

**T.C.
ERCIYES ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ENERJİ ANABİLİM DALI**

**RADYATÖR VE BETON KOLON İLE ISITILAN ODA
İÇERİSİNDEKİ TERMAL KONFORUN SAYISAL
İNCELENMESİ**

**Hazırlayan
Fadime Menekşe İKBAL**

**Danışman
Prof. Dr. Sebahattin ÜNALAN**

Yüksek Lisans Tezi

**Temmuz 2018
KAYSERİ**

**T.C.
ERCIYES ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ENERJİ ANABİLİM DALI**

**RADYATÖR VE BETON KOLON İLE ISITILAN ODA
İÇERİSİNDEKİ TERMAL KONFORUN SAYISAL
İNCELENMESİ**

Yüksek Lisans Tezi

**Hazırlayan
Fadime Menekşe İKBAL**

**Danışman
Prof. Dr. Sebahattin ÜNALAN**

**Temmuz 2018
KAYSERİ**

BİLİMSEL ETİĞE UYGUNLUK

Bu çalışmadaki tüm bilgilerin, akademik ve etik kurallara uygun bir şekilde elde edildiğini beyan ederim. Aynı zamanda bu kural ve davranışların gerektirdiği gibi, bu çalışmanın özünde olmayan tüm materyal ve sonuçları tam olarak aktardığımı ve referans gösterdiğimi belirtirim.

Adı-Soyadı: Fadime Menekşe İKBAL

İmza :



YÖNERGEYE UYGUNLUK

“Radyatör ve Beton Kolon ile Isıtılan Oda İçerisindeki Termal Konforun Sayısal İncelenmesi” adlı Yüksek Lisans tezi, Erciyes Üniversitesi Lisansüstü Tez Önerisi ve Tez Yazma Yönergesi’ne uygun olarak hazırlanmıştır.

Tezi Hazırlayan

Fadime Menekşe İKBAL

Danışman

Prof. Dr. Sebahattin ÜNALAN

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Başkanı

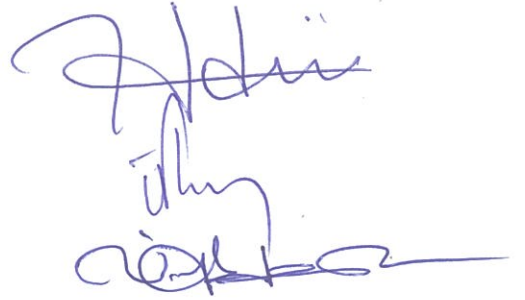
Prof. Dr. Necdet ALTUNTOP

Prof. Dr. Sebahattin ÜNALAN'ın danışmanlığında Fadime Menekşe İKBAL tarafından hazırlanan "Radyatör ve Beton Kolon ile Isıtılan Oda İçerisindeki Termal Konforun Sayısal İncelenmesi" adlı bu çalışma, jürimiz tarafından Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalında **yüksek lisans** tezi olarak kabul edilmiştir.

14 / 08 / 2018

JÜRİ:

Danışman : Prof. Dr. Sebahattin ÜNALAN
Üye : Prof. Dr. Nafiz KAHRAMAN
Üye : Prof. Dr. Ünal AKDAĞ

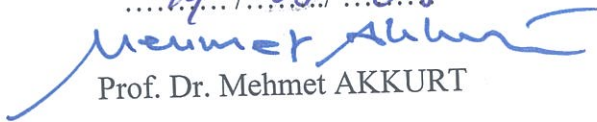


ONAY:

Bu tezin kabulü Enstitü Yönetim Kurulunun 14/08/2018 tarih ve 2018/36-42 sayılı kararı ile onaylanmıştır.



14.08.2018



Prof. Dr. Mehmet AKKURT

Enstitü Müdürü

ÖNSÖZ / TEŞEKKÜR

Çalışmalarım boyunca farklı bakış açıları ve bilimsel katkılarıyla beni aydınlatan, yakın ilgi ve yardımlarını esirgemeyen ve bu günlere gelmemde en büyük katkı sahibi sayın hocam Prof. Dr. Sebahattin ÜNALAN'a teşekkürü bir borç bilirim.

Bu çalışmamda desteklerini esirgemeyen sevgili Dr. Evrim ÖZRAHAT'a teşekkür ederim.

Bu aşamaya ulaşmamda maddi ve manevi desteğini esirgemeyen annem Neşe TARZAN'a ve çalışmalarım süresince sabır göstererek beni daima destekleyen aileme teşekkür ederim.

Fadime Menekşe İKBAL
Kayseri, Temmuz 2018

**RADYATÖR VE BETON KOLON İLE ISITILAN ODA İÇERİSİNDEKİ
TERMAL KONFORUN SAYISAL İNCELENMESİ**
Fadime Menekşe İKBAL

Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü

Yüksek Lisans Tezi, Temmuz 2018

Danışman: Prof. Dr. Sebahattin ÜNALAN

ÖZET

Bu çalışmada, radyatör ve beton kolon ile ısıtılan odalar içerisindeki termal konforun incelenmesi amaçlanmıştır. Çalışmada referans olarak 400x500x300 cm boyutlarında çok katlı bir binanın bir odası temel eşyaları ile birlikte ele alınmıştır. Üç boyutlu oda modelinin 4 köşesine 40x60x300 cm ebatında beton kolon yerleştirilmiştir. Beton kolonların içerisinde 14 cm iç çap 15 cm dış çapa sahip çelik borular geçirilmiştir. Bu boruların içerisinde 335 K sıcaklığında su dolaştırılarak oda ortamı kolanlar vasıtasıyla ısıtılmıştır. İlave olarak aynı oda 335 K sıcaklığa sahip radyatörlü bir sistem ile de ısıtılmıştır. Dış hava sıcaklığı Kayseri ili için kış şartlarında ölçülmüş olan hava sıcaklığı ile tanımlanmıştır. Her iki ısıtma sisteminde, zamana bağlı analizler CFD yardımı (ANSYS Fluent) ile sayısal olarak gerçekleştirilmiştir. Analizlerde 7 gün sürekli ısıtma ve takip eden 7 gün sürekli soğuma (ısıtma sistemleri kapatılmış) hali düşünülmüştür. Hesaplamalarda radyasyon ile ısı transferi (S2S modeli) dikkate alınmıştır. Bu şartlar ile zamana bağlı olarak oda içerisindeki oluşan ısı akışı, sıcaklık ve hız dağılımı gözlemlenmiştir. Elde edilen sonuçlar, radyatörlü ısıtma ve kolonlu ısıtma ile ortaya çıkan sayısal sonuçlar termal konfor açısından kıyaslanmıştır. Hesaplamalar sonucunda, kolonlar ile ısıtmanın geleneksel yöntem olan radyatör ile ısıtmadan daha iyi termal konfor sergilediği görülmüştür. Kolonlu ısıtma sisteminde 14 günlük süreç boyunca meydana gelen ısıl kayıplar radyatörlü ısıtma sistemine göre %10 daha düşük olmuştur. Paralel olarak kolonlu ısıtma sistemi odanın yapı elemanları (duvar, kolon, kriş), oda havası ve eşyaları içerisinde %10 daha fazla termal enerji depolanmıştır.

Anahtar kelimeler: Termal Konfor, Radyatörlü Isıtma, Beton Kolonlu Isıtma

NUMERICAL INVESTIGATION OF THERMAL COMFORT IN A ROOM HEATED BY RADIATOR AND CONCRETE COLUMNS

Fadime Menekşe İKBAL

Erciyes University, Graduate School of Natural and Applied Sciences

M.Sc. Thesis, July 2018

Supervisor: Prof. Dr. Sebahattin ÜNALAN

ABSTRACT

This study aimed to investigate the thermal comfort in the room heated by the radiator and concrete column. As a reference to the study, one room of a multi-storey building with dimensions of 400x500x300 cm was considered together with the basic commodities. Three-dimensional model of the room is placed at four corners of the concrete column 40x60x300 cm. Steel pipes with an outer diameter of 15 cm and an inner diameter of 14 cm were passed through the concrete columns. The room environment was heated by the columns in which water at a temperature of 350 K circulated through pipes. In addition, the same room is heated by a radiator system with a temperature of 335 K. The outside temperature is determined by the air temperature measured in the winter conditions for Kayseri province. In both heating systems, time dependent analyzes were performed numerically with CFD assistance (ANSYS Fluent). In the analyzes, 7 days of continuous heating and 7 days of continuous cooling (with heating systems closed) were considered. Radiation heat transfer (S2S model) is considered in the calculations. With these conditions, depending on the time, the heat flow, temperature and speed distribution in the room were observed. The numerical results, which are associated with the heating radiator heating and columns, are compared in terms of thermal comfort. As a result of calculations, it has been shown that heating columns with radiators, which is the traditional method, has better thermal comfort than heating. In the column heating system, it was lower by 10% than the radiator systems due to heat loss in 14 days. However, more than 10% thermal energy was stored in the building elements of the column heating system room (walls, columns, beam), room air and furnishings.

Keywords: Thermal Comfort, Radiator Heating, Concrete Column Heating

İÇİNDEKİLER
RADYATÖR VE BETON KOLON İLE ISITILAN ODALAR
İÇERİSİNDEKİ
TERMAL KONFORUN İNCELENMESİ

	<u>Sayfa</u>
BİLİMSEL ETİĞE UYGUNLUK SAYFASI	ii
YÖNERGEYE UYGUNLUK SAYFASI.....	iii
KABUL VE ONAY SAYFASI	iv
ÖNSÖZ	v
ÖZET.....	vi
ABSTRACT	vii
İÇİNDEKİLER	viii
KISALTMALAR	xi
TABLolar LİSTESİ.....	xii
ŞEKİLLER LİSTESİ	xiii
GİRİŞ	1

1. BÖLÜM

GENEL BİLGİLER ve LİTERATÜR ÇALIŞMASI

1.1. Giriş.....	3
1.2. Genel Bilgiler	4
1.2.1. Binalarda Klasik Isıtma Sistemleri	4
1.2.2. Binalarda Yenilikçi Isıtma Sistemleri	7
1.3. Termal konfor	10
1.4. Literatür Araştırması	12
1.4.1. Aktif Sistemler	15
1.4.1.1. Radyan Zemin Uygulamaları.....	15
1.4.1.2. Radyan Tavan Uygulamaları.....	17

1.4.1.3. Boşluklu Döşeme Uygulamaları.....	18
1.4.1.4. Beton Çekirdek Uygulamaları	20
1.4.1.5. Boru Döşenmiş Kabuk Uygulamaları	21
1.4.2. Pasif Sistemler	22
1.4.2.1. Duyulur Isı Depolama Uygulamaları	22
1.4.2.2. Gizli Isı Depolama Uygulamaları	23
1.4.3. Termal Konfor Analizi Üzerine Yapılmış Çalışmalar	26
1.5. Değerlendirme	35

2. BÖLÜM

GEREÇ VE YÖNTEM

2.1 Giriş	36
2.2. ANSYS Fluent	36
2.3. ANSYS Fluent ile Türbülanslı Akışın Modellenmesi	37
2.3.1. Realizable k- ϵ Modeli.....	38
2.3.2. k- ϵ Modelinde Türbülans Üretiminin Modellenmesi.....	39
2.3.3. Duvar-Sınırlı Türbülanslı Akışkanlar İçin Yakın-Duvar Yaklaşımları	40
2.3.3.1. İyileştirilmiş Duvar Yaklaşımı	40
2.3.3.1.1. İyileştirilmiş Duvar Yaklaşımı İçin İki Tabaka Modeli	40
2.3.3.1.2. İyileştirilmiş Duvar Fonksiyonları	42
2.4. ANSYS Fluent ile Radyasyon Isı Transferinin Modellenmesi.....	45
2.4.1. S2S Radyasyon Modeli Teorisi	47
2.4.1.1.Gri-Diffüz Radyasyon.....	47
2.4.1.2. S2S Model Denklemleri	48
2.4.1.2.1. Kümeleme	49
2.4.1.2.2. Düzgünleştirme.....	50
2.5. Sayısal Prosedür	51
2.5.1. Sayısal Model Oluşturma	51
2.5.2.Mesh yapısı	55

2.5.3. Başlangıç ve Sınır Şartlarının Tanımlanması	58
--	----

3. BÖLÜM

BULGULAR VE TARTIŞMA

3.1. Giriş	64
3.2. Radyator ile Isıtılan Odada Termal Analiz Sonuçları.....	66
3.3. Kolon ile Isıtılan Odada Termal Analiz Sonuçları	77
3.4. Radyatör ve Kolon ile Isıtılan Odaların Termal Konfor Açısından Kıyaslanması	88

4. BÖLÜM

SONUÇ ve ÖNERİLER

4.1. Sayısal Çalışma Sonuçları ve Değerlendirme	93
4.2. İleriki Çalışmalar için Öneriler	94
KAYNAKLAR.....	95

EKLER

Ek -1: 14 Günlük Isıtma ve Soğuma sürecinde radyatorlu oda termal analiz süreci .	103
Ek -2: 14 Günlük Isıtma ve Soğuma sürecinde kolonlu oda termal analiz süreci	108
Ek -3: Kararlı durum radyatorlu ve kolonlu oda termal analiz süreci	113
ÖZGEÇMİŞ	114

KISALTMALAR VE SİMGELER

ANSYSFluent	Hesaplama Akışkanlar Dinamiği yazılımı
ANSYS Workbench	Mesh programı
ASHRAE	Amerikan Isıtma Soğutma İklimlendirme Mühendisleri Derneği
CAD	Bilgisayar Destekli Tasarım
CFD	Hesaplama Akışkanlar Dinamiği
D	Boru çapı (ϕ)
EN	Avrupa Normu
FDM	Faz Değiştiren Malzeme
ISO	Uluslararası Standardizasyon Organizasyonu
PMV	Isıl Konfor
PPD	Isıl Memnuniyetsizlik Oranı
Solidworks	Çizim programı
S2S	Yüzeyden Yüze Radyasyon Modeli
TABS	Termal Enerji Depolama Uygulamaları
h	Isı transfer katsayısı ($h= 8 \text{ W/m}^2\text{K}$)
Cp	Sabit basınçta özgül ısı (J/kgK)
ε	Emissivite
g	Yerçekimi ivmesi ($-9,81 \text{ m/s}^2$)
k	Isı iletim katsayısı (W/mK)
Gr	Grashof sayısı ($Gr= g\beta H^3 \Delta T/v^2$)
Nu	Nusselt sayısı
Pr	Prandtl sayısı
Re _y	Reynold sayısı
ρ	Yoğunluk (kg/m^3)
θ	Sıcaklık fonksiyonu
σ	Stefan boltzman sabiti ($\sigma= 5.67 \times 10^{-8} \text{ W/(m}^2\text{K}^4)$)
μ_t	Türbülans viskozitesi
y	Duvar dan olan uzaklık
r	Yarıçap
t	Zaman
T	Sıcaklık (K)
T ₀	Giriş sıcaklığı ($T_0=274 \text{ K}$)
T _{taban}	Odataban sıcaklığı (K)
T _{tavan}	Oda tavan sıcaklığı (K)
T _{ortam}	Oda ortam sıcaklığı (K)
ΔT	Sıcaklık farkı (K)
V _{ortam}	Oda ortam hava hızı (m/sn)
Q _{in}	Kolona ve Radyatöre iletilen enerji
Q _{out}	Kolondan ve Radyatörden salınan enerji

TABLÖLAR

Tablo 2.1. Farklı eleman sayıları ile oluşturulan mesh yapıları ve elde edilen mesh kalitesi	56
Tablo 2.2. Yapı malzemeleri için termo fiziksel özellikler.....	61
Tablo.2.3. Havanın sıcaklığa bağlı termofiziksel özellikleri	63
Tablo.2.4. Su termofiziksel özellikleri.....	63



ŞEKİLLER

Şekil 1.1. Binalarda Isıtma Sistemleri.....	5
Şekil 1.2. Radyatorler.....	7
Şekil 1.3. Binalarda enerji depolama yöntemlerinin sınıflandırılması.....	9
Şekil 1.4. İshak Paşa Sarayında odaların genel görünüşü	13
Şekil 1.5. Ocak ve Kanalların yakın görünüşü.....	14
Şekil 1.6. İshak Paşa sarayında a)ateşleme odası ve b) taş borular	14
Şekil 1.7. Kalorifer ısıtma hatları.....	15
Şekil 1.8. Duvar içi ısıtma sistemi	15
Şekil 1.9. Radyan zemin yapısı.....	16
Şekil 1.10. Alüminyum tabakalı radyan zemin ısıtma sistemi.....	17
Şekil 1.11. Boşluklu zemin ısıtma sisteminin yapısı ve deney düzeneği.....	17
Şekil 1.12. Radyan tavan uygulamaları	18
Şekil 1.13. Radyan tavan deney odası.....	18
Şekil 1.14. Boşluklu döşeme.....	19
Şekil 1.15. Farklı boşluklu döşeme uygulamaları.....	20
Şekil 1.16. Beton çekirdek yapısı.....	20
Şekil 1.17. Temel beton yapısına boruların yerleşimi.....	21
Şekil 1.18. Termal bariyer sistemi ve bileşenleri.....	22
Şekil 1.19. Aktif boru döşenmiş bina kabuğu yapısı, yarı dinamik modeli ve yapım aşamaları	22
Şekil 1.20. Basit bir Trombe duvar diyagramı.....	23
Şekil 1.21. Küp yapıların görünümü	24
Şekil.1.22. İç sıvasına FDM ilave edilmiş duvar yapısı.....	24
Şekil.1.23. İç sıvasına FDM ilave edilmiş duvar yapısı ile inşa edilmiş odanın duvar yüzey sıcaklığı değerlerinin referans duvar ile kıyaslanması	25
Şekil.1.24. FDM’li sıva plakası ve sayısal modeli.....	25
Şekil.1.25. a)FDM, b)FDM’li tuğla ve c)sıradan tuğla	26
Şekil.1.26. FDM’li tuğla ile yapılmış test odası	26

Şekil 2.1. Radyatörle ısıtılan odanın CAD Modeli (Model-1)	52
Şekil 2.2. Radyatörle ısıtılan odanın üstten görünüşü	53
Şekil 2.3. Radyatörle ısıtılan odanın farklı düzlemlerden görünüşü	53
Şekil 2.4. Kolonla ısıtılan odanın CAD Modeli (Model-2)	54
Şekil 2.5. Kolonla ısıtılan odanın üstten görünüşü	54
Şekil 2.6. Kolonla ısıtılan odanın farklı düzlemlerden görünüşü	55
Şekil 2.7. Oda içerisindeki hava modeli.....	55
Şekil 2.8. Modellerin üçgen ve polyhedral mesh yapılarından görüntüler	56
Şekil 2.9. ANSYS Workbench Mesh programında oluşturulan mesh yapısından görüntüler (Model-1)	58
Şekil 2.10. ANSYS Workbench Mesh programında oluşturulan mesh yapısından görüntüler (Model-2)	59
Şekil 2.11. Radyatörle ısıtma modelinin şematik gösterimi (Model-1)	60
Şekil 2.12. Kolonla ısıtma modelinin şematik gösterimi (Model-2).....	61
Şekil 2.13. Sayısal analizde kullanılan dış ortam sıcaklığının zamana bağlı değişimi	62
Şekil 2.14. İç duvar bileşenleri.....	63
Şekil 2.15. Dış duvar bileşenleri	63
Şekil 3.1. Isıtılan kapalı oda ortamı üzerinde belirlenen düzlemler.....	66
Şekil 3.2. Düzlem 1 de radyatörün ilk 7 günlük ısıtma sürecinde ortalama sıcaklık kontürleri.....	67
Şekil 3.3. Düzlem 1 de radyatörün ikinci 7 günlük soğuma sürecinde Ortalama Sıcaklık kontürleri.....	68
Şekil 3.4. Düzlem 2 de radyatörün ilk 7 günlük ısıtma sürecinde ortalama sıcaklık kontürleri.....	70
Şekil 3.5. Düzlem 2 de radyatörün ikinci 7 günlük soğuma sürecinde ortalama sıcaklık kontürleri.....	71
Şekil 3.6. Düzlem 3 de radyatörün ilk 7 günlük ısıtma sürecinde ortalama sıcaklık kontürleri.....	72
Şekil 3.7. Düzlem 3 de radyatörün ikinci 7 günlük soğuma sürecinde ortalama sıcaklık kontürleri.....	73
Şekil 3.8. Radyatör ile ısıtılan odada ortam havasının ortalama sıcaklık değerinin zamana	

bağlı değişimi	74
Şekil 3.9. Radyator ile ısıtılan odada ortam havasının ortalama hız değerinin zamana bağlı değişimi	75
Şekil 3.10. Radyator ile ısıtılan odada tavanda oluşan minimum, ortalama ve maksimum sıcaklık değerlerinin zamana bağlı değişimi	76
Şekil 3.11. Radyator ile ısıtılan odada tabanda oluşan minimum, ortalama ve maksimum sıcaklık değerlerinin zamana bağlı değişimi	76
Şekil 3.12. Radyator ile ısıtılan odada taban ile tavan sıcaklık farkının zamana bağlı değişimi	76
Şekil 3.13. Radyator ile ısıtılan odada Qgiren ve Qçıkan değerlerinin zamana bağlı değişimi	77
Şekil 3.14. Düzlem 1 de kolondan ilk 7 günlük ısıtma sürecinde ortalama sıcaklık kontürleri	79
Şekil 3.15. Düzlem 1 de kolondan ikinci 7 günlük soğuma sürecinde Ortalama Sıcaklık kontürleri	80
Şekil 3.16. Düzlem 2 de kolondan ilk 7 günlük ısıtma sürecinde ortalama sıcaklık kontürleri	81
Şekil 3.17. Düzlem 2 de kolondan ikinci 7 günlük soğuma sürecinde ortalama sıcaklık kontürleri	82
Şekil 3.18. Düzlem 3 de kolondan ilk 7 günlük ısıtma sürecinde ortalama sıcaklık kontürleri	83
Şekil 3.19. Düzlem 3 de kolondan ikinci 7 günlük soğuma sürecinde ortalama sıcaklık kontürleri	84
Şekil 3.20. Kolon ile ısıtılan odada ortam havasının ortalama sıcaklık değerinin zamana bağlı değişimi	85
Şekil 3.21. Kolon ile ısıtılan odada ortam havasının ortalama hava hızı değerinin zamana bağlı değişimi	85
Şekil 3.22. Kolon ile ısıtılan odada tavanda oluşan minimum, ortalama ve maksimum sıcaklık değerlerinin zamana bağlı değişimi	86
Şekil 3.23. Kolon ile ısıtılan odada tabanda oluşan minimum, ortalama ve maksimum sıcaklık değerlerinin zamana bağlı değişimi	87

Şekil 3.24. Kolon ile ısıtılan odada taban ile tavan sıcaklık farkının zamana bağlı değişimi	87
Şekil 3.25. Kolon ile ısıtılan odada Q_{giren} ve $Q_{çıkan}$ değerlerinin zamana bağlı değişimi	88
Şekil 3.26. Radyatör ve Kolon ile ısıtılan odada ortam havasının ortalama sıcaklık değerinin zamana bağlı değişimi.....	90
Şekil 3.27. Radyatör ve Kolon ile ısıtılan odada ortam havasının ortalama hava hızı değerinin zamana bağlı değişimi.....	90
Şekil 3.28. Radyatör ve Kolon ile ısıtılan odada Q_{giren} değerlerinin zamana bağlı değişimi	92
Şekil 3.29. Radyatör ve Kolon ile ısıtılan odada $Q_{çıkan}$ değerlerinin zamana bağlı değişimi	92
Şekil 3.30. Radyatör ve Kolon ile ısıtılan odada Q_{net} değerlerinin zamana bağlı değişimi	93

GİRİŞ

Binalarda ısıtma ve soğutma uygulamaları temel mühendislik konularının başında gelmektedir. Günümüzde en yaygın kullanılan ısınma sistemi radyatör ile ısıtma sistemidir. Azalan enerji kaynakları araştırmacıları farklı alternatiflere, ısıtırken depolama da sağlayacak ve kaynağın en verimli şekilde kullanılabilceği yöntem arayışına yöneltmektedir. Özellikle yenilenebilir enerji kaynaklarının entegrasyonuna imkan veren, hem depolayan hem de ısıtan sistem tasarımı literatürde oldukça popülerdir.

Geleneksel radyatör sisteminden farklı olarak binaların kendi bünyesindeki kolonları ile ısıtılması fikri bu açıdan oldukça ilgi çekicidir. Bu yöntemde kolonlar içerisinde geçirilen çelik borulardan akan sıcak hava veya suyun termal enerjisi öncelikle beton kolonun içerisine depolanmaktadır. Isınan kolonlar ise hem bağlantılı oldukları kriş, tavan, taban, duvarlar ve oda ortamını ısıtacak hemde ısının bir kısmını bünyesinde ve bağlantılı olduğu bina bileşenlerinde depolayacaktır. Radyatöre göre çok daha geniş ısıtma yüzeyi sağlayabilen bu yöntemin termal konfor açısından da daha iyi olacağı muhtemeldir. Aynı zamanda oda içerisinde koltuk veya perde arkasında kalan radyatör sistemine göre oldukça fazla açık yüzeye sahip olması nedeniyle radyatif ısıtma ile ek bir konfor sağlayacaktır. Odanın pek çok elemanına termal enerji depolanması mümkün olduğu için gün boyu oda içerisinde bulunan insanların üzerine her yönden konvektif ve radyatif yolla sürekli ısı enerjisi akacaktır.

Bu tezin amacı beton kolonlar vasıtasıyla ısıtılan bir oda ortamı içerisinde termal konforun sıcaklık ve hız dağılımları ile sayısal olarak analiz edilmesi ve aynı odanın radyatorlü sistem ile ısıtılması durumu ile kıyaslanmasıdır. Önerilen ısıtma sistemi daha önce literatürde hiç araştırılmamıştır. Bu nedenle elde edilecek sonuçların literatüre faydalı katkı sağlaması beklenmektedir.

Bu tez kapsamında gerçekleştirilen analizler yeni bir ısıtma sistemi olarak önerilen binaların kolonları vasıtası ile ısıtılması fikrinin uygulanabilirliğinin sorgulaması çalışmalarının devamı niteliğindedir. Daha önce bireysel kolon üzerinde birçok çalışma yapılmış ve elde edilen olumlu sonuçlar literatüre kazandırılmıştır. Hem maliyet hem de zaman açısından oldukça külfetli olan oda ve binalar üzerinde yürütülecek deneysel ve sayısal çalışmalardan önce çok katlı bir binanın bir odası modellenmiştir. Oda içerisine temel mobilyalar konumlandırılmıştır. Başlangıçta tüm noktalardaki sıcaklık değeri 274 K olarak alınmıştır. Radyatör ile ısıtmada 335 K sabit yüzey sıcaklığı tanımlanır iken, kolon ile ısıtmada kolon içinden aynı sıcaklık değerinde sıcak su geçirilmiştir. Her iki ısıtma yöntemi ile 7 gün boyunca odaya ısı aktarılmış, sonraki 7 gün ise ısıtıcı kaynaklar devre dışı bırakılmıştır. Böylece sürekli ısıtılan ve sürekli olarak soğumaya bırakılan bir odanın termal davranışı takip edilmiştir.

1. BÖLÜM

GENEL BİLGİLER ve LİTERATÜR ÇALIŞMASI

1.1. Giriş

Binalarda ısıtma ve soğutma uygulamaları temel mühendislik konularının başında gelmektedir. Günümüzde en yaygın kullanılan ısınma sistemi radyatör ile ısıtma sistemidir. Azalan enerji kaynakları araştırmacıları farklı alternatiflere, ısıtırken depolama da sağlayacak ve kaynağın en verimli şekilde kullanılabilceği yöntem arayışına yöneltmektedir. Özellikle yenilenebilir enerji kaynaklarının entegrasyonuna imkan veren, hem depolayan hem de ısıtan sistem tasarımı literatürde oldukça popülerdir.

Geleneksel radyatör sisteminden farklı olarak binaların kendi bünyesindeki kolonları ile ısıtılması fikri bu açıdan oldukça ilgi çekicidir. Bu yöntemde; kolonlar içerisinden geçirilen çelik borulardan akan sıcak hava veya suyun termal enerjisi öncelikle beton kolonun içerisine depolanmaktadır. Isınan kolonlar ise hem bağlantılı oldukları kriş, tavan, taban, duvarlar ve oda ortamını ısıtacak; hemde ısının bir kısmını bünyesinde ve bağlantılı olduğu bina bileşenlerinde depolayacaktır. Radyatöre göre çok daha geniş ısıtma yüzeyi sağlayabilen bu yöntemin termal konfor açısından da daha iyi olacağı muhtemeldir. Aynı zamanda oda içerisinde koltuk veya perde arkasında kalan radyatör sistemine göre oldukça fazla açık yüzeye sahip olması nedeniyle radyatif ısıtma ile ek bir konfor sağlayacaktır. Odanın pek çok elemanına termal enerji depolanması mümkün olduğu için gün boyu oda içerisinde bulunan insanların üzerine her yönden konvektif ve radyatif yolla sürekli ısı enerjisi akacaktır.

Bu tezin amacı beton kolonlar vasıtasıyla ısıtılan bir oda ortamı içerisinde termal konforun sıcaklık ve hız dağılımları ile sayısal olarak analiz edilmesi ve aynı odanın radyatorlü sistem ile ısıtılması durumu ile kıyaslanmasıdır. Önerilen ısıtma sistemi daha önce literatürde hiç araştırılmamıştır. Bu nedenle elde edilecek sonuçların literatüre faydalı katkı sağlaması beklenmektedir.

Bu tez kapsamında gerçekleştirilen analizler yeni bir ısıtma sistemi olarak önerilen binaların kolonları vasıtası ile ısıtılması fikrinin uygulanabilirliğinin sorgulaması çalışmalarının devamı niteliğindedir. Daha önce bireysel kolon üzerinde bir çok çalışma yapılmış ve elde edilen olumlu sonuçlar literatüre kazandırılmıştır. Hem maliyet hem de zaman açısından oldukça külfetli olan oda ve binalar üzerinde yürütülecek deneysel ve sayısal çalışmalardan önce çok katlı bir binanın bir odası modellenmiştir. Oda içerisine temel mobilyalar konumlandırılmıştır. Başlangıçta tüm noktalardaki sıcaklık değeri 274 K olarak alınmıştır. Radyatör ile ısıtmada 335 K sabit yüzey sıcaklığı tanımlanır iken, kolon ile ısıtmada kolon içinden aynı sıcaklık değerinde sıcak su geçirilmiştir. Her iki ısıtma yöntemi ile 7 gün boyunca odaya ısı aktarılmış, sonraki 7 gün ise ısıtıcı kaynaklar devre dışı bırakılmıştır. Böylece sürekli ısıtılan ve sürekli olarak soğumaya bırakılan bir odanın termal davranışı takip edilmiştir.

1.2. Genel Bilgiler

1.2.1. Binalarda Klasik Isıtma Sistemleri

Binaların ısıtılmasında harcanan enerji iklimsel özelliklere, arazi yapısına, dış duvar yüzey alanı ve yakıt türlerine göre değişim gösterirken ısıtma sistemleri seçiminde ise kullanım süreleri, mevcut ve kullanılabilir yakıt türleri, projenin bütçesi gibi farklı faktörler yer alır. Ayrıca ısıtma tekniği, ekonomiklik ve çevre açısından her bina için uygun çözümü bulmak amacıyla farklı ısıtma sistemi alternatifleri göz önüne alınır ve değerlendirilir. Bu amaçla, aynı bina için farklı ısıtma yöntemleri geçerli olabilir.

Burada dikkat edilmesi gereken husus toplam maliyettir. Toplam maliyet ısıtma sisteminin ilk yatırım maliyeti, işletme giderleri, amortisman giderleri ve diğer giderlerin değerlendirilmesiyle ortaya çıkar. Bu nedenle, yapı projelerinin ısıtma sistemi tercihi yapılırken fizibilite çalışmaları yapılarak seçilmesi önemlidir. Binalarda

harcanan enerjinin önemli bir kısmı ısıtma ve sıcak su hazırlamaya ayrıldığı için, özellikle enerji tasarrufu açısından düşünülecek olursa sistem tercihi konusunda erken harekete geçmek önem kazanmaktadır [1].

Bir ısıtma tesisatının uygun olabilmesi için ısıtılan ortamın sıcaklığı $\pm 1^\circ\text{C}$ hassasiyetle kararlı olmalı, hızlı ve etkili bir ayar tertibatına sahip olmalıdır. İlave olarak, yanma ile açığa çıkan gazlar ısıtılan ortamı ve çevreyi kirletmemelidir. Tesisatın tesis, işletme ve bakım giderleri düşük ve enerji dönüşüm veriminin yüksek olmasının yanında işletmesi de basit olmalıdır [2].



Şekil 1.1 Binalarda Isıtma Sistemleri

Isıtma sisteminde yer alan üniteler şematik olarak Şekil 1.1 de verilmiştir. Bir noktada üretilen ısı (termal) enerji daha sonra ısıtma ortamlarına transfer edilmektedir. Termal enerji üretim cihazının bulunduğu yere göre Isıtma Sistemleri; *Bireysel Isıtma*, *Merkezi Isıtma* ve *Bölgesel Isıtma* olmak üzere üç grupta incelenir [3].

- a) **Lokal (Bireysel) ısıtma:** Isı, ısıtılması istenen hacmin içinde üretilir. Bu nedenle ısıtılacak her yerin ayrı bir ısı üreticisi bulunması gerekir. Her türlü yakıt kullanmak mümkündür. Lokal ısıtıcı olan kombiler, kat kaloriferleri, sobalar, şömineler, şofbenler ve termosifonlar bu grubun içindedir. Isıl kapasite 1 ile 40 kW arasındadır.
- b) **Merkezi ısıtma:** Isıtma merkezi olarak çalışan ve tüm bağımsız bölümlerin

ısıtma kapasitesini sağlayan merkezi bir kazan vasıtasıyla sağlanmaktadır. Sistemde ısının iletilmesi için sıcak su ve kızgın buhar kullanılır. Merkezi ısıtma sistemleri kazan, su boruları, sirkülasyon pompaları, radyatör veya ısı transfer cihazları, vanalardan oluşmaktadır.

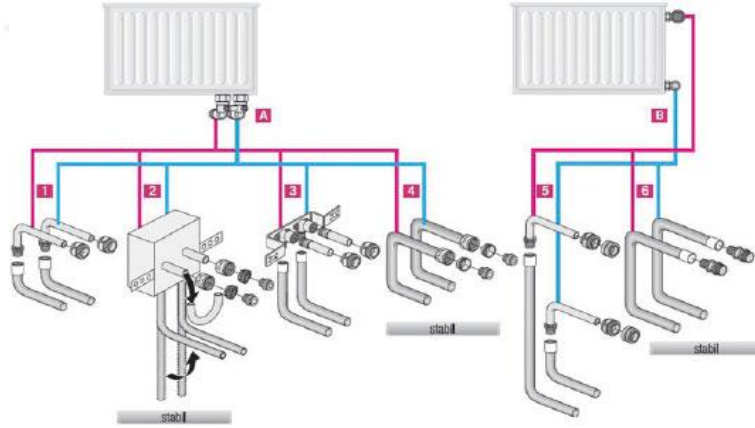
- c) **Bölgesel (Uzaktan) ısıtma:** Bölgesel ısıtmada amaç, bir çok binanın ısıtılması ve sıcak su ihtiyacının bir elektrik santralinden karşılanmasıdır. Uzaktan ısıtma sistemlerinde genellikle kaynar su veya buhar kullanılır. Bölgesel ısıtma en ekonomik sistemdir. Bu sistem üniversiteler, hastaneler, vb. için uygundur.

Klasik ısıtma sistemlerinin bileşenleri ise kombiler, kat kaloriferleri, sobalar, şömineler, radiant ısıtıcılar ve radyatörler şeklinde sıralanabilir. Bu ekipmanlar kısaca aşağıda açıklanmıştır.

- a) **Kombiler:** Konutlarda mahal ısıtma ve sıcak su sağlamak için kullanılırlar. Radyatörler vasıtası ile lokal ısıtma yapan kombiler bacalı ve hermetik olmak üzere iki çeşittir. Bacalı kombi yanma için gereken havayı bulunduğu ortamdan alarak atık gazı da baca yolu ile atan ısıtma cihazıdır. Hermetik kombi içinde bulunan fan yardımı ile yanma için gereken temiz havayı dış ortamdan çeker ve yine fan yardımı ile atık gazın dış ortama tahliyesini sağlar.
- b) **Kat Kaloriferleri:** Konutlarda kullanılan kat kaloriferleri sıvı ya da gaz yakıtlı olarak üretilmektedirler. Gaz yakıtlı olanlar, atmosferik ya da üfleli brülörlü olabilirler. Kazan içerisinde istenilen sıcaklıkta ısıtılan tesisat suyu, bir pompa yardımıyla odalardaki radyatörlere gönderilir.
- c) **Sobalar:** Konutlarda mahal ısıtmada kullanılırlar. Doğalgaz sobalarında atmosferik brülör kullanılır ve bunlar da kombiler gibi bacalı ve hermetik olarak ikiye ayrılırlar. Bacalı sobaların bacaya bağlanmaları gerekmektedir. Hermetik sobalar ise yakma havasını dış ortamdan alıp duman gazlarını dış ortama veren özel baca setine sahiptirler.
- d) **Şömineler:** Doğalgaz şömineleri de salon v.s. gibi geniş alanların ısıtılmasında kullanılan mahal ısıtma alternatifleri arasında yer almaktadırlar. Termostatik kontrol sayesinde odayı istenen sıcaklıkta ısıtabilirler.
- e) **Radyant Isıtıcılar:** Isı transferinin diğer bir tipi olan “ışınım-radyasyon” yaymak

suretiyle cisimleri ısıtırlar. Işınım ile ısı transferi sonlu sıcaklıktaki her cisim, atomlarının ya da moleküllerinin elektron yapılarındaki değişim hareketinden ötürü, elektromanyetik dalgalar yayarlar.

- f) **Radyatörler:** Radyatör tercih edilirken ve radyatör sayısı belirlenirken radyatör tipi ve boyutları, tesisattaki su sıcaklığı ve oda sıcaklığı dikkate alınır. Radyatör, merkezi ısıtma sistemlerinde hacim ısıtıcısı olarak en çok kullanılan cihazlardır. Bu cihazlarda gerçekte toplam ısı geçişinin yaklaşık %70 ile %80 kadarı taşınım (konveksiyonla), %30 ile %20 kadarı ışınım (radyasyonla) olmaktadır. Radyatörün konulacağı duvar mutlaka izole edilmiş olmalı eğer izole edilmemiş ise radyatör ile duvar arasına ısı yansıtıcı dış yüzeyle kaplı izolasyon levhası konulmalıdır. Radyatörün yerden yüksekliği 10 cm , duvardan uzaklığı en az 40 mm alınarak monte edilmelidir. Alttan ve yanlardan ise 10 cm boşluk gerekmektedir [4]. Radyatörün diğer üniteler ile bağlantısı şematik olarak Şekil 1.2 de görülebilir.



Şekil 1.2 Radyatörler

1.2.2. Binalarda Yenilikçi Isıtma Sistemleri

Yenilikçi ısıtma sistemlerinde hem binanın iç ortamını ısıtılır hem de bir miktar enerji bina bünyesinde veya farklı bir ortamda depolanır. Bu kapsamda literatürde binalarda termal enerji depolama teknolojileri temel olarak, detaylı olarak Şekil 1.3 de görüldüğü gibi aktif ve pasif depolama olmak üzere iki alt başlıkta toplanmıştır [5]. Binalarda termal enerji depolama sistemlerinin büyük çoğunluğu aktif sistemlerdir. Aktif

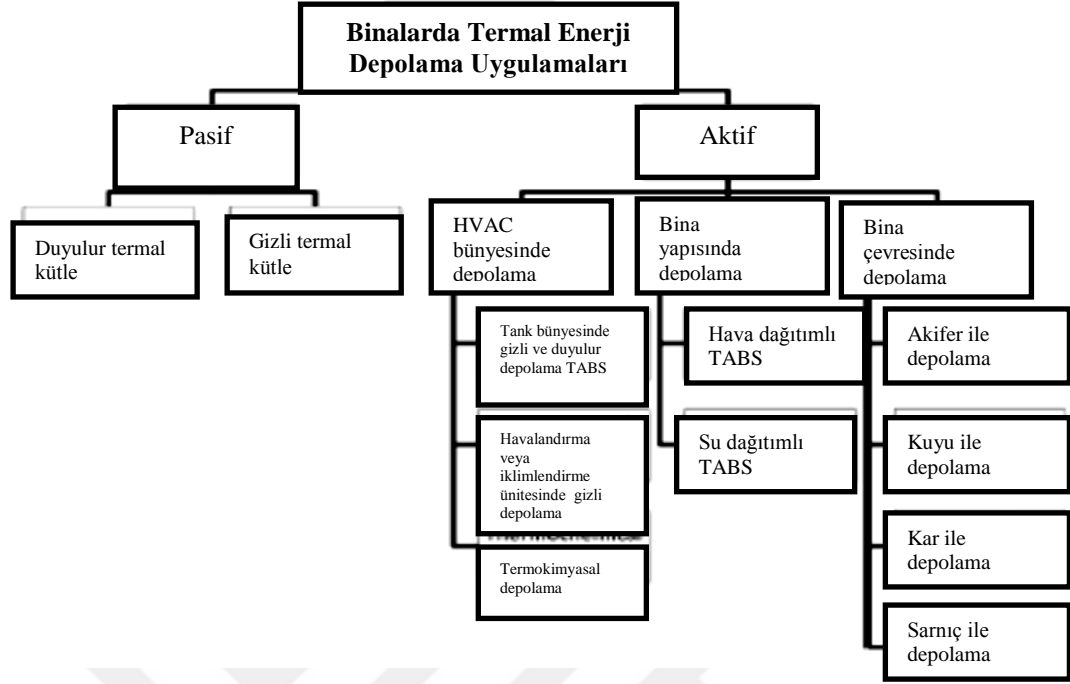
depolamada şarj ve deşarj çevrimleri pompa veya fan yardımı ile sağlanır. Aktif sistemler ayrıca direkt ve indirekt olmak üzere de sınıflandırılabilirler [6]. Direkt sistemde ısı transfer akışkanı aynı zamanda depolama ortamıdır. İndirekt sistemlerde ısıyı depolamak için ikinci bir ortam veya malzeme kullanılmaktadır. Bu sistemlerde akışkan sadece ikinci ortama şarj ve deşarj işlemini gerçekleştirmektedir. Pasif depolamada şarj ve deşarj işlemi depo malzemesinin sıcaklığı ve etrafını saran çevre arasındaki sıcaklık farkı ile gerçekleşir. Pasif sistemler hiçbir mekanik giriş olmadan; solar radyasyon, doğal taşınım veya sıcaklık farkı ile şarj ve deşarj edilirler.

Günümüzde termal kütle aktivasyonu konsepti genellikle gizli ısı depolama malzemeleri ilave edilerek veya kontrollü duyulur ısı depolaması ile sağlanmaktadır. Bu sistemler duvarlar, tavan ve tabana yerleştirilen boru veya kanallar ile sağlanmaktadır. Bina yüzeylerine veya bina yapısına yerleştirilen su veya hava boruları, odalara ısı transferi sağlamak ve bina yapısına enerji depolamak için birer ısı değiştiricisi olarak çalışırlar. Bu sistemler literatürde Thermally Activated Building Systems (TABS) olarak adlandırılır. TABS' inçikış noktası Chinese Kang [7-10] ve Roman hypocaust [11] dir.

TABS literatürde 5 alt başlık altında toplanmıştır:

1. Radyan zemin (Radiant floor) uygulamaları
2. Radyan tavan (Radiant ceiling) uygulamaları
3. Boşluklu döşeme (Hollow core slabs) uygulamaları
4. Beton çekirdek (Concrete core) uygulamaları:
5. Boru döşenmiş kabuk (Pipe-embedded envelope) uygulamaları

Bu sistemler hem bina iç ortamını ısıtırken hemde ısıyı depolarlar. Isı alıp verirken aynı zamanda binanın termal performansını da etkilerler. Sistemin ısıtması veya soğutması için sabit sıcaklıkta tutulan geniş yüzeyler de ısı hem taşınım hem de radyasyon ile yayılır. Isıtma ve soğutma kapasitesi aktif yüzeyin pozisyonu ve operasyon moduna bağlıdır [12].



Şekil 1.3. Binalarda enerji depolama yöntemlerinin sınıflandırılması [5].

Gizli ısı, malzemede faz değişimi esnasında ortaya çıkmaktadır. Katı sıvı faz değişimi esnasında sıcaklık sabittir ve malzeme büyük miktarda enerji depolayabilir. Dolayısı ile gizli ısı depolama uygulamalarında erime ve katılaşma proseslerinden faydalanarak Phase Change Material (FDM) malzemeler ile ısıyı depolar ve geri alırlar. Binalarda pasif FDM uygulamaları duvar veya çatıların U değerlerini düşürür, ısı ihtiyacını azaltır veya solar radyasyonun etkisinin azaltır. Literatürde FDM lerin yapı malzemelerine eklenmesi için altı farklı yöntem tanımlanmıştır [13].

1. **Direct incorporation:** Bu yöntemde sıvı veya toz FDM yapı malzemesinin üretim esnasındaki ıslak karışımına doğrudan eklenir. Basit bir yöntem olmasına rağmen sızıntı ve malzemelerle uyumsuzluk gösterme gibi dezavantajları vardır.
2. **Immersion:** Bu yöntemde gözenekli yapı malzemeleri sıvı FDM içerisine daldırılırlar ve malzeme FDM yi emer. Bu yöntemde de sızıntı ve yapı malzemeleri ile uyumsuzluk rapor edilmiştir.
3. **Vacuum impregnation:** Bu yöntemde vakum pompası ile gözenekli agregalardan hava çekilir ve yerine FDM yerleştirilir.
4. **Encapsulation:** Bu yöntem mikro ve makro olmak üzere ikiye ayrılır. Mikro

enkapsülasyonda 1-1000 µm ölçüsündeki FDM doğal veya sentetik polimerlerden yapılan ince katı kapsüllerin içine yerleştirilirler ve doğrudan yapı malzemesine eklenirler. Bu yöntem hem pahalıdır hemde betonun mekanik özelliklerini etkileyebilir. Makro enkapsülasyonda FDM tüp, küre veya panel içerisine paketlenirler ve yapı malzemesi ile uygun biçimde birleştirilirler. Sızıntı ihtimali bu yöntem ile önlenmiş olsa da kullanım esnasında zarar görebilirler. Ayrıca ısı transfer alanı sınırlandırılmıştır.

5. **Shape-stabilization:** İlave bir malzeme ile FDM yüksek sıcaklıkta eritilir ve karıştırılır. Daha sonra karışım soğutularak katı hale gelir.

6. **Form stable composites:** Bu yöntemde ilave malzemeye ihtiyaç yoktur. FDM yüksek sıcaklıkta eritilir ve yapı malzemesi ile karıştırıldıktan sonra soğutulur.

FDM'lerin bina uygulamalarında, iki farklı uygulama tanımlanmıştır. İlki yapı malzemelerinin içeriğine yukarıda anlatılan altı farklı yöntemden biri ile eklenmesidir. İkincisi ise ayrı bir katman olarak yerleştirilmesidir [13].

1.3. Termal Konfor

Günümüze kadar birçok araştırmacı, termal konfor üzerine görsel olarak veya yerel değerleri grafik ortamına dökerek faydalı yaklaşımlarda bulunmuşlardır. Termal konfor kriterlerine göre ortam ısını incelemek için birçok deneysel ve nümerik çalışmalar yapmışlardır. Analitik çözümü bulunmayan problemlere yaklaşık çözüm bulmakla birlikte, deneysel metotlara alternatif simülasyon ve deney aracı olarak da kullanılan nümerik yöntemler zaman ve maliyet kazancı açısından daha çok tercih edilmektedir. Böylece çok pahalı ve zaman gerektiren deneysel araçları kullanmadan önce modelleme ve dizayn sağlanmış olur.

Termal konfor “ısıl çevreden memnuniyet durumunu ifade eden zihinsel durum” olarak tanımlanabilir [14]. Fanger (1970) çalışmasında termal konfor şartlarının oluşabilmesi için insan vücudunun 37 °C çekirdek ısısına sahip olması gerektiğini ve vücudun bu sıcaklığı olabildiğince sabit tutabilmesi için çevre ile ısıl denge içerisinde olması gerektiğini belirtmiştir. Termal konfor hem iş verimini hem de üretkenliği etkileyen önemli etkenlerden biri olup insan boyutları, yaşı, cinsiyeti gibi birçok parametreye

bağlıdır Fanger'e göre insan vücudu ve çevre arasındaki ısı denge çevresel ve kişisel parametreler olarak sınıflandırılır [15].

Çevresel parametreler:

- Ortam Sıcaklığı,
- Ortam Bağıl Nemi,
- Ortam Hava Hızı
- Ortalama Dış Işınım Sıcaklığı,

Kişisel Parametreleri:

- Kişinin Metabolik Aktivite Düzeyi
- Giyinme Durumu

Bu parametreler;

- Dış iklime
- Yapı elemanlarına (Hacimdeki dış duvar sayısı, pencere sayısı, izolasyon, duvar ölçüleri, infiltrasyon, oda boyutları, vs) ,
- Yapı konfor bileşenlerine (Isıtma/soğutma yöntemi, vs),
- Yapı çevresine (Yapının çevresindeki iklimi etkileyen faktörler, gölgeleme vs),
- Yapı içindeki insan pozisyonuna göre değişkenlik göstermektedirler [16].

Termal konfor için kabul edilebilir aralıklar ISO (Uluslararası Standardizasyon Organizasyonu) 7730 [17] ve ASHRAE] (Amerikan Isıtma Soğutma ve İklimlendirme Mühendisleri Derneği) Standart 55-2004 [18] gibi uluslararası standartlarda verilmektedir. ISO 7730 da ısı konfor için gerekli ortam şartları hafif ve çoğunlukla oturularak yapılan aktiviteler (metabolik aktivite, $M=70 \text{ W/m}^2$) için ısıtma ve soğutma periyotları durumunda ayrı ayrı önerilmektedir. Bu önerilerde yaz periyodu için giysi yalıtımı 0.5 clo (termal izolasyon birimi), kış periyodu için giysi yalıtımı 1 clo kabul edilmiştir.

Yaz şartları yani soğutma periyodu için;

- Operatif sıcaklık $24.5 \text{ }^\circ\text{C} \pm 1.5 \text{ }^\circ\text{C}$,
- Bağıl nem %30 ile %70 aralığında,
- Zeminden 0.1 m ve 1.1 m yükseklikler arasındaki düşey hava sıcaklığı farkının $3 \text{ }^\circ\text{C}$ den az olması,

önerilmektedir. Önerilen hava hızları ise, hava sıcaklığı ve türbülans yoğunluğuna bağlı olarak grafik halde sunulmaktadır. Önerilen hava sıcaklığı aralığında ortalama hava hızı, %10 ile %20 türbülans yoğunluğu arasında yaklaşık 0.2 m/s civarında kalmaktadır.

Kış şartları yani ısıtma periyodu için;

- Operatif sıcaklık $22\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 2\text{ }^{\circ}\text{C}$, • Bağıl nem %30 ile %70 aralığında,
- Zeminden 0.1 m ve 1.1 m yükseklikler arasındaki düşey hava sıcaklığı farkının $3\text{ }^{\circ}\text{C}$ den az olması,
- Zemindeki yüzey sıcaklığının $19\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $26\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasında kalması (fakat yerden ısıtma sistemlerinin $29\text{ }^{\circ}\text{C}$ için dizayn edilebileceği),
- Pencere veya diğer soğuk yüzeylerden dolayı iç ortam sıcaklığı asimetrisinin $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ den az olması,
- Tavandan ısıtmadan dolayı iç ortam sıcaklığı asimetrisinin $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ den az olması,

önerilmektedir. Önerilen hava hızları ise yine hava sıcaklığı ve türbülans yoğunluğuna bağlı olarak grafik halde sunulmaktadır. Önerilen hava sıcaklığı aralığında ortalama hava hızı yine, %10 ile %20 türbülans yoğunluğu arasında yaklaşık 0.2 m/s civarında kalmaktadır. Ayrıca literatürde hava hızının etkisi %50 bağıl nem, $24\text{ }^{\circ}\text{C}$ ortam sıcaklığı 60 W/m^2 metabolik aktivite seviyesinde değerlendirilmiş ve 0.2 m/s hava hızında sırt parçası deri sıcaklığı $33.2\text{ }^{\circ}\text{C}$ nötr deri sıcaklığında sabit kalırken 0.4 m/s ve 0.6 m/s hava hızında sırt parçası deri sıcaklığı yaklaşık $1.2\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $1.8\text{ }^{\circ}\text{C}$ azaldığı görülmüştür. 0.2 m/s hava hızında metabolik ısı üretimine bağlı olarak atılması gereken 60 W/m^2 lik ısı, bulunan ortama sürekli olarak atılırken, 0.4 m/s ve 0.6 m/s hava hızlarında atılması gerekenden daha fazla ısı transferi gerçekleşmekte ve normal olarak deri sıcaklığı zamanla düşmektedir. Elde edilen sonuçlar yüksek ortam havası hızlarının konforsuzluğa yol açabileceğini açıkça göstermektedir. Buradan 0.2 m/s hava hızı değeri, bu tez için oda ortamında hava hızı değerlerinin termal konfor açısından değerlendirilmesinde bir üst limit olarak kabul edilebilir [19].

1.4. Literatür Araştırması

Tarihte ilk merkezi ısıtma sistemi 1784 yılında İshak Paşa Sarayı'nda kullanılmıştır. İshak Paşa Sarayı, Ağrı Dağı'nın yakınında Doğubeyazıt'ın 5 kilometre uzağında yaklaşık olarak 115×50 m. ölçülerinde eski Doğubeyazıt yanında sarp kayalar üzerine

kuruludur. Cıldıroğullarından II. İshak Paşa ile Çolak Abdi Paşa'ca 1685'te yaptırılan saraya, 1784'te son şekli verilmiştir 7.600 metrekare bir sahada yapılan sarayın inşası 99 yıl sürmüştür. Sarayı sanat tarihi açısından değerlendiren ilk kişi, bir dönem Robert Kolej'de sanat ve mimarlık tarihi dersleri veren İngiliz akademisyen Godfrey Goodwin'dir. Saray ile Divriği Ulu Cami ve Darüşşifası arasındaki benzerliklere dikkat çeken Goodwin, 1971'de yayınladığı A History of Ottoman Architecture adlı çalışmasında, İshak Paşa'da hamam sisteminden esinlenmiş bir kalorifer sistemi olduğunu belirtmiştir [20-22]. Yapının saray bölümü kesme taştan yapılan yaklaşık 366 odalı iki kattan oluşmaktadır. Odaların genel görünüşü Şekil 1.4. de verilmiştir. Her odada taştan yapılmış ocaklar bulunmaktadır. (Şekil 1.4. ve 1.5) Taş duvarlardaki boşluklar bütün yapının merkezi bir ısıtma sistemine sahip bulunduğunu göstermektedir. Bundan dört asır önce yapımına başlanan sarayda belirli bir yerde ısıtılan havanın sıcaklığı, kanallarla tüm odalara ulaştırılmış ve sarayın ısıtılması sağlanmıştır. Isıtma sistemi olarak kullanılan sıcak hava, I.avlu altında bulunan bir ocakta üretilerek, duvarlar içine yerleştirilmiş pişmiş toprak borularla sarayın belli bazı bölümlerine gönderilmiştir. Bu kalorifer sistemi camide, medresede, tören salonunda ve haremde kullanılmıştır [20-22].



Şekil 1.4. İshak Paşa Sarayında odaların genel görünüşü [20-22].



Şekil 1.5. Ocak ve Kanalların yakın görünüşü[20-22].

Birinci avlunun doğu kısmındaki ısıtmanın ateşleme odası yer almaktadır. I. avluda bakırdan yapılmış büyük bir kazan ve metal borular bulunmaktadır [Şekil 1.6]. Tüm sarayı ısıtabilmek için I. avluda bulunan ocak (ateşleme yeri) bugünkü kalorifer sistemine benzer bir tür merkezi ısıtma sisteminin kurulmuş olduğunu göstermektedir. Buna karşı bazı kaynaklarda taş duvarların içerisinde bulunan boşlukları ve bugün hala görülen, duvarlarda bırakılmış kanallardan geçen pişmiş topraktan boruları kanıt göstererek merkezi ısıtma sisteminin kullanılmış olduğunu belirtilmektedir.



Şekil 1.6. İshak Paşa sarayındametal ve taş borular [20-22]

Bugün, sarayı dolaşırken kalorifer tesisatının bir bölümünü Iavluda; toprak boruların içinde bulunduğu kanalları harem bölümünde görmek mümkündür [Şekil 1.7]. Taş duvarların içinde görülen boşluklar, sarayın kalorifer tesisatı andıran merkezi ısıtma sistemiyle ısıtıldığını göstermektedir.



Şekil 1.7. Kalorifer ısıtma hatları [20-22]

Akdeniz Üniversitesi Arkeoloji Bölümü Öğretim Üyesi ve Myra-Andriake Kazıları Başkanı Prof. Dr. Nevzat Çevik, Andriake Liman Kenti'nde yürütülen kazı çalışmalarında gün ışığına çıkarılan hamam yapısında, yerinde korunmuş halde duvar içi ısıtma sistemine rastladıklarını belirtmişlerdir (Şekil 1.9). Kazılarda çok iyi korunmuş duvar içi ısıtma sistemine ulaşılmıştır. Bu tür ısıtma sistemlerinin bilim çevreleri tarafından bilindiğini, ancak çoğunlukla bulunan sistemlerin zarar görmüş halde bulunmuştur. Oysa bu sistem yerinde korunmuş halde bulunmuştur. Bu sistem, antik çağda Roma tarihi boyunca kullanılmış bir duvar içi ısıtma sistemidir. Mekanlar, zemin ve duvarın içinde oluşturulan yaklaşık 10 santimlik boşlukların sıcak gazlarla doldurulmasıyla ısıtılmaktadır. Milattan önce 4. veya 2. yüzyılda yapıldığı sanılan ısıtma sisteminde, ocakta yakılan ateşten elde edilen gazın borular aracılığıyla hamamın içine taşındığını belirtilmektedir [23].



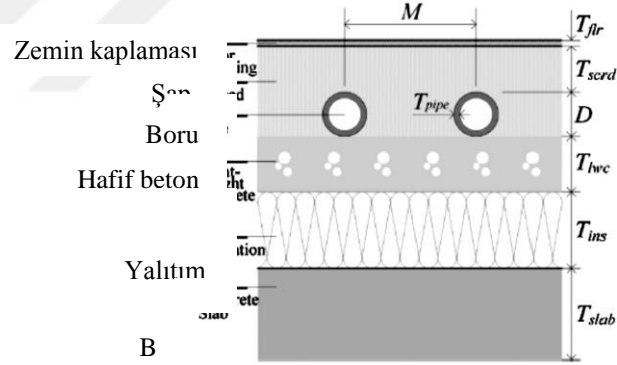
Şekil 1.8. Duvar içi ısıtma sistemi [23]

Yukarda bahsedilen tarihi uygulamaların yanısıra bina bileşenlerini hem ısıtıcı hemde ısı enerji depolama ortamı olarak kullanan uygulamalar yakın geçmişten günümüze literatürde mevcuttur. Bu uygulamalardan aktif olanları TABS olarak isimlendirilmiştir Zemin, tavan, döşeme ve dış kabuğun içine yerleştirilen boru sistemleri vasıtası ile ısı transferi sağlanmaktadır. Aşağıda sırası ile hem aktif sistemler (TABS uygulamaları) hemde pasif sistemlerden literatur ışığında bahsedilecektir

1.4.1.Aktif sistemler

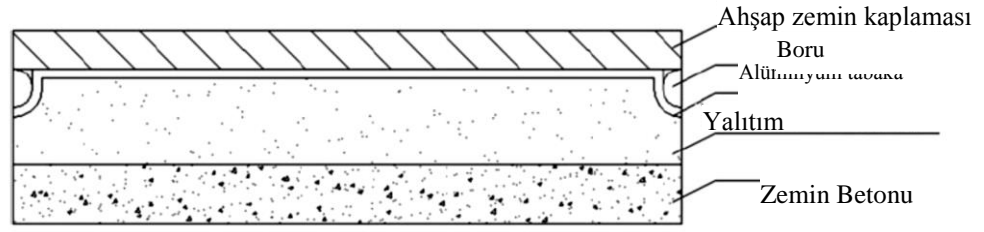
1.4.1.1.Radyan Zemin (Radiant Floor) Uygulamaları

Bu sistemler hafif sistem olarak tanımlanmıştır. Bir yalıtım tabakası ince bir beton tabakanın içine yerleştirilmiş ve şap ile üstü örtülmüş boruları yapıdan ayırmaktadır (Şekil1.9). Çoğunlukla ısıtma amaçlı kullanılır. Soğutma uygulamaları da mevcuttur.



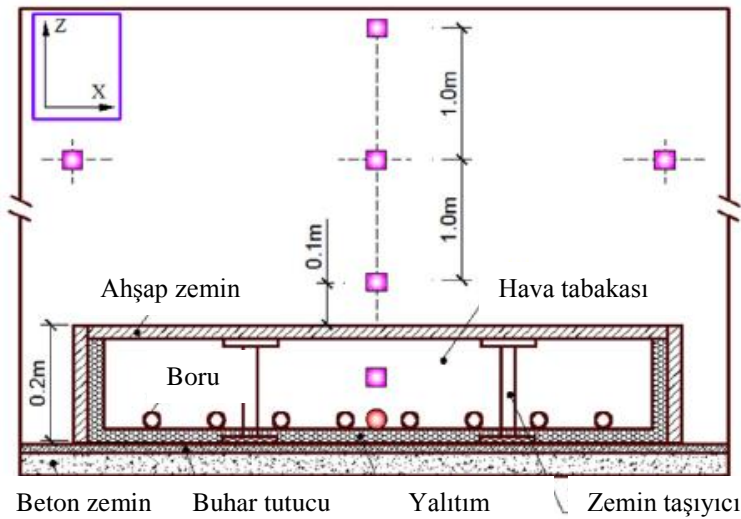
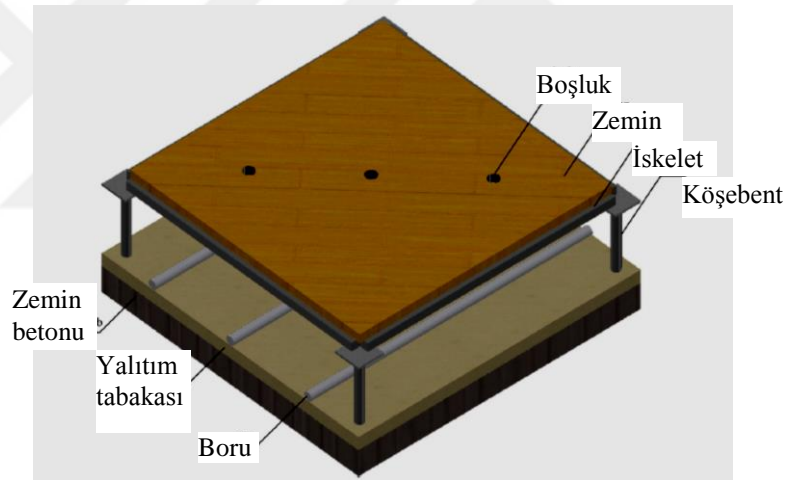
Şekil.1.9. Radyan zemin yapısı [12].

Zheng ve ark. [24] deniz suyu kaynaklı ısı pompası ile çalışan bir zemin radyan ısıtma sisteminin termal performansını Çin'in soğuk bölgelerinde ısıtma sezonu için değerlendirmişlerdir. Sistemde ayrıca diğer zemin ısıtma sistemlerinden farklı olarak ilave bir alüminyum tabaka mevcuttur (Şekil 1.10). Çalışmada hem deniz suyu ile çalışan ısı değiştiricinin ısı transfer karakteristikleri hem de zemin sistemindeki her bir tabakanın ısı direnci deneysel olarak sorgulanmıştır. Alüminyum tabakalı radyan zemin ısıtma sisteminin sıcaklık dağılımı ve sistemin termal verimliliği tüm ısıtma sezonu için değerlendirilmiş ve sistemin faydalı olduğu sonucuna varılmıştır.



Şekil.1.10. Alüminyum tabakalı radyan zemin ısıtma sistemi [24].

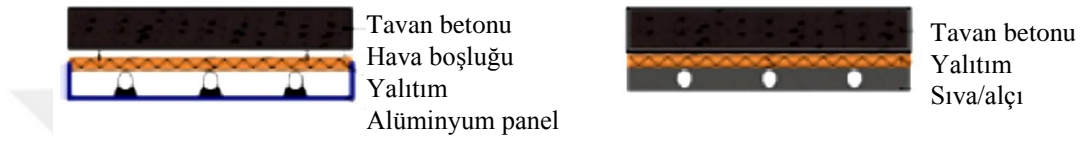
Wang ve ark [24] farklı bir radyan zemin ısıtma sisteminin (Şekil 1.11) ısı depolama ve ısı salınım karakteristiğini deneysel olarak sorgulamış ve mevcut sistemde zemin tabakası üzerinde deliklerin olmadığı diğer sistem ile karşılaştırmışlardır. Boru yerleşiminin ve boru içindeki suyun sıcaklığının da termal performans üzerinde etkili olduğu görülmüştür.



Şekil.1.11. Boşluklu zemin ısıtma sisteminin yapısı ve deney düzeneği [25].

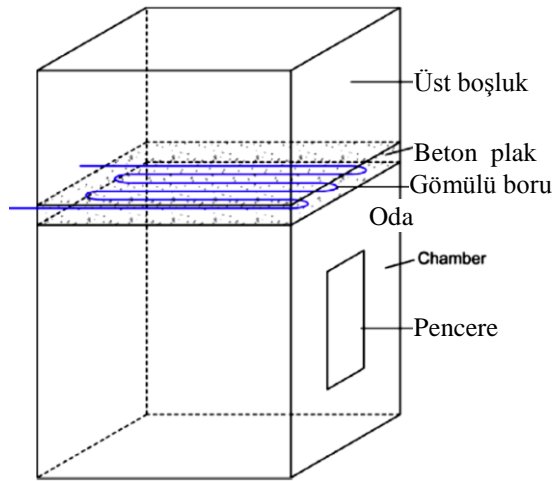
1.4.1.2.Radyan Tavan (Radiant Ceiling) Uygulamaları

Bu sistemler hafif sistemler olarak tanımlanmışlardır. Tavanın altına yerleştirilmişlerdir. Borular ise odanın iç ortamı ile temas eden alt yüzeye yakın bir yere konumlandırılmıştır. Yalıtım tabakası ile tavandan ayrılabilir veya tavan ve paneller arasında hava boşluğu bulunacak şekilde yerleştirilebilir (Şekil.1.12). Bu sistemler genel olarak soğutma amaçlı kullanılırlar. Isıtma uygulamaları da mevcuttur.



Şekil.1.12. Radyan tavan uygulamaları [12].

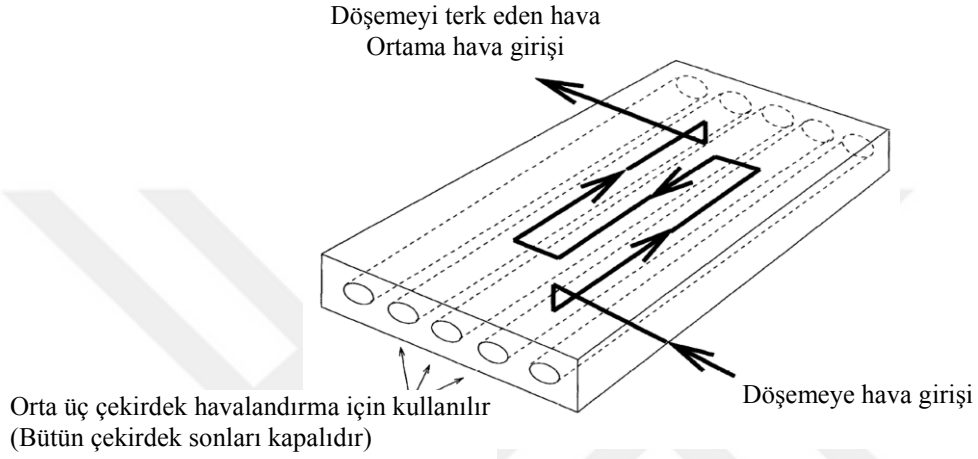
Su ve ark. [26] radyan tavan ile soğutma uygulamasında (Şekil 1.13) ısı transferi ve soğutma kapasitesini deneysel olarak sorgulamışlardır. Ölçülen veriler ile sistemin operasyon karakteristiği belirlenmiştir. Radyan tavanın sıcaklığı ve hava sıcaklığı yavaş bir biçimde azalmıştır. Panelin soğutma kapasitesinin giriş suyu sıcaklığı, tüpler arası mesafe ve su akış oranı ile doğrudan ilişkili olduğu tespit edilmiştir.



Şekil.1.13. Radyan tavan deney odası [26].

1.4.1.3.Boşluklu Döşeme (Hollow Core Slabs) Uygulamaları

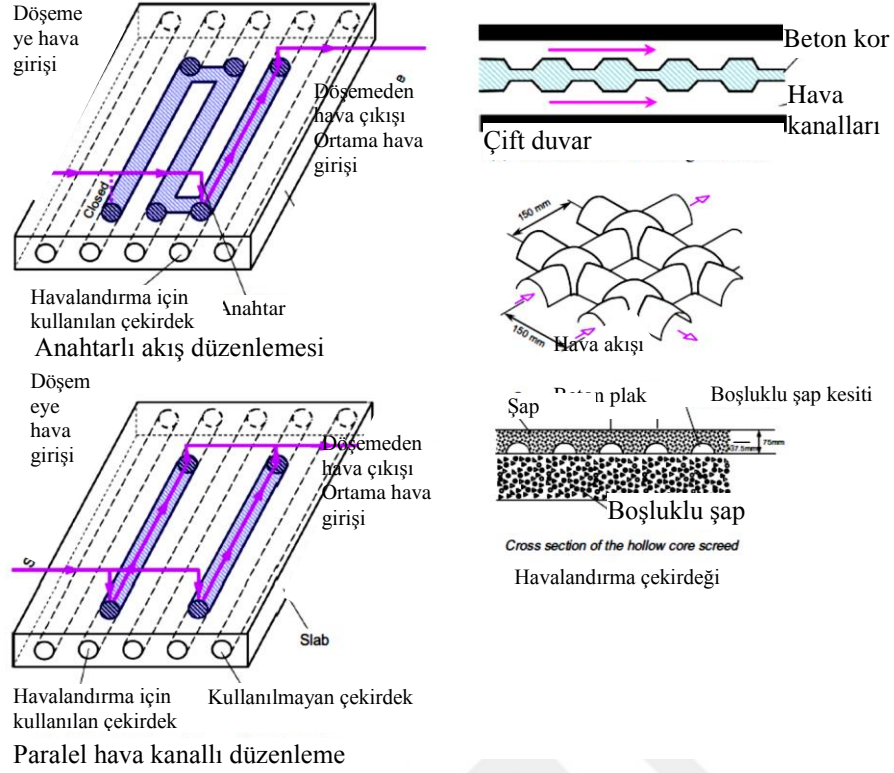
Bu sistemler ağır sistemler olarak tanımlanmışlardır. Bu sistemler içinde hava akımının oluşturulabileceği boş kanallar içeren prefabrik yapılardır (Şekil 1.14). Kanalların ucu kapalıdır ve hava akımını sağlayan delikler ile birbirlerine bağlıdır. Bu yapılar daha çok soğutma amaçlı kullanılmışlardır.



Şekil.1.14. Boşluklu döşeme [27].

Ren ve Wright [27] böyle bir sistem ve sistem ile ilişkili odanın basit dinamik termal modelini tanımlamışlardır. Bu model panelin çekirdekleri ve hava arasındaki ısı transferi, bina bünyesinde depolanan enerji ve oda içerisindeki sıcaklık dağılımı üzerine kurulmuştur. Model deneysel ölçümler ile doğrulanmıştır.

Xu ve ark. [28] aktif boşluklu döşemelerin uygulama ve araştırmaları üzerine geniş ve kapsamlı bir derleme yapmışlardır. Bu sistemlerin çalışma prensipleri ile gelişimleri açıklanmıştır. Literatürdeki simülasyon modelleri değerlendirilmiştir. Dört farklı uygulama şekline değinilmiştir (Şekil 1.15). İlk tasarımda (a) üç tane kanal aktifken ikinci tasarımda (b) sadece birinci ve üçüncü kanallar aktiftir. Üçüncü tasarım (c) ise çift duvar (double-wall) olarak isimlendirilmiştir. Panelin içerisinde iki bağımsız hava akımı vardır. İçerdeki kanal türbülans oluşturacak şekilde tasarlanmıştır. Dördüncü tasarım (d) ise boşluklu şap (hollow core screed) olarak isimlendirilmiştir. Sistemde komplike bir hava kanalı vardır ve sistem yüksek türbülanslı hava akışı ile iyi ısı transferi sağlamaktadır.

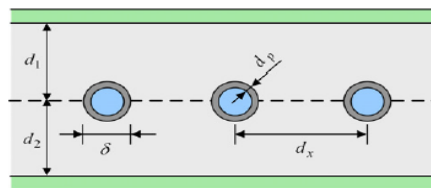


Şekil.1.15. Farklı Boşluklu Döşeme uygulamaları [28].

1.4.1.4. Beton Çekirdek (Concrete Core) Uygulamaları

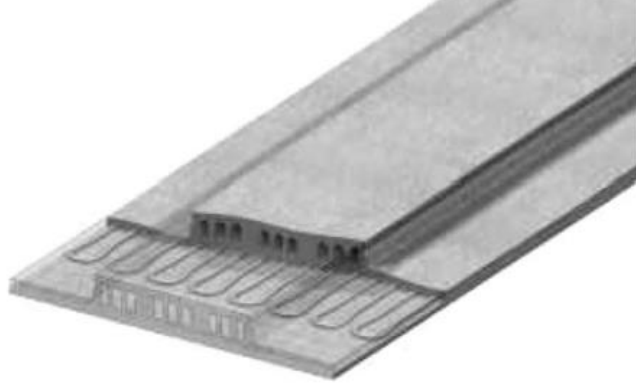
Bu sistemler ağır sistemler olarak tanımlanmışlardır ve su boruları binanın katlar arasındaki beton kısmının içine yerleştirilmiştir (Şekil 1.16). Sistem hem ısıtma hem de soğutma için tavan veya taban olarak kullanılabilir. Amaca göre yüzeylerden sadece birinin ısı akısından faydalanılırken diğer yüzey yalıtılabilir.

Gwerder ve ark. [29] bu sistemlerin farklı konfor kriterleri için boyutlandırılması ve kontrolü amacı ile bir metod önermişlerdir. Bu metod ile herhangi bir durum için sistemin uygulanabilirliği, maksimum ısıtma/soğutma kapasitesi, ilave ısıtma/soğutma sisteminin gerekip gerekmediği, kontrol ünitesi için parametre değerleri ve sağlanabilecek termal konforun belirlenebileceği belirtilmiştir.



Şekil.1.16. Beton çekirdek yapısı [29].

Rijksen ve ark. [30] Beton çekirdek sistemi (Şekil 1.17) ile soğutulan bir ofis binasında gerekli soğutma yükünün hesaplanması için deneysel olarak bir çalışma yürütmüşlerdir. Bunun yanında iç ortam sıcaklığı ve plakanın yüzey sıcaklıkları da ölçülmüştür. Elde edilen ölçümler simülasyon modelinde kullanılmıştır. Bu sistem ile elde edilen soğutma yükü normal bina verileri ile kıyaslanmış ve % 50 oranında azalma olduğu belirtilmiştir.

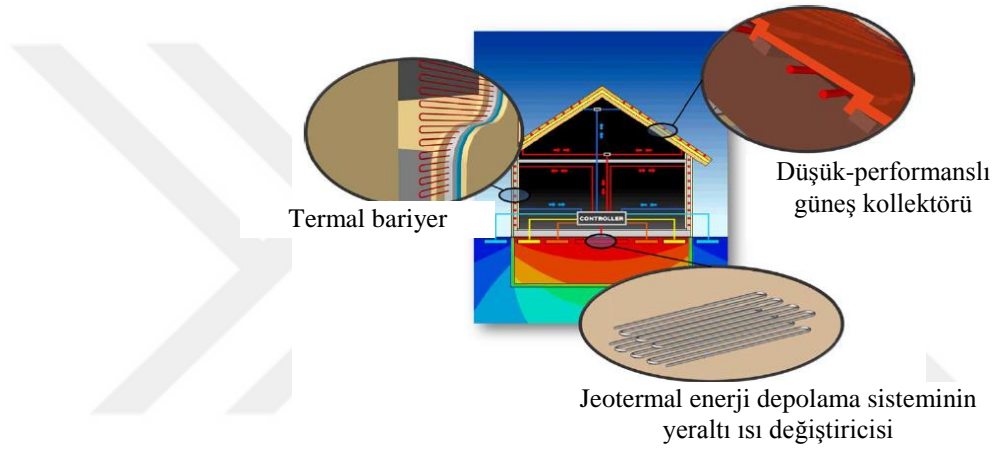
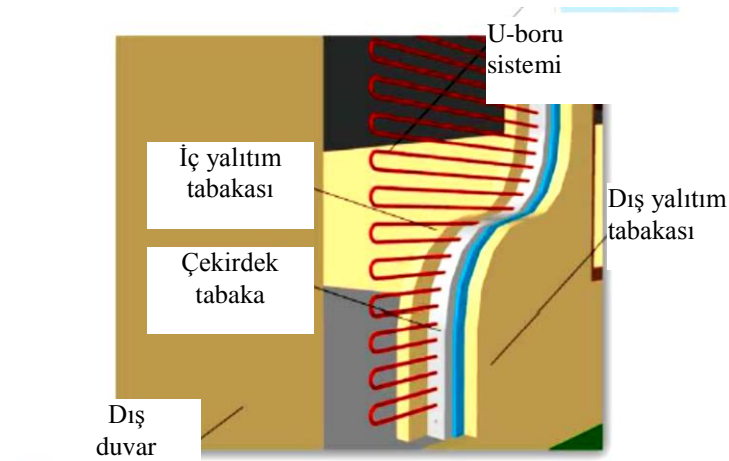


Şekil.1.17. Temel beton yapısına boruların yerleşimi [30]

1.4.1.5. Boru Döşenmiş Kabuk (Pipe-Embedded Envelope) Uygulamaları

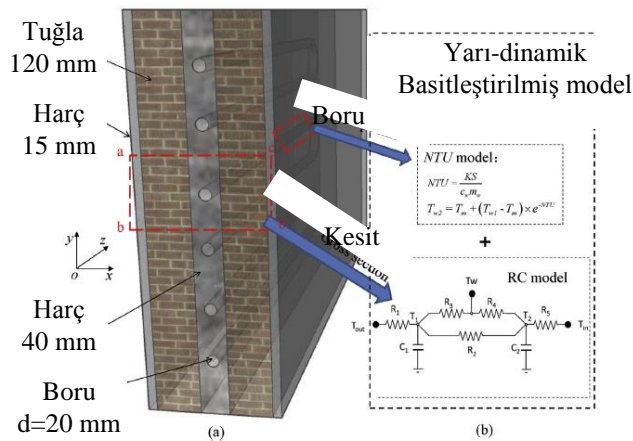
Bu sistemler ağır sistemler olarak tanımlanmışlardır ve aktif borular dış ortamla temas eden duvarlara ve çatıya yerleştirilmiştir. İç ortamın ısıtılması veya soğutulmasında aktif olarak kullanılırlar. Bunun yanı sıra duvarın belli bir bölümünü sabit sıcaklıkta tutarak dış iklimin olumsuz etkilerini azaltabilirler.

Krzaczek ve ark. [31] binanın dış duvarları içine yerleştirilmiş ve solar termal radyasyon ile aktive olan dolaylı ısıtma ve soğutma sağlayan bir termal bariyer sistemi önermişlerdir (Şekil 1.18). Bu sistemin termal performansını üç boyutlu ve sayısal olarak sorgulamışlardır. Sistemin klasik duvara göre ısıtma ve soğutma yükünü üç kat azalttığını belirtmişlerdir.



Şekil.1.18. Termal bariyer sistemi ve bileşenleri [31].

Zhu ve ark. [32] aktif boru döşenmiş bina kabuğunun termal performansını değerlendirmek amacı ile yarı dinamik bir model önermişlerdir (Şekil.1.19). Önerilen model deneysel çalışma ile doğrulanmıştır. Model ile su çıkış sıcaklığı ısı akısı ve yüzey ısı akısı gibi parametreler hesaplanabilmektedir.



Şekil.1.19. Aktif boru döşenmiş bina kabuğu yapısı,yarı dinamik modeli ve yapım aşamaları[32]

1.4.2.Pasif Sistemler

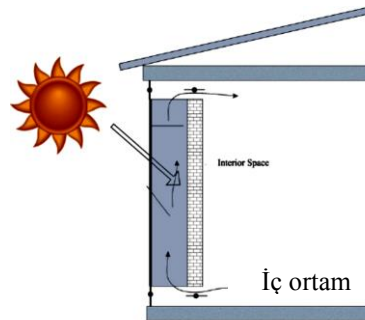
Pasif sistemlerde sadece iki depolama şekli uygulanmaktadır. Bu bölümdeki pasif uygulamalar duyulur ısı depolanması ve gizli ısı depolanması olarak sınıflandırılmıştır.

1.4.2.1.Duyulur Isı Depolama Uygulamaları

Su, taş ve kaya kullanılarak duyulur ısı depolanması yaygın bir uygulamadır [13]. Bu yöntemin potansiyeli malzemenin ısıl kapasitesi, kütlesi ve maruz kaldığı termal gradyene bağlıdır. Binalarda kullanılan yüksek termal kütleli malzemeler taş, kerpiç, toprak, tuğla, su ve betondur.

De Gracia ve ark. [33] alveolar (dişli) tuğla sistemi üzerine bir çalışma yürütmüşlerdir. Tuğladan imal edilmiş izoleli tipik bir Akdeniz yapısı izole edilmeyen yapı ile teorik ve deneysel olarak karşılaştırılmıştır. Toplam ısıl direnç (U) değerinin izoleli sistemde diğerine oranla % 45 azalmasına rağmen kış ve yaz mevsiminde enerji tüketimleri sırası ile % 2 ve % 13 artmıştır. Sonuç olarak U değeri dizayn parametresi olarak alınsa da zamana bağlı parametrelerin de dikkate alınması gerektiği vurgulanmıştır.

Trombe Wall dizaynında yüksek termal enerji depolama kapasitesine sahip malzemeler kullanılmaktadır. Bu malzemeler tuğla, beton, taş ve adobedir. Absorbsiyon oranını artırmak için dış duvar siyaha boyanmıştır. Ayrıca duvardan sonra bir hava boşluğu ve sonrasında cam bulunmaktadır. En iyi performans için duvar güneşe bakan yödedir (Şekil 1.20) [34]. Klasik bir Trombe duvar güneş enerjisini beton duvarda depolanan enerjinin bir kısmı duvarın kendisi tarafından oda ortamına iletilir. Aynı zamanda düşük sıcaklıktaki oda havası alt kanaldan camlı boşluğa girer ısınır, yükselir ve üst kanaldan tekrar oda ortamına döner [35].



Şekil.1.20.Basit bir Trombe duvar diyagramı [35].

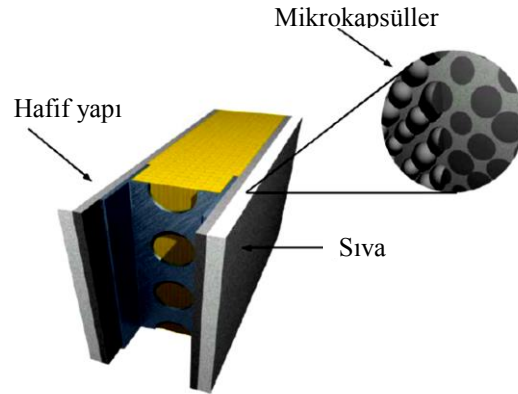
1.4.2.2. Gizli Isı Depolama Uygulamaları

Cabeza ve ark. [36] içerisine FDM eklenmiş beton ile üretilmiş küp şeklindeki yapının (Şekil.1.21) termal performansını deneysel olarak test etmişlerdir. Ayrıca FDM olmayan referans yapı ile kıyaslamışlardır. Birinci yapı 6 adet normal beton paneli ile üretilmiştir. İkinci yapıda ise üç yüzeyde (kuzey, güney ve çatı) % 5 FDM ilave edilerek üretilen paneller kullanılmıştır. Yapılar FDM etkisinin görülmesi amacı ile izole edilmemiştir. FDM'li duvarlar enerji depolayarak daha düşük iç ortam sıcaklığı sağlamışlardır.

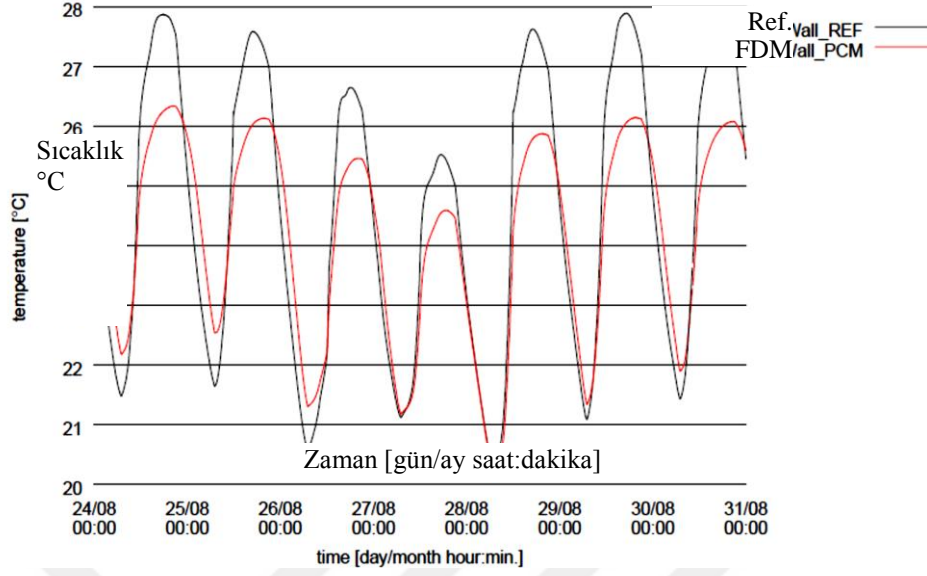


Şekil.1.21. Küp yapıların görünümü [36].

Schossig ve ark. [37] 50x50 cm ebadındaki FDM'li duvar sisteminin (Şekil.1.22) termal performansını test etmişlerdir. Bu sistemde FDM iç sıvaya eklenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre bu sistem ile 6 saat daha uzun konfor sıcaklığı sağlanmıştır. Ayrıca bu sistem ile gerçek boyutlu odalar imal edilmiş ve yüzey sıcaklıkları kaydedilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre oda sıcaklığı referans oda ile kıyaslandığında daha düşüktür (Şekil 1.23). Bu durum önerilen sistemin termal konfor açısından iyi sonuç verdiğini doğrulamaktadır.



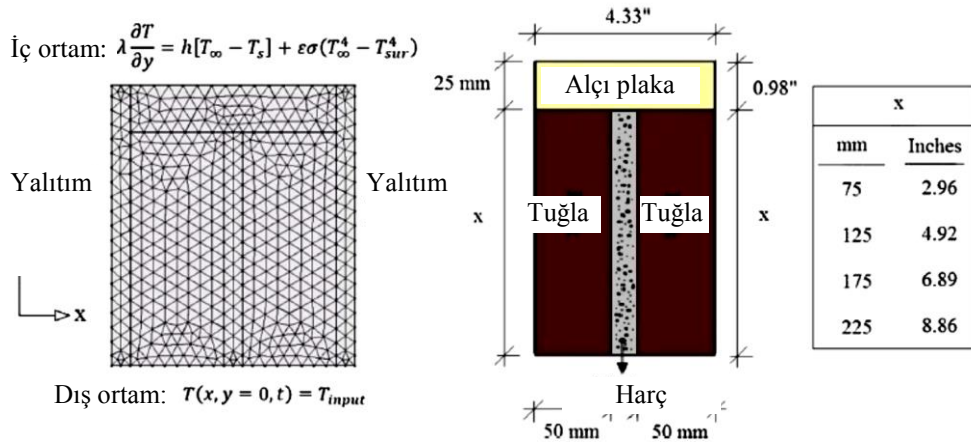
Şekil.1.22. İç sıvasına FDM ilave edilmiş duvar yapısı [37].



Şekil.1.23. İç sıvasına FDM ilave edilmiş duvar yapısı ile inşa edilmiş odanın duvar yüzey sıcaklığı değerlerinin referans duvar ile kıyaslanması [37].

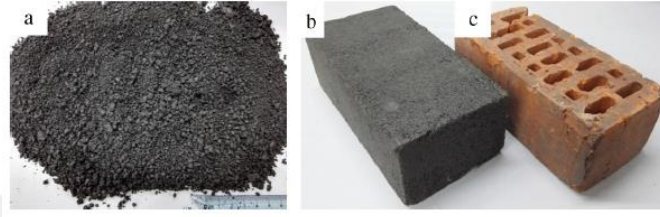
FDM'lerin ayrı bir katman olarak yerleştirildiği çalışmalarda duvar plakaları, tuğlalar ve pencere uygulamaları araştırılmıştır.

Sharifi ve ark. [38] FDM'li sıva plakasının (Şekil.1.24) termal performansını sayısal olarak çalışmışlardır. Sayısal çalışmalar FDM'li duvarların tipik meteorolojik yıl verileri ile farklı şehirler için elde edilen gerçek dış ortam sıcaklığı verileri ile gerçekleştirilmiştir. Sayısal sonuçlar FDM plakanın pik sıcaklık değerini hem düşürdüğünü hem de geciktirdiğini göstermiştir. Ayrıca konforlu zaman süresini uzatmış ve HVAC sisteminin enerji tüketimini azaltmıştır.



Şekil.1.24. FDM'li sıva plakası ve sayısal modeli [38].

Wang ve ark. [39] FDM'li tuğlalar (Şekil 1.25) ile yapılmış test odasının (Şekil.1.26) termal performansının üç farklı sezon için incelemişlerdir. Bu yeni yapı malzemesi ile yaz ve kış mevsiminde enerji tüketimleri azalmış, geçiş mevsiminde ise iç duvar yüzey sıcaklığı dalgalanmalarında azalma sağlanmıştır. Yaz mevsiminde iç duvar yüzey sıcaklığı 0.2 °C azalmış, soğutma yükü ise % 24.32 azalmıştır. Kış mevsiminde ısıtma yükü ise % 10-30 azaltılmıştır. Sonuç olarak FDM'li tuğla tüm mevsim için iyi sonuç vermiştir.



Şekil.1.25. a)FDM, b)FDM'li tuğla ve c) sıradan tuğla [39].



Şekil.1.26. FDM'li tuğla ile yapılmış test odası [39].

1.4.3. Termal Konfor Analizi Üzerine Yapılmış Çalışmalar

Oda hacmini ısıtmada farklı yöntemler ve bu yöntemlerin termal konfora etkisi ayrıntılı biçimde araştırılmış ve aşağıda özetlenmiştir.

Myhren ve ark [40], bir ofisteki farklı ısıtma sistemlerinin ve konumlarının iç mekân iklimini nasıl etkilediğini sayısal olarak incelemiştir. Olası soğuk hava akımı problemini, düşey sıcaklık gradyanlarındaki farklılıkları, hava hızı seviyelerini ve enerji tüketimini araştırmak için HAD simülasyonları kullanmıştır. Bu çalışmadan elde edilen en genel sonuçlara göre, düşük sıcaklıkta çalışan ısıtma sistemleri, iç hava iklimini iyileştirmiş ve odada geleneksel yüksek sıcaklıkta çalışan radyatörle ısıtmadan daha düşük hava hızı ve düşük sıcaklık farkı sağlamıştır.

Kana ve ark [41], nihai kalınlıktaki duvarların ve bir ısı kaynağının doğal ve zorlanmış konveksiyon ile ısı transferlerini sayısal olarak incelemiştir. Hesaplamaları, sonuçları önceden doğrulanmış sayısal tahminlerle karşılaştırmıştır. Hem katı duvar hem de kapalı hava alanlarında ve ısı transferi performansında sıcaklık dağılımlarını yani temel fiziksel özellikleri sayısallaştırıp, analiz ederek karşılaştırmıştır. Bulunan bulgular, ısı kaynağı ve pencere camının düzenlemelerinin sıcaklık alanı üzerinde belirgin etkileri olduğunu, duvar kalınlığının ve termal iletkenlik değişimlerinin daha fazla analiz gerektirdiğini, konfor sıcaklığı seviyesinin önemli olduğunu ortaya çıkarmıştır.

Sevigen ve ark [42], içinde oturan bir insan olan radyatörle ısıtılan bir odada hava akışı ve sıcaklık dağılımını incelemiştir. Bu çalışmanın sonucunda, farklı ortam koşullarında üç boyutlu akış, sıcaklık ve nem dağılımlarının bulunmasıyla vücut ve ortam arasındaki duyulur ve gizli ısı transferinin belirlenmesi, vücut üzerinde ışıma ve taşınım ısı akıları, yüzeyler arası görüş faktörleri, yerel ve ortalama taşınım katsayıları hesaplanması gerçekleştirilmiş ve analiz etmişlerdir.

Basok ve ark [43], hesaplamalı modelleme yöntemiyle iki panel radyatör ile ısıtılan bir odadaki hız ve sıcaklık alanlarını araştırmıştır. Isıtıcının çalışması sırasında odanın hava sıcaklık rejiminin modellenmesini yapmıştır. Yukarıdaki ısıtma sistemi ile odanın hava sıcaklık rejiminin özelliklerini göz önüne almıştır. Göz önünde bulundurulmuş oda için hız ve sıcaklık alanlarının sayısal hesaplamasının sonuçlarını sunmuştur. Sonuç olarak, radyatörden gelen hava akışı, odanın içinde biraz sapma göstermiştir.

Tamer ve ark [44], panel konvektör paneli (PCCP e tipi 22) radyatörlerin farklı bağlantı pozisyonları ve giriş / çıkış sıcaklıkları için laboratuvar ölçümleri ve CFD analizi kullanılarak ısı çıktısını araştırmıştır. Deneysel çalışmalar iklimlendirilmiş bir odada gerçekleştirmiştir. CFD sonuçları deneysel ölçümlerle doğrulanmış ve iyi sonuçlar elde etmiştir. Radyasyonun radyatörün ısı çıkışı üzerindeki etkisinin ihmal edilemediğini gözlemlemiştir.

Maivel ve ark [45], seri radyatörün olası enerji tasarrufunu nicelleştirmek için EN 442-2 test odasında paralel ve seri bağlı panelli radyatörler için laboratuvar ölçümleri yapmıştır. Ölçülen sonuçların karşılaştırması için yeniden hesaplanması ve yıllık performans değerlendirmesi için simülasyonlar yapmıştır. Benzetimli EN 442-2 test odasında, radyatörlerin ısı yayılımı tamamen aynı, ancak daha az yoğun radyasyon ısı alışverişine

sahip bir konut odasında seri radiator % 0.3 daha düşük ısı yayımı ve % 0.7 daha düşük yıllık ısıtma enerjisi kullanımına işaret etmiştir. Enerji tasarrufu açısından incelenen radyatörler arasında önemli bir fark bulunmamaktadır.

Embaye ve ark [46], Panel radyatörlerin sabit ve darbeli akışlarda iç mekan ısısı üzerindeki etkisini ve ASHRAE standardı 55 ve EN ISO 7730 tarafından tanımlanan kullanıcı termal konforundan ödün vermeden enerji tasarrufu sağlamak için hız dağılımlarını araştırmıştır. Bu çalışma, darbeli akış ve sabit akışla çalışan pompayla karşılaştırıldığında yaklaşık % 12 oranında azaltılabileceğini göstermiştir.

Khorasanizadeha ve ark [47], oda yerine kapalı bir ortamda hem radyatör ile ısıtma hemde yerden ısıtma için iki boyutlu modelleme yapmıştır. Bu çalışmada, radyasyonunda dikkate alındığı türbülans için modifiye edilmiş $k - \epsilon$ modeli ve radyasyon için DO modeli SIMPLE algoritması ile çözmüştür. Elde edilen sonuçlar, yerden ısıtma ve zeminden ısıtma durumuna göre kıyaslanmıştır. Yerden ısıtma için elde edilen sonuçlar yerden duvarlara ve oda ortamı içerisindeki havaya ısı transferinin % 74'ünün radyasyon ile geri kalanın ise taşınım ile gerçekleştiğini göstermiştir. Çalışmada iki farklı ısıtma şekli için sıcaklık alanları incelendiğinde; oda içindeki sıcaklık dağılımının yerden ısıtmada radyatör ile ısıtmadan daha düzgün olduğu görülmüştür.

Chafi ve ark [48], bir odadaki sıcaklık profili ve hava akışı hareketinin değerlendirilmesi için Euler denklemlerine dayanan üç boyutlu bir sayısal bir modelle çalışmanın sonuçlarını sunmuştur. İki havalandırma ve iklimlendirme senaryosu için elde edilen sayısal sonuçlarını Navier-Stokes modelinin tahminleriyle karşılaştırmıştır. Bu sayısal sonuçlar, model odasında ölçülen deneysel sonuçlar ile doğrulanmıştır. Deneysel ve sayısal olarak elde edilen PMV ve PPD yerel termal konfor indeksleri karşılaştırması da sunmuştur. Sonuçlar, Euler modelinin model odasında toplam termal konforu yeterli doğrulukta tahmin edebildiğini göstermiştir.

Bozkır ve ark [49], sıcak hava akışının yer altında dolaşımı ile ısıtılmış bir test odasının kararsız termal performansını, hava akışı, zemin ve iç hava arasındaki ısı transfer dengesine dayalı gelişmiş bir matematiksel modelini analiz etmiştir. Seri kanallı yerden ısıtma sisteminin iç hava sıcaklığındaki zaman değişimlerini teorik ve deneysel olarak araştırmıştır. Deneysel boyutsuz sayıların zaman varyasyonları üzerine kanaldaki hava

akışı için Nu, iç mekan havası için Gr ve seri kanallı yerden ısıtma sistemi için konveksiyon ve radyasyonun ısı oranlarını vermiştir. Teorik ve deneysel çalışmalar iyi uyum göstermiştir.

Romani ve ark [50], dış havaya maruz kalan bir evi modelleyen deney seti kurmuşlardır. Bu deney setini radyant bir duvarın sayısal bir modelini doğrulamak için kullanmışlardır. Simülasyon sonuçlarında, üç çalışma yönü (Doğu, Güney ve Batı) için sıcaklık profilleri ve ısı akılarıyla uyumlu olduğu açıkça görülmüştür. Ayrıca, radyant duvar modeli ile, 125 mm ve 150 mm arasındaki boru aralıklarının ve 45 mm ile 65 mm arasındaki derinlik yüzeyindeki sıcaklık farkını en aza indirgeyip ısı akışını maksimize eden parametrik bir çalışma gerçekleştirmiştir. Dahası, daha kısa etkinleştirme süreleri ile bir kontrol stratejisi, ısı transferi verimliliğini geliştirmiştir.

Lin ve ark [51], objektif ölçüm ve öznel inceleme yoluyla radyan ısıtma sisteminin termal konfor performansını konvektif ısıtma sistemi ile karşılaştırmak için bir deney gerçekleştirmiştir. Bu deneye 97 kişi katılmıştır. Ortam Radyan Sıcaklığı (MRT), nem, hava hareketi, ağırlıklı ses seviyesi, sıcaklık dalgalanması ve düşey sıcaklık farkı dahil olmak üzere yolcuların termal tatminini etkileyebilecek altı fiziksel parametre ölçülmüştür. Deneklere, tavandan, duvardan ve zeminden ısıtma ortamı sunulmuştur. Deneklerden, ısıtma sistemindeki çalışma gürültüsü, termal hissi, ortam, nem, rahatsızlık düzeyi, genel termal tatmin, genel tercihleri, ayrıca akustik çevre, gibi altı termal konforla ilgili olarak oy kullanmaları istenmiştir. Sürekli ısıtmada, ortalama ışınım sıcaklığı (MRT), iç mekan nemi ve gürültü yayılımı ve radyasyonlu ve konvektif ısıtma sistemi arasında belirgin bir fark bulunmadığı görülmüştür. Radyant ısıtmada, sistemleri daha az lokal rahatsızlık ile sonuçlanmasına rağmen, dikey sıcaklık gradientleri nedeniyle, yolcular tarafından önemli ölçüde daha fazla tercih edilmediği görülmüştür.

Sarbu ve ark [52], Bir ofis odası için radyatör veya radyant zemin ısıtma sisteminin enerji verimliliğini test etmek için deneysel bir çalışma yapmıştır. Ana performans parametreleri (COP ve CO₂ emisyonları), GCHP sisteminin bir ay boyunca çalışması için elde etmiş ve bu parametrelerin karşılaştırmalı bir analizini sunmuştur. Geçici Sistem Simülasyonu (TRNSYS) yazılımı kullanılarak ısıtma modunda yararlı termal enerjinin ve COP sisteminin sayısal simülasyon modellerini geliştirmiştir.

Karabay ve ark [53], zeminden ısıtma ve duvardan ısıtma sistemleri ile ısıtılan bir oda içerisinde hava akışı ve ısı transferini sayısal olarak incelemiştir. Bu çalışmada, 30 ° C, 40 ° C ve 50 ° C olan üç farklı su sıcaklığı kullanılarak hesaplamalar yapmıştır. Elde edilen sonuçları, zeminden ısıtma ve duvardan ısıtma sistemleri arasında kıyaslamıştır. Bu çalışmadan elde edilen sonuç, duvardan ısıtma sistemi yerden ısıtma sistemine göre daha düşük sıcaklıklarda ısıtma yapabilmektedir. Daha düşük sıcaklık kullanıldığında hem yakıt tüketimi hem de sera gazı emisyon değerleri düşük olacağından dolayı duvardan ısıtma sistemini tercih etmiştir.

Al-Sanea ve ark [54], mekanik olarak havalandırılan odaların içindeki türbülanslı akış ve ısı aktarımını simüle etmek için, karıştırma havası dağıtım sistemi kullanılarak, zorlanmış konveksiyon koşulları altında bir CFD çalışması yürütmüştür. Hız ve sıcaklık dağılımlarını, k - ε türbülans modeli kullanılarak sonlu hacim yöntemi ile belirlemiş, sonuçları mevcut deneysel verilerle karşılaştırarak modeli doğrulamıştır. Sonuçların türbülanslı Prandtl sayısına duyarlılığını, besleme noktasındaki k ve ε değerlerini ve y+ değerlerini incelemiştir. Bu modeli, oda içindeki akış ve ısı transfer özelliklerine ilişkin Reynolds sayısının ve oda boy oranının ((Re = 4000 ila 10.000, L / H = 0.5-6) etkilerini araştırmak için kullanmıştır. Tavan boyunca konveksiyon katsayısının hx değişimini izole etmiş düz plaka korelasyonu ile karşılaştırmıştır. Sonuçlar tavan ortalama taşınım katsayısı ve Re ile arttığını ve L / H ile azaldığını göstermiştir.

Olesen ve ark [55], farklı yöntemlerle ısıtılan bir odada termal konforu deneysel olarak incelemişlerdir. Deneysel kapsamında, laboratuvar ortamında, bir konutta veya küçük bir ofisteki bir alanı temsil edebilecek şekilde bir test odası oluşturulmuştur. Bu test odasında, bir duvarda -5 °C'ye kadar sabit sıcaklık sağlayabilecek bir sistem bulunmaktadır. Bu duvarda bir pencere mevcut olup, pencere etrafındaki hava sızıntısı da dikkate alınmıştır. İç duvarlar, zemin ve tavan oldukça yalıtımlıdır. Bu odaya radyatör, sıcak hava, yerden ısıtma ve tavan ısıtması içeren dokuz farklı ısıtma yöntemi ile ısıtma imkanı sağlayan kurulumlar yapılmıştır. Kararlı durum koşullarında, hava sıcaklığı, hava hızları ve yüzey sıcaklıkları çeşitli noktalarda ölçülmüş ve etki altındaki bölgedeki termal iklim tanımlanmıştır.

Mikeska ve ark [56], yüksek performanslı beton (HPC) malzemeden sandviç elemanların iç plakasına entegre edilen kılcal mikro tüplerden (CMT) oluşan radyant

ısıtma ve soğutma sistemlerinin (RHCS) termal performansını araştırmıştır. Entegre CMT çevresindeki HPC elemanlarının sıcaklık dağılımını ve HPC elemanının iç yüzeyindeki termal ısı akışı ve dış ortamdaki ısı kayıplarının artışını araştırmıştır. Hesaplamalar, dolaşımdaki akışkanın farklı sıcaklık değerleri ve CMT ile CMT'yi kaplayan iç HPC tabakasının farklı kalınlıkları için gerçekleştirilmiştir. HPC'den üretilen sandviç elemanın ince plakasına entegre edilen CMT'nin ısıtma (soğutma) için gerekli enerjiyi sağlayabileceğini ve aynı zamanda ortamda bulunan insanlara rahat ve sağlıklı bir ortam yaratabileceğini göstermiştir. Bu çözüm, gelecekteki düşük enerjili binaların ısıtma ve soğutma amaçları için çok uygundur

Sarbu ve ark [57], düşük sıcaklıklı ısıtma sistemlerinin termal konforunu araştırmıştır. Bir ofis odasında deneysel ölçümlerle bir yer-bağlantılı ısı pompasına (GCHP) bağlı radyatör ve radyant kat ısıtma sistemlerinin enerji performansını karşılaştırmıştır, Sistemlerin ve radyan zeminden termal emisyonun sayısal modellemesi için bir matematiksel model geliştirmiştir. Çalışmasında, sayısal modelleme, simülasyon araçları kullanmış ve saha ölçümleri yapmıştır. Duvardan, tavadan ve yerden ısıtmaların, çevresel ve ekonomik performanslarının sayısal simülasyon ile karşılaştırmalı bir analizini yapmıştır. Bu çalışma sonucunda, yerden ısıtma sisteminin diğer düşük sıcaklıklı ısıtma sistemlerine göre daha iyi çalıştığı, daha iyi termal konfor, daha düşük enerji tüketimi, daha düşük CO₂ emisyonu ve daha düşük işletme maliyeti sağladığı ortaya çıkmıştır.

Yu ve ark [58], doğal havalandırma ile dağınık tavan girişini birleştiren yeni bir sistemin dinamik soğutma performansı ve termal olarak harekete geçiren bina sistemleri (TABS) incelenmiştir. Bu sistem, Danimarka'daki tipik mevsimleri temsil eden üç iklim koşulunda laboratuarda tipik bir kış günü, geçiş döneminde tipik bir gün ve tipik bir yaz günü de dahil olmak üzere test edilmiştir. Ölçümlerde bu üç vaka için ilgili dinamik kontrol stratejileri tasarlanmıştır. Sonuç olarak, kış mevsiminde TABS, rahat bir iç mekan ortamı sağlamak için ekstra ısıtma sağlamak için iki saat boyunca çalıştırılması gerektiği, geçiş sezonunu temsil eden durumda havalanma oranını hem dolu olan hem de dolu olmayan saatler arasında değiştirmesi gerektiği, TABS'dan ekstra ısıtma ya da soğutma olmadan odanın termal özerkliğini sağlayabileceği görülmüştür. Yazın, giriş havası sıcaklığının oldukça yüksek olması nedeniyle havalandırma havasının serbest soğutma potansiyeli sınırlı olduğundan ekstra soğutma sağlamak için TABS on saat

boyunca etkinleştirilmelidir. Dağınık tavanın kullanımı nedeniyle tüm vücut ve yerel termal konfor koşulları ölçümlerde oldukça iyi sonuçlar vermiştir.

Wang ve ark [59], mevcut radyant yerden ısıtma sistemine delikler ekleyen gelişmiş bir konveksiyon radyan yerden ısıtma sisteminde ısı akışı ve ısı transferini analiz etmişlerdir. Yapay bir iklim hücresindeki deneysel araştırmalar sonucunda, iki sistemin ısı depolama ve bırakma özellikleri araştırılıp karşılaştırılmıştır. Sonuçlar, ön ısıtma süresi boyunca yeni ısıtma sisteminde zemin sıcaklığı ve oda sıcaklığının daha duyarlı olduğunu göstermiştir. Sayısal benzetim yönteminin doğru olduğu kanıtlanmıştır. Sayısal simülasyon sonuçları ile deney sonuçları arasındaki hata % 9'dan daha az bulunmuştur.

Seyam ve ark [60], radyan panel ısıtıcıların performansını araştırmıştır. Odanın içindeki ve duvarlarındaki sıcaklıklar deneysel olarak ölçmüştür. Oda içindeki akış modelini incelemek ve sıcaklık dağılımını tahmin etmek için sayısal bir model kullanmıştır. Türbülanslı akış RNG k-ε turbulans modeli kullanılarak çözmüştür. Radyasyonla ısı transferi DO radyasyon modeli kullanılarak modellenmiştir. Sonuçlar, kullanılan sayısal tekniklerin odadaki sıcaklık dağılımlarını doğru bir şekilde tahmin edebildiğini göstermiştir. Model, panel ısıtıcısının konumlarının ve boyutlarının hava akımı ve hava sıcaklığı dağılımları üzerindeki etkisini incelemek için kullanılmıştır. Isı transfer oranları da sayısal olarak hesaplanmıştır. Minimum ısı aktarım hızlarının zemindeki ısıtma paneli kullanılarak elde edildiği ve ölçek odası modelinin, özellikle ısıtıcı yükünde ve ısı dağılımında, yaklaşık % 20'lik küçük bir yüzde hatası içinde tam boyutlu odayı taklit edebildiği görülmüştür. (yaklaşık% 1'den az)

Foda ve ark [61], yeni geliştirilen bir termal simulator kullanılarak farklı ısıtma sistemlerinin termal konfor performansını değerlendirmeyi amaçlamıştır. Bunun için dış hava koşullarını taklit etmek için iklim odasına bağlanmış bir test odasında deneyler yapmıştır. Bu deneylerde, farklı sistemler için verilen güç, aynı enerji tüketimindeki termal konfor performanslarındaki farklılıkları bağımsız olarak ölçmek için sabit tutulmuştur. Sonuçlar, farklı sistemlerin aynı enerji tüketiminde, konfor ölçeğinde lokal termal konfor seviyelerindeki değişimleri 1'e kadar çıkardığını göstermiştir.

Konga ve ark [62], bina termal performansını doğru bir şekilde simüle etmiştir. Odadaki iç hava akışını Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD) kullanarak simüle etmiştir.

Yönetsel denklemleri, Sonlu Elemanlar Metodu (FEM) ile çözmüştür. Geliştirilen program sayesinde, havalandırma ve radyan zemin soğutma sistemi ile birlikte bir ofis odasını simüle etmiştir.

Buratti ve ark [63], geçici koşullarda termal konfor kriterlerini incelemişlerdir. Sadece dış hava koşullarını girdi parametresi olarak ayarlamışlardır. Bu çalışmada hem CFD aracını kullanmışlar hemde bir sınıfta anket gerçekleştirmişlerdir. Termal konfor değerlendirmesi ve CFD simülasyon modeli kurulumu için gerekli verileri elde etmişlerdir. Simülasyon modelini deneysel verilerle doğrulamışlar ve UNI 7730'a göre termal ve hız profilleri simülasyonu ve termal konfor endekslerinin hesaplanması için kullanmışlardır.

Gendelis ve ark [64], farklı ısıtma / soğutma sistemleri ile donatılmış benzer binalardaki termal konfor ve rahatsızlık parametrelerinin kapsamlı bir analizini yapmışlardır. Isıtma/soğutma sisteminin ve çalışma rejiminin odanın termal konfor koşulları üzerinde önemli bir etkisi olduğunu göstermişlerdir.

Hemmer ve ark [65], yaklaşık 18 m² lik bir yaşam alanında düzenli ve düzensiz hava akışının 3D sayısal çalışmasını sunmuşlardır. Odadaki elektrikli ısıtıcı konumunun etkisi, sistemin termal konforunu ve enerji performansını artırmak için izlemişlerdir. Taşınım katsayısı, momentum ve enerji denklemleri sonlu hacim metodu kullanılarak, yüzeyler arasındaki radyasyon ısı alışverişini dahil ederek sayısal analizler yapmışlardır.

Koca [66], duvardan-yerden-tavandan ısıtma soğutma uygulamalarında kullanılacak modüler klima panellerini geliştirmiştir. Geliştirilen panel üç temel ögeye dayanmaktadır. Bu üç temel öge modüler yapı, enerji tasarrufu ve termal konfordur. Panellerin farklı geometrik düzenlemelerine ve sınır şartlarına göre performans analizlerini gerçekleştirmiştir. Analizler sonucunda ısı performans değerlerine ulaşmış düşük sıcaklık farklarında yüksek ısı performans elde etmiştir.

Ekici [67], bir odanın, döşemeden ve radyatörle güneş enerjisi destekli ısıtılırken konfor analizini yapmıştır. Sisteme 2 adet düzlem plakalı güneş kollektörü ilave edilerek, var olan sistemde iyileştirmeler yapmıştır. Kış koşulları için yapılan ısı konfor analizinde Fanger yöntemini kullanmıştır. Analizde, 0,2 m, 0,6 m, 1,0 m yükseklikler için hava hızı, ortalama ışıma sıcaklığı, hava sıcaklığı ve nem değerlerini ölçmüştür.

Başkal [68], dikey tip toprak kaynaklı ısı pompası kullanarak elde edilen enerjinin duvardan ısıtma ve soğutma sistemindeki etkinliğini incelemiştir. Bu amaçla mevcut olan dikey tip toprak kaynaklı ısı pompası ile duvardan ısıtma ve soğutma sisteminden yararlanmıştır. Sistemden alınan veriler hesaplanarak, nihai olarak elde edilen ısıtma ve soğutma enerjisi ile sistemin çalışması için dışardan verilen enerji karşılaştırılmış ve sistem performansını değerlendirmiştir.

Dikici [69], Güneş enerjisi kaynaklı, hava kaynaklı ve toprak kaynaklı ısı pompalarını deney yaparak araştırmıştır. Konutların ısıtılması amacıyla bir deney seti kurulmuştur. Deneylere ilave olarak, güneş kaynaklı, hava kaynaklı ve toprak kaynaklı ısı pompalarının ikili gruplar halinde deneylerini de yapmıştır. Deneyler, kış sezonunda yapılmıştır. Bu deney sonucunda ısı pompası sistemleri içinde en karlı yatırımın toprak kaynaklı ısı pompası sistemleri olduğu görülmüştür.

Topaloğlu [70], merkezi ısıtma sisteminden bireysel ısıtma sistemine geçiş yapan bir binada ısınma performansının ve sıcaklık dağılımının zamana göre sayısal analizini yapmıştır. Sayısal çözümler için ANSYS Fluent bilgisayar programı kullanmıştır. Analizlerde alt veya üst katındaki radyatörleri kapatılmış eşyalı odalardaki performans ile her iki kattaki radyatörü açık halin performansını mukayese ederek merkezi sistemden bireysel sisteme geçişin etkilerini belirlemeye çalışmıştır. Analizlerinde alt katı yanmayan bir oda için ortalama sıcaklığın yaklaşık olarak 291 K'e kadar düşerken üst katı yanmayan bir oda için ortalama sıcaklıktaki düşüş 272 K civarında olduğunu gözlemlemiştir.

Yıldız [71], bir radyatör yardımıyla ısıtılan oda içerisindeki sıcaklık dağılımı ve oda içerisinden dışarıya transfer olan ısı kaçağının zamana göre iki boyutlu sayısal analizini yapmıştır. Sayısal çözümlemede ANSYS Fluent paket programı kullanmıştır. Problemden 70°C'lik yüzey sıcaklığına sahip bir radyatör tarafından ısıtılan yaklaşık 12 m²'lik kapalı bir odada zamana bağlı olarak hava sirkülasyonu, sıcaklık dağılımı ve ısı transferini hesaplamıştır. Oda içerisine koltuk, masa ve dolap gibi temel eşyalar yerleştirilmiştir. Uygun akış modelini belirlemek için öncelikle 70°C'lik yatay ve dikey yüzeylerden doğal taşınım hesabı yapılmış, daha sonra radyatörün oda içerisindeki pozisyonunun beş farklı konumu için sayısal hesaplamalar gerçekleştirilmiştir. Radyatör pozisyonunun ısı kaçağı ve oda içindeki hava sirkülasyonuna etkisi incelemiştir.

Özrahat , [72] bir ısıtıcı ve bir termal enerji deposu olarak beton kolonların termal ve mekanik performansını araştırmıştır. Analizler üç aşamada gerçekleştirilmiştir. İlk aşamada teorik olarak referans daire üzerinden yeterli termal performans elde edilemeyeceği sorgulanmıştır. Elde edilen olumlu sonuçlardan sonra birebir ölçülerinde binalarda sıklıkla rastlanabilecek ebatta bir kolon imal edilmiştir. Deneysel kolon üzerinde yürütülen termal deneyler kolonun yeterli ısıtma performansı gösterebileceğini desteklemiştir. Ayrıca kolon modeli üzerinde sayısal çalışmalar da yürütülmüş ve sayısal çözüm deneysel sonuçlar ile doğrulanmıştır. Bu aşamadan sonra termal deney sürecinde termal olarak yorulmuş olan kolonun mekanik performansı test edilmiş ve olumsuz bir durum ile karşılaşılmasıdır.

1.5. Değerlendirme

Önerilen ısıtma sistemi daha önce hiç araştırılmamış yeni bir sistemdir. Beton kolonlar binalarda yer alan düşey elamanlar olup binanın kirişlerle birlikte statik ve dinamik yükünü de taşımaktadır. Hacim ve kütle olarak bakıldığında önemli bir enerji depolama ortamı adayı olarak görülmektedir. Diğer taban, tavan, duvar ve kirişlerde de enerji depolama için aday görülmüştür. Ancak yüksek termal gerilmelere neden olan termal köprü oluşumu ve sağlık açısından sorunlu olan toz hareketi gibi değişik problemler nedeniyle yatay elamanlar olan taban, tavan ve kirişlerde enerji depolanması pratik olarak uygun bulunmamıştır. Bununla birlikte, düşey elamanlar olan beton kolonlar düşey yüzeyler vasıtasıyla ısıtma için daha uygundur. Diğer taraftan sıcaklık kaynaklı termal gerilmeler açısından, düşey genişleme serbestiyeti nedeniyle, en az risk bulunduran elamanlardır. Düşünülen sistem üzerindeki çalışmalar daha önce basit yaklaşımlar ile olan çalışmaların bir devamı olarak bu tezde kolonlar vasıtası ile ısıtılan bir oda modeli ele alınmıştır. Maliyetli ve külfetli deneysel çalışmalara geçmeden önce içerisinde temel mobilyalar bulunan ve iki duvarı dış ortam iki duvarı ise iç ortam ile temas eden oda sayısal olarak modellenmiştir. Zamana bağlı yapılan sayısal termal analizler iki farklı ısıtma sistemi için yapılmıştır. 7 gün ısıtılan ve ardından 7 gün soğumaya bırakılan oda içerisinde zamana bağlı ortam havası sıcaklık dağılımı ve hava hızı kayıt altına alınmıştır. Elde edilen veriler iki ısıtma sistemi hali için biribiri ile kıyaslanmış ve termal konfor açısından değerlendirilmiştir.

2. BÖLÜM

GEREÇ VE YÖNTEM

2.1. Giriş

Bu tezde kolon ile ısıtılan oda ve radyatörle ısıtılan oda için termal analizler 14 günlük süre için sayısal olarak gerçekleştirilmiştir. 14 günlük süre zarfında oda 7 gün boyunca kesintisiz ısıtılmıştır. Sonraki 7 gün boyunca da sadece soğumaya bırakılmıştır. Sayısal analizler ANSYS Fluent Version 18.2 ile gerçekleştirilmiştir. Oda içerisinde hava akışının türbülanslı olduğu varsayılmıştır. Türbülans modeli olarak Realizable k- ϵ türbülans modeli seçilmiştir. Termal analiz yapılırken radyasyon ile ısı transferi de hesaba katılmıştır. ANSYS Fluent bünyesinde bulunan Surface to Surface Radyasyon modeli seçilmiştir. Kullanılan yazılım ve seçilen modeller ile ilgili ayrıntılı bilgiler bu bölümde verilmiştir. Ayrıca model geometrisi ile yapılan kabuller, başlangıç ve sınır şartları da bu bölümde izah edilmiştir.

Sayısal analizler Intel (R) Xeon (R) CPU E5-2630-v2 @ 2.60 GHz (2 işlemci) işlemciye sahip bir work station ile gerçekleştirilmiştir. Bilgisayar 64 bit işletim sistemi ve 64 GB RAM ile çalışmaktadır.

2.2. ANSYS Fluent

ANSYS Fluent sonlu hacimler yöntemini kullanan bir Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD) yazılımıdır. 1983'ten bu yana dünya çapında birçok endüstri dalında kullanılan ve günden güne gelişerek tüm dünyadaki CFD piyasasında en çok kullanılan yazılım durumuna gelen ANSYS Fluent, en ileri teknolojiye sahip ticari CFD yazılımı olarak kullanıcılarının en zor problemlerine kolay ve kısa sürede elde edilen çözümler sunmaktadır.

CFD çözümleri üç aşamadan meydana gelir. Bunlar ön işlem (preprocessing), işlem/çözümleyici (processing/solver) ve son işlem (post-processing) aşamalarıdır. İlk aşama olan ön işlemden çözülmesi gereken akış alanı ve geometri modellenerek ağ yapısı oluşturulur. İşlem aşamasında ise genel akış denklemleri (bunlar kısmî diferansiyel denklemlerdir) çeşitli sayısal metotlar kullanılarak bilgisayar ortamında çözülür. Son aşama olan son işlemden ise problemin-fiziğiyle ilgili istenen sonuçlar işlenerek, (grafikler, kontur dağılımları, simülasyonlar vb.) gerekli analizler yapılır. Eğer mümkünse analiz sonuçları deneysel sonuçlarla karşılaştırılır.

ANSYS Fluent ile yalnız sıvılar değil, gaz ve yarı akışkan haldeki maddelerin simülasyonu da yapılabilir. Uçak kanatları üzerindeki hava akışı, bir canlıdaki dolaşım sistemi, türbinlerdeki akış, bina tesisatı içerisindeki su akışı ANSYS Fluent ile kolaylıkla modellenir. ANSYS Fluent yazılım performansını optimize ederken daha fazla ve daha hızlı olmayı sağlayan en güçlü hesaplama akışkan dinamiği (CFD) aracıdır. ANSYS Fluent CFD ve çoklu analiz uygulamalarında hızlı ve doğru sonuçlar elde etmek için iyi onaylanmış fiziksel modelleme yeteneklerini içerir. [73].

2.3. ANSYS Fluent ile Türbülanslı Akışın Modellenmesi

Türbülanslı akışkanlar düzensiz hız alanları ile karakterize edilirler. Bu düzensiz değişimler, momentum, enerji ve türlerin konsantrasyonu gibi taşınan miktarları karıştırırlar ve taşınan miktarların da düzensiz değişmesine sebep olurlar. Bu düzensiz değişimler küçük ölçekli ve yüksek frekanslı olabildiklerinden, pratik mühendislik hesaplamalarında direkt simüle edilmek için yüksek maliyetlidirler. Bunun yerine, kesin geçerli eşitlikler, küçük ölçekleri yok etmek için, çözülmesi daha az maliyetli olan düzeltilmiş eşitlik sistemleri ile sonuçlanan zaman ortalamalı, genel ortalamalı yada başka türlü yöntemlerle manipüle edilmiştir [74].

ANSYS Fluent, türbülans modellerinin aşağıdaki sıralanmıştır:

- Spalart-Allmaras Modeli
- k-ε modelleri
 - Standard k-ε model
 - Renormalization-grup (RNG) k-ε model

- Realizable k- ε modeli
- k-w modelleri
 - Standard k-w modeli
 - Kesme-gerilmesi transportasyon (SST) k-w modeli
- v²-f model
- Reynolds gerilme modeli (RSM)
- Large eddy simulasyonu (LES) modeli

Bu çalışmada uygun türbülans modeli olarak Realizable k- ε modeli seçilmiştir [74]

2.3.1. Realizable k-ε Modeli

Lauder ve Spalding'in (1974) Standart k-ε türbülans modelini ortaya çıkarmasından sonra bu modeli geliştirmek için teşebbüslerde bulunulmuş ve RNG k-ε türbülans modeli [75] ve Realizable k-ε türbülans modelleri [76] gibi birkaç farklı versiyon ortaya atılmıştır. İlk defa Shih ve arkadaşlarının 1995 yılında ortaya koyduğu Realizable k-ε türbülans modeli, Reynolds gerilmelerinde bulunan bazı matematiksel kısıtlamaları türbülanslı akışın fiziğiyle uyumlu olarak gideren iki denklemlilik bir türbülans modelidir. Yapılan çalışmalarda bu modelin k-ε türbülans modelleri arasında akış ayrılması ve ikincil akış özelliklerinin görüldüğü zayıf akım bölgesinde en iyi performansı gösterdiği belirtilmiştir [77]. Realizable k-ε modeli için transport eşitlikleri standart k-ε modeli ile benzer formdadır:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon - S_k \quad (2.1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho S C_1 \varepsilon - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + S_\varepsilon \quad (2.2)$$

Yukarıdaki denklemlerde, hız gradyanları dolayısıyla ortaya çıkan türbülans kinetik enerji üretimini, G_k ve σ_ε ise sırasıyla türbülans kinetik enerji ve enerji yutulması için türbülans Prandtl sayılarını ifade etmektedir. Bütün iki denklemlilik modellerde türbülans viskozitesi aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (2.3)$$

Bu model ise türbülans viskozitesi için yeni bir formülasyon içerir. Standart ve RNG k-ε modellerinde C_μ sabit iken Realizable k-ε türbülans modelinde C_μ sabit olmayıp aşağıdaki ifadeden hesaplanır;

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{kU^*}{\epsilon}} \quad (2.4)$$

Burada;

$$U^* = \sqrt{S_{ij}S_{ij} + \check{\Omega}_{ij}\check{\Omega}_{ij} \text{ ve } \check{\Omega}_{ij} = \overline{\Omega_{ij}} - \epsilon_{ij} \omega_k - 2 \epsilon_{ijk} \omega_k} \quad (2.5)$$

şeklindedir.

Yukarıdaki denklemde tensörel olarak ifade edilen $\overline{\Omega_{ij}}$, ω_k açışal hızıyla hareket eden bir referans sisteminde ortalama dönme oranıdır.

A_0 ve A_s değerleri $A_0 = 4.04$, $A_s = \sqrt{6} \cos \emptyset$ şeklinde tanımlanırken;

$$\emptyset = \frac{1}{3} \cos^{-1} \left(\sqrt{6} \frac{S_{ij}S_{jk}S_{ki}}{S^3} \right) \quad (2.6)$$

$$\check{S} = \sqrt{S_{ij}S_{ij}} \quad (2.7)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad (2.8)$$

şeklindedir.

Shih tarafından belirlenen sabitler ise aşağıdaki gibidir.

$$C_1 = 1,44, C_2 = 1,9 \quad \sigma_k = 1,0, \quad \sigma_\epsilon = 1,2$$

2.3.2. k- ε Modelinde Türbülans Üretiminin Modellenmesi

Türbülans kinetik enerjinin üretimini ifade eden, G_k terimi, RNG ve realizable k-ε

modelleri için aynı şekilde modellenmiştir. k transportunun kesin eşitliğinden bu terim şöyle tanımlanabilir

$$G_k = -\overline{\rho u_i^1 u_j^1} \frac{\partial u_j}{\partial I_i} \quad (2.9)$$

Boussinesq hipotezi ile uyumlu bir şekilde G_k 'yi hesaplamak için

$$G_k = \mu_t S^2 \quad (2.10)$$

Burada S ortalama strain tensör oranının modülüdür ve şöyle tanımlanır

$$S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad (2.11)$$

2.3.3. Duvar - Sınırlı Türbülanslı Akışkanlar İçin Yakın – Duvar Yaklaşımları

Fluent programında üç çeşit yakın duvar yaklaşımı vardır

- Standart duvar fonksiyonu (standart wall function)
- Dengede olmayan duvar fonksiyonu (non-equilibrium wall function)
- İyileştirilmiş duvar yaklaşımı (enhanced wall function)

2.3.3.1. İyileştirilmiş Duvar Yaklaşımı

İyileştirilmiş duvar yaklaşımı, iki tabaka modelini iyileştirilmiş duvar fonksiyonu ile birleştiren bir yakın duvar modelidir. Eğer yakın duvar mesh değeri, laminer alt tabakayı (tipik olarak $y^+ \approx 1$) çözülebilecek kadar iyiye, iyileştirilmiş duvar yaklaşımı, geleneksel iki tabaka bölgesel modeli ile özdeş olacaktır. Yakın duvar mesh değerinin her yerde yeterince iyi olması şartı, çok fazla hesaplama yükü getirebilir [74]. Bu çalışmada iyileştirilmiş duvar yaklaşımı kullanılmıştır.

2.3.3.1.1. İyileştirilmiş Duvar Yaklaşımı İçin İki Tabaka Modeli

İki tabaka yaklaşımı iyileştirilmiş duvar yaklaşımının integral kısmıdır ve ε ve yakın

duvar hücrelerindeki türbülans viskoziteyi tanımlamak için kullanılır. Bu yaklaşımda bütün bölge viskozite etkileşimli bölge ve tam türbülanslı bölge olmak üzere ikiye ayrılır. İki bölgenin sınırlarının belirlenmesi duvar mesafesi tabanlı türbülans Reynolds Sayısı (Re_y) ile tanımlanır:

$$Re_y \equiv \frac{\rho y \sqrt{k}}{\mu} \quad (2.12)$$

y : hücre merkezlerinde normal doğrultudaki duvardan olan uzaklıktır.

Fluent programında “ y ” en yakın duvara olan mesafe olarak tanımlanır.

$$y \equiv \min_{r_m \in \Gamma_w} \min \|r - r_w\| \quad (2.13)$$

r : alan noktasındaki yer vektörü,, r_w : duvar sınırında yer vektörü, Γ_w : duvar sınırlarının birleşimidir. Bu yorum kompleks şekilli duvarların akış bölgelerindeki y 'nin basitçe açıklanmasına izin verir. y , kullanılan mesh yapısından bağımsızdır ve yapılanmamış meshlerde tanımlanabilir.

Tam türbülanslı bölgede ($Re_y > Re_y^*$; $Re_y^* = 200$) k - ϵ modelleri çalıştırılır.

Viskozite etkileşimli yakın duvar bölgesinde Wolfstein'in tek eşitlik modeli çalıştırılır.

Bu modelde türbülans viskozitesi aşağıdaki eşitlikten hesaplanır:

$$\mu_{t,2layer} = \rho C_\mu l_\mu \sqrt{k} \quad (2.14)$$

$$l_\mu = y c_l (1 - e^{-Re_y/A_\mu}) \quad (2.15)$$

Yukarda açıklanan türbülans viskozite için iki tabaka formülasyonu iyileştirilmiş duvar yaklaşımının bir parçası olarak kullanılır. Burada iki tabaka tanımlaması dış bölgede yüksek Reynolds sayısı μ_t tanımlaması ile birleştirilmiştir:

$$\mu_{t,enh} = \lambda_e \mu_t + (1 - \lambda_e) \mu_{t,2layer} \quad (2.16)$$

μ_t : yüksek reynolds sayısı tanımlaması, λ_e : karıştırma fonksiyonudur ve:

$$\lambda_\varepsilon = \frac{1}{2} \left[1 + \tanh \left(\frac{\text{Re}_y - \text{Re}_y^*}{A} \right) \right] \quad (2.17)$$

Burada A sabiti karıştırma fonksiyonunun genişliğidir. Genişliği ΔRe_y 'ye bağlı olarak tanımlarsak:

$$A = \frac{|\Delta \text{Re}_y|}{\tanh(0.98)} \quad (2.18)$$

ε alanı aşağıdaki eşitlikten hesaplanır:

$$e = \frac{k^{3/2}}{l_\varepsilon} \quad (2.19)$$

Burada l_ε :

$$l_\varepsilon = y c_l \left(1 - e^{-\text{Re}_y / A_\varepsilon} \right) \quad (2.20)$$

Eğer bütün bölge viskozite etkileşimli bölgede ise ($\text{Re}_y < 200$), ε transport denkleminin çözümlerinden elde edilemez. Bunun yerine denklem (2.20) elde edilir. ANSYS Fluent iç bölgede cebirsel tanımlı ε ve dış bölgede transport denklemlerinin çözümünden elde edilen ε arasında düzgün geçiş sağlamak için ε tanımlamasında μ_t ye benzer bir prosedür kullanır [74].

Eşitliklerdeki sabitler:

$$c_l = k C_\mu^{-3/4}, A_\mu = 70, A_\varepsilon = 2c_l \quad (2.21)$$

2.3.3.1.2. İyileştirilmiş Duvar Fonksiyonları

Yakın duvar bölgeleri boyunca uygulanabilirliği genişletilebilen bir metoda sahip olabilmek için duvar kuralını, bütün duvar bölgesi için tek bir duvar gibi formülize etmek gereklidir. Fluent bunu duvarın laminar ve türbülans kurallarını karıştırmak için aşağıda verilen fonksiyonu kullanarak elde eder:

$$u^+ = e^\Gamma u_{lam}^+ + e^{1/\Gamma} u_{urb}^+ \quad (2.22)$$

Burada karıştırma fonksiyonu:

$$\Gamma = -\frac{a(y^+)^4}{1+by^+} c = \exp\left(\frac{E}{E''} - 1.0\right) \quad (2.24)$$

$$a = 0.01c \quad (2.25)$$

$$b = \frac{5}{c} \quad (2.26)$$

Burada $E=9.793$ ve $E'' = E/f_r'$ 'dir. Burada f_r pürüzlülük fonksiyonudur.

Benzer şekilde, $\frac{du^+}{dy^+}$ değişkeni için genel eşitlik:

$$\frac{du^+}{dy^+} = e^{-\Gamma} \frac{du_{lam}^+}{dy^+} + e^{\frac{1}{\Gamma}} \frac{du_{urb}^+}{dy^+} \quad (2.27)$$

Bu yaklaşım tam türbülanslı kuralının kolaylıkla modifiye edilmesine ve basınç gradyanları veya değişken özelliklerin etkilerini de hesaba katmak için genişletilmesine izin verir. Bu formül ayrıca y^+ 'nın geniş ve küçük değerleri için doğru asimptotik davranışını verir ve y^+ 'nın duvar tampon bölgesinin içine düştüğü yerdeki hız profilinin mantıklı ifadesini verir ($3 < y^+ < 10$).

İyileştirilmiş duvar fonksiyonları iyileştirilmiş türbülans duvar kanununu laminer duvar kanunu ile pürüzsüzce karıştırarak geliştirilmiştir. Isı transferli ve basınç gradyanlı sıkıştırılabilir akış için duvarın iyileştirilmiş türbülans kanunu aşağıdaki gibidir.

$$\frac{du_{urb}^+}{dy^+} = \frac{1}{ky^+} \left[S' \left(1 - \beta u^+ - \gamma (u^+)^2 \right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.28)$$

Burada:

$$S' = \begin{cases} 1 + \alpha y^+, & \text{for } y^+ < y_s^+ \\ 1 + \alpha y_s^+, & \text{for } y^+ \geq y_s^+ \end{cases} \quad (2.29)$$

ve

$$\alpha \equiv \frac{v_\omega}{\tau_\omega u^*} \frac{dp}{dx} = \frac{\mu}{\rho^2 (u^*)^3} \frac{dp}{dx} \quad (2.30)$$

$$\beta \equiv \frac{\sigma_t q_\omega u^*}{c_p \tau_\omega T_\omega} = \frac{\sigma_t q_\omega}{\rho c_p u^* T_\omega} \quad (2.31)$$

$$\gamma \equiv \frac{\sigma_t (u^*)^2}{2c_p T_\omega} \quad (2.32)$$

Burada y_s^+ log-law eğiminin sabit kaldığı yerdir. İhmal ile $y_s^+=60$ 'dır. Eşitlik 3.41 deki α sabiti basınç gradyanlarının etkisini, β ve γ sabitleri ise termal etkileri gösterir. 3.41 eşitliği sıradan bir diferansiyel denklem olup, Fluent uygun bir analitik çözüm sağlayacaktır. Eğer α , β ve γ 0 a eşit olursa, analitik bir çözüm, duvarın klasik türbülans logaritmik kanununa işaret edecektir.

Duvarın laminer kanunu aşağıdaki ifadeden çıkarılır:

$$\frac{du_{lam}^+}{dy^+} = 1 + \alpha y^+ \quad (2.33)$$

Yukarıdaki ifade, laminer duvar kanunundaki ısı transferi ve sıkıştırılabilirliğe bağlı değişken özelliklerin etkileri ihmal edildiğinde, sadece α boyunca basınç gradyanlarının etkilerini içerir. Bu etkiler ihmal edilmiştir çünkü, duvara yakın oluştuklarından ikincil bir etkiye sahip oldukları düşünülmüştür. $S \equiv \sqrt{2\Omega_{ij}\Omega_{ij}}$ eşitliğinin integre edilmesi ile aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$u_{lam}^+ = y^+ \left(1 + \frac{\alpha}{2} y^+ \right) \quad (2.34)$$

İyileştirilmiş termal duvar fonksiyonları, u^+ profili için geliştirilen aynı yaklaşımı izler. Birleştirilmiş duvar termal formülasyonu laminer ve logaritmik profilleri karıştırarak aşağıdaki şekli alır

$$T^+ = e^\Gamma T_{lam}^+ + e^{\frac{1}{\Gamma}} T_{urb}^+ \quad (2.35)$$

Burada:

$$\Gamma = -\frac{\alpha(\text{Pr } y^+)^4}{1 + b \text{Pr}^3 y^+} \quad (2.36)$$

Burada Pr moleküler Prandtl sayısı, a ve b katsayıları eşitlik 3.38 ve 3.39 de izah edildiği gibidir. Yukardaki T^+ formülasyonundan farklı olarak, iyileştirilmiş termal duvar fonksiyonları standart termal duvar fonksiyonları ile aynı mantığı izler. Türbülans kinetik enerji için sınır şartı standart duvar fonksiyonu ile aynıdır. Fakat, türbülans kinetik enerji üretimi G_k duvarın iyileştirilmiş kanunu ile tutarlı biçimde, yakın duvar bölgesi boyunca geçerli bir formülasyon sağlayarak, hız bileşenlerini kullanarak hesaplanır [74].

2.4. ANSYS Fluent ile Radyasyon Isı Transferinin Modellenmesi:

Program bünyesinde bulunan radyasyon modelleri aşağıda sıralanmıştır:

- Rosseland
- P1
- Discrete Transfer (DTRM)
- Discrete ordinates (DO)
- Surface to surface (S2S) dir.

Rosseland modelinde kapalı bir hacim içerisinde doğal konveksiyon ile beraber ışınım modellenebilmektedir. Aynı zamanda optik kalınlıkla beraber akım fonksiyonları ve sıcaklık kontürleri de incelenebilmektedir. ($\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \text{K}^4)$ Stefan-Boltzmann sabiti, n kırılma indisi, E(T) sönümlenme katsayısı, T sıcaklık önemlidir) Çoğu geleneksel opaklaştırılmış iç dolgu malzemesi için kırılma indisi yaklaşık olarak '1' kabul edilmektedir. Rosseland modelinde bir duvar emisivitesi ayarlamak gerekmez. Diğer radyasyon modelleri için duvar emisivitesinin tanımlanması gerekir. Rosseland modeli radyasyon için ekstra taşıma denklemlerini çözmez; bunun yerine, enerji denklemindeki termal iletkenliği artırır. Işınıma katılmayan ortam kabulü kullanarak akış modelinde sadece yüzey ışınımı hesaba katılarak sonuçlar doğrulanabilir [78].

P1 radyasyon modeli ile elektrotlardan kaynaklı ışımanın doğru ve hızlı bir şekilde çözebildiğini göstermiştir. Bu sebeple ANSYS Fluent de elektrotlardan ve yanma reaksiyonlarından kaynaklı radyasyon modeli için, yanma odalarındaki sıcaklık dağılımlarını daha iyi belirleyebilmek için, yanma odası sıcaklığı yüksek seviyelerde olduğu için P1 radyasyon modeli kullanılır. P1 ışıınım modeli çok genel olan P-N modellerin en basitleştirilmiş halidir [79].

Discrete ordinates modeli, ışıınım transfer denklemi, süreklilik, momentum ve diğer denklemlerin çözüldüğü ve uzayda çözümlenmesini sağlayan bir ışıınım modelidir. Modelin en büyük avantajı gaz ışıınımlı da devreye sokarak su buharı nedeniyle karışımın ışıınımlı yuttuğu durumlarda iyi sonuç vermesidir. Discrete ordinates ışıınımlı olan transfer denklemini her biri kartezyen sistem takımına sabitlenmiş s vektör yönüyle ilişkili değişik sayıda farklı düzlem açılar için çözer. Bu metotta ışıın izleme gerçekleşmez. ışıın izlemeyle çözüm DTRM radyasyon modelinde mevcuttur

DTRM radyasyon modelinde prosedür Rosseland modeli ile aynıdır. Rosseland ve P-1 modelleri tarafından tahmin edilen değerlerden önemli ölçüde daha düşüktür [80].

Surface To Surface (S2S) modelinin temelini Işın Takibi Yöntemi ve Hemi-Cube metodu oluşturmaktadır. Yüzey ışıınımlı modelenmesinde görme faktörlerinin belirlenmesi için kullanılan iki temel yöntemden biri olan Işın Takibi Yöntemi, Glass (1995) tarafından bir kütüphane geliştirilmiştir. Geliştirilen kütüphane, hafıza ve CPU (işlemci) gereksinimi açısından optimize edilmiştir. Çünkü uzunca bir süre sayısal çalışmalara ışıınımlı hesaba katılmaması en önemli sebebi, bilgisayar teknolojisinin CPU ve hafıza konusu olmuştur. Diğer bir yöntem olan Hemi-Cube metodu ise Cohen ve Greenberg (1985) tarafından incelenmiştir. Glass, Cohen ve Greenberg tarafından yapılan bu çalışmalarda sıkça kullanılan ANSYS Fluent ticari yazılımının S2S modelinin temelini oluşturmaktadır. En basit ışıınım Modeli olarak kabul edilen S2S, yani sadece yüzeylere gelen ve giden ışıınım akılarını hesaplayan hücreler arası ışıınımlı dayalı bir ışıınım modeli için dahi N hücreli bir çözüm ağında $\frac{N(N-1)}{2}$ kez görme faktörleri hesaplanmalıdır ve hafızada tutulmalıdır [81].

S2S radyasyon modeli, gri dağınık yüzeylerin muhafazasında radyasyon değişimini hesaba katmak için kullanılır. İki yüzey arasındaki enerji değişimi: kısmen boyutlarına,

ayrılma mesafesine ve yönüne bağlıdır. Bu parametreler “görünüm faktörü” olarak adlandırılan geometrik bir işlev tarafından hesaplanır.S2S modeli, tüm yüzeylerin gri ve dağınık olduğunu varsayar.Böylece griye göre modelde, yüzeyde belirli miktarda radyasyon meydana geldiğinde yansıyan bir bölümü emilir ve bir bölümü iletir.Ana varsayım da S2S modelinde, ortam tarafından radyasyonun emilmesi, yayılması veya saçılması göz ardı edilebilir.Bu nedenle, “Yüzeyden yüzeye” radyasyon, sadece analiz için dikkate alınmalıdır.Çoğu uygulama için söz konusu yüzeyler termal radyasyona opaktır (kızılötesi spektrum), böylece yüzeyler opak olarak kabul edilebilir. Gri, dağınık ve opak yüzeyler için, emisivitenin emiciliğe eşit olduğunu ve yansıtma gücünün 1 eksi emisiviteye eşit olduğunu varsaymak için geçerlidir. S2S modeli kullanıldığında, “kısmi muhafaza” tanımlamanız da mümkündür.Bu, ihmal edilebilir emisyon / absorpsiyon veya eşit sıcaklıkta olan duvarlar için görünüm faktörü hesaplamasını devre dışı bırakmanızı sağlar.Bu seçeneğin ana avantajı, görüntü faktörü hesaplamasını ve radyoaktif hesaplamayı hızlandırmaktır [82].

2.4.1. S2S Radyasyon Modeli Teorisi

S2S modeli, gri-dağınık yüzeylerin bir muhafazasında radyasyon değişimini hesaba katmak için kullanılabilir.İki yüzey arasındaki enerji değişimi, büyüklüklerine, ayrılma mesafelerine ve yönüne bağlıdır. Bu parametreler "görünüm faktörü" olarak adlandırılan geometrik bir fonksiyon tarafından muhasebeleştirilir.S2S modelinin ana varsayımı, radyasyonun emilmesi, yayılması veya saçılması göz ardı edilebilir. Bu nedenle, analiz için sadece “yüzeyden yüzeye” radyasyonun dikkate alınması gerekir [82].

2.4.1.1.Gri-Diffüz Radyasyon

ANSYS Fluent'in S2S radyasyon modeli, yüzeylerin gri ve dağınık olduğunu varsayar.Gri bir yüzeyin emisivitesi ve emiciliği dalgaboyundan bağımsızdır.Ayrıca, Kirchoff yasası tarafından emisivite emiciliğe eşittir ($\epsilon=\alpha$) [83]. Dağınık bir yüzey için yansıtıcılık, giden (veya gelen) yönlerden bağımsızdır.Gri dağınık model, ANSYS Fluent'te kullanılan modeldir.Ayrıca, daha önce de belirtildiği gibi, ilgilenilen uygulamalar için, yüzeyler arasındaki ışınma enerjisi değişimi, onları ayıran ortamdan neredeyse etkilenmez.Dolayısıyla, gri-vücut modeline göre, bir yüzeye belli bir

miktarda radyan enerji (E) gelirse, bir bölüm (ρE) yansıtılır, bir bölüm (αE) emilir ve bir bölüm (τE) iletilir. Çoğu uygulama için söz konusu yüzeyler termal radyasyona (kızılötesi spektrumda) opak olduğundan, yüzeyler opak olarak kabul edilebilir. Bu nedenle, transmisivite ihmal edilebilir. Enerjinin korunmasından itibaren, $\alpha + \rho = 1$ olduğundan, $\alpha = \varepsilon$ (emisivite) ve $\rho = 1 - \varepsilon$ dir.

2.4.1.2. S2S Model Denklemleri

Belirli bir yüzeyden çıkan enerji akışı doğrudan yayılan ve yansıyan enerjiden oluşur. Yansıyan enerji akışı, çevreden gelen enerji akısına bağlıdır ve daha sonra diğer tüm yüzeyleri terk eden enerji akışı açısından ifade edilebilir. Yüzeyden yansıyan enerji k ;

$$q_{out,k} = \varepsilon_k \sigma T_k^4 + \rho_k \quad (2.37)$$

$q_{out,k}$ yüzeyden çıkan enerji akısı, ε_k emisivitedir, σ Boltzmann sabitidir ve $q_{in,k}$ çevreden gelen yüzeydeki enerji akısıdır.

Bir başka yüzeyden bir yüzey üzerine gelen enerji miktarı, yüzeyden yüzeye "görüntü faktörü" F_{jk} dir. Görünüm faktörü F_{jk} , j yüzeyinde meydana gelen k enerji bırakma yüzeyinin bir bölümüdür. Gelen enerji akısı $q_{in,k}$ diğer tüm yüzeyleri olarak bırakan enerji akısı açısından ifade edilebilir.

$$A_k q_{in,k} = \sum_{j=1}^N A_j q_{out,j} F_{jk} \quad (2.38)$$

Burada A_k ; yüzey alanı, k ve F_{jk} ; k ve j yüzey arasındaki görünüm faktörü, N yüzeyler için görüş faktörü karşılıklı ilişkisini kullanarak verir

$$A_j F_{jk} = A_k F_{kj} \quad \text{için } j = 1, 2, 3, \dots, N \quad (2.39)$$

Böylece,

$$q_{in,k} = \sum_{j=1}^N F_{kj} q_{jout,j} \quad (2.40)$$

olur. Dolayısıyla,

$$q_{out,k} = \varepsilon_k \sigma T_k^4 + \rho_k \sum_{j=1}^N F_{kj} q_{jout,j} \quad (2.41)$$

olarak yazılabilir.

$$J_k = E_k + \rho_k \sum_{j=1}^N F_{kj} J_j \quad (2.42)$$

Burada J_k ; k yüzeyinden verilen (veya radyasyon) enerjisi, E_k ; k yüzeyinin emisivite gücünü temsil eder. Bu, matris formuna yeniden dönüşebilen N denklemlerini temsil eder.

$$K \cdot J = E \quad (2.43)$$

şeklinde olabilir. $K = N \times N$ matris, $J =$ ışınlım (radiosity) vektörü, $E =$ radyasyon (emisivite) güç vektörüdür. Denklem 2-43 radiosity matris denklemi olarak da adlandırılır. İki sonlu yüzeyler arasındaki görünüm faktörü i ve j tarafından verilir

$$F_{ij} = \frac{1}{A} \int_{A_i} \int_{A_j} \frac{\cos \theta_i \cos \theta_j}{\pi r^2} \delta_{ij} d A_i d A_j \quad (2.44)$$

δ_{ij} ; $d A_i$ dan $d A_j$ nin görünürlüğü tarafından belirlenir

$\delta_{ij} = 1$ ise görünürdür diğer durumda 0 dır [82].

2.4.1.2.1. Kümeleme

Çok sayıda yayılan yüzey olduğunda S2S radyasyon modeli hesaplama açısından çok pahalıdır. Hesaplama süresinin yanı sıra depolama gereksinimini azaltmak için, yüzey "kümeler" oluşturularak yayılan yüzeylerin sayısı azalır. Yüzey kümeleri, bir yüzden başlayarak ve komşularını belirli bir yüz sayısına kadar ekleyerek yapılır. Yüzey kümesi

başına toplanır. Daha hızlı olan ve uyumlu olmayan arayüzleri, asılı düğümleri veya ızgara adaptasyonunu destekleyen yüzey kümelerinin oluşturulması için yeni bir algoritma uygulanmıştır. Artık varsayılan bu algoritmadır. Eski algoritmayı kullanıldığında TUI komutu kullanabilir, ancak adaptasyon ve uyumlu olmayan arayüzler desteklenmeyecektir. Radyasyon, J , yüzey kümeleri için hesaplanır. Bu değerler daha sonra duvar sıcaklıklarını hesaplamak için kümelerdeki yüzlere dağıtılır. Radyasyon kaynağı terimleri son derece doğrusal olmadığından, yüzey kümelerinin ortalama sıcaklığını hesaplamak için dikkatli olunmalıdır, akı ve kaynak terimlerini kümeleri oluşturan yüzler arasında uygun şekilde dağıtılmalıdır. Yüzey kümesi sıcaklığı, aşağıdaki denklemde gösterildiği gibi ortalama alan ortalaması ile elde edilir:

$$T_{sc} = \left(\frac{\sum f A_f T_f^4}{\sum A_f} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (2.45)$$

Yüzey kümesinin sıcaklığı T_f ; f yüzünün alanı ve sıcaklığı. Toplama, bir yüzey kümesinin tüm yüzleri üzerinde taşınır [84].

2.4.1.2.2. Düzgünleştirme

Karşılıklılık ilişkisini ve korumayı zorlamak için görüş faktörü matrisi üzerinde düzeltme yapılabilir. Karşılıklı ilişki ile temsil edilir

$$A_i F_{ij} = A_j F_{ji} \quad (2.46)$$

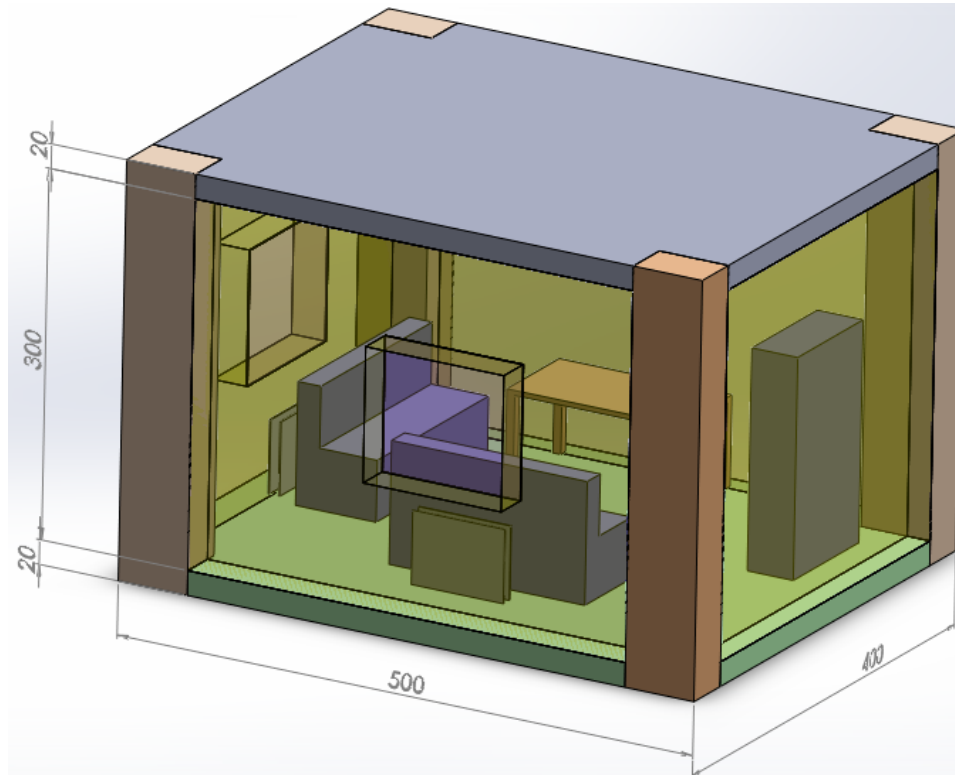
A_i ; i yüzeyinin alanı, F_{ij} ; i ve j yüzeyleri arasındaki görüş faktörü, A_j ; j yüzeyinin alanı, F_{ji} ; j ve i yüzeyleri arasındaki görüş faktörüdür. Karşılıklılık ilişkisi uygulandıktan sonra, korumanın tatmin edildiğinden emin olmak için en az kareler düzgünleştirme yöntemi [84] kullanılabilir.

$$\sum F_{ij} = 1.0 \quad (2-47)$$

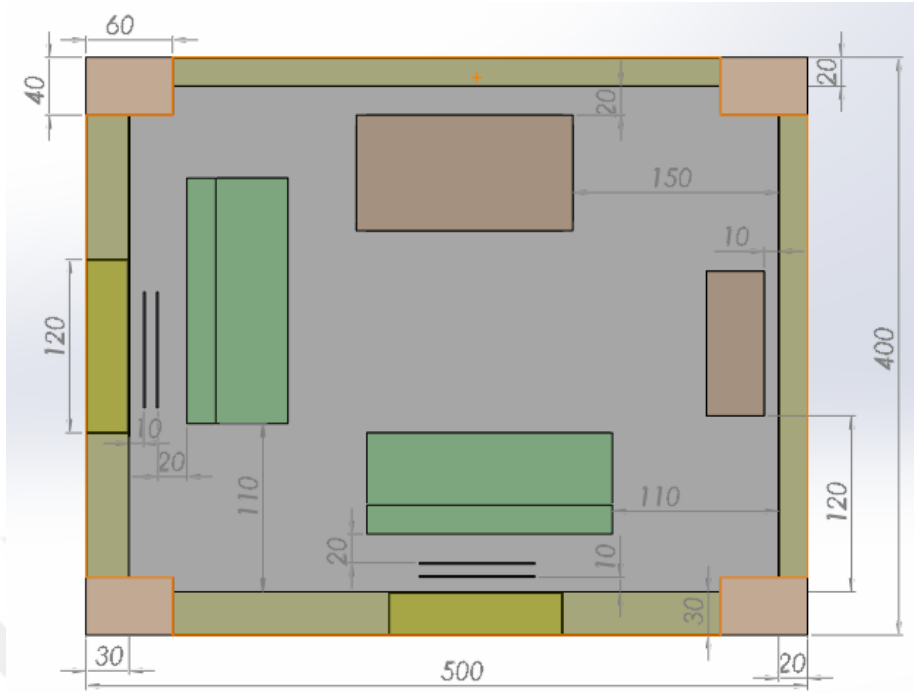
2.5. Sayısal Prosedür

2.5.1. Sayısal Model Oluşturma

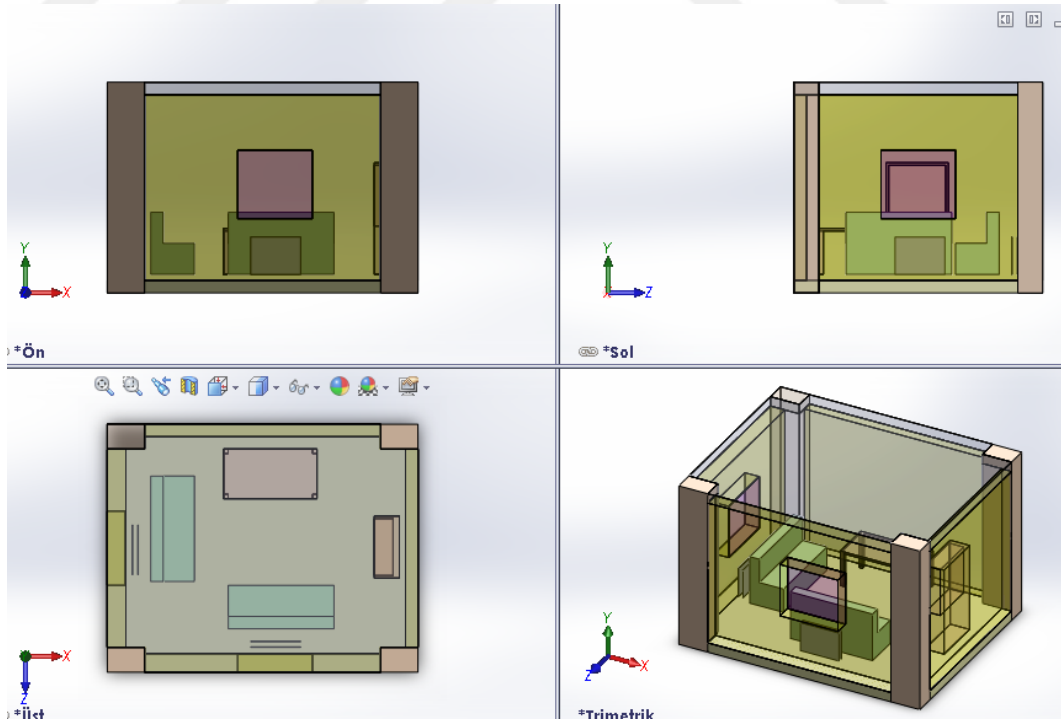
Bu çalışmada aynı oda için iki farklı ısıtma sistemi termal performans ve termal konfor açısından mukayese edilmiştir. Bu sebeple sayısal analizler için iki ayrı oda modeli oluşturulmuştur. Model-1 de oda pencereler altına yerleştirilen ikişer radyotör ile ısıtılmıştır. Model-2 de ise aynı oda, dört köşede bulunan kolonların ortasına yerleştirilen borular içinden geçen sıcak su ile ısıtılmıştır. Çalışmada kullanılan oda çizimleri, 3 boyutlu CAD tasarım yazılımı olan SolidWorks 2013 kullanılarak çizilmiştir. Aşağıdaki şekillerde 400x500x300 cm boyutlarında çok katlı bir binanın bir odasının 3 boyutlu çizimleri görülmektedir. Odanın pencereyi iki duvarı atmosfere açık dış duvar alınırken, diğer iki duvar ise komşu odaları birbirinden ayıran iç duvar olarak düşünülmüştür. Şekillerde görüldüğü gibi oda içerisinde iki kanepe, bir masa ve bir dolabın var olduğu kabul edilmiştir. İki farklı konumdaki radyatörler tarafından ısıtılan (Model-1) oda Şekil 2.1’de perspektif olarak görülmektedir. Aynı oda için ayrıntılı görünüm Şekil 2.2 ve 2.3 de verilmiştir. Şekillerde tüm boyutlar ve yerleşim yerleri görülmektedir.



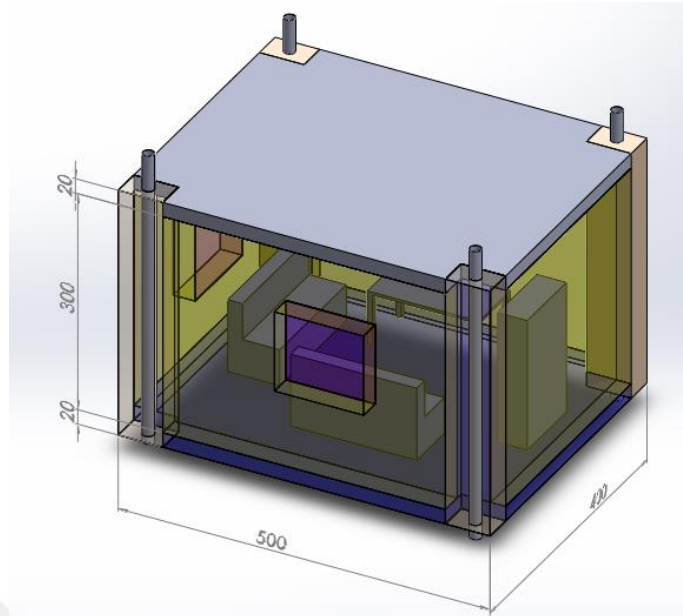
Şekil 2.1 Radyatörle ısıtılan odanın CAD Modeli (Model-1)



Şekil 2.2 Radyatörle ısıtılan odanın üstten görünüşü

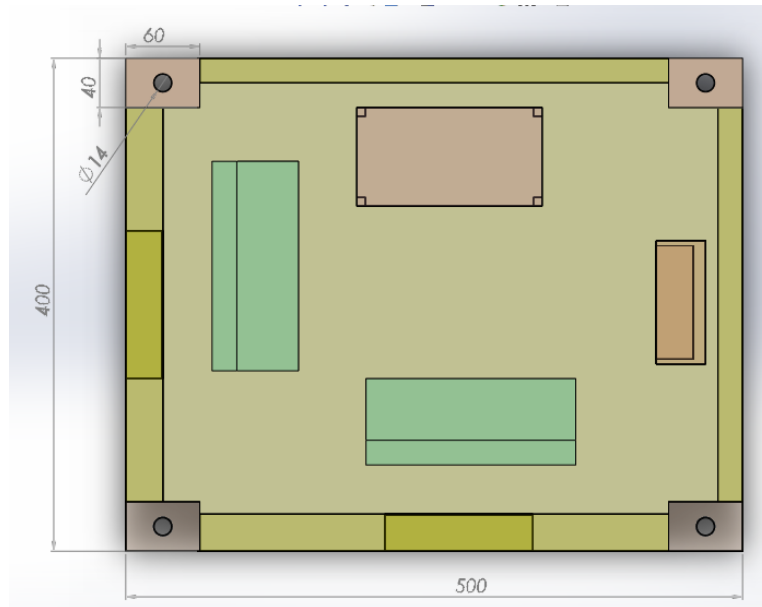


Şekil 2.3 Radyatörle ısıtılan odanın farklı düzlemlerden görünüşü

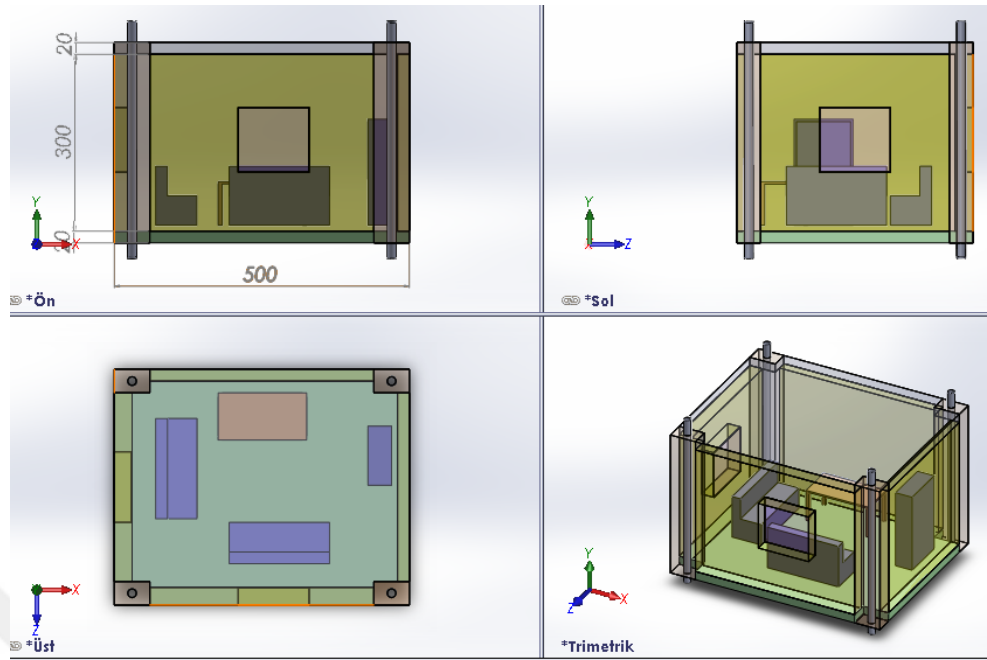


Şekil 2.4. Kolonla ısıtılan odanın CAD Modeli (Model-2)

Şekil 2.4’de ise kolonlar ile ısıtılan oturma odasının ölçülü 3 boyutlu çizimi verilmiştir (Model-2). Bu odanın 4 köşesindeki kolonların içerisine 15 cm dış çapa ve 14 cm iç çapında çelik borular yerleştirilerek ısıtma sağlanmıştır. Aynı oda için ayrıntılı görünüm Şekil 2.5 ve 2.6 de verilmiştir. Eşyaların pozisyonları radyatörlü sistem ile aynı alınmıştır.

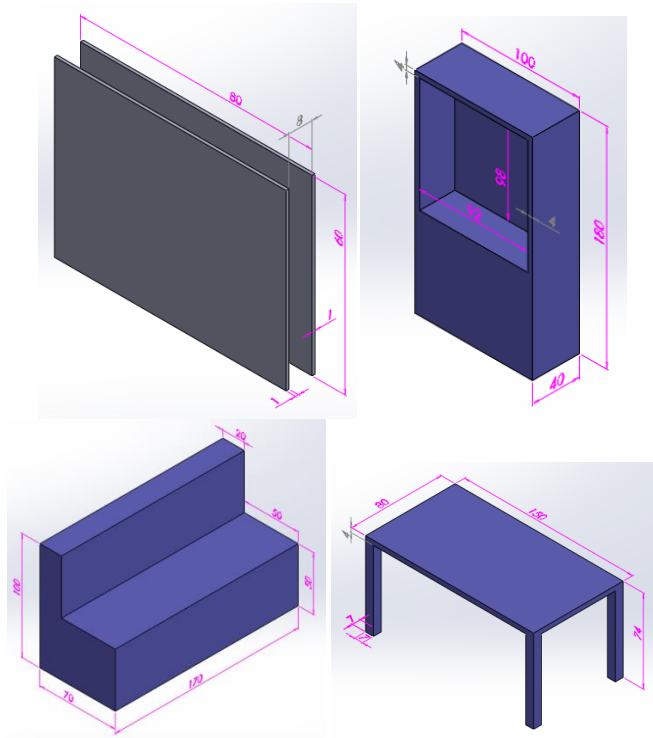


Şekil 2.5. Kolonla ısıtılan odanın üstten görünüşü



Şekil 2.6. Kolonla ısıtılan odanın farklı düzlemlerden görünüşü

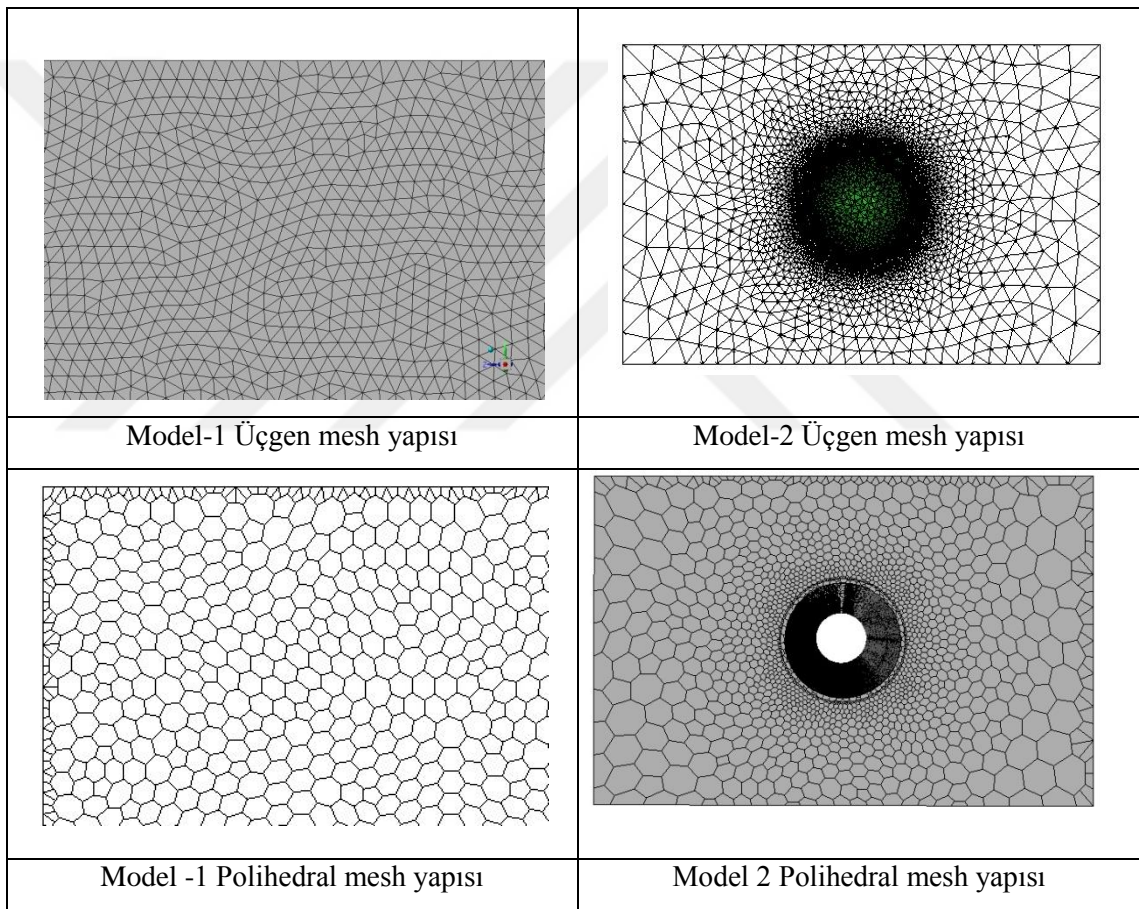
Sayısal analizde odanın içindeki eşyaları ve radyatörü temsil etmesi için yine Solidworks çizim program kullanılarak oluşturulmuştur (Şekil2.7). Bu elemanlar 3 boyutlu çizime montajlanmıştır. Şekil 2.7 de görülen elemanlar taban yüzeyinde 10 cm yükseğe yerleştirilmiştir.



Şekil 2.7. Oda içerisindeki eşyaların ve radyatörün boyutları

2.5.2. Mesh yapısı

SolidWorks 2013 ile çizilen modeller ANSYS Workbench Design Modeler programına aktarılmıştır. Çözüm için gerekli ağ (mesh) yapısı ise ANSYS Workbench Mesh programı ile oluşturulmuştur. Öncelikle hassas bölgelere; radyator, masa, kanape, kitaplık, boru ve kolonlar arasındaki havalara mesh atılmıştır. Model oldukça küçük parçalara ayrılarak kaliteli bir mesh elde edilmeye çalışılmıştır.



Şekil 2.8. Modellerin üçgen ve polyhedral mesh yapılarından görüntüler.

Başlangıçta üçgen mesh yapısı tercih edilmiştir. Daha sonra bu yapı program bünyesinde bulunan bir fonksiyon ile polyhedral meshe dönüştürülmüştür. Burada amaç hem eleman sayısını azaltmak hemde doğru çözüme daha kısa sürede ulaşmaktır. Daha önce yapılan çalışmada çalışılan problem için en uygun mesh yapısı, türbülans modeli ve duvar fonksiyonu tespit edilmiştir [83]. Uygulanan mesh yapılarından görünüm Şekil 2.8 de

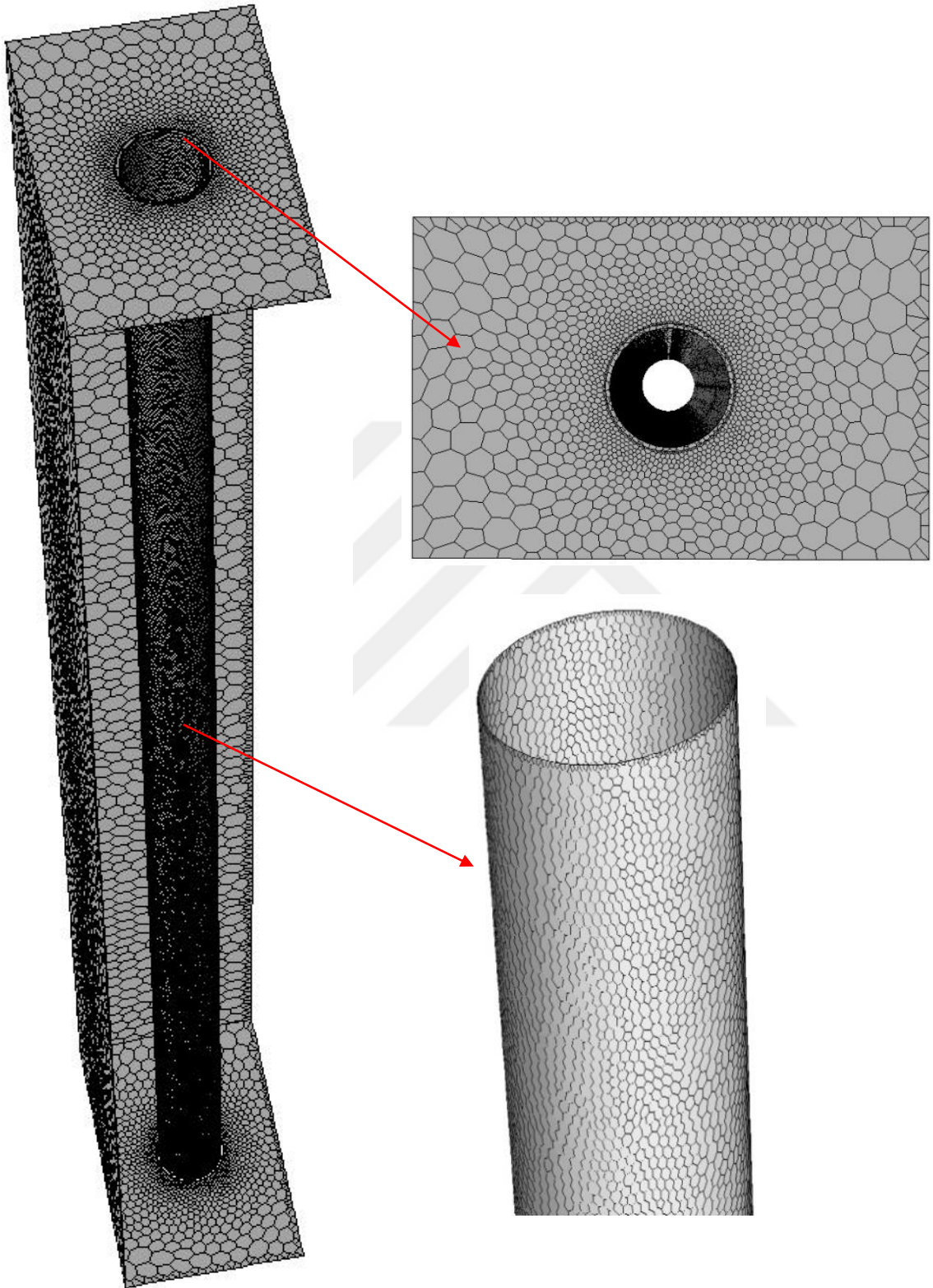
Model-1 için radyatör yüzeyinde ve Model-2 için boru çevresinde verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi ısı üreten radyatör ve boru yüzeyinde daha sık (minimum 2 mm lik) mesh yapısı sağlanmıştır. Bu yüzeylerden uzaklaştıkça 4 cm boyutlu mesh yapısına ulaşılması hedeflenmiştir. Mesh adedi çalışılan bilgisayarın RAM hafızası ile yakından ilgilidir. Hesaplanın yapılacağı iş istasyonunun 64 GB lık RAM kapasitesine göre maksimum sayıda grid ve eleman oluşturulmuştur.

Polyhedral mesh ile grid sayısı çok değişmez iken eleman sayısı epey azalmaktadır. Bu noktada mevcut bilgisayarın maksimum kapasitesi dikkate alındığı için mesh bağımsızlığı analizi yapılamamıştır. Bununla birlikte daha önceki çalışmalardan gelen tecrübe ile mevcut mesh sayısının yeterli olduğu düşünülmüştür [72].

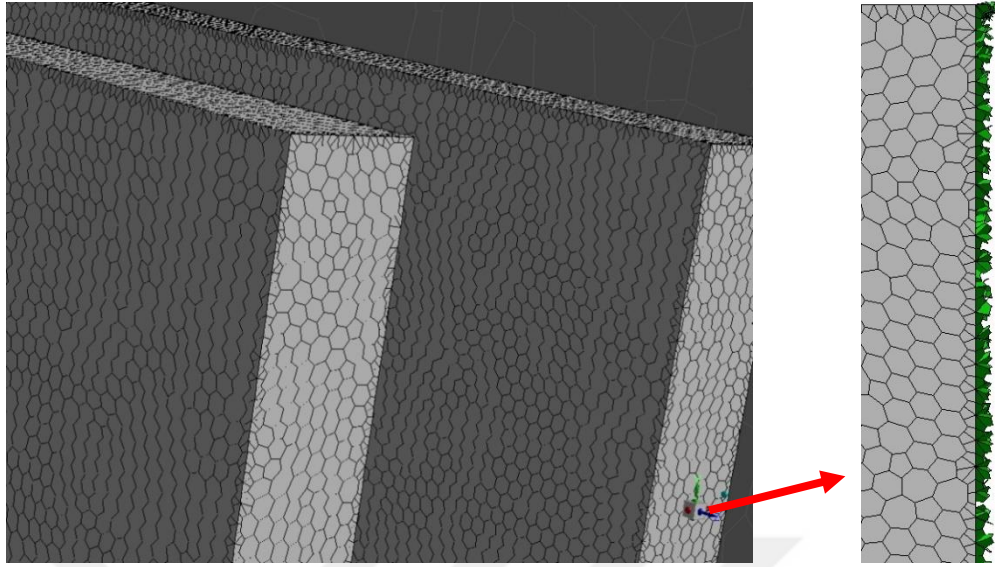
Tablo 2.1 de ise oluşturulan mesh yapılarının sayısal özeti sunulmuştur. Bu mesh yapılarında elde edilen mesh kalitesi değerleri de her bir mesh için bu tabloda verilmiştir. Görüldüğü gibi polihedral mesh yapısı ile mesh kalitesi de artmaktadır (Mesh kalitesi değerlendirilirken Mesh Maximum Aspect Ratio değerinin 1 e yakın olması istenir.)

Tablo.2.1. Farklı eleman sayıları ile oluşturulan mesh yapıları ve elde edilen mesh kalitesi.

	Model-1		Model-2	
Mesh eleman sayısı	33.101.551 tetrahedral	6.557.265 polyhedral	84.646.175 tetrahedral	6.131.383 polyhedral
Mesh Min OrthogonalQuality	0.129038	0.12038	0.1527	0.1589
MeshMaximum Aspect Ratio	1,4259	1,3823	2,0756	1,5128



Şekil 2.9 ANSYS Workbench Mesh programında oluşturulan mesh yapısından görünüm
(Model-2)

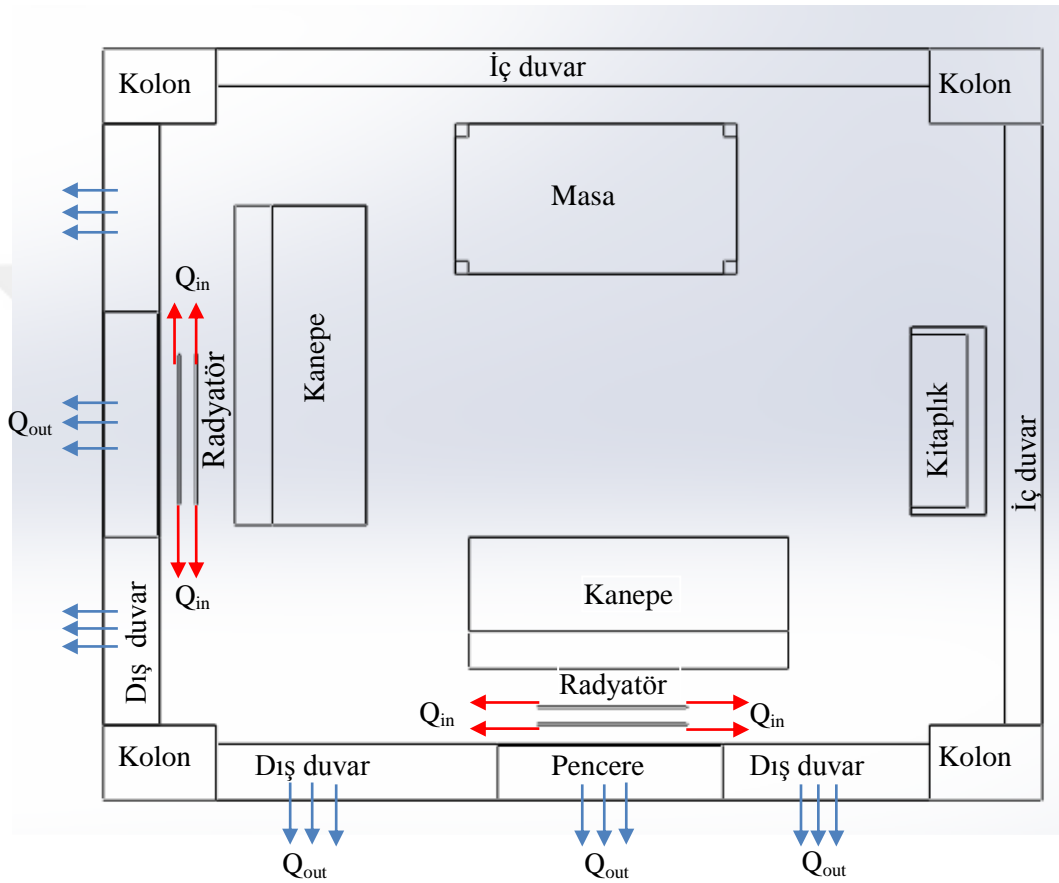


Şekil 2.10. ANSYS Fluent programında kullanılan mesh yapısından görünümler (Model-1).

2.5.3. Başlangıç ve Sınır Şartlarının Tanımlanması

Radyatörle ısıtma (Model-1) ve kolon ile ısıtma (Model-2) için düzenlenmiş sınır şartları sırasıyla Şekil 2.11 ve Şekil 2.12 de görülmektedir. Her iki modelde de pencerenin konumlandırıldığı duvarlar dış duvar olarak belirlenmiştir. Kalan iki iç duvar ise kendisi ile aynı sıcaklıkta olan komşu odalar ile ortak duvarlardır. Model-1’de ısı kaynağı radyatörlerdir. Radyatörler arasında hava akacak şekilde tasarlanmış paralel iki levhadan oluşmaktadır. Radyatörler duvardan 10 cm uzaklıkta olacak şekilde yerleştirilmiştir. Oda içerisinde radyatörlerin önüne kanepeler konumlandırılmıştır. Ayrıca bir masa ve birde kitaplık yerleştirilmiştir. Hesaplamalarda, iç duvarlardan komşu odalara, kolonların dış yüzeylerinden atmosfer ortamına, tabandan alt odaya ve tavadan üst odaya ısı transferi olmadığı (heat flux=0) kabul edilmiştir. Atmosfere olan ısı kaçağının yalnızca camlar ile dış duvarlardan gerçekleştiği kabul edilmiştir. ANSYS Fluentte gerçekleştirilen hesaplamalarda cam ve dış duvarlardan ısı kaçağının $h=8 \text{ W/m}^2\text{K}$ ısı transfer katsayısı ile zorlanmış taşınım ısı transferi olarak tanımlanmıştır. Atmosfer sıcaklığı zamana bağlı olarak profil dosyası olarak girilmiştir. Zamana bağlı hesaplamalar için tüm sistemin (kolonlar, duvarlar, eşyalar ve hava) ilk sıcaklığının ($t=0$ s de) $T_0=274 \text{ K}$ olarak alınmıştır. Model-1 ile radyatör yüzeylerinde 335 K değerinde sabit sıcaklık sınır şartı tanımlanmıştır. Radyatörün sıcak yüzeyinden salınan ısı, taşınım

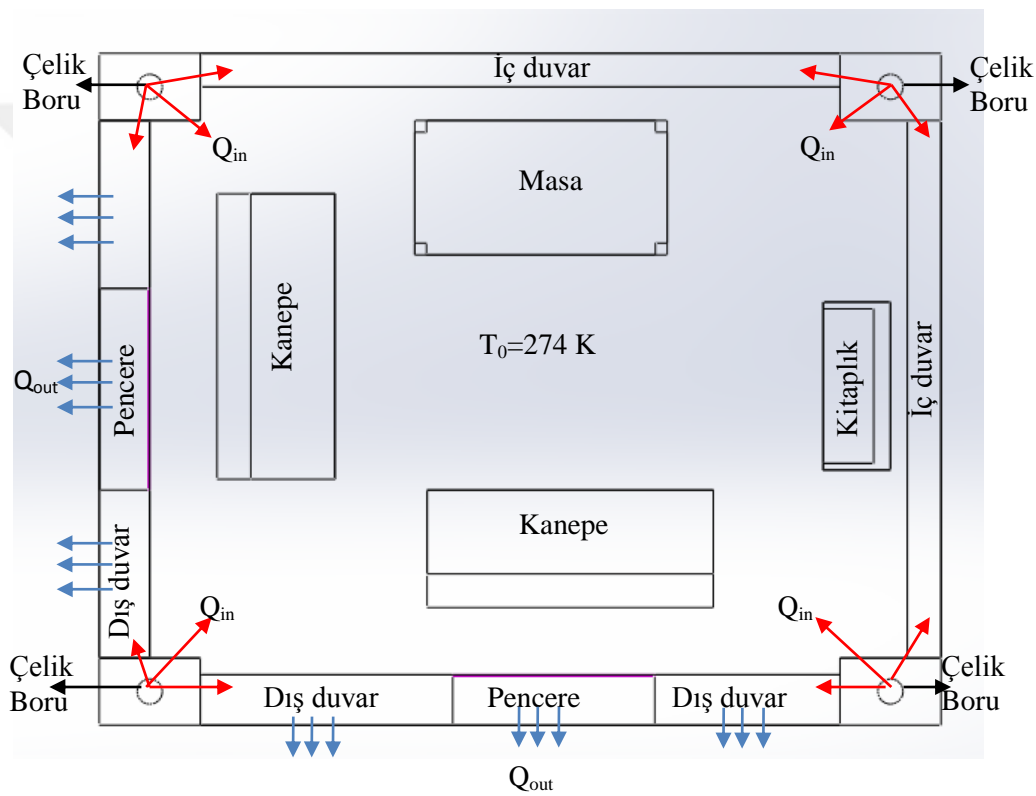
ile ortam havasına ve radyasyon ile diğer katı yüzeylerine transfer olmaktadır. Tüm hesaplamalarda katı yüzeyler arasındaki radyasyonla ısı transferi S2S modeliyle tanımlanmıştır. Bu yüzeylerin birbirine göre görme ihtimallerini tanımlayan şekil faktörleri ANSYS Fluent içerisinde hesaplatılmıştır.



Şekil 2.11. Radyatörle ısıtma modelinin şematik gösterimi (Model-1)

Model 2 de, oda içerisindeki eşyalar bir önceki model ile aynıdır sadece radyatör yerleştirilmemiştir (Şekil 2.12). Odanın köşelerinde bulunan 4 adet kolonun tam ortasına 14 cm dış çapında 1 cm et kalınlığında çelik borular yerleştirilmiştir. Boruların içinden sıcak su akmaktadır. Sıcak su ısısını önce çelik boruya arkasından beton kolona aktarmaktadır. Kolonların oda ortamı ile temas eden yüzeyleri ısıyı konveksiyonla oda havasına radyasyon ile de diğer katı yüzeylere aktarmaktadır. Kolonun iç ve dış duvar ile temas eden yüzeylerinde iletim ile ısı transferi gerçekleşmektedir. Kolonun dış ortam ile temas eden yüzeyleri yalıtılmış olup ısı transferi yoktur. ANSYS Fluentte boruların alt girişleri *velocity inlet* olarak tanımlanmıştır. Su akış hızı 5 m/s, su giriş sıcaklığı ise

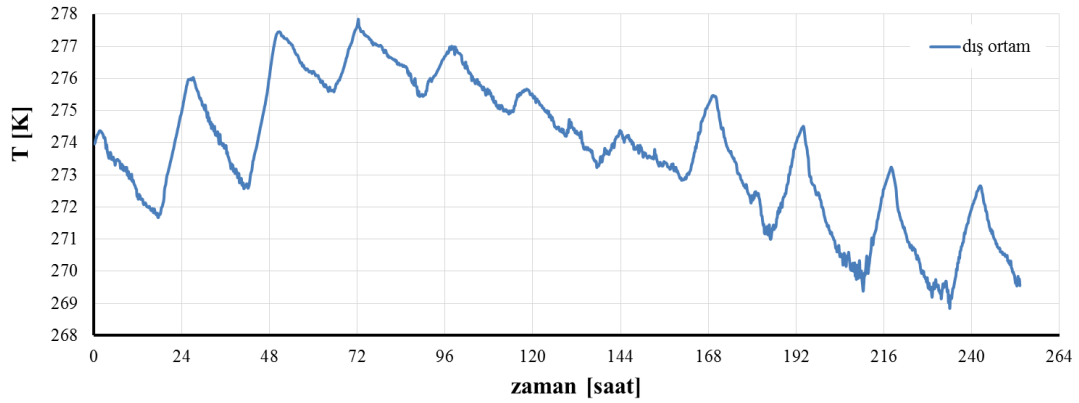
335 K seçilmiştir. Boruların üst çıkışları ise *pressure outlet* olarak tanımlanmıştır. Dış duvarlar ve camlar Model-1 ile aynı biçimde $h=8W/m^2K$ ısı transfer katsayısı ile zorlanmış taşınım sınır şartında tanımlanmış, dış ortam sıcaklığında aynı şekilde zamana bağlı profil dosyası olarak girilmiştir. Her iki model için yapılan hesaplamalarda 7 günlük sürekli ısıtma sonrasında ısı kaynakları kapatılmıştır. Bu amaçla radyatör yüzeyleri ve boruların iç yüzeylerinde $heat\ flux=0$ sınır şartı olarak girilmiştir. Bu şekilde 7 gün sürekli olarak oda içinden atmosphere olan ısı kaçağı takip edilmiştir.



Şekil 2.12. Kolonla ısıtma modelinin şematik gösterimi (Model-2).

Dış ortam sıcaklığı Kayseri ili için kış mevsiminde zamana bağlı deneysel olarak kaydedilmiş sıcaklık verileri profil dosyası olarak programa aktarılmıştır. Programa aktarılan dış ortam sıcaklığının zamana bağlı değişimi Şekil 2.13 de verilmiştir.

Zamana bağlı analizlere ilave olarak sürekli ısıtma durumunda ulaşılabilecek limit değerleri belirlemek amacıyla kararlı hal içinde (steady state case) analizler yapılmıştır. Bu analizlerde dış ortam sıcaklığı 273 K olarak sabit alınmıştır. Elde edilen limit değerler Ek-3 de sunulmuştur.



Şekil 2.13. Sayısal analizde kullanılan dış ortam sıcaklığının zamana bağlı değişimi

Sayısal analiz için gerekli olan yapı malzemelerinin termo fiziksel özellik değerleri sabit olup Tablo 2.2’de verilmiştir.

Tablo 2.2.Yapı malzemelerinin termofiziksel özellikleri [70,71,84]

Yapı malzemeleri	Yoğunluk (ρ) Kg/m ³	Özgül ısı (Cp) J/kgK	Isı iletim katsayısı(k) W/mK	Emissivity (ϵ)
Cam (düz cam)	375	970	0.23	0.95
İç duvar	1080	933	0.51	0.89
Dış duvar	928.67	995.3	0.4658	0.89
Kanepe	70	1215.5	0.077	0.82
Masa	243	1255	0.16	0.82
Kitaplık	100	1255	0.16	0.82
Kolon	2400	960	2.1	0.91
Tavan	2300	880	1.4	0.91
Taban	2300	880	1.4	0.91
Çelik Boru	7833	465	54	0.87

Hesaplamalarda iç ve dış duvar gerçekte olduğu gibi dış sıva+strafor+tuğla+iç sıva şeklinde sandeviç yapı olarak alınmamıştır. Hesaplama basitliği için duvarlar tek katman olarak kabul edilmiştir. Tek katman duvarın termofiziksel özellikleri hacim oranlarına bağlı olarak bir karışım mantığı ile hesaplanmıştır. İç duvar için toplam termofiziksel özellik değerleri bileşen kalınlığına bağlı olarak aşağıdaki biçimde hesaplanmış ve Tablo 2.2'ye aktarılmıştır.

İÇ DUVAR		İç sıva	Tuğla	İç sıva
k[W/mK]		0.87	0.46	0.46
ρ [kg/m ³]		1800	1000	1800
Cp[J/KgK]		1050	920	1050
L [m]		0.01	0.20	0.01

Şekil.2.14. İç duvar bileşenleri

$$k = \frac{0,46 \cdot 0,18 + 0,87 \cdot 0,02}{0,2} = 0,55 \quad \left(\frac{W}{mK}\right)$$

$$\rho = \frac{1000 \cdot 0,18 + 1800 \cdot 0,02}{0,2} = 1080 \quad \left(\frac{kg}{m^3}\right)$$

$$C_p = \frac{920 \cdot 0,18 + 1050 \cdot 0,02}{0,2} = 933 \quad \left(\frac{J}{kgK}\right)$$

Dış duvar için toplam termofiziksel özellik değerleri bileşen kalınlığına bağlı olarak aşağıdaki biçimde hesaplanmış ve Tablo 2.2ye aktarılmıştır.

DIŞ DUVAR		İç sıva	Tuğla	Yalıtım (Strafor)	Dış sıva
k[W/mK]		0.87	0.46	0.039	0.46
ρ [kg/m ³]		1800	1000	10	2100
Cp[J/KgK]		1050	920	1210	1050
L [m]		0.02	0.20	0.06	0.02

Şekil.2.15. Dış duvar bileşenleri

$$k = \frac{0,02 \cdot 0,87 + 0,2 \cdot 0,46 + 0,06 \cdot 0,039 + 0,02 \cdot 0,46}{0,3} = 0,4658 \quad \left(\frac{W}{mK}\right)$$

$$\rho = \frac{0,02 \cdot 1800 + 0,2 \cdot 1000 + 0,06 \cdot 10 + 0,02 \cdot 2100}{0,3} = 928,67 \quad \left(\frac{kg}{m^3}\right)$$

$$C_p = \frac{0,02 \cdot 1050 + 0,2 \cdot 920 + 0,06 \cdot 1210 + 0,02 \cdot 1050}{0,3} = 995,3 \quad \left(\frac{J}{kgK}\right)$$

Oda içerisindeki hava sıkıştırılmaz ideal gaz kabul edilmiştir. Havanın termofiziksel özellikleri sıcaklığa bağlı polinom olarak tanımlanmış ve polinom sabitleri Tablo 2.3 de verilmiştir. Kolon içerinden geçen sıcak suyun termofiziksel özellikleri Tablo 2.4 de verilmiştir.

Tablo.2.3 Havanın sıcaklığa bağlı termofiziksel özellikleri

Hava için k, Cp and μ polinom sabitleri.					
	A	B	C	D	E
k [W/mK]	2.064614E-03	8.731414E-05	-2.641003E-08	4.008917E-12	0
C _p [J/kgK]	1,03E+03	-2.989620E-01	8.350206 E-04	-5.536863E-07	1.239482E-10
* μ [Kg/ms]	1.660072E-06	6.693351E-08	-4.120350E-11	1.728613E-14	-2.921590E-18

$$*\mu(T) = A + BT + CT^2 + DT^3 + ET^4$$

Tablo.2.4 Su termofiziksel özellikleri

Su termofiziksel özellikleri			
SU (H ₂ O)	Yoğunluk (ρ) [Kg/m ³]	Özgül ısı (C _p) [J/kgK]	Isı iletim katsayısı(k) [W/mK]
	998.2	4182	0.6

ANSYS Fluent bünyesindeki çözücü türü basınç tabanlı (pressure-based), zamana bağlı (transient) olarak belirlenmiştir. Türbülansli akış modeli olarak Realizable k-epsilon, duvar yaklaşımı olarak iyileştirilmiş duvar yaklaşımı (enhanced wall treatment) seçilmiştir. Ayrıca basınç gradyeni ve kaldırma kuvvetlerinin etkisinde dikkate alınmıştır. Sayısal analizde radyasyon ile ısı transferi de dikkate alınmış olup bütün yüzeyler için emmissivite değerleri literatürden derlenmiştir. Programa girilen değerler her bir malzeme için Tablo 2.2 de verilmiştir. Uygun sınır şartlarının tanımlanmasından sonra sayısal analiz çok küçük bir adımı ile başlatılmıştır. (0.01s). daha sonra yavaş yavaş artırılıp 4 saniyelik zaman adımı ile çözüm tamamlanmıştır. Yakınsama kriteri enerji için 1e-07 diğer parametreler için 1e-05 alınmıştır.

3. BÖLÜM

BULGULAR VE TARTIŞMA

3.1. Giriş

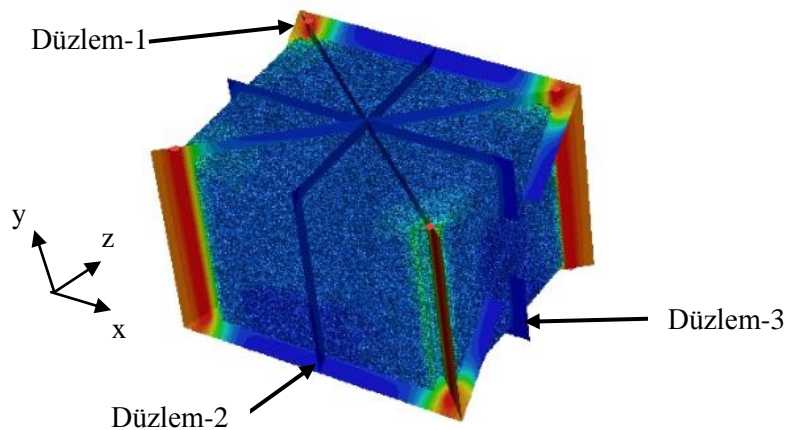
Bu bölümde, CFD modellemesi gerçekleştirilen kapalı bir oda için önceki bölümde tanımlanan şartlar dahilinde sayısal hesaplamalardan elde edilen sonuçlar iki boyutlu eğrileri içeren grafikler halinde sunularak yorumlanmaktadır. Ortaya çıkan sonuçlar üç başlık altında değerlendirilmiştir:

1. Başlık: Kapalı oda ortamının *radyatör* ile ısıtıldığı durum için termal analiz sonuçları verilmiş ve değerlendirilmiştir. Oda içerisindeki ortalama sıcaklık değeri, ortalama hava hızı değeri, radyatörden odaya giren ısı miktarı, odadan dışarıya kaçan ısı miktarı, tavan ve taban sıcaklıkları anlık olarak hesaplanmıştır. Bu değerler ek olarak verilen Ek-1'de özetlenmiştir. Ayrıca farklı düzlemlerde farklı zamanlardaki sıcaklık dağılımı kontürleri de sunulmuştur. Sayısal analizde öncelikle oda ortamı 7 gün boyunca sürekli olarak radyatörle ısıtılmış, daha sonra ısıtmayı takiben 7 gün boyunca sadece radyatörler kapatılıp diğer şartlar aynı kalacak şekilde soğumaya bırakılmıştır.
2. Başlık: Kapalı oda ortamının *kolonlar* ile ısıtıldığı durum için termal analiz sonuçları verilmiş ve değerlendirilmiştir. Kolonun ortasına yerleştirilen çelik boru içerisinde sıcak su geçirilerek ısı geçişi sağlanmıştır. Oda içerisindeki ortalama sıcaklık değeri, ortalama hava hızı değeri, kolondan odaya giren ısı miktarı, odadan dışarıya kaçan ısı miktarı, tavan ve taban sıcaklıkları anlık olarak hesaplanmıştır. Bu değerler Ek-2'de özetlenmiştir. Ayrıca farklı düzlemlerde farklı zamanlardaki sıcaklık dağılımı kontürleri de sunulmuştur.

Sayısal analizde öncelikle oda ortamı 7 gün boyunca sürekli olarak kolonlar ile ısıtılmış sonra 7 gün boyunca sıcak su akışı kesilip diğer şartlar aynı kalacak şekilde soğumaya bırakılmıştır.

3. Başlık: Radyatör ve kolon için elde edilen veriler kıyaslanmış ve termal konfor açısından sonuçlar değerlendirilmiştir.

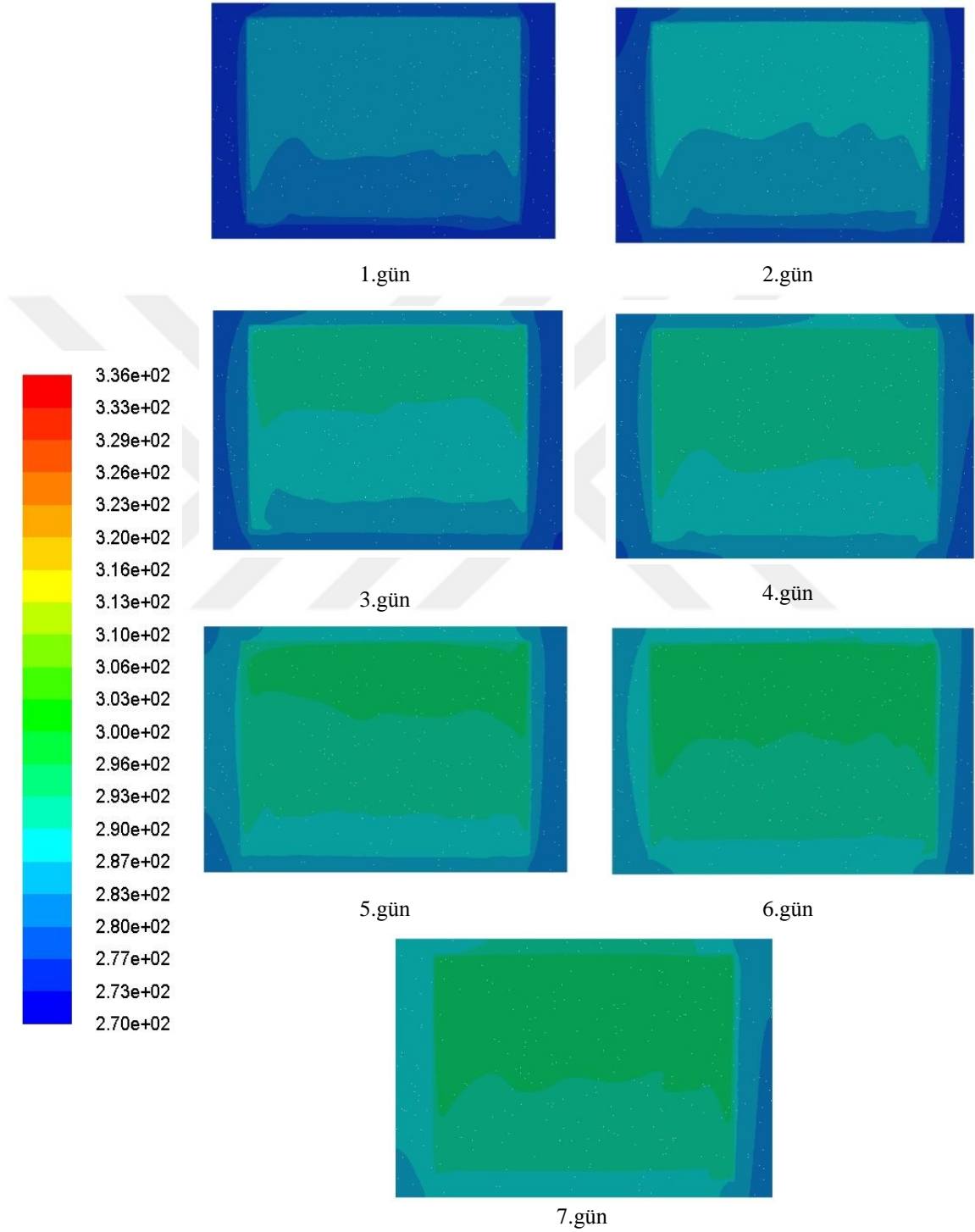
Üç boyutlu oda içerisindeki sıcaklık dağılımlarının zamana bağlı olarak değişiminin gözlenmesi incelenen ısıtma sistemlerinin termal konfor performansları açısından önemli olacaktır. Bu amaçla, incelenen oda ortamında eşya ve yapı elemanlarına göre üç farklı düzlem tanımlanmıştır. Tanımlanan düzlemler Şekil 3.1 de verilmiştir. Düzlem-1 odanın iki yüzeyi dış ortam ile temas eden köşe kolonundan, iki yüzeyi iç odalara bakan köşe kolonunu kapsayan bir kesittir. Bu düzlem ile odanın en sıcak (iç odalara bakan kolon) ve en soğuk (dış ortama bakan kolon) arasında sıcaklık dağılımları gözlenebilecektir. Düzlem-1 kesitinin tamamı, Şekil 2.11 ve 2.12 de görüldüğü gibi sadece oda havasından oluşmaktadır. Kesit alanında temel eşyalardan kesit yoktur. Düzlem-2 ise Şekil 2.11 ve 2.12 de görüldüğü gibi kanepeden masaya uzanırken, Düzlem-3 ise kanepeden kitaplığa uzanmaktadır. Bu düzlemler ile iç taraflardan dışarıya sıcaklık dağılımlarının gözlemlenmesinin yanında, özellikle radyatörler etrafındaki dağılımları da takip edilebilecektir. Ayrıca Düzlem-2 ve Düzlem-3 ile eşyalar içerisindeki sıcaklık değişimleri de gözlenecektir. Seçilen tüm düzlemlerdeki sıcaklık dağılımları (sıcaklık kontürleri) termal konfor değerlendirmesi açısından kritik olacaktır.



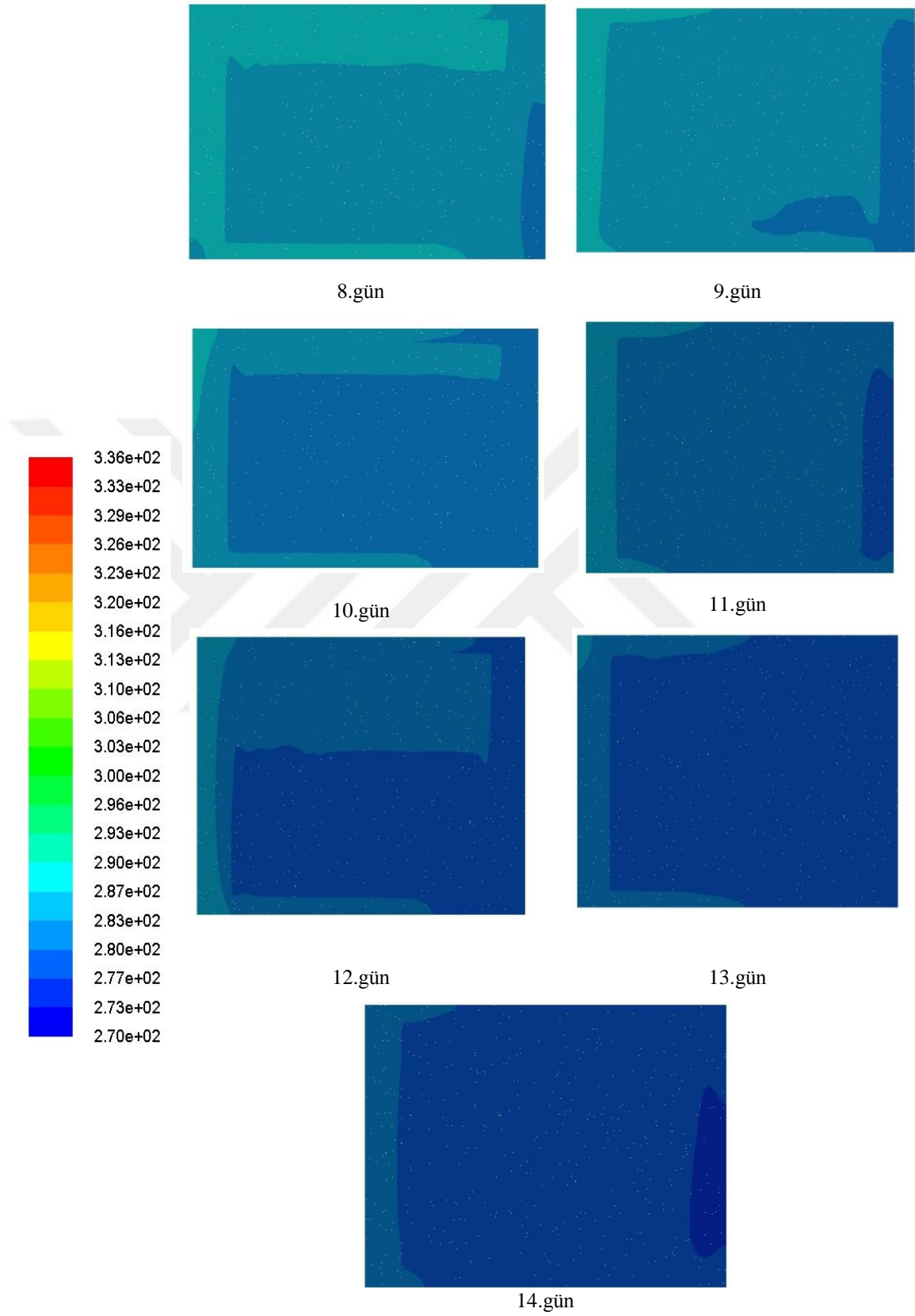
Şekil 3.1. Isıtılan kapalı oda ortamı üzerinde belirlenen düzlemler

3.2. Radyator ile ısıtılan odada termal analiz sonuçları

Düzlem-1 için zamana bağlı olarak elde edilen iç ortam sıcaklık kontürleri ısıtma periyodu için Şekil 3.2de ve soğuma periyodu için ise Şekil 3.3 de verilmiştir.



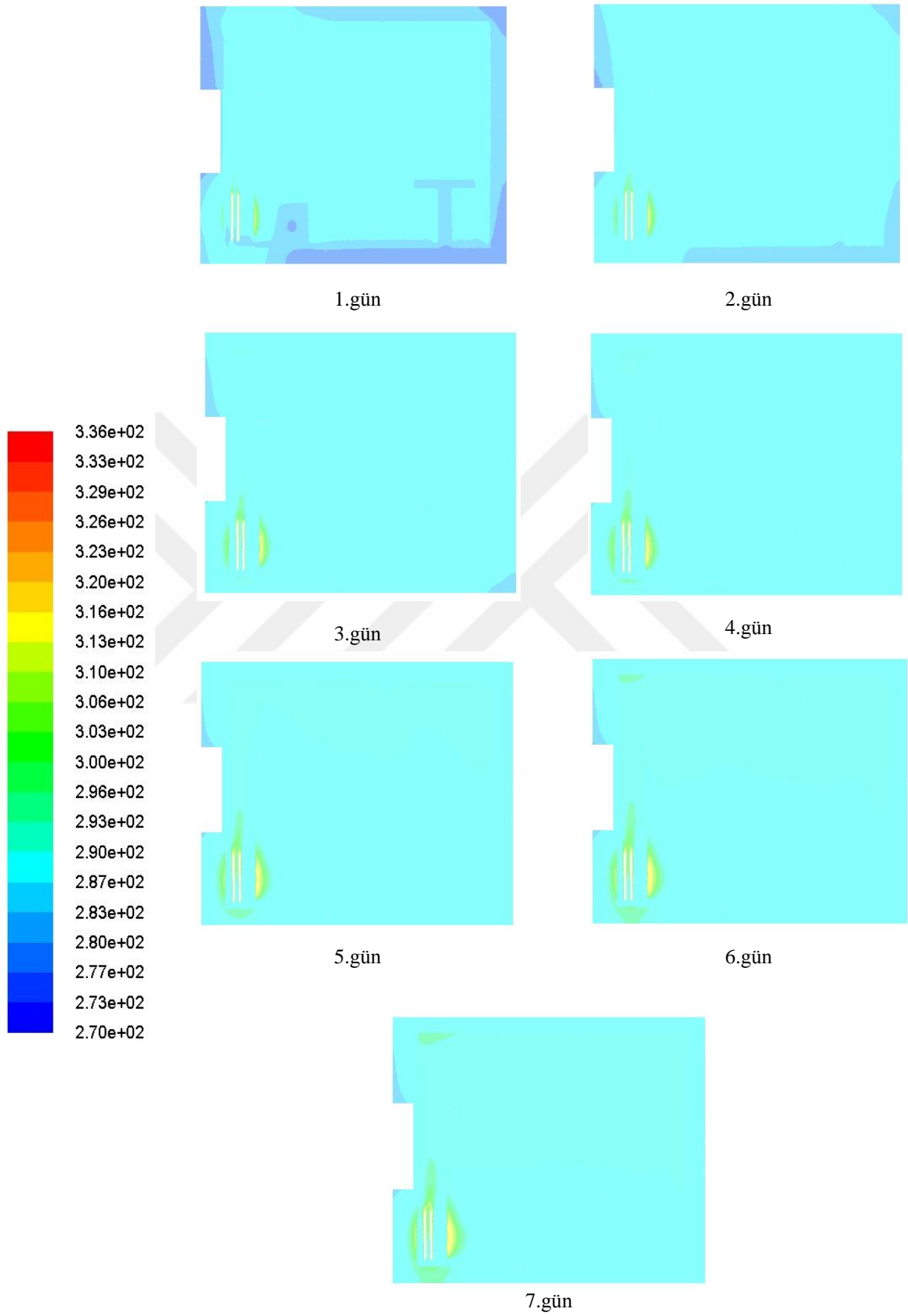
Şekil 3.2. Düzlem-1 de radyatörün ilk 7 günlük ısıtma sürecinde ortalama sıcaklık kontürleri



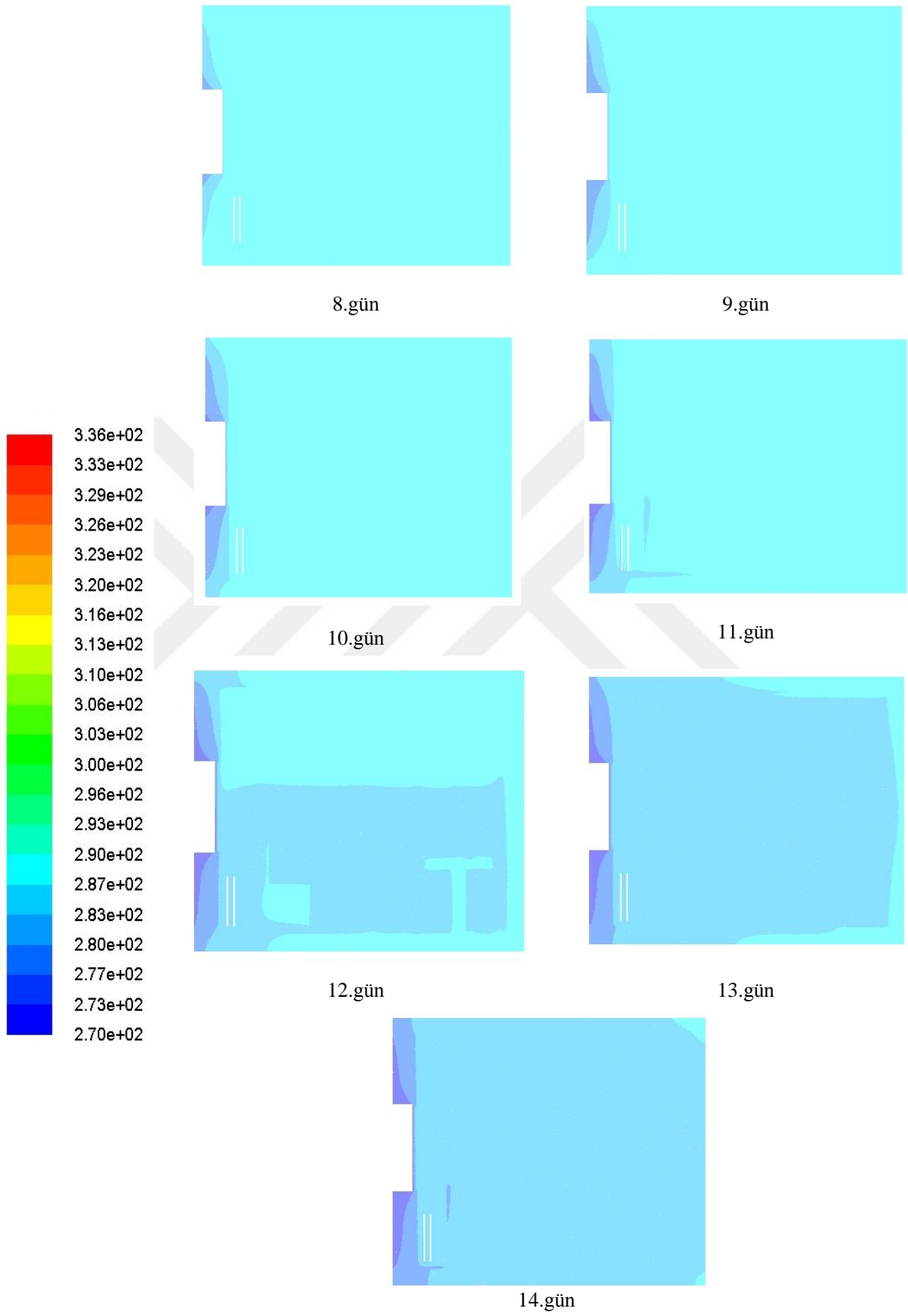
Şekil 3.3. Düzlem-1 de radyatörün ikinci 7 günlük soğuma sürecinde ortalama sıcaklık kontürleri

Şekil 3.2 genel olarak değerlendirildiğinde oda havasının hızlı bir şekilde ısındığı, beklendiği üzere ısınan havanın tavana doğru yükseldiği ve ısıtma süresince tavan ve taban arasında önemli bir sıcaklık farkının oluştuğu görülecektir. İlave olarak, olası en sıcak kenar ile olası en soğuk kenar arasındaki sıcaklık farkının çok belirgin olmadığı da görülmektedir. Başlangıçta 1 °C (274 K) sıcaklığında olan oda ortamı 1.günün sonunda yaklaşık 10 °C lik bir artış göstermiş ve odanın kullanım alanında sıcaklık değeri 284 K olarak okunmuştur. Oda içerisinde homojen sıcaklık dağılımı yoktur. Bu düzlemde 1. günün sonunda yaklaşık 1.20 metre seviyesinden sonra sıcaklık kontürleri 3 derecelik bir değişime işaret etmektedir. 7 gün boyunca bu düzlemde sıcaklık dağılımı katmanlıdır. Şekil 3.2 da görüldüğü gibi ilk gün sadece ortam havası ısınmıştır. Kolonlar, tavan ve taban hala soğuktur. 2.gün sonunda bir miktar ısı tavan, taban ve kolonlara geçmeye başlamıştır. 2. gün sıcaklık yaklaşık 2 °C, 3.gün 2 °C, 4.gün 2 °C, 5.gün 1 °C, 6. Gün 1 °C daha artmıştır. 7. Günün sonunda oda içinde ortalama sıcaklık değeri Ek-1 den 293 K olarak okunmuştur. 7 günlük süreçte oda ortamında sıcaklık kontürlerine bakıldığında hiç bir zaman homojen sıcaklık dağılımı görülmemiştir. 7. günün sonunda radyatör ile ısıtma işlemi kesilmiştir. Isıtıcı kaynağın kapatılmasından 1 gün sonra yani 8. günün sonunda ortamın Ek-1 den okunan ortalama sıcaklık değerinde 7 °C lik ani bir düşüş gözlenmiş ve ortam sıcaklığı 286 K değerine düşmüştür. Radyatör ısıtma sisteminin kapatılmasıyla, Şekil 3.3 de 8. günde bu ani düşüş açık bir biçimde görülmektedir. Şekil 3.3 e göre, soğuma sürecinde en soğuk köşedeki sıcaklık düşüşü belirgin şekilde görülebilmektedir. 14.günün sonunda odanın ortalama sıcaklığının, 7. ısıtma gününde ulaşılan maksimum sıcaklık değerinden 16 derece azaldığı ve 14.günde oda içinde ortalama sıcaklık değerinin 277 K sıcaklığına düştüğü Ek-1 den tespit edilmiştir. Bu süre zarfında sıcaklık kontürleri termal konfor açısından değerlendirilir ise homojen olmayan dağılım, istenmeyen hava hareketi ve sıcaklık farkının varlığına işaret etmektedir.

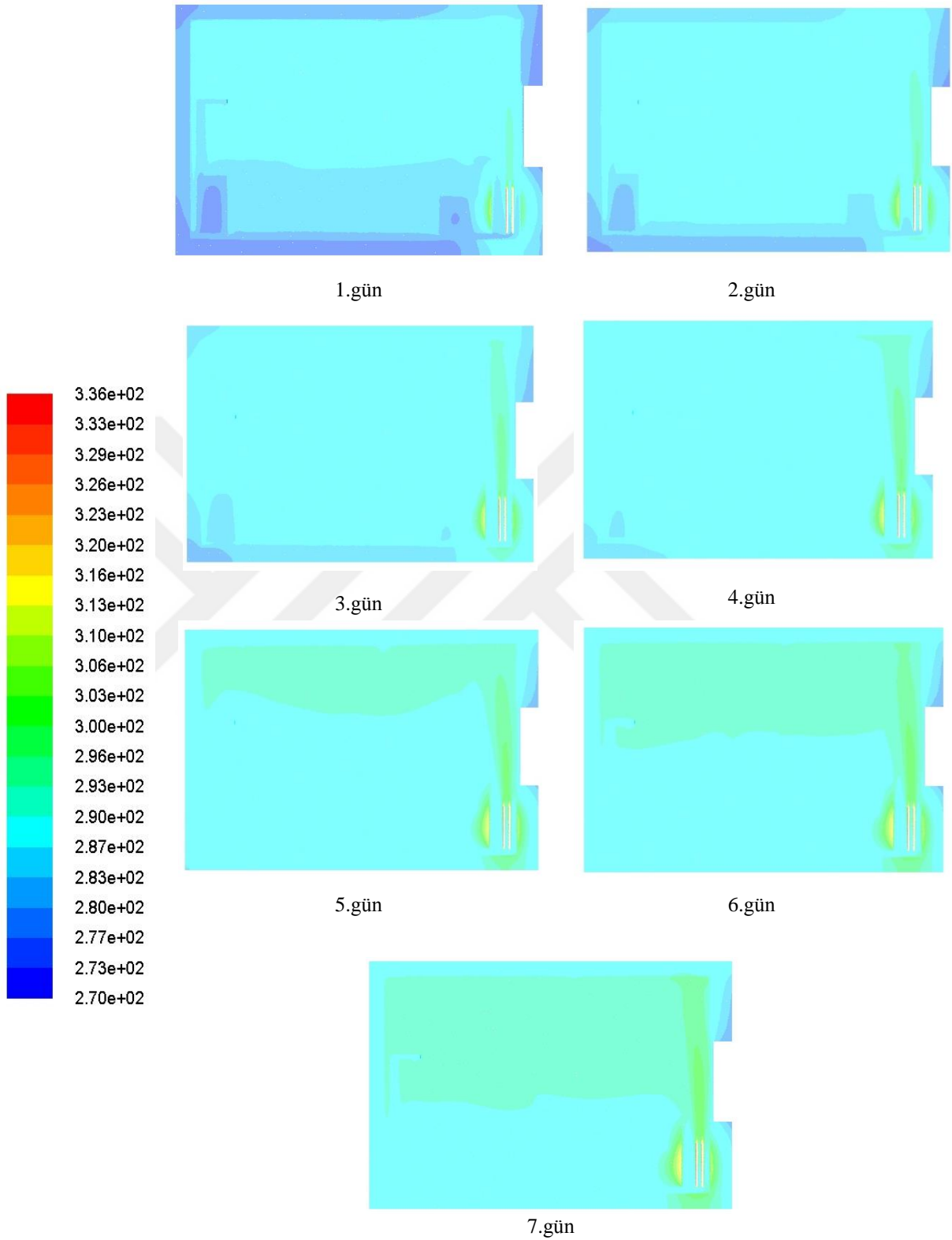
Düzlem-2 için zamana bağlı olarak elde edilen iç ortam sıcaklık kontürleri ısıtma periyodu için Şekil 3.4 ve soğuma periyodu için Şekil 3.5 de verilmiştir. Düzlem 3 için zaman bağlı olarak elde edilen iç ortam sıcaklık kontürleri Şekil 3.6 ve Şekil 3.7 de verilmiştir. Bu düzlemlerde radyatör yüzeylerine bakan kanepeler, taban ve duvar yüzeyleri oldukça ısınmıştır. Ayrıca bu düzlemlerde dış duvarlar da kolona nazaran daha hızlı ısınmıştır.



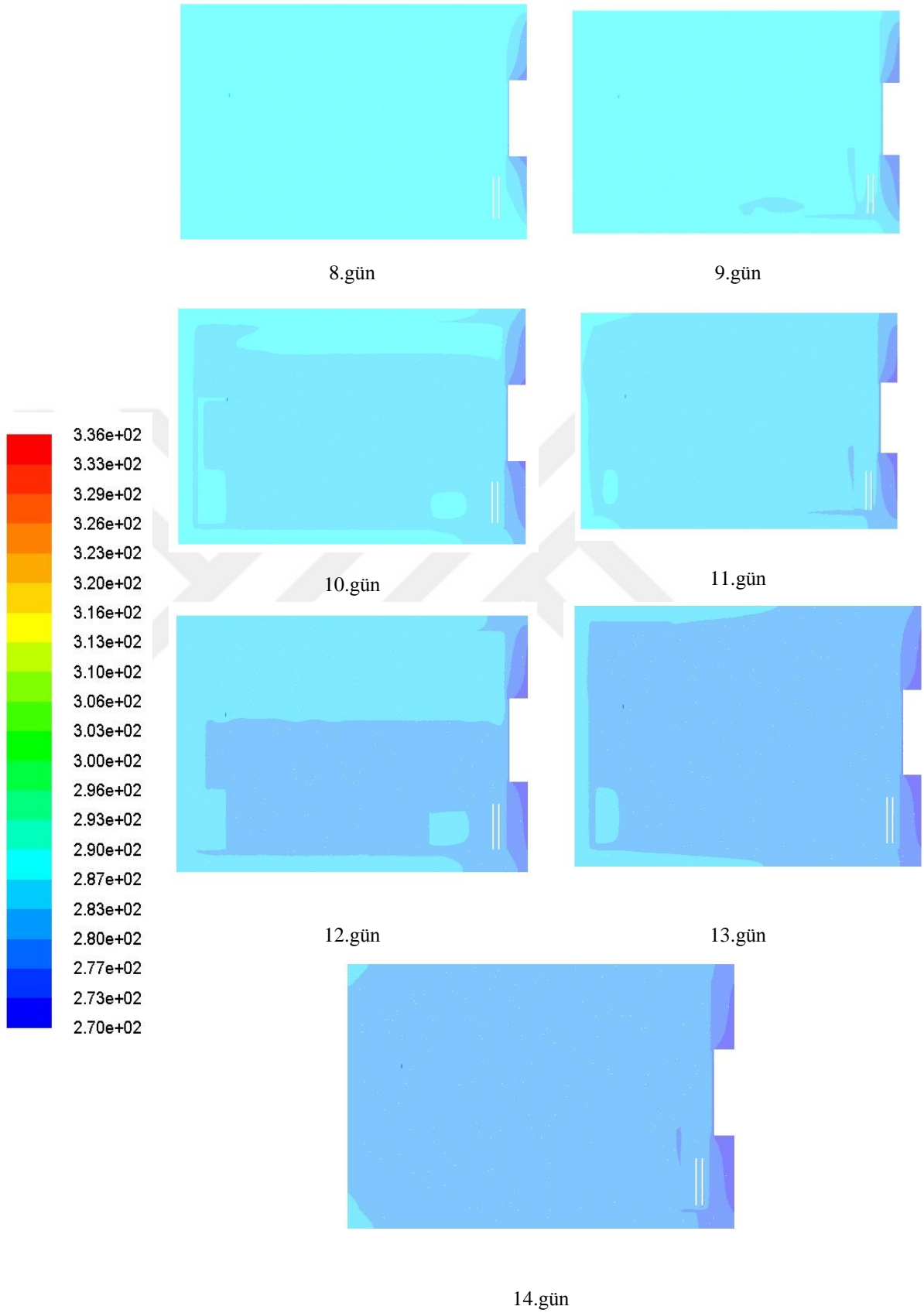
Şekil 3.4. Düzlem-2 de radyatörün ilk 7 günlük ısıtma sürecinde ortalama sıcaklık kontürleri



Şekil 3.5. Düzlem-2 de radyatörün ikinci 7 günlük soğuma sürecinde ortalama sıcaklık kontürleri



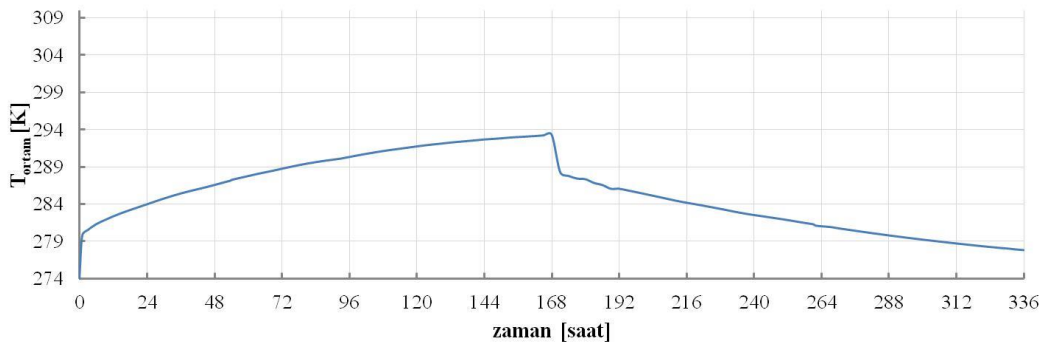
Şekil 3.6. Düzlem 3 de radyatörün ilk 7 günlük ısıtma sürecinde ortalama sıcaklık kontürleri



Şekil 3.7.Düzlem 3 de radyatörün ikinci 7 günlük soğuma sürecinde ortalama sıcaklık kontürleri

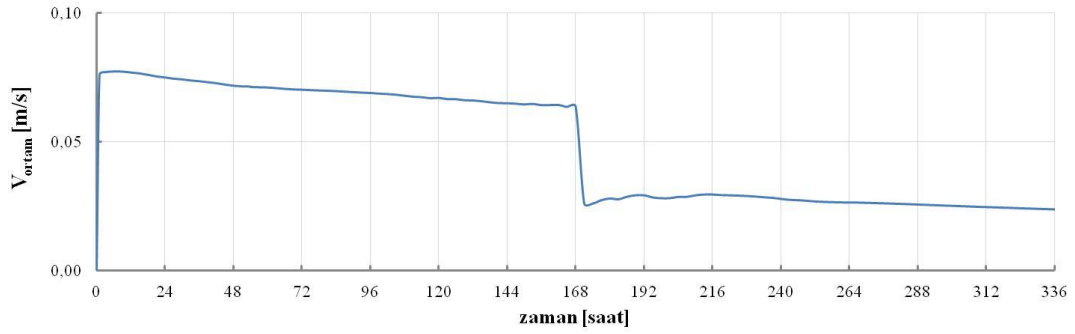
Şekil 3.4 ve Şekil 3.6 ya göre oda içerisindeki eşyaların ısınması havadan daha yavaş gerçekleşmektedir. Beklendiği üzere ısınan havanın yükselmesiyle tavan daha sıcak hale gelmektedir. Şekil 3.5 ve Şekil 3.7 ya göre soğuma periyodunda cam kenarları daha hızlı soğurken, oda içindeki eşyaların havaya göre daha geç sıcaklık düşümüne maruz kaldıkları açıktır. Yukarıda verilen tüm şekiller oda içindeki katı unsurların bir termal enerji deposu olarak da hizmet verdiklerini ispat etmektedir.

Ek-1 de özetlenen değerler vasıtası ile aşağıdaki grafikler oluşturulmuştur. Radyatör ile ısıtılan odada 14 günlük ısıtma ve soğuma sürecinde oda ortam havasının ortalama sıcaklık değerinin zamana bağlı değişimi Şekil. 3.8. de görülmektedir. Şekile göre 7 gün ısıtma sonucunda ortam havası sıcaklığı 293 K civarına çıkmıştır. Eğer ısıtma prosesi çok uzun zaman devam ettirilseydi (kararlı hal analizi, Ek-3) bu değer 297.3 K civarına yükselmiş olacaktır. Isıtma süresi ile eşit sürede soğuyan oda bu süreçte 277 K sıcaklığına düşmüştür. Bu durum radyatör ile ısıtmada verilen ısının çok kısa bir zamanda dış ortama aktığını göstermektedir.



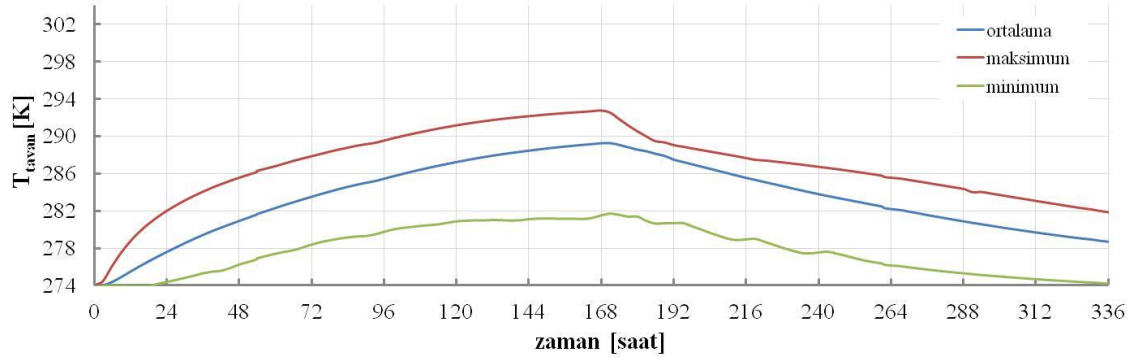
Şekil 3.8. Radyatörle ısıtılan odada ortam havasının ortalama sıcaklık değerinin zamana bağlı değişimi

14 Günlük ısıtma ve soğuma sürecinde oda ortam havasının ortalama hız değerinin zamana bağlı değişimi Şekil 3.9. da görülmektedir. Hız değeri ısıtma sürecinde genel olarak 0.075 m/s değeri civarında seyretmektedir. Soğuma sürecinde ise hız değeri 0.03 m/s değeri civarındadır. Bu değer termal konfor için üst limit olarak belirtilmiş olan 0.2 m/s değerinden düşüktür. Fakat ortalama hız değeri limit değerinden düşük olsada oda ortamı içerisinde bazı bölgelerde hava hızı yüksektir ve tıpkı sıcaklık kontürlerinde olduğu gibi burada da homojen olmayan bir dağılım mevcuttur. Bu durum termal konfor açısından istenmeyen bir durumdur.

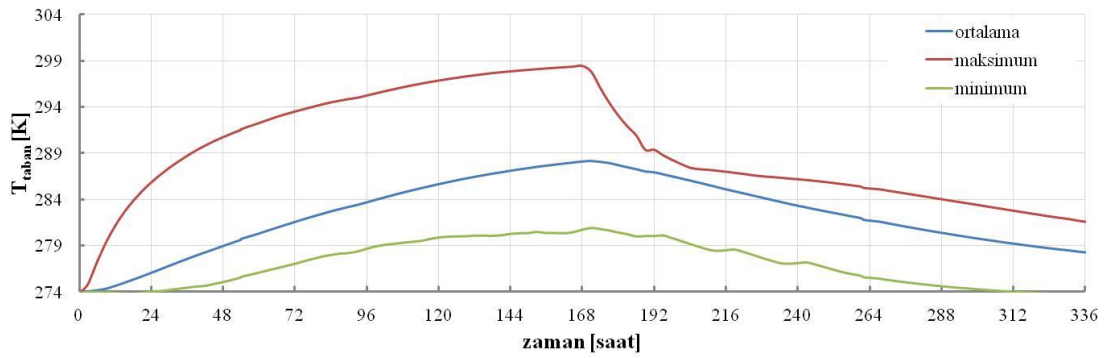


Şekil 3.9.Radyator ile ısıtılan odada ortam havasının ortalama hız değerinin zamana bağlı değişimi

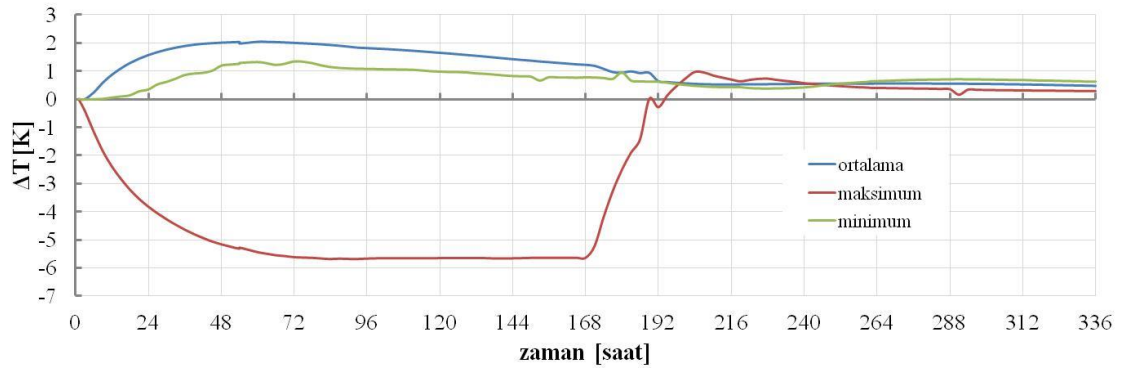
Termal analiz sürecinde tavan ve tabanın oda ortam havasına bakan yüzeylerinde oluşan minimum, ortalama ve maksimum sıcaklık değerlerinin zamana bağlı değişimi tavan için Şekil 3.10 da, taban için Şekil 3.11 de sunulmuştur. Bu şekillere göre taban ve tavanın noktaları arasında dikkate değer bir sıcaklık farkı oluşmuştur. Maksimum ve minimum değerler arasındaki fark bunu göstermektedir. Fark 8-10 °C lere kadar çıkmaktadır. Bu farklar termal konfor açısından kötü bir performansa işaret etmektedir. Oda içerisinde homojen bir sıcaklık dağılımı için tavanın ve tabanın bütün noktalarının aynı sıcaklık değerine sahip olması, Şekil 3.11 ve 3.12 deki eğrilerin birbirine çok yakın çıkması beklenir. Diğer taraftan taban ve taban için ortaya çıkan eğrilerde ortalama ve minimum sıcaklık eğrileri mukayese edildiğinde tavan değerleri daha yüksek çıkmaktadır. Bununla birlikte, beklenmedik bir şekilde maksimum eğrilerde tavana göre tabana göre daha düşük sıcaklık değerleri gözlenmiştir. Termal konfor için tavan ve taban arasındaki sıcaklık farklarının da düşük olması istenir. Bu beklenti bir parametre olan dikey sıcaklık farkı bu veriler ile tespit edilmiştir. Taban ve tavan arasındaki minimum, ortalama ve maksimum sıcaklık farkı değerlerinin ($\Delta T = T_{\text{tavan}} - T_{\text{taban}}$) zamana bağlı değişimi Şekil 3.12 de verilmiştir. Bu grafikten görüldüğü üzere odanın en alt ve en üst noktaları arasındaki maksimum sıcaklık değerleri arasındaki fark analiz sürecinde 6 °C ye kadar yükselmektedir. Grafikteki maksimum değerlerin eksi olması tavan sıcaklığının taban sıcaklığından düşük olmasındandır. Bu açıklanabilir bir durumdur. Tabana yakın olan radyatör radyasyon ısıtması ile tabanda daha yüksek sıcaklığa neden olmaktadır. Bu yaklaşımı destekleyen bir bilgide, Şekil 3.12 incelendiğinde 7. Gün sonunda soğuma periyoduna geçiş ile maksimumlar arasındaki farkın hızlı bir şekilde pozitif dönüşümüyle görülecektir. Minimum ve ortalama değerler arasındaki fark ise 2°C yi aşmamıştır.



Şekil 3.10.Radyatör ile ısıtılan odada tavanında oluşan minimum, ortalama ve maksimum sıcaklık değerlerinin zamana bağlı değişimi

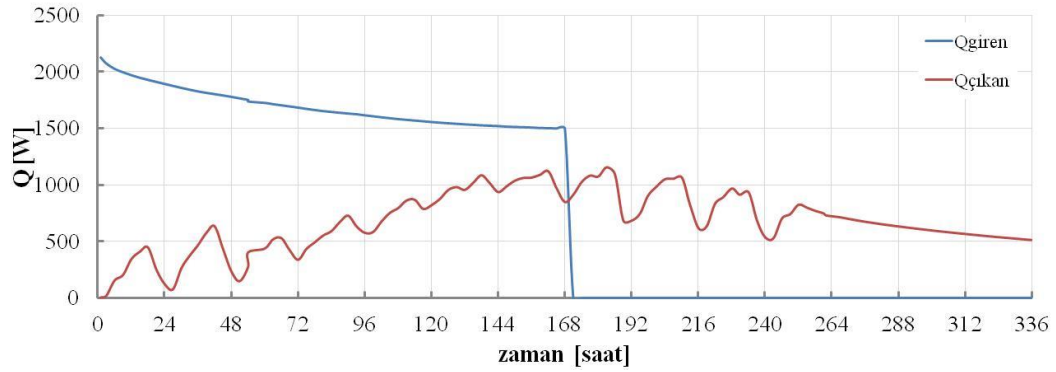


Şekil 3.11.Radyatör ile ısıtılan odada tabanda oluşan minimum, ortalama ve maksimum sıcaklık değerlerinin zamana bağlı değişimi



Şekil 3.12.Radyatör ile ısıtılan odada taban ile tavan sıcaklık farkının zamana bağlı değişimi

Radyatör ile ısıtılan odada radiator yüzeylerinden odaya aktarılan ısı miktarı (Q_{giren}) ile, dış duvarlardan ve camlardan kaçan ısı miktarı ($Q_{çıkan}$) değerlerinin zamana bağlı değişimi Şekil 3.13 gösterilmiştir. İlk 7 gün boyunca odaya ısı verilmiştir. Başlangıçta verilen ısı değeri 2220 W civarındadır. 1.günün sonunda oda $10^{\circ}C$ ısınırken bunun için oda ortamına 24 saat boyunca ortalama 1800W ısı verilmiştir. Bu süreçte dış duvarlardan kaçan ısı miktarı ortalama 380 W olmuştur. Kaçan ısı miktarındaki dalgalanmanın sebebi değişken dış ortam sıcaklığının zamanla değişmesidir. 7. Günün sonunda 168. saatte anlık giren ısı miktarı 1500 W olarak, kaçan ısı miktarı ise 846W olarak grafikten okunmuştur. Bu süreç için (168 saat ısıtma boyunca) ortalama giren ısı miktarı 1698 W, ortalama kaçan ısı miktarı ise 600 W olarak hesaplanmıştır. Kararlı analiz sonuçlarına göre radyatörlü odanın ulaşılacak ısı akısı değerleri 1348 W olarak hesaplanmıştır. Steady state analizlerinde odaya giren ısı miktarı ile odayı terkeden ısı miktarının birbirine eşit olması gerekir. Ek-3 verilen değerler arasındaki fark kabul edilebilir hesaplama hatası aralığındadır. Bu sonuçlar oda içerisinde eşya ve yapı elemanları içerisinde termal enerji depolama işleminin henüz tamamlanmadığını göstermektedir. Bu radyatör sistem ile ısıtma yönteminde enerji depolama performansının düşük olduğunu göstermektedir. Oda içindeki eşya ve yapı elemanlarının termal enerjiye doyması için ısıtma periyodunun 7 günden daha yüksek seçilmesi gerekmektedir. Şekil 3.13'den yaklaşık 10 günlük bir süreç yeterli gibi gözükmektedir. Radyatörlü ısıtma sistemleri için ortaya çıkan tüm eğriler yapılar da ısınma ve soğuma periyotlarının günlük periyotta değişim gösterdiğini, hızlı bir şekilde ısınma veya hızlı bir şekilde soğuma sağlanmasının kolay olmadığı görülmektedir. Oda içindeki eşya ve yapı elemanları absorbe ettiği termal enerji ile bu süreçlere müdahale etmemektedir. Bunlar eşya ve yapı elemanlarının Tablo 2.2 de görüldüğü nispeten düşük ısı iletim katsayısına ve yüksek özgül ısı değerlerine sahip olması ile açıklanabilir. Pratikte bu yaklaşımı, kış mevsiminde camların açılıp kısa süre havalandırılması ile cam kapatıldıktan oda sıcaklığının hızlıca normale dönmesi, yazın kısa süreli klima soğutmasının klima kapatıldıktan sonra hızla normale dönmesi ile gözlemek mümkündür.



Şekil 3.13.Radyator ile ısıtılan odada Qgiren ve Qçıkan değerlerinin zamana bağlı değişimi

3.3. Kolon ile ısıtılan odada termal analiz sonuçları

Düzlem-1 için zaman bağlı olarak elde edilen iç ortam sıcaklık kontürleri ısıtma periyodu için Şekil 3.14 ve soğuma periyodu için Şekil 3.15 de verilmiştir.Şekil 3.14 ve Şekil 3.15'in genel olarak değerlendirilmesinden, kolon ısıtmasının oda havasında daha homojen sıcaklık dağılımına neden olduğu kolaylıkla söylenebilir. Radyatör ile ısıtmada tavan ve taban arasında oluşan fark bu şekillerde görülmemektedir. Aynı zamanda sıcaklık dağılımları odanın en soğuk ve en sıcak köşe kolanlar arasında simetrik bir tavır sergilemektedir.

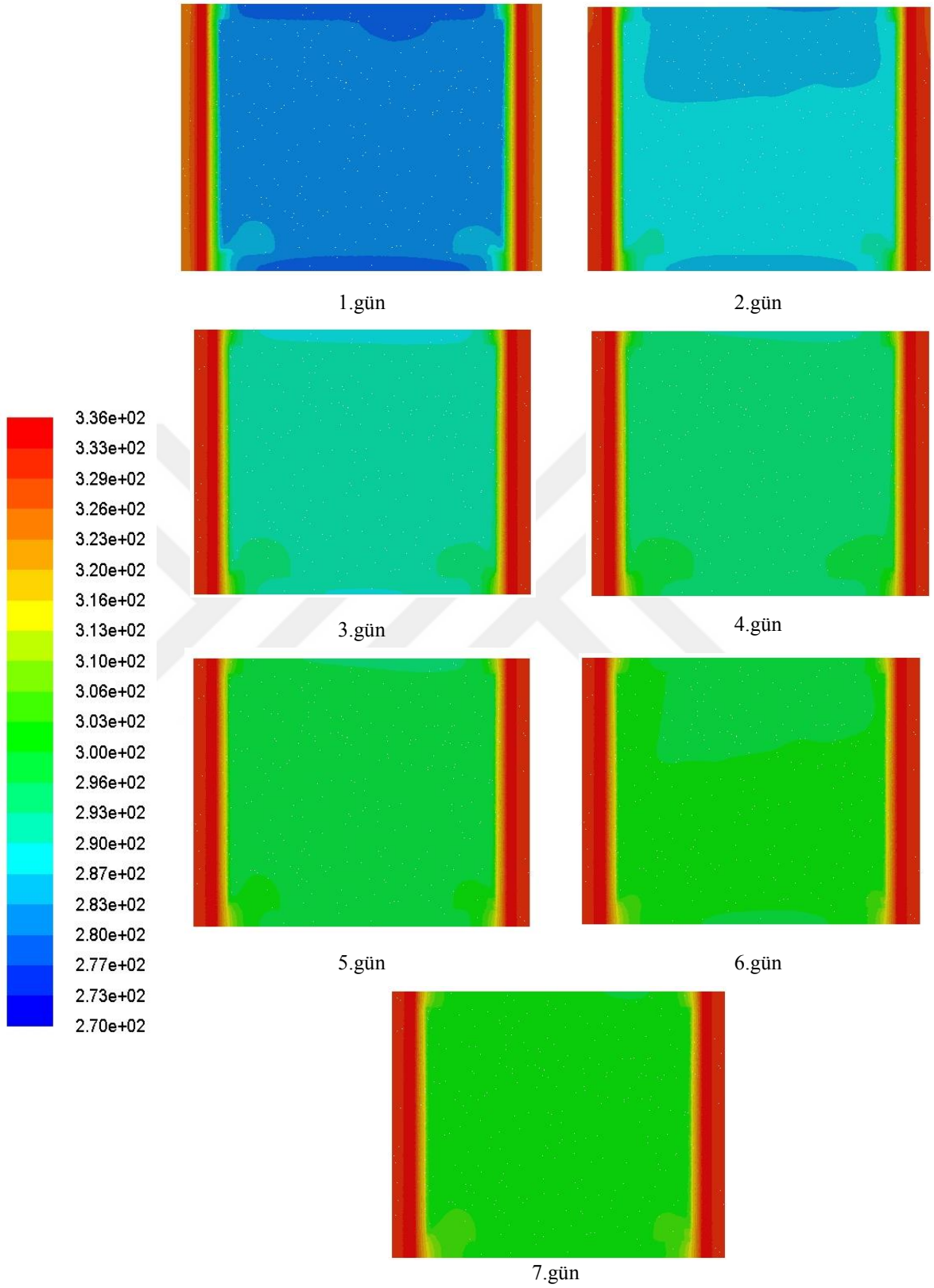
Başlangıçta 1 °C (274 K) sıcaklığında olan oda ortamı 1. günün sonunda yaklaşık 8 °C lik bir artış göstermiş ve odanın neredeyse tamamında sıcaklık değeri 281 K olarak okunmuştur. İlk günden itibaren tavan ve taban ısınmaya başlamıştır. 2. gün oda içerisindeki hava ile yaklaşık aynı sıcaklık değerinde olduğu görülmektedir. Şekil 3.17 de görüldüğü gibi kolonun direkt temas halinde olduğu ortam havası alt bölgelerde daha sıcaktır. Bu durum kolonun en alt bölgelerinin en sıcak olmasından kaynaklanmaktadır. 2. gün sıcaklık yaklaşık 6°C, 3. gün 4°C , 4. gün 4°C, 5.gün 3°C, 6. gün 2°C daha artmıştır. 7.günün sonunda oda içinde ortalama sıcaklık değeri 301,5 K olarak Ek-2 den okunmuştur.

Düzlem-1 içinde ilk 7 gün ısıtma işlemi süresince sıcaklık dağılımı oldukça düzgün ve

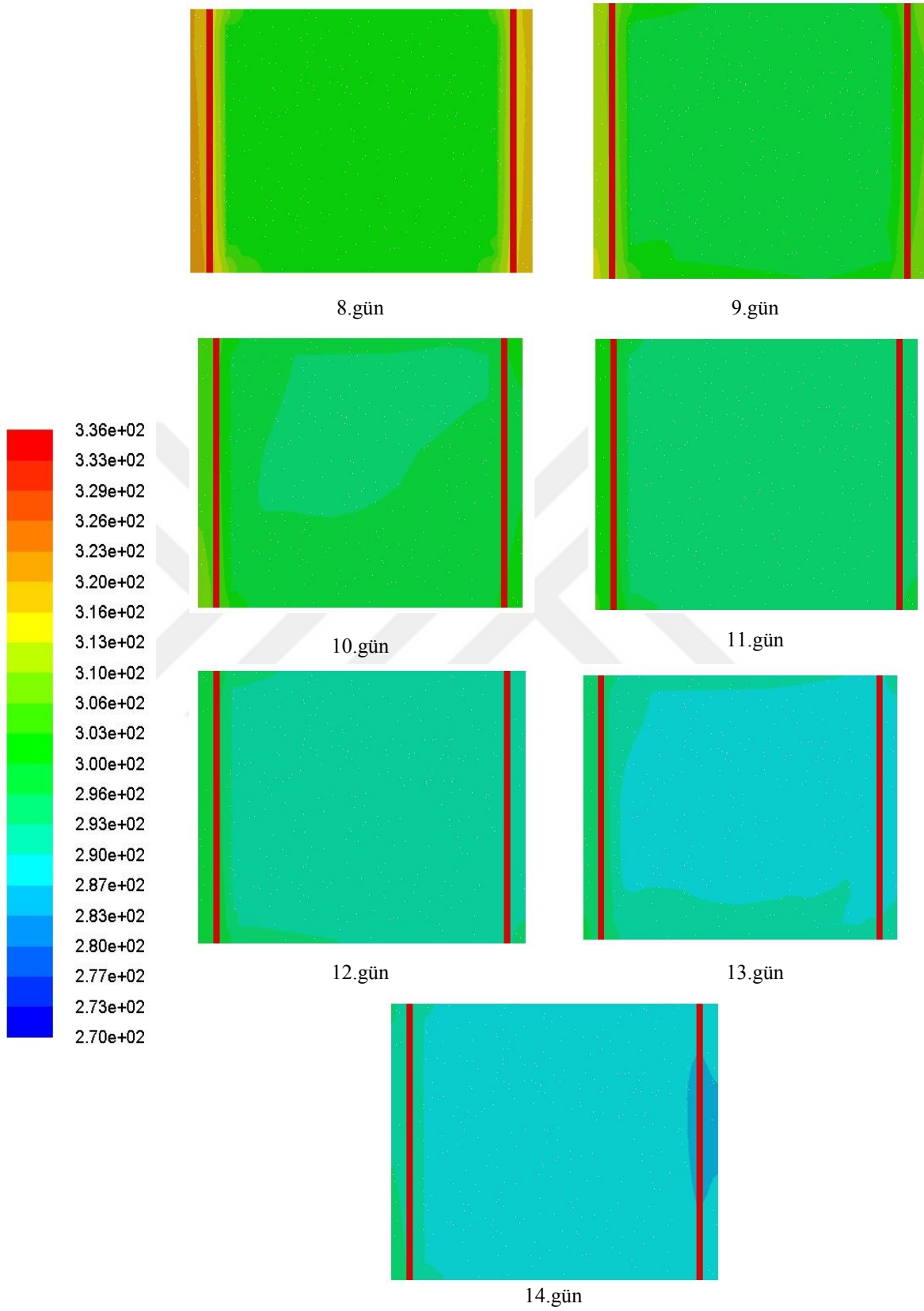
genellikle homojendir. 7. günün sonunda kolonlara sıcak su verme işlemi kesilmiştir. Isıtıcı kaynağın kapatılmasından 2 gün sonra bile yani 9.günün sonunda oda ortamında sıcaklık değerinde ciddi ve ani bir düşüş gözlenmemiştir. Ortalama sıcaklık yaklaşık olarak 3 derecelik bir düşüş sergilemiştir. Sonraki günlerde aynı şekilde sadece 2'şer derecelik düşüşler gerçekleşmiştir.

Son olarak 14.gün sonunda, oda ortam havasının sıcaklık değeri başlangıç değerinden 13.3 °C daha yüksektir ve odanın genelinde homojen bir dağılım hakimdir. Bu süre zarfında oldukça düzgün olduğu görülen sıcaklık kontürleri termal konfor açısından değerlendirilir ise; homojen dağılım, istenmeyen sıcaklık farkınınve dolayısı ile hava hareketinin olmadığı anlamına gelmektedir.Bu durum kolon ile ısıtmada ısıtıcı kaynak kapatıldığında dahi; iyi konfor şartlarının uzun süre sürdürülebildiğini gösterir.

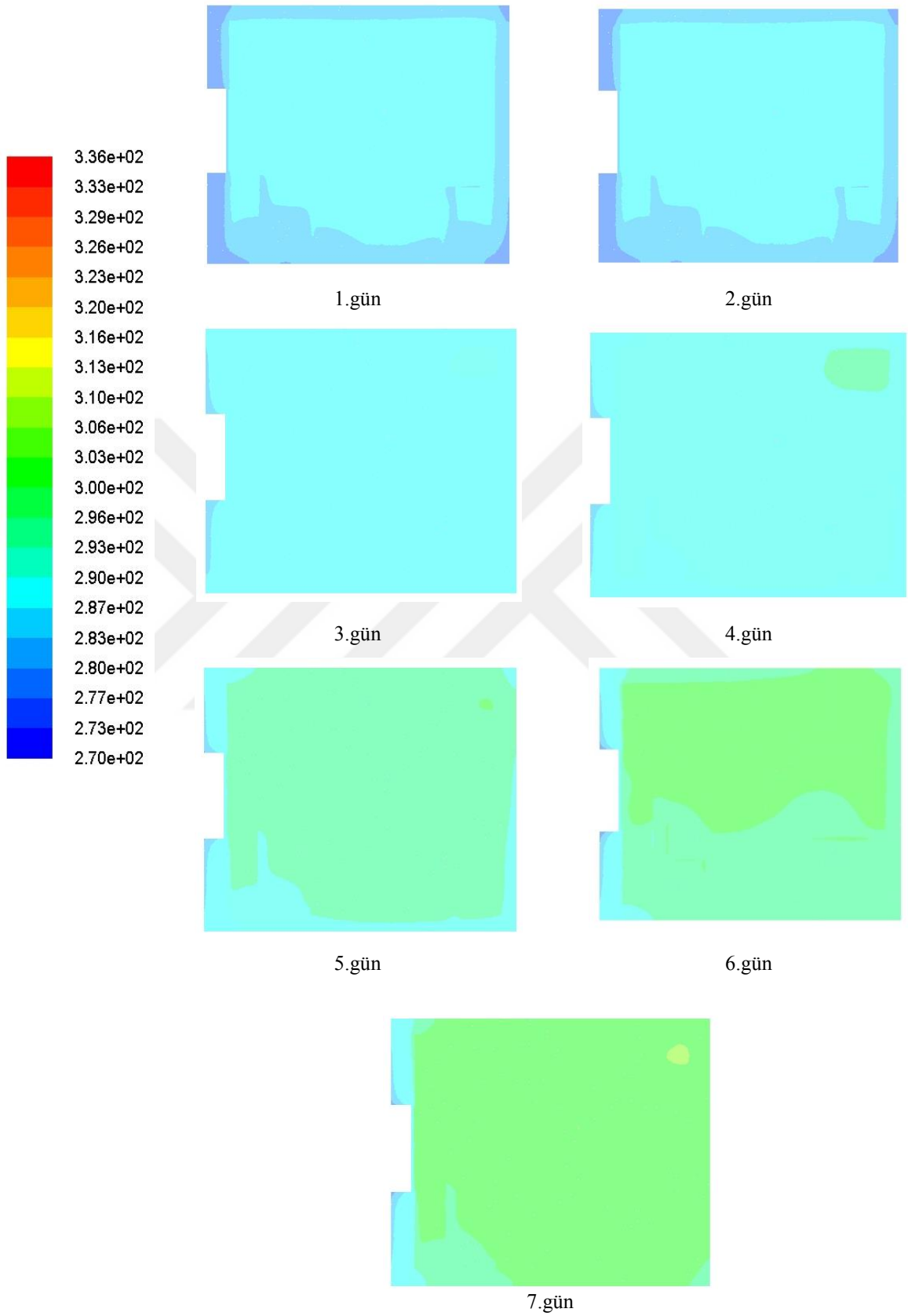
Düzlem-2 ve Düzlem-3 için Şekil 3.16-3.19 da görülen sıcaklık dağılımları için de Düzlem-1 için yapılan yorumlar tekrar edilebilir. Cam bulunan dış duvarların atmosfere bakan yüzeylerindeki düşük sıcaklığa işaret etmek gerekir.



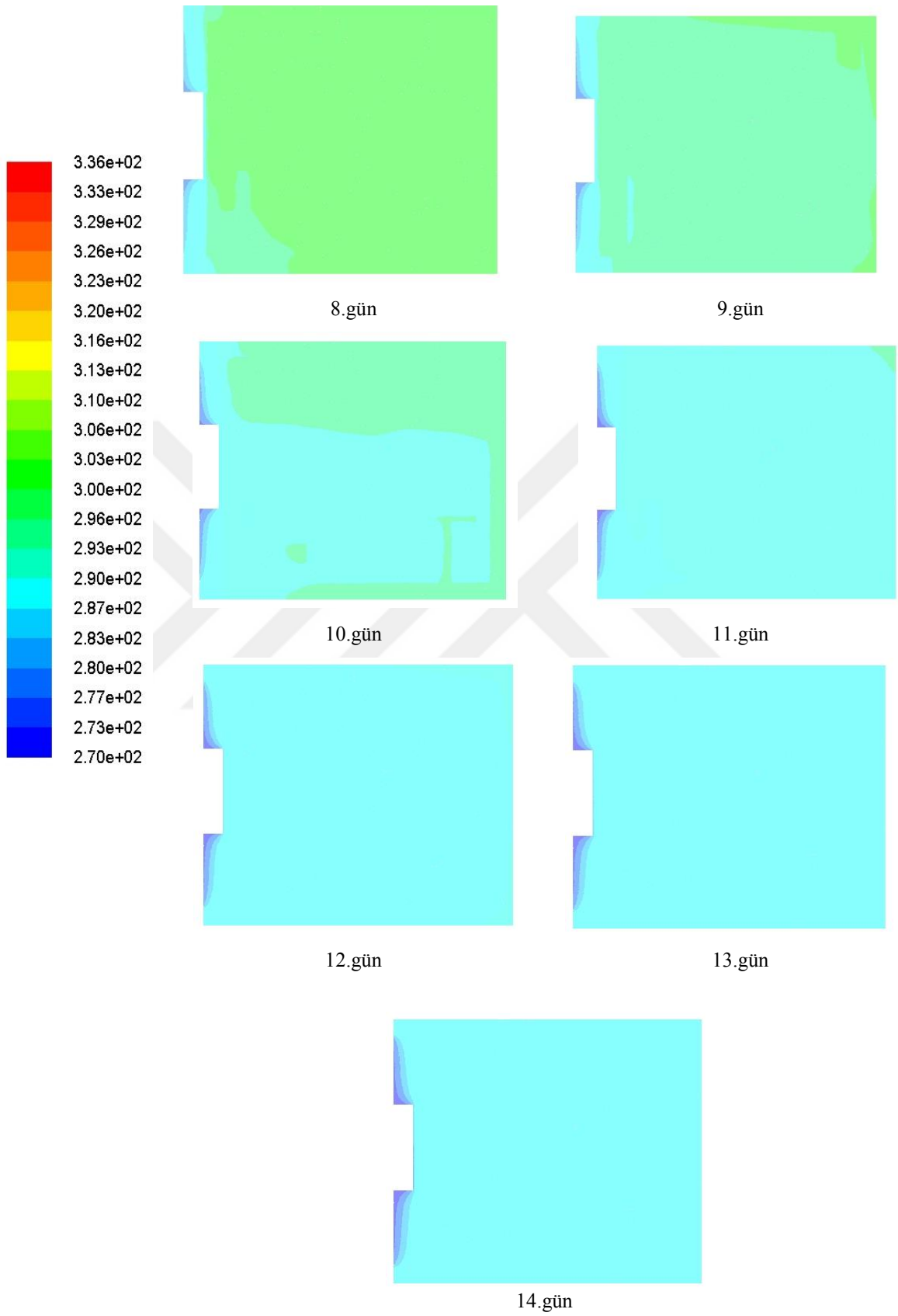
Şekil 3.14. Düzlem-1 de kolondan ilk 7 günlük ısıtma sürecinde ortalama sıcaklık kontürleri



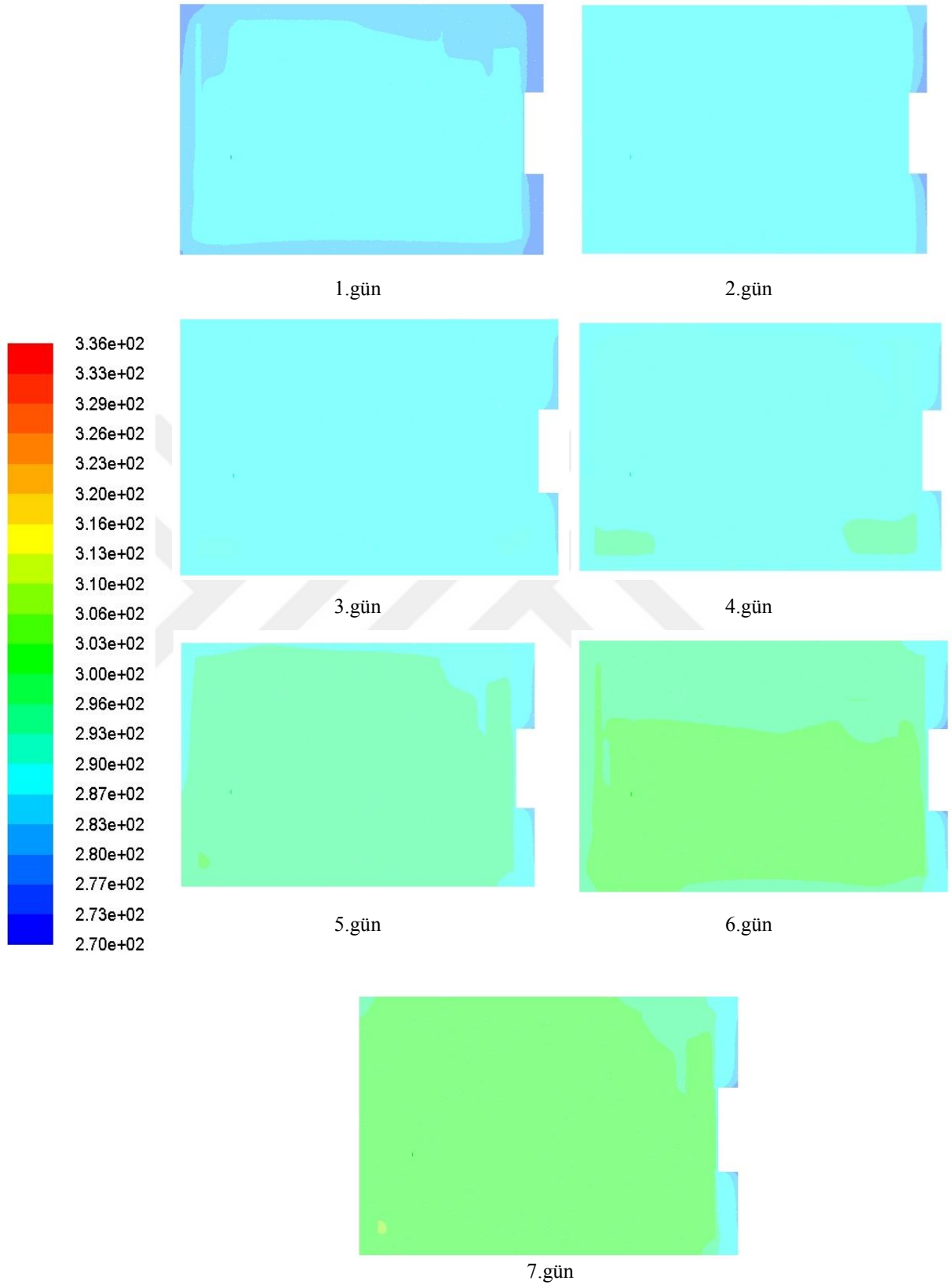
Şekil 3.15: Düzlem-1 de kolondan ikinci 7 günlük soğuma sürecinde ortalama sıcaklık kontürleri



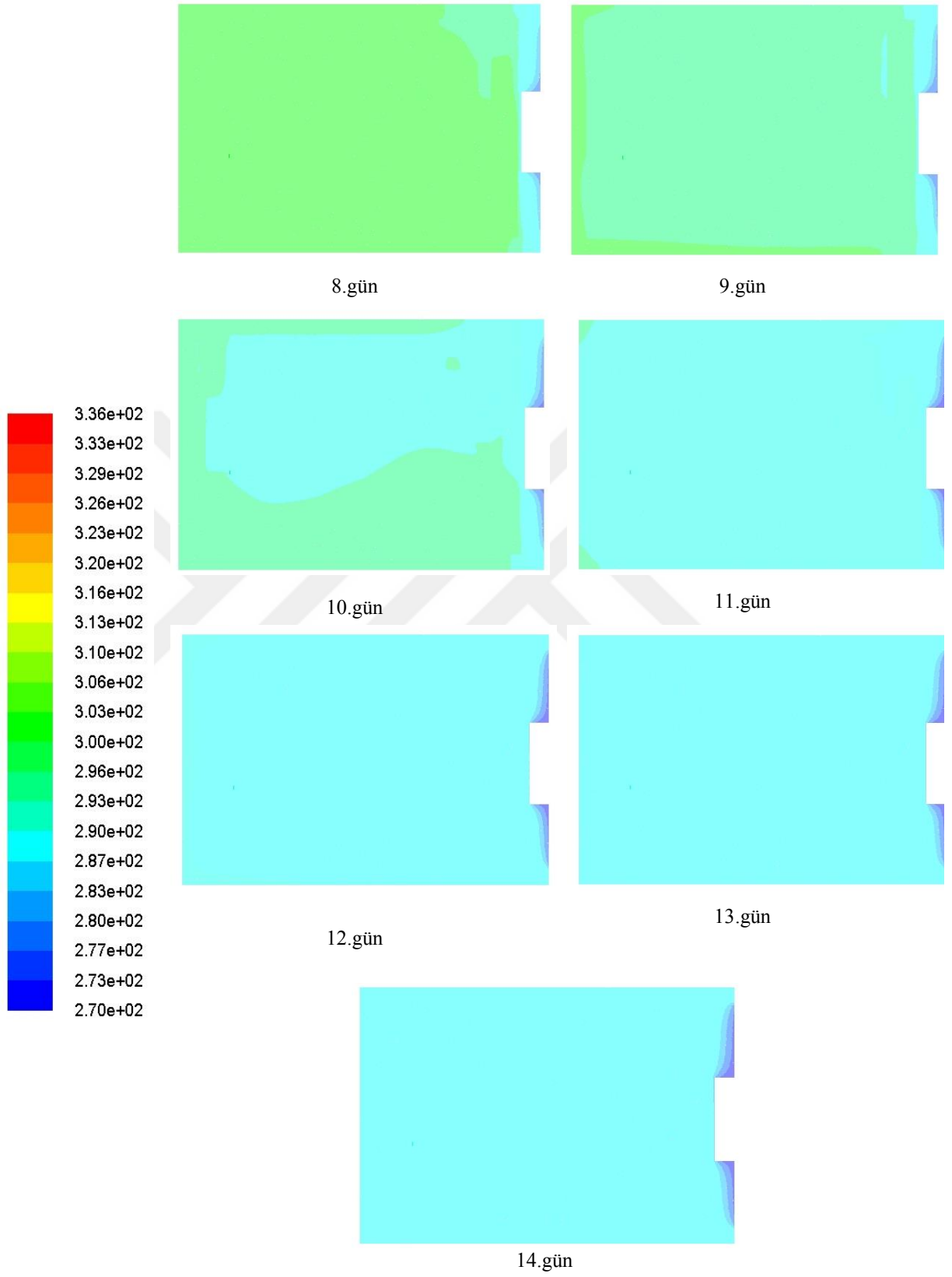
Şekil 3.16 Düzlem-2 de kolondan ilk 7 günlük ısıtma sürecinde ortalama sıcaklık kontürleri



Şekil 3.17. Düzlem-2 de kolondan ikinci 7 günlük soğuma sürecinde ortalama sıcaklık kontürleri

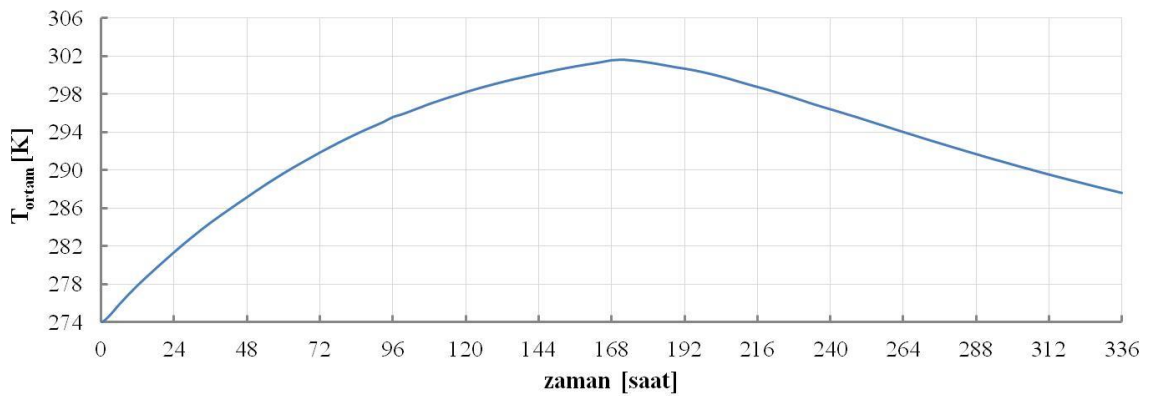


Şekil 3.18. Düzlem-3 de kolondan ilk 7 günlük ısıtma sürecinde ortalama sıcaklık kontürleri



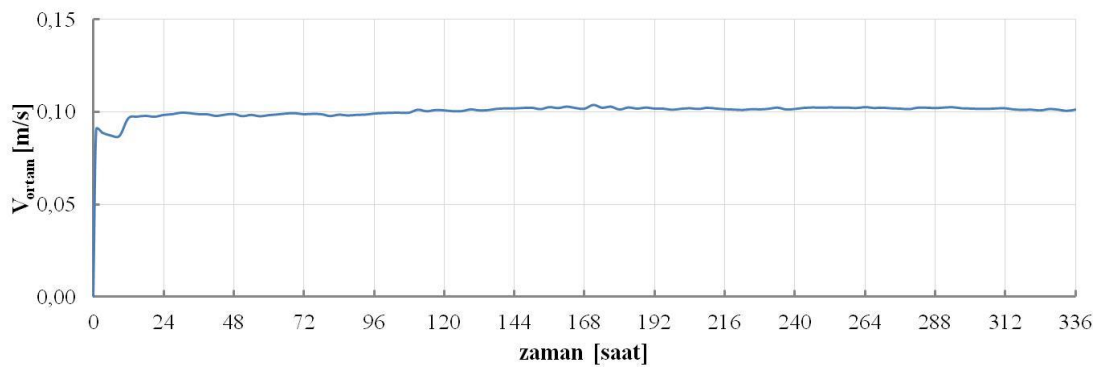
Şekil 3.19 Düzlem-3 de kolondan ikinci 7 günlük soğuma sürecinde ortalama sıcaklık kontürleri

14 Günlük ısıtma ve soğuma sürecinde oda ortam havasının ortalama sıcaklık değerinin zaman bağılı değişimi Şekil. 3.20’de görülmektedir. 7 gün süren ısıtma sonucunda oda sıcaklığı 302 K civarına yükselmiştir. Ulaşılabilecek maksimum sıcaklık kararlı hal analizi ile 306 K (Ek-3) olarak hesaplanmıştır. Isıtma süresi ile eşit sürede soğuyan oda bu süreçte başlangıç sıcaklığına düşmemiştir. Sıcaklık değeri başlangıç değeri olan 274 K den 13.5 K daha yüksektir. Bu durum kolon ile ısıtmada sıcaklığın hem kolonda hem de oda bünyesinde (eşyalar, kriş, duvar, tavan ve taban) depolanabildiğini göstermektedir.



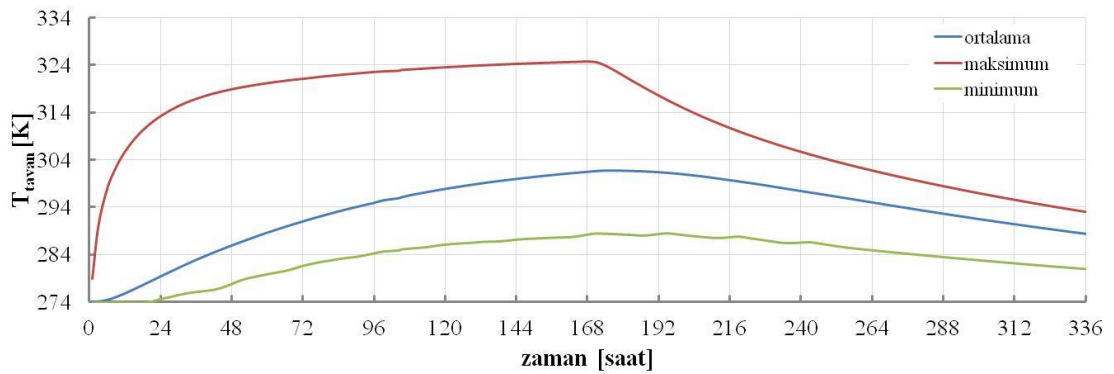
Şekil 3.20. Kolon ile ısıtılan odada ortam havasının ortalama sıcaklık değerinin zamana bağlı değişimi

14 Günlük ısıtma ve soğuma sürecinde oda ortam havasının ortalama hız değerinin zamana bağlı değişimi Şekil 3.21.de görülmektedir. Hız değeri genel olarak 0.1 m/s değeri civarında seyretmektedir. Bu değer termal konfor için üst limit olarak belirtilmiş olan 0.2 m/s değerinin yarısı kadardır. Yani kolon ile ısıtmada oda içerisindeki hava hızı değişiminden kaynaklanan bir konforsuzluk yoktur.

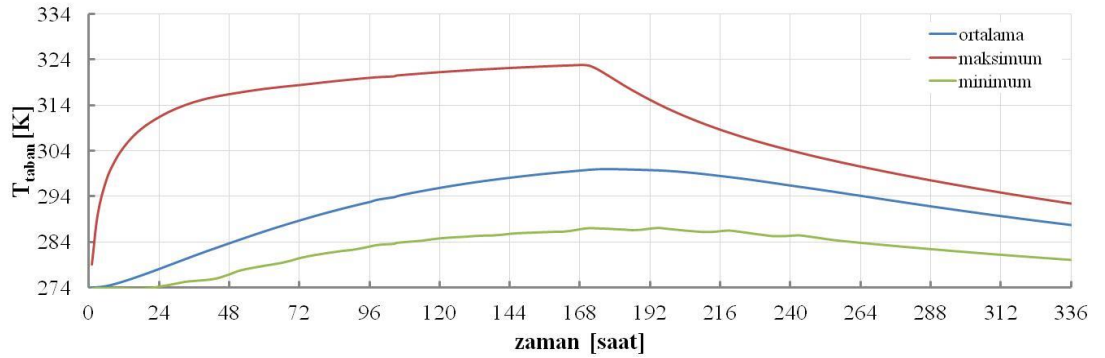


Şekil 3.21. Kolon ile ısıtılan odada ortam havasının ortalama hız değerinin zamana bağlı değişimi

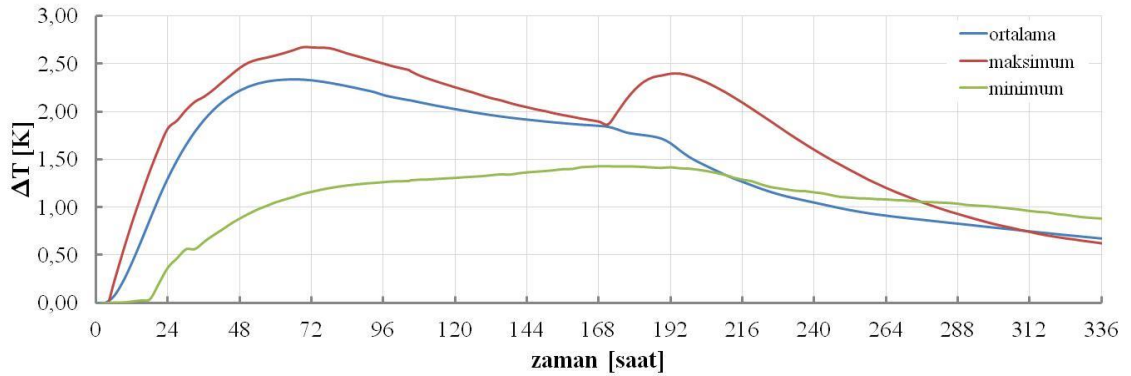
Termal analiz sürecinde ortam havasına temas eden tavan ve tabanın iç yüzeylerinde oluşan minimum, ortalama ve maksimum sıcaklık değerleri zamana bağlı olarak kaydedilmiş ve değişimi tavan için Şekil 3.22 de , taban için Şekil 3.23 de sunulmuştur. Beklendiği gibi tavan da tabandan daha yüksek sıcaklık değerleri gözlenmiştir. Maksimum sıcaklık eğrisi soğuma sürecinde hızlı bir şekilde düşerken, minimum ve ortalama eğriler ortam havasının ortalama sıcaklık eğrisine uygun bir karakter göstermiştir. Hatta ortalama ve minimum eğrilerin soğuma başlangıcından sonrada artmaya başladığı söylenebilir. İlave olarak minimum eğrilerde hafif dalgalanmalar meydana gelmiştir. Minimum sıcaklıklar dış duvara yakın bölgelerde oluşmaktadır. Bu bölgelerin sıcaklığıda zamanla değişen dış ortam sıcaklığından etkilenmektedir. Termal konfor için bir parametre olan dikey sıcaklık farkı bu veriler ile tespit edilmiştir. Taban ve tavan arasındaki minimum, ortalama ve maksimum sıcaklık farkı değerlerinin ($\Delta T = T_{\text{tavan}} - T_{\text{taban}}$) zamana bağlı değişimi Şekil 3.24 da verilmiştir. ΔT değerleri radyatörlü sistemde olduğu gibi hiç negative değer almamıştır. ΔT değeri maksimum için soğuma periyodu sonrasında farklı bir karakter ortaya koymuştur. Bu fiziksel olarak açıklanabilir. Tavan ve tabandaki maksimum sıcaklıklar kolonlara yakın bölgede meydana gelmektedir. Tabandaki ve kolonun alt bölgelerindeki termal enerji natural konveksiyon ile tavana yükseldiği için tavanda maksimum sıcaklık kolonlara yakın bölgede uzun süre yüksek kalmaya devam etmiştir. Bu grafikten görüldüğü üzere odanın en alt ve en üst noktaları arasındaki sıcaklık farkı değerleri analiz sürecinde 3 °C yi aşmamıştır. Ortalama değerler arasındaki fark ise 2.5 °C yi aşmamaktadır. Bu durumda oda ortamı içerisinde dikey sıcaklık farkından kaynaklanan bir konforsuzluk oluşmamıştır.



Şekil 3.22. Kolon ile ısıtılan odada tavanda oluşan minimum, ortalama ve maksimum sıcaklık değerlerinin zamana bağlı değişimi



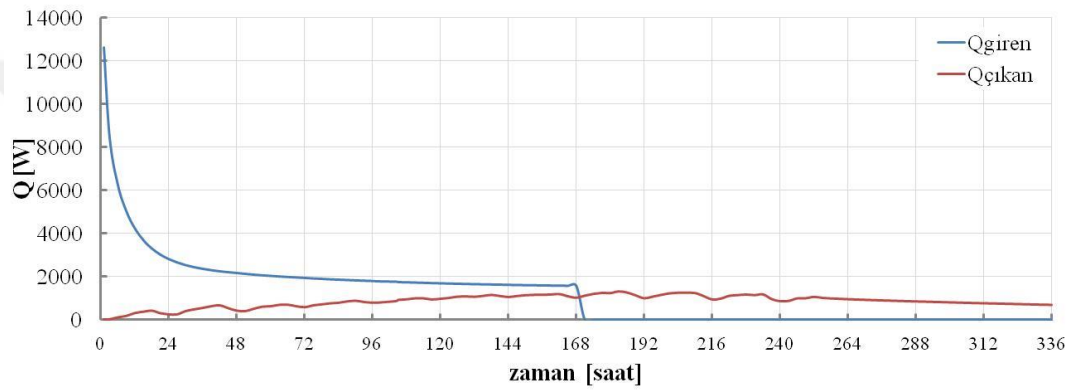
Şekil 3.23. Kolon ile ısıtılan odada tabanda oluşan minimum, ortalama ve maksimum sıcaklık değerlerinin zamana bağlı değişimi



Şekil 3.24. Kolon ile ısıtılan odada taban ile tavan sıcaklık farkının zamana bağlı değişimi

Kolon ile ısıtılan odada, sıcak sudan kolonave sonrasında temas eden yüzeylere ve odaya aktarılan ısı miktarı (Q_{giren}) ile, dış duvarlardan ve camlardan kaçan ısı miktarı ($Q_{çıkan}$) değerlerinin zamana bağlı değişimi Şekil 3.25 de verilmiştir. İlk 7. gün boyunca odaya ısı verilmiştir. Başlangıçta verilen ısı değeri 13000 W civarındadır. Bu ilk gün içerisinde hızla azalarak, 24 saat sonunda 3000 W civarlarına düşmüştür. Daha sonra akan ısı miktarı 7. gün sonunda tedrici olarak 1600 W civarlarına düşmüştür. Bu değer uzun süre ısıtma durumunda 1366 W değerine inmektedir. Şekil 3.25 ile ortaya çıkan sonuçlara göre ortama giren ısı miktarı 7. gün sonunda hala dışarı kaçan ısı miktarından daha düşüktür. Radyatörlü ısıtmada olduğu gibi incelenen odanın termal enerji depolama süreci hala devam etmektedir. İlk 24 saat içindeki hızlı düşüşün beton kolonların termal enerjiyi depolama süreci olarak değerlendirilmesi gerekir. Hatta, ileride anlatılacağı gibi, bu nedenle ortam havasının ısınması daha geç meydana gelmiştir. 1.günün sonunda oda 7°C ısınırken bunun için oda ortamına 24 saat

sürecinde ortalama 6218 W ısı verilmiştir. Bu süreçte dış duvarlardan kaçan ısı miktarı ortalama 198 W olmuştur. Kaçan ısı miktarındaki dalgalanmanın sebebi değişken dış ortam sıcaklığıdır. 7. günün sonunda 168. Saatte anlık giren ısı miktarı 1575 W olarak, kaçan ısı miktarı ise 1024 W olarak grafikten okunmuştur. Bu süreç için (168 saat ısıtma boyunca) ortalama giren ısı miktarı 2623 W, ortalama kaçan ısı miktarı ise 198 W olarak hesaplanmıştır. 48. Saatten (2. günden sonra) sonra giren ısı miktarı sabit değerde kalmıştır. Bunun sebebi kolonun ısıya doymasıdır. 7. günün sonunda odaya ısı verilmesi durdurulmuştur.



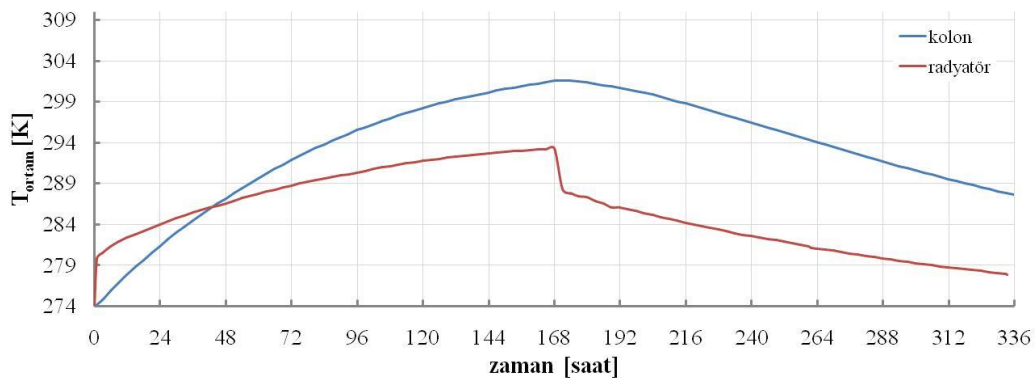
Şekil 3.25. Kolon ile ısıtılan odada Q_{giren} ve $Q_{çıkan}$ değerlerinin zamana bağlı değişimi

Oda ortamına giren net ısının (Q_{net}) zamana bağlı değişimi Şekil 3.26 de verilmiştir. Kolonlar kapatıldıktan sonra odaya ısı girişi olmadığından sadece ısı kaybı olduğundan bu zamandan sonraki değerler negatiftir.

3.4. Radyatör ve Kolon ile ısıtılan odaların termal konfor açısından kıyaslanması

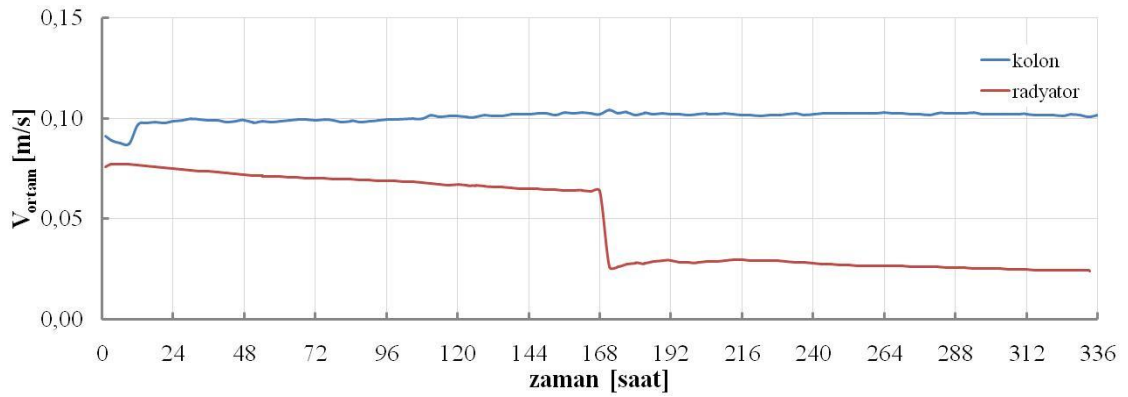
14 Günlük ısıtma ve soğuma sürecinde oda ortam havasının ortalama sıcaklık değerinin zamana bağlı değişimi her iki ısıtma sistemi için Şekil. 3.26 de görülmektedir. Kolonla ısıtma sisteminin radyatörlü ısıtma sistemine göre çok daha iyi performans sergilediği çok açıktır. Kolon ile ısıtma daha yüksek bir gradyan ile ortam havasını ısıtmıştır. İlk 40 saat içinde kolonlu ısıtmanın daha düşük olmasının nedeni sıcak sudan gelen termal enerjinin kolonlarda depolanmasıyla açıklanabilir. Ancak yaklaşık 40 saat sonra her iki sistemin sağladığı oda sıcaklıkları birbirine eşit olmaktadır. 7. Gün sonunda sıcaklıklar maksimum değerlerine ulaşmıştır. Bu değerler kolonlu ısıtma için 301 K civarında iken radyatörlü ısıtma için ise 293 K civarındadır. İnsan konforu için 295 K lik bir sıcaklık

referans alınırsa radyatör sistemiyle bu sıcaklığa ulaşamadığı açıktır. Kolonlu ısıtma için ise ancak 80 saatlik bir ısıtma sonucunda 295 K değerine ulaşılabilmiştir. Elbette pratik uygulamada bu geçiş süresi bu kadar uzun olmayacaktır. Başlangıç sıcaklığı soğuk mevsimin başlamasıyla 15-20 °C (yaklaşık ortalama 290 K) civarında (hesaplamalarda ilk sıcaklık 274 K alınmıştı) olduğu düşünülürse, 80 saatlik sürenin 20 saat civarına (Şekil 3.27 den kolonlu ısıtma için 290 K değerine 60 saat sonra ulaşılmaktadır) düşeceği tahmin edilebilir. İlk 80 saatten itibaren günlük periyotta ısıtma ve soğutma sistemine geçilerek (12 saat ısıtma+12 saat soğuma, 6 saat ısıtma+6 saat soğuma+6 saat ısıtma+6 saat soğuma gibi) kolonlu ısıtma ile yeterli bir ısıtma sağlanabilir. Daha soğuk günlerde ısıtma periyodları uzatılırken, daha sıcak günlerde ise bu süreler azaltılabilir. Ancak radyatörlü sistem için yeterli bir performansa ulaşmak için radyatör yüzey sıcaklığının epeyce artırılması gerekmektedir. Radyatör yüzey sıcaklıkları ve kolon içindeki boru iç yüzey sıcaklıkları hemen hemen aynı değerde 335 K olmasına rağmen iki sistem arasındaki bu performans farkının izah edilmesi gerekir. Kolonlu ısıtmada giriş sıcaklığı 335 K iken çıkış sıcaklığı ise, ısıtma başlangıcında ($Q=12750$ W iken) minimum 334.6 K olarak hesaplandı. Isıtmanın ilerleyen dönemlerinde Q değeri azaldığı için bu değer daha da yükselmektedir. Dolayısıyla boru iç yüzeyinde sıcaklığın 335 K olarak alınmasında ihmal edilebilir bir hata olacaktır. Bu iki ısıtma sistemi arasındaki performans farkının oluşmasının tek sebebi ısıtma yüzeyleri olacaktır. Isıtma yüzeyleri radyatörlü ısıtma yüzeyinde tüm radyatör yüzeyleri olup toplam 4.064 m² dir. Kolonlu ısıtmada ise ısıtma yüzeyi boruların iç yüzeyleri olarak alınır, yüzey toplamı olup 5.98 m² dir. Şekil 3.26 deki sıcaklık dağılım farkının nedenlerinde biri de ısıtma yüzeyleri arasındaki yaklaşık % 50 lik farktır.



Şekil 3.26. Radyatör ve Kolon ile ısıtılan odada ortam havasının ortalama sıcaklık değerinin zamana bağlı değişimi

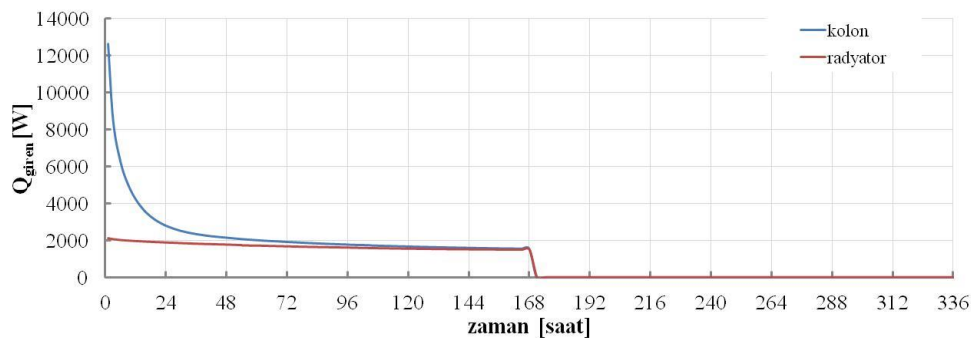
14 Günlük ısıtma ve soğuma sürecinde oda ortam havasının ortalama hız değerinin zamana bağlı değişimi her iki ısıtma sistemi için Şekil 3.27 de görülmektedir. Kolonlu odada hız değeri genel olarak 14 gün boyunca 0.1 m/s değeri civarında seyrederken, radyatorlu odada ilk 7 gün ısıtmada hız değeri 0.075 m/s değeri civarında, soğuma sürecinde ise hız değeri 0.03 m/s değeri civarında olmuştur. Bu değerler her iki oda içinde termal konfor şartını sağlamaktadır. Ancak kolonla ısıtılan odada hız değerinde ani düşüşler yada çıkışlar görülmemiştir. Kolonlu ısıtma ile ortam havasının hız değeri daha yüksek çıkmıştır. Hava hızının ortam sıcaklığından bağımsız olmadığı bilinen bir durumdur. Bu nedenle radyatörlü ısıtmada 168. saatte meydana gelen ani sıcaklık azalması hava hızına da yansımıştır.



Şekil 3.27. Radyatör ve Kolon ile ısıtılan odada ortam havasının ortalama hava hızı değerinin zamana bağlı değişimi

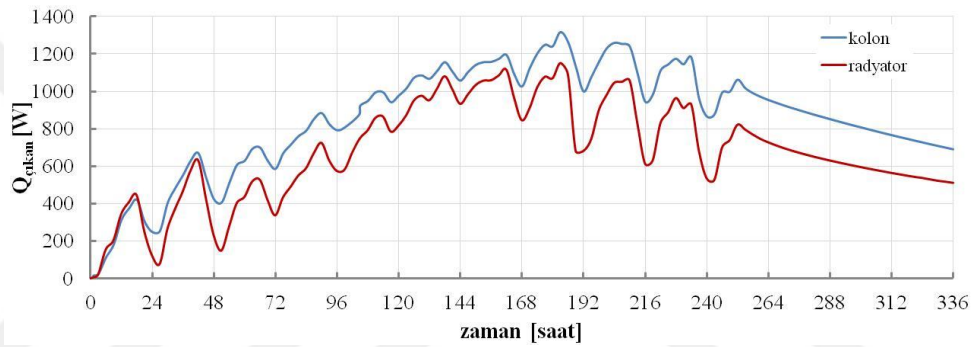
14 Günlük ısıtma ve soğuma sürecinde kolon ve radyatörden odaya aktarılan ısı değerlerinin zamana bağlı değişimi her iki ısıtma sistemi için Şekil 3.28 de görülmektedir. Aradaki farkın ilk 24 saatte çok fazla olduğu, daha sonra ise iki eğrinin hızla birbirine yaklaştığı görülmektedir. Gerçekleştirilen kararlı hal analizlerine göre uzun süre ısıtma işlemi devam etmesi halinde her iki ısıtma sistemi içinde aynı ısı değerlerine ulaşılmaktadır. Ek-3 göre oda içerisine giren ve oda dışına kaşan ısı değerleri yaklaşık olarak 1350 W civarındadır. Isıtma periyodunun son 3 günü neredeyse her iki sistem için de oda içerisine aynı miktarda ısı girdiği söylenebilir. Şekil 3.26 de görülen ortam havaları arasındaki sıcaklık farkının açıklanması Şekil 3.28 deki eğriler ile izah edilebilir. Bu noktada oda içerisine giren toplam ısılar ve odayı terkeden toplam ısılar önemli olacaktır. İlave olarak 14 gün sonra ilk güne göre içeride ne kadar ısı kaldığı da merak edilebilir. Şekil 3.28 deki eğrilerin operasyon zamanı üzerinden integrali bu

beklentilere cevap verecektir. Eklerde verilen tablolar vasıtasıyla bu integral sayısal olarak hesaplanabilir. Radyatörlü ısıtma için tüm çalışma periyodu boyunca oda içerisine 1021 MJ lük bir ısı verilirken, 839 MJ luk ısı ise dış ortama kaçmıştır. 182 MJ lük bir ısı oda yapı elamanları, eşyalar ve hava üzerinde termal enerji olarak depolanmıştır. Kolonlu ısıtma ile bu rakamlar 1437 MJ ve 1039 MJ seviyelerine yükselmiştir. 14 gün sonunda kolonlu ısıtma ile 398 MJ luk ısı oda içerisinde termal enerji olarak depolanmıştır. Toplam verilen ısıl enerji değerleri de ısıtma yüzeylerine yakın oran yakalamıştır. $1437/1021=1.41$ lik oran kolonlu ısıtma ile %40 daha fazla miktarda ısının verildiğini göstermektedir. İki ısıtma sistemi arasında ısıl kaçaklar açısından bir performans farkı olmuş mudur sorusunda önemlidir. Bu noktada kaçan toplam termal enerjinin oda içerisin verilen toplam enerjiye oranı ile değerlendirme yapılabilir. Radyatörlü ısıtma için bu oran $839/1021=0.82$ iken kolonlu ısıtma için ise $1039/1437=0.72$ civarındadır. Bu oranın düşük olması daha az kaçak anlamına gelecektir. Bu sonuçlar kolonlu ısıtma ile %10 daha az ısıl kaçak oluştuğu anlamına gelecektir. Bununla birlikte ısıl kaçaklarda oda ortam sıcaklığı ile dış ortam sıcaklığı arasındaki farkında etkili olduğu bilinen bir gerçektir. Kolonlu ısıtma ile oda ortamı daha fazla sıcaklığa sahip olduğu için daha fazla ısı kaçığına neden olacaktır. Bu nedenle %10 rakamının aynı sıcaklık şartlarında biraz daha artması sözkonusu olacaktır. Sonuç olarak kolonlu ısıtma sistemi radyatörlü ısıtma sistemine göre daha az kaçığa neden olmaktadır. Depolanan termal enerji miktarlarının mukayese edilemesi içinde depolanan enerjilerin verilen enerjiye oranı yol gösterici olacaktır. Bu oran radyatörlü ısıtma için $182/1021=0.18$ iken kolonlu ısıtma için ise $398/1437=0.28$ olacaktır. Bu sonuçlarda enerji depolama performansının kolonlu ısıtma ile %10 daha fazla olacağına işaret etmektedir.



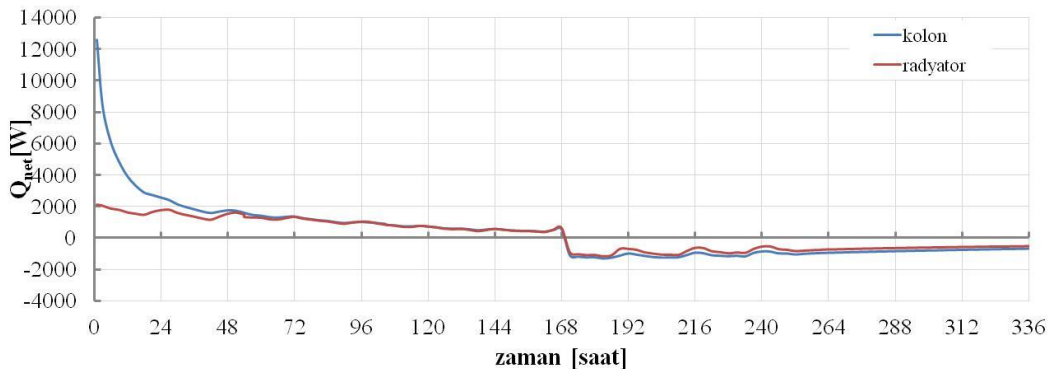
Şekil 3.28. Radyatör ve Kolon ile ısıtılan odada Q_{giren} değerlerinin zamana bağlı değişimi

14 Günlük ısıtma ve soğuma sürecinde dış duvarlardan ve camlardan kaçan ısı değerlerinin zamana bağlı değişimi her iki ısıtma sistemi için Şekil 3.29 da görülmektedir. Daha yüksek ortam sıcaklığına neden olan kolon ile ısıtılan odadan daha fazla ısı kaçağı olmuştur. İlk 24 saatten sonra iki eğri arasında bir fark olmuştur. İlk 24 saatte ise neredeyse eğriler üst üste gelmiştir. Her iki ısıtma sisteminde de ısı kaçakları dış duvarlar ve camlardan olmuştur. Ancak radyatörlü ısıtma sisteminde radyatöre en yakın dış duvardan ve kolonlu ısıtma sisteminde ise kolonlara bitişik dış duvarlardan daha yüksek kaçaklar oluşmuştur. İlk anlarda kolonlu ısıtmada kolon içine depolanma söz konusu olduğu için iki eğri ilk 24 saatte üst üste gelmiştir.



Şekil 3.29. Radyatör ve Kolon ile ısıtılan odada $Q_{\text{çıkam}}$ değerlerinin zamana bağlı değişimi

Oda ortamına giren net ısının (Q_{net}) zamana bağlı değişimi Şekil 3.30 da verilmiştir. Radyatör kapatıldıktan sonra odaya ısı girişi olmadığından sadece ısı kaybı olduğundan bu zamandan sonraki değerler negatiftir. Isıtma periyodunda, ilk 48 saatten sonra her iki ısıtma sistemi içinde aynı Q_{net} değerlerinin oluştuğu görülmektedir. Soğuma periyodunda kolonun değerlerinin yüksek olmasının nedeni oda ortamının daha sıcak olmasındandır.



Şekil 3.30. Radyatör ve Kolon ile ısıtılan odada Q_{net} değerlerinin zamana bağlı değişimi

4. BÖLÜM

SONUÇ ve ÖNERİLER

4.1. Sayısal Çalışma Sonuçları ve Değerlendirme

Bu tez kapsamında elde edilen sonuçlar kolon ile ısıtmanın radyatör ile ısıtmaya göre bir çok açıdan daha avantajlı olduğunu ortaya koymuştur. 7 günlük ısıtma sürecinde kolon ile ısıtmada oda ortamında genel olarak homojen sıcaklık dağılımı gözlenirken, radyatör ile ısıtmada aynı homojenlik sağlanamamıştır. 7. Günden sonra her iki ısıtma sistemi de kapatılıp oda içerisindeki sıcaklık değişimi takip edildiğinde kolon ile ısıtılan odada ortam sıcaklığının hemen düşmediği görülmüştür. Isıtıcı kolon ve radyatör kapandıktan 4 gün sonra ortalama ortam sıcaklıkları sırası ile 294 ve 281 K olmuştur. İki ısıtma sistemi arasında aynı süreçte aynı oda için 11.gün sonundaki(7 gün ısıtma+4 gün ısıtıcı kaynağın kapatılması) bu sıcaklık farkı kolon ile ısıtılan odada konfor şartlarının hala iyi durumda olduğunu göstermektedir. Radyatör ile ısıtılan odada tavan ve taban arasında ortalama yüzey sıcaklığı değerleri arasında maksimum 2°C dikey sıcaklık farkı oluşmuş iken kolon ile bu değer 2.3 °C olmuştur.

Kolonlu ısıtma ile oluşan sıcaklık dağılımlarında 335 K lik sıcak su ile yeterli ısıtmanın fazlasıyla sağlanabileceğini ortaya koymuştur. Bu sıcaklıkta beton yapı içerisinde oluşacak termal tahribatın literatürde tanımlanan sınır değerden (473 K [72]) epey aşağıda olması önerilen sistemin cazibesini artırmıştır.

Oda ortamında ortalama hava hızı değeri kolon ile ısıtmada hem ısıtma hemde soğuma sürecinde sabit değerde kalmıştır. Fakat radyatör ile ısıtılan odada değişken olmuş, hemde ısıtıcı kaynak kapatıldığında ani bir düşüş görülmüştür. Oluşan hız değerleri termal konfor için tanımlanan limitlerin altında kalmıştır.

Kolonlu ısıtma sisteminde 14 günlük süreç boyunca meydana gelen ısı kaçaklar radyatörlü ısıtma sistemine göre %10 daha düşük olmuştur. Paralel olarak kolonlu ısıtma sistemi odanın yapı elemanları (duvar, kolon, kriş), oda havası ve eşyaları içerisinde %10 daha fazla termal enerji depolamıştır.

Hesaplamalarda düşük ısı iletim katsayısına ve yüksek özgül ısı değerine sahip yapı elemanları ve eşyaların bir enerji deposu olarak görev yaptığını, kısa zaman diliminde hızla ısınma veya hızla soğuma işlemlerinin mümkün olmadığını ortaya koymuştur.

Sonuç olarak kolonlar ile ısıtılan oda radyatör ile ısıtılan odadan daha iyi termal konfor şartlarına sahiptir. Bu durum önerilen ısıtma sisteminin bu açıdan da uygulanabilirliğini desteklemektedir.

4.2. İleriki Çalışmalar için Öneriler

Bu tez ile elde edilen olumlu sonuçlar bugün için pratik olarak uygulama sahası olmayan kolonlu ısıtma sistemlerinin uygulamaya geçirilebileceğini göstermektedir. Sayısal çalışma açısından bilgi birikimi daha artırılmıştır. Daha büyük kapasiteli bilgisayarlar ile daha kapsamlı, çok katlı yapılar ve yanyana çok odalı sistemler için çalışmalar gerçekleştirilebilir. Bu kapsamlı çalışmalar sonrasında, kolonlu sistemin termal ve mekanik davranışını net olarak ortaya koymak için bir deneysel çalışma yapılabilir.

KAYNAKLAR

1. Türker A., “Bireysel Ve Merkezi Isıtma Sistemlerinin Tanıtımı ve Karşılaştırılması”
http://www1.mmo.org.tr/resimler/dosya_ekler/b567b1729fc2633_ek.pdf
(Ziyaret tarihi: 12 Ocak 2018)
2. Enerji Verimliliği Kanunu, Kanun No: 5627 Kabul tarihi: 02.05.2007 Resmi Gazete Sayı: 26510 Tertip: 5 ,46: (1-2)
3. TMMOB Makina Mühendisleri Odası, Makine Mühendisliği El Kitabı, Cilt 1- Üretim Ve Tasarım, 2. Baskı Ekim 1994
4. Genceli, O. F. ve Parmaksızoğlu, İ. C. (2003). Kalorifer Tesisatı, Makina Mühendisleri Odası Yayınları, istanbul, 17-18, Sf.146-204.
5. Navarro, L., Gracia, A., Colclough, S., Browne, M., McCormack, S.J., Griffiths, P., Cabeza, L.F., 2016. Thermal energy storage in building integrated thermal systems: A review. Part 1. active storage systems. **Renewable Energy**, **88** (1): 526-547.
6. Heier, J., Bales, C., Martin, V., 2015. Combining thermal energy storage with buildings – a review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, **42** (1): 1305–1325.
7. Gao, X., Liu, J., Hu, R., Akashi, Y., Daisuke, S., 2017. A simplified model for dynamic analysis of the indoor thermal environment of rooms with a Chinese kang. **Building and Environment**, **111** (1): 265–278.
8. Zhuang, Z., Li, Y., Chen, Bin., 2009. Thermal storage performance analysis on Chinese kang. **Energy and Buildings**, **41** (1): 452–459.
9. Duanmu, L., Yuan, P., Wang, Z., Xu, C., 2017. Heat transfer model of hot-wall Kang based on the non-uniform Kang surface temperature in Chinese rural residences. **Building Simulation**, **10** (2): 145-163.
10. Guo, Q., 2017. The chinese domestic architectural heating system [kang]: origins, applications and techniques. **Architectural History**, **45** (1): 32-48.
11. Basaran, T., İlken, Z., 1998. Thermal analysis of the heating system of the Small Bath in ancient Phaselis. **Energy and Buildings**, **27** (1): 1-11.
12. Romani, J., Gracia, A., Cabeza, L.F., 2016. Simulation and control of thermally activated building systems (TABS). **Energy and Buildings**, **127** (1): 22-42.

13. Navarro, L., Gracia, A., Niall, D., Castell, D., Browne, M., Browne, M., McCormack, S., J., Griffiths, P., Cabeza, L., F., 2016. Thermal energy storage in building integrated thermal systems: A review. Part 2. Integration as passive system. **Renewable Energy**, **85** (1): 1334–1356.
14. Nicol J. F., Humphreys M. A., 2009, New Standards for Comfort and **Energy Use in Buildings, Building Research & Information**, **37**(1): 68-73.
15. Fanger P. O., Thermal Comfort: Analysis and Applications in Environmental Engineering, 1st ed., Danish Technical Press, Copenhagen, 1970.
16. Toksoy M , 1993 , Teskon Bildiri, Isıl Konfor ,Dokuz Eylül Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü ,Bornova İzmir , Sayfa 591-640
17. ISO 7730, “Moderate thermal environments – Determination of the PMV and PPD indices and specification of the conditions for thermal comfort” International Organization for Standardization, 1994.
18. ANSI / ASHRAE Standard 55 – 2004, “Thermal environmental conditions for human occupancy”, 2004
19. Atmaca İ., Yiğit A., Isıl Konfor ile İlgili Mevcut Standartlar ve Konfor Parametrelerinin Çeşitli Modeller ile İncelenmesi, IX. **Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, Sempozyum Bildirisi**, 543-545.
20. https://www.tripadvisor.com.tr/LocationPhotoDirectLink-g790195-d2693176-i180972425-Ishak_Pasha_Palace-Dogubeyazit_Agri_Province.html(Ziyaret tarihi: 12 Mart 2015)
21. <https://www.diyadinnet.com/resimleri-151-ishak-pa%C5%9Faray%C4%B1&sayfa=43> (Ziyaret tarihi: 12 Mart 2015)
22. <http://ishak-pasa-sarayi-belgeseli.blogspot.com/p/kalorifer-sistemi.html>(Ziyaret tarihi: 12 Mart 2015)
23. <http://www.arkitera.com/haber/8820/antik-cagin-luks-isitma-sistemini-gun-isigina-cikardilar>(Ziyaret tarihi: 10 Nisan 2018)
24. Zheng, W., Zhang, H., You, S., Ye, T., 2016. Heat transfer performance of a seawater-source heat pump with radiant floor heating system in cold areas of China. **Science and Technology for the Built Environment**, **00** (1): 1-9.
25. Wang, D., Wu, C., Liu, Y., Chen, P., Liu, J., 2017. Experimental study on the thermal performance of an enhanced-convection overhead radiant floor heating system. **Energy and Buildings**, **135** (1): 233–243.

26. Su, L., Li, N., Zhang, X., Sun, Y., Qian, J., 2015. Heat transfer and cooling characteristics of concrete ceiling radiant cooling panel. **Applied Thermal Engineering**, **84** (1): 170–179.
27. Ren, M., J., Wright, J., A., 1998. A Ventilated Slab Thermal Storage System Model. **Building and Environment**, **33**(1): 43-52.
28. Xu, X., Yu, J., Wang, S., Wang, J., 2014. Research and application of active hollow core slabs in building systems for utilizing low energy sources. **Applied Energy**, **116** (1): 424–435.
29. Gwerder, M., Lehmann, B., Tödtli, J., Dorer, V., Renggli, F., 2008. Control of thermally-activated building systems (TABS). **Applied Energy**, **85** (2): 565–581.
30. Rijkssen, D., O., Wisse, C., J., van Schijndel, A., W., M., 2010. Reducing peak requirements for cooling by using thermally activated building systems. **Energy and Buildings**, **42** (1): 298-304.
31. Krzaczek, M., Kowalczyk, Z., 2011. Thermal Barrier as a technique of indirect heating and cooling for residential buildings. **Energy and Buildings**, **43** (1): 823-837.
32. Zhu, Q., Li, A., Xie, J., Li, W., Xu, X., 2016. Experimental validation of a semi-dynamic simplified model of active pipe-embedded building envelope. **International Journal of Thermal Sciences**, **108** (1): 70–80.
33. Gracia, A., Castell, A., Medrano, M., Cabeza, L., F., 2011. Dynamic thermal performance of alveolar brick construction system. **Energy Conversion and Management**, **52** (7): 2495-2500.
34. Saadatian, O., Sopian, K., Lim, C., H., Asim, N., Sulaiman, M., Y., 2012. Trombe walls: A review of opportunities and challenges in research and development. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, **16** (1): 6340–6351.
35. Hu, Z, He, W., Ji, J., Zhang, S., 2017. A review on the application of Trombe wall system in buildings. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, **70** (1): 976-987.
36. Cabeza, L., F., Castello'n, C., Nogue's, M., Medrano, M., Leppers, R., Zubillaga, O., 2007. Thermal energy storage in building integrated thermal

- systems: A review. Part 2. Integration as passive system. **Energy and Buildings**, **39** (1): 113–119.
37. Schossig, P., Henning, H., M., Gschwander, S., Haussmann, T., 2005. Micro-encapsulated phase-change materials integrated into construction materials. **Solar Energy Materials & Solar Cells**, **89** (1): 297-306.
 38. Sharifi, N., P., Shaikh, A., A., N., Sakulich, A., R., 2017. Application of phase change materials in gypsum boards to meet building energy conservation goals. **Energy and Buildings**, **138** (1): 455-467.
 39. Wang, X., Yu, H., Li, L., Zhao, M., 2016. Experimental assessment on the use of phase change materials (PCMs)-bricks in the exterior wall of a full-scale room. **Energy Conversion and Management**, **120** (1): 81-89.
 40. Myhren J., Holmberg S., 2008, Flow patterns and thermal comfort in a room with panel, floor and wall heating , **Energy and Buildings**, **40** (1): 524-536.
 41. Horikiri K. , Yao Y. , Yao J., 2014, Modelling conjugate flow and heat transfer in a ventilated room for indoor thermal comfort assessment , **Building and Environment**, **77** :135-147.
 42. Sevilgen G., Kilic M., 2011, Numerical analysis of air flow, heat transfer, moisture transport and thermal comfort in a room heated by two-panel radiators , **Energy and Buildings**, **43** (1): 137-146.
 43. Basok B. I., Davydenko B. V., Farenuyk G. G., Goncharuka S. M., 2014, Computational Modeling Of The Temperature Regime In A Room With A Two-Panel Radiator , **Journal of Engineering Physics and Thermophysics**, **87** : 1433-1437.
 44. Calisir T., Yazar H.O., Baskaya Ş., 2017, Determination of the effects of different inlet-outlet locations and temperatures on PCCP panel radiator heat transfer and fluid flow characteristics, **International Journal of Thermal Sciences**, **121** : 322-335.
 45. Maivel M., Konzelmann M., Kurnitski J., 2015, Energy performance of radiators with parallel and serial connected panels , **Energy and Buildings**, **86** : 745-753.
 46. Embaye M., AL-Dadah R.K., Mahmoud S., 2016, Numerical evaluation of indoor thermal comfort and energy saving by operating the heating panel radiator at different flow strategies, **Energy and Buildings** **121**: 298-308

47. Khorasanizadeha H., Sheikhzadeha G.A., Azematia A.A., 2014, Shirkavand Hadavand, Numerical Study Of Air flow And Heat Transfer In A Two-Dimensional Enclosure With floor Heating, **Energy and Buildings**, **78** : 98-104.
48. Chafi F.Z. , Hallé S., 2011, Three dimensional study for evaluating of air flow movements and thermal comfort in a model room: Experimental validation , **Energy and Buildings** **43**: 2156-2166
49. Bozkır O., Canbazoglu S., 2004, Unsteady thermal performance analysis of a room with serial and parallel duct radiant floor heating system using hot airflow , **Energy and Buildings** **43 (6)** :579-586
50. Romani J., Cabeza L.F., Gracia A., ,2018, Development and experimental validation of a transient 2D numeric model for radiant walls, **Renewable Energy**, **115** : 859-870
51. Lin B., Wang Z., Sun H., Zhu Y. , Ouyang Q., 2016, Evaluation and comparison of thermal comfort of convective and radiant heating terminals in office buildings , **Buildings and Environment** **106** : 91-102.
52. Sarbu I., Sebarchievici C., 2016, Performance Evaluation of Radiator and Radiant Floor Heating Systems for an Office Room Connected to a Ground-Coupled Heat Pump, **Energies** **9** : 228
53. Karabay H., Arıcı M. , Sandık M., 2013, A numerical investigation of fluid flow and heat transfer inside a room for floor heating and wall heating systems , **Energy and Buildings** **67** : 471-478
54. Al-Sanea S.A., Zedan M.F., Al-Harbi M.B., 2012, Effect of supply Reynolds number and room aspect ratio on flow and ceiling heat-transfer coefficient for mixing ventilation ,**International Journal of Thermal Sciences** **54** : 176-187.
55. Olesen B.W., Mortensen E., Thorshauge J., Berg-Munch B., Thermal Comfort In A Room Heated By Different Methods, **Associate Member ASHRAE No. 2556** :34-48
56. Mikeska T., Svendsen S., 2013, Study of thermal performance of capillary micro tubes integrated into the building sandwich element made of high performance concrete, **Applied Thermal Engineering**, **52**: 576-584
57. Sarbu I., Sebarchievici C., 2015, A study of the performances of low-temperature heating systems , **Energy Efficiency** **8 (3)**: 609-627

58. Yu T., Heiselberg P., Lei B. , Zhang C., Pomianowski M. , Jensen R., 2016, Experimental study on the dynamic performance of a novel system combining natural ventilation with diffuse ceiling inlet and TABS, **Applied Energy** **169** (1): 218-229
59. Wang D., Wu C., Liu Y., Chen P., Liu J., 2017, Experimental study on the thermal performance of an enhanced-convection overhead radiant floor heating system , **Energy and Buildings** **135** : 233-243
60. Seyam S. , Huzayyin A., El-Batsh H., Nada S., 2014, Experimental and numerical investigation of the radiant panel heating system using scale room model , **Energy and Buildings** **82** : 130-141
61. Foda E., Sire'n K., 2014, Evaluating the thermal comfort performance of heating systems using a thermal manikin with human thermoregulatory control, **Indoor And Built Environment**,**25** (1):191-202
62. Konga,Q., Fenga J., Yanga C., Miaob Z., Hea X., 2017, Numerical Simulation of a Radiant Floor Cooling Office Based on CFD-BES Coupling and FEM, **Energy Procedia** **105**: 3577-3583.
63. Burattia C., Palladinoa D., Morettia E., 2017, Prediction Of Indoor Conditions And Thermal Comfort Using CFD Simulations: A Case Study Based On Experimental Data, **Energy Procedia** **126**: 115-122 .
64. Gendelis S., Jakovičs A., Ratnieks J., 2017, Thermal comfort condition assessment in test buildings with different heating/cooling systems and wall envelopes, **Energy Procedia** **132**: 153-158.
65. Hemmer C., Convert F., Popa C., Polidori G., 2016,3-D Simulations of Indoor Airflow and Temperature Field with a Radiative and Convective Heater , **Journal of Applied Fluid Mechanics** , 9 (2):189-195.
66. Koca A., Duvardan, Yerden, Tavandan Isıtma Soğutma Panellerinin Geliştirilmesi Performans Analizleri Ve Örnek Bir Oda Modellenmesi, 2011, İstanbul Teknik Üniversitesi,Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek lisans tezi, İstanbul,201 s.
67. Ekici C., Güneş Enerjisi Destekli Radyatör Ve Döşemedin Isıtma Sistemi Kullanılan Kapalı Bir Ortamın Konfor Analizi, 2011, Gazi Üniversitesi , Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek lisans tezi, Ankara ,223 s.

68. Başkal A., Duvardan Isıtma Ve Soğutmalı Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Performansının İncelenmesi, 2011, Yıldız Teknik Üniversitesi , Fen Bilimleri Enstitüsü , Yüksek lisans tezi, İstanbul, 180 s.
69. Dikici A., Güneş,hava ve toprak enerjisi kaynaklı ısı pompasının Elazığ şartlarında konut ısıtma için kullanımının deneysel olarak araştırılması, 2004, Fırat Üniversitesi , Fen Bilimleri Enstitüsü , Doktora Tezi, Elazığ, 211 s.
70. Topaloğlu M., Isınma sistemi merkezi sistemden bireysel sisteme dönüştürülmüş bir binada ısınma performansının sayısal analizi, 2012, Erciyes Üniversitesi , Fen Bilimleri Enstitüsü , Yüksek lisans tezi, Kayseri, 81 s.
71. Yıldız T., Radyatör konumuna göre içerisinde mobilya bulunan bir odada sıcaklık dağılımının sayısal analizi, 2007, Erciyes Üniversitesi , Fen Bilimleri Enstitüsü , Yüksek lisans tezi, Kayseri, 90 s.
72. Özrahat E., Bir Isıtıcı Ve Bir Termal Enerji Deposu Olarak Beton Kolonların Termal Ve Mekanik Performansının Araştırılması, 2017, Erciyes Üniversitesi , Fen Bilimleri Enstitüsü , Doktora tezi, Kayseri, 254 s.
73. <https://www.ansys.com/products/fluids/ansys-fluent> (ziyaret tarihi: 20/02/2017)
74. Özrahat E., Değişik Gazlar İçin Çift Camlı Pencere Boyutlarının Sayısal İncelenmesi, 2007, Erciyes Üniversitesi , Fen Bilimleri Enstitüsü , Yüksek Lisans tezi, Kayseri,100s.
75. Yakhot, V., Orszag, S. A., 1986, Renormalization Group Analysis of Turbulence: Basic Theory, Journal of Scientific Computing, 1(1):1-51,
76. Shih T.-H., Liou W.W., Shabbir A., Yang Z., and Zhu J., 1995, A New k-ε Eddy-Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows – Model Development and Validation, Computers Fluids, 24(3):227-238,
77. Saberinejad, H., Hashiehbaf, A., Afrasiabian, E., 2010, A Study of Various Numerical Turbulence Modeling Methods in Boundary Layer Excitation of a Square Ribbed Channel, International Journal of Mechanical and Materials Engineering 1:2
78. Incropera, F.P. ve DeWitt, D.P. (1996). Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri, Literatür Yayıncılık, (Derbentli, T., Genceli, O., Güngör, A., Hepbaşlı, A., İlken, Z., Özbalta, N., Özgüç, F., Parmaksızoğlu, C. ve Uralcan, Y., Çev.), İstanbul.
79. Büyükkaya E., Eao'daki Enerji Kaynaklarının Had Simülasyonu Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi 21(5) , 782-791, 2017

80. Uğurluoğlu E., Doğal Gaz Yakılan Bir Ocakta Katı Yüzeyin Emisyon Ve Verim Üzerine Etkisi Fen Bilimleri Enstitüsü Enerji Ana Bilimdalı-Yüksek Lisans Tezi Mak. Müh. İstanbul Teknik Üniversitesi Haziran 2007
81. Temel O., Işınımla Isı Geçişinde Bulunan Türbülanslı Akışların Sayısal Olarak İncelenmesi Fen Bilimleri Enstitüsü Enerji Ana Bilimdalı-Yüksek Lisans Tezi Mak. Müh. İstanbul Teknik Üniversitesi
82. <https://www.sharcnet.ca/Software/Fluent6/html/ug/node581.htm> (ziyaret tarihi: 06/07/2018)
83. Modest M. F., Radiative Heat Transfer. Series in Mechanical Engineering. Mc Graw-Hill, 1993.
84. Larsen M. E. and Howell J. R., Least Squares Smoothing of Direct Exchange Areas in Zonal Analysis. J. Heat Transfer, 108:239-242, 1986.
85. Mikron emissivite MIKRON Vertretung Schweiz. www.transmetra.ch (ziyaret tarihi: 06/02/2017)

Ek -1: 14 Günlük Isıtma ve Soğuma sürecinde radyatorlu ısıtma için oda termal analizi

SAAT	GÜN	T _{tavan}			T _{taban}			Tortam	Vortam	Qgiren	Qçıkan	Qnet
		min	ort	max	min	ort	max					
0	0,00	247,00	274,00	274,00	274,00	274,00	274,00	274,00	0,00	2222,28	0,00	2222,28
1	0,0	273,91	274,03	274,14	273,91	274,03	274,14	279,80	0,08	2125,90	5,79	2120,11
3	0,1	273,96	274,04	274,48	273,97	274,05	274,89	280,53	0,08	2072,92	19,56	2053,36
6	0,3	273,99	274,40	276,08	274,00	274,17	277,24	281,32	0,08	2025,42	154,26	1871,16
9	0,4	273,97	274,93	277,54	273,96	274,34	279,40	281,87	0,08	1994,99	203,64	1791,35
12	0,5	273,93	275,51	278,75	273,87	274,64	281,16	282,36	0,08	1968,88	343,56	1625,32
15	0,6	273,90	276,07	279,76	273,81	274,97	282,61	282,81	0,08	1946,80	407,28	1539,52
18	0,8	273,91	276,60	280,60	273,77	275,31	283,82	283,20	0,08	1928,36	446,58	1481,79
21	0,9	274,16	277,11	281,33	273,88	275,67	284,88	283,59	0,08	1910,39	253,31	1657,08
24	1,0	274,37	277,60	281,99	274,03	276,04	285,81	283,97	0,07	1892,59	123,63	1768,96
27	1,1	274,58	278,09	282,57	274,06	276,41	286,63	284,36	0,07	1874,75	77,31	1797,44
30	1,3	274,81	278,57	283,12	274,19	276,80	287,39	284,74	0,07	1857,11	263,16	1593,95
33	1,4	275,04	279,00	283,60	274,31	277,17	288,06	285,09	0,07	1841,20	372,11	1469,09
36	1,5	275,30	279,43	284,05	274,44	277,54	288,69	285,42	0,07	1826,40	465,37	1361,04
39	1,6	275,48	279,85	284,49	274,57	277,91	289,28	285,73	0,07	1813,11	575,37	1237,74
42	1,8	275,57	280,22	284,87	274,63	278,25	289,80	285,99	0,07	1801,90	632,18	1169,71
45	1,9	275,86	280,59	285,23	274,84	278,60	290,29	286,27	0,07	1790,37	428,93	1361,44
48	2,0	276,24	280,95	285,56	275,04	278,94	290,72	286,56	0,07	1777,86	232,68	1545,18
51	2,1	276,51	281,29	285,88	275,28	279,27	291,12	286,87	0,07	1764,57	148,73	1615,84
54	2,3	276,81	281,65	286,19	275,55	279,62	291,50	287,18	0,07	1750,54	275,20	1475,35
57	2,4	276,91	281,69	286,30	275,61	279,71	291,58	287,23	0,07	1737,09	402,19	1334,90
60	2,5	277,39	282,33	286,80	276,07	280,29	292,24	287,76	0,07	1724,51	435,70	1288,81

63	2,6	277,60	282,65	287,09	276,32	280,62	292,58	288,02	0,07	1713,31	517,45	1195,86
66	2,8	277,78	282,96	287,37	276,55	280,93	292,92	288,26	0,07	1703,39	527,80	1175,59
69	2,9	278,05	283,25	287,63	276,79	281,24	293,20	288,49	0,07	1693,44	420,38	1273,05
72	3,0	278,38	283,54	287,87	277,04	281,54	293,49	288,74	0,07	1682,69	337,36	1345,33
75	3,1	278,64	283,82	288,12	277,30	281,84	293,74	288,99	0,07	1671,89	433,05	1238,84
78	3,3	278,84	284,10	288,36	277,56	282,13	294,00	289,22	0,07	1661,58	490,59	1170,99
81	3,4	279,01	284,36	288,59	277,81	282,41	294,25	289,43	0,07	1652,54	550,60	1101,95
84	3,5	279,15	284,61	288,79	278,00	282,68	294,47	289,63	0,07	1644,42	589,41	1055,01
87	3,6	279,25	284,84	289,00	278,14	282,94	294,66	289,80	0,07	1637,21	669,45	967,76
90	3,8	279,30	285,04	289,16	278,20	283,17	294,84	289,95	0,07	1630,72	725,42	905,30
93	3,9	279,47	285,23	289,31	278,38	283,39	294,98	290,10	0,07	1624,57	631,70	992,87
96	4,0	279,74	285,48	289,56	278,66	283,67	295,22	290,31	0,07	1615,13	574,90	1040,23
99	4,1	280,00	285,73	289,79	278,93	283,93	295,45	290,53	0,07	1606,25	582,03	1024,21
102	4,3	280,16	285,98	290,02	279,09	284,20	295,67	290,73	0,07	1597,25	673,70	923,55
105	4,4	280,27	286,22	290,24	279,21	284,46	295,89	290,93	0,07	1589,36	749,96	839,40
108	4,5	280,37	286,45	290,45	279,32	284,71	296,10	291,11	0,07	1581,46	792,28	789,18
111	4,6	280,46	286,67	290,65	279,41	284,95	296,30	291,27	0,07	1575,02	858,85	716,17
114	4,8	280,54	286,88	290,84	279,52	285,18	296,49	291,42	0,07	1568,56	865,36	703,20
117	4,9	280,72	287,08	291,01	279,72	285,40	296,67	291,58	0,07	1562,30	785,32	776,99
120	5,0	280,87	287,27	291,18	279,89	285,62	296,83	291,73	0,07	1555,59	817,48	738,11
123	5,1	280,94	287,46	291,34	279,97	285,84	296,99	291,87	0,07	1550,03	872,61	677,42
126	5,3	280,97	287,64	291,49	280,00	286,04	297,13	292,00	0,07	1544,69	951,44	593,24
129	5,4	280,97	287,80	291,63	280,02	286,23	297,27	292,12	0,07	1539,76	977,26	562,50
132	5,5	281,02	287,96	291,75	280,10	286,42	297,40	292,25	0,07	1534,77	953,22	581,55
135	5,6	281,00	288,11	291,87	280,10	286,59	297,52	292,35	0,07	1530,64	1015,03	515,62
138	5,8	280,95	288,24	291,98	280,08	286,76	297,64	292,45	0,07	1526,42	1081,54	444,89

141	5,9	280,98	288,37	292,08	280,13	286,92	297,73	292,56	0,06	1522,61	1010,75	511,85
144	6,0	281,11	288,49	292,17	280,28	287,07	297,82	292,66	0,06	1519,49	933,85	585,64
147	6,1	281,17	288,62	292,26	280,35	287,22	297,91	292,74	0,06	1514,96	983,68	531,28
150	6,3	281,17	288,73	292,35	280,37	287,36	297,99	292,81	0,06	1511,82	1033,93	477,88
153	6,4	281,16	288,84	292,43	280,50	287,50	298,06	292,91	0,06	1509,27	1058,10	451,17
156	6,5	281,16	288,94	292,50	280,37	287,62	298,14	292,99	0,06	1506,71	1060,00	446,71
159	6,6	281,15	289,03	292,58	280,38	287,75	298,21	293,05	0,06	1502,85	1085,17	417,68
162	6,8	281,13	289,12	292,64	280,35	287,86	298,27	293,12	0,06	1501,12	1116,95	384,18
165	6,9	281,23	289,20	292,71	280,47	287,96	298,34	293,20	0,06	1498,57	967,72	530,85
168	7,0	281,52	289,30	292,77	280,74	288,08	298,41	293,29	0,06	1495,29	846,25	649,04
171	7,1	281,69	289,30	292,55	280,92	288,12	297,76	288,28	0,03	0,00	909,55	-909,55
174	7,3	281,56	289,11	291,84	280,81	288,03	296,02	287,77	0,03	0,00	1021,18	-1021,18
177	7,4	281,37	288,86	291,16	280,65	287,90	294,42	287,43	0,03	0,00	1078,60	-1078,60
180	7,5	281,38	288,61	290,55	280,43	287,67	293,05	287,33	0,03	0,00	1070,84	-1070,84
183	7,6	280,92	288,44	289,99	280,25	287,45	291,89	286,84	0,03	0,00	1152,17	-1152,17
186	7,8	280,63	288,17	289,49	280,00	287,24	290,91	286,56	0,03	0,00	1090,48	-1090,48
189	7,9	280,68	287,94	289,36	280,05	287,00	289,36	286,06	0,03	0,00	681,64	-681,64
192	8,0	280,68	287,54	289,07	280,05	286,90	289,36	286,06	0,03	0,00	681,64	-681,64
195	8,1	280,69	287,29	288,90	280,11	286,68	288,77	285,84	0,03	0,00	743,24	-743,24
198	8,3	280,38	287,06	288,73	279,84	286,48	288,29	285,62	0,03	0,00	898,85	-898,85
201	8,4	280,03	286,81	288,56	279,52	286,25	287,83	285,38	0,03	0,00	980,24	-980,24
204	8,5	279,65	286,56	288,38	279,18	286,01	287,42	285,13	0,03	0,00	1046,19	-1046,19
207	8,6	279,33	286,31	288,21	278,88	285,78	287,27	284,89	0,03	0,00	1051,11	-1051,11
210	8,8	279,00	286,06	288,03	278,57	285,53	287,19	284,62	0,03	0,00	1060,18	-1060,18
213	8,9	278,87	285,83	287,87	278,44	285,31	287,10	284,41	0,03	0,00	831,47	-831,47
216	9,0	278,94	285,58	287,67	278,51	285,06	286,98	284,18	0,03	0,00	614,14	-614,14

219	9,1	279,00	285,36	287,50	278,57	284,84	286,87	283,99	0,03	0,00	631,36	-631,36
222	9,3	278,69	285,14	287,43	278,29	284,61	286,75	283,78	0,03	0,00	830,50	-830,50
225	9,4	278,39	284,93	287,33	278,01	284,40	286,61	283,58	0,03	0,00	888,22	-888,22
228	9,5	278,03	284,69	287,21	277,65	284,16	286,49	283,35	0,03	0,00	965,03	-965,03
231	9,6	277,78	284,49	287,11	277,39	283,95	286,43	283,15	0,03	0,00	910,76	-910,76
234	9,8	277,49	284,25	286,99	277,10	283,71	286,34	282,91	0,03	0,00	931,22	-931,22
237	9,9	277,44	284,03	286,86	277,04	283,49	286,25	282,70	0,03	0,00	681,79	-681,79
240	10,0	277,54	283,83	286,74	277,12	283,29	286,18	282,53	0,03	0,00	535,47	-535,47
243	10,1	277,62	283,63	286,62	277,17	283,09	286,09	282,37	0,03	0,00	527,25	-527,25
246	10,3	277,41	283,44	286,49	276,92	282,89	285,99	282,20	0,03	0,00	700,39	-700,39
249	10,4	277,18	283,25	286,36	276,65	282,70	285,88	282,03	0,03	0,00	740,11	-740,11
252	10,5	276,92	283,06	286,22	276,37	282,51	285,77	281,85	0,03	0,00	822,29	-822,29
255	10,6	276,69	282,88	286,08	276,11	282,32	285,64	281,66	0,03	0,00	796,25	-796,25
258	10,8	276,52	282,70	285,94	275,92	282,15	285,53	281,49	0,03	0,00	769,23	-769,23
261	10,9	276,35	282,50	285,79	275,73	281,95	285,38	281,29	0,03	0,00	746,00	-746,00
264	11,0	276,21	282,31	285,64	275,57	281,76	285,24	281,11	0,03	0,00	727,74	-727,74
267	11,1	276,07	282,13	285,49	275,42	281,58	285,10	280,93	0,03	0,00	711,70	-711,70
270	11,3	275,95	281,95	285,33	275,28	281,40	284,94	280,76	0,03	0,00	697,34	-697,34
273	11,4	275,82	281,77	285,17	275,15	281,22	284,79	280,59	0,03	0,00	684,24	-684,24
276	11,5	275,71	281,59	285,01	275,02	281,04	284,64	280,42	0,03	0,00	672,18	-672,18
279	11,6	275,60	281,42	284,85	274,91	280,86	284,48	280,26	0,03	0,00	660,94	-660,94
282	11,8	275,50	281,25	284,69	274,80	280,69	284,33	280,11	0,03	0,00	650,34	-650,34
285	11,9	275,40	281,08	284,53	274,69	280,53	284,17	279,95	0,03	0,00	640,31	-640,31
288	12,0	275,30	280,91	284,37	274,60	280,36	284,02	279,80	0,03	0,00	630,74	-630,74
291	12,1	275,21	280,75	284,02	274,50	280,20	283,86	279,66	0,03	0,00	621,49	-621,49
294	12,3	275,13	280,60	284,05	274,42	280,05	283,71	279,52	0,03	0,00	612,56	-612,56

297	12,4	275,05	280,44	283,88	274,34	279,90	283,56	279,38	0,03	0,00	603,93	-603,93
300	12,5	274,97	280,29	283,72	274,27	279,75	283,40	279,24	0,03	0,00	595,51	-595,51
303	12,6	274,89	280,14	283,56	274,19	279,61	283,24	279,11	0,02	0,00	587,40	-587,40
306	12,8	274,82	280,00	283,40	274,13	279,47	283,09	278,98	0,02	0,00	579,50	-579,50
309	12,9	274,74	279,86	283,24	274,06	279,33	282,93	278,85	0,02	0,00	571,84	-571,84
312	13,0	274,68	279,72	283,08	274,00	279,20	282,78	278,72	0,02	0,00	564,34	-564,34
315	13,1	274,61	279,58	282,93	273,94	279,07	282,62	278,60	0,02	0,00	557,08	-557,08
318	13,3	274,54	279,45	282,77	273,89	278,94	282,47	278,48	0,02	0,00	550,00	-550,00
321	13,4	274,49	279,32	282,62	273,83	278,82	282,32	278,37	0,02	0,00	543,10	-543,10
324	13,5	274,44	279,22	282,49	273,78	278,72	282,19	278,27	0,02	0,00	537,50	-537,50
327	13,6	274,37	279,07	282,31	273,73	278,58	282,02	278,15	0,02	0,00	529,89	-529,89
330	13,8	274,32	278,96	282,16	273,68	278,47	281,88	278,04	0,02	0,00	522,50	-522,50
333	13,9	274,26	278,84	282,02	273,63	278,36	281,73	277,93	0,02	0,00	517,38	-517,38
336	14,0	274,21	278,73	281,87	273,58	278,25	281,59	277,83	0,02	0,00	511,40	-511,40

Ek -2: 14 Günlük Isıtma ve Soğuma sürecinde kolonlu ısıtma için oda termal analizi

SAAT	GÜN	Ttavan			Ttaban			Tortam	Vortam	Qgiren	Qçıkan	Qnet
		min	ort	max	min	ort	max					
0	0	274,03	274,03	274,03	274,03	274,03	274,03	274,03	0,00	12750	0	12750
1	0,04	273,77	274,03	278,92	273,78	274,03	279,02	274,13	0,09	12627,21	14,29	12612,92
3	0,13	273,90	274,11	290,00	273,90	274,11	290,10	274,75	0,09	8471,20	23,27	8447,93
6	0,25	273,89	274,42	297,82	273,89	274,35	297,60	275,84	0,09	6239,41	111,34	6128,07
9	0,38	273,87	275,04	302,43	273,87	274,82	301,89	276,87	0,09	5025,00	180,14	4844,86
12	0,50	273,80	275,82	305,72	273,78	275,40	304,87	277,84	0,10	4236,95	311,35	3925,60
15	0,63	273,75	276,69	308,27	273,72	276,05	307,15	278,76	0,10	3684,16	374,76	3309,40
18	0,75	273,72	277,57	310,24	273,68	276,70	308,85	279,62	0,10	3306,41	419,20	2887,21
21	0,88	274,06	278,49	311,86	273,85	277,38	310,24	280,48	0,10	3025,59	303,39	2722,20
24	1,00	274,57	279,38	313,20	274,20	278,08	311,38	281,30	0,10	2819,48	247,57	2571,91
27	1,13	274,98	280,31	314,36	274,52	278,82	312,46	282,15	0,10	2659,39	252,18	2407,20
30	1,25	275,45	281,20	315,35	274,89	279,55	313,33	282,94	0,10	2536,37	402,43	2133,94
33	1,38	275,82	282,06	316,18	275,26	280,27	314,08	283,70	0,10	2442,65	482,01	1960,64
36	1,50	276,08	282,90	316,88	275,44	280,99	314,73	284,44	0,10	2367,64	550,97	1816,67
39	1,63	276,31	283,72	317,50	275,61	281,71	315,28	285,14	0,10	2304,15	629,49	1674,66
42	1,75	276,55	284,47	318,02	275,79	282,38	315,72	285,80	0,10	2253,30	668,26	1585,03
45	1,88	277,06	285,24	318,50	276,23	283,07	316,12	286,49	0,10	2210,68	534,26	1676,43
48	2,00	277,75	285,96	318,92	276,87	283,74	316,46	287,13	0,10	2174,08	421,34	1752,74
51	2,13	278,53	286,66	319,28	277,60	284,40	316,77	287,79	0,10	2134,58	404,08	1730,50
54	2,25	279,04	287,35	319,62	278,07	285,06	317,08	288,42	0,10	2098,78	508,71	1590,07
57	2,38	279,43	288,02	319,92	278,42	285,70	317,36	289,04	0,10	2067,01	605,50	1461,51
60	2,50	279,81	288,67	320,20	278,76	286,34	317,62	289,63	0,10	2039,54	627,65	1411,89
63	2,63	280,16	289,29	320,46	279,08	286,96	317,85	290,21	0,10	2013,31	691,55	1321,76
66	2,75	280,50	289,90	320,71	279,39	287,56	318,07	290,75	0,10	1990,02	697,93	1292,09

69	2,88	280,99	290,48	320,93	279,85	288,15	318,26	291,29	0,10	1968,03	627,27	1340,76
72	3,00	281,57	291,05	321,15	280,41	288,72	318,45	291,83	0,10	1946,01	584,53	1361,49
75	3,13	282,01	291,60	321,36	280,83	289,29	318,67	292,34	0,10	1923,72	667,78	1255,94
78	3,25	282,37	292,14	321,55	281,17	289,84	318,89	292,84	0,10	1902,73	713,91	1188,81
81	3,38	282,69	292,65	321,74	281,48	290,37	319,10	293,32	0,10	1882,26	759,33	1122,93
84	3,50	282,99	293,15	321,92	281,76	290,89	319,31	293,78	0,10	1864,70	788,82	1075,88
87	3,63	283,26	293,63	322,09	282,02	291,39	319,51	294,23	0,10	1847,69	850,96	996,72
90	3,75	283,46	294,09	322,25	282,22	291,87	319,70	294,64	0,10	1831,40	882,17	949,23
93	3,88	283,80	294,54	322,41	282,55	292,33	319,88	295,06	0,10	1816,36	822,62	993,73
96	4,00	284,20	294,97	322,56	282,94	292,78	320,06	295,46	0,10	1801,39	790,76	1010,63
99	4,13	284,58	295,39	322,70	283,31	293,22	320,22	295,85	0,10	1784,07	805,74	978,33
102	4,25	284,82	295,79	322,83	283,55	293,65	320,39	296,23	0,10	1768,70	871,98	896,72
105	4,38	285,01	296,18	322,97	283,73	294,06	320,56	296,60	0,10	1754,72	921,69	833,03
108	4,50	285,20	296,55	323,09	283,91	294,46	320,72	296,94	0,10	1742,29	947,27	795,02
111	4,63	285,35	296,91	323,21	284,07	294,84	320,87	297,27	0,10	1730,47	993,04	737,43
114	4,75	285,52	297,26	323,33	284,23	295,20	321,02	297,59	0,10	1718,01	992,72	725,29
117	4,88	285,80	297,59	323,44	284,50	295,55	321,16	297,89	0,10	1706,84	940,45	766,39
120	5,00	286,05	297,91	323,55	284,74	295,88	321,30	298,19	0,10	1697,32	975,33	721,99
123	5,13	286,20	298,22	323,66	284,89	296,21	321,43	298,48	0,10	1685,56	1014,13	671,43
126	5,25	286,32	298,51	323,76	285,00	296,52	321,56	298,75	0,10	1675,21	1071,31	603,90
129	5,38	286,42	298,80	323,85	285,10	296,82	321,68	299,00	0,10	1666,22	1083,02	583,20
132	5,50	286,59	299,07	323,94	285,25	297,10	321,80	299,25	0,10	1657,10	1065,89	591,22
135	5,63	286,66	299,32	324,03	285,32	297,37	321,91	299,49	0,10	1648,54	1107,72	540,82
138	5,75	286,70	299,57	324,11	285,36	297,63	322,02	299,70	0,10	1640,81	1153,81	486,99
141	5,88	286,86	299,80	324,19	285,51	297,88	322,12	299,92	0,10	1633,19	1102,43	530,77
144	6,00	287,09	300,03	324,26	285,73	298,11	322,22	300,13	0,10	1625,90	1056,16	569,74
147	6,13	287,23	300,25	324,34	285,86	298,34	322,32	300,34	0,10	1618,54	1101,37	517,17
150	6,25	287,32	300,46	324,40	285,94	298,56	322,40	300,53	0,10	1611,14	1139,00	472,14

153	6,38	287,40	300,66	324,47	286,01	298,77	322,49	300,72	0,10	1604,53	1154,22	450,30
156	6,50	287,48	300,85	324,53	286,08	298,97	322,57	300,89	0,10	1598,09	1155,63	442,47
159	6,63	287,54	301,03	324,59	286,15	299,16	322,65	301,06	0,10	1592,54	1171,55	420,99
162	6,75	287,58	301,20	324,65	286,17	299,34	322,72	301,21	0,10	1587,53	1192,54	394,99
165	6,88	287,81	301,37	324,70	286,39	299,51	322,79	301,37	0,10	1581,35	1090,17	491,18
168	7,00	288,15	301,53	324,76	286,73	299,68	322,86	301,55	0,10	1574,74	1024,04	550,70
171	7,13	288,37	301,69	324,60	286,95	299,85	322,74	301,61	0,10	0,00	1120,15	-1120,15
174	7,25	288,32	301,79	323,90	286,89	299,97	321,92	301,55	0,10	0,00	1200,43	-1200,43
177	7,38	288,25	301,79	322,90	286,83	300,01	320,78	301,45	0,10	0,00	1247,23	-1247,23
180	7,50	288,15	301,75	321,82	286,73	299,99	319,59	301,33	0,10	0,00	1239,02	-1239,02
183	7,63	288,06	301,70	320,72	286,65	299,95	318,41	301,17	0,10	0,00	1314,36	-1314,36
186	7,75	287,93	301,63	319,63	286,52	299,89	317,28	301,00	0,10	0,00	1261,28	-1261,28
189	7,88	288,03	301,55	318,57	286,62	299,84	316,20	300,83	0,10	0,00	1130,39	-1130,39
192	8,00	288,28	301,44	317,57	286,86	299,78	315,17	300,67	0,10	0,00	998,23	-998,23
195	8,13	288,41	301,30	316,59	287,00	299,71	314,20	300,50	0,10	0,00	1073,29	-1073,29
198	8,25	288,20	301,14	315,65	286,80	299,61	313,27	300,31	0,10	0,00	1155,19	-1155,19
201	8,38	288,00	300,95	314,74	286,61	299,48	312,40	300,08	0,10	0,00	1227,46	-1227,46
204	8,50	287,79	300,75	313,87	286,41	299,32	311,57	299,84	0,10	0,00	1257,39	-1257,39
207	8,63	287,62	300,52	313,04	286,26	299,14	310,78	299,57	0,10	0,00	1251,32	-1251,32
210	8,75	287,45	300,28	312,24	286,12	298,94	310,03	299,29	0,10	0,00	1238,61	-1238,61
213	8,88	287,43	300,02	311,47	286,12	298,72	309,32	299,02	0,10	0,00	1097,22	-1097,22
216	9,00	287,59	299,75	310,73	286,31	298,49	308,64	298,75	0,10	0,00	943,97	-943,97
219	9,13	287,71	299,49	310,01	286,44	298,26	307,98	298,49	0,10	0,00	981,14	-981,14
222	9,25	287,45	299,22	309,33	286,21	298,03	307,36	298,20	0,10	0,00	1108,89	-1108,89
225	9,38	287,18	298,94	308,67	285,97	297,78	306,76	297,91	0,10	0,00	1142,24	-1142,24
228	9,50	286,88	298,65	308,03	285,68	297,52	306,19	297,61	0,10	0,00	1172,34	-1172,34
231	9,63	286,63	298,36	307,42	285,44	297,25	305,64	297,30	0,10	0,00	1143,21	-1143,21
234	9,75	286,39	298,06	306,82	285,22	296,97	305,10	296,98	0,10	0,00	1179,48	-1179,48

237	9,88	286,36	297,75	306,24	285,19	296,68	304,59	296,69	0,10	0,00	960,50	-960,50
240	10,00	286,46	297,45	305,69	285,31	296,40	304,09	296,40	0,10	0,00	864,75	-864,75
243	10,13	286,53	297,15	305,14	285,39	296,13	303,60	296,11	0,10	0,00	874,47	-874,47
246	10,25	286,27	296,86	304,62	285,15	295,85	303,13	295,82	0,10	0,00	991,36	-991,36
249	10,38	286,00	296,56	304,11	284,89	295,58	302,67	295,53	0,10	0,00	996,84	-996,84
252	10,50	285,70	296,27	303,61	284,60	295,30	302,22	295,23	0,10	0,00	1060,47	-1060,47
255	10,63	285,43	295,96	303,13	284,34	295,01	301,79	294,92	0,10	0,00	1015,69	-1015,69
258	10,75	285,22	295,66	302,65	284,13	294,72	301,37	294,62	0,10	0,00	988,99	-988,99
261	10,88	285,03	295,36	302,20	283,94	294,43	300,95	294,31	0,10	0,00	969,15	-969,15
264	11,00	284,84	295,05	301,74	283,76	294,14	300,54	294,01	0,10	0,00	952,44	-952,44
267	11,13	284,65	294,75	301,30	283,58	293,85	300,14	293,71	0,10	0,00	937,66	-937,66
270	11,25	284,47	294,44	300,87	283,40	293,55	299,75	293,41	0,10	0,00	923,43	-923,43
273	11,38	284,29	294,14	300,45	283,22	293,26	299,36	293,11	0,10	0,00	910,04	-910,04
276	11,50	284,11	293,84	300,03	283,05	292,97	298,98	292,82	0,10	0,00	897,56	-897,56
279	11,63	283,93	293,54	299,63	282,88	292,69	298,61	292,53	0,10	0,00	885,21	-885,21
282	11,75	283,76	293,25	299,22	282,71	292,40	298,24	292,24	0,10	0,00	873,27	-873,27
285	11,88	283,59	292,96	298,83	282,55	292,12	297,87	291,96	0,10	0,00	861,71	-861,71
288	12,00	283,42	292,66	298,45	282,38	291,84	297,52	291,68	0,10	0,00	850,13	-850,13
291	12,13	283,24	292,38	298,07	282,22	291,56	297,16	291,39	0,10	0,00	838,76	-838,76
294	12,25	283,08	292,09	297,69	282,06	291,28	296,81	291,12	0,10	0,00	827,63	-827,63
297	12,38	282,91	291,81	297,32	281,90	291,01	296,47	290,85	0,10	0,00	816,80	-816,80
300	12,50	282,75	291,53	296,96	281,75	290,74	296,13	290,58	0,10	0,00	806,20	-806,20
303	12,63	282,59	291,25	296,60	281,60	290,48	295,80	290,31	0,10	0,00	795,56	-795,56
306	12,75	282,43	290,98	296,25	281,44	290,21	295,47	290,05	0,10	0,00	785,22	-785,22
309	12,88	282,27	290,71	295,91	281,29	289,95	295,14	289,79	0,10	0,00	774,89	-774,89
312	13,00	282,11	290,44	295,57	281,15	289,70	294,82	289,53	0,10	0,00	764,75	-764,75
315	13,13	281,95	290,18	295,23	281,00	289,44	294,51	289,28	0,10	0,00	754,79	-754,79
318	13,25	281,80	289,92	294,90	280,86	289,19	294,19	289,03	0,10	0,00	745,19	-745,19

321	13,38	281,65	289,66	294,58	280,72	288,94	293,89	288,78	0,10	0,00	735,37	-735,37
324	13,50	281,50	289,41	294,26	280,58	288,70	293,58	288,54	0,10	0,00	726,01	-726,01
327	13,63	281,35	289,15	293,94	280,44	288,45	293,28	288,29	0,10	0,00	716,33	-716,33
330	13,75	281,20	288,90	293,63	280,31	288,21	292,98	288,06	0,10	0,00	707,15	-707,15
333	13,88	281,06	288,66	293,33	280,17	287,98	292,69	287,82	0,10	0,00	698,12	-698,12
336	14,00	280,92	288,42	293,02	280,04	287,74	292,40	287,59	0,10	0,00	689,14	-689,14

Ek -3: Kararlı durumda radyatorlu ve kolonlu odanın termal analiz değerleri

	T_{tavan}			T_{taban}			T_{ortam}	Q_{giren}	$Q_{\text{çıkan}}$	Q_{net}
Kolon	290,55	305,91	326,84	289,88	305,51	325,95	306,01	1366,15	1379,35	-13,20
Radyator	283,06	293,87	296,55	283,12	293,76	302,34	297,34	1348,46	1351,37	-2,92

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı, Soyadı: Fadime Menekşe İKBAL

Uyruğu: Türkiye (TC)

Doğum Tarihi ve Yeri: 17 Mayıs 1980, ESKİŞEHİR

Medeni Durumu: Evli / 3 çocuk annesi

Tel: +90 352 207 66 66 /13250-128

email:menekseikbal@erciyes.edu.tr, menekseikbal@hotmail.com

Yazışma Adresi: Erciyes Üniversitesi Sürekli Eğitim Merkezi (ERSEM) 38039
Talas/KAYSERİ

EĞİTİM

Derece	Kurum	Mezuniyet Tarihi
Yüksek Lisans	Dumlupınar Üniversitesi, İşletme Fakültesi,	2011
Lisans	Yönetim-Organizasyon Dumlupınar Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Bölümü	2002
Lise	Prof Dr. Orhan Oğuz Lisesi	1998

İŞ DENEYİMLERİ

Yıl	Kurum	Görev
2012- Halen	Erciyes Üniversitesi Sürekli Eğitim Merkezi	Kalite Yöneticisi

YABANCI DİL

İngilizce