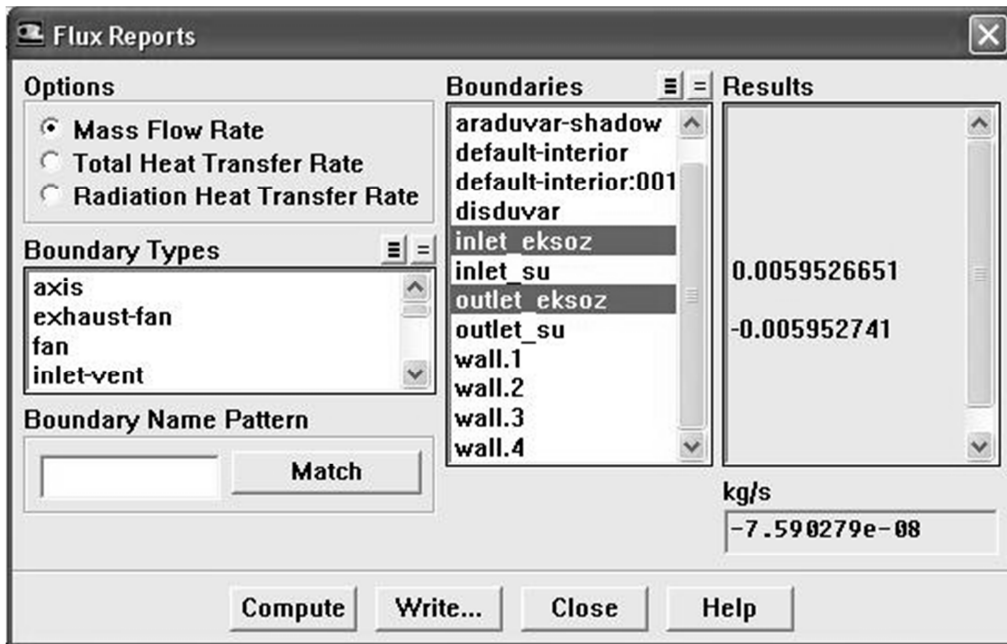
Sayısal akışkanlar dinamiği çözümlemeleri zor problemlerin çözümünde büyük kolaylık sağlamaktadır. Bu yöntemleri kullanırken dikkat edilmesi gereken en önemli husus, elde edilen sonuçların doğruluğunun güvenilirlik ve geçerlilik bakımından kontrol edilmesidir. Aynı iki problem üzerinde uygulanan bu yöntemde, farklı hücre yapısı ve sayısı, farklı iterasyon sayısı sonuçların farklı çıkmasına neden olabilmektedir. Türbülanslı akışlarda seçilen türbülans modelleri de sonuçlarda farklılığa neden olmaktadır. Bu amaçla, sonuçların doğruluğunun geçerliliği ve güvenilirliği, iterasyon sayısı, korunum denklemlerinin geçerliliği, çözümün yakınsaması, çözümün hücre yapısından bağımsızlığı ve sayısal sonuçların deneysel sonuçlar ile uyumluluğu gibi kriterlere bakılarak sağlanmalıdır.

Şekil 6.5'te görüldüğü üzere iterasyon sayısı, problemin basit veya karmaşık yapısına bağlı olarak değişiklik göstermektedir. Türbülanslı akışlarda çözümün zorluğu nedeni ile iterasyon sayısı da artmaktadır. Aynı problem için aynı iterasyon sayısında çözümleme yapılması gerekmektedir.



Şekil 6.5: Farklı parametreler için kalıntı değerlerinin iterasyon sayısına göre değişimi

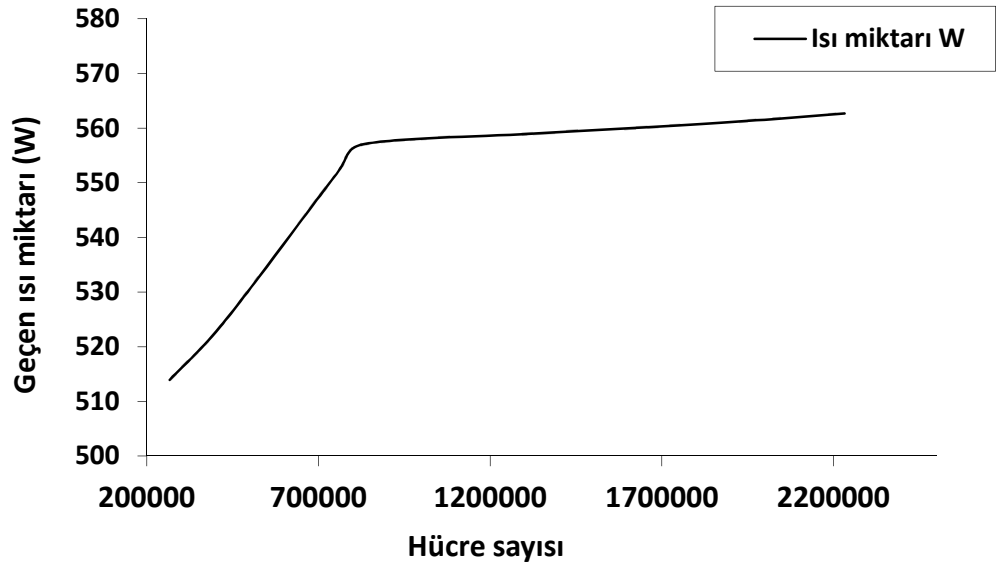
Sayısal akışkanlar dinamiği çözümlerinin doğruluklarının kontrolü yapılırken kütle ve enerjinin korunumu denklemlerinin geçerliliklerine de bakılmaktadır. Çalışma kapsamında sisteme giren ve çıkan egzoz ve suyun giriş ve çıkış toplam kütleli debilerinin yaklaşık olarak birbirine eşit olduğu görülmüştür. Enerji denklemlerinin geçerliliğine de sisteme giren ve çıkan enerjilerin eşitliğine bakılarak karar verilmiştir.



Şekil 6.6: Egzoz gazı sisteme giren ve çıkan kütleli debi değeri Fluent görüntüsü

Bu kapsamda Şekil 6.6'da da görüldüğü üzere Fluent programında Report menüsü altında akış raporları istendiğinde korunum denklemlerine göre elde edilen sonuçlara göre, 0,0059526651 kg/s egzoz gazı giriş debisi; 0,005952741 kg/s egzoz gazı çıkış debisi; 0,0135411 kg/s suyun giriş kütleli debisi; 0,013541091 kg/s ise suyun çıkış kütleli debisi olarak bulunmuştur. Kütleli debi değerlerinin yaklaşık olarak birbirlerine eşit olduğu görülmektedir. Benzer bir çalışma ile egzoz gazı giriş ve çıkışı arasındaki ısı miktarı farkı, 558,7956 W, arayüzeyden geçen ısı miktarı ise 559,0059 W olarak bulunmuş ve sistem, enerji denkleğini de yaklaşık olarak sağlamıştır.

Çözümün yakınsaması kriteri dikkate alındığında ise çalışma kapsamında sayısal analiz sonuçlarındaki kalıntıların düzenli olarak azaldığı görülmüştür. Analiz sonucunda, yakınsama kriteri olarak programa girilen enerji için 1×10^{-6} ve diğer değişkenler için girilen 1×10^{-4} değerleri sağlanmıştır.



Şekil 6.7: Ara duvardan geçen ısı miktarı ile optimum hücre sayısı belirlenmesi

Sayısal analiz uygulamalarında çözüme uygulanan ağ yapısı sonuçların doğruluğunu etkileyen diğer parametredir. Gambit programı kullanılarak çizimi yapılan sisteme en uygun ağ yapısı belirlenmeli ve sayısal çözümleme bu ağ yapısı üzerinden yapılmalıdır. Ağ yapısı içerisindeki hücre sayısı arttıkça çözüm hassasiyeti de o derece artmaktadır. Bununla beraber analiz süresi uzamakta ve çözümde farklı zorluklar ile karşılaşılabilir. Bu amaçla Ek3'te geniş olarak anlatılan ağ yapısı oluşturulma işleminde hücre sayısı, sayısal analiz hesaplama süresi ve yakınsamadaki zorluklar nedeniyle optimum olmalıdır. En iyi hücre

sayısını bulabilmek için Şekil 6.7'deki grafikten de görüldüğü üzere seyrek hücre yapısıyla çalışmalara başlanmış daha sonra hücre sayısı arttırılarak istenen sonuca ulaşılmıştır. Optimum hücre sayısının belirlenmesi işleminin sonucunda yaklaşık 1300000 hücre yapısında sayısal analizler yapılmıştır.

Sonuçların doğruluğunun belirlenmesinde diğer önemli kriter deney sonuçlarının sayısal çözümleme sonuçlarıyla uyumluluğudur. Bu amaçla bu çalışma kapsamında hem CFD sonuçları hem de deneysel sonuçlar birbirleri ile karşılaştırılmış ve Reynolds değerlerine göre Nusselt ve sürtünme katsayısı değerlerinin karşılaştırmalı sonuçlarına ulaşılmıştır. Yüzdesel olarak sayısal ve deneysel sonuçların ne ölçüde örtüştüğü görülmüştür.

7. DENEYSEL VE SAYISAL VERİLERİN DEĞERLENDİRİLMESİ VE BULGULAR

Çalışma kapsamında deneysel çalışmalardan elde edilen sonuçların yanı sıra aynı koşullar ve türbülanslı akış şartlarında sayısal akışkanlar dinamiği yöntemi ile Fluent programı kullanılarak bulunan sayısal sonuçlar elde edilmiştir. Bu bölümde, deneysel çalışmada elde edilen verilerin değerlendirilmesi, değerlendirme sonucunda elde edilen grafikler, grafiklerin yorumları, bağıntılar ve sonuçların karşılaştırılması, sayısal analizden elde edilen sonuçların değerlendirilmesi, sayısal sonuçların grafiksek anlatımı ve yorumları, deneysel ve sayısal sonuçların karşılaştırılması yer almaktadır.

Deneysel çalışma kapsamında yapılan deneylerin sonuçlarından ve elde edilen ölçüm değerleri ısı transferi hesap yöntemleri kullanılarak irdelenmiştir. Ölçüm cihazlarıyla alınan sıcak ve soğuk akışkan için giriş ve çıkış sıcaklık değerleri, hızları, sıcak akışkan giriş ve çıkış basınçları arasındaki fark basınç değerleri hesaplama yöntemlerinde işlenerek sistemde denenen farklı parametreler için sonuçlar elde edilmiştir.

Deneyler, üç farklı şekilde türbülötör modeli ile ve her model için dört farklı hatvede yapılmıştır. Deneysel çalışmada, sıcak ve soğuk akışkanın birbirlerine göre ters akışlı olduğu sisteme göre tüm deneyler yapılmıştır. Ters akışlı sistem için 130 mm, 150 mm, 200 mm ve 250 mm hatveli klasik tip düz türbülötörler, 130 mm, 150 mm, 200 mm ve 250 mm hatveli kanat ucu sıcak akışkanın akım yönünde olan V kanatlı türbülötörler ve 130 mm, 150 mm, 200 mm ve 250 mm hatveli kanat ucu sıcak akışkanın akımına ters yönde olan V kanatlı türbülötörler kullanılmış ve sonuçları irdelenmiştir.

Tüm bu yapılan deneysel çalışmaların ve sayısal analizlerin sonuçlarının doğruluğunu kontrol etmek için, literatürde yer alan eşitliklerden elde edilen sonuçlar ile boş borulu ısı değiştiricisinde deneysel ve sayısal analizden elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. Bunun için Reynolds sayının 7000 ile 15000 aralığında yapılan deneysel ve sayısal çalışmalardan elde edilen sonuçlar literatürden elde edilen denklemler kullanılarak Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü için incelenmiştir. Deneysel çalışmaların sonunda elde edilen veriler doğrultusunda deneysel Nusselt sayısı ve deneysel sürtünme faktörü aşağıdaki denklemler kullanılarak bulunmuştur. Ayrıntılı hesaplama yöntemi Ek2’de verilmiştir.

h, ısı taşınım katsayısı;

$$h = \frac{\dot{m}_{egzoz} C_{p_{egzoz}} (T_{egzoz_{\zeta}} - T_{egzoz_g})}{A(T_{egzoz_{ort}} - T_{du var_{ort}})} \quad (7.1)$$

Deneysel Nusselt sayısı;

$$Nu = \frac{hD_{hid}}{k} \quad (7.2)$$

Reynolds sayısı;

$$Re_D = \frac{\rho u_m D}{\mu} \quad (7.3)$$

f, deneysel sürtünme faktörü;

$$f = \frac{\Delta P}{\rho \frac{u^2}{2} \frac{L}{D}} \quad (7.4)$$

Deneysel ve sayısal sonuçların doğrulanması amacıyla literatürde kullanılan Dittus-Boelter, Siedel-Tate, Petukhov ve Gnielinski'nin elde ettiği bazı ampirik Nusselt sayısı bağıntıları da kullanılmıştır.

Dittus-Boelter Nusselt sayısı bağıntısı;

$$Nu_D = 0,023 Re_D^{2/3} Pr^{0.3} \quad Re_D \geq 10000 \quad (7.5)$$

Siedel-Tate Nusselt sayısı bağıntısı;

$$Nu_D = 0,027 Re_D^{4/5} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad Re_D \geq 10000 \quad (7.6)$$

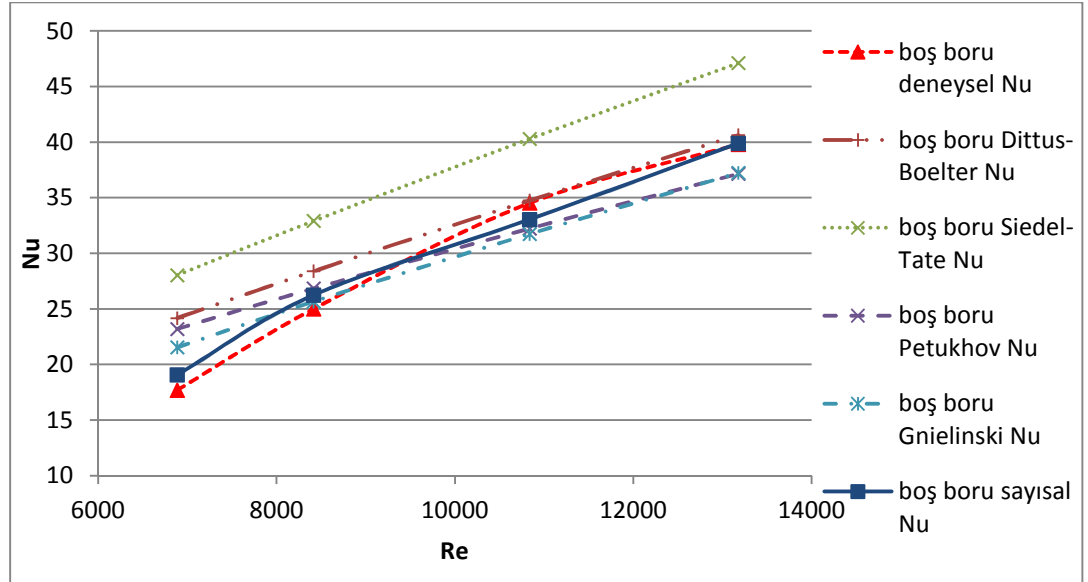
Petukhov Nusselt sayısı bağıntısı;

$$Nu_D = \frac{\left(\frac{f}{8} \right) Re_D Pr}{1,07 + 12,7 \left(\frac{f}{8} \right)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad 10^4 < Re_D < 5 \cdot 10^6 \quad (7.7)$$

Gnielinski Nusselt sayısı bağıntısı;

$$Nu_D = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12,7\left(\frac{f}{8}\right)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad 3000 < Re_D < 5 \cdot 10^6 \quad (7.8)$$

Şekil 7.1’de boş borulu ısı değiştirisinde yapılan deneysel ve sayısal çalışmaların Nusselt sayısı sonuçlarının, literatürde yer alan ampirik Nusselt sayısı denklemleri kullanılarak elde edilen sonuçlar ile karşılaştırılması gösterilmiştir. Şekilden de görüleceği üzere, deney sonucundan elde edilmiş Nusselt sayısının, sayısal Nusselt sayısının ve literatürdeki Dittus-Boelter, Sieder-Tate, Petukhov ve Gnielinski eşitliklerinden elde edilen Nusselt sayılarının birbirleri ile uyumlu olduğu sonucuna varılmıştır.



Şekil 7.1: Türbülantsız boş borulu ısı değiştirisinde deneysel, sayısal ve literatür Nusselt sayısı sonuçlarının karşılaştırılması

Deneysel ve sayısal sürtünme katsayısı sonuçlarının doğrulanması amacıyla literatürde kullanılan Moody diyagram bağıntısı, Petukhov bağıntısı ve Colebrook bağıntısı gibi bazı ampirik sürtünme katsayısı bağıntıları da kullanılmıştır.

Moody sürtünme faktörü bağıntısı;

$$f = 0,316 Re_D^{-1/4} \quad Re_D \leq 2 \cdot 10^4 \quad (7.9)$$

$$f = 0,184 \text{Re}_D^{-1/5} \quad \text{Re}_D \geq 2.10^4 \quad (7.10)$$

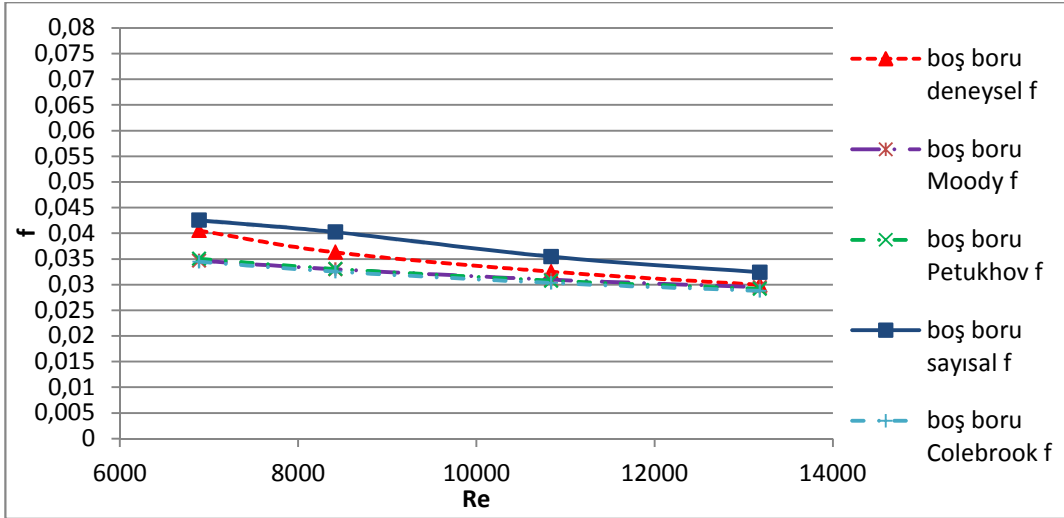
Petukhov sürtünme faktörü bağıntısı;

$$f = (0,79 \ln \text{Re}_D - 1,64)^{-2} \quad 3000 \leq \text{Re}_D \leq 5.10^6 \quad (7.11)$$

Colebrook sürtünme faktörü bağıntısı;

$$\frac{1}{\sqrt{f_D}} = 1,8 \log_{10} \left(\frac{\text{Re}}{7} \right) \quad 3000 \leq \text{Re}_D \leq 1.10^7 \quad (7.12)$$

Şekil 7.2’de boş borulu ısı değiştirisinde yapılan deneysel ve sayısal çalışmaların sürtünme faktörü sonuçlarının, literatürde yer alan ampirik sürtünme faktörü denklemleri kullanılarak elde edilen sonuçlar ile karşılaştırılması gösterilmiştir. Şekil 7.2’den görüldüğü gibi, deney sonucundan elde edilmiş sürtünme faktörü, sayısal sürtünme faktörü ile paralellik sağlamış ve bu sonuçların ve literatürdeki Moody sürtünme faktörü, Petukhov ve Colebrook eşitliklerinden elde edilen sürtünme faktörleri ile uyumlu olduğu görülmüştür.

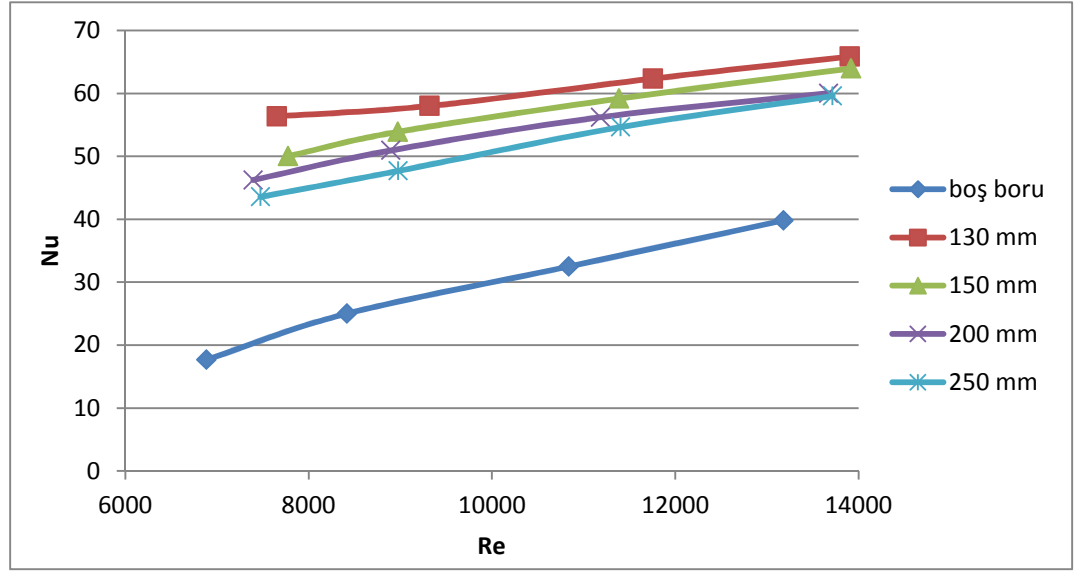


Şekil 7.2: Türbülantörsüz boş borulu ısı değıştirisinde deneysel, sayısal ve literatür sürtünme faktörü sonuçlarının karşılaştırması

Tüm türbülantör modelleri ve hatveleri için ters akışlı ısı değıştiricisi sistemi kurularak deneyler yapılmış ve Nusselt sayısı- Reynolds sayısı (Nu-Re) grafikleri, sürtünme faktörü-Reynolds sayısı (f-Re) grafikleri, türbülantörlü deneylerden elde edilen Nusselt sayısının boş borulu deneylerden elde edilen Nusselt sayısına oranının-Reynolds sayısı (Nu/Nu₀-Re) grafikleri, türbülantörlü deneylerden elde

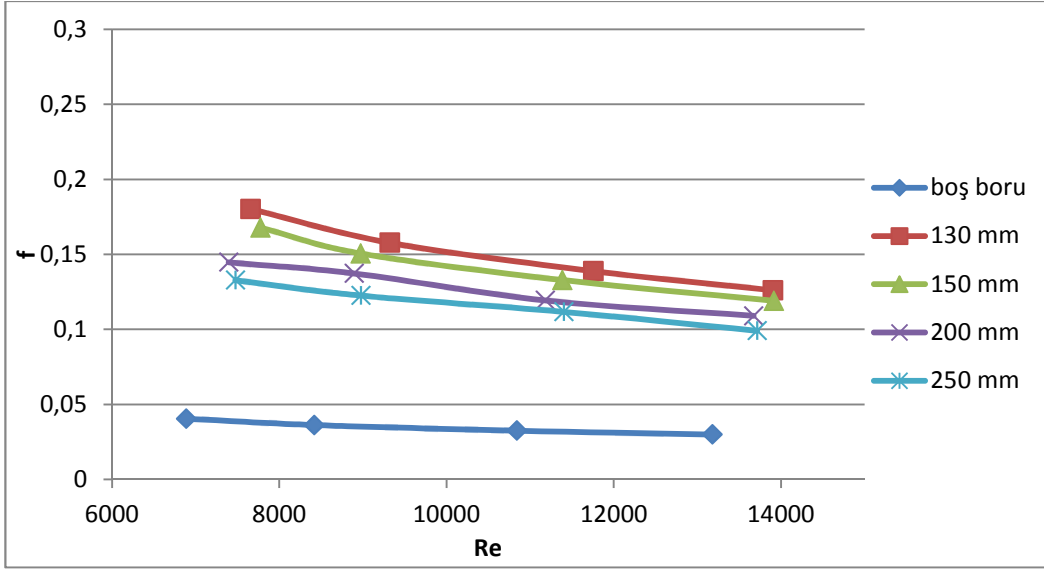
edilen sürtünme faktörünün boş borulu deneylerden elde edilen sürtünme faktörüne oranının-Reynolds sayısı (f/f_0 -Re) grafikleri ve ısıl hidrolik performans-Reynolds sayısı (η -Re) grafikleri çizilmiş ve yorumlanmıştır.

Sıcak akışkan egzoz gazı içerisine yerleştirilen klasik tip düz türbülatorlerin, ters akışlı ısı değiştiricisinde değişik parametreler altında ısı transferine olan etkileri Şekil 7.3 - Şekil 7.7’de irdelenmiştir.



Şekil 7.3 : Ters akışlı ısı değiştiricisinde boş boru ve farklı hatvelerdeki klasik tip türbülatorler için deneysel Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi

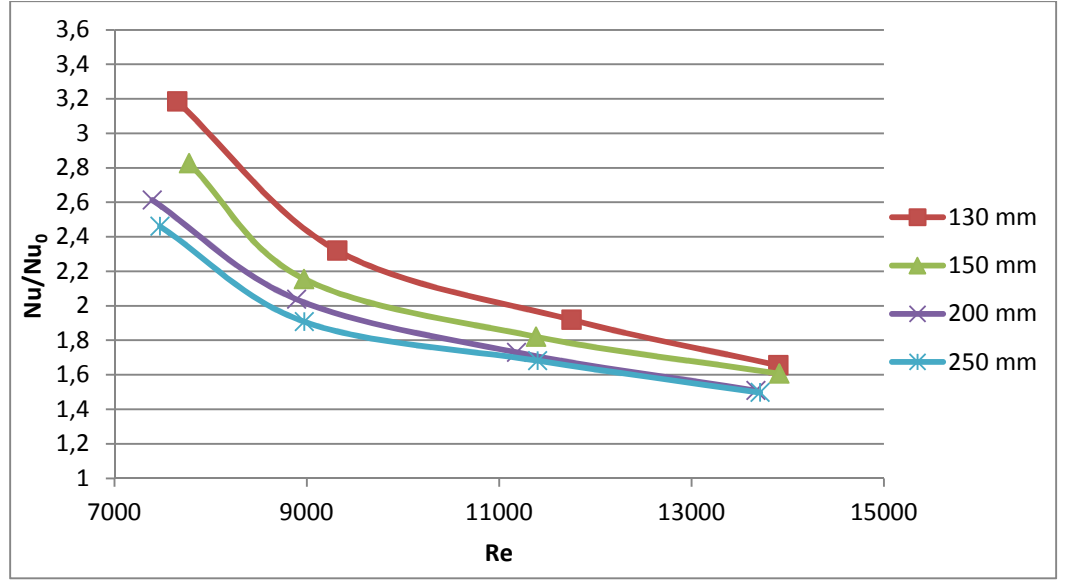
Şekil 7.3’de egzoz gazının geçtiği iç borunun boş olması durumunda ve bu borunun içerisine dört farklı hatvede klasik tip türbülator yerleştirilmesi ile yapılan deneylerin sonuçları görülmektedir. Bu grafikte de ters akışlı ısı değiştiricisinde Reynolds sayısının 7000 ile 15000 arasındaki değerlerde yapılan çalışma sonucunda, Reynolds sayısındaki artış ile Nusselt sayısında da artış gözlendiği görülmüştür. Türbülator kullanılmayan borudaki Nusselt sayısı değerlerinin en düşük seviyede kaldığı görülmektedir. Buna göre Nusselt sayısının değeri ve artışı türbülatorlerin kullanıldığı durumlarda boş boruya göre daha yüksek mertebelerdedir. Türbülatorler içerisinde de hatvesi en düşük olan 130 mm hatveli türbülatorün Nusselt sayısında ve artışında en yüksek sonucu verdiği görülmektedir. Tüm türbülatorler irdelendiğinde artışın birbirine paralellik gösterdiği görülmektedir. Türbülatorsüz durum, 130 mm, 150 mm, 200 mm ve 250 mm hatveli türbülatorler için Nu değeri sırasıyla 17,69 – 39,80; 56,34 – 65,85; 50,03 – 63,96; 46,24 – 60,01 ve 43,55 – 59,57’dir.



Şekil 7.4 : Ters akışlı ısı değiştiricisinde boş boru ve farklı hatvelerdeki klasik tip türbülatorler için deneysel sürtünme katsayısının Reynolds sayısı ile değişimi

Şekil 7.4’de boş borulu sistem ile türbülator kullanıldığı durumda yapılan deney sonuçlarına göre sürtünme katsayısının Reynolds sayısına göre değişimi görülmektedir. Şekil 7.4’de de görüldüğü üzere artan Reynolds sayısına bağlı olarak sürtünme katsayısı azalmaktadır. En düşük sürtünme katsayısının, akışın herhangi bir dirençle karşılaşmaması nedeniyle boş boruda oluştuğu görülmektedir. Türbülatorlerde hatveler kısaldıkça ve burgu sayıları arttıkça akışa karşı oluşan dirençlerden dolayı sürtünme katsayısında artış gözlenmiştir. 130 mm hatveli ve en çok burgu sayısına sahip olan türbülatorde sürtünme katsayısı değeri, 0,18 ile 0,12 arasında değişim göstermiştir. Kullanılan en yüksek hatveli türbülator olan 250 mm’lik türbülator, burgu açısının ve dolayısıyla burgu sayısının düşük olmasından dolayı 0,13 ile 0,099 aralığında en düşük sürtünme katsayısı değerlerine sahiptir.

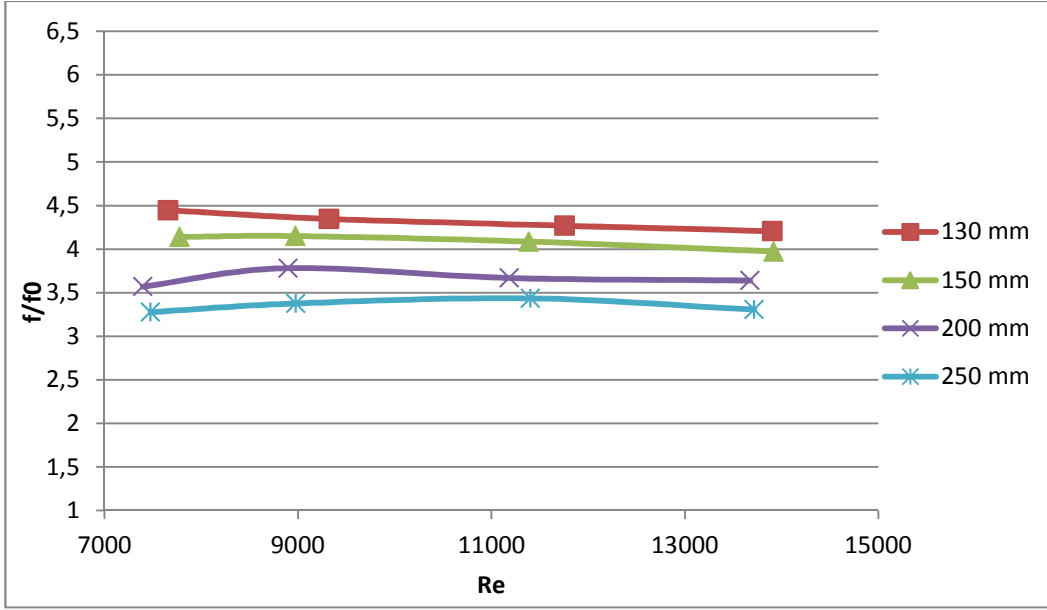
Klasik tip türbülatorlü deneylerden elde edilen Nusselt sayısının boş borulu deneylerden elde edilen Nusselt sayısına oranının (Nu/Nu_0), Reynolds sayısı ile ilişkisi Şekil 7.5’te göstermektedir. Tüm türbülator modellerinde Nu/Nu_0 oranı, artan akışkan debisine bağlı olarak azalan bir grafik çizmektedir. Ters akışlı ısı değiştiricisinde yapılan deneylerde en yüksek Nu/Nu_0 değeri 130 mm hatveli türbülatorün kullanıldığı deneylerde elde edilmiştir.



Şekil 7.5: Ters akışlı ısı değıştiricisinde klasik tip türbülatorlü Nusselt sayısının boş borulu Nusselt sayısına oranının Reynolds sayısı ile değışimi

Sadece Nusselt değışimi dikkate alındığında tüm akış hız kademelerinde en iyi sonucu yine 130 mm hatveli türbülatorün kullanıldığı deneyler vermiştir. Reynolds sayısındaki değışime bağı olarak Nu/Nu_0 oranı 130 mm, 150 mm, 200 mm ve 250 mm hatveli türbülatorler için sırasıyla 3,18-1,65; 2,82-1,60; 2,61-1,50 ve 2,46-1,49'dur. Bu sonuçlara göre 130 mm hatveli klasik tip türbülatorün boş boruya göre Nusselt sayısı, Reynolds sayısının 7000 ile 15000 değeri için sırasıyla % 218, % 131, % 91 ve % 65'lik artış göstermiştir. Aynı şekilde 150 mm hatveli türbülatorde artış % 182, % 115, % 82 ve % 60, 200 mm hatveli türbülatorde artış % 161, % 103, % 72 ve % 50, 250 mm hatveli türbülatordeki artış ise % 146, % 90, % 68 ve %49 olarak görülmüştür.

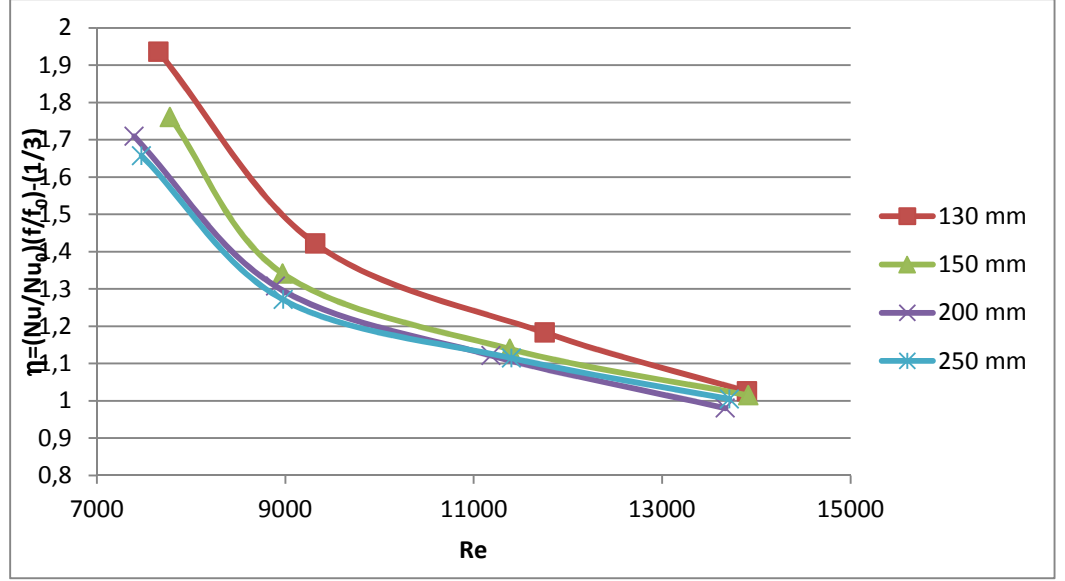
Klasik tip türbülatorlü deneylerden elde edilen sürtünme katsayısının boş borulu deneylerden elde edilen sürtünme katsayısına oranının (f/f_0), Reynolds sayısı ile ilişkisi Şekil 7.6'da görülmektedir. Tüm türbülator modellerinde f/f_0 oranı, artan akışkan debisine bağı olarak zaman zaman azalan, zaman zaman da sabit bir grafik çizmektedir. En yüksek f/f_0 değeri, oluşan yüksek dirençlerinden dolayı 130 mm hatveli türbülatordür ve 150 mm hatveli türbülator ile benzer değeri göstermektedir. Reynolds sayısındaki değışime bağı olarak f/f_0 oranı 130 mm, 150 mm, 200 mm ve 250 mm hatveli türbülatorler için sırasıyla 4,44 - 4,20; 4,14- 3.97; 3,57 - 3,63 ve 3,27 - 3,30'dur.



Şekil 7.6 : Ters akışlı ısı değıştiricisinde klasik tip türbülatorlü sürtünme katsayısının boş borulu sürtünme katsayısına oranının Reynolds sayısı ile değışimi

Bu sonuçlara göre 130 mm hatveli türbülatorün sürtünme katsayısı boş borunun sürtünme katsayısı değeriine göre Reynolds sayısının 7000 ile 15000 aralığı için sırasıyla % 344, % 334, % 326 ve % 320'lik artış göstermiştir. Aynı şekilde 150 mm hatveli türbülatorde artış % 314, % 314, % 308 ve % 297, 200 mm hatveli türbülatorde artış % 257, % 278, % 266 ve % 263, 250 mm hatveli türbülatordeki artış ise % 227, % 237, % 243 ve % 230 olarak görölmüştür.

Dört farklı hatvedeki klasik tip türbülatorlerin Denklem 5.53'e göre ısıl hidrolik performans değışimi Şekil 7.7'de görölmektedir. Ters akışlı ısı değıştiricisinde, 130 mm hatveli türbülatorle yapılan deneylerin sonuçları, en iyi ısıl hidrolik performansa bu türbülatorün ulaştığını göstermektedir. Tüm Reynolds sayısı değeriinde tüm klasik tip türbülatorlerin ısıl hidrolik performansa katkı sağladığı görölmektedir. En az ısıl hidrolik performans 250 mm hatveli türbülator kullanılması durumunda elde edilmiştir. 130 mm hatveli türbülator ile artan hız ekseninde sırasıyla % 93, % 42, % 18 ve % 2'lik boş boruya göre ısıl hidrolik performans sağlanmıştır. Diğer türbülatorler ise % 76 ile % 1 değeri arasında ısıl hidrolik performans göstermiştir. Grafikten de göröldüğü üzere yüksek akışkan debilerinde ısıl hidrolik performans değeri sınıır değeriin altında kalacağından türbülatorler yüksek debilerde istenen verimi veremeyecektir.



Şekil 7.7: Ters akışlı ısı değıştiricisinde boş boru ve farklı hatvelerdeki türbülátörler için ısıl-hidrolik performansın Reynolds sayısı ile değışimi

Klasik tip türbülátörler ile yapılan deneylerden elde edilen verilere eğri uydurularak Nusselt sayısını veren bağıntılar türetilmiştir. Uygulamalarda ve hesaplamalarda kolaylık sağlaması amacıyla türetilen bu denklemler, Nusselt sayısının Reynolds sayısı ve Prandtl sayısı arasındaki ilişkiyi ve Reynolds sayısı ile sürtünme faktörü arasındaki ilişkiyi vermektedir. Türbülátörlerin farklı hatve değerlerine göre Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü eşitlikleri şu şekildedir.

130 mm hatveli klasik tip türbülátör için;

$$Nu = 4,986Re^{0,2697} Pr^{-0,004494} \quad R^2 = 0,974$$

$$f = 42,13Re^{-0,6103} \quad R^2 = 0,992$$

150 mm hatveli klasik tip türbülátör için;

$$Nu = 1,237Re^{0,413} Pr^{-0,02006} \quad R^2 = 0,984$$

$$f = 45,91Re^{-0,6264} \quad R^2 = 0,989$$

200 mm hatveli klasik tip türbülator için;

$$Nu = 1,112Re^{0,4164} Pr^{-0,07112}$$

$$R^2 = 0,976$$

$$f = 7,543Re^{-0,4434}$$

$$R^2 = 0,978$$

250 mm hatveli klasik tip türbülator için;

$$Nu = 0,4229Re^{0,5205} Pr^{0,01679}$$

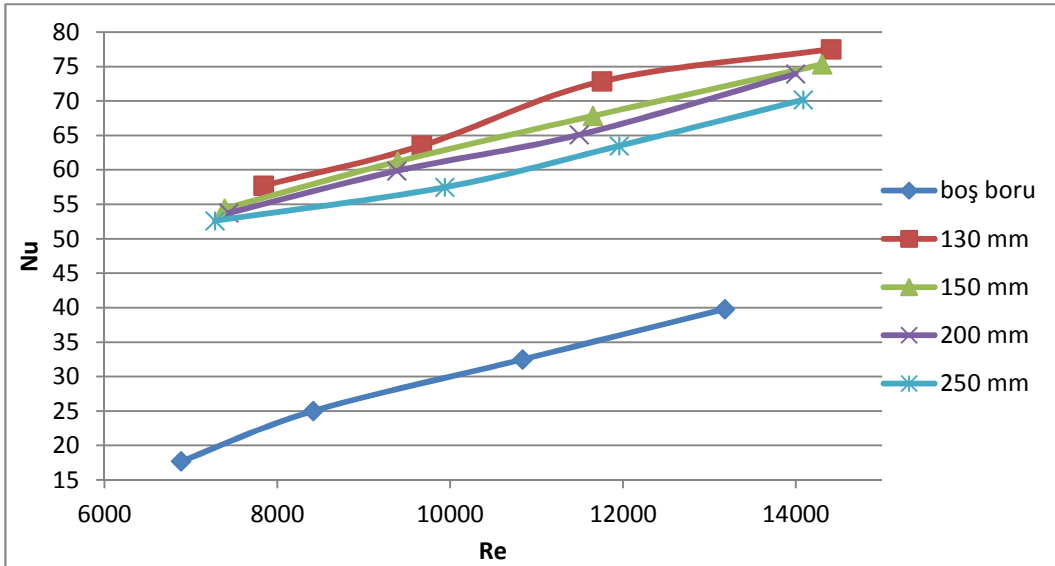
$$R^2 = 0,954$$

$$f = 9,22Re^{-0,4746}$$

$$R^2 = 0,988$$

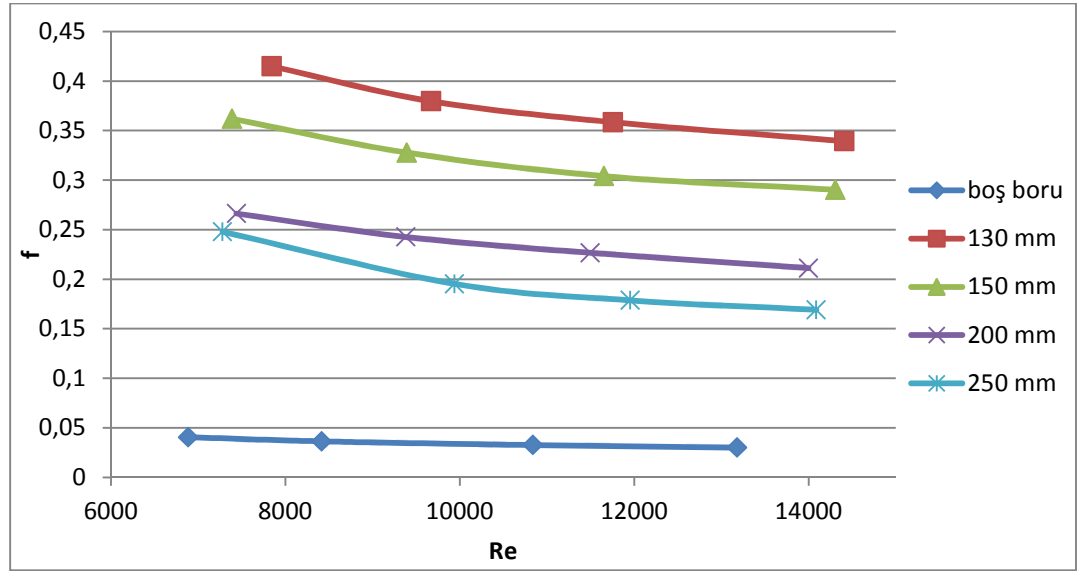
eşitlikleri bulunmuştur.

Klasik tip türbülatorler ile yapılan deneylerden sonra üzerlerine V şekilli kanat açılmış V kanatlı tip türbülatorler kullanılmıştır. Ters akışlı ısı değiştiricisinde 130 mm, 150 mm, 200 mm ve 250 mm hatveli V kanatlı türbülatorler ile öncelikle kanatların yönünün sıcak akışkanın akım yönünde olması durumunda deneyler yapılmıştır.



Şekil 7.8: Ters akışlı ısı değiştiricisinde boş boru ve farklı hatvelerdeki V kanatlı (kanatlar akım yönünde) türbülatorler için deneysel Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi

Şekil 7.8’de boş borudan geçen egzoz gazının sonuçları ve bu borunun içerisine dört farklı hatvede kanatları akım yönünde olan V kanatlı tip türbülötör yerleştirilmesi ile yapılan deneylerin sonuçları görülmektedir. Bu deneyler ters akışlı ısı değıştiricisinde uygulanmıştır. Bu grafikte $Re = 7000 - 15000$ değerlerinde yapılan çalışma sonucunda, Reynolds sayısındaki artış ile Nusselt sayısında da artış gözleendiği görülmüştür. Boş borudaki Nusselt sayısındaki değışim türbülötörle yapılan deneylerdeki değışime göre çok düşük seviyede kalmıştır. Bu deneyler sırasında Nusselt sayısı, 130 mm, 150 mm, 200 mm ve 250 mm hatveli akım yönünde V kanatlı türbülötörlerde, klasik tip türbülötörlere nazaran artış göstermiştir. Diğer türbülötörlerdeki artışa rağmen içlerinde hatvesi en düşük olan 130 mm hatveli akım yönünde V kanatlı türbülötörün Nusselt sayısında ve artışında en yüksek sonucu verdiği görülmektedir. Türbülötörsüz boru, 130 mm, 150 mm, 200 mm ve 250 mm hatveli kanatları akım yönünde olan V kanatlı tip türbülötör için Nu sayısının değeri sırasıyla 17,69 – 39,80; 57,71 – 77,52; 54,37 – 75,31; 53,75 – 73,93 ve 52,61 – 70,16’dır.

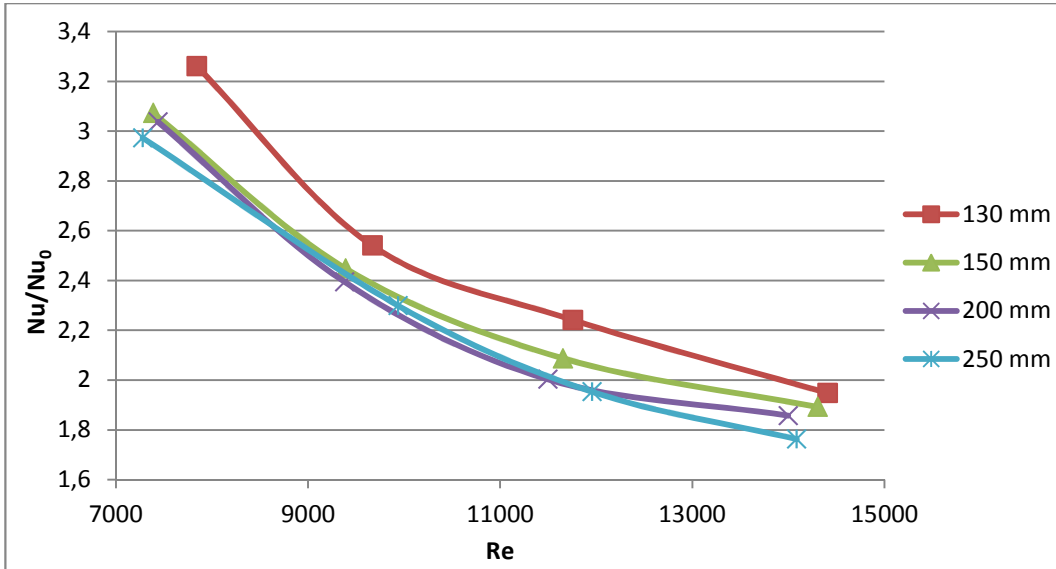


Şekil 7.9 : Ters akışlı ısı değıştiricisinde boş boru ve farklı hatvelerdeki V kanatlı (kanatlar akım yönünde) türbülötörler için deneysel sürtünme katsayısı Reynolds sayısı ile değışimi

Şekil 7.9’da boş borulu sistem ile kanatları akım yönünde olan V kanatlı tip türbülötör kullanıldığı durumda yapılan deney sonuçlarına göre sürtünme katsayısının Reynolds sayısına göre değışimi görülmektedir. Sürtünme katsayısı şekilde de görüldüğü üzere artan Reynolds sayısına bağılı olarak azalmaktadır. En düşük sürtünme katsayısının, akışın herhangi bir dirençle karşılaşmaması nedeniyle boş boruda oluştuğu görülmektedir. 130 mm hatveli ve en çok burğu sayısına sahip olan türbülötörde sürtünme katsayısı değeri, Reynolds sayısı 7000

ile 15000 arasında iken, 0,41 ile 0,33 arasında değişim göstermiştir. 150 mm, 200 mm ve 250 mm hatveli kanatları akım yönünde olan V kanatlı tip türbülátörlerde 130 mm hatveli türbülátöre göre burğu açısının ve dolayısıyla burğu sayısının düşük olmasından dolayı sırasıyla 0,36 - 0,29; 0,26 - 0,21 ve 0,24 - 0,16 aralığında sürtünme katsayısı değerlerine sahiptir. Klasik tip türbülátörlere göre bu tip türbülátörlerde V kanatçık açıldığı için daha fazla akış direnci oluşmakta bu da grafikten de görüleceği üzere daha yüksek sürtünme katsayısı değerlerine neden olmaktadır.

Şekil 7.10, V kanatlı (kanatlar akım yönünde) türbülátörler ile yapılan deneylerden elde edilen Nusselt sayısının boş borulu deneylerden elde edilen Nusselt sayısına oranının (Nu/Nu_0), Reynolds sayısı ile ilişkisini göstermektedir.

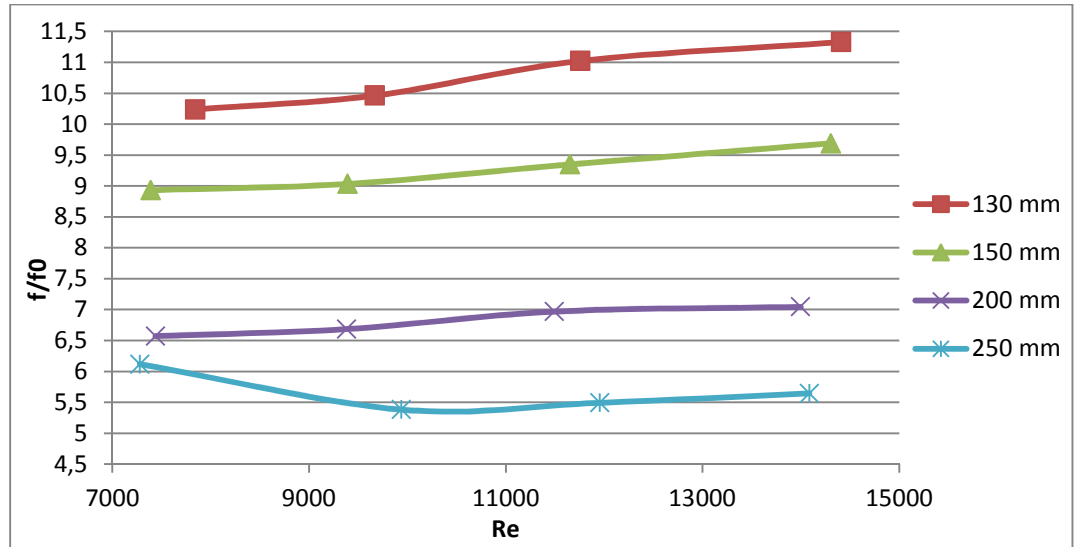


Şekil 7.10 : Ters akışlı ısı değıştiricisinde V kanatlı (kanatlar akım yönünde) türbülátörlü Nusselt sayısının boş borulu Nusselt sayısına oranının Reynolds sayısı ile değışimi

Tüm türbülátör modellerinde Nu/Nu_0 oranı, artan akışkan debisine bağı olarak azalma eğilimindedir. Sadece Nu/Nu_0 değeri göze alındığında tüm akış hız kademelerinde en iyi sonucu 130 mm hatveli türbülátörün kullanıldığı deneyler vermiştir. Akış yönünde kanatlı türbülátörlerin kullanıldığı bu deney sonucunda, klasik tip türbülátörlerin kullanıldığı deney sonuçlarına göre tüm türbülátörler Nu/Nu_0 değeri artışı göstermiştir. Grafikte de görüldüğü üzere tüm akım yönünde V kanatlı türbülátörlerde sonuçlar birbiri ile paralellik göstermektedir. Reynolds sayısındaki değışime bağı olarak Nu/Nu_0 oranı 130 mm, 150 mm, 200 mm ve 250 mm hatveli türbülátörler için sırasıyla 3,26 – 1,94; 3,07 – 1,89; 3,03 - 1,85 ve 2,97-1,76'dır. Bu sonuçlara göre 130 mm hatveli türbülátörün boş boruya

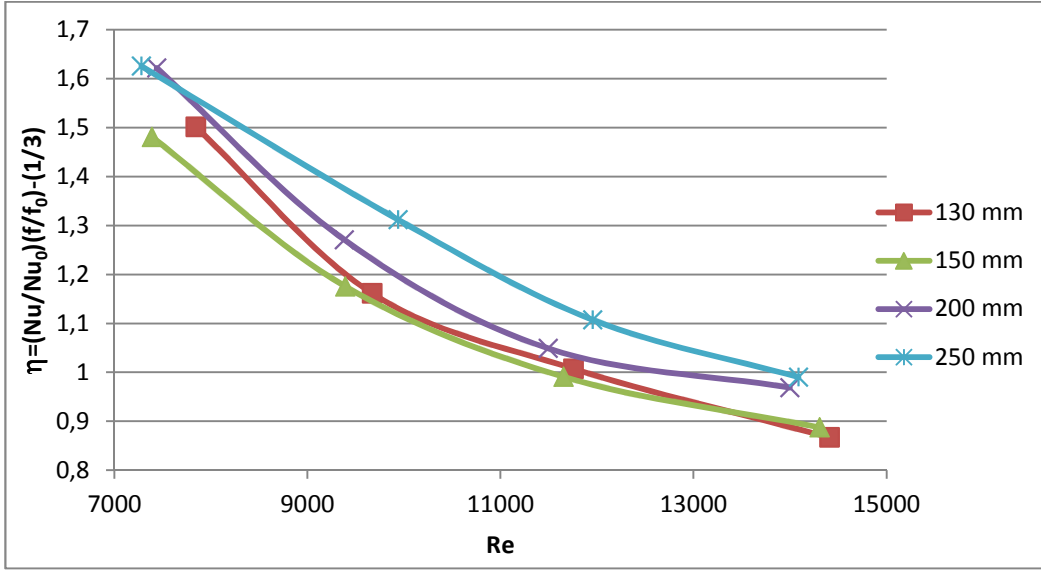
göre Nusselt sayısı, Reynolds sayısının 7000 ile 15000 aralığı için sırasıyla % 226, % 153, % 124 ve % 94'lük artış göstermiştir. Aynı şekilde 150 mm hatveli türbülátörde artış % 207, % 144, % 108 ve % 99, 200 mm hatveli türbülátörde artış % 203, % 139, % 100 ve % 85, 250 mm hatveli türbülátördeki artış ise % 197, % 129, % 95 ve % 76 olarak görülmüştür.

V kanatlı (kanatlar akım yönünde) türbülátörlü deneylerden elde edilen sürtünme katsayısının boş borulu deneylerden elde edilen sürtünme katsayısına oranının (f/f_0), Reynolds sayısı ile ilişkisi Şekil 7.11'de görülmektedir. En yüksek f/f_0 değeri oluşan yüksek dirençlerinden dolayı 130 mm hatveli türbülátörün kullanıldığı deneylerde elde edilmiştir. Klasik tip türbülátör ile yapılan deney sonuçlarına göre, akım yönünde V kanatlı türbülátör sonuçlarından elde edilen f/f_0 değerinin, kanatların sebep olduğu artan dirençlerden dolayı daha yüksek olduğu görülmüştür. Reynolds sayısındaki değişime bağlı olarak f/f_0 oranı 130 mm, 150 mm, 200 mm ve 250 mm hatveli türbülátörler için sırasıyla 10,23 – 11,32; 8,93 – 9,68; 6,57 – 7,04 ve 6,11 – 5,64'tür.



Şekil 7.11 : Ters akışlı ısı değıştiricisinde V kanatlı (kanatlar akım yönünde) türbülátörlü sürtünme katsayısının boş borulu sürtünme katsayısına oranının Reynolds sayısı ile değışimi

Deneysel sonuçlardan elde edilen sürtünme katsayısı değeri 130 mm hatveli türbülátörün boş borunun değeriye göre % 923, % 946, % 1002 ve % 1032'lik artış göstermiştir. Aynı şekilde 150 mm hatveli türbülátörde artış % 793, % 803, % 834 ve % 868, 200 mm hatveli türbülátörde artış % 557, % 568, % 596 ve % 604, 250 mm hatveli türbülátördeki artış ise % 511, % 438, % 449 ve % 464 olarak görülmüştür.



Şekil 7.12 : Ters akışlı ısı değıştiricisinde boş boru ve farklı hatvelerdeki V kanatlı (kanatlar akım yönünde) türbülátörler için ısıl hidrolik performansının Reynolds sayısı ile değışimi

Dört farklı hatvedeki kanatları akım yönünde olan V kanatlı türbülátörlerin ısıl hidrolik performans değışimi Şekil 7.12’de görölmektedir. ısıl hidrolik performans grafiğine bakıldığında, tüm türbülátörlerin birbirine yakın sonuçlar verdiği görölmektedir. Akım yönünde V kanatlı türbülátörlerin tümü dikkate alındığında, Reynolds sayısının 7000 – 15000 aralığında yüksek akışkan debisi dışında ısıl hidrolik performansa olumlu katkısının olduğu görölmektedir. Bununla birlikte ısıl hidrolik performans değeri düşük Reynolds sayılarında daha iyi sonuçlar vermektedir. Kanatları akım yönünde olan V kanatlı türbülátörlerin kullanılmasıyla farklı akışkan debilerinde boş boruya göre % 62 değeri kadar ısıl hidrolik performansta iyileşme sağlanmıştır.

Kanat ucu akım yönünde olan V kanatlı tip türbülátör kullanılarak gerçekleştirilen deneylerden elde edilen sonuçlara, türetilen çeşitli denklemlerle de ulaşılmıştır. Uygulamalarda ve hesaplamalarda kolaylık sağlaması amacıyla türetilen bu denklemler, Nusselt sayısının Reynolds sayısı ve Prandtl sayısı arasındaki ilişkiyi ve Reynolds sayısı ile sürtünme faktörü arasındaki ilişkiyi vermektedir. Türbülátörlerin farklı hatve değeri için Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü eşitlikleri şu şekildedir.

130 mm hatveli kanat ucu akım yönünde olan V kanatlı tip türbülator için;

$$Nu = 0,6437Re^{0,4983} Pr^{-0,07477} \quad R^2 = 0,976$$

$$f = 14,02Re^{-0,3916} \quad R^2 = 0,954$$

150 mm hatveli kanat ucu akım yönünde olan V kanatlı tip türbülator için;

$$Nu = 0,6769Re^{0,4916} Pr^{-0,01616} \quad R^2 = 0,997$$

$$f = 5,414Re^{-0,3057} \quad R^2 = 0,972$$

200 mm hatveli kanat ucu akım yönünde olan V kanatlı tip türbülator için;

$$Nu = 0,7351Re^{0,4842} Pr^{0,05629} \quad R^2 = 0,955$$

$$f = 11,62Re^{-0,4222} \quad R^2 = 0,974$$

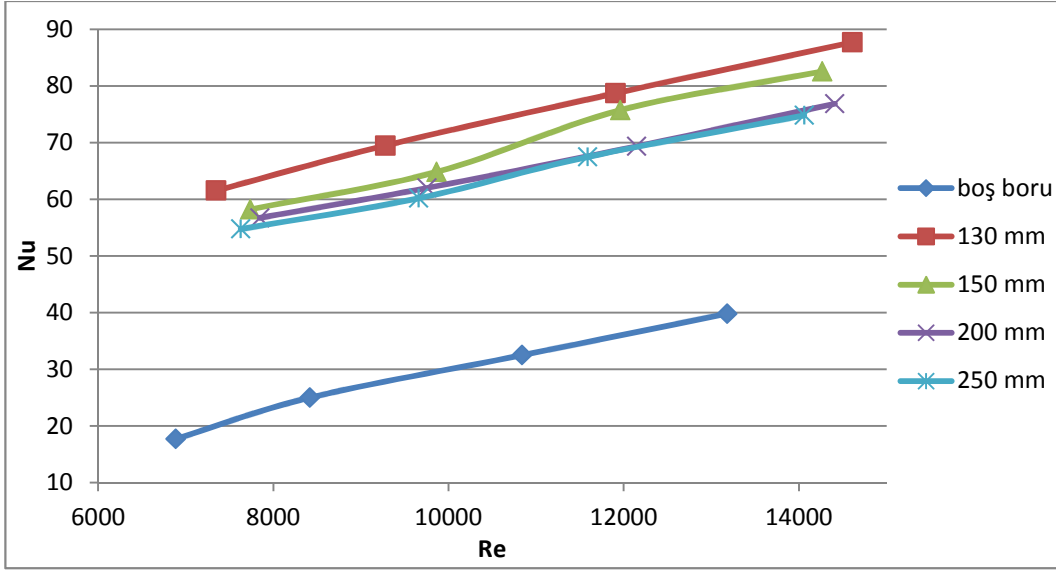
250 mm hatveli kanat ucu akım yönünde olan V kanatlı tip türbülator için;

$$Nu = 0,449Re^{0,5261} Pr^{-0,04494} \quad R^2 = 0,987$$

$$f = 431,1Re^{-0,8296} \quad R^2 = 0,905$$

eşitlikleri bulunmuştur.

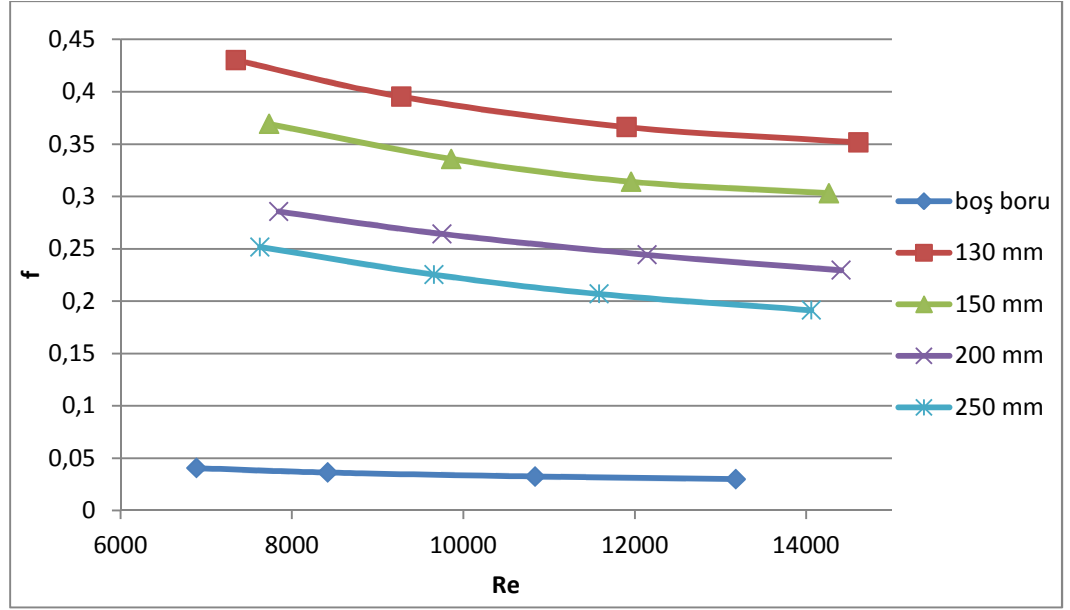
Ters akışlı ısı değıştiricisinde yapılan bir diğ er deneysel çalışmada, V kanatlı türbülatorler kullanılmış ve kanatların yönünün sıcak akışkanın akımına ters yönde olması durumu dikkate alınmıştır. Şekil 7.13’de boş boruda yapılan deneyler ve bu borunun iç erisine dört farklı hatvede kanatları akıma ters yönde olan V kanatlı tip türbülator yerleştirilmesi ile yapılan deneylerin sonuçları görölmektedir.



Şekil 7.13: Ters akışlı ısı değiştiricisinde boş boru ve farklı hatvelerdeki V kanatlı (kanatlar akıma ters yönde) türbülötörler için deneysel Nusselt sayısının Reynolds sayısı ile değişimi

Bu grafikte Reynolds sayısının 7000 ile 15000 değerlerinde yapılan çalışma sonucunda, Reynolds sayısındaki artış ile Nusselt sayısında da artış gözlemlendiği görülmüştür. Boş borudaki Nusselt sayısındaki değişim diğer deneylerdeki sonuçlar gibi türbülötörle yapılan deneylerdeki değişime göre çok düşük seviyede kalmıştır. Nusselt sayısının değeri ve artışı, klasik tip türbülötörler ve akım yönündeki V kanatlı türbülötörlere göre akıma ters V kanatlı türbülötörlerin kullanımıyla daha yüksek değerlere ulaşmıştır. Reynolds sayısındaki değişime bağlı olarak Nu değeri 130 mm, 150 mm, 200 mm ve 250 mm hatveli türbülötörler için sırasıyla 61,53 – 87,71; 58,22 – 82,56; 56,72 – 76,86 ve 54,75 – 74,81’dir. Diğer türbülötörlerdeki artışa rağmen içlerinde hatvesi en düşük olan 130 mm hatveli akıma ters yöndeki V kanatlı türbülötörün Nusselt sayısında ve artışında en yüksek sonucu verdiği görülmektedir.

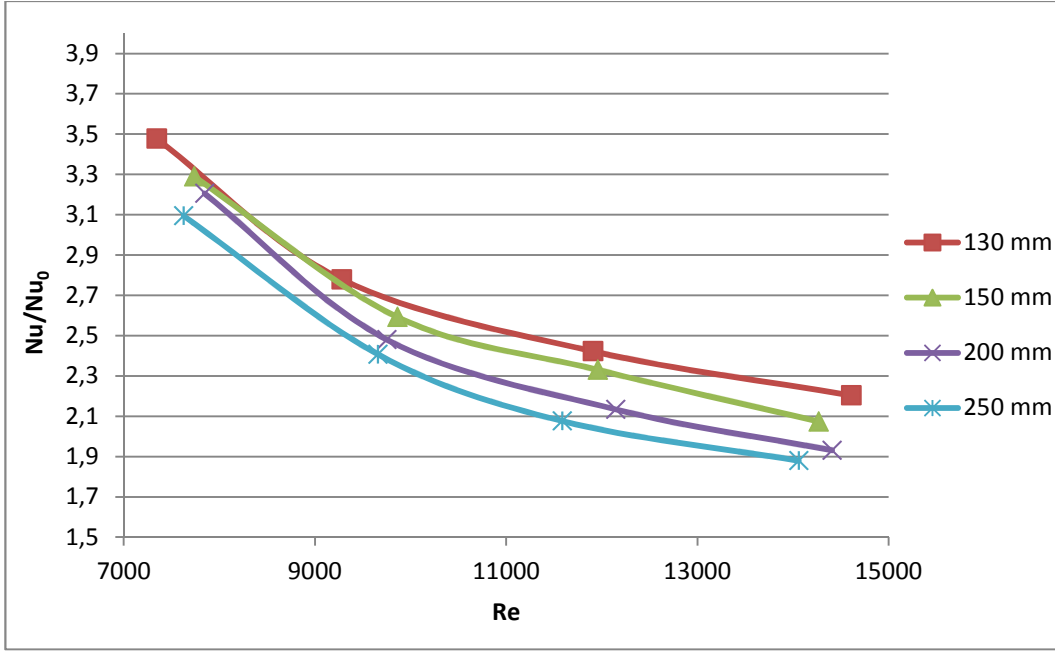
Şekil 7.14’de boş borulu sistem ile kanatları akıma ters yönde olan V kanatlı tip türbülötör kullanıldığı durumda yapılan deney sonuçlarına göre sürtünme katsayısının Reynolds sayısına göre değişimi görülmektedir. Sürtünme katsayısı şekilde de görüldüğü üzere artan Reynolds sayısına bağlı olarak azalmaktadır. 130 mm hatveli ve en çok burğu sayısına sahip olan türbülötörde sürtünme katsayısı değeri, Reynolds sayısı 7000 - 15000 aralığında, 0,43 ile 0,35 arasında değişim göstermiştir. 150 mm, 200 mm ve 250 mm hatveli kanatları akıma ters yönde olan V kanatlı tip türbülötörler ise sırasıyla 0,36 - 0,30; 0,28 – 0,22 ve 0,25 – 0,19 aralığında sürtünme katsayısı değerlerine sahiptir.



Şekil 7.14: Ters akışlı ısı değıştiricisinde boş boru ve farklı hatvelerdeki V kanatlı (kanatlar akıma ters yönde) türbülátörler için deneysel sürtünme katsayısı Reynolds sayısı ile değışimi

Klasik tip türbülátörlere göre bu tip türbülátörlerde V kanat açıldığında daha fazla akış direnci oluşmaktadır. Akışa ters yönde V kanatlı türbülátörler kullanılmasıyla akış yönünde V kanatlı türbülátörlerin yarattığı direncin üzerinde bir direnç oluşmaktadır. Bunun sonucu olarak da grafikten de görüleceği üzere daha yüksek sürtünme katsayısı değeri gözlenmektedir.

Şekil 7.15, V kanatlı (kanatlar akıma ters yönde) türbülátörler ile yapılan deneylerden elde edilen Nusselt sayısının boş borulu deneylerden elde edilen Nusselt sayısına oranının (Nu/Nu_0), Reynolds sayısı ile ilişkisini göstermektedir. Tüm türbülátör hatvelerinde Nu/Nu_0 oranı, artan akışkan debisine bağlı olarak azalan bir grafik çizmektedir. Sadece Nu/Nu_0 değeri göze alındığında ters akışlı ısı değıştiricilerinde tüm akış hız kademelerinde en iyi sonucu 130 mm hatveli türbülátörün kullanıldığı deneyler vermiştir. Akışa ters yönde V kanatlı türbülátörlerin kullanıldığı bu deney sonucunda, klasik tip türbülátörlerin ve akış yönünde V kanatlı türbülátörlerin kullanıldığı deney sonuçlarına göre tüm türbülátörler Nu/Nu_0 değeri artışı göstermiştir. Grafikte de görüldüğü üzere tüm akım ters yönde V kanatlı türbülátörlerde sonuçlar birbiri ile paralellik göstermektedir. Reynolds sayısındaki değışime bağlı olarak Nu/Nu_0 oranı 130 mm, 150 mm, 200 mm ve 250 mm hatveli akıma ters yönde V kanatlı türbülátörler için sırasıyla 3,47 – 2,20; 3,28 – 2,07; 3,20 – 1,93 ve 3,09 – 1,87’dir.

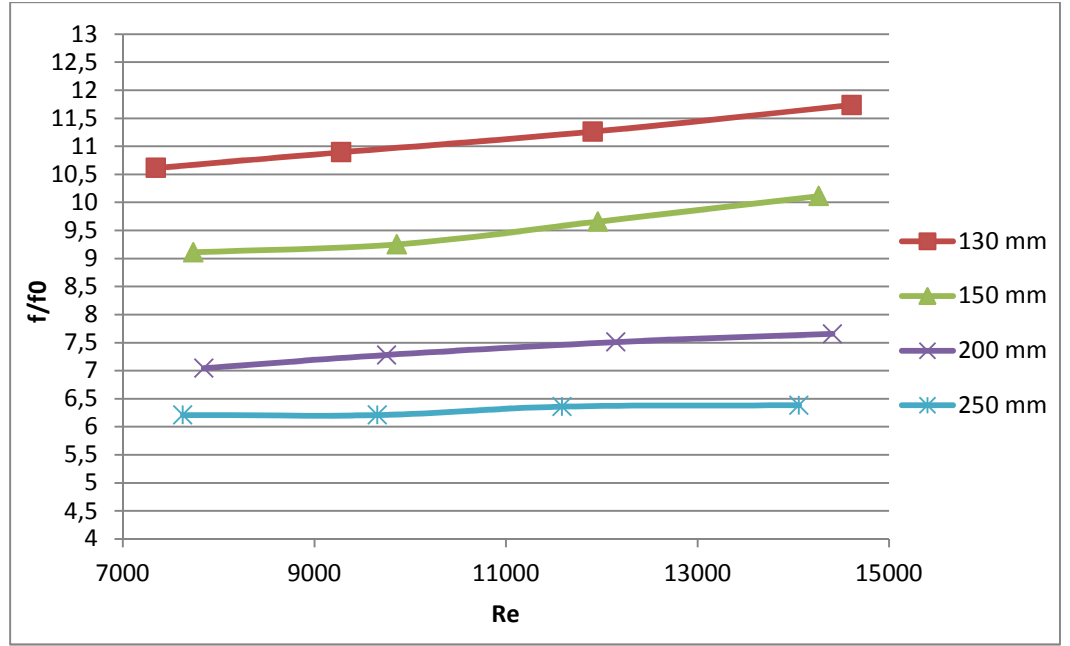


Şekil 7.15: Ters akışlı ısı değıştiricisinde V kanatlı (kanatlar akıma ters yönde) türbülantörlü Nusselt sayısının boş borulu Nusselt sayısına oranının Reynolds sayısı ile değışimi

Elde edilen sonuçlara göre 130 mm hatveli V kanatları akıma ters yönde olan türbülantörün boş boruya göre Nusselt sayısında sırasıyla % 247, % 177, % 142 ve % 120'lik artış göstermiştir. Aynı şekilde 150 mm hatveli türbülantörde artış % 228, % 159, % 133 ve % 107, 200 mm hatveli türbülantörde artış % 220, % 147, % 113 ve % 93, 250 mm hatveli türbülantördeki artış ise % 209, % 140, % 107 ve % 87 olarak görölmüştür.

V kanatlı (kanatlar akıma ters yönde) türbülantörlü deneylerden elde edilen sürtünme katsayısının boş borulu deneylerden elde edilen sürtünme katsayısına oranının (f/f_0), Reynolds sayısı ile ilişkisi Şekil 7.16'da görölmektedir. En yüksek f/f_0 değeri oluşan yüksek dirençlerinden dolayı 130 mm hatveli türbülantörün kullanıldığı deneylerde elde edilmiştir. Klasik tip türbülantör ile yapılan deney sonuçlarına göre, akıma ters yönde V kanatlı türbülantör sonuçlarından elde edilen f/f_0 değerin, kanatların sebep olduğu artan dirençlerden dolayı daha yüksek olduğu görölmüştür. Reynolds sayısındaki değışime bağılı olarak f/f_0 oranı 130 mm, 150 mm, 200 mm ve 250 mm hatveli türbülantörler için sırasıyla 10,61 – 11,73; 9,10 – 10,11; 7,04 – 7,65 ve 6,21 – 6,38'dir. Deneysel sonuçlardan elde edilen sürtünme katsayısı değeri 130 mm hatveli türbülantörün boş borunun değeri göre % 961, % 989, % 1026 ve % 1073'lük artış göstermiştir. Aynı şekilde 150 mm hatveli türbülantörde artış % 810, % 825, % 865 ve % 911, 200

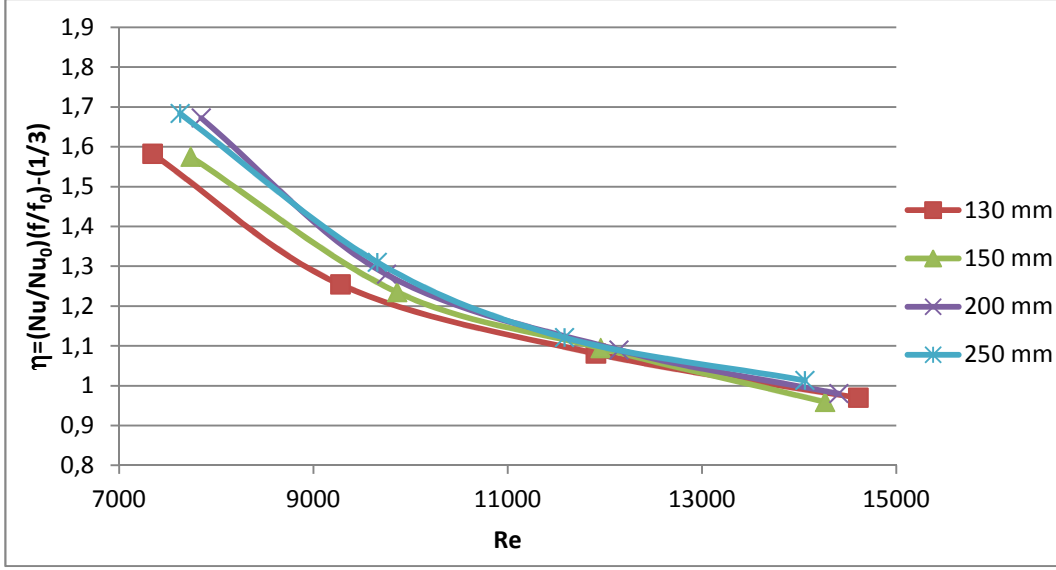
mm hatveli türbülátörde artış % 604, % 628, % 650 ve % 665, 250 mm hatveli türbülátördeki artış ise % 521, % 520, % 535 ve % 538 olarak görülmüştür.



Şekil 7.16: Ters akışlı ısı değıştiricisinde V kanatlı (kanatlar akıma ters yönde) türbülátörlü sürtünme katsayısının boş borulu sürtünme katsayısına oranının Reynolds sayısı ile değışimi

Dört farklı hatvedeki kanatları akıma ters yönde olan V kanatlı türbülátörlerin ısıl hidrolik performans değışimi Şekil 7.17’de görülmektedir. ısıl hidrolik performans grafiğine bakıldığında, türbülátörlerin üzerine akıma ters yönde açılan V kanatların ısı transferi ve sürtünme katsayıları dikkate alındığında en iyi sonucun 250 mm hatveli türbülátör ile elde edildiğı görülmektedir. Klasik tip türbülátör, akım yönünde V kanatlı türbülátör ve akıma ters yönde V kanatlı türbülátörlerle yapılan deneylerin sonuçlarında dikkat edilmesi gereken diğerk nokta tüm bu türbülátörlerin ısıl hidrolik performans değerklerinin düşük Reynolds sayılarında iyi sonuçlar verdiğidir.

Akıma ters yönde V kanatlı türbülátörlerin, Reynolds sayısının 7000 ile 15000 aralığında ısıl hidrolik performansa olumlu katkısının olduğı görülmektedir. Şekile bakıldığında Reynolds sayısının 14000 değerkinden az olduğı tüm değerklerinde, akıma ters yönde V kanatlı türbülátörler ile iyileşme sağlandığı görülmüştür. Kanatları akıma ters yönde olan türbülátörlerin kullanılmasıyla ısıl hidrolik performansta % 68’e varan iyileşme sağlanmıştır.



Şekil 7.17: Ters akışlı ısı değiştiricisinde boş boru ve farklı hatvelerdeki V kanatlı (kanatlar akıma ters yönde) türbülötörler için ısıl hidrolik performansın Reynolds sayısı ile değişimi

Kanat ucu akıma ters yönde olan V kanatlı türbülötörler kullanılarak gerçekleştirilen deneylerden elde edilen verilere eğri uydurularak Nusselt sayısını veren bağıntılar türetilmiştir. Uygulamalarda ve hesaplamalarda kolaylık sağlaması amacıyla türetilen bu denklemler, Nusselt sayısının Reynolds sayısı ve Prandtl sayısı arasındaki ilişkiyi ve Reynolds sayısı ile sürtünme faktörü arasındaki ilişkiyi vermektedir. Türbülötörlerin farklı hatve değerlerine göre Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü eşitlikleri şu şekildedir.

130 mm hatveli kanat ucu akıma ters yönde olan V kanatlı türbülötörler için;

$$Nu = 0,6356Re^{0,5138} Pr^{0,002372} \quad R^2 = 0,998$$

$$f = 10,91Re^{-0,3618} \quad R^2 = 0,945$$

150 mm hatveli kanat ucu akıma ters yönde olan V kanatlı türbülötörler için;

$$Nu = 0,2788Re^{0,5948} Pr^{-0,009467} \quad R^2 = 0,983$$

$$f = 12,58Re^{-0,3923} \quad R^2 = 0,952$$

200 mm hatveli kanat ucu akıma ters yönde olan V kanatlı türbülátörler için;

$$Nu = 0,5995Re^{0,507} Pr^{0,02056}$$

$$R^2 = 0,991$$

$$f = -0,08396Re^{0,1895}$$

$$R^2 = 0,998$$

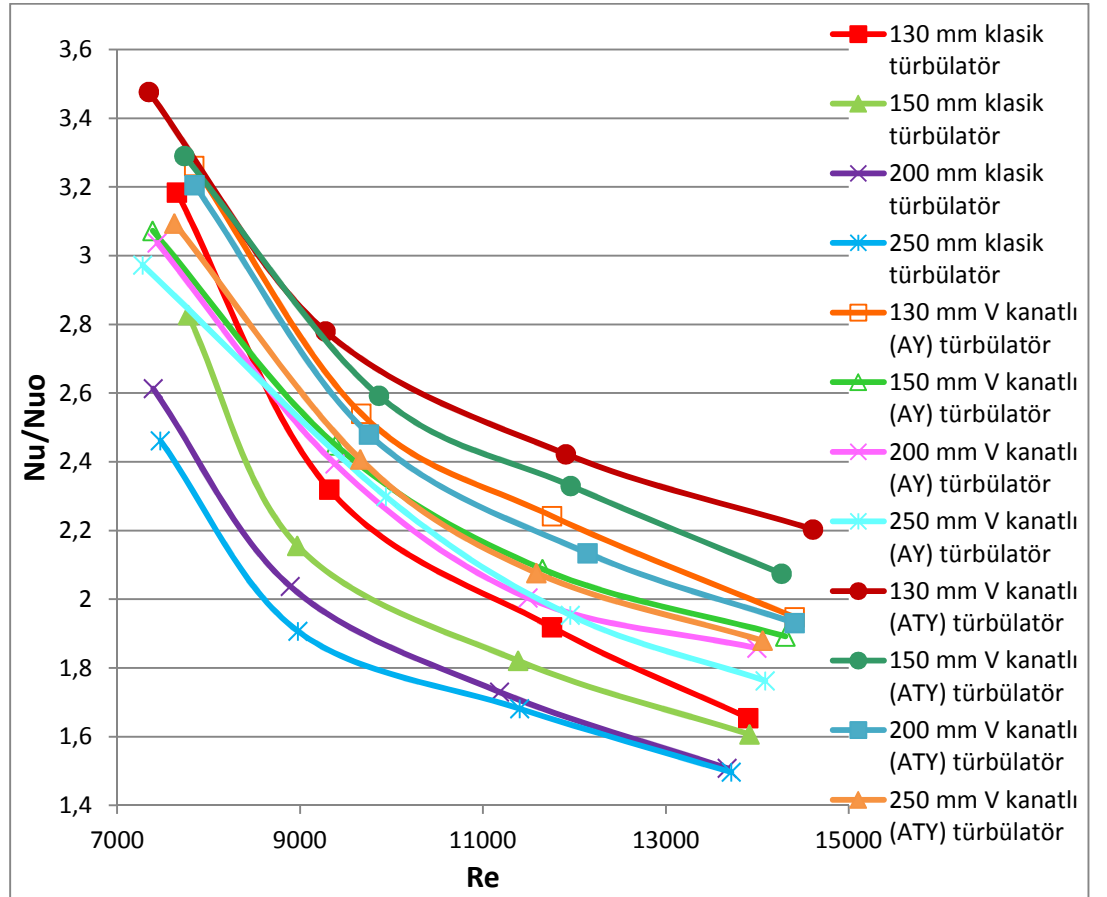
250 mm hatveli kanat ucu akıma ters yönde olan V kanatlı türbülátörler için;

$$Nu = 0,4938Re^{0,5249} Pr^{-0,007929}$$

$$R^2 = 0,980$$

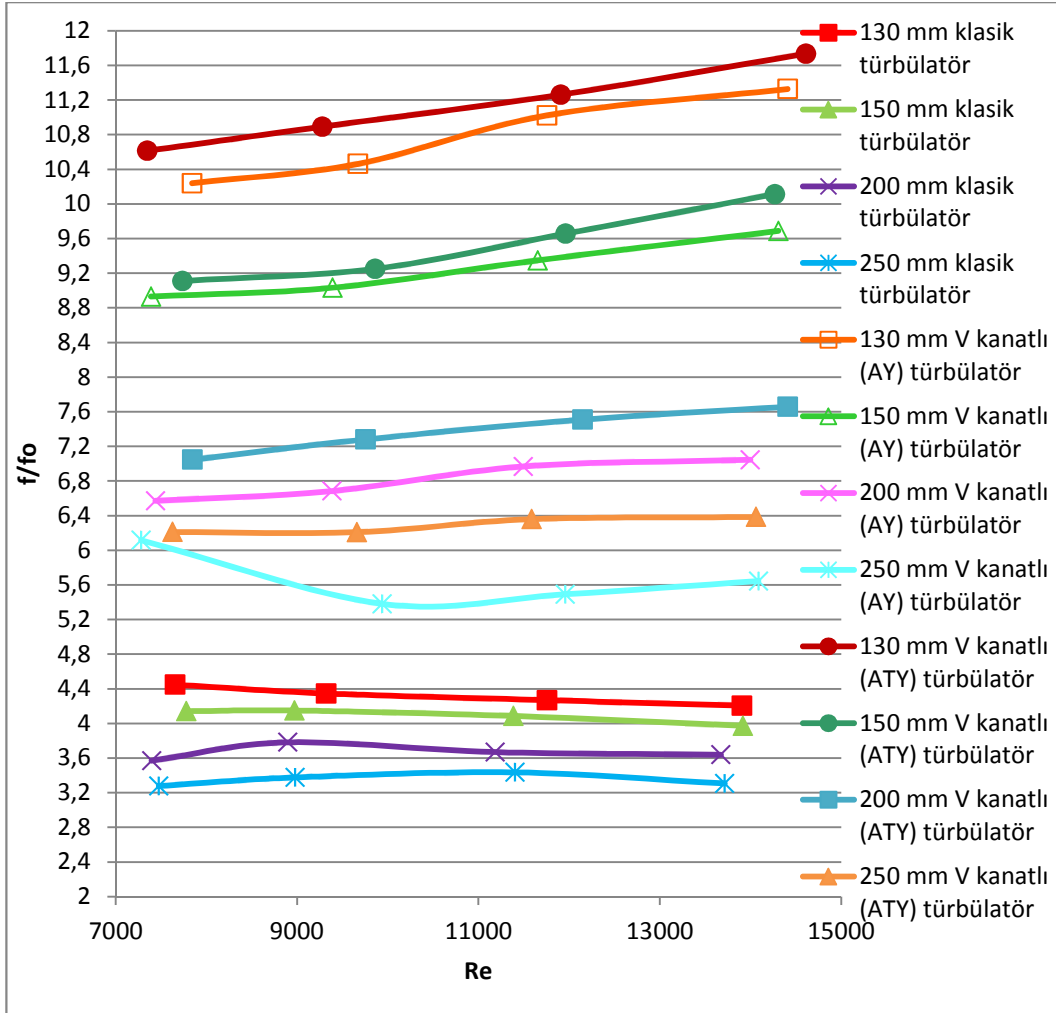
$$f = 19,12Re^{-0,4837}$$

$$R^2 = 0,994$$



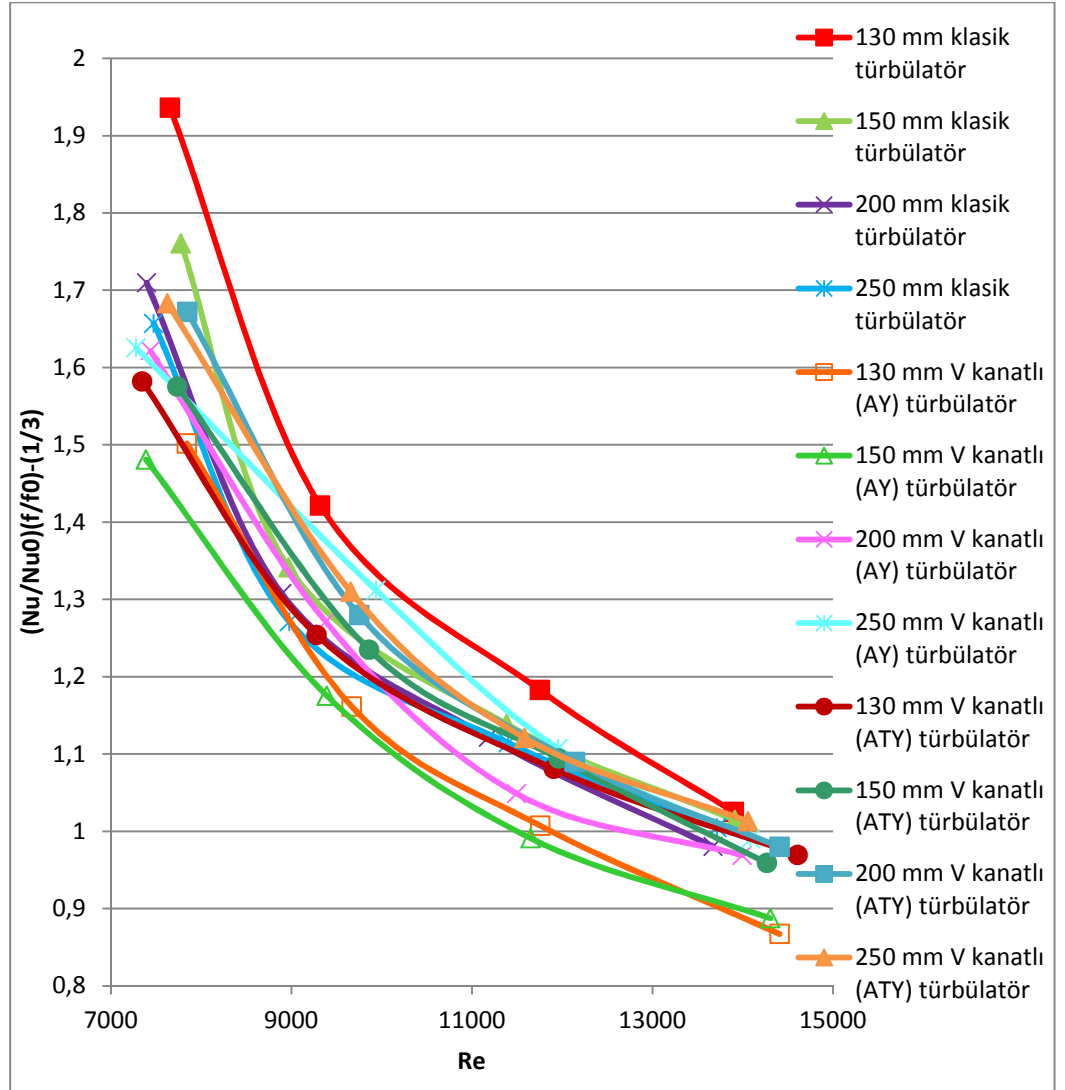
Şekil 7.18: Ters akışlı ısı değıştiricisinde farklı hatvelerdeki klasik tip türbülátörler, V kanatlı (kanatlar akım yönünde - AY) türbülátörler, V kanatlı (kanatlar akıma ters yönde - ATY) türbülátörler için Nu/Nu_0 - Re değışimi

Şekil 7.18’de klasik tip türbülötörler, akım yönünde V kanatlı türbülötörler ve akıma ters yöndeki V kanatlı türbülötörler ile yapılan deneylerden elde edilen Nusselt sayısının boş borulu deneylerden elde edilen Nusselt sayısına oranının (Nu/Nu_0), Reynolds sayısı ile ilişkisini göstermektedir. Toplu olarak tüm türbülötörlere ait Nu/Nu_0 değerlerin veren bu grafiğe bakıldığında en yüksek Nusselt sayısı değişiminin 130 mm hatveli akıma ters yönde V kanatlı türbülötöre ait olduğu görülmektedir. Klasik tip türbülötörler ile V kanatlı türbülötörler kendi içlerinde ayrı ayrı incelediğimizde düşük hatveden büyük hatveye giderken, Nu/Nu_0 değerinde azalan bir grafik elde edilmiştir. Hatve bazında irdelendiğinde ise en iyi Nu/Nu_0 sonucunu sırasıyla akıma ters yönde V kanatlı türbülötör, akım yönünde V kanatlı türbülötör ve klasik tip türbülötör vermiştir.



Şekil 7.19 : Ters akışlı ısı değıştiricisinde farklı hatvelerdeki klasik tip türbülötörler, V kanatlı (kanatlar akım yönünde - AY) türbülötörler, V kanatlı (kanatlar akıma ters yönde - ATY) türbülötörler için f/f_0 -Re değışimi

Şekil 7.19’da klasik tip türbülatorler, akım yönünde V kanatlı türbülatorler ve akıma ters yöndeki V kanatlı türbülatorler ile yapılan deneylerden elde edilen sürtünme katsayısının boş borulu deneylerden elde edilen sürtünme katsayısına oranının (f/f_0), Reynolds sayısı ile ilişkisini göstermektedir. Toplu olarak tüm türbülatorlere ait f/f_0 değerlerin veren bu grafiğe bakıldığında en yüksek sürtünme katsayısı değişiminin 130 mm hatveli akıma ters yönde V kanatlı türbülatorre ait olduğu görülmektedir. Hatve bazında irdelendiğinde ise en yüksek sürtünme katsayısı oranını sırasıyla akıma ters yönde V kanatlı türbülator, akım yönünde V kanatlı türbülator ve klasik tip türbülator vermiştir.



Şekil 7.20 : Ters akışlı ısı değıştiricisinde farklı hatvelerdeki klasik tip türbülatorler, V kanatlı (kanatlar akım yönünde - AY) türbülatorler, V kanatlı (kanatlar akıma ters yönde - ATY) türbülatorler için ısıl hidrolik performansının Reynolds sayısı ile değışimi

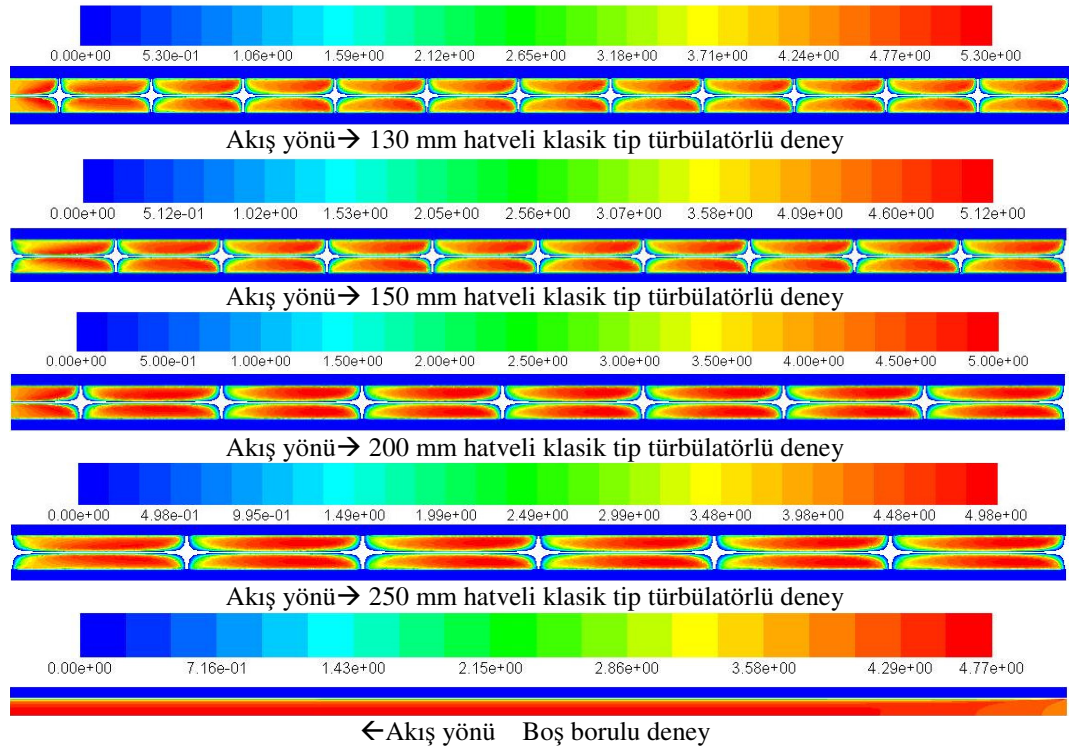
Şekil 7.20’de klasik tip türbülátörler, akım yönünde V kanatlı türbülátörler ve akıma ters yöndeki V kanatlı türbülátörler ile yapılan deneylerden elde edilen ısıl hidrolik performansının Reynolds sayısı ile ilişkisini göstermektedir. Toplu olarak tüm türbülátörlere ait ısıl hidrolik performansını veren bu grafiğe bakıldığında en yüksek ısıl hidrolik performans tüm türbülátör modelleri için düşük akışkan hızlarında görülmektedir. En iyi ısıl hidrolik performans, her bir hız kademesi için ayrı ayrı incelendiğinde 130 mm hatveli klasik tip türbülátör ile sağlanmıştır. V kanatlı türbülátörlerde yüksek ısı transfer oranları elde edilmesine karşın çok yüksek sürtünme etkilerinden dolayı ısıl hidrolik performans değerleri klasik tip türbülátörlere göre daha düşük çıkmıştır.

Ek5’te, Ek5.1 incelendiğinde ters akışlı ısı değiştiricisinde kullanılan tüm türbülátör modelleri için boş boruya göre Nusselt sayısı ve sürtünme katsayısı değişimleri ve bu değişimlerdeki yüzdesel artışlar ve ısıl hidrolik performans aralıkları ve ısıl hidrolik performanstaki yüzdesel artış aralığı görülmektedir.

Deneysel çalışmaların yanında sonlu hacimler metodu kullanılan analiz programları ile sonuçlar desteklenmiştir. Farklı türbülátör modelleri için SolidWorks ve Gambit programları kullanılarak çizimi yapılan, ağ yapısı, sınır ve hacim tipleri belirlenen sistemin, Fluent programında sınır şartları belirlenmiş ve sonlu hacimler metodu ile değişik parametrik özellikler altında çözümü yapılmıştır. V kanatlı türbülátörlerin Solidworks programında çizimi Ek4’te ayrıntılı olarak anlatılmıştır. Bu çalışmada sınır şartları koşulları Fluent programında veri olarak girilmiştir. Eşmerkezli ısı değiştiricisinde sıcak ve soğuk akışkan bölgeleri, katı malzeme bölgeleri, egzoz gazının ve suyun giriş ve çıkış bölgeleri, duvar yüzeyleri, akışkan bölgelerin fiziki özellikleri Fluent programında tanımlanmıştır.

Deney düzeneği kurularak deneysel çalışmaları yapılan eş merkezli ısı değiştiricisinde akışkanların akış özellikleri ve ısı transfer karakteristiklerini incelemek amacıyla yapılan CFD analizleri türbülátörsüz sistem için 2 boyutta, türbülátörlü sistem için ise 3 boyutta gerçekleştirilmiştir. Herbir deneysel çalışma için birebir CFD analizleri yapılmıştır.

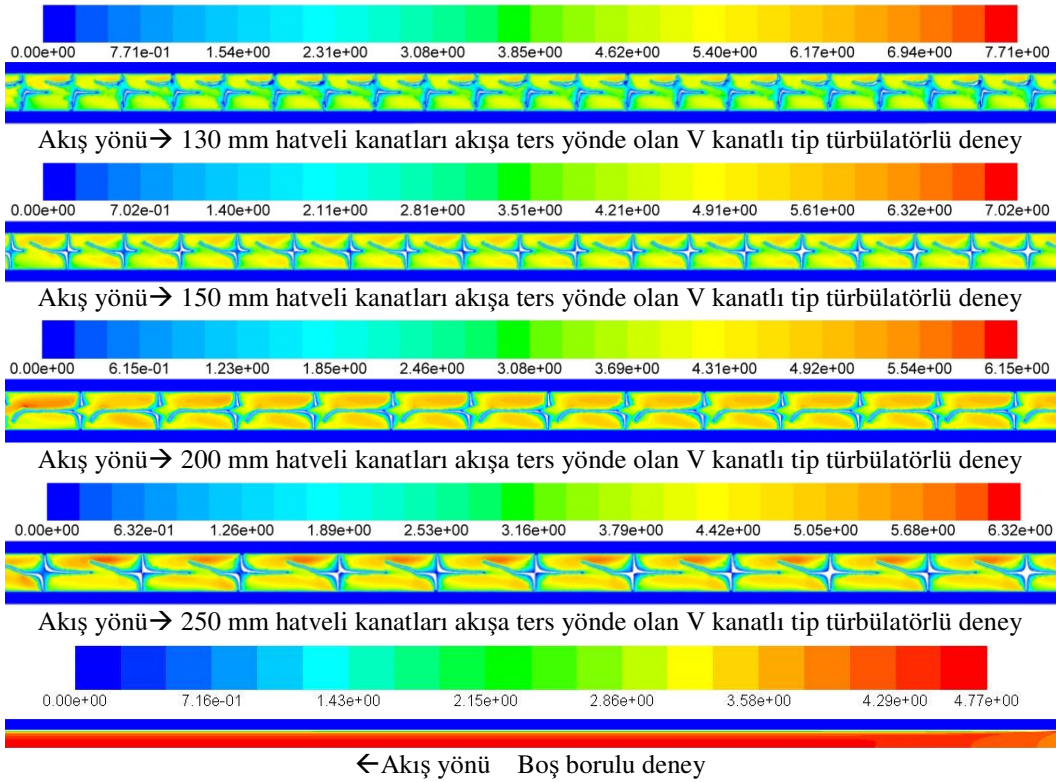
Sıcak akışkanın sisteme giriş hızının 3,92 m/s olduğu durumda yapılan deneysel çalışmalara karşılık gerçekleştirilen CFD analiz hız dağılım sonuçları Şekil 7.21 ile Şekil 7.23 arasında verilmiştir. Klasik tip türbülator, kanatları akış yönünde olan V kanatlı tip türbülator, kanatları akışa ters yönde olan V kanatlı tip türbülatorün kullanıldığı sistem ve boş borulu sistem için sıcak ve soğuk akışkanların hız dağılımları bahsedilen şekillerde görüldüğü gibidir. Sisteme giren sıcak akışkanın akım yönü görsellerin daha rahat anlaşılabilmesi amacıyla resim altlarında belirtilmiştir. Buna göre soğuk akışkan debisi çok düşük değerlerde olduğu için renk skalasında değişiklik görülememektedir. Sadece bu giriş hız kademesi göz önüne alındığında tüm türbülator modellerinde hatve büyüdükçe sistem içerisinde oluşan maksimum hız değerinde azalma gözlenmiştir. Diğer türbülatorler de dikkate alındığında sistem boyunca en yüksek hız değerine, kanatları akış yönünde olan V kanatlı tip türbülatorlerin kullanıldığı sistem ile ulaşılmıştır.



Şekil 7.21 : 3,92 m/s giriş hızında yapılan deneylerin klasik tip türbülatorler için hız dağılımı

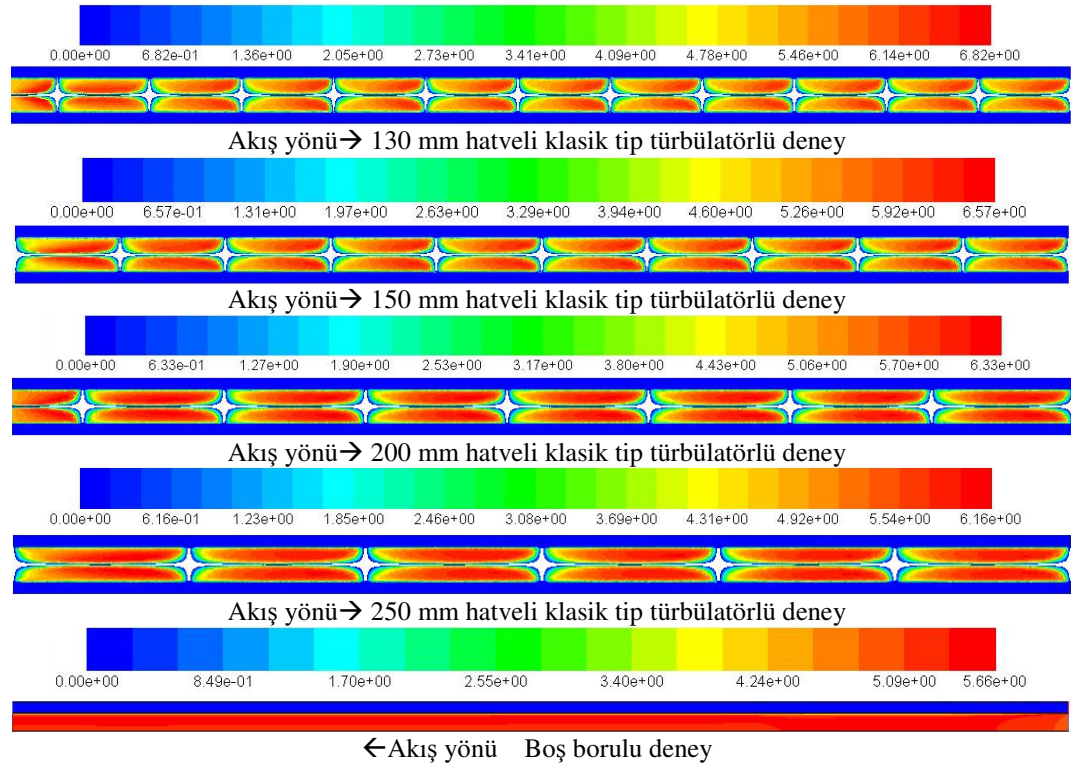


Şekil 7.22 : 3,92 m/s giriş hızında yapılan deneylerin kanatları akış yönünde olan V kanatlı tip türbülantörler için hız dağılımı

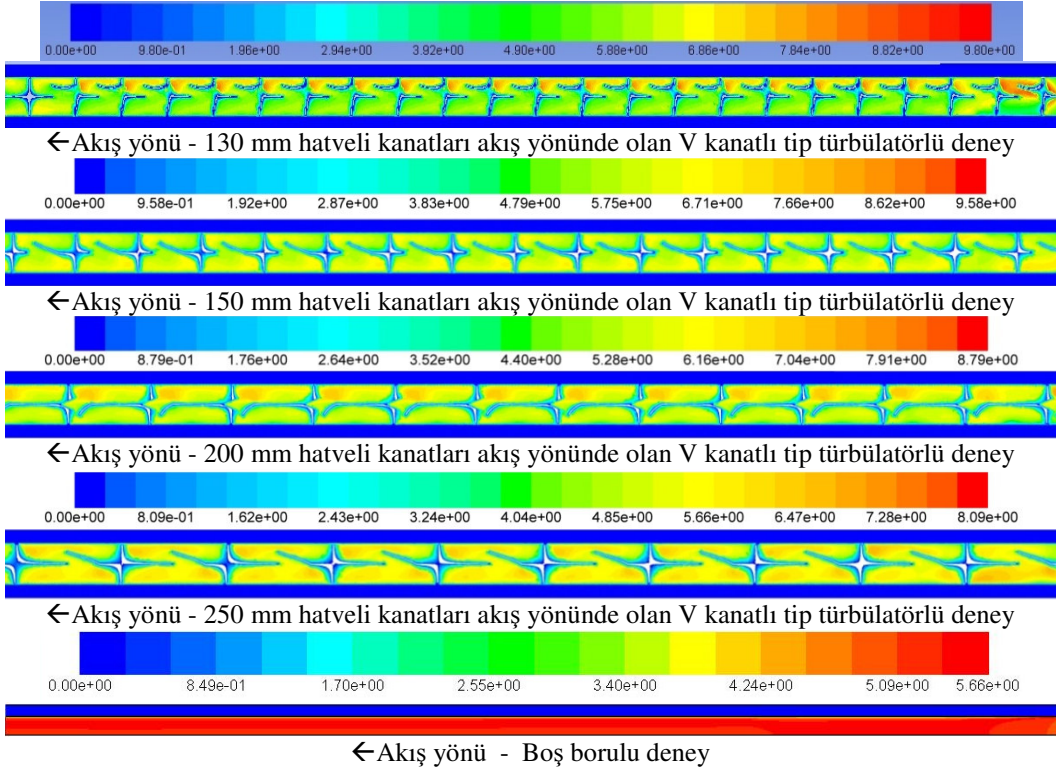


Şekil 7.23 : 3,92 m/s giriş hızında yapılan deneylerin kanatlar akışa ters yönde olan V kanatlı tip türbülantörler için hız dağılımı

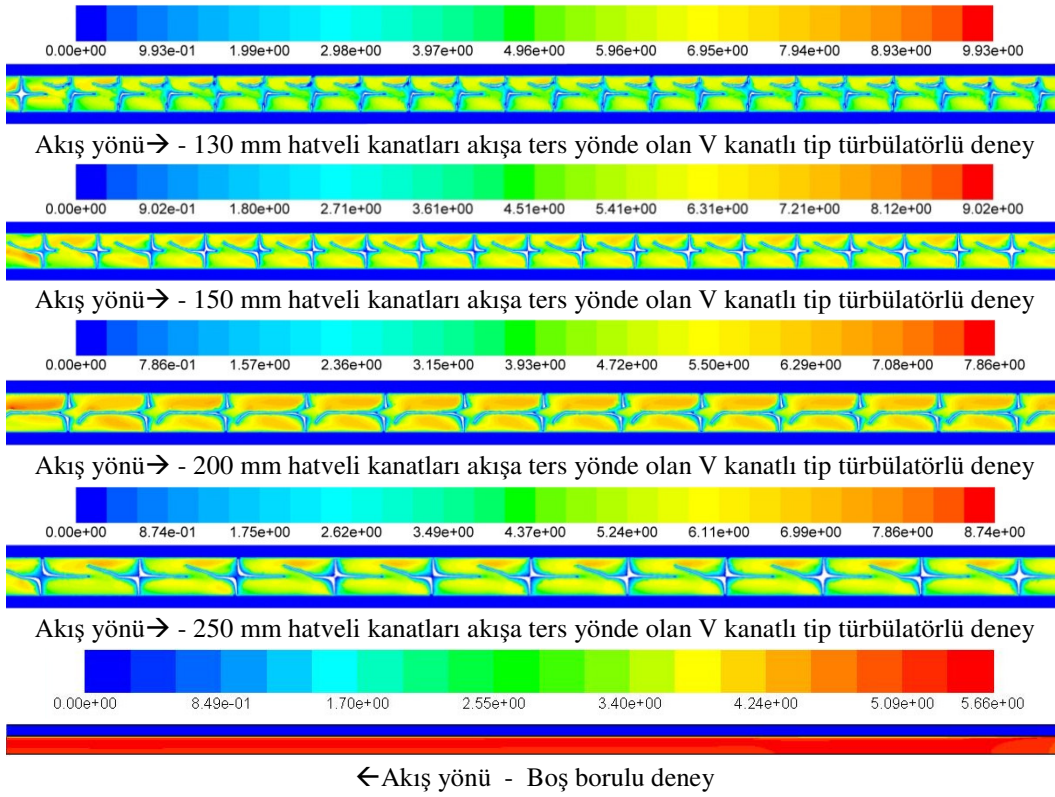
Sıcak akışkanın sisteme giriş hızının 5,015 m/s olduğu durumda yapılan deneysel çalışmalara karşılık gerçekleştirilen CFD analiz sonuçları Şekil 7.24 ile Şekil 7.26 arasında verilmiştir. Klasik tip türbülötör, kanatları akış yönünde olan V kanatlı tip türbülötör, kanatları akışa ters yönde olan V kanatlı tip türbülötörün kullanıldığı sistem ve boş borulu sistem için sıcak ve soğuk akışkanların hız değer dağılımları şekillerde görüldüğü gibidir. 5,015 m/s giriş hız kademesinde yapılan analiz sonuçları göz önüne alındığında tüm türbülötör modellerinde hatve büyüdükçe sistem içerisinde oluşan maksimum hız değerinde azalma gözlenmiştir. Bu hız kademesinde tüm diğer türbülötörler de dikkate alındığında sistem boyunca en yüksek hız değerine, kanatları akışa ters yönde olan V kanatlı tip türbülötörlerin kullanıldığı sistem ile ulaşılmıştır. Boru duvarları ve türbülötör yüzeylerine yakın bölgelerde hız değerlerinin düşük seviyelerde olduğu renk skalasından da görülmektedir.



Şekil 7.24 : 5,015 m/s giriş hızında yapılan deneylerin klasik tip türbülötörler için hız dağılımı

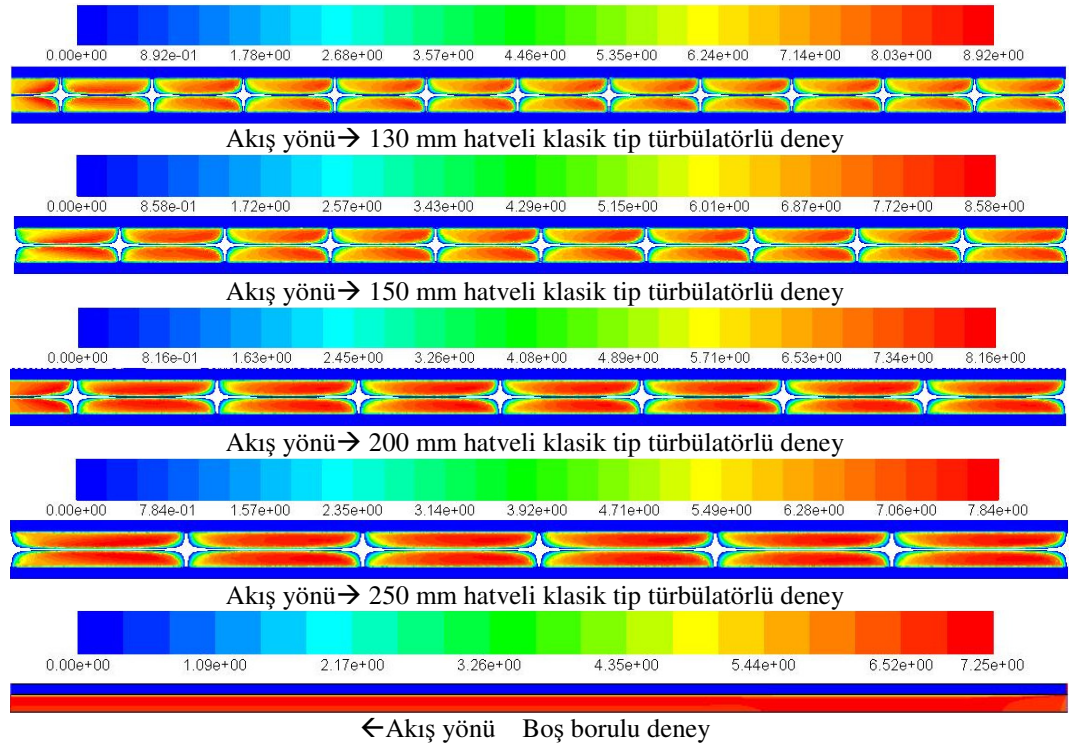


Şekil 7.25 : 5,015 m/s giriş hızında yapılan deneylerin kanatları akış yönünde olan V kanatlı tip türbülantörler için hız dağılımı

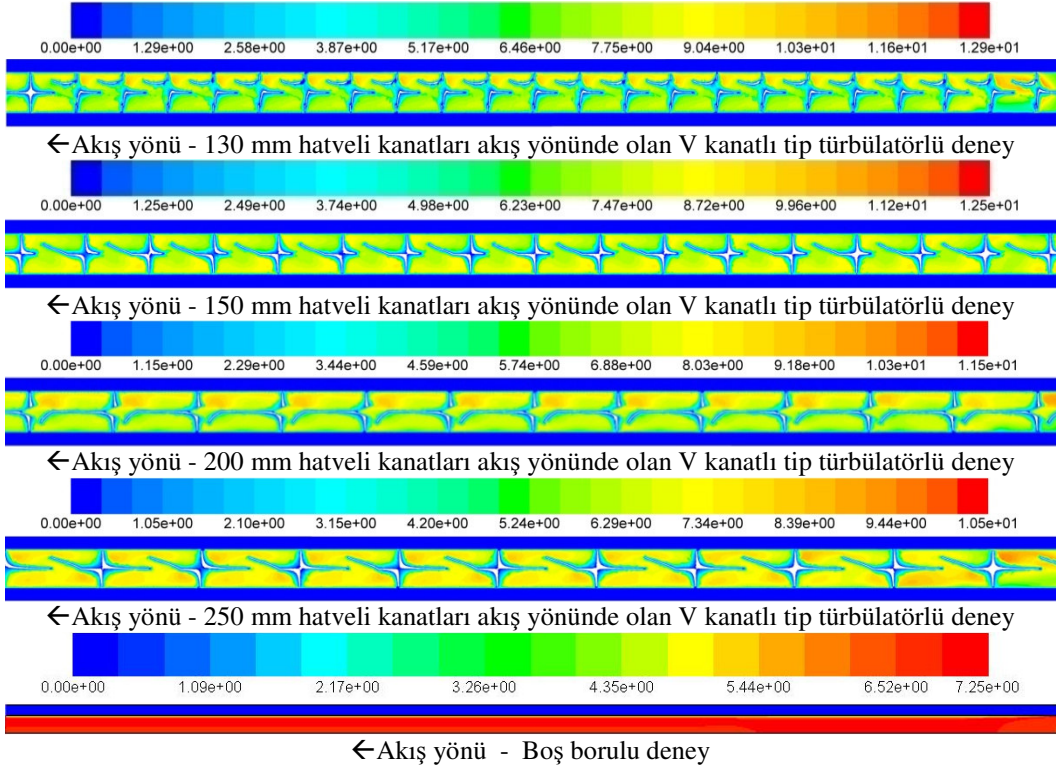


Şekil 7.26 : 5,015 m/s giriş hızında yapılan deneylerin kanatları akışa ters yönde olan V kanatlı tip türbülantörler için hız dağılımı

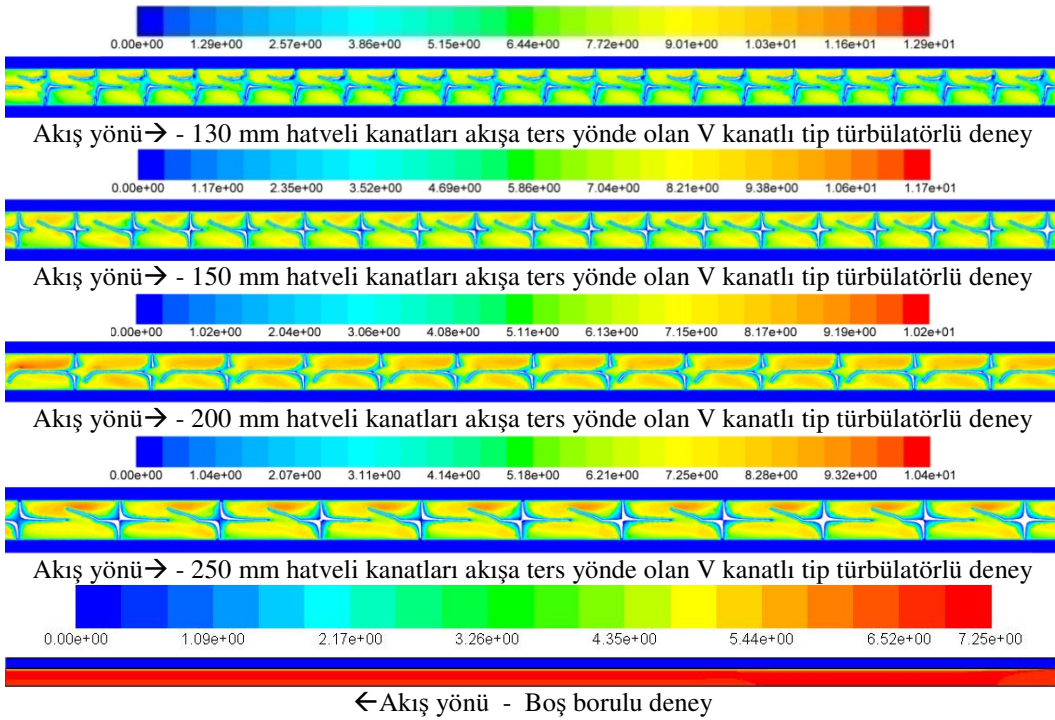
Sıcak akışkanın sisteme giriş hızlarının 6,5 m/s ve 8,055 m/s olduğu durumda yapılan deneysel çalışmalara karşılık gerçekleştirilen CFD analiz sonuçları Şekil 7.27 ile Şekil 7.32 arasında verilmiştir. Klasik tip türbülator, kanatları akış yönünde olan V kanatlı tip türbülator, kanatları akışa ters yönde olan V kanatlı tip türbülatorün kullanıldığı sistem ve boş borulu sistem için sıcak ve soğuk akışkanların hız değer dağılımları şekillerde görüldüğü gibidir. 6,5 m/s ve 8,055 m/s giriş hız kademesinde yapılan analiz sonuçları göz önüne alındığında tüm türbülator modellerinde hatve büyüdükçe sistem içerisinde oluşan maksimum hız değerinde azalma gözlenmiştir. Bu giriş hız koşullarında tüm diğer türbülatorler de dikkate alındığında sistem boyunca en yüksek hız değerine, kanatları akış yönünde olan V kanatlı tip türbülatorün kullanıldığı sistem ile ulaşılmıştır. Boru duvarları ve türbülator yüzeylerine yakın bölgelerde hız değerlerinin düşük seviyelerde olduğu renk skalasından da görülmektedir.



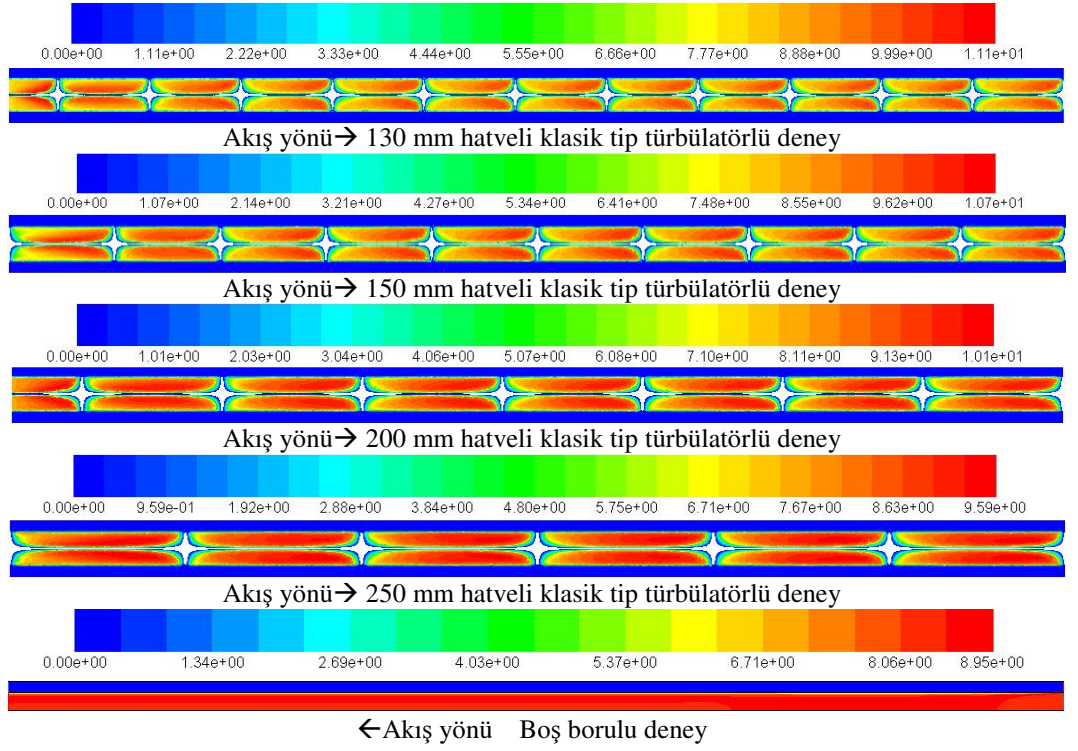
Şekil 7.27 : 6,5 m/s giriş hızında yapılan deneylerin klasik tip türbülatorler için hız dağılımı



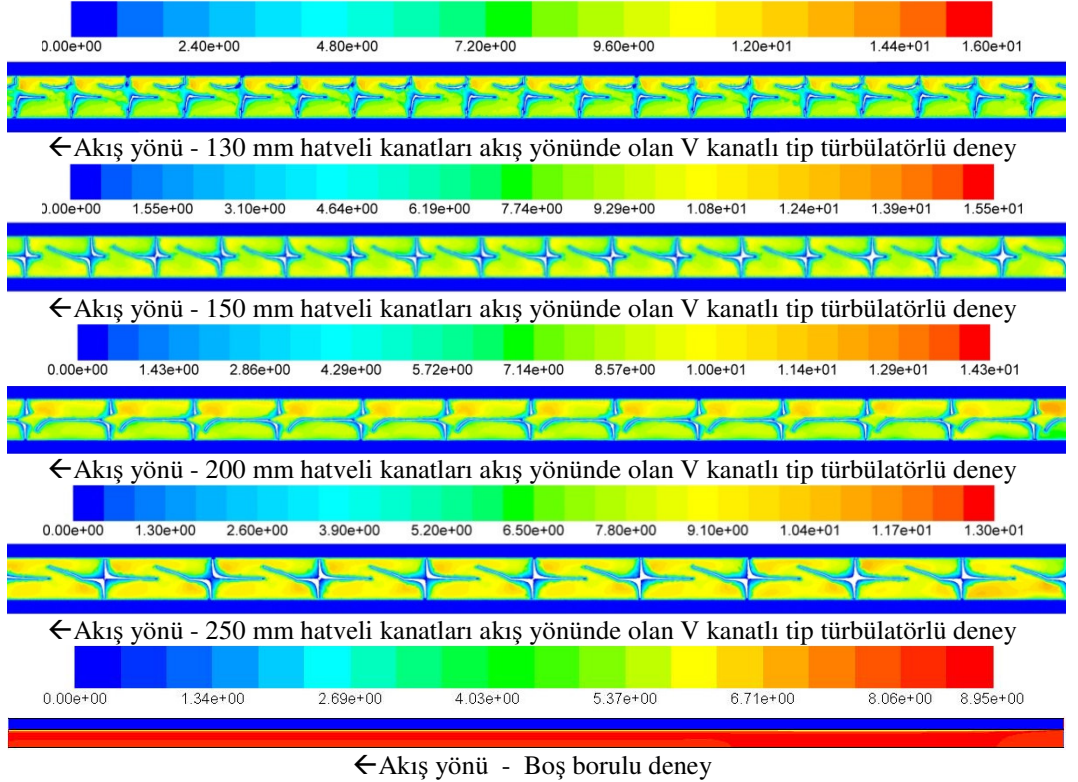
Şekil 7.28 : 6,5 m/s giriş hızında yapılan deneylerin kanatlar akış yönünde olan V kanatlı tip türbülatorler için hız dağılımı



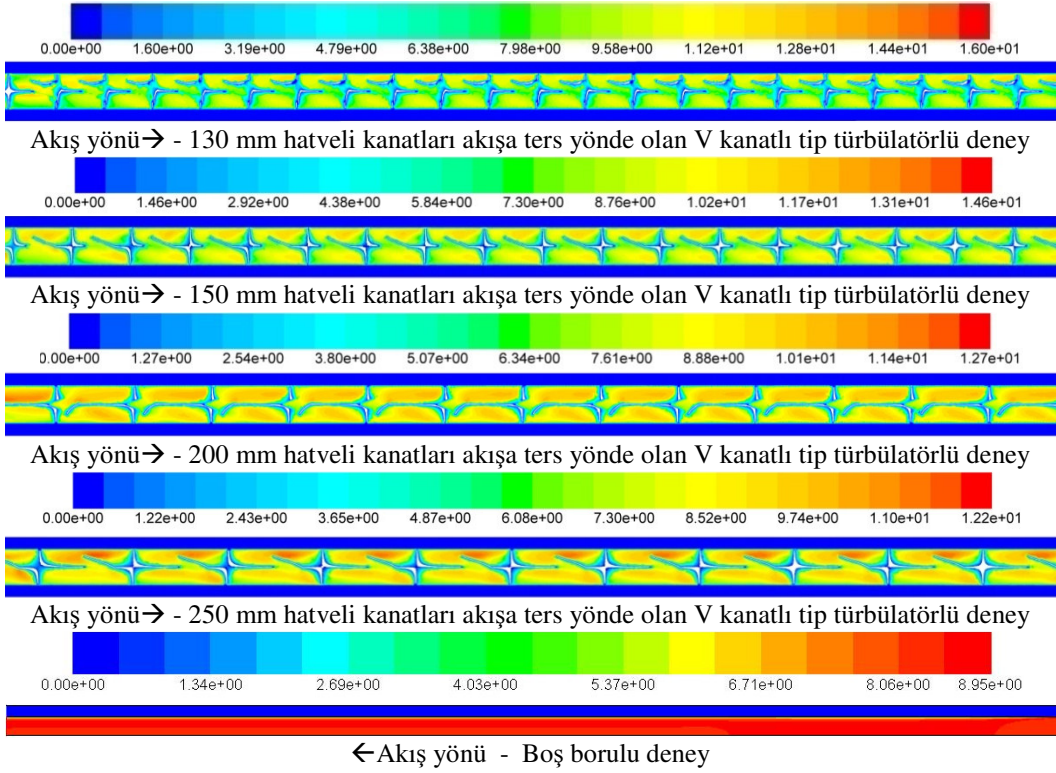
Şekil 7.29 : 6,5 m/s giriş hızında yapılan deneylerin kanatları akışa ters yönde olan V kanatlı tip türbülatorler için hız dağılımı



Şekil 7.30 : 8,055 m/s giriş hızında yapılan deneylerin klasik tip türbülantörler için hız dağılımı



Şekil 7.31 : 8,055 m/s giriş hızında yapılan deneylerin kanatlar akış yönünde olan V kanatlı tip türbülantörler için hız dağılımı

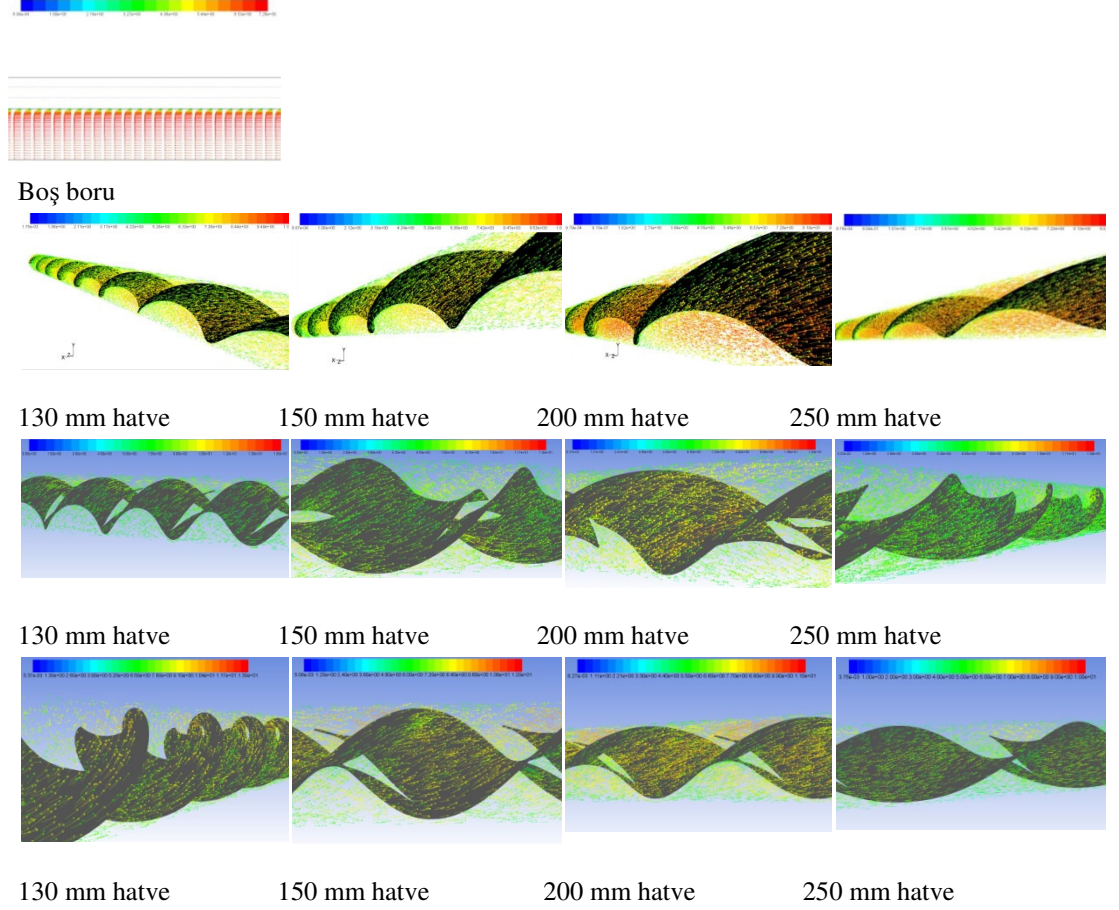


Şekil 7.32 : 8,055 m/s giriş hızında yapılan deneylerin kanatları akışa ters yönde olan V kanatlı tip türbülantörler için hız dağılımı

Şekil 7.33'te boş boruda ve farklı türbülantör modelleri kullanılarak Fluent programında gerçekleştirilen analiz sonuçlarına göre sıcak akışkan için hız vektörleri görülmektedir. Boş borulu eş merkezli ısı değıştiricisinde analiz sonucuna göre akış için istenen hız sınır tabakasının oluştuğu görülmüştür. Hız sınır tabakasının gerektirdiği şekilde, sürtünmeden dolayı sıcak akışkan hız vektörleri boru yüzeyine yakın bölgede düşük, boru eksenine yakın orta bölgede ise daha büyüktür. Türbülantörlü ısı değıştiricilerinde ise sıcak akışkanın türbülantör boyunca dönüşlü bir akış sergilediği görülmüştür. Şekillere bakıldığında boru duvarı boyunca ve türbülantör yüzeyine yakın bölgelerde hız vektörlerinin düşük değerlerde olduğu sonucu görülmektedir. V kanatlı türbülantörlerde türbülans oluştuğu ve bu türbülansın hız vektörlere etkileri Şekil 7.33'de görülmektedir. V kanatlı türbülantörlerin oluşturduğu hız değerlerin klasik tip türbülantörlerin oluşturduğu değerlerden daha büyük olduğu görülmüştür.

Boş boru ve tüm türbülantör modelleri için sıcak akışkan giriş hızının 3,92 m/s ile 8,055 m/s olduğu aralıkta yapılan CFD analizleri sonucunda elde edilen sıcaklık dağılımları Şekil 7.34 ile Şekil 7.45 arasında gösterilmiştir. Şekillerde $x_1 = 0$, $x_2 = 0$, $y_1 = -0,04045$, $y_2 = 0,04045$, $z_1 = 0$, $z_2 = 1,5$ düzlemindeki sıcaklık dağılımı ile, $x_1 = 0,01$, $x_2 = 0,01$, $y_1 = -0,04045$,

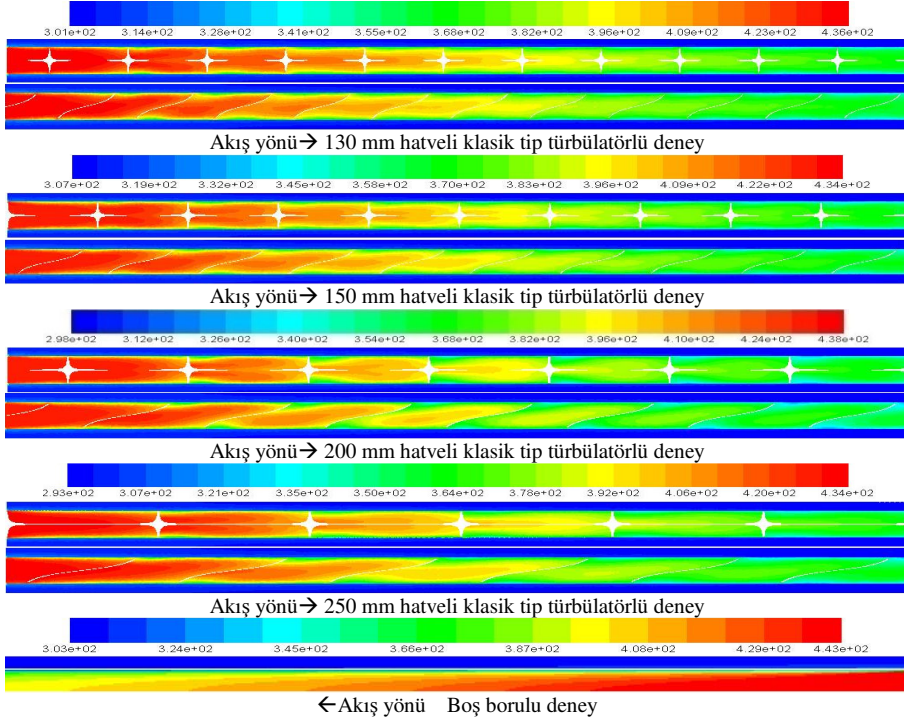
$y_2 = 0,04045$, $z_1 = 0$, $z_2 = 1,5$ düzlemindeki sıcaklık dağılımları görülmektedir. Sisteme giren sıcak akışkanın akım yönü görsellerin daha rahat anlaşılabilmesi amacıyla resim altlarında belirtilmiştir.



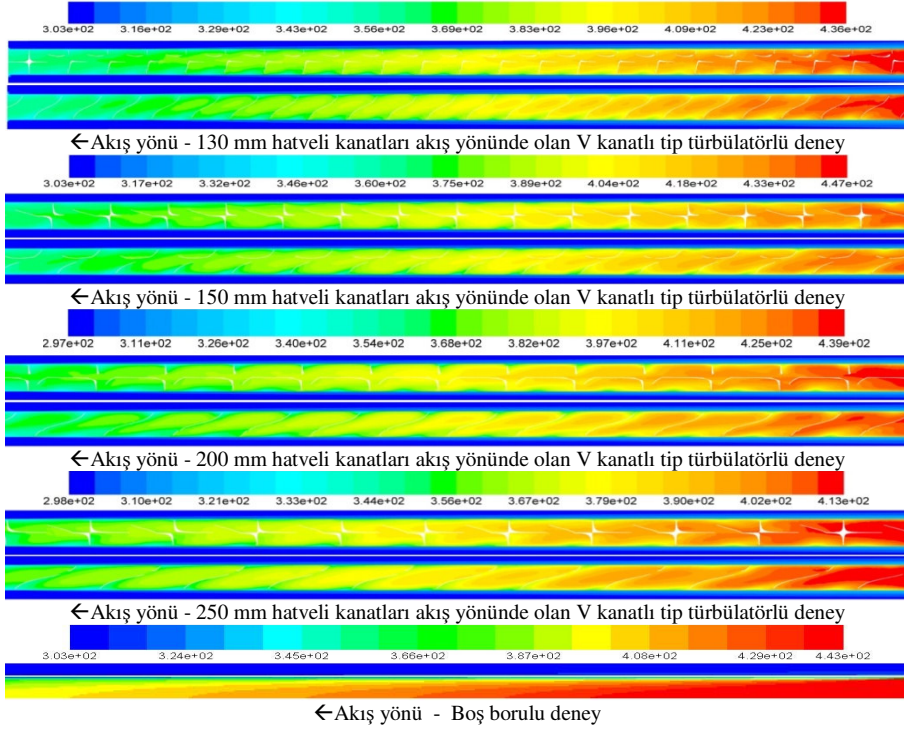
Şekil 7.33 : 6,5 m/s sıcak akışkan giriş hızında boş borulu ısı değiştiricisinde ve farklı hatvelerdeki türbülatorlerin kullanıldığı ısı değiştiricisindeki hız vektörlerinin görünümü

Sıcaklık dağılımlarından da anlaşılacağı üzere türbülator hatvesi sıcaklık dağılımını etkileyen önemli bir faktördür. Hatve küçüldükçe türbülans artmakta buna bağlı olarak ısı transferi artmaktadır. Bunun sonucu olarak da şekillerden de görüleceği üzere renk skalasındaki değerler dikkate alınarak incelendiğinde sıcaklık değerlerinin daha hızlı düştüğü görülmüştür.

Şekil 7.34’de türbülatorsüz ve farklı hatvelerdeki türbülatorlerin kullanıldığı ısı değiştiricisine giren sıcak egzoz gazının ısı transferi sonucu meydana gelen sıcaklık dağılımı görülmektedir. Şekilden de görüleceği üzere türbülatorsüz boruda egzoz gazının giriş ve çıkışı arasındaki fark türbülatorlü sistemlere göre çok düşüktür. Sistem içerisinde kullanılan türbülatorlerin hatvesi küçüldükçe egzoz gazının giriş ve çıkışı arasındaki sıcaklık farkı büyümektedir.

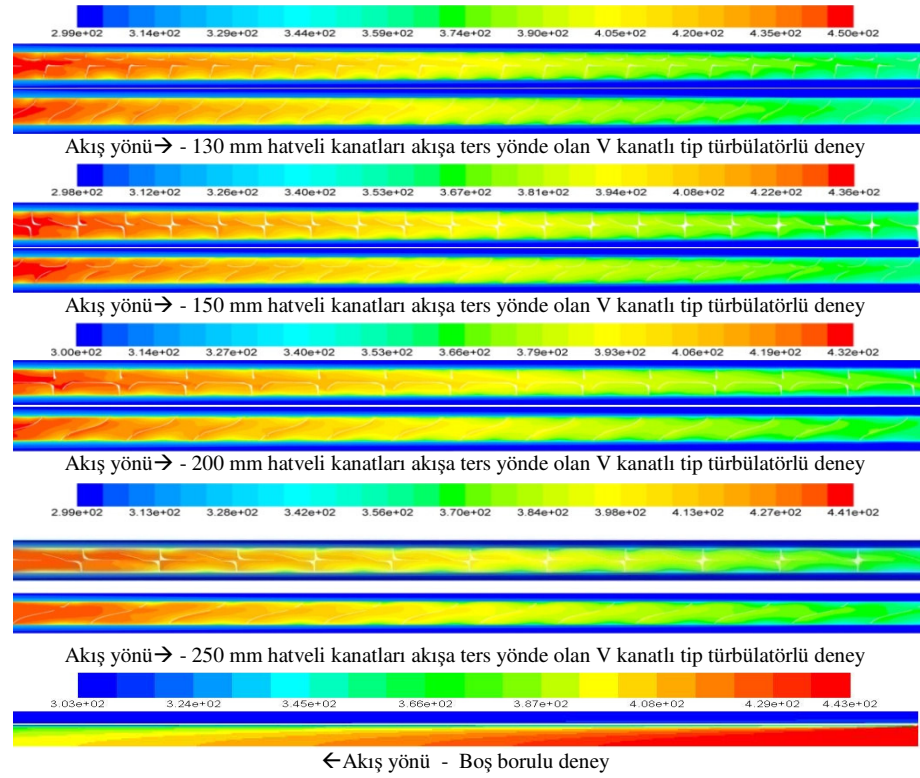


Şekil 7.34 : 3,92 m/s giriş hızında yapılan deneylerde klasik tip türbülantörler için sıcaklık dağılımı



Şekil 7.35 : 3,92 m/s giriş hızında yapılan deneylerin kanatlar akış yönünde olan V kanatlı tip türbülantörler için sıcaklık dağılımı

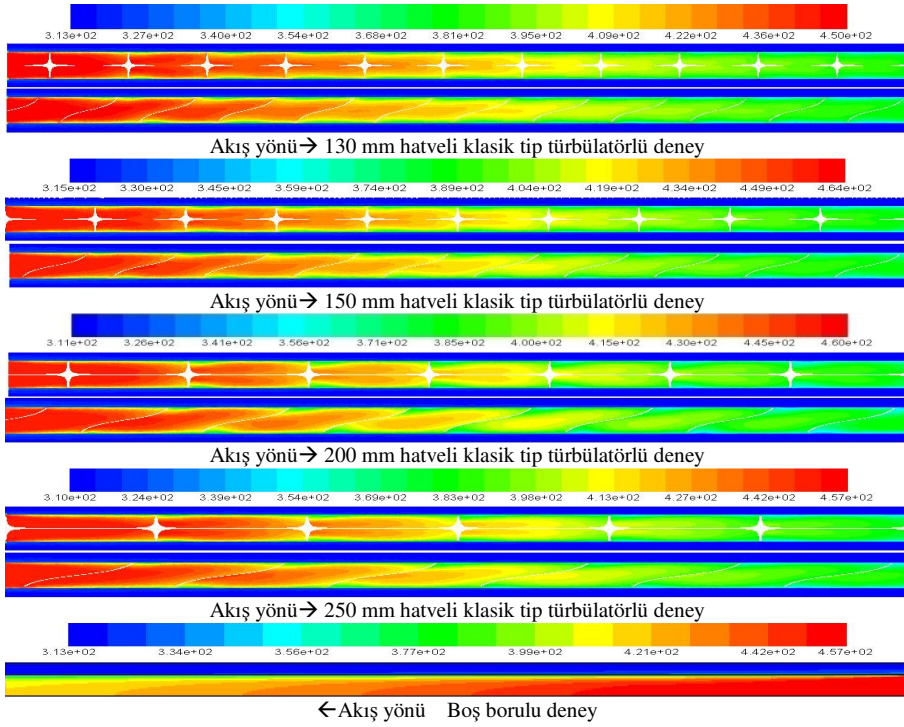
Böylelikle boru içerisine yerleştirilen türbülatorler dikkate alındığında en yüksek ısı transferi sırasıyla 130 mm, 150 mm, 200mm ve 250 mm hatveli türbülatorler ile elde edilmiştir. Şekillerden de görüleceği üzere tüm CFD analiz çalışmalarında V kanatlı türbülatorlerin kanat uçları sola bakmaktadır. Buna göre kanatları akış yönünde V kanatlı türbülatorlerin kullanıldığı analizlerde Şekil 7.35’de de görüldüğü gibi akış sağdan sola doğru yol almakta, Şekil 7.36’da sonuçları görülen kanatları akışa ters yönde olan V kanatlı türbülatorlerin kullanıldığı analizlerde ise akış soldan sağa doğru yol almaktadır. Akış yönleri her analizin altında verilmiştir.



Şekil 7.36 : 3,92 m/s giriş hızında yapılan deneylerin kanatları akışa ters yönde olan V kanatlı tip türbülatorler için sıcaklık dağılımı

Şekil 7.36’da dört farklı hatvedeki kanatları akışa ters yönde V kanatlı türbülatorlerin kullanıldığı ısı değiştiricisine giren sıcak egzoz gazının ısı transferi sonucu meydana gelen sıcaklık dağılımı görülmektedir. İki farklı düzlemde görselleri incelenen analiz sonuçlarına göre boru içerisine yerleştirilen kanatları akışa ters yönde V kanatlı türbülatorler dikkate alındığında en yüksek ısı transferi sırasıyla 130 mm, 150 mm, 200mm ve 250 mm hatveli türbülatorler ile elde edilmiştir. Sistem içerisinde kullanılan türbülatorlerin hatvesi küçüldükçe egzoz gazının giriş ve çıkışı arasındaki sıcaklık farkı büyümektedir.

Şekil 7.35 ve Şekil 7.36’da görülen V kanatlı türbülátörlerin kullanıldığı ısı değiştiricisinde sıcaklık dağılımı klasik türbülátörlü sisteme göre daha hızlı düşüş göstermiştir. Bunun nedeni ise V kanatların kanatsız türbülátöre göre daha fazla türbülans etkisi oluşturması ve buna bağlı olarak da ısı transferindeki artış oranının daha yüksek olmasıdır. Sıcaklık skalaları dikkatle incelendiğinde tüm türbülátörler içinde en iyi sonucu kanatları akışa ters yönde V kanatlı türbülátörler vermiştir.

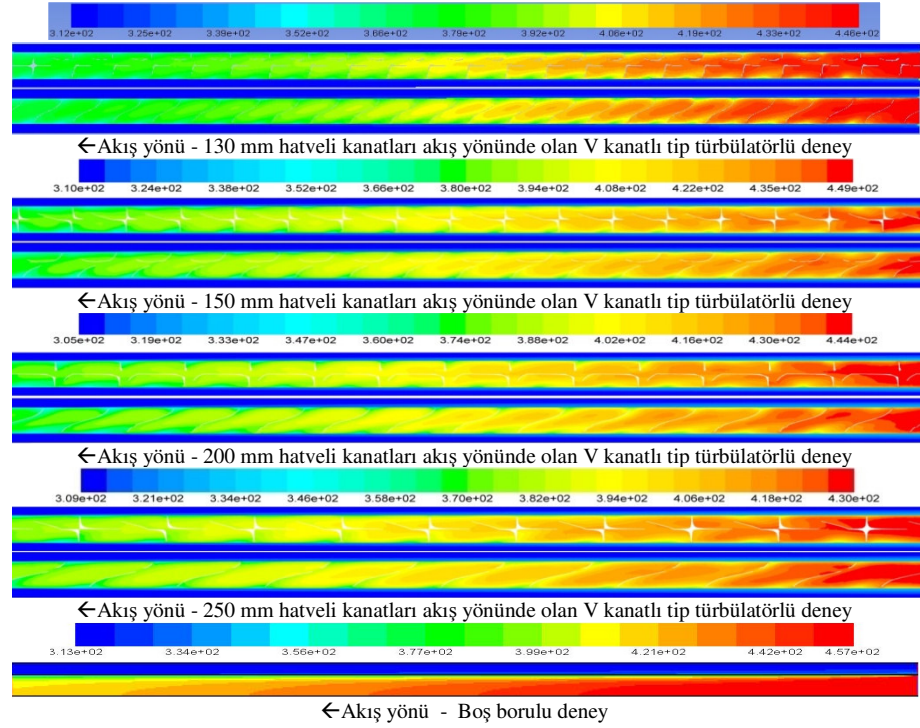


Şekil 7.37 : 5,015 m/s giriş hızında yapılan deneylerde klasik tip türbülátörler için sıcaklık dağılımı

Şekil 7.37’de türbülátörsüz ve farklı hatvelerdeki türbülátörlerin kullanıldığı ısı değiştiricisine 5,015 m/s akışkan hızında giren sıcak egzoz gazının ısı transferi sonucu meydana gelen sıcaklık dağılımı görölmektedir. Şekilden de göröleceği üzere bu hız kademesinde de türbülátörsüz boruda egzoz gazının giriş ve çıkışı arasındaki fark türbülátörlü sistemlere göre çok düşüktür. Boru içersine yerleştirilen klasik tip türbülátörler dikkate alındığında en yüksek ısı transferi sırasıyla 130 mm, 150 mm, 200mm ve 250 mm hatveli türbülátörler ile elde edilmiştir.

Şekil 7.38’de dört farklı hatvedeki kanatları akış yönünde olan V kanatlı türbülátörlerin kullanıldığı ısı değiştiricisine giren sıcak egzoz gazının ısı transferi sonucu meydana gelen sıcaklık dağılımı görölmektedir. İki farklı düzlemde

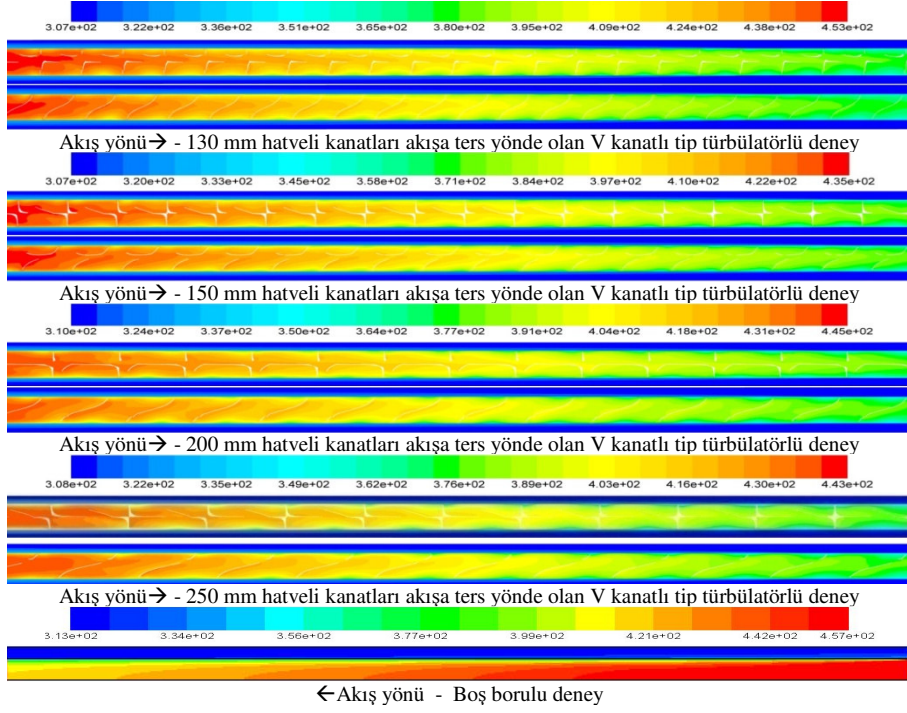
görselleri incelenen analiz sonuçlarına göre boru içerisine yerleştirilen kanatları akış yönünde V kanatlı türbülátörler dikkate alındığında en yüksek ısı transferi sırasıyla 130 mm, 150 mm, 200mm ve 250 mm hatveli türbülátörler ile elde edilmiştir. Sistem içerisinde kullanılan türbülátörlerin hatvesi küçüldükçe egzoz gazının giriş ve çıkışı arasındaki sıcaklık farkı büyümektedir.



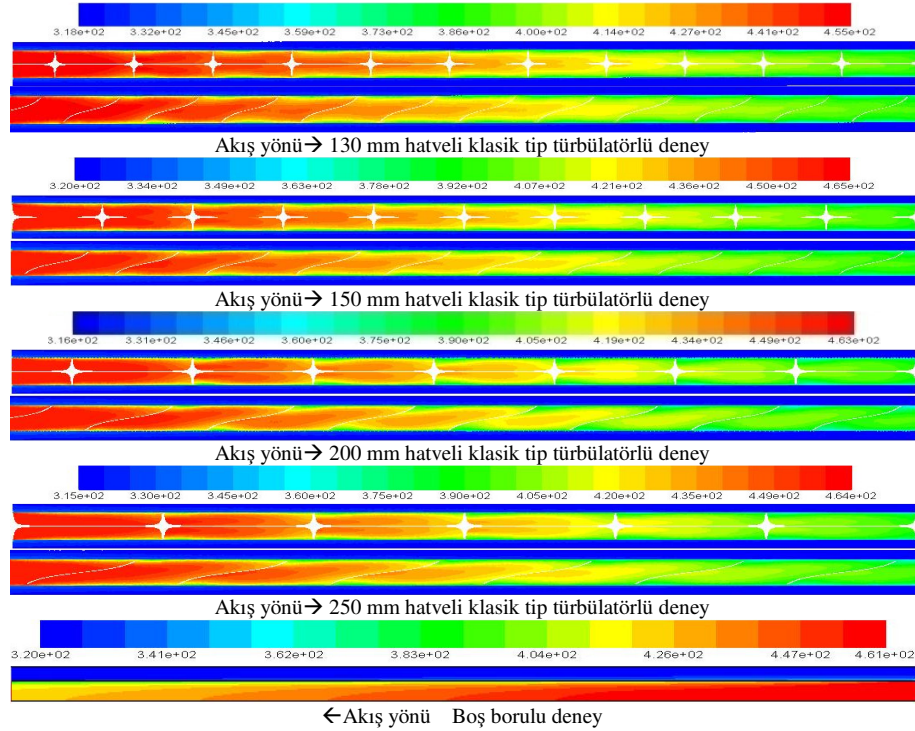
Şekil 7.38 : 5,015 m/s giriş hızında yapılan deneylerin kanatlar akış yönünde olan V kanatlı tip türbülátörler için sıcaklık dağılımı

Şekil 7.38 ve Şekil 7.39’da görülen V kanatlı türbülátörlerin kullanıldığı ısı değiştiricisinde aynı hız kademesindeki sıcaklık dağılımı klasik türbülátörlü sisteme göre daha hızlı düşüş göstermiştir. Daha fazla türbülans yaratan V kanatlı türbülátörlerin kullanımıyla klasik tip türbülátöre göre daha fazla ısı transferi elde edileceği görülmektedir. Sıcaklık skalaları dikkatle incelendiğinde tüm türbülátörler içinde en iyi sonucu kanatları akışa ters yönde V kanatlı türbülátörler vermiştir.

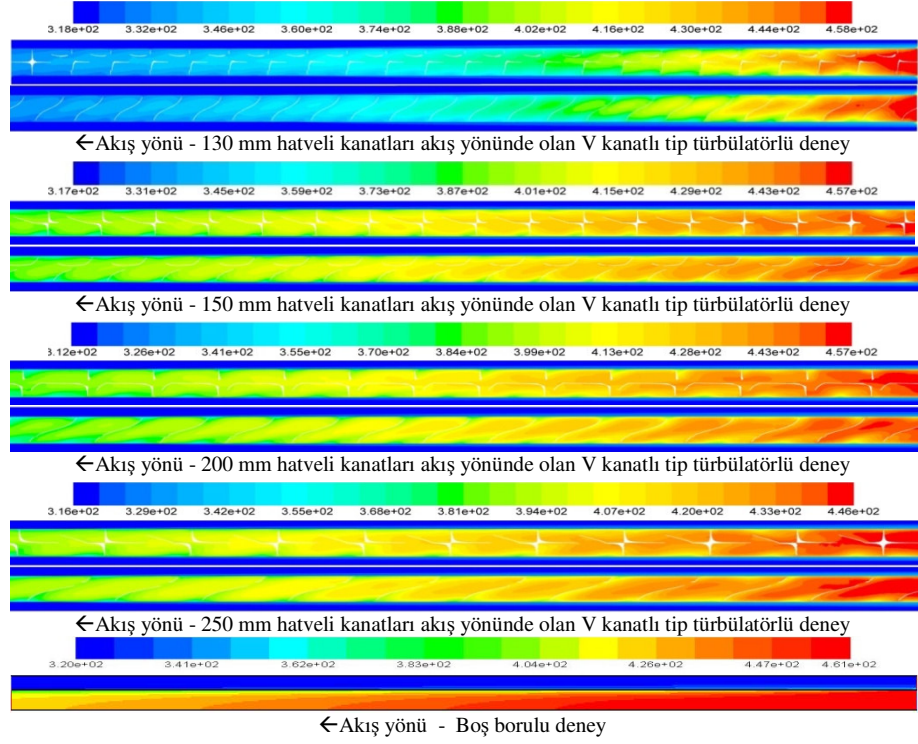
Aynı sonuçlara egzoz gazının 6,5 m/s ve 8,055 m/s giriş hızlarında yapılan analizlerde de ulaşılmıştır. Her bir hız kademesinde hatve küçüldükçe ısı transferi değeri artmaktadır.



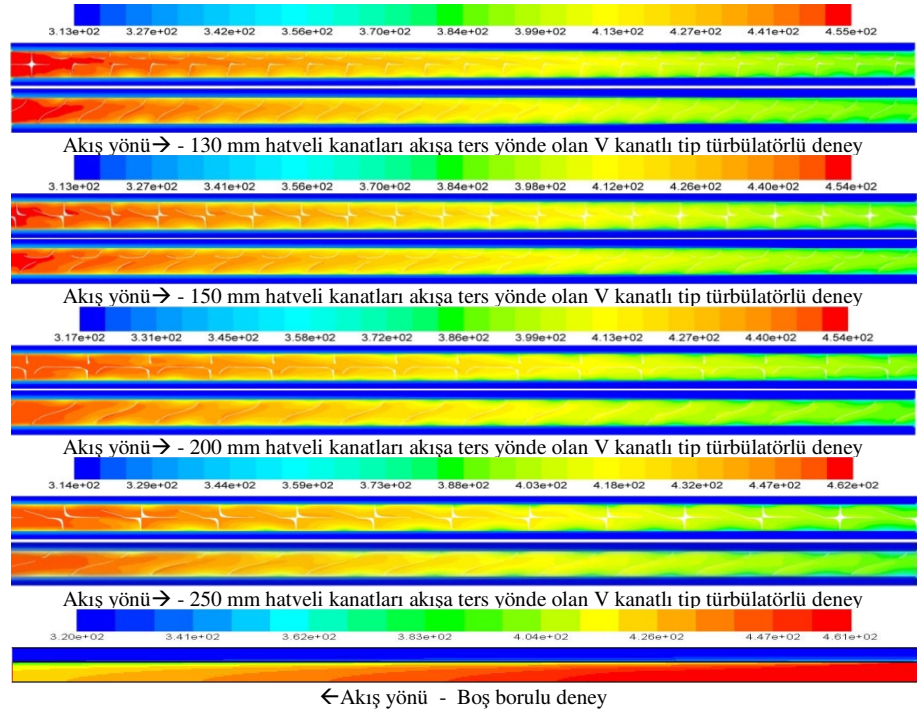
Şekil 7.39 : 5,015 m/s giriş hızında yapılan deneylerin kanatları akışa ters yönde olan V kanatlı tip türbülantörler için sıcaklık dağılımı



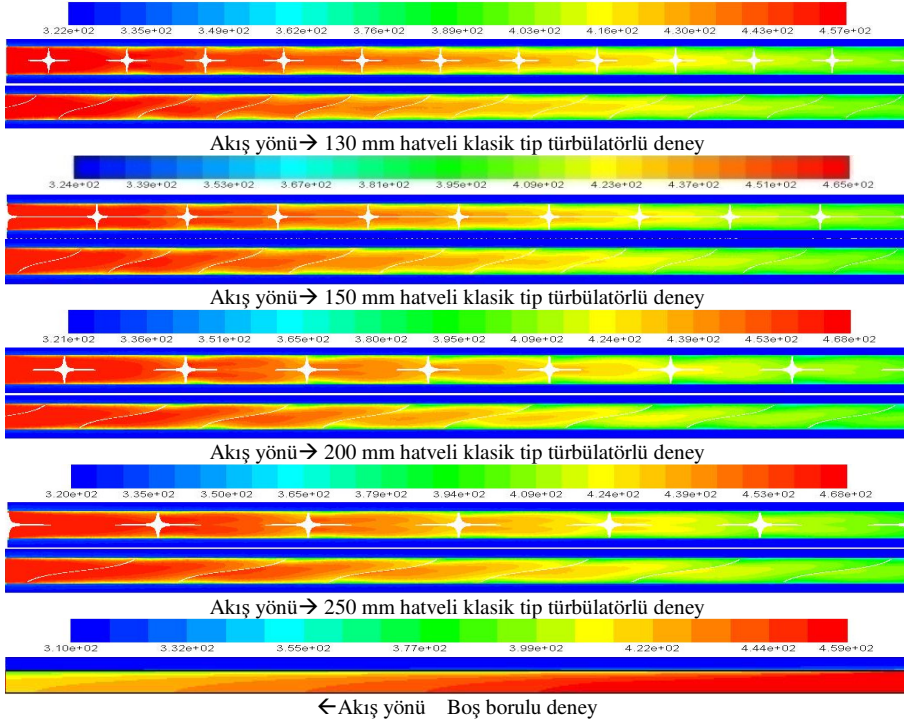
Şekil 7.40 : 6,5 m/s giriş hızında yapılan deneylerde klasik tip türbülantörler için sıcaklık dağılımı



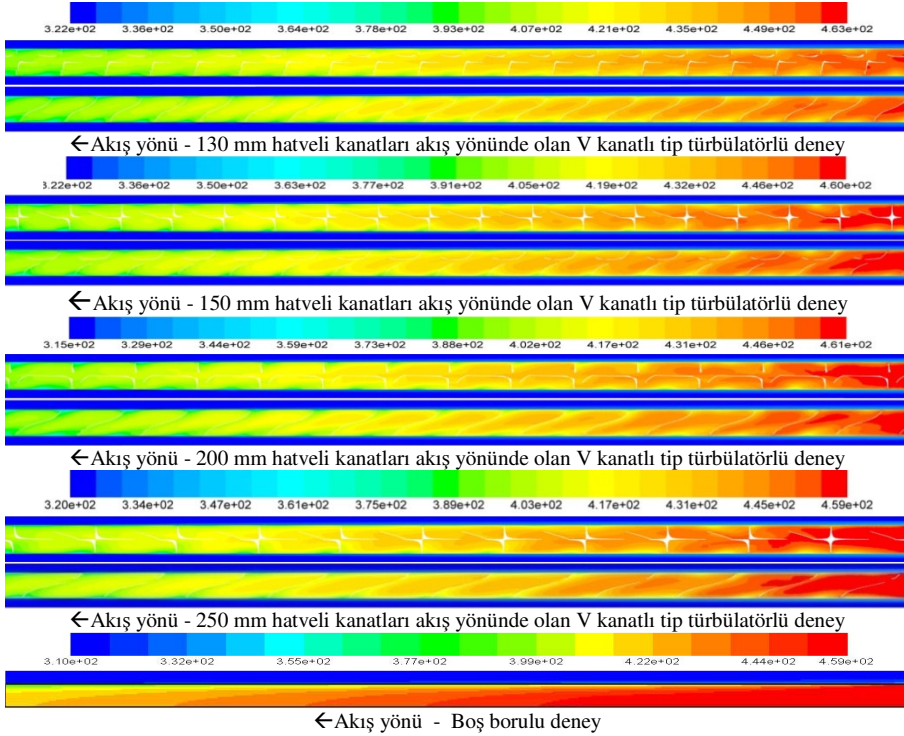
Şekil 7.41 : 6,5 m/s giriş hızında yapılan deneylerin kanatlar akış yönünde olan V kanatlı tip türbülantörler için sıcaklık dağılımı



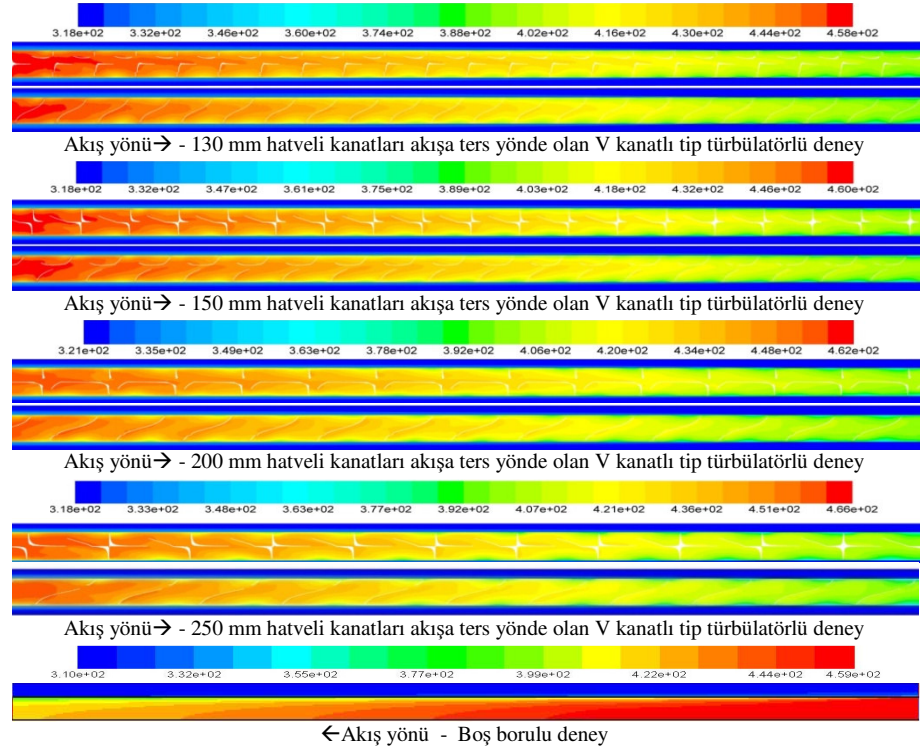
Şekil 7.42 : 6,5 m/s giriş hızında yapılan deneylerin kanatları akışa ters yönde olan V kanatlı tip türbülantörler için sıcaklık dağılımı



Şekil 7.43 : 8,055 m/s giriş hızında yapılan deneylerde klasik tip türbülantörler için sıcaklık dağılımı

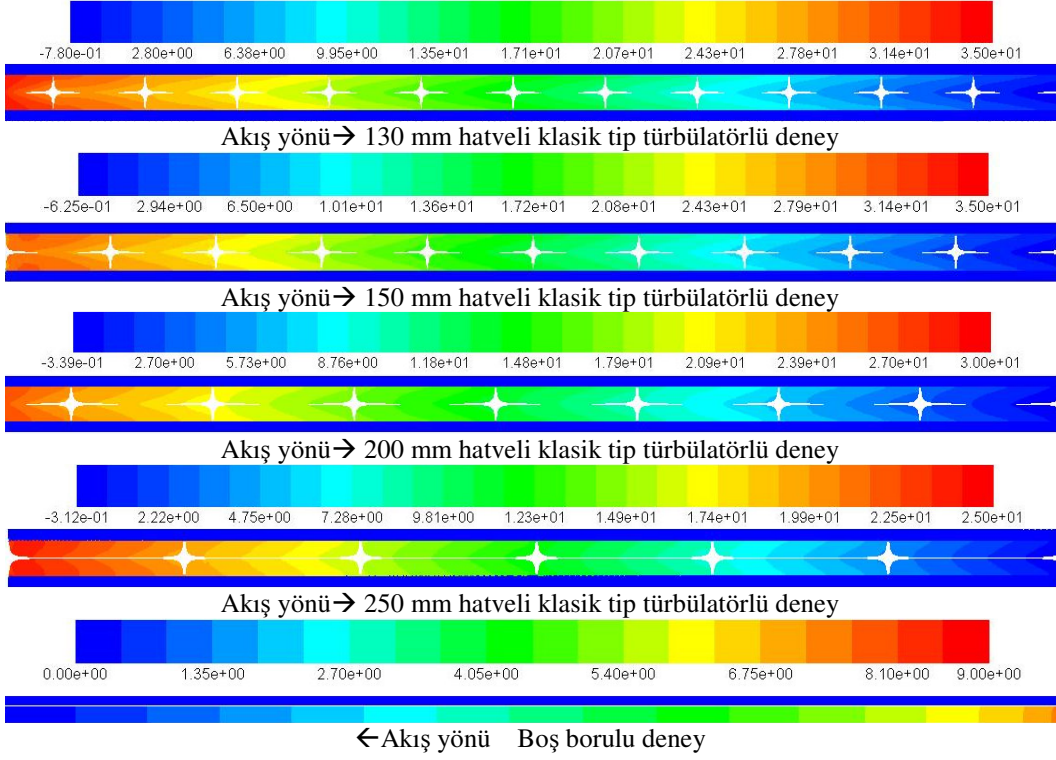


Şekil 7.44 : 8,055 m/s giriş hızında yapılan deneylerin kanatlar akış yönünde olan V kanatlı tip türbülantörler için sıcaklık dağılımı

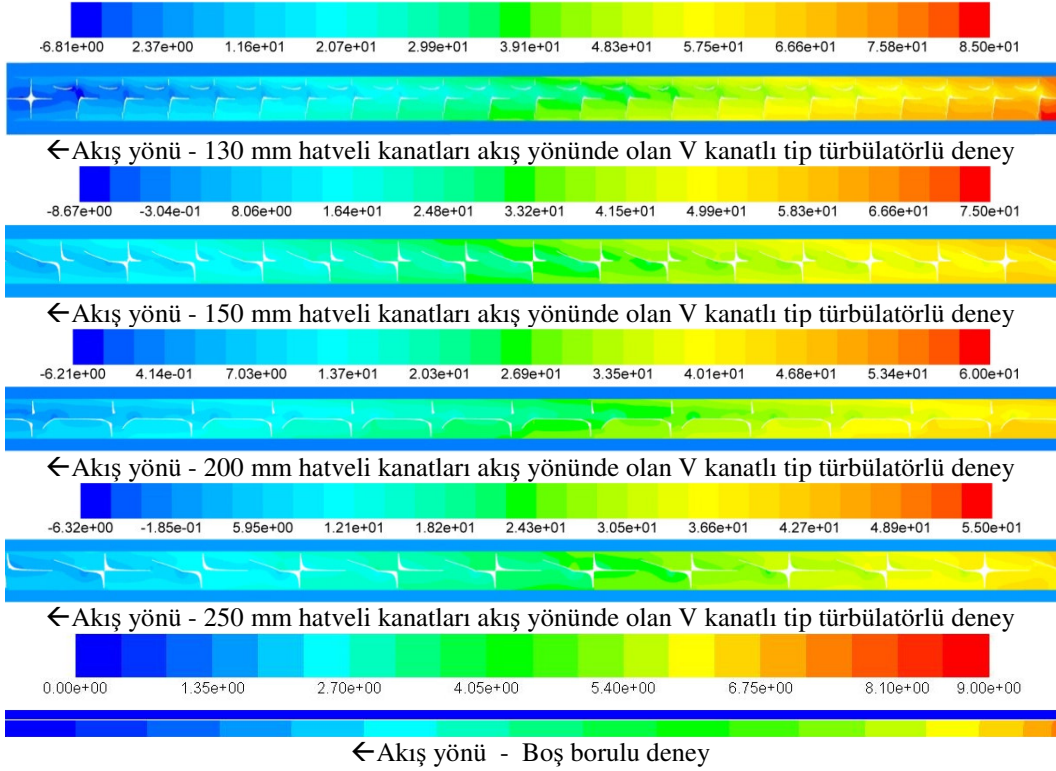


Şekil 7.45 : 8,055 m/s giriş hızında yapılan deneylerin kanatları akışa ters yönde olan V kanatlı tip türbülantörler için sıcaklık dağılımı

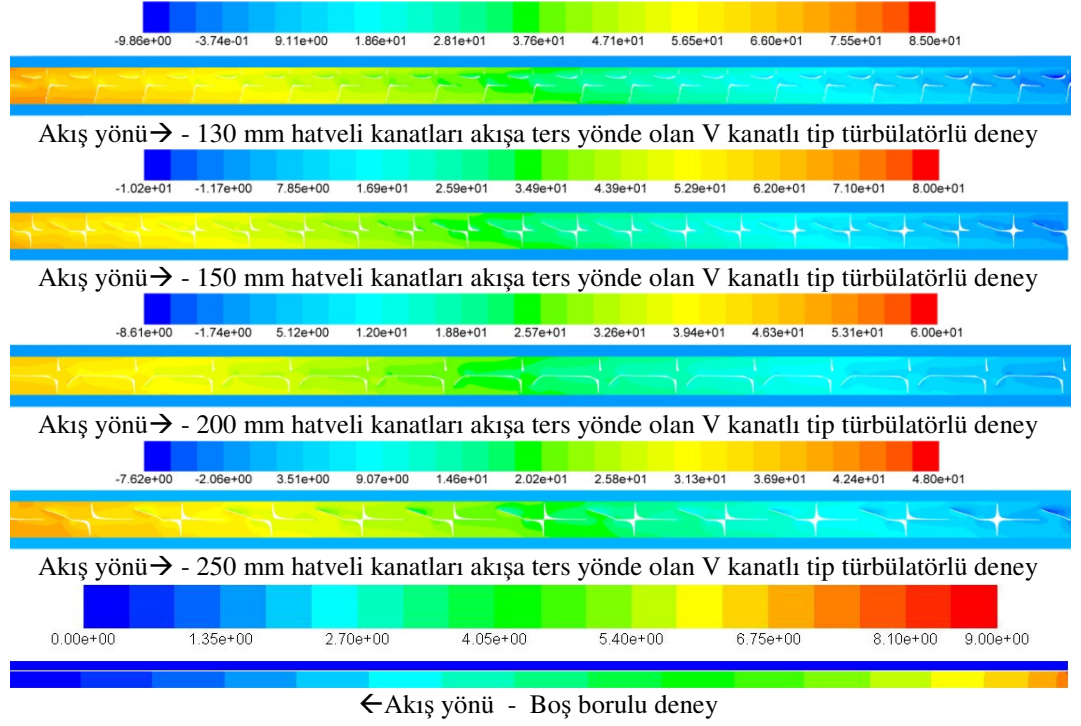
Sıcak akışkanın sisteme giriş yaptığı tüm hız kademeleri için yapılan deneysel çalışmalara karşılık gerçekleştirilen CFD analiz basınç dağılım sonuçları Şekil 7.46 ile Şekil 7.57 arasında verilmiştir. Klasik tip türbülantör, kanatları akış yönünde olan V kanatlı tip türbülantör, kanatları akışa ters yönde olan V kanatlı tip türbülantörün kullanıldığı sistem ve boş borulu sistem için sıcak ve soğuk akışkanların basınç dağılımları şekillerde görüldüğü gibidir. Analiz sonuçları göz önüne alındığında tüm türbülantör modellerinde hatve büyüdükçe sistem içerisinde oluşan basınç farkı değeri azalma göstermiştir. Bununla birlikte türbülantörlerde V kanatların eklenmesi ve kanatların yapısına göre akış yönündeki değişiklikler sürtünme katsayısında artışa sebep olmuş bu da klasik tip türbülantördeki basınç farkı değerlerine göre önemli bir artışa neden olmuştur. Tüm diğer türbülantörler de dikkate alındığında sistem boyunca en yüksek basınç farkı değerine, kanatları akışa ters yönde olan V kanatlı tip türbülantörlerin kullanıldığı sistem ile ulaşılmıştır.



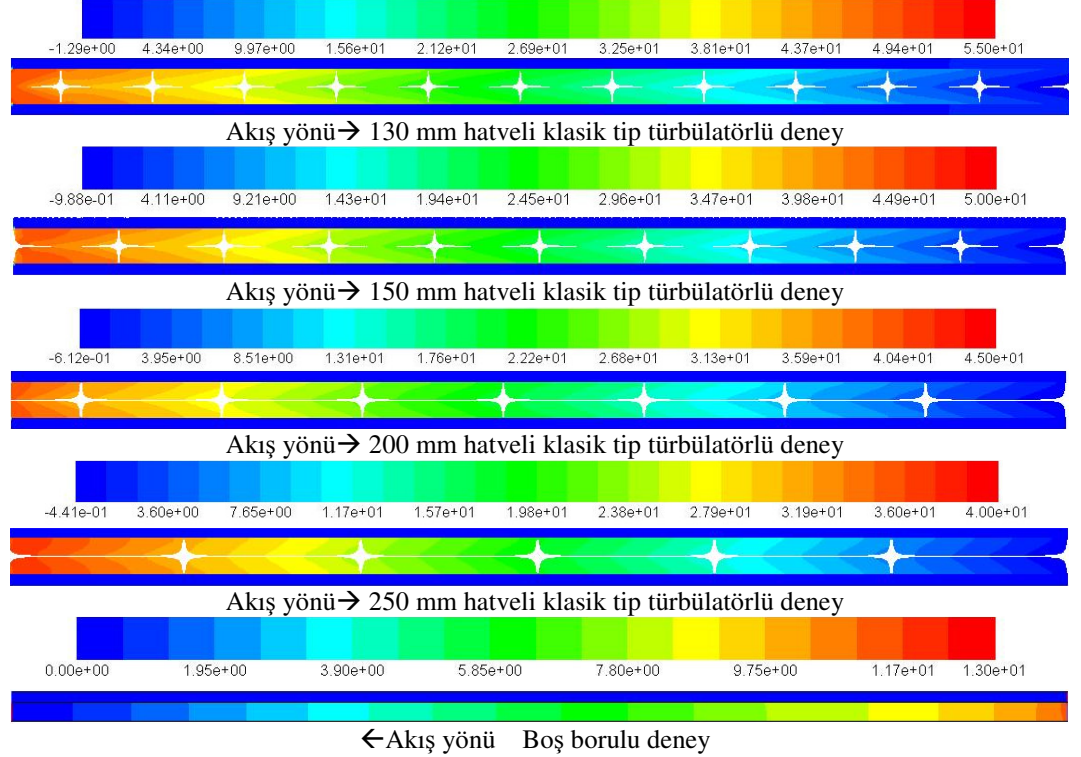
Şekil 7.46 : 3,92 m/s giriş hızında yapılan deneylerin klasik tip türbülantörler için basınç dağılımı



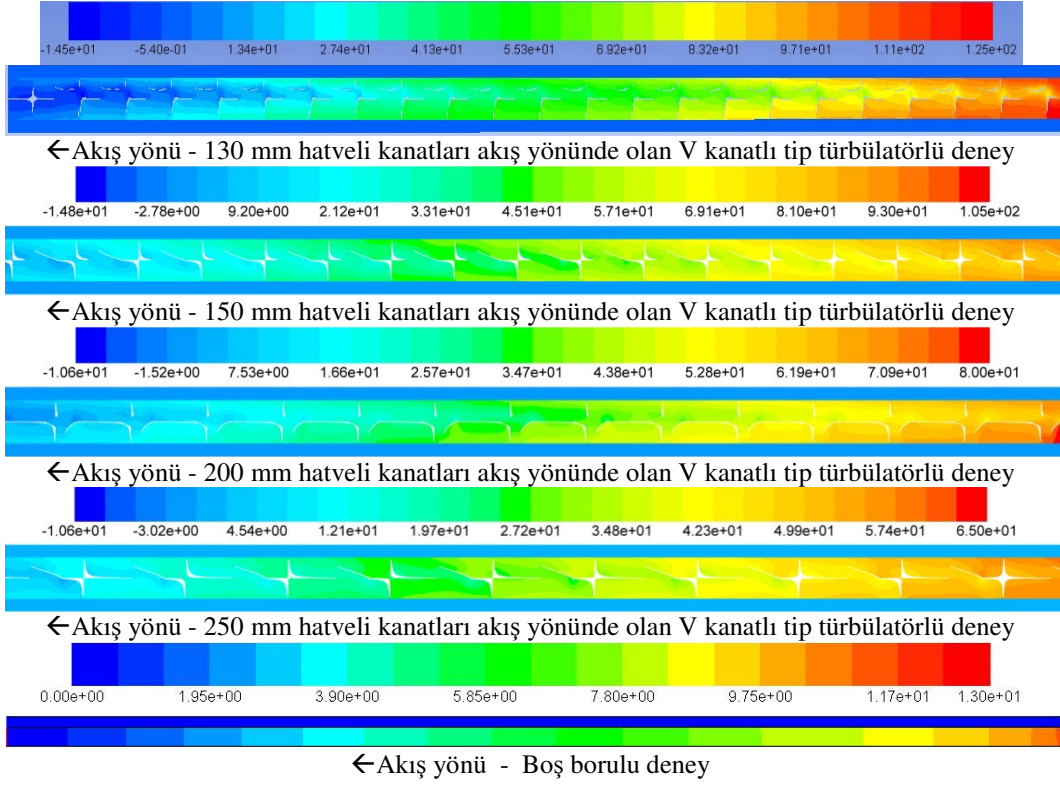
Şekil 7.47: 3,92 m/s giriş hızında yapılan deneylerin kanatlar akış yönünde olan V kanatlı tip türbülantörler için basınç dağılımı



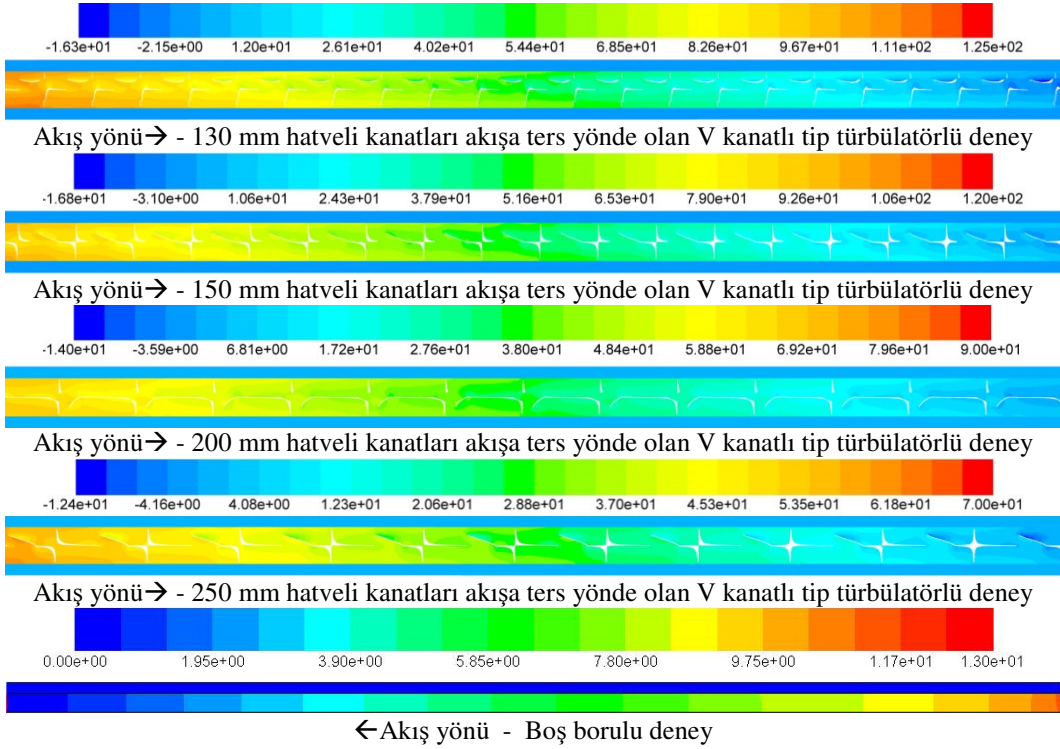
Şekil 7.48 : 3,92 m/s giriş hızında yapılan deneylerin kanatları akışa ters yönde olan V kanatlı tip türbülantörler için basınç dağılımı



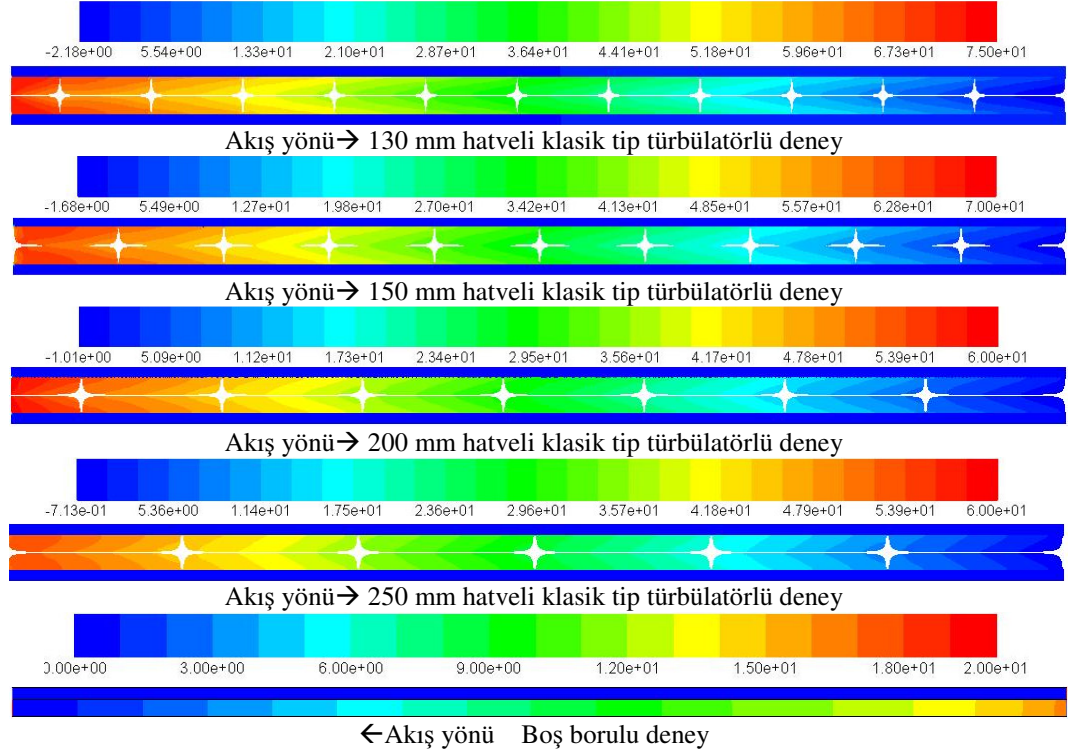
Şekil 7.49 : 5,015 m/s giriş hızında yapılan deneylerin klasik tip türbülantörler için basınç dağılımı



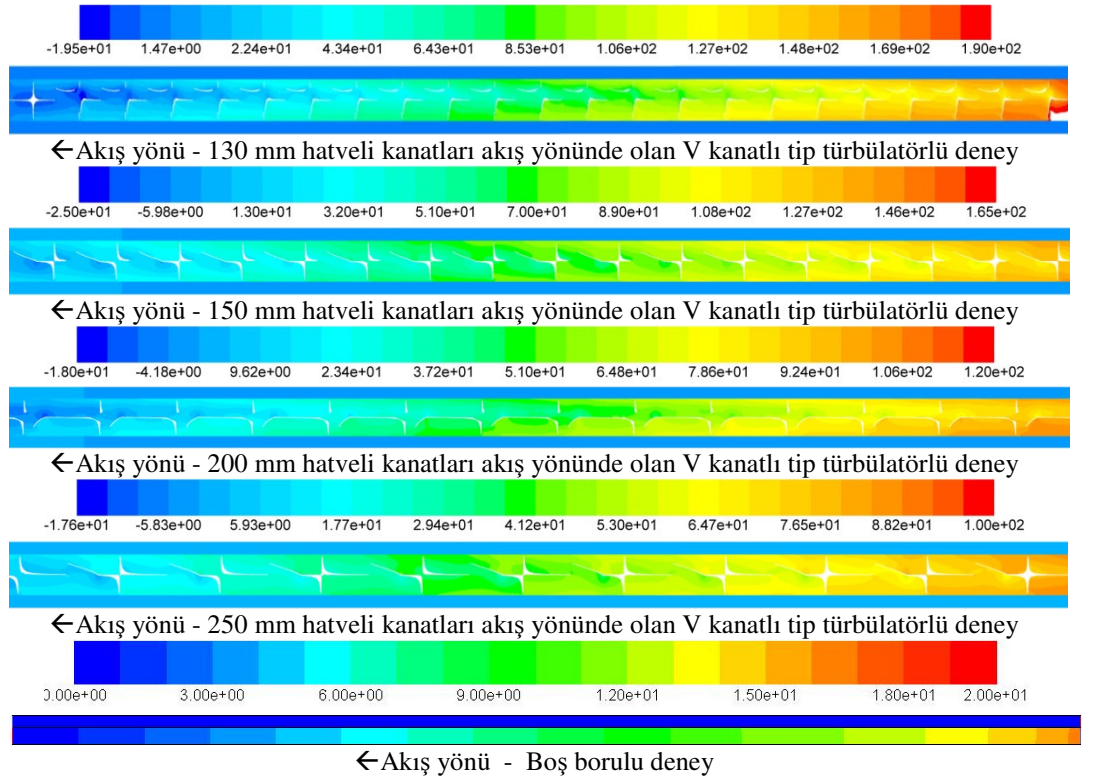
Şekil 7.50 : 5,015 m/s giriş hızında yapılan deneylerin kanatlar akış yönünde olan V kanatlı tip türbülantörler için basınç dağılımı



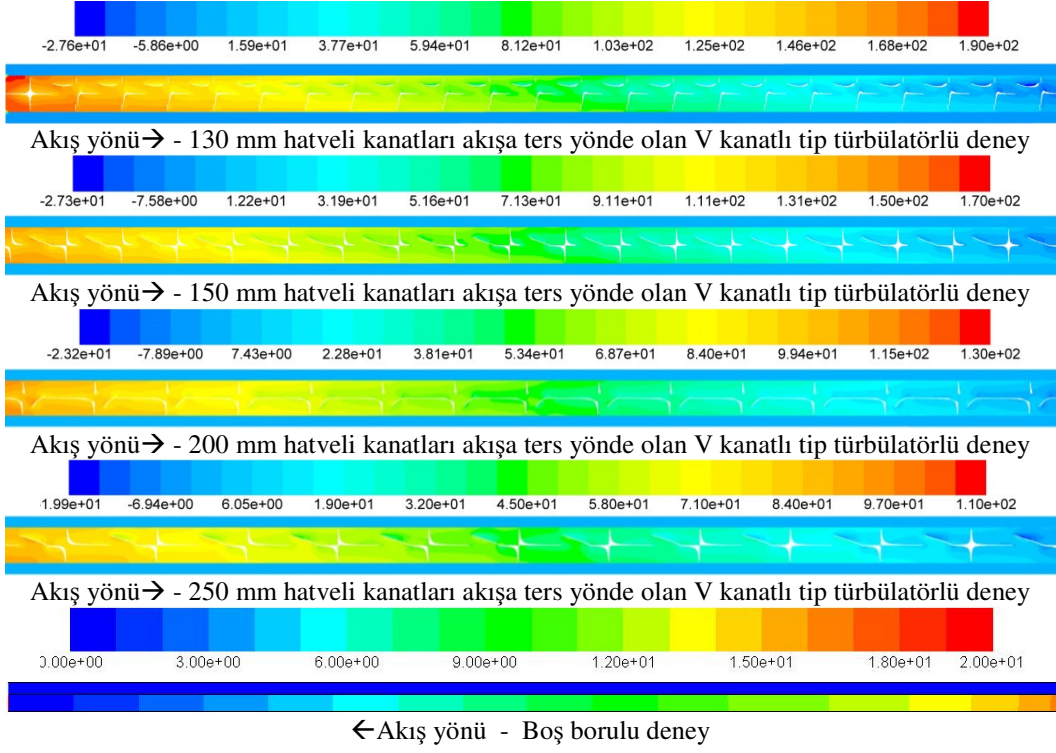
Şekil 7.51 : 5,015 m/s giriş hızında yapılan deneylerin kanatları akışa ters yönde olan V kanatlı tip türbülantörler için basınç dağılımı



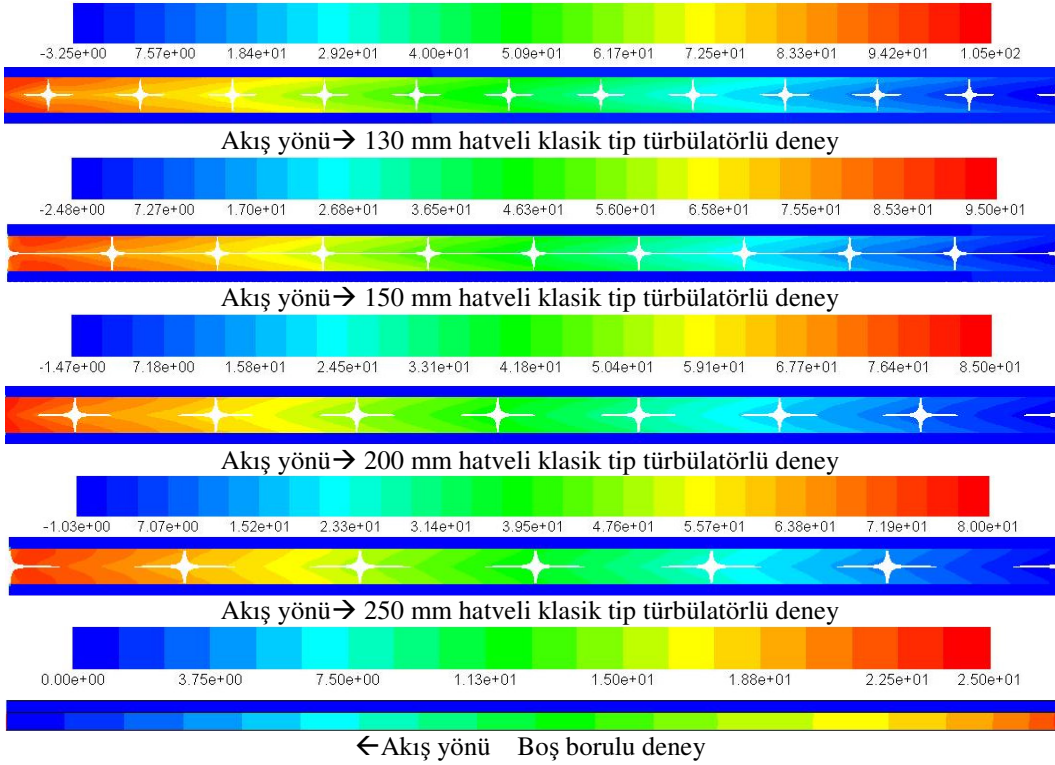
Şekil 7.52 : 6,5 m/s giriş hızında yapılan deneylerin klasik tip türbülantörler için basınç dağılımı



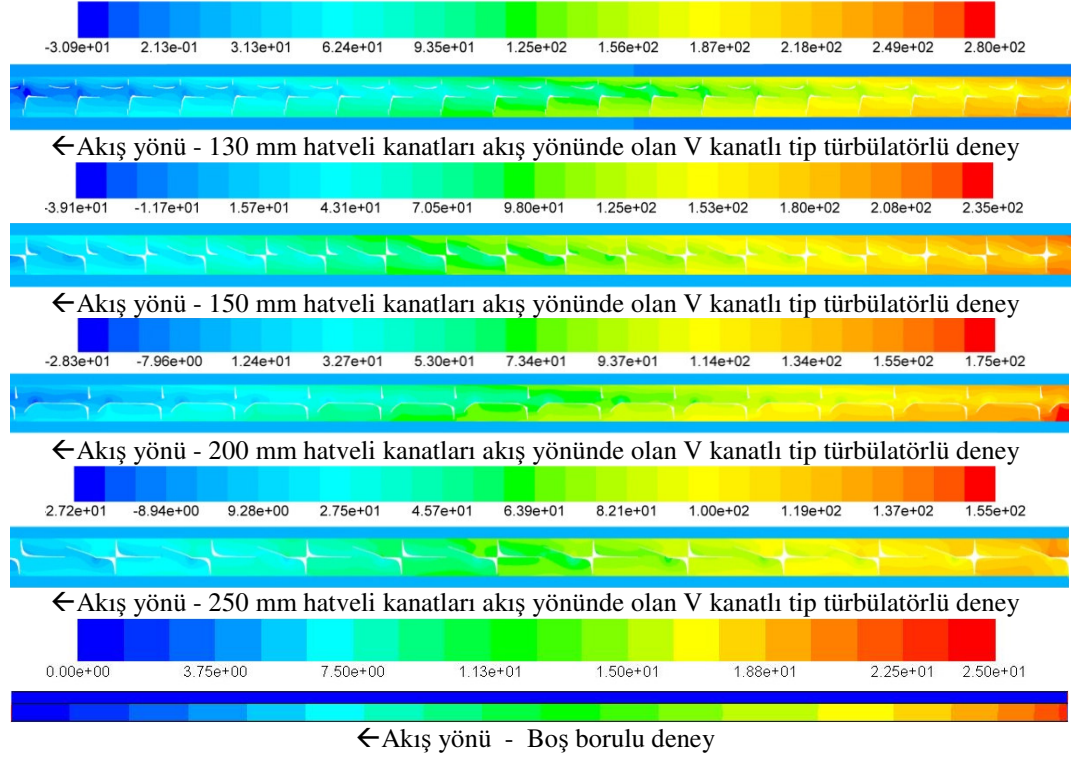
Şekil 7.53 : 6,5 m/s giriş hızında yapılan deneylerin kanatlar akış yönünde olan V kanatlı tip türbülantörler için basınç dağılımı



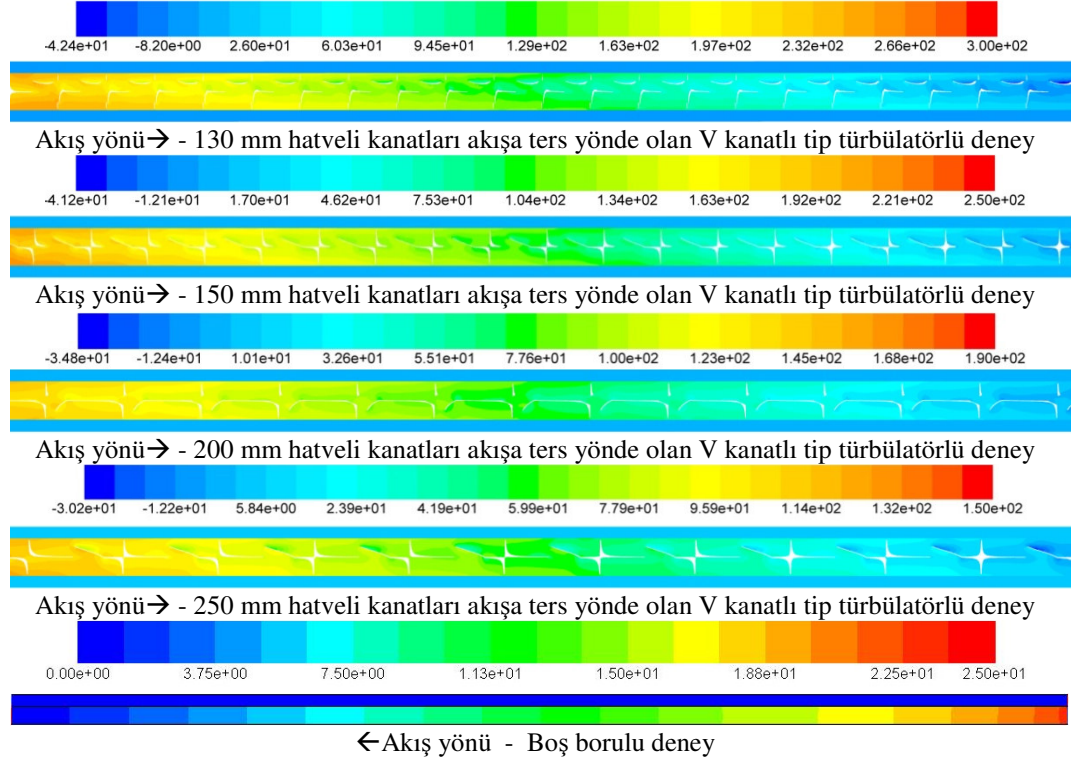
Şekil 7.54 : 6,5 m/s giriş hızında yapılan deneylerin kanatları akışa ters yönde olan V kanatlı tip türbülantörler için basınç dağılımı



Şekil 7.55 : 8,055 m/s giriş hızında yapılan deneylerin klasik tip türbülantörler için basınç dağılımı

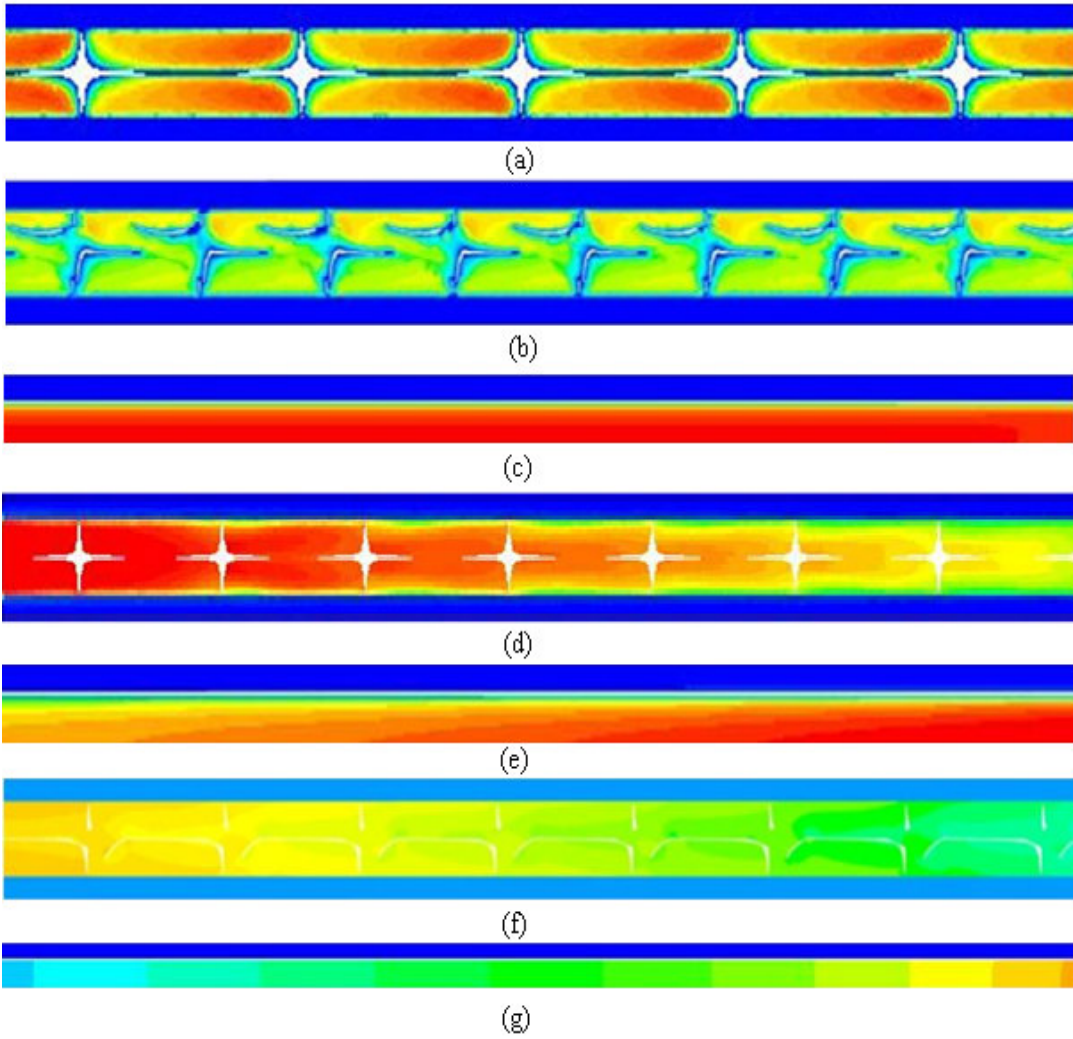


Şekil 7.56 : 8,055 m/s giriş hızında yapılan deneylerin kanatlar akış yönünde olan V kanatlı tip türbülantörler için basınç dağılımı



Şekil 7.57 : 8,055 m/s giriş hızında yapılan deneylerin kanatları akışa ters yönde olan V kanatlı tip türbülantörler için basınç dağılımı

Sayısal akışkanlar dinamiği çalışmalarından elde edilen sonuçların renk dağılımlarını daha ayrıntılı gözlemleyebilmek amacıyla Şekil 7.58 incelenmiştir. Farklı tip türbülatorler için boru içi hız dağılımları Şekil 7.58 (a) ve (b)'de ayrıntılı olarak görülmektedir. Renk skalasında kırmızı yüksek hız değerlerini yeşil orta hız kademesini ve mavi ise en düşük hız kademesini temsil etmektedir. Hız dağılımları incelendiğinde, boru duvarları ve türbülator yüzeylerine yakın bölgelerde hız değerlerinin düşük seviyelerde olduğu belirlenmiştir. V kanatlı türbülatorde oluşan yüksek türbülansın hız dağılımına etkileri Şekil 7.58(b)'de ayrıntılı olarak görülmektedir. Renk dağılımlarına bakıldığında V kanat uçlarına doğru akışkan hızında artışlar gözlenmiştir.

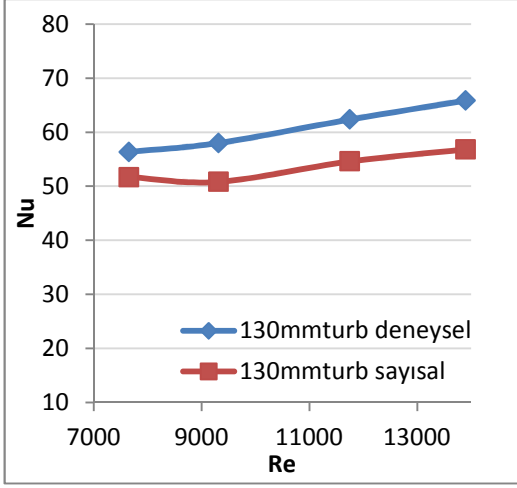


Şekil 7.58 : Boru içi akışkanın (a) klasik tip türbülatorlü hız dağılımı, (b) V kanatlı türbülatorlü hız dağılımı, (c) türbülatorsüz borudaki hız dağılımı, (d) klasik tip türbülatorlü sıcaklık dağılımı, (e) türbülatorsüz borudaki sıcaklık dağılımı, (f) V kanatlı türbülatorlü basınç dağılımı, (g) türbülatorsüz borudaki basınç dağılımı ayrıntılı görünümü

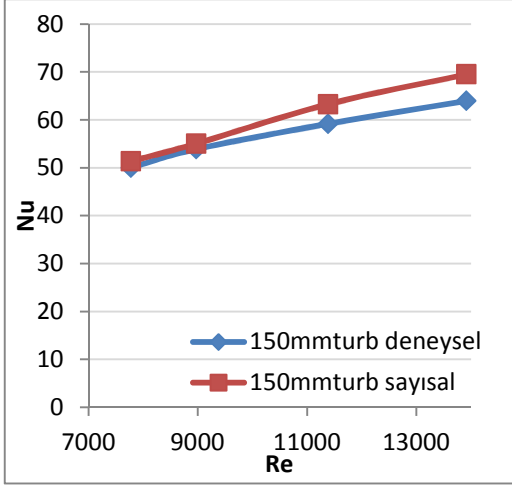
Dış borudan akan suyun debisi çok düşük olduğundan, hız değişimlerini ifade eden renk görsellerinde herhangi bir değişiklik gözlenmemiştir. Türbülatorsüz borudaki hız dağılımlarına bakıldığında istenen hız sınır tabakanın olduğu görülmektedir. Şekil 7.58(c) incelendiğinde sıcak akışkanın hız değerleri boru ekseninin olduğu bölgelerde maksimum değerlerde, duvara yakın bölgelerde ise minimum seviyesindedir.

Şekil 7.58(d)'de klasik tip türbülator kullanılması durumunda elde edilen sıcaklık dağılımı görülmektedir. Türbülatorün ısı transferine ve türbülator yüzeylerinin sıcaklık dalgalanmalarına olan etkileri ayrıntılı olarak incelenebilmektedir. Ayrıca oluşan türbülansın etkisiyle iki akışkan yüzeyine yakın bölgelerdeki ısı transferinin neden olduğu renk değişimleri gözlenmiştir. Şekil 7.58(e) incelendiğinde türbülatorsüz borudaki sıcaklık dalgalanmalarının daha düzenli olduğu ve türbülatorlü boruya göre daha yavaş sıcaklık düşüşlerinin gözlemlendiği görülmektedir. Şekil 7.58(f)'de ise sıcak akışkanın basınç değerlerine türbülatorün etkisi ayrıntılı olarak incelenebilmektedir. Türbülatorsüz boruda kademe kademe azalan basınç değerleri yerine türbülatorlü boruda kanal çapı boyunca akışkan içerisinde türbülatorden kaynaklanan basınç dalgalanmaları görülmektedir.

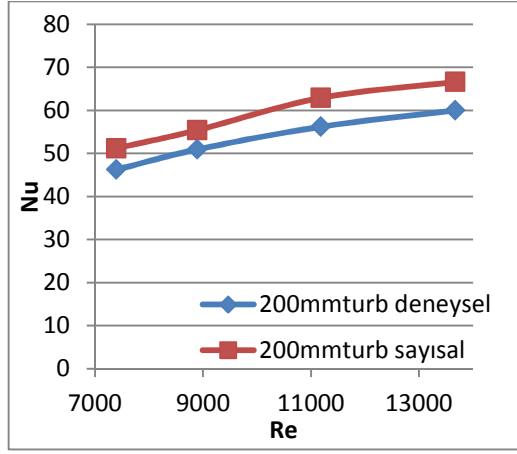
130 mm, 150 mm, 200 mm ve 250 mm hatveli klasik tip düz türbülatorler, 130 mm, 150 mm, 200 mm ve 250 mm hatveli kanat ucu sıcak akışkanın akım yönünde olan V kanatlı türbülatorler ve 130 mm, 150 mm, 200 mm ve 250 mm hatveli kanat ucu sıcak akışkanın akımına ters yönde olan V kanatlı türbülatorlerin kullanıldığı ısı değiştiricisi sisteminin deneysel ve sayısal sonuçları alınmış ve bu sonuçlar karşılaştırılmıştır. Dört farklı sıcak akışkan hız kademesinde yapılan çalışma sonucunda klasik tip türbülatorün kullanıldığı ısı değiştiricisinde elde edilen deneysel ve sayısal sonuçların Nusselt sayısının Reynolds sayısına göre değişimi Şekil 7.59'da görülmektedir.



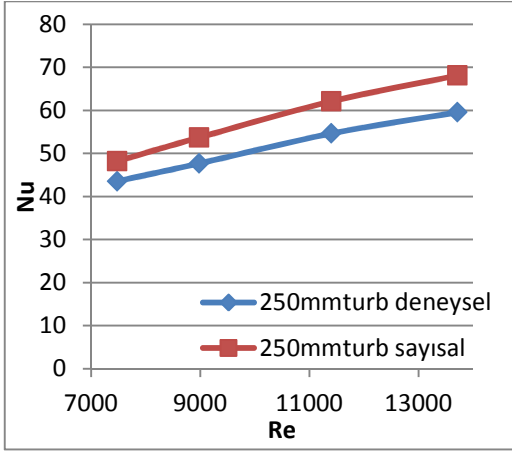
(a)



(b)



(c)

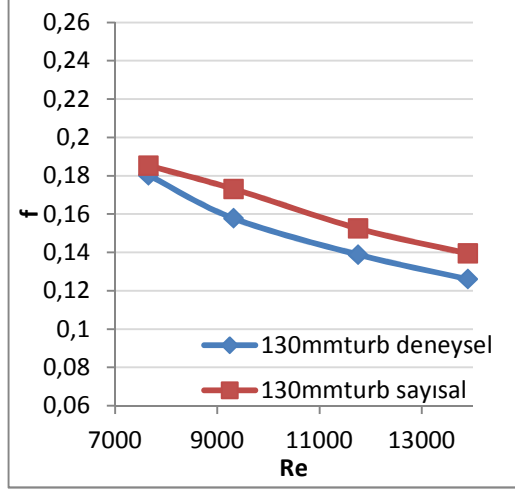


(d)

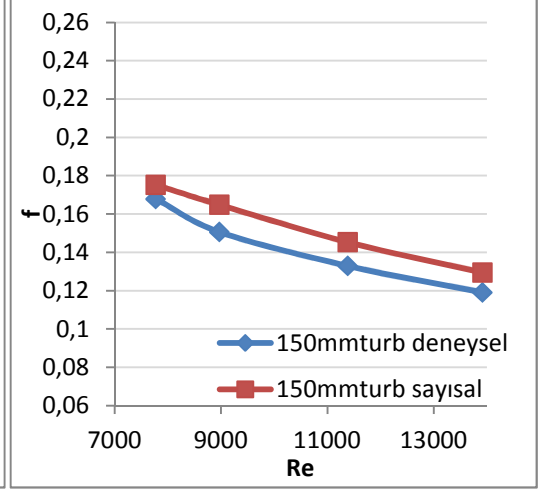
Şekil 7.59 : (a) 130 mm, (b) 150 mm, (c) 200 mm, (d) 250 mm hatveli klasik tip türbülatorlerin kullanıldığı ısı değiştiricisinde Nusselt sayısının Reynolds sayısına göre değişiminin deneysel ve sayısal sonuçları

Klasik tip türbülatorün kullanıldığı ısı değiştiricisinde elde edilen deneysel ve sayısal sonuçların sürtünme faktörü ve Reynolds sayısı ile değişimi ise Şekil 7.60'da gösterilmiştir. Şekilden de görüleceği üzere dört farklı Reynolds sayısı değerinde gerçekleştirilen deneysel Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü değerlerinin sayısal değerler ile uyumlu oldukları görülmektedir. Deneysel sonuçların sayısal sonuçlar ile arasındaki yüzdesel fark Ek5 içinde Ek5.2'de ayrıntılı olarak ele alınmıştır.

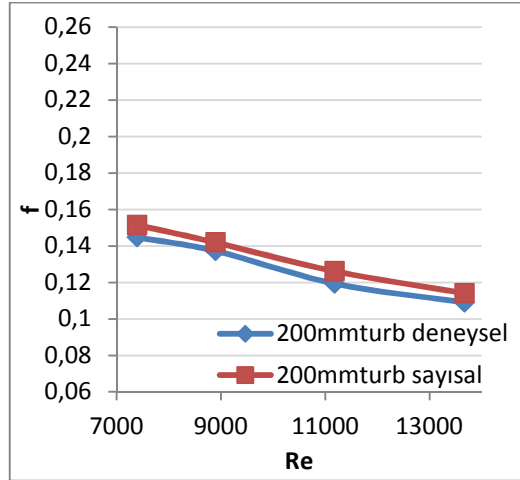
Buna göre klasik tip türbülatorün kullanıldığı deneysel ve sayısal çalışmaların sonuçları arasında Nusselt sayısında en fazla % 14, sürtünme katsayısında ise en fazla % 10'luk bir fark oluşmuştur.



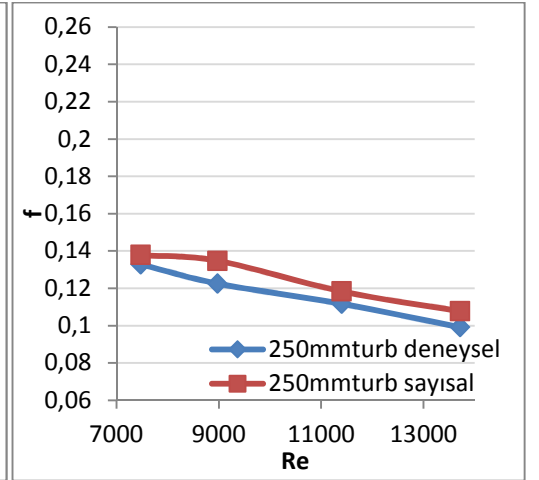
(a)



(b)



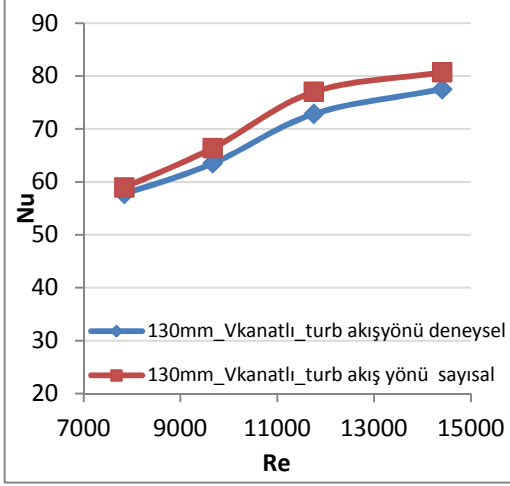
(c)



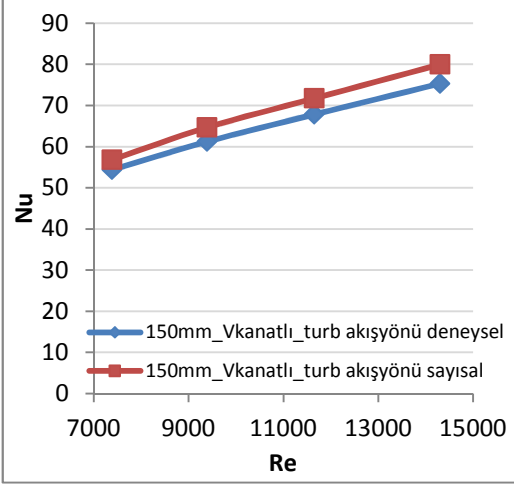
(d)

Şekil 7.60 : (a) 130 mm, (b) 150 mm, (c) 200 mm, (d) 250 mm hatveli klasik tip türbülatorlerin kullanıldığı ısı değıştiricisinde sürtünme katsayısının Reynolds sayısına göre değışiminin deneysel ve sayısal sonuçları

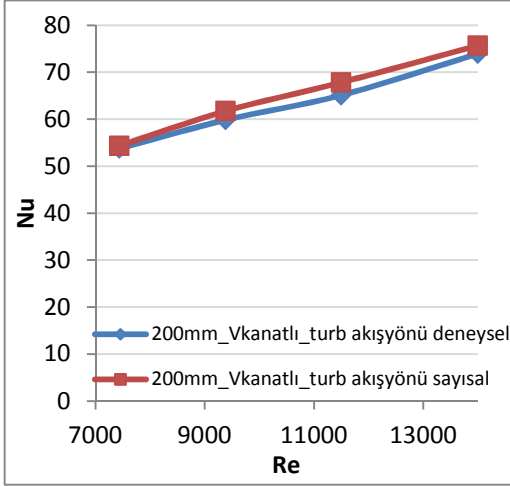
Dört farklı sıcak akışkan hız kademesinde yapılan çalışma sonucunda kanat ucu sıcak akışkanın akım yönünde olan V kanatlı türbülatorlerin kullanıldığı ısı değiştiricisinde elde edilen deneysel ve sayısal sonuçların Nusselt sayısının Reynolds sayısına göre değişimi Şekil 7.61’de görülmektedir.



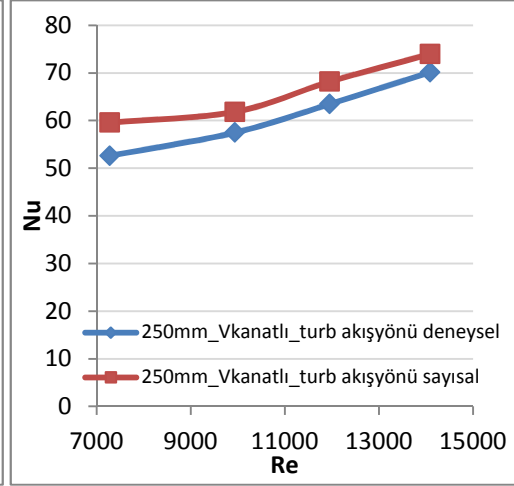
(a)



(b)

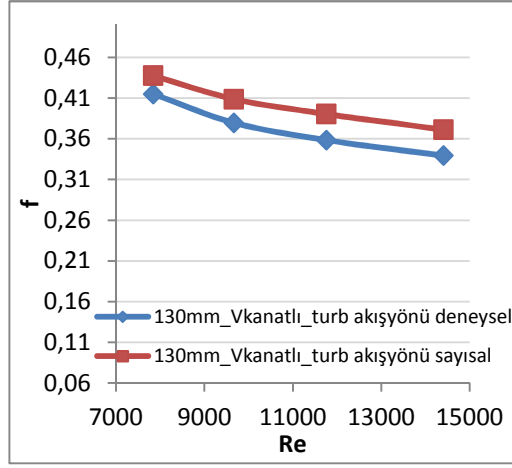


(c)

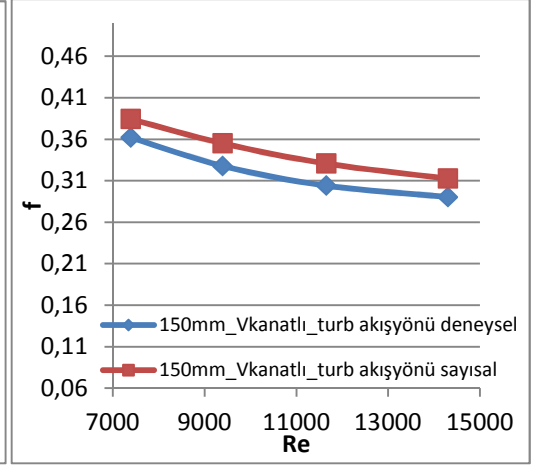


(d)

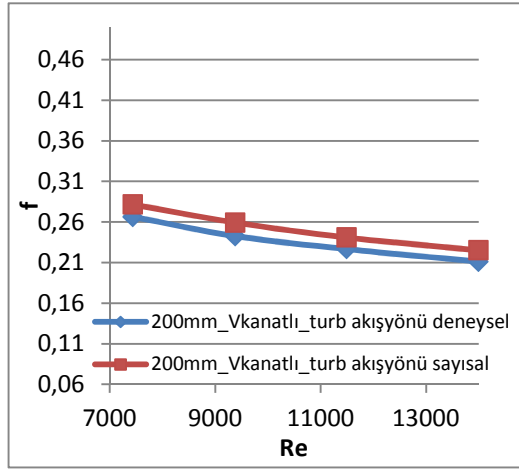
Şekil 7.61 : (a) 130 mm, (b) 150 mm, (c) 200 mm, (d) 250 mm kanat ucu sıcak akışkanın akım yönünde olan V kanatlı türbülatorlerin kullanıldığı ısı değiştiricisinde Nusselt sayısının Reynolds sayısına göre değişiminin deneysel ve sayısal sonuçları



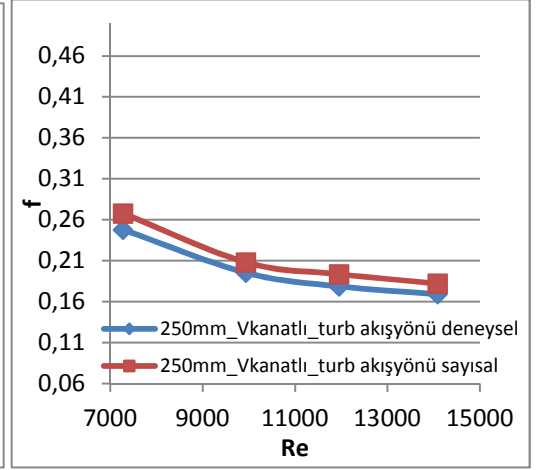
(a)



(b)



(c)



(d)

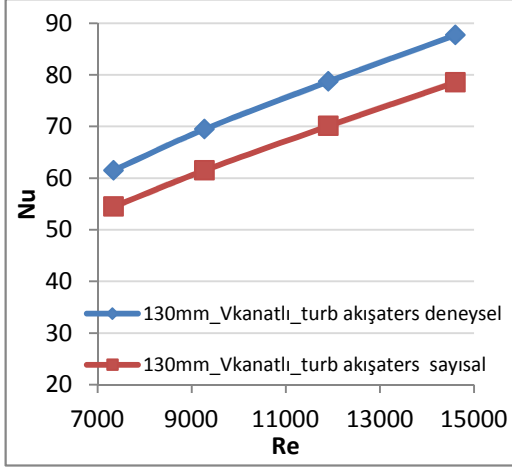
Şekil 7.62 : (a) 130 mm, (b) 150 mm, (c) 200 mm, (d) 250 mm kanat ucu sıcak akışkanın akım yönünde olan V kanatlı türbülatorlerin kullanıldığı ısı değiştiricisinde sürtünme katsayısının Reynolds sayısına göre değişiminin deneysel ve sayısal sonuçları

Kanat ucu sıcak akışkanın akım yönünde olan V kanatlı türbülatorlerin kullanıldığı ısı değiştiricisinde elde edilen deneysel ve sayısal sonuçların sürtünme faktörü ve Reynolds sayısı ile değişimi Şekil 7.62’de gösterilmiştir. Şekilden de görüleceği üzere dört farklı Reynolds sayısı değerinde gerçekleştirilen deneysel Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü değerlerinin sayısal değerler ile uyumlu oldukları görülmektedir. Deneysel sonuçların sayısal sonuçlar ile arasındaki yüzdesel fark Ek5 içinde Ek5.3’de ayrıntılı olarak ele alınmıştır.

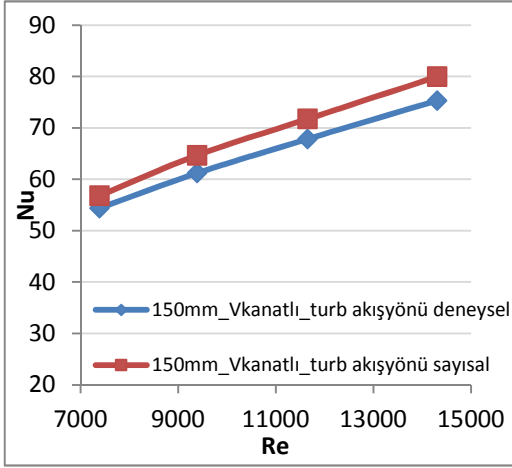
Buna göre kanat ucu sıcak akışkanın akım yönünde olan V kanatlı türbülatorlerin kullanıldığı deneysel ve sayısal çalışmaların sonuçları arasında

Nusselt sayısında en fazla % 7,5, sürtünme katsayısında ise en fazla % 9,3'lük bir fark oluşmuştur.

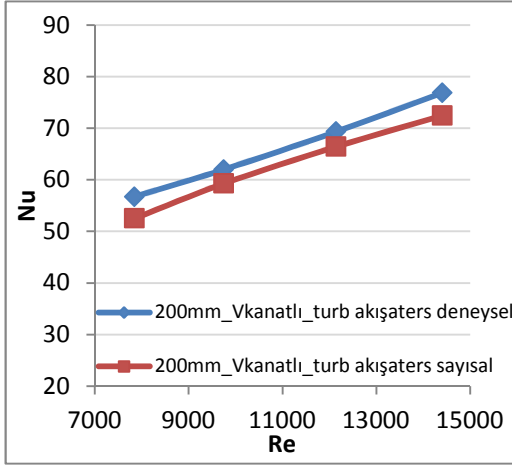
Dört farklı sıcak akışkan hız kademesinde yapılan çalışma sonucunda kanat ucu sıcak akışkanın akımına ters yönde olan V kanatlı türbülatorlerin kullanıldığı ısı değiştiricisinde elde edilen deneysel ve sayısal sonuçların Nusselt sayısının Reynolds sayısına göre değişimi Şekil 7.63'de görülmektedir.



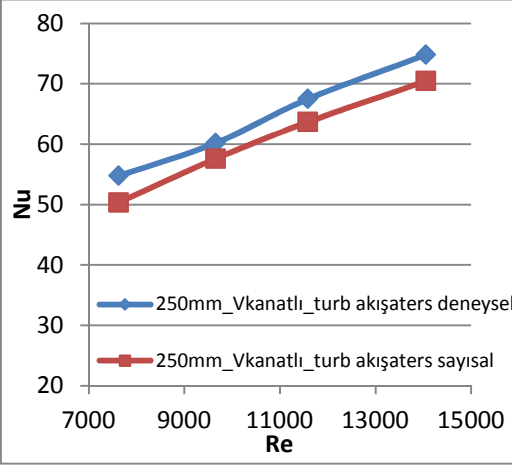
(a)



(b)

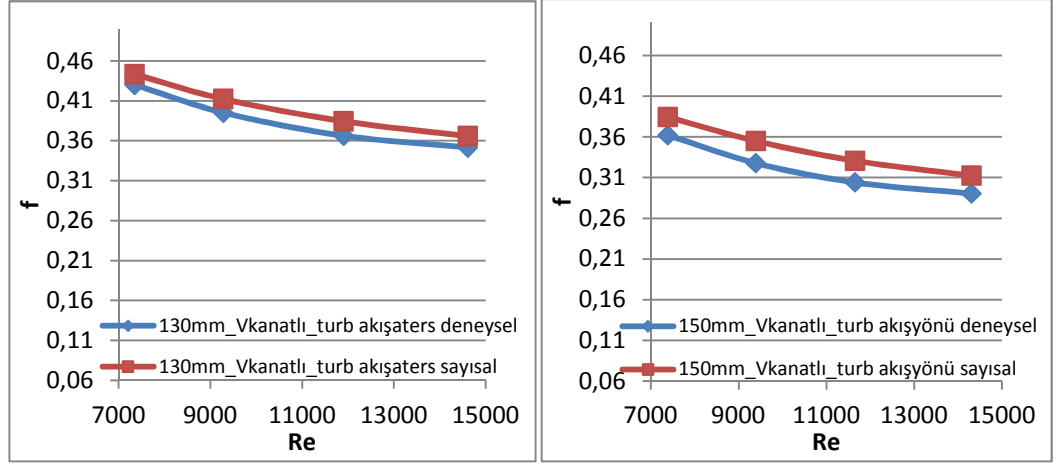


(c)



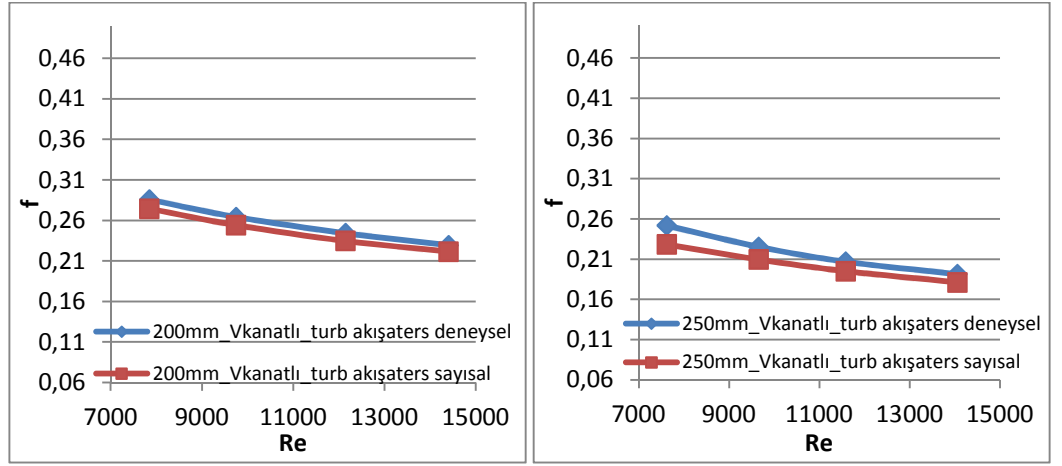
(d)

Şekil 7.63 : (a) 130 mm, (b) 150 mm, (c) 200 mm, (d) 250 mm kanat ucu sıcak akışkanın akımına ters yönde olan V kanatlı türbülatorlerin kullanıldığı ısı değiştiricisinde Nusselt sayısının Reynolds sayısına göre değişiminin deneysel ve sayısal sonuçları



(a)

(b)



(c)

(d)

Şekil 7.64 : (a) 130 mm, (b) 150 mm, (c) 200 mm, (d) 250 mm kanat ucu sıcak akışkanın akımına ters yönde olan V kanatlı türbülatorlerin kullanıldığı ısı değıştiricisinde sürtünme katsayısının Reynolds sayısına göre değışiminin deneysel ve sayısal sonuçları

Kanat ucu sıcak akışkanın akımına ters yönde olan V kanatlı türbülatorlerin kullanıldığı ısı değıştiricisinde elde edilen deneysel ve sayısal sonuçların sürtünme faktörü ve Reynolds sayısı ile değışimi Şekil 7.64'de gösterilmiştir. Şekilden de görüleceği üzere dört farklı Reynolds sayısı değierinde gerçekleştirilen deneysel Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü değierlerinin sayısal değierler ile uyumlu oldukları görülmektedir. Deneysel sonuçların sayısal sonuçlar ile arasındaki yüzdesel fark Ek5 içinde Ek5.4'te ayrıntılı olarak ele alınmıştır.

Buna göre kanat ucu sıcak akışkanın akımına ters yönde olan V kanatlı türbülatorlerin kullanıldığı deneysel ve sayısal çalışmaların sonuçları arasında

Nusselt sayısında en fazla % 12, sürtünme katsayısında ise en fazla % 9'luk bir fark oluşmuştur.

Sayısal ve deneysel sonuçlar arasındaki küçük farklılıklar olmasına karşın bütün sonuçların birbirleriyle uyumlu olduğu görülmüştür.

8. SONUÇ VE ÖNERİLER

Endüstrinin hemen hemen her noktasında kullanılan ısı değıştircilerinde ve özellikle konut ve sanayide ısıtma amaçlı kullanılan sıcak su kazanlarında boru içersine yerleştirilen türbülátörlerin, farklı hatve ve geometrilerinde deneysel çalışmaları ve sonlu hacimler metoduna dayalı Fluent paket program kullanılarak üç boyutta analizleri yapılmıştır. Bu çalışmalar ile türbülátörlerin ısıl hidrolik performansları incelenmiş, en uygun model seçimi yapılmıştır.

Bu çalışma kapsamında prototip olarak üretilen ısı değıştircisinde ters akışlı sistem için 130 mm, 150 mm, 200 mm ve 250 mm hatveli klasik tip düz türbülátörler, 130 mm, 150 mm, 200 mm ve 250 mm hatveli kanat yönü sıcak akışkanın akım yönünde olan V kanatlı türbülátörler ve 130 mm, 150 mm, 200 mm ve 250 mm hatveli kanat yönü sıcak akışkanın akımına ters yönde olan V kanatlı türbülátörler kullanılmıştır. Üç farklı modelde ve 4 farklı hatvede üretilen bu türbülátörler ile yapılan deneysel çalışmaların sonuçları CFD analiz sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır.

Türbülátörsüz boş boru ile yapılan deneysel çalışmadan elde edilen hesaplama sonuçları ile literatürde yer alan ve kabul görmüş eşitliklerden elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. Yapılan hesaplamalardan elde edilen sonuçlar ile literatürdeki eşitliklerden elde edilen sonuçların Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü göz önüne alındığında uyum içinde olduğu görölmüştür. Bu sonuç da bize uygulanan metodun doğruluğunu kanıtlamıştır.

Boru içersinde kullanılan tüm türbülátör modellerinin boş boruda elde edilen ısı transfer değeriinden daha iyi sonuç verdiği görölmüştür. Bunun yanı sıra türbülátörsüz boş boruda sürtünme katsayısı değeri akış içinde herhangi bir engel olmaması nedeniyle çok düşük değerielerde çıkmıştır. Türbülátörle yapılan deneysel çalışmalarda ise sürtünme katsayısı sonuçları akış içeriindeki türbülátörün kendisinden ve V kanatlardan kaynaklanan engelleyici nedenlerden dolayı yüksek değerielerde elde edilmiştir.

Deneysel verilerin işlendiği şekillere bakıldığında Reynolds sayısındaki artışla birlikte Nusselt sayısında artış, sürtünme katsayısında ise azalış gözlenmiştir. Hem Nusselt sayısı hem de sürtünme katsayısı, türbülátör modeline ve modele göre akış yönüne bağlı olarak değışiklik göstermiştir. En yüksek Nusselt sayısı ve sürtünme katsayısı değeri, 130 mm hatveli kanatları akıma

ters yönde olan V kanatlı tip türbülator kullanılması durumunda sırasıyla 61,53 – 87,71 ve 0,43 – 0,35 olarak elde edilmiştir.

Yapılan çalışmalar sonucunda tüm türbülator modellerinin türbülatorsüz sisteme göre ısıl hidrolik performans sağladığı görülmüştür. % 93'e varan ısıl hidrolik performans ile en yüksek ısıl hidrolik performans 130 mm hatveli klasik tip türbülatorler ile elde edilmiştir. V kanatlı tip türbülatorlerde ısı transfer oranının klasik tip türbülatorlere göre daha yüksek olmasına rağmen akışı engelleyici etkilerinden dolayı sürtünme katsayıları, klasik tip türbülatorün sürtünme katsayı değerlerinin çok üzerinde çıkmıştır. Bu nedenle yüksek Nusselt sayısına karşın çok yüksek sürtünme katsayısı değeri düşük ısıl hidrolik performans sonucunu doğurmuştur.

Ansys ve Fluent paket programları kullanılarak yapılan sayısal hesaplamalar, hem türbülatorsüz boş boru için hem de dört farklı hatvede tasarlanan klasik tip düz türbülatorler, kanat yönü sıcak akışkanın akım yönünde olan V kanatlı türbülatorler ve kanat yönü sıcak akışkanın akımına ters yönde olan V kanatlı türbülatorler kullanılarak yapılmıştır. Kullanılan sayısal hesaplama yöntemlerinden elde edilen sonuçların güvenilirliği için doğruluk kontrolleri yapılmıştır. Çözümlemeler sırasında işlem yoğunluğunu azaltmak, çözüm süresini kısaltmak ve hata risklerini azaltmak için optimum hücre sayısı belirlenmiş, yöntem grafik olarak incelenerek en uygun hücre sayısı ile sayısal analizler yapılmıştır.

CFD analizleri türbülatorsüz sistem için 2 boyutta, türbülatorlü sistem için ise 3 boyutta gerçekleştirilmiştir. Klasik tip türbülator, kanatları akış yönünde olan V kanatlı tip türbülator, kanatları akışa ters yönde olan V kanatlı tip türbülatorün kullanıldığı sistem ve boş borulu sistemde sıcak ve soğuk akışkanlar için hız dağılımları, hız vektörleri, sıcaklık dağılımları ve fark basınç değerleri görsel olarak verilmiştir.

Boş borulu eş merkezli ısı değiştiricisinde analiz sonucuna göre akış için istenen hız sınır tabakasının olduğu görülmüştür. Hız sınır tabakasının gerektirdiği şekilde, sürtünmeden dolayı sıcak akışkan hız vektörleri boru yüzeyine yakın bölgede düşük, boru eksenine yakın orta bölgede ise daha büyük olduğu gözlenmiştir. Türbülatorlü ısı değiştiricilerinde ise sıcak akışkanın türbülator boyunca dönüşlü bir akış sergilediği görülmüştür.

CFD analiz sonuçlarına bakıldığında türbülatorlerde hatvenin büyümesiyle sistem içerisinde oluşan maksimum hız değeri azalma gözlenmiştir. Buna göre hatve küçüldükçe, akış içerisinde türbülansın arttığı, türbülansa bağlı olarak da hızın arttığı gözlenmiştir.

Hem deneysel hem de sayısal analiz sonuçları tüm türbülator modelleri için ayrı ayrı karşılaştırılmıştır. Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü değerleri arasında yapılan inceleme sonucunda deneysel ve sayısal sonuçların birbirleri ile uyumlu oldukları görülmüştür. Tüm modeller dikkate alındığında en yüksek fark %14 mertebesinde dir.

Yapılan bu çalışma kapsamında elde edilen sonuçlar dikkate alınarak en iyi ısıl hidrolik performansı veren türbülator modeli seçilip uygun sistemlerde verim artırıcı olarak kullanılabilir. Böylelikle çalışmadan elde edilen sonuçların bilimsel düzeyi yanında endüstriyel birçok alanda kullanılabilirliği sağlanmış olur. Türbülatorlerin kullanımıyla aynı ısıl kapasitede daha küçük boyutlarda sistemler tasarlanarak üretim maliyeti düşürülebilir ve sistem verimi artırılabilir.

Çalışma kapsamı dışında farklı tip geometrilerde türbülatorler tasarlanıp, bu uygun geometriler ile sürtünme katsayısı düşürülebilir ve böylelikle daha düşük basınç kaybı elde edilebilir. Optimum geometrik özellikler belirlenerek Nusselt sayısında artış ile sürtünme katsayısında azalma hedeflenmeli, böylelikle yüksek ısıl hidrolik performans amacına ulaşmak için çalışmalar yapılmalıdır.

Farklı akışkan maddeleri kullanılarak denemeler tekrarlanmalı, akışkan özelliklerinin ısıl hidrolik performansa etkileri incelenmeli diğer taraftan akışkanların korozi etkilerine de farklı bir çalışma konusu olarak da bakılmalıdır.

KAYNAKLAR DİZİNİ

- Akpınar, E. K.**, 2005, Deneysel çalışmalardaki hata analizine bir örnek: Kurutma deneylerindeki hata analizi, Mühendis ve Makina, 540:41-48.
- Akpınar, E. K., Biçer, Y., Yıldız, C. ve Pehlivan, D.**, 2004, Heat transfer enhancements in a concentric double pipe exchanger equipped with swirl elements, Int. Comm. Heat Mass Transfer, 31:857-868.
- Asan, H. ve Namlı, L.**, 1997, Deneysel ısı transferi ve basınç kaybı çalışmalarında belirsizlik analizi, 11. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi Bildiriler Kitabı, 1:369-378.
- Baysal, E.**, 2009, Eşmerkezli Borulu Isı Değiştiricisinde Helisel Türbülatorlerin Etkilerinin Deneysel ve Sayısal Olarak İncelenmesi, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 132s.
- Bejan, A.**, 1993, Heat Transfer, John Wiley & Sons, Inc., USA, 675p.
- Bejan, A. and Kraus, A. D.**, 2003, Heat Transfer Handbook, John Wiley & Sons, Inc., New Jersey, 1427p.
- Bird, R. B., Stewart, W. E. and Lightfoot, E. N.**, 1960, Transport Phenomena, John Wiley & Sons, Inc., New York, 780p.
- Burgess, W.A., Ellenbecker, M.J. and Treitman, R.D.**, 2004, Ventilation For Control of The Work Environment, John Wiley & Sons, Inc. USA, 424p.
- Claesson, J.**, 2004, Thermal and Hydraulic Performance of Compact Brazed Plate Heat Exchangers Operating as Evaporators in Domestic Heat Pumps, Doctoral Thesis, Royal Institute of Technology, Stockholm, Sweden, 252p.
- Chang, S. W., Jan, Y.J., and Liou, J.S.**, 2007, Turbulent heat transfer and pressure drop in tube fitted with serrated twisted tape, International Journal of Thermal Sciences, 46:506-518.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Chang, S. W., Yu, K-W. and Lu, M. H.,** 2005, Heat transfers in tubes fitted with single, twin, and triple twisted tapes, *Experimental Heat Transfer*, 18:279-294.
- Chen, W-L. and Dung, W-C.,** 2008, Numerical study on heat transfer characteristics of double tube heat exchangers with alternating horizontal or vertical oval cross section pipes as inner tubes, *Energy Conversion and Management*, 49:1574-1583.
- Coblentz, L. C.,** 2009, Uncertainty Analysis of Heat Exchanger, MSc Thesis, Mechanical Engineering in the Faculty of Engineering at the Rand Afrikaans University, 123p.
- Comsol Multiphysics,** 2007, Chemical Engineering Module User's Guide, COMSOL AB, 262p.
- Çengel, Y.,** 2002, Heat Transfer: A Practical Approach, McGraw-Hill Science, USA, 896p.
- Çengel, Y. and Cimbala, J.M.,** 2008, Akışkanlar Mekaniği, Temelleri ve Uygulamaları, İzmir Güven Kitabevi Ltd. Şti., İzmir, 938p.
- Çoban, T.,** 2011, "Yanma Programları", http://www.yto.com.tr/turhan_coban/programlar/kazan/index.html (Erişim tarihi: 15 Mayıs 2011)
- Dal, A. R.,** 2007, Kombilerde Kullanılan Isı Değiştiricisi Farklı Kanatçık Geometrilerinin Kombi Verimine Etkisinin Sayısal Analizi, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 101s.
- Dünya Enerji Konseyi Türk Milli Komitesi,** 2010, Enerji Raporu 2010, Poyraz Ofset, 174s.
- Eiamsa-ard, S., Pethkool, S., Thianpong, C. and Promvonge, P.,** 2008, Turbulent flow heat transfer and pressure loss in a double pipe heat exchanger with louvered strip inserts, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 35:120-129.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Eiamsa-ard, S. and Promvonge, P.,** 2005, Enhancement of heat transfer in a tube with regularly-spaced helicaly tape swirl generators, *Solar Energy*, 78:483-494.
- Eiamsa-ard, S. and Promvonge, P.,** 2010, Thermal characterization of turbulent tube flows over diamond-shaped elements in tandem, *International Journal of Thermal Sciences*, 49:1051-1062.
- Eiamsa-ard, S., Thianpong, C. and Eiamsa-ard, P.,** 2010, Turbulent heat transfer enhancement by counter/co-swirling flow in a tube fitted with twin twisted tapes, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 34:53-62.
- Eiamsa-ard, S., Thianpong, C. and Promvonge, P.,** 2006, Experimental investigation of heat transfer and flow friction in a circular tube fitted with regularly spaced twisted tape elements, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 33:1225-1233.
- Eiamsa-ard, S., Wongcharee, K., Eiamsa-ard, P. and Thianpong, C.,** 2010, Heat transfer enhancement in a tube using delta-winglet twisted tape inserts, *Applied Thermal Engineering*, 30:310-318.
- Eiamsa-ard, S., Wongcharee, K. and Sripattanapipat, S.,** 2009, 3-D Numerical simulation of swirling flow and convection heat transfer in a circular tube induced by means of loose-fit twisted tapes, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 36:947-955.
- Eren, H., Çelik, N., Yıldız, S. ve Durmuş, A.,** 2010, Heat transfer and friction factor of coil-springs inserted in the horizontal concentric tubes, *Journal of Heat Transfer*, 132,011801.
- Genceli, O. F.,** 1995, Ölçme Tekniği, Boyut, Basınç, Akış ve Sıcaklık Ölçmeleri, Birsen Yayınevi, İstanbul, 387s.
- Genceli, O. F.,** 2005, Isı Değiştiricileri, Birsen Yayınevi, İstanbul, 423s.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Güneş, S., Özceyhan, V. ve Büyükalaca, O.,** 2010, The experimental investigation of heat transfer and pressure drop in a tube with coiled wire inserts placed separately from the tube wall, Applied Thermal Engineering, 30:1719-1725.
- Hasan, A. ve Siren, K.,** 2004, Performance investigation of plain circular and oval tube evaporatively cooled heat exchangers, Applied Thermal Engineering, 24:777-790.
- Holman, J. P.,** 2001, Experimental Methods for Engineers, McGrawHill, NewYork, 672p.
- Incropera, F. P. and DeWitt, D. P.,** 2001, Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri, Literatür Yayınları, 801p.
- Kahraman, N., Sekmen, U., Çeper, B. ve Akansu, S. O.,** 2008, Boru içi akışlarda türbülantörlerin ısı transferine olan etkilerinin sayısal incelenmesi, Journal of Thermal Science and Technology, 28:51-59.
- Kakaç, S. and Liu, H.,** 1998, Heat exchangers: selection, rating, and thermal design, CRC Press, 432p.
- Kayataş, N.,** 2003, İç İç Borulu Isı Değiştiricisinde Isı Transferinin İyileştirilmesinin Nümerik Olarak İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Kayseri, 93s.
- Kayataş, N. ve İlbaş, M.,** 2005, İç içe borulu model bir ısı değiştiricisinde ısı transferinin iyileştirilmesinin sayısal olarak incelenmesi, Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi, 21:128-139.
- Kongkaiatpaiboon, V., Nanan, K. and Eiamsa-ard, S.,** 2010, Experimental investigation of heat transfer and turbulent flow friction in a tube fitted with perforated conical-rings, International Communications in Heat and Mass Transfer, 37:560-567.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Murugesan, P., Mayilsamy, K. and Suresh, S.,** 2010, Turbulent heat transfer and pressure drop in tube fitted with square-cut twisted tape, Chinese Journal of Chemical Engineering, 18(4):609-617.
- Naphon, P. and Suchana, T.,** 2011, Heat transfer enhancement and pressure drop of the horizontal concentric tube with twisted wires brush inserts, International Communications in Heat and Mass Transfer, 38:236-241.
- Narayanan, V.,** 2011, “Jet Impingement Flow and Heat Transfer”, web.engr.oregonstate.edu/~narayavi/jets.html (Erişim tarihi: 25 Kasım 2011)
- Perrotin, T. and Clodic, D.,** 2004, Thermal-hydraulic CFD study in louvered fin-and-flat-tube heat exchangers, International Journal of Refrigeration, 27:422-432.
- Phan, H. T., Caney, N., Marty, P., Colasson, S. and Gavillet, J.,** 2010, Surface coating with nanofluids: The effects on pool boiling heat transfer, Nanoscale and Microscale Thermophysical Engineering, 14:4:229-244.
- Popiel C.O. and Wojtkowiak, J.,** 1998, Simple formulas for thermophysical properties of liquid water for heat transfer calculations (from 0 °C to 150 °C), Heat Transfer Engineering, 19:3, 87-101.
- Promvonge, P.,** 2008, Thermal augmentation in circular tube with twisted tape and wire coil turbulators, Energy Conversion and Management, 49:2949-2955.
- Promvonge, P. and Eiamsa-ard, S.,** 2007a, Heat transfer behaviors in a tube with combined conical-ring and twisted-tape insert, International Communications in Heat and Mass Transfer, 34:849-859.
- Promvonge, P. and Eiamsa-ard, S.,** 2007b, Heat transfer augmentation in a circular tube using V-nozzle turbulator inserts and snail entry, Experimental Thermal and Fluid Science, 32:332-340.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Rahimi, M., Shabanian, S. R. and Alsairafi, A. A.,** 2009, Experimental and CFD studies on heat transfer and friction factor characteristics of a tube equipped with modified twisted tape inserts, *Chemical Engineering and Processing*, 48:762-770.
- Sachdeva, G.,** 2010, Computation of Heat Transfer Augmentation in a Plate-Fin Heat Exchanger Using Rectangular/Delta Wing, Doctoral Thesis, Department of Mechanical Engineering National Institute of Technology, India, 154p.
- Sekmen, U.,** 2006, Boru İçi Akışlarda Türbülatorlerin Isı Transferine Olan Etkilerinin Araştırılması, Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yüksek Lisans Tezi, 73s.
- Shabanian, S. R., Rahimi, M., Shahhosseini, M., Alsairafi, A. A.,** 2011, CFD and experimental studies on heat transfer enhancement in an air cooler equipped with different tube inserts, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 38:383-390.
- Shah, R. K. and Sekulic, D. P.,** 2003, *Fundamental of Heat Exchanger Desing*, John Wily & Sons, 941p.
- Sivashanmugam, P. and Suresh, S.,** 2007, Experimental studies on heat transfer and friction factor characteristics of turbulent flow through a circular tube fitted with regularly spaced helical screw-tape inserts, *Applied Thermal Engineering*, 27:1311-1319.
- Stevanovic, Z., Ilic, G., Radojkovic, N., Vukic, M., Stefanovic, V. and Vuckovic, G.,** 2001, Design of shell-and-tube heat exchangers by using CFD technique-part one: Thermo-hydraulic calculation, *Facta Universitatis Mechanical Engineering*, 8:1091-1105.
- Şahin, H. M. ve Baysal, E.,** 2009, Boru içine yerleştirilen türbülatorlerin ısı transfer iyileştirilmesine etkisinin sayısal incelenmesi, V. Yeni ve Yenilenebilir Enerji Kaynakları Sempozyumu, Kayseri.

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

- Tiwari, S., Maurya, D., Biswas, G. and Eswaran, V.,** 2003, Heat transfer enhancement in cross-flow heat exchangers using oval tubes and multiple delta winglets, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46:2841-2856.
- TS EN 442-2/MART** 1998, Türk Standardı, Radyatörler ve Konvektörler-Bölüm 2: Deney metodları ve değerlendirme, ICS 91.140.10, 65s.
- Turgut, E.,** 2007, Dönen Boru İçerisinde Basınç Kaybı ve Isı Transferinin İncelenmesi Akışın Gözlenmesi, Doktora Tezi, Fırat Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Eğitimi Anabilim Dalı, 124s.
- Wang, L. and Sunden, B.,** 2002, Performance comparison of some tube inserts, *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, 29:45-56.
- Wilcox, D. C.,** 1993, Turbulence Modelling of CFD, DCW Industries, Inc., California, 456p.
- Wongcharee K. and Eiamsa-ard, S.,** 2010, Heat transfer enhancement by twisted types with alternate-axes and triangular, rectangular and trapezoidal wings, *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, 50:211-219.
- Yong-zhang, C. and Mao-cheng, T.,** 2010, Three-dimentional numerical simulation of thermal-hydraulic performance of a circular tube with edgefold-twisted-tape inserts, *Journal of Hydrodynamics*, 22(5):662-670.
- Zamankhan, P.,** 2010, Heat transfer in counterflow heat exchangers with helical turbulators, *Commun Nonlinear Sci Numer Simulat*, 15:2894-2907.
- Zhang, Z. and Fang, X.,** 2006, Comparison of heat transfer and pressure drop for the helically baffled heat exchanger combined with three-dimensional and two-dimensional finned tubes, *Heat Transfer Engineering*, 27:17-22.
- Zhang, Z., Ma, D., Fang, X. and Gao, X.,** 2007, Experimental and numerical heat transfer in a helically baffled heat exchanger combined with one three-

KAYNAKLAR DİZİNİ (devam)

dimensional finned tube, Chemical Engineering and Processing. 47:1738-1743.

Zhnegguo, Z., Tao, X. and Xiaoming, F., 2004, Experimental study on heat transfer enhancement of a helically baffled heat exchanger combined with three-dimensional finned tubes, Applied Thermal Engineering, 24:2293-2300.

ÖZGEÇMİŞ

Gökhan Gürlek, 01.06.1978 tarihinde, İzmir’de doğdu. İlk ve orta öğrenimini İzmir’de, lise öğrenimi İzmir Atatürk Lisesi’nde tamamladı. 1995 yılında İngilizce hazırlık eğitimiyle başladığı Ege Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü’nden 2000 yılında lisans derecesi, “Tünel Tipi Kurutucuda Domates Kurutma Koşullarının Araştırılması” başlıklı tezi ile 2005 yılında yüksek lisans derecesi aldı. 2002’den bu yana, Ege Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü’nde araştırma görevlisi olarak görev yapmaktadır.

Uluslararası dergilerde yayınlanmış makaleler

Journal of Thermal Science and Technology (Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi), Yıldız, A., **Gürlek, G.**, Erkek, M., Özbalta, N., Economical and Environmental Analyses of Thermal Insulation Thickness in Buildings, V. 28, Number: 2, 2008

Journal of Thermal Science and Technology (Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi), **Gürlek, G.**, Özbalta, N., Güngör, A., Solar Tunnel Drying Characteristics And Mathematical Modelling of Tomato, V. 29, Number: 1, 2009

Ulusal dergilerde yayınlanmış makaleler

Tesisat Mühendisliği Dergisi, Özbalta, N., Güngör, A., **Gürlek, G.**, Güneş Enerjili Hava Toplayıcılarındaki Gelişmeler ve Tasarım Parametrelerinin Araştırılması, Temmuz- Ağustos 2003, Sayı: 76

Mühendis ve Makina, Yıldız, A., **Gürlek, G.**, Güngör, A., Özbalta, N., Alüminyum ve Bakır Borulu Güneş Kolektörlerinin Enerji ve Ekserji Verimlerinin Deneysel Karşılaştırılması, Haziran 2007, Sayı: 569

Tesisat, Yıldız, A., **Gürlek, G.**, Güngör, A., Özbalta, N., Güneş Enerjisi Destekli Su Isıtma Sisteminin Tasarımı ve Ekonomik Analizi, Temmuz 2007, Sayı: 139

Tesisat, Yıldız, A., **Gürlek, G.**, Güngör, A., Özbalta, N., Güneş Enerjisi Destekli Su Isıtma Sisteminin Tasarımı ve Ekonomik Analizi 2. Bölüm, Ağustos 2007, Sayı: 140

Packplast Ambalaj, Plastik, Makine, Kalıp, Gıda, Otomasyon Teknolojileri Dergisi, **Gürlek, G.**, Tarımsal Ürünlerin Kurutulmasında Güneş Enerjili Kurutucu Tipleri, Ocak-Şubat 2008, Sayı:4.

Ulusal kongre, sempozyum ve sergilerde sunulan bildiriler

Özbalta, N., Güngör, A., **Gürlek, G.**, Güneş Enerjili Hava Toplayıcılarındaki Gelişmeler ve Tasarım Parametrelerinin Araştırılması, Güneş Enerjisi Sistemleri Sempozyumu ve Sergisi, 20-21 Haziran 2003, Mersin

Özbalta, N., Güngör, A., **Gürlek, G.**, Özdemir, K., Aile Tipi Bir Güneşli Kurutucunun Geliştirilmesi, YEKSEM 2003, II. Yenilenebilir Enerji Kaynakları Sempozyumu, 15-18 Ekim 2003, İzmir

Gürlek, G., Karakuş, A.A., Akdemir, Ö., Güngör, A., Özbalta, N., Güneş Enerjili Sera Tipi Kurutucuda Domates Kurutulmasının Deneysel Araştırılması, Yeni ve Yenilenebilir Enerji Kaynakları Enerji Yönetimi Sempozyumu, 3-4 Haziran 2005, Kayseri

Gürlek, G., Günel, A.E., Karakuş, A.A., Güngör, A., Özbalta, N., Güneş Enerjili Aile Tipi Kurutucuda Kayısı Kurutulmasının Deneysel Araştırılması, III. Tarımsal Ürünleri Kurutma Tekniği Çalıştayı, 2-4 Mayıs 2005, Antalya

Yıldız, A., Karakuş, A. A., **Gürlek, G.**, Özbalta, N., Güngör A., Güneş Enerjili Sıcak Su Hazırlama Sistemlerinin Projelendirilmesinde Toplayıcı İkinci Derece Isıl Verim Eşitliklerinin Kullanımının İncelenmesi Örnek Uygulama: Muğla, III. Ege Enerji Sempozyumu ve Sergisi, Muğla Üniversitesi, 24-26 Mayıs 2006, Muğla.

Karakuş, A. A., **Gürlek, G.**, Akdemir, Ö., Özbalta, N., Güngör, A., Güneş Enerjili Tünel Tipi Kurutucuda Domates Kurutulmasının Deneysel Araştırılması, III. Ege Enerji Sempozyumu ve Sergisi, Muğla Üniversitesi, 24-26 Mayıs 2006, Muğla.

Yıldız, A., **Gürlek, G.**, Karakuş, A.A., Özbalta, N., Güngör, A., Kocaeli İçin Optimum Yalıtım Kalınlığının Belirlenmesi, Enerji Verimliliği Kongresi, 1-2 Haziran 2007, Kocaeli.

Yıldız, A., **Gürlek, G.**, Güngör, A., Özbalta, N., Güneş Enerjisi Destekli Su Isıtma Sisteminin Tasarımı ve Ekonomik Analizi, 3. Güneş Enerjisi Sistemleri Sempozyumu ve Sergisi, 8-9-10 Haziran 2007, Mersin

Gürlek, G., Yıldız, A., Güngör A., Adsorpsiyonlu Soğutma Teknolojisi ve Enerji Analizi, I. Soğutma Teknolojileri Sempozyumu ve Sergisi, 9-12 Ekim 2008, İzmir

Uluslararası kongre, sempozyum ve sergilerde sunulan bildiriler

Gurlek, G. and Ozbalta, N., Drying Characteristics and System Efficiencies of Tunnel Solar Dryer, 17. International Drying Symposium, 3-6 October 2010, Magdeburg, Germany.

Projeler

Türlülatörlü Isı Değıştiricilerinde Isı Transferinin İyileştirilmesi ve Termodinamik Analizi

Küçük Ölçekli Güneş Enerjili Kurutucunun Analitik ve Deneysel Araştırılması

Organizasyon ve/veya bilim komitelerinde yer alınan toplantı, kongre ve sempozyumlar

IV. Ege Enerji Sempozyumu, Ege Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliğı Bölümü İzmir, 21-22-23 Mayıs 2008, Yürütme Kurulu Üyesi.

I. Soğutma Teknolojileri Sempozyumu ve Sergisi, 9-12 Ekim 2008, İzmir Fuar Alanı, Kültürpark-İzmir, Yürütme Kurulu Üyesi.

EKLER

Ek 1 Hata Analizi

Ek 2 Isı Transferi ve Sürtünme Faktörü Örnek Hesaplama

Ek 3 Sayısal Akışkanlar Dinamiği Programı İşlem Adımları

Ek 4 SolidWorks Programı İle Türbülator Çizimi

Ek 5 Çizelgeler

Ek 1 Hata Analizi

Bir değerin ölçülmesinde ortaya çıkan hatalar dikkate alınarak toplam hata hesabı yapılabilir. R değeri $x_1, x_2 \dots x_n$ bağımsız değişkenlerine bağlı bir fonksiyon iken, bu farklı bağımsız değişkenlerden dolayı ortaya çıkan W_R belirsizliği şu şekilde elde edilebilir;

$$W_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial X_1} W_{X_1} \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial X_2} W_{X_2} \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial X_n} W_{X_n} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{Ek1.1})$$

Burada $W_{X_1}, W_{X_2}, W_{X_n}$ bağımsız değişkenlerin belirsizliğidir. Eşitlikte bulunan türev ifadeleri bulunarak yerine yazılır ve R değerine bölünürse, R değeri için toplam belirsizlik;

$$\frac{W_R}{R} = \left[\left(\frac{W_{X_1}}{X_1} \right)^2 + \left(\frac{W_{X_2}}{X_2} \right)^2 + \dots + \left(\frac{W_{X_n}}{X_n} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{Ek1.2})$$

olarak bulunur.

Deneyisel çalışmalar kapsamında ölçülen değerler ile Nusselt sayısı (Nu), Reynolds sayısı (Re) ve sürtünme faktörü (f) hesaplanmıştır.

Nusselt sayısı için belirsizlik analizi;

$$Nu = \frac{\rho \dot{V} C p_e (T_{e_\zeta} - T_{e_g}) D}{k \pi D L (T_{e_{ort}} - T_{d_{ort}})} = \frac{\rho \dot{V} C p_e (T_{e_\zeta} - T_{e_g})}{k \pi L (T_{e_{ort}} - T_{d_{ort}})} \quad (\text{Ek1.3})$$

Denklem E1.3'de görüldüğü gibi ölçülen değerler cinsinden Nusselt fonksiyonu $Nu=f(\rho, \dot{V}, C p_e, k, L, T_{e_g}, T_{e_\zeta}, T_{e_{ort}}, T_{d_{ort}})$ olarak yazılabilir. Nusselt sayısı için belirsizlik ifadesi ise aşağıdaki gibi olmaktadır.

$$W_{Nu} = \left[\left(\frac{\partial Nu}{\partial \rho} W_\rho \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial C p} W_{C p} \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial k} W_k \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial L} W_L \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial \dot{V}} W_{\dot{V}} \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial T_{e_g}} W_{T_{e_g}} \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial T_{e_\zeta}} W_{T_{e_\zeta}} \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial T_{e_{ort}}} W_{T_{e_{ort}}} \right)^2 + \left(\frac{\partial Nu}{\partial T_{d_{ort}}} W_{T_{d_{ort}}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{Ek1.4})$$

Eşitlikte belirtilen türev ifadeleri bulunduktan sonra denklemden Nu sayısı çekilerek Nusselt sayısındaki yüzdesel belirsizlik bulunur.

$$\frac{W_{Nu}}{Nu} = \left[\left(\frac{W_{\rho}}{\rho} \right)^2 + \left(\frac{W_{Cp}}{Cp} \right)^2 + \left(-\frac{W_k}{k} \right)^2 + \left(-\frac{W_L}{L} \right)^2 + \left(\frac{W_{\dot{V}}}{V} \right)^2 + \left(\frac{W_{Te_{\phi}}}{Te_{\phi} - Te_g} \right)^2 + \left(-\frac{W_{Te_g}}{Te_{\phi} - Te_g} \right)^2 + \left(-\frac{W_{Te_{ort}}}{Te_{ort} - Td_{ort}} \right)^2 + \left(\frac{W_{Td_{ort}}}{Te_{ort} - Td_{ort}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{Ek1.5})$$

denklem 4.17'den,

$$\frac{W_{\dot{V}}}{\dot{V}} = \left[(3.1)^2 + (3.2)^2 + (3.3)^2 \right]^{1/2} = \left[(1)^2 + (2)^2 + (0.5)^2 \right]^{1/2} = \pm \%2.29$$

denklem 4.12'den

$$\frac{W_{T_{eg}}}{T_{eg}} = \left[(1.1)^2 + (1.2)^2 + (1.3)^2 + (1.4)^2 + (1.5)^2 \right]^{1/2} = \left[(0.5)^2 + (1)^2 + (0.3)^2 + (0.1)^2 + (0.5)^2 \right]^{1/2} = \pm \%1.26$$

denklem 4.13'den,

$$\frac{W_{T_{e\phi}}}{T_{e\phi}} = \left[(1.1)^2 + (1.2)^2 + (1.3)^2 + (1.4)^2 + (1.6)^2 \right]^{1/2} = \left[(0.5)^2 + (1)^2 + (0.3)^2 + (0.1)^2 + (0.5)^2 \right]^{1/2} = \pm \%1.26$$

denklem 4.14'den,

$$\frac{W_{T_{d_{ort}}}}{T_{d_{ort}}} = \left[(1.1)^2 + (1.2)^2 + (1.3)^2 + (1.4)^2 + (1.7)^2 \right]^{1/2} = \left[(0.5)^2 + (1)^2 + (0.3)^2 + (0.1)^2 + (0.5)^2 \right]^{1/2} = \pm \%1.26$$

denklem 4.15'den,

$$\frac{W_{T_{e_{ort}}}}{T_{e_{ort}}} = \left[(1.1)^2 + (1.2)^2 + (1.3)^2 + (1.4)^2 + (1.5)^2 + (1.6)^2 \right]^{1/2} = \left[(0.5)^2 + (1)^2 + (0.3)^2 + (0.1)^2 + (0.5)^2 + (0.5)^2 \right]^{1/2} = \pm \%1.36$$

Fiziksel değerlerin tablo değerlerinin okunmasında ortaya çıkabilecek

belirsizlikler $\frac{W_\rho}{\rho} = \frac{W_k}{k} = \frac{W_{Cp}}{Cp} = \frac{W_v}{v} = \pm \%0.1$ ve boru boyundaki farklılıklardan

kaynaklanan belirsizlik $\frac{W_L}{L} = \pm \%1.5$ ise ve

$$\frac{W_{Teg}}{T_{eg}} = \frac{W_{Teğ}}{T_{eç}} = \frac{W_{Tdort}}{T_{dort}} = \pm \%1.26 \quad \text{ve} \quad \frac{W_{Teort}}{T_{eort}} = \pm \%1.36 \quad \text{eşitliklerinde, deneysel}$$

verilerden alınan sıcaklık değerleri yerlerine konarak W_{Teg} , $W_{Teğ}$, W_{Teort} ve W_{Tdort} belirsizlik değerleri bulunur. Bu belirsizlik değerleri ve sıcaklık değerleri ile diğer yüzdesel belirsizlikler Denklem Ek1.5'te yerlerine konur ise;

$$\frac{W_{Nu}}{Nu} = \left[\frac{(0.1)^2 + (0.1)^2 + (-0.1)^2 + (-1.5)^2 + (2.29)^2 + (-0.0423)^2 + (0.0549)^2 + (-0.0218)^2 + (0.00762)^2}{Nu^2} \right]^{1/2} = \pm \%2.74$$

Reynolds sayısı için belirsizlik analizi;

$$\frac{W_{Re}}{Re} = \left[\left(-\frac{W_v}{v} \right)^2 + \left(-\frac{W_D}{D} \right)^2 + \left(\frac{W_{\dot{V}}}{\dot{V}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{Ek1.6})$$

$$\frac{W_{Re}}{Re} = \left[(-0.1)^2 + (-1)^2 + (2.29)^2 \right]^{1/2} = \pm \%2.50$$

Sürtünme faktörü için belirsizlik analizi;

$$\frac{W_f}{f} = \left[\left(-\frac{W_\rho}{\rho} \right)^2 + 25 \left(\frac{W_D}{D} \right)^2 + \left(-\frac{W_L}{L} \right)^2 + 4 \left(-\frac{W_{\dot{V}}}{\dot{V}} \right)^2 + \left(\frac{W_{\Delta P}}{\Delta P} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{Ek1.7})$$

denklem 4.16'dan,

$$\frac{W_{\Delta P}}{\Delta P} = \left[(0.5)^2 + (0.5)^2 + (0.5)^2 \right]^{1/2} = \pm \%0.866$$

$$\frac{W_f}{f} = \left[(-0.1)^2 + 25(1)^2 + (-1.5)^2 + 4(-2.29)^2 + (0.866)^2 \right]^{1/2} = \pm \%6.999$$

olarak bulunur.

Ek 2 Isı Transferi ve Sürtünme Faktörü Örnek Hesaplama

Örnek hesaplama için seçilen 130 mm hatveli klasik tip türbülantörlü ısı değiştiricisinde deneysel veriler kullanılarak yapılan ısı transferi ve sürtünme faktörü hesaplama yöntemi aşağıda adım adım gösterilmiştir.

Egzoz gazı ısı değiştiricisi giriş sıcaklığı :	180,23 °C
Egzoz gazı ısı değiştiricisi çıkış sıcaklığı:	110,50 °C
Su ısı değitiricisi giriş sıcaklığı:	45,08 °C
Su ısı değiştiricisi çıkış sıcaklığı:	50,92 °C
Ara yüzey ortalama sıcaklığı:	77,00 °C
Isı değiştiricisi uzunluğu:	1500 mm
Isı değiştiricisi iç boru çapı:	50 mm
Egzoz gazı hızı:	6,5 m/s
Egzoz gazı debisi:	0,00968 kg/s
Suyun debisi:	0,032963 kg/s

Egzoz gazının ortalama akışkan sıcaklığındaki özellikleri:

Yoğunluk (ρ) :	0,7588 kg/m ³
Özgöl ısı (C_p) :	1186,643 J/kgK
Viskozite (μ) :	2,11 10 ⁻⁵ Ns/m ²
Isı iletim katsayısı (k) :	0,032238 W/mK

Suyun ortalama akışkan sıcaklığındaki özellikleri:

Yoğunluk (ρ) :	988,89 kg/m ³
-----------------------	--------------------------

Özgöl ısı (Cp) :	4180,30 J/kgK
Viskozite (μ) :	0,000565 Ns/m ²
Isı iletim katsayısı (k) :	0,6399 W/mK

İç boru içinden geçen sıcak egzoz gazından elde edilen ısı miktarının, iki boru arasından akan suya geçen ısı miktarının eşitliğinden faydalanılarak;

$$\dot{m}_{egzoz} C_{p_{egzoz}} (T_{egzoz_g} - T_{egzoz_ç}) = hA (T_{egzoz_{ort}} - T_{du var_{ort}}) \quad (Ek2.1)$$

yazılır.

Egzoz gazı ve su arasında enerji dengesi

$$\dot{m}_{su} C_{p_{su}} \Delta T_{su} = \dot{m}_{egzoz} C_{p_{egzoz}} \Delta T_{egzoz} \quad (Ek2.2)$$

şeklinde yazılır.

Egzoz gazının vermiş olduğu ısı miktarı:

$$Q = \dot{m}_{egzoz} C_{p_{egzoz}} (T_{egzoz_g} - T_{egzoz_ç}) \quad (Ek2.3)$$

$$Q = 0,00986 * 1186,643 * (180,23 - 110,5) = 800,967 \text{ W}$$

$$Q = hA (T_{egzoz_{ort}} - T_{du var_{ort}})$$

$$800,967 = h * \pi * 0,05 * 1,5 * (145,36 - 77,00) \Rightarrow h = 49,728 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Nusselt sayısının bulunması:

$$Nu = \frac{hD_{hid}}{k} = \frac{49,728 * 0,05}{0,032238} \quad Nu = 77,126 \text{ bulunur.}$$

Reynolds sayısının bulunması:

$$Re_D = \frac{\rho u_m D}{\mu} = \frac{4m}{\pi D \mu} = \frac{4 * 0,00968}{\pi * 0,05 * 2,11 * e - 5} = 11682,42 \text{ olarak bulunur.}$$

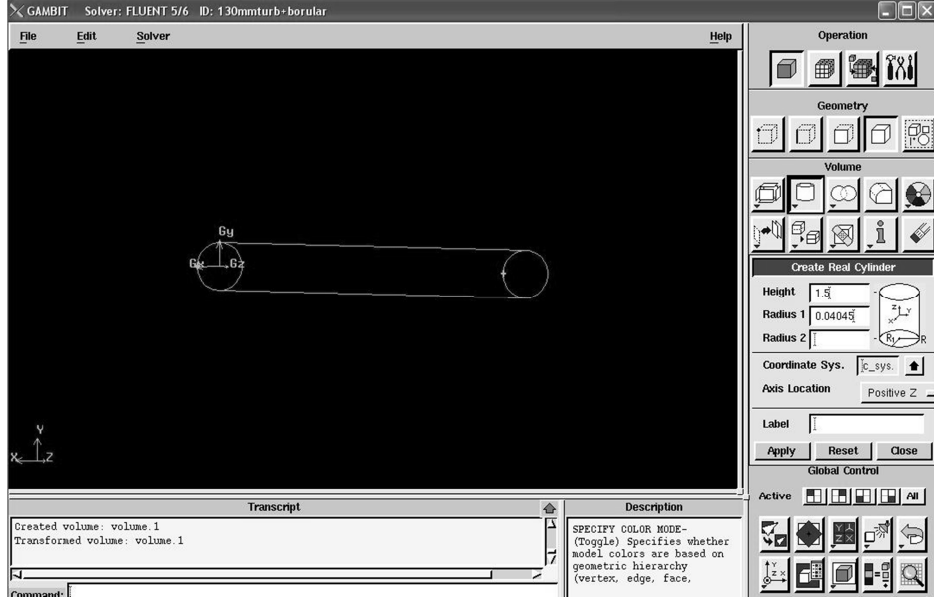
Sürtünme katsayısı hesabı:

Sürtünme faktörü denkleminde deneyde ölçülen basınç farkı değeri yerine konur ise sonuç,

$$f = \frac{\Delta P}{\rho \frac{u^2}{2} \frac{L}{D}} = \frac{51}{0,7588 * \frac{6,5^2}{2} * \frac{1,5}{0,05}} = 0,106 \text{ bulunur.}$$

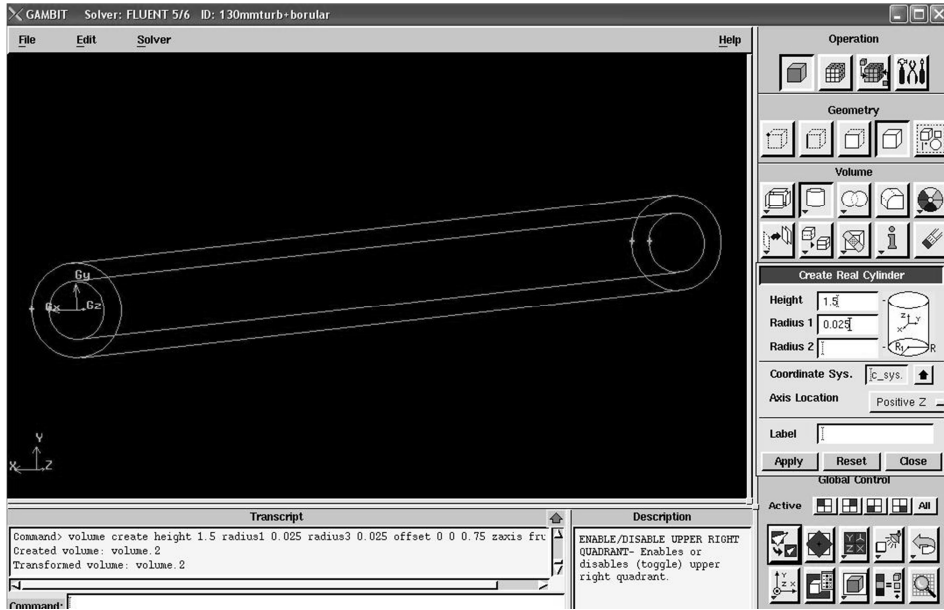
Ek 3 Sayısal Akışkanlar Dinamiği Programı İşlem Adımları

Isı değıştiricisinin 1,5 m boylu ve 0,04045 m yarıçaplı dış silindiri çizilir (Ek3.1).



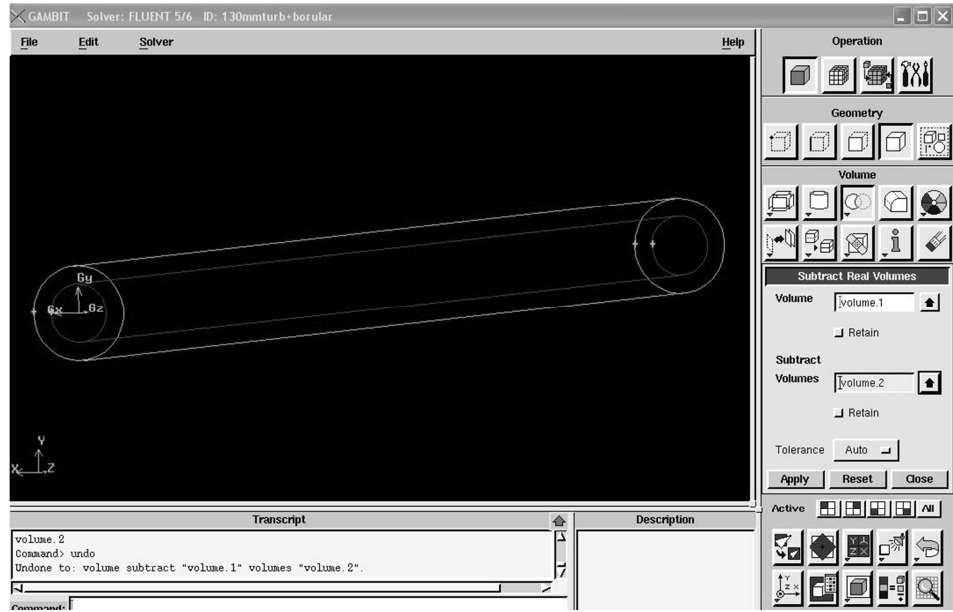
Ek3.1: Gambit programında ısı değıştiricisi dış silindir çizimi

Isı değıştiricisinin 1,5 m boylu ve 0,025 m yarıçaplı iç silindiri çizilir (Ek3.2).



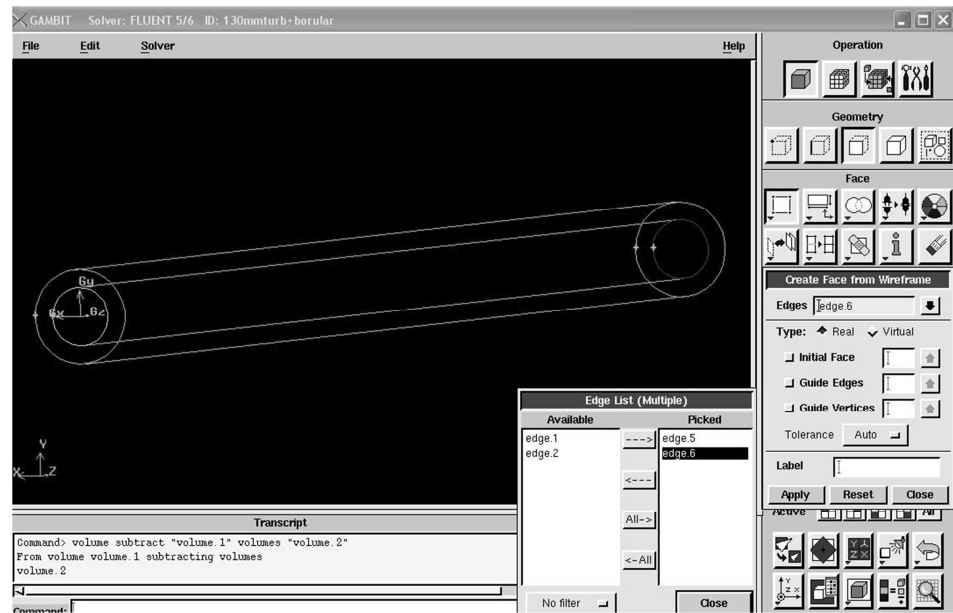
Ek3.2: Gambit programında ısı değıştiricisi iç silindir çizimi

İççe çizilen iki silindirin dıştaki silindirden içteki silindir “Subtract Real Faces” komutu ile çıkartılır (Ek3.3).



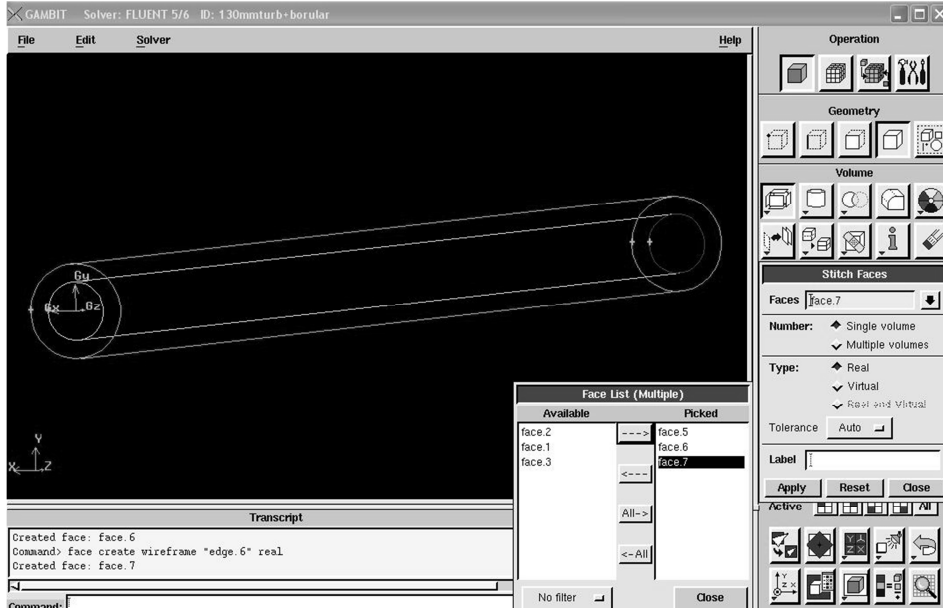
Ek3.3: Dış silindirden iç silindirin çıkartılması

İç silindirin tekrar çizilmesi için iç silindirin giriş-çıkış yüzleri “Create Face from Wireframe” komutu ile oluşturulur (Ek3.4).



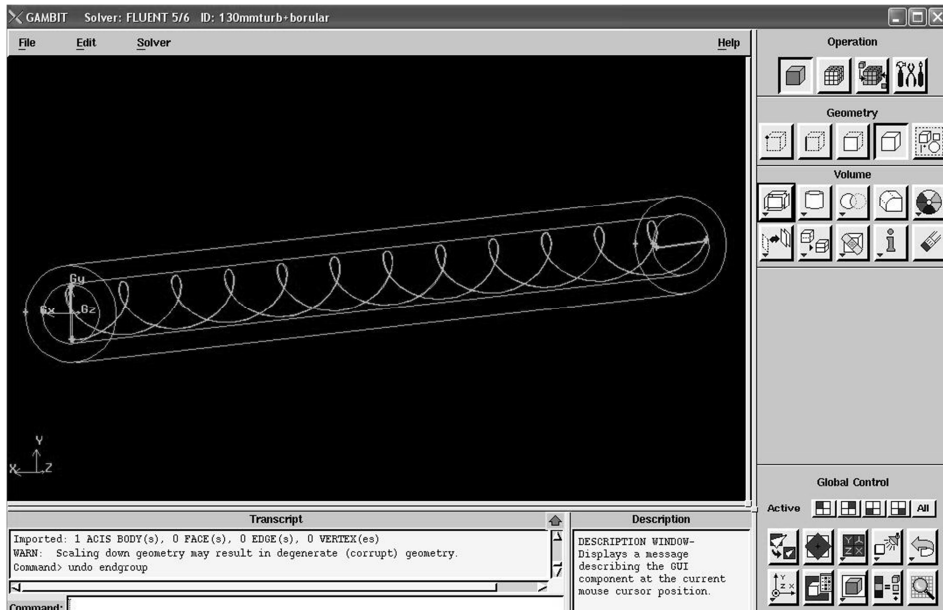
Ek3.4: İç silindirin giriş-çıkış yüzlerinin oluşturulması.

Giriş-çıkış yüzeyleri oluşturulan iç silindirin hacmini oluşturmak için “Stitch Faces” komutu ile silindiri oluşturacak tüm yüzler seçilir (Ek3.5).



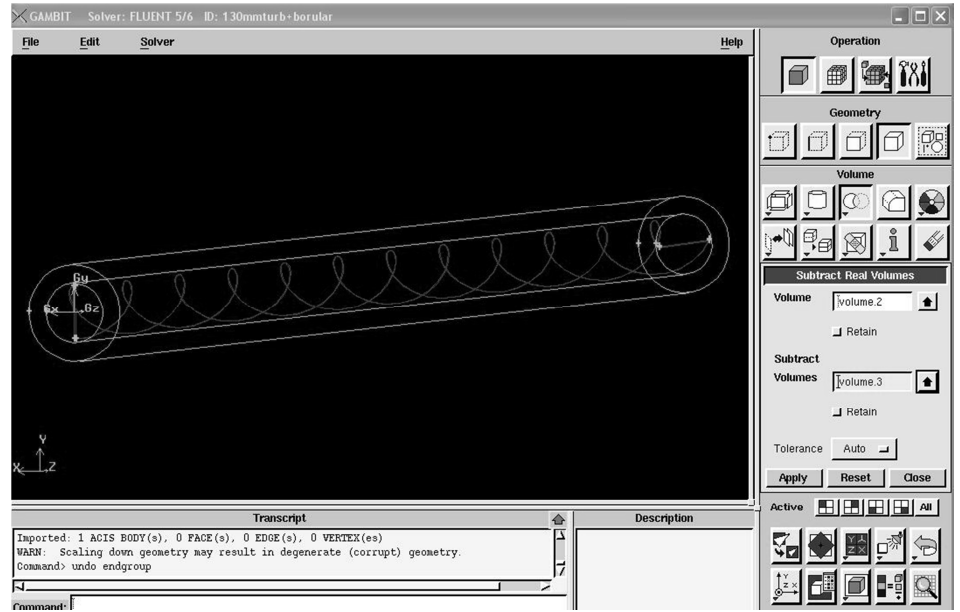
Ek3.5: İç silindirin hacminin oluşturulması.

Türbülator 0,001 ölçeğine göre dosyadan “import” edilerek ısı değiştiricisi iç borusu içine yerleştirilir (Ek3.6).



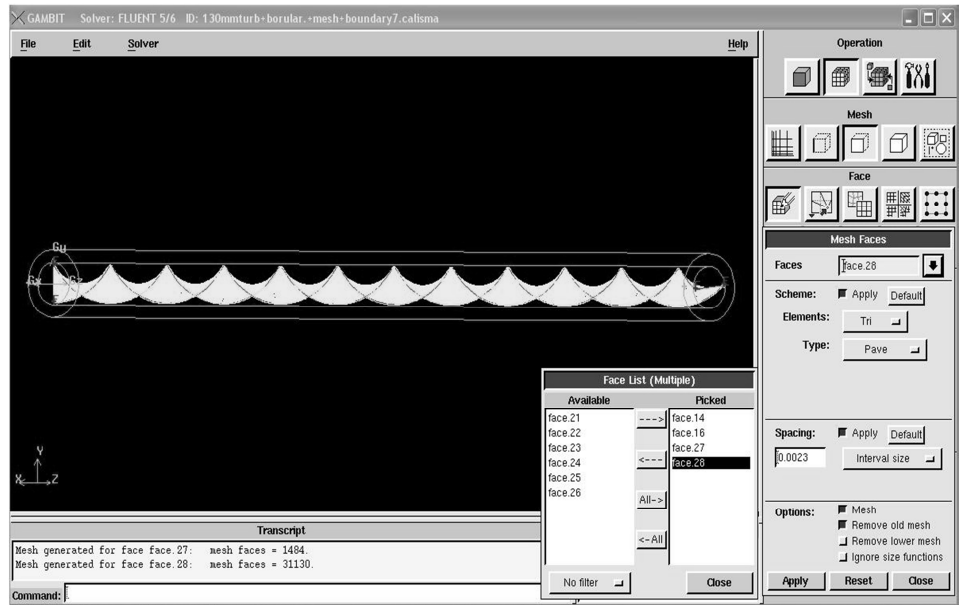
Ek3.6: İç silindirin hacminin oluşturulması.

İç silindirden türbülator “Subtract Real Faces ” komutu ile çıkartılarak türbülatorsüz akış hacmi oluşturulur (Ek3.7).



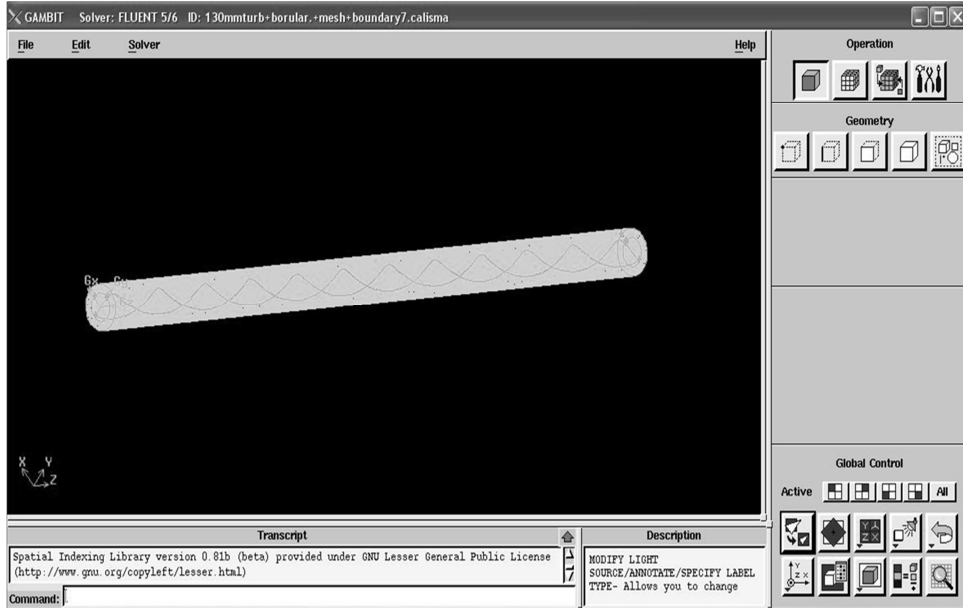
Ek3.7: Türbülatorsüz iç silindirin hacminin oluşturulması.

Türbülator yüzeylerinden başlayarak iç ve dış boru yüzeylerine ayrı ayrı “interval size” değerlerinde ağ yapısı uygulanır (Ek3.8).



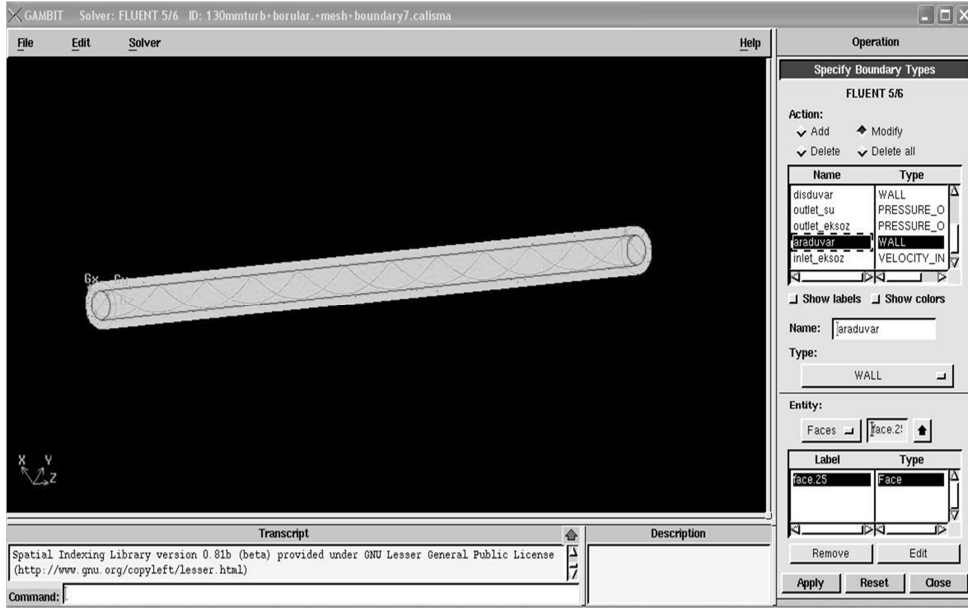
Ek3.8: Türbülator yüzeyine “mesh” uygulanması.

Yüzeylere uygulanan ağ yapısından sonra hacimlere de farklı “interval size” değerlerinde ağ yapısı uygulanır (Ek3.9).



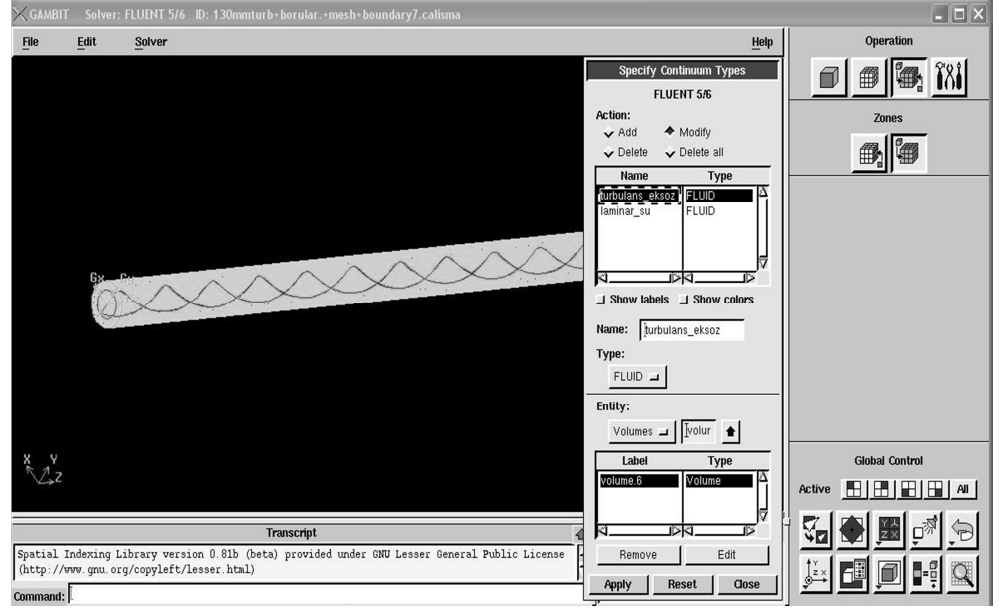
E3.9 : Tüm yüzey ve hacimlere “mesh” uygulanması.

Sistemi oluşturan tüm yüzeylerin “Specify Boundary Types” penceresinden sınır tipleri girilir (Ek3.10).



Ek3.10 : Tüm yüzeylerin sınır tipleri ve isimlerinin girilmesi.

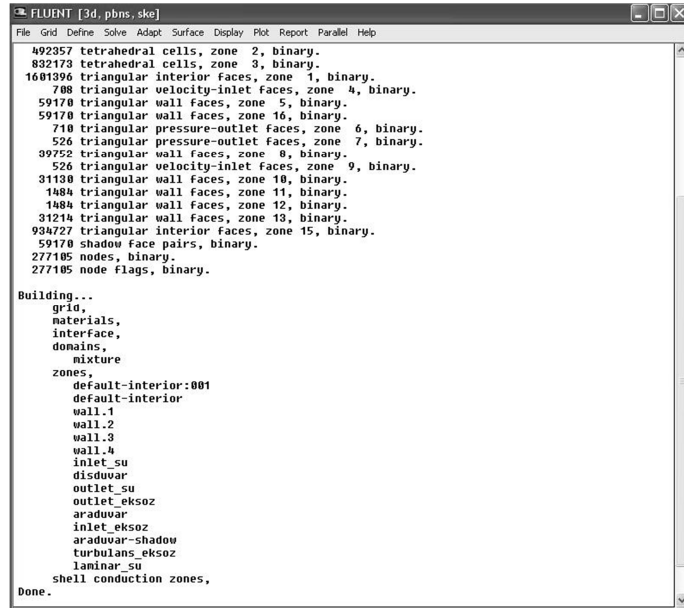
Akışkan hacimlerinin “Specify Continuum Types” penceresinden isimlerinin ve tiplerinin girilir (Ek3.11).



Ek3.11: Hacimlerin isimlerinin ve malzeme tiplerinin girilmesi.

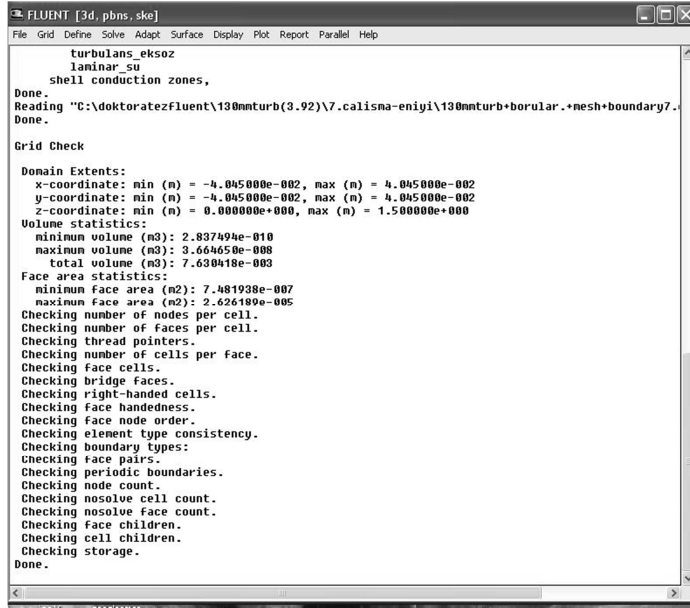
Gambit programında işlemi bitirmeden önce dosya “export” menüsü ile mesh uzantılı olarak kaydedilir.

Fluent programında File-Read-Case menüleri kullanılarak yüklenen “mesh” dosyası indirilir (Ek3.12).



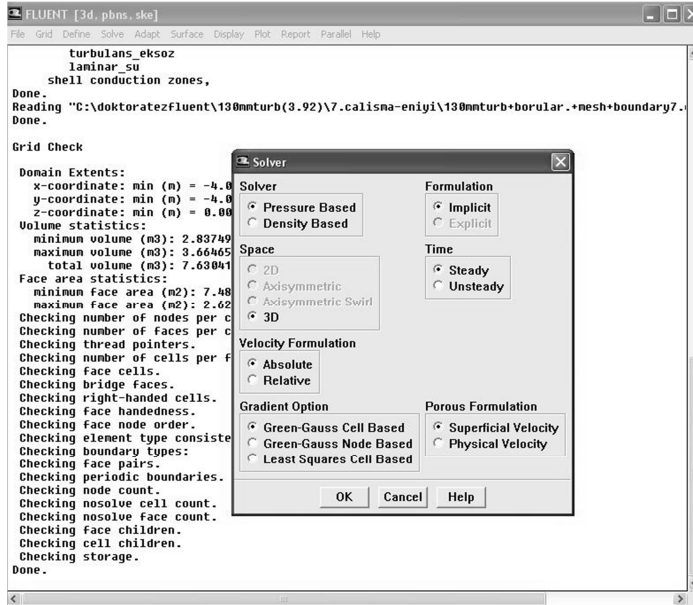
Ek3.12: Fluent programında kayıtlı dosyanın yüklenmesi

Yüklenen program çözüme geçmeden önce ağ yapısında sorun olup olmadığı “check” komutu ile kontrol edilir (Ek3.13).



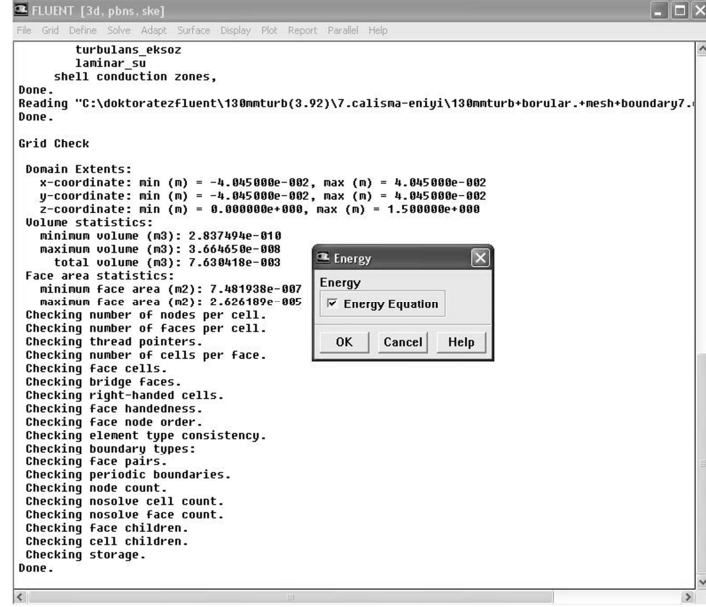
Ek3.13: Fluent programında dosyanın kontrol edilmesi.

Fluent programında yapılacak çözümleme için 3D, implicit, Green-Gauss Cell Based özellikleri seçilmiştir (Ek3.14).



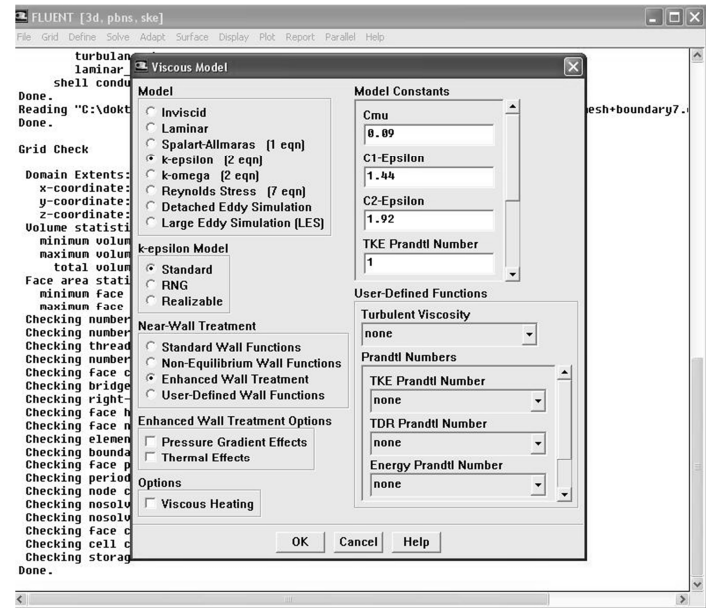
Ek3.14: Fluent programında çözüm özelliklerinin seçimi.

Problemde ısı transferinin de olması nedeniyle çözümlemede enerji denklemlerinin kullanılması için “Energy Equation” penceresi işaretlenmiştir (Ek3.15).



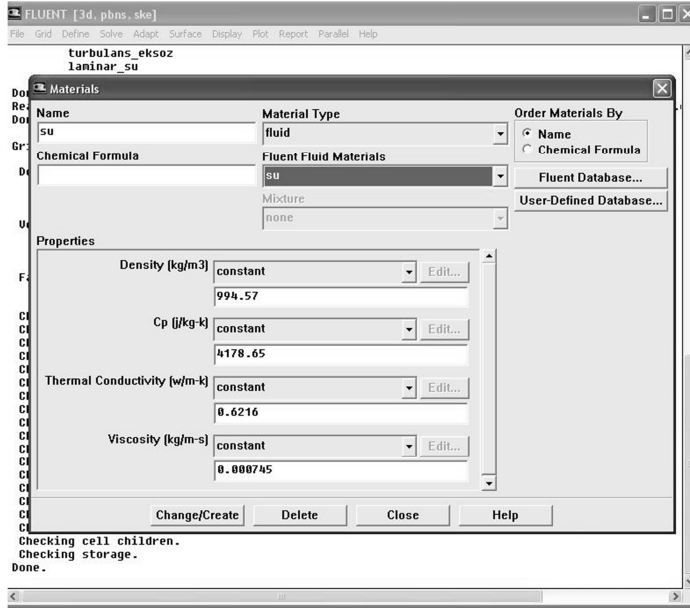
Ek3.15: Çözümleme için enerji denklemlerinin kullanımının seçimi

Türbülanslı akışta kullanılmak üzere k-ε türbülans modeli seçilmiş ve alt özellik olarak da “Enhanced Wall Treatment” özelliği işaretlenmiştir (Ek3.16).



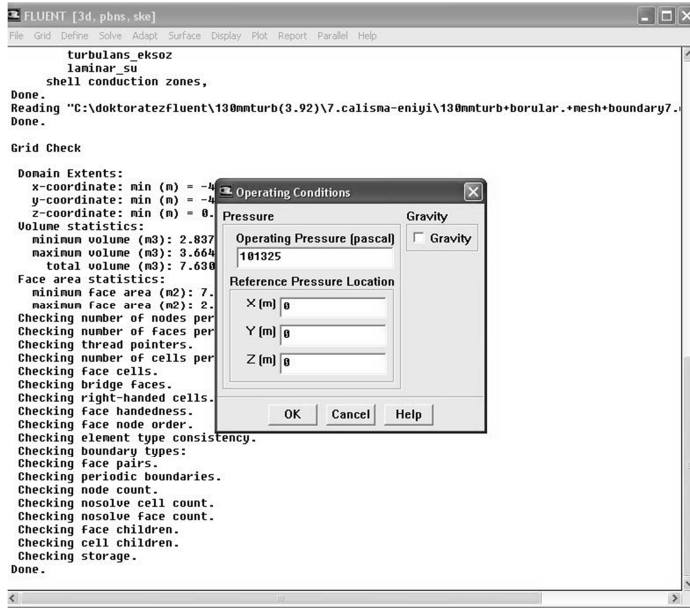
Ek3.16: Türbülanslı akış için türbülans modelinin seçimi

Sıvı ve gaz akışkan ile ısı değıştiricisi katı malzemenin özellikleri girilmiştir (Ek3.17)



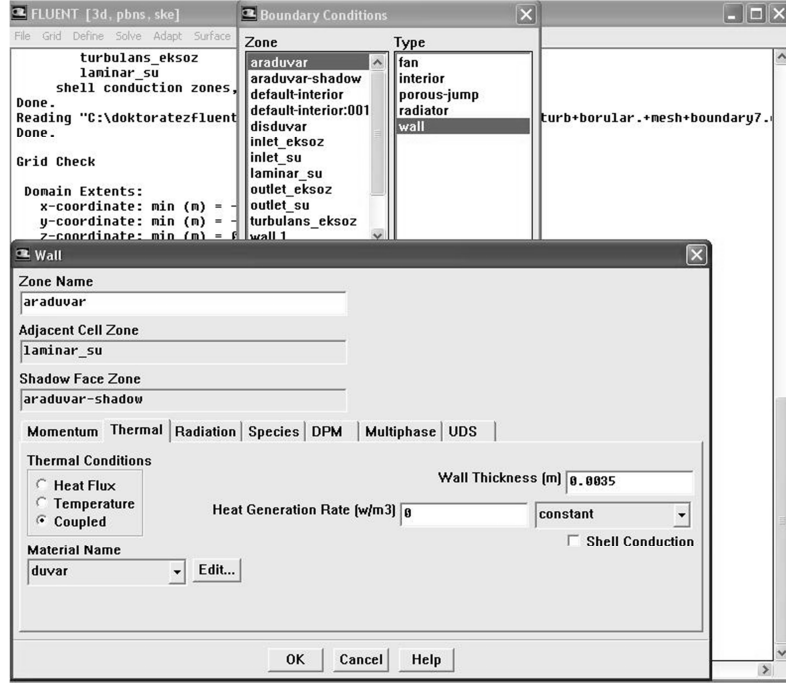
Ek3.17: Sıvı ve katı malzemelerin özelliklerinin girilmesi

Akışkanların çalışma şartlarından çalışma basıncı ve yerçekimi özellikleri girilmiştir (Ek3.18).

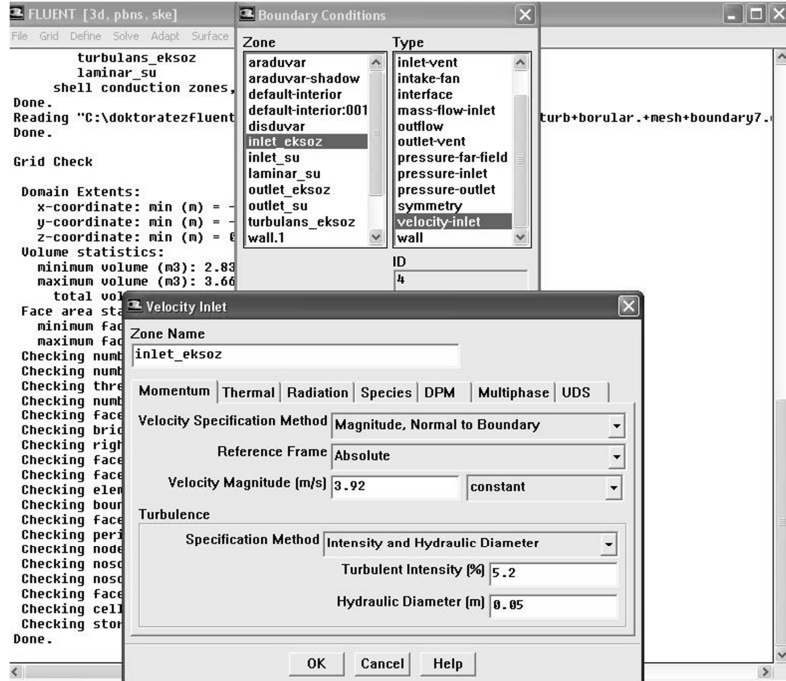


Ek3.18: Sistem çalışma şartlarının girilmesi

Sistemin sınır koşulları girilmiştir (Ek3.19, Ek3.20).

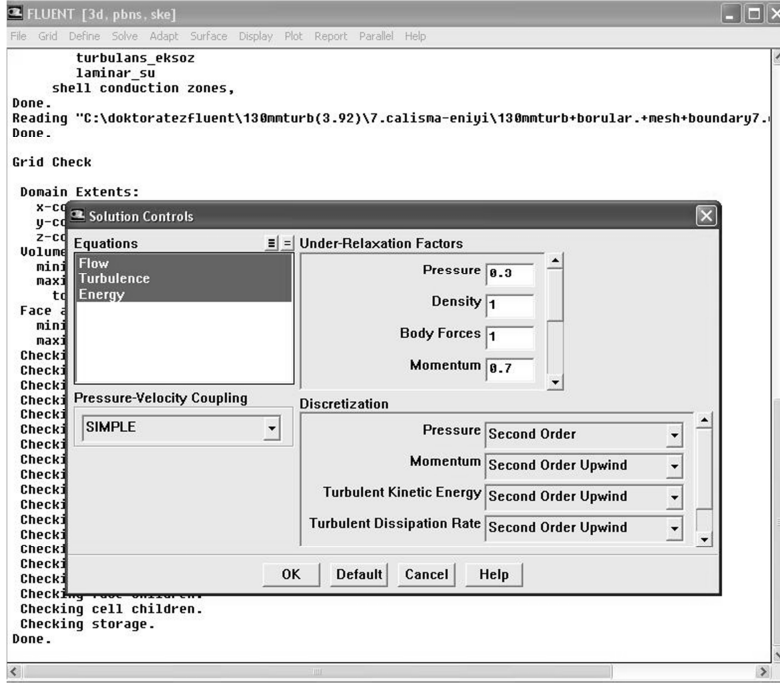


Ek3.19: Sınır koşullarının girilmesi-ara duvar sınır koşulu



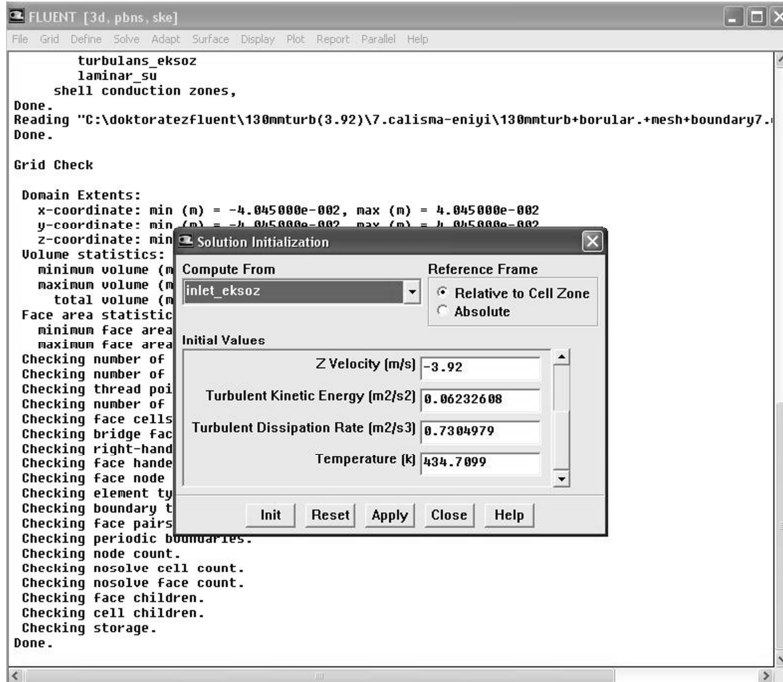
Ek3.20: Sınır koşullarının girilmesi-egzoz giriş sınır koşulu

Çözüm kontrol menüsünde değerler girilmiştir (Ek3.21).



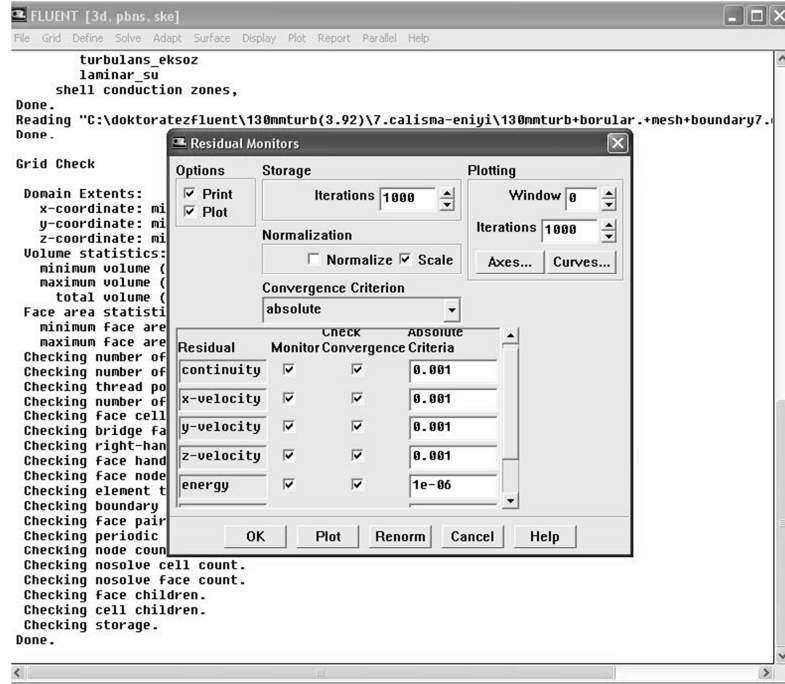
Ek3.21: Çözüm kontrol menüsü özellik seçimi

Akışkanların başlangıç değerleri seçilmiş ve onaylanmıştır (Ek3.22).



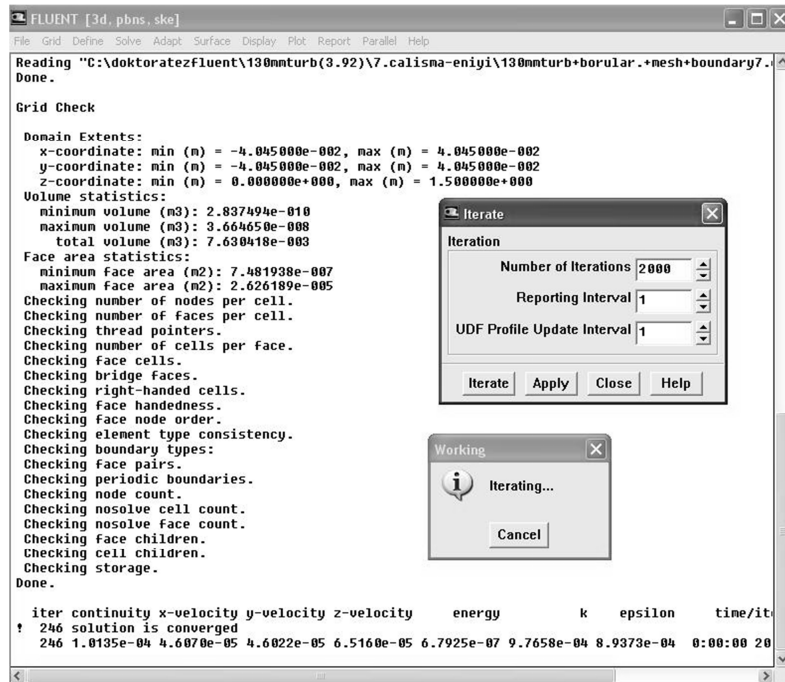
Ek3.22: Başlangıç değerlerinin seçimi

Kalıntı değerleri ayarlanmış bu değerlere göre iterasyon yapması için onay verilmiştir (Ek3.23).



Ek3.23: Kalıntı değerleri ve yakınsamanın ayarlanması

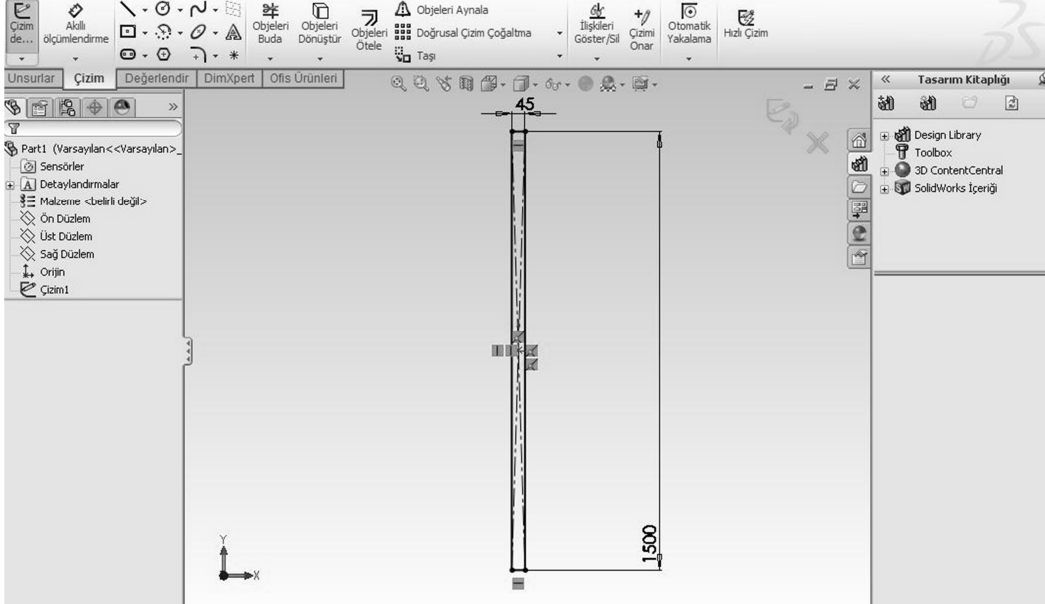
İterasyon sayısı belirlenip çözüme başlanmıştır (Ek3.24).



Ek3.24: İterasyon sayısının belirlenmesi ve iterasyona başlama

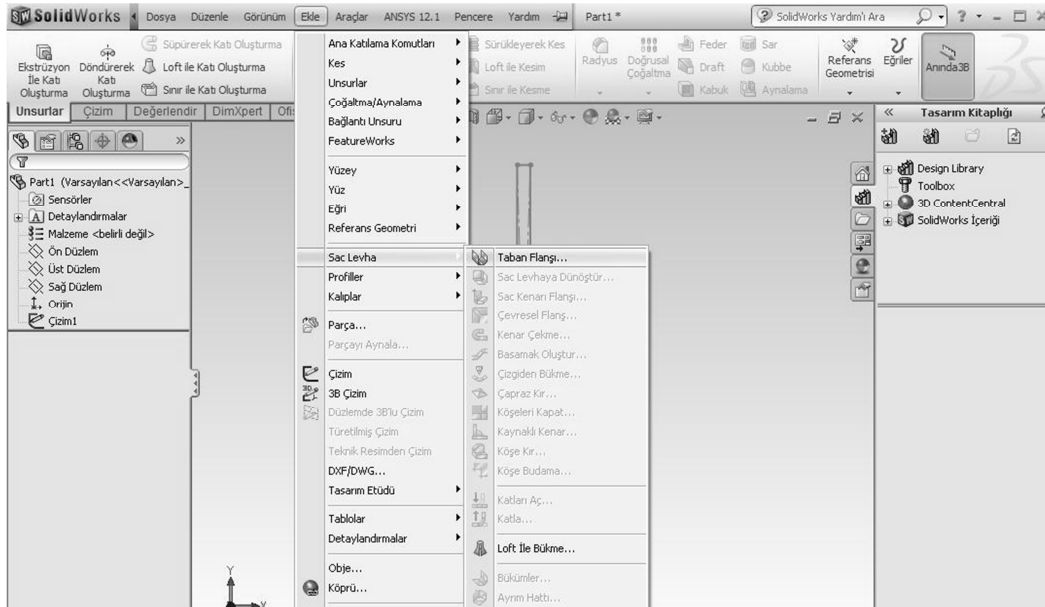
Ek 4 SolidWorks Programı İle Türbülator Çizimi

Türbülator oluşturmak için 1500 mm boy ve 40 mm eninde dikdörtgen yüzey çizilir (Ek4.1)



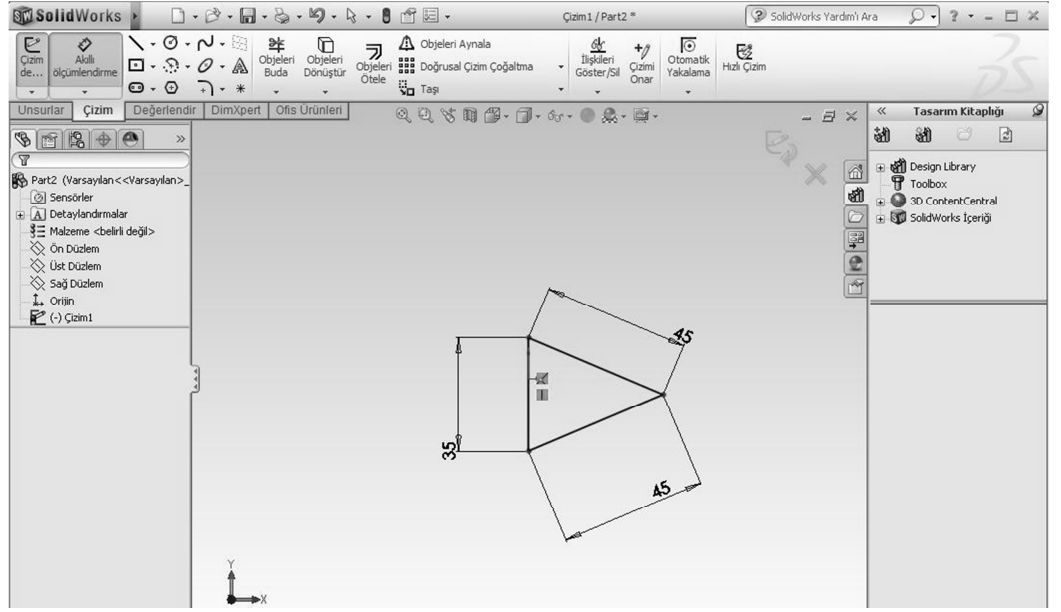
Ek4.1: SolidWorks programında türbülator boyutlarında yüzey çizimi

Çizilen dikdörtgen eleman sac levha olarak tanımlanır (Ek4.2).



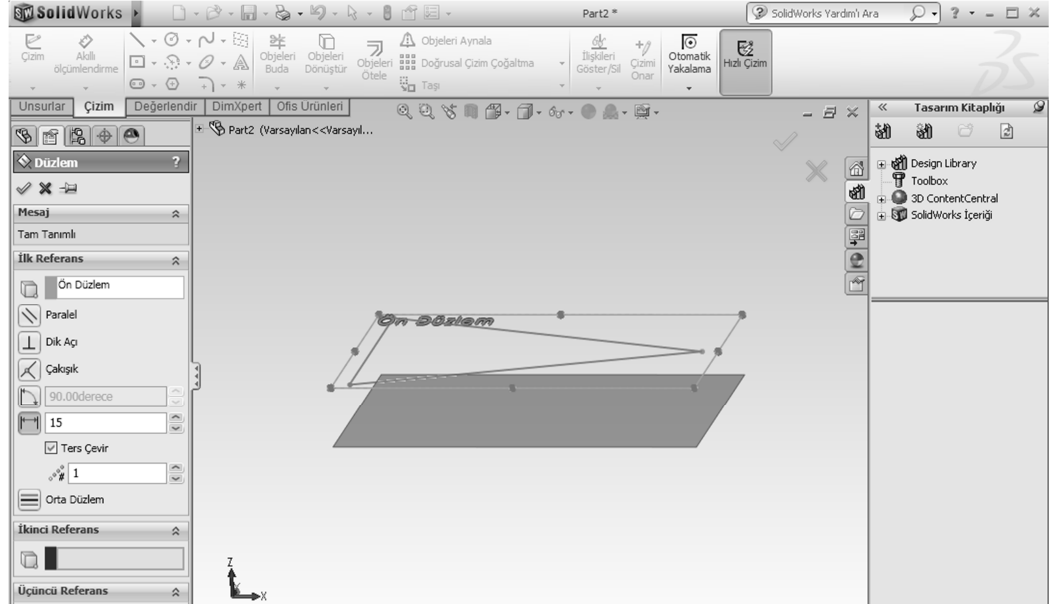
Ek4.2: Çizimin sac levha olarak tanımlanması

Kanat çizimi için yeni çalışma sayfası açılır ve Şekil Ek4.3'te ölçüleri verildiği şekilde üçgen eleman çizilir. (Ek4.3).



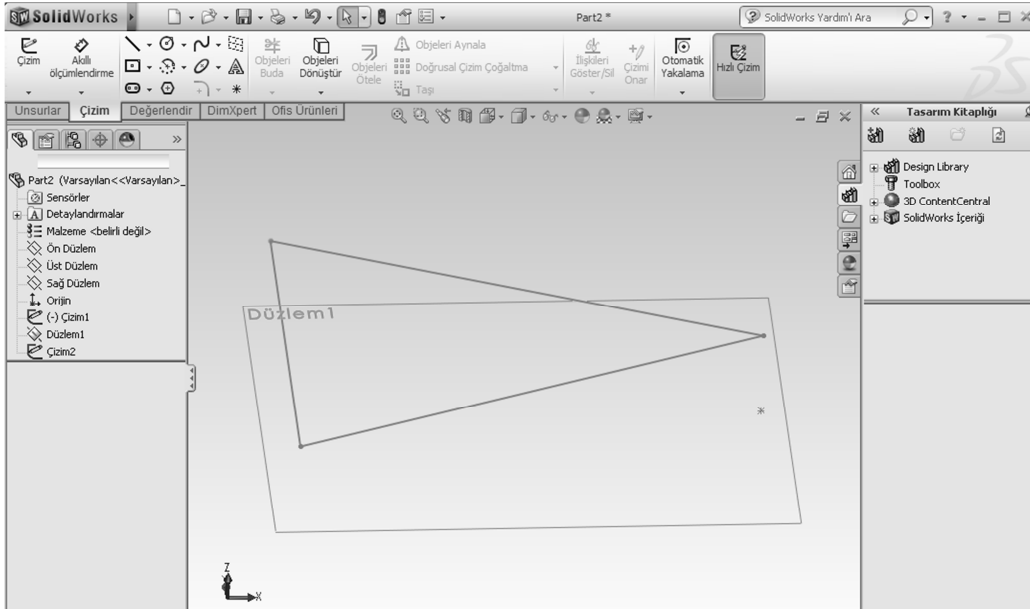
Ek4.3: V kanat eleman ölçülendirme

Kanat kalkma mesafesi kadar çizim yüzeyinin 15 mm altında yeni bir düzlem oluşturulur (Ek4.4).



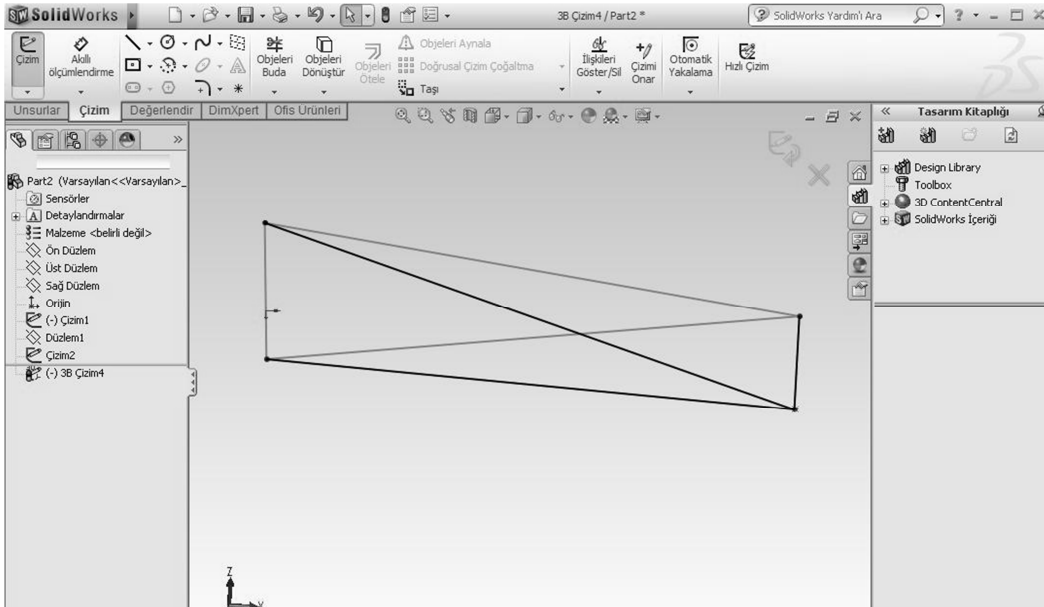
Ek4.4: V kanat eleman çiziminde ikinci yüzey oluşturma.

İkinci düzlem üzerine nokta eleman oluşturulur (Ek4.5).



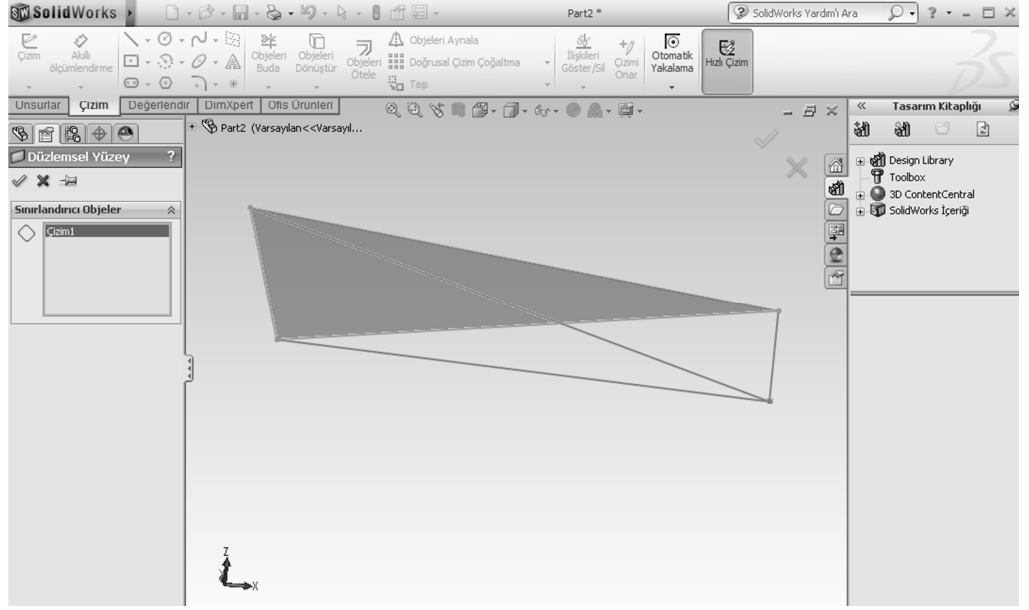
Ek4.5: İkinci düzlemde nokta eleman oluşturma

Çizim menüsünden 3B çizim seçilerek oluşturulan nokta ile üçgenin köşeleri birleştirilir (Ek4.6).



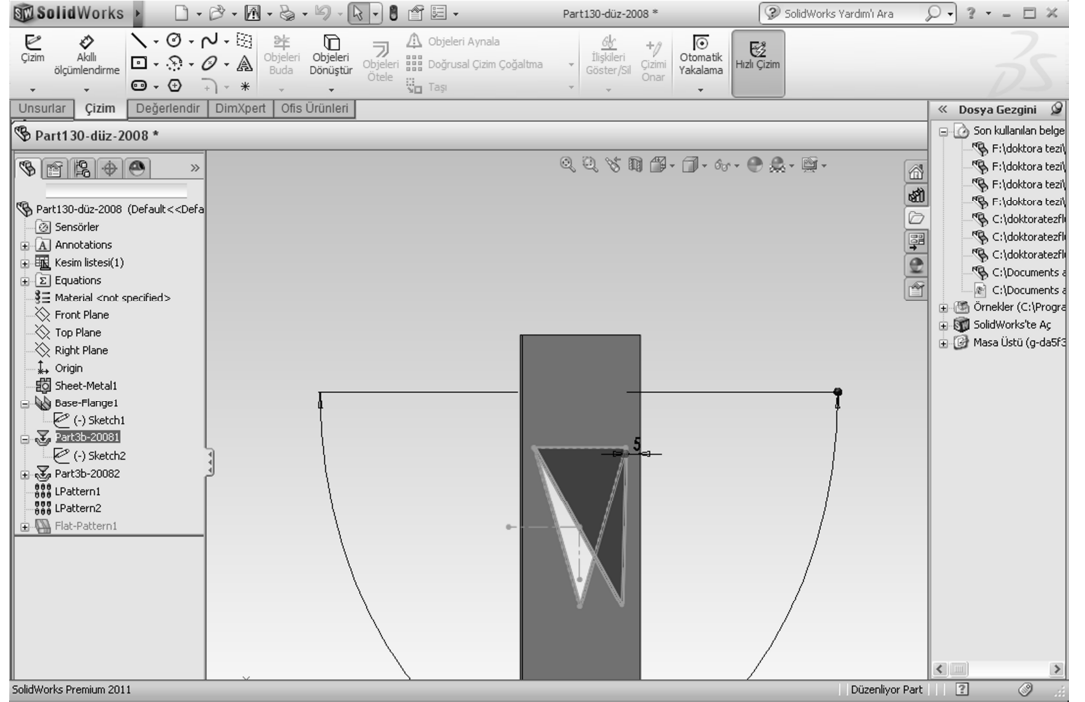
Ek4.6: Kanat hareket hacminin oluşturulması

Ekle-Yüzey-Düzlemsel menüsünden kanat düzlemsel yüzeyi oluşturulur (Ek4.7).



Şekil Ek4.7: Kanat yüzeyi oluşturulması.

Kaydedilen kanat elemanı önceden çizilen dikdörtgen yüzey üzerine yerleştirilir (Ek4.8).



Ek4.8: Kanadın yüzey üzerine yerleştirilmesi.

Ek4.10: Türbülatorün son halinin verilmesi

Ek 5 Çizelgeler

Ek5.1: Ters akışlı ısı değıştiricisinde tüm türbülâtör modelleri için her hatvede elde edilen deneysel sonuçlar ve boş boruya göre yüzdesel artış tablosu.

Ek5.2: Klasik tip türbülâtör için Nusselt sayısı ile sürtünme faktörünün deneysel ve sayısal değerleri ile yüzdesel değışimi

Ek5.3: Kanat ucu sıcak akışkanın akım yönünde olan V kanatlı türbülâtör için Nusselt sayısı ile sürtünme faktörünün deneysel ve sayısal değerleri ile yüzdesel değışimi

Ek5.4: Kanat ucu sıcak akışkanın akımına ters yönde olan V kanatlı türbülâtör için Nusselt sayısı ile sürtünme faktörünün deneysel ve sayısal değerleri ile yüzdesel değışimi

Ek5.1: Ters akışlı ısı değıştiricisinde tüm türbülator modelleri için her hatvede elde edilen deneysel sonuçlar ve boş boruya göre yüzdesel artış tablosu.

	Klasik Tip Türbülator				Akış Yönünde V Kanatlı Tip Türbülator				Akışa Ters Yönde V Kanatlı Tip Türbülator			
	130 mm	150 mm	200 mm	250 mm	130 mm	150 mm	200 mm	250 mm	130 mm	150 mm	200 mm	250 mm
Nu/Nuo	3,18-1,65	2,82-1,60	2,61-1,50	2,46-1,49	3,26 - 1,94	3,07 -1,89	3,03 - 1,85	2,97-1,76	3,47 -2,20	3,28 -2,07	3,20 - 1,93	3,09 - 1,87
Nu % artışı	% 218-65	% 182-60	% 161-50	% 146-49	% 226-94	% 207-89	% 203-85	%197-76	% 247-120	% 228-107	% 220-93	% 209-87
f/fo	4,44 - 4,20	4,14- 3,97	3,57 - 3,63	3,27 - 3,30	10,23-11,32	8,93 - 9,68	6,57 - 7,04	6,11 - 5,64	10,61 – 11,73	9,10-10,11	7,04 - 7,65	6,21 - 6,38
f % artışı	% 344 - 320	% 314 - 297	% 257 - 263	% 227-230	% 923-1032	% 793-868	% 557-604	% 511-464	% 961-1073	% 810-911	% 604-665	% 521-538
η	1,93-1,02	1,76-1,01	1,70-0,98	1,65-1,00	1,50-0,86	1,48-0,88	1,62-0,96	1,62-0,99	1,52-0,96	1,57-0,95	1,67-0,97	1,68-1,01
η % artışı	% 93-2	% 76-1	% 70 - 0	% 65 - 0	% 50-0	% 48-0	% 62-0	% 62-0	% 52-0	% 57-0	% 67-0	% 68-1

Ek5.2: Klasik tip türbülator için Nusselt sayısı ile sürtünme faktörünün deneysel ve sayısal değerleri ile yüzdesel değişimi

Klasik tip türbülator													
		130 mm			150 mm			200 mm			250 mm		
Hız (m/s)		Deneysel	Sayısal	% fark	Deneysel	Sayısal	% fark	Deneysel	Sayısal	% fark	Deneysel	Sayısal	% fark
3,92	Nu	56,34753	51,67407	8,294	50,03401	51,36137	2,652924	46,24188	51,19633	10,7142	43,5566	48,18901	10,63538
	f	0,180213	0,185074	2,69697	0,167833	0,175196	4,387097	0,144701	0,15149	4,692308	0,132793	0,137828	3,791667
5,015	Nu	58,00134	50,81923	12,3826	53,88755	55,04419	2,146403	50,93062	55,42195	8,818539	47,6782	53,7027	12,63576
	f	0,157726	0,173088	9,73913	0,150577	0,164794	9,44186	0,137225	0,141869	3,384615	0,122525	0,134707	9,942857
6,5	Nu	62,34905	54,59382	12,4384	59,16759	63,27676	6,94496	56,21277	62,91791	11,92815	54,64289	62,11422	13,67303
	f	0,138829	0,152464	9,820896	0,132886	0,145267	9,31746	0,119307	0,126082	5,678571	0,111697	0,118335	5,943396
8,055	Nu	65,85315	56,81636	13,7226	63,96141	69,4946	8,650828	60,01493	66,6335	11,02821	59,57336	68,12407	14,35326
	f	0,126015	0,139405	10,62637	0,119033	0,129413	8,72093	0,109027	0,114031	4,589744	0,099069	0,10765	8,661972

Ek5.3: Kanat ucu sıcak akışkanın akım yönünde olan V kanatlı türbülator için Nusselt sayısı ile sürtünme faktörünün deneysel ve sayısal değerleri ile yüzdesel değişimi

V kanatlı türbülatorlerin (kanat ucu sıcak akışkanın akım yönünde olan)													
		130 mm			150 mm			200 mm			250 mm		
Hız (m/s)		Deneysel	Sayısal	% fark	Deneysel	Sayısal	% fark	Deneysel	Sayısal	% fark	Deneysel	Sayısal	% fark
3,92	Nu	57,71574	58,94338	2,127051	54,37759	56,8103	4,4737	53,7518	54,3161	1,049842	52,6116	59,5652	13,21688
	f	0,414946	0,43758	5,454545	0,361924	0,384197	6,153846	0,26629	0,281491	5,708333	0,247866	0,26759	7,957447
5,015	Nu	63,50745	66,3933	4,544112	61,2096	64,6860	5,679389	59,8578	61,74363	3,15040	57,4804	61,8408	7,585802
	f	0,379659	0,408755	7,663717	0,327761	0,354972	8,302083	0,242553	0,259259	6,887324	0,195276	0,207952	6,491525
6,5	Nu	72,84729	77,00817	5,711792	67,8324	71,73354	5,75112	65,0966	67,83543	4,207248	63,47851	68,1844	7,41338
	f	0,358447	0,390521	8,947977	0,303994	0,330625	8,760274	0,226581	0,240805	6,277778	0,178592	0,193454	8,321839
8,055	Nu	77,52256	80,69355	4,090414	75,31981	79,97164	6,176108	73,9321	75,6737	2,355702	70,1667	73,96084	5,40721
	f	0,339369	0,371215	9,384	0,290297	0,312403	7,615023	0,211077	0,225107	6,647059	0,169087	0,182064	7,674797

Ek5.4: Kanat ucu sıcak akışkanın akımına ters yönde olan V kanatlı türbülator için Nusselt sayısı ile sürtünme faktörünün deneysel ve sayısal değerleri ile yüzdesel değişimi

V kanatlı türbülatorlerin (kanat ucu sıcak akışkanın akımına ters yönde olan)													
		130 mm			150 mm			200 mm			250 mm		
Hız (m/s)		Deneysel	Sayısal	% fark	Deneysel	Sayısal	% fark	Deneysel	Sayısal	% fark	Deneysel	Sayısal	% fark
3,92	Nu	61,53365	54,47994	11,4632	58,2250	54,0079	7,24282	56,72951	52,5226	7,41573	54,758	50,3492	8,052
	f	0,430135	0,44343	3,090909	0,369205	0,37811	2,411765	0,285552	0,274399	3,90566	0,251703	0,228229	9,32609
5,015	Nu	69,49431	61,51943	11,4756	64,82271	56,51062	12,8228	62,0057	59,28035	4,39532	60,19205	57,60714	4,29445
	f	0,395267	0,412281	4,304348	0,335709	0,349021	3,965347	0,264181	0,254116	3,81013	0,225288	0,209517	7
6,5	Nu	78,71918	70,09133	10,9603	75,72234	68,94219	8,95397	69,34561	66,42	4,21167	67,47323	63,65689	5,6560
	f	0,366215	0,384423	4,97191	0,314022	0,327424	4,267974	0,244186	0,234601	3,925	0,206798	0,195079	5,66667
8,055	Nu	87,71042	78,54815	10,446	82,56504	75,44514	8,62339	76,86973	72,47807	5,71313	74,8102	70,4489	5,8297
	f	0,351599	0,365797	4,038314	0,303027	0,310411	2,436937	0,229416	0,221502	3,4497	0,191288	0,1812	5,27338