

**T.C.
SÜLEYMAN DEMİREL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**ISI DEĞİŞTİRİCİSİNDEKİ YÜZEY DESENİNİN ISI TRANSFERİNE
ETKİSİNİN İNCELENMESİ**

Ersin HAYDARASLAN

**Danışman
Yrd. Doç. Dr. Ramazan SELVER**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ISPARTA - 2018**



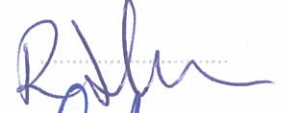
© 2018 [Ersin HAYDARASLAN]

TEZ ONAYI

Ersin HAYDARASLAN tarafından hazırlanan "Isı Değiştiricisindeki Yüzey Deseninin Isı Transferine Etkisinin İncelenmesi" adlı tez çalışması aşağıdaki jüri üyeleri önünde Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak başarı ile savunulmuştur.

Danışman

Yrd. Doç. Dr. Ramazan SELVER
Süleyman Demirel Üniversitesi



Jüri Üyesi

Doç. Dr. Ayla DOĞAN
Akdeniz Üniversitesi



Jüri Üyesi

Yrd. Doç. Dr. Ela KATI SUNAY
Süleyman Demirel Üniversitesi



Enstitü Müdürü

Prof. Dr. Yasin TUNCER

.....

TAAHHÜTNAME

Bu tezin akademik ve etik kurallara uygun olarak yazıldığını ve kullanılan tüm literatür bilgilerinin referans gösterilerek tezde yer aldığını beyan ederim.

Ersin HAYDARASLAN



İÇİNDEKİLER

	Sayfa
İÇİNDEKİLER.....	i
ÖZET	ii
ABSTRACT	iv
TEŞEKKÜR.....	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ	ix
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	x
1. GİRİŞ.....	1
1.1. Isı Değiştiricileri.....	1
1.2. Isı Değiştiricilerinin Sınıflandırılması.....	2
2. KAYNAK ÖZETLERİ.....	5
3. MATERYAL VE YÖNTEM	12
3.1. Materyal	12
3.1.1. Ansys Fluent programı.....	12
3.2. Yöntem.....	13
3.2.1. Temel denklemler	13
3.2.2. Model geometrisi.....	14
3.2.3. Ağ yapısı.....	17
3.2.4. Sınır şartları.....	20
4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA.....	22
4.1. Çıkış Sıcaklık Değerleri.....	22
4.2. Doğal Konveksiyon ve Radyasyon Yoluyla Isı Transferi	31
4.3. Akış Hızı ve Akış Alanı	40
5. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	60
KAYNAKLAR	62
ÖZGEÇMİŞ.....	64

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

ISI DEĞİŞTİRİCİSİNDEKİ YÜZEY DESENİNİN ISI TRANSFERİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ

Ersin HAYDARASLAN

**Süleyman Demirel Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

Danışman: Yrd. Doç. Dr. Ramazan SELVER

Dünyadaki enerji kaynaklarının bilinçsiz tüketilmesi, dünyanın dengesini hızla değiştirmektedir. Her gün artan enerji ihtiyacı ve buna bağlı enerji kaynaklarındaki azalma düşünüldüğünde, farklı türlerdeki enerjileri kullanılabilir hale getiren ısı değiştiricilerinde ısı transferinin artırılması büyük önem kazanmaktadır. Bu çalışmada enerji açığının artmaması ve mevcut kaynakların yerinde kullanılmasına yardımcı olmak amacıyla tasarlanan bir ısı değiştiricisi üzerinde sayısal modelleme metoduyla incelemeler yapılmıştır. Bu kapsamda çalışmada düz yüzeyli ısı değiştiricilerine kıyasla, ısı değiştiricisi üzerinde tasarlanan desenin, ısı değiştiricisinin ısı performansına etkisi incelenmiştir. Ansys Fluent programı ile dikdörtgenler prizması şeklinde iki ısı değiştiricisi modellenmiş ve simüle edilmiştir. Isı değiştiricilerinden birinde bütün yüzeyler düz, diğerinde ise sadece alt ve üst yüzeyinde diyagonal desenler olacak şekilde tasarlanmıştır. Tasarlanan ısı değiştiricisinin yüzeyine eklenen diyagonal desenin akışkanın çıkış sıcaklığına, ısı transfer miktarına, akış hızına, akış alanına ve basınç değişimine etkisi incelenmiştir. Her iki model için farklı kütledebilerde altı farklı çözüm yaptırılmıştır. Çözümün sonucunda ısı değiştiricisinden geçen akışkanların çıkış sıcaklıkları kıyaslandığında, desenli ısı değiştiricisinden geçen akışkanın çıkış sıcaklığı incelenen bütün debiler için daha düşük çıkmıştır. Her iki model çeperlerindeki ısı transferi incelendiğinde, desenli ısı değiştiricisinin çeperlerinden olan ısı transfer miktarının desensiz ısı değiştiricisine göre daha fazla olduğu görülmüştür. Isı değiştiricilerinden geçen akışkan hızları kıyaslandığında desenli ısı değiştiricisinin iç çeperlerindeki

desenlerden kaynaklanan periyodik ve bölgesel kesit daralmalarından dolayı desenli bölgelerde akış hızının arttığı görülmüştür. Ayrıca desenlerin basınç değişimine etkisi incelendiğinde, diyagonal desenlerden dolayı düz ısı değiştiricisine göre daha fazla basınç kaybı olduğu belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Dikdörtgen prizma şekli ısı değiştiricisi, diyagonal desenli ısı değiştiricisi, ısı transferi, nümerik analiz, Fluent programı.

2018, 64 sayfa



ABSTRACT

M.Sc. Thesis

INVESTIGATION OF THE EFFECT OF SURFACE PATTERN OF A HEAT EXCHANGER ON HEAT TRANSFER

Ersin HAYDARASLAN

**Süleyman Demirel University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering**

Supervisor: Asst. Prof. Dr. Ramazan SELVER

The irresponsible consumption of energy resources in the world is rapidly changing the world's balance. Considering the ever increasing need for energy and the reduction in energy resources associated with it, it becomes important to increase the heat transfer in the heat exchangers making the different types of energy usable. In this study, a numerical modeling method was applied to a heat exchanger designed to help stabilize the energy deficit and to use the existing sources appropriately. In this context, in comparison with flat surface heat exchangers, the effect of the designed pattern on the heat exchanger on thermal performance was investigated. Two heat exchangers were simulated and modeled in the form of rectangular prisms by the Ansys Fluent program. One of the heat exchangers was designed so that all surfaces were flat and the other exchanger contained only diagonal patterns on the top and bottom surfaces. The effect of the diagonal pattern added to the surface of the designed heat exchanger on the outlet temperature, amount of heat transfer, flow rate, flow field and pressure variation of the fluid was investigated. For both models, six different solutions were generated for different mass flow rates. As a result, when the outlet temperatures of the fluids passing through the heat exchanger were compared, the outlet temperature of the fluid passing through the patterned heat exchanger was lower for all the flow rates examined. When heat transfer in both model walls was examined, it was seen that the amount of heat transfer from the walls of the patterned heat exchanger was higher than that of the heat exchanger without patterns. When the fluid velocities passing through

the heat exchangers were compared, it was seen that the fluid velocity increased in the patterned regions as a result of the periodic and regional cross section shrinkage due to the patterns in the inner wall of the patterned heat exchanger. In addition, when the effect of the patterns on the pressure change was examined, it was determined that there was more pressure loss in the patterned exchanger than the flat heat exchanger due to diagonal patterns.

Keywords: Rectangular prism shaped heat exchanger, heat exchanger with diagonal pattern, heat transfer, numerical analysis, Fluent program

2018, 64 pages



TEŞEKKÜR

Bu araştırma için beni ynlendiren, karşılaştığım zorlukları bilgi ve tecrübesi ile aşmamda yardımcı olan değerli Danışman Hocam Yrd. Doç. Dr. Ramazan SELVER'e teőekkürlerimi sunarım. Tezimin her aşamasında beni yalnız bırakmayan aileme sonsuz sevgi ve saygılarımı sunarım.

Ersin HAYDARASLAN
ISPARTA, 2018



ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 3.1. Model A ve Model B ısı değiştiricisinin perspektif görünüşleri (a) Model A (b) Model B	15
Şekil 3.2. Model A ısı değiştiricisinin 2-D görünüşü ve boyutları (a) stten görünüş (b) nden görünüşü	16
Şekil 3.3. Model B ısı değiştiricisinin 2-D görünüşü ve boyutları (a) stten görünüş (b) A-A kesit görünüşü	17
Şekil 3.4. Model A'nın ağ yapısının genel görünüşü	18
Şekil 3.5. Model B'nin ağ yapısının genel görünüşü	19
Şekil 3.6. Model B'ye ait bir desenin ağ yapısının görünüşü	20
Şekil 4.1. Model A ve Model B için havanın çıkış sıcaklıklarının debiye bağlı değişimi	24
Şekil 4.2. Soğuyan trblanslı akıştaki hız ve sıcaklık profilleri	26
Şekil 4.3. Isı değiştiricisi boyunca taşınım katsayısı (h) ve Sınır tabaka kalınlığı (δ) değişimi	28
Şekil 4.4. Model A ve Model B Isı Değiştiricisinin hava ile temas ettiği st iç duvar yüzey sıcaklık dağılımlarının görünüşü (a) Model A (b) Model B	30
Şekil 4.5. Model A ve Model B için çeperlerden ortama olan toplam ısı transferin debiye göre değişimi	38
Şekil 4.6. Model A ve Model B'nin çeperlerinden ortama olan toplam ısı transfer değerleri arasındaki yüzdesel fark	39
Şekil 4.7. Kanal içerisinde ilerleyen akışkanın aktığı doğrultu boyunca kanal içerisindeki hız profilleri	40
Şekil 4.8. Hız grafiklerinin çizdirildiği konumların perspektif görünüşleri (a) Model A (b) Model B	43
Şekil 4.9. Hız grafiklerinin çizdirildiği konumların 2D görünüşleri (a) Model A (b) Model B	44
Şekil 4.10. Konumlara göre X yönündeki akışkan hızları (a) Konum 0, (b) Konum A, (c) Konum B, (d) Konum C, (e) Konum D, (f) Konum E	45
Şekil 4.11. Konumlara göre X yönündeki akışkan hızları (a) Konum F, (b) Konum G, (c) Konum H, (d) Konum I, (e) Konum J, (f) Konum K	46
Şekil 4.12. Konumlara göre X yönündeki akışkan hızları (a) Konum L, (b) Konum M, (c) Konum N, (d) Konum O, (e) Konum P, (f) Konum R	47
Şekil 4.13. Konumlara göre X yönündeki akışkan hızları (a) Konum S, (b) Konum.T	48
Şekil 4.14. Model A'nın kanal merkez çizgisi boyunca hız profili	49
Şekil 4.15. Model B'nin kanal merkez çizgisi boyunca hız profili	50
Şekil 4.16. Model B'nin st yüzeyinden 1mm aşağıda 0.004 kg/s kütlesel debili hava akışı için akım çizgileri	52
Şekil 4.17. Model B'nin st yüzeyinden 1mm aşağıda 0.006 kg/s kütlesel debili hava akışı için akım çizgileri	52
Şekil 4.18. Model B'nin st yüzeyinden 1mm aşağıda 0.008 kg/s kütlesel debili hava akışı için akım çizgileri	53

Şekil 4.19. Model B'nin üst yüzeyinden 1mm aşağıda 0.010 kg/s kütleli debili hava akışı için akım çizgileri.....	53
Şekil 4.20. Model B'nin üst yüzeyinden 1mm aşağıda 0.012 kg/s kütleli debili hava akışı için akım çizgileri.....	54
Şekil 4.21. Model B'nin üst yüzeyinden 1mm aşağıda 0.014 kg/s kütleli debili hava akışı için akım çizgileri.....	54
Şekil 4.22. Diyagonal desenlerin görünüşü ve terminolojisi	55
Şekil 4.23. Desen üzerindeki burun bölgesinde akış iplikçikleri	57
Şekil 4.24. Akış iplikçiklerinin desen üzerindeki burun bölgesinde hız artışı ve basınç düşüşünün grafikleri.....	57
Şekil 4.25. Desen üzerindeki kuyruk bölgesinde akış iplikçikleri	58
Şekil 4.26. Akış iplikçiklerinin kuyruk bölgesindeki desen üzerinde hız düşüşünün ve basınç artışının grafikleri.....	59



ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa
Çizelge 3.1. Skewness değerine karşı hücre kalitesi	19
Çizelge 3.2. Analitik olarak çözdürülen ve çözümde kullanılan sınır şartlarını gösteren parametreler.....	21
Çizelge 4.1. Akışkan çıkış sıcaklıkları	23
Çizelge 4.2. Çeperlerden ortama olan ısı transferi değerleri	37
Çizelge 4.3. Model A ve Model B için çeperlerdeki ısı transferinin yüzdesel karşılaştırılması.....	39
Çizelge 4.4. Analitik olarak Model A için hidrodinamik tam gelişme uzunluğu ve ısıl tam gelişme uzunlukları.....	41



SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

A	Alan
CFD	Computational Fluid Dynamics
c_p	Özgül ısı
D_h	Hidrolik çap
g	Yer çekimi ivmesi
h	Isı taşınım katsayısı
H	Yükseklik
h_f	Sürtünme faktörü
k	Isı iletim katsayısı
K	Kelvin
L	Uzunluk
\dot{m}	Kütlesel debi
$N_{s,a}$	Entropi üretimindeki artış
Nu	Nusselt sayısı
N-S	Navier Stokes
P	Basınç
Pr	Prandtl sayısı
Q	Isı transfer miktarı
Ra	Rayleigh sayısı
Re	Reynolds sayısı
t	Zaman
T	Sıcaklık
T_d	Duvar sıcaklığı
u	X yönündeki hız bileşeni
v	Y yönündeki hız bileşeni
w	Z yönündeki hız bileşeni
Y	Koordinat
Z	Koordinat
W	Genişlik
ε	Radyasyon yayma oranı
δ	Sınır tabaka kalınlığı
β	Isıl genleşme katsayısı
α	Isıl difüzyon katsayısı
γ	Kinematik viskozite
μ	Dinamik viskozite
σ	Stefan-Boltzmann sabiti
ρ	Yoğunluk
Δ	Fark

1. GİRİŞ

Enerji kaynaklarının bilinçsiz tüketilmesi, dünyanın dengesini hızla değiştirmektedir. Bu değişim bizleri gelecek nesillere yaşanabilir bir dünya bırakamama tehlikesi ile karşı karşıya bırakmaktadır. Dünyanın doğal dengesini korumak, yaşanılabilir bir çevreyi hem günümüzde hem de gelecekte sağlayabilmek için enerjinin en uygun değerinde kullanımı çok önemlidir. Enerji kullanımının olduğu her alanda, bir ısı değiştiricisi karşımıza çıkmaktadır. Isı değiştiricilerinde ısı transferinin artırılması, enerjinin etkin bir şekilde kullanılması anlamına gelmektedir. Her gün artan enerji ihtiyacı ve buna bağlı enerji kaynaklarındaki azalma düşünüldüğünde, farklı türlerdeki enerjileri kullanılabilir hale getiren ısı değiştiricilerinde ısı transferi büyük önem kazanmaktadır.

Çalışmanın amacı bu alanda sayısal modelleme metoduyla incelemeler gerçekleştirilip, enerji açığının artmaması için mevcut kaynakların yerinde kullanılmasına yardımcı olmaktır. Tez beş bölüme ayrılmıştır. İlk bölümde tez ile ilgili bilgiler verilmiş ve tez kapsamında üzerinde çalışılan ısı değiştiricileri genel olarak tanıtılmış, bu ısı değiştiricilerin sınıflandırılmasına yer verilmiştir. İkinci bölümde kaynak özetlerinden, üçüncü bölümde nümerik çalışma yapılan Ansys Fluent paket program tanıtımından ve bu program kullanılarak çözdürülen modelin oluşturulma aşamalarından bahsedilmiştir. Dördüncü bölümde çözümü yapılan modellerin sonuçlarına ve analizlerine, son bölüm olan beşinci bölümde ise tezle ilgili çıkarılan sonuç ve önerilere yer verilmiştir.

1.1. Isı Değiştiricileri

Isı değiştiricisi, farklı sıcaklıklardaki iki veya daha fazla akışkan arasındaki ısı değişimini sağlayan ünitelerdir. Birçok alanda kullanılan bu üniteler, kullanım amaçlarına göre çeşitli yapılarda, kapasitelerde, boyutlarda ve tiplerde olabilmektedir. Isı değiştiricilerinin çoğu, içindeki akışkanlar birbirine karıştırılmadan katı bir yüzey ile birbirinden ayrılmış şekilde imal edilirler.

Aralarındaki katı yüzey sayesinde ısı geçişi doğrudan sağlanabilmektedir. Bu tip ısı değiştiricileri “Yüzeyli” veya “Reküp aratif” olarak adlandırılır. Doğrudan akışkanlar arasında ısı transferi olmayan, ısının önce sıcak akışkan tarafından bir dolgu maddesine verilerek depo edilip, sonra soğuk akışkana verilmesiyle ısı transferini gerçekleştiren ısı değiştiricilere ise “Dolgu Maddeli” veya “Rejeneratif” üniteler adı verilir (Genceli, 2005).

Isı değiştiricileri endüstrinin birçok alanında kullanılmaktadır. Yaygın olarak, termik santrallerde, kimya endüstrisinde, ısıtma ve soğutma tesisatlarında, iklimlendirme cihazlarında, motorlu taşıtlarda, elektronik cihazlarda, alternatif enerji kaynaklarının kullanılabilir enerjiye dönüştürülmesinde ve ısı depolanmasında kullanılmaktadırlar.

1.2. Isı Değiştiricilerinin Sınıflandırılması

Isı değiştiricileri uygulama alanlarına göre değişik tiplerde bulunabilir. Bu tipler ısı geçiş şekline, konstrüksiyon özelliklerine, akış düzenlemesine, akışkan sayısına veya akışkanların faz değişimlerine göre çeşitli şekillerde sınıflandırılabilir. Bu sınıflandırma grupları aşağıda verilmiştir (Genceli, 2005).

I. Isı değişim şekline göre;

- a) Akışkanların doğrudan temaslı olduğu ısı değiştiricileri,
- b) Akışkanlar arasında doğrudan temasın olmadığı ısı değiştiricileri.

II. Isı geçiş yüzeyinin ısı geçiş hacmine oranına göre (kompaktlık);

- a) Kompakt olmayan ısı değiştiricileri,
- b) Kompakt ısı değiştiricileri.

III. Akışkan sayısına göre;

- a) İki akışkanlı ısı değiştiricileri,
- b) Üç akışkanlı ısı değiştiricileri,
- c) n adet akışkanlı ısı değiştiricileri.

IV. Isı geçişi mekanizmasına göre;

- a) İki tarafta da tek fazlı akış olan ısı değiştircileri,
- b) Bir tarafta tek fazlı, diğer tarafta çift fazlı akış olan ısı değiştircileri,
- c) İki tarafta da çift fazlı akış olan ısı değiştircileri,
- d) Taşınımla ve ışınımla ısı geçişi olan ısı değiştircileri.

V. Konstrüksiyon zelliklerine göre;

- a) Borulu ısı değiştircileri
 - Düz borulu ısı değiştircileri,
 - Spiral borulu ısı değiştircileri,
 - Gövde borulu ısı değiştircileri.
- b) Levhalı ısı değiştircileri;
 - Conta levhalı ısı değiştircileri,
 - Spiral levhalı ısı değiştircileri,
 - Lamelli ısı değiştircileri.
- c) Kanat yüzeyli ısı değiştircileri;
 - Levha kanatlı ısı değiştircileri,
 - Boru kanatlı ısı değiştircileri.
- d) Rejeneratif ısı değiştircileri;
 - Sabit dolgu maddeli rejeneratrleri,
 - Döner dolgu maddeli rejeneratrleri.
- e) Karıştırmalı kaplar.

VI. Akıma göre;

- a) Tek geçişli ısı değiştircileri;
 - Paralel akımlı ısı değiştircileri,
 - Ters akımlı ısı değiştircileri.
 - Çapraz akımlı ısı değiştircileri.
- b) ok geçişli ısı değiştircileri;
 - Çapraz – ters ve çapraz – paralel akımlı ısı değiştircileri,
 - Çok geçişli gövde – borulu ısı değiştircileri,
 - n adet paralel levha geçişli ısı değiştircileri.

Yukarıda görüldüğü gibi farklı çeşitlerde ısı değiştiricileri üretilmektedir. Yapılan literatür taramasına göre bu tez çalışmasında modellenen ısı değiştiricisi; ısı değişim şekline göre “akışkanlar arasında doğrudan temasın olmadığı”, akışkan sayısına göre “iki akışkanlı”, ısı geçiş mekanizmasına göre “iki tarafta da tek fazlı akış olan”, konstrüksiyon özelliklerine göre “düz borulu”, akıma göre “tek geçişli çapraz akımlı” sınıflarına girmektedir.



2. KAYNAK ÖZETLERİ

Karwa vd. (1998), geniş duvarlarından birinde tekrarlanan oluklar bulunan dikdörtgen bir kanal içinden geçen havanın akışını, ısı transferi ve sürtünme açısından deneysel olarak incelemişlerdir. Genişliğin yüksekliğe oranları 4.8, 6.4, 7.8, 9.66 ve 12 olan dikdörtgen kanallarda, oluklu yüzeyi uniform şekilde ısıtıp, diğer üç yüzeyi izole etmişlerdir. Oluklu kanallar, düz kanallarla kıyasladıklarında, oluklu kanallarda akışkana aktarılan ısının akışkanın ısı kapasitesine oranını gösteren ve boyutsuz bir sayı olan Stanton sayısının 2 kat, sürtünme faktörünün (h_f) 3 kat daha fazla çıktığını görmüşlerdir. En yüksek ısı transferi ve sürtünme faktörünün 15° eğimli oluklarda olduğunu, ayrıca kanalın genişliğin yüksekliğe oranlarının ısı transferine ve sürtünme faktörüne büyük ölçüde etki ettiğini belirlemişlerdir.

Kayataş (2003), eş eksenli iç içe borulu ısı değiştiricisine yerleştirilen, kare kanatçığın, üçgen kanatçığın, ters üçgen kanatçığın, girdaplı akışın ve kanatsız ısı değiştiricisinin, ısı transferine etkisini nümerik olarak incelemiştir. Bu ısı değiştiricisinde akışkan akışını aynı yönlü ve zıt yönlü olarak uygulamıştır. Fluent programı kullanarak modellediği ısı değiştiricisindeki sıcaklık dağılımlarını, hız dağılımlarını, türbülans yoğunluklarını ve akım çizgilerini detaylı olarak incelemiştir. Bütün modellerinde iç borudan sıcak hava (600 K), dış borudan soğuk hava (300 K) geçirmiştir. İç ve dış borudan çıkış sıcaklıklarının sırasıyla, kare kanatçık kullandığında iç boruda 476 K'e düştüğünü, dış boruda 410 K'e yükseldiği görmüştür. Girdaplı akışa göre yapılan çalışmada, iç borudaki hava çıkış sıcaklığının 416 K'e düştüğünü, dış borudaki hava çıkış sıcaklığının 414 K'e kadar yükseldiğini bulmuştur. Analizlerin sonucunda maksimum ısı transferinin kare kanatçık kullanıldığında gerçekleştiğini ortaya koymuştur.

Bilen vd. (2008), farklı desenlerdeki yivli tüpler üzerinde ısı transferi ve sürtünme karakteristiklerini deneysel çalışmalarla incelemişlerdir. Testleri, 10,000-38,000 Reynolds sayısı aralığında, yuvarlak, dikdörtgen ve ikizkenar yamuk şeklinde yivlere sahip ısı değiştiricisi üzerinde yapmışlardır. Isı

transferindeki artışı, maksimum Reynolds sayısı olan 38,000 iken kıyasladıklarında, düz tüpe göre, yuvarlak yivli tüpte %63, ikizkenar yamuk şeklinde yivli tüpte %58 ve dikdörtgen yivli tüpte %47 daha büyük elde etmişlerdir. Isıl performansları değerlendirdiklerinde, Reynolds sayısı 28,000'e kadar dikdörtgen yivli tüplerin, 30,000'e kadar yuvarlak ve ikizkenar yamuk şeklinde yivli tüplerin entropi üretimindeki artış sayısı olan $N_{s,a}$ değeri 1'den küçük olduğu için termodinamik açıdan avantajlı olduğunu belirlemişlerdir. Bu sayının 1'den küçük olması ısı transferini artırmanın yanı sıra cihazın tersinmezliğini azalttığı için bir avantaj olduğunu belirtmişlerdir. İncelenen tüm tüpler için, entropi üretim hızının optimum değerini, Reynolds sayısı yaklaşık 17,000 olduğunda görmüşlerdir.

Pethkool vd. (2010), helisel oluklu bir tüpte, tek fazlı türbülanslı akışın ısı transferindeki değişimini araştırmışlardır. Eş eksenli helisel oluklu ısı değiştiricisi tüpünde, adımın ve dış yüksekliğinin çapa oranının ısı transferi, sürtünme ve ısıl faktörler üzerindeki etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Test akışkanı olarak su kullanmışlar ve Reynolds sayısı 5500'den 60,000'e kadar geniş aralıkta deneyler yapmışlardır. Deney sonuçlarında, düz tüpe kıyasla helisel oluklu tüpün ısı transferinin ve sıcak akışkandan soğuk akışkana doğru gerçekleşen ısı transfer miktarının, termodinamiğe göre olası maksimum ısı transfer miktarına oranı olan ısıl performansın önemli ölçüde arttığını görmüşlerdir. Ortalama sürtünme faktörünün ise düz tüpe oranla oluklu tüpte 1.46 ile 1.93 kat aralığında daha fazla olduğunu tespit etmişlerdir.

Yiğit (2010), eş eksenli iç içe borulu yay tipi türbülantör bir ısı değiştiricisinin sayısal analizlerinde kullanılan türbülans modellerinin etkisini nümerik ve deneysel olarak incelemiştir. İç boru içerisinden sıcak akışkan olarak hava, iç boru ile dış boru arasından soğutucu akışkan olarak su geçirmiştir. Hava akışının sürekli rejim ve türbülanslı akış şartlarında olduğu Reynolds sayısının 3000-18000 aralığında çalışmıştır. Farklı türbülantör modellerle elde ettiği sayısal sonuçları, deneysel sonuçlarla karşılaştırarak en iyi türbülans modelini belirlemeye çalışmıştır. Ansys Fluent programının transport denklemlere dayanan, yarı ampirik model olan ve türbülans kinetik enerjisiyle viskoz

kaybolma terimlerini kullanan $k-\varepsilon$ modelinin; “Standard-Standard Wall Function”, “Standard-Non-Equilibrium Wall Function”, “Standard-Enhanced Wall Treatment”, “RNG-Standard Wall Function”, “RNG-Non-Equilibrium Wall Function”, “RNG-Enhanced Wall Treatment”, “Realizable-Standard Wall Function”, “Realizable-Non-Equilibrium Wall Function”, “Realizable-Enhanced Wall Treatment” türbülans modellerini kullanmıştır. Deneysel sonuçlarla uyum sağlayan en iyi modelin “Standart-Standart Wall function” olduğunu görmüştür.

Wang vd. (2010), çalışmalarında yeni elipsoit çukurlu bir ısı transfer borusu geliştirip, ısı transferi ve hidrodinamik analiz bakımından incelemelerde bulunmuşlardır. Çukurları belirli bir açıda ve belirli eksen doğrultusunda yerleştirmişlerdir. Dış tarafta sabit debide sıcak su, iç tarafta 1-55 m³/h debi aralığında soğuk su geçecek şekilde deneyler yapmışlardır. Yeni geliştirdikleri çukurlu tüpün ısı transferi ve basınç düşüşünü incelemişler, küresel çukurlu ve düz tüplü ısı değiştiricileri ile yaptıkları deneylerle kıyaslamışlardır. Sonuçları incelediklerinde, elipsoit ve küresel çukurlu tüplerin Nusselt sayısının düz tüplere oranla sırasıyla % 38.6–175.1 ve % 34.1–158 daha yüksek olduğunu görmüşlerdir. Elipsoit ve küresel çukurlu tüplerin sürtünme faktörlerinin ise düz tüplere göre sırasıyla % 26.9-75 ve % 32.9-92 oranda arttığını belirlemişlerdir. Nusselt sayısını ve sürtünme karakteristiklerini birlikte değerlendirdiklerinde, çukurlu borularda, aynı sürtünme karakteristiklerinde, ısı transferinin % 87'ye kadar arttığını belirlemişlerdir.

Budak (2011), konsantrik bir tip ısı değiştiricisinde iç borunun girişine yerleştirilen dört farklı tipteki türbülötörlerin ısı transferine etkisini deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. Isı değiştiricisinde iç borudan sıcak akışkan olarak hava, dış borudan soğuk akışkan olarak su geçirmiştir. Türbülötörlerden bir tanesini deliksiz, diğerlerinin ise delik yerlerini değiştirerek tasarlamış ve bu türbülötörlerin ısı transferine ve basınç düşüşüne etkilerini aynı ve zıt yönlü paralel akış şartlarında karşılaştırmıştır. Deneysel çalışmadan elde ettiği sonuçlar ile Ansys Fluent programı kullanarak elde ettiği sonuçları karşılaştırmış ve birbirleriyle uyumlu olduğunu saptamıştır. Yapılan analizler

sonucunda en fazla ısı transferinin iç kanadı, dış kanadı ve gövdesi delikli türbülatorlerde olduğunu görmüştür.

Garcia vd. (2011), çalışmalarında oluklu tüp, çukurlu tüp ve bobin şeklinde sarılmış telli tüp olmak üzere üç değişik geliştirme tekniğinde yapay pürüzlülüğe sahip ısı değiştiricilerin ısıl-hidrolik davranışlarını deneysel olarak incelemiştir. Laminer, geçiş ve türbülanslı rejimlerde, ısı transferi ve basınç düşüşü verilerini deneysel olarak elde etmişlerdir. Sonuçları incelediklerinde yapay pürüzlülüğün şeklinin basınç düşüşüne etkisinin, ısı transferini artırmasına olan etkisinden daha fazla olduğunu, ayrıca bu şekillerin geçiş rejiminden türbülanslı rejime geçmeye etkisi olduğunu görmüşlerdir. Çalışma sonucunda benzer ısı transfer katsayısı seviyeleri için, basınç düşüşünün minimum olması bakımından, Reynolds sayısı 200'den düşük olan akışlar için düz tüplerin kullanımını tavsiye etmişlerdir. Reynolds sayısı 200 ile 2000 arasında bobin şeklinde sarılmış telli tüplerin kullanımını, 2000'den yüksek akışlar için oluklu veya çukurlu tüplerin kullanımını, aynı ısı transfer katsayıları için daha az basınç düşüşünden dolayı avantajlı bulmuşlardır.

Carija vd. (2014), çok sıralı kanatçıklı ve borulu ısı değiştiricisinde, hava tarafındaki akışkan hareketlerini ve ısı değişimini deneysel ve nümerik olarak incelemiştir. Kanatlı borulu ısı değiştiricisinde, düz ve panjurlu kanatlar arasında çeşitli Reynolds sayıları için kanat aralığı ve hava ön hızlarına dayanan kıyaslamalar yapmışlardır. Panjurlu ısı değiştiricileri üzerinde yapılan hesaplamaların, diğer ısı değiştiricisine göre ısı transfer karakteristiği bakımından önemli ölçüde daha iyi olduğunu ancak basınç düşüşünün fazla olduğunu görmüşlerdir. Nümerik simülasyon (CFD) sonuçları ile deneysel sonuçları karşılaştırdıklarında, her iki çalışmada da ortalama Nusselt sayısı sapması ve basınç düşüşünün aynı olduğunu belirlemişlerdir.

Dizaji vd. (2014), oluklu iç ve dış tüpten oluşan çift borulu ısı değiştiricisindeki ısı transferini, basınç düşüşünü ve ısıl etkinliği deneysel olarak incelemiştir. İç ve dış tüpün her ikisini de özel bir makine ile oluklu hale getirmişlerdir. Sıcak su (iç tüp) ve soğuk su (dış tüp) giriş sıcaklıklarını sırasıyla 40 °C ve 8 °C

civarında ve Reynolds sayısını 3500 ile 18000 arasında tutmuşlardır. Dış borunun oluklu olmasının sıcak akışkandan soğuk akışkana doğru gerçekleşen ısı transfer miktarının, termodinamiğe göre olası maksimum ısı transfer miktarına oranı olan ısıl performansını ve sürtünme karakteristiklerini önemli ölçüde etkilediğini görmüşlerdir. Isı değiştiricisindeki maksimum etkinliği, dış boruda içe doğru, iç boruda dışa doğru oluşturulan oluk sayesinde elde etmişlerdir.

Kathait ve Patil (2014), belirli aralıklarla oluşturulmuş oluklu ve pürüzlü bir yapıya sahip tüpte, ısı transferini ve sürtünme kayıplarını farklı sıvı akış hızlarına göre deneysel olarak incelemişlerdir. Oluklar arasında 1, 3 ve 5 adet boşluğa sahip ısı değiştiricisi tüpünü, farklı oluk yüksekliklerinde, 7,500'den 50,000'e kadar Reynolds sayıları için test etmişlerdir. Nusselt sayısı ve sürtünme faktöründeki maksimum gelişiminin, kendi ölçüleri için oluklar arası mesafenin oluk derinliğine oranı 10 iken ve oluklar arası 5 adet boşluk bırakıldığında gerçekleştiğini görmüşlerdir. Deneysel sonuçlarda, yine bu oran 10 iken ve Reynolds sayısının 7343 olduğu durumda 1 ve 3 adet boşluk bırakılan ısı değiştiricisine göre 5 adet boşluk bırakılan ısı değiştiricisinin ısıl-hidrolik bakımdan daha üstün olduğunu tespit etmişlerdir.

Aroonrat ve Wongwises (2016), R-134a gazının çukurlu bir tüp içerisinde yoğunlaşması sırasındaki ısı transferi ve basınç düşüşünü deneysel olarak incelemişlerdir. Çapraz akışlı, çift borulu, yatay tip bir ısı değiştiricisinde, iç tüpten soğutucu akışkan, iki tüp arasından soğuk su geçirerek testler yapmışlardır. İç tüpü bir düz, bir de çukurlu olacak şekilde bakır malzemeden imal etmişler ve ısı akısı, kütle akısı ve doyma sıcaklığının ısı transfer katsayısı ve sürtünmeden kaynaklı basınç düşüşünün değişimini incelemişlerdir. Ayrıca tüp yüzeyinin çukurlu ve düz olmasının ısı transferine ve sürtünmeden kaynaklı basınç düşüşüne etkisini test etmişlerdir. Sonuçta ısı transfer katsayısı ve sürtünmeden kaynaklı basınç düşüşünü düz tüpe göre çukurlu tüpte daha yüksek elde etmişlerdir. Reynolds sayısı arttıkça, Nusselt sayısının çukurlu tüpte yaklaşık 1.3 ile 1.4 kat daha yüksek olduğunu, diğer bir taraftan, Reynolds sayısı

azaldıkça, sürtünme faktörünün çukurlu tüpte yaklaşık 2.8 ile 4.1 kat daha yüksek olduğunu görmüşlerdir.

Coşkun ve Demir (2016), çalışmalarında kanatlı borulu ısı değiştiricisinde yüzey deseninin ısı performans üzerindeki etkisini, hesaplamalı akışkanlar dinamiği programı kullanıp, nümerik olarak incelemişlerdir. Köpek balığı desenli bir yüzey tasarlamışlar ve var olan düz, çukurlu ve yüzgeç desenli yüzeye sahip modellerle kıyaslamışlardır. Desenli olan modellerde ısı transferi yüzey alanının genişlemesi ve türbülans etkilerinden dolayı, düz modellere göre %20 daha fazla ısı transferi olduğunu görmüşlerdir. Modeller arasında ısı verimin en yüksek çukurlu desenli modelde ve takiben yüzgeç desenli, köpek balığı desenli ve düz modellerde, minimum basınç kaybının düz ve köpek balığı desenli modellerde, ısı gerilmesinin ise en az köpek balığı desenli modelde olduğunu belirlemişlerdir. Sonuç olarak tasarladıkları köpek balığı desenli modelin basınç kaybının ve ısı gerilmesinin diğerlerine göre daha az olmasından dolayı, bu modelin diğer modellere göre bu iki alanda daha avantajlı olduğunu görmüşlerdir.

Li vd. (2016), gelişmiş tüplerin geometrik dizaynının ısı-hidrolik performans açısından optimizasyonunu sağlamak için simülasyon kurmuşlar ve bu simülasyonu deneylerle desteklemişlerdir. Çukurlu tüp içindeki, iki ve üç boyutlu sürekli sıkıştırılmaz akışı, $k-\epsilon$ metodu kullanarak nümerik olarak çalışmışlardır. Sonuçta, tüp yüzeyinin üstündeki çukurların daha yüksek ısı transfer performansı sergilediğini görmüşlerdir. Çukurun çapı, şekli, derinliği, adımı ve başlama noktası gibi geometrik parametrelerin ısı performansına önemli derecede etki ettiğini belirtmişlerdir.

Bu tez çalışmasında, ısı değiştiricisi üzerindeki yüzey deseninin ısı transferine etkisi nümerik olarak incelenmiştir. Literatürde ısı değiştiricileri üzerine eklenen diyagonal bir desen olmamasından dolayı, aynı yüzey alanına sahip iki ısı değiştiricisinden birinde yüzeyler tamamen düz, diğerinde sadece alt ve üst yüzey diyagonal desenlere sahip olacak şekilde modellenmiştir. Her iki ısı değiştiricisinde de giriş sıcaklıkları sabit değerde ve 335.05 K olacak şekilde

tasarlanmıştır. Her iki ısı değiştiricisinin içerisinden 0.004, 0.006, 0.008, 0.010, 0.012, 0.014 kg/s olmak üzere 6 farklı kütlesel debiye sahip sıcak hava geçirilerek Ansys Fluent programı yardımıyla nümerik çözümler gerçekleştirilmiştir. Tasarlanan ısı değiştiricisinin alt ve üst yüzeylerindeki diyagonal desenlerin ısı transfer performansına, ısı değiştiricisinden geçen havanın çıkış sıcaklığına, akış hızına, akış alanına ve basınç düşüşüne etkisi incelenmiştir.



3. MATERYAL VE YÖNTEM

Bu bölümde tez çalışmasının materyal ve yöntemi anlatılmaktadır. Materyal bölümünde çalışma kapsamında kullanılan Ansys R17.2 Fluent programından bahsedilmiştir. Yöntem bölümünde ise çalışmanın yöntemi anlatılarak hazırlanan modelde kullanılan temel denklemler, model geometrisi, ağ yapısı, sınır şartları ile ilgili bilgiler verilmiştir.

3.1. Materyal

3.1.1. Ansys Fluent programı

Ansys programı bilgisayar destekli olarak analiz ve simülasyonların yapılabilirdiği bir mühendislik programıdır. Program ile mekanik, yapısal analiz, hesaplamalı akışkanlar dinamiği ve ısı transferi gibi farklı alanlardaki çalışmalara çözüm üretilebilmektedir. Program sonlu elemanlar yöntemindeki sonlu farklar metodunu kullanarak tek parça halinde analizi zor olan cisimleri parçalara böler, ayrı ayrı analizler yapar ve elde edilen sonuçları birleştirerek tek bir analiz halinde kullanıcısının yorumuna sunar (Cadsay, 2016). Ansys programı “Fluids”, “Structures”, “Electronics”, “Systems” gibi kısımlara ayrılır ancak bütün bileşenlerini “Workbench” adı verilen tek bir arayüzde toplamıştır.

Akışkanlar üzerinde çalışmaya imkan sağlayan ve Ansys programının bir modülü olan Ansys Fluent programı ile sıvı, gaz ve iki fazlı maddelerin simülasyonu yapılabilmektedir. Otomotiv endüstrisi, havacılık endüstrisi, beyaz eşya endüstrisi, kimya endüstrisi, turbomakine endüstrisi vb. birçok alanda akışkanlar mekaniği ve ısı transferi problemleri çözümüne imkan sağlamaktadır (Anova, 2016). Program sayesinde ürünlerin prototipleri üretilmeden, dijital ortamda test edilebilmekte böylece enerji, zaman, hammadde vb. bileşenlerin etkin şekilde kullanılmasına imkan sağlamaktadır.

Ansys Fluent programı, sonlu elemanlardaki sonlu farklar metoduyla analizleri üç ana aşamada gerçekleştirilmektedir. İlk aşamada programa bir problem

tanıtılır. Bu problemde modelin geometrisi ve malzemesi belirlenir ve model sonlu elemanlara bölünür. İkinci aşamada problemin sınır şartları atanır ve çözüm gerçekleştirilir. Son aşamada ise sonuçlar elde edilir ve değerlendirilir. Bu sayede belirlenen problem nümerik olarak sonuca ulaşmış olur (Ulu, 2011).

3.2. Yöntem

Ansys R17.2 Fluent programı ile modellenen dikdörtgenler prizması şeklinde ve bir tanesi 1000 x 200 x 40 mm, diğeri 1077,9 x 200 x 40 mm boyutlarında iki ısı değiştiricisi modellenmiş ve simüle edilmiştir. Sonlu elemanlar metodu kullanılarak türbülanslı şartlarda (4269 ile 14942 Reynolds sayıları aralığında), çelik malzemelerden meydana gelen ısı değiştiricileri ile nümerik çözümler yapılmıştır. Bu çözümlerde program içerisinde var olan denklemler, akışkanlar mekaniği ve ısı transferinde kullanılan Süreklilik denklemi, Navier-Stokes (N-S) denklemleri ve Enerji denklemleri ile birlikte eş zamanlı olarak çözdürülmüş ve sonuçlar çıkartılmıştır. Bu denklemlere gerçek bir ısı değiştiricisinde olması gereken sınır şartları verilerek çözümler yapılmıştır.

3.2.1. Temel denklemler

Akışkanlar Mekaniği ile ilgili problemlerin çözülmesi için ilgili termal akışkan mekaniğine ait denklemlerin kullanılması gerekir. Bu denklemler temel olarak kararlı halde (rejim hali) Süreklilik denklemi, Navier-Stokes denklemleri ve Enerji denklemleridir.

Süreklilik denklemi kartezyen koordinatlarda zamana bağımlı, kütle korunumu için aşağıdaki diferansiyel denklemi şeklinde ifade edilmiştir (Çengel ve Cimbala, 2008);

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (3.1)$$

Navier–Stokes Denklemleri kartezyen koordinatlarda konum ve vektör bileşenleri (x,y,z) ve hız bileşenleri (u,v,w) cinsinden açılabilir. Buna göre sıkıştırılmaz Navier-Stokes denklemlerinin (x,y,z) bileşenleri sırası ile;

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = - \frac{\partial P}{\partial x} + \rho g_x + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (3.2)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = - \frac{\partial P}{\partial y} + \rho g_y + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (3.3)$$

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = - \frac{\partial P}{\partial z} + \rho g_z + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (3.4)$$

olarak verilmiştir (Çengel ve Cimbala, 2008).

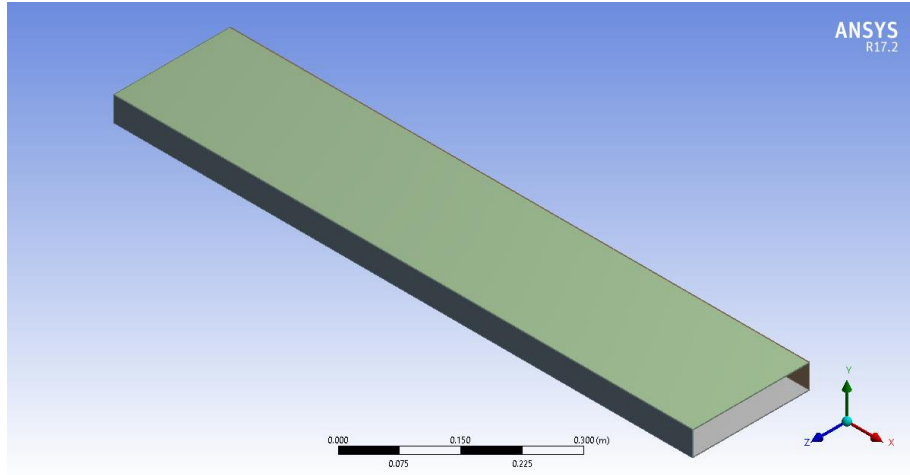
Enerji denklemleri ise;

$$\begin{aligned} \rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + v_x \frac{\partial T}{\partial x} + v_y \frac{\partial T}{\partial y} + v_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) &= k \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] \\ &+ 2\mu \left\{ \left(\frac{\partial v_x}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v_y}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial v_z}{\partial z} \right)^2 \right\} \\ &+ \mu \left\{ \left(\frac{\partial v_x}{\partial y} + \frac{\partial v_y}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v_x}{\partial z} + \frac{\partial v_z}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v_y}{\partial z} + \frac{\partial v_z}{\partial y} \right)^2 \right\} \end{aligned} \quad (3.5)$$

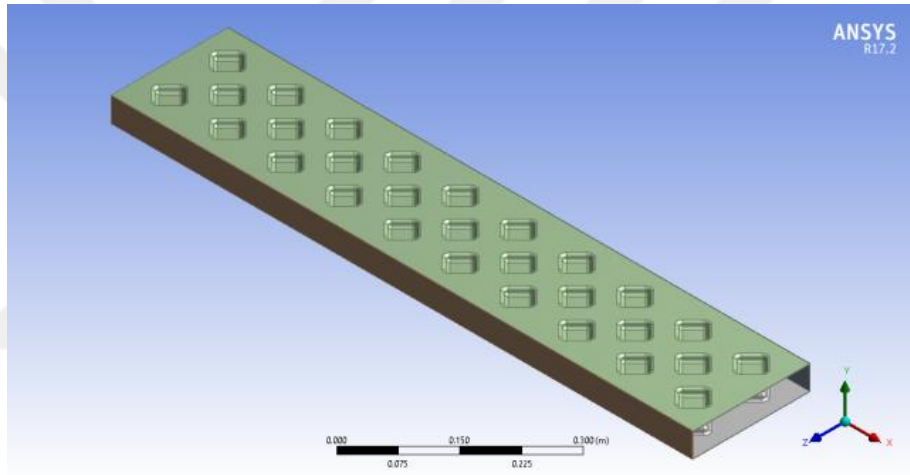
şeklinde tanımlanmaktadır (Bird vd., 1960).

3.2.2. Model geometrisi

Tasarlanan iki ısı değiştiricisinden ilki “Model A” olarak tanımlanmış ve çalışma için referans olmuştur. Model A ısı değiştiricisinin bütün yüzeyleri desensizdir. İkinci ısı değiştiricisi ise “Model B” olarak tanımlanmış, sadece alt ve üst yüzeyleri diyagonal desene sahip, dikey yüzeyleri desensizdir. Ansys R17.2 Fluent programı kullanılarak nümerik olarak çözdürülen Model A ve Model B'nin perspektif görüntüleri Şekil 3.1 a ve b'de gösterilmiştir.



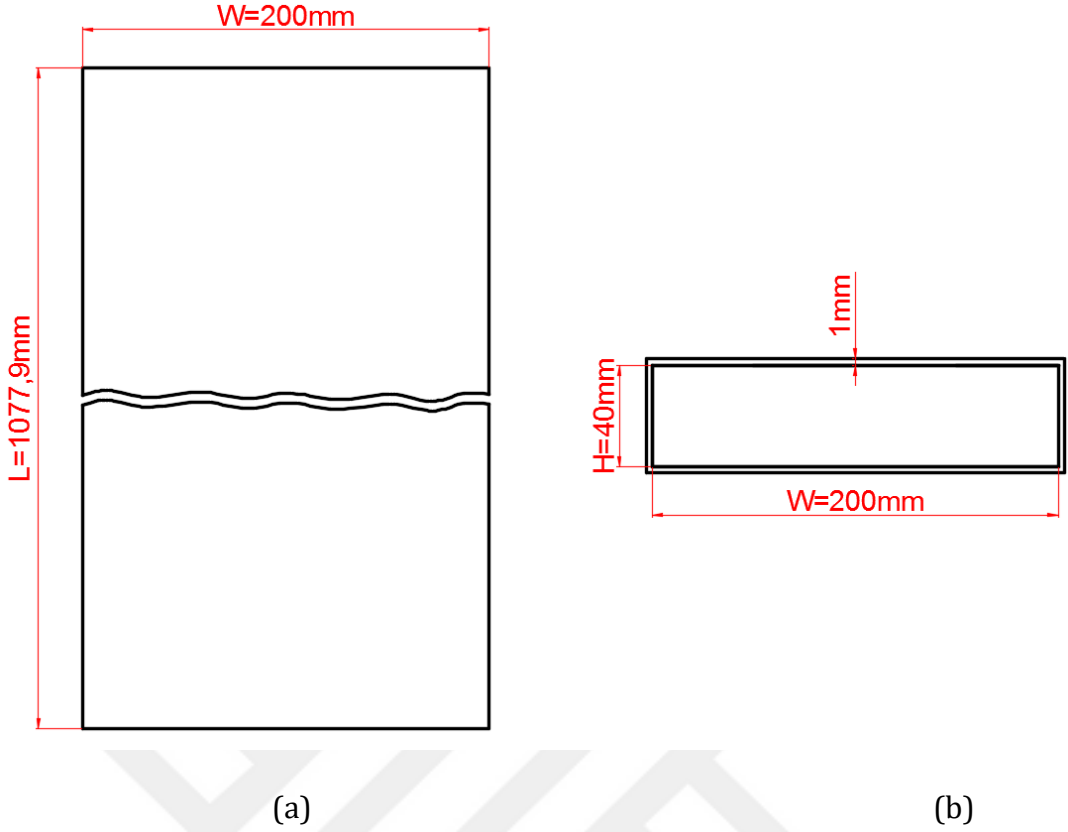
(a)



(b)

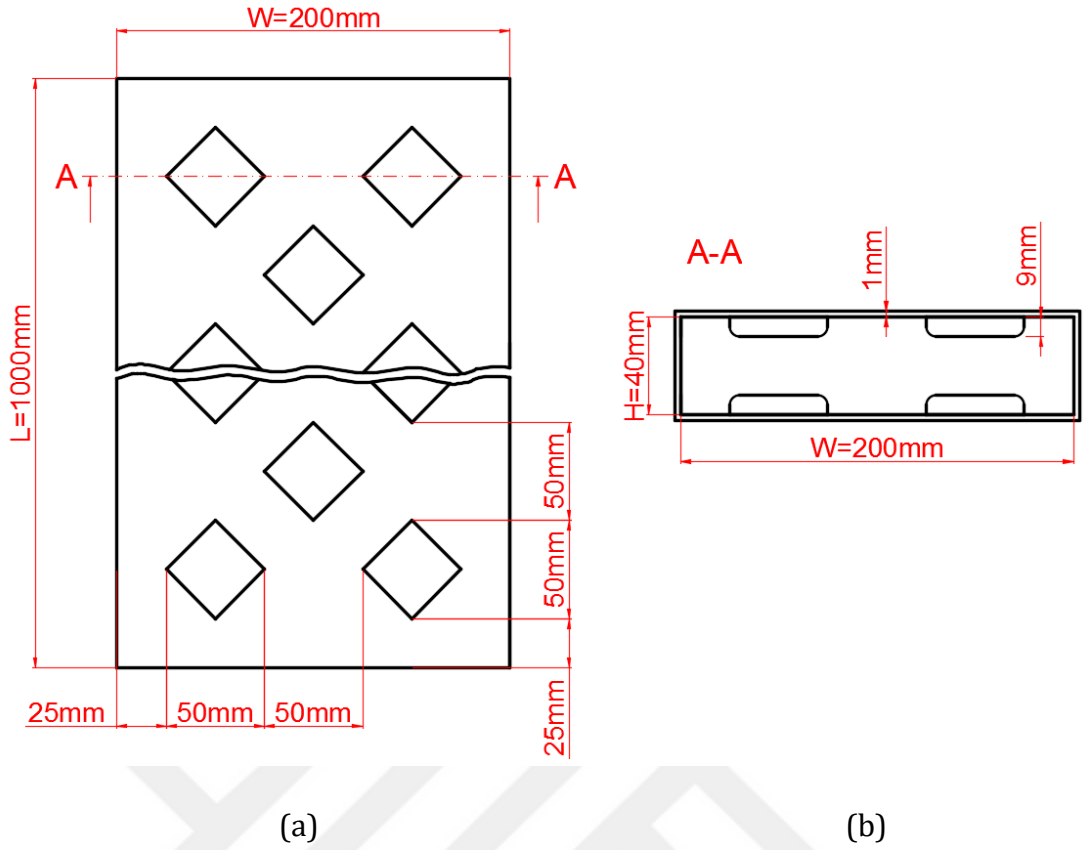
Şekil 3.1. Model A ve Model B ısı değiştiricisinin perspektif görünüşleri (a) Model A (b) Model B

Model A olarak tanımlanan ısı değiştiricisinin genişliği $W=200$ mm, yüksekliği $H=40$ mm ve uzunluğu $L=1077,9$ mm olan dikdörtgenler prizması şeklinde olup bütün duvar yüzeyleri düz (desensiz) olacak şekilde modellenmiştir. Model A ısı değiştiricisinin 2-D boyutundaki nden ve üstten görünüşlerinin çizimi Şekil 3.2 a ve b'de gösterilmiştir.



Şekil 3.2. Model A ısı değıştircisinin 2-D görünüşü ve boyutları (a) üstten görünüş (b) önden görünüşü

Model B olarak tanımlanan ısı değıştircisinde, ısı değıştircisine giren akışkanın giriş alan kesit ölçüleri Model A ile aynı olup ($W=200\text{ mm}$ genişliğinde, $H=40\text{ mm}$ yüksekliğinde), $L=1000\text{ mm}$ uzunluğunda, sadece alt ve üst duvar yüzeyleri diyagonal desenli dikdörtgenler prizması şekilde modellenmiştir. Alt ve üst duvar yüzeylerindeki desenler, köşegen uzunlukları 50 mm ve derinlikleri 9 mm olan diyagonal desenlerden meydana gelmiştir. Sadece alt ve üst yüzeylerdeki köşegen diyagonal desenlerin 2-D boyutundaki önden ve üstten görünüşlerinin çizimi Şekil 3.3 a ve b'de gösterilmiştir.



Şekil 3.3. Model B ısı değiştiricisinin 2-D görünüşü ve boyutları (a) üstten görünüş (b) A-A kesit görünüşü

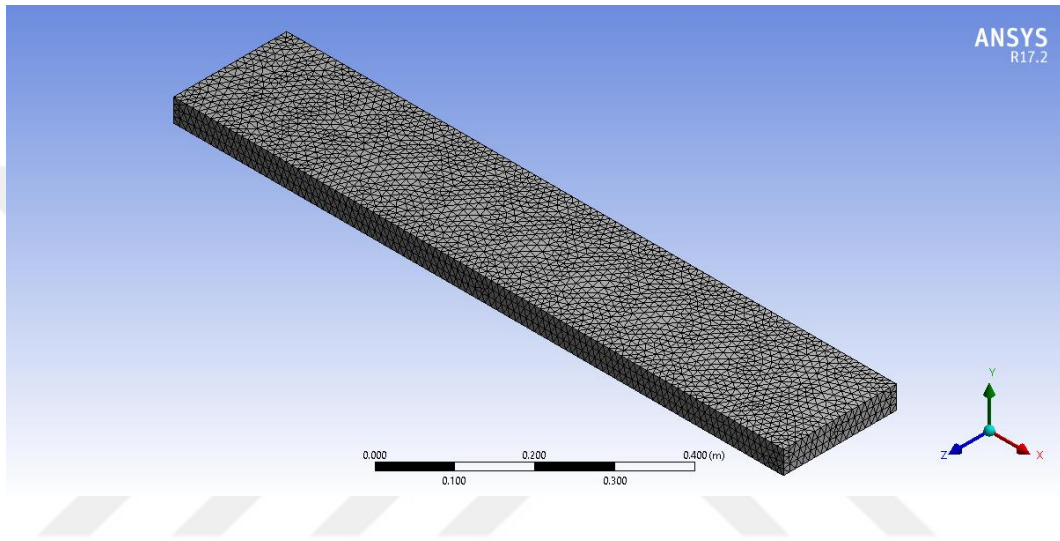
Tasarlanan ve çözümü yapılan Model A ve B ısı değiştiricilerinin uzunlukları birbirinden farklıdır. Bunun nedeni, ısı transferi sırasında alt, üst ve yan duvar yüzey alanları toplamını eşit tutmak içindir. Bu doğrultuda her iki modelde de akışkanın temas ettiği duvar yüzey alanları birbirine eşit tutulup, karşılaştırmada yüzey alanlarından meydana gelen etkinin bir parametre olarak düşünülmemesini sağlamaktır. Modeller kurulduktan sonra program içerisinde çekilen yan, üst ve alt yüzey alanları toplamı Model A için 0,517392 m², Model B için 0,517413 m²'dir. Bu alanların her iki model için birbirine yakın değerler olduğu görülmektedir.

3.2.3. Ağ yapısı

Çalışmada modellenen ısı değiştiricileri için “Automatic Method with Inflation”, “Automatic Method without Inflation”, “Tetrahedrons Method with Inflation” ve “Tetrahedrons Method without Inflation” olmak üzere dört farklı metot ile ağ

yapısı oluşturulmuştur. Bu dört metotla problem çözdürülüp sonuçlar incelendiğinde, sadece “Tetrahedrons Method without Inflation” metodu ile elde edilen çözümün analitik hesaplarla elde edilen sonuçlara yakın olduğu görülmüştür.

Model A olarak tanımlanan ısı değıştiricisinde “Tetrahedrons Method without Inflation” metodu kullanılarak oluşturulan ağ yapısı Şekil 3.4’te gösterilmiştir.



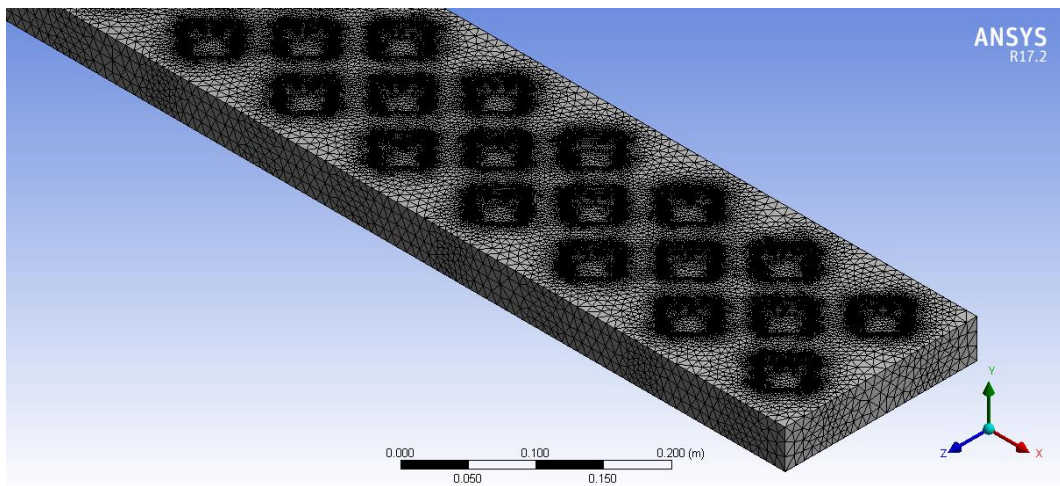
Şekil 3.4. Model A’nın ağ yapısının genel görünüşü

Oluşturulan ağ yapısı 10096 düğüm noktasından ve 46465 elementten oluşmuştur. Ağ yapısının kalite kriterlerinden olan element kalitesi ortalama 0.83219 ve skewness değeri ortalama 0.23446 okunmuştur. Element kalitesinin 0 ve 1 aralığından 1’e yakın olması, kalitesinin yüksek olduğunu göstermektedir (Ansys User’s Guide, 2017). Skewness değeri ise Çizelge 3.1’e göre 0 ve 1 aralığından 0’a yaklaştıkça daha kaliteli olmaktadır.

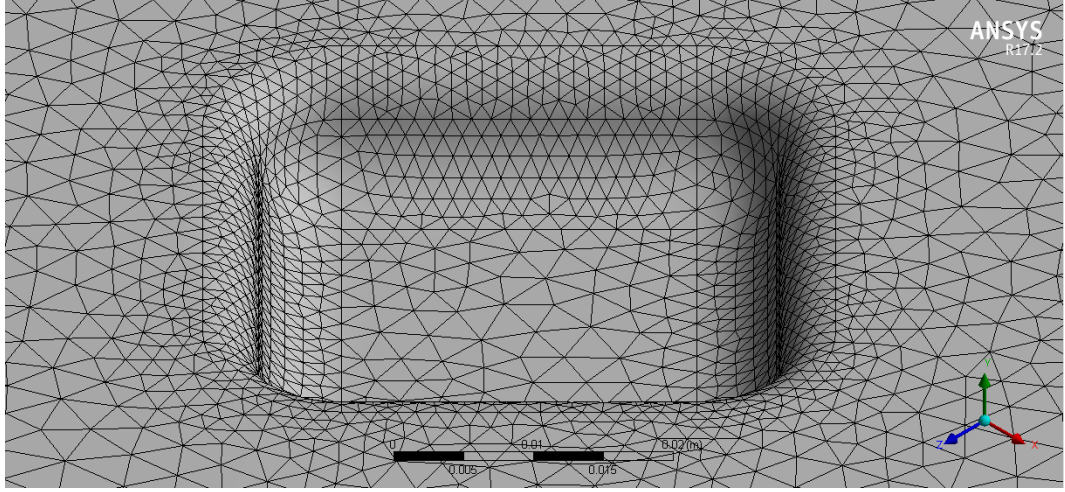
Çizelge 3.1. Skewness değerine karşı hücre kalitesi (Ansys User's Guide, 2017)

Skewness Değeri	Hücre Kalitesi
1	Bozuk
0.9 — <1	Kötü
0.75 — 0.9	Zayıf
0.5 — 0.75	Uygun
0.25 — 0.5	İyi
>0 — 0.25	Mükemmel
0	Eşkenar

Model B'nin ağ yapısında "Automatic Method without Inflation" kullanılmıştır. Model B'nin diyagonal desenleri üzerinde eğri (kısmen matematiksel eğri) yüzeylere sahip olmasından dolayı program "Tetrahedrons" yapıyı kendisi oluşturmuştur. Oluşturulan ağ yapısı 432051 düğüm noktasından ve 2252876 elementten oluşmuştur. Ağ yapısının kalite kriterleri ise, element kalitesi ortalama 0.83491 ve skewness değeri ortalama 0.23205 okunmuştur. Şekil 3.5'te Model B'ye ait ağ yapısının genel yapısı ve Şekil 3.6'da ağ yapısına ait bir detay görülmektedir. Çizelge 3.1 incelendiğinde Model B için elde edilen skewness değerlerinin de Model A'daki değerlere yakın ve uygun olduğu görülmektedir.



Şekil 3.5. Model B'nin ağ yapısının genel görünüşü



Şekil 3.6. Model B'ye ait bir desenin ağ yapısının görünüşü

3.2.4. Sınır şartları

Tasarlanan düz yüzeyli ısı değiştiricisi (Şekil 3.1 a) ve sadece alt ve üst yüzeyleri desenli iki yan (dik) yüzeyleri düz (desensiz) ısı değiştiricilerinde (Şekil 3.1 b) giriş ve atmosfere temaslı yüzeyler için sınır şartları tanımlanmıştır. Giriş şartları için ısı değiştiricisine giren sıcak havanın sıcaklığı sabit olup $T_{Giriş}=335.05$ K'dir. Dış ortam havasının sıcaklığı $T_{Ortam}=293.15$ K'de sabit bir değerde tutulurken; ortam havasının basıncı ve ısı değiştiricisine giren sıcak havanın basıncı $P_{Giriş}=101.325$ kPa alınmıştır.

Isı değiştiricisine verilen sıcak hava 6 farklı kütleli debide (0.004, 0.006, 0.008, 0.010, 0.012, 0.014 kg/s) seçilerek nümerik çalışmalar yapılmıştır. Yiğit 2010 yılında yapmış olduğu araştırmada ve Mohammedsalih 2017 yılında yapmış olduğu yüksek lisans tez çalışmasında; deneysel yapılan çalışmaların sonuçlarının Ansys Fluent programı yardımıyla yapılan nümerik çalışmaların sonuçları ile karşılaştırıldığında "K-ε, RNG, Standart Wall" çözüm yöntemi ile elde edilen sonuçlarda minimum hata oranının meydana geldiğinden bahsetmişlerdir. Bu düşünce ile yola çıkılarak tasarlanan düz yüzeyli (desensiz) ısı değiştiricisinin aynı ebatlarında deneyler gerçekleştirilerek çıkan ısı performans değerleri ile nümerik "K-ε, RNG, Standart Wall" türbülanslı çözüm yönteminde alınan ısı performans değerleri karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma sonucu deneysel ve nümerik sonuçlar birbirlerine çok yakın çıkmıştır.

Hazırlanan ısı değiştiricisinin çeperleri izolesiz olup atmosfer ile temas halindedir. eperler ıplak olduğu için yüzeylerden atmosfere doğal konveksiyon ve radyasyon yolu ile ısı transferi meydana gelmektedir. Dolayısıyla ısı değiştiricisi içerisinden geçirilen sıcak hava ısı kaybederek soğuyan akışkan konumunda ısı transferi gerçekleştirmektedir. Isı değiştiricisinin kanal kesiti içerisinden geçen sıcak havanın ortama olan ısı transfer miktarı, ısı değiştiricisinin çeper malzemesine ve çeper malzemesinin radyasyon yayma oranına bağlıdır. Tasarlanan ısı değiştiricisi elik malzemedendir yapılmış olup, bu malzemenin kondüksiyon yolu ile ısı transferini sağlayan ısı iletim katsayısı $k=16.24$ [W/mK] (Ansys User's Guide, 2017) ve radyasyon yayma oranı $\epsilon=0.21$ (Incropera ve DeWitt, 2006) değeri nümerik çalışmada kullanılmıştır. Analitik yol ile hesaplatılan doğal konveksiyon taşınım katsayıları izelge 3.2'de gösterilmiştir. Bu değerler programa verilerek ısı değiştiricilerindeki ısı performans değerleri nümerik olarak elde edilmiştir.

Çizelge 3.2. Analitik olarak ozdrlen ve ozmde kullanılan sınır Şartlarını gösteren parametreler

	Akışkan Debisi	Akışkan Giriş Sıcaklığı	Dış Ortam Sıcaklığı	Reynolds Sayısı	Akış Tipi	Isı Transfer Katsayısı
Birim	kg/s	K	K			W/m ² K
Model A	0.004	335.05	293.15	4269	Trblanslı	4.79
	0.006	335.05	293.15	6404	Trblanslı	4.90
	0.008	335.05	293.15	8539	Trblanslı	4.95
	0.010	335.05	293.15	10673	Trblanslı	4.99
	0.012	335.05	293.15	12808	Trblanslı	5.01
	0.014	335.05	293.15	14942	Trblanslı	5.04
Model B	0.004	335.05	293.15	4269	Trblanslı	4.94
	0.006	335.05	293.15	6404	Trblanslı	5.05
	0.008	335.05	293.15	8539	Trblanslı	5.10
	0.010	335.05	293.15	10673	Trblanslı	5.13
	0.012	335.05	293.15	12808	Trblanslı	5.16
	0.014	335.05	293.15	14942	Trblanslı	5.19

4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA

4.1. Çıkış Sıcaklık Değerleri

Tez çalışmasında $W=200$ mm x $H=40$ mm ebatlarında dikdörtgen kesitli, uzunluğu L olan dikdörtgenler prizması şeklinde yatay konumda Model A ve Model B olarak tanımlanan ısı değiştiricileri kullanılmıştır. Model A'daki ısı değiştiricisinin bütün yüzeyleri düz (desensiz) olup ısı değiştiricisinin aksel uzunluğu $L=1077,9$ mm'dir (Şekil 3.2). Model B'deki ısı değiştiricisinin sadece alt ve üst yüzeylerinde 50 mm X 50 mm ebatlarında ve 9 mm derinliğinde diyagonal desenler oluşturulmuştur (Şekil 3.3).

Hazırlanan ısı değiştiricisinin aksel uzunluğu boyunca kenarlarında belirli aralıklarla 10'ar adet, orta boşluklarda 9 adet olmak üzere toplam 29 diyagonal desen yerleştirilmiştir. Diyagonal desenlerin tam ölçüleri Şekil 3.3 a ve b'de gösterilmiştir. Model B'yi oluşturan ısı değiştiricisinin üst yüzeyindeki desenlerin tam simetriği alt yüzey üzerinde de mevcuttur. Alt ve üst yüzeyler üzerindeki diyagonal desenlerin görüntüsü Şekil 3.3 b'de verilmiştir. Model B'deki ısı değiştiricisinin alt ve üst yüzeylerindeki $29+29=58$ adet diyagonal desenlerin meydana getirmiş olduğu toplam yüzey alanının fazlalığı Fluent programı yardımıyla çıkartılmıştır. Model B'deki toplam yüzey fazlalığını dikkate alarak Model B'deki ısı değiştiricisinin aksel uzunluğu $L=1000$ mm alınmıştır. Böylece her iki ısı değiştiricisinin aksel boyu boyunca kesit alanının değeri sabit tutularak aksel boyu L değişken alınmıştır. Dolayısıyla, iki farklı ısı değiştiricisinin üzerindeki ısı performans değerlerini kıyaslarken, toplam alan faktörünün etken olarak dikkate alınmaması için, ısı değiştiricisinin aksel uzunluk değeri belirlenirken ısı transferine maruz kalan toplam alanın eşitliği ilkesi dikkate alınmıştır.

Isı değiştiricilerinin aksel uzunluğu boyunca kesit alan ölçüleri (200 mm X 40 mm), şekil faktörü göz önüne alınarak ısı değiştirici yüksekliği $H=400$ mm değerinde (kısa) seçilerek ısı değiştiricilerinin alt ve üst yüzeylerindeki diyagonal desenlerin ısı performans etkileri net bir şekilde ortaya

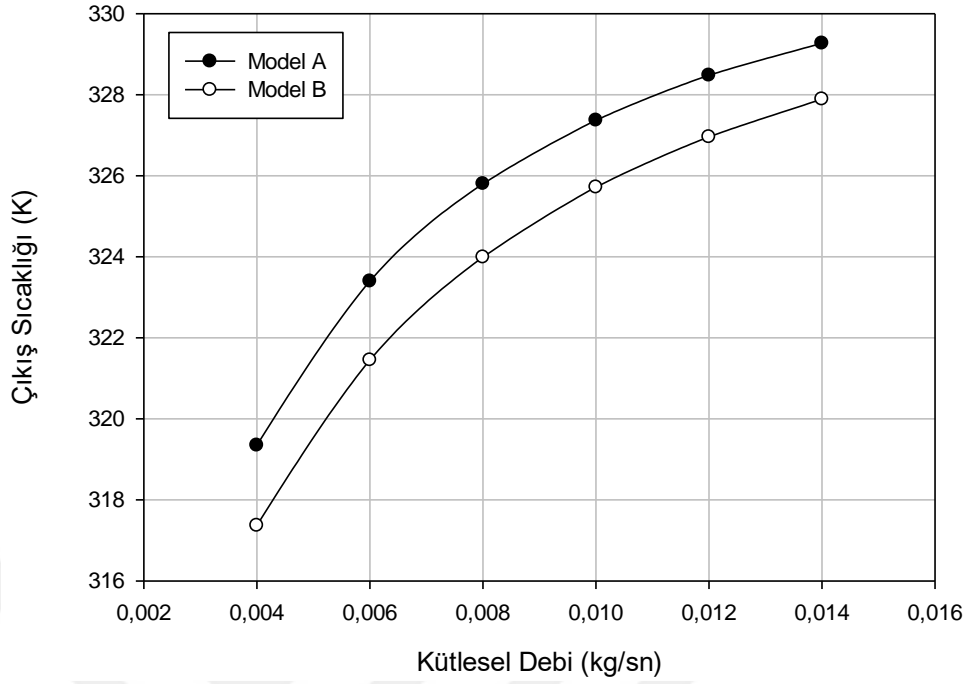
çıkarılmıştır. Hem Model A hem de Model B ısı değiştiricilerinden yatay konumda 335.05 K sıcaklığında 6 farklı debide sıcak hava geçirilerek çözümler gerçekleştirilmiştir. Çözümlerde Model B'deki hem alt yüzeylerde hem de üst yüzeylerdeki toplam 58 adet diyagonal desenin havanın çıkış sıcaklığına, kanal içerisinden geçen sıcak havanın aksel uzunluğu boyunca hız değişimine, akış alanına ve basınç değişimine etkileri karşılaştırılmıştır.

Programda 6 farklı kütleli debideki sıcak hava Model A ve Model B içerisindeki kanaldan geçirilmiş ve havanın kanal çıkışındaki sıcaklık değerleri Çizelge 4.1'de verilmiştir.

Çizelge 4.1. Akışkan çıkış sıcaklıkları

	Akışkan Debisi	Akışkan Giriş Sıcaklığı	Akışkanın Çıkış Sıcaklığı
Birim	kg/s	K	K
Model A	0.004	335.05	319.35
	0.006	335.05	323.40
	0.008	335.05	325.80
	0.010	335.05	327.37
	0.012	335.05	328.48
	0.014	335.05	329.27
Model B	0.004	335.05	317.37
	0.006	335.05	321.45
	0.008	335.05	323.99
	0.010	335.05	325.72
	0.012	335.05	326.96
	0.014	335.05	327.89

Bu çözümlemede Model A ve Model B için havanın giriş sıcaklığı sabit (335.05 K) tutulmuş ve 6 farklı kütleli debi için havanın çıkış sıcaklık değerleri incelenmiştir. Sonuç olarak kütleli debinin artışı ile havanın çıkış sıcaklık değerlerinin de arttığı görülmektedir. Bu değişim Şekil 4.1'de gösterilmiştir.



Şekil 4.1. Model A ve Model B için havanın çıkış sıcaklıklarının debiye bağlı değişimi

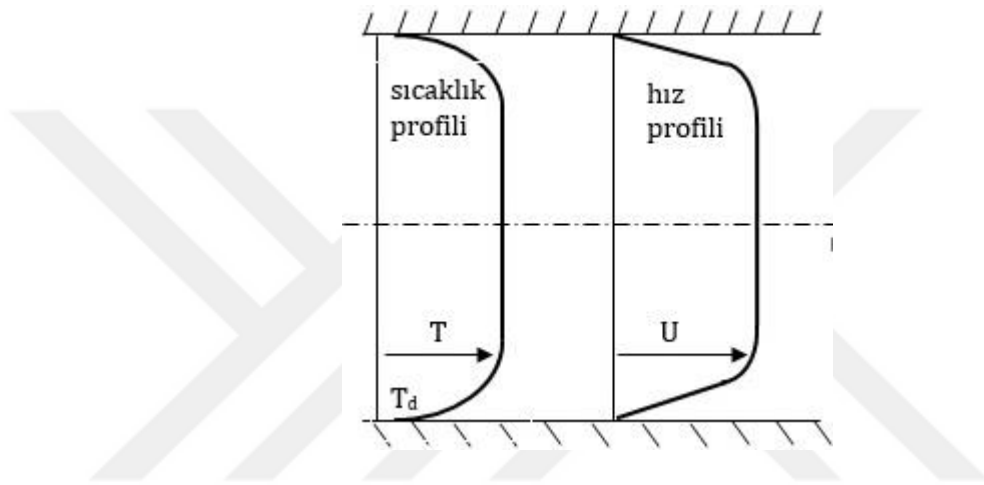
Çizelge 4.1 ve Şekil 4.1 incelendiğinde hem Model A hem de Model B’de görüldüğü gibi ısı değiştiricilerinin içerisinde geçiren sıcak havanın kütleli debileri artarken çıkış noktasındaki sıcaklık değerleri de üstel fonksiyon şeklinde artmaktadır. Literatürde, ısı değiştiricilerinin çeperlerinden ortama doğal konveksiyon yolu ile transfer edilen ısı miktarı, ortam ile temaslı yüzey sıcaklık değerlerinin “n” üstel fonksiyonu ($Q \propto T_s^n$) ile orantılı olarak değiştiğinden ve orantıdaki üst kuvvetin doğal konveksiyon için, “n” değerinin 1.25-1.33 değerleri arasında olduğundan bahsedilmektedir (Incropera ve DeWitt, 2006). Bu literatür bilgisine göre ısı değiştiricisinin dış yüzeyinden atmosfere transfer edilen ısı miktarı “Q” ’nun üstel fonksiyon halinde değişimi gerçekleşmektedir. Hem Model A hem de Model B’deki ısı değiştiricilerinden 6 farklı kütleli debinin değişiminden elde edilen ısı miktarının değişimiyle, $\dot{Q} = \dot{m} c_p \Delta T$ formülündeki sıcaklık farkı değeri olan ΔT ’nin de üstel fonksiyon halinde değiştiği görülmektedir. Sıcaklık farkı ΔT ’nin üstel fonksiyon halinde değişimi bize ısı değiştiricisinin içerisine verilen sabit sıcaklıktaki havanın çıkış sıcaklıklarının artan kütleli debiye göre üstel fonksiyon halinde elde edildiğini gösterir.

Her iki modelde de verilen sabit sıcaklıklardaki sıcak havanın kütleli debilerinin değişimindeki üstel fonksiyonun “n” üstel değerinin aynı değerde olduğu Şekil 4.1’deki eğrilerden anlaşılmaktadır. Üstel fonksiyonun “n” değerinin aynı olması demek, eğrilerin birbiri ile çakışır halde olması demektir. Ayrıca Model A’daki ve Model B’deki ısı değiştiricilerinin çıkış noktasındaki sıcaklık değerleri karşılaştırıldığında; Model A’daki düz (desensiz) yüzeyli çıkış sıcaklık değerlerinin Model B’deki desenli yüzeyli çıkış sıcaklık değerinden yüksek olduğu görülmektedir. Model A’daki havanın çıkış sıcaklık değerinin yüksek olması, aynı veriler altında kanal içerisinden geçirilen sıcak havanın kanalın çeperlerinden ortama olan ısı transferinin az olmasından dolayıdır. Desenli yüzeylere sahip Model B’den geçirilen sıcak havanın kanalın çeperlerinden ortama olan ısı transfer miktarı Model A’ya göre yüksek değerde, Model B’deki sıcak havanın çıkış sıcaklık değeri her bir kütleli debiyeye karşılık düşüktür.

Akışkanın debisi ısı değiştiricilerinde belirli bir miktar ısıyı nakledebilmek için gerekli olan önemli bir parametredir. Bu debiyeye eşdeğer akışkan hızı küçük tercih edildiğinde (sürtünme kayıp enerjisi akışkanın akış hızının karesi ile orantılı olması nedeni ile) sürtünme kayıp enerjisini düşürmek, bu debinin geçtiği akış kesitinin büyütülmesi ile sağlanabileceğinden ısı değiştiricisinin boyutları da buna bağlı olarak artacaktır. Bu kavramı düşünerek çalışmadaki ısı değiştiricilerinin boyutları en uygun değerde hesaplanarak tasarlanmıştır. Akış hızı, kanal içindeki sıcak havanın akışı, dolayısıyla akışkan partiküllerinin birbirlerine olan etkisini belirler. Akış laminer ise akışkan partiküllerinin karşılıklı etkisi implus alış-verişine sebep olmayacak derecede dengelidir. Laminer akışta akışkan partiküllerinin izlediği yol olan akış iplikçikleri birbirini kesmez. Bu halde akışkan partikülleri arasındaki karşılıklı etki viskoz kuvvetlerinden ibarettir. Çalışmadaki ısı değiştiricilerinin kanallarından geçirilen sıcak havanın türbülanslı (4300-15000) akış çeşidine sahip olduğu Çizelge 3.2’de gösterilmiştir.

Akışkan akarken akışkan partikülleri akış yönündeki hareketi esnasında birbirleri ile yakın temas halinde olup, bu duruma tabakalar halinde akış denir.

Isı değiştiricisinin dikdörtgen kanal içerisinde ilerleyen akışkanın ısı transferi olayı esnasında akışkan soğumaktadır, yani akışkan ısı kaybetmektedir. Bu esnada akışkan soğuyorsa ısı geçişi iç tabakalardan dış tabakalara doğru gerçekleşirken, bir kesitteki sıcaklık dağılımı iç tabakalardan dış tabakalara doğru düşer. Bu çalışmadaki kanal içerisinden geçirilen sıcak hava türbülanslı olup implus alış-verişi sebebiyle akış hızı kanal ortasından kanal kenarına çok yakın bir yere kadar uniform (sabit) kalır. Kanal içerisinden geçirilen soğuyan akışkanın türbülanslı akıştaki hız ve sıcaklık profilleri Şekil 4.2’de gösterilmiştir.

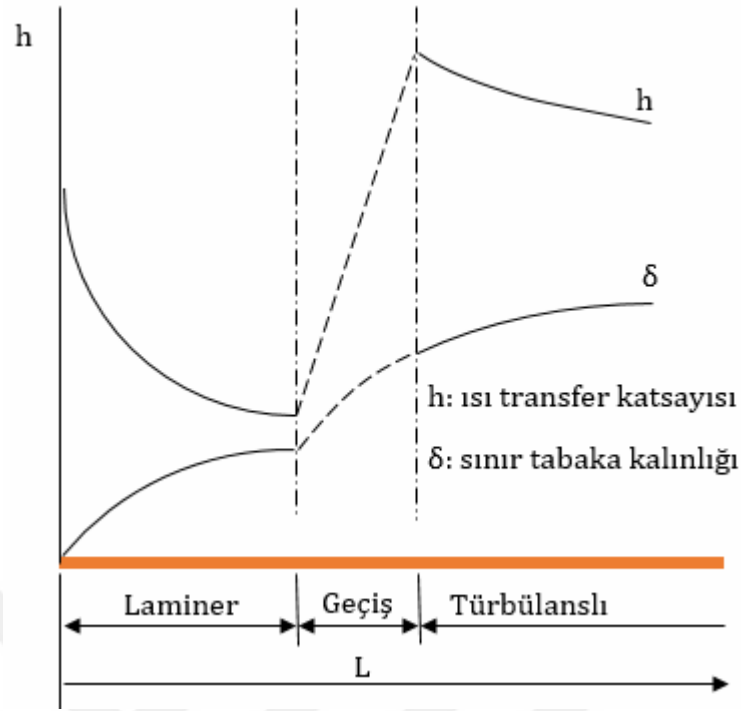


Şekil 4.2. Soğuyan türbülanslı akıştaki hız ve sıcaklık profilleri (Gökçe, 1985)

Isı transferi bilgilerine göre türbülanslı akışta kanalın ekseni boyunca akışkan akışına dik doğrultuda meydana gelen yer değiştirmeler nedeni ile birbirine yakın ortamlar arasında kütle karışması olur. Karışan kütleler arasında implus alış-verişi meydana gelir. Sıcaklıkları farklı kütleler arasında meydana gelen implus alış-verişi ısı alış-verişini artırarak sıcaklık profillerini etkiler. Bu sıcaklık profilleri Şekil 4.2’de gösterilmiştir. Kanal içerisinden geçen sıcak havanın akışındaki kütle karışımı sebebi ile partikül yığınları arasında ısı alış-verişi hızlandığından kanalın alt ve üst cidarlarına yakın bölgelere kadar sıcaklık sabit kalmaktadır. Sıcaklığın sabit kaldığı ortamdaki akışkan içerisindeki ısı alış-verişinde kütle karışması çok etkili olmaktadır (Gökçe, 1985). Buna karşılık sıcaklığın hızla düştüğü kısımlarda ısı transferi iletimle olmaktadır.

Akan akışkanın içindeki ısı transferinin akış türüne bağlı olarak değiştiği yukarıdaki ifadelerden anlaşılmaktadır. Akışkan ile kanal çeperi arasında

meydana gelen sınır tabaka önem kazanır. Sınır tabaka kalınlığı arttıkça akışkan ile kanal çeperi arasındaki ısı transferi yavaşlar. Sınır tabaka kalınlığı incelidikçe akışkan ile kanal çeperi arasındaki ısı transferi daha etkili olmaktadır. Sınır tabakanın kalınlığı ısı değiştiricisinin aksnel uzunluğu boyunca dikdörtgen kesitli kanal içerisinden geçirilen sıcak havanın akış türüne (akış türü bütün nümerik çözümlerde türbölanslı) ve kanalın yüzey yapısına bağlı olarak gerçekleşir. Sınır tabaka laminer akışlarda daha kalın olup türbölanslı akışlarda ise daha ince yapılıdır. Bundan dolayı laminer akışta meydana gelen sınır tabakada ısı transferi daha yavaş iken, türbölanslı akışta meydana gelen sınır tabakada ısı transferi daha etkilidir. Hem deneysel çalışmalarda hem de nümerik çalışmalarda ısı değiştiricilerinin giriş bölgelerinde sınır tabaka başlangıçta laminer karakterdedir. Akış doğrultusu boyunca ilerledikçe sınır tabaka kalınlaşır. Bu kalınlaşma belirli değere kadar devam eder. Daha sonra bu sınır tabakayı besleyen enerjinin yetersizliği nedeni ile daha kalın bir sınır tabakanın sürüklenememesinden dolayı sınır tabakanın alt kısmı ile üst kısmı arasında hız farkı meydana gelir (Gökçe, 1985). Bu hız farkı sınır tabakanın üst kısmındaki akışkanın alt kısmındaki akışkanın üstüne kayarak devrilmesine sebep olur. Böylece başlangıçta oluşan laminer sınır tabaka incelerak türbölanslı sınır tabakaya dönüştüğünden bu kavramın gerçekleştiği yere laminerden türbölanslıya dönüş noktası denir (Gökçe, 1985). Laminerden türbölanslıya dönüş noktasının gelişimi Şekil 4.3'te gösterilmiştir.

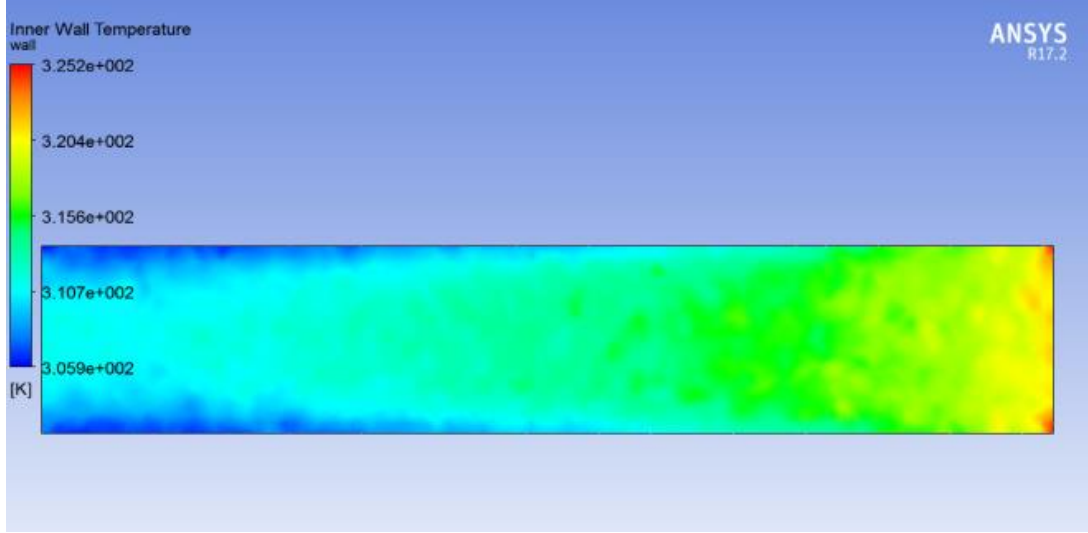


Şekil 4.3. Isı değiştiricisi boyunca taşınım katsayısı (h) ve Sınır tabaka kalınlığı (δ) değişimi (Incropera ve DeWitt, 2006)

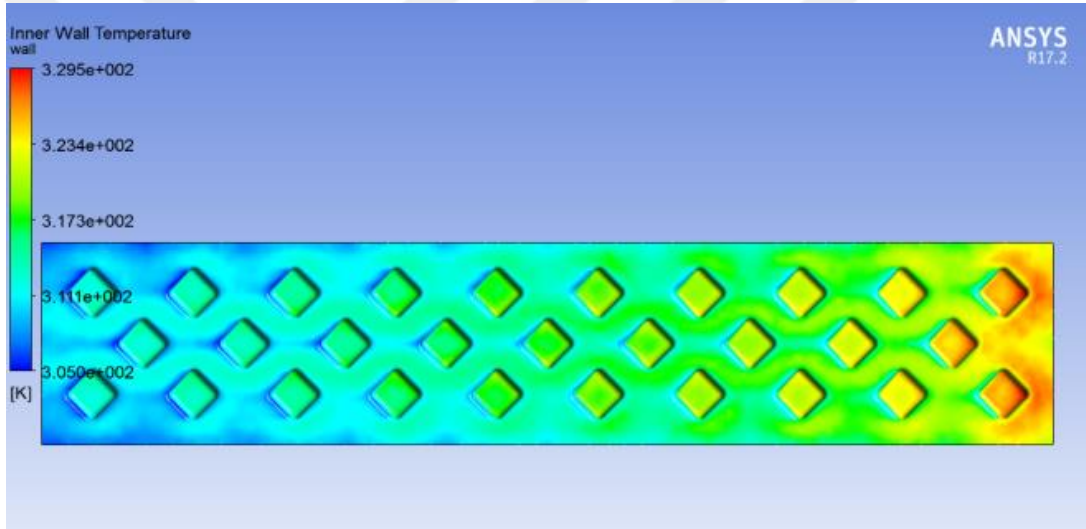
Şekil 4.3'te laminardan türbülanslıya geçiş ve türbülanslı bölgelerdeki taşınım ısı transfer katsayısı (h) ve sınır tabaka kalınlığı (δ)'nın uzunluğu boyunca değişimi gösterilmektedir. Bu dönüş noktasından itibaren sınır tabakaya kütle giriş-çıkışı ile yeterli miktarda enerji sağlanırsa, sınır tabakanın kalınlaşması önlenmesi gibi türbülanslı sınır tabaka özelliği korunur (Gökçe, 1985). Bu ifadeye göre, Şekil 4.1'de ısı değiştiricisinin içerisinden geçen havanın çıkış noktasındaki sıcaklık değerlerinin artan kütleli debiyle birlikte arttığı görülmektedir. Bu durumda ısı değiştiricisi içerisinden geçen havanın kütleli debisi artırılarak sınır tabaka içerisinde kütle giriş-çıkışı artırılmış olacaktır. Sınır tabakaya kütle giriş-çıkışının artırılması ile yeterli miktarda enerji sağlanarak sınır tabaka kalınlaşması önlenmiş olur. Yukarıdaki ifadelerden anlaşıldığı gibi akışkan ile kanal çeperi arasında oluşan ince sınır tabakadan ısı transferi daha etkili olacağından dolayı Model B'deki havanın çıkış noktasındaki sıcaklığı daha düşük değerlerde gerçekleşmiştir. Öyle ki, Model B'nin içerisinden geçen sıcak akışkanın geçtiği kanalın akışkan ile kanal çeperi arasında oluşan ince sınır tabakadan oluşan ısı transferi sayesinde ortama olan doğal

konveksiyon ve radyasyon yolu ile ısı transferi daha yüksek değerlerde olduğu söylenilmektedir. Ortama olan ısı transferinin yüksek olması, kanal içerisinden geçen sıcak akışkanın çıkış noktasındaki sıcaklığının düşük olmasına sebep olmuştur.

Sınır tabaka teorisinden bilindiği gibi trblanslı sınır tabaka içerisinde sürtünmeden kaynaklanan enerji kaybı laminer sınır tabakaninkinden daha küçüktür. Ayrıca kanal içerisinde akan akışkan ile kanal çeperi arasında oluşan trblanslı sınır tabakanın inceliği nedeni ile ısı transferine direnç değeri laminer sınır tabakaninkinden daha küçüktür. Sınır tabakanın trblanslı karakterini sürdürebilmek için kütle akışının da trblanslı olması gerekir, yani sınır tabaka ile kütle akışı arasında yeterli miktarda implus alış-verişinin sağlanması gerekmektedir. Bu tez çalışmasında bu kavramı dikkate alarak 6 farklı kütlesel debi ile yapılan çözümlerin trblanslı akış karakterini taşıması dikkate alınmıştır (izelge 3.2). Model A ve Model B ısı değiştircileri içerisinden başlangıç şartları ve sınır şartları aynı kalmak koşuluyla kütlesel debisi $m=0.004$ kg/s olan sıcak hava geçirildiğinde ısı değiştircilerinin üst yüzeyindeki sıcaklık dağılıminın görünüşü şekil 4.4 a ve b'de gösterilmiştir.



(a)



(b)

Şekil 4.4. Model A ve Model B ısı değıştircisinin hava ile temas ettiği üst iç duvar yüzey sıcaklık dağılımlarının görünüşü (a) Model A (b) Model B

Şekil 4.4 incelendiğinde, ısı değıştircisinin üst iç duvar yüzeyinin sıcaklık dağılımının içerisinde maksimum sıcaklık değeri Model A'da 325.2 K iken, Model B'de 329.5 K olduğu görülmektedir. Model B'deki kanalın üst iç duvar yüzey sıcaklığının fazla olması nedeni ile bu yüzeyden ortama olan ısı transferinin Model A'ya göre yüksek olduğu ifade edilir.

Ayrıca kanalların üst iç duvar yüzey sıcaklıklarının görünüşüne göre, Model B'deki yüksek sıcaklık alanları Model A'daki yüksek sıcaklık alanlarından daha

fazladır. Isı transferi bilgilerinden bir yüzeyden ortama olan ısı transferi o yüzeyin yüzey alanları ile doğru orantılı olduğu kavramına göre, Model B'den ortama daha fazla ısı transferi gerçekleştiği görülmektedir. Yukarıdaki ifadelerde detaylıca belirtildiği gibi Model B'deki hem alt yüzeyde hem de üst yüzeyde birbirlerine simetrik diyagonal desenlerin etkisi ile ısı değiştiricisinin içerisinden geçirilen sıcak havanın geçişi sırasında türbülanslı sınır tabaka kalınlığının desenler arasında daha da incelmesi ve bu incelmeye ile birlikte türbülanslı sınır tabakaya dalgalı implus alış-verişi sağladığı Model A ve Model B'deki yüzeysel sıcaklık dağılımında açıkça görülmektedir. Sıcak akışkan desenler arasından geçerken oluşan ince türbülanslı sınır tabakanın karakterini sürdürebilmek için gerekli implus alış-verişi, kanalın üst yüzey üzerinde dalgalı ısı alış-verişine sebep olduğundan dolayı desen bölgelerinde sıcaklık değerlerinin yüksek olduğu görülmektedir. Isı değiştiricilerin dış yüzey sıcaklıklarına göre dış yüzeylerden ortama doğal konveksiyon ve radyasyon yolu ile ısı transferi gerçekleşmektedir.

4.2. Doğal Konveksiyon ve Radyasyon Yoluyla Isı Transferi

Bu tür bir ısı transferi, soğutulmak istenen kendi halindeki durgun bir akışkan ile bir ısı transfer yüzeyi arasında gerçekleşir. Isı transferi, Model A ve Model B içinde dolaştırılan sıcak havanın bölgesel sıcaklık farklarından (Model B'de dış yüzeyler üzerinde bölgesel sıcaklık farklılıkları daha fazladır) meydana gelen ısıl kaldırma kuvvetinin etkisiyle hareket eden hava ile ısı değiştiricisinin ısı transfer yüzeyi arasında doğal konveksiyon ile olur. Bu çeşit ısı transferinde akışkan hareketini sağlayan ısıl kaldırma kuvvetinden başka cebri kuvvetin etkisi olmadığından dolayı havanın akış hızı çok küçüktür.

Kaldırma kuvveti, akışkan içerisindeki yoğunluk gradyanı ve yoğunluk ile orantılı bir gövde kuvvetinin birlikte olmalarının sonucu meydana gelir. Akışkan içerisindeki yoğunluk gradyanını ortaya çıkarabilecek farklı durumlar olmakla birlikte en genel olanı sıcaklık gradyanına bağlı yoğunluk farklılığıdır. Gazlardaki (havanın) yoğunluk değişiminin (gradyanı) sıcaklığa bağlı olduğu

bilinmektedir. Yoğunluk genellikle artan sıcaklık ile birlikte, akışkanın (havanın) genişlemesinden dolayı azalır. Bu azalış matematiksel olarak şöyle gösterilir.

$$\frac{\partial \rho}{\partial T} < 0 \quad (4.1)$$

Isı değiştiricilerinin alt ve üst duvarları yatay konumda olup; kaldırma kuvveti tümü ile yüzeye dik yöndedir. Alt ve üst duvarlar üzerinde doğal konveksiyonun hareketinin “akış biçimi” ve “ısı transferi”, bu alt ve üst duvarların ısı değiştiricilerinde ısıtılıyor olmasına, üst duvarın yatay vaziyette yukarıya bakmasına ve alt duvarın yatay vaziyette aşağıya bakmasına bağlıdır. Üst duvardaki gibi yatay vaziyette yukarıya bakan sıcak bir yüzey için akış, yükselen hava parçacıklarının aracılığıyla gerçekteşir. Kütlenin korunumuna göre, bir yüzeyden yükselen sıcak havanın yerini çevreden alçalan daha soğuk hava almalıdır ve bu durumda ısı transferi çok daha etkindir. Alt duvardaki gibi yatay vaziyette aşağıya bakan sıcak bir yüzey için hava, levhaya doğru yükselme yönündedir. Fakat yatay konumu bunu engeller. Akış, ısı değiştiricilerinin dikey duvarlarından yukarıya doğru gitmeden önce yatay vaziyetteki alt duvarın kenarlarından alt duvar boyunca yatay olarak hareket etmek zorundadır. Bu nedenle konveksiyon yolu ile ısı transferi etkisiz denilecek kadar azdır. Isı değiştiricilerindeki dikey duvarların ısıtılan bir dikey levha üzerinde sınır tabakanın gelişimindeki gibi olup, dikey duvarlara yakın olan havanın yoğunluğu uzakta olana göre daha azdır. Bu nedenle kaldırma kuvvetleri bir doğal konveksiyon sınır tabakası oluşturur ve hava yukarıya doğru yükselirken, onun yerine de durgun bölgedeki hava sınır tabaka içine girer. Böylece ortaya çıkan doğal konveksiyon hız dağılımı, zorlanmış konveksiyondaki hız dağılımından çok farklı olacaktır. Hız dağılımının sınır şartları incelendiğinde ise, hava hızı dikey eksen olan y'nin y=0 olması halinde olduğu gibi, y= ∞ olması durumunda da sıfırdır.

Zorlanmış konveksiyonda olduğu gibi doğal konveksiyonda da yüzeylerdeki sıcaklık gradyeni, yüzeylerde oluşan konveksiyonla ısı transferinin bir ölçüsünü oluşturur. Havanın sürtünme katsayısının, hız sınır tabakasının ve ısıl sınır

tabakasının taşıdığı önem Nusselt sayısı tarafından yüklenilir. Tasarlanan ısı değiştiricilerinin geometrisi için ortalama Nusselt sayısı Reynolds sayısı (Re) ve Prandtl (Pr) sayısının genelleştirilmiş fonksiyonu olmalıdır. Yani,

$$\overline{Nu}=f(Re,Pr)=\frac{\bar{h}L}{k_{hava}} \quad (4.2)$$

biçiminde gösterilebilir. Burada;

\bar{h} : Ortalama ısı taşınım katsayısı [W/m²K],

L : Kanal uzunluğu [m],

k_{hava} : Havanın kondüksiyon yolu ile ısı transfer katsayısı [W/mK],

\overline{Nu} : Ortama Nusselt sayısı [Birimsiz]

olarak tanımlanır. Ortalama ısı taşınım katsayısı (\bar{h}), doğal konveksiyon kaldırma kuvvetlerinin sürtünme kuvvetlerine oranı olan Rayleigh sayısı (Ra) değerine göre belirlenir.

$$Ra=\frac{g \beta (T_s-T_{ortam})L^3}{\alpha \gamma} \quad (4.3)$$

ile hesaplanır. Burada;

g : Yerçekimi vektörü [9.81 m/s²],

β : Isıl genleşme katsayısı [1/K],

L : Dikey duvarın uzunluğu [m],

α : Isıl difüzyon katsayısı [m²/s],

γ : Kinematik viskozite [m²/s]

olarak tanımlanır. Çalışmada, 6 farklı debiye göre çözümleme yaptırılan ısı değiştiricilerindeki 2 adet dikey duvarın, 1 adet üst ve 1 adet alt yatay vaziyetteki duvarın çeperlerinden ortama olan doğal konveksiyon yolu ile olan ısı transferlerindeki Rayleigh sayılarının değerleri ayrı ayrı hesaplanmış olup;

hesaplanan Rayleigh sayıları, 10^9 değerinden küçüktür. Buna göre doğal konveksiyon sınır tabakası laminerdir. Dolayısıyla ortalama Nusselt sayısı (\overline{Nu});

$Ra < 10^9$ ise;

$$\overline{Nu}_{dikey} = 0.68 + \frac{0.670 Ra^{1/4}}{[1 + (0.492 Pr)^{9/16}]^{4/9}} \quad (4.4)$$

denklemi ile hesaplanır (Incropera ve DeWitt, 2006). Burada;

Pr: Prandtl sayısı olup; $Pr = \frac{\gamma}{\alpha}$ formülü ile hesaplanır.

Isı değiştiricilerinin dikey duvarları üzerindeki ortalama \overline{Nu} değerinden ortalama doğal konveksiyon katsayısı $\overline{h}_{s\ dikey}$ çekilirse;

$$\overline{Nu}_{dikey} = \frac{H \cdot \overline{h}_{s\ dikey}}{k_{hava}} \text{ formülünden çekilerek;}$$

$$\overline{h}_{s\ dikey} = \frac{\overline{Nu}_{dikey} \cdot k_{hava}}{H} \quad (4.5)$$

formülü elde edilir.

Isı değiştiricilerinin ısıtılan üst yatay duvarının üzerindeki ortalama $\overline{Nu}_{üst}$ değeri Rayleigh sayısına (Ra) bağlı olarak değişmektedir. Isı değiştiricilerin Model A ve Model B için 6 farklı debideki Rayleigh sayısının (Ra) değerleri $10^5 \leq Ra \leq 10^7$ aralığındadır. Buna göre; üst duvarın ortalama Nusselt sayısı ($\overline{Nu}_{üst}$), bu $10^5 \leq Ra \leq 10^7$ aralıktaki $\overline{Nu}_{üst}$ değeri;

$$\overline{Nu}_{üst} = 0.54 Ra^{1/4} \quad (4.6)$$

formülü ile hesaplanır (Incropera ve DeWitt, 2006). Isı değıştiricilerinin ısıtılan üst yatay duvarının üzerindeki ortalama $\overline{Nu}_{üst}$ değerinden ortalama doğal konveksiyon katsayısı $\bar{h}_{s\ üst}$ çekilirse;

$$\overline{Nu}_{üst} = \frac{H \cdot \bar{h}_{s\ üst}}{k_{hava}} \quad \text{formülünden çekilerek;}$$

$$\bar{h}_{s\ üst} = \frac{\overline{Nu}_{üst} \cdot k_{hava}}{H} \quad (4.7)$$

formülü elde edilir.

Ayrıca, ısı değıştiricilerinin ısıtılan alt yatay duvarının üzerindeki ortalama \overline{Nu}_{alt} değeri Rayleigh sayısına (Ra) bağılı olarak değışmektedir. Isı değıştiricilerinin Model A ve Model B deki 6 farklı debideki Rayleigh sayısının (Ra) değeri $10^5 \leq Ra \leq 10^{10}$ aralığındadır. Buna göre; üst duvarın ortalama Nusselt sayısı (\overline{Nu}_{alt}), bu $10^5 \leq Ra \leq 10^{10}$ aralıktaki \overline{Nu}_{alt} değeri;

$$\overline{Nu}_{alt} = 0.27 Ra^{1/4} \quad (4.8)$$

formülü ile hesaplanır (Incropera ve DeWitt, 2006). Isı değıştiricilerinin ısıtılan üst yatay duvarının üzerindeki ortalama \overline{Nu}_{alt} değerinden ortalama doğal konveksiyon katsayısı $\bar{h}_{s\ alt}$ çekilirse;

$$\overline{Nu}_{alt} = \frac{H \cdot \bar{h}_{s\ alt}}{k_{hava}} \quad \text{formülünden çekilerek;}$$

$$\bar{h}_{s\ alt} = \frac{\overline{Nu}_{alt} \cdot k_{hava}}{H} \quad (4.9)$$

formülü elde edilir.

Bütün yüzeylerdeki ortalama doğal konveksiyon katsayısını (\bar{h}_s) değeri hesaplandıktan sonra $[Q = \bar{h} A_s (T_s - T_{ortam})]$ formülüne ayrı ayrı uyarlanırsa;

$$\begin{aligned}
\frac{Q_T}{\text{Toplam Isı Kaybı}} &= \frac{Q_{\text{Konveksiyon,Dikey}}}{2 \text{ Dikey Duvardaki Konveksiyonla Isı Kaybı}} + \frac{Q_{\text{Konveksiyon,Üst}}}{\text{Üst Duvardaki Konveksiyonla Isı Kaybı}} + \frac{Q_{\text{Konveksiyon,Alt}}}{\text{Alt Duvardaki Konveksiyonla Isı Kaybı}} + \\
&\frac{Q_{\text{Radyasyon,Dikey}}}{2 \text{ Dikey Duvardaki Radyasyonla Isı Kaybı}} + \frac{Q_{\text{Radyasyon,Üst}}}{\text{Üst Duvardaki Radyasyonla Isı Kaybı}} + \frac{Q_{\text{Radyasyon,Alt}}}{\text{Alt Duvardaki Radyasyonla Isı Kaybı}}
\end{aligned} \tag{4.10}$$

$$\begin{aligned}
\frac{Q_T}{\text{Toplam Isı Kaybı}} &= \frac{\bar{h}_s \text{ dikey} A_s \text{ dikey} (T_s \text{ dikey} - T_{\text{ortam}})}{2 \text{ Dikey Duvardaki Konveksiyonla Isı Kaybı}} + \frac{\bar{h}_s \text{ üst} A_s \text{ üst} (T_s \text{ üst} - T_{\text{ortam}})}{\text{Üst Duvardaki Konveksiyonla Isı Kaybı}} + \\
&\frac{\bar{h}_s \text{ alt} A_s \text{ alt} (T_s \text{ alt} - T_{\text{ortam}})}{\text{Alt Duvardaki Konveksiyonla Isı Kaybı}} + \frac{\epsilon \sigma A_s \text{ dikey} (T_s^4 \text{ dikey} - T_{\text{ortam}}^4)}{2 \text{ Dikey Duvardaki Radyasyonla Isı Kaybı}} \\
&\frac{\epsilon \sigma A_s \text{ üst} (T_s^4 \text{ üst} - T_{\text{ortam}}^4)}{\text{Üst Duvardaki Radyasyonla Isı Kaybı}} + \frac{\epsilon \sigma A_s \text{ alt} (T_s^4 \text{ alt} - T_{\text{ortam}}^4)}{\text{Alt Duvardaki Radyasyonla Isı Kaybı}}
\end{aligned} \tag{4.11}$$

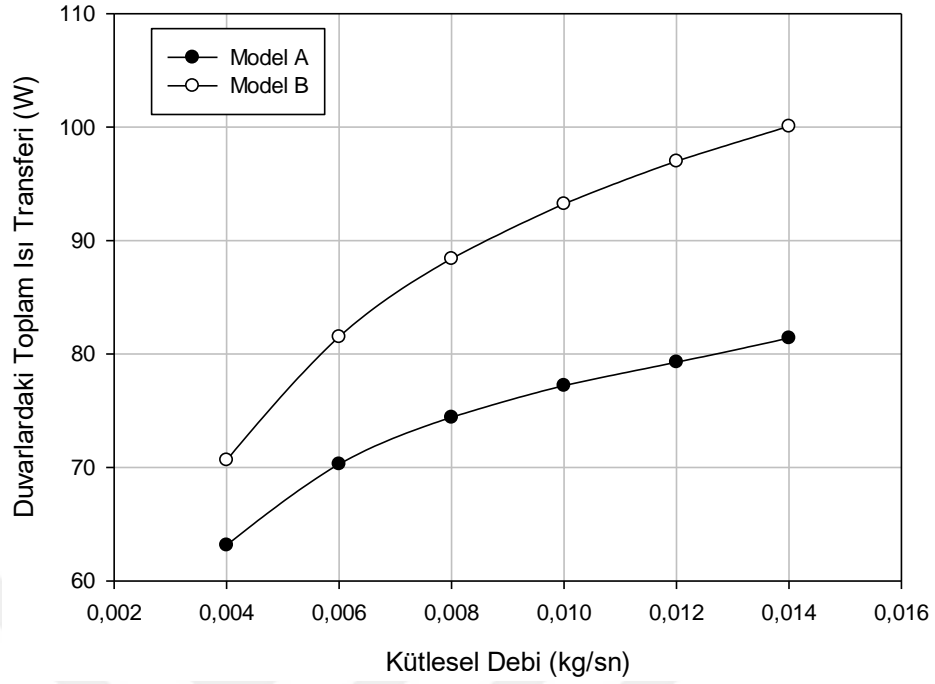
denklemleri elde edilir. Analitik olarak Model A ve Model B ısı değiştiricilerinin çeperlerinden ortama radyasyon ve konveksiyon yolu ile olan toplam ısı transfer miktarı (Q_{Toplam}) yukarıdaki formüle göre hesaplanır. Ancak, yukarıdaki paragraflarda bahsedildiği gibi tasarlanan Model B deki yüzeysel sıcaklık değişimi $(dT/dx)_{y=\text{sabit}}$ değerlerindeki bölgesel farklılıklardan dolayı gerçek toplam ısı transferini analitik yol ile hesaplamak oldukça zordur. Onun için nümerik programda yukarıda bahsedilen 2 dik, 1 üst ve 1 alt duvarlarda meydana gelen doğal konveksiyon ve radyasyon yolu ile oluşan toplam ısı transferi değerleri hem Model A hem de Model B için izelge 4.2'de gösterilmiştir.

Çizelge 4.2. Çeperlerden ortama olan ısı transferi değerleri

	Akışkan Debisi	Konveksiyon İle Meydana Gelen Isı Transferi	Radyasyon İle Meydana Gelen Isı Transferi	Çeperlerdeki Toplam Isı Transferi
Birim	kg/s	W	W	W
Model A	0.004	49.44	13.71	63.15
	0.006	55.19	15.10	70.29
	0.008	58.50	15.92	74.42
	0.010	60.78	16.44	77.22
	0.012	62.42	16.86	79.28
	0.014	64.17	17.23	81.40
Model B	0.004	55.54	15.11	70.65
	0.006	64.20	17.32	81.52
	0.008	69.64	18.76	88.40
	0.010	73.45	19.78	93.23
	0.012	76.44	20.55	96.99
	0.014	78.90	21.17	100.07

Hem Model A hem de Model B deki ısı değiştiricilerinin çeperlerinden nümerik olarak hesaplatılan ve Çizelge 4.2'de görülen toplam ısı transfer değerlerinin ısı değiştiricisinin içerisinden geçen havanın kütleli debisine göre değişimi Şekil 4.5'te gösterilmiştir. Isı değiştiricisinden geçen havanın kütleli debisinin artışı ile ortama olan toplam ısı transferi artmaktadır. Model B'nin ısı değiştiricisinin yatay alt ve üst duvarlar üzerindeki diyagonal desenler üzerinde sıcaklık dağılımlarından dolayı (diyagonal desenlerin bulunduğu yerlerde sıcaklık dağılımları Şekil 4.4 b'de gösterilmiştir) Model B'deki toplam ısı transfer değeri büyük çıkmıştır.

Hem Model A hem de Model B ısı değiştiricilerinin çeperlerinden nümerik olarak hesaplatılan ve Çizelge 4.2 ve Şekil 4.5'teki doğal konveksiyon yoluyla transfer edilen ısı miktarları ve radyasyon yoluyla transfer edilen ısı miktarları ayrı ayrı hesaplatıldığı gibi toplam transfer edilen ısı miktarları gösterilmiştir. Bahsedilen ısı miktarları ısı değiştiricisinin dış yüzey sıcaklıklarının değerine bağlıdır.



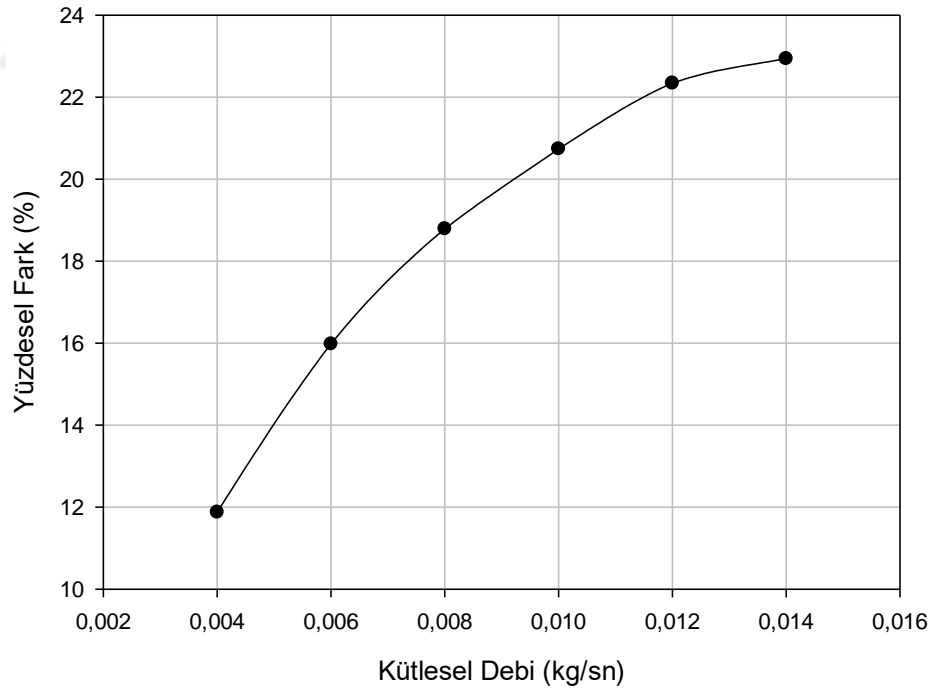
Şekil 4.5. Model A ve Model B için çeperlerden ortama olan toplam ısı transferinin debiye göre değişimi

Bu bağılık önceki paragraflarda anlatıldığı gibi transfer edilen ısı miktarı duvarların dış yüzey sıcaklık değerlerinin “n” üstel fonksiyonu ($Q \propto T_s^n$) ile orantılı olup; Model B’deki “n” üst kuvvet değeri Model A’daki üst kuvvet değerinden büyüktür. Bu büyüklük değeri Şekil 4.5’te de görülmektedir. Model A ve Model B’de transfer edilen ısı miktarlarının farkı Model B’nin alt ve üst yüzeyleri üzerindeki toplam 58 adet diyagonal desenden meydana gelmiştir. Şekil 4.5’te kütleli debi değeri arttıkça Model A ve Model B’de ortama olan ısı transfer miktarlarındaki fark giderek artmaktadır. Bu artış değeri Model B’deki üst ve alt duvarlar üzerindeki 29’ar adet diyagonal desenin üst üste gelmiş halde olmasından dolayı, sıcak hava alt ve üst duvarlar arasından geçerken desen bölgesinde sıcak hava ile duvar çeperleri arasında oluşan türbülanslı sınır tabakasının kalınlığı kütleli debinin artışı ile birlikte giderek incelmeye sebep olmaktadır. Bu türbülanslı sınır tabakanın incelmış halini muhafaza edebilmek için sınır tabakaya implus alış-verişini kütleli debinin artışıyla sağlandığından dolayı bu bölgelerde ısı alış-verişinin yükselmesine sebep olmuştur. Dolayısıyla diyagonal desenler bölgesinde ısı alış-verişinin etkin olduğu yerde dış duvar sıcaklıklarının yüksek değerlerde olması doğal

konveksiyon ve radyasyon yoluyla transfer edilen ısı miktarı Model B'de kütleli debinin artışıyla giderek artmaktadır. Model A ve Model B'nin dış yüzeylerinden ortama olan toplam ısı transfer miktarının değişen yüzde değerleri Çizelge 4.3'te ve Şekil 4.6'da gösterilmiştir.

Çizelge 4.3. Model A ve Model B için çeperlerdeki ısı transferinin yüzdesel karşılaştırılması

Debi	Çeperlerdeki Toplam Isı Transferi		Fark
	Model A	Model B	
kg/s	W	W	%
0.004	63.15	70.65	11.9
0.006	70.29	81.52	16.0
0.008	74.42	88.40	18.8
0.010	77.22	93.23	20.7
0.012	79.28	96.99	22.3
0.014	81.40	100.07	22.9



Şekil 4.6. Model A ve Model B'nin çeperlerinden ortama olan toplam ısı transfer değerleri arasındaki yüzdesel fark

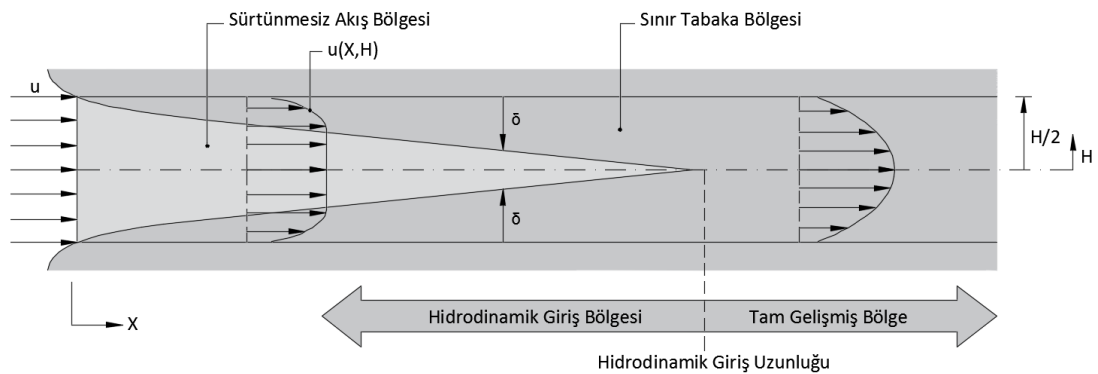
Model A ve Model B'deki dış yüzeylerden ortama doğal konveksiyon ve radyasyon yolu ile transfer edilen ısı miktarının yüzde değişim değerleri Şekil

4.6'da görülmektedir. Model A'ya göre Model B'de her bir debi için ısı transferinde artış görülmektedir.

Şekil 4.1 ve Şekil 4.5 birlikte değerlendirildiğinde Model B olarak tasarlanan ısı değiştiricisinin içerisindeki havanın çıkış sıcaklığının, Model A olarak tasarlanan ısı değiştiricisinin içerisindeki havanın çıkış sıcaklığından düşük olmasının nedeni Model B'deki ısı değiştiricisinin çeperlerinden ortama olan ısı transfer değerinin büyüklüğünden kaynaklanmaktadır. Diğer bir deyişle, ısı değiştiricisinin çeperlerinden ortama olan ısı transferi miktarının büyüklüğünden dolayı, tasarlanan ısı değiştiricisinin içerisinden geçen havanın çıkış sıcaklığı düşük değerdedir.

4.3. Akış Hızı ve Akış Alanı

Giriş ucu akışa uygun olacak biçimde hazırlanmış düzlemsel levhalardan meydana gelen karşılıklı yüzeyleri birbirlerine paralel dikdörtgen kesitli bir kanal içerisinde geçen kütle akışı, kanalın giriş ucundan itibaren laminar hidrodinamik bir sınır tabakanın oluşmasına sebep olur. Bu hidrodinamik sınır tabakasının, kritik uzunluk olarak adlandırılan belli bir akış mesafesinden sonra türbülanslı sınır tabakaya dönüştüğü görülür. Kanal içerisinde akan akışkanın X eksenı boyunca hız profilleri Şekil 4.7'de gösterilmektedir.



Şekil 4.7. Kanal içerisinde ilerleyen akışkanın aktığı doğru boyunca kanal içerisindeki hız profilleri (Incropera ve DeWitt, 2006)

Kanal ve boru içi akışlarda en önemli konu akışın hidrodinamik açıdan gelişmiş olmasıdır. Kanal girişinde sürtünmesiz akış bölgesindeki uniform dikey mesafe

boyunca akışkan hızının eşit (sabit) değerde olduğu görülmektedir. Bu eşitlik akışkanın kanal içerisinde ilerledikçe kalınlaşan hidrodinamik sınır tabaka ile laminer veya türbülanslı akışa dönüşmesiyle farklılaşır. Çalışmadaki ısı değiştiricilerinde uniform akışın türbülanslı akışa dönüşü Şekil 4.7’de gösterilmiştir. Şekil 4.7’deki kanal girişi ile tam gelişmiş akışa kadar olan mesafeye hidrodinamik bakımdan tam gelişmemiş akış uzunluğu denir. Hidrodinamik bakımından tam gelişmiş akış uzunluğu ($L_{h \text{ kritik}}$), kanalın hidrolük çapı D_h ve Reynolds sayısı arasında şöyle bir bağlantı vardır;

$$\frac{L_{h \text{ kritik}}}{D_h} = 0.0288 \text{ Re} \quad (4.12)$$

olmaktadır (Gökçe, 1985). Model A için 6 farklı kütleli debideki Reynolds sayılarına göre $L_{h \text{ kritik}}$ uzunluğu ayrı ayrı hesaplanarak bulunmuştur (Çizelge 4.4).

Çizelge 4.4. Analitik olarak Model A için hidrodinamik tam gelişme uzunluğu ve ısı tam gelişme uzunlukları

	Akışkan Debi	Reynolds Sayısı	Kanalın Hidrolük Çapı	Hidrodinamik Tam Gelişme Uzunluğu	Isıl Tam Gelişme Uzunluğu
Birim	kg/s		m	m	m
Model A	0.004	4269	0.06666	8.19	9.95
	0.006	6404	0.06666	12.29	15.00
	0.008	8539	0.06666	16.39	20.00
	0.010	10673	0.06666	20.49	24.99
	0.012	12808	0.06666	24.59	29.99
	0.014	14942	0.06666	28.69	34.98

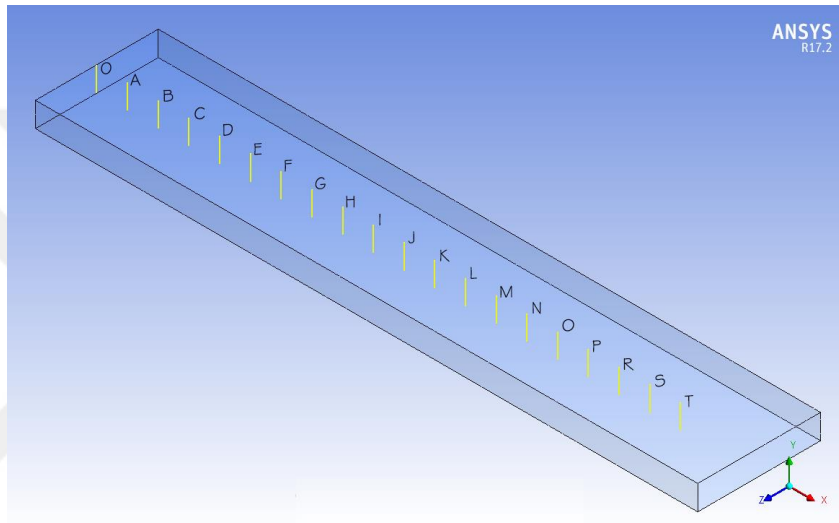
Model A ısı değiştiricisi içerisinde geçirilen 6 farklı kütleli debideki sıcak havanın hidrodinamik bakımdan meydana gelen tam gelişmiş akış uzunluğu olan $L_{h \text{ kritik}}$ değerleri incelendiğinde, kütleli debi değeri arttıkça Re sayısının da arttığı görülmüştür. Re sayısının artmasıyla birlikte $L_{h \text{ kritik}}$ uzunluğunun değeri de artmaktadır.

Çalışmadaki 6 farklı kütleli debi içerisinde $\dot{m}=0.004$ kg/s olan çözümün hidrodinamik türbülanslı sınır tabaka kalınlıklarına göre hız değerleri incelenmiştir. Çok küçük çaplı borulardan oluşan ısı değiştiricilerinin L_{kritik} uzunluğu, tam gelişmiş akış haline dönüşmesine yeterli olurken büyük çaplı borularda henüz hidrodinamik anlamda tam gelişmiş akış oluşmadan ısı transferi işlemi tamamlanacaktır. Çalışmada belirtilen 6 adet farklı kütleli debi içerisinde en küçük olan $\dot{m}=0,004$ kg/s ile yapılan araştırmada hidrodinamik bakımdan tam gelişmiş akış gerçekleşmeden ısı transferinin tamamlanıp tamamlanmadığı incelenmiştir. Soğuyan akışkanlarda sıcaklık profili kanal merkezinden başlayarak çeperdeki sınır tabakaya doğru ilerler. Şekil 4.2’de soğuyan bir akışkan için sıcaklık profili görülmektedir. Kanal başlangıç noktasından itibaren sıcaklık profilinin tam geliştiği kesite uzaklığı olan ısı tam gelişme uzunluğuna $L_{t\ kritik}$ denir. Kanal içindeki akışkanlarda hidrodinamik tam gelişmiş akışın gerçekleşmesi yanında akışın ısı tam gelişmiş sıcaklık profilinde gerçekleşmiş olması önemlidir. Her iki bakımdan da gelişmiş akışlarda Nusselt sayısı 3,66 değerindedir. Isıl açıdan tam gelişmiş sıcaklık profilinin gerçekleşmesi için gerekli $L_{t\ kritik}$ uzunluğu değeri;

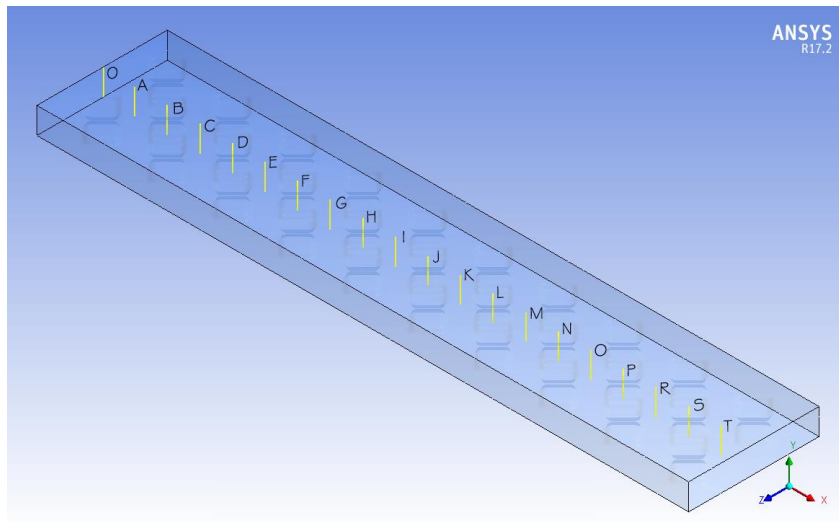
$$\frac{L_{t\ kritik}}{D_h} = 0.05 (Re Pr) \quad (4.13)$$

eşitliği ile hesaplanır (Gökçe, 1985). Bu tez çalışmasında kullanılan Model A ısı değiştiricisindeki $L_{t\ kritik}$ değeri farklı kütleli debiler için Çizelge 4.4’te gösterilmiştir. $L_{t\ kritik}$ değerleri de Reynolds sayılarına bağlı olarak değişiklik göstermektedir. Re sayısı arttıkça $L_{t\ kritik}$ değerleri de artmaktadır. $L_{h\ kritik}$ ve $L_{t\ kritik}$ değerleri her bir kütleli debi için karşılaştırıldığında; $L_{t\ kritik}$ değeri $L_{h\ kritik}$ değerinden daha büyüktür. Bu sebeple sıcak hava akışı için hidrodinamik açıdan tam gelişmişlik uzunluğundan daha sonra ısı tam gelişmişlik gerçekleşmektedir. Bu da akışkanın fiziksel özelliklerinden olan Prandtl sayısına (Pr) bağlıdır. Isı transferi gerçekleşen kanaldaki akış türbülanslı olduğu için implus alış-verişi sebebiyle akış hızı kanal ortasından kanal kenarına doğru çok yakın bir bölgeye kadar sabit kaldığı yukarıdaki paragraflarda belirtilmişti. Bu bahsi geçen hız profili ise Şekil 4.2’de gösterilmiştir. Türbülanslı akışın akış

doğrultusuna dik doğrultuda gerçekleşen yer değiştirmeler nedeni birbirlerine yakın noktalar arasındaki hız profillerinin incelenmesi için, hem Model A hem de Model B'deki 6 farklı kütleli debi içerisinde $\dot{m}=0,004$ kg/s seçilmiştir. Sıcak havanın ısı değiştiricisi içerisinde, aksenal akışı boyunca giriş noktası da dahil olmak üzere kanalın tam orta çizgisi üzerinden A-T'ye kadar 1+19 farklı nokta Şekil 4.8'de gösterilmiştir. 1+19 farklı noktanın akış doğrultusuna dik çizgiler üzerindeki hız profillerinin gösterileceği noktaların koordinatları Şekil 4.9'da hem Model A hem de Model B için gösterilmiştir.

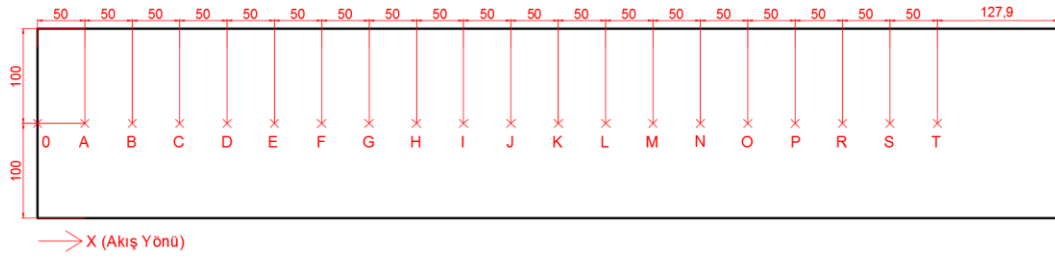


(a)

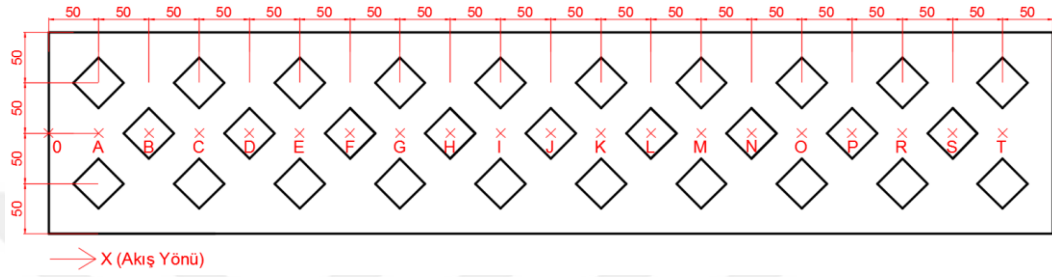


(b)

Şekil 4.8. Hız grafiklerinin çizdirildiği konumların perspektif görünüşleri (a) Model A (b) Model B



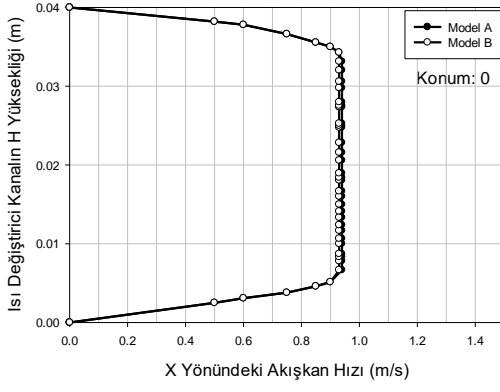
(a)



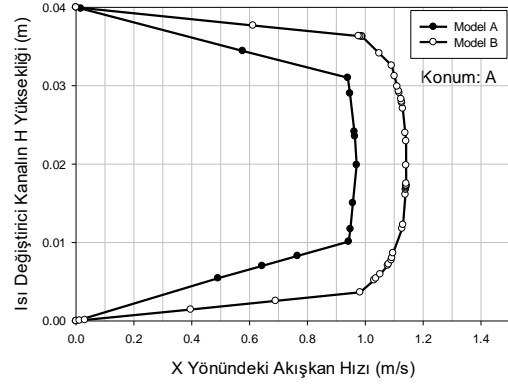
(b)

Şekil 4.9. Hız grafiklerinin çizdirildiği konumların 2D görünüşleri (a) Model A
(b) Model B

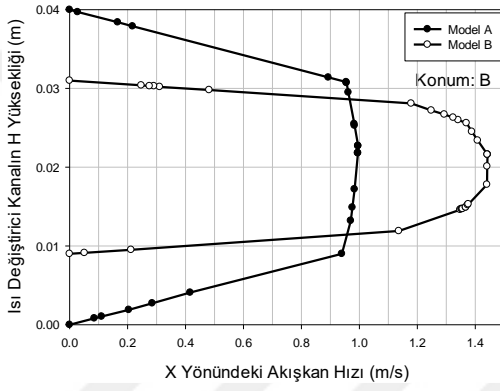
Şekil 4.9'da hem Model A hem de Model B için gösterilen 0'dan A'ya kadar ve A'dan T'ye kadarki noktaların koordinatlarındaki hız profilleri Şekil 4.10-13'te gösterilmiştir.



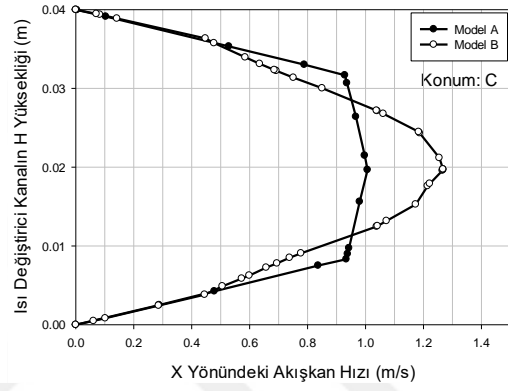
(a)



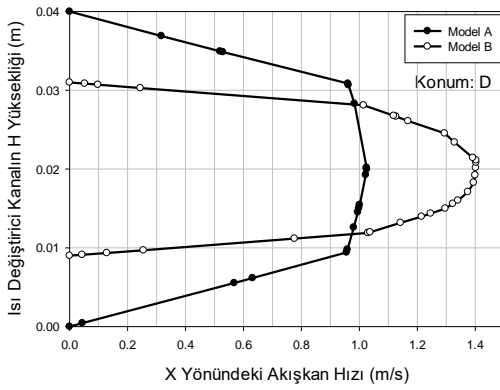
(b)



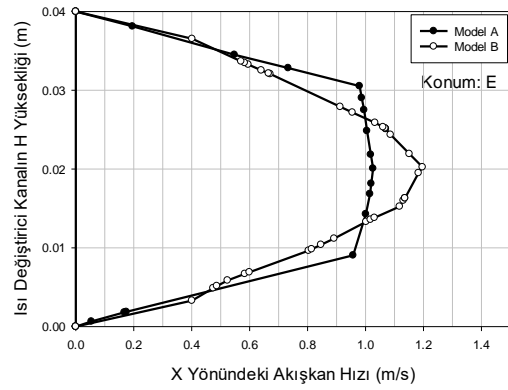
(b)



(c)

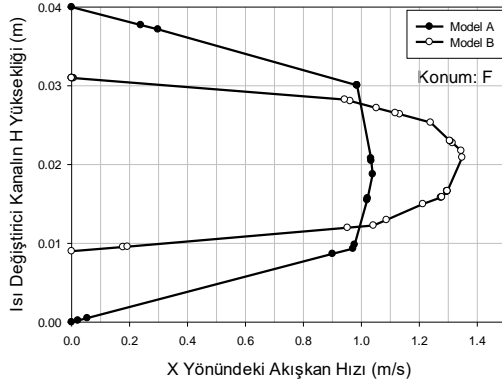


(d)

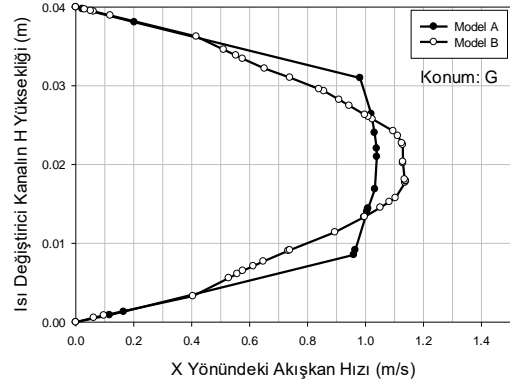


(e)

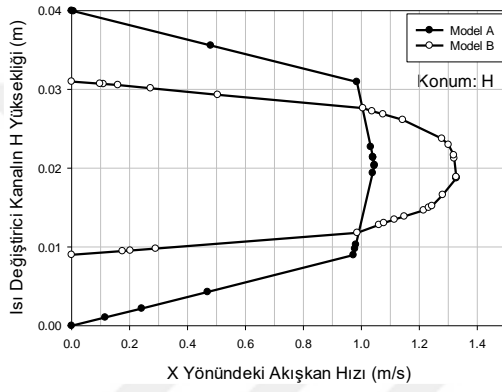
Şekil 4.10. Konumlara göre X yönündeki akışkan hızları (a) Konum 0, (b) Konum A, (c) Konum B, (d) Konum C, (e) Konum D, (f) Konum E



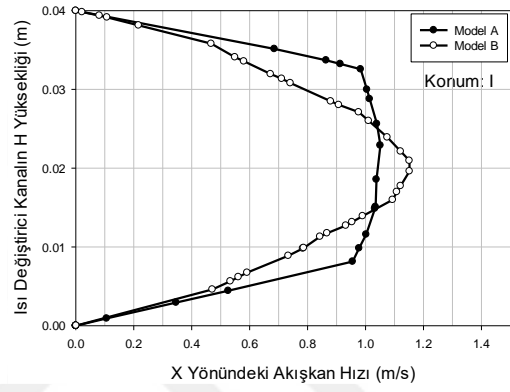
(a)



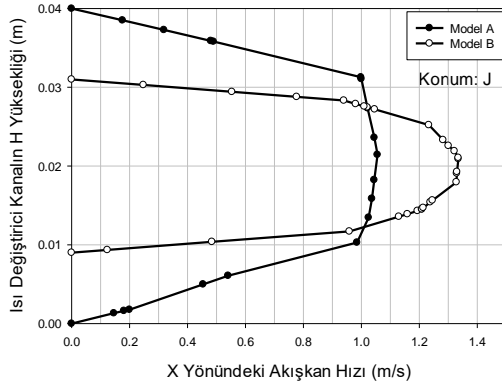
(b)



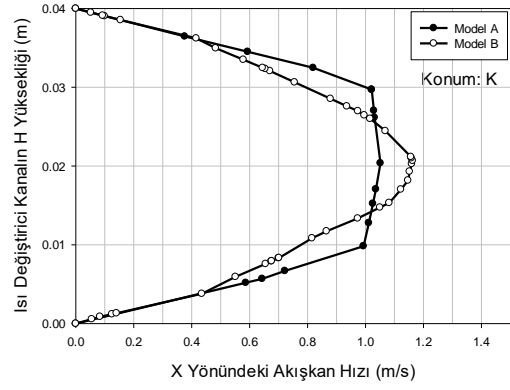
(c)



(d)

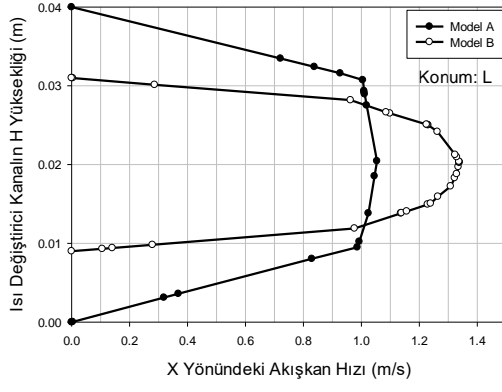


(e)

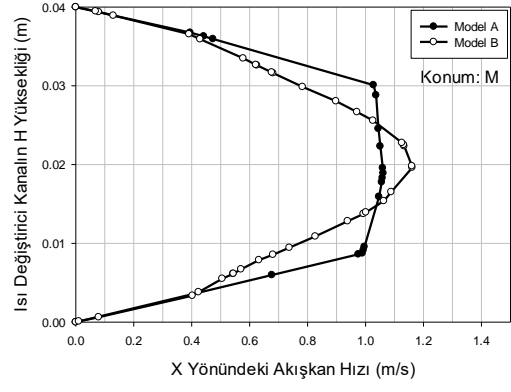


(f)

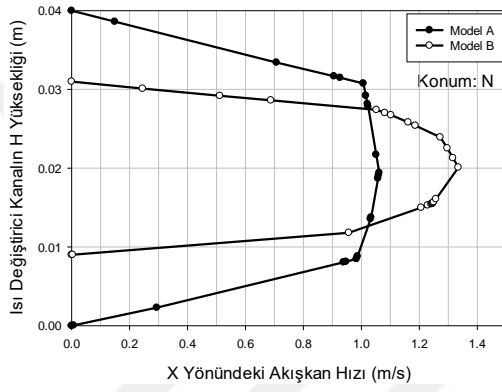
Şekil 4.11. Konumlara göre X yönündeki akışkan hızları (a) Konum F, (b) Konum G, (c) Konum H, (d) Konum I, (e) Konum J, (f) Konum K



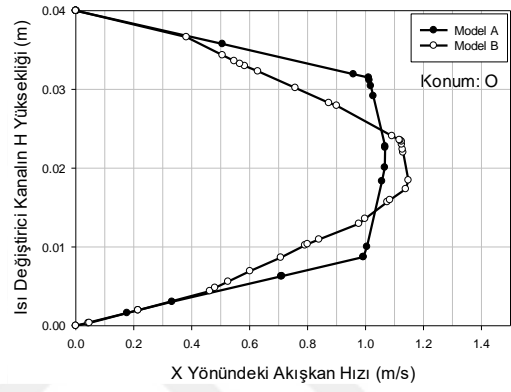
(a)



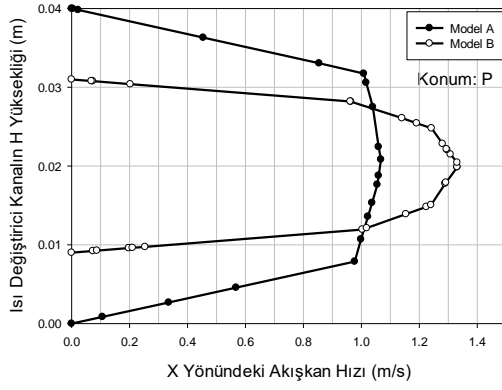
(b)



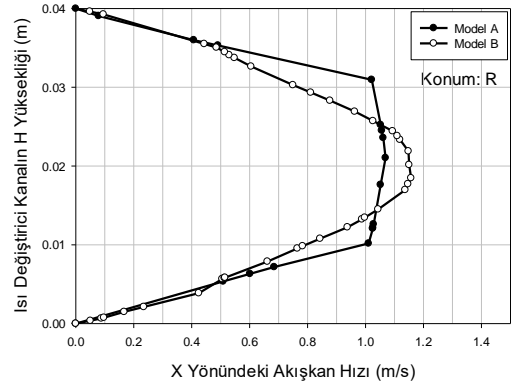
(c)



(d)

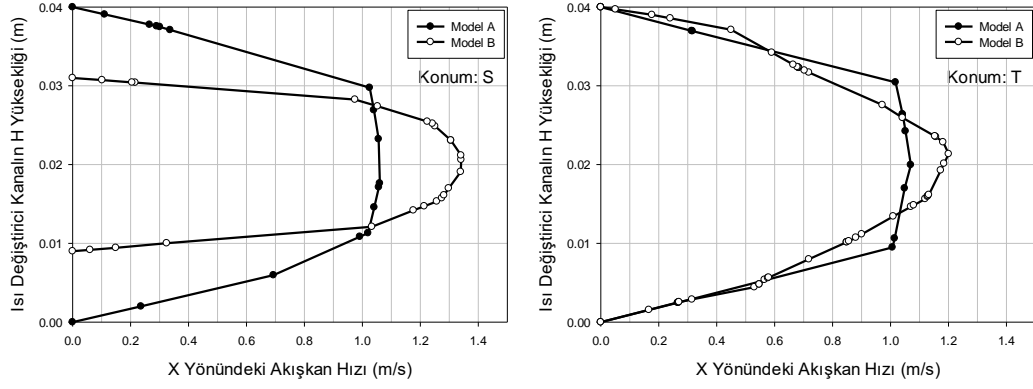


(e)



(f)

Şekil 4.12. Konumlara göre X yönündeki akışkan hızları (a) Konum L, (b) Konum M, (c) Konum N, (d) Konum O, (e) Konum P, (f) Konum R



(a)

(b)

Şekil 4.13. Konumlara göre X yönündeki akışkan hızları (a) Konum S, (b) Konum T

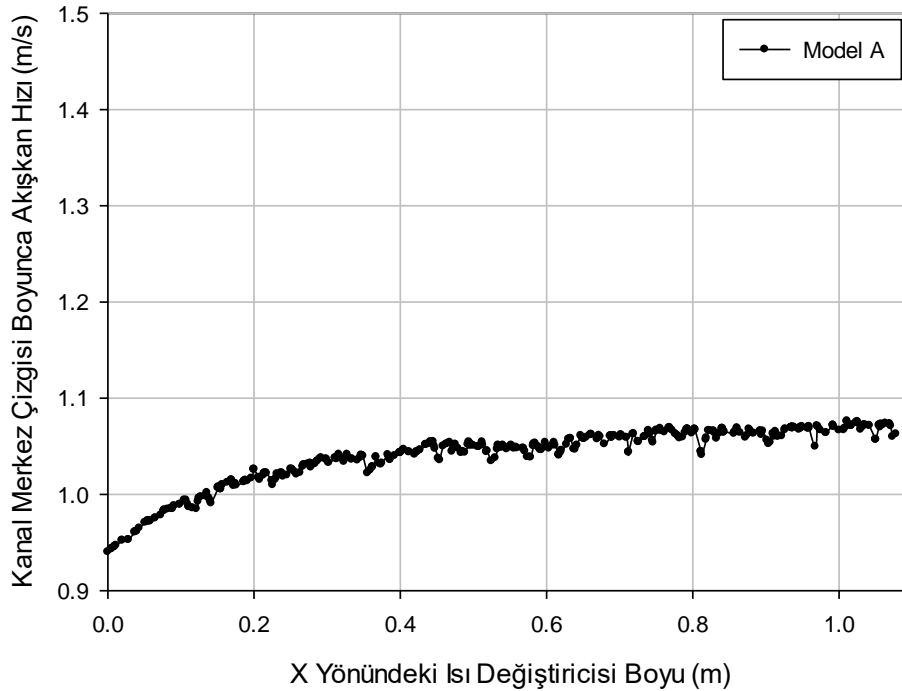
Şekil 4.10 a'da $X=0$ (giriş) noktasındaki sıcak havanın Model A ve Model B'deki hız profilleri görülmektedir. Kanal girişindeki sıcak hava hızının, implus alış-verişi nedeniyle kanal ortasından kanal çeperlerine yakın yerlere kadar uniform (sabit) olduğu önceki paragraflarda ve şekillerde bahsedilmiştir. $X=0$ noktasındaki hız profilleri incelendiğinde, maksimum sabit hız değerleri süreklilik denkleminin uyarlanmasıyla elde edilen hız değerlerinden düşüktür. Bunun sebebinin akışkanın aktığı doğrultu boyunca ortalama alan hız değerleri ile orantılı olduğundan Mohammedsalih 2017'de bahsetmiştir. Ortalama alan hız değeri denklemi (4.14)'te görülmektedir.

$$V_{\text{ort}} = \frac{49}{60} V_{\text{max}} \quad (4.14)$$

Denklem (4.14) çalışmaya uyarlandığında $V_{\text{ort}}=0.87$ m/s çıkmaktadır. Aşağıdaki şekillerde de görüleceği gibi bu nümerik çalışmada $V_{\text{ort}}=0.940$ m/s bulunmuş olup, bu değerler birbirlerine yakın değerler olması nedeniyle bu çalışmada V_{ort} değerinin geçerli olduğu görülmüştür.

Model A ve Model B'deki kanal ortasındaki $V_{\text{ort max}}$ değerleri karşılaştırıldığında, Model A'nın değerinin Model B'ninkinden az miktarda da olsa yüksek olduğu görülmektedir. Model B desenli ısı değiştiricisinin simetrik olarak alt ve üst yüzeyler üzerindeki diyagonal desenlerin arasından geçen sıcak hava hızının

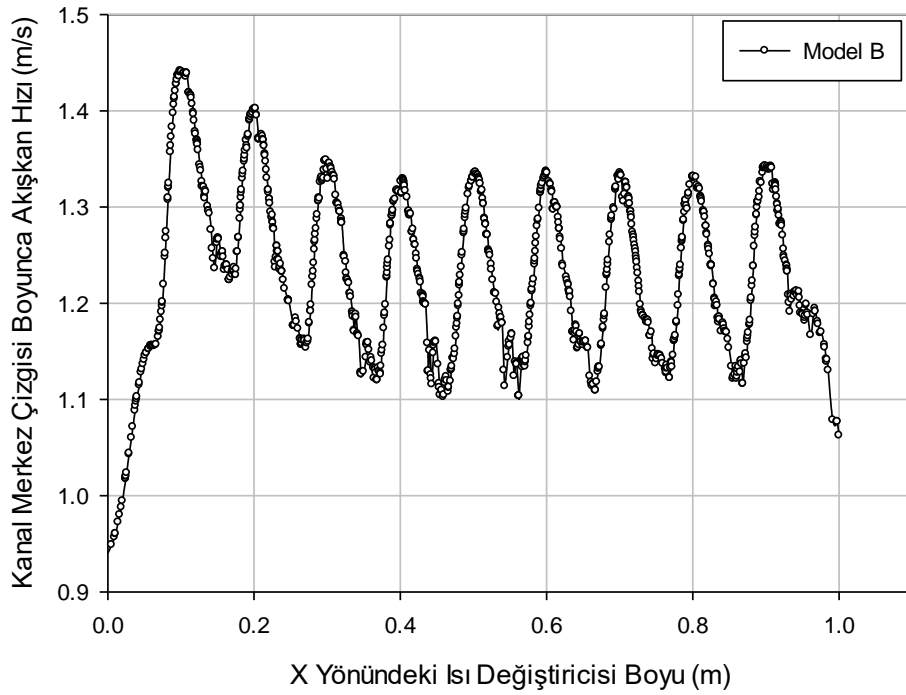
yüksek olması bu bölgede kinetik enerji değerinin yükselmesine sebep olmaktadır. Desenler arasından geçen akışkanın kinetik enerjisinin yüksekliği enerjinin korunumu denklemine göre desenlerin ön tarafındaki bölgede basınç enerjisinin yükselmesine sebep olmaktadır. Basınç enerjisinin yüksekliği desenler önündeki bölgede kinetik enerjisinin azalmasına sebep olduğundan dolayı Model B'nin giriş bölgesindeki hızın, Model A'nın giriş hızından düşük olmasına sebep olmuştur. Şekil 4.10-13'te görüldüğü gibi desensiz Model A ısı değiştiricisi içerisinde geçen sıcak havanın aktığı doğruyu boyunca hız profilinde çok fazla bir değişiklik görülmemektedir. Model A'daki kanal içerisinde ilerleyen akışkanın kanal boyunca $V_{ort\ max}$ değeri artmaktadır. Bu artış kanal içerisinde ilerleyen sıcak havanın hidrodinamik açıdan tam gelişmesine kadar devam etmektedir. Model A'daki sıcak havanın kanal içerisinde giriş noktasından çıkış noktasına kadar olan boyu boyunca hız profili Şekil 4.14'te gösterilmiştir.



Şekil 4.14. Model A'nın kanal merkez çizgisi boyunca hız profili

Model A'daki sıcak hava kanal içerisinde ilerlerken hidrodinamik tam gelişme oluşmamaktadır. Hidrodinamik tam gelişme $V_{ort\ max}$ ile denklem (4.12)'ye göre hesaplatıldığında başlangıçtan itibaren yaklaşık olarak 8.19 m sonra

gerçekleşecektir. Model B içerisinde geçiren sıcak havanın aktığı doğrultu boyunca hız profilleri incelendiğinde, desenlerin arasından geçen sıcak hava süreklilik denklemine uyararak, bu bölgelerdeki sıcak havanın akış hızı olan $V_{ort\ max}$ diğer bölgelerden geçerken olan hızlarından yüksektir. Bu hız profilleri Şekil 4.10-13'te gösterilmiştir. Ayrıca hız profil şekilleri ayrı ayrı incelendiğinde, desenli kanal içerisinde geçen sıcak havanın desenler sayesinde akışkanın hidrodinamik tam gelişmeye kısa mesafe sonra ulaştığı Şekil 4.10-13'te ve Şekil 4.15'te görülmektedir.

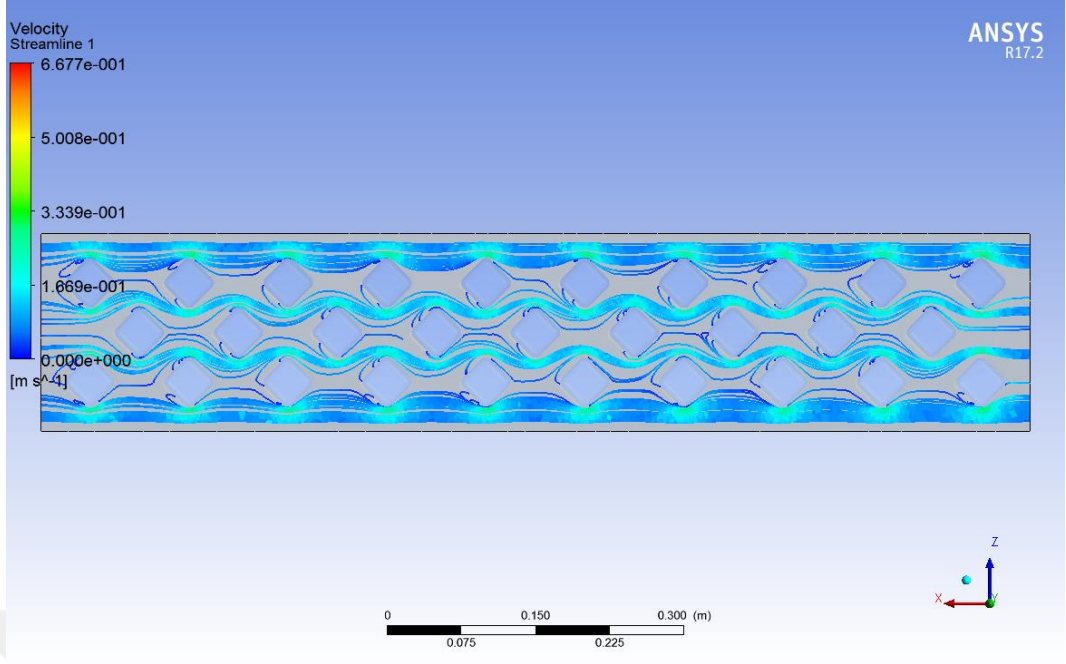


Şekil 4.15. Model B'nin kanal merkez çizgisi boyunca hız profili

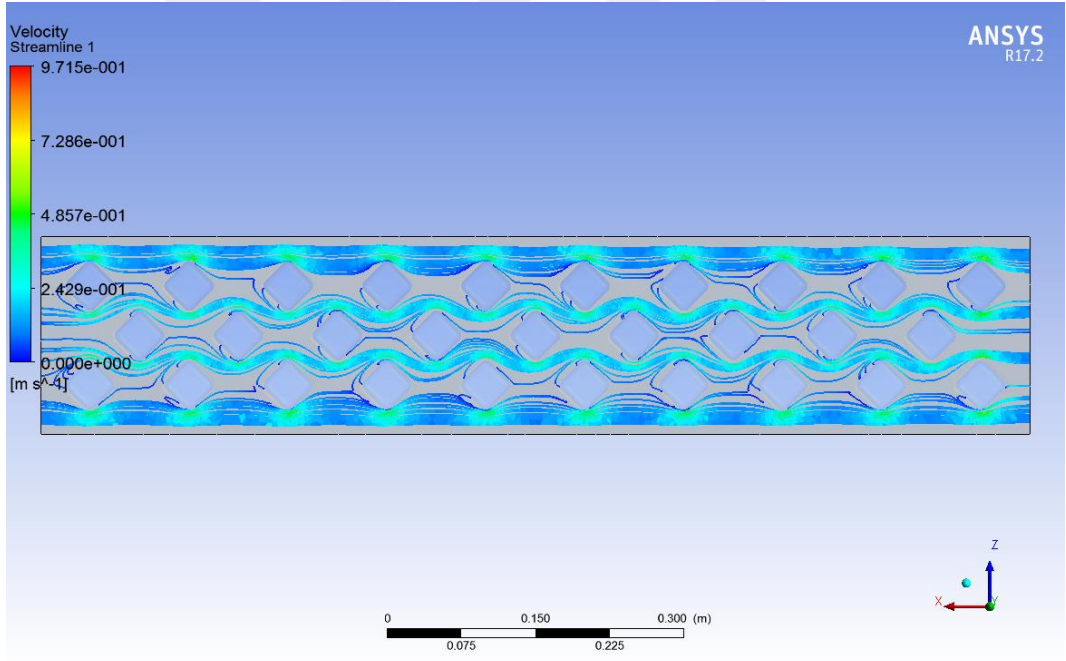
Şekil 4.15'te sıcak havanın kanal giriş noktasından çıkış noktasına kadar olan boyu boyunca $V_{ort\ max}$ değerlerinin grafiği gösterilmektedir. Giriş noktasından sonra ilk gelen diyagonal desen önüne kadar basınç enerjisinin yüksek olduğu ve bu bölgeden sonra basıncın yavaş yavaş kinetik enerjiye dönüşmeye başladığı görülmektedir. Tam desenler arasında ise kinetik enerjinin en yüksek değerlere ulaştığı (Konum B) Şekil 4.15'te görülmektedir. Konum B noktasında en yüksek kinetik enerjisine ulaşmış akışkan sonrası yine kinetik enerji azalması ile birlikte basınç enerjisinin yükselmesine sebep olmaktadır. Bu durum Konum C'ye kadar devam etmektedir. Konum C'de azalan kinetik enerji ile birlikte hızın

düştüğü görülmektedir. Kinetik ve basınç enerjilerinin akış iplikçikleri boyunca alış-verişleri kademeli olarak kanal boyunca devam etmektedir. Şekil 4.15'teki hız profili üzerindeki maksimum noktalarda bir eğri çizilecek olursa; yaklaşık olarak 0.4 m sonrası $V_{ort\ max}$ değerinin sabit bir değerde olduğu görülür. Böylece Model B ısı değiştiricisi içerisinde geçen sıcak hava hız değerlerinin kademeli olmasından dolayı hidrodinamik tam gelişme uzunluğunun kanal içerisinde $X=0.4$ m'de geliştiği görülmektedir. Hidrodinamik tam gelişmenin kısa mesafe sonrası gelişmesinde etkenlerden diğeri ise akışkan iplikçikleri kanal içerisinde ilerlerken diyagonal desen önüne gelen akışkan partikülleri desen önünde (burnunda) hız değeri "0" olup, biraz ileride desen üzerinde ikiye ayrılarak harekete devam ederler. Desenin burun yapısının açısına bağlı olarak desenleri takip eden akışkan iplikçikleri desenin orta noktasından sonra ayrılma gerçekleştirmektedir. Ayrılma sonrası bölgede basınç artık negatif basınca dönüşür. Negatif basınç akış iplikçikleri üzerindeki enerji teriminde karşı tarafta (Bernoulli denkleminde) basınç yükselmesi meydana getirir. Basınç yükselmesi desenin kuyruk kısmında olup ilerleyen akışkanlarla sürüklenerek bir sonraki gelen desenler arasından geçerken kinetik enerjinin yükselmesine sebep olur. Bu durum kademeli olarak desenli kanalda gerçekleşmektedir ve hidrodinamik tam gelişme uzunluğunu kısaltmaktadır.

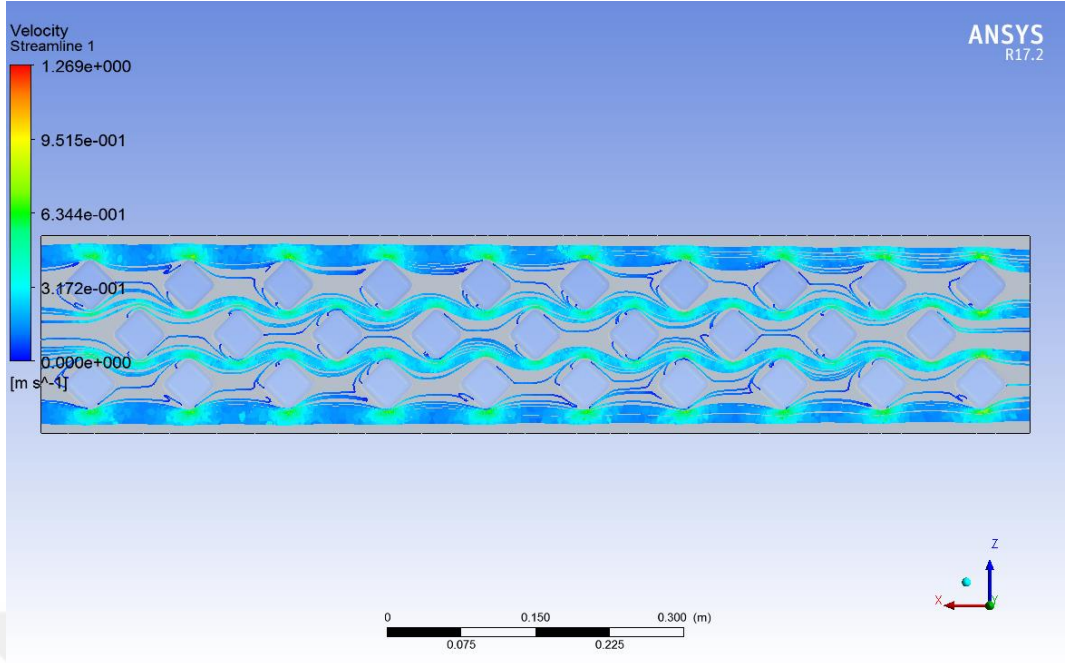
Model B'nin alt ve üst yüzeyleri üzerindeki diyagonal desenlerin bulunduğu bölgelerde sıcak havanın yatay düzlem üzerindeki ilerleyişi incelemek için kanalın üst yüzeyinden 1 mm aşağıdan ($H=39$ mm) geçen yatay düzlemdeki hız alanları, 6 farklı kütleli debi için oluşturulmuştur (Şekil 4.16-21). Bu düzlem üzerindeki akış iplikçikleri (Streamlines) kanal üst duvarının üzerindeki diyagonal desenler ile tam temas halindedir. Şekil 4.16'da sıcak havanın kütleli debisinin $\dot{m}=0.004$ kg/sn değerinde olduğu durum için akış alanı görülmektedir.



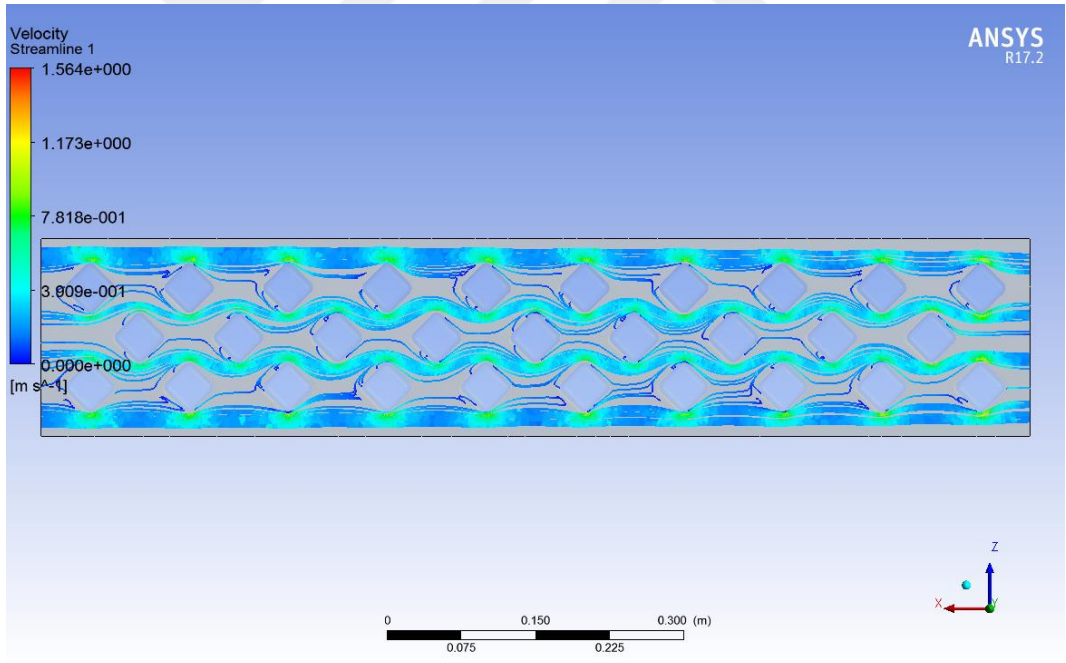
Şekil 4.16. Model B'nin üst yüzeyinden 1mm aşağıda 0.004 kg/s kütleli debili hava akışı için akım çizgileri



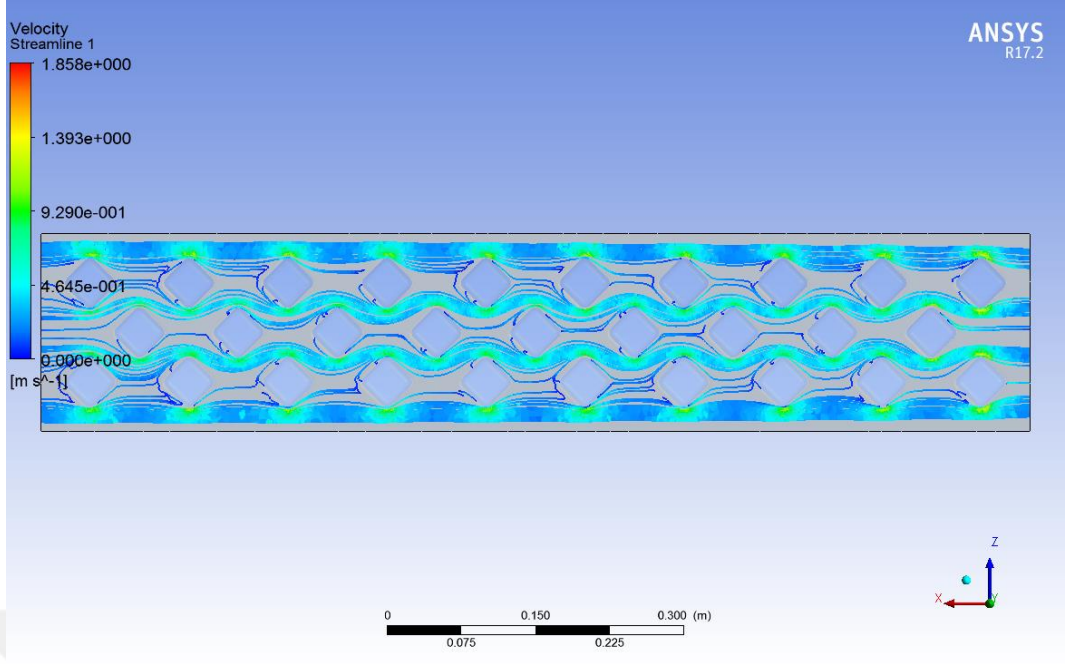
Şekil 4.17. Model B'nin üst yüzeyinden 1mm aşağıda 0.006 kg/s kütleli debili hava akışı için akım çizgileri



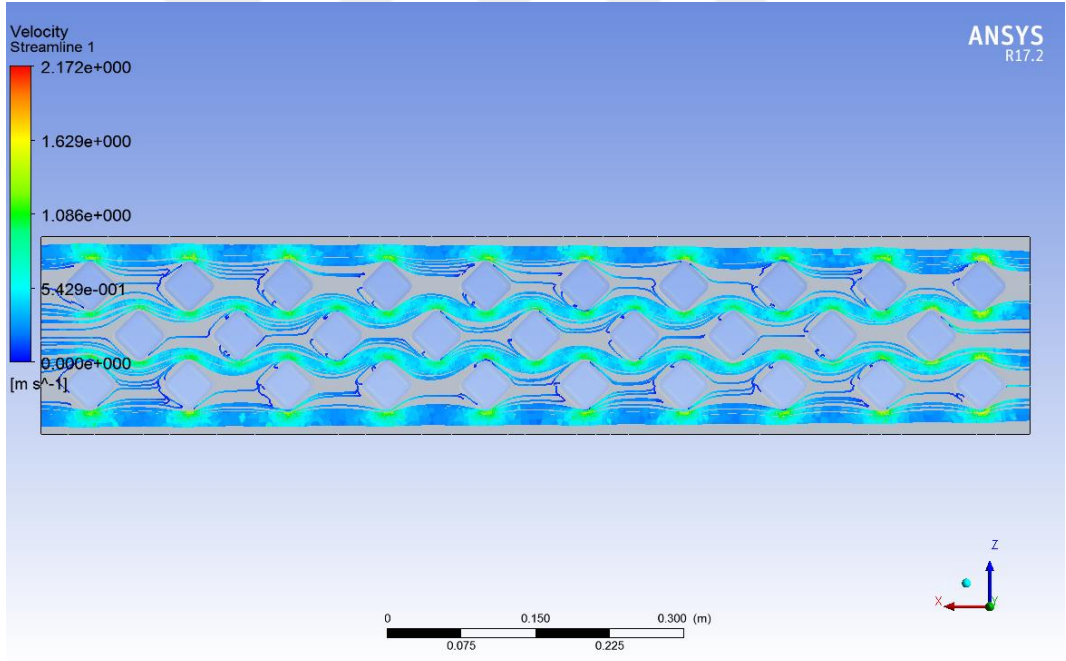
Şekil 4.18. Model B'nin üst yüzeyinden 1mm aşağıda 0.008 kg/s kütleli debili hava akışı için akım çizgileri



Şekil 4.19. Model B'nin üst yüzeyinden 1mm aşağıda 0.010 kg/s kütleli debili hava akışı için akım çizgileri



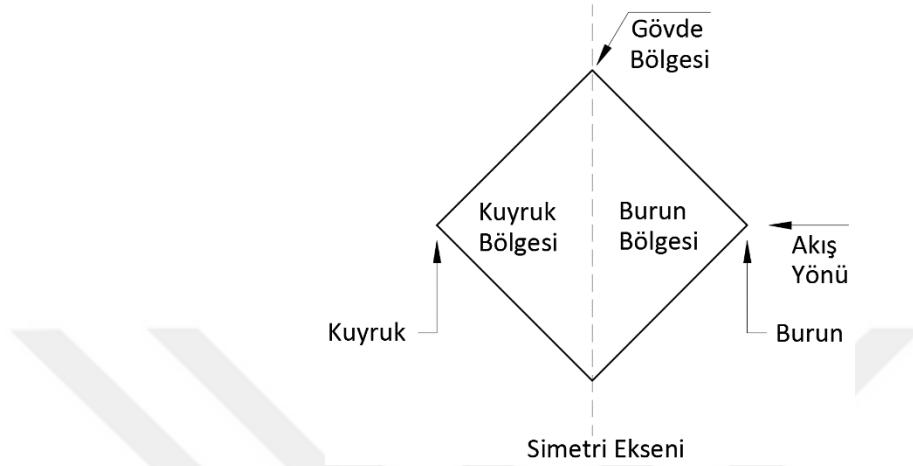
Şekil 4.20. Model B'nin üst yüzeyinden 1mm aşağıda 0.012 kg/s kütleli debili hava akışı için akım çizgileri



Şekil 4.21. Model B'nin üst yüzeyinden 1mm aşağıda 0.014 kg/s kütleli debili hava akışı için akım çizgileri

Kanal içerisinde geçen sıcak havanın çözümlenmesinde kullanılan sınır şartlarından en önemlisi, akışkanın kanal duvar yüzeyleri üzerindeki hız değerlerinin "0" olmasıdır. Bundan dolayı, akışkanın desen yüzeyi ile temas ettiği bölgelerde akışkan iplikçiklerinin görülmemesi ile birlikte kütleli debinin

korunumu denklemine uyularak desenler ile kanalın dikey duvarlarına yakın bölgelerde akış iplikçiklerinin yoğunlaştığı görülmektedir. Sıcak havanın kanal içerisindeki akış yönüne göre, diyagonal desenin konumundaki bölgelerin terminolojisi Şekil 4.22’de gösterilmiştir.



Şekil 4.22. Diyagonal desenlerin görünüşü ve terminolojisi

Ayrıca diyagonal desenin gövde kısımları ile kanalın dikey duvarları arasındaki bölgelerde, akış iplikçiklerinin yoğunlaştığı da görülmektedir. Kanal içerisinden geçen sıcak hava akışkanlar mekaniğindeki temel denklemlerden “Süreklilik ve Navier-Stokes (N-S)” denklemlerine uyularak hareket etmektedir. Bu denklemlerin diyagonal desenlerin bulunduğu ve Şekil 4.16’da gösterilen düzlem üzerindeki akış iplikçiklerine rejim hali (zamandan bağımsız) şartlarında uyarlanırsa;

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (\text{Süreklilik Denklemi}) \quad (4.15)$$

denklemini elde edilir. Bu denkleme göre diyagonal desenlerin çeperlerine akışkanın “Akış Sınır Şartları” uyarlanırsa;

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \gamma \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (\text{X yönündeki N-S denklemi}) \quad (4.16)$$

denklemini elde edilir. Sınır şartları;

$$\begin{aligned} Y=0'da; & \quad u=v=0, \\ Y=\infty'da & \quad u=V_{ort}(x) \end{aligned}$$

olup yukarıdaki denklemlerden;

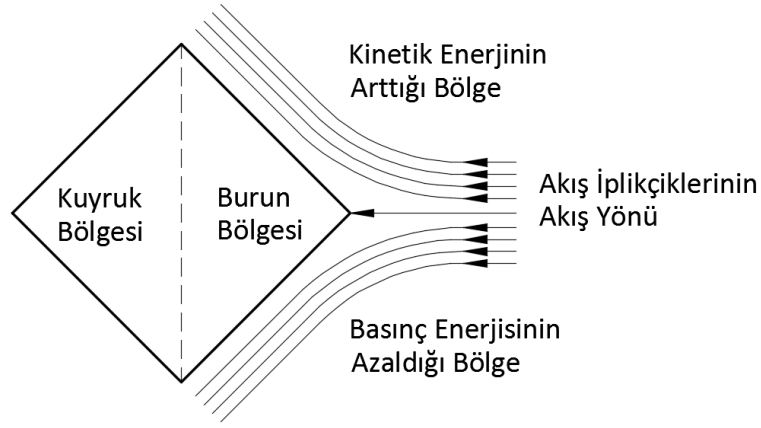
$$0 = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (4.17)$$

elde edilir.

Denklem (4.17)'deki eşitsizlik çözülürse;

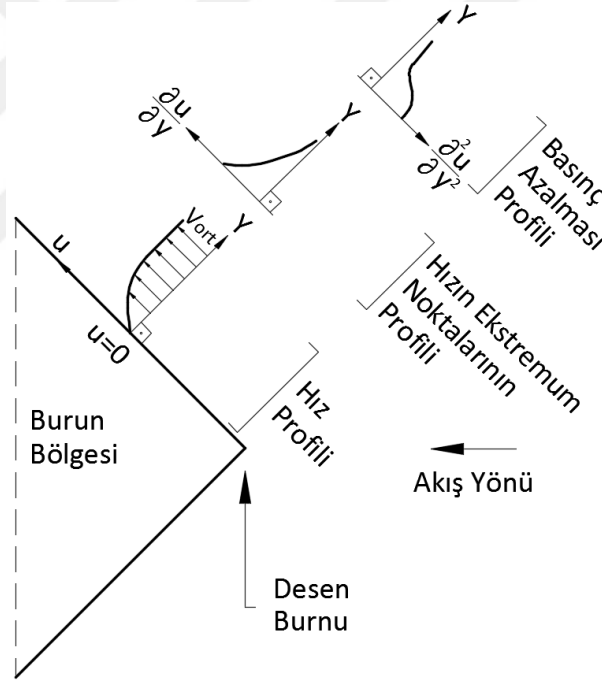
$$\frac{\partial P}{\partial x} = \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (4.18)$$

elde edilir. Bu denklem diyagonal desen bölgesinde ve desen üzerindeki akış iplikçikleri düzenini (şeklini) belirler. Denklem (4.18) incelendiğinde, akış iplikçiklerinin deseninde basıncın akışkanın aktığı doğrultu boyunca etkili olduğu görülmektedir. Dolayısıyla basıncın aktığı doğrultu boyunca olan desenin, akış iplikçığının fonksiyonunu etkilediği görülür. Bu denklem diyagonal desenlerin bulunduğu bölgelere ve desen yüzeyleri üzerine uygulanırsa, akışkan aktığı doğrultu boyunca diyagonal desenin burun kısmına yaklaşırken, burun uç kısmı, burun bölgesi ve desen gövdesine kadar kinetik enerjinin artarak, basınç enerjisinin de azalarak ilerlediği bilinmektedir. Bu ifade daha önceki paragraflarda da açıklanmıştır. Basınç enerjisinin azaldığı desen bölgesindeki akış iplikçikleri Şekil 4.23'te gösterilmiştir.



Şekil 4.23. Desen üzerindeki burun bölgesinde akış iplikçikleri

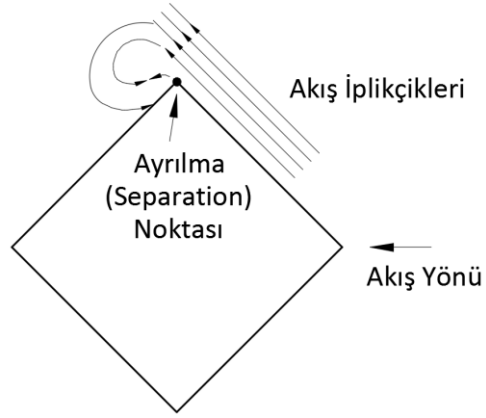
Sıcak havanın basınç enerjisinin azaldığı burun bölgesinde ilerlerken gerçekleşen hız artışı ve basınç düşüşünün grafikleri Şekil 4.24'te gösterilmiştir.



Şekil 4.24. Akış iplikçiklerinin desen üzerindeki burun bölgesinde hız artışı ve basınç düşüşünün grafikleri

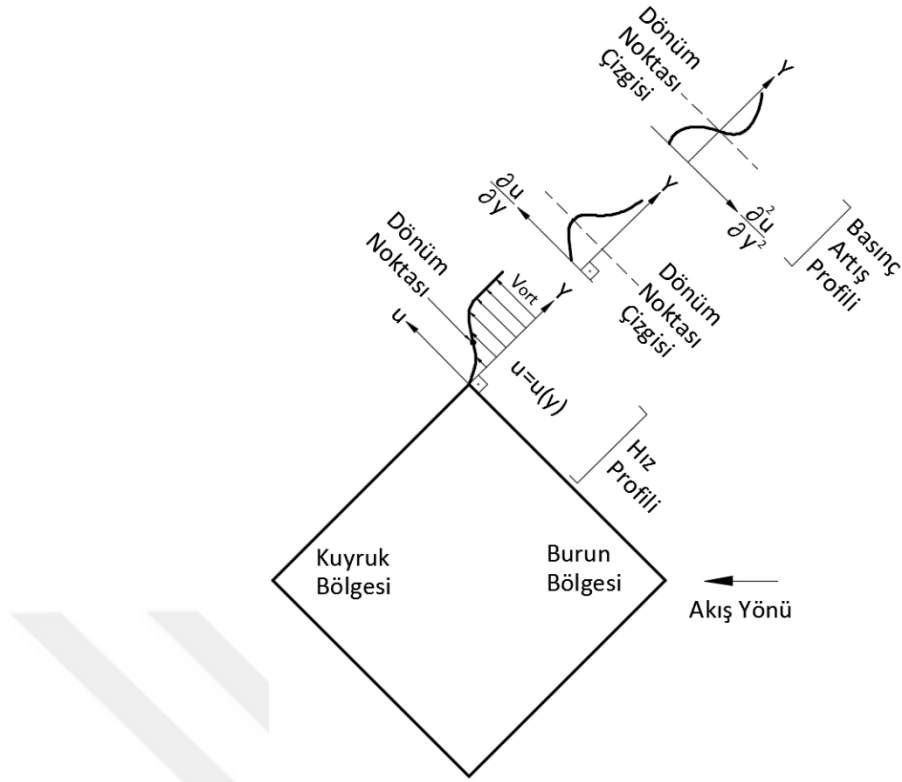
Burun bölgesindeki hız profillerine göre basınç düşüşünün grafikleri incelendiğinde, burun bölgesi desen üzerindeki ($Y=0$) sınır şartlarında $u=v=0$ olduğu ve bu şartları sağladığı belirtilmiştir. Bu duruma göre, hız profilinin gerçek görüntüsü ve basınç azalmasının profili Şekil 4.24'te görüldüğü gibi hareket etmektedir. Bu durum Şekil 4.16'da da görülmektedir. Sıcak hava, burun

bölgesinde burun yüzeyini takip ederek bu şekilde desen gövdesine kadar ilerler. Desen gövdesine gelindiğinde enerjinin korunumu denklemine göre desenin kuyruk bölgesine hemen geçildiğinde akış iplikçikleri düzeninde farklılıklar meydana gelmektedir. Bu farklılıklar Şekil 4.25'te gösterilmiştir.



Şekil 4.25. Desen üzerindeki kuyruk bölgesinde akış iplikçikleri

Sıcak hava burun bölgesinde desen yüzeyini takip ederken birdenbire kinetik enerji düşüşüne uğrayarak basınç enerjisinin artışa geçtiği nokta olan ayrılma noktasına uğrar. Bu noktada akış iplikçikleri birbirinden ayrılmaya başlar. Bu ayrılma noktaları Şekil 4.16'da desenlerin kuyruk bölgesinde görülmektedir. Bu nokta ve sonrasında akışkanın akış anındaki basınç enerjisinin artışının gerçekleştiği kuyruk kısmı üzerindeki hız düşüşü ve basınç artışının profilleri Şekil 4.26'da gösterilmiştir.



Şekil 4.26. Akış iplikçiklerinin kuyruk bölgesindeki desen üzerinde hız düşüşünün ve basınç artışının grafikleri

Kuyruk bölgesi tam ayrılma noktasındaki hız ve basınç grafiklerinin birbirleriyle uyumlu oldukları görülmektedir. Hız profilinin dönüm noktasının, ayrılma noktasının gerçekleştiği noktada olduğu sınır tabaka teorilerinden bilinmektedir. Dönüm noktası ve buna bağlı olarak ayrılma noktası oluşmadan önce, akış iplikçikleri üzerindeki basınç değişiminin azalarak hareketi devam ederken (Şekil 4.26'daki basınç grafiğinin dönüm noktasının altındaki uzunluk boyunca) dönüm noktasından sonraki yerlerde basınç yön değiştirerek yani basınç değişimi artarak devam etmektedir. Bu ifadeler Şekil 4.16-21'de açıkça görülmektedir.

6 farklı kütleli debideki akışkanların, diyagonal desenler üzerindeki hız ve basınç enerji değişimleri incelendiğinde, hız ve basınç enerji değişimleri aynı olup, kütleli debinin etkisiyle enerjinin ani olarak değiştiği görülmektedir.

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu tez çalışmasında, Ansys Fluent programı ile dikdörtgenler prizması şeklinde iki ısı değiştiricisi modellenip simüle edilmiştir. Isı değiştiricilerinden Model A olarak tanımlanan ısı değiştiricisinin bütün yüzeyleri düz, Model B olarak tanımlanan ısı değiştiricisinin ise sadece alt ve üst yüzeyinde diyagonal desenler olacak şekilde tasarlanmıştır. Isı değiştiricisinin yüzeyine eklenen diyagonal desenin akışkanın çıkış sıcaklığına, ısı transfer miktarına, akış hızına, akış alanına ve basınç değişimine etkisi değerlendirilmiştir. Her iki model için 0.004, 0.006, 0.008, 0.010, 0.012, 0.014 kg/s kütleli debisinde altı farklı çözüm yaptırılmıştır.

Model A ve Model B ısı değiştiricilerindeki akışkanların çıkış sıcaklıkları kıyaslandığında; Model B'deki akışkanın sıcaklığının incelenen bütün debiler için daha düşük, her iki modelin çeperlerdeki ısı transferi açısından incelendiğinde Model B'deki duvarlardan konveksiyon ve radyasyon yoluyla gerçekleşen ısı transferinin Model A'ya göre daha yüksek çıktığı görülmüştür. Model B'de ısı transfer miktarının neden yüksek çıktığını incelemek amacıyla hız grafikleri ve ısı değiştiricisinin üst yüzeyinden 1 mm aşağıda akım çizgileri oluşturulmuştur. Bu grafikler ve akım çizgilerinden, diyagonal desenlerin akışkanın yüzeylere yakın yerlerdeki hızını azalttığı, bu sayede daha fazla ısının transfer edildiği anlaşılmıştır.

Enerji dönüşümü ile ilgili hemen her yerde karşımıza çıkan ısı değiştiricileri, dünyanın dengesini hızla değiştiren enerji tüketiminde önemli rol oynamaktadır. Bu doğrultuda yapılan tez çalışmasında, ısı değiştiricilerinde ısı transferini artırmak için yapılan, deneysel yöntemlerde harcanan hammadde ve zamanın kaybolmasını önleyen nümerik çalışmalara katkıda bulunulmak istenmiştir. Isı değiştiricisi tasarlanırken hangi şartlarla kullanılacağı ve içerisinden geçen akışkanın özellikleri iyi belirlenmelidir. Isı değiştiricilerinin yüzeylerine eklenecek diyagonal desenler ısı transferi ve akışkanın temas ettiği yüzey alanı açısından önemli avantajlar sağlamaktadır. Bu tez çalışmasında akışkanın temas ettiği alanları her iki modelde eşit tutulmasına rağmen, ısı

transferinde artış görülmüş yani yüzeye eklenen bir desenin sadece alanı artırmakla kalmadığı, akışı da değiştirerek ısı transferine fayda sağladığı görülmüştür. Bu doğrultuda tasarlanacak olan ısı değiştiricilerinde bu tip desenlerin ısı transferinde yarar sağlayacağı kanaatine varılmıştır. Sonuç olarak bu çalışma ile enerji kaynaklarının daha etkili kullanılmasına fayda sağlanması beklenmektedir.



KAYNAKLAR

Anova, 2016. Erişim Tarihi: 11.11.2016. <http://www.anova.com.tr>

ANSYS Fluent R17.2 User's Guide, 2017.

Aroonrat, K., Wongwises, S., 2016. Experimental Study on Two-Phase Condensation Heat Transfer and Pressure Drop of R-134a Flowing in a Dimpled Tube. *Internal Journal of Heat and Mass Transfer*, 106, 437-448.

Bilen, K., Çetini M., Gül, H., Balta, T., 2008. The Investigation of Groove Geometry Effect on Heat Transfer for Internally Grooved Tubes. *Applied Thermal Engineering*, 29, 753-761.

Bird, R.B., Stewart, W.E., Lightfoot, N. E., 1960. *Transport Phenomena*. Hamilton Printing, 917s, United States.

Budak, N., 2011. Konsantrik Tip Bir Isı Değiştiricisinde Isı Transferinin Deneysel Ve Sayısal Olarak İncelenmesi. Fırat Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 69s, Elazığ.

Cadsay, 2016. Erişim Tarihi: 11.11.2016. <http://www.cadsay.com>

Carija, Z., Frankovic, B., Perc ic, M., Cavrak, M., 2014. Heat Transfer Analysis of Fin-and-Tube Heat Exchangers With Flat and Louvered Fin Geometries. *Internal Journal of Refrigeration*, 45, 160-167.

Çengel, Y.A., Cimbala, J. M., 2008. Akışkanlar Mekaniği Temelleri ve Uygulamaları. Çev. Engin, T., Öz, H. R., Küçük, H., Çeşmeci, Ş. İzmir Güven Kitabevi, 938s, İzmir.

Coşkun, A., Demir, B., 2016. Comparative Analysis of Different Lamella Geometries Used in Exhaust Gas Heat Exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 100, 1-10.

Dizaji, H.S., Jafarmadar, S., Mobadersani, F., 2015. Experimental Studies on Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics for New Arrangements of Corrugated Tubes in a Double Pipe Heat Exchanger. *Internal Journal of Thermal Science*, 96, 211-220.

Garcia, A., Solano, J.P., Vicente, P.G., Viedma, A., 2011. The Influence of Artificial Roughness on Heat Transfer Enhancement: Corrugated Tubes, Dimpled Tubes and Wire Coils. *Applied Thermal Engineering*, 35, 196-201.

Genceli, O. F., 2005. Isı Değiştiricileri. Birsen Yayınevi, 424s, İstanbul.

Gökçe, A.T., 1985. Isı Transferine Giriş. Selçuk Üniversitesi Yayınları, 232s, Konya.

- Incropera, F.P., DeWitt, D.P., 2006. Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri. Çev. Derbentli, T., Genceli, O., Güngör, A., Hepbaşlı, A., İlken, Z., Özbalta, N., Özgüç, F., Parmaksızoğlu, C., Uralcan, Y., Literatür Yayınları, 960s, İstanbul.
- Karwa, R., Solanki, S.C., Saini, J.S., 1998. Heat Transfer Coefficient and Friction Factor Correlations for the Transitional Flow Regime in Rib-Roughened Rectangular Ducts. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 42, 1597-1615.
- Kathait, P.S., Patil, A.K., 2014. Thermo-Hydraulic Performance of a Heat Exchanger Tube With Discrete Corrugations. *Applied Thermal Engineering*, 66, 162-170
- Kayataş, N., 2003. İç İçe Borulu Isı Değiştiricisinde Isı Transferinin İyileştirilmesinin Nümerik Olarak İncelenmesi. Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 93s, Kayseri.
- Li, M., Khan, T.S., Hajri, E.A., Ayub, Z. H., 2016. Geometric Oprimization for Thermal-Hydraulic Performance of Dimpled Enhanced Tubes for Single Phase Flow. *Applied Thermal Engineering*, 103, 639-650.
- Mohammedsalih, R. M., 2017. İç İçe Eksenli Boru Türü Isı Değiştiricilerinin Nümerik Araştırılması. Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 92s, Isparta.
- Pethkol, S., Eiamsa-ard, S., Kwankaomeng, S., Promvonge, P., 2010. Turbulent Heat Transfer Enhancement in a Heat Exchanger Using Helically Corrugated Tube. *Internal Communications in Heat and Mass Transfer*, 38, 340-347.
- Ulu, Y., 2011. Gövde Borulu Isı Değiştiricisinin Sonlu Elemanlar Metoduyla Analizi. Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 74s, Isparta.
- Wang, Y., He, Y., Lei, Y., Zhang, J., 2010. Heat Transfer and Hydrodynamics Analysis of a Novel Dimpled Tube. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 34, 1273-1281.
- Yiğit, M., 2010. İç İçe Borulu Yay Tipi Türbülantörlü Bir Isı Değiştiricisinde Türbülans Modelinin Isı Transferine Etkisinin İncelenmesi. Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 61s, Ankara.

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Ersin HAYDARASLAN

Doğum Yeri ve Yılı : Isparta, 1989

Medeni Hali : Evli

Yabancı Dili : İngilizce

E-posta : haydaraslanersin@gmail.com

Eğitim Durumu

Lise : Isparta Anadolu Lisesi, 2007

Lisans : Kocaeli Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 2011

Mesleki Deneyim

Eha Makine ve İnşaat 2011-2014

Polimeks İnşaat 2014-2015

Recep Tayyip Erdoğan Üniversitesi 2016-..... (halen)