

169383

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

**ELAZIĞ ŞARTLARINDA TROMBE DUVAR
UYGULANABİLİRLİĞİNİN İNCELENMESİ**

İrfan KURTBAŞ

**DOKTORA TEZİ
MAKİNE EĞİTİMİ ANABİLİM DALI**

ELAZIĞ, 2005

**Hayatımın en büyük mükafatı,
Annem ve Babam...**



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

**ELAZIĞ ŞARTLARINDA TROMBE DUVAR
UYGULANABİLİRLİĞİNİN İNCELENMESİ**

İrfan KURTBAS

**DOKTORA TEZİ
MAKİNE EĞİTİMİ ANABİLİM DALI**

Bu tez tarihinde aşağıda belirtilen jüri tarafından oybirliği/oyçokluğu ile başarılı/başarısız olarak değerlendirilmiştir.

Danışman: Yrd.Doç. Dr. Aydın DURMUŞ

Üye : Prof. Dr. Cengiz YILDIZ (Jüri Başkanı)

Üye : Yrd.Doç. Dr. İsak KOTÇİOĞLU (Atatürk Üniv. Mak. Müh. Böl.)

Üye : Yrd.Doç. Dr. Haydar EREN

Üye : Yrd.Doç. Dr. Celal SARSILMAZ

Bu tezin kabulü, Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun 14/12/2005 tarih ve 2005/41-1..... sayılı kararıyla onaylanmıştır

TEŞEKKÜR

Bu çalışmanın gerçekleşmesinde; değerli katkılarından dolayı Danışman Hocam sayın Yrd.Doç.Dr. Aydın DURMUŞ'a, İstanbul Teknik Üniversitesi İnşaat Fakültesi'nden sayın Alparslan AYDINGAKKO'ya, tezin hazırlanması süresince çalışma direncimi artıran dostum sayın Arş. Gör. Emre TURGUT'a, bölüm arkadaşlarım sayın Arş. Gör. Abdullah AKBULUT ve Yrd. Doç. Dr. Aydın DİKİCİ'ye, değerli katkılarından dolayı Arş. Gör. Nevin ÇELİK'e, Arş. Gör. Gülşah ÇAKMAK, Dr. Soner BUYTOZ'a, sabır ve manevi desteğinden dolayı kardeşim İhsan KURTBAŞ'a ve isini yazamadığım bütün arkadaşlarıma ve aileme teşekkürü borç bilirim.

İrfan KURTBAŞ



İÇİNDEKİLER

Sayfa no

İÇİNDEKİLER.....	IV
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	V
TABLolar LİSTESİ.....	VIII
SİMGELER LİSTESİ.....	IX
ÖZET.....	XII
ABSTRACT.....	XIII
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....	5
3. DENEYSEL ÇALIŞMA ve YÖNTEM	15
3.1. Deney Düzeneginin Tanıtılması.....	15
3.2. Ölçümler	17
3. 2. 1. Sıcaklık ölçümü.....	18
3. 2. 2. Hız ölçümü.....	19
3. 3. Matematiksel Hesaplamalar.....	20
3. 3. 1. Işınımın Hesaplanması.....	20
3. 4. Sayısal Yöntem.....	24
3. 5. Sınır Şartları ve Kabuller.....	29
4. BULGULAR ve İRDELEME.....	31
4. 1. Saat 08'deki Hesaplamalara Ait Bulgular ve Değerlendirme	31
4. 2. $T_{cv}=0\text{ }^{\circ}\text{C}$ için Değerlendirme.....	43
4. 3. Camın Toplam Isı Transfer Katsayısının Isı Transferine Etkisi.....	56
4. 4. Çevre Sıcaklığının Isı Transferine Etkisi.....	60
4. 5. Sayısal Verilerin Geçerliliği.....	63
5. SONUÇ ve ÖNERİLER.....	67
KAYNAKLAR.....	72
ÖZGEÇMİŞ	
EK 1. SAAT 9-17 ARASI ODA İÇERİSİ VE YÜZEYLERDEKİ SICAKLIK DAĞILIMI	
EK 2. SAAT 9-17 ARASI ODA İÇERİSİNDEKİ HIZ DAĞILIMI VE HIZ VEKTÖRLERİ	
EK 3. SAAT 9-17 ARASI AKIŞ KANALI İÇERİSİNDE SICAKLIK DEĞERİNİN AKIŞ KANALI BOYUNCA DEĞİŞİMİ	
EK 4. SAAT 9-17 ARASINDA AKIŞ KANALI İÇERİSİNDEKİ FARKLI NOKTALARDA ORTALAMA HIZ VE HIZ BİLEŞENLERİNİN DEĞİŞİMİ	

ŞEKİLLER LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 1. 1. Direk Kazanç Sistemi Genel Görünüşü.....	3
Şekil 1. 2. Trombe Duvar Uygulamasının Şematik Görünüşü.....	3
Şekil 1. 3. İndirek Sistemin Uygulaması (Termosifon Sistem).....	4
Şekil 3. 1. Model Odanın İç Ölçüleri.....	15
Şekil 3. 2. Model Odanın İmalat Aşamasında Fotoğrafı.....	16
Şekil 3. 3. Model Odanın Önden Görünüşü.....	16
Şekil 3. 4. ZA9000FST Bağlantı Elemanının Şematik Görünüşü.....	17
Şekil 3. 5. Isıl Çift Ve Hız Probenin Yerleştirilme Şekli.....	18
Şekil 3. 6. Hız Probenin Yerleştirilme Şekli.....	19
Şekil 3. 7. Deney Düzenekinin Genel Görünüşü.....	19
Şekil 3. 8. 2004 Ve 2005 Yılı Bazı Ayları İçin Aylık Ortalama Işınım Değerini Günün Zamanına Göre Değişimi.....	22
Şekil 3. 9. Elazığ İli Kış Aylarında 90° Eğimli Yüzeye Düşen Işınım Değerlerinin Günün Saatlerine Göre Değişimi	23
Şekil 3. 10. Hesaplama Kullandığı Grid Dağılımı.....	25
Şekil 3. 11. İki Boyutlu Akış Alanı İçin Kontrol Hacim.....	25
Şekil 3. 12. Sayısal Modelleme Yapılan Odanın Kesit Görünüşü.....	29
Şekil 3. 13. Sayısal Modelleme Yapılan Odanın İç Ölçüleri.....	29
Şekil 3. 14. Menfezlerin Yerleştirilme Şekli ve Ölçüleri.....	30
Şekil 4. 1. a). Saat 8 İçin Eşdeğer Sıcaklık Eğrilerinin x Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı ($q=29.54 \text{ W/m}^2$).....	31
b). Saat 8 İçin Eşdeğer Hız Eğrilerinin x Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı.....	32
c). Saat 8 İçin Hız Vektörlerinin x Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı.....	32
d) Saat 8 İçin Eşdeğer Sıcaklık Eğrilerinin Yüzeylerdeki Dağılımı.....	33
e) Saat 8 İçin Eşdeğer Sıcaklık Eğrilerinin y Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı.....	34
f) Saat 8 İçin Eşdeğer Sıcaklık Eğrilerinin y Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı.....	34
g) Saat 8 İçin Hız Vektörlerinin y Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı.....	35

h) Saat 8 İçin Eşdeğer Sıcaklık Eğrilerinin z Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı.....	35
i) Saat 8 İçin Eşdeğer Hız Eğrilerinin z Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı.....	36
j) Saat 8 İçin Hız Vektörlerinin z Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı.....	36
Şekil 4. 2. Akış Kanalı İçerisinde Farklı Noktalardaki Sıcaklık Değerinin Akış Kanalı Yüksekliği Boyunca Değişimi.....	38
Şekil 4. 3. Akış Kanalının Farklı Noktalarında Ortalama Hava Hızının Dağılımı (Saat 8).....	39
Şekil 4. 4. Akış Kanalının Farklı Noktalarında V Hızının Dağılımı (Saat 8).....	40
Şekil 4. 5. Akış Kanalının Farklı Noktalarında W Hızının Dağılımı (Saat 8).....	42
Şekil 4. 6. Her Bir Zaman Adımındaki Ortalama Hava Hızının Çıkış Menfezlerine Göre Değişimi.....	44
Şekil 4. 7. Menfezlerden Geçen Toplam Kütsel Debinin Zamana Göre Değişimi.....	45
Şekil 4. 8. Ortalama Yüzey Sıcaklıkların Zamana Göre Değişimi.....	46
Şekil 4. 9. Sistemdeki Enerjinin Zamana Göre Değişimi.....	47
Şekil 4. 10. Toplayıcı ve Cam Sıcaklık Farkının Akış Kanalı Yüksekliği Boyunca Değişimi.....	49
Şekil 4. 11. Saat 8 İçin Yerel Nusselt Sayısının Dağılımı.....	50
Şekil 4. 12. Saat 9 İçin Yerel Nusselt Sayısının Dağılımı.....	51
Şekil 4. 13. Saat 10 İçin Yerel Nusselt Sayısının Dağılımı.....	52
Şekil 4. 14. Saat 11 İçin Yerel Nusselt Sayısının Dağılımı.....	52
Şekil 4. 15. Saat 12 İçin Yerel Nusselt Sayısının Dağılımı.....	53
Şekil 4. 16. Sayısal ve Teorik Ortalama Nusselt Sayısının Zamana Göre Değişimi.....	55
Şekil 4. 17. Cam Yüzeyinden Kaybolan Isının Zamana Göre Değişimi.....	57
Şekil 4. 18. Ortalama Nusselt Sayısının Rayleigh Sayısı İle Değişimi.....	58
Şekil 4. 19. Sayısal ve Teorik Nusselt Değerleri	59
Şekil 4. 20. Akış Kanalında Işınım İle Isı Transferinin Zamana Göre Değişimi.....	59
Şekil 4. 21. Farklı Çevre Sıcaklıkları İçin Cam Yüzeyinden Çevreye Kaybolan Isının Zamana Göre Değişimi.....	60
Şekil 4. 22. Farklı Çevre Sıcaklıkları İçin Ortalama Nusselt Sayısının Rayleigh Sayısı İle Değişimi.....	61
Şekil 4. 23. Sayısal ve Teorik Nusselt Değerleri.....	62
Şekil 4. 24. Farklı Çevre Sıcaklıkları İçin Akış Kanalında Işınım İle Isı Transferinin Zamana Göre Değişimi.....	62

Şekil 4. 25. Deney Günlerine Ait Işınım Değerleri.....	63
Şekil 4. 26. Deneysel ve Sayısal Ortalama Sıcaklık Değerlerinin Zamana Göre Değişimi...	64
Şekil 4. 27. Deneysel ve Sayısal Ortalama Hız Değerlerinin Zamana Göre Değişimi.....	65



TABLÖLAR LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 3. 1. FVA605TA1 model akış sensörünün teknik özellikleri.....	17
Tablo 3. 2. Sayısal çözümlemede kullanılan sınır şartları.....	30
Tablo 4. 1. Saat 9 ila 17 arasında maksimum ve minimum sıcaklık değerleri.....	37
Tablo 4. 2. Saat 9 ila 17 arasında enerji değerleri.....	37
Tablo 4. 3. Saat 9 ila 17 arasında maksimum ve minimum hız değerleri.....	41



SİMGELER LİSTESİ

A	Alan (m^2)
a	Ayrıklaştırılmış denklem katsayısı (-)
C	Özgöl ısı (J/kgK)
C_1, C_2	Farklı yüzey ısı koşulları için katsayılar (-)
D	Difüzyon katsayısı
F	Kütleli kuvvet (N), Kütleli akı
g	Yer çekimi ivmesi (m/s^2)
h	Taşıma katsayısı (W/m^2K)
H	Eğik düzleme güneş ışınımının geliş ve dönüş saat açısı
I	Işınım (W/m^2)
i, j, k,	Vektörel doğrultu
k	Isı iletim katsayısı (W/mK)
L	Toplayıcı yüksekliği (m)
$\dot{m}$	Kütleli debi (kg/s)
Nu	Nusselt sayısı
n	Yılın başlangıcından gün sayısı
P	Basınç (N/m^2)
Q	Enerji (kJ)
q	Isı akısı (W/m^2)
r	Korelasyon katsayısı (-)
r_y	Anlık yayılı güneş ışınımının günlük toplam yayılı güneş ışınımına oranı
R_d	Eğimli düzleme gelen direkt ışınımın, yatay düzleme gelen direkt ışınımına oranı
Ra	Rayleigh sayısı (-)
S	Akış kanalı genişliği (m)
S_m	Kaynak terimi
T	Sıcaklık ($^{\circ}C, K$)
T_{mt}	Mutlak sıcaklık (273.15 K)
U	Toplam ısı transfer katsayısı (W/m^2K)
u	x doğrultusundaki hız bileşeni (m/s)
v	y doğrultusundaki hız bileşeni (m/s)
w	z doğrultusundaki hız bileşeni (m/s)
W	Deklinasyon açısının
x, y, z	Kartezyen koordinatı

GreK Semboller:

α	Isıl difüzyon katsayısı (m^2/s)
β	Isıl genleşme katsayısı ($1/K$),
δ	Saat açısı
ϵ	Işınım yayma oranı
ϕ	Bağımlı değişken, enlem açısı
μ	Dinamik viskozite (Pa.s)
ν	Kinematik viskozite (m^2/s)
θ	Boyutsuz sıcaklık (-)
ρ	Yoğunluk (kg/m^3)
ρ_g	Çevrenin yansıtma oranı
Γ	μ yada α değeri
$\tau\alpha$	Yutma geçirme oranı
σ	Stefan- Boltzman sabiti (W/m^2K^4)

Alt İndisler:

p	Merkez düğüm
ed	Direk
y	Yayılı
ya	Yansıyan
T	Toplam, Toplatıcı
W	Batı doğrultusu
E	Doğu doğrultusu
S	Güney doğrultusu
N	Kuzey doğrultusu
c	Cam
tb	Taban
tv	Tavan
od	Oda

Üst İndisler:

i	İlk zaman adımı
i+1	Yeni zaman adımı

oç Oda çıkış
og Oda giriş



ÖZET

Doktora Tezi

ELAZIĞ ŞARTLARINDA TROMBE DUVAR UYGULANABİLİRLİĞİNİN İNCELENMESİ

İrfan KURTBAŞ

Fırat Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Eğitimi Anabilim Dalı

2005, Sayfa:71

Bu çalışmada, Elazığ ili kış aylarına ait saatlik ortalama ışıınım değerleri kullanılarak pasif ısıtılmalı bir oda için üç boyutlu ve zamana bağlı ısı transferi denklemleri sayısal olarak çözülmüştür. Bu amaçla, 4x4x2.8 ebatlarına sahip 44.8 m³ hacimli bir oda göz önüne alınmıştır. Elde edilen saatlik ortalama ışıınım değerleri kullanılarak toplayıcı yüzeyinde zamana bağlı, değişken ısı akısı sınır şartı uygulanmıştır. Ayrıca, üç farklı toplam ısı transfer katsayısı için saydam yüzeyde (cam) taşınım sınır şartı uygulanmıştır. Benzer olarak oda duvarlarında ve oda tavanında farklı toplam ısı transfer katsayıları kullanılarak taşınım sınır şartı, oda tabanında ise sabit sıcaklık (6 °C) sınır şartı uygulanmıştır. Sayısal çalışmanın gerçeğe uygunluğunu belirleyebilmek için 1x1.2x1.2 ebatlarında bir model oda imal edilerek deneyler yapılmıştır. Tasarlanan model oda için denklem takımları sayısal olarak çözülmüş ve deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Elde edilen verilere göre deneysel ve sayısal sonuçların son derece uyumlu olduğu görülmüştür. Çalışmanın sonunda, cam toplam ısı transfer katsayısının ve çevre sıcaklığının Nusselt sayısı üzerindeki etkisi tartışılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Pasif ısıtma, güneş enerjisi, sayısal çözümleme, değişken ısı akısı, toplam ısı transfer katsayısı, ışıınım.

ABSTRACT

PhD Thesis

INVESTIGATION OF APPLICABILITY OF TROMBE WALL IN ELAZIĞ CONDITIONS

İrfan KURTBAŞ

Firat University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Education

2005, Page:71

In this study, unsteady and three dimensional heat transfer equations were solved numerically for a passive heating room using values of hourly average radiation in winter mounts in Elazığ. With this aim, a room having volume of 44.8 m³ (4x4x2.8 dimensions) was considered. Variable heat flux boundary condition depending on time was applied on absorber surface using values of obtained hourly average radiation. Convection boundary condition was used on glass surface by using overall heat transfer coefficient. Likewise, convection boundary condition was used different overall heat transfer coefficient on the walls and ceiling of the room and constant surface temperature (6 °C) was used for sole of the room. Experiments were carried out manufacturing a model room having 1x1.2x1.2 dimensions in order to able to corroborate of numerical solution. Governing equations for builded model room were solved numerically and compared with experimental results. It was seen that the model predictions agree quite well with experimental data. End of the study, effect of glass overall heat transfer coefficient and ambient temperature on Nusselt number was investigated.

Key Words: Passive heating, solar energy, numerical solution, variable heat flux, overall heat transfer coefficient, radiation.

1. GİRİŞ

Günümüzde bütün enerji kaynaklarının kullanım aşamasına gelmesi (üretilmesi, işlenmesi, iletilmesi ve depolanması) büyük maliyet gerektirmektedir. Bu nedenle varolan enerji kaynaklarının paylaşımı ve değerlendirilmesi; siyasal, ekonomik ve sosyal kaygıları da beraberinde getirmektedir. Bu, bir taraftan varolan enerji kaynakları içerisinde pay kapma yarışında adalet dengelerini değiştirmekte diğer taraftan alternatif enerji kaynakları alanında yapılan ArGe harcamalarını artırmaktadır. Bugün enerji ve enerji kaynakları üzerinde uğraşan bütün araştırmacıların hemfikir oldukları konu; yenilenebilir enerji kaynaklarının başında güneş enerjisinin olmasıdır. Ancak güneş enerjisinin dönüştürülmesi, iletilmesi ve depolanması günümüz teknolojisinde büyük ekserji kaybı ile mümkün olmaktadır. Bu nedenle, varolan güneş enerjisi sistemlerinin eşzamanlı olarak yaygınlaştırılması ve teknolojik olarak geliştirilmesi kaçınılmaz bir gerçektir.

Türkiye'nin enerji politikası; "ülke enerji ihtiyacının amaçlanacak ekonomik büyümeyi gerçekleştirecek, sosyal kalkınma hamlelerini destekleyecek ve yönlendirecek şekilde, zamanında, yeterli ekonomik koşullar ve çevresel etki göz önüne alınarak sağlanması" olarak belirlenmiştir. Ülkenin enerji planlaması çalışmaları, Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı'nca bu esaslar dâhilinde kısa, orta ve uzun dönemli politika ve tedbirler dikkate alınmak suretiyle sürdürülmektedir. 80'li yıllardan itibaren enerji yatırım ihtiyacının kamu kaynakları dışından karşılanabilmesi için Yap-İşlet-Devret, Yap-İşlet ve İşletme Hakkı devri gibi sistemler geliştirilmiş ve uygulamaya konulmuştur. Bugün enerji piyasası kanunları ile yeni bir döneme girilmektedir. Aynı yaklaşımla çıkarılan 4646 sayılı Doğal Gaz Piyasası Kanunu 02/05/2001 tarihinde 24390 sayılı Resmi Gazetede yayınlanarak yürürlüğe girmiştir [1].

Türkiye 2001 yılı itibariyle; dünya nüfusunda %1.10, ekonomisinde % 0.68, enerji tüketiminde % 0.86 paya sahiptir. Dolayısıyla kişi başına enerji üretimi ve tüketimi azdır. Ülkemiz kalabalık nüfusuna rağmen ekonomisi küçük olduğu için, karbondioksit emisyonları açısından, hem toplam hem de kişi başına yıllık değeriyle, OECD ülkeleri arasında arka sıralarda yer almaktadır. Bununla birlikte ekonomik üretimini temiz yapamadığı gibi, birim GSMH başına en fazla kirletici yayan ülkelerden biridir. Türkiye'nin daha temiz enerji üretebilmesi için ekonomisini büyütüp kişi başına gelirini artırması gerekmektedir. Çünkü ekonomilerin karbon yoğunluğu ile kişi başına gelir arasında ters ilişkisi vardır.

24 Kasım 2003 tarihli Vizyon 2023 Teknoloji Öngörü Projesi, Enerji ve Doğal Kaynaklar Raporu'na göre; Türkiye'nin GSMH artışıyla toplam birincil enerji arzı (TBEA) 2001 yılında 76 Mtep' e (milyon ton petrol eşdeğeri) ulaşmıştır. Bu talebin % 40.7'si petrol, % 15.7'si linyit, % 9.3'ü taşkömürü, % 19.6'sı doğal gaz ve % 14.7'si de diğerleri şeklindedir.

Enerji üretimi ise aynı yıl 25.17 Mtep olarak gerçekleşmiştir. Petrol ve doğal gaz üretimi nispeten az olup, esas yerli enerji kaynağını çoğu linyit olmak üzere kömür oluşturmaktadır.

Yenilenebilir enerji üretimi 1990'da toplam 7.67 Mtep, 2000'de 7.43 Mtep ve 2001'de 7.27 Mtep' i bulmuştur. Bu değerler içinde hidroelektrik enerjisi bulunmamaktadır. 2001' de, 4.88 Mtep' i odun, 1.33 Mtep' i hayvan ve bitki atıkları, 0.76 Mtep' i jeotermal, kalan 0.29 Mtep' i güneş enerjisi oluşturmaktadır. Ülkemizin güneş enerjisi potansiyeli yaklaşık 287 Mtep' dir. Bu değer ülkemizin 2001 yılında yaklaşık 76 Mtep toplam birincil enerji arzının tamamını karşılamaktadır. Buna rağmen ülkemizin yaklaşık %65 olan enerji açığı dışarıdan karşılanmaktadır [2].

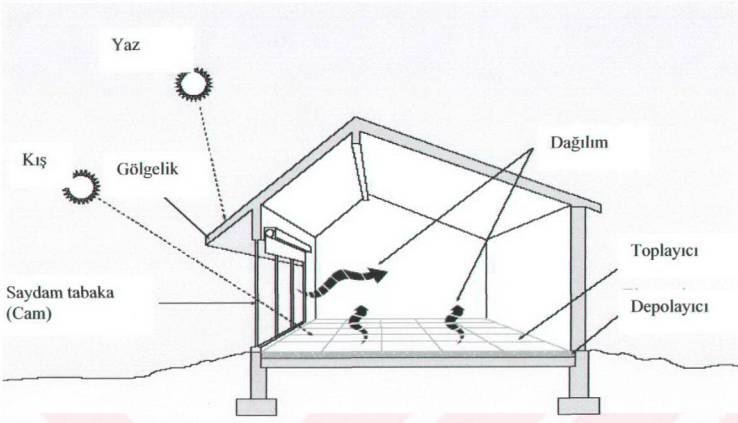
Aynı kaynaklara göre ülkemizin sektörel enerji tüketimi (2001 yılı için) şu alanlara dağılmaktadır: konut; 19.79 Mtep, sanayi; 21 Mtep, ulaşım; 12 Mtep, tarım; 2.9 Mtep şeklinde devam etmektedir. Görüldüğü gibi konutların enerji tüketiminin, toplam enerji tüketimi içerisindeki yeri % 34.5' dir [3].

Vizyon 2003 teknoloji öngörüsü projesinin yol haritası bölümünde "Yapıların enerji gereksinimlerinin yenilenebilir kaynaklardan sağlanması" başlığı altında teknolojik aşamalar öngörülmüştür. Bu amaçla; yapının enerji gereksinimini (aydınlatma ve iklimlendirme) karşılamak amacıyla, güneş enerjisinde kullanabilen estetik ve dayanıklı yapı eleman ve malzemelerinin geliştirilmesi ilk madde olarak sunulmuştur [2].

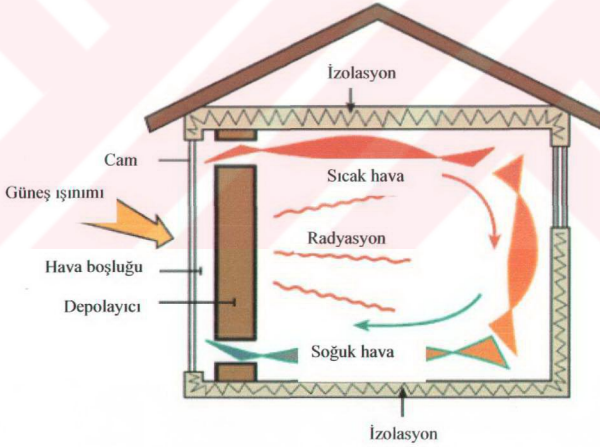
Güneş enerjisi, günümüz uygulamalarında aktif, pasif ya da her ikisinin birleşimini içeren yöntemlerle kullanılmaktadır. Aktif yöntemde; sisteme ek bir enerji vererek (fan, pompa gibi) enerji sağlanır. Bu yöntemler genelde kolektör sistemlerinde kullanılır. Pasif yöntemde ise sisteme herhangi bir ek enerji verilmeden yalnızca doğal yollarla enerji transferi sağlanır. Pasif ısıtma, güneş ışıınımını toplama mekanizmalarına bağlı olarak farklılık gösterir.

Güneş ışıınımı saydam örtülerden geçirilerek (pencere) binanın ısı yükünün bir kısmını karşılar. Bu tip sistemler "Direk Kazanç Sistemi" olarak adlandırılır. Bu sistemde pencere, bir kolektör gibi davranır ve binanın kendisi depolayıcı görevini üstlenir. Aşırı soğuk ve ışıınımın yetersiz olduğu zamanlarda yüksek kayıpları önlemek amacıyla pencereler izole edilecek şekilde tasarlanmıştır. Sistemin genel yapısı Şekil (1.1)'de verilmiştir. Bu sistemde çatılar, rüzgâr duvarları ya da mimari araçlar ısıtmanın istenmediği zamanlarda gölgelik olarak kullanılır [4].

Toplayıcı-depolayıcı duvarlı bina yapısının bir parçası olarak toplama ve depolama fonksiyonları birleştirilir. Bu sistem indirek ya da Trombe/Su duvarı olarak adlandırılır. İndirek sistemler kendi içerisinde ikiye ayrılır. Bunlardan birincisi 1967 yılında Felix Trombe ve Jacques Michel tarafından geliştirilen Trombe duvar uygulamasıdır (Şekil 1.2).



Şekil 1. 1. Direk Kazanç Sistemi Genel Görünüşü

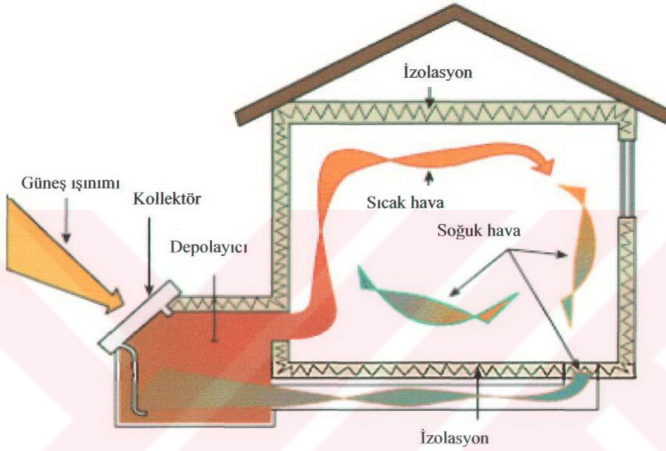


Şekil 1. 2. Trombe Duvar Uygulamasının Şematik Görünüşü

Trombe duvar sisteminde binanın güney duvarının dış tarafı tek ya da çift camlı olarak yapılır. İç taraf duvar materyalleri ya da su tanklarından oluşmuş, güneş ışınımını absorbe etmek için siyah boya ile kaplanmış bir duvardır. Isı, duvar ve cam arasındaki alan boyunca havaya

iletilir ve zorlanmış ya da doğal taşınım ile sirküle edilir. Depolama birimi aynı zamanda çatı veya tavanın bir parçası olabilir.

İndirek sistemin bir diğer türü ise termosifon sistem olarak adlandırılır. Bu sistemde, binadan bağımsız konumlandırılan sulu ya da havalı kolektör, aynı şekilde zorlanmış ya da doğal taşınım ile ortamın havasını ısıtır (Şekil 1.3).



Şekil 1.3. İndirek Sistemin Uygulaması (Termosifon sistem)

Toplayıcı-depolayıcı duvarlar güneş ışınımını bünyesinde toplamakta ve geçirgenlik-yalıtkanlık özelliğine sahip cam sayesinde toplanan enerjinin çevreye kaybını önlemektedir. Ayrıca hava menfezlerinin kapatılıp açılma özelliğinden dolayı ortam ısısının çevreye kaybı minimuma indirilebilmektedir. Güneş ışınımından sağlanan enerjinin bir kısmı duvarın içerisinde depolanırken çoğunluğu alt ve üst menfezlerden sirküle olarak ortamı ısıtmaktadır. Aynı zamanda camın özelliğine bağlı olarak bir kısım enerji de iletim yoluyla çevreye kaybolmaktadır.

Seralı ısıtma sistemlerinde duvar ya da zemin, kolektör gibi kullanılmaktadır. Bu tip sistemler izolasyon sorunundan dolayı belirli bölgelerde tercih edilmektedir.

Pasif ısıtmalı bina uygulamaları bugün önemli oranda artmıştır. Bu sistemlerin çoğunluğu Amerika'da olmak üzere dünyanın birçok yerinde yaygınlaşmaktadır. Ülkemizde ısıtmalı sistemlerin çoğunlukla üniversiteler olmak üzere araştırma amaçlı kurulmuş örnekleri mevcuttur.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Literatürde bugüne kadar güneş enerjisini depolayabilen duvarlar ile binaların ısıtılması için güneş enerjisinin kullanımı konuları detaylı bir şekilde çalışılmış ve Trombe duvarı olarak isimlendirilen birçok bileşen geliştirilmiştir. Araştırmacılara göre; standart Trombe duvarın başlıca iki dezavantajı vardır. Bunlar; soğuk ve bulutlu kış günlerinde, önemli derecede ısı kayıpları meydana gelmesi ve yaz günlerinde istenmeyen ısınmaya neden olmasıdır. Bu problemler, kompozit Trombe duvar gibi karmaşık bir tasarım ile yok edilebilir veya en aza indirilebilir. Zalewski ve diğ. [5], bu amaç için gerçekleştirilmiş önemli bir çalışmada yalıtımlı büyük bir güneş duvarı tasarlamışlardır. Bu çalışmada, panel ile duvar arasına hava gönderilerek bir hava tabakası oluşturulmuştur. Hava menfezleri, hava sirkülasyonuna müsaade etmek için izole edilen panelin alt ve üst kısımlarına bırakılmıştır ve böylece binaya enerji verilmiştir. Aynı zamanda bir prototip Trombe duvarlı sistem test hücresi içine inşa edilerek iki yıl boyunca test edilmiştir. Büyük duvarın ısıl fiziksel özellikleri ve bina ile havalandırılmış tabakadaki ısı transferi miktarı tespit edilmiştir.

Pieter [6], doktora çalışması olarak ele alınan bir araştırmada, bina tasarım ve yapılanma simülasyon araçlarının bütünleştirilmesini ele almıştır. Araştırmacıya göre bu problem, verilen bir bina dizaynı içerisinde güneş duvarları, geliştirilmiş cam sistemleri ve fotovoltailer gibi bina elemanları dışında bir ya da daha fazla enerjinin birleştirilmesi gibi bina dizaynının özel tiplerini kısıtlamaktadır. Bu çalışmada, daha önceki araştırmalarda belirlenmiş olan görüş ve izlenimler kapsamlı olarak sunulmuştur. Ayrıca konuyla ilgili geleceğe yönelik uygulanabilir bir enerji politikası analizi yapılmıştır.

Zalewski ve diğ. [7], dört farklı güneş duvar tipi karşılaştırmalı olarak simülasyon yöntemiyle incelemişlerdir. Üç yıl gibi uzun bir zaman periyodunda gerçek işlem şartları altında deney sonuçları elde edilmiştir. Sonuçlara dayanarak, dört farklı güneş duvarını karşılaştırmak için yeni malzemeler ve dizayn parametrelerinin etkisi bu modelde kullanılmıştır. Mevcut sonuçlar tasarımcıların esas aldığı elemanlardır. Bunlar, çevrenin veya binanın fonksiyonuna bağlı olarak, diğer konfigürasyonların seçimini optimize etmek için kullanılabilir.

Hirunlabh ve diğ. [8], Bangkok’ da metalik bir güneş duvarı (MSW) kullanarak doğal ortamdan uzaklaştırılan ısıyı ele almışlardır. MSW; bir cam kaplı, hava aralıklı, siyah metalik tabaka ve mikro fiber ve kontrplak yalıtıktan oluşmaktadır. 2 m² yüzey alanlı ve 14.5 cm hava aralıklı MSW’ den yaklaşık 0.01-0.02 kg/s’ lik en yüksek hava kütlesi akış oranı üretilmiştir. Test sırasında oda sıcaklığı hava atmosfer sıcaklığına yakın olarak seçilmiştir. Sayısal ve deneysel sonuçların karşılaştırılmasında iyi bir uyum gözlenmiştir.

Khedari ve diğ. [9], bir bina içerisinde 25 m^3 hacme sahip bir odadaki güneş bacasının (SC) performansını incelemişlerdir. Güneş bacasının iki türü kullanılmıştır: çatı güneş kolektörünün (RSC) hava akış değerini kontrol edebilmek için yüksek sıcaklıkta giren hava, hava-şartlandırıcısı (AC) ile artırılarak hava şartlandırıcısının giriş menfezinden geçirilmiş ve her bir SC için 3 açık boyut düşünülmüştür. Deneyler 6 ay zaman periyodunda yapılmıştır. Bir adet nominal kapasiteli split tipi AC kurulmuştur. Güneş bacasız bir ev ile güneş bacalı bir ev arasındaki karşılaştırmada, nispeten benzer hava şartlarındaki günler kullanılmış, neticede AC tarafından harcanan günlük elektrik tüketimi %10-20 oranında azaltılmıştır.

Ong [10], güneş bacasının matematiksel modellemesini yapmıştır. Fiziksel yapısı Trombe duvarına benzeyen bu modelde; bacanın bir kenarı, ısınan havanın doğal konveksiyonunu artırmak için bir cam ile kapatılmıştır. Bacanın üst ve alt tarafındaki ventilasyon menfezleri, oda havasının girmesine ve kanaldan ayrılmasına müsaade eder. Sürekli rejimdeki ısı transfer denklemleri; cam ile yüzeylerdeki toplayıcı duvar sıcaklıkları ve ısı direnç kullanılarak, kanaldaki hava akışı tespit edilmeye çalışılmıştır. Hava, duvar ve cam sıcaklıkları tespit edilerek bacanın ısı toplama verimi; havanın kütleli debisi ile birlikte belirlenmiştir.

Onishi ve diğ. [11], ısı depolama malzemesi olarak faz değiştiren malzeme (PCM) kullanıldığı varsayılarak karışık bir ısıtma sisteminin basit performansını sayısal olarak incelenmişlerdir. Çalışmada pasif güneş enerjili Trombe duvar modeli, oda sıcaklığı şartlarında ele alınmıştır. Aynı zamanda hesaplamalı akışkan dinamiği (CFD) kullanılarak zamana bağlı çözüm yapılmıştır. Ortam şartları için Sapporo şehrinin (Japonya) iklim şartları alınmıştır. Hesaplama, 18°C hava sıcaklığı hedef alınarak ısıtma periyodu kontrol edilmiştir. Sonuçlarda görülmüştür ki; PCM ile ısıtma daha etkili olmaktadır ve bu yöntem karışık sistemli, düşük enerjili evlerin geliştirilmesinde uygulanabilir.

Belusko ve diğ. [12], güneş enerjisi ile evlerin ısıtılması konusunda geleneksel enerji ihtiyacını azaltmada etkili bir metod geliştirmişlerdir. Araştırmacılara göre ticari olarak düşük maliyetli bir kolektör üretmek zordur. Bu nedenle camsız hava kolektörü, fonksiyonlu bir bükülmüş çelik kullanılarak içerisindeki hava hareket ettirilmiştir. Sistemin ve cam kolektörün matematiksel modellemesi geliştirilmiştir. Model, Adelaide' de (Avustralya) kış şartları altında gaz ısıtıcısından ve standart bir pompa ısıtıcısından daha az enerji kullanarak çalıştırılmıştır. Sistemin performansı geliştirilen camlı bir kolektör ile önemli derecede artırılmıştır. Neticede camlı sistemin maliyeti azalttığı, fakat çok iyi izole edilmesi gerektiği belirtilmiştir.

Rodrigues ve diğ. [13], konfor göz önünde bulundurularak iç mekân hava kalitesini geliştirmek için havalı güneş kolektörleri, okul binalarının güneye bakan duvarlarına yerleştirmişlerdir. Açılan dikey kanalların tipi, iç mekân şartları ve geometrik parametreler sayısal değerlere göre irdelenmiştir. Çalışmada, doğal konveksiyon ile meydana gelen akış iki

boyutlu olarak ele alınmıştır. Hareket ve enerji eşitlikleri laminer ve türbülanslı akışta modellenerek, sonlu eleman yöntemiyle çözülmüştür.

Chen ve Liu [14], sera tipli, ısı depolamalı, pasif güneş ısıtma odasındaki hava akışı ve ısı transferinin araştırmışlardır. Güneş ısıtma odasının ısı yalıtımının, bu güneş sisteminde hava akışı ve sıcaklık dağılımı üzerinde etkili olduğu görülmüştür. Depolama tabakası, kolektör yüzeyi ile kaya yataktaki hava akışı ve ısı transferi ele alınmıştır. Eğer pürüzlülük belli değerde tutulursa, kaya boyutunun artması ısı yalıtım etkileri ve ısı depolama kapasitesinin artmasına sebep olduğu ve ısı depolama malzemelerinin gözenekliliğinin artması, kaya sıcaklığının artmasına neden olduğu belirlenmiştir. Ancak bununla birlikte kaya kütlesi azalmaktadır. Araştırmacılara göre özgül ısı kapasitesi ve ısı iletkenlik kayanın ortalama sıcaklığı üzerinde etkilidir ve tüm bu faktörler güneş enerjili ısıtma sisteminin tasarlanmasında dikkate alınmalıdır.

Raman ve diğ. [15], pasif güneş ısıtma sisteminin soğuk iklimlerde daha verimli olduğunu belirlenmişlerdir. Fakat mevsime bağlı olarak havalandırma, soğutma ve ısıtma sağlayan pasif sistemler azdır. Merkez ve güney Hindistan'ın büyük alanları sıcak-kuru, sıcak-nemli ve soğuk klima şartlarına uygun, kompozit klimaya sahiptir. Araştırmacılar, kompozit klimalarda yıllarca ısı konfor sağlayabilen bir pasif güneş sisteminin geliştirilmesini amaçlamışlardır. İlk aşamada, iki güneş bacasından birincisi, pasif Model 1 geliştirilmiş ve bir yıllık performansı bilgisayar ile kontrol edilmiştir. Bu veriler ve deneysel sonuçlar dikkate alınarak Model 2 tasarlanmıştır. Model 2'de sisteme Trombe duvarı eklenmiştir.

Lucas ve diğ. [16], deneysel bir çalışmada, pasif sistemlerin Akdeniz iklimli coğrafi bölgelerde, bir yılın farklı mevsimleri boyunca gerçek ısı performans dikkate alındığında uygun olduğu vurgulanmıştır. Deneysel veriler kullanılarak üç farklı sistemin (Masif/Trombe duvarı, Direk kazanç ve çatı sistemi) ısı performansları karşılaştırılmış ve farklı durumlar (gece/gündüz ve havalandırma) ve iklim şartları (kış, yaz, ilkbahar ve sonbahar) için iki sistem (düşük enerji ölçümlü/ölçümsüz) irdelenmiştir. Fiziksel modellemede, farklı noktalardan iç ve dış oda sıcaklığı ile güneş ışıması gibi değişkenler ölçülmüştür. Kış aylarında evin ısı yükünün % 10-117'nin karşılanabileceği belirlenmiştir.

Zhai ve diğ. [17], tek ve çift geçişli güneş kolektörlerinin (RSC) analizini ve karşılaştırılmasını yapmışlardır. Çift geçişli çatı güneş kolektörünün kışın alan ısıtması ve diğer mevsimlerde doğal havalandırma için daha fazla verimli olduğu belirlenmiştir. Geleneksel bir Çin sitili evde iki RSC üzerinde alan ısıtması ve doğal havalandırma için iki RSC sırayla monte edilerek deneyler yapılmıştır. Karşılaştırma süresince çift geçişli RSC'nin anlık veriminin, tek geçişli RSC' den % 10 daha yüksek olduğu belirlenmiştir. Araştırmacılara göre; alan ısıtma durumunda çift geçişli RSC için uygun denge, sağlanan hava sıcaklığı ile uygun mekanik hava kütlesi akış oranı arasında yapılmalıdır. Sağlanan hava sıcaklığı özellikle uygun fan seçimi

konusunda önem taşımaktadır. İlk yatırım ve işletim maliyetlerinin azalmasıyla birlikte güneş enerjisinin tam olarak kullanımı önemlidir.

Maneewan ve diğ. [18], sayısal bir çalışmada geleneksel çatı güneş kolektöründe (RSC), bütünlüşmüş termoelektrik modülleri kullanılarak tavan arasındaki ısı kaybını incelemişlerdir. Termoelektrik çatı kolektörü olarak adlandırılan (TERSC) bu sistem saydam cam, hava boşluğu, bakır bir levha, termoelektrik modüller (TE) ve dikdörtgen kanatlı ısı alıcılarından oluşur. Güneş ışınlamından dolayı oluşan sıcaklık farkı, doğru akım üreten TE modüllerinin sıcak ve soğuk tarafları arasında oluşur. Bu akım TE-RSC yi soğutmak için havalandırma fanını çalıştırmak ve çatıdaki ısı kazancını azaltan tavan arası havalandırmayı artırmak için kullanılır. Geliştirilen sistemin performansı yeni TE ve DC fan bileşenleri ile TRNSYS programı kullanarak çözülmüş ve karşılaştırma yapılmıştır. Gerçek ev şekilleri kullanılan simülasyon sonuçları 0.0525 m^2 yüzey alanının TE-RSC biriminin 972 W/m^2 evrensel güneş ışınlamı ve 35°C çevre sıcaklığı altında yaklaşık 9 W üretebileceğini göstermiştir. Elde edilen verilere göre yıllık enerji korunumu yaklaşık 362 kWh ' dir. Sonuç olarak ekonomik hesaplamalar TE-RSC' nin geri ödeme periyodunun 4.36 yıl ve dönüşün iç oranının % 22.05 olduğunu göstermiştir.

Imessad ve diğ. [19], ekonomik analizle dayalı olarak Barra-Costantini pasif güneş ısıtma sistemini ele almışlardır. Çalışılan sistem Barra ve Costantini tarafından geliştirilmiştir. Bu sistem Cezayir'deki ekonomik ve iklim şartlarına göre gerçekleştirilmiştir. Çalışmanın ilk kısmında ısıtma aracı ile desteklenen odanın ısıl davranışını tanımlayan ideal bir model detaylandırılmıştır. Bu modelin sonuçları İtalyan mevkiinde yapılan bir deneysel çalışmanın sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Bu modelin Cezayir iklimine benzer şartlar içeren bölgeler için kullanılabileceği iddia edilmiştir. Sistem iyi konfor şartları sağlamamanın yanında 1.5°C - 3°C iç sıcaklık artışına müsaade eden enerji kazancı sağlamıştır.

Dai ve diğ. [20], katı absorpsiyon soğutma çukuru ve güneş bacasının sebep olduğu bir güneş evinde, doğal havalandırmanın artışını incelemişlerdir. Böyle bir sistemin boyutlandırılması üzerinde bazı detaylar verilmiştir. Teorik analizler; rüzgâr etkisi düşünülmezsizin güneş absorpsiyon soğutma çukuru-güneş bacasının birleşimiyle veya sadece soğutma çukuru ve sadece güneş bacası ile güneş evindeki havalandırmayı incelemek için yapılmıştır. 2.5 m^2 güneş bacasından oluşan güneş evinde 150 kg/h den fazla hava akış oranına neden olabileceği görülmüştür. Ek olarak geceleyin havalandırma oranının güneş absorpsiyon soğutma çukuru ile yaklaşık % 20 arttığı görülmüştür.

Khedari ve diğ. [21], deneysel bir çalışmada Avrupa tarzı yeni ev inşaatında tekliif edilen ısıl konforun kullanılabilirliğini ve çatı güneş kolektörü (RSC) gibi yardımcı elemanlar ile mekanik enerji masraflarına sebep olmaksızın iklimlendirme ihtiyacının karşılanmasını amaçlamışlardır. Bu RSC ile bir taraftan ikametgâh alanında emilen güneş değişkenliğinin bir

parçasını minimize etmek, diğer tarafta onun termal konforunu geliştiren doğal havalandırmayı sağlamak mümkündür. RSC' nin uzunluğu ve eğim açısının etkisi ve yeni imalat malzemeleri deneysel olarak araştırılmıştır. İç kısımda alçıtaşı ve kereste, dış kısımda CPAC Monier beton kiremitler kullanılan RSC-M2 sistem olarak adlandırılan düzenlemenin bu gibi uygulamalar için çok uygun olduğu görülmüştür. Ancak gerçek binalarda iç hava sıcaklıklarının azalması ve havalandırma yardımıyla bulunacak bir cihazın nasıl bir etkisi olacağı, kolektör düzenlemesi yapılmış tamamen ölçülü deneylerden beklenmelidir.

Fang ve Li [22], bir hareketsiz kafes güneş ısıtma duvarının (LPSHW), güneşle ısıtılan binaların ısıtma performansını önemli ölçüde iyileştirebileceğini göstermişlerdir. Araştırmacılar LPSHW'nin üç boyutlu modelini bir bilgisayar simülasyon programı ile çözmüşlerdir. Ayrıca geliştirilen bu bilgisayar programından elde edilen sonuçların deneysel sonuçlarla uyum içinde olduğu belirlenmiştir. Bu program ile iklimin etkisi ve LPSHW' nin yapısal optimum parametreleri belirlenerek ısı performans değeri elde edilmiştir. Trombe duvar ile karşılaştırma yapılarak Trombe duvardan % 22.6, LPSHW' den ise % 30.2 ısı kazanç sağlanmıştır.

Chen ve Liu [23], gözenekli, kompozit duvarlı bir güneş kolektörü pasif ısıtma için kullanarak ısı transferi ve hava akışını incelemişlerdir. Hava akışı ve ısı transferinin performans analizi için kompozit duvardaki doğal taşınımın zamana bağlı sayısal çözümü yapmışlardır. Tasarlanan pasif ısıtma sisteminde, gözenekli tabakada sıcaklık grandyentinin oluşmasına neden olan anlık ışıının fazlası duvarda depolanmaktadır. Araştırmacılara göre gözeneklilik ve parçacık boyutu odadaki ısıtılan havanın sıcaklığı üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. Pasif güneş ısıtma sistemlerinin daha iyi bir dizaynının yapılması için tüm bu faktörler dikkate alınmalıdır.

Badescu ve Since [24], Almanya iklim şartlarını göz önüne alarak sayısal bir çalışmada pasif sistemle ısıtılan bir evin ısı davranışını belirlemek için zamana bağlı çözüm modeli geliştirmişlerdir. Yüksek ısı özelliklere sahip duvar boyunca bir boyutlu zamana bağlı iletimle ısı transferi sayısal olarak çözülmüştür. Neticede Kasım, Aralık, Şubat ve Mart aylarında ısıtma enerjisinin büyük bir kısmının güneş enerjisinden sağlanabileceği vurgulanmıştır. Ayrıca aktif güneş ısıtma sistemi ile tüm gün boyunca ısı sağlanabildiği ve ısıtıcı çıkışındaki hava sıcaklığının 46 °C' yi aşmadığı saptanmıştır.

Letan ve diğ. [25], dikey duvarları ısıtılmış bir boşluktaki doğal taşınımı, çok katlı bir binadaki pasif ısıtmayı göz önüne alarak araştırmışlardır. Üç bölmeye ayrılması ve birleştirilmiş bir boşluğun yüzeyi elektrikle ısıtılarak deneysel çalışma yapılmıştır. Deneysel sonuçlar ile Fluent 5.5 programı kullanılarak elde sayısal sonuçlar karşılaştırılmıştır. Deneysel çalışmada elde edilen sıcaklık ve hız değerlerinin sayısal değerlerle uyum içinde olduğu belirlenmiş ve

pasif ısıtmanın etkin olarak çalışabileceği görülmüştür. Ayrıca, sayısal sonuçlara göre yazın soğutma, kışın ısıtma için güneş ışıının etkin olarak kullanılması önerilmiştir.

Data [26], TRNSYS simülasyon programı ile bir binanın ısı performansını üzerine çalışma yapmıştır. Çalışmada pencereler için gölge modeli geliştirilmiştir. İtalya'nın dört farklı şehrinde yapılan çalışmada tüm yıl için parametrelerin optimizasyonu yapılmış ve optimum dizaynın yer ve hava şartlarına bağlı olduğu bulunmuştur. Araştırmacıya göre, gün içinde zaman zaman gölge faktörü değişmektedir ve mevsimlere göre farklılık göstermektedir. Ayrıca bu çalışmada, pencereden geçen güneş ışınları bina ısı yüküne katkıda bulunmasına rağmen gölgelenmeden dolayı etkin bir metodun uygulanması gerektiği vurgulanmaktadır. Araştırmacının sonucunda; Milan şehri için optimum gölgelenme kullanılarak kış aylarında kazancın % 40'ının, yaz aylarında ise % 70'inin kaybolduğu belirlenmiştir.

Rincon ve diğ. [27], sıcak ve nemli iklim şartları altında bir solar pasif soğutma sisteminin (SPCS) ısı performansını deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Odalardan birisi izole edilmiş çatıya diğeri ise gece radyasyon dalgaları ve evaporatör ile soğutulan bir pasif soğutma sistemine sahiptir. Çalışma Venezüella'nın tropikal bir şehri olan Maracaibo şehrinde yapılmıştır. Sayısal hesaplama, sonlu hacim metoduna dayalı olan EVITA hesaplamalı akışkanlar dinamiği programı kullanılarak yapılmıştır. Geçici rejim şartları için uygun olan PISO algoritması ile süreklilik, momentum ve enerji denklem takımları çözülmüştür. Deneysel ve sayısal sonuçlara göre sıcak ve nemli iklim şartlarında oda sıcaklığının altında bir sıcaklık sağlanabil diği görülmüştür.

Gan [28], doğal ventilasyona sahip bir odadaki hava hareketi için Trombe duvarın kullanılabilirliğini araştırmıştır. Araştırmacı, Trombe duvarlarının binaların yazın soğutulması amacıyla kullanılıp kullanılmayacağını irdelemiştir. Doğal soğutmalarda meydana gelen hava hareketleri hesaplamalı akışkan dinamiği (CFD) ile incelenmiştir. Trombe duvara sahip kapalı hacimdeki hava hareketi ve sıcaklık değişimi k-e türbülans modeli ile çözülmüştür. Elde edilen sonuçlar deneysel ve literatürde yapılmış sayısal sonuçlarla karşılaştırılmış ve son derece uyum içinde olduğu görülmüştür. Araştırmacıya göre duvar sıcaklığına bağlı olarak hava hızı ve ısı kazancı artmıştır. Ayrıca çalışmada; cam ve duvar arasındaki mesafenin, duvar yüksekliğinin, cam tipinin ve izolasyon malzemesinin ısı kazanç üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Görülmüştür ki; hava hareketini maksimize etmek için Trombe duvar izole edilmelidir.

Shaviv [29], pasif ısıtmalı binaların tasarımı ve değerlendirilmesi için imalat malzemelerini ele almıştır. Araştırmacı, değişik dizayn durumları için malzemelerin farklı türlerini inceleyerek mevcut malzemeleri iki gruba ayırmıştır ve bunları üretim-dizayn ile değerlendirme malzemeleri olarak adlandırmıştır. Araştırmacıya göre; üretim dizayn malzemeleri uygun geometrinin oluşturulması için kullanılır ve bir binanın kolay dizayn

edilmesi için en uygun malzemelerdir. Değerlendirme malzemeleri ise verilen dizaynın performansını detaylı bir şekilde inceler. Ayrıca gelişmiş dizayn durumlarında uygulanır. Çalışmanın sonucunda, geliştirilmiş malzemelerin kırsal yerleşim bölgelerinde kullanılması durumunda pasif ısıtma sistemi için büyük avantaj sağlayacağı görülmüştür.

Ballestinia ve diğ. [30], eski endüstriyel binaların enerji performanslarının iyileştirilmesi ve tekrar kullanımı konusunda kapsamlı bir çalışmayı TRNSYS ve LOOPDA modelleri birleştirerek gerçekleştirmişlerdir. Akdeniz iklim şartlarındaki doğal ventilasyonlu pasif ısıtma sistemlerinin uygulanabilirliği ve kullanım olanakları incelenmiştir. Araştırmacılara göre; geçmişte tarihi endüstriyel binalarda ventilasyon, ya çatı kısmında ya da bacalar arası açıklıklar vasıtasıyla kullanılmıştır. İtalya’da yapılan bu çalışmada; eski bir endüstriyel binada sistem geliştirilerek yılda % 12 enerji tasarrufu sağlanmıştır.

Filippin ve diğ. [31], Arjantin’in yarı-kuru sıcak bölgesindeki bir kasabada (La pampa), pasif ısıtma ve soğutmalı bir güneş evi dizayn etmişlerdir. Ek bir enerji ile ısıtma ve soğutma sistemi desteklenen güneş evinin kuzey tarafı pencere ile donatılmıştır. Araştırmacılar çevre sıcaklığı gibi performans üzerinde etkin olan parametreleri değerlendirmek için bir simülasyon programı geliştirmişlerdir. Elde edilen sonuçlara göre; başlıca enerjinin hacimsel enerji kayıp katsayısı $1,09 \text{ W/m}^3 \text{ } ^\circ\text{C}$ ’dır ve güneş enerjisinin ancak % 70’i kullanılabilir. Deneysel çalışmada gece boyunca çapraz ventilasyonla soğutma yapılmış, yaz aylarında bütün camlar gölgelendirilmiştir. 1995 yılı boyunca yapılan deneyler sonucunda, tasarlanan sistemin son derece etkin çalıştığı ve geliştirilerek uygulama alanının genişletilebileceği görülmüştür.

Moitsen ve Aboulhaga [32], bilgisayar programı kullanarak güneş bacasının analitik çözümünü yapmışlardır. Araştırmacı, böyle bir sistemin boyutlandırılmasını detaylı bir şekilde sunmuş ve güneş bacasının cam ile dış tabakaları arasındaki mesafenin optimizasyonunu yapmıştır. Çalışmanın amacı; 850 W/m^2 anlık güneş ışınımında 1.6 kg/s kütleli debi oluşturabilmektir. Güneş bacasında maksimum hava hızının yaklaşık 1.1 m/s olduğu görülmüştür. Ortalama anlık ışınlama değeri (575 W/m^2) güneş bacasında ortalama hava hızı 0.9 m/s olurken, kütleli debinin 1.3 kg/s olduğu görülmüştür. 4 m/s rüzgâr hızında ise kütleli debi 0.35 kg/s değerine düşmüştür. Ayrıca sistemin çok katlı binalarda uygulanmasının daha uygun olacağı belirlenmiştir.

Yoon ve Hoyano [33], pasif ısıtmalı bir evde kullanmak için ziftle kaplanmış Breathing duvarların doğal ventilasyon sistemi üzerindeki etkisini araştırmışlardır. Breathing duvar; iç ortamda hava-nem kontrolü yapılan, dış ortama açık ancak düşük enerji etkinliğine sahip binada oluşturulan özel bir konstrüksiyondur. Yani, Breathing duvarların kullanılması pasif ısıtmalı bir evde yüksek enerji etkinliğinde sıcak ve rahat bir ortam sağlayabilir. Araştırmacılar, ziftlenmiş çatının ısı değiştirme yeteneği üzerindeki etkisini deneysel olarak araştırmışlardır.

Ayrıca doğal ventilasyon sistemini bir simülasyon programı kullanarak çözmüşlerdir. Çalışmanın sonucunda 10 m/s maksimum rüzgâr hızında dış hava sıcaklığı 5 C° olmasına rağmen iç ortam sıcaklığının 12.5 – 13.2 C° ye ulaştığı görülmüştür. Bu sıcaklık değerlerinde yüzeye düşen ısı akısı 128 ile 158 W/m² arasında değişmektedir.

Gökğöz [34], Ege Üniversitesi Güneş Enerjisi Enstitüsü tarafından konut ısıtması ve sıcak su elde edilmesi amacıyla yapılan yeni bir sistemi deneysel olarak incelemiştir. Deney ünitesinin net 16 m² kullanım alanı vardır. Araştırmacı, deney sistemini gerçek bina imalatında kullanılan malzemelerle yapmıştır. 9 m² yüzey alanına sahip 30 cm kalınlığında betondan döktürmüş olan Trombe duvarın yüzeyi siyah mat boya ile kaplanmıştır. Trombe duvarın alt ve üst kısımlarına üçer adet giriş ve çıkış menfezi yerleştirilmiştir. Araştırmacı, alışılan ısı depolama yöntemlerinden biri olan suya enerji fazlasını depolamıştır ve bu depolanan enerjiyi gün ışığının olmadığı saatlerde kullanmıştır.

Odabaşıoğlu [35], Trombe duvarlı pasif güneş sisteminde türbülanslı doğal taşınımı deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. Araştırmacı tarafından kanal içerisindeki akışı karakterize eden, içsel Rayleigh sayısı (Ra_i) ile kanal ve oda arasındaki akışı karakterize eden dışsal Rayleigh sayısı (Ra_e) tanımlanmış ve hesaplanmıştır. Bunlara ilaveten taşınım ısı transferini belirleyebilmek amacıyla Nusselt sayısı elde edilmiştir. Sonuç olarak Trombe duvar sisteminin, düşey düzleme gelen toplam güneş enerjisinin %10-15 ini odaya taşınım yolu ile aktarabildiği, odanın ısı kazancının, Ra_e sayısı ile doğru orantılı, Ra_i sayısı ile ters orantılı olduğu, Nusselt sayısının ise Ra_i ile doğru orantılı olarak değiştiği görülmüştür. Yapılan bu deneysel çalışma FLUENT programı kullanılarak nümerik olarak da hesaplanmış ve deneysel çalışmalarla uyum içerisinde olduğu görülmüştür.

Durmaz [36], Trombe duvarlı pasif ısıtmalı bir sistemde, hava kanalı akışı incelemiştir. Kenar oranı sabit tutularak laminar akış bölgesinde sonlu farklar yöntemi kullanılmış ve hazırlanan bilgisayar programı ile sayısal çözüm yapılmıştır. Programın sınır şartlarını oluşturan veriler, güneş enerjisi sistemlerini tek boyutlu olarak çözümleyen TRNSYS paket programından elde edilmiştir. İncelemede; (i) sabit ventilasyon deliği konumunda 4 farklı Grashof sayısı alınarak, (ii) sabit Grashof sayısında ventilasyon deliklerinin yeri değiştirilerek, (iii) sabit Grashof sayısı ve ventilasyon deliği konumunda giriş hızı için pratikte karşılaşılabilecek maksimum ve (iv) minimum değerler alınarak inceleme yapılmıştır Her bir durumdaki akış profilleri karşılaştırılmış, eşdeğer hız ve sıcaklık eğrilerinden de yararlanılarak sonuçlar irdelenmiştir.

Caran [37], benzer şekilde TRNSYS paket programı kullanarak ısı toplayıcı-depolayıcı duvarlı pasif sistemlerde sınır tabaka akışını sayısal olarak incelemek için Trombe duvarlı pasif sistem hava kanalının simülasyonu yapmıştır. Kanal ölçüleri sabit tutulmuş ve akış laminar

bölgede yer alan sınır şartlarında incelenmiştir. Yan duvarlar sabit sıcaklıkta, alt ve üst duvarlar adyabatik kabul edilerek yapılan iki boyutlu çözümde 10^{-2} yakınsama kriteri kullanılmıştır. Ayrıca güneş ışıını için tek boyutlu çözüm yapan TRNSYS paket programı ile 24 saatlik simülasyonlar yapılarak cam, duvar sıcaklıkları ile debi ve oda sıcaklıkları değeri tespit edilmiştir.

Zirkem ve Bilgen [38], Trombe duvarlı bir pasif ısıtma sisteminde cam ve duvarın bir bölümüne petek şeklinde yapı oluşturarak ve cam ile duvar arasındaki konveksiyon akışı ihmal edilerek sayısal çözüm yapmıştır. Araştırmacılar sayısal çözüm için ısı transfer denklemlerini boyutsuzlaştırmışlar ayrıca petek yapının kütle sinin ihmal edilebilir ve bir boyutlu, materyalin ise gri yüzeyli olduğu kabullerini yapmışlardır. Elde edilen sonuçlara göre Kanada iklim şartlarında uygulanacak bir petek yapı lı Trombe duvarın etkin çalışabildiğini savunmuşlardır. Ayrıca duvar kalınlığının 0.25 m, petek kanat kalınlığının 0.004 m ve görüş oranının 3 değ erinde optimum değ erler elde edilmiştir

Mootz ve Berzian [39], yine bir sayısal çalışmada enerji depolamalı bir panel yüzeyindeki akışkan hareketini incelemiştir. Panel yüzeyi bir Trombe-Michel duvar şeklinde imal edilerek, bir yüzeyi absorber diğ er yüzeyi bir cam gibi dikkate alınmıştır. Hem kanal iç erisindeki taşınım hem de gündüz ve gece ışıının olduğu ve olmadığı durum için detaylı bir araştırma yapılmıştır. Araştırmacılar iki farklı durumu göz önüne almışlardır. İlk olarak izolasyon kalınlığını azaltarak kanal boşluğunu artırmışlardır. Daha sonra kanal boşluğunu panel kalınlığına eş it kabul ederek çözüm yapmışlardır. Araştırma sonucunda; büyük kanal genişliğinde ısı transferinin arttığı ve ısı kayıplarının azaldığı görülmüştür.

Hasnaoui ve diğ. [40], oranları 0.2 ila 1 arasında değ iş en dikdörtgen bir boşluktaki iletim, taşınım ve radyasyonla ısı transferinin araştırıldığı teorik bir çalışma yapmışlardır. Sabit ısı akısı değ iş ik açılarla kapalı boşluğun bir yüzeyinden geçirilerek diğ er yüzeyinde toplanmıştır. Net radyasyon metodu ile iteratif yolla boşluk iç erisindeki sıcaklık dağılımı hesaplanmıştır. Çalışma sonucunda; radyasyon ve iletimin akış alanı üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğu görülmüştür. Ayrıca radyasyonun kararlı (stabl) bir etkiye sahip olduğu ve bu etkinin ışıının şiddetiyle arttığı görülmüştür. Bununla birlikte pasif ısıtmalı bir duvarda kullanılabilecek birleştirilmiş ısı transfer bağıntısı türetilmiştir.

Peuportier ve Michel [41], geliştirme maliyeti sınırlı olduğu için halen kullanılmakta olan evlerde yüksek ısı l kazanç elde etmek amacıyla Fransa'nın doğusunda sekiz adet ev yapmışlar ve bunların iki tanesini aktif (güneş kolektörü), altı tanesini pasif (Trombe duvar) yöntemle ısıtmışlardır. Bu modellerde iki farklı geç irgen (polikarbonat plaka ve kılcal tip) karşılaştırılmıştır. Deneyler bir yıl boyunca yapılmıştır. Hem deneysel hem de sayısal sonuçlar karşılaştırılarak optimum parametreler belirlenmiştir. Yapılan maliyet analizinde pahalı cam

uygulamasının kolektör maliyetini % 25 artırdığı ancak ısı kazancının Trombe duvara göre 2 kat daha fazla olduğu görülmüştür.

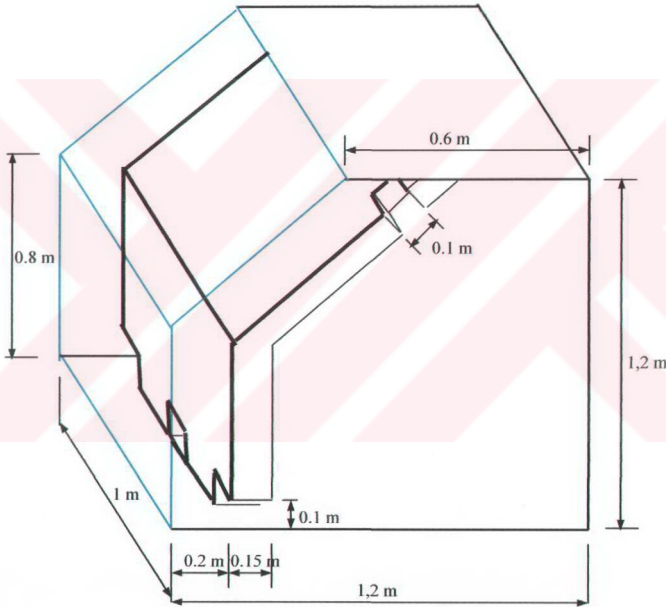
Yedder ve diğ. [42], kompozit bir Trombe duvar toplayıcısındaki doğal taşınım SIMPLER metodu kullanılarak matematiksel olarak çözmüş ve analiz etmişlerdir. Çalışma Rayleigh sayısının 5×10^6 ile 2.5×10^8 ve ΔT 'nin -10 ila 20 °C aralığında yapılmıştır. Ayrıca araştırmacılar kanal boy/en oranını 5 ila 10 arasında değiştirerek görüş oranının etkisini incelemişlerdir. Sayısal verilere göre Trombe duvar uygulaması için Nusselt ve Rayleigh sayısı arasındaki ilişki belirlenmiştir. Çalışmanın sonucunda; menfez pozisyonu, kanal boyutu ve genişliğinin, görüş oranına göre ısı transferi üzerinde daha fazla etkiye sahip olduğu görülmüştür.

Tou ve diğ. [43], klasik Trombe duvarlı bir güneş ısınımı toplayıcı sistemini sayısal olarak çalışmışlardır. Araştırmacılar; iki boyutlu, laminar akışlı doğal taşınım için camı izoleli kabul etmişlerdir. Ayrıca Trombe duvar hem iletim hem de taşınım yoluyla odayı ısıtmaktadır. Kütle, momentum ve enerji denklemlerini ayırıştırarak sonlu farklar yönteminin sonlu hacim metodu ile bu denklemler çözülmüştür. Hız ve sıcaklık dağılımına bağlı olarak Nusselt sayısının ve ısıl performansın değişimi belirlenmiştir.

3. DENEYSEL ÇALIŞMA ve YÖNTEM

3. 1 Deney Düzenəğinin Tanıtılması

Sayısal hesaplamanın gerçek şartlara uygunluğunu belirleyebilmek için model bir pasif ısıtım sistemi yapılmıştır. Şekil 3.1’de iç boyutları verilen model oda yapılırken, kullanılan malzemenin gerçek ev imalatında kullanılan ölçü ve değerlere sahip olmasına dikkat edilmiştir. Şekil 3.2’de görüldüğü gibi standart tuğla ve izolasyon malzemesi ile yapılan model evin iç ve dış tarafı 2 cm kalınlığında sıva ile kaplanmıştır. Aynı şekilde alt ve üst tarafı 10 cm betonla sonra 5 cm kalınlığında cam yünü ($k=0.038 \text{ W/m}^2\text{K}$) ile izole edilmiştir.



Şekil 3. 1. Model Odanın İç Ölçüleri

Model odanın ön tarafında (güney cephesi) 20 cm genişliğinde hava kanalı kalacak şekilde iç tarafa duvar örülerek ince sıva ile sıvanmıştır. Daha sonra 12 mm (3-6-3) kalınlığında çift cam ile güney tarafı kapatılarak sızdırmazlığı sağlamak için bütün bağlantı noktaları sızdırmazlık contası ile kaplanmıştır (Şekil 3. 3).



Şekil 3. 2. Model Oda'nın İmalat Aşamasında Fotoğrafı



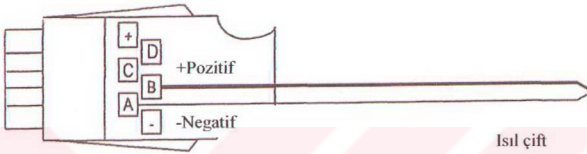
Şekil 3. 3. Model Oda'nın Önden Görünüşü

Toplayıcı duvarın kenarları ve ortasına gelecek şekilde alt ve üst kısımlarına 10x10 cm ebadında menfez delikleri açılmıştır.

3. 2. Ölçümler

Deney düzeneğinde sıcaklıklar 0.05 mm çapındaki T-tipi bakır-konstant (Cu-CuNi) ısıl çifti ile ölçülmüştür. Kullanılan ısıl çiftler -200 ila +400 °C arasında, 0.1 K kararlılıkta ve % ± 0.1 hata ile sıcaklık ölçümü yapabilmektedir.

Isıl çiftler, ZA9000FST bağlantı elemanı (connector) ile veri toplayıcıya bağlanmıştır. Bağlantı elemanının şematik görünüşü Şekil 3.4’de verilmiştir [44].



Şekil 3. 4. ZA9000FST Bağlantı Elemanının Şematik Görünüşü

Bilindiği gibi sıcaklık farkından dolayı oluşan akışkan hareketinde akışkanın hızı çok düşüktür. Bu amaçla deney düzeneğinde hava hareketi Termoelektrik Akış Sensörü (Thermoelectric Flow Sensor) ile ölçülmüştür. ALMEMO Firması’ndan satın alınan FVA605TA1 model akış sensörünün teknik özellikleri Tablo 3.1’de verilmiştir.

Tablo 3. 1. FVA605TA1 model akış sensörünün teknik özellikleri

Ölçüm aralığı	0.01-1 m/s
Kararlılık	0.001 m/s
Doğruluk	% $\pm 1-1,5$
Sıcaklık aralığı	0-40 °C
Çap	8 mm
Kablo uzunluğu	1,5 m

Isıl çift ve Termoelektrik Akış Sensörü, ALMEMO 5990-0 model veri toplayıcısına bağlanarak sıcaklık ve hız değerleri belirlenmiştir. Çok noktadan ölçüm alabilen veri toplayıcı, aşağıda verilen ekipman ve özelliklere sahiptir.

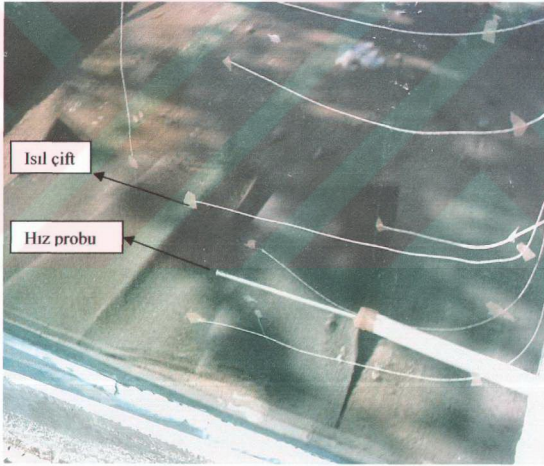
- 1 adet Pentium-III bilgisayar
- 27 adet giriş soketi
- 2 adet çıkış soketi
- 99 ölçüm kanalı

- Bilgisayar destekli online bağlantı elemanı
- 12 VDA (ZB3093NA model) güç kaynağı
- ZA9000FST model bağlantı elemanı

3. 2. 1. Sıcaklık ölçümü

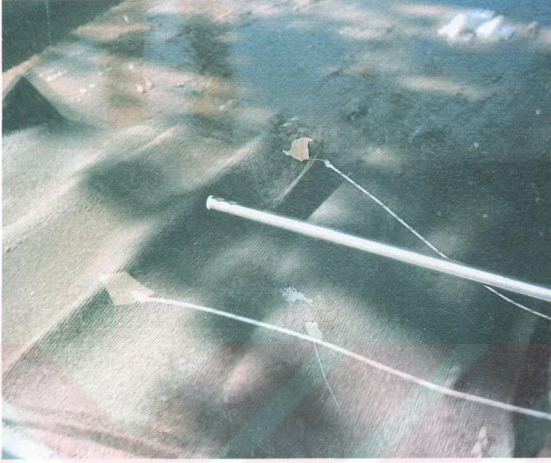
Deney düzeneğinde farklı noktalardan sıcaklık ölçümü yapılmıştır. 5 adet toplayıcı yüzeyine, 4 adet cam iç yüzeyine, 2 adet cam dış yüzeyine, 6 adet hava giriş ve çıkış menfezlerine ve 1 adet model içerisindeki ortama olmak üzere 18 noktadan sıcaklık tespiti yapılmıştır (Şekil 3. 5).

Isıl çiftlerin bir ucu (Bakır-Konstant) nokta kaynağı ile birleştirilerek ölçüm yapılacak noktalara yerleştirilmiştir. Isıl çiftlerle ölçüm yapılmadan önce birleştirme noktaları Buz-Su karışımına daldırılarak kalibrasyon yapılmıştır. Isıl çiftlerin diğer ucu ise veri toplayıcıya bağlanarak sıcaklıklar tespit edilmiştir.

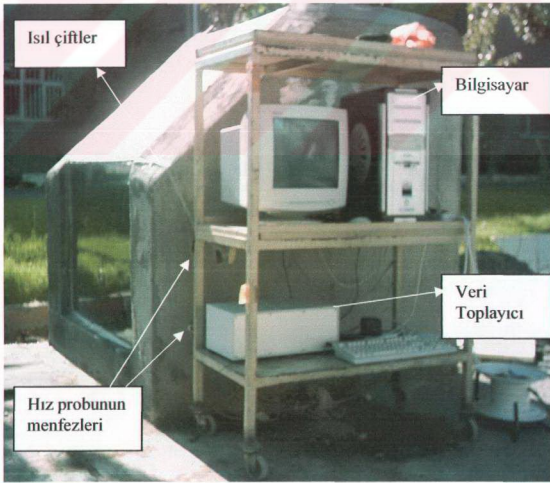


Şekil 3. 5. Isıl Çift Ve Hız Probu Yerleştirilme Şekli

3. 2. 2. Hız ölçümü



Şekil 3. 6. Hız Probunun Yerleştirilme Şekli



Şekil 3. 7. Deney Düzenekinin Genel Görünüşü

ALMEMO firmasından satın alınan FVA605TA1 model hız probu sıcaklık farkından meydana gelen çok düşük hızları ölçebilmektedir. 0.01-1 m/s aralığında ölçüm yapabilen hız probu ile maksimum % 1,5 hataya sahip hız tespit edilebilmektedir. Hava kanalında cam ile toplayıcının orta noktasında, farklı iki yüksekliğe hız probu sabitlenerek ölçüm yapılmıştır. Hız probunun tek olmasından dolayı ilk olarak $y=0.25$ m'ye (Şekil 3. 6) yerleştirilerek 3 gün, daha sonra $y=0.45$ m'ye yerleştirilerek 4 gün deney yapılmıştır.

Hız probunun bu noktalara sabitlenebilmesi için akış kanalının duvar tarafına (Şekil 3. 7) $y=0.25$ ve $y=0.45$ m'ye gelecek şekilde iki delik açılarak 12 mm çapında ve boyu kalibre edilmiş bir boru kullanılmıştır. Kişisel hataların % ± 2 olarak kabul edilmesi durumunda, sıcaklık ölçümünde oluşan toplam hata % ± 2 , hız ölçümünde oluşan toplam hata % ± 2.5 olmaktadır.

3. 3. Matematiksel Hesaplamalar

3. 3. 1. Işınımın Hesaplanması

Yatay düzleme gelen anlık güneş ışıınımı değerleri ölçümlerle elde edilmektedir. Ancak düşey düzleme gelen tüm güneş ışıınımın bulunabilmesi için öncelikle, yatay düzlem ışıınım verilerinin direkt ve yayılı ışıınım bileşenlerine ayrılması gerekir. Böylece, güneş ışıınımı bağıntıları yardımıyla düşey düzleme gelen direkt ışıınım miktarı hesaplanabilir. Yatay düzlem eğiminden bağımsız olduğundan, yatay düzlem için bulunan yayılı ışıınım bileşeni, düşey düzlem için hesaplanan direkt ışıınım değerine eklenerek düşey düzleme gelen tüm güneş ışıınımı miktarı bulunabilir [35].

Hottel ve Woertz'e göre yeryüzünde yansıyan ve yayılan ışıınımın bileşimi izantrobik olarak kabul edilebilir [4]. Eğik düzlem üzerine düşen toplam ışıınım; direkt, yayılı ve yansıyarak gelen ışıınımların toplamıdır.

$$I_T = I_{ed} + I_y + I_{ya} \quad (3. 1)$$

burada I_{ed} ; eğik düzleme gelen direkt güneş ışıınımdır ve;

$$I_{ed} = I_d \cdot R_d \quad (3. 2)$$

I_d ; direkt güneş ışıınımı ve R_d ; eğik düzleme gelen anlık direkt güneş ışıınımının yatay düzleme gelen anlık direkt güneş ışıınımına oranıdır [45].

$$I_{ed}=I-I_{ya} \quad (3.3)$$

denklem (3. 2)'de verilen R_d ;

$$R_d = \frac{\cos(\phi - \beta) \cdot \cos \delta \cdot \cos W + \sin(\phi - \beta) \cdot \sin \delta}{\cos \phi \cdot \cos \delta \cdot \cos W + \sin \phi \cdot \sin \delta} \quad (3.4)$$

Burada düşey Trombe duvar dik olduğundan $\beta=90^\circ$ alınır. Bir düzlem yüzeye gelen yayılı ışınım;

$$I_{ey} = I_y \cdot \frac{1 + \cos \beta}{2} \quad (3.5)$$

yansıyarak gelen ışınım ise;

$$I_{ya} = I_{p_g} \cdot \frac{1 - \cos \beta}{2} \quad (3.6)$$

burada p_g ; çevrenin yansıtma oranı olarak tanımlanır ve bizim çalışmamızda 0.2 olarak alınmıştır. Bu tanımlamalara göre;

$$I_T = I_d \cdot R_d + I_y \cdot \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) + I_{p_g} \cdot \left(\frac{1 - \cos \beta}{2} \right) \quad (3.7)$$

Elazığ için $\phi=38^\circ.4'$, $Q=5,2$ ve $Q_d=1,9$ alınmıştır [45]. Denklem (3.7)'ye ulaşmak için deklinasyon açısının (W) hesaplanması gerekir. Burada n ; 1 ocaktan itibaren gün sayısı olmak üzere;

$$W = 23.45^\circ \cdot \sin \left(360 \cdot \frac{n + 284}{365} \right) \quad (3.8)$$

şeklinde hesaplanır. Saat açısı δ ise; $\delta=15 \cdot (GS-12)$ bağıntısından elde edilir. Burada yatay düzleme gelen yayılı güneş ışınımı:

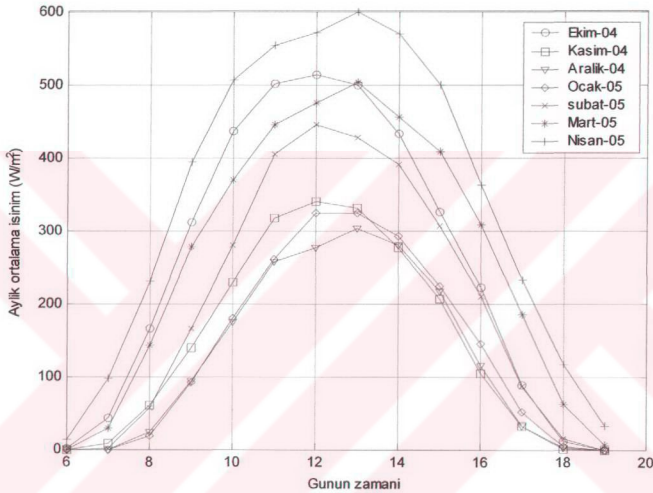
$$I_y = \frac{r_y \cdot (Q - Q_d) 10^6}{3600} \quad (3.9)$$

denklem (3. 9)'da r_y ; bir anda gelen yayılı güneş ışınımının günlük toplam yayılı güneş ışınımına oranıdır.

$$r_y = \frac{I_y}{Q_y} = \frac{\pi}{24} \cdot \frac{\cos W - \cos H}{\sin H - \frac{\pi}{180} \cdot H \cdot \cos H} \quad (3.10)$$

burada H; eğik düzleme güneş ışınımının geliş ve dönüş saat açısıdır ve;

$$H = \arccos(-\tan \phi \cdot \tan W) \quad (3.11)$$

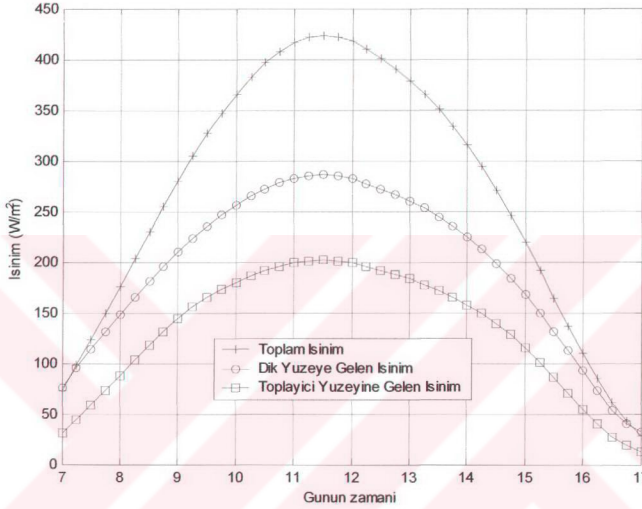


Şekil 3. 8. 2004 ve 2005 Yılı Bazı Ayları İçin Aylık Ortalama Işınım Değerini Günün Zamanına Göre Değişimi.

Bu çalışmada, Elazığ ili için Ocak, Şubat ve Mart aylarına ait ışınlm değerlerinin saatlik ortalaması alınarak kış mevsiminin meteorolojik şartlarına göre modelleme yapılmıştır. Ancak ortalama ışınlm değeri modellenirken deklinasyon açısı için Şubat ayının 14. günü (n=45) dikkate alınmıştır. Bu günlere aylara ait aylık ortalama ışınlm değerinin günün zamanına göre değişimi Şekil 3. 8’de verilmiştir.

Bu çalışmada, Elazığ ilinin kış ayları için ışınlm değerlerinin ortalaması alınarak toplayıcı yüzeyine gelen direkt ışınlm belirlenmiştir. Bilindiği gibi düşen toplam ışınlmın belirlenebilmesi için direk, yayılı ve yansıyan ışınlm miktarının bilinmesi gerekir. Bu durumda Eğimli düzleme gelen direkt ışınlmın yatay düzleme gelen direkt ışınlma oranının (R_d), anlık yayılı güneş ışınlmının günlük toplam yayılı güneş ışınlımına oranının (r_y) ve saydam tabakanın

direkt güneş ışınımını yutma-geçirme oranının ($\tau\alpha$) belirlenmesi zorunludur. Elazığ ilinin enlem ve boylam değerleri ($38^{\circ}.40'-39^{\circ}.14'$) ile kış ayları için elde edilen toplam anlık ışınlım değerlerinin ortalaması kullanılarak bu parametrelerin günün saatlerine göre değişimi bulunmuştur.



Şekil 3. 9. Elazığ İli Kış Aylarında 90° Eğimli Yüzeye düşen Işınlım Değerlerinin Günü Saatlerine Göre Değişimi

Toplayıcı yüzeyine düşen net ışınlımın günün saatlerine göre değişimi Şekil 3. 9'da verilmiştir. Bölüm 3. 3. 1'de modellenen ışınlım değerlerine göre Elazığ ili'nde kış aylarının ortalama ışınlım değerlerinin 90° eğime sahip bir yüzey için direkt ve yayılan ışınlım değeri Şekil 3. 9'da görüldüğü gibi değişmektedir. Saydam tabakanın (cam) özelliğine bağlı olarak ($\tau\alpha$) toplayıcı yüzeyine ise 13.10-208.52 W/m² arasında değişen ışınlım düşmektedir.

3. 4. Sayısal Yöntem

Nümerik hesaplama için İstanbul Teknik Üniversitesi Bilgi İşlem Başkanlığı'ndan kullanım izni alınmak üzere FLUENT 5 hesaplamalı akışkan dinamiği (CFD) paket programı kullanılmıştır. Paket program, sonlu farklar yönteminin sonlu hacim metodunu kullanarak nümerik çözüm yapmaktadır. FLUENT, sıkıştırılabilir ve sıkıştırılamaz akışkanların laminar ve

türbülanslı akış problemlerinin geniş bir oranı için kapsamlı nümerik çözümleme yeteneğine sahiptir. Ayrıca, bu program ile karmaşık geometriler için son derece uygun nümerik hesaplama yapılabilmektedir. Nümerik çözümlemede kütle, momentum ve enerji denklem takımları çözülmektedir.

Süreklilik yada kütle korunum denklemi;

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (3.12)$$

şeklindedir.

Sıkıştırılabilir akışkanlar için üç boyutlu, zamana bağlı momentum denklemleri aşağıdaki gibi yazılmaktadır.

x doğrultusunda;

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + u \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + v \frac{\partial(\rho u)}{\partial y} + w \frac{\partial(\rho u)}{\partial z} = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left\{ \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right\} + \Sigma F_{(x)} \quad (3.13)$$

y doğrultusunda;

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + u \frac{\partial(\rho v)}{\partial x} + v \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + w \frac{\partial(\rho v)}{\partial z} = -\frac{\partial P}{\partial y} + \mu \left\{ \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right\} + \Sigma F_{(y)} \quad (3.14)$$

z doğrultusunda;

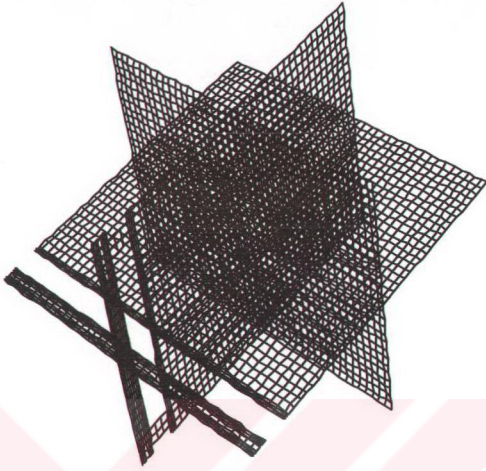
$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + u \frac{\partial(\rho w)}{\partial x} + v \frac{\partial(\rho w)}{\partial y} + w \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = -\frac{\partial P}{\partial z} + \mu \left\{ \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right\} + \Sigma F_{(z)} \quad (3.15)$$

burada denklem 3. 13, 14 ve 15'in her üçünde de eşitliğin sol tarafı atalet kuvvetlerini, sağ tarafı ise sırasıyla basınç, viskoz ve kütle kuvvetlerini göstermektedir.

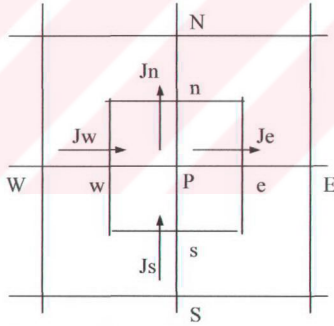
Enerji denklemi için;

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{k}{\rho C} \left\{ \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right\} \quad (3.16)$$

bağıntısı kullanılır.



Şekil 3. 10. Hesaplamada Kullanılan Grid Dağılımı



Şekil 3. 11. İki Boyutlu Akış Alanı İçin Kontrol Hacim

Bu çalışmada, lineer olmayan grid dağılımı kullanılmıştır. Yüzeylerden 0.008 m'den başlayarak 1,2 kat artımla 7 grid oluşturulduktan sonra sabit olarak dağıtılmıştır (Şekil 3. 10). Model içi toplam 68013 gride bölünmüştür. 10 saatlik çözüm süresi toplam 39 gün sürmüştür. Sonlu farklar metodundaki genel diferansiyel denklem bu grid noktalarındaki değerleri belirlemektedir. Sonlu hacim metodun genel diferansiyel denklemi;

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \phi) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x_i} \right) + S_m \quad (3.17)$$

şeklinde yazılır. Bu denklem içerisindeki S ; kaynak terimini, Γ ; momentum denkleminde μ ve enerji denkleminde α değerini, ϕ ise her herhangi bir bağımlı değişkeni göstermektedir. Herhangi bir grid için kontrol hacim, Şekil 3. 11’de verilmiştir.

Denklem (3. 17)’nin üç boyutlu implicit ayrıklaştırılmış denkleminin son hali aşağıdaki gibi elde edilir:

$$a_P \phi_P = a_W \phi_W + a_E \phi_E + a_S \phi_S + a_N \phi_N + a_B \phi_B + a_T \phi_T + a_P^O \phi_P^O + s_U \quad (3.18)$$

burada, “0” üst indisi t anındaki bilinen değerleri, üst indissiz olanlar ise $t+\Delta t$ anındaki değerleri temsil eder.

$$a_P = a_W + a_E + a_S + a_N + a_B + a_T + a_P^O + \Delta F - S_P \quad (3.19 a)$$

$$a_P^O = \frac{\rho_P^O \Delta V}{\Delta t} \quad (3.19 b)$$

$$\bar{S} \Delta V = S_U + S_P \phi_P \quad (3.19 c)$$

olmaktadır. Bu çalışmada, enerji ve momentum denklemleri Power-Law şemaya göre modellenmiştir. Patankar (1980) tarafından geliştirilen bu yöntem, hybrid şemaya benzemekte ve alternatif olarak kullanılabilirle birlikte daha doğru bir yaklaşım olmaktadır. FLUENT gibi ticari programlarda bu şema kullanılmaktadır [46]. Denklem (3. 19 a)’da;

$$a_W = D_W A \left(\left| Pe_W \right| \right) + \left\| F_W, 0 \right\| \quad (3.20 a)$$

$$a_E = D_E A \left(\left| Pe_E \right| \right) + \left\| -F_E, 0 \right\| \quad (3.20 b)$$

$$a_s = D_s A \left(\left| Pe_s \right| \right) + \left\| F_s, 0 \right\| \quad (3.20 c)$$

$$a_N = D_N A \left(\left| Pe_N \right| \right) + \left\| -F_N, 0 \right\| \quad (3.20 d)$$

$$a_B = D_B A \left(\left| Pe_B \right| \right) + \left\| F_B, 0 \right\| \quad (3.20 e)$$

$$a_T = D_T A \left(\left| Pe_T \right| \right) + \left\| -F_T, 0 \right\| \quad (3.20 f)$$

D ile gösterilen difüzyon katsayıları;

$$D_w = \frac{\Gamma_w \Delta y \Delta z}{(\delta x)_w} \quad (3.21 a)$$

$$D_E = \frac{\Gamma_e \Delta y \Delta z}{(\delta x)_w} \quad (3.21 b)$$

$$D_s = \frac{\Gamma_s \Delta x \Delta z}{(\delta y)_w} \quad (3.21 c)$$

$$D_N = \frac{\Gamma_n \Delta x \Delta z}{(\delta y)_w} \quad (3.21 d)$$

$$D_B = \frac{\Gamma_b \Delta x \Delta y}{(\delta z)_w} \quad (3.21 e)$$

$$D_T = \frac{\Gamma_t \Delta x \Delta y}{(\delta z)_w} \quad (3.21 f)$$

şeklinde dir. Burada hücre Peclet sayısı ise;

$$Pe = F/D \quad (3.22)$$

burada Power-Law şemaya göre taşınım difüzyon formülasyonu için;

$$A(P) = \left\| 0, (1 - |Pe|)^5 \right\| \quad (3.23)$$

olarak tanımlanmaktadır. Burada ayrıklaştırılmış denklem momentum denklemleri için genel formda yazılır ise;

$$a_n u_n = \sum a_{nb} u_{nb} + (P_p - P_n)A + b_n \quad (3.24)$$

şekline dönüştürülür. bu çalışmada, basınç-hız çifti için PISO algoritma (Pressure Implicit with Splitting of Operators) kullanılmıştır. Bu algoritmada, zamana bağlı sıkıştırılabilir akışkanların non-iterative hesaplaması için orijinal olarak geliştirilmiş olan basınç-hız hesaplama yöntemidir. PISO algoritması bir tahmini, iki doğrulayıcı adım içerir [46]. Bu adımların düzenlenmesi sonunda genel formdaki denklem (3. 24) PISO algoritmasına göre düzenlenerek çözüm yapılır.

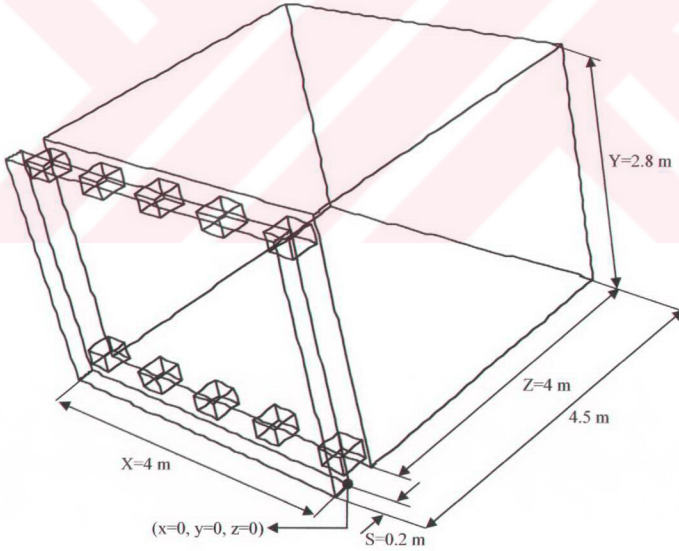
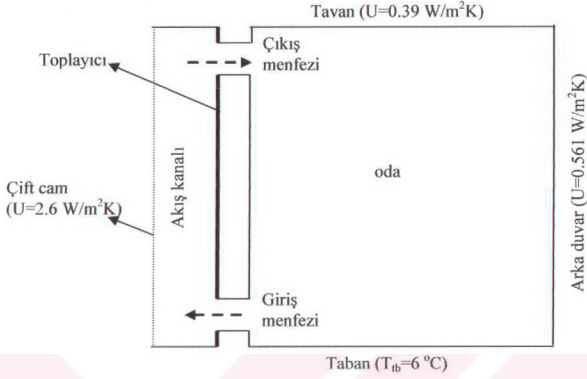
Doğrudan çözüm yöntemi olan TDMA (tri-diagonal matrix algorithm) ile Gauss-Seidel yöntemleri birlikte kullanılarak her bir grid noktasında ayrıklaştırma sonucu elde edilen cebirsel denklem takımlarının çözümü yapılır. Bu çözüme başlanırken başlangıç ve iterasyon yakınsama kriterleri verilir. Bu çalışmada; süreklilik denklemi ve hız bileşenleri için 10^{-4} , enerji denklemi içinse 10^{-6} yakınsama kriteri kullanılmıştır.

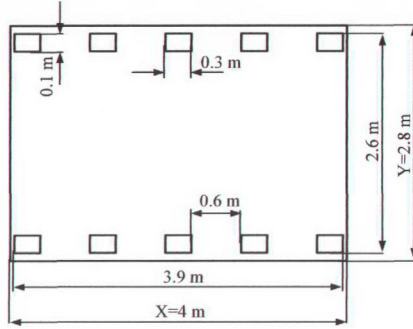
Tablo 3. 2. Sayısal çözümlemede kullanılan sınır şartları

Yüzey	Sınır şartı	Değeri
Saydam Yüzey (Cam)	Taşınım ($T_{cv}=0$ °C)	$U=2.6$ W/m ² K
Toplatici	Isı Akısı	Zamana bağlı değişim (15'er dakika)
Yan Duvarlar	Taşınım ($T_{cv}=0$ °C)	$U=0.561$ W/m ² K
Arka Duvar	Taşınım ($T_{cv}=0$ °C)	$U=0.561$ W/m ² K
Tavan	Taşınım ($T_{cv}=0$ °C)	$U=0.39$ W/m ² K
Taban	Sabit Sıcaklık	$T_b=6$ °C
Diğer Yüzeyler	İzolasyon	$(dT/dn)=0$

Şekil 3. 12'de görüldüğü gibi gerçek boyutlarda tasarlanan oda modelinde alt menfezler giriş, üst menfezler ise çıkış menfezleri olarak adlandırılmış ve bundan sonraki bölümlerde bu isimle tartışılmıştır. Sayısal çözümlemede kullanılan sınır şartları Tablo 3. 2'de verilmiştir.

3. 5. Sınır Şartları ve Kabuller





Şekil 3. 14. Menfezlerin Yerleştirme Şekli ve Ölçüleri

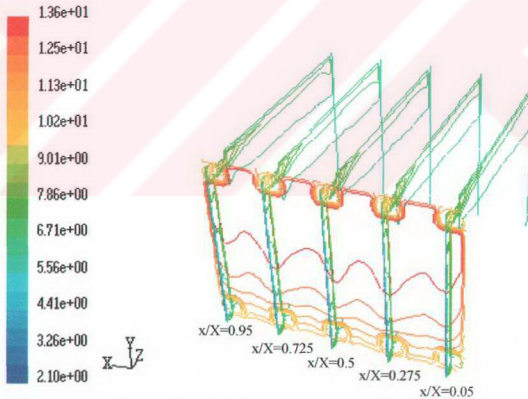
Sayısal çözümlemede, sıkıştırılabilir akışkan (hava) için üç boyutlu, zamana bağlı durum denklemleri Boussinesq yaklaşımı kullanılarak çözülmüştür. Bununla birlikte akışkan özellikleri izantropiktir ve sıcaklıkla değişmemektedir. Sınırlarda hacimsel ısı üretimi olmamaktadır. Çözümlemede Under-Relaxation faktörleri: basınç için 0.3, yoğunluk için 1, kütle kuvvetleri için 1, momentum denklemleri için 0.7 ve enerji denklemleri için 1 alınmıştır.

Sayısal çözümleme yapılırken radyasyonla ısı transferi de göz önüne alınmıştır. Fluent 5 hesaplamalı akışkan dinamiği programı ile çözüm yapılırken farklı çözümlemeler için 5 farklı radyasyon modeli uygulanabilir. Bu çalışmada, yüzeyden-yüze radyasyon modeli (DTRM) kullanılmıştır. DTRM (Discrete Transfer Radiation Model) bütün yüzeyleri yansıtıcı ve yüzeylerdeki anlık radyasyon yansıtmasını, cismin açısına göre izantropik olarak kabul eder. Buna bağlı olarak cam yüzeyi için yansıtma katsayısı (ϵ); 0.86, toplayıcı için 0.96 ve duvarlarda (beyaz boyalı olduğu kabul edilerek) 0.91 alınmıştır.

4. BULGULAR ve İRDELEME

4.1. Saat 08'deki Hesaplamalara Ait Bulgular ve Değerlendirme

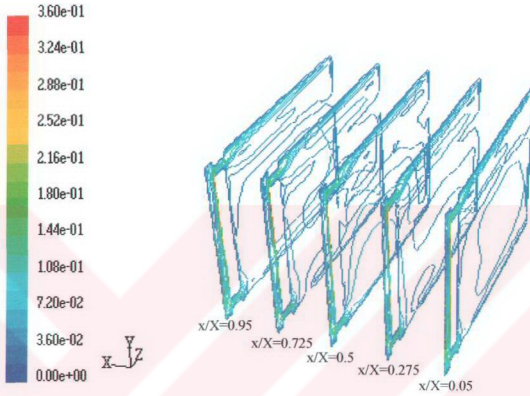
Elazığ şartları için elde edilen Ocak, Şubat ve Aralık aylarına ait ortalama ışıınım değerlerine göre sabah 7-8 saatleri arasında gelen ışıınım miktarı 56.49 W/m^2 dir. Trombe duvarın yüzeyine gelen net ışıınım miktarı ise 29.54 W/m^2 dir. Bir başka deyişle söz konusu saatler arasında 11 m^2 yüzey alanına düşen toplam enerji miktarı 1169.7 kJ değerindedir. Buna karşılık başlangıçta 6°C olan duvar sıcaklığı, çevre sıcaklığının 0°C ve rüzgar hızının 2.4 m/s olması durumunda maksimum 13.6°C 'ye çıkmaktadır (Şekil 4.1.a). Görüldüğü gibi toplayıcı duvar yüzeyinin alt tarafında hava sıcaklığı 10.16°C olurken, çıkış menfezine kadar artarak 13°C 'ye ulaşmaktadır. Bununla birlikte oda içerisinde bütün giriş ve çıkış menfezlerinde sıcaklık yaklaşık olarak eşit dağılmaktadır. Akış kanalı içerisinde geniş aralıklarla değişen eşdeğer sıcaklık eğrileri çıkış menfezlerine yaklaştıkça sıklaşmakta ve çıkış menfezi sınırında hızla değişmektedir. Bu ışıınım değerinde oda içerisinde 6°C olan ortam sıcaklığı, giriş menfezlerinden geçerek ısınmakta ve oda içerisine ortalama 8.2°C ile girmektedir.



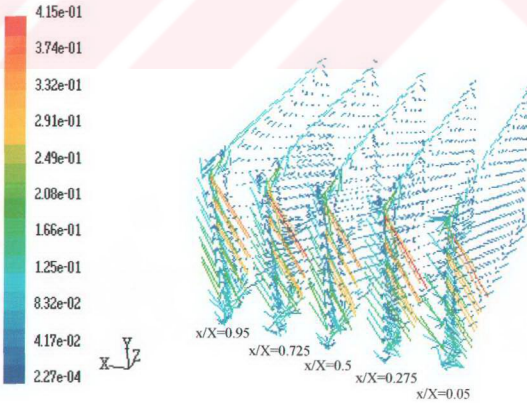
Şekil 4.1.a). Saat 8 için Eşdeğer Sıcaklık Eğrilerinin x Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı ($q=29.54 \text{ W/m}^2$).

Şekil (4.1.b)' de görüldüğü gibi bir saat boyunca 29.54 W/m^2 lik ışıınım değerinin, toplayıcı yüzeyine düşmesi durumunda, giriş ve çıkış menfezlerinde ortalama hava hızı 0.12 ila 0.15 m/s arasında değişmektedir. Giriş menfezlerinden giren hava, cam tarafında sık eşdeğer

eğrileri oluşturmakta ve yaklaşık toplayıcı yüzeyinin ortalarında ve toplayıcının sınırında hızlanmaktadır. Ayrıca en dış menfezlerde ($x/X= 0.05$ ve 0.95) eşdeğer hız eğrileri cam sınırında sıklaşırken, iç menfezlerde daha homojen bir dağılım göstermektedir. Bunun sebebi; akış kanalının yan yüzeyinde havanın daha fazla alanı süpürmesi ve buna bağlı olarak sürtünme etkilerinin görülmesidir.

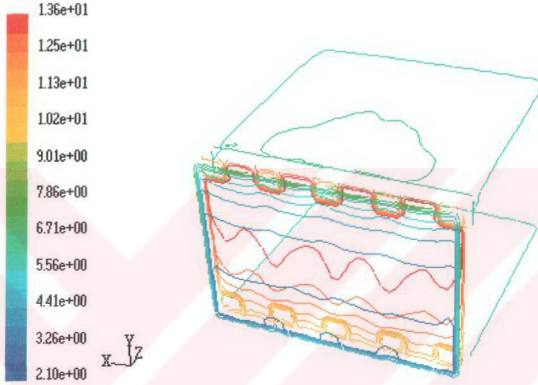


b). Saat 8 İçin Eşdeğer Hız Eğrilerinin x Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



c). Saat 8 İçin Hız Vektörlerinin x Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı

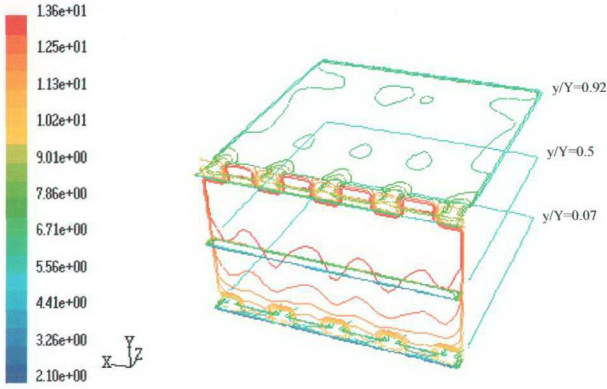
Hava hızının yönü ve şiddeti Şekil (4.1.c)'de daha belirgin olarak görülmektedir. Hız vektörlerinden de görüldüğü gibi minimum ve maksimum hava hızı 2.2×10^{-4} ila 4.1×10^{-1} m/s arasında değişmektedir. Çıkış menfezlerinden ortalama 0.12 m/s hızla çıkan havanın bir kısmı oda içerisinde aşağı doğru yönelirken, bir kısmı da tavan sınırını takip ederek yavaşlayan bir hızda ilerlemektedir. Burada dikkat edilmesi gereken bir diğer nokta ise cam yüzeyinde aşağı doğru (ters) akışlar oluşmasıdır.



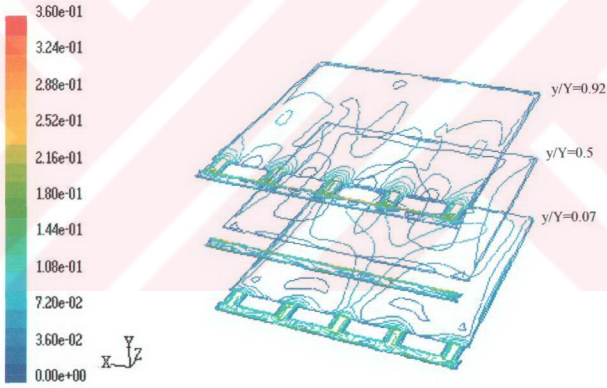
d). Saat 8 İçin Eşdeğer Sıcaklık Eğrilerinin Yüzeylerdeki Dağılımı

Saat 8 için yapılan hesaplamalarda cam sıcaklığı (T_c) 3.56°C ' dir. 6°C sıcaklıkta akış kanalına giren havanın bir kısmı toplayıcı yüzeyine çarparak daha da hızlanmakta ve yukarı doğru hareket etmektedir. Ancak cam sürekli olarak ortama ısı kaybettiğinden soğumakta ve buna bağlı olarak cam yüzeyine çarpan hava yoğunluk farkından dolayı aşağı doğru yönelmektedir. Şekil (4.1.d)'de cam, toplayıcı, duvar, tavan ve taban sıcaklık dağılımları verilmiştir. Başlangıçta bütün yüzey sıcaklıkları 6°C iken toplayıcının ısıtılmasından ve yüzeylerden olan ısı kayıplarından dolayı sıcaklık farkları oluşmaktadır. Bu zaman adımıyla ortalama cam yüzey sıcaklığı (T_c) 3.56°C , toplayıcı sıcaklığı (T_T) 12.3°C , ortam sıcaklığı (T_{od}) 6.263°C , taban sıcaklığı (T_{tb}) 5.77°C ve tavan sıcaklığı (T_{tv}) 6.03°C olmaktadır. Görüldüğü gibi cam, duvar ve tabandan ısı kaybı olmakta ve sıcaklık düşmektedir. Tavan sıcaklığı çıkış menfezlerinden odaya giren sıcak havanın da etkisiyle bir miktar artmaktadır. Ortam sıcaklığı ise 0.263°C artmaktadır.

Şekil (4.1.e)'de alt menfezin ortasında ($y/Y=0.07$), odanın ortasında ($y/Y=0.5$) ve üst menfezin ortasındaki eşdeğer sıcaklık eğrileri verilmiştir. Görüldüğü gibi $y/Y=0.92$ 'de eşdeğer



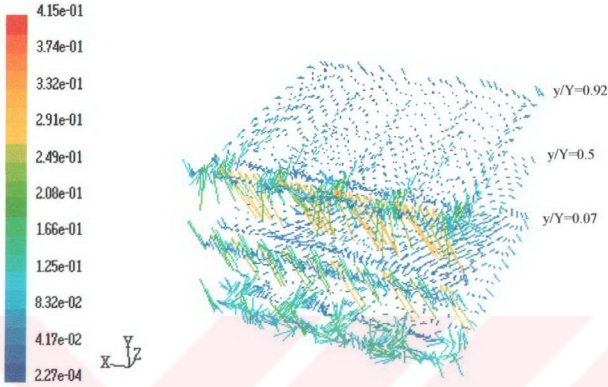
e). Saat 8 İçin Eşdeğer Sıcaklık Eğrilerinin y Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



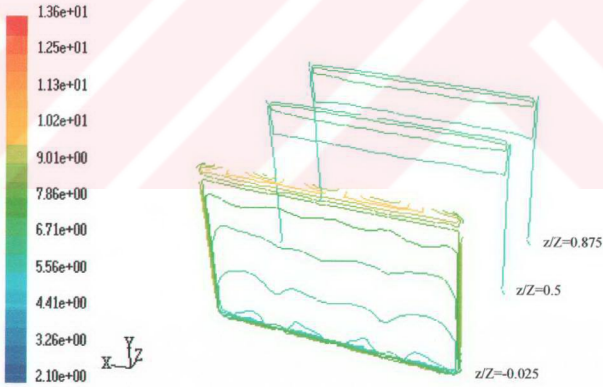
f). Saat 8 İçin Eşdeğer Sıcaklık Eğrilerinin y Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı

sıcaklık eğrileri farklılık göstermektedir. Üst menfezden (giriş) giren sıcak hava, akış doğrultusunda sıcaklığı artırırken yan duvarlardan simetrik olarak ısı kaybolmaktadır. Şekil (4.1.f)' de verilen hız dağılımında görüldüğü gibi giriş menfezi orta noktasında ($y/Y=0.07$) z düzlemi boyunca orta menfez ($x/X=0.5$) merkezinden simetrik bir hız dağılımı olmaktadır. Bu zaman adımıında oda ve akış kanalı içerisinde hız 2.8×10^{-4} ila 3.6×10^{-1} m/s arasında değişmektedir. Burada dikkat edilmesi gereken husus, maksimum hız değerinin toplayıcı yüzeyinde olmasıdır. Bu durum daha açık olarak Şekil (4.1.g)'de görülmektedir. Toplayıcı

yüzeyinde yer yer hız değeri 0.33 m/s' ye çıksa da, menfez giriş ve çıkışlarında 0.15 m/s 'yi aşmamaktadır.



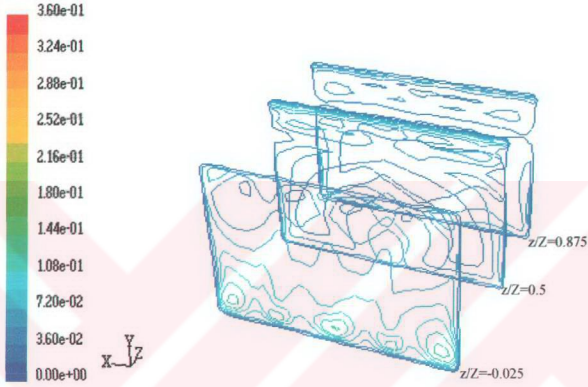
g) Saat 8 İçin Hız Vektörlerinin y Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



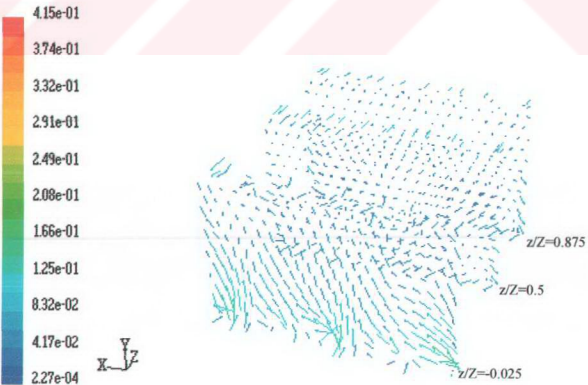
h). Saat 8 İçin Eşdeğer Sıcaklık Eğrilerinin z Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı

Şekil (4.1.h)' da akış kanalı orta noktasında ($z/Z=-0.025$), oda orta noktasında ($z/Z=0.5$) ve odanın arka tarafında ($z/Z=0.875$) sıcaklık eşdeğer eğrileri verilmiştir. Akış kanalı orta noktasında ($z/Z=0.025$) giriş menfezlerinden düşük sıcaklıkta ($6\text{ }^{\circ}\text{C}$) giren hava periyodik olarak

artmakta ve üst menfeze yaklaştığında akış kanalının her noktasında yaklaşık olarak eşit sıcaklık ilerlemektedir. Oda içerisinde üst noktalarda sıcaklık dalgalanmaları görülmektedir. Eşdeğer sıcaklık eğrilerine paralel olarak, eşdeğer hız eğrileri de değişim göstermektedir (Şekil 4.1.i). Giriş ve çıkış menfezlerinde hava akış kanalı içerisindeki hız dağılımı önemli oranda değişmektedir. Akış kanalı alt tarafında hızlanan hava, çıkış menfezlerinden oda içerisine yönlendirilerek tavan boyunca ilerlemektedir (Şekil 4.1.j).



i). Saat 8 İçin Eşdeğer Hız Eğrilerinin z Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



j). Saat 8 İçin Hız Vektörlerinin z Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı

Tablo 4. 1. Saat 9 ila 17 arasında maksimum ve minimum sıcaklık değerleri

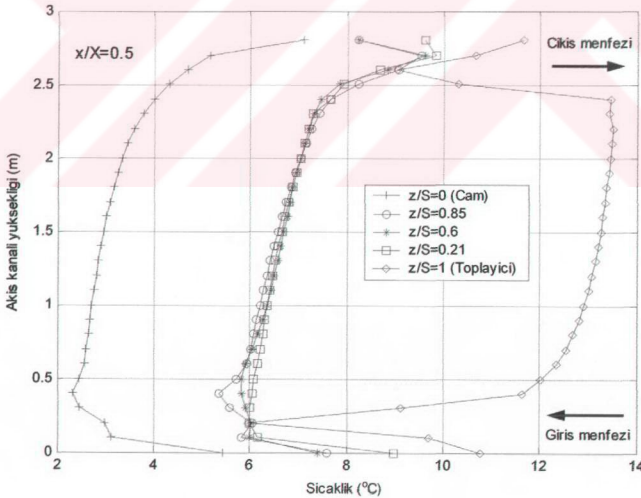
Saat	Ortalama Isı Akısı (W/m^2)	Toplayıcı Min. Sıcaklığı ($^{\circ}C$)	Toplayıcı Max Sıcaklık ($^{\circ}C$)	Cam Min. Sıcaklık ($^{\circ}C$)	Cam Max. Sıcaklık ($^{\circ}C$)	Menfez Çıkış Sıcaklığı ($^{\circ}C$)	Ortalama Cam Sıcaklığı ($^{\circ}C$)	Ortalama Toplayıcı Sıcaklığı ($^{\circ}C$)	Ortalama Oda Sıcaklığı ($^{\circ}C$)	Ortalama Tavan Sıcaklığı ($^{\circ}C$)	Ortalama Duvar Sıcaklığı ($^{\circ}C$)
9	67.51	12.4	22.1	3.9	9.91	10.31	5.62	19.48	7.92	6.19	5.91
10	107.8	14.48	27.2	3.9	11.7	14.29	5.89	23.78	8.65	6.3	5.93
11	147.7	16.83	33	4	13.72	16.59	6.21	28.65	9.41	6.5	5.96
12	206.9	21.23	43.6	4.05	17.4	20.86	6.79	37.6	11.1	6.75	6.01
13	194.8	19.27	38.9	4.05	15.77	19.63	6.53	33.6	10.3	6.64	5.99
14	131.8	15.34	29.4	3.97	12.44	14.85	6.01	25.5	8.92	6.42	5.95
15	91.25	13.13	23.9	3.93	10.53	13.92	5.71	20.9	8.16	6.29	5.92
16	52.03	11.01	18.6	3.9	8.68	8.9	5.42	16.45	7.47	6.17	5.92
17	18.62	8.91	13.2	3.8	7.57	8	5.12	11.95	6.86	6.06	5.92

Saat 9 ila 17 arasında, her bir düzlemde ve yüzeylerdeki sıcaklık dağılımı EK 1. 1’de, hız dağılımı ise EK 1. 2’de verilmiştir. Saat 8’de görülen hız ve sıcaklık dağılımı, bütün zaman adımlarında farklı değerlere sahip ancak paralel değişimler göstermektedir. Bu zaman adımlarına ait maksimum, minimum ve ortalama sıcaklık değerleri Tablo 4. 1’de verilmiştir. Görüldüğü gibi maksimum ısı akısı saat 12’de uygulanmaktadır. Bu zaman adımımda maksimum sıcaklık ($43.6^{\circ}C$) toplayıcı yüzeyinde olmaktadır. Minimum sıcaklık ise ($3.8^{\circ}C$) cam yüzeyinde görülmektedir. Ayrıca ortalama cam ve duvar sıcaklığı, günün geniş bir zaman aralığında başlangıç sıcaklığının ($6^{\circ}C$) altında olmaktadır. Saat 9-17 arasında değişen bu sıcaklık ve hız değerlerine bağlı olarak enerji değişimi Tablo 4. 2’de verilmiştir.

Tablo 4. 2. Saat 9 ila 17 arasında enerji değerleri

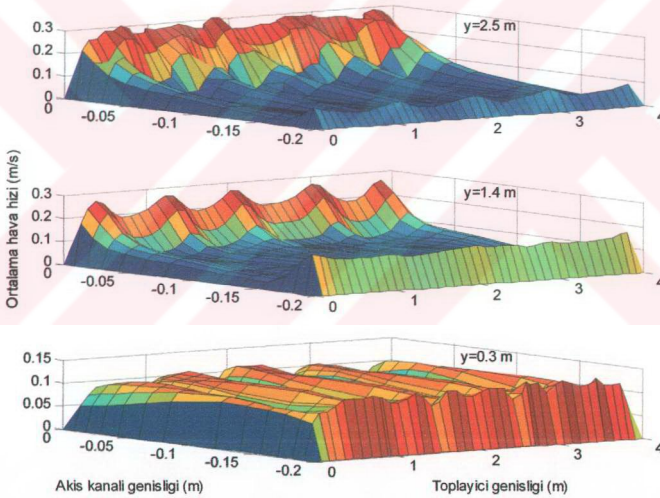
Saat	Ortalama Isı Akısı (W/m^2)	Verilen Enerji (kJ)	Toplayıcıdan Elde Edilen Enerji (kJ)	Oda İçerisindeki Enerji Artımı (kJ)	Cam Yüzeyinden Kaybolan Enerji (kJ)	Akış Kanalımda Isınım Enerji Transferi (kJ)
9	67.51	2673	690	97	625	61
10	107.8	4270	1153	133	656	81
11	147.7	5848	1218	173	691	105
12	206.9	8195	1790	257	755	152
13	194.8	7715	1532	222	727	131
14	131.8	5219	1032	147	669	90
15	91.25	3613	767	109	636	68
16	52.03	2060	526	74	603	48
17	18.62	737	307	43	570	29

Şekil 4.2)' de akış kanalı yüksekliği boyunca farklı noktalarındaki sıcaklık değişimi verilmiştir. Orta menfezin ortasında ($x/X=0.5$) görülen bu sıcaklık değerleri bütün menfez sınırlarında yaklaşık olarak eşittir. Görüldüğü gibi bu zaman adımımda cam sıcaklığı çoğunlukla ortam sıcaklığından daha düşüktür. $y=0.5$ m' ye kadar cam sıcaklığı yaklaşık 2.2 °C' ye düşüyor. Bu noktadan sonra artıyor ve çıkış menfezinin sınırında yaklaşık 4 °C' ye ulaşıyor. Bu zaman adımımda cam yüzey sıcaklığı tamamen ortam sıcaklığının altındadır. $z/S=-0.85$, -0.6 ve -0.21 sınırları boyunca havanın sıcaklığı yaklaşık olarak eşit oranda değişmektedir. Giriş menfez sınırında 6 °C olan hava sıcaklığı akış kanalının yüksekliği boyunca artarak, çıkış menfez sınırında yaklaşık 8 °C olmaktadır. Ancak $z/S=-0.85$ sınırında, $y=0.5$ m' de cam yüzey sıcaklığının etkisiyle sıcaklık değeri 6 °C'nin altına düşmekte ve 5.2 °C olmaktadır. Toplayıcı yüzey sıcaklığı ise giriş menfez sınırında yaklaşık 11.6 °C' dir ve logaritmik olarak artarak toplayıcı orta noktasında ($y=1.4$ m) 13.1 °C' ye ulaşmaktadır. Bu noktadan sonra toplayıcı yüzey sıcaklığı yavaş bir periyotla artmaktadır. Burada menfez giriş ve çıkış sıcaklıkları da görülmektedir. 6 °C'den akış kanalına giren hava ısınarak 8.2 °C sıcaklıkta çıkış menfezinden akış kanalını terk etmektedir. Saat 9-17 arası, akış kanalı içerisinde farklı noktalardaki sıcaklık değerinin akış kanalı yüksekliği boyunca değişimi EK 1. 3'de verilmiştir.



Şekil 4. 2. Akış Kanalı İçerisinde Farklı Noktalardaki Sıcaklık Değerinin Akış Kanalı Yüksekliği Boyunca Değişimi

Şekil (4.3)' de akış kanalı içerisindeki ortalama hızın $y=0.3$, 1.4 ve 2.5 ' deki dağılımı verilmiştir. $y=0.3$ m giriş menfezlerinin tam üst sınırına denk gelmektedir. Görüldüğü gibi odanın alt kısmından çıkış kanalına giren hava z doğrultusunda hareketlenerek akış kanalı genişliği boyunca yaklaşık eşit (0.1 m/s) olmaktadır. Ancak $z=0$ 'da menfez sınırında ortalama hız daha fazla olup cam yüzeyine yaklaştıkça ($z=-0.2$ m) toplayıcı genişliği boyunca yaklaşık eşit olmaktadır. $y=1.4$ m toplayıcının tam orta noktasını göstermektedir. Toplayıcı yüzeyinde 1.1 m yol alan havanın hız profili açık olarak görülmektedir. Toplayıcı yüzeyinde hızlanan hava menfez hizalarında yaklaşık $0.26-0.27$ m/s olmaktadır. Akış kanalı ortalarında hava hızı azalarak 0.04 m/s'ye düşmekte ve cam sınırında tekrar artarak yaklaşık 0.11 m/s'ye ulaşmaktadır. Burada dikkat edilmesi gereken diğer bir nokta; toplayıcı sınırında ortalama hava hızı (0.02 m/s) orta menfezde ($x/X=0.5$) daha fazladır ve kenarlara yaklaştıkça azalmaktadır. $y=2.5$ m, üst menfezlerin (çıkış) alt sınırını göstermektedir.

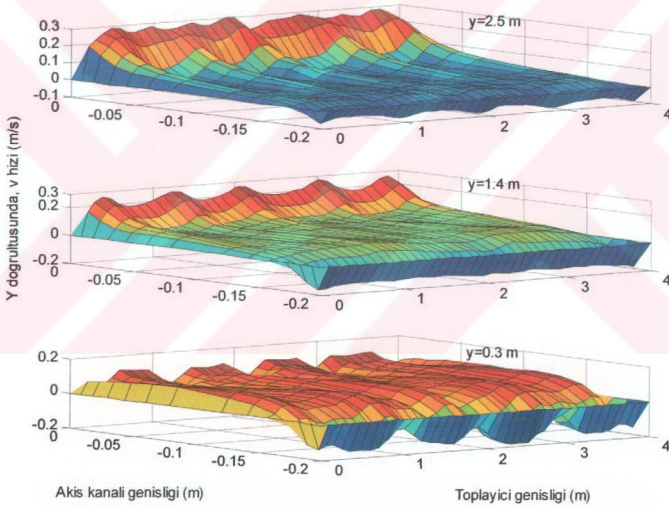


Şekil 4. 3. Akış Kanalının Farklı Noktalarında Ortalama Hava Hızının Dağılımı (Saat 8)

Burada toplayıcı yüzeyindeki ortalama hava hızı artarak 0.3 m/s'ye ulaşmaktadır. Ayrıca $y=1.4$ m'de belirgin olarak görülen menfez noktaları bu sınırdaki ($y=2.5$ m) dağılımı noktasında yaklaşık eşit olmaktadır. $z=-0.05$ m'den sonra menfez hizasında ortalama hızlar az da olsa belirginleşmektedir. Ayrıca $z=-0.2$ m'de ($z/Z=-1$) hava hızı sıfır olurken, cam sınırında

ortalama hava hızı azalarak 0.05 ila 0.08 m/s arasında değişmektedir. Ayrıca Şekil (4. 3)' de görüldüğü gibi akış kanalının ve toplayıcının genişliği boyunca alt noktalarda cam tarafında yüksek olan ortalama hava hızı y doğrultusunda azalmakta, toplayıcı tarafında artmaktadır. Bununla birlikte akış kanalı içerisinde alt noktalarda ortalama hava hızı daha belirgin olurken, üst noktalarda azalarak yaklaşık homojen bir hız dağılımı oluşmaktadır.

Şekil (4.3)' de verilen ortalama hızların y doğrultusundaki hız bileşeni Şekil (4. 4)'de verilmiştir. Görüldüğü gibi $y=0.3$ m'de toplayıcı sınırında ve menfez çıkışlarında v hızı çok düşük değerlerdedir. Çıkış menfezleri arasında ise $v=0.11$ m/s ile pozitif doğrultudadır. $z=-0.16$ m' ye kadar v hızı tamamen pozitif olup değeri 0.05 ila 0.11 m/s arasında değişmektedir. Şekil (4.2.d)' de vurgulandığı gibi cam sıcaklığı alt noktalarda başlangıç sıcaklığından düşük olmakta ve akış kanalı yüksekliği boyunca da artmaktadır.



Şekil 4. 4. Akış Kanalının Farklı Noktalarında v Hızının Dağılımı (Saat 8)

Şekil (4.4)' de görüldüğü gibi cam sınırına yaklaştıkça sıcaklık farkından dolayı soğuyan hava aşağı doğru hareketlenmekte ve -0.17 m/s' ye ulaşmaktadır. $y=1.4$ m' de ise toplayıcı yüzeyinde Şekil (4.3)' de verilen ortalama hızın tamamını pozitif doğrultudaki v hızı oluşturmaktadır. Yine cam tarafında oluşan ortalama hızın hemen hemen tamamını negatif doğrultudaki v hızı oluşturmaktadır. Ayrıca, menfez hizalarında v hızı artarak $y=1.4$ m' de

ortalama 0.25 m/s' ye ulaşmaktadır. Benzer olarak $y=2.5$ m' de, toplayıcı yüzeyindeki ortalama hızın hemen hemen tamamı pozitif y doğrultusundadır. Cam sınırında ise ortalama hızın tamamı negatif y doğrultusunda görülmektedir. $y=0.3$ m' de cam tarafında $v=-0.17$ m/s olurken, yukarı çıktıkça azalmakta ve $y=1.4$ m' de -0.14 m/s, $y=2.5$ m' de ortalama -0.06 m/s olmaktadır. Toplayıcı yüzeyinde ise $y=0.3$ m' de $v=0.11$ m/s olurken, $y=2.5$ m' de artarak ortalama 0.29 m/s' ye ulaşmaktadır.

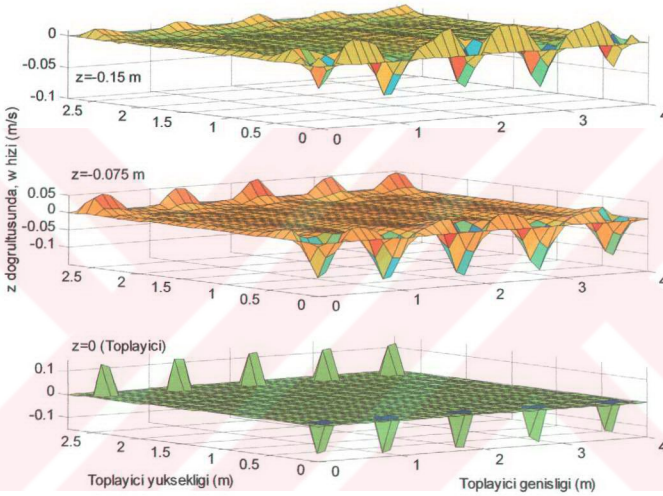
Tablo 4. 3. Saat 9 ila 17 arasında maksimum ve minimum hız değerleri

Saat	Y=0.3 m				Y=1.4 m				Y=2.5 m			
	Ortalama Hava Hızı (m/s)		y doğrultusunda v Hızı* (m/s)		Ortalama Hava Hızı (m/s)		y doğrultusunda v Hızı (m/s)		Ortalama Hava Hızı (m/s)		y doğrultusunda v Hızı (m/s)	
	Toplayıcı Tarafında	Cam Tarafında	Toplayıcı Tarafında	Cam Tarafında	Toplayıcı Tarafında	Cam Tarafında	Toplayıcı Tarafında	Cam Tarafında	Toplayıcı Tarafında	Cam Tarafında	Toplayıcı Tarafında	Cam Tarafında
9	0.16	0.12	0.16	0.1 (-0.05)	0.42	0.09	0.41	-0.09	0.46	0.04	0.45	-0.03
10	0.19	0.13	0.17	0.05 (-0.05)	0.46	0.09	0.46	-0.09	0.52	0.04	0.52	-0.03
11	0.2	0.13	0.19	0.11 (-0.05)	0.52	0.09	0.52	-0.09	0.59	0.04	0.59	-0.03
12	0.23	0.14	0.21	0.12 (-0.05)	0.59	0.09	0.59	-0.09	0.66	0.05	0.66	-0.03
13	0.21	0.13	0.2	0.12 (-0.05)	0.55	0.09	0.55	-0.09	0.62	0.04	0.62	-0.03
14	0.19	0.13	0.18	0.1 (-0.05)	0.48	0.09	0.48	-0.09	0.54	0.04	0.54	-0.03
15	0.18	0.12	0.16	0.1 (-0.05)	0.44	0.09	0.44	-0.09	0.49	0.04	0.49	-0.04
16	0.15	0.12	0.15	0.1 (-0.05)	0.38	0.1	0.38	-0.1	0.41	0.04	0.41	-0.04
17	0.12	0.12	0.12	0.11 (-0.05)	0.28	0.11	0.28	-0.11	0.3	0.05	0.29	-0.05

* Bileşke hızlarda görülen '-' işareti hava hızının doğrultusunu göstermektedir.

Saat 9-17 arasında, akış kanalının farklı noktalarındaki hız dağılımı EK 1. 4'de verilmiştir. Bu zaman aralığında ortalama hava hızı, v ve w hız bileşenlerinin maksimum-minimum değerleri Tablo 4. 3'de verilmiştir. Görüldüğü gibi ortalama hava hızı saat 12'de maksimum olurken akış kanalı yüksekliği boyunca artarak ilerlemektedir. $y=0.3$ m'de toplayıcı sınırında 0.23 m/s olan ortalama hava hızı $y=1.4$ m'de 0.59 m/s ve $y=2.5$ m'de 0.66 m/s olmaktadır. Cam sınırında ise toplayıcı sınırın aksine akış kanalı yüksekliği boyunca ortalama

hava hızı azalmaktadır. Saat 12’de, cam sınırında aynı sıraya göre ortalama hava hızı 0.14, 0.09 ve 0.05 m/s olarak değişmektedir. Şekiller ve Tablodan da görüldüğü gibi akış kanalı içerisinde meydana gelen ortalama hava hızının hemen hemen tamamı y doğrultusunda hareket etmektedir. Toplayıcı sınırında yukarı doğru olan v hızı, cam sınırında cam yüzey sıcaklığının düşük olmasından dolayı aşağı doğru olmaktadır. Şekil 4. 2’de görüldüğü gibi yerel cam yüzey sıcaklığı akış kanalı yüksekliği boyunca artmaktadır. Bu durumda sıcaklık farkı azalmakta ve buna bağlı olarak hava hızı azalmaktadır.



Şekil 4. 5. Akış Kanalının Farklı Noktalarında w Hızının Dağılımı (Saat 8)

Şekil (4.5)’ de z doğrultusunda, w hızının $z=0$ (toplayıcı yüzeyi), $z=-0.075$ m ve $z=-0.15$ m’ deki değişimi verilmiştir. Görüldüğü gibi toplayıcı yüzeyinde hava hızı sıfırdır. Menfez giriş ve çıkış noktalarında ise hava hızının tamamı z doğrultusundadır. Toplayıcı yüzeyinde giriş menfezleri $0.1 < y < 0.3$ m, çıkış menfezleri ise $2.5 < y < 2.7$ m aralığına yerleştirilmiştir. Bu zaman adımı giriş ve çıkış menfezlerindeki w hava hızı eşittir ve değeri 0.12 ila 0.15 m/s arasında değişmektedir. Giriş menfezlerinde, merkez menfezde ($x/X=0.5$) w hızı -0.136 m/s olurken, kenar menfezlere doğru azalmakta ve -0.129 m/s olmaktadır. Çıkış menfezlerinde ise merkez menfezde ($x/X=0.5$) $w=0.15$ m/s olurken, kenarlara doğru azalarak kenar menfezlerde ($x/X=0.05$ ve 0.95) $w=0.126$ m/s olmaktadır. Toplayıcı yüzeyinden uzaklaştıkça ($z=-0.075$ m)

çıkış menfezlerinin, z doğrultusundaki w hızı üzerindeki etkisi azalmakta ve $w=0.05$ m/s olmaktadır. Giriş menfezlerinin ise $z=-0.075$ m' de etkisi devam etmektedir. Giriş ve çıkış menfezleri arasında, toplayıcı yüksekliği boyunca w hızı çok düşük seviyede seyretmektedir (yaklaşık 10^{-4} mertebesinde) görülmektedir. $z=-0.15$ m' de ise çıkış menfezlerinin w hızı üzerindeki etkisi azalmakta ve menfez hizalarında $w=0.02$ m/s olmaktadır.

Toplayıcı yüzeyine saat 7 ila 8 arasındaki zaman aralığı boyunca 29.54 W/m^2 ısı akısı uygulanmıştır. Bu, sisteme verilen enerjinin 1169.78 kJ olduğunu göstermektedir. Toplayıcı yüzeyi boyunca alınan enerji (Q_E):

$$Q_E = \dot{m}_T . C . \Delta T \quad (4.1)$$

bağıntısından hesaplanmıştır. Bu zaman adımımda akış kanalından geçen havanın toplam kütleli debisi ($\dot{m}_T$) 0.0251 kg/s 'dir. Kütleli debi:

$$\dot{m}_T = \dot{m}_{\varphi 1} + \dot{m}_{\varphi 2} + \dot{m}_{\varphi 3} + \dot{m}_{\varphi 4} + \dot{m}_{\varphi 5} \quad (4.2)$$

giriş yada çıkış menfezlerinin her birinden geçen kütleli debilerin toplamına eşittir. Denklem (4.2)' de verilen giriş ve çıkış menfezleri arasındaki ortalama sıcaklık farkı ($\Delta T=T_{oc}-T_{og}$) $2.14 \text{ }^\circ\text{C}$ olmaktadır. Buna göre giriş ve çıkış menfezleri arasında, toplayıcıdan alınan enerji (Q_E) 194.65 kJ olmaktadır. Odanın ortalama sıcaklığı ise $6 \text{ }^\circ\text{C}$ ' den $6.263 \text{ }^\circ\text{C}$ ' ye çıkmıştır. Bu sıcaklık artışına göre odadaki enerji artışı (Q_o):

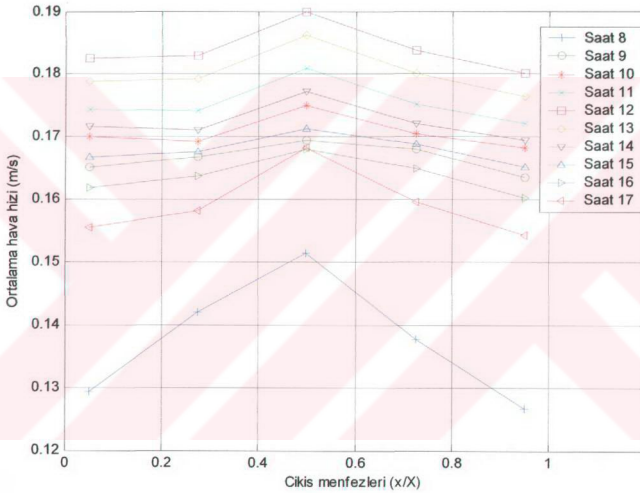
$$Q_o = \rho . V_h . C . (T_{od}^i - T_{od}^{i+1}) \quad (4.3)$$

bağıntısından hesaplanmıştır. Bu bağıntıya göre oda içerisindeki enerji artımı 14.46 kJ olmaktadır.

4.2. $T_{cv}=0 \text{ }^\circ\text{C}$ için Değerlendirme

Bu çalışmada başlangıç olarak çevre sıcaklığı (T_{cv}) $0 \text{ }^\circ\text{C}$ olarak seçilmiştir. Bu sıcaklık değerine bağlı sıcaklık ve hız değerleri elde edilmiştir. Bilindiği gibi güneş kolektörleri gibi pasif ısıtım bir sistem kompakt ısı değiştiricisi gibi düşünülebilir. Bununla birlikte ısı transferi akışkan hızıyla, dolayısıyla akışkan debisiyle doğrudan ilişkilidir. Bu çalışmada görülmüştür ki;

menfezlerdeki ortalama hava hızları yan duvarlardan uzaklaştıkça artmakta ve merkez menfezde daima en büyük değerde olmaktadır. Şekil (4.6)' da görüldüğü gibi her bir zaman adımı için çıkış menfezlerindeki ortalama hava hızının değişimi bu durumu sağlamaktadır. Saat 8' de 29.54 W/m^2 ısınım değeri için merkez menfezde ortalama hava hızı 0.151 m/s olurken 67.51 W/m^2 için 0.169 m/s , 107.84 W/m^2 için 0.174 m/s , 147.72 W/m^2 için 0.18 m/s , 206.96 W/m^2 için 0.189 m/s , 194.84 W/m^2 için 0.186 m/s , 131.81 W/m^2 için 0.177 m/s , 91.25 W/m^2 için 0.171 m/s , 52.03 W/m^2 için 0.168 m/s ve 18.62 W/m^2 için 0.16 m/s olmaktadır. Dış menfezlerde ise saat 8 'de ortalama 0.12 m/s hız ile başlayarak maksimum (saat 12) 0.18 m/s olmakta ve azalarak 0.15 m/s 'ye (saat 17) düşmektedir.



Şekil 4. 6. Her Bir Zaman Adımındaki Ortalama Hava Hızının Çıkış Menfezlerine Göre Değişimi

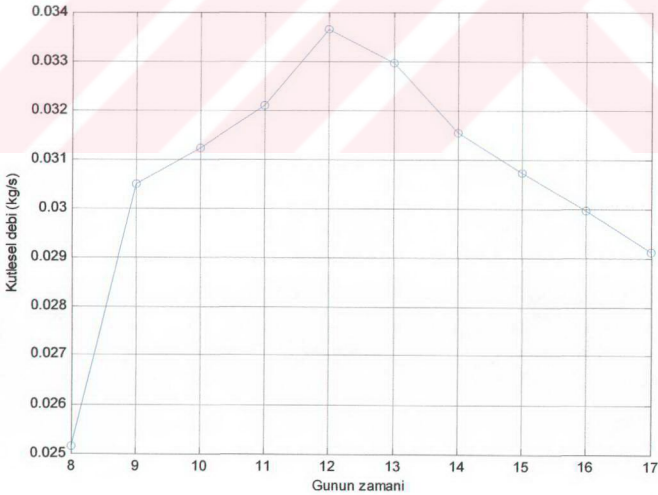
Toplam kütsel debi belirlenirken Denklem (4.2) kullanılmıştır. Yukarıda detaylı olarak verilen hız değerlerine bağlı olarak çıkış menfezlerindeki toplam kütsel debinin değişimi Şekil (4.7)' de verilmiştir. Görüldüğü gibi saat 8' de 0.0016 kg/s olan toplam kütsel debi saat 12' ye kadar artmakta ve maksimum 0.022 kg/s değerine ulaşmaktadır. Akabinde tekrar ısınım değerine bağlı olarak azalmakta ve saat 17 'de 0.0194 kg/s olmaktadır.

Bölüm 3 'de belirtildiği gibi model yüzeylerinde TS 825 sınır şartları uygulanmıştır. Bu sınır şartlarına bağlı olarak modelin her bir yüzeyi yerel ve ortalama olarak farklı değerlere

sahip olmaktadır. Şekil (4.8)' de her bir yüzeydeki ortalama sıcaklık değerinin gün boyunca değişimi verilmiştir. Her bir yüzeyde ortalama sıcaklık değeri belirlenirken

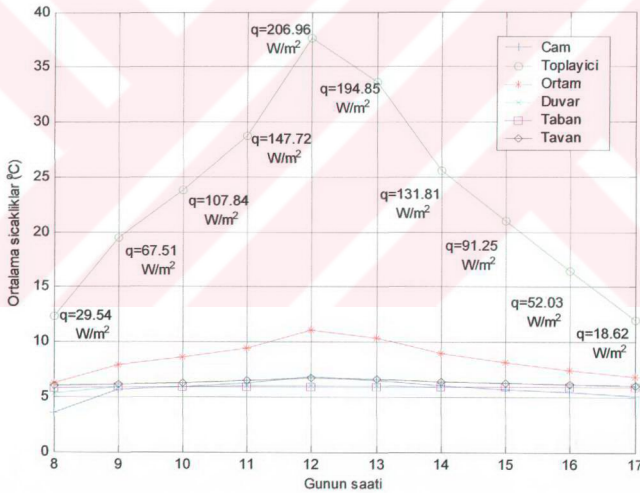
$$T_{m(i,j)} = \frac{\sum_{i,j=0}^{i,j=n} T(i,j)}{N} \quad (4.4)$$

bağıntısı kullanılmıştır. Burada N, ortalama sıcaklığı tespit edilen yüzeydeki toplam grid sayısını göstermektedir. En belirgin sıcaklık değişimi doğal olarak toplayıcı yüzeyinde olmaktadır. Işınım değerine bağlı olarak ortalama toplayıcı sıcaklığı 12.3 °C' den başlayarak artmakta ve maksimum 37.62 °C olmaktadır (saat 12). Bununla birlikte ortalama cam sıcaklığı toplayıcı yüzey sıcaklığı paralel olarak 3.56 °C ile başlamakta ve 6.79 °C' ye kadar çıkmaktadır. Camın toplam ısı transfer katsayısı (U=2.6 W/m²K) açısından cam sıcaklığının değişimini bakıldığında saat 10' a kadar (q=107.84 W/m²) ortama ısı kaybedildiği için başlangıç sıcaklığının (6 °C) altına düştüğü görülmüştür. Bu değer, ısınımın ve dolayısıyla toplayıcı sıcaklığının artmasıyla birlikte artmış ve 6 °C' nin üzerine çıkmıştır. Işınım değerinin 91.24 W/m²' ye düşmesiyle birlikte (saat 15) tekrar 6 °C' nin altına düşmüş ve saat 17' de 5.12 °C olmuştur. Ortalama ortam sıcaklığı ise başlangıçta 6 °C olarak belirlenmiştir.



Şekil 4. 7. Menfezlerden Geçen Toplam Kütleli Debinin Zamana Göre Değişimi

Saat 8' de 6.26 °C' ye çıkan ortalama ortam sıcaklığı sırasıyla 7.92, 8.65, 9.44 ve saat 12' de 11.1 °C olmaktadır. Daha sonra ışıma dolayısıyla toplayıcı sıcaklığına bağlı olarak azalmakta ve sırasıyla 10.31, 8.92, 8.16, 7.47 ve saat 17'de 6.86 °C olmaktadır. Ortalama tavan sıcaklığı ise çıkış menfezlerinin etkisiyle ve de toplam ısı transfer katsayısına ($u=0,39 \text{ W/m}^2\text{K}$) bağlı olarak daima 6 °C' nin üzerinde olmaktadır. Ortalama tavan sıcaklığı maksimum değerine saat 12'de ulaşmıştır (6.75 °C). Duvarların ortalama ısı transfer katsayısı $0.562 \text{ W/m}^2\text{K}$ olarak seçilmiştir. Bu sınır şartlarına bağlı olarak ortalama duvar sıcaklığı saat 12 dışında daima başlangıç sıcaklığının (6°C) altında olmaktadır. Saat 8'de duvarlardan 0°C sıcaklıktaki çevreye ısı kaybolmakta ve ortalama duvar sıcaklığı 5.31 °C olmaktadır. Işınım değerinin artmasıyla ortalama duvar sıcaklığı da artmakta ve saat 12'de 6.02 °C olmaktadır. Modelin tabanında ise sabit sıcaklık (6°C) sınır şartı uygulamaktadır. Saat 8'de duvar sıcaklıklarının etkisiyle yer yer taban sıcaklığı düşmekte ve ortalama 5.77 °C olmaktadır. Bunun dışında başlangıç sıcaklığına (6°C) yakın değerlerde ve gün boyunca en az değişimi gösteren sınır olmaktadır.



Şekil 4. 8. Ortalama Yüzey Sıcaklıkların Zamana Göre Değişimi

Şekil (4.9)' da sistemdeki enerjinin zamana göre değişimi kıyaslamalı olarak verilmiştir. Grafikte cam yüzeyinden dış ortama kaybolan saatlik enerji, toplayıcı yüzeyine düşen saatlik enerji toplayıcıdan elde edilen saatlik enerji, oda içerisindeki enerji artışı ile toplayıcı ile cam yüzeyi arasındaki ışıma ile enerji transferinin gün boyunca değişimi verilmiştir. Görüldüğü gibi

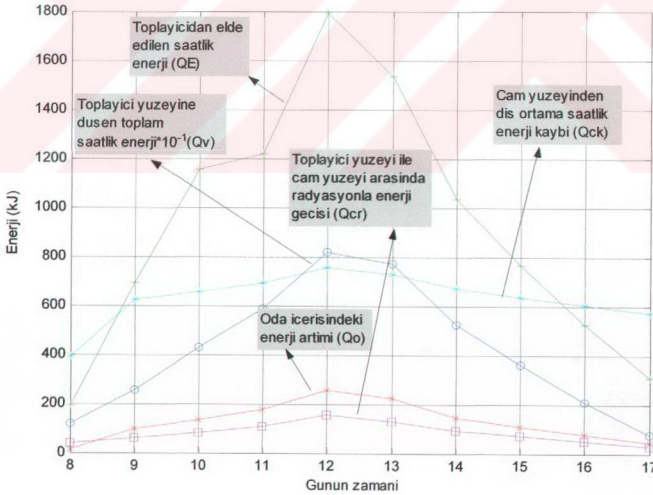
saat 8' de toplayıcı yüzeyine düşen saatlik enerji ($Q_v=IxAx3.6$ kJ) 1169,78 kJ' dur. Buna karşılık elde edilen enerji (Denklem 4.1) 194,65 kJ' dur. Oda içerisindeki enerji artımı (Q_o) ise 13,27 kJ olmaktadır. Aynı zaman adımında cam yüzeyinden ortama kaybolan enerji (Q_{CK}) ise 390, 79 kJ' dur. Burada Q_{CK} bağıntısı hesaplanırken:

$$Q_{CK} = U \cdot \int_0^A (T_{e(i,j)} - T_{cv}) dA \quad (4.5)$$

denklemini kullanılmıştır. Burada U camın toplam ısı transfer katsayısıdır. Saat 8'de toplayıcı yüzeyi ile cam arasındaki ışınlama transfer edilen enerji miktarı 37.26 kJ' dur. Bilindiği gibi iki yüzey arasında ışınlama ısı transferi

$$Q_{cr} = \frac{\sigma \cdot A \cdot (T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} \quad (4.6)$$

bağıntısıyla hesaplanır.



Şekil 4. 9. Sistemin Enerjisinin Zamana Göre Değişimi

Bu çalışmada şu ana kadar yapılan hesaplamalar doğrultusunda cam ve toplayıcının ortalama sıcaklığı kullanılarak ışınlama ısı transferi elde edilebilir. Ancak cam ve toplayıcı yüzeyindeki yerel sıcaklık değerleri paralel değişmediği gibi ortalama sıcaklıklara göre elde edilen değerler de %20' lere varan farklılık göstermektedir. Bu nedenle camdan çevreye kaybolan ısı transferi ve ışınlama ısı transferi hesaplanırken yerel sıcaklık değeri kullanılmaktadır. Bu durumda Denklem (4.6):

$$Q_{cr} = \frac{\sigma}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} \cdot \int_0^A (T_{T(i,j)}^4 - T_{c(i,j)}^4) dA \quad (4.7)$$

şekline dönüştürülerek hesaplama yapılmıştır. Burada sıcaklık değerlerinin K (Kelvin) olması gerektiği gözden kaçmamalıdır. Ayrıca denklemde yer alan σ terimi Stefan-Boltzman sabiti ($5.67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$) ve ε yüzeylerin ışınlam yayma katsayısıdır. Şekil (4.9)' da görüldüğü gibi toplayıcı yüzeyine düşen toplam saatlik enerji değeri diğer değerlerin daha açık görülmesi için 10^{-1} ile çarpılarak yerleştirilmiştir. Gün ortasında (Saat 12) toplayıcı yüzeyine düşen ortalama ışınlam saatlik enerjisi 8195.61 kJ olmaktadır. Buna karşılık toplayıcıdan elde edilen enerji 1790.86 kJ, oda içerisindeki enerji artışı 257.48 kJ, camdan kaybolan enerji 755.98 kJ ve akış kanalındaki ışınlama enerji transferi 152.93 kJ olmaktadır.

Literatürde ısı transferi karakteristikleri Nusselt sayısı ile belirlenmektedir. Bilindiği gibi Nusselt sayısının belirlenmesinde karakteristik uzunluk önemli bir parametredir. Bu nedenle doğal taşınımın karakteristikliğini belirleyen Rayleigh sayısı (Ra) ile Nusselt sayısının birlikte ele alınması gerekir. Bu çalışmada ısı akısı ve akış kanalı genişliğini içeren düzeltilmiş Rayleigh sayısı kullanılmıştır.

$$Ra = \frac{g \beta q S^4}{k \alpha \nu} \quad (4.8)$$

Bu bağıntıya göre Elazığ iklim şartları için modellenen ışınlam değerine (ısı akısı) bağlı olarak Rayleigh sayısı 1.6×10^8 ile 1×10^9 arasında değişmektedir. Nusslet sayısı tespit edilirken düzeltilmiş Rayleigh sayısında kullanılan ısı akısı (q) ve akış kanalı genişliği (S) dikkate alınmıştır [47]. Buna göre yerel Nusslet sayısı;

$$Nu_{(x,z)} = \left(\frac{qS}{(T_{(x,y)})_{z=0} - T_{c(x,y)}} \right) k = \frac{1}{\theta|_{z=0}} \quad (4.9)$$

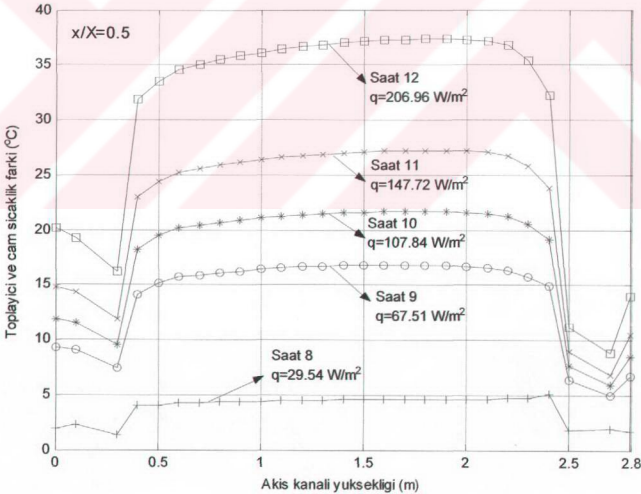
Burada boyutsuz sıcaklık olarak;

$$\theta = \frac{T - T_c}{\frac{qS}{k}} \quad (4.10)$$

bağıntısı kullanılmıştır. Yerel Nusselt sayısından yararlanarak ortalama Nusselt sayısı;

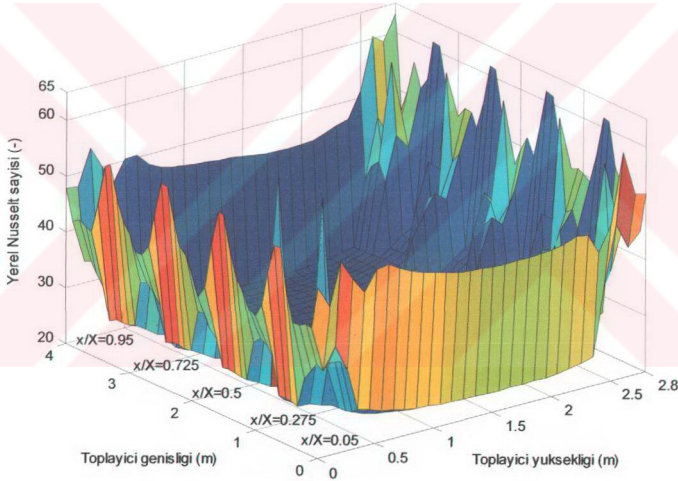
$$Nu = \frac{qS}{k} \frac{1}{\frac{1}{A} \cdot \int_A (T_{(x,y)}|_{z=0} - T_{c(x,y)}) dA} = \frac{1}{\frac{1}{A} \cdot \int_A \theta|_{z=0} dA} \quad (4.11)$$

olarak elde edilir. Denklem (4.9)' da görüldüğü gibi yerel Nusselt sayısı, ısı akısı ve akış kanalı genişliği ile doğru orantılı, yerel cam ve toplayıcı sıcaklık farkı ile ters orantılıdır. Literatürde bu sistemler ya Trombe duvar olarak ya da iki plaka arasında akış olarak ele alınmıştır. Trombe olarak inceleyen sistemlerde cam, ya sabit sıcaklık ya da izolasyon sınır şartına göre modellenmiştir. Bu çalışma bu nedenden dolayı literatür ile tamamen farklılık göstermektedir.



Şekil 4. 10. Toplayıcı ve Cam Sıcaklık Farkının Akış Kanalı Yüksekliği Boyunca Değişimi

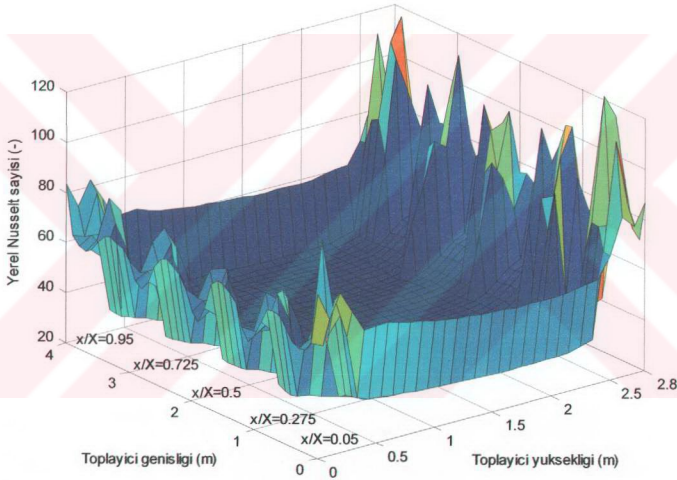
Şekil (4.10)' da $x/X=0.5$ ' de toplayıcı ile cam yüzeyinin yerel sıcaklık farkının akış kanalı yüksekliği boyunca değişimi verilmiştir. Görüldüğü gibi saat 8' de toplayıcı ile cam yüzey sıcaklık farkı $y = 0.3$ m' ye kadar yaklaşık 2 °C olmaktadır. $y = 0.4$ m' de artarak 4.08 °C olmakta ve $y=2.4$ m' ye kadar artarak 5.03 °C' ye çıkmaktadır. Bu noktadan sonra (çıkış menfezleri sınırı) 1.8 °C' ye kadar düşmektedir. Saat 9' da ise toplayıcı ve cam yerel sıcaklık farkı yaklaşık 9 °C ile başlamakta menfez hizasında 7.4 °C' ye düşmekte ve daha sonra artarak $y=2.3$ m' de 15.76 °C olmaktadır. Daha sonra 6.4 ve 4.99 °C' ye düşmektedir. Bu değişimin bütün zaman adımlarında farklı değerlerde fakat paralel olduğu görülmektedir. Saat 12' de minimum sıcaklık farkı 8.78 °C, maksimum sıcaklık farkı 37.31 °C olmaktadır. Denklem (4.9) ve Şekil (4.10) dikkate alınırsa bütün zaman adımlarında $0 \leq y \leq 0.4$ ve $2.4 \leq y \leq 2.8$ aralığında minimum sıcaklık farkı oluştuğundan bu aralıkta maksimum yerel Nusselt sayısı görülmelidir.



Şekil 4. 11. Saat 8 İçin Yerel Nusselt Sayısının Dağılımı

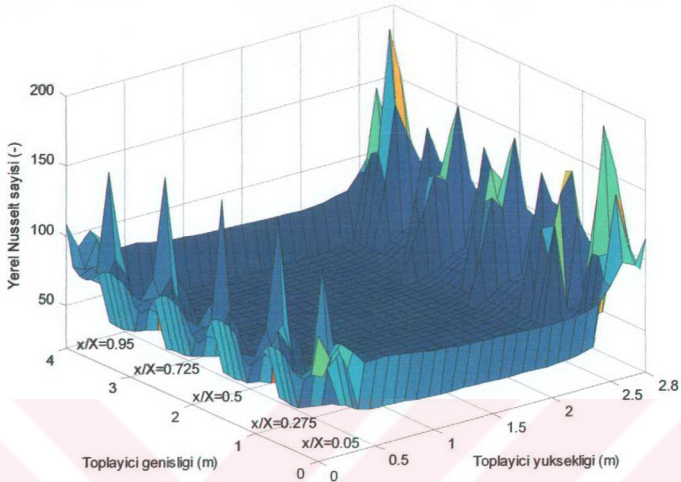
Şekil (4.11)' de saat 8 için yerel Nusselt sayısının dağılımı verilmiştir. Görüldüğü gibi $x=0$ 'da sıcaklık farkı az olduğu için akış kanalı ortalarında yerel Nusselt sayısı 46 civarında olurken $y=0$ 'da 50, $y=2.8$ m' de 52 olmaktadır. $x/X=0.05$ 'de akış kanalı orta bölgelerinde yerel Nusselt sayısı yaklaşık 22 olmaktadır. Şekil (4.10)' dan da görüldüğü gibi giriş ve çıkış menfezleri sınırlarında sıcaklık farkı azalmaktadır. Denklem (4.9)'a göre sıcaklık farkının azalması yerel Nusselt sayısını artırmalıdır. Elde edilen değerler de buna paralel olarak

değişmektedir. $x/X=0.5$ 'de, $y=0$ m' de sıcaklık farkı 1.9 °C, yerel Nusselt sayısı 43.1 , $y=0.1$ m' de sıcaklık farkı 2.29 °C, yerel Nusselt sayısı 35.44 , $y=0.4$ m' de 1.32 °C' ye 34.08 , $y=0.5$ m' de 4.07 °C' ye 24.22 , $y=0.6$ m' de 4.22 °C' ye 23.63 olmaktadır. $y=2.2$ m' ye kadar sıcaklık farkı 4.7 °C' ye kadar artmaktadır. Buna karşılık bu noktada yerel Nusselt sayısı 23.26 olmaktadır. $y=2.25$ m' de cam ile toplayıcı yüzey sıcaklık farkı 1.83 °C' ye düşerken Nusselt sayısı 37.47 ye çıkmaktadır. Şekil (4.11)'de görüldüğü gibi giriş menfezleri hizasında menfez sınırlarında yerel Nusselt sayısı 55 'e kadar çıkmaktadır. Menfezler arasında 39 'dan başlayarak $42-46$ arasında değişmektedir. Çıkış menfezleri hizasında yerel Nusselt sayısı artmakta ve menfez sınırlarında yaklaşık 62 'ye kadar çıkmaktadır. Menfezler arasında ise 50 civarında olmaktadır. Şekil (4.11) göz önüne alınarak akış kanalı boyunca yerel sıcaklık farkı da tahmin edilebilir.

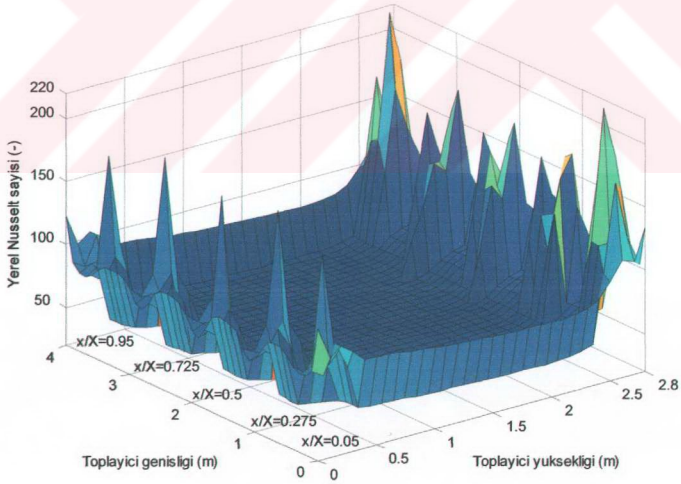


Şekil 4. 12. Saat 9 İçin Yerel Nusselt Sayısının Dağılımı

Şekil (4.12)' de saat 9 için yerel Nusselt değerleri verilmiştir. Bu zaman adımımda ışıınım değeri bir önceki zaman adımımda göre $\%128$ oranında artarak 67.51 W/m² olmuştur. Buna karşılık yerel Nusselt sayısı $\%54$ ile $\%109$ arasında artmıştır. Benzer olarak toplayıcı ile cam yüzey sıcaklık farkı $\%59$ ile $\%400$ arasında artış göstermektedir. Sıcaklık farkının bu oranda artmasına karşılık ışıınım değerinin de artımı dikkate alınmalıdır. $x=0$ m' de bir önceki zaman adımımda (saat 8) 43.4 olan yerel Nusselt sayısı bu zaman adımımda $\%35$ artarak 58.7 olmaktadır. $x/X=0.05$ 'de minimum Nusselt sayısı bir önceki zaman adımımda 22.36 olurken, bu

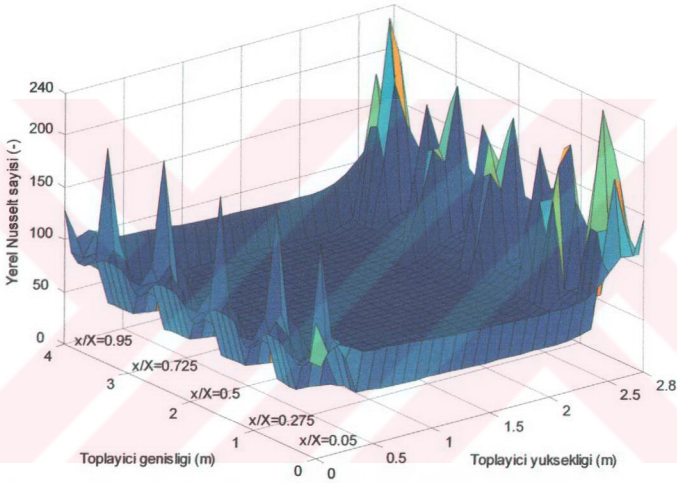


Şekil 4. 13. Saat 10 İçin Yerel Nusselt Sayısının Dağılımı



Şekil 4. 14. Saat 11 İçin Yerel Nusselt Sayısının Dağılımı

zaman adımı 31.26 olmaktadır. Maksimum yerel Nusselt sayısı ise 47.75'den 103.41' e çıkmaktadır. $x/X=0.275$ 'de bir önceki zaman adımı minimum ve maksimum yerel Nusselt sayısı sırasıyla 22.43 ile 54.1 olurken, bu zaman adımı 31 ile 105.92 olmaktadır. Minimum yerel Nusselt sayısı akış kanalı orta noktalarında görülürken, maksimum yerel Nusselt sayısı çıkış menfezi üst sınırında görülmektedir. Merkez menfezde ($x/X=0.5$) ise saat 8' de minimum ve maksimum yerel Nusselt sayısı 21.87 ile 49.3 olurken saat 9' da 30.67 ile 101.658 olmaktadır. Dikkat edilmesi gereken bir diğer durum ise; çıkış menfezleri hizasında merkez menfeze yaklaştıkça yerel Nusselt sayısı küçük oranda azalmaktadır.



Şekil 4. 15. Saat 12 İçin Yerel Nusselt Sayısının Dağılımı

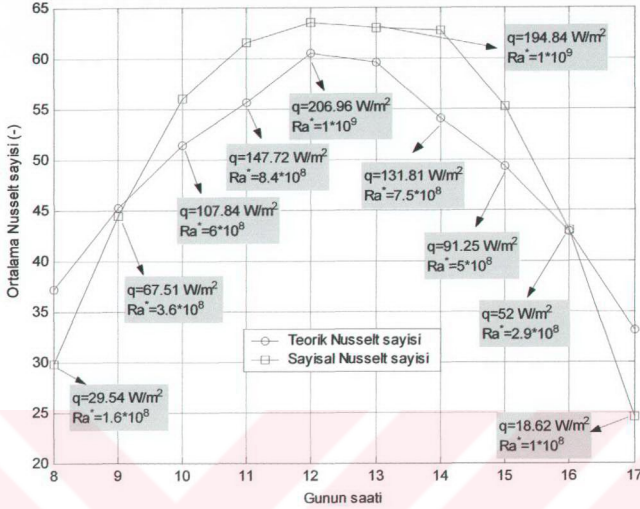
Şekil (4.13)' de saat 10 için akış kanalı yüzeyindeki yerel Nusselt sayısının dağılımı verilmiştir. Bu zaman adımı ısıtım değeri bir önceki zaman adımı göre %59.7 artarak 107.84 W/m² olmaktadır. Buna karşılık $x=0$ m' de minimum Nusselt sayısı %23.8 artarak 72.74, maksimum yerel Nusselt sayısı ise %32.7 oranında artarak 115.31 olmaktadır. $x/X=0.05$ ' de saat 9' da minimum ve maksimum yerel Nusselt sayısı sırasıyla 31.86 ile 103.41 olurken, saat 10'da bu noktada 39.17 ile 139.27 olmaktadır. Ayrıca minimum ve maksimum yerel Nusselt değerleri aynı grid noktalarında görülmektedir. $x/X=0.275$ 'de minimum ve maksimum yerel Nusselt sayıları sırasıyla %23 ve %35.33 artarak 38.13 ve 143.35 olmaktadır. Önceki zaman adımlarına paralel olarak giriş menfezleri hizasında maksimum yerel Nusselt sayısı

88.02 olurken çıkış menfezleri hizasında 143.35 olmaktadır. $x/X=0.5$ 'de (merkez menfez) maksimum yerel Nusselt sayısı çıkış menfezi sınırında olmasına karşın $x/X=0.275$ 'e göre %3.6 oranında azalarak 138.37 olmaktadır. Buna karşın bir önceki zaman adımına göre maksimum yerel Nusselt sayısı %36 oranında artmıştır. Minimum yerel Nusselt sayısı ise %23.8 artarak 38.02 olmuştur. Yine bu zaman adımında da çıkış menfezleri sınırında $x/X=0.05$ 'de 194.67 olan yerel Nusselt sayısı merkez menfeze yaklaştıkça azalmakta ve merkez menfez sınırında maksimum 150.48 olmaktadır. Giriş menfez sınırında ise tam tersi olarak kenar menfezlerde maksimum 148.08 olan yerel Nusselt sayısı merkez menfeze yaklaştıkça artmakta ve 114.08 değerine ulaşmaktadır.

Şekil (4.14) ve (4.15)'de saat 11 ve 12 için yerel Nusselt sayısının dağılımı verilmiştir. Saat 11' de $x=0$ 'da maksimum yerel Nusselt sayısı 133 olurken saat 12' de 144.69 olmaktadır. Saat 11 için $x/X=0.05$ 'de, çıkış menfezi sınırında maksimum 96.46 olan yerel Nusselt sayısı azalarak 42.51'e düşmekte ve çıkış menfezi sınırında artarak maksimum değerine (163.22) ulaşmaktadır. Saat 12' de ise aynı noktada giriş menfezi sınırında maksimum 98.49 ile olan yerel Nusselt sayısı $y=1.8$ m' de minimum değerine (43.19) düşmekte ve çıkış menfezi sınırında tekrar artarak maksimum 180.98 değerine ulaşmaktadır. $x/X=0.275$ 'de saat 11' de giriş menfezi sınırında 96.46 olan maksimum yerel Nusselt sayısı saat 12' de 98.37 olmaktadır. Çıkış menfezi sınırında ise saat 11' de maksimum yerel Nusselt sayısı 169.7 olurken saat 12' de 186.44 olmaktadır. Merkez menfezde ($x/X=0.5$) saat 11' de minimum ve maksimum yerel Nusselt sayısı 141.44 ve 162 olurken saat 12' de bu değerler 42.32 ile 178.54 olarak değişmektedir. Saat 11'de çıkış menfezi sınırında, kenar menfezde 226.78 olurken, merkez menfezde 176.14'e düşmektedir. Giriş menfezlerinde ise kenar menfezde 171.69 olan yerel Nusselt sayısı merkez menfezde artarak 181.88'e ulaşmaktadır. Saat 12'de ise çıkış menfezlerinde kenar ve merkez menfez sınırında maksimum yerel Nusselt sayısı 247.63 ve 167.89 olarak değişirken giriş menfezlerinde aynı sıraya göre 191.87 ile 193.99 olarak değiştiği görülmektedir.

Şekil (4.16)'da, Denklem (4.11)'e göre elde edilen ortalama Nusselt sayısının ve teorik ortalama Nusselt sayılarının zamana göre değişimi verilmiştir. Yukarıda da bahsedildiği gibi bu çalışma, cam yüzeyinde ısı kaybı sınır şartı uygulanması bakımından literatürde yapılan sayısal çalışmalardan farklılık göstermektedir. Buna bağlı olarak bir yüzeyinden sabit ısı akısı uygulanan ve diğer yüzeyinde ısı kaybı olan iki plaka arasındaki akışın zaman bağlı çözümü için literatürde ampirik bağıntı bulunmamaktadır. Bu nedenle teorik bağıntı için bizim çalışmamıza en yakın ampirik bağıntı olarak Bar-Cohen ve Rahsenow tarafından verilen

$$Nu = \left[\frac{C_1}{(Ra.S/L)^2} + \frac{C_2}{(Ra.S/L)^{1/2}} \right]^{-1/2} \quad (4.12)$$



Şekil 4. 16. Sayısal ve Teorik Ortalama Nusselt Sayısının Zamana Göre Değişimi
($Nu=0,0318.Ra^{0,366}$ ($r=0.975$))

bağıntı kullanılmıştır. Burada C_1 ve C_2 farklı cidar şartları için belirlenmiştir. Tam gelişmiş bölgede, sürekli rejim için elde edilen bu bağıntıda bir yüzeyi sabit ısı akısına maruz, diğer yüzeyi yalıtılmış sınır şartı için $C_1=24$ ve $C_2=2.51$ olarak verilmiştir. [48]. Buna göre saat 8'de, $29.55 \text{ W/m}^2 \text{ K'}$ lik ısı akısı için değiştirilmiş Rayleigh sayısı 1.6×10^8 olmaktadır. Rayleigh sayısının bu değeri için teorik ortalama Nusselt sayısı 37.16 olurken sayısal ortalama Nusselt sayısı 29.838 olmaktadır. Bir sonraki zaman adımında (saat 9) ısıtım değerine bağlı olarak $Ra=3.6 \times 10^8$ e çıkması durumunda teorik Nusselt değeri 45.18, sayısal Nusselt değeri ise 44.44 olmaktadır.

Şekil (4.16)'da görüldüğü gibi bu zaman adımından sonra sayısal ortalama Nusselt değeri teorik teoreği geçmekte ve saat 12'ye kadar sırasıyla 55.94, 61.56 ve 63.46 değerlerine ulaşmaktadır. Teorik ortalama Nusselt değeri ise 51.37, 55.57 ve 60.46 şeklinde değişmektedir. Daha sonra saat 16'da ($Ra=2.9 \times 10^8$) teorik ve sayısal Nusselt değerleri yaklaşık eşit olmaktadır. Bir sonraki zaman adımında $Ra=1 \times 10^8$ değerine düşmektedir. Buna bağlı olarak teorik ortalama Nusselt değeri 33.11 olurken sayısal ortalama Nusselt değeri 24.47 olmaktadır.

Burada ilk olarak irdelenmesi gereken durum şudur; teorik Nusselt hesaplanırken cam tarafı yalıtılmış, sayısal Nusselt hesaplanırken cam tarafına taşınımıyla ısı kaybı sınır şartı uygulanmıştır bu nedenden dolayı sayısal hesaplamada akış kanalından çevreye sürekli ısı kaybı

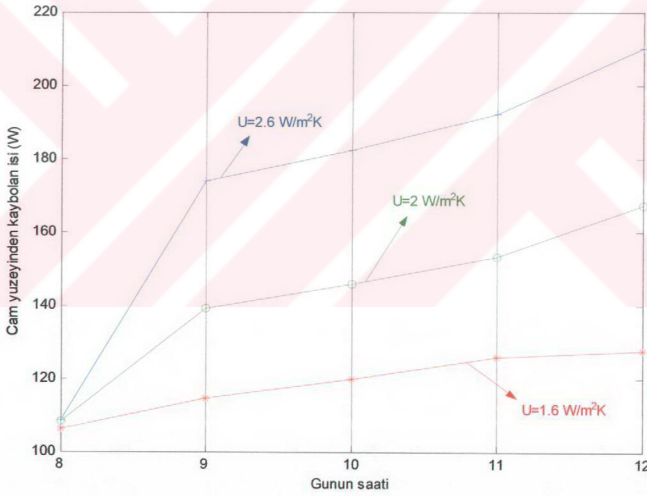
olacaktır. Bu durumda sayısal ortalama Nusselt değeri daima teorik ortalama Nusselt değerinden düşük olmalıdır. Ancak Şekil (4. 61)' de görüldüğü gibi saat 8 ve 17 dışında bütün zaman adımlarında sayısal ortalama Nusselt değeri teorik ortalama Nusselt değerlerinden büyüktür. Bu durum şu şekilde açıklanabilir: bu çalışmada sayısal hesaplama yapılırken zamana bağlı çözüm uygulanmıştır. Saat 8'de sayısal ortalama Nusselt değeri yukarıdaki yaklaşıma uygun olarak teorik ortalama Nusselt sayısından düşük elde edilmektedir. Ancak bu çalışmanın literatürden bir diğer farkı da zamana bağlı değişken sınır şartı uygulanmıştır. Bu durumda saat 9 için ısınım değerleri girildiğinde saat 8'de elde edilen bütün veriler saat 9 için uygulanan çözüm, çözümün başlangıç şartları olmaktadır. Yani ısınım modellendikten sonra elde edilen denklemde her 15 dakikada bir ısınım elde edilmiş ve sırasıyla toplayıcı yüzeyi için uygulanmıştır. Her 15 dakikalık çözüm sonunda o zaman adımının başlangıç şartı bir önceki zaman adımının bitiş anındaki verileri olarak belirlenmiştir. Bu durumda saat 9 için çözüm uygulanırken saat 8' in, saat 10 için çözüm uygulanırken saat 9' un bittiğinde elde edilen veriler başlangıç şartı olarak belirlenmiştir. Bu nedenle her bir zaman adımında ısı transferi bir önceki zaman verilerine bağlı olarak artmaktadır.

Saat 8 ve 17' de sayısal ortalama Nusselt değerinin teorik ortalama Nusselt değerinden düşük olmasının sebebine gelince; saat 8'de ısınım değerinin dolayısıyla Rayleigh sayısının düşük olması ve camdan ortama kaybolan ısıнын (390.79 kJ) etkisiyle ortalama Nusselt değeri teorik Nusselt değerinden daha düşüktür. Saat 17'de ise başlangıç şartı olarak saat 16'da elde edilen verilerin kullanılmasına rağmen cam yüzeyinden çevreye olan ısı kaybı büyük oranda artmakta ve 570.68 kJ olmaktadır. Bu nedenle saat 17'de elde edilen ortalama Nusselt sayısı büyük oranda düşmekte ve teorik değerın altında kalmaktadır.

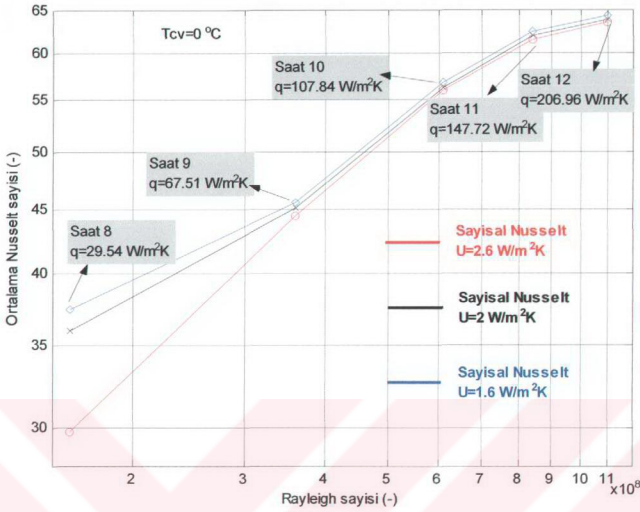
4. 3. Camın Toplam Isı Transfer Katsayısının Isı Transferine Etkisi

Bu çalışmada, cam yüzeyi için uygulanan taşınım sınır şartı camın üç farklı toplam ısı transfer katsayısına sahip olması durumu için değerlendirilmiştir. Bilindiği gibi ara boşluk dolgusuna göre çok katlı camların toplam ısı transfer katsayıları değişmektedir [49]. Bu çalışmada kullanılan toplam ısı transfer katsayıları TS 825'e göre belirlenmiş olan özelliklere göre seçilmiştir. Bu değerler çift cam ve üçlü cam tiplerinde elde edilebilen değerlerdir. $U = 2.6 \text{ W/m}^2\text{K}$; çift cam tipinde, $U=2$ ve $1.6 \text{ W/m}^2\text{K}$ ise üçlü normal cam tipinde farklı dolgu malzemesiyle elde edilebilmektedir. Denklem (4.5)' e göre camın toplam ısı transfer katsayısı, ısı geçişiyle doğru orantılıdır. Bu durumda camın ısı transfer katsayısı arttıkça çevreye kaybolan ısı artacaktır. Bu çalışmada elde edilen verilere göre camın toplam ısı transferinin değişmesi durumunda çevreye kaybolan ısı miktarı Şekil (4.17)'de verilmiştir. Çevre sıcaklığının (T_{cv}) sıfır

olması durumu için elde edilen bu değerlere göre camın toplam ısı transfer katsayısının değişmesi çevreye kaybolan ısıyı önemli oranda etkilemektedir. Görüldüğü gibi sabah 8'de ($q=29.54 \text{ W/m}^2$), $U=2.6 \text{ W/m}^2\text{K}$ olması durumunda 108.55 W , $U=2 \text{ W/m}^2\text{K}$ olması durumunda 108.3 W , ve $U=1.6 \text{ W/m}^2\text{K}$ olması durumunda 106.1 W olmaktadır. Bir sonraki zaman adımında (saat 9) ısı akısının artmasıyla cam yüzey sıcaklığı da artmıştır. Bu durumda Denklem (4.5)'e göre kaybolan ısı da artmalıdır. Görüldüğü gibi $U=2.6 \text{ W/m}^2\text{K}$ için saat 9' da kaybolan ısı bir önceki zaman adımına göre % 60.13 artarak 173.83 W , $U=2 \text{ W/m}^2\text{K}$ için % 28.43 oranında artarak 139.1 W ve $U=1.6 \text{ W/m}^2\text{K}$ için % 8.07 oranında artarak 114.57 W olmaktadır. Saat 10'da $U=2.6 \text{ W/m}^2\text{K}$ için kaybolan ısı 182.36 W , $U=2 \text{ W/m}^2\text{K}$ için 145.66 W ve $U=1.6 \text{ W/m}^2\text{K}$ 119.83 W olmaktadır. Gün ortasında (saat 12) her üç değer için de maksimum ısı kaybı meydana gelmektedir. Burada dikkat edilmesi gereken bir durum da; ısı akısının artmasıyla her üç toplam ısı transfer katsayısı için kaybolan ısı artmaktadır. Ancak toplam ısı transfer katsayısı arttıkça ısı akısının dolayısıyla Rayleigh sayısının etkisi de artmaktadır.



Şekil 4. 17. Cam Yüzeyinden Kaybolan Isının Zamana Göre Değişimi



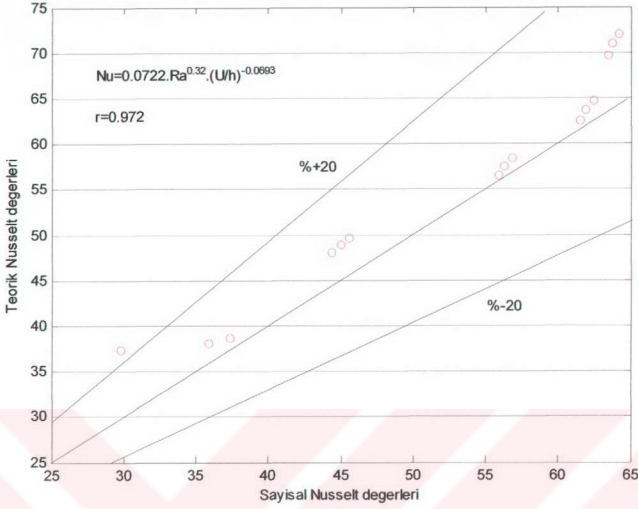
Şekil 4. 18. Ortalama Nusselt Sayısının Rayleigh Sayısı İle Değişimi

Şekil (4.18)' de camın toplam ısı transfer katsayısının ortalama Nusselt sayısı üzerindeki etkisi gösterilmiştir. Görüldüğü gibi toplam ısı transfer katsayılarının (U) üçü için de Nusselt sayısı üzerindeki en etkin parametre Rayleigh sayısıdır. Bununla birlikte düşük Rayleigh sayılarında camın toplam ısı transfer katsayısının etkisi daha fazla olmaktadır. $Ra=1.6 \times 10^8$ 'de, $U=2.6 \text{ W/m}^2\text{K}$ için $Nu=29.84$ olurken, $U=2 \text{ W/m}^2\text{K}$ için $Nu=35.95$ ve $U=1.6 \text{ W/m}^2\text{K}$ için $Nu=37.41$ olmaktadır. $Ra=3.6 \times 10^8$ olduğunda, $U=2.6 \text{ W/m}^2\text{K}$ için $Nu=44.44$, $U=2 \text{ W/m}^2\text{K}$ için $Nu=45.06$ ve $U=1.6 \text{ W/m}^2\text{K}$ için $Nu=45.58$ olmaktadır. Burada dikkat edilirse; $Ra=1.6 \times 10^8$ 'de, U değeri $2.6 \text{ W/m}^2\text{K}$ 'den $2 \text{ W/m}^2\text{K}$ 'ye düştüğünde Nusselt sayısı %20.47 artarken, $2 \text{ W/m}^2\text{K}$ 'den $1.6 \text{ W/m}^2\text{K}$ 'ye düştüğünde %4 artmaktadır. Bu durumda, camın toplam ısı transfer katsayısının azalması durumunda Nusselt sayısının azalan bir periyotla artacağı sonucu çıkarılabilir. $U=2.6 \text{ W/m}^2\text{K}$ için $Ra=1.1 \times 10^9$ olduğunda $Nu=63.46$ olurken aynı Rayleigh sayısında $U=1.6 \text{ W/m}^2\text{K}$ için $Nu=64.23$ olmaktadır. Şekil (4. 18)' de verilen bu Nusselt değerlere göre Statistica programı kullanılarak teorik Nusselt sayısı için denklem (4. 13)' de verilen ampirik bağıntı elde edilmiştir. Şekil (4. 19)'da görüldüğü gibi elde edilen bu ampirik bağıntı sonuçları, korelasyon katsayısı 0.976 için sayısal sonuçlarla %±20 uyumludur.

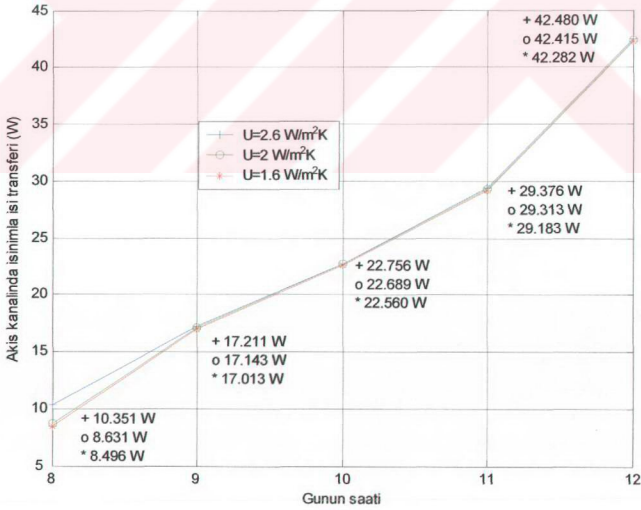
$$Nu=0.0722.Ra^{0.32}.(U/h)^{-0.0693}$$

$$(r=0.972)$$

$$(4. 13)$$



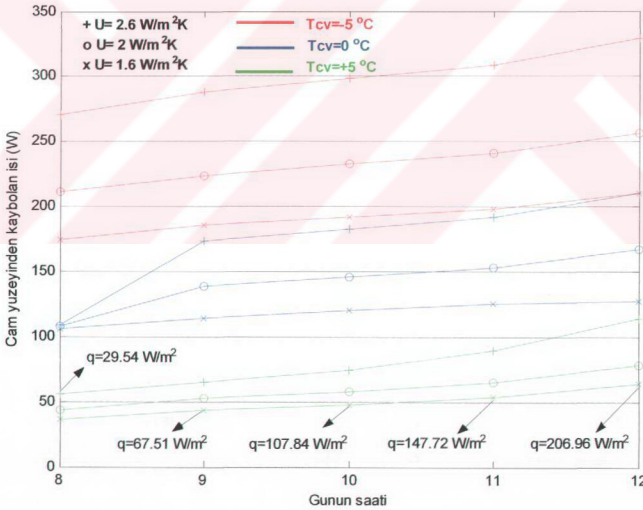
Şekil 4. 19. Sayısal ve Teorik Nusselt Değerleri (4. 13)



Şekil 4. 20. Akış Kanalında Isınım ile Isı Transferinin Zamana Göre Değişimi

Şekil (4.20)' de, camın toplam ısı transfer katsayısının ışınlı ısı transferi üzerine etkisi verilmiştir. Grafikten de görüldüğü gibi camın toplam ısı transferi katsayısının ışınlı ısı transferi üzerindeki etkisi çok düşük olduğu için her bir parametre için ısı transferi değeri grafik üzerinde verilmiştir. Nusselt sayısında olduğu gibi ışınlı ısı transferi üzerindeki en etkin parametre ısı akısı, dolayısıyla Rayleigh sayısıdır. Ancak Nusselt sayısının aksine camın toplam ısı transfer katsayısının azalması durumunda ışınlı ısı transferi de azalmaktadır. Bu durum Denklem (4.7) den de çıkarılabilir. Toplam ısı transfer katsayısının azalması durumunda cam yüzey sıcaklığı artacak ve sıcaklık farkına bağlı olarak ışınlı ısı transferi de azalacaktır. Görüldüğü gibi $Ra=1.6 \times 10^8$ 'den 3.6×10^8 değerine çıktığında her üç toplam ısı transfer katsayısı için de ışınlı ısı transferi ortalama %98 artmaktadır. Ancak saat 8 için veriler değerlendirildiğinde $U=1.6 \text{ W/m}^2\text{K}$ 'den $2 \text{ W/m}^2\text{K}$ 'e çıktığında ısı transferi %2.3, $2 \text{ W/m}^2\text{K}$ ' den $2.6 \text{ W/m}^2\text{K}$ ' e çıktığında ışınlı ısı transferi %20 artmaktadır. Daha sonraki zaman adımlarında Rayleigh sayısı arttıkça bu yüzde artış oranları azalarak devam etmektedir.

4. 4. Çevre Sıcaklığının Isı Transferine Etkisi

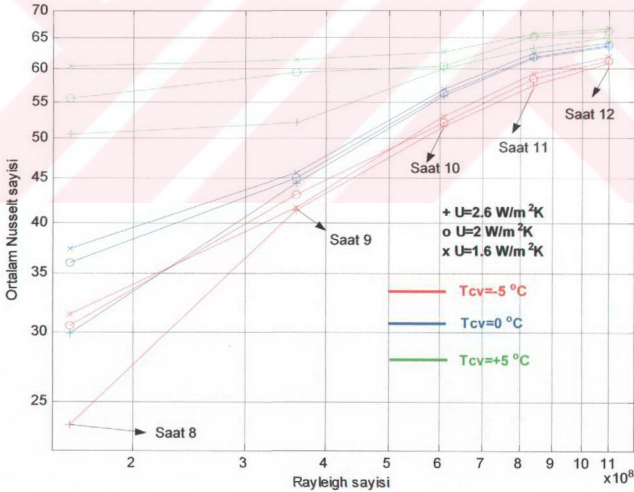


Şekil 4. 21. Farklı Çevre Sıcaklıkları İçin Cam Yüzeyinden Çevreye Kaybolan Isının Zamana Göre Değişimi

Şekil (4. 21)' de görüldüğü gibi cam yüzeyinden kaybolan ısı miktarı üzerindeki en önemli parametre çevre sıcaklığıdır. Çevre sıcaklığının azalması ile camın toplam ısı transfer

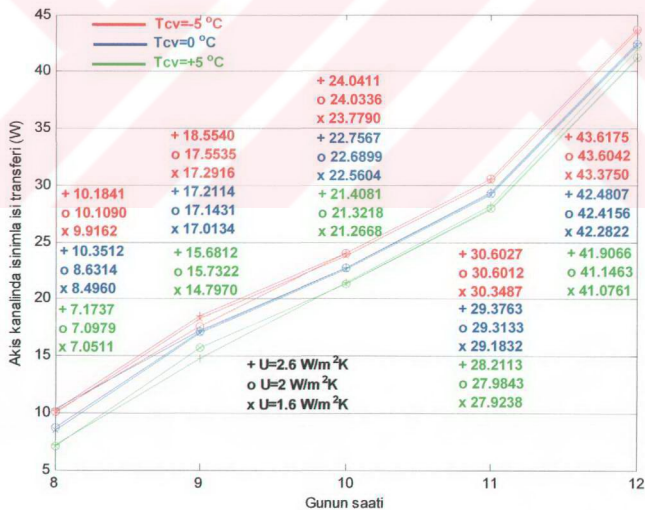
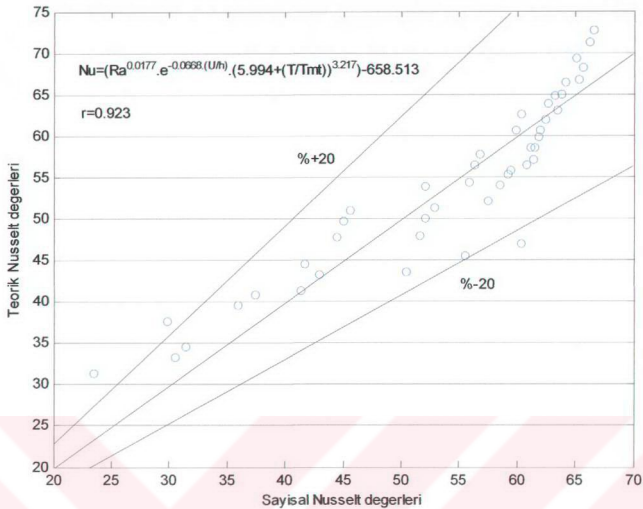
katsayısının, cam yüzeyinden kaybolan ısı miktarı üzerindeki etkisi de artmaktadır. Çevre sıcaklığı -5°C olduğunda, $U=2\text{ W/m}^2\text{K}$ ' den $2.6\text{ W/m}^2\text{K}$ ' e çıktığında (saat 10) camdan çevreye kaybolan ısı %28 oranında artarak 232.68 W ' dan 298.02 W ' a çıkmaktadır. Çevre sıcaklığı 0°C olduğunda aynı zaman adımı, camdan çevreye kaybolan ısı %25 oranında artarak 145.66 W ' dan 182.36 W ' a çıkmaktadır. Çevre sıcaklığı $+5^{\circ}\text{C}$ olduğunda ise bu oran %27 olmaktadır. Bununla birlikte çevre sıcaklığı $+5^{\circ}\text{C}$ ' den 0°C ' ye düştüğünde camdan çevreye kaybolan ısı miktarı ortalama 2.49 kat artmaktadır. 0°C ' den -5°C ' ye düştüğünde ise ortalama 1.59 kat artmaktadır.

Daha önce belirtildiği gibi camdan çevreye kaybolan ısı miktarı Nusselt sayısı üzerinde de önemli bir etkiye sahiptir. Çevre sıcaklığının değişimi, camdan kaybolan ısı transfer miktarını dolayısıyla Nusselt sayısını etkilemektedir (Şekil 4. 22). Görüldüğü gibi çevre sıcaklığı ile ortalama Nusselt sayısı arasında doğru orantı vardır. Çevre sıcaklığı -5°C ' den 0°C ' ye çıktığında Nusselt sayısı ortalama %8 artmaktadır. 0°C ' den 5°C ' ye çıktığında ise %7 artmaktadır. Rayleigh sayısı, cam toplam ısı transfer katsayısı ve ortam sıcaklığına bağlı olarak elde edilen ortalama Nusselt sayısı bağıntısına göre (Denklem 4. 14) sayısal ve teorik Nusselt değerleri çoğunlukla ± 20 sınırında birbirini karşılamaktadır.



Şekil 4. 22. Farklı Çevre Sıcaklıkları İçin Ortalama Nusselt Sayısının Rayleigh Sayısı İle Değişimi

$$Nu = (Ra^{0.0177} \cdot e^{-0.0668 \cdot (U/h)} \cdot (5.994 + (T_{cv}/T_{mt}))^{3.217}) - 658.513 \quad (r=0.923) \quad (4. 14)$$

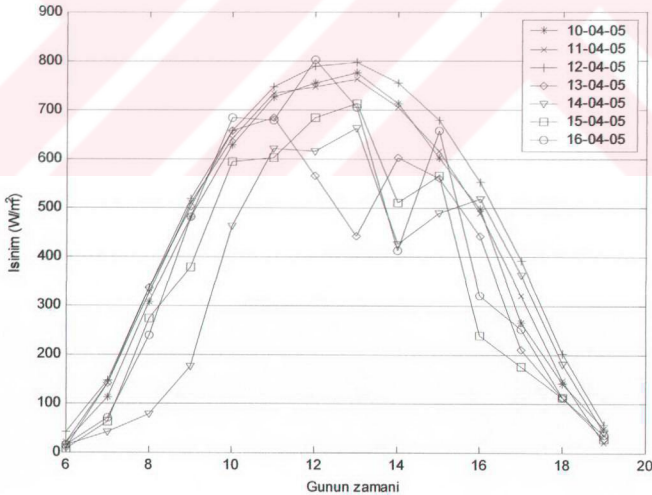


Ayrıca, çevre sıcaklığı arttıkça camın toplam ısı transfer katsayısının ortalama Nusselt sayısı üzerindeki etkisi de artmaktadır. Bununla birlikte -5 ve 0 $^{\circ}\text{C}$ 'de Rayleigh sayısının Nusselt sayısı üzerindeki etkisi daha fazla olurken 5 $^{\circ}\text{C}$ 'de Rayleigh sayısının etkisi azalmaktadır.

Şekil (4. 24)' de görüldüğü gibi çevre sıcaklığı arttıkça akış kanalındaki ışınlama ısı transferi azalmaktadır. Çevre sıcaklığı 5 $^{\circ}\text{C}$ ' den 0 $^{\circ}\text{C}$ ' ye düştüğünde ışınlama ısı transferi ortalama %6 artmakta, -5 $^{\circ}\text{C}$ ' ye düştüğünde ise ortalama % 10 artmaktadır. 0 $^{\circ}\text{C}$ ' den -5 $^{\circ}\text{C}$ ' ye düştüğünde ise ortalama %4.5 artmaktadır. Bununla birlikte her bir çevre sıcaklığında Rayleigh sayısının ışınlama ısı transferi üzerindeki etkisi yaklaşık aynı oranda olmaktadır.

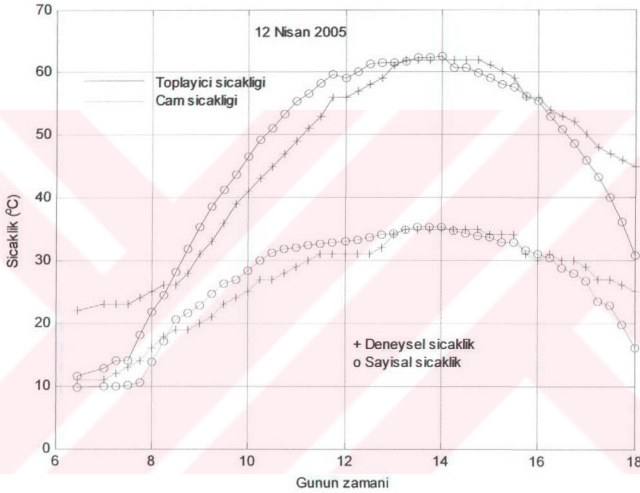
4. 5. Sayısal Verilerin Geçerliliği

Deneyler 10-16 Nisan 2005 tarihleri arasında gerçekleştirilmiştir. Bu günlere ait ışınlama değerleri Şekil (4. 25)' de verilmiştir. Deneyler, güneşin ilk doğuş anından başlayarak batış anına kadar yapılmıştır. Deney düzeneğinde 18 noktaya ve dış ortama yerleştirilen ısıtıcı çiftlerden ölçülen sıcaklık değerleri, veri toplayıcısında 15'er dakika aralıklarla kaydedilmiştir. İlk olarak akış kanalında, hız probu $y=0.25$ m' ye sabitlenerek 3 gün bu noktadan sıcaklık değerleriyle birlikte hız değerleri de tespit edilmiştir.



Şekil 4. 25. Deney Günlere Ait Işınlama Değerleri

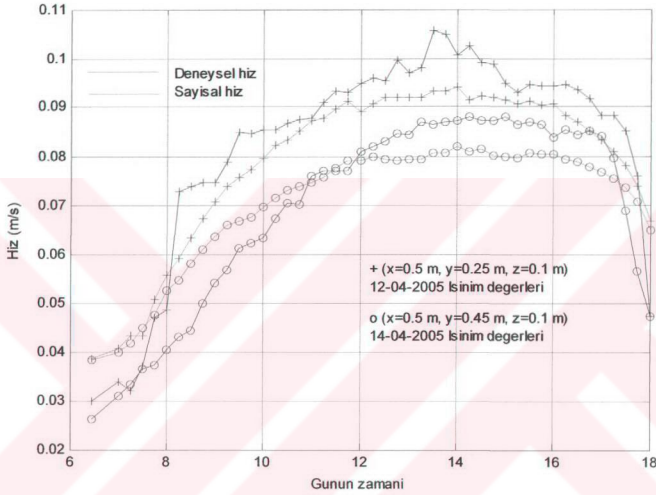
Daha sonra $y=0.45$ m' ye sabitlenerek hız değerleri ölçülmüştür. Hız değerlerini gün boyunca tek bir noktadan belirlemenin ilk nedeni; her bir zaman adımında ışıınım değerinin değişmesi ve buna bağlı olarak akış kanalındaki sıcaklık ve hız değerlerinin de farklılık göstermesidir. Eğer toplayıcı yüzeyindeki ışıınım değeri sabit olsaydı, hız probunun konumu belirli zaman adımlarında, özel bir düzenele yardımıyla değiştirilerek aynı gün içinde farklı noktalardan tespit edilebilirdi. Bir diğer neden ise; hız probunun hareket ettirilmesi doğal taşınım şartlarının bozulmasına neden olacağından daha doğru sonuçlar elde edilemeyecek olmasıdır.



Şekil 4. 26. Deneyel ve Sayısal Ortalama Sıcaklık Değerlerinin Zamana Göre Değişimi

Şekil (4. 26)' da deneyel ve sayısal ortalama sıcaklık değerlerinin zamana göre değişimi verilmiştir. Deneyel ve sayısal sonuçlar karşılaştırılırken farklı günlere ait veriler seçilerek değerlendirme yapılmıştır. Sayısal çözümleme yapılırken deneyel sonuçlara en yakın değerler bulununcaya kadar çözüm algoritmaları değiştirilmiştir. En uygun çözüm algoritmaları belirlendikten sonra gerçek boyutlar için tasarlanan model için de aynı çözüm algoritmaları kullanılmıştır. Böylece Elazığ iklim şartları için pasif ısıtmalı sistemin uygunluğu araştırılmıştır. Şekil (4. 24)' de görüldüğü gibi belirlenen sınır şartları ve çözüm algoritmalarına göre deneyel ve sayısal sonuçlar oldukça uyumlu sonuçlar vermektedir. 12 Nisan 2005 tarihi için sayısal olarak elde edilen ve ölçülen değerlere göre; saat 06:45' de başlayan deneyel ve sayısal

ortalama sıcaklık değerleri saat 8'e kadar %90'a varan oranlarda farklılık göstermektedir. Saat 8' de deneysel ortalama toplayıcı sıcaklığı 25 °C olurken, sayısal ortalama toplayıcı sıcaklığı 21.47 °C olmaktadır. Saat 8:15'de deneysel ve sayısal ortalama toplayıcı sıcaklığı yaklaşık %6 farklılık göstermektedir. Bu zaman adımından sonra sayısal ortalama toplayıcı sıcaklığı deneysel ortalama toplayıcı sıcaklığını aşmaktadır. Saat 9'da bu sıcaklık farkı %12.26'ya kadar çıkmaktadır. Daha sonra saat 12'ye kadar bu farklılık azalmakta ve % 5'e kadar düşmektedir.



Şekil 4. 27. Deneysel ve Sayısal Ortalama Hız Değerlerinin Zamana Göre Değişimi

Saat 12'de deneysel ortalama toplayıcı sıcaklığı 56 °C olurken sayısal ortalama toplayıcı sıcaklığı 58.97 °C olmaktadır. Saat 13:15' de deneysel ve sayısal ortalama toplayıcı sıcaklık farkı minimum olmakta ve %0.55'e kadar düşmektedir. Saat 14:15' den sonra deneysel ve sayısal ortalama sıcaklık farkı artmaya başlamakta ve saat 18'de %45.71 oranında olmaktadır. Yapılan deneylerde elde edilen sıcaklık değerlerine göre ortalama cam sıcaklığının toplayıcı sıcaklığına göre sayısal hesaplamalarla daha uyumlu olduğu görülmektedir. Deneysel ve sayısal ortalama sıcaklığı saat 7:45' de %31.79 oranında maksimum seviyede farklılık göstermektedir. Bu zaman adımından sonra sıcaklık farkı azalmakta ve %0.56 ila 12 arasında değişmektedir. Bununla birlikte deneysel maksimum ortalama toplayıcı sıcaklığı saat 13:00-14:45 arasında ortalama 62 °C olurken, sayısal değerler saat 12:15'de 60.16 °C, saat 14'de

62.58 °C olmaktadır. Cam sıcaklığı ise hem deneysel hem de sayısal hesaplamalarda maksimum ortalama 35 °C olmaktadır.

Şekil (4. 27)'da $y=0.25$ ve $y=0.45$ m' de deneysel ve sayısal ortalama hız değerlerinin zamana göre değişimi verilmiştir. 12 Nisan 2005 tarihinde, hız probu akış kanalının yaklaşık orta noktasına ($x=0.5$ m, $y=0.45$ m ve $z=0.1$ m) yerleştirilerek bu noktadaki ortalama hız değerleri belirlenmiştir. Sayısal modelleme yapılırken aynı güne ait ısıtım verileri kullanılmıştır. Görüldüğü gibi $y=0.25$ m' de deneysel ve sayısal ortalama hız değerleri yakın değerlere sahip olmasına rağmen deneysel hız değerlerinde yer yer sapmalar görülmektedir. Saat 6:45'de sayısal ortalama hız değeri 0.0385 m/s olarak elde edilirken deneysel ortalama hız değeri 0.02 m/s olmaktadır. Saat 7:45'de deneysel ve sayısal ortalama hız değerlerinde %35.2 maksimum fark görülmektedir. Deneysel ve sayısal ortalama hız değerlerinde yer yer %0.6' ya varan fark oluşsa da saat 8'den sonra bu farklılık %2 ila 18 arasında değişmektedir. Hız probunun $y = 0.45$ m' deki konumunda ise deneysel ve sayısal ortalama hız %45.8 oranında (14-04-2005 ısıtım değerlerine göre) farkla başlamakta ve saat 13:30'a kadar bu fark azalarak %0.3'e düşmektedir. Bu zaman adımıdan sonra deneysel hız değeri sayısal hız değerini aşmakta ve saat 17:30' a kadar ortalama %8 farkla devam etmektedir. Şekil (4. 24) ve (4. 25)'de görüldüğü gibi ısıtımın başlangıç ve bitiş saatlerinde hem deneysel hem de sayısal analizde sıcaklık ve hız değerlerinde farklılık görülmektedir.

Bu verilere bağlı olarak, sayısal ve deneysel sonuçların -günün ilk saatleri dışında- son derece uyumlu olduğu ve elde edilen sayısal değerlerin deneysel değerlerden maksimum ± 10 farklılık gösterdiği belirlenmiştir.

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Yapılan sayısal çalışmadan elde edilen verilere göre: ışınum miktarının, çevre sıcaklığının ve toplam ısı transfer katsayısının ısı transferi üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğu görülmektedir. Çevre sıcaklığının başlangıçta 0 °C, cam toplam ısı transfer katsayısının (U) 2.6 W/m²K olması durumunda elde edilen verilere göre:

- Toplayıcıya uygulanan ısı akısının 29.54 W/m²K olması durumunda sisteme verilen saatlik enerji 1169.78 kJ' dir. Buna karşılık akış kanalından elde edilen enerji 194.65 kJ olmaktadır. Camdan çevreye kaybolan enerji miktarı ise 390.79 kJ' dir. Akış kanalında ışınum yoluyla enerji transferi ise 37.26 kJ olmaktadır. Bu zaman adımında sisteme verilen enerjinin %53.2'si elde edilen, camdan kaybolan ve ışınumla oluşan ısı transferini oluşturmaktadır. Bunun dışındaki enerjinin bir kısmı yan, tavan ve taban kısmından kaybolurken, bir kısmı ise toplayıcı iç enerjisine kullanılmaktadır. Bu zaman adımında deneysel ve sayısal sonuçlar arasında maksimum fark görülmekte ve deneysel veriler sayısal verilere göre ortalama %90 oranında daha yüksek değerlere sahip olmaktadır.
- Bu zaman adımında giriş ve çıkış menfezleri arasındaki sıcaklık farkı (ΔT) 2.13 °C olmaktadır. Başlangıçta 6 °C olan ortalama toplayıcı sıcaklığı ise 12.3 °C' ye çıkmaktadır. Benzer olarak ortam ortalama sıcaklığı 6 °C' den 6.26 °C' ye çıkmaktadır.
- Menfezlerdeki ortalama hava hızı menfez konumuna göre değişmektedir. Merkez menfezde maksimum ortalama hava hızı oluşurken yan duvarlara yaklaştıkça menfez hızları azalmaktadır. Saat 8' de merkez menfezde 0.151 m/s olan ortalama hava hızı merkez menfezden uzaklaştıkça 0.128 m/s' ye kadar düşmektedir. Bu zaman adımında menfezlerden geçen toplam kütleli debi 0.0251 kg/s olmaktadır.
- Saat 9' da sisteme verilen saatlik enerji 2554.59 kJ olmaktadır. Elde edilen enerji ise 690.02 kJ, camdan çevreye kaybolan ısı 625.81 kJ ve akış kanalında ışınum yoluyla enerji transferi 61.96 kJ' dir. Bu zaman adımında sisteme verilen enerji bir önceki zaman adımına göre 2.18 kat artarken, elde edilen enerji 3.54 kat, camdan kaybolan enerji 1.6 kat ve ışınumla oluşan enerji miktarı 1.66 kat artmaktadır. Bu zaman adımına gelindiğinde deneysel ve sayısal veriler arasında maksimum %10 oranında farklılık görülmektedir.
- Giriş ve menfezleri arasındaki sıcaklık farkı 6.25 °C olmaktadır. Ortalama toplayıcı sıcaklığı 1.58 kat artarak 19.98 °C, ortam sıcaklığı 1.26 kat artarak 7.92 °C olmaktadır.

- Saat 9' da merkez menfezdeki ortalama hava hızı 0.169 m/s olurken yan menfezlerde 0.164 m/s' ye kadar düşmektedir. Bu zaman adımında toplam kütleselel debi ise 0.0304 kg/s olmaktadır.
- Saat 10' da toplayıcıya uygulanan ısı akısı 107.84 W/m² olmaktadır. Buna bağılı olarak sisteme verilen enerji 1.67 kat artarak 4270.46 kJ olmaktadır. Elde edilen enerji 1.68 kat artmakta ve 1153.38 kJ olmaktadır. Bununla birlikte camdan çevreye kaybolan saatlik enerji miktarı 1.05 kat artarak 656.52 kJ, ısınımla oluşan enerji transferi ise 1.32 kat artarak 81.92 kJ olmaktadır. Deneysel ve sayısal veriler arasında maksimum %10 farklılık görölmektedir.
- Menfezler arasındaki sıcaklık farkı ise bir önceki zaman adımına göre (Saat 9) 1.63 kat artarak 10.2 °C olmaktadır. Ortalama toplayıcı sıcaklığı 23.78 °C olarak 1.22 kat artmaktadır. Ortam sıcaklığı yaklaşık 1.1 kat artarak 8.65 °C olmaktadır.
- Merkez menfezde ortalama hava hızı bir önceki zaman adımına göre 1.03 kat artmakta ve 0.174 m/s olmaktadır. Merkez menfezden uzaklaştıkça ortalama hava hızı azalarak 0.169 m/s' ye düşmektedir. Ortalama hava hızının artmasına bağılı olarak bu zaman adımında toplam kütleselel debi 1.026 kat artarak 0.0312 kg/s olmaktadır.
- Saat 11' de toplayıcıya uygulanan ısı akısının 1.36 artmasına bağılı olarak verilen saatlik enerji 5849.31 kJ olmaktadır. Buna bağılı olarak akış kanalından elde edilen enerji 1.05 kat artarak 1218.18 kJ, camdan kaybolan enerji 1.05 kat artarak 691.46 kJ ve ısınımla oluşan enerji transferi 1.29 kat artarak 105.75 kJ olmaktadır. Bu zaman adımında sisteme verilen toplam saatlik enerjinin %20.82' si menfezlerden oda içersine girmektedir. Deneysel ve sayısal değerlerin oldukça yakın değerlere sahip olduğu görölmektedir.
- Bu zaman adımında giriş ve çıkış menfezleri arasındaki sıcaklık farkı 10.48 °C olmaktadır. Ortalama toplayıcı sıcaklığı ise bir önceki zaman adımına göre 1.2 kat artarak 28.65 °C olmaktadır. Toplayıcı sıcaklığına bağılı olarak ortam sıcaklığı 1.09 kat artarak 9.44 °C' ye çıkmaktadır.
- Bir önceki zaman adımında 1.03 kat artan merkez menfezdeki ortalama hava hızı bu zaman adımında 1.034 kat 0.18 m/s olmaktadır. Kenar menfezlerde ortalama hava hızı 0.173 m/s' ye düşmektedir. Toplam kütleselel debi ise 1.025 kat artarak 0.032 kg/s olmaktadır.
- Saat 12' de ısınım değerine bağılı olarak bütün değerler maksimum olmaktadır. Bu zaman adımında sisteme verilen toplam saatlik enerji 8195.61 kJ olmaktadır. Buna bağılı olarak elde edilen enerji 1.47 kat artarak 1790.59 kJ olmaktadır. Cam yüzeyinden çevreye kaybolan saatlik enerji 755.98 kJ, ısınımla oluşan enerji transferi ise 152.93 kJ

olmaktadır. Bu değerlere göre cam yüzeyinden çevreye kaybolan enerji bir önceki zaman adımına göre 1.09 kat, ısıtım enerjisi 1.44 kat artmaktadır.

- Menfezler arasındaki ortalama sıcaklık farkı bir önceki zaman adımına göre 1.4 kat artarak 14.69 °C olmaktadır. Ortalama toplayıcı sıcaklığı 1,31 kat ortam sıcaklığı ise 1.17 kat artarak sırasıyla 37.62 ve 11.1 °C olmaktadır. Bu zaman adımında ortalama cam sıcaklığı 6.79 °C, duvar sıcaklığı 6.02 °C ve tavan sıcaklığı 6.75 °C olmaktadır.
- Ortalama menfez hızları ise kenar menfezlerde 0.181 m/s olurken merkez menfezde artarak 0.189 m/s olmaktadır. Bu zaman adımında merkez menfezde ortalama hava hızı bir önceki zaman adımına göre 1.05 kat artmaktadır. Menfez hızlarına bağlı olarak toplam kütesel debi de 1.05 kat artarak 0.0336 kg/s olmaktadır.
- Saat 13'de ısıtım değerleri azalmaya başlamaktadır. Bu nedenle sisteme verilen enerji 1.06 kat azalarak 7715.66 kJ olmaktadır. Elde edilen enerji ise 1.16 kat azalarak 1532.63 kJ değerine düşmektedir. Çevreye kaybolan enerji 1.04 azalarak 727.3 kJ, ısıtım enerjisi ise 1.16 kat azalarak 131.17 kJ olmaktadır. Bu zaman adımında da deneysel ve sayısal veriler oldukça yakın değerlere sahiptir.
- Giriş ve çıkış menfezlerindeki sıcaklık farkı 1.14 kat azalarak 12.83 °C olmaktadır. Bununla birlikte ortalama toplayıcı sıcaklığı 1.11 kat, cam sıcaklığı 1.04 kat ve ortam sıcaklığı 1.07 kat azalarak sırasıyla 33.64, 6.53 ve 10.31 °C olmaktadır.
- Bir önceki zaman adımında (Saat 12) 0.189 m/s olan merkez menfez hızı 1.01 kat azalarak 0.186 m/s olmaktadır. Kenar menfezlerde ise 0.177 m/s' ye düşmektedir. Buna bağlı olarak toplam kütesel debi 1.02 kat azalarak 0.0329 kg/s olmaktadır.
- Saat 14' de ısıtım değeri bir önceki zaman adımına göre 1.47 kat azalmakta ve buna bağlı olarak sisteme verilen enerji 5219.67 kJ olmaktadır. Bununla beraber elde edilen enerji 1.49 kat azalarak 1032.1 kJ, kaybolan enerji 1.08 kat azalarak 669.38 kJ ve ısıtım enerjisi 1.45 kat azalarak 90.54 kJ olmaktadır.
- Menfezler arasındaki sıcaklık farkı 1.42 kat azalarak 9.03 °C olmaktadır. Ortalama toplayıcı sıcaklığı bir önceki zaman adımına göre 1.31 kat azalarak 25.57 °C, cam sıcaklığı 1.08 kat azalarak 6.01 °C ve ortam sıcaklığı 1.15 kat azalarak 8.92 °C' ye düşmektedir.
- Orta menfezde ise bir önceki zaman adımına göre hava hızı 1.05 kat azalarak 0.177 m/s olmaktadır. Buna bağlı olarak merkez menfezde hava debisi 6.49×10^{-3} kg/s olurken toplam kütesel debi bir önceki zaman adımına göre 1.04 kat azalarak 0.0315 kg/s olmaktadır.
- Saat 15' de ısıtım değerine bağlı olarak sisteme verilen enerji 1.44 kat azalmakta ve 3613.5 kJ olmaktadır. Elde edilen enerji 1.34 kat, camdan kaybolan enerji 1.05 kat ve

ışınım enerjisi 1.31 kat azalarak sırasıyla 767.77, 636.4 ve 68.73 kJ olmaktadır. Bu zaman adımında da deneysel ve sayısal veriler oldukça yakın değerlere sahiptir.

- Işınım değerine bağlı olarak menfezler arasındaki sıcaklık farkı 1.31 kat azalarak 6.89 °C olmaktadır. Ortalama toplayıcı sıcaklığı 1.22 kat, cam sıcaklığı 1.05 kat ve ortam sıcaklığı ise 1.09 kat azalarak sırasıyla 20.96, 5.71 ve 8.16 °C olmaktadır.
- Bu zaman adımında merkez menfezdeki ortalama hava hızı 1.03 kat azalarak 0.171 m/s' ye düşmektedir. Kenar menfezlerde ise 0.161 m/s olmaktadır. Toplam kütleli debi 1.02 kat azalarak 0.307 kg/s olmaktadır.
- Saat 16 ve 17' de sisteme verilen enerji sırasıyla 1.75 ve 2.79 kat azalarak 2060.38 ve 737.35 kJ olmaktadır. Elde edilen enerji ise 526.18 ve 307.85 kJ olmaktadır. Camdan kaybolan enerji 603.89 ve 570.68 kJ, ışıınım enerjisi 48.42 ve 29.2 kJ olmaktadır.
- Giriş ve çıkış menfezleri arasındaki ortalama hava sıcaklığı Saat 16' da 4.84, Saat 17' de 2.91 °C olmaktadır. Ortalama toplayıcı sıcaklığı aynı sıraya göre 16.45 ve 11.95 °C, cam sıcaklığı 5.42 ve 5.12 °C, ortam sıcaklığı ise 7.47 ve 6.86 °C olmaktadır.
- Saat 16' da merkez menfez hava hızı 0.168 m/s' ye, Saat 17' de 0.167 m/s' ye düşmektedir. Buna bağlı olarak toplam kütleli debi 0.0299 ve 0.0291 kg/s olmaktadır.
- Camın toplam ısı transfer katsayısının değişimi sistemden çevreye kaybolan enerjiyi önemli oranda değiştirmektedir. Bu, camın yerel yüzey sıcaklığının değişmesine dolayısıyla akış kanalındaki ışıınım yoluyla ısı transferini ve ortalama Nusselt sayısının değişmesine sebep olmaktadır. $Ra=1.6 \times 10^5$ için camın toplam ısı transfer katsayısı (U) 2.6 W/m²K' den 2 W/m²K' e düşmesi durumunda ortalama Nusselt sayısı 1.2 kat artarak 35.95 olmaktadır. $U=1.6$ W/m²K olduğunda ise $U=2.6$ W/m²K' e göre 1.25 kat, $U=2$ W/m²K' e göre 1.04 kat artarak 37.41 olmaktadır. Rayleigh sayısı arttıkça camın toplam ısı transfer katsayısının etkisi, azalan bir periyotla devam etmektedir. $Ra=1.10^9$ ve $U=2.6$ W/m²K için ortalama Nusselt sayısı 63.46 olmaktadır. $U=2$ W/m²K'e düştüğünde ortalama Nusselt sayısı 1.005 kat artarak 63.78, $U=1.6$ W/m²K' e düştüğünde 1.012 kat artarak 64.23 olmaktadır.
- Çevre sıcaklığı ile ortalama Nusselt sayısı arasında doğru orantı vardır. Çevre sıcaklığı -5, 0 ve +5 °C olarak değiştirilmiştir. Bu sıcaklık aralığında her bir toplam ısı transfer katsayısı için elde edilen değerlere göre: çevre sıcaklığı -5 °C' den 0 °C' ye çıktığında ortalama Nusselt sayısı ortalama 1.07 kat, +5 °C' ye çıktığında ortalama 1.15 kat artmaktadır. Bununla birlikte çevre sıcaklığının artmasıyla toplam ısı transfer katsayısının Nusselt sayısı üzerindeki etkisi de artmaktadır. Çevre sıcaklığı 0 °C ve $Ra=1.10^9$ için $U=2.6$ W/m²K' den 1.6 W/m²K' e düştüğünde ortalama Nusselt sayısı 1.01 kat artarken çevre sıcaklığı +5 °C için aynı U değerlerinde 1.02 kat artmaktadır.

Bu çalışmada, elde edilen verilere göre Elazığ ili kış ayları için pasif ısıtmalı bir sistem çok etkin olarak çalışmamaktadır. Bu amaçla sistemin bazı değişikliklerle daha etkin çalıştırılması mümkündür.

- Sistem aktif sisteme dönüştürülerek (fan yardımıyla akış kanalındaki hava hızlandırılarak) ısı kazanımı artırılabilir.
- Toplayıcı yüzeyine farklı konstrüksiyonlarda dirençler (kanatçık) yerleştirilmesi durumunda akış kanalı boyunca akım çizgileri değişeceğinden menfezler arasındaki sıcaklık farkı (ΔT) artırılabilir.
- Trombe duvar uygulamasında R_d değeri 1' in altına düştüğünden (Trombe duvar 90° olduğundan) direk ışıınım azalmaktadır. Bu durumda termosifon sistem kullanılarak direk ışıınımdan maksimum oranda yararlanılabilir.
- Bu çalışmada, kış aylarına ait ortalama ışıınım değerleri dikkate alınmıştır. Her bir ay yada günler için ışıınım değerleri kullanılarak daha detaylı veriler elde edilebilir. Ayrıca, mevsimlere ait ışıınım değerleri de dikkate alınarak çalışma daha kapsamlı yapılabilir.

KAYNAKLAR

1. http://www.tugiad.org.tr/bultendosya/71_140.pdf
2. http://vizyon2023.tubitak.gov.tr/teknolojiongorusu/paneller/enerjivedogalkaynaklar/raporlar/enerji_son_surum.pdf
3. <http://www.alanmenkul.com.tr/admin/raporlar/sektor/Enerji.pdf>
4. Duffie, J. A. Beckman W. A., (1991), Solar Engineering of Thermal Processes, Jhon-Wiley&Sons, New York.
5. Zalewski, L. Chantant, M. Lassue, S. Duthoit, B., 1997, Experimental thermal study of a solar wall of composite type, Energy and Buildings, 25, 7-18.
6. Pieter, D. W., 2004, Marinus Van Der Voorden, Providing Computational Support for the Selection of Energy Saving Building Components, Energy and Buildings, 36, 749-758.
7. Zalewska, L. Lassue, S. Duthoit, B. Butez, M., 2002, Study of Solar Walls-Validating a Simulation Model, Building and Environment 37 109-121.
8. Hirunlabh, J. Kongduang, W. Namprakai, P. Khedari, J., 1999, Study of Natural Ventilation of Houses by a Metallic Solar Wall Under Tropical Climate, Renewable Energy, 18, 109-119.
9. Khedari, J. Rachapradit, N. Hirunlabh, J., 2003, Field Study of Performance of Solar Chimney with Airconditioned, Building Energy, 28, 1099-1114.
10. Ong, K. S. A., 2003, Mathematical Model of a Solar Chimney, Renewable Energy, 28, 1047-1060.
11. Onishi, J. Soeda, H. Mizuno, M., 2001, Numerical Study on a Low Energy Architecture Based upon Distributed Heat Storage System, Renewable Energy, 22, 61-66.
12. Belusko, M. Saman, W. Bruno, F., 2004, Roof Integrated Solar Heating System with Glazed Collector, Solar Energy, 76, 61-69.
13. Rodrigues, A.M. Piedade, A. C. Lahellec, A. Grandpeix, J.Y., 2000, Modelling Natural Convection in a Heated Vertical Channel for Room Ventilation, Building and Environment, 35, 455-469.
14. Chen, W. Liu, W., 2004, Numerical and Experimental Analysis of Convection Heat Transfer in Passive Solar Heating Room with Greenhouse and Heat Storage, Solar Energy, 76, 623-633
15. Raman, P. Sanjay, M. S. Kishore, V. V. N., 2001, A Passive Solar System For Thermal Comfort Conditioning of Buildings in Composite Climates, Solar Energy, 70, 319-329.
16. Lucas, I. B. Hoeseã, L. Pontoriero, D., 2000, Experimental Study of Passive Systems Thermal Performance, Renewable Energy, 19, 39-45.

17. Zhai, X.Q. Dai, Y.J. Wang, R.Z., 2005, Comparison of Heating And Natural Ventilation in a Solar House Induced by Two Roof Solar Collectors, *Applied Thermal Engineering*, 25, 741–757.
18. Maneewan, S. Hirunlabh, J. Khedari, J. Zeghamati, B. Teekasap, S., 2005, Heat Gain Reduction by means of Thermoelectric Roof Solar Collector, *Solar Energy*, 78, 495–503.
19. Imessad, A. N. Messaoudene, B. Belhamel, M., 2004, Performances of The Barra–Costantini Passive Heating System under Algerian Climate Conditions, *Renewable Energy*, 29, 357–367.
20. Dai, Y. J. Sumathy, K. Wang, R. Z. Li, Y. G., 2003, Enhancement of Natural Ventilation in A Solar House with a Solar Chimney and a Solid Adsorption Cooling Cavity, *Solar Energy*, 74, 65–75.
21. Khedari, J. Hirunlabh, J. Bunnag, T., 1997, Experimental study of a roof solar collector towards the natural ventilation of new houses, *Energy and Buildings*, 26, 159–164.
22. Fang, X. Li, Y., 2000, Numerical Simulation and Sensitivity Analysis of Lattice Passive Solar Heating Walls, *Solar Energy*, 69, 55–66.
23. Chen, W. Liu, W., 2004, Numerical Analysis of Heat Transfer in a Composite Wall Solar-Collector System With a Porous Absorber, *Applied Energy*, 78, 137–149.
24. Badescu, V. Sicre, B., 2003, Renewable Energy for Passive House Heating II. Model, *Energy and Buildings*, 35, 1085–1096.
25. Letan, R. Dubovsky, V. Ziskind, G., 2003, Passive Ventilation and Heating by Natural Convection in a Multi-Storey Building, *Building and Environment*, 38, 197–208.
26. Data, G., 2001, Effect of Fixed Horizontal Louver Shading Devices on Thermal Performance of Building by Trnsys Simulation, *Renewable Energy*, 23, 497–507.
27. Rincon, J. Almaro, N. Gonzalez, E., 2001, Experimental and Numerical Evaluation of a Solar Passive Cooling System under Hot and Humid Climatic Conditions, *Solar Energy*, 71, 71–80.
28. Gan, G., 1998, A parametric study of Tromble walls for passive cooling of buildings, *Energy and Buildings*, 27, 37–43.
29. Shaviv, E., 1999, Design Tools for Bio-Climatic and Passive Solar Buildings, *Solar Energy*, 67, 189–204.
30. Ballestinia, G. De Carli, M. Masieroa, N. Tombola, G., 2005, Possibilities and Limitations of Natural Ventilation In Restored Industrial Archaeology buildings with a Double-Skin Fac-Ade in Mediterranean Climates, *Building And Environment*, 40, 983–995.
31. Filippin, C. Beascochea, A. Esteves, A. De Rosa, C. Cortegoso, L. Estelrich, D., 1998, A Passive Solar Building for Ecological Research in Argentina: The First Two Years Experience, *Solar Energy*, 63, 105–115.

32. Moitsen, M. Aboulmaga, A., 1998, Roof Solar Chimney Assisted by Cooling Cavity for Natural Ventilation in Buildings in Hot Arid Climates:an Energy Conservation Approach in Al-Ain City, Renewable Energy, 14, 357-363.
33. Yoon, S. Hoyano, A., 1998, Passive Ventilation System That Incorporates A Pitched Roof Constructed of Breathing Walls for Use in a Passive Solar House, Solar Energy, 64, 189–195.
34. Gökğöz, E., 1990, Modifiye Michel-Trombe Duvar Uygulamasında Çift Amaçlı (Konut Isıtması+Sıcak Su Üretimi) Yeni Bir Sistemin Teorik ve Deneysel İncelenmesi, Doktora Tezi, Ege Üniversitesi Güneş Enerjisi Enstitüsü, 282s.
35. Odabaşıoğlu, H., 1988, Trombe Duvarlı Bir Pasif Güneş Sisteminde Türbülanslı Doğal Taşınımın Deneysel İncelenmesi, Doktora Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 133s.
36. Durmaz, T., 1997, Trombe Duvarlı Pasif Sistemlerde Hava Kanalının Sayısal İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 57s.
37. Caran, R., 1996, Isı Toplayıcı-Depolayıcı Duvarlı Pasif Sistemlerde Sınır Tabaka Akışının Sayısal İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 56s.
38. Zirkem, Z., Bilgen, E., 1986, Theoretical Study of A Non-Convective Trombe Wall Collector with Honeycomb Structure, Solar & Wind Technology, 3, 33-44.
39. Mootz, F., Bezia, J., J., 1996 Nmerical Study of A Ventilated Facade Panel, Solar Energy, 57, 29-36.
40. Hasnaoui, M. Zrikem, Z. Vasseur, P. Bilgen, E., 1990, Solar Radiation Induced Natural Convection in Enclosures with Conducting Walls, Solar & Wind Technology, 7, 515-525.
41. Peuportier, B. Michel, J., 1995, Comparative Analysis of Active and Passive Solar Heating Systems with Transparent Insulation, Solar Energy, 54, 13-18.
42. Yedder, R. B. Du, Z. G. Bilgen, E., 1990, Numerical Study of Laminar Natural Convection in Composite Trombe Wall Systems, Solar & Wind Technology, 7, 675-683.
43. Yedder, R. B. Bilgen, E., 1991, Natural Convection and Conduction in Trombe Wall Systems, Int. J. of Heat and Mass Transfer, 34, 1237-1248.
44. Ahlborn, 2005, Almemo Product Catalog, Germany.
45. Kılıç, A. Öztürk, A., 1984, Güneş Enerjisi, Kipaş Yayınları, İstanbul.
46. Versteeg, H. K. Malalasekera, W., 1995, An Introduction to Computational Fluid Dynamics The Finite Volume Method, Prentice Hall, Malaysia.
47. Tou, S. K. W. Tso, C. P. Zhang, X., 1999, 3-D Numerical analysis of natural convective liquid cooling of a 3x3 heater array in rectangular enclosures, Int. J. of Heat and Mass Transfer, 42, 3231-3244.

48. Incropera, F. P. DeWitt, D. P., 2001, Isı ve K tle Geişinin Temelleri, Literat r Yayınları, İstanbul.
49. Genceli, O. F. Parmaksızoğlu, C., 2003, Kalorifer Tesisatı, Makine M hendisleri Odası, No: MMO/352, Ankara.

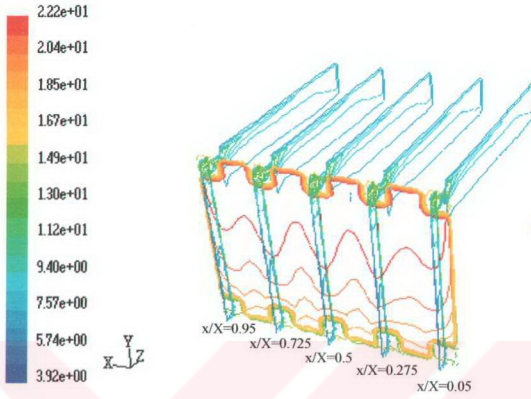


ÖZGEÇMİŞ

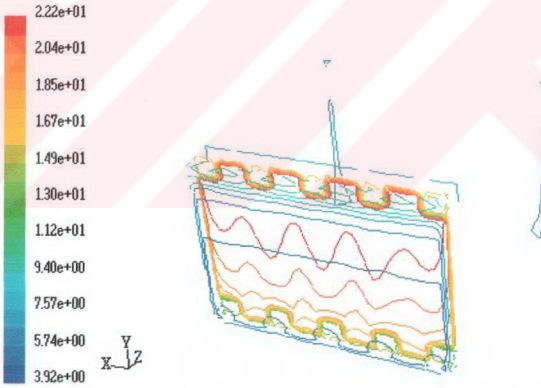
1972 yılında Kars-Arpaçay' da doğdu. İlk ve orta öğrenimini aynı yerde tamamladı. Lise öğretimini Kars Gazi Ahmet Muhtar Paşa Endüstri Meslek Lisesi'nde Tesviye Bölümü'nde yaptı. 1993 yılında Fırat Üniversitesi Makine Eğitimi Bölümü'nü kazandı. 1997 yılında lisans, 1999 yılında Yüksek Lisans derecesini aldı. 1999 yılında aynı bölümde Araştırma Görevlisi olarak çalışmaya başladı. Ayrıca 1999 yılında Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Eğitimi Anabilim Dalı, Enerji Eğitimi Bilim Dalı'nda Doktora çalışmasına başladı. Halen Araştırma Görevlisi kadrosunda Doktora eğitimine devam etmektedir.

Arş. Gör. İrfan KURTBAŞ

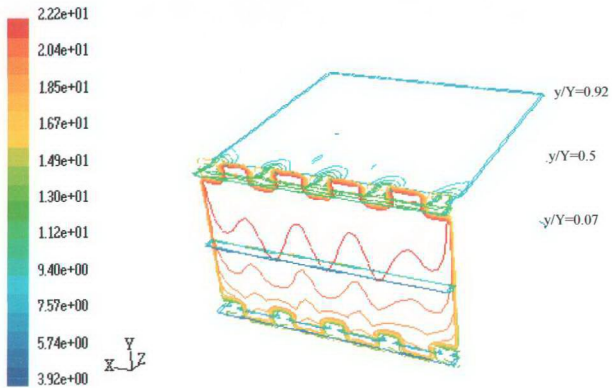
EK 1. Saat 9-17 arası oda içersi ve yüzeylerdeki sıcaklık dağılımı



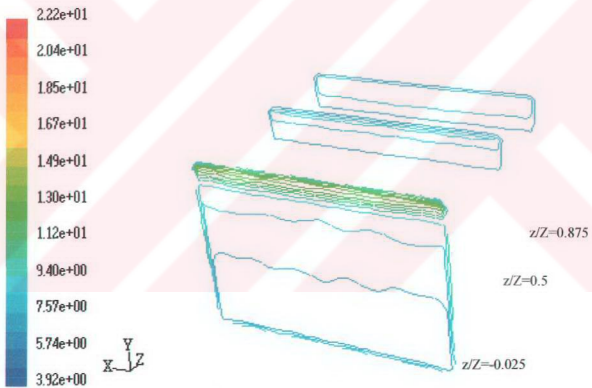
Şekil EK.1.1.a). Saat 9 İçin Eşdeğer Sıcaklık Eğrilerinin x Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı ($q=67.51 \text{ W/m}^2$).



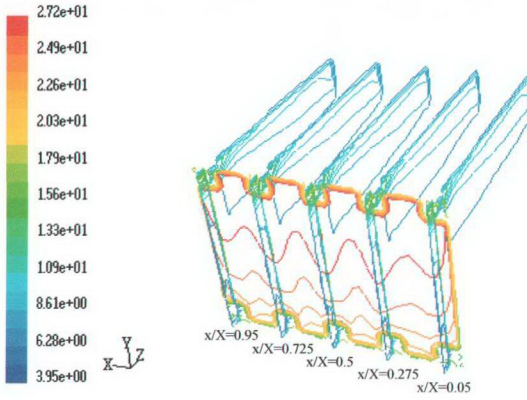
b). Saat 9 İçin Eşdeğer Sıcaklık Eğrilerinin Yüzeylerdeki Dağılımı



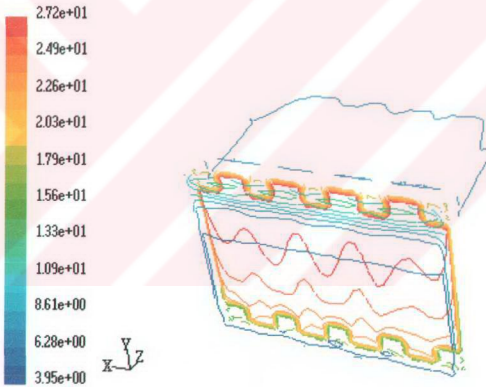
c). Saat 9 İçin Eşdeğer Sıcaklık Eğrilerinin y Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



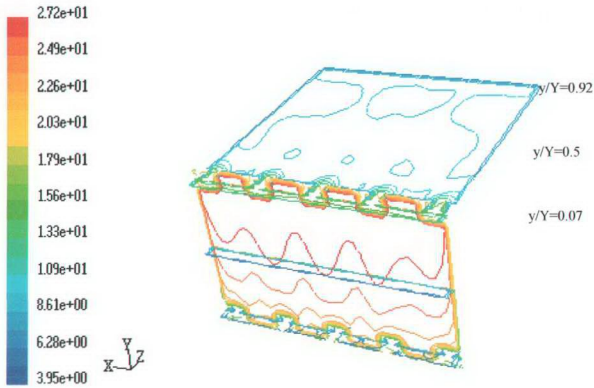
d). Saat 9 İçin Eşdeğer Sıcaklık Eğrilerinin x Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



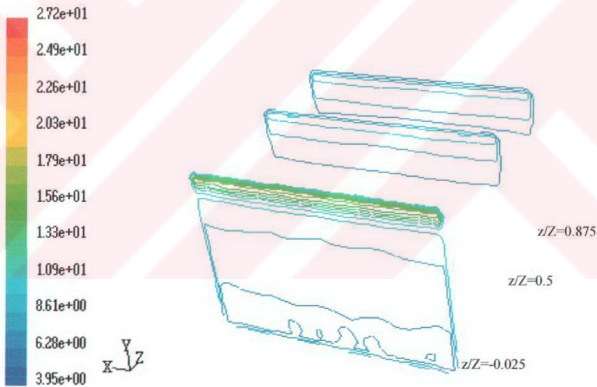
Şekil EK.1.2. a). Saat 10 İçin Eşdeğer Sıcaklık Eğrilerinin x Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı ($q=107.84 \text{ W/m}^2$).



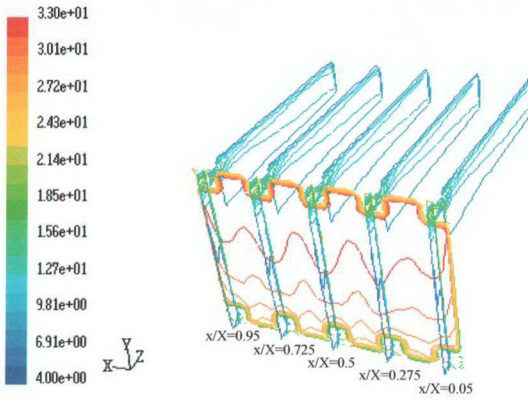
b) Saat 10 İçin Eşdeğer Sıcaklık Eğrilerinin Yüzeylerdeki Dağılımı



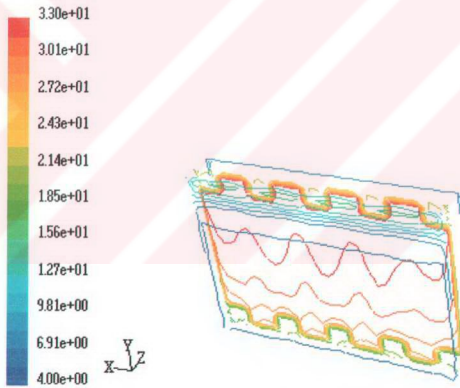
c) Saat 10 İçin Eşdeğer Sıcaklık Eğrilerinin y Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



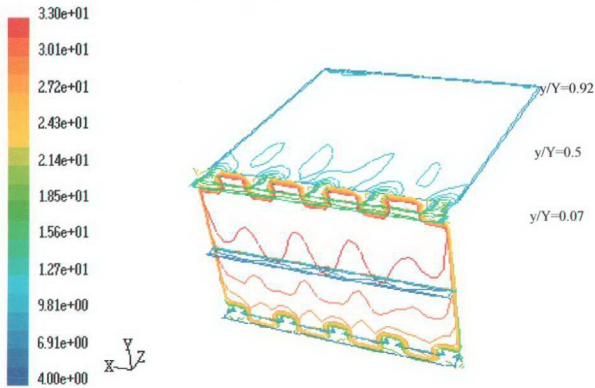
d) Saat 10 İçin Eşdeğer Sıcaklık Eğrilerinin x Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



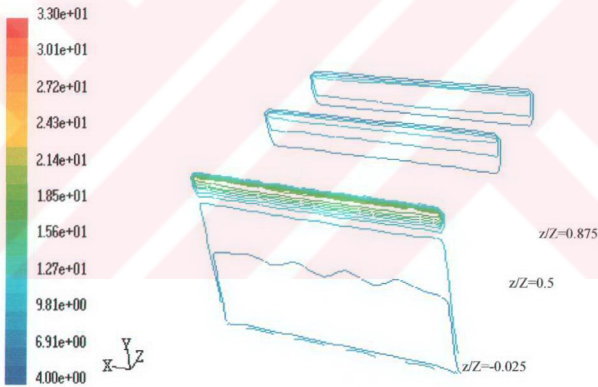
Şekil EK.1.3. a). Saat 11 İçin Eşdeğer Sıcaklık Eğrilerinin x Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı ($q=147.72 \text{ W/m}^2$).



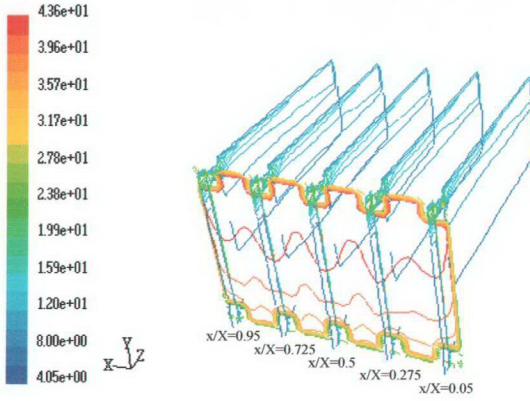
b) Saat 11 İçin Eşdeğer Sıcaklık Eğrilerinin Yüzeylerdeki Dağılımı



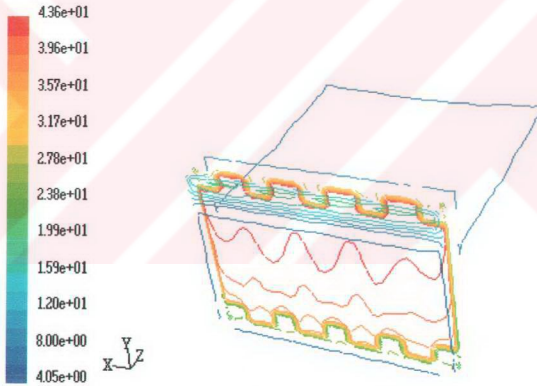
c) Saat 11 İçin Eşdeğer Sıcaklık Eğrilerinin y Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



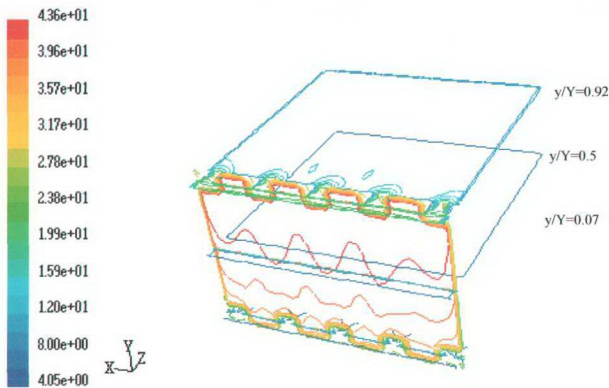
d) Saat 11 İçin Eşdeğer Sıcaklık Eğrilerinin x Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



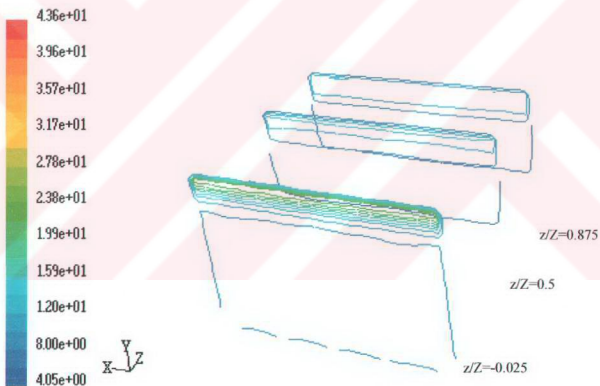
Şekil EK.1.4. a). Saat 12 İçin Eşdeğer Sıcaklık Eğrilerinin x Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı ($q=206.96 \text{ W/m}^2$).



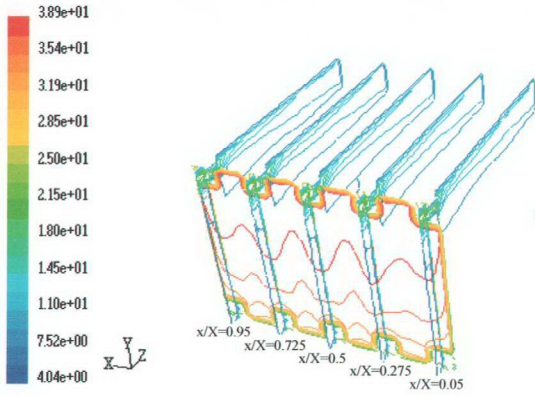
b) Saat 12 İçin Eşdeğer Sıcaklık Eğrilerinin Yüzeylerdeki Dağılımı



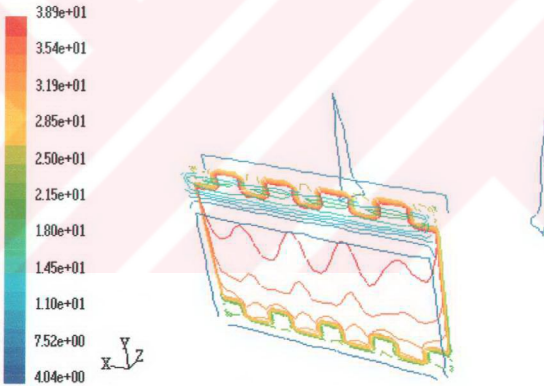
c) Saat 12 İçin Eşdeğer Sıcaklık Eğrilerinin y Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



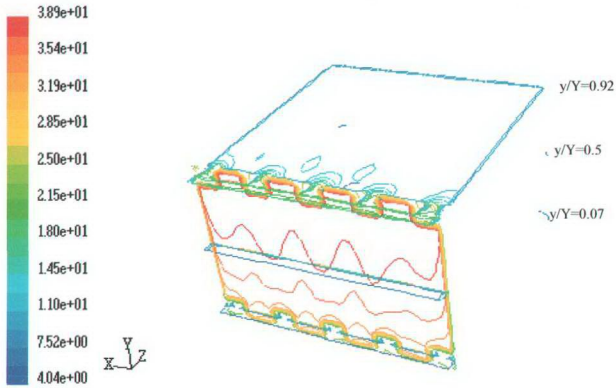
d) Saat 12 İçin Eşdeğer Sıcaklık Eğrilerinin x Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



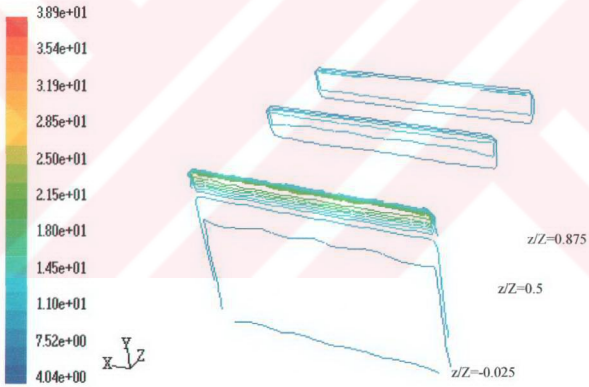
Şekil EK.1.5. a). Saat 13 İçin Eşdeğer Sıcaklık Eğrilerinin x Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı ($q=194.84 \text{ W/m}^2$).



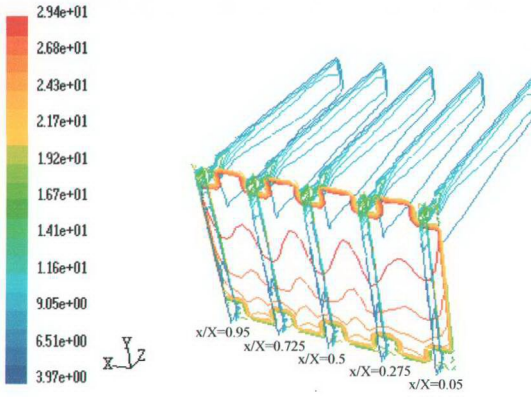
b) Saat 13 İçin Eşdeğer Sıcaklık Eğrilerinin Yüzeylerdeki Dağılımı



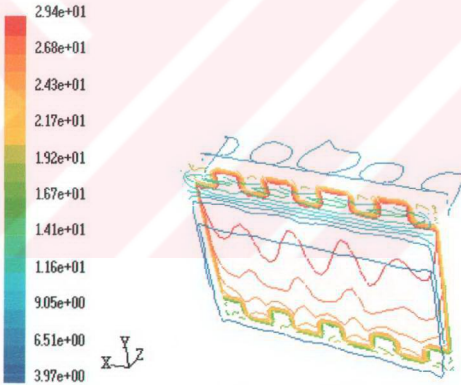
c) Saat 13 için Eşdeğer Sıcaklık Eğrilerinin y Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



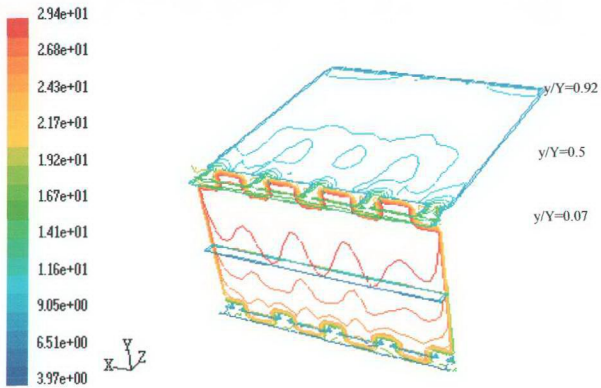
d) Saat 13 için Eşdeğer Sıcaklık Eğrilerinin x Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



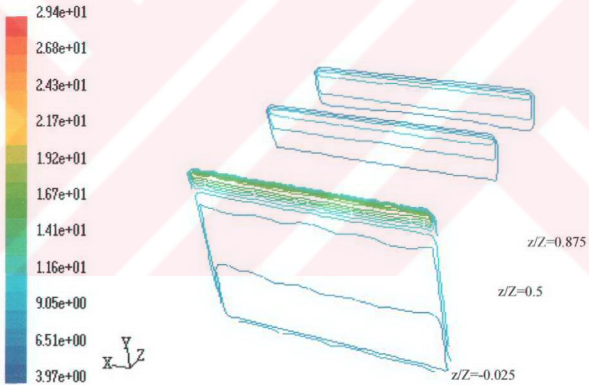
Şekil EK.1.6. a). Saat 14 İçin Eşdeğer Sıcaklık Eğrilerinin x Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı (131.81 W/m^2).



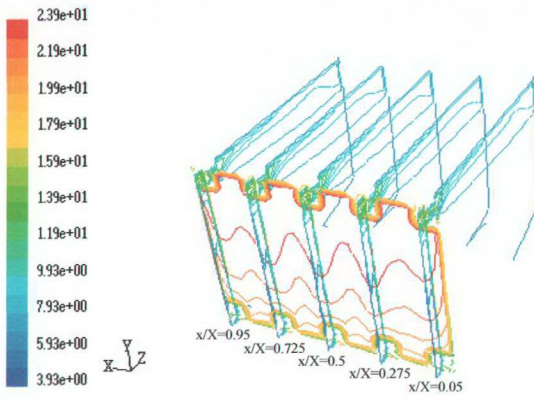
b) Saat 14 İçin Eşdeğer Sıcaklık Eğrilerinin Yüzeylerdeki Dağılımı



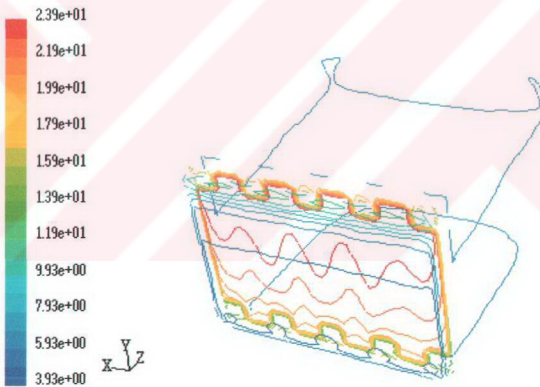
c) Saat 14 için Eşdeğer Sıcaklık Eğrilerinin y Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



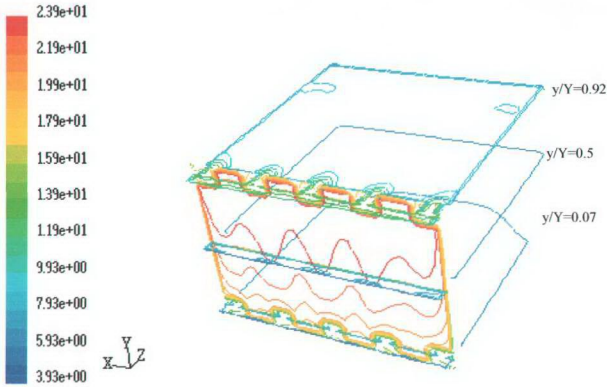
d) Saat 14 için Eşdeğer Sıcaklık Eğrilerinin x Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



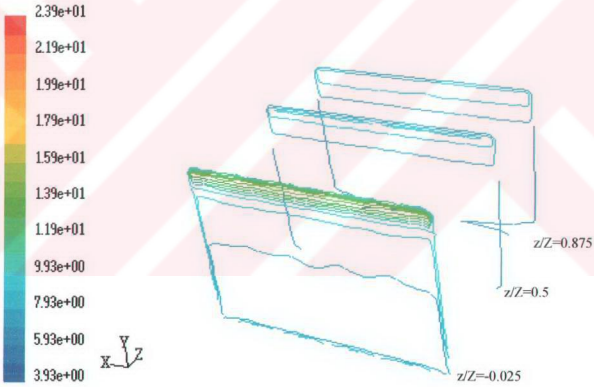
Şekil EK.1.7. a). Saat 15 İçin Eşdeğer Sıcaklık Eğrilerinin x Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı ($q=91.25 \text{ W/m}^2$).



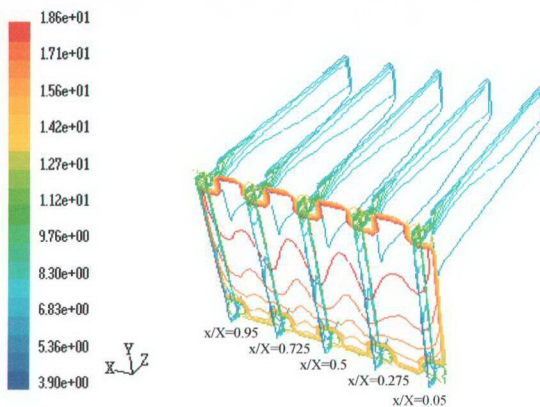
b) Saat 15 İçin Eşdeğer Sıcaklık Eğrilerinin Yüzeylerdeki Dağılımı



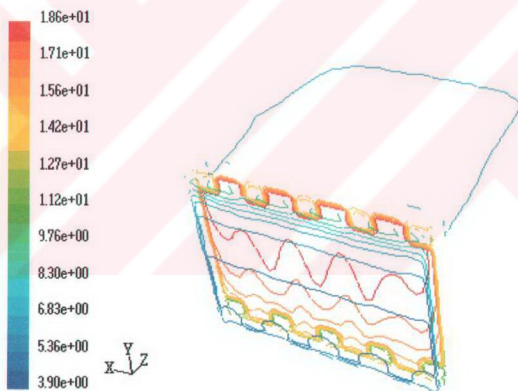
c) Saat 15 için Eşdeğer Sıcaklık Eğrilerinin y Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



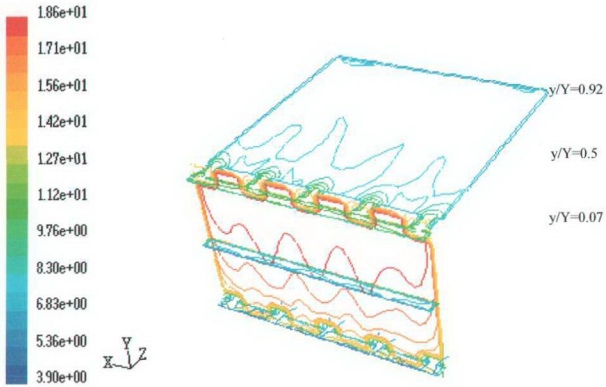
d) Saat 15 için Eşdeğer Sıcaklık Eğrilerinin x Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



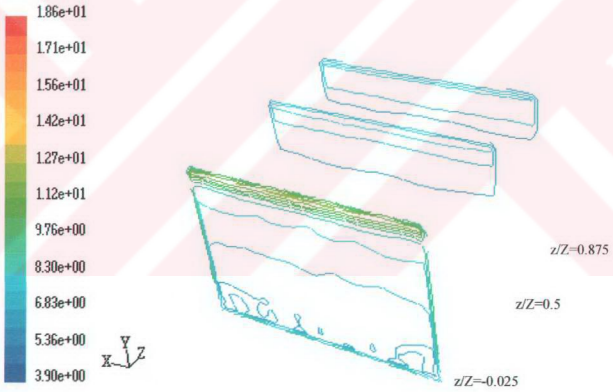
Şekil EK.1.8. a). Saat 16 İçin Eşdeğer Sıcaklık Eğrilerinin x Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı ($q=52.03 \text{ W/m}^2$).



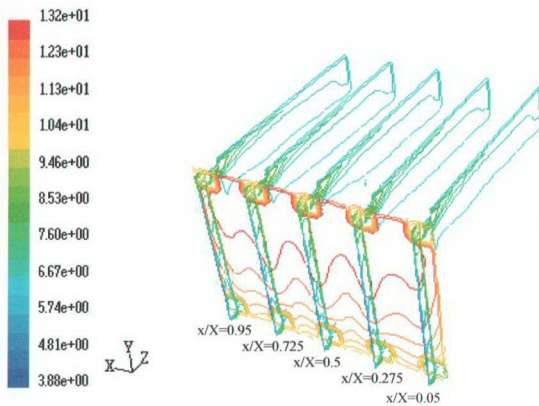
b) Saat 16 İçin Eşdeğer Sıcaklık Eğrilerinin Yüzeylerdeki Dağılımı



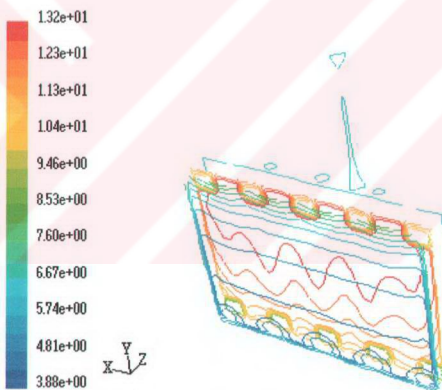
c) Saat 16 için Eşdeğer Sıcaklık Eğrilerinin y Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



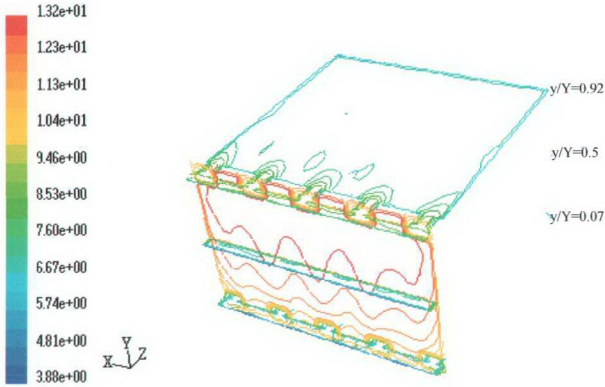
d) Saat 16 için Eşdeğer Sıcaklık Eğrilerinin x Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



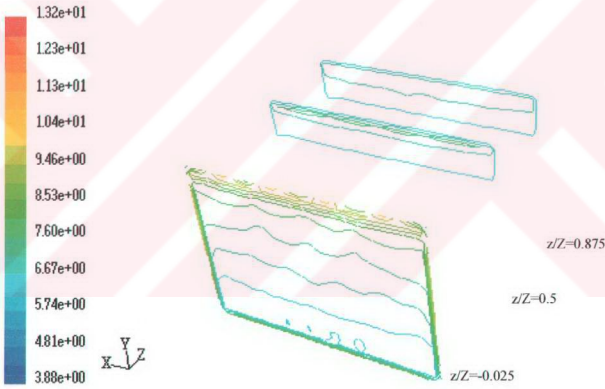
Şekil EK.1.9. a). Saat 17 İçin Eşdeğer Sıcaklık Eğrilerinin x Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı ($q=18.62 \text{ W/m}^2$).



b). Saat 17 İçin Eşdeğer Sıcaklık Eğrilerinin Yüzeylerdeki Dağılımı

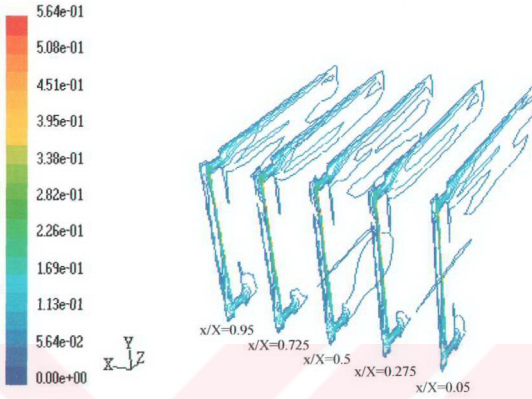


c) Saat 17 İçin Eşdeğer Sıcaklık Eğrilerinin y Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı

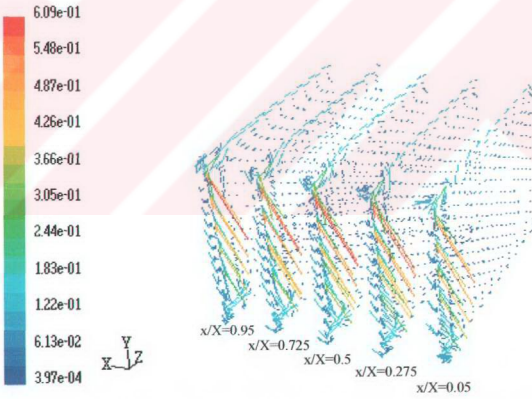


d) Saat 17 İçin Eşdeğer Sıcaklık Eğrilerinin x Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı

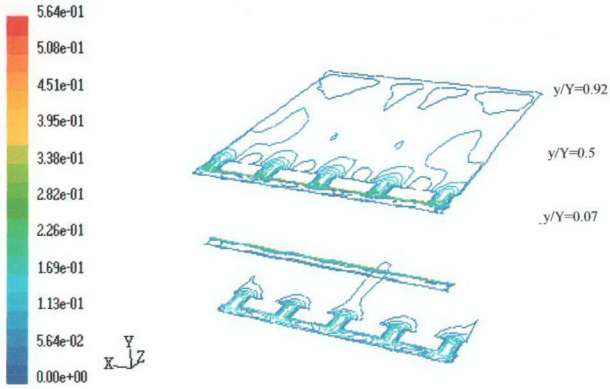
Ek 2. Saat 9-17 arası oda içerisindeki hız dağılımı ve hız vektörleri



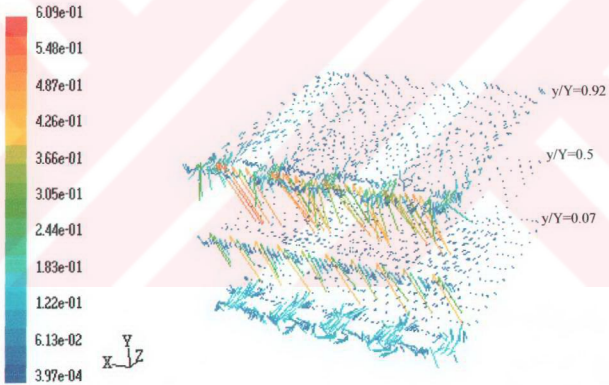
Şekil Ek.2.1.a). Saat 9 İçin Eşdeğer Hız Eğrilerinin X Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



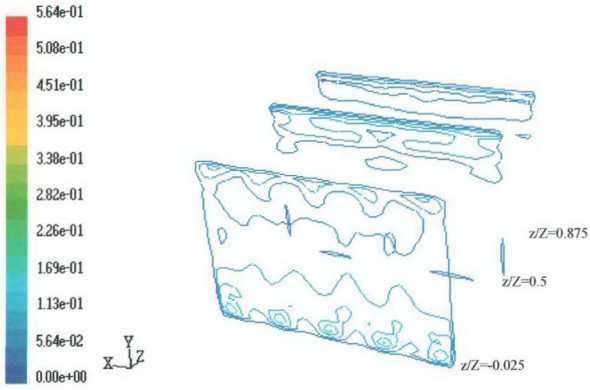
b). Saat 9 İçin Hız Vektörlerinin x Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



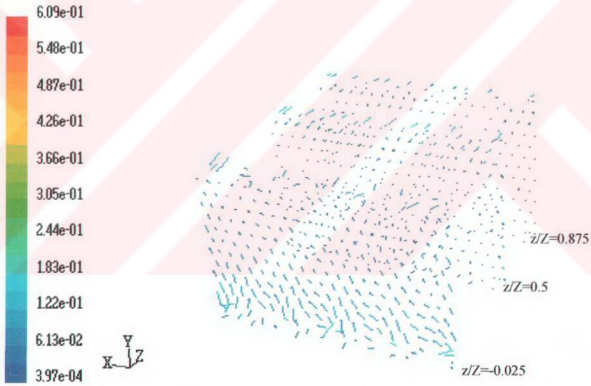
c). Saat 9 İçin Eşdeğer Hız Eğrilerinin y Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



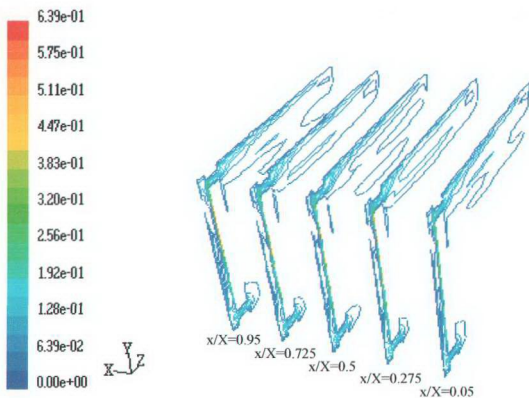
d). Saat 9 İçin Hız Vektörlerinin y Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



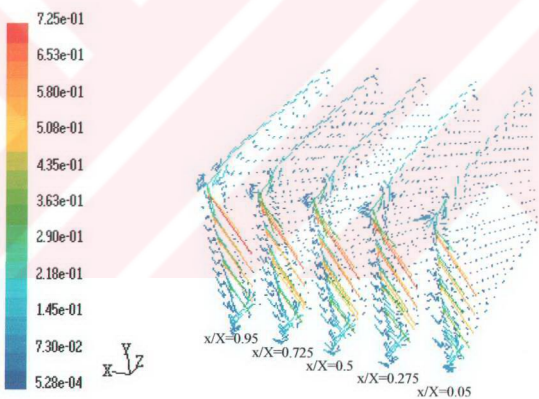
e). Saat 9 İçin Eşdeğer Hız Eğrilerinin x Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



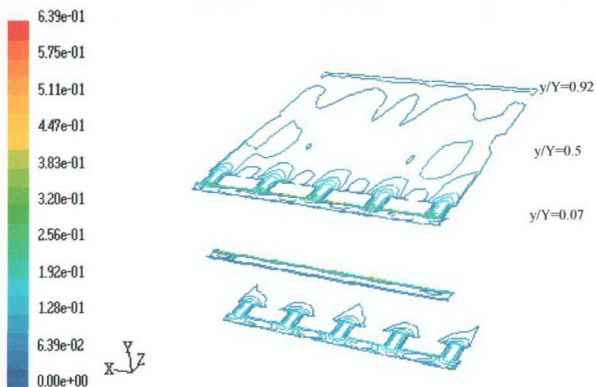
f). Saat 9 İçin Hız Vektörlerinin z Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



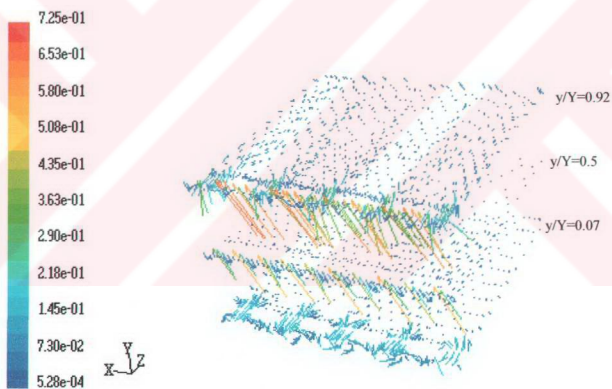
Şekil Ek.2.2.a). Saat 10 İçin Eşdeğer Hız Eğrilerinin x Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



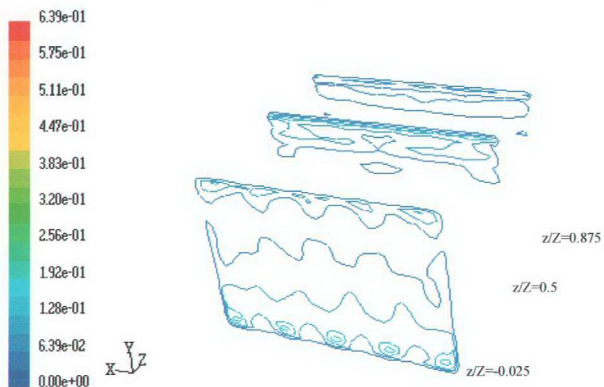
b). Saat 10 İçin Hız Vektörlerinin x Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



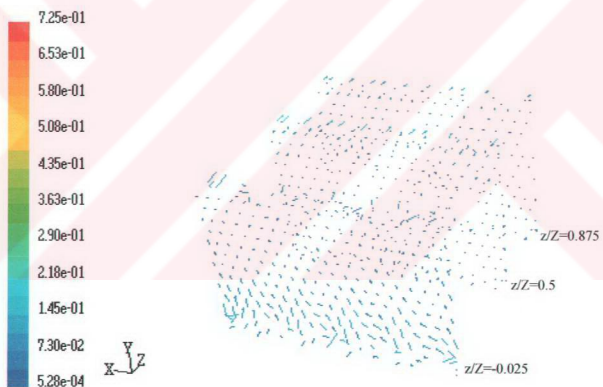
c) Saat 10 İçin Eşdeğer Sıcaklık Eğrilerinin y Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



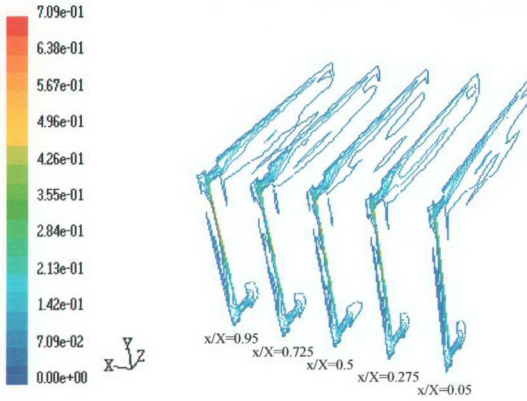
d) Saat 10 İçin Hız Vektörlerinin y Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



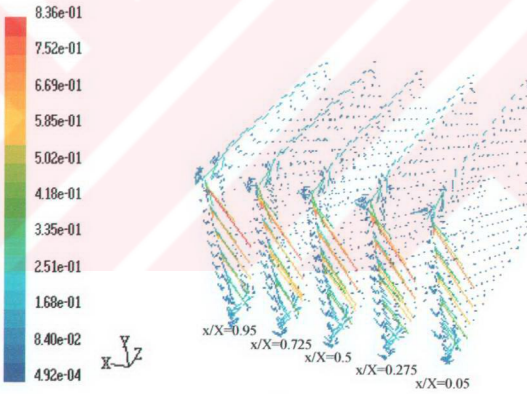
e) Saat 10 İçin Eşdeğer Hız Eğrilerinin x Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



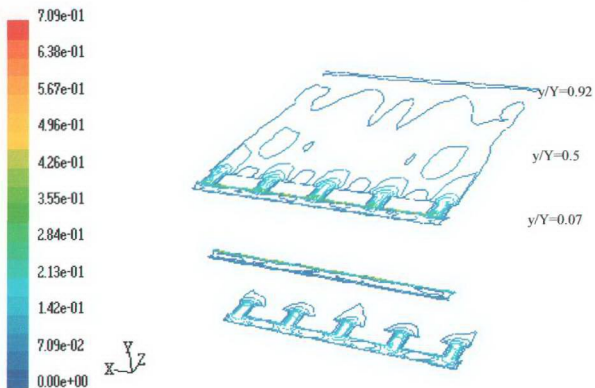
f) Saat 10 İçin Hız Vektörlerinin z Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



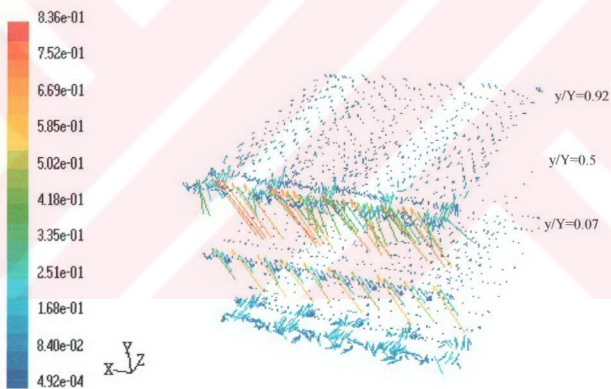
Şekil Ek.2.3.a). Saat 11 İçin Eşdeğer Hız Eğrilerinin x Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



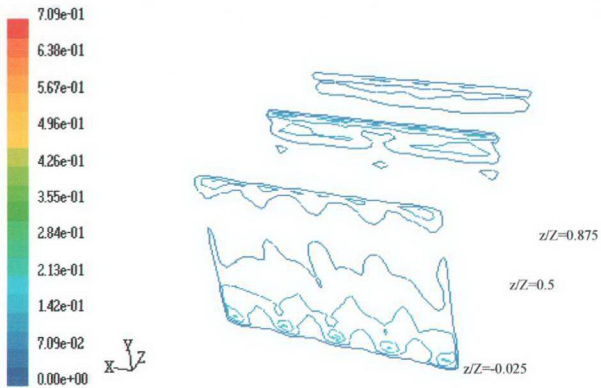
b). Saat 11 İçin Hız Vektörlerinin x Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



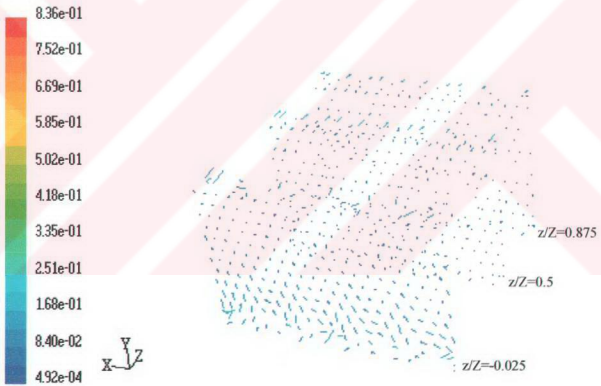
c) Saat 11 İçin Eşdeğer Sıcaklık Eğrilerinin y Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



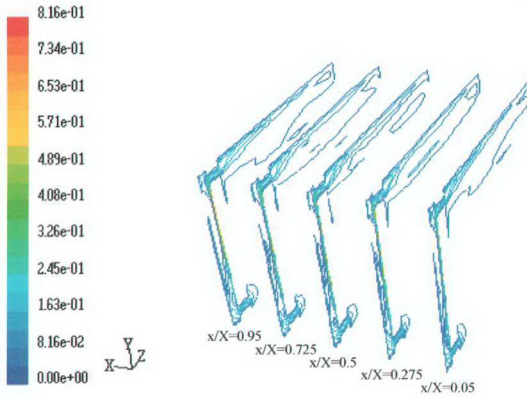
d) Saat 11 İçin Hız Vektörlerinin y Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



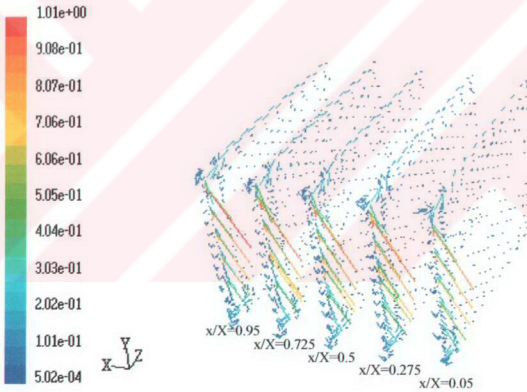
e) Saat 11 İçin Eşdeğer Hız Eğrilerinin x Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



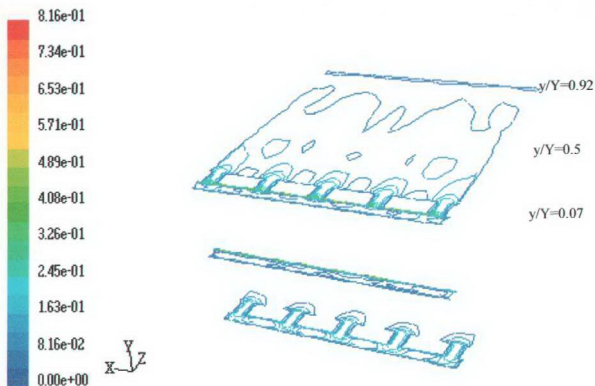
f) Saat 11 İçin Hız Vektörlerinin z Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



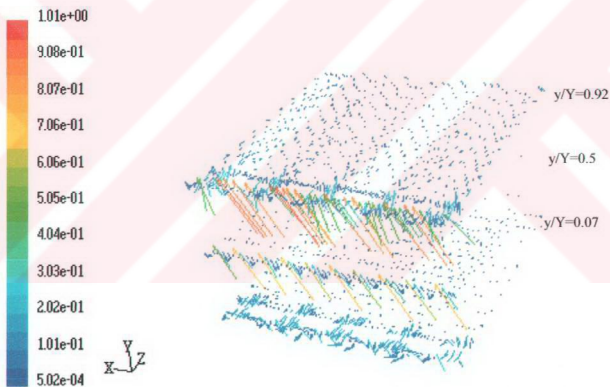
Şekil Ek.2.4.a). Saat 12 İçin Eşdeğer Hız Eğrilerinin x Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



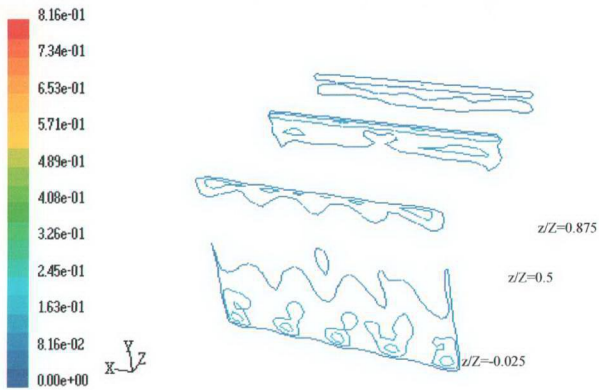
b). Saat 12 İçin Hız Vektörlerinin x Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



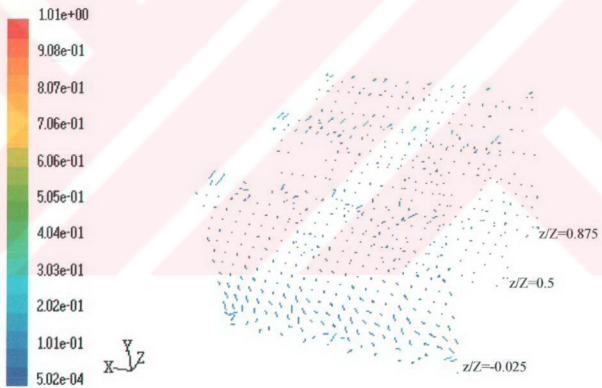
c) Saat 12 İçin Eşdeğer Sıcaklık Eğrilerinin y Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



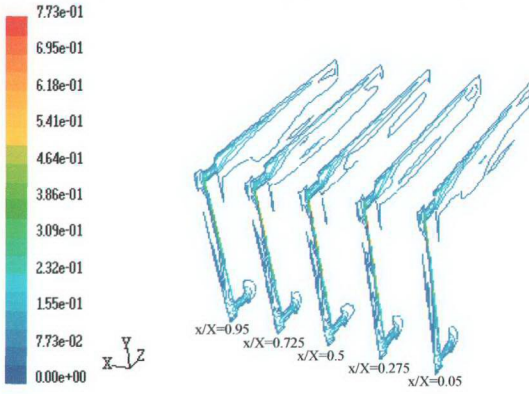
d) Saat 12 İçin Hız Vektörlerinin y Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



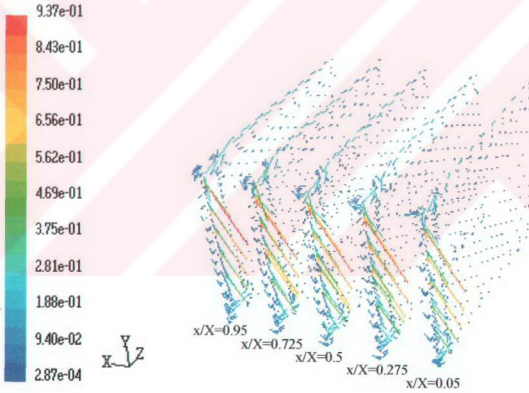
e) Saat 12 İçin Eşdeğer Hız Eğrilerinin x Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



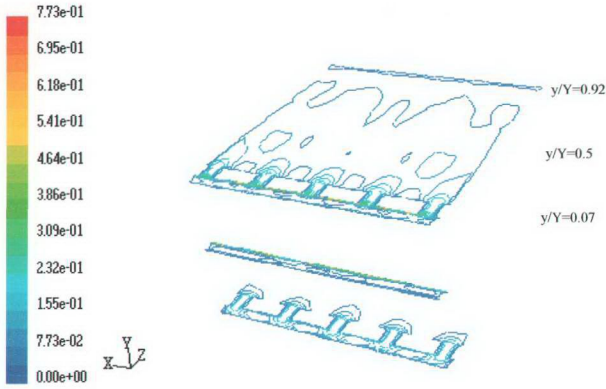
f) Saat 12 İçin Hız Vektörlerinin z Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



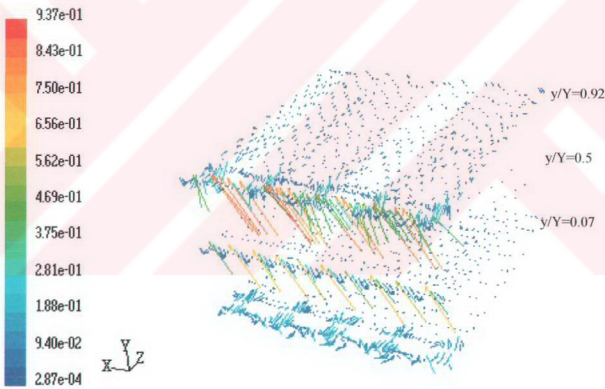
Şekil Ek.2.5.a). Saat 13 İçin Eşdeğer Hız Eğrilerinin x Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



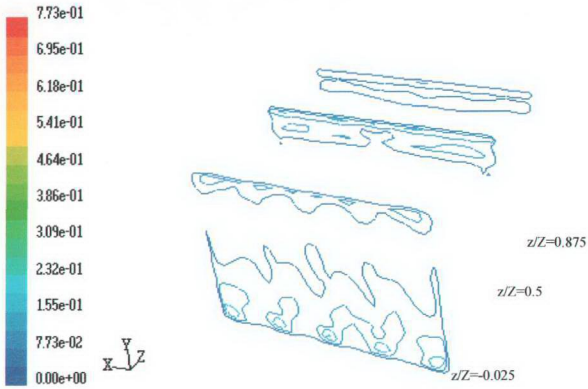
b). Saat 13 İçin Hız Vektörlerinin x Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



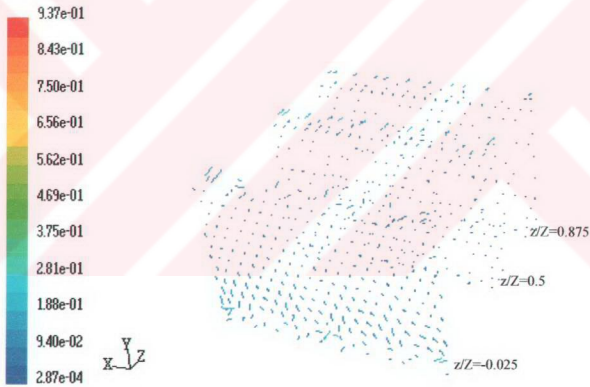
c) Saat 13 İçin Eşdeğer Sıcaklık Eğrilerinin y Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



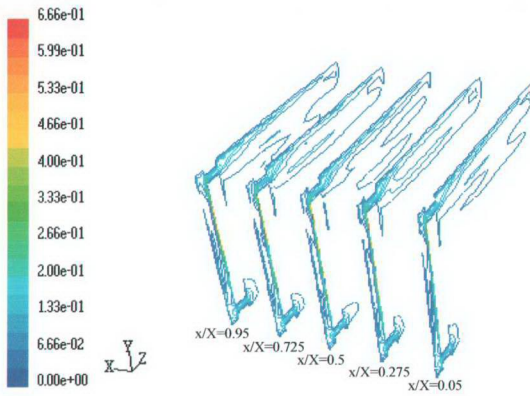
d) Saat 13 İçin Hız Vektörlerinin y Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



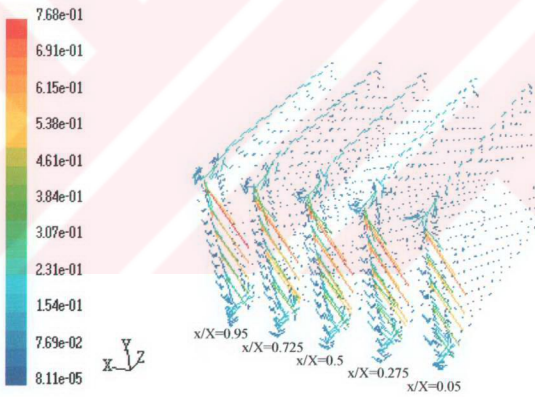
e) Saat 13 İçin Eşdeğer Hız Eğrilerinin x Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



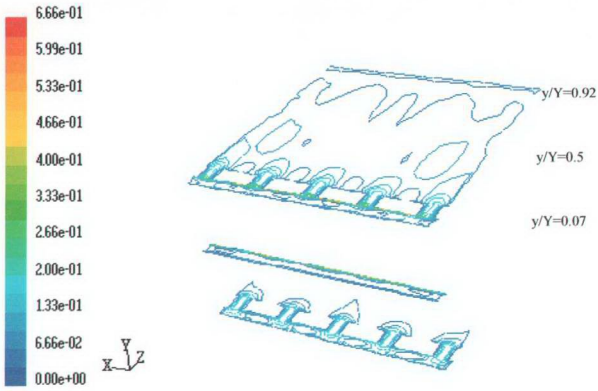
f) Saat 13 İçin Hız Vektörlerinin z Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



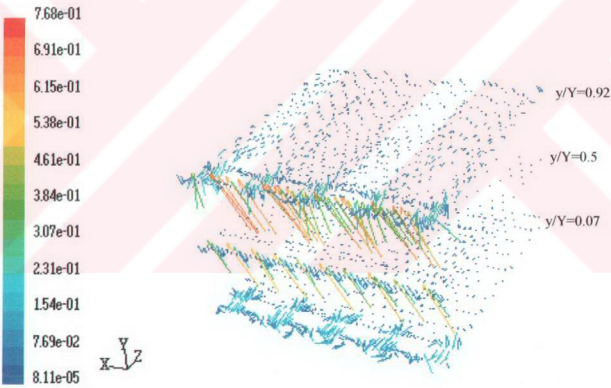
Şekil Ek.2.6.a). Saat 14 İçin Eşdeğer Hız Eğrilerinin x Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



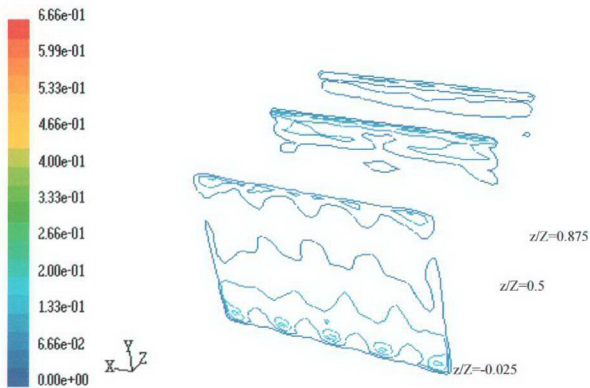
b). Saat 14 İçin Hız Vektörlerinin x Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



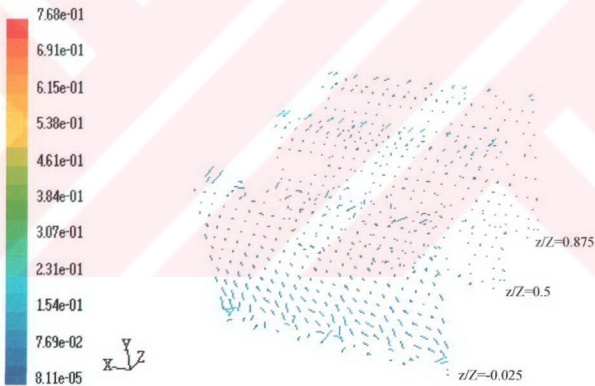
c) Saat 14 İçin Eşdeğer Sıcaklık Eğrilerinin y Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



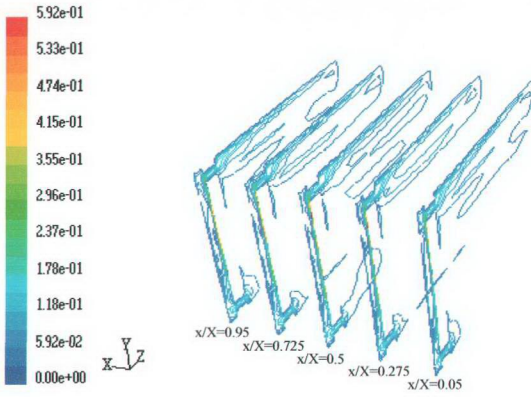
d) Saat 14 İçin Hız Vektörlerinin y Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



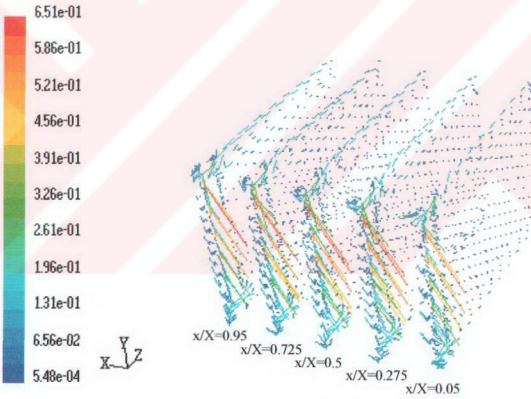
e) Saat 14 İçin Eşdeğer Hız Eğrilerinin x Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



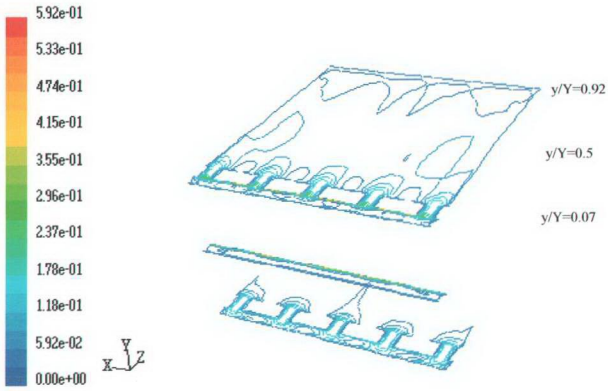
f) Saat 14 İçin Hız Vektörlerinin z Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



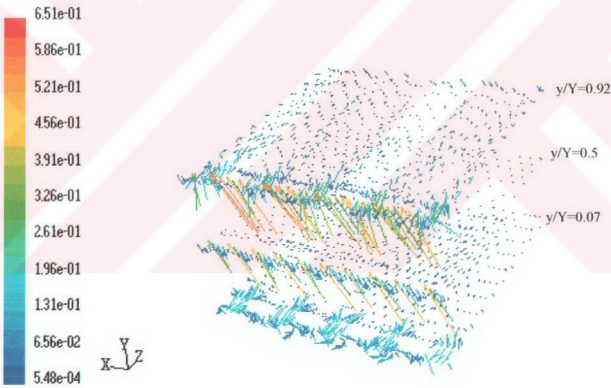
Şekil Ek.2.7.a). Saat 15 İçin Eşdeğer Hız Eğrilerinin x Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



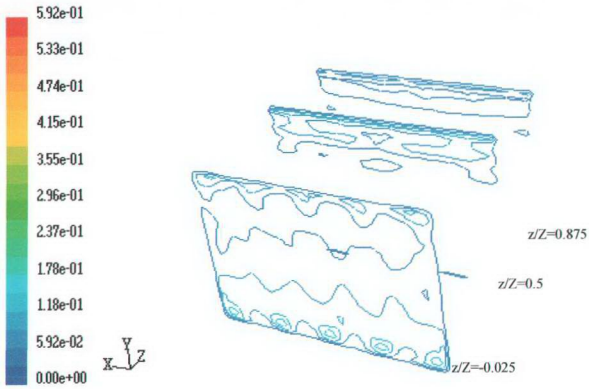
b). Saat 15 İçin Hız Vektörlerinin x Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



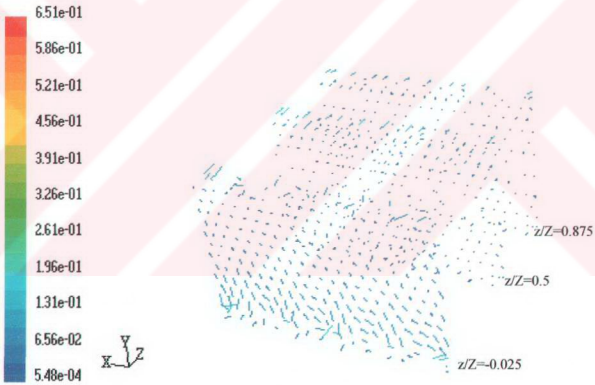
c) Saat 15 İçin Eşdeğer Sıcaklık Eğrilerinin y Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



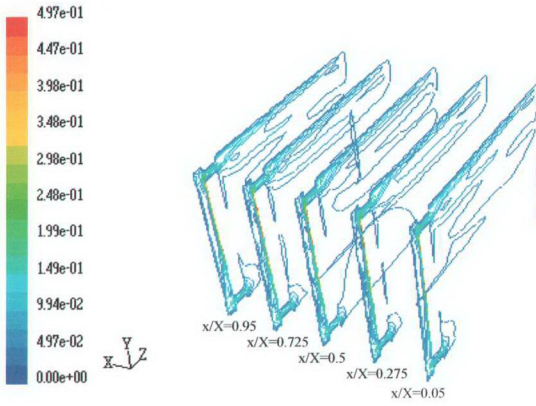
d) Saat 15 İçin Hız Vektörlerinin y Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



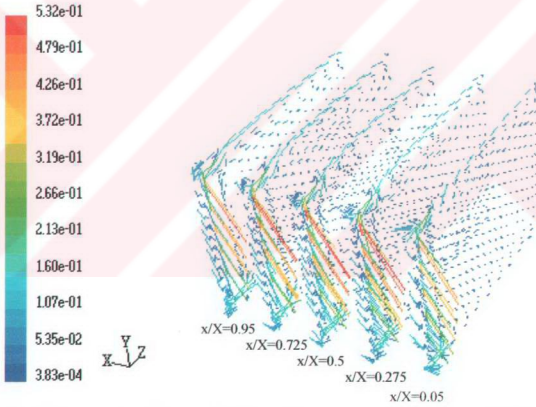
e) Saat 15 İçin Eşdeğer Hız Eğrilerinin x Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



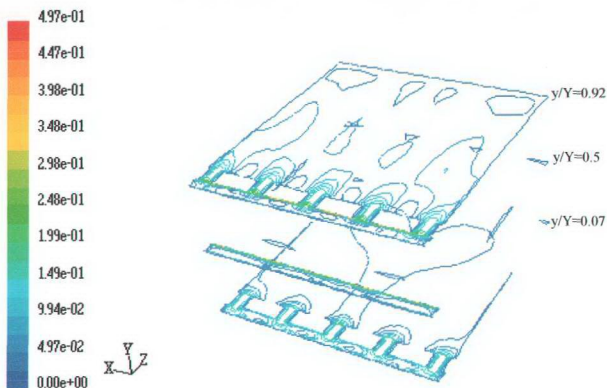
f) Saat 15 İçin Hız Vektörlerinin z Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



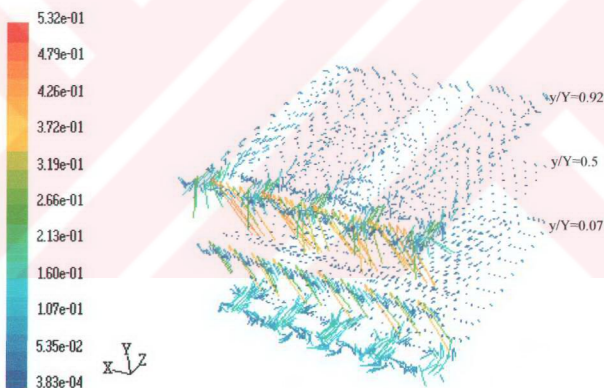
Şekil Ek.2.8.a). Saat 16 İçin Eşdeğer Hız Eğrilerinin x Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



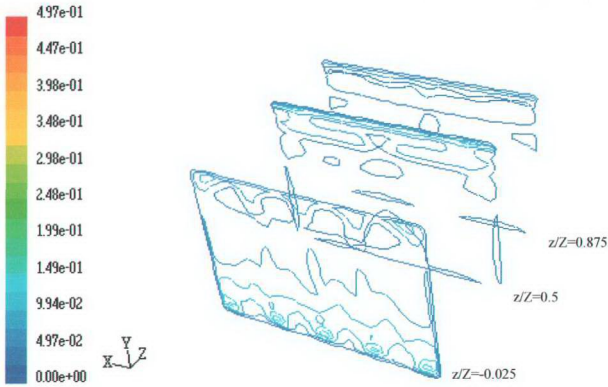
b). Saat 16 İçin Hız Vektörlerinin x Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



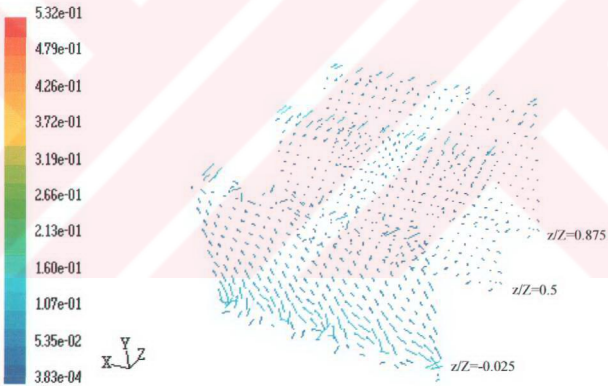
c) Saat 16 İçin Eşdeğer Sıcaklık Eğrilerinin y Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



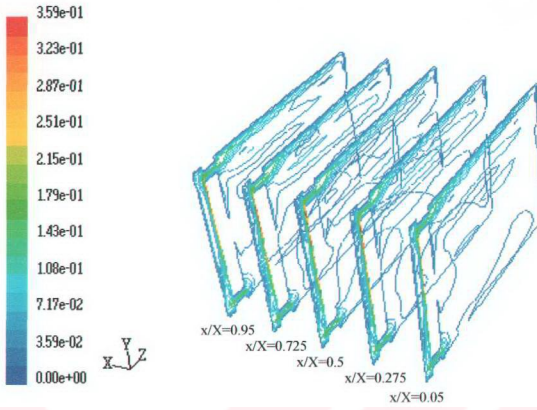
d) Saat 16 İçin Hız Vektörlerinin y Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



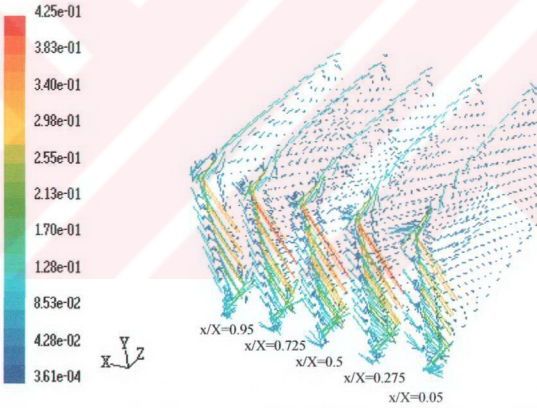
e) Saat 16 İçin Eşdeğer Hız Eğrilerinin x Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



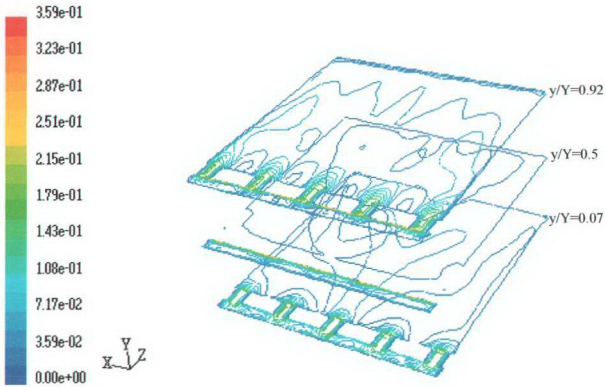
f) Saat 16 İçin Hız Vektörlerinin z Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



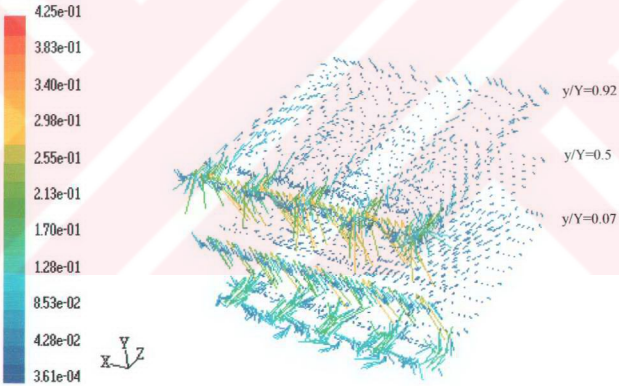
Şekil Ek.2.9.a). Saat 17 İçin Eşdeğer Hız Eğrilerinin x Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



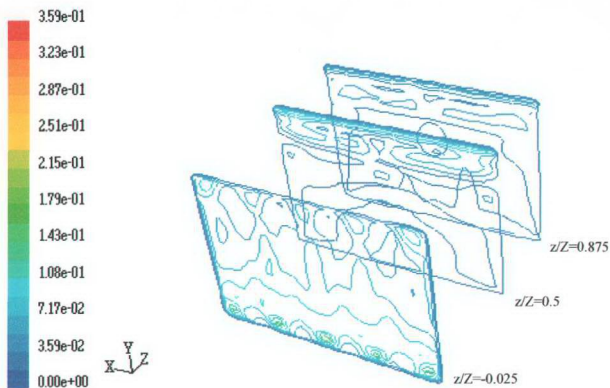
b). Saat 17 İçin Hız Vektörlerinin x Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



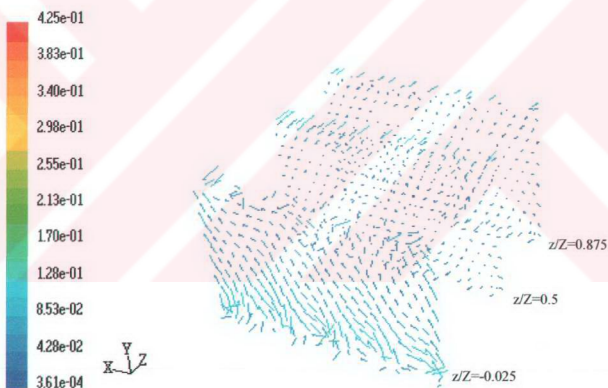
c) Saat 17 İçin Eşdeğer Sıcaklık Eğrilerinin y Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı



d) Saat 17 İçin Hız Vektörlerinin y Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı

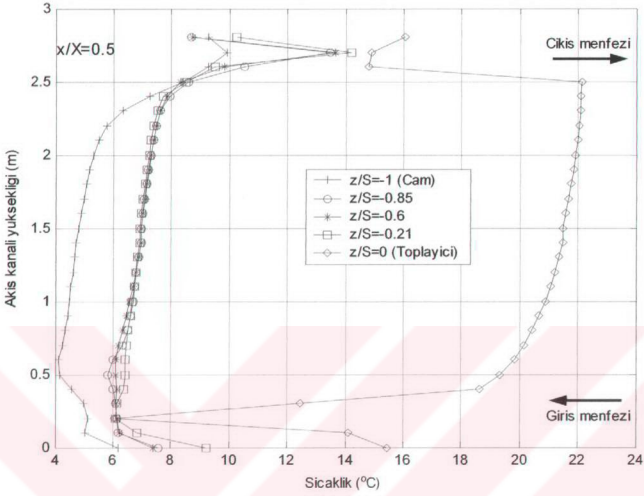


e) Saat 17 için Eşdeğer Hız Eğrilerinin x Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı

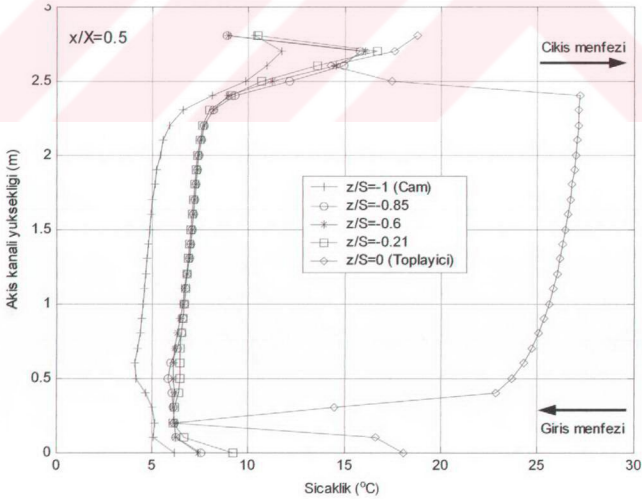


f) Saat 17 için Hız Vektörlerinin z Düzleminde Farklı Noktalardaki Dağılımı

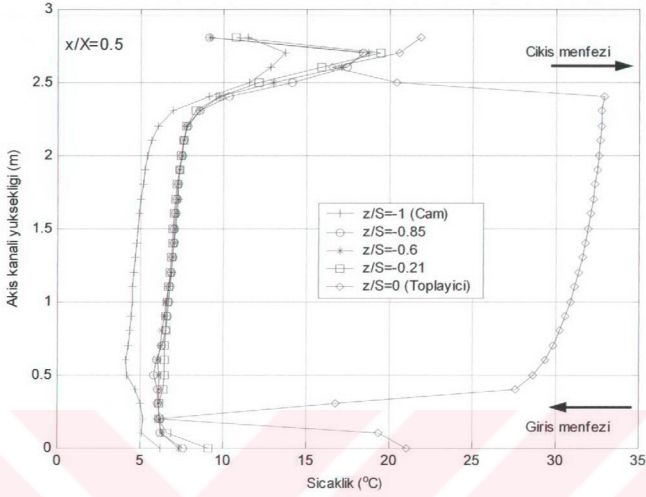
EK 3. Saat 9-17 arası Akış kanalı içerisinde sıcaklık değerinin akış kanalı boyunca değişimi



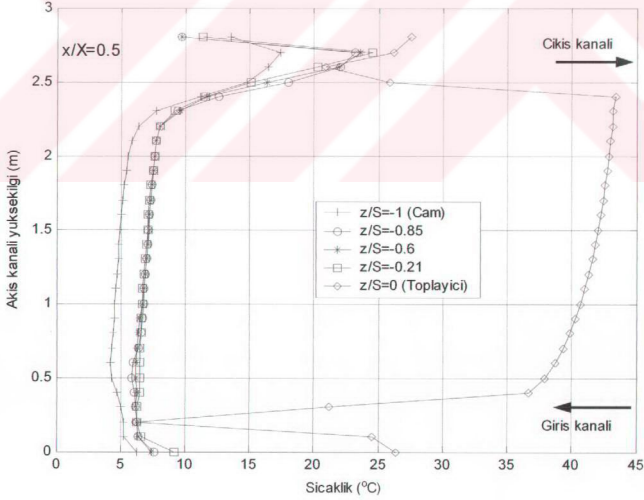
Şekil EK.3.1. Akış Kanalı İçerisinde Farklı Noktalardaki Sıcaklık Değerinin Akış Kanalı Yüksekliği Boyunca Değişimi (Saat 9)



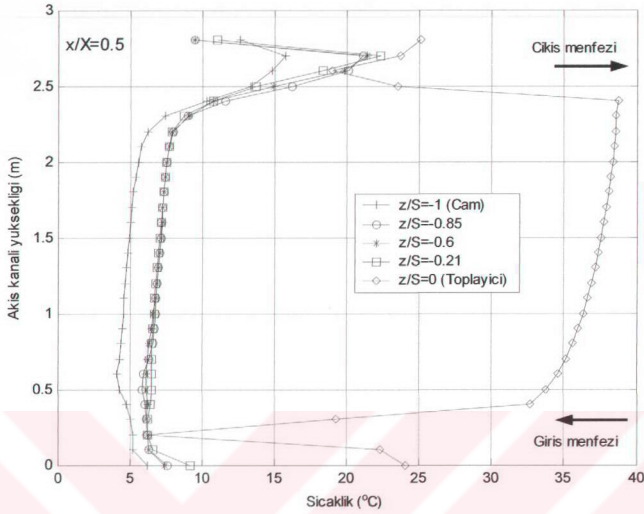
Şekil EK.3.2. Akış Kanalı İçerisinde Farklı Noktalardaki Sıcaklık Değerinin Akış Kanalı Yüksekliği Boyunca Değişimi (Saat 10)



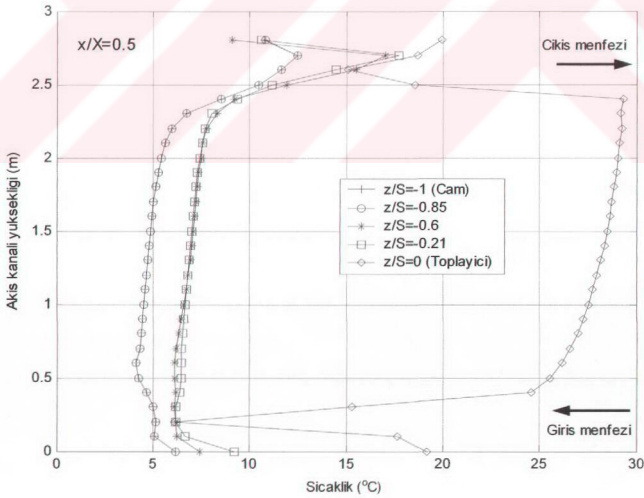
Şekil EK.3.3. Akış Kanalı İçerisinde Farklı Noktalardaki Sıcaklık Değerinin Akış Kanalı Yüksekliği Boyunca Değişimi (Saat 11)



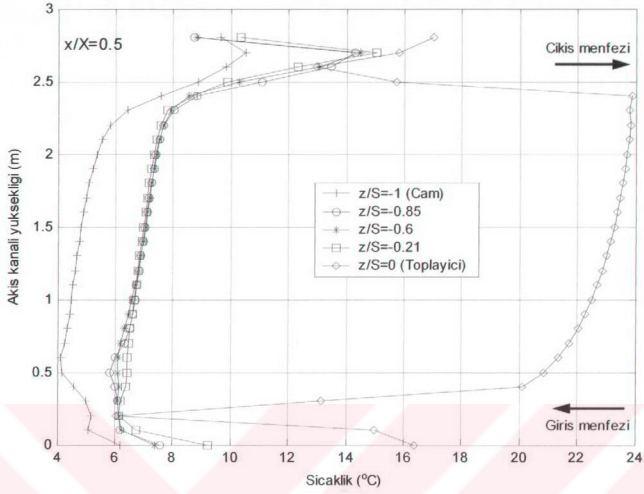
Şekil EK.3.4. Akış Kanalı İçerisinde Farklı Noktalardaki Sıcaklık Değerinin Akış Kanalı Yüksekliği Boyunca Değişimi (Saat 12)



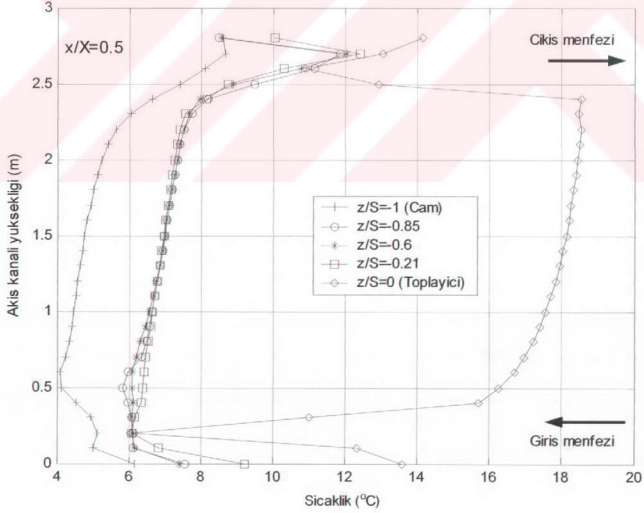
Şekil EK.3.5. Akış Kanalı İçerisinde Farklı Noktalardaki Sıcaklık Değerinin Akış Kanalı Yüksekliği Boyunca Değişimi (Saat 13)



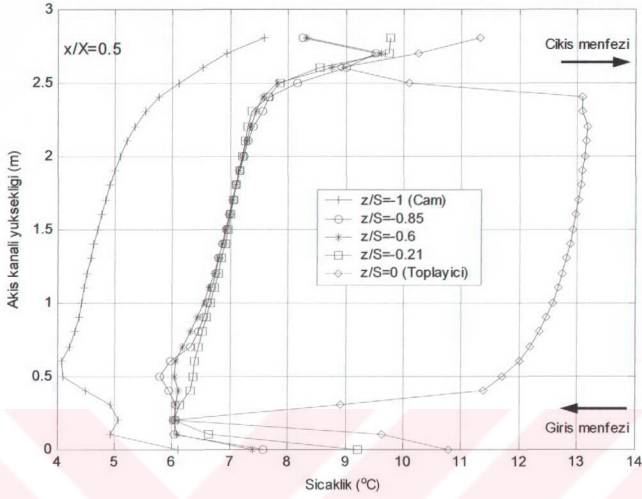
Şekil EK.3.6. Akış Kanalı İçerisinde Farklı Noktalardaki Sıcaklık Değerinin Akış Kanalı Yüksekliği Boyunca Değişimi (Saat 14)



Şekil EK.3.7. Akış Kanalı İçerisinde Farklı Noktalardaki Sıcaklık Değerinin Akış Kanalı Yüksekliği Boyunca Değişimi (Saat 15)

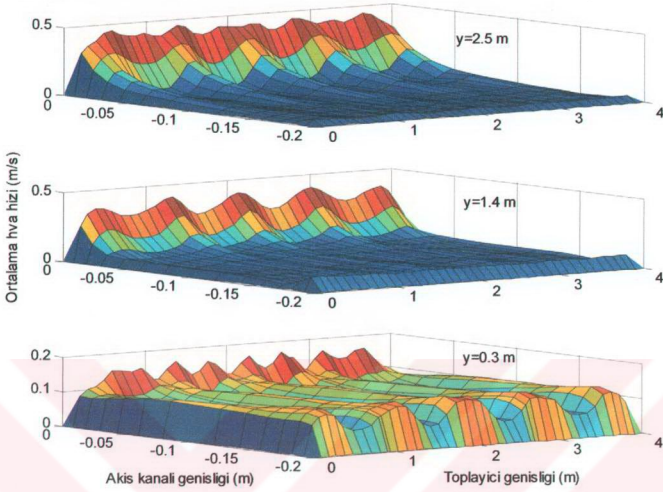


Şekil EK.3.8. Akış Kanalı İçerisinde Farklı Noktalardaki Sıcaklık Değerinin Akış Kanalı Yüksekliği Boyunca Değişimi (Saat 16)

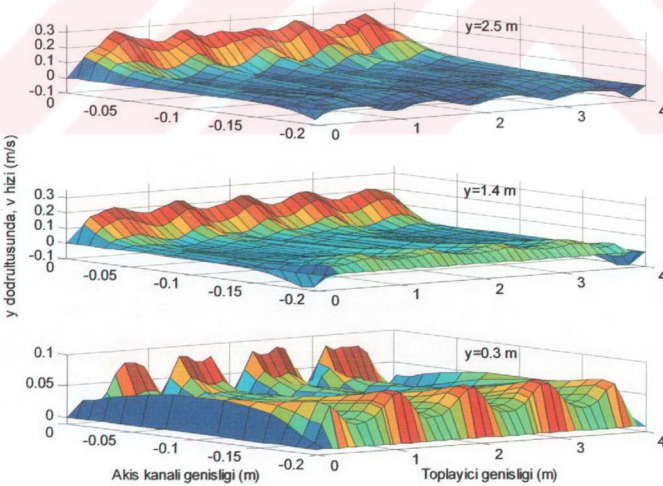


Şekil EK.3.9. Akış Kanalı İçerisinde Farklı Noktalardaki Sıcaklık Değerinin Akış Kanalı Yüksekliği Boyunca Değişimi (Saat 17)

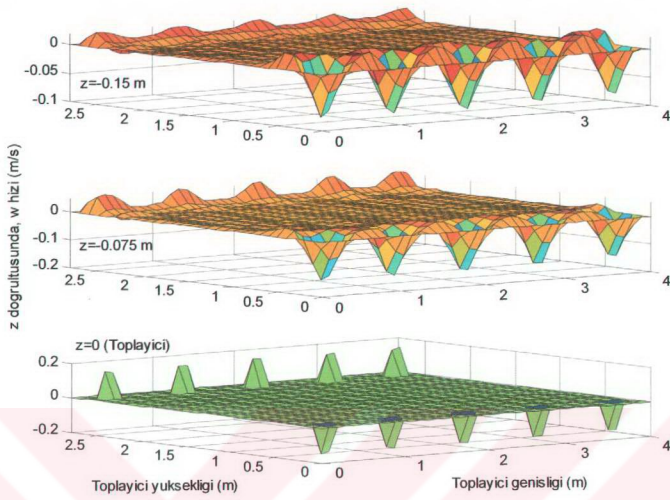
EK 4. Saat 9-17 arasında akış kanalı içerisindeki farklı noktalarda ortalama hız ve hız bileşenlerinin değişimi.



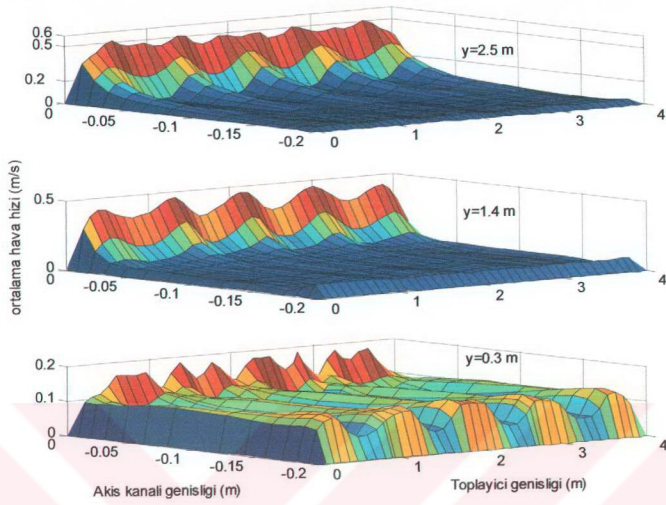
Şekil EK.4.1.a) Akış Kanalının Farklı Noktalarında Ortalama Hava Hızının Dağılımı (Saat 9)



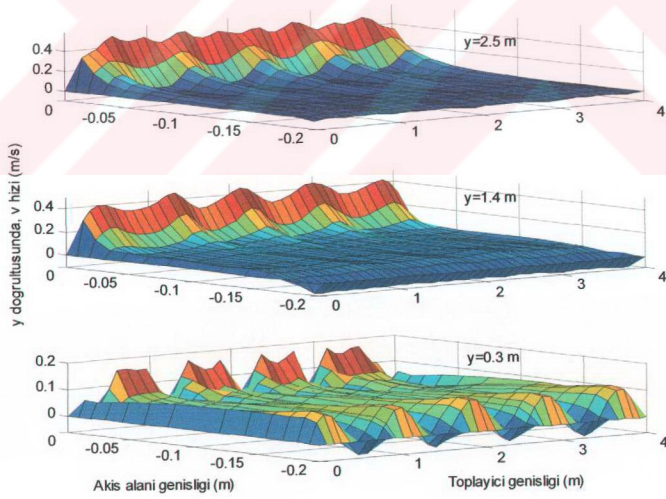
b) Akış Kanalının Farklı Noktalarında v Hızının Dağılımı (Saat 9)



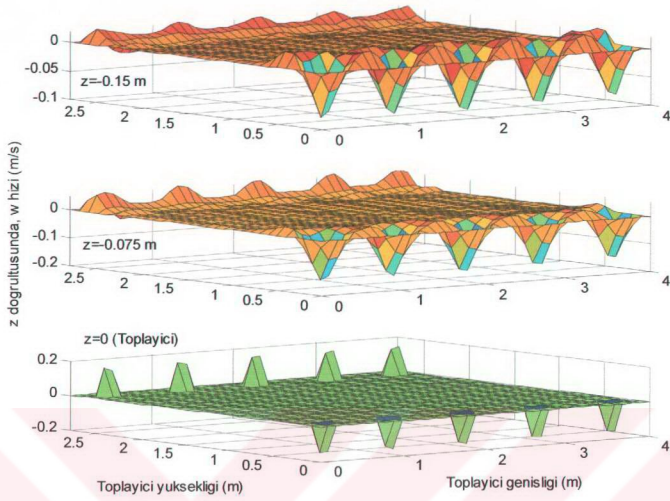
c) Akış Kanalının Farklı Noktalarında w Hızının Dağılımı (Saat 9)



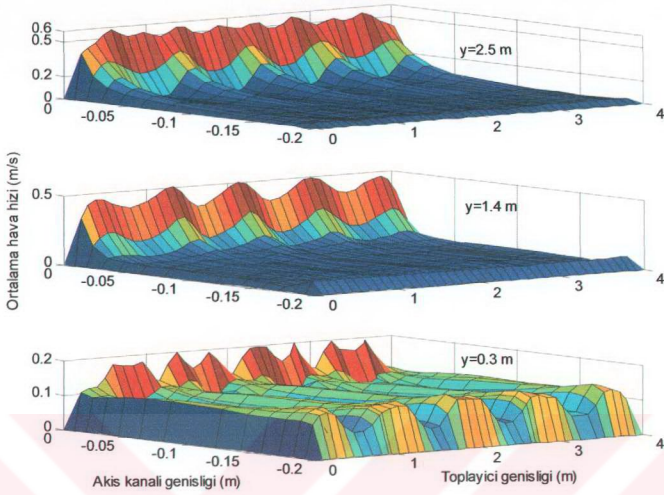
Şekil EK.4.2.a) Akış Kanalının Farklı Noktalarında Ortalama Hava Hızının Dağılımı (Saat 10)



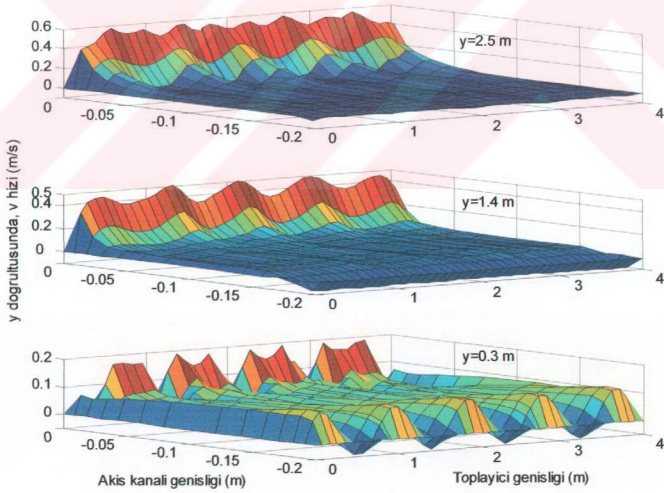
b). Akış Kanalının Farklı Noktalarında v Hızının Dağılımı (Saat 10)



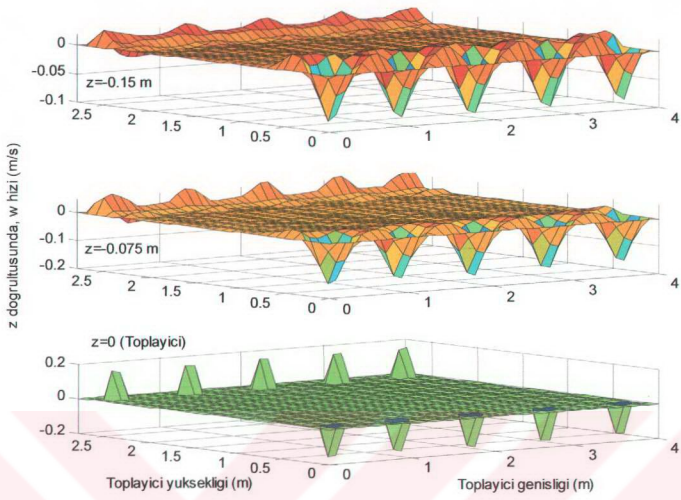
c). Akış Kanalının Farklı Noktalarında w Hızının Dağılımı (Saat 10)



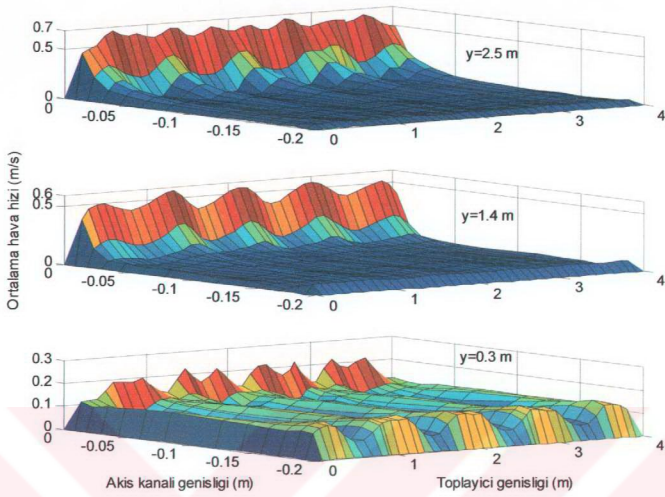
Şekil EK.4.3.a) Akış Kanalının Farklı Noktalarında Ortalama Hava Hızının Dağılımı (Saat 11)



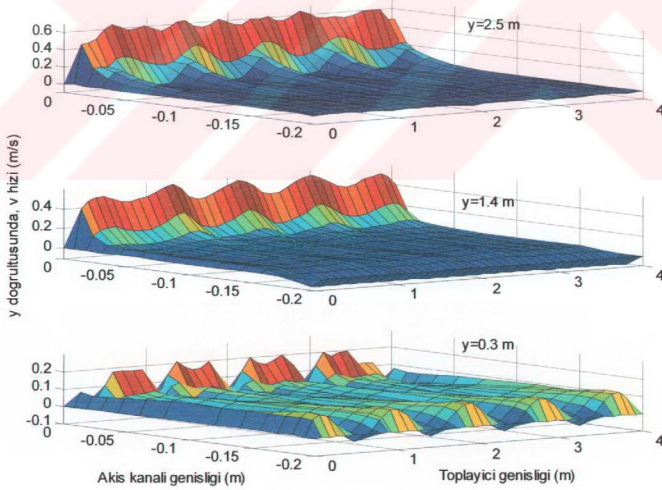
b). Akış Kanalının Farklı Noktalarında v Hızının Dağılımı (Saat 11)



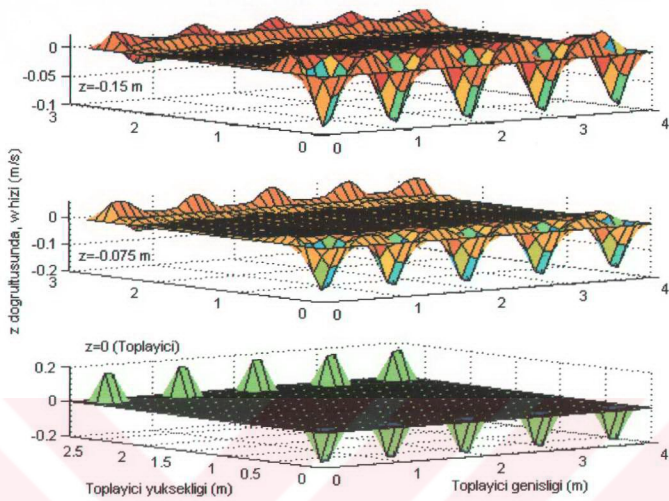
c). Akış Kanalının Farklı Noktalarında w Hızının Dağılımı (Saat 11)



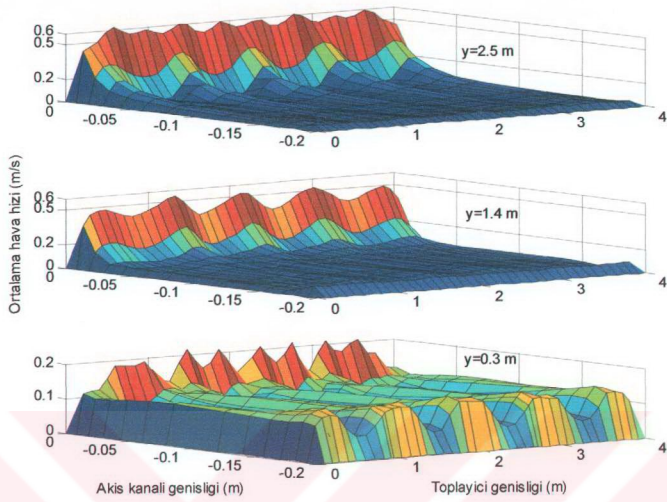
Şekil EK.4.4.a) Akış Kanalının Farklı Noktalarında Ortalama Hava Hızının Dağılımı (Saat 12)



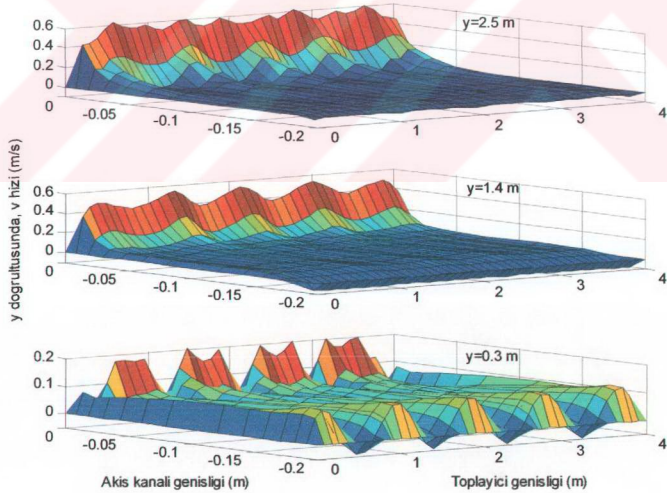
b). Akış Kanalının Farklı Noktalarında v Hızının Dağılımı (Saat 12)



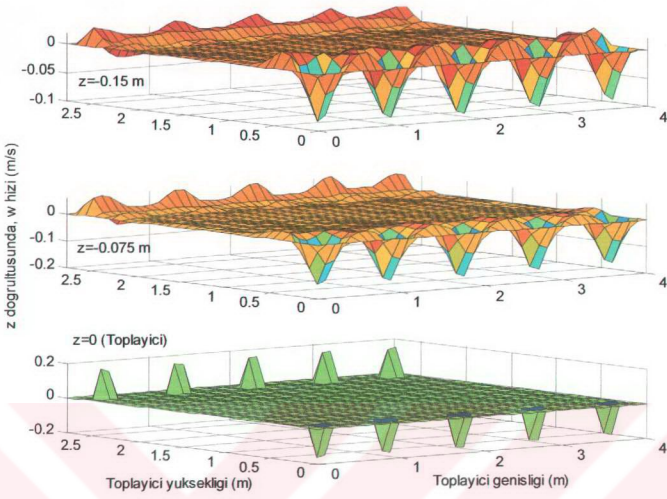
c). Akış Kanalının Farklı Noktalarında v Hızının Dağılımı (Saat 12)



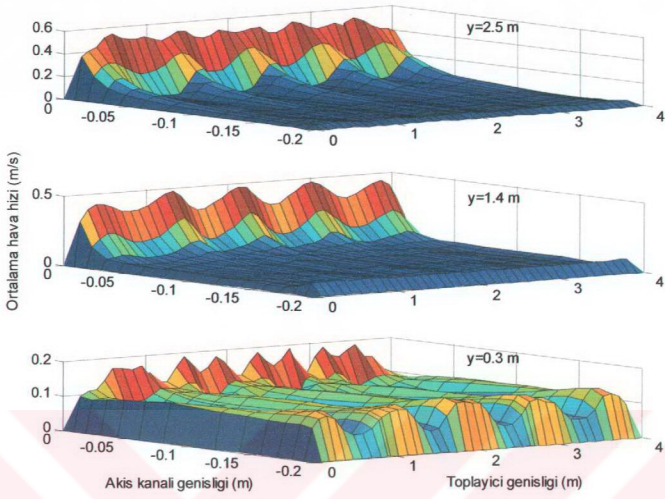
Şekil EK.4.5.a) Akış Kanalının Farklı Noktalarında Ortalama Hava Hızının Dağılımı (Saat 13)



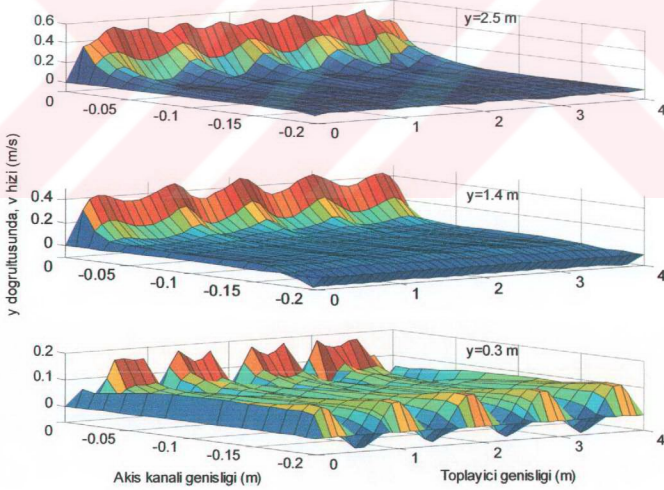
b). Akış Kanalının Farklı Noktalarında v Hızının Dağılımı (Saat 13)



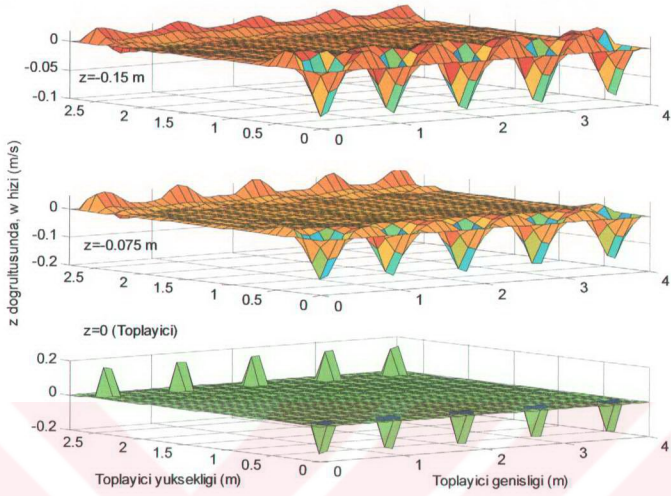
c). Akış Kanalının Farklı Noktalarında w Hızının Dağılımı (Saat 13)



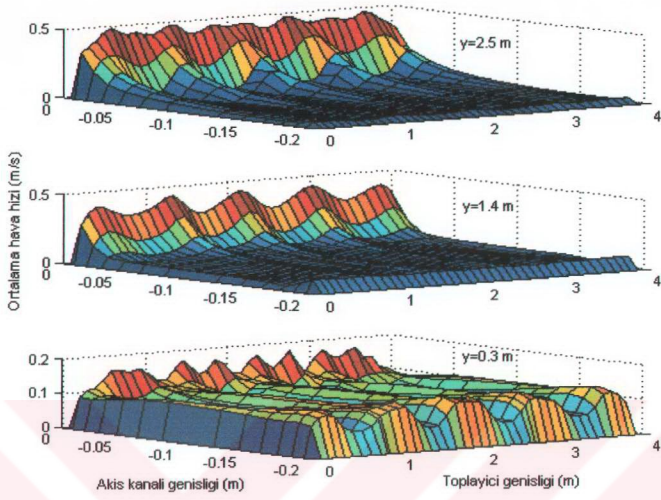
Şekil EK.4.6.a) Akış Kanalının Farklı Noktalarında Ortalama Hava Hızının Dağılımı (Saat 14)



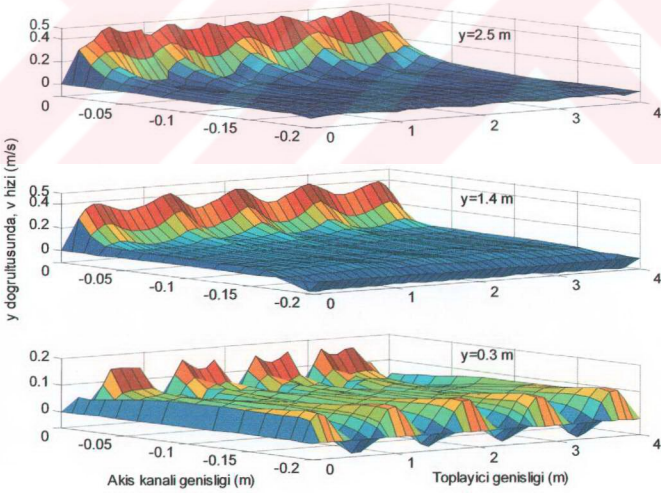
b). Akış Kanalının Farklı Noktalarında v Hızının Dağılımı (Saat 14)



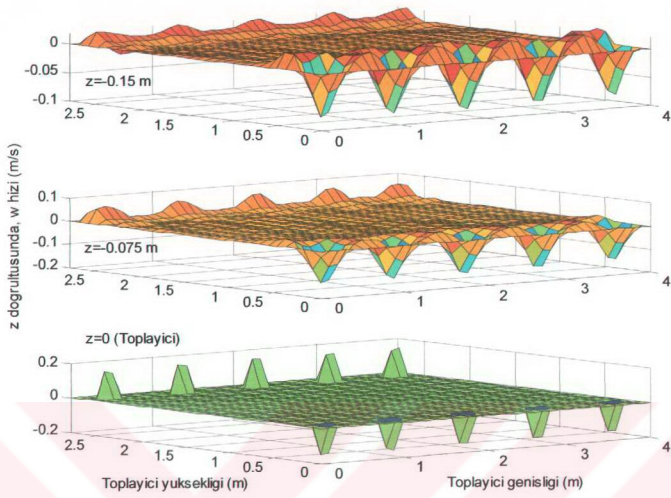
c). Akış Kanalının Farklı Noktalarında w Hızının Dağılımı (Saat 14)



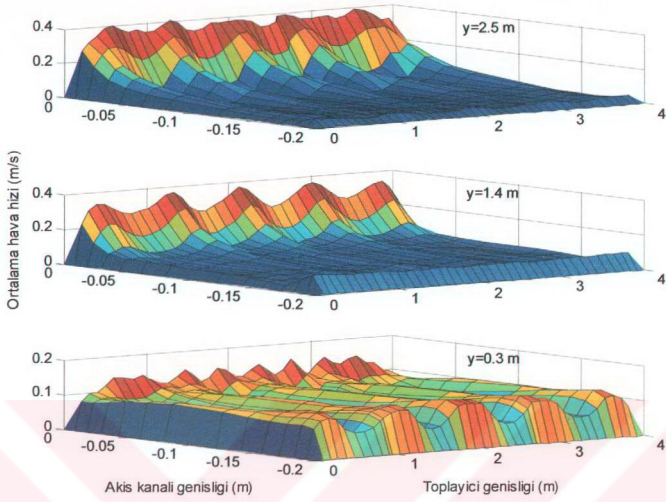
Şekil EK.4.7.a) Akış Kanalının Farklı Noktalarında Ortalama Hava Hızının Dağılımı (Saat 15)



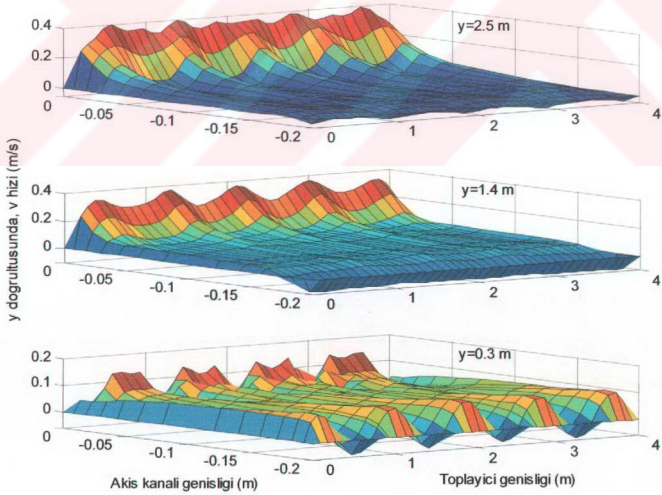
b). Akış Kanalının Farklı Noktalarında v Hızının Dağılımı (Saat 15)



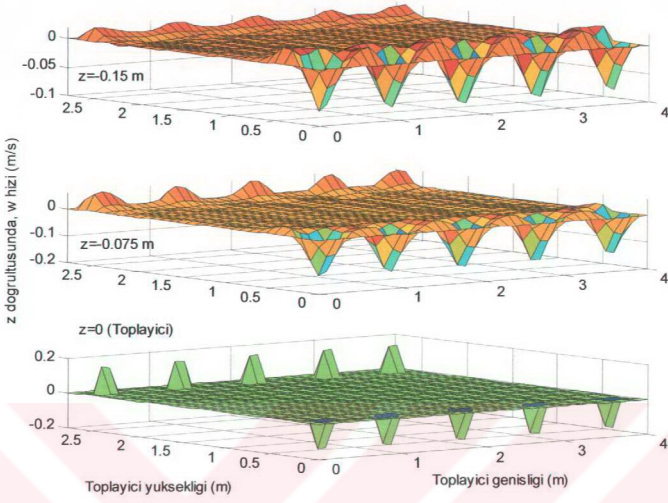
e). Akış Kanalının Farklı Noktalarında w Hızının Dağılımı (Saat 15)



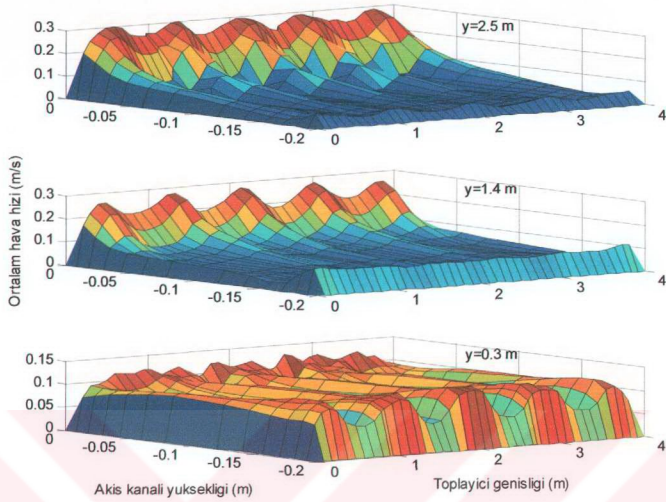
Şekil EK.4.8.a) Akış Kanalının Farklı Noktalarında Ortalama Hava Hızının Dağılımı (Saat 16)



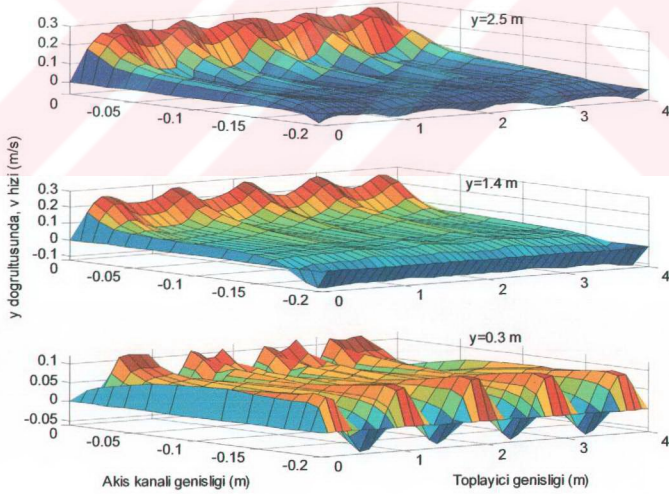
b). Akış Kanalının Farklı Noktalarında v Hızının Dağılımı (Saat 16)



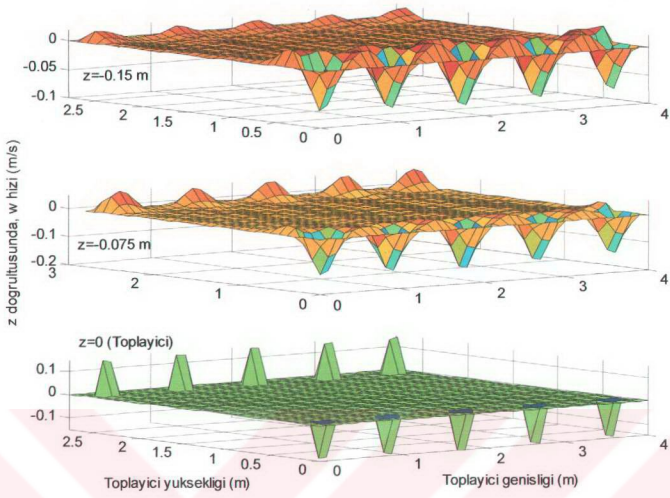
c). Akış Kanalının Farklı Noktalarında w Hızının Dağılımı (Saat 16)



Şekil EK.4.9.a) Akış Kanalının Farklı Noktalarında Ortalama Hava Hızının Dağılımı (Saat 17)



b). Akış Kanalının Farklı Noktalarında v Hızının Dağılımı (Saat 17)



c). Akış Kanalının Farklı Noktalarında w Hızının Dağılımı (Saat 17)