

**T.C.
HİTİT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**ETKİN BİR HAVALI GÜNEŞ KOLLEKTÖRÜNÜN
TASARIMI VE OPTİMİZASYONU**

Mehmet ŞENER

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**

DANIŞMAN

Doç. Dr. İrfan KURTBAŞ

**ARALIK 2013
ÇORUM**

Mehmet ŞENER tarafından hazırlanan "Etkin Bir Havalı Güneş Kollektörünün Tasarımı ve Optimizasyonu" adlı tez çalışması 11/12/2013 tarihinde aşağıdaki jüri üyeleri tarafından oy birliği ile Hitit Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Ali KILIÇARSLAN



Doç. Dr. İrfan KURTBAŞ



Yrd. Doç. Dr. Mevlüt ARSLAN



Hitit Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun 23/12/2013 tarih ve 2013/04. sayılı kararı ile Mehmet ŞENER'in Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda Yüksek Lisans derecesi alması onanmıştır.



Prof. Dr. Ali KILIÇARSLAN

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

TEZ BEYANI

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan, her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını beyan ederim.



Mehmet ŞENER

ETKİN BİR HAVALI GÜNEŞ KOLEKTÖRÜNÜN TASARIMI VE OPTİMİZASYONU

Mehmet ŞENER

HİTİT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Aralık 2013

ÖZET

Bu çalışmada içerisine hava yönlendiriciler ile kare, yamuk ve üçgen geometrili dirençler yerleştirilen havalı güneş kolektörünün sayısal modellemesi yapılmıştır. Sayısal modellemenin doğruluğu hem grid optimizasyonu yapılarak hem gerçek boyutlarda deney düzeneği tasarlanarak sağlanmıştır. Bu amaçla iki farklı akım yoluna sahip havalı güneş kolektörü tasarlanmıştır. Kolektörlerden birisi standart hava akış yoluna sahip iken diğerinin içerisinde akım yolunu uzatmak için yönlendirici kullanılmıştır. Yönlendiriciler hava akım yolunu üç ve ya beş bölüme ayıracak şekilde şaşırtmalı olarak yerleştirilmiştir. Böylece hava, düz kolektörde 185 cm yol alırken, üç bölmeli kolektörde 190 cm ve beş bölmeli kolektörde 475 cm yol alarak kolektörü terk etmektedir. Bu durumda hava çıkış sıcaklığı artırılarak kolektör veriminin de artırılması hedeflenmiştir. Deneylemlerden elde edilen sonuçlar göz önüne alınarak sayısal modellemede kullanılacak uygun çözüm algoritmaları belirlenmiştir. Çalışma, türbülanslı akış şartlarında incelenmiştir. Optimum grid sayısı 1 339 000 olarak belirlenmiştir. Sayısal modelleme ile kolektör içerisindeki hız ve sıcaklık dağılımı verileri elde edilerek kanatçık geometrisi ve yerinin ısı transferine etkisi belirlenmiştir. Ayrıca bağımsız parametreler için bir multi-objektif optimizasyon yapılarak her bir parametrenin ısı transferi üzerindeki etkisi tespit edilmiştir. Buna göre ısı transferi üzerinde etkin parametrenin akışkan debisi dolayısıyla Reynolds sayısı olduğu, daha sonra sırasıyla kanat geometrisi ve kanal sayısı olduğu görülmüştür.

Anahtar Kelimeler : Havalı güneş kolektörü, akım yolu, türbülanslı akış, multi-objektif optimizasyon

DESIGN AND OPTIMIZATION OF AN EFFECTIVE SOLAR AIR HEATER

Mehmet ŞENER

HITIT UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

December 2013

ABSTRACT

In this study, Numerical modeling was carried out for a solar air collector having different flow path. The effect of flow path which is extended by means of air directors is investigated on the heat transfer in the solar air heater. Three different experiments were performed by using the air-solar collector. In the first experiments, the air moved to a distance of 185 cm in the collector with one section and left the collector. In the second group of the experiments, the air moved to a distance of 190 cm in the collector with two sections. In the last group of the experiments, the air moved to a distance of 475 cm in the collector with five sections and left the collector. The flow path while is 185 cm for flat plate collector, it is 190 cm for flow path with two air directors and it is 475 cm for flow path with four directors. Two solar air collectors were designed and manufactured in order to demonstrate the accuracy of numerical modeling. Additionally, the enhancement in heat transfer was observed by placing rectangular, trapezoidal and triangular resistors into the flow path. The same conditionals are accomplished to compare these collectors by regarding the simultaneous experiments. The appropriate solution algorithm for numerical simulation is determined by considering the experimental results. The study was carried out for turbulent flow. Optimum grid number was determined as 1 339 000. The effect of place and geometry of the resistors was determined on the heat transfer by using velocity and temperature distribution obtained from the numerical modeling in the solar air collector.

Besides, the effect of each independent parameter on the heat transfer is identified by performing multi objective optimization. According to the experimental data, the most effective parameter on the heat transfer is the flow rate, that is, Reynolds number which is the direct result of the flow rate, the other effective parameters are the resistor geometry and number of channels, respectively.

Keywords : Solar air heater, flow path, turbulent flow, multi-objective optimization

TEŐEKKÖR

Çalıőmalarım boyunca değerli yardım ve katkılarıyla ben yönlendiren tez danışman hocam Doç. Dr. İrfan KURTBAŞ'a teőekkürlerimi bir borç bilirim. Eğitimim tüm süreçlerinde ve bu tezimi hazırlarken desteklerini asla eksik etmeyen ŞENER ailesinin değerli üyeleri annem Lütfiye, babam İsmail, ablam Demet'e ve tez çalışmamda yardımlarını esirgemeyen arkadaşlarım Selçuk KIZILÇAOğLU'na, Eyüp BAYAZİT'e ve Evrim KARAATA'ya teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	vi
TEŞEKKÜR.....	viii
İÇİNDEKİLER	ix
ÇİZELGELER DİZİNİ	xii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xiii
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xvii
1. GİRİŞ	1
2. GÜNEŞ KOLLEKTÖRLERİ	8
2.1. Sabit Kollektörler	8
2.1.1. Düzlemsel güneş kolektörleri	8
2.1.2. Parabolik güneş kolektörleri	9
2.1.3. Vakumlu güneş kolektörleri	10
2.2. Odaklanabilen Güneş Kollektörleri.....	11
2.3. Hava Isıtmalı Güneş Kollektörleri	12
3. GÜNEŞ KOLLEKTÖRLERİNDE ENERJİ ANALİZİ.....	14
4. LİTERATÜR TARAMASI.....	16
5. MATEMATİKSEL MODELLEME VE ÇÖZÜM YÖNTEMİ.....	24
5.1. Temel Denklemler.....	24
5.2. Matematiksel Formülasyon.....	26
5.2.1. Temel denklemler	26
5.2.2. Reynolds sayısı	28

	Sayfa
5.2.3. Hidrolik çap	29
5.2.4. Nusselt sayısı	29
5.3. Yapılan Kabuller	30
5.4. Duvar Yakını Modeli Yaklaşımı	31
5.5. Sınır Şartları	32
5.6. Denklemlerin Ayrıklaştırılması	34
5.6.1. Ayrık çözüm yöntemi için kalıntıların tanımlanması	37
5.7. İnterpolasyon Şemaları	38
5.7.1. Birince derece ayrıklaştırma şeması	38
5.7.2. Power law şeması	39
5.7.3. Quick şeması	39
5.7.4. İkince derece ayrıklaştırma şeması	39
6. DENEY DÜZENİĞİ VE YÖNTEM	41
6.1. Havalı Güneş Kollektörünün Dizaynı	41
6.2. Hata Analizi ve Belirsizlik	43
6.3. Deneysel Yöntem ve Değerlendirme	45
7. BULGULAR	46
7.1. Akış Simülasyonuna Bağlı Olarak Bağımsız Geometrik Parametrelerin Belirlenmesi	46
7.2. Grid Sayısına Bağlı Olarak Nümerik Çalışmanın Doğrulanması	51
7.3. Deneysel Bulgulara Bağlı Olarak Deneysel Çalışmanın Doğrulanması	54
7.4. Sayısal Sonuçlar	56
7.5. Multi-Objektif Optimizasyon	73
8. SONUÇ VE ÖNERİLER	76

	Sayfa
KAYNAKLAR	78
EKLER	82
ÖZGEÇMİŞ	91

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 1.1. Türkiye'nin ortalama aylık güneş enerji potansiyeli	5
Çizelge 1.2. Türkiye'nin bölgelere göre yıllık ortalama güneş enerjisi potansiyeli..	5
Çizelge 1.3. Sektörel olarak güneş enerjisi potansiyeli	6
Çizelge 5.1. Havanın 300 K'deki özellikleri.....	31
Çizelge 5.2. Fluent simülasyonunda kullanılan relaksasyon parametreleri.	36
Çizelge 5.3. Fluent simülasyonunda kullanılan interpolasyon şemaları	40
Çizelge 6.1. Deneyler sırasında meydana gelen toplam hata miktarları	44
Çizelge 7.1. Bağımsız geometrik parametreler ve değerleri	46
Çizelge 7.2. Hücre sayısının Nu sayısına olan etkisi.	53
Çizelge 7.3. Yüzey Cevap Modeli için ANOVA testi.	74

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil	Sayfa
Şekil 1.1. Güneş ışınlarının yeryüzünde dağılımı	2
Şekil 1.2. Türkiye’de güneş enerjisi potansiyeli haritası.	4
Şekil 2.1. Düz kollektörün görünüşü.....	9
Şekil 2.2. Parabolik güneş kollektörünün görünüşü.....	10
Şekil 2.3. Vakumlanmış güneş kollektörünün görünüşü	11
Şekil 2.4. Odaklanabilen çanak kollektörün sematik görünüşü	12
Şekil 2.5. Değişik hava ısıtıcı tipleri.	13
Şekil 5.1. (a) Düz tip kollektör, (b) Çift dirençli kollektör	25
Şekil 5.2. (a) üç bölmeli kollektör, (b) beş bölmeli kollektör.	25
Şekil 6.1. Deney düzeneğinin fotoğrafı.....	41
Şekil 7.1. Dikdörtgen direncin görünüşü	46
Şekil 7.2a. Dikdörtgen dirençlerin hava kanalındaki konumu, (a/b=1)	47
Şekil 7.2b. Yamuk dirençlerin hava kanalındaki konumu, (a/b=0,35).	47
Şekil 7.2c. Üçgen dirençlerin hava kanalındaki konumu, (a/b=0).	48
Şekil 7.3a. Dikdörtgen dirençlerde oluşan akım çizgileri, (s/W=0,24).....	48
Şekil 7.3b. Dikdörtgen dirençlerde oluşan akım çizgileri, (s/W=0,72).	49
Şekil 7.3c. Dikdörtgen dirençlerde oluşan akım çizgileri, (s/W=0,85).....	50
Şekil 7.4. Grid sayısının ortalama Nu sayısı üzerinde değişimi	51
Şekil 7.5a. Sayısal çalışmada kullanılan mesh yapısı	52
Şekil 7.5b. Mesh yapısının detayı.	52

Şekil	Sayfa
Şekil 7.6. Yakınsamış bir problemde değişkenler için kalıntıların zamanla değişimi.....	53
Şekil 7.7. 17 Ekim 2012 tarihinde deneysel ve sayısal sonuçların zaman ve ısı kazancına göre karşılaştırılması, ($p/L=1$ ve $p/L=0,32$).....	54
Şekil 7.8. 18 Ekim 2012 tarihinde deneysel ve sayısal sonuçların zaman ve ısı kazancına göre karşılaştırılması, ($p/L=1$ ve $p/L=0,32$).....	55
Şekil 7.9. Ortalama hava hızının boyutsuz kollektör uzunluğuna göre değişimi, ($p/L=1$).....	56
Şekil 7.10. Düz kollektör içersindeki akım çizgileri, ($p/L=1$).	57
Şekil 7.11. Ortalama hava hızının boyutsuz kollektör uzunluğuna göre değişimi, ($p/L=0,32$).....	58
Şekil 7.12. Ortalama hava hızının boyutsuz kollektör uzunluğuna göre değişimi, ($p/L=0,19$).....	59
Şekil 7.13. Ortalama hava hızının boyutsuz kollektör uzunluğuna göre değişimi, ($a/b=0$).....	59
Şekil 7.14. Ortalama hava hızının boyutsuz kollektör uzunluğuna göre değişimi, ($a/b=0,35$).....	60
Şekil 7.15. Ortalama hava hızının boyutsuz kollektör uzunluğuna göre değişimi, ($a/b=1$).....	61
Şekil 7.16. $m=0,147$ kg/s için ortalama hava hızının boyutsuz kollektör uzunluğuna göre değişimi, ($p/L=0,19$, $p/L=0$, ve $p/L=1$)	62
Şekil 7.17. $m=0,147$ kg/s için ortalama hava hızlarının boyutsuz kollektör uzunluğuna göre değişimi, ($a/b=0$, $a/b=0,35$, $a/b=1$, $p/L=0,19$, $p/L=0,32$	62
Şekil 7.18. $m=0,147$ kg/s için yerel Nusselt sayısının boyutsuz kollektör uzunluğuna göre değişimi, ($p/L=1$).....	64
Şekil 7.19. $p/L=0,32$ ve $m=0,147$ kg/s için yerel Nusselt sayısının boyutsuz kollektör uzunluğuna göre değişimi.....	65
Şekil 7.20. $p/L=0,19$ ve $m=0,147$ kg/s için yerel Nusselt sayısının boyutsuz kollektör uzunluğuna göre değişimi.....	66

Şekil	Sayfa
Şekil 7.21a. $a/b=0$ ve $m=0,147$ kg/s için yerel Nusselt sayısının boyutsuz kollektör uzunluğuna göre değişimi.....	66
Şekil 7.21b. $a/b=0,35$ ve $m=0,147$ kg/s için yerel Nusselt sayısının boyutsuz kollektör uzunluğuna göre değişimi.....	67
Şekil 7.21c. $a/b=1$ ve $m=0,147$ kg/s için yerel Nusselt sayısının boyutsuz kollektör uzunluğuna göre değişimi.....	68
Şekil 7.22. $p/L=1$ ve $m=0,052, 0,096$ ve $0,147$ kg/s için ortalama Nusselt sayısının boyutsuz kollektör uzunluğuna göre değişimi.....	68
Şekil 7.23. $p/L=0,32$ ve $m=0,052, 0,096$ ve $0,147$ kg/s için ortalama Nusselt sayısının boyutsuz kollektör uzunluğuna göre değişimi.....	69
Şekil 7.24. $p/L=0,19$ ve $m=0,052, 0,096$ ve $0,147$ kg/s için ortalama Nusselt sayısının zamana göre değişimi.....	70
Şekil 7.25. $p/L=0, p/L=0,32$ ve $p/L=0,19$ için ortalama Nusselt sayısının kütleli debiye göre değişimi.....	70
Şekil 7.26. $a/b=0$ ve $m=0,052, 0,096$ ve $0,147$ kg/s için ortalama Nusselt sayısının zamana göre değişimi.....	71
Şekil 7.27. $a/b=0,35$ ve $m=0,052, 0,096$ ve $0,147$ için ortalama Nusselt sayısının zamana göre değişimi.....	71
Şekil 7.28. $a/b=1$ ve $m=0,052, 0,096$ ve $0,147$ kg/s için ortalama Nusselt sayısının zamana göre değişimi.....	72
Şekil 7.29. Basınç kaybının kütleli debiye göre değişimi, ($p/L=1, p/L=0,32, p/L=0,19$).....	72
Şekil 7.30. $p/L=0,32$ için basınç farklarının kütleli debiye göre değişimi, ($a/b=0, a/b=0,35, a/b=1$).....	73
Şekil 7.31. Parametrelerin ortalama Nusselt sayısına etkisi.....	75
Şekil 7.32. Kütle debisi dışındaki parametrelerin ortalama Nusselt sayısına etkisi.....	75
Şekil E1.1. $m=0,052$ kg/s için ortalama hava hızlarının boyutsuz kollektör uzunluğuna göre değişimi, ($p/L=0,19, p/L=0,32$ ve $p/L=1$).....	83
Şekil E1.2. $m=0,096$ kg/s için ortalama hava hızlarının boyutsuz kollektör uzunluğuna göre değişimi ($p/L=0,19, p/L=0,32$ ve $p/L=1$).....	83

Şekil	Sayfa
Şekil E1.3. $m=0,052$ kg/s için ortalama hava hızlarının boyutsuz kollektör uzunluğuna göre değişimi, ($a/b=0$, $a/b=0,35$, $a/b=1$, $p/L=0,19$ ve $p/L=0,32$).....	84
Şekil E1.4. $m=0,096$ kg/s için ortalama hava hızlarının boyutsuz kollektör uzunluğuna göre değişimi, ($a/b=0$, $a/b=0,35$, $a/b=1$, $p/L=0,19$ ve $p/L=0,32$).....	84
Şekil E2.1. $m=0,052$ kg/s için yerel Nusselt sayısının boyutsuz kollektör uzunluğuna göre değişimi, ($p/L=1$).....	85
Şekil E2.2. $m=0,096$ kg/s için yerel Nusselt sayısının boyutsuz kollektör uzunluğuna göre değişimi, ($p/L=1$).....	85
Şekil E2.3. $p/L=0,32$ ve $m=0,052$ kg/s için yerel Nusselt boyutsuz kollektör uzunluğuna göre değişimi, ($p/L=1$).....	86
Şekil E2.4. $m=0,096$ kg/s için yerel Nusselt sayısının boyutsuz kollektör uzunluğuna göre değişimi, ($p/L=0,32$).....	86
Şekil E2.5. $0,052$ kg/s için yerel Nusselt sayısının boyutsuz kollektör uzunluğuna göre değişimi, ($p/L=0,19$).....	87
Şekil E2.6. $m=0,096$ kg/s için yerel Nusselt sayısının boyutsuz kollektör uzunluğuna göre değişimi, ($p/L=0,19$).....	87
Şekil E2.7. $m=0,052$ kg/s için yerel Nusselt sayısının boyutsuz kollektör uzunluğuna göre değişimi, ($a/b=0$)..	88
Şekil E2.8. $m=0,096$ kg/s için yerel Nusselt sayısının boyutsuz kollektör uzunluğuna göre değişimi, ($a/b=0$)..	88
Şekil E2.9. $m=0,052$ kg/s için yerel Nusselt sayısının boyutsuz kollektör uzunluğuna göre değişimi, ($a/b=0,35$)..	89
Şekil E2.10. $m=0,096$ kg/s için yerel Nusselt sayısının boyutsuz kollektör uzunluğuna göre değişimi, ($a/b=0,35$).....	89
Şekil E2.11. $m=0,052$ kg/s için yerel Nusselt sayısının boyutsuz kollektör uzunluğuna göre değişimi, ($a/b=1$).....	90
Şekil E2.12. $m=0,096$ kg/s kütleli debisinde, yerel Nusselt sayısının boyutsuz kollektör uzunluğuna göre değişimi, ($a/b=1$).....	90

SİMGELER VE KISALTMALAR

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

Simgeler

Sembol	Açıklama
A_w	Isı transferinin gerçekleştiği yüzey alanı, (m ²)
A_g	Kanalın giriş kesit alanı, (m ²)
\bar{A}	Yüzey alan vektörü, (m ²)
\bar{A}_f	f-yüzey alan vektörü, (m ²)
a/b	En-yükseklik oranı
C_μ	$k - \varepsilon$ boyutsuz sabit
C_p	Çalışma akışkanı özgül ısısı
D_H	Hidrolik çap, (m)
D_w	Karşıt difüzyon terimi
e/D	Bağıntılı pürüzlülük yüksekliği
f	Darcy sürtünme katsayısı
\bar{G}_k	Türbülans kinetik enerji üretimi
G_ω	Disipasyon oranı üretimi
\bar{h}	Kanaldaki ortalama taşınım ısı transfer katsayısı, (W/m ² K)
h_{tot}	Toplam entalpi
k	Akışkanın ısı iletim katsayısı, (W/mk)
L	Kanal uzunluğu, (m)
m	Akışkanın kütleli debisi, (kg/s)
N_{faces}	Hücreyi çevreleyen yüzeylerin sayısı
Nu	Nusselt sayısı

Sembol	Açıklaması
$\tilde{N}\varphi$	φ' nin gradyanı
$(\tilde{N}\varphi)_n$	$\nabla \varphi'$ nin f- yüzeyindeki büyüklüğü
Q	Kanalın üst yüzeyinden kanal içerisindeki akışkana taşınım ile gerçekleşen ısı transferi, (W)
Q_c	Yararlı ısı (W)
q	x - kesitindeki yerel ısı akısı, (W/m ²)
q_w	Yüzeğe uygulanana ısı akısı, (W/m ²)
Γ_k	k' nin difüzyon etkisi
Γ_T	Termal iletkenlik
p/L	Boyutsuz kollektör uzunluğu
s/W	Boyutsuz dirençler arası uzunluk
S_k	k' nin kaynak terimi
S_ε	ε' nin kaynak terimi
T⁺	Duvar yakını sıcaklık dağılımı, (K)
T_i	Giriş sıcaklığı, (K)
T_o	Çıkış sıcaklığı, (K)
T_w	Duvar sıcaklığı, (K)
T_p	Duvar yakını noktasındaki sıcaklık
U	Akışkanın kollektör içerisindeki ortalama hızı, (m/s)
u⁺	Duvar yakını hız profili, (m/s)
V	Hücre hacmi
\vec{v}	Hız vektörü, (m/s)
y_p⁺	Duvar yakını ortalama hız, (m/s)
ΔP	Akışkanın kanala giriş ve çıkışı arasındaki basınç düşümü, (ΔP= P _i -P _o)
τ	Geçirgenlik katsayısı

Sembol	Açıklaması
τ_w	Duvardaki kayma gerilmesi, (N/m ²)
$\sigma_{T,t}$	Türbülans Prandtl sayısı
$\sigma_{t,L}$	Prandtl sayısı
α	Yutma katsayısı
ρ	Akışkan yoğunluğu, (kg/m ³)
ω	Disipasyon oranı
Φ	Skaler değişken
φ_f	φ 'nin f yüzeyinde değiştirilmiş değeri
$\rho_f \vec{v}_f \vec{A}_f$	Yüzeydeki kütle akısı, (kg.m ²)

Kısaltmalar

CFD	Computational Fluid Dynamics
SAD	Sayısal Akışkanlar Dinamiği
SIMPLE	Semi Implicit Method for Pressure-Linked Equations
SST	Shear Stress Transport

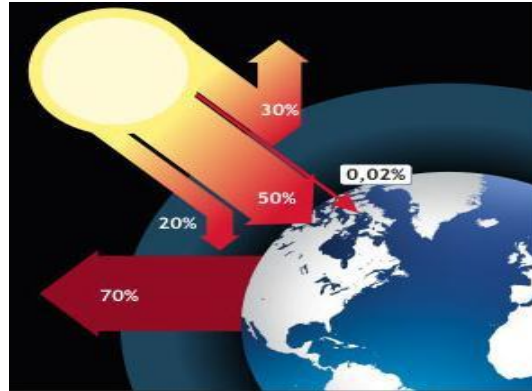
1. GİRİŞ

Günümüzde uygarlığın ve bilgi toplumunun her alanda ihtiyaç duyduğu enerjinin önemi giderek artmaktadır. Enerji, uygarlığımızın temel girdisi olup, üretim ve tüketimi, kalkınma ve gelişmişlik düzeylerini ölçmede kullanılan en geçerli göstergelerdendir. Sürekli artan enerji ihtiyacını karşılamada mevcut kaynakların yetersiz kalması sonucu alternatif enerji kaynaklarını bulma ve geliştirme çalışmaları hız kazanmıştır.. Hem fosil kaynakların sınırlı ve yerine yenisi konulamayacak bir enerji kaynağı olması, hem de üretim ve tüketim yöntemlerinden kaynaklanan çevre kirliliği, yenilenebilir, sınırsız ve çevreye uyumlu kaynak ve teknolojilerin araştırılması ve geliştirilmesini gerekli hale getirmiştir. Güneş enerjisinin de dahil olduğu yenilenebilir enerji kaynakları bu nedenle önem kazanmıştır.

Güneş enerjisi; potansiyeli, kullanım kolaylığı, temizliği, yenilenebilirliği ve çevre dostu olması gibi nedenler ile diğer yenilenebilir enerji kaynaklarına göre daha kolay bir şekilde yaygınlaşabilecek durumdadır. Diğer enerji kaynaklarına göre kurulum maliyetlerinin yüksekliği, düşük verim, düşük kapasite faktörü ve benzeri bazı teknolojik ve ekonomik zorlukların aşılması, güneş enerjisini gelecekte daha da cazip hale getirecektir (Anonim, 2009).

Güneş enerjisi, güneşteki hidrojen gazının helyuma dönüşmesi şeklindeki füzyon sürecinden açığa çıkan ışıma enerjisidir. Termonükleer bir reaktör olan güneşten çeşitli dalga boylarında (62 MW/m^2) enerji yayılmakta ve güneşin bütün yüzeyinden yayılan enerjinin sadece iki milyarda biri yeryüzüne gelmektedir. Dünya'ya güneşten, 150 milyon kilometre kat ederek gelen enerji, dünya'da bir yılda kullanılan enerjinin yaklaşık 15 bin katıdır (Anonim, 2009).

Dünya'ya gelen bütün güneş ışınımı, Şekil 1.1'de gösterildiği gibi sonunda ısıya dönüşür ve uzaya geri verilir. Güneş ışınımının tamamı yer yüzeyine ulaşmamaktadır. Bu ışınların % 50'si Dünya yüzeyine ulaşırken, % 30'a yakını atmosfer tarafından geri yansıtılmaktadır. Güneş ışınımının %20'si ise atmosfer ve bulutlar tarafından tutulmaktadır. Yer yüzeyine gelen güneş ışınımının %1'den azı bitkiler tarafından fotosentez olarak kullanılmaktadır (Uyarel ve Öz, 1987).



Şekil 1.1. Güneş ışınlarının yeryüzünde dağılımı

Güneş Enerjisi Kullanımının Tarihi

Güneş enerjisi eski çağlardan beri insanlar tarafından kullanılıyor olmasına rağmen modern anlamda bu alandaki ilk gelişmeler 18. ve 19. yüzyıllarda olmuştur. 1767’de İsviçreli bilim adamı Horace de Saussure dünyanın ilk güneş kolektörünü yapmıştır. Bu kolektör daha sonra 1830’larda Sir John Herschel tarafından Güney Afrika seferinde yemek pişirme amacıyla kullanılmıştır. Aynı dönemlerde, İskoç bilim adamı Robert Stirling 27 Eylül 1816’da icat ettiği bir makine için patent başvurusu yapmıştır. Bu makine sonraları Çanak/Stirling Sistemi adı verilen güneşin ısı enerjisini elektrik üretmek için yoğunlaştıran güneş ısı elektrik teknolojisinde kullanılmıştır (Anonim, 2007).

18. yüzyılda güneş fırınları yardımıyla demir, bakır gibi metallerin eritilmesi mümkün olmuştur. Bu fırınlarda, cilalı demir aynalar ve cam lensler kullanılmıştır. Bu fırınlar kolektörlerin ilk uygulamaları olup, Avrupa ve Orta Doğu’da kullanılmışlardır. Antonie Lavoisier tarafından tasarlanan bir fırında, 1750°C sıcaklık elde edilmiştir. Bu fırında 1,32 m çapında bir lense ek olarak 0,2 m çapında başka bir lens kullanılmıştır (Kalagirou, 2004).

1839 yılında Fransız fizikçi Alexandre-Edmund Becquerel iki metal plaka arasındaki elektrik akımı şiddetini gözleme yoluyla ışık şiddetini ölçebilen bir cihaz icat ederek fotovoltajik etkiyi keşfetmiştir. Güneş ışığı cihaz tarafından soğurulduğunda,

güneş enerjisi elektronları atomlardan koparıp malzeme içinde akmasına yol açar ve bu şekilde elektrik üretimi elde edilir. Işığın (fotonlar) elektriğe (gerilim) dönüştüğü bu sürece fotovoltaik (veya fotoelektrik) etki adı verilmektedir (Anonim, 2007).

Türkiye’de Güneş Enerjisi Kullanımının Tarihsel Gelişimi

Türkiye’de 1960’ların başında güneş enerjisini alternatif enerji olarak gören araştırmacılar, güneş enerjisi konusuyla ilgili çalışmalar yapmaya başlamışlardır (Dincer ve Rosen, 1998).

1970’lerin ortasında dünyadaki teknolojik gelişmeler, ısı güneş enerjisi kullanan teknolojileri üniversitelerin, devletin ve sanayinin büyük dikkatini çekmiş ve gelişerek devam etmiştir. 1975’den beri, su ısıtma için güneş enerji sistemleri yaygın olarak kullanılmaktadır. İlk pasif güneş sistemi ise Orta Doğu Teknik Üniversitesi’nin yapımında hayata geçirilmiştir.

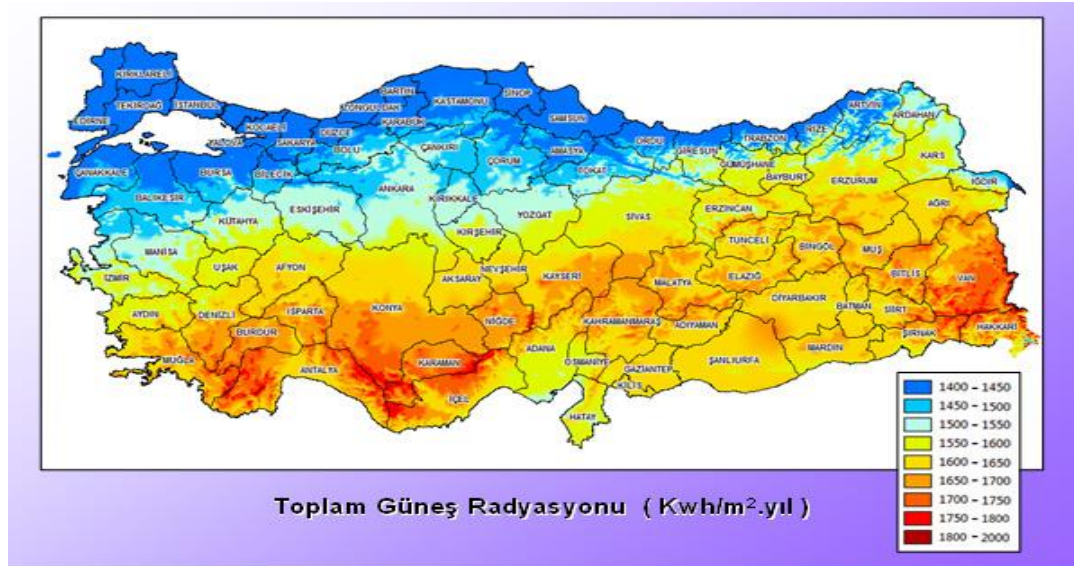
Türkiye’de güneş enerjisi üzerine çalışan ilk kurum Ege Üniversitesi Güneş Enerji Enstitüsü’dür. 1980’lerin sonuna kadar güneş enerjisi ve enerji tasarruf araştırması, Marmara Bilim ve Araştırma Enstitüsü’nün Mekanik ve Enerji Mühendisliği bölümünde yürütülmüştür. Marmara Bilim ve Araştırma Enstitüsü güneş enerjisinin düşük ısı uygulamaları ve endüstrideki güneş enerjisi potansiyeli sürecinin değerlendirilmesi gibi çalışmaları yürütmüştür. 1986’da Ankara Elektronik Araştırma ve Geliştirme Enstitüsü ile TÜBİTAK kurulmuştur. TÜBİTAK Fotovoltaik uygulamalar için sistem oluşturmada ve üretiminde etkin çalışmalar gerçekleştirmiştir (Dincer ve Rosen, 1998).

Türkiye’nin Güneş Enerjisi Potansiyeli –Tüketimi

Türkiye 36°-42° kuzey paralelleri arasında ve güneş enerjisi potansiyeli bakımından coğrafi olarak son derece iyi bir konumda bulunmaktadır. Elektrik İşleri Etüt İdaresi resmi raporlarına göre Türkiye’nin yıllık toplam güneş ışınımı süresi 2 640 saat ve yıllık güneş ışınımı 1 311 kWh/m².yıl’dır (Çizelge 1.1). Bölgelere göre bu değer 3016 saat ile 1966 saat arasında değişmektedir. Türkiye’de güneş ışınım şiddetinin

yıllık ortalaması 3,7 kWh/m².gün ile 1,5 kWh/m².gün arasında değişir. Bölgelerin yıllık ortalaması ise 4,0 kWh/m².gün ile 2,9 kWh/m².gün sınırları arasında bulunmaktadır. Türkiye'nin tüm yüzeyine bir yılda düşen güneş enerjisi 975 x 1012 kWh kadardır. Bir başka anlatımla, güneş Türkiye için 376 TW (1 TW=106 MW) güç kaynağı demektir. Bu değer kurulu elektrik santrallerimizin 7880 katına eşdeğerdir. (Dincer ve Rosen, 1998).

Şekil 1.2'de Türkiye'nin mevcut toplam güneş radyasyonu verilmiştir.



Şekil 1.2. Türkiye'de toplam güneş enerjisi radyasyonu

Çizelge 1.1. Türkiye'nin ortalama aylık güneş enerji potansiyeli

Aylar	Aylık Yaklaşık Güneş Işınımı Süresi (kWh/m ² - ay)	Güneşlenme Süresi (saat/ay)
Ocak	51,75	103
Şubat	63,27	115
Mart	96,65	165
Nisan	122,23	197
Mayıs	153,86	273
Haziran	168,75	325
Temmuz	175,38	365
Ağustos	158,4	343
Eylül	123,28	280
Ekim	89,9	214
Kasım	60,82	157
Aralık	46,87	103
Toplam	1311	2640
Ortalama	3,6 kWh/m ² gün	7,2 saat/gün

Türkiye'nin değişik bölgelerindeki toplam güneş ışınımı ve yıllık güneş ışınım saatleri Çizelge 1.2 ile verilmiştir.

Çizelge 1.2. Türkiye'nin bölgelere göre yıllık ortalama güneş enerjisi potansiyeli

Bölgeler	Toplam Güneş Enerjisi (kWh/m ² -yıl)	Güneşlenme Süresi (saat/yıl)
Güneydoğu Anadolu	1460	2993
Akdeniz	1390	2956
Doğu Anadolu	1365	2664
İç Anadolu	1314	2628
Ege	1304	2738
Marmara	1168	2409
Karadeniz	1120	1971

Türkiye'nin 1986-1988 arası yerel ve sanayi bölgelerindeki güneş enerjisi tüketim sektörü Çizelge 1.3 ile gösterilmiştir.

Çizelgeye göre yerel sektör tüketimi, sanayi sektörünün yaklaşık 3 katı kadardır (Dincer ve Rosen, 1998).

Çizelge 1.3. Sektörel olarak güneş enerjisi potansiyeli

Yıl	Yerel (Ton Eşdeğer Petrol)	Sanayi (Ton Eşdeğer Petrol)
1986	5	-
1987	10	-
1988	11	2
1989	12	4
1990	13	8
1991	14	13
1992	15	17
1993	18	20
1994	25	20
1995	32	20
1996	40	20
1997	56	24

Güneş Enerjisinin Avantajları ve Dezavantajları

Güneş enerjisinin avantajları;

- Güneş enerjisi tükenmeyen bir enerji kaynağıdır.
- Saf bir enerji çeşididir ve gaz, duman, karbon, kükürt gibi zararlı maddeleri içermez.
- Hiçbir karmaşık teknoloji gerektirmeden kolaylıkla yararlanılabilecek bir enerji türüdür.
- Güneş, tüm dünya ülkelerinin yararlanabileceği bir enerji kaynağıdır. Ülkelerin birbirlerine bağımlılık koşulu getirmemektedir.
- Bir diğer özelliği, hiçbir ulaştırma harcamasına gerek duymadan her yerde rahatça kurulum yapılabilmesi ve kullanılabilmesidir.
- Güneş enerjisinin yukarıda belirtilen üstünlüklerine rağmen, günümüzde uygulamalarının az oluşunun sebepleri vardır. Bunlar;

- Güneş enerjisinin yoğunluğu düşüktür. İstenilen zamanda istenilen ışınlam değerlerine ulaşamayabilmektedir.
- Kurulum maliyeti yüksektir.
- Güneşten gelen enerji miktarı kontrol edilemez.
- Birçok kullanım alanının enerji arzı ile talebi arasındaki zaman farkı nedeniyle büyük bir dezavantaja sahiptir (Dincer ve Rosen,1998).

Güneş Işınlamaları

Yeryüzüne gelen ışınların yüzeye çarpma açısı ve güneşlenme süresine bağlı olarak bıraktıkları ısı değişmektedir. Işınların yeryüzüne yaptığı açı ne kadar dikleşirse ısı miktarı o kadar artmaktadır. Dünya kendi eksenini ve güneş etrafındaki dönüşlerini eliptik bir yörüngede yapmaktadır. Bu açı, yörüngedeki 23,5°'lik eğiklikten dolayı, yıl içerisinde değişiklikler göstermektedir. Dolayısıyla yeryüzüne ulaşan enerji sürekli olarak farklılıklar göstermektedir.

Güneşten gelen ışınların ekvator düzlemi ile yaptığı açıya Deklinasyon Açısı denir. 21 Haziran ve 21 Aralık'ta Deklinasyon Açısı en yüksek değerlere sahiptir. 21 Mart ve 23 Eylül'de güneş ışınları ekvator düzlemine tam paralel geleceğinden Deklinasyon Açısı sıfır olmaktadır ve ekvator düzlemi üzerine gelen ısı en yüksek düzeyde olmaktadır (Dincer ve Rosen,1998).

2. GÜNEŞ KOLLEKTÖRLERİ

Güneş ısı kollektörleri, güneş radyasyon enerjisini iç enerjiye dönüştüren ısı değiştiricilerinin özel bir çeşididir. Güneş kollektörleri gelen güneş radyasyonunu yutar, ısıya dönüştürür ve bu ısıyı akışkana iletir (genellikle hava, su ya da yağ). Temelde 2 tip güneş kollektörü vardır: Odaklanamayan ya da sabit ve odaklanabilen güneş kollektörleri. Odaklanamayan güneş kollektörleri düz yüzeyli olup, güneş ışığını odaklamazlar. Odaklanabilen güneş kollektörleri genellikle içbükey bir yüzeye sahiptir ve güneş ısınının merkezi, artan radyasyon değişimi sebebiyle çok küçük bir bölgede ısın radyasyonuna maruz kalır. Sadece direkt radyasyondan faydalanırlar, yüksek sıcaklık temin edebilirler. Çalışabilmeleri için güneş görmeyi zorundadırlar, bu nedenle odaklı kollektörler, güneşlenme yönünden zengin yörelerde, daha verimli olarak kullanılırlar (Özgen, 2007).

2.1. Sabit Kollektörler

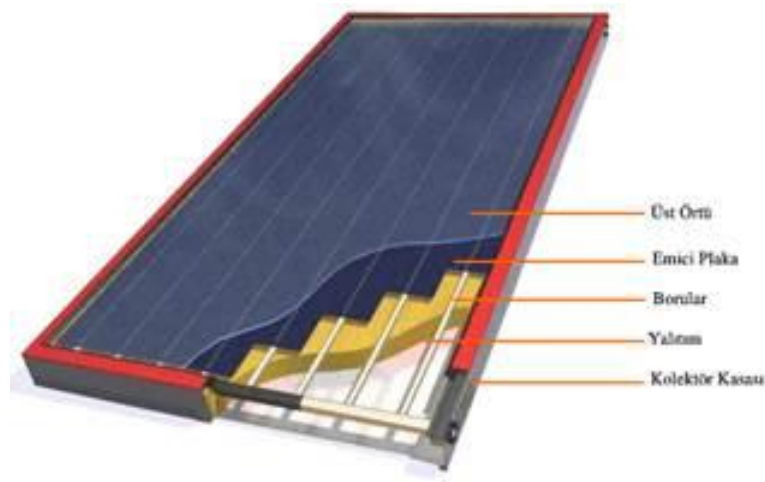
Güneş enerjisi kollektörleri, temelde onların hareketlerine (sabit, tek ekseni izleyen, çift ekseni izleyen gibi) göre seçilir. Sabit olan güneş kollektörleri güneş izlemezler. Bunlar;

1. Düzlemsel güneş kollektörleri
2. Parabolik güneş kollektörleri
3. Vakumlanmış borulu kollektörler

2.1.1. Düzlemsel güneş kollektörleri

Tipik bir düz tabaka güneş kollektörü Şekil 2.1’de verilmiştir. Güneş radyasyonu bir cam yüzeyden geçer, yüksek yutuculuğa sahip siyah yutucu yüzeye çarpar ve bu enerjinin büyük bir bölümü tabaka tarafından yutulur. Daha sonra akışkan tüpüne, depolanmak ya da kullanılmak amacıyla transfer edilir. Uygulamada kullanılan düzlemsel kollektörler beş ana kısımdan oluşur. Bunlar;

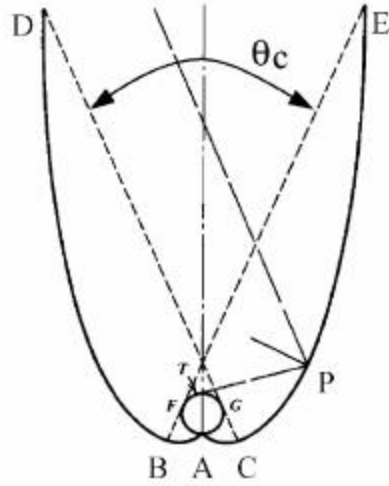
1. Güneş ışınımını geçiren ve üstten ısı kaybını önleyen bir veya çok sayıdaki saydam örtü
2. Enerji toplayan yutucu yüzey
3. Isı taşıyıcı akışkan borular
4. Yutucu yüzeyin güneş almayan kısımlarındaki ısı yalıtımı
5. Kollektör kasası (Koçyiğit, 2008).



Şekil 2.1. Düz plakalı kollektörün görünüşü.

2.1.2. Parabolik güneş kollektörleri

Parabolik çanak kollektörler, yüzeylerine gelen güneş radyasyonunu noktasal olarak odaklarında yoğunlaştırırlar. Bu kollektörlerin yüzeyleri de parabolik olup kollektörlerin yüzeyleri gibi yansıtıcı aynalarla kaplanmıştır. Elektrik üretiminden başka, bu kollektörler buhar ya da sıcak hava üretimi için de kullanılır (Şekil 2. 2).

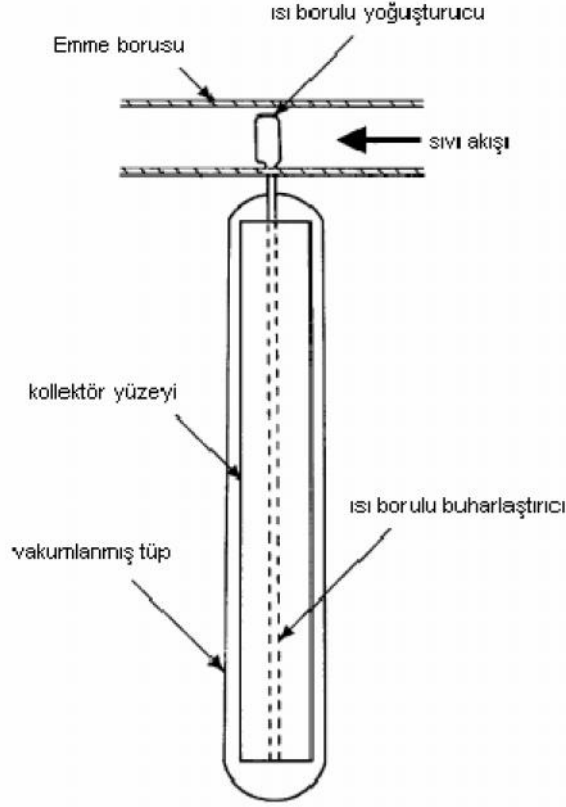


Şekil 2.2. Parabolik güneş kolektörünün görünüşü

2.1.3. Vakumlu borulu güneş kolektörleri

Düz tabaka güneş kolektörleri, güneşli ve sıcak iklimlerde kullanılmak için geliştirilmiştir. Soğuk iklimlerde tercih edilmezler. Vakumlu tip ısı güneş kolektörleri diğerlerinden farklıdır. Bu güneş kolektörleri Şekil 2.3'de gösterildiği gibi vakumlanmış tüp içindeki, bir ısı borusundan oluşmuştur (Özgen, 2007).

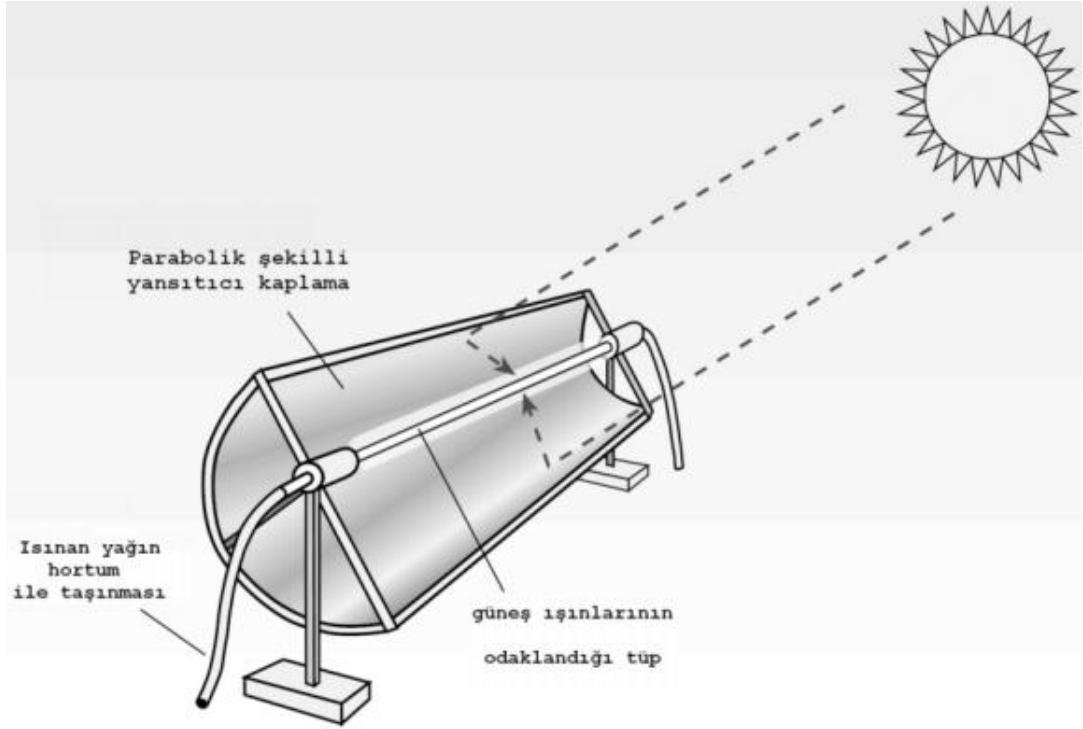
Bu sistemlerde, vakumlu cam borular ve gerekirse absorban yüzeyine gelen enerjiyi artırmak için metal ya da cam yansıtıcılar kullanılır. Bunların çıkışları daha yüksek sıcaklıkta olduğu için (100-120°C), düzlemsel kolektörlerden daha geniş bir kullanım alanına sahiptir.



Şekil 2.3. Vakumlanmış güneş kollektörünün görünüşü

2.2. Odaklanabilen Güneş Kollektörleri

Odaklanabilen güneş kollektörleri, güneş radyasyonunu merkezlendirmeye yararlar. Odaklı kollektörlerin yapıları çoğunlukla iç bükey ayna şeklindedir (Şekil 2.4). Bunun yanında konik ve silindir şeklinde olanları da vardır. Ancak bunların da kesitleri içbükeydir. Bazı özel hallerde merkezlendirme için merceklerden yararlanılırsa da geniş çapta uygulamalar için düşünülemez. Değişik bir düzenleme tarzı olan düz plakalı yansıtıcılardan yararlanılarak da, odaklı kollektörler yapılabilir. Güneş radyasyonunun geniş bir kısmı çok küçük bir bölge üzerine yoğunlaştırılarak sıcaklık artırılabilir. Bu, radyasyon kaynakları ve enerji yutucu yüzeyi arasına koyulan bir optik alet tarafından yapılabilir (Özgen, 2007).

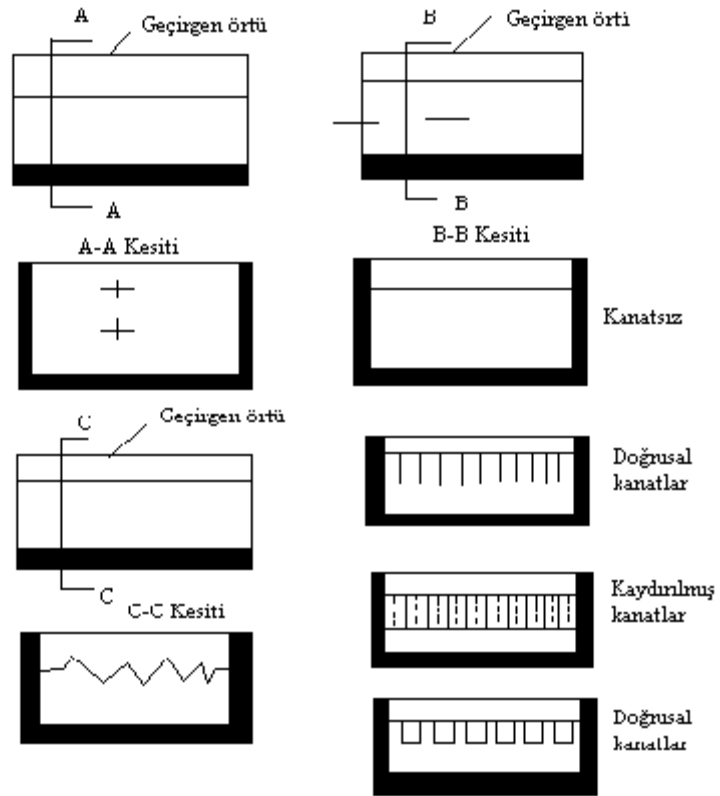


Şekil 2.4. Odaklanabilen çanak kolektörün sematik görünüşü

2.3. Hava Isıtmalı Güneş Kolektörleri

Bu tip ısıtıcılarda absorblanmış güneş enerjisinin transfer edildiği akışkan, havadır. Sıcak havanın gerekli olduğu alanlarda ısıyı önce bir akışkana ardından havaya aktarmak yerine, direkt olarak havaya aktaran düzeneklerdir. Çoğunlukla binaların iklimlendirilmesi, absorpsiyonlu soğutma yöntemi, tarım ve sanayi ürünlerinin kurutulması ve seraların ısıtılması için kullanılır.

Güneş enerjisi ile havanın ısıtılmasında yaygın olarak düzlem toplayıcılar kullanılır. Düzlem toplayıcıların; yapılması kolay, uzun ömürlü, ağırlıkça hafif ve güneşi izleme mekanizmaları olmadığı için ekonomik olmaları gibi avantajları vardır. Verimlerinin düşük olmasına ve yüksek sıcaklıklara ulaşılmamasına rağmen kullanım kolaylığı nedeni ile çok fazla tercih edilirler. Çok değişik şekillerde dizaynları mevcuttur. Şekil 2.5’de değişik hava ısıtıcı tipleri görülmektedir.



Şekil 2.5. Değişik hava ısıtıcı tipleri

Son yıllarda düzlem toplayıcılarda ulaşılan hava sıcaklığını ve verimini artırmak için birçok değişik uygulama yapılmaktadır. Bunların içinde en yaygın olarak kullanılanlar; hava akış kanalına dolgu malzemesi yerleştirme, absorblayıcı plaka altına kanatçık eklenmesi, hava geçiş sayısının artırılması, absorbere değişik şekiller verilmesi, hava akış kanalının ölçülerinin değiştirilmesi ve seçici yüzeyli absorber kullanılmasıdır (Koçyiğit, 2008).

3. GÜNEŞ KOLLEKTÖRLERİNDE ENERJİ ANALİZİ

Güneş kollektörleri, enerji yoğunluğunun çok olduğu yani enerjinin bir şekilde mutlaka kullanıldığı işlemlerden birisidir.

Güneş enerjili düzlemsel kollektörlerin ısı verimleri; yutucu yüzeyin optik ve ısı verimleri ile dış iklim özelliklerine (sıcaklık ve rüzgar hızı), güneş ışınımının geliş açısına kollektör düzlemine gelen güneş ışınımına, kollektör eğimine, çalışma akışkanı kütleli debisine bağlıdır. Güneş enerjili düzlemsel kollektörlerin anlık ısı verimi, çalışma akışkanından elde edilen yararlı ışınımın kollektör yüzeyine gelen güneş enerjisine oranı olarak tanımlanır (Yıldız ve ark., 2007; Koçyiğit, 2008).

$$\eta = \frac{\dot{Q}_c}{A \cdot I} \quad (3.1)$$

Burada η ; ısı verim, Q_c ; yararlı ısı, A ; kollektör alanı (m^2) ve I ; kollektör düzleminin birim alanına gelen toplam güneş ışınımı şiddetidir (W/m^2). Yararlı ısı Q_c aşağıdaki eşitlikle ifade edilir (Yıldız ve ark., 2007; Koçyiğit, 2008).

$$\dot{Q}_c = \dot{m} C_p (T_c - T_g) \quad (3.2)$$

Burada;

m : çalışma akışkanı kütleli debisi (kg/s), C_p : çalışma akışkanı özgül ısısı ($J/kg^\circ C$), T_c ve T_g : sırasıyla çalışma akışkanının kollektörden çıkış ve kollektöre giriş sıcaklıklarıdır ($^\circ C$). Düzlemsel güneş kollektörü ısı verim deneyleri için alınan ölçüm değerleri kullanılarak gelen güneş enerjisi, yararlı ısı ve çevreye olan ısı kayıpları belirlenir. Kararlı hal koşullarında çalışan bir düzlemsel kollektörün ısı verimi ortalama akışkan sıcaklığı cinsinden;

$$\eta = F_m (\tau \alpha) - F_m U (T_f - T_e) \quad (3.3)$$

olarak tanımlanır. Burada; F_m : kolektörden gerçekte elde edilen yararlı ısının tüm kolektör yüzeyinin akışkan ortalama sıcaklığında olması durumunda alınabilecek yararlı ısıya oranı olarak tanımlanır ve kolektör ısı verim faktörü olarak isimlendirilir, U : toplam ısı kayıp katsayısı ($W/m^2\text{°C}$), T_e : çevre sıcaklığı (°C), τ : cam örtü geçirgenlik katsayısı ve α : yutucu yüzey yutma katsayısıdır. Çalışma akışkanı ortalama sıcaklığı (T_f), akışkan giriş ve çıkış sıcaklıklarının ortalaması olarak alınır (Yıldız ve ark., 2007; Koçyiğit, 2008).

$$T_f = (T_{\text{ç}} + T_g) / 2 \quad (3.4)$$

Doğrusal yaklaşım kullanılarak kolektör ısı verim eğrilerinin oluşturulmasında toplam ısı kayıp katsayısının sabit olduğu varsayılmaktadır. Ancak yukarıda tanımlanan ısı verim eşitliklerinde yer alan toplam ısı kayıp katsayısı sabit olmayıp yutucu yüzey, çevre ve gökyüzü sıcaklıkları ile rüzgar hızı ve kolektör eğimi, yutucu yüzeyin özelliklerine bağlıdır. Bu değişkenlerin kolektör ısı kayıp katsayısı ve dolayısıyla kolektör ısı verimi üzerine etkisi ayrıntılı olarak incelenmemiştir. Türkiye’de halen geçerli olan ilgili standartlarda rüzgar hızının $5,5 \text{ m/s}$ ’nin altında olma ve çevre sıcaklığının $5\text{-}32\text{°C}$ arasında olma gibi sınır değerler dışında bir verim değerlendirmesi deneyi bulunmamaktadır. Türkiye’de de Avrupa standartlarına uyumlu olarak hazırlanan yeni Türk standartlarında toplam ısı kayıp katsayısının değişimi dikkate alınarak kolektör ısı verim denklemi ortalama akışkan sıcaklığı (3.4) eşitliği temel alınarak ikinci dereceden denklemlerle verilmektedir.

$$\eta = F_m(\tau\alpha) - \alpha_1(T_f - T_e) / I - \alpha_2 I [(T_f - T_e)]^2 \quad (3.5)$$

Burada; α_1 : birinci dereceden ısı kayıp katsayısı, α_2 : ikinci dereceden ısı kayıp katsayısıdır. Isı verimin ikinci dereceden denklemlerle ifade edilebilmesi için α_2 değeri negatif olmamalıdır. Yeni yaklaşım ile halen kullanılmakta olan değerlendirme yöntemi karşılaştırılırsa, özellikle denge sıcaklığı ile optik verimlilik değerlerinin doğrusallaştırılmış ısı verim eğrisinden elde edilebilecek sonuçlara göre farklı olabilmektedir (Yıldız ve ark., 2007; Koçyiğit, 2008).

4. LİTERATÜR TARAMASI

Fosil ve türevlerinin kullanımının giderek artmasıyla çevre kirliliği ve yaşam koşullarında ciddi sorunlar meydana gelmektedir. Buna paralel olarak artan insan popülasyonu, enerji gereksinimleri, sanayileşme, ekonomik ve teknolojik gelişim ve enerji talebi dünya genelinde giderek artmaktadır. Bu yüzden araştırmacılar, Yenilenebilir Enerji kaynakları üzerinde çalışmalar yapmışlardır. Yenilenebilir Enerji kaynakları arasında yer alan Güneş Enerjisi teknolojileri; düşük maliyet ve çevreye dost bir enerji biçimi olması, günümüzde önemini giderek artırmaktadır. Güneş kollektörleri güneşten aldığı ısı enerjisini, ısı değiştiricilerin bir çeşidi olarak farklı ortamlardan su veya havaya aktaran bir enerji dönüşümü meydana getirmektedir.

Hava ısıtılmalı güneş kollektörleri, güneş enerjisini transfer eden ısı değiştiricisinin bir çeşididir. Güneş hava kollektörlerinin termal performansı; kollektörün malzemesine, şekline, boyutlarına ve planına bağlıdır. Performans gelişimi; farklı malzemeler, çeşitli şekiller, farklı boyutlar ve planlar kullanılarak elde edilebilir. Kanal içersinde bulunan havanın ısı transfer katsayısını geliştirmek için, farklı tasarımlarla ve farklı şekillerle literatürde yer almıştır.

İki paralel levha içerisine yerleştirilmiş engellerin ısı transferine etkisini incelemişlerdir. Çalışmayı sayısal bir çözümlenme, iki boyutlu ve periyodik şartlar altında gerçekleştirmişlerdir. Paralel levhanın her iki yüzeyi sabit yüzey sıcaklığında tutulmuş ve farklı Reynolds sayıları ve farklı Prandtl sayıları için tekrarlanmıştır. Yüksek Prandtl sayılarına sahip akışkanlarda ısı transferi miktarlarını çok yüksek değerlerde hesaplamışlardır (Kelkar ve Patankar, 1987).

Deneysel çalışmada karşılıklı iki yüzeyine kare kesitli engeller yerleştirmişlerdir. Bu engeller ile türbülanslı akış koşullarında dikdörtgen kanallar içerisindeki akış ve ısı transferini incelemişlerdir. Çalışmada farklı engel yükseklikleri için üç adet çalışma gerçekleştirmişlerdir. Bu engel yüksekliklerinde ortalama Nusselt sayısı ve ortalama sürtünme faktörü değerlerini bulmuşlardır (Liou ve Hwang, 1992).

Dikdörtgen kesitli kanal içerisine yerleştirilen engellerle birlikte, engeller arasına açılan kanalların ısı transferine etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Yapılan çalışmada türbülanslı akış şartlarında ve farklı engel/kanal yüksekliklerinde çalışmalar gerçekleştirmişlerdir (Zhang ve ark.,1994).

Periyodik olarak yapay engelli pürüzlülükler oluşturulmuş bir deneysel çalışmada dikdörtgen kanalın geniş duvarı üzerinde hava akışı için, sürtünme ve ısı transferini araştıran bir çalışma ortaya koymuşlardır. Pürüzlendirilmiş duvara sabit ısı akısı uygulanmıştır. Diğer üç duvarı yalıtılmışlardır (Karwa ve ark., 1999).

Yapmış oldukları çalışmada dikdörtgen kesitli kanal içerisine yerleştirdikleri engellere sabit yüzey ısı akısı uygulamışlardır. Kanal içerisindeki ortalama Nusselt sayısının Reynolds sayısı, kanal yüksekliği, engel yerleşimi ve engellere uygulanan sabit yüzey ısı akısı ile değişimlerini incelemişlerdir. Çalışma sonucunda, düşük Reynolds sayılarında engel sıcaklıklarının yüksek Reynolds sayılarına göre daha yüksek miktarlarda olduğunu bulmuşlardır (Young ve Vafai, 1999).

Yang (2000), dikdörtgen kanal içerisinde periyodik olarak oluklu, türbülanslı akışları Large Eddy Simulation (LES) metodunu kullanarak incelemiştir. Bir oluğun derinliğinin ve uzunluğunun sistem üzerine etkisini geniş ölçekli akış yapılarında araştırmak için parametrik bir çalışma gerçekleştirmiştir. Bir test durumu için, Direct Numerical Simulation (DNS) ile LES sonuçlarını karşılaştırmasıyla, LES' in ızgara noktalarının, DNS noktalarının % 6,5 gibi çok küçük bir bölümü olmasına rağmen, aralarında iyi bir uyum olduğunu görmüştür. LES kullanılan sonraki parametrik çalışmalarda oluk uzunluğu kısa olduğunda, devirdaim bölgesi tüm oluğun içini kapladığı ve türbülanslı akışın oluk içerisinde çok zayıf kaldığı görülmüştür.

Ahn (2001), çalışmasında bir dikdörtgen kanal içerisinde beş farklı şekilden birisiyle pürüzlendirilmiş, tamamen gelişmiş ısı transferi ve sürtünme faktörü karakteristiklerinin bir karşılaştırmasını yapmıştır. Reynolds sayısının ve engel geometrisinin akışa etkisini incelemiştir. Çalışmada kullanılan üçgen tip engelin

diğer tip engel çeşitlerinden daha yüksek bir ısı transferi performansına sahip olduğunu görmüştür.

Kanalın enine şekillendirilmiş sıralı üçgenler kümesi ile yapay engellerle pürüzlendirmişlerdir. Güneşsel hava ısıtıcısının dikdörtgen kanalı içerisindeki, ısıtılan kanal duvarında zorlanmış taşınım akışı, ısı transferi ve sürtünme karakteristikleri için deneysel çalışmalar yapmışlardır. Sonuçları düzgün dikdörtgen kanal sonuçlarıyla karşılaştırmışlardır. Nusselt Sayısı ve sürtünme faktörü için bağıntılar oluşturmuşlardır (Bhagoria ve ark., 2002).

Bir dikdörtgen kanal içerisinde, sabit bir ısı akısı sınır koşuluyla, engelli-oluklu türbülatorlerin türbülanslı zorlanmış taşınım ile ısı transferi ve sürtünme karakteristikleri üzerindeki birleşik etkilerini incelemek için deneysel çalışmalar yapmışlardır (Eimsa ve Promvonge, 2002).

Holografik girişimölçer tekniğini (Holographic interferometry technique) kullanarak, eğik kanatlı oluklu dikdörtgen kanal içerisinde, kararsız sıcaklık alanlarını deneysel olarak incelemiştir. Araştırılan kanalın ısı transferi performansı, basit oluklu kanal sonuçları ile karşılaştırmışlardır. Akışı ana kanaldan olukların içerisine yönlendirmek için ısıtılan blokların sonuna eğik kanatlar eklemiştir (Herman ve Kang, 2002).

Ammari (2003), havalı güneş kolektörlerinin termal performansının matematiksel modelini incelemiştir. Sistem içersinden de çıtalar kullanarak termal performansı artırmaya çalışmıştır. Sistemde $v=50$ L/s hacim debisinde $Re=4\ 200$ olduğu durumda sistem veriminin yaklaşık olarak %71 olduğunu bulmuştur.

Yaptıkları çalışmada türbülanslı koşullar için iki boyutlu olarak, iki paralel levha arasına yerleştirilmiş engellerin ısı transferine ve basınç düşümüne etkilerini sayısal olarak incelemiştir. Yapılan çalışmada kare kesitli engellerin yerleştirildiği paralel levhaların alt kısımdaki levhanın k-ε ve RSM türbülans modellerinde sayısal çözümü yapılmıştır. Bu iki türbülans modelinden elde edilen sonuçları karşılaştırmışlardır.

Çalışma, literatürle kıyaslandığında k-ε türbülans modelinin daha iyi temsil ettiğini belirlemişlerdir (Luo ve ark., 2005).

Dikdörtgen engel ile üçgen oluk pürüzlülük dizilimlerinin olduğu dikdörtgen bir kanal içerisinde, yüzeydeki sıcaklık gradyeni (Nu) ve sürtünme faktörünü (f), bağıntılı pürüzlülük yüksekliği (e/D), bağıntılı pürüzlülük adımı (P/e) ve adım oranına göre oluk konumu (g/P) gibi parametreler için, engelli-oluklu yapay pürüzlülüklerin etkisini deneysel olarak çalışmışlardır. Yüzeydeki sıcaklık gradyeni (Nu) ve sürtünme faktörü (f) için bağıntılar bulmuşlardır. Yapay olarak pürüzlendirilmiş kanalın termo-hidrolik performansını değerlendirmişlerdir (Jaurker ve ark., 2006).

Tabanı sabit ısı akısı sınır şartını sağlamak üzere; kısmi olarak ısıtılan dikdörtgen bir kanalda, yukarı akış bölgesine yerleştirilen farklı çaplardaki silindirik engellerin ısı transferi üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Nusselt sayılarının maksimum değerleri ile bu sayıların elde edildiği mesafelerin, Reynolds sayıları ve engel büyüklüklerine bağlı olarak değişim gösterdiklerini tespit etmişlerdir. Deneysel çalışmada farklı Reynolds sayıları ile tek tek incelenen ortalama Nusselt sayıları, aynı şartlardaki boş kanal için yapılan deney sonuçları ile karşılaştırmışlardır (Evin ve Tanyıldızı, 2006).

Bir güneşsel hava ısıtıcısında yapay olarak pürüzlendirilmiş enine engelli-oluklu pürüzlü kanalın içerisinde, sıcaklık gradyeni (Nu) ve sürtünme faktörünü (f) incelemişlerdir. Entropi üretimini minimize ederek uygun optimize edilmiş pürüzlülük tasarımını oluşturmuşlardır. Bu çalışmalarında, güneşsel hava ısıtıcıda, optimum termodinamik tasarımı için bir yöntemler dizisi ile birlikte kanalın entropi üretimini bulabilmek için matematiksel bir model oluşturmayı amaçlamışlardır (Layek ve ark., 2007).

Yapmış oldukları çalışmada kanal içerisine kare kesitine sahip engeller yerleştirerek sabit ısı akısı uygulamışlardır. İki boyutlu ve laminar şartlar altında gerçekleştirmişlerdir. Engellere sabit ısı akısı uygulanması ve kanal içerisine sadece

üç adet engel yerleştirmeleri bu çalışmanın diğer çalışmalardan ayıran özelliğidir. Kanalın alt ve üst kısma yerleştirilen üç adet engelden iki tanesi alt kanal yüzeyine, bir tanesini ise üst kanal yüzeyine yerleştirilmiştir. Sonuçta artan Reynolds sayısı ile birlikte engellerden akışkana aktarılan ısı transferi miktarının arttığını görmüşlerdir. Ayrıca artan Reynolds sayıları ile birlikte engeller arasındaki sıcaklık farkı azalmıştır (Korichi ve Oufar, 2007).

Deneysel çalışmada güneş kollektörlerinde kullanılmakta olan dikdörtgen kesitli kanallar içerisine yerleştirdikleri engeller ve engeller arasındaki kanalların, kanal içerisindeki akış ve ısı transferine olan etkilerini incelemişlerdir (Layek ve ark., 2007).

Tamamen gelişmiş bir türbülanslı akışta, tekrarlanan pahlı enine engelli-oluklu pürüzlülüğe sahip bir dikdörtgen kanalın geniş bir duvarı üzerinde, ısı ve akışkanın akış karakteristikleri üzerinde bir deneysel çalışma yürütmüşlerdir. Pürüzlülük parametrelerinin Nusselt sayısı (Nu) ve sürtünme faktörü (f) üzerindeki etkilerini tartışmışlardır. Sonuçları aynı akış koşulları altındaki kare engelli-oluklu kanal ve düzgün kanal sonuçları ile karşılaştırmışlardır. En iyi performans durumlarını belirlemişlerdir. Pürüzlülük parametrelerinin ve Reynolds sayısının fonksiyonu olarak Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü için bağıntılar geliştirmişlerdir (Layek ve ark., 2007).

İki boyutlu oluklu bir kanal içerisinde periyodik enine, alt kanal duvarında, türbülanslı zorlanmış taşıyımı araştıran sayısal bir çalışma yürütmüşlerdir. Alt duvar sabit bir ısı akısına maruz bırakılmıştır. Üstteki duvarı yalıtılmışlardır. Türbülans modelinin etkilerini araştırmak için, hesaplamalar sonlu hacimler metodundan yola çıkılarak ve dört farklı türbülans modelinden faydalanılarak yürütmüşlerdir. Bunlar: Standart k-ε, normalleştirilmiş grup (RNG) k-ε, kayma gerilimi taşıma (SST) k-w ve Standart k-w türbülans modelleridir. Reynolds sayısını $6\ 000 \leq Re \leq 18\ 000$ aralığında almışlardır. Birkaç türbülans modeli kullanımından alınan sonuçlara göre, RNG ve k-ε türbülans modellerinin, genellikle kullanılabilir ölçümler ile

diğerlerinden daha iyi uyum sağladığını ortaya çıkarmışlardır (Eimsa ve Promvonge, 2008).

Sıralı, aşamalı ve farklı biçimlerdeki engel dizilimleri (kama, üçgen ve dikdörtgen oluk şekilleri) ile sabit bir ısı akılı kanal vasıtasıyla, hava akışı için sürtünme kaybını ve türbülanslı zorlanmış konveksiyon ısı transferini belirlemek için deneyler yürütmüşlerdir. Karşılaştırmada, akış yönüne göre sola doğru yatık dik üçgenin hem Nusselt sayısı hem de sürtünme faktöründe en yüksek artışı sağladığını gözlemlemişlerdir. Ancak ikizkenar üçgen engel diğerlerine göre daha yüksek termal performans göstermiştir (Promvonge ve Thianpong, 2008).

Gelişmiş türbülanslı bir hava akışına sahip, kararlı rejimde, sabit duvar ısı akısı sınır şartı uygulanarak, farklı geometrik oluklar (dairese, dikdörtgen ve trapez) açılmış tüplerde, yüzey ısı transferini ve sürtünme karakteristiklerini deneysel bir çalışma ile incelemişlerdir. Bu deneysel çalışmalarda Reynolds sayısını $10\ 000 \leq Re \leq 38\ 000$ aralığında kullanmışlardır. En yüksek Reynolds sayısında ($Re = 38\ 000$) düzgün kanal sonuçları ile karşılaştırmışlardır ve bütün oluklar için Reynolds sayısının 17 000 civarı için entropi üretiminin optimum bir değeri olduğunu bulmuşlardır (Bilen ve ark., 2009).

Güneşsel hava ısıtıcılarında performansı geliştirmek için kullanılan çeşitli pürüzlülük geometrilerini tekrar gözden geçiren bir çalışma yürütmüşlerdir. Çeşitli araştırmacılar tarafından geliştirilen ısı transferi ve sürtünme faktörü bağıntılarına dayanarak, pürüzlendirilmiş güneşsel hava ısıtıcılarının termohidrolik performanslarını karşılaştırmak için bir girişimde bulunmuşlardır (Hans ve ark., 2009).

Dikdörtgen kesitli kanal içerisine yerleştirilmiş kanatçıklar, farklı boylardaki üçgen kesit alanına sahip dirençlerle düzenli ve çapraz düzende olmak üzere iki farklı yapıda yerleştirmişlerdir. Bu engellerin kanal içerisindeki ısı transferi ve basınç düşümüne etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir (Thianpong ve ark., 2009).

Dikdörtgen kesitli kanalın üst yüzeyine yerleştirdikleri delikli engel geometrileri için deneysel çalışmalar yapmışlardır. Çalışmada kanalın üst yüzeyine sabit ısı akısı uygulamışlardır. Türbülanslı akış koşullarında engel geometrisi üzerine yerleştirilen deliklerin akış ve ısı transferi üzerine etkisi incelemiştirler (Karwa ve Maheshwari, 2009).

Hava ısıtılmalı güneş kollektör kanalındaki yutucu örtüde farklı tip pürüzlü tabakalar kullanarak çeşitli hesaplamalar yapmışlardır. Düz yüzeyle kıyaslandığında pürüzlü yüzeyde daha yüksek verimliliğe ulaşmışlardır (Gupta ve Kaushik, 2009).

Yapay olarak oluşturulan pürüzlülüklerin kullanıldığı pürüzlülük geometrilerini kategorize etmek ve tekrar gözden geçirmek için bu çalışmayı yapmışlardır. Aynı zamanda, güneşsel hava ısıtıcılarının pürüzlendirilmiş kanalları için, çeşitli araştırmacılar tarafından geliştirilmiş ısı transferi katsayısı ve sürtünme faktörü bağıntılarını da bu çalışmada sunmuşlardır (Bhushan ve Singh, 2010).

Yaptıkları sayısal çalışmada, $k-\epsilon$ türbülans modelini kullanarak, yenilenen ve ters basınç değişimlerine neden olan, öngörülmesi mümkün akış ayrılmalarını incelemek için sayısal simülasyonlar gerçekleştirmişlerdir. Bu model, literatürde bildirilmiş, lokal ve toplam akış parametreleri için deneysel ve sayısal sonuçlarla, bu çalışmanın sonuçlarını karşılaştırmışlardır. Bu çalışmanın sonuçları, verilmiş dairenin hidrolik çapı ve akışın Reynolds sayısı için, maksimum akış direncinin, engel genişliğinin yüksekliğine oranına bağlı olduğunu göstermiştir. Bu sayısal çalışmanın amacı, dairesel kanal içerisinde türbülanslı akışta, iç engel mesafesi ve engel genişliğinin basınç değişimi üzerindeki etkisini incelemektir. Reynolds sayısını 15 000, 25 000 ve 40 000 olarak seçmişlerdir (Rashkovan ve ark., 2010).

Ramani (2010), gözenekli malzemeler kullanarak, çift geçişli hava ısıtılmalı güneş kollektörünün termal verimini incelemiştir. Çalışma sonuçlarına göre, çift geçişli hava ısıtılmalı güneş kollektörü, tek geçişli havalı güneş kollektörlerine göre %30-35 ve gözenekli malzeme kullanılmayan havalı güneş kollektörlerine göre ise %20-%25 daha verimli olduğuna ulaşmıştır.

Tek geçişli çift yönlü kullanıma sahip havalı güneş kollektöründe deneysel ve teorik olarak çalışmışlardır. Su ve havalı kollektrle kıyaslayarak en yüksek sıcaklık ve en yüksek performansı elde etmişlerdir. 0,02 kg/s akış oranında sistemin verimi yaklaşık % 60 olarak bulunmuşlardır (Assari ve ark., 2011).

Tek geçişli havalı güneş kollektörlerinde tek ve çift camlı durumlarda deneyler yapmışlardır. Tek camlı sistemde boyu 2,06 m ve genişliği 0,72 m, çift camlı sistemde ise boyu 2,16 m ve genişliği 0,82 m boyutlarında sistemi camla kaplamışlardır. Sistemin akış oranları 0,011, 0,014, 0,017 ve 0,020 m³/s.m² olarak belirlemişlerdir. Çalışmalarda tek cam kaplı kollektör verimini %37,45 olarak, çift cam kaplı kollektör verimini ise %24,07 olarak bulmuşlardır (Gill ve ark., 2012).

Literatürde benzer çalışmaların bulunmasına rağmen güneş kollektörlerde akım yolunun uzatılmasının yerel ısı transferi katsayısı üzerindeki etkisini veren herhangi bir çalışma mevcut değildir. Bununla birlikte akım ortamına yerleştirilen engellere bağlı olarak kollektör içerisinde hangi noktalardan ve hangi büyüklüklerde l bölgelerin oluştuğu hakkında herhangi bir bilgi bulunmamaktadır. Ayrıca engeller arasına yerleştirilecek olan direnç konfigürasyonuna bağlı olarak yerel ısı transfer katsayısının değişimi hakkında herhangi bir çalışma bulunmamaktadır. Literatürdeki bu eksiklikleri gidermek amacıyla engel sayısının ve engeller arasına yerleştirilen direnç konfigürasyonunun, yerel ve ortalama Nusselt sayısı üzerindeki etkisi farklı Reynolds sayılarında incelenmiştir. Bu amaçla gerçek boyutlarda iki adet güneş kollektörü dizayn edilerek test edilmiştir. Deneysel veriler kullanılarak nümerik çözüm algoritmaları doğrulanmıştır. Elde edilen veriler karşılaştırılarak en iyileştirme yapılmıştır.

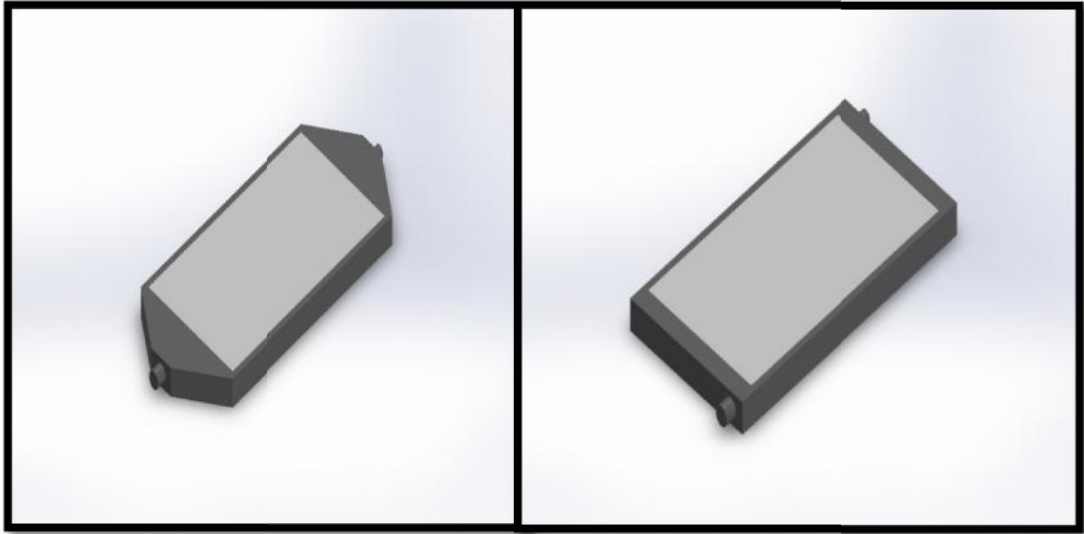
5. MATEMATİKSEL MODELLEME VE ÇÖZÜM YÖNTEMİ

Bilindiği gibi fiziksel olaylarla ilgili en güvenilir yöntem deneysel çalışmalardır. Ancak deneysel çalışmaların uzun süre gerektirmesi ve çoğunlukla pahalı olması dezavantajlarından bazılarıdır. Bir diğeri ise analitik yöntemdir. Bu yöntemde fiziksel olaylar matematiksel olarak ifade edilerek analitik olarak çözülür. Ancak özellikle akışkanlar mekaniği ile ilgili fiziksel olayların matematiksel modeli ve bunların analitik çözümü ya çok zordur ya da bulunmamaktadır. Bu nedenle bir diğeri yöntem olarak sayısal çözümler kullanılır. Bu yöntemlerde fiziksel olayları tanımlayan yönetim denklemleri basit birkaç kabulle sonlu farklar ya da sonlu hacimler yöntemiyle ayrıklaştırılarak sayısal yöntemlerle çözülür. Bu sayısal çalışmada ANSYS 14.5 paket programı kullanılarak sayısal çözümler yapılmıştır. Çözümlemede SIMPLE (Semi-Implicit Pressure Linked Equations) algoritması kullanılarak ısı, kütle ve momentum denklemleri çözülmüştür.

5.1. Fiziksel Model

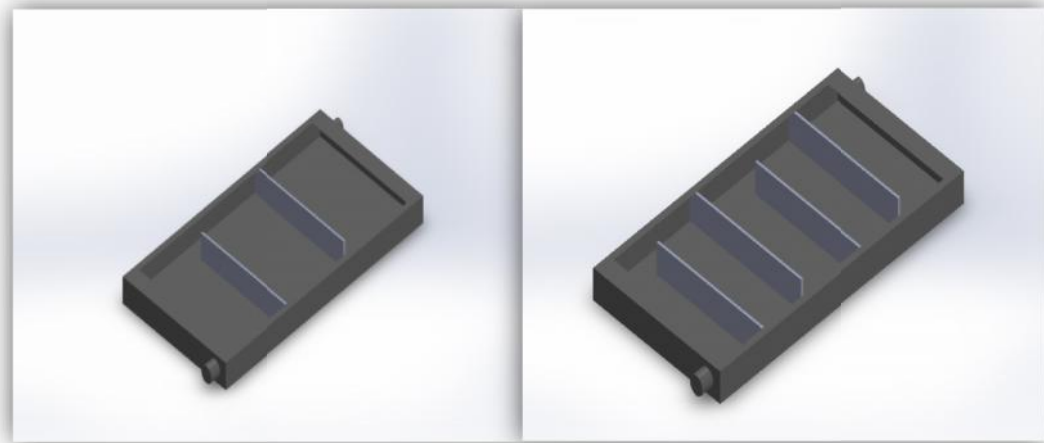
Bu çalışmada, düz, üç ve beş bölmeli olmak üzere 3 farklı kollektör modeli incelenmiştir. Üç ve beş bölmeli kollektör içerisine dörtgen, yamuk ve üçgen olmak üzere 3 farklı direnç sistemi şaşırtmalı olarak yerleştirilerek her bir durumdaki direncin ısı transferine etkisi incelenmiştir.

Şekil 5.1'de çalışmada kullanılan düz ve çift dirençli kollektörler görülmektedir.



Şekil 5.1. (a) Düz tip kollektör, (b) Çift dirençli kollektör

Şekil 5.2'de çalışmada kullanılan üç ve beş bölmeli kollektörler görülmektedir.



Şekil 5.2. (a) üç bölmeli kollektör, (b) beş bölmeli kollektör

5.2. Matematiksel Formülasyon

5.2.1. Temel denklemler

Çözülen temel korunum denklemleri üç boyutlu, Newton-Fourier akışkanı, sıkıştırılamaz, zamana bağlı rejim, sabit akışkan özellikleri için türbülanslı akışta, Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes denklemleri (Reynolds Averaged Navier-Stokes, RANS) ve enerji denklemleridir. Bu problem için korunum denklemleri aşağıdaki gibi yazılır.

Süreklilik:

$$\frac{\partial}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \cdot u_i) = Sm \quad (5.1)$$

$$u_i = \bar{u}_i + u_i' \quad i=1,2,3 \quad (5.2)$$

Momentum:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u_i' u_j'}) \quad (5.3)$$

Toplam Enerji:

$$\frac{\partial(\rho h_{tot})}{\partial t} = \frac{\partial p}{\partial t} (\rho \cdot U \cdot h_{tot}) = \nabla \cdot (\lambda \nabla \cdot T) + \nabla \cdot (U \cdot \tau) + U \cdot S_m + S_E \quad (5.4)$$

Burada ; h_{tot} , toplam entalpi olarak belirtilmektedir (ANSYS 14.5).

Eş. 5.3 ve Eş. 5.4 Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes denklemleri olarak adlandırılırlar.

Momentum denkleminde yer alan $-\overline{\rho u_i' u_j'}$ terimi, türbülans etkilerinden dolayı meydana gelen ve Reynolds gerilimi olarak adlandırılan terimdir. Reynolds gerilimini ifade eden eşitlik aşağıdaki gibidir:

$$-\overline{\rho u_i' u_j'} = \mu_t \left(\frac{\partial u}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \quad (5.5)$$

Problem, zamana bağlı, türbülanslı akış için Newton-Fourier akışkanı kabul edilerek sabit ısı akısı sınır şartında çözülmüştür. Türbülanslı akış k-ε RNG türbülans modeliyle ifade edilmiştir. k-ε RNG türbülans modeline ait eşitlikler aşağıda verilmiştir:

k - ε taşınım denklemleri,

$$\frac{\partial}{\partial \tau} (\rho k) + \text{div}(\rho k u_i) = \text{div} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \text{grad}.k \right) + 2\mu_t E_{ij}.E_{ij} - \rho \varepsilon + S_k - Y_M \quad (5.6)$$

$$\frac{\partial}{\partial \tau} (\rho \varepsilon) + \text{div}(\rho \varepsilon u_i) = \text{div} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \text{grad}.\varepsilon \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} \mu_t E_{ij}.E_{ij} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon + S_\varepsilon \quad (5.7)$$

olarak elde edilir. 5.6 ve 5.7. de kullanılan sabit terimler

$$C_\mu = 0,09, \sigma_k = 1,00, \sigma_\varepsilon = 1,30, C_{1\varepsilon} = 1,44, C_{2\varepsilon} = 1,92 \quad (5.8)$$

olarak verilmektedir (ANSYS 14.5).

Türbülans kinetik enerji, k için yönetim denklemleri;

$$\frac{\partial}{\partial \tau} (\rho k) + \text{div}(\rho k U) = \text{div} \left(-p'u' + 2\mu u'e_{ij} - \rho \frac{1}{2} u_i u_i u_j \right) - 2\mu e'_{ij}.e'_{ij} - \rho u_i' u_j'.E_{ij} \quad (5.9)$$

şeklinde belirtilmektedir (Tennekes ve Lumney, 1972).

Yönetim denklemlerinde türbülans üretimi ,

$$\overline{\rho u_i' u_j' E_{ij}} \quad (5.10)$$

olarak verilmiştir.

5.2.2. Reynolds sayısı

Akışın laminer veya türbülanslı olduğuna karar vermek için Reynolds sayısına (Re) bakılır. Atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlerine oranı olarak ifade edilen Reynolds sayısı, dikdörtgen bir kanal içerisindeki akışta aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$Re = \frac{\rho U D_H}{\mu} \quad (5.11)$$

Burada; μ (kg/m.s) akışkanın dinamik viskozitesini, ρ (kg/m³) akışkanın yoğunluğunu, U (m/s) akışkanın kanal içerisindeki ortalama hızını ve D_H (m) ise hidrolik çapı ifade etmektedir.

Çalışmada, D_H=0,256 m, kanaldaki hava hızı U_k=0,9046 (m=0,052 kg/s) için Reynolds sayısı;

$$Re = \frac{\rho U_k D_H}{\mu} = \frac{1,1614 \cdot 0,256 \cdot 0,9046}{15,89 \cdot 10^{-6}} = 5924 \text{ olarak hesaplanmıştır.} \quad (5.12)$$

Bu sayısal çalışmada; zamana bağlı, türbülanslı akış göz önüne alınmıştır. Havanın kanala 300 K giriş sıcaklığında ve üniform hızda girdiği varsayılmıştır. Üç farklı akışkan debisi (0,052 kg/s, 0,096 kg/s, 0,147 kg/s) dolayısıyla üç farklı Reynolds sayısı için sayısal çalışma yapılmıştır.

5.2.3. Hidrolik çap

Dikdörtgen kanal için hidrolik çap;

$$D_H = \frac{4 \times ALAN}{\text{ÇEVRE}} = \frac{4 \times H \times W}{2(H+W)} = \frac{4 \times 0,148 \times 0,95}{2(0,148+0,95)} = 0,256m \quad (5.13)$$

olarak elde edilmiştir.

5.2.4. Nusselt sayısı

Nusselt sayısı yüzeydeki boyutsuz sıcaklık gradyenti olarak tanımlanmaktadır ve taşınım yoluyla meydana gelen ısı transferinin, iletimle meydana gelen ısı transferine oranı olarak verilmektedir.

$$Nu_x = \frac{h_x D_H}{k} \quad (5.14)$$

şeklindedir.

$$h_x = \frac{q_x}{(T_w - T_{b(x)})} \quad (5.15)$$

Kanaldaki ortalama Nusselt sayısı ise şu şekilde hesaplanmaktadır:

$$\overline{Nu} = \frac{\overline{h} D_H}{k} \quad (5.16)$$

Eş. 5.16'de görülen ortalama taşınım ısı transfer katsayısı \overline{h} ,

$$Q = A_w \overline{h} (T_w - T_b) = m C_p (T_o - T_i) \quad (5.17)$$

bağıntısından hesaplanmaktadır.

Burada m kanalın girişindeki kütleli debi olup

$$m = A_g \rho U \quad (5.18)$$

bağıntısından elde edilmektedir. Böylece;

$$\bar{h} = \frac{Q}{A_w (T_w - T_b)} \quad (5.19)$$

$$\bar{h} = \frac{q''}{(T_w - T_b)} \quad (5.20)$$

olarak elde edilir. Burada T_b , havanın ortalama karışım sıcaklığıdır.

$$T_b = \frac{\int_A T \cdot u \cdot dA}{\int_A u \cdot dA} \quad (5.21)$$

5.3. Yapılan Kabuller

Sayısal çalışmalarda problemi tanımlayan temel denklemleri çözmek için bazı kabuller yapılır. Bunların başında yapılan ilk kabul ise akışın zamandan bağımsız yani kararlı olduğudur. Bu çalışmada yapılan kabuller aşağıdaki gibidir:

1. Akış üç boyutlu, türbülanslı, newtonyel, sıkıştırılmaz kabul edilir.
2. Akışkan olarak hava kullanılmıştır ($Pr = 0,7$).
3. Akışkanın termofiziksel özellikleri sabittir.
4. Akışkan kanala giriş sıcaklığı $T_i = 300 \text{ K}$ ' dir.
5. Işıma ile ısı transferi ihmal edilmiştir.

6. Sayısal çalışma Reynolds sayısının $5\,900 \leq Re \leq 36\,700$ aralığında gerçekleştirilmiştir.

Akışkan olarak alınan havanın 300 K'deki özellikleri Çizelge 5.1'de verilmiştir.

Çizelge 5.1. Havanın 300 K'deki özellikleri (Incropera, 2006).

T(K)	ρ (kg/m ³)	C_p (J/kgK)	$\mu \cdot 10^5$ (N.s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	k (W/m.K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
300	1,1614	1007	1,846	15,89	0,0263	22,5	0,707

5.4. Duvar Yakını Modeli Yaklaşımı

Türbülans akış duvarın varlığından dolayı önemli ölçüde etkilenir. Bundan dolayı, duvar yakınındaki akışın doğru tanımlanması duvar yakınındaki türbülanslı akışın doğru tanımlanması ile olur.

Fluent paket programı k- ϵ türbülans modeli için geliştirilmiş duvar fonksiyonlarını kullanmaktadır. Bu duvar yakını modeli yaklaşımına ait eşitlikler aşağıda verilmiştir.

Yüksek Reynolds sayısında k- ϵ türbülans modeli için duvar yakınındaki hız davranışları

$$u^+ = \frac{U}{u_\tau} = \frac{1}{k} \ln(Ey_p^+), \quad k = \frac{u_\tau^2}{\sqrt{C_\mu}}, \quad \epsilon = \frac{u_\tau^3}{ky} \quad (5.22)$$

ile verilmektedir.

Von karman sabiti $k=0,41$ duvar pürüzlülüğü $E=9,8$ olarak belirlenmiştir. Ayrıca y_p noktasındaki ortalama hız $30 < y_p^+ < 500$ aralığındadır (Schlichting, 1979).

Yüksek Reynolds sayısına sahip sistemlerde, ısı transferi için duvar yakını sıcaklık dağılımı,

$$T^+ \equiv -\frac{(T-T_w)C_p \rho u_\tau}{q_w} = \sigma_{T,t} \left[u^+ + P \left(\frac{\sigma_{T,l}}{\sigma_{T,t}} \right) \right] \quad (5.23)$$

şeklinde verilmektedir (Launder ve Spalding, 1974).

Düşük Reynolds sayısında k-ε türbülans modeli için duvar yakınındaki hız davranışları

$$\mu_t = \rho C_\mu f_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (5.24)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \text{div}(\rho k U) = \text{div} \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \text{grad} k \right) + 2\mu_t E_{ij} \cdot E_{ij} - \rho \varepsilon \quad (5.25)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \text{div}(\rho \varepsilon U) = \text{div} \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \text{grad} \varepsilon \right) + C_{1\varepsilon} f_1 \frac{\varepsilon}{k} 2\mu_t E_{ij} \cdot E_{ij} - C_{2\varepsilon} f_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (5.26)$$

olarak belirtilmiştir (ANSYS 14.5).

5.5. Sınır Şartları

Yukarıda verilen Navier-Stokes denklemlerinin çözülebilmesi için bu denklemlerde kullanılan değişkenlerin akış alanına ait sınır şartlarının bilinmesi gerekir. Bu denklemlerin çözümünde kullanılacak sınır şartları aşağıda verilmiştir.

Giriş Sınır Şartı :

Akışkan olarak kullandığımız havanın özellikleri girişte sabittir. Hava kanala üniform hız ve çevre sıcaklığında (300 K) girmektedir. Kollektör girişinde,

$$u = U_i, \quad v=0, \quad w=0, \quad T = T_i, \quad P = P_i \quad (5.27)$$

şeklindedir.

Duvar Sınır Şartı:

Kanalın üst ve yan yüzeyleri için yalıtım sınır şartı uygulanmaktadır. Enerji denkleminin bu sınır şartının matematiksel ifadesi aşağıdaki gibidir.

$$y = 0 \text{ 'da} \quad \frac{\partial T}{\partial y} = 0 \quad (5.28)$$

$$z = 0 \text{ ve } z = W \text{ 'de} \quad \frac{\partial T}{\partial z} = 0 \quad (5.29)$$

Kollektörün bulunduğu cam yüzeyinden sabit ısı akısı uygulanmaktadır.

$$y = H \text{ 'de} \quad -k \frac{dT}{dy} = q'' \quad (5.30)$$

Kanal duvarlarında kaymanın olmadığı kabul edilmiştir. Momentum denkleminin bu sınır şartının matematiksel ifadesi aşağıdaki gibidir.

$$y = 0 \text{ ve } y = H \quad u = 0, \quad v = 0, \quad w = 0 \quad (5.31)$$

$$z = 0 \text{ ve } z = W \quad u = 0, \quad v = 0, \quad w = 0 \quad (5.32)$$

Çıkış Sınır Şartı:

Hava kanaldan çevre ortama çıkmaktadır. Fluent programında bulunan outlet-ventilation sınır şartı kullanılmıştır. Burada tüm değişkenler için sıfır difüzyon akısı şartı uygulanmıştır. Başka bir deyişle tamamen gelişmiş akış şartları uygulanmıştır.

5.6. Denklemlerin Ayrıklaştırılması

Fluent kontrol hacmi yöntemiyle denklemleri cebirsel denklemlere dönüştürür ve sayısal olarak çözer. Kontrol hacmi yönteminde denklemlerin her birinin kontrol hacminde integralleri alınarak her bir bilinmeyen büyüklük için ayrı denklemler elde edilir.

Denklemlerin integrallerinin alınması skaler φ büyüklüğü için sürekli rejim şartlarında korunum denklemi,

$$\oint \rho \varphi \vec{v} \cdot d\vec{A} = \Gamma_{\varphi} \nabla \varphi \cdot d\vec{A} + \int_V S_{\varphi} dV \quad (5.33)$$

ile gösterilir.

Eş. 5.33'deki hesaplama alanındaki her bir kontrol hacmine uygulanır. Bu eşitliğin ayrıklaştırılmasıyla,

$$\sum_f^{N_{faces}} \rho_f \vec{v}_f \varphi_f \vec{A}_f = \sum_f^{N_{faces}} \Gamma_{\varphi} (\nabla \varphi)_n \cdot \vec{A}_f + S_{\varphi} V \quad (5.34)$$

eşitliği elde edilir.

Fluent tarafından çözülen denklemler yukarıda genel formülasyonu verilen yapıda olup, çok boyutlu yapılandırılmış hücrelere uygulanır.

Fluent otomatik olarak hücre merkezine skaler φ değerlerini yerleştirir. Buna karşın φ_f 'in yüzeydeki değeri Eş. 5.34'ün lineerize edilmiş şeklindeki taşınım terimi için gereklidir. Bu hücre merkezindeki değerlerden interpolate edilir. Burada ikinci derece upwind metodu kullanılarak bu interpolasyon gerçekleştirilir.

Denklemlerin Lineerize Edilmiş Yapıları:

Ayrıklaştırılmış skaler transport denklemi (Eş. 5.34) hücre merkezinde bilinmeyen skaler φ değişkeni ve çevreleyen komşu hücrelerde bilinmeyen değerleri içerir. Eş. 5.34'ün lineerize edilmiş hali aşağıdaki gibidir:

$$a_p \varphi = \sum_{nb} a_{nb} \varphi_{nb} + b \quad (5.35)$$

Burada; nb komşu hücreleri temsil eder. a_p ve a_{nb} sırasıyla φ ve φ_{nb} için lineerize katsayılarıdır (Kahraman, 2011).

Relaksasyon:

Fluent tarafından çözülen denklemlerin lineer olmaması değişkenindeki değişimin kontrol edilmesini gerektirir. Bu gereksinim relaksasyon ile giderilir. Relaksasyon ile φ 'deki değişim her bir iterasyonla azaltılır. Her bir hücredeki φ 'nin yeni değeri eski değerini kullanarak elde edilmiştir (φ_{old}). Relaksasyon faktörü (a_r) ile φ 'deki hesaplanan değişim ($\Delta\varphi$);

$$\varphi = \varphi_{old} + a_r \Delta\varphi \quad (5.36)$$

ile ifade edilmektedir.

Bu çalışmada hesaplamaların yakınsama davranışları üzerinde çalışmak ve tatmin edici yeterlilikte yakınsama elde etmek amacıyla relaksasyon faktörlerini belirlemek ve hesaplamayı başlatma prosedürünü oluşturmak için pek çok örnek durum üzerinde çalışılmıştır. Tüm bu değişkenler için iyi bir sonuç elde edebilmek amacıyla bu tezde yapılan hesaplamalarda Çizelge 5.2'de verilen relaksasyon parametreleri kullanılmıştır.

Çizelge 5.2. Fluent simülasyonunda kullanılan relaksasyon parametreleri

Relaksasyon Parametreleri	Relaksasyon
Basınç	0,15
Yoğunluk	1
Gövde Kuvvetleri	1
Momentum	0,4
Türbülans Kinetik Enerji	0,6
Türbülanslı Yayılım Oranı	0,6
Türbülans Viskozite	1
Enerji	0,9

5.6.1. Ayırık çözüm yöntemi için kalıntıların tanımlanması

Ayrıklaştırmadan sonra φ genel değişkeni için P hücresindeki korunum denklemleri şu şekilde yazılmaktadır:

$$a_p \varphi_p = \sum_{nb} a_{nb} \varphi_{nb} + b \quad (5.37)$$

Burada a_p merkez katsayısını, a_{nb} komşu hücreler için etkilenen katsayıları göstermektedir. b ise sınır şartlarından gelen ve $S = S_c + S_p \varphi$ ifadesiyle verilen lineerize edilmiş kaynak terimindeki S_c (sabit) terimidir (Kahraman, 2011).

Eş. 5.40'deki a_p katsayısı;

$$a_p = \sum_{nb} a_{nb} - S_p \quad (5.38)$$

şeklinde yazılmaktadır. Burada S_c kaynak terimi sabiti ve S_p kaynak terimi katsayısıdır. P hücresindeki kalıntıların hesaplanmasında aşağıdaki formül kullanılmaktadır:

$$R^\varphi = \sum_{cellsp} \left| \sum_{nb} a_{nb} \varphi_{nb} + b - a_p \varphi_p \right| \quad (5.39)$$

Boyutsuz kalıntılar (R^φ) ise şu şekildedir:

$$R^\varphi = \frac{\sum_{cellsp} \left| \sum_{nb} a_{nb} \varphi_{nb} + b - a_p \varphi_p \right|}{\sum_{cellsp} \left| a_p \varphi_p \right|} \quad (5.40)$$

Sürekli denklemler için boyutsuz kalıntılar ayrık çözüm yöntemi aşağıdaki gibidir:

$$R^\varphi = \sum_{cellsp} (P \text{ hücresinde kütle üretim miktarı}) \quad (5.41)$$

Ayrık çözüm yöntemi sürekli denklemler için boyutsuz kalıntılar ise şu şekildedir:

$$\frac{R^\varphi \text{ iterasyon} N}{R^\varphi \text{ iterasyon} G} \quad (5.42)$$

Burada N iterasyon sayısını ve G ise normalize işlemde kullanılan iterasyon sayısını göstermektedir.

G sayıda iterasyon sonrasındaki normalize edilmiş kalıntılar (\bar{R}^φ) aşağıdaki gibidir:

$$\bar{R}^\varphi = \frac{R^\varphi \text{ iterasyon} N}{R^\varphi \text{ iterasyon} G} \quad (5.43)$$

5.7. Sayısal İnterpolasyon Şemaları

Fluent programı, korunum denklemlerinin (süreklilik, momentum ve enerji) sayısal olarak çözülebilmesini sağlamak için, yani cebirsel denklemlere dönüştürebilmesi için kontrol hacmi oluşturmaktadır. Bu çözüm tekniği her kontrol hacmi için tanımlanan denklemlerin integre edilmesinden oluşmaktadır. Fluent, kontrol hacimlerinin geometrik merkezinde hesaplanan skaler değişkenleri ve hızları saklamaktadır. Fakat çözüm esnasında bu değişkenlerin değerleri kontrol hacmi sınırlarında kullanılmaktadır. Yüzey değerleri interpolasyon yoluyla elde edilmektedir. Fluent paket programı aşağıda verilen dört değişik interpolasyon şemasını kullanmaktadır (Kahraman, 2011).

5.7.1. Birinci derece ayırıklaştırma şeması

Birinci derece ayırıklaştırma şemasının etkileyiciliği interpolasyon şemasının içine akışkan yönünün de dâhil edilmesidir. Batı yüzeyindeki hücrenin Φ değeri aynı zamanda merkezdeki Φ_p ve Φ_w değerlerinden etkilenmektedir. Fakat, batıdan doğuya güçlü bir taşınım olduğu zaman merkezi fark işlemi uygun olmamaktadır. Çünkü batı yüzeylerindeki Φ_w hücre değerinden Φ_p değerine oranla daha fazla etkilenmektedir.

Birinci derece ayırıklaştırma şemasının doğruluğu ancak birinci derecedendir. Bu şemanın değerlerini kullanmak yöntemin kararlı olduğunu temin eder. Fakat birinci derece doğruluk nümerik difüzyon hatalarına yol açmaktadır. Bu sebeplerden ötürü, birinci derece ayırıklaştırma şeması bu çalışmada kullanılmamıştır. Daha yüksek mertebeden şemalar QUICK ve ikinci dereceden ayırıklaştırma şemasında olduğu gibi daha fazla sayıda komşu noktaya sahiptirler ve ayırıklaştırma hatalarını çevre komşuların etkilerini daha fazla göz önüne alarak en aza indirmektedirler.

5.7.2. Power law şeması

Power law şeması değişken Φ 'nin yüzey değerlerini in terpole etmek için bir boyutlu konveksiyon difüzyon denkleminin kesin çözümünü kullanmaktadır. Power law şeması akış bir boyutlu olduğu zaman avantajlıdır. Bundan dolayı, akış alanı grid (kafes) sistemi ile aynı sırada olduğu zaman akış tahminleri için etkili bir seçenektir. Fakat akış kafes sistemi ile açtığı zaman veya daha yüksek hassasiyet istendiği zaman QUICK şeması veya ikinci dereceden ayrıklaştırma şeması kullanılması tercih edilmektedir. Bu yüzden bu çalışmada second order upwind ayrıklaştırma şeması tercih edilmiştir.

5.7.3. Quick şeması

QUICK şeması kontrol hacmi yüzeyinde daha kapsamlı bir yaklaşım oluşturmaktadır. Birinci derece ayrıklaştırma şemasında olduğu gibi, QUICK ve ikinci derece ayrıklaştırma şemasında da enterpolasyon esnasında akışın yönü dikkate alınmaktadır. QUICK şeması kuadratik bir enterpolasyon şeması kullanmaktadır. Kuadratik enterpolasyon şeması nümerik olarak daha fazla hassasiyet içermekte ve en önemlisi akış alanı kafes sistemi ile örtüşmediği durumlarda da rahatça kullanılabilir. Bu yüzden bu çalışmada QUICK şeması kullanılmıştır.

5.7.4. İkinci derece ayrıklaştırma şeması

İkinci dereceden ayrıklaştırma şemasında, hücre yüzeyindeki değerler QUICK şemasında olduğu gibi kuadratik enterpolasyon yaklaşımı yerine çok boyutlu lineer yaklaşım ile hesaplanmaktadır. Bu anlamda hücre yüzeylerinde Taylor serisinin hücre merkezli çözüm açılımı ile yüksek hassasiyet sağlanmaktadır. Bu çalışmada bu son iki şemanın da kullanılabilmesi anlaşılmıştır. Fakat bu çalışma için ikinci dereceden ayrıklaştırma sistemi kullanılmıştır. Aşağıdaki tabloda tüm kategoriler için kullanılan şemalar ayrıntılarla yer almaktadır.

Çizelge 5.3. Fluent simülasyonunda kullanılan interpolasyon şemaları

Parametreler	İnterpolasyon Şeması
Basınç	Standard
Momentum	Second Order Upwind
Türbülans Kinetik Enerji	Second Order Upwind
Türbülanslı Yayılım Oranı	Second Order Upwind
Enerji	Second Order Upwind

6. DENEY DÜZENEGİ VE YÖNTEM

6.1. Havalı Güneş Kolektörünün Dizaynı

Bu çalışmada sayısal hesaplamaların doğruluğunu kanıtlamak için Şekilde 6.1’de verilen deney düzeneği tasarlanmıştır. Kolektör kasası 200 mm yüksekliğinde, 960 mm genişliğinde ve 2250 mm uzunluğundadır. Kolektör kasası 1 mm kalınlığında galvanizli sacdan imal edilmiş olup saydam yüzey olarak 3 mm kalınlığındaki pencere camı kullanılmıştır. Kolektör kasası bütün yüzeylerinden cam yünü ile kaplanarak ısı izolasyonu yapılmıştır. Akış bölgesi birleşme noktalarından sızdırmazlık yapılarak hava kayıpları minimize edilmiştir. Kolektörler Çorum'un enlem ve boylam değerlerine bağlı olarak yatayla 38° açıyla yerleştirilmiştir.



Şekil 6.1. Deney düzeneğinin fotoğrafı

Kolektörlerde yutucu yüzey olarak 0,5 mm kalınlığında alüminyum plaka kullanılmıştır. Yutucu yüzeyin minimum kalınlıkta ve alüminyum gibi ısı iletkenliği yüksek malzemeden seçilmesinin gerekçesi iletim yoluyla oluşan ısı direnci

minimize etmek içindir. Yutucu yüzey siyah mat boya ile kaplanmıştır ve toplam yüzey alanı 1,75 m² dir.

Deneysel çalışmalarda da kollektör içerisinde üç farklı akım yolu göz önüne alınmıştır. Bunlardan birisi dirençsiz, diğer ikisi ise akım yolunu uzatmak amacıyla şaşırtmalı engeller yerleştirilmiştir. Ayrıca şaşırtmalı engeller arasına yamuk, üçgen ve dikdörtgen olmak üzere üç farklı direnç yerleştirilmiştir. Bu dirençler 0,3 mm kalınlığında paslanmaz çelikten imal edilmiştir.

Her bir deneysel çalışma sonucu elde edilen veriler sayısal sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırmalara bağlı olarak sayısal çözümleme için optimum grid dağılımı, grid sayısı ve uygun çözüm algoritmaları belirlenmiştir.

Deneysel çalışmada türbülanslı akışı sağlayacak şekilde üç farklı Reynolds sayısı için üç farklı kütleli debi belirlenmiştir. Bu amaçla her iki kolektör girişine 1,2 kW gücünde fan bağlanmıştır. Fan debisi frekans konvertörü ile değiştirilerek her bir deney için farklı kütleli debi sağlanmıştır. Kolektör içerisinde akış şekli ve dirence bağlı olarak farklı meydana geleceğinden ayrıca bu basınç kayıplarına bağlı olarak farklı ventilasyon kayıpları oluşacağından hava debisi her iki kolektörün çıkışından ölçülmüştür. Tek bir fandan basılan hava, üzerinde ayarlanabilir klapeler bulunan T dirsek boru yardımıyla kolektöre gönderilmiştir. Klapelerin konumları değiştirilerek her iki kolektör için uygun ve eşit hava debisi sağlanmıştır. Hava debisi KIMO marka akış ölçerle ölçülmüştür. Kolektörlerdeki basınç kaybı ise basınç dönüştürücü yardımıyla okunmuştur.

Kolektör üzerinden hava giriş, hava çıkış, toplayıcı yüzey üzerinden üç farklı nokta ve çevre sıcaklığı olmak üzere her bir kolektör için altı noktadan sıcaklık ölçümü yapılmıştır. Sıcaklık ölçümleri 0,2 mm kalınlığında K tipi Isıl çiftler ile yapılmıştır. Isıl çiftler OMET marka veri toplayıcıya bağlanarak sıcaklık değerleri bilgisayara kayıt edilmiştir.

6.2. Hata Analizi ve Belirsizlik

Deneysel hataları üç grupta sınıflandırılır. Bunlar; kişilerden kaynaklanan (dikkatsizlik, tecrübesizlik, cihazlarının yanlış seçilmesi ve/veya ölçme sistemlerinin yanlış dizaynı), sabit ve sistematik olan (tekrarlı okumalarda görülen) ve rastgele hatalardır (cihazın ısınması, elektrik geriliminin değişmesi). Hata analizi; sabit ve rastgele hataları belirleyerek bu hataların deneysel sonuçlar üzerindeki etkilerinin tespit edilmesidir.

Deneysel çalışmada sıcaklık ölçümünden kaynaklanan hatalar; ısı çiftlerinden kaynaklanan, bağlantı elemanları ve noktalardan kaynaklanan, kollektör giriş, kollektör çıkış, toplayıcı yüzey sıcaklığının ve çevre sıcaklığının ölçülmesinde yapılan ortalama hatalardır. Bu hata miktarları ortalama $\pm 0,1$ °C kabul edilmiştir.

Hava hızı ölçümünden kaynaklanan hatalar; hız sensörünün hassasiyetinden kaynaklanan hata ($\pm 0,03$ m/s), kaçaklarından kaynaklanan hata ($\pm 0,1$ m/s) ve okuma hatası ($\pm 0,01$ m/s) olarak göz önüne alınmıştır.

Deneysel bulguların hata analizi için belirsizlik analizi adı verilen hassas bir yöntem kullanılmaktadır. Bu yöntemde ölçülmesi gereken büyüklük, R ve bu büyüklüğe etki eden n adet bağımsız değişkenler ise $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ olmaktadır. Bu durumda ;

$$R=R(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (6.1)$$

olarak yazılmaktadır (Kline ve McClintock, 1953).

Her bir bağımsız değişkene ait hata oranları ise $w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$ ve R büyüklüğünün hata oranı w_R ise;

$$w_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (6.2)$$

şeklinde yazılmaktadır.

Hız ölçümünden kaynaklanabilecek toplam hata;

$$w_{vel} = [w_1^2 + w_2^2 + w_3^2]^{1/2} = [0,03^2 + 0,1^2 + 0,01^2]^{1/2} = \pm 0,104 \quad (6.3)$$

olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 6.1. Deneyler sırasında meydana gelen toplam hata miktarları

Hata Oluşturan Parametreler	Toplam Hata
Kollektör girişinde sıcaklığın ölçülmesinde yapılabilecek toplam hata (W_{Tk_g})	$\pm 0,141$ °C
Kollektör yüzey sıcaklığının ölçülmesinde yapılabilecek toplam hata (W_{Tk_y})	$\pm 0,141$ °C
Kollektör çıkışında sıcaklığın ölçülmesinde yapılabilecek toplam hata ($W_{Tk_ç}$)	$\pm 0,141$ °C
Çevre ya da deney ortamı sıcaklığının ölçülmesinde yapılabilecek toplam hata ($W_{Tç}$)	$\pm 0,141$ °C
Periyodik olarak sıcaklık değerlerinin okunmasından ortaya çıkabilecek toplam hata (W_{Ts})	$\pm 0,1$ dakika
Periyodik olarak hız değerlerinin okunmasından ortaya çıkabilecek toplam hata (W_{Vs})	$\pm 0,1$ dakika
Hız ölçümünden kaynaklanabilecek toplam hata (W_v)	$\pm 0,104$ m/s
Fiziksel özelliklerin okunmasından ortaya çıkabilecek hata	$\pm 0,1-0,2$ %

6.3. Deneysel Yöntem ve Değerlendirme

Deneysel çalışmalar, Hitit Üniversitesi Mühendislik Fakültesi yerleşkesinde, 12/10/2012 ve 14/04/2013 tarihleri arasında ısıtım değerlerinin uygun olduğu günlerde ve 09⁰⁰ ile 17⁰⁰ saatleri arasında yapılmıştır. Yapılan çalışmada üç farklı akım yolu ve üç farklı direnç şekli bağımsız parametre olarak belirlenmiştir. Her iki kollektör modeli eş zamanlı olarak deneylere tabii tutulmuştur. Böylece benzer ve eşit şartlarda veriler değerlendirilerek kollektörler arasında kıyaslama yapılmıştır. kollektör giriş-çıkış ve yüzey sıcaklıkları her 30 dakikada ölçülerek kaydedilmiştir. Her bir kütleli debi değerinde gün boyunca deneyler yapılmıştır. Hava kütleli debisi 0,052 kg/s, 0,096 kg/s ve 0,147 kg/s olarak belirlenmiştir.

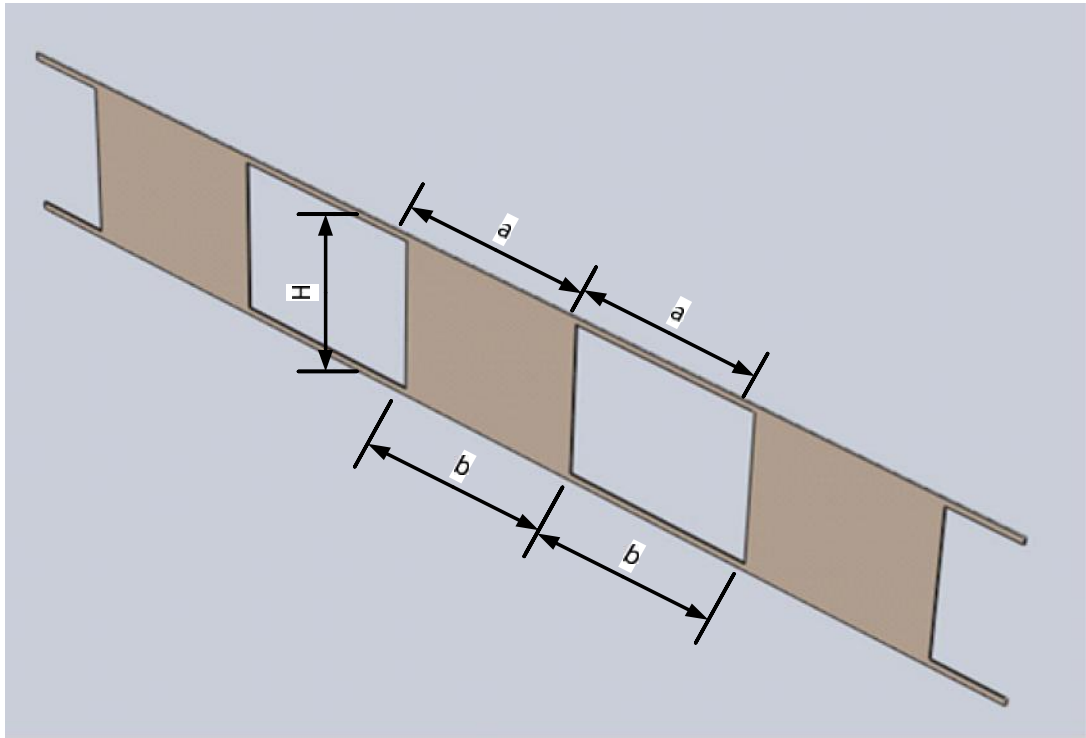
7. BULGULAR

7.1. Akış Simülasyonuna Bağlı Olarak Bağımsız Geometrik Parametrelerin Belirlenmesi

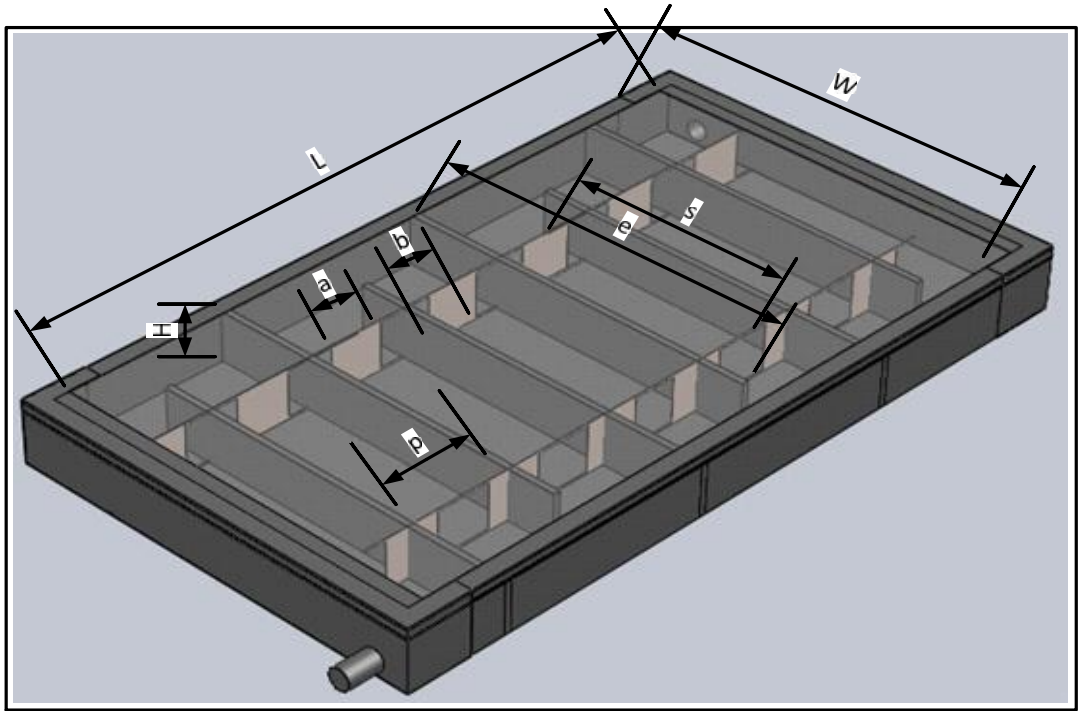
DeneySEL çalışmalardan elde edilen veriler göz önüne alınarak sayısal modelleme yapılmıştır.

Çizelge 7.1. Bağımsız geometrik parametreler ve değerleri

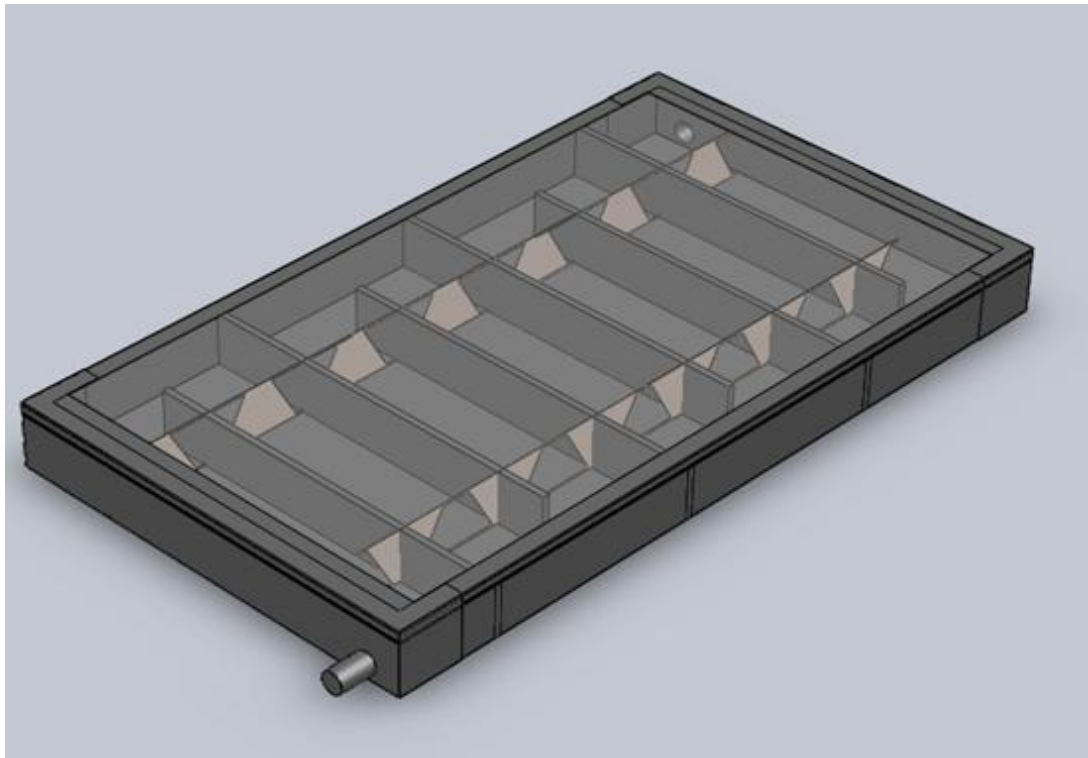
p/L	a/b	s/W	e/W	H	W	L
0,19	0 (Üçgen)	0,72	0,87	148	950	1850
	0,35 (Yamuk)					
	1 (Dikdörtgen)					
0,32	0	0,72	0,87	148	950	1850
	0,35					
	1					



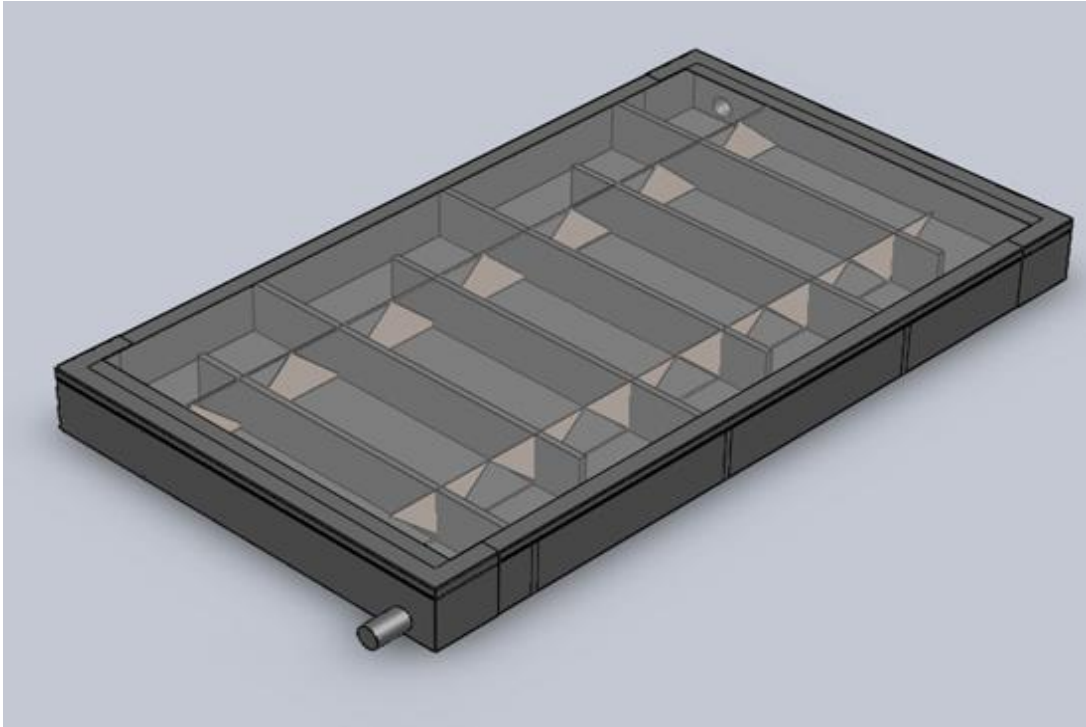
Şekil 7.1. Dikdörtgen direncin görünüşü



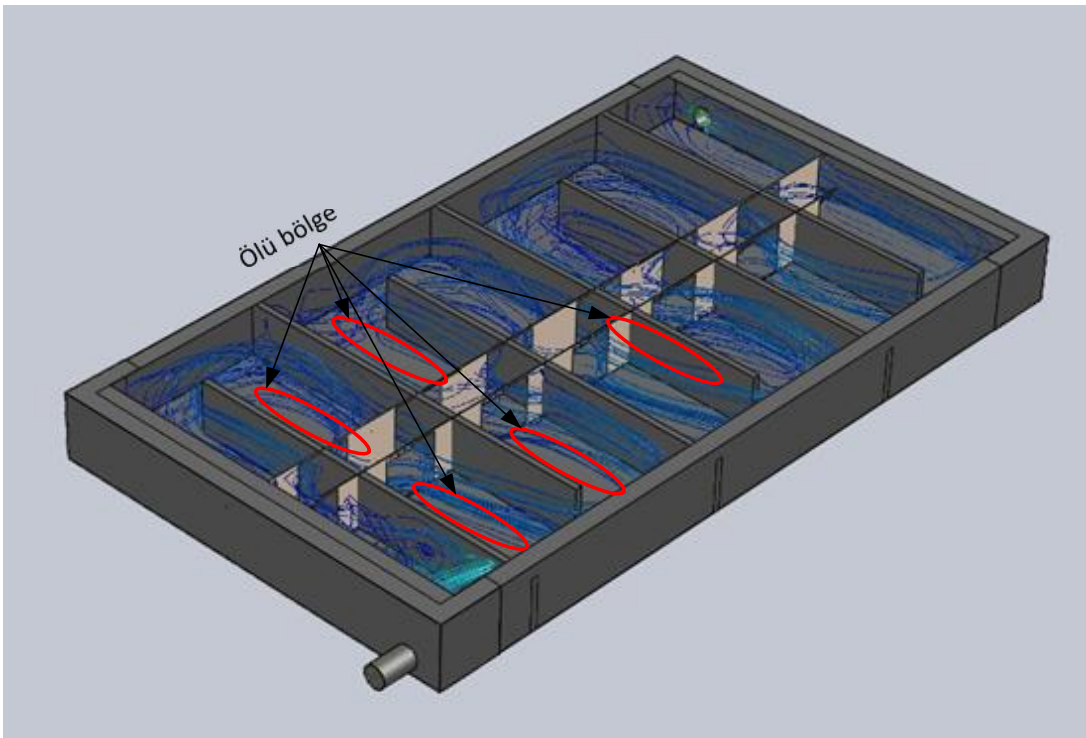
Şekil 7.2a. Dikdörtgen dirençlerin hava kanalındaki konumu, ($a/b=1$)



Şekil 7.2b. Yamuk dirençlerin hava kanalındaki konumu, ($a/b=0,35$)



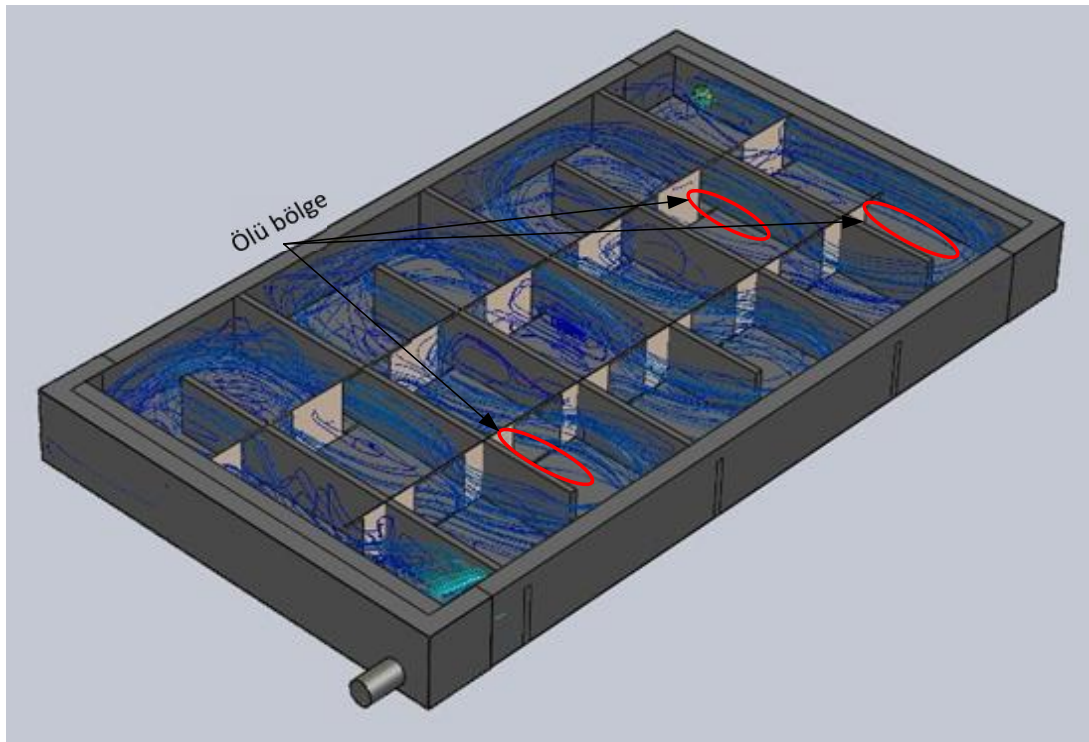
Şekil 7.2c. Üçgen dirençlerin hava kanalındaki konumu, ($a/b=0$)



Şekil 7.3a. Dikdörtgen dirençlerde oluşan akım çizgileri, ($s/W=0,24$)

Sayısal çalışmalara başlamadan önce ilk olarak bağımsız geometrik parametreler belirlenmiştir. Kollektör iç ölçüleri hava akış kanal yüksekliği (H), uzunluğu (L) ve genişliği (W) sabit tutularak, yönlendirici uzunluğu (e/W), dirençler arası mesafe (s/W) ve direnç geometrisi (a/b) etkilerinin incelenmesi hedeflenmiştir. Ancak sayısal çözümleme süresi oldukça uzun süre (yaklaşık 6 gün) aldığından bağımsız geometrik parametrelerde sınırlamalara gidilmiştir. Bu amaçla Solidworks'te çizilen kollektör modellerin her birisi için akış simülasyonu yapılmıştır. Böylece bazı parametrelerin etkisi görsel olarak değerlendirilmiştir.

Her bir direnç geometrisinin bölmelere yerleştirilme biçimi Şekil 7.2 a, b ve c'de verilmiştir.

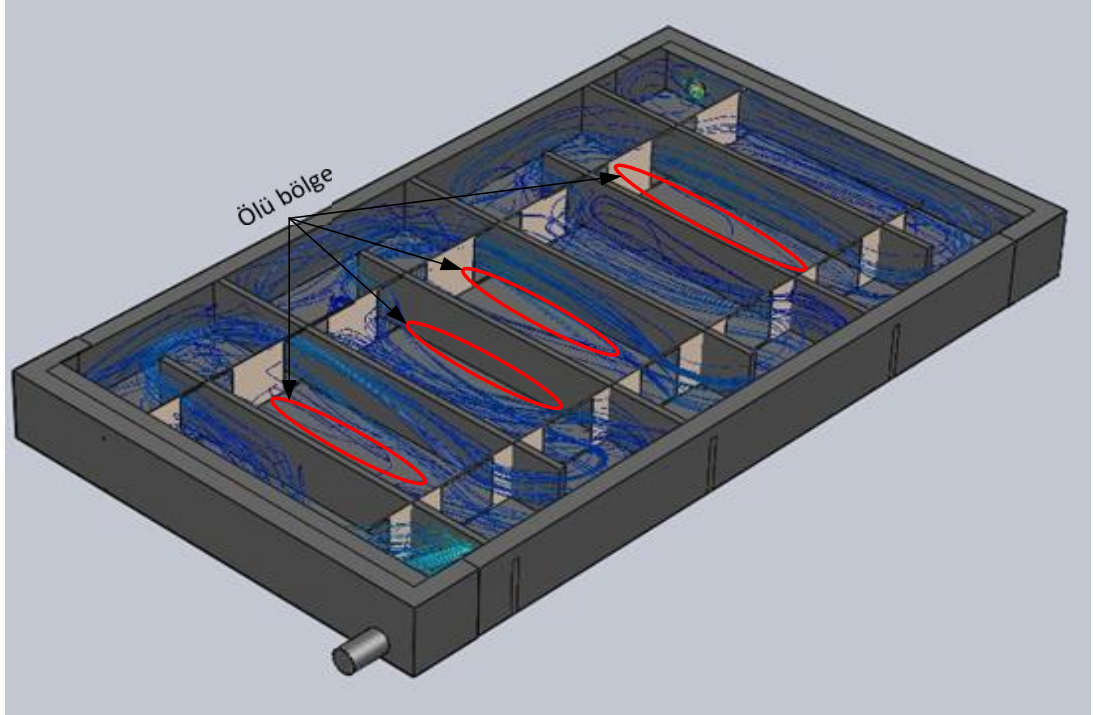


Şekil 7.3b. Dikdörtgen dirençlerde akım çizgileri, ($s/W=0,72$)

Öncelikle yönlendirici boyutu için hava hızının 10 m/s değerinde akış simülasyonu yapılmıştır. Elde edilen görsel verilerde, yönlendirici boyutunun küçük ($e/W<0,6$) değerinde akış alanı içerisinde büyük vorteksler oluşmakata ve ölü bölgeler meydana gelmektedir. Nispeten daha küçük ölü bölgeler ancak benzer durumlar

yönlendiricinin büyük ($e/W > 0,9$) değerlerinde de görülmüştür. Buna bağlı olarak $e/W=0,87$ olarak sabitlenmiştir.

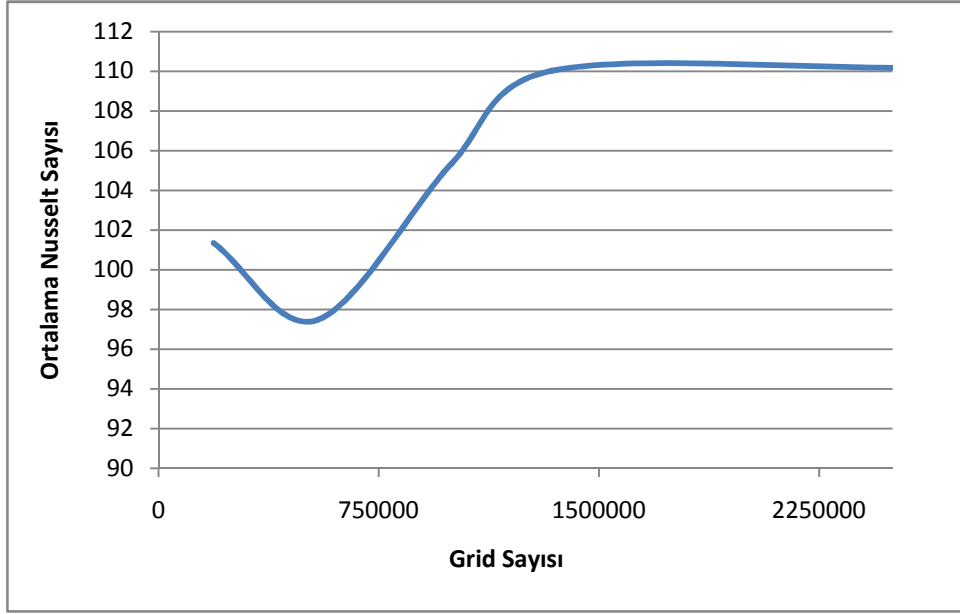
Daha sonra dirençler arası mesafenin (s/W) etkisi incelenmiştir. Her bir direnç geometrisinde ölü bölgeler yaklaşık aynı yerlerde görülürken daima $a/b=1$ değerinde ölü bölge alanının daha büyük olduğu gözlenmiştir.



Şekil 7.3c. Dikdörtgen dirençlerde oluşan akım çizgileri, ($s/W=0,85$)

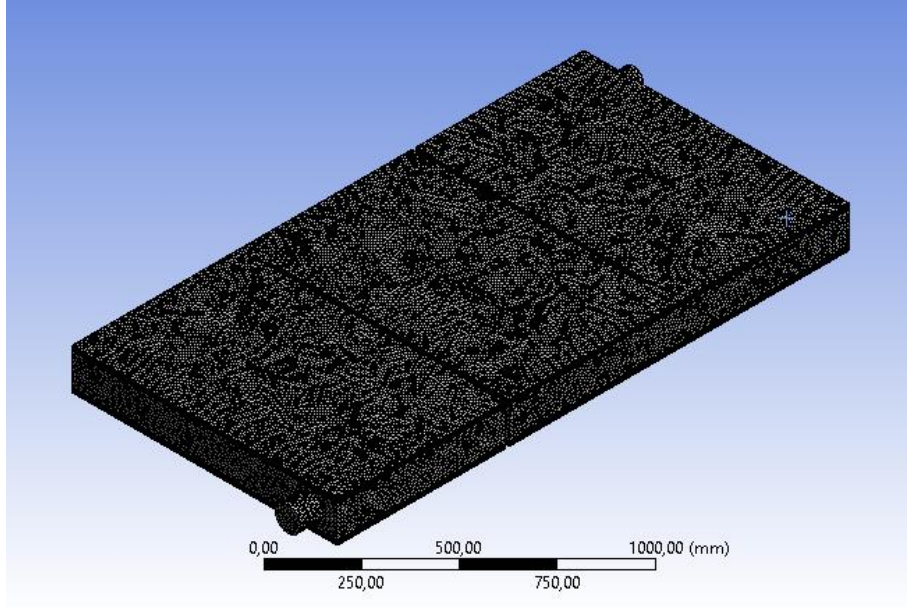
Yapılan akış simülasyonunda s/W değeri azaldığında yönlendirici sonunda (Şekil 7.3a), s/W arttığında ise, s/W değerinin belli bir değerinden sonra, dirençler arasında ölü bölge alanının arttığı görülmüştür (Şekil 7.3a). Akış simülasyonu ile gözlenen verilere göre s/W 'nin belirli bir aralığında ($0,75 < s/W < 0,6$) dirençler arasında ve/veya dışında oluşan ölü bölge alanı nispeten azalmıştır (Şekil 7.3b). Buna dayanarak $s/W=0,72$ değerinde dirençler arası mesafe sabitlenmiştir. Böylece incelenen sistemde Reynolds sayısına ek olarak akış kanalı bölme genişliği (p/L) ve direnç geometrisinin (a/b) etkisi incelenmiştir.

7.2. Grid Sayısına Bağlı Olarak Nümerik Çalışmanın Doğrulanması

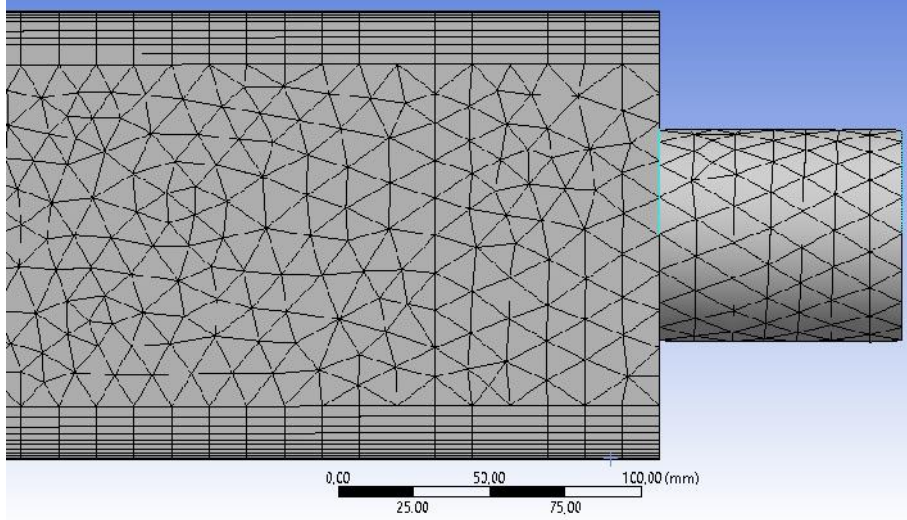


Şekil 7.4. Grid sayısının ortalama Nu sayısı üzerinde değişimi

Sayısal çözümlerde elde edilen sonucu etkileyen faktörlerden birisi grid sayısıdır. Bununla birlikte sonuçların grid sayısından bağımsız olması ve sayısal sonuçları etkilemeyecek optimum grid sayısının belirlenmesi gerekir. Optimum grid sayısını tespit etmek için farklı grid sayılarıyla elde edilmiş sonuçlar Şekil 7.4’de verilmiştir. Bu amaçla her bir kollektör modeli için farklı grid sayılarında ortalama Nusselt sayıları belirlenmiştir. Böylece sayısal sonuçlardan, 1 500 000 grid sayısından sonra ortalama Nusselt sayısında önemli bir değişimin olmadığı görülmektedir. Minimum grid sayısı optimum grid sayısı olarak seçilmiştir (Şekil 7.5).



Şekil 7.5a. Sayısal çalışmada kullanılan mesh yapısı



Şekil 7.5b. Mesh yapısının detayı

Çizelge 7.2’de optimum grid sayısının tespitinde kullanılan grid sayıları verilmiştir. görüldüğü gibi düz kollektör için elde edilen optimum grid sayısı bölmeli olarak tasarlanan kollektör için elde edilen optimum sayısından az da olsa daha küçük değerdedir. Ancak hesaplamalarda bütün kollektörler tipleri için grid sayısı 1 333 000 olarak seçilmiştir.

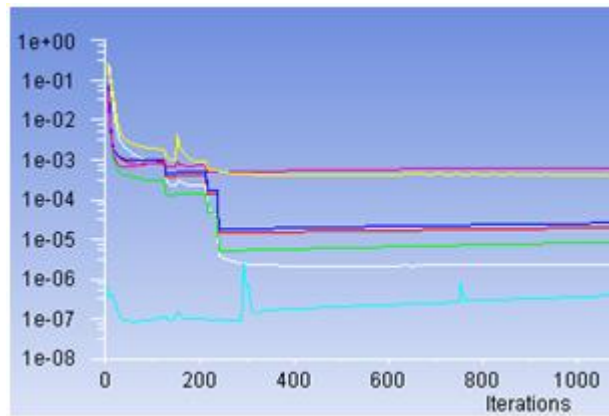
Çizelge 7.2. Hücre sayısının Nu sayısına olan etkisi

Grid Sayısı	Ortalama Nusselt Sayısı
187 178	101,3458764
541 339	97,4763597
998 243	105,348935
1331054	110,0188965
25755896	110,1759127

Kalıntılar

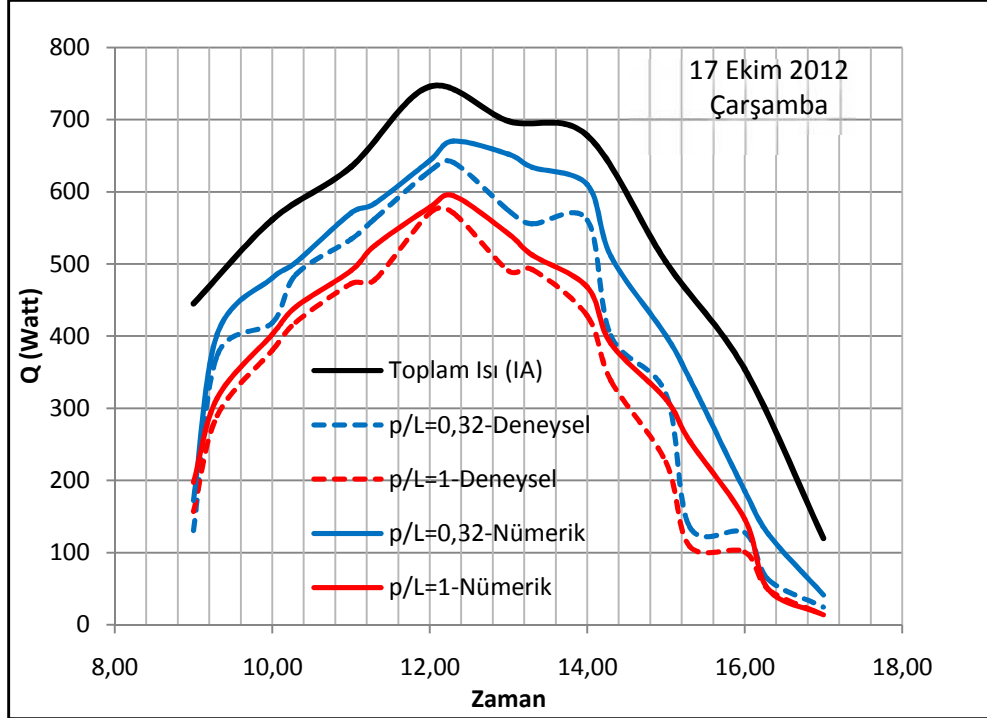
Normalize edilmiş kalıntılardaki değişimler yakınsamayı elde etmek için takip edilmektedir. Kalıntılar Süreklilik ve Momentum denklemleri için 1×10^{-4} , Enerji denklemi için 1×10^{-6} değerine kadar iterasyona devam edilmiştir. Şekil 7.6'da yakınsamış bir problemde değişkenler için kalıntıların zamanla değişimi verilmiştir.

Bu aşamada çözümün iterasyon sayısından bağımsız olduğu gösterilmiştir. Bütün korunum denklemleri çözüm alanındaki her noktada dengeye geldiği zaman Fluent programı ile yapılan simülasyonda yakınsama gerçekleşmektedir. Her akış değişkeni için kalıntılar çözümdeki hatanın şiddetini belirtmektedir. Kalıntılar normalize edilmekte ve her korunum denklemi için hesaplanmaktadır.



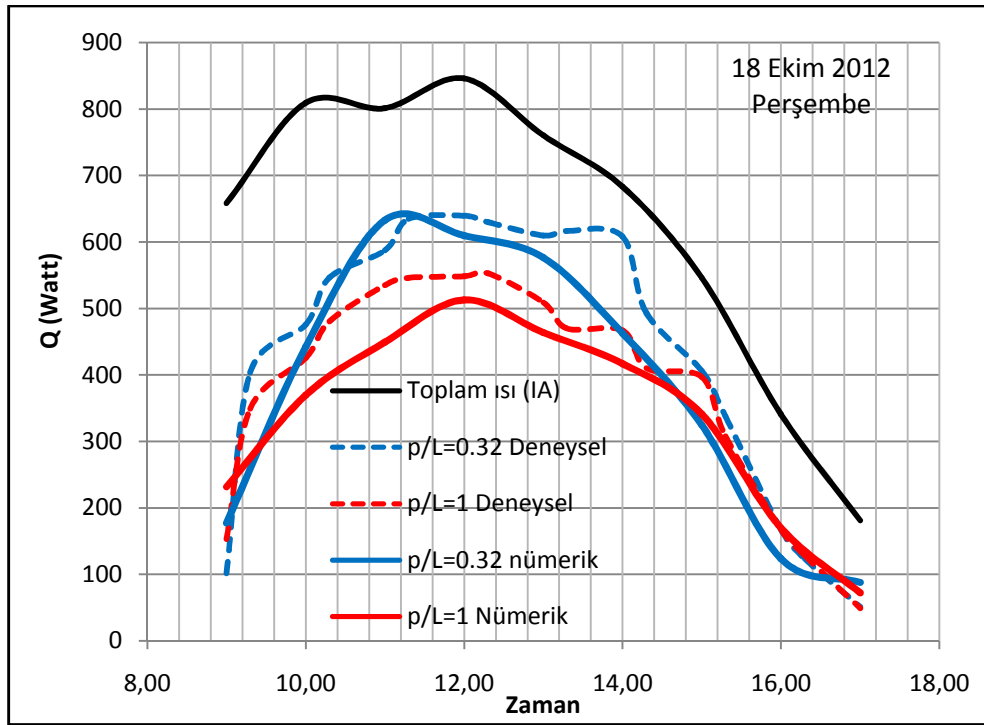
Şekil 7.6. Yakınsamış bir problemde değişkenler için kalıntıların zamanla değişimi

7.3. Deneysel Bulgulara Bağlı Olarak Nümerik Çalışmanın Doğrulanması



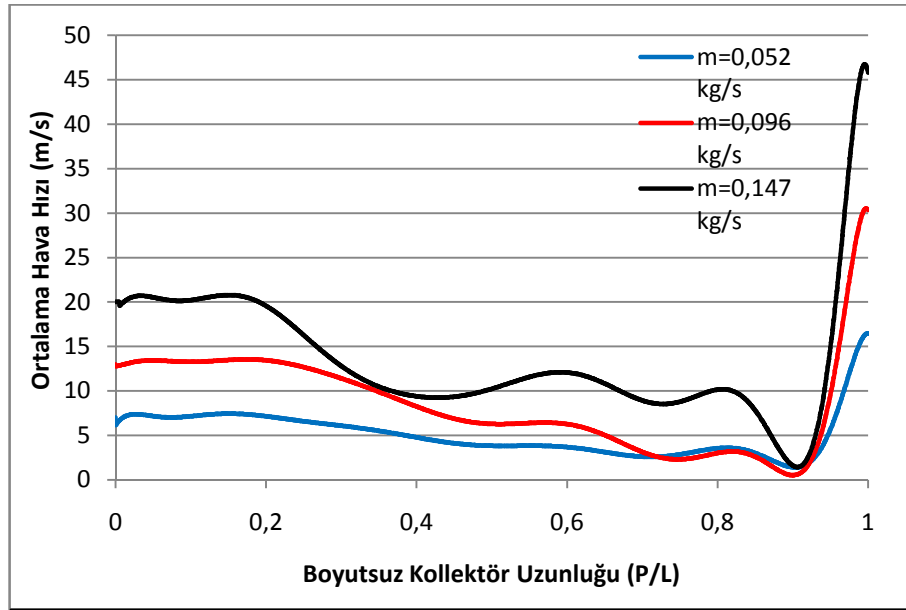
Şekil 7.7. 17 Ekim 2012 tarihinde deneysel ve sayısal sonuçların zaman ve ısı kazancına göre karşılaştırması (p/L=1 ve p/L=0,32).

Sayısal hesaplamalar için optimum grid sayısının ve uygun çözüm algoritmalarının belirlenmesi eş zamanlı olarak yapılmıştır. Deneysel verilere dayalı elde edilen ısı kazancı miktarı, sayısal sonuçlara dayalı elde edilen ısı kazancı miktarı ile karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma için 12/10/2012 ve 14/04/2013 tarihleri arasında yapılan deney sonuçlardan yalnızca ikisi Şekil 7.7 ve 7.8’de verilmiştir. Nümerik hesaplamalarda kullanılan uygun çözüm algoritması belirlenmiş ve Bölüm 5’de ayrıntılı olarak verilmiştir.



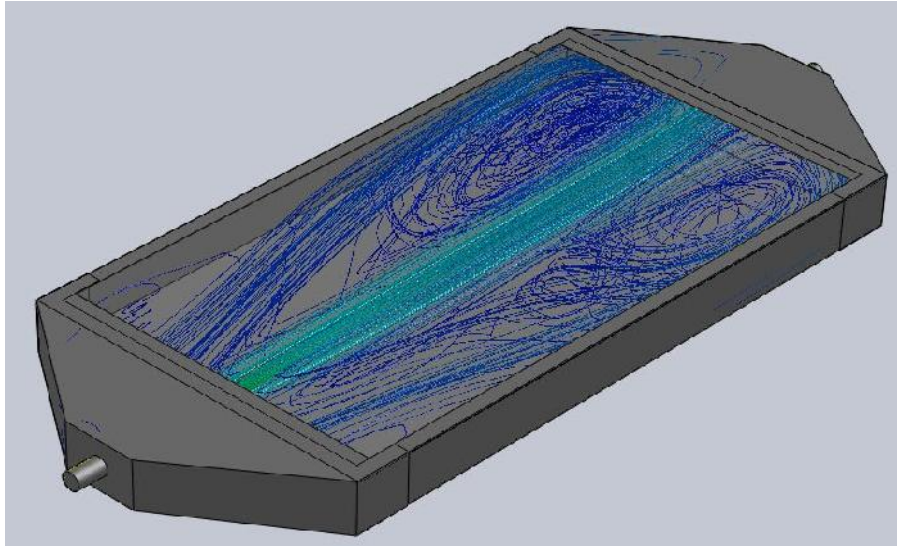
Şekil 7.8. 18 Ekim 2012 tarihinde deneysel ve sayısal sonuçların zaman ve ısı kazancına göre karşılaştırması ($p/L=1$ ve $p/L=0,32$).

7.4. Sayısal Sonuçlar



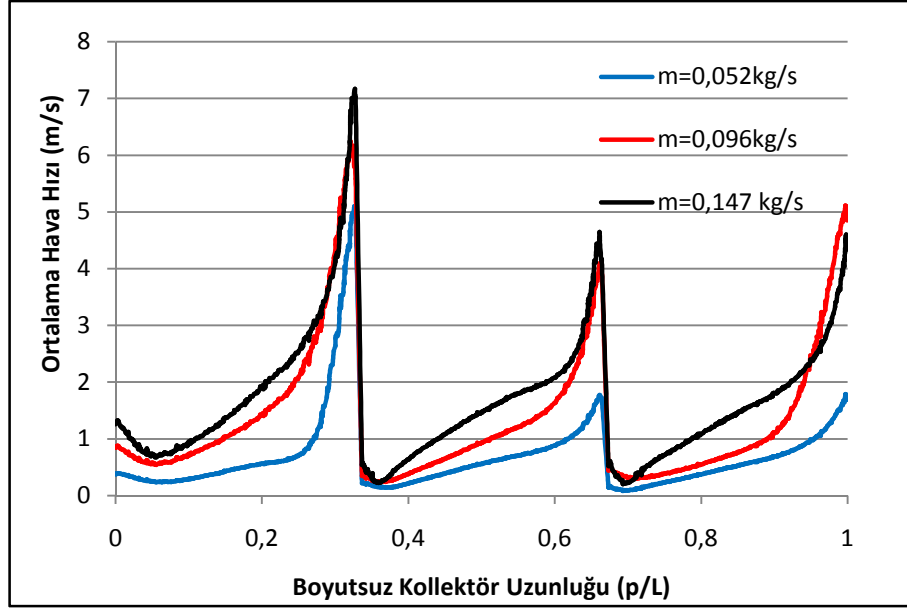
Şekil 7.9. Ortalama hava hızının boyutsuz kollektör uzunluğuna göre değişimi, ($p/L=1$)

Bilindiği gibi ısı transferi üzerindeki en önemli parametrelerden birisi akışkanın hızıdır. Şekil 7.9'da $p/L=1$ için (düz kollektör) kollektör eksenine ($x/W=0,5$) boyunca ortalama hava hızının değişimi verilmiştir. Görüldüğü gibi kollektör girişinde hava, akış kanalında hemen yayılmamakta ve hava hızına göre belirli bir mesafe giriş hızını korumaktadır. Daha sonra akış kanalına yayılarak simetrik bir girdap alanı oluşturmaktadır (Şekil 7.10). Çıkış noktasında ise hava hızı yerel giriş hızının 2 katına çıkmaktadır. Düz kollektörde ısıtma havasının kollektörü hemen terketme eğilimi akış alanındaki ölü bölgelerin oluşmasına neden olmaktadır.



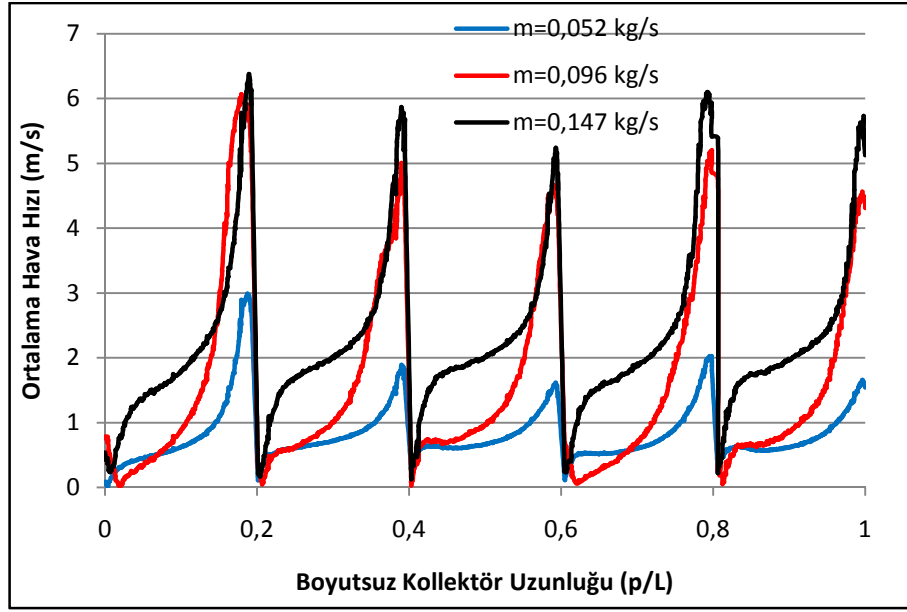
Şekil 7.10. Düz kollektör içerisindeki akım çizgileri, ($p/L=1$).

Düz kollektörde ($p/L=1$) görülen bu olumsuzluğun ortadan kaldırılması için akış kanallarına yönlendirici ya da yönlendiriciler yerleştirilerek hem akışkanın akış kanalına homojen dağılması hem de akışkanın akış kanalı içerisinde daha fazla yol alması sağlanmaktadır. Şekil 7.11’de $p/L=0,32$ için (üç bölmeli) kollektör eksenini ($x/W=0,5$) boyunca ortalama hava hızının kollektör boyunca değişimi verilmiştir. Şekil 7.11’de görüldüğü gibi akış kanalına giren hava merkezkaç kuvvetlerinin etkisiyle yönlendiricilere doğru hızlanmaktadır. Bu akış kanalı içerisindeki hız dağılımının homojen olmamasına neden olmaktadır. Ancak düz kollektöre göre nispeten daha homojen bir hız dağılımı oluşmaktadır. Kütleli debinin $0,147 \text{ kg/s}$ değeri için, boyutsuz kollektör uzunluğunun $p/L=0,19$ değerine kadar $p/L=1$ ’de ortalama hava hızı yaklaşık 20 m/s olurken $p/L=0,32$ de maksimum $7,2 \text{ m/s}$ olmaktadır. Bu durum giriş bölgesinden sonra havanın akış kanalına yayıldığını ve nispeten daha homojen bir hız dağılımının olduğunu göstermektedir. Ancak bahsedildiği gibi kollektör giriş tarafında yönlendirici yüzeyine doğru hava hızı artarken kollektör çıkış tarafında yönlendirici yüzeyine doğru nispeten hava hızı azalmaktadır. Bu durum yüksek debilerde daha fazla görülmektedir.

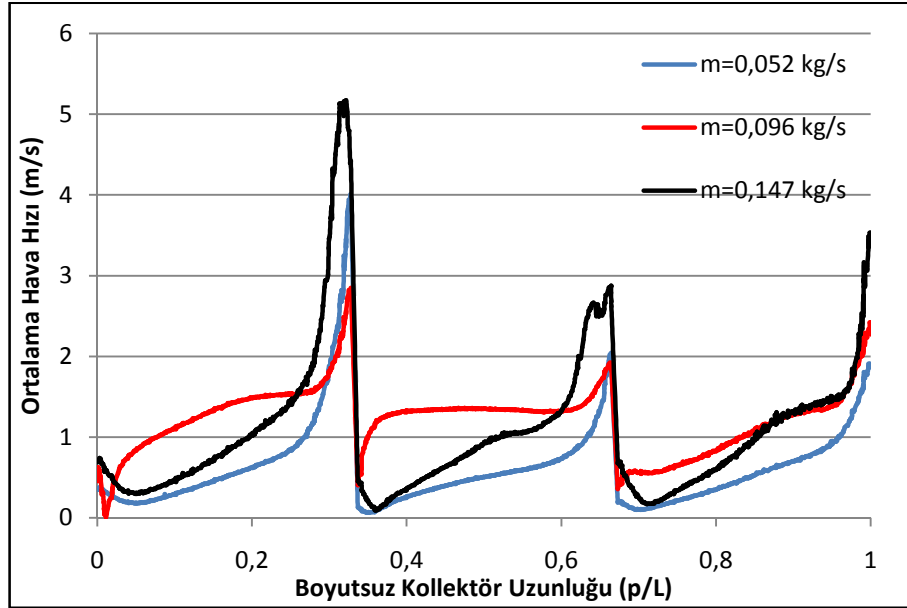


Şekil 7.11. Ortalama hava hızının boyutsuz kollektör uzunluğuna göre değişimi, ($p/L=0,32$)

Yönlendirici sayısının artması akış bölmesi kesit alanının azalması anlamına gelmektedir. Bu durumda kütlelen korunumu prensibine göre aynı kütleli debide ortalama hava hızı artması gereklidir. Ancak Şekil 7.12.' de görüldüğü gibi $p/L=0,19$ olduğu durumda ortalama hava hızı azalmaktadır. Buradan p/L değeri azaldıkça hava hızının akış kanalı kesiti boyunca daha homojen olduğu sonucu çıkarılabilir. Ayrıca p/L değerinin azalması akışkanın kollektör içerisindeki akım yolunu da uzattığı açıktır.



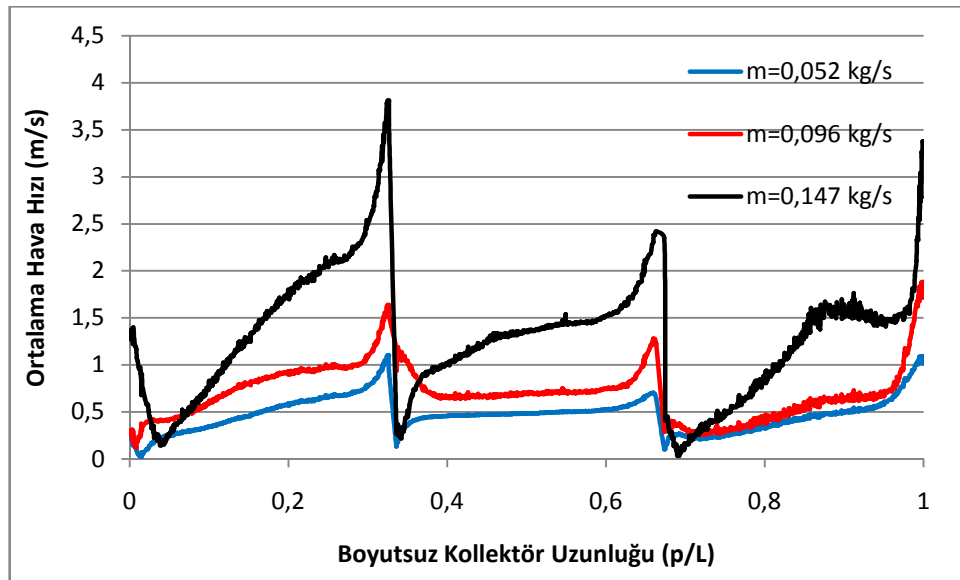
Şekil 7.12. Ortalama hava hızının boyutsuz kollektör uzunluğuna göre değişimi, (p/L=0,19)



Şekil 7.13. Ortalama hava hızının boyutsuz kollektör uzunluğuna göre değişimi, (a/b=0)

p/L değerinin azalması akışı homojenleştirirse de hala daha yönlendiricilerin her iki tarafında aynı hız dağılımının olmadığı, merkezkaç kuvvetlerinin etkisiyle kollektör çıkış tarafında yönlendiricilerin yüzeyine doğru hava hızının oldukça azaldığı

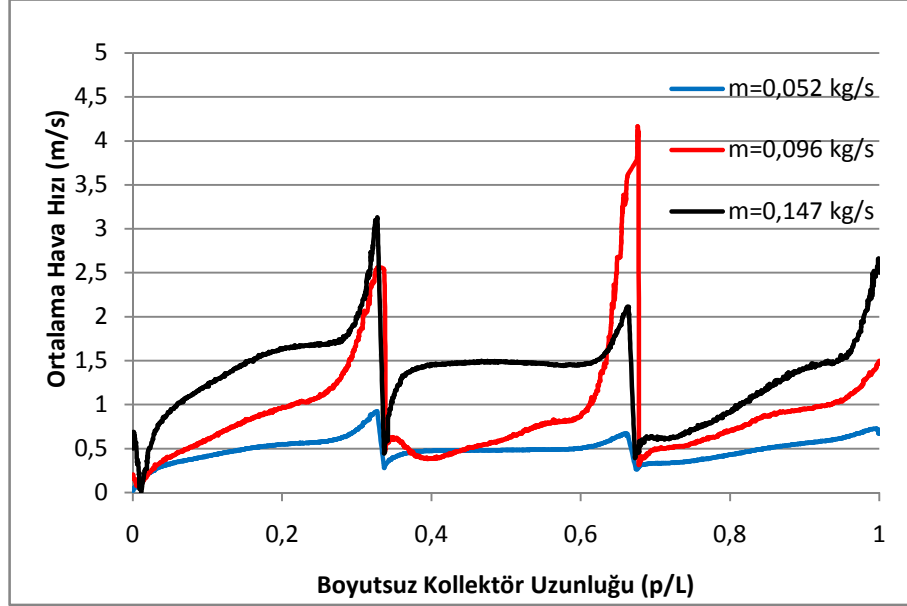
görülmektedir. Bu olumsuz durumun ortadan kaldırılması için akış kanalı içerisine akışa dik olacak biçimde Şekil 7.1’de verilen dirençler yerleştirilmiştir. Bu dirençler üçgen ($a/b=0$), yamuk ($a/b=0,35$) ve dikdörtgen ($a/b=1$) olarak tasarlanmıştır. Ayrıca dirençler, merkezkaç kuvvetlerinin etkisini azaltmak için akım kanalı içerisine şaşırtmalı olarak yerleştirilmiştir. Şekil 7.13’de $a/b=0$ (üçgen direnç) için hız dağılımı verilmiştir. Görüldüğü gibi dirençlerin yerleştirilmesiyle akış kanalı içerisinde maksimum hız değeri $7,2$ m/s değerinden $5,1$ m/s değerine düşmüştür. Bu durum akım bölgesine direnç yerleştirilmesi durumunda merkezkaç etkilerinin nispeten azaltılabileceğini göstermektedir. Ayrıca kütleli debi azaldıkça hava hızının daha homojen olduğu görülmektedir.



Şekil 7.14. Ortalama hava hızının boyutsuz kollektör uzunluğuna göre değişimi, ($a/b=0,35$)

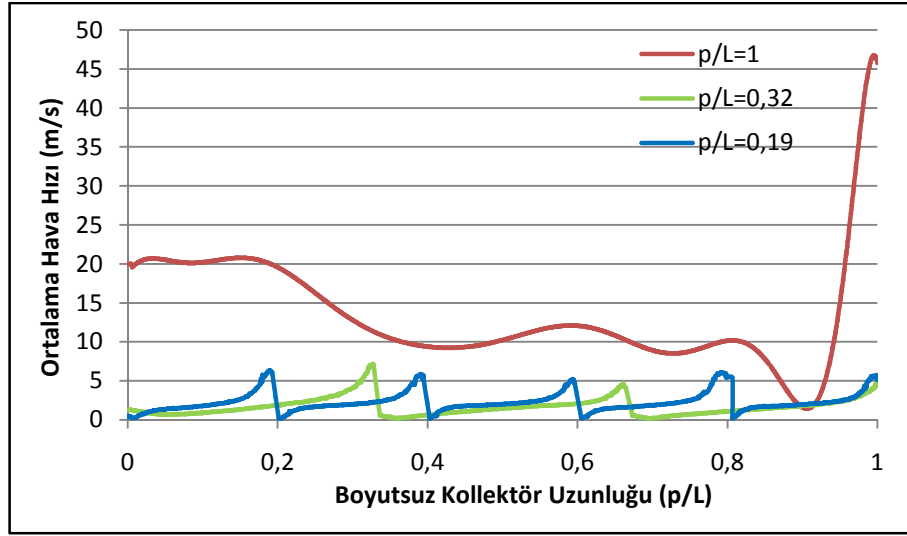
Şekil 7.14’de $p/L=0,32$ ve $a/b=0,35$ için ortalama hız dağılımı verilmiştir. $a/b=0$ için $5,1$ m/s olarak görülen maksimum hız değeri $a/b=0,35$ olduğunda $3,8$ m/s değerine düşmektedir. Ayrıca yüksek akışkan debilerinde hız dağılımının kollektör çıkışına doğru homojenleştiği görülmektedir. Bununla birlikte $a/b=1$ değeri için kütleli debinin küçük değerlerinde ($0,052$ kg/s ve $0,096$ kg/s) hava hızının akım bölgesine yayıldığı ve yaklaşık eşit olduğu görülmektedir. a/b değeri azaldıkça akım

bölgesindeki akışkan hızının bütün kesite yayıldığı ve dolayısıyla ölü bölgelerin azaldığı görülmektedir (Şekil 7.15).

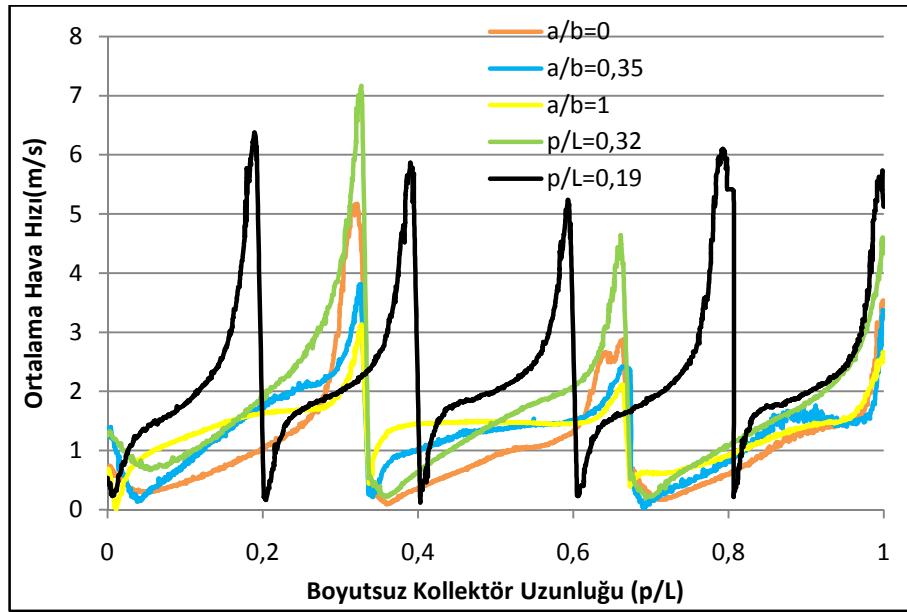


Şekil 7.15. Ortalama hava hızının boyutsuz kollektör uzunluğuna göre değişimi (a/b=1)

Şekil 7.16'da $m=0,147$ kg/s debisinin akış bölgesi genişliğinin (p/L) ortalama hava hızı üzerindeki etkisi verilmektedir. Görüldüğü gibi a/b'nin aksine p/L oranı azaldıkça ortalama hava hızı pik değerleri azalmakta ve akım bölgesinde ortalama hava hızı daha homojen olmaktadır. Benzer durum kütleli debinin bütün değerleri için görülmektedir (EK-1 Şekil E1.3).



Şekil 7.16. $m=0,147$ kg/s için ortalama hava hızının boyutsuz kolektör uzunluğuna göre değişimi, ($p/L=0,19$, $p/L=0,32$ ve $p/L=1$)



Şekil 7.17. $m=0,147$ kg/s için ortalama hava hızlarının boyutsuz kolektör uzunluğuna göre değişimi, ($a/b=0$, $a/b=0,35$, $a/b=1$, $p/L=0,19$ ve $p/L=0,32$)

Taşıma yoluyla ısı geçişinin ölçüsü Nusselt sayısı ile belirlenir ve Nusselt sayısı yüzeydeki sıcaklık gradyentine eşittir. Yani toplayıcı yüzeyinden iletim yoluyla geçen ısı ısıtma akışkanı tarafından alınan ısıya eşit kabul edilirse;

$$q = mc_p(T_o - T_i) = hA(T_y - T_a) \quad (7.1)$$

$$q = -k \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=H} = h(T_y - T_a) \quad (7.2)$$

$$\theta = \frac{T - T_a}{T_y - T_a} \rightarrow T = T_a + \theta(T_y - T_a) \quad (7.3)$$

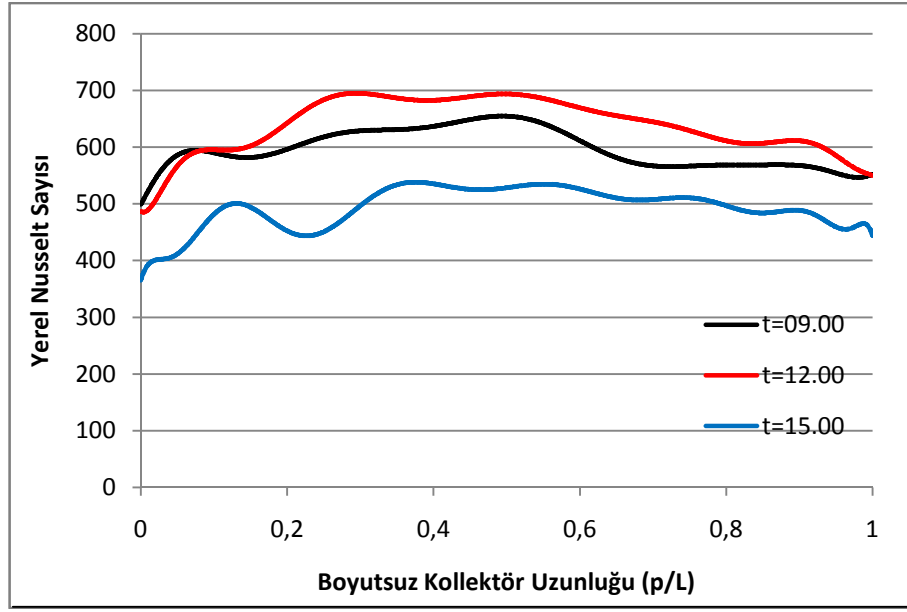
buradan Nusselt sayısı

$$Nu_x = - \left. \frac{\partial \theta}{\partial \bar{y}} \right|_{\bar{y}=1} \quad (7.4)$$

olarak elde edilir. Burada $\bar{y} = (y/H)$ olarak tanımlanmıştır. Böylece her bir düğüm noktasına ayrı ayrı uygulanmak suretiyle bu noktalardaki yerel Nusselt sayıları bulunmuş olur. Ortalama Nusselt sayısı ise;

$$Nu_m = \frac{1}{L} \int_{x=0}^{x=L} Nu_x dx \quad (7.5)$$

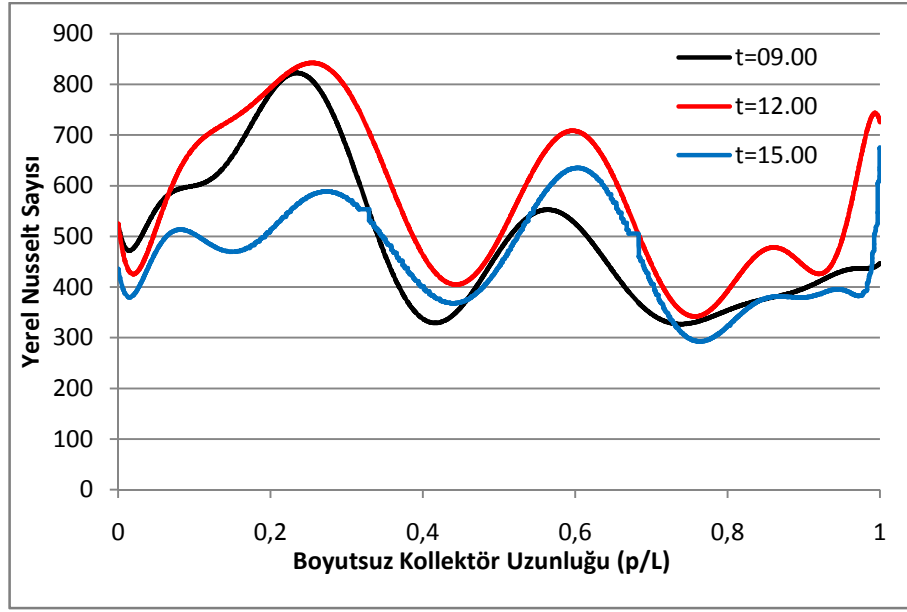
bağıntısından elde edilir.



Şekil 7.18. $m=0,147$ kg/s için yerel Nusselt sayısının boyutsuz kollektör uzunluğuna göre değişimi, ($p/L=1$)

Düz kollektörde ($p/L=1$) günün belirli zaman adımlarına ait $m=0,147$ kg/s için yerel Nusselt sayısının kollektör boyunca değişimi Şekil 7.18’de verilmiştir. Bu gibi akış durumlarında yerel Nusselt sayısının sıcaklık gradyentine göre başlangıçta yüksek daha sonra azalarak değişmesi beklenir. Bu çalışmada yerel Nusselt sayısı kollektör girişinde nispeten daha düşük sonra orta bölgelere kadar artmakta ve yine azalma eğiliminde olmaktadır. Bunun nedeni; kollektör girişinde hava hızının çok yüksek olması nedeniyle sıcaklık gradyenti daha düşük, daha sonra hava hızının yavaşlamasıyla biraz daha yüksek, kollektör çıkışında ise sıcaklık gradyentinin azalmasıyla azalma eğiliminde olduğu sonucuna varılmıştır. Bununla birlikte, yüzey ısı akısı arttıkça ısı transferinin arttığı görülmektedir.

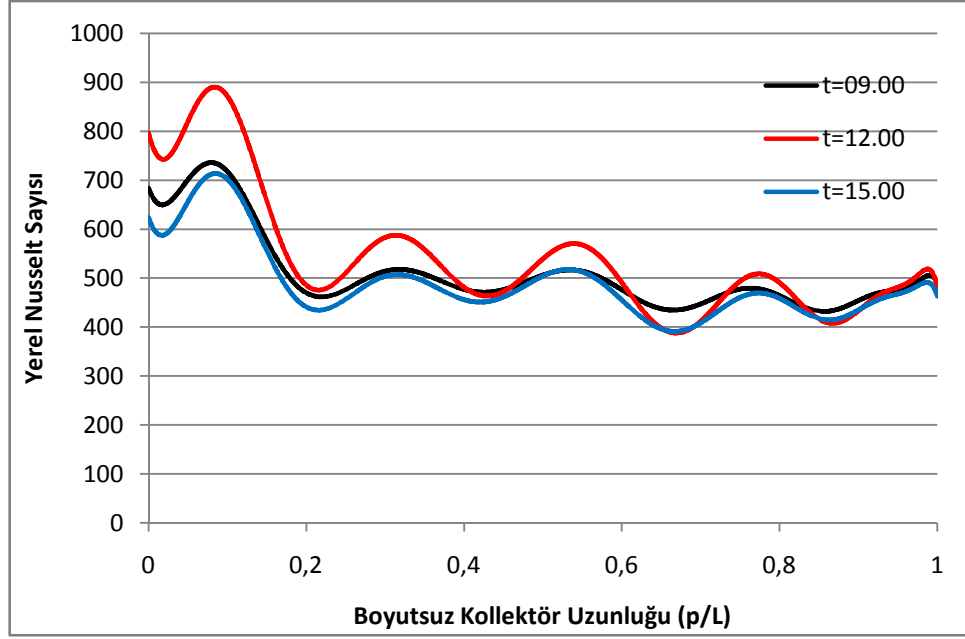
Üç bölmeli ($p/L=0,32$) kollektörde günün belirli zaman adımlarına ait $m=0,147$ kg/s için yerel Nusselt sayısının kollektör boyunca değişimi Şekil 7.19’da verilmiştir. Görüldüğü gibi her bir akış bölümünde yerel Nusselt sayısı farklı değişim göstermektedir ve bu değişim hız dağılımının ile doğrudan ilişkilidir.



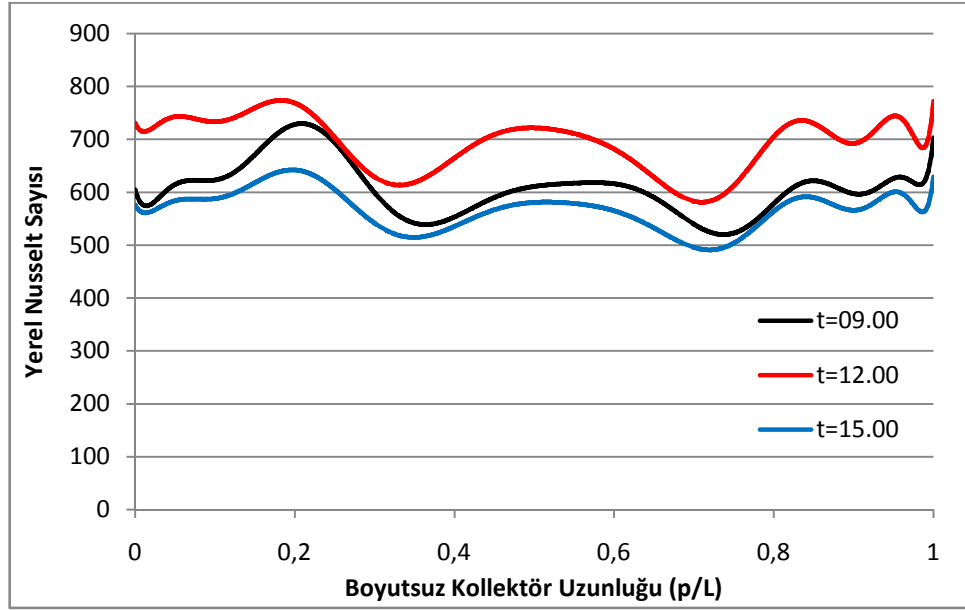
Şekil 7.19. $p/L=0,32$ ve $m=0,147$ kg/s için yerel Nusselt sayısının boyutsuz kollektör uzunluğuna göre değişimi

Kollektör girişinde (birinci bölmede) sıcaklık gradyentinin yüksek olması nedeniyle yerel Nusselt sayısı daha yüksek olarak elde edilmektedir. İkinci ve üçüncü bölmede n bağıl olarak azalmaktadır. Saat 15⁰⁰'da yerel Nusselt değişimi her bir bölmede yaklaşık eşittir. Kollektör çıkışında hava hızındaki artış yerel Nusselt sayısındaki artış ile sonuçlanmıştır.

Şekil 7.20'de Beş bölmeli ($p/L=0,19$) kollektörde günün belirli zaman adımlarına ait $m=0,147$ kg/s için yerel Nusselt sayısının kollektör boyunca değişimi verilmiştir. Bölme sayısı arttıkça homojen hız dağılımı ve dolayısıyla kararlı bir sıcaklık dağılımı oluşmaktadır. Bu durum yerel Nusselt sayısının da kararlı bir şekilde değişmesiyle sonuçlanmaktadır. Birinci bölmede hava hızına bağlı olarak yerel Nusselt sayısı değişimi maksimum olmakta ve ilerleyen bölmelerde periyodik olarak azalmaktadır.

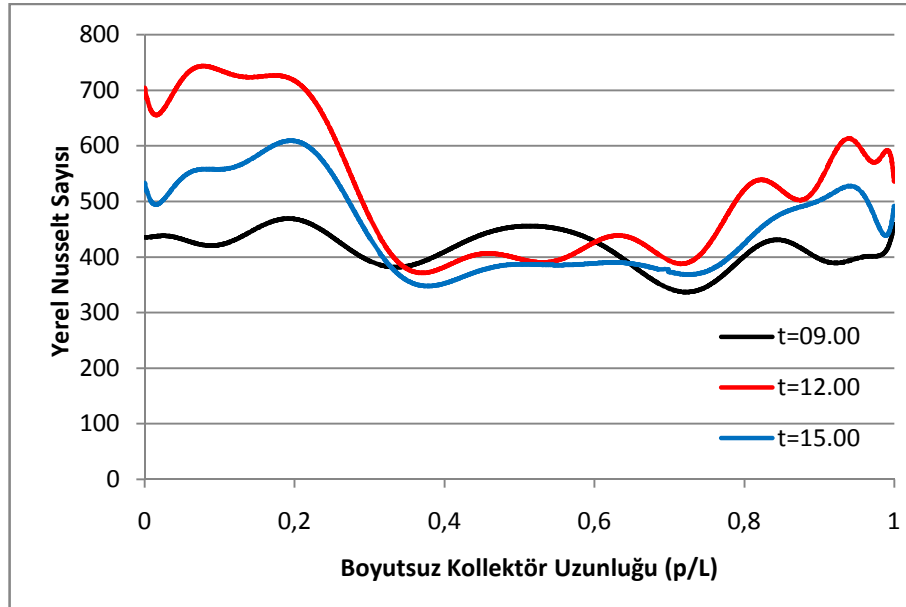


Şekil 7.20. $p/L=0,19$ ve $m=0,147$ kg/s için yerel Nusselt sayısının boyutsuz kollektör uzunluğuna göre değişimi



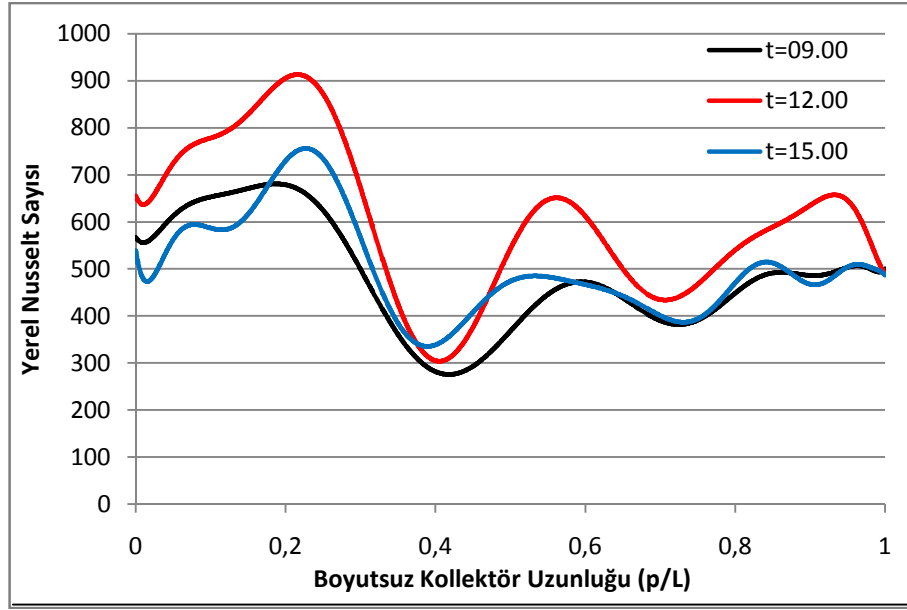
Şekil 7.21a. $a/b=0$ ve $m=0,147$ kg/s için yerel Nusselt sayısının boyutsuz kollektör uzunluğuna göre değişimi

Yerel Nusselt sayısındaki bu değişim her bir bölmedeki yüzey sıcaklık gradyentinin de bir ölçüsünü vermektedir. Ayrıca yüzey ısı akısı arttıkça yerel Nusselt sayısı da artmaktadır.

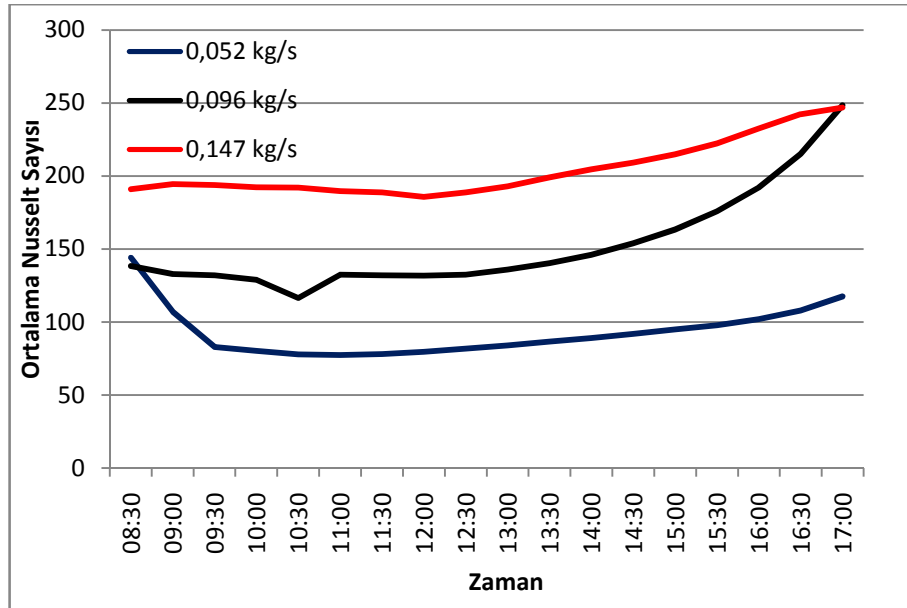


Şekil 7.21b. $a/b=0,35$ ve $m=0,147$ kg/s için yerel Nusselt sayısının boyutsuz kollektör uzunluğuna göre değişimi

Bir diğer parametre direnç ve direnç geometrilerinin ısı transferi üzerindeki etkisi Şekil 7.21 a, b, ve c'de verilmektedir (Şekil 7.21). $p/L=0,32$ için verilmiştir. Yukarıda da belirtildiği gibi a/b oranı azaldıkça ısı transferi artmaktadır. Ayrıca $a/b=0$ için (Şekil 7.21a) her bir akış bölümünde yerel Nusselt sayıları yaklaşık aynı olmaktadır. Bunu sebebi; a/b oranı azaldıkça (üçgen direnç) dirençler arasından geçen akışkan toplayıcı yüzeye doğru yönlenmekte ve yüzeyi soğuma etkisi artmaktadır. Çünkü Şekil 7.21 b ve c'de görüleceği gibi sıcaklık a/b oranı azaldıkça bölmeler arasındaki sıcaklık değişimi birbirine yaklaşmaktadır. $a/b=1$ için ise (Şekil 7.21a) giriş bölümünde yerel Nusselt sayısı en fazla daha sonra azalarak devam etmektedir.

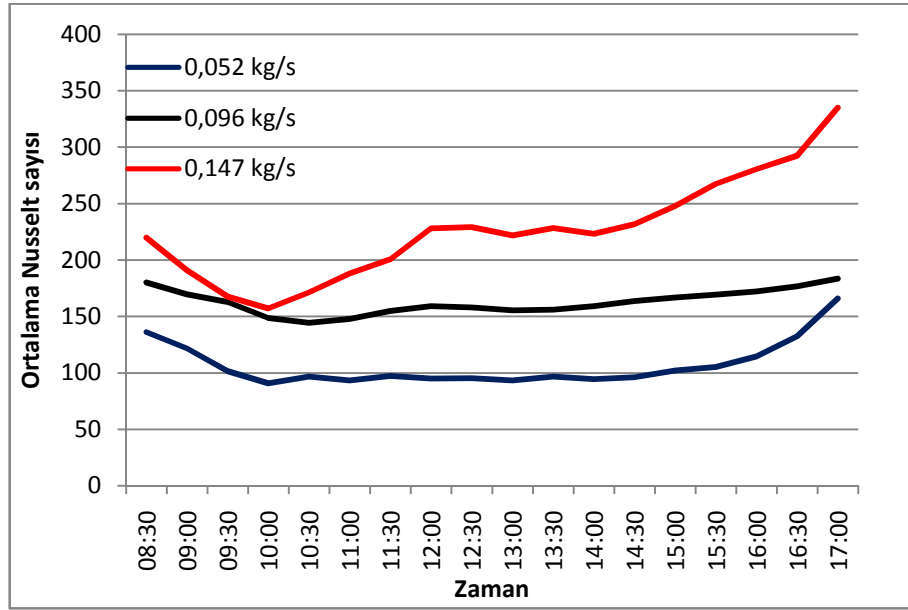


Şekil 7.21c $a/b=1$ ve $m=0,147$ kg/s için yerel Nusselt sayısının boyutsuz kollektör uzunluğuna göre değişimi

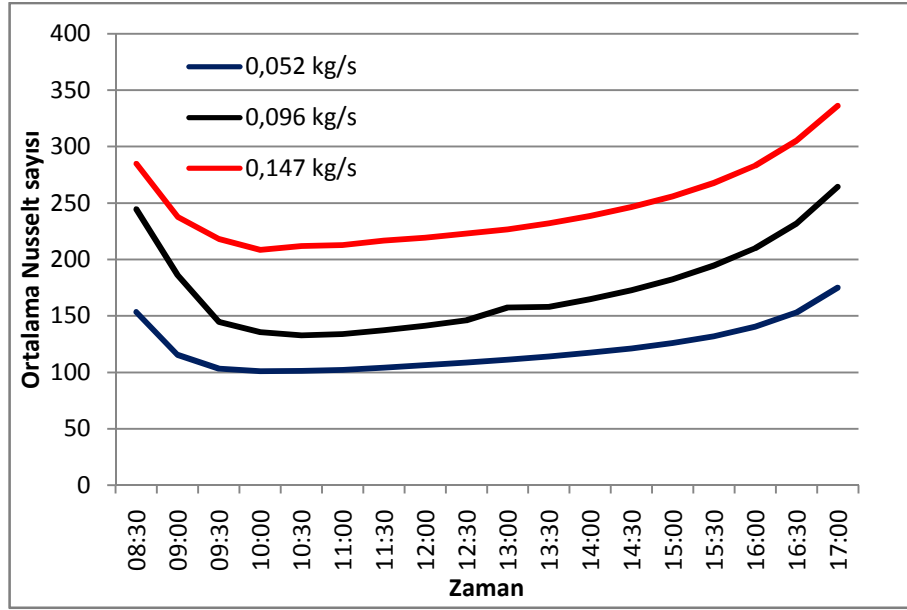


Şekil 7.22. $p/L=1$ ve $m=0,052$, $0,096$ ve $0,147$ kg/s için ortalama Nusselt sayısının boyutsuz kollektör uzunluğuna göre değişimi

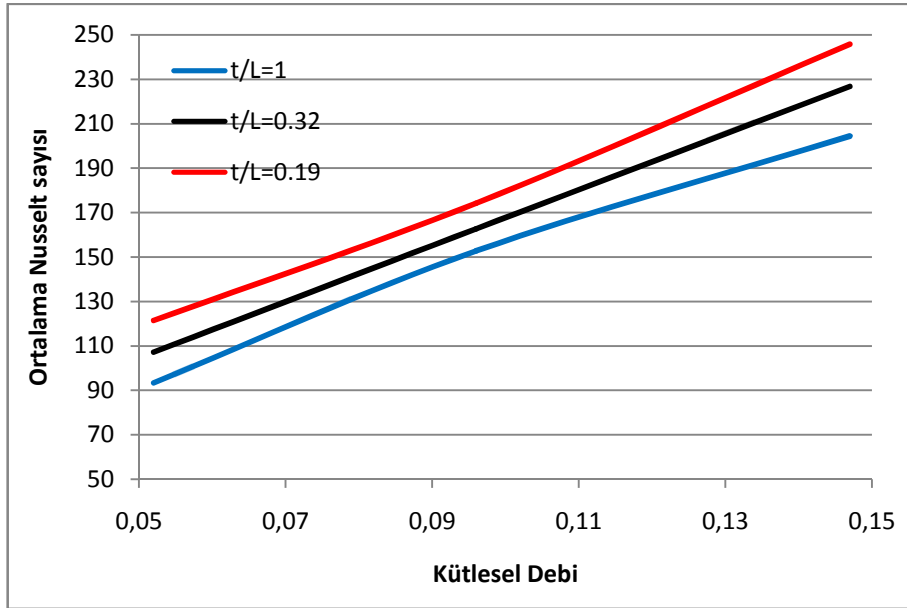
$p/L=1$ (Düz kollektör) için ortalama Nusselt sayısının günün zamanına göre değişimi Şekil 7.22.'de verilmiştir. Görüldüğü gibi ortalama Nusselt sayısı kütleli debiye bağlı olarak değişmektedir ve kütleli debi ile doğru orantılıdır. Ayrıca ortalama Nusselt sayısı günün zamanına dolayısıyla yüzey ısı akısına göre de değişmektedir. Yüzey ısı akısı arttıkça ortalama Nusselt sayısı çok az oranda azalmaktadır. Bu durum; yüzey ısı akısındaki artışa rağmen akışkanın çekmiş olduğu ısının azaldığını göstermektedir. Yani yüzey ısı akısına göre yüzey sıcaklık gradyenti daha küçüktür. Bu nedenle yüksek ısı akılarında ortalama Nusselt sayısı bir miktar azalmaktadır.



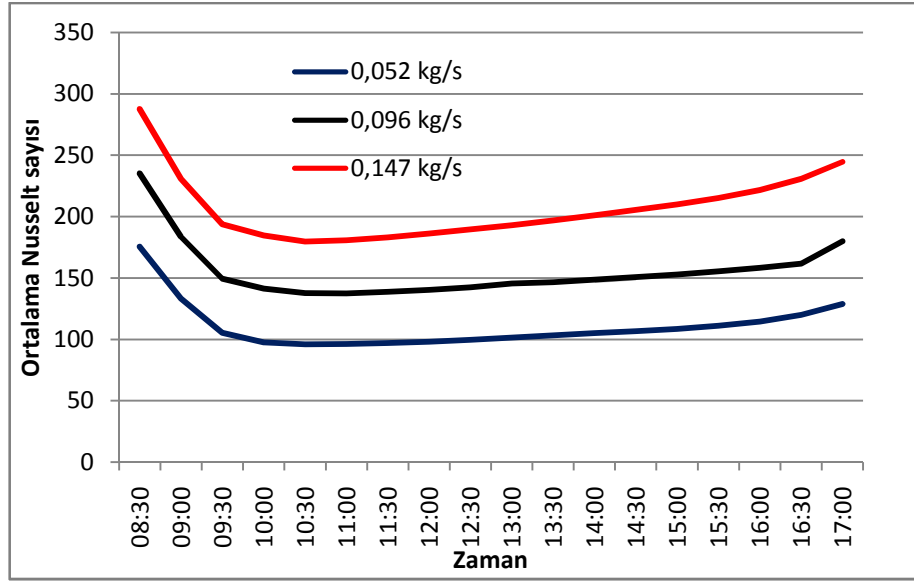
Şekil 7.23. $p/L=0,32$ ve $m=0,052, 0,096$ ve $0,147$ kg/s için ortalama Nusselt sayısının boyutsuz kollektör uzunluğuna göre değişimi



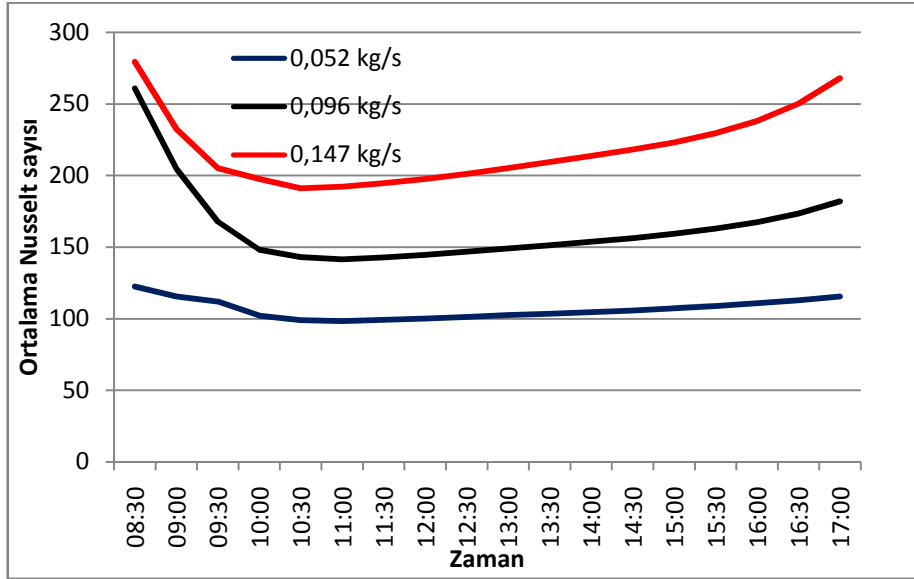
Şekil 7.24. $p/L=0,19$ ve $m=0,052, 0,096$ ve $0,147$ kg/s için ortalama Nusselt sayısının zamana göre değişimi



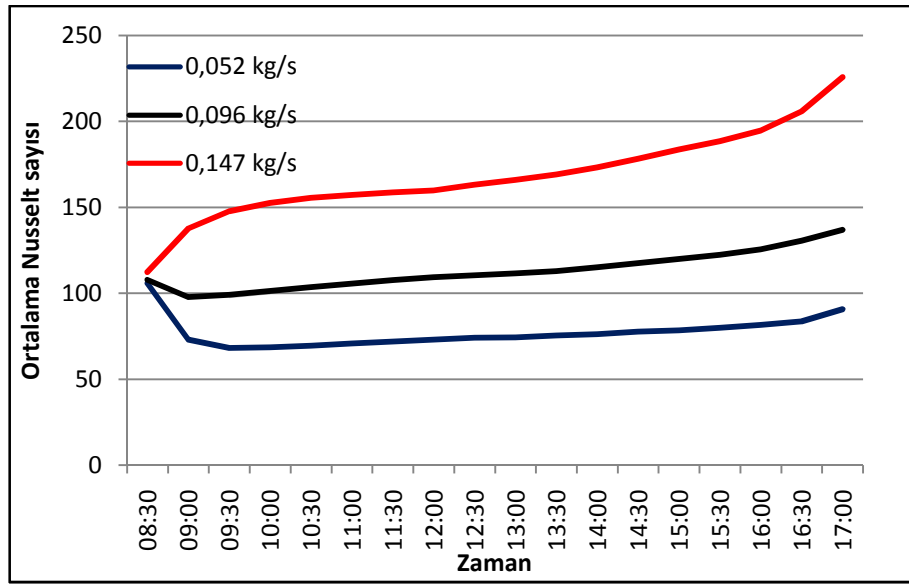
Şekil 7.25. $p/L=0, p/L=0,32$ ve $p/L=0,19$ için ortalama Nusselt sayısının kütleli debiye göre değişimi



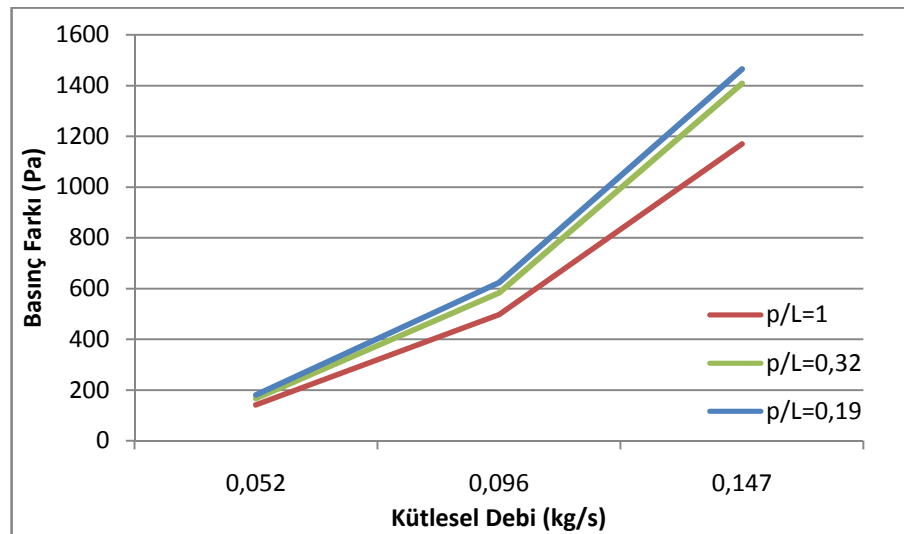
Şekil 7.26. $a/b=0$ ve $m=0,052$, $0,096$ ve $0,147$ kg/s için ortalama Nusselt sayısının zamana göre değişimi



Şekil 7.27. $a/b=0,35$ ve $m=0,052$, $0,096$ ve $0,147$ kg/s için ortalama Nusselt sayısının zamana göre değişimi



Şekil 7.28. $a/b=1$ ve $m=0,052, 0,096$ ve $0,147$ kg/s için ortalama Nusselt sayısının zamana göre değişimi

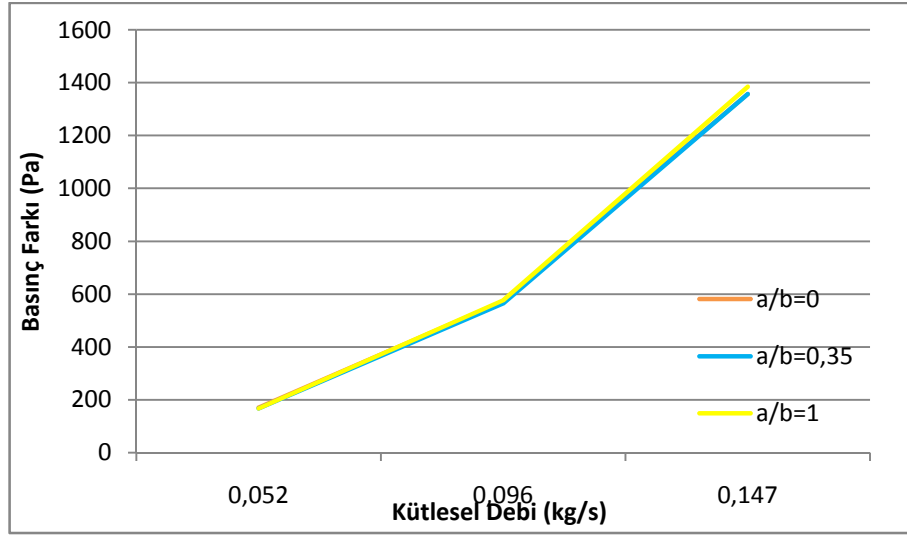


Şekil 7.29. Basınç kaybının kütleli debiye göre değişimi, ($p/L=1$, $p/L=0,32$, $p/L=0,19$)

Şekil 7.29'da engelli ve engelsiz durumlar için basınç kaybının kütleli debiye göre değişimi verilmiştir. Görüldüğü gibi ısı transferine paralel olarak akım yolunun uzamasıyla basınç kayıpları da artmaktadır. Basınç kayıpları üzerindeki en önemli parametre akışkan debisidir. Akışkan debisinin artmasıyla basınç kaybı her bir

akışkan debisi için 2,3 ila 3,5 kat arasında artmaktadır. Buna karşın akım yolunun uzamasıyla basınç kayıplarındaki artış 1,04 ila 1,2 kat arasında olmaktadır.

Akım ortamına dirençlerin yerleştirilmesi durumunda kütleli debiye bağlı olarak dirençlerin etkisiyle basınç kaybı boş kollektöre göre 1,01 ila 1,3 kat arasında artmaktadır (Şekil 7.30). Buna karşın dirençlerin şeklinin ısı transferi üzerindeki etkisi oldukça düşüktür. a/b oranı arttıkça basınç kaybındaki artış oranı nispeten azalmaktadır.



Şekil 7.30. $p/L=0.32$ için basınç kaybının kütleli debiye göre değişimi, (a/b=0, a/b=0,35, a/b=1)

7.5. Multi-Objektif Optimizasyonu

Bağımsız değişkende çok sayıda grup varsa ANOVA kullanılır. ANOVA bağımsız değişkenlerin kendi aralarında nasıl etkileşime girdiklerini ve bu etkileşimlerin bağımlı değişken üzerindeki etkilerini analiz etmek için kullanılır.

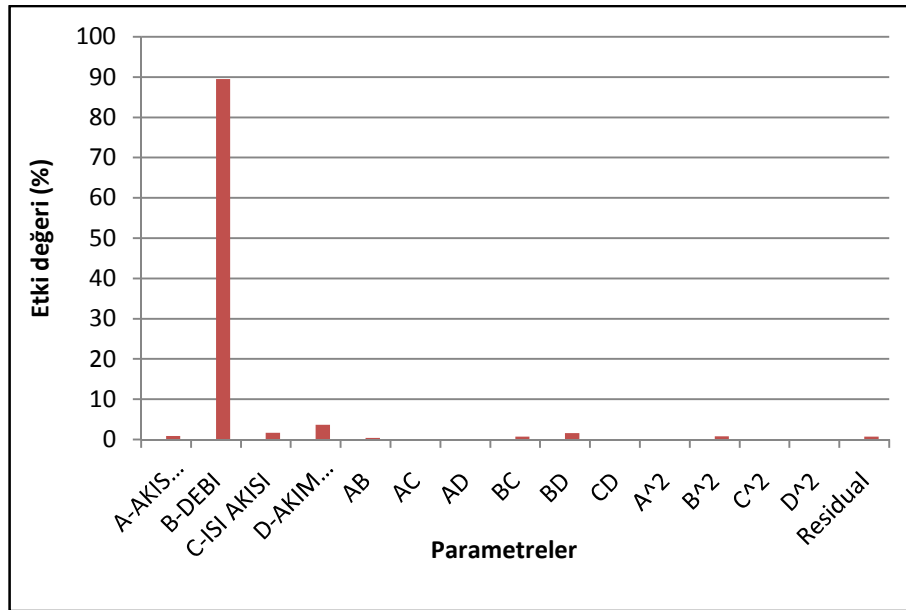
ANOVA F istatistiğini verir. F, verilerdeki sistematik varyans miktarını sistematik olmayan varyans ile karşılaştırır. Bununla birlikte ANOVA her şeyi söylemez. Verilerin arasındaki tutarlılığın başarılı olup olmadığını söyler. Yapılan varyans

analizine göre $F= 159.4$ değerindedir. Bu durumda "Prob> F" değerinin 0.0001'den küçük olması modeldeki terimlerin önemli olduğunu göstermiştir

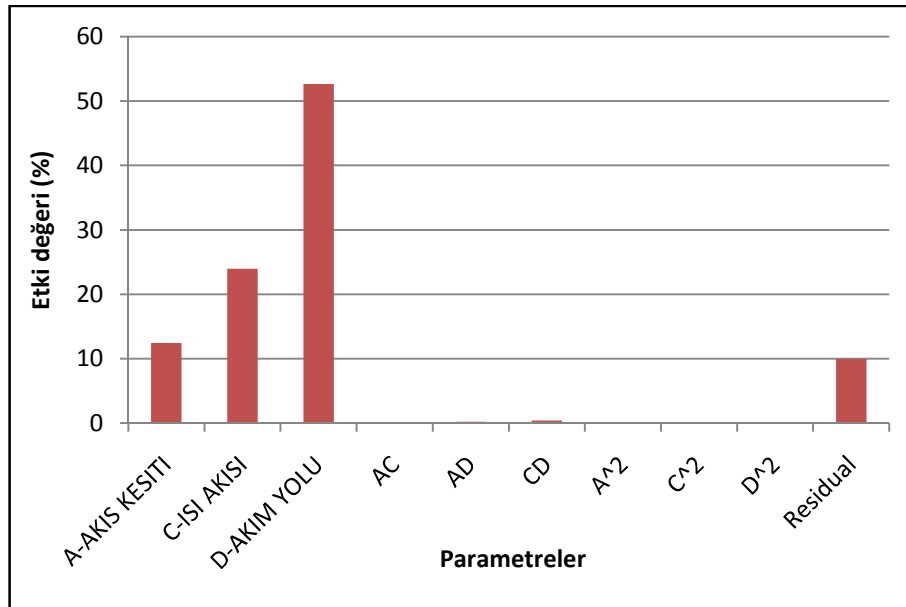
Çizelge 7.3. Yüzey Cevap Modeli için ANOVA testi

Yüzey Cevap Modeli için ANOVA testi						
Varyans Tablosu						
Kaynak	Sum of Squares	df	Mean Square	F Value	p-value Prob > F	
Model	109290,07	14	7806,43	159,40	< 0.0001	Önemli
A-AKIS KESİTİ	921,28	1	921,28	18,81	0.0006	
B-DEBİ	96172,64	1	96172,65	1963,89	< 0.0001	
C-ISI AKISI	1775,26	1	1775,26	36,25	< 0.0001	
D-AKIMYOLU	3898,99	1	3898,99	79,61	< 0.0001	
AB	414,44	1	414,44	8,46	0.0108	
AC	7,37	1	7,37	0,15	0.7034	
AD	16,18	1	16,18	0,33	0.5739	
BC	798,13	1	798,13	16,29	0.0011	
BD	1751,47	1	1751,47	35,76	< 0.0001	
CD	31,16	1	31,16	0,63	0.4375	
A ²	9,22	1	9,22	0,18	0.6704	
B ²	886,53	1	886,53	18,10	0.0007	
C ²	6,73	1	6,73	0,13	0.7160	
D ²	3,86	1	3,86	0,079	0.7825	
Residuals	734,58	15	48,97			
Lack of Fit	534,58	10	53,45	1,33	0.3944	Önemsiz

Şekil 7.31'den görüldüğü gibi ortalama Nusselt sayısı üzerindeki en önemli parametre hava debisi dolayısıyla Reynolds sayısıdır. Hava debisi dışındaki bağımsız geometrik parametrelerin tamamının ortalama Nusselt sayısı üzerindeki etkisi % 11'dir. Şekil 7.32'de hava debisi dışındaki bağımsız parametrelerin ortalama Nusselt sayısı üzerindeki etkisi gösterilmiştir. Buna göre hava debisi dışındaki % 11 etki değerinin yaklaşık %50'sini hava akım yolu, % 24'ünü yüzey ısı akısı, % 12'sini dirençler oluşturmaktadır.



Şekil 7.31. Parametrelerin ortalama Nusselt sayısına etkisi



Şekil 7.32. Kütle debisi dışındaki parametrelerin ortalama Nusselt sayısına etkisi

8. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada farklı tipdeki havalı güneş kollektörleri içerisinde farklı geometrilere sahip dirençler yerleştirilmiştir. Böylece kollektör içerisinde akım yolunun ve bu akım yolu içerisindeki dirençlerin ısı transferine olan etkisi sayısal olarak belirlenmiştir. Sayısal çalışmada kullanılan algoritmaların doğruluğunu sağlamak için ayrıca bir deney düzeneği kurulmuştur. Deneylerde elde edilen bulgular ile Sayısal çalışmada elde edilen bulgular karşılaştırılmıştır. Bununla eş zamanlı olarak farklı grid sayılarında nümerik hesaplamalarını yaparak grid optimizasyonu da sağlanmıştır. Sayısal hesaplamada ticari bir yazılım olan FLUENT 14.5 kullanılmıştır. Çözüm üç boyutlu olarak k- ϵ RNG türbülans modeli ve SIMPLE algoritması kullanılarak çözüm yapılmıştır. Çalışmada süreklilik ve momentum denklemleri için yakınsama kriteri 10^{-4} , enerji denklemleri için 10^{-6} , k- ϵ denklemleri için ise 10^{-3} olarak seçilmiştir.

Çalışma türbülanslı akış şartları için belirlenen 0,052, 0,096 ve 0,147 kg/s kütledebilerinde yürütülmüştür.

Yapılan çalışmanın sonucunda aşağıdaki bulgular elde edilmiştir.

- Isı transferi üzerindeki en etkin parametrelerden birisi akışkanın kütledebisidir. Bu çalışmada akış rejimi türbülanslı olacak şekilde ($Re > 2300$) minimum akışkan kütledebisi 0,052 kg/s olarak seçilmiştir. Daha sonra bu değer 0,096 kg/s ve 0,147 kg/s olarak değiştirilmiştir. Buna göre akışkan kütledebisinin artmasıyla ısı transferinin önemli olarak arttığı görülmüştür. Ayrıca kütledebisinin ısı transferi üzerindeki etkisi kollektör akış konfigürasyonu ve direnç geometrisine bağlı olarakta değişmektedir.
- Akım bölgelerine yerleştirilen yönlendiriciler yardımıyla kollektör içerisindeki akışkanın akım yolunun uzatılarak ısı transferinin artırılacağı görülmüştür. Bununla birlikte yönlendirici sayısıyla ısı transferi arasında doğru bir ilişki vardır. yönlendirici sayısına bağlı olarak ısı transferiyle

birlikte basınç kaybı da artmaktadır. Bu nedenle yönlendirici sayısının daha fazla değerleri için araştırma yapılarak ısı transferi ve basınç kaybına bağlı optimum bir yönlendirici sayısının belirlenmesi yararlı olacaktır.

- Düz kollektör kullanılması durumunda kollektör girişinden sonra özellikle yüksek akışkan hızlarında akım bölgesinde girdaplar olduğu görülmüştür. Yönlendiriciler yardımıyla ölü bölgeler azaltılsa da akışkandaki merkezkaç kuvvetlerinden dolayı akım bölgesinde homojen bir hız dağılımı sağlanamamaktadır. Bu da ısı transferini azaltmaktadır.
- Akım ortamındaki merkezkaç kuvvetlerinin giderilmesi ve hız dağılımının homojenliğinin sağlanması için akım ortamına dirençlerin yerleştirilmesi ısı transferini artırmaktadır. Bununla birlikte direnç geometrisinin de ısı transferi üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğu görülmektedir.

Ele alınan bağımsız parametrelere göre ısı transferi ve basınç kayıpları arasında termo ekonomik optimizasyona gidilmesi gerekmektedir. Bu çalışma devamında bağımsız parametreler için optimizasyon yapılacaktır.

KAYNAKLAR

- Ahn, S.W., 2001. The effect of roughness type on friction factors and heat transfer in roughened rectangular duct. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 28(7), 933–942.
- Ammari, H.D., 2003. A mathematical model of thermal performance of solar air heater with slats. *Renewable Energy*, 28, 1597-615.
- Anonim, 2007. History of Solar Energy (Part1) <http://www.freeenergy.ca/news/120/ARTICLE/1272/2007-03-17.html> (17.03.2007).
- Anonim, 2009. Dünya'da ve Türkiye'de güneş enerjisi. Dünya Enerji Konseyi Türk Milli Komitesi, <http://www.dektmk.org.tr/upresimler/GUNES.pdf> (06.2009).
- Assari, M.R., Tabrizi, H.B., Jafari I., 2011. Experimental and theoretical investigation of dual purpose solar collector. *Solar energy*, 85, 601-608.
- Bhushan, B., Singh, R., 2010. A review on methodology of artificial roughness used in duct of solar air heaters. *Energy*, 35, 202-212.
- Bhagoria, J.L., Saini, J.S., Solanki, S.C., 2002. Heat transfer coefficient and friction factor correlations for rectangular solar air heater duct having transverse wedge shaped rib roughness on the absorber plate. *Renewable Energy*, 25, 341-369.
- Bilen, K., Cetin, M., Gul, H., Balta, T., 2009. The investigation of groove geometry effect on heat transfer for internally grooved tubes. *Applied Thermal Engineering*, 29, 753–761.
- Dincer, I., Rosen, M.A, 1998. A worldwide perspective on energy, environment and sustainable development. *International Journal of Energy Research*, 22, 1305-1321.
- Eiamsa, S., Promvong, P., 2002. Thermal characteristics of turbulent rib-grooved channel flows. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 36(7), 705-711.
- Eiamsa, S., Promvong, P., 2008. Numerical study on heat transfer of turbulent channel flow over periodic grooves. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 35, 844–852.
- Evin, D., Tanyıldızı, V., 2006. Tabanı kısmi olarak ısıtılan yatay bir kanalda akışa dik engellerin ısı transferi üzerine etkileri. *International Journal of Engineering Science*, Fırat University, 18(2), 249-255.

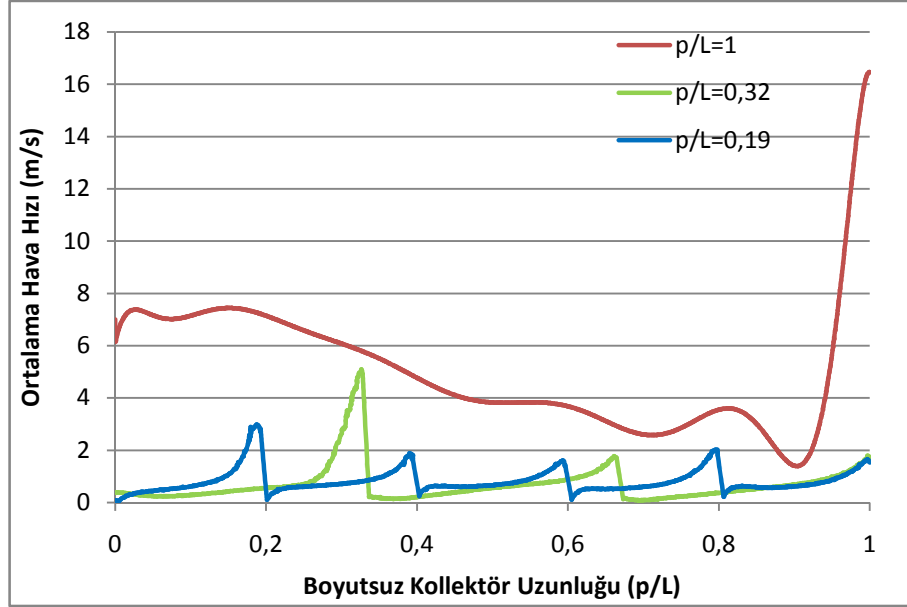
- Gill, R.S., Single, S., Singh, P.P., 2012. Low cost solar air heater. *Energy Conversion and Management*, 57, 131-42.
- Gupta, M.K., Kaushik S.C., 2009. Performance evaluation of solar air heater for various artificial roughness geometries based on energy, effective and exergy efficiencies. *Renewable Energy*, 34, 465-476.
- Hans V.S., Saini, R.P., Saini, J.S., 2009. Performance of artificially roughened solar air heaters. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13, 1854-1869.
- Herman, C., Kang, E., 2002. Heat transfer enhancement in a grooved channel with curved vanes. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 45, 3741-3757.
- Incropera, P.F., Dewitt, D.P., 2006. *Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri*, 4. Basım. John Wiley & Sons, New York, 452-516.
- Jaurker, A.R., Saini, J.S., Gandhi, B.K., 2006. Heat transfer and friction characteristics of rectangular solar air heater duct using rib-grooved artificial roughness. *Solar Energy*, 80, 895-907.
- Kahraman, S., 2011. Engelli Oluklu Dikdörtgen Kesitli Bir Kanal İçerisindeki Türbülanslı Akışın Sayısal Olarak İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Kalagirou S.A., 2004. Solar thermal collectors and applications. *Progress in Energy and Combustion Science*, 30, 291-295.
- Kalogirou, S., Eleftheriou, P., Lloyd, S., Ward, J., 1994. Design and performance characteristics of a parabolic-trough solar collector system. *Applied Energy*, 47, 341-354.
- Karwa, R., Solanki, S.C., Saini, J.S., 1999. Heat transfer coefficient and friction factor correlations for heat transitional flow regime in rib-roughened rectangular ducts. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 42, 1597-1615.
- Karwa, R., Maheshwari, B.K., 2009. Heat transfer and friction in an asymmetrically heated rectangular duct with half and fully perforated baffles at different pitches. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 36, 264-268.
- Kelkar, K.M., Patankar, S.V., 1987. Numerical prediction of flow and heat transfer in a parallel plate channel with staggered fins. *ASME Journal of Heat Transfer*, 109, 25-30.
- Kline, S.J., Mc Clintock, F.A., 1953. Describing uncertainties in single-sample experiments. *Mechanical Engineering*, 75, 3-8.

- Koçyiğit, F., 2008. Yutucu Plaka Üzerinde Farklı Türde Kanatçıkların Yerleştirildiği Bir Havalı Kollektörün Enerji ve Ekserji Analizi. Yüksek Lisans Tezi, Fırat Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ.
- Korichi, A., Oufer, L., 2007. Heat transfer enhancement in oscillatory flow in channel with periodically upper and lower walls mounted obstacles. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 28, 1003-1012.
- Lauder, B.E., Spalding, D.B., 1974. The numerical computation of turbulent flows. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 3, 269-289.
- Layek, A., Saini, J.S., Solanki, S.C., 2007. Heat transfer and friction characteristics for artificially roughened ducts with compound turbulators. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 50, 4845-4854.
- Layek, A., Saini, J.S., Solanki, S.C., 2007. Second law optimization of a solar air heater having chamfered rib-groove roughness on absorber plate. *Renewable Energy*, 32, 1967-1980.
- Liou, T.M., Hwang, J.J., 1992. Turbulent heat transfer augmentation and friction in periodic fully developed channel flows. *ASME Journal of Heat Transfer*, 114, 56-64.
- Luo, D.D., Leung, C.W., Chan, T.L., Wong, W.O., 2005. Flow and forced-convection characteristics of turbulent flow through parallel plates with periodic transverse ribs. *Numerical Heat Transfer, Part A*, 48, 43-58.
- Özgen F., 2007. Yutucu Plakası Silindirik Teneke Kutulardan Yapılmış Bir Havalı Güneş Kollektörünün Isıl Performansının Deneysel Olarak Araştırılması. Yüksek Lisans Tezi, Fırat Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ.
- Promvonge, P., Thianpong, C., 2008. Thermal performance assessment of turbulent channel flows over different shaped ribs. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 35, 1327-1334.
- Ramani, B.M., Gupta, A., Kumar, R., 2010. Performance of a double pass solar air collector. *Solar Energy*, 84, 1929-1237.
- Rashkovan, A., Aharon, J., Katz, M., Ziskind, G., 2010. Optimization of rib-roughened annular gas-coolant channels. *Nuclear Engineering and Design*, 240, 344-351.
- Schlichting, H., 1979. *Boundary-Layer Theory*, 7th. Editon. McGraw-Hill, Newyork, 535 p.
- Tennekes, H., Lumney, J.L., 1972. *A First Course in Turbulence*. MIT Press, Cambridge, MA.

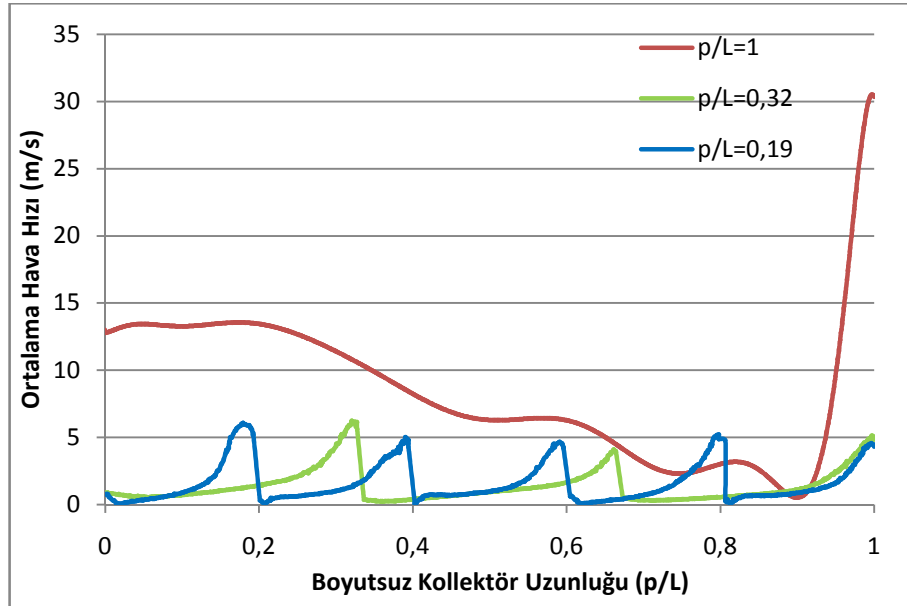
- Thianpong, C., Chompookham, T., Skullong, S., Promvonge, P., 2009. Thermal characterization of turbulent flow in a channel with isosceles triangular ribs. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 36, 712-717.
- Uyarel, A., Öz E., 1987. *Güneş Enerjisi ve Uygulamaları*. Birsen Yayınevi, İstanbul, 76 s.
- Yang, K.S., 2000. Large eddy simulation of turbulent flows in periodically grooved channel. *Journal of Wind Engineering & Industrial Aerodynamics*, 84, 47-64.
- Yıldız, A., Gürlek, G., Güngör, A., Özbalt, N., 2007. Alüminyum ve bakır borulu güneş kolektörlerinin enerji ve ekserji verimlerinin deneysel karşılaştırılması. *Mühendis ve Makine*, 569, 3-8.
- Young, T.J., Vafai, K., 1999. Experimental and numerical investigation of forced convective characteristics of arrays of channel mounted obstacles. *ASME Journal of Heat Transfer*, 121, 34-42.
- Zhang, Y.M., Gu, W.Z., Han, J.C., 1994. Heat transfer and friction in rectangular channels with ribbed or ribbed-grooved walls. *ASME Journal of Heat Transfer*, 116, 58-65.

EKLER

EK-1-Ortalama hava hızının değışimi

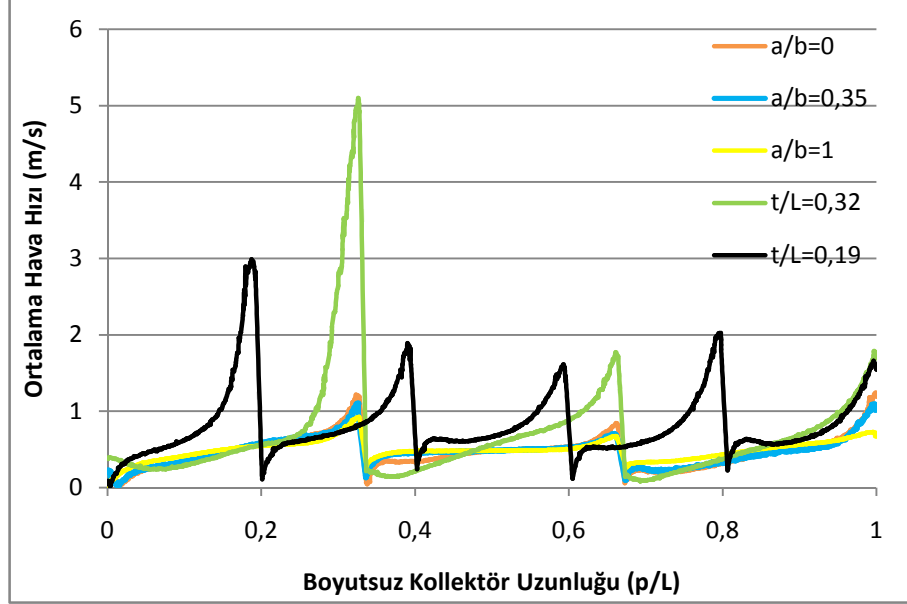


Şekil E1.1. $m=0,052$ kg/s için ortalama hava hızlarının boyutsuz kollektör uzunluğuna göre değışimi, ($p/L=0,19$, $p/L=0,32$ ve $p/L=1$)

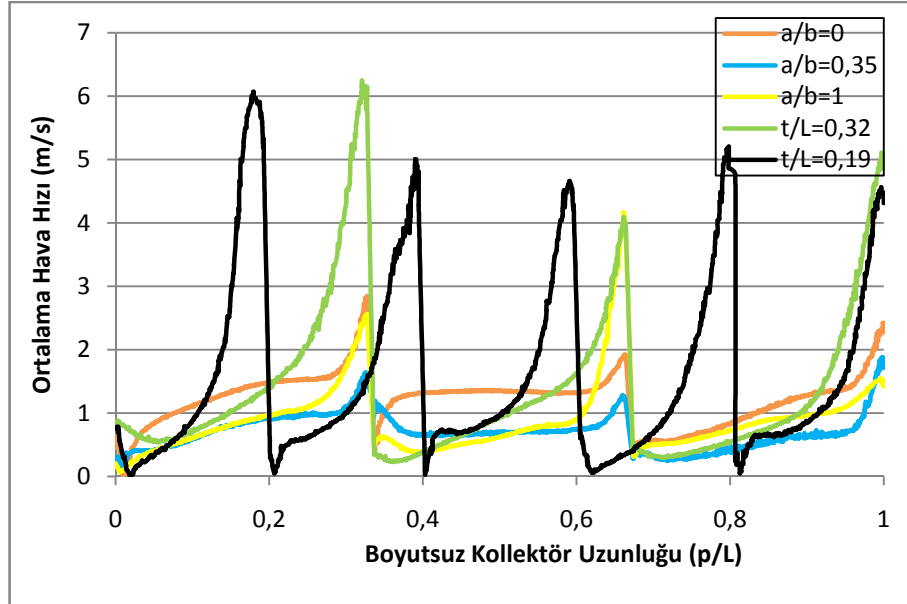


Şekil E1.2. $m=0,096$ kg/s için ortalama hava hızlarının boyutsuz kollektör uzunluğuna göre değışimi ($p/L=0,19$, $p/L=0,32$ ve $p/L=1$)

EK-1. (Devam)

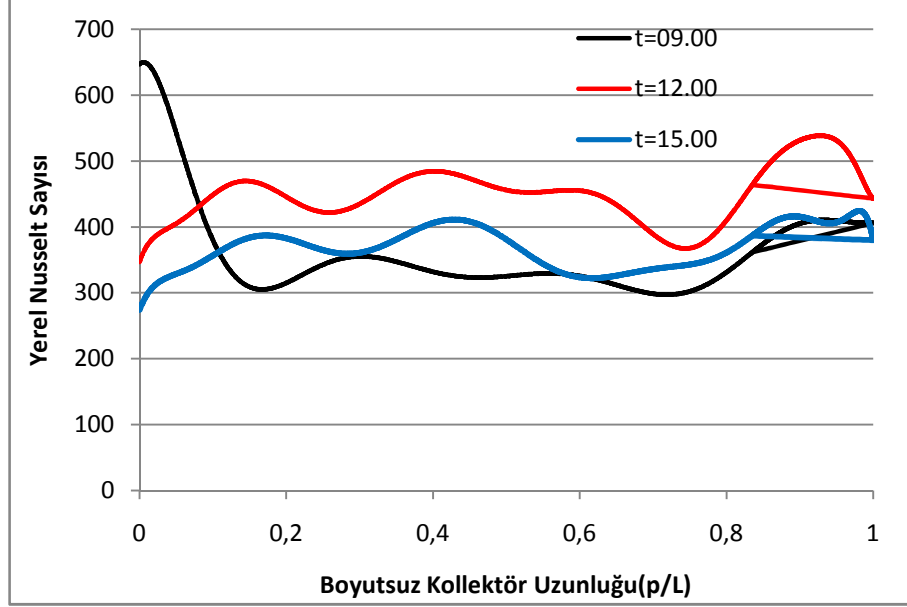


Şekil E1.3. $m=0,052$ kg/s için ortalama hava hızlarının boyutsuz kollektör uzunluğuna göre değişimi, ($a/b=0$, $a/b=0,35$, $a/b=1$, $p/L=0,19$ ve $p/L=0,32$)

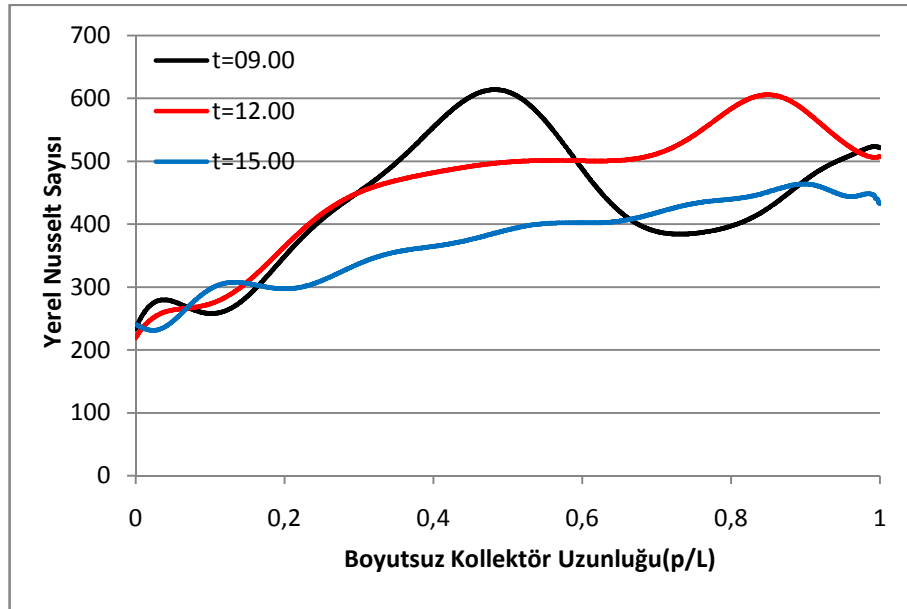


Şekil E1.4. $m=0,096$ kg/s için ortalama hava hızlarının boyutsuz kollektör uzunluğuna göre değişimi, ($a/b=0$, $a/b=0,35$, $a/b=1$, $p/L=0,19$ ve $p/L=0,32$)

EK-2. Yerel Nusselt sayılarının değışimi

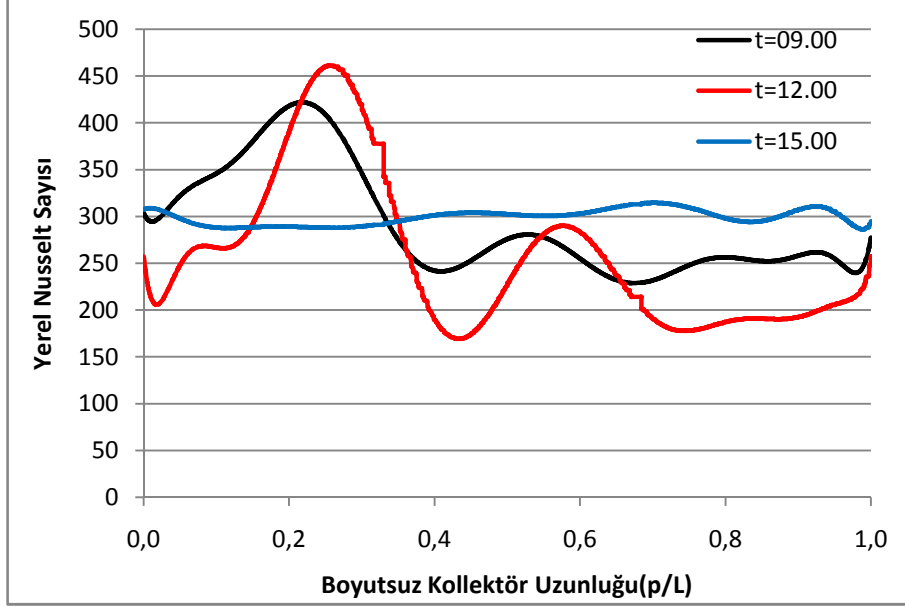


Şekil E2.1. $m=0,052$ kg/s için yerel Nusselt sayısının boyutsuz kollektör uzunluğuna göre değışimi, ($p/L=1$)

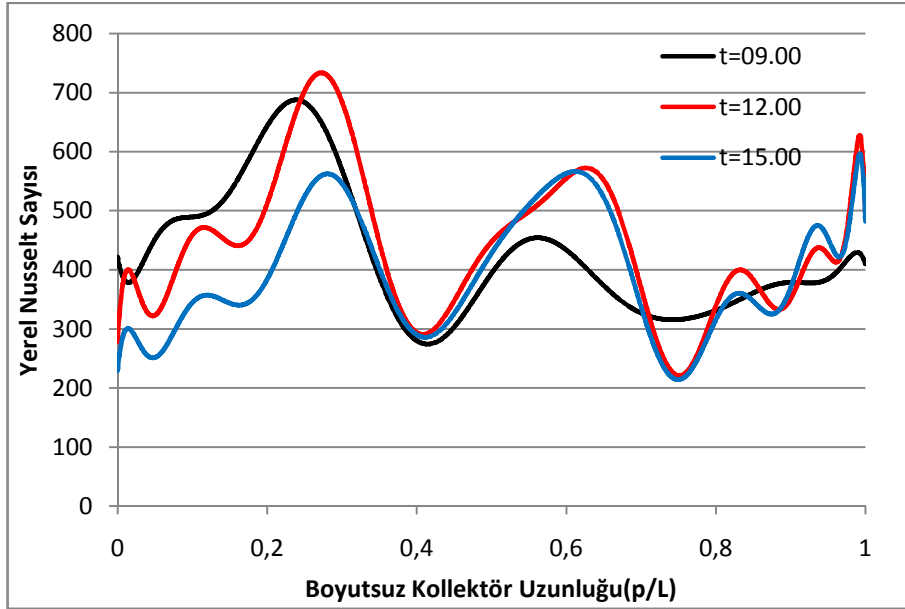


Şekil E2.2. $m=0,096$ kg/s için yerel Nusselt sayısının boyutsuz kollektör uzunluğuna göre değışimi ($p/L=1$)

EK-2 (Devam)

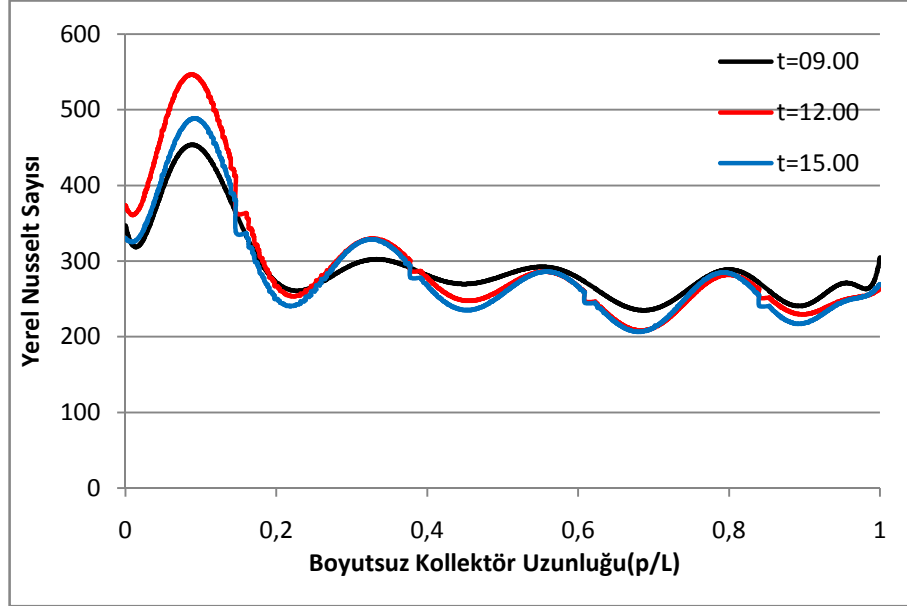


Şekil E2.3. $p/L=0,32$ ve $m=0,052$ kg/s için yerel Nusselt sayısının boyutsuz kollektör uzunluğuna göre değişimi, ($p/L=1$)

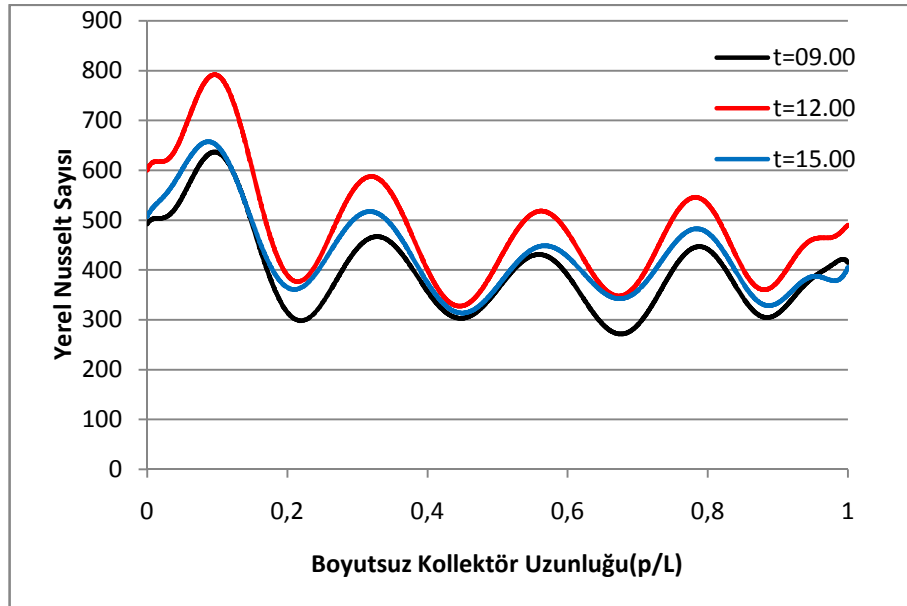


Şekil E2.4. $m=0,096$ kg/s için yerel Nusselt sayısının boyutsuz kollektör uzunluğuna göre değişimi, ($p/L=0,32$)

EK-2 (Devam)

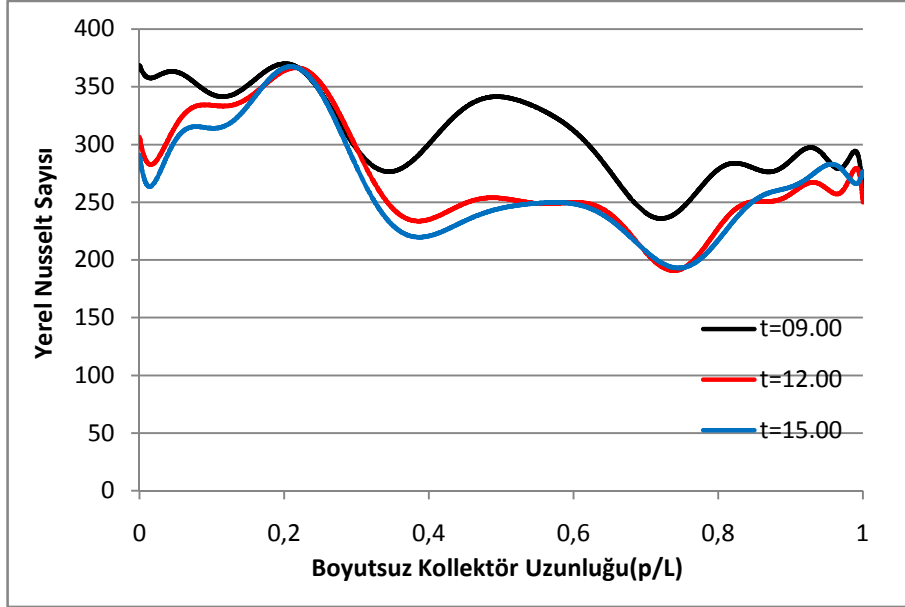


Şekil E2.5. 0,052 kg/s için yerel Nusselt sayısının boyutsuz kollektör uzunluğuna göre değişimi, ($p/L=0,19$)

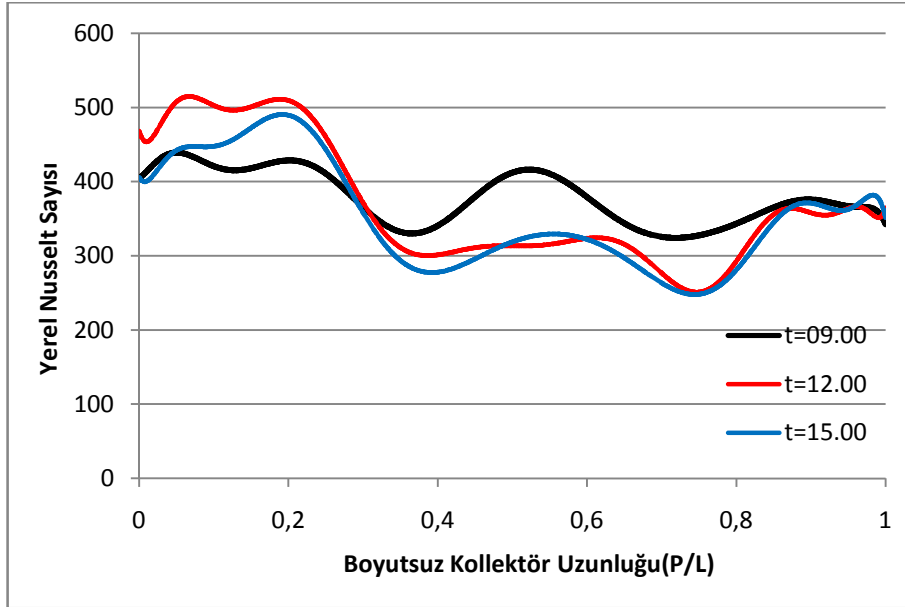


Şekil E2.6. $m=0,096$ kg/s için Nusselt sayısının boyutsuz kollektör uzunluğuna göre değişimi, ($p/L=0,19$)

EK-2 (Devam)

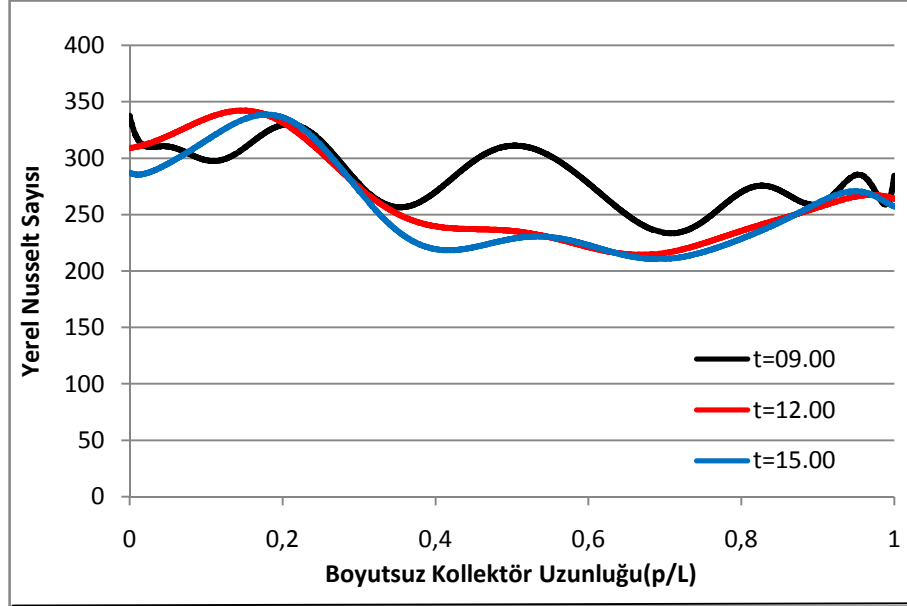


Şekil E2.7. $m=0,052$ kg/s için yerel Nusselt sayısının boyutsuz kollektör uzunluğuna göre değişimi, ($a/b=0$)

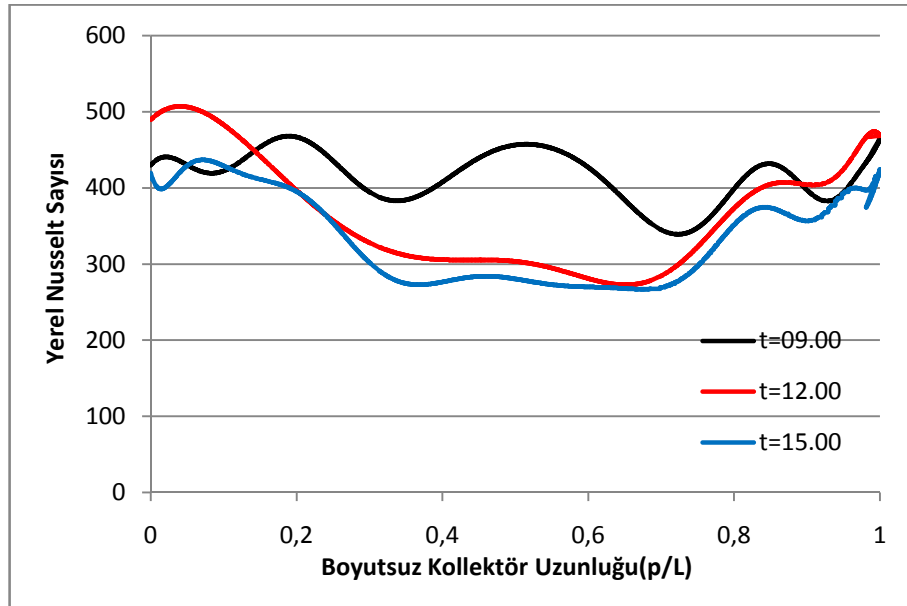


Şekil E2.8. $m=0,096$ kg/s için yerel Nusselt sayısının boyutsuz kollektör uzunluğuna göre değişimi, ($a/b=0$)

EK-2(Devam)

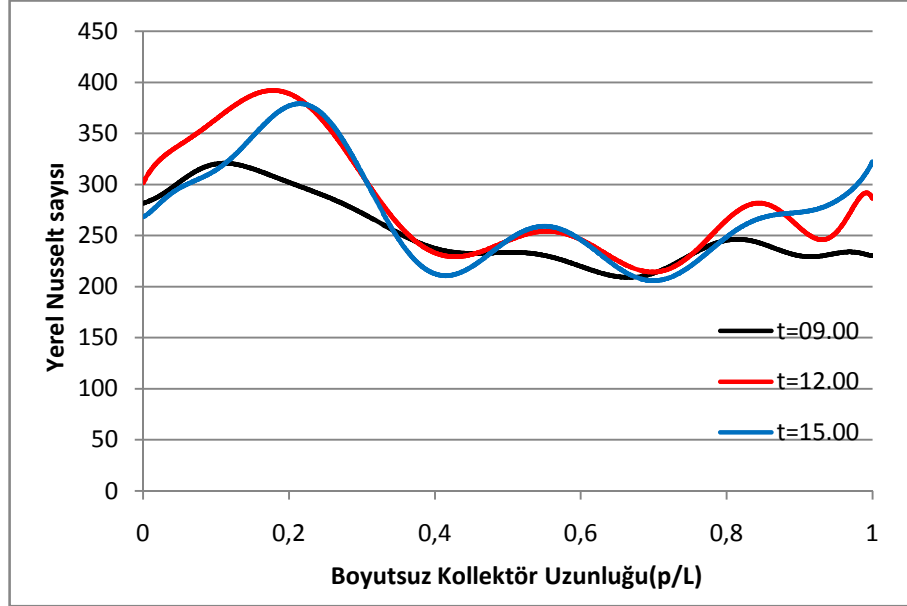


Şekil E2.9. $m=0,052$ kg/s için yerel Nusselt sayısının boyutsuz kollektör uzunluğuna göre değişimi ($a/b=0,35$)

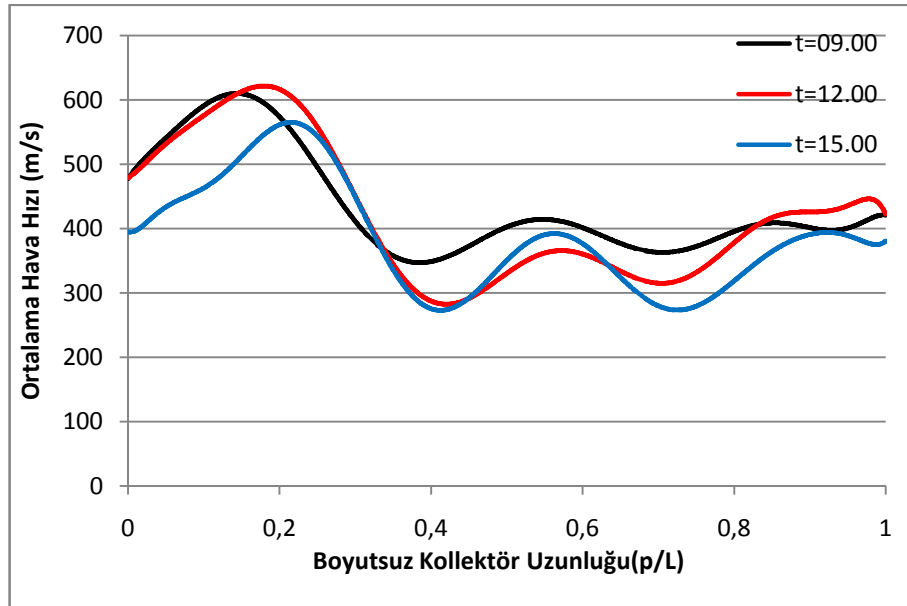


Şekil E2.10. $m=0,096$ kg/s için yerel Nusselt sayısının boyutsuz kollektör uzunluğuna göre değişimi, ($a/b=0,35$)

EK-2 (Devam)



Şekil E2.11. $m=0,052$ kg/s için yerel Nusselt sayısının boyutsuz kollektör uzunluğuna göre değişimi, ($a/b=1$)



Şekil E.12. $m=0,096$ kg/s için yerel Nusselt sayısının boyutsuz kollektör uzunluğuna göre değişimi, ($a/b=1$)

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, Adı : Mehmet ŞENER
Uyruğu : T.C
Doğum tarihi ve yeri : 03.10.1989 - İzmir
Medeni hali : Bekar
Telefon : 0(506) 733 86 67
e-mail : m.sener@windowslive.com

Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Lisans	Hitit Üniversitesi/ Makine Mühendisliği	2011
Lise	Nevvar Salih İşgören Lisesi	2006

Yabancı Dil

İngilizce