



**T.C.
YOZGAT BOZOK ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**BORUDA ISITICI YÜZEY ÜZERİNE YERLEŞTİRİLEN
YENİLİKÇİ VORTEKS ÜRETİCİ TASARIMLARININ
GEKO TÜRBÜLANS MODELİ İLE ISIL
PERFORMANSININ SAYISAL ANALİZİ**

NECİP HAZER

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Hüseyin Zahit DEMİRAĞ

İkinci Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Atila Abir İĞCİ

AĞUSTOS – 2025

YOZGAT

T.C.
YOZGAT BOZOK ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BORUDA ISITICI YÜZEY ÜZERİNE YERLEŞTİRİLEN
YENİLİKÇİ VORTEKS ÜRETİCİ TASARIMLARININ
GEKO TÜRBÜLANS MODELİ İLE ISIL
PERFORMANSININ SAYISAL ANALİZİ

NECİP HAZER

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Hüseyin Zahit DEMİRAĞ

İkinci Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Atila Abir İĞCİ

AĞUSTOS – 2025

YOZGAT



YOZGAT BOZOK ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ
LİSANSÜSTÜ TEZ ONAY FORMU

T.C.

YOZGAT BOZOK ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

Enstitümüzün Makine Mühendisliği Anabilim Dalı 70110915006 numaralı Tezli Yüksek Lisans Programı öğrencisi Necip HAZER'in hazırladığı “**Boruda Isıtıcı Yüzey Üzerine Yerleştirilen Yenilikçi Vorteks Üretici Tasarımlarının GEKO Türbülans Modeli ile Isıl Performansının Sayısal Analizi**” başlıklı tezi ile ilgili tez savunma sınavı, Lisansüstü Eğitim-Öğretim ve Sınav Yönetmeliği'nin ilgili maddeleri gereğince 20/08/2025 Çarşamba günü saat 14:30'da yapılmış, tezin onayına oy birliği ile karar verilmiştir.

Başkan : Prof. Dr. Yahya Erkan AKANSU

Jüri Üyesi (Danışman) : Dr. Öğr. Üyesi Hüseyin Zahit DEMİRAĞ

Jüri Üyesi (2.Danışman) : Dr. Öğr. Üyesi Atıla Abir İĞCİ

Jüri Üyesi : Doç. Dr. Halil ATALAY

Jüri Üyesi : Dr. Öğr. Üyesi Burak İZGİ

ONAY:

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

...../...../ 20.....

Prof. Dr. Ümit BUDAK
Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Müdürü

TEZ BEYANI

Tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu tezin yazılmasında bilimsel ahlak kurallarına uyulduğunu, başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunulduğunu, tezin içerdği yenilik ve sonuçların başka bir yerden alınmadığını, kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapılmadığını, tezin herhangi bir kısmının bu üniversite veya başka bir üniversitedeki başka bir tez çalışması olarak sunulmadığını beyan eder, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğini beyan ederim.

Necip HAZER

20/08/2025

ÖN SÖZ

Bu tez çalışması, Bozok Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı yüksek lisans programı kapsamında hazırlanmıştır. Tez süreci boyunca edindiğim bilgi ve araştırma deneyimi, akademik ve mesleki gelişimime önemli katkılar sağlamıştır. Tezimin her aşamasında bilgi ve tecrübeleriyle bana rehberlik eden, akademik birikimini paylaşarak çalışmamın şekillenmesinde büyük rol oynayan değerli danışmanım Dr. Öğr. Üyesi Hüseyin Zahit Demirağ'a en içten teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca, bilgi ve yönlendirmeleriyle tez çalışmama katkı sağlayan değerli danışmanım Dr. Öğr. Üyesi Atilla Abir İğci'ye de şükranlarımı sunarım. Bu süreçte manevi desteklerini esirgemeyen aileme de sonsuz teşekkür ederim. Bu çalışmanın, ilgili alanda yapılacak gelecekteki araştırmalara katkı sağlamasını temenni ederim.

Necip Hazer

20/08/2025

ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ

BORUDA ISITICI YÜZEY ÜZERİNE YERLEŞTİRİLEN YENİLİKÇİ VORTEKS ÜRETİCİ TASARIMLARININ GEKO TÜRBÜLANS MODELİ İLE ISIL PERFORMANSININ SAYISAL ANALİZİ

NECİP HAZER

YOZGAT BOZOK ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

TEZ DANIŞMANI: DR. ÖĞR. ÜYESİ HÜSEYİN ZAHİT DEMİRAĞ
İKİNCİ DANIŞMAN: DR. ÖĞR. ÜYESİ ATİLA ABİR İÇCİ

Bu tez çalışmasında, hidrolik çapı, $D_h = 0.052 \text{ m}$ olan sabit ısı akısı ($q'' = 600 \text{ W/m}^2$) sınır şartları altındaki bir boru içerisinde taşınım ısı transferini artırmak amacıyla kullanılan uzunlamasına vorteks üreticilerin (LVG) termo-hidrolik performansı, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yöntemiyle $Re = 5000 - 20000$ aralığında analiz edilmiştir. Çalışmanın temel amacı, referans olarak kabul edilen delta kanatçık (Delta Winglet, DW) geometrisinden türetilen dört farklı yenilikçi tasarımın (DWG45 – DWL30, HVG18, NIDW, 30 – 30 BDW) ısı transferi ve Darcy sürtünme faktörü (f) üzerindeki etkilerini karşılaştırmalı olarak değerlendirmektir. Bu doğrultuda, karmaşık akış simülasyonlarındaki esnekliği ve uyarlanabilirliği ile bilinen (GEneralized K-Omega) GEKO türbülans modeli vorteks üreticili türbülanslı iç akışların analizinde literatürde nispeten sınırlı kullanımı nedeniyle tercih edilmiştir. Bu doğrultuda, modelin performansı, literatürde yaygın olarak kullanılan geleneksel RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes) tabanlı türbülans modelleriyle sistematik olarak karşılaştırılmış ve değerlendirilmiştir. Bu kapsamda yürütülen makro ölçekli deneysel doğrulama çalışmaları neticesinde $C_{SEP} = 2.25$ parametresi için kalibre edilen GEKO türbülans modeli ile, Nusselt (Nu) sayısı ve Darcy sürtünme faktörü (f) açısından, diğer RANS tabanlı türbülans modelleri ile karşılaştırıldığında deneysel verilerle daha düşük sapma oranları elde edilmiştir. Ayrıca, $Re = 15000$ için yürütülen yerel ölçekli analizlerde de benzer bir modelleme başarımı sergilemiştir. Yenilikçi tasarımların karşılaştırılması sonucunda, NIDW (Novel Inclined Delta Winglet) tasarımının hem ısı transferi hem de sürtünme faktörü açısından belirgin bir üstünlük sergilediği tespit edilmiştir. $Re = 5000$ 'de, $Nu/Nu_0 = 1.688$ ile en yüksek ısı transferi artışı ve $TEF = 1.298$ ile en yüksek Isıl İyileştirme Faktörü elde edilmiştir.

2025, xv+ 72 Sayfa

Anahtar Kelimeler: Isı Transferi İyileştirme, Vorteks Üretici, GEKO Türbülans Modeli, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD), Isıl İyileştirme Faktörü (TEF)

ABSTRACT

MASTER THESIS

NUMERICAL INVESTIGATION OF THE THERMAL PERFORMANCE OF INNOVATIVE VORTEX GENERATOR DESIGNS PLACED ON THE HEATED SURFACE IN A PIPE WITH THE GEKO TURBULENCE MODEL

NECİP HAZER

YOZGAT BOZOK UNIVERSITY

SCHOOL of GRADUATE STUDIES

DEPARTMENT of MECHANICAL ENGINEERING

SUPERVISOR: ASST. PROF. HÜSEYİN ZAHİT DEMİR AÇ
CO-SUPERVISOR: ASST. PROF. ATİLA ABİR İÇCİ

In this study, the thermo-hydraulic performance of Longitudinal Vortex Generators (*LVGs*) employed to enhance convective heat transfer in a circular tube with a hydraulic diameter of $D_h = 0.052\text{ m}$, under a constant heat flux boundary condition ($q'' = 600\text{ W/m}^2$), is numerically analyzed using the Computational Fluid Dynamics (*CFD*) method in the range of $Re = 5000 - 20000$. The main objective of the study is to perform a comparative evaluation of the effects of four innovative vortex generator designs (*DWG45 - DWL30, HVG18, NIDW, 30 - 30 BDW*) derived from the reference delta winglet (*DW*) geometry in terms of heat transfer and Darcy friction factor (f). In this context, the (*Generalized K-Omega*) *GEKO* turbulence model which is recognized for its flexibility and adaptability in complex flow simulations, is employed due to its relatively limited application in the analysis of *VG*-enhanced turbulent internal flows. The modeling performance of *GEKO* is systematically evaluated and benchmarked against conventional *RANS* (*Reynolds-Averaged Navier-Stokes*) turbulence models commonly utilized in the literature. As part of the macro-scale experimental validation studies, the *GEKO* turbulence model calibrated with the parameter $C_{SEP} = 2.25$, demonstrated lower deviation rates from experimental results in terms of both Nusselt number (Nu) and Darcy friction factor (f) compared to other *RANS*-based models. Additionally, local-scale validation at $Re = 15000$ showed similarly high modeling accuracy. Among the configurations evaluated, the *NIDW* (*Novel Inclined Delta Winglet*) design exhibited a clear advantage in both heat transfer enhancement and pressure drop. At $Re = 5000$, the highest heat transfer enhancement of $Nu/Nu_0 = 1.688$ and the highest Thermal Enhancement Factor (*TEF*) of 1.298 are achieved.

2025, xv + 72 Pages

Keywords: Heat Transfer Enhancement, Vortex Generator, *GEKO* Turbulence Model, Computational Fluid Dynamics (*CFD*), Thermal Enhancement Factor (*TEF*)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

LİSANSÜSTÜ TEZ ONAY FORMU.....	iii
TEZ BEYANI.....	ivii
ÖN SÖZ.....	iv
ÖZET	v
ABSTRACT	vi
İÇİNDEKİLER.....	vii
TABLolar LİSTESİ	ix
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	x
SİMGELER ve KISALTMALAR LİSTESİ	xii
1. GİRİŞ.....	1
2. KAYNAK BİLGİLER	5
3. GEREÇ VE YÖNTEM	10
3.1. Boş Boru Çözüm Bölgesi	10
3.2. Vorteks Üreticili Boru Çözüm Bölgesi.....	10
3.3. Numerik Data Analizi	15
3.4. Matematiksel Model	18
3.5. Türbülans Modeli.....	21
3.5.1. RNG k- ϵ Modeli	21
3.5.2. Realizable k- ϵ Modeli.....	22
3.5.3. k- ϵ ve RSM Modelleri için Yakın Duvar Modeli: <i>Enhanced Wall Treatment</i>	24
3.5.4. SST k- ω Modeli.....	25
3.5.5. Genelleştirilmiş k- ω Modeli: GEKO	27

3.6.	Çözüm Yöntemi ve Yakınsama Kriterleri	30
3.7.	Sınır Şartları.....	31
3.8.	Mesh Yapı.....	32
3.9.	Boş Borunun Sayısal Doğrulanması	35
4.	BULGULAR ve TARTIŞMA.....	38
4.1.	GEKO Türbülans Modelinin Genel Değerlendirmesi: DW Yerleştirilmiş Boru..	38
4.2.	GEKO Türbülans Modelinin Yerel Ölçekte Değerlendirmesi: Ayrık V-Şeklindeki Engel Yerleştirilmiş Kanal.....	49
4.3.	GEKO Türbülans Modeli ile DW ve Yenilikçi Vorteks Üretici Tasarımlarının Isıl Performans Üzerindeki Etkisinin İncelenmesi	51
4.3.1.	Isı Transferine Etkisi	53
4.3.2.	Sürtünme Faktörüne Etkisi	59
4.3.3.	Isıl Performansa Etkisi	62
5.	SONUÇ VE ÖNERİLER	65
6.	KAYNAKLAR.....	68

TABLÖLAR LİSTESİ

<u>Tablo</u>	<u>Sayfa</u>
Tablo 3.1. <i>GEKO</i> türbülans modelinin serbest katsayıları	30
Tablo 3.2. Boş boru sayısal çözümlerinde <i>GEKO</i> türbülans modeli için kullanılan serbest katsayı ve ilgili katsayılarla ait değerler	37



ŞEKİLLER LİSTESİ

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
Şekil 1.1. Dönüş eksenine ana akıma dik yöndeki enine vorteksler	3
Şekil 1.2. Dönüş eksenine ana akıma paralel yöndeki uzunlamasına vorteksler	3
Şekil 3.1. Boş boru periyodik sınır şartları altındaki sayısal çözüm bölgesi.....	10
Şekil 3.2. $\alpha=40^\circ$, $s=10$ mm, $h=10$ mm ve $PR=9.61$ parametrelerindeki DW 'li boruya ait sayısal çözüm bölgesi	11
Şekil 3.3. $\alpha=60^\circ$, $e/D=0.1$, $P/e=10$, $C/e=0$ parametreleri altındaki V-şeklindeki engellerin konumlandırıldığı	12
Şekil 3.4. Referans DW , $DWG45-DWL30$, $HVG18$, $NIDW$ ve $30-30$ BDW tasarımlarına ait geometrik	13
Şekil 3.5. Boş boru için Nu_0 değerine yönelik ağ bağımsızlık testi	33
Şekil 3.6. Boş boru için f_0 değerine yönelik ağ bağımsızlık testi	33
Şekil 3.7. Boş boruya ait a) çözüm bölgesi ve b) 2.04×10^6 adet tetrahedral hücreden oluşan ağ yapısı.....	34
Şekil 3.8. DW 'li boruya ait a) sayısal çözüm bölgesi ve b) 5.60×10^6 adet polyhedral hücreden oluşan ağ yapısı.....	35
Şekil 3.9. $Re = 5000-25000$ aralığında Nu_0 değerinin Dittus-Boelter korelasyon denklemi ile doğrulanması.....	36
Şekil 3.10. $Re = 5000-25000$ aralığında f_0 değerinin Petukhov korelasyon denklemi ile doğrulanması.....	36
Şekil 4.1. $\alpha = 40^\circ$, $s = 10$ mm ve $h = 7.5$ mm $PR = 9.61$ koşullarında, DW 'ler için farklı $CSEP$ değerlerine	39
Şekil 4.2. $\alpha = 40^\circ$, $s = 10$ mm ve $h = 7.5$ mm $PR = 9.61$ koşullarında, DW 'ler için farklı $CSEP$ değerlerine	40
Şekil 4.3. $\alpha = 40^\circ$, $s = 10$ mm ve $h = 7.5$ mm $PR = 9.61$ koşullarında, DW 'ler için farklı $CSEP$ değerlerine	40
Şekil 4.4. $\alpha = 40^\circ$, $s = 10$ mm ve $h = 10$ mm $PR = 9.61$ koşullarında, DW 'ler için farklı $CSEP$ değerlerine	42
Şekil 4.5. $\alpha = 40^\circ$, $s = 10$ mm ve $h = 10$ mm $PR = 9.61$ koşullarında, DW 'ler için farklı $CSEP$ değerlerine	42
Şekil 4.6. $\alpha = 40^\circ$, $s = 10$ mm ve $h = 10$ mm $PR = 9.61$ koşullarında, DW 'ler için farklı $CSEP$ değerlerine	43
Şekil 4.7. $\alpha = 40^\circ$, $s = 10$ mm ve $h = 7.5$ mm $PR = 9.61$ koşullarında, DW 'ler için $CSEP = 2.25$ ve	45
Şekil 4.8. $\alpha = 40^\circ$, $s = 10$ mm ve $h = 7.5$ mm $PR = 9.61$ koşullarında, DW 'ler için $CSEP = 2.25$ ve	45

Şekil 4.9. $\alpha = 40^\circ$, $s = 10 \text{ mm}$ ve $h = 10 \text{ mm}$ $PR = 9.61$ koşullarında, DW 'ler için $CSEP = 2.25$ ve	46
Şekil 4.10. $\alpha = 40^\circ$, $s = 10 \text{ mm}$ ve $h = 10 \text{ mm}$ $PR = 9.61$ koşullarında, DW 'ler için $CSEP = 2.25$ ve	46
Şekil 4.11. $\alpha = 30^\circ$, $s = 15 \text{ mm}$ ve $h = 7.5 \text{ mm}$ $PR = 19.23$ koşullarında, DW 'ler için $CSEP = 2.25$ için	48
Şekil 4.12. $\alpha = 30^\circ$, $s = 15 \text{ mm}$ ve $h = 7.5 \text{ mm}$ $PR = 19.23$ koşullarında, DW 'ler için $CSEP = 2.25$ için	48
Şekil 4.13. $\alpha = 30^\circ$, $s = 15 \text{ mm}$ ve $h = 7.5 \text{ mm}$ $PR = 19.23$ koşullarında, DW 'ler için $CSEP = 2.25$ için	49
Şekil 4.14. $\alpha = 60^\circ$, $e/D = 0.1$, $P/e = 10$ ve $C/e = 0$ koşullarındaki V –şeklindeki engeller için X/e	50
Şekil 4.15. DW ve yenilikçi vorteks üretici tasarımlar için Reynolds sayısına bağlı Nusselt sayısı değişimi	53
Şekil 4.16. DW ve yenilikçi vorteks üretici tasarımlar için Reynolds sayısına bağlı Nu/Nu_0 sayısı değişimi.....	54
Şekil 4.17. Akış hacminin 1/6'sı üzerinden gösterilen DW konfigürasyonu için Z eksenindeki hız bileşenine ait	55
Şekil 4.18. $P_{Düzlem} = 0.9 \text{ m}$ düzleminde, referans DW ve yenilikçi vorteks üretici tasarımlar için elde edilen.....	56
Şekil 4.19. Sayısal çözüm test bölgesini (Akış hacminin 1/12'si) kapsayan simetri düzleminde, referans DW ve yenilikçi tasarımlar için Q -kriterine dayalı vorteks izoyüzeylerinin ana akım yönündeki temsili gösterimi	57
Şekil 4.20. $Re = 10000$ için DW , $NIDW$, $30-30 \text{ BDW}$, $DWG45-DWL30$ ve $HVG18$ konfigürasyonlarına ait zaman-ortalama ısıtıcı yüzey sıcaklık ve yerel Nusselt sayısı kontur dağılımları	58
Şekil 4.21. DW ve yenilikçi vorteks üretici tasarımlar için Reynolds sayısına bağlı f sayısı değişimi	59
Şekil 4.22. DW ve yenilikçi vorteks üretici tasarımlar için Reynolds sayısına bağlı f/f_0 sayısı değişimi.....	60
Şekil 4.23. DW ve $NIDW$ tasarımlarının ısıtıcı yüzey üzerindeki yerleşim konfigürasyonlarının karşılaştırılması	61
Şekil 4.24. Sayısal çözüm test bölgesini (Akış hacminin 1/12'si) kapsayan simetri düzleminde ($P_{Simetri}$), $NIDW$ ve $30-30 \text{ BDW}$ tasarımlar için hız vektörlerinin dağılımı ve Q -kriterine dayalı vorteks izoyüzeylerinin ana akıma dik yöndeki $P_{Düzlem} = 0.9 \text{ m}$ düzleminde gösterimi	62
Şekil 4.25. DW ve yenilikçi vorteks üretici tasarımlar için Reynolds sayısına bağlı TEF değişimi	63

SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

Bu çalışmada kullanılmış simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklamalar
μ	: Dinamik viskozite, $\text{kg/m}\cdot\text{s}$
μ_t	: Türbülanslı viskozite, $\text{kg/m}\cdot\text{s}$
ρ	: Akışkan yoğunluğu, kg/m^3
σ_k	: Türbülanslı Prandtl sayısı (k -eşitliği)
σ_ω	: Türbülanslı Prandtl sayısı (ω -eşitliği)
ω	: Özgün türbülans dağılım oranı, $1/\text{s}$
Ω_{ij}	: Ortalama dönme oranı tensörü
Γ	: Moleküler termal difüzyon katsayısı, $\text{kg/m}\cdot\text{s}$
Γ_t	: Türbülanslı termal difüzyon katsayısı, $\text{kg/m}\cdot\text{s}$
δ_{ij}	: Kronecker delta fonksiyonu
ε	: Türbülans kinetik enerji dağılımı, m^2/s^3
c_p	: Özgül ısı, $\text{J/kg}\cdot\text{K}$
D_h	: Hidrolik çap, m
h	: Taşınım ısı transfer katsayısı, $\text{W/m}^2\cdot\text{K}$
h_x	: Yerel taşınım ısı transfer katsayısı, $\text{W/m}^2\cdot\text{K}$
k	: Türbülans kinetik enerji, m^2/s^2
k_f	: Akışkanın ısı iletkenliği, $\text{W/m}\cdot\text{K}$
Nu	: Ortalama Nusselt sayısı, ($=hD_h/k$)
Nu_x	: Yerel Nusselt sayısı
P	: Türbülans kinetik enerji üretimi, $\text{kg/m}\cdot\text{s}^3$
Pr	: Moleküler Prandtl sayısı, ($=c_p\mu/k$)
Pr_t	: Türbülanslı Prandtl sayısı (enerji denklemi)
q''	: Isı akısı, W/m^2

Re	: Reynolds sayısı, ($=\rho U D_h/\mu$)
S	: Ortalama gerinim oranı, 1/s
S_{ij}	: Ortalama gerinim oranı tensörü, 1/s
T	: Sıcaklık, K
U	: Kesit boyunca ortalama hız, m/s
$\bar{u}$	: Zaman ortalamalı akışkan hızı, m/s
u_i	: Hız bileşeni, m/s
u_j	: Hız bileşeni, m/s
x_i, x_j	: Koordinat yönü, m
y^+	: Boyutsuz duvar mesafesi
ΔP	: Basınç düşüşü, Pa
f	: Darcy sürtünme faktörü
k_{eff}	: Etkin ısı iletkenliği, W/m·K
k_t	: Türbülans ısı iletkenliği, W/m·K
T_{in}	: Giriş sıcaklığı, K
T_{out}	: Çıkış sıcaklığı, K
Q_R	: Aktarılan ısı enerjisi
C_p	: Sabit basınçtaki özgül ısı, J/kg·K
E	: Toplam enerji, (iç enerji + kinetik enerji), J
e	: Birim kütle başına iç enerji, J
G_k	: Türbülans kinetik enerji üretim oranı
Y_k	: Türbülans difüzyonunun yayılması
R_e	: Ek terim, türbülans modeline bağlı
$C_{\epsilon 1}, C_{\epsilon 2}$	: Türbülans modeli sabitleri (RKE ve RNG $k-\epsilon$)
α_k	: Etkin difüzyon katsayısı
ν	: Kinematik viskozite, m ² /s
ν_t	: Türbülans viskozitesi, m ² /s
$\bar{D}_{ij}$	: Ortalama dönme oranı tensörü (dönen referans çerçevesi)
S	: Gerinim oranı tensörü modülü

β	: Model sabiti
F_1	: Karıştırma fonksiyonu
$C_{\omega 1}, C_{\omega 2}$	: Model sabitleri (SST k- ω)
σ_{ω}	: Türbülans Prandtl sayısı (ω -denklemleri)
D_{ω}	: Çapraz difüzyon terimi
CD	: Çapraz difüzyon terimi katsayısı
C_{SEP}	: Akış ayrılması parametresi (GEKO türbülans modeli)
C_{MIX}	: Karıştırma parametresi (GEKO türbülans modeli)
C_{NW}	: Yakın duvar parametresi (GEKO türbülans modeli)
C_{NW-SUB}	: Alt tabaka parametresi (GEKO türbülans modeli)

Alt ve Üst İndisler Açıklamalar

+	: Boyutsuz (Duvar mesafesi boyutsuzluk göstergesi)
*	: Boyutsuz (Türbülans modellerinde kullanılan boyutsuz bir indeks)
0	: Başlangıç veya referans durumu (Örneğin, boş boru durumu)
b	: Bulk (Akışkanın kütle ortalamalı durumu)
f	: Akışkan
h	: Hidrolik
L	: Uzunlamasına
pp	: Pompaj gücü
s	: Yüzey
t	: Türbülans
i	: Giriş
out	: Çıkış
ett	: Etkin
x	: Yerel
ij	: Tensör bileşenleri (i ve j indeksleri)

Kısaltmalar	Açıklamalar
BDW	: Bükümlü Delta Kanatçık
CFD	: Computational Fluid Dynamics
DW	: Delta Kanatçık (Standart delta kanatçık)
DWG	: Delta Wing
DWL	: Delta Winglet
GEKO	: GEneralized K-Omega
HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
HVG	: Hybrid Vortex Generator
NIDW	: Novel Inclined Delta Winglet
RANS	: Reynolds-Ortalımalı Navier-Stokes
RNG	: Renormalization Group
RKE	: Realizable $k-\varepsilon$
SST	: Shear Stress Transport
TEF	: Isıl İyileştirme Faktörü (<i>Thermal Enhancement Factor</i>)
VG	: Vortex Generator
WVG	: Winglet Vortex Generator
EWT	: Enhanced Wall Treatment (Yakın duvar modeli)

1. GİRİŞ

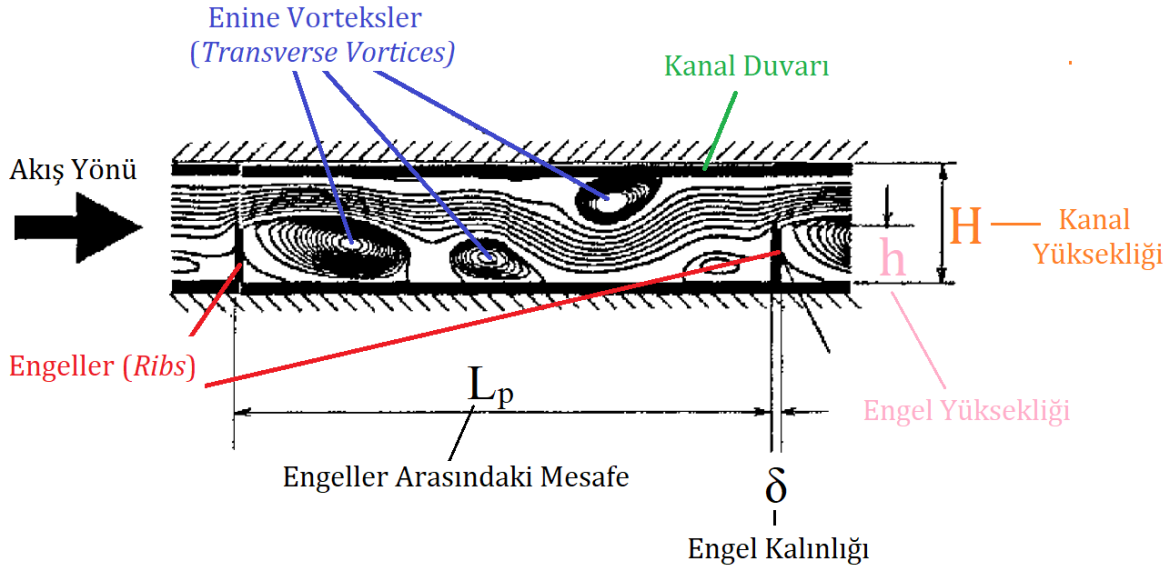
Enerji, her ne kadar en genel anlamıyla fiziksel bir sistemin iş yapabilme kapasitesi (Cengel & Boles, 2015) olarak tanımlansa da, günümüzde yalnızca teknik bir kavram olmanın ötesine geçerek ekonomik kalkınmanın, sosyal refahın ve çevresel sürdürülebilirliğin temel belirleyici unsurlarından biri hâline gelmiştir. Sanayileşmenin hızlanması, kentleşmenin yaygınlaşması ve dünya genelinde devam eden nüfus artışı sonucunda enerji talebi gitgide daha da artmaktadır. Enerji talebindeki bu artış nedeniyle enerji kaynaklarının verimli kullanılarak sonraki nesiller açısından sürdürülebilir olması büyük önem arz etmektedir (Omer, 2008). Fosil yakıtların tüketiminden kaynaklı sera gazı salınımı ve çevresel problemler, enerji verimliliğine yönelik araştırmaların önemini her geçen gün artırmaktadır (Azhar Khan, Zahir Khan, Zaman, & Naz, 2014).

Enerji; mekanik, termal, elektriksel, kimyasal ve nükleer gibi çeşitli temel formlarda bulunmakta olup (Cengel & Boles, 2015)(Viswanathan, 2016), bu formlar arasındaki dönüşüm süreçlerinde önemli miktarda enerji kaybı meydana gelmektedir. Termodinamiğin ikinci yasasına göre, enerji formları arasındaki her bir dönüşüm aşamasında sistemdeki kullanılabilir enerji miktarı gitgide azalmaktadır (Cengel & Boles, 2015). Bu nedenle, enerji dönüşüm sistemlerinin ısı performansını artırmaya yönelik uygulanan yöntemler, dönüşüm kayıplarının sistem performansı üzerindeki olumsuz etkilerini azaltmak açısından büyük önem taşımaktadır.

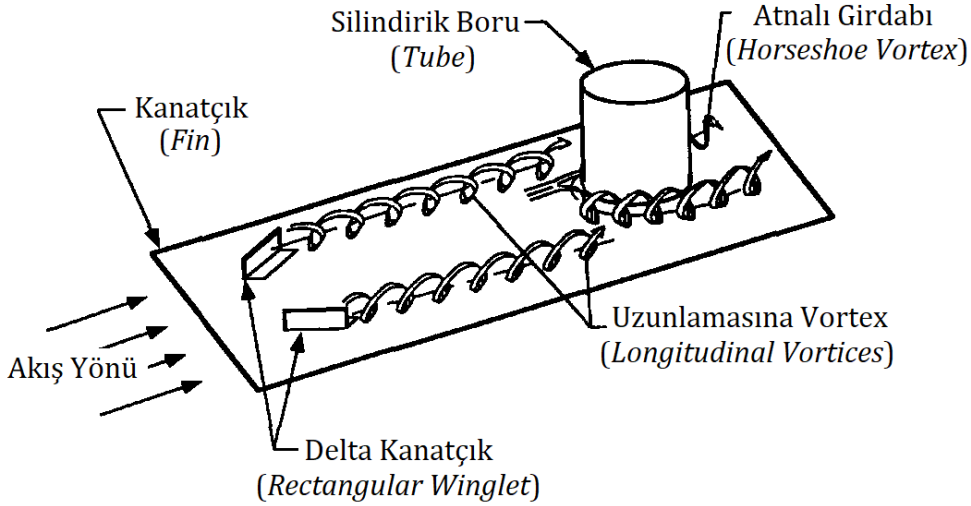
Enerji dönüşüm sistemlerinin temel bileşenlerinden biri olan ısı değiştiricileri farklı sıcaklıktaki iki veya daha fazla akışkan arasında kontrollü ısı transferini gerçekleştiren elemanlardır (Incropera, Dewitt, Bergman, & Lavine, 2015). Bu cihazlar; enerji üretimi, *HVAC (Heating, Ventilation, and Air Conditioning)* sistemleri, otomotiv sektörü ve enerji teknolojileri gibi geniş bir uygulama alanında yaygın olarak kullanılmaktadır (Q. Wang, Zeng, Ma, Du, & Yang, 2014). Isı değiştiricilerinin termal-hidrolik performansı, başta ısı transfer katsayısı ile akışa bağlı sürtünme (basınç) kayıpları olmak üzere çeşitli parametrelerle doğrudan ilişkili olduğundan (Promvonge & Skullong, 2020) (Promvonge, Promthaisong, Skullong, & Nakhchi, 2024), söz konusu parametrelerin optimize edilmesi; yüksek verimliliğe sahip, kompakt yapılı, maliyet açısından avantajlı ve çevresel olarak sürdürülebilir sistemlerin tasarımı açısından kritik öneme sahiptir. Isı değiştiricilerinde, iki akışkan arasında yer alan katı ayırıcı yüzeyin yüksek ısıl iletkenliğe sahip olması ve

kalınlığının sınırlı tutulması durumunda, iletim direnci ihmal edilebilir düzeye iner. Bu gibi durumlarda, toplam ısı transfer performansı üzerindeki sınırlayıcı etken, özellikle taşınım ısı transfer katsayısı düşük olan akışkan tarafında yoğunlaşmakta ve sistemin ısı verimliliğini büyük ölçüde bu parametre belirlemektedir (Incropera et al., 2015) (Cengel, 2015). Bu bağlamda, ısı değiştiricilerinde iş akışkanı olarak sıvılar (çoğunlukla su) yerine hava kullanıldığında, ısı transfer verimliliği belirgin şekilde azalmaktadır. Bu durumun en temel nedeni ise, havanın taşınım ısı transfer katsayısının oldukça düşük olmasıdır; zira farklı çalışma koşulları altında hava için $h_{hava} = 10 - 100 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ iken su için bu değerler $h_{su} = 1000 - 10000 \text{ W/m}^2$ düzeyindedir (Li et al., 2018). Bu büyük fark, toplam ısı transfer direncinin yaklaşık %90'ının hava tarafında oluşmasından kaynaklanmakta ve buna bağlı olarak (Biswas, Chattopadhyay, & Sinha, 2012), ısı transferi sürecinde bir “dar boğaz etkisi” (*bottleneck effect*) meydana getirmektedir. Bu durum, ısı değiştiricisinin ısı performansını kayda değer ölçüde sınırlamaktadır.

Isı değiştiricilerinin ısı performansını iyileştirmeye yönelik uygulamalar, en genel ölçüde aktif ve pasif teknikler şeklinde iki ana gruba ayrılmaktadır. Isı transferinin iyileştirmesinde pasif yöntemlerin tercih edilmesinin temel gerekçeleri; sistem içerisinde harici enerji kaynağı gerektirmemesi (Sheikholeslami, Gorji-Bandpy, & Ganji, 2015), özel ya da karmaşık ekipman ihtiyacını ortadan kaldırması, kurulum ve işletme maliyetlerinin düşük olması, uygulama süreçlerinin nispeten sade ve uygulanabilir olması ve uzun süreli çalışmalarda yüksek operasyonel güvenilirlik sağlamasıdır. Bu nitelikler, pasif yöntemlerin enerji verimliliği ve maliyet etkinliği gereksinimlerini karşılayan uygulamalarda öncelikli olarak tercih edilmesine olanak tanımaktadır (Sheikholeslami et al., 2015)(Bhattacharyya et al., 2022). Bu kapsamda, vorteks üreticiler (*Vortex Generators, VGs*), pasif yöntemler arasında sıklıkla kullanılan ve ısı transferinin iyileştirilmesinde etkili olan uygulamalardan biri olarak öne çıkmaktadır (Xu, Han, Wang, & Liu, 2018). Akış alanına yerleştirilen vorteks üreticiler ve engeller, Şekil 1.1 ve Şekil 1.2’de görüldüğü üzere akış yönüne göre dönüş eksenleri paralel veya dik olan iki ana vorteks türünün, yani uzunlamasına ve enine vortekslerin oluşumunu tetiklemektedirler (Tian, He, Lei, & Tao, 2009).



Şekil 1.1. Dönüş eksenine ana akıma dik yöndeki enine vorteksler (Kaynak: M. Fiebig, 1997)



Şekil 1.2. Dönüş eksenine ana akıma paralel yöndeki uzunlamasına vorteksler (Kaynak: Jacobi & Shah, 1995)

Her iki vorteks türü karşılaştırıldığında enine vortekslerin ısıl sınır tabakası üzerindeki etkileri sınırlı ve bölgeseldir. Buna karşın uzunlamasına vortekslerin girdap şiddetine bağlı olarak ısıl sınır tabaka gelişimini test bölgesi boyunca engelleyerek farklı sıcaklıktaki akışkan katmanlarının daha etkili karışmasını ve bunun sonucu olarak taşınım ısı transfer katsayısında daha yüksek bir artış sağladığı bilinmektedir (M. Fiebig, 1997) (Jacobi & Shah, 1995). Her iki vorteks oluşumuna bağlı olarak ana akımın engellenmesi, sürtünme faktöründe artışa yol açarak pompa güç ihtiyacını artırmaktadır. Bu bağlamda, sistemlerin gerçek ısıl performansını ölçmede Isıl İyileştirme Faktörü (*TEF*) parametresi kritik bir rol oynamaktadır. Literatürde uzunlamasına vorteks üreticilerin (*Longitudinal Vortex*

Generators, LVGs) kullanımına ilişkin çok sayıda deneysel ve sayısal çalışma bulunmaktadır (Tang, Chu, Ahmed, & Zeng, 2016). Ayrıca, LVGs'ler geometrik yapıları gereği zayıf düzeyde de olsa enine vorteksler de oluşturabilmektedir (M. Fiebig, 1997).

Türbülanslı akış koşullarında ortaya çıkan bu farklı yapıdaki vortekslerin hem akış dinamiği hem de ısı performans üzerindeki etkilerinin detaylı olarak analiz edilebilmesi açısından sayısal çalışmalar büyük önem arz etmektedir. Özellikle akışkan alanı içerisindeki bazı bölgelerde doğrudan ölçüm yapmanın güç ya da imkânsız olduğu durumlarda, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (*HAD*) temelli modelleme yöntemleri kritik bir araç haline gelmektedir. Bu tür modellemelerde, karmaşık akış yapılarının doğru şekilde temsil edilmesi noktasında türbülans modelleri temel rol oynamaktadır. Her ne kadar *LES* (*Large Eddy Simulation*) ve *DNS* (*Direct Numerical Simulation*) gibi yüksek doğruluk sağlayan gelişmiş modeller mevcut olsa da (Sohankar, 2007), özellikle vorteks üreticilerle donatılmış türbülanslı akış hacimlerinin analizinde, zaman ortalamasına dayalı *RANS* (*Reynolds Averaged Navier-Stokes*) yaklaşımı çerçevesinde geliştirilen iki denklemlilik türbülans modelleri, hem hesaplama maliyetinin düşüklüğü hem de deneysel verilerle yeterli düzeyde makro ve yerel ölçekte uyum sağlaması nedeniyle tercih edilmektedir.

Bu kapsamda ısı performansını iyileştirmeye yönelik gerçekleştirilen sayısal analizler, mühendislik uygulamaları açısından büyük önem taşımaktadır. Bu analizlerde kullanılan türbülans modelinin seçimi ise elde edilen sonuçların fiziksel doğruluğu ve güvenilirliği açısından kritik bir rol oynamaktadır. Bu tez çalışması, *GEKO* (*GEneralized K-Omega*) türbülans modelinin karmaşık akış yapılarına sahip sistemlerdeki performansının değerlendirilmesini amaçlayarak, literatürdeki önemli bir boşluğu doldurmayı hedeflemektedir. Bu çalışma kapsamında, referans niteliğindeki delta kanatçık (*DW*) ve *DW* tabanlı özgün tasarıma sahip uzunlamasına vorteks üreticilerinin ısı performans üzerindeki etkileri detaylı bir biçimde sayısal olarak incelenmiştir. Elde edilen numerik bulgular doğrultusunda hem türbülans modeli seçimi hem de vorteks üretici tasarımı açısından literatüre özgün ve yenilikçi bir katkı sunulmuştur.

2. KAYNAK BİLGİLER

Literatürde, boru içerisine yerleştirilmiş vorteks üreticiler aracılığıyla ısı transferini iyileştirmeye yönelik çok sayıda çalışma bulunmaktadır. Bu çalışmalar, vorteks üreticilerin farklı yerleşim konfigürasyonları ve çeşitli geometrik parametreleri dikkate alınarak; ısıtıcı yüzey üzerine, boru içerisine yerleştirilmiş levhalar üzerine ya da çubuklara monte edilmiş şekilde gerçekleştirilmiştir. Hem sayısal hem de deneysel yöntemlerle kapsamlı bir şekilde ele alınan bu çalışmalar, özellikle sayısal yöntemler kullanılarak vorteks üreticilerin boru içi türbülanslı akışlardaki etkilerini ayrıntılı bir şekilde analiz etme imkânı sağlamaktadır. Bu kapsamda literatürde öne çıkan bazı sayısal ve/veya deneysel çalışmalar aşağıda özet şeklinde sunulmuştur.

Ekrani vd. (2023), delta kanatçık şeklindeki vorteks üretici ile donatılmış dairesel bir borunun termal-hidrolik performansını artırmaya yönelik sayısal bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarında, hibrit bir *CFD – SVR* modeli geliştirmişler ve geleneksel parametrelere ek olarak hücum açısı ile SiO_2 nanoparçacık konsantrasyonunun etkilerini incelemişlerdir. Sayısal analizleri, $4200 \leq Re \leq 16200$ aralığında türbülanslı akış koşulları altında yürütmüşlerdir. En yüksek $TEF = 2.18$ 'lik değerini, $\alpha = 25^\circ$, $P_R = 0.83$, $B_R = 0.13$ ve $\varphi = \%0.5$ parametreleri altında $Re = 4200$ 'de elde edildiğini ifade etmişlerdir (Ekrani, Ganjehzadeh, & Esfahani, 2023). Aridi vd. (2022), çalışmalarında eş merkezli borulu bir ısı değiştiricide kullanılan trapezoidal vorteks üreticilerin farklı konumlandırmalarının ısı transferi üzerindeki etkilerini sayısal olarak analiz etmişlerdir. Çalışmalarında *SST k – ω* türbülans modelini uygulamışlardır. Vorteks üreticilerin konumlarını üç farklı yerleşim senaryosu kapsamında değerlendirerek vorteks üreticilerin sıcak karışımı artırarak ısı transfer verimliliğini olumlu yönde etkilediğini ifade etmişlerdir. Sonuç olarak, çalışmalarında Vorteks üreticilerin tüm yerleşim senaryolarında ısı transfer performansını artırdığını, ancak en etkili uygulamanın boru iç yüzeyine yerleşiminin olduğunu vurgulamışlardır (Aridi, Ali, Lemenand, Faraj, & Khaled, 2022). Chamoli vd. (2021), çalışmalarında, sabit ısı akısı tanımlanmış bir boru içerisine periyodik olarak yerleştirilmiş halka şeklindeki vorteks üreticinin (*torus*) ısı transferi ve akış karakteristiklerini sayısal yöntemlerle incelemişlerdir. Halka şeklindeki vorteks üretici en/boy oranı, (*AR*) ile eğim açısı (α)'nın *Nu*, *f* ve *PEC* üzerindeki etkileri analiz etmişlerdir. Gerçekleşen ısı performansındaki iyileşmenin, vorteks üreticilerin boru içerisine

yerleşimi neticesinde sınır tabakanın bozulması, girdap oluşumu ve akışın daha etkin karışması gibi etkilerden kaynaklandığı belirtmişlerdir. Ayrıca, vorteks üretici AR değerindeki artışa bağlı olarak Nu ve f değerlerinde artış gözlemlenirken, PEC değerinde azalma olduğu ifade etmişlerdir (Chamoli, Zhuang, Kumar Pant, & Yu, 2021). Promvonge vd. (2020), ayırık V –kanatçık şeklindeki iki farklı yerleşime sahip ($V - up$ ve $V - down$) şeritlerle donatılmış borulu bir ısı değiştiricide ısı transferinin iyileştirilmesine yönelik hem deneysel hem de sayısal bir çalışma yürütmüşlerdir. Gerçekleştirilen sayısal analizlerde, ayırık V –kanatçık şeklindeki şeritlerin, birbirine zıt yönlerde dönen iki vorteks çifti oluşturduğu ve bu vortekslerin türbülans yoğunluğunu artırarak ısı transferini önemli ölçüde iyileştirdiğini gözlemlemişlerdir. Isıl iyileştirme faktörünün (TEF), artan Reynolds sayısı ile birlikte azalma eğiliminde olduğunu ve en yüksek $TEF = 2.02$ değerinin, $V - down$ için $R_B = 0.15$ ve $R_P = 1.0$ parametrelerinde elde edildiğini belirtmişlerdir. Son olarak sayısal çalışmalarında $k - \epsilon$ türbülans modelini uyguladıklarını ifade etmişlerdir (Promvonge, Promthaisong, & Skullong, 2020). Wang vd. (2023), sabit ısı akısı tanımlanmış bir içerisine düz veya delikli vorteks üreticilerin ısı performans ve Darcy sürtünme faktörü üzerine etkilerini $Re = 6060 - 21210$ aralığında incelemek amacı ile hem deneysel hem de sayısal bir çalışma yürütmüşlerdir. Gerçekleştirilen deneysel verilerin sayısal doğrulama sürecinde, $SST k - \omega$ türbülans modeli ile elde edilen sonuçların deneysel verilerle en yüksek uyumu gösterdiği belirtilmiştir. Farklı delik oranı (PI) ve adım oranı (PR) etkileri inceleyerek delik çapındaki artışın ısı performans üzerinde olumsuz bir etkisi olmasına karşın basınç kaybını önemli ölçüde azalttığı, buna karşılık azalan PI ve PR değerlerinin TEF değerinde artışa yol açtığı belirtilmişlerdir. En yüksek TEF değeri olan 1.44'ü $PI = \%7.8$ ve $PR = 3.27$ parametreleri altında, $Re = 6060$ 'de elde etmişlerdir (J. Wang et al., 2023). Wang vd. (2025), diğer bir çalışmalarında, çok delikli yapıya sahip dikdörtgen şeklindeki kanatçıklardan ($MPRWVG$) oluşan vorteks üreticilerin, sabit ısı akısı altındaki dairesel kesitli bir boru içerisine yerleştirilmesi durumunda, akış yapısı ve ısı performans üzerindeki etkilerini hem deneysel hem de sayısal yöntemlerle kapsamlı bir şekilde incelemişlerdir. Sayısal analizlerde, boru içi türbülanslı akışın modellenmesi noktasında (SST) $k - \omega$ türbülans modelini tercih etmişlerdir. Gerçekleştirdikleri çalışmalar neticesinde delikli yapının neden olduğu çoklu jet oluşumları ile bu jetlerin hem birbirleriyle hem de oluşan uzunlamasına vorteks yapılarıyla etkileşimlerinin, hem Nu hem de f üzerinde belirleyici faktör olduğunu ifade etmişlerdir. En yüksek TEF değerinin ($TEF = 1.59$) $\alpha = 45^\circ$ eğim

açısı, delik sayısı $N = 6$ ve uzunlamasına mesafe $P = 25 \text{ mm}$ olan konfigürasyonda, Reynolds sayısı $Re = 7454$ için elde edildiğini belirtmişlerdir (J. Wang, Zeng, Ma, Zhao, & Li, 2025). Liu vd. (2025), eşkenar yamuk şeklindeki uzunlamasına vorteks üreticilerin ($ITWL - VG$) dairesel kesitli ısı transfer borularındaki termo-hidrolik performansını sayısal ve deneysel yöntemlerle incelemişlerdir. Deneysel çalışmalarında, tek bir sırada yer alan ITW sayısı ($n = 4, 6, 8$), hücum açısı ($\alpha = 0^\circ, 15^\circ, 30^\circ, 45^\circ$) ve dört farklı yerleşim konfigürasyonu gibi temel parametreleri analiz etmişlerdir. Boru içi türbülanslı akışın modellenmesi için (SST) $k - \omega$ türbülans modelinin uygulandığını belirtmişlerdir. Gerçekleştirdikleri analizler sonucunda, en yüksek PEC değerini 1.27 olarak elde etmişlerdir (Liu, Ni, Tang, Xu, & Jiang, 2025). Boonloi vd. (2024), ısı transferi borularında ayrık X ve V biçimli vorteks üreticiler ($DXVB$) kullanılarak termo-hidrolik performansın hem sayısal hem de deneysel yöntemlerle incelendiği bir çalışma yürütmüşlerdir. Sayısal analizlerde, akışın modellenmesi amacıyla (SST) $k - \omega$ türbülans modelinin tercih edildiğini ve elde edilen sayısal sonuçların deneysel verilerle yüksek düzeyde uyum gösterdiğini raporlamışlardır. Boru iç yüzeyine yerleştirdikleri $DXVB$ 'lerin, uzunlamasına vorteksler oluşturarak ısı sınır tabakayı bozarak farklı sıcaklıktaki akışkan karışımını iyileştirdiğini ifade etmişlerdir. Bu sayede Nusselt sayısı, boş boruya kıyasla yaklaşık 10.17 kat artış göstermiştir. Çalışmada kaydedilen en yüksek TEF değerini ise yaklaşık 2.95 olarak elde etmişlerdir (Boonloi, Lewpiriyawong, & Jedsadaratanachai, 2024). Habchi vd. (2012), $Re = 7500 - 15000$ aralığında gerçekleştirdikleri sayısal çalışmada, dairesel bir boru içerisindeki trapezoidal şeklindeki vorteks üreticiler ve yüzey çıkıntılarının ısı transferi ve sürtünme faktörü üzerine etkilerini detaylı bir biçimde ele almışlardır. Bu doğrultuda gerçekleştirdikleri sayısal çalışmada RNG $k - \varepsilon$ türbülans modelini uygulamışlardır. Sonuç olarak iki ardışık vorteks üretici arasına yerleştirilen yüzey çıkıntılarının, ısıtılan duvara çok yakın bölgede sıcaklık gradyanlarını ve vortisiteyi artırarak yerel ısı transferini önemli ölçüde iyileştirdiği sonucuna varmışlardır (Habchi et al., 2012). Liang vd. (2018), $Re = 6000 - 27000$ aralığında üç boyutlu sayısal modelleme ile delta kanatçıklı vorteks üreticilerin (WVG) termo-hidrolik performansını incelemiş, SST $k - \omega$ türbülans modeli ile deneysel veri doğrulama çalışmalarında en düşük sapma oranının elde edildiğini ifade etmişlerdir. Hücum açısı (β) ve kanatçık uzunluğundaki (L) artışa bağlı olarak hem Nusselt sayısı hem de sürtünme faktöründe artış elde edildiğini buna karşın eğim açısındaki (α) artışın her iki değeri düşürdüğü sonucuna varmışlardır. Sonuç olarak en yüksek $TEF = 1.08$

değerinin, $Re = 6000$ 'de $\beta = 30^\circ$ ve $\alpha = 0^\circ$ parametreleri altında elde etmişlerdir (Liang, Islam, Kharoua, & Simmons, 2018). Literatürde, vorteks üreticiler aracılığıyla ısı transferinin iyileştirilmesine yönelik türbülanslı iç akışların modellenmesinde *GEKO* türbülans modelinin kullanıldığı en dikkat çekici çalışma İğci (2025) tarafından gerçekleştirilmiştir. İğci (2025), çalışmasında geleneksel delta kanat ve kanatçık tipi *VGs* birleştirerek tasarladığı Hibrit Vorteks Üreticilerini (*HVG*), dikdörtgen kesitli bir kanalın akış hacmi içerisinde, ısıtıcı yüzeye yerleştirerek, farklı kanatçık taban açıları (θ) ve boyuna adım oranları (PR) altında ısı transferi ve sürtünme faktörü üzerindeki etkilerini sayısal olarak incelemiştir. Çalışmasında, *HVG*'lerin termal performansı, referans alınan Trapezoidal Kanatçıklı Vorteks Üretici (*TWVG*) ile karşılaştırılmıştır. *ANSYS Fluent* yazılımında *GEKO* türbülans modeli kullanılarak yapılan analizlerde, *HVG45* konfigürasyonunun *TWVG*'ye kıyasla %4.11 daha yüksek Nusselt sayısı ve %5.43 daha yüksek Isıl İyileştirme Faktörü (*TEF*) sağladığını belirlemiştir. Parametrik çalışmalar sonucunda en yüksek *TEF* değerini 2.42 olarak, $\theta = 18^\circ$ ve $PR = 1.5$ için $Re = 4121$ 'de elde etmiştir. Çalışmasında, *HVG*'lerin *SAH* sistemlerinde termal performansı artırma potansiyelini ortaya koyduğunu, *GEKO* türbülans modelinin ise türbülanslı akış ve ısı transferi analizlerindeki etkinliğini gösterdiğini ifade etmiştir (İĞCİ, 2025).

Yapılan literatür taraması sonucunda, türbülanslı akışlarda vorteks üreticiler kullanılarak ısı transferinin iyileştirilmesine yönelik sayısal analizlerde genellikle *RANS* tabanlı *Realizable k - ϵ* , *RNG k - ϵ* ve *SST k - ω* türbülans modellerinin tercih edildiği görülmektedir. Ancak, *k - ω* tabanlı *GEKO* türbülans modelinin vorteks üreticilerin ısı-hidrolik performansına etkisinin detaylı şekilde incelendiği sayısal çalışmalar literatürde oldukça sınırlıdır. Türbülans modellerinin performansı, büyük ölçüde uygulandıkları akış türüne bağlıdır; serbest kayma bölgeleri, duvarla sınırlı akışlar, akış ayrılması ve yeniden yüzeye tutunma, dönümlü akışlar ile geçiş rejimi gibi karmaşık akış yapıları, modelin doğruluğu üzerinde belirleyici bir etkiye sahiptir. Bu nedenle, *GEKO* türbülans modelinin karmaşık akış karakteristiklerine sahip türbülanslı akış koşullarındaki modelleme kapasitesini ortaya koymak amacıyla, modelin performansının sistematik bir şekilde değerlendirilmesi ve elde edilen bulguların literatürde yaygın olarak kullanılan türbülans modelleriyle karşılaştırılması büyük önem arz etmektedir. Bu doğrultuda, çalışmada iki aşamalı bir performans değerlendirmesi gerçekleştirilmiştir. Birinci aşama makro ölçekli genel değerlendirme iken ikinci aşama ise yerel değerlendirme olarak tanımlanmıştır.

İlk aşamada, türbülanslı akış rejimlerinde vorteks üreticili ve vorteks üreticisinin olmadığı durumlar için doğrulama analizleri gerçekleştirilmiştir. Bu kapsamda, olası akış ayrılması, akışın yüzeye yeniden tutunması ve girdap oluşumu gibi karmaşık akış özelliklerini içeren vorteks üretici olarak delta kanatçık yerleştirilmiş dairesel bir boru analiz edilmiştir (Zhai, Islam, Simmons, & Barsoum, 2019). Elde edilen sayısal sonuçlar, $Re = 5000 - 25000$ aralığında deneysel Nusselt sayısı ve Darcy sürtünme faktörü verileriyle karşılaştırılarak değerlendirilmiştir. Ayrıca, *GEKO* türbülans modeli ile elde edilen bulgular, literatürde yaygın olarak kullanılan diğer türbülans modelleriyle de karşılaştırılmıştır. Bununla birlikte, boş boru için elde edilen Nu_0 ve f_0 değerleri sırasıyla Dittus-Boelter ve Petukhov deneysel korelasyon denklemleri ile literatürde kabul edilen sapma aralığında doğrulanmıştır. Bu doğrultuda, sayısal olarak hesaplanan *TEF* değerleri de $Re = 5000 - 25000$ aralığında deneysel *TEF* değerleri ile karşılaştırmalı olarak sunulmuştur (Zhai, Islam, Simmons, et al., 2019) (Zhai, Islam, Alam, Simmons, & Barsoum, 2019).

Makro ölçekteki bu deneysel veri doğrulama çalışmasının yanı sıra, türbülans modellerinin gerçek performansını test etmek açısından yerel analizler de oldukça önemlidir. Bu analizler, özellikle türbülansın en yoğun ve karmaşık olduğu bölgelerde modelin fiziksel doğruluğunu ortaya koymak adına kritik öneme sahiptir. Bu amaçla, ayrık V –şeklindeki engellerin (*ribs*) periyodik olarak konumlandığı kare kesitli bir kanalda türbülanslı akış bölgesi $Re = 15000$ için analiz edilmiştir (SriHarsha, Prabhu, & Vedula, 2009). Bu bölgede, deneysel olarak belirlenmiş bir hat boyunca ($z = 1/4$) yerel Nu/Nu_0 oranı değişimi *GEKO* türbülans modeli kullanılarak sayısal olarak hesaplanmıştır. Elde edilen sayısal sonuçlar, deneysel verilerle doğrulanmış ve literatürde yaygın olarak kullanılan *RANS* tabanlı türbülans modelleriyle karşılaştırılmıştır.

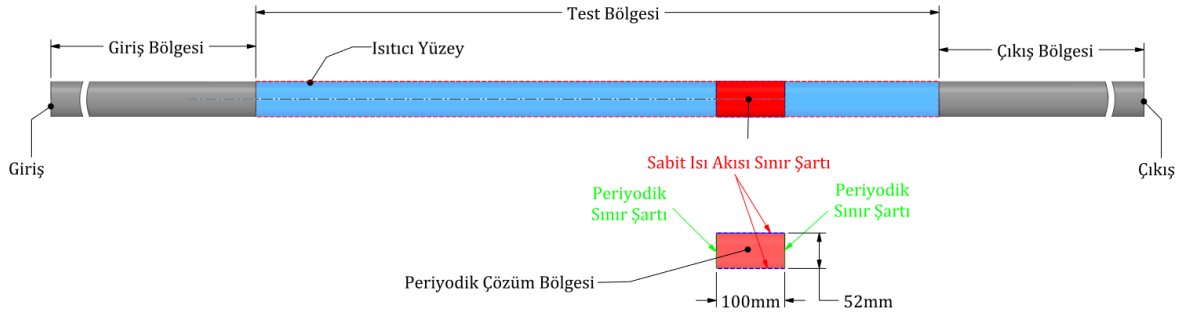
Son olarak, *GEKO* türbülans modeli uygulanarak, *DW* referans alınarak tasarlanmış dört farklı yenilikçi uzunlamasına vorteks üreticinin ısı transferi ve sürtünme faktörüne etkileri $Re = 5000 - 20000$ aralığında ayrıntılı bir şekilde analiz edilmiştir. Elde edilen sonuçlar, karşılaştırmalı olarak sunulmuştur.

3. GEREÇ VE YÖNTEM

Bu tez çalışmasında, referans olarak alınan DW 'ye ek olarak, dört farklı yenilikçi vorteks üreticinin bir boru içindeki türbülanslı hava akışı altında ısı transferi ve sürtünme karakteristiği üzerindeki etkileri, hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemiyle sayısal olarak incelenmiştir. Bu bölümde ayrıca, çalışmanın yürütülmesinde kullanılan hesaplama geometrisi, fiziksel modeller, türbülans modelleme yaklaşımı, sınır koşulları, sayısal çözüm yöntemleri ve performans değerlendirme kriterleri ayrıntılı olarak sunulmuştur.

3.1. Boş Boru Çözüm Bölgesi

Boş kanal çözüm bölgesine yönelik sayısal doğrulama çalışmaları, Nusselt sayısı için Dittus-Boelter ve Darcy sürtünme faktörü için Petukhov korelasyon denklemleri esas alınarak gerçekleştirilmiştir. Bu deneysel korelasyon denklemlerinin, tam gelişmiş akış koşullarını temel aldığı göz önünde bulundurularak, $Re = 5000 - 25000$ aralığındaki Nu_0 ve f_0 değerlerinin elde edilmesi noktasında gerçekleştirilen sayısal analizler periyodik sınır şartları altında yürütülmüştür. Bu kapsamda belirlenen boş kanal çözüm bölgesi Şekil 3.1'de sunulmuştur.



Şekil 3.1. Boş boru periyodik sınır şartları altındaki sayısal çözüm bölgesi

3.2. Vorteks Üreticili Boru Çözüm Bölgesi

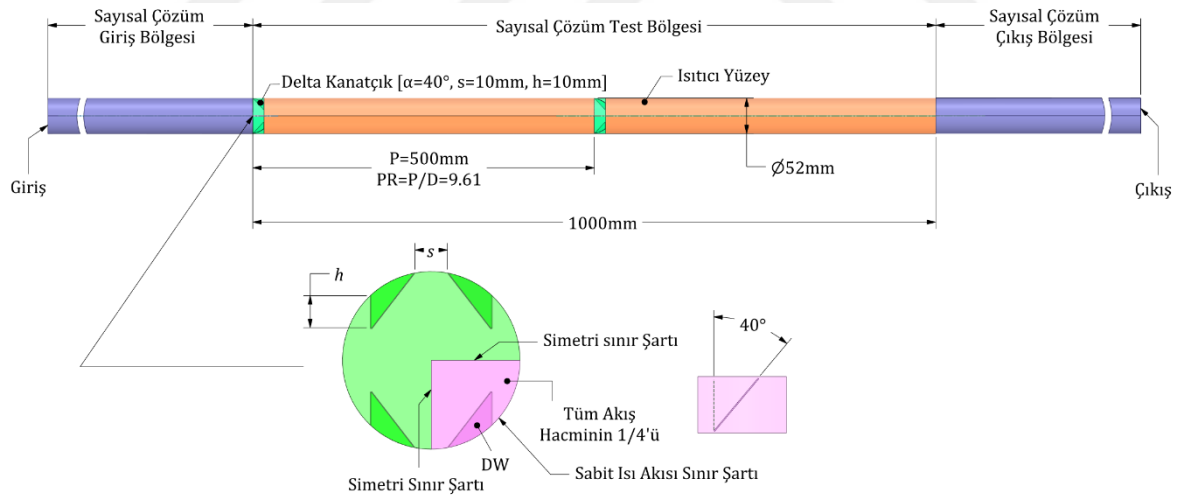
Makro ve yerel ölçekte yürütülen deneysel doğrulama çalışmaları ile referans delta kanatçık (DW) ve farklı tasarımlara sahip vorteks üreticilere yönelik sayısal analizlerde, çözüm bölgelerindeki farklılıklar nedeniyle vorteks üreticili sayısal çözüm bölgesi üç ana başlık altında ele alınmıştır. Yerel ölçekte gerçekleştirilen deneysel doğrulama çalışması hariç, diğer vorteks üreticili sayısal akış hacimleri giriş, test ve çıkış bölgelerinden oluşmaktadır.

3.2.1. Makro Ölçekli Deneysel Doğrulama Çalışması

Makro ölçekteki deneysel doğrulama çalışmalarında çözüm bölgesi uzunlukları sırasıyla giriş için 800 mm, test için 1000 mm ve çıkış için 400 mm olarak belirlenmiştir. Makro ölçekte gerçekleştirilen deneysel doğrulama çalışmalarında, tek bir sıradaki delta kanatçık sayısı 4 olduğundan, simetri sınır koşulu nedeniyle sayısal çözüm bölgesi, tüm akış hacminin yalnızca 1/4'ü olarak kabul edilmiştir. Bu bağlamda, makro ölçekteki deneysel verilerin sayısal doğrulaması;

- $\alpha = 40^\circ, s = 10 \text{ mm}, h = 10 \text{ mm}$ ve $PR = 9.61$ (Zhai, Islam, Simmons, et al., 2019)
- $\alpha = 40^\circ, s = 10 \text{ mm}, h = 7.5 \text{ mm}$ ve $PR = 9.61$ (Zhai, Islam, Simmons, et al., 2019)
- $\alpha = 30^\circ, s = 15 \text{ mm}, h = 7.5 \text{ mm}$ ve $PR = 19.23$ (Zhai, Islam, Alam, et al., 2019)

parametreleri altında üç farklı durum (case) için gerçekleştirilmiştir. Temsili bir örnek olarak, $\alpha = 40^\circ, s = 10 \text{ mm}, h = 10 \text{ mm}$ ve $PR = 9.61$ parametrelerine sahip delta kanatçıklı boruya ait sayısal çözüm geometrisinin test bölgesindeki detaylı yapısı ve boyutlandırmaları Şekil 3.2’de sunulmuştur.

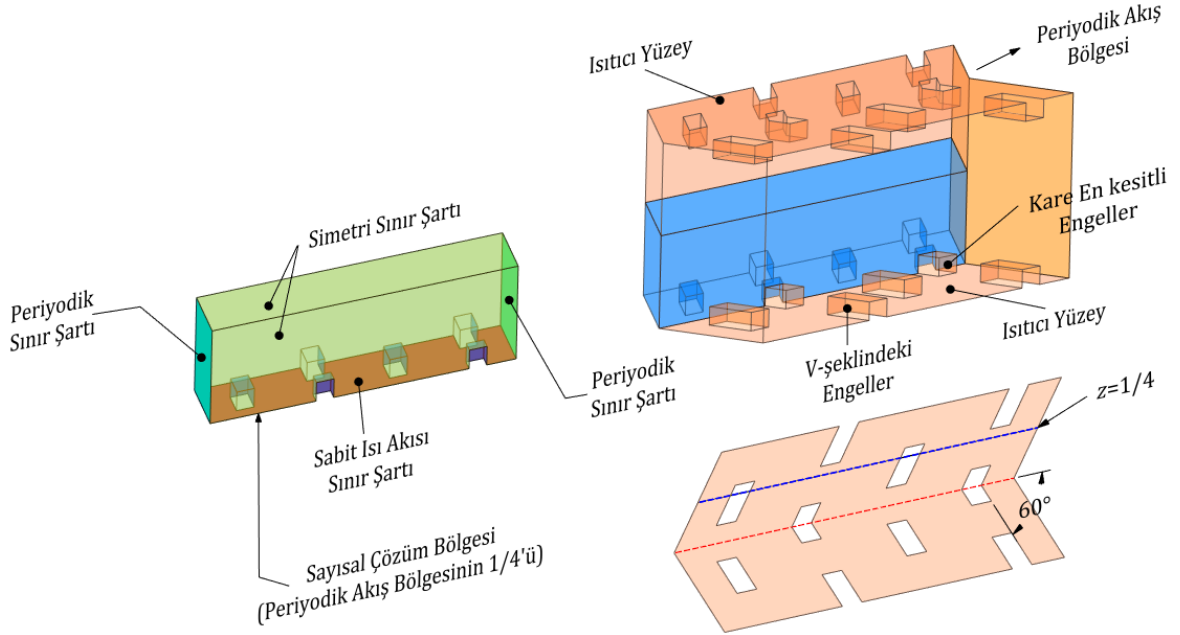


Şekil 3.2. $\alpha = 40^\circ, s = 10 \text{ mm}, h = 10 \text{ mm}$ ve $PR = 9.61$ parametrelerindeki DW 'li boruya ait sayısal çözüm bölgesi

3.2.2. Yerel Ölçekli Deneysel Doğrulama Çalışması

GEKO türbülans modelinin yerel ölçekteki performansını değerlendirmek için, kare en kesit alanına sahip bir kanalda ısıtıcı yüzey olarak tanımlanmış kanal alt ve üst yüzeylerine periyodik olarak $\alpha = 60^\circ$ 'lik hücum açısına sahip ayırık V –şeklindeki engellerin $z = 1/4$ hattındaki boyutsuz X/e boyunca deneysel yerel Nu_x/Nu_0 oranı (SriHarsha et al., 2009)

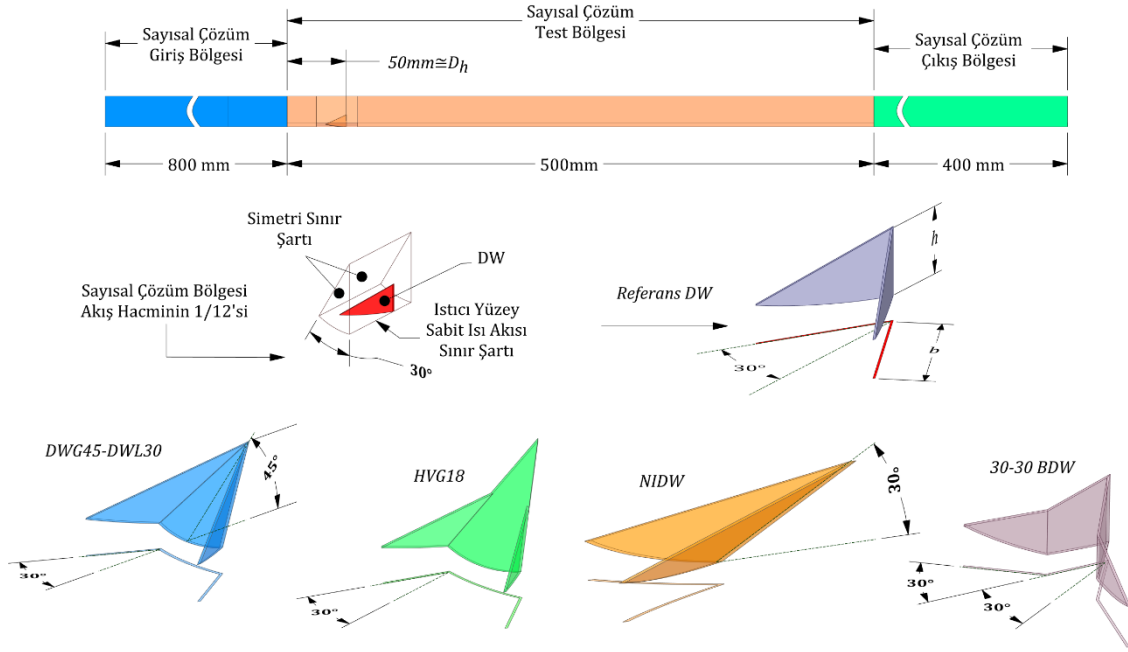
sayısal olarak analiz edilmiştir. Bu kapsamda sayısal analiz için belirlenen sayısal çözüm bölgesi, periyodik modülün dörtte biri olacak şekilde indirgenmiş ve bu bölgeye ait sınır koşulları Şekil 3.3’de detaylı olarak sunulmuştur.



Şekil 3.3. $\alpha = 60^\circ$, $e/D = 0.1$, $P/e = 10$, $C/e = 0$ parametreleri altındaki V-şeklindeki engellerin konumlandırıldığı kanal için periyodik sınır şartları için sayısal çözüm bölgesi

3.2.3. DW ve Farklı Tasarımlardaki Vorteks Üreticiler için Isıl Performans Analizi

Referans delta kanatçık (DW) ve farklı tasarımlara sahip vorteks üreticilere yönelik sayısal analizlerde ise çözüm bölgesi uzunlukları sırasıyla giriş için $L_{Giriş} = 800 \text{ mm}$ ($\geq 10D_h$), Test bölgesinin başlangıcında hidrodinamik olarak gelişmiş akış profili (Incropera et al., 2015), test için $L_{Test} = 500 \text{ mm}$ ve çıkış için $L_{Çıkış} = 400 \text{ mm}$ (Çıkış sınır koşullarından kaynaklanabilecek olası geri akış (reverse flow) yapılarını engellemek) olarak tanımlanmıştır. Ayrıca tüm vorteks üreticiler Şekil 3.4’de görüldüğü üzere test bölgesinin başlangıç noktasından $50 \text{ mm} \cong D_h$ uzaklıkta konumlandırılmıştır.



Şekil 3.4. Referans *DW*, *DWG45 – DWL30*, *HVG18*, *NIDW* ve *30 – 30 BDW* tasarımlarına ait geometrik ölçülendirme ve ısıl performans analizine yönelik sayısal çözüm bölgesi

Şekil 3.4’de görüldüğü üzere, referans *DW* konfigürasyonu dahil olmak üzere yenilikçi tasarımlara sahip toplam dört adet uzunlamasına vorteks üretici (*DWG45 – DWL30*, *HVG18*, *NIDW* ve *30 – 30 BDW*), tek bir sırada toplamda altı adet ($N = 6$) olacak şekilde çapı $\phi 52 \text{ mm}$ olan borunun sabit ısı akısı sınır şartları altındaki ($q'' = 600 \text{ W/m}^2$) ısıtıcı yüzey olarak tanımlanmış boru iç yüzeyine konumlandırılmıştır. Tek bir sıradaki vorteks üretici sayısı ve her bir vorteks üreticinin geometrik simetri özelliği dikkate alındığında, Şekil 3.4’de gösterilen sayısal çözüm bölgesi, tüm akış hacminin yalnızca 1/12’si olarak tanımlanmıştır.

Referans tasarım olarak, eğrisel ısıtıcı yüzey üzerine yerleştirilen, yüksekliği $h = 10 \text{ mm}$, kanatçık izdüşüm uzunluğu $b = 20 \text{ mm}$ ve hücum açısı $\alpha = 30^\circ$ olan bir *DW* ele alınmıştır. İlk tasarımda, *DW* kanatçıkları arasındaki bölgede akışın durma (*stagnation*) riskini azaltmak ve daha düzgün (*smooth*) bir akış sağlamak amacıyla, Şekil 3.4’de gösterildiği üzere, $\alpha = 45^\circ$ hücum açısına sahip bir delta kanat ile $\alpha = 30^\circ$ hücum açısına sahip *DW* birleştirilerek, aynı yüksekliğe ($h = 10 \text{ mm}$) sahip yenilikçi *DWG45 – DWL30* konfigürasyonu tasarlanmıştır.

İkinci aşamada ise, literatür taraması sonucunda hem klasik *DW* hem de yeni *DWG45 – DWL30* tasarımıyla geometrik olarak karşılaştırılabilir, ayrıca yan taraflardaki delta

kanatçıkları bir önceki tasarıma göre daha düşük seviyede konumlandırıldığı için oluşturacağı vorteksleri ısıtılmış yüzeye daha yakın bölgelerde meydana getirebileceği öngörülen *HVG18* tasarımı karşılaştırmaya dahil edilmiştir. Bu konfigürasyonda da delta kanatçıkların hücum açısı $\alpha = 30^\circ$ olup, ön blokaj oranı hem *DW* hem de *DWG45 – DWL30* tasarımlarıyla eşit olacak şekilde ve referans kaynaktaki (İĞCİ, 2025) geometrik oranlara sadık kalınarak uygun şekilde ölçeklendirme yapılmıştır. Bu bağlamda, *HVG18* yapısının geometrik özellikleri referans alınan kaynaktaki ayrıntılı olarak verilmiştir.

Üçüncü aşamada, literatürde yenilikçi bir tasarıma sahip olan *NIDW* (*Novel Inclined Delta Winglet*), referans *DW* konfigürasyonu ile karşılaştırmalı olarak analiz kapsamına dahil edilmiştir. Bu tez kapsamında, literatürde yer alan (Demirağ, 2024) *NIDW* tasarımı temel alınarak ilgili kanatçıklar birleştirilerek özgün bir tasarım elde edilmiştir. Elde edilen *NIDW* tasarımı *DW* ile aynı yükseklik ($h = 10\text{ mm}$) ve ile ön blokaj oranı korunacak şekilde boyutlandırılmıştır. Ayrıca, literatürde belirtilen şekilde hücum açısı ($\beta = 30^\circ$) ve eğim açısı ($\alpha = 30^\circ$) sabit tutularak, bu çerçevede hem aerodinamik performans gözetilmiş hem de referans alınan *NIDW* tasarımındaki geometrik ve açısal parametreler korunmuştur. *NIDW* konfigürasyonunun ayırt edici özelliği, kanatçık yüzeylerinin hem ana akım doğrultusunda hem de ısıtılmış yüzeye doğru olacak şekilde çift eksenli eğimli tasarlanmış olmasıdır. Bu iki eksenli eğim sayesinde, referans *DW* konfigürasyonu ile aynı ön blokaj oranı korunurken, vorteks üreten kenar uzunluğu önemli ölçüde artmaktadır. Bu tasarım sayesinde daha güçlü ve etkili ikincil akımların oluşturulması hedeflenmektedir. Aynı zamanda, bu eğim yapısı, vortekslerin dönüş eksenini ısıtıcı yüzeye daha yakın bir konumda oluşturacak şekilde yönlendirmesi ve böylece ısıtıcı yüzeye olan etkileşiminin artırılmasına olanak tanınması amaçlanmıştır. Hücum ve eğim açılarının 30° 'de olmasının yanında, kanatçıkların ısıtıcı yüzeye olan stratejik eğimi, tasarımın aerodinamik yapısını güçlendirerek sürtünme kaynaklı kayıpları azaltmayı amaçlamaktadır.

Son tasarımda, referans *DW*'nin özellikle delta kanatçık uç bölgelerinde oluşan vortekslerin güçlendirilmesi ve bu vortekslerin ısıtıcı yüzey üzerindeki etki alanının artırılması amacıyla, delta kanatçıkların uç bölgelerine $\theta = 30^\circ$ 'lik bir büküm uygulanarak *30 – 30 BDW* tasarımı geliştirilmiştir. Tasarım sürecinde, delta kanatçıkların her iki bükümlü yüzeyin projeksiyon alanları eşit tutulmuştur. Ancak, 30° 'lik büküm nedeniyle *30 – 30 BDW*'nin toplam ön projeksiyon alanı, referans *DW* ve diğer tasarımlara kıyasla daha büyüktür.

3.3. Numerik Data Analizi

Bu çalışmada, ısı performansının analizinde kullanılan temel boyutsuz parametreler (Skullong, Promthaisong, Promvonge, Thianpong, & Pimsarn, 2018) (Incropera et al., 2015) aşağıda sunulmuştur.

- Reynolds Sayısı (Re)

Reynolds sayısı, akışkan içerisindeki atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranını ifade eden boyutsuz bir parametre olarak tanımlanmaktadır. Akış rejiminin belirlenmesinde temel bir kriter olup, $Re > 2100$ değeri genellikle türbülanslı akışa işaret eder. Boru içi akışlar için Reynolds sayısı aşağıdaki denklemle hesaplanmaktadır:

$$Re = \frac{\rho U D}{\mu} \quad (3.1)$$

veya

$$Re = \frac{U D}{\nu} \quad (3.2)$$

Burada U akışkanın ortalama eksenel hızı, D borunun iç çapı, μ akışkanın dinamik viskozitesi, ρ akışkanın yoğunluğu ve ν ise akışkanın kinematik viskozitesidir ($\nu = \mu/\rho$).

- Nusselt Sayısı (Nu)

Nusselt sayısı (Nu), bir yüzeydeki konvektif ısı transferinin iletim ısı transferine oranını ifade eden boyutsuz bir ısı transferi katsayısıdır. Isı transferi iyileştirme derecesini belirlemek için kritik bir parametredir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinde, yerel ve ortalama Nusselt sayıları hesaplanabilir.

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad (3.3)$$

veya ısı akısı biliniyorsa;

$$Nu = \frac{q''D}{k(T_w - T_b)} \quad (3.4)$$

Burada h konveksiyon ısı transfer katsayısı, D boru çapı, k akışkanın ısı iletkenliği, q'' uygulanan sabit ısı akısı, T_w boru duvar sıcaklığı ve T_b kütle ortalama akışkan sıcaklığıdır.

Nu_x gibi yerel Nusselt sayıları için analitik korelasyonlar da mevcuttur. Isıtılan yüzey boyunca alan ağırlıklı ortalama Nusselt sayısı (Nu) aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$Nu = \frac{1}{A} \int Nu_x dA \quad (3.5)$$

Deneysel çalışmalarda, ısı transfer hızı genellikle akışkanın giriş ve çıkış sıcaklıklarındaki değişimden belirlenir:

$$Q_a = \dot{m} C_p (T_{out} - T_{in}) \quad (3.6)$$

Burada Q_a aktarılan ısı enerjisi, $\dot{m}$ kütleli debi, C_p akışkanın sabit basınçtaki özgül ısısı, T_{out} çıkış sıcaklığı ve T_{in} giriş sıcaklığıdır. Konveksiyon ısı transfer katsayısı (h) Newton'un Soğuma Yasası'ndan hesaplanır:

$$q'' = h(T_w - T_b) \Rightarrow h = \frac{q''}{T_w - T_b} \quad (3.7)$$

Bu h değeri kullanılarak Nusselt sayısı $Nu = hD/k$ formülü ile elde edilir. Akışkanın fiziksel özellikleri, ortalama kütleli sıcaklıkta belirlenir. Alan ağırlıklı ve hacim ağırlıklı sıcaklıklar (T_w ve T_b) aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$T_b = \frac{\int_V \rho u T dV}{\int_V \rho u dV} \quad (3.8)$$

$$T_w = \frac{1}{A_w} \int_{A_w} T dA \quad (3.9)$$

▪ Darcy Sürtünme Faktörü (f)

Darcy Sürtünme faktörü (f), boru içi akış için boyutsuz basınç düşüşünü ifade eden bir parametredir. Isı transferi iyileştirmesi ile birlikte gelen akış direnci veya basınç kaybı "penaltısını" değerlendirmek için kullanılır. Darcy sürtünme faktörü, basınç düşüşü (ΔP) kullanılarak aşağıdaki formülle hesaplanır:

$$f = \frac{\Delta P}{(L/D) \frac{\rho U^2}{2}} \quad (3.10)$$

Burada L tüm test bölgesini kapsayacak şekilde test bölgesinin giriş ve çıkışında alan ağırlıklı statik basınç hesabının belirlendiği yüzeyler arasındaki mesafe, D boru çapı, ρ

akışkan yoğunluğu ve U hacim ağırlıklı test bölgesi ortalama akış hızıdır. Periyodik sınır şartları altındaki CFD çözümlerinde basınç düşüşü ($\Delta P/L_p$) istenen Reynolds (ve dolayısıyla kütle akış hızı) değerine göre periyodik sınır koşulları altında iteratif olarak hesaplanır.

▪ Normalize Edilmiş Performans Metrikleri

Isı transferi ve akış performansı, genellikle boş (VG 'siz) boru değerlerine göre normalize edilmiş oranlarla değerlendirilir:

1. Nu/Nu_0 : VG eklenmiş durumdaki Nusselt sayısının (Nu) boş borudaki Nusselt sayısına (Nu_0) oranıdır. Bu oran, ısı transferindeki net iyileşmeyi gösterir.
2. f/f_0 : VG eklenmiş durumdaki sürtünme faktörünün (f) boş borudaki sürtünme faktörüne (f_0) oranıdır. Bu oran, VG eklenmesiyle oluşan basınç kaybı artışını belirtir.

Bu çalışmada, boş boru için referans olarak kullanılan Nu_0 ve f_0 değerleri, sayısal analizlerle hesaplanmış ve elde edilen sonuçların doğruluğu, çalışma kapsamındaki Reynolds sayısı aralığında literatürde yaygın olarak kabul gören korelasyonlarla karşılaştırılarak değerlendirilmiştir. Nusselt sayısı açısından Dittus – Boelter korelasyon denklemi, Darcy sürtünme faktörü açısından ise Petukhov korelasyon denklemi temel alınmıştır. Dairesel kesitli, tam gelişmiş ve türbülanslı akış koşullarında, sabit ısı akısı altında geçerli olmak üzere:

1. *Dittus-Boelter Korelasyon Denklemi:*

$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^n, \quad n = 0.4 \text{ (ısıtma)}, \quad n = 0.3 \text{ (soğutma)} \quad (3.11)$$

Burada Pr akışkanın moleküler *Prandtl* sayısı olup;

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\text{viskoz yayılım hızı}}{\text{ısı yayılım hızı}} = \frac{C_p \mu}{k} \quad (3.12)$$

olarak tanımlanmaktadır.

2. *Petukhov Korelasyon Denklemi:*

$$f = (0.79 \times \ln Re - 1.64)^{-2}, \quad 3 \times 10^3 \leq Re \leq 5 \times 10^6 \quad (3.13)$$

formunda verilmektedir.

- Isıl Performans Faktörü (*Thermal Enhancement Factor- TEF*)

Vorteks üreticili bir borunun ısı transfer katsayısının, eşit pompalama gücündeki boş bir borunun ısı transfer katsayısına oranı olarak tanımlanır (Martin Fiebig, 1995; Promvonge, Changcharoen, Kwankaomeng, & Thianpong, 2011; Skullong et al., 2018; Tiggelbeck, Mitra, & Fiebig, 1994).

$$TEF = \frac{h}{h_0} \bigg|_{pp} = \frac{Nu}{Nu_0} \bigg|_{pp} = \frac{Nu/Nu_0}{(f/f_0)^{1/3}} \quad (3.14)$$

CFD simülasyonları, akış alanının ve ısı transferi mekanizmalarının detaylı olarak analiz edilmesine olanak tanıyan çeşitli görselleştirme tekniklerinin kullanılmasına imkân sağlamaktadır. Bu tez kapsamında, sayısal sonuçların yorumlanmasını kolaylaştırmak ve fiziksel süreçleri daha iyi anlamak amacıyla aşağıdaki akış görselleştirme yöntemlerinden yararlanılmıştır:

1. *Q – Kriteri*: Akış içindeki girdap (*vortex*) yapılarını tanımlamak ve görselleştirmek için kullanılır.
2. *Akış (Stream-Lines) ve Yol Çizgileri (Path-Lines)*: Akışkan parçacıklarının izlediği yolları ve girdapların oluşumunu ve gelişimini gösterir. VG'lerin akış aşağısında sarmal şekilli yol çizgileri oluşabilir.
3. *Kontur Dağılımları (Contour Distributions)*: Yerel Nusselt sayısı, sıcaklık, hız ve türbülans kinetik enerjisi gibi parametrelerin akış alanı boyunca dağılımını gösterir. Yüksek Nusselt sayılarının gözlemlendiği bölgeler, genellikle türbülanslı yapılarla güçlü bir şekilde ilişkilidir.

3.4. Matematiksel Model

Türbülanslı akışlarda, kararlı rejim (*steady-state*) altında dahi girdap yapılarının hız, sıcaklık ve basınç gibi büyüklüklerde zamana bağlı dalgalanmalara neden olduğu iyi bilinmektedir. Bu tür dalgalanmaların akış yapısı ve ısı transferi üzerinde önemli etkileri bulunmaktadır. Ancak mühendislik uygulamalarında, bu dalgalanmaların ayrı ayrı analiz edilmesinden ziyade, ortalama hız, ortalama basınç ve ortalama gerilme gibi zaman ortalamalı büyüklükler üzerinden hareket edilmesi, türbülanslı akışların genel davranışlarını değerlendirmek açısından yeterli olmaktadır (Versteeg & Malalasekra, 2007). Bu nedenle, süreklilik, momentum ve enerji denklemlerinde yer alan türbülanslı terimler Reynolds ayrıştırması (*Reynolds Decomposition*) yöntemiyle ortalama ve dalgalı bileşenlere ayrılmıştır. Bu süreç

sonucunda, zaman ortalamalı süreklilik, momentum (*Reynolds-Averaged Navier-Stokes – RANS*) ve enerji denklemleri elde edilmiştir. Zaman ortalamalı denklemler, sabit akışkan özelliklerine sahip, kararlı (*steady-state*) ve sıkıştırılamaz akış koşulları altında, bünye kuvvetleri (örneğin yer çekimi kuvveti) ile viskoz dissipasyon terimlerinin ihmal edilmesiyle, tensör notasyonunda aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

- Süreklilik Denklemi:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (3.15)$$

Burada, ρ yoğunluğu, u_i ise zaman ortalamalı hız bileşenlerini temsil etmektedir. Sıkıştırılamaz akış koşulları altında, tüm akış bölgesinde ρ sabit kabul edilmiştir.

- Momentum Denklemi:

$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u'_i u'_j}) \quad (3.16)$$

Burada u_i hızın x_i yönündeki zaman ortalamalı kısmı, u'_i hızın çalkantı kısmı, ρ yoğunluk, p zaman ortalama basınç, μ dinamik viskozite ve $-\rho \overline{u'_i u'_j}$ Reynolds gerilmesi olarak tanımlanmıştır. Ortaya çıkan ekstra gerilme terimleri, türbülanslı dalgalanmaların ortalama akış üzerindeki etkilerini temsil etmekte olup, bu terimlerin zaman ortalamalı nicelikler cinsinden modellenmesi gerekmektedir (Wilcox, 2006). *RANS* denklemlerinin çözümünde yaygın olarak kullanılan bu yaklaşım, türbülansın etkisini viskoz gerilmelere benzer bir şekilde ifade eden ve türbülanslı gerilmeleri ortalama hız gradyanlarıyla ilişkilendiren *Boussinesq yaklaşımı* olarak bilinmektedir.

- Enerji Denklemi:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} [u_i (\rho E + P)] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (3.17)$$

Bu denklemde E toplam enerji, P basınç, u_i hız bileşeni, T sıcaklık ve k_{eff} etkin ısı iletkenliğidir. Etkin ısı iletkenliği (k_{eff}), akışkan içindeki ısının transferini tanımlayan bir parametredir ve iki ana bileşenden oluşur. Bunlar; moleküler ısı iletkenliği (k) ve türbülanslı ısı iletkenliği (k_t) şeklinde tanımlanmaktadır. Dolayısıyla, k_{eff} şu şekilde modellenmiştir:

$$k_{eff} = \rho C_p (\Gamma + \Gamma_t) \quad (3.18)$$

Enerji denklemindeki etkin ısı iletkenliği (k_{eff}) moleküler ve türbülanslı ısı iletkenliklerinin toplamıdır ($k_{eff} = k + k_t$). Bu terimler, moleküler ısı difüzivite (Γ) ve türbülanslı ısı difüzivite (Γ_t) katsayıları ile ρ ve C_p cinsinden $k = \rho C_p \Gamma$ ve $k_t = \rho C_p \Gamma_t$ şeklinde tanımlanmıştır. Söz konusu katsayılar, akışkanın türbülans seviyesi ve akış rejimine bağlı olarak değişkenlik göstermekte olup, ısı transferi performansının doğru tahmini açısından belirleyici bir rol oynamaktadır. Burada Γ_t , türbülanslı akışlarda, akışkan içindeki çalkantılı hareketler (girdaplar) nedeniyle meydana gelen ek ısı transferini hesaba katan türbülanslı ısı difüzivite katsayısıdır. Türbülanslı ısı iletkenliği (k_t), türbülanslı viskozite (μ_t) ve türbülanslı Prandtl sayısı (Pr_t) cinsinden aşağıdaki gibi ifade edilmektedir:

$$\Gamma_t = \frac{\mu_t C_p / Pr_t}{\rho C_p} = \frac{\mu_t}{\rho Pr_t} \quad (3.19)$$

Türbülanslı Prandtl Sayısı Pr_t , türbülanslı momentum difüzyonu ile türbülanslı ısı difüzyonu arasındaki oranı temsil eder. Türbülanslı difüzyon, akışkan karışımını büyük ölçüde artırarak, ısı transfer oranını yalnızca moleküler difüzyonla sağlanabilecek seviyelerin çok üzerine çıkarmaktadır. Türbülanslı Prandtl sayısının, çeşitli akış türlerinde yaklaşık sabit kaldığı deneysel çalışmalarla ortaya konmuştur. Özellikle duvar yakınındaki akışlar için bu değerin yaklaşık 0.90 olduğu önerilmektedir (Versteeg & Malalasekera, 2007). Bu çalışmada ise, *ANSYS Fluent* CFD yazılımının varsayılan değeri olan 0.85 esas alınmış olup, kullanıcılar bu değeri gerektiğinde değiştirme olanağına sahiptir (ANSYS, 2021). Enerji denkleminde yer alan E terimi, akışkan sistemindeki birim kütle başına toplam enerjiyi temsil etmektedir. Bu terim, özellikle *RANS* denklemleri kapsamında yürütülen türbülanslı akış ve ısı transferi analizlerinde kullanılmaktadır. Toplam enerji E 'nin iç enerji (e) ve kinetik enerjinin toplamıdır:

$$E = e + \frac{u_i u_i}{2} \quad (3.20)$$

Burada e birim kütle başına iç enerji, $u_i u_i / 2$ birim kütle başına kinetik enerjidir. Dolayısıyla, E akışkanın iç enerjisi ve hareketinden kaynaklanan kinetik enerjisini kapsamaktadır.

Reynolds gerilmelerini modellemek için *Boussinesq* yaklaşımı kullanılır. Bu yaklaşım, $-\rho \overline{u'_i u'_j}$ Reynolds gerilme tensörünü (τ_{ij}) ortalama hız gradyanları ve bir türbülanslı (veya girdap) viskozitesi (μ_t) cinsinden ifade etmektedir. Genişletilmiş Boussinesq yaklaşımı matematiksel olarak aşağıdaki şekilde tanımlanmaktadır:

$$\tau_{ij} = -\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k - \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \delta_{ij} \quad (3.21)$$

Burada $k = \overline{u'_i u'_i} / 2$, türbülans kinetik enerjisi ve δ_{ij} Kronecker deltasıdır. Bu yaklaşım, normal Reynolds gerilmelerinin izotropik olduğu varsayımına dayanır ve bu nedenle normal gerilme anizotropisini doğru bir şekilde temsil edemez. *Boussinesq* yaklaşımında görülen μ_t , türbülanslı girdaplar tarafından taşınan momentumu temsil eden türbülans veya girdap viskozitesini temsil eder. Moleküler viskozitenin aksine, türbülanslı viskozite akışkanın doğal bir özelliği olmayıp, akış bölgesi içerisinde noktadan noktaya değişkenlik gösterir ve farklı akış koşullarında farklı değerler alır. Bu değişken dağılımın doğru bir şekilde hesaplanabilmesi için uygun bir türbülans modelinin kullanılması gerekmektedir.

3.5. Türbülans Modeli

RANS denklemlerinde Reynolds gerilmelerini modellemek amacıyla çeşitli türbülans modelleri geliştirilmiştir. Bu modeller, türbülanslı viskoziteyi ya da Reynolds gerilmelerini belirlemek için ek taşınım denklemlerini içermektedir.

3.5.1. RNG k-ε Modeli

RNG (Renormalization Group) $k - \varepsilon$ türbülans modeli, istatistiksel bir teknik olan yeniden normalleştirme grubu teorisi kullanılarak türetilmiştir. *Standart* $k - \varepsilon$ modeline benzer, ancak hızlı gerilmeli akışlarda doğruluğu artıran ve girdap etkisini (*swirl effect*) hesaba katan ek bir terime sahiptir. Bu model, güçlü akım çizgisi eğriliği ve girdaplar gibi türbülans etkilerini dikkate alarak nihai çözümü iyileştirir. Bu modele ait denklemler ve model sabitleri aşağıdaki gibidir:

- k (Türbülans Kinetik Enerjisi) Denklemi:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + \rho \varepsilon \quad (3.22)$$

- ε (Türbülans Dağılım Hızı) Denklemi:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\alpha_\varepsilon\mu_{eff}\frac{\partial\varepsilon}{\partial x_j}\right) + C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}G_k - C_{2\varepsilon}\rho\frac{\varepsilon^2}{k} + R_\varepsilon \quad (3.23)$$

Sağ taraftaki ek terim R_ε aşağıdaki gibidir:

$$R_\varepsilon = \rho C_\mu \eta^3 \frac{1 - \eta/\eta_0}{1 + 0.012\eta^3} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (3.24)$$

Burada $\eta = kS/\varepsilon$ ile tanımlanır ve Burada S gerilme hızı tensörünün büyüklüğüdür ($S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}$). Türbülanslı viskozite (μ_t) aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.25)$$

Modelinde görülen G_k terimi, türbülans kinetik enerjisinin üretimi anlamına gelmektedir. Bu terim, ortalama akış hızındaki değişimler (*mean velocity gradients*) nedeniyle türbülans kinetik enerjisinin nasıl üretildiğini ifade eder. Matematiksel olarak, Türbülanslı viskozite (μ_t) ve ortalama şekil değiştirme oranı tensörü büyüklüğü (S) cinsinden $G_k = \mu_t S^2$ şeklinde ifade edilir. Model Sabitleri: $C_\mu = 0.0845$, $C_{1\varepsilon} = 1.42$, $C_{2\varepsilon} = 1.68$ şeklindedir.

3.5.2. Realizable k- ε Modeli

Realizable k - ε türbülans modeli, standart $k - \varepsilon$ modelinden iki temel bakımdan farklılık gösterir: türbülanslı viskozite için yenilikçi bir formülasyon içerir ve dağılım hızı (ε) için özelleştirilmiş bir taşıma denklemi, ortalama kare girdap dalgalanmasının taşınımını tanımlayan kesin bir denklemden elde edilmiştir. "*Realizable*" terimi, modelin *Reynolds* gerilmeleri üzerinde türbülanslı akış fiziğiyle tutarlı belirli matematiksel kısıtlamaları karşıladığı anlamına gelir. Bu model, ayrılmış akışlar ve karmaşık ikincil akış özellikleri için diğer $k - \varepsilon$ modellerinden daha iyi performans göstermiştir. Ayrıca yuvarlak jet anomalisini de çözer, yani eksenel simetrik ve düzlemsel jetler için yayılma oranını doğru tahmin eder. Bu modele ait denklemler ve model sabitleri aşağıdaki gibidir:

- k (Türbülans Kinetik Enerjisi) Denklemi:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right] + G_k + G_b - \rho\varepsilon - Y_M \quad (3.26)$$

- ε (Türbülans Dağılım Hızı) Denklemi:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} \quad (3.27)$$

Realizable $k - \varepsilon$ türbülans modelinde, türbülans viskozitesi (μ_t), diğer $k - \varepsilon$ modellerinde olduğu gibi hesaplanır. Modelin temel farklarından biri, C_μ katsayısının artık sabit bir değer olmamasıdır. Geleneksel $k - \varepsilon$ modellerinde, normal gerilmeler akışkanın yüksek deformasyon oranlarına maruz kaldığında negatif hale gelerek "*realizable olmayan*" durumlar oluşturabilir. Bu durumu önlemek ve realizabiliteyi sağlamak için C_μ katsayısı değişken bir katsayı olarak hesaplanır. C_μ , ortalama gerilme ve dönme oranlarının, sistemin açısal hızının ve türbülans alanlarının (k ve ε) bir fonksiyonu olarak belirlenir. C_μ aşağıdaki denklemle hesaplanır:

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{kU^*}{\varepsilon}} \quad (3.28)$$

Bu ifade de görülen terimler şu şekilde tanımlanmaktadır:

$$A_0 = 4.0 \quad (3.29)$$

$$A_s = \sqrt{6} \cos \phi \quad (3.30)$$

$$\phi = \frac{1}{3} \arccos(\sqrt{6}W) \quad (3.31)$$

$$W = \frac{S_{ij}S_{jk}S_{ki}}{\tilde{S}^3} \quad (3.32)$$

$$U^* = \sqrt{S_{ij}S_{ij} + \tilde{\Omega}\tilde{\Omega}_{ij}\tilde{\Omega}_{ij}} \quad (3.33)$$

Burada $\tilde{\Omega}_{ij}$ dönen referans çerçevesinde ortalama dönme oranı tensörüdür. Bu hesaplama sayesinde C_μ katsayısı, dengeli bir sınır tabakasının eylemsizlik etkilerinin baskın olduğu alt katmanında kabul edilen standart değer olan 0.09'u yeniden sağlayabilmektedir. Deneysel bulgular, C_μ 'nün dengeli sınır tabakalarının logaritmik bölgesinde yaklaşık 0.09, güçlü ve homojen bir kayma akışında ise yaklaşık 0.05 değerinde olduğunu göstermektedir.

Realizable $k - \varepsilon$ türbülans modelinde görülen Y_M terimi, sıkıştırılabilir türbülanslarda dalgalanan genleşmenin (*fluctuating dilatation*) genel disipasyon oranına katkısını temsil eder. Bu terim, sıkıştırılabilirlik etkilerini enerji disipasyonuna dahil etmek için kullanılır. G_b terimi ise, yüzdürme (*buoyancy*) kuvvetlerinden kaynaklanan türbülans kinetik enerjisinin üretimidir. Bu terim, yoğunluk değişimlerinin akış üzerindeki etkilerini ve bunun türbülans üzerindeki yansımalarını hesaba katmaktadır.

3.5.3. $k-\varepsilon$ ve RSM Modelleri için Yakın Duvar Modeli: *Enhanced Wall Treatment*

Bu tez çalışmasında, $k - \varepsilon$ grubu türbülans modellerinde yakın duvarda (duvar dibinde veya duvar yakınında) *Enhanced Wall Treatment* (EWT) kullanılmıştır. EWT, türbülanslı akış simülasyonlarında yakın duvar bölgesindeki viskoz etkiler, türbülans üretimi ve anizotropik davranışları doğru modellemek için geliştirilmiş bir yöntemdir. $k - \varepsilon$ ve *Reynolds Stres Modelleri* (RSM) gibi yüksek *Reynolds* sayılı türbülans modelleriyle uyumlu olan EWT, y^+ duyarsız bir formülasyon sunarak hem ince ($y^+ < 1$) hem de kaba ($y^+ > 5$) ağlarla çalışır. Bu, mühendislik uygulamalarında $k - \varepsilon$ grubu türbülans modelleriyle yapılan CFD çözümlerin doğruluğu için gereklidir.

Yüksek *Reynolds* sayılı akışlarda, $k - \varepsilon$ ve RSM modelleri çekirdek akış bölgesinde türbülansın makroskopik özelliklerini (örneğin, türbülans kinetik enerjisi k , dağılım oranı ε , veya Reynolds gerilimleri $\overline{u_i u_j}$) etkili bir şekilde modeller. Ancak, viskoz alt tabaka ($y^+ < 5$), tampon bölge ($y^+ \approx 5 - 30$) ve logaritmik bölge ($y^+ > 30$), viskoz etkiler ve anizotropik türbülans nedeniyle karmaşık bir dinamik sergiler. Standart modeller, sürtünme katsayısı, ısı transferi veya akış ayrılması gibi parametrelerde hatalara yol açar. EWT, iki katmanlı bir yaklaşım ve geliştirilmiş duvar fonksiyonlarıyla bu sorunu çözer; viskoz alt tabaka için düşük *Reynolds* sayılı bir modelleme kullanırken, kaba ağlar için logaritmik bölgede doğru sonuçlar üretir.

EWT, $k - \varepsilon$ modellerinde yakın duvar düzeltmeleri için türbülans üretim terimi $P_k \approx \mu_t \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2$ (burada μ_t türbülanslı viskozite, $\frac{\partial u}{\partial y}$ hız gradyanıdır) ve dağılım oranı $\varepsilon \approx \frac{2\nu k}{y^2}$ (burada ν kinematik viskozite, y duvara mesafedir) gibi formülasyonlar kullanır. RSM ile ise anizotropik gerilmeleri çözmek için uygun sınır koşulları sağlar. y^+ duyarsızlığı, viskoz alt tabaka ile duvar fonksiyonları arasında pürüzsüz geçiş sunarak farklı ağ inceliklerinde

tutarlılık sağlar. *EWT*, $k - \varepsilon$ ve *RSM* modellerinin yakın duvar bölgesindeki eksikliklerini gidererek yüksek doğruluk ve esneklik sunmaktadır.

3.5.4. SST $k-\omega$ Modeli

SST (*Shear-Stress Transport*) $k - \omega$ türbülans modeli, Menter tarafından önerilen hibrit bir modeldir. Duvar yakınındaki bölgede $k - \omega$ modelinin dönüştürülmüş bir versiyonunu kullanırken, duvardan uzak tam türbülanslı bölgede standart $k - \varepsilon$ modelini kullanır. Bu model, özellikle ters basınç gradyanlarının bulunduğu sınır tabakalarında, serbest kesme katmanlarında ve hava kanadı (*aerofoil*) gibi aerodinamik yüzeylere sahip uygulamalarda yüksek doğrulukla sonuçlar vermektedir. Dönümlü akışların ve eğri yüzeyler üzerindeki akışların modellenmesi için idealdir. *SST* $k - \omega$ türbülans modelinin akış ayrılması, ters basınç gradyanları ve sınır katmanları içeren karmaşık akış yapılarının modellenmesindeki performansı ile bilinmektedir.

- k (Türbülans Kinetik Enerjisi) Denklemi:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i k)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta^* \rho k \omega + S_k \quad (3.34)$$

$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}$ etkin difüzyon katsayısı olup burada μ dinamik viskozite, μ_t türbülans viskozitesi ve σ_k türbülans Prandtl sayısıdır. P_k ise ortalama hız gradyanlarından kaynaklanan türbülans kinetik enerjisinin üretim terimidir. Ortalama akış enerjisinin türbülans enerjisine dönüşümünü temsil etmektedir. Türbülans kinetik enerjisinin dağılım (*dissipation*) terimi $-\beta^* \rho k \omega$ olarak tanımlanmıştır. Küçük ölçekli girdaplarda viskoz etkisi ile enerjinin ısıya dönüşerek sönümlenmesini modellemektedir. S_k genel bir kaynak terimi olup, dış etkilerden kaynaklanan ek türbülans kinetik enerjisi üretimi veya tüketimini temsil etmektedir.

- ω (Özgül Dağılım Hızı) Denklemi:

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i \omega)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \frac{\gamma}{\nu_t} P_k - \beta \rho \omega^2 + S_\omega + D_\omega \quad (3.35)$$

Burada Γ_ω , ω için tanımlanan etkin difüzyon katsayısını ifade etmekte olup $\Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega}$ olarak tanımlanmaktadır. σ_ω türbülans Prandtl sayısını ifade etmektedir. $\frac{\gamma}{\nu_t} P_k$ terimi akışın ortalama hız gradyanlarından ω üretimini temsil eder. $-\beta \rho \omega^2$ terimi ise ω 'nın türbülans

nedeniyle dağılım (*destruction*) terimi olup ω 'nın yok olmasını modeller. S_ω genel kaynak terimi olup dış etkilerden kaynaklanan ek üretim veya tüketimi ifade ederken D_ω ise çapraz difüzyon terimi olup $k - \varepsilon$ ve $k - \omega$ modelleri arasındaki geçişi yumuşatarak modelin hem farklı akış bölgelerine uyum sağlayabilmesi hem de sayısal açıdan çözüm kararlılığı iyileştirilmiş olur.

SST $k - \omega$ türbülans modelinin temel yeniliklerinden biri, türbülans viskozitesinin (μ_t) hesaplanmasında kayma geriliminin taşınımını dikkate almasıdır. Türbülans viskozitesi şu formülle tanımlanmaktadır:

$$\mu_t = \frac{\rho a_1 k}{\max(a_1 \omega, SF_2)} \quad (3.36)$$

Bu denklemde, ortalama şekil değiştirme oranının büyüklüğü S ile temsil edilmiştir. F_2 ise sınır tabakası ve serbest akış bölgeleri arasında geçişi sağlamaktadır. a_1 sabit bir model katsayı olup genellikle 0.31 değerindedir. Akış ayrışmasını daha doğru tahmin etmek için sınırlandırıcı olarak işlev görür. Ayrıca, durma (*stagnation*) bölgelerinde türbülans kinetik enerjisi üretiminin aşırı tahmin edilmesini önlemek için bir sınırlayıcı kullanılır. Bu tür bir sınırlayıcı, yüksek şekil değiştirme oranlarının (*strain rate*) bulunduğu bölgelerde, türbülans üretim teriminin kontrol edilmesi için gereklidir. Çapraz-difüzyon terimi D_ω , $k - \varepsilon$ modelindeki ε denkleminin $k - \omega$ modeline uyarlanması sırasında ortaya çıkan bir terim olup aşağıdaki şekilde formüle edilmektedir:

$$D_\omega = 2(1 - F_1)\rho\sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (3.37)$$

Bu eşitlikte, F_1 $k - \varepsilon$ modelinin difüzyon etkilerinin ne ölçüde dikkate alınacağını belirler. $F_1 \rightarrow 0$ olduğunda, çapraz-difüzyon terimi daha baskın hale gelir ve model $k - \varepsilon$ davranışına yaklaşır. Bu, $\varepsilon = \beta^* k \omega$ dönüşümünün bir sonucu olarak ortaya çıkar, burada $\beta^* = 0.09$ bir model sabitidir. *SST* $k - \omega$ türbülans modelinin sabitleri, $k - \omega$ ve $k - \varepsilon$ modellerinin karışımını yansıtan bir karıştırma fonksiyonu (F_1) ile hesaplanır.

Model sabitleri; k için türbülans Prandtl sayıları, $\sigma_{k1} = 0.85$ ve $\sigma_{k2} = 1.0$ 'dır. ω için türbülans Prandtl sayıları, $\sigma_{\omega 1} = 0.5$ ve $\sigma_{\omega 2} = 0.856$ 'dır. Dağılım terimlerinin katsayıları, $\beta_1 = 0.075$ ve $\beta_2 = 0.0828$ 'dir. Üretim terimlerinin katsayıları ise $\gamma_1 = 5/9$ ve $\gamma_2 = 0.44$ iken, türbülans viskozitesini sınırlandırmak için kullanılan sabit $\beta^* = 0.09$ değerindedir. Bu

sabitler, F_1 fonksiyonuyla sınır tabakasına yakın bölgelerde $k - \omega$ modeline, serbest akış bölgesinde ise $k - \varepsilon$ modeline geçişi sağlamaktadır.

3.5.5. Genelleştirilmiş $k - \omega$ Modeli: GEKO

ANSYS Fluent platformunda geliştirilen Genelleştirilmiş $k - \omega$ (GEKO) türbülans modeli, mevcut iki denklemlilik türbülans modellerini tutarlı bir çerçevede bir araya getirme hedefiyle tasarlanmıştır. Bu model, kullanıcılara, farklı akış koşulları için özelleştirilebilir serbest parametreler sunarak esneklik sağlamayı amaçlarken, modelin temel kalibrasyonunun bütünlüğünü koruma prensibine dayanmaktadır. Bu çalışmada kullanılan GEKO türbülans modeli, türbülans kinetik enerjisi (k) ve türbülans özgül dağılım oranı (ω) için iki taşınım denklemi kullanır. Bu denklemlerin temel formülasyonu aşağıdaki gibidir (F. R. Menter, Lechner, & Matyushenko, 2019) (Boonloi & Jedsadaratanachai, 2016):

- k (Türbülans Kinetik Enerjisi) Denklemi:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j k)}{\partial x_j} = P_k - C_\mu \rho k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (3.38)$$

- ω (Özgül Dağılım Hızı) Denklemi:

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j \omega)}{\partial x_j} = C_{\omega 1} F_1 \frac{\omega}{k} P_k - C_{\omega 2} F_2 \rho \omega^2 + \rho F_3 CD + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] \quad (3.39)$$

Bu denklemlerde ρ akışkan yoğunluğunu, U_j ortalama hızın j bileşenini, μ laminar viskoziteyi, μ_t türbülans viskozitesini ve P_k türbülans kinetik enerjisi üretimini temsil etmektedir. σ_k ve σ_ω ise k ve ω denklemlerindeki türbülans Prandtl sayılarıdır. $C_\mu, C_{\omega 1}, C_{\omega 2}$ model sabitleri olup F_1, F_2, F_3 ise GEKO türbülans modelinin ayarlanabilir parametrelerini içeren karıştırma fonksiyonlarıdır. Türbülans viskozitesi (μ_t), türbülanslı akışkan hareketinden kaynaklanan momentum transferini modellemek için kullanılan kritik bir parametredir. GEKO türbülans modelinde μ_t ; akışkan yoğunluğu (ρ), türbülans kinetik enerjisi (k), türbülans özgül dağılım oranı (ω) ve ortalama gerinme oranı tensörünün büyüklüğü (S) cinsinden aşağıdaki belirtilen formülle hesaplanmaktadır:

$$\mu_t = \rho \nu_t = \rho \frac{k}{\max(\omega, S/C_{Realize})} \quad (3.40)$$

Burada ν_t kinematik eddy viskozitesi ve $C_{Realize}$ yaklaşık olarak $1/\sqrt{3} \approx 0.577$ değerine sahip bir realizabilite sabitidir. Bu max fonksiyonu ve $C_{Realize}$ terimi, ω değeri sıfıra çok yaklaştığında ortaya çıkabilecek sayısal kararsızlıkları önleyerek modelin kararlılığını (*robustness*) artırmaktadır. Türbülans kinetik enerjisi üretim terimi (P_k); türbülans gerilmesi tensörü (τ_{ij}) ve ortalama hız gradyanının tensör çarpımı olarak tanımlanır:

$$P_k = -\tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \quad (3.41)$$

Bu eşitlikteki τ_{ij} ise *Boussinesq* yaklaşımı kullanılarak eddy viskozitesi bazında (τ_{ij}^{EV}) şu şekilde modellenmektedir:

$$\tau_{ij}^{EV} = -\overline{\rho u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (3.42)$$

Bu denklemde $\overline{u'_i u'_j}$ Reynolds gerilmelerini, $\partial U_i / \partial x_j$ ortalama hız gradyanını ve δ_{ij} Kronecker delta'yı temsil etmektedir. *GEKO* türbülans modeli ayrıca, köşe akışlarındaki ikincil akış hareketi gibi karmaşık akış yapılarını daha iyi modellemek adına bir köşe akış düzeltme terimi içermektedir. Bu düzeltmeyle birlikte türbülans gerilmesi tensörü (τ_{ij}) aşağıdaki gibi ifade edilmektedir:

$$\tau_{ij} = \tau_{ij}^{EV} - C_{CORNER} \frac{1.2\mu_t}{\max(0.3\omega, \sqrt{0.5(S^2 + \Omega^2)})} (S_{ik}\Omega_{kj} - \Omega_{ik}S_{kj}) \quad (3.43)$$

Bu denklemdeki; $S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right)$ ortalama gerinme oranı tensörü, $\Omega_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right)$ ortalama dönme oranı tensörü, $S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}$ gerinme oranı tensörü modülü, $\Omega = \sqrt{2\Omega_{ij}\Omega_{ij}}$ dönme oranı tensörü modülü iken C_{CORNER} ise köşe bölgelerdeki akış düzeltmesini kontrol eden serbest bir parametredir. ω (Özgül Dağılım Hızı) denklemi içerisindeki çapraz difüzyon terimi (CD) aşağıdaki şekilde hesaplanır:

$$CD = \frac{2}{\sigma_\omega} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (3.44)$$

GEKO türbülans modeli, *SST* $k - \omega$ türbülans modelinin temel yapısını esas alır ve bu kapsamda model katsayılarını iki farklı bölge için tanımlar: duvar yakınındaki iç bölge için $k - \omega$ formülasyonu, serbest akımın baskın olduğu dış bölge için ise $k - \varepsilon$ formülasyonunu

uygulamaktadır. Bu iki bölge arasındaki geçiş, karıştırma fonksiyonu olan F_1 aracılığıyla sağlanarak modelin hem yakın duvar hem de uzak akış alanlarında tutarlı sonuçlar üretmesi amaçlanır. İç bölgede (yani duvar yakınında) $\sigma_k = 1.176$, $\sigma_\omega = 2.0$, $\alpha = 0.556$, $\beta = 0.075$, $a_1 = 0.31$ ve $\beta^* = 0.09$ değerleri kullanılırken; dış bölgede (uzak akım bölgesinde) bu katsayılar sırasıyla $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\omega = 1.168$, $\alpha = 0.44$, $\beta = 0.0828$, $a_1 = 0.31$ ve $\beta^* = 0.09$ olarak tanımlanmıştır. Bu şekilde, *GEKO* türbülans modeli farklı akış bölgelerindeki türbülans karakteristiklerine adapte olabilecek şekilde yapılandırılmıştır. β^* katsayısı, dağılma teriminde ($\varepsilon = \beta^* k \omega$) kullanılıp modelin genel enerji dağılımını kontrol etmektedir. Temel denklemlere ilişkin daha ayrıntılı bilgilere ilgili kaynaklarda yer verilmektedir (Florian R. Menter, Matyushenko, & Lechner, 2020), (ANSYS, 2021) (F. R. Menter et al., 2019).

GEKO türbülans modelinde kullanılan serbest katsayılar, farklı akış senaryolarına yönelik çeşitli hedeflere ulaşmak için kullanıcı tarafından ayarlanabilen fonksiyonlar (F_1, F_2, F_3) aracılığıyla tanımlanmaktadır. Bu fonksiyonların tam matematiksel formülasyonları açık literatürde bulunmamakta ve yalnızca *ANSYS Fluent CFD* yazılım paketi içinde erişilebilir durumdadır. *GEKO* türbülans modeli ile elde edilen sonuçlar, deneysel verilerle uyumluluğu sağlamak amacıyla altı serbest katsayı içermektedir. Bu katsayıların değer aralıkları ve varsayılan değerleri Tablo 3.1’de sunulmuştur.

Tablo 3.1. GEKO türbülans modelinin serbest katsayıları

Serbest Katsayı	Aralık	Varsayılan	Modeldeki Fonksiyonu
C_{SEP}	[0.7 – 2.5]	1.75	Ana serbest katsayı, akış alanının tamamını etkileyerek özellikle akış ayrılması (<i>flow separation</i>) tahminlerinin doğruluğunu belirleyici şekilde ayarlar.
C_{NW}	[-2.0 – 2.0]	0.5	Bu parametre, duvar yüzeyinde oluşan kayma gerilimini ve buna bağlı olarak ısı transfer hızını doğrudan etkilemektedir.
C_{MIX}	[... 0.5 – 1.0 ...]	C_{MixCor}	Serbest kayma bölgelerinde gelişen hız gradyanlarına bağlı olarak ortaya çıkan türbülanslı akış karışımını doğrudan etkiler (*)
C_{JET}	[0.0 – 1.0]	0.9	Jet akışlarının yayılma hızını etkiler
C_{CORNER}	[0.0 – 1.5]	0.0 or 1.0	Köşe bölgelerinde oluşan ikincil akış yapıları üzerinde etkili olabilen bu parametre, bu etki model içerisinde varsayılan olarak devre dışıdır. ($C_{CORNER} = 0$)
C_{CURV}	[0.0 – 1.5]	0.0 or 1.0	Akım çizgisi eğriliğinin türbülans yapıları üzerindeki etkilerini modellemeye yönelik bu parametre, varsayılan olarak devre dışı bırakılmıştır. ($C_{CURV} = 0$)

(*) C_{MIX} için aralık yalnızca öneridir ve uygun değer, hassas deneysel ölçümlere dayalı olarak bu aralıktan sapabilir (F. R. Menter et al., 2019). C_{MIX} katsayısı, C_{SEP} 'deki değişikliklerin serbest karışım katmanları üzerinde olumsuz bir etkiye sahip olmamasını sağlayan varsayılan bir korelasyon olarak sağlanır: $C_{MixCor} = 0.35sign(C_{SEP} - 1)\sqrt{(|C_{SEP} - 1|)}$.

(Kaynak: F. R. Menter et al., 2019)

GEKO türbülans modeli, varsayılan katsayılarıyla $SST\ k - \omega$ türbülans modeline benzer şekilde davranır ($GEKO - 1.75, SST$) iken $C_{SEP} = 1$ olduğunda ve diğer serbest katsayılar varsayılan değerlerinde bırakıldığında, duvara yakın bölge dışında *Realizable* $k - \varepsilon$ modeli gibi ($GEKO - 1, RKE$) davranmaktadır (F. R. Menter et al., 2019).

3.6. Çözüm Yöntemi ve Yakınsama Kriterleri

Sayısal analizlerde sonlu hacimler metodunu kullanan ANSYS Fluent 2020 R2 paket programı kullanılmıştır. Sayısal simülasyonlar için yakınsama (*convergence*) kriterlerinin

sağlanması, sonuçların güvenilirliği açısından hayati öneme sahiptir. Çözücü algoritmasında hız-basınç bağlaşımı için *COUPLED* algoritması kullanılmıştır. Ayrıca yapılan sayısal analizlerde, yakınsama kararlılığını arttırmak bakımından zamanda ilerliyormuşçasına sözde zaman bağımlı (*pseudo transient*) terimi çözüm algoritmasına dahil edilmiştir. Ayrıklaştırma şemaları olarak konvektif terimler için *Second Order Upwind* şeması kullanılmıştır. Çözümün yakınsadığı, artık değerlerin (*residuals*) belirli bir toleransın (örneğin, akış denklemleri için 10^{-4} ve enerji denklemi için 10^{-7}) altına düşmesiyle kontrol edilmiş ayrıca, alan-ağırlıklı ortalama ısıtıcı yüzey sıcaklığının çözüm adımları (*iterations*) boyunca değişimi izlenmiş ve bu sıcaklık değerlerinde herhangi bir çözüm adımında anlamlı bir değişim gözlenmemesi durumunda, çözümün yakınsama kriteri olarak kabul edilmiştir.

3.7. Sınır Şartları

Sayısal analizler, üç boyutlu, kararlı (*stead-state*) ve sıkıştırılmaz akış varsayımları altında gerçekleştirilmiştir. Çalışmada akışkan olarak hava kullanılmış olup, akışkan özellikleri sabit kabul edilmiştir. Test bölgesindeki akışkan özelliklerinin, yığık ortalama akışkan sıcaklığında (T_b) sabit olduğu kabul edilmiştir. Modelleme sürecinde, akış hacmi içerisindeki vorteks üretici yapı katı hacim hesaplamalardan çıkarılmış ve yalnızca akışkan bölgesi sayısal çözümde dikkate alınmıştır. Bu yaklaşım, hesaplama maliyetini azaltmak ve akışkan dinamiklerine odaklanmak için tercih edilmiştir.

Akışkanın katı yüzeylerle temas ettiği tüm yüzeylerde kayma koşulu (*No-slip*) uygulanmıştır. Bu koşul, hız bileşenlerinin yüzeyde sıfır olmasını sağlamaktadır. Bunun yanında yüzeylerin tamamen pürüzsüz olduğu varsayılmış, bu da yüzey pürüzlülüğünün türbülans üretimine etkisinin ihmal edildiğini göstermektedir.

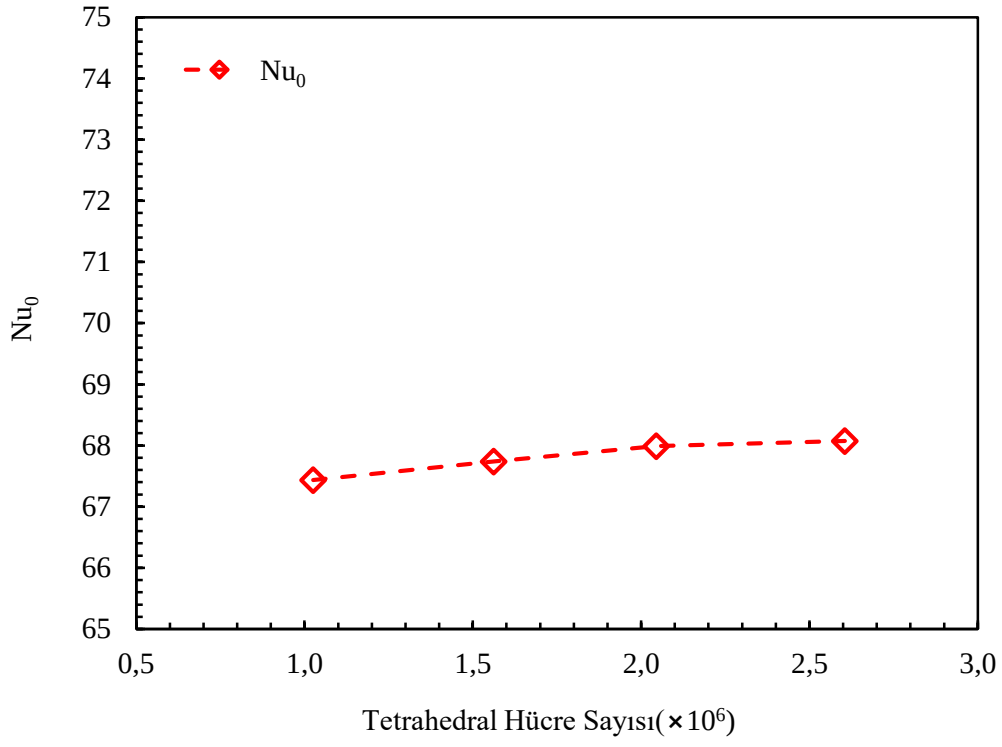
Boş boru haricindeki diğer tüm sayısal çalışmalar, şekillerde de belirtildiği üzere, vorteks üreticilerin akış hacmi içerisindeki konfigürasyonu ve vorteks üreticinin geometrik simetrisi dikkate alınarak simetri sınır koşulları altında yürütülmüştür. Bu koşullar, hesaplama bölgesinin simetrik yapısını kullanarak çözüm alanını küçültmek ve hesaplama maliyetini azaltmak amacıyla uygulanmıştır. Boş boru ve yerel ölçekli deneysel doğrulama sayısal çalışmaları periyodik sınır şartları altında yürütülmüştür. Periyodik çözüm bölgesi, şekillerde de gösterildiği üzere, akış yapısının tekrarlayan doğasını temsil etmek için seçilmiştir. Periyodik sınır koşullarının uygulandığı durumlarda, tam çözüm bölgesini (giriş, test ve çıkış bölgelerini kapsayan akış alanı) dikkate alarak, giriş ve çıkış yüzeylerinde

doğrudan hız veya basınç sınır şartları tanımlanmaz. Bunun yerine, hedeflenen Reynolds sayısına ulaşılmasını sağlayacak şekilde kütleli debi sınırı tanımlanmaktadır. Buna karşın, tam çözüm bölgesi (giriş, test ve çıkış bölgelerini kapsayan akış alanı) için yapılan sayısal çalışmalarda; akışkanın giriş sıcaklığı $T_{giriş} = 293.15 K$ olarak belirlenmiş ve kanal girişindeki akışkan hızı üniform (eşit) kabul edilmiştir. Ayrıca, akış hacminin çıkış bölümünde atmosfer basıncı sınır şartı uygulanmıştır.

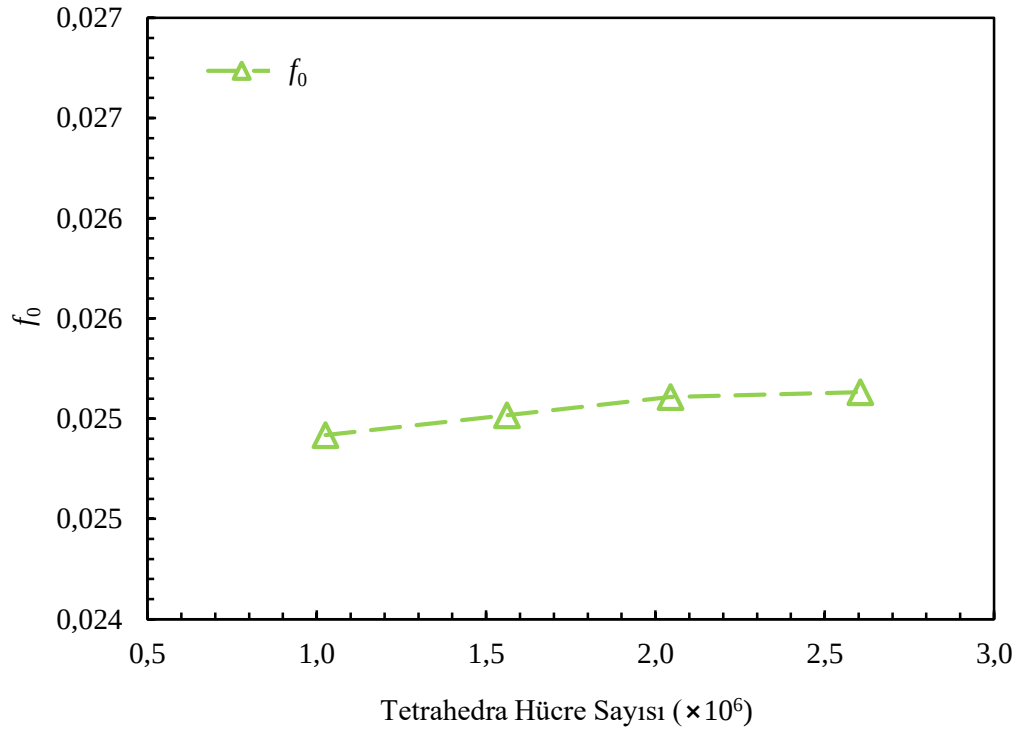
Yerel ölçekli deneysel doğrulama çalışmaları kapsamında, test bölgesinde kanalın alt ve üst duvarları ile diğer sayısal analizlerde borunun dış yüzeyi, ısıtılmış yüzey (*heated surface*) olarak kabul edilmiş ve bu yüzeylere sabit ısı akısı sınır koşulu ($q'' = 600W/m^2$) uygulanmıştır. Diğer kanal ve/veya boru yüzeyleri ile akışkanın vorteks üreticiye temas ettiği tüm varsayılan yüzeylerde ise ısı kayıplar ihmal edilmiştir (*adiabatic*).

3.8. Mesh Yapı

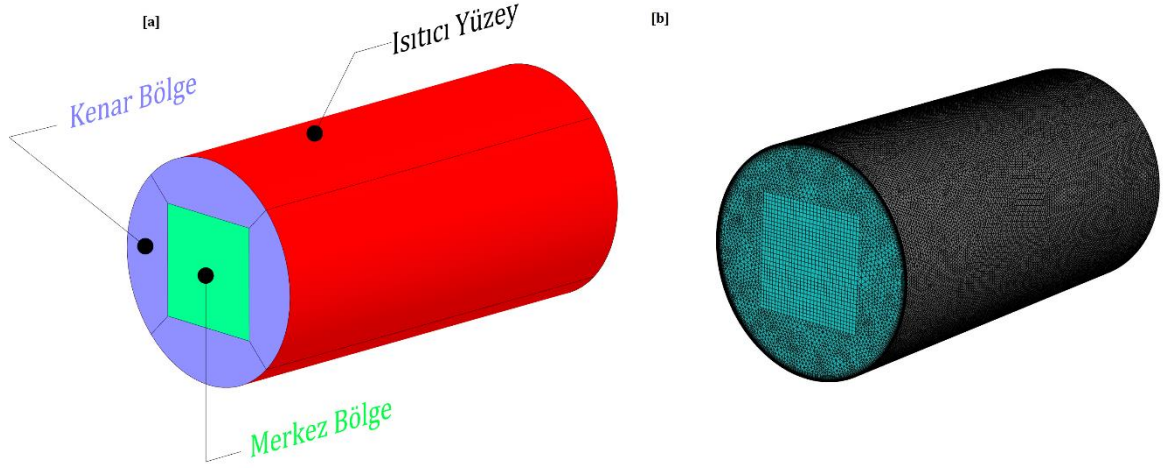
Bu bölümde, boş boru ve vorteks üreticili borular için seçilen mesh yapıları ayrıntılı olarak incelenmiştir. Hesaplama kaynaklarının etkin kullanımıyla birlikte yüksek doğrulukta sonuçlar elde edebilmek amacıyla, boş boru için mesh bağımsızlık testleri uygulanmıştır. Bu doğrultuda, $Re = 25000$ için dört farklı hücre sayısı (1.03×10^6 , 1.56×10^6 , 2.04×10^6 ve 2.60×10^6) kullanılarak boş boruya yönelik mesh bağımsızlık testi gerçekleştirilmiş; elde edilen Nu_0 ve f_0 değerleri karşılaştırmalı olarak Şekil 3.5 ve Şekil 3.6'da sunulmuştur. Elde edilen nümerik sonuçlar neticesinde, 2.04×10^6 ve üzerindeki mesh sayısında Nu_0 ve f_0 değerlerinde kayda değer bir değişiklik görülmemiştir. Bu nedenle, boş boruya ait tüm sayısal çözümler 2.04×10^6 *tetrahedral* hücre sayısındaki mesh yapı kullanılarak gerçekleştirilmiştir.



Şekil 3.5. Boş boru için Nu_0 değerine yönelik ağ bağımsızlık testi



Şekil 3.6. Boş boru için f_0 değerine yönelik ağ bağımsızlık testi

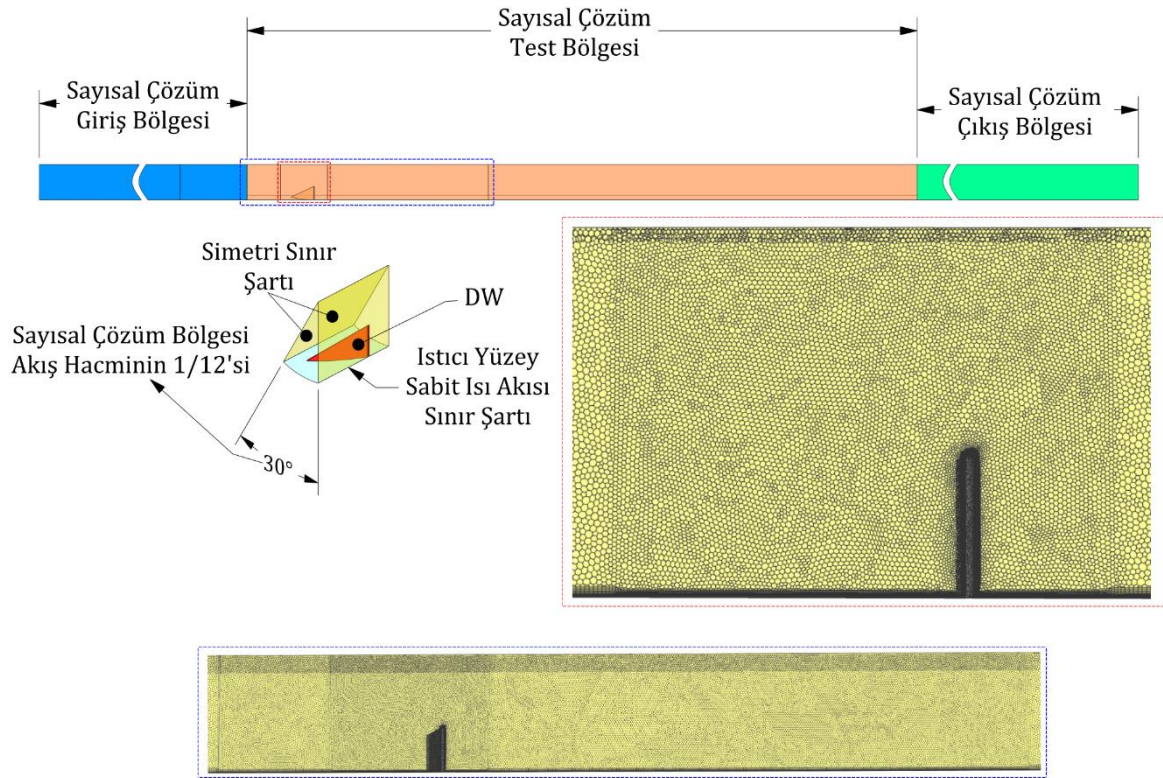


Şekil 3.7. Boş boruya ait a) çözüm bölgesi ve b) 2.04×10^6 adet tetrahedral hücreden oluşan ağ yapısı

Gerek boş boruda gerekse vorteks üreticiler ile donatılmış boruda, çözüm bölgesi, mesh yapısının belirli bölümlere ayrılacağı şekilde yapılandırılmıştır. Şekil 3.7’de verilen boş boruya ait hesaplama alanı incelendiğinde, farklı bölümlerden oluştuğu ve ısıtılmış yüzeye komşu kenar bölgelerini kapsayan kısımda, merkez bölgeye kıyasla daha sık bir ağ yapısı kullanıldığı görülmektedir. Ayrıca, ısıtılmış yüzey üzerindeki hücre sayısı da daha da artırılarak en sık mesh yapısına sahiptir. Bu yaklaşımın temel amacı, söz konusu bölgelerdeki hız ve sıcaklık gradyanlarının doğru ve karalı bir çözümü mümkün olan en düşük mesh sayısına sahip ağ yapısı ile elde etmektir.

DW’li borunun analizinde de benzer bir yaklaşım benimsenmiş ve sayısal çözüm Şekil 3.8’de görüldüğü üzere, giriş, test ve çıkış bölgelerinin haricinde özellikle test bölgesi birden fazla bölümden oluşacak şekilde yapılandırılmıştır. *Polyhedral* hücre sayısı test bölgesinde, giriş ve çıkış bölgelerinden daha yoğun bir mesh yapısına sahiptir. Şekilde kırmızı kesikli çizgilerle sınırlanan ağ yapısı daha ayrıntılı incelendiğinde, *DW*’yi içeren bölümün, test bölgesi içerisinde en yoğun ağ yapısına sahip olduğu görülmektedir. Bunun nedeni, özellikle vorteks üreticisinin (*DW*) arka bölgesinde oluşan güçlü vortekslerin varlığı nedeniyle, bu bölgelerdeki hız ve sıcaklık gradyanlarının doğru şekilde hesaplanmasının kritik öneme sahip olmasıdır. Güçlü vorteksler, ısıtılmış yüzeydeki termal sınır tabakanın gelişimini baskıladığından, *DW*’yi içeren bölgede en ince ilk hücre yüksekliği *DW* yüzeyinde 0.02 mm ve *DW*’nin konumlandırıldığı ısıtıcı yüzeyde ise 0.025 mm olacak şekilde bir sınır tabaka (*inflation layer*) tanımlanmıştır. Akış yönünde ilerledikçe, (Şekil 3.8’de mavi kesikli çizgilerle sınırlanan bölge) viskoz etkiler nedeniyle vortekslerin etkisinin zayıfladığı

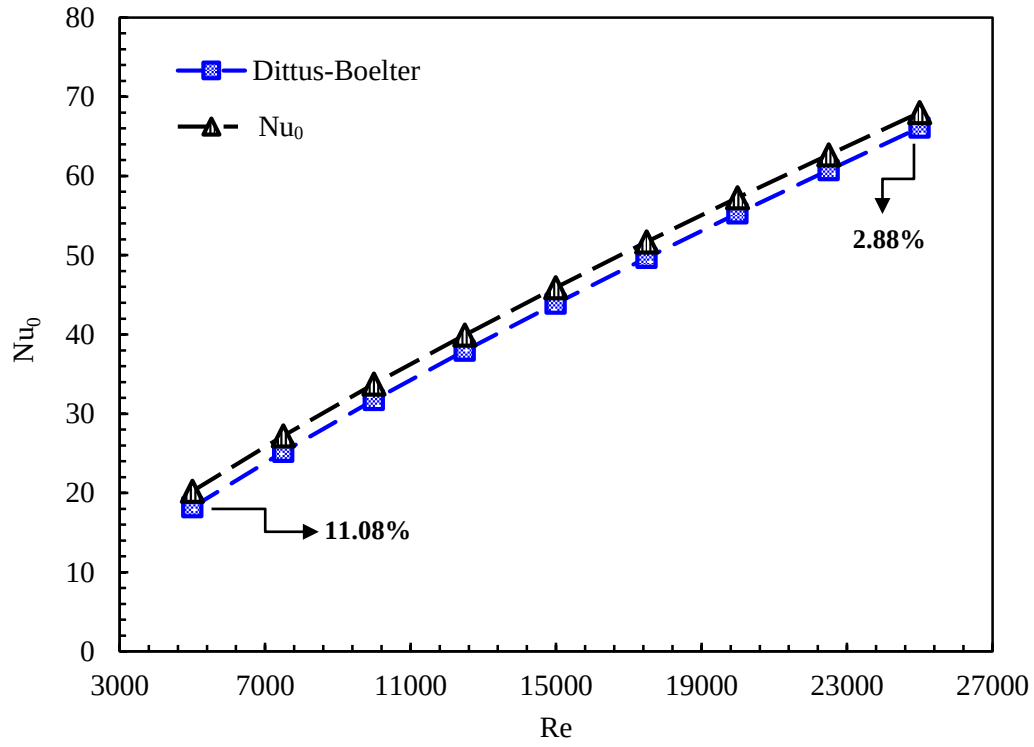
gözlemlenmiştir. Bu nedenle, DW 'li bölümden sonra gelen kısımlarda polihedral hücre sayısı azaltılmış ve buna bağlı olarak ilk hücre yüksekliği sırasıyla 0.03 mm 'den 0.04 mm 'ye, ardından da hesaplama alanının geri kalan bölgelerinde 0.05 mm 'ye çıkarılmıştır. Ayrıca hem boş boru hem de DWP 'li boru için en az on adet sınır tabaka katmanı (*inflation layer*) tanımlanmıştır. Son olarak, büyüme oranı (*growth rate*) 1.15 olarak seçilmiştir.



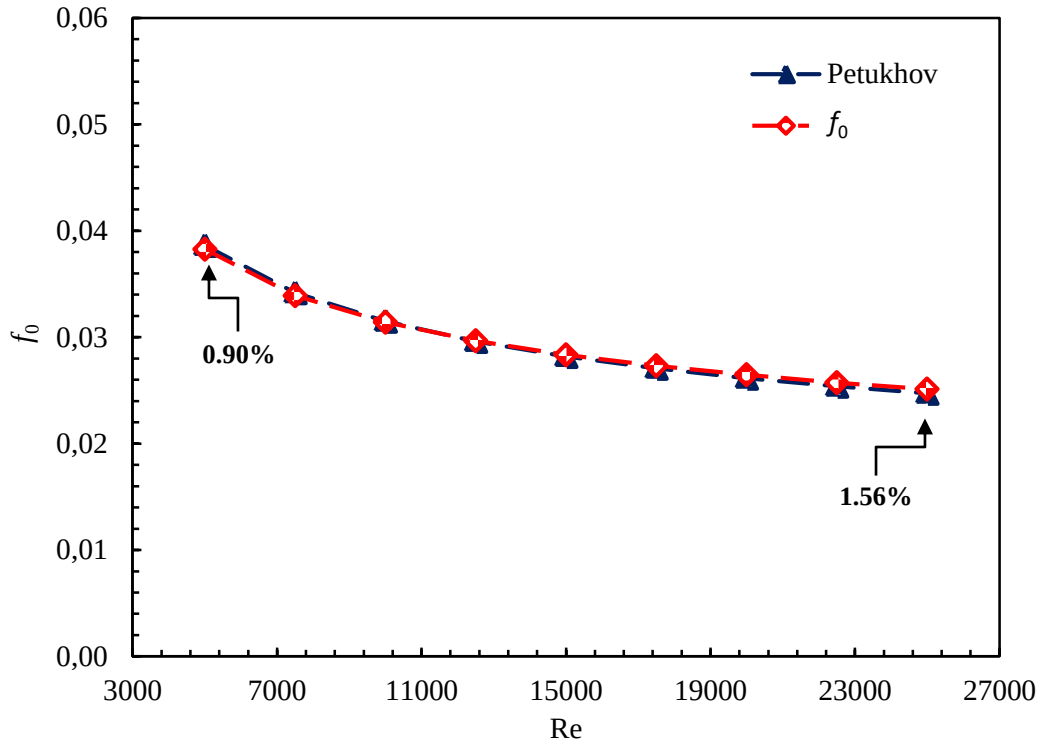
Şekil 3.8. DW 'li boruya ait a) sayısal çözüm bölgesi ve b) 5.60×10^6 adet polyhedral hücreden oluşan ağ yapısı

3.9. Boş Borunun Sayısal Doğrulanması

Bu bölümde, *GEKO* türbülans modeli kullanılarak gerçekleştirilen boş boruya ait sayısal çalışmanın doğruluğunu değerlendirmek amacıyla, elde edilen Nusselt sayısı (Nu_0) ve Darcy sürtünme faktörü (f_0) değerleri, $Re = 5000 - 25000$ aralığında sırasıyla Dittus-Boelter ve Petukhov korelasyon denklemleri ile karşılaştırılmıştır. Boş boru için elde edilen Nu_0 ve f_0 değerleri, Şekil 3.9 ve Şekil 3.10'da Dittus-Boelter ve Petukhov korelasyon denklemlerinden elde edilen sırası ile Nu_0 ve f_0 değerleri karşılaştırmalı olarak sunulmuştur.



Şekil 3.9. $Re = 5000 - 25000$ aralığında Nu_0 değerinin Dittus-Boelter korelasyon denklemi ile doğrulanması



Şekil 3.10. $Re = 5000 - 25000$ aralığında f_0 değerinin Petukhov korelasyon denklemi ile doğrulanması

$Re = 5000-25000$ aralığında gerçekleştirilen sayısal analizler sonucunda, yüksek uyum katsayılarına sahip ($R^2 = 0.9999$ ve $R^2 = 0.9978$) Nu_0 ve f_0 korelasyon denklemleri:

- $Nu_0 = 0.0298 \times Re^{0.7599} \times Pr^{-0.1044}$
- $f_0 = 0.3536 \times Re^{-0.2621}$

olarak belirlenmiştir. $Re = 5000 - 25000$ aralığında Nu_0 için Dittus–Boelter korelasyon denkleminde oranla ortalama mutlak sapma değeri %5.42, f_0 için ise %0.85 olarak hesaplanmıştır. En yüksek sapma Nu_0 için %11.08 ($Re = 5000$), f_0 için %1.56 ($Re = 25000$) olarak belirlenmiştir. İlgili Reynolds sayısı aralığında kullanılan serbest parametreler Tablo 3.2’de sunulmuştur.

Tablo 3.2. Boş boru sayısal çözümlerinde *GEKO* türbülans modeli için kullanılan serbest katsayı ve ilgili katsayılarla ait değerler

Serbest Katsayılar	Değer	Reynolds Sayısı
C_{SEP}	1	5000-25000
C_{MIX}	$C_{MIXCOR} = 0.35sign(C_{SEP} - 1)\sqrt{(C_{SEP} - 1)}$	5000-25000
C_{NW}	-1.18-2	5000-25000
C_{NW-SUB}	1.7-2.5	5000-25000

4. BULGULAR VE TARTIŞMA

Bu bölümde, farklı kesit alanlarına sahip iç akışlarda çeşitli yerleşim konfigürasyonları altında konumlandırılan farklı geometrilere sahip uzunlamasına vorteks üreticilerin ısı transferi ve sürtünme faktörü açısından etkileri *GEKO* türbülans modeli kullanılarak sayısal olarak detaylı bir biçimde analiz edilmiştir. *GEKO* türbülans modeli, vorteks üreticilerin konumlandırıldığı türbülanslı iç akışların sayısal olarak modellenmesine yönelik çalışmalarda literatürde sınırlı düzeyde yer bulmaktadır. Bu nedenle, söz konusu modelin bu tür kompleks akış yapılarını modelleme performansının test edilmesi uygulamalı mühendislik problemleri açısından oldukça önemlidir. *GEKO* türbülans modeli kullanılarak, uzunlamasına vorteks üreticilerle etkileşim içindeki türbülanslı akış yapıları modellenmiş ve elde edilen nümerik veriler, hem sistemin geneli hem de yerel ölçekte detaylı bir şekilde analiz edilerek deneysel verilerle uyumluluğu değerlendirilmiştir. Literatürde yaygın olarak kullanılan diğer *RANS* tabanlı türbülans modelleriyle karşılaştırmalı olarak analiz edilmiştir. Son olarak, referans *DW* ve yenilikçi tasarımlara sahip vorteks üreticilerin ısı davranış ve akış dinamiği üzerindeki etkileri detaylı bir şekilde incelenmiş ve karşılaştırmalı performans analizi sunulmuştur.

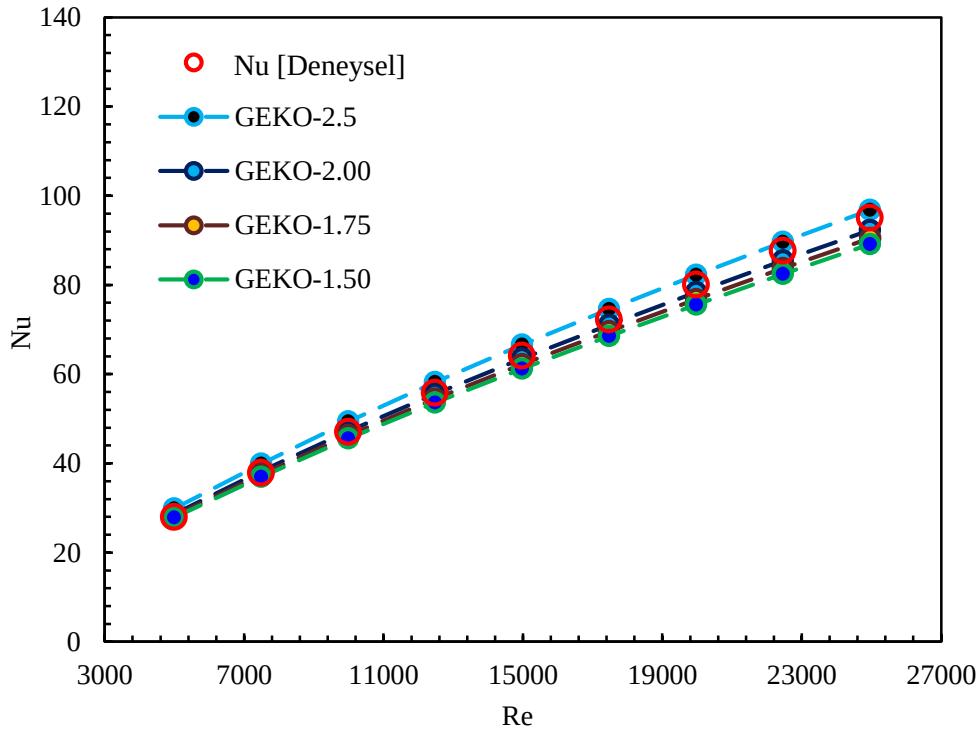
4.1. *GEKO* Türbülans Modelinin Genel Değerlendirmesi: *DW* Yerleştirilmiş Boru

Sistemin makro ölçekteki kapsamlı sayısal değerlendirmesi çerçevesinde, uzunlamasına delta vorteks üreticiler (*DWs*) konumlandırılmış bir boru içerisindeki iki farklı türbülanslı akış hacmi:

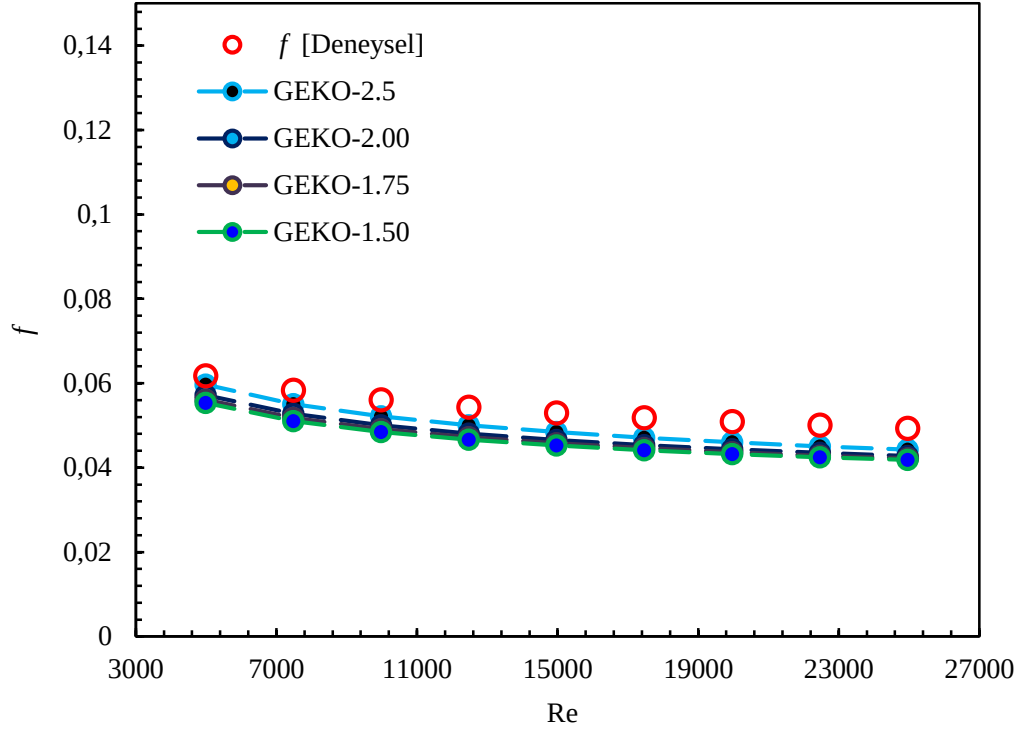
- $\alpha = 40^\circ$, $s = 10 \text{ mm}$ ve $h = 7.5 \text{ mm}$ $PR = 9.61$
- $\alpha = 40^\circ$, $s = 10 \text{ mm}$ ve $h = 10 \text{ mm}$ $PR = 9.61$

geometrik parametreleri altında $Re = 5000 - 25000$ aralığında Nu , f ve TEF açısından analiz edilmiştir. Çalışmada, *GEKO* türbülans modelinin serbest parametreleri optimize edilerek modelin performansı değerlendirilmiş; elde edilen sayısal sonuçlar, deneysel verilerle birlikte, Realizable $k-\epsilon$ (*EWT*), RNG $k-\epsilon$ (*EWT*) modelleri ile *SST* $k-\omega$ modeli gibi yaygın *RANS* tabanlı iki denklemlili türbülans modelleriyle karşılaştırılmıştır. *GEKO* türbülans modelinin makro ölçekteki performansını analiz etmek amacıyla, yapılan deneysel doğrulama çalışmalarında delta kanatçıklar, hidrolik çapı $D_h = 0.052 \text{ m}$ olan bir borunun 1000 mm uzunluğundaki test bölgesine, her sırada dört adet olmak üzere toplamda iki sıra

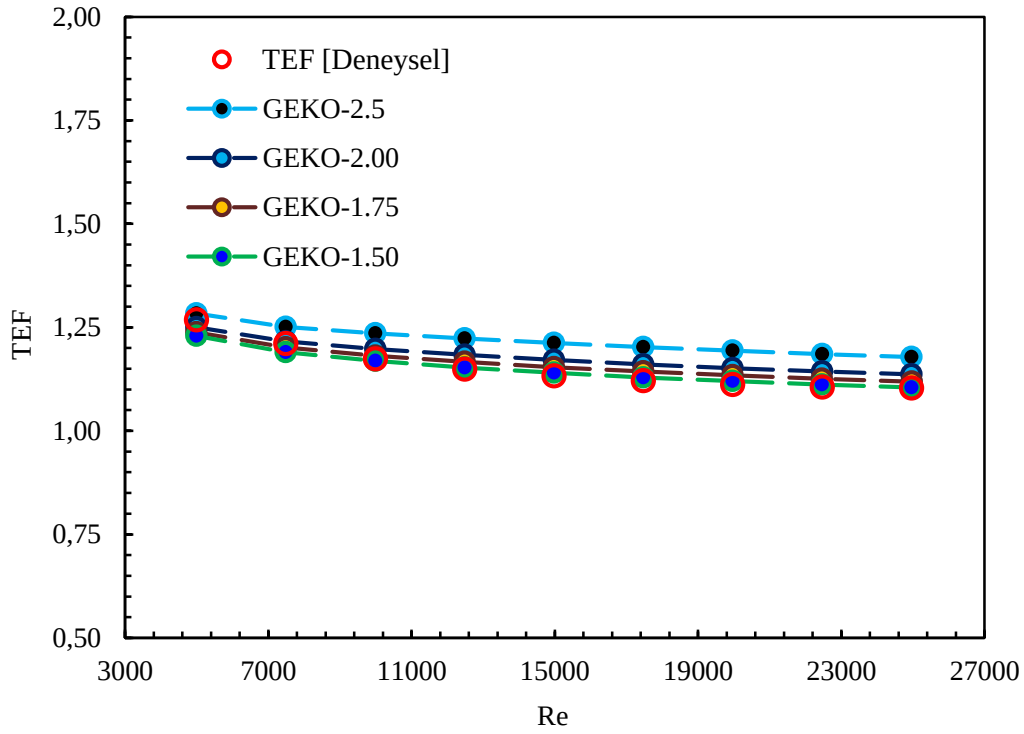
olacak şekilde yerleştirilmiştir. *Common-Flow-Down (CFD)* akış yapısına sahip bu konfigürasyondaki kanatçıkların hücum açısı, delta kanatçık yüksekliği, kanatçık ana akım yanündeki uçları arasındaki enine mesafe, ve uzunlamasına engel oranı sırası ile α , h , s ve PR olarak tanımlanmıştır. ANSYS Fluent kılavuzunda, *GEKO* türbülans modelinin kalibrasyonunda C_{SEP} parametresi, birincil serbest parametre olarak tanımlanmıştır. Model, farklı akış rejimlerinin modellenmesi için çeşitli kalibre edilebilir serbest parametreler sunmaktadır. Deneysel verilerle tutarlılığın sağlanabilmesi adına, gerekli olmadıkça bu parametrelerin varsayılan değerlerinde sabit tutulması önerilmektedir. Dolayısıyla, C_{SEP} parametresi aracılığıyla deneysel verilerle yeterli düzeyde uyum sağlanamaması durumunda, modelin diğer kalibre edilebilir serbest parametrelerinin dikkate alınması önerilmektedir (F. R. Menter et al., 2019). Bu doğrultuda, kalibrasyon süreci öncelikli olarak C_{SEP} ve onunla ilişkili $C_{MIX,COR}$ parametreleri üzerinde odaklanılarak gerçekleştirilmiştir. *GEKO* türbülans modeli, C_{SEP} ve her bir C_{SEP} değeriyle ilişkili $C_{MIX,COR}$ serbest parametreleri kullanılarak kalibre edilmiş; $C_{SEP} = 1.50, 1.75, 2.00$ ve 2.50 değerleri için sırası ile Nu , f ve TEF açısından elde edilen sayısal sonuçlar, deneysel verilerle karşılaştırmalı olarak sırası ile Şekil 4.1, Şekil 4.2 ve Şekil 4.3’de sunulmuştur.



Şekil 4.1. $\alpha = 40^\circ$, $s = 10 \text{ mm}$ ve $h = 7.5 \text{ mm}$ $PR = 9.61$ koşullarında, DW 'ler için farklı C_{SEP} değerlerine ait Nu sayılarının deneysel verilerle karşılaştırılması



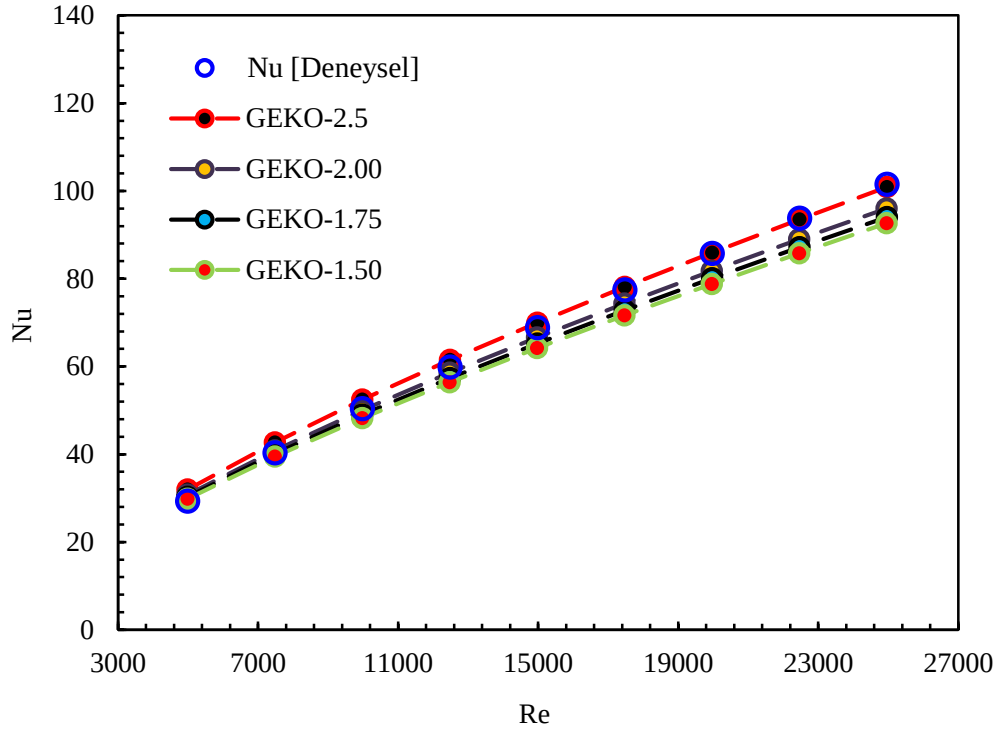
Şekil 4.2. $\alpha = 40^\circ$, $s = 10 \text{ mm}$ ve $h = 7.5 \text{ mm}$ $PR = 9.61$ koşullarında, DW 'ler için farklı C_{SEP} değerlerine ait f değerlerinin deneysel verilerle karşılaştırılması



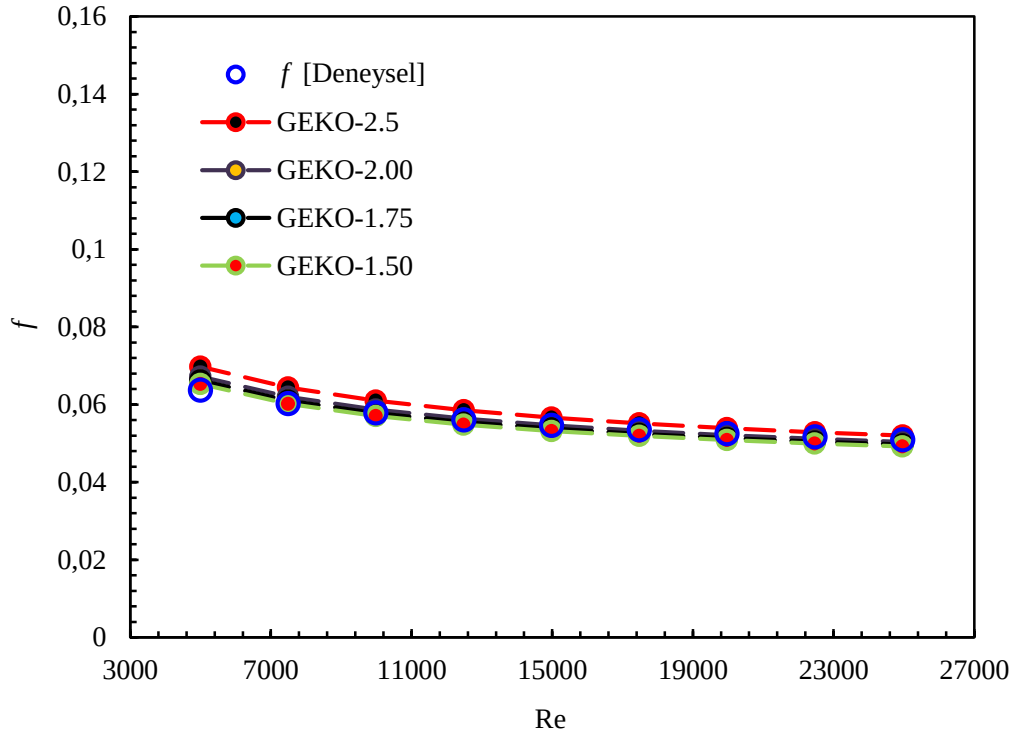
Şekil 4.3. $\alpha = 40^\circ$, $s = 10 \text{ mm}$ ve $h = 7.5 \text{ mm}$ $PR = 9.61$ koşullarında, DW 'ler için farklı C_{SEP} değerlerine ait TEF sayılarının deneysel verilerle karşılaştırılması

$\alpha = 40^\circ$, $s = 10 \text{ mm}$ ve $h = 7.5 \text{ mm}$ $PR = 9.61$ parametreleri altında konumlandırılan delta kanatçığa ilişkin deneysel verilerin doğrulama aşamasında gerçekleştirilen sayısal analizler sonucunda, $C_{SEP} = 1.50, 1.75, 2.00$ ve 2.50 değerleri için deneysel verilere olan ortalama mutlak sapma değerleri; Nu açısından sırasıyla % 4.09, % 2.81, % 1.55 ve % 3.96 seviyelerinde iken; f açısından % 14.04, % 12.98, % 11.53 ve % 8.0; ve son olarak TEF açısından ise sırası ile % 0.93, % 1.60, % 2.64 ve % 5.76 olarak hesaplanmıştır. Elde edilen bu sayısal veriler neticesinde Nu için deneysel verilere oranla en düşük mutlak sapma oranı %1.55 ile $C_{SEP} = 2.00$ 'da, f için % 8.02 ile $C_{SEP} = 2.50$ 'de ve TEF için % 0.93 ile $C_{SEP} = 1.50$ 'de elde edilmiştir. Ancak, genel bir seçim için tüm bu performans parametrelerinin deneysel veriler ile uyumunu göz önünde bulundurmak gerektiğinden, tüm bu parametrelerin en düşük sapma oranına sahip C_{SEP} değeri değerlendirilmelidir. Bu bağlamda, $C_{SEP} = 2.00$, Nu (% 1.55) ve f (% 11.53) ile TEF (% 2.64) arasında dengeli bir performans sunmakta ve sapma oranlarının ortalaması açısından en düşük (% 5.24) sonucu vermektedir. Dolayısıyla, deneysel verilere uyum açısından $C_{SEP} = 2.00$ seçilmiştir.

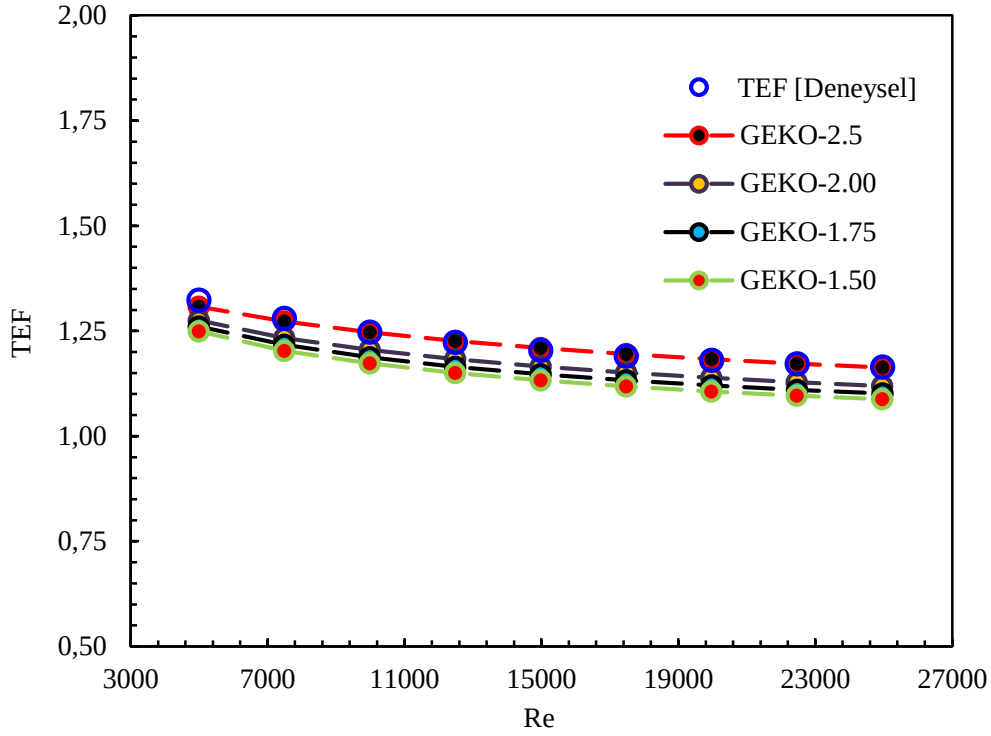
GEKO türbülans modelinin makro ölçekli performansının değerlendirilmesi kapsamında yürütülen ikinci aşamada, hidrolik çapı $D_h = 0.052 \text{ m}$ olan bir borunun 1000 mm uzunluğundaki test bölgesine, bir önceki aşamada olduğu gibi her sırada dörder adet olmak üzere iki sıra delta kanatçık yerleştirilmiştir. *Common-Flow-Down (CFD)* akış yapısına sahip bu düzenekte, önceki deneysel konfigürasyona benzer şekilde kanatçık hücum açısı $\alpha = 40^\circ$, kanatçıklar arası mesafe $s = 10 \text{ mm}$, uzunlamasına engel oranı $PR = 9.61$ iken delta kanatçık yüksekliği ise $h = 10 \text{ mm}$ olarak belirlenmiştir. Yukarıda tanımlanan konfigürasyona ilişkin deneysel veriler, $Re = 5000-25000$ aralığında Nu , f ve TEF kriterleri açısından sayısal olarak doğrulama işlemi gerçekleştirilmiştir. *GEKO* türbülans modeli, C_{SEP} ve her bir C_{SEP} değeriyle ilişkili $C_{MIX,COR}$ serbest parametreleri kullanılarak kalibre edilmiş; $C_{SEP} = 1.50, 1.75, 2.00$ ve 2.50 değerleri için sırası ile Nu , f ve TEF açısından elde edilen sayısal sonuçlar, deneysel verilerle karşılaştırmalı olarak sırası ile Şekil 4.4, Şekil 4.5 ve Şekil 4.6'da sunulmuştur.



Şekil 4.4. $\alpha = 40^\circ$, $s = 10 \text{ mm}$ ve $h = 10 \text{ mm}$ $PR = 9.61$ koşullarında, DW 'ler için farklı C_{SEP} değerlerine ait Nu sayılarının deneysel verilerle karşılaştırılması



Şekil 4.5. $\alpha = 40^\circ$, $s = 10 \text{ mm}$ ve $h = 10 \text{ mm}$ $PR = 9.61$ koşullarında, DW 'ler için farklı C_{SEP} değerlerine ait f değerlerinin deneysel verilerle karşılaştırılması

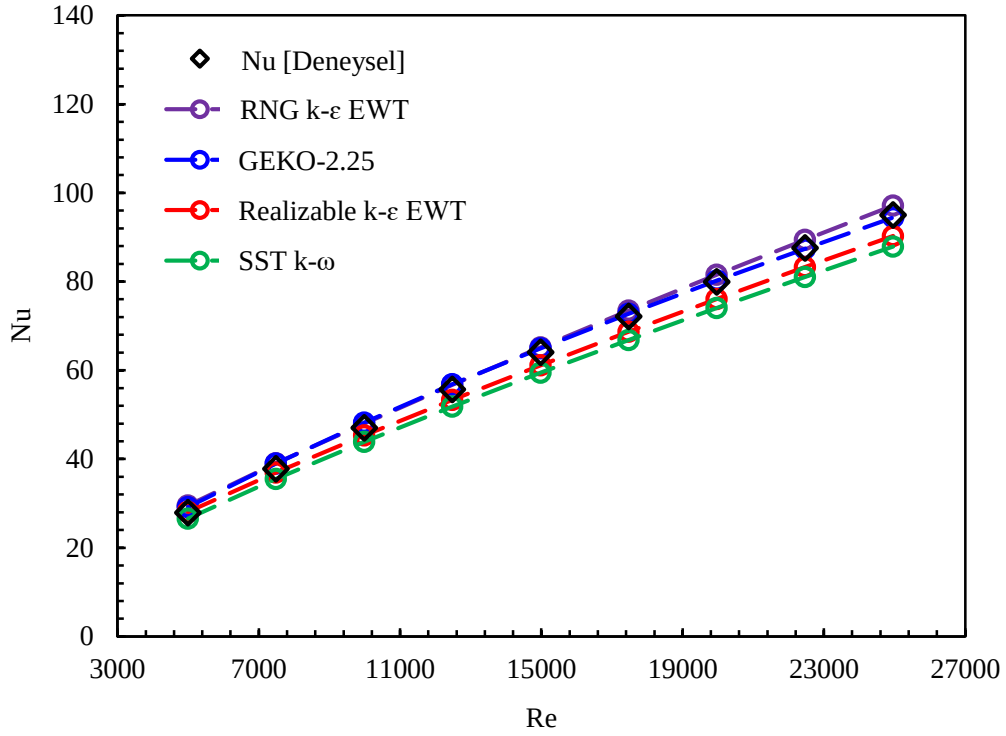


Şekil 4.6. $\alpha = 40^\circ$, $s = 10 \text{ mm}$ ve $h = 10 \text{ mm}$ $PR = 9.61$ koşullarında, DW 'ler için farklı C_{SEP} değerlerine ait TEF sayılarının deneysel verilerle karşılaştırılması

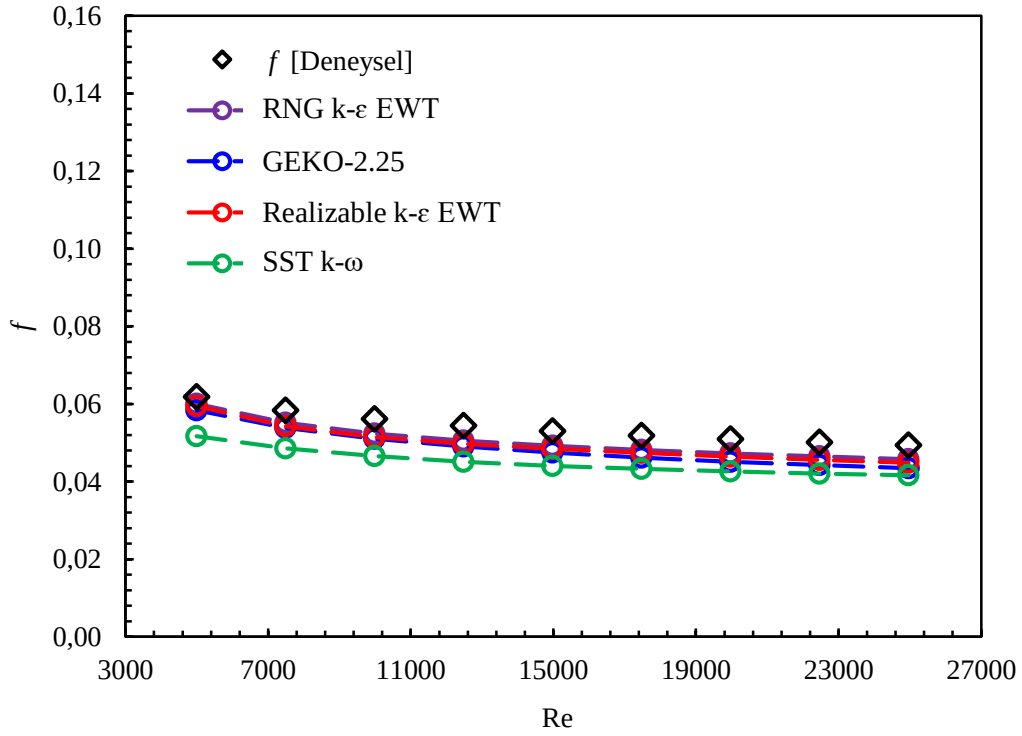
$\alpha = 40^\circ$, $s = 10 \text{ mm}$, $h = 7.5 \text{ mm}$ ve $PR = 9.61$ parametreleri altında konumlandırılan delta kanatçığa ilişkin deneysel verilerin doğrulama aşamasında gerçekleştirilen sayısal analizler sonucunda, $C_{SEP} = 1.50, 1.75, 2.00$ ve 2.50 değerleri için deneysel verilere olan ortalama mutlak sapma değerleri; Nu açısından sırasıyla % 5.99, % 4.80, % 3.54 ve % 2.80 seviyelerinde iken; f açısından % 2.41, % 1.85, % 1.54 ve % 4.40; ve son olarak TEF açısından ise sırası ile % 6.12, % 4.99, % 3.54 ve % 0.38 olarak hesaplanmıştır. Genel bir değerlendirme yapıldığında, $C_{SEP} = 2.50$ değerinin deneysel verilere oranla, Nu için % 2.80 ve TEF için % 0.38 sapma oranı ile diğer C_{SEP} değerleri ile karşılaştırıldığında en düşük sapma oranları elde edilmiştir. Buna karşın, f için %4.40'lık sapma oranı, diğer değerlere kıyasla nispeten yüksek olsa da literatür açısından oldukça kabul edilebilir sınırlar içerisinde. Bu bağlamda, deneysel verilerle en iyi uyumu sağlamak adına $C_{SEP} = 2.50$ değeri tercih seçilmiştir.

Yürütülen deneysel doğrulama çalışmaları, $Re = 5000-20000$ aralığında delta kanatçıkların çeşitli yenilikçi modifikasyonlarının ısı performansının değerlendirilmesi açısından hem yerleşim konfigürasyonu hem de kanatçık geometrisi bakımından sağlam bir temel teşkil etmektedir. Bu bağlamda, deneysel doğrulama sürecinde seçilen C_{SEP} değerinin

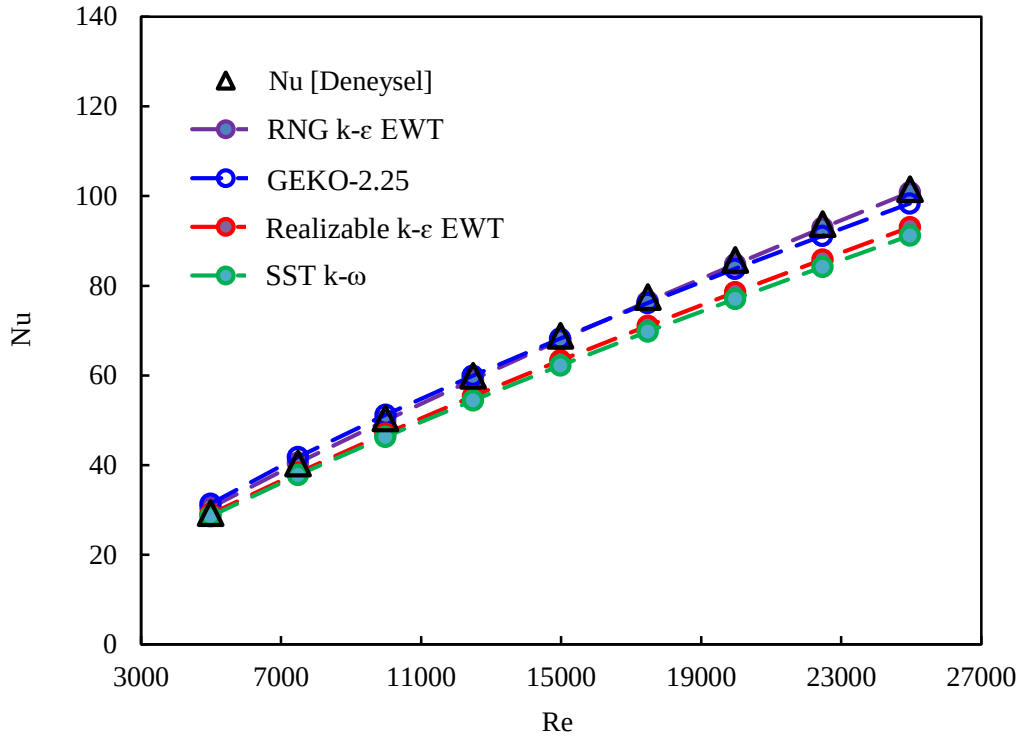
titizlikle belirlenmesi, çalışmanın bir sonraki aşaması için elde edilen sonuçların fiziksel gerçekliğe uygun olması kapsamında kritik öneme sahiptir. Bu bağlamda, birinci deneysel doğrulama sürecinde $C_{SEP} = 2.00$ değeri seçilmiş iken, ikinci deneysel doğrulama sürecinde $C_{SEP} = 2.50$ değeri tercih edilmiştir. Bu iki doğrulama sürecini ve bir sonraki aşamada yapılacak sayısal çalışmaları kapsayacak şekilde, C_{SEP} değeri 2.25 olarak belirlenmiştir. Bu bağlamda, seçilen $C_{SEP} = 2.25$ değeri esas alınarak, $\alpha = 40^\circ$, $s = 10 \text{ mm}$, $h = 7.5 \text{ mm}$ ve $PR = 9.61$ konfigürasyonu altında Nu ve f değerleri, *GEKO* türbülans modelinin genel ölçekteki performansını değerlendirmek amacıyla Realizable $k-\varepsilon$ (*EWT*), *RNG* $k-\varepsilon$ (*EWT*) ve *SST* $k-\omega$ gibi yaygın *RANS* tabanlı iki denklemlili türbülans modelleriyle sırası ile Şekil 4.7 ve Şekil 4.8’de karşılaştırılmıştır. Her bir türbülans modeline ait sayısal sonuçlar, deneysel verilerle karşılaştırmalı olarak sunulmuştur. Yürütülen bu sayısal çalışma kapsamında deneysel verilere kıyasla, Nu açısından ortalama mutlak sapma değerleri sırasıyla *GEKO* – 2.25 için % 1.71, Realizable $k-\varepsilon$ (*EWT*) için % 3.91, *RNG* $k-\varepsilon$ (*EWT*) için % 2.51 ve *SST* $k-\omega$ için % 6.88 olarak belirlenmiştir. Darcy sürtünme faktörü açısından ise sapma oranları *GEKO* – 2.25 için % 9.85, Realizable $k-\varepsilon$ (*EWT*) için % 8.00, *RNG* $k-\varepsilon$ (*EWT*) için % 6.51 ve *SST* $k-\omega$ için % 16.55 olarak hesaplanmıştır. Bu sonuçlar, *GEKO* – 2.25, Realizable $k-\varepsilon$ (*EWT*) ve *RNG* $k-\varepsilon$ (*EWT*) modellerinin deneysel verilerle uyumlu sonuçlar ürettiğini göstermektedir; ancak *GEKO* – 2.25 türbülans modeli, Nu açısından % 1.71 ile en düşük mutlak ortalama sapma değerine ulaşılması ısı transferi modellemesinde üstün bir performans sergilediğini göstermektedir. Literatürde %10’un altındaki sapma oranları yüksek doğruluk olarak kabul edilirken, *GEKO* – 2.25’in f için % 9.85’lik sapması oranı, modelin bu kriteri başarıyla karşıladığını doğrulamaktadır. Bununla birlikte, *RNG* $k-\varepsilon$ (*EWT*) türbülans modeli Darcy sürtünme faktöründe % 6.51 ile daha düşük bir sapma göstermesine karşın Nusselt sayısı açısından bakıldığında, *RNG* $k-\varepsilon$ (*EWT*) modeli % 2.51’lik sapma oranı ile *GEKO* – 2.25 modeline kıyasla daha az başarılıdır. Tüm bu değerlerin yanında, *GEKO* türbülans modelinin serbest kalibrasyon parametrelerinin önerilen aralıklar arasında ayarlanabilir yapısı, modelin farklı akış koşullarına uyarlanabilirliğini önemli ölçüde artırır. Bu esneklik, *GEKO* türbülans modeline literatürdeki klasik türbülans modellerine göre belirgin bir avantaj sağlamaktadır. Bu da *GEKO* türbülans modelinin daha geniş bir uygulama alanında doğru sonuçlar verebilme potansiyelini güçlendirmektedir.



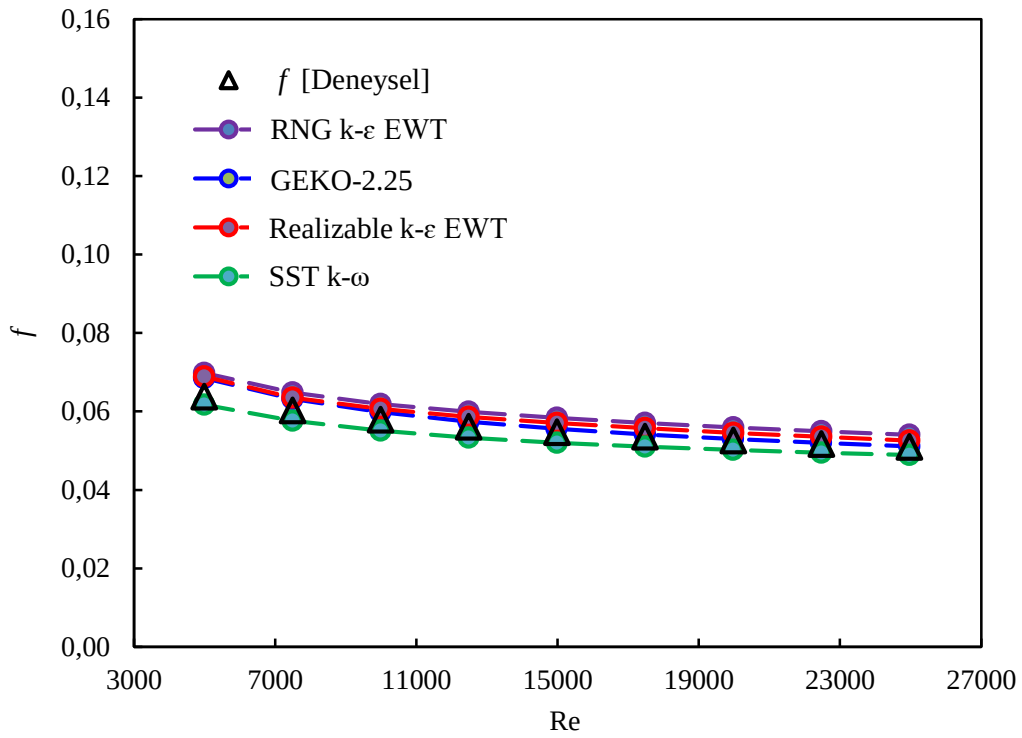
Şekil 4.7. $\alpha = 40^\circ$, $s = 10 \text{ mm}$ ve $h = 7.5 \text{ mm}$ $PR = 9.61$ koşullarında, DW 'ler için $C_{SEP} = 2.25$ ve türbülans modellerine ait Nu sayılarının deneysel verilerle karşılaştırılması



Şekil 4.8. $\alpha = 40^\circ$, $s = 10 \text{ mm}$ ve $h = 7.5 \text{ mm}$ $PR = 9.61$ koşullarında, DW 'ler için $C_{SEP} = 2.25$ ve türbülans modellerine ait f sayılarının deneysel verilerle karşılaştırılması



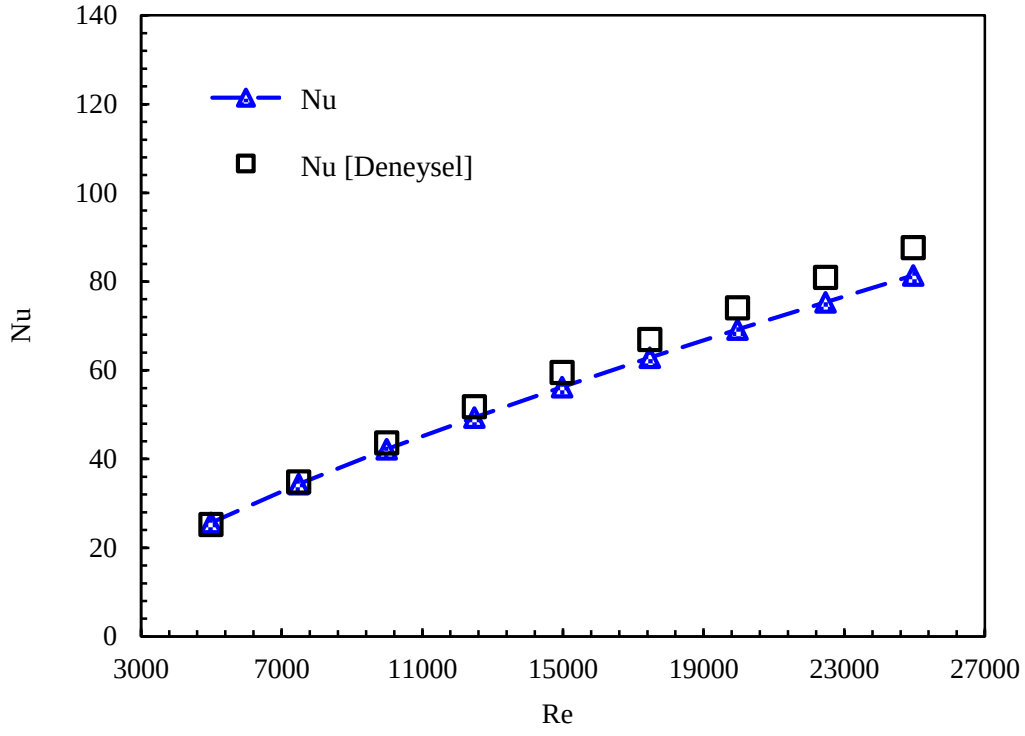
Şekil 4.9. $\alpha = 40^\circ$, $s = 10 \text{ mm}$ ve $h = 10 \text{ mm}$ $PR = 9.61$ koşullarında, DW 'ler için $C_{SEP} = 2.25$ ve türbülans modellerine ait Nu sayılarının deneysel verilerle karşılaştırılması



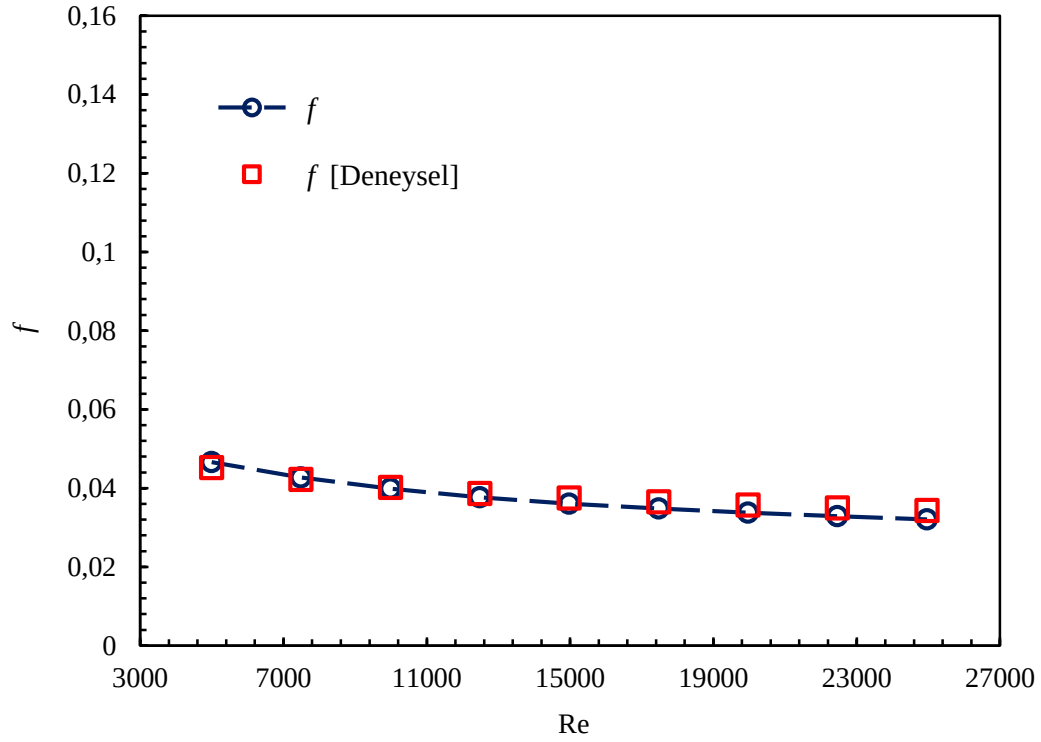
Şekil 4.10. $\alpha = 40^\circ$, $s = 10 \text{ mm}$ ve $h = 10 \text{ mm}$ $PR = 9.61$ koşullarında, DW 'ler için $C_{SEP} = 2.25$ ve türbülans modellerine ait f sayılarının deneysel verilerle karşılaştırılması

İkinci aşamada ise, seçilen $C_{SEP} = 2.25$ değeri esas alınarak, $\alpha = 40^\circ$, $s = 10 \text{ mm}$, $h = 10 \text{ mm}$ ve $PR = 9.61$ konfigürasyonu altında Nu ve f değerleri, *GEKO* türbülans modelinin genel ölçekteki performansını değerlendirmek amacıyla Realizable $k-\varepsilon$ (*EWT*), *RNG* $k-\varepsilon$ (*EWT*) ve *SST* $k-\omega$ gibi yaygın *RANS* tabanlı iki denklemlili türbülans modelleriyle sırası ile Şekil 4.9 ve Şekil 4.10'da karşılaştırılmıştır. Her bir türbülans modeline ait sayısal sonuçlar, deneysel verilerle karşılaştırmalı olarak sunulmuştur. Yürütülen bu sayısal çalışma kapsamında deneysel verilere kıyasla, Nu açısından ortalama mutlak sapma değerleri sırasıyla *GEKO* – 2.25 için % 2.56, Realizable $k-\varepsilon$ (*EWT*) için % 6.86, *RNG* $k-\varepsilon$ (*EWT*) için % 1.37 ve *SST* $k-\omega$ için % 8.50 olarak belirlenmiştir. Darcy sürtünme faktörü açısından ise sapma oranları *GEKO* – 2.25 için % 2.51, Realizable $k-\varepsilon$ (*EWT*) için % 4.65, *RNG* $k-\varepsilon$ (*EWT*) için % 7.00 ve *SST* $k-\omega$ için % 4.38 olarak hesaplanmıştır. Genel bir değerlendirme yapıldığında, *GEKO* – 2.25 türbülans modeli, hem Nusselt sayısı (% 2.56) hem de Darcy sürtünme faktörü (% 2.51) açısından dengeli ve düşük sapma oranları ile öne çıkmaktadır. Bu durum, modelin deneysel verilere genel uyumunu önemli ölçüde artırmaktadır. *RNG* $k-\varepsilon$ (*EWT*) modeli, Nusselt sayısı için % 1.37 ile üstün bir performans sergilemesine rağmen, Darcy sürtünme faktöründe % 7.00'lik bir sapma ile *GEKO* – 2.25 'in gerisinde kalmaktadır. Realizable $k-\varepsilon$ (*EWT*) ve *SST* $k-\omega$ türbülans modelleri ise her iki parametre açısından daha yüksek sapma oranları sergileyerek, hem *GEKO* – 2.25 hem de *RNG* $k-\varepsilon$ (*EWT*) türbülans modellerinin performanslarının altında kalmıştır.

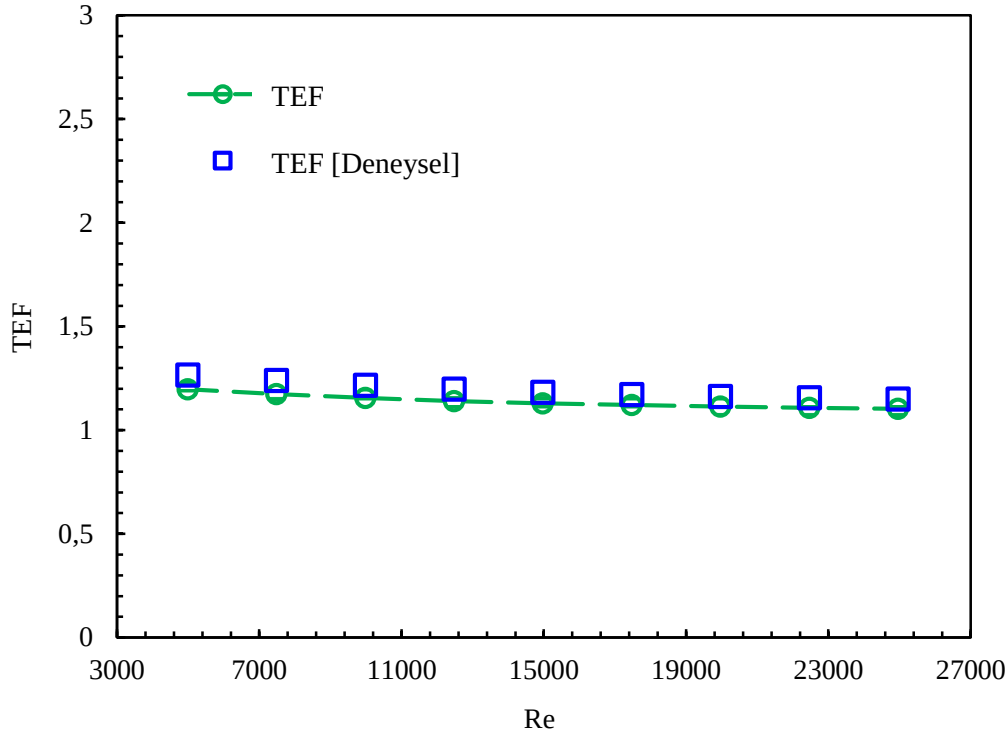
Son olarak, $C_{SEP} = 2.25$ değeri temel alınarak, diğer tüm parametrelerin değişkenlik gösterdiği bir konfigürasyona ait deneysel doğrulaması gerçekleştirilmiş ve *GEKO* türbülans modelinin makro ölçekli performans değerlendirmesi sırası ile Nu , f ve TEF açısından $Re = 5000 - 25000$ aralığında gerçekleştirilmiştir. Bu kapsamda, seçilen deneysel çalışmaya ait parametreler: $\alpha = 30^\circ$, $s = 15 \text{ mm}$, $h = 7.5 \text{ mm}$ ve $PR = 19.23$ şeklindedir. Yapılan bu deneysel doğrulama kapsamında, Nu , f ve TEF açısından deneysel verilere oranla ortalama mutlak sapma değerleri sırasıyla % 4.78, % 3.80 ve % 4.72 olarak hesaplanmıştır. Elde edilen nümerik ve deneysel veriler, karşılaştırmalı olarak Şekil 4.11, Şekil 4.12 ve Şekil 4.13'de sunulmuştur.



Şekil 4.11. $\alpha = 30^\circ$, $s = 15 \text{ mm}$ ve $h = 7.5 \text{ mm}$ $PR = 19.23$ koşullarında, DW 'ler için $C_{SEP} = 2.25$ için Nu sayılarının deneysel verilerle karşılaştırılması



Şekil 4.12. $\alpha = 30^\circ$, $s = 15 \text{ mm}$ ve $h = 7.5 \text{ mm}$ $PR = 19.23$ koşullarında, DW 'ler için $C_{SEP} = 2.25$ için f değerlerinin deneysel verilerle karşılaştırılması



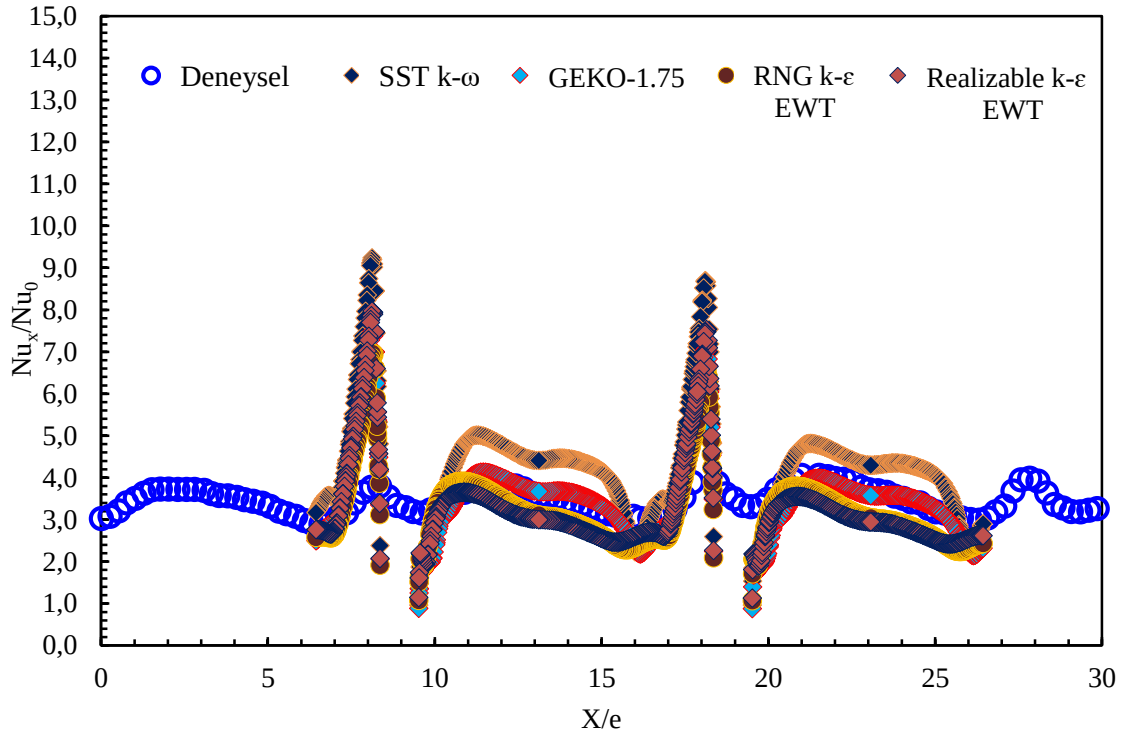
Şekil 4.13. $\alpha = 30^\circ$, $s = 15 \text{ mm}$ ve $h = 7.5 \text{ mm}$ $PR = 19.23$ koşullarında, DW 'ler için $C_{SEP} = 2.25$ için TEF değerlerinin deneysel verilerle karşılaştırılması

Tüm bu çalışmalar ışığında, *GEKO* türbülans modeli, farklı deneysel doğrulama süreçleri ve değişken koşullar altında kendini kanıtlamış, türbülanslı akışların karmaşık dinamiklerini çözmede etkili bir performans sergilemiştir. Klasik *RANS* tabanlı türbülans modelleri ile karşılaştırıldığında, *GEKO* türbülans modelinin özelleştirilebilir kalibrasyon parametreleri sayesinde, geniş bir akış rejimi ve farklı yerleşim konfigürasyonları altında deneysel verilerle yüksek doğruluk ve kararlılığa sahip çözümler üretebildiği; dolayısıyla türbülanslı iç akışların modellenmesinde yüksek performans sergilediği ortaya konmuştur. Isı transferi ve sürtünme karakteristiklerini doğru bir şekilde modelleme kapasitesiyle, *GEKO* türbülans modeli mühendislik uygulamalarında önemli bir türbülans modeli olduğunu ortaya koymaktadır.

4.2. GEKO Türbülans Modelinin Yerel Ölçekte Değerlendirmesi: Ayırık V-Şeklindeki Engel Yerleştirilmiş Kanal

Genel akış parametrelerinin doğrulanmasına ek olarak, yerel analizler de türbülans modellerinin gerçek performansının değerlendirilmesi açısından büyük önem taşımaktadır. Bu tür analizler, modelin özellikle türbülans etkilerinin en yoğun olduğu kritik bölgelerde

akışı fiziksel olarak ne kadar doğru temsil ettiğini ortaya koymada etkili bir araçtır. Özellikle yerel hız profilleri, yerel Nu_x sayısı dağılımları ve akış ayrılması ile yeniden yüzeye tutunma noktalarının sayısal olarak doğru tahmin edilmesi, türbülans modellerinin fiziksel modelleme başarısını değerlendirmek açısından belirleyici olmaktadır. Bu kapsamda, *GEKO* türbülans modelinin yerel düzeydeki hassasiyetini değerlendirmek amacıyla, dikdörtgen kesitli bir kanalda periyodik olarak yerleştirilmiş V –şeklindeki ayırık engellerin bulunduğu türbülanslı bir akış durumu sayısal olarak modellenmiştir. Akış yönünde boyutsuz uzunluğa göre (X/e) elde edilen yerel Nusselt sayısı oranı (Nu_x/Nu_0) dağılımları sayısal olarak elde edilmiş ve hem deneysel veriler hem de literatürde yaygın olarak kullanılan iki denklemli *RANS* tabanlı türbülans modelleri ile karşılaştırılmıştır.



Şekil 4.14. $\alpha = 60^\circ$, $e/D = 0.1$, $P/e = 10$ ve $C/e = 0$ koşullarındaki V –şeklindeki engeller için X/e boyunca deneysel yerel Nu_x/Nu_0 dağılımının *GEKO* – 1.75 ve diğer türbülans modelleriyle karşılaştırılması

Şekil 4.14’de, farklı türbülans modelleri kullanılarak elde edilen yerel Nu/Nu_0 ’ın X/e ’ye bağlı değişimi sunulmaktadır. Bu grafik, özellikle vorteks üreticilerin etkisiyle gelişen dönümlü akış yapılarının ısı transferi ve akış dinamiği üzerindeki yerel etkilerini ortaya koymak amacıyla hem sayısal hem de deneysel sonuçları kapsamaktadır. Öncelikle, $X/e \approx 7-9$ ve $X/e \approx 17-19$ aralığında gözlemlenen Nu_x/Nu_0 tepe noktaları, vorteksli akış

yapılarının en etkili olduğu bölgeleri işaret etmektedir. Bu bölgeler, genellikle yeniden akışın yüzeye tutunması ve yüksek dönüm etkisine sahip türbülanslı akış yapılarına karşılık gelmektedir. Belirtilen bu bölgelerde, deneysel bulgular ile sayısal model sonuçları arasında kayda değer farklılıklar gözlemlenmektedir. Bu farklılıkların temel nedeni, Nusselt sayısının elde edilmesi sürecinde, deneysel çalışmalarda söz konusu bölgelerde yerel sıcaklık ve akış hızı gibi temel değişkenlerin yüksek hassasiyetle ölçülememesiyle ilişkilidir. Özellikle, yeniden yüzeye tutunma ve yüksek dönümlü türbülans akış yapılarının baskın olduğu bu bölgelerde, sensör çözünürlüğü, yerleşim yoğunluğu ve ölçüm tekniklerinin sınırlamaları vb. nedenlerden dolayı ani değişim gösteren yerel ısı transferi karakteristikleri yeterince doğru şekilde yakalanamamaktadır (Promvong et al., 2011) (Thianpong, Promvong, Skullong, Promthaisong, & Nakhchi, 2024). Bu nedenle, ilgili Nu_x/Nu_0 pik değerleri deneysel verilerde net biçimde ortaya konulamamakta ve bu durum, sayısal modelleme sonuçlarının bazı bölgelerde deneysel değerlerin üzerinde kalmasına neden olmaktadır. Sayısal çözümlerde ise akış alanı, sürekli bir çözüm ağı üzerinde yüksek uzaysal çözünürlükle hesaplandığından, bu tür ani artışlar veya yerel maksimumlar daha belirgin şekilde tespit edilebilmektedir. Dolayısıyla, elde edilen bu farklar sayısal modelin doğruluğunun sorgulanmasından ziyade, deneysel yöntemlerin yerel ölçüm sınırlamalarıyla açıklanabilmektedir. İnceleme sonucunda, karşılaştırmaya tabi tutulan türbülans modelleri arasında özellikle *GEKO* – 1.75 türbülans modelinin deneysel verilerle oldukça yüksek bir uyum sergilediği açıkça görülmektedir. Bu model, yalnızca genel eğilimleri başarılı bir şekilde yansıtmakla kalmamakta, aynı zamanda vorteks üreticilerin arka bölgelerinde gözlemlenen yerel tepe noktalarının boyutsuz konumlarını (büyüklüklerinden bağımsız olarak) da doğru şekilde öngörebilmektedir. Bu bulgu, *GEKO* – 1.75 türbülans modelinin hem makro (Nu_0) hem de yerel ölçekte akış karakteristiklerini etkili bir biçimde modelleme kapasitesine sahip olduğunu göstermektedir.

4.3. GEKO Türbülans Modeli ile DW ve Yenilikçi Vorteks Üretici Tasarımlarının Isıl Performans Üzerindeki Etkisinin İncelenmesi

Bu bölümde, hidrolik çapı, $D_h = 0.052 \text{ m}$ ve test bölgesi boyunca sabit ısı akısı ($q'' = 600 \text{ W/m}^2$) tanımlanmış bir borudaki taşınım ısı transferini iyileştirmek amacı ile tasarlanan farklı vorteks üretici (*VG*) konfigürasyonlarının ısı ve hidrolik performansına ilişkin kapsamlı bir değerlendirme sunulmaktadır. Bu çalışma kapsamında, delta kanatçık

(*DW*) geometrisi esas alınarak geliştirilmiş dört yenilikçi tasarım ve referans *DW* dahil toplam beş vorteks üreticinin termo-hidrolik performans değerleri üzerindeki etkileri sistematik bir biçimde analiz edilmiştir. Bu sayısal değerlendirme sürecinde, türbülanslı akışın modellenmesi amacıyla *GEneralized K–Omega (GEKO)* türbülans modeli kullanılmıştır. *GEKO* türbülans modelinin, sahip olduğu gelişmiş kalibrasyon özelliği sayesinde geleneksel iki denklemlili türbülans modellerin ötesinde bir performans sergilediği belirlenmiştir. Özellikle akış ayrılması, yeniden yüzeye tutunması ve dönümlü akış gibi karmaşık akış yapılarını içeren türbülanslı iç akışları makro ve yerel ölçekte başarılı bir şekilde modelleyebilmekte ve aynı zamanda ısı transferi analizlerinde yüksek doğruluk sağlamaktadır. *GEKO* türbülans modeli, gelişmiş akış çözümleme kabiliyeti sayesinde, delta kanat ve benzeri uzunlamasına vorteks üreticilerinin termo-hidrolik performansının analizinde etkili bir türbülans modeli olarak kendini kanıtlamıştır.

Bu çalışmada incelenen tüm vorteks üreticilerin en temel amacı, taşınım yoluyla ısı transferini artırırken hidrodinamik kayıpları minimum seviyede tutmayı amaçlamaktadır. Bu doğrultuda, vortekslerin ısıtıcı yüzey ile etkileşimini maksimize etmek için ya kanatçık eğim açısı, yüksekliği ve büküm açısı gibi geometrik parametreler tasarım hedefleri doğrultusunda modifiye edilmiş ya da farklı vorteks üreticilerin kombinasyonu şeklinde yenilikçi farklı tasarımlara sahip vorteks üreticilerin Nu , Nu/Nu_0 , f , f/f_0 ve TEF açısından karşılaştırması gerçekleştirilmiştir. Ayrıca, 30 – 30 *BDW* konfigürasyonu istisna olmak üzere, diğer tüm tasarımların (*DW*, *DWG45 – DWL30*, *NIDW* ve *HVG18*) ana akıma dik düzlemdeki toplam ön blokaj oranı sabit tutulmuş, böylece yalnızca geometrik modifikasyonların ısı performans üzerindeki etkileri detaylı olarak $Re = 5000 – 20000$ aralığında analiz edilmiştir.

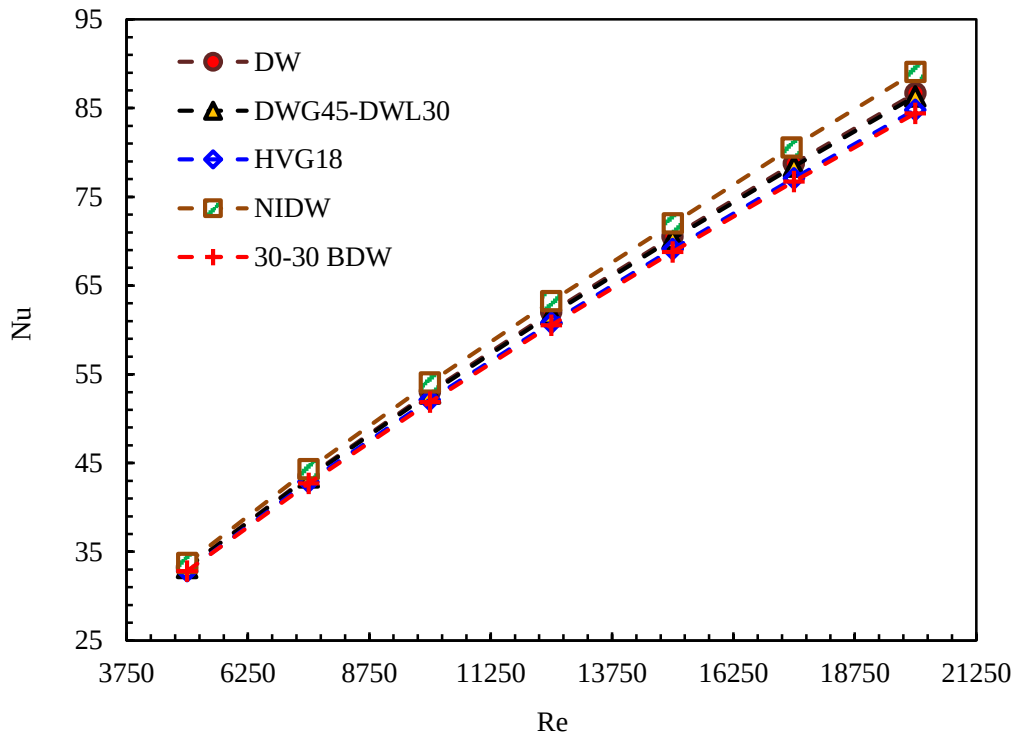
Vorteks üretici tasarımlarının akış yapısı ve ısıtıcı yüzeye olan etkilerinin görsel analizine ek olarak her bir tasarım boyutsuz parametreler kullanılarak değerlendirilmiştir. Bu kapsamda, Nusselt sayısı (Nu), Nusselt sayısı oranı, (Nu/Nu_0), Darcy sürtünme faktörü (f), Darcy sürtünme faktörü oranı (f/f_0) ve Isıl İyileştirme Faktörü (TEF) gibi performans ölçütleri dikkate alınmış ve bu bağlamda her bir konfigürasyonun hem ısı transferi hem de sürtünme faktörü açısından bilesik performansı analiz edilmiştir.

İzleyen alt başlıklarda, elde edilen simülasyon sonuçları detaylı bir şekilde yorumlanmıştır. Değerlendirme süreci, referans *DW* konfigürasyonu ile başlamakta ve ardından diğer

modifikasyonların akış yapısı ile yukarıda belirtilen performans kriterleri üzerindeki etkileri karşılaştırmalı olarak analiz edilmiştir. *GEKO* türbülans modeli (*GEKO* – 2.25) kullanılarak elde edilen akış görselleri ve sayısal bulgular ışığında, her bir geometrik tasarımın sunduğu avantajlar ve ısı transferi–basınç kaybı dengesi kapsamlı bir şekilde tartışılmıştır.

4.3.1. Isı Transferine Etkisi

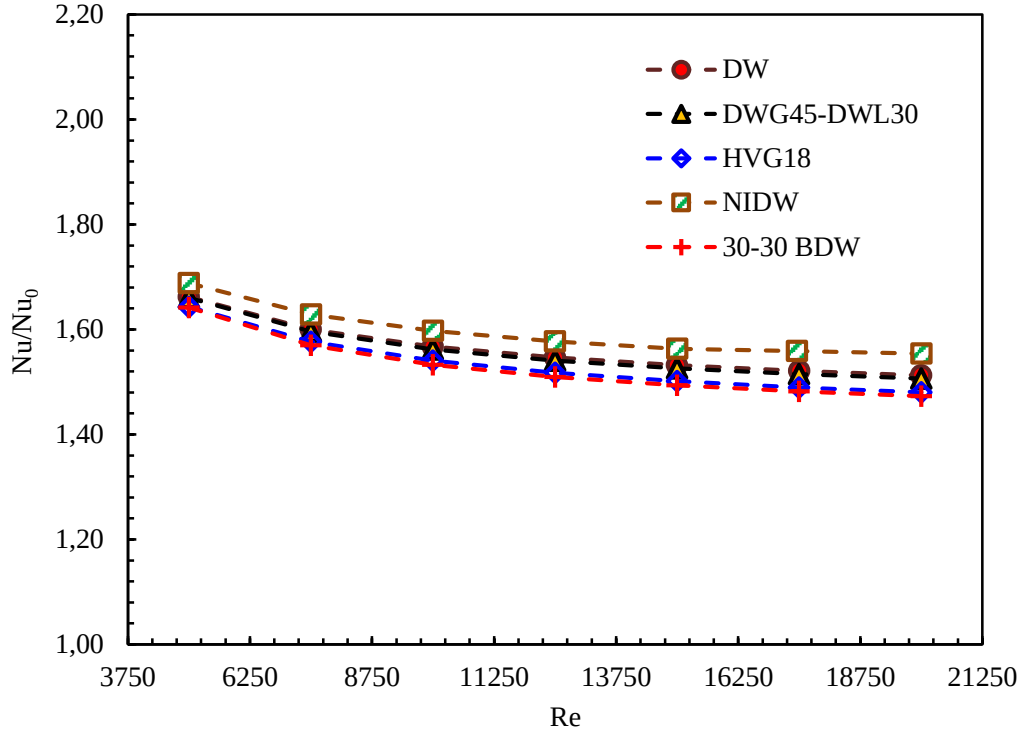
DW, *DWG45-DWL30*, *HVG18*, *NIDW* ve *30 – 30 BDW* konfigürasyonları için $Re = 5000 - 20000$ aralığında elde edilen Nusselt sayıları (Nu) ile boyutsuzlaştırılmış Nusselt sayısı oranları (Nu/Nu_0) sırasıyla Şekil 4.15 ve Şekil 4.16’da karşılaştırmalı olarak sunulmuştur.



Şekil 4.15. *DW* ve yenilikçi vorteks üretici tasarımlar için Reynolds sayısına bağlı Nusselt sayısı değişimi

Şekillerde de görüldüğü üzere, her bir tasarım için Reynolds sayısının artmasıyla birlikte Nusselt sayılarında belirgin bir artış gözlenirken, Nu/Nu_0 oranlarında ise beklenildiği üzere azalan bir trend eğilimi kaydedilmiştir. Bu doğrultuda her bir tasarım için en yüksek Nu ve Nu/Nu_0 değerleri sırası ile $Re = 20000$ ve $Re = 5000$ değerlerinde elde edilmiştir. Reynolds sayısındaki bu artışa bağlı olarak akış hızındaki artış, beraberinde türbülans şiddetinin yükselmesine ve bu durum, oluşan türbülans girdaplarının termal sınır tabakaya

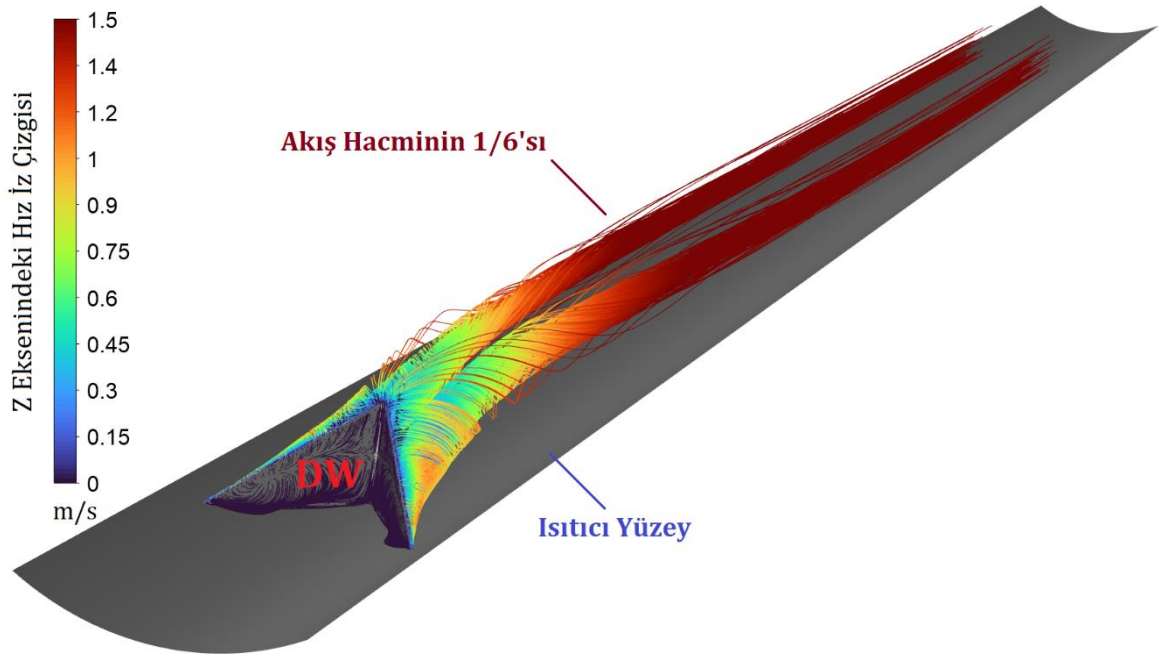
daha güçlü bir şekilde nüfuz etmesini sağlamaktadır. Sonuç olarak, düşük sıcaklıktaki serbest akış bölgesi ile sınır tabakadaki yüksek sıcaklıktaki akışkan arasındaki karışım etkinliği önemli ölçüde artmaktadır. Bu gelişmiş karışım mekanizması, taşınım ısı transfer katsayısında belirgin bir artışa ve dolayısıyla toplam taşınım ısı transferinin iyileşmesine neden olur.



Şekil 4.16. DW ve yenilikçi vorteks üretici tasarımlar için Reynolds sayısına bağlı Nu/Nu_0 sayısı değişimi

$Re = 5000 - 20000$ aralığındaki her bir Reynolds sayısına karşılık gelen Nusselt sayılarının boş boru referans değerlerinin üzerinde olduğu tespit edilmiştir. Diğer bir deyişle ısı performans göstergesi Nu/Nu_0 oranlarının tamamı 1.00'ın üzerinde elde edilmiştir. Elde edilen nümerik sonuçlar, karşılaştırılan vorteks üretici tasarımlarının geniş bir Reynolds sayısı aralığında taşınım ısı transferi kapasitesini kayda değer biçimde artırdığını ortaya koymuştur. Şekil 4.17'de görüldüğü üzere bu artışın temel nedeninin, vorteks üreticiler tarafından oluşturulan dönümlü (*swirling*) akışların tüm test bölgesi boyunca etkili olması sayesinde, ısı sınır tabakanın gelişimini bozarak engellemesi olduğu görülmektedir. Özellikle $Re = 5000$ 'de, en yüksek Nu/Nu_0 oranları NIDW, DW, DWG45- DWL30, HVG18 ve 30- 30 BDW için sırası ile 1.688, 1.662, 1.660, 1.643 ve 1.642 seviyelerinde elde edilmiştir. Bu noktada en dikkat çekici bulgulardan ilki, 30 - 30 BDW konfigürasyonu

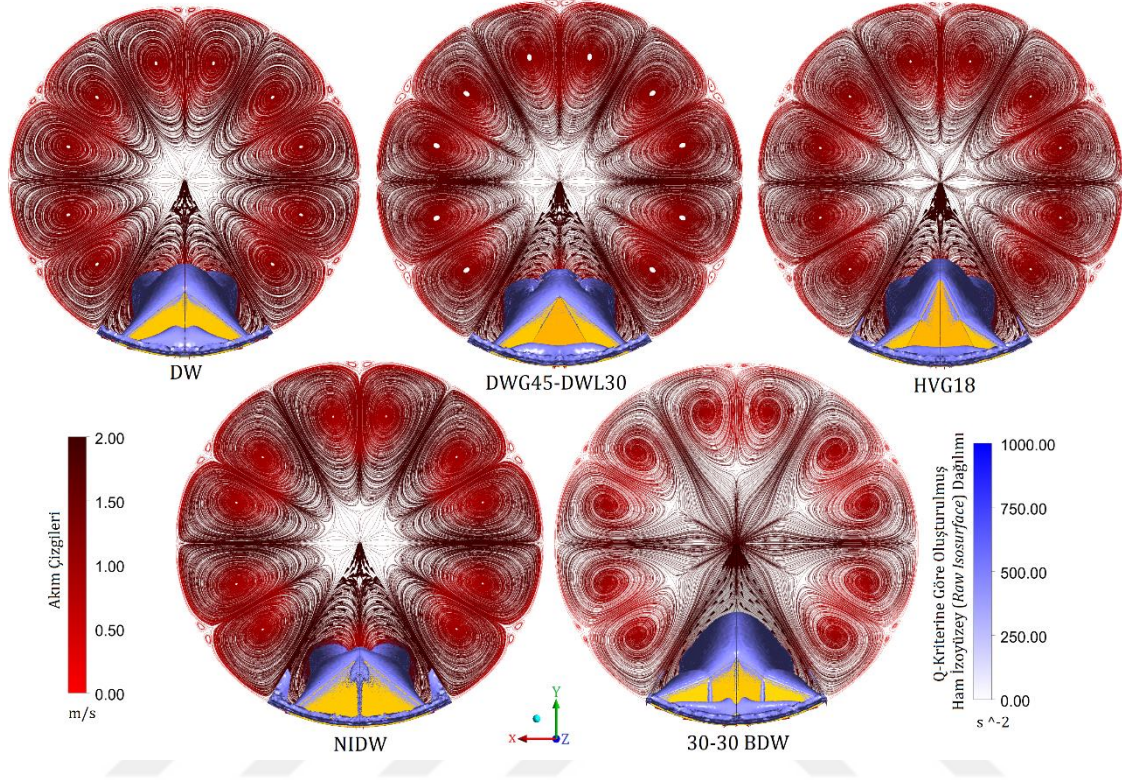
altında, $Re = 5000 - 20000$ aralığında diğer tüm tasarımlara kıyasla en düşük Nusselt sayılarının elde edilmesidir. Oysa teorik olarak, ön blokaj oranının artmasıyla birlikte vorteks üreticisinin ön ve arka bölgeleri arasında oluşan basınç farkının artması, vorteks şiddetini artırarak daha güçlü dönümlü akışların oluşumunu tetiklemekte ve bu da ısı sınır tabakanın daha etkin bir şekilde bozulmasını sağlayarak ısı transferinin, dolayısıyla Nusselt sayısının, anlamlı ölçüde artmasına neden olduğu bilinmektedir. Buna karşın, 30-30 *BDW* konfigürasyonunun beklenen ısı performansı gösterememesi ve $Re = 5000 - 20000$ aralığında elde edilen Nu/Nu_0 oranları, tüm diğer konfigürasyonlara kıyasla en düşük seviyelerde elde edilmesi dikkat çekicidir.



Şekil 4.17. Akış hacminin 1/6'sı üzerinden gösterilen *DW* konfigürasyonu için *Z* eksenindeki hız bileşenine ait iz çizgileriyle görselleştirilen uzunlamasına vorteks yapısı

Bu sonuç, yalnızca blokaj oranının yüksek olmasıyla daha yüksek ısı transferi sağlanamayacağını, geometrik tasarımdaki küçük ölçekli bu değişimin akış rejimi üzerinde ne denli etkili olduğunu ve buna bağlı olarak ısı transferi ve sürtünme karakteristiği açısından kritik bir rol üstlendiğini göstermektedir. Bu durumun daha açık bir şekilde ortaya konulabilmesi amacıyla, karşılaştırmaya dahil edilen diğer tüm tasarımların; ısıtıcı yüzeydeki alan ağırlıklı zaman ortalama sıcaklık ve Nusselt sayısı dağılımları ile birlikte, girişten 0.9 *m* uzaklıktaki ana akıma dik bir düzlemde ($P_{Düzlem} = 0.9 \text{ m}$) elde edilen zaman

ortalama akım çizgileri ve Q –kriterine dayalı vorteks yapıları görsel olarak karşılaştırmalı olarak sunulmuştur.

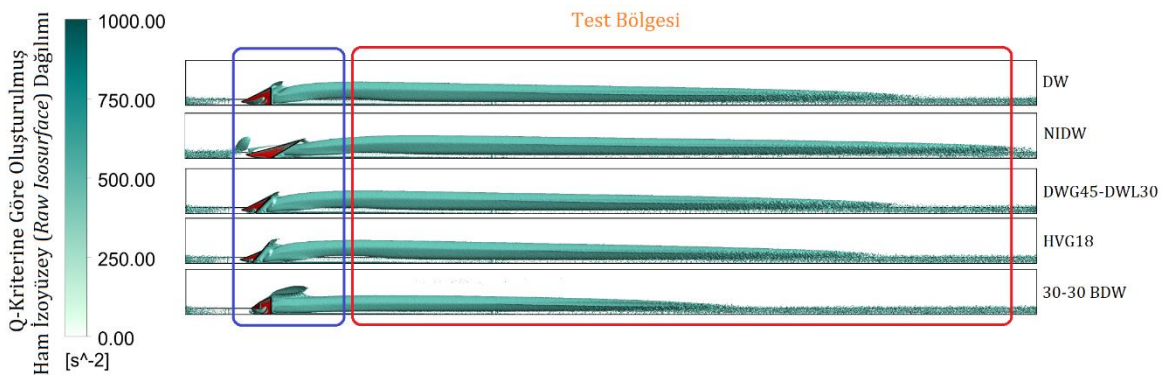


Şekil 4.18. $P_{Düzlem} = 0.9 m$ düzleminde, referans DW ve yenilikçi vorteks üretici tasarımlar için elde edilen zaman ortalama akım çizgileri ve akış hacminin 1/6'sına ait Q -kriterine göre tanımlanan vorteks izoyüzeylerinin temsili gösterimi

Öncelikle Şekil 4.18’de görüldüğü üzere, karşılaştırmalı olarak incelenen tüm referans DW ve diğer tasarımlar için, test bölgesindeki her bir vorteks üreticinin tek bir sırada iki adet uzunlamasına vorteks oluşturduğu gözlemlenmiştir. Bu bağlamda, tek bir sırada toplam altı vorteks üretici bulunması nedeniyle, test bölgesi akış hacmi içerisinde toplamda 12 adet uzunlamasına vorteks tetiklenmiştir. Bu vortekslerin şiddeti, vorteks üreticisinin hemen arkasında en yüksek seviyeye ulaşırken, ana akım yönünde ilerledikçe viskoz etkiler nedeniyle kademeli olarak azalmaktadır. Bu nedenle, en düşük sıcaklık ve en yüksek yerel Nusselt sayısı değerlerinin vorteks üreticilerin hemen arkasında elde edildiği açıkça görülmektedir. Bu durum, oluşturulan uzunlamasına vortekslerin ısıtıcı yüzey üzerinde etkili bir şekilde ısı transferini artırdığını açıkça ortaya koymaktadır.

Şekil 4.19’da Q –kriterine göre elde edilen izoyüzey (*isosurface*) dağılımları karşılaştırmalı olarak incelendiğinde ise, vorteks üreticilerin hemen arka bölgesindeki (mavi kutucuk içine

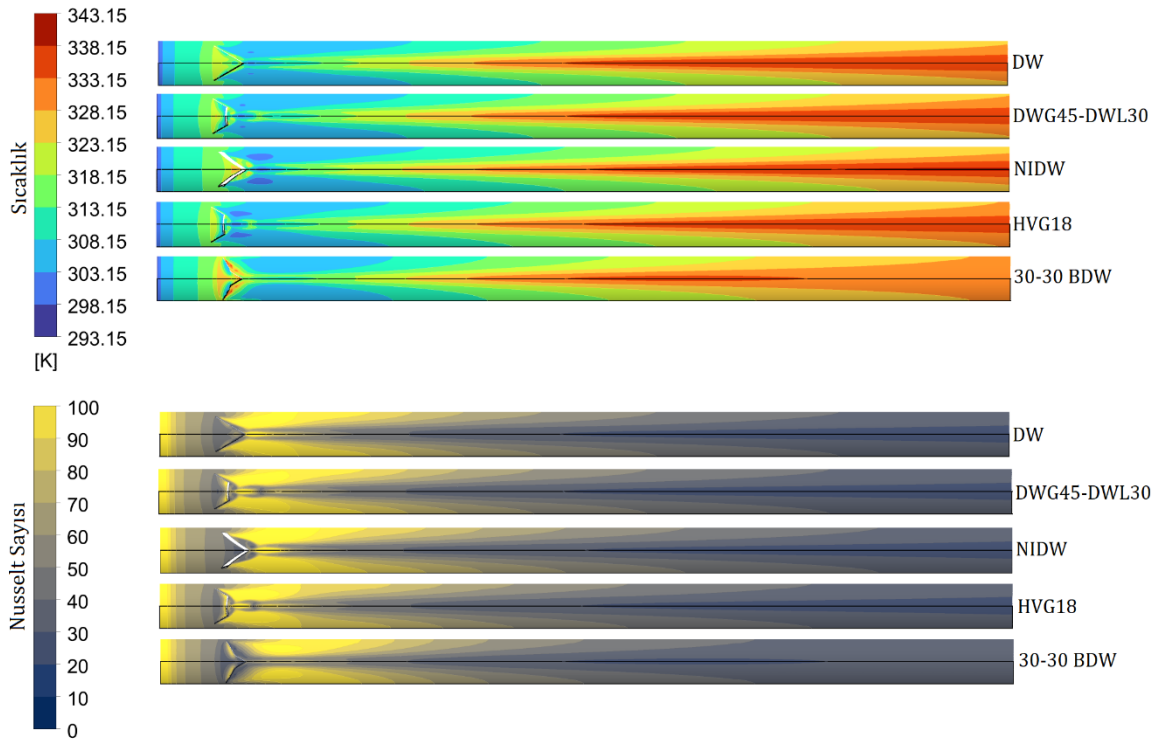
alınmış bölge) tetiklenmiş uzunlamasına vorteks üreticilerin konumu ve test bölgesindeki ana akım yönündeki etkilediği alan (kırmızı kutucuk içine alınmış bölge) bakımından belirgin farklar gözlenmektedir. Özellikle *NIDW* konfigürasyonunda, vorteks dönüş merkezlerinin ısıtıcı yüzeye diğer tasarımlara kıyasla daha yakın konumlandığı ve bu nedenle ısı transferine daha etkin katkı sağladığı görülmektedir. Oluşan bu etki, özellikle ısıtıcı yüzey sıcaklık kontur dağılımlarında (Şekil 4.20) net bir şekilde gözlemlenmektedir. Vorteks üreticinin arka bölgesindeki düşük sıcaklıklı alan açısından en geniş etki alanı *NIDW* konfigürasyonu ile elde edilmiştir. Buna karşılık, 30 – 30 *BDW* konfigürasyonunda ise diğer tasarımlarda olduğu gibi belirgin bir sıcaklık düşüşü gözlemlenmemiş, bu da ilgili tasarımın ısı transferi üzerindeki sınırlı etkisine işaret etmektedir (Şekil 4.19). Ayrıca, test bölgesi boyunca vorteks yapısının etkisini en uzun mesafe boyunca sürdürebildiği konfigürasyon da yine *NIDW* olmuştur (Şekil 4.19). Bu durum hem vorteks oluşumunun kararlılığı hem de türbülans seviyesi bakımından önemli bir avantaj sağlamaktadır. Öte yandan, Şekil 4.19’da görselleştirildiği üzere, 30 – 30 *BDW* tasarımı, vorteks yapısının oldukça kısa bir mesafede sönmüldüğü ve akışın ilerleyen bölgelerinde etkisini yitirdiği bir konfigürasyon olarak öne çıkmaktadır. Bu durum, özellikle düşük etkinlikteki girdap yapısına ve sınırlı ısı transferi katkısına işaret etmektedir. Elde edilen bu sonuçlar $Re = 5000 - 20000$ aralığında Nu ve Nu/Nu_0 parametreleri bakımından en yüksek ve en düşük değerlerin elde edildiği konfigürasyonların sırası ile *NIDW*, 30 – 30 *BDW* olmasını açıklamaktadır.



Şekil 4.19. Sayısal çözüm test bölgesini (Akış hacminin 1/12'si) kapsayan simetri düzleminde, referans *DW* ve yenilikçi tasarımlar için Q-kriterine dayalı vorteks izoyüzeylerinin ana akım yönündeki temsili gösterimi

Bunun yanında, Şekil 4.18’de görüldüğü üzere, giriş bölgesinden $P_{Düzlem} = 0.9 \text{ m}$ uzaklıkta ana akıma dik düzlemde elde edilen zaman-ortalama hız dağılımları açısından en düşük

seviye 30 – 30 *BDW* için gözlemlenmiştir. Tasarım kriterleri doğrultusunda 30°'lik büküm açısı ile delta kanatçığın uç bölgelerinde etki alanı geniş vorteksler oluşturulmak istense de boru çevresindeki tek sıralı 30– 30 *BDW*'ler arasındaki dar mesafe, uzunlamasına vortekslerin birbirleriyle şiddetli etkileşime girerek ısıl performansı olumsuz yönde etkilemesine yol açmaktadır. Bu nedenle, diğer tasarımlara kıyasla daha düşük Nusselt sayıları elde edilmiştir.



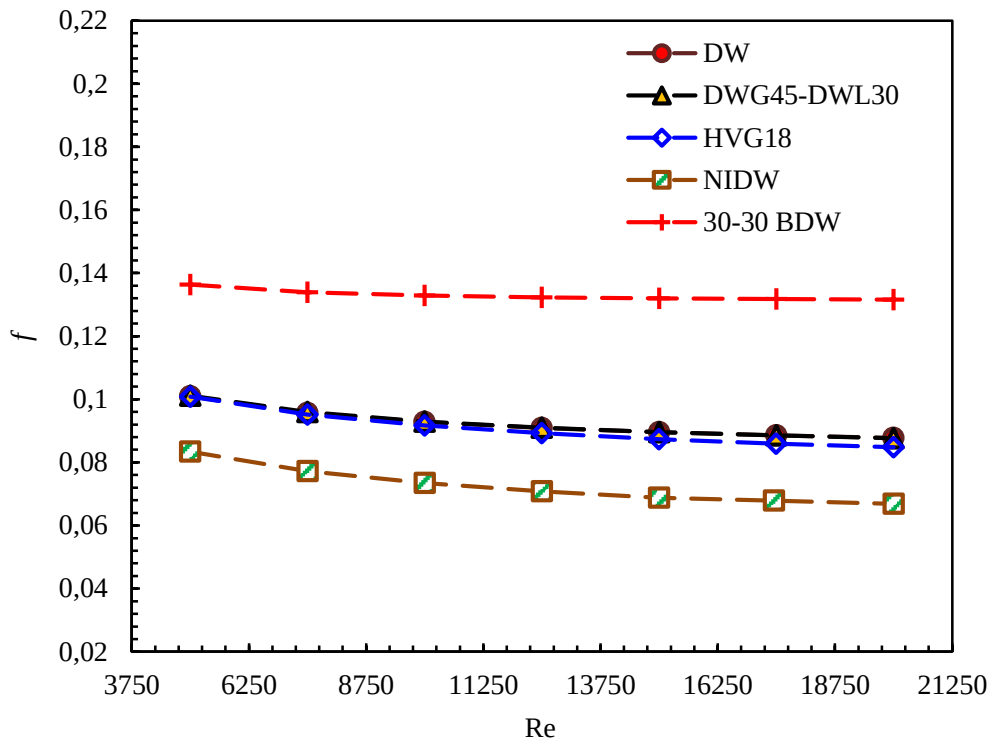
Şekil 4.20. $Re = 10000$ için *DW*, *NIDW*, 30 – 30 *BDW*, *DWG45 – DWL30* ve *HVG18* konfigürasyonlarına ait zaman-ortalama ısıtıcı yüzey sıcaklık ve yerel Nusselt sayısı kontur dağılımları

Bu çalışmada daha önce ifade edildiği üzere, karşılaştırmaya tabi tutulan tüm tasarımlar test bölgesi boyunca yalnızca tek bir sıra halinde yerleştirilerek gerçekleştirilmiştir. Bu nedenle, tüm konfigürasyonlarda, viskoz kuvvetlerin etkisiyle sürtünmeye bağlı olarak vorteks şiddetinin ana akım yönünde giderek azalması sonucu, test bölgesinin başlangıcında ısıtıcı yüzey üzerinde güçlü bir etki gözlenirken, bölgenin ortasından itibaren bu etkinin belirgin şekilde zayıfladığı görülmüştür. Bu zayıflamaya bağlı olarak yüksek sıcaklık bölgeleri genişlemekte ve buna paralel olarak düşük Nusselt sayısına sahip alanlar arttığı görülmektedir.

Sonuç olarak, vortekslerin ısıtıcı yüzeye olan yakınlığı, oluşan dönümlü akış yapısının sürekliliği ve sabit ısı akısı sınır şartları altındaki test bölgesi boyunca etkisini sürdürebilme kapasitesi, ısıl performansın temel belirleyicileri unsurları arasında yer almaktadır. Bu bağlamda, *NIDW* tasarımı; oluşturduğu vorteks yapılarının akış yönünde ısıtıcı yüzey boyunca en uzun mesafede etkili olması sayesinde, en verimli tasarım olarak öne çıkmaktadır.

4.3.2. Sürtünme Faktörüne Etkisi

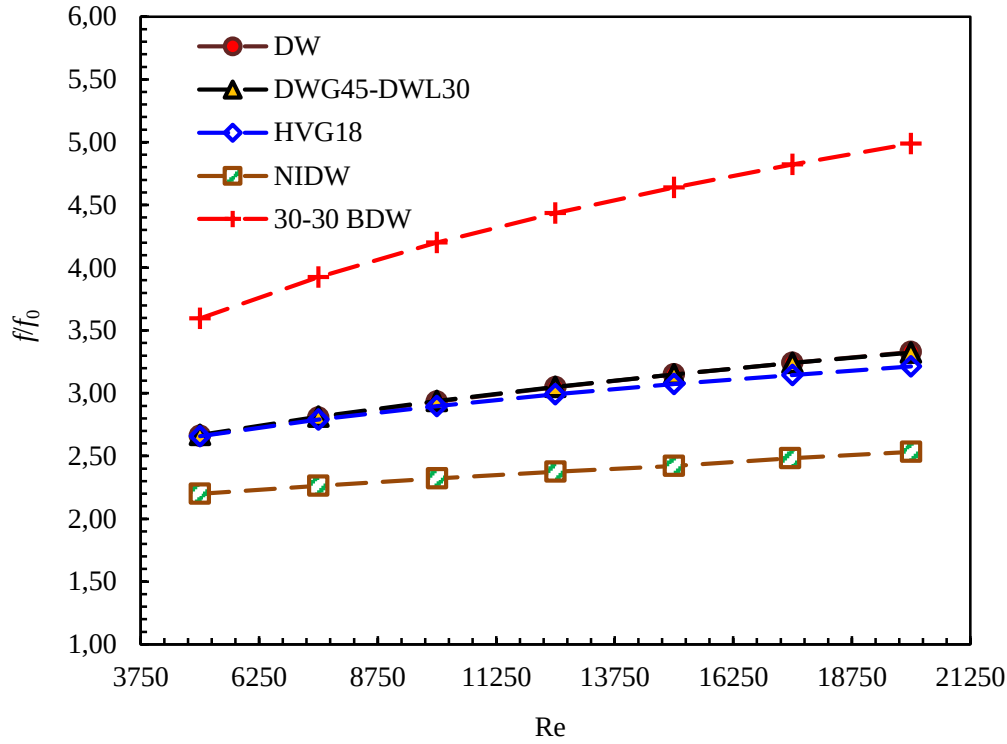
DW, *DWG45-DWL30*, *HVG18*, *NIDW* ve 30 – 30 *BDW* konfigürasyonları için $Re = 5000 - 20000$ aralığında elde edilen Darcy sürtünme faktörü (f) ile boyutsuzlaştırılmış Darcy sürtünme faktörü oranları (f/f_0) sırasıyla Şekil 4.21 ve Şekil 4.22’de karşılaştırmalı olarak sunulmuştur.



Şekil 4.21. *DW* ve yenilikçi vorteks üretici tasarımlar için Reynolds sayısına bağlı f sayısı değişimi

Şekillerde de görüldüğü üzere, her bir tasarım için Reynolds sayısındaki artışa bağlı olarak f değerinde belirgin bir azalma eğilimi gözlemlenirken, f/f_0 değerlerinde ise artış yönünde bir eğilim ortaya çıkmaktadır. Bu bağlamda, en yüksek f değeri $Re = 5000$ ’de, en düşük değer ise $Re = 20000$ ’de elde edilmiştir. Öte yandan, f/f_0 oranı açısından ters bir eğilim izlenmiş ve en düşük değer $Re = 5000$ ’de, en yüksek değer ise $Re = 20000$ ’de

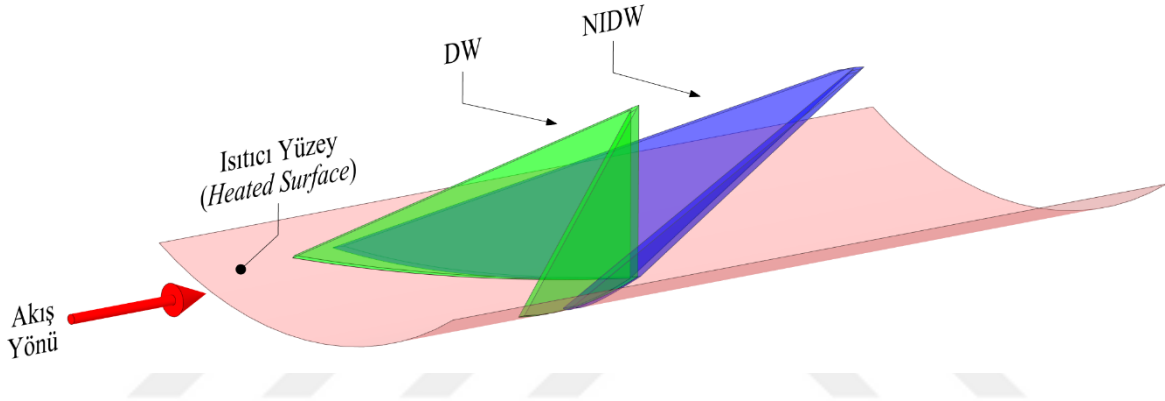
kaydedilmiştir. Sayısal sonuçların analizi neticesinde, $Re = 5000-20000$ aralığında gerçekleştirilen karşılaştırması yapılan tüm konfigürasyonlarda, düz boru referans durumuna kıyasla, her bir tasarım için bu vorteks üretici eklentilerinin sürtünme faktöründe kayda değer bir artış meydana getirdiği görülmüştür. Bu kapsamda, tüm tasarımlar için elde edilen f/f_0 değerleri, 1.00'lık eşik değerinin belirgin şekilde üzerinde elde edilmiştir.



Şekil 4.22. DW ve yenilikçi vorteks üretici tasarımlar için Reynolds sayısına bağlı f/f_0 sayısı değişimi

Sürtünme katsayısındaki bu artış, akış dinamiği ve yüzey etkileşimlerine bağlı birden çok mekanizmadan kaynaklanmaktadır. Özellikle, vorteks üreticiler tarafından tetiklenen uzunlamasına vorteksler, akış kanalı içerisinde belirgin ikincil akış yapılarının gelişmesine neden olmaktadır. Bu ikincil akış yapıları, oluşum dinamiklerine bağlı olarak ana akımın duvarlara veya kanal merkezine doğru sapmasına yol açmakta ve böylece ana akış, hidrolik çap açısından daha dar bir kesit üzerinden yönlendirilmektedir. Sonuç olarak, etkili akış alanının azalması ve bu bölgelerdeki hız gradyanlarının artmasıyla birlikte momentum taşınımı kuvvetlenmekte; bu durum, toplam basınç kaybını ve dolayısıyla Darcy sürtünme katsayısını belirgin şekilde yükseltmektedir. Akış hacmindeki vorteks üreticiler, akışla temas eden yüzey alanını genişleterek yüzey-akış etkileşimlerinin yoğunluğunu artırır ve bunun sonucunda sürtünme katsayısı yükselir. Ayrıca, vorteksler arasındaki güçlü

etkileşimler akıştaki türbülans düzeyini ve dolayısıyla enerji kaybını artırarak sürtünmeyi doğrudan etkileyen bir diğer faktördür. Tüm bu faktörler arasında en belirleyici etken, vorteks üreticilerinin akış yönüne dik düzlemde oluşturdukları projeksiyon alanıdır; söz konusu bu unsur, akışın engellenmesine ve yerel basınç kayıplarına yol açarak blokaj etkisi oluşturur ve sürtünme katsayısını kayda değer ölçüde artırır. Ancak bu çalışmada, geometrik modifikasyonların TEF üzerindeki etkisini net biçimde ortaya koymak amacıyla, 30–30 BDW dışındaki tüm tasarımların ana akıma dik düzlemdeki projeksiyon alanları eşit tutulmuştur. Bundan dolayı, şekillerde görüldüğü üzere DW , $DWG45$ - $DWL30$ ve $HVG18$ 'nin f ve f/f_0 değerleri oldukça birbirine yakın elde edilmiştir.

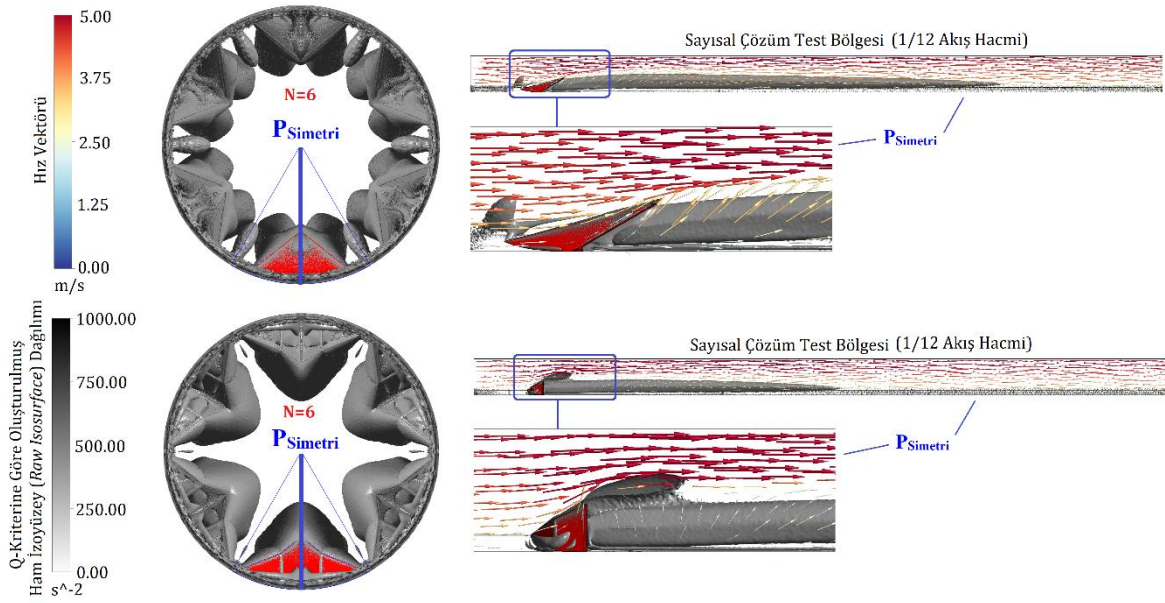


Şekil 4.23. DW ve $NIDW$ tasarımlarının ısıtıcı yüzey üzerindeki yerleşim konfigürasyonlarının karşılaştırılması

Bu noktada, aynı ön projeksiyon alanına sahip $NIDW$ konfigürasyonunda daha düşük Darcy sürtünme faktörü değerlerinin elde edilmesinin temel nedeni, Şekil 4.23’de görüldüğü üzere $NIDW$ ’nin tasarımından kaynaklı kanatçık yüzeylerinin ısıtıcı yüzeye daha yakın olması sonucu uzunlamasına vortekslerin yüzeye yakın bir bölgede oluşması ve böylece ana akım üzerindeki ikincil akış etkisinin önemli ölçüde azalmasıdır. $NIDW$ ’nin 30°’lik blokaj açısı, DW kanatçıkları arasındaki bölgeye kıyasla akışın daha düzgün (*smooth*) bir şekilde gelişmesini destekleyerek blokaj etkisini azaltır ve sürtünme katsayısında ek bir düşüş sağlamaktadır.

Çalışmadan elde edilen bir diğer önemli sayısal bulgu, $Re = 5000 - 20000$ aralığında 30–30 BDW konfigürasyonunun diğer tüm tasarımlara kıyasla daha yüksek Darcy sürtünme faktörü ve dolayısı ile daha yüksek f/f_0 değerlerinin elde edilmesidir. Ön projeksiyon alanının diğer tasarımlara göre daha büyük olması kısmen bu artışı açıklasa da, f değerindeki kayda değer bu artışın bir diğer önemli nedeni ise, 30–30 BDW ’ye

tasarımından kaynaklı delta kanatçıkların uç bölgesindeki 30°'lik bükümler nedeni ile aynı sıradaki vorteks üreticileri arasındaki mesafenin azalması ve bunun sonucunda uzunlamasına vorteksler arasındaki etkileşim yoğunluğunun artmasıdır. Darcy sürtünme faktöründeki bu artışın bir diğer kaynağı ise, Şekil 4.24'de mavi kutucukla işaretlenen bölgede belirtildiği üzere, artan blokaj etkisine bağlı vorteks şiddetinin artmasıyla ortaya çıkan güçlü vortekslerin, en düşük f değerine sahip *NIDW* tasarımına kıyasla ana akımı çok daha dar bir kesitten geçmeye zorlamasıdır. Bu durum, akışın kısıtlanması ve yerel basınç kayıplarının artmasıyla sürtünme faktörünü önemli ölçüde arttırmıştır.



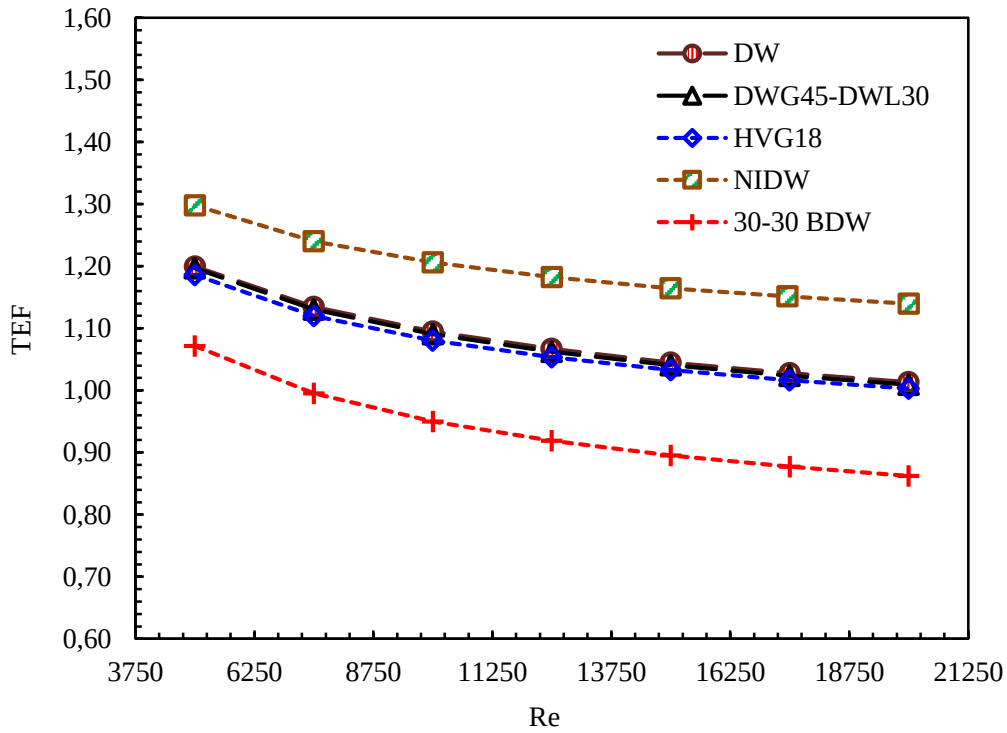
Şekil 4.24. Sayısal çözüm test bölgesini (Akış hacminin 1/12'si) kapsayan simetri düzleminde ($P_{Simetri}$), *NIDW* ve 30 – 30 *BDW* tasarımlar için hız vektörlerinin dağılımı ve Q-kriterine dayalı vorteks izoyüzeylerinin ana akıma dik yöndeki $P_{Düzlem} = 0.9 m$ düzleminde gösterimi

4.3.3. Isıl Performansa Etkisi

Referans *DW* ve diğer dört farklı yenilikçi vorteks üretici tasarımının $Re = 5000-20000$ aralığındaki *TEF* değişimi Şekil 4.25'de verilmektedir. Tüm tasarımlar için, artan Reynolds sayısına bağlı olarak *TEF* değerleri azalmaktadır. Dolayısıyla, her bir tasarım için en yüksek ve en düşük *TEF* değerleri sırasıyla $Re = 5000$ ve $Re = 20000$ noktalarında elde edilmiştir. Sayısal olarak ifade etmek gerekirse, $Re = 5000$ 'de en yüksek *TEF* değerleri sırasıyla *DW*, *DWG45* – *DWL30*, *HVG18*, *NIDW* ve 30–30 *BDW* konfigürasyonları için 1.199, 1.197, 1.186, 1.298 ve 1.072 olarak elde edilmiştir. Buna karşılık, $Re = 20000$ 'de

bu konfigürasyonlara ait en düşük TEF değerleri sırasıyla 1.013, 1.009, 1.003, 1.140 ve 0.862 şeklindedir.

Buradaki en çarpıcı bulgu, 30–30 BDW konfigürasyonu dışındaki tüm tasarımların $Re = 5000–20000$ aralığında TEF açısından etkinliklerini korumasına karşın, 30–30 BDW konfigürasyonunun ısıl iyileştirme faktörü açısından olumsuz bir etki göstermesidir. Her ne kadar bu tasarım altında elde edilen Nusselt sayıları boş boru değerlerinden yüksek olsa da, Darcy sürtünme faktöründeki artış oranının oldukça yüksek olması nedeniyle, $Re = 5000$ haricindeki tüm Reynolds sayılarında TEF değeri 1.00’ın altına düşerek iyileştirmenin aksine ters bir etki oluşturmuştur.



Şekil 4.25. DW ve yenilikçi vorteks üretici tasarımlar için Reynolds sayısına bağlı TEF değişimi

Öte yandan, $NIDW$ konfigürasyonu altında en yüksek TEF değerlerinin elde edildiği gözlemlenmiştir. Bu tasarımda, $Re = 20000$ ’de dahi TEF değeri 1.00’ın oldukça üzerinde kalmıştır. Tek bir sıradaki vorteks üretici sayısı ($N = 6$) sabit tutulmuş olsa da, yalnızca geometrik tasarımdaki farklılıkların akış yapısı ve ısıl performans üzerindeki belirleyici rolü açıkça ortaya konulmuştur. Nitekim, $Re = 5000–20000$ aralığında en yüksek ve en düşük TEF değerleri arasındaki değişim oranı sırasıyla %21.11 ve %32.21 olarak hesaplanmış olup, bu fark oldukça dikkate değer bir büyüklüktedir. Bu durum, sayısal çalışmanın ve bu

Çalışmada tercih edilen türbülans modelinin önemini daha da hayati bir hale getirmektedir. nk, vorteks üretici geometrilerinin akış yapısını ve ısı transfer performansını doğrudan etkilediği böylesine karmaşık bir problemde, türbülans modelinin akış ayrılmaları, dönümlü akış yapıları ve akışın yeniden yüzeye tutunması gibi karmaşık türbülanslı i akış yapıların doğru şekilde modellenebilme başarısı, elde edilen sonuçların güvenilirliğini ve fiziksel anlamlılığını doğrudan belirlemektedir. Özellikle Darcy sürtünme faktörü ve Nusselt sayısı gibi parametrelerin hassas tahmini, *TEF* gibi türetilmiş performans göstergelerinin sağlıklı yorumlanabilmesi açısından kritik öneme sahiptir.



5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu tez çalışmasında, hidrolik çapı, $D_h = 0.052$ m olan sabit ısı akısı ($q'' = 600 \text{ W/m}^2$) sınır şartları altındaki dairesel en-kesitli bir boru içerisindeki taşınım ısı transferini artırmak amacıyla ısıtıcı yüzey olarak tanımlanmış boru iç yüzeyine tek sıra halinde ve toplamda $N = 6$ adet olacak şekilde yerleştirilen uzunlamasına vorteks üreticilerin termo-hidrolik performansı, *HAD* yöntemiyle $Re = 5000 - 20000$ aralığında detaylı olarak analiz edilmiştir. Çalışmanın temel amacı doğrultusunda, referans olarak kabul edilen *DW* geometrisinden türetilmiş dört farklı yenilikçi tasarıma sahip (*DWG45 - DWL30, HVG18, NIDW, 30 - 30 BDW*) vorteks üreticiler ısı performans ve Darcy sürtünme faktörü açısından karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Bu doğrultuda, öncelikle literatürde vorteks üreticili türbülanslı iç akışların modellenmesi noktasında yenilikçi yönü ve kullanımı sınırlı olan *GEKO* türbülans modeli seçilerek makro ve yerel ölçekli modelleme performansı test edilmiştir. Bu kapsamda yürütülen deneysel doğrulama çalışmaları sonucunda elde edilen sayısal verilerin deneysel verilere olan sapma oranı, literatürde yaygın olarak kullanılan diğer *RANS* tabanlı türbülans modelleriyle karşılaştırılmıştır. Elde edilen bulgular aşağıdaki şekilde özetlenmiştir:

1. *GEKO* türbülans modeli, uzunlamasına vorteks üreticilerin yer aldığı türbülanslı iç akışların hem makro hem de yerel ölçekte modellenmesinde, özelleştirilebilir serbest katsayıları sayesinde yüksek doğruluk sunmuş ve literatürdeki sınırlı kullanımına rağmen etkili bir performans sergilemiştir.
2. Birinci ve ikinci makro ölçekli deneysel doğrulama çalışmalarında, *GEKO* türbülans modeli için deneysel verilerle en düşük sapma oranları sırasıyla $C_{SEP} = 2.00$ ve $C_{SEP} = 2.50$ değerlerinde elde edilmiş; bu değerler altında Nu , f ve TEF birlikte değerlendirildiğinde ortalama sapma oranları sırasıyla %5.24 ve %2.53 olarak hesaplanmıştır. Ancak her iki deneysel çalışmada kullanılan vorteks üretici geometrileri ile yerleşim konfigürasyonları dikkate alındığında, her iki veri setiyle dengeli uyum sağlayan ortak model sabiti olarak $C_{SEP} = 2.25$ değeri tercih edilmiştir.
3. *GEKO* türbülans modeli, $C_{SEP} = 2.25$ sabit değeri ile yapılan birinci makro ölçekli doğrulama analizlerinde, Nu için %1.71 ve f için %9.85 düzeyinde düşük sapmalar göstermiştir. İkinci makro ölçekli analizlerde ise Nu için %2.56 ve f için %2.51 sapma

oranları elde edilmiştir. Her iki doğrulama çalışması birlikte ele alındığında *GEKO* türbülans modeli, Nu, f ve TEF açısından Realizable $k - \varepsilon$, *RNG* $k - \varepsilon$ ve *SST* $k - \omega$ gibi klasik *RANS* tabanlı modellere kıyasla daha yüksek doğruluk sergilemiştir. Ayrıca, $\alpha = 30^\circ$, $s = 15 \text{ mm}$, $h = 7.5 \text{ mm}$ ve $PR = 19.23$ parametreleri altında yürütülen üçüncü makro ölçekli deneysel doğrulamada ise, önceki çalışmadan farklı geometrik ve yerleşim konfigürasyonu parametrelerine rağmen, Nu, f ve TEF açısından ortalama mutlak sapma oranları sırasıyla %4.78, %3.80 ve %4.72 olarak hesaplanmıştır.

4. Yerel ölçekte gerçekleştirilen doğrulama analizinde, *GEKO* – 1.75 modeli, V –şeklinde ayrı engellerle donatılmış kare kesitli kanal için $z/D = 1/4$ konumunda tanımlanan hat (*line*) üzerindeki yerel Nu_x/Nu_0 dağılımlarını deneysel verilerle yüksek uyum içerisinde modellemiştir. Bu sonuç, *GEKO* türbülans modelinin diğer *RANS* tabanlı türbülans modellerine kıyasla hem yerel ısı transferi hem de türbülanslı akış yapısı içerisindeki vorteks etkilerinin doğru şekilde modellenmesinde daha başarılı olduğunu ortaya koymuştur.
5. *DW*, *DWG45* – *DWL30*, *HVG18*, *NIDW* ve *30-30 BDW* tasarımları, $Re = 5000-20000$ aralığında taşınım ısı transferini artırarak tüm durumlarda boş boruya kıyasla Nu/Nu_0 oranlarının 1.00’ın üzerinde olmasını sağlamıştır. Bu bağlamda, en yüksek ısı performans oranı $Re = 5000$ koşulunda *NIDW* tasarımı için $Nu/Nu_0 = 1.688$ olarak hesaplanmıştır. *NIDW* tasarımının üstün performansı, oluşturduğu uzunlamasına vortekslerin ısıtılmış yüzeye daha yakın konumlanması ve etkilerinin test bölgesinde daha uzun mesafelerde devam etmesiyle açıklanmaktadır. Sonuç olarak, *NIDW* tasarımı $TEF = 1.298$ ile en yüksek termohidrolik performansı sergilemiştir.
6. *30-30 BDW* tasarımı, düşük ısı performans sergilemiş; özellikle $Re = 5000$ koşulunda $Nu/Nu_0 = 1.642$ ile en düşük seviyede kalmıştır. Bu durum, artan blokaj oranı ve yoğun vorteks etkileşimlerinin ısı performans üzerindeki olumsuz etkilerinin göstergesidir. Sonuç olarak, tasarım geometrisinin vorteks yapısı ve akış alanındaki etkileşimler üzerinde önemli etkileri olduğu ve bu faktörlerin Nu, f ve TEF üzerinde belirleyici rol oynadığı tespit edilmiştir.
7. $Re = 5000-20000$ aralığında, tüm vorteks üretici tasarımları, uzunlamasına vortekslerin neden olduğu ikincil akış yapıları, yüzey–akış etkileşimleri ve blokaj etkisi sonucunda f/f_0 değerlerini belirgin şekilde 1.00’ın üzerine çıkarmış; bu artışın en

belirleyici faktörü, vorteks üreticilerin akış yönüne dik düzlemde oluşturduğu projeksiyon alanı olmuştur.

8. *NIDW*, aynı ön projeksiyon alanına sahip *DW*, *DWG45 – DWL30* ve *HVG18* tasarımlarına kıyasla daha düşük Darcy sürtünme faktörü değerleri sergilemiştir. $Re = 5000$ için $f/f_0 = 2.199$ değeri ile *DW*, *DWG45 – DWL30* ve *HVG18* tasarımlarından yaklaşık %17.33 oranında daha düşük f/f_0 değeri elde edilmiştir. Bu durum, ikincil akış yapılarının ısıtıcı yüzeye yakın bölgede gelişmesiyle ana akım üzerindeki etkisinin azalması ve $\alpha = 30^\circ$ ’lik eğim açısının akış üzerindeki bozucu etkisinin düşük olması ile açıklanmıştır.
9. *30–30 BDW* tasarımı, $Re = 5000–20000$ aralığında diğer tüm tasarımlara kıyasla daha yüksek f ve f/f_0 değerleri elde etmiştir. Bu artış, ön projeksiyon alanının genişlemesi ve 30° ’lik büküm açısı nedeniyle vorteks üreticiler arasındaki mesafenin azalması ile ortaya çıkan yoğun vorteks etkileşimlerinden kaynaklanmıştır. Artan blokaj etkisi ve dar kesitli akış alanı, yerel basınç kayıplarını artırarak sürtünme faktörünün belirgin şekilde yükselmesine neden olmuştur. Sonuç olarak, $Re = 20000$ için $f/f_0 = 4.988$ değeriyle en yüksek sürtünme katsayısı *30–30 BDW* ile elde edilmiştir.
10. $Re = 5000–20000$ aralığında tüm tasarımlar için *TEF* değerleri; *DW*: 1.199 – 1.013, *DWG45 – DWL30*: 1.197 – 1.009, *HVG18*: 1.186 – 1.003 ve *NIDW*: 1.298 – 1.140 aralıklarında elde edilmiştir. Bu kapsamda, aynı Reynolds sayısı aralığında en yüksek ve en düşük *TEF* değerleri arasındaki değişim oranı sırasıyla %21.11 ve %32.21 olarak hesaplanmıştır. Bu bulgular, yalnızca geometrik farklılıkların akış yapısı ve ısı performans üzerindeki belirleyici etkisini değil, aynı zamanda sayısal analizlerin ve kullanılan *GEKO* türbülans modelinin önemini de açık biçimde ortaya koymaktadır.

6. KAYNAKLAR

- ANSYS. (2021). *ansys fluent theory guide release 2021 R2*. ANSYS, Inc.
- Aridi, R., Ali, S., Lemenand, T., Faraj, J., & Khaled, M. (2022). CFD analysis on the spatial effect of vortex generators in concentric tube heat exchangers – A comparative study. *International Journal of Thermofluids*. <https://doi.org/10.1016/j.ijft.2022.100247>
- Azhar Khan, M., Zahir Khan, M., Zaman, K., & Naz, L. (2014). Global estimates of energy consumption and greenhouse gas emissions. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.08.091>
- Bhattacharyya, S., Vishwakarma, D. K., Srinivasan, A., Soni, M. K., Goel, V., Sharifpur, M., ... Meyer, J. (2022). Thermal performance enhancement in heat exchangers using active and passive techniques: a detailed review. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*. <https://doi.org/10.1007/s10973-021-11168-5>
- Biswas, G., Chattopadhyay, H., & Sinha, A. (2012). Augmentation of heat transfer by creation of streamwise longitudinal vortices using vortex generators. *Heat Transfer Engineering*. <https://doi.org/10.1080/01457632.2012.614150>
- 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*. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2016.07.003>
- Boonloi, A., Lewpiriyawong, N., & Jedsadaratanachai, W. (2024). Performance improvement in a heat exchanger tube using discrete X–V baffle (DXVB) turbulators. *Case Studies in Thermal Engineering*. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2024.103999>
- Cengel, Y. A. (2015). *Heat and mass transfer : fundamentals & applications / Yunus A. Çengel, Afshin J. Ghajar*. In *Heat and mass transfer :*
- Cengel, Y. A., & Boles, M. A. (2015). *Thermodynamics: an Engineering Approach* 8th Edition. In *McGraw-Hill*.
- Chamoli, S., Zhuang, X., Kumar Pant, P., & Yu, P. (2021). Heat transfer in a turbulent flow tube integrated with tori as vortex generator inserts. *Applied Thermal Engineering*.

<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117062>

- Demirağ, H. Z. (2024). Innovative approach for longitudinal vortex generator design: Impact on thermal performance. *Thermal Science and Engineering Progress*. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2024.102444>
- Ekrani, S. M., Ganjehzadeh, S., & Esfahani, J. A. (2023). Multi-objective optimization of a tubular heat exchanger enhanced with delta winglet vortex generator and nanofluid using a hybrid CFD-SVR method. *International Journal of Thermal Sciences*. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2023.108141>
- Fiebig, M. (1997). Vortices and heat transfer. *ZAMM Zeitschrift Fur Angewandte Mathematik Und Mechanik*. <https://doi.org/10.1002/zamm.19970770103>
- Fiebig, Martin. (1995). Embedded vortices in internal flow: heat transfer and pressure loss enhancement. *International Journal of Heat and Fluid Flow*. [https://doi.org/10.1016/0142-727X\(95\)00043-P](https://doi.org/10.1016/0142-727X(95)00043-P)
- Habchi, C., Russeil, S., Bougeard, D., Harion, J. L., Lemenand, T., Della Valle, D., & Peerhossaini, H. (2012). Enhancing heat transfer in vortex generator-type multifunctional heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.01.020>
- İĞCİ, A. A. (2025). Enhancing heat transfer with a hybrid vortex generator combining delta wing and winglet designs: A numerical study using the GEKO turbulence model. *Applied Thermal Engineering*, 258(October 2024). <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2024.124604>
- Incropera, F. P., Dewitt, D. P., Bergman, T., & Lavine, A. S. (2015). Fundamentals of Heat and Mass Transfer. In *John Wiley & Sons*.
- Jacobi, A. M., & Shah, R. K. (1995). Heat transfer surface enhancement through the use of longitudinal vortices: A review of recent progress. *Experimental Thermal and Fluid Science*. [https://doi.org/10.1016/0894-1777\(95\)00066-U](https://doi.org/10.1016/0894-1777(95)00066-U)
- Li, Z., Xu, X., Li, K., Chen, Y., Huang, G., Chen, C. lung, & Chen, C. H. (2018). A flapping vortex generator for heat transfer enhancement in a rectangular airside fin. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.11.067>

- Liang, G., Islam, M. D., Kharoua, N., & Simmons, R. (2018). Numerical study of heat transfer and flow behavior in a circular tube fitted with varying arrays of winglet vortex generators. *International Journal of Thermal Sciences*. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2018.08.004>
- Liu, L., Ni, Z., Tang, H., Xu, H., & Jiang, B. (2025). Heat Transfer Performance and Flow Characteristics of a Heat Exchange Tube with Isosceles Trapezoidal Winglet Longitudinal Vortex Generators. *Energies*, 18(7), 1–22. <https://doi.org/10.3390/en18071717>
- Menter, F. R., Lechner, R., & Matyushenko, A. (2019). Best practice: generalized k- ω two-equation turbulence model in ANSYS CFD (GEKO).
- Menter, Florian R., Matyushenko, A., & Lechner, R. (2020). Development of a Generalized K- ω Two-Equation Turbulence Model. In *Notes on Numerical Fluid Mechanics and Multidisciplinary Design*. https://doi.org/10.1007/978-3-030-25253-3_10
- Omer, A. M. (2008). Energy, environment and sustainable development. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2007.05.001>
- Promvonge, 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*. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2011.07.014>
- Promvonge, P., Promthaisong, P., & Skullong, S. (2020). Experimental and numerical heat transfer study of turbulent tube flow through discrete V-winglets. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119351>
- Promvonge, P., Promthaisong, P., Skullong, S., & Nakhchi, M. E. (2024). Thermal effectiveness enhancement in heat exchange tube using louver-punched V-baffles. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2024.125411>
- Promvonge, P., & Skullong, S. (2020). Thermo-hydraulic performance in heat exchanger tube with V-shaped winglet vortex generator. *Applied Thermal Engineering*. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114424>

- Sheikholeslami, M., Gorji-Bandpy, M., & Ganji, D. D. (2015). Review of heat transfer enhancement methods: Focus on passive methods using swirl flow devices. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.04.113>
- Skullong, S., Promthaisong, P., Promvonge, P., Thianpong, C., & Pimsarn, M. (2018). Thermal performance in solar air heater with perforated-winglet-type vortex generator. *Solar Energy*. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2018.05.093>
- Sohankar, A. (2007). Heat transfer augmentation in a rectangular channel with a vee-shaped vortex generator. *International Journal of Heat and Fluid Flow*. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2006.03.002>
- SriHarsha, V., Prabhu, S. V., & Vedula, R. P. (2009). Influence of rib height on the local heat transfer distribution and pressure drop in a square channel with 90° continuous and 60° V-broken ribs. *Applied Thermal Engineering*. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.12.015>
- Tang, L. H., Chu, W. X., Ahmed, N., & Zeng, M. (2016). A new configuration of winglet longitudinal vortex generator to enhance heat transfer in a rectangular channel. *Applied Thermal Engineering*. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.05.056>
- Thianpong, C., Promvonge, P., Skullong, S., Promthaisong, P., & Nakhchi, M. E. (2024). Numerical heat transfer study of square duct equipped with novel flapped V-baffles. *International Journal of Thermal Sciences*. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2023.108819>
- Tian, L. T., He, Y. L., Lei, Y. G., & Tao, W. Q. (2009). Numerical study of fluid flow and heat transfer in a flat-plate channel with longitudinal vortex generators by applying field synergy principle analysis. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2008.10.018>
- Tiggelbeck, S., Mitra, N. K., & Fiebig, M. (1994). Comparison of wing-type vortex generators for heat transfer enhancement in channel flows. *Journal of Heat Transfer*. <https://doi.org/10.1115/1.2911462>
- Versteeg, H., & Malalasekera, W. (2007). *An Introduction to Computational Fluid Dynamics*:

The Finite Volume Method-2nd Edition. In *Prentice Hall*.

- Viswanathan, B. (2016). Energy Sources: Fundamentals of Chemical Conversion Processes and Applications. In *Energy Sources: Fundamentals of Chemical Conversion Processes and Applications*.
- Wang, J., Fu, T., Zeng, L., Lien, F. sang, Deng, X., & Zhang, F. (2023). Heat transfer performance of internal flow by inserting punched and non-punched vortex generators. *International Journal of Thermal Sciences*. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2022.108135>
- Wang, J., Zeng, L., Ma, S., Zhao, B., & Li, C. (2025). Entropy generation and thermal behavior analysis of tube fitted with multi-perforation vortex generators. *Applied Thermal Engineering*, 261(November 2024), 125099. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2024.125099>
- Wang, Q., Zeng, M., Ma, T., Du, X., & Yang, J. (2014). Recent development and application of several high-efficiency surface heat exchangers for energy conversion and utilization. *Applied Energy*. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.05.004>
- Wilcox, D. C. (2006). Turbulence Modeling for CFD (Third Edition). *DCW Industries*.
- Xu, Z., Han, Z., Wang, J., & Liu, Z. (2018). The characteristics of heat transfer and flow resistance in a rectangular channel with vortex generators. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.08.083>
- Zhai, C., Islam, M. D., Alam, M. M., Simmons, R., & Barsoum, I. (2019). Parametric study of major factors affecting heat transfer enhancement in a circular tube with vortex generator pairs. *Applied Thermal Engineering*. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.03.018>
- Zhai, C., Islam, M. D., Simmons, R., & Barsoum, I. (2019). Heat transfer augmentation in a circular tube with delta winglet vortex generator pairs. *International Journal of Thermal Sciences*. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2019.03.020>