T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DUVARDAN RADYANT SOĞUTMALI DEPLASMANLI HAVALANDIRMA İLE DESTEKLENMİŞ BİR MAHALİN ISIL KONFORUNUN DENEYSEL İNCELENMESİ

Ömer AKÇEŞME

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Proses Programı

Danışman

Prof. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ

Şubat, 2026

T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DUVARDAN RADYANT SOĞUTMALI DEPLASMANLI HAVALANDIRMA İLE DESTEKLENMİŞ BİR MAHALİN ISIL KONFORUNUN DENEYSEL İNCELENMESİ

Ömer AKÇEŞME tarafından hazırlanan tez çalışması 17.02.2026 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Isı Proses Programı **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ
Yıldız Teknik Üniversitesi
Danışman

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ, Danışman
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Prof. Dr. Özgen AÇIKGÖZ, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Doç. Dr. Yakup KARAKOYUN, Üye
Van Yüzüncü Yıl Üniversitesi _____

Danışmanım Prof. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ sorumluluğunda tarafımca hazırlanan “ Duvardan radyant soğutmalı deplasmanlı havalandırma ile desteklenmiş bir mahalin ısıl konforunun deneysel incelenmesi ” başlıklı çalışmada veri toplama ve veri kullanımında gerekli yasal izinleri aldığımı, diğer kaynaklardan aldığım bilgileri ana metin ve referanslarda eksiksiz gösterdiğimi, araştırma verilerine ve sonuçlarına ilişkin çarpıtma ve/veya sahtecilik yapmadığımı, çalışmam süresince bilimsel araştırma ve etik ilkelerine uygun davrandığımı beyan ederim. Beyanımın aksinin ispatı halinde her türlü yasal sonucu kabul ederim.

Ömer AKÇEŞME

Aileme

ve

eşime

TEŞEKKÜR

Tez çalışmam kapsamında bilgi ve tecrübeleriyle destek veren danışman hocam Prof. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ'a;

Yüksek Lisans Eğitimime başlama konusunda ve süreç boyunca beni motive eden arkadaşım Yük. Müh. Rasim ARSLAN'a, deney düzeneği hazırlama, deney ve tez süreçlerinde destek veren çalışma arkadaşlarımdan Yük. Müh. Resul Önder TEMİZ ve Dr. Melek ÇALIŞKAN TEMİZ'e, deney sisteminin çalıştırılmasında desteklerini esirgemeyen Arş. Gör. Şafak Metin KIRKAR'a ayrıca deney düzeneğini kullandığım Prof. Dr. Özgen AÇIKGÖZ hocama, deney düzeneğini anlatan Yük.Müh. Amir RAHMANPARAST'a ve yaptığı çalışmalarla yoluma ışık tutan Doç. Dr. Yakup KARAKOYUN ve Doç. Dr. Muhammed CAMCI'ya teşekkür ederim.

Hayatımın zorlu her sürecinde arkamda olan anneme, babama ve kardeşime, desteklerini daima hissettiğim eşime ve oğluma sevgi ve şükranlarımı sunarım.

Ömer AKÇEŞME

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ **vi**
KISALTMA LİSTESİ **vii**
ŞEKİL LİSTESİ **ix**
TABLO LİSTESİ **xii**
ÖZET **xiv**
ABSTRACT **xvi**
1 GİRİŞ **1**
1.1 Literatür Özeti 1
1.1.1 Duvardan Radyant Soğutma 1
1.1.2 Deplasmanlı Havalandırma 9
1.2 Çalışmanın Amacı 16
1.3 Çalışmanın Önemi 17
1.4 Hipotez 18
2 TERMAL KONFOR **19**
2.1 Termal Konfor 19
3 DENEY DÜZENEĞİ VE DENEYSEL YÖNTEM **32**
3.1 Deney Düzeneği 32
3.2 Deney Düzeneğinde Yer Alan Ekipmanlar ile Ölçüm Enstrümanları 40
3.3 Ölçümler 50
4 BULGULAR VE TARTIŞMA **55**
4.1 Bulgular 55
4.2 Durum 1'e Ait Deney Bulguları 58
4.3 Durum 2'e Ait Deney Bulguları 76
4.4 Durum 3'e Ait Deney Bulguları 93
5 SONUÇ **110**
5.1 Sonuç 110
5.2 Öneriler 112
KAYNAKÇA **114**
TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR **117**

SİMGE LİSTESİ

$\Delta t_{a,v}$	Baş ve Ayak Bileği Arasındaki Düşey Yükseklik Farkı (°C)
f_{cl}	Giysi alan faktörü; giysili insan vücut alanının çıplak insan vücut alanına oranı
T_{cl}	Giysi yüzey sıcaklığı[K]
Icl	Giysilerin Termal Direnci
h_{cl}	Giysili vücut yüzeyi üzerindeki ortalama konvektif ısı taşınım katsayısı[W/(m²·K)]
T_a	Hava sıcaklığı[°C]
hconv	Konvektif ısı taşınım katsayısı[W/(m²·K)]
pw	Mahal içi su buharı basıncı (su buharı kısmi basıncı) [Pa]
M	Metabolik enerji üretim hızı (metabolik hız) [W/m²]
Tmrt	Ortalama radyant sıcaklık[°C]
W1	Radyant soğutulan duvar
W2	Soğuk duvara komşu duvar
W3	Soğuk duvarın karşısındaki duvar
Wa	Üç duvardan aynı anda hava beslemesi
T_{al}	Yerel hava sıcaklığı, (°C)

KISALTMA LİSTESİ

ACH	Saatlik hava değişim sayısı
AHU	Hava işleme ünitesi
ASHRAE 55	İnsan kullanımı için termal çevre koşulları standardı
BES	Bina enerji simülasyonu
CCS	Tavan soğutma sistemi
CFD	Hesaplamalı akışkanlar dinamiği
CHTC	Konvektif ısı transfer katsayısı
DOAS	Ayrık/özel dış hava sistemi
DR	Cereyan kaynaklı rahatsızlık oranı
DS-RFC	Doğrudan beslemeli radyant zemin soğutma sistemi
DV	Deplasmanlı havalandırma
EAHE	Toprak–hava ısı eşanjörü
EN ISO 7730	PMV/PPD tabanlı termal konfor standardı
FCS	Zemin soğutma sistemi
FRC	Zemin radyant soğutma
FRPHCS	Kanatlı radyant panel ısıtma–soğutma sistemleri
HVAC	Isıtma–Havalandırma–İklimlendirme
IEQ	İç mekân çevresel kalitesi
MP	Oda orta nokta ölçüm noktası
MPC	Model tahmin kontrolü
MRT	Ortalama radyant sıcaklık
PCM	Faz değişim malzemesi
PDV	Kişiselleştirilmiş deplasmanlı havalandırma
PLC	Programlanabilir mantıksal denetleyici
PMV	Tahmini ortalama oy / termal duyum indeksi
PPD	Tahmini memnuniyetsiz kişi yüzdesi
PEX	Çapraz bağlı polietilen boru
RHC	Radyant ısıtma ve soğutma

Rpac	Yeniden dolaştırılan kişiselleştirilmiş hava perdesi
RF-FCC	Radyant zemin soğutma–fan coil kombine soğutma
RH	Bağıl nem
SST	Türbülans modeli
TSV	Termal duyum oyu
UFASACs	Yerden hava beslemeli iklimlendirme sistemleri

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1 Soğuk duvar ve oda ortası sıcaklıkların yüksekliğe bağlı dağılımı [4]. **2**

Şekil 1.2 Panel Modelleri [7] **6**

Şekil 1.3 Soğutma Kapasitesi [7] **7**

Şekil 1.4 Termokupul gösterimi [2] **10**

Şekil 2.1 PMV yaklaşımında termal konfor değerlendirme parametreleri [16]. **21**

Şekil 2.2 PPD ve PMV grafiği [15] **22**

Şekil 2.3 Radyant sıcaklık asimetrisinin neden olduğu yerel ısıl konforsuzluk [15]. **27**

Şekil 2.4 Sıcak veya soğuk zeminlerin neden olduğu yerel termal rahatsızlık[15]. **28**

Şekil 2.5 Baş ve ayak bilekleri arasındaki dikey hava sıcaklığı farkının bir fonksiyonu olarak memnuniyetsizlik yüzdesini (PD) göstermektedir. **29**

Şekil 3.1 Hidronik tesisatın şematik akış düzeni ile deneyde kullanılan temel ekipmanların konumlandırılması [25] **35**

Şekil 3.2 Deney odasının izometrik perspektif görünümü[25] **36**

Şekil 3.3 Havalandırma sistemine ait dış bileşenler **37**

Şekil 3.4 Test odasının içten görünümü ile W1(soğuk duvar) üzerinde konumlandırılan ve deney düzeneğine sonradan entegre edilen süpürgelik kotundaki hava kanalı. **38**

Şekil 3.5 Test odasının duvar ve döşeme elemanları içerisine entegre edilmiş hidronik boru devreleri [25] **39**

Şekil 3.7 Sıcak ve soğuk suyu termostat kontrollü olarak şartlandıran depolama tankları. **40**

Şekil 3.8 Sıcak ve soğuk su devrelerine ait dağıtım-toplama kollektörleri **41**

Şekil 3.9 Sirkülasyon pompası **42**

Şekil 3.10 Isı değiştirici **42**

Şekil 3.11 Elektromanyetik debimetre **43**

Şekil 3.12 Yüzeye temaslı termokupl sıcaklık sensörü **43**

Şekil 3.13 PT100 tip direnç termometresi (RTD) sıcaklık sensörü **44**

Şekil 3.14 Oda içindeki havayı şartlandırma sistemine ait bileşenler **44**

Şekil 3.15 Termal konfor ölçünde kullanılan Testo 400 cihazı, cihazın ekipmanları ve Anemometre (hava hızı ölçüm cihazı) **45**

Şekil 3.16 Veri edinim ve kayıt birimi (PLC) **46**

Şekil 3.17 Sabit (desktop) bilgisayar ünitesi **46**

Şekil 3.18 Termal ısı kazancını simüle eden manken **47**

Şekil 3.19 TT Techni-C PMG-1 model wattmetre **48**

Şekil 3.20 Reosta sürgülü kablo arasi dimmer **48**

Şekil 3.21 Kalibrasyon su banyosu ve referans sıcaklık ölçer **49**

Şekil 3.22 Deney odasının tel kafes diyagramı **51**

Şekil 3.23 Duvar uygulamasının genel görünümü (duvar içine gömülü su borulaması, dıştan ısı yalıtımlı duvar yapısı, hava kanalı ve akış yönü)[25] **52**

Şekil 3.24 Hava kanalı üzerindeki ölçüm açıklığından gerçekleştirilen hava hızı ölçümü **53**

Şekil 3.25 Kapalı hacim içerisindeki sıcaklık ölçüm konumları **53**

Şekil 3.26 PLC yazılımı ekran görüntüsü **54**

Şekil 4.1 Sürekli rejimin sağlandığına dair örnek olarak verilmiş soğutulan radyant duvar yüzeyindeki farklı yüksekliklerdeki ısıl çiftlere ait ölçümlerin sıcaklık eğrileri **55**

Şekil 4.2 Sürekli rejimin sağlandığına dair örnek olarak verilmiş oda ortasındaki farklı yüksekliklerdeki ısıl çiftlere ait ölçümlerin sıcaklık değişimi **56**

Şekil 4.3 Deney kodu açıklaması **57**

Şekil 4.4 İkinci deney (D1W1V1d2) için örnek diyagram **58**

Şekil 4.5 Durum 1 için 0 ve 0,25 m/s hava hızlarında soğuk duvar yüzey sıcaklıkları **68**

Şekil 4.6 Durum 1 için 0 ve 0,25 m/s hava hızlarında oda ortasındaki yüksekliğe bağlı sıcaklıklar **68**

Şekil 4.7 Durum 1 için 0 ve 0,5 m/s hava hızlarında soğuk duvar yüzey sıcaklıkları **69**

Şekil 4.8 Durum 1 için 0 ve 0,5 m/s hava hızlarında oda ortasındaki yüksekliğe bağlı sıcaklıklar **69**

Şekil 4.9 Durum 1 için 0-0,25ve0,5 m/s hava hızlarında difüzör değişimine bağlı sıcaklıklar **73**

Şekil 4.10 Durum 1 için 0 ve 0,25 m/s hava hızlarında oda içindeki termal konfor grafiği **74**

Şekil 4.11 Durum 1 için 0 ve 0,5 m/s hava hızlarında oda içindeki termal konfor grafiği **74**

Şekil 4.12 Durum 2 için 0 ve 0,25 m/s hava hızlarında soğuk duvar yüzey sıcaklıkları **85**

Şekil 4.13 Durum 2 için 0 ve 0,25 m/s hava hızlarında oda ortasındaki yüksekliğe bağlı sıcaklıklar **85**

Şekil 4.14 Durum 2 için 0 ve 0,5 m/s hava hızlarında soğuk duvar yüzey sıcaklıkları **86**

Şekil 4.15 Durum 2 için 0 ve 0,5 m/s hava hızlarında oda ortasındaki yüksekliğe bağlı sıcaklıklar **86**

Şekil 4.16 Durum 2 için 0-0,25ve0,5 m/s hava hızlarında difüzör değişimine bağlı sıcaklıklar **90**

Şekil 4.17 Durum 2 için 0 ve 0,25 m/s hava hızlarında oda içindeki termal konfor grafiği **91**

Şekil4.18 Durum 2 için 0 ve 0,5 m/s hava hızlarında oda içindeki termal konfor grafiği **91**

Şekil4.19 Durum 3 için 0 ve 0,25 m/s hava hızlarında soğuk duvar yüzey sıcaklıkları **102**

Şekil4.20 Durum 3 için 0 ve 0,25 m/s hava hızlarında oda ortasındaki yüksekliğe bağlı sıcaklıklar **102**

Şekil4.21 Durum 3 için 0 ve 0,5 m/s hava hızlarında soğuk duvar yüzey sıcaklıkları **103**

Şekil4.22 Durum 3 için 0 ve 0,5 m/s hava hızlarında oda ortasındaki yüksekliğe bağlı sıcaklıklar **103**

Şekil 4.23 Durum 3 için 0-0,25 ve 0,5 m/s hava hızlarında difüzör değişimine bağlı sıcaklıklar **107**

Şekil 4.24 Durum 3 için 0 ve 0,25 m/s hava hızlarında oda içindeki termal konfor grafiği **108**

Şekil 4.25 Durum 3 için 0 ve 0,5 m/s hava hızlarında oda içindeki termal konfor grafiği **108**

TABLO LİSTESİ

Tablo 1.1 Basınç ve Hız tablosu [2] **10**

Tablo 2.1 Yedi noktalı termal duyum ölçeği [15] **20**

Tablo 2.2 EN ISO 7730'a göre aktivite düzeyleri (metabolik hız) [15] **24**

Tablo 2.3 Bazı giysilerin ısıl yalıtım değerleri [15] **25**

Tablo 2.4 Termal konforun sınır değerleri **31**

Tablo 4.1 D1W0V0d1 koşulunda gerçekleştirilen deneyden elde edilen bulgular **59**

Tablo 4.5 D1WaV1d5 koşulunda gerçekleştirilen deneyden elde edilen bulgular **63**

Tablo 4.6 D1W1V2d6 koşulunda gerçekleştirilen deneyden elde edilen bulgular **64**

Tablo 4.7 D1W2V2d7 koşulunda gerçekleştirilen deneyden elde edilen bulgular **65**

Tablo 4.8 D1W3V2d8 koşulunda gerçekleştirilen deneyden elde edilen bulgular **66**

Tablo 4.9 D1WaV2d9 koşulunda gerçekleştirilen deneyden elde edilen bulgular **67**

Tablo 4.10 Durum 1 için elde edilen tüm deney sonuçları **71**

Tablo 4.10 Durum 1 için elde edilen tüm deney sonuçları (devamı) **72**

Tablo 4.11 D2W0V0d1 koşulunda gerçekleştirilen deneyden elde edilen bulgular **76**

Tablo 4.12 D2W1V1d2 koşulunda gerçekleştirilen deneyden elde edilen bulgular **77**

Tablo 4.13 D2W2V1d3 koşulunda gerçekleştirilen deneyden elde edilen bulgular **78**

Tablo 4.14 D2W3V1d4 koşulunda gerçekleştirilen deneyden elde edilen bulgular **79**

Tablo 4.15 D2WaV1d5 koşulunda gerçekleştirilen deneyden elde edilen bulgular **80**

Tablo 4.16 D2W1V2d6 koşulunda gerçekleştirilen deneyden elde edilen bulgular **81**

Tablo 4.17 D2W2V2d7 koşulunda gerçekleştirilen deneyden elde edilen bulgular **82**

Tablo 4.18 D2W3V2d8 koşulunda gerçekleştirilen deneyden elde edilen bulgular **83**

Tablo 4.19 D2WaV2d9 koşulunda gerçekleştirilen deneyden elde edilen bulgular **84**

Tablo 4.20 Durum 2 için elde edilen tüm deney sonuçları **88**

Tablo 4.20 Durum 2 için elde edilen tüm deney sonuçları (devamı) **89**

Tablo 4.21 D3W0V0d1 koşulunda gerçekleştirilen deneyden elde edilen bulgular **93**

Tablo 4.22 D3W1V1d2 koşulunda gerçekleştirilen deneyden elde edilen bulgular **94**

Tablo 4.23 D3W2V1d3 koşulunda gerçekleştirilen deneyden elde edilen bulgular **95**

Tablo 4.24 D3W3V1d4 koşulunda gerçekleştirilen deneyden elde edilen bulgular **96**

Tablo 4.25 D3WaV1d5 koşulunda gerçekleştirilen deneyden elde edilen bulgular **97**

Tablo 4.26 D3W1V2d6 koşulunda gerçekleştirilen deneyden elde edilen bulgular **98**

Tablo 4.27 D3W2V2d7 koşulunda gerçekleştirilen deneyden elde edilen bulgular **99**

Tablo 4.28 D3W3V2d8 koşulunda gerçekleştirilen deneyden elde edilen bulgular **100**

Tablo 4.29 D3WaV2d9 koşulunda gerçekleştirilen deneyden elde edilen bulgular **101**

Tablo 4.30 Durum 3 için elde edilen tüm deney sonuçları **105**

Tablo 4.30 Durum 3 için elde edilen tüm deney sonuçları (devamı) **106**

ÖZET

DUVARDAN RADYANT SOĞUTMALI DEPLASMANLI HAVALANDIRMA İLE DESTEKLENMİŞ BİR MAHALİN ISIL KONFORUNUN DENEYSEL İNCELENMESİ

Ömer AKÇEŞME

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Prof. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ

Termal konfor, bireylerin içinde bulundukları ortam koşullarını çeşitli açılardan değerlendirdiklerinde memnuniyet duydukları durumu ifade eder. Özellikle kapalı ortamlarda çalışan bireylerin verimliliği ve sağlığı açısından büyük önem taşıyan termal konfor, bina tasarımı, havalandırma sistemleri ve enerji verimliliği bakımından kritik bir rol oynar. Bu çalışmada, radyant soğutmalı bir duvarın deplasmanlı havalandırma ile desteklendiği bir düzenek deneysel olarak incelenmiştir. Bu yaklaşımın, deney odasındaki çeşitli yüzeylerdeki ve odanın orta noktasındaki dikey sıcaklık dağılımlarını ve farklarını nasıl etkilediği değerlendirilerek, radyant duvara gönderilen su sıcaklıkları ve üfleme kanalı hava hızları ölçümleri ile termal konfor koşulları ortaya konulmuştur.

Bu kapsamda, bir odanın bir duvarının radyant soğutma sistemi ile soğutulduğu, zemin seviyesiden difüzörler ile deplasmanlı havalandırma yapıldığı ve farklı senaryoların etkilerinin incelendiği durumlar deneyler ile değerlendirilmiştir. Soğuk iç duvar yüzey sıcaklığı yoğuşma olmaması maksadıyla 14–16 °C

aralığında seçilmiştir. Hava giriş sıcaklığı sabit tutulurken, difüzör öncesi üfleme kanalı içerisindeki hava hızları 0, 0,25 ve 0,5 m/s olarak belirlenmiştir. Radyant panelleri besleyen suyun giriş sıcaklıkları ise 12.9, 13,9 ve 14,9 °C olmak üzere üç farklı değer olarak belirlenmiştir.

Çeşitli sıcaklık dağılımları ve farkları, Testo 400 termal konfor cihazından elde edilen PMV-PPD indeksleri ile değerlendirilmiş; sonuçlar ASHRAE 55 standardında tanımlanan termal konfor kriterleriyle karşılaştırılmıştır. Bulgulara göre, 0,5 m/s besleme hızında iç ortamın daha homojen bir dağılım sergilediği görülmüştür. Senaryolarda, oturur pozisyonda baş seviyesi–ayak bileği seviyesi sıcaklık farkı 0,4–1,2 °C aralığında kalarak 3 °C sınırının belirgin biçimde altında kalmıştır. Bu koşullarda 0,5 m/s besleme hızında ölçülen tavan–taban sıcaklık farkı 0,25 m/s besleme hızında 1,1–1,7°C aralığındayken 0,5–1,1°C aralığına gerilemiştir. Buna paralel olarak PMV değerleri −0,3 ile +0,3 aralığında kalarak ±0,5 sınırını aşmamıştır. PPD değerleri ise %5,0–%6,9 aralığında gerçekleşerek %10 sınırının altında kalmıştır. Sonuç olarak, mevcut çalışma kapsamında uygulanan havalandırma sisteminin iç mekan konforunun iyileştirilmesi için uygulanabilir bir yaklaşım olduğu değerlendirilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Radyant soğutma, termal konfor, deplasmanlı havalandırma, PMV-PPD

ABSTRACT

EXPERİMENTAL INVESTİGATİON OF THERMAL COMFORT İN A SPACE WİTH RADİANT COOLİNG PANELS EMBEDDED İN THE WALL AND SUPPORTED BY DİSPLACEMENT VENTİLATİON

Ömer AKÇEŞME

Department of Mechanical Engineering Master of Science

Supervisor: Prof. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ

Thermal comfort refers to the condition in which individuals feel satisfied when they evaluate the environmental conditions they are exposed to from various perspectives. Thermal comfort, which is of great importance for the productivity and health of individuals working in indoor environments, plays a critical role in building design, ventilation systems, and energy efficiency. In this study, an experimental setup in which a radiantly cooled wall is supported by displacement ventilation was investigated. By evaluating how this approach affects the vertical temperature distributions and differences on various surfaces in the test room and at the room center, thermal comfort conditions were revealed through measurements of the water temperatures supplied to the radiant wall and the air velocities in the supply duct.

Within this scope, cases in which one wall of a room was cooled by a radiant cooling system, displacement ventilation was provided via diffusers at floor level, and the effects of different scenarios were examined were evaluated experimentally. The cold interior wall surface temperature was selected in the

range of 14–16 °C in order to avoid condensation. While the inlet air temperature was kept constant, the air velocities in the supply duct upstream of the diffusers were set to 0.0, 0.25, and 0.5 m/s. The inlet temperatures of the water supplying the radiant panels were determined as three different values: 12.9, 13.9, and 14.9 °C.

Various temperature distributions and differences were evaluated using the PMV–PPD indices obtained from the Testo 400 thermal comfort instrument, and the results were compared with the thermal comfort criteria defined in ASHRAE 55. According to the findings, a more homogeneous indoor distribution was observed at the supply velocity of 0.5 m/s. Across the scenarios, the temperature difference between head level and ankle level in the seated posture remained within 0.4–1.2 °C and was well below the 3 °C limit. Under these conditions, the measured ceiling–floor temperature difference decreased from 1.1–1.7 °C at 0.25 m/s to 0.5–1.1 °C at 0.5 m/s. In parallel, PMV values remained between −0.3 and +0.3 and did not exceed the ±0.5 limit. PPD values ranged from 5.0% to 6.9% and remained below the 10% limit. As a result, the ventilation system applied within the scope of the present study was considered to be an applicable approach for improving indoor comfort.

Keywords: Radiant cooling, thermal comfort, displacement ventilation,

PMV–PPD.

1
GİRİŞ

1.1 Literatür Özeti

Bu bölümde, radyant soğutma sistemlerinin hibrit iklimlendirme konfigürasyonları ve bunların termal konfor ile enerji performansına etkileri literatür bulguları ışığında özetlenmiştir.

1.1.1 Duvardan Radyant Soğutma

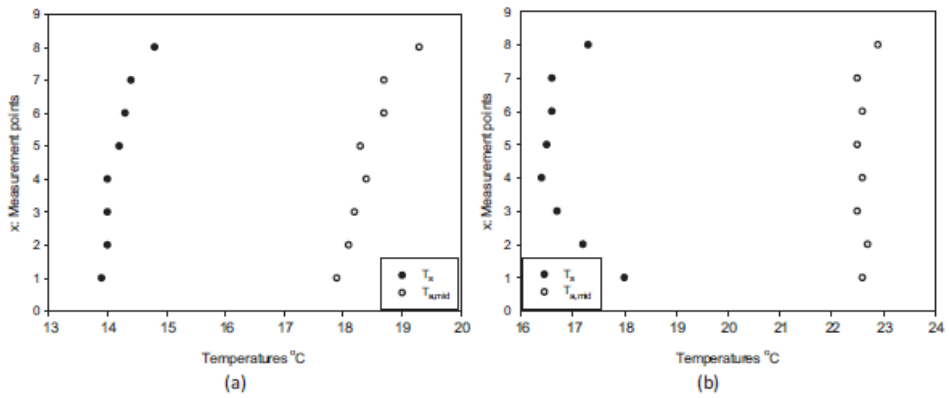
Radyant soğutma sistemleri, hem konutlarda hem de endüstriyel binalarda yaygın olarak kullanılan ve uzun süreli kullanımda güvenilir performans gösteren bir iklimlendirme teknolojileridir. Geniş ısı transfer yüzey alanları sayesinde, bu sistemler nispeten düşük su sıcaklıklarında gerekli termal konforu sağlayabilir. Bu özellik, ısı pompaları ve diğer düşük sıcaklıklı ısı kaynakları ile entegre edildiğinde özellikle avantajlı olup yüksek enerji ve ekserji verimliliği sağlar. Bu tür sistemlerde, ortamın iklimlendirilmesi, oda havasını doğrudan iklimlendirmek yerine, ağırlıklı olarak bina kaplama elemanları (örneğin tavanlar, zeminler ve duvarlar) aracılığıyla gerçekleştirilir.

Bir iklimlendirme teknolojisi olarak, radyant sistem, ışınım ve taşınım gibi ısı transfer mekanizmaları aracılığıyla mekanı ısıtmak veya soğutmak için iç yüzeyleri kullanır. Sistem, radyasyon yoluyla ısı transferi miktarının toplam ısı transferinin %50'sinden fazla olması nedeniyle "radyant" olarak adlandırılır [1]. Radyant sistemler genellikle ısı transfer sıvısı olarak su kullanır, bu nedenle hidronik ısıtma ve soğutma sistemleri [2]veya su bazlı yüzey ısıtma ve soğutma sistemleri [3]olarak da adlandırılırlar.

Hidronik radyant soğutma sistemleri, radyant ısıtma ile aynı termodinamik avantajlara (yani geniş değişim yüzeyleri ve düşük tahrik sıcaklığı farkları) sahip olsalar da, tek başına kullanıldıklarında yüzey yoğuşması riski ve sınırlı hissedilebilir soğutma kapasitesi nedeniyle pratik uygulamaları kısıtlanmıştır[4].

Bu nedenle, son zamanlardaki araştırma ve tasarım uygulamaları, radyant soğutmanın klima sistemleriyle birleştirildiği hibrit konfigürasyonlara giderek daha fazla odaklanmaktadır. Buna karşılık, geleneksel hava bazlı sistemler, ısıtma ve soğutma için öncelikle çevredeki yüzeylerden ziyade havayı koşullandırır. Bu, enerji kullanımına ve daha yüksek fan güç kapasitelerine neden olur.

Camci ve ark. [4] çalışmalarında, tam ölçekli bir test odasında deplasmanlı havalandırması ile birleştirilmiş radyant soğutmalı bir duvarın ısı transfer davranışını deneysel olarak araştırmaktadır. Çalışmalarında kullandıkları test odası, bu çalışmada kullanılan test odası ile aynı geometriye sahiptir (yaklaşık 1,8 × 1,8 × 2,7 m). 3 duvar ile zemin ve tavan radyant soğutma sistemi ile soğutulmaktadır. Zemin seviyesindeki üfleme difüzörleri vasıtasıyla deplasmanlı havalandırma yöntemi ile iklimlendirilmektedir. Radyant soğutma devresinde, duvar yüzey sıcaklığı yaklaşık 14 °C'de tutulurken, besleme havası 18 ila 28 °C arasındaki sıcaklıklarda ve 0,25–10 m/s aralığındaki hızlarda odaya verilmektedir. Hava değişim oranı (ACH), doğal, karışık ve zorlanmış taşınım rejimlerini temsil etmek için yaklaşık 0,27 ile 31,7 h^{-1} arasında ayarlanır. Radyant soğutmalı duvar ile oda havası arasındaki ısı değişimini karakterize etmek için, duvar yüzeyine ve oda hacmine dağıtılmış çok sayıda termokupl kullanılarak dikey hava sıcaklığı dağılımı ölçülür; ayrıca, duvar içindeki devrede bulunan su akış hızı ve sıcaklık farkı kullanılarak toplam ısı transferi belirlenir ve bu değer daha sonra radyatif ve konvektif bileşenlere ayrılır. Bu ölçümlere dayanarak, yazarlar farklı hava değişim oranları ve difüzör konumları için ortalama konvektif ısı transfer katsayıları ve toplam ısı transfer katsayıları türetmektedir.



Şekil 1.1 Soğuk duvar ve oda ortası sıcaklıkların yüksekliğe bağlı dağılımı [4]

Şekil 1.1 a'da görüldüğü üzere doğal taşınım koşulunda (Va = 0 m/s) kapalı hacimde belirgin bir dikey sıcaklık gradyanı oluşmaktadır. ACH artırıldığında iç ortam havası daha homojen dağılmakta ve Şekil 1.1 b'de zemine/tavana yakın noktalar dışında sıcaklık değerleri neredeyse sabitlenerek dikey gradyen sıcaklıkları büyük ölçüde ortadan kalkmaktadır. Ayrıca Şekil 1.1 a'da soğutulan duvar üzerindeki sıcaklık değişimi, radyant hidronik devrenin giriş–çıkış düzeninden kaynaklanan yerel bir gradyan olarak açıklanmaktadır. Çalışmalarının sonuçları, radyant soğutmalı duvar ve deplasmanlı havalandırmasının birleştirildiği sistemde, konvektif ısı transfer katsayısının hem hava değişim hızına hem de difüzörün radyant yüzeye göre konumuna oldukça duyarlı olduğunu göstermektedir. Radyant soğutmalı duvar için, bildirilen ortalama konvektif ısı transfer katsayıları yaklaşık 2–7,3 W/m²K aralığında iken, toplam ısı transfer katsayıları (ışınım + taşınım) yaklaşık 9,1 ile 13,9 W/m²K arasında bildirilmiştir. Besleme havası radyant soğutmalı duvar boyunca verildiğinde, havanın karşı duvar boyunca verildiği duruma kıyasla daha yüksek konvektif katsayılar elde edilir ve bu da duvarın etkili soğutma kapasitesinde bir artışa yol açar. Bu bulgu, difüzörün yerleştirilmesi ve jet yörüngesinin, duvar yüzeyindeki sınır tabakası yapısını belirleyen kritik tasarım parametreleri olduğunu vurgulamaktadır. Ayrıca, yazarlar, literatürde yaygın olarak kullanılan doğal ve karışık konveksiyon korelasyonlarının, deplasmanlı havalandırması ile birlikte çalışan radyant yüzeyler için konvektif ısı transferini önemli ölçüde az veya fazla tahmin edebileceğini belirtmektedir. Bu nedenle, bu tür kombine deneysel konfigürasyonlardan doğrudan türetilen ampirik korelasyonların kullanılmasının gerekliliğini vurgulamaktadırlar. Test odası ve radyant soğutmalı duvar-deplasmanlı havalandırma konfigürasyonu, bu çalışmada benimsenen deneysel düzeneği yakından karşıladığından, Camci ve ark. [4] tarafından yapılan çalışma, hem metodolojik bir referans hem de mevcut çalışmada elde edilen konvektif ısı transferi sonuçlarının analizi ve modellemesi için birincil referans olarak kullanılan bir dizi doğrulanmış konvektif ısı transfer katsayısı sağlamaktadır.

Abedin ve ark. [5]sürdürülebilir binalar bağlamında radyant ısıtma ve soğutma (RHC) sistemlerinin kapsamlı bir incelemesini sunmaktadır. Makale, RHC'nin eski yüzey tabanlı ısıtma uygulamalarından modern hidronik, düşük sıcaklık ve akıllı kontrollü sistemlere kadar tarihsel gelişimini izlemekte ve termal konfor

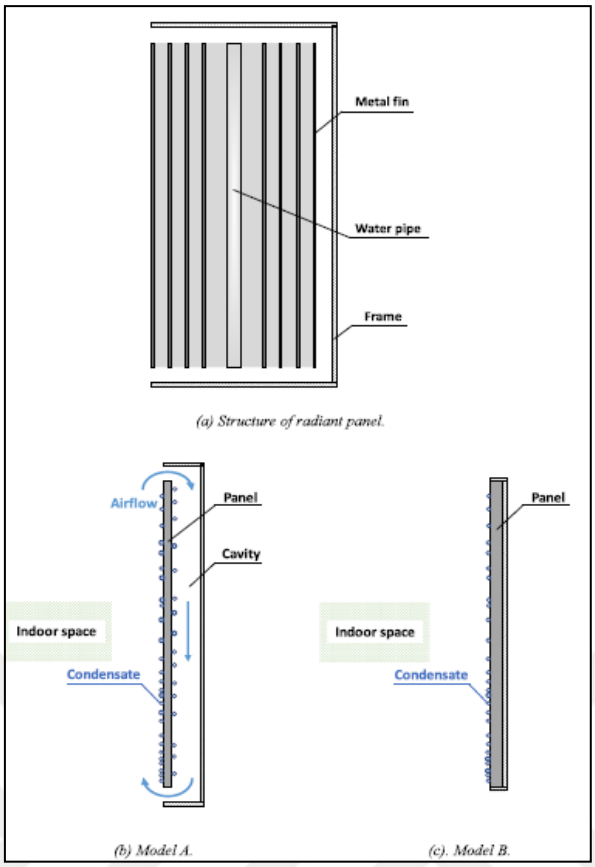
teorisini Ortalama Radyant Sıcaklık (MRT), radyant asimetri ve zemin yüzey sıcaklığı açısından yeniden çerçevelemektedir. Radyant tavan panelleri, gömülü yüzey sistemleri ve termal olarak aktif bina sistemleri sınıflandırılmış ve bunların temel ısı transfer mekanizmaları, tipik ısı transfer katsayıları ve ana tasarım standartları (ISO, EN, ASHRAE) kısaca tartışılmıştır. Farklı iklimler için saha ölçümleri ve simülasyonlardan yararlanarak, yazarlar RHC sistemlerinin geleneksel tamamen hava sistemlerine kıyasla yaklaşık %17-42 enerji tasarrufu sağlayabildiğini ve Özel Dış Hava Sistemleri (DOAS) ve uygun kontrol stratejileri ile birlikte kullanıldığında HVAC enerji kullanımını %50'den fazla azaltabildiğini göstermektedir. İnceleme ayrıca, radyant sistemlerin kapasitesini ve termal depolama potansiyelini artırabilen AIRCU konseptleri, kızılötesi ileten membranlar ve faz değişim malzemeleri gibi yeni teknolojileri de vurgulamaktadır.

Bu çalışmanın sonuçları, radyant ısıtma ve soğutma sistemlerinin hem termal konfor hem de enerji verimliliği açısından modern bina tasarımı için güçlü bir alternatif sunduğunu göstermektedir. Abedin ve arkadaşları, konfor değerlendirmesinin yalnızca hava sıcaklığına dayanmaması, aynı zamanda yüzey sıcaklıklarını ve radyant asimetrisini de hesaba katması gerektiğini vurgulamakta ve mevcut birçok standart ve hesaplama yönteminin RHC sistemlerinin spesifik termal davranışını henüz tam olarak yansıtmadığını belirtmektedir. Yazarlar, yoğuşma riski ve kontrol karmaşıklığının radyant soğutma için önemli zorluklar olmaya devam ettiğini ve bu nedenle çiğlenme noktası, iç mekan nemi ve yüzey sıcaklığının koordineli bir şekilde yönetilmesinin gerekli olduğunu vurgulamaktadır.

Xie ve ark. [6], gömülü radyant soğutma panellerinin enerji etkisini deneysel olarak araştırmış ve yaklaşık 4 × 3 × 3 m boyutlarındaki küçük bir test odasında ön soğutma ve Model Tahmin Kontrolü (MPC) yöntemlerinin soğutma yüklerini kaydırmak için nasıl kullanılabileceğini değerlendirmiştir. Kurulumlarında, üç iç duvara ve tavana entegre edilmiş radyant paneller, ortak bir ısı pompası devresinde mekanik olarak soğutulan taze hava sistemi ile birlikte çalışmaktadır. Yaz koşullarında, 3 saatlik bir ön soğutma süresi, iç mekan sıcaklığının yavaşça yükseldiği ve güç talebinin azaldığı yaklaşık 2,5 saatlik bir geri kazanım süresi

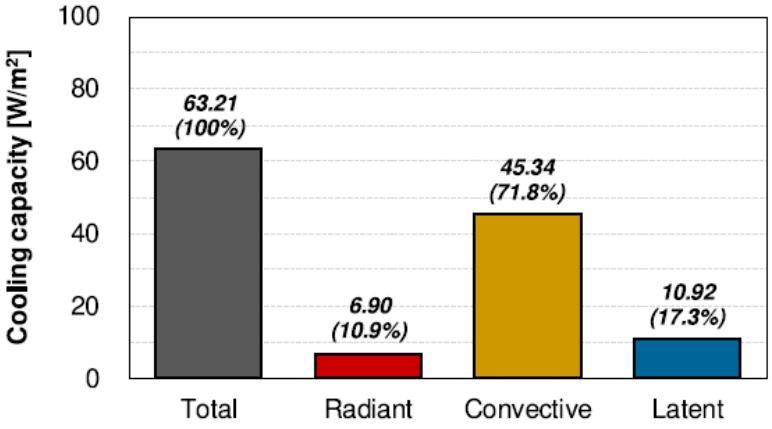
sağlar, bu da binanın termal kütlesinin kısa vadeli termal depolama olarak kullanılabileceğini gösterir. MPC içinde bir durum-uzay modeli kullanan senaryo tabanlı kontrol, iç mekan sıcaklıklarını 23–26 °C'lik bir konfor aralığında tutarken, toplam enerji kullanımını yaklaşık %17,8 ve kullanım süresi fiyatlandırması altında elektrik maliyetini %31,4'e kadar azalttığı görülür. Xie ve ark. bu çalışmasında, radyant soğutmalı muhafazalar etrafındaki doğal konveksiyon ve termal konfora odaklanan mevcut çalışmalardan farklı olsa da, gömülü radyant sistemlerin yük kaydırma ve maliyet azaltma için oldukça esnek bir şekilde çalıştırılabileceğini göstermekte ve radyant soğutmanın kontrol odaklı uygulamaları için yararlı bir tamamlayıcı referans sağlamaktadır.

Jing ve ark. [7], geniş bir kapalı alanda kanatlı radyant panel ısıtma-soğutma sistemlerini (FRPHCS) sayısal olarak inceleyerek, bunların modellenmesi için pratik bir bina enerji simülasyonu (BES) yaklaşımı önermektedir. Japonya'daki bir test binasında yapılan ölçümler, yaz ve kış koşullarında iç mekan hava sıcaklığı, dikey tabakalaşma, nem ve panel su sıcaklıklarını izlemek için kullanılır. Kanatlı panellerin çevresinde doğal konveksiyonun hakim olduğu varsayımıyla, ortalama taşınım ısı transfer katsayıları, soğutmada ≈4,1 W/m²K ve ısıtmada ≈5,0 W/m²K olarak hesaplanmıştır.



Şekil 1.2 Panel Modelleri [7]

İki eşdeğer panel modeli geliştirilmiştir: panelin içindeki hava boşluğu ve yoğuşma süreçlerini açıkça temsil eden şekil 1.2'de ayrıntılı Model A ve etkili panel alanını kullanan basitleştirilmiş Model B. Büyük hacimlerdeki sıcaklık tabakalaşmasını yakalamak için, oda tek bir iyi karıştırılmış hacim olarak ele alınmak yerine, sanal tavanlar ve iç bölmelerle üst-alt veya çoklu bölgelere ayrılmıştır.



Şekil 1.3 Soğutma Kapasitesi [7]

Jing ve ark. bu çalışmalarında, kanatçıklı radyant panellerdeki ısı transferinin büyük ölçüde konveksiyonun hakim olduğunu, toplam kapasitenin yaklaşık %70-90'ının kanatçıklar üzerinden konvektif ısı transferi ile sağlandığını, radyatif katkının ise her iki mevsimde de nispeten düşük kaldığını şekil 1.3'de göstermektedir. Ayrıntılı Model A, sadece hava sıcaklığını değil, aynı zamanda iç mekan mutlak nemini ve gizli soğutma (nem alma) kapasitesini de yüksek doğrulukla tahmin edebilmektedir. Buna karşılık, iç hava boşluğunu göz ardı eden basitleştirilmiş Model B, nem davranışında önemli hatalar ortaya çıkarmaktadır. Bununla birlikte, çok bölgeli BES temsiliyle birleştirildiğinde, Model B yine de işgal edilmiş bölgenin hava sıcaklıklarını 1 °C'den daha az hata ile tahmin edebilir, bu da nemin kritik olmadığı yük ve sıcaklık analizleri için cazip hale getireceğini savunmaktadırlar.

Jing ve arkadaşları, geniş alanlarda dikey sıcaklık tabakalaşmasını yeniden üretmek için uygun bir bölgeleme stratejisinin gerekli olduğu sonucuna varmışlar ve Nusselt korelasyonlarının seçimi, bölgeler arası konvektif değişim spesifikasyonu ve gelecekteki BES-CFD birleştirilmesinin daha fazla geliştirilmesi gereken kilit alanlar olduğunu belirlemişlerdir.

Temiz ve ark. [8], radyan soğutmalı duvar ve yenilikçi zemin seviyesinde besleme difüzörü ile donatılmış küçük bir test odasında, hibrit 3D CFD–deney yaklaşımı kullanarak zorlanmış taşınımın termal konfor ve ısı transferi üzerindeki etkisini

araştırmaktadır. Deneyler, 1,8 × 1,8 × 2,7 m boyutlarında bir odada gerçekleştirilmiştir. Bu odada, bir duvar 14 °C su ile beslenen radyant soğutma paneli ile soğutulurken , zemin seviyesindeki slot tipi difüzör 18–22 °C sıcaklığında, 5 m/s ve 10 m/s çıkış hızlarında ve 15°, 30°, 45°, 60° ve 75° çıkış hızları ile hava sağlamaktadır. Hibrit modelleme çerçevesinde, radyant duvarın yakınında deneysel olarak belirlenen taşınım ısı transfer katsayıları CFD alanına yerleştirilerek, 2D soğutulmuş su hacmi ile 3D oda hava hacmi arasında birleştirilmiş bir formülasyon oluşturulmuştur.Çalışmada, 5 m/s besleme hızında PMV–PPD tabanlı konfor koşullarının yalnızca difüzörün yakınında elde edildiğini, oysa 10 m/s hızında soğutulmuş duvara çok yakın olan alanlar hariç, neredeyse tüm odada kabul edilebilir bir konfor elde edildiğini göstermektedir. Test edilen kanat açıları arasında, 45°lik açıda her iki hız için de en iyi termal konfor dağılımını sağlar; radyant duvardaki ortalama taşınım ısı transfer katsayısı 5 m/s'de yaklaşık 6 W/m²K ve 10 m/s'de 8 W/m²K'ye ulaşır ve baş-ayak bileği sıcaklık farkı, 5 m/s için uluslararası standartlar tarafından önerilen 3 °C sınır içinde kalır.

Temiz ve ark. bu çalışmaları kapsamında, önerilen hibrit CFD yaklaşımının, radyant soğutmalı duvar ile zemin seviyesinde zorlanmış hava beslemesini birleştiren odalarda hem yerel taşınım ısı transfer katsayılarını hem de PMV-PPD tabanlı konfor alanlarını tahmin etmek için geçerli ve yararlı bir araç olduğunu göstermektedir. Doğrulanmış model, duvar yüzey sıcaklıklarını, oda hava sıcaklığı dağılımlarını ve ısı transfer katsayıları düşük sapmalarla yeniden üretir ve tasarım odaklı kullanımı destekler. Simülasyonlara dayanarak, yazarlar 45°lik kanat açısının hem 5 m/s hem de 10 m/s hızlarda en dengeli konfor koşullarını sağladığı ve radyant duvar üzerindeki zorlamalı taşınımın, tipik olarak doğal taşınımla ilişkili olanlardan önemli ölçüde daha yüksek CHTC değerleri ürettiği sonucuna varmışlardır. Bu kısıtlamalara rağmen, çalışma, benzer kapalı alanlarda kombine radyant soğutma, zemin seviyesinde difüzör sistemlerinin tasarımı ve kapasite tahmini için değerli bir referans görevi görebilecek hibrit modelleme metodolojisi ve CHTC verileri sunmaktadır.

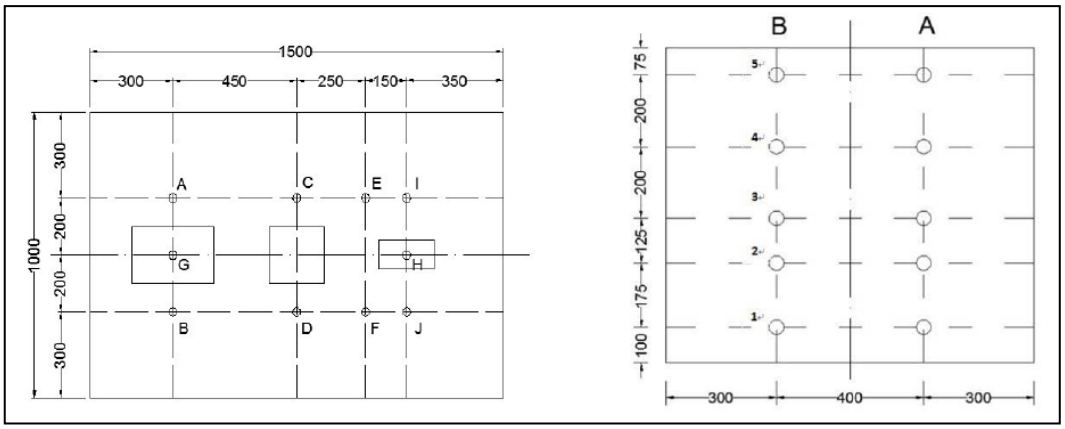
Literatür birlikte değerlendirildiğinde, radyant soğutma sistemlerinin düşük su sıcaklıklarında çalışabilmesi nedeniyle enerji/ekserji açısından avantaj sağladığı;

ancak yoğuşma riski ve hissedilebilir kapasite sınırlamaları sebebiyle çoğunlukla DOAS veya deplasmanlı havalandırma gibi hava bazlı sistemlerle hibrit biçimde uygulandığı görülmektedir. İncelenen çalışmalar, difüzör yerleşimi/jet yörüngesi, hava değişim oranı ve iç nem–çiğ noktası yönetiminin taşınım rejimini değiştirerek CHTC'yi belirgin ölçüde etkilediğini; bu nedenle klasik doğal/karışık taşınım korelasyonlarının hibrit radyant konfigürasyonlarda her durumda güvenilir kapasite tahmini vermeyebileceğini göstermektedir. Bu bağlamda, deneysel veriye dayalı ampirik katsayılar ile doğrulanmış CFD/BES modellerinin tasarım ve analizde birlikte kullanılması ve uygun kontrol stratejileriyle (örn. ön soğutma) işletme performansının desteklenmesi kritik görünmektedir.

1.1.2 Deplasmanlı Havalandırma

Bu alt bölümde, deplasmanlı havalandırmanın iç ortamda oluşturduğu dikey sıcaklık tabakalaşması ve bunun; dış etkenler (rüzgar basıncı), hava besleme konfigürasyonu, kullanıcı kaynaklı kaldırma akımları ve kişiselleştirilmiş hava dağıtım çözümleri ile birlikte radyant yüzeylerle etkileşimi üzerinden literatür kapsamında değerlendirilmesi amaçlanmaktadır

Bu çalışmalarında, Liu ve arkadaşları[2], dış mekan rüzgar basıncı ve farklı hava besleme konfigürasyonlarının, doğal taşınımlı havalandırması ile çalışan bir odadaki dikey sıcaklık dağılımını nasıl etkilediğini incelemektedir. Araştırmacılar, iç ısı kaynağı olarak 67,5 W sağlayan bir plaka ısıtıcı ile donatılmış, 1500 × 1000 × 875 mm boyutlarında geometrik olarak ölçeklendirilmiş bir odada deneylerini gerçekleştirmiştir. Sıcaklık ölçümleri, T tipi ve K tipi termokupllar kullanılarak şekil 1.4'de belirtilen 0,1 m ile 0,85 m arasındaki beş dikey seviyede gerçekleştirilmiştir. Yazarlar, dış hava basıncını 0,006 ile 0,09 Pa arasında ve besleme havası hızını 0,1 ile 0,4 m/s arasında ayarlayarak sekiz çalışma koşulunu (alt besleme için A1–A4 ve yan besleme için B1–B4) test etmişlerdir.



Şekil 1.4 Termokupul gösterimi [2]

Bulgular, alt hava beslemesinin belirgin bir termal tabakalaşma oluşturduğunu ve ayak bileği seviyesi ile solunum bölgesi arasındaki sıcaklık farkının 3°C'nin altında kaldığını göstermektedir. Dışarıdaki rüzgar basıncı 0,025–0,056 Pa aralığına çıktığında, tabakalaşma arayüzü üçüncü ve dördüncü ölçüm noktaları arasında, yaklaşık 0,4–0,6 m yüksekliğe karşılık gelen bir noktada oluşur. Yan hava beslemesinde, sıcaklık alanı dış etkenlere daha duyarlı hale gelse de, solunum bölgesi sıcaklığı alt beslemeye kıyasla 1,0–1,5°C daha düşük kalır.

Tablo 1.1 ‘de dışarıdaki rüzgar basıncı 0,3 m/s'yi aştığında, tabakalaşma dengesiz hale gelir ve sıcaklık dalgalanmaları belirgin şekilde arttığı gösterilmiştir.

Tablo 1.1 Basınç ve Hız tablosu [2]

Working condition	Air supply mode	Outdoor wind pressure [p_a]	Air supply velocity [m/s]
A1	Bottom air supply	0.006	0.1
A2	Bottom air supply	0.025	0.2
A3	Bottom air supply	0.056	0.3
A4	Bottom air supply	0.1	0.4
B1	Side air supply	0.006	0.1
B2	Side air supply	0.025	0.2
B3	Side air supply	0.056	0.3
B4	Side air supply	0.1	0.4

Genel olarak, çalışma, deplasmanlı havalandırmasının dış basınç koşullarına ve giriş konfigürasyonuna büyük ölçüde bağlı olduğunu göstermektedir. Alt besleme daha istikrarlı bir tabakalaşma sağlarken, yan besleme daha iyi enerji performansı sağlar, ancak dalgalanan rüzgar basıncı koşullarında termal istikrarı azaltır.

Bu çalışmalarının sonuçları, doğal deplasmanlı havalandırmasının hem dış mekan rüzgar basıncına hem de seçilen hava besleme konfigürasyonuna belirgin bir bağımlılık gösterdiğini ortaya koymaktadır.

Alt hava beslemesi, solunum bölgesi sıcaklığını yaklaşık 25 °C'de tutarken, dikey sıcaklık farkını 3 °C'nin altında tutarak termal konfor kriterlerini karşılar. Alt beslemeyle oluşan tabakalaşma, dış mekan rahatsızlıklarına karşı da güçlü bir kararlılık gösterir.

Sonuç olarak, çalışma, alt hava beslemesinin daha sağlam ve istikrarlı bir termal ortam sağlarken, yan hava beslemesinin istikrarı azaltan enerji verimli bir alternatif olduğunu ortaya koymaktadır. Bu bulgular, iyileştirilmiş iç ortam performansı için doğal deplasmanlı havalandırma sistemleri tasarlarken dış rüzgar basıncını ve besleme havası konfigürasyonunu dikkate almanın gerekliliğini vurgulamaktadır.

Zhao ve arkadaşları [9] tarafından yapılan çalışma, deplasmanlı havalandırma sistemlerinde hava akışı dağılımını ve termal tabakalaşmayı şekillendirmede insan metabolik ısı üretiminin kritik rolünü göstermektedir. Deplasmanlı havalandırma, zemin seviyesinden düşük hızda hava sağladığından, sistemin genel performansı büyük ölçüde iç mekan ısı kaynaklarının neden olduğu kaldırma kuvveti kaynaklı akış yapılarına bağlıdır. Yazarlar, hem deneysel ölçümler hem de doğrulanmış sayısal simülasyonlar yoluyla geniş bir metabolik ısı aralığını (125–402 W) incelemekte ve insan vücudunun çevresinde oluşan termal bulutun, iç mekan ısı transferi hareketini yöneten baskın mekanizma olduğunu göstermektedir. Metabolik ısı arttıkça, yukarı doğru yükselen bulut yoğunlaşır, daha belirgin bir dikey sıcaklık gradyanı oluşturur ve alt kullanım bölgesinde temiz, serin havanın varlığını güçlendirir. Hız alanı analizleri ayrıca, daha yüksek metabolik yüklerin vücut yakınında belirgin girdap yapılarının oluşmasına yol açtığını ve bunun da deplasmanlı havalandırmasının karakteristik dikey akış rejimini yeniden şekillendirdiğini göstermektedir. Genel olarak, çalışma, insan termal yüklerinin

ihmal edilmesinin, deplasmanlı havalandırması ile iklimlendirilen alanlarda hava akışı dağılımının ve termal konforun değerlendirilmesinde önemli yanlışlıklara yol açabileceğini vurgulamaktadır.

Zhao ve arkadaşları bu çalışmalarında[9], mevcut tez çalışmasında olduğu gibi, deplasmanlı havalandırmasının radyant soğutmalı duvarla birlikte çalıştığı ortamlar için literatüre önemli bir katkı sağlamaktadır. Daha yüksek metabolik ısı üretimi tarafından oluşturulan yoğunlaştırılmış termal katman, termal tabakalaşmayı artırır ve sıcak ve kirli havanın yukarı doğru uzaklaştırılmasını kolaylaştırır. Radyant soğutmalı duvarla donatılmış odalarda, bu yukarı doğru yükselen bulut, soğuk yüzeyin neden olduğu aşağı doğru kaldırma akımıyla etkileşime girerek, hava akışı düzenini ve konfor dağılımını doğrudan etkileyen ikili bir konvektif yapı oluşturur. Çalışma, gerçekçi PMV/PPD tahminleri ve doğru hava akışı modellemesi için metabolik ısı üretiminin ve bunun bulut kaynaklı konveksiyon üzerindeki etkisinin açıkça dikkate alınması gerektiğini açıkça göstermektedir. Sonuç olarak, radyant soğutma ve deplasmanlı havalandırma uygulamalarının birleşiminde, insan termal yükü hem deneysel analizlere hem de sayısal modellemeye dahil edilmesi gereken önemli bir parametre olarak ortaya çıkmaktadır. Bu bulgular, radyant soğutma, deplasmanlı havalandırma ve kullanıcıların ürettiği kaldırma kuvveti arasındaki etkileşimin iç mekan termal konforunu belirlemede merkezi bir rol oynadığı mevcut araştırma için güçlü bir teorik temel sağlamaktadır.

Xu ve arkadaşları, [10]deplasmanlı havalandırma (DV) sistemi ile entegre edilmiş bir yeniden dolaştırılan kişiselleştirilmiş hava perdesi (rPAC) sisteminin iç mekan hava yoluyla bulaşmayı azaltmadaki performansını araştırmaktadır. Önerilen rPAC sistemi, DV tarafından oluşturulan alt tabakalı bölgeden doğrudan temiz hava çeker ve solunum bölgesi çevresine dikey bir hava perdesi oluşturur, böylece ek dış hava kanallarına gerek kalmaz ve kurulum karmaşıklığı en aza indirilir. Çalışma, doğrulanmış bir CFD modeli kullanarak, farklı ekshalasyon jet yönleri (0°, 30° ve 60°) ve çeşitli damlacık boyutları (1–100 μm) ile iki rPAC hızı (3,0 m/s ve 5,0 m/s) ile öksürme ve konuşma senaryolarını incelemektedir.

Bu çalışmalarında[10], radyant soğutmalı duvar ve deplasmanlı havalandırması ile donatılmış bir odadaki termal konforu inceleyen tez çalışmam için önemli bir referans sağlar. Xu ve ark.PMV ve PPD gibi konfor endekslerinden ziyade hava yoluyla bulaşan enfeksiyonlara odaklansa da, sonuçları DV kaynaklı tabakalaşmanın ve kullanıcı çevresindeki lokalize besleme akışlarının solunum bölgesindeki taşıma süreçlerini nasıl güçlü bir şekilde etkilediğini açıkça göstermektedir. Soğutulmuş bir duvarın doğal konveksiyonu değiştirdiği ve DV akışıyla etkileşime girdiği çalışmamda, bu makale, tabakalı, düşük momentumlu havalandırma ortamlarında maruz kalma riskini ve termal konforu değerlendirirken insan vücudunun etrafındaki yakın alan hava akışı düzeninin dikkatlice dizayn edilmesi gerektiği görüşünü desteklemektedir.

Hou ve You,[11]kişiselleştirilmiş deplasmanlı havalandırma (PDV) sistemi ile donatılmış ekonomi sınıfı uçak kabinlerinde hava yoluyla bulaşan hastalıkların yayılmasını kontrol etmek için pratik bir gaz maskeleri kullanım stratejisi önermekte ve değerlendirmektedir. Bu çalışmalarında, koltuk altı PDV beslemesi ve tavan egzozu bulunan, yedi sıralı, tek koridorlu, tamamen dolu bir ekonomi kabini CFD (SST k–ω türbülans modeli ile ANSYS Fluent) kullanılarak modellenmiş ve literatürdeki deneysel hız verileriyle doğrulanmıştır. Genel olarak, çalışma, gazper çalışma modelleri ve koltuk tipinin PDV ile iklimlendirilmiş bir kabinde kirletici maddelerin taşınmasını güçlü bir şekilde etkilediğini ve yolcu davranışlarının kişiselleştirilmiş hava dağıtımının koruyucu potansiyelini artırabileceğini veya azaltabileceğini göstermektedir.

Sonuç olarak bu makalenin bulguları[11], deplasmanlı havalandırmasının radyant soğutmalı duvarla birleştirildiği bir odadaki termal konforu inceleyen mevcut tez için ilgili bilgiler sağlamaktadır. Hou ve You, konfor endekslerinden ziyade havadaki kirletici maruziyetine odaklanmakla birlikte, sonuçları PDV tarafından oluşturulan tabakalı bir ortamda, yolcuların etrafındaki yerel jetler ve kişiselleştirilmiş hava akımlarının yakın alan akış yapısını ve solunum bölgesindeki hava kalitesini önemli ölçüde yeniden şekillendirdiğini açıkça göstermektedir. Benzer şekilde, radyant soğutmalı duvar ve alt bölgeden deplasmanlı beslemesi olan bir odada, soğutulmuş yüzey doğal konveksiyonu değiştirir ve yolcuların oluşturduğu bulutlarla benzer şekilde hassas bir şekilde etkileşime girer. Bu nedenle çalışmasında, tabakalı, düşük momentumlu

havalandırma sistemlerinde maruz kalma riskini ve termal konforu değerlendirirken, insan vücudunun etrafındaki yakın alan hava akışı düzeninin ve bunun soğutulmuş yüzeylerden ve deplasmanlı girişlerinden gelen kaldırma kuvveti kaynaklı akışlarla etkileşiminin dikkatle analiz edilmesi gerektiği yönündeki bu tezin yaklaşımını desteklemektedir.

Almtulya ve arkadaşları [12], aşırı sıcak iklimlerde soğutma verimliliğini artırmak için suyla aktif faz değişim malzemesi (PCM) tavan panelleri ile deplasmanlı havalandırmasını (DV) entegre eden yeni bir soğutma konsepti önermektedir. Atık petrol ürünlerinden elde edilen PCM, soğutulmuş suyun dolaştığı tavan panellerine gömülüdür, böylece paneller gizli ısı depolama kapasitesine sahip radyant soğutma elemanları olarak çalışır. Çalışma, bu birleşik PCM-DV sisteminin soğutma enerji tüketimi, termal konfor ve iç hava kalitesi üzerindeki etkisini değerlendirmek için tam ölçekli iklim odası deneylerini CFD simülasyonlarıyla birleştirir ve performansını geleneksel karıştırmalı havalandırma (MV) ve tek başına DV ile karşılaştırır. Sonuçlar, PCM ile soğutulan tavanın iç mekan hava sıcaklıklarının zirve değerlerini önemli ölçüde düşürdüğünü göstermektedir; tavan yüzey sıcaklığı DV durumunda yaklaşık 32 °C'den DV ve PCM ile 26 °C'ye düşerken, oda merkezindeki hava sıcaklığı 30 °C'den yaklaşık 25 °C'ye düşmektedir. Radyant soğutma etkisi ayrıca dikey sıcaklık tabakalaşmasını da hafifletir: DV durumunda baş-ayak bileği sıcaklık farkı yaklaşık 2,6 °C iken, PCM panelleri kullanıldığında bu fark yaklaşık 1,2 °C'ye düşer ve daha kabul edilebilir dikey gradyanlar elde edilir. PMV analizi, MV'nin nispeten tekdüze ancak daha az enerji verimli bir konfor sağladığını, DV'nin tabakalı PMV alanları oluşturduğunu ve DV & PCM kombine sisteminin, iyileştirilmiş uzamsal tekdüzelik ile nötr değerlere (yaklaşık −0,2 ila +0,2) daha yakın PMV değerleri elde ettiğini göstermektedir

Bu çalışmasının sonucunda, Almtulya ve ark.[12] DV'yi PCM içeren bir radyant soğutma elemanı ile birleştirmenin, sıcak iklimlerde geleneksel DV'nin sınırlı soğutma kapasitesini telafi ederken, tabakalı, düşük momentumlu hava beslemesinin avantajlarını koruyabileceğini göstermektedir. Tavan ve oda hava sıcaklıklarını düşürerek, dikey sıcaklık farklarını dengeleyerek ve PMV değerlerini nötrlük etrafında dar bir aralıkta tutarak, PCM destekli radyant yüzey, kullanım alanındaki termal stabiliteyi ve konforu artırır. Baş-ayak bileği sıcaklık

farkının 2,6 °C'den (DV) 1,2 °C'ye (DV & PCM) düşürülmesi, kaldırma kuvveti kaynaklı ortamlarda konforu değerlendirirken dikey tabakalaşmayı kontrol etmenin önemini de vurgulamaktadır. Tavan yerine radyant soğutmalı duvar içeren bir konfigürasyonda, aynı fiziksel mekanizmalar büyük önem taşır: soğutulan yüzey, doğal konveksiyon modellerini değiştirir, DV kaynaklı tabakalı akışla etkileşime girer ve hem yerel hava hızlarını hem de kullanıcı çevresindeki çalışma sıcaklığını etkiler. Bu nedenle bu makale, radyant soğutmalı, deplasmanlı havalandırmalı alanlarda termal konforun doğru değerlendirilmesinin, yalnızca odanın genel hava sıcaklığına veya tekdüze karıştırma varsayımlarına dayanmak yerine, radyant yüzey soğutma, yüzdürme kuvveti kaynaklı akış ve dikey sıcaklık tabakalaşmasının birleşik etkilerinin açıkça dikkate alınmasını gerektirdiği tezinin temel hipotezini desteklemektedir.

Du ve arkadaşları [13], ısıtma işleminin baskın olduğu ve geleneksel deplasmanlı havalandırmasının genellikle önerilmediği soğuk bölgelerdeki iç mekanlar için çift bobinli indüksiyonlu deplasmanlı ünitesinin (IDU) havalandırma performansını araştırmaktadır. IDU, indüksiyon nozulları aracılığıyla sağlanan birincil dış havayı, dikey ön bobin ve yardımcı yatay arka ısıtma bobini tarafından koşullandırılan indüklenmiş oda havasıyla birleştirir. Çalışma, tek bobinli soğutma, tek bobinli ısıtma ve çift bobinli ısıtma modlarında hava akış modellerini, sıcaklık tabakalaşmasını ve kirletici dağılımlarını analiz etmek için tam ölçekli çevre odası deneyleri ve doğrulanmış CFD simülasyonları kullanmaktadır. Havalandırma etkinliği, normalleştirilmiş izleyici gaz konsantrasyonu ve solunum bölgesi etkinlik endeksi kullanılarak değerlendirilir ve doğrulanmış CFD modeli daha sonra soğuk dış ortam koşullarında 25 kişilik bir sınıfa uygulanır. Sonuçlar, tek bobinli soğutmanın, zemin seviyesinde düşük momentumlu soğuk hava, güçlü dikey tabakalaşma ve solunum bölgesinde yüksek havalandırma etkinliği ile tipik bir deplasmanlı modeli ürettiğini göstermektedir.

Sonuç olarak, Du ve arkadaşlarının çalışması[13], bu çalışmada radyant soğutmalı duvarın, genel sistem tasarımında yüzey soğutma ve iç yüklerin nasıl dengelendiğine bağlı olarak deplasmanlı havalandırma performansını güçlendirebilen veya zayıflatabilen aktif bir sınır olarak ele alınması için metodolojik ve fiziksel bir temel sağlar.

İncelenen çalışmalar, deplasmanlı havalandırmanın performansının tabakalaşma yüksekliği ve kullanım bölgesindeki sıcaklık gradyanı üzerinden şekillendiğini; bu davranışın dış rüzgar basıncı ve difüzör konfigürasyonu gibi sınır şartlarına, ayrıca kullanıcıların metabolik ısı üretimiyle oluşan termal bulutlara belirgin biçimde duyarlı olduğunu göstermektedir. Kişiselleştirilmiş deplasmanlı çözümler ve hava perdeleri, tabakalı ortamın solunum bölgesi çevresindeki yakın alan akışını değiştirerek kirletici taşınımını ve maruziyeti etkileyebilmekte; PCM gibi ısıl depolama içeren radyant elemanlarla birlikte kullanıldığında ise iç ortam sıcaklığı ve dikey sıcaklık farkları daha dengeli hale getirilebilmektedir. Soğuk iklimlerde ısıtma koşullarına uyarlanmış indüksiyonlu deplasmanlı üniteler gibi yaklaşımlar, deplasmanlı havalandırmanın yalnız soğutma değil farklı işletme senaryolarında da ele alınabileceğini ortaya koymaktadır. Bu çerçevede literatür, radyant soğutmalı duvarla birlikte çalışan deplasmanlı havalandırmalı hacimlerde akış düzeninin ve konforun doğru değerlendirilmesi için sınır şartlarının, iç yüklerin ve yakın alan akış yapılarının birlikte dikkate alınması gerektiğine işaret etmektedir.

1.2 Çalışmanın Amacı

Bu çalışmanın temel amacı, kontrollü deney odasında kış şartlarını simüle ederek yer seviyesinden yapılan hava üflemesinin iç mekan termal konforuna olan etkilerini ayrıntılı biçimde incelemektir. İç ortam konforu, özellikle kapalı hacimlerde uzun süre bulunan bireylerin verimliliği, sağlığı ve genel yaşam kalitesi açısından kritik bir parametre olarak değerlendirilmektedir. Termal konforun sağlanamaması, kullanıcıların performans düşüklüğü yaşamasına, rahatsızlık hissetmesine ve enerji verimliliği açısından da olumsuz sonuçlara yol açabilmektedir. Bu nedenle, ısıtma-havalandırma-iklimlendirme (HVAC) sistemlerinin tasarımında hava dağıtım stratejilerinin etkilerinin bilimsel olarak ortaya konulması büyük önem taşımaktadır.

Çalışmada, özellikle yer seviyesinden yapılan üflemenin, hava hareketi, sıcaklık dağılımı ve kullanıcıların algıladığı termal konfor parametreleri üzerindeki etkileri analiz edilecektir. Bu kapsamda, deneysel veriler ışığında Predicted Mean Vote (PMV) ve Predicted Percentage of Dissatisfied (PPD) göstergeleri hesaplanarak

farklı senaryolar için karşılaştırmalar yapılacaktır. Böylelikle hem nesnel ölçümler hem de termal konfor teorileri kullanılarak, yerden üfleme stratejisinin avantajları ve olası dezavantajları ortaya konulacaktır.

Çalışmanın özgün yönü, kış koşullarının kontrollü ortamda simüle edilmesi ve bu koşullar altında yerden üfleme yönteminin termal konfor performansının detaylı biçimde değerlendirilmesidir. Literatürde genellikle yaz şartları veya standart hava dağıtım senaryoları üzerine yoğunlaşılırken, bu araştırma kış koşullarına özel olarak odaklanmakta ve özellikle yer seviyesi üfleme stratejisinin kullanıcı konforuna etkilerini sistematik şekilde ele almaktadır.

Elde edilecek bulguların, hem akademik literatüre katkı sağlaması hem de mühendislik uygulamalarında iç ortam konforunun artırılması, enerji verimliliğinin desteklenmesi ve daha sürdürülebilir HVAC tasarımlarına yön verilmesi açısından önemli sonuçlar ortaya koyması beklenmektedir.

1.3 Çalışmanın Önemi

Bu çalışma, iç ortam konforu ve enerji verimliliği alanında önemli bir araştırma boşluğunu doldurmayı hedeflemektedir. Kapalı hacimlerde uzun süre bulunan bireylerin sağlığı, konforu ve üretkenliği büyük ölçüde termal çevre koşullarına bağlıdır. Ancak mevcut uygulamalarda kullanılan havalandırma ve iklimlendirme sistemleri genellikle standart çözümler üzerinden değerlendirilmekte, farklı hava dağıtım stratejilerinin kış koşulları altında yaratabileceği etkiler yeterince ayrıntılı biçimde ele alınmamaktadır. Özellikle yer seviyesinden yapılan hava üfleme yöntemlerinin, kullanıcı algısı üzerindeki etkileri konusunda literatürde sınırlı sayıda çalışma bulunmaktadır.

Bu bağlamda, gerçekleştirilen araştırma kış koşullarını deneysel olarak simüle ederek, yerden üfleme stratejisinin oda içerisindeki sıcaklık dağılımı, hava hareketi ve konfor parametreleri üzerindeki etkilerini sistematik biçimde ortaya koymaktadır. Çalışma, yalnızca PMV (Predicted Mean Vote) ve PPD (Predicted Percentage of Dissatisfied) gibi uluslararası geçerliliğe sahip konfor

göstergelerinin uygulanmasını değil, aynı zamanda bu göstergelerin pratik mühendislik tasarımlarına aktarılmasını da amaçlamaktadır.

Araştırmanın önemi, hem akademik literatüre hem de uygulamaya sunduğu katkılardan kaynaklanmaktadır. Akademik açıdan, çalışma mevcut bilgi birikimine yeni bir perspektif kazandırmakta; uygulama açısından ise HVAC sistemlerinin tasarımında daha etkin ve kullanıcı odaklı çözümler geliştirilmesine olanak sağlamaktadır. Bu sayede, hem enerji verimliliği artırılmakta hem de sürdürülebilir iç mekân tasarımına katkı sunulmaktadır.

Sonuç olarak, bu araştırma, kış koşullarında yerden üfleme stratejisinin termal konfor üzerindeki etkilerini kapsamlı biçimde ele alarak, hem bilimsel bilgiye hem de endüstriyel uygulamalara değerli girdiler sağlamaktadır.

1.4 Hipotez

Bu çalışmada, radyant soğutmalı bir duvarın deplasmanlı havalandırma ile birlikte işletilmesinin, işgal bölgesindeki ısıl konfor koşullarını (PMV/PPD) iyileştireceği; üfleme hızının artmasıyla dikey sıcaklık gradyanının azalacağı; ancak yüksek hızlarda yerel hava hızlarının taslak kaynaklı rahatsızlık riskini artırabileceği varsayılmaktadır. Ayrıca üfleme konumunun (soğuk duvara göre yerleşiminin) mahal içi hız-sıcaklık alanlarını belirgin biçimde değiştirerek konfor dağılımında anlamlı fark oluşturacağı öngörülmektedir.

2
TERMAL KONFOR

2.1 Termal Konfor

Termal konfor, iç mekanların tasarımında ve değerlendirilmesinde, özellikle insan kullanımının ve enerji performansının her ikisinin de önemli olduğu alanlarda, temel bir husustur. ASHRAE 55 standardı, termal konforu "termal ortamdan duyulan memnuniyeti ifade eden zihin durumu" olarak tanımlamaktadır [14]. Bu tanım, termal konforun, insan vücudu ile çevresi arasındaki fiziksel ısı değişim süreçleri tarafından yönetilmesine rağmen, nihai olarak öznel bir algı olduğunu vurgulamaktadır.

Mühendislik açısından bakıldığında, termal konfor çevresel ve kişisel parametrelerin birleşik etkisiyle belirlenir. Başlıca çevresel değişkenler hava sıcaklığı, ortalama radyan sıcaklık, hava hızı ve nemdir, baskın kişisel değişkenler ise kullanıcının metabolizma hızı ve giysilerin ısı yalıtımidir. ASHRAE Standardı 55[14], EN ISO 7730[15] ile birlikte, tipik iç mekan faaliyetleri için bu parametrelerin kabul edilebilir kombinasyonlarını ve aralıklarını belirtir. Bu belgeler, tasarımcılara ve araştırmacılara, belirli bir termal ortamın büyük bir kısmı için kabul edilebilir olup olmadığını değerlendirmek için nicel kriterler sağlar.

Ölçülebilir fiziksel koşulları kullanıcıların termal hissiyatıyla ilişkilendirmek için, insan ısı dengesi temelinde çeşitli konfor endeksleri geliştirilmiştir. En yaygın olarak kullanılan gösterge, büyük bir grup insanın ortalama termal hissiyatını "soğuk" (−3) ile "sıcak" (+3) arasında yedi puanlık bir ölçekte tahmin eden Tahmini Ortalama Oy (PMV) endeksidir. İlgili Tahmini Memnuniyetsizlik Yüzdesi (PPD), aynı koşullar altında termal olarak memnuniyetsiz olan kişilerin beklenen oranını nicel olarak ifade eder. PMV ve PPD birlikte, termal konfor ve farklı HVAC ve radyant iklimlendirme sistemlerinin performansı ile ilgili deneysel ve sayısal çalışmalarda temel bir metodolojik çerçeve oluşturur. Termal

konfor değerlendirmesi birkaç farklı yaklaşım kullanılarak yapılabilir; ancak pratikte en sık hava sıcaklığı, ortalama radyant sıcaklık (MRT, küre sıcaklığından elde edilebilir) ve konvektif ve radyatif etkileri birleştiren operatif sıcaklık ölçümlerine dayalı olarak yapılır. Bu fiziksel büyüklüklere ek olarak, Tahmin Edilen Ortalama Oy (PMV) endeksi, "soğuk"tan "sıcak"a kadar bir ölçekte termal hissin nicel bir göstergesi olarak yaygın olarak kullanılmaktadır[16]. Bu endeks, deneklerin termal hislerini bildirdikleri kapsamlı iklim odası deneylerinden geliştirilmiştir ve insan vücudunun enerji dengesi modeline dayalı olarak formüle edilmiştir.

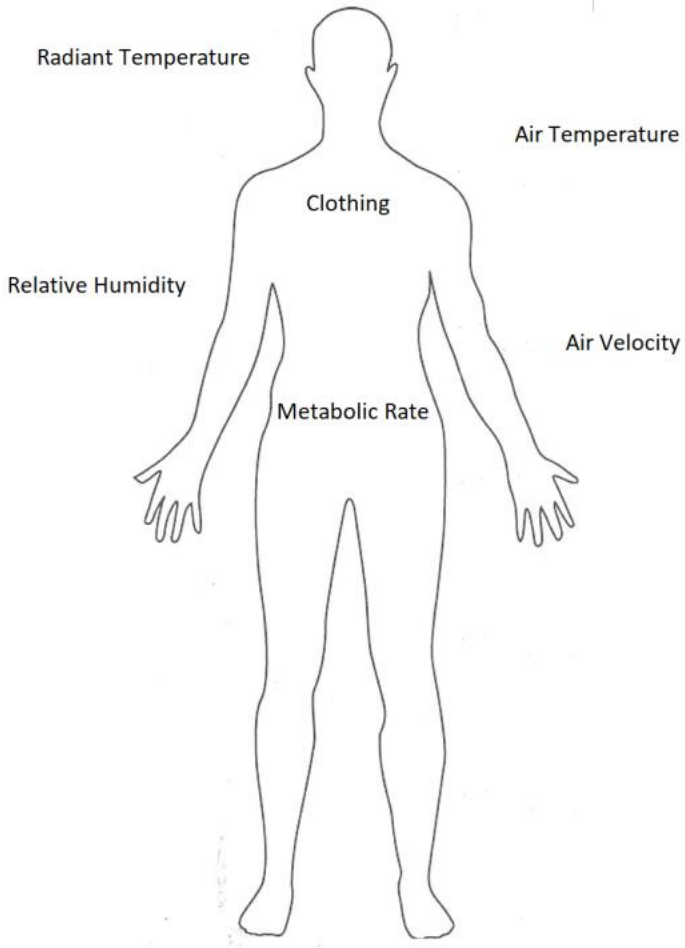
Fanger [16], insan vücudu ile çevresi arasındaki ısı değişim süreçlerini tanımlayan termal konfor modelleri formüle etmiştir. Deneysel çalışmalar, vücutta üretilen ısı oranı çevreye kaybedilen ısı oranı ile dengede olduğunda, kullanıcıların daha yüksek bir konfor seviyesi yaşadıklarını göstermiştir. Bu ilkeye dayanan PMV modeli, iç mekan hava sıcaklığı, ortalama radyant sıcaklık, bağıl nem, hava hızı, metabolik aktivite ve giysi yalıtımının bir fonksiyonu olarak büyük bir grup insanın ortalama termal his oyunu tahmin eder. PMV değeri −3 (soğuk) ile +3 (sıcak) arasında değişir, 0 termal nötriteye karşılık gelir ve ilgili yedi puanlık ölçek tipik olarak Tablo 1'de özetlenmiştir. PMV endeksi ayrıca, termal olarak rahatsızlık hissedecek sakinlerin oranını tahmin eden Tahmin Edilen Memnuniyetsizlik Yüzdesi (PPD) ile de bağlantılıdır. En uygun termal konfor koşulu genellikle PMV ≈ 0 ve minimum PPD yaklaşık %5 ile ilişkilidir ve bu, sakinlerin çoğunluğu için nötr bir termal hissi temsil eder.

Tablo 2.1 Yedi noktalı termal duyum ölçeği [15]

PMV	-3	-2	-1	0	+1	+2	+3
ANLAM	SOĞUK	SERİN	HAFİF SERİN	NÖTR	HAFİF ILIK	ILIK	SICAK

PMV yaklaşımında Fanger, insan termal duyumunu tahmin etmek için matematiksel bir model oluşturmak üzere psikolojik teoriden kavramları istatistiksel kanıtlarla bütünleştirir. Bu çerçevede, altı temel değişkene dayalı konfor koşullarını değerlendirmek için Tahmin Edilen Ortalama Oy (PMV)

endeksi kullanılır: giyim yalıtımı, hava sıcaklığı, ortalama radyasyon sıcaklığı, hava hızı, metabolizma hızı ve bağıl nem. Bu değişkenler genellikle iki kategoriye ayrılır: kişisel parametreler (giysi yalıtımı ve metabolizma hızı) ve çevresel parametreler (hava sıcaklığı, ortalama radyasyon sıcaklığı, bağıl nem ve hava hızı).



Şekil 2.1 PMV yaklaşımında termal konfor değerlendirme parametreleri [16]

Bu parametreler kullanılarak, EN 7730 Standardında[15]verilen Denklemler (1) ila (5) kullanılarak PMV hesaplaması yapılabilir:

$$PMV =$$
$$(0{,}303\,.\,e^{-0{,}036M} +$$
$$0{,}028)\begin{bmatrix}(M-W)-3{,}05.10^{-3}.\{5733-6{,}99.(M-W)-p_a\}\\-0{,}42.\{(M-W)-58{,}15\}-1{,}7.10^{-5}.M.(5867-p_a)\\-0{,}0014M(34-T_a)-3{,}96.10^{-8}f_{ci}\{(T_{cl}+273)^4-(T_r+273)^4\}\\-f_{cl}.h.(T_{ci}-T_a)\end{bmatrix} \quad (1)$$

Burada T_{cl},h ve f_{cl} terimleri sırasıyla Denklem 2, 3 ve 4 kullanılarak hesaplanır. Denklem 2 ve 3 iteratif yöntemle çözülür [15].

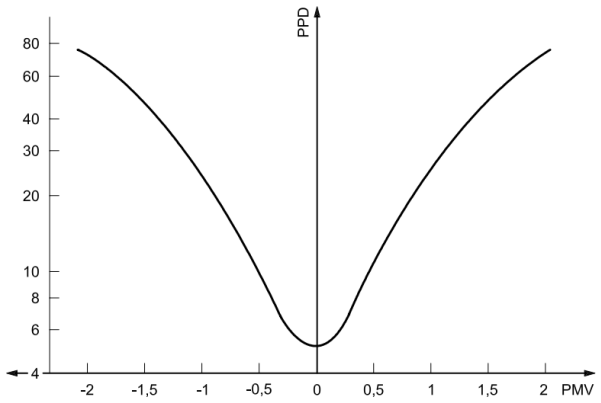
$$T_{cl} =$$
$$(35{,}7-0{,}028.(M-W)-$$
$$I_{cl}.\begin{bmatrix}3{,}96.10^{-8}.f_{cl}.\{(T_{cl}+273)^4-(T_r+273)^4\}\\+f_{cl}.h_c.(T_{cl}-T_a)\end{bmatrix} \quad (2)$$

$$h=\begin{Bmatrix}2{,}38.|T_{cl}-T_a|^{0{,}25}>12{,}1.\sqrt{\mathrm{V_{ar}}}\Rightarrow 2{,}38.|T_{cl}-T_a|^{0{,}25}\\12{,}1.\sqrt{\mathrm{V_{ar}}}>2{,}38.|T_{cl}-T_a|^{0{,}25}\Rightarrow 12{,}1.\sqrt{\mathrm{V_{ar}}}\end{Bmatrix} \quad (3)$$

$$f_{cl}=\begin{Bmatrix}I_{cl}\le 0{,}078\mathrm{m^2.K/W}\Rightarrow I_{cl}.1{,}29+1\\I_{cl}>\ 0{,}078\mathrm{m^2.K/W}\Rightarrow I_{cl}.0{,}645+1{,}05\end{Bmatrix} \quad (4)$$

PPD, kalabalık bir insan grubunda termal açıdan konforsuz hisseden kişilerin yüzdesini öngörür. Grubun geri kalan kısmı ise termal olarak nötr, hafif sıcak veya hafif serin hisseder. PPD değeri, aşağıda verilen Denklem (5) ile hesaplanabilir [15].

$$PPD = 100 - 95.\exp(-0{,}03353.PMV^4 - 0{,}2179.PMV^2) \quad (5)$$



Şekil 2.2 PPD ve PMV grafiği [15]

Termal konfor hedefleri, iç mekan ortamına ve amaçlanan çevresel kontrol seviyesine bağlı olarak farklılık gösterebilir. EN ISO 7730 [6] ve EN 15251 [32], mekanik olarak iklimlendirilmiş binalar için üç performans kategorisi tanımlar: Kategori I (A Sınıfı), Kategori II (B Sınıfı) ve Kategori III (C Sınıfı). Bu kategoriler genellikle PMV ve ilgili PPD limitleri cinsinden ifade edilir; daha dar PMV aralıkları, daha düşük öngörülen memnuniyetsizliğe karşılık gelir. PMV/PPD eşiklerine ek olarak, standartlar bir alanın belirli bir kategoriye atanması için karşılanması gereken ek kriterler belirtir. Bununla birlikte, literatürde bildirilen bulgular, çok sıkı hava sıcaklığı düzenlemesinin (genellikle A Sınıfı ile ilişkilendirilir) daha az katı kontrol seviyelerine (örneğin, B veya C Sınıfı) göre algılanan konforun fark edilir derecede daha iyi olmasını sağlamadığını göstermektedir [17], [18]. Bu bakış açısıyla tutarlı olarak, ASHRAE 55 [14] bir bina kategorisi sınıflandırma çerçevesi benimsemez.

Bir mekânda bulunan kişinin algıladığı termal durum, yalnızca ortam hava sıcaklığıyla açıklanamaz. Mekân içindeki yüzey sıcaklıkları, radyatif ısı alışverişi yoluyla katkıda bulunur ve hava sıcaklığı, hava hareketi ve nemin birleşik etkisi, genel termal duyumu şekillendirir. Buna göre, iç mekan termal ortamını karakterize etmek için kullanılan başlıca çevresel değişkenler aşağıda özetlenmiştir:

Hava sıcaklığı, insan vücudu ile çevredeki hava arasındaki ısı transferinin konvektif bileşenini yönetir. Konvektif ısı alışverişi, vücut yüzeyi ile hava arasında bir sıcaklık farkı olduğu sürece devam eder; bu da hava sıcaklığını, duyulabilir ısı kaybı veya kazanımının temel belirleyicisi yapar.

Ortalama radyant sıcaklık (MRT), çevredeki tüm yüzeylerin kişi üzerindeki entegre radyatif etkisini temsil eder ve kişinin konumuna, duruşuna, görüş faktörlerine ve yakındaki yüzeylerin sıcaklıklarına büyük ölçüde bağlıdır.

Nem, deriden ve solunum yoluyla nem transferini etkileyerek gizli ısı dağılımını etkiler ve böylece vücudun buharlaşma yoluyla soğuma kapasitesini değiştirir.

Hava hızı, vücut yüzeyindeki konvektif ısı transfer katsayısını değiştirerek konvektif ısı transferini değiştirir; artan hava hareketi tipik olarak duyulur ve dolaylı olarak buharlaşma yoluyla ısı kaybını artırır.

Çevresel parametrelere ek olarak, termal konfor değerlendirmesinde iki kişisel faktör merkezi öneme sahiptir: aktivite düzeyi ve giysi yalıtımı [15], [16].

Aktivite düzeyi (metabolik hız), vücut tarafından üretilen iç ısıyı belirler ve yapılan işin türü ve yoğunluğuna göre değişir. Metabolik hız genellikle "met" birimleriyle ifade edilir (1 met = 58,15 W/m²). Yaklaşık 1,7 m² vücut yüzey alanına sahip tipik bir yetişkin için, hareketsiz konfor koşulları, yaklaşık 100 W'lık genel bir ısı dağılımına karşılık gelir. Temsili aktivite düzeyleri EN ISO 7730'da [15] verilmiştir.

Giysi yalıtımı, cilt ile çevre arasındaki termal direnci tanımlar ve böylece hem duyulur hem de gizli ısı alışverişini etkiler. Giysi yalıtımı tipik olarak clo birimi cinsinden rapor edilir (1 clo = 0,155 m²·K/W). EN ISO 7730 [15], konfor hesaplamalarını desteklemek için çeşitli giysi kombinasyonları için yalıtım değerleri sunar.

Tablo 2.2 EN ISO 7730'a göre aktivite düzeyleri (metabolik hız) [15]

Aktivite türü	**Aktivite düzeyi, MMM (W/m²)**	**Aktivite düzeyi (met)**
Uzanma / yatma (reclining)	46	0,8
Oturma, dinlenme (seated, relaxed)	58	1,0
Oturma, hafif aktivite (ofis/konut/okul/laboratuvar)	70	1,2
Ayakta, hafif aktivite (alışveriş/laboratuvar/hafif sanayi)	93	1,6
Yürüme (2 km/s)	110	1,9
Ayakta, orta aktivite (tezgâhtar/ev işi/makine işi)	116	2,0
Yürüme (4 km/s)	200	3,4

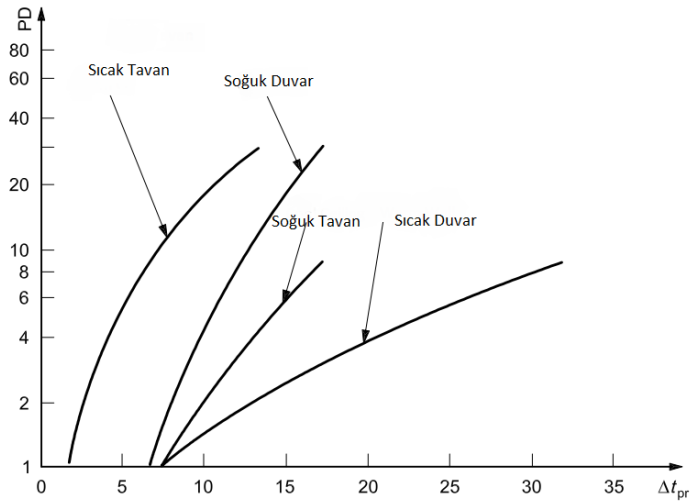
Tablo 2.3 Bazı giysilerin ısıl yalıtım değerleri [15]

Giysi	Icl (clo)	Icl (m²·K/W)
İç giyim		
Külot	0,03	0,005
Uzun paçalı içlik (alt)	0,10	0,016
Atlet	0,04	0,006
Tişört	0,09	0,014
Uzun kollu gömlek	0,12	0,019
Sütyen + külot	0,03	0,005
Gömlek / Bluz		
Kısa kollu	0,15	0,023
İnce (hafif), uzun kollu	0,20	0,031
Normal, uzun kollu	0,25	0,039
Flanel gömlek, uzun kollu	0,30	0,047
İnce bluz, uzun kollu	0,15	0,023
Pantolon		
Şort	0,06	0,009
İnce (hafif)	0,20	0,031
Normal	0,25	0,039
Flanel	0,28	0,043
Elbise / Etek		
İnce etek (yaz)	0,15	0,023
Kalın etek (kış)	0,25	0,039
İnce elbise, kısa kollu	0,20	0,031
Kışlık elbise, uzun kollu	0,40	0,062
Tulum (iş kıyafeti)	0,55	0,085
Dış giyim		
Palto / kaban	0,60	0,093
Şişme mont (kaz tüyü)	0,55	0,085
Parka	0,70	0,109
Elyaf/peluş tulum (fibre-pelt overall)	0,55	0,085

Tablo 2.2 ve 2.3, termal konfor değerlendirmesinde kullanılan parametreler için genel bir çerçeve sunmaktadır. Bu küresel endekslere ek olarak, özellikle homojen olmayan ortamlar mevcut olduğunda, yerel termal rahatsızlık kriterleri kritik öneme sahiptir. Yerel konfor tipik olarak radyant sıcaklık asimetrisi, hava akımı (istenmeyen hava hareketi), dikey hava sıcaklığı gradyanları ve sıcak veya soğuk yüzeylerle doğrudan temastan etkilenir. İlgili kriterler ve bunların yaygın olarak kullanılan standartlardaki ele alınış biçimleri aşağıda özetlenmiştir.

(1) Radyant sıcaklık asimetrisi (ΔT_{pr}):

EN ISO 7730 [15]ve ASHRAE 55 [14], radyant ısıtma veya soğutma yüzeyleri (örneğin, duvarlar, zeminler ve tavanlar) kullanan alanlarda radyant sıcaklık asimetrisi için kabul edilebilir sınırları belirtir. Bu standartlar, memnuniyetsiz kullanıcıların yüzdesini (PD), sıcak tavan, soğuk tavan, sıcak duvar veya soğuk duvar gibi farklı yüzey konfigürasyonlarının ürettiği radyant asimetri büyüklüğüyle ilişkilendirir. PD–ΔT_{pr} ilişkileri tipik olarak eğriler şeklinde sunulur (örneğin, Şekil 2.3), bu da rahatsızlığın asimetri arttıkça nasıl arttığını gösterir. Yatay asimetri (yan yana maruz kalma) için eğriler muhafazakar kabul edilir; yüzeylere göre diğer vücut yönelimleri (örneğin, önden arkaya maruz kalma) genellikle aynı asimetri seviyesi için daha yüksek rahatsızlık üretmez. Gerektiğinde, PD ilgili asimetri durumu için karşılık gelen ifadeler (Denklemler 6–9) kullanılarak hesaplanmalıdır.



Şekil 2.3 Radyant sıcaklık asimetrisinin neden olduğu yerel ısıl konforsuzluk [15].

a) Sıcak tavan etkisi:

$$\Delta T_{pr} < 23℃ \Rightarrow PD = \frac{100}{1+\exp(2{,}84-0{,}174.\Delta T_{pr})} - 5{,}5 \quad (6)$$

b) Soğuk Duvar Etkisi:

$$\Delta T_{pr} < 15℃ \Rightarrow PD = \frac{100}{1+\exp(6{,}61-0{,}345.\Delta T_{pr})} - 5{,}5 \quad (7)$$

c) Sıcak tavan etkisi:

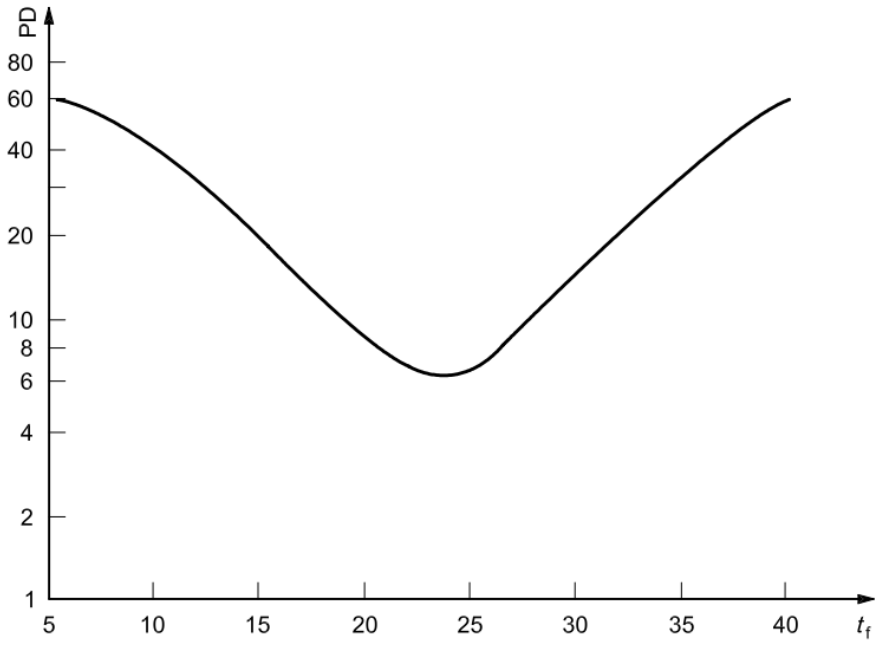
$$\Delta T_{pr} < 15℃ \Rightarrow PD = \frac{100}{1+\exp(9{,}93-0{,}5.\Delta T_{pr})} \quad (8)$$

d) Soğuk duvar etkisi:

$$\Delta T_{pr} < 35℃ \Rightarrow PD = \frac{100}{1+\exp(3{,}72-0{,}052.\Delta T_{pr})} - 3{,}5 \quad (9)$$

(2) Zemin yüzey sıcaklığı, işgal edilen bölgedeki yerel termal konforun temel belirleyicisidir. Zemin aşırı soğuk veya sıcak olduğunda, işgal edilenler öncelikle ayaklarda ve alt ekstremitelerde termal duyum nedeniyle rahatsızlık hissedebilirler. EN ISO 7730 [15] ve ASHRAE 55 [14], ayakkabı giydiği

varsayılan oturan ve/veya ayakta duran işgal edilenlerin kullandığı alanlarda zemin sıcaklıkları için kabul edilebilir aralıkları tanımlar. Her iki standartta da, işgal edilen bölgedeki önerilen zemin yüzey sıcaklığı 19°C ila 29°C arasındadır. Şekil 6'da gösterildiği gibi, ayakta duran ve/veya oturan denekleri içeren testlerden elde edilen deneysel kanıtlara dayanarak, memnuniyetsizlerin (PD) tahmini yüzdesi zemin sıcaklığına göre değişmektedir.



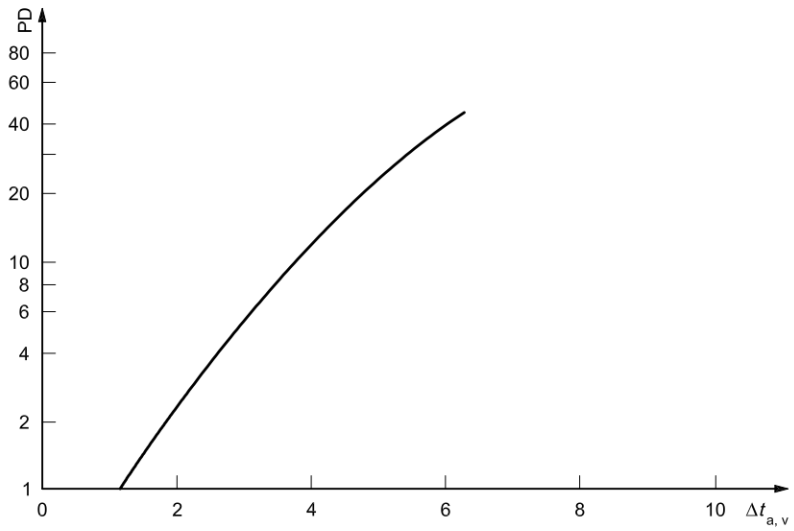
Şekil 2.4 Sıcak veya soğuk zeminlerin neden olduğu yerel termal rahatsızlık[15].

(3) Baş ve ayak bilekleri arasındaki dikey hava sıcaklığı farkı (ΔTav)

rahatsızlığa neden olabilir [19]. Rahatsızlık oranı (PD), EN ISO 7730 [15] ve

ASHRAE 55 [14]'de tanımlanmıştır. Bu ölçüt yalnızca baş sıcaklığının ayak sıcaklıklarından daha yüksek olması durumunda geçerlidir (insanlar ters koşullar altında daha az hassastır). PD, Denklem (10) kullanılarak hesaplanabilir:

$$\Delta T_{av} < 8℃ \Rightarrow PD = \frac{100}{1+\exp(5{,}76-0{,}856.\Delta T_{av})} \quad (10)$$



Şekil 2.5 Baş ve ayak bilekleri arasındaki dikey hava sıcaklığı farkının bir fonksiyonu olarak memnuniyetsizlik yüzdesini (PD) göstermektedir.

(4) Hava akımı, vücut çevresindeki hava hareketinden kaynaklanan, yerel olarak algılanan, istenmeyen bir soğutma etkisine işaret eder. Fanger ve çalışma arkadaşları [20], üç temel girdiye dayalı olarak hava akımı hissi için tahmine dayalı bir formülasyon önerdi: hava sıcaklığı, ortalama hava hızı ve türbülans yoğunluğu. İnsan katılımcılarla yapılan kontrollü deneylerden elde edilen veriler kullanılarak, formülasyon, genellikle PD_draft olarak adlandırılan, hava akımıyla ilgili memnuniyetsizlik yüzdesine dönüştürüldü. Bu indeks, EN ISO 7730'da [15] yer almaktadır ve daha ayrıntılı olarak belirtilmiştir. Buna karşılık, ASHRAE 55, belirli koşullar altında hava akımı riskini aşırı tahmin ettiği bildirildiği için [21] artık PD_draft yaklaşımını benimsememektedir.

$$DR = (34 - T_{al}).(V_{al} - 0{,}05)^{0{,}62}.(0{,}37.V_{al}.Tu + 3{,}14) \qquad (11)$$

T_{al}: Yerel hava sıcaklığı, santigrat derece cinsinden, 20 °C ila 26 °C;

V_{al}: Yerel ortalama hava hızı, metre/saniye cinsinden, < 0,5 m/s;

Tu: Yerel türbülans yoğunluğu, yüzde olarak, %10 ila %60 (bilinmiyorsa %40 kullanılabilir)

V_{al} < 0,05 m/s için: V_{al} = 0,05 m/s kullanın. DR > %100 için: DR = %100 kullanın.

Kararsız termal koşullarda kullanılan bir diğer gösterge ise sıcaklık kaymasıdır. Bu, kapalı bir alanın çalışma sıcaklığındaki sürekli, monoton (döngüsel olmayan) bir değişimi tanımlar ve genellikle K/h cinsinden ifade edilir. Bu tür kayma koşulları genellikle artan termal memnuniyetsizlikle bağlantılıdır. EN ISO 7730 [15], izin verilen kayma için 2 K/h'lik bir üst sınır belirler. ASHRAE 55 [14], kayma 1 saat boyunca devam ettiğinde 2,2 K/h'lik bir kayma oranına izin verirken, aynı zamanda kısa vadeli bir kısıtlama da getirir: bu saat içinde, kayma herhangi bir 0,25 saatlik aralıkta 2,6 K/h'yi aşmamalıdır. Daha uzun süreler için ASHRAE 55, kriteri daha da sıkılaştırarak, 4 saat boyunca devam eden kaymanın 0,8 K/h ile sınırlandırılmasını gerektirir.

Model tabanlı ölçümlere ek olarak, konfor öznel oylama ölçekleri kullanılarak da değerlendirilebilir. Termal Duyum Oylaması (TSV), belirli çevresel koşullar altında tanımlanmış bir zamanda kullanıcı yanıtlarını toplayarak, soğuktan sıcağa uzanan süreklilik boyunca algılanan termal duyumu nicelendirir. TSV, PMV kavramının gelişiminin temelini oluşturur ve bu nedenle bazen gerçek bir ortalama oy olarak tanımlanır. TSV, tüm vücut (küresel) duyumu veya belirli vücut bölgelerindeki yerel duyumlar için toplanabilir ve bu bölgelerden elde edilen fizyolojik ölçümlerle karşılaştırmaya olanak tanır.

İlgili bir öznel indeks ise, algılanan konforu rahatsız ediciden rahata doğru derecelendiren Termal Konfor Oylaması (TCV)'dır. ISO kılavuzu genellikle dört noktalı bir TCV ölçeği kullanır ("rahatsız edici", "biraz rahatsız edici", "biraz rahat", "rahat"), bu da özellikle açık bir nötr kategori içermez [22]. Bu sınırlamayı gidermek için Imanari ve ark. daha sonra nötr bir konfor yanıtını içeren beş noktalı bir ölçek benimsemiştir [23].

Daha genel olarak, kullanıcı memnuniyeti oyları, bina düzeyindeki iç mekan çevresel kalite (IEQ) araştırmalarında yaygın olarak uygulanmaktadır. Bu araçlar tipik olarak “(çok) memnuniyetsiz”den “(çok) memnun”a kadar uzanan, nötr bir orta noktaya (genellikle 0 olarak kodlanır) sahip beş veya yedi puanlık memnuniyet ölçekleri kullanır. Temsili bir örnek CBE İşgalci İç Çevre Kalitesi Anketi'dir [24].

Tablo 2.4 Termal konforun sınır değerleri

Parametre		Limit değerleri
PMV		-0.5 < PMV < 0.5
PPD		PPD < 10
Hava akışı		DR < %20 (Max 0.18 m/s)
Dikey sıcaklık farkı		ΔTav < 3°C
Zemin yüzey sıcaklığı		19°C < Tf < 29°C
Radyant Asimetri	Ilık duvar	ΔTpr < 23°C
	Serin duvar	ΔTpr < 10°C
	Serin tavan	ΔTpr < 14°C
	Ilık tavan	ΔTpr < 5°C

3
DENEY DÜZENEĞİ VE DENEYSEL YÖNTEM

3.1 Deney Düzeneği

Kapalı çevrimli bir hidronik devre üzerinden soğutulan radyant bir duvar yüzeyinde gerçekleşen ısı geçişinin karakterizasyonu amacıyla, bir test odası ile buna entegre çalışan besleme suyu hazırlama (hidronik şartlandırma) altyapısı tasarlanmış ve kurulmuştur. Kare taban planına sahip test odasının boyutları 1.8 × 1.8 m olup, iç hacim yüksekliği 2.7 m'dir.[25] Deney sisteminin şematik yerleşimi ve başlıca ekipman konumları Şekil 3.1'de; test odasının izometrik görünümü ise Şekil 3.2'de ayrıntılı biçimde verilmektedir. Kurulan düzenek; (i) test odası, (ii) radyant soğutma devresine hizmet eden su şartlandırma bölümü ve (iii) HVAC amacıyla kullanılan hava şartlandırma bölümü olmak üzere üç temel alt sistemden oluşmaktadır.

Su şartlandırma ünitesi kapsamında; termostat kontrollü sıcak ve soğuk su tankları (Şekil 3.7), devridaim/sirkülasyon pompaları (Şekil 3.9), devreye ait giriş–çıkış kollektörleri (Şekil 3.8), plakalı ısı değiştiricisi/ısı değiştiricileri (Şekil 3.10), elektromanyetik debimetre(ler) (Şekil 3.11) ve radyant uygulama yüzeylerinde sıva altına yerleştirilmiş borulama ağı (Şekil 3.6) yer almaktadır.

Hidronik sistem mimarisi iki seviyeli olacak şekilde kurgulanmıştır. Su şartlandırma kısmında toplam dört adet dolaşım devresi bulunmaktadır. Bunlardan sıcak/soğuk su tanklarına ait iki devre birincil (primer) devreler olarak, test odası radyant devrelerine ait iki hat ise ikincil (sekonder) devreler olarak tanımlanabilir. Test odası içerisindeki sekonder hidronik devreler kollektörler yardımıyla iki gruba ayrılmıştır: bir kollektör döşeme ve tavan yüzeylerini, diğer kollektör ise duvar yüzeylerini ısıtma/soğutma amacıyla beslemektedir. Deney kapsamında çalışılacak radyant yüzey, ilgili kollektör üzerindeki vana grubu üzerinden seçilerek devreye alınmaktadır.

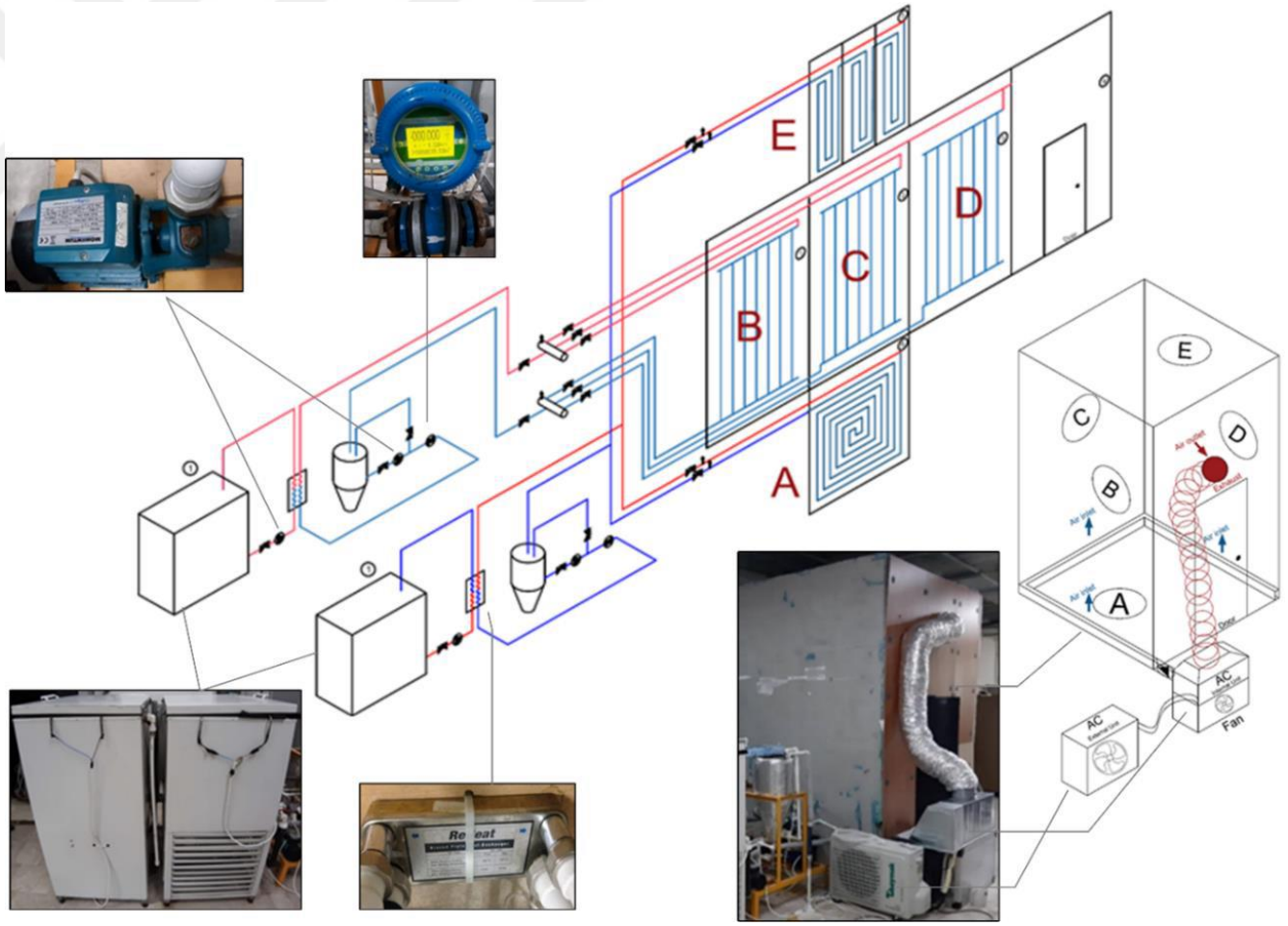
Test odasındaki radyant boru devreleri ile sıcak/soğuk su tankı devreleri birbirinden hidrolik olarak ayrılmış olup, bu iki sistem plakalı ısı değiştiricileri üzerinden eşleştirilmiştir. Böylece test odası radyant sistemi, farklı çalışma

akışkanları veya nanoakışkanlar kullanılarak işletilebilecek esnekliğe sahip olacak şekilde tasarlanmıştır. Bu yaklaşım ve benzeri uygulamalarla ilgili daha ayrıntılı bilgi için söz konusu test odasında gerçekleştirilmiş önceki çalışmalar [5,48] incelenebilir.

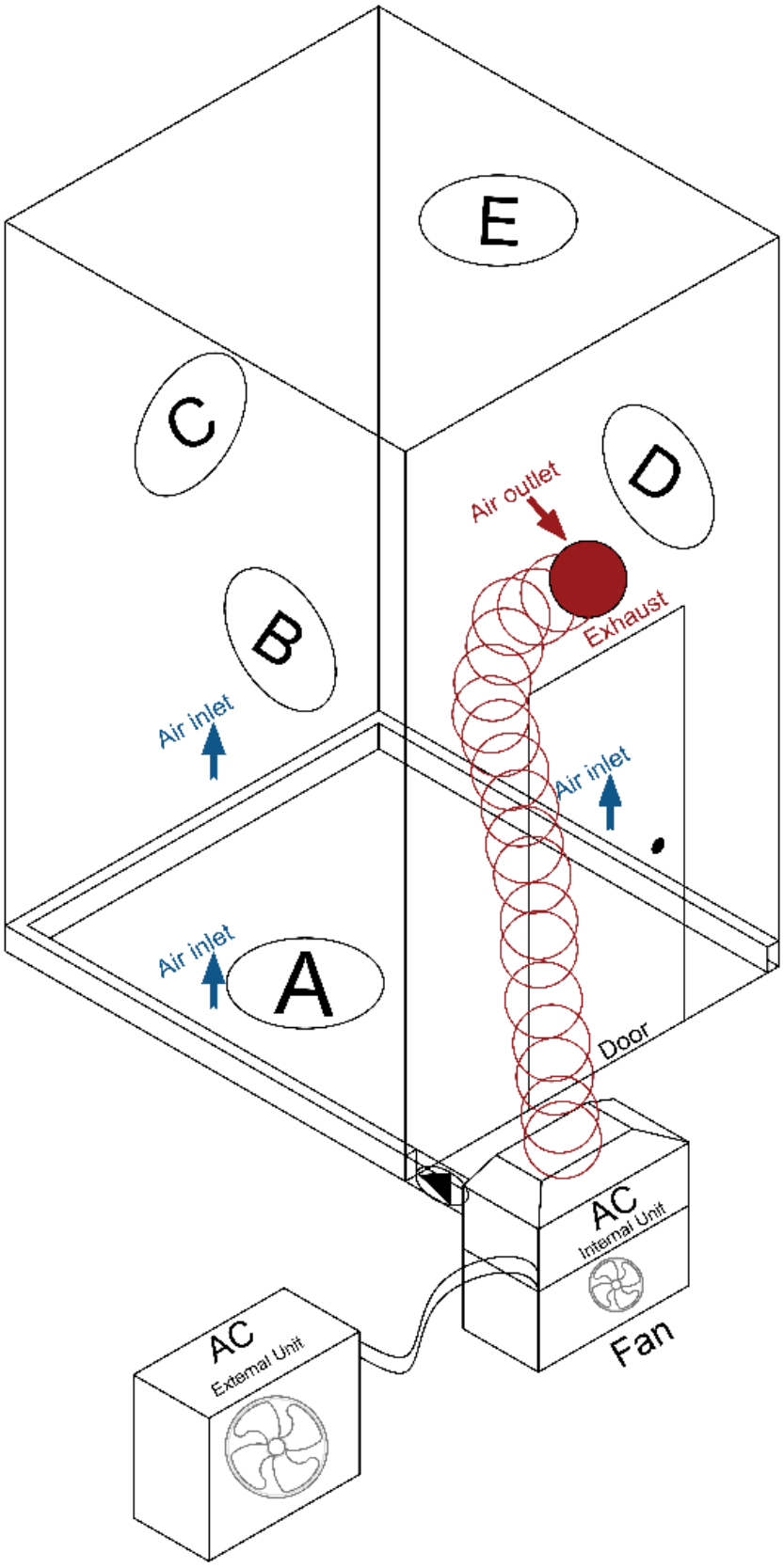
Hava şartlandırma alt sistemi; Şekil 3.2, Şekil 3.3 ve Şekil 3.14'te görüldüğü üzere bir klima ünitesi, salyangoz tip fan, süpürgelik kotunda konumlandırılmış hava dağıtım kanalı, mahale taze/üfleme havasını ileten giriş hattı (Şekil 3.4) ve atık havanın uzaklaştırıldığı egzoz hattından meydana gelmektedir. Besleme suyu sıcaklıkları ile test odası içi hava sıcaklıklarının ölçümünde sırasıyla PT100 direnç termometreleri ve T tipi ısılçiftler kullanılmıştır. Radyant soğutmanın uygulandığı duvar yüzeyine ait ortalama sıcaklığın temsili olarak belirlenebilmesi için, Şekil 3.25'te verilen yerleşim planına uygun şekilde duvar yüzeyi üzerine 16 adet ısılçift yerleştirilmiştir.Duvar–ortam sıcaklık farklarının sağlıklı biçimde hesaplanabilmesi için, duvar üzerindeki ölçüm seviyelerine karşılık gelecek yüksekliklerde odanın orta bölgesinde 8 adet ilave ısılçift kullanılmıştır. Buna ek olarak, odanın diğer yüzeyleri ile hava giriş ve çıkış bölgelerinde toplam 24 adet ısılçift daha yerleştirilerek sıcaklık alanının bütüncül olarak izlenmesi sağlanmıştır.

Deneyler, hava hızı olmadan ve 2 farklı hava giriş hızı ayarlanarak, tez kapsamında "Durum" olarak adlandırılan 3 ayrı su giriş sıcaklığı için gerçekleştirilmiştir. Tüm durumlarda Duvar-1 (W1) radyant soğutmalı yüzey olarak seçilmiştir. Durumlar arasındaki temel fark, hava üfleme difüzörünün uygulandığı duvarın değişmesidir: Durum-1'de hava hızı verilmeden sıcaklık farkından dolayı doğal bir sirkülasyon gözlemlenmiştir. Diğer durumlarda ise duvarlara paralel zemin seviyesindeki difüzörden sırasıyla radyant soğutulan duvardan(W1), soğutulan duvarın komşu duvarından (W2), soğutulan duvarın karşısındaki duvardan (W3) ve bu 3 duvardan aynı anda olacak şekilde üfleme yapılmıştır. Tamamlanmasına müteakip yeni hava hızı için tekrar edilmektedir. Üflemesiz, 0,25 ve 0,5 m/s hızları için durumlar tamamlandıktan sonra ise yeni radyant soğutma suyu giriş sıcaklığı için ayarlanarak deneyler tekrar edilmektedir. Her konfigürasyonda da hava difüzörü, süpürgelik seviyesinden başlayarak tavana doğru yukarı yönlü üfleme yapacak şekilde düzenlenmiştir. Durumlara ilişkin ayrıntılar bir sonraki bölümde, deney sonuçları ile birlikte sunulmaktadır. Hava

akımı duvara paralel olarak ve yaklaşık 10 cm mesafeden uygulanmıştır. Üfleme kanalının çıkış açıklığı, duvar orta eksenine göre simetrik olacak biçimde 1 m uzunluğa sahip olup açıklık genişliği yaklaşık 7 mm olacak şekilde ayarlanmıştır. Hava hızı ölçümleri, Şekil 3.23'te gösterilen yöntemle kanal içinde Testo 504i anemometre (Şekil 3.15) kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Şekil 3.4'te radyant uygulamanın yapıldığı duvar ve süpürgelik hizasında bu duvara bitişik yerleştirilmiş besleme hava kanalı gösterilmekte olup, ilgili duvarın iç yüzeyi sıva altında boydan boya hidronik borulama ile kaplanmıştır.



Şekil 3.1 Hidronik tesisatın şematik akış düzeni ile deneyde kullanılan temel ekipmanların konumlandırılması [25]



Şekil 3.2 Deney odasının izometrik perspektif görünümü[25]

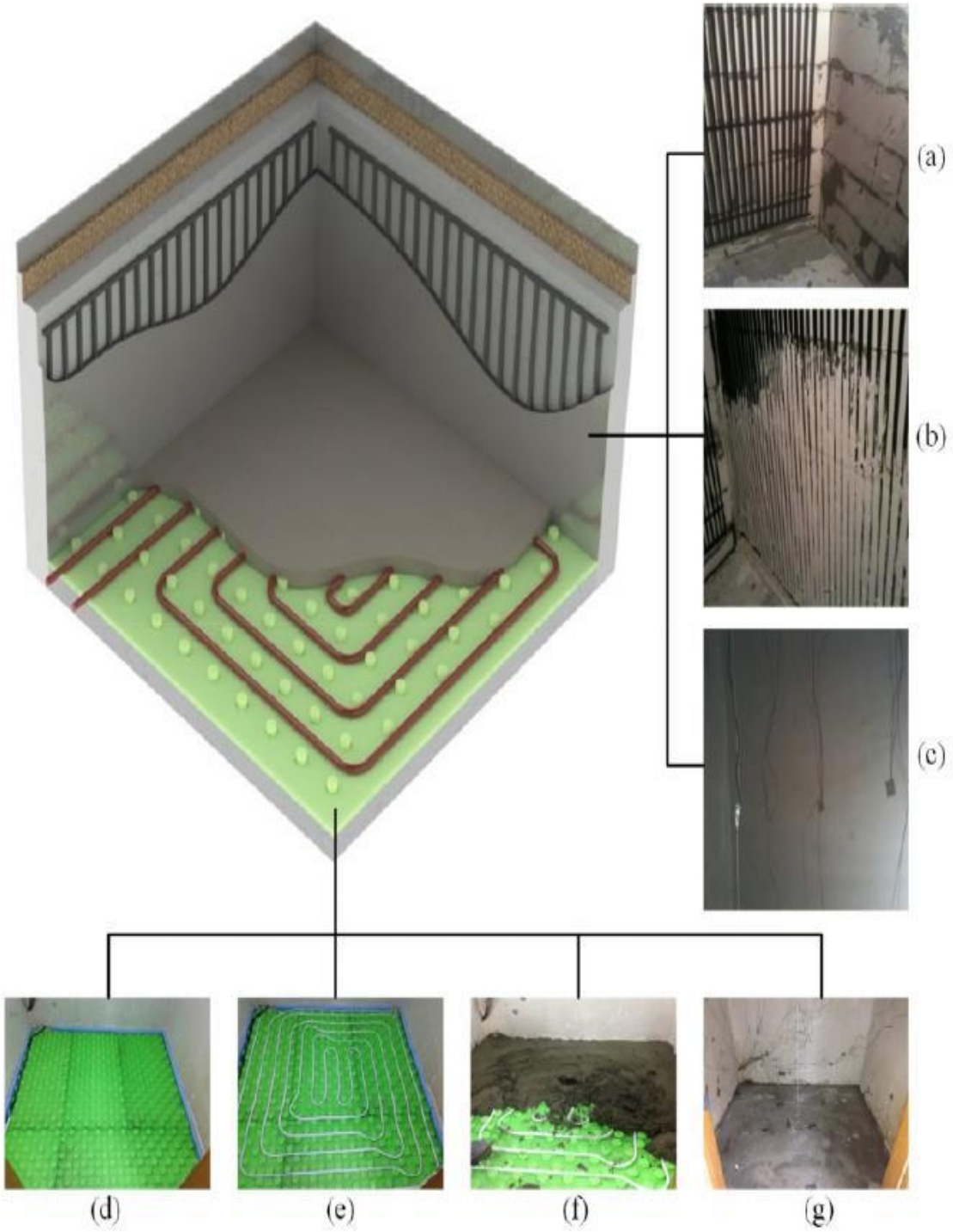




Şekil 3.3 Havalandırma sistemine ait dış bileşenler



Şekil 3.4 Test odasının içten görünümü ile W1(soğuk duvar) üzerinde konumlandırılan ve deney düzeneğine sonradan entegre edilen süpürgelik kotundaki hava kanalı.



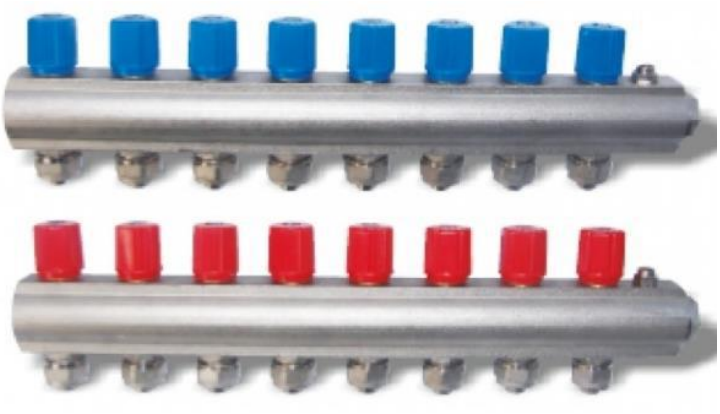
Şekil 3.5 Test odasının duvar ve döşeme elemanları içerisine entegre edilmiş hidronik boru devreleri [25]

3.2 Deney Düzeneğinde Yer Alan Ekipmanlar ile Ölçüm Enstrümanları

Şekil 3.7'deki görülen ekipman, kendine ait soğutma sistemi olan ve tankının içinde bulunan evoparatör yardımıyla 150 litre suyu soğutmaya ya da tankın içine iştirakli elektrikli rezistans ile ısıtma yapabilme kabiliyetine sahiptir termostatlı bir cihazdır. Bu tanklar istenilen su sıcaklıklarında şartlandırma yapılabilme yeteneğine sahiptirler. Mevcut düzende sıcaklık regülasyonu, dijital PID tabanlı termostatlar kullanılarak sağlanmaktadır.



Şekil 3.7 Sıcak ve soğuk suyu termostat kontrollü olarak şartlandıran depolama tankları.



Şekil 3.8 Sıcak ve soğuk su devrelerine ait dağıtım-toplama kollektörleri

Şekil 3.8'da örnekte fotoğrafları verilen kollektörler, deney odasındasının duvarlarında bulunan hidronik devrelerle radyant ısıtma/soğutma yapılmak istenen uygulamalarda kullanılmak için dizayn edilmiştir. Giriş ve çıkış sıcaklıklarını ölçtüğümüz PT100 sıcaklık ölçerler de bu kollektörlere montajlanmıştır.

Şekil 3.9'deki görselde bulunan sirkülasyon pompası,şekil 3.7deki su tanklarındaki suyun hidronik devrelerindeki dolaşımı maksadıyla kullanılmaktadır. Sıcak su tankları devrelerine iştirakli 2 adet, deney odasının duvarlarında bulunan hidronik devrelerine iştirakli iki pompalı iki set bulunacak şekilde toplam dört adet sirkülasyon pompası kullanılmaktadır. Deney odası su devreleri, pompanın işletme güvenliğini artırmak ve debi kontrolünü daha hassas gerçekleştirmek amacıyla iki adet by-pass (geri besleme) hattı ile entegre edilerek kurgulanmıştır. Pompaların nominal teknik değerleri; azami 35 L/dk debi, 40 m'ye kadar basma yüksekliği ve 370 W motor gücüdür.



Şekil 3.9 Sirkülasyon pompası

Şekil 3.10'deki görselde olduğu gibi 2 adet plaka tip ısı değiştirici mevcuttur. Bu ısı değiştiriciler, su tanklarına ait boru devreleri ile test odasının hidronik hatları arasında ısıl enerjinin aktarımını gerçekleştirmek amacıyla kullanılmaktadır.



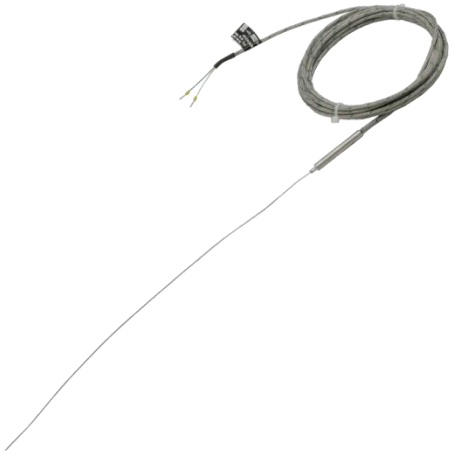
Şekil 3.10 Isı değiştirici

Aşağıdaki görselde ise elektromanyetik debimetre bulunmaktadır. Debimetre deney odasının duvarlarında bulunan devrelerin su debisinin ölçülmesinde kullanılmaktadır. Sıcak ve soğuk su hatlarının her birinde birer adet olacak şekilde toplam iki adet cihaz yer almaktadır. Kullanılan bu ölçüm ekipmanları 0,1–1000 L/h aralığında ölçüm yapabilmekte olup ölçüm doğruluğu ±%1 seviyesindedir.



Şekil 3.11 Elektromanyetik debimetre

Şekil 3.12'deki fotoğrafta sıcaklık ölçüm sensörleri, deney odasının iç duvar yüzeylerinde ve odanın ortasında bulunan zeminden tavana uzanan bir çubuk üzerinde farklı kotlardaki sıcaklık değerlerinin belirlenmesinde kullanılmış olup sensörlerin ölçüm doğruluğu ±0,2 °C düzeyindedir.



Şekil 3.12 Yüzeye temaslı termokupl sıcaklık sensörü

Şekil 3.13 için gösterime sunulan 0.01°C hassasiyeteki PT100 termodirenç sıcaklık sensörleri su giriş ve çıkışında kolektörlerin üzerinde bulunmaktadır.

Mevcut kolektörde birer tane olmak üzere toplamda 4 tane termodirenç bulunmaktadır.



Şekil 3.13 PT100 tip direnç termometresi (RTD) sıcaklık sensörü

Şekil 3.14'te sunulan hava şartlandırma düzeni, deney odasına üflenecek havanın istenen koşullara getirilmesi amacıyla kullanılmaktadır. Bu alt sistem içerisinde 9000 Btu/h kapasiteli (asgari/azami 0,5–3 kW) inverter kontrollü bir klima ünitesi ile salyangoz tip bir hava fanı yer almaktadır.



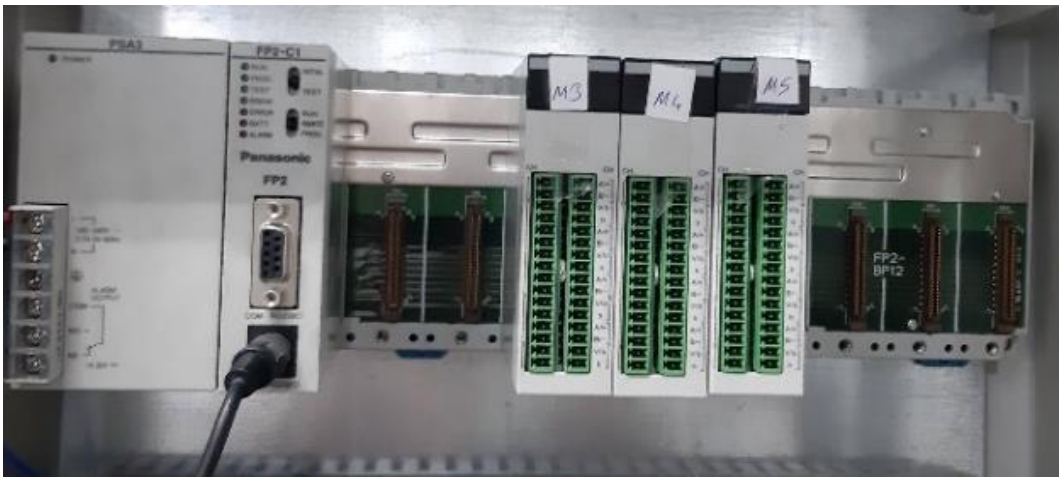
Şekil 3.14 Oda içindeki havayı şartlandırma sistemine ait bileşenler

Deneylerde hava hızı ölçümleri, hava kanalı içerisinde orta noktaya yakın bir konumda; Şekil 3.18'de sol alt bölgede kanala bağlantılı biçimde yerleştirilen ve Şekil 3.15'te gösterilen Testo marka anemometre ile gerçekleştirilmiştir. İlgili sensör, 0–30 m/s aralığında hava hızını ve −20/+60 °C aralığında hava sıcaklığını ölçebilmektedir. Cihazın ölçüm doğruluğu 0–2 m/s aralığında ±(0,1 m/s + ölçülen değerin %5'i), 2–15 m/s aralığında ise ±(0,3 m/s + ölçülen değerin %5'i) seviyesinde olup fabrika çıkışlı kalibrasyonludur. Ölçüm verileri Bluetooth üzerinden anlık olarak aktarılmakta ve deney odasında bulunan Testo 400 ünitesinin ekranında (Şekil 3.15) görüntülenmektedir.

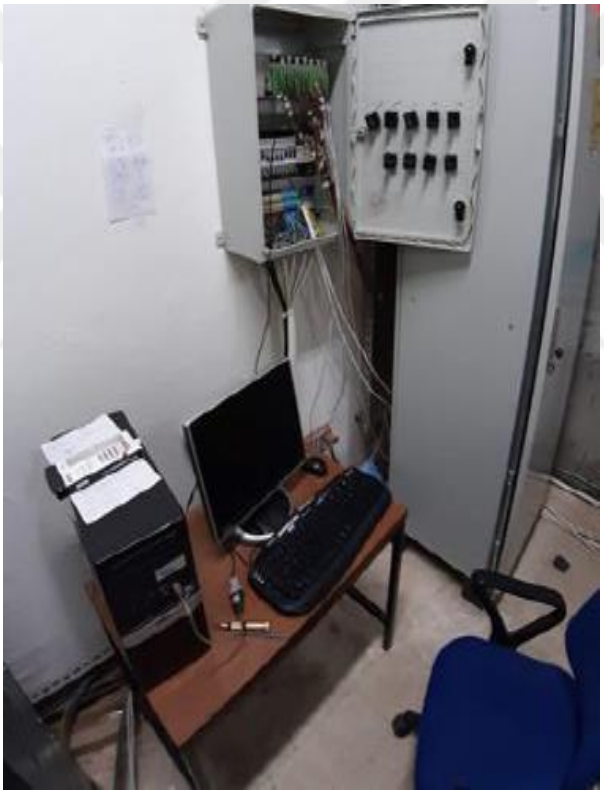


Şekil 3.15 Termal konfor ölçünde kullanılan Testo 400 cihazı, cihazın ekipmanları ve Anemometre (hava hızı ölçüm cihazı)

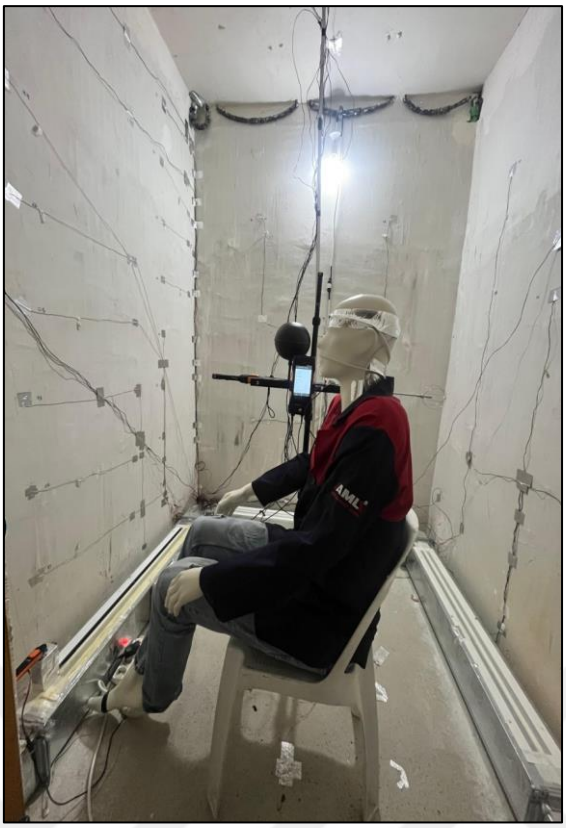
Şekil 3.16'da yer alan PLC birimi ile Şekil 3.17'de gösterilen PLC'ye bağlı görüntüleme bilgisayarı üzerinden, deney verileri ilgili yazılım aracılığıyla eş zamanlı olarak izlenmekte ve kaydedilmektedir. Kullanılan Panasonic marka PLC; 8 kanallı FP2-AD8X üniversal analog giriş modülleri, PLC için FP2-PSA3 (5 A) güç modülü ve FP2-BP12 (12'li) backplane bileşenlerinden oluşan bir donanım yapısına sahiptir. Kontrol panosunun arka kısmında bulunan modüllerde, bağlanacak ölçüm elemanlarına uygun giriş seçimi ilgili klemens/anahtar (tırnak) konumları değiştirilerek yapılmaktadır. Bu yapı nedeniyle her bir modüle aynı tip sensör bağlanabilmekte; yani bir modül ya yalnızca ısılçiftleri ya da yalnızca PT100 sensörlerini kabul edecek şekilde konfigüre edilmektedir.



Şekil 3.16 Veri edinim ve kayıt birimi (PLC)



Şekil 3.17 Sabit (desktop) bilgisayar ünitesi



Şekil 3.18 Termal ısı kazancını simüle eden manken

Şekil 3.18 de deney odasının ortasına oturtulmuş etrafına şerit ısıtıcı rezistans sarılmış ve kıyafet giydilmiş bir manken bulunmaktadır. Manken insandan kazanılan ısıyı homojen olarak sergilemek ve deneylerde en doğru sonucu elde edebilmek için eklenmiştir. Cansız manken etrafına sarılı şerit ıstıcı rezistan Şekil 3.4'de gösterilmektedir. Isıtıcıya verilen elektrik gücünü ayarlamak maksadıyla Şekil 3.20'de bulunan reosta sürgülü kablo arasi dimmer eklenmiştir. Rezistansın çektiği elektriği ölçmek için Şekil 3.19'd bulunan fabrika kalibrasyonlu wattmetre kullanılmıştır.



Şekil 3.19 TT Techni-C PMG-1 model wattmetre



Şekil 3.20 Reosta sürgülü kablo arasi dimmer

Aşağıdaki (Şekil 3.21) şekilde Labo marka sıcaklık banyosu ile Fluke referans termometre birlikte yer almaktadır; banyo −40 ile 100 °C aralığında çalıştırılabilmekte ve 0,01 °C düzeyinde sıcaklık kararlılığı sağlayabilmektedir. Kalibrasyon uygulamalarında referans okuma Fluke 54 modeli üzerinden alınmıştır.Mevcut cihaz sertifikasyon kuruluşunca kalibrasyonu yapılmış olup kalibrasyon sonuçları ölçüm ekipmanlarının kalibrasyonunda göz önüne alınarak yapılmıştır.

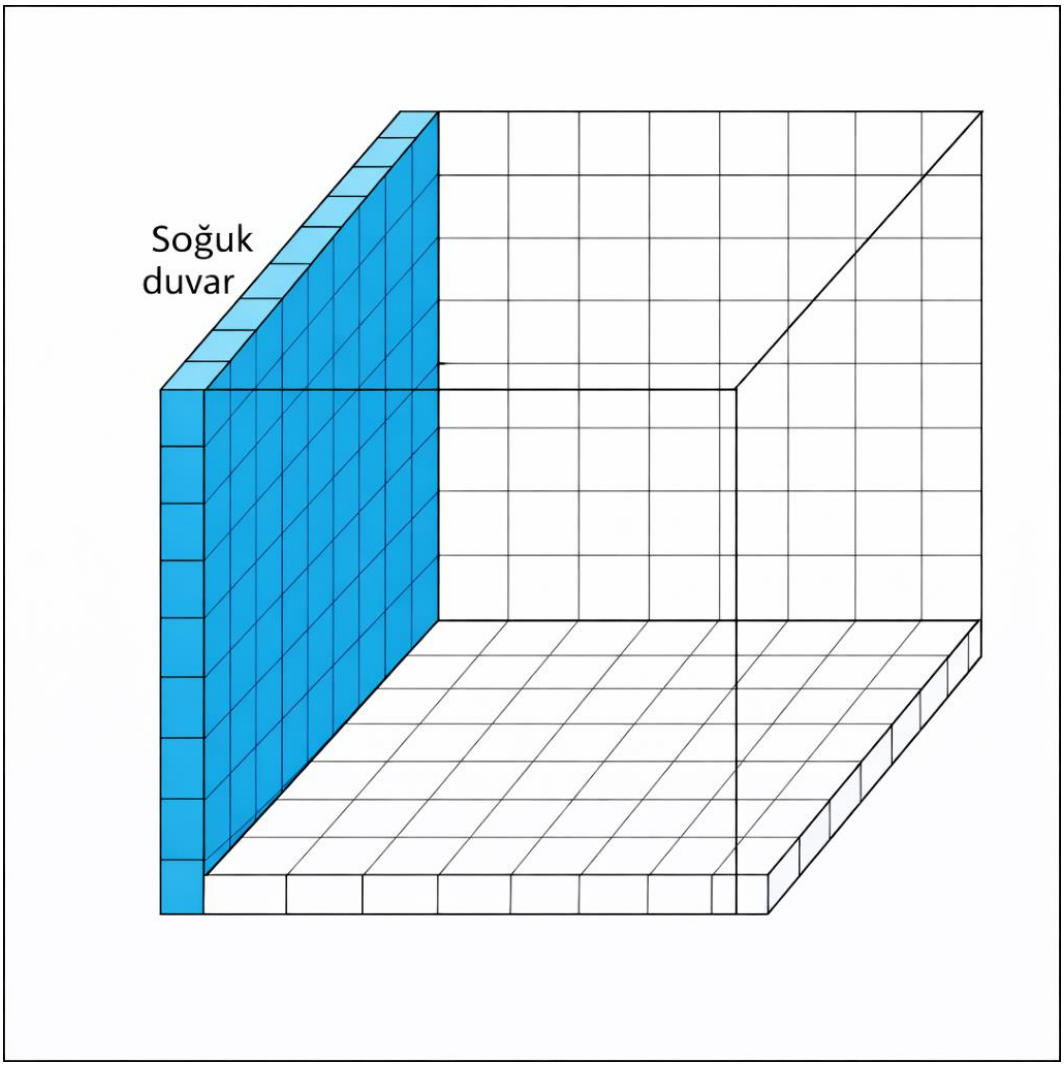


Şekil 3.21 Kalibrasyon su banyosu ve referans sıcaklık ölçer

3.3 Ölçümler

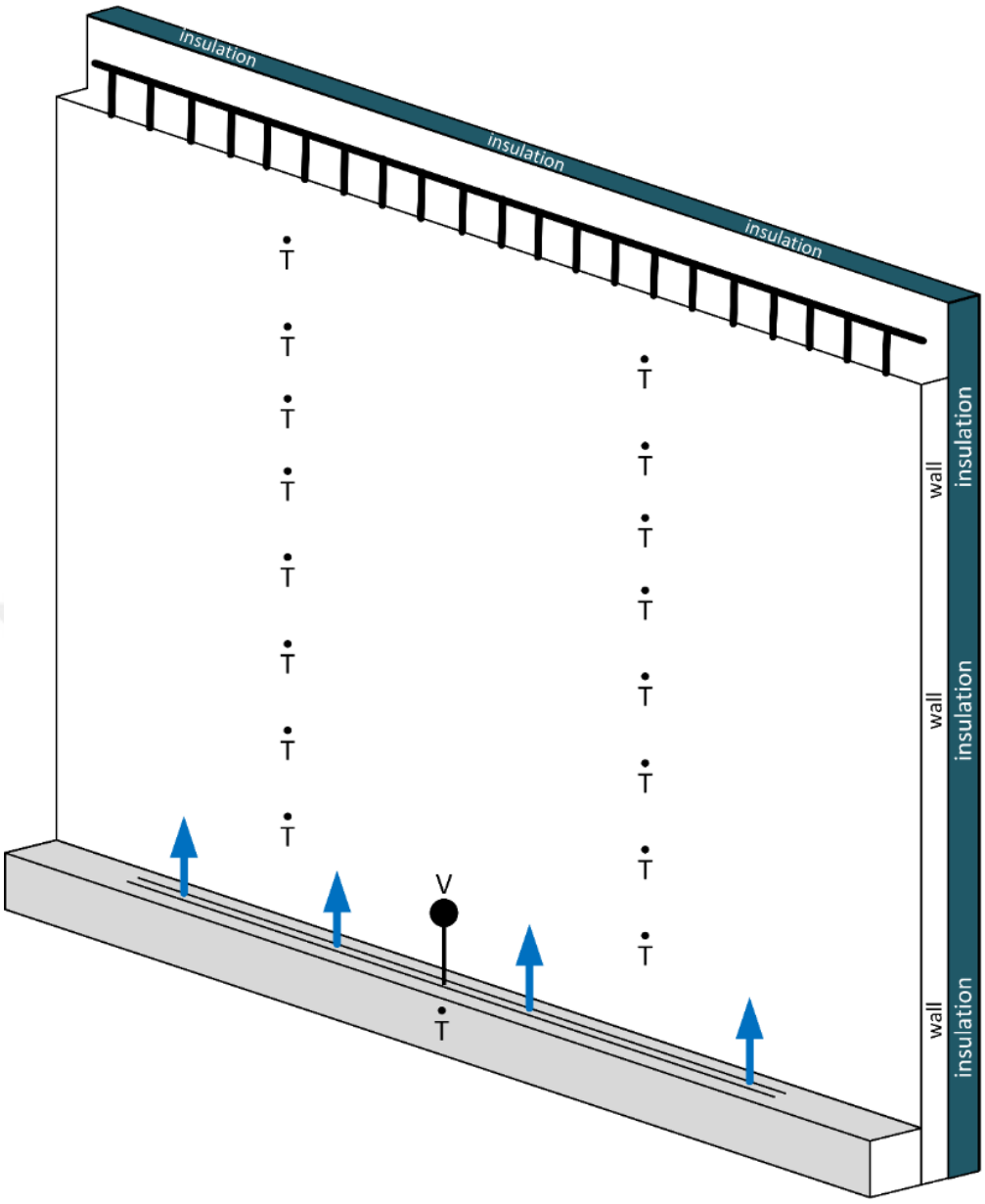
Halihazırda bina mekanik sistemlerinin tasarımında ısı transferi ve akışkan davranışının doğru tanımlanması kritik öneme sahiptir. Günümüzde ısıtma/soğutma performansı çoğunlukla bina enerji simülasyon yazılımları ile değerlendirilse de, bu yazılımların sağlıklı sonuç üretmesi için başlangıçta bazı sınır koşullarının ve giriş parametrelerinin güvenilir biçimde belirlenmesi gerekir. Bu kapsamda, yüzey–hava arasındaki taşınım ısı transfer katsayısı gibi parametreler özellikle belirleyicidir. Doğal taşınım koşullarında ısı geçişi; yerden ısıtma, soğuk tavan, soğuk duvar veya sıcak duvar gibi uygulama türüne bağlı olarak, ısı akısının yönü ve ısıl uygulamanın yapıldığı yüzeyin konumuna göre belirgin biçimde farklılık göstermektedir.

Camcı ve çalışma arkadaşları [4] ilgili çalışmalarında bu tür yüzeylerde doğal taşınım koşullarına yönelik başlangıç parametreleri ve ısı transferi davranışlarını ele almış olup bahsekonu çalışması, tez çalışmamda temel oluşturmaktadır. Bu sistemlerin iç ortam koşullarına etkisi termal konfor perspektifinden incelenmiştir.



Şekil 3.22 Deney odasının tel kafes diyagramı

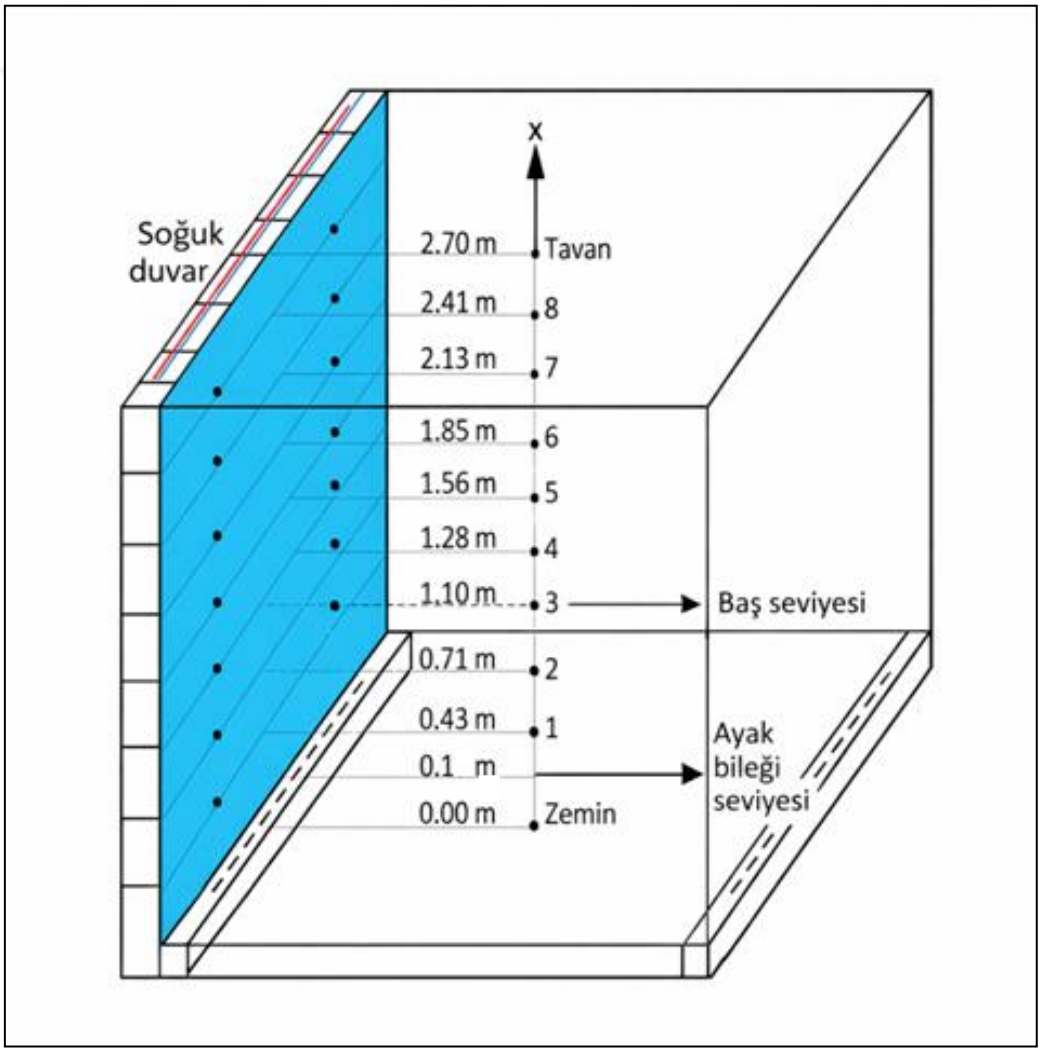
Şekil 3.22'de yer alan radyant duvar kesiti; iç tarafta panel yüzeylerini ve panel aralarını örten yaklaşık 2 cm kalınlığındaki alçı sıva tabakası, 12 mm kalınlığında Aquaterm marka PEX (PE: Polietilen, X: çapraz bağlı) kare kesitli borulardan oluşturulmuş ısıtma/soğutma panel grubu, 15 cm kalınlığında gaz beton, 5 cm kalınlığında ısı yalıtım katmanı ve dışta 1 cm kalınlığındaki cephe sıvasının ardışık olarak birleştirilmesiyle meydana getirilmiştir.



Şekil 3.23 Duvar uygulamasının genel görünümü (duvar içine gömülü su borulaması, dıştan ısı yalıtımlı duvar yapısı, hava kanalı ve akış yönü)[25]



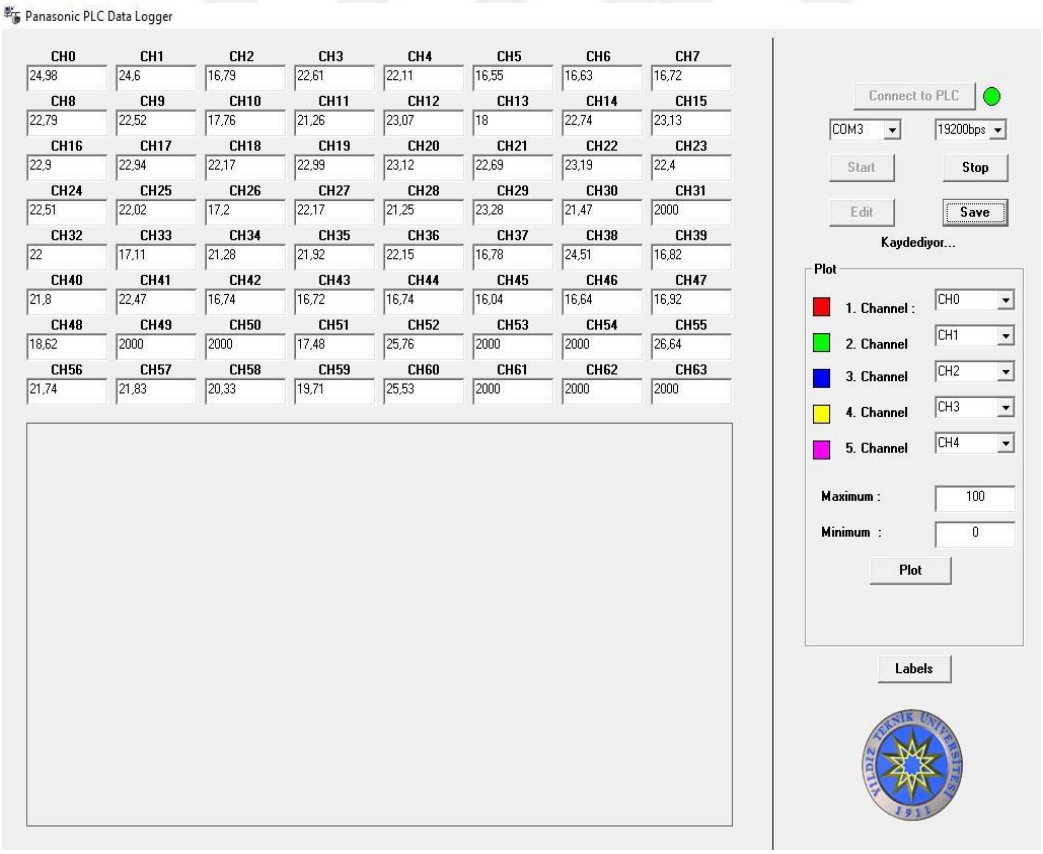
Şekil 3.24 Hava kanalı üzerindeki ölçüm açıklığından gerçekleştirilen hava hızı ölçümü



Şekil 3.25 Kapalı hacim içerisindeki sıcaklık ölçüm konumları

Şekil 3.24'te, deney odası içinde düşey doğrultuda belirlenen sıcaklık ölçüm noktaları ile bu noktalara karşılık gelen zemin–tavan doğrultusundaki yükseklikler gösterilmektedir. Ayrıca, söz konusu sensörlerin Duvar-1 yakınındaki ve oda merkez hattındaki konumları gösterilerek, ilerleyen bölümlerde sunulan yerel ve merkez sıcaklık dağılım grafikleri için kullanılan (x) ölçüm noktalarının hangi kotlara karşılık geldiği açıklığa kavuşturulmuştur.

Sıcaklık verileri, Panasonic marka PLC (Şekil 3.16) ve PLC'ye bağlı bilgisayar (Şekil 3.17) üzerinden çalıştırılan ve arayüzü Şekil 3.26'da verilen yazılım ile belirli bir zaman aralığında toplanmış; bu süre boyunca alınan örneklerin ortalaması hesaplanarak kayıt altına alınmıştır. Ölçümler kararlı çalışma koşullarında gerçekleştirilmiş olmakla birlikte, PLC'nin kendi yapısı ve bağlı bulunduğu elektrik beslemesinden kaynaklı ihmal edilebilir seviyedeki küçük dalgalanmaların etkisi, zaman ortalaması alınmasıyla en aza indirilmiştir. Çalışma kapsamında raporlanan sıcaklık ölçümleri, Şekil 3.18'de gösterilen Labo marka kalibrasyon banyosu kullanılarak kalibre edilmiştir.

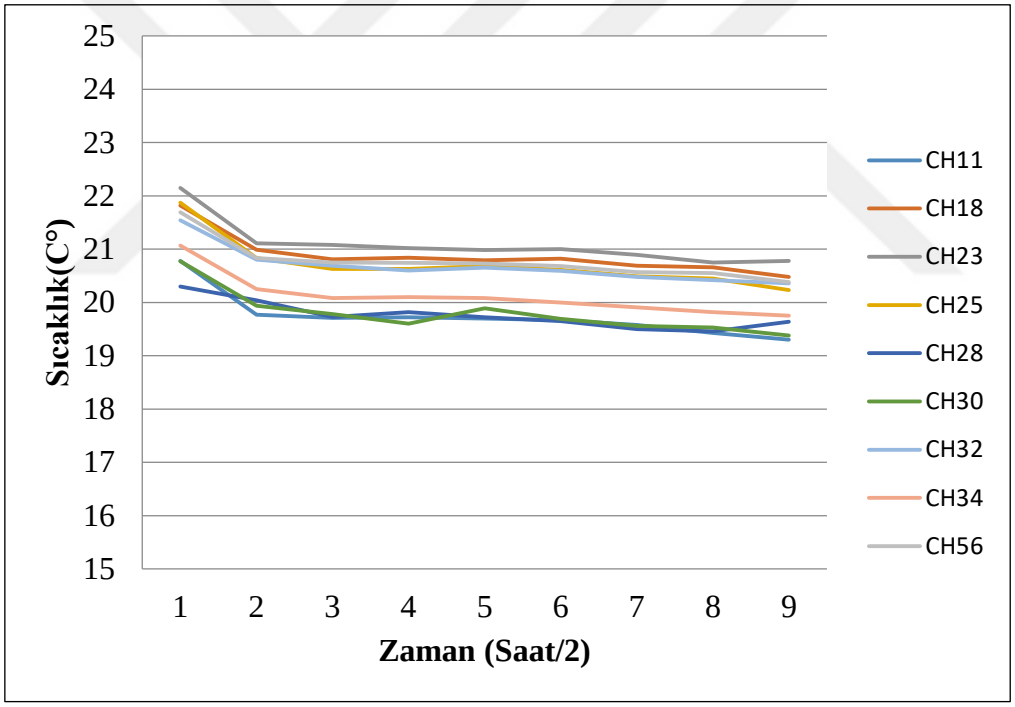


Şekil 3.26 PLC yazılımı ekran görüntüsü

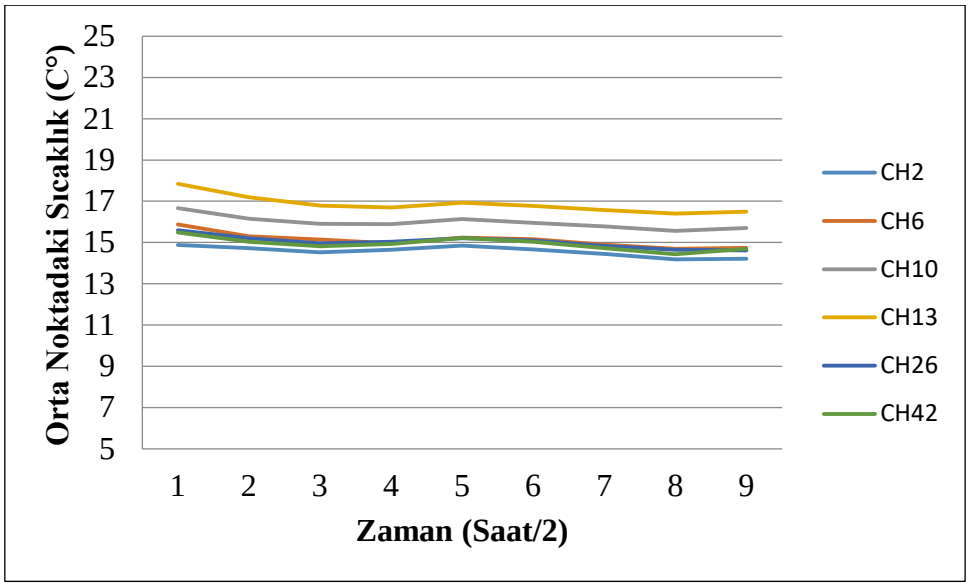
4
BULGULAR VE TARTIŞMA

4.1 Bulgular

Bu bölümde ise yapılan deneysel çalışmalara ait durumlar yer alacak olup, ölçülen değerlerin tablolar ve şekiller ile sunulması hedeflenmektedir.



Şekil 4.1 Sürekli rejimin sağlandığına dair örnek olarak verilmiş soğutulan radyant duvar yüzeyindeki farklı yüksekliklerdeki ısıl çiftlere ait ölçümlerin sıcaklık eğrileri



Şekil 4.2 Sürekli rejimin sağlandığına dair örnek olarak verilmiş oda ortasındaki farklı yüksekliklerdeki ısıl çiftlere ait ölçümlerin sıcaklık değişimi

Tüm deney sonuçları, sistem ısıl dengeye ulaştığı andan itibaren rejim durumunda iken alınmaya başlanmış ve yaklaşık 2 saat sürmüştür . Şekil 4.1 ve Şekil 4.2'de sırasıyla uygulama yapılan duvar yüzeyine ait ortalama değer ile oda merkez hattına ait ortalama değer sunulmaktadır. Radyant soğutulan duvara su giriş sıcaklığının 12,9 °C ve hava kanalı girişinda hava hızının 0,25 m/s olduğu zamana bağlı sıcaklık değişimi sergilenmektedir. Şekil 4.1 görüldüğü üzere radyant soğutulan duvar yüzeyi ilk bir saatten sonra sıcaklık eğrileri yatay konuma gelerek dengeye ulaşmıştır. Deney odasının ortalama sıcaklıkları ise Şekil 4.2'de görüldüğü gibi üçüncü saatten itibaren denge sıcaklığına ulaşmıştır. Deneyler süresince sistem kararlı çalışma koşullarına ulaştırıldıktan sonra, sürekli rejimde kaydedilen veriler esas alınarak elde edilen bulgular sunulmuştur.

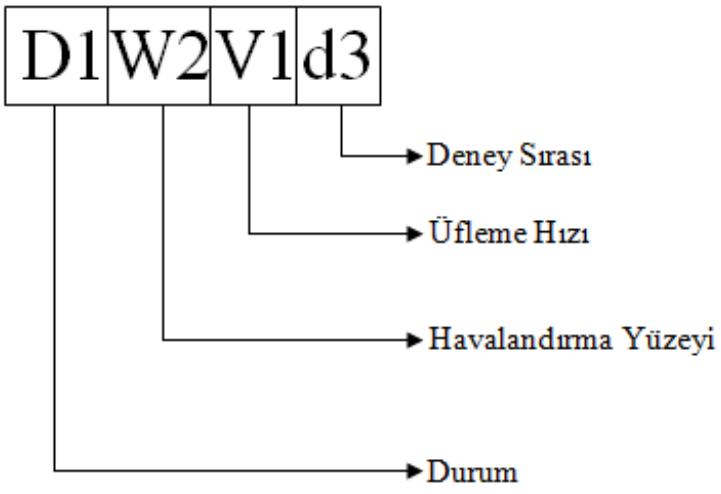
Deneysel inceleme üç ana durum altında yürütülmüştür. Bu durumları birbirinden ayıran temel parametre, radyant yüzey olarak tanımlanan Duvar-1 (W1) için su giriş sıcaklığının her bir senaryoda 1 °C'lik adımlarla değiştirilmesidir. Her bir durumda, zemin seviyesinden deplasmanlı havalandırma sağlayacak şekilde farklı hava besleme hızları uygulanmış; 0,25 m/s ve 0,5 m/s üfleme hızlarına ek olarak doğal taşınım koşulunu temsil eden 0 m/s durumu da dâhil edilerek toplam 9 ayrı deney gerçekleştirilmiştir.

Sonuçlar; Duvar-1 (W1) yüzey sıcaklığı, oda merkezindeki ölçüm noktalarının ortalaması (MP), soğutulan duvarın karşısında yer alan duvarın sıcaklığı (W3) (duvarlar arası sıcaklık farkını belirlemek amacıyla) ile tavan ve taban sıcaklıkları

(düşey sıcaklık farkı kriteri için) esas alınarak değerlendirilmiştir. İlgili büyüklükler, ısılçiftlerden elde edilen ölçümlerin belirli bir süre boyunca ortalaması alınarak hesaplanmıştır.

Hava giriş sıcaklığı değiştirilmemiş olup her durumun ilk deneyi (hava hızı 0 m/s) hariç sadece sirküle edilmiştir. Hava giriş hızı, hava kanalının ilk giriş yerinin orta noktasından ölçülmüş olup her durum için sabit alınmıştır.

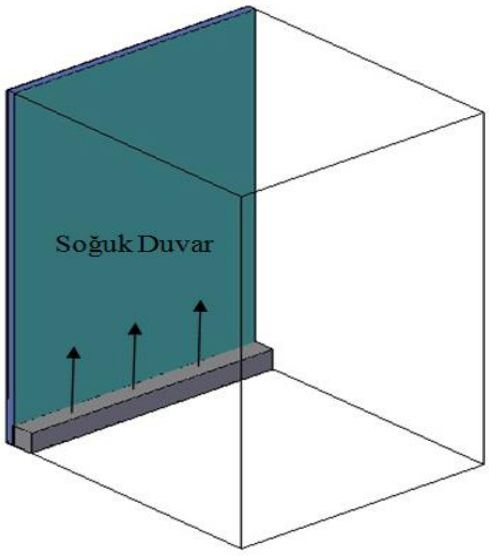
Şekil 4.3'te gösterilen deney kodlama yapısında, kodun ilk iki karakteri radyant soğutma devresine giren suyun sıcaklığını temsil etmektedir. Buna göre Durum 1–2–3 için giriş suyu sıcaklıkları sırasıyla 12,9–13,9–14,9 °C olup ilgili senaryolar "D1–D2–D3" olarak tanımlanmıştır. Kodu izleyen iki karakter, zemin seviyesinden yapılan havalandırmanın hangi yüzeye bitişik olarak uygulandığını belirtmektedir. Üflemenin yapılmadığı koşul ile üflemenin sırasıyla Duvar-1, Duvar-2, Duvar-3 boyunca ve üç duvar üzerinden eş zamanlı gerçekleştirildiği durumlar "W0–W1–W2–W3–Wa" kısaltmalarıyla ifade edilmiştir. Bir sonraki kısımda hava giriş hızı seviyesi yer almakta; 0, 0,25 ve 0,5 m/s değerleri sırasıyla "V0–V1–V2" olarak kodlanmaktadır. Son bölümde bulunan "d1–d2–…–d9" ifadesi ise ilgili durum içerisindeki deney sırasını (kaçıncı deney olduğunu) göstermektedir.



Şekil 4.3 Deney kodu açıklaması

4.2 Durum 1'e Ait Deney Bulguları

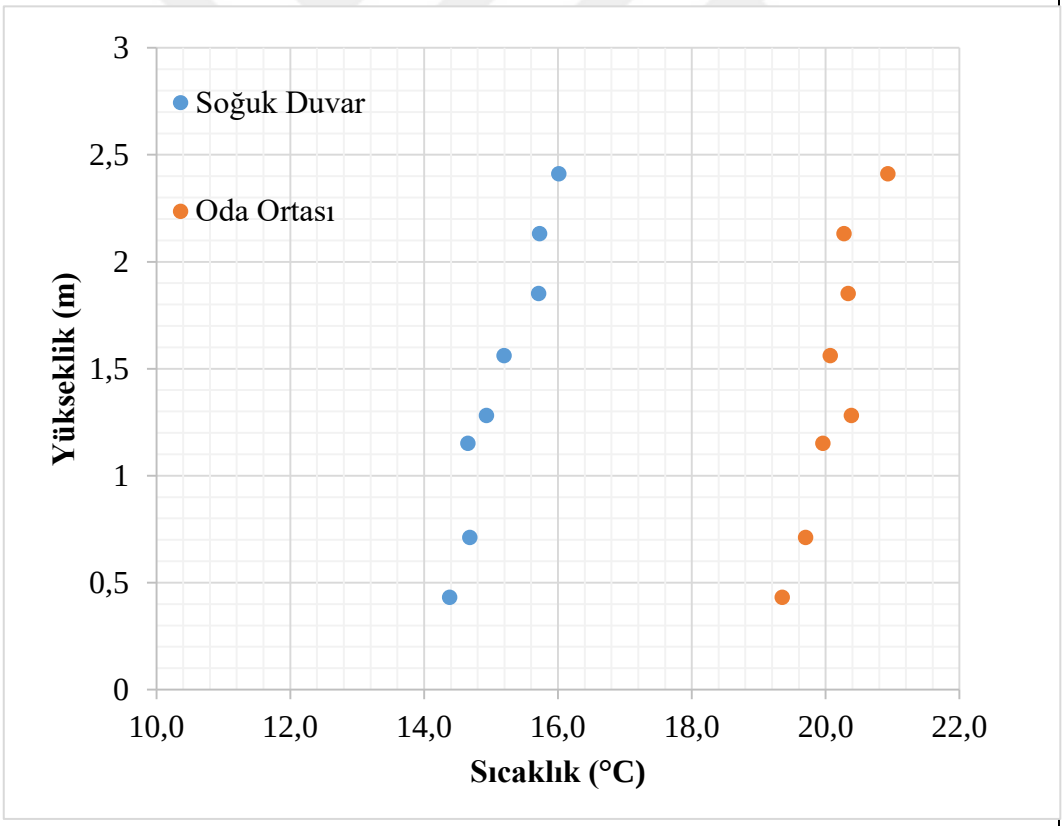
Radyant soğutma uygulaması yalnızca W1 yüzeyi üzerinden gerçekleştirilmiştir. ve duvar içindeki radyant hidronik boru devresine kolektörden suyun giriş sıcaklığının 12,9 °C olarak sabit tutulduğu durumdur. Bütün deneylerde odasın dengeye gelmesine müteakip ölçümler alınmıştır. İlk olarak içeriye hava beslemesi yapılmayarak sadece radyant olarak soğutulmuş duvar ile oda içerisi şartlandırılmıştır. Sonraki deneylerde hava hızı kanal girişinde orta noktada 0,25 m/s olacak şekilde ayarlanarak sabit debide, üfleme difüzörleri değiştirilerek icra edilmiştir. İkinci deney, radyant duvara bitişik hava kanalı açıklığından Şekil 4.4'de gösterildiği biçimde uygulanmaktadır. Sonraki deneylerde ise radyant duvarın bitişindeki duvar yüzeyine, radyant duvarın karşısındaki duvar yüzeyine ve her 3 duvardan aynı anda olmak üzere zemin seviyesindeki difüzörlerden üfleme yapılmıştır.0,25 m/s hızla hava üflemelerinin ardından aynı işlemler 0,5 m/s hızı için de uygulanmıştır. Durum 1 için tamamlanan ölçüm verileri tablolar ve grafikler üzerinde bu kısımda sunulacaktır.



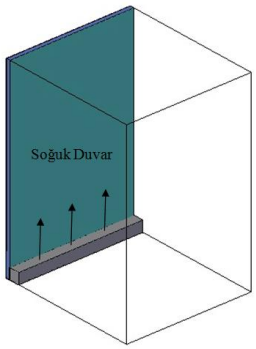
Şekil 4.4 İkinci deney (D1W1V1d2) için örnek diyagram

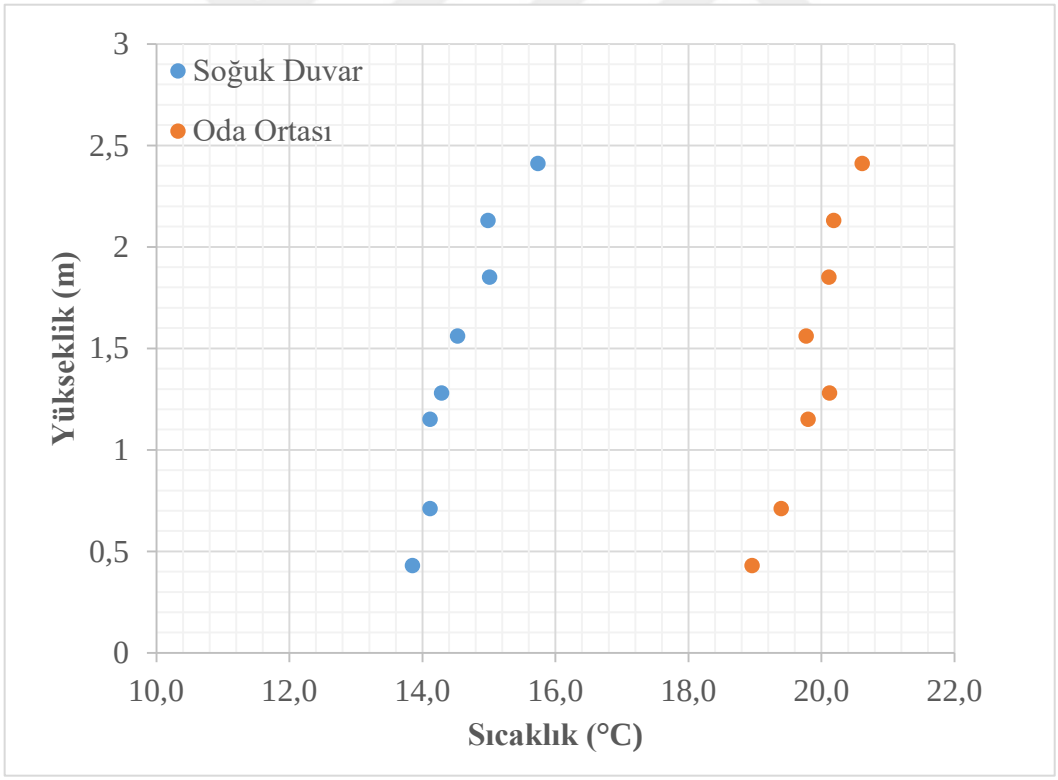
Tablo 4.1 D1W0V0d1 koşulunda gerçekleştirilen deneyden elde edilen bulgular

	Kanala verilen Hava Hızı (m/s)	**Radyant Duvara Verilen Suyun Debisi (m^3/h)**	**Duvara Giren Su Sıcaklığı (°C)**		**Hava verilen Duvar**
	0	0,086	12,9		-
	TERMAL KONFOR		**SICAKLIK ORTALAMALARI (°C)**		
Deney Kodu	**PMV**	**PPD %**	**W1/W3**	**TAVAN/ TABAN**	**ODA ORTASI**
D1W0V0d1	0	5	15,3/20,7	21-20,2	20

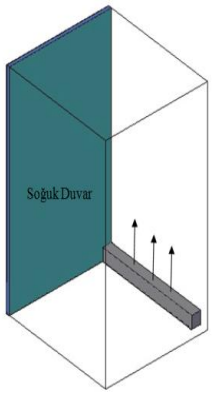


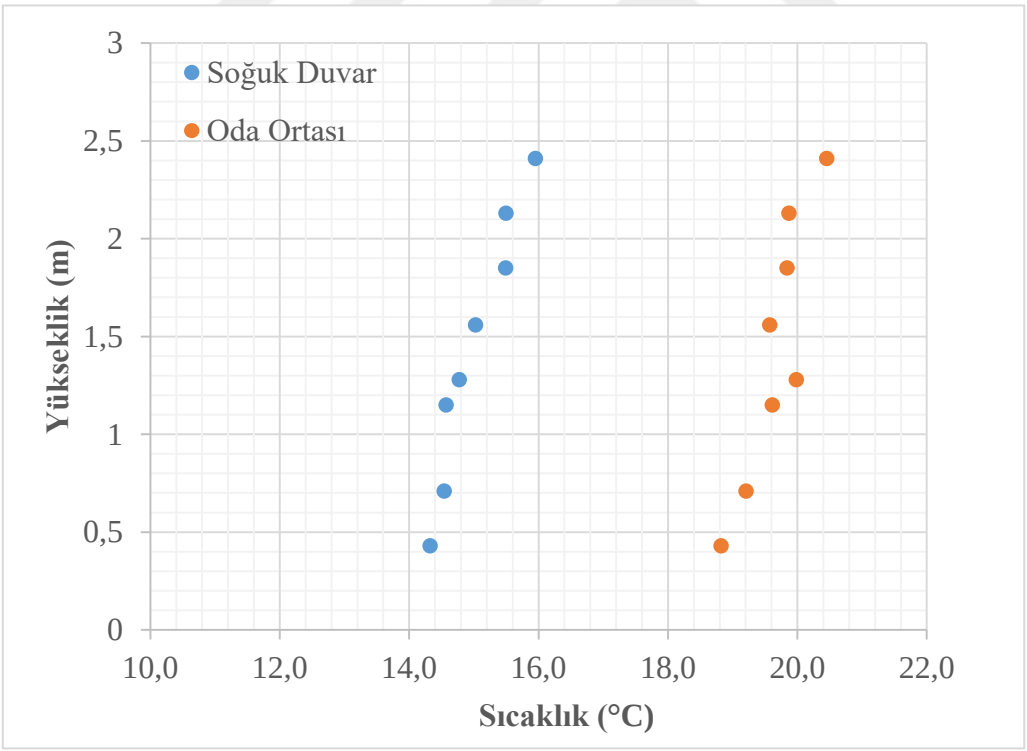
Tablo 4.2 D1W1V1d2 koşulunda gerçekleştirilen deneyden elde edilen bulgular

	**Kanala verilen Hava Hızı (m/s)**	**Radyant Duvara Verilen Suyun Debisi (m^3/h)**	**Duvara Giren Su Sıcaklığı (°C)**		**Hava verilen Duvar**
	0,25	0,086	12,9		W1
	TERMAL KONFOR		**SICAKLIK ORTALAMALARI (°C)**		
Deney Kodu	**PMV**	**PPD**	**W1/W3 ORT.**	**TAVAN/ TABAN ORT.**	**ODA ORTASI ORT.**
D1W1V1d2	-0,3	6,9	14,7-20,5	20,9-19,8	19,8

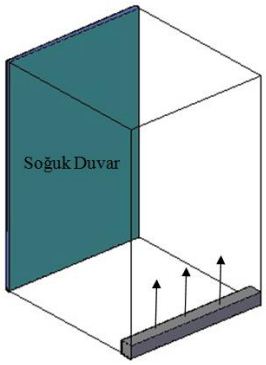


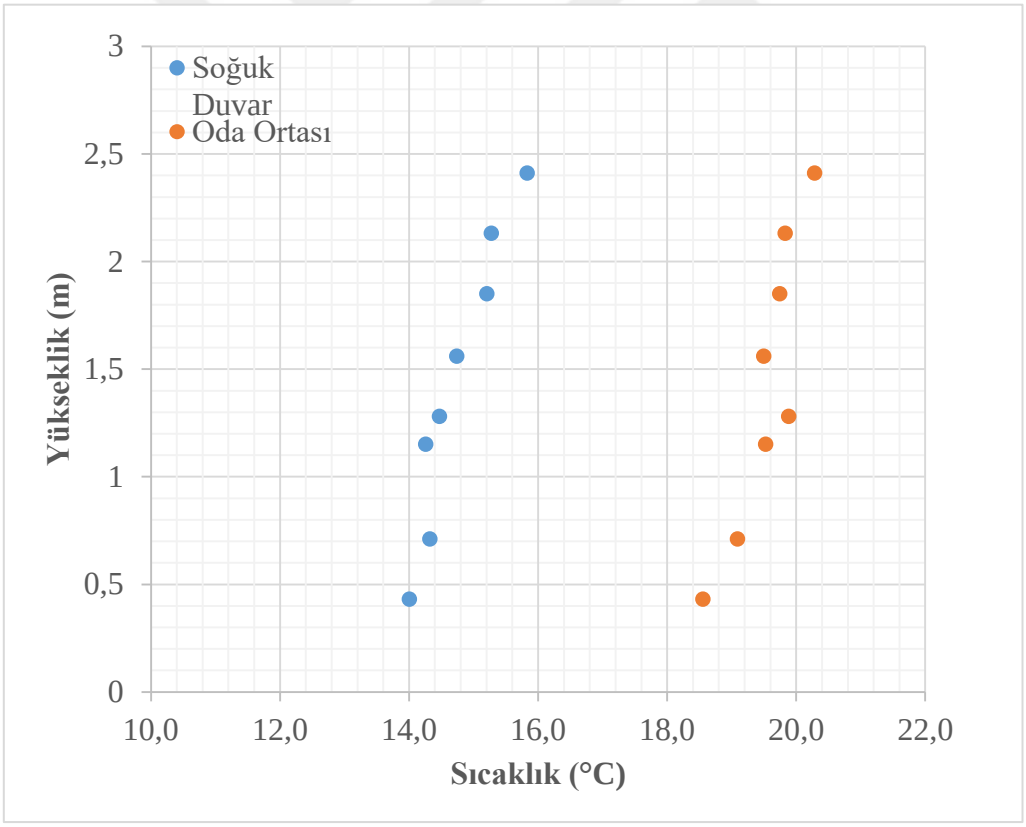
Tablo 4.3 D1W2V1d3 koşulunda gerçekleştirilen deneyden elde edilen bulgular

	**Kanala verilen Hava Hızı (m/s)**	**Radyant Duvara Verilen Suyun Debisi (m^3/h)**	**Duvara Giren Su Sıcaklığı (°C)**		**Hava verilen Duvar**
	0,25	0,086	12,9		W2
	TERMAL KONFOR		**SICAKLIK ORTALAMALARI (°C)**		
Deney Kodu	**PMV**	**PPD**	**W1/W3 ORT.**	**TAVAN/TABAN ORT.**	**ODA ORTASI ORT.**
D1W2V1d3	-0,3	6,9	15,1-20,1	20,6-19,3	19,6

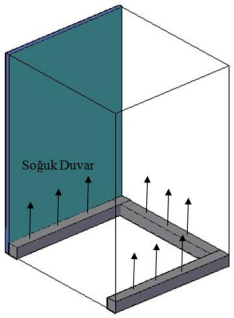
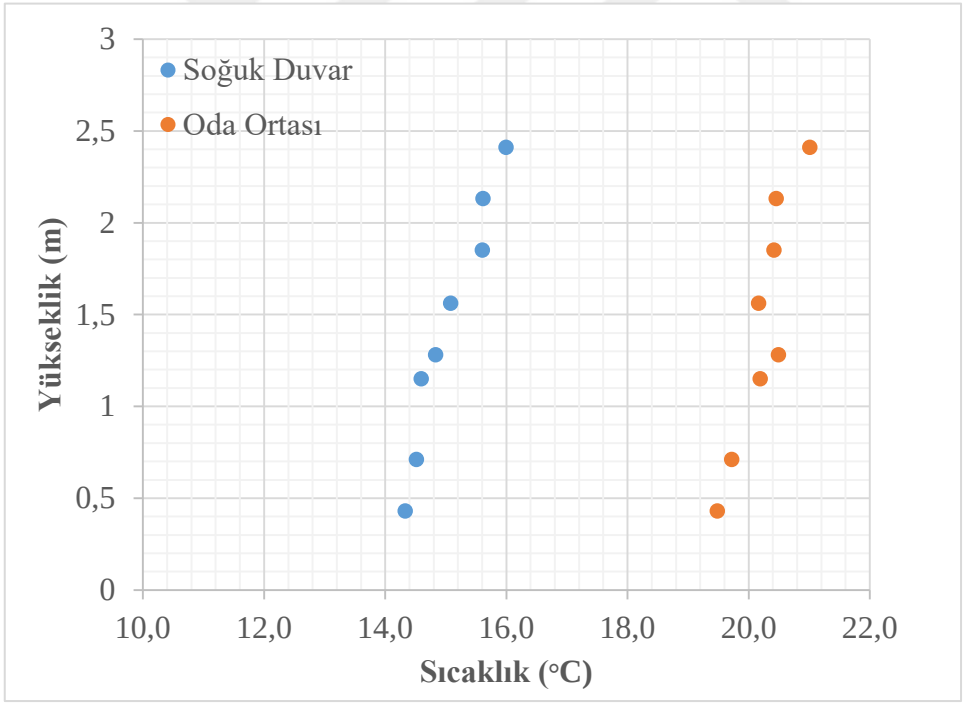


Tablo 4.4 D1W3V1d4 koşulunda gerçekleştirilen deneyden elde edilen bulgular

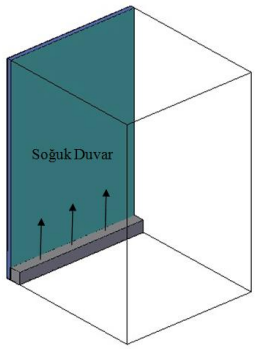
	**Kanala verilen Hava Hızı (m/s)**	**Radyant Duvara Verilen Suyun Debisi (m^3/h)**	**Duvara Giren Su Sıcaklığı (°C)**		**Hava verilen Duvar**
	0,25	0,086	12,9		W3
	TERMAL KONFOR		**SICAKLIK ORTALAMALARI (°C)**		
Deney Kodu	**PMV**	**PPD**	**W1/W3 ORT.**	**TAVAN/ TABAN ORT.**	**ODA ORTASI ORT.**
D1W3V1d4	-0,3	6,9	14,9-20	20,4-19	19,4

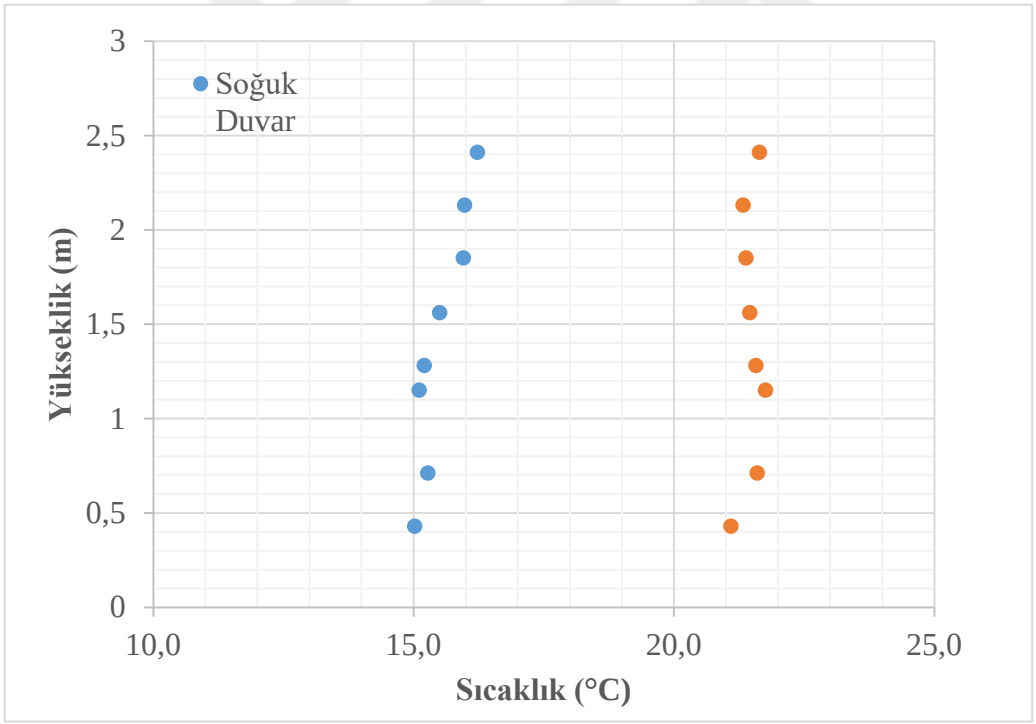


Tablo 4.5 D1WaV1d5 koşulunda gerçekleştirilen deneyden elde edilen bulgular

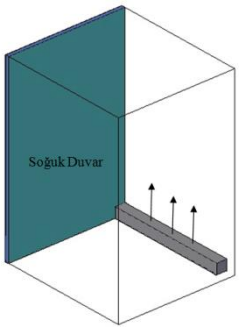
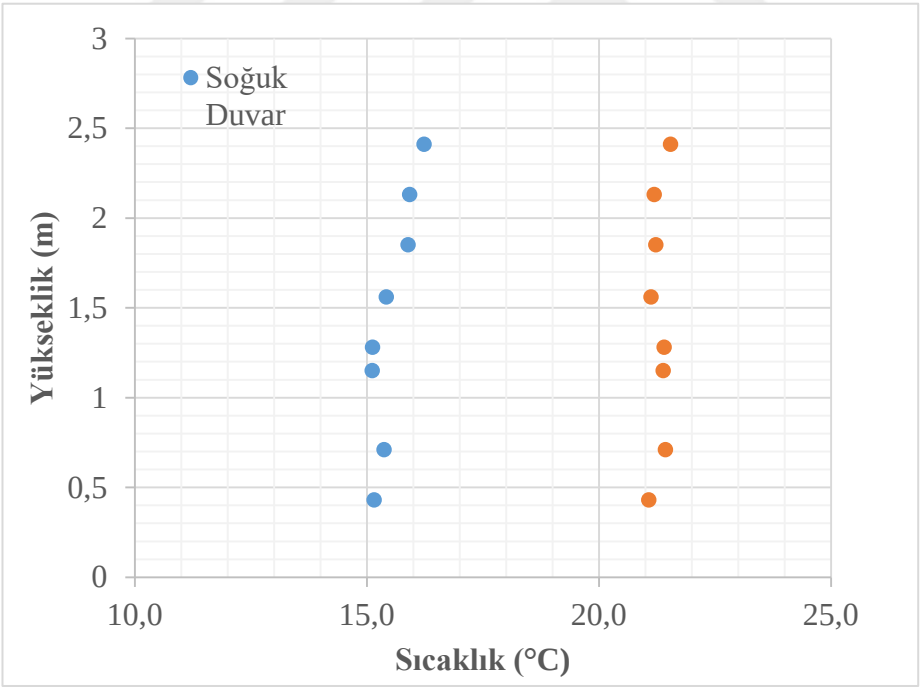
<table>
<tr><td rowspan="3">
</td><td>Kanala verilen Hava Hızı (m/s)</td><td>Radyant Duvara Verilen Suyun Debisi (m^3/h)</td><td>Duvara Giren Su Sıcaklığı (°C)</td><td colspan="2">Hava verilen Duvar</td></tr>
<tr><td>0,25</td><td>0,086</td><td>12,9</td><td colspan="2">W1-W2-W3</td></tr>
<tr><td colspan="2">TERMAL KONFOR</td><td colspan="3">SICAKLIK ORTALAMALARI (°C)</td></tr>
<tr><td>Deney Kodu</td><td>PMV</td><td>PPD</td><td>W1/W3 ORT.</td><td>TAVAN/ TABAN ORT.</td><td>ODA ORTASI ORT.</td></tr>
<tr><td>D1WaV1d5</td><td>-0,2</td><td>5,8</td><td>15-20</td><td>21,2-19,9</td><td>20,1</td></tr>
<tr><td colspan="6">
</td></tr>
</table>

Tablo 4.6 D1W1V2d6 koşulunda gerçekleştirilen deneyden elde edilen bulgular

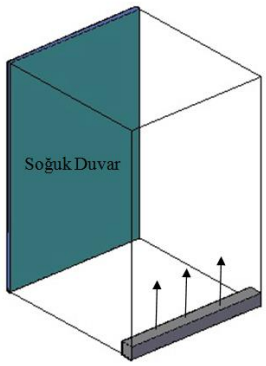
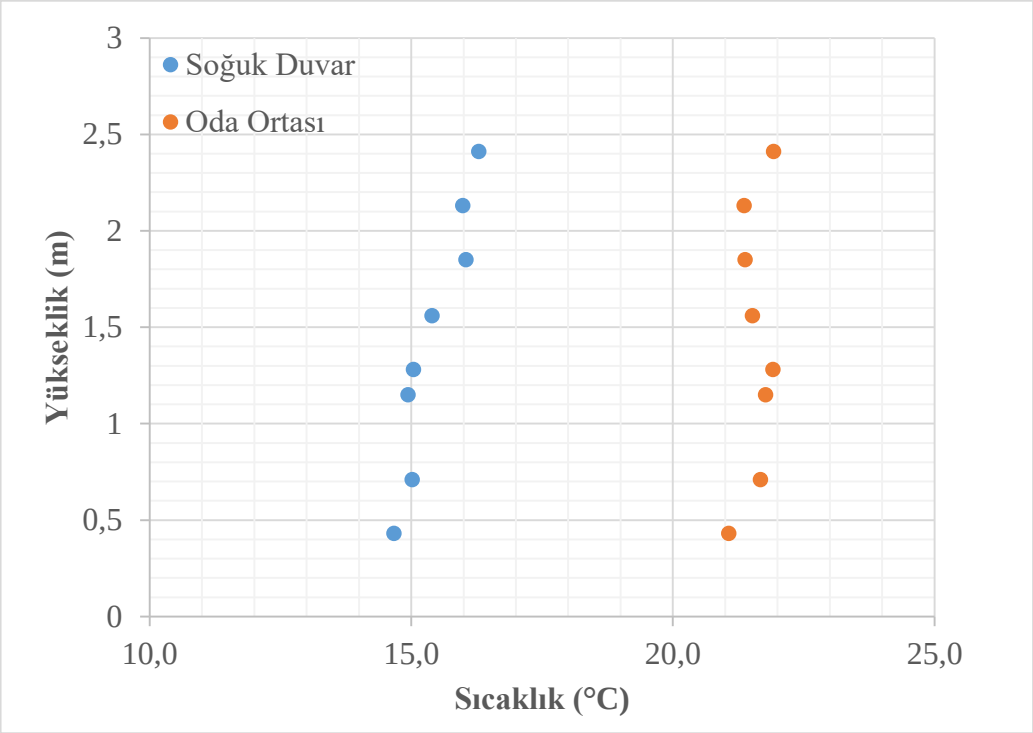
	**Kanala verilen Hava Hızı (m/s)**	**Radyant Duvara Verilen Suyun Debisi (m^3/h)**	**Duvara Giren Su Sıcaklığı (°C)**		**Hava verilen Duvar**
	0,5	0,086	12,9		W1
	TERMAL KONFOR		**SICAKLIK ORTALAMALARI (°C)**		
Deney Kodu	**PMV**	**PPD**	**W1/W3 ORT.**	**TAVAN/ TABAN ORT.**	**ODA ORTASI ORT.**
D1W1V2d6	0	5	15,6-21,4	21,5-21	21,4



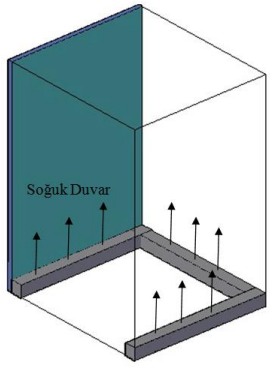
Tablo 4.7 D1W2V2d7 koşulunda gerçekleştirilen deneyden elde edilen bulgular

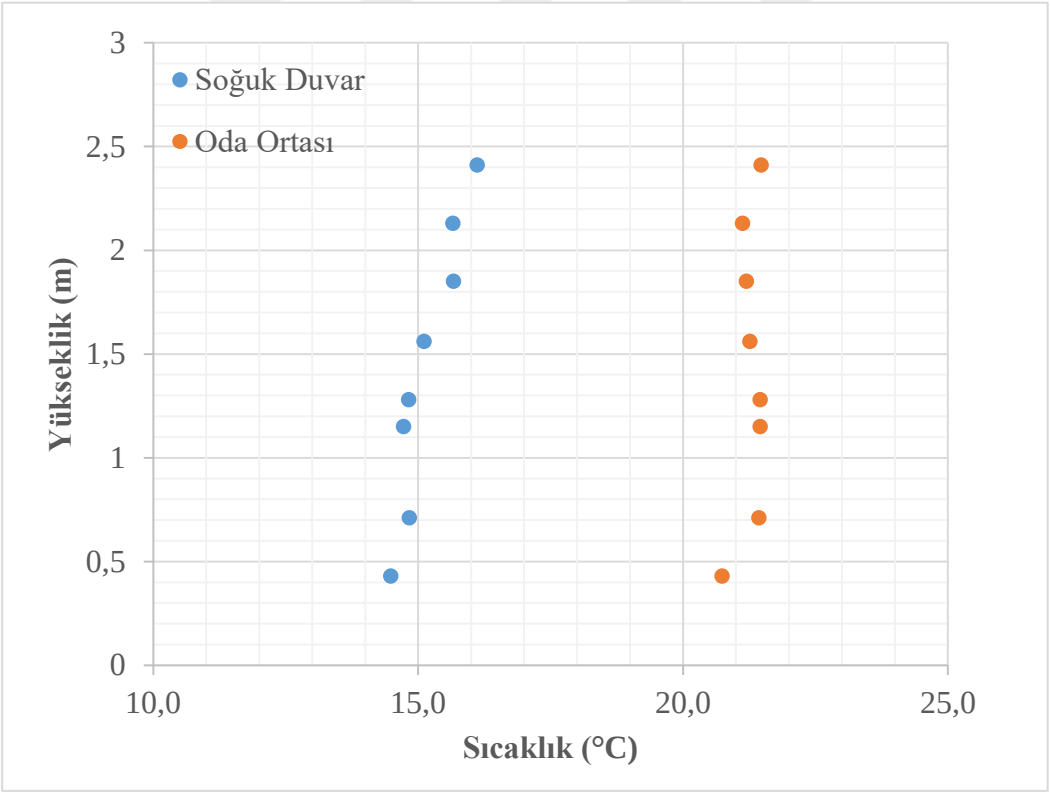
<table>
<tr><td rowspan="2">
</td><td>Kanala verilen Hava Hızı (m/s)</td><td>Radyant Duvara Verilen Suyun Debisi (m^3/h)</td><td>Duvara Giren Su Sıcaklığı (°C)</td><td>Hava verilen Duvar</td></tr>
<tr><td>0,5</td><td>0,086</td><td>12,9</td><td>W2</td></tr>
<tr><td></td><td colspan="2">TERMAL KONFOR</td><td colspan="3">SICAKLIK ORTALAMALARI (°C)</td></tr>
<tr><td>Deney Kodu</td><td>PMV</td><td>PPD</td><td>W1/W3 ORT.</td><td>TAVAN/ TABAN ORT.</td><td>ODA ORTASI ORT.</td></tr>
<tr><td>D1W2V2d7</td><td>0</td><td>5</td><td>15,6-21,5</td><td>21,7-21,1</td><td>21,4</td></tr>
<tr><td colspan="6">
</td></tr>
</table>

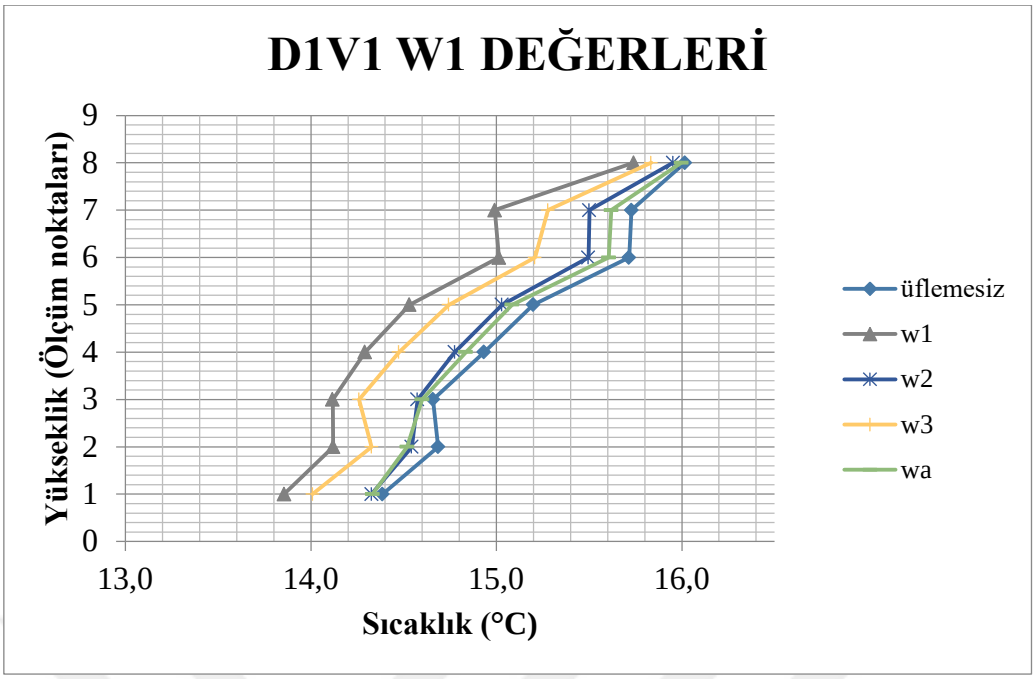
Tablo 4.8 D1W3V2d8 koşulunda gerçekleştirilen deneyden elde edilen bulgular

<table>
<tr><td rowspan="3">
</td><td>Kanala verilen Hava Hızı (m/s)</td><td>Radyant Duvara Verilen Suyun Debisi (m^3/h)</td><td colspan="2">Duvara Giren Su Sıcaklığı (°C)</td><td>Hava verilen Duvar</td></tr>
<tr><td>0,5</td><td>0,086</td><td colspan="2">12,9</td><td>W3</td></tr>
<tr><td colspan="2">TERMAL KONFOR</td><td colspan="3">SICAKLIK ORTALAMALARI (°C)</td></tr>
<tr><td>Deney Kodu</td><td>PMV</td><td>PPD</td><td>W1/W3 ORT.</td><td>TAVAN/ TABAN ORT.</td><td>ODA ORTASI ORT.</td></tr>
<tr><td>D1W3V2d8</td><td>0</td><td>5</td><td>15,5-21,3</td><td>21,8-21,2</td><td>21,5</td></tr>
<tr><td colspan="6">
</td></tr>
</table>

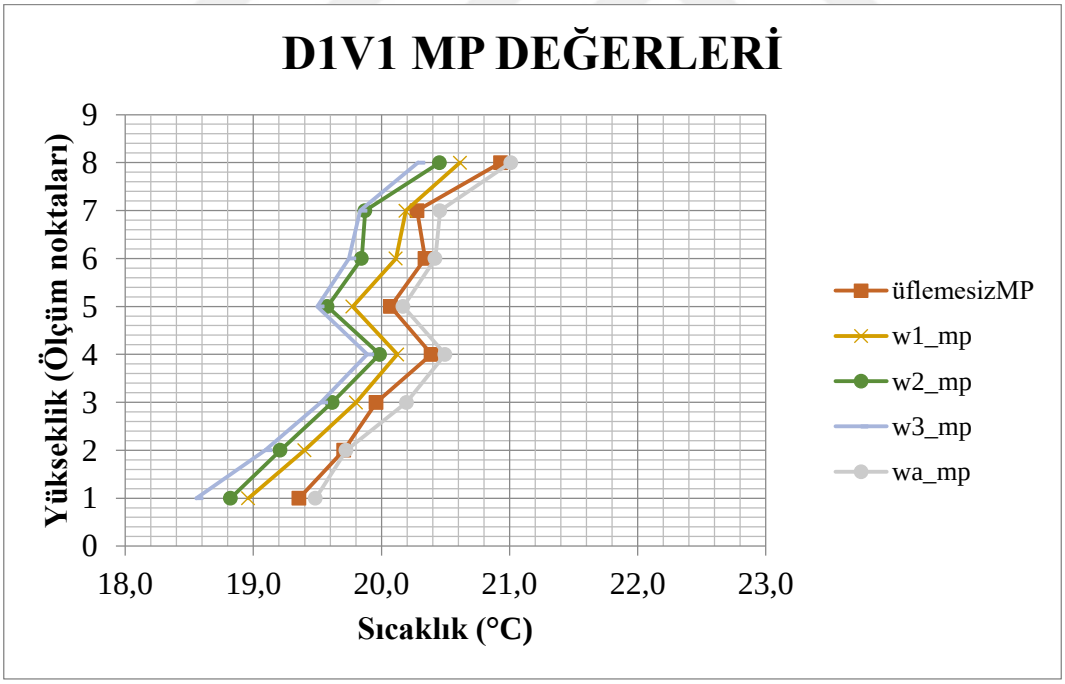
Tablo 4.9 D1WaV2d9 koşulunda gerçekleştirilen deneyden elde edilen bulgular

<table>
<tr><td rowspan="2">
</td><td>Kanala verilen Hava Hızı (m/s)</td><td>Radyant Duvara Verilen Suyun Debisi (m^3/h)</td><td>Duvara Giren Su Sıcaklığı (°C)</td><td>Hava verilen Duvar</td></tr>
<tr><td>0,5</td><td>0,086</td><td>12,9</td><td>W1-W2-W3</td></tr>
<tr><td></td><td colspan="2">TERMAL KONFOR</td><td colspan="3">SICAKLIK ORTALAMALARI (°C)</td></tr>
<tr><td>Deney Kodu</td><td>PMV</td><td>PPD</td><td>W1/W3 ORT.</td><td>TAVAN/ TABAN ORT.</td><td>ODA ORTASI ORT.</td></tr>
<tr><td>D1WaV2d9</td><td>0</td><td>5</td><td>15,3-21,3</td><td>21,5-20,8</td><td>21,2</td></tr>
</table>

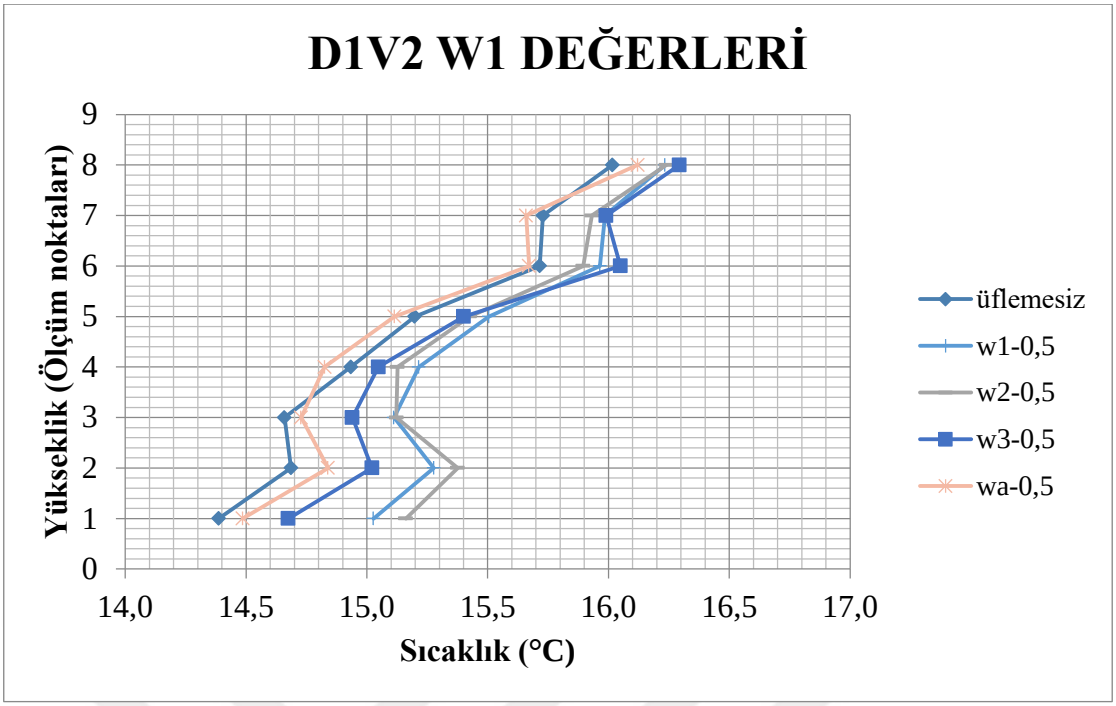




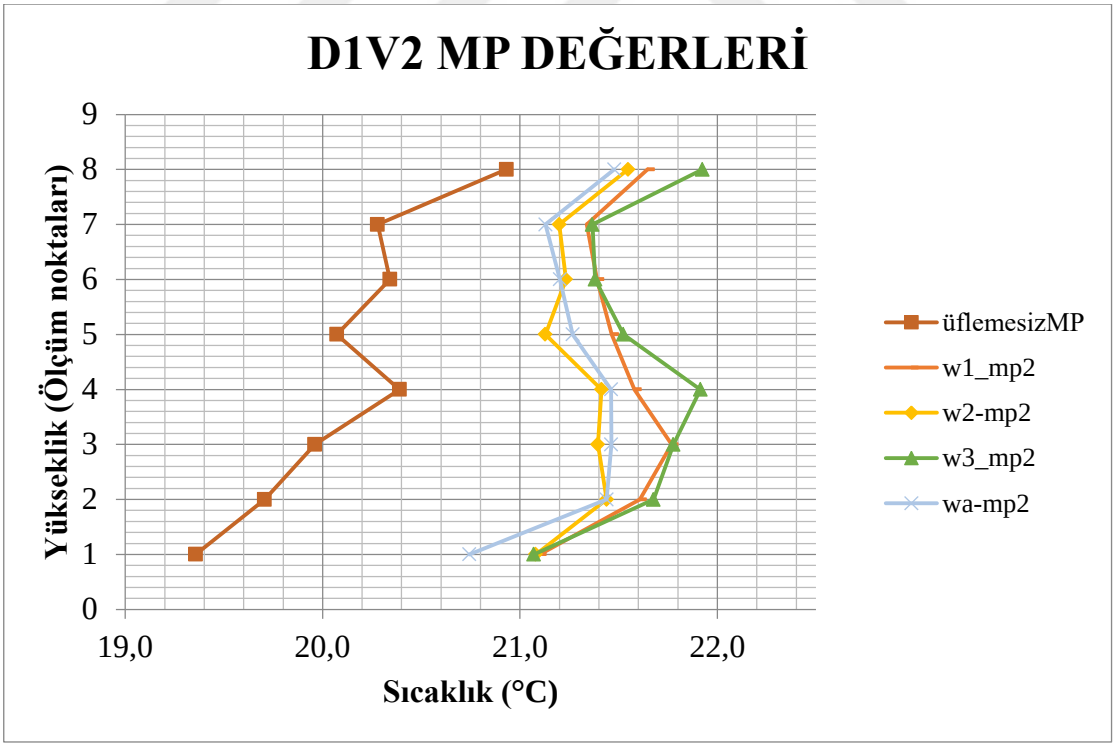
Şekil 4.5 Durum 1 için 0 ve 0,25 m/s hava hızlarında soğuk duvar yüzey sıcaklıkları



Şekil 4.6 Durum 1 için 0 ve 0,25 m/s hava hızlarında oda ortasındaki yüksekliğe bağlı sıcaklıklar



Şekil 4.7 Durum 1 için 0 ve 0,5 m/s hava hızlarında soğuk duvar yüzey sıcaklıkları



Şekil 4.8 Durum 1 için 0 ve 0,5 m/s hava hızlarında oda ortasındaki yüksekliğe bağlı sıcaklıklar

Şekil 4.5'te, üflemesiz durum (V = 0) ile V = 0,25 m/s hızında farklı difüzör konfigürasyonları altında radyant soğutulan duvarın yüzey sıcaklıklarının yüksekliğe bağlı değişimi sunulmuştur. Düşey sıcaklık profillerinin tüm senaryolarda yükseklikle artan bir dağılım sergilemesi, iç ısı kaynağı olarak kullanılan termal mankenin oluşturduğu ısı yüküyle birlikte düşey tabakalaşmanın varlığına işaret etmektedir. Elde edilen eğrilerin genel formunun literatürdeki profillerle benzerlik göstermesi, akış düzeni ve tabakalaşma karakterinin karşılaştırılabilir olduğunu düşündürürken; oda ortasındaki mankenin etkisiyle özellikle merkez bölgede sıcaklıkların sınırlı ölçüde artması beklenen bir sonuçtur [4]. Soğuk duvardan üflemenin uygulandığı W1 konfigürasyonunda, soğuk duvar boyunca gelişen aşağı yönlü soğuk akış ile üflemenin aynı bölgede etkileşmesi nedeniyle zemine yakın yüksekliklerde (0,15–1,56 m) daha düşük sıcaklıklar ölçülmüş ve tabakalaşma eğilimi belirginleşmiştir. Buna karşılık karşı duvardan üfleme (W3) ve üç duvardan eşzamanlı üfleme (Wa) senaryolarında çoklu jet etkileşimi ve artan momentum etkisiyle hacim içi karışım kuvvetlenmiş, buna paralel olarak düşey sıcaklık gradyeni zayıflamıştır; komşu duvardan üfleme (W2) ise ara bir davranış sergilemiştir.Şekil 4.6'da oda ortası sıcaklık profilleri incelendiğinde, üflemesiz durumda üst hacimde sıcaklık birikiminin daha belirgin olduğu görülmektedir. Ayrıca 1,28–1,85 m bandında gözlenen eğri kırılması, odanın üst bölgesinde tavana yakın bir bölgede geri dönüş/yeniden dolaşım hareketinin oluşabileceğine işaret etmektedir. V = 0,5 m/s üfleme hızında elde edilen düşey sıcaklık profilleri ise tüm senaryolarda sıcaklığın yükseklikle arttığını ve tabakalaşmanın tamamen ortadan kalkmadığını göstermiştir. Bununla birlikte artan üfleme momentumu özellikle zemine yakın bölgede (0,15–1,56 m) karışımı artırmış; bu nedenle senaryolar arasındaki farklar daha çok alt–orta yüksekliklerde belirginleşmiştir. Soğuk duvardan üfleme (W1) durumunda, aşağı yönlü soğuk akışın etkisiyle duvar yakınında daha lokal bir sıcaklık dağılımı gözlenirken; karşı duvar (W3) ve üç duvardan eşzamanlı üfleme (Wa) senaryolarında çoklu jet etkileşimi karışımı güçlendirerek daha homojen bir profile yaklaşmıştır. Son olarak Şekil 4.7'de oda merkezindeki ölçümlerde eğrilerin birbirine yakın seyretmesi, konfigürasyon etkilerinin merkez hacimde sınırlı kaldığını; 1,28–1,85 m bandındaki eğri kırılması ise merkezde bir karışım tabakası/akım geçiş bölgesi oluşumuna işaret ettiğini göstermektedir.

Tablo 4.10 Durum 1 için elde edilen tüm deney sonuçları

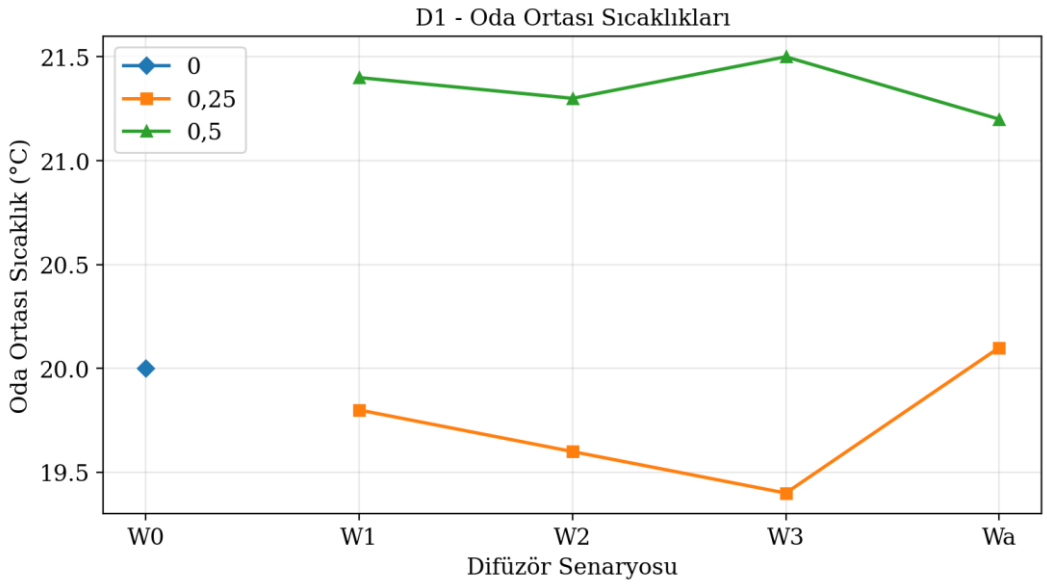
Deney Kodu	**V (m/s)**	**W1 (°C)**	**W3 (°C)**	**ΔT (W3-W1) (°C) <10**	**TAVAN (°C)**	**TABAN (°C) 19°C < Tf < 29°C**	**ΔT (Tav.-Tab.) (°C) <5**	**Baş Seviyesi S ıcaklık (°C)**	**Ayak Bileği Seviyesi Sıcaklık (°C)**	**ΔT (Baş-Bilek) (°C) <3**	**-0.5 < PMV < 0.5**	**PPD (%) <%10**	**Oda Ortası Sıcaklık (°C)**
D1W0V0d1	0	15,3	20,7	5,4	21	20,2	0,8	20	19,4	0,6	0	5	20
D1W1V1d2	0,25	14,7	20,5	5,8	20,9	19,8	1,1	19,8	19,1	0,7	-0,3	6,9	19,8
D1W2V1d3	0,25	15,1	20,1	5	20,6	19,3	1,3	19,6	18,8	0,8	-0,3	6,9	19,6
D1W3V1d4	0,25	14,9	20	5,1	20,4	19	1,4	19,5	18,6	0,9	-0,3	6,9	19,4
D1WaV1d5	0,25	15	20	5	21,2	19,9	1,3	20,2	19,2	1	-0,2	5,8	20,1
D1W1V2d6	0,5	15,6	21,4	5,8	21,5	21	0,5	21,8	20,9	0,9	0	5	21,4
D1W2V2d7	0,5	15,6	21,5	5,9	21,7	21,1	0,6	21,4	21	0,4	0	5	21,3
D1W3V2d8	0,5	15,5	21,7	6	21,8	21,2	0,6	21,8	20,8	1	0	5	21,5
D1WaV2d9	0,5	15,3	21,3	6	21,5	20,8	0,7	21,5	20,4	1,1	0	5	21,2

Tablo 4.10 Durum 1 için elde edilen tüm deney sonuçları (devamı)

Hava Giriş Sıcaklığı $T_{giriş}$ (°C)	Hava Çıkış Sıcaklığı $T_{çıkış}$ (°C)	Hava Kanalı Alanı (mxm)	Hava Kanalı Giriş Hızı (m/s)	Hava Kanalı Giriş Debisi (m^3/s)	Oda Ortası Ort. Hava Hızı (m/s)
18	21,3	0,15x0,15	0	0	0,05
17,6	20,9	0,15x0,15	0,25	20,25	0,05
17,5	20,5	0,15x0,15	0,25	20,25	0,04
17,4	20,5	0,15x0,15	0,25	20,25	0,05
18	21,3	0,15x0,15	0,25	20,25	0,04
19,7	21,9	0,15x0,15	0,5	40,5	0,04
19,4	21,8	0,15x0,15	0,5	40,5	0,06
19,8	22	0,15x0,15	0,5	40,5	0,06
19,2	21,6	0,15x0,15	0,5	40,5	0,04

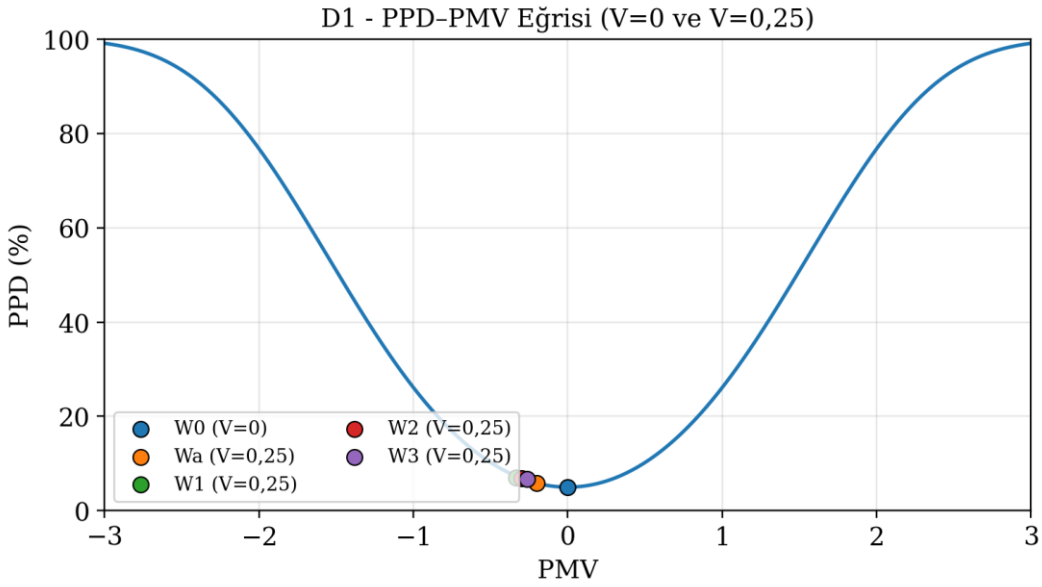
Üfleme hızının 0,25 m/s'den 0,5 m/s'ye artırılması, tüm üfleme konfigürasyonlarında düşey sıcaklık tabakalaşmasını belirgin biçimde azaltarak ortamı daha homojen hale getirmiş; tavan–taban sıcaklık farkı 1,1–1,4 °C aralığından 0,5–0,7 °C aralığına düşmüştür. Bu azalma, artan jet momentumu ile hacim içi karışımın güçlendiğini ve düşey sıcaklık gradyeninin zayıfladığını göstermektedir. Düşey sıcaklık farklarının bu seviyelerde kalması, yerel ısıl rahatsızlık açısından da olumlu bir tabloya işaret eder; nitekim ASHRAE 55, işgal bölgesinde baş–ayak bileği seviyeleri arasındaki düşey sıcaklık farkının oturan kişiler için 3 °C'yi aşmamasını önererek bu parametreyi yerel konfor ölçütleri arasında tanımlar [14]. EN ISO 7730 da düşey sıcaklık farkını yerel rahatsızlık bileşenleri kapsamında değerlendirir ve düşük seviyelerde tutulmasını hedef konfor koşullarının bir parçası olarak ele alır [15]. Buna karşılık, soğuk duvar tarafı (W1) ile karşı duvar (W3) arasındaki yatay sıcaklık farkının yaklaşık 5–6 °C mertebesinde korunması, hız artışıyla düşey gradyen zayıflasa dahi soğuk duvarın

mahal içinde lokal soğutma etkisini sürdürdüğüne işaret etmektedir. Ayrıca, hız artışıyla düşey gradyenin zayıflaması ve karışımın artması şeklinde özetlenebilecek bu genel eğilimlerin literatürde raporlanan bulgularla benzerlik gösterdiği görülmektedir [4]

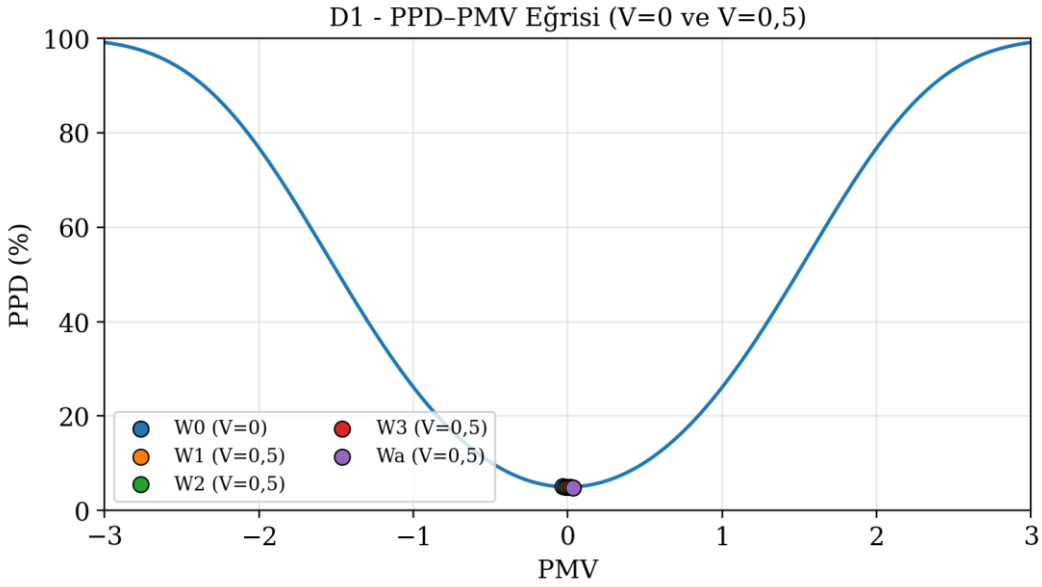


Şekil 4.9 Durum 1 için 0-0,25ve0,5 m/s hava hızlarında difüzör değişimine bağlı sıcaklıklar

oda ortası sıcaklık sıcaklığı, üfleme hızının 0,25 m/s'den 0,5 m/s'ye çıkarılmasıyla yaklaşık 1,5–2,0 °C artmıştır. Ayrıca 0,25 m/s'de oda ortası sıcaklık sıcaklığı difüzör konfigürasyonuna daha duyarlı iken, 0,5 m/s'de konfigürasyonlar arasındaki fark belirgin şekilde azalarak merkez bölgede daha homojen bir sıcaklık dağılımına işaret etmiştir.



Şekil 4.10 Durum 1 için 0 ve 0,25 m/s hava hızlarında oda içindeki termal konfor grafiği



Şekil 4.11 Durum 1 için 0 ve 0,5 m/s hava hızlarında oda içindeki termal konfor grafiği

D1 koşullarında PPD–PMV eğrisi üzerine yerleştirilen deney noktaları, tüm senaryolarda termal algının genel olarak nötre yakın bir bantta seyrettiğini göstermektedir. V = 0 ve V = 0,25 m/s karşılaştırmasında, 0,25 m/s ile yürütülen

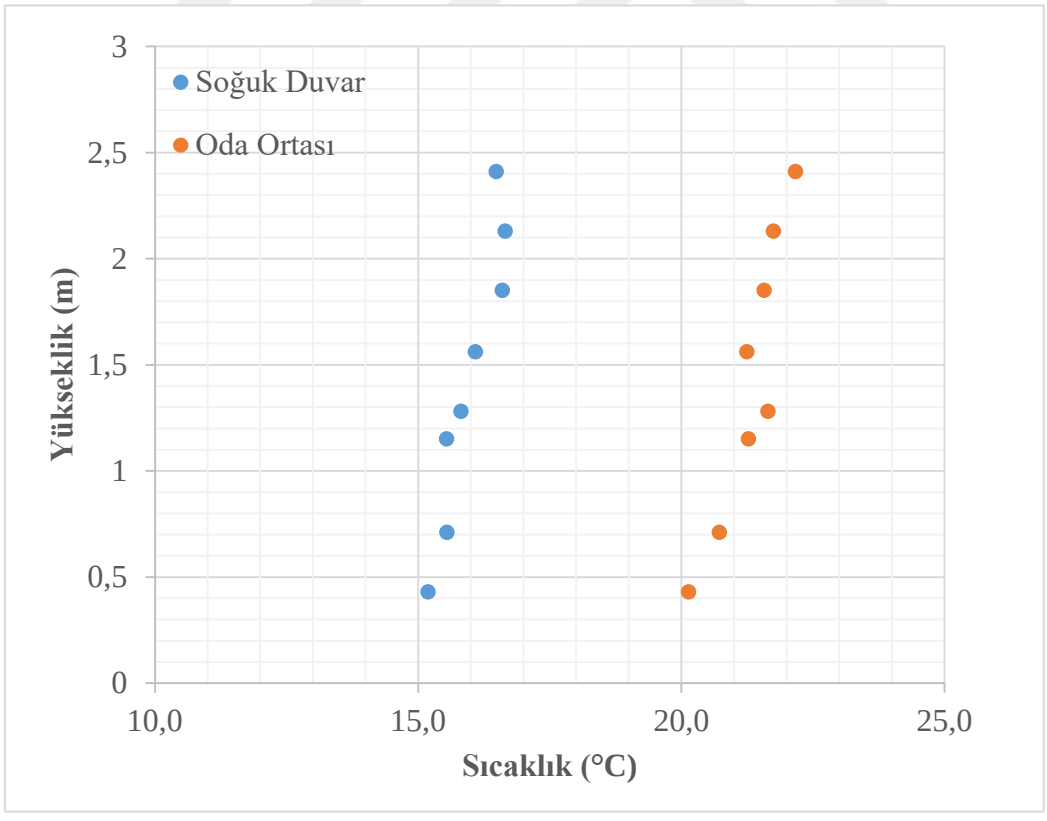
deneylerin önemli bir bölümünün PMV ≈ −0,3 civarında kümelenmesi ve buna eşlik eden PPD'nin ≈ %6,9 seviyesine yükselmesi, düşük hızda üflemenin ortamı nötrün hafif serin tarafına taşıdığını ve memnuniyetsizliği sınırlı ölçüde artırdığını düşündürmektedir. Aynı grafikte Wa senaryosunun PMV ≈ −0,2 civarında konumlanmasına karşın PPD'nin ≈ %5,8 düzeyinde kalması ise düşük hız koşulunda üç duvardan eşzamanlı üflemenin karışımı artırarak serinleşme etkisini kısmen dengeleyebildiğine işaret etmektedir. Bu tür PMV/PPD tabanlı yorumlar, PMV–PPD ilişkisini tanımlayan Fanger modelinin termal denge yaklaşımıyla tutarlıdır [16] ve konfor değerlendirmesinde PMV/PPD yöntemini esas alan EN ISO 7730 çerçevesiyle uyumlu biçimde ele alınmalıdır [15].

V = 0 ve V = 0,5 m/s karşılaştırmasında ise deney noktalarının büyük bölümünün PMV ≈ 0 ve PPD ≈ %5 noktasında üst üste gelmesi, 0,5 m/s üfleme hızında difüzör konfigürasyonundan bağımsız olarak ortamın termal açıdan nötr bölgede ve en düşük memnuniyetsizlik bandında kaldığını göstermektedir. Bu gözlem, kabul edilebilir termal çevrenin değerlendirilmesinde PMV/PPD temelli yaklaşımı referans alan ASHRAE 55'in genel değerlendirme mantığıyla da uyumludur [14]. Sonuç olarak D1 serisinde hızın 0,25 m/s'den 0,5 m/s'ye artırılması, PMV değerlerini nötre yaklaştırmış ve PPD'yi %5 düzeyine çekerek konfor koşullarını iyileştirmiştir [14–16].

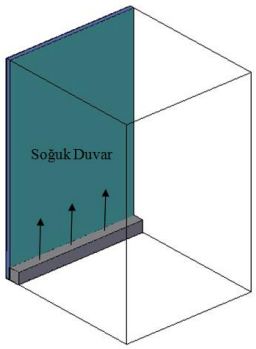
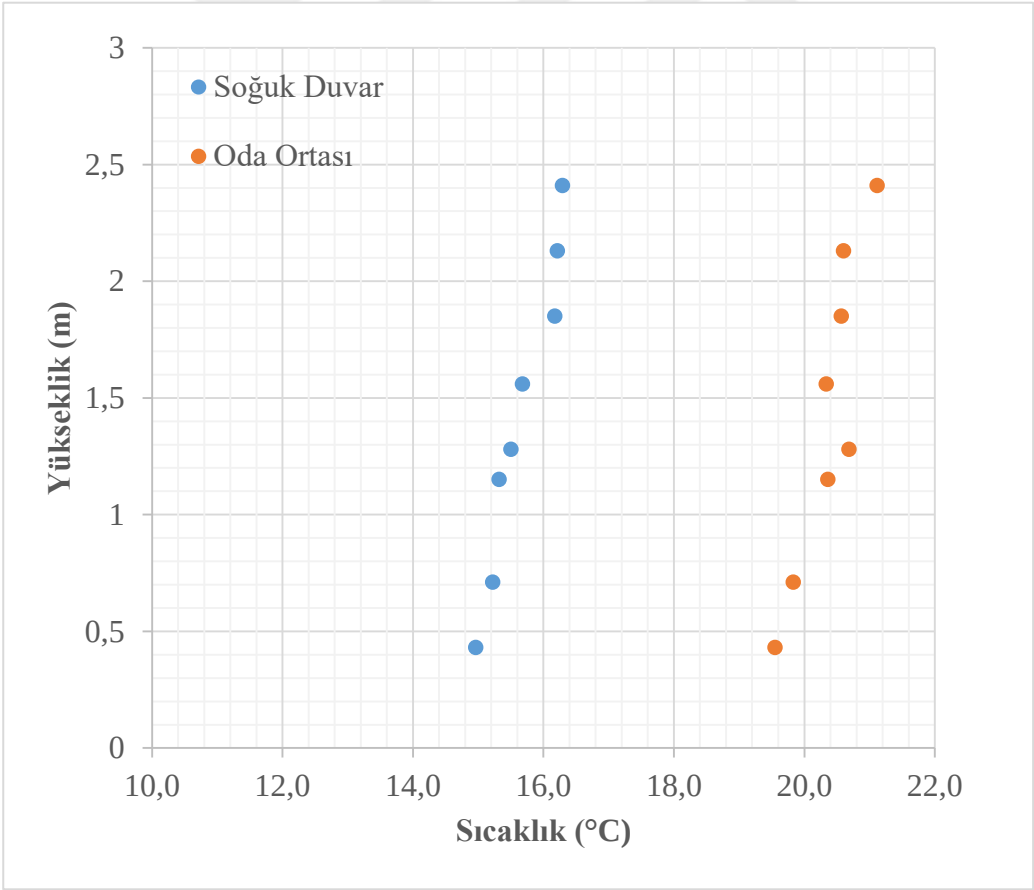
4.3 Durum 2'e Ait Deney Bulguları

Tablo 4.11 D2W0V0d1 koşulunda gerçekleştirilen deneyden elde edilen bulgular

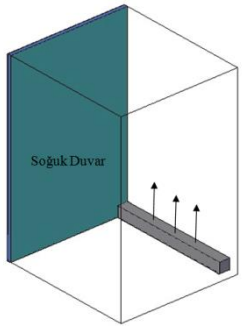
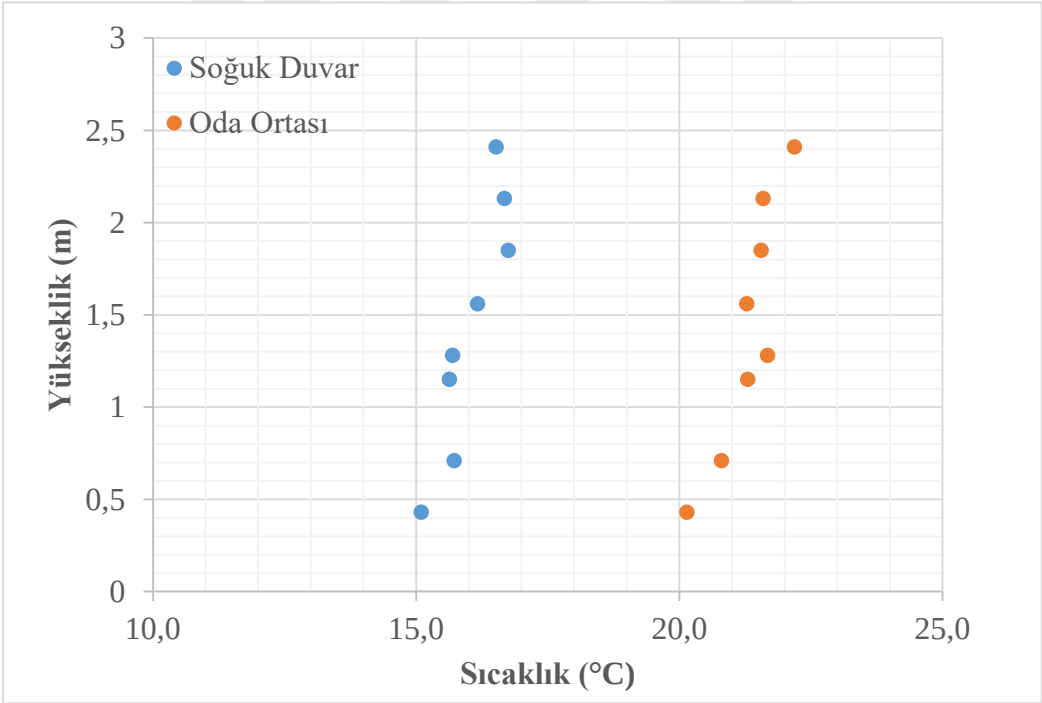
	Kanala verilen Hava Hızı (m/s)	Radyant Duvara Verilen Suyun Debisi (m^3/h)	Duvara Giren Su Sıcaklığı (°C)		Hava verilen Duvar
	0	0,086	13,9		-
	TERMAL KONFOR		SICAKLIK ORTALAMALARI (°C)		
Deney Kodu	**PMV**	**PPD**	**W1/W3 ORT.**	**TAVAN/TABAN ORT.**	**ODA ORTASI ORT.**
D2W0V0d1	0,1	5,2	16,1-21,8	22,2-20,5	20



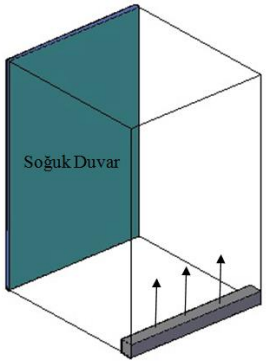
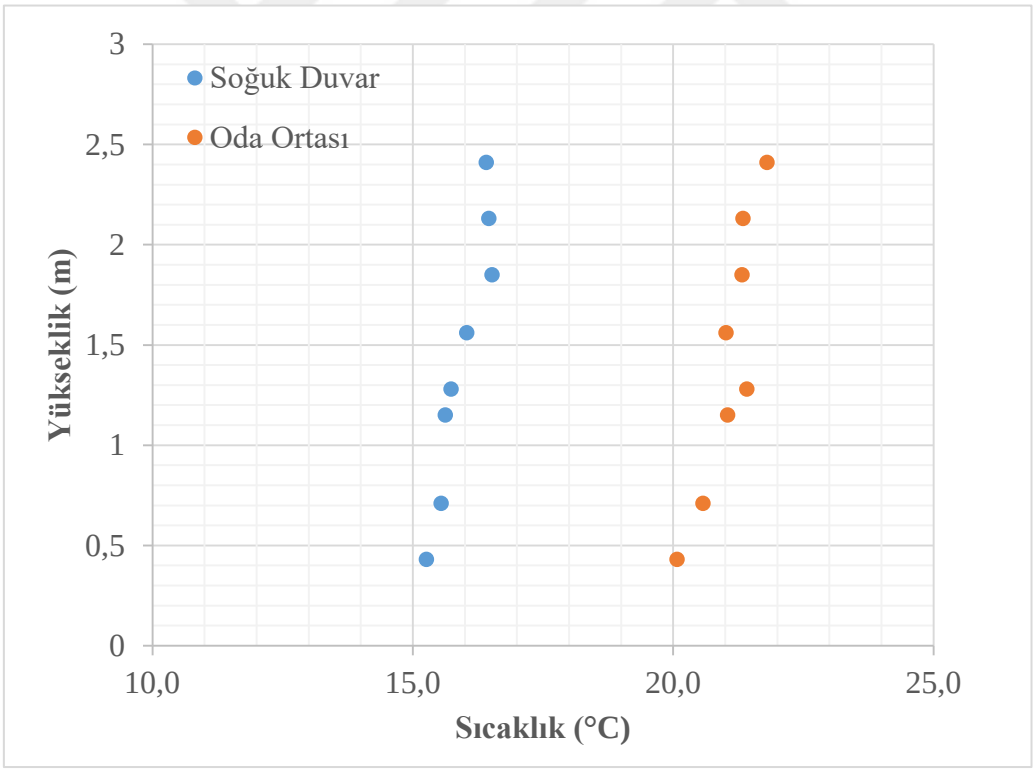
Tablo 4.12 D2W1V1d2 koşulunda gerçekleştirilen deneyden elde edilen bulgular

<table>
<tr><td rowspan="2">
</td><td>Kanala verilen Hava Hızı (m/s)</td><td>Radyant Duvara Verilen Suyun Debisi (m³/h)</td><td>Duvara Giren Su Sıcaklığı (°C)</td><td>Hava verilen Duvar</td></tr>
<tr><td>0,25</td><td>0,086</td><td>13,9</td><td>W1</td></tr>
<tr><td></td><td colspan="2">TERMAL KONFOR</td><td colspan="3">SICAKLIK ORTALAMALARI (°C)</td></tr>
<tr><td>Deney Kodu</td><td>PMV</td><td>PPD</td><td>W1/W3 ORT.</td><td>TAVAN/ TABAN ORT.</td><td>ODA ORTASI ORT.</td></tr>
<tr><td>D2W1V1d2</td><td>-0,1</td><td>5,2</td><td>15,8-20,7</td><td>21,2-19,6</td><td>20,3</td></tr>
<tr><td colspan="6">
</td></tr>
</table>

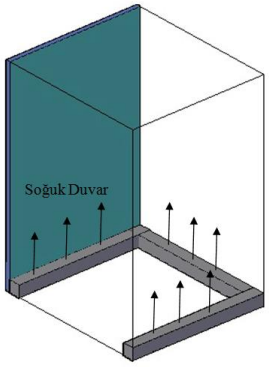
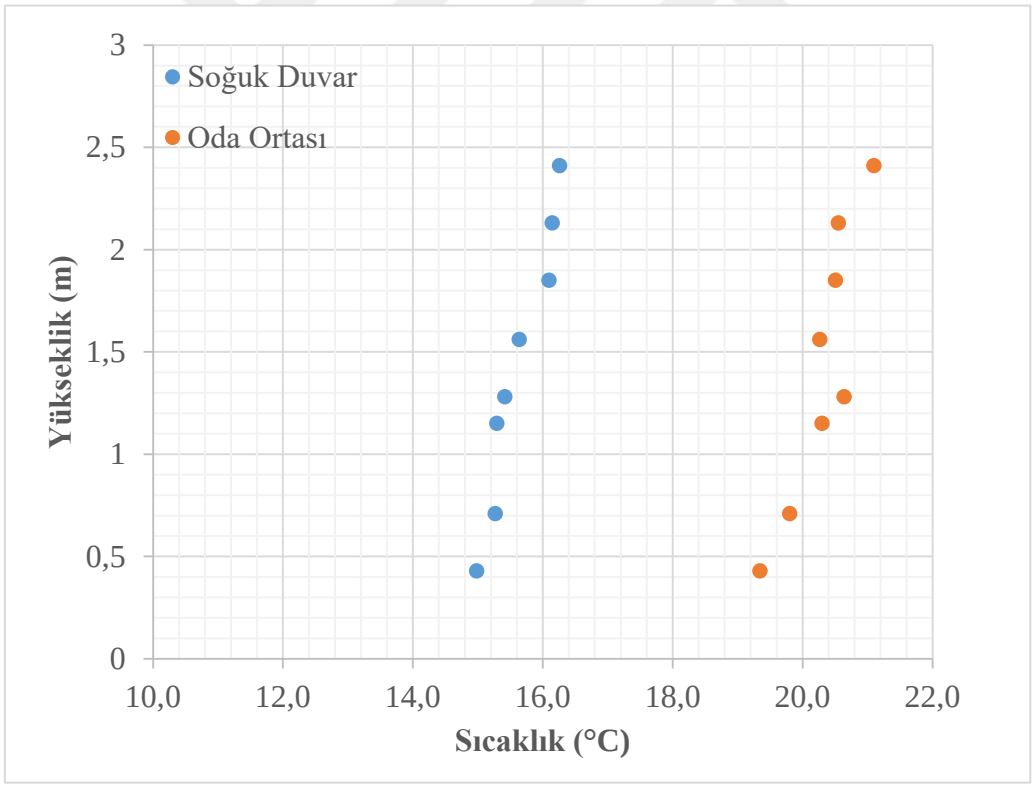
Tablo 4.13 D2W2V1d3 koşulunda gerçekleştirilen deneyden elde edilen bulgular

<table>
<tr><td rowspan="3">
</td><td>Kanala verilen Hava Hızı (m/s)</td><td>Radyant Duvara Verilen Suyun Debisi (m³/h)</td><td colspan="2">Duvara Giren Su Sıcaklığı (°C)</td><td>Hava verilen Duvar</td></tr>
<tr><td>0,25</td><td>0,086</td><td colspan="2">13,9</td><td>W2</td></tr>
<tr><td colspan="2">TERMAL KONFOR</td><td colspan="3">SICAKLIK ORTALAMALARI (°C)</td></tr>
<tr><td>Deney Kodu</td><td>PMV</td><td>PPD</td><td>W1/W3 ORT.</td><td>TAVAN/TABAN ORT.</td><td>ODA ORTASI ORT.</td></tr>
<tr><td>D2W2V1d3</td><td>0,1</td><td>5,2</td><td>16,2-21,9</td><td>22,3-20,9</td><td>21,3</td></tr>
<tr><td colspan="6">
</td></tr>
</table>

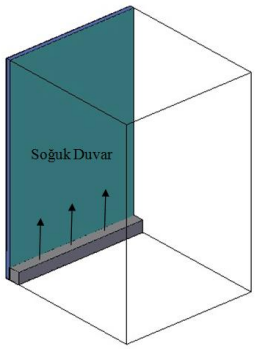
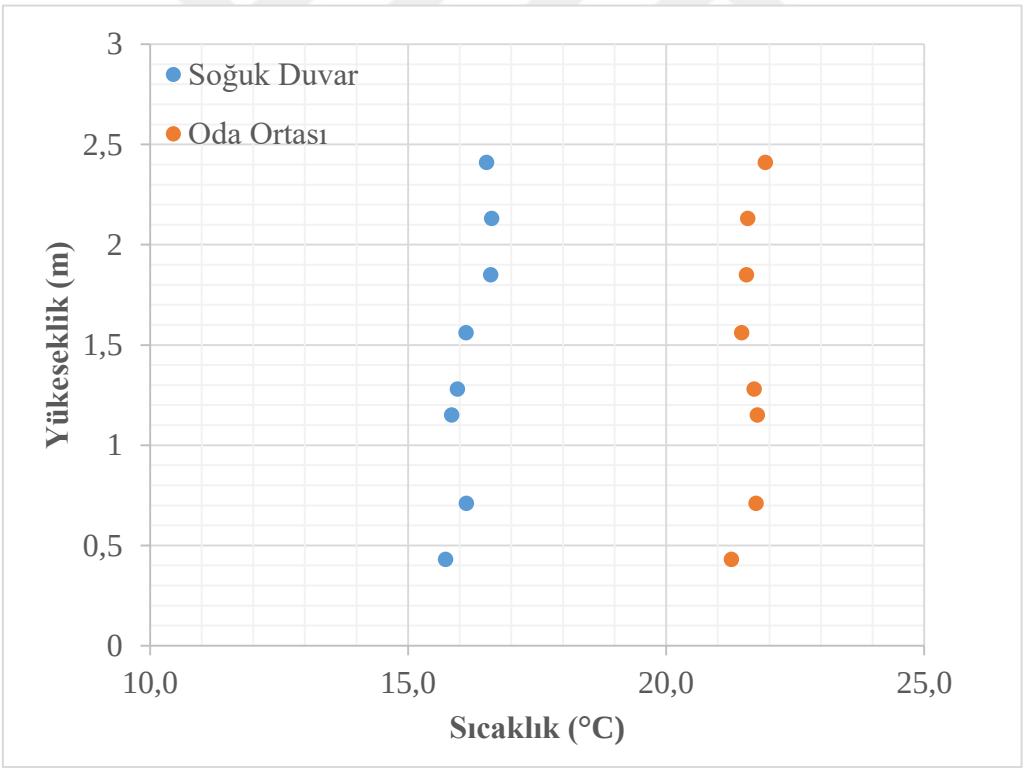
Tablo 4.14 D2W3V1d4 koşulunda gerçekleştirilen deneyden elde edilen bulgular

<table>
<tr><td rowspan="2">
</td><td>Kanala verilen Hava Hızı (m/s)</td><td>Radyant Duvara Verilen Suyun Debisi (m^3/h)</td><td colspan="2">Duvara Giren Su Sıcaklığı (°C)</td><td>Hava verilen Duvar</td></tr>
<tr><td>0,25</td><td>0,086</td><td colspan="2">13,9</td><td>W3</td></tr>
<tr><td></td><td colspan="2">TERMAL KONFOR</td><td colspan="3">SICAKLIK ORTALAMALARI (°C)</td></tr>
<tr><td>Deney Kodu</td><td>PMV</td><td>PPD</td><td>W1/W3 ORT.</td><td>TAVAN/TABAN ORT.</td><td>ODA ORTASI ORT.</td></tr>
<tr><td>D2W3V1d4</td><td>0</td><td>5</td><td>16,1-21,7</td><td>22,1-20,4</td><td>21</td></tr>
<tr><td colspan="6">
</td></tr>
</table>

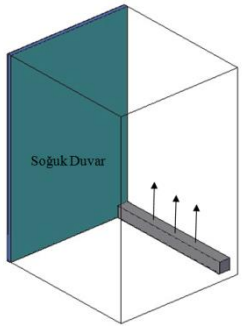
Tablo 4.15 D2WaV1d5 koşulunda gerçekleştirilen deneyden elde edilen bulgular

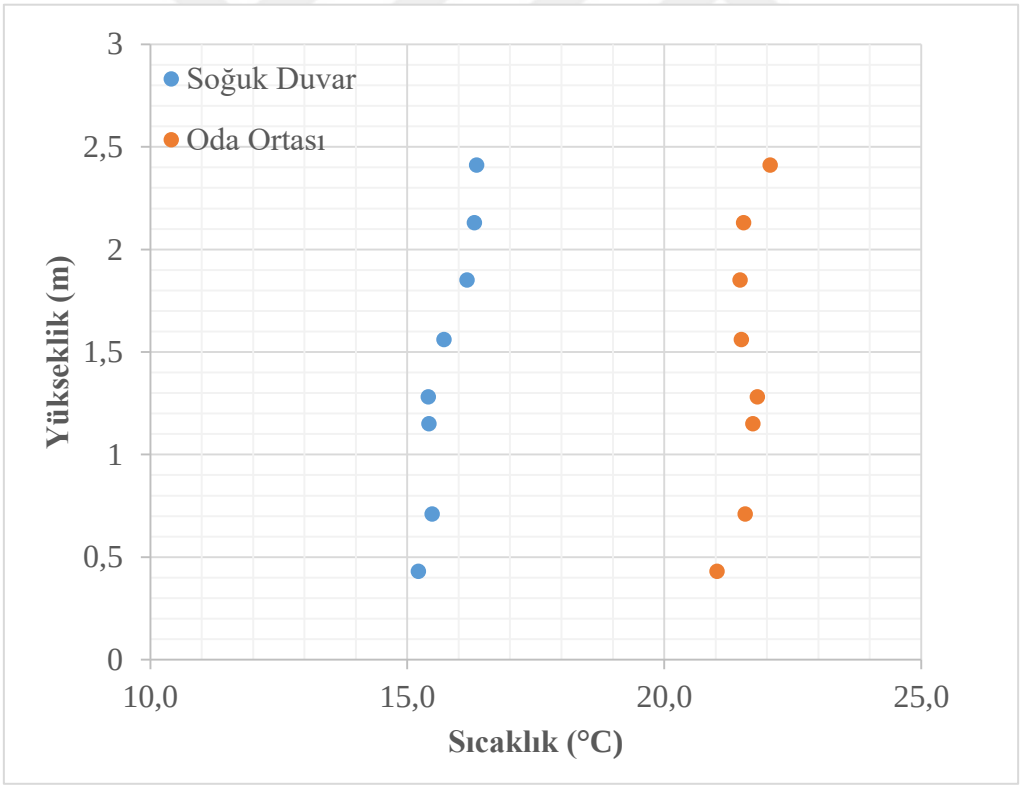
<table>
<tr><td rowspan="2">
</td><td>Kanala verilen Hava Hızı (m/s)</td><td>Radyant Duvara Verilen Suyun Debisi (m^3/h)</td><td colspan="2">Duvara Giren Su Sıcaklığı (°C)</td><td>Hava verilen Duvar</td></tr>
<tr><td>0,25</td><td>0,086</td><td colspan="2">13,9</td><td>W1-W2-W3</td></tr>
<tr><td></td><td colspan="2">TERMAL KONFOR</td><td colspan="3">SICAKLIK ORTALAMALARI (°C)</td></tr>
<tr><td>Deney Kodu</td><td>PMV</td><td>PPD</td><td>W1/W3 ORT.</td><td>TAVAN/TABAN ORT.</td><td>ODA ORTASI ORT.</td></tr>
<tr><td>D2WaV1d5</td><td>0,1</td><td>5</td><td>15,7-20,7</td><td>21,2-19,7</td><td>20,2</td></tr>
<tr><td colspan="6">
</td></tr>
</table>

Tablo 4.16 D2W1V2d6 koşulunda gerçekleştirilen deneyden elde edilen bulgular

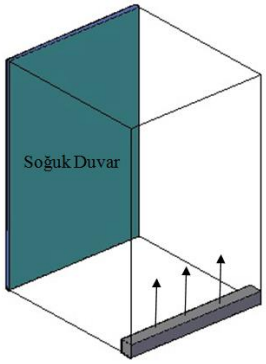
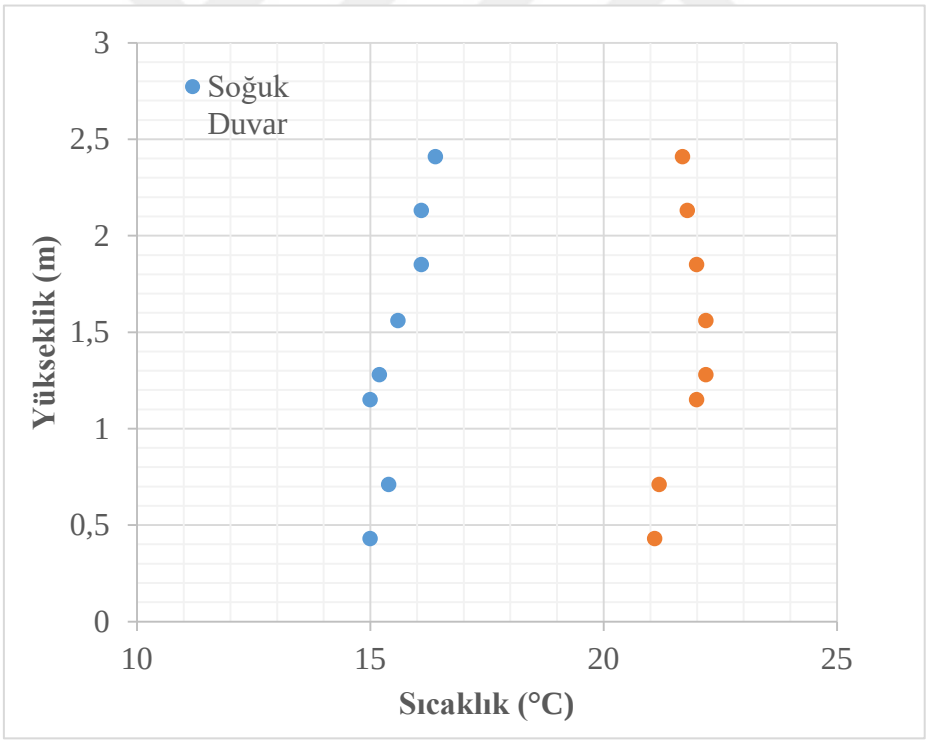
<table>
<tr><td rowspan="3">
</td><td>Kanala verilen Hava Hızı (m/s)</td><td>Radyant Duvara Verilen Suyun Debisi (m^3/h)</td><td colspan="2">Duvara Giren Su Sıcaklığı (°C)</td><td>Hava verilen Duvar</td></tr>
<tr><td>0,5</td><td>0,086</td><td colspan="2">13,9</td><td>W1</td></tr>
<tr><td colspan="2">TERMAL KONFOR</td><td colspan="3">SICAKLIK ORTALAMALARI (°C)</td></tr>
<tr><td>Deney Kodu</td><td>PMV</td><td>PPD</td><td>W1/W3 ORT.</td><td>TAVAN/TABAN ORT.</td><td>ODA ORTASI ORT.</td></tr>
<tr><td>D2W1V2d6</td><td>0,1</td><td>5,2</td><td>16,3-21,9</td><td>22,1-21,3</td><td>21,6</td></tr>
<tr><td colspan="6">
</td></tr>
</table>

Tablo 4.17 D2W2V2d7 koşulunda gerçekleştirilen deneyden elde edilen bulgular

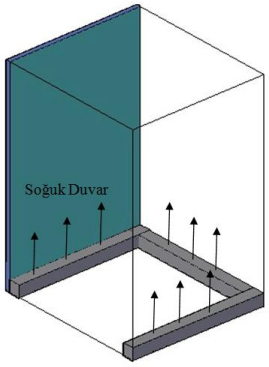
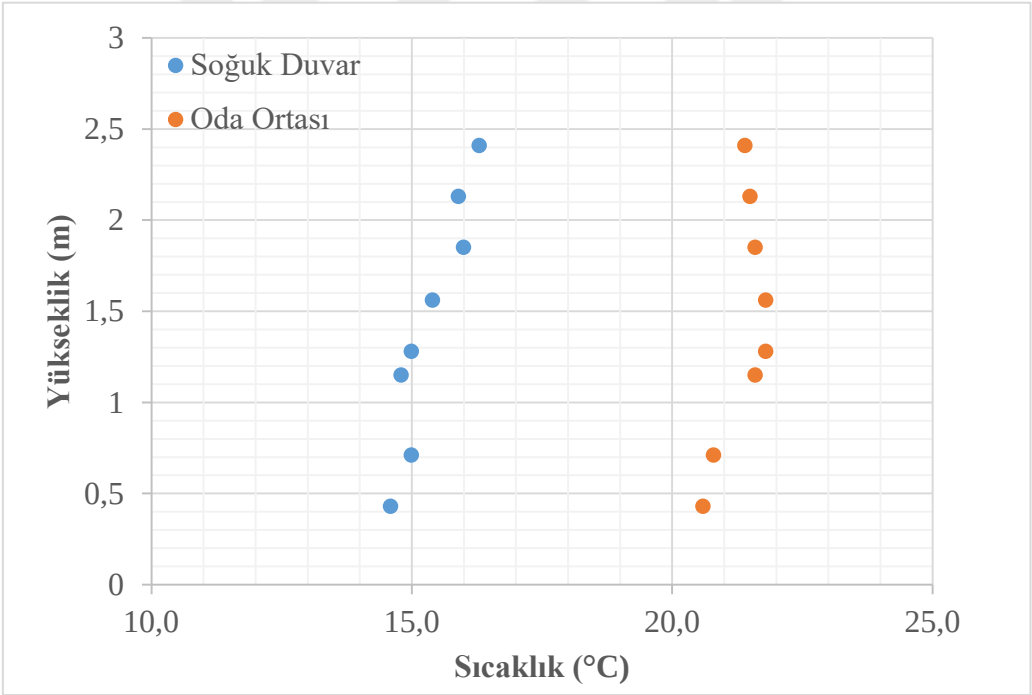
	**Kanala verilen Hava Hızı (m/s)**	**Radyant Duvara Verilen Suyun Debisi (m^3/h)**	**Duvara Giren Su Sıcaklığı (°C)**		**Hava verilen Duvar**
	0,5	0,086	13,9		W2
	TERMAL KONFOR		**SICAKLIK ORTALAMALARI (°C)**		
Deney Kodu	**PMV**	**PPD**	**W1/W3 ORT.**	**TAVAN/ TABAN ORT.**	**ODA ORTASI ORT.**
D2W2V2d7	0,1	5,2	15,8-21,8	21,9-21,2	21,5

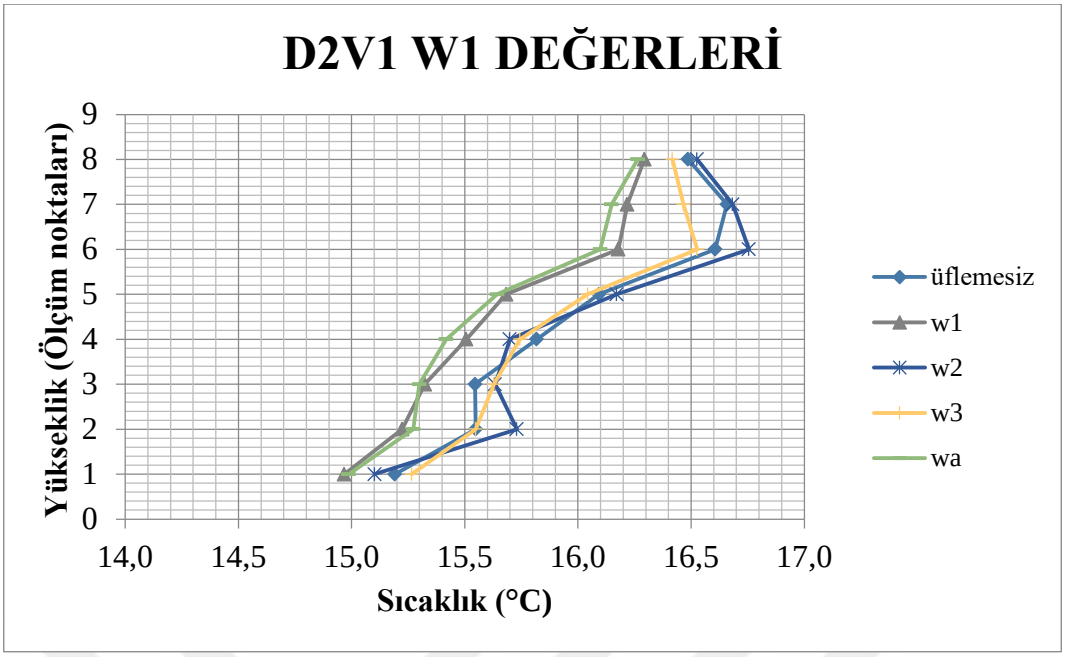


Tablo 4.18 D2W3V2d8 koşulunda gerçekleştirilen deneyden elde edilen bulgular

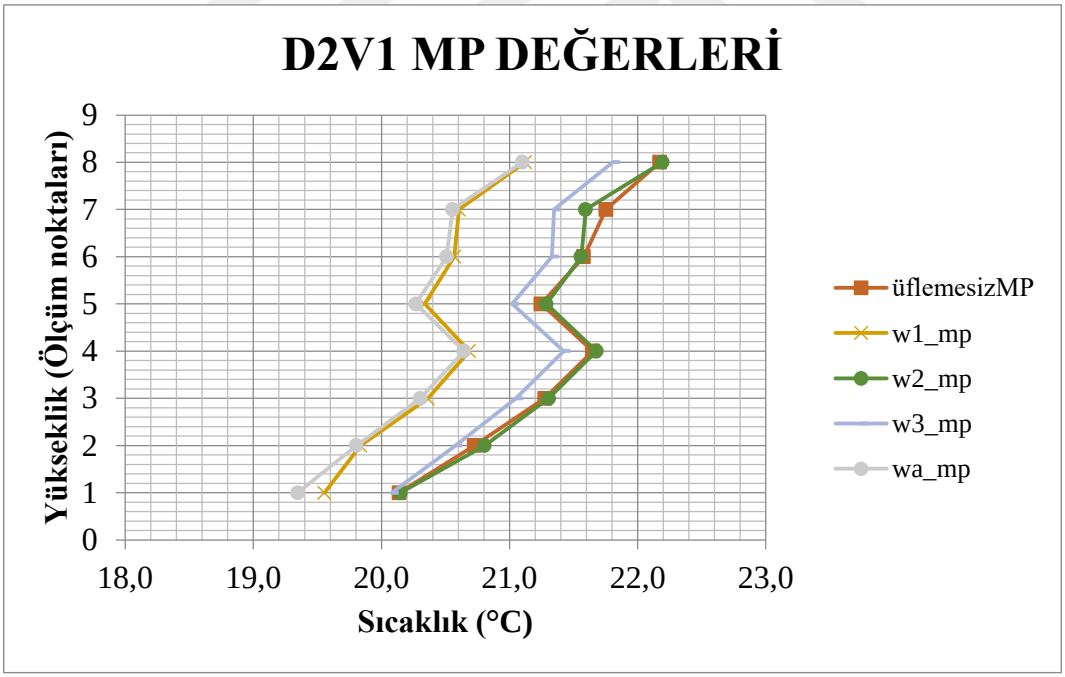
<table>
<tr><td rowspan="2">
</td><td>Kanala verilen Hava Hızı (m/s)</td><td>Radyant Duvara Verilen Suyun Debisi (m^3/h)</td><td colspan="2">Duvara Giren Su Sıcaklığı (°C)</td><td>Hava verilen Duvar</td></tr>
<tr><td>0,5</td><td>0,086</td><td colspan="2">13,9</td><td>W3</td></tr>
<tr><td></td><td colspan="2">TERMAL KONFOR</td><td colspan="3">SICAKLIK ORTALAMALARI (°C)</td></tr>
<tr><td>Deney Kodu</td><td>PMV</td><td>PPD</td><td>W1/W3 ORT.</td><td>TAVAN/TABAN ORT.</td><td>ODA ORTASI ORT.</td></tr>
<tr><td>D2W3V2d8</td><td>0,2</td><td>5,6</td><td>15,6-21,8</td><td>21,7-21,1</td><td>21,7</td></tr>
<tr><td colspan="6">
</td></tr>
</table>

Tablo 4.19 D2WaV2d9 koşulunda gerçekleştirilen deneyden elde edilen bulgular

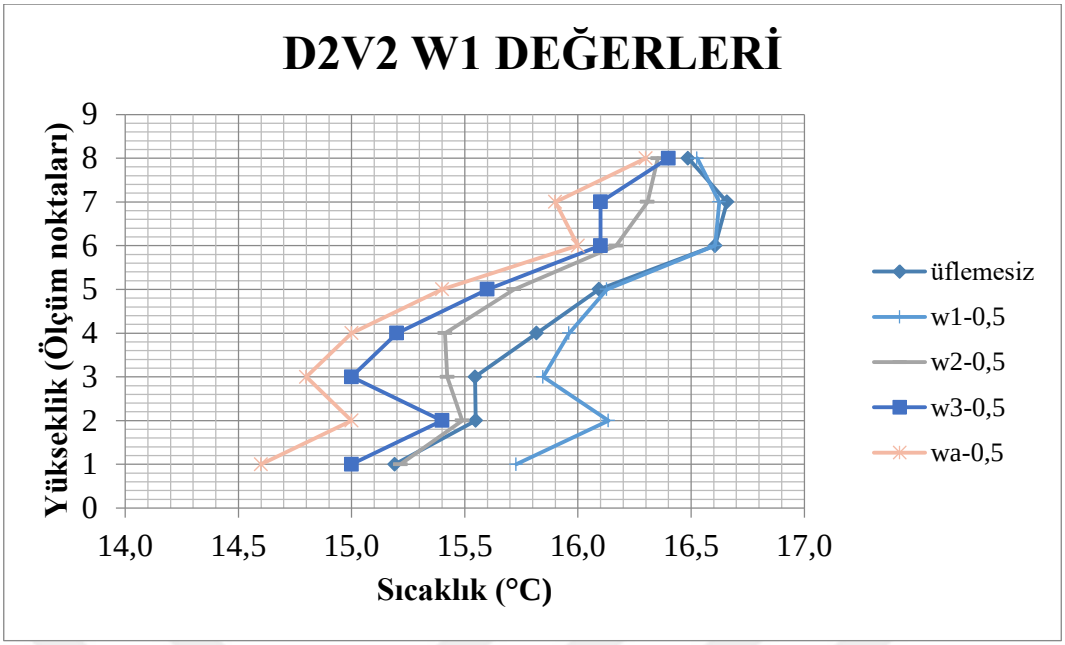
<table>
<tr><td rowspan="2">
</td><td>Kanala verilen Hava Hızı (m/s)</td><td>Radyant Duvara Verilen Suyun Debisi (m^3/h)</td><td>Duvara Giren Su Sıcaklığı (°C)</td><td>Hava verilen Duvar</td></tr>
<tr><td>0,5</td><td>0,086</td><td>13,9</td><td>W1-W2-W3</td></tr>
<tr><td></td><td colspan="2">TERMAL KONFOR</td><td colspan="3">SICAKLIK ORTALAMALARI (°C)</td></tr>
<tr><td>Deney Kodu</td><td>PMV</td><td>PPD</td><td>W1/W3 ORT.</td><td>TAVAN/ TABAN ORT.</td><td>ODA ORTASI ORT.</td></tr>
<tr><td>D2WaV2d9</td><td>0,2</td><td>5,8</td><td>15,4-21,7</td><td>21,4-20,6</td><td>21,3</td></tr>
<tr><td colspan="6">
</td></tr>
</table>



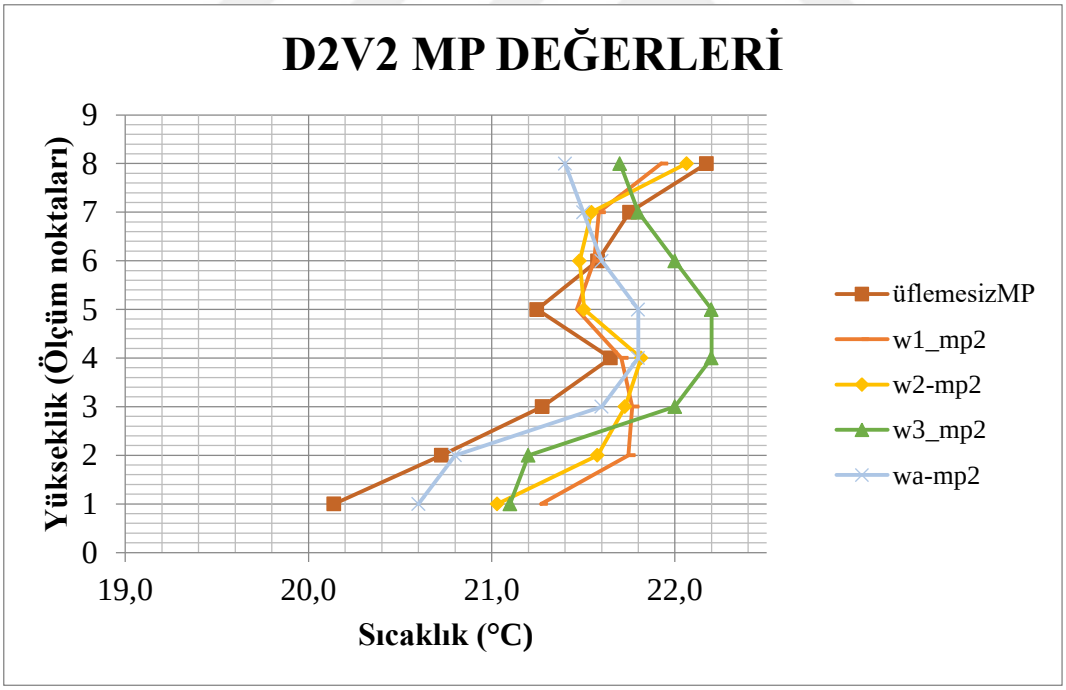
Şekil 4.12 Durum 2 için 0 ve 0,25 m/s hava hızlarında soğuk duvar yüzey sıcaklıkları



Şekil 4.13 Durum 2 için 0 ve 0,25 m/s hava hızlarında oda ortasındaki yüksekliğe bağlı sıcaklıklar



Şekil 4.14 Durum 2 için 0 ve 0,5 m/s hava hızlarında soğuk duvar yüzey sıcaklıkları



Şekil 4.15 Durum 2 için 0 ve 0,5 m/s hava hızlarında oda ortasındaki yüksekliğe bağlı sıcaklıklar

13,9 °C radyant duvar giriş sıcaklığında elde edilen düşey sıcaklık profilleri, soğutulan duvar bölgesinde (W1) tüm senaryolarda sıcaklığın yükseklikle artması

nedeniyle tabakalaşmanın tamamen ortadan kalkmadığını göstermektedir. Üfleme hızının 0,25 m/s'den 0,5 m/s'ye çıkarılmasıyla jet momentumunun artması, özellikle oda merkezinde ölçülen profillerin birbirine yaklaşmasına ve daha sınırlı bir bantta toplanmasına yol açmış; bu durum merkez hacimde karışımın güçlendiğini ve düşey gradyenin zayıflama eğilimi gösterdiğini düşündürmüştür. Buna karşılık 0,25 m/s koşulunda difüzör yerleşiminin akış örüntüsünü daha belirgin biçimde yönlendirdiği; hem duvar yakınında hem de merkezde sıcaklık profillerinin özellikle işgal bölgesine karşılık gelen alt kotlarda (0,15–1,56 m) daha fazla ayrışarak konfigürasyon etkisini görünür kıldığı anlaşılmaktadır. Bu bulgular, düşük üfleme hızlarında yerleşim kaynaklı farklılıkların baskınlaşabildiğini, hız arttıkça ise karışımın kuvvetlenmesiyle sıcaklık alanının daha uniform bir karaktere yaklaştığını ortaya koymaktadır

Tablo 4.20 Durum 2 için elde edilen tüm deney sonuçları

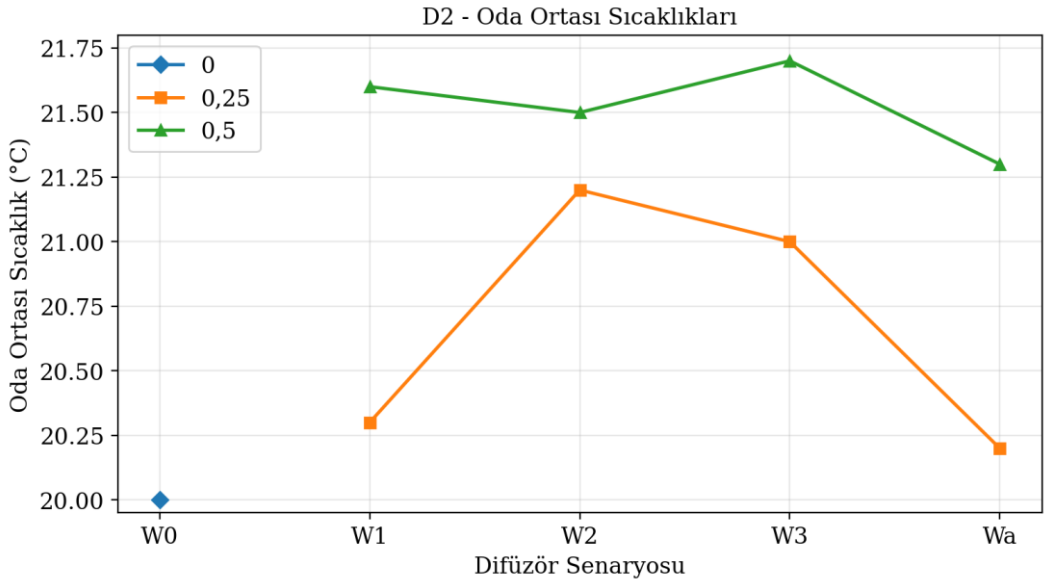
Deney Kodu	**V (m/s)**	**W1 (°C)**	**W3 (°C)**	**ΔT (W3-W1) (°C) <10**	**TAVAN (°C)**	**TABAN (°C) 19°C < Tf < 29°C**	**ΔT (Tav.-Tab.) (°C) <5**	**Baş Seviyesi S ıcaklık (°C)**	**Ayak Bileği Seviyesi Sıcaklık (°C)**	**ΔT (Baş-Bilek) (°C) < 3**	**-0.5 < PMV < 0.5**	**PPD (%) <%10**	**Oda Ortası Sıcaklık (°C)**
D2W0V0d1	0	16,1	21,8	5,7	22,2	20,5	1,7	21,3	20,1	1,2	0,1	5,2	20
D2W1V1d2	0,25	15,8	20,7	4,9	21,2	19,6	1,6	20,4	19,3	1,1	-0,1	5,2	20,3
D2W2V1d3	0,25	16,2	21,9	5,7	22,3	20,9	1,4	21,3	20,5	0,8	0,1	5,2	21,2
D2W3V1d4	0,25	16,1	21,7	5,6	22,1	20,4	1,7	21,1	20	1,1	0	5	21
D2WaV1d5	0,25	15,7	20,7	5	21,2	19,7	1,5	20,3	19,3	1	0,1	5,2	20,2
D2W1V2d6	0,5	16,3	21,9	5,6	22,1	21,3	0,8	21,8	21,3	0,5	0,1	5,2	21,6
D2W2V2d7	0,5	15,8	21,8	6	21,9	21,2	0,7	21,7	21	0,7	0,1	5,2	21,5
D2W3V2d8	0,5	15,6	21,8	6,2	21,7	21,1	0,6	22,2	21,3	0,9	0,2	5,6	21,7
D2WaV2d9	0,5	15,4	21,7	6,3	21,4	20,6	0,8	21,8	20,8	1	0,2	5,8	21,3

Tablo 4.20 Durum 2 için elde edilen tüm deney sonuçları (devamı)

Hava Giriş Sıcaklığı $T_{giriş}$ (°C)	**Hava Çıkış Sıcaklığı $T_{çıkış}$ (°C)**	**Hava Kanalı Alanı (mxm)**	**Hava Kanalı Giriş Hızı (m/s)**	**Hava Kanalı Giriş Debisi (m^3/s)**	**Oda Ortası Ort. Hava Hızı (m/s)**
19,2	22,4	0,15x0,15	0	0	0,04
18,1	21,5	0,15x0,15	0,25	20,25	0,04
19,1	22,5	0,15x0,15	0,25	20,25	0,04
18,6	22,2	0,15x0,15	0,25	20,25	0,04
18,2	21,3	0,15x0,15	0,25	20,25	0,04
19,8	22,1	0,15x0,15	0,5	40,5	0,04
20	22,3	0,15x0,15	0,5	40,5	0,05
19,8	21,7	0,15x0,15	0,5	40,5	0,05
19,5	21,4	0,15x0,15	0,5	40,5	0,04

13,9 °C radyant duvar giriş sıcaklığında, W1 (soğuk duvar tarafı) ile karşı duvar (W3) arasındaki yatay sıcaklık farkı tüm senaryolarda yüksek olup ΔT(W3–W1) sıcaklıkları 4,9–6,3 °C aralığında gerçekleşmiştir. Üfleme hızının 0,25 m/s'den 0,5 m/s'ye çıkarılmasıyla düşey tabakalaşma belirgin biçimde zayıflamış ve tavan–taban sıcaklık farkı 1,4–1,7 °C bandından 0,6–0,8 °C bandına düşmüştür; bu bulgu, iç ortamda sıcaklık alanı uniformitesinin ve işgal bölgesindeki şartların değerlendirilmesinde ASHRAE 55 [14] ve EN ISO 7730 [22]'da tanımlanan konfor şartlarına uygun olduğunu işaret etmektedir. Oda merkezi sıcaklıkları 0,25 m/s'de difüzör konfigürasyonuna daha duyarlı iken (20,2–21,2 °C), 0,5 m/s'de 21,3–21,7 °C bandına yakınsamış ve merkez hacimde karışımın güçlendiğini göstermiştir; ASHRAE 55 [14], kabul edilebilir ısıl çevrenin değerlendirilmesinde yalnız ortalama sıcaklık değerlerinin değil, mahal içi hız ve sıcaklık dağılımlarının da işgal bölgesi ölçeğinde birlikte ele alınmasını vurgulamaktadır. Konfor göstergeleri PMV için −0,1 ile 0,2 aralığında ve PPD için %5–%5,8 aralığında

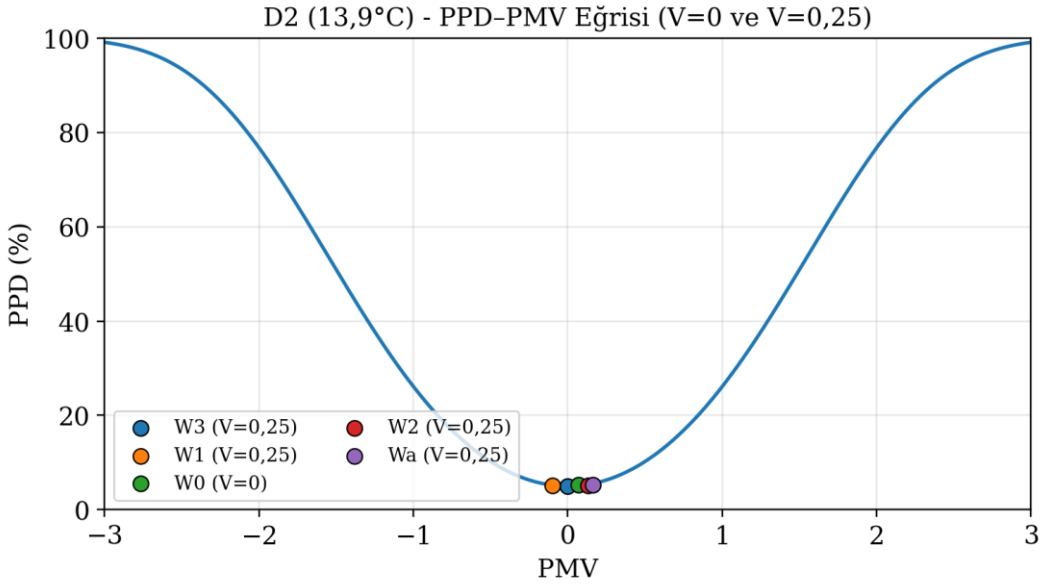
kalarak kabul edilebilir seviyelerde seyretmiş; burada kullanılan PMV–PPD temelli sınıflandırmanın dayanağını EN ISO 7730 [22]'un Fanger [16] yaklaşımına göre tanımladığı metodoloji oluştururken, ASHRAE 55 [14] da benzer şekilde PMV/PPD çerçevesini konfor değerlendirmesinde temel referanslardan biri olarak kabul etmektedir.



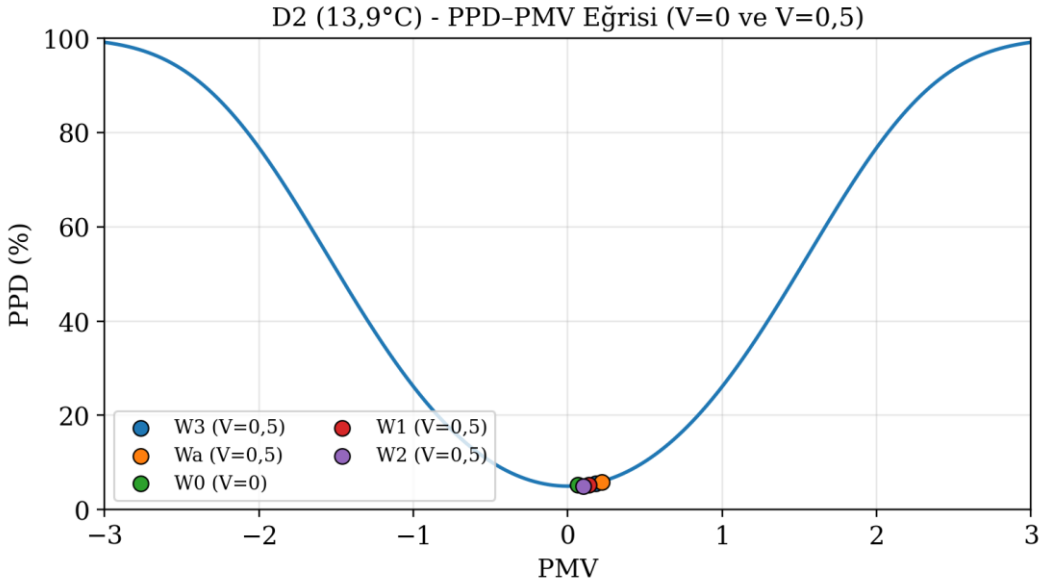
Şekil 4.16 Durum 2 için 0-0,25ve0,5 m/s hava hızlarında difüzör değişimine bağlı sıcaklıklar

Şekil 4.16'da, D2 koşullarında oda merkezi hava sıcaklığının difüzör konfigürasyonu ve üfleme hızına bağlı olarak nasıl değiştiği sunulmaktadır. Üflemenin uygulanmadığı durumda oda merkezi sıcaklığının yaklaşık 20 °C seviyesinde kaldığı görülürken, V = 0,25 m/s'ye geçildiğinde konfigürasyon etkisi belirginleşmiş ve özellikle W2 yerleşiminde merkez bölgede daha yüksek sıcaklık değerleri elde edilmiştir. Üfleme hızı V = 0,5 m/s'ye yükseltildiğinde ise oda merkezi sıcaklık düzeyi genel olarak artmış; buna paralel olarak konfigürasyonlar arasındaki farklar daralarak sıcaklık değerleri daha sınırlı bir aralıkta yakınsamıştır. Bu eğilim, düşük hızlarda difüzör yerleşiminin iç akış yapısını ve merkez hacimdeki taşınım/karışım seviyesini daha güçlü biçimde belirlediğini; hızın artmasıyla birlikte jet momentumunun ve türbülans kaynaklı karışımın güçlenmesi sonucunda sıcaklık alanının daha uniform hale gelerek konfigürasyon etkisinin ikincil düzeye indiğini göstermektedir. Bu değerlendirme, işgal bölgesinde termal çevrenin yorumlanmasında hız ve sıcaklık dağılımlarının

birlikte ele alınması gerektiğini vurgulayan ASHRAE 55 [14] yaklaşımıyla uyumludur; ayrıca bulguların konfor perspektifinde PMV/PPD göstergeleriyle ilişkilendirilmesinde EN ISO 7730 [22]'da tanımlanan çerçeve esas alınmıştır.



Şekil 4.17 Durum 2 için 0 ve 0,25 m/s hava hızlarında oda içindeki termal konfor grafiği



Şekil4.18 Durum 2 için 0 ve 0,5 m/s hava hızlarında oda içindeki termal konfor grafiği

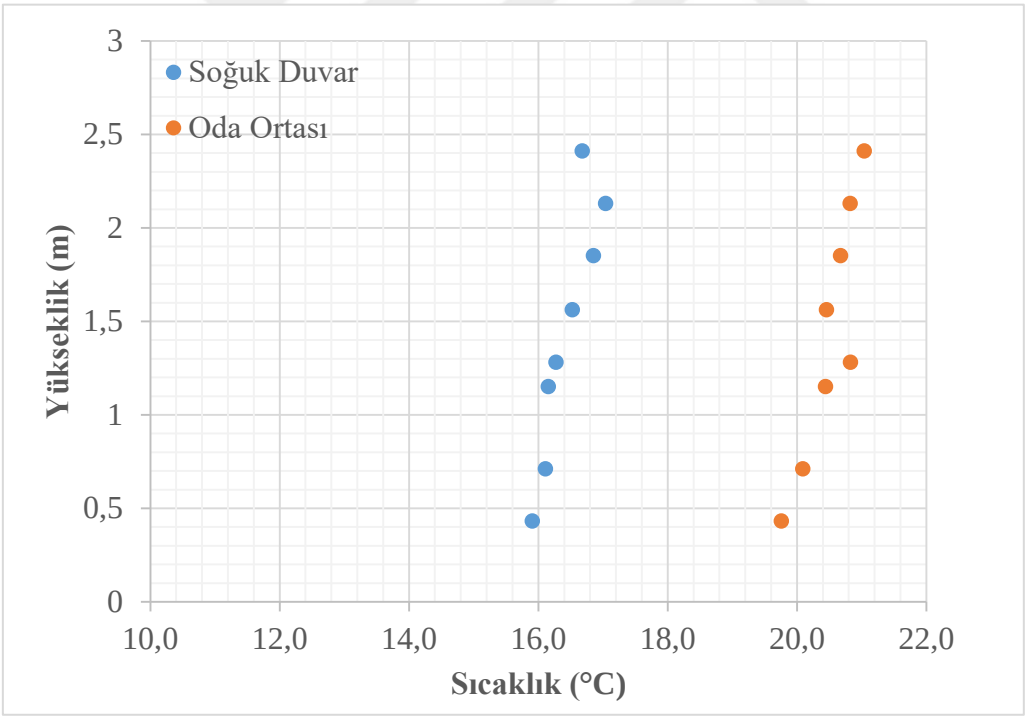
D2 koşullarında (13,9 °C radyant duvar giriş sıcaklığı) PMV–PPD ilişkisi üzerinde işaretlenen deney noktaları, tüm senaryolarda PMV'nin −0,1 ile +0,2 aralığında kaldığını ve PPD'nin %5,0–%5,8 bandında değiştiğini ortaya koymaktadır. Bu sonuç, PMV/PPD yaklaşımını temel alan EN ISO 7730 [22] çerçevesinde değerlendirildiğinde, işgal bölgesinde konforun genel olarak kabul edilebilir sınırlar içinde seyrettiğine işaret etmektedir. V = 0 ve V = 0,25 m/s karşılaştırmasında, deney noktalarının büyük ölçüde eğrinin minimumuna yakın bölgede kümelendiği; en düşük memnuniyetsizlik düzeyinin ise W3_0,25 senaryosunda PPD'nin %5,0 değerine gerilemesiyle elde edildiği görülmektedir. V = 0,25 m/s hızında bazı senaryolarda PMV'nin sınırlı biçimde negatif tarafa kayması, algılanan ısıl hissin çok hafif serinliğe yaklaşabileceğini düşündürmekle birlikte, bu değişim PPD üzerinde anlamlı bir artış yaratmamış ve memnuniyetsizlik düzeyi düşük bantta kalmaya devam etmiştir.

V = 0 ve V = 0,5 m/s grafiğinde ise, üfleme hızının 0,5 m/s'ye çıkarılmasıyla deney noktalarının PMV açısından 0,1–0,2 aralığına doğru sistematik biçimde kaydığı, buna eşlik eden PPD değerlerinin de %5,2 seviyesinden %5,6–%5,8 bandına sınırlı ölçüde yükseldiği izlenmektedir. Bu eğilim, artan üfleme hızının oda içindeki karışımı güçlendirmesiyle birlikte termal hissin çok hafif "ılık" tarafa yöneldiğini, ancak buna rağmen konfor koşullarının hâlen kabul edilebilir düzeyde ve düşük memnuniyetsizlik seviyesinde korunduğunu göstermektedir. Bu tür konfor değerlendirmelerinin yorumlanmasında ASHRAE 55 [14]'de PMV/PPD temelli yaklaşımı referans alarak, kabul edilebilir ısıl çevrenin yalnızca ortalama değerlerle değil, işgal bölgesindeki dağılımlarla birlikte ele alınmasını önermektedir.

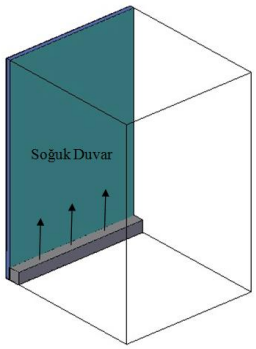
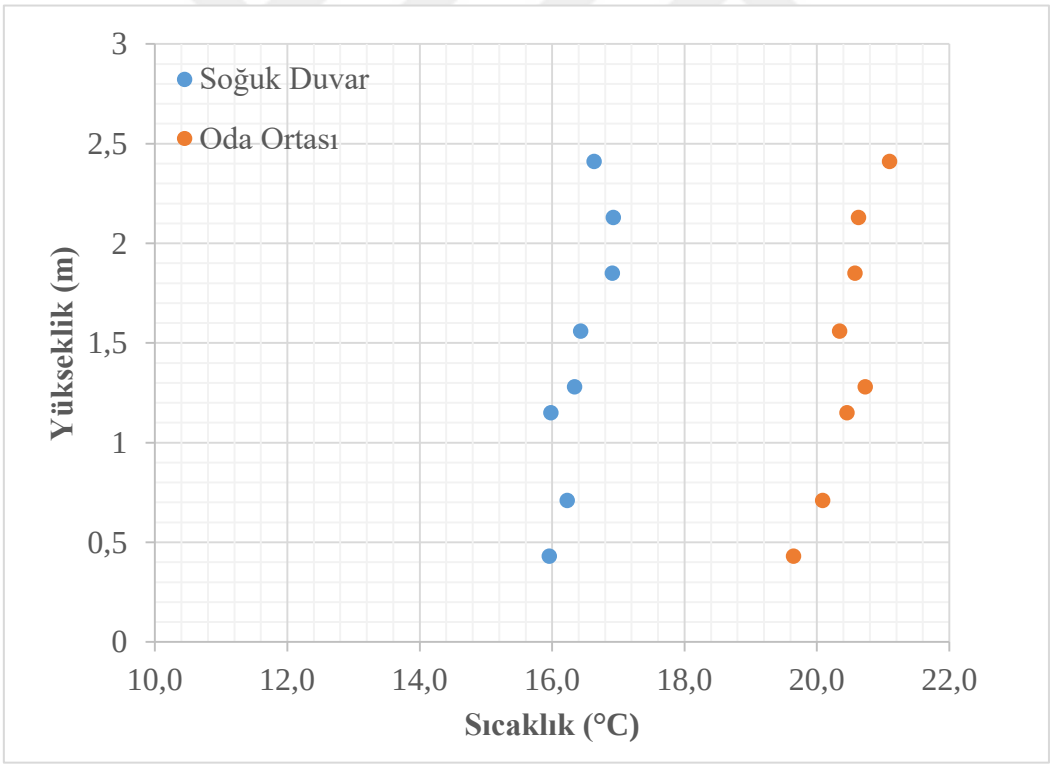
4.4 Durum 3'e Ait Deney Bulguları

Tablo 4.21 D3W0V0d1 koşulunda gerçekleştirilen deneyden elde edilen bulgular

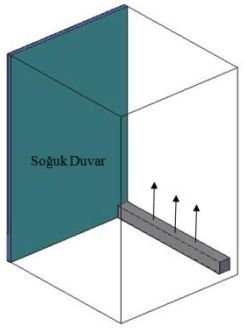
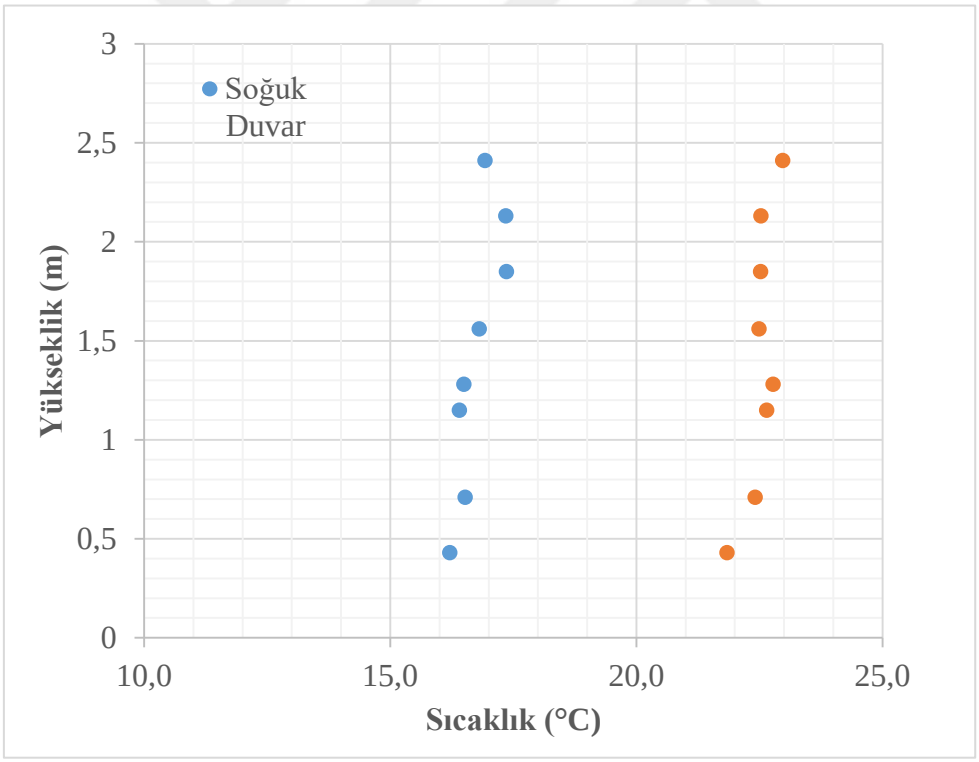
	Kanala verilen Hava Hızı (m/s)	Radyant Duvara Verilen Suyun Debisi (m^3/h)	Duvara Giren Su Sıcaklığı (°C)		Hava verilen Duvar
	0	0,086	14,9		-
	TERMAL KONFOR		SICAKLIK ORTALAMALARI (°C)		
Deney Kodu	**PMV**	**PPD**	**W1/W3 ORT.**	**TAVAN/TABAN ORT.**	**ODA ORTASI ORT.**
D3W0V0d1	-0,1	5,2	16,5-20,8	21,2-20,1	20,5



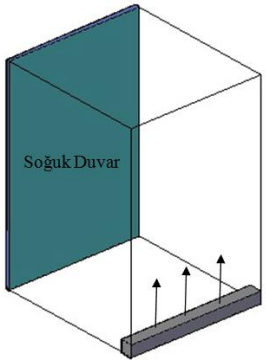
Tablo 4.22 D3W1V1d2 koşulunda gerçekleştirilen deneyden elde edilen bulgular

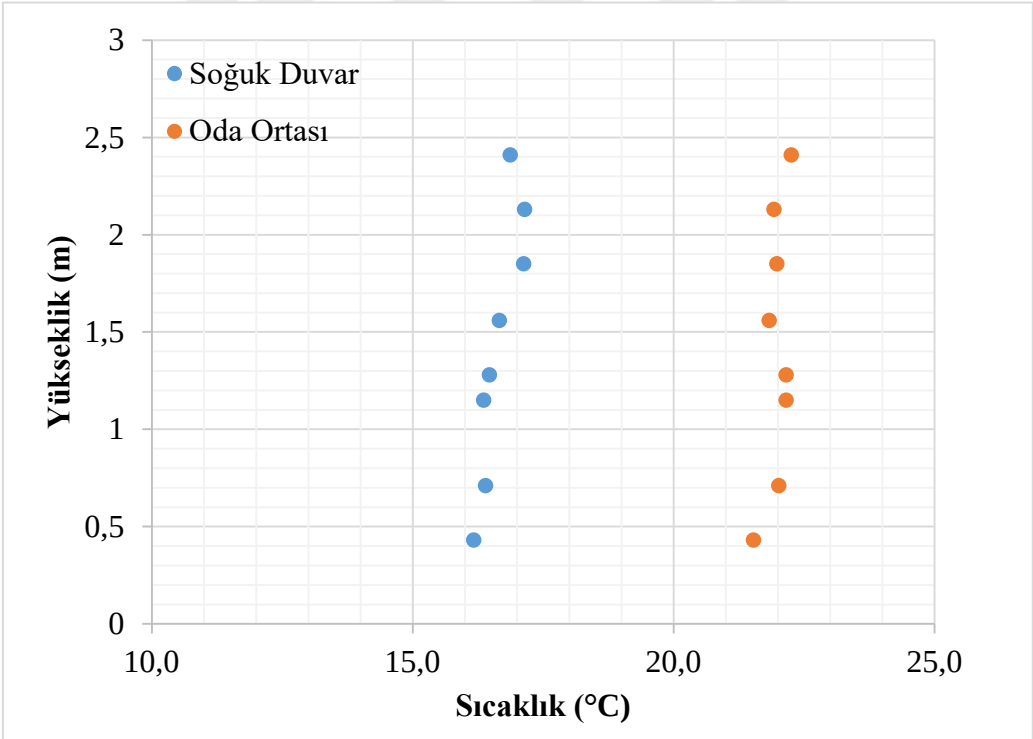
<table>
<tr><td rowspan="3">
</td><td>Kanala verilen Hava Hızı (m/s)</td><td>Radyant Duvara Verilen Suyun Debisi (m^3/h)</td><td colspan="2">Duvara Giren Su Sıcaklığı (°C)</td><td>Hava verilen Duvar</td></tr>
<tr><td>0,25</td><td>0,086</td><td colspan="2">14,9</td><td>W1</td></tr>
<tr><td colspan="2">TERMAL KONFOR</td><td colspan="3">SICAKLIK ORTALAMALARI (°C)</td></tr>
<tr><td>Deney Kodu</td><td>PMV</td><td>PPD</td><td>W1/W3 ORT.</td><td>TAVAN/TABAN ORT.</td><td>ODA ORTASI ORT.</td></tr>
<tr><td>D3W1V1d2</td><td>-0,1</td><td>5,2</td><td>16,5-20,7</td><td>21,2-20,1</td><td>20,5</td></tr>
<tr><td colspan="6">
</td></tr>
</table>

Tablo 4.23 D3W2V1d3 koşulunda gerçekleştirilen deneyden elde edilen bulgular

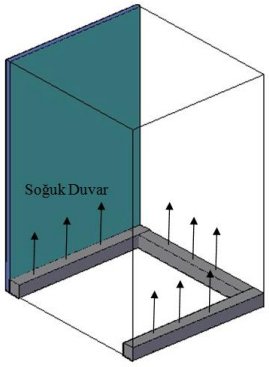
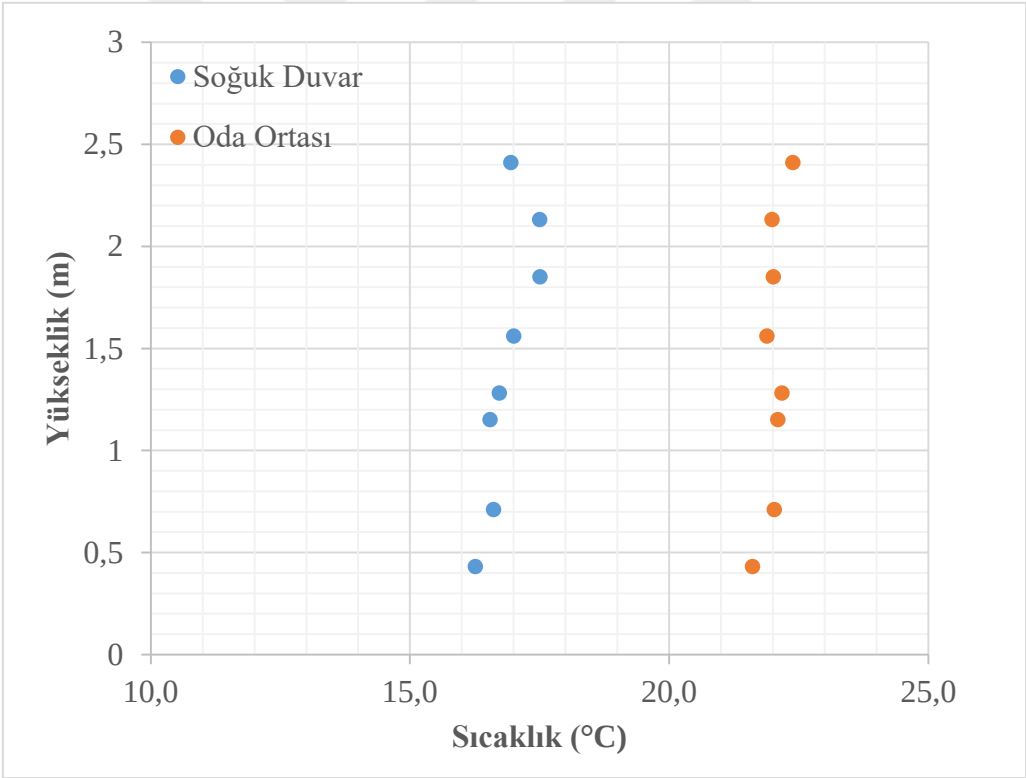
<table>
<tr><td rowspan="3">
</td><td>Kanala verilen Hava Hızı (m/s)</td><td>Radyant Duvara Verilen Suyun Debisi (m^3/h)</td><td colspan="2">Duvara Giren Su Sıcaklığı (°C)</td><td>Hava verilen Duvar</td></tr>
<tr><td>0,25</td><td>0,086</td><td colspan="2">14,9</td><td>W2</td></tr>
<tr><td colspan="2">TERMAL KONFOR</td><td colspan="3">SICAKLIK ORTALAMALARI (°C)</td></tr>
<tr><td>Deney Kodu</td><td>PMV</td><td>PPD</td><td>W1/W3 ORT.</td><td>TAVAN/TABAN ORT.</td><td>ODA ORTASI ORT.</td></tr>
<tr><td>D3W2V1d3</td><td>0,2</td><td>5,8</td><td>16,8-22,3</td><td>22,6-21,6</td><td>22,4</td></tr>
<tr><td colspan="6">
</td></tr>
</table>

Tablo 4.24 D3W3V1d4 koşulunda gerçekleştirilen deneyden elde edilen bulgular

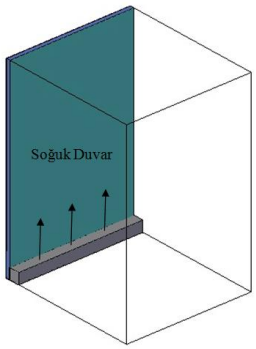
<table>
<tr><td rowspan="2">
</td><td>Kanala verilen Hava Hızı (m/s)</td><td>Radyant Duvara Verilen Suyun Debisi (m^3/h)</td><td colspan="2">Duvara Giren Su Sıcaklığı (°C)</td><td>Hava verilen Duvar</td></tr>
<tr><td>0,25</td><td>0,086</td><td colspan="2">14,9</td><td>W3</td></tr>
<tr><td></td><td colspan="2">TERMAL KONFOR</td><td colspan="3">SICAKLIK ORTALAMALARI (°C)</td></tr>
<tr><td>Deney Kodu</td><td>PMV</td><td>PPD</td><td>W1/W3 ORT.</td><td>TAVAN/TABAN ORT.</td><td>ODA ORTASI ORT.</td></tr>
<tr><td>D3W3V1d4</td><td>0,2</td><td>5,8</td><td>16,1-22,2</td><td>22,7-21,5</td><td>21,9</td></tr>
</table>



Tablo 4.25 D3WaV1d5 koşulunda gerçekleştirilen deneyden elde edilen bulgular

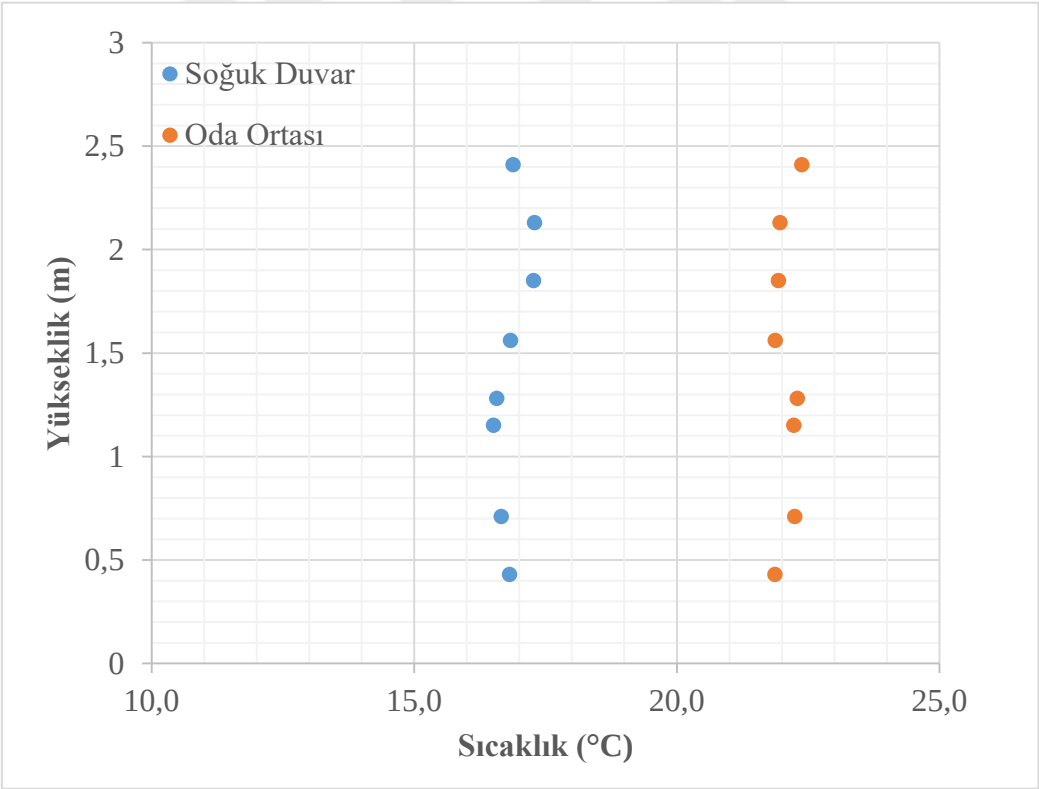
<table>
<tr><td rowspan="2">
</td><td>Kanala verilen Hava Hızı (m/s)</td><td>Radyant Duvara Verilen Suyun Debisi (m^3/h)</td><td colspan="2">Duvara Giren Su Sıcaklığı (°C)</td><td>Hava verilen Duvar</td></tr>
<tr><td>0,25</td><td>0,086</td><td colspan="2">14,9</td><td>W1-W2-W3</td></tr>
<tr><td></td><td colspan="2">TERMAL KONFOR</td><td colspan="3">SICAKLIK ORTALAMALARI (°C)</td></tr>
<tr><td>Deney Kodu</td><td>PMV</td><td>PPD</td><td>W1/W3 ORT.</td><td>TAVAN/TABAN ORT.</td><td>ODA ORTASI ORT.</td></tr>
<tr><td>D3WaV1d5</td><td>0,2</td><td>5,8</td><td>17-22,2</td><td>22,5-21,7</td><td>22</td></tr>
<tr><td colspan="6">
</td></tr>
</table>

Tablo 4.26 D3W1V2d6 koşulunda gerçekleştirilen deneyden elde edilen bulgular

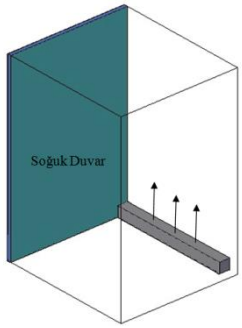


Kanala verilen Hava Hızı (m/s)	Radyant Duvara Verilen Suyun Debisi (m^3/h)	Duvara Giren Su Sıcaklığı (°C)	Hava verilen Duvar
0,5	0,086	14,9	W1

	TERMAL KONFOR		SICAKLIK ORTALAMALARI (°C)		
Deney Kodu	**PMV**	**PPD**	**W1/W3 ORT.**	**TAVAN/TABAN ORT.**	**ODA ORTASI ORT.**
D3W1V2d6	0,1	5,2	16,9-22,3	22,6-21,8	22,1

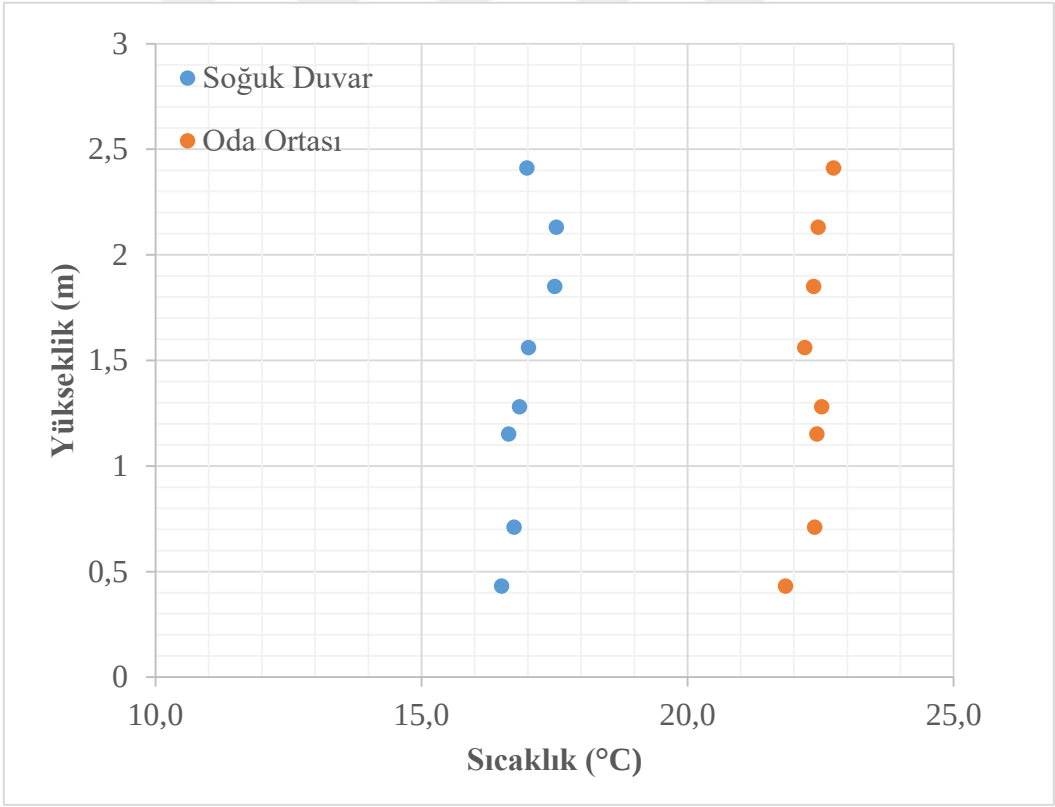


Tablo 4.27 D3W2V2d7 koşulunda gerçekleştirilen deneyden elde edilen bulgular

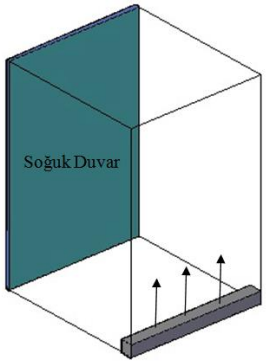
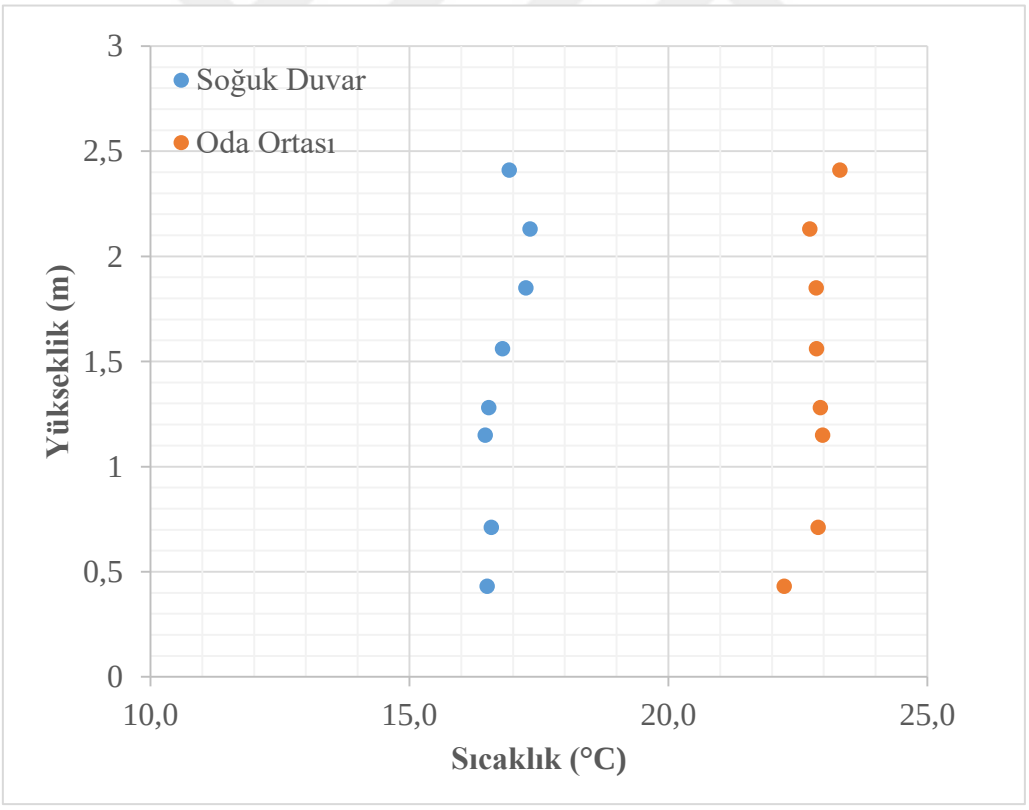


Kanala verilen Hava Hızı (m/s)	Radyant Duvara Verilen Suyun Debisi (m^3/h)	Duvara Giren Su Sıcaklığı (°C)	Hava verilen Duvar
0,5	0,086	14,9	W2

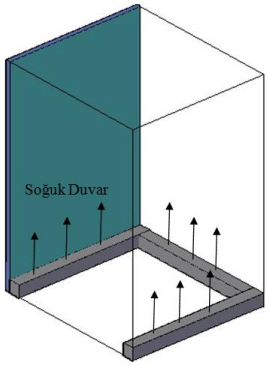
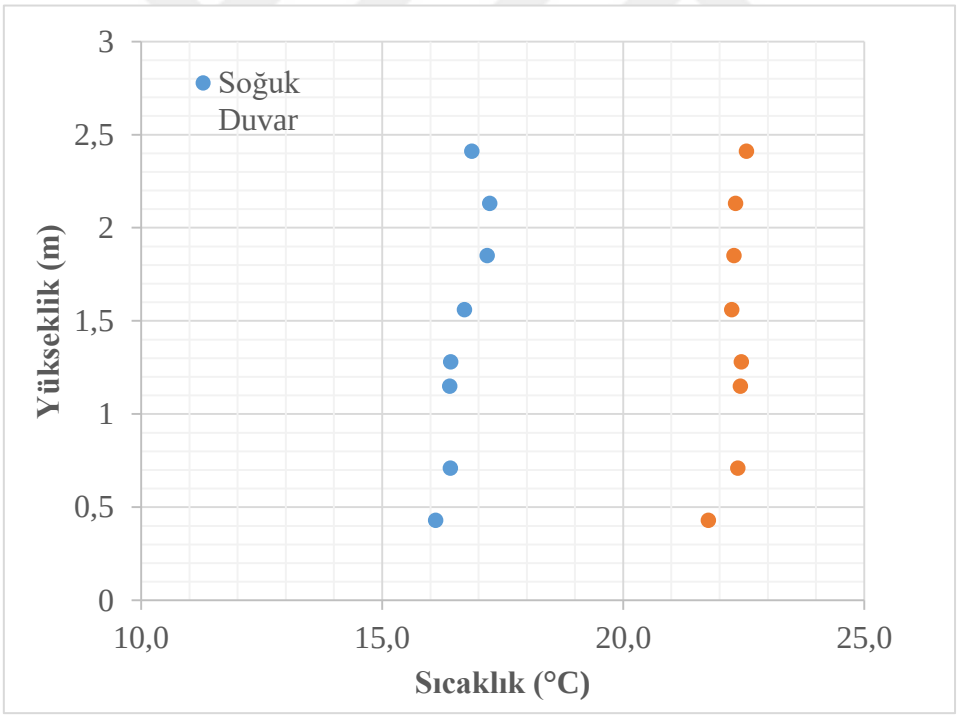
	TERMAL KONFOR		SICAKLIK ORTALAMALARI (°C)		
Deney Kodu	**PMV**	**PPD**	**W1/W3 ORT.**	**TAVAN/TABAN ORT.**	**ODA ORTASI ORT.**
D3W2V2d7	0,3	6,9	17-22,5	22,7-21,9	22,3

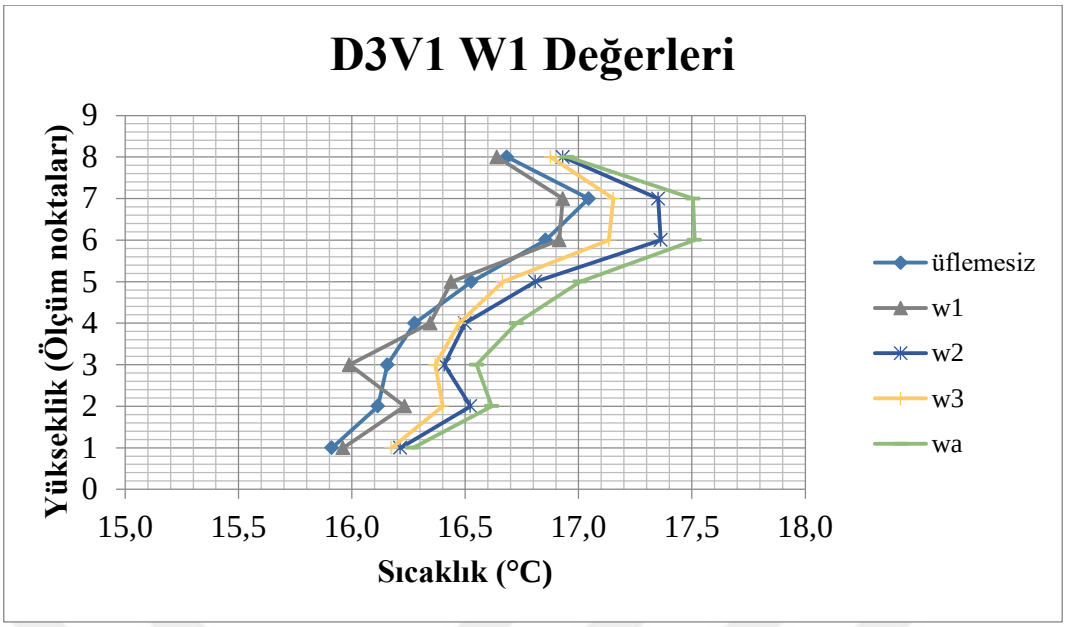


Tablo 4.28 D3W3V2d8 koşulunda gerçekleştirilen deneyden elde edilen bulgular

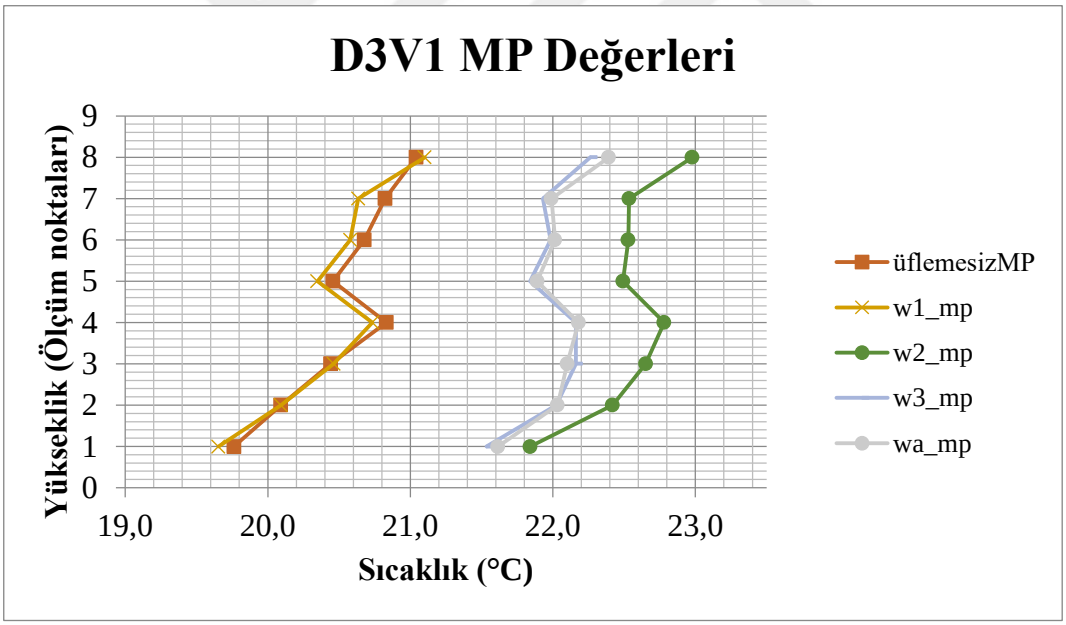
<table>
<tr><td rowspan="2">
</td><td>Kanala verilen Hava Hızı (m/s)</td><td>Radyant Duvara Verilen Suyun Debisi (m^3/h)</td><td colspan="2">Duvara Giren Su Sıcaklığı (°C)</td><td>Hava verilen Duvar</td></tr>
<tr><td>0,5</td><td>0,086</td><td colspan="2">14,9</td><td>W3</td></tr>
<tr><td></td><td colspan="2">TERMAL KONFOR</td><td colspan="3">SICAKLIK ORTALAMALARI (°C)</td></tr>
<tr><td>Deney Kodu</td><td>PMV</td><td>PPD</td><td>W1/W3 ORT.</td><td>TAVAN/TABAN ORT.</td><td>ODA ORTASI ORT.</td></tr>
<tr><td>D3W3V2d8</td><td>0,2</td><td>5,8</td><td>16,8-22,5</td><td>22,9-21,8</td><td>22,8</td></tr>
<tr><td colspan="6">
</td></tr>
</table>

Tablo 4.29 D3WaV2d9 koşulunda gerçekleştirilen deneyden elde edilen bulgular

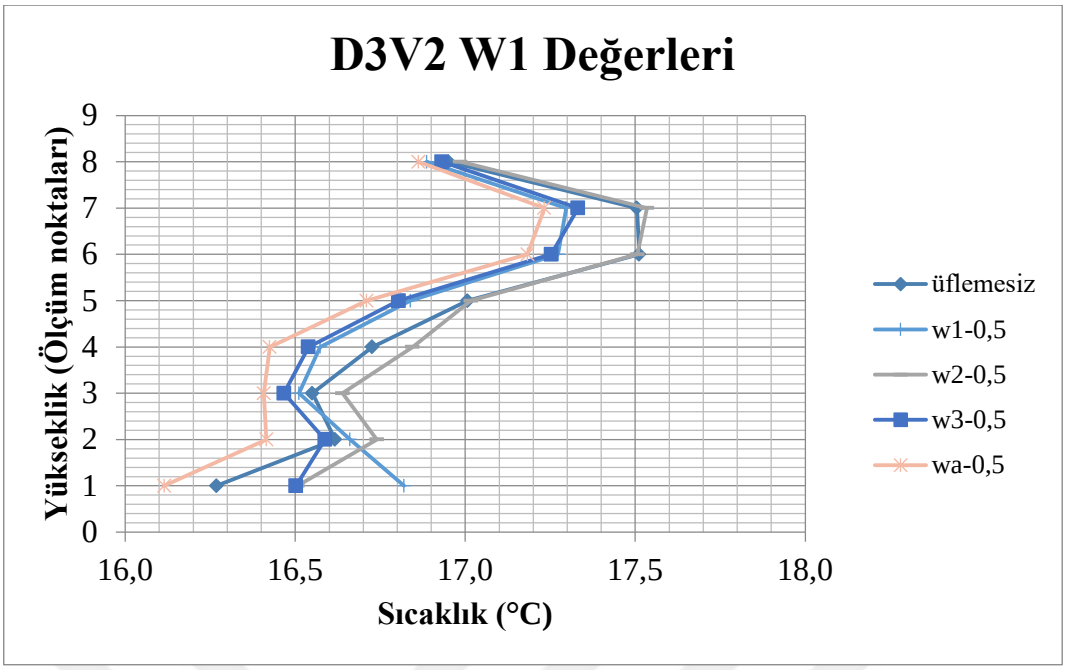
<table>
<tr><td rowspan="2">
</td><td>Kanala verilen Hava Hızı (m/s)</td><td>Radyant Duvara Verilen Suyun Debisi (m³/h)</td><td colspan="2">Duvara Giren Su Sıcaklığı (°C)</td><td>Hava verilen Duvar</td></tr>
<tr><td>0,5</td><td>0,086</td><td colspan="2">14,9</td><td>W1-2-3</td></tr>
<tr><td></td><td colspan="2">TERMAL KONFOR</td><td colspan="3">SICAKLIK ORTALAMALARI (°C)</td></tr>
<tr><td>Deney Kodu</td><td>PMV</td><td>PPD</td><td>W1/W3 ORT.</td><td>TAVAN/TABAN ORT.</td><td>ODA ORTASI ORT.</td></tr>
<tr><td>D3WaV2d9</td><td>0,2</td><td>5,8</td><td>16,7-22,3</td><td>22,7-21,7</td><td>22,2</td></tr>
<tr><td colspan="6">
</td></tr>
</table>



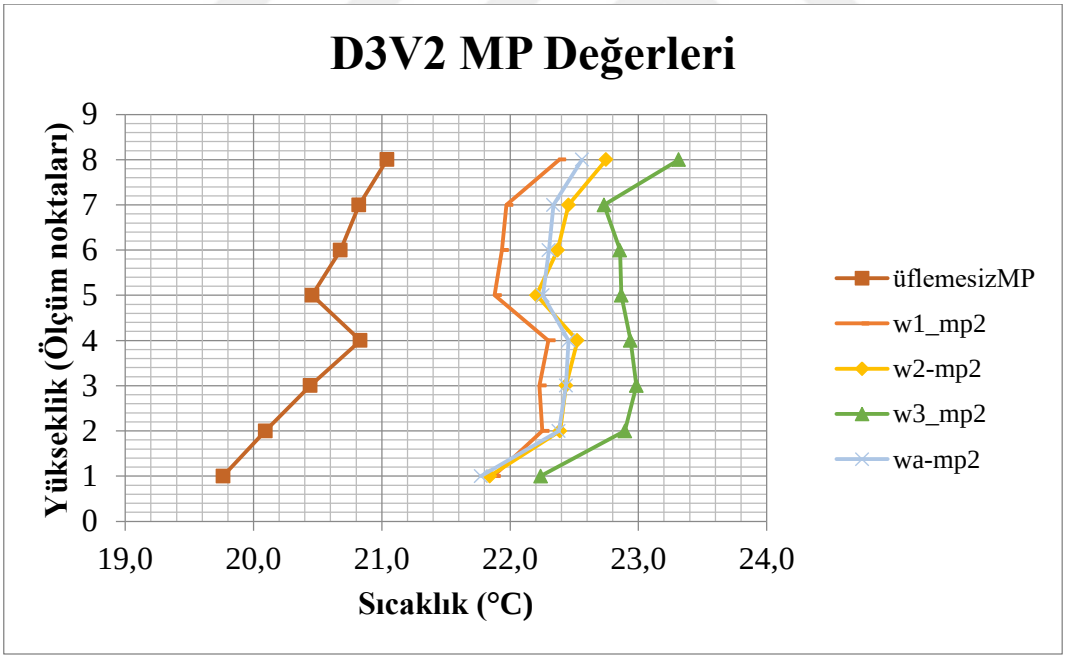
Şekil4.19 Durum 3 için 0 ve 0,25 m/s hava hızlarında soğuk duvar yüzey sıcaklıkları



Şekil4.20 Durum 3 için 0 ve 0,25 m/s hava hızlarında oda ortasındaki yüksekliğe bağlı sıcaklıklar



Şekil4.21 Durum 3 için 0 ve 0,5 m/s hava hızlarında soğuk duvar yüzey sıcaklıkları



Şekil4.22 Durum 3 için 0 ve 0,5 m/s hava hızlarında oda ortasındaki yüksekliğe bağlı sıcaklıklar

Radyant Radyant duvar giriş sıcaklığının 14,9 °C'de sabit tutulduğu deneylerde, radyant duvar boyunca (W1) elde edilen sıcaklık profillerinin yükseklikle artması, duvar yakınında düşey yönde tabakalaşmanın sürdüğünü ve radyant yüzey

çevresinde ısıl alanın homojenleşmediğini göstermektedir. Bu bulgu, deplasmanlı havalandırma ile birlikte çalışan radyant soğutmalı duvar uygulamalarında duvar boyunca ve oda merkez hattında düşey sıcaklık gradyenlerinin termal konfor analizleri açısından kritik bir çıktı olduğunu vurgulayan literatür ile tutarlıdır.[4]

Oda merkezindeki ölçümlerde üfleme konfigürasyonunun etkisinin belirginleşmesi, üfleme jetinin yerleşimine bağlı olarak iç akış yapısının ve karışım şiddetinin değişmesiyle açıklanabilir. Nitekim benzer ölçekli bir test odasında radyant soğutmalı duvar ile farklı konumlandırılmış deplasmanlı difüzörlerin birlikte işletildiği çalışmalarda, havalandırmanın soğutulan duvarın yakınından uygulanmasının, akışın duvar çevresinde daha etkin etkileşmesine ve ısı transferinin hacim içi ısıl alanın anlamlı biçimde değişmesine yol açtığı belirtilmektedir [4].

Bu çerçevede, üflemesiz ve soğuk duvardan üfleme (W1) senaryolarında oda merkez sıcaklıklarının daha düşük bantta kalması; buna karşılık komşu/karşı duvar ve çoklu üfleme (W2–W3–Wa) senaryolarında merkez sıcaklıklarının yükselmesi, difüzör yerleşiminin merkez hacme taşınan hava kütlesi ve karışım etkinliği üzerindeki yönlendirici rolünü işaret etmektedir.

Ayrıca V2 (yüksek hız) koşulunda oda ortası sıcaklık profillerinin daha “dikey/üniform” seyretmesi, artan jet momentumu ile merkez hacimde karışımın güçlendiğini ve buna bağlı olarak düşey sıcaklık gradyeninin zayıfladığını göstermektedir. Literatürde de hava giriş hızının artmasının, duvar ve oda merkez hattı boyunca ölçülen sıcaklık dağılımlarını etkileyerek düşey gradyenlerin karakterini değiştirdiği; dolayısıyla sonuçların, farklı difüzör konumlarıyla yapılan karşılaştırmalı senaryolar üzerinden yorumlanmasının gerekli olduğu ifade edilmektedir.[4]

Tablo 4.30 Durum 3 için elde edilen tüm deney sonuçları

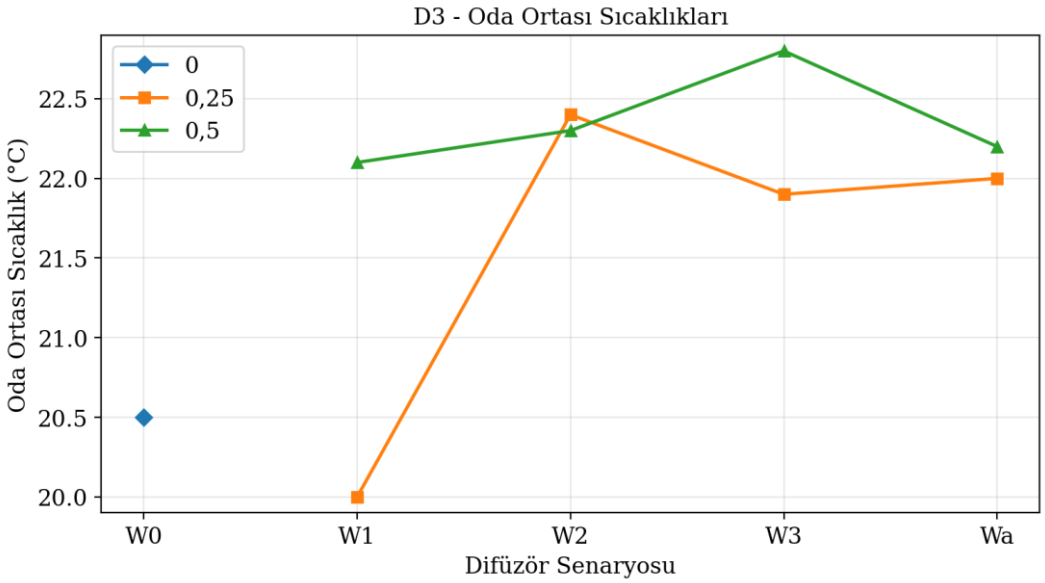
Deney Kodu	**V (m/s)**	**W1 (°C)**	**W3 (°C)**	**ΔT (W3-W1) (°C) <10**	**TAVAN (°C)**	**TABAN (°C) 19°C < Tf < 29°C**	**ΔT (Tav.-Tab.) (°C) <5**	**Baş Seviyesi S ıcaklık (°C)**	**Ayak Bileği Seviyesi Sıcaklık (°C)**	**ΔT (Baş-Bilek) (°C) <3**	**-0.5 < PMV < 0.5**	**PPD (%) <%10**	**Oda Ortası Sıcaklık (°C)**
D3W0V0d1	0	16,5	20,8	4,3	21,2	20,1	1,1	20,4	20	0,4	-0,1	5,2	20,5
D3W1V1d2	0,25	16,5	20,7	4,2	21,2	20	1,2	20,5	20	0,5	-0,1	5,2	20
D3W2V1d3	0,25	16,8	22,3	5	22,6	21,6	1	22,7	21,7	1	0,2	5,8	22,4
D3W3V1d4	0,25	16,1	22,2	5,5	22,7	21,5	1,2	22,2	21,5	0,7	0,2	5,8	21,9
D3WaV1d5	0,25	17	22,2	5,2	22,5	21,7	0,8	22,1	21,6	0,5	0,2	5,8	22
D3W1V2d6	0,5	16,9	22,3	5,4	22,6	21,8	0,8	22,2	21,8	0,4	0,1	5,2	22,1
D3W2V2d7	0,5	17	22,5	5,5	22,7	21,9	0,8	22,4	21,8	0,6	0,3	6,9	22,3
D3W3V2d8	0,5	16,8	22,5	5,7	22,9	21,8	1,1	23	22,2	0,8	0,2	5,8	22,8
D3WaV2d9	0,5	16,7	22,3	5,6	22,7	21,7	1	22,4	21,6	0,8	0,2	5,8	22,2

Tablo 4.30 Durum 3 için elde edilen tüm deney sonuçları (devamı)

Hava Giriş Sıcaklığı $T_{giriş}$ (°C)	**Hava Çıkış Sıcaklığı $T_{çıkış}$ (°C)**	**Hava Kanalı Alanı (mxm)**	**Hava Kanalı Giriş Hızı (m/s)**	**Hava Kanalı Giriş Debisi (m^3/s)**	**Oda Ortası Ort. Hava Hızı (m/s) <0,018**
18,7	21,4	0,15x0,15	0	0	0,03
18,5	21,5	0,15x0,15	0,25	20,25	0,03
20,8	23	0,15x0,15	0,25	20,25	0,03
20,5	22,3	0,15x0,15	0,25	20,25	0,04
20,4	22,7	0,15x0,15	0,25	20,25	0,05
20,5	22,5	0,15x0,15	0,5	40,5	0,04
21	22,9	0,15x0,15	0,5	40,5	0,05
21,5	23,3	0,15x0,15	0,5	40,5	0,05
20,5	22,8	0,15x0,15	0,5	40,5	0,05

D3 koşullarında radyant duvar giriş sıcaklığı 14,9 °C'de sabit tutulduğunda, W1 (soğuk duvar tarafı) ile karşı duvar (W3) arasındaki yatay sıcaklık farkı tüm senaryolarda belirgin olup ΔT(W3–W1) sıcaklıkları 4,2–5,7 °C aralığında gerçekleşmiştir. Üfleme hızı artırıldığında (0,25→0,5 m/s) düşey tavan–taban sıcaklık farkı yaklaşık 0,8–1,1 °C bandında kalarak sınırlı bir değişim göstermiş, buna karşın oda merkezi sıcaklığı özellikle 0,25 m/s'de difüzör konfigürasyonuna yüksek duyarlılık sergilemiştir (20,0–22,4 °C).

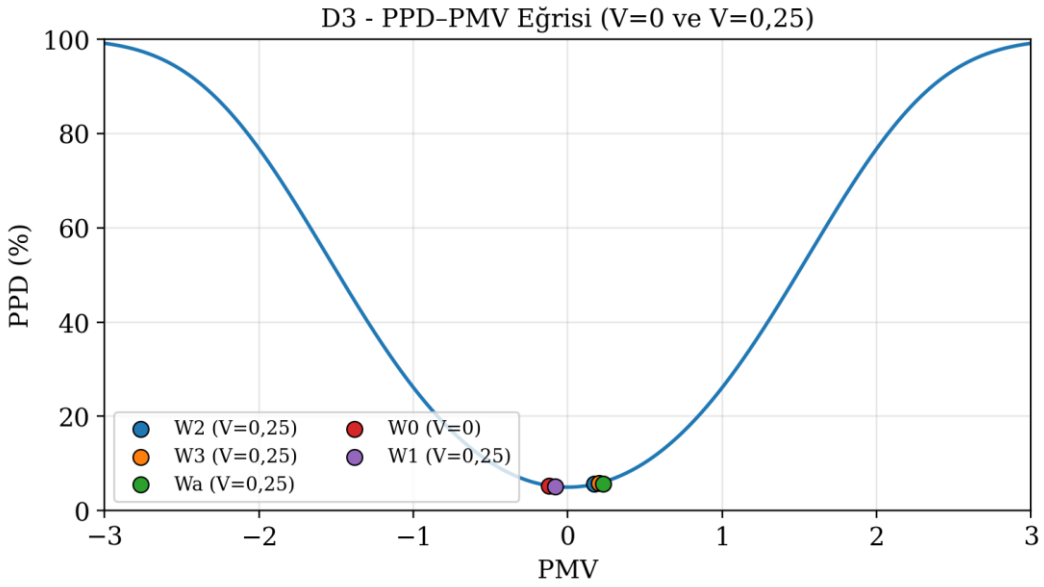
0,5 m/s'de oda ortası sıcaklık değerlerinin 22,1–22,8 °C bandına yakınsaması, artan jet momentumu ile merkez hacimde karışımın güçlendiğine işaret etmektedir. Konfor göstergeleri çoğu durumda PPD değerleri %5–6 seviyesinde kalırken, w2-0,5 senaryosunda PMV'nin 0,3'e yükselmesiyle PPD %6,9'a çıkmıştır.



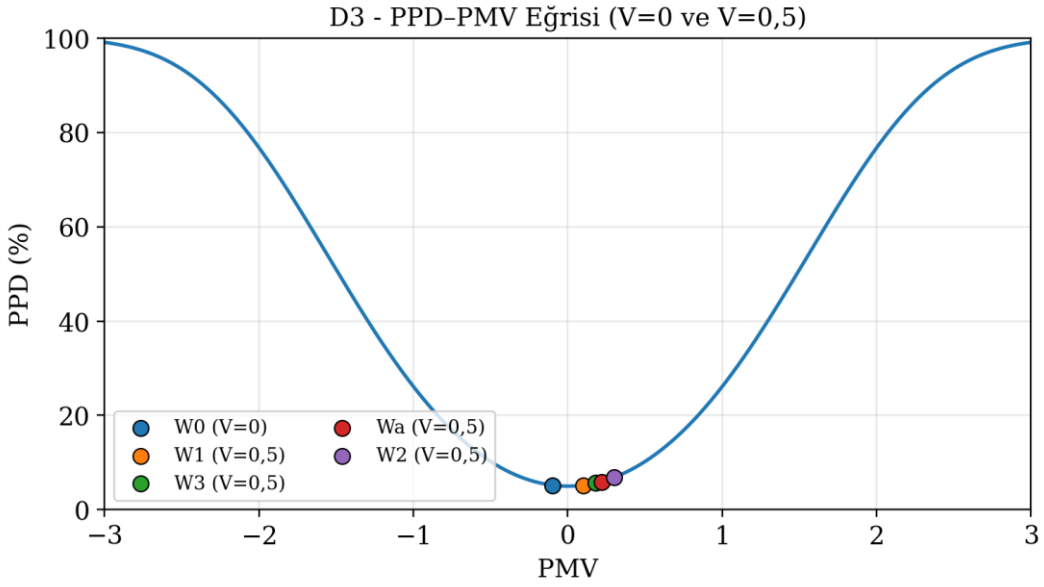
Şekil 4.23 Durum 3 için 0-0,25 ve 0,5 m/s hava hızlarında difüzör değişimine bağlı sıcaklıklar

Şekil 4.23'de D3 koşulları için oda ortası sıcaklık sıcaklığının difüzör konfigürasyonu ve üfleme hızına göre değişimi gösterilmektedir. Üflemesiz durumda oda ortası sıcaklık yaklaşık 20,5 °C seviyesinde iken, V=0,25 m/s'de konfigürasyonlar arasında belirgin farklılıklar oluşmuş; özellikle W2 konfigürasyonu oda merkezinde daha yüksek oda ortası sıcaklık değerleri ile öne çıkmıştır.

V=0,5 m/s koşulunda oda ortası sıcaklık değerleri daha yüksek bir aralığa taşınmış ve kısmi bir yakınsama gözlenmiş olmakla birlikte konfigürasyon etkisi tamamen ortadan kalkmamıştır. Bu bulgu, D3 serisinde hem düşük hem yüksek hız koşullarında difüzör yerleşiminin oda merkez sıcaklığı üzerinde etkili olduğunu; bununla birlikte hız artışının karışımı artırarak merkez sıcaklığı daha yüksek bir denge noktasına taşıdığını göstermektedir.



Şekil 4.24 Durum 3 için 0 ve 0,25 m/s hava hızlarında oda içindeki termal konfor grafiği



Şekil 4.25 Durum 3 için 0 ve 0,5 m/s hava hızlarında oda içindeki termal konfor grafiği

D3 koşullarında PPD–PMV eğrisi üzerine yerleştirilen deney noktaları, konfor düzeyinin genel olarak asgari PPD bölgesine yakın seyrettiğini; bununla birlikte üfleme konfigürasyonu ve üfleme hızındaki değişimin PMV üzerinde ölçülebilir bir kayma oluşturabildiğini ortaya koymaktadır. Şekil 4.24'te W0 ve W1_0,25

senaryolarının PMV ≈ −0,1 düzeyinde kalması, bu koşullarda termal algının nötrün çok hafif serin tarafına yakınsadığını göstermektedir. Buna karşılık W2_0,25–W3_0,25–Wa_0,25 senaryolarında PMV'nin ≈ 0,2 civarında kümelenmesi ve PPD'nin ≈ %5,8 değerine karşılık gelmesi, merkez hacimdeki koşulların nötrün çok hafif ılık tarafına kaydığını işaret etmektedir. Bu yorum, PMV–PPD ilişkisinin fiziksel temelini tanımlayan Fanger yaklaşımıyla uyumludur [16] ve PMV/PPD temelli değerlendirme çerçevesini esas alan EN ISO 7730 kapsamında "nötre yakın" ve "düşük memnuniyetsizlik" bandı içinde kalan bir davranış olarak değerlendirilebilir [15]; ayrıca kabul edilebilir termal çevre değerlendirmesinde PMV/PPD kullanımını referans alan ASHRAE 55 yaklaşımıyla da tutarlıdır [14].

Şekil 4.25'te ise V = 0,5 m/s koşulunda W2_0,5 senaryosunun PMV ≈ 0,3 ve PPD ≈ %6,9 değerleriyle diğer senaryolara kıyasla daha olumsuz bir konuma taşındığı görülmektedir. Buna karşın W3_0,5 ve Wa_0,5 senaryolarının PMV ≈ 0,2 ve PPD ≈ %5,8 bandında kalması, aynı hız seviyesinde dahi konfigürasyonun termal algı üzerinde farklılaşma yaratabildiğini göstermektedir. Dolayısıyla D3 serisinde 0,5 m/s hızda bazı yerleşimlerin (özellikle W2) ortamı daha "ılık" tarafa çekerek memnuniyetsizliği artırabildiği; ancak tüm senaryoların genel olarak hâlen düşük PPD bandında yer aldığı anlaşılmaktadır [14–16]

5
SONUÇ

5.1 Sonuç

Mevcut çalışmada, 1.8 × 1.8 x 2.7 metre küp olan kapalı bir hacimde, tek bir duvar yüzeyinin radiant duvar içi paneller ile soğutulduğutularak; soğuk duvara, komşu duvara, soğuk duvarın karşısındaki duvara ve her üç duvara aynı anda duvarlara bitişik bir kanal üzerinden farklı üfleme hızlarında deplasmanlı havalandırma yapılan bir sistemin ısıl davranışı deneysel olarak gözlemlenmiş olup çıktılar değerlendirilmiştir. Yapılan çalışma; radyant soğutma ile deplasmanlı hava beslemesinin birlikte kullanıldığı koşullarda iç ortam sıcaklık dağılımlarının ve sistemin karakteristik tepkisinin ortaya konmasını hedeflemektedir. Deney hacminin geometrik ölçülerinin ölçeği küçültülmüş ve soğuk duvar hariç komşu dairelerin olduğu bir apartman dairesini simüle etmesi hedeflenmekte olup aynı zamanda küçük hacimli yapılarda da uygulanacak radyant yüzey tabanlı çözümler ve havalandırma stratejilerinin seçimi ya da tasarımı açısından pratik bir yaklaşım sunubileceğini göstermektedir.

Bulgulardan elde edilen sonuçlar;

- Havalandırma hızının artırılmasının iç ortam sıcaklık dağılımını daha dengeli hale getirdiğini göstermektedir. Özellikle 0,5 m/s besleme hızında, iç ortamın dikey yöndeki sıcaklık gradyanı belirgin biçimde azalmış; tavan–taban sıcaklık farkı 0,25 m/s koşulunda 1,1–1,7°C aralığında iken, 0,5 m/s koşulunda genel olarak 0,5–1,1°C bandına gerilemiştir. Bu sonuç, daha düşük besleme hızına ve havalandırmasız duruma kıyasla, mahal içerisinde daha homojen bir ısıl çevre oluştuğunu ve yerel sıcaklık farklılıklarının azaldığını işaret etmektedir.
- Termal konfor göstergeleri açısından, tüm senaryolarda ölçülen değerlerin kabul edilebilir sınırlar içinde kaldığı görülmüştür. Deneylerde PMV değerleri −0,3 ile +0,3 aralığında gerçekleşmiş ve ±0,5 konfor limitini

sağlamıştır. Benzer şekilde PPD değerleri %5,0–%6,9 aralığında ölçülerek %10 sınırının altında kalmıştır. Bu bulgular, deplasmanlı havalandırma ile desteklenen duvar içi radyant soğutma yaklaşımının, ilgili standartlarda tanımlanan konfor aralığı içerisinde çalışabildiğini göstermektedir.

- Hava hareketi (cereyan/draft) riski açısından, baş seviyesinde ölçülen hava hızları da değerlendirilmiştir. Havalandırmasız durumda ve 0,25 m/s beslemede baş seviyesindeki hızlar 0,03–0,05 m/s aralığında kalırken, 0,5 m/s beslemede ölçülen en yüksek baş seviyesi hava hızı 0,06 m/s olmuştur. Bu değer, literatürde/standart kriterlerinde cereyan riski için referans alınan 0,18 m/s üst sınırının altında olup, 0,5 m/s uygulamasının iç ortam homojenliğini artırırken kullanıcı bölgesinde kritik bir hava akımı artışı oluşturmadığını göstermektedir.
- Deneyler kapsamında işgal bölgesinde ayak bileği–baş seviyesi arasındaki düşey sıcaklık farkının tüm senaryolarda 3 °C sınırının altında kaldığı görülmüş; bu bulgu, düşey sıcaklık tabakalaşmasına bağlı yerel rahatsızlık riskinin kabul edilebilir düzeyde olduğunu ve ortamın ASHRAE 55'te tanımlanan düşey sıcaklık farkı kriterini sağladığını göstermiştir [14]
- Genel olarak, bulgular birlikte değerlendirildiğinde; 0,5 m/s besleme hızının (hava besleme konumundan bağımsız olarak) dikey sıcaklık farklarını azaltarak iç ortam homojenliğini güçlendirdiği, PMV–PPD göstergelerinin ise kabul edilebilir aralıkta kalarak konfor açısından olumlu bir eğilim sergilediği sonucuna varılmıştır.
- Genel konfor kabul edilebilir düzeydedir, ancak bazı konfigürasyonlar PMV'yi nötrden uzaklaştırarak PPD'yi artırabilmektedir. D1'de düşük hız "serin" tarafa kaydırırken, D3'te bazı konfigürasyonlar (özellikle W2–0,5) "ılık" tarafa kaydırmıştır. Konfor açısından yalnız ortalama sıcaklık değil havanın üflendiği difüzörin de önemli olduğu anlaşılmaktadır. Bu seçim en iyi durum olarak; kış şartlarında diğer yüzeylerin (duvarlar, taban ve tavan) iç bölme niteliğinde olduğu; buna karşılık W1'in dış kabuk duvarı olarak tanımlandığı dikkate alındığında, dolaşım havasının W1'e komşu duvar üzerindeki havalandırma kanalından (W2) verilmesi, ılıman koşullarda verimlilik açısından daha avantajlı bir çözüm sunacaktır.

- Öte yandan yaz koşullarında, soğutmanın W1 üzerinden sağlandığı ve üfleme havasının havalandırma kanalı aracılığıyla doğrudan bu yüzeye (W1) yönlendirildiği senaryonun, serinlik algısı açısından daha yüksek konfor sağlayacağı öngörülmektedir.

Bu çerçevede, duvardan radyant soğutma panellerinin deplasmanlı havalandırma ile birlikte kullanımı, kapalı mahallerde termal konforun iyileştirilmesi açısından uygulanabilir ve işlevsel bir çözüm olarak değerlendirilmektedir.

5.2 Öneriler

Bu bölümde, yürütülen deneysel çalışmadan elde edilen bulgular doğrultusunda, yöntemin geliştirilmesine ve farklı koşullarda doğrulanmasına yönelik gelecekte ele alınabilecek araştırma konularına ilişkin öneriler sunulmuştur.

- Genel olarak düşey sıcaklık gradyenini azaltmak ve oda merkezinde daha homojen bir alan oluşturmak için 0,5 m/s işletme koşulu önceliklendirilebilir ve diğer üfleme hızlarında farklı sıcaklıklarda çalışmaların yapılabileceği kıymetlendirilmektedir.
- Tüm deneylerde ΔT(W3–W1) yüksek kaldığından, tasarım/işletmede performans kriteri olarak yalnızca tavan–taban farkı değil, mutlaka duvarlar arası sıcaklık farkı da izlenmelidir. Yatay farkı azaltmaya dönük difüzör konumu ve açılarının optimize edilmelisinin daha uygun olacağı değerlendirilmektedir.
- Sadece bir "sabit hız" yerine, hedeflenen konfora göre PMV≈0 ve PPD minimum olacak biçimde hız + difüzör konfigürasyonu birlikte kontrol edilebilir. Böylece hem düşey homojenlik (ΔT tavan–taban) hem de yatay asimetri (ΔT W3–W1) aynı anda iyileştirilir.
- Konfor metrikleri ile birlikte fan enerjisi, pompa enerjisi ve radyant devre ısıl yükleri değerlendirilerek konfor–enerji optimizasyonu yapılmalıdır. Böylece "en iyi konforu veren hız/konfigürasyon" ile "en düşük enerji tüketimi" arasındaki denge nicel olarak kurulmasının faydalı olacağı değerlendirilmektedir.

- Deney sonuçları kullanılarak CFD model doğrulaması yapılıp, farklı difüzör yerleşimleri ve debi dağılımlarının sanal ortamda hızlıca taranması sağlanabilir. Özellikle ΔT(W3–W1) gibi yatay asimetriyi azaltacak tasarımlar, deney öncesi optimizasyonla seçilebileceği değerlendirilmektedir

KAYNAKÇA

[1] C. Zhang, M. Pomianowski, P. K. Heiselberg, and T. Yu, "A review of integrated radiant heating/cooling with ventilation systems- Thermal comfort and indoor air quality," *Energy Build.*, vol. 223, p. 110094, 2020, doi: 10.1016/j.enbuild.2020.110094.

[2] Z. Liu, S. Cai, and S. Li, "Experimental Research on the Temperature Distribution of Natural Displacement Ventilation in the Room under the Influence of Wind Pressure and Air Supply," *Procedia Eng.*, vol. 205, pp. 989–995, 2017, doi: 10.1016/j.proeng.2017.10.156.

[3] M. Camci, Y. Karakoyun, O. Acikgoz, and A. S. Dalkilic, "A comparative study on convective heat transfer in indoor applications," *Energy Build.*, vol. 242, p. 110985, 2021, doi: 10.1016/j.enbuild.2021.110985.

[4] M. Camci, Y. Karakoyun, O. Acikgoz, and A. S. Dalkilic, "An experimental study on the heat transfer characteristics over a radiant cooled wall exposed to mixed and forced convection driven by displacement ventilation," *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 135, no. May, p. 106122, 2022, doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2022.106122.

[5] T. Abedin *et al.*, "Advancing comfort and efficiency: Radiant heating and cooling systems for sustainable architecture," *Build. Environ.*, vol. 282, no. March, p. 113234, 2025, doi: 10.1016/j.buildenv.2025.113234.

[6] Y. Xie, Y. Li, and H. Cui, "Experimental investigation and scenario-based optimization of energy flexibility in embedded radiant cooling systems," *Case Stud. Therm. Eng.*, vol. 67, no. September 2024, p. 105835, 2025, doi: 10.1016/j.csite.2025.105835.

[7] W. Jing, A. Ozaki, Y. Choi, and Y. Arima, "How can we simulate the fin-enhanced radiant panel heating-cooling system in large-scale indoor space?," *Build. Environ.*, vol. 282, no. June, p. 113295, 2025, doi: 10.1016/j.buildenv.2025.113295.

[8] M. Caliskan Temiz, A. Bacak, M. Camci, Y. Karakoyun, O. Acikgoz, and A. S. Dalkilic, "A new hybrid CFD approach to study the impact of forced convection on radiant cooled wall with baseboard diffuser including various vane angles," *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 213, no. July 2024, 2025, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2025.109804.

[9] C. Zhao, B. Song, C. Zhang, R. Gao, and L. He, "The promotion effect of human activity intensity on displacement ventilation efficiency by the enhancement indoor thermal stratification," *Case Stud. Therm. Eng.*, vol. 61, no. April, 2024, doi: 10.1016/j.csite.2024.104928.

[10] J. Xu, H. Zhai, L. K. So, C. Wang, and H. Guo, "Performance evaluation of a recirculated personalized air curtain combined with displacement ventilation in mitigating indoor airborne transmission," *J. Hazard. Mater.*, vol. 494, no. April, p. 138446, 2025, doi: 10.1016/j.jhazmat.2025.138446.

[11] Y. Hou and R. You, “A practical concurrent gasper-operation strategy for controlling airborne disease transmission in an economy-class aircraft cabin with personalized displacement ventilation,” *Build. Environ.*, vol. 285, no. PB, p. 113636, 2025, doi: 10.1016/j.buildenv.2025.113636.

[12] O. S. Almtuly, M. A. Wahid, H. M. Hussen, M. I. Ardani, K. Y. Wong, and I. H. Hatif, “Enhancing building cooling efficiency with water-active PCM panels and displacement ventilation in hot climates,” *Energy Build.*, vol. 337, no. December 2024, p. 115688, 2025, doi: 10.1016/j.enbuild.2025.115688.

[13] C. Du, J. Chen, D. McCarty, and Q. Chen, “Ventilation performance of induction displacement units in indoor spaces within cold regions,” *Sustain. Cities Soc.*, vol. 114, no. April, p. 105755, 2024, doi: 10.1016/j.scs.2024.105755.

[14] ASHRAE, “ANSI/ASHRAE Standard 55-2013: Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy (ISSN 1041-2336),” 2013, *ASHRAE, Atlanta, GA*.

[15] ISO 7730:2005, “Ergonomics of the thermal environment-Analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria,” International Standardization Organization,Geneva, 2005.

[16] P. O. Fanger, “Thermal Comfort, Analysis and Application in Environment Engineering.Danish Technical Press, Copenhagen.,” in *Thermal Comfort, Analysis and Application in Environment Engineering.*, Danish Technical Press, Copenhagen., 1970.

[17] M. Humphreys, “Quantifying occupant comfort: are combined indices of the indoor environment practicable.,” Building Research & Information, 2005, pp. 317–325.

[18] M. W. J. Nicol, “A critique of European Standard EN 15251: strengths, weaknesses and lessons for future standards.,” Building Research & Information, 2010, pp. 183–193.

[19] P. O. F. B. W. Olesen, M. Schøler, “Discomfort caused by vertical air temperature differences.,” Indoor Clim, 1978, pp. 561–579.

[20] H. H. and J. R. P. Fanger, A. Melikov, “Air turbulence and sensation of draught,” *Energy Build.*, vol. 12, no. 1, pp. 21–39, 1988.

[21] J. Toftum, A. Melikov, A. Tynel, M. Bruzda, and P. Fanger, “Human Response to Air Movement-Evaluation of ASHRAE’s Draft Criteria (RP-843),” *HVAC&R Res.*, vol. 9, no. 2, pp. 187–202, 2003.

[22] I. 10551:1995, “Ergonomics of the Thermal Environment – Assessment of the Influence of the Thermal Environment Using Subjective Judgement Scales,” 1995, *International Standards Organization, Geneva, Switzerland*.

[23] K. B. T. Imanari, T. Omori, “Thermal comfort and energy consumption of the radiant ceiling panel system: Comparison with the conventional all-air system.,” *Energy Build.*, vol. 30, no. 2, pp. 167–175, 1999.

[24] D. L. L. Zagreus, C. Huizenga, E. Arens, “Listening to the occupants: A Web-based indoor environmental quality survey.,” *Indoor Air*, vol. 14, no. 8, pp. 65–74, 2004.

[25] Y. Tekn, İ. K. Ü. N. İ. Vers, and D. Tezİ, “Muhammet CAMCI,” 2022.

TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR

Konferans Bildirileri

1. O. Akcesme, A.S. Dalkilic, Investigation of thermal comfort in the case of natural convection by means of a randiant cooled wall, in : 5th International Congress of Engineering and Natural Sciences Studies,Ankara 2025

Projeler

1. YTÜ BAPK, Farklı iklimlendirme sistemlerinin ısıl konfor ve enerji verimliliği açısından karşılaştırılması , Yrt: Prof. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ, FBA-2025-6705, 2024-2026.