

T.C.
YOZGAT BOZOK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**BORU İÇERİSİNE YERLEŞTİRİLEN YENİ TİP
TÜRBÜLATÖRÜN ISI TRANSFERİNE ETKİSİNİN
SAYISAL İNCELENMESİ**

Oktay SARI

Tez Danışmanı

Dr. Öğr. Üyesi Atila Abir İĞCİ

YOZGAT 2019



YOZGAT BOZOK ÜNİVERSİTESİ

TEZ ONAY FORMU

T.C.
YOZGAT BOZOK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLER ENSTİTÜSÜ

Enstitümüzün Makina Anabilim Dalı Tezli Yüksek Lisans Programı 70110916002 numaralı öğrencisi Oktay SARI'ın hazırladığı "Boru İçerisine Yerleştirilen Yeni Tip Türbülatorün Isı Transferine Etkisinin Sayısal İncelenmesi" başlıklı tezi ile ilgili tez savunma sınavı, Lisansüstü Eğitim-Öğretim ve Sınav Yönetmeliği'nin ilgili maddeleri gereğince 29/11/2019 Cuma günü saat 11:00'da yapılmış, tezin onayına oy birliğiyle kabulü ile karar verilmiştir.

Başkan : Dr. Öğr. Üyesi Yusuf TEKİN

Jüri Üyesi : Dr. Öğr. Üyesi Atıla Abir İGCI
(Danışman)

Jüri Üyesi : Dr. Öğr. Üyesi Mehmet DOĞAN

ONAY:

Bu tezin kabulü, Enstitü Yönetim Kurulu'nun 26.12.2019 tarih ve 60 sayılı Enstitü Yönetim Kurulu Kararı ile onaylanmıştır.

26.12.2019

Prof. Dr. Mustafa Sarıca
Müdür

TEŞEKKÜR

Tezimin hazırlanması sırasında, yardımlarını, desteğini ve fikirlerini esirgemeyen ve çalıőmamın her aőamasında destek olan, anlayıő gösteren ve bilgilerini paylaőarak bana yol gosteren tez danıőmanım ve değerli hocam Dr. Öğr. Üyesi Atila Abir İĞCİ 'ye

Bunun yanında bütün eğitim hayatım boyunca beni destekleyen aileme, her zaman yanımda olan ve beni motive eden eőime tüm içtenliğimle sonsuz teőekkürlerimi sunarım.

Oktay SARI

YOZGAT, 2019



İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR	iii
KULLANILAN SİMGELER VE KISALTMALAR	v
ŞEKİLLER DİZİNİ	ix
TABLolar DİZİNİ	x
ÖZET	xi
ABSTRACT	xii
1. GİRİŞ	1
1.1. Tez Konusunun Tanıtılması	1
1.2. Isı Transferini İyileştirme Teknikleri	2
1.2.1. Aktif Yöntemler	3
1.2.2. Pasif Yöntemler	4
1.3. Tez Çalışmasının Amacı ve Önemi	6
1.4. Literatür Taraması	7
2. MATERYAL VE METOD	16
2.1. Fiziksel Geometri	16
2.2. Matematiksel Model	18
2.2.1. Korunum Denklemleri	18
2.2.2. Türbülans Modeli	22
2.3. Mesh Bağımsızlığı Çalışması	41
2.4. Yakınsama Kriteri	42
2.5. Reynolds Sayısı, Nusselt Sayısı, Sürtünme faktörü ve Isıl İyileştirme Faktörü	44
2.6. Boş Boruya Ait Sonuçların Literatürdeki Bağıntılarla Karşılaştırılması	45
3. YAPILAN ÇALIŞMALAR	48
3.1. Hatve Oranındaki (HR) Artışın Nusselt (Nu) Sayısına Etkisi	48
3.2. Adım Oranındaki (PR) Artışın Nusselt (Nu) Sayısına Etkisi	50
3.3. Hatve Oranındaki (HR) Artışın Sürtünme Faktörüne (f) Etkisi	52
3.4. Adım Oranındaki (PR) Artışın Sürtünme Katsayısına (f) Etkisi	53
3.5. Performans Analizi	54
3.5.1. Akış Yapısının İncelenmesi	54
3.5.2. Sabit Isı akışının Uygulandığı Katı Sınırdaki Sıcaklık Dağılımlarının İncelenmesi	56
4. SONUÇ VE ÖNERİLER	66
KAYNAKLAR	67
ÖZGEÇMİŞ	71

KULLANILAN SİMGELER VE KISALTMALAR

\dot{m}	: Kütlesel debi (kg/sn)
$\overline{\Omega}_{ij}$: Ortalama dönme hızı tensörü,
h_x	: Yerel ısı transfer katsayısı
L_{boru}	: Boru boyu (m)
$L_{\text{türbülötör}}$: Türbülötör boyu
\dot{Q}	: Isı transfer hızı (W)
S_{ij}	: Şekil değiştirme (deformasyon) hızı tensörü
T_{∞}	: Çevre sıcaklığı (K)
T_w	: Yüzeydeki ortalama sıcaklık (K)
u_i	: V' 'nin (çalkantı hızı) tensörel notasyonda gösterimi
U_i	: \bar{V} 'nin (ortalama hız tensörel notasyonda gösterimi)
C_p	: Özgül ısı (Kj/kg.K)
D_3	: Borunun iç çapı
Nu_0	: Boş boruda Nusselt sayısı
\tilde{P}	: Anlık Basınç
\tilde{T}	: Anlık Sıcaklık (K)
T_b	: Hacim ağırlıklı ortalama sıcaklık (K)
T_{s_x}	: Yüzeyde yerel sıcaklık (K)
f_0	: Boş boruda Sürtünme faktörü
q''	: Yüzeydeki Isı akısı (W/m ²)
u_0	: x- yönünde meydana gelen akışın ortalama hızı
\tilde{v}	: Anlık Hız (m/s)
Γ_t	: Türbülans yayılım katsayısı
Δp	: Basınç değişimi
μ_t	: Türbülans veya girdap viskozitesi olup,
τ_{top}	: Toplam kayma gerilmesi ($\tau_{top} = \tau_{lam} + \tau_{türb}$)
ϵ_{ijk}	: Levi-Civita tensörü

$-\rho \overline{T'V'}$: Türbülans ısı akısı
$-\rho \overline{V'V'}$: Türbülans ya da Reynolds gerilme tensörü
A	: Isı transferi yüzey alanı (m ²)
C _μ	: Prandtl-Kolmogorov katsayısı
C _{1ε} , C _{2ε}	: Türbülans enerji yutulması - ε eşitliği katsayıları
C _P	: Sabit basınçtaki özgül ısı katsayısı (J/kg ⁰ K)
D ₂	: Türbülator genişliği (m)
f	: Sürtünme Faktörü
G _b	: Kaldırma kuvvetlerinin türbülans kinetik enerji üretimi
G _k	: Hız gradyanlarından türbülans kinetik enerji üretimi
h	: Isı taşınım katsayısı (W/m ² K)
H	: Hatve yüksekliği (m)
HR	: Hatve oranı (HR=H/D ₃)
k	: Türbülans kinetik enerjisi (m ² /sn ²)
L _p	: Periyot uzunluğu (m)
Nu	: Nusselt sayısı
Nu _x	: Yerel Nusselt sayısı.
P	: Basınç (N/m ²)
PR	: Adım oranı (PR =L _p /D ₃)
Pr	: Moleküler Prandtl sayısı.
Re	: Reynolds sayısı
S _k , S _ε	: Kaynak terimleri
t	: Et kalınlığı (m)
W	: Türbülator ara boşlukğu (m)
Y _M	: Çalkantılı dilatasyonun toplam kinetik enerji yutulma hızına oranı
Δt	: Zaman artımı (sn)
ε	: Türbülans kinetik enerji yutulması
ρ	: Yoğunluk (kg/m ³)
σ _t , σ _k , σ _ε	: Türbülans Prandtl/Schmidt sayıları (σ _t =0.9, σ _k =1.00 , σ _ε =1.30)(σ _t = μ _t /Γ _t)

Φ	: Viskoz disipasyon oranı
ω_k	: Açısal hız (rad/s)
HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
RTT	: Reverse Twisted Tape (Preslenerek İmal Edilmiş Türbülötör)
<i>TEF</i>	: Isıl iyileşme faktörü



Alt indisler

- e : Kontrol hacminin doęu yūzeyi
E : Kontrol hacminin doğusundaki komşu kontrol hacmine ait düğüm noktası
k : Türbülans kinetik enerji – k ile ilgili büyüklük
n : Kontrol hacminin kuzey yūzeyi
N : Kontrol hacminin kuzeyindeki komşu kontrol hacmine ait düğüm noktası
o : Başlangıç değer
P : Kontrol hacmi düğüm noktası
s : Kontrol hacminin güney yūzeyi
S : Kontrol hacminin güneyindeki komşu kontrol hacmine ait düğüm noktası
T : Enerji ile ilgili büyüklük
t : Türbülans
U : x-momentum ile ilgili büyüklük
V : y-momentum ile ilgili büyüklük
w : Kontrol hacminin batı yūzeyi
W : Kontrol hacminin batısındaki komşu kontrol hacmine ait düğüm noktası
x : x-ekseni doğrultusunda
y : y-ekseni doğrultusunda
 ϵ : Türbülans kinetik enerji yutulması – ϵ ile ilgili büyüklük

Üst indisler

- ~ : Anlık değer.
– : Zaman ortalamalı büyüklük.
* : Önceden tahmin edilen ya da önceki iterasyonda hesaplanmış son değer.
+ : Boyutsuz büyüklük.
, : Doğrultman değeri

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1. Akışkan yüzeyi pürüzlü hale getirilmiş boru ve levha [2].....	4
Şekil 1.2. Yüzey alanı kanatçıklar ile genişletilmiş boru ve levhalar [3].....	4
Şekil 1.3. Boru içerisine yerleştirilen iyileştirme aygıtları [4].....	5
Şekil 2.1. Türbülatorün ve borunun genel görünüşü.....	16
Şekil 2.2. Sayısal hesaplamalarda kullanılan türbülatorün ve borunun önden görünüşü.....	16
Şekil 2.3. Preslenerek imal edilmiş türbülator (RTT).....	17
Şekil 2.4. Periyodik tam gelişmiş akış bölgesi.....	18
Şekil 2.5. Türbülanslı akışta herhangi bir noktadaki hız bileşeni u 'nun zaman göre değişimi[32].....	20
Şekil 2.6. Tam gelişmiş boru akışında hız profili [32].....	26
Şekil 2.7. Türbülanslı sınır tabaka için hız dağılımı [32].....	28
Şekil 2.8. Silindirik koordinat sisteminde (r, θ, z) 3-boyutlu kontrol hacmi (KH- \mathcal{V})	31
Şekil 2.9. OUICK şemasında kullanılan kuadratik profiller [34].	34
Şekil 2.10. Sınır şartlarının çözüm bölgesindeki görünüşü.....	38
Şekil 2.11. Akış kesit alanı periyodik olarak değişen tipik bir kanal konfigürasyonu.....	39
Şekil 2.12. Periyodik borunun mesh yapısı.....	41
Şekil 2.13. Türbülatorlü borunun mesh yoğunluğuna bağlı olarak Nu sayısındaki değişimi	42
Şekil 2.14. İterasyon sayısına göre kalıntıların yakınsaması	43
Şekil 2.15. Sıcaklığın iterasyon sayısına göre değişimi	43
Şekil 2.16. Boş boru için Nu sayısının Re sayısı ile değişimi.....	46
Şekil 2.17. Boş borudaki sürtünme katsayısının Re sayısı ile değişimi	47
Şekil 3.1. Nu sayısının farklı HR oranları için Re sayısı ile değişimi.....	49
Şekil 3.2. Nu sayısının farklı PR oranları için Re sayısı ile değişimi	50
Şekil 3.3. Boş boruda ve $HR=0,63$ de sırası ile a) $PR=1,4$ b) $PR=1,9$ c) $PR=2,5$ oranlarının $Re=10000$ de yerel Nusselt dağılımı	51
Şekil 3.4. Farklı HR oranlarında Re sayısındaki artışın sürtünme katsayısına etkisi.....	52
Şekil 3.5. Farklı PR oranlarında Re sayısındaki artışın sürtünme katsayısına etkisi	53
Şekil 3.6. $PR=1,4$ de farklı HR oranlarındaki RTT' nin oluşturduğu vorteksler	54
Şekil 3.7. $PR=1,9$ da farklı HR oranlarındaki RTT' nin oluşturduğu vorteksler	55
Şekil 3.8. $PR=2,5$ de farklı HR oranlarındaki RTT' nin oluşturduğu vorteksler	55
Şekil 3.9. $PR=1,4$ de boş boruda ve farklı HR oranlarındaki RTT' nin oluşturduğu sıcaklık dağılımı	56
Şekil 3.10. $PR=1,9$ da boş boruda ve farklı HR oranlarındaki RTT' nin oluşturduğu sıcaklık dağılımı	57
Şekil 3.11. $PR=2,5$ de farklı HR oranlarındaki RTT' nin oluşturduğu sıcaklık dağılımı	57
Şekil 3.12. Nu / Nu_0 'ın farklı HR oranları için Re sayısı ile değişimi	58
Şekil 3.13. Nu / Nu_0 'ın farklı PR oranları için Re sayısı ile değişimi.....	59
Şekil 3.14. f / f_0 'ın farklı HR oranları için Re sayısı ile değişimi.....	60
Şekil 3.15. f / f_0 'ın farklı PR oranları için Re sayısı ile değişimi	61
Şekil 3.16. Farklı Re sayısında HR' nin ısı iyileşme faktörüne (TEF) etkisi.....	63
Şekil 3.17. Farklı Re sayısında PR oranının ısı iyileştirme faktörüne (TEF) etkisi.....	64

TABLolar DİZİNİ

Tablo 1.1. Isı Transferini İyileştirme Yöntemleri [1]	3
Tablo 2.1. Borunun ve türbülatorün (RTT) boyutları	17
Tablo 2.2. Türbülans Modelleri [34].....	22
Tablo 2.3. Genel korunum denkleminde genel değişken – ϕ , difüzyon ve kaynak terimleri	31
Tablo 3.1. HR oranlarının boş boruya kıyasla Nu sayısında meydana getirdiği artışlar	49
Tablo 3.2. PR oranlarının boş boruya kıyasla Nu sayısında meydana getirdiği artışlar.....	51
Tablo 3.3. HR oranlarındaki değişimlerin boş boruya kıyasla f - sürtünme faktörüne etkileri	53
Tablo 3.4. PR oranlarındaki değişimlerin boş boruya kıyasla f -sürtünme faktörüne etkileri	54
Tablo 3.5. Nu / Nu_0 'ın HR değişimi karşısındaki minimum ve maksimum değerleri	58
Tablo 3.6. Nu / Nu_0 'ın PR değişimi karşısındaki minimum ve maksimum değerleri.....	59
Tablo 3.7. f / f_0 'ın HR değişimi karşısındaki minimum ve maksimum değerleri	60
Tablo 3.8. f / f_0 'ın PR değişimi karşısındaki minimum ve maksimum değerleri	61
Tablo 3.9. HR oranlarına göre elde edilen minimum ve maksimum TEF değerleri.....	63
Tablo 3.10. PR oranlarına göre elde edilen minimum ve maksimum TEF değerleri.....	64

BORU İÇERİSİNE YERLEŞTİRİLEN YENİ TİP TÜRBÜLATÖRÜN ISI TRANSFERİNE ETKİSİNİN SAYISAL İNCELENMESİ

Oktay SARI

Yozgat Bozok Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Yüksek Lisans Tezi
Sayfa:71

Tez Danışmanı: Dr. Öğr. Üyesi Atila Abir İĞCİ

ÖZET

Bu çalışmada, farklı hatve yüksekliğinde (H) tasarlanan türbülatorlerin borudaki ısı transferi ve akış üzerindeki etkisi, farklı periyotlarda (L_p) sayısal olarak incelenmiştir. Akışkan olarak hava kullanılmıştır. Boru akışı içerisine yerleştirilen yeni tip türbülatorler ile uzunlamasına vorteksler üretilerek ısı transferinin iyileştirilmesi amaçlanmıştır. Geometrisi periyodik olarak akış yönünde tekrarlayan türbülatorün hatvesi, 1 mm kalınlığında sac metalden asimetrik olarak tasarlanmıştır.

Boruda türbülanslı akış için zaman-ortalama Navier-Stokes (RANS) ve enerji denklemleri ANSYS Fluent 19.2 CFD paket programı kullanılarak 3D olarak çözülmüştür. Türbülanslı akışı çözmek için *Realizable k-ε* modeliyle birlikteyakın-duvar bölgesinde *Menter-Lechner* modeli kullanılmıştır. Isıtılan yüzeye 1000 W/m^2 sabit ısı akışı uygulanmıştır. Farklı hatve oranlarına (HR: 0.31-0.47-0.63) ve periyot uzunluğuna (PR: 1.4-1.9-2.5) sahip olan türbülatorün akış ve ısı transferi üzerindeki etkileri sayısal olarak 5000-28000 Re-sayısı aralığında incelenmiştir. Nusselt sayısının ve sürtünme faktörünün, Re-sayısı arttıkça arttığı, ısıl iyileşme faktörünün (TEF) ise azaldığı tespit edilmiştir.

TEF'in 1.16 maksimum değeri, $Re = 5000$ 'de $HR = 0.63$ ve $PR = 1.4$ oranlarında hesaplanmıştır.

Anahtar kelimeler: Türbülator, CFD, Isı transferi, Isıl iyileşme faktörü

NUMERICAL EXAMINATION OF THE EFFECT OF NEW TYPE TURBULATOR PLACED IN PIPE ON HEAT TRANSFER

Oktay SARI

Yozgat Bozok University
Institute of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering
Master of Science Thesis
Page:71

Thesis Supervisor: Dr. Faculty Member Atila Abir İĞÇİ

ABSTRACT

In this study, the effect of turbulators, designed at different pitch heights (H), on heat transfer and flow in the pipe was investigated numerically at different period lengths (Lp). Air was used as the working fluid. The improvement of the heat transfer was aimed by producing longitudinal vortices in the pipe with the use of turbulators. The pitch of the turbulator, whose geometry periodically repeats in flow direction, is designed asymmetrically from 1mm thick sheet metal.

The time-averaged Navier-Stokes (RANS) and energy equations for turbulent flow in the pipe were solved in 3D by using ANSYS Fluent 19.2 CFD package program. Realizable k- ϵ model with Menter Lencher as near wall treatment was used to capture turbulent flow. A constant heat flux of 1000 W/m² was applied on the heated surface. The effects of turbulator having different pitch ratios (HR: 0.31-0.47-0.63) and period lengths (PR: 1.4-1.9-2.5) on flow and heat transfer were examined numerically in the range of 5000-28000 Re number. It has been determined that the Nusselt number and the friction factor increases with increasing Re Number whereas The Thermal Enhancement Factor (*TEF*) decreases.

In terms of *TEF*, the maximum value was calculated as 1.16 for HR = 0.63 and PR = 1.4 at Re = 5000.

Keywords: Turbulator, CFD, Heat transfer, Thermal enhancement factor

1. GİRİŞ

1.1. Tez Konusunun Tanıtılması

Günümüzde, fosil yakıt rezervleri hızla azalmakta olup enerjiyi daha verimli kullanabilmek için teknolojik gelişmelere ihtiyaç duyulmaktadır. Bu nedenle birçok bilim insanı enerji tasarrufu yöntemlerini, enerjiden tasarruf etmenin yolunu bulmaya çalışmakta, endüstriyel ve ticari faaliyetlerde enerjinin maksimum verimli kullanımı için birçok araştırmalar ve çalışmalar yapmaktadır. Enerji kayıp ve kaçakların azaltılması kadar, ısı enerjisinin bir ortamdan başka bir ortama aktarılmasını sağlayan birçok ısı sistemlerinin daha kompakt, hafif, az maliyetli ve etkin olması ile enerji tasarrufunun sağlanması önem arz etmektedir. Bu tür ısı sistemlerine birçok alanda kullanım amacına göre çeşitli tiplerde olabilen ısı değiştiricilerini örnek verebiliriz. Isı değiştiricileri farklı iki akışkan arasında ısı aktarımını sağlayan aygıtlardır. Borulu, plakalı ve rejeneratif şeklinde tiplerine göre sınıflandırıldığı gibi kullanıldıkları özel uygulamalara göre de isimlendirilirler. Örneğin, yoğuşturucu, kazan, radyatör gibi. Isı değiştiriciler, soğutma kuleleri gibi uygulamalar hariç, genellikle, katı bir duvarla ayrılmış iki farklı ortamda akmakta olan sıcak ve soğuk akışkanlar arasında ısı alış-verişini sağlarlar. Bu durumda ısı transferi, sıcak akışkandan katı yüzeye taşınım ile, katı duvar içerisinde iletimle ve katı duvarın diğer yüzeyinden soğuk akışkana doğru yine taşınım yoluyla gerçekleşir. Isı değiştiricinin performanslı olması için iki akışkan arasındaki ısı transfer hızının yüksek olması, buna karşın akışkanları ısı değiştiricide istenilen debide dolaştırırken meydana gelen basınç düşüşünün en az olması istenir. Çünkü yüksek basınç düşüşü, daha fazla pompa/fan gücü demektir. Isı transfer hızını artırmanın çeşitli yolları sayılabilir. En başta, iki akışkanı ayıran katı duvardaki ısı iletim direncinin düşük olması gerekir. Bunun için de ısı, mekanik ve korozyon etkilere dayanımını sağlamak koşulu ile yeterince ince ve ısı iletim kabiliyeti yüksek malzemeler kullanılmalıdır. Isı transferine karşı meydana gelen diğer dirençler ise, taşınım ile ısı transferinin meydana geldiği ve sıcak ve soğuk akışkanların temas ettiği katı yüzeylerdir. Taşınım ile ısı transfer hızı \dot{Q} Newton'un soğuma yasası ile aşağıdaki gibi tarif edilir.

$$\dot{Q} = hA(T_w - T_\infty)$$

Taşınım ile ısı transfer hızını artırmanın bir yolu yüzey alanını A 'yı artırmaktır. Bunun için, özellikle ısı transferine karşı dar boğaz oluşturan gaz tarafına kanatçıklar ilave etmek yapılan bir uygulamadır. Taşınım ile ısı transfer hızını artırmanın bir diğer yolu ise, akışkanın temas ettiği yüzeydeki ısı taşınım katsayısı h 'ı artırmaktır. Taşınım katsayısı, akışkanın bir özelliği olmayıp, yüzeyin geometrisine, akışın türüne, akış yapısına, akış hızına ve akışkan özelliklerine bağlı olarak değişir. Isı taşınım katsayısını artırmanın bir yolu akışı karıştırarak çevrintilerin olduğu bir akış yapısı elde ederek türbülansı artırmak ile mümkündür. Bilindiği üzere laminar akışta akışkan tanecikleri düzgün akım çizgileri şeklinde birbirleri üzerinden katmanlar halinde akar. Türbülanslı akışta ise bu katmanlı akış yapısı bozularak akışkan tanecikleri her yöne rastgele farklı şiddetlerde çalkantılı hareketlerle, irili ufaklı çevrintiler oluşturularak akışkan akışını gerçekleştirir. Bu da akışkan tanecikleri arasındaki enerji ve momentum alış-verişini hızlandırır. O halde bir katı yüzeyle ile üzerinden akan akışkan arasındaki taşınım ısı transfer hızını artırmak için, akışın türbülanslı olmasını sağlamak ya da türbülansı artırmak ve dahası akışı karıştırarak katı cidardaki viskoz alt sınır tabakayı etkileyip, ana akım ile yüzeye yakın olan sıcaklığı farklı akışkanın birbirine karışmasını sağlayarak ısı taşınım katsayısını ve dolayısıyla ısı transfer hızını artırabiliriz. Ancak bunu yaparken, aynı debide daha fazla fan/pompa gücüne neden olacak basınç düşüşü de artacaktır. Yani, daha etkin bir tasarımla işletme maliyetlerini düşürmek için basınç düşüşünü de göz önünde bulundurarak ısı transferinde bir artış sağlanmalıdır. Bu tür çalışmalar çeşitli ısı transferini iyileştirme yöntemlerini ortaya çıkarmıştır. Bu tez çalışmasında da ısı transferini iyileştirmek amacıyla boru içerisine akışı karıştıran yeni tip vorteks üretici türbülatorün yerleştirildiği durumda akış ve ısı transferi sayısal olarak incelenmiştir.

1.2. Isı Transferini İyileştirme Teknikleri

Isı transferinin iyileştirme yöntemleri, aktif yöntemler ve pasif yöntemler olarak iki grupta sınıflandırılabilir. Aktif yöntemlerde elektrik veya yüzey titreşimi gibi dışarıdan bir enerji girişine ihtiyaç vardır. Dış güç gerektirmeyen pasif yöntemlerde iyileştirme özel yüzey geometrisi ya da akış içerisine yerleştirilen engeller ve/veya akışkan katkıları ile sağlanır. Bu teknikler ile özet olarak hidrodinamik ve ısıl sınır tabakayı etkilemek, türbülans yoğunluğunu artırmak, ısı transfer yüzey alanının artırılması ve dönme ve ikincil akışların oluşturulması şeklinde ısı transferinin iyileştirilmesi sağlanır.

Tablo 1.1. Isı Transferini İyileştirme Yöntemleri [1]

Aktif Yöntemler	Pasif Yöntemler
Akış ve yüzey titreşimi	İşlem görmüş yüzeyler
Mekanik yardımcılar	Pürüzlü yüzeyler
Akışkan titreşimi	Genişletilmiş yüzeyler
Enjeksiyon ve Emme	Yerleşik iyileştirme aygıtları
Jet çarpması	Dönmeli akış aygıtları
Elektrostatik alanlar	Yüzey gerilim aygıtları
	Katkı maddeleri

1.2.1. Aktif Yöntemler

Akış ve Yüzey Titreşimi: Tek fazlı akışkanlarda laminer alt tabakanın parçalanması ile ısı transferinin iyileştirilmesini sağlayan bir yöntemdir. Titreşim dışarıdan verilen bir güç yardımı sağlanır. Motor tahrikli veya elektrodinamik titreştiriciler bu gruba birer örnektir.

Mekanik Yardımcılar: Yüzeyin döndürülmesi ile kanal içerisinde bulunan akışkanın karıştırılarak ısı transferinin iyileştirildiği bir yöntemdir.

Akışkan Titreşimi: Tek fazlı akışlarda akışkanın kütleli büyüklüğünden dolayı kullanılan ısı transferini iyileştirme yöntemidir. Titreşim frekansı 1 Hz ile ultrason olarak tarif edilen yüksek frekanslara kadar çıkabilmektedir.

Enjeksiyon ve Emme: Tek fazlı akışkanlarda gözenekli yapı kullanılarak akışkana gaz enjekte edilmesine enjeksiyon, akışkan yada buhar çekilmesine ise emme adı verilir.

Jet Çarpması: Akışkanın yüzeye herhangi bir açıyla, bir veya birden fazla jet plakasına çarptırılması ile hızlı soğutma işlerinde kullanılan bir ısı transferini iyileştirme yöntemidir.

Elektrostatik Alanlar: Akışkanlara doğru veya alternatif akım uygulanarak, ısı transfer yüzeyinin genişletilip, ısı transferinin iyileştirildiği aktif yöntemdir.

1.2.2. Pasif Yöntemler

İşlem Görmüş Yüzeyler:

Akışkan kanalının yüzeyinin metal veya metalik olmayan malzemeler ile kaplanarak ısı transferinin iyileştirildiği pasif bir yöntemdir. Teflon bu gruba bir örnektir. Burada amaç yüzeyde bulunan gözenek sayısını artırarak damlacık buharlaşmasını geliştirmektir.

Pürüzlü Yüzeyler:

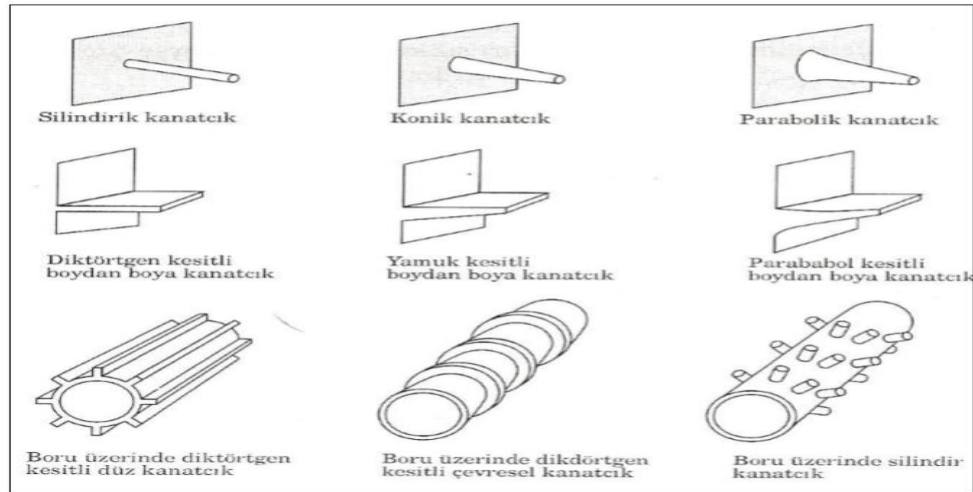
Akışkan kanalı yüzeyinde pürüzlülük oluşturarak, sınır tabakanın rahatsız edilip, ısı transferinin iyileştirildiği pasif yöntemdir.



Şekil 1.1. Akışkan yüzeyi pürüzlü hale getirilmiş boru ve levha [2]

Genişletilmiş Yüzeyler:

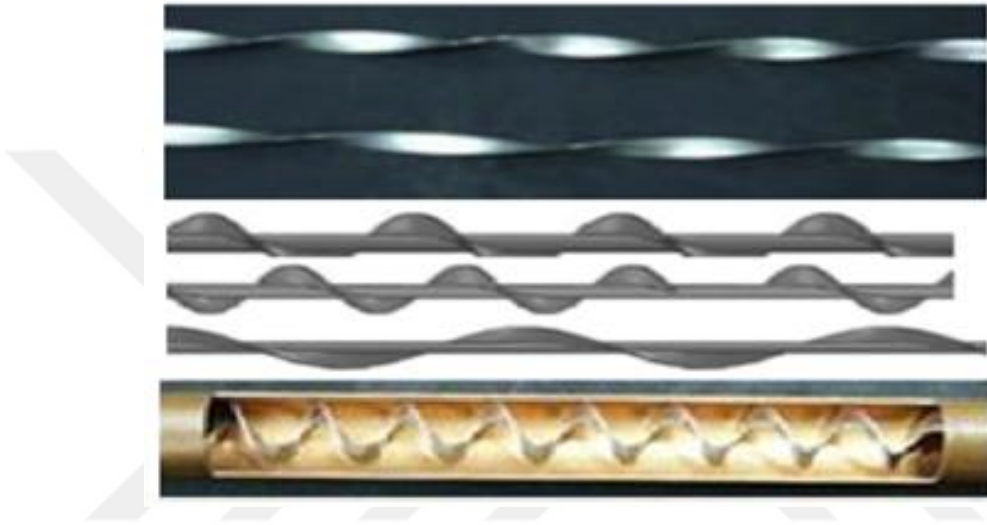
Yüzey alanının genişletilmesi için kanatçıkların kullanılarak ısı transferinin iyileştirildiği bir yöntemdir. Yüzey alanı artırılarak ısı direnci azaltılmış olur.



Şekil 1.2. Yüzey alanı kanatçıklar ile genişletilmiş boru ve levhalar [3]

Yerleşik İyileştirme Aygıtları:

Tek fazlı ve çift fazlı akışlarda ısıtılan yüzeydeki ısı enerjisinin kanal içerisinde bulunan akışkana daha iyi aktarılması için kullanılan, türbülator olarak nitelendirilen ekipmanların ısı transferini iyileştirdiği pasif bir yöntemdir. Burada türbülator duvar bölgesindeki ana akışı karıştırarak veya akışın saat yönünde veya tam tersi yönünde dönmesini sağlayarak ısı transferini iyileştiren ve yaygın olarak kullanılan bir yöntemdir.



Şekil 1.3. Boru içerisine yerleştirilen iyileştirme aygıtları [4]

Dönmeli Akış Aygıtları:

Tek fazlı zorlanmış konveksiyon uygulamalarında kullanılan pasif yöntemdir. Zorlanmış konveksiyona dönme şeklinde bir hareketlilik sağlanarak uygulanır. Şekil 1.3 de gösterilen türbülator tipleri aynı zamanda dönmeli akış aygıtlarıdır.

Yüzey Gerilim Aygıtları:

Bu gerilimi oluşturan aletler sıvı filmini drenaj etmek veya nakletmek için yüzey gerilim kuvvetlerinden yararlanır. Özel oluklu şekli vardır ve sıvı drenajı yüzeyden yüzey gerilim kuvvetleri yardımıyla artırılır.

Katkı Maddeleri:

Tek fazlı akışlarda katı parçacıklar, gaz kabarcıkları, sıvı izleyiciler ve sıvı damlacıkları kullanılarak ısı transferinin iyileştirildiği pasif yöntemdir.

1.3. Tez Çalışmasının Amacı ve Önemi

Yenilenebilir enerji sistemlerinin hızla artmasına rağmen, dünyadaki enerji ihtiyacının dörtte üçünden fazlası fosil yakıtlardan karşılanmaktadır [5]. Öte yandan, dünyadaki enerji kaynaklarının giderek azalmasına karşın, artan dünya nüfusu ve sanayi alanındaki gelişmeler enerjiye olan ihtiyacı daha da artırmaktadır. Ayrıca enerji kaynaklarının bilinçsiz kullanılması dünyanın ekolojik dengesini de hızla bozmaktadır. Dolayısıyla bu durum, mühendislik uygulamalarındaki yüksek performanslı ısı sistemlerinin tasarımında, ısı transfer hızını artırmanın yollarını bulma konusuna olan ilgiyi artırmakta, enerjinin etkili, verimli kullanılması ve enerji tasarrufu için ısı transferinin iyileştirilmesi önem kazanmaktadır. Bu bakımdan araştırmacılar belirli tekniklerin kullanılmasıyla ısı transferinin iyileştirilmesi konusunda birçok çalışmalar yapmışlar ve günümüzde de bu tür çalışmalar yoğun bir şekilde halen devam etmektedir. Isı transferinin iyileştirilmesi teknikleri Isıtma-havalandırma sistemleri, güç santralleri, gıdaların kurutması ve depolanması, türbin kanatlarının soğutulması, elektronik cihazların soğutulması, içten yanmalı motorların soğutulması, büyük fabrikalardaki kimyasal işlem gibi birçok mühendislik uygulamasında yaygın olarak kullanılmaktadır. Örneğin, buhar ve sıcak su kazanlarının performansını artırmak için duman borularının içerisine vorteks üretici türbülötörlerin yerleştirilmesi yaygın olarak uygulanmaktadır.

Isı transferini iyileştirmek için kullanılan türbülötörler, yüzey alanını büyüttükleri gibi akışta türbülans da yaratmakta ve akışkanın boru içerisinde kalma süresini arttırmaktadırlar. Ancak akış içerisine türbülötör yerleştirilmesi basınç kayıplarını da artıracaktır ve bu da daha fazla fan/pompa gücü demektir. Bu nedenle türbülötör tasarımında ısı transferinin artışı yanında işletme masraflarının bu tür artışı da göz önünde bulundurulmalıdır. Bu durumun yorumlanması için mühendislikte herhangi bir fiziksel sistemin matematiksel modellenmesi sonucu elde edilen karmaşık ve tam olarak çözülemeyen denklemlerin çözümünde kullanılan sayısal yöntemler bilgisayar teknolojisindeki ilerlemeye paralel olarak hızla gelişmiştir.

CFD'nin (HAD - Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) konusu olan akış ve ısı transferine ait korunum denklemlerinin bilgisayar ortamında sayısal çözülmesi, deneysel çalışmalardaki pahalı ekipmanların kurulması ve zaman alıcı fiziksel deneylerin yerine tercih edilmiştir. Türbülötörlerden elde edilen sonuçların yıllık enerji maliyetlerini düşürmesi önemli boyutlarda olduğundan, bu durum en uygun türbülötör geometrisi ve malzemesi için deneysel ve sayısal birçok çalışmanın yapılmasına vesile olmuştur.

Yapılan literatür araştırmasında bu amaçla boru içerisine yerleştirilmiş çeşitli tipteki vorteks üretici türbülötörlerin sayısal ve/veya deneysel olarak incelendiğini görmekteyiz. Çeşitli genişlik ve adımda bükülmüş şeritlerin yerleştirildiği çalışmaların yanında değişken adım boyu, kesintili, kenarlarına çentik açılmış gibi bükülmüş şeritlere modifikasyonların yapıldığı çalışmalar da mevcuttur. Ancak, boru içerisine yerleştirilen bükülmüş şerit elemanlarda akış doğrultusunda büküm yönü periyodik olarak değişen bir türbülötör tasarımının incelendiği bir çalışmaya rastlanmamıştır. Bu nedenle bu tez çalışmasında boru içerisine, akış doğrultusunda büküm yönü periyodik olarak değişen yeni tip türbülötörün akış ve ısı transferine etkisi sayısal olarak incelenmiştir.

1.4. Literatür Taraması

Literatür incelendiğinde, ısı transferinin iyileştirilmesi konusunda çok çeşitli çalışmalara rastlamak mümkündür. Pasif yöntemlerle ilgili çalışmalar, yüzeyin pürüzlü imal edilmesi, akışkana çeşitli maddeler ilave edilmesi, ısı transfer yüzeyinin oyuklar ve oluklar gibi farklı geometrilerde tasarlanması, boru ya da kanal içerisine vorteks üretici elemanları yerleştirilmesi gibi çeşitlilik göstermektedir. Bu gibi pasif yöntemlerle ısı transferinin iyileştirilmesi ile ilgili literatür özeti aşağıda verilmiştir.

Eiamsa-ard ve ark. (2006), yaptığı çalışmada, cidara bitişik bir biçimde yerleştirilen şerit elemanların hatve ve bükme oranlarının ısı transferi üzerine olan etkisi incelenmiştir. Sonuçta hatve ve bükme oranı arttıkça ısı transferi katsayısı ve sürtünme katsayısının arttığı gözlemlenmiştir [6].

Promvonge ve Eiamsa-ard (2007), yüzeyine üniform ısı akısı uygulanan bir boruda taşınım ile ısı transferini arttırmak amacıyla çeşitli konik halkalar ve bu halkalar merkezine bir şerit eleman yerleştirilerek tasarlanan türbülötörlerin ısı

transferine olan etkisini incelemişlerdir. Deneyler 6000–26000 Reynolds aralığı ve iki farklı büküm düzeni ($y=3.75$ ve 7.5) için gerçekleştirilmiştir. Türbülötör olarak sadece konik eleman kullanılmasıyla, konik ve şerit elemanın birlikte kullanılması karşılaştırıldığında, her iki türbülötör elemanın birlikte kullanılması, Nusselt sayısındaki artışın %4 ila 10 arasında değişmesine neden olmuştur. Nusselt sayısındaki en yüksek artış (%367) bükme oranının $y=3.75$ olduğu durum için gözlemlenmiştir [7].

Zhu ve ark. (2016), düz boru içerisine dalgalı hale getirilmiş şerit elemanlar yerleştirerek Reynolds sayısı 200-2200 aralığındaki laminer akış şartlarında ısı transferindeki iyileşmeyi sayısal olarak araştırmışlardır. Yaptıkları çalışmada ısı transferinin iyileştirilmesi bakımından şerit elemanın en uygun dalga genliği ve genişliğini sırasıyla $0.133D$ ve $0.8D$ olarak tespit etmişlerdir. Ayrıca maksimum ısı iyileşme faktörünü (*TEF–Thermal Enhancement Factor*) 1.82 olarak belirlemişlerdir [8].

Saysroy ve Eiamsa-ard (2017), çok kanallı olarak bükülmüş şeritlerin yerleştirildiği borularda, yüzeyde sabit sıcaklık sınır koşulu için akış ve ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir. Çok-kanallı bükülmüş şerit elemanları boru içerisine periyodik olarak yerleştirmişlerdir. Bükülme oranını (y/w) 2.0–4.0 ve kanal sayısını (N) 2–8 aralığında değiştirmişlerdir. Çalışmada akışkan olarak su kullanılmıştır. Akışın hem $800 < Re < 2000$ aralığında laminer ve hem de $5000 < Re < 15000$ aralığında türbülanslı olması durumunda çalışma yapıp türbülans modeli olarak RNG k- ϵ türbülans modelini kullanmışlardır. Çalışmalarının sonucunda boru içerisine yerleştirilen çok kanallı olarak bükülmüş şerit elemanların çok sayıda dönen akışın oluşmasını sağlayarak akışın karışmasını sağladığını ve ısı transferinin iyileştirdiğini görmüşlerdir. Maksimum ısı iyileşme faktörünü ise laminer akışta $N=2$ ve $y/w=2.5$ için $Re=2000$ 'de 7.28 ve türbülanslı akışta ise $N=2$ ve $y/w=3.0$ için $Re=5000$ 'de 1.04 olarak bulmuşlardır [9].

Saysroy ve Eiamsa-ard (2017), boru içerisine yerleştirilen klasik spiral bükülmüş şerit eleman yüzeyini kare ve dikdörtgen geometrilere delerek ısı iyileştirme performansında bir artış olup olmadığını sayısal olarak araştırmışlardır. Çalışmayı 3-boyutlu ve periyodik tam gelişmiş türbülanslı akış şartlarında gerçekleştirmişler ve kare deliklinin, dikdörtgen deliklide delik genişliğinin şerit

genişliğine oranlarının ($WR=w/W=0.5, 0.6, 0.7, 0.8$ ve 0.9) ve delik uzunluğun şerit genişliğine oranlarının ($LR=L/W=0.7, 0.8$ ve 0.9) etkilerini araştırmışlardır. WR ve LR ' nin azaltılmasının basınç düşüşü ve ısı transferinde artışa, WR oranının artmasıyla da TEF değerinin arttığını görmüşlerdir. En yüksek TEF 'i 1.37 olarak $WR=0.9$ ve $LR=0.7$ olduğu oranlar için $Re=7000$ 'de tespit etmişlerdir. Böylece klasik spiral bükülmüş şerit elemanlara göre 1.32 kat daha fazla bir ısıl iyileşme faktörü (TEF) elde edildiğini belirtmişlerdir [10].

Xu ve ark. (2017), boru iç yüzeyine dairesel düzende uzunlamasına vorteks üretici delta kanatçıkların (VG) yerleştirildiği borularda duvar sürtünme ve ısı transferini sayısal olarak incelemişlerdir. Yüzeyde sabit ısı akısı için Re sayısının $6000-33000$ aralığında delta kanatçıkların farklı hücum açıları ile akışa karşı olan blokaj oranlarının etkilerini araştırmışlardır. Hücum açısı için $\beta=0^\circ, 15^\circ, 30^\circ$ ve 45° olmak üzere dört farklı ve blokaj oranı için $B=0.1, 0.2$ ve 0.3 olmak üzere üç farklı durumları için parametrik çalışma yürütmüşlerdir. Elde ettikleri sonuçlarda en iyi ısıl iyileşme performansını (TPE)'nin $\beta=30^\circ$ ve $B=0.1$ için elde etmişlerdir. Nusselt sayısı, sürtünme katsayısı ve türbülans kinetik enerjinin iç akış davranışı ve dağılımı, farklı konfigürasyonlarla VG 'lerin ortalama Nusselt sayısı, sürtünme katsayısı ve ısıl performans artışı üzerindeki etkilerini açıklamak için araştırmışlardır [11].

Sekmen (2006), çalışmasında boru içerisine yerleştirilen türbülatorü üç farklı kanatçık uzunluğunda (b) ve kanatçık açısının (θ) üç farklı değerinde toplam dokuz farklı türbülator kullanarak ısı transferine olan etkilerini incelemişlerdir. Sayısal hesaplamalarda Fluent CFD paket programı kullanılmıştır. Yapılan hesaplamalar sonucunda eşit hız değerlerinde ısı geçiş miktarındaki en yüksek artış $b=5$ cm kanatçık açıklığında, $\theta=60^\circ$ kanatçık açısında elde etmiştir. Kanatçık açılarının azaltılması ile ısı transferinin azaldığı gözlemlenmiştir [12].

Baysal (2008), bu çalışmasında, aynı eksenli borulu tip ısı değiştiricisinde farklı hacimsel debilerdeki sıcak hava ile debisi sabit soğuk suya olan ısı transferi hızlarını deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. Deneysel 2500–19200 Reynolds aralığında oluşan ısı transferini, Fluent CFD paket programı yardımı ile çözümlenmiştir. Nusselt sayısını, sürtünme faktörünü ve basınç kayıplarını, sayısal ve deneysel olarak karşılaştırmıştır. Elde edilen sonuçların deneysel ve sayısal olarak birbirleriyle uyum içerisinde olduğunu belirtmiştir [13].

Mashoofive ark. (2017), basınç düşüşünü azaltmanın yollarını araştırmak ve sonuç olarak bükülmüş şeritlerle donatılmış bir ısı değiştiricisinin ısı transferi iyileştirme faktörünü (*TEF*) arttırmak için çalışmışlardır. Bu amaçla, basit bükülmüş şeritler (STT'ler) yerine çeşitli delik çaplarına sahip eksenel delikli bükülmüş şeritler (PTT) kullanmışlardır. Ayrıca farklı ısı kapasitesi oranları (Cr) için etkinlik sayısının (*NTU*) değişimlerini sunmuşlardır. Sayısal sonuçlarını mevcut deneysel sonuçlarıyla doğrulamışlardır. Sonuçlar neticesinde; delikli bükümlü şerit kullanımının basınç düşüşünde ve ısı transfer hızında bir artmaya yol açtığını; basit bükümlü şeritlere kıyasla *TEF* de önemli bir artışa sebep olduğu sonucuna varmışlardır [14].

Lei ve ark. (2017), enerji tasarrufu için termal hidrolik performansını artırmak amacıyla delta-kanatçıklı vorteks üreticilerine sahip yeni bir dairesel boru üzerinde çalışma yapmışlardır. Delta kanatlı vorteks üreticileri, dairesel borunun merkezine yerleştirilmiştir. Delta-kanatçık vorteks üreticilerinin eğim açısının ($b = 15, 30, 45$ ve 60 derece) ve adımının ($P = 1D, P = 2D, P = 3D$ ve $P = 4D$) akışa ve ısı transferine etkisini ayrıntılı olarak incelenmiştir. Sonuçlar, delta-kanatçıklı vorteks üreticilerinin, dairesel boruda akışkanı karıştırmak için akışın dönme hareketini ürettiğini ve bunun sonucunda zayıf bir basınç düşüşü ile ısı transferinin artırılmasını sağladığını göstermişlerdir. Nusselt sayısının, artan kanat açısı ve delta-kanatçık vorteks üreticilerinin adımındaki azalma ile arttığı sonucuna ulaşmışlardır [15].

Skullong ve ark.(2016), boyuna bir vorteks üretici (LVG) olarak kullanılan çift taraflı delta kanat çiftleri olan düz bir şeritin ısı transferi ve akış sürtünme özelliklerini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Deneyledeki Reynolds sayısı 4200'den 25.500'e kadar türbülanslı hava akımı için gerçekleştirilmiştir. Delta kanatları, üç kanat eğim açısına ($a = 30, 45$ ve 60) ve beş kanat genişliğinin boru çapına oranıyla ($P / D = PR = 0.5, 1.0, 1.5, 2.0, 2.5$) tasarlanmıştır. Delta kanat çiftlerinin(DWT) Nusselt sayısını, sürtünme faktörünü ve basınç düşüşünün ısı transferine etkilerini incelenmiştir. Sonuçlar, DWT' nin Nu ve f de düz borunun sırasıyla % 505 ve 69 katına kadar artış sağladığını ve maksimum ısı iyileştirme faktörünün (*TEF*) 1.49 olduğunu göstermektedir. $PR = 0.5$ olan 60° de DWT en yüksek Nu ve f değerini elde ederken, $PR = 1.0$ olan 30° de DWT en yüksek *TEF* değerini karşıladığını belirlemişlerdir [16].

Eiamsa-Ard and Promvonge (2011), Boru içerisine yerleştirilen çift taraflı üçgen kanatlı düz bir şeritin boru akışındaki ısı transferine ve sürtünme davranışlarına etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Boru içindeki akışın karıştırılması yoluyla ısı transfer katsayısının artırılması için vorteks üretici (T-W) kullanmışlardır. Deneysel sonuçlar neticesinde T-W kullanımında ortalama Nusselt sayısındaki ve sürtünme faktöründeki artışın sırasıyla boş borunun % 165'e ve 14.8 katına çıktığını ve maksimum ısıl iyileştirme faktörünün 1.19 olduğunu gözlemlemişlerdir [17].

Durmuş ve ark.(2002), bir boru içerisine yerleştirilmiş kesik koni şeklindeki türbülatorlerin ısı transferine etkisini incelemişlerdir. Deneyler Reynolds sayısının 5000-30000 aralığında yapılmış ve boru içerisinde akışkan olarak hava kullanılmıştır. Bu türbülatorler direk olarak akım ortamına yerleştirildiği için yüksek basınç kayıplarına sebep olmuştur fakat ısı transferini artırmada etkili olduğu görülmüştür. Konik açısının artması ısı transferini artırırken basınç kaybında aynı şekilde artmasına sebep olmuştur. Bundan dolayı konik açısının sınırlandırılmasını aksi takdirde basınç kayıplarının çok fazla arttığını bu yüzden de 20°'nin üzerinde olmaması gerektiği deneysel sonuçlarla kanıtlamışlardır. Aynı zamanda akım ortamına yerleştirilen türbülatorlerden dolayı ısı transferinin arttığı ve ısı değiştiricilerin daha etkili çalışmasından dolayı konik açısının artması ile exserji kayıplarında azaldığını gözlemlemişlerdir. [18]

Boran ve ark. (2014) bu çalışmada eş merkezli iç içe boru tipli ısı eşanjörü düzeneği kurmuşlardır. Zıt yön akışlı olarak imal edilen ısı eşanjörlerinde çeşitli türbülatorler kullanılmışlardır. Isı eşanjörünün iç borusunda sıcak hava dış borudan ise su geçmektedir. Sıcak havadan suya geçen ısı miktarı ölçülerek türbülatorlerin ısı transferini artırdığını belirtmişlerdir. Aynı zamanda ısı eşanjörü içerisindeki boş boruda kullanılan geniş ve dar türbülatorlerden dar olanında kesit daralmasından dolayı geçen havada türbülans oluşturduğu için ısı geçişi fazla olduğunu görmüşlerdir. Nusselt sayısının artması ile Reynolds sayısının arttığını fakat sürtünme faktörünün azaldığını tespit etmişlerdir. Teorik ve deneysel değerlerden elde edilen sonuçlarla ısı transferinde iyileşme olduğunu belirtmişlerdir [19].

Sungur ve Topaloğlu (2018), duman borulu kazanlarda verimliliği artırmak için çalışmalarda bulunmuşlar. 8 adet duman borusu kullanmışlardır ve 7 tanesinin içerisine farklı sayılarda konik tipi türbülatörler yerleştirmişlerdir. Bu deneyden elde edilen verilerle boş boru arasındaki farkı karşılaştırmışlardır. Her bir boru için ısı transferi ve basınç kayıplarını hesaplamışlardır. Aynı zamanda türbülatör sayılarına göre nasıl bir değişim gösterdiğini incelemişlerdir. Kullanılan türbülatör sayısı artıkça içerde oluşan türbülansın artığını ve bu sayede ısı transferinde artış olduğunu fakat ısı transferindeki artışın türbülatör sayısına bağlı olmadığını gözlemlemişlerdir. Bunun sebebinin ise türbülatör sayısının belli bir değeri aştıktan sonra içerdeki türbülansı azaltmasıdır. Yapılan deneyler sonucunda en uygun türbülatör sayısının 13 adet olduğunu fakat türbülatör sayısının artışında basınç kayıplarını artırdığını gözlemlemişlerdir [20].

Durmuş ve Akbulut (2003),eş eksenli, çift borulu bir ısı değiştiricisi ile farklı kanat açısı ve kontrksiyona sahip çubuk kanatlı türbülatörün ısı transferine etkisini incelemişlerdir. ubuk türbülatörlerin kanat açısı, kanat kontrksiyonu ve hıza bağlı olarak ısı transferini artırdığını ve buna bağlı olarak basınç düşüşlerinde de artışlar olduğunu saptamışlardır. Bu nedenle ısı transferini artırıp basınç düşüşünü azaltmak için Matlab programı kullanarak, hız ($u=7.59\text{m/sn}$) ve kanat açısı ($\theta=45^\circ$) için en uygun değerler olduğunu belirlemişlerdir [21].

Budak ve ark. (2015), konsantrik tip bir ısı değiştiricisi girişine yerleştirilen 4 farklı çeşitteki türbülatörlerin ısı geçişini sayısal olarak incelemek için aynı ve zıt yönlü paralel akış şartlarında sayısal bir çalışma yapmışlardır. Bu çalışmada hesaplamalı akışkanlar dinamiği paket programı ANSYS Fluent kullanılmıştır. Bu hesaplamalarda sıcaklık dağılımlarına bakıldığında havanın debisi 7 m³/saat' ten 12 m³/saat'e çıkıncaya kadar giriş ve çıkıştaki sıcaklık farkı azalırken suya geçen ısı miktarında artış gözlemlemiştir. Hız dağılımları incelendiğinde ise hız tam gelişmiş akış formunda ısı değiştiricisine girerken boru içinde meydana gelen türbülansla birlikte akış hızında artış grlmştir[22].

Kapan (2016), bu çalışmada i içe geçmiş çift borulu ısı değiştiricisine yay geometrsine sahip türbülatör yerleştirerek ısı transferi ve basınç düşüşüne etkisini incelemiştir. Deneyler Reynolds sayısının 30000-80000 aralığında yapılmış ve boru içerisinde akışkan olarak hava kullanılmıştır. Bu yöntemle her bir tasarım için deney

yapılmış ve parametrelerin sonuç üzerine etkileri ortaya çıkmıştır. Bu çalışmada basınç kaybı sürtünme faktörü cinsinden, ısı transferinde Nu sayısı cinsinden hesaplanmıştır. Yay kalınlığının artması Nu sayısı ve sürtünme faktörünü artırdığını fakat yay hatvesinin ısı transferi ve sürtünme faktörünü büyük oranda etkilemediğini gözlemlemiştir. Boru uzunluğu ve yay uzunluğunun farklı olması ısı transferi açısından büyük bir fark olmadığını fakat sürtünme faktörünü büyük oranda etkilediğini belirlemiştir [23].

Aygen (2019), bu çalışmada rüzgar türbünlerinin daha verimli olabilmesi için rüzgar türbünlerinin kanatlarına farklı açılarda (30,45,60 ve 90), farklı yüksekliklerde (15 cm ve 25 cm) ve farklı hızlarda (5 m/s, 10 m/s ve 15 m/s) türbülatorler yerleştirilerek sayısal bir çalışma yapmıştır. Bu çalışmalar neticesinde türbülator yüksekliğinin artmasının basınç farkını artırdığı ve 25 cm yüksekliğinde ve 60 °acısındaki türbülatorde en yüksek basınç farkının oluştuğunu belirtmiştir. Ancak aynı yüksekliğe sahip farklı hızlardaki türbülatorlerde hızın artması ile basınç farkının düştüğünü gözlemlemiştir. En düşük basınç farkının 90 ° türbülatorlü kanatta meydana geldiğini saptamıştır [24].

Uğurlubilek ve Uralcan (2011), 18 mm çapında bakır bir borunun içerisine sıkı geçme olarak yerleştirilen helisel tipli türbülatorün ısı transferine etkisi sayısal olarak incelemişlerdir. Deneyler Reynolds sayısının 1000-20000 aralığında yapılmış ve boru içerisinde akışkan olarak su kabul edilmiştir. Helisel türbülatorler için üç farklı sarım sayısı (5,10 ve 20) kullanılmıştır. Üç farklı sarım sayısı için elde edilen değerler boş boru ile kıyaslanmıştır. Helisel türbülatorlü borular laminer akışta düz boruya göre ısı transferinde artış olduğunu türbülatorlü akışta ise düz boruya yakın olduğunu termodinamik açıdan pek verimli olmadığı gözlemlenmiştir [25].

Karakaya (2013) boru içerisine yerleştirilen farklı genişlik, delik çapı ve kıvrım oranlarına sahip delikli şerit elemanlarının ısı transferine etkisini incelemiştir. Deneyler Reynolds sayısının 4860-24130 aralığında yapılmıştır. Boru içerisine yerleştirilen delikli şerit elemanlarının ısı transferi üzerinde büyük bir artış sağladığını belirtmiştir. Yapılan deneyler sonucunda en yüksek ısı transferi ve en fazla sürtünme faktörünün $y/D=2$ kıvrım oranı ve $d/D=0.0714$ delik çapı oranına sahip delikli şerit elemanının sağladığını gözlemlemiştir. Sonuç olarak küçük kıvrım

oranı ve delik çapı oranı ısı transferini büyük oranda etkilerken şerit elamanın genişliğinin etkisiz olduğunu göstermiştir [26].

Bademci (2017), boru içerisine yerleştirilmiş farklı kanatçık açılarında ve farklı adımlarda plaka tip türbülatorün ısı transferine etkisini, basınç kayıplarını ve sürtünme faktörlerini incelenmiştir. Deneyler Reynolds sayısının 4000 – 30000 aralığında yapılmıştır. Çalışmada ANSYS Fluent programı kullanılarak temel korunum denklemleri sürekli rejimde 3 boyutlu ve türbülanslı akış şartlarında çözülmüştür. Yapılan deneylerde elde edilen sonuçlar boş boru ile kıyaslandığında ısı transferinde %208 oranında artış olduğu gözlemlenmiştir [27].

İlyasoğlu (2009), bu çalışmada gaz türbinlerinde verimi artırmayı amaçlamıştır. Gaz türbini kanadında yer alan kare kesitli (15cmx15cm), uzunluğu 3.2 m olan bir kanalın iç kısmına yerleştirilen 45° açılı türbülatorlerin ısı transferine etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Deneylerde Reynolds sayısı 8500 ile 28500 aralığındadır. Kare kesitin içerisine yerleştirilen türbülatorler kanal içerisinde türbülansı artırarak ısı transferinin artmasına sebep olmuştur. Sürtünme kayıpları düz kanallın 11katıdır ve ısı transferi analizinde farklı Reynolds sayılarında soğutma etkinlik katsayısı 2,2 ile 6,1 arasında olduğu görülmüştür [28].

Yiğit (2010), iç içe borulu paralel yönlü yay tipi türbülatorlü ısı değiştircisinin türbülans modellerinin etkisi incelemiştir. İ borudan hava geerirken dış boru ile iç boru arasında su geçmektedir. Deneyler Reynolds sayısının 3000-18000 aralığında yapılmıştır. Farklı türbülator modelleri ile yapılan deneylerde en iyi türbülans modelini belirlemek için deneysel sonuçlar karşılaştırılmıştır. Sonlu hacimler metoduna dayalı bilgisayar programı olan ANSYS Fluent kod programı kullanılmıştır. Bu modellerden deneysel sonuçlarla uyum sağlayan en iyi modelin Standard-Standard wall function olduğu görülmüştür [29].

Turgut (2005), eş eksenli i içe borudan oluşan bir ısı değiştircisinin i borunun girişine farklı açılarda (10°, 20° ve 40°) ve kanat çaplarında(48mm, 50mm ,52mm) türbülatorler yerleştirmiş ve ısı transferine etkileri incelemiştir. Yapılan deneylerde kanat açısının değişimi ısı transferi ve basınç kaybını önemli ölçüde etkilemiş ve oluşan dönmeli akışta türbülator açısının azalması ile ısı transferinin arttığını ve kanat çapının düşmesi ile ısı transferinin düştüğünü gözlemlemiştir [30].

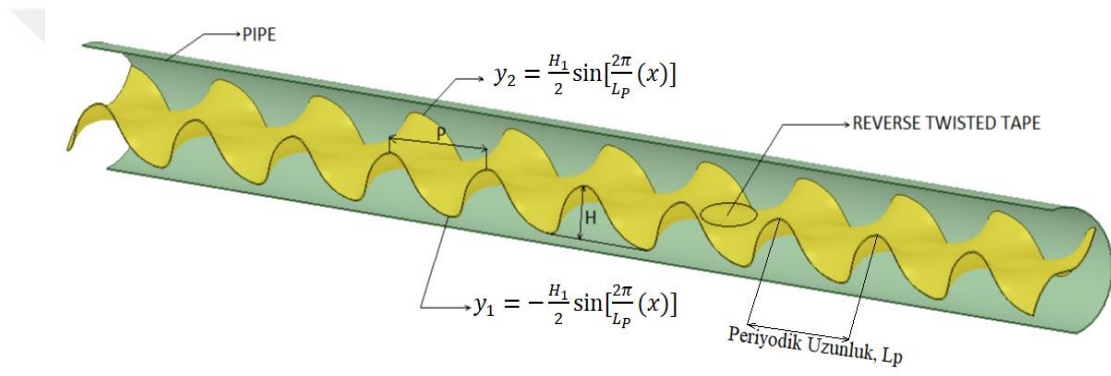
Güneş (2009), zorlanmış akış ve sabit ısı akısı sınır şartlarında, dairesel bir borunun içerisine eşkenar üçgen kesitli telleri cidardan ayırık yerleştirerek ısı transferine etkisini incelemiştir. Deneylede Reynolds sayısı 3514-27188 aralığındadır. Deneylede ayırıklık durumu (s), tel kesiti (a) ve hatve oranının (P/D) ısı transferini önemli ölçüde etkilediğini görülmüştür [31].



2. MATERYAL VE METOD

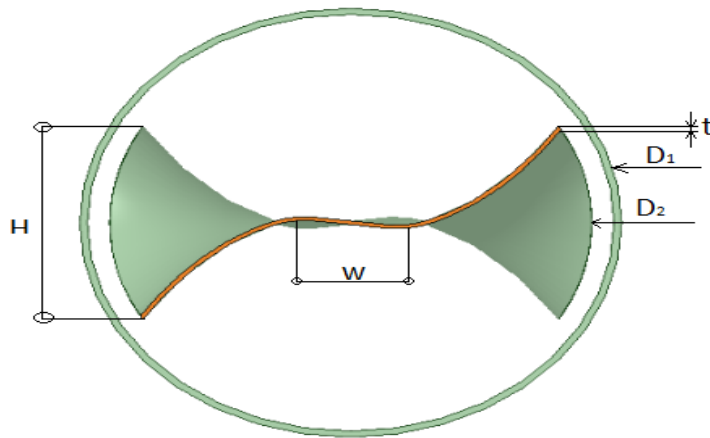
2.1. Fiziksel Geometri

Ø 40 mm dış çapına (D_1) sahip alüminyum malzemedен imal edilmiş olan borunun et kalınlığı 2 mm ve iç çapı (D_3) 36mm dir. Boyu ise (L_{boru}) 900 mm'dir. 1mm kalınlığında (t), alüminyum, 32 mm genişliğinde (D_2) olan türbülatorün boyu 900 mm (L)' dir. Bu türbülator modelinde, türbülator kenarları belirli periyot uzunluklarında ve birbirinin simetriğidir.



Şekil 2.1. Türbülatorün ve borunun genel görünüşü

Burada y_1 ve y_2 tasarımda kullanılan türbülator profilinin fonksiyonudur.



Şekil 2.2. Sayısal hesaplamalarda kullanılan türbülatorün ve borunun önden görünüşü

Sayısal çalışmada incelenen borunun ve türbülâtörün boyutları şunlardır:

Tablo 2.1. Borunun ve türbülâtörün (RTT) boyutları

Borunun Boyu	RTT Boyu	RTT Kalınlığı	Borunun Dış Çapı	RTT Genişliği	RTT Hatve Yüksekliği	RTT Ara Boşluğu	RTT Periyot Uzunluğu
L_{boru}	$L_{\text{türbülâtör}}$	t	D_1	D_2	H	w	L_p
900 mm	900 mm	1 mm	40 mm	32 mm	10-15-20 mm	10 mm	50-70-90 mm

Bu türbülâtör modelinde, türbülâtör kenarları belirli periyot uzunluklarında birbirinin simetriği olacak şekilde tasarlandı ve preslenerek oluşan şekil itibari ile “Reverse Twisted Tape” (RTT) adını aldı. Türbülâtör 10, 15 ve 20 mm hatve yüksekliklerinde (H) ve 50, 70 ve 90 mm periyot uzunluklarında (L_p) belirlendi. Sürtünme faktörlerinin azaltılması düşünülerek türbülâtör plakasının merkezi 10mm (w) boşluklu olacak şekilde tasarlandı.



şekil 2.3. Preslenerek imal edilmiş türbülâtör (RTT)

2.2. Matematiksel Model

Akış doğrultusunda periyodik olarak tam gelişmiş türbülanslı boru akışı ve ısı transferinin incelendiği bu tez çalışmasında sayısal olarak çözülen korunum denklemleri, sınır şartları, çözüm metotları, yapılan kabuller ve ısı transferinin iyileştirilmesiyle ilgili hesaplamalarda kullanılan diğer matematiksel ifadeler aşağıda sunulmuştur.



Şekil 2.4. Periyodik tam gelişmiş akış bölgesi

2.2.1. Korunum Denklemleri

Tüm akışkanlar mekaniği kütle, momentum ve enerji için korunum yasalarına dayanmaktadır. Akış bölgesinin her yerinde akışın tüm detaylarını elde edebilmek için bu tür korunum denklemlerinin akış bölgesindeki tüm noktalara uygulanacağı akışkan hareketine ait diferansiyel denklemlerin türetilmesini gerektirir. Bu denklemler kütle korunumu (süreklilik denklemi) ve Newton'un ikinci yasasından türetilen Navier-Stokes (momentumun korunumu) denklemleri ve enerjinin korunumu denklemdir. Akışkan özelliklerinin sabit, sıkıştırılmaz (μ , ρ = sabit) bir akış için sırası ile süreklilik, Navier-Stokes ve Enerji denklemi aşağıdaki gibi ifade edilir.

Sürekli, sıkıştırılamaz akış şartlarında:

$$\nabla \cdot \vec{V} = 0 \quad (3)$$

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = \rho \vec{g} - \nabla \rho + \mu \nabla^2 \vec{V} \quad (4)$$

$$\rho C_p \frac{DT}{Dt} = \rho \dot{q}_g + k \nabla^2 T + \Phi \quad (5)$$

Viskoz disipasyon oranı (Φ):

$$\Phi = \mu [\nabla \vec{V} + (\nabla \vec{V})^T] : \nabla \vec{V} \quad (6)$$

Yukarıda denklemler koordinat bağımsız olarak ifade edilmiş olup boru akışı gibi akışların analitik incelenmesinde silindirik koordinatlardaki ifadeleri ise aşağıda verilmiştir.

Süreklilik denklemi:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial(r u_r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial u_z}{\partial z} = 0 \quad (7)$$

Momentum denklemi:

$$\rho \left(\frac{\partial u_r}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} + u_z \frac{\partial u_r}{\partial z} - \frac{u_\theta^2}{r} \right) = \rho g_r - \frac{\partial p}{\partial r} + \mu \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u_r}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_r}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 u_r}{\partial z^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} - \frac{u_r}{r^2} \right]$$

$$\rho \left(\frac{\partial u_\theta}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_\theta}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + u_z \frac{\partial u_\theta}{\partial z} + \frac{u_r u_\theta}{r} \right) = \rho g_\theta - \frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} + \mu \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u_\theta}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_\theta}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 u_\theta}{\partial z^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} - \frac{u_\theta}{r^2} \right]$$

$$\rho \left(\frac{\partial u_z}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_z}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_z}{\partial \theta} + u_z \frac{\partial u_z}{\partial z} \right) = \rho g_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u_z}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_z}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2} \right] \quad (8)$$

Büyükliklerin türbülanslı akışta anlık değerler olduğunu göstermek için hız (\tilde{v}), basınç (\tilde{P}) ve sıcaklık (\tilde{T}) gibi ifadeleri “~” işareti ile gösterirsek bu ifadelerin bir zaman ortalama ve birde çalkantılı kısım olarak iki kısımdan oluştuğunu düşünmek uygundur [33], [34].

$$\tilde{u} = \bar{u} + u', \quad \tilde{v} = \bar{v} + v', \quad \tilde{P} = \bar{P} + P', \quad \text{ve} \quad \tilde{T} = \bar{T} + T' \quad (11)$$

Burada:

$$\bar{u} = \frac{1}{\Delta t} \int_{t_0}^{t_0+\Delta t} \tilde{u} dt, \quad \bar{P} = \frac{1}{\Delta t} \int_{t_0}^{t_0+\Delta t} \tilde{P} dt \quad (12)$$

Son ifadelerde görülen Δt zaman aralığının türbülanslı akıştaki en yavaş zaman skalasını aşacak şekilde yeterince geniş olması ilgili özelliğin tamamen zaman bağımsız olmasını sağlar. Buna göre bütün çalkantılı kısımların zaman ortalaması ise sıfır olacaktır. Bu tür ayrıştırmaya Reynolds ayrıştırması denir [33]. Türbülanslı akış hakkında aranan sonuçları elde etmek için bu ayrıştırma işlemi süreklilik, momentum ve enerji denklemlerinde yerine yazılıp düzenlenmesi gerekir. Momentum denklemlerindeki bünye kuvvetinin ve enerji denklemindeki viskoz yutulma teriminin ihmal edildiği ve ortamda ısı üretiminin olmadığı durumda bu işlemler yapıldığında aşağıdaki denklemler elde edilir:

Zaman ortalama süreklilik denklemi:

$$\nabla \cdot \vec{V} = 0$$

Zaman ortalama momentum denklemi:

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = -\nabla \bar{P} + \mu \nabla^2 \vec{V} + \nabla \cdot (-\rho \overline{V'V'}) \quad (13)$$

Zaman ortalama enerji denklemi:

$$\rho c_p \frac{D\bar{T}}{Dt} = k\nabla^2\bar{T} + \nabla \cdot (-\rho\overline{T'V'}) \quad (14)$$

Zaman ortalama momentum denkleminde görülen ekstra terim $-\rho\overline{V'V'}$ türbülans ya da Reynolds gerilme tensörü olup denklem de *Reynolds-ortalama Navier-Stokes* (RANS-*Reynolds-Averaged Navier-Stokes*) denklemi olarak bilinir. Zaman ortalama enerji denkleminde görülen $-\rho\overline{T'V'}$ terimi ise türbülans ısı akısıdır. Bu yeni ortaya çıkan bilinmeyen terimler için belirli bir yaklaşım yapılmadıkça bu denklemler çözülemezler ve bir şekilde modellenmeleri gerekir.

2.2.2. Türbülans Modeli

Türbülans çalkantılarının detayı ile uğraşmadan birçok mühendislik problemlerinde türbülansın ortalama akış üzerindeki etkilerini incelemek yeterli olmaktadır [34]. Günümüzde kullanılan türbülans modellerini aşağıdaki Tablo 2.2 'de görüldüğü gibi sınıflandırabiliriz.

Tablo 2.2. Türbülans Modelleri [34]

1. Sıfır denklemlili model (karışım uzunluğu modeli)
2. Bir denklemlili model (k)
3. İki denklemlili modeller (k-ε modeli, k-ω modeli, vs.)
4. Reynolds gerilme modeli(RSM)
5. Cebirsel gerilme modeli(ASM)
6. Büyük Girdap Benzeşimleri (LES)

Klasik modeller daha önce yukarıda verilen Reynolds eşitliklerini kullanırlar. Bunlardan $k-\varepsilon$ türbülans modeli günümüzde en çok kullanılan ve kabul görmüş modeldir ve bir çok mühendislik uygulamalarında yeterince gerçekçi sonuçlar üretebilmektedir. Bilindiği üzere Newton'un viskozite yasasında viskoz gerilmeler akışkan parçacıklarının deformasyon hızıyla orantılı olarak alınırlar. Bunun yanında

türbülans gerilmelerinin ortalama deformasyonla oluştuğu varsayımı ilk defa Boussinesq tarafından 1877'de ifade edilmiştir [34]. Genişletilmiş Boussinesq yaklaşımında Türbülans gerilme tensörü (tensörel notasyonda) aşağıdaki gibidir:

$$-\overline{\rho u_i' u_j'} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \delta_{ij} \quad (15)$$

S_{ij} → zaman-ortalama şekil değiştirme (deformasyon) hızı tensörü

u_i → V' 'nin (çalkantı hızı) tensörel notasyonda gösterimi

U_i → \bar{V} 'nin (ortalama hız tensörel notasyonda gösterimi)

Denklemlerde görülen μ_t , türbülans veya girdap viskozitesi olup, türbülans girdapları tarafından taşınan momentumu temsil eder ve türbülanslı akış için toplam kayma gerilmesi,

$$\tau_{top} = \tau_{lam} + \tau_{türb} \quad (16)$$

olarak ifade edilir.

Benzer şekilde ısı enerjisinin türbülanslı transferi, sıcaklığın ortalama değerinin gradyanı ile orantılı olarak aşağıdaki gibi ifade edilir [34].

$$-\overline{\rho u_i T'} = \Gamma_t \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (17)$$

Son eşitlikte görülen Γ_t türbülans yayılım katsayısı olup Türbülans Prandtl / Schmidt sayısına göre $\sigma_t = \mu_t / \Gamma_t$ olarak tarif edilir ve değeri $\sigma_t = 0.9$ olarak tavsiye edilir [34].

Boussinesq yaklaşımı Denklem-16'da görülen türbülans viskozitesi μ_t , moleküler viskoziteden farklı olarak bir akışkan özelliği olmayıp, akış bölgesinde noktadan noktaya değiştiği gibi, farklı akışlarda da farklı değerler alır ve bu dağılımın bulunması gereklidir. $k - \varepsilon$ türbülans modeli, türbülans (girdap) viskozite kavramını

kullanır. Ortalama akış ve yayılım tarafından türbülans özelliklerinin transferi etkilerinin, türbülans üretimi ve yutulmasının göz önüne alındığı bir türbülans tarifi esasına dayalıdır. Bu modelde, biri türbülans kinetik enerji $-k$ için ve diğeri türbülans kinetik enerji yutulması $-\varepsilon$ için olmak üzere iki adet kısmi diferansiyel formadaki transfer eşitlikleri çözülür [33], [34]. Türbülans viskozitesi ise aşağıda verilen Prandtl-Kolmogorov bağıntısından hesaplanır.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (18)$$

Standart $k-\varepsilon$ modelinde $C_\mu = 0.09$ olarak tavsiye edilir. Bu çalışmada korunum denklemlerinin çözümünde ANSYS Fluent 19.2 CFD paket programı kullanılmıştır.

Türbülanslı akışın çözümünde ise Shih vd. [35] tarafından geliştirilen *Realizable $k-\varepsilon$ türbülans modeli* kullanılmıştır. Bu model de türbülans viskozitesinin hesaplanmasında standart modelden farklı olarak yeni bir ifade kullanılır ve Denklem-42’de görülen C_μ artık bir sabit değildir. Bu model, akış ayrılmalarının ve ikincil akışların görüldüğü, dönümlü akışlar ve şiddetli eğrisel akım çizgili akış yapısı gösteren türbülanslı akışlarda iyi sonuçlar verdiği literatürde yapılan çalışmalarla da doğrulanmıştır [36-38]. *Realizable $k-\varepsilon$ türbülans modeline* ait denklemler aşağıdaki gibidir.

Türbülans kinetik enerji – k denklemi:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (19)$$

Türbülans enerji yutulması – ε denklemi:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_j)}{\partial x_j} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_{1\varepsilon} S_\varepsilon - \rho C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} \\ &+ C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \end{aligned} \quad (20)$$

Burada:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}, \quad G_k = -\overline{\rho u'_i u'_i} \frac{\partial u_j}{\partial x_i}, \quad G_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i}$$

$$C_1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right], \quad \eta = S \frac{k}{\varepsilon}, \quad S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}, \quad S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right)$$

Burada S_{ij} zaman-ortalama şekil değiştirme (deformasyon) hızı tensörüdür. G_k ve G_b sırasıyla ortalama hız gradyanlarından ve kaldırma kuvvetlerinden kaynaklanan türbülans kinetik enerji üretimidir. Y_M sıkıştırılabilir türbülanslı akışlarda çalkantılı dilatasyonun toplam kinetik enerji yutulma hızına olan katkısını ifade eder. σ_k ve σ_ε sırasıyla k ve ε için türbülanslı Prandtl sayıları, S_k ve S_ε ise kaynak terimlerdir.

Diğer k - ε türbülans modellerinin aksine, *Realizable k - ε türbülans modelinde* C_μ artık bir sabit değildir ve aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_S \frac{kU^*}{\varepsilon}}, \quad U^* \equiv \sqrt{S_{ij}S_{ij} + \tilde{\Omega}_{ij}\tilde{\Omega}_{ij}}$$

$$\tilde{\Omega}_{ij} = \Omega_{ij} - 2\epsilon_{ijk}\omega_k, \quad \Omega_{ij} = \overline{\Omega_{ij}} - 2\epsilon_{ijk}\omega_k, \quad A_0 = 4.04, \quad A_S = \sqrt{6} \cos \phi$$

$$\phi = \frac{1}{2} \cos^{-1}(\sqrt{6}W), \quad W = \frac{S_{ij}S_{jk}S_{ki}}{\tilde{S}^3}, \quad \tilde{S} = \sqrt{S_{ij}S_{ij}}$$

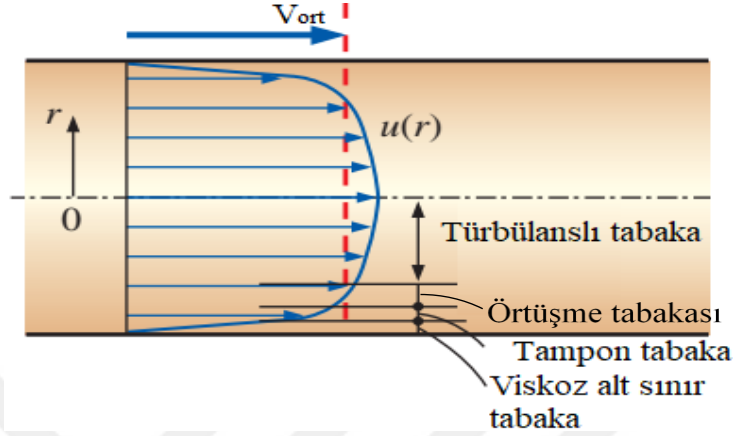
Burada $\overline{\Omega_{ij}}$ ortalama dönme hızı tensörü, ω_k açısal hız, ϵ_{ijk} Levi-Civita tensörüdür. Daha detaylı bilgi için kaynak [35 ve 38]'e bakılabilir.

Model sabitleri:

$$C_{1\varepsilon} = 1.44, \quad C_{2\varepsilon} = 1.9, \quad \sigma_k = 1.0, \quad \sigma_\varepsilon = 1.2$$

2.2.3 Yakın Duvar Bölgesindeki Akışın Çözümü İçin Kullanılan Metotlar

Yukarıda anlatılan k-ε türbülans modeli, yüksek-Re sayılı bir modeldir, türbülans etkilerinin artık sönümlenmeye başladığı ve moleküler viskoz etkilerin daha önemli olmaya başladığı yakın duvar bölgesinde artık doğru sonuç vermez.



Şekil 2.6. Tam gelişmiş boru akışında hız profili [32]

Burada yakın duvar bölgesi olarak ele aldığımız boru iç cidarı yakınındaki viskoz alt sınır tabaka ve tampon tabaka bölgesi için farklı bir yaklaşım yapılmalıdır. Bu yaklaşımlar:

- Duvar fonksiyonu metodu ve
- Düşük Re sayılı model metodudur.

2.2.3.1. Duvar fonksiyonu metodu

Katı cidara bitişik viskoz (laminer) alt sınır tabakadaki boyutsuz hız dağılımı doğrusaldır. Hız gradyanı neredeyse sabittir ($du/dy = u/y$) ve duvar kayma gerilmesi aşağıdaki gibi yazılır:

$$\tau_w = \mu \frac{u}{y} = \rho \nu \frac{u}{y}, \quad \frac{\tau_w}{\rho} = \frac{\nu u}{y}$$

Türbülanslı akışlarda $u_* = \sqrt{\tau_w/\rho}$ sürtünme hızı boyutsuzlaştırma için sıkça kullanılır. Böylece viskoz (laminer) alt sınır tabaka için aşağıdaki sonuç elde edilir:

Viskoz alt sınır tabaka için:

$$\frac{u}{u_*} = \frac{yu_*}{\nu} \quad 0 \leq yu_*/\nu \leq 5$$

Buradan boyutsuzlaştırılmış değişkenler :

$$y^+ = \frac{yu_*}{\nu} \quad ve \quad u^+ = \frac{u}{u_*} \quad (21)$$

Böylece duvar kanunu aşağıdaki gibi ifade edilir:

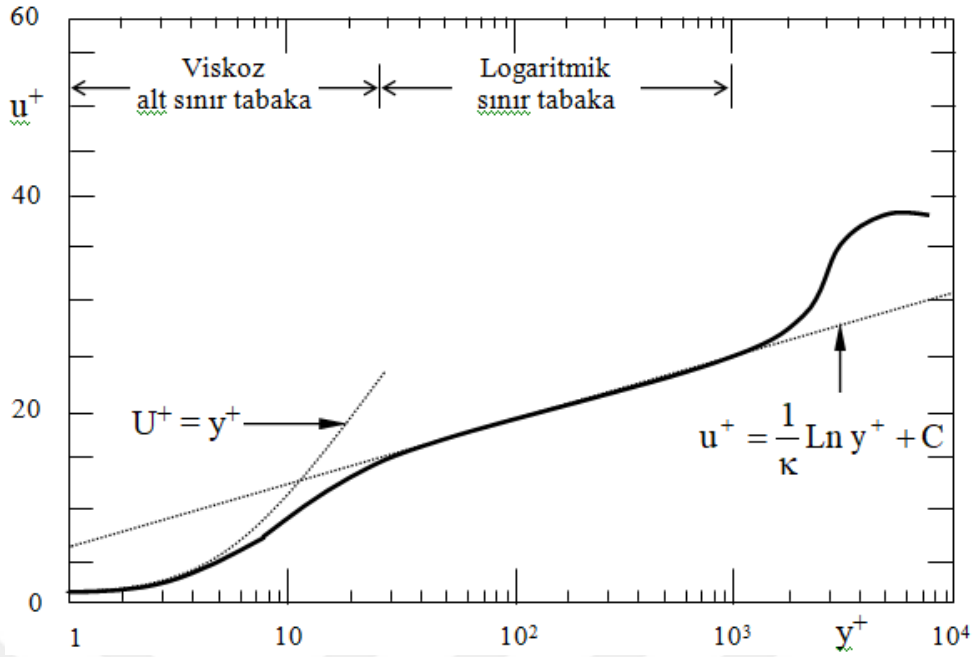
$$y^+ = u^+ \quad (22)$$

Tampon (örtüşme) tabakasında ise deneysel verilerden aşağıdaki *logaritmik-duvar-kanunu* ile ifade edilir:

Örtüşme tabakası:

$$\frac{u}{u_*} = 2.5 \ln \frac{yu_*}{\nu} + 5.0 \quad veya \quad u^+ = 2.5 \ln y^+ + 5.0 \quad (23)$$

Denklem 23, plaka ya da boru akışlarında, örtüşme (logaritmik) tabakası için evrensel hız profilidir ve $y^+ > 30$ için deneysel verilerle oldukça uyum içerisinde olduğu Şekil-2.7'de görülmektedir. Duvardan olan boyutsuz mesafe $y^+ < 5$ olduğu viskoz (laminer) alt sınır tabakada ise duvar kanunu geçerli olup yine deneysel verilerle oldukça uyum içerisinde. Ancak $5 < y^+ < 30$ aralığındaki tampon tabakasında ise ne logaritmik duvar yasası ne de duvar kanunu deneysel verilerle tam olarak uyum sağlamaktadır.



Şekil 2.7. Türbülanslı sınır tabaka için hız dağılımı [32]

Bir çok CFD paket programlarında, duvar fonksiyonu metodunda ilk hücrenin yeri, $y^+ \leq 11.73$ için boyutsuz duvar kanunu, $y^+ > 11.73$ için ise logaritmik-duvar-kanunu uygulanır.

İç bölgelerdeki hücrelerde yüksek-Re sayılı model çözülürken bu ilk hücre bir sınır şartı olarak kullanılır. Ancak bu yöntem, ters basınç gradyanlarının görüldüğü, akış ayrılması ve akışın yüzeye tutunmasının görüldüğü kompleks akışlar için doğru sonuç vermez. Bu nedenle katı duvar civarındaki laminar alt sınır tabaka ve tampon bölgesinde sık ağ yapısı kullanılarak bu bölgenin bir düşük-Re-sayılı model uygulanarak çözülmesi daha doğru olacaktır.

2.2.3.2. Yakın duvar bölgesinde düşük Re sayılı model uygulanması

Bu tez çalışmasında kullanılan Realizable k- ϵ (RKE) türbülans modeli için ANSYS Fluent CFD paket programında yakın duvar bölgesi akışlar için *Enhanced-Wall-Treatment* (EWT) ve *Menter-Lechner* (ML) modelleri bulunmaktadır. Bu tez çalışmasında ML yakın-duvar-modeli olarak kullanılmıştır. ML modelinde, EWT modelinde olduğu gibi iki-tabakalı yaklaşım yoktur. Ayrıca k- ϵ modelinde yeni bir düşük Re sayılı formülasyon içermektedir.

ML yakın duvar modelindeki ana fikir kinetik enerji - k denkleminde, katı duvar etkilerini dikkate alacak, bir kaynak terim eklemektir. Örneğin, bu şekilde modifiyeli standart k - ε modeli aşağıdaki gibi olur:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) - \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \\ = G_k - \rho \varepsilon + S_{yakın\ duvar} \end{aligned} \quad (24)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) - \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] \\ = C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \end{aligned} \quad (25)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (26)$$

Burada:

$$C_{1\varepsilon} = 1.44 \quad , \quad C_{2\varepsilon} = 1.92 \quad , \quad C_\mu = 0.90 \quad , \quad \sigma_k = 1.0 \quad , \quad \sigma_\varepsilon = 1.3$$

Kinetik enerji - k denkleminde görülen kaynak terim - $S_{near-wall}$ düşük-Reynolds etkilerini dikkate almak için sadece viskoz alt sınır tabakada aktif olur. Logaritmik bölgede otomatik sıfır olur. ML - yakın-duvar-yaklaşımı RKE ve RNG k - ε türbülans modellerinde de kullanılabilir. Ancak, bu kaynak terimin tam formülasyonu tescilli olduğundan açık literatürde bulunmamakta, sadece ANSYS Fluent CFD paket programında kullanılabilir [38].

2.2.4. Genel Korunum Denklemi ve Ayrıklaştırılması:

Yukarıda sunulan RANS ve RKE denklemleri yazıldıkları bağımlı değişkenlerine göre genel bir korunum prensibine uyarlar [39]. Böylece CFD çalışmalarında tüm korunum denklemleri için tek bir genel korunum denklemi ile çalışılarak sayısal çözümler yapılabilir. Korunum eşitliklerini bağımlı değişkeni ϕ olan tek bir korunum eşitliği olarak aşağıdaki gibi ifade etmek mümkündür [34, 39].

$$\frac{(\rho\phi)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\vec{V}\phi) = \nabla \cdot (\Gamma_\phi \nabla \phi) + S_\phi \quad (27)$$

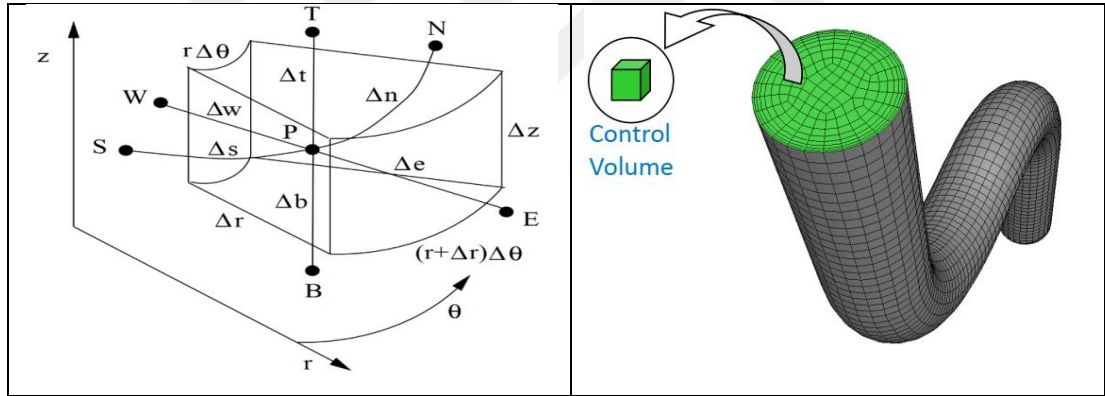
KH içeriğindeki ϕ 'nin birim zamandaki artışı	+	KH'nde taşınım nedeniyle ϕ 'nin net dışarı akış hızı	=	KH'ne yayılım (difüzyon) nedeniyle ϕ 'nin net artış hızı	+	KH'nde ϕ 'nin üretimi nedeniyle artış hızı
---	---	--	---	--	---	--

Denklem 27, sonlu hacim yönteminde hesaplama prosedürleri için başlangıç noktası olarak kullanılır. ϕ yi 1, u , v , w ve i (veya T veya h_0) olarak ve difüzyon katsayısı Γ ve kaynak terimleri için uygun değerleri seçerek kütle, momentum, enerjinin korunumu, k ve ε için daha önce verilen Kısmi Diferansiyel Denklemler' in özel formlarını elde edebiliriz.

ANSYS Fluent ve birçok ticari CFD programlarında kullanılmakta olan *Sonlu hacimler (finite volume)* bir diğer tabirle *Kontrol Hacmi (control volume) metodu* kullanılır. Bu metotta önce hesaplama alanı birbiri üzerine binmeyen ve her bir düğüm (ağ) noktasını temsil eden kontrol hacimlerine (hücre – cell) bölünür. Diferansiyel denklem (momentum, enerji, k ve ε vs. gibi ilgili korunum denklemi) her bir kontrol hacmi üzerinde integre edilir. İntegral işlemi yürütmek için her bir düğüm noktaları arasında ϕ 'nin değişimini ifade edecek parçalı profiller (profile assumption) kullanılır. Böylelikle elde edilen ayrıklaştırılmış denklem her bir düğüm (ağ) noktasındaki ϕ 'nin değerlerini içerir ve sonlu kontrol hacimleri üzerinde tıpkı diferansiyel denklemin sonsuz küçük kontrol hacmi üzerinde olduğu gibi ϕ 'nin korunum prensibini ifade ederler.

Tablo 2.3. Genel korunum denkleminde genel değişken – ϕ , difüzyon ve kaynak terimleri

Denklem	ϕ	Γ_ϕ	S_ϕ
Süreklilik	1	0	0
r - momentum	u_r	$\mu + \mu_t$	$\rho g_r - \frac{\partial P}{\partial r} + \frac{u_\theta^2}{r} - (\mu + \mu_t) \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} - \frac{u_r}{r^2}$
θ - momentum	u_θ	$\mu + \mu_t$	$\rho g_\theta - \frac{1}{r} \frac{\partial P}{\partial \theta} + \frac{u_r u_\theta}{r} + (\mu + \mu_t) \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} - \frac{u_\theta}{r^2}$
z - momentum	u_z	$\mu + \mu_t$	$\rho g_z - \frac{\partial P}{\partial z}$
k - Türbülans kinetik enerji	k	$\mu + \mu_t / \sigma_k$	$\rho G_k - \rho \varepsilon$
ε - Türbülans kinetik enerji yutulması	ε	$\mu + \mu_t / \sigma_\varepsilon$	$\frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} \rho G_k - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon)$
T - Enerji	T	$\mu + \mu_t / \sigma_T$	S_T



Şekil 2.8. Silindirik koordinat sisteminde (r, θ, z) 3-boyutlu kontrol hacmi (KH- \mathcal{V})

Sonlu hacim yönteminin başlangıç adımı yukarıdaki genel korunum denkleminin Şekil 2.8 'deki gibi 3-boyutlu bir KH (CV – Control Volume) üzerinde integrasyonudur.

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial t} \left(\int_{CV} \rho \phi dV \right)}_{\text{Zamana-bağlı terim}} + \underbrace{\oint_A (\vec{n} \cdot \rho \phi \vec{V}) dA}_{\text{Konveksiyon}} = \underbrace{\oint_A \vec{n} \cdot (\Gamma \text{grad} \phi) dA}_{\text{Difüzyon}} + \underbrace{\int_{CV} S_\phi dV}_{\text{Kaynak terim}} \quad (28)$$

Konveksiyon, difüzyon, kaynak terim ve zaman-bağlı terim olmak üzere dört terimden oluşan konveksiyon-difüzyon denklemi-28, genel bir KH, \mathcal{V} üzerinde integrasyonu yazılmıştır. Şekil 2.8 KH geometrisinin yanı sıra, yüzeyler arasındaki ve komşu hacimlerin merkezleri arasındaki mesafeleri göstermektedir.

Büyük harfler, P, W, E, S, N, B, T genel değişken ϕ 'nin \mathcal{V} 'nin hacim merkezindeki değerlerini, küçük harfler, $f=\{w, e, s, n, t\}$ ise \mathcal{V} 'nin yüzeylerdeki değerlerini göstermektedir. Böylece, konveksiyon-difüzyon denkleminin integrasyonu ile elde edilen cebirsel denklem aşağıdaki gibi olur (ayrıklaştırma):

$$\frac{\rho \mathcal{V}}{\Delta \tau} = (\phi_P - \phi_P^0) + F_e \phi_e - F_w \phi_w + F_n \phi_n - F_s \phi_s + F_t \phi_t - F_b \phi_b =$$

$$D_e (\phi_E - \phi_P) - D_w (\phi_P - \phi_W) + D_n (\phi_N - \phi_P) - D_s (\phi_P - \phi_S) + D_t (\phi_T - \phi_P) + D_b (\phi_P - \phi_B) + S_\phi \mathcal{V}$$

$$F_f = (\rho u S)_f, \quad D_f = \left(\Gamma \frac{S}{\Delta} \right)_f$$

Burada F_f ve D_f , genel değişken ϕ 'nin S_f alanına sahip f -yüzeyindeki sırasıyla konveksiyon ve difüzyon (taşınım ve yayılım) katsayılarıdır.

Herhangi bir KH-merkezi P için ifade edilen cebirsel denklem, genel değişkeni ϕ 'yi, hacim-merkezindeki ϕ_P 'yi bulmak üzere çözülebilir. Ancak bu denklem komşu KH'lerinin ϕ_{NGB} değişkenlerini de içermektedir. Genel değişken ϕ 'nin KH ara yüzeylerindeki ϕ_f değerlerini bulmak için, ikinci ya da daha yüksek dereceden metotlar kullanılır. Bu tez çalışmasında QUICK metodu kullanılmıştır [34, 39, 40]. Genel değişken ϕ 'nin KH ara yüzeylerindeki değerlerini hesaplamada kullanılan bu tür metotlarda ara yüzey f 'deki Pe -Peclet sayısı göz önüne alınır:

$$Pe_f = \frac{F_f}{D_f}$$

Buna göre sonuç cebirsel denklem sistemi ve katsayıları aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$a_{P,\phi} \phi_P + \sum_{NGB} a_{NGB,\phi} \phi_{NGB} = b_{P,\phi}$$

Burada:

$$a_{W,\phi} = D_w A(Pe_w) + F_w \max(F_w, 0)$$

$$a_{E,\phi} = D_e A(Pe_e) + F_e \max(-F_e, 0)$$

$$a_{S,\phi} = D_s A(Pe_s) + F_s \max(F_s, 0)$$

$$a_{N,\phi} = D_n A(Pe_n) + F_n \max(-F_n, 0)$$

$$a_{B,\phi} = D_b A(Pe_b) + F_b \max(F_b, 0)$$

$$a_{T,\phi} = D_t A(Pe_t) + F_t \max(-F_t, 0)$$

$$a_{P0} = \frac{\rho(\mathcal{V})}{\Delta\tau}$$

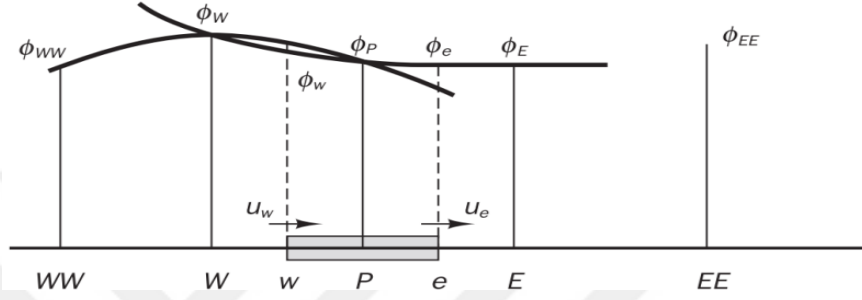
$$a_{P,\phi} = -(a_{W,\phi} + a_{E,\phi} + a_{S,\phi} + a_{N,\phi} + a_{B,\phi} + a_{T,\phi}) + \rho \frac{(\mathcal{V})}{\Delta\tau}$$

$$b_{P,\phi} = \frac{(\mathcal{V})}{\Delta\tau} \phi_P^0 + S_\phi \mathcal{V}$$

Denklemlerde görülen $A(Pe_f)$, ϕ_P^0 'nin KH'nin yüzeylerindeki değerlerini bulmada, argümanı Pe sayısı olan ikinci ya da daha yüksek dereceden bir metottur. Bu tür metotlar ile ilgili detaylı bilgi Patankar [39] ve diğer benzeri kaynaklarda [34] bulunabilir. Konveksiyon-difüzyon denklemi-28'in çözüm bölgesindeki tüm KH'leri üzerindeki integrasyonundan genel değişken - ϕ 'nin herhangi bir değeri (u -momentum, T -enerji vs.) için çözülmesi gereken cebirsel denklem sistemini ortaya çıkartır. Ancak hız alanının hesaplanmasında karşımıza bilinmeyen basınç alanı çıkar.

2.2.5. QUICK Metodu:

Bu tez çalışmasında, Promvonge ve ark. [40]'nın bu tür geometrilerdeki ve bu tür türbülanslı akışlar için en iyi sonucu verdiğini tespit ettiği QUICK metodu kullanılmıştır. QUICK (*The quadratic upstream interpolation for convective kinetics*) metodu [41], ϕ_P 'nin KH yüzey değerleri için üç nokta yukarı-akım ağırlıklı kuadratik enterpolasyon kullanır. Özet olarak 1-boyutlu durum için aşağıdaki gibi açıklanabilir [34].



Şekil 2.9. OUICK şemasında kullanılan kuadratik profiller [34].

$$a_P \phi_P = a_W \phi_W + a_E \phi_E + a_{WW} \phi_{WW} \quad (29)$$

Burada,

a_W	a_E	a_{WW}	a_P
$D_w + \frac{6}{8}F_w + \frac{1}{8}F_e$	$D_e - \frac{3}{8}F_e$	$-\frac{1}{8}F_w$	$a_W + a_E + a_{WW} (F_e - F_w)$

$$F_w < 0 \text{ ve } F_e < 0$$

$$\phi_w = \frac{6}{8}\phi_P + \frac{3}{8}\phi_W - \frac{1}{8}\phi_E \quad (30)$$

$$\phi_e = \frac{6}{8}\phi_E + \frac{3}{8}\phi_P - \frac{1}{8}\phi_{EE}$$

2.2.6. SIMPLE Algoritması:

Hız alanının hesaplanmasında karşımıza bilinmeyen basınç alanı çıkar. Aslında basınç alanı süreklilik eşitliği ile dolaylı olarak tanımlıdır. Yani doğru bir basınç alanı ile momentum denklemleri çözülürse süreklilik sağlanmalıdır. Momentum denklemleri için hızlar KH'lerinin yüzeylerinde hesaplanır (staggered ağ) ve kaynak terim içerisindeki basınç gradyanı dışarıya alınıp basıncın düğüm noktaları arasında parçalı-doğrusal değiştiği kabul edilerek sonlu farklar cinsinden açılırsa her bir yöndeki cebirsel momentum denklemleri aşağıdaki gibi yazılabilirler.

$$\begin{aligned}
 a_{P,u}u_P + \sum_{NGB} a_{NGB,u} u_{NGB} &= b_{P,u} \\
 &= \frac{P_E - P_P}{\Delta_e} \mathcal{V}_u + S_u \mathcal{V}_u = -c_u (P_E - P_P) + S_u \mathcal{V}_u \\
 a_{P,v}v_P + \sum_{NGB} a_{NGB,v} v_{NGB} &= b_{P,v} \\
 &= \frac{P_N - P_P}{\Delta_n} \mathcal{V}_v + S_v \mathcal{V}_v = -c_v (P_N - P_P) + S_v \mathcal{V}_v \\
 a_{P,w}w_P + \sum_{NGB} a_{NGB,w} w_{NGB} &= b_{P,w} \\
 &= \frac{P_T - P_P}{\Delta_t} \mathcal{V}_w + S_w \mathcal{V}_w = -c_w (P_T - P_P) + S_w \mathcal{V}_w \quad (31)
 \end{aligned}$$

Burada $\vec{V} = \{u, v, w\}$ 'dır.

Her bir yöndeki momentum denklemlerini ifade eden yukarıdaki denklem sistemi tahmini bir basınç alanı $-P^*$ için çözülerek tahmini hız alanı $-V^*$ elde edilir.

$$\begin{aligned}
 a_{P,u}u_P^* + \sum_{NGB} a_{NGB,u} u_{NGB}^* &= -c_u (P_E^* - P_P^*) + S_u \mathcal{V}_u \\
 a_{P,v}v_P^* + \sum_{NGB} a_{NGB,v} v_{NGB}^* &= -c_v (P_N^* - P_P^*) + S_v \mathcal{V}_v \\
 a_{P,w}w_P^* + \sum_{NGB} a_{NGB,w} w_{NGB}^* &= -c_w (P_T^* - P_P^*) + S_w \mathcal{V}_w \quad (32)
 \end{aligned}$$

Bu çözüm momentum denklemlerini sağlasa da süreklilik denklemini de sağlayacağını garanti yoktur. Bu durumda süreklilik denklemini kullanılarak hızlarda bir düzeltme yapılabilir ve ayrıca basınç alanı $-P'$ 'nin doğru değerlerinin hesaplanması gereklidir. Bu amaçla hızda düzeltme ve doğru basınç alanının aşağıdaki gibi elde edilebileceğini düşünebiliriz [39].

$$\vec{V} = \vec{V}^* + \vec{V}' \quad (33)$$

$$P = \bar{P}^* + \bar{P}' \quad (34)$$

Burada, P' ve V' sırasıyla basınç ve hız doğrultmanlarıdır. Denklem seti 31'den denklem seti 32'yi çıkartırsak aşağıdaki ifadeleri elde ederiz:

$$\begin{aligned} a_{P,u} u'_P + \sum_{NGB} a_{NGB,u} u'_{NGB} &= -d_u (P'_E - P'_P) \\ a_{P,v} v'_P + \sum_{NGB} a_{NGB,v} v'_{NGB} &= -d_v (P'_N - P'_P) \\ a_{P,w} w'_P + \sum_{NGB} a_{NGB,w} w'_{NGB} &= -d_w (P'_T - P'_P) \end{aligned} \quad (35)$$

Bu aşamada son denklemlerdeki komşu düğüm noktalarındaki toplam terimleri $\sum_{NGB} a_{NGB} V'_{NGB}$, hız üzerinde, basıncı doğrultmanın kapalı ya da dolaylı bir etkisini ifade ederler ve ihmal edilirler.

$$d_u = -\frac{c_u}{a_{P,u}} \quad , \quad d_v = -\frac{c_v}{a_{P,v}} \quad , \quad d_w = -\frac{c_w}{a_{P,w}} \quad (36 \ a, \ b, \ c)$$

Bu yaklaşım SIMPLE (*Semi-Implicit Method for Pressure – Linked Equations*) adını alır [39]. Bu denklemler de *hız-doğrultman* denklemleri olarak adlandırılırlar ve ayrıca aşağıdaki gibi de ifade edilebilirler:

$$\begin{aligned} u_P &= u_P^* + u'_P = u'_P - d_u (P'_E - P'_P) \\ u_P &= u_P^* + u'_P = v_P^* - d_v (P'_N - P'_P) \\ w_P &= w_P^* + w'_P = w_P^* - d_w (P'_T - P'_P) \end{aligned} \quad (37 \ a, \ b, \ c)$$

Bu denklemlerdeki * üslü terimler önceden tahmin edilen ya da önceki iterasyonda hesaplanmış son değerler olduğunu göstermektedir. Elde edilen hız alanı süreklilik denklemini sağlamalıdır. Ayırıklaştırılmış süreklilik denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\rho u_e S_e - \rho u_w S_w + \rho v_n S_n - \rho v_s S_s + \rho w_t S_t - \rho w_b S_b = 0 \quad (38)$$

Hız doğrultman denklemleri ayırıklaştırılmış süreklilik denklemi (38)'de yerine yazılıp düzenlenirse aşağıda ifade edilen basınç-doğrultman denklemi elde edilir.

$$a_{P,P'} P' + \sum_{NGB} a_{NGB,P'} P'_{NGB} = b_{P'}$$

Burada

$$a_{W,P'} = D_w A(Pe_w) + \max(F_w, 0)$$

$$a_{E,P'} = D_e A(Pe_e) + \max(-F_e, 0)$$

$$a_{S,P'} = D_s A(Pe_s) + \max(F_s, 0)$$

$$a_{N,P'} = D_n A(Pe_n) + \max(-F_n, 0)$$

$$a_{B,P'} = D_b A(Pe_b) + \max(F_b, 0)$$

$$a_{T,P'} = D_t A(Pe_t) + \max(-F_t, 0)$$

$$a_{P,P'} = -(a_{W,P'} + a_{E,P'} + a_{S,P'} + a_{N,P'} + a_{B,P'} + a_{T,P'})$$

$$b_{P'} = \rho u_w^* S_w - \rho u_e^* S_e - \rho v_s^* S_s - \rho v_n^* S_n + \rho w_b^* S_b - \rho w_t^* S_t \quad (39)$$

Bu cebirsel denklem sisteminin çözümü ile bütün düğüm noktalarında bir basınç-doğrultmanı P' alanı elde edilir. Basınç doğrultman alanı bilindiği zaman, hem momentum hem de süreklilik denklemi sağlanacak şekilde basınç ve hızlar doğrultulabilir. Yakınsamış çözüm $P^*=P$ ve $V^*=V$ elde edildiğinde basınç doğrultman eşitliğinde ihmal edilen toplam terimleri - $\sum_{NGB} a_{NGB} V'_{NGB}$ (basınç doğrultman ve hız doğrultmanları) sıfır olacağından bir etkisi kalmayacaktır [34].

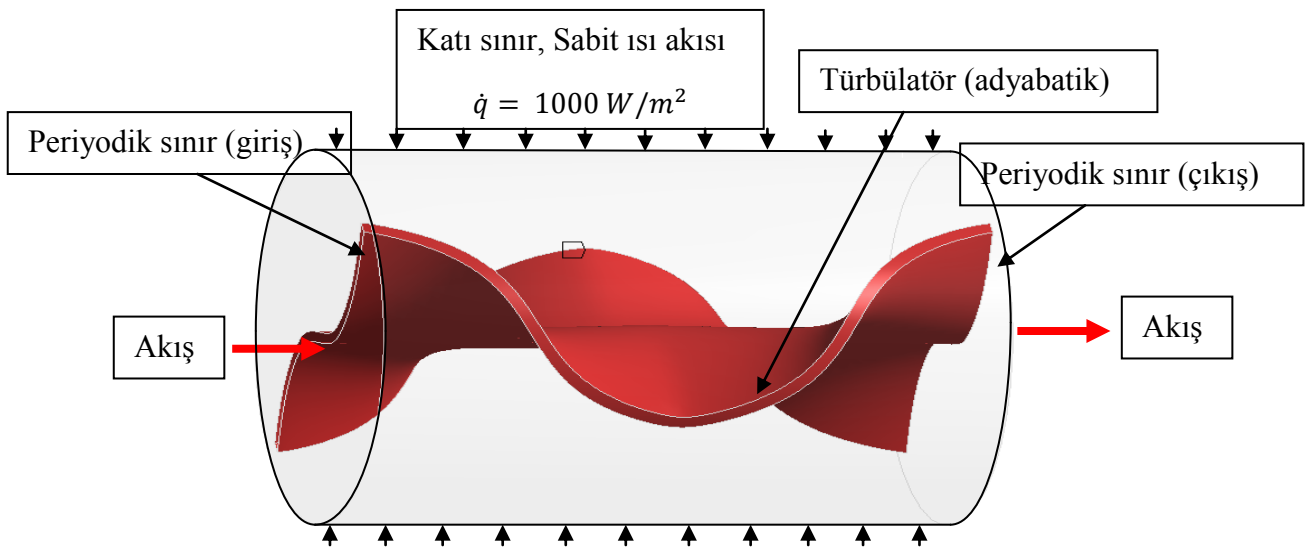
Akış alanının hesaplanmasında Patankar ve Splading (1972) tarafından geliştirilen SIMPLE iteratif bir metot olup momentum eşitliği ve diğer büyüklüklerin çözümünde ardışık bir hesaplama ihtiyacı vardır [34, 39]. Bu şekilde SIMPLE algoritmasının uygulanışı aşağıdaki gibidir.

1. Tahmini P^* alanı belirlenir.
2. Tahmini hız alanını elde etmek için momentum denklemleri – 32 çözülür.
3. Basınç doğrultman denklemi – 39 çözülür.
4. Basınç alanı denklem – 34 kullanılarak düzeltilir.
5. Hız alanı denklem – 33 kullanılarak düzeltilir.
6. Sıcaklık ve türbülans gibi diğer ayrıklaştırılmış denklemler çözülür.
7. İstenilen yakınsama elde edilememiş ise 2. adıma dönülerek yakınsama elde edilinceye kadar aradaki adımlar tekrar edilir.

Sınır Şartları, Kabuller ve Periyodik Akış:

Bu tez çalışmasında çözümlerdeki kabulleri şöyle sıralayabiliriz:

1. Daimî üç boyutlu akış ve ısı transferi,
2. Akış sıkıştırılmaz, periyodik tam gelişmiş ve türbülanslıdır,
3. Akışkan özellikleri yığın ortalama sıcaklıkta sabit,
4. Bünye kuvvetleri, viskoz yutulma, ışınım ile ısı transferi ve doğal taşınım etkileri ihmal edilmiştir.



Şekil 2.10. Sınır şartlarının çözüm bölgesindeki görünüşü

Periyodik tam gelişmiş akışta hız, basınç, boyutsuz sıcaklık, türbülans kinetik enerji ve yutulması alanı gibi akışa ait büyüklükler periyodik bir davranış gösterir ve matematiksel olarak genel değişken ϕ ile aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\phi(x, y, z) = \phi(x + L, y, z) = \phi(x + 2L, y, z) = \dots$$

$$\phi = u, v, w, T_{per}, P_{per}, k, \varepsilon$$

Burada $\vec{V} = \{u, v, w\}$ 'dir. Periyodik tam gelişmiş akışta basınç ve sıcaklık alanının periyodik davranışı aşağıdaki gibi ele alınır:

$$P(x, y) - P(x + L, y) = P(x + L, y) - P(x + 2L, y) = \dots$$

$$T(x + L, y) - T(x, y) = T(x + 2L, y) - T(x + L, y) = \dots$$

Periyodik tam gelişmiş akış ve ısı transferi çözümlerinde sıcaklık ve basınç alanı aşağıdaki gibi iki parçaya ayrılabilir:

$$\frac{T_{x+L} - T_x}{L} = \gamma, T(x, y, z) = \gamma x + T_{per} \quad \text{ve} \quad \gamma = Q_w / \dot{m} c_p L$$

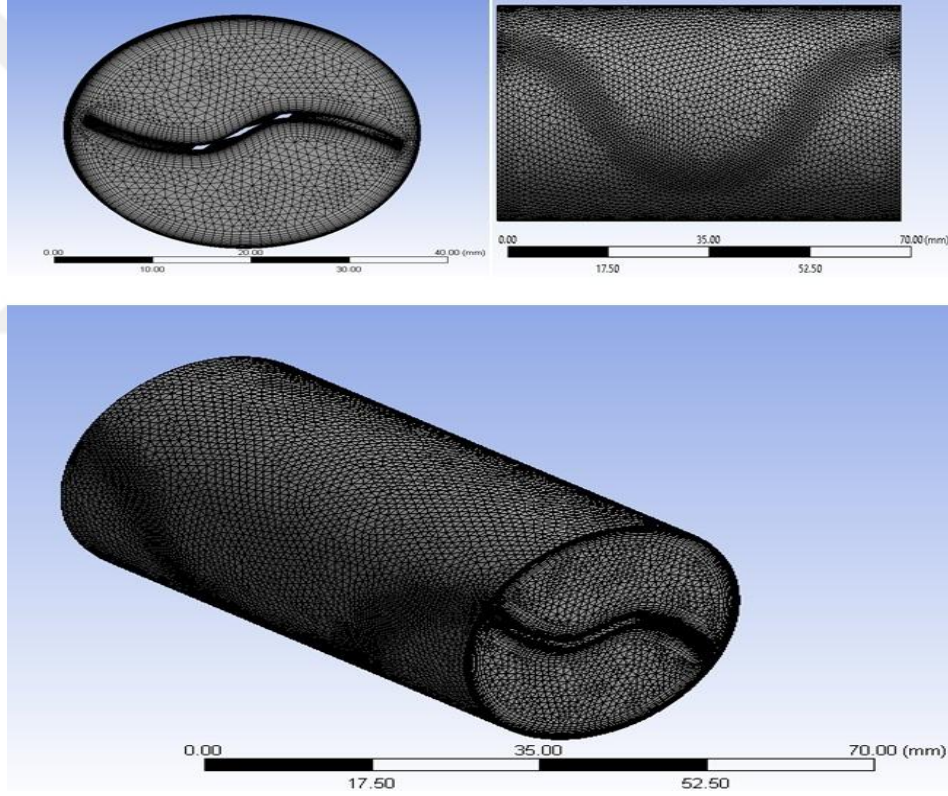
Burada T_{per} periyodik sıcaklıktır ve γx sıcaklığın doğrusal olarak değişen bileşenidir.

$$\frac{P_x - P_{x+L}}{L} = \beta \quad \text{ve} \quad P(x, y, z) = -\beta x + P_{per}$$

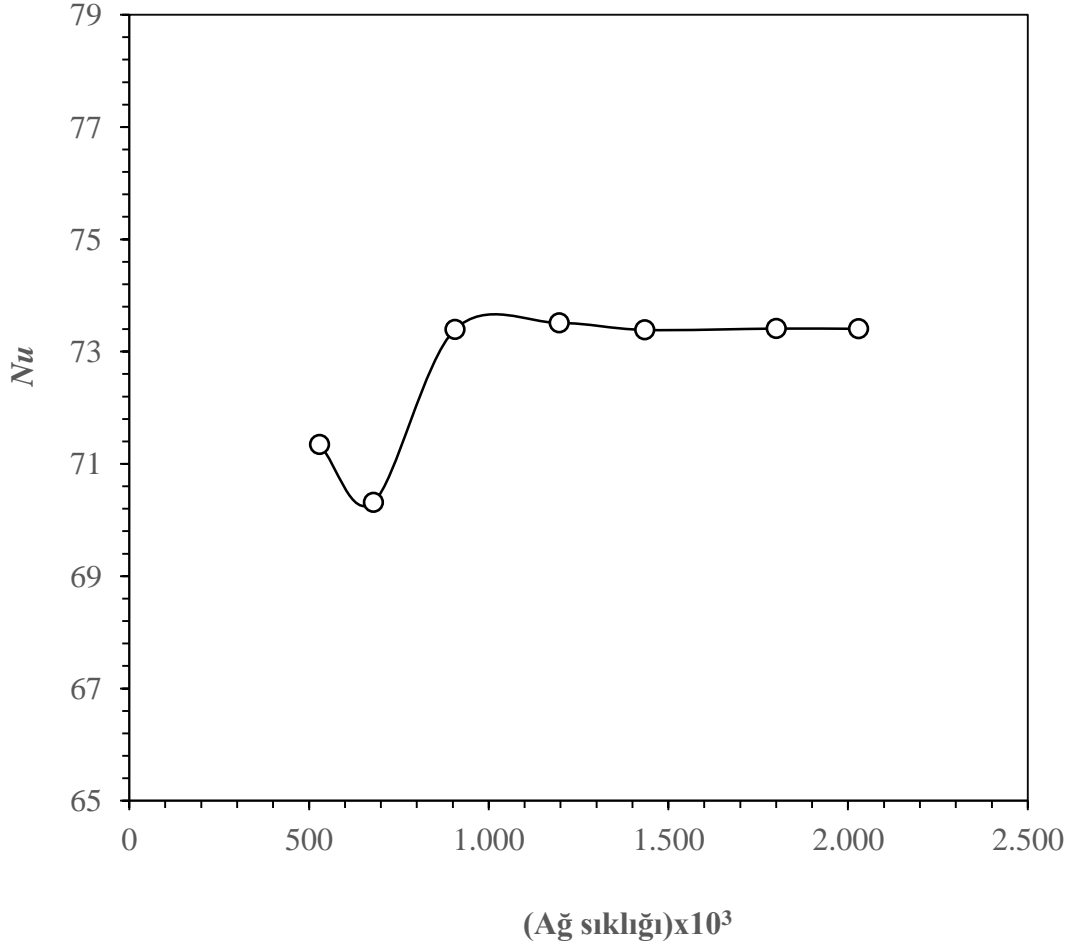
Burada P_{per} basıncın periyodik olarak tekrar eden ve βx ise basıncın doğrusal olarak değişen kısmıdır. Periyodik basınç, doğrusal olarak değişen basıncı çıkardıktan sonra kalan basınçtır. Basıncın doğrusal olarak değişen bileşeni, momentum denklemlerinde istenilen debide akışı oluşturacak etkiyi meydana getirir. Değeri başlangıçta bilinmediğinden, istenilen debideki akış elde edilinceye kadar çözüm esnasında iteratif olarak düzeltilerek bulunur. Bu düzeltme işlemi SIMPLE vb. algoritmanın basınç düzeltme işlem adımında yapılır. Periyodik tam gelişmiş akış ve ısı transferi için çözüm metodu ile ilgili detaylı bilgi, bu metodu ilk defa geliştiren Patankar ve ark. [42] çalışmasında bulunabilir.

2.3.Mesh Bağımsızlığı Çalışması

Sayısal çalışmada mesh yoğunluğu sonucun doğruluğunu direk olarak etkileyen bir unsurdur. Mesh yapısı doğru sonucu verecek kadar küçük olmalıdır. Şekil 2.12 de bir periyot mesafeye sahip türbülantörli borunun mesh yapısı görsel olarak bulunmaktadır. Şekil 2.13 de ise sayısal çalışmalar üzerinde mesh yapılarının belirli oranda artırılması ile elde edilen sonuçların nasıl değiştiği yorumlanmış ve diğer çalışmalarda hem vakit kaybını önlemek hem de çözümü hızlandırmak için en uygun mesh yoğunluğu (ya da sıklığı) seçilmiştir. Sonuçların incelenmesi ile mesh yapısındaki hücre sayısının 900.000 alt limitinin üzerinde değişmediği görülmüştür.



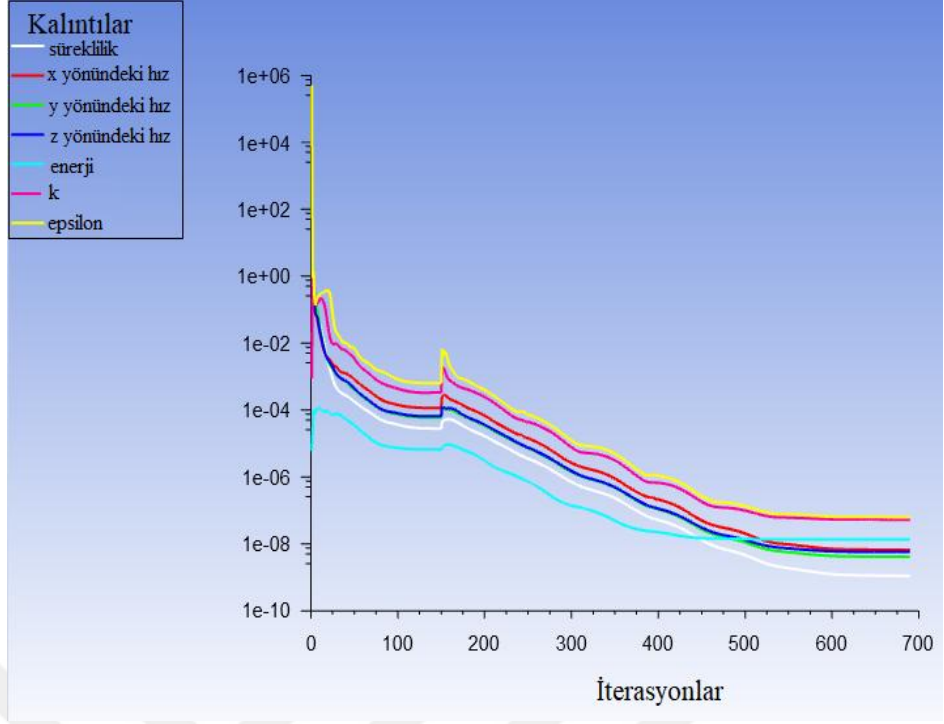
Şekil 2.12. Periyodik borunun mesh yapısı



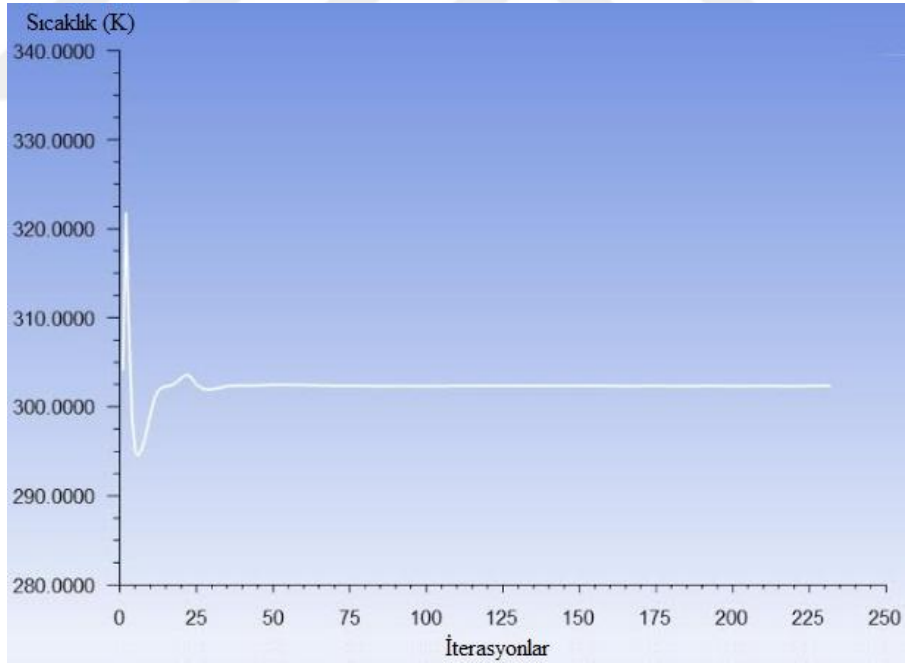
Şekil 2.13. Türbülantörlü borunun mesh yoğunluğuna bağlı olarak Nu sayısındaki değişimi

2.4.Yakınsama Kriteri

Fluentte her bir iterasyon belirli mesh yoğunluğuna sahip kontrol hacmindeki her bir hücreyi matematiksel olarak çözer. Bu çözümler sonucunda kalıntıların 10^{-5} ' in altına düşmediği ve belirli bir iterasyondan sonra değişmeden sabitlenmesi çözümlün yakınsadığını ve iterasyondan bağımsız olduğu gösterir.



Şekil 2.14. İterasyon sayısına göre kalıntıların yakınsaması



Şekil 2.15. Sıcaklığın iterasyon sayısına göre değişimi

2.5.Reynolds Sayısı, Nusselt Sayısı, Sürtünme faktörü ve Isıl İyileştirme Faktörü

Reynolds sayısı (Re): Bir akışkan akışında, atalet kuvvetlerinin, viskozite kuvvetlerine oranını ifade eden boyutsuz bir parametredir.

$$Re = u_0 D_3 / \nu \quad (21)$$

Nusselt sayısı (Nu): Boyutsuz taşınım ısı transfer katsayısı olarak görülür. Bir akışkan tabakası üzerinde taşınımın iletme oranının sonucu olarak o akışkan tabakasındaki ısı transferi iyileşmesini gösterir ve ne kadar büyükse taşınım da o kadar etkili demektir.

$$Nu_x = h_x D_3 / k_f \quad (22)$$

$$h_x = q'' / (T_{s_x} - T_b) \quad (23)$$

Burada h_x yerel ısı transfer katsayısını, T_{s_x} yerel yüzey sıcaklığını, T_b havanın hacim ağırlıklı ortalama sıcaklığını ve q'' ise boru yüzeyine uygulanan ısı akısını ifade etmektedir. Alan ağırlıklı ortalama Nusselt sayısı aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$Nu = \frac{q'' D_3}{k_f (T_s - T_b)} \quad (24)$$

$$T_s = \frac{1}{A} \int T dA = \frac{1}{A} \sum_{i=1}^n T_i |A_i| \quad (25)$$

$$T_b = \frac{1}{V} \int T dV = \frac{1}{V} \sum_{i=1}^n T_i |V_i| \quad (26)$$

Sürtünme Faktörü (f): Boru içerisindeki akışta sürtünme kaybı neticesinde akışkanı itmesi için gereken basınç boru boyunca doğrusal olarak azalır. Bu basınç azalması iç akışlarda tüm akış tipleri için geçerli olan $\Delta P = L/D_3 \rho V^2 / 2$ Darcy ifadesinden hesaplanır. Burada $f = 8\tau_w / \rho V^2$ boyutsuz sürtünme faktörüdür. Buna göre bu tez çalışmasında sürtünme faktörü aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$f = \frac{D_3 \Delta P / L_p}{\rho u_0^2 / 2} \quad (27)$$

Burada L_p periyodik akış modelinin uzunluğunu, u_0 x -yönünde meydana gelen akışın ortalama hızını ifade etmektedir. $\Delta P/L_p$ basınç düşüşü istenilen Reynolds (dolayısıyla kütleli debi) değerine göre ANSYS Fluent CFD paket programında periyodik sınır şartları altında iteratif olarak hesaplanmaktadır.

Isıl İyileşme Faktörü (TEF): Boş bir kanal içerisinde hareket eden akışkanın ısı transferi iyileştirme teknikleri sonucunda elde yeni bir kanal içerisinde sahip olduğu yeni akışkan özellikleriyle ısı transferindeki iyileşmeyi ifade eder.

Isıl iyileşme faktörü TEF literatürde aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$TEF = \left(\frac{Nu}{Nu_0} \right) \times \left(\frac{f_0}{f} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (28)$$

Nu_0 ve f_0 boş boruda sayısal olarak hesaplanan Nusselt sayısını ve Sürtünme faktörünü ifade etmektedir.

2.6. Boş Boruya Ait Sonuçların Literatürdeki Bağlılıklarla Karşılaştırılması

Yapılan çalışmadaki hesaplamaların ve hesaplamalarda bulunan sonuçların doğruluğunun teyit edilmesi açısından kullanılan sayısal metot boş boru üzerinde uygulanmış olup tam gelişmiş türbülanslı akış için elde edilen sonuçlar literatürde kabul edilen ve yaygın olarak kullanılan Dittus-Boelter, Blasius ve Petukhov ifadeleri ile karşılaştırılmıştır.

Bu çalışmada Reynolds $5000 \leq Re \leq 28000$ aralığında çalışıldığı için aşağıdaki ifadelerden yararlanarak boş boruda Nu ve f değerleri hesaplanmıştır.

Dittus-Boelter bağıntısı:

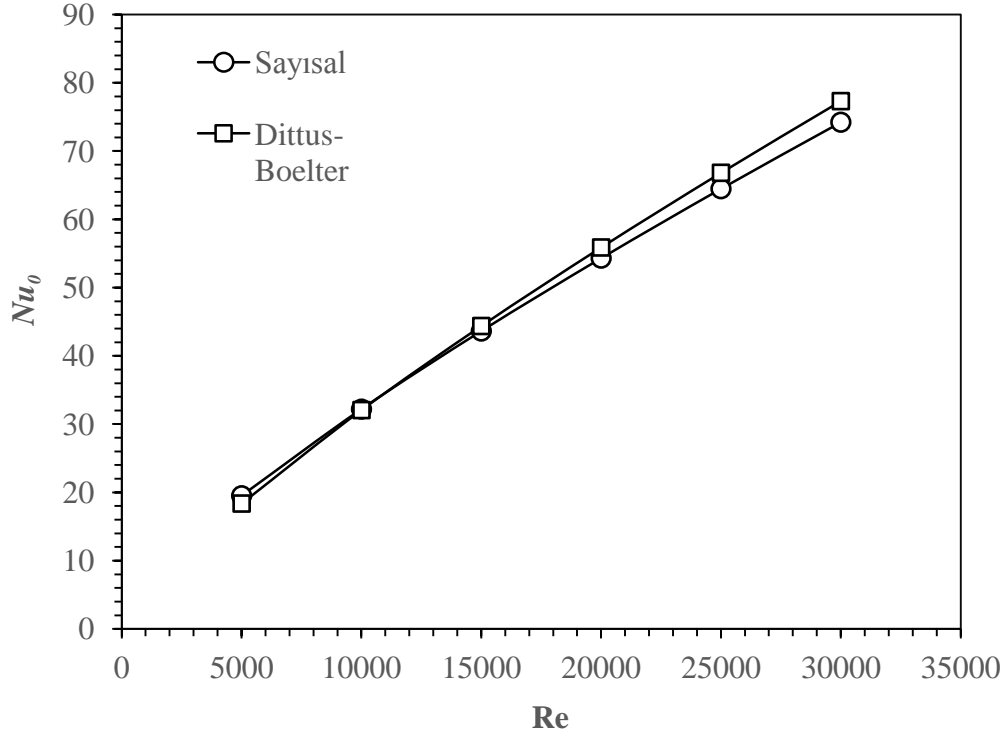
$$Nu = 0,023Re^{0,8}Pr^{0,4} \quad Re > 10000 \quad (29)$$

Blasius bağıntısı:

$$f = 0,316Re^{-0,25} \quad 3000 \leq Re \leq 20000 \quad (30)$$

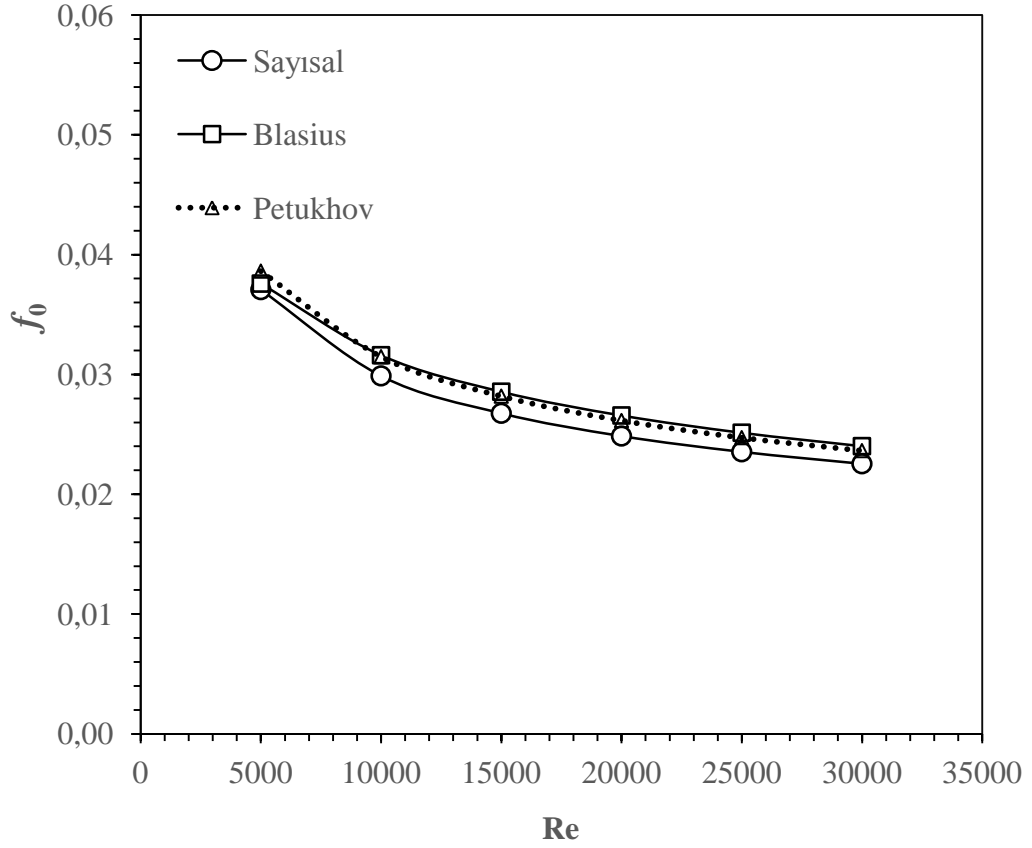
Petukhov bağıntısı:

$$f = (0,79 \ln Re - 1,64)^{-2} \quad 3000 \leq Re \leq 5 \times 10^6 \quad (31)$$



Şekil 2.16. Boş boru için Nu sayısının Re sayısı ile değişimi

Şekil 2.16 da boş boru için yapılan sayısal çalışma ile literatürden gelen denklemlerle bulunan Nu sayısının Re -sayısı ile değişimi karşılaştırılmalı olarak sunulmuştur. Şekilden de görüldüğü gibi kullanılan sayısal metodun literatürle uyum içinde olduğu ve Nu sayısı %0,43-6,24 aralığındaki bir hata oranı ile hesaplanmıştır. En yakın Nu değeri için Reynolds sayısının 10000 olduğu durumda hata oranı minimum olarak belirlenmiştir. Bu çalışmada elde edilmiş boş boru değerlerinin, literatürde verilmiş olan ampirik ifadelerden elde edilmiş değerlerle yeterince uyumlu olduğu için, yapılan sayısal çalışmada seçilmiş olan sayısal yöntemlerin Nusselt sayısını elde etmede doğru sonuçlar verdiği kabul edilerek, daha sonraki sayısal çalışmada da aynı sayısal yöntemler kullanılmıştır.



Şekil 2.17. Boş borudaki sürtünme katsayısının Re sayısı ile değişimi

Şekil 2.17 de sürtünme katsayısının boş boru için yapılan sayısal çalışma ile hesaplanan boş boru değerlerinin karşılaştırılması yapılmıştır. Şekilden de görüldüğü gibi kullanılan sayısal metodun literatürle uyum içinde olduğu görülmüştür. %1,35-6,46 aralığında bir hata oranı ile sürtünme katsayısında değişim meydana gelmiştir. f_0 değeri Reynolds sayısı arttıkça azalmıştır. 5000 Reynolds değerinde sürtünme katsayısındaki hata oranı minimumdur.

Mevcut çalışmada elde edilen hem sürtünme katsayısı hem de Nusselt sayısı değerlerinin literatürdeki eşitliklerde elde edilen sonuçlarla iyi bir uyum göstermesi kullanılan sayısal metodun doğruluğunu ve iyi sonuçlar verdiğini test etmiştir. Dolayısıyla, aynı sayısal metodun içerisine farklı geometrilerde türbülasyonların yerleştirilmesi durumunda da kullanılabilceği ve doğru sonuçlar vereceği sonucuna varılmıştır.

3. YAPILAN ÇALIŞMALAR

Çalışmalarda 9 farklı geometriye sahip türbülatorlerin boru içerisinde ısı transferine ve akışa etkileri incelenmiştir. Türbülator geometrisinde yapılan değişiklikler, periyot adım oranı (PR) ve hatve oranının (HR) değiştirilmesidir. Burada PR ve HR boyutsuz ifadelerdir.

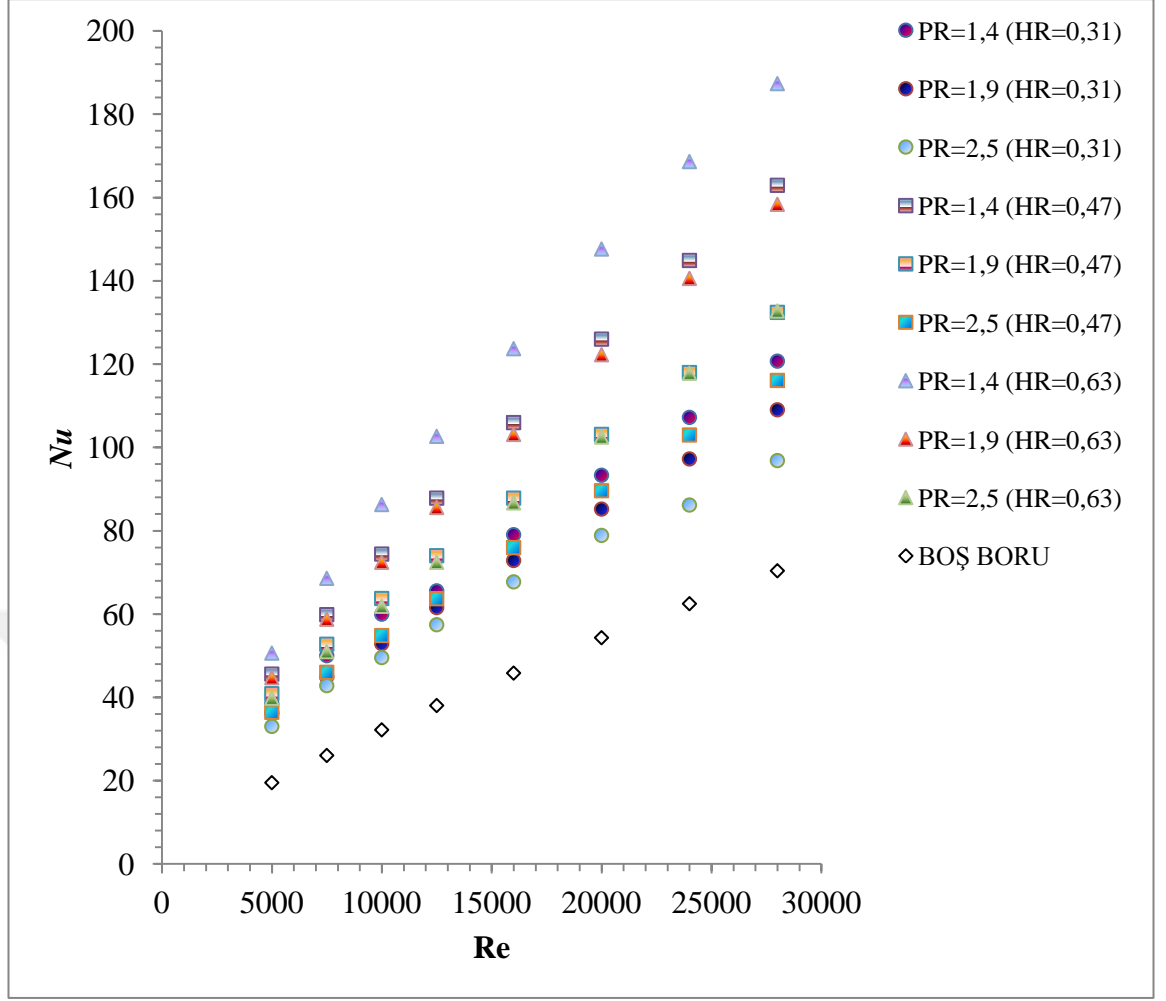
$PR = L_p/D_3$, ve $HR = H/D_3$ şeklinde ifade edilirler.

PR oranı 1.4, 1.9 ve 2.5 ve HR oranı ise 0.31, 0.47, 0.63 değerlerine sahip türbülatorre periyodik açıdan özel geometriler kazandıran parametrelerdir. Bu parametrelerin kombinasyonu ile tasarlanan türbülatorlerin Re sayısındaki değişimle Nusselt sayısına, sürtünme faktörüne ve Isıl iyileşme faktörüne etkileri, aşağıdaki grafikler ve şekillere aktarılarak ısı transferinde meydana gelen değişimler daha anlaşılır bir şekilde izah edilme çalışılmıştır.

3.1. Hatve Oranındaki (HR) Artışın Nusselt (Nu) Sayısına Etkisi

RTT' nin ısı transferini artırmaya yönelik etkisi Nu sayısı ile doğru orantılıdır. Üç farklı hatve oranında tasarlanan (HR=0.31, 0.47, 0.63) RTT'nin Nusselt sayısında meydana getirdiği artışlar incelendi. Hatve oranındaki artışa bağlı olarak Nusselt-sayısında bir öncekinden daha yüksek olduğu görüldü.

En yüksek Nusselt sayısındaki artış, hatve oranları ile kıyaslandığında en yüksek değerine HR=0,63 için ulaşmıştır. Aşağıda Şekil 3.1 de verilen grafik incelendiğinde farklı HR oranlarının Nu sayısına etkileri gözükmektedir.



Şekil 3.1. Nu sayısının farklı HR oranları için Re sayısı ile değişimi

Nu sayısındaki artışın 0,63 hatve oranında en yüksek çıkmasının nedeni bu hatve değerinde akış içerisinde oluşan vortekslerin daha etkili olmasıdır. Boş boruya göre Nusselt sayısındaki artışlar kıyaslandığında ise $Re=5000-28000$ için Tablo 3.1 de verilen oranlar kadar artış meydana gelmiştir.

Tablo 3.1. HR oranlarının boş boruya kıyasla Nu sayısında meydana getirdiği artışlar

Hatve oranı - HR	Nu sayısındaki artış (%)
0,63	88,55 - 171,83
0,47	64,82 - 133,57
0,31	37,6 - 97,06

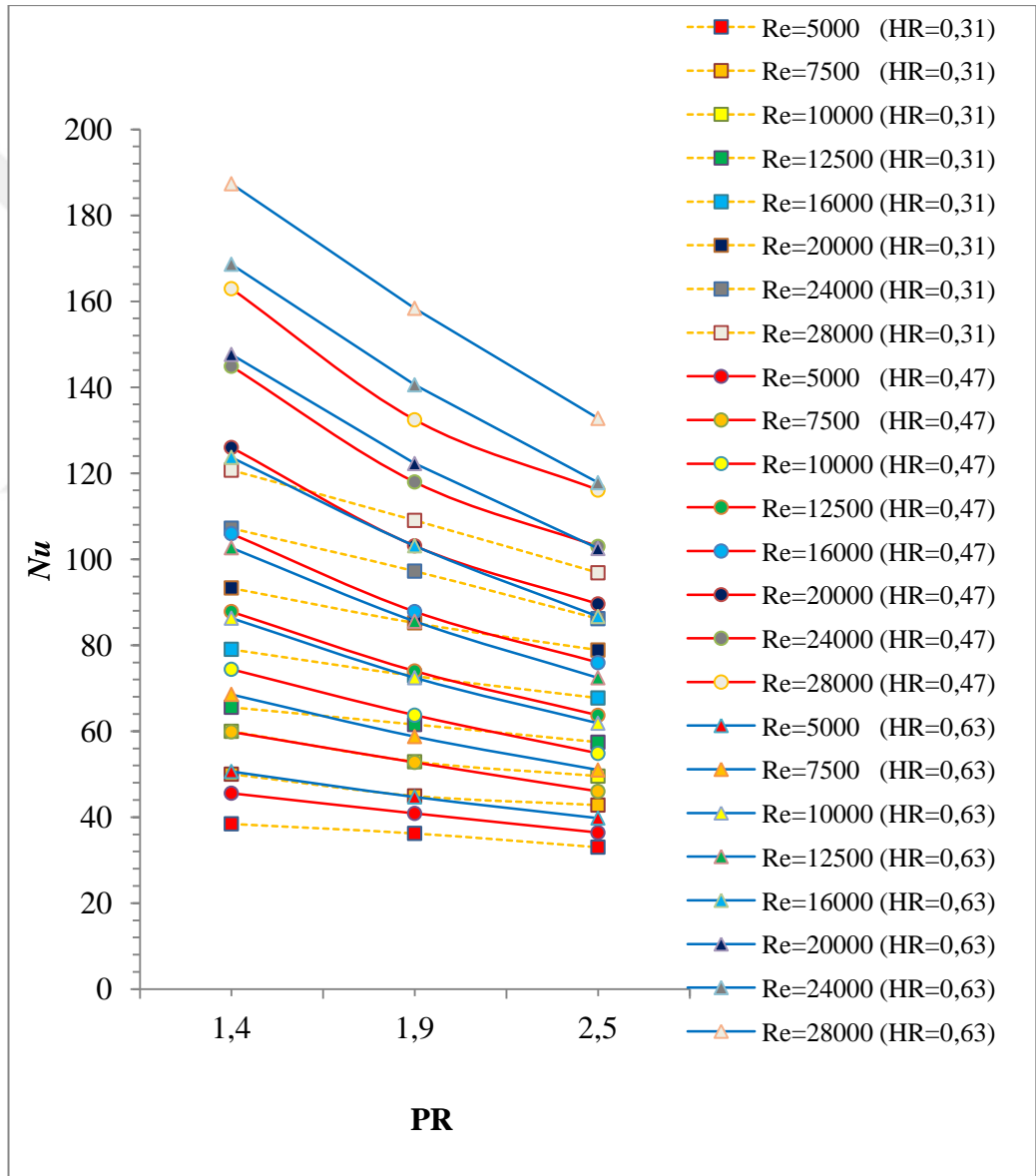
Hatve oranlarının Nusselt sayısındaki iyileşmeye etkisi aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$Nu \text{ artışı (HR=0,63)} < Nu \text{ artışı (HR=0,47)} < Nu \text{ artışı (HR=0,31)}$$

3.2. Adım Oranındaki (PR) Artışın Nusselt (Nu) Sayısına Etkisi

PR oranındaki artışların RTT üzerindeki etkileri ve Nu sayısına etkileri incelenmiştir.

PR=1.4, 1.9 ve 2.5 için Nusselt değişim grafiği Şekil 3.2 de gösterilmiştir.



Şekil 3.2. Nu sayısının farklı PR oranları için Re sayısı ile değişimi

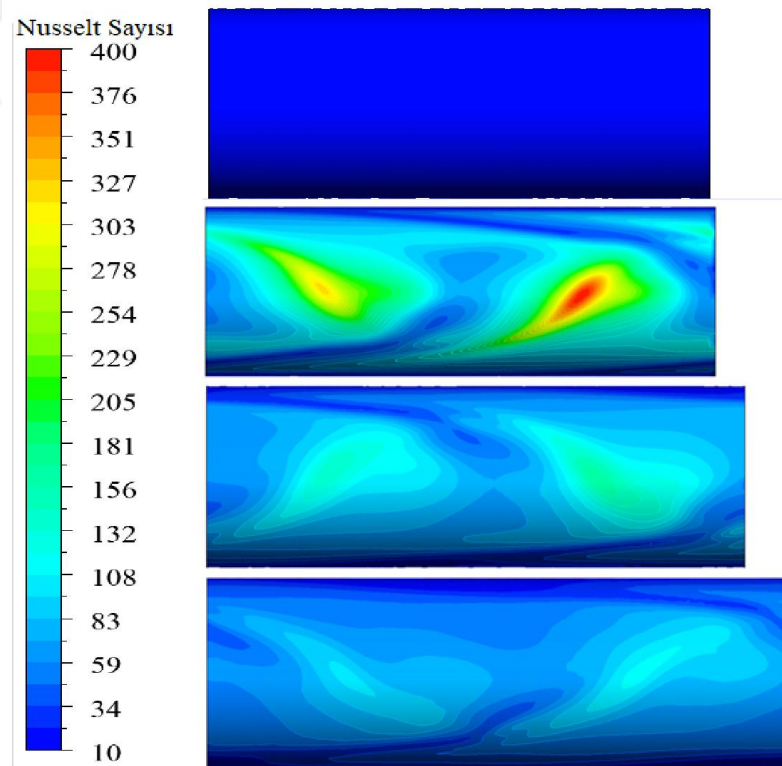
Şekil 3.2 de PR oranının artması ile Nu sayısında azalma görülmüştür ve en yüksek Nu sayısı PR=1,4 , en düşük Nu sayısı ise PR=2,5 oranı için elde edilmiştir. Nu sayısı için Tablo 3.2 de verilen oranlar Re=5000-28000 için incelendiğinde PR=1,4 için boş boruya göre maksimum %171,83' e kadar Nu sayısında artış olmuştur.

Tablo 3.2. PR oranlarının boş boruya kıyasla Nu sayısında meydana getirdiği artışlar

Adım oranı - PR	Nu sayısındaki artış (%)
1,4	71,51 - 171,83
1,9	54,9 - 129,15
2,5	37,6 - 103,96

Adım oranlarının Nusselt sayısına etkisi aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

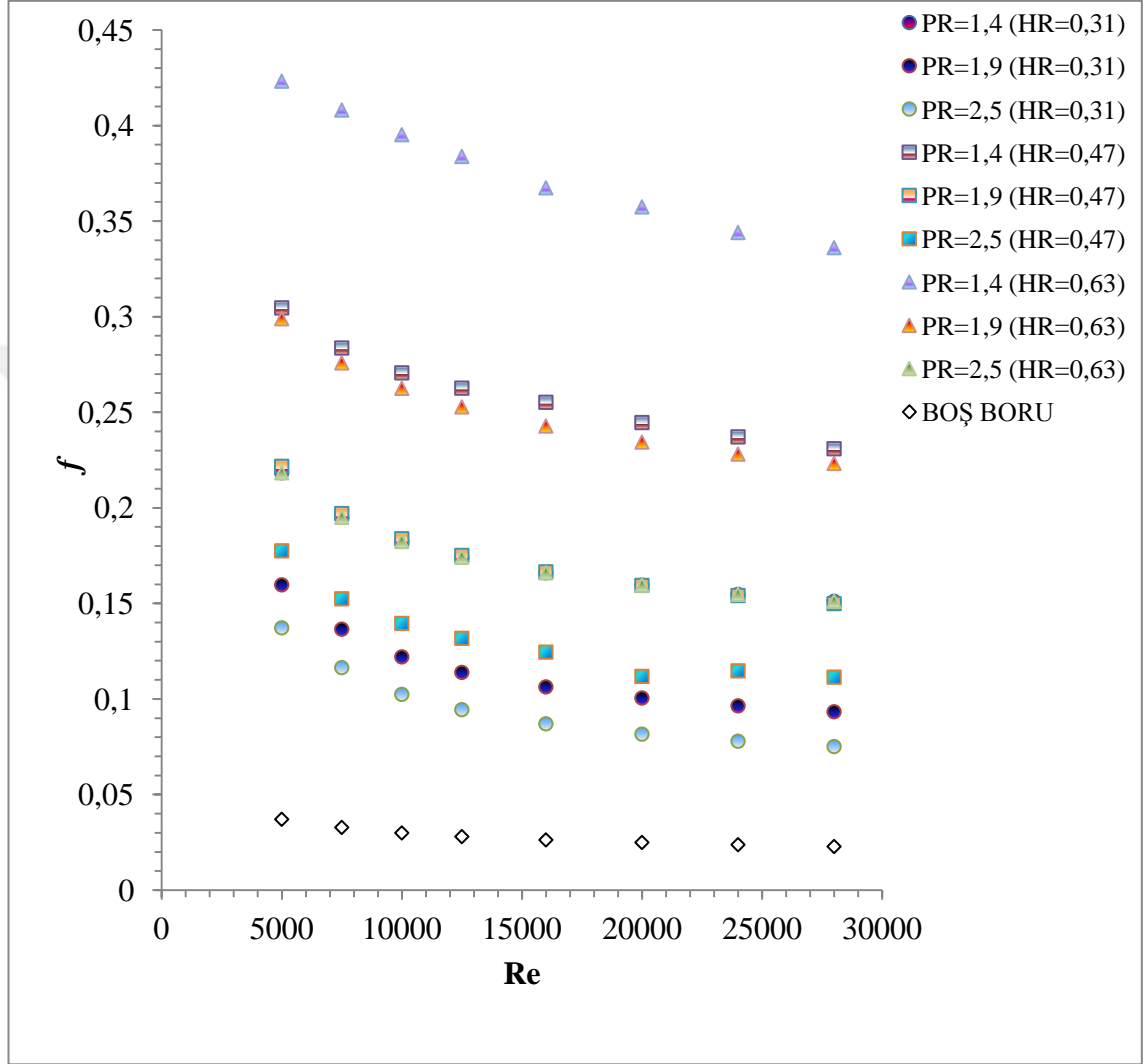
$$Nu \text{ artışı (PR=2,5)} < Nu \text{ artışı (PR=1,9)} < Nu \text{ artışı (PR=1,4)}$$



Şekil 3.3. Boş boruda ve HR=0,63 de sırası ile a) PR=1,4 b) PR=1,9 c) PR=2,5 oranlarının Re=10000 de yerel Nusselt dağılımı

3.3. Hatve Oranındaki (HR) Artışın Sürtünme Faktörüne (f) Etkisi

Hatve oranındaki artış Nu sayısını artırdığı gibi boru içerisinde hareket eden havanın akışını zorlaştıracığı için sürtünme faktöründeki artış hatve oranındaki artışla doğru orantılıdır.



Şekil 3.4. Farklı HR oranlarında Re sayısındaki artışın sürtünme katsayısına etkisi

Şekil 3.4 de Re sayısı arttıkça sürtünme katsayısının azaldığı görülmektedir ve grafik incelendiğinde hatve oranının basınç değişimine etkisi yorumlanabilmektedir. Hatve oranı artarak basınç düşüşünü artırmıştır bu da sürtünme faktörünün artmasına neden olmuştur. Türbülantörlü borunun, boş boruya göre sürtünme katsayılarındaki artış miktarı Re=5000-28000 aralığında ise Tablo 3.3 deki gibidir.

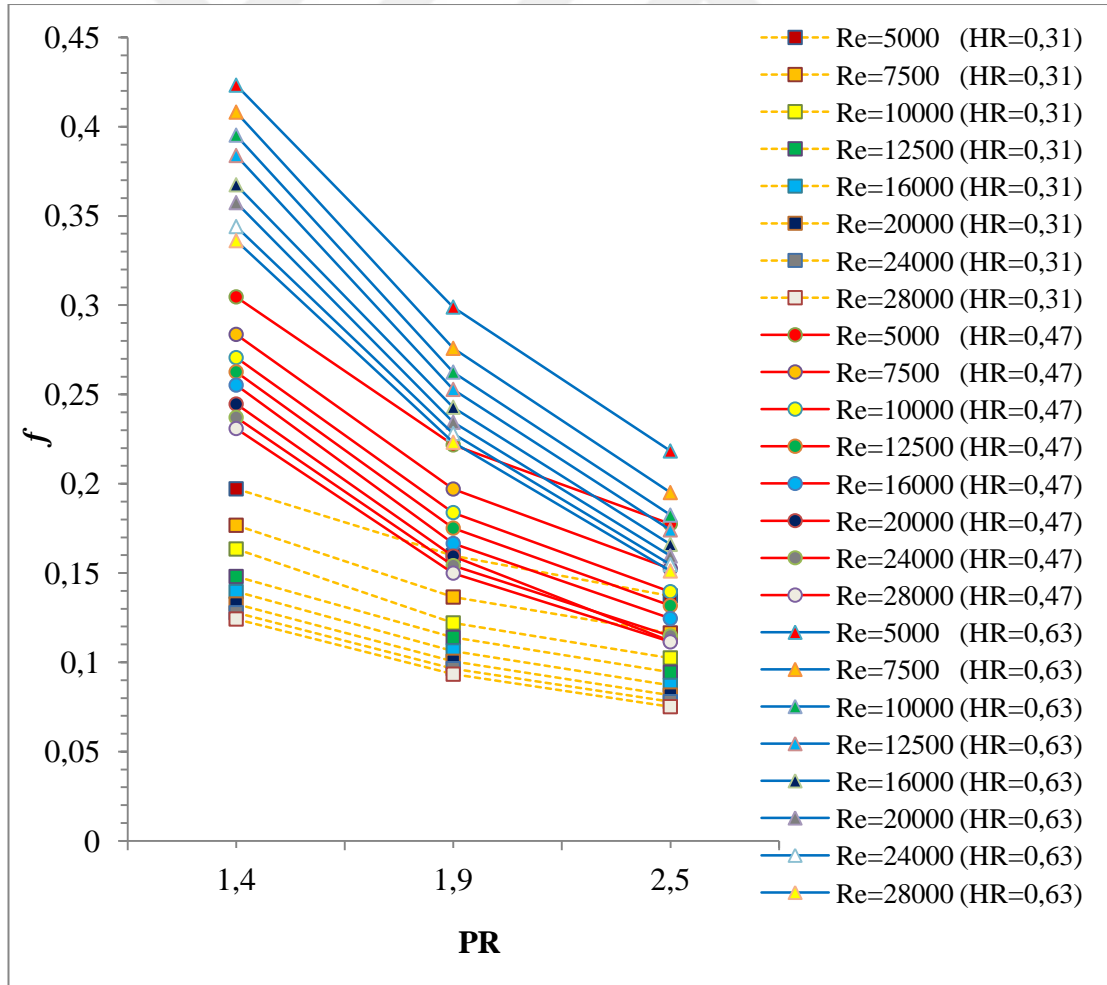
Tablo 3.3. HR oranlarındaki değişimlerin boş boruya kıyasla f - sürtünme faktörüne etkileri

Hatve oranı - HR	f - sürtünme faktöründeki artış (%)
0,63	489,04 - 1373,5
0,47	348,46 - 912,28
0,31	227,31 - 428,76

$f_{HR0,63} > f_{HR0,47} > f_{HR0,31}$ ifadesi geçerlidir.

3.4. Adım Oranındaki (PR) Artışın Sürtünme Katsayısına (f) Etkisi

Hatve oranındaki artış Nu sayısını artırdığı gibi boru içerisinde hareket eden havanın akışını zorlaştıracığı için sürtünme faktöründeki artış hatve oranındaki artışla doğru orantılıdır.



Şekil 3.5. Farklı PR oranlarında Re sayısındaki artışın sürtünme katsayısına etkisi

Şekil 3.5 de görüldüğü gibi adım oranındaki (PR) artış sürtünme katsayısında azalmaya neden olmuştur. Burada en yüksek f değeri PR=1,4 için en düşük f değeri de PR=2,5 için meydana gelmiştir. Bu duruma göre Re=5000-28000 aralığı için Tablo 3.4 incelendiğinde:

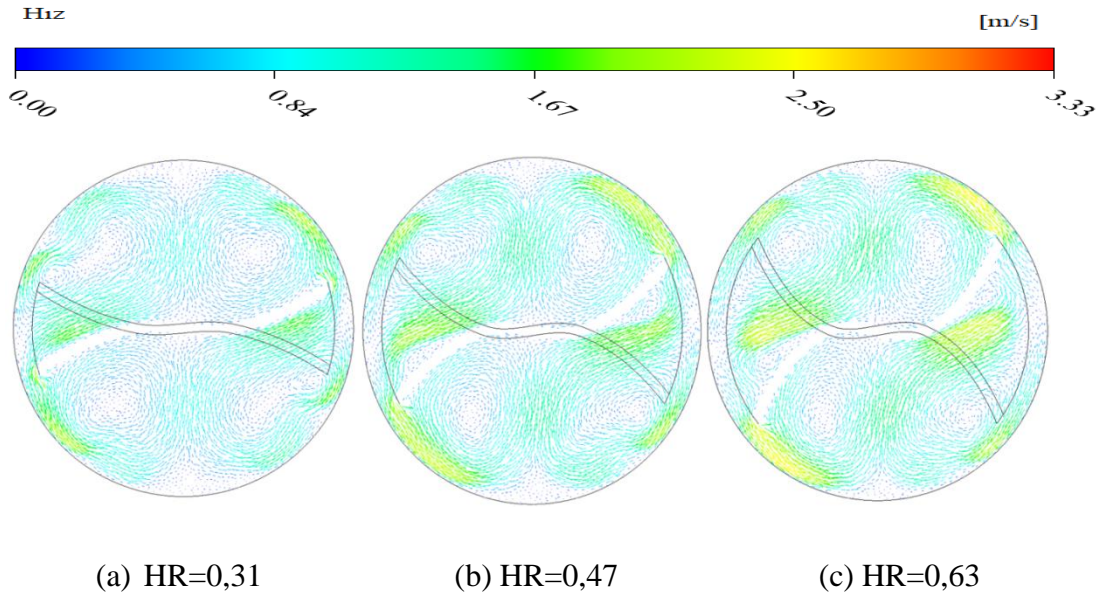
Tablo 3.4. PR oranlarındaki değişimlerin boş boruya kıyasla f -sürtünme faktörüne etkileri

Adım oranı - PR	f -sürtünme faktöründeki artış (%)
1,4	428,76 - 1373,5
1,9	303,13 - 878,52
2,5	227,31 - 562,43

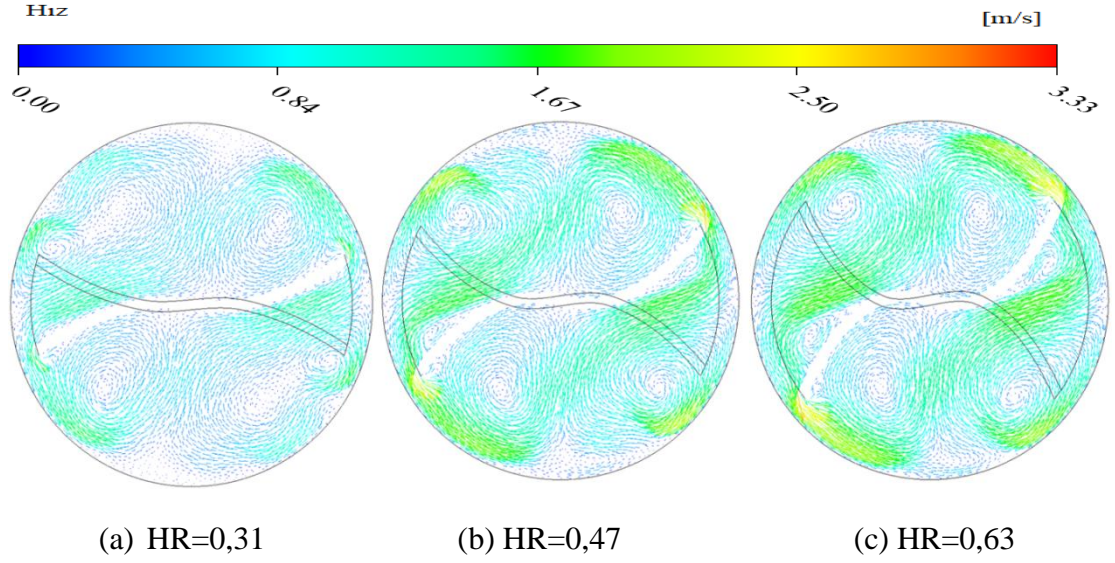
$f_{PR1,4} > f_{PR1,9} > f_{PR2,5}$ ifadesi geçerlidir.

3.5. Performans Analizi

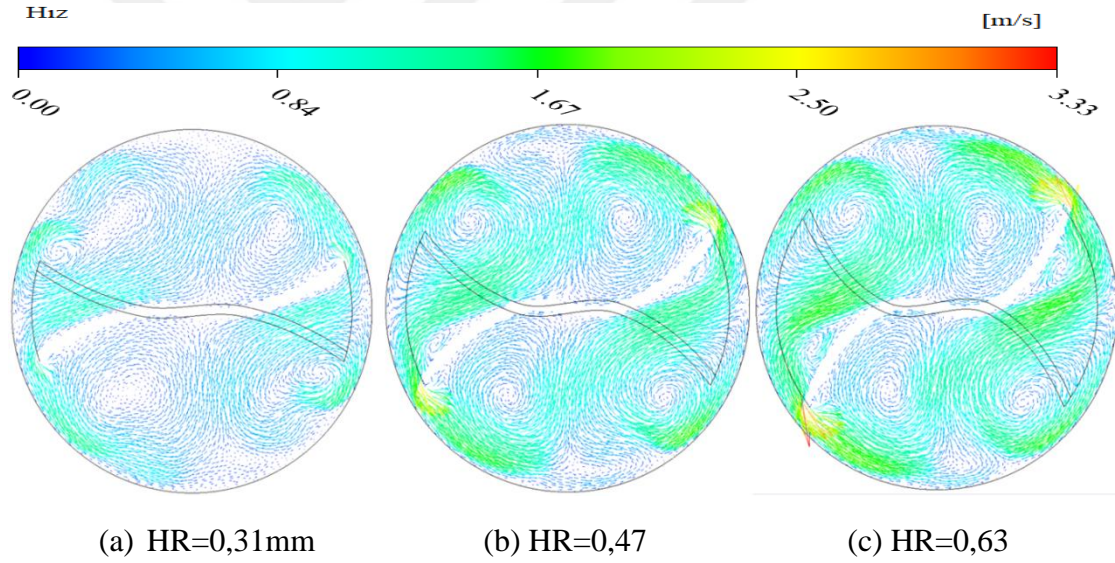
3.5.1. Akış Yapısının İncelenmesi



Şekil 3.6. PR=1,4 de farklı HR oranlarındaki RTT' nin oluşturduğu vorteksler



Şekil 3.7. PR=1,9 da farklı HR oranlarındaki RTT' nin oluşturduğu vorteksler



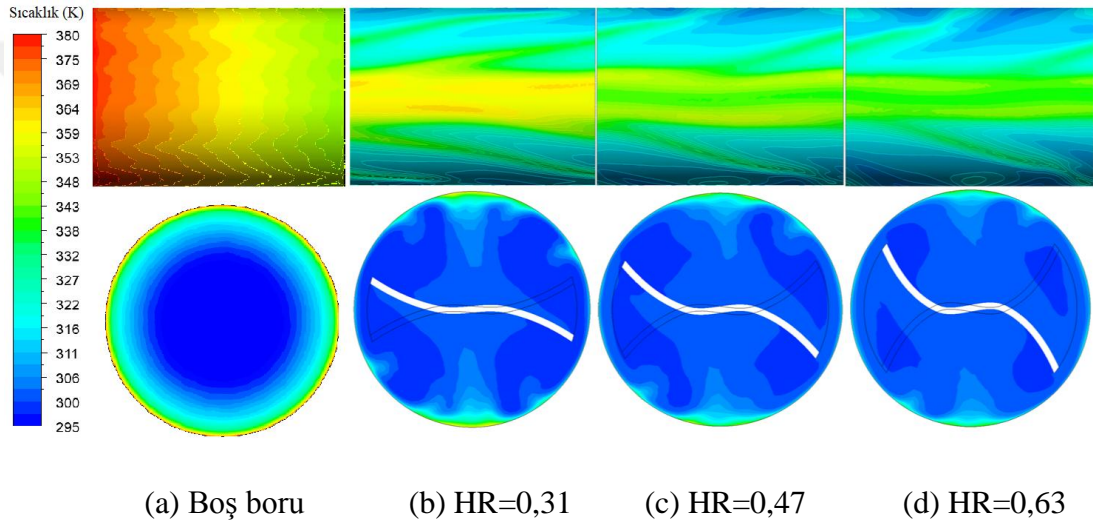
Şekil 3.8. PR=2,5 de farklı HR oranlarındaki RTT' nin oluşturduğu vorteksler

Yukarıdaki şekillerde $Re=10000$ de türbülötörün boru içerisinde oluşturduğu akışa bağlı oluşan vorteksler gösterilmiştir. Şekil 3.6 incelendiğinde $PR=1.4$ de üç ayrı tip türbülötörün akışta oluşturduğu vortekslerin hatve oranının arttıkça güçlendiği gözükmemektedir. $HR=0,63$ de akış boru iç yüzeyini daha iyi süpürerek ısı transferine daha fazla katkı sağlamıştır. Aynı şekilde boru içerisindeki akış hızının hatve oranı ile doğru orantılı bir şekilde arttığı da görülmüştür. Benzer mantıkla

Şekil 3.7 ve Şekil 3.8 de incelendiğinde sabit periyot uzunluğunda ya da adım oranında hatve oranının artması oluşan vorteksleri güçlendirmiştir.

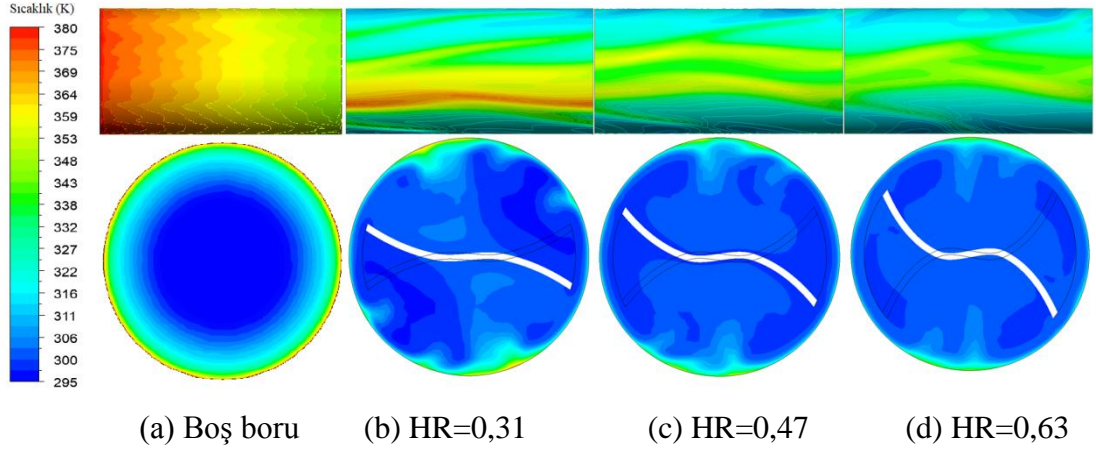
Adım oranlarındaki artışların vortekslere etkisi incelendiğinde ise sabit hatve oranı şartında vortekslerin zayıfladığı ve sahip olduğu hızların azalmasından yola çıkarak ısı transferini azalttığı görülmüştür.

3.5.2. Sabit Isı akısının Uygulandığı Katı Sınırdaki Sıcaklık Dağılımlarının İncelenmesi

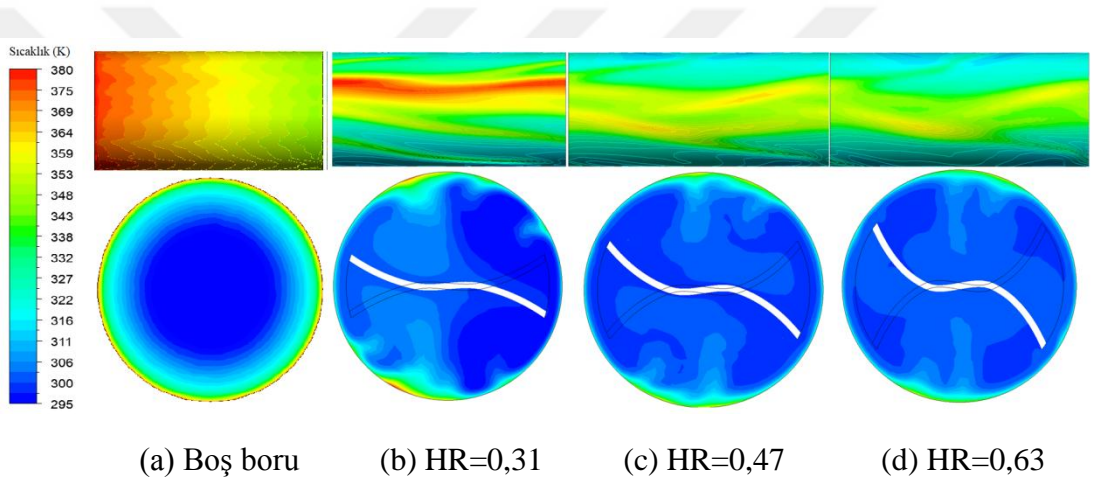


Şekil 3.9. PR=1,4 de boş boruda ve farklı HR oranlarındaki RTT' nin oluşturduğu sıcaklık dağılımı

PR = 1.4 de oluşan vortekslerin sabit ısı akısında ısıtılan boru yüzeyinin boru içerisinde ve yüzeyinde gerçekleştirdiği soğumaya ait görseller Şekil 3.9 da gösterilmiştir. Burada en iyi soğuma HR=0,63 de görülmüştür. Hatve arttıkça soğumaya olan etkininde doğru orantılı bir şekilde arttığı görülmüştür.



Şekil 3.10. PR=1,9 da boş boruda ve farklı HR oranlarındaki RTT' nin oluşturduğu sıcaklık dağılımı

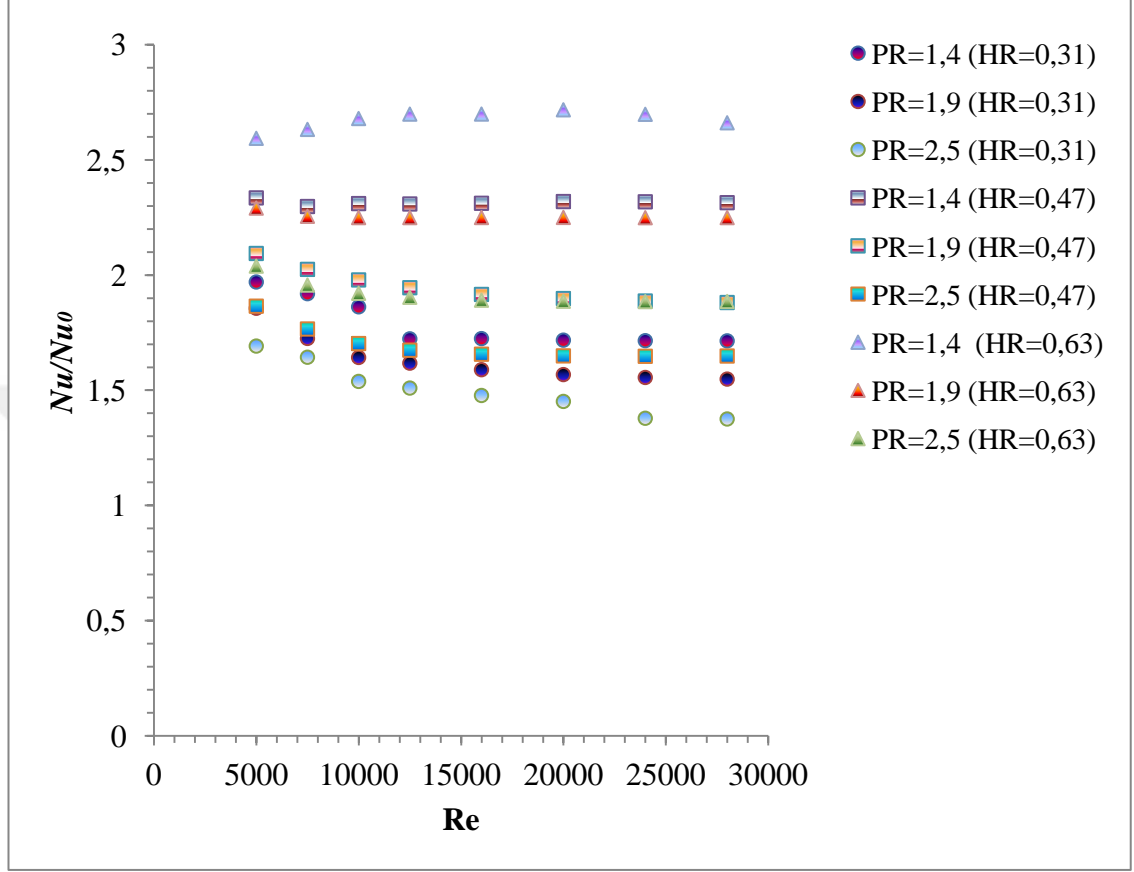


Şekil 3.11. PR=2,5 de farklı HR oranlarındaki RTT' nin oluşturduğu sıcaklık dağılımı

Benzer şekilde PR=1,9 ve PR=2,5 da katı sınırdaki sıcaklık dağılımları incelendiğinde de hatve yüksekliği arttıkça boruda meydana gelen soğuma artmış olup ısı transferine olumlu katkı sağlamıştır. Hatve oranlarının sabit tutulup adım oranlarının artırılmasında ise boruda meydana gelen soğumanın azaldığı ve ısı transferini azalttığı görülmüştür.

3.5.3. Nu/Nu_0 ve f/f_0 değerlerinin incelenmesi

Isıl Performansın en önemli iki parametresi Nu/Nu_0 ve $(f/f_0)^{-1/3}$ değerlerinin büyüklüğüdür.

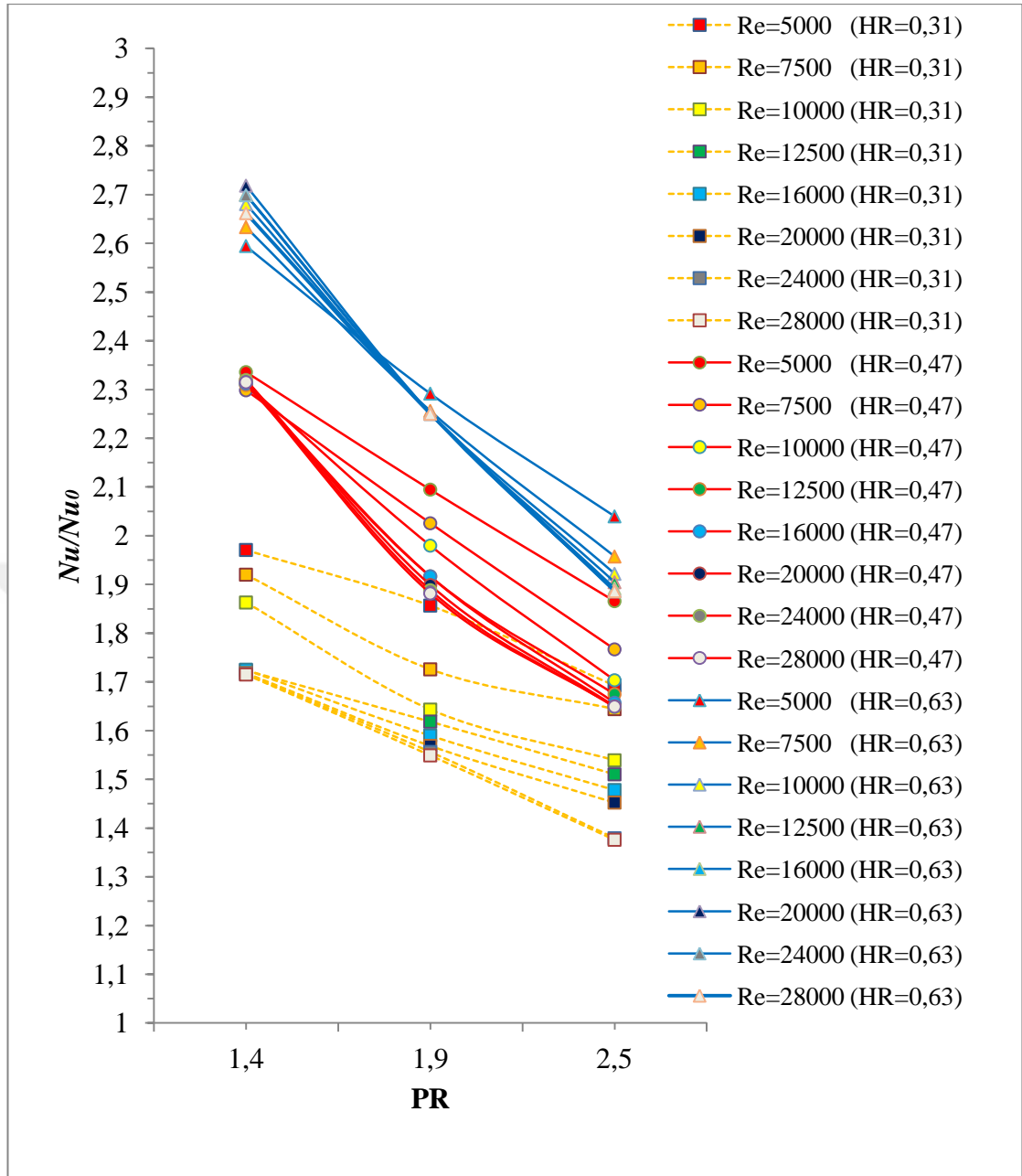


Şekil 3.12. Nu / Nu_0 'ın farklı HR oranları için Re sayısı ile değişimi

Tablo 3.5. Nu / Nu_0 'ın HR değişimi karşısındaki minimum ve maksimum değerleri

Hatve oranı - HR	Nu / Nu_0
0,63	1,88-2,72
0,47	1,65-2,34
0,31	1,38-1,97

En yüksek Nu/Nu_0 değeri HR=0,63 için en düşük Nu/Nu_0 değeri ise HR=0,31 için elde edilmiştir.

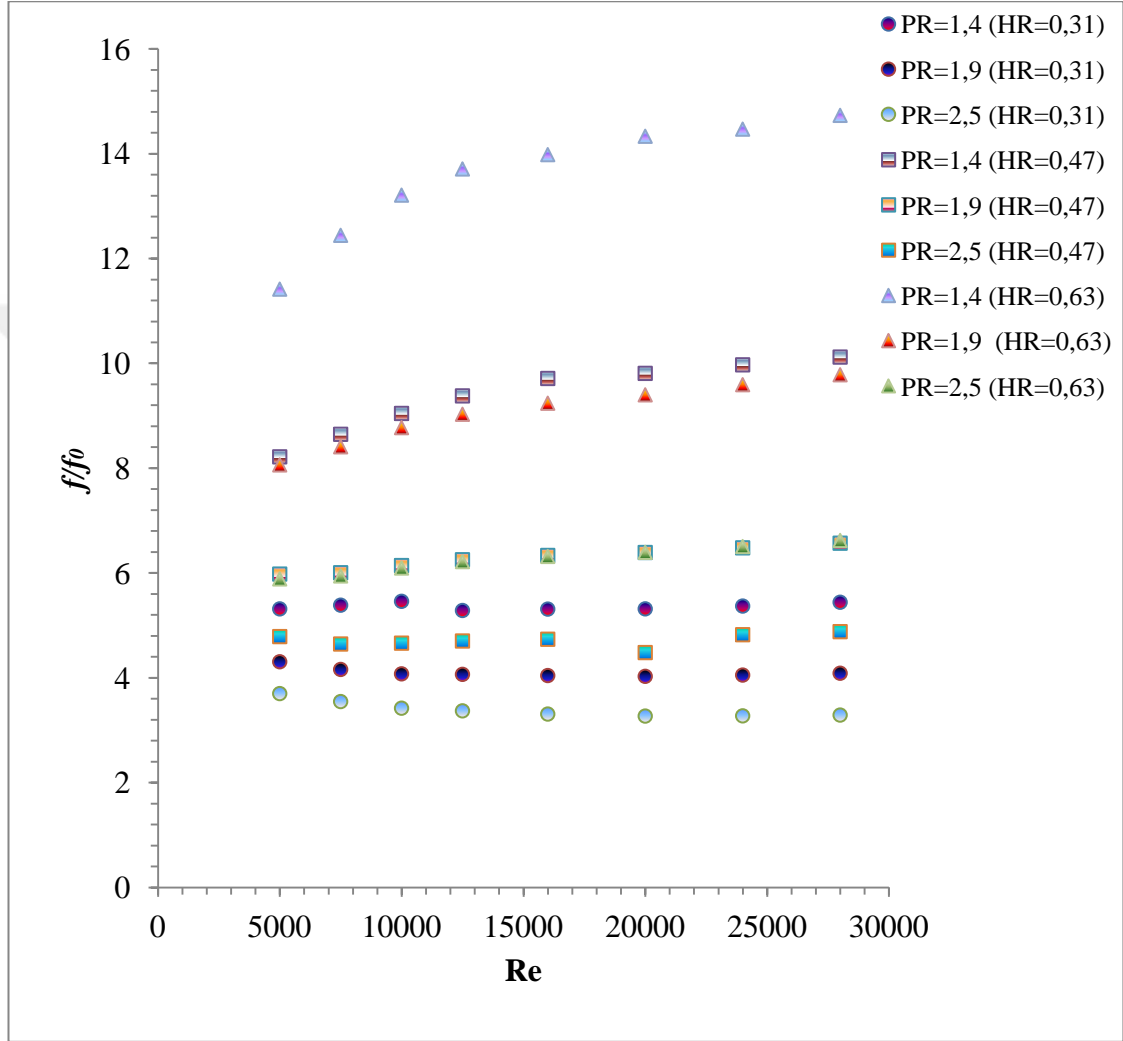


Şekil 3.13. Nu / Nu_0 'ın farklı PR oranları için Re sayısı ile değişimi

Tablo 3.6. Nu / Nu_0 'ın PR değişimi karşısındaki minimum ve maksimum değerleri

Adım oranı - PR	Nu / Nu_0
1,4	1,72-2,72
1,9	1,55-2,3
2,5	1,38-2,04

En yüksek Nu/Nu_0 değeri PR=1,4 için en düşük Nu/Nu_0 değeri ise PR=2,5 için elde edilmiştir. Şekil 3.12 ve Şekil 3.13 da Nu/Nu_0 oranı en yüksek Re=20000 değerinde görüldü. PR arttıkça Nu/Nu_0 azalmış ve hatve oranı arttıkça da artış göstermiştir. Boş boruya göre Nu/Nu_0 oranı ne kadar fazla ise ısıl iyileşmenin o kadar fazla olması beklendiği gibi ancak f/f_0 oranının da az olması beklenir.

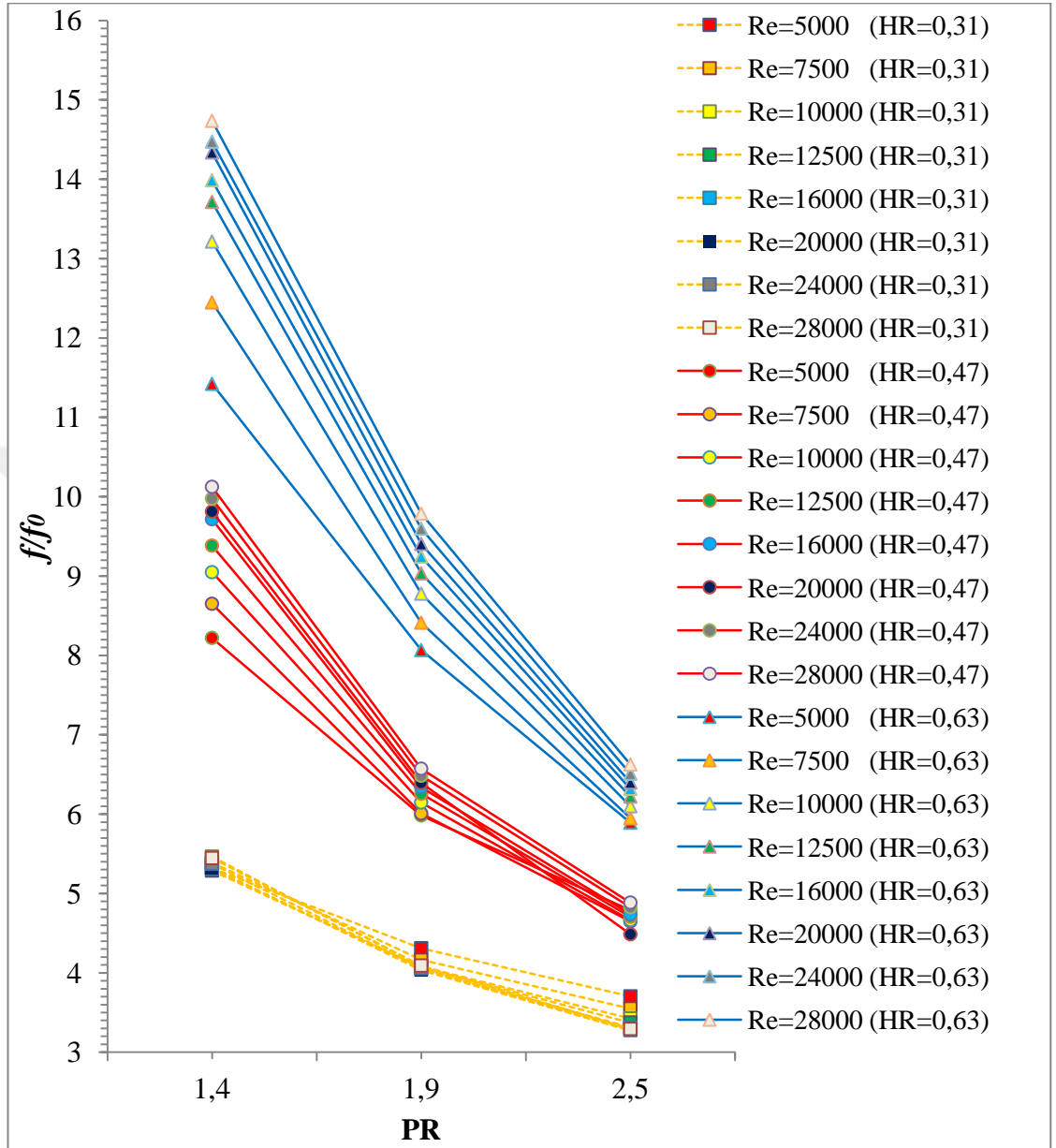


Şekil 3.14. f/f_0 'ın farklı HR oranları için Re sayısıyla değişimi

Tablo 3.7. f/f_0 'ın HR değişimi karşısındaki minimum ve maksimum değerleri

Hatve oranı - HR	f/f_0
0,63	5,89-14,74
0,47	4,65-10,12
0,31	3,27-5,46

En yüksek f/f_0 değeri HR=0,63 için en düşük f/f_0 değeri ise HR=0,31 için elde edilmiştir.



Şekil 3.15. f/f_0 'ın farklı PR oranları için Re sayısı ile değişimi

Tablo 3.8. f/f_0 'ın PR değişimi karşısındaki minimum ve maksimum değerleri

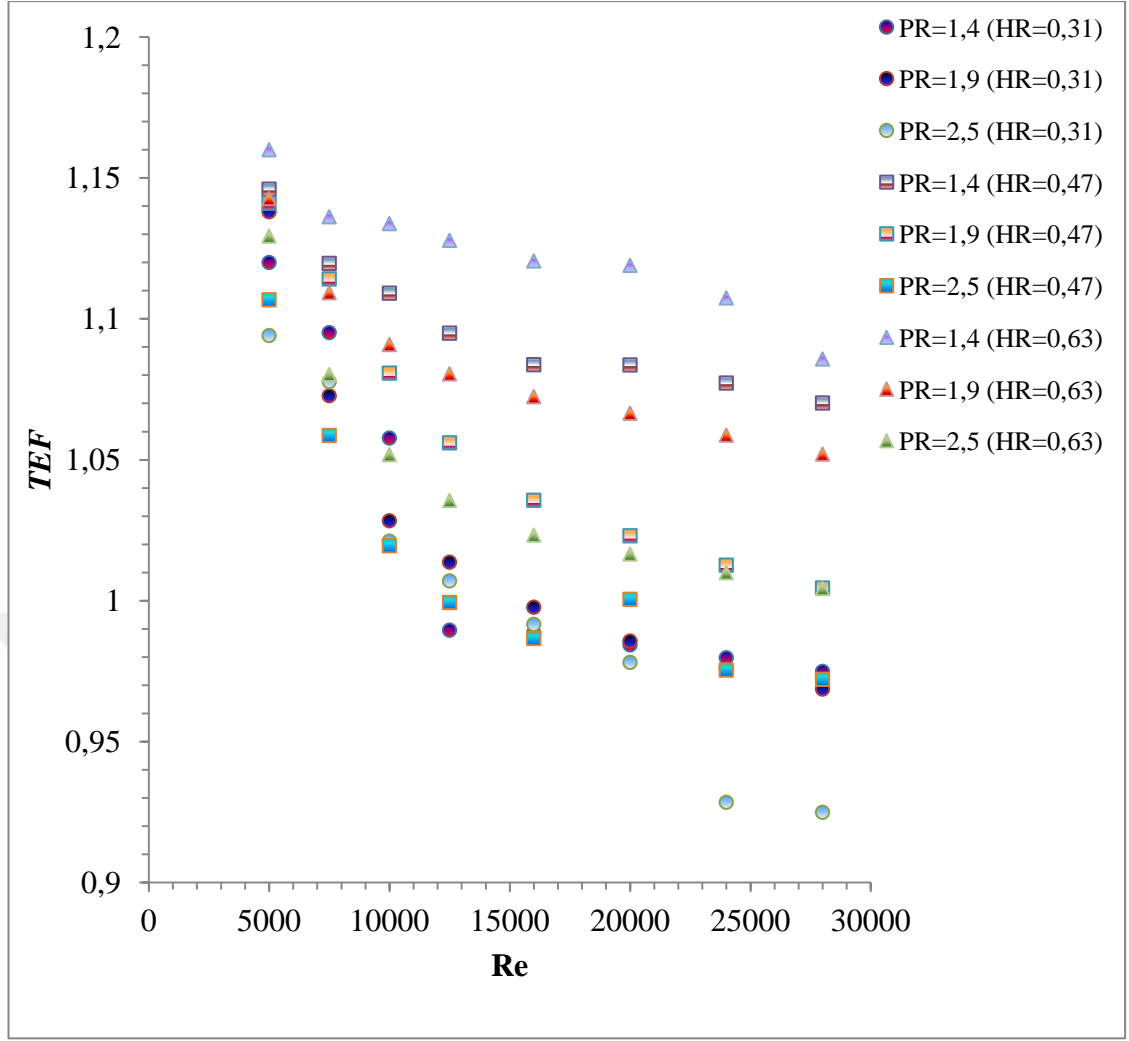
Adım oranı - PR	f/f_0
1,4	5,29-14,74
1,9	4,03-9,79
2,5	3,27-6,62

Şekil 3.14 ve Şekil 3.15 de Re ve PR sayılarındaki değişimlerin f/f_0 oranına etkileri gösterilmiştir. f/f_0 değeri en yüksek PR=1,4 de, HR=0,63 de ve Re=20000 değerinde görülmüştür. PR arttıkça f/f_0 azalmış ve HR oranı arttıkça da artış göstermiştir.

3.5.4. Isı İyileştirme Faktörünün İncelenmesi

Daha az enerji sarfiyatı ile ısı transferinin iyileştirilmesi formülize edildiğinde karşımıza ısı iyileştirme faktörü (*TEF*) çıkmaktadır. Belirli bir kontrol hacmindeki ısı transferini aktif ya da pasif tekniklerle iyileştirebiliriz. *Nu* sayısını veya Nu/Nu_0 oranını artırmak yalnız başına yeterli değildir. Bu değerlerde yapılan iyileşmenin yanında sürtünme faktörlerinin de göz önünde bulundurulması gerekmektedir. f değeri veya f/f_0 oranındaki artış ne kadar fazla ise ısı iyileştirme faktörünün değeri küçülecektir. Bu sebeplerden dolayı ısı transferini iyileştirmek için TEF değerinin 1' den büyük olması gerekmektedir.

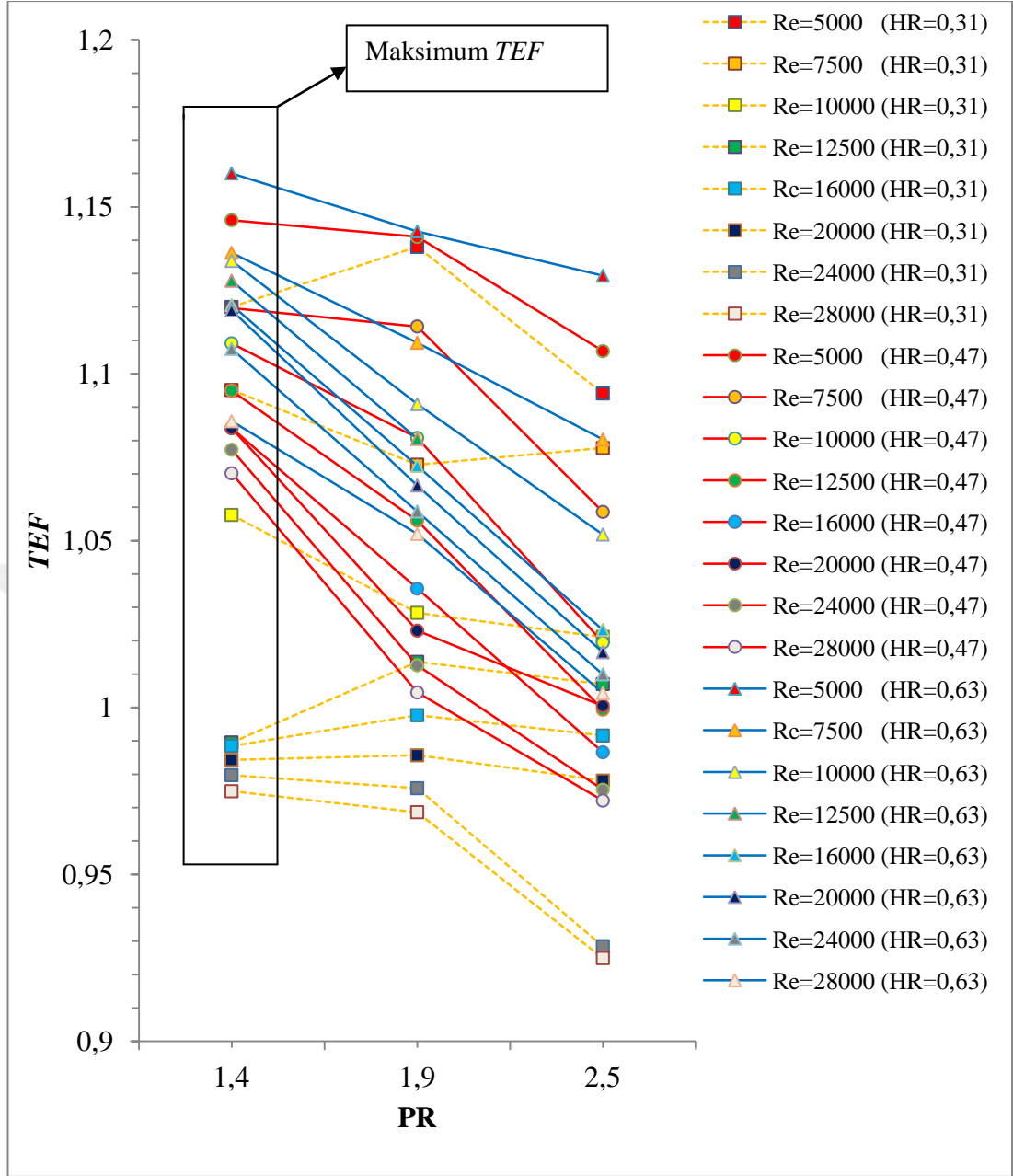
Yapılan bu sayısal çalışmada tasarlanan RTT' nin sisteme kazandırdığı ısı iyileştirme faktörünün farklı hatve oranları ve adım oranlarında Re sayısı ile birlikte değişimi Şekil 3.16 ve Şekil 3.17 de gösterilmiştir.



Şekil 3.16. Farklı Re sayısında HR' nin ısı iyileşme faktörüne (*TEF*) etkisi

Tablo 3.9. HR oranlarına göre elde edilen minimum ve maksimum *TEF* değerleri

Hatve oranı - HR	Isıl iyileşme faktörü- <i>TEF</i>
0,63	1,00-1,16
0,47	0,97-1,14
0,31	0,92-1-12



Şekil 3.17. Farklı Re sayısında PR oranının ısıtma faktörüne (*TEF*) etkisi

Tablo 3.10. PR oranlarına göre elde edilen minimum ve maksimum *TEF* değerleri

Adım oranı - HR	Isıl iyileşme faktörü- <i>TEF</i>
1,4	0,97-1,16
1,9	0,97-1,14
2,5	0,92-1-12

Şekil 3.16 ve Şekil 3.17 incelendiğinde Re sayısının artması TEF değerini azaltmıştır. En yüksek TEF değeri 5.000 Reynolds değerinde görülmüştür. Hatve oranındaki artış TEF değerinin de artmasını sağlamıştır. PR oranındaki meydana gelen artış TEF değerini olumsuz olarak etkilemiştir. En iyi sonuç PR=1,4 oranı için elde edilmiştir.

RTT bir bütün olarak incelendiğinde TEF bakımından en iyi sonuç HR=0,63 de PR=1,4 için elde edilmiştir, bu değerler için elde edilen TEF değerleri $Re=5000-28000$ aralığı için sırası ile 1,16-1,08 olarak bulunmuştur.

PR=1,4 de HR=0,63 oranında elde edilen TEF değeri aynı Re sayılarında HR=0,47 oranına göre %1,2 - %3,4 daha yüksek olup HR=0,31 oranına göre de %3,6 –% 13,9 daha fazla ısıl iyileşmeye katkı sağlamıştır.

HR=0,63 de PR=1,4 oranında elde edilen TEF değeri aynı Re sayılarında PR=1,9 oranına göre %1,5 - %4,9 daha yüksek olup PR=2,5 oranına göre de %2,7 –% 10 daha fazla ısıl iyileşmeye katkı sağlamıştır.

4. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada içerisine türbülator yerleştirilmiş bir boruda periyodik tam gelişmiş türbülanslı akış ve ısı transferi incelenmiştir. Simetrik şekilde bükülerek elde edilmiş türbülator belirli hatve oranında (HR) ve adım oranında (PR) akış yönüne paralel olacak şekilde yerleştirilmiştir. Kullanılan türbülatorler boru içerisinde vorteksler oluşturmuştur. Oluşan bu vortekslerin ısı transferini artırdığı görülmüştür.

- Re sayısı arttıkça Nu sayısı artmış ve f sürtünme faktörü azalmıştır.
- Hatve oranı (HR) arttıkça Nu sayısı ve f sürtünme faktörü artmıştır.
- PR oranı arttıkça Nu sayısı ve f sürtünme faktörü azalmıştır.

Sayısal çözümlenmeleri yapılan bu 9 farklı geometriye sahip türbülatorlerin Nu , f ve TEF değerleri kıyaslandığında:

- PR oranları içerisinde en yüksek Nu değeri PR=1,4 için elde edilmiştir. Sürtünme katsayısı ise en yüksek PR=2,5 için görülmüştür. Isıl iyileşme faktörü (TEF) en yüksek PR= 1,4 için elde edilmiştir. Adım oranını (PR) küçük tutmak daha iyi sonuçlar vermiştir.
- Türbülatorün hatve oranını artırmak ısı transferine olumlu yönde etkimiştir. Hatve oranı arttıkça daha yüksek Nu sayısı ve daha yüksek sürtünme katsayısı elde edilmiştir. Nu/Nu_0 oranındaki artış f/f_0 oranındaki artıştan daha fazla olduğu için daha yüksek hatvelerde daha iyi TEF değerleri elde edilmiştir.
- Boş boruya göre Nu değerindeki artışın en fazla %171,83' lere kadar ulaştığı görülmüştür, TEF değeri için Re=5000 de HR=0,63 ve PR=1,4 için 1,16 olarak bulunmuştur.

Daha iyi sonuçlar elde etmek için türbülatorün hatve yüksekliğini artırmak, periyot uzunluğunu kısaltmak, türbülatorün hatvelerinin arasında kalan boşlukta oluşan vortekslerin güçlenmesi için o bölgeye farklı kanatçıkların tasarlanıp montajlanması gibi yapılabilecek farklı tasarımlar daha iyi TEF değerlerinin elde edilmesi açısından tavsiye edilir.

KAYNAKLAR

1. Bergles, A. E., 1985. Enhancement of boiling and condensing. Two-Phase Flow and Heat Transfer. Eds. by Chen X. J., Veziroğlu T. N., Hemisphere Publishing Corporation, Washington, 283-307.
2. Bergles, A.E., 1999, The Imperative to Enhance Heat Transfer, In: Heat Transfer Enhancement of Heat Exchangers, Nato ASI series, 355, 13-29.
3. Yüncü H. ve Kakaç S., 1999, Temel Isı Transferi, Bilim Yayınevi, Ankara.
4. Eiamsa-ard, S., Promvong, P., 2005, Enhancement of Heat Transfer in a Tube with Regularly Spaced Helical Tape Swirl Generators, *Solar Energy*, 78, 483–494.
5. International Energy Agency, 2018, <https://www.iea.org/renewables2018/>
6. Eiamsa-Ard S., Thianpong, C., Promvong, 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.
7. Promvong P., Eiamsa-ard S., 2007, Heat Transfer Behaviors in a Tube With Combined Conical- ring and Twisted-tape Insert, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 34, 849–859.
8. Zhu, X. W., Fu, Y. H., & Zhao, J. Q., 2016, A novel wavy-tape insert configuration for pipe heat transfer augmentation. *Energy conversion and management*, 127, 140-148.
9. Saysroy, A., & Eiamsa-Ard, S., 2017, Enhancing convective heat transfer in laminar and turbulent flow regions using multi-channel twisted tape inserts. *International Journal of Thermal Sciences*, 121, 55-74.
10. Saysroy, A., & Eiamsa-ard, S., 2017, Periodically fully-developed heat and fluid flow behaviors in a turbulent tube flow with square-cut twisted tape inserts. *Applied Thermal Engineering*, 112, 895-910.
11. Xu, Y., Islam, M. D., & Kharoua, N., 2017, Numerical study of winglets vortex generator effects on thermal performance in a circular pipe. *International Journal of Thermal Sciences*, 112, 304-317.

12. Sekmen, U., 2006, Boru içi akışlarda türbülatorlerin ısı transferine olan etkisinin araştırılması. Yüksek Lisans Tezi, *Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü*, Kayseri.
13. Baysal, E., 2008, Eşmerkezli Boru Tipli Isı Değiştiricilerinde Deneysel ve Sayısal Isı Transferi Sonuçlarının Karşılaştırılması. *Politeknik Dergisi*, 11(4), 345-352.
14. Mashoofi, N., Pourahmad, S., & Pesteei, S. M., 2017, Study the effect of axially perforated twisted tapes on the thermal performance enhancement factor of a double tube heat exchanger. *Case studies in thermal engineering*, 10, 161-168.
15. Lei, Y., Zheng, F., Song, C., & Lyu, Y., 2017, Improving the thermal hydraulic performance of a circular tube by using punched delta-winglet vortex generators. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 111, 299-311.
16. Skullong, S., Promvong, P., Jayranaiwachira, N., & Thianpong, C., 2016, Experimental and numerical heat transfer investigation in a tubular heat exchanger with delta-wing tape inserts. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, 109, 164-177.
17. Eiamsa-Ard, S., & Promvong, P., 2011, Influence of double-sided delta-wing tape insert with alternate-axes on flow and heat transfer characteristics in a heat exchanger tube. *Chinese journal of chemical engineering*, 19(3), 410-423.
18. Durmuş, A., Kurtbaş, İ., Gülçimen, F., & Durmuş, A., 2002, Akım ortamına yerleştirilen kesik konik türbülatorlerin sabit yüzey sıcaklığına sahip bir tüpde ısı transferi ve ekserji kaybına etkisi, *Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi*, 4(3), 175-184.
19. Boran, K., Daştan, F., Şahin, H. M., & Aktaş, M., 2014, Isı Eşanjörlerinde Isı Transferi İyileştirme Yöntemlerinin Sayısal ve Deneysel Olarak İncelenmesi. *Politeknik Dergisi*, 17(4), 183-191.
20. Sungur, B. ve Topaloğlu, B., 2018, Boru içine yerleştirilen konik türbülator sayısının nümerik optimizasyonu. *Technological Applied Sciences*, 13(3), 208-218.
21. Durmuş, A., ve Akbulut, A., 2003, sabit yüzey sıcaklığına sahip bir boru içerisine yerleştirilen çubuk kanatlı türbülatorlerde optimum parametrelerin belirlenmesi. *Fırat Üniversitesi Doğu Araştırmaları Dergisi*, 2(1), 21-24.

22. Budak, N., Yücel, H. L., Işık, M. Z., & Oktay, H., 2015, Konsantrik tip bir ısı değiştiricisinde türbülatorlerin etkisinin sayısal incelenmesi. *Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi*, Cilt: 12, No: 3, 2015 (87-97).
23. Kapan, S., 2016, Yay tipi bir türbülatorün silindirik borularda ısı transferi ve basınç kaybına etkisi, Yüksek Lisans Tezi, *Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Elazığ.
24. Aygen, U.A., 2019, Rüzgâr türbini kanatlarında türbülator kullanımının hesaplamalı akışkanlar dinamiği ile analizi, Yüksek Lisans Tezi, *Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Sakarya.
25. Uğurlubilek, N., ve Uralcan, İ. Y., 2011, Helisel türbülatorün ısı geçişine etkisinin sayısal incelenmesi, *Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Mühendislik ve Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 24(2), 71-84.
26. Karakaya, E., 2013, Boru içerisine cidardan ayrıık olarak yerleştiren delikli şerit elemanların ısı transferi ve basınç düşümüne etkisinin incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Kayseri.
27. Bademci N., 2017, Boru içine yerleştiren türbülatorlerin ısı transferi ve akış karakteristiklerinin sayısal olarak incelenmesi (Yayınlanmamış Yüksek Lisans Tezi). Batman Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Batman.
28. İlyasoğlu, F. N., 2009, Dikdörtgen Kesitli Kanal İçerisinde Isı Transferinin İyileştirilmesi, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
29. Yiğit, M., 2010, İç içe borulu yay tipi türbülatorlü bir ısı değiştiricisinde türbülans modellerinin ısı transferine etkisinin incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
30. Turgut, E., 2005, Pervane tipli türbülatorlerde kanat çapının ısı değiştiricisi performansına etkisi. *Doğu Anadolu Bölgesi Araştırmaları*.
31. Güneş, S., 2009, Çeşitli iç elemanlar yerleştiren bir boruda ısı geçişinin incelenmesi, Doktora Tezi, Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Kayseri.
32. Çengel, Y.A., Cimbala, J.M., “Akışkanlar mekaniği temelleri ve uygulamaları”, Güven Bilimsel, İzmir, 399-456 (2008).

33. Wilcox, D. C., 1998, Numerical Accuracy Near Boundaries. Turbulence Modeling for CFD, Second Edition, DCW Industries, Inc., La Cañada, California, 341-344.
34. Versteeg, H. K. and Malalasekera, W., 1995, An Introduction to Computational Fluid Dynamics The Finite Volume Method, Longman Group Ltd., London.
35. Shih, T. H., Liou, W. W., Shabbir, A., Yang, Z., & Zhu, J., 1995, A new $k-\epsilon$ eddy viscosity model for high Reynolds number turbulent flows. *Computers & Fluids*, 24(3), 227-238.
36. Boonloi, A., & Jedsadaratanachai, W, 2016, Numerical investigation on turbulent forced convection and heat transfer characteristic in a square channel with discrete combined V-baffle and V-orifice. *Case Studies in Thermal Engineering*, 8, 226-235.
37. Pitak, P., Petpices, E., Withada, J., Smith, E., 2016, Turbulent heat transfer and pressure loss in a square channel with discrete broken V-rib turbulators, *Journal of Hydrodynamics*, 28(2);275-283.
38. ANSYS Fluent Theory Guide Release 19.2, Southpointe, 2600 ANSYS Drive Canonsburg, PA 15317, 2018.
39. Patankar, S. V., Numerical Heat Transfer And Fluid Flow, Hemisphere Publishing Corporation, Washington DC, 1980.
40. Promvong, P., Changcharoen, W., Kwankaomeng, S., & Thianpong, C. (2011). *Numerical heat transfer study of turbulent square-duct flow through inline V-shaped discrete ribs*. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 38(10), 1392-1399.
41. Leonard, B. P. (1979). A Stable and Accurate Convective Modelling Procedure Based on Quadratic Upstream Interpolation, *Comput. Methods Appl. Mech. Eng.*, Vol. 19, pp. 59–98.
42. Patankar, S. V., Liu, C. H. ve Sparrow, E. M., Fully Developed Flow and Heat Transfer in Ducts Having Streamwise-Periodic Variations of Cross-Sectional Area, *Journal of Heat Transfer*, 99 (1977) 180-186.

ÖZGEÇMİŞ

1992 yılında Eskişehir’de doğan Oktay SARI, orta ve lise öğrenimini sırasıyla Mehmet Gedik Ortaokulu ve Ertuğrulgazi Anadolu Lisesinde tamamlamıştır. 2010 yılında kazandığı Yozgat Bozok Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünü 2014 yılında başarıyla bitirmiştir.

2016 yılında yüksek lisans eğitimine Yozgat Bozok Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim dalında başlamıştır. Dr. Öğr. Üyesi Atilla Abir İĞCİ danışmanlığında hazırladığı “Boru İçerisine Yerleştirilen Yeni Tip Türbülatorün Isı Transferine Etkisinin Sayısal İncelenmesi ” başlıklı teziyle 2019 yılında mezun olmuştur.

İletişim Bilgileri

Adres : Gültepe mah. Halk cad. No:127/2

26000 ESKİŞEHİR

Telefon: 0533 973 45 57

E-posta: oktaysari2626@gmail.com