

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

Yüksek Lisans Tezi

**DİKDÖRTGEN KESİTLİ KANALLARDA YENİ
TİP VORTEKS ÜRETİCİLERLE ISI
TRANSFERİNİN SAYISAL İNCELENMESİ**

Şaban TUBAŞ

Tez Danışmanı

Dr. Öğr. Üyesi Mehmet DOĞAN

Yozgat 2019



YOZGAT BOZOK ÜNİVERSİTESİ

TEZ ONAY FORMU

T.C.
YOZGAT BOZOK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLER ENSTİTÜSÜ

Enstitümüzün Makina Anabilim Dalı Tezli Yüksek Lisans Programı 70110916006 numaralı öğrencisi Şaban TUBAŞ'ın hazırladığı “**Dikdörtgen Kesitli Kanallarda Yeni Tip Vorteks Üreticilerle Isı Transferinin Sayısal İncelenmesi**” başlıklı tezi ile ilgili tez savunma sınavı, Lisansüstü Eğitim-Öğretim ve Sınav Yönetmeliği'nin ilgili maddeleri gereğince 29/11/2019 Cuma günü saat 10:00'da yapılmış, tezin onayına oy birliği/oy çokluğu ile karar verilmiştir.

Başkan : Dr. Öğr. Üyesi Yusuf TEKİN

Jüri Üyesi (Danışman) : Dr. Öğr. Üyesi Mehmet DOĞAN

Jüri Üyesi : Dr. Öğr. Üyesi Atıla Abir İĞCI

ONAY:

Bu tezin kabulü, Enstitü Yönetim Kurulu'nun 26.../12.../19 tarih ve 60 sayılı Enstitü Yönetim Kurulu Kararı ile onaylanmıştır.

26.12.2019

Prof. Dr. Mustafa Saçmacı
Müdür

TEŞEKKÜR

Çalıőmam ve eğitimim esnasında değerli katkıları ile beni yönlendiren hocam Dr. Mehmet DOĞAN'a, yüksek lisans eğitimim boyunca derslerini aldığım ve çalıőmam esnasında yardımlarını esirgemeyen hocam Dr. Atila Abir İĞCİ hocama teşekkür ederim. Ayrıca çalıőmalarım esnasında desteklerini esirgemeyen eőim Filiz TUBAŞ ve annem Fahriye TUBAŞ'a teşekkür ederim.



İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR	iii
KISALTMALAR	vi
TABLO LİSTESİ	viii
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	ix
ÖZET.....	xi
ABSTRACT	xiii
1 GİRİŞ	1
2 LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	5
3 ISI TRANSFERİ	11
3.1 İletim	11
3.2 Taşınım.....	12
3.3 Işınım.....	13
3.4 Isı Transferini Arttırma Yöntemleri	13
3.4.1 Aktif Yöntemler	14
3.4.2 Pasif Yöntemler.....	15
3.5 Vorteks Üreticiler	17
4 PROBLEMİN MODELİ VE ÇÖZÜMÜ	21
4.1 Sayısal Çözüm Alanı	21
4.2 Çalışmada kullanılan vorteks üreticiler	24
4.3 Matematiksel Model	27
4.3.1 Korunum Denklemleri	28
4.3.2 Türbülans Modeli	30
4.4 Sınır Şartları	35
5 SAYISAL ÇALIŞMA	38
5.1 Sayısal Çözümlerin Doğruluğunun Kontrolü.....	38
5.1.1 Çözümün Yakınsaklığı.....	39
5.1.2 Çözümün İterasyon Sayısından Bağımsızlığı	39

5.1.3	Korunum Denklemlerinin Sağlanması.....	40
5.1.4	Çözümün Hücre Sayısından Bağımsız Olması	41
5.1.5	Sonuçların Deneysel Sonuçlar ile Uyumlu Olması.....	42
5.2	Isı Transfer Analizi.....	42
6	SAYISAL ÇALIŞMA SONUÇLARI	46
7	SONUÇ VE ÖNERİLER.....	72
	REFERANSLAR.....	74



KISALTMALAR

Çalışmada yer alan kısaltmalar ve simgeler aşağıdaki gibidir.

Kısaltmalar	Açıklamalar
ΔP	Test bölgesi boyunca gerçekleşen basınç düşümü, Pa
ε	Türbülanslı kinetik enerji dissipasyon oranı
λ	Dalga genişliği, mm
ν	Akışkanın kinematik viskozitesi, m ² /s
Ω	Dalga genliği, mm
ρ	Çalışılan sıcaklıktaki yoğunluk, kg/m ³
D_h	Kanal eşdeğer hidrolik çapı, mm.
f	Sürtünme faktörü
H	Test bölgesi kanal yüksekliği, mm
H_ζ	Çözüm alanı yüksekliği, mm
H_t	Türbülator yüksekliği, mm
k	Türbülanslı kinetik enerji
l	Test bölgesi kanal uzunluğu, mm
l_t	Türbülator uzunluğu, mm
\dot{m}	Kütleli debi, kg/s
Nu	Nusselt sayısı
\tilde{P}	Anlık basınç, Pa
p	Test bölgesi periyot uzunluğu, mm

p_c	Çözüm alanı periyot uzunluğu, mm
Pr	Prandtl Sayısı
Re	Reynolds sayısı
q_w	Isıtıcı yüzeyden olan ısı akısı, W/m ²
\tilde{T}	Anlık sıcaklık, K
T_b	Akışkanın test bölgesindeki yığık ortalama sıcaklığı, K
T_w	Isıtıcı yüzeyin ortalama sıcaklığı, K
TEF	Isı transferi iyileştirme katsayısı
\tilde{u}	Anlık hız, m/s
U_m	Test bölgesinde akış yönünde ortalama hız, m/s
w	Test bölgesi kanal genişliği, mm
w_c	Çözüm alanı genişliği, mm
w_t	Türbülator genişliği, mm

TABLO LİSTESİ

Tablo 5.1 Eleman sayısına göre Nu, f, TEF değişimi	42
--	----



ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 3.1. Elektrohüdrodinamik etki ile ısı transferi iyileştirilmesi [29]	14
Şekil 3.2. Farklı geometrilerde kanatçık örnekleri [30]	16
Şekil 3.3. Pasif metot kullanılarak yapılan ısı transferi iyileştirme çalışması [29] ...	17
Şekil 3.4. Enine vorteksin akış boyunca alınan kesitten görünüşü [30]	18
Şekil 3.5. Boyuna vorteksin akış boyunca alınan kesitten görüntüsü [31]	18
Şekil 3.6. Boylamasına vorteksin akışa dik kesitlerle gösterimi [32]	19
Şekil 3.7. En genel Kanat ve Kanatçık tipi vorteks üreticiler [33]	19
Şekil 3.8. Boyuna vorteks oluşumu ve yan ürünler [34]	20
Şekil 4.1. Kanal geometrisi	21
Şekil 4.2. Türbülötörler yerleştirilmiş test kısmı	22
Şekil 4.3. Periyodik çözümde çözüm alanında türbülötör yerleşimi	23
Şekil 4.4. Fluent'te modellenen kanal modeli	23
Şekil 4.5. Fluent'te modellenen türbülötörlü şeklin çözüm alanı	24
Şekil 4.6. 15° eğilme açılı modelin (a) önden (b) üstten ve (c) yandan görünüşleri .	25
Şekil 4.7. Çalışmada kullanılan (a) 15° (b) 30° (c) 45° (d) 60° (e) 75° eğilme açılı modeller	26
Şekil 4.8. Delta kanatçıkların dalgalı şekilde kullanımı [13]	27
Şekil 4.9. Çalışılan 1, 3 ve 5 dalgalı 15° eğilme açılı modeller	27
Şekil 5.1. İterasyon sayısına göre kalıntıların daha fazla değişmemesi durumu	39
Şekil 5.2. Sıcaklığın iterasyon sayısına göre değişimi	40
Şekil 5.3. Kanala giren ve çıkan kütlelerin toplamı	41
Şekil 5.4. $f_{blasius}$, $f_{petukhov}$ ve f_{CFD} 'nin Re sayısına ile değişimi	44
Şekil 5.5. $NU_{Gnielinski}$, $NU_{Dittus-Boelter}$ ve NU_{CFD} 'nin Re sayısına göre değişimi	45
Şekil 6.1. Nusselt sayısının türbülötörlü kanalda Reynolds sayısına göre değişimi ..	46
Şekil 6.2. $x=p'$ 'de YZ düzlemindeki hız dağılımı (common-flow-up ve common-flow-down)	47
Şekil 6.3. Farklı eğilme açılarında Nusselt artış oranlarının Re sayısı ile değişimi	48
Şekil 6.4. Nusselt sayısının eğilme açısına göre değişimi	49
Şekil 6.5. Sırasıyla 15°, 45° ve 75° eğilme açıları için $x=P'$ 'de YZ düzlemindeki hız dağılımları	50
Şekil 6.6. Isıtıcı plaka üzerinde yüzey sıcaklığı dağılımı (a) 15° (b) 45° (c) 75° eğilme açısı	51
Şekil 6.7. Sürtünme faktörünün Re sayısına göre değişimi	52
Şekil 6.8. Sürtünme faktörü oranının Re sayısına göre değişimi	53
Şekil 6.9. Sürtünme faktörünün eğilme açısına göre değişimi	54
Şekil 6.10. Düz hatlı modellerde TEF sayısının Reynolds sayısına göre değişimi ...	55
Şekil 6.11. Düz hatlı türbülötörler için TEF değerinin eğilme açısına göre değişimi	56
Şekil 6.12. TEF sayısının periyot uzunluğuna göre değişimi	57
Şekil 6.13. Nusselt sayısının periyot uzunluğuna göre değişimi	58
Şekil 6.14. Sürtünme faktörünün periyot uzunluğuna göre değişimi	59
Şekil 6.15. 15° eğilme açılı geometriye uygulanan sırasıyla 1, 3 ve 5 dalga parametrelerinin yandan görünüşü	60

Şekil 6.16. Dalgalı vorteks üreticileri için Nu sayısı değişimi.....	61
Şekil 6.17. Dalgalı türbülatorlerde Nusselt sayısı oranı değişimleri	62
Şekil 6.18. Dalgalı türbülatorlerde Nusselt sayısının dalga sayısına göre değişimi ..	63
Şekil 6.19. Sırasıyla 1, 3 ve 5 dalga sayılı türbülatorler için $x=P'$ de YZ düzlemindeki hız dağılımları	64
Şekil 6.20. Dalgalı modellerde ısıtıcı plaka üzerinde yüzey sıcaklığı dağılımı (a) 1 (b) 3 (c) 5 dalga sayılı	65
Şekil 6.21. Dalgalı türbülatorlerde sürtünme faktörünün Re sayısına göre değişimi	66
Şekil 6.22. Dalgalı modellerde sürtünme faktörü oranının Re sayısına göre değişimi	67
Şekil 6.23. Dalgalı modellerde sürtünme faktörünün dalga sayısına göre değişimi..	68
Şekil 6.24. Dalgalı modellerde TEF sayısının Re sayısına göre değişimi	69
Şekil 6.25. Dalgalı modellerde TEF sayısının dalga sayısına göre değişimi.....	70
Şekil 6.26. Tüm modellerin TEF sayısının Re sayısına göre değişimi	71

DİKDÖRTGEN KESİTLİ KANALLARDA YENİ TİP VORTEKS ÜRETİCİLERLE ISI TRANSFERİNİN SAYISAL İNCELENMESİ

Şaban TUBAŞ

**Yozgat Bozok Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makina Anabilim Dalı
Yüksek Lisans Tezi**

2019; Sayfa 78

Tez Danışmanı: Dr. Öğr. Üyesi Mehmet DOĞAN

ÖZET

Bu çalışmada, dikdörtgen kesitli kanalda yeni tip vorteks üreticinin ısı transferine etkisini belirlemek için sayısal bir çalışma yapılmıştır. Kanal içi akış için Reynolds sayısının 5000 ile 25000 değerleri arasında, yeni tip vorteks üreticinin eğilme açısının, periyot uzunluğunun ve dalgalı yapısının, ısı transferine ve basınç düşüşü üzerine etkileri araştırılmıştır. 250 mm eninde, 30 mm yüksekliğinde olan kanalın ortasından simetri eksenini geçtiği düşünülerek kanal genişliği 125 mm olarak kabul edilmiştir. Kanalın yeterince uzun olduğu düşünüldüğü için kanal uzunluğu 100 mm'lik periyotlara bölünerek hesaplamalar yapılmıştır. Bir adet vorteks üretici çözüm alanının merkezine konumlandırılmıştır. Vorteks üreticilerin oluşturacakları vortekslerin yan duvarlara yakın olması hedeflenmiştir. Vorteksin ayağı ile burnu arasına çizilen doğru ile akış doğrultusu arasında 45°'lik açı olması sağlanmıştır. Bu sayısal çalışma Ansys Fluent 19.2 CFD paket programı ile yürütülmüştür. İş akışkanı olarak hava kullanılmış, duvarlarda adyabatik sınır şartı ve kanal taban yüzeyinden sabit ısı akısı ısııl sınır şartı uygulanmıştır. Akış doğrultusunda kanalın enine ortasından simetri eksenini geçirilerek simetri ekseninin bir tarafı göz ardı edilerek hesaplamalar hafifletilmiştir. Kanalın akış yönünde yeterince uzun olduğu düşünülerek akış

yönünde periyodik sınır koşulu ile hesaplamalar yapılmıştır. Türbülanslı akışı modellemek için realizable $k-\varepsilon$ modeli ve duvar etkilerini yakalamak için Enhanced Wall Treatment modeli kullanılmıştır. Farklı eğilme açıları ile yapılan hesaplamalar neticesinde en yüksek Nu değerini 45° eğilme açısına sahip olan tasarım sağlarken basınç düşümü fazla gerçekleştiği için bu modelde TEF değeri düşük çıkmıştır. Buna karşın Nu değeri fazla olmamasına rağmen basınç düşümü fazla olmadığı için 15° eğilme açısına sahip olan tasarımın en yüksek TEF değerini sağladığı görülerek, bu tasarımın TEF değerini daha da yükseltebilmek için 1, 3 ve 5 adet olmak üzere 15° eğilme açılı 3 ayrı model geliştirilmiştir. Geliştirilen yeni modeller, dalgasız modeller ile aynı koşullarda analiz edilerek sonuçlar irdelenmiştir. Dalgalı modellerden en yüksek Nu değerini 3 dalgalı modelin sağladığı görülürken üç model arasında en fazla basınç düşümü de bu modelde olmuştur. 1 ve 5 dalgalı modellerde basınç düşümü daha az gerçekleşmesine rağmen ısı transferi daha az gerçekleşmiştir. Her iki değer analiz edildiğinde düz modele kıyasla dalgalı modellerin TEF değerini arttırmadığı sonucuna varılmıştır. Çözüm alanının periyot uzunluğunun TEF sayısına etkisi de incelenmiştir. 15° eğilme açılı model 200 mm ve 400 mm periyot uzunluklu kanal içerisinde yine merkezlenerek yerleştirilmiştir. Yapılan çalışmalar neticesinde periyot uzunluğunun artmasıyla Nu , f ve TEF değerlerinin azaldığı gözlemlenmiştir. Periyot uzunluğunun artmasının TEF değerine olumlu etki etmediği sonucuna varılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Isı transferi, vorteks üretici, kanal akışı, uzunlamasına vorteks, periyodik sınır koşulu

NUMERICAL INVESTIGATION OF HEAT TRANSFER WITH NOVEL TYPE VORTEX GENERATORS IN RECTANGULAR CHANNEL

Şaban TUBAŞ

**Yozgat Bozok University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Machine Engineering
Master of Science Thesis**

2019; Page 78

Thesis Supervisor: Asst. Professor Mehmet DOĞAN

ABSTRACT

In this study, a numerical study was performed to determine the effect of novel type vortex generator on heat transfer in rectangular channel. The effects of novel type vortex generator's attack angle, period length and wavy structure on heat transfer and pressure drop were investigated between 5000 and 25000 values of Reynolds number for in-channel flow. The width of the channel is 250 mm and the height of 30 mm is assumed to pass through the center of the axis of symmetry. Since the channel is thought to be long enough, the length of the channel is divided into 100 mm intervals and calculations are made. One vortex generator is positioned to the center of the solution area. It is aimed that the vortices to be formed by the vortex generators are close to the side walls. A 45 ° angle is provided between the line drawn between the foot and the nose of the vortex and the flow direction. This numerical study was carried out with Ansys Fluent 19.2 CFD software. Air was used as the working fluid, adiabatic boundary condition was applied on the walls and constant heat flux thermal boundary condition was applied from the base surface of the duct. In the flow direction, the axis of symmetry is passed through the middle of the channel transverse and the calculations are mitigated by ignoring one side of the symmetry axis. Considering that

the channel is long enough in the flow direction, the calculations are made with the periodic boundary condition in the flow direction. Realizable $k-\varepsilon$ model was used to model turbulent flow and enhanced wall treatment model was used to capture wall effects. As a result of calculations made with different bending angles, the highest Nu value provides a design with a bending angle of 45° , while the TEF value is low in this model because the pressure drop is too high. On the other hand, although the Nu value is not high, since the pressure drop is not high, it is seen that the design having the bending angle of 15° provides the highest TEF value. In order to increase the TEF value of this design, 3 different models with 1, 3 and 5 bending angles have been developed. The new models developed were analyzed under the same conditions as the waveless models and the results were examined. The highest Nu value was obtained by 3-wave model while the maximum pressure drop among the three models was observed in this model. In 1 and 5 wave models, although the pressure drop was less, the heat transfer was less. When both values were analyzed, it was concluded that wavy models did not increase the TEF value compared to the flat model. The effect of period length of solution area on TEF number was also investigated. The 15° bending angle model is again centered in the 200 mm and 400 mm period length channel. As a result of the studies, it was observed that Nu , f and TEF values decreased with increasing period length. It was concluded that increasing the length of the period did not affect the TEF value positively.

Keywords: Heat transfer, vortex generator, channel flow, longitudinal vortex, periodic boundary condition

1 GİRİŞ

Hayatın işleyişi enerji sayesinde sağlanmaktadır. Enerji sürekli şekil ve yer değiştirerek farklı biçimlerde karşımıza çıkar. Isı enerjisi, mekanik enerji, kimyasal enerji, elektrik enerjisi, kinetik enerji, potansiyel enerji bunlara örnek olabilir. Enerji üretilirken, form değiştirirken, yer değiştirirken veya tüketilirken kayıplar ortaya çıkmaktadır ve maliyetler yükselmektedir.

Enerji kaynaklarının azalması da verimli enerji kullanımını gündeme getirmiştir. Enerjinin daha verimli kullanılması için araştırmalar sürekli yapılmaktadır. Isı transferinde iyileştirme çalışmaları bu amaç ile yürütülmektedir. Örnekleme istersek; Otomobil, uçak v.s. gibi performanslı araçların kısıtlı alanda yüksek soğutma ihtiyaçları bulunmaktadır. Endüstride çalışan ekipmanlar sürtünme nedeni ile sürekli ısı üretmektedirler. Ve bu ısının ekipmanlara zarar vermemesi için hızlı bir şekilde tahliye edilmesi gereklidir. Hangar gibi büyük mahallerin iklimlendirilmesi kanallar aracılığı ile yapılmaktadır. Üretilen ısının, pompa gücünü arttırmadan kanaldan geçen havaya aktarılması gerekmektedir. Veya her iki durum sentezlenerek, çalışan ekipmanlardan tahliye edilen ısının mahal iklimlendirilmesinde kullanılacak havaya aktarılması istenilebilir. Bu gibi durumlarda ısıyı belirli bir yüzey üzerinden akışkana transfer etmek gereklidir. Cebri akım ile kanaldan geçen akışkan herhangi bir engel ile karşılaştığında hızını kaybetmekte, istenilen hız ile kanaldan geçmesi ancak cebri akım sağlayan pompanın gücünün artırılması ile sağlanmaktadır. Buda işletme veya soğutma maliyetlerini yükseltmektedir. Enerji verimliliği göz önünde bulundurulduğunda pompa gücünü arttırmadan mümkün olan en fazla ısı transferi gerçekleşmesi istenmektedir. Bu neden ile pek çok araştırma yapılarak yayınlanmıştır.

Isı transferinde iyileştirmeler yapılırken çeşitli yöntemler geliştirilmiştir. Isı transferini iyileştirmede kullanılan en genel metotlar aktif yöntemler, pasif yöntemler ve karma yöntemler olarak adlandırılabilir. Akışkana ilave enerji verilerek ısı transferinde iyileştirme sağlanan yöntem aktif, enerji verilmeden iyileştirme sağlanan yöntem pasif, her iki yöntemin kullanıldığı ısı transferi iyileştirmelerine ise karma yöntemler denilmektedir [1].

Aktif yöntemlerde mekanik araçlar ile akışkanın karıştırılması, yüzey titreşimlerinin oluşturulması gibi metotlar ile iyileştirme sağlanmaktadır. Pasif yöntemlerde, yüzey yapısı değiştirilerek, yüzey alanı artırılarak veya geometrik engeller ile iyileştirme sağlanmaya çalışılmaktadır. Türbülanslı akış üreticilerinin kanalda ısı transferine faydaları Royds R. tarafından 1921’de deneysel çalışmalar ile ispatlanmıştır [2]. Buda enerji harcamadan ısı transferinin artmasını sağlayan pasif metotları bir adım öne çıkarmaktadır. Tezimde inceleyeceğim konu bir pasif yöntem olduğu için pasif yöntemler üzerinden yazıma devam edeceğim.

Transfer yüzeyinin artırılması genelde kanatlar ile sağlanır. İsmail ve ark. yüzey alanı arttırıldığında ıslak yüzey nedeni ile ısı transferinde hatırı sayılır iyileştirmeler gerçekleşmesine rağmen sürtünmedeki artışın aşırı olduğunu tespit etmişlerdir [3], [4]. Yüzeyi arttırarak ısı transferi iyileştirmeleri ergonomik olarak her istenilen yerde kullanılamayabilir. Sürtünmeyi düşük tutabilmek ve kompakt tasarımlarda yarar sağlayabilmek üzere farklılık göstererek pek çok çalışma yürütülmüştür. Fiebig, 1995 yılında yaptığı deneyler ve hesaplamalar neticesinde, ısı transferi iyileştirmesinde daha az yer ihtiyacı olan kanatçıkların, kanatlara göre daha etkili olduğunu ortaya koymuştur [5].

Kanat veya kanatçık modelleri ile akış alanında türbülans oluşturularak gerçekleşen ısı transferi miktarında artış sağlanması hedeflenerek çok sayıda deney çalışılmış ve çok sayıda yayın yapılmıştır. Literatür taramalarında kanat/kanatçıklar ile akış alanında türbülansın vorteksler üretilerek sağlandığı görülmüştür.

Kanat veya kanatçıklar ile elde edilecek vorteksler enine ve boyuna oluşabilir. Enine vorteksler akış yönüne dik oluşurlar. Boyuna vorteksler ise akış yönüne paralel oluşurlar. Fiebig’e göre sadece boyuna vorteks oluşturmak imkansızdır. Enine vorteksler de aynı zamanda ortaya çıkmaktadır. Kanat tipi vorteks üreticilerinin, kompakt ısı değiştiricileri için efektif ısı transferi artırıcı cihazlar olduğu gösterilmiştir [5].

Dikdörtgen kesitli boş bir kanalda ısıtılmış yüzeyden gerçekleşen ısı transferi akışın karakteristiğine göre değişmektedir. Akışkan hızı, akış karakteristiğini belirleyen yegâne faktördür. “Isı enerjisi bir maddeyi oluşturan atom veya moleküllerin, kinetik

ve potansiyel enerjilerinin toplamıdır ve atomik veya moleküler titreşimler sonucu oluşur” [6]. Hava moleküllerinin, kinetik ve potansiyel enerjileri toplamı ısı enerjisidir ve atomik veya moleküler titreşimler sonucu oluşur. Laminer akışta ısı transferi, ancak ısıya haiz yüzey ile ona temas eden hava molekülleri arasında gerçekleşir. Temas etmeyen hava moleküllerinin çok az bir kısmı moleküler titreşim ile transfer edilen ısıyı bünyesine aktarabilir. Türbülanslı akışta ise hava molekülleri hem akış doğrultusunda hem de akışa dik doğrultuda sürekli yer değiştirmektedir. Bu nedenle ısı transfer edilmek istenilen yüzeye laminer akışa göre daha fazla hava molekülü temas etmekte ve gerçekleşen ısı transferi artmaktadır.

Yapılan çalışmalar neticesinde, akış yönünde oluşturulacak vorteksler, akış sürecinde türbülans oluşturarak ısı transferini arttırmaktadır. Oluşturulacak girdabın, derinliği, genişliği, dönme hızı v.s. gibi pek çok dinamik etken ısı transferi üzerinde etkin rol oynamaktadır. Bu bağlamda girdabı oluşturacak engelin geometrik özellikleri, akış yönüne göre duruş pozisyonu, açısı v.s. laminer akışta gerçekleşen ısı transferine göre elde edilecek artış üzerinde etkili olacaktır.

Sınırsız sayıda alternatifleri olduğu gibi boyuna vorteks üreticileri delta kanat (*DW*), dikdörtgen kanat (*RW*), delta kanatçık (*DWP*) ve dikdörtgen kanatçık olarak dört genel gruba ayırabiliriz.

Isı transferini arttırıcı yönde birçok çalışma yapılmıştır ve yapılmaya devam etmektedir. Çalışmalar ve araştırmalar Deneysel ve/veya Sayısal olabilmektedir.

Deneysel çalışmalar, neden-sonuç ilişkilerini, bu ilişkinin sonuçlarını kontrollü ortamlarda deneyler ile inceleyerek çıkarımlar elde etmeye çalışmaktadır. Deneysel çalışmalar gerçekleştirilirken ortam ve koşullar realize edilmeye çalışıldığı için deneyler maliyetli olabilmektedir.

Sayısal çalışmalar ise, deneysel çalışmalara ışık tutabilmek amacı ile bilgisayar ortamında analizler yapılarak gerçekleştirilmektedir. Gerçek bir deney düzeneğine ihtiyaç olmadığı, bilgisayar ortamında simülasyonlar ile çalışıldığı için maliyet çok düşük çıkmakta, simülasyon sonuçları deneysel çalışmalara nazaran çok daha hızlı

elde edilmektedir. Sayısal sonuçlar hiçbir zaman gerçek sonuçları vermemesine rağmen gerçek sonuçlara yakın değerler elde edilebilmektedir.

Bir çalışma yapılacağı zaman, maliyet ve zamandan tasarruf edilmek amacı ile, yapılacak çalışma önce sayısal ortamda modellenerek iyi sonuç veren modeller deneysel çalışmalarda gerçek sonuçlar elde edilmek için kullanılmaktadır. Bu sayede çalışmanın yapılma amacına uygun olmayan veya yakınsamayan sonuçlar veren modeller için deneysel çalışma yapılmayarak zamandan ve maliyetlerden tasarruf sağlanmış olmaktadır.



2 LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Literatürde, kanal içerisinden geçen akışkana transfer edilen ısının iyileştirilmesi yönünde pek çok araştırma mevcuttur. Akışın türbülanslı olması, laminer olması, enine/boyuna vorteksli olması, kanatlı/kanatçıklı veya boş kanalda akış durumları araştırmacılar tarafından hem sayısal hem de deneysel olarak çok yönlü incelenmiştir. Bazı araştırmaları örneklersek;

Smithberg ve Lendis, 1964 yılında yaptıkları araştırma ile bükümlü şerit türbülans üreticiler ile hız alanının sarmal oluştuğunu ve merkezde üniform aksenal bir akış ile çakışık zorlamalı vorteks ile sonuçlandığını bulmuşlardır. Prandtl sayısının 0.7 – 10 arası değerleri ile Reynolds sayısının 2000 ile 100000 değerleri aralığında belirttikleri iki formüle dayanarak mühendislik için kabul edilebilir bir doğruluk ile ısı transferi katsayılarında ve sürtünme kayıplarının engellenmesinde iyileştirme gerçekleştiğini ortaya koymuşlardır. [7].

Guo ve ark., 1998 yılında yayınladıkları yazıda, ısı transferini arttırmanın 3 yolunu incelemiştir. Bunları; Reynolds ve Prandtl sayılarını yükseltmek, boyutsuz hızın ve/veya sıcaklık profillerinin doluluğunu arttırmak, boyutsuz hız ile sıcaklık gradyanı vektörü ($U-\nabla T$)arasındaki dahili açığı arttırmak olarak tanımlamışlardır [8].

Han ve ark. 1985, kare kesitli kanalda ana akışa dik tekrarlayan kanal pürüzlülük elemanları ile deneyler gerçekleştirmişlerdir. Reynolds sayısı 7000 ile 90000 arası, eğilme açısı 90° , 60° , 45° ve 30° olacak şekilde uyguladıkları çoklu deneyler sonucu, 45° ile 30° derecelik hücum açılarında 90° derecelik hücum açısına göre termal performansın %10- %20 daha yüksek ve ihtiyaç duyulan pompa gücünün %20-%50 daha az olduğu sonucuna varmışlardır [9].

Leung C.W. ve ark., 1986 yılında yayınladıkları çalışmada, yatay ve düşey dikdörtgenel zeminlerden çıkan düşey dik açılı kanatların, 250mm'den 375 mm'ye uzatılmasının ısı kaybının kararlılık oranı üzerine etkilerini 40 derecelik sabit bir zemin sıcaklığında deneysel olarak incelemiştir. Kanal uzunluğu arttığında boyutsuz değerlere dayanarak alan başına ısı kaybı oranının arttığını veya azaldığını görmüşlerdir [10].

Biswas ve ark., 1994 yılında yayınladıkları yayında, gömme sirküler tüpler ve kanatçık tipi vorteks üretici bulunan kanalda akış yapısı ve ısı transfer iyileştirmeleri üzerine sayısal incelemeler gerçekleştirmişlerdir. Vorteks üreticisinin bulunmadığı durumda sirküler tüplerden akış yönünde çok az miktarda ısı transferi gerçekleşmesine karşın, silindirlerin arkasında uyanma bölgesinde boyuna vorteksler üreten vorteks üreticisi konumlandırılması durumunda bu bölgede %240'lara varan ısı transferi iyileştirmeleri gerçekleştiğini göstermişlerdir [11].

Colleoni ve ark. 2013 yılında yaptıkları çalışmada ısı transferinin artırılmasında kullanılacak vorteks üreticilerin optimum ölçüsünün kanal yüksekliğinin yarısı olması gerektiği sonucuna ulaşmıştır [12].

Sawhney ve ark. farklı dalga sayılarına sahip türbülantörleri emici yüzeye 60° hücum açısı ve 75, 100, 125 ve 150 mm'lik boylamasına periyotlar ile yerleştirmişlerdir. Re sayısının 4000 ile 17300 değerleri arasında 3, 5 ve 7 dalgalı kanatçıklar ile gerçekleştirdikleri deneylerde, en yüksek Nu değerini $P/H = 3$ değeri ile yakalarken bu değer artmasının Nu sayısı üzerinde azaltıcı etkisi olduğunu gözlemlemişlerdir. Bu durumun nedenini küçük periyotlarda kullanılan kanatçık sayısının daha fazla olmasına bağlamışlardır. Daha fazla adette kanatçık kullanımının daha fazla vorteks hareketine neden olduğunu bildirmişlerdir. Aynı zamanda kısa periyotlarda üretilen ve aynı yönde dönen vortekslerin çakışmasının bu etkiye neden olduğunu ortaya koymuşlardır. Kısa periyot sayesinde, bir sıra vorteks üretici tarafından üretilen vortekslerin, sonraki sıra tarafından üretilen vorteksler ile çakışmaya kadar kuvvetli kaldığı, sonraki sıra vorteks üreticinin ürettiği vorteksler ile çakışması sonucu daha güçlü vorteks üretildiğini iddia etmektedirler. Kanatçıklardaki dalga sayılarının 3 yerine 5 yapılmasının Nu sayısında artışa neden olduğunu, dalga sayısının daha da fazla artırılmasının ise Nu sayısını azalttığını bildirmişlerdir. En iyi TEF performansını 5 dalgalı kanatçıkların verdiğini ortaya koymuşlardır. Yapılan çalışmada kanatçıklar arası boylamasına mesafe azaldıkça ısı transferinin arttığı gözlemlenmiştir [13].

Promvonge ve ark. 2010 yılında yaptıkları çalışmada kanallar ile kanatçıkların kombine kullanımının ısı transferi üzerine etkilerini incelemişlerdir. Akış yönüne dik yerleştirdikleri kanallar ve akışın giriş bölümüne yerleştirdikleri bir çift kanatçık ile,

kanatçıının 60°, 45° ve 30° derecelik farklı hücum açılarında testler gerçekleştirmişlerdir. Sonuç olarak Nu sayısı ve sürtünme faktörünün kanalın veya kanatçıının kombine kullanımının ayrı ayrı kullanımına göre daha yüksek değerlerde çıktığını, düşük hücum açılarının daha iyi performans verdiğini ortaya koymuşlardır [14].

Turgut E ve Dikici A, konik türbülatorlerin ısı transferi üzerine etkilerini incelemişlerdir. Konik bir yapının içerisine açtıkları deliklerden akışın geçmesini sağlayarak yaptıkları deneylerde, farklı delik sayılarının ve farklı delik çaplarının akış üzerindeki olumlu etkilerini araştırarak, optimum şartları sağlayan tasarımı ortaya koymuşlardır [15]

Fossa ve ark., 1995 yılında ters akımlı düz borulu ısı değiştiricide, polimerik katkı maddelerinin suya eklenmesiyle sürtünme kayıplarını ve ısı transferi performans değişikliklerini incelemişlerdir. Testlerini farklı çaplarda pürüzsüz, kanatlı ve oluklu borularda gerçekleştirmişlerdir. Sonuç olarak polimerik katkı maddelerinin ısı transferi iyileştirmesinde ve sürtünme faktörü üzerinde olumlu sonuçlar vermediği tespitini yapmışlardır [16].

Ekkad ve ark. (1997), termokromik sıvı spreyleneş kanatlı bir duvar sahip kare kesitli çift geçişli kanalda bölgesel ısı transferi katsayılarını elde edebilmek için testler gerçekleştirmişlerdir. 6000 ile 60000 Reynolds sayıları aralığında gerçekleştirdikleri deneylerde ikinci geçişin Nusselt sayılarının birinci geçişe göre daha yüksek olduğu, kanatlarda Nusselt sayısının en yüksek, kanat olmayan yerlerde ise en düşük olduğunu gözlemlemişlerdir [17].

Yıldız ve ark. (1998), dar, ince, sarmal metal şeritleri, aynı merkezli çift borulu ısı değiştiricisinin iç borusuna yerleştirerek yaptıkları deneylerde paralel ve ters akış durumlarındaki sürtünme katsayısı ve ısı transferi değişikliklerini incelemişlerdir. Türbülatorler şeritlerin belirli açıda döndürölmesi ile elde edilmiş ve her adımda iç duvara temas edecek şekilde tasarlanmıştır. İç borudan sıcak hava, dış borudan soğuk su geçirerek yaptıkları deneyler sonucunda, sürtünme katsayısında 130%'luk bir artış ile ısı transferinde 100%'lük bir artış elde etmişlerdir [18].

Kılıçarslan ve Saraç (1998), verilen aralıkta basınç düşümünün sabit tutulduğu kompakt ısı değiştiricide ısı transferinin iyileştirilmesi üzerine çalışmalar gerçekleştirmişlerdir. Pürüzsüz kanalda optimum kanat şeklini bulmak için silindirik ve üçgen yapılı kanatları karşılaştırmışlardır. 250 ile 7000 aralığında Reynolds sayısı ve 50 °C sabit duvar sıcaklığı ile yaptıkları deneylerde, basınç kayıplarının iyileştirilmesi açısından silindirik kanatlar optimum olarak tavsiye edilmiştir [19].

Meinders ve Hanjalic, 1999 yılında türbülanslı akışta, düz bir kanala yerleştirilmiş periyodik küplerin, yapısının ve dağılımının yerel yüzey ısı transferi katsayısına etkisini raporlamışlardır. Sonuçlar akışta sadece küp yakınlarında belirgin vorteks yapılarının olduğunu, yüksek türbülans yoğunlukları hariç, küpün üstünde ve akış koridorlarında hafif bir bozulma gerçekleştiğini göstermiştir. Akış yönündeki keskin kenarlı üst yüzeyler ve yan yüzeylerdeki akış ayrılmalarının bu yüzeylerde akış resirkülasyonlarına neden olduğu ve sonradan da tekrar birleşmelerin gerçekleştiğini belirlemişlerdir. Akış kararsızlıklarının ise küpün yan yüzeylerinde vorteks kopmalarına sebep olduğunu vurgulamışlardır. Belirli akış ayrılma ve birleşmelerinde tespit edilen yerel akış yapılarının lokal ısı transferi katsayısı dağılımında kayda değer değişimlere neden olduğunu, küpün üst ve yan yüzeylerinde büyük gradientlerin oluştuğunu vurgulamışlardır [20].

Şara ve ark. (2001), dikdörtgen çapraz yerleşimli blokların bulunduğu kanalda düz bir yüzeyden gerçekleşen ısı transferini, Reynolds sayısına, blokların ana akış yönüne, birbirlerine göre yerleşimlerine ve bloklar arası boşluğa göre incelemişlerdir. Çalışma sonucunda ısı transferinin, bloklar arasındaki boşluğa ve yerleşimlerine göre azalıp arttığı tespitini yapmışlardır. Belirli bir basınç kaybı referans alındığında ısı transferi için en iyi sonucu blokların akışa göre paralel ve çakışmayacak şekilde yerleşiminin verdiği fikrini ortaya koymuşlardır [21].

Wang ve ark., 2001 yılında ısı transferini arttırmak ve radyal sıcaklık dağılımını düzgülendirmek için, kare kesitli bir kanalda tel elemanlar yerleştirilerek sayısal ve deneysel çalışmalar gerçekleştirmişlerdir. Kanal duvarlarına değmeyen çapına göre çok uzun olan metal teli radyal yönde yerleştirilerek 200 ile 1200 Reynolds sayısı aralığında sürtünme katsayısını ve Nusselt sayısını gözlemlemişlerdir. Elde ettikleri sonuçlara göre, sayısal ve deneysel çalışmaların her ikisinde de ısı transferinin arttığını

ve bu yaklaşımın avantajının ısı transferi gerçekleşirken daha az ilave basınç kaybının gerçekleştiğini ileri sürmüşlerdir [22].

2002 yılında Alam ve Ghoshdastidar yaptıkları çalışmada içerisine kanatçık yerleştirilmiş bir borudaki ısı transferini sayısal olarak 4 farklı kanatçık kullanarak incelemiştir. Düzgün ve laminer akışta boruya sabit ısı akısı uygulanmıştır. Hesaplamalar ısı iletim katsayısının ve viskozitesinin sıcaklıkla değişimi dikkate alınarak yapılmıştır. Boru içerisindeki akış için momentum ve enerji denklemleri, boru cidarında kanatçık bulunması ve bulunmaması için çözülmüştür. Sonuç olarak iç kanatçıklarla karşılaştırıldığında önemli ısı transferi iyileştirmesi sağlandığını tespit etmişlerdir [23].

Ujhidy ve ark. (2003), deneysel olarak kıvrımlı bir kanaldaki akışkanın akışını incelemiştir. Çalışmalara neticesinde sabitlenmiş helisel elementli bir tüpteki ikincil akışların varlığını kanıtlamışlardır. Araştırmacılara göre, çift helisel akışta belirli mesafeler için alt akışlar görülmektedir. Lazer tekniği ile akış gözlemi yapılmıştır. Deneysel laminer akış şartlarında helisel kanatçıklar yerleştirilen tüpte ve bükülmüş tüpteki akış davranışları belirlenmiştir [24].

Tanda (2004), V şeklindeki kanatçıkların ters ve düz yerleştirilmiş dikdörtgen kesitli bir kanaldaki ısı transferi üzerine etkilerini incelemiştir. Çalışmada tekrarlı olarak yerleştirilen türbülantörlerin, ısı transferinde taşınım katsayılarını ve türbülans etkilerini arttırdığını tespit etmişlerdir. Araştırmacı, tekrarlı olarak yerleştirilen kanatçıkların üniform ısı akışlı bir yüzey üzerindeki ısı transferine etkisini sıvı kristal tekniğiyle belirlemiştir. Yerel ve ortalama ısı transfer katsayıları belirlenmiştir [25].

Kobus and Oshio (2005) iğne kanatçıklı bir ısı alıcısının termal performansı ile ilgili teorik ve deneysel çalışmalar yapmışlardır. Bu çalışmalar neticesinde, kanat çapı, kanat uzunluğu, kanat boşlukları gibi farklı parametrelerin termal rezistans üzerine etkileri inceleyerek, verilen bir kanat boşluğunda, kanatçıklı ısı alıcısının termal performansının zayıf bir fonksiyonu olduğu, kanat uzunluğu arttıkça iyileştiği sonucuna varmışlardır. Ayrıca optimum kanat boşluğu için 1.8 cm değerinin tespit etmişlerdir [26].

Karwa ve Maheshwari (2009), farklı oranlardaki yarım ve tam engelleyicili asimetrik olarak ısıtılmış bir kanaldaki ısı transferi ve sürtünmeyi çalışmışlardır. Engelleyici yerleştirilen plaka üniform olarak ısıtılmıştır. Böylece sistem bir havalı güneş konvektörüne benzetilerek uygun sınır şartları oluşturulmuştur. Deneysel sonuçlarda tam engelleyicili akış için Nu sayısının pürüzsüz kanal akışına göre %79-169 oranında arttığını belirlemişlerdir. Bu oran yarım engelleyiciler için %130-274 olarak değişmektedir. Bunun yanında sürtünme katsayısı tam engelleyicilerde pürüzsüz kanala göre 8.02 kat, yarım engelleyicilere ise 17.5 kat fazla olduğu görülmüştür. Araştırmacılar, yarım engelli ısı değiştiricilerinin tam engelli ısı değiştiricilere göre hem ısı yünden, hem de hidrodinamik yönden daha iyi olduğunu ortaya koymuşlardır [27].

Gajusingh ve ark. (2009), kare kesitli kanal içindeki dikdörtgen engelin etkilerini araştırmışlardır. İki boyutlu hız alanlarının ölçümü için PIV kullanan ekip, tam gelişmiş türbülanslı akışta iki Reynolds sayısı için ölçümler yapmıştır. Çalışmanın sonuçları, kanala engel konulduğunda türbülans hızları 2-3 faktör artmakta iken, enerji üretimi ve disipasyon oranlarının daha fazla arttığını göstermektedir. Deneysel sonuçlarda türbülansın en önemli artımı direncin tam üst bölgesinde yaklaşık iki kat olurken bu tabakanın kalınlığı üç kat artmaktadır [28].

Literatürden derlediğim bazı çalışmalar bu şekildedir. Çoğu çalışmada kullanılan vorteks üreticiler taban yüzeyinden bütün olarak gelişmektedir. Bu çalışmada farklı bir geometriye sahip, ayaklı ve taban yüzeyinden bütün olarak gelişmeyen hem altından hem üstünden akış gerçekleştirebilen yeni bir tip vorteks üreticinin ısı transferine ve basınç düşümüne etkisi sayısal olarak incelenmiştir. Bağımsız parametre olarak Reynolds sayısı, eğilme açısı, dalga sayısı ve periyot uzunluğu seçilmiştir. Her bir bağımsız parametrenin, f (sürtünme faktörü), Nu (Nusselt sayısı) üzerine etkileri incelenmiştir. 5000 ila 25000 değerleri arasında Reynolds sayıları seçilerek türbülanslı akış şartlarında incelemeler yapılmıştır. Hesaplamalarda sabit ısı akısı uygulanmıştır.

3 ISI TRANSFERİ

Bir çeşit enerji olan ısı, tabiatı gereği yüksek sıcaklıktan düşük sıcaklığa doğru termal dengeye erişene kadar sürekli yer değiştirecektir. Isı transferi farklı mekanizmalar ile gerçekleşebilir. Bunlar;

- İletim ile ısı transferi (Kondüksiyon)
- Taşınım ile ısı transferi (Konveksiyon)
- Işınım ile ısı transferi (Radyasyon)

Sıcaklık farkı olduğu müddetçe ısı transferi gerçekleşecektir. Bu ısı transferi engellenememekte, ancak ısı geçiş hızı yavaşlatılabilmektedir.

Katı ortam veya statik durumdaki akışkanlarda gerçekleşen ısı transferine kondüksiyon (iletim ile ısı transferi) denir. Bir yüzey ile hareket halindeki akışkan arasında gerçekleşen ısı transferine konveksiyon (taşınım ile ısı transferi), sıcaklıkları birbirlerinden farklı ve birbirlerini gören iki yüzey arasındaki ısı transferine ise radyasyon (ışınım ile ısı transferi) denilmektedir.

3.1 İletim

İletim yolu ile ısı transferi moleküllerin birbiri ile etkileşimi sonucu oluşur. Daha yüksek enerjiye sahip bir kinetik enerji alanı, enerjiyi daha düşük bir kinetik enerji alanına aktarır. Bununla beraber, düşük hızdaki parçacıkların kinetik enerjisi artar. Fiziksel temas yolu ile gerçekleşir. Ateşe tutulan metal çubuğun ısınması örnek olarak gösterilebilir.

Isı transfer hızı;

$$\dot{Q}_{transfer} = [k_{iletim} \times A \times (T_{yüksek} - T_{düşük})] / d_{malzeme} \quad (1)$$

formülü ile hesaplanabilir. Formülde yer alan;

$$\dot{Q}_{transfer} = \text{Birim zaman başına transfer edilen ısı miktarı, W}$$

k_{iletim} = Isı iletim katsayısını, W/mK

A = Isı transferi yüzey alanını, m²

$T_{yüksek}$ = Sıcak bölgenin sıcaklığını, K

$T_{düşük}$ = Soğuk bölgenin sıcaklığını, K

$d_{malzeme}$ = Malzemenin kalınlığını, m

temsil etmektedir. Buradan anlaşılacağı üzere malzemelerin fiziksel özellikleri değiştikçe ortam aynı olsa dahi transfer edilecek ısı miktarı değişecektir. Yani her bir malzemenin ısı iletim katsayısı vardır. Farklı malzemeler ısıyı farklı iletirler. Birim kalınlıktaki malzemedan, birim alanda birim sıcaklık farkı için gerçekleşen ısı transferinin oranına ısı iletim katsayısı denilir. Ayrıca ısı transfer edilecek yüzey alanı ne kadar artar ise transfer edilecek ısı miktarı doğru orantılı olarak artacaktır.

3.2 Taşınım

Taşınım ile ısı transferi, sıcaklıkları farklı katı bir yüzey ile hareket halindeki akışkan arasında gerçekleşen ısı transferine denir. Kondüksiyon ve sıvı hareketliliğinin kombine etkilerini taşır. Transfer edilen ısı miktarı akışkanın hareket hızı ile doğru orantılıdır. Akışkandaki toplu hareketlilik, ısı transferini geliştirdiği gibi, ısı transfer oranının tahmin edilebilirliğini azaltmaktadır.

Konveksiyon ile ısı transferi kompleks bir mekanizma olmasına rağmen, gerçekleşen taşınım sıcaklık farkı ile orantılıdır. Newton'un soğutma kanunu ile aşağıdaki gibi açıklanmıştır;

$$\dot{Q}_{transfer} = h_{taşınım} \times A_S \times (T_{s_{taşınım}} - T_{\infty}) \quad (2)$$

formülü ile hesaplanabilir. Formülde yer alan;

$\dot{Q}_{transfer}$ = Birim zaman başına transfer edilen ısı miktarı, W

$h_{taşınım}$ = Konveksiyon ısı iletim katsayısını, W/m²

A_S = Isı transferi yüzey alanını, m²

$T_{s_taşınım}$ = Yüzey sıcaklığı, K

T_{∞} =Yüzeyden yeteri kadar uzak akışkanın sıcaklığı, K

temsil etmektedir. h değeri, akışkanın bir özelliği olmayıp, bütün değerleri kapsayan deneysel olarak belirlenmiş bir değerdir.

3.3 Işınım

Işınım malzeme tarafından elektromanyetik dalga formunda emilen bir enerjidir ve emilim sonrası atomların veya moleküllerin elektronik dizilimi değişmektedir. Işınım için ara bir ortama ihtiyaç yoktur. Güneş enerjisinin dünyaya ulaşması bu şekilde gerçekleşmektedir. Isı transferi çalışmalarında sıcaklığı nedeni ile kütleler tarafından emilen termal ışınım ile ilgilenilmektedir.

Belirli bir sıcaklıkta yüzey tarafından emilebilen maksimum ışınım Stefan-Boltzmann Kanunu ile;

$$\dot{Q}_{emilen} = \epsilon \times \sigma \times A_s \times T_{s_ışınım}^4 \quad (3)$$

şeklinde formüle edilmiştir.

\dot{Q}_{emilen} = Birim zaman başına emilen ısı miktarı, W

ϵ = Yüzeyin yayıcılığı, $0 \leq \epsilon \leq 1$

σ = Stefan sabiti, $5,67 \times 10^{-8}$ W/m²K

A_s =Yüzey alanını, m²

$T_{s_ışınım}$ = Mutlak yüzey sıcaklığı, K

temsil etmektedir.

3.4 Isı Transferini Arttırma Yöntemleri

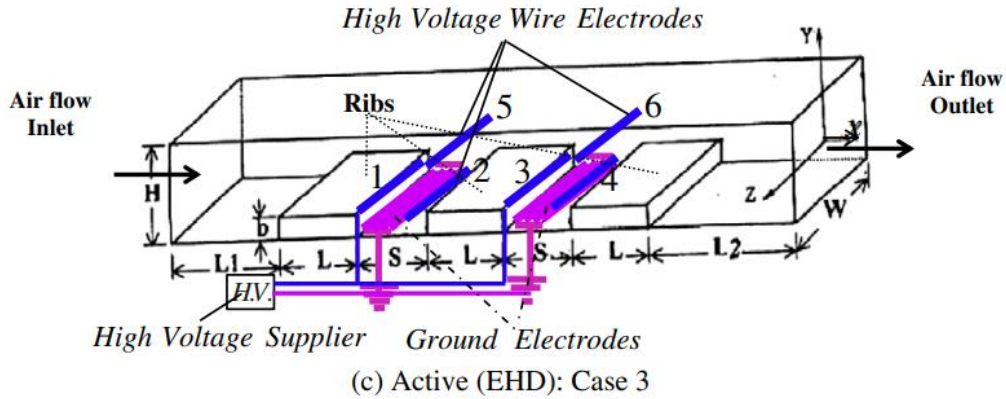
Isı transferi doğada belirtilen üç mekanizma ile müdahalesiz olarak zamandan bağımsız gerçekleşmektedir. Isı transferine neden olan sıcaklık farkı ortadan

kalktığında, yani sistem termal dengeye ulaştığında ısı transferi de doğası gereği durmaktadır.

Endüstride üreteçlerden veya makinalardan çıkan ısı tahliye edilmek istenildiğinde, doğal olarak gerçekleşen ısı transferi ihtiyaçları karşılamamaktadır. Bu neden ile açığa çıkan enerjinin ortamdaki uzaklaştırılması için araştırmalar yapılmış ve yapılmaya devam etmektedir. Araştırmalar neticesinde sisteme farklı şekillerde müdahaleler sonucunda gerçekleşen ısı transferi miktarının arttığı sonucuna varılmıştır. Bu yöntemler iki ana başlıkta gruplandırılmıştır.

3.4.1 Aktif Yöntemler

Sistem dışı bir güç kaynağı kullanılarak ısı transferinde iyileşme sağlanması durumlarına aktif yöntemler adı verilmektedir. Sisteme ısı verilmesi, güç harcanarak yüzeyde titreşim oluşturulması, akışkanda titreşim oluşturulması, pervane yardımı ile akışkanın karıştırılarak türbülans oluşturulması, sisteme akış yönüne ters yönde hava jeti uygulanması, elektrohidrodinamik etki (Şekil 3.1) ile akış alanında vorteks oluşturulması gibi durumlar bu yönteme örnek olarak gösterilebilir.



Şekil 3.1. Elektrohidrodinamik etki ile ısı transferi iyileştirilmesi [29]

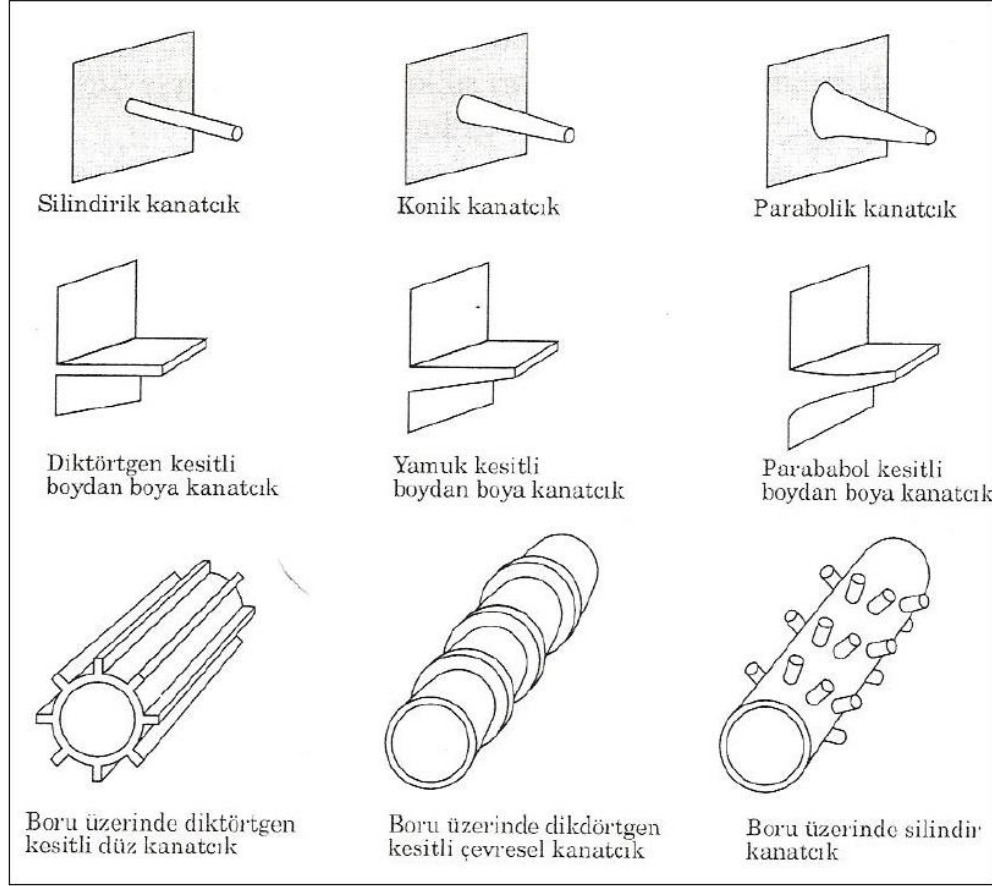
Burada asıl amaç korona rüzgârı etkisi ile ısı transferinde iyileştirme sağlamaktır. Aktif metot kullanımı sayesinde kanatçıklar arasında korona rüzgârı, iki adet ikinci akış oluşturmaktadır. İkinci akış sayesinde, kanatçıklar arasındaki karışıklık artmaktadır. Kanatçıklar arasındaki karışıklık ise ısı transferinde daha fazla iyileştirilme yapılmasını sağlamaktadır. Burada önemli olan tellerin ana akış içerisinde

bulunmasıdır. Transfer edilen ısı miktarı, teller üzerinden geçirilen akımın şiddetine göre ve Re sayısının büyüklüğüne göre farklılık göstermektedir. Akımın şiddeti arttırıldığında ısı transferi artarken, Re sayısı yükseldikçe ısı transferi azalmaktadır.

Aktif yöntemlerde ilave güç harcanması nedeni ile her sistemin sağladığı kazanç faydalı olamayabilir. Harcanan enerji ile elde edilecek menfaat kıyaslanarak sistemin faydalı veya faydasız olduğu kanısına varılmak zorundadır. Bu dezavantajı nedeni ile her türlü sistemde rahatlıkla tercih edilememektedir.

3.4.2 Pasif Yöntemler

Transfer edilecek ısı miktarını arttırmak için yapılan araştırmalardan sisteme ilave güç vermeden, doğa kanunlarını ve mevcut sistem enerjisini kullanarak fayda sağlanan tasarımlara pasif yöntemler adı verilmiştir. Akış hacminde sınır bölgelerinde oluşan ve ısı transferini olumsuz etkileyen tabakaların dağıtılması hedeflenmektedir. Bu doğrultuda pürüzlü yüzeyler, dönmeli akış cihazları, akışa yön veren kanallar, akışı türbülanslı hale getiren kanatlar ve kanatçıklar gibi pek çok farklı metot deneysel olarak gözlemlenmiştir.



Şekil 3.2. Farklı geometrilerde kanatçık örnekleri [30]

Yapılan deneylerin sonuçlarının kıyaslanabilmesi ve daha iyi olan yöntemin seçilebilmesi için sistemden elde edilen verileri belirli bir kalıba dönüştüren boyutsuz matematiksel değerler ortaya konulmuştur. Isı transferi iyileştirmelerinin kıyaslanmasında kullanılan boyutsuz değerlerden bazıları Nusselt Sayısı (Nu), Isıl İyileştirme Faktörü (TEF)'dır. Boyutsuz olarak hesaplanan bu değerler yapılan sayısal veya deneysel sonuçlardan elde edilerek tasarlanan sistemin diğer sistemlere göre ne kadar daha verimli olduğunu ortaya koymaktadır.

Isı transferini iyileştirmede kullanılan pasif yöntemlerden biri de kanal içerisine akışı karıştırmak için türbülator yerleştirilmesidir (**Şekil 3.3**). Türbülator geometrisinin şekline göre akış içerisinde enlemesine veya boylamasına vorteksler üreterek akışın karışmasını sağlar. Bunun sonucu ısıl sınır tabaka ile temasta olduğu için ısınmış hava

ile ısınmamış hava arasında oluşan karışım ile ısıtılmış yüzeyden transfer edilen ısı miktarı artmaktadır.



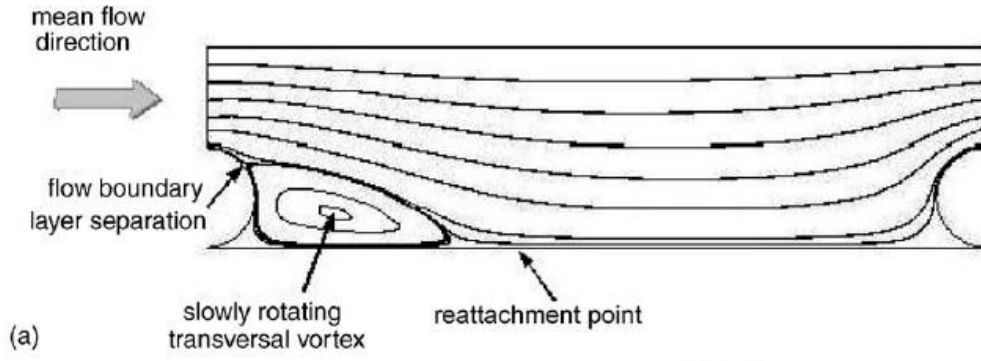
Şekil 3.3. Pasif metot kullanılarak yapılan ısı transferi iyileştirme çalışması [29]

Literatürde türbülötörler ile yapılan pek çalışmaya rastlanmıştır. Akışın değişimi, Nusselt sayısı, sürtünme faktörü gibi değişkenlerin, vorteks üreticinin geometrisine, projeksiyon açısına, bükülme, eğilme ve bakış açlarına, dalgalı geometrilerde dalga sayısına göre nasıl değiştiği üzerine yapılan çalışmalar neticesinde ısı transferi iyileştirme sayısının değişimleri irdelenmektedir. Bu bağlamda vorteks üreticinin tasarım kriterlerinin önemi çok yüksektir.

3.5 Vorteks Üreticiler

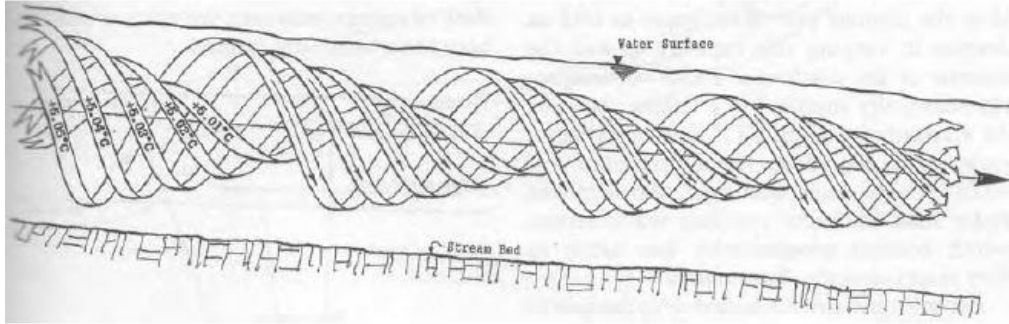
Pasif yöntemler üzerine yapılan çalışmalar sonucu akışın türbülanslı hale getirilmesinin ısı transferine olumlu etkileri ispatlanmıştır. Akışın türbülanslı hale getirilmesi ise akışın karıştırılması sayesinde gerçekleştirilebilmektedir.

Akışın karıştırılması esnasında vorteks geometrisi oluşmaktadır. Kullanılan vorteks üreticinin (vorteks üretici) şekli ve yönüne göre akış içerisinde enine veya boyuna vorteksler oluşmaktadır. Enine vorteksler akış yönüne dik ve iki boyutlu olarak oluşmaktadır (**Şekil 3.4**). Akışın akış yönünde takla açarak ilerlemesi şeklinde tarif edilebilir. Isı transferi üzerine etkisi boyuna vorteksler kadar fazla olmadığı için enine vorteks üreticiler iyileştirme çalışmalarında çok tercih edilmemektedir.



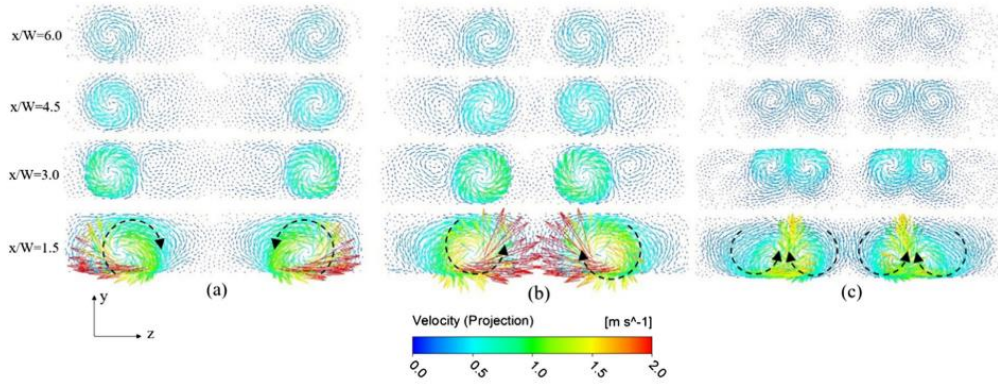
Şekil 3.4. Enine vorteksin akış boyunca alınan kesitten görünüşü [30]

Boyuna vorteksler akış yönünde üç boyutlu olarak gelişir (**Şekil 3.5**). Akış yönüne dik olarak akışı karıştırdığı gibi, akış yönünde de sarmal oluşturarak karışma etkisi oluşturmaktadır.



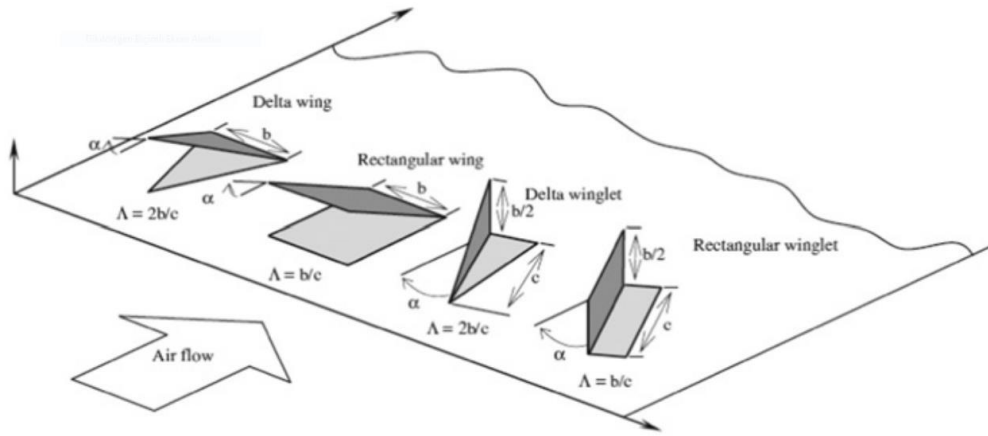
Şekil 3.5. Boyuna vorteksin akış boyunca alınan kesitten görüntüsü [31]

Şeker atılan çayın kaşık yardımı ile karıştırılması esnasında ortaya çıkan vorteks görüntüsü boyuna vorteks için örnek olabilir. Boyuna vorteksler akış yönünde ısıl sınır tabaka üzerinde akışkanda sürekli bir yer değiştirme sağlamaktadır. Bu yer değiştirme sonucunda bir nevi yalıtım görevi gören ısıl sınır tabaka yapısı sürekli olarak dağıtılmakta, henüz sıcak yüzey ile termal dengeye ulaşmamış akışkan, sıcak yüzey ile temas edebilmektedir (**Şekil 3.6**). Sonuç olarak ısı transferinde iyileştirme sağlanmaktadır.



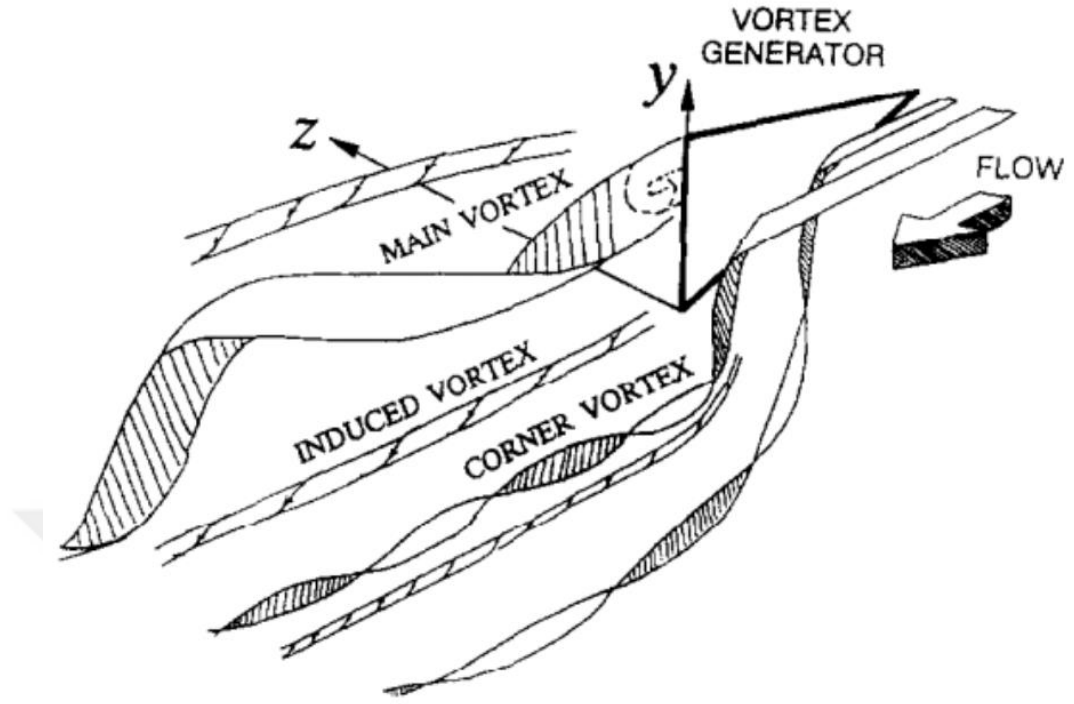
Şekil 3.6. Boylamasına vorteksin akışa dik kesitlerle gösterimi [32]

Boyuna vorteks üreticileri kanat tipi veya kanatçık tipi olabilir. Fiebig, 1995 yılında kanatçık tipi vorteks üreticilerin kanat tipine göre daha iyi sonuçlar verdiğini gözlemlemiştir. **Şekil 3.7**'de en genel kullanılan kanat tipi ve kanatçık tipi vorteks üreticilerinin şekilleri görülmektedir.



Şekil 3.7. En genel Kanat ve Kanatçık tipi vorteks üreticiler [33]

Kanatçıklar ile vorteks oluşumunda **Şekil 3.8**'de görülebileceği gibi uyarılmış vorteks ve köşe vorteksi de ana vorteks ile beraber akış yönünde gelişmektedir. Isı transferi iyileştirilmesinde en baskın rolü ana vorteks oluşturduğu için yan ürünler ile ilgilenmeyeceğiz. Boyuna vorteksler hiçbir zaman tek başına oluşturulamazlar. Beraberinde her zaman enine vorteksler de gelişmektedir. Enine vorteksler ısı transferi iyileştirmelerinde efektif rol oynamadıkları için göz ardı edilmektedirler.

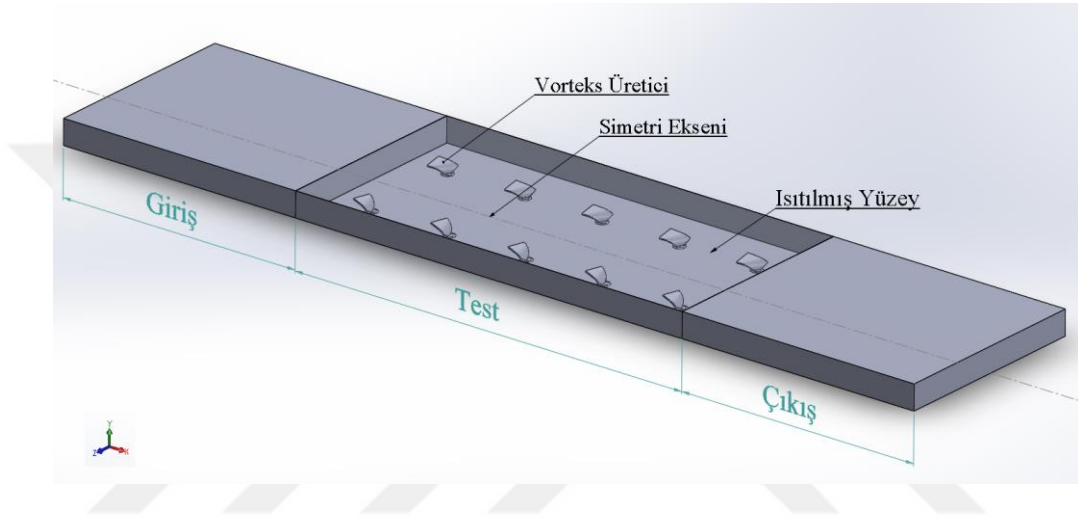


Şekil 3.8. Boyuna vorteks oluşumu ve yan ürünler [34]

4 PROBLEMİN MODELİ VE ÇÖZÜMÜ

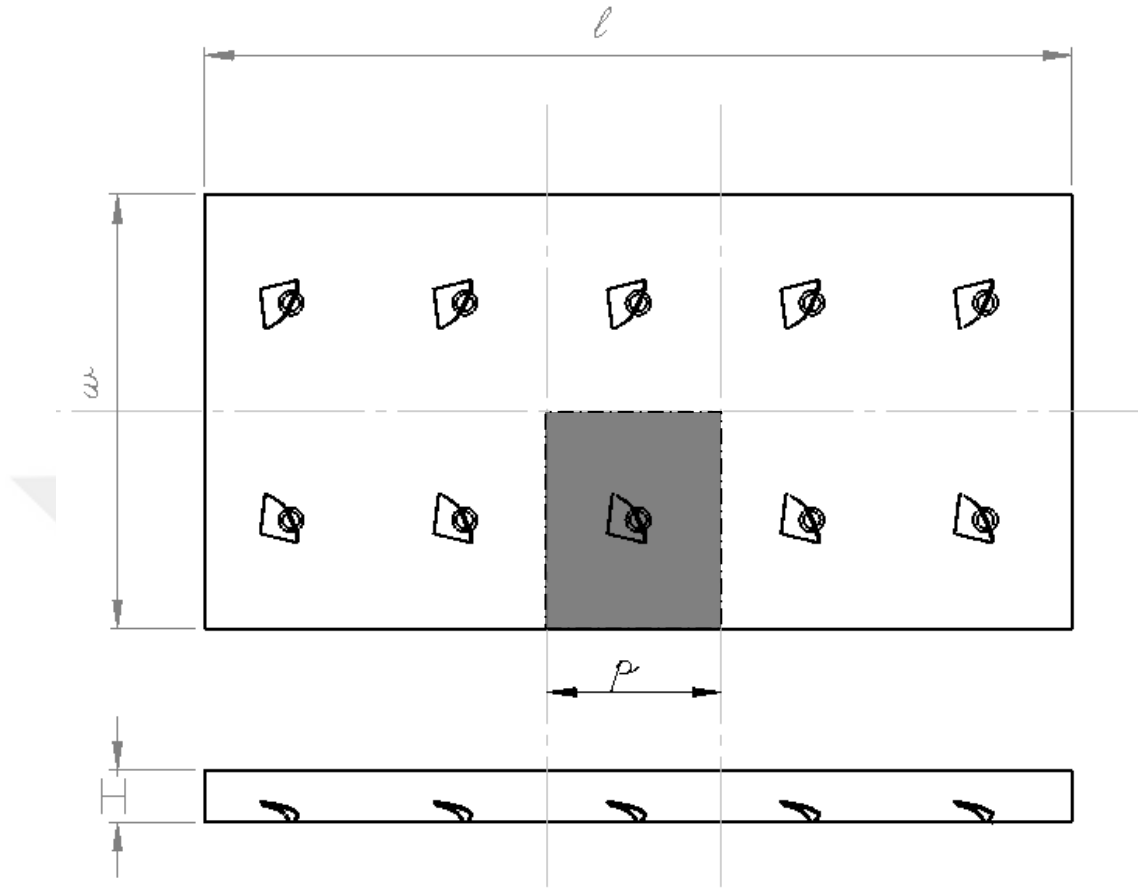
Dikdörtgen kesitli kanal içinde akışkan olarak seçilen havanın hidrodinamik olarak geliştikten sonra geçişi esnasında ki termal gelişimi incelenerek, havada türbülans oluşturacak kanatçıklar ile gerçekleşen ısı transferi miktarı arttırılmak istenmektedir.

4.1 Sayısal Çözüm Alanı



Şekil 4.1. Kanal geometrisi

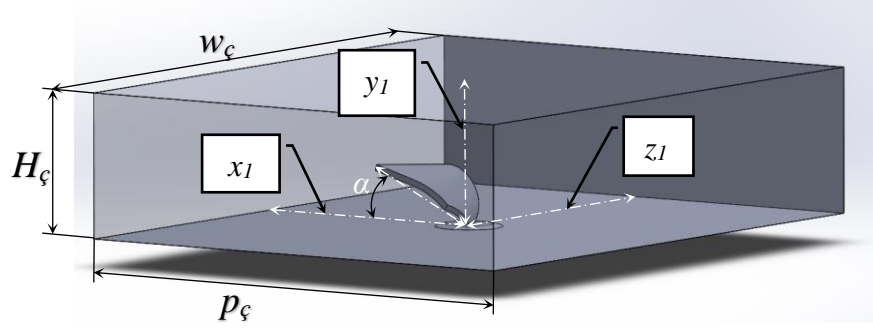
Şekil 4.1’de geometrisi verilen kanal çalışma konusudur. Kanal, akışın geliştiği giriş kısmı, çalışmaların yapıldığı test kısmı ve akışın kanalı terk ettiği çıkış kısmından oluşmaktadır. Test bölgesi tabanı ısıtılmış yüzeydir.



Şekil 4.2. Türbülötörler yerleştirilmiş test kısmı

Kanal **Şekil 4.2**'de görüldüğü gibi $w/2$ noktasından geometrik olarak simetriktir. Geometri simetri düzlemi üzerinde aynı zamanda ısı simetride vardır. l , w , H ve p sırasıyla test bölgesinin uzunluğunu, genişliğini, yüksekliğini ve periyot uzunluğunu temsil etmektedir.

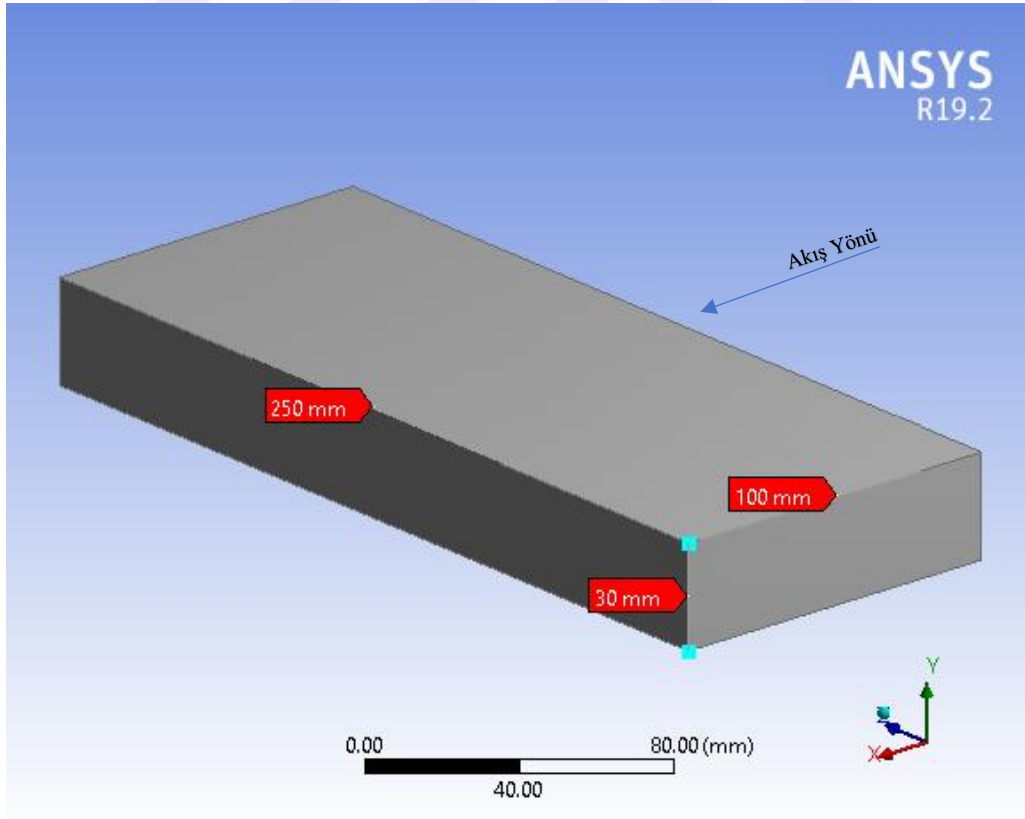
Türbülötör yerleştirilmiş kanalın detayları **Şekil 4.2**'de gösterilmiştir. Kanal genişliği (w), uzunluğu (l) ve yüksekliği (H) sırasıyla 250 mm, 500 mm ve 30 mm olarak tasarlanmıştır. Periyodik çözüm yaptığımız çalışmamızda, çözüm aralığı (p) 100 mm olarak seçilmiştir.



Şekil 4.3. Periyodik çözümde çözüm alanında türbülötör yerleşimi

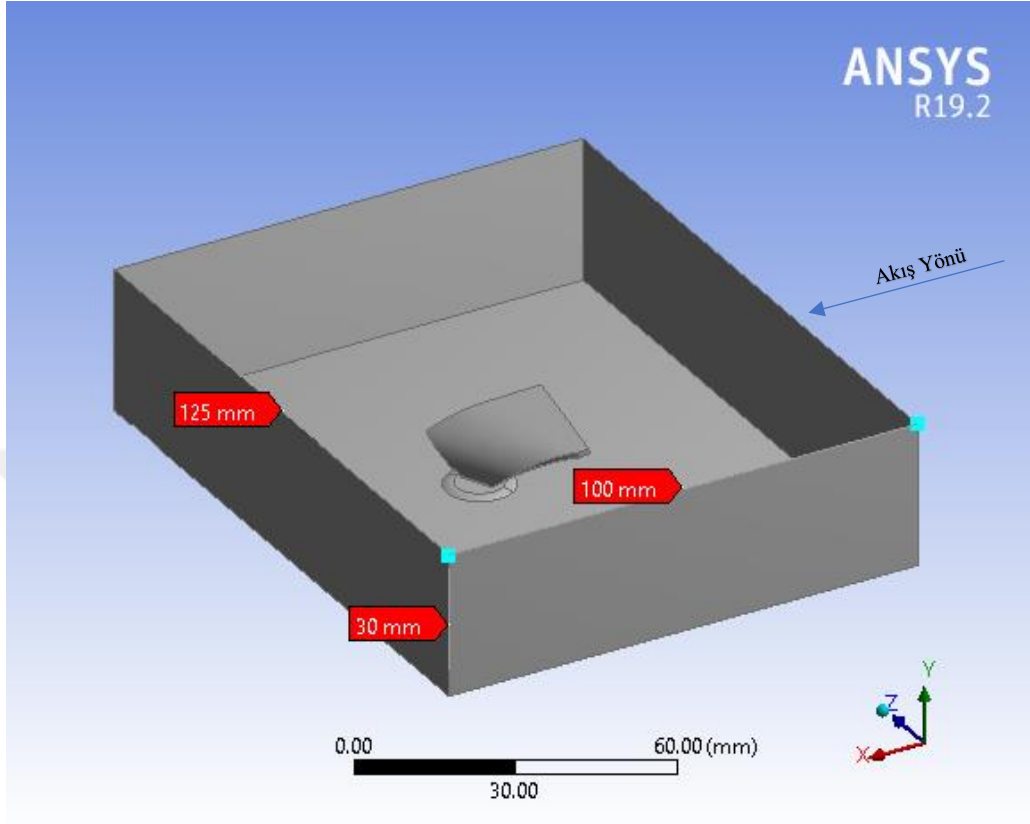
Çözüm alanı Şekil 4.3’de gösterildiği gibidir. Eğilme açısı (α) 15° , 30° , 45° , 60° ve 75° olarak farklı modeller tasarlanmıştır. Çalışma alanının genişliği (w_ζ), yüksekliği (H_ζ) ve uzunluğu (p_ζ) sırasıyla $w/2$, H ve $l/5$ ’dir.

Çalışmamızın Fluent’te modellenmiş hali Şekil 4.4’de verilmiştir.



Şekil 4.4. Fluent’te modellenen kanal modeli

Fluent'te modellenen türbülantörlü Şeklin çözüml alanı Şekil 4.5'de gösterilmiştir.

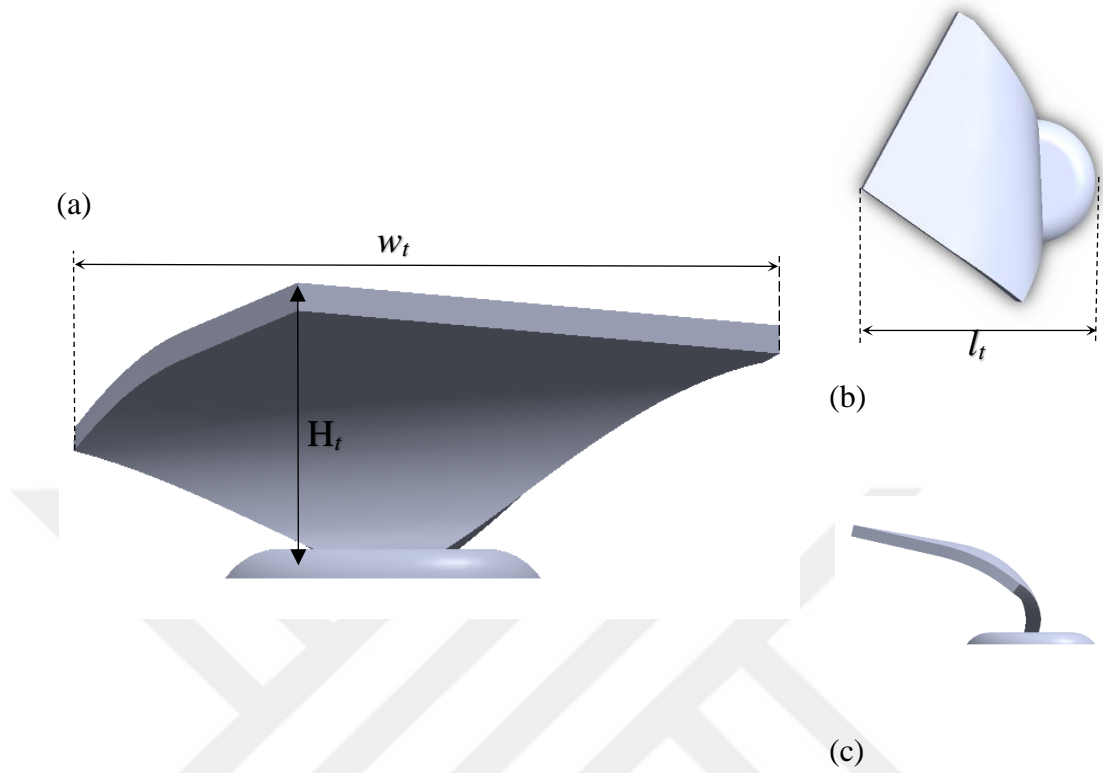


Şekil 4.5. Fluent'te modellenen türbülantörlü Şeklin çözüml alanı

4.2 Çalışmada kullanılan vorteks üreticiler

Literatür çalışmaları neticesinde daha önce uygulanmamıŐ yeni bir tip vorteks üretici tasarlanmış, farklı tasarım parametreleri uygulanarak çalışmamız geniŐletilmiŐtir.

Çalışmamızda farklı eğilme açılara sahip vorteks üreticiler kullanılarak çalışmalar yapılmıştır. Eğilme açısının farklı değerlerinin Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü üzerine etkileri incelenmiştir. Kullanılan vorteks üreticisi Şekil 4.6'da detaylı Şekilde izah edilmiştir.

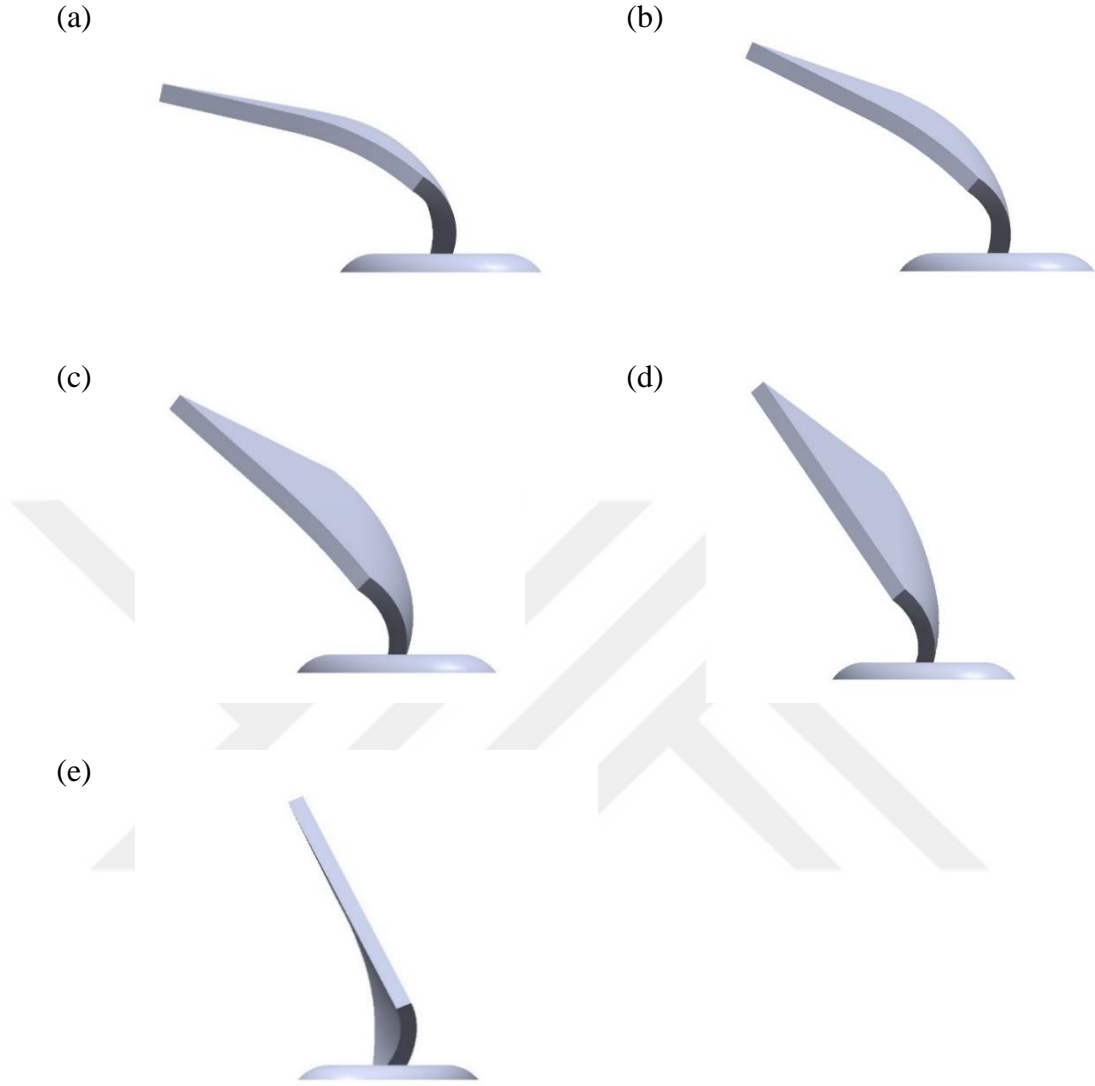


Şekil 4.6. 15° eğilme açılı modelin (a) önden (b) üstten ve (c) yandan görünüşleri

Türbülatorün genişliği (w_t), yüksekliği (H_t) ve uzunluğu (l_t) sırasıyla 28.01 mm, 12.25 mm ve 24.86 mm değerlerindedir. Bu parametrelerden H_t ve l_t eğilme açısı ile eşzamanlı değişkenlik göstermektedir.

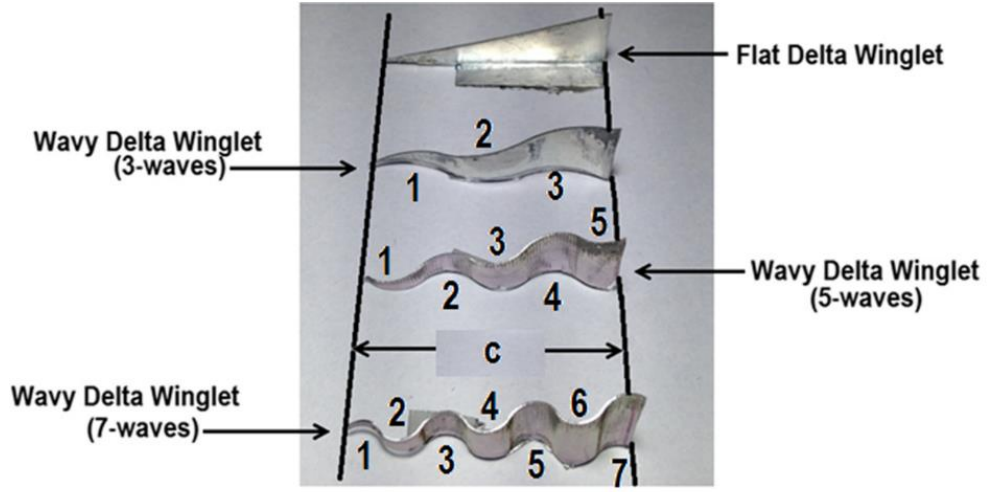
Elde edilen sonuçlara göre yapılan hesaplamalarda en yüksek *TEF* katsayısı 15° eğilme açısına sahip modelde tespit edilmiştir. Bu model üzerinde *TEF* katsayısını daha da arttırabilmek için 1, 3 ve 5 dalgalı 15° eğilme açılı modeller tasarlanarak her model için *Nu*, *f* ve *TEF* değerleri bulunmuş tablo haline getirilerek grafikler ile yorumlanmıştır.

Bu çalışmada özellikle şekilde verilen vorteks üreticinin eğilme açısının ısı transferine etkisi incelenmiştir. Bu çalışmada kullanılan farklı eğilme açılarına göre tasarlanmış modeller **Şekil 4.7**'de verilmiştir.



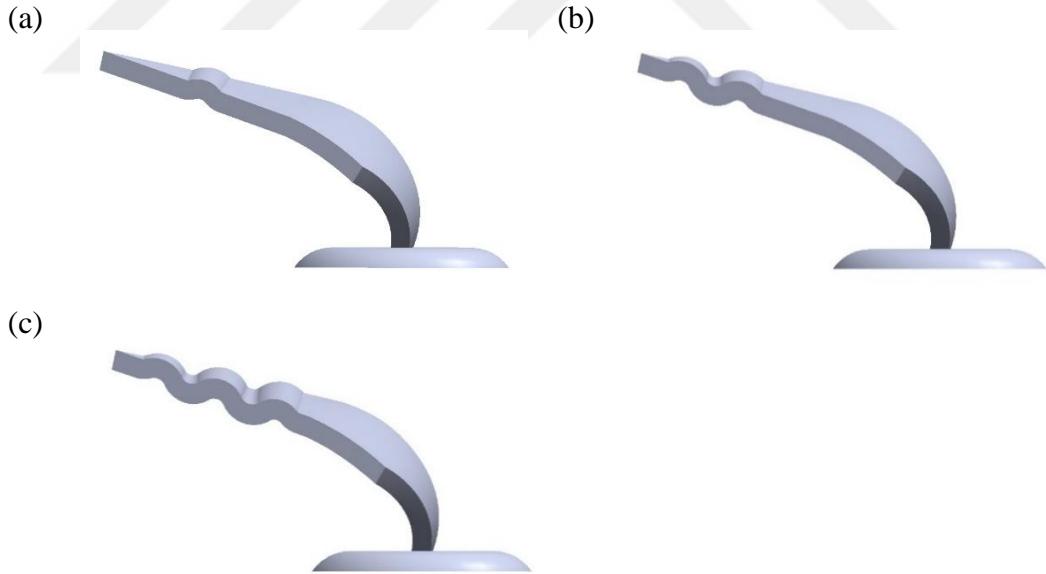
Şekil 4.7. Çalışmada kullanılan (a) 15° (b) 30° (c) 45° (d) 60° (e) 75° eğilme açılı modeller

Ayrıca bu çalışmada geometrinin dalgalı olması durumu da araştırılmıştır. Klasik kullanılan delta kanatçıkların dalgalı şekilde kullanılarak ısı transferinde daha yüksek iyileştirmeler sağladığı çalışmalar mevcuttur.



Şekil 4.8. Delta kanatçıkların dalgalı şekilde kullanımı [13]

Biz de kendi önerdiğimiz vorteks üreticisi üzerine dalga yerleştirerek ısı transferinin iyileştirilmesi için aşağıda şekli verilen vorteks üreticileri ile ısı transferi analizleri yaptık.



Şekil 4.9. Çalışılan 1, 3 ve 5 dalgalı 15° eğilme açılı modeller

4.3 Matematiksel Model

Vorteks üreticilerin farklı geometrilerinin ve farklı eğilme açılarının akış alanı ve basınç kaybı kayıtlarının belirlenebilmesi için, bir sonlu hacimler metodu tabanlı

hesaplama akışkanlar dinamiği yazılımı olan ANSYS Fluent 19.2 *CFD* tercih edilmiştir.

4.3.1 Korunum Denklemleri

Sonlu hacimler metodu kullanılarak süreklilik, kütle korunumu, enerji denklemleri çözülmelidir. Hesaplama akışkanlar dinamiği (*HAD*) ile çözümlenmesinde momentum ve süreklilik denklemleri kullanılmaktadır. Realitede bu denklemleri analitik olarak çözmek çok zordur. Bu nedenle bu denklemleri sayısal olarak çözebilen bir paket program olan Fluent kullanılmıştır.

Akış için Navier-Stokes denklemleri;

Süreklilik;

$$\nabla \vec{V} = 0 \Rightarrow \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (4)$$

Momentum;

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = -\nabla p + \rho \vec{g} + \mu \nabla^2 \vec{V} \quad (5)$$

$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = \rho \left[\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + (\vec{V} \nabla) \vec{V} \right]$ ile açılabilir ve sırasıyla hızın zamana göre değişimini ve konvektif terimi ifade etmektedir.

Enerji;

$$\rho c_p \frac{DT}{Dt} = \rho \dot{q}_g + k \nabla^2 T + \Phi \Leftrightarrow \Phi = \mu \left[\nabla \vec{V} + (\nabla \vec{V})^T \right] : \nabla \vec{V} \quad (6)$$

Kütlenin Korunumu Denklemi

Kütlenin korunumu denkleminin yazımında ilk adım akışkan elemanı için kütle dengesi yazımı olacaktır. Akışkan elemanın kütledeki artış oranı, akışkan elemanına olan kütle akışının net oranına eşittir. Kararlı, sabit özellikli, sıkıştırılmaz akış için kütle korunumu denklemi aşağıdaki gibi ifade edilebilir;

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (7)$$

Momentum Denklemi

Akışkan parçasının momentumunun değişim hızı, akışkana etki eden kuvvetler toplamıdır.

Momentum denkleminin x bileşeni;

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left[\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right] \quad (8)$$

Momentum denkleminin y bileşeni;

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left[\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right] \quad (9)$$

Momentum denkleminin z bileşeni;

$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left[\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right] \quad (10)$$

Enerji Denklemi

Enerji denklemi termodinamiğin birinci kanunundan gelmektedir. Akışkan parçasığının enerjisinin değişme oranı, akışkan parçasığına eklenen ısının oranı ile parçacıkta yapılan işin oranının toplamına eşittir. Birim hacimdeki akışkan parçasığındaki enerji artış oranı $\rho \frac{DE}{Dt}$ ile belirtilmiştir. Bu durumda enerji denklemi;

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] \quad (11)$$

olarak ifade edilebilir.

Türbülanslı Akış İçin Korunum Denklemleri

Türbülanslı akışta laminer akışa göre daha fazla momentum, kütle ve ısı transferi gerçekleşmektedir. Türbülanslı akışta anlık hız, basınç ve sıcaklıklar $\tilde{u} = \bar{u} + u'$, $\tilde{v} = \bar{v} + v'$, $\tilde{P} = \bar{P} + P'$, $\tilde{T} = \bar{T} + T'$ denklemleri ile ifade edilir. Bu denklemler enerji, momentum ve süreklilik denklemlerinde yerlerine yazılarak düzenlenmelidir. \tilde{u} , \tilde{v} , \tilde{P} ve \tilde{T} değerleri anlık türbülanslı akıştaki anlık değerleri sembolize etmektedir.

Momentum denklemlerinden bünye kuvvetleri, enerji denkleminde viskoz yutulma terimi ihmal edilir ve ortamda da ısı üretimi olmadığı kabul edildiği durumda denklemler düzenlenir ise;

Süreklilik denklemi (Zaman ortalama)

$$\nabla \vec{V} = 0 \quad (12)$$

Momentum denklemi (Zaman ortalama)

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

Enerji denklemi (Zaman ortalama)

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

Denklemlerdeki türbülans gerilmeleri $-\rho \overline{V'V'}$ ve türbülans ısı akısı $-\rho \overline{T'V'}$ Boussinesq yaklaşımına göre hesaplanır.

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

$$-\rho \overline{u_i T'} = \Gamma_t \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (16)$$

4.3.2 Türbülans Modeli

Türbülans modeli, daha geniş veya dar çeşitlilikte akış problemlerinin çözümüne imkân sağlayan genel akış denklemleri sisteminin tamamlanabilmesi için gerekli bir hesaplamalı prosedürdür. Pek çok mühendislik kullanımında türbülans kararsızlıklarının çözümü önemsizdir. Sadece esas akıştaki türbülans etkileri araştırılmaktadır. *HAD* kodunda bir türbülans modelinin genel kullanımda faydalı olabilmesi için, geniş uygulama alanına, doğruluğa, basitliğe ve ekonomikliğe ihtiyacı vardır. Türbülans modelleri klasik modeller ve geniş vorteks simülasyonu olarak iki ana gruba ayırabiliriz. Klasik modeller;

- Sıfır denklem modeli yani karışık uzunluk modeli

- İki denklemlı model yani k-ε modeli
- Reynolds stres denklem modeli
- Cebirsel modellerdir.

Karışık uzunluk modeli, μ_t için pozisyonun bir fonksiyonu olarak basit cebirsel formüllerin ortalamaları ile stresleri tanımlamaya çalışmaktadır.

k-ε modeli daha gelişmiş ve genel bir modeldir ve ortalama akış ve difüzyonda aynı zamanda türbülansın üretilmesinde ve yok edilmesinde, türbülans özelliklerinin taşınmasının etkilerine müsaade ederek türbülansı tanımlamaya çalışmaktadır. Türbülanslı kinetik enerji *k* ve türbülanslı kinetik enerji dissipasyon oranı ϵ denklemlerinin her ikisi de çözülmektedir.

Ayrı ayrı etkileri bilinmeyen ve ölçülemeyen altı taşıma denklemi difüzyon, basınç zorlaması ve dissipasyon koşullarını içermektedir. İkinci derece veya ikinci moment yaklaşımı olarak da bilinen Reynolds stres denklemi modellerinde bu bilinmeyen koşullar ile ilgili varsayımlar yapılarak çözüm yapılmaktadır.

Geniş vorteks simülasyonu genel akış için zamana bağılı akış denklemlerinin çözüldüğü ve en büyük vortekslerin ve etkileri olan en küçük vortekslerin modellendiği türbülans modelleridir. Geniş vorteks simülasyonları halen araştırma aşamasındadır ve hesaplamalar günümüzde bilgisayar ile hesaplamaların genel kullanımını için çok pahalı çıkmaktadır.

Araştırmamızda k-ε modeli kullandık. Bu model daha çok türbülanslı kinetik enerjiyi etkileyen mekanizmalara yoğunlaşmaktadır. k-ε türbülans modeli için farklı yorum ve geliştirmeler gerçekleştirilmiştir;

- Standart k-ε (Launder ve Spalding, 1974)
- RNG k-ε (Choudhury ve ark., 1993)
- Realizable k-ε (Shih ve ark., 1995)

Standart k - ε modeli, türbülanslı hız ölçüsü için bir denklem, türbülanslı uzunluk ölçüsü için ayrı bir denklem kullanmaktadır.

k için taşınım denklemi;

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (17)$$

ε için taşınım denklemi;

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (18)$$

Şeklindedir. Burada türbülanslı viskozite $\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$ olarak modellenmiştir.

k üretimi ise $G_k = \mu_t S^2$ olarak tanımlanmıştır. S , gerilme tensörü oranının modülü olarak alınmasıdır ($S \equiv \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}$).

G_b türbülanslı kinetik enerjinin yüzmeye bağlı formudur. $G_b = 0$

Y_M sıkıştırılabilir türbülanstaki dalgalanmaların genel dissipasyon oranına katkısıdır.

$Y_M = 0$

S_k ve S_ε kullanıcı tanımlı kaynak koşullarıdır. $S_k = 0$ ve $S_\varepsilon = 0$

$C_\mu = 0.09$; $C_{1\varepsilon} = 1.44$; $C_{2\varepsilon} = 1.92$ sabitlerdir.

$\sigma_k = 1.00$; $\sigma_\varepsilon = 1.30$ türbülans Prandtl numaralarıdır.

RNG k - ε modeli, Navier-Stokes denklemlerinden “yeniden normalize grup” (RNG) metotları kullanılarak ortaya çıkarılmıştır. Bunun sonucu, standart k - ε modelinkinden farklı sabitlere sahip ve ilave taşıma denklemi kuralları olan bir model ortaya çıkmıştır. RNG k - ε modeli denklemleri;

k için taşınım denklemi;

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \quad (19)$$

ε için taşınım denklemi;

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (20)$$

Şeklindedir. Burada

$C_{1\varepsilon} = 1.42$; $C_{2\varepsilon} = 1.68$; $C_\mu = 0.0845$ sabitlerdir.

$\alpha_k, \alpha_\varepsilon$ ters Prandtl numaralarıdır.

Realizable k - ε modeli, normal stres üzerinde belirli matematiksel sabitleri karşılamakta, türbülanslı akışın fiziksel dinamikleri ile tutarlı çıkmaktadır. Bu model yeni bir vorteks-viskozite formülünü ve dissipasyon (ε) için yeni bir model denklemi benimsemektedir. Hesaplamalarımızda kullandığımız k - ε modeli Realizable k - ε modelidir. Realizable k - ε modeli denklemleri;

k için taşınım denklemi;

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad (21)$$

ε için taşınım denklemi;

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S_\varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} \quad (22)$$

Şeklindedir. Burada türbülanslı viskozitesi $\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$ olarak modellenmiştir.

k üretimi ise $G_k = \mu_t S^2$ olarak tanımlanmıştır. S , gerilme tensörü oranının modülü olarak alınmasıdır ($S \equiv \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}$).

P_b türblanslı kinetik enerjinin yüzmeye bağlı formudur. $G_b = 0$

Y_M sıkıştırılabilir türbülanstaki dalgalanmaların genel dissipasyon oranına katkısıdır.

$Y_M = 0$

S_k ve S_ε kullanıcı tanımlı kaynak koşullarıdır. $S_k = 0$ ve $S_\varepsilon = 0$

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

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

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

ω_k : Açısal hız

ϵ_{ijk} : Levi-Civita tensörü

$\overline{\Omega}_{ij}$: Ortalama dönme hızı tensörü

$C_{1\varepsilon} = 1.44$; $C_{2\varepsilon} = 1.9$ sabitlerdir.

$\sigma_k = 1.00$; $\sigma_\varepsilon = 1.20$ türbülans Prandtl numaralarıdır.

Duvar etkilerini yakalamak için gelişmiş duvar tedavisi (Enhanced Wall Treatment – *EWT*) kullanılmıştır. *EWT* iki katman modeli birleştiren bir yakın duvar modelleme metodudur. Yakın duvar ağ yapısı viskoz katmanı ile çözülebilecek kadar hassas olduğu durumlarda, *EWT* geleneksel iki katmanlı bölgesel model olarak işlev görecektir. Ancak yakın duvar ağ yapısının her yerde yeteri kadar hassas olamaması hesaplamalarda aşırı yüklenme yapacaktır. Bu neden ile yakın duvar ağ yapısının daha kaba olduğu bölgelerde de hassas bölgelerde olduğu gibi kullanılabilir yakın duvar formülasyonu kullanılmalıdır. Bu bağlamda hem viskoz alt tabaka hem tampon bölgesi hem de tamamen türbülanslı dış bölgede uygulanabilir yakın duvar metodu olarak *EWT* geliştirilmiştir. Laminer ve türbülanslı akış için kullanılabilir iki ayrı denklem mevcuttur. Bu denklemler;

$$T_{laminer}^+ = Pr \left(u_{lam}^+ + \frac{\rho u_*}{2q} u^2 \right) \quad (23)$$

$$T_{türbülanslı}^+ = Pr_t \left\{ u_{türb}^+ + P + \frac{\rho u_*}{2q} \left[u^2 - \left(\frac{Pr}{Pr_t} - 1 \right) (u_c^+)^2 (u_*^+)^2 \right] \right\} \quad (24)$$

olarak karşımıza çıkmaktadır. Burada Pr moleküler Prandtl Sayısını ve u_c^+ miktarı türbülanslı bölge ile laminar bölge arasında hayali bağlantıda u^+ 'nın değerini ifade etmektedir. P fonksiyonu standart duvar fonksiyonları ile aynı şekilde tanımlanmıştır.

4.4 Sınır Şartları

Bütün HAD problemleri ilk koşullar ve sınır şartları ile tanımlanmıştır. Bu koşulların doğru belirlenmesi ve rolünün anlaşılması nümerik algoritma açısından çok önemlidir. Sonlu hacim metodunda en genel sınır şartları;

- Giriş (inlet)
- Çıkış (outlet)
- Duvar (wall)
- Öntanımlı basınç (prescribed pressure)
- Simetri (symmetry)
- Periyodik tekrarlama (periodicity)

olarak belirtilebilir.

Bütün akış değişkenlerinin dağılımı giriş koşulları ile belirtilmelidir. Giriş değerlerinde belirtilen koşullar ile yapılan hesaplamalardan elde edilecek değerler ağdaki komşu noktalar için giriş koşulu oluşturacaktır. Bu şekilde bir noktanın çıkış şartı komşu noktanın giriş şartı olarak kabul edilerek hesaplamalar sürdürülmektedir. Ağ yapısının kenarlarını oluşturan ve hesaplamalara yön veren sınır koşulları doğru tanımlanmaz ise elde edilecek sonuçların doğruluğundan söz edilemez. Bu sebep ile problemi oluşturacak ve hesaplamalarda kullanılacak bütün sınır koşulları doğru ve net şekilde tanımlanmalıdır.

Simetri sınır şartı, pratikte yapılacak hesaplamaların tekrarlarının önüne geçmek içindir. Akış alanında belirli bir simetri geometri oluşması durumunda simetrik tarafın yeniden hesaplaması yerine, hesabı yapılan taraf ile aynı değerlerde olduğunun kabulüdür. Örneğin bir borudan olan akış incelenirken akış yönünde kesit alındığında,

kesit yüzeyi ile bölünen borunun her iki tarafı birbiri ile aynı ise, taraflardan sadece birinin hesaplanması, diğer tarafın hesaplanan taraf ile aynı kabul edilmesi matematiksel olarak herhangi bir değişikliğe sebep olmamaktadır. Ve borunun tamamının hesaplanması ile simetrisinin hesaplanması arasında matematiksel hesaplamalar açısından bir fark oluşmamaktadır.

Periyodik sınır şartı, akış yönünde çok fazla sürecek hesaplamalardan kurtulabilmek için, akış boyunca herhangi bir sınır şartı değişikliği olmadığını kabul ederek, akışın çıkış şartlarını, yeni bir akışın giriş şartları olarak düşünmektir. Örneğin çok uzun bir borudan akış incelenirken, akış boyunca boru duvarlarında ve akışta herhangi bir değişiklik olmaması durumunda, boru boyunun çok daha küçük bir uzunluğunda akış incelenir. İncelenen akışın çıkış koşulları, yine aynı incelenen akışın giriş koşulu olarak kabul edilerek hesaplamalara devam edilir.

Farklı Reynolds sayıları (Re) için yapılan hesaplamalarda kanalın hacim ağırlıklı ortalama sıcaklığındaki akışkan değerleri ile akışın seçilen Re değerlerine göre $Re = \frac{\rho V D_h}{\mu}$ bağıntısından her hesaplamada giriş koşulu için hız değeri bulunmuştur. Bulunan hız değerleri kütsel debiye çevrilerek paket programa verilmiştir. Sıcaklık ve hız profilleri girişte üniformdur ve çıkış sınır koşulları tam gelişmiştir. Alt yüzey haricinde bütün yüzeylere kaymama ve adyabatik koşulları uygulanmıştır. Temel denklemler ayrılaştırılırken tamamen kapalı ikinci dereceden upwind şeması kullanılmıştır.

Çalışmamızda sınır koşulları aşağıdaki gibi kabul edilmiştir.

(1) Giriş (inlet) sınır koşulu:

Akışkanın sabit hız ve sabit sıcaklıkta kanala girdiği kabul edilmektedir

$$\dot{m} = \text{sabit}, \quad T = T_{bulk}$$

(2) Duvar sınır koşulu:

Kanal duvarlarının adyabatik ve kaymama koşulu olduğu kabul edilmiştir.

Buna göre sınır şartları aşağıdaki gibidir;

$$u = v = w = 0$$

$$\frac{\partial T}{\partial z} = \frac{\partial T}{\partial y} = 0 \quad (25)$$

(3) Isıtılmış yüzey (Alt duvar) sınır koşulu:

$$k \frac{\partial T}{\partial y} = q_0 \quad (26)$$

(4) Simetri sınır koşulu:

$$\frac{\partial u}{\partial z} = \frac{\partial v}{\partial z} = \frac{\partial w}{\partial z} = 0, \frac{\partial T}{\partial z} = 0 \quad (27)$$

5 SAYISAL ÇALIŞMA

Deneysel çalışmaların maliyetlerinden kurtulabilmek için geliştirilen bir yöntem olan sayısal çalışmalar bilgisayar ortamında paket programlar aracılığı ile yapılmaktadır. Esas düşünce, matematiksel modellerin uygulanarak kendini tekrarlayan iterasyonlar ile minimum kalıntı bırakana kadar hesaplamaların yapılması, istenilen hassasiyette kalıntı değerlerine ulaşıldığındaki hesaplanan değerlerin gerçekleşecek olguya yakınsayan en doğru değer olarak kabul edilmesidir.

Sayısal çalışmalarda akış analizleri için paket program kullanılmaktadır. Kullanılacak paket programların sağladığı farklı işlevsellikler olsa da özet olarak her biri aynı sonucu kullanıcıya sağlamaktadır. ANSYS, COMSOL, OpenFOAM, Autodesk CFD bu tip programlara örnek olarak gösterilebilir. Biz çalışmamızda ANSYS Fluent 19.2 CFD paket programını kullanarak hesaplamalarımızı çözdük. Programı çalıştırmak için INTEL i7 8th Gen işlemcili, 16 GB RAM'lı, GEFORCE GTX 1050 ekran kartlı bir bilgisayar tercih edilmiştir.

Bu çalışmanın amacı boş kanal ile vorteks üreticili kanal arasında Nusselt sayısını ve sürtünme katsayısını araştırmaktır.

5.1 Sayısal Çözümlerin Doğruluğunun Kontrolü

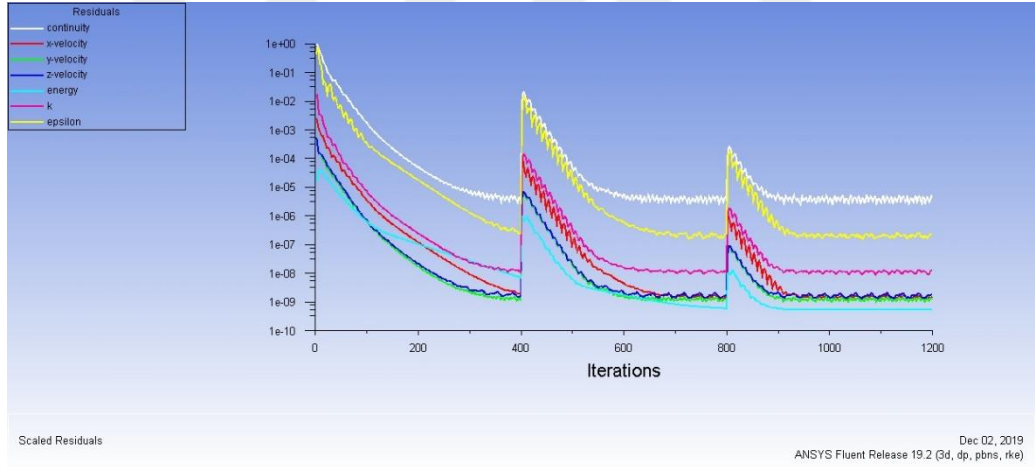
Çalışılması öngörülen tasarım ağlara bölünerek, sınır şartlarından başlanmak üzere her bir noktada tercih edilen matematik model çözümlenir. Elde edilen değerler ile matematik modeller yinelenerek önceki elde edilen değerler ile arasındaki fark hesaplanır. Hesaplanan bu farka hata oranı yani kalıntı adı verilir. Kalıntılar talep edilen hassasiyet sınırını yakalayınca kadar tekrarlamalı hesaplamalara devam edilir. Kalıntıların küçüklüğü hata oranının azlığını ifade etmektedir. Bu durumda da çözümün yakınsadığını göstermektedir.

Problemin tipine, seçilen matematik modele ve istenilen çıktılara göre elde edilecek her bir değer için kalıntı takibi yapılabilir. Araştırmamızda süreklilik, x yönünde hız, y yönünde hız, z yönünde hız, enerji, sıcaklık, k ve ϵ için kalıntı takibi yaptık. Genelde Enerji denklemi için kalıntı takibinde yakınsama kriteri olarak $0,000001 (1 \times e^{-06})$, diğer denklemlerin hepsinin çözümünde yakınsama kriteri olarak 0,001 tercih edilir.

Paket program kullanıcının tercih ettiği yakınsama kriterlerini her iterasyonun başında kontrol etmektedir. Takibi istenilen bütün yakınsama kriterleri gerçekleştiğinde program çözümü bitirerek en son iterasyonda elde ettiği değerleri çözüm olarak kabul etmektedir.

5.1.1 Çözümün Yakınsaklığı

Programın her iterasyonu aslında matematiksel olarak problemimizin bir çözümüdür. Ancak çözümler arasında hata oranı en düşük olan çözümün daha doğru kabul edilmesi gereklidir. Seçilen matematik model, problemin geometrik modellenmesi ve sınır şartları doğru tanımlanmış ise, hata oranı en düşük olan çözümün deneysel sonuçlara en yakın olduğu varsayılabilir. Bu nedenle programın iterasyon sayısından çok çözümün yakınsaklığı ön plana çıkmaktadır. Her bir iterasyon sonucu elde edilen değerler arasındaki fark hesaplanarak çözümün yakınsaklığı değerlendirilmelidir. İhtiyaç duyulan yakınsama kriterleri yakalanıncaya kadar çözüme devam edilmelidir.

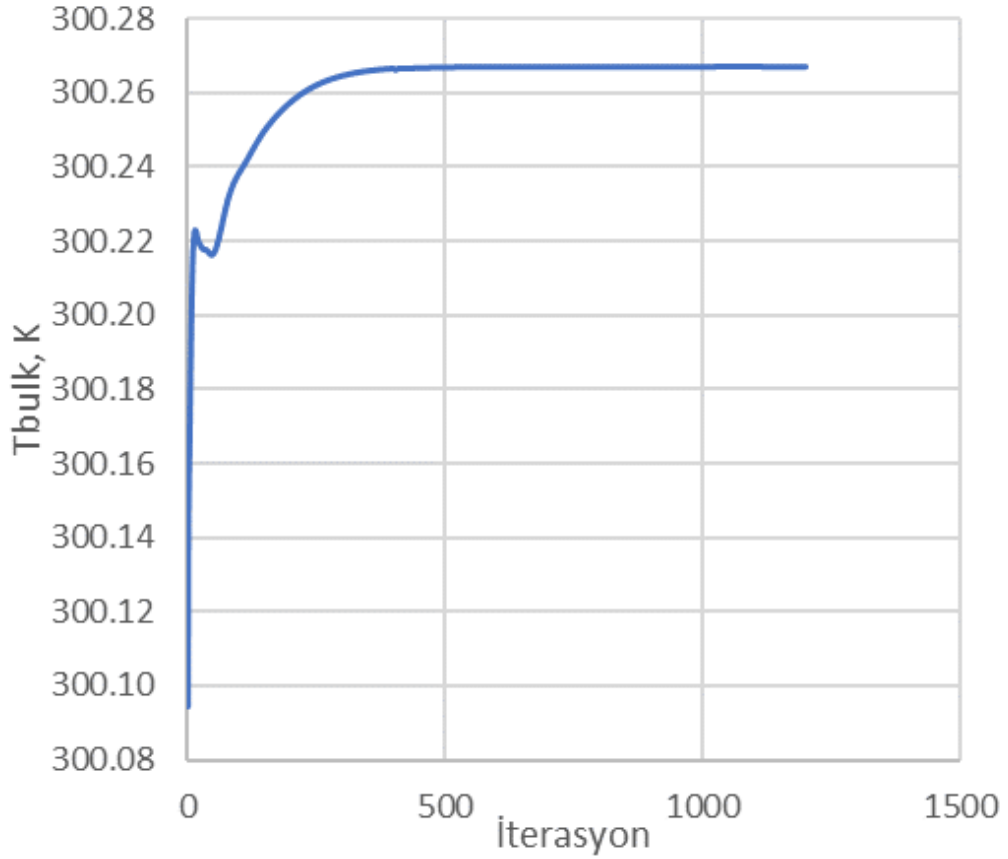


Şekil 5.1. İterasyon sayısına göre kalıntıların daha fazla değişmemesi durumu

5.1.2 Çözümün İterasyon Sayısından Bağımsızlığı

Yakınsama kriterleri çoğu mühendislik uygulamasında elde edilen çözümün hassasiyetinin yeterli gelmesi ve zamandan tasarruf nedeni ile çok genel kullanılmaktadır. Ancak çalışmamızda bir mühendislik çözümünden ziyade akademik bir araştırma gerçekleştirdiğimiz için yakınsama kriterleri kullanmak yerine kalıntıları monitörize ederek, kalıntıların belirli periyotlarda incelendiğinde artık değişmediği iterasyonlara ulaşıncaya kadar çözüme devam ettik. Bu sayede elde ettiğimiz çözümün

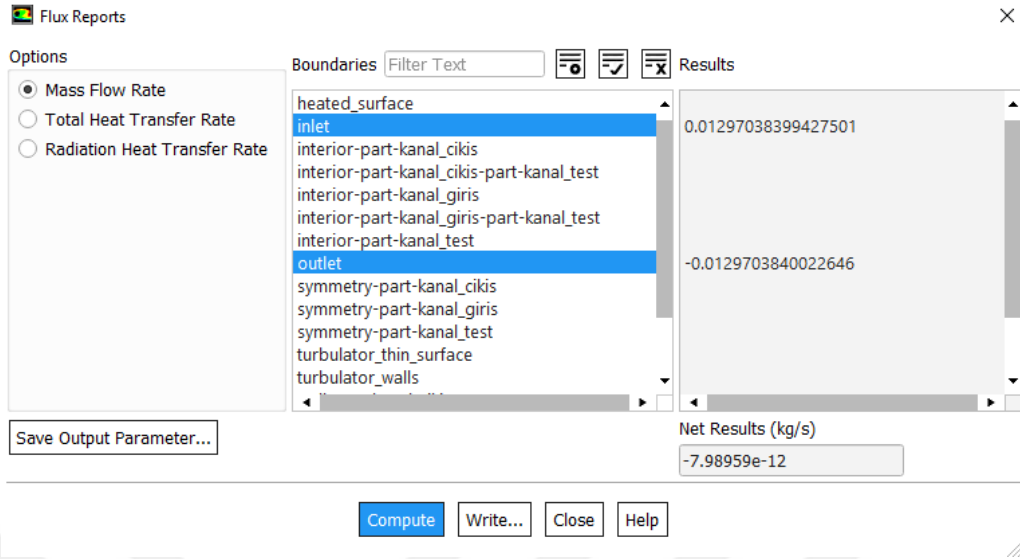
iterasyon sayısından bağımsız şekilde seçilen model ile elde edilebilecek en yakınsar çözüm olduğundan emin olduk.



Şekil 5.2. Sıcaklığın iterasyon sayısına göre değişimi

5.1.3 Korunum Denklemlerinin Sağlanması

Yukarıda izah edilmeye çalışılan kütle korunum denklemlerinin uygulanması aşamasında paket programın raporlamasından faydalanılmaktadır. Giriş yüzeyinden olan kütle (\dot{m}_1) ile çıkış yüzeyinden olan kütle (\dot{m}_2) hesaplamalar neticesinde eşit çıkması hesaplamaların doğruluğunu ispatlamaktadır. Bu durumda $\dot{m}_1 + \dot{m}_2$ toplamının sifıra yakın çıkması gereklidir. Çalışmamız neticesinde hesaplattığımız kütle akış oranı **Şekil 5.3'**de de görüldüğü gibi sifir değerine çok yakın çıkmaktadır.



Şekil 5.3. Kanala giren ve çıkan kütlenin toplamı

5.1.4 Çözümün Hücre Sayısından Bağımsız Olması

Tasarlanan modeller mesh adı verilen ağ yapısı ile mikro parçalara bölünerek yapılacak hesaplamalara hazır hale getirilir. Mesh hazırlanırken öncelikle düğümler oluşturulur. Özellikle detaylı inceleme yapılması istenilen bölgelerde düğüm sayısı artırılmalıdır. Düğümler kullanılmak istenilen ağ yapısına göre yerleştirilir. Hekzagon, küp, piramit bunlara birer örnektir. Düğümler birbirleri ile birleştirilerek mesh ağ yapısı oluşturulmuş olunur. Yapılacak hesaplamaların yakınsamasını arttırabilmek için sınır tabakalarında ağ yapısı yoğunluğu arttırılmalıdır. Sert köşeler, kenarlar ve özellikle detaylı incelenmek istenilen bölgelerde daha sık ağ yapısı oluşturulmalıdır. Bu önceliklere dikkat edilerek oluşturulacak ağ yapısında hücre sayısı hesaplama sonuçlarını etkilemeyecek şekilde gelişecektir. Çok fazla hücre yapısı hesaplamaların gereksiz zaman almasına ve gereksiz bilgisayar gücü ihtiyacına neden olacağı için, sadece ilgili bölgelerde yoğun ağ yapısı kullanılmalıdır. Çok seyrek hücre yapısında ise skewness değeri yüksek çıkmaktadır. Çalışmamızda daha yoğun ağ yapıları ile daha seyrek ağ yapıları karşılaştırılarak optimum ağ sayısı tespit edilmiştir. 15° eğilme açılı 957844 düğüm ve 3115424 hücreli yoğun ağ yapılı tasarım, 215403 düğüm ve 789048 hücreli normal ağ yapılı tasarım ve 134706 düğüm ve 529883 hücreli seyrek ağ yapılı tasarım çalışmaları sonuçları kıyaslanmıştır. Nu sayıları sırasıyla 109.02-108.73-108.16 olarak hesaplanırken f katsayıları sırasıyla 0.075817-0.07572-0.07570 olarak hesaplanmıştır. TEF değerleri ise 1.182737-

1.180135-1.174044 olarak hesaplanmıştır. Sık ağ yapısı ile normal ağ yapısı hesaplamalarında, çalışma amacı olarak aranan değer olan *TEF* sayısı değerlerindeki farklılığın önemsenmeyecek kadar küçük olduğu görülmüştür.

Tablo 5.1. Eleman sayısına göre *Nu*, *f*, *TEF* değişimi

Eleman sayısı	<i>Nu</i>	<i>f</i>	<i>TEF</i>
529883	108.16	0.07570	1.174044
789048	108.73	0.07572	1.180135
3115424	109.02	0.07582	1.182737

5.1.5 Sonuçların Deneysel Sonuçlar ile Uyumlu Olması

Yapılan sayısal çalışma sonucunda literatürdeki deneysel çalışmalar ile karşılaştırıldığında elde edilen sonuçların uyumlu olması yapılan çalışmanın doğruluğunu teyit etmesi için gereklidir.

5.2 Isı Transfer Analizi

Çalışmamızda, *Re* sayısı, *Nu* sayısı, sürtünme faktörü ve ısıl iyileşme katsayısı aşağıdaki metot ile hesaplanmıştır.

$$Re = \frac{U_m D_h}{\nu} \quad (28)$$

Burada U_m test bölgesinde akış yönündeki ortalama hızı, D_h tasarlanan kanalın hidrolik çapını ve ν akışkanın kinematik viskozitesini temsil etmektedir.

Sürtünme faktörü $-f$ Darcy ifadesi ile, sayısal çözümden elde edilen L uzunluğundaki bir periyod boyunca olan genel basınç düşümü $\Delta P/L$ 'den;

$$f = \frac{(\Delta P/L) D_h}{\frac{1}{2} \rho U_m^2} \quad (29)$$

Burada Dh hidrolik yarıçapı, ΔP test bölümü boyunca gerçekleşen basınç düşüşünü, U ise kanaldaki ortalama hava hızını temsil etmektedir.

Nusselt sayısı aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$Nu = \frac{(q_w \times Dh)}{k \times (T_w - T_b)} \quad (30)$$

Burada akışkanın kabul edilen sıcaklıktaki ısı iletim katsayısını, T_w ısıtıcı yüzeyin ortalama sıcaklığını, T_b akışkanın test bölgesindeki yığık ortalama sıcaklığını, q_w ısıtıcı yüzeyden olan ısı akısını ifade etmektedir.

Isıtıcı yüzeydeki birim alanın sıcaklığı bütün ısıtıcı yüzeye integre edilmesi sonucu T_w hesaplanmaktadır. Yine ısıtıcı yüzeydeki birim hacmin sıcaklığı test bölgesi hacmince integre edilerek T_b hesaplanmaktadır. Test bölgesinin T_b sıcaklığı bulunduğundan sonra, seçilen akışkanın bulunan sıcaklıktaki özellikleri daha önceden deneysel olarak hazırlanmış literatürde yer alan tablolardan seçilerek ısı iletim katsayısı, viskozite ve yoğunluk değerleri bulunmaktadır.

Aynı fan gücünde ısıl iyileştirme faktörü (TEF);

$$TEF = \frac{\left(\frac{Nu}{Nu_0}\right)}{\left(\frac{f}{f_0}\right)^{1/3}} \quad (31)$$

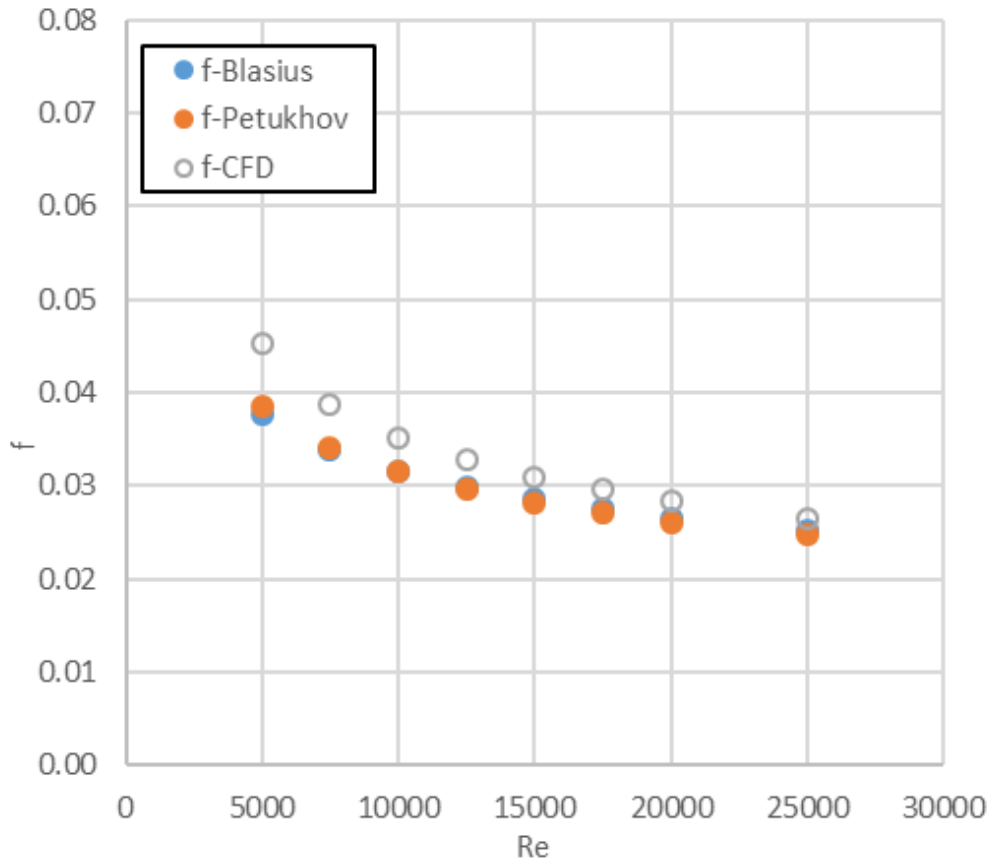
Yapılan her çalışmanın doğruluğunun örnek alınan referanslara göre kıyaslanması gereklidir. Daha önceden konu üzerine yapılan çalışmalardan elde edilen ampirik formüller bu hususta önemli rol oynamaktadır. Çalışmamız da literatürde kabul görmüş ampirik bağıntılar ile uyumludur. Bunu aşağıda görebilirsiniz;

f hesabında kullanılan Blasius ve Petukhov tarafından geliştirilmiş deneysel iki ampirik formül;

$$f_{blasius} = \frac{0,3160}{Re_d^{1/4}} \quad (32)$$

$$f_{petukhov} = (0,790 \times \ln(Re) - 1,64)^{-2} \quad (33)$$

olarak literatürde karşımıza çıkmaktadır. Sayısal çalışmamızda farklı Reynolds sayıları için boş kanal hesaplamaları yapılarak seçtiğimiz matematiksel modelin, kanal tasarımı ve ağ yapısı ile uyumlu olduğunu gösterdik. Farklı Re sayıları için sayısal sonuçlar ve aynı hızlar için hesaplanmış $f_{blasius}$ ve $f_{petukhov}$ değerleri ile Darcy sürtünme ifadesine göre hesaplanmış sürtünme faktörünün değişimleri **Şekil 5.4**'de görülmektedir.



Şekil 5.4. $f_{blasius}$, $f_{petukhov}$ ve f_{CFD} 'nin Re sayısına ile değişimi

Şekil 5.4'de anlaşılacağı gibi farklı Re sayıları için bulunan sayısal sürtünme değerleri ile literatürde kabul görmüş ampirik formüllerden hesaplanan değerler arasındaki fark çok az çıkmaktadır ve seçilen matematik model ile yapılacak hesaplamalar, deneysel olarak ortaya konulan sürtünme değerlerine çok yakın olarak kabul edilebilir.

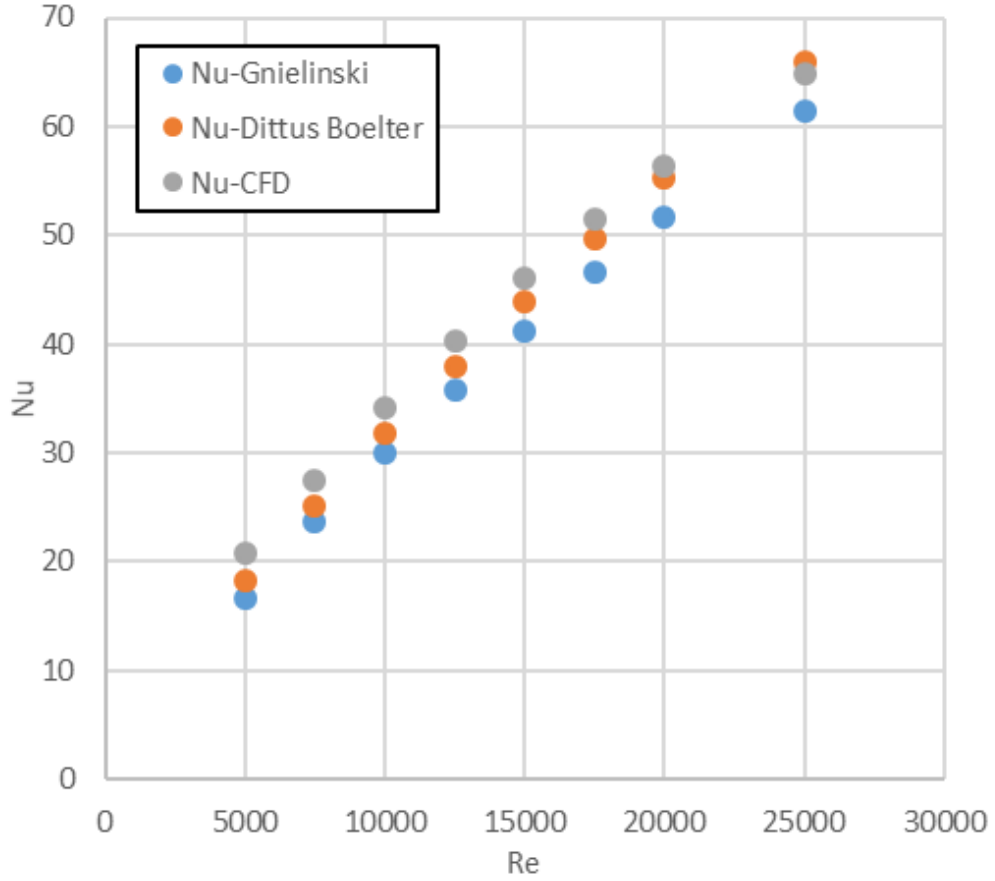
Sayısal hesaplamalar sonucu elde edilen Nusselt sayısı değerinin de literatürde kabul görmüş ampirik formüller ile kıyaslaması da yapılmalıdır. Dittus-Boelter ve Gnielinski

bu değer üzerine çalışma yapmış ve ortaya ayrı ayrı kendi formüllerini koymuşlardır. Bunlar;

$$Nu_{Dittus-Boelter} = 0,023 \times Re^{0,8} \times Pr^{0,4} \quad (34)$$

$$Nu_{Gnielinski} = \frac{(f/8)(Re_D-1000) \times Pr}{1+12,7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3}-1)} \quad (35)$$

şeklindedir.

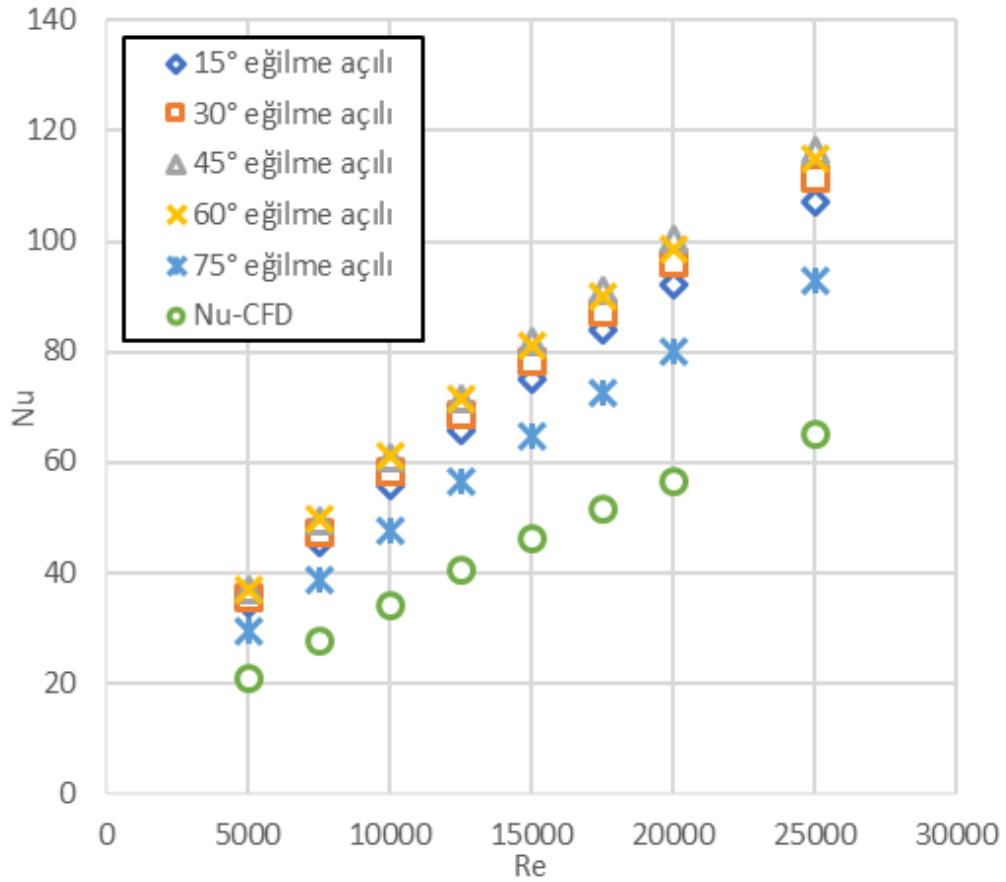


Şekil 5.5. $Nu_{Gnielinski}$, $Nu_{Dittus-Boelter}$ ve Nu_{CFD} 'nin Re sayısına göre değişimi

Şekil 5.5'de görüldüğü üzere bulunan ve hesaplanan Nu sayıları birbirleri ile yakın doğrultudadır. Bu durum sayısal çalışmada seçilen matematik modelin ve ağ yapısının tasarım ile uyumlu olduğunu göstermektedir. Bu çalışmalar yapıldıktan sonra vorteks üretici kanala yerleştirilmiş ve sayısal çalışmalara devam edilmiştir.

6 SAYISAL ÇALIŞMA SONUÇLARI

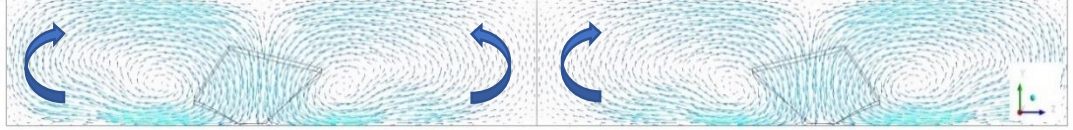
Çözümlerler Re sayısının 5000 ila 25000 aralığında ve sabit ısı akısı $q' = 560 \frac{w}{m^2}$ değeri için yapılmıştır. Kullanılan vorteks üretici geometrisi literatür araştırmasında rastlanılmamıştır. Bu çalışmada bu vorteks üreticinin 15° , 30° , 45° , 60° ve 75° eğilme açılarının ısı transferinin iyileştirilmesi üzerine etkisi sayısal çalışmalar ile yapılmış ve grafik olarak devam eden bölümlerde sunulmuştur.



Şekil 6.1. Nusselt sayısının türbülantörlü kanalda Reynolds sayısına göre değişimi

Boş kanal için yapılan hesaplamalarda Re 25000 için Nu sayısı yaklaşık 65 olarak bulunmuştur. En düşük Re sayısı olan 5000 değerinde ise bu değer 20.73 olarak bulunmuştur. Kanal içerisine yerleştirdiğimiz farklı eğilme açılara sahip dirençler ile bu değer Re 25000 için en yüksek 116.53 değerine kadar artış göstermiştir. **Şekil 6.1**'de görüldüğü gibi bütün eğilme açıları için kanal içerisinde türbülantör kullanılması boş kanala nazaran önemli seviyede ısı transferi artışı sağlamış olup Re sayısının

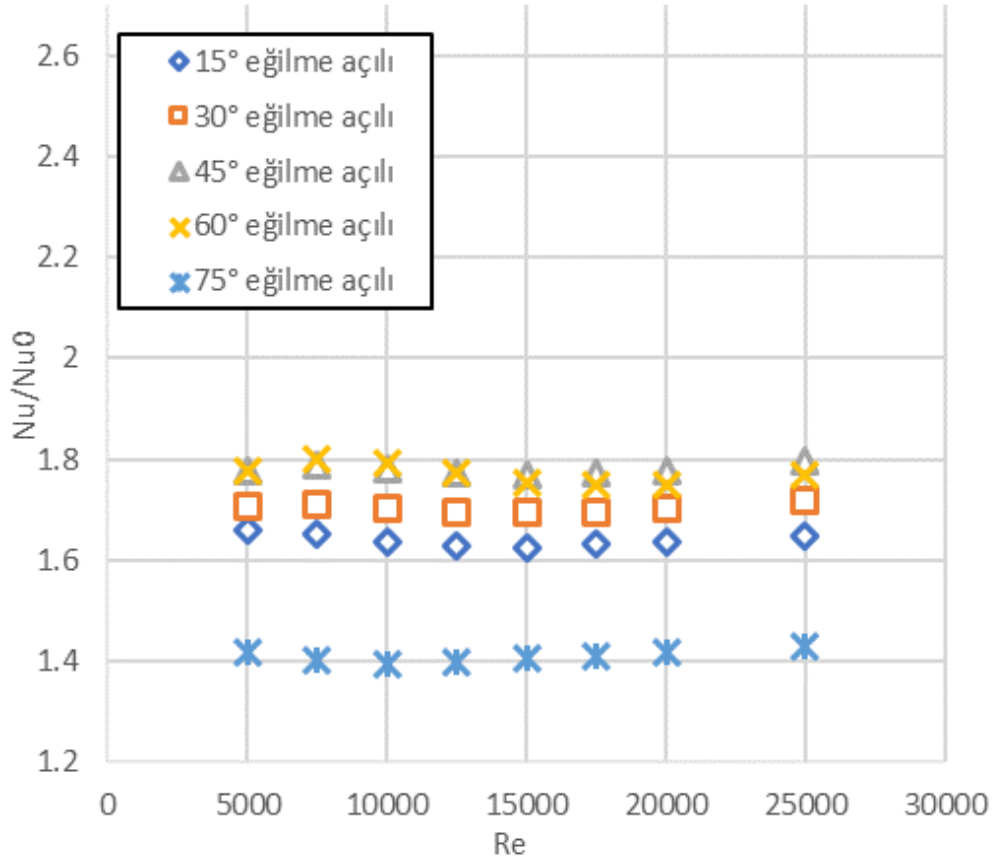
artması genel olarak Nu sayısında da artış sağlamaktadır. Bu beklenen bir durumdur. Çünkü vorteks üretici kanal içerisinde uzunlamasına vorteksler üreterek ısı transferinin artırılmasına neden olmuştur. Vorteks üreticiler tarafından üretilen uzunlamasına vorteksler Şekil 6.2’de görülmektedir.



Şekil 6.2. $x=p'$ 'de YZ düzlemindeki hız dağılımı (common-flow-up ve common-flow-down)

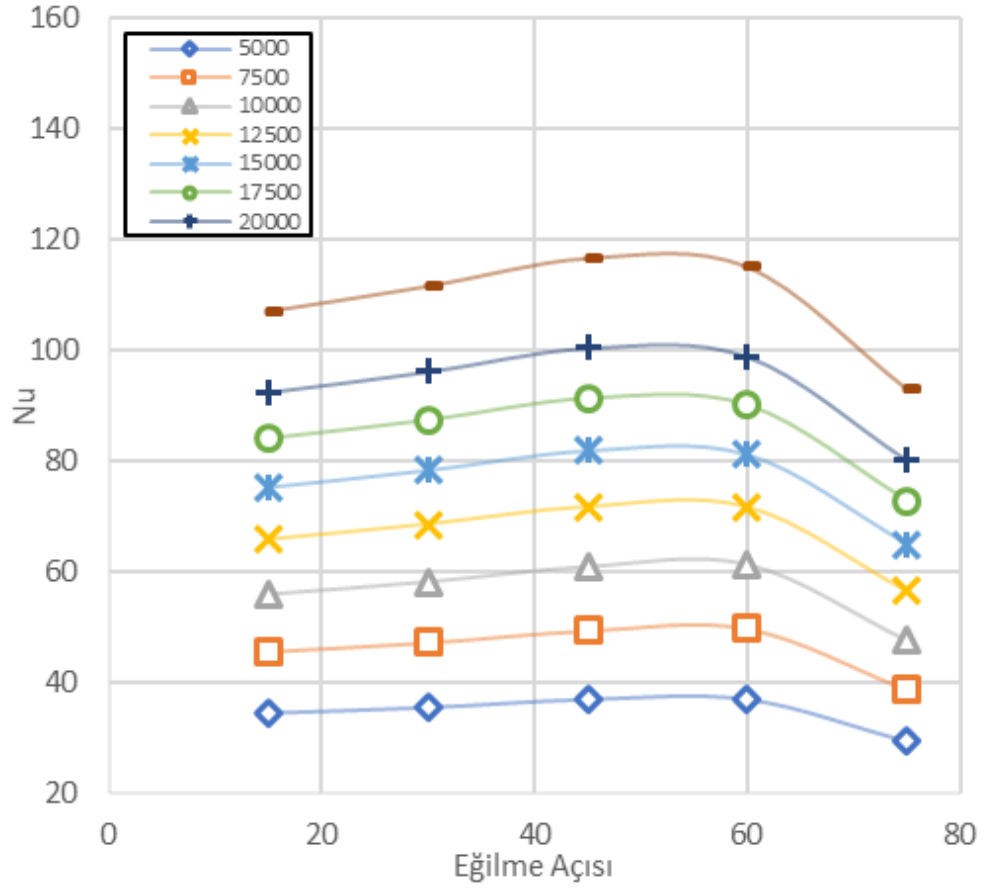
Oluşan vorteksler, vorteks üretici arkasında common-flow-down ve vorteks üreticiler arasında ise common-flow-up tipinde olup en yüksek ısı transferinde iyileşmeyi sağlayan uzunlamasına vorteks tipidir [32], [35].

Vorteksler sürekli olarak sınır tabakaları (hidrodinamik ve ısı) rahatsız eder. Yani sınır tabaka içerisindeki sıcak akışkan ile serbest akış bölgesindeki soğuk akışkanın karışmasını ve böylece ısı transferinin artmasına sebebiyet verir.



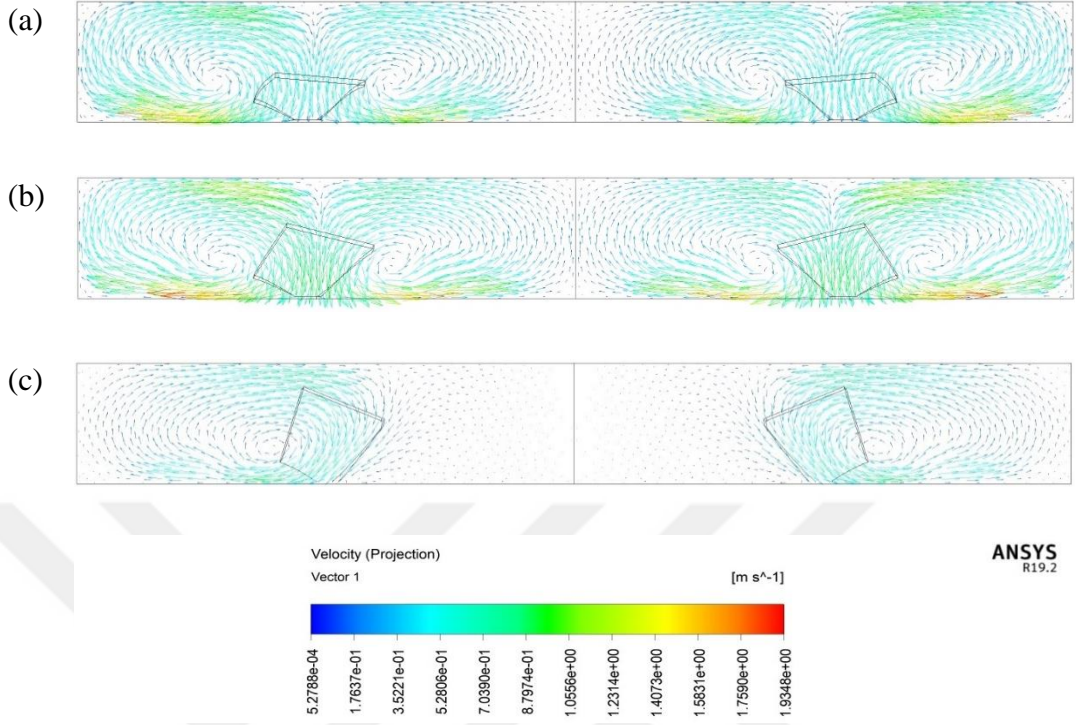
Şekil 6.3. Farklı eğilme açılarında Nusselt artış oranlarının Re sayısı ile değişimi

Nusselt sayısında en yüksek artış sırasıyla eğilme açısı 45° , 60° , 30° , 15° ve 75° değerlerinde elde edildiği **Şekil 6.3**'de görülmektedir.



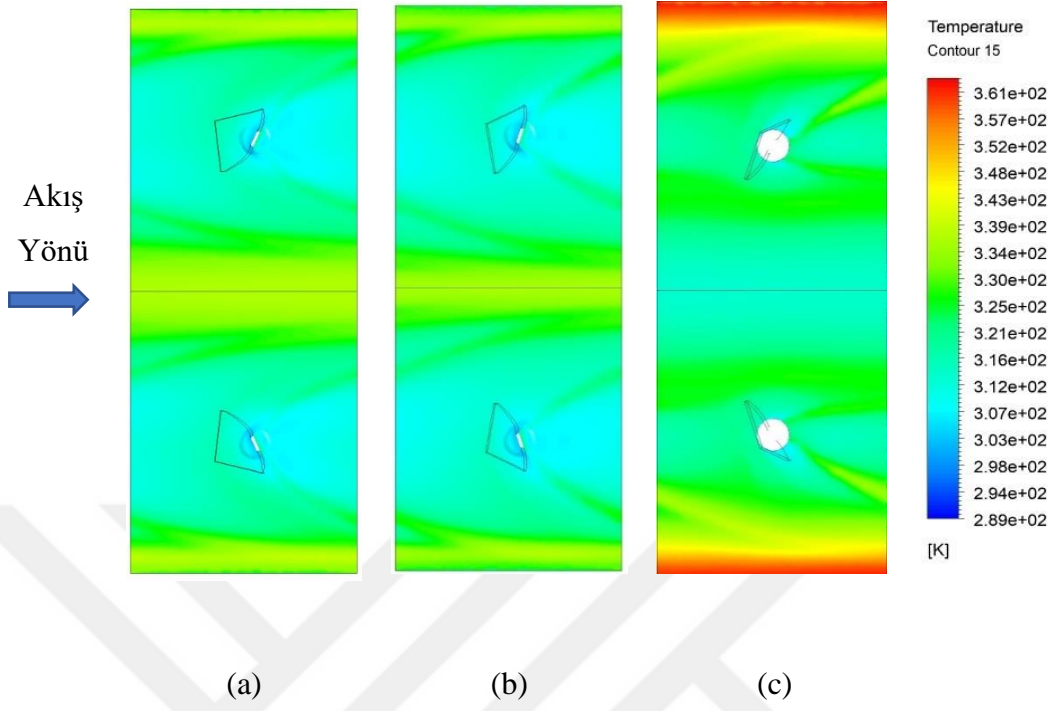
Şekil 6.4. Nusselt sayısının eğilme açısına göre değişimi

Nusselt sayısının eğilme açısına göre en yüksek değeri **Şekil 6.4**'de görüldüğü üzere 40° ile 60° arasındaki açılarda beklenmektedir.

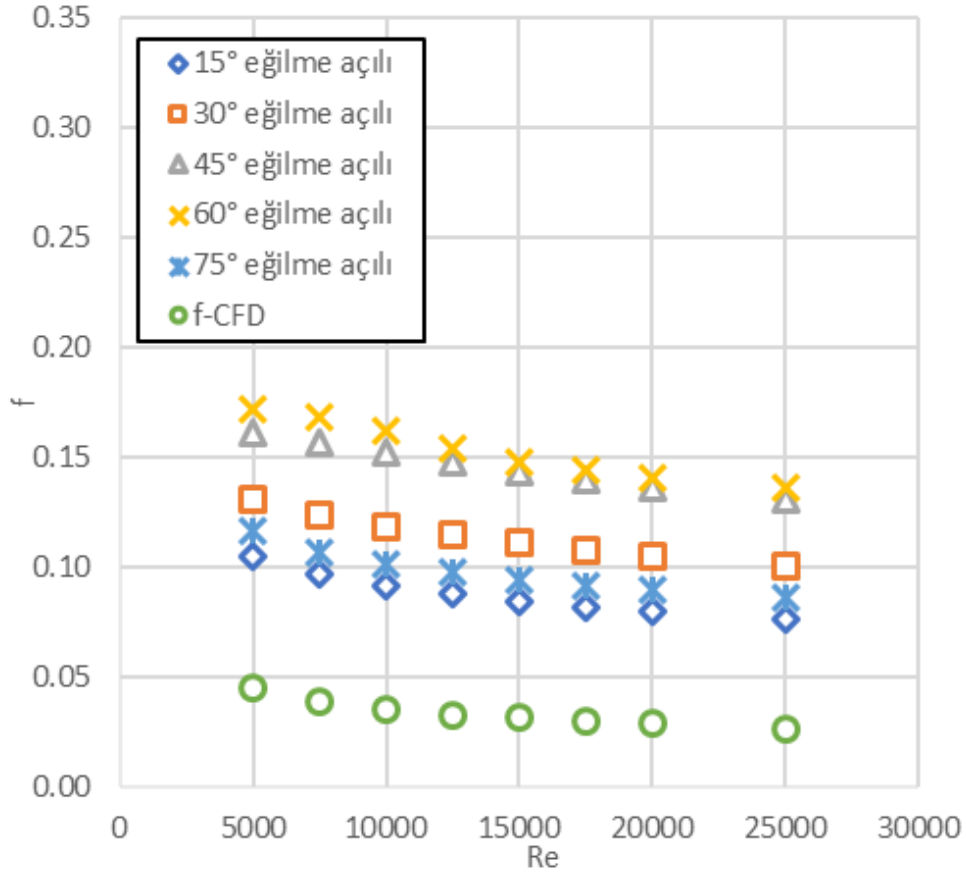


Şekil 6.5. Sırasıyla 15°, 45° ve 75° eğilme açıları için $x=P'$ 'de YZ düzlemindeki hız dağılımları

Hız dağılımlarından görüldüğü gibi YZ düzleminde en yüksek hız değerleri eğilme açısı 45° için gerçekleşmiştir. Hızının yüksek olması soğuk akışkan ve sıcak akışkanın karışmasını daha verimli bir hale gelmesine sebep olmuştur. Buda ısı transferini arttırmıştır. Bu etkinin nedenini Şekil 6.6'deki sıcaklık dağılımlarında da görebiliriz. Yapılan çalışma sonucunda örneğin eğilme açısı 45°, 15° ve 75° için sırasıyla ısıtıcı plaka ortalama yüzey sıcaklığı (T_w) 319,3K, 321,03K ve 326,79K olarak bulunmuştur. Bu bulgular Şekil 6.6'de verilen sıcaklık dağılımlarında görülmektedir.



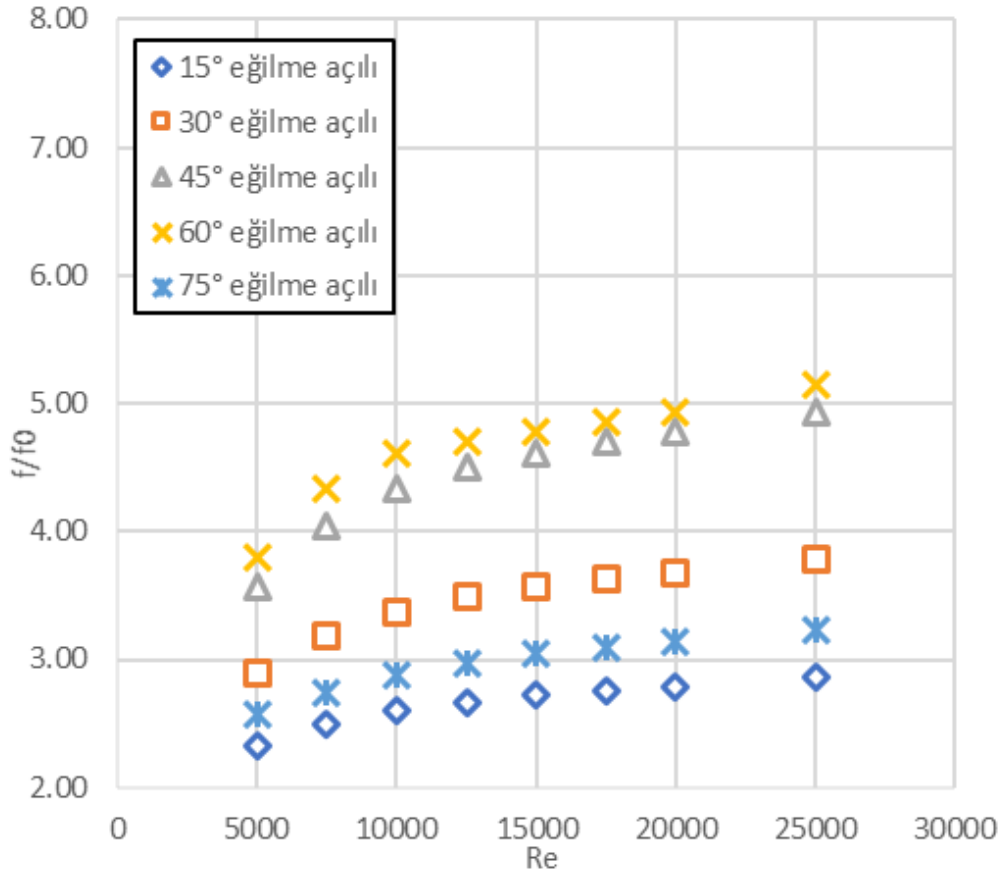
Şekil 6.6. Isıtıcı plaka üzerinde yüzey sıcaklığı dağılımı (a) 15° (b) 45° (c) 75° eğilme açısı



Şekil 6.7. Sürtünme faktörünün Re sayısına göre değişimi

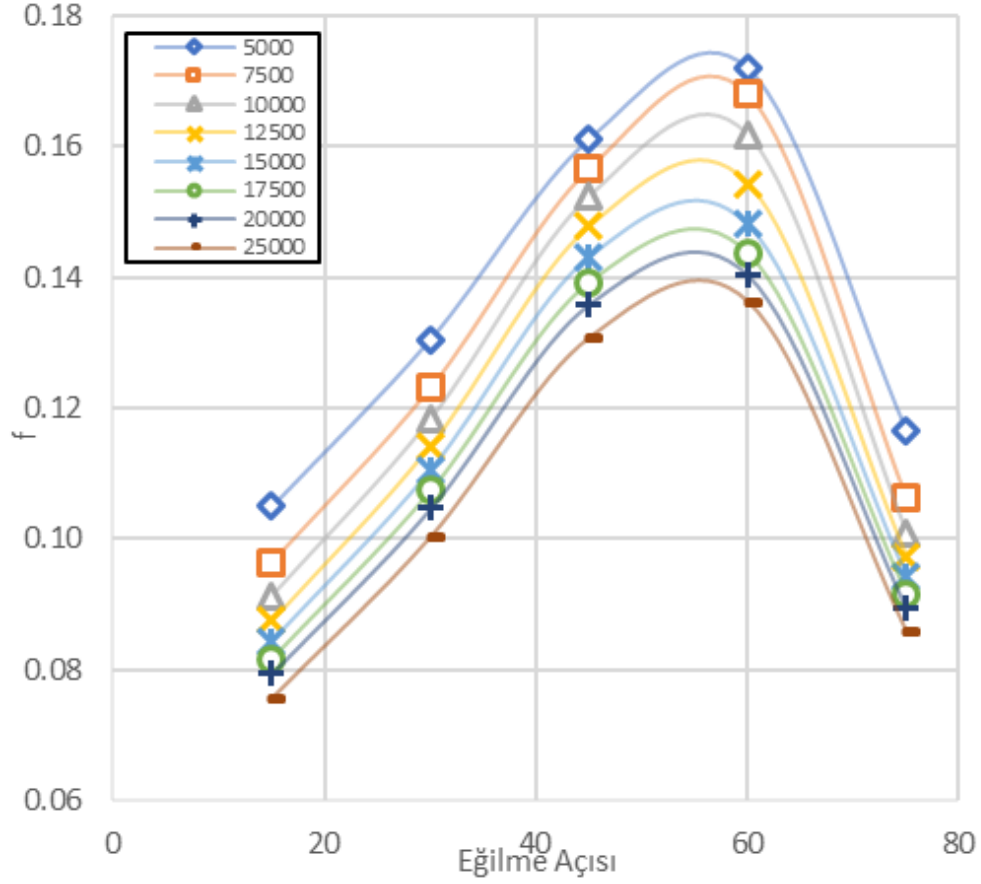
Sürtünme faktörü şekilde görüldüğü gibi Re sayısının artmasıyla azalmaktadır. Boş kanala göre türbülantlı kanalda f daha yüksek elde edilmiştir. En yüksek f değerleri sırası ile 60° , 45° , 30° , 75° ve 15° eğilme açısı değerinde elde edilmiştir. Benzer bir artış oranı **Şekil 6.8**'de görülmektedir. Eğilme açısının artmasıyla ön projeksiyon alanı arttığı için f değerlerinde de artış olmuştur.

Çalışılan Re aralığında 15° , 30° , 45° , 60° ve 75° eğilme açılı düz modellerde ortalama f/f_0 değerleri yaklaşık olarak sırasıyla 0.09, 0.11, 0.14, 0.15, 0.1 olduğu görülmektedir. Bu durum bize daha düşük eğilme açılı modellerin basınç düşümünü azaltmada faydalı olabileceğini göstermektedir. Düz geometrili modeller için ortalama sürtünme kayıpları boş kanala göre 2.3-5.1 aralıkları oranlarında daha fazladır.



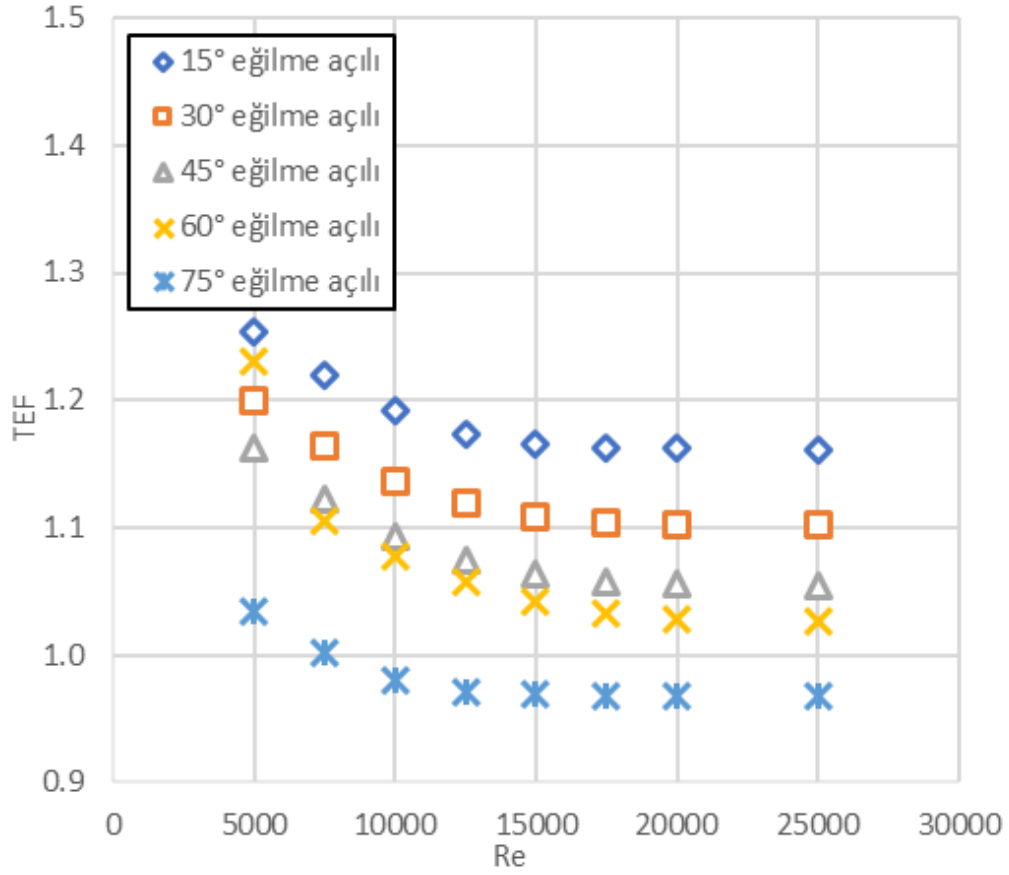
Şekil 6.8. Sürtünme faktörü oranının Re sayısına göre değişimi

Sürtünme faktörünün eğilme açısına göre değişimi **Şekil 6.9**'da verilmiştir. Şekilden de anlaşılacağı gibi sürtünme faktöründeki en yüksek değerler Nusselt sayısında olduğu gibi 40° ile 60° arasındaki açılarda gerçekleşmektedir.



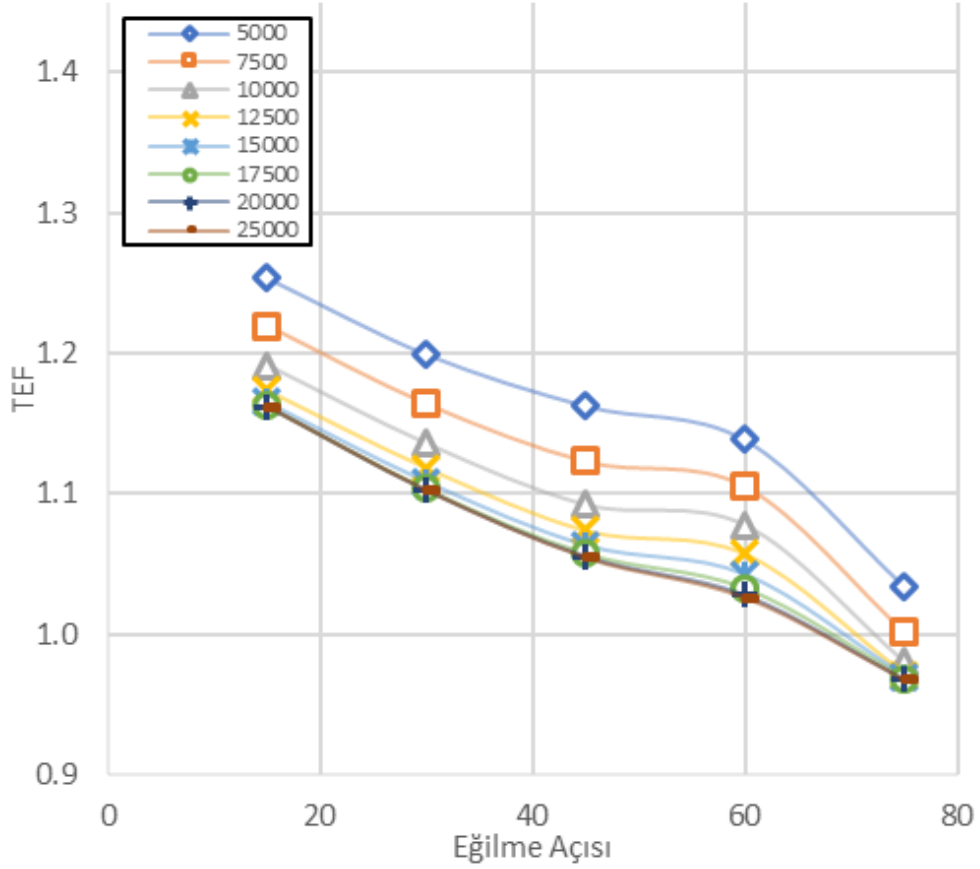
Şekil 6.9. Sürtünme faktörünün eğilme açısına göre değişimi

Isı transferinin iyileştirilmesinde beklenen durum, sadece ısı transfer hızının artması değil aynı zamanda basınç düşüşünün de minimum olmasıdır. Basınç düşüşünün artması ekstra fan gücünün artması ve direkt olarak dışarıdan daha fazla enerji girişinin olması demektir. Buda istenilen bir durum değildir. Bu gibi çalışmalarda amaç, minimum enerji girişi ile maksimum ısı transfer hızı elde etmektir. Bu etkiyi görebilmek için *TEF* sayısı hesaplanmalıdır. Bu çalışmada **Şekil 6.10**'de görüldüğü üzere farklı eğilme açıları için *TEF* değerleri hesaplanmıştır.



Şekil 6.10. Düz hatlı modellerde TEF sayısının Reynolds sayısına göre değişimi

En yüksek TEF değeri eğilme açısı 15° derece için, en küçük TEF değeri ise eğilme açısı 75° için elde edilmiştir. Bunun nedeni 75° Nu sayısı değerinin daha düşük elde edilmesidir. Eğilme açısının 15° olması durumunda Nu sayısındaki en yüksek artışın elde edilmemesine rağmen basınç düşüşü daha düşük gerçekleştiği için TEF değeri daha yüksek elde edilmiştir.

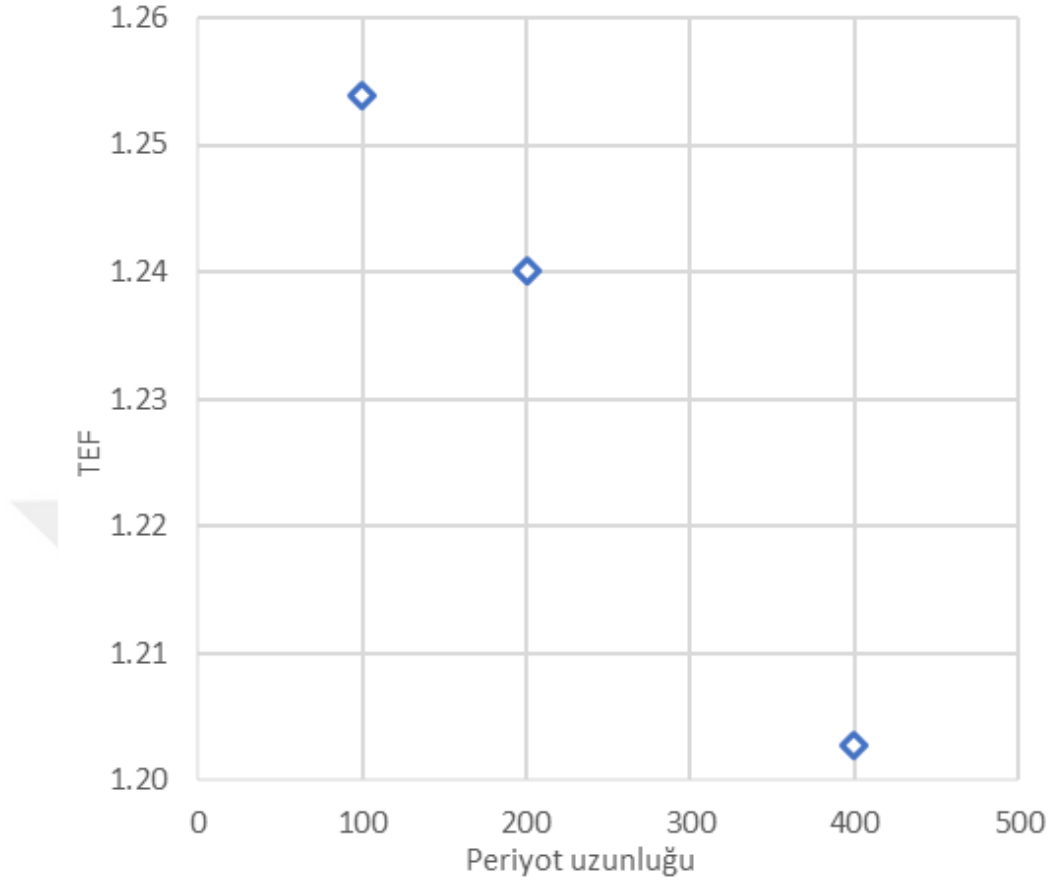


Şekil 6.11. Düz hatlı türbülötörler için TEF değerinin eğilme açısına göre değişimi

Düz hatlı türbülötörlerde eğilme açısına göre en yüksek TEF değeri 5000 Re sayısı ve 15° eğilme açısı için yakalanmıştır. Bu durum **Şekil 6.10**'de görülebilmektedir.

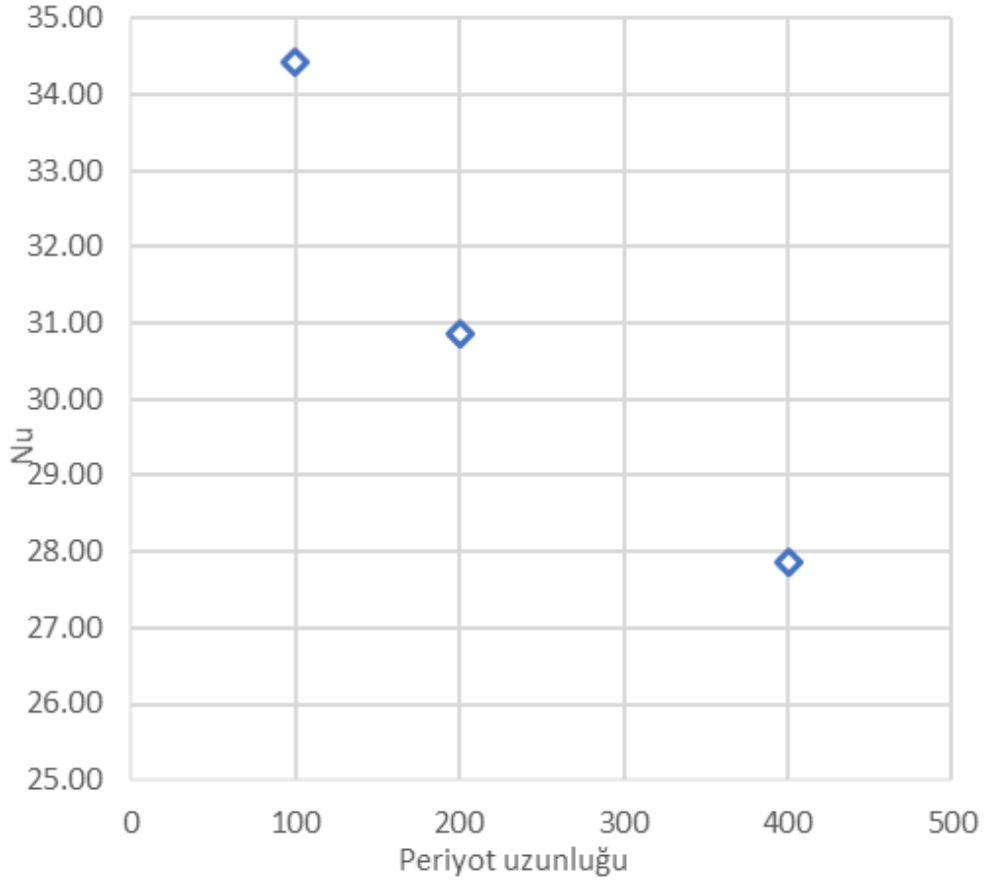
Yukarıda verilen **Şekil 4.8**'de görüldüğü gibi literatür incelendiğinde TEF sayısı değerinin artması için vorteks üreticiler ve kanal üzerinde bazı geometrik modifikasyonlar yapılmaktadır.

Kanal geometrisinin TEF sayısına etkisini inceleyebilmek için, 15° eğilme açılı düz geometrili modelimizi, güncel çalışma periyodumuz olan 100 mm'nin yanı sıra 200 mm ve 400 mm periyotlarında da çalışarak sonuçlar elde ettik. Re değerinin 5000 değeri için yapılan çalışmalar irdelendiğinde periyot uzunluğunun artmasının **Şekil 6.12**'da görüldüğü gibi TEF üzerine olumlu etkisi bulunmadığı görülmektedir. Bu duruma kanal içerisinde oluşan vorteksin periyot uzunluğu arttıkça gücünü kaybetmesi sebep olarak gösterilebilir.



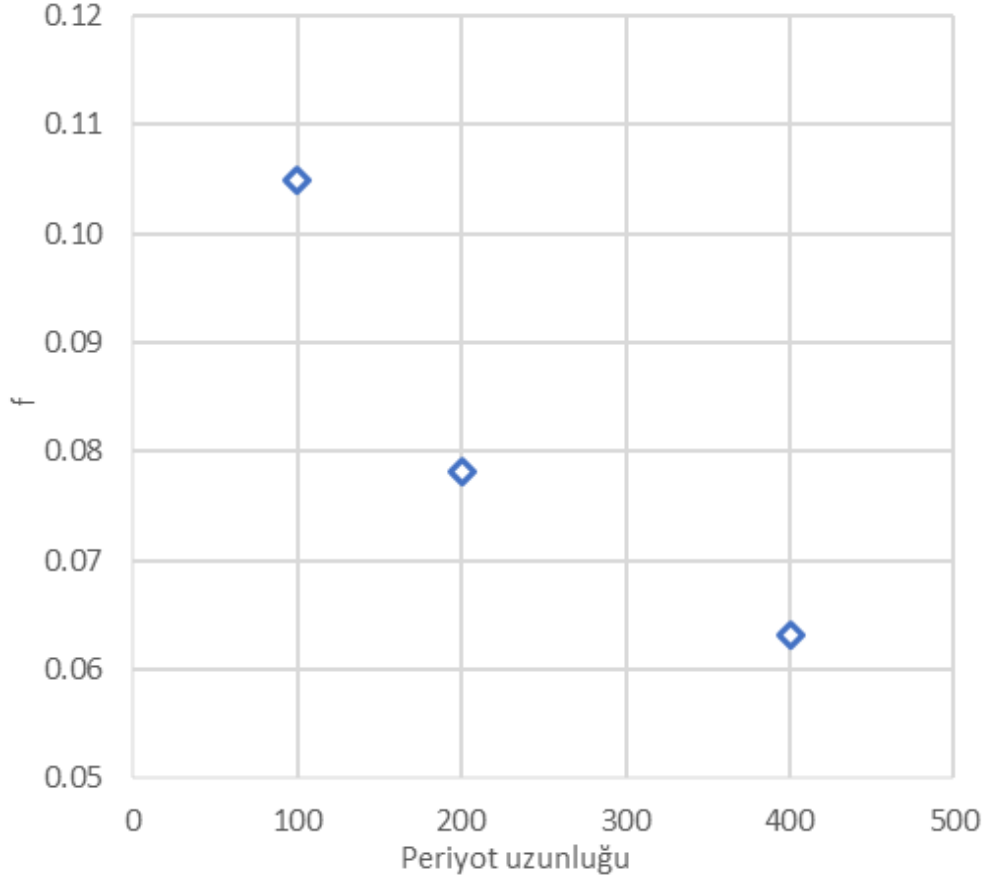
Şekil 6.12. *TEF* sayısının periyot uzunluğuna göre değişimi

Şekil 6.13'de *Nu* sayısı değerinin periyot uzunluğu arttıkça azaldığı görölmektedir. Bu beklenen bir durumdur.



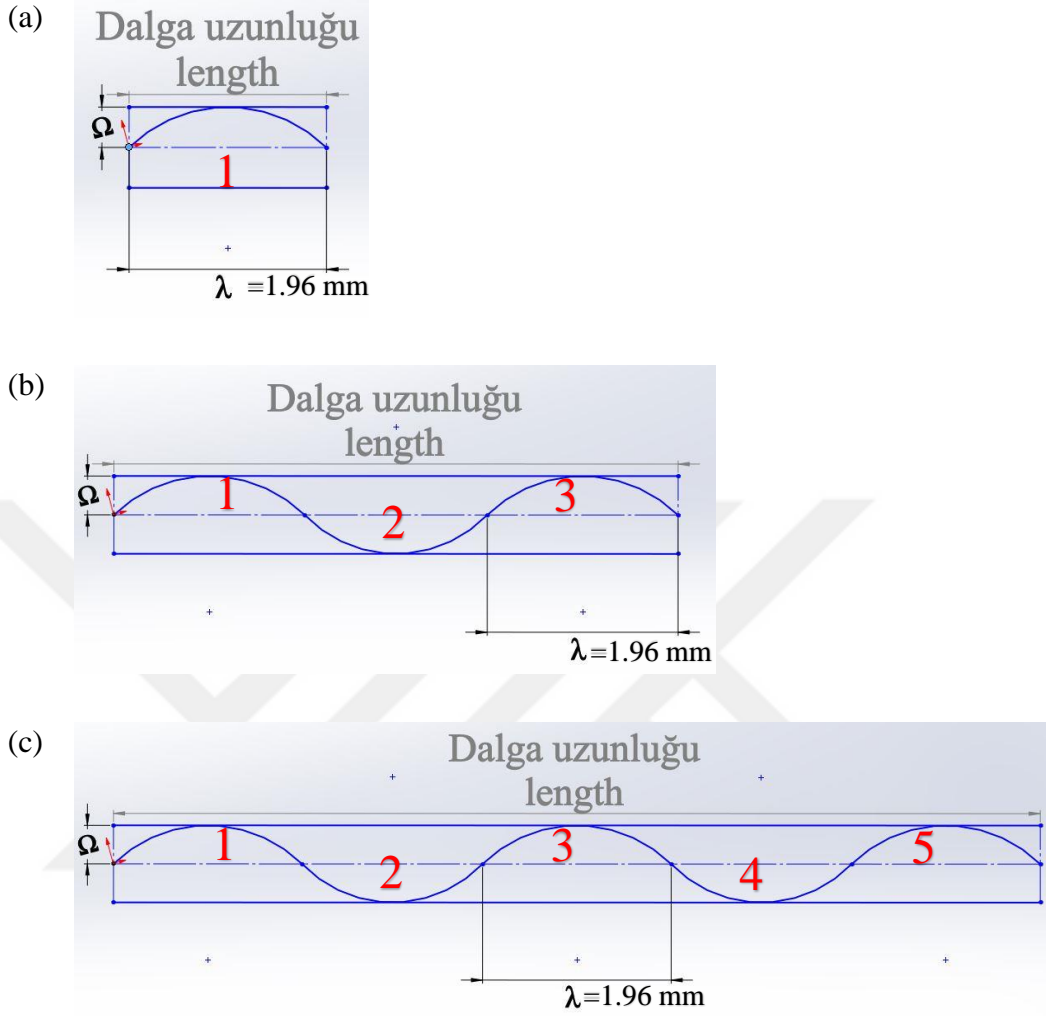
Şekil 6.13. Nusselt sayısının periyot uzunluğuna göre değişimi

Şekil 6.14'de sürtünme faktörünün periyot uzunluğu arttıkça azaldığı görülmektedir. Periyot uzunluğunun artması daha az vorteks üretici demektir. Buda akışa karşı daha az engel olduğundan periyot uzunluğunun artması ile sürtünme faktörü azalmaktadır.



Şekil 6.14. Sürtünme faktörünün periyot uzunluğuna göre değişimi

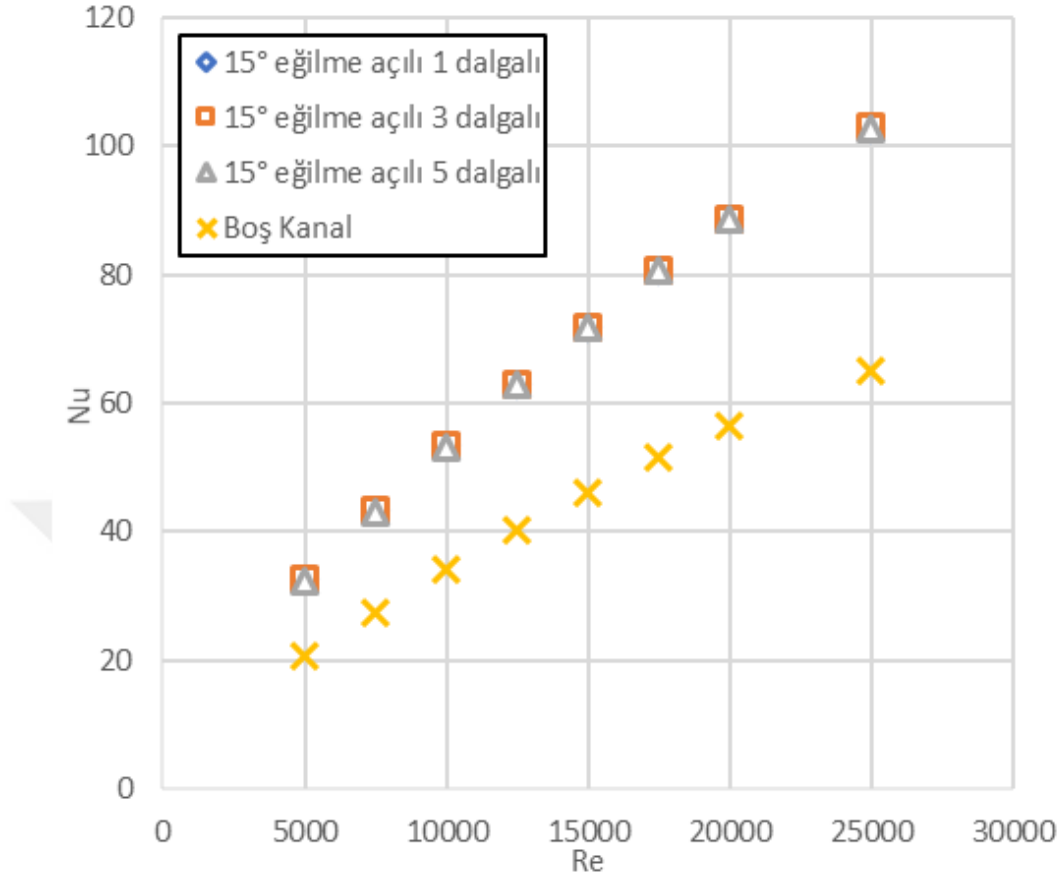
Vorteks üreticilerin geometrilerindeki değişimin etkilerini inceleyebilmek için ise çalışmamız da en yüksek *TEF* değerine sahip 15° eğilme açılı model üzerinde benzer bir uygulama yapılmıştır. Üretilen vorteks üreticiler **Şekil 4.9'**de verilmiştir. Dalgalı türbülatorün akış yönünde bakış açısı düz modellere göre daha iyi sonuç vereceği düşünülerek, saat yönünün tersine y eksenini etrafında 15° çevrilmiştir. Diğer kanal geometrik parametreleri aynı tutularak *Re* sayıları ve ısı akısı için 1, 3 ve 5 dalgalı vorteks üreticiler için sayısal çalışmalar yapılmıştır.



Şekil 6.15. 15° eğilme açılı geometriye uygulanan sırasıyla 1, 3 ve 5 dalga parametrelerinin yandan görünüşü

Burada dalga genişliği (λ) ve genliği (Ω) sırasıyla 1.96 mm ve 0.4 mm olarak alınmıştır.

En yüksek *TEF* sayısı değerini yakaladığımız 15° eğilme açılı model üzerinde ısı transferi iyileştirme sayısını daha da arttırabilmek amacı ile **Şekil 6.15**'de görülen parametreler doğrultusunda yeni geometriler tasarlanarak çalışılmıştır. Elde edilen sonuçlar irdelendiğinde, **Şekil 6.16**'de görüldüğü gibi bütün dalgalı modellerde de düz modellerde olduğu gibi boş kanala göre ısı transferi artışı sağlanmış olup *Nu* sayısı değeri *Re* sayısı değeri ile doğru orantılı olarak artış göstermektedir.

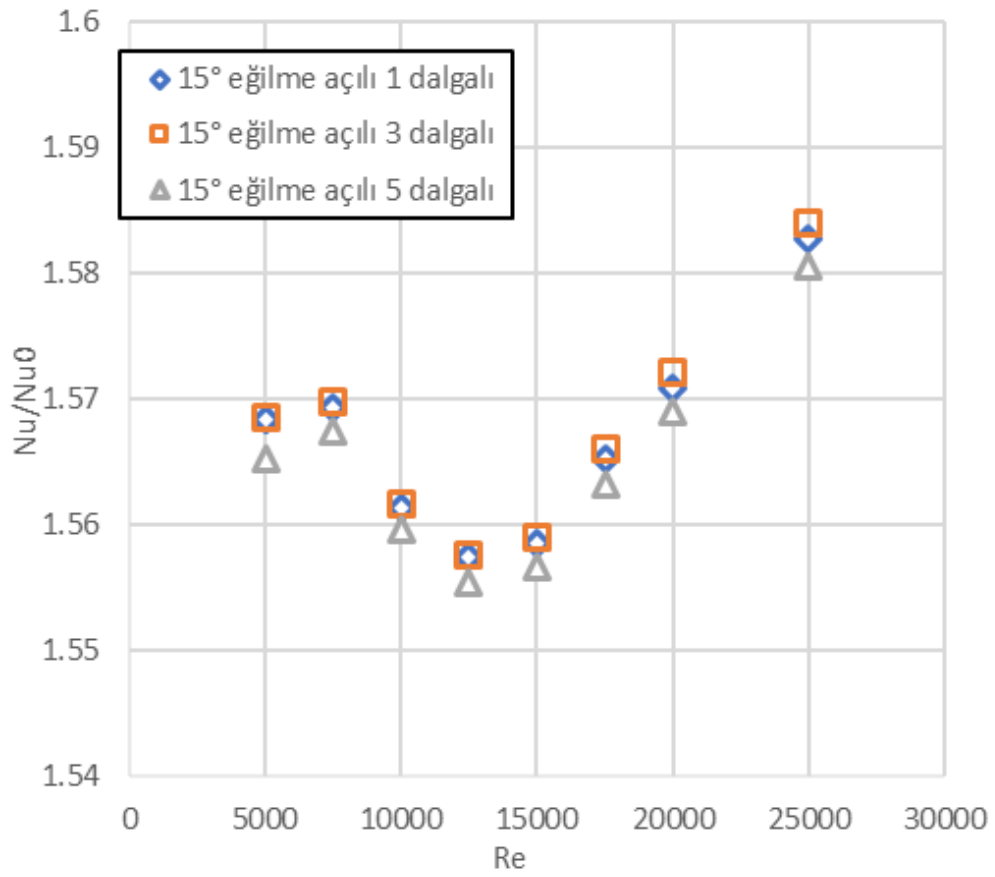


Şekil 6.16. Dalgalı vorteks üreticileri için Nu sayısı değişimi

Düz modellerde olduğu gibi dalgalı modeller de kanal içerisinde **Şekil 6.19'**de görüldüğü gibi uzunlamasına vorteks üretilmesine neden olmaktadır. Oluşan vorteks karakteristiğinde düz kanala göre değişiklik gözlemlenmemiş olup common-flow-up ve common-flow-down tipinde vorteksler görülmüştür.

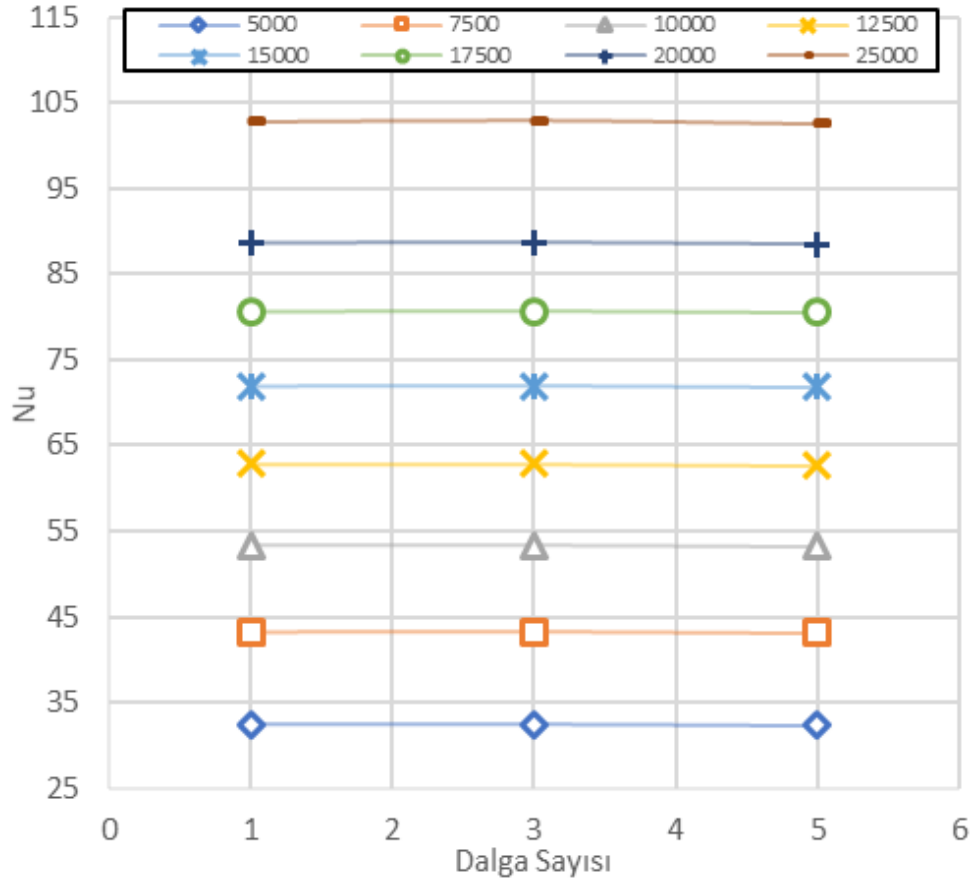
En yüksek Nu sayısı değeri 3 dalgalı modelde gerçekleşmiş olup Re sayısının 25000 değeri için 102.86 olarak hesaplanmıştır.

Şekil 6.17 incelendiğinde Nusselt sayısındaki en büyük artışın sırasıyla 3, 1 ve 5 dalgalı türbülötörlerde gerçekleştiği görülmektedir.

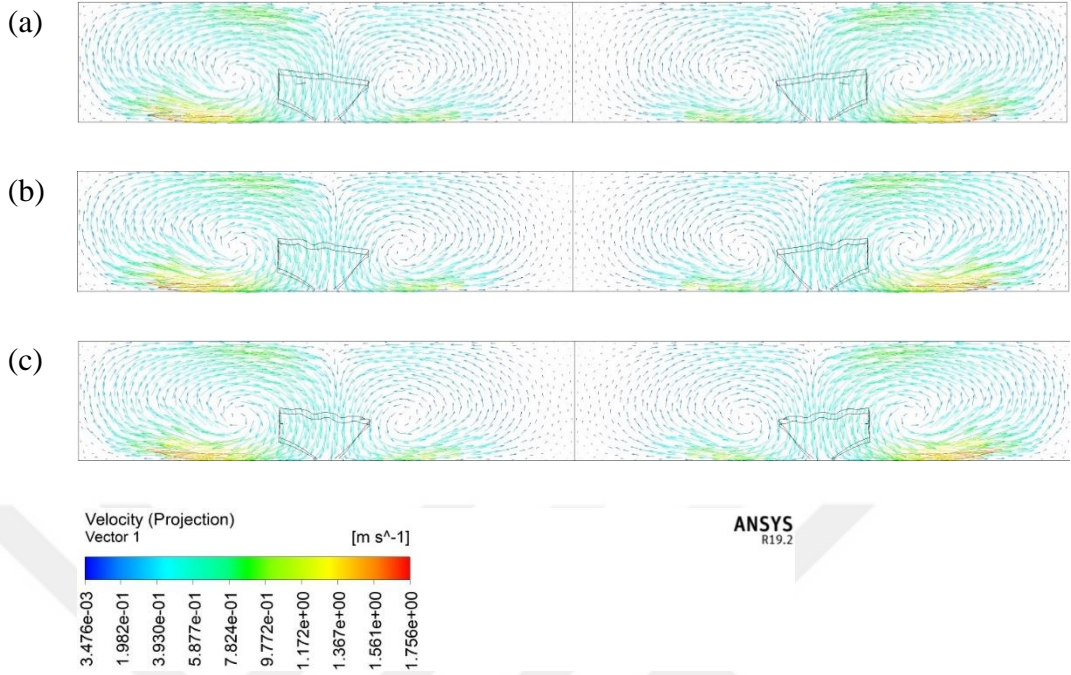


Şekil 6.17. Dalgalı türbülatorlerde Nusselt sayısı oranı değişimleri

Şekil 6.18'da dalgalı türbülatorlerde dalga sayısının Nu sayısı üzerine etkisi farklı Re sayıları için görülmektedir. Bütün Re sayısı değerleri için en yüksek Nu değeri 3 dalgalı modelde yakalanmaktadır.

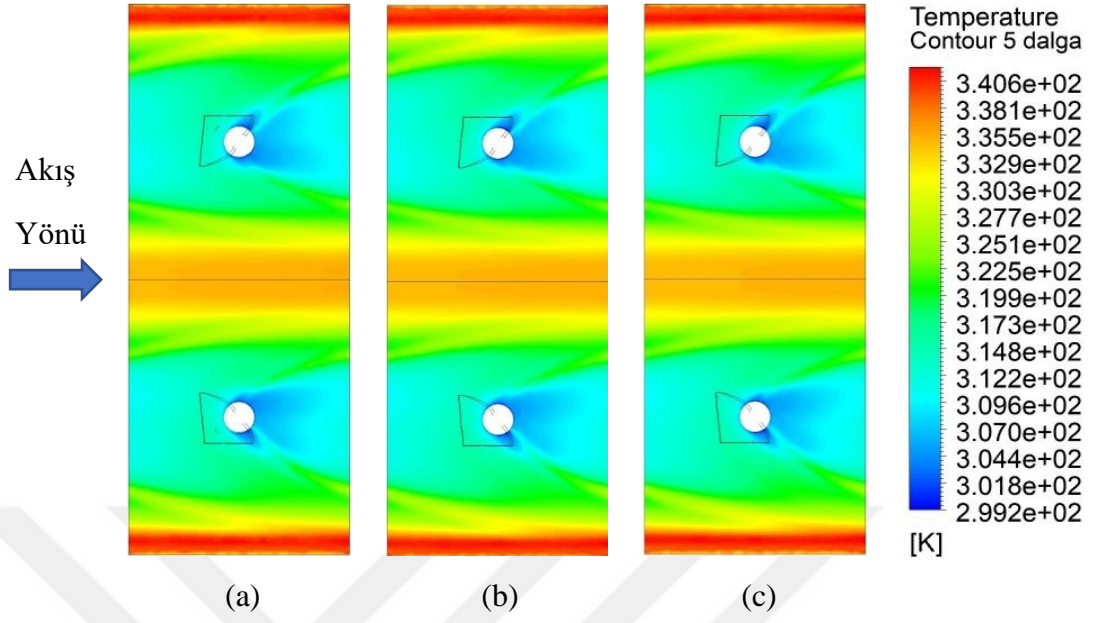


Şekil 6.18. Dalgalı türbülatorlerde Nusselt sayısının dalga sayısına göre değişimi

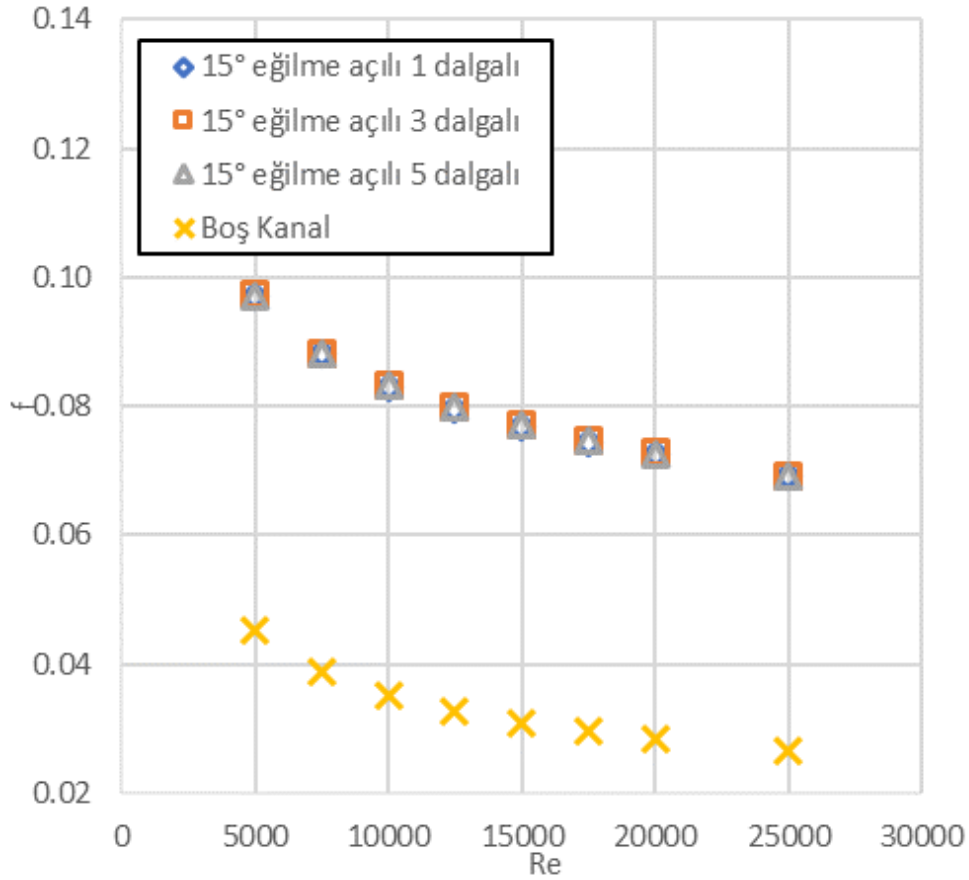


Şekil 6.19. Sırasıyla 1, 3 ve 5 dalga sayılı türbülötörler için $x=P$ 'de YZ düzlemindeki hız dağılımları

Dalgalı modellerin hız dağılımlarından anlaşılacağı gibi YZ düzleminde en yüksek hız değerleri 1 dalga sayılı model için gerçekleşmiştir. Hızının yüksek olması soğuk akışkan ve sıcak akışkanın karışmasını daha verimli bir hale gelmesine sebep olmuştur. Buda ısı transferini arttırmıştır. Bu etkinin nedenini **Şekil 6.20**'deki sıcaklık dağılımlarında da görebiliriz. Hesaplamalar neticesinde 1, 3 ve 5 dalga sayılı türbülötörler için sırasıyla ısıtıcı plaka ortalama yüzey sıcaklığı (T_w) 336.563K, 336.559K ve 336.636K olarak bulunmuştur. Bu bulgular **Şekil 6.20**'de verilen sıcaklık dağılımlarında görülmektedir.



Şekil 6.20. Dalgalı modellerde ısıtıcı plaka üzerinde yüzey sıcaklığı dağılımı (a) 1 (b) 3 (c) 5 dalga sayısı



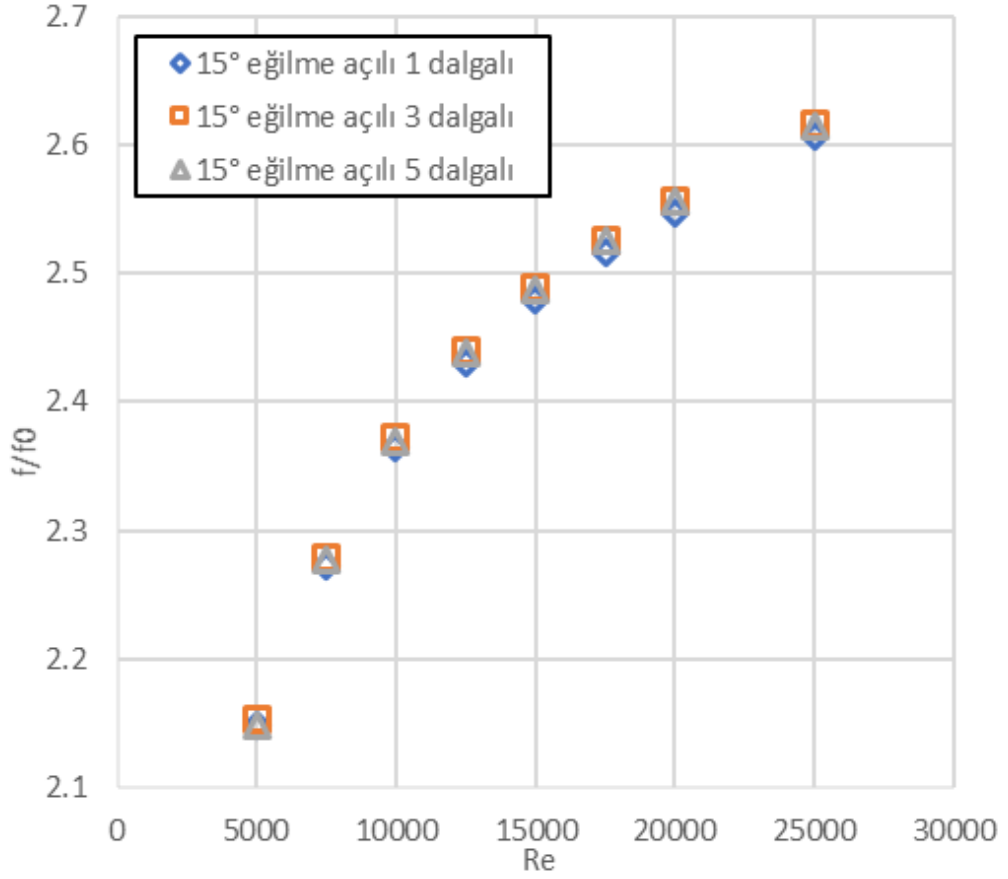
Şekil 6.21. Dalgalı türbülatorlerde sürtünme faktörünün Re sayısına göre değişimi

Şekilde görüldüğü gibi Re sayısının artmasıyla sürtünme faktörü azalmaktadır. Düz türbülatorlerde olduğu gibi boş kanala göre dalgalı türbülatorlerde de f daha yüksek elde edilmiştir. 1, 3 ve 5 dalga sayılı türbülatorlerde en yüksek f değerleri sırası ile 0.09716, 0.09737 ve 0.09720 olarak 5000 Re sayısında elde edilmiştir. Benzer bir artış oranı Şekil 6.22’de görülmektedir.

Dalgalı modellerde 3 dalgalı model düz modele göre daha fazla basınç düşümüne sebep olmasına karşın, 1 ve 5 dalgalı modellerde basınç düşümü düz modelin sebep olduğu basınç düşümünden daha az olarak hesaplanmıştır.

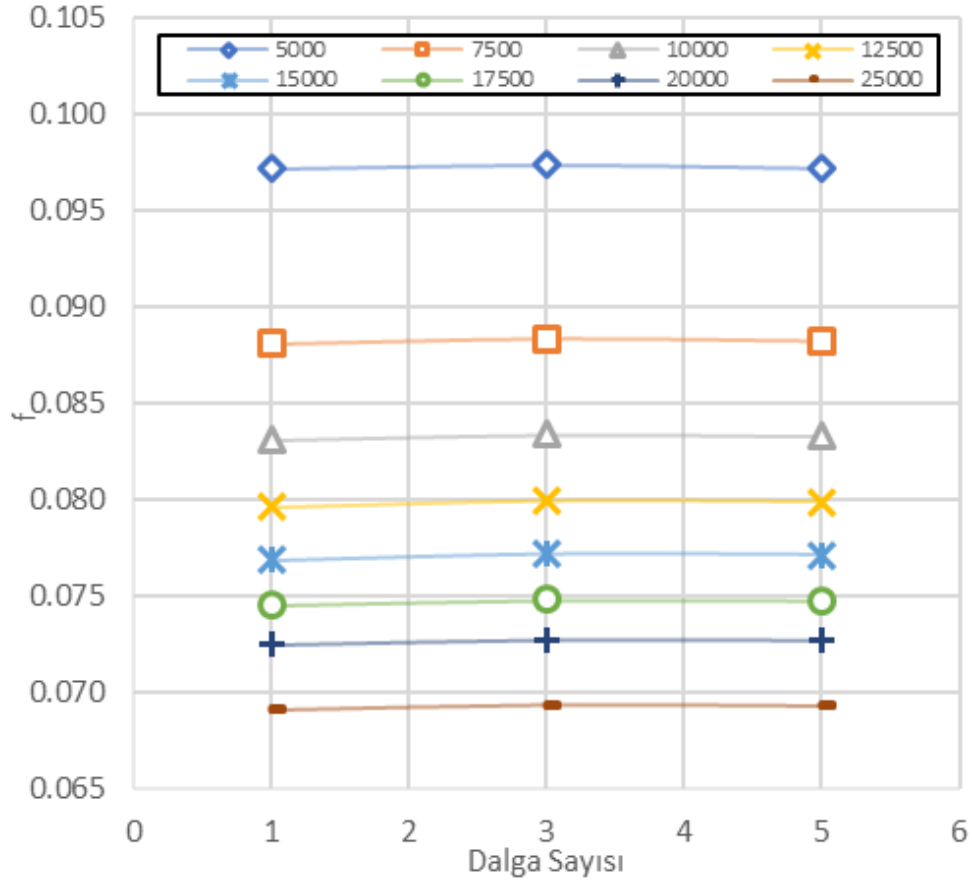
Reynolds sayısı değeri arttıkça, f değerleri arasındaki fark azalmaktadır. Buda bize kanal içerisindeki akış hızı arttıkça türbülatorlerin basınç düşümü yönünden daha fazla benzer davranış göstermeye başlayacağını ifade edebilir. Nusselt sayısındaki

aksine, düz modeller dalgalı modellere oranla daha yüksek sürtünme faktörüne sebep olmaktadır.



Şekil 6.22. Dalgalı modellerde sürtünme faktörü oranının Re sayısına göre değişimi

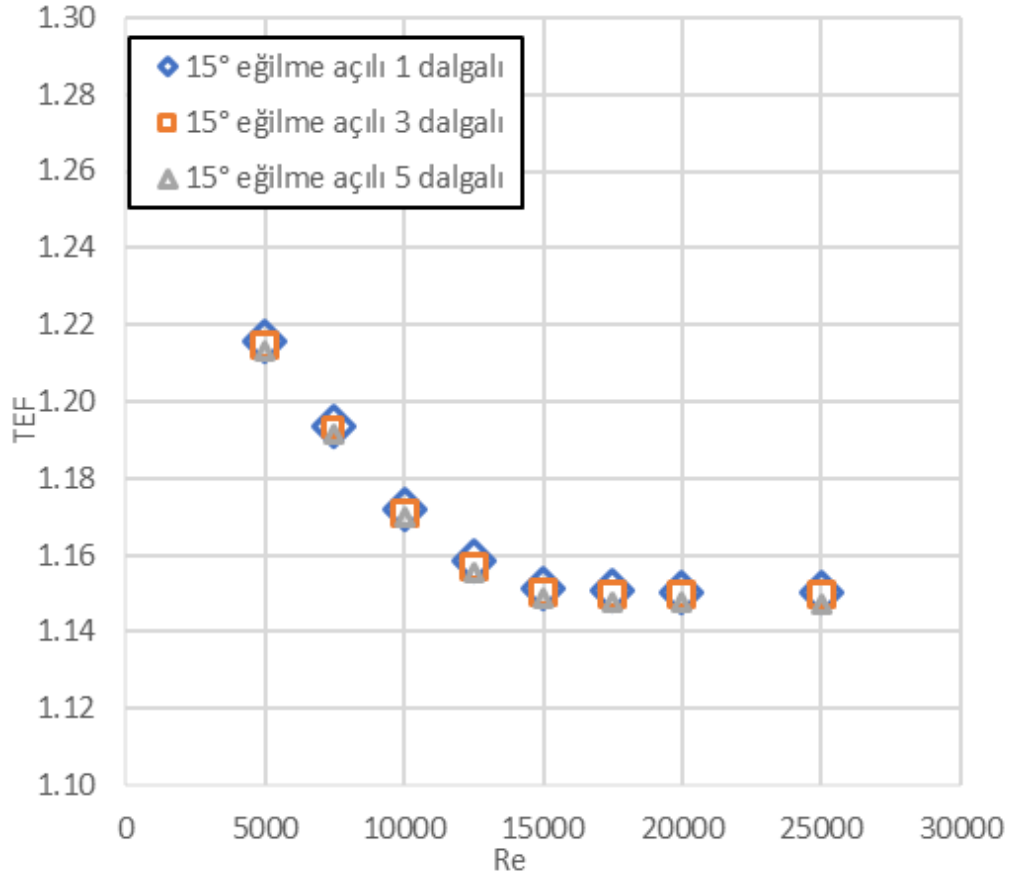
Şekil 6.22'de sürtünme faktörü oranındaki artışın Reynolds sayısına göre değişimi gösterilmektedir. Sürtünme faktörü oranının artan Reynolds sayısı ile arttığı gözlemlenmektedir. Aynı hesaplama koşulları altında dalga sayısı arttıkça sürtünme faktörü oranında belirgin bir artış olmamıştır.



Şekil 6.23. Dalgalı modellerde sürtünme faktörünün dalga sayısına göre değişimi

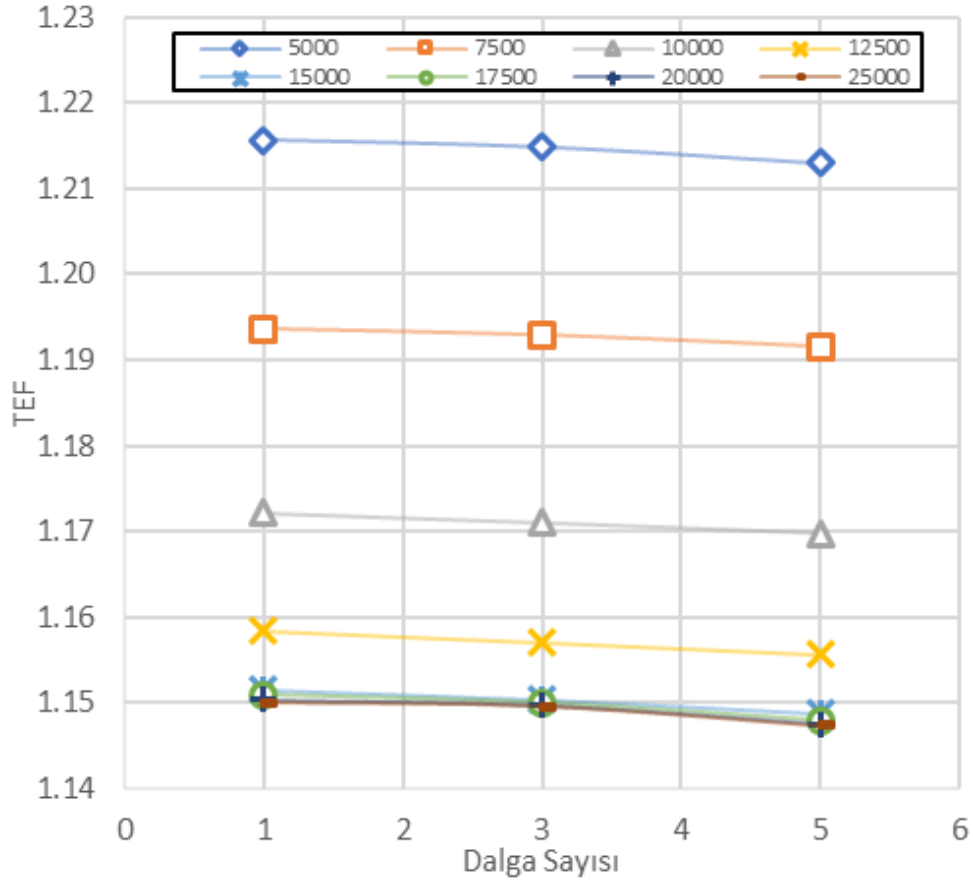
Farklı Re sayısı değerleri için sürtünme faktörünün dalga sayısına göre değişimi **Şekil 6.23**'de görülmektedir. Nusselt sayısında olduğu gibi bütün Re sayısı değerleri için de en yüksek sürtünme faktörü değerleri 3 dalgalı modelde elde edilmiştir.

Şekil 6.24 'de görüldüğü üzere farklı dalga sayıları için TEF değerleri hesaplanmıştır. En yüksek TEF değeri tek dalgalı modelde, en küçük TEF değeri ise 5 dalgalı model için elde edilmiştir. Bunun nedeni 5 dalgalı modelde Nu sayısı değerinin daha düşük elde edilmesidir.



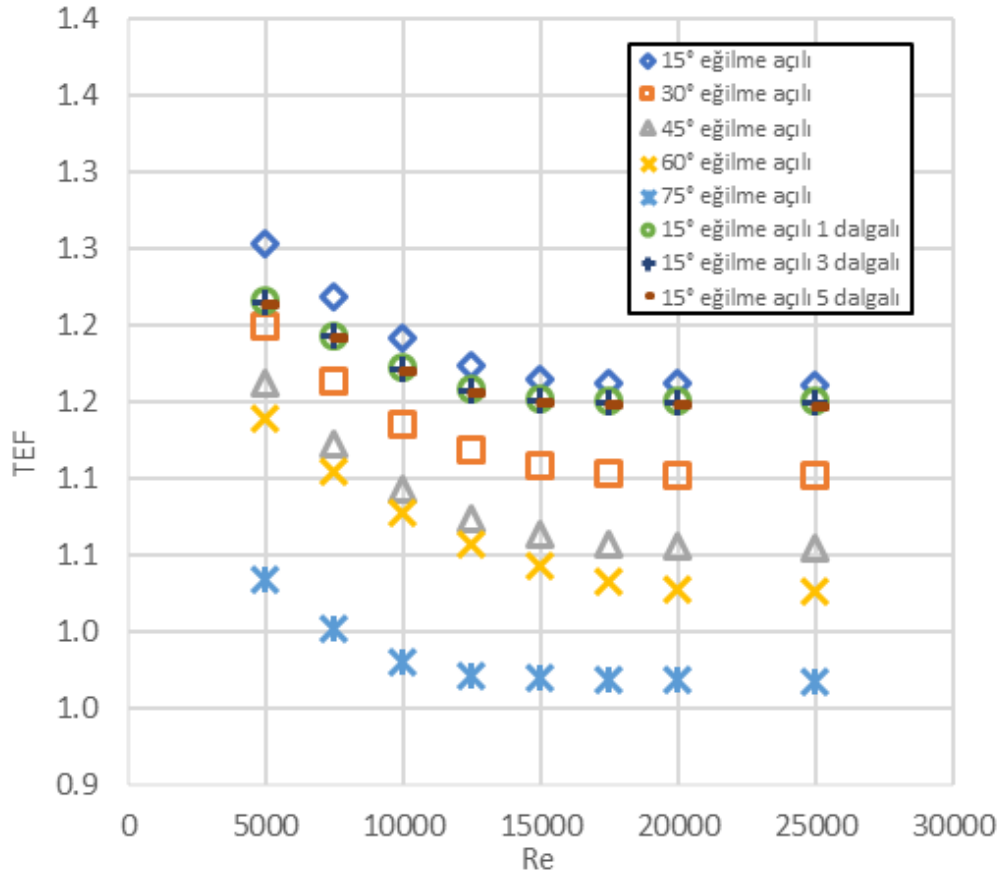
Şekil 6.24. Dalgalı modellerde TEF sayısının Re sayısına göre değişimi

TEF sayısının dalga sayısı ile değişimi **Şekil 6.25**'de verilmiştir. Dalgalı modellerde en yüksek TEF sayısı değeri 1 dalgalı modelde görülmüştür.



Şekil 6.25. Dalgalı modellerde TEF sayısının dalga sayısına göre değişimi

Bütün modeller için ısıl iyileşme faktörü TEF ' in Re sayısı ile değişimi **Şekil 6.26'** de görülmektedir. Tüm modeller için elde edilen Nusselt sayıları ve sürtünme faktörü değerleri eşit pompalama gücünde kıyaslanmıştır. Boş kanalın TEF değerinin 1 olduğu göz önünde bulundurulduğunda elde edilen değerlerin hepsinin 1'in üzerinde olduğu görülmektedir. Bu da kanal içerisinde türbülantör kullanımının ısı transferinde bir iyileşme sağladığı anlamına gelmektedir.



Şekil 6.26. Tüm modellerin TEF sayısının Re sayısına göre değişimi

Türbülantörlü modeller kendi içlerinde karşılaştırıldığında, 45° eğilme açılı türbülantör, en yüksek Nu değerini vermesine rağmen fazla basınç düşümüne neden olmaktadır. Buna bağlı olarak TEF değeri düşük çıkmaktadır. Eğilme açısı değeri azaldıkça TEF sayısında artış gözlemlenmektedir. Bütün türbülantörlerde iyileşme faktörü, Reynolds sayısı değeri yükseldikçe azalma eğilimi göstermiştir. En düşük TEF değeri 75° eğilme açılı türbülantör ile yapılan hesaplamalar sonucu elde edilmiştir. Bunun sebebinin bu türbülantör ile ancak bir tane vorteks oluşturulabilmesi ve akışın vorteks oluşmayan taraftan engelsiz kaçması gösterilebilir. Türbülantörlere dalga yapısı eklenmesi sürtünme faktörünün düşürülmesinde olumlu sonuçlar verse de Nu sayısında da düşüşe neden olduğu için TEF sayısında olumlu etki oluşturmamıştır. Sonuç olarak akış içerisinde düşük eğilme açılı geometriler ile ne kadar fazla ve büyük boylamasına vorteks oluşturulur ise termal iyileştirme faktörü o kadar yükselecektir.

7 SONUÇ VE ÖNERİLER

Dikdörtgen kesitli kanalda yeni tip vorteks üretici ile ısı transferi analizi sayısal olarak incelenmiştir. Vorteks üretici olmayan boş kanalda, farklı Re sayıları için yapılan çalışmalar ile tasarıma uygun matematiksel model tespit edilmiştir. Bunu takiben farklı türbülator geometrilerinin ısı transferine etkisinin belirlenmesi için farklı Re sayılarında çalışmalar yapılmıştır.

Bu çalışmada yeni tip vorteks üretici eğilme açısının, periyot uzunluğunun ve vorteks üretici üzerindeki dalga yapısının etkileri araştırılmıştır. Vorteks üretici eğilme açıları 15° , 30° , 45° , 60° , ve 75° değerlerinde çalışılmıştır. Yapılan çalışmaların sonuçlarında en yüksek Nu değerini 45° eğilme açılı vorteks üretici sağlamasına karşın oluşturduğu hatırı sayılır basınç düşümü nedeni ile TEF değerleri düşük çıkmıştır. En yüksek TEF değeri veren 15° eğilme açılı türbülatorün üst yüzeyine yerleştirilen dalgalar sayesinde Nu ve f değerlerinde farklılıklar elde edilmiştir. Dalgalı modeller incelendiğinde en yüksek Nu değerini tek dalga sağlarken en düşük f değerini 5 dalgalı model sağlamıştır. Tek dalganın ısı transferine olumlu etkisi göz önünde bulundurulduğunda daha çok dalga yapısının ısı transferini daha fazla arttıracak beklentisi olumsuz çıkmıştır. Bu iki veri analiz edildiğinde dalgalar arasındaki mesafeler akışkanın daha fazla yüzeyi yalayarak geçebileceği kadar arttırılması durumunda TEF oranında önemli derecede artış sağlanabileceği kanısına ulaşılmıştır. Yapılan hesaplamalara dayanarak aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

1. Reynolds sayısı ısı transferi ve basınç düşümü üzerinde önemli etkiye sahiptir. Her iki değer de Reynolds sayısı ile orantılı olarak değişmektedir. Boş kanal için Reynolds sayısının artmasıyla ısı transferini 1.3-3.1 kat arasında arttırmaktadır. Sürtünme katsayısını ise 0.59-0.86 kat arasında azaltmaktadır.

2. Eğilme açısına göre Nusselt sayısı değeri artmaktadır. En yüksek Nu sayısı değeri 45° 'lik açı ile elde edilirken 45° 'den her iki yönde de uzaklaştıkça elde edilen Nu sayısı azalmaktadır. Eğilme açısı ısı transferini 1.7-1.8 kat arttırmaktadır. Buna karşın sürtünme katsayısını 3.5-4.9 kat arttırdığı görülmüştür.

3. Periyot uzunluğu ısı transferi ve sürtünme faktörü değerlerinde olumsuz etki göstermiştir. Periyot uzunluğunun artması ısı transferinde ve sürtünme faktöründe azalmaya neden olmuştur.

4. Vorteks üretici geometrisinde akıŖa dik dalgalar olması hem ısı transferinde hem de sürtünme katsayısında farklı etkiler oluŖturmuştur. 15° eğilme açılı vorteks üretici için yapılan 1, 3 ve 5 dalgalı tasarımlar Reynolds sayısına göre ısı transferini 1.5-1.8 kat arttırmıştır. Buna karŖın sürtünme katsayısı da 2.5-3.6 kat arttırmıştır.



REFERANSLAR

- [1] Ş. B. Çomaklı Ö, Yılmaz M, Bedir Ö, “Isı Transferi İyileştirmesinin İki Fazlı Akış Kararsızlıklarına Etkisi”, *Makina ve Mühendis*, c. 48, sayı 565, s. 12, 2005.
- [2] R. Royds, *Heat Transmission - By Radiation, Conduction and Convection*. Read Books, 2009.
- [3] K. Prasad ve S. C. Mullick, “Heat transfer characteristics of a solar air heater used for drying purposes”, *Appl. Energy*, c. 13, sayı 2, ss. 83–93, Şub. 1983.
- [4] L. Sheik Ismail, R. Velraj, ve C. Ranganayakulu, “Studies on pumping power in terms of pressure drop and heat transfer characteristics of compact plate-fin heat exchangers—A review”, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, c. 14, sayı 1, ss. 478–485, Oca. 2010.
- [5] M. Fiebig, “Embedded vortices in internal flow: heat transfer and pressure loss enhancement”, *Int. J. Heat Fluid Flow*, c. 16, sayı 5, ss. 376–388, Eki. 1995.
- [6] MZ YILMAZOĞLU, “Isı Enerjisi Depolama Yöntemleri ve Binalarda Uygulanması”, *J. Polytech.*, c. 13, sayı 1, ss. 33–42, 2010.
- [7] E. Smithberg ve F. Landis, “Friction and Forced Convection Heat-Transfer Characteristics in Tubes With Twisted Tape Swirl Generators”, *J. Heat Transfer*, c. 86, sayı 1, s. 39, Şub. 1964.
- [8] Z. Y. Guo, D. Y. Li, ve B. X. Wang, “A novel concept for convective heat transfer enhancement”, *Int. J. Heat Mass Transf.*, c. 41, sayı 14, ss. 2221–2225, Tem. 1998.
- [9] J. C. Han, J. S. Park, ve C. K. Lei, “Heat Transfer Enhancement in Channels With Turbulence Promoters”, *J. Eng. Gas Turbines Power*, c. 107, sayı 3, s. 628, Tem. 1985.
- [10] C. W. Leung, S. D. Probert, ve M. J. Shilston, “Heat transfer performances of vertical rectangular fins protruding from rectangular bases: Effect of fin length”, *Appl. Energy*, c. 22, sayı 4, ss. 313–318, Oca. 1986.

- [11] G. Biswas, N. K. Mitra, ve M. Fiebig, “Heat transfer enhancement in fin-tube heat exchangers by winglet type vortex generators”, *Int. J. Heat Mass Transf.*, c. 37, sayı 2, ss. 283–291, Oca. 1994.
- [12] A. Colleoni, A. Toutant, G. Olalde, ve J. M. Foucaut, “Optimization of winglet vortex generators combined with riblets for wall/fluid heat exchange enhancement”, *Appl. Therm. Eng.*, c. 50, sayı 1, ss. 1092–1100, Oca. 2013.
- [13] J. S. Sawhney, R. Maithani, ve S. Chamoli, “Experimental investigation of heat transfer and friction factor characteristics of solar air heater using wavy delta winglets”, *Appl. Therm. Eng.*, c. 117, ss. 740–751, May. 2017.
- [14] P. Promvong, T. Chompookham, S. Kwankaomeng, ve C. Thianpong, “Enhanced heat transfer in a triangular ribbed channel with longitudinal vortex generators”, *Energy Convers. Manag.*, c. 51, sayı 6, ss. 1242–1249, Haz. 2010.
- [15] E. Turgut ve A. Dikici, “Investigation of Multi Performance Characteristics of Conical Turbulators”, *6th Int. Adv. Technol. Symp.*, ss. 308–311, 2011.
- [16] M. Fossa ve L. A. Tagliafico, “Experimental heat transfer of drag-reducing polymer solutions in enhanced surface heat exchangers”, *Exp. Therm. Fluid Sci.*, c. 10, sayı 2, ss. 221–228, Şub. 1995.
- [17] S. V. Ekkad ve J.-C. Han, “Detailed heat transfer distributions in two-pass square channels with rib turbulators”, *Int. J. Heat Mass Transf.*, c. 40, sayı 11, ss. 2525–2537, Tem. 1997.
- [18] C. Yildiz, Y. Biçer, ve D. Pehlivan, “Effect of twisted strips on heat transfer and pressure drop in heat exchangers”, *Energy Convers. Manag.*, c. 39, sayı 3–4, ss. 331–336, Şub. 1998.
- [19] I. Kilicaslan ve H. Ibrahim Sarac, “Enhancement of heat transfer in compact heat exchanger by different type of rib with holographic interferometry”, *Exp. Therm. Fluid Sci.*, c. 17, sayı 4, ss. 339–346, Ağu. 1998.
- [20] E. . Meinders ve K. Hanjalić, “Vortex structure and heat transfer in turbulent flow over a wall-mounted matrix of cubes”, *Int. J. Heat Fluid Flow*, c. 20, sayı

3, ss. 255–267, Haz. 1999.

- [21] O. N. Şara, T. Pekdemir, S. Yapıcı, ve M. Yılmaz, “Enhancement of heat transfer from a flat surface in a channel flow by attachment of rectangular blocks”, *Int. J. Energy Res.*, c. 25, sayı 7, ss. 563–576, Haz. 2001.
- [22] S. Wang, Z. Guo, ve Z. Li, “Heat transfer enhancement by using metallic filament insert in channel flow”, *Int. J. Heat Mass Transf.*, c. 44, sayı 7, ss. 1373–1378, Nis. 2001.
- [23] I. Alam ve P. S. Ghoshdastidar, “A study of heat transfer effectiveness of circular tubes with internal longitudinal fins having tapered lateral profiles”, *Int. J. Heat Mass Transf.*, c. 45, sayı 6, ss. 1371–1376, Mar. 2002.
- [24] A. Ujhidy, J. Németh, ve J. Szépvölgyi, “Fluid flow in tubes with helical elements”, *Chem. Eng. Process. Process Intensif.*, c. 42, sayı 1, ss. 1–7, Oca. 2003.
- [25] G. Tanda, “Heat transfer in rectangular channels with transverse and V-shaped broken ribs”, *Int. J. Heat Mass Transf.*, c. 47, sayı 2, ss. 229–243, Oca. 2004.
- [26] C. J. Kobus ve T. Oshio, “Development of a theoretical model for predicting the thermal performance characteristics of a vertical pin-fin array heat sink under combined forced and natural convection with impinging flow”, *Int. J. Heat Mass Transf.*, c. 48, sayı 6, ss. 1053–1063, Mar. 2005.
- [27] R. Karwa ve B. K. Maheshwari, “Heat transfer and friction in an asymmetrically heated rectangular duct with half and fully perforated baffles at different pitches”, *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, c. 36, sayı 3, ss. 264–268, Mar. 2009.
- [28] S. T. Gajusingh, N. Shaikh, ve K. Siddiqui, “Influence of a rectangular baffle on the downstream flow structure”, *Exp. Therm. Fluid Sci.*, c. 34, sayı 5, ss. 590–602, Tem. 2010.
- [29] M. Sheikholeslami, M. Gorji-Bandpy, ve D. D. Ganji, “Review of heat transfer enhancement methods: Focus on passive methods using swirl flow devices”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, c. 49. Elsevier Ltd, ss.

444–469, 16-May-2015.

- [30] F. Li, W. Meindersma, A. B. De Haan, ve T. Reith, “Novel spacers for mass transfer enhancement in membrane separations”, *J. Memb. Sci.*, c. 253, sayı 1–2, ss. 1–12, May. 2005.
- [31] D. Reed, “Beltrami Vector Fields in Electrodynamics-A Reason for Reexamining the Structural Foundations of Classical Field Physics? Beltrami-Trkalian Vector Fields in Electrodynamics: Hidden Riches for Revealing New Physics and for Questioning the Structural Foundations of Classical Field Physics Don Reed”, *Artic. Adv. Chem. Phys.*, 2002.
- [32] Z. Ke, C. L. Chen, K. Li, S. Wang, ve C. H. Chen, “Vortex dynamics and heat transfer of longitudinal vortex generators in a rectangular channel”, *Int. J. Heat Mass Transf.*, ss. 871–885, Nis. 2019.
- [33] L. Chai ve S. Tassou, “A Review of Airside Heat Transfer Augmentation with Vortex Generators on Heat Transfer Surface”, *Energies*, c. 11, sayı 10, s. 2737, Eki. 2018.
- [34] S. K. Saha, H. Ranjan, M. S. Emani, ve A. K. Bharti, “Introduction”, içinde *Heat Transfer Enhancement in Plate and Fin Extended Surfaces*, Springer, Cham, 2019, ss. 1–32.
- [35] Y. X. Li, X. Wang, J. Zhang, L. Zhang, ve J. H. Wu, “Comparison and analysis of the arrangement of delta winglet pair vortex generators in a half coiled jacket for heat transfer enhancement”, *Int. J. Heat Mass Transf.*, c. 129, ss. 287–298, Şub. 2019.

ÖZGEÇMİŞ

1983 yılında Kayseri’de doğan Şaban TUBAŞ, ilk, orta ve lise öğrenimini sırasıyla TED Kayseri Koleji, Nuh Mehmet Baldöktü Anadolu Lisesi Ortaokulu ve Nuh Mehmet Baldöktü Anadolu Lisesi’nde tamamlamıştır. 2001 yılında kazandığı Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünü 2005 yılında başarıyla bitirmiştir.

2016-2017 yılında yüksek lisans eğitimine Yozgat Bozok Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Anabilim Dalında başlamıştır.

2017 yılından beri Kayseri Büyükşehir Belediyesi Yapı Kontrol Daire Başkanlığında Makine Mühendisi olarak çalışmakta olan Şaban TUBAŞ, evli ve 2 çocuk babasıdır.

İletişim Bilgileri

Adres : Kayseri Büyükşehir Belediyesi Yapı Kontrol Dairesi Başkanlığı

38014 KAYSERİ

Telefon: 0 (352) 2071664

E-posta: sabantubas@gmail.com