T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

RADYANT SOĞUTMALI DUVAR VE SLOT DİFÜZÖRLÜ HAVALANDIRMALI BİR MAHALDE ISIL KONFORUN İNCELENMESİ

Melek ÇALIŞKAN TEMİZ

DOKTORA TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Enerji Programı

Danışman

Prof. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ

İkinci Danışman

Doç. Dr. Muhammet CAMCI

Şubat, 2026

T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

RADYANT SOĞUTMALI DUVAR VE SLOT DİFÜZÖRLÜ HAVALANDIRMALI BİR MAHALDE ISIL KONFORUN İNCELENMESİ

Melek ÇALIŞKAN TEMİZ tarafından hazırlanan tez çalışması 17.02.2026 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Enerji Programı **DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ
Yıldız Teknik Üniversitesi
Danışman

Doç. Dr. Muhammet CAMCI
Siirt Üniversitesi
İkinci Danışman

Jüri Üyeleri

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

Prof. Dr. DENİZ ULUSARSLAN, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

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

Prof. Dr. BAYRAM ŞAHİN, Üye
İstanbul Teknik Üniversitesi _____

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

Danışmanım Prof. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ sorumluluğunda tarafımca hazırlanan Radyant Soğutmalı Duvar ve Slot Difüzörlü Havalandırmalı Bir Mahalde Isıl Konforun İncelenmesi 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.

Melek ÇALIŞKAN TEMİZ

İmza

Bu çalışma, Yıldız Teknik Üniversitesi Bilimsel Araştırma Proje Koordinatörlüğü'nün 2024-6401 numaralı projesi ile desteklenmiştir.

Aileme

ve

eşime

TEŞEKKÜR

Doktora tez çalışmam sürecinde, güçlü akademik bilgi birikimi ile bana rehberlik eden, yardım etme konusunda her daim özverili davranan, kıymetli danışman hocam sayın Prof. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ'a teşekkürlerimi sunarım.

Tez sürecimde bilgi ve deneyimleriyle katkı sunan Prof. Dr. Özgen AÇIKGÖZ'e ve süreç boyunca desteğini esirgemeyen ikinci danışmanım Doç. Dr. Muhammet CAMCI'ya teşekkür ederim.

Tezin şekillenmesinde verdikleri öneriler dolayısıyla başta tez izleme komitesi üyesi hocalarım Prof. Dr. Deniz ULUSLARSAN ve Doç. Dr. Yakup KARAKOYUN olmak üzere sınav jürisi hocalarıma, Prof. Dr. Bayram ŞAHİN'e teşekkür ederim.

Çalışmamın farklı aşamalarında katkı sağlayarak destek olan Dr. Aykut BACAK'a ve çalışma grubu arkadaşlarım Yük. Müh. Ömer AKÇEŞME'ye ve Yük. Müh. Amir RAHMANPARAST'a teşekkürlerimi sunarım.

Doktora sürecimin en başından itibaren bilgi, emek ve dostluklarıyla yanımda olan; desteğiyle bu süreci benim için daha anlamlı kılan değerli arkadaşlarım Dr. Altuğ BAKIRCI'ya ve Arş. Gör. Oktay ÇAVUŞOĞLU'na teşekkür ederim.

Bana sevgi ve destekleriyle her zaman güç veren, babam, annem, ablam ve kardeşlerim olmak üzere tüm aileme teşekkür ederim.

Hayatımın her anında olduğu gibi bu zorlu süreçte de yanımda olan, sevinçlerimi ve üzüntülerimi daima paylaşan, moralimi yüksek tutmamı sağlayan, anlayışlı yaklaşımlarıyla her zaman yanımda olan çok kıymetli eşim Resul Önder TEMİZ'e Teşekkür ederim.

Melek ÇALIŞKAN TEMİZ

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ viii

KISALTMA LİSTESİ ix

ŞEKİL LİSTESİ x

TABLO LİSTESİ xiv

ÖZET xvi

ABSTRACT xviii

1 GİRİŞ 1

1.1 Literatür Özeti 1

1.1.1 Radyant Paneller ile Birleştirilmiş Havalandırma Sistemlerinin Isıl Konfor Performansı 2

1.1.2 Radyant Paneller ile Birleştirilmiş Havalandırma Sistemlerinde Isıl Konforun Sayısal Olarak İncelenmesi 12

1.2 Tezin Amacı 21

1.3 Hipotez 22

2 DENEY DÜZENEĞİ VE DENEYSEL YÖNTEM 23

2.1 Deney Sistemi ve Tanıtımı 23

2.1.1 Radyant Soğutma Sistemi Grubu 27

2.1.2 Hava Şartlandırma Sistemi 29

2.1.3 Ölçüm ve Kalibrasyon Sistemleri 31

2.1.4 Deneylerde Kullanılan İHK ve Isıl Konfor Ölçüm Seti 33

2.2 Hesap Yöntemi 41

2.2.1 Isıl Konfor Hesaplamaları 41

2.2.2 Yönetici Denklemler ve Türbülans Modeli 45

3 BULGULAR VE TARTIŞMALAR 48

3.1 Deneysel Yöntem ve Uygulama 48

3.2 Deneysel Bulgular ve Ön Değerlendirme 50

3.2.1 Durum 1 50

3.2.2 Durum 2 73

3.2.3 Durum 3 90

3.3 Sayısal Yönteme Ait Modelleme Metodolojisi 106

3.4 Sayısal Bulgular ve Ön Değerlendirme 112

3.4.1 Literatür ile Doğrulama Çalışması 112

3.4.2 Termal Manken Varlığında Sayısal Analiz Değerlendirmesi 121

4 BELİRSİZLİK ANALİZİ 138

4.1 Belirsizlik Analizi Yöntemi 138

5 SONUÇ 141

5.1 Deneysel Sonuçlar 141

5.1.1 Genel Sonuçlar 141

5.1.2 Durum 1'e Ait Sonuçlar 143

5.1.3 Durum 2'ye Ait Sonuçlar 144

5.1.4 Durum 3'e Ait Sonuçlar 145

5.2 Sayısal Sonuçlar 146

5.3 Öneriler 147

KAYNAKÇA 149

TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR 155

SİMGE LİSTESİ

A	Alan (m^2)
RH	Bağıl nem (%)
$\Delta t_{a,v}$	Baş ve Ayak Bileği Arasındaki Düşey Yükseklik Farkı (°C)
I_{cl}	Giysilerin Isıl Direnci
T_{cl}	Giysilerin yüzey sıcaklığı (°C)
f_{cl}	Giysili Vücut Yüzeyinin Giysisiz Vücut Yüzeyine Oranı
V	Hacim (m^3)
$\dot{V}$	Hacimsel debi (m^3/s)
V_{ar}	Hava Hızı (m/s)
q_r	Işınım Isı Akısı (W/m^2)
Q_r	Işınım Isı Transferi (W)
T_a	İç ortam Hava sıcaklığı (°C)
h_c	Konvektif ısı katsayısı (W/m^2K)
T_g	Küre termometre sıcaklığı (°C)
D	Küre termometrenin çapı (m)
ε	Küre yüzeyinin yayınım katsayısı
M	Metabolizma Hızı (W/m^2)
T_o	Operatif sıcaklık (°C)
T_r	Ortalama ışınım sıcaklığı (°C)
Pr	Prandtl sayısı
h_r	Radyatif ısı katsayısı (W/m^2K)
Re	Reynolds sayısı
ACH	Saatteki hava değişim sayısı (1/h)
k	Sıvının ısı iletim katsayısı (W/m.K)
p_a	Su Buharı Basıncı (Pa)
q_c	Taşınım Isı Akısı (W/m^2)
Q_c	Taşınım Isı Transferi (W)
T_u	Türbülans yoğunluğu
L	Uzunluk (m)
V_{al}	Yerel hava hızı, (m/s)
T_{al}	Yerel hava sıcaklığı, (°C)

KISALTMA LİSTESİ

ASHRAE	Amerikan Isıtma, Soğutma ve İklimlendirme Mühendisleri Birliği
AUST	Isıtılmamış/soğutulmamış yüzeylerin ortalama sıcaklığı
BAP	Bilimsel araştırma projeleri
CC	Soğuk tavan
CHT	Taşınım ısı geçişi
CHTC	Taşınım ısı geçiş katsayısı
DR	Cereyan oranı
DV	Yer değiştirmeli havalandırma sistemi
HAD	Hesaplamalı akışkanlar dinamiği
HVAC	Isıtma, havalandırma, soğutma
IHK	İç hava kalitesi
MV	Karışımlı havalandırma
ORD	Orta duvar besleme
PD	Rahatsızlık yüzdesi
PLC	Veri toplama cihazı
PMV	Tahmini ortalama oy
PPD	Memnun olmayanların yüzdesi
SAD	Sağ duvar besleme
SOD	Sol duvar besleme
TABS	Radyant ısıl aktif bina sistemleri
UCD	Üçlü duvar besleme
UFAD	Yerden hava dağıtım sisteminin
VTD	Dikey sıcaklık farkı

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1 Isıl konforu etkileyen temel parametreler **3**

Şekil 1.2 Çalışmada kullanılan test odasının ölçekli yerleşim şeması **7**

Şekil 1.3 Test odasının düzeni **10**

Şekil 1.4 ACERS ile donatılmış test odası **13**

Şekil 1.5 Çalışmada kullanılan test odasının ölçekli yerleşim şeması **14**

Şekil 1.6 (a) Kullanılan deneysel odanın görüntüleri. (b) odadaki termokupl yerleşiminin şematik gösterimi **15**

Şekil 1.7 Simüle edilmiş model odasının şematik diyagramı **16**

Şekil 1.8 (a) İşgalciyi çevreleyen bölme düzeninin şeması ve (b) önerilen sistem bileşenleri **18**

Şekil 2.1 Test odası ile havalandırma sistemine ait bileşenlerin izometrik çizimi ve genel görünümü **24**

Şekil 2.2 Deney düzeneğine ait hidronik sistemin şematik yerleşimi ile birlikte, ısıtma-soğutma tankları **24**

Şekil 2.3 Hava şartlandırma sisteminin bileşenleri **25**

Şekil 2.4 a) Soğutulan duvar yüzeyine yerleştirilen ısıl çiftlerin konumlandırma düzeni b) Odanın orta noktasında ve diğer iç yüzeylerde kullanılan ısıl çiftlerin genel yerleşimi **26**

Şekil 2.5 Hava kanalı açıklığından yapılan hava hızı ölçümü **27**

Şekil 2.6 Termostat kontrollü sıcak ve soğuk su tankları **28**

Şekil 2.7 Sıcak/soğuk su dağıtım kollektörleri **28**

Şekil 2.8 Sirkülasyon pompası **29**

Şekil 2.9 Elektromanyetik debimetre **29**

Şekil 2.10 Özel yapım hava şartlandırma ekipmanları **30**

Şekil 2.11 Hava hız ölçer **30**

Şekil 2.12 PT100 sıcaklık sensörü **31**

Şekil 2.13 Yüzey tipi ısıl çift sıcaklık sensörü **31**

Şekil 2.14 Veri toplama ve kontrol amaçlı kullanılan PLC cihazı **32**

Şekil 2.15 Veri işleme amacıyla kullanılan masaüstü bilgisayar **32**

Şekil 2.16 Kalibrasyon amaçlı su banyosu ve referans termometre **33**

Şekil 2.17 İç hava kalitesi ve konfor ölçüm cihazının tripod üzerindeki yerleşimi **.....34**

Şekil 2.18 Mahal içi deneylerde kullanılan ölçüm ekipmanlarının test ortamındaki yerleşimi: (a) İHK ana cihazı, (b) ışınım sıcaklık probu, (c) CO_2, nem ve sıcaklık ölçüm probu, (d) türbülans probu **.....36**

Şekil 2.19 Deneylerde kullanılan manken(dummy) oda içindeki konumu ve fiziksel yerleşimi**.....38**

Şekil 2.20 TT Techni-C PMG-1 model enerji ölçer**.....39**

Şekil 2.21 Kapalı mahal içerisindeki belirlenen sıcaklık ölçüm noktaları **.....39**

Şekil 2.22 PLC yazılımı ekran görüntüsü**.....40**

Şekil 2.23 Oda orta noktasındaki sıcaklık değişiminin denge durumu **.....40**

Şekil 3.1 Soğutma paneli giriş suyu sıcaklığının zaman içindeki denge kontrolü **49**

Şekil 3.2 Radyant soğutma ve sol duvardan hava besleme uygulaması**.....51**

Şekil 3.3 Radyant soğutma ve orta duvardan hava besleme uygulaması **.....52**

Şekil 3.4 Radyant soğutma ve sağ duvardan hava besleme uygulaması **.....53**

Şekil 3.5 Radyant soğutma ve üç duvardan hava besleme uygulaması**.....54**

Şekil 3.6 Durum 1 kapsamında, radyant duvar soğutması altında farklı hava besleme konumları (SOD, ORD, SAD, UCD) ve besleme hızlarının (5 ve 10 m/s) odanın merkezindeki PMV değerleri üzerindeki etkisi**.....56**

Şekil 3.7 Durum 1 kapsamında, radyant duvar soğutması altında farklı hava besleme konumları ve hızlarının oda merkezindeki dikey sıcaklık dağılımı üzerindeki etkisi: (a) Sol duvar besleme, (b) Orta duvar besleme, (c) Sağ duvar besleme, (d) Üçlü duvar besleme **.....60**

Şekil 3.8 Durum 1 kapsamında, radyant duvar soğutması altında farklı hava besleme konumları ve hızlarının dikey sıcaklık farkı üzerindeki etkisi **.....63**

Şekil 3.9 Durum 1 kapsamında, radyant duvar yüzey sıcaklığının yükseklik boyunca sıcaklık dağılımı **.....65**

Şekil 3.10 Durum 1 kapsamında, farklı hava besleme konumları ve hızlarının, oda ortası cereyan oranına etkisi**.....69**

Şekil 3.11 Durum 1 kapsamında, farklı hava besleme konumları ve hızlarında elde edilen operatif sıcaklık değerleri**.....72**

Şekil 3.12 Radyant soğutma ve sol duvardan hava besleme uygulaması**.....74**

Şekil 3.13 Radyant soğutma ve orta duvardan hava besleme uygulaması **.....75**

Şekil 3.14 Radyant soğutma ve sağ duvardan hava besleme uygulaması **.....76**

Şekil 3.15 Radyant soğutma ve üç duvardan hava besleme uygulaması**.....77**

Şekil 3.16 Durum 2 kapsamında, radyant duvar soğutması altında farklı hava besleme konumları (SOD, ORD, SAD, UCD) ve besleme hızlarının (5 ve 10 m/s) odanın merkezindeki PMV değerleri üzerindeki etkisi**.....79**

Şekil 3.17 Durum 2 kapsamında farklı hava besleme konumları ve hızlarının, radyant duvar soğutması altında oda ortası dikey sıcaklık dağılımına etkisi a) Sol duvar besleme b) Orta duvar besleme c) Sağ duvar besleme d) Üçlü duvar besleme **81**

Şekil 3.18 Durum 2 kapsamında, radyant duvar soğutması altında farklı hava besleme konumları ve hızlarının dikey sıcaklık farkı üzerindeki etkisi **83**

Şekil 3.19 Durum 2 kapsamında radyant duvar yüzey sıcaklığının yükseklik boyunca sıcaklık dağılımı **84**

Şekil 3.20 Durum 2 kapsamında farklı hava besleme konumları ve hızlarının, oda ortası cereyan oranına etkisi..... **87**

Şekil 3.21 Durum 2 kapsamında, farklı hava besleme konumları ve hızlarında elde edilen operatif sıcaklık değerleri..... **88**

Şekil 3.22 Radyant soğutma ve sol duvardan hava besleme uygulaması..... **91**

Şekil 3.23 Radyant soğutma ve orta duvardan hava besleme uygulaması **92**

Şekil 3.24 Radyant soğutma ve sağ duvardan hava besleme uygulaması **93**

Şekil 3.25 Radyant soğutma ve üç duvardan hava besleme uygulaması..... **94**

Şekil 3.26 Durum 3 kapsamında, radyant duvar soğutması altında farklı hava besleme konumları (SOD, ORD, SAD, UCD) ve besleme hızlarının (5 ve 10 m/s) odanın merkezindeki PMV değerleri üzerindeki etkisi..... **96**

Şekil 3.27 Durum 3 kapsamında farklı hava besleme konumları ve hızlarının, radyant duvar soğutması altında oda ortası dikey sıcaklık dağılımına etkisi a) Sol duvar besleme b) Orta duvar besleme c) Sağ duvar besleme d) Üçlü duvar besleme **98**

Şekil 3.28 Durum 3 kapsamında farklı hava besleme konumları ve hızlarının, radyant duvar soğutması altında dikey sıcaklık farkına etkisi **100**

Şekil 3.29 Durum 3 kapsamında radyant duvar yüzey sıcaklığının yükseklik boyunca sıcaklık dağılımı **101**

Şekil 3.30 Durum 3 kapsamında farklı hava besleme konumları ve hızlarının, oda ortası cereyan oranına etkisi..... **104**

Şekil 3.31 Durum 3 kapsamında, farklı hava besleme konumları ve hızlarında elde edilen operatif sıcaklık değerleri..... **105**

Şekil 3.32 Simüle edilmiş test odasının izometrik görünümü **107**

Şekil 3.33 Çalışmada kullanılan hibrit HAD çözümüne ait akış diyagramı..... **108**

Şekil 3.34 Modelin ağ yapısının genel görünümü..... **109**

Şekil 3.35 Duvarlardaki sıcaklık değerlerinin sayısal ve deneysel sonuçlarının kıyaslanması (a) 5 m/s; (b) 10 m/s için..... **109**

Şekil 3.36 (a) 5 m/s için; (b) 10 m/s için orta nokta sıcaklık değişiminin sayısal ve deneysel sonuçlarının kıyaslanması..... **114**

Şekil 3.37 5 m/s ve 10 m/s besleme hava hızı için hız konturları **115**

Şekil 3.38 5 m/s ve 10 m/s besleme hava hızı için radyant sıcaklık konturları... **116**

Şekil 3.39 5 m/s ve 10 m/s besleme hava hızı için hava sıcaklığı konturları **.....117**

Şekil 3.40 Besleme havası duvara paralel yönlendirildiğinde sayısal sonuçlar (a) 5 m/s ve 10 m/s boyunca numune mankeni boyunca sıcaklık değişimi; (b) 5 m/s ve 10 m/s boyunca test odasında numune mankeni boyunca hız değişimi**.....119**

Şekil 3.41 Fanger modeli kullanılarak, 5 m/s ve 10 m/s besleme hava hızları için hesaplanan PMV konturları **.....119**

Şekil 3.42 Humphyres modeli kullanılarak 5 m/s ve 10 m/s besleme hava hızı hesaplanan PMV konturları **.....120**

Şekil 3.43 Fanger modeli kullanılarak, 5 m/s ve 10 m/s besleme hava hızları için hesaplanan PPD konturları**.....120**

Şekil 3.44 Simüle edilmiş test odasının izometrik görünümünde, merkezde yer alan mankenin (100 W) mevcut deneysel senaryosunun sayısal modeli (a) geometrik model, (b) oluşturulan hacim ağı (mesh) yapısı **.....122**

Şekil 3.45 (a) 5 m/s için (b) 10 m/s besleme hava hızı için oda orta noktasındaki sıcaklık değişiminin sayısal ve deneysel sonuçlarının kıyaslanması **124**

Şekil 3.46 Duvarlardaki sıcaklık değerlerinin sayısal ve deneysel sonuçlarının kıyaslanması (a) 5 m/s; (b) 10 m/s için**.....126**

Şekil 3.47 5 m/s ve 10 m/s besleme hava hızları için, mankenli radyant sıcaklık konturları**.....133**

Şekil 3.48 5 m/s ve 10 m/s besleme hava hızları için, mankenli hava sıcaklığı konturları**.....134**

Şekil 3.49 5 m/s ve 10 m/s besleme hava hızları için, mankenli hız konturları **..135**

Şekil 3.50 Fanger modeline göre, 5 m/s ve 10 m/s besleme hava hızları için mankenli PMV konturları **.....137**

TABLO LİSTESİ

Tablo 1.1 Radyant soğutma ve havalandırma sistemlerine ilişkin deneysel çalışmalarda kullanılan sistem paremetreleri **11**

Tablo 1.2 Radyant soğutma ve havalandırma sistemlerine ilişkin sayısal tabanlı çalışmalarda kullanılan sistem parametreleri **20**

Tablo 2.1 Ölçüm cihazlarının çalışma aralıkları **37**

Tablo 2.2 PMV skala aralığı **41**

Tablo 2.3 ISO 7730 standardına göre ısıl konfor sınıflandırması **43**

Tablo 2.4 CEN CR 1752 standardına göre cereyan oranı (DR) sınırları ve konfor kategorileri **43**

Tablo 3.1 Durum 1 kapsamında oluşturulan senaryolar **50**

Tablo 3.2 Durum 1 kapsamında senaryo 1 ve 2'nin sonuçları **51**

Tablo 3.3 Durum 1 kapsamında senaryo 3 ve 4'ün sonuçları **52**

Tablo 3.4 Durum 1 kapsamında senaryo 5 ve 6'nın sonuçları **53**

Tablo 3.5 Durum 1 kapsamında senaryo 7 ve 8'in sonuçları **54**

Tablo 3.6 Önceki çalışmalardaki radyant soğutma sistemlerinin ısıl tabakalaşma aralıklarının özeti **64**

Tablo 3.7 Hava besleme konumları ve hızlarına göre 1,1 m yüksekliğinde ölçülen hava hızı ve türbülans yoğunluğu **66**

Tablo 3.8 Ölçüm yüksekliğine göre hava sıcaklığı, hesaplanan radyant sıcaklık ve operatif sıcaklık değerleri **71**

Tablo 3.9 EN ISO 7730 ve ASHRAE Standardı 55'e göre PMV/PPD ve operatif sıcaklığa dayalı ısıl konfor kriterleri **72**

Tablo 3.10 Durum 2 kapsamında oluşturulan senaryolar **73**

Tablo 3.11 Durum 2 kapsamında senaryo 1 ve 2'nin sonuçları **74**

Tablo 3.12 Durum 2 kapsamında senaryo 3 ve 4'ün sonuçları **75**

Tablo 3.13 Durum 2 kapsamında senaryo 5 ve 6'nın sonuçları **76**

Tablo 3.14 Durum 2 kapsamında senaryo 7 ve 8'in sonuçları **77**

Tablo 3.15 Hava besleme konumları ve hızlarına göre 1,1 m yüksekliğinde ölçülen hava hızı ve türbülans yoğunluğu **86**

Tablo 3.16 Ölçüm yüksekliğine göre hava sıcaklığı, hesaplanan radyant sıcaklık ve operatif sıcaklık değerleri **89**

Tablo 3.17 Durum 3 kapsamında oluşturulan senaryolar **90**

Tablo 3.18 Durum 3 kapsamında senaryo 1 ve 2'nin sonuçları **91**

Tablo 3.19 Durum 3 kapsamında senaryo 3 ve 4'ün sonuçları **92**

Tablo 3.20 Durum 3 kapsamında senaryo 5 ve 6'nın sonuçları **93**

Tablo 3.21 Durum 3 senaryo 7 ve 8'in sonuçları **94**

Tablo 3.22 Hava besleme konumları ve hızlarına göre 1,1 m yüksekliğinde ölçülen hava hızı ve türbülans yoğunluğu **103**

Tablo 3.23 Ölçüm yüksekliğine göre hava sıcaklığı, hesaplanan radyant sıcaklık ve operatif sıcaklık değerleri **106**

Tablo 3.24 Sınır koşullarının özeti **110**

Tablo 3.25 Soğutulmuş su alanı için ağ bağımsızlığı sonuçları **111**

Tablo 3.26 Oda yüksekliğine göre hava sıcaklıklarının mesh bağımsızlığı sonuçları **112**

Tablo 3.27 Literatürdeki benzer çalışmalara ait sistem özellikleri ve sayısal-deneysel doğrulama sonuçlarının karşılaştırılması **128**

Tablo 4.1 Belirsizlik analiz bulguları **140**

ÖZET

Radyant Soğutmalı Duvar ve Slot Difüzörlü Havalandırmalı Bir Mahalde Isıl Konforun İncelenmesi

Melek ÇALIŞKAN TEMİZ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Doktora Tezi

Danışman: Prof. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ

İkinci Danışman: Doç. Dr. Muhammet CAMCI

Bu çalışmada, iç yüzeylerinden beşi hidronik radyant sistemle kaplanmış ve yalnızca sol duvarı aktif olarak çalıştırılan, 1,8 m × 1,8 m taban alanına ve 2,7 m yüksekliğe sahip tam ölçekli bir test odasında ısıl konfor açısından deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Test odasının üç kenarında taban seviyesine yakın ve süpürgelik hizasında konumlandırılmış hava iletim kanalları bulunmaktadır. Oda içi sıcaklık dağılımını izlemek amacıyla farklı noktalara yerleştirilen sıcaklık sensörleri kullanılmıştır. Deney düzeneğinde, oda ortasında 100 W ısı yayan ve insanı temsil eden dummy silindir prensibiyle çalışan bir maket manken kullanılmıştır. Deney sürecinde, tek bir duvarda uygulanan radyant soğutmaya ek olarak havalandırma sistemi farklı duvarlarda konumlandırılarak çeşitli hava hızları ve panel sıcaklıkları altında iç ortam ısıl konforu incelenmiştir. Çalışma kapsamında farklı panel giriş suyu sıcaklıkları (12,9 °C, 13,9 °C ve 14,9 °C), dört farklı hava besleme konumu (SOD, ORD, SAD, UCD) ve iki farklı hava besleme hızı (5 m/s ve 10 m/s) altında PMV, operatif sıcaklık, türbülans yoğunluğu, cereyan oranı ve dikey sıcaklık farkı değerleri elde edilmiştir. Ayrıca, 12,9 °C su sıcaklığında sol duvardan 5 ve 10 m/s hızlarında gerçekleştirilen besleme koşulları

için sayısal analiz yapılmış ve sonuçlar deneysel verilerle doğrulanmıştır. Tüm senaryolarda PMV değerlerinin ISO 7730 standardına göre konfor sınırları içerisinde kaldığı belirlenmiştir. Yerel konfor değerlendirmesinde en iyi sonuçlar, radyant soğutmanın uygulandığı duvara bitişik havalandırma kanalı konumunda (SOD) elde edilmiştir. SOD ve ORD konumlarında PMV ve operatif sıcaklık değerleri konfor aralığında kalırken, düşük türbülans yoğunluğu ve sınırlı cereyan etkisiyle kullanıcı konforunun korunabildiği gözlemlenmiştir. SAD ve UCD konumlarında ise özellikle yüksek hava hızında (10 m/s) çalışma sıcaklıklarının azaldığı, PMV değerlerinin negatif yöne kaydığı ve cereyan oranlarının arttığı belirlenmiştir. Dikey sıcaklık farkı tüm senaryolarda düşük seviyelerde kalmış ve yüksek hava hızlarının sıcaklık tabakalaşmasını azalttığı görülmüştür. Bu çalışma, duvardan radyant soğutma ile farklı hava dağıtım konumlarının birlikte değerlendirilmesine yönelik deneysel ve sayısal sonuçlar sunarak literatüre katkı sağlamaktadır.

Anahtar Kelimeler: Radyant sistemler, duvardan radyant soğutma, difüzör, ısıl konfor

ABSTRACT

Examination of Thermal Comfort in a Radiant Cooled Wall and Slot Diffuser Ventilated Room

Melek ÇALIŞKAN TEMİZ

Department of Mechanical Engineering
Doctor of Philosophy Thesis

Supervisor: Prof. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ
Co-supervisor: Doç. Dr. Muhammet CAMCI

This study experimentally investigates thermal comfort in a full-scale test room (1.8 m × 1.8 m × 2.7 m) equipped with a hydronic radiant system on five interior surfaces, with only the left wall actively operated. The setup includes air delivery ducts positioned at the baseboard level on three sides. Indoor temperature distribution was monitored using strategically placed sensors, while a 100 W dummy cylinder was used to represent human heat dissipation. The research examines indoor thermal comfort under various air velocities and panel temperatures, integrating radiant cooling with different ventilation configurations. The experimental parameters included three panel inlet water temperatures (12.9 °C, 13.9 °C, and 14.9 °C), four air supply locations (SOD, ORD, SAD, UCD), and two air supply velocities (5 m/s and 10 m/s). Performance was evaluated based on PMV, operative temperature, turbulence intensity, draught rate, and vertical temperature difference. Furthermore, numerical analyses were conducted for the 12.9 °C water temperature at 5 and 10 m/s velocities from the left wall, with results validated against experimental data. The findings indicate that PMV values

remained within the ISO 7730 comfort limits across all scenarios. The best local comfort results were achieved at the SOD position, adjacent to the radiant cooling wall. While SOD and ORD configurations maintained PMV and operative temperatures within comfort ranges with low turbulence and limited draught, the SAD and UCD positions exhibited decreased operative temperatures, negative PMV shifts, and increased draught rates, particularly at 10 m/s. Vertical temperature differences remained low in all cases, with higher air velocities further reducing stratification. This study contributes to the literature by providing comprehensive experimental and numerical data on the synergy between wall-integrated radiant cooling and diverse air distribution strategies.

Keywords: Radiant systems, wall radiant cooling, diffuser, thermal comfort

1
GİRİŞ

1.1 Literatür Özeti

İnsanlar, günümüzde dünya üzerinde birçok farklı iklim ve coğrafyada yaşam sürdürmektedir. Gelişen teknoloji ile insanların daha önce yaşam alanı olarak tercihten kaçındıkları konumlarda dahi kalıcı ya da geçici yaşam amacı ile bulunduğu görülebilmektedir. Bunun en önemli nedenlerinden birisi de artık insanların yaşam alanlarını tercih edilen koşullara getirmesinin ve tutmasının eski zamanlara kıyasla daha kolay olmasıdır. İnsanlar, sıcak kanlı canlı grubundan olup genellikle 36,1°C ve 37,8°C arasındaki vücut sıcaklık değerinde yaşamsal fonksiyonlarını gerçekleştirmektedir [1]. Bu nedenle yaşam alanlarının bu değerleri koruyacak şekilde tasarımı önemlidir. Yaşam alanı şartlandırma uygulamaları bu isteği karşılamak amacı ile gelişerek evrimleşmiştir.

Birçok farklı sistem ile yaşam alanı iklimlendirmesi örnekleri görülebilmektedir. Bunlardan birisi de tarihte çok eski uygulamaları da görülen radyant sistemlerdir. Radyant ısıtma ve soğutma sistemleri ASHRAE [2] standardınca, söz konusu olan ısı transferinin %50'den fazlasını radyant ısı transferi ile gerçekleştiren sistemler olarak tanımlanmaktadır. Radyant ısıtma ve soğutma sistemleri tarihi olarak çok önceki dönemlerde insanlar tarafından tercih edilmiş ve bilinen bir yöntemdir. İncelenen arkeolojik bulgular ile radyant sistem uygulamalarından bir tanesi olan radyant zemin ısıtmanın binlerce yıl önce ortaya çıktığı, Asya ve antik roma dönemlerinde örneklerinin olduğu görülmüştür [3]. Radyant sistemler mahal alanlarında tarihte olduğu gibi şimdi de oldukça yaygın kullanılmaktadır. Örneğin Almanya, Avusturya ve Danimarka gibi ülkelerde yeni yapılan binaların %30 ve %50 arasında olan kesiminde radyant zemin sistemi olduğu bilinmektedir [4]. Radyant sistem uygulamaları genellikle zemin ve tavan şeklindedir. Yüksek ısı

transfer alanı sayesinde, düşük sıcaklık farkıyla ortamı soğutabilir veya ısıtabilir. Bu nedenle, radyant sistemler düşük sıcaklıkta ısıtma ve yüksek sıcaklıkta soğutma özellikleriyle tanınır [5]. Sürdürülebilir ve çevreci uygulamalara imkân tanıması, tavan, zemin ve duvar gibi alanlarda kullanım avantaj ve esnekliği ile öne çıkan bir yöntem olmuştur. Yaşam alanında alan işgali de düşük seviyede olması önemli bir avantajıdır. Ayrıca mahal bölgesinin önemli bir diğer ihtiyacı olan havalandırma sistemleri ile de kombine edilebilmektedir. Bu sayede mahal alanlarının ısıl konforunun ve havalandırma şartlarının istenen seviyede sağlanması mümkün kılınabilmektedir.

Bu çalışmada, hidronik radyant duvar sisteminin zemin seviyesinden havalandırma sistemi ile kombine edilmiş bir uygulaması incelenmiştir. Kombine sistemin farklı koşullar altında iç ortam ısıl konforu üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Bu bölümde, radyant sistemler ve havalandırma sistemleri uygulamalarına ilişkin literatür özeti paylaşılmıştır.

1.1.1 Radyant Paneller ile Birleştirilmiş Havalandırma Sistemlerinin Isıl Konfor Performansı

Isıl konforun modern değerlendirilmesinde, insanların ısıl konfor koşulları fiziksel, fizyolojik ve psikolojik birçok faktör arasındaki etkileşime bağlı olduğunu kabul etmektedir. Isıl koşullar zamanla sürekli değişen altı parametrenin zamanın herhangi bir noktasında entegrasyonu olarak kabul etmektedir. Bu faktörler, hava sıcaklığı, ışınım sıcaklığı, hava hızı, bağıl nem, giysi yalıtımı ve metabolik aktivitedir (Şekil 1.1). Radyant sitemlerde insanlar için kabul edilebilir bir ısıl konfor sağlamak için, genel ısıl konfor Tahmin Edilen Ortalama Oy (PMV), Tahmin Edilen Memnuniyetsiz Kişi Yüzdesi (PPD) (EN ISO 7730) [6], ve yerel ısıl konfor (yüzey sıcaklığı, düşey hava sıcaklığı farklılıkları, sıcaklık asimetrisi, hava hızlarından kaynaklı rahatsızlıklar) dikkate alınmalıdır [7]. ASHRAE 55 standardı da ısıl konforu, ortamdan memnuniyeti ifade eden ve sübjektif değerlendirme ile değerlendirilen zihin durumu olarak tanımlamaktadır [8].



Şekil 1.2 Isıl konforu etkileyen temel parametreler

Radyant yüzeyler yalnızca gerekli yükü kaldırabildiğinden, havalandırma için genellikle paralel sistemler kullanılmalıdır. Yer değiştirmeli havalandırma (DV) sisteminin radyant soğutma panelleriyle birleştirilmesi, ısıl konfor ve enerji tasarrufu açısından önemli faydalar sağlar. Bu sistemler, bir bölgenin hava sıcaklığını kontrol eder ve yüzey teması yoluyla soğutma sağlar, böylece insanların genel ısıl konforunu iyileştirir. Radyant paneller, havalandırma sistemi sirkülasyonunu en üst düzeye çıkarmak ve çevredeki yüzeylerden ve gövdelerden ısıyı emerken daha dengeli bir ısıl deneyim sağlar. Bu kombinasyon, düşük hava hızı ayarlarında bile iyi bir sıcaklık dağılımı sağlar ve sakinleri rahatlatır. Bu sistemlerin entegrasyonu, özellikle işyerleri gibi kapalı alanlarda sıcaklık değişimlerini azaltarak ve enerji tüketimini azaltarak ısıl konforu daha da iyileştirir. Daha dengeli bir ısıl deneyim yaratmak için, radyant paneller çevredeki yüzeylerden ve gövdelerden ısıyı emerken, havalandırma sistemi sirkülasyonu en üst düzeye çıkarır. Bu kombinasyon, düşük hava hızı ayarlarında bile düzgün bir sıcaklık dağılımı sağlayarak sakinlerin daha rahat hissetmesini sağlar. Dahası, bu sistemlerin entegrasyonu, özellikle işyerleri gibi kapalı alanlarda enerji kullanımını düşürerek ve sıcaklık değişimlerini en aza indirerek ısıl konforu daha da iyileştirir [9].

Alamdari vd. [10] ılıman İngiltere ikliminde klima alternatifleri olarak DV ve soğutulmuş tavan sistemlerinin enerji verimliliğini inceledi. Çalışmada, deneysel ve hesaplamalı modelleme kullanılarak ofis ortamlarında DV ve soğutulmuş tavanların birleşik etkisi değerlendirilmiştir. Deneyde, 19 °C sıcaklığındaki besleme havası, duvara monte düşük seviyeli yer değiştirmeli havalandırma (DV) sistemi aracılığıyla, 3,5 hava değişim oranıyla (ACH) ortama sağlanmıştır. Sonuçlara göre, DV tek başına kullanıldığında yukarı yönlü hava akımı ve yüksek ısıl konfor (yüzde 90'ın üzerinde işgalci memnuniyeti) elde edilmiştir. Ancak, soğutulmuş tavanlarla birlikte, tavanın yakınında aşağı yönlü konveksiyon akımlarına neden olarak, daha yüksek karışık hava bölgesinden işgal edilen bölgeye kirli havanın taşınma riskini artırmıştır. Tüm durumlarda, beklenen PMV ve PPD değerleri ISO 7730 sınırları içinde kalmıştır. Bu çalışma, DV ve soğutulmuş tavan sistemlerinin birlikte kullanıldığında, ısıl konforu ve çevresel performansı iyileştirebileceğini göstermektedir. Ancak aynı zamanda, tavana yakın radyatif soğutma etkilerinin kirleticileri aşağı taşımasını önlemek için hava akışı yönetiminin önemini de vurgulamaktadır.

Loveday vd. [11], soğutulmuş tavan ile yer değiştirmeli havalandırma (CC/DV) sisteminin birlikte kullanıldığı ortamlarda ısıl konfor performansını incelemiştir. Bu çalışma ile ISO 7730 (1995) standardının bu koşullar altında uygulanabilirliğini doğrulamayı amaçlamıştır. Laboratuvar kontrollü bir ofiste çevresel ölçümler ve insan deneklerle ısıl konfor testleri gerçekleştirilmiştir. 5,4 × 3,0 × 2,8 boyutlarındaki deney odasında, duvara monte edilmiş bir deplasman difüzörü ve altı paralel devreli soğutulmuş bir tavan kullanılmıştır. Yer değiştirmeli havalandırma sistemiyle, 19 °C sıcaklığında taze hava sağlanmış ve ACH 2,5 ile 8,0 arasında değiştirilmiştir. Soğutulmuş tavan yüzey sıcaklıkları ise 14°C ila 21°C arasında değişmiştir. Araştırmalar, düşük tavan sıcaklıklarının (14–16 °C), yer değiştirmeli havalandırma sisteminin akış düzenini bozarak hava karışımını artırdığını; bunun da zemin ve tavana yakın bölgelerde yerel hava hızlarının yükselmesine yol açtığını göstermiştir. Daha yüksek hava değişim oranlarının (8 ACH'a kadar) özellikle ayak bileği ve baş seviyelerinde artan karışıma ve yüksek hava hızlarına yol açtığını, ancak hava akımı rahatsızlığının minimum düzeyde kaldığını ortaya koymuştur. Hava akımından kaynaklanan yerel rahatsızlık minimum düzeyde kalırken, hava hızları çoğunlukla 0,04–0,11 m/s aralığında yer

almıştır. Soğutulmuş tavan tarafından oluşturulan dikey radyant asimetri, masa başında oturanlar için ısıl konfor üzerinde önemli bir etkiye sahip olmadığı, ısıl olarak nötr koşul, orta nem oranına sahip 18°C tavan sıcaklığında gözlemlendiği saptanmıştır. Genel olarak bulgular, bu tür hibrit sistemler için ISO 7730'un geçerliliğini desteklediğini ve yer değiştirmeli hava akışının kesintiye uğramasını önlemek için dikkatli bir tavan sıcaklığı tasarımına ihtiyaç olduğunu vurgulamıştır.

Corgnati vd. [12], ofis ortamlarında yalnızca tam hava karışımlı havalandırma (MV) sistemlerini ve bu sistemlerin soğuk radyant tavan panelleriyle birlikte kullanımını değerlendirmek amacıyla deneysel ve sayısal bir çalışma yürütmüştür. Çalışmada, ısıl konfor, hava akışı dağılımı ve hava akımı riskinin değerlendirilmesi amacıyla, Aalborg Üniversitesi'nde hem hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) simülasyonları hem de tam ölçekli bir test odası kullanılmıştır. Deneysel kurulum, ısıl mankenler ve ofis ekipmanları gibi dahili ısı kaynakları da dahil olmak üzere tipik iki kişilik bir ofisi (4,5 m × 3,9 m × 2,6 m) simüle etmiştir. HAD simülasyonları, deneysel sonuçlarla iyi bir uyum göstermiş ve model güvenilirliğini doğrulanmıştır. Besleme havası, hedeflenen Arşimet sayısı aralığını sağlamak amacıyla ayarlanmış besleme sıcaklıklarıyla, 2,4 metre yükseklikte duvara monte edilmiş nozul tipi bir difüzör aracılığıyla odaya verilmiştir. Havalandırma sistemine soğuk tavan panellerinin eklenmesinin, tavandan aşağıya doğru yönelen soğuk hava akımlarını (dikey jetleri) azaltarak hava akımı kaynaklı rahatsızlıkları hafiflettiği gözlemlenmiştir.

Causone vd. [13], ofis ortamlarında radyant zemin ısıtma veya soğutma sistemleri ile yer değiştirmeli havalandırmayı birleştiren hibrit sistemleri hem ısıl konfor hem de havalandırma performansı açısından deneysel ve sayısal yöntemlerle değerlendirmiştir. Çalışmada, dikey hava sıcaklığı gradyanları, hava akımı riski, radyant asimetri ve havalandırma etkinliği üzerindeki etkiler analiz edilmiştir. Deneyler, radyant zemin panelleri, duvara monte edilmiş yer değiştirmeli havalandırma sistemi ve ısıl mankenlerin bulunduğu 2 m × 4,0 m × 2,4 m boyutlarında bir çevre odasında gerçekleştirilmiştir. Hem ısıtma hem de soğutma senaryoları için farklı test vakaları uygulanmış; besleme havası sıcaklığı (14–18 °C), zemin yüzey sıcaklığı (31 °C'ye kadar) ve havalandırma oranı (3,1–7,1 ACH) gibi parametreler değiştirilmiştir. Zemin soğutmasıyla birlikte kullanılan yer değiştirmeli havalandırma, dikey sıcaklık gradyanlarını artırarak baş ve ayak bileği

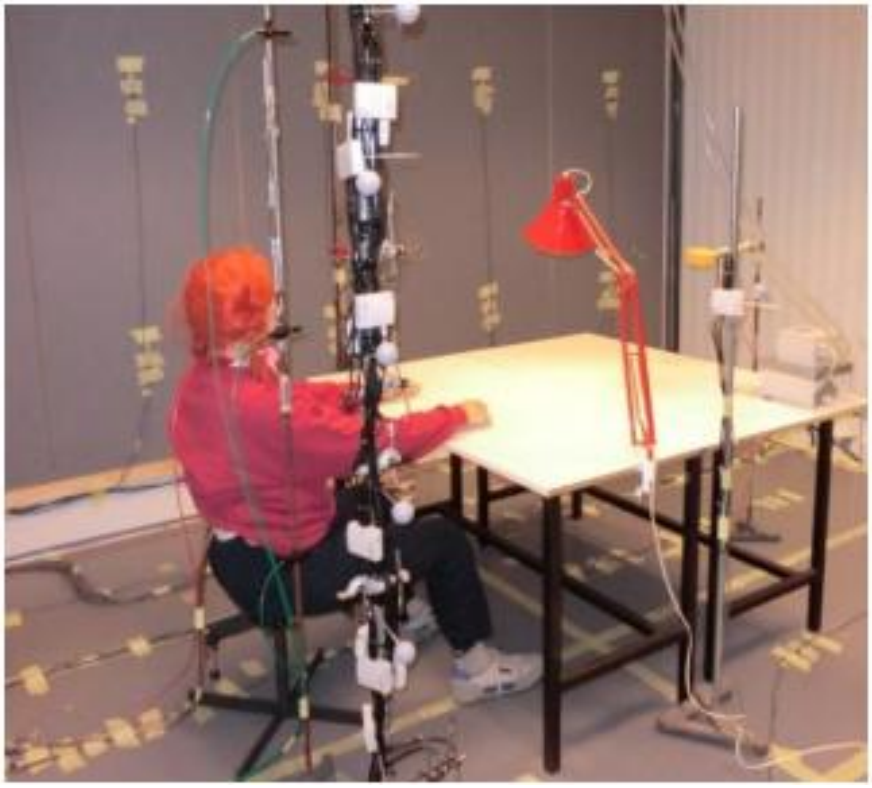
arasındaki farkı konfor sınırlarının üzerine çıkarmış; ancak ayak bileği seviyesindeki hava hızı %15'in altında kalarak ISO 7730 standardına göre konfor şartlarını sağlamıştır. Ayrıca, soğuk zeminler veya sıcak pencereler kaynaklı radyant asimetri, rahatsızlık eşiklerini (PD <%10) aşmamış ve ısıl manken üzerinde yapılan eşdeğer sıcaklık ölçümleri, genel konfor değerlendirmelerini desteklemiştir.

Taki vd. [14], düşük tavan yüzey sıcaklıklarının, soğutulmuş tavan ile yer değiştirmeli havalandırma sistemlerinin birleşiminde, aşağı yönlü soğuk konveksiyon akımları oluşturarak yer değiştirme hava akışını nasıl bozduğunu incelemiştir. HAD simülasyonları ve tam ölçekli deneysel testler için kontrollü ofis benzeri bir test odası kullanılmıştır. Deneyler, soğutulmuş tavan paneli, DV sistemi ve iç ısı kazanımlarını simüle etmek için ısıl mankenlerle donatılmıştır. Mankenler, ısı yayılımı, ısı yükü ve konveksiyon davranışları açısından gerçek bir insanı simüle etmiştir. Çalışmada 19°C besleme havası, 4 ACH ve 12-21°C tavan yüzey sıcaklığında gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar, 16°C'nin altındaki tavan sıcaklıklarında, alçalan soğuk hava akımlarının hava karışımını ve tabakalaşma kaybını yönlendirdiğini ve DV sisteminin akış desenini geçersiz kıldığını göstermektedir.

Schiavon vd. [15] tarafından yapılan ayrıntılı bir laboratuvar çalışmasında, entegre soğutulmuş tavan ve DV sistemlerine sahip ofislerdeki hava sıcaklığı tabakalaşması incelemişlerdir. Çalışmada amaç, soğutulmuş tavanlar ile DV arasındaki soğutma yükü dağılımının (η) ve aktif tavan alanı yüzdesinin, özellikle oturan kişiler için baştan ayağa sıcaklık farkı olmak üzere, dikey sıcaklık gradyanlarını ve ısıl konfor koşullarını nasıl etkilediğini belirlemekti. Deneyler, asılı radyant tavan panelleri ve DV difüzörleri bulunan tam ölçekli bir iklim odasında (4,27 m × 4,27 m × 3,0 m) gerçekleştirilmiştir. Soğutulmuş tavan sistemleri iki farklı senaryosunda test edilmiştir. η arttıkça, özellikle işgal edilen bölgenin üstünde, dikey sıcaklık tabakalaşması azaldığı saptanmıştır. Panel yüzey sıcaklıkları ≥18°C olduğunda, tüm durumlarda 1,5°C'lik minimum baş-ayak bileği sıcaklık farkı korunduğu ve ASHRAE 55 konfor kriterleri karşılandığı gözlemlenmiştir.

Krajčík vd. [16], tarafından yapılan deneysel bir çalışmada, farklı radyant zemin ısıtma/soğutma ve mekanik havalandırma sistemlerine sahip kontrollü bir iç mekân ortamında ısıl konforun nesnel ve öznel yargıları incelenmiştir. 16 kişilik çalışma iki bölümden oluşmaktaydı: karıştırma havalandırmalı kış testleri ve yer değiştirme

havalandırmalı yaz testleri. Sıcak hava ve MV ile radyant zemin ısıtması kışın karşılaştırılmıştır. Zemin ısıtmasının daha düzgün bir dikey sıcaklık dağılımı sağladığı ve soğuk ayak şikayetlerini azalttığı saptanmıştır. Temmuz ayındaki deneylerde radyant zemin soğutması hem DV ile birleştirilmiş hem de ayrı olarak çalıştırılmıştır. DV sisteminin zemin soğutmasıyla birleştirilmesi, havalandırma etkinliğini artırmış; buna rağmen ayak bölgesinde rahatsız edici hava akımı oluşmamıştır. Ancak zemine ve tavana yakın yerlerde dikey sıcaklık gradyanlarını ve radyant sıcaklık asimetrisini artırmıştır. Çalışmada genel ısıl konforun sağlandığı fakat yerel ısıl konforda vücut bölgeleri arasında, özellikle tabakalı ortamlarda önemli ısıl duyum farklılıklarının olduğu belirlenmiştir. Kombinasyon sistemlerinin tatmin edici konfor sağlayabileceği, beraberinde oldukça tabakalı ortamların lokal rahatsızlığa (soğuk ayaklar veya sıcak baş) neden olabileceği saptanmıştır.



Şekil 1.2 Çalışmada kullanılan test odasının ölçekli yerleşim şeması [16]

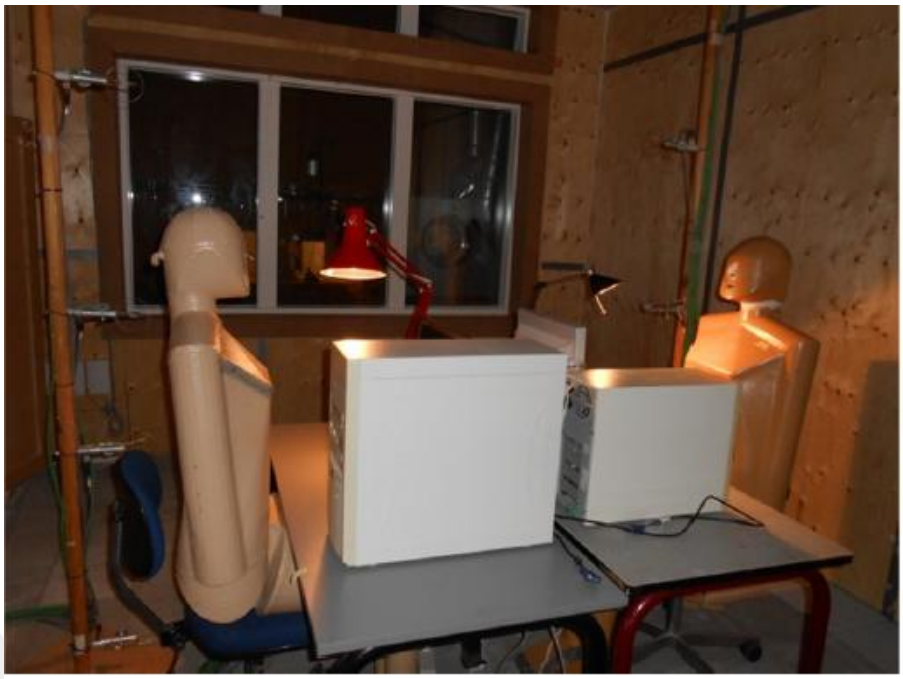
Dréau ve Heiselberg [17], radyant ve konvektif soğutma terminallerinin ısıl performansını değerlendirmek amacıyla TRNSYS yazılımı kullanarak sayısal simülasyonlar gerçekleştirmiştir. Simülasyonlarda, referans ortam olarak 5,1 m × 5,1 m × 2,6 m boyutlarında tek bölmeli bir test odası modellenmiş; ayrıca, radyant

tavan soğutmasının karışım havalandırması etkisiyle birlikte değerlendirilmesi için bir difüzör sistemi tanımlanmıştır. Dış ortam şartları yaz mevsimine göre simüle edilmiştir. Referans radyant sistem, tavan yüzeyine sabitlenmiş yatay olarak konumlandırılmış soğutulmuş bir tavan panelinden oluşmaktadır. Karma konvektif yapının oluşması için belirli durumlarda delikli bir radyant panel kullanılmıştır. Standart fan coil üniteleri ile açıkta konvektif sistemler arasında bir karşılaştırma yapıldı. Hava besleme hızı 0 ile 3 ACH arasındadır. Sonuçlara göre, radyant sistemlerin hava hızlarını azaltarak havalandırma sistemlerine göre daha iyi konfor hissi yarattığı saptanmıştır. Her ne kadar öznel konfor doğrudan ölçülmemiş olsa da düşük hava hızı ve sabit sıcaklık düzeyleri, ISO 7730 ve ASHRAE 55 standartlarına göre daha elverişli bir ısıl çevre oluşturmaktadır. Yazarlar, gizli yükleri yönetmek üzere tasarlanmış havalandırma sistemleriyle birleştirildiğinde, yeterli büyüklükteki radyant soğutma terminallerinin ısıl konfor standartlarını karşılayabilen enerji açısından verimli bir çözüm sunduğunu belirtmiştir. Ancak sistemin etkinliği, iç yüklerin büyüklüğü, yapı geometrisi ve ısıl kütle gibi parametrelere bağlı olarak değişmektedir.

Krajčík vd. [18], tam ölçekli bir ofis test odasında gerçekleştirilen deneysel çalışmada, radyant zemin soğutması ile yer değiştirmeli havalandırma sisteminin birleşik etkilerini, ısıl konfor ve havalandırma etkinliği açısından incelemişlerdir. Çalışmada kullanılan 4,2 m × 4,0 m × 2,4 m boyutlarındaki test odası; zemin seviyesine yerleştirilmiş yarı dairesel DV difüzörü, radyant zemin panelleri ve pencere simülatörü ile donatılmıştır. İç ısı kazançları, biri ısıl manken, diğeri elektrikle ısıtılan manken olmak üzere iki işgalci kaynaktan sağlanmıştır. Farklı hava değişim oranları, besleme havası sıcaklıkları ve zemin sıcaklıkları ile altı deney gerçekleştirilmiştir. Çeşitli yüksekliklerde ve yerlerde hava sıcaklığı, hız, operatif sıcaklık ve dikey eğimler ölçülmüştür. Çalışma, DV sisteminin zemin soğutmasıyla birleştirilmesinin hava akışını iyileştirdiğini ancak önemli dikey sıcaklık eğimleri (ayak bileği ile baş yüksekliği arasında 7 ºC'ye kadar) yarattığını ve özellikle ayaklarda üşüme olmak üzere yerel ısıl rahatsızlığa yol açtığını göstermiştir. Sistem, tabakalaşma riski taşımasına rağmen birçok senaryoda solunum bölgesinde temiz hava ve tatmin edici düzeyde ısıl konfor sağlamıştır; ancak bu ısıl konfor ve hava kalitesi performansı, zemin ve besleme havası sıcaklıklarının doğru şekilde yönetilmesine oldukça duyarlıdır.

Fernández Hernández vd. [19], radyant soğutma sistemi ile yerden hava dağıtım sistemi (UFAD) entegre edilerek geliştirilen yeni bir terminal ünitenin deneysel ve sayısal analizini gerçekleştirmiştir. Sistem, gömülü hidronik borulara (radyant soğutma için) sahip modüler yükseltilmiş döşeme panellerinden ve besleme havasını iletmek için kullanılan bir yer altı plenumundan oluşur. Bu sistem ile hem ısıl konforun hem de enerji verimliliğinin artırılması değerlendirilmiştir. Çalışma kapsamında, 2,5 m yüksekliğe ve 3 × 3 m² alana sahip, 25 zemin modülünün yerleştirildiği deneysel bir kurulum yapılmış ve toplamda 22,5 m³ hacminde bir test odası oluşturulmuştur. Sistem, 15 °C sıcaklığındaki su ve 16–17 °C aralığındaki tedarik havası ile çalıştırılmıştır. Test odası, zemin altı plenumuna iletilen havanın merkezi bir difüzör aracılığıyla ortama dağıtılmasıyla havalandırılmıştır. Deneysel çalışmalarda, operatif sıcaklık, zemin sıcaklığı ve hava sıcaklık dağılımları detaylı şekilde ölçülmüştür. Son olarak, entegre sistem UFAD ve radyant zemin soğutma teknolojilerini birleştirerek düzgün hava dağılımı, daha yüksek soğutma kapasitesi ve kontrollü yüzey sıcaklıkları sağladığı belirtilmiştir.

Zhang vd. [20], radyant tavan panelleri ile yayılı tavan havalandırmasını (DCV) birleştiren hibrit bir sistemin ısıl konfor performansını değerlendirmek amacıyla tam ölçekli bir deneysel çalışma gerçekleştirmiştir. Deneysel çalışma, sıcaklık nem ve dış koşulların kontrollü olduğu 3,3 m × 4,8 m × 2,33 m boyutlarındaki kapalı bir test odasında yapılmıştır. Çalışma hem ısıtma hem de soğutma deneylerini içermektedir. 2 farklı ACH (2-4) değeri ile hava sıcaklığı 24,1 C olarak belirlenmiştir. PMV, PPD, dikey sıcaklık farkı (VTD), cereyan oranı (DR) ve radyant sıcaklık asimetrisi dahil olmak üzere kapsamlı ısıl konfor parametreleri ISO 7730 standartlarına uygun olarak değerlendirilmiştir. Sonuçlar, DCV sisteminin düşük hızda ve minimum hava akımıyla havayı ileterek ısıl konforu iyileştirdiğini, radyant tavanın ise sabit yüzey sıcaklıkları sağladığını göstermiştir. Hava dağıtım boşluğundan (plenum) hava karışımının düzgün olmadığı, yüzey sıcaklık dağılımını etkilediği ve tavanın radyant etkinliğini azalttığı saptanmıştır.



Şekil 1.3 Test odasının düzeni [20]

Mikeska vd. [21], difüz tavan havalandırması ile entegre edilmiş duvar tipi radyant soğutma sisteminin ısıl konfor ve hava akışı performansını, deneysel ve HAD tabanlı olarak incelemiştir. Çalışma, özellikle hava akımının istenmediği kalabalık sınıf benzeri alanlara odaklanmıştır. Radyant sistem, 30 mm kalınlığındaki beton duvarlara yerleştirilen plastik kılcal matlarla oluşturulmuş; havalandırma ise delikli alçıpan asma tavanla sağlanmıştır. Deneyler, 6,05 × 3,25 × 2,65 m boyutlarında bir odada yapılmıştır. Tedarik havası, 1,44 m/s hız ve 26,6 °C sıcaklıkla tavandan verilmiştir. İç yük, 1327 W'lık bir sınıf doluluğunu temsil eden 12 ısıtılmış metal mankenle simüle edilmiştir. Panel suyu sıcaklığı 18,5–21,5 °C aralığındadır. Ölçümler, 22–25 °C arasında oda sıcaklıkları, 2 °C'nin altında dikey sıcaklık farkları ve ayak bileği seviyesinde %5,1'in altında hava akımı riski göstermiştir. Bu sonuçlar, ISO 7730 Kategori B konfor gereksinimlerini karşılamaktadır. Çalışma, difüz tavan girişlerine sahip duvar radyant soğutma sisteminin, yüksek iç kazançlı ortamlarda enerji verimli ve hava akımı kaynaklı rahatsızlık yaratmayan bir konfor sağladığını ortaya koymuştur. Sistem, dikeyde 2 K içinde kontrol edilen sıcaklık tabakalaşmasıyla 29–59 W/m² arasında bir soğutma kapasitesi sunmuştur. Ayak bileği seviyesindeki hava akımı riski <%5,1 olarak belirlenmiş ve konfor koşulları sağlanmıştır. HAD simülasyonları, sıcaklık ve hız verileriyle deneysel sonuçlarla uyum göstermiş; bu model, difüzör alanı, duvar sıcaklığı ve iç kazançlara yönelik parametrik analizlerde kullanılmıştır.

Tablo 1.1 Radyant soğutma ve havalandırma sitemlerine ilişkin deneysel çalışmalarda kullanılan sistem parametreleri

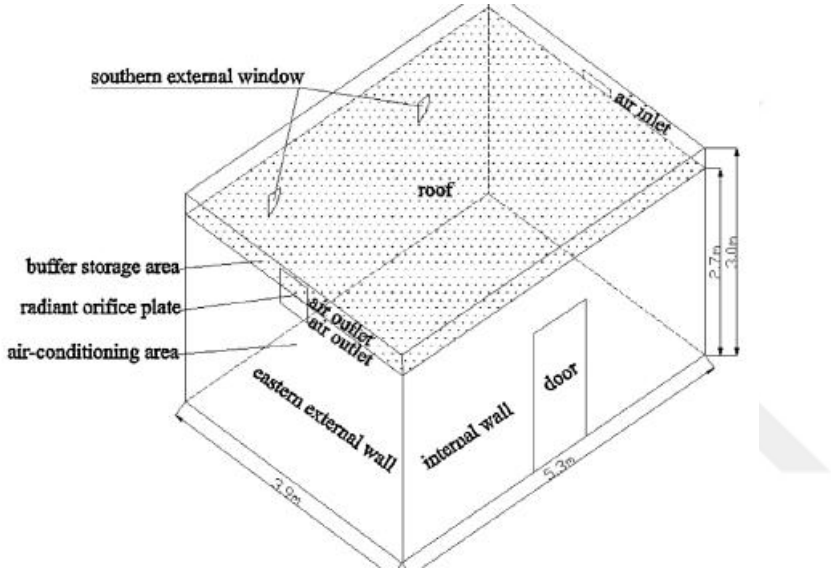
Referans	Soğutulan yüzey	Havalandırma tipi	Oda boyutları (m^3)	ACH (h^{-1}) veya hız	Hava besleme sıcaklığı (°C)
Alamdari vd. [10]	Tavan	DV	4,2 × 3,6 × 2,7	3,5	19
Loveday vd. [11]	Tavan	DV	5,4 × 3,0 × 2,8	2,5 / 3,9 / 6,0 / 8,0	19
Corgnati vd. [12]	Tavan	MV	4,2 × 3,6 × 2,5	2,5 – 2,6	11–15
Causone vd. [13]	Zemin	DV	4,2 × 4,0 × 2,4	3,1 – 7,1	14–18
Taki et al., [14]	Tavan	DV	5,4 × 3,0 × 2,8	4,0	19
Schiavon vd. [15]	Tavan	DV	4,27 × 4,27 × 3,0	1,9-4,8	18
Krajčík vd. [16]	Zemin	DV	4,2 × 4,0 × 2,4	2,1-3	17,9
Le Dréau ve Heiselberg [17]	Tavan	Difüzör sistem	5,1 × 5,1 × 2,6	0-3	16-19
Krajčík vd. [18]	Zemin	DV	4,2 × 4,0 × 2,4	1,5 – 4,5	16 – 24
Fernández Hernández vd. [19]	Zemin	UFAD	3,0 × 3,0 × 2,5	2,5 m/s	16-17
Zhang vd. [20]	Tavan	Difüz tavan havalandırması	3,3 × 4,8 × 2,33	2-4	20-24
Mikeska vd. [21]	Duvar	Difüz tavan havalandırması	6,05 × 3,25 × 2,65	1,44 m/s	26,6

1.1.2 Radyant Paneller ile Birleştirilmiş Havalandırma Sistemlerinde Isıl Konforun Sayısal Olarak İncelenmesi

Catalina vd. [22], radyant soğutma tavanı bulunan bir test odasında, ısıl konforu değerlendirmek amacıyla tam ölçekli deneysel ve sayısal bir çalışma gerçekleştirmiştir. Soğutma tavanı yüzey sıcaklığı 16,9°C ile 18,9°C arasında değiştirilmiş ve hava sıcaklığı, yüzey sıcaklığı ve küre sıcaklığının ayrıntılı ölçümleri yapılmıştır. HAD sınır koşulları doğrudan bu deneysel ölçümlere dayandırılmış ve simülasyonların doğru bir şekilde doğrulanmasına olanak sağlamıştır. HAD sonuçları iç mekân hava akışını analiz etmek için kullanılmıştır. Hava hızının yalnızca ayak bileği bölgesinde 0,2 m/s'yi aştığı, alanın geri kalanında ise 0,1 m/s'nin altında kaldığı bulunmuştur. Dikey hava sıcaklığı gradyanı, ısıl konfor standartlarına uygun olarak 1°C altında bir değer almıştır. İç mekân hava sıcaklığı ile küre sıcaklığı arasındaki fark 0,8°C olarak saptanmıştır. Genel sonuçların ısıl konforu sağladığı belirlenmiştir.

Chiang vd. [23], Tayvan'ın Taipei kentinde 10,14 m × 7,6 m × 2,9 m boyutlarındaki tam ölçekli bir ofis test odasında, ısıl konforu değerlendirmek üzere deneysel ve sayısal bir çalışma gerçekleştirmiştir. Çalışmada mekanik havalandırma ile radyant soğutma tavan sisteminin etkisi incelenmiştir. Deneysel doğrulama, 0,1 m, 1,1 m ve 1,7 m yüksekliklere ayarlanmış 27 termokupldan alınan hava sıcaklığı verileri kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Besleme havası sıcaklıkları 18 °C, 21 °C ve 24 °C'de test edilerek ve havalandırma akış hızı 0,5m/s olarak ayarlanmıştır. Radyant tavan paneli yüzey sıcaklığı 18 °C ile 22 °C arasında değerler almıştır. Çalışmada, ilk olarak radyant tavan panelleri ile soğutma yapılmış ve bunun tek başına ısıl konfor sağlamada yetersiz olduğu görülmüştür. Daha sonra havalandırma sistemi eklenerek konfor değerlendirmesi yapılmıştır. Isıl konfor değerlendirmesi için PMV indeksi kullanılmış ve 24°C'de hava verildiğinde PMV değerleri kabul edilebilir konfor aralığında (PMV $<\pm 1.0$) yer almıştır. Baş bölgesinden ayak bileğine kadar olan dikey sıcaklık değişimi 2°C'nin altında tutulmuştur. Deneysel veriler ile sayısal tahminler arasında %1,1'in altında sapmalar gözlemlenmiş, bu da modelin yüksek doğrulukla çalıştığını ortaya koymuştur. Sonuçlar, uygun havalandırma tasarımına sahip radyant tavanların sıcak ve nemli iklimlerde kabul edilebilir ısıl konfor ve enerji verimliliği sağlayabileceğini vurgulamaktadır.

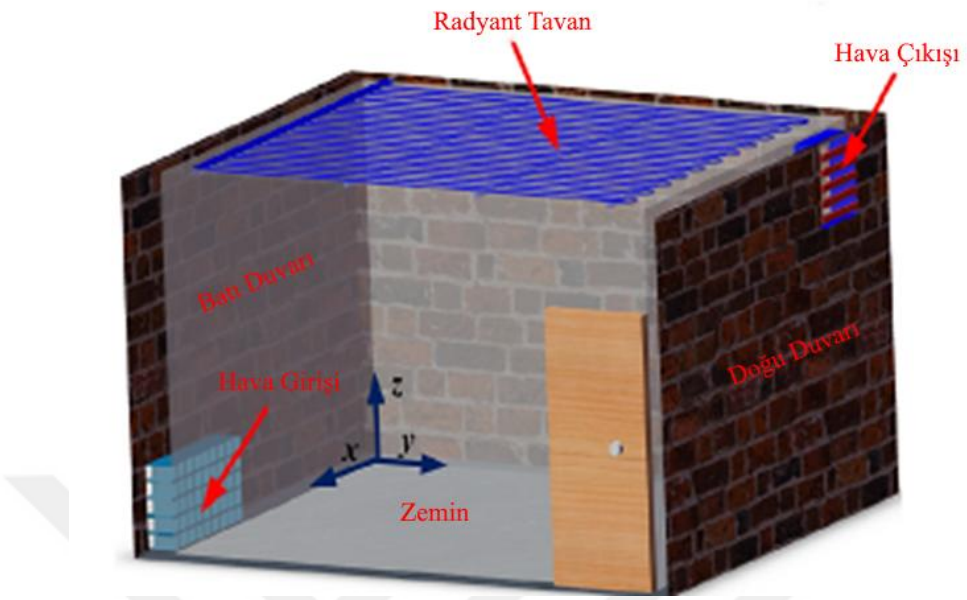
Gong vd. [24], konvektif ısı transferi ile radyant soğutmayı birleştiren hava taşıyan enerji radyant sistemini (ACERS) değerlendirmek amacıyla deneysel ve sayısal çalışmalar yürütmüştür. 5,3 m × 3,9 m × 2,7 m boyutlarında tam ölçekli bir test odasında deneysel çalışma yapılmıştır. Yılın yaz aylarında yapılan soğutma değerlendirmelerinde, besleme havası sıcaklığı 9,3°C'den 9,9°C'ye yükseltilmiş ve hava 1,22 ila 1,46 m/s hızla üflenmiştir. Panelin yüzey sıcaklığı 23 ila 23,5°C olarak ayarlanmıştır Simülasyon sonuçları, deneysel sıcaklık verileriyle doğrulanmıştır. Radyatif ve konvektif ısı transferini birleştiren sistem hem konfor sağlamış hem de enerji tasarrufu potansiyeli sunmuştur.



Şekil 1.4 ACERS ile donatılmış test odası [24]

Gao vd. [25], 3,55 m × 4,72 m × 2,75 m boyutlarındaki bir test odasında, yer değiştirmeli havalandırma ile entegre radyant soğutma tavanı altında hareketsiz oturanların ısıl konforunu incelemiştir. Panel yüzey sıcaklıkları 16,9–24 °C arasında değişmiştir. Havalandırma sistemi ile odaya 24,6°C ile 32°C arasında değişen besleme havası sıcaklıklarıyla, sabit 0,21 m/s hızında hava sağlanmıştır. PMV ve PPD endeksleri kullanılarak ısıl konfor değerlendirilmiştir. PMV ile insan vücudundan hissedilir ısı kaybı (Q) arasında doğrusal bir korelasyonun tanımlanmıştır. Dikey hava sıcaklığı gradyanı izin verilen sınırların altında kalmıştır (<0,8°C/m). İşgal edilen bölgedeki hava hızı 0,15 m/s'nin altında olması, hava akımı riskini en aza indirmiştir. Çalışmada, deneysel verilerle yapılan simülasyonlara ve doğrulamalara dayalı, yalnızca konvektif ve radyatif ısı

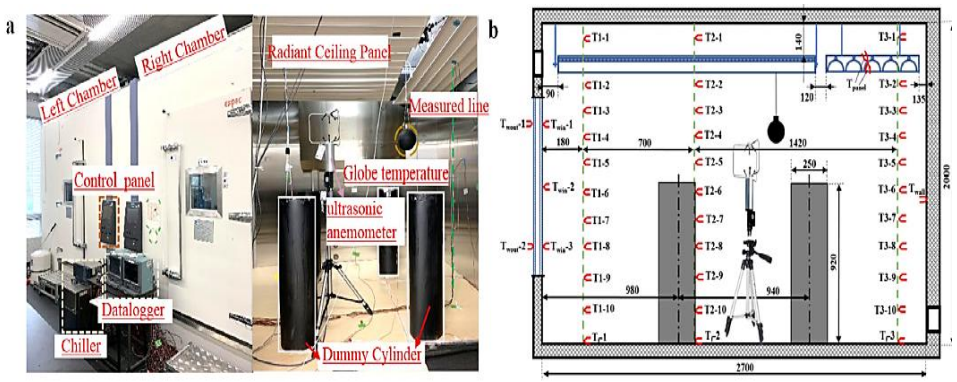
kayıplarına dayanan basitleştirilmiş bir PMV modeli önererek, radyant soğutma sistemleri için uygulanabilir bir tasarım yöntemi sağlanmıştır.



Şekil 1.5 Çalışmada kullanılan test odasının ölçekli yerleşim şeması [25]

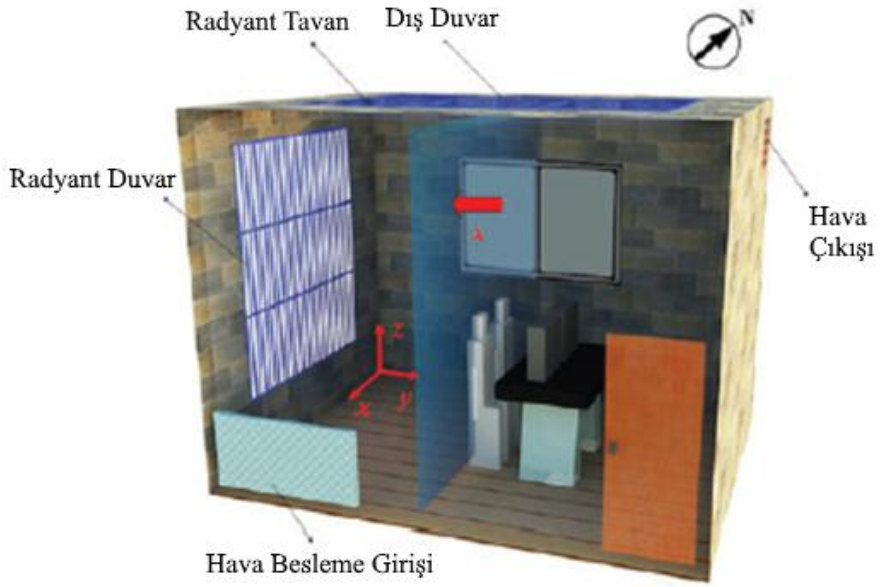
Ye vd. [26], içbükey bir yüzeye sahip radyant tavan soğutma paneli (RCCP) ile kullanılan zorlanmış havalandırma sistemini değerlendirmek için hesaplamalı akışkanlar dinamiğini kullanan bir sayısal analiz gerçekleştirmişlerdir. Çalışmanın amacı, pencerelerin yanındaki sıcak hava sızmasını azaltmada radyant soğutma sistemlerinin eksikliklerini gidermektir. Soğutma, 1,7 litre/dakika hızında 18°C'de su sıcaklığında yapılmıştır. Ayrıca panel sıcaklıkları ortam koşullarına, hava akışına ve farklı senaryolara göre 22,2°C ile 23°C arasında değiştirilerek en uygun çalışma şartları araştırılmış. Havalandırma havası, 1,5 L/m²·s'ye (yaklaşık 2,7ACH) kadar ulaşan akış hızlarıyla 22,19 ila 25°C arasında değişen sıcaklıklarda sağlanmıştır. HAD kullanılarak tasarlanan test odası, 2,7 m × 2,7 m × 2,0 m ölçülerinde seçilmiştir. 59,8 W/m²'lik iç ısı kazancı oluşturmak amacıyla yapay silindirler (dummy cylinder) kullanılmıştır. Oluşturulan model, hava sıcaklığı tahminlerinde ortalama %1,1'den az bir hata ile deneysel olarak doğrulanmıştır. Isıl konfor, operatif sıcaklık ve hava hızına dayalı basitleştirilmiş bir PMV modeli kullanılarak değerlendirilmiştir. Sonuçlar, havalandırmanın dahil edilmesinin ısıl düzgünlüğü artırdığını ve pencerelerden sıcak havanın girmesini azalttığını göstermiştir. Bununla birlikte, ısıl konfor iyileşmiş olsa da (PMV: -0,31 ila 0,19), konvektif ısı transfer oranı %37,3'ten %35,2'ye hafifçe düşerken, radyatif oran artmıştır. Parametrik analiz, panel yüzey ve hava besleme sıcaklıklarının

yükseltilmesinin, konforu koruyarak enerji verimliliğini artırdığını göstermiştir. 23 °C'ye kadar panel sıcaklıklarında, 0,075–0,164 m/s hava hızlarıyla PMV ±0,5 aralığında optimum koşullar elde edilmiştir.



Şekil 1.6 (a) Kullanılan deneysel odanın görüntüleri. (b) odadaki termokupl yerleşiminin şematik gösterimi [26]

Qin vd. [27], HAD simülasyonları kullanarak özel bir temiz hava sistemiyle birleştirilmiş radyant soğutma panellerinin ısıl konfor etkinliğini sayısal analizle değerlendirmişlerdir. Yaz koşulları için yapılan çalışmada, iki sakin ve iki bilgisayarı barındıran 3,4 m × 3,0 m × 3,0 m boyutlarında bir model ofis ile simüle edilmiştir. Radyant paneller tavana veya duvarlara monte edilip, birden fazla düzen için değerlendirilmeleri yapılmıştır. Temiz hava sisteminde gizli yükleri azaltmak ve taşınımlı ısı transferini kolaylaştırmak için deplasmanlı havalandırma kullanılmıştır. Radyant yüzey sıcaklıkları 18 °C ile 25 °C, temiz hava besleme sıcaklığı 23 °C ile 30 °C giriş hava hızı 0,2 m/s değerlerindedir. Sonuçlara göre ideal panel sıcaklığı 19 °C ile 23 °C arasında değişmiştir. İç mekân hava hızı 0,15 m/s altında kalmıştır. PMV değeri simülasyon çalışması ile %7,2'lik bir bağıl hata oluşturmuştur. Sonuçlar, özel bir temiz hava sistemiyle entegre edilmiş radyant soğutma panellerinin, yüksek konfor ve minimum enerji kullanımıyla karakterize edilen tutarlı bir ısıl ortam sağlayabileceğini doğrulamıştır. Ek olarak optimum ısıl koşullar için panel yerleşiminin önemi de vurgulanmıştır.



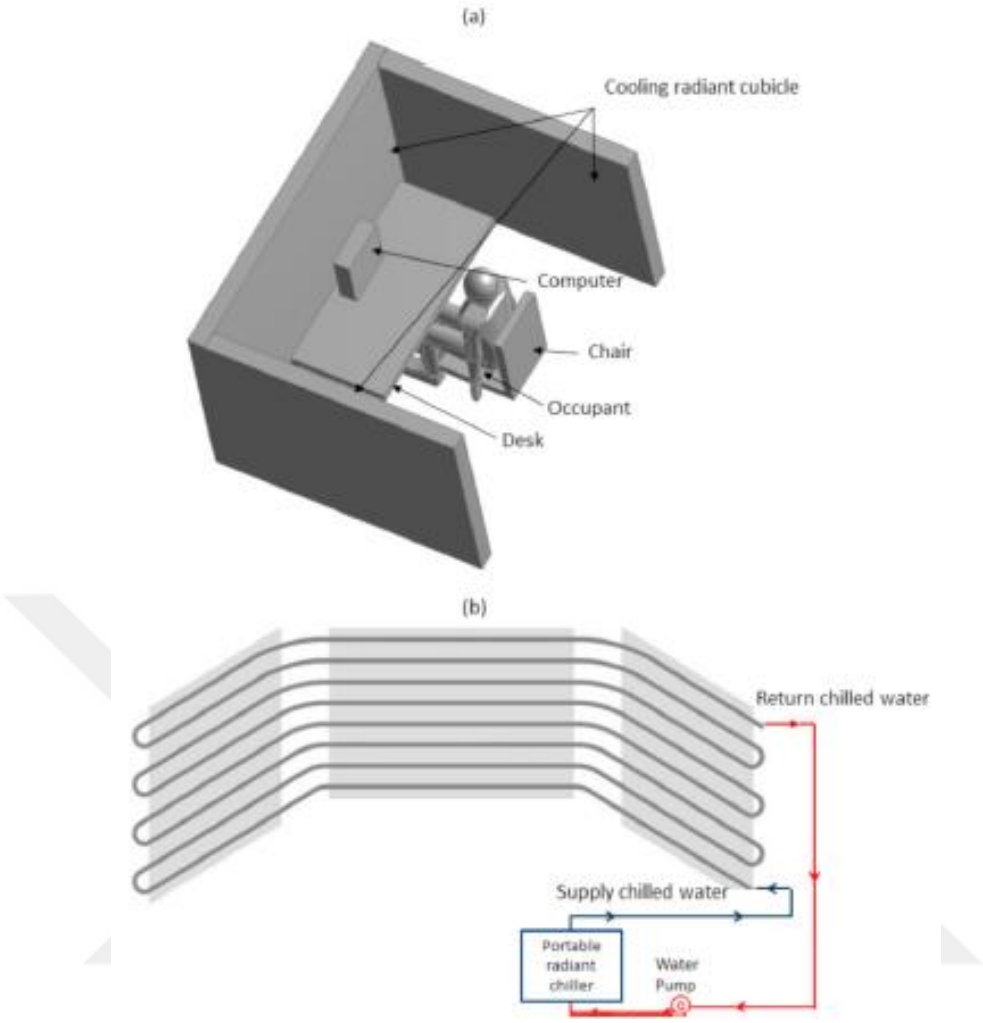
Şekil 1.7 Simüle edilmiş model odasının şematik diyagramı [27]

Radwan vd. [28], yenilikçi birçok segmentli mini kanallı radyant tavan soğutma paneli (MS-OCRCP) ile iç mekân ısıl konforunu artırmayı amaçlamışlardır. Simülasyonlar, panelin zeminden 2,6 m yüksekte olduğu 4,0 m × 4,0 m × 2,9 m'lik bir test odasında gerçekleştirilmiştir. Panelin yüzey sıcaklığı 15,8°C'de tutulurken, odanın ilk hava sıcaklığı 25°C'dir. Çalışmada yalnızca doğal konveksiyona bağlı bir hava akışı, sağlanmıştır. Her biri 113 W/m² ısı yayan on iki adet silindirler ile oturan insan modeli simüle edilmiştir. Isıl konfor, PMV, PPD, DR ve VTD kullanılarak değerlendirilmiştir. Önerilen ±45 segmentli panelde, DR değeri %20'nin altında kalırken, düz panelde %27'yi aştığı saptanmıştır. Sonuçlar, önerilen panelin cereyan rahatsızlığını azaltmada önemli bir etkisi olduğunu göstermiştir. Dikey sıcaklık farkı, ISO 7730 tarafından belirlenen 3°C eşiğinin çok altında, 0,2°C ile 0,5°C arasında değişmiştir. Bu durum, ısıl tabakalaşmanın da iyi olduğunu göstermektedir.

Ye vd. [29], yenilikçi bir serbest asılı tavan radyant soğutma paneli (CRCP) ile duvara bağlı havalandırma (WAV) yaklaşımını birleştiren entegre bir sistemi tanıtıp, geliştirmişlerdir. Çalışmada, çeşitli havalandırma düzenlemeleri arasında iç ısıl konforu, soğutma verimliliğini ve enerji tasarrufu potansiyelini değerlendirmek için deneysel ölçümler ve HAD simülasyonlarının kıyaslaması yapılmıştır. Deneysel çalışmada, çift camlı bir pencerenin ısı kaynağı olarak hizmet ettiği bir oda ve dört parçalı içbükey radyant tavan panelleriyle donatılmış test alanı (2,7 m × 2,7 m × 2,0 m) kullanılmıştır. Paneller 18°C'de soğutulmuş su alırken, yüzey

sıcaklıkları 22,19°C'de değer almıştır. WAV sistemi, tavan girişi/tavan çıkışı (Durum 1) ve tavan girişi/zemin çıkışı (Durum 2) olmak üzere iki farklı senaryosunda uygulanmıştır. Her iki durumda da giriş havası, 0,2739 m/s hız ve 22,19 °C sıcaklıkla sağlanmıştır. Isıl konfor değerlendirmesi, PMV, operatif sıcaklık ve hava hızı dağılımları üzerinden gerçekleştirilmiştir. Bulgular, tavan girişi/tavan çıkışı senaryosunun (Durum 1), Durum 2'ye kıyasla daha iyi ısıl konfor ve daha düşük hava tabakalaşması sağladığını göstermiştir.

Ismail ve Ouahrani [30], sıcak bir bölgede bulunan bir ofiste, geleneksel bir karıştırma tipi HVAC sistemiyle birleştirilmiş kişiselleştirilmiş soğutma radyant kabininin (PCRC) ısıl konfor etkinliğini ve enerji tasarrufunu değerlendirmek için sayısal bir analiz yapmışlardır. PCRC, sakinin masasını çevreleyen ve içinden 12–16°C'de soğutulmuş suyun dolaştırıldığı üç radyant duvar panelinden oluşmaktadır. Paneller, aşırı ısı transferini önlemek için arka taraflarında yalıtım bulunan, bakır borulara tutturulmuş alüminyum levhalar ile kaplanmıştır. Çalışmada, odadaki hava sıcaklığı ve hız dağılımlarını simüle etmek için HAD analizi kullanırken, PCRC sisteminin panel sıcaklığını belirlemek amacıyla MATLAB kullanılmıştır. Simülasyonda kullanılan ofis 3,4 m × 3,4 m × 2,6 m ölçülerindedir, 1 m² pencere alanı ve 1,9 m² toplam difüzör (ızgara) yüzeyi vardır. Isıl konfor, PMV ve PPD modelleri kullanılarak değerlendirilmiştir. Sonuçlar, PCRC sisteminin yükseltilmiş arka plan oda sıcaklıklarına rağmen işgalci için konforlu bir yerel ortam oluşturduğunu; PMV değerini ±0,5, PPD oranını ise %6'nın altında tuttuğunu ortaya koymuştur. Ayrıca, PCRC'nin varlığı, işgalciye yakın bölgelerdeki ısıl asimetriyi azalttığı gözlemlenmiştir. Modelin geçerliliği, maksimum %5 bağıl hata ile deneysel veriler üzerinden test edilerek doğrulanmıştır.



Şekil 1.8 (a) İşgalciyi çevreleyen bölme düzeninin şeması ve (b) önerilen sistem bileşenleri [30]

Nardecchia vd. [31], 4,5 × 4,5 × 2,8 m³ ölçülerindeki bir test odasında farklı hacimsel debi ve sıcaklıkları ile çalışan yeni tasarlanmış doğrusal tavan difüzör sistemini ısıl konfor açısından değerlendirmişlerdir. Difüzör, deneysel verileri ve RNG k–ε türbülans modelini kullanan HAD simülasyonlarını entegre ederek altı soğutma ve iki ısıtma koşulu altında değerlendirildi. Çalışmada hem ısıtma hem de soğutma durumu incelenmiştir. Soğutma deneyleri sırasında hava besleme sıcaklıkları 11°C ile 21°C arasında değişirken, ısıtma durumunda 22,7°Caralıklarında değerler almıştır. Difüzör hava besleme hızları 145 ile 315 m³/saat arasında değişmiştir. Hava hızı ve sıcaklığı, ISO 7730'a uygun olarak 30 ölçüm noktası kullanılarak üç yükseklikte (0,1 m, 1,1 m ve 1,8 m) değerlendirilmiştir. HAD sonuçları ile deneysel sonuçlar arasında ortalama sıcaklık hatası <%1'iken, hız yaklaşık %1-2 aralığında değerler almıştır. HAD verileri,

ölçüm cihazlarının ulaşamadığı bölgelerde tamamlayıcı rol oynamıştır. Difüzörün farklı yükseklik ve konumlarında hem sıcaklık hem de hız açısından uniform bir hava dağılımı sağlanmıştır. Bu durumun konforlu bir ortam sağladığı belirlenmiştir.

Guo vd. [32], yukarı doğru bakan bir tavan vantilatörü ve asılı akustik panellerle birleştirilmiş bir radyant tavan sisteminin soğutma etkinliğinin sayısal bir analizini gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada, fan hızının, akustik panel kapsamının, radyant yüzey sıcaklığının ve oda yüksekliğinin konvektif ve radyatif ısı transferi, iç mekân ısıl konforu ve hava sirkülasyonu üzerindeki etkilerini ölçmeyi amaçlanmıştır. HAD modeli, deneysel verilerle doğrulanmış ve tavana merkezi olarak yerleştirilmiş radyant panellerle kaplı 4,27 m × 4,27 m × 2,50 m ölçülerindeki kapalı bir ofis alanını simüle etmek için kullanılmıştır. Sistemde pencere bulunmamakta olup, duvarlar ve zeminler adyabatik sınır koşullarıyla modellenmiştir. Radyant tavan yüzey sıcaklığı simülasyonların çoğunda 20,6°C'de tutulmuştur. Tavan vantilatörü tavanın 25 cm altına yerleştirilmiştir ve üç hızda yukarı doğru çalıştırılmıştır: 73 rpm, 146 rpm ve 219 rpm. Isıl konfor değerlendirmesi, 1,1 m yükseklikte PMV ve PD endeksleri kullanılarak yapılmıştır. Hava hızı, hava sıcaklığı ve operatif sıcaklık çeşitli simüle edilmiş senaryolarda incelenmiştir. Elde edilen sonuçlarda, tavan vantilatörünün konvektif ısı transferini belirgin şekilde artırdığı saptanmıştır. Vantilatör çalışması dikey sıcaklık katmanlaşmasını 2,5°C'den (vantilatör olmadan) 0,5°C'ye (219 rpm'de) düşürmüştür. Orta vantilatör hızıyla (146 rpm) 21,6°C'ye kadar radyant yüzey sıcaklıklarında kabul edilebilir konfor seviyelerine ulaşmıştır. PMV değeri fan hızının artmasıyla azalırken, PD (rahatsızlık yüzdesi) artış göstermiştir; ancak PD, 219 rpm fan hızında %20'nin altında kalarak ASHRAE 55 standardının kabul edilebilir sınırları içinde kalmıştır. Çalışma, radyant soğutma tavanlarının yukarı yönlü tavan vantilatörleriyle entegre edilmesinin, daha yüksek yüzey sıcaklıklarına olanak tanıdığını, sıcaklık dağılımını iyileştirdiğini ve geniş yüzeyli akustik panel kaplamalarında dahi yoğuşma riskini azalttığını ortaya koymuştur.

Tablo 1.2 Radyant soğutma ve havalandırma sistemlerine ilişkin sayısal tabanlı çalışmalarda kullanılan sistem parametreleri

Referans	**Soğutulan yüzey**	**Havalandırma tipi**	**Oda boyutları (m^3)**	**ACH (h^{-1}) veya hız**	**Hava besleme sıcaklığı (°C)**
Catalina vd. [22]	Tavan	-	3,10 × 3,10 × 2,50	-	-
Chiang vd. [23]	Tavan	Mekanik	10,14 × 7,6 × 2,9	0,5 m/s	18,21 ve 24
Gong vd. [24]	Tavan	Radyant Klima Sistemi	5,3 × 3,9 × 2,7	1,22-1,46 m/s	9,3-9,9
Gao vd. [25]	Tavan	DV	3,55 × 4,72 × 2,75	0,21 m/s	24,6-32
Ye vd. [26]	Tavan	Zorlanmış Havalandırma	2,7 × 2,7 × 2,0	2,7	22,19- 25
Qin vd. [27]	Tavan-Duvar	DV- zeminden besleme	3,4 × 3,0 × 3,0	0,2 m/s	23-30
Radwan vd. [28]	Tavan	-	4 × 4 × 2,9	-	-
Ye vd. [29]	Tavan	Duvara Yapışık Jet	2,7 × 2,7 × 2,0	0,27-3 m/s	22,19
Ismail ve Ouahrani [30]	Radyant Soğutma Kabini (PCRC)	Difüzör	3,4 ×3,4 × 2,6	0,75 m/s	14-18
Nardecchia vd. [31]	-	Difüzör	4,5 × 4,5 × 2,8	3,1 -7,1	14–18
Guo vd. [32]	Tavan	Tavan vantilatörü	4,27 × 4,27 × 2,50	-	-

Radyant duvar uygulamalarına yönelik yapılan çalışmalar, özellikle ısıl konfor ve hava kalitesi etkileşimi açısından sınırlı kalmaktadır. Radyant duvar uygulamalarına yönelik yapılan çalışmalar, özellikle ısıl konfor ve hava kalitesi etkileşimi açısından sınırlı kalmaktadır. Nutprasert vd. [33] ve Tye-Gingras vd. [34], radyant duvar sistemleri ile donatılmış ortamlarda ısıl konforu incelemiş; ancak bu çalışmalarda havalandırma sistemlerinin detaylı analizi yapılmamıştır. Nutprasert vd., tropikal iklim koşullarında nem giderici havalandırmanın önemine dikkat çekmiş, fakat hava dağılım prensiplerine değinmemiştir. Tye-Gingras vd. ise, hava akış düzenine etki eden havalandırma parametrelerini göz ardı ederek, yalnızca kaldırma kuvvetleri kaynaklı hava hareketlerine odaklandıklarını ifade etmiştir.

Literatürde radyant soğutma uygulamalarının büyük ölçüde tavan veya zemin yüzeyleriyle sınırlı kaldığı, duvar uygulamalarında ise çoğunlukla ısıl konfor ve iç hava kalitesine yönelik kapsamlı değerlendirmelerin eksik olduğu görülmektedir. Bu çalışmada ise, sol duvarda konumlandırılmış radyant soğutma paneli ile zeminden hava sağlayan slot difüzörlerin farklı konumlarının birlikte uygulandığı kompakt bir test odasında hem genel hem de yerel ısıl konfor performansı kapsamlı şekilde analiz edilmiştir. Böylece, yönlendirilmiş hava akımı ile radyant duvar etkileşiminin iç hava kalitesi ve konfor kriterleri üzerindeki etkileri bütüncül olarak ortaya konulmuştur.

1.2 Tezin Amacı

Son yıllarda, iç ortam hava kalitesi ve enerji verimliliğini artırmaya yönelik çalışmalarda, havalandırma sistemleri ile radyant panellerin birlikte kullanıldığı hibrit uygulamalar öne çıkmaktadır. Bu sistemler, özellikle konfor beklentilerinin yüksek olduğu iç mekânlarda tercih edilmektedir. Ancak literatürde, küçük hacimli iç ortamlarda, yüksek hava besleme hızlarında çalışan ve duvardan radyant soğutma yapılan hibrit sistemlerin ısıl konfor performansına yönelik deneysel incelemeler oldukça sınırlıdır. Bu çalışmada, zeminden hava beslemesi yapan ve yer değiştirmeli havalandırma sistemine benzer karakteristik sergileyen slot difüzör ile duvardan soğutma sağlayan radyant panelin birlikte kullanıldığı bir hibrit sistemin, ısıl konfor performansı değerlendirilmiştir. Çalışma kapsamında, farklı hava hızları ve besleme konumlarının, oda merkezindeki sıcaklık dağılımı, hava akımı

karakteristikleri ve kullanıcı konforu üzerindeki etkileri incelenmiştir. Konfor koşullarının belirlenebilmesi amacıyla, ortam sıcaklığı, iç yüzey sıcaklıkları, hava hızı, bağıl nem gibi temel çevresel parametreler detaylı biçimde ölçülmüş; elde edilen veriler doğrultusunda PMV, PPD, dikey sıcaklık farkı operatif sıcaklık, türbülans yoğunluğu ve cereyan oranı gibi ısıl konfor göstergeleri kapsamlı şekilde analiz edilmiştir. Çalışmanın temel amacı, bu hibrit sistemin kullanıcı konforunu sağlama potansiyelini ortaya koymak ve elde edilen bulguları uluslararası standartlar çerçevesinde değerlendirerek uygulama alanlarına katkı sağlamaktır.

1.3 Hipotez

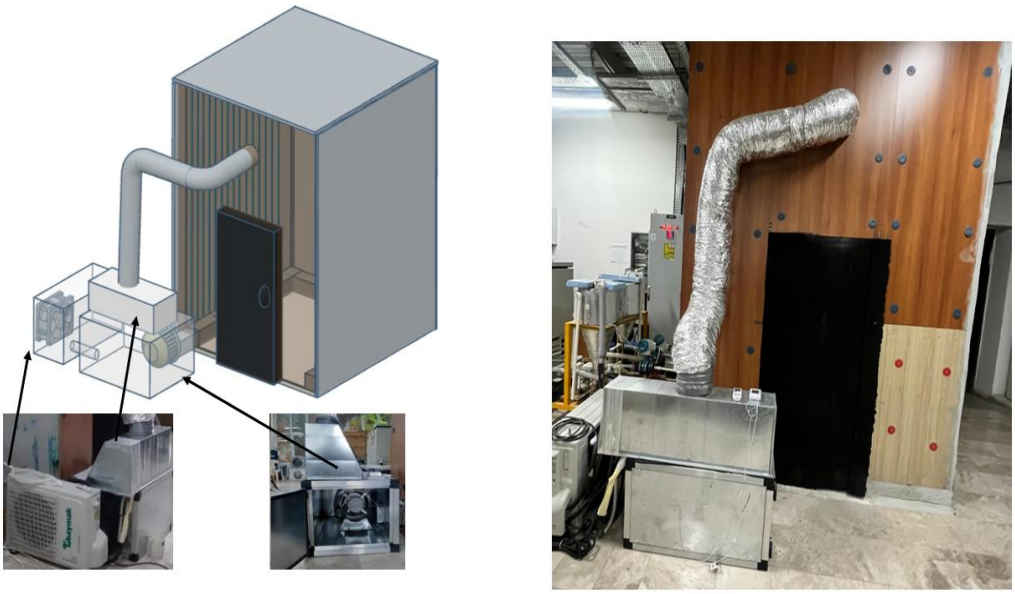
Kapalı bir hacimde, radyant soğutma uygulanan bir duvar boyunca eşzamanlı olarak aynı duvara paralel biçimde farklı hızlarda hava beslemesi yapıldığında, iç mekânda hava giriş konumu ve hava hızının değiştirilmesiyle elde edilen akış yapılarının, oda içerisindeki sıcaklık dağılımı ve ısıl konfor parametreleri (PMV, cereyan oranı, dikey sıcaklık farkı) üzerinde anlamlı farklılıklar oluşturacağı öngörülmektedir. Özellikle, hava akımının radyant soğutma yapılan duvara yakın konumdan gerçekleştirilmesinin, ortamda daha homojen sıcaklık dağılımı sağlayarak, daha düşük yerel rahatsızlık oranlarına ve daha dengeli PMV değerlerine neden olacağı varsayılmaktadır. Buna karşılık, farklı konumlardan yapılan hava beslemesi durumunda bu göstergelerin daha değişken davranışlar sergilemesi beklenmektedir. Ayrıca, hava hızındaki artışın konfor bölgesini genişletme potansiyeline sahip olmakla birlikte, yüksek hız seviyelerinde lokal rahatsızlık riskini artırabileceği öngörülmektedir. Bu doğrultuda, havalandırma konumu ve hava hızı parametrelerinin, radyant yüzeyle etkileşim hâlinde iç mekân ısıl konforu üzerindeki etkileri deneysel olarak değerlendirilecektir.

2
DENEY DÜZENEĞİ VE DENEYSEL YÖNTEM

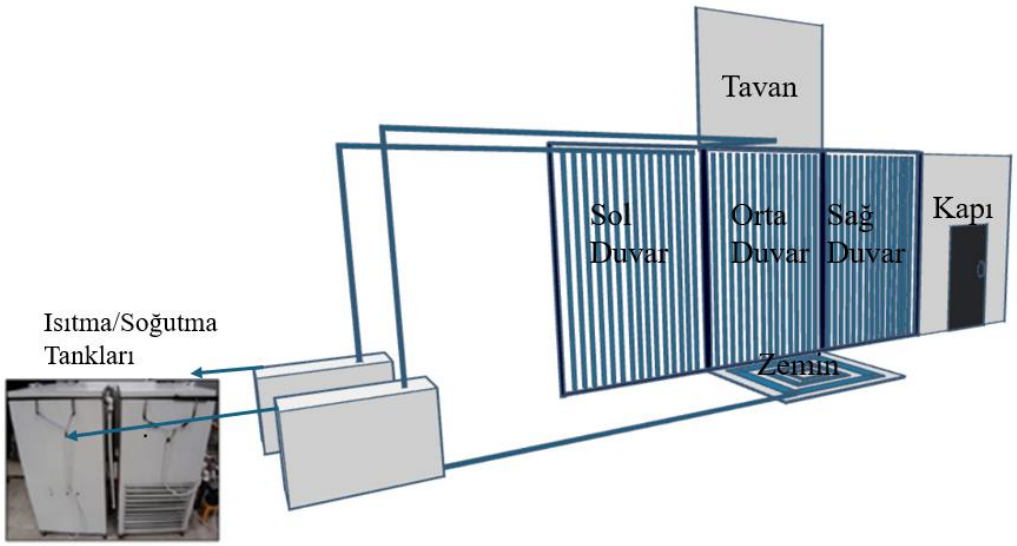
Deneysel kurulum, belirli parametrelerin etkisini izole etmek ve analiz etmek için kontrollü sınır koşulları altında kurulmuştur. Bu bölümde, çalışmanın deneysel olarak yürütülen kısmına ilişkin yöntemsel bilgiler sunulmaktadır. Isıl konforu değerlendirmek için oluşturulan test ortamı, uygulanan sistemler, ölçüm cihazları ve deneysel koşullar kapsamlı bir şekilde açıklanmıştır. Deneysel düzenek tasarımı, çalışma kapsamında ele alınan parametrelerin etkisini izole şekilde inceleyebilmek amacıyla belirli sınır koşulları altında yapılandırılmıştır.

2.1 Deney Sistemi ve Tanıtımı

Deneysel çalışmalar, Yıldız Teknik Üniversitesi Termodinamik ve Isı Tekniği Anabilim Dalı bünyesinde kurulan test düzeneğinde gerçekleştirilmiştir. Radyant soğutmalı bir duvar boyunca kapalı hacim içerisindeki ısıl konfor özelliklerini incelemek amacıyla, bir test odası ile besleme suyu hazırlama sisteminden oluşan deney düzeneği kurulmuştur. Test odası, 1,8 × 1,8 m² boyutlarında kare bir tabana ve 2,7 m iç mekân yüksekliğine sahiptir. Deney sistemine ait şematik yerleşim planı ve temel ekipmanların konumları Şekil 2.1'de sunulmuş; odanın izometrik perspektifi ise Şekil 2.2'de ayrıntılı olarak gösterilmiştir. Deney düzeneği üç temel bileşenden oluşmaktadır: (1) test odası, (2) HVAC sistemine entegre edilmiş hava şartlandırma ünitesi ve (3) radyant soğutma sistemine hizmet veren su şartlandırma ünitesi.



Şekil 2.1 Test odası ile havalandırma sistemine ait bileşenlerin izometrik çizimi ve genel görünümü



Şekil 2.2 Deney düzeneğine ait hidronik sistemin şematik yerleşimi ile birlikte, ısıtma-soğutma tankları

Hava şartlandırma ünitesi; Şekil 2.3'te gösterilen klima cihazı, salyangoz fan, süpürgelik tipi hava kanalı, odaya hava iletimi sağlayan hava besleme kanalı egzoz kanalından oluşmaktadır.



Şekil 2.3 Hava şartlandırma sisteminin bileşenleri

Su sıcaklıkları ve test odası iç ortam sıcaklıkları sırasıyla PT100 dirençli sıcaklık sensörleri ve T tipi ısıl çiftler ile izlenmiştir. Soğutulan duvar yüzeyinin ortalama sıcaklığını belirlemek amacıyla, bu yüzeye toplam 16 adet ısıl çift Şekil 2.4'te gösterildiği şekilde monte edilmiştir. Duvar boyunca elde edilen sıcaklık dağılımı ile karşılaştırmak üzere, odanın merkez ekseni boyunca konumlandırılmış sekiz adet ek ısıl çift ile karşılıklı yükseklik seviyelerindeki hava sıcaklıkları da ölçülmüştür. Buna ek olarak, odanın diğer yüzeylerine, hava giriş noktalarına ve egzoz çıkışına yerleştirilmiş toplam 24 adet ilave ısıl çift ile sistemin genel sıcaklık dağılımı detaylı şekilde izlenmiştir. Şekil 2.4'te, radyant soğutma uygulamasının gerçekleştirildiği duvar ile bu duvara bitişik şekilde süpürgelik hizasında yerleştirilen hava besleme kanalı gösterilmektedir. İlgili duvar yüzeyi, iç kısmından sıva altına yerleştirilmiş hidronik boru devreleri ile tüm yüzeyi boyunca kaplanmıştır.



a) b)

Şekil 2.4 a) Soğutulan duvar yüzeyine yerleştirilen ısıl çiftlerin konumlandırma düzeni b) Odanın orta noktasında ve diğer iç yüzeylerde kullanılan ısıl çiftlerin genel yerleşimi

Bu deneysel çalışma, iki farklı hava giriş hızı, dört farklı hava besleme konumu ve üç farklı soğutma suyu giriş sıcaklığına göre gerçekleştirilmiş olup, soğutma suyunun sıcaklık değişimleri tez kapsamında "durum" olarak adlandırılmıştır. Tüm durumlar boyunca, sol duvar radyant soğutmalı yüzey olarak sabit tutulmuştur. Durum 1, 2 ve 3'te, panellere verilen su sıcaklığı değiştirilmiştir. Her durumda, hava akışı, süpürgelik seviyesinden başlayarak tavana doğru dikey yönde sağlanmıştır. Durumlara ilişkin ayrıntılı bilgiler, bir sonraki bölümde sonuçlarla birlikte sunulmuştur. Hava jetleri, duvar yüzeyine paralel olacak şekilde ve yaklaşık 10 cm mesafeden uygulanmıştır. Bu akış, duvarın orta eksenine simetrik olarak konumlandırılan, 1 metre uzunluğa ve yaklaşık 7 mm genişliğe sahip hava besleme kanalı aracılığıyla sağlanmıştır. Kanal kesit alanı 0,15 m × 0,15 m (0,0225 m^2), menfez açıklığı ise 1 m × 0,007 m (0,007 m^2) olarak belirlenmiştir. Hava hızları, Testo 504'i anemometre kullanılarak kanal açıklığının hemen önünden, Şekil 2.5'te gösterildiği şekilde ölçülmüştür.



Şekil 2.5 Hava kanalı açıklığından yapılan hava hızı ölçümü

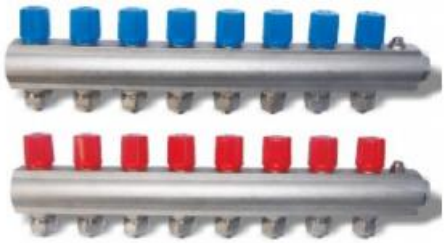
Su şartlandırma sistemi; termostat kontrollü sıcak/soğuk su tankları (Şekil 2.6), giriş ve çıkış su kollektörleri (Şekil 2.7), sirkülasyon pompaları (Şekil 2.8), plakalı ısı değiştiriciler ve elektromanyetik debimetrelerden (Şekil 2.9) oluşmaktadır. Hidronik sistem iki ana devreye ayrılmaktadır. Su şartlandırma ünitesinde toplam dört dolaşım devresi bulunmaktadır: Sıcak/soğuk su tanklarına ait iki devre birincil devreyi oluştururken, test odasına bağlı iki hidronik devre ise ikincil devre olarak tanımlanmaktadır. Test odasındaki ikincil devreler, kolektörler aracılığıyla ikiye ayrılmıştır; bunlardan biri döşeme ve tavan yüzeylerine, diğeri ise duvar yüzeylerine ısıtma/soğutma uygulamak amacıyla kullanılmaktadır. Radyant yüzey seçimi, kolektör üzerindeki vanalar yardımıyla manuel olarak yapılabilmektedir.

2.1.1 Radyant Soğutma Sistemi Grubu

Şekil 2.6'da gösterilen termostat kontrollü sıcak/soğuk su tankları, hidronik devrelerin sıcaklık şartlandırmasını sağlamak amacıyla kullanılmaktadır. Her bir tank, 150 litre hacmindeki suyu belirlenen sıcaklık aralıklarında şartlandırabilecek kapasiteye sahiptir. Sıcaklık kontrolü, dijital PID (Proportional-Integral-Derivative) kontrollü termostatlar aracılığıyla hassas biçimde gerçekleştirilmektedir.



Şekil 2.6 Termostat kontrollü sıcak ve soğuk su tankları



Şekil 2.7 Sıcak/soğuk su dağıtım kollektörleri

Şekil 2.7'de görselleri sunulan sıcak ve soğuk su kollektörleri, test odasında radyant ısıtma/soğutma uygulanacak yüzeylere bağlı hidronik devrelerin dağıtım kontrolünü sağlamak üzere kullanılmaktadır. Aynı zamanda, su sıcaklıklarının izlenmesi amacıyla PT100 tipi sıcaklık sensörleri bu kolektörlere entegre edilmiştir.

Su tankları ile test odası arasındaki hidronik devrede yer alan ve Şekil 2.8'de gösterilen sirkülasyon pompaları, suyun sürekli olarak dolaşımını sağlamak üzere kullanılmaktadır. Toplam dört adet sirkülasyon pompası sistemi içerisinde yer almaktadır: İki pompa birincil devrelere (sıcak/soğuk su tanklarına), diğer iki pompa ise ikincil devrelere (test odası hidronik döngüsüne) atanmıştır. Test odası devrelerinde, pompa güvenliğini sağlamak ve akışın hassas kontrolünü gerçekleştirmek amacıyla iki geri besleme hattı ilave edilmiştir. Kullanılan

sirkülasyon pompalarının teknik özellikleri üretici verilerine göre maksimum 35 L/dk debi, 40 metreye kadar basma yüksekliği ve 0,37 kW motor gücü şeklindedir.



Şekil 2.8 Sirkülasyon pompası

Şekil 2.9'da gösterilen elektromanyetik debimetre, test odasına ait her bir hidronik devrede su debisinin izlenmesi amacıyla kullanılmakta olup, sistemde toplam iki adet bulunmaktadır. Bu cihazlar, 0.1–1000 litre/saat ölçüm aralığına sahip olup, ±%1 doğrulukla hassas debi ölçümü gerçekleştirebilmektedir.



Şekil 2.9 Elektromanyetik debimetre

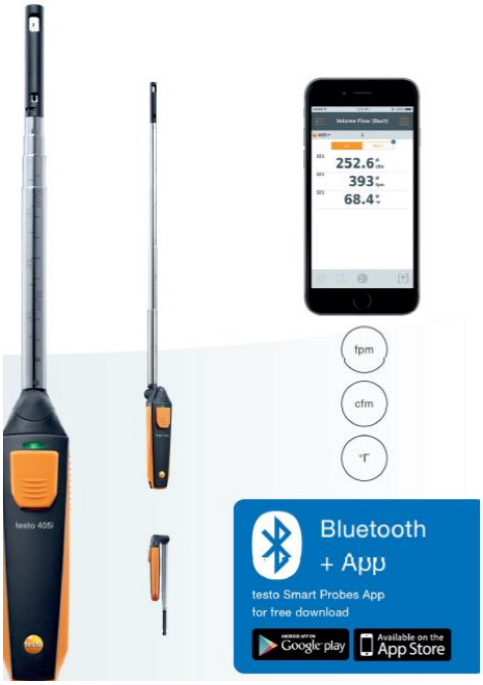
2.1.2 Hava Şartlandırma Sistemi

Şekil 2.1'de gösterilen özel tasarım hava şartlandırma ünitesi, test odasına iletilecek havanın istenen sıcaklık ve hız koşullarında sağlanabilmesi amacıyla geliştirilmiştir. Sistem, 9000 Btu/h kapasiteli ve 0.5–3 kW aralığında çalışabilen bir inverter klima cihazı ile bir salyangoz tipi hava fanından oluşmaktadır.



Şekil 2.10 Özel yapım hava şartlandırma ekipmanları

Deneyler sırasında, hava kanalının çıkışındaki hava hızlarını belirlemek amacıyla Şekil 2.11'de gösterilen Testo marka sıcak tel anemometre kullanılmıştır. Bu cihaz, 0–30 m/s hava hızı ve -20 ila +60 °C sıcaklık aralığında ölçüm yapabilme kapasitesine sahiptir. Fabrika kalibrasyonlu olarak kullanılan anemometrenin doğruluk değerleri; 0–2 m/s aralığında ±(0,1 m/s + %5 okuma değeri) ve 2–15 m/s aralığında ±(0,3 m/s + %5 okuma değeri) olarak tanımlanmıştır. Ölçüm sonuçları, cihazın Bluetooth bağlantısı aracılığıyla üretici firma tarafından geliştirilen bir mobil uygulama üzerinden test odası dışında konumlandırılmış bir akıllı telefona anlık olarak iletilmiştir.



Şekil 2.11 Hava hız ölçer

2.1.3 Ölçüm ve Kalibrasyon Sistemleri

Şekil 2.12'de gösterilen PT100 tip termodirenç sensörleri, giriş ve çıkış kolektörlerine entegre edilmiştir. Her kolektöre birer adet olacak şekilde toplamda dört sensör konumlandırılmıştır. Bu sensörler, 0,01 °C hassasiyetle sıcaklık ölçümü yapabilmektedir.



Şekil 2.12 PT100 sıcaklık sensörü

Şekil 2.13'te gösterilen T tipi ısıl çiftler, test odasının çeşitli iç yüzeylerinde ve merkez ekseni boyunca farklı yükseklik seviyelerinde sıcaklık ölçümleri için kullanılmıştır. Sensörlerin ölçüm hassasiyeti ±0,2 °C'dir.



Şekil 2.13 Yüzey tipi ısıl çift sıcaklık sensörü

Şekil 2.14 ve Şekil 2.15'te gösterilen sistemde, ölçüm verileri Panasonic marka PLC (Programlanabilir Lojik Kontrolör) ve ona bağlı bilgisayar aracılığıyla anlık olarak özel bir yazılım üzerinden kaydedilmektedir. PLC sistemi; sekiz kanallı FP2-AD8X üniversal analog giriş modülleri, 5A kapasiteli FP2-PSA3 güç modülü ve

FP2-BP12 model 12 yuvalı Backplane'den oluşmaktadır. Giriş modüllerinin arka panelinde bulunan tırnak konumlandırma sistemleri sayesinde, her bir modül yalnızca tek tip sıcaklık sensörüne (T tipi ısıl çift veya PT100) uyumlu olacak şekilde ayarlanabilmektedir.



Şekil 2.14 Veri toplama ve kontrol amaçlı kullanılan PLC cihazı



Şekil 2.15 Veri işleme amacıyla kullanılan masaüstü bilgisayar

Şekil 2.16'da gösterilen sistemde, sıcaklık sensörlerinin kalibrasyonunda kullanılan Labo marka bir kalibrasyon banyosu ile Fluke marka referans termometre yer almaktadır. Kalibrasyon banyosu, 0,1 °C çözünürlüklü dijital ekranla donatılmış olup, ±0,01 °C hassasiyetle ölçüm yapabilmekte ve -40 ila +100 °C sıcaklık aralığında çalışabilmektedir. Referans termometre olarak kullanılan Fluke 54

modeli, yakın zamanda akredite bir laboratuvar tarafından kalibre edilmiştir. Bu cihazdan elde edilen sıcaklık verileri, PT100 sensörleri ve ısıl çiftlerin doğruluk kontrollerinde referans olarak kullanılmıştır. Termometre, 0,1 °C çözünürlükle ölçüm yapabilme kapasitesine sahiptir.

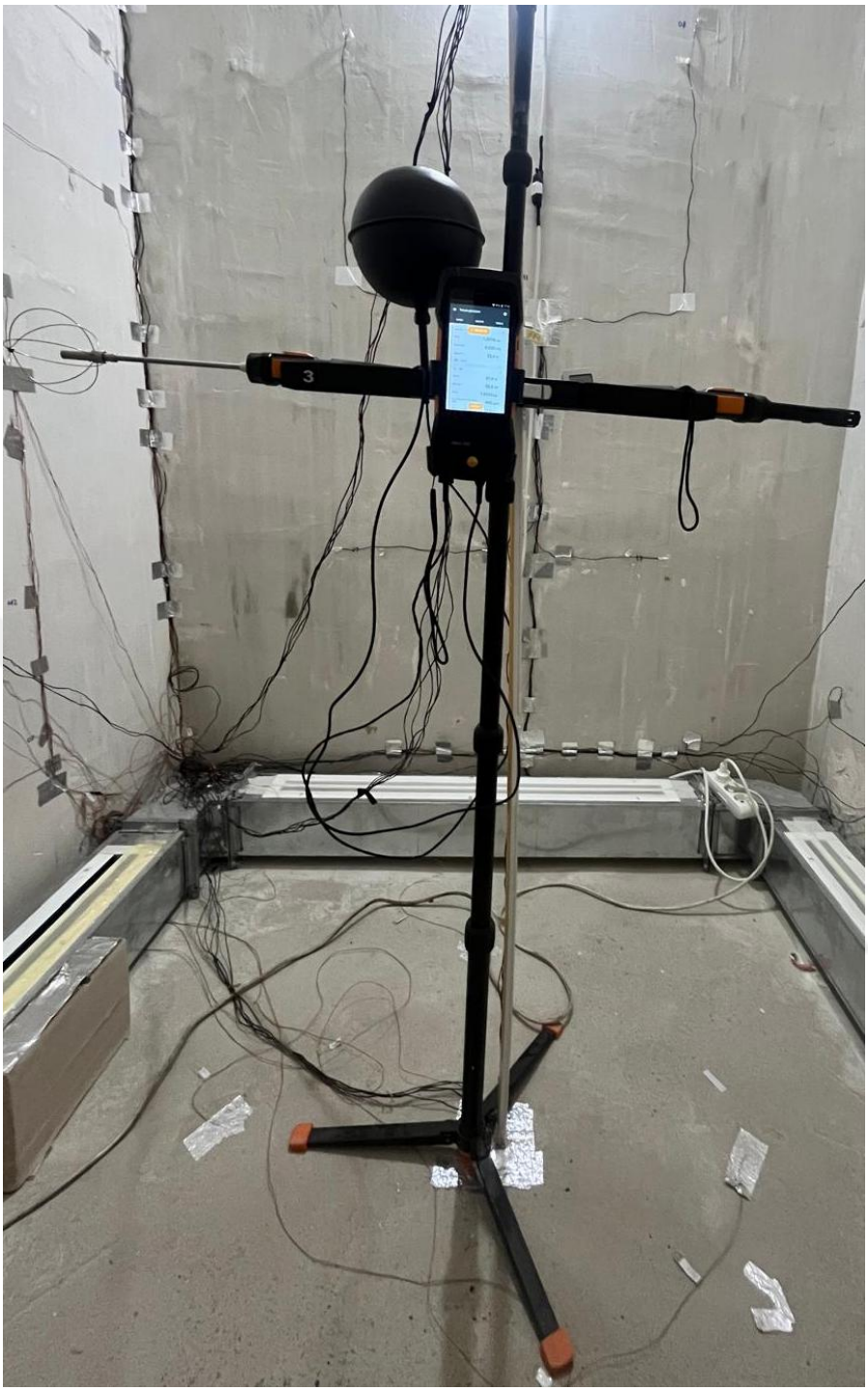


Şekil 2.16 Kalibrasyon amaçlı su banyosu ve referans termometre

2.1.4 Deneylerde Kullanılan İHK ve Isıl Konfor Ölçüm Seti

Soğutma grubu ve hava grubu bileşenlerinde kullanılan bazı sensör ve ölçüm cihazlarına 2.1.2 ve 2.1.3 başlıklarında kısmen yer verilmiştir. Bu bölümde ise, doğrudan deney odası içerisinde gerçekleştirilen ısıl konfor analizlerine yönelik olarak kullanılan taşınabilir ölçüm cihazları ile yardımcı ekipmanların teknik özellikleri ve işlevsel rolleri detaylı biçimde sunulacaktır.

İç hava kalitesi ve ısıl konfor düzeyinin değerlendirilmesi amacıyla, yalnızca soğutma koşullarında gerçekleştirilen deneylerde Şekil 2.17'de gösterilen Testo 400 marka çok amaçlı iç hava kalitesi (İHK) ölçüm cihazı ve konfor prob seti kullanılmıştır. Sistem; bir adet ana cihaz ile üç farklı probdan (nem-sıcaklık-CO_2 kombine probu, ışınım sıcaklığı probu ve türbülans probu) oluşmaktadır. Cihaz ve problara ilişkin teknik özellikler Tablo 2.1'de ayrıntılı olarak sunulmuştur.



Şekil 2.17 İç hava kalitesi ve konfor ölçüm cihazının tripod üzerindeki yerleşimi

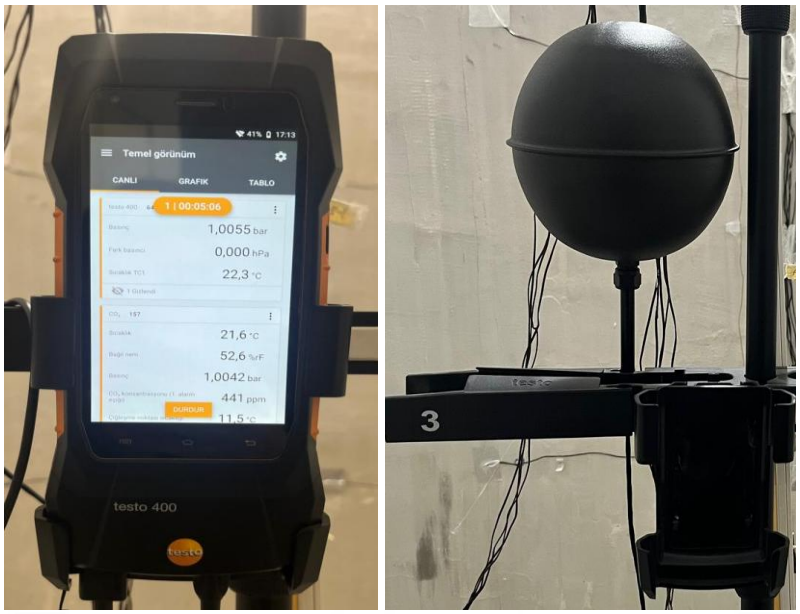
İHK cihazı, iklimlendirme ve havalandırma uygulamalarında hava akışı ve ısıl konfor parametrelerinin ASHRAE ve ISO standartlarına uygun biçimde ölçülmesine olanak sağlayan, Testo firması tarafından geliştirilmiş yüksek hassasiyetli bir ölçüm sistemidir (Şekil 2.18a). Cihaz; türbülans yoğunluğu, sıcaklık, bağıl nem, atmosferik basınç, aydınlık şiddeti, ışınım sıcaklığı, hava hızı, karbondioksit (CO_2) konsantrasyonu ve fark basıncı gibi iklimlendirme

sistemlerine ilişkin tüm temel parametreleri, uyumlu prob modülleri aracılığıyla ölçebilecek donanıma sahiptir.

Radyant ısıtma ve soğutma sistemlerinde en kritik parametrelerden biri, iç ortamdaki yüzey sıcaklıklarının birleşik etkisini ifade eden ortalama ışınım sıcaklığıdır (MRT). Bu değer, çeşitli analitik yöntemlerle hesaplanabileceği gibi, doğrudan ölçüm yöntemiyle de belirlenebilmektedir. Şekil 2.18b'de gösterilen ve içerisinde K tipi ısıl çift bulunan küre şeklindeki prob ile doğrudan ölçüm yapılabilmektedir. 250 × 150 × 150 mm boyutlarında ve 0.385 kg ağırlığındaki bu prob, 0 ile 120 °C sıcaklık aralığında ölçüm yapma kapasitesine sahiptir.

Şekil 2.18c'de gösterilen bu kombine prob, aynı anda birden fazla parametreyi yüksek doğrulukla ölçebilmektedir. Ölçtüğü değişkenler arasında hava sıcaklığı, bağıl nem, CO_2 konsantrasyonu, yaş termometre sıcaklığı, çiğ noktası ve mutlak nem yer almaktadır. Diğer prob türlerinden farklı olarak, bu cihaz Bluetooth teknolojisi ile çalışmakta ve İHK cihazından 20 metreye kadar kablosuz bağlantı üzerinden veri aktarımı sağlayabilmektedir.

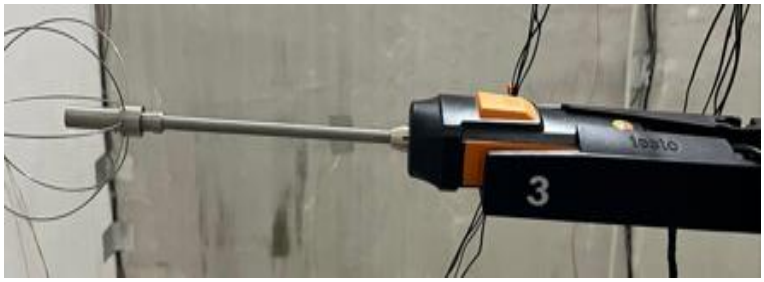
Radyant ısıtma ve soğutma sistemlerinde gözlemlenen düşük hava hızlarının ölçümünde, yüksek hassasiyetli türbülans probuna ihtiyaç duyulmaktadır. Şekil 2.18d'de görseli sunulan bu Testo marka prob hem hava hızı hem de hava sıcaklığını eş zamanlı olarak ölçebilmektedir. Teknik özelliklerine Tablo 2.1'de ayrıntılı şekilde yer verilmiştir.



a) b)



c)



d)

Şekil 2.18 Mahal içi deneylerde kullanılan ölçüm ekipmanlarının test ortamındaki yerleşimi: (a) İHK ana cihazı, (b) ışınım sıcaklık probu, (c) CO_2, nem ve sıcaklık ölçüm probu, (d) türbülans probu

Tablo 2.1 Ölçüm cihazlarının çalışma aralıkları

Ölçüm cihazı	**Ölçüm aralığı**	**Hassasiyet**	**Ölçülen parametreler**
CO2 probu	0 … 95 % -20 … +70 °C 0 … 10.000 ppm	±3 % ±0,5 °C ± (50 ppm + 3 %)	Nem, sıcaklık, CO_2 konsantrasyonu
Türbülans probu	0 … 5 m/s	± (0,03 m/s + %4 ölçüm değeri) Sınıf 1	Hava hızı
Radyant sıcaklık probu	0 … +120 °C	Belirtilmemiş (standart hassasiyet)	Işınım sıcaklığı

Deneysel çalışmada, oda merkezine kullanıcı varlığını simüle etmek üzere yerleştirilen maket manken, şerit ısıtıcı yardımıyla yaklaşık 100 W sabit ısı yayacak şekilde ayarlanmıştır. PMV ölçüm cihazı tarafından manken yüzeyinde yapılan ölçümler sonucunda, ortalama yüzey alanına karşılık gelen yayılma değeri yaklaşık 58,2 W/m² olarak hesaplanmıştır. Bu değer, maketin geometrik yapısı ve konumlandırılmasıyla birlikte ele alındığında, sistemin gerçek bir insan vücudu ile benzer ısıl yük üretimini sağladığını göstermektedir**.** PMV ve ısıl konfor hesaplamalarında, mankenin gerçek bir ofis kullanıcısını temsil etmesi amacıyla, aktivite seviyesi (Met) 1.2 met (hafif ofis çalışması, oturma pozisyonu) ve giyim yalıtım katsayısı (Clo) 1.0 clo (tipik iş kıyafeti) olarak belirlenmiştir. Bu değerler, ISO 7730 [35] ve ASHRAE 55 [36] standartlarında tanımlanan ofis çalışma koşullarına uygun olarak seçilmiştir**.**



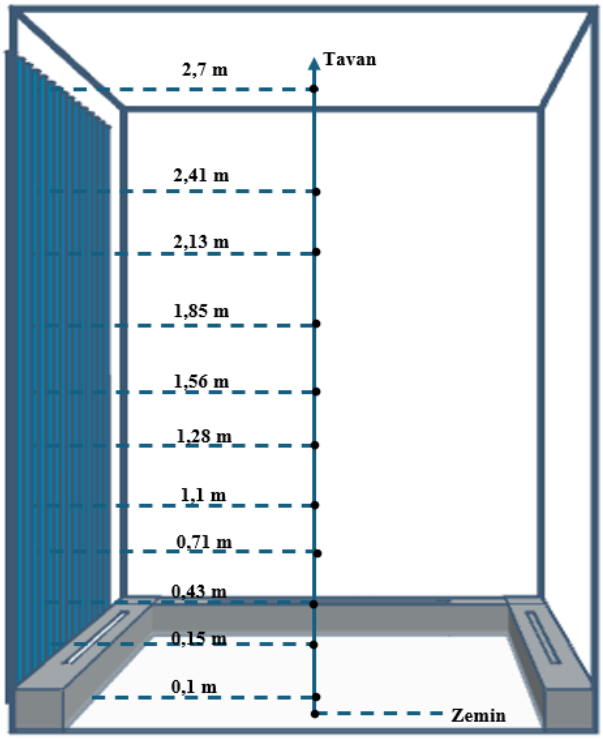
Şekil 2.19 Deneylerde kullanılan manken (dummy) oda içindeki konumu ve fiziksel yerleşimi

Deney süresince şerit ısıtıcının elektriksel enerji tüketimini izlemek amacıyla TT Techni-C marka PMG-1 model enerji analiz cihazı kullanılmıştır. Cihaz, 230 V / 50 Hz çalışma gerilimine sahip olup, maksimum 16 A akım kapasitesine sahiptir. Geniş gerilim aralığında (230–250 V) çalışabilen sistem, anlık güç tüketimini 0–9999 W arasında ölçebilmekte, buna ek olarak akım (0.000–16.000 A), gerilim (0–9999 V), frekans (0–9999 Hz) ve zaman bilgilerini de (0 saniye–9999 gün) dijital ekran üzerinden izleyebilmektedir. Cihazın ön panelinde bulunan “Function” ve “Cost” tuşları yardımıyla ölçüm parametreleri arasında geçiş yapılabilmekte; ekran üzerinde aktif güç, enerji tüketimi ve süre bilgileri kullanıcıya eş zamanlı olarak sunulmaktadır. Enerji ölçüm cihazı, test süresince şerit ısıtıcının elektriksel güç tüketimini izleyerek, deneysel sistemin enerji verimliliğinin değerlendirilmesinde referans olarak kullanılmıştır.



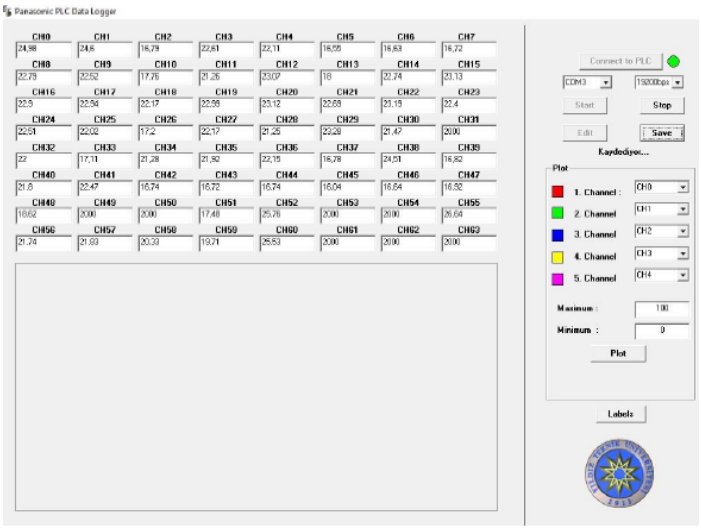
Şekil 2.20 TT Techni-C PMG-1 model enerji ölçer

Şekil 2.21'de, deney odasında gerçekleştirilen sıcaklık ölçümlerine ait düşey konumlar ve bunların zemin düzlemine göre yükseklikleri sunulmuştur. Bu ölçüm noktalarında, ısıl çift sensörlerin hem sol duvar boyunca hem de oda merkezinde nasıl yerleştirildiği ayrıntılı olarak belirtilmiştir. Yerel sıcaklık değişimlerinin gösterildiği grafiklerde, her bir ölçüm konumunun hangi yüksekliğe karşılık geldiği bilgisi de bu şekilde yer almaktadır.



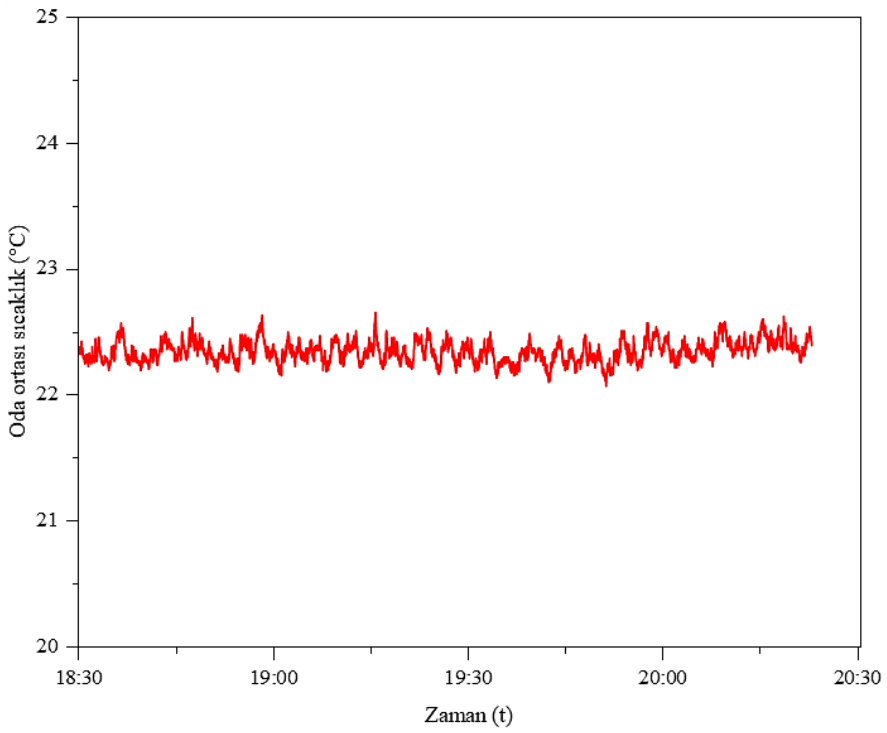
Şekil 2.21 Kapalı mahal içerisindeki belirlenen sıcaklık ölçüm noktaları

Sıcaklık verileri, Panasonic marka PLC (Şekil 2.14) programlanabilir kontrol birimi ile toplanmış ve Şekil 2.22'de ekran çıktısı verilen yazılım üzerinden bilgisayara kaydedilmiştir.



Şekil 2.22 PLC yazılımı ekran görüntüsü

Ölçümler, sistem kararlı duruma ulaştıktan sonra gerçekleştirilmiş olup, zaman içinde bir değişim göstermediği varsayılmıştır (Şekil 2.23). Ancak cihazın iç yapısından ve bağlı bulunduğu enerji hattından kaynaklanabilecek düşük genlikli salınımlar, zaman zaman ölçümlerde izlenmiştir. Bu nedenle, ölçüm süresi boyunca elde edilen verilerin ortalamasının alınmasıyla bu küçük dalgalanmaların etkisi en aza indirilmiştir.



Şekil 2.23 Oda orta noktasındaki sıcaklık değişiminin denge durumu

2.2 Hesap Yöntemi

2.2.1 Isıl Konfor Hesaplamaları

Isıl konfor, bireyin ısıl çevresiyle ilgili memnuniyetini ifade ettiği zihinsel bir durum olarak tanımlanır. Tanımı kavramak kolay olmakla birlikte, bu durumu matematiksel olarak ifade edebilmek karmaşıktır; çünkü hem çevresel hem de kişisel birçok parametrenin birlikte değerlendirilmesini gerektirir. Ortam sıcaklığı, ortalama ışınım sıcaklığı, bağıl nem ve hava hızı dört temel çevresel parametreyi oluştururken; metabolik hız ve giysi yalıtımı bireysel faktörler olarak öne çıkar. Bu altı temel değişken, insanın ısıl çevresini belirleyen başlıca unsurlardır [35].

Poul O. Fanger [37], bu çok parametreli sistemi matematiksel olarak modellemek amacıyla yaklaşık 1300 denek üzerinde gerçekleştirdiği deneysel çalışmalar sonucunda PMV indeksini geliştirmiştir (Denklem 2.1). PMV, bireylerin ortalama ısıl hissiyatını -3 (soğuk) ile +3 (sıcak) arasında değerlendiren ve nötr ısıl durumu 0 olarak tanımlayan sürekli bir skala ile ifade edilir (Tablo 2.2). Bu modele bağlı olarak, ısıl konfordan memnun olmayan birey oranını tahmin eden PPD indeksi de türetilmiştir (Denklem 2.5).

Tablo 2.2 PMV skala aralığı

PMV	+3	+2	+1	0	-1	-2	-3
Isıl his	Sıcak	Ilık	Hafif ılık	Denge	Hafif serin	Serin	Soğuk

PMV modeli, deneysel doğruluğu yüksek olması nedeniyle ISO 7730 ve ASHRAE 55 gibi uluslararası standartlarda benimsenmiş ve ısıl konfor değerlendirmelerinde yaygın olarak kullanılmaya başlanmıştır.

$$PMV = (0.303.e^{-0.036M} + 28) \begin{bmatrix} (M-W) - 3.05.10^{-3}.\{5733 - 6.99.(M-W) - p_a\} \\ -0.42.\{(M-W) - 58.15\} - 1.7.10^{-5}M.(5867 - p_a) \\ -0.0014M(34 - T_a) - 3.96.10^{-8} f_{cl}\{(T_{cl}+273)^4 - (T_r+273)^4\} \\ -f_{cl}h(T_{cl} - T_a) \end{bmatrix} \quad (2.1)$$

Burada;

$$T_{cl} = 35.7 - 0.028.(M - W) - I_{cl}.\begin{bmatrix} 3.96.10^{-8} f_{cl}.\{(T_{cl}+273)^4 - (T_r+273)^4\} \\ +f_{cl}.h.(T_{cl} - T_a) \end{bmatrix} \quad (2.2)$$

$$h = \begin{Bmatrix} 2.38.|T_{cl} - T_a|^{0.25} \Leftarrow 2.38.|T_{cl} - T_a|^{0.25} > 12.1.\sqrt{V_{ar}} \\ 12.1.\sqrt{V_{ar}} \Leftarrow 2.38.|T_{cl} - T_a|^{0.25} < 12.1.\sqrt{V_{ar}} \end{Bmatrix} \quad (2.3)$$

$$f_{cl} = \begin{Bmatrix} 1 + 1.29.I_{cl} \Leftarrow I_{cl} \leq 0.078 m^2.K/W \\ 1.05 + 0.645.I_{cl} \Leftarrow I_{cl} > 0.078 m^2.K/W \end{Bmatrix} \quad (2.4)$$

Denklemde, metabolik aktivite tarafından üretilen toplam enerji (W/m²) M, yapılan dış iş (örneğin, pedal çevirme vb.), genellikle ofis çalışmaları için sıfır kabul edilir W, su buharı basıncı p_a değerleridir. Giyim alanı çarpanı f_{cl}, giyim yüzey sıcaklığı T_{cl}, konveksiyon ısı transfer katsayısı h_{cl}, ortalama radyasyon sıcaklığı T_r, ortalama sıcaklık T_a, giyim yalıtımı I_{cl} ve V_{ar} hava hızı ile gösterilir.

PMV değerinin hesaplanması sonrasında ısıl hoşnutsuzluk yüzdesini gösteren PPD değerini elde etmek için kullanılır.

$$\text{PPD} = 100 - 95[\exp(-0.03553\text{PMV}^4 - 0.2179\text{PMV}^2) \quad (2.5)$$

PMV ve PPD indeksleri, tüm vücut düzeyinde hissedilen sıcaklık ya da soğukluk kaynaklı genel ısıl rahatsızlığı değerlendirmektedir. Ancak, bireyin vücudunun yalnızca belirli bir bölgesinde meydana gelen soğuma ya da ısınma gibi dengesizlikler de ısıl memnuniyetsizlik oluşturabilir. Bu, yerel rahatsızlık olarak bilinir. Yerel rahatsızlığın en yaygın nedenlerinden biri, ortamdaki hava hareketleri yani cereyan etkisidir. Ortamda meydana gelen hava hareketleri nedeniyle vücudun belirli bölgelerinde hissedilen istenmeyen yerel soğuma etkisi, aşağıda verilen cereyan oranı (DR) denklemi kullanılarak hesaplanmaktadır:

$$DR = (34 - T_{al}).(V_{al} - 0.05)^{0.62}.(0.37.V_{al}.T_u + 3.14) \quad (2.6)$$

Bu formül, hava sıcaklığı, ortalama hava hızı ve türbülans yoğunluğunu birlikte ele alan Fanger'ın yarı-ampirik modelidir [37].

Tablo 2.3, ISO 7730 [35] tarafından belirlenen ısıl konfor sınıflandırmalarını göstermektedir. Bu sınıflandırma, oturanların ısıl memnuniyet seviyelerini değerlendirmek için PMV, PPD ve DR ölçümlerine dayanmaktadır. Kategori A,

optimum konfor seviyelerini belirtirken, Kategori B ve C sırasıyla orta ve asgari konforu ifade eder.

Tablo 2.3 ISO 7730 [35] standardına göre ısıl konfor sınıflandırması

Kategori	PPD [%]	PMV	DR [%]
A	<6	-0,2<PMV<+0,2	<10
B	<10	-0,5<PMV<+0,5	<20
C	<15	-0,7<PMV<+0,7	<30

Çalışmada elde edilen DR değerleri, CEN CR 1752 [38]'te belirlenen konfor kategorilerine göre değerlendirilmiştir. Bu sınıflandırma, Kategori A'yı mükemmel konfor koşulları (DR ≤ %15), Kategori B'yi orta konfor (%15<DR≤%20) ve Kategori C'yi sınırlı konfor durumları (%20<DR≤%25) olarak belirler (Tablo 2.4). Bu sınıflandırma, iç mekanlarda yerel hava hareketinden kaynaklanan rahatsızlık riskinin farklı uygulamalar arasında birbirleriyle karşılaştırarak, standart bir biçimde değerlendirilmesini mümkün kılmaktadır.

Tablo 2.4 CEN CR 1752 [38] standardına göre cereyan oranı (DR) sınırları ve konfor kategorileri

Kategori	DR Sınırı	Açıklama
A	DR <%15	Yüksek konfor
B	%15<DR≤%20	Orta düzey konfor
C	%20<DR≤%25	Sınırlı konfor

Eşitlik 2.6'daki cereyan oranı hesaplamalarındaki türbülans yoğunluğu (Tu), aşağıdaki denklem ile hesaplanmaktadır:

$$T_u = \left(\frac{V_\sigma}{V_{mean}}\right) x100 \qquad (2.7)$$

V_σ : Hava hızının standart sapması (m/s)

V_{mean}: Ortalama hava hızı (m/s)

Bu denklem, iç mekanlardaki hava akımı riskini ölçmek ve düşük hava akımı riskine sahip hava dağıtım sistemlerini değerlendirmek için yararlı bir araçtır. Model değerlendirilmesi ISO 7730 [35] ve ASHRAE 55 [36] standartları ile gerçekleşmektedir.

Dikey doğrultuda baş ve ayak bileği seviyeleri arasında oluşan yüksek sıcaklık farkı, ısıl konforun bozulmasına neden olabilir. Rahatsızlığa neden olabilir. $\Delta T_{a,v}$: Baş ve ayak bileği arasındaki düşey yükseklik farkı 1,1 m ile 0,1 m yükseklikler arasındaki dikey hava sıcaklığı farkıdır ve 3,0 °C'den düşük olmalıdır [35].

Operatif sıcaklık (Top), bir bireyin bulunduğu ortamda hem hava sıcaklığı hem de çevre yüzeylerinden gelen ortalama ışınım sıcaklığı ile olan ısı alışverişini dikkate alır. Hava hızının düşük olduğu durumlarda (v $\leq$ 0,2 m/s), operatif sıcaklık genellikle hava sıcaklığı ile ortalama radyant sıcaklığın aritmetik ortalaması şeklinde hesaplanır. ASHRAE Standard 55 [39] ve ISO 7726 [40] standartlarında belirtildiği üzere sadeleştirilmiş ortalama denklemi kullanılmıştır:

$$T_o = \frac{T_a + T_r}{2} \tag{2.8}$$

Ancak bazı ölçüm noktalarında hava hızı 0,2 m/s'nin üzerine çıkmıştır. Bu durumda, söz konusu standartlara göre sadeleştirilmiş formül geçerliliğini yitirmektedir; çünkü konvektif ısı transfer katsayısı (h_c) artık sabit kabul edilemez.

Bu nedenle, hava hızının yüksek olduğu bölgelerde operatif sıcaklık şu genel denklemle hesaplanmıştır:

$$T_o = \frac{h_c . T_a + h_r . T_r}{h_c + h_r} \tag{2.9}$$

ISO 7730 [35] standardına göre, konvektif ısı transfer katsayısı h_c hava hızına (v) bağlı olarak aşağıdaki ampirik ifade ile hesaplanmıştır:

$$h_c = 8.3.\upsilon^{0.6} \tag{2.10}$$

Bu formül, doğal ve zorlanmış konveksiyon etkilerinin birlikte değerlendirildiği durumlar için önerilmektedir. Bu çalışmada, hava hızının 0,2 m/s'yi aştığı tüm durumlarda bu formül uygulanarak h_c değerleri hesaplanmıştır.

Radyatif ısı transfer katsayısı (h_r) insan vücudu ile çevresi arasındaki net ışıma yoluyla gerçekleşen ısı değişimini tanımlar. h_r katsayısı iç ortam sıcaklıları (10-30 °C) aralığında sabit kabul edilmektedir [36, 41]. Bu çalışmada da h_r değeri 4.7 W/m²K olarak alınmıştır.

ASHRAE [36], ortalama ışınım sıcaklığını T_r şu şekilde tanımlar: "Bir kullanıcının, gerçek ortam yerine hayali siyah bir kapalı hacim içerisinde aynı miktarda ışınımla ısı alışverişinde bulunacağı yüzey sıcaklığı."

Ortalama ışınım sıcaklığı, yüzey sıcaklıklarının kullanıcı konforu üzerindeki etkisini ifade etmek için kullanılan bir parametredir.

Ortalama ışınım sıcaklığı (T_r) hesaplamalarında, ISO 7726 [40] standardında tanımlanan bağıntı kullanılmaktadır. Bu hesaplamada, hava hareketinin mevcut olduğu durumlarda, zorlanmış taşınım etkisi dikkate alınarak aşağıda belirlenen denklem ile hesaplamalar yapılmıştır.

$$T_r = \left[(T_g + 273)^4 + \frac{1.1x10^8.\upsilon^{0.6}}{\varepsilon.D^{0.4}}.(T_g - T_a)\right]^{0.25} - 273 \tag{2.11}$$

2.2.2 Yönetici Denklemler ve Türbülans Modeli

Süreklilik, momentum, gerilme tensörü ve enerji denklemleri sırasıyla aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{V}) = 0 \tag{2.12}$$

$$\rho\left(\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + (\nabla \vec{V}\vec{V})\right) = -\nabla p + \nabla \tau \tag{2.13}$$

$$\tau = \mu\left[\nabla \vec{V} + (\nabla \vec{V})^T\right] - \frac{2}{3}\vec{V}I \tag{2.14}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}\left[\rho\left(E+\frac{1}{2}V^2\right)\right]+\nabla.\left[\rho V\left(E+\frac{1}{2}V^2\right)\right]=\nabla.(k\nabla T)+\nabla.(-pV+\tau.V)+Q \quad (2.15)$$

Denklemlerde kullanılan değişkenler; yoğunluk ρ, zaman t, hız vektörü V, akışkanın gerilme tensörü τ, toplam iç enerji E, ısıl iletkenlik k, T sıcaklık ve Q ısı üretimi olarak tanımlanır. Bu çalışmada k-ω SST türbülans modeli kullanılmıştır. Bu model, türbülanslı kinetik enerji (k) ve ona bağlı olan özgül yayılma hızını (ω) ifade etmektedir.

k-ω türbülans modelinde tanımlanan türbülans kinetik enerji eşitlikleri ve özgül yayılma hızı için taşıma denklemleri aşağıda verilmiştir [42].

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k)+\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\Gamma_k\frac{\partial k}{\partial x_j}\right]+G_k-Y_k+S_k \quad (2.16)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega)+\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\Gamma_\omega\frac{\partial \omega}{\partial x_j}\right]+G_\omega-Y_\omega+S_\omega \quad (2.17)$$

$$\Gamma_k=\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad (2.18)$$

$$\Gamma_\omega=\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \quad (2.19)$$

Bu denklemlerde, G_k si ortalama hız gradyanlarından kaynaklanan türbülans kinetik enerjisi üretimini, G_ω, ω üretimi. Γ_k ve Γ_ω sırasıyla k ve ω'nın etkin yayılabilirliğini, Y_k ve Y_ω türbülans nedeniyle oluşan k ve ω tükenmesini, S_k ve S_ω kullanıcı tanımlı kaynak terimlerini, σ_k ve σ_ω ise sırasıyla k ve ω için türbülans Prandtl sayısını temsil eder. SST k-ω modelinde, türbülanslı viskozitenin aşırı tahmin edilmesini önlemek amacıyla formülasyona bir sınırlayıcı entegre edilmiştir. Türbülanslı viskozite μ_t k ve ω aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\mu_t=\alpha^*\frac{\rho k}{\omega} \quad (2.20)$$

Burada a^* katsayısı türbülans viskozitesini sönümleyerek, düşük Reynolds-sayısı düzeltmesi sağlar.

$$a^* = a_\infty^* \left(\frac{a_0^* + Re_t / R_k}{1 + Re_t / R_k} \right) \quad (2.21)$$

Burada;

$$Re_t = \frac{\rho k}{\mu \omega} \quad (2.22)$$

$$R_k = 6 \quad (2.23)$$

$$a_0^* = \frac{\beta_i}{3} \quad (2.24)$$

Eşitlik 2.24'teki β_i katsayısı 0,072 olarak alınmıştır. a* bi sönümleme katsayısıdır. k- ω modeli, yüksek Reynolds değerinde ise bu katsayı 1'e eşit alınır;

$$a^* = a_\infty^* = 1 \quad (2.25)$$

3
BULGULAR VE TARTIŞMALAR

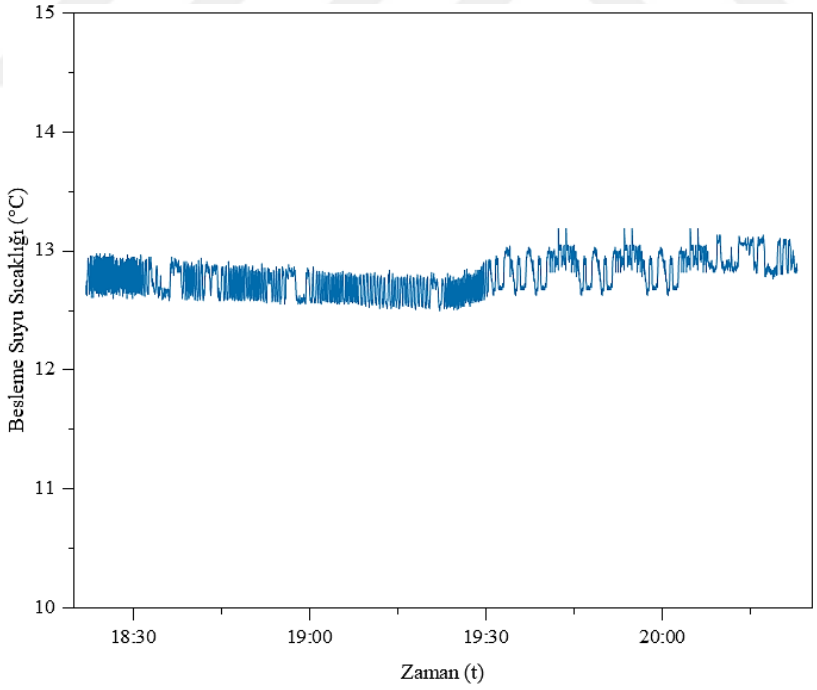
3.1 Deneysel Yöntem ve Uygulama

Bölüm 2'de deney düzeneği, kullanılan temel ekipmanlar, ölçüm cihazlarının özellikleri ve hesaplama yöntemleri ayrıntılı biçimde açıklanmıştır. Bu bölümde ise yürütülen deneysel çalışmalara ait uygulama koşulları aktarılmakta; elde edilen ölçüm ve hesaplama sonuçları tablo ve grafikler aracılığıyla sunulmaktadır. Ayrıca, bu bölümde deneysel çalışmalara ek olarak, sayısal modelin doğrulanması için mankensiz gerçekleştirilen ön çalışma ile, dummy silindir prensibine göre çalışan 100 W ısı yayan manken için, 12,9 °C panel suyu giriş sıcaklığında sol duvardan 5 ve 10 m/s hava hızlarında yapılan sayısal analiz sonuçları da yer almaktadır.

Deneysel çalışma, iki farklı hava giriş hızı, dört farklı besleme konumu (senaryo) ve üç farklı soğutma suyu giriş sıcaklığı (durum) temel alınarak gerçekleştirilmiştir. Her bir kombinasyon, tez kapsamında bir "durum" olarak tanımlanmıştır. Tüm durumlarda, radyant soğutma sistemi, test odasının sol duvarına entegre edilmiş bir panel aracılığıyla çalıştırılmıştır. Panellere verilen giriş suyu sıcaklığı sırasıyla 12,9°C, 13,9°C ve 14,9°C'ye ayarlanmış ve bu giriş sıcaklıklarının her biri Durum 1, Durum 2 ve Durum 3 olarak tanımlanmıştır. Su, soğutma tankı sistemi aracılığıyla panellere iletilmiş ve giriş sıcaklığı her deneyden önce kontrol edilmiştir (Şekil 3.1).

Her durumda, hava beslemesi süpürgelik seviyesinden tavana doğru dikey olarak verilmiştir. Hava, duvar yüzeyine yaklaşık 10 cm mesafede paralel olarak sağlanmıştır. Her durum için farklı hava besleme konumu ve hızları üzerine oluşturulan senaryolar mevcuttur. 4 farklı hava besleme konumları için, sol duvar SOD, orta duvar ORD, sağ duvar SAD, üç duvar beslemesi UCD olarak kodlanmıştır. Deneyler, bu dört farklı hava besleme konumu ve iki farklı hava hızı

(5 m/s ve 10 m/s) kombinasyonlarıyla oluşturulan toplam 8 senaryo üzerinden gerçekleştirilmiştir. Belirtilen hız değerleri menfez çıkış hızını ifade etmektedir. Sistem sabit hacimsel debi prensibine göre çalışmaktadır. Menfez çıkış hızının 5 m/s olduğu durumda hacimsel debi yaklaşık 0,035 m^3/s olup, kanal içi hız yaklaşık 1,55 m/s olarak hesaplanmıştır. Menfez çıkış hızının 10 m/s olduğu durumda ise hacimsel debi yaklaşık 0,07 m^3/s olup, kanal içi hız yaklaşık 3,11 m/s olarak hesaplanmıştır. Üç duvardan üfleme yapılan senaryolarda da toplam hacimsel debi korunmakta olup, akış dağılımı süreklilik prensibine uygun şekilde gerçekleşmektedir. Ayrıca tüm deney senaryolarında besleme havası sıcaklığı sabit tutulmuş olup 20,5 °C olarak ayarlanmıştır. Böylece farklı hava hızlarının ve besleme konumlarının iç ortam ısıl davranışı üzerindeki etkisi, giriş sıcaklığı sabit tutularak karşılaştırmalı olarak değerlendirilmiştir. Her senaryo ayrı bir günde uygulanmıştır. Toplamda 3 durum altında 24 farklı senaryo gerçekleştirilmiştir. Her durumda sistemin kararlı hâle gelmesi beklendikten sonra, oda merkezinde 1,1 m yüksekliğinden Testo 400 ısıl konfor cihazı ile alınan PMV ölçümleri değerlendirilmiş ve senaryolar karşılaştırmalı olarak analiz edilmiştir.



Şekil 3.1 Soğutma paneli giriş suyu sıcaklığının zaman içindeki denge kontrolü

3.2 Deneysel Bulgular ve Ön Değerlendirme

3.2.1 Durum 1

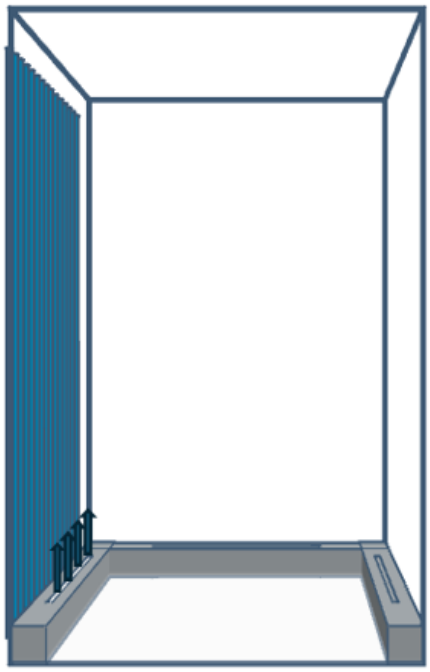
Yukarıda belirtildiği gibi Durum 1 radyant soğutma için giriş suyu sıcaklığının 12,9 ^{o}C'ye olarak uygulandığı durumdur. Bu durumda, radyant soğutma sol duvardan uygulanmış ve hava beslemesi, havalandırma kanalının dört farklı konumu üzerinden gerçekleştirilmiştir. Tablo 3.1'de 12.9 ^{o}C panel suyu giriş sıcaklığı ile yapılan, deney boyunca sabit tutulan parametreleri ve değişken olarak kullanılan hava hızı ve besleme konumlarını gösterilmiştir.

Tablo 3.1 Durum 1 kapsamında oluşturulan senaryolar

Senaryo	**Hava besleme konumu**	**Besleme hızı (m/s)**	**Radyant soğutma**	**Panel giriş suyu sıcaklığı (^{o}C)**
S1	Sol Duvar	5	Sol duvar	12,9
S2	Sol Duvar	10	Sol duvar	12,9
S3	Orta Duvar	5	Sol duvar	12,9
S4	Orta Duvar	10	Sol duvar	12,9
S5	Sağ Duvar	5	Sol duvar	12,9
S6	Sağ Duvar	10	Sol duvar	12,9
S7	Üçlü Duvar	5	Sol duvar	12,9
S8	Üçlü Duvar	10	Sol duvar	12,9

Senaryo 1 ve Senaryo 2

Bu senaryolarda hava beslemesi, havalandırma kanalının SOD kodlu sol duvar konumu üzerinden sağlanmıştır. Hava, panelin bulunduğu duvar boyunca yaklaşık 10 cm mesafeden ve süpürgelik seviyesinden tavana doğru dikey yönde üflenmiştir. Senaryo 1'de düşük hava hızı (5 m/s), Senaryo 2'de ise yüksek hava hızı (10m/s) uygulanmıştır. İlgili hava besleme düzeni Şekil 3.2'de sunulmuştur. Her iki senaryo için 2 saatlik ölçüm periyodu sonrasında 1,1 m yüksekliğinde elde edilen ve hesaplanan veriler Tablo 3.2'de özetlenmiştir.



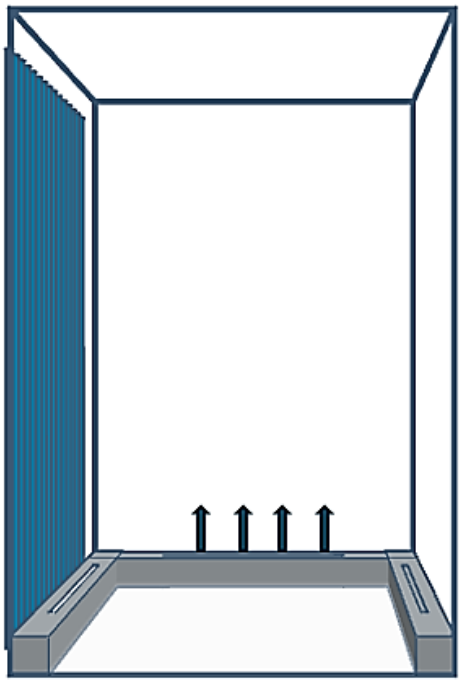
Şekil 3.2 Radyant soğutma ve sol duvardan hava besleme uygulaması

Tablo 3.2 Durum 1 kapsamında senaryo 1 ve 2'nin sonuçları

Hava besleme bölgesi	**Besleme hızı (m/s)**	**PMV**	**Soğutulan duvar sıcaklığı (ºC)**	**Operatif sıcaklık (ºC)**	**$\Delta T_{a,v}$ (ºC)**	**Türbülans yoğunluğu (%)**	**DR (%)**
SOD	5	0,1	16,50	22,53	0,01	28,65	36,92
SOD	10	0	16,50	22,62	-0,06	19,80	42,61

Senaryo 3 ve Senaryo 4

Bu senaryolarda hava beslemesi, havalandırma kanalının ORD kodlu orta duvar konumu üzerinden sağlanmıştır. Hava, süpürgelik seviyesinden tavana doğru dikey olarak, duvar yüzeyine paralel olarak tahmini 10 cm mesafede sağlandı. Senaryo 3'te, hava besleme hızı 5 m/s iken senaryo 4'te 10 m/s'dir. İlgili hava besleme senaryoları Şekil 3.3'te gösterilmiştir. 2 saatlik bir ölçüm aralığının ardından 1,1 metre yükseklikte elde edilen ve hesaplanan veriler Tablo 3.3'te özetlenmiştir.



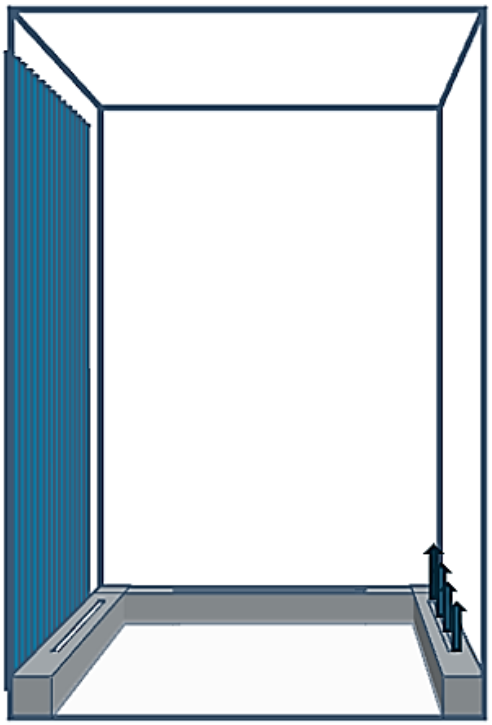
Şekil 3.3 Radyant soğutma ve orta duvardan hava besleme uygulaması

Tablo 3.3 Durum 1 kapsamında senaryo 3 ve 4'ün sonuçları

Hava besleme bölgesi	**Besleme hızı (m/s)**	**PMV**	**Soğutulan duvar sıcaklığı (°C)**	**Operatif sıcaklık (°C)**	**$\Delta T_{a,v}$ (°C)**	**Türbülans yoğunluğu (%)**	**DR (%)**
ORD	5	0,1	15,90	22,68	0,1	29,87	40,09
ORD	10	-0,1	15,80	21,91	0,0	27,66	47,03

Senaryo 5 ve Senaryo 6

Bu senaryolarda hava beslemesi, havalandırma kanalının SAD kodlu sağ duvar konumu üzerinden sağlanmıştır. Hava, süpürgelik seviyesinden tavana doğru dikey olarak, duvar yüzeyine paralel olarak tahmini 10 cm mesafede sağlandı. Senaryo 5'te, hava besleme hızı 5 m/s iken senaryo 6'da 10 m/s'dir. İlgili hava besleme senaryoları Şekil 3.4'te gösterilmiştir. 2 saatlik bir ölçüm aralığının ardından 1,1 metre yükseklikte elde edilen ve hesaplanan veriler Tablo 3.4'te özetlenmiştir.



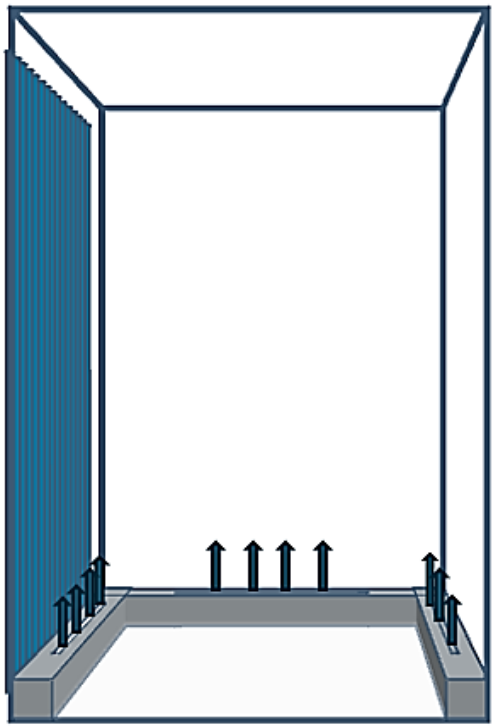
Şekil 3.4 Radyant soğutma ve sağ duvardan hava besleme uygulaması

Tablo 3.4 Durum 1 kapsamında senaryo 5 ve 6'nın sonuçları

Hava besleme bölgesi	**Besleme hızı (m/s)**	**PMV**	**Soğutulan duvar sıcaklığı (°C)**	**Operatif sıcaklık (°C)**	**$\Delta T_{a,v}$ (°C)**	**Türbülans yoğunluğu (%)**	**DR (%)**
SAD	5	0,1	15,80	22,82	0,4	54,7	41,25
SAD	10	-0,1	15,70	22,09	0,3	36,6	57,28

Senaryo 7 ve Senaryo 8

Bu senaryolarda hava beslemesi, havalandırma kanalının UCD kodlu üç duvar konumu üzerinden sağlanmıştır. Hava, süpürgelik seviyesinden tavana doğru dikey olarak, duvar yüzeyine paralel olarak tahmini 10 cm mesafede sağlandı. Senaryo 7'de, hava besleme hızı 5 m/s iken senaryo 8'de 10 m/s'dir. İlgili hava besleme senaryoları Şekil 3.5'te gösterilmiştir. 2 saatlik bir ölçüm aralığının ardından 1,1 metre yükseklikte elde edilen ve hesaplanan veriler Tablo 3.5'te özetlenmiştir.



Şekil 3.5 Radyant soğutma ve üç duvardan hava besleme uygulaması

Tablo 3.5 Durum 1 kapsamında senaryo 7 ve 8'in sonuçları

Hava besleme bölgesi	**Besleme hızı (m/s)**	**PMV**	**Soğutulan duvar sıcaklığı (°C)**	**Operatif sıcaklık (°C)**	**$\Delta T_{a,v}$ (°C)**	**Türbülans yoğunluğu (%)**	**DR (%)**
UCD	5	0,1	15,70	21,88	0,03	43,27	33,78
UCD	10	-0,1	15,60	21,41	-0,09	53,19	52,22

3.2.1.1 PMV Sonuçları

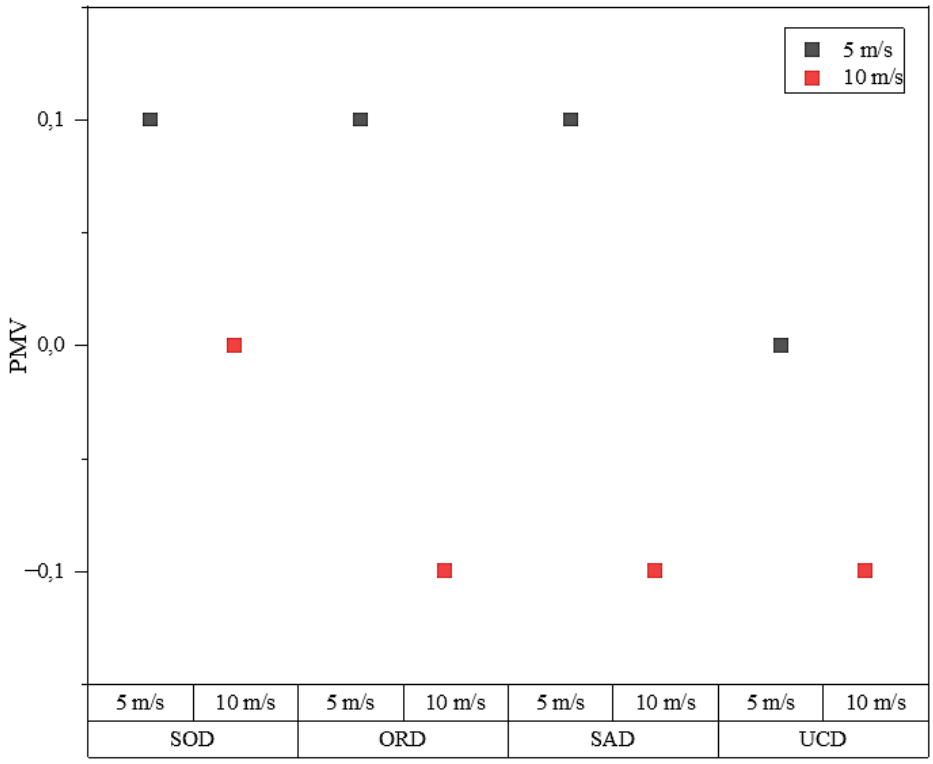
Isıl konfor, bireyin ısıl çevresinden memnuniyet duyduğu zihinsel bir durum olarak tanımlanmaktadır [35]. Isıl konforun değerlendirilmesi genellikle Tahmini Ortalama Oy (PMV) ve Tahmini Memnuniyetsizlik Yüzdesi (PPD) metrikleri kullanılarak gerçekleştirilir. PMV skalası, Fanger [37] tarafından geliştirilen ve -3 ile +3 arasında tanımlanan ısıl konfor indeksine dayanmaktadır. Bu skala, ortalama ısıl hissiyatı -3 (soğuk) ile +3 (sıcak) arasında yedi puanlık bir ölçekte ölçerken, PPD ısıl memnuniyetsizlik yaşaması beklenen bireylerin yüzdesini değerlendirir (Tablo 2.2). Nötr değer olan 0 en ideal durumu işaret etmekle beraber, genel olarak 0'a yakınlık memnuniyetin en yüksek olduğu durumları göstermektedir. PMV ve PPD değerlerine dayanarak ortamın ısıl konfor performansını değerlendirmek için belirli sınıflandırma kategorileri oluşturulmuştur [35]. A, B ve C kategorileri için kabul edilebilir sınırlar değerlendirme kriteri olarak kullanılmıştır (Tablo 2.3).

Bu çalışmada, ofis ortamı için ISO 7730 [35] standardında tanımlanan B kategorisi ısıl konfor sınıfı referans alınarak değerlendirmeler yapılmıştır. Ofis uygulamalarının çoğunu kapsayan B Kategorisi iç mekân ortamlarında, izin verilen PMV aralığı -0,5 ile +0,5 arasındadır ve bu da %10'dan daha düşük bir PPD değerine karşılık gelir. Isıl konfor sınırlarının değerlendirmesinde esas alınan eşik değerler Tablo 2.3'te verilmiştir.

Şekil 3.6'da dört ayrı hava besleme senaryolarında, iki farklı besleme hava hızında (5 m/s ve 10 m/s) ölçülen PMV değerlerini göstermektedir. SOD, ORD ve SAD ayrı hava giriş yerlerini belirtirken, UCD üç girişin de aynı anda çalışmasını temsil etmektedir. 5 m/s'lik besleme hızında, PMV değerleri sürekli olarak pozitif kalır ve ortalama yaklaşık +0,1 olur ve bu da hafif sıcak bir ısıl hissi ifade eder [35]. Buna karşılık, 10 m/s'lik bir besleme hava hızı, yaklaşık olarak 0 veya biraz negatif PMV değerleri ile sonuçlanmaktadır ve belirli noktalar -0,1'e yakın değerler göstererek hafif soğuk bir ısıl hissi göstermektedir. Hava hızının artması, konvektif ısı transferini artırarak vücuttan ısı kaybını yükseltir. Bu durum, sabit metabolik oran ve giyim yalıtımı koşullarında vücudun çevresinde oluşan ısıl yükün azalmasına ve bireylerin daha serin hissetmesine yol açar. Sonuç olarak, artan hava hızı PMV değerlerinde azalma eğilimine neden olur ve PMV negatif yönde kayar. Bu etki, Fanger (1970) tarafından [37] geliştirilen PMV modelinde de tanımlanmakta olup,

ASHRAE 55 [39] standardında ayrıntılı şekilde açıklanmaktadır. Benzer şekilde, Rong [55] tarafından yapılan çalışmada, hava besleme hızı, yönü ve egzoz konumunun birlikte değerlendirilerek PMV üzerindeki etkileri incelenmiştir. Hava besleme hızının 0,5 m/s'den 3 m/s'ye artırılmasıyla, baş seviyesindeki (1,1 m) PMV değerlerinin negatif yönde değiştiği ve soğukluk hissinin arttığı rapor edilmiştir (PMV <–1,5). Özellikle 0,5 m/s hava hızında PMV yaklaşık –0,5, 1,5 m/s'de yaklaşık –1 ve 3 m/s'de ise daha düşük değerlere ulaştığı belirtilmiştir. Artan hava hızına bağlı olarak PMV değerlerinde bir azalma gözlemlenmiştir.

Son olarak, SOD (5 m/s) ve UCD (10 m/s) senaryolarında homojen hava dağılımı sağlanmış ve dengeli PMV değerleri elde edilmiştir. Kapalı iç mekânlarda homojen hava dağılımı oturan bireyler için ısıl konforun iyileştirilmesine katkı sağlamaktadır [56]. Şekil 3.6 incelendiğinde, Durum 1 kapsamında yapılan deneylerde elde edilen PMV değerlerinin, ISO 7730 [35] standardında tanımlanan ısıl konfor sınırları içerisinde kaldığı belirlenmiştir.



Şekil 3.6 Durum 1 kapsamında, radyant duvar soğutması altında farklı hava besleme konumları (SOD, ORD, SAD, UCD) ve besleme hızlarının (5 ve 10 m/s) odanın merkezindeki PMV değerleri üzerindeki etkisi

3.2.1.2 Dikey Sıcaklık Dağılımı ve VTD Sonuçları

Test odasında düşey sıcaklık dağılımını incelemek amacıyla, Şekil 2.4 ve 2.21'de gösterildiği üzere, farklı ölçüm noktalarına düşey yönde ısıl çiftler yerleştirilmiştir. Isıl çiftler sırasıyla 0,1 m, 0,43 m, 0,71 m, 1,1 m, 1,28 m, 1,56 m, 1,85 m ve 2,41 m yüksekliklerinde konumlandırılarak sıcaklık dağılımı takip edilmiştir. Düşey sıcaklık dağılımı, ISO 7730 [35] standardına göre değerlendirilmiştir. Bu standarda göre, ayak bileği yüksekliği (0,1m) ile oturan kişinin baş yüksekliği (1,1m) arasındaki sıcaklık farkının A, B ve C kategorileri için sırasıyla 3 °C, 5 °C ve 10 °C'yi aşmaması önerilmektedir.

Radyant duvar soğutması ve farklı hava besleme konumları birlikte değerlendirildiğinde, elde edilen düşey sıcaklık dağılımlarının, ISO 7730 [35] standardının sınır değerleri içerisinde kaldığı ve genel olarak iyi bir performans sergilediği gözlemlenmiştir. Besleme bölgesinden bağımsız olarak, Şekil 3.7'de görüldüğü üzere, 5 m/s hava hızında hava akımı sıcaklık katmanlaşmasını korumuş ve soğuk hava doğal olarak aşağı yönde yayılmıştır. 10 m/s hızda ise hava akımı mankenin ısıl etkisini dağıtmış; ancak bu durum katmanlaşmayı belirgin şekilde bozmamıştır.

Şekil 3.7a'da görülen sıcaklık dağılımında, SOD senaryolarında (soldan, süpürgelik hizasından besleme), her iki hava besleme hızında da belirgin bir dikey sıcaklık farkı oluştuğu gözlemlenmiştir. Alt bölgelerde (0,1–0,5m) sıcaklık yaklaşık 22 °C civarında başlamakta, yükseklik arttıkça sıcaklık 23–23,5 °C seviyelerine çıkmaktadır. Bu durum, özellikle DV benzeri yer beslemeli sistemlerde tipik olarak görülen doğal tabakalaşma eğilimiyle uyumludur [57].

Panel yüzeyinin soğutucu etkisi ve besleme havasının zemine yakın verilmesi nedeniyle, soğuk hava alt seviyelerde yoğunlaşmakta ve panel ile zemin arasındaki doğal konvektif etkileşim sonucu yukarı doğru taşınmaktadır. Odanın merkezinde yer alan ısı yayan manken (yaklaşık 100 W) tarafından oluşturulan ısıl tüy etkisi, yukarı yönlü sıcak hava akışını destekleyerek baş (yaklaşık 1,1 m) ve üst bölgelerde sıcaklık değerlerinin artmasına neden olmuştur.

Hava hızı 10 m/s'ye yükseltildiğinde (kırmızı çizgi), hava akımı mankenin oluşturduğu ısıl tüy ile daha fazla etkileşime girmiştir. Bunun sonucu olarak alt bölgelerde (özellikle 0–1 m arasında) sıcaklık 5 m/s durumuna göre biraz daha

artmış, buna karşılık üst bölgelerde (yaklaşık 1,5 m ve üstü) sıcaklık 10 m/s'de daha düşük seviyelere gerilemiştir. Bu durum, artan hava hızının yukarı yönlü ısıl tüyü kısmen bastırarak üst seviyelerde soğuk havanın yükselmesine neden olduğunu göstermektedir. Böylece, hava karışımı tam olarak homojenleşmemiş, ancak üst bölgelerde sıcaklığın düşmesiyle katmanlaşma yapısında bir miktar değişim gözlenmiştir.

ORD hava beslemesi panel bölgesinin yanında yer almaktadır. Oda merkezinde ayrıca sabit ısı yükü (dummy manken) bulunması nedeniyle, merkezdeki ısıl yük etkisi sıcaklık profilini belirgin şekilde etkilemiştir (Şekil 3.7b).

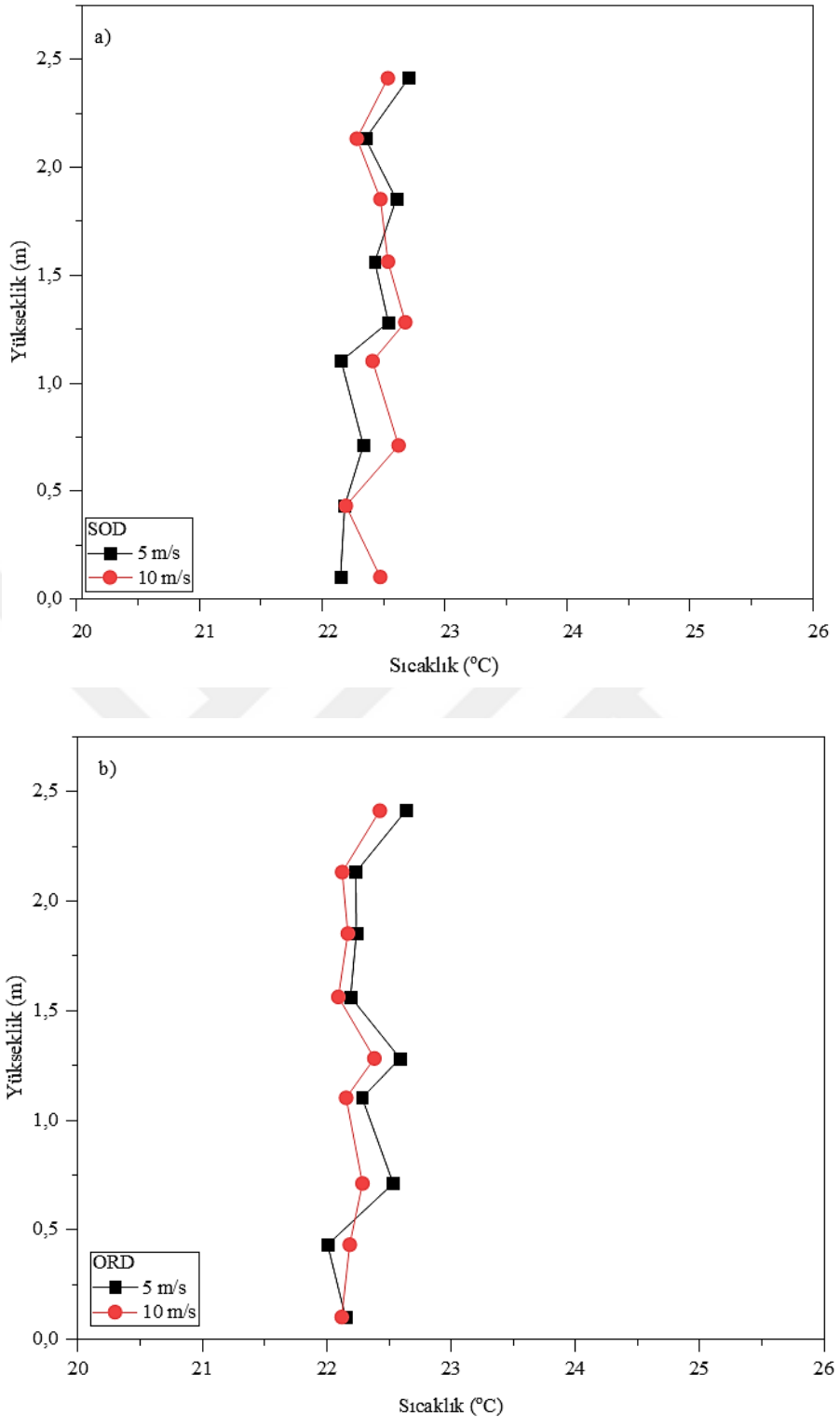
5 m/s besleme hızında alt bölgelerde (0–0,5 m) sıcaklık 22°C civarında sabit kalırken, ısı kaynağının etkisiyle 1,1 m ve üzerindeki bölgelerde sıcaklık yükselmiş ve yaklaşık 22,8–23°C seviyelerine ulaşmıştır. Bu durum, merkezdeki ısı yükünün oluşturduğu yukarı yönlü ısıl tüy (thermal plume) etkisini ve sıcak havanın yükselmesini göstermektedir. Tabakalaşma sınırlı olmakla birlikte üst bölgelerde sıcaklık artışı barizdir. 10 m/s besleme hızında, hava akışının kuvvetlenmesiyle, alt seviyelerdeki sıcaklık yine yaklaşık 22°C seviyelerinde korunmuştur. Ancak hava akışının artması üst bölgelerdeki sıcaklık birikimini kısmen dağıtmış ve 5 m/s'ye kıyasla üst bölgelerdeki sıcaklık artışı biraz daha sınırlı kalmıştır (yaklaşık 22,5–22,7°C). Artan hava hızı ısıl tüyün yükselme etkisini zayıflatmış, fakat tam bir karışım rejimi oluşmamıştır. Bu da orta seviyelerde biraz daha homojenleşmiş bir sıcaklık dağılımı ile sonuçlanmıştır.

Şekil 3.7c, besleme hava girişinin panelin karşısındaki duvardan sağlandığı (SAD) senaryosunun, dikey sıcaklık yükseklik grafiğidir. Zemine yakın seviyelerde (0–0,5 m) soğuk hava katmanı stabil şekilde korunmuş ve sıcaklıklar yaklaşık 21–22°C arasında kalmıştır. Sağdan yapılan hava beslemesinin, sol duvardaki radyant panel ile etkileşimi sonucu soğuk hava, yanal olarak yayılmak yerine zeminde birikme eğilimi göstermiştir. Baş seviyesinde (1,1 m) sıcaklık değerlerinin yaklaşık 22°C seviyelerinde korunması, konfor açısından olumlu koşullar sağlandığını göstermektedir. Hava hızının 10 m/s'ye çıkarılmasıyla birlikte üst bölgelerde (2 m ve üzeri) sıcaklıkta kısmi artış gözlenmiş, ancak tam bir karışım rejimi oluşmamış ve sistem genelinde tabakalaşma yapısı korunmuştur. Oda merkezinde yer alan ısı kaynağının etkisiyle, 1–1,5 m yükseklik aralığında küçük sıcaklık dalgalanmaları

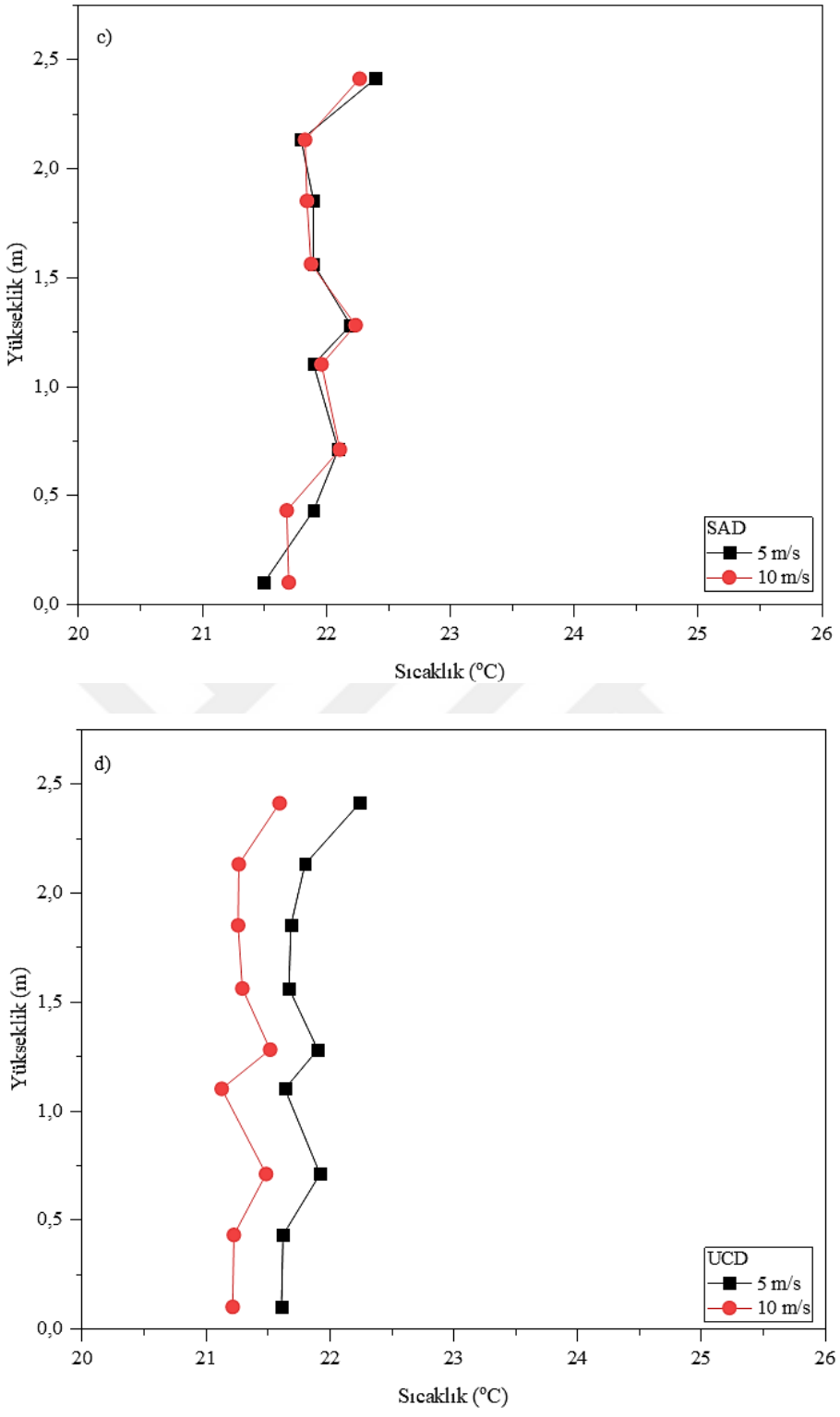
meydana gelmiş, bu durum ısıl tüy ile yanal hava akışının sınırlı etkileşimini göstermektedir.

UCD (Şekil 3.7d), konumunda hava beslemesi aynı anda üç yönden sağlanmıştır. Sıcaklık profilleri incelendiğinde sistem genelinde oldukça homojen ve düzenli bir sıcaklık dağılımı gözlemlenmiştir. Farklı bölgelerden aynı anda yapılan besleme sayesinde oda içerisindeki hava daha dengeli dağılmış ve bu durum düşey sıcaklık farklarının azalmasına katkı sağlamıştır. Özellikle 5 m/s hava besleme hızında tüm yükseklik boyunca sıcaklık yaklaşık 22–22,5°C aralığında oldukça dengeli seyretmiştir. Hava hızının 10 m/s'ye çıkarılmasıyla, tüm profil boyunca sıcaklık değerlerinin 21–21,5°C aralığına kaydığı ve genel ortalamanın biraz daha düşük seviyelere indiği gözlemlenmiştir. Artan hava hızı, oda içi hava karışımını daha da artırmış, ısıl tüy etkisini büyük oranda bastırmış ve tam karışım rejimine oldukça yakın bir durum oluşturmuştur. Özellikle zemine yakın bölgelerde ve baş seviyesinde (1,1 m) sıcaklık farklılıkları oldukça minimize olmuş, bu da cereyan hissi dışında ısıl konfor açısından dengeli bir ortam sağlamıştır.

Bu sonuçlar, hava beslemesinin radyant panele göre konumunun dikey sıcaklık profilini önemli ölçüde etkilediğini ortaya koymaktadır. Hava akışının doğrudan panel bölgesine yönlendirildiği SOD senaryosunu, ısıl açıdan en kararlı koşulu sağlamıştır. UCD senaryosunda ise sistemin homojen karışım rejimine daha çok yaklaştığı tespit edilmiştir. Artan hava hızları her senaryoda ısıl tüy etkisini zayıflatmış, karışım eğilimini artırmış ve dikey sıcaklık farklarını azaltmıştır.



Şekil 3.7 Durum 1 kapsamında, radyant duvar soğutması altında farklı hava besleme konumları ve hızlarının oda merkezindeki dikey sıcaklık dağılımı üzerindeki etkisi: (a) Sol duvar besleme, (b) Orta duvar besleme, (c) Sağ duvar besleme, (d) Üçlü duvar besleme



Şekil 3.7 Durum 1 kapsamında, radyant duvar soğutması altında farklı hava besleme konumları ve hızlarının oda merkezindeki dikey sıcaklık dağılımı üzerindeki etkisi: (a) Sol duvar besleme, (b) Orta duvar besleme, (c) Sağ duvar besleme, (d) Üçlü duvar besleme (devamı)

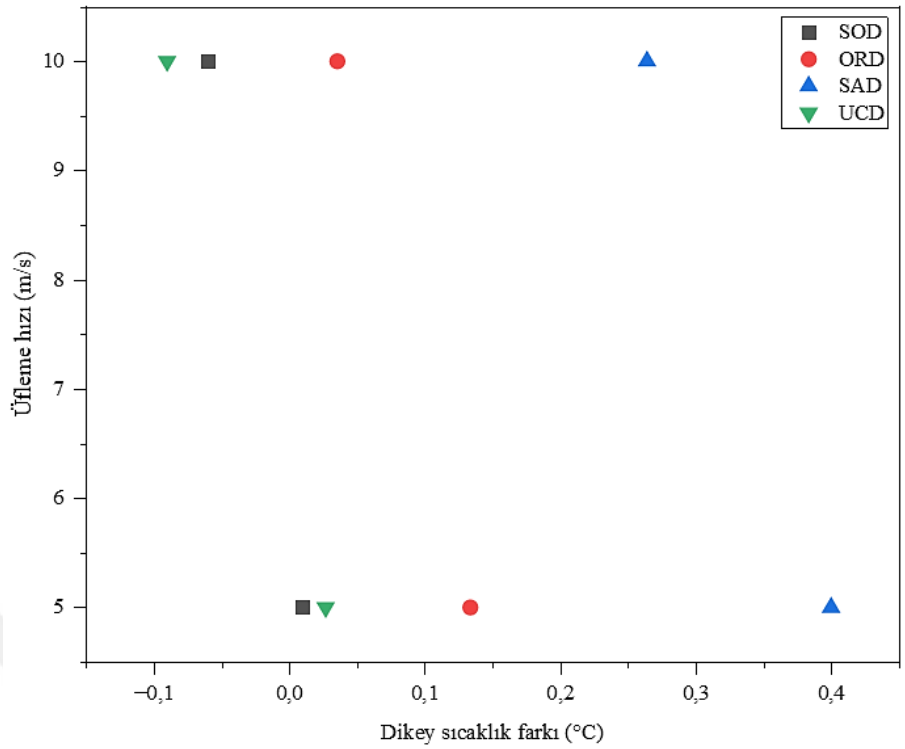
Dikey sıcaklık farkı ISO 7730'a [35] göre ($\Delta T_{1.1\text{-}0.1}$), ayak bileği (0,1 m) ile baş seviyesi (1,1 m) arasındaki hava sıcaklığı farkı olarak tanımlanır ve yerel ısıl konfor değerlendirmesinde önemli bir kriterdir. Dikey sıcaklık farklarının artması, baş bölgesinde daha yüksek sıcaklık ve ayak bileği seviyesinde daha düşük sıcaklık oluşmasına bağlı olarak yerel ısıl rahatsızlığa yol açabilir. ISO 7730 [35] standardına göre, B kategorisi için baş (1,1 m) ve ayak bileği (0,1 m) seviyeleri arasındaki dikey sıcaklık farkının 3 °C'yi aşmaması önerilmektedir.

Şekil 3.8'de, tüm senaryolar için elde edilen VTD değerleri ile besleme hava hızı arasındaki ilişki verilmiştir. Grafik, farklı sistem senaryolarının değişen hava hızları altındaki dikey sıcaklık farkı davranışlarını karşılaştırmalı olarak göstermektedir.

SOD ve UCD senaryoları, tüm hızlarda en düşük dikey sıcaklık farklarını sağlamıştır. SOD için 5 m/s hızda VTD yaklaşık 0,01 °C, 10 m/s'de yaklaşık-0.06 °C ölçülmüştür. Benzer şekilde UCD için 5 m/s'de VTD 0,0 °C, 10 m/s'de-0,1 °C olmuştur. Bu, bu iki senaryoda tabakalaşmanın oldukça stabil korunduğunu göstermektedir. ORD senaryosunda ise 5 m/s hızda yaklaşık 0,1 °C, 10 m/s hızda ise 0,0 °C VTD değeri elde edilmiştir. SAD senaryosu en yüksek dikey sıcaklık farkını göstermiş; 5 m/s'de yaklaşık 0,4 °C, 10 m/s'de ise yaklaşık 0,3 °C değerleri kaydedilmiştir.

Tüm senaryolar değerlendirildiğinde, elde edilen dikey sıcaklık farklarının oldukça düşük seviyelerde kaldığı ve ISO 7730 standardında [35] belirtilen sınır değerlerin çok altında olduğu görülmüştür. En yüksek VTD değeri 5 m/s hızda SAD senaryosunda (0,4 °C) ölçülürken, en düşük VTD değeri ise 10 m/s hızda üçlü besleme senaryosunda (–0,09 °C) elde edilmiştir.

Sonuç olarak, çalışmada elde edilen VTD değerleri, literatürde radyant sistemlerin havalandırma sistemleriyle birlikte kullanıldığı benzer uygulamalarda da düşük seviyelerde rapor edilmiştir [13,15,58-60]. Bu sistemlerde, havalandırma ve radyatif etkilerin etkileşimi sıcaklık tabakalaşmasını sınırlamakta ve VTD değerlerini düşük seviyelerde tutmaktadır.



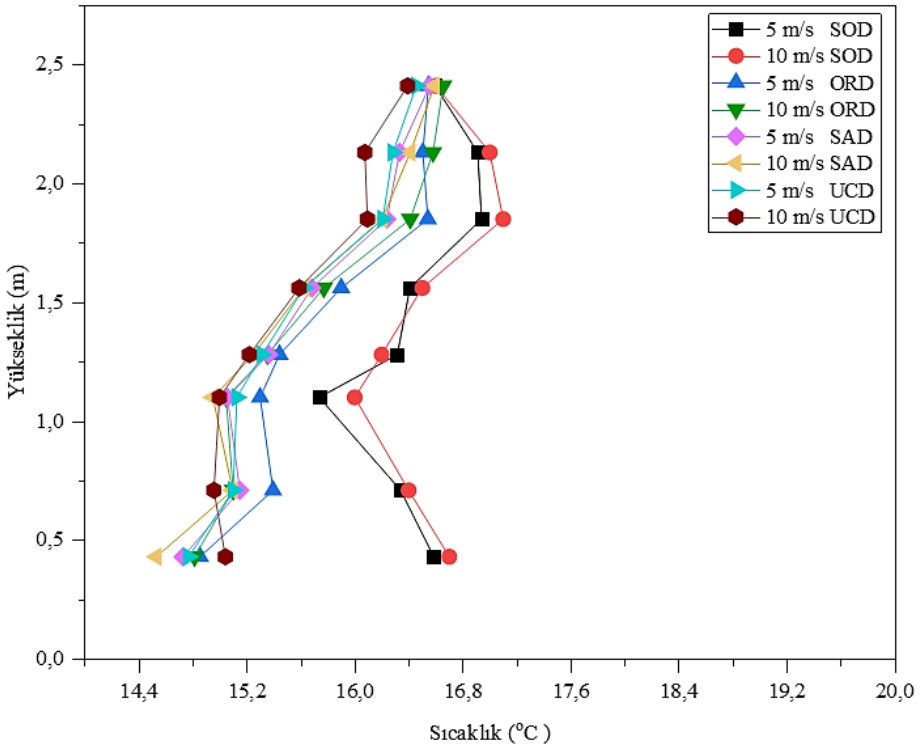
Şekil 3.8 Durum 1 kapsamında, radyant duvar soğutması altında farklı hava besleme konumları ve hızlarının dikey sıcaklık farkı üzerindeki etkisi

Literatürde bildirilen bu tabakalaşma değerlerine ilişkin karşılaştırmalı özet Tablo 3.6'da sunulmaktadır. Causone vd. [16], ofis ortamını temsil eden bir test odasında, deplasmanlı havalandırma (DV) ile birleştirilmiş radyant tavan sisteminin baş ve ayak bilekleri arasında orta düzeyde hava tabakalaşması (0,4-0,9 °C) yaratabileceğini, ancak 6,6 ºC'lik maksimum fark değeriyle soğutma modunda çalışırken ısıl rahatsızlığa neden olabileceğini gösteren laboratuvar deneyleri gerçekleştirmiştir. Schiavon vd. [15] , DV ile entegre edilmiş bir RCP tarafından kaldırılan soğutma yükü oranının (η) etkisini araştırdı ve hava tabakalaşması etkisinin RCP tarafından kaldırılan soğutma yükü kısmından ve soğutulmuş radyant panelin yüzey sıcaklığından büyük ölçüde etkilendiği sonucuna varmıştır. Soğutma yükü oranının (η) değeri arttıkça, özellikle işgal edilen bölgenin üstünde, dikey sıcaklık tabakalaşması (1,5 °C) azaldığı saptanmıştır. Aşağıda belirtilen deneylerden bazıları [15,57] , penceresi olmayan test odalarında gerçekleştirilmiştir. Bu nedenle güneş ısısı kazanımları etkisi çalışmalarında dikkate alınmamıştır.

Tablo 3.6 Önceki çalışmalardaki radyant soğutma sistemlerinin ısıl tabakalaşma aralıklarının özeti

Referanslar	Sistem	Test odası	Yükseklik aralığı (m)	Sıcaklık tabakalaşması (°C)
Causone vd. [58]	Radyant tavan soğutma	Test odası	1,1–1,7	0,6
Song vd. [59]	Radyant levha + Dış hava sistemi	Isı yalıtımlı test hücresi	0,1–1,1	2,0
Causone vd. [13]	Radyant zemin soğutma + yerdeğiştirme havalandırması	Isı yalıtımlı deney odası	0,1–1,1	3,2
Schiavon vd. [15]	Radyant soğutma + yer değiştirme havalandırması	Büyük şartlandırılmış bir test salonunun içindeki test odası	0,1–1,1	1,5
Jia vd. [60]	Radyant tavan soğutma+ tavan vantilatörü	Yalıtımlı test odası	0,1-1,1	0,9-1,6

Şekil 3.9, farklı hava besleme senaryoları ve hızları altında radyant panel yüzey sıcaklıklarının yükseklik boyunca değişimini göstermektedir. Tüm senaryolarda panelin alt bölümlerinde daha düşük (yaklaşık 14,5–15,0 °C), üst bölümlerinde ise daha yüksek sıcaklık değerleri ölçülmüştür. SOD senaryosunda, 5 m/s hava hızında panelin alt ve üst bölgeleri arasındaki sıcaklık farkı yaklaşık 2,0 °C (14.5–16,5 °C) seviyesinde gerçekleşmiş, 10 m/s hızda ise bu fark yaklaşık 2,5 °C'ye kadar çıkmıştır. ORD, SAD ve UCD senaryolarında ise sıcaklık değişimleri daha sınırlı kalmış ve alt-üst sıcaklık farkları genelde 1,5–2,0 °C aralığında gözlemlenmiştir. Bu durum, özellikle SOD senaryosunda panel boyunca daha belirgin bir sıcaklık gradyanı oluştuğunu, diğer senaryolarda ise panel yüzey sıcaklıklarının daha homojen dağıldığını göstermektedir. Ayrıca hava hızının artışıyla birlikte tüm senaryolarda üst bölgelerdeki sıcaklık değerlerinin kısmen yükseldiği, bu etkinin özellikle 10 m/s hızda daha belirginleştiği görülmektedir.



Şekil 3.9 Durum 1 kapsamında, radyant duvar yüzey sıcaklığının yükseklik boyunca sıcaklık dağılımı

3.2.1.3 Türbülans Yoğunluğu ve Cereyan Oranı

Hava hareketi, hava sıcaklığı, radyant sıcaklık ve bağıl nem ile ısıl konforu etkiler. Hava hareketinin insan konfor algısı üzerindeki etkileri uzun süredir incelenmektedir [61].

Cereyan, soğuk hava hareketinin neden olduğu yerel soğutma durumunu açıklamak için 1990'ların başında ortaya atılmıştır. Cereyan oranı modeli, ortalama hız ve hava sıcaklığının bir fonksiyonu olarak cereyandan memnun olmayan kişilerin yüzdesini tahmin etmek için çok sayıda hava hareketi kriterine dahil edilmiştir [62].

Hava akışları, farklı ısıtma ve havalandırma sistemlerine sahip alanlar arasında farklılık gösterdiğinden [63], hava hızı dalgalanmalarının kişilerin algıladığı rahatsızlık üzerindeki etkilerini ölçmek için daha kapsamlı DR modeline türbülans yoğunluğu eklenmiştir [64]. Dahası, ISO 7726 [65] cereyan riskinin değerlendirilmesinin yalnızca ortalama hava hızına bağlı olmaması gerektiğini, ancak ek olarak türbülans yoğunluğunun da dikkate alınması gerektiğini belirtmiştir.

Tablo 3.7 Hava besleme konumları ve hızlarına göre 1,1 m yüksekliğinde ölçülen hava hızı ve türbülans yoğunluğu

Hava besleme konumu	Ortalama hava hızı (m/s)	Türbülans yoğunluğu (%)
SOD	0,15	28,65
SOD	0,24	19,80
ORD	0,16	29,87
ORD	0,20	27,66
SAD	0,10	54,70
SAD	0,19	36,60
UCD	0,10	43,27
UCD	0,12	53,19

Tablo 3.7, çeşitli hava besleme konumları için odanın merkezinde 1,1 m yükseklikte ölçülen ortalama hava hızlarını ve bu değerlere karşılık gelen türbülans yoğunluklarını göstermektedir. Türbülans yoğunlukları, elde edilen hız verilerinin standart sapması ve ortalaması kullanılarak hesaplanmıştır.

Ortalama hava hızları 0,10 ila 0,24 m/s arasında değişmiştir. Bu değerler, DR değerini hesaplamak için ISO 7730 [45]'da belirtilen 0,3 m/s üst sınırının altındadır. Fakat çoğu sonuç hesaplanan türbülans yoğunlukları için önerilen [64,66] %30 sınırını aşmıştır. Türbülans değerleri SAD ve UCD konumlarında sırasıyla %54,7 ve %53,19'a ulaşmıştır. En düşük türbülans seviyesi SOD konumunda yüksek bir ortalama hava hızı olan 0,24 m/s değerinde %19,8'dir hesaplanmıştır.

Ölçülen ortalama hava hızları, hava akımı rahatsızlığından kaçınmak için ISO 7730 tarafından tanımlanan kabul edilebilir sınır olan 0,3 m/s'nin altında kalmasına rağmen, özellikle düşük hız koşullarında nispeten yüksek türbülans yoğunluk değerleri gözlemlenmiştir. Hava hızı düşük olsa dahi, yüksek türbülans yoğunlukları ortaya çıkabilir ve bu durum, özellikle yerel hava hareketlerinin daha belirgin olduğu küçük ölçekli veya sınırlı ortamlarda, hava akımı algısını ve buna bağlı rahatsızlık hissini artırmada kritik bir rol oynamaktadır [66].

Fanger vd. [64] yüksek türbülans durumlarının konfor algısını olumsuz etkilediğini ve cereyan şikayetlerinin artmasına yol açtığını göstermiştir. Benzer şekilde, Mayer ve Schwab [67] türbülanslı hava akımlarının kullanıcı tepkilerini artırdığını, yaptıkları deneysel çalışmaların sonuçlarında belirtmişlerdir.

Hava akımı konforunu tanımlamak için odadaki cereyan oranını tahmin etmek önemlidir. Hava hızı, türbülans yoğunluğu ve tüm odalardaki hava sıcaklığı gibi hava akımı konforunun ana parametreleridir. Fanger vd. [64] tarafından önerilen yarı-ampirik Cereyan oranı modeli (Eşitlik 2.6), ortalama hava hızı, türbülans yoğunluğu ve hava sıcaklığını birlikte ele alarak iç mekân cereyan hissini tahmin etmektedir. Bu model, Avrupa Standardı CEN CR 1752 [68] tarafından da kabul edilmiştir ve ısıl konfor sınıflandırmalarında yaygın olarak kullanılmaktadır. Yapılan deneylerde, aynı model esas alınarak cereyan oranı değerleri ISO 7730 [35] ve ASHRAE 55 [36]'te belirtilen oturan bir bireyin solunum bölgesine uygun olarak 1,1 m yüksekliği için hesaplanmıştır.

Şekil 3.10'da farklı hava besleme senaryoları ve hızları altında odanın merkezinde, 1,1 m yüksekliğinde hesaplanan cereyan oranı değerlerini göstermektedir. Cereyan hesaplamalarında ISO 7730 [35] standardına göre ölçülen ortalama hava hızı, türbülans yoğunluğu ve yerel hava sıcaklığı değerleri kullanılmıştır. Şekil, sistem senaryoları ve hava hızlarının cereyan oluşumuna etkisini karşılaştırmalı olarak ortaya koymaktadır.

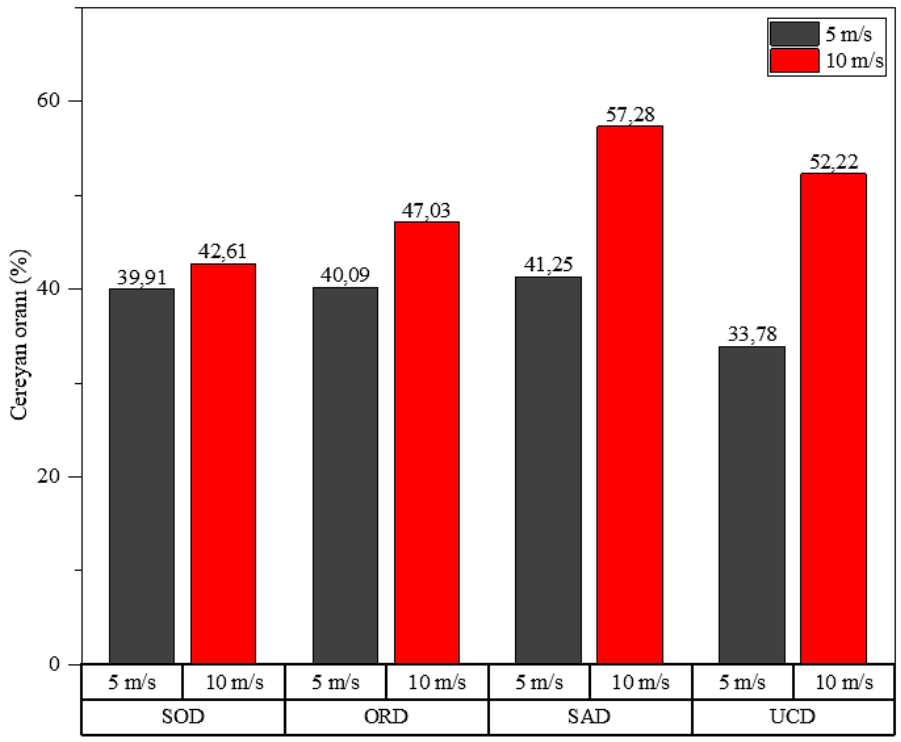
Sonuçlar, hava besleme konumuna göre belirgin farklılıklar ortaya koymuştur. En düşük DR değerleri SOD senaryosunda elde edilmiştir. Bu, hava akışının daha fazla kararlılık ve daha az türbülans gösterdiği radyant panel bölgesiyle aynı alanda olmasına bağlanabilir. Deplasman havalandırma sistemi, tasarım özellikleri nedeniyle hava dağılımını katmanlı bir yapı içerisinde gerçekleştirmektedir. Bu durum, havanın tavan seviyesinde ısınarak yükselmesi ve ortamdan uzaklaştırılması, oturma bölgesinde ise daha düşük hızlarda ve daha kararlı bir hava hareketinin oluşması ile sonuçlanmaktadır. Böylece, kullanıcıların DR (Draft Rate) ile ifade edilen rahatsız edici hava akımı hissinin azalmasına katkı sağlamaktadır [69–71]. Deplasman havalandırmasının kademeli tasarımı, bu alanda diğer bölgelere nazaran daha düşük düzeyde hava akımı hissi ile sonuçlanmıştır.

ORD, panel bölgesinin hemen sol tarafında olmasına rağmen yüksek hava hızlarına sebebiyet vermiştir. Radyant panelden uzak bir bölgede gözlemlenen yüksek hava hızı, farklı yönlerden gelen hava akışı ile birleşerek yanal (horizontal) hava hareketini artırmasıyla DR değerlerini etkilemiştir. Bu bölgede panelin soğutma etkisinin bulunmaması, mekanik hava akışının baskın hale gelmesine ve bunun sonucunda yüksek yerel hava hızları ile artan türbülans yoğunluklarının oluşmasına neden olmuştur. ISO 7730 [35] ve ASHRAE 55 [36] standartları, bu iki parametrenin (hava hızı ve türbülans yoğunluğu) DR değeri üzerinde doğrudan etkili olduğunu ve ORD konumunda gözlemlenen yüksek DR değerlerinin temelinde bu iki değerin yüksekliğinden kaynaklandığı saptanmıştır.

SAD bölgesinde ise DR değerlerinin daha da yükseldiği görülmüştür. Panelden uzak olan bu bölgede, türbülans yerel olarak daha yüksekti ve bu durum daha yüksek cereyan riski ve rahatsızlık potansiyelini ortaya koymuştur.

Havanın üç ayrı yönden aynı anda beslendiği UCD besleme durumunda, en yüksek DR değerleri, elde edildi. Çok yönlü besleme, özellikle işgal bölgelerine yakınlıkta hem ortalama hava hızının hem de türbülans yoğunluğunun yükselmesine neden olmuştur. Bu parametrelerin lokal rahatsızlığa sebebiyet verdiği bilinmektedir. Fanger vd (1988) [64] ve ISO 7730 [35]'da oluşturulan formülasyonlar hem hava hızının hem de türbülans şiddetinin Hava Akımı Oranını (DR) önemli ölçüde etkilediğini göstermektedir.

Tüm hava besleme konumları için Hava Akımı Oranı (DR) değerlerinin %25'lik maksimum eşiği aştığını ve dolayısıyla CEN CR 1752 [68] standardında belirtilen yerleşik konfor kategorilerini (A, B ve C) aştığını göstermektedir (Tablo 2.4). Daha yüksek tolerans sağlayan Kategori C'nin bile %25 veya daha az bir DR gerektirdiğini göstermektedir. Sonuçlar, değerlendirilen konumların hiçbirinin hava akımı standartları açısından tatmin edici yerel ısıl konfora ulaşmadığını ortaya koymaktadır.



Şekil 3.10 Durum 1 kapsamında, farklı hava besleme konumları ve hızlarının, oda ortası cereyan oranına etkisi

Çalışmada yüksek DR değerleri elde edilmiş olsa da, bu durum kullanıcı rahatsızlığının söz konusu değerlerle doğrudan ilişkili olduğu anlamına gelmemektedir. Bu deneyde kullanılan test odası gibi küçük hacimli kapalı ortamlarda, orta düzeydeki hava hızları dahi mekânsal sınırlamalar ve yerel türbülans etkileri nedeniyle yüksek DR değerlerinin oluşmasına neden olabilmektedir. Ancak bu durum her zaman öznel rahatsızlıkla örtüşmeyebilir [57,66]. Bununla birlikte, son araştırmalar, insan beklentilerinin ve ısıl hissin hava hareketinin nasıl algılandığı üzerinde önemli bir etkiye sahip olabileceğini göstermektedir. Zhai vd. [72], ofis alanı sakinlerinin aşırı hava hareketinden ziyade yetersiz hava hareketinden hoşnutsuzluk ifade etme olasılıklarının daha yüksek olduğunu bulmuştur. Benzer şekilde, Brezilya'nın sıcak ve nemli atmosferinde yürütülen çalışmalar, Tartarini ve Schiavon, [73], insanların sıklıkla daha hızlı hava hızlarının avantajlı olduğunu düşündüğünü göstermiştir. Her ne kadar bu araştırmalar daha büyük, doğal havalandırmalı ve sıcak ortamlarda gerçekleştirilmiş olsa da elde edilen bulgular kullanıcıların hava hareketini her zaman rahatsız edici olarak algılamadığını göstermesi açısından değerlidir.

3.2.1.4 Operatif Sıcaklık

Operatif sıcaklık, bir iç ortamda kullanıcının hissettiği sıcaklığı temsil eden; hava sıcaklığı ile çevredeki yüzeylerin ortalama radyant sıcaklığının bileşkesidir ve ısıl konforu değerlendirmede yardımcı bir göstergedir. Operatif sıcaklık (T_{op}), düşük hava hızı koşulları için ISO 7726 [65] standardında önerildiği şekilde, ölçülen hava sıcaklığı (T_a) ile oturma pozisyonundaki baş seviyesinde (1,1 m) belirlenen ortalama radyant sıcaklığın (T_r) ortalaması alınarak hesaplanmıştır. Operatif sıcaklığa ilişkin hesaplanan değerler Tablo 3.8'te sunulmuştur.

Şekil 3.11, 5 m/s ve 10 m/s hava besleme hızlarında elde edilen operatif sıcaklık (Top) değerlerini göstermektedir. 5 m/s hava besleme hızında, operatif sıcaklık değerlerinin 22,53°C ile 21,88°C arasında değiştiğini, 10 m/s'de 22,62°C ile 21,41°C arasında değişmiştir.

En yüksek operatif sıcaklık, havalandırma kanalının radyant panelin yanına yerleştirildiğinde ve yanal sirkülasyonun tabakalaşmada ihmal edilebilir bir kesintiye neden olduğu ORD konumunda (5 m/s'de 22,68 °C ve 10 m/s'de 21,92 °C) hesaplanmıştır.

Panelin hemen önünde yer alan SOD konumu, ihmal edilebilir hava akışı kesintisiyle radyant soğutmaya doğrudan maruz kalmanın faydasını görerek yüksek çalışma değerleri (22,53 °C ve 22,62 °C) göstermiştir.

Çok yönlü hava beslemesiyle karakterize edilen UCD, artan türbülans ve hava karışımının etkisiyle tüm senaryolar içerisinde en düşük çalışma sıcaklıkları (21,88°C ve 2,41°C) hesaplanmıştır. Bu durumun, dummy mankenin oluşturduğu ısıl tüyün hava karışımını artırması ve türbülans yapısını değiştirmesi sonucu ortaya çıktığı; dolayısıyla daha düşük ortalama radyant sıcaklık ve serin algılanan bir ortam oluştuğu değerlendirilmiştir. Panelin karşısında yer alan SAD konumunda ise, hava akış yönünün etkisiyle çalışma sıcaklıkları nispeten daha düşük seviyelerde gerçekleşmiştir.

Operatif sıcaklık sonuçları, EN ISO 7730 [35] ve ASHRAE Standardı 55 [39] tarafından belirlenen ve Tablo 3.8'de sunulan ısıl konfor kriterleri ile karşılaştırılmıştır. Tüm çalışma sıcaklıklarının, B kategorisi için belirtilen soğutma dönemi konfor aralığı olan 23,0 °C ± 2 °C sınırları içerisinde yer aldığı görülmektedir. Bununla birlikte, özellikle UCD senaryosunda artan hız koşulunda

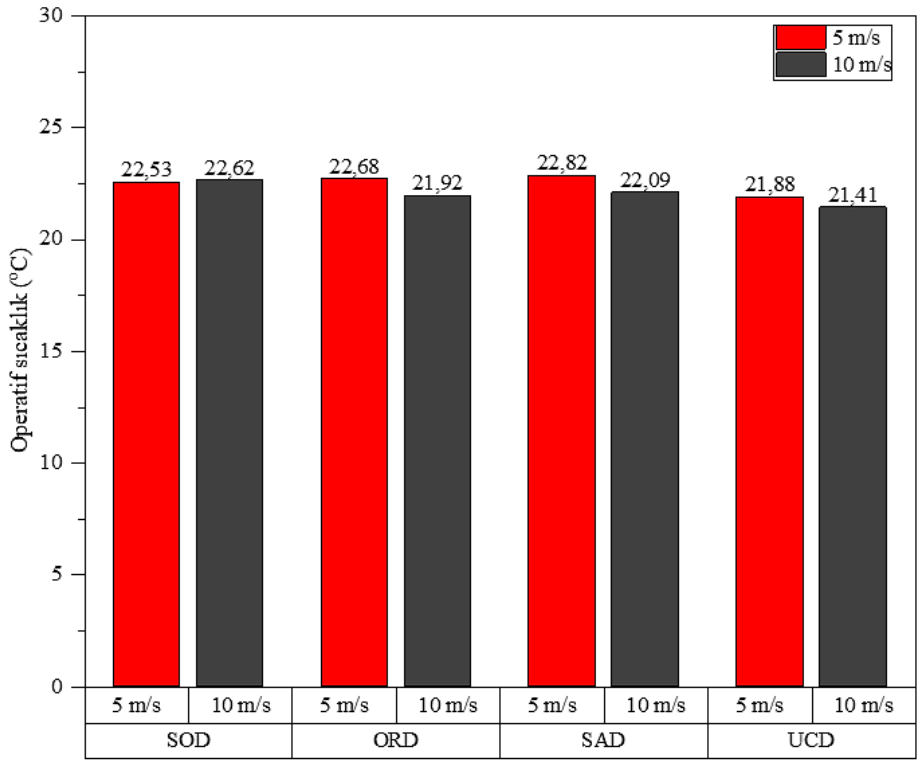
çalışma sıcaklıkları alt sınıra yaklaşmıştır. Bu sonuçlar, hava dağıtım konumlarının ve hızlarının, radyant soğutma etkinliğini ve dolayısıyla kullanıcıların ısıl algısını, oda ortalama sıcaklığı benzer olsa dahi, anlamlı şekilde etkileyebildiğini göstermektedir.

Tablo 3.8 Ölçüm yüksekliğine göre hava sıcaklığı, hesaplanan radyant sıcaklık ve operatif sıcaklık değerleri

Sol duvar soğutma + Havalandırma konumu	**Hava sıcaklığı (°C)**	**Radyant sıcaklık (°C)**	**Ortalama hava hızı (m/s)**	**h_c (W/m^2K)**	**h_r (W/m^2K)**	**Operatif sıcaklık (°C)**
SOD 5 m/s	22,80	22,27	0,15	2,65	4,7	22,53
SOD 10 m/s	22,60	22,60	**0,24**	3,52	4,7	22,62
ORD 5 m/s	22,80	22,62	0,16	2,76	4,7	22,68
ORD 10 m/s	22,50	21,54	**0,20**	3,16	4,7	21,92
SAD 5 m/s	22,70	21,83	0,10	2,08	4,70	22,82
SAD 10 m/s	22,40	21,79	0,19	3,06	4,70	22,09
UCD 5 m/s	22,60	21,15	0,10	2,08	4,7	21,88
UCD 10 m/s	22,00	20,82	0,12	2,33	4,7	21,41

Tablo 3.9 EN ISO 7730 [35] ve ASHRAE Standardı 55 [39]'e göre PMV/PPD ve operatif sıcaklığa dayalı ısıl konfor kriterleri

Kategori	PMV	Operatif sıcaklık aralığı (°C)	
		Soğutma dönemi	Isıtma dönemi
A	-0,2<PMV<+0,2	23,5	25,5
B	-0,5<PMV<+0,5	23,0	26,0
C	-0,7<PMV<+0,7	22,0	27,0



Şekil 3.11 Durum 1 kapsamında, farklı hava besleme konumları ve hızlarında elde edilen operatif sıcaklık değerleri

Yapılan deneysel gözlemlerde ayrıca, hava hızının artırılmasıyla birlikte operatif sıcaklık değerlerinde düşüş eğilimi gözlemlenmiştir. Bu durum, artan hava hızının vücut çevresindeki konvektif ısı transfer katsayısını (h_c) yükselterek kullanıcıların daha fazla ısı kaybına uğramasıyla ilişkilendirilmektedir. Benzer bulgular daha önce Bauman [74], Kaczmarczyk [75] ve Alfano [76] tarafından da rapor edilmiştir. Bu çalışmalarda kişisel hava akımı sağlanan ortamlarda operatif sıcaklığın düşmesine rağmen kullanıcıların konfor düzeyinin sürdürülebildiği ve artan hava

hızlarının özellikle soğutma uygulamalarında T_{op} değerlerini belirgin şekilde düşürdüğü vurgulanmaktadır.

3.2.2 Durum 2

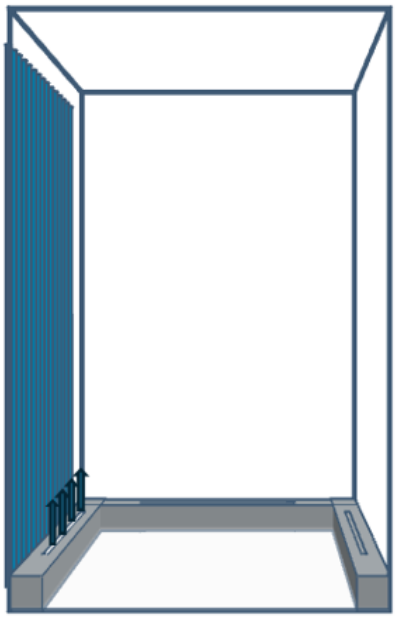
Bu deneyde, Durum 1'deki soğutma paneline sağlanan giriş su sıcaklığı 1°C artırılarak 13.9 ºC sıcaklıkla su gönderimi sağlanmıştır. Radyant soğutma, sol duvara entegre edilen panel üzerinden gerçekleştirilmiş; hava beslemesi ise havalandırma kanalının dört farklı konumu üzerinden uygulanmıştır. Tablo 3.10'da deney boyunca sabit tutulan parametreleri ve değişken olarak kullanılan hava hızı ve hava besleme konumları gösterilmiştir.

Tablo 3.10 Durum 2 kapsamında oluşturulan senaryolar

Senaryo	**Hava besleme konumu**	**Besleme hızı (m/s)**	**Radyant soğutma**	**Panel giriş suyu sıcaklığı (ºC)**
S1	Sol Duvar	5	Sol duvar	13,9
S2	Sol Duvar	10	Sol duvar	13,9
S3	Orta Duvar	5	Sol duvar	13,9
S4	Orta Duvar	10	Sol duvar	13,9
S5	Sağ Duvar	5	Sol duvar	13,9
S6	Sağ Duvar	10	Sol duvar	13,9
S7	Üçlü Duvar	5	Sol duvar	13,9
S8	Üçlü Duvar	10	Sol duvar	13,9

Senaryo 1 ve Senaryo 2

Bu senaryolarda hava beslemesi, havalandırma kanalının SOD kodlu sol duvar konumu üzerinden gerçekleştirilmiştir. Hava, panelin bulunduğu duvar boyunca yaklaşık 10 cm mesafeden ve süpürgelik seviyesinden tavana doğru dikey yönde sağlanmıştır (Şekil 3.12). Senaryo 1'de hava beslemesi, düşük hava hızı için (5 m/s), Senaryo 2'de ise yüksek hava hızı için (10 m/s) uygulanmıştır. Her iki senaryo için 2 saatlik ölçüm periyodu sonrasında 1,1 m yüksekliğinde elde edilen ve hesaplanan veriler Tablo 3.11'de özetlenmiştir.



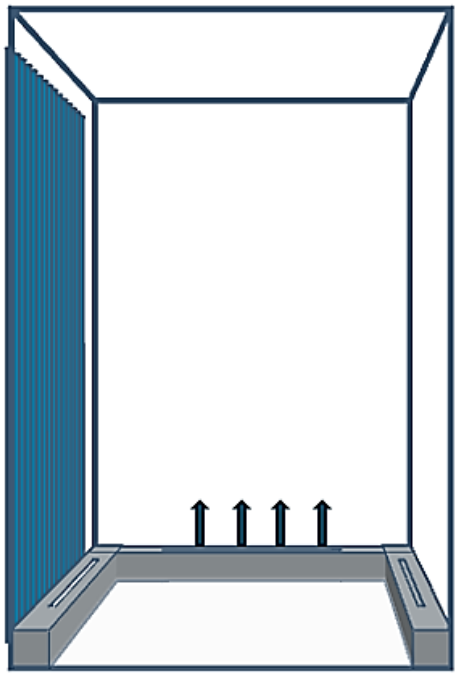
Şekil 3.12 Radyant soğutma ve sol duvardan hava besleme uygulaması

Tablo 3.11 Durum 2 kapsamında senaryo 1 ve 2'nin sonuçları

Hava besleme bölgesi	**Besleme hızı (m/s)**	**PMV**	**Soğutulan duvar sıcaklığı (ºC)**	**Operatif sıcaklık (ºC)**	**$\Delta T_{a,v}$ (ºC)**	**Türbülans yoğunluğu (%)**	**DR (%)**
SOD	5	0,1	16,90	22,53	0,	22,78	34,18
SOD	10	0	17,10	22,81	-0,1	23,39	46,86

Senaryo 3 ve Senaryo 4

Bu senaryolarda hava beslemesi, havalandırma kanalının ORD kodlu orta duvar konumu üzerinden gerçekleştirilmiştir. Hava, orta duvar boyunca yaklaşık 10 cm mesafeden ve süpürgelik seviyesinden tavana doğru dikey yönde sağlanmıştır (Şekil 3.13). Senaryo 3'te, hava besleme hızı 5 m/s iken senaryo 4'te 10 m/s'dir. 2 saatlik bir ölçüm aralığının ardından 1,1 metre yükseklikte elde edilen ve hesaplanan değerler Tablo 3.12'de özetlenmiştir.



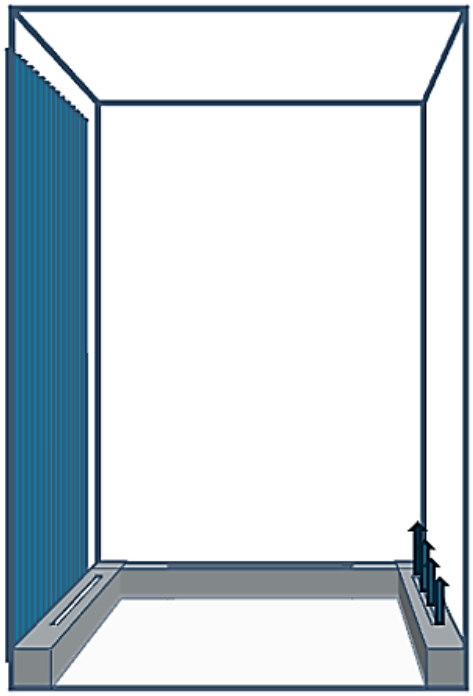
Şekil 3.13 Radyant soğutma ve orta duvardan hava besleme uygulaması

Tablo 3.12 Durum 2 kapsamında senaryo 3 ve 4'ün sonuçları

Hava besleme konumu	**Hava besleme hızı (m/s)**	**PMV**	**Soğutulan duvar sıcaklığı (°C)**	**Operatif sıcaklık (°C)**	**$\Delta T_{a,v}$ (°C)**	**Türbülans yoğunluğu (%)**	**DR (%)**
ORD	5	0,1	16,60	22,52	0,3	37,15	38,10
ORD	10	0	16,70	22,09	0,0	24,79	48,81

Senaryo 5 ve Senaryo 6

Bu senaryolarda hava beslemesi, havalandırma kanalının SAD kodlu sağ duvar konumu üzerinden gerçekleştirilmiştir. Hava, süpürgelik seviyesinden tavana doğru dikey olarak, duvar yüzeyine paralel olacak şekilde 10 cm mesafeden sağlanmıştır (Şekil 3.14). Senaryo 5'te, hava besleme hızı 5 m/s iken senaryo 6'da 10 m/s'dir. 2 saatlik bir ölçüm aralığının ardından 1,1 metre yükseklikte elde edilen ve hesaplanan değerler Tablo 3.13'te özetlenmiştir.



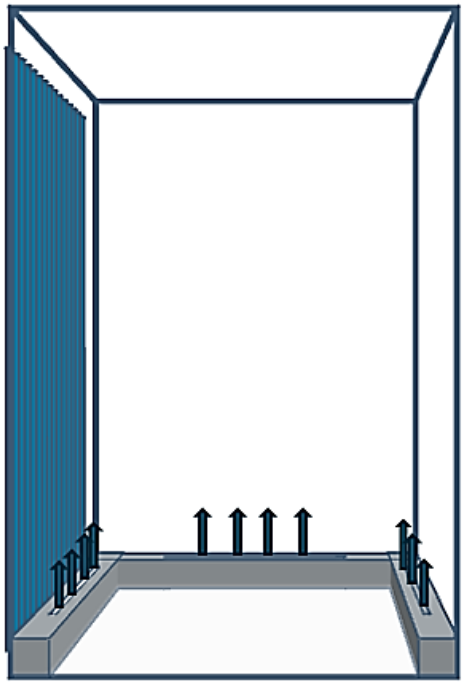
Şekil 3.14 Radyant soğutma ve sağ duvardan hava besleme uygulaması

Tablo 3.13 Durum 2 kapsamında senaryo 5 ve 6'nın sonuçları

Hava besleme bölgesi	**Hava besleme hızı (m/s)**	**PMV**	**Soğutulan duvar sıcaklığı (°C)**	**Operatif sıcaklık (°C)**	**$\Delta T_{a,v}$ (°C)**	**Türbülans yoğunluğu (%)**	**DR (%)**
SAD	5	0,1	16,20	21,49	0,5	50,25	30,15
SAD	10	-0,1	16,40	21,41	0,0	50,64	61,45

Senaryo 7 ve Senaryo 8

Bu senaryolarda hava beslemesi, havalandırma kanalının UCD kodlu üç duvar konumu üzerinden gerçekleştirilmiştir. Hava, süpürgelik seviyesinden tavana doğru dikey olarak, duvar yüzeyine paralel olacak şekilde 10 cm mesafede sağlanmıştır (Şekil 3.15). Senaryo 7'de, hava besleme hızı 5 m/s iken senaryo 8'de 10 m/s'dir. 2 saatlik bir ölçüm aralığının ardından 1,1 metre yükseklikte elde edilen ve hesaplanan değerler Tablo 3.14'te özetlenmiştir.



Şekil 3.15 Radyant soğutma ve üç duvardan hava besleme uygulaması

Tablo 3.14 Durum 2 kapsamında senaryo 7 ve 8'in sonuçları

Hava besleme bölgesi	**Hava besleme hızı (m/s)**	**PMV**	**Soğutulan duvar sıcaklığı (°C)**	**Operatif sıcaklık (°C)**	**$\Delta T_{a,v}$ (°C)**	**Türbülans yoğunluğu (%)**	**DR (%)**
UCD	5	0	16,10	21,57	0,1	50,06	34,75
UCD	10	-0,2	16,20	21,31	0,2	30,96	55,83

3.1.1.1 PMV Sonuçları

Şekil 3.16, durum 2 kapsamındaki, dört farklı havalandırma konumundan (SOD, ORD, SAD, UCD) iki hava besleme hızında (5 m/s ve 10 m/s) PMV değerlerinin değişimini göstermektedir.

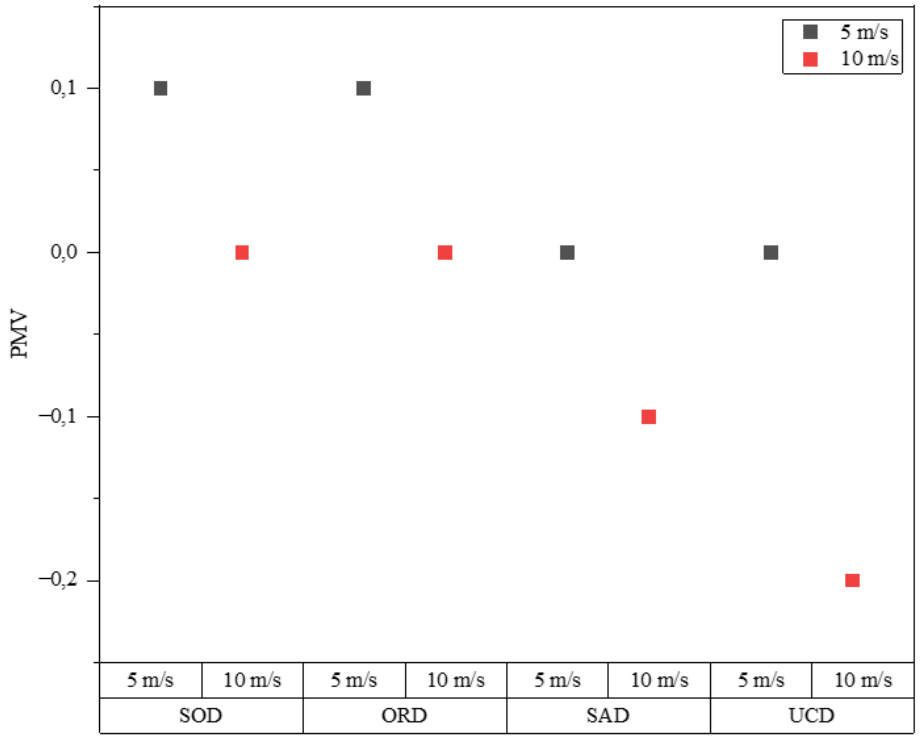
SOD konumunda, PMV değerleri 5 m/s hava besleme hızında hafif pozitif bir ısıl his olan 0,1 değerindeyken, hız 10 m/s'ye çıktığında nötr seviye olan 0 değerini almıştır. Bu durumda, hava hızı artıkça ısıl konforun düştüğü gözlemlenmiştir.

Yukarıdaki benzer durum ORD konumunda, gözlemlenmiştir. PMV değerleri, 5 m/s hava besleme hızında hafif pozitif bir ısıl his olan 0,1 değerindeyken, hız 10 m/s'ye çıktığında nötr seviye olan 0 değerini almıştır.

SAD konumun hava hızı 5 m/s'den 10 m/s'ye çıktığında PMV değerinde dikkate değer bir azalma görülmüştür. Bu azalma yüksek hava besleme hızlarında konvektif soğutma etkisinin artması durumu ile açıklanmaktadır [37]. PMV, 5 m/s hava besleme hızında hafif pozitif bir ısıl his olan 0,1 değerindeyken, hız 10 m/s'ye çıktığında nötr seviye olan -0,1 değerini almıştır.

Havalandırmanın üç konumdan yapıldığı, UCD hava besleme konumunda, en belirgin fark saptanmıştır. PMV değerlerinin artan hava hızıyla birlikte önemli ölçüde düştüğü gözlemlenmiştir. 10 m/s hava besleme hızında PMV değeri -0,2'iken 5 m/s hava besleme hızında 0 değerindedir. Üç konumdan hava besleme durumunda, artan hava hareketi ve yerel soğutmanın birleşik etkileriyle daha soğuk bir hissi oluşmuştur.

Genel sonuçlar, hava hızının artırılmasının daha düşük PMV değerlerine yol açtığını SAD ve UCD konumlarında belirgin düşüş olduğunu göstermiştir.



Şekil 3.16 Durum 2 kapsamında, radyant duvar soğutması altında farklı hava besleme konumları (SOD, ORD, SAD, UCD) ve besleme hızlarının (5 ve 10 m/s) odanın merkezindeki PMV değerleri üzerindeki etkisi

3.1.1.2 Dikey Sıcaklık ve VTD Sonuçları

Şekil 3.17 iki farklı besleme hava hızının (5 m/s ve 10 m/s) dört farklı havalandırma konumda, test odasının merkezinde ölçülen dikey sıcaklık profillerini göstermektedir.

SOD konumunda, 5 m/s'deki sıcaklık değerleri zeminden (0,1 m) tavana (2,5 m) yaklaşık 22,1°C ile 22,7°C arasında değişmiştir (Şekil 3.17a). Hava hızı 10 m/s'ye çıktığında, zemine yakın bölgede hafif bir düşüş gözlemlenmiştir. Zemin seviyesinde yaklaşık 21,9°C değerler görülürken, 22,6°C'ye yakın bir sıcaklık değeri görülmüştür. Dikey sıcaklık gradyanı her iki besleme hava hızında küçük kalmıştır. Bu durum, tabakalaşmanın az ve hava dağılımının iyi karışmış olduğunu göstermektedir. Daha yüksek hava hızı, özellikle zemin seviyelerinde, artan konvektif karışım nedeniyle hafif bir soğutma etkisine sebebiyet vermiştir.

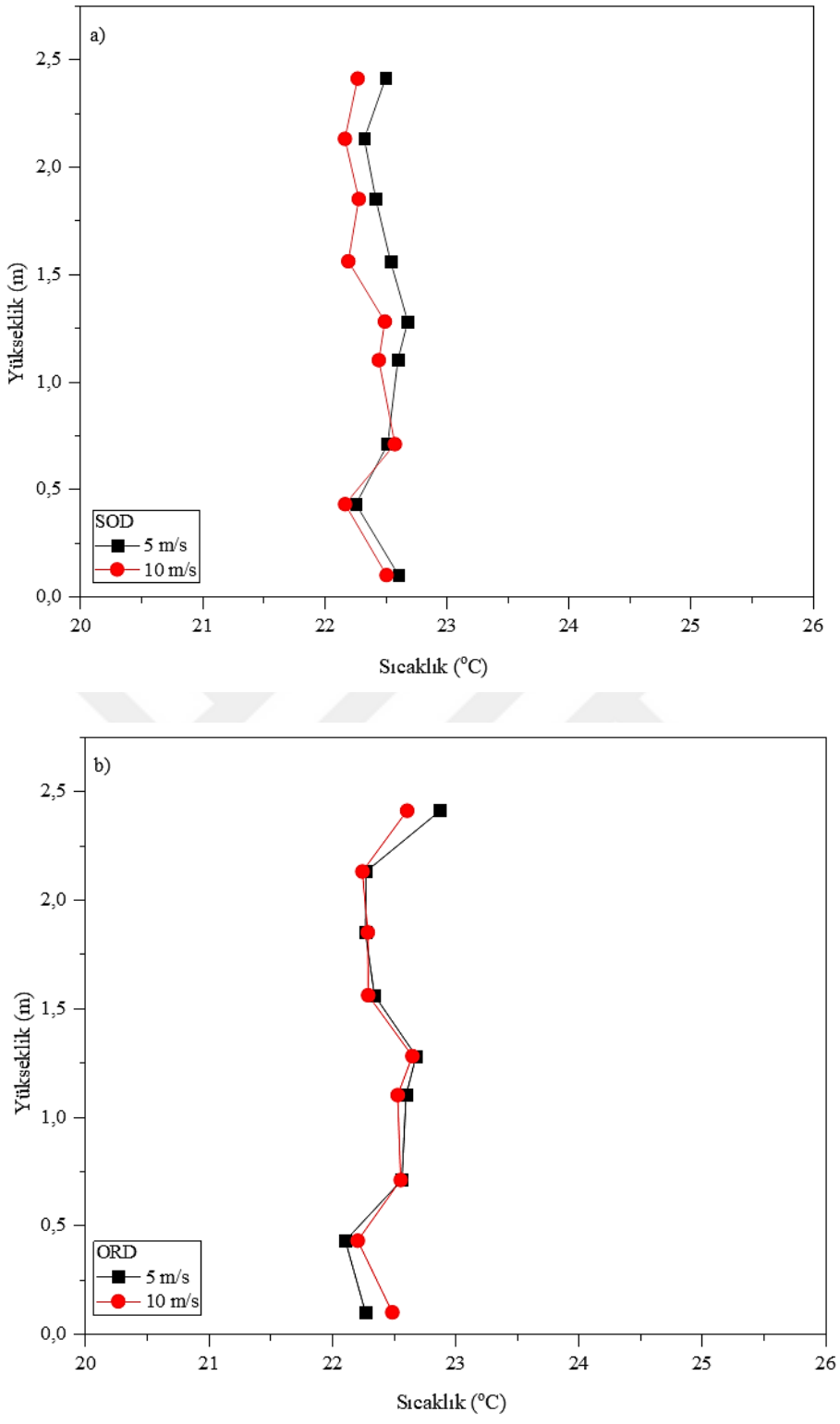
Şekil 3.17b'de ORD konumunda, 5 m/s'de sıcaklıklar zemine yakın yerlerde yaklaşık 22,1°C'den başlamaktadır ve en yüksek ölçüm noktasında (2,5 m) kademeli olarak yaklaşık 23,0°C'ye yükselmektedir. 10 m/s'nin besleme hava hızında, benzer bir eğilim gözlemlenmiştir. Özellikle sıcaklıkların 22,5–22,8°C

civarında sabitlendiği 0,5 m ile 1,5 m yükseklikler arasında biraz daha düşük sıcaklık değerleri gözlemlenmiştir. Artan hava hızıyla birlikte sıcaklıktaki azalma, iyileştirilmiş dikey karışımı ve ısıl tabakalaşmanın azaldığını göstermiştir.

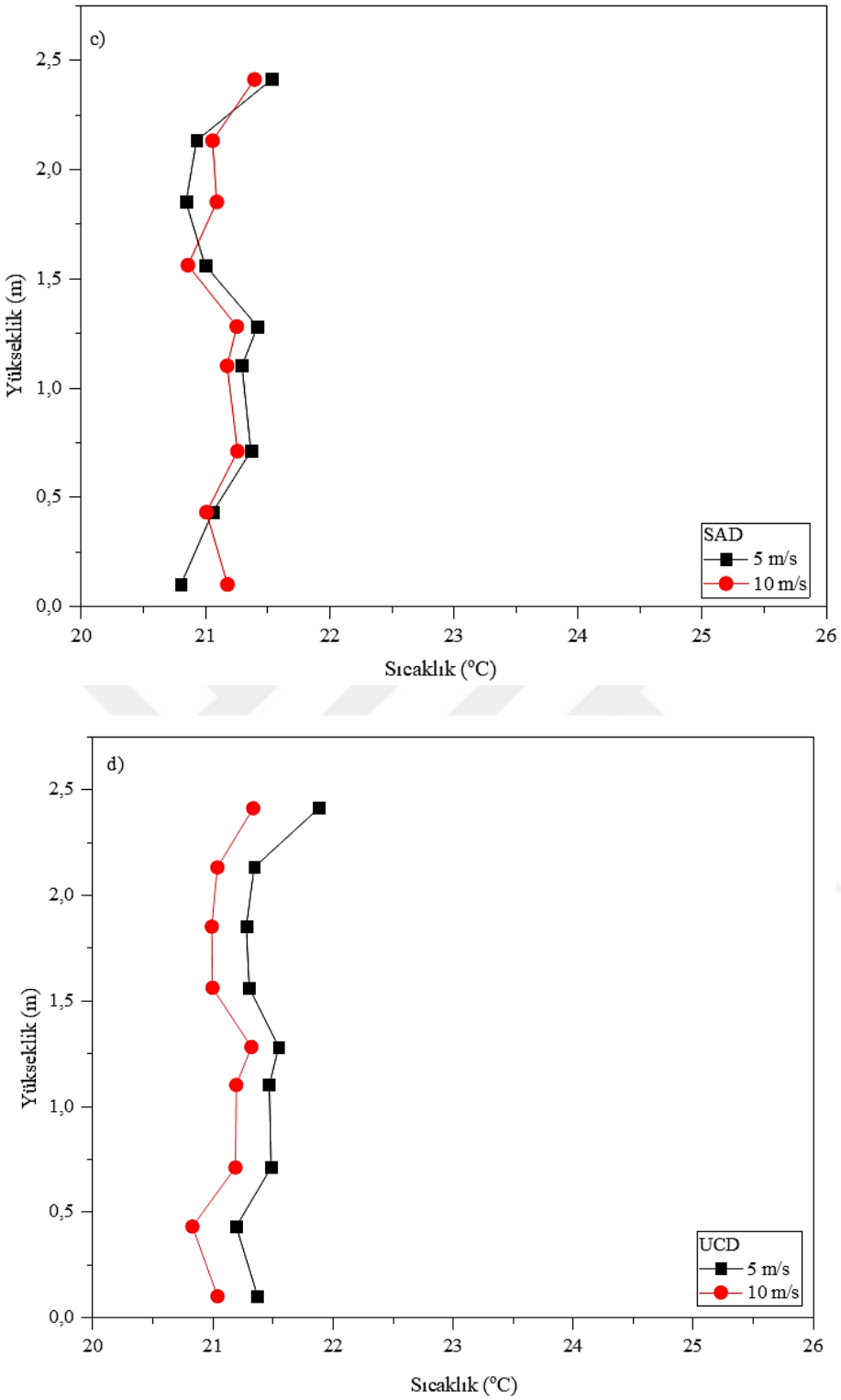
SAD konumu, önceki konumlara kıyasla biraz daha soğuk bir dikey profil göstermiştir. 5 m/s'de, sıcaklıklar zemin seviyesinden yaklaşık 21,5°C'den 2,5 m yükseklikte yaklaşık 22,4°C'ye kadar değiştiği gözlemlenmiştir. Hava hızı 10 m/s'ye çıkarıldığında, tüm dikey profil boyunca genel bir sıcaklık düşüşü olmuştur; değerler zemin seviyesinde yaklaşık 21,2°C'den başlamış ve tavan bölgesine yaklaştıkça 22,3°C'ye ulaşmıştır. Besleme havası hızının artırılmasından dolayı, alan boyunca soğutma etkisinin arttığı görülmüştür.

UCD konumunda, sıcaklık gradyanı diğer konumlara kıyasla daha belirgindir. 5 m/s' besleme hava hızında, sıcaklıklar zemin seviyesinde 21,1°C'ye yakın bir değer almıştır ve üst bölgelerde yaklaşık 22,3°C'ye kadar kademeli olarak artmıştır. Hız 10 m/s'ye çıkarıldığında, sıcaklıklar dikey eksen boyunca daha düşük değerler alarak 20,9°C'den başlamıştır. 2,5 m'de yaklaşık 22,0°C'ye ulaşmıştır. Burada gözlemlenen daha belirgin soğutma etkisinin, besleme havası veya dönüş hattına olan yakınlıktan kaynaklanabileceği değerlendirilmektedir. Bu durum, artan hava akışının dikey sıcaklık dağılımı üzerinde daha belirgin bir etki oluşturmasına neden olabilmektedir.

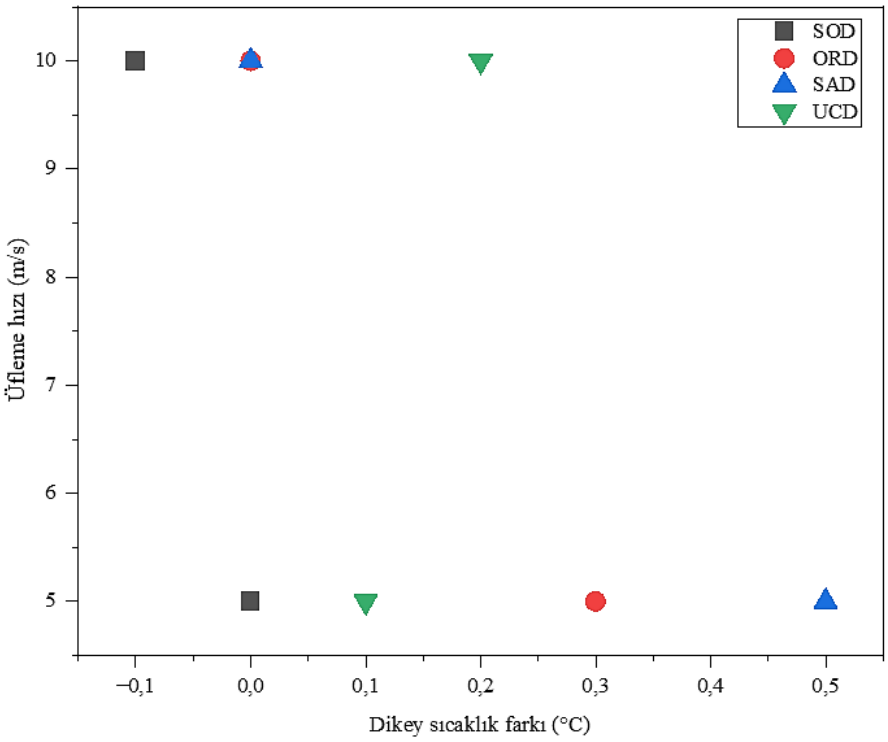
Sonuç olarak, tüm havalandırma konumlarında, hava hızının 5 m/s'den 10 m/s'ye çıkarılması, özellikle işgal edilen bölgenin zemin seviyelerinde sıcaklıklarda hafif bir azalmaya neden olmuştur. Radyant panel, hava besleme hızı ve oturan manken tarafından oluşturulan ısıl tüy arasındaki etkileşim, oda ortasındaki sıcaklık profilinin şekillenmesini sağlamıştır.



Şekil 3.17 Durum 2 kapsamında farklı hava besleme konumları ve hızlarının, radyant duvar soğutması altında oda ortası dikey sıcaklık dağılımına etkisi a) Sol duvar besleme b) Orta duvar besleme c) Sağ duvar besleme d) Üçlü duvar besleme



Şekil 3.17 Durum 2 kapsamında farklı hava besleme konumları ve hızlarının, radyant duvar soğutması altında oda ortası dikey sıcaklık dağılımına etkisi a) Sol duvar besleme b) Orta duvar besleme c) Sağ duvar besleme d) Üçlü duvar besleme (devamı)

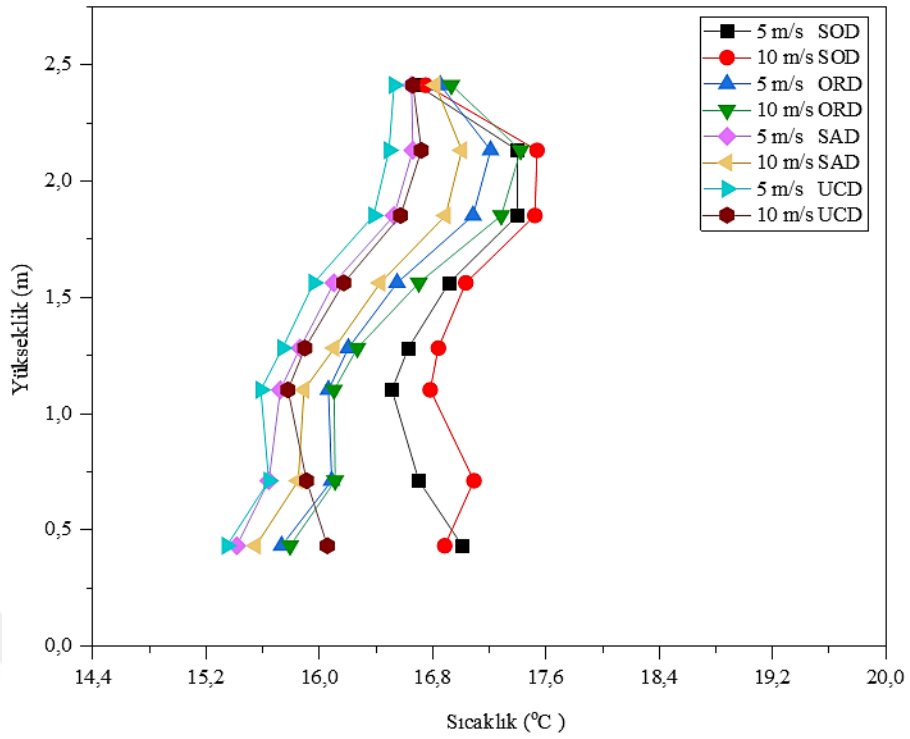


Şekil 3.18 Durum 2 kapsamında, radyant duvar soğutması altında farklı hava besleme konumları ve hızlarının dikey sıcaklık farkı üzerindeki etkisi

Şekil 3.18, oda ortası ölçüm noktasında VTD ile besleme hava hızı arasındaki ilişkiyi göstermektedir. SOD, ORD, SAD ve UCD konumları için 5 m/s ve 10 m/s'lik iki hava hızı kullanılmıştır. 5 m/s'lik besleme hava hızında, dikey sıcaklık farkları tüm pozisyonlarda bir miktar yükselmiştir ve yaklaşık 0,1°C ile 0,5°C arasında değişmektedir. Maksimum VTD, SAD pozisyonunda kaydedilerek yaklaşık 0,5°C'ye ulaşmıştır ve bu hava akış hızında daha önemli bir dikey sıcaklık tabakalaşmasına işaret etmektedir.

Buna karşılık, hava hızı 10 m/s'ye yükseldiğinde, tüm konumlardaki dikey sıcaklık farkları belirgin şekilde azalmıştır. Çoğunlukla 0,0°C ile 0,2°C arasında değişmiştir. SOD, ORD, SAD ve UCD verileri düşük dikey eğimleri göstermiştir ve bu da artan besleme hava hızıyla daha iyi hava karışımı ve daha az tabakalaşma anlamına gelmektedir.

Sonuçlar, besleme hava hızındaki artışın dikey sıcaklık eğimlerini azalttığını, oda içinde daha homojen sıcaklık dağılımı oluşturduğunu göstermektedir. Tüm ölçüm konumlarında benzer durum söz konusudur. Artan hava akış hızlarının dikey sıcaklık dağılımı üzerindeki dengeleyici etkisi gözlemlenmiştir.



Şekil 3.19 Durum 2 kapsamında radyant duvar yüzey sıcaklığının yükseklik boyunca sıcaklık dağılımı

Şekil 3.19, farklı hava besleme konumları (SOD, ORD, SAD ve UCD) ve hızları (5 m/s ile 10) için radyant panel duvarındaki yüzey sıcaklıklarının yükseklik boyunca değişimini göstermektedir. Panele iletilen soğutulmuş suyun sıcaklığı, duvar yüzey sıcaklıkları üzerindeki etkisini değerlendirmek için 1°C yükseltildi. Tüm ölçüm konumlarında yükseklikle birlikte yüzey sıcaklığında genel bir artış gözlemlendi.

SOD bölgesinde, 5 m/s hava besleme hızı durumunda yüzey sıcaklıkları, zemine yakın yerlerde yaklaşık 15,5°C'den tavana doğru yaklaşık 16,8°C'ye kadar değişmiştir. Hava hızı 10 m/s'ye çıkarıldığında, sıcaklıkların 15,5°C'nin altına düştüğü alt kısımda daha belirgin bir soğutma etkisi gözlemlenmiştir. Genel olarak tavan gölgesine yakın yerlerde, sıcaklıklar yaklaşık 16,5°C'de kalmıştır.

ORD ve SAD konumlarda benzer eğilimler göstermiştir. 5 m/s besleme hava hızında, sıcaklıklar zeminde yaklaşık 15,8–16,0°C'den tavana yakın yükseklikte, yaklaşık 16,8–17,0°C'ye sıcaklık değişimi gözlenmiştir. Hava besleme hızı 10 m/s'ye çıktığında, zemin bölgelerinde hafif bir azalma tespit edildi; bu, daha güçlü konvektif ısı gideriminin meydana geldiğini, üst bölgelerde ise nispeten sabit sıcaklıkların korunduğunu göstermiştir.

Hava akışı etkileşiminin daha belirgin göründüğü UCD konumunda, 5 m/s'nin altındaki sıcaklık tabanda yaklaşık 15,5°C'den üst seviyelerde yaklaşık 16,8°C'ye yükselmiştir. 10 m/s hava akışıyla, tabana yakın sıcaklıklar 15,5°C'nin altına düşerken, tepedeki değerler yaklaşık 16,6°C'ye ulaşmıştır.

Sonuç olarak, daha yüksek hava hızlarında, özellikle daha düşük yüksekliklerde, duvar yüzeyinden konvektif ısı çıkarımını artırma eğilimindedir, yani duvar daha çok soğutulmuştur. Üst bölgelerde, hava akımı zayıflamakta ve sıcaklık değerleri alt bölgelere nispeten değişmemektedir.

3.1.1.3 Türbülans Yoğunluğu ve Cereyan Oranı

Tablo 3.15, çeşitli hava besleme konumları için odanın merkezinde 1,1 m yükseklikte ölçülen ortalama hava hızlarını ve bu değerlere karşılık gelen türbülans yoğunluklarını göstermektedir. Türbülans yoğunlukları, elde edilen hız verilerinin standart sapması ve ortalaması kullanılarak hesaplanmıştır.

SOD konumunda, ortalama hava hızları 0,17 m/s ve 0,23 m/s iken, türbülans yoğunlukları sırasıyla %22,78 ve %23,39 olarak hesaplanmıştır. Düşük türbülans durumu, bu konum ve hava hızlarında minimum değişikliklere nispeten sabit bir hava akışı modeli olduğunu göstermektedir.

ORD'de, ortalama hava hızları ve hava akışı koşullarındaki değişikliklerle 0,13 m/s'den 0,24 m/s'ye yükselmiştir. Türbülans yoğunluğu %37,15'ten %24,79'a düşerek, yükselen hava akışı hızlarının bu konumda daha kararlı ve daha az değişken hava akışına yol açabileceğini göstermektedir.

SAD konumunda, ortalama hava hızları 0,08 m/s ve 0,14 m/s olarak ölçülmüştür. Türbülans yoğunluk seviyeleri tüm pozisyonlarda en yüksek seviyededir ve her iki durumda da %50'nin üzerinde değer almıştır (%50,20 ve %50,64). Sonuçlar, bu alandaki havalandırma konumunun veya hava akışı etkileşim etkilerinden potansiyel olarak etkilenen önemli hava akışı dengesizliği ve yerel dalgalanmalar olduğunu göstermektedir.

UCD konumunda, ortalama hava hızları 0,09 m/s ve 0,20 m/s olarak ölçülmüştür. Türbülans yoğunluğu, daha düşük hava akışında %50,06'dan daha yüksek hava akışı koşullarında %30,96'ya düşmektedir; bu da artırılmış hava akışının bu noktada türbülans dalgalanmalarını azaltabileceğini göstermektedir.

Sonuç olarak, SAD konumu hariç, ölçüm yerlerinin çoğunda türbülans yoğunluğun azaldığı görülmüştür. Bu durum, hava akış hızından bağımsız olarak türbülansın yüksek kaldığı durumdur. SAD konumunda yerel hava akış bozukluklarının olabileceği görülmüştür. Ancak, besleme hızı arttıkça diğer yerlerde daha istikrarlı hava akışı şekilleri ortaya çıkmıştır.

Tablo 3.15 Hava besleme konumları ve hızlarına göre 1,1 m yüksekliğinde ölçülen hava hızı ve türbülans yoğunluğu

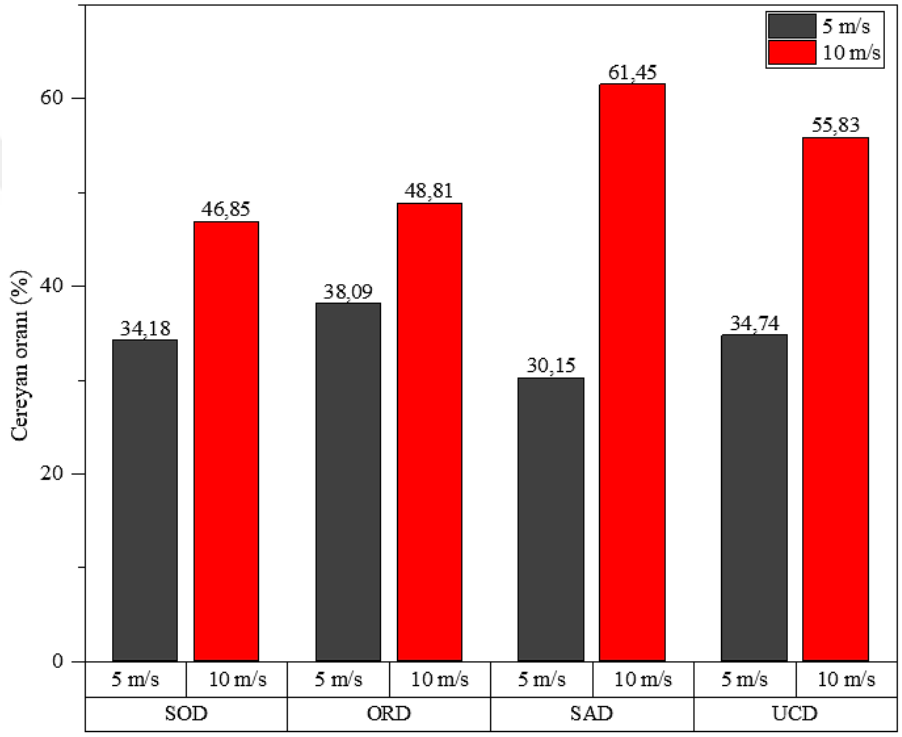
Hava besleme konumu	**Ortalama hava hızı (m/s)**	**Türbülans yoğunluğu (%)**
SOD	0,17	22,78
SOD	0,23	23,39
ORD	0,13	37,15
ORD	0,24	24,79
SAD	0,08	50,2
SAD	0,14	50,64
UCD	0,09	50,06
UCD	0,20	30,96

Durumu 2 kapsamında, Şekil 3.20, odanın merkezinde 1,1 m yüksekliğinde, iki farklı besleme hava hızları için dört farklı havalandırma konumu için hesaplanan cereyan oranı değerlerini göstermektedir.

DR, her konumda 5 m/s'den 10 m/s'ye yükseldiğinde artmıştır. 5 m/s'de DR değeri %30,15 ile %38,09 arasındayken, 10 m/s'de besleme hava hızı önemli ölçüde artmıştır. SAD konumunda %61,45 ve UCD konumunda %55,83 değerlerini almıştır. Bu durum, ISO 7730 [35] DR değerinin kategori B için (Tablo 2.3) %20-25'i aştığını göstermektedir. Yüksek hava hızları ve yüksek türbülans yoğunluğu DR değerinin yükselmesine sebep olmuştur. Özellikle SAD ve UCD konumlarında,

yüksek hava hızı ve yüksek türbülans seviyelerinin birleşimi (Şekil 3.20), yerel hava hızı dalgalanmalarını büyüterek hava akımı rahatsızlığı olasılığını artırmaktadır. Bu parametrelerin lokal rahatsızlığa sebebiyet verdiği bilinmektedir. Fanger vd. [64] ve ISO 7730 [35]'da oluşturulan formülasyonlar hem hava hızının hem de türbülans şiddetinin Hava Akımı Oranını (DR) önemli ölçüde etkilediğini göstermektedir.

Sonuçlar, değerlendirilen konumların hiçbirinin hava akımı standartları açısından tatmin edici yerel ısıl konfora ulaşmadığını ortaya koymaktadır.



Şekil 3.20 Durum 2 kapsamında farklı hava besleme konumları ve hızlarının, oda ortası cereyan oranına etkisi

3.1.1.4 Operatif Sıcaklık

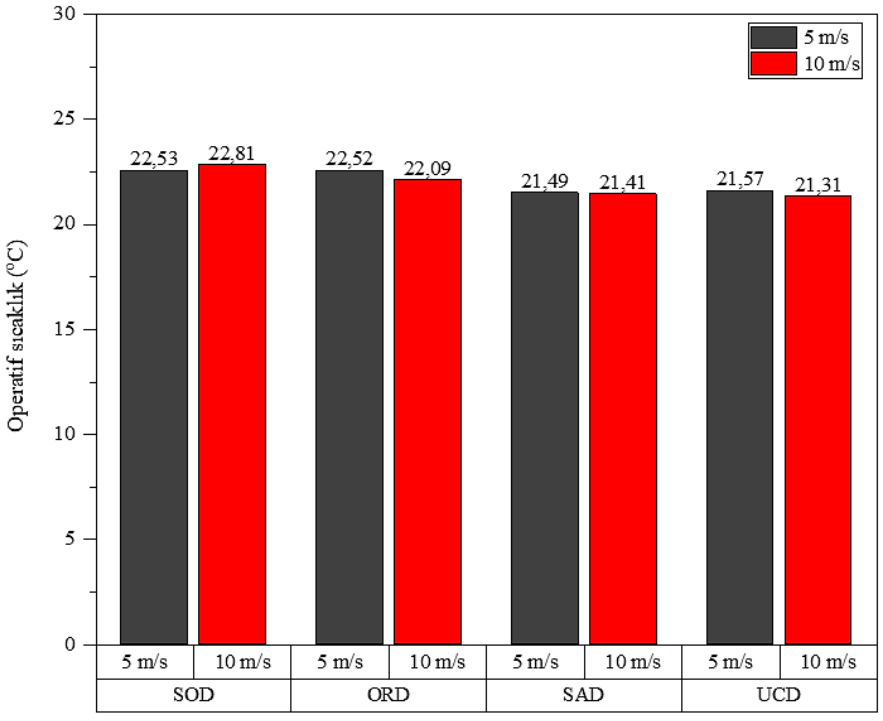
Operatif sıcaklık (Top), düşük hava hızı koşulları için ISO 7726 [65] standardında önerildiği şekilde, ölçülen hava sıcaklığı (Ta) ile oturma pozisyonundaki baş seviyesinde (1,1 m) belirlenen ortalama radyant sıcaklığın (Tr) ortalaması alınarak hesaplanmıştır. Burada hava hızının 0,2'den büyük olma durumunda h_c ve h_r değerleri de hesaplanarak operatif sıcaklık elde edilmiştir. Operatif sıcaklığa ilişkin hesaplanan değerler Tablo 3.16'da sunulmuştur.

Şekil 3.21, 5 m/s ve 10 m/s besleme hava hızlarında elde edilen operatif sıcaklık değerlerini göstermektedir. SOD konumu için 5 m/s hava besleme hızında, operatif sıcaklığı değeri 22,53°C iken 10 m/s hızda 22,81°C değerindedir. SOD bölgesi için, operatif sıcaklığı belirlenen standartların [68] içerisinde yer almıştır.

ORD konumunda çalışma sıcaklığı 5 m/s hava besleme hızında, 22,52°C iken 10 m/s hızda 22,09°C değerindedir. Artan hava hızıyla operatif sıcaklığının düştüğü gözlemlenmiştir. Bu durum konvektif soğuma etkisini göstermektedir.

SAD konumunda sıcaklıklar daha da düşmüştür. 5 m/s hava besleme hızında, 21,49°C iken 10 m/s hızda 21,41°C değerindedir. Bu değerler konfor sıcaklıklarına yakın fakat tam konfor değeri değildir.

Son olarak UCD konumunda sıcaklıklar hava hızı ile düşmüştür. 5 m/s hava besleme hızında, 21,57°C iken 10 m/s hızda 21,31°C değerinde olup tüm bölgeler içinde en düşük değeri almıştır. Yüksek hava hızı nedeniyle konvektif etkinin artması sıcaklık değerinin düşmemesine sebebiyet vermiştir. Sonuç olarak en iyi durum konfor kriterlerine yakın değeler alan SOD konumunda sağlanmıştır.



Şekil 3.21 Durum 2 kapsamında**,** farklı hava besleme konumları ve hızlarında elde edilen operatif sıcaklık değerleri

Tablo 3.16 Ölçüm yüksekliğine göre hava sıcaklığı, hesaplanan radyant sıcaklık ve operatif sıcaklık değerleri

Sol duvar soğutma + Havalandırma konumu	**Hava sıcaklığı (°C)**	**Radyant sıcaklık (°C)**	**Ortalama hava hızı (m/s)**	**h_c (W/m^2K)**	**h_r (W/m^2K)**	**Operatif sıcaklık (°C)**
SOD 5 m/s	23,00	22,16	0,17	2,86	4,7	22,53
SOD 10 m/s	22,70	22,89	**0,23**	3,43	4,7	22,81
ORD 5 m/s	23,20	21,83	0,13	2,44	4,7	22,52
ORD 10 m/s	22,90	21,48	**0,24**	3,52	4,7	22,09
SAD 5 m/s	21,80	21,19	0,08	1,82	4,70	21,49
SAD 10 m/s	21,50	21,33	0,14	2,55	4,70	21,41
UCD 5 m/s	22,20	20,94	0,09	1,95	4,7	21,57
UCD 10 m/s	21,60	21,02	**0,20**	3,16	4,7	21,31

3.2.3 Durum 3

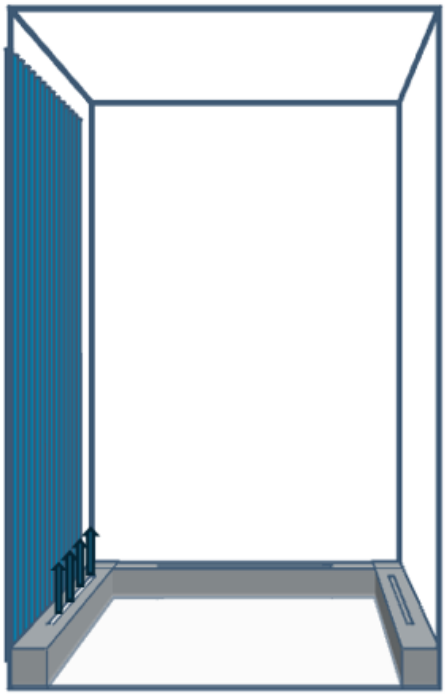
Bu deneyde, Durum 1'deki soğutma paneline sağlanan giriş su sıcaklığı 2°C artırılarak 14,9 ºC sıcaklıkla su gönderimi sağlanmıştır. Radyant soğutma, sol duvara entegre edilen panel üzerinden gerçekleştirilmiş; hava beslemesi ise havalandırma kanalının dört farklı konumu üzerinden uygulanmıştır. Tablo 3.17'de deney boyunca sabit tutulan parametreleri ve değişken olarak kullanılan hava hızı ve hava besleme konumları gösterilmiştir.

Tablo 3.17 Durum 3 kapsamında oluşturulan senaryolar

Senaryo	**Hava besleme konumu**	**Hava besleme hızı (m/s)**	**Radyant soğutma**	**Panel giriş suyu sıcaklığı (ºC)**
S1	Sol Duvar	5	Sol duvar	14,9
S2	Sol Duvar	10	Sol duvar	14,9
S3	Orta Duvar	5	Sol duvar	14,9
S4	Orta Duvar	10	Sol duvar	14,9
S5	Sağ Duvar	5	Sol duvar	14,9
S6	Sağ Duvar	10	Sol duvar	14,9
S7	Üçlü Duvar	5	Sol duvar	14,9
S8	Üçlü Duvar	10	Sol duvar	14,9

Senaryo 1 ve Senaryo 2

Bu senaryolarda hava beslemesi, havalandırma kanalının SOD kodlu sol duvar konumu üzerinden gerçekleştirilmiştir. Hava, panelin bulunduğu duvar boyunca yaklaşık 10 cm mesafeden ve süpürgelik seviyesinden tavana doğru dikey yönde sağlanmıştır (Şekil 3.22). Senaryo 1'de hava beslemesi, düşük hava hızı için (5 m/s), Senaryo 2'de ise yüksek hava hızı için (10 m/s) uygulanmıştır. Her iki senaryo için 2 saatlik ölçüm periyodu sonrasında 1,1 m yüksekliğinde elde edilen ve hesaplanan veriler Tablo 3.18'de özetlenmiştir.



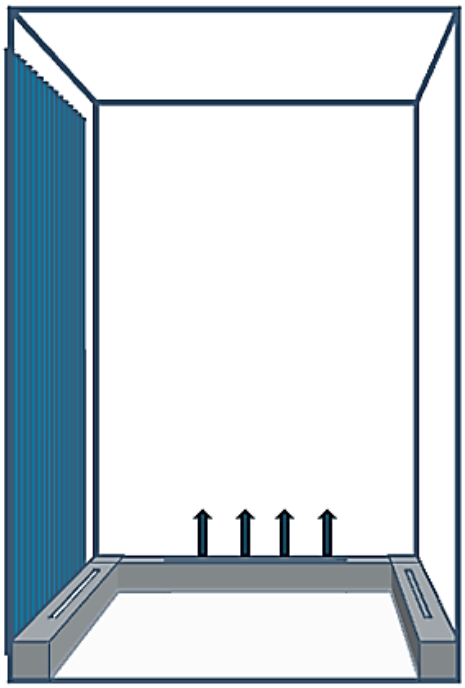
Şekil 3.22 Radyant soğutma ve sol duvardan hava besleme uygulaması

Tablo 3.18 Durum 3 kapsamında senaryo 1 ve 2'nin sonuçları

Hava besleme bölgesi	**Besleme hızı (m/s)**	**PMV**	**Soğutulan duvar sıcaklığı (ºC)**	**Operatif sıcaklık (ºC)**	**$\Delta T_{a,v}$ (ºC)**	**Türbülans yoğunluğu (%)**	**DR (%)**
SOD	5	0,1	17,60	22,53	-0,05	28,82	37,09
SOD	10	0,1	18,00	22,50	0,03	41,89	66,12

Senaryo 3 ve Senaryo 4

Bu senaryolarda hava beslemesi, havalandırma kanalının ORD kodlu orta duvar konumu üzerinden gerçekleştirilmiştir. Hava, orta duvar boyunca yaklaşık 10 cm mesafeden ve süpürgelik seviyesinden tavana doğru dikey yönde sağlanmıştır (Şekil 3.23). Senaryo 3'te, hava besleme hızı 5 m/s iken senaryo 4'te 10 m/s'dir. 2 saatlik bir ölçüm aralığının ardından 1,1 metre yükseklikte elde edilen ve hesaplanan değerler Tablo 3.19'te özetlenmiştir.



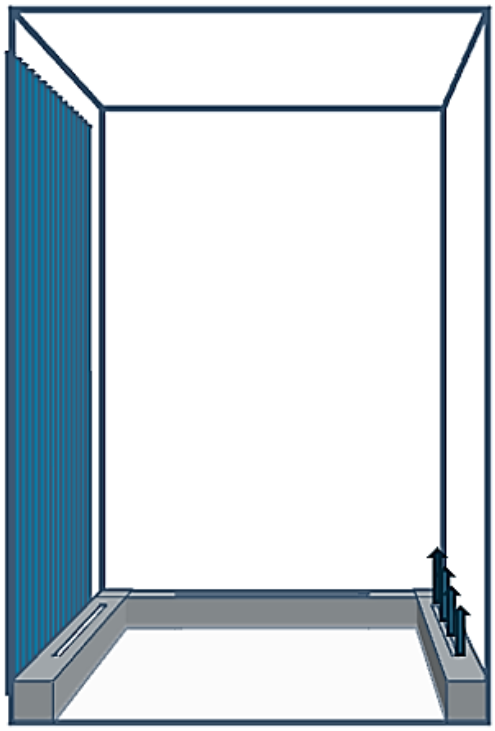
Şekil 3.23 Radyant soğutma ve orta duvardan hava besleme uygulaması

Tablo 3.19 Durum 3 kapsamında senaryo 3 ve 4'ün sonuçları

Hava besleme bölgesi	**Besleme hızı (m/s)**	**PMV**	**Soğutulan duvar sıcaklığı (ºC)**	**Operatif sıcaklık (ºC)**	**$\Delta T_{a,v}$ (ºC)**	**Türbülans yoğunluğu (%)**	**DR (%)**
ORD	5	0	16,90	21,68	-0,08	48,74	44,04
ORD	10	-0,1	17,00	21,35	-0,06	33,11	58,40

Senaryo 5 ve Senaryo 6

Bu senaryolarda hava beslemesi, havalandırma kanalının SAD kodlu sağ duvar konumu üzerinden gerçekleştirilmiştir. Hava, süpürgelik seviyesinden tavana doğru dikey olarak, duvar yüzeyine paralel olacak şekilde 10 cm mesafeden sağlanmıştır (Şekil 3.24). Senaryo 5'te, hava besleme hızı 5 m/s iken senaryo 6'da 10 m/s'dir. 2 saatlik bir ölçüm aralığının ardından 1,1 metre yükseklikte elde edilen ve hesaplanan değerler Tablo 3.20'de özetlenmiştir.



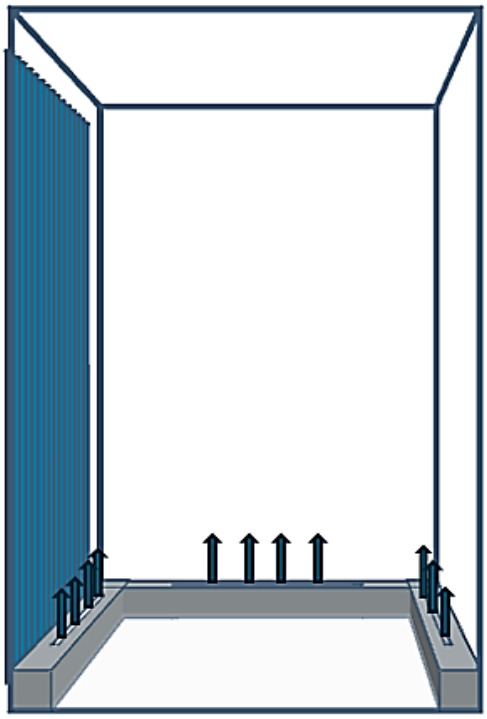
Şekil 3.24 Radyant soğutma ve sağ duvardan hava besleme uygulaması

Tablo 3.20 Durum 3 kapsamında senaryo 5 ve 6'nın sonuçları

Hava besleme bölgesi	**Besleme hızı (m/s)**	**PMV**	**Soğutulan duvar sıcaklığı (°C)**	**Operatif sıcaklık (°C)**	**$\Delta T_{a,v}$ (°C)**	**Türbülans yoğunluğu (%)**	**DR (%)**
SAD	5	0	16,90	21,26	0,35	46,63	28,29
SAD	10	-0,1	17,20	21,34	0,04	41,09	57,43

Senaryo 7 ve Senaryo 8

Bu senaryolarda hava beslemesi, havalandırma kanalının UCD kodlu üç duvar konumu üzerinden gerçekleştirilmiştir. Hava, süpürgelik seviyesinden tavana doğru dikey olarak, duvar yüzeyine paralel olacak şekilde 10 cm mesafede sağlanmıştır (Şekil 3.25). Senaryo 7'de, hava besleme hızı 5 m/s iken senaryo 8'de 10 m/s'dir. 2 saatlik bir ölçüm aralığının ardından 1,1 metre yükseklikte elde edilen ve hesaplanan değerler Tablo 3.21'de özetlenmiştir.



Şekil 3.25 Radyant soğutma ve üç duvardan hava besleme uygulaması

Tablo 3.21 Durum 3 senaryo 7 ve 8'in sonuçları

Hava besleme bölgesi	**Besleme hızı (m/s)**	**PMV**	**Soğutulan duvar sıcaklığı (°C)**	**Operatif sıcaklık (°C)**	**$\Delta T_{a,v}$ (°C)**	**Türbülans yoğunluğu (%)**	**DR (%)**
UCD	5	0,4	17,20	23,18	0,02	51,37	31,61
UCD	10	0,3	17,30	23,13	0,04	42,04	47,55

3.2.3.1 PMV Sonuçları

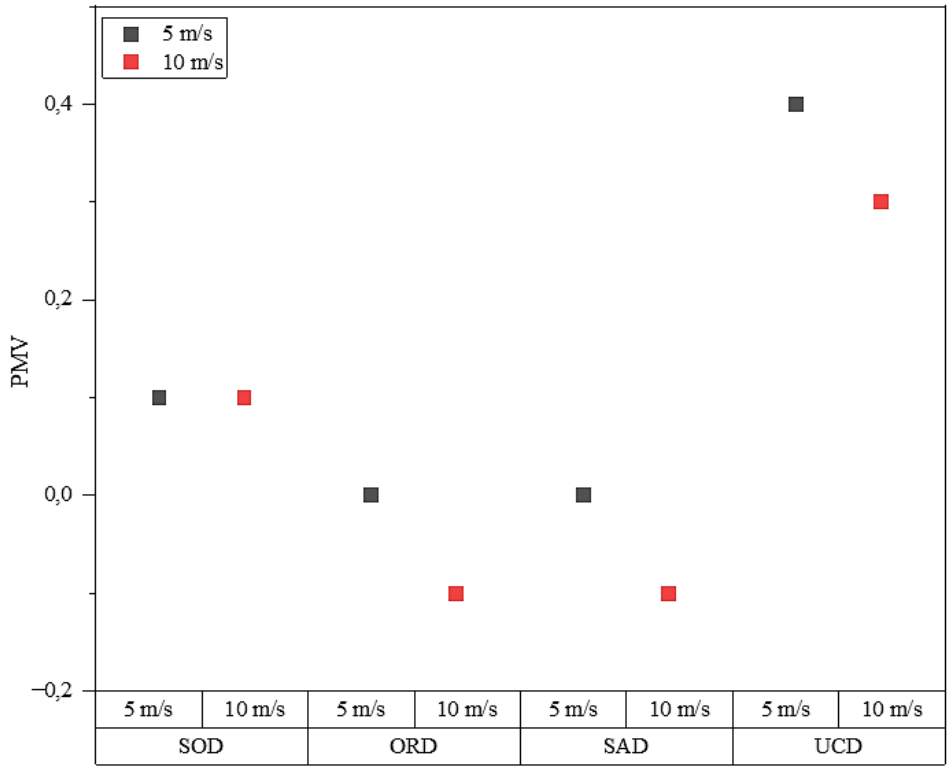
Şekil 3.26, durum 3 kapsamındaki, dört farklı havalandırma konumundan (SOD, ORD, SAD, UCD) iki farklı hava besleme hızında (5 m/s ve 10 m/s) PMV değerlerinin değişimini göstermektedir.

Havanın radyant panel ile aynı duvar boyunca yukarı beslendiği SOD konumunda, PMV değerleri her iki hava besleme hızında hafif pozitif bir ısıl his olan 0,1 seviyesinde belirlenmiştir. Bu durum, hafif sıcak ancak kararlı bir ısıl hissi ifade etmekte olup, hava akış hızındaki değişimlerin bu konfigürasyonda algılanan ısıl konfor üzerinde sınırlı bir etkiye sahip olduğunu ortaya koymaktadır.

ORD konumunda PMV değeri, 5 m/s hava besleme hızında nötr seviye olan 0 olarak belirlenirken, hava hızının 10 m/s'ye çıkarılmasıyla birlikte -0,1 seviyesine gerilemiştir. Bu değişim, artan hava hareketine bağlı olarak ısıl nötrlükten hafif serin bir ortama doğru bir geçişe işaret etmektedir. Benzer bir eğilim hem besleme hem de egzozun aynı duvara yerleştirildiği SAD konfigürasyonunda da gözlenmiştir. Bu durumda PMV değeri hava hızı arttıkça 0'dan -0,1'e düşmüş olup, artan hava hareketinin ortamda algılanan soğutma etkisini artırdığı anlaşılmaktadır.

Havalandırmanın üç konumdan yapıldığı, UCD hava besleme konumunda, en belirgin fark saptanmıştır. PMV değerlerinin artan hava hızıyla birlikte önemli ölçüde artığı gözlemlenmiştir. 5 m/s'de PMV, +0,4'e değerine ulaşarak, ISO konfor bölgesinin üst sınırına yaklaşmıştır ve belirgin şekilde sıcak bir ortam olduğunu göstermektedir. 10 m/s besleme hızında PMV değeri +0,3 seviyesine gerilemiştir. Bu değişim, ısıl konfor koşullarında sınırlı bir iyileşmeye karşılık gelmekle birlikte, diğer konfigürasyonlarla karşılaştırıldığında ortamın hâlen daha sıcak bir ısıl algı oluşturduğu anlaşılmaktadır.

Genel sonuçlar, ISO 7730 konfor kriterlerine uygun olsa da 10 m/s'deki ORD ve SAD senaryoları nötr veya hafif serin koşulları sunmuştur. Öte yandan, 5 m/s'deki UCD en sıcak iç mekân duyumu ile sonuçlanmıştır. Bu bulgular, artan besleme havası hızının, özellikle hava akışının doğrudan işgal edilen bölgeyle etkileşime girdiği senaryolarda, ısıl konforu artırma eğiliminde olduğunu göstermektedir.



Şekil 3.26 Durum 3 kapsamında, radyant duvar soğutması altında farklı hava besleme konumları (SOD, ORD, SAD, UCD) ve besleme hızlarının (5 ve 10 m/s) odanın merkezindeki PMV değerleri üzerindeki etkisi

3.2.3.2 Dikey Sıcaklık ve VTD Sonuçları

Şekil 3.27 iki farklı besleme hava hızının (5 m/s ve 10 m/s) dört farklı havalandırma konumda, test odasının merkezinde ölçülen dikey sıcaklık profillerini göstermektedir.

Havanın sol duvardan verildiği ve radyant soğutma panelinin aynı tarafta bulunduğu SOD konumunda, odanın merkezindeki dikey sıcaklık ölçümleri sınırlı bir aralıkta kalmıştır. 5 m/s ve 10 m/s hava hızlarında, sıcaklıklar yaklaşık 22,0 °C ile 23,0 °C arasında değişmiştir (Şekil 3.41a). Isıl tabakalaşma çok az olduğu bu senaryoda, sıcaklık dağılımı dikey eksen boyunca homojen olmuştur. Odanın ortasına yerleştirilen maket mankenin orta yükseklikteki bölgede sınırlı bir şekilde hissedilmiştir. Hava hızının 10 m/s'ye yükseltilmesi, iyileştirilmiş karışım sayesinde sıcaklık homojenliğini bir miktar artırmıştır. Bu senaryoda, ısı koşulları sabit kalmış ve kabul edilebilir konfor parametreleri dahilinde kalmıştır.

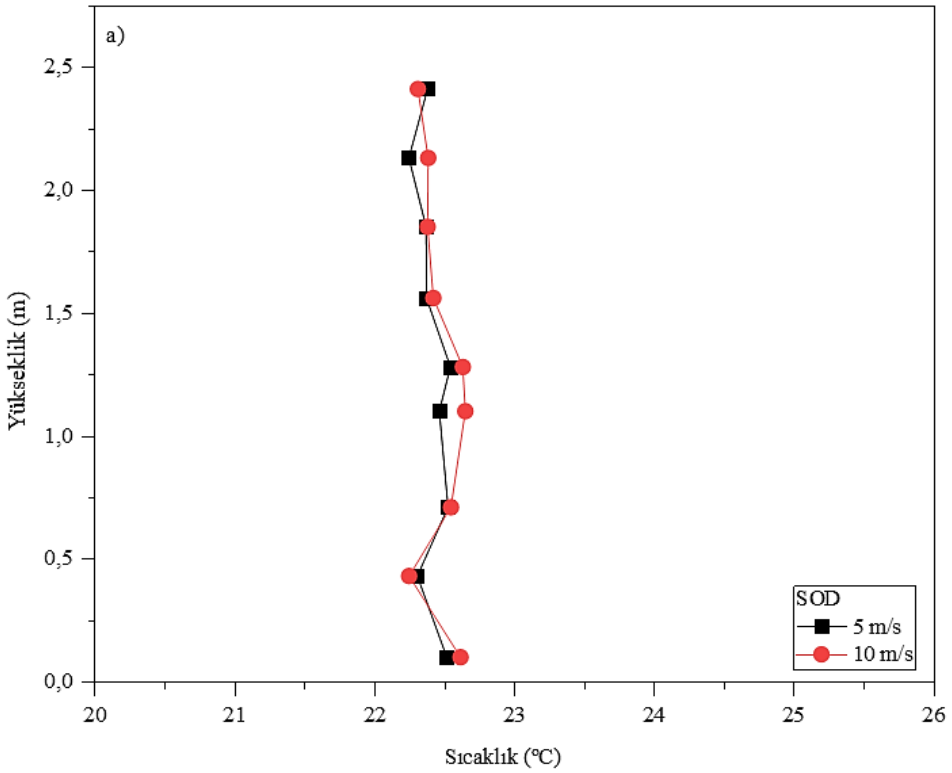
Şekil 3.27b, iki giriş hava hızı için odanın merkezindeki dikey hava sıcaklığı profilini göstermektedir: 5 m/s ve 10 m/s. Ayak bileği seviyesinde (0,1 m),

sıcaklıklar 1,1 m'de olduğundan biraz daha yüksektir ve bu, özellikle 10 m/s hava hızı altında ayak ve baş bölgeleri arasında küçük ama belirgin bir sıcaklık düşüşünü göstermektedir. Bu ters tabakalaşma, ısıl konfor açısından istenmeyen bir durum olan, ayak bölgelerine kıyasla üst vücutta biraz daha serin bir his oluşmasına neden olabilir. ISO 7730'a göre, 0,1 m ile 1,1 m arasındaki sıcaklık farkı ideal olarak 3 °C'yi geçmemelidir; bu durumda fark, kabul edilebilir sınırlar içinde olan 1 °C'den azdır. Bununla birlikte, 1,0-1,2 m civarındaki sıcaklık düşüşü yerel bir serin nokta olarak algılanabilir. 1,5 m'nin üzerinde sıcaklık kademeli olarak artarak tavana yakın yerlerde 22,2 °C'ye yaklaşmıştır. Genel olarak sıcaklık tabakalaşması zayıftır ve iyi karışmış bir ortamı göstermektedir, ancak 1,0-1,2 m civarındaki yerel azalma, özellikle oturanlar dikkate alındığında ısıl hissi etkileyebilir.

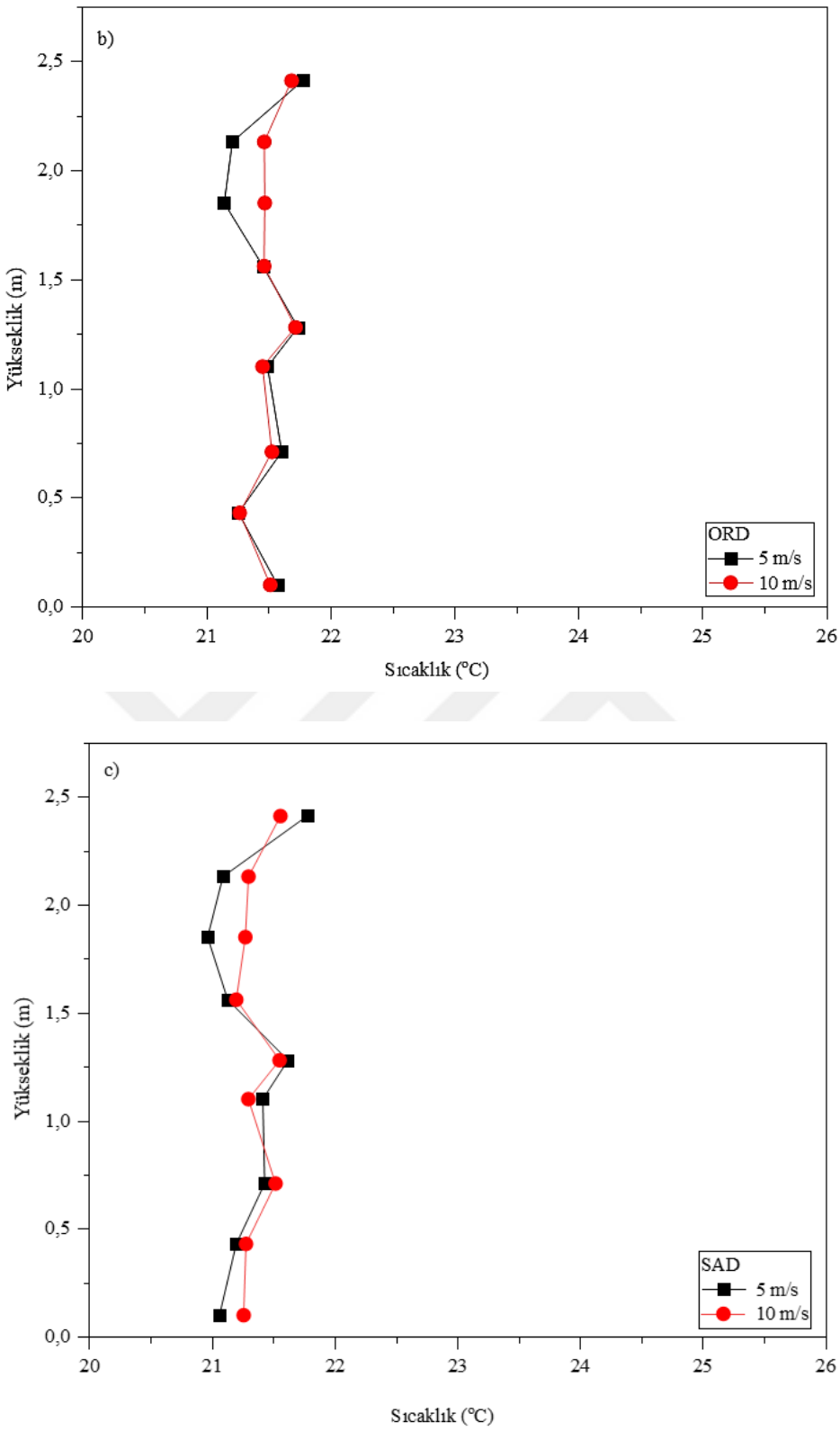
Şekil 3.27c, SAD senaryosu için iki farklı giriş hava hızında (5 m/s ve 10 m/s) dikey hava sıcaklığı dağılımını göstermektedir. Alt seviyede (0,1 m), sıcaklık değerleri her iki hız için de 21,4 °C'ye yakındır. 1,1 m civarında, sıcaklıkta hafif bir düşüş gözlenir ve yaklaşık 21,2 °C''lik bir minimuma ulaşır; bu, alt kısma kıyasla üst gövdede daha serin bir his oluşmasına neden olabilir. Bu küçük fark, dikey sıcaklık gradyanı açısından kabul edilebilir olan 0,3 °C'nin altında kalır. 1,5 m'den sonra sıcaklık kademeli olarak artmaya başlar ve tavana yakın yerlerde yaklaşık 22,1–22,2 °C'ye ulaşır. Genel olarak, ayak bileği ve baş seviyeleri (0,1 m–1,1 m) arasındaki sıcaklık farkı küçüktür ve dikey tabakalaşma zayıftır. Bu, ısıl koşulların nispeten stabil olduğunu ve konfor için kabul edilebilir sınırlar içinde olduğunu göstermektedir.

Şekil 3.27d, iki farklı giriş hava hızı için (5 m/s ve 10 m/s) UCD senaryosu altında dikey hava sıcaklığı dağılımını göstermektedir. Ayak bileği seviyesinde (0,1 m), sıcaklık 5 m/s için 22,8°C ve 10 m/s için 22,7°C'dir. 1,1 m'de, sıcaklık her iki hız için de 22,8°C'dir ve baş seviyesinde bir farklılık göstermemiştir. 0,1 m ile 1,1 m arasındaki sıcaklık farkı, ISO 7730 tarafından tanımlanan kabul edilebilir 3°C sınırının oldukça içinde olan 0,2°C'nin altında kalır. 1,1 m'den sonra sıcaklık kademeli olarak tekrar artar ve tavana yakın (2,5 m) yaklaşık 23°C'ye ulaşır. Önceki senaryolarla karşılaştırıldığında, bu senaryoda genel sıcaklık seviyesi daha yüksektir ve tabakalaşma çok zayıftır. Bu istikrarlı sıcaklık profili, kullanılan bölge genelinde tutarlı ısıl koşullar sağlar ve her iki hava akış hızı için de konforlu iç mekân koşullarını destekler.

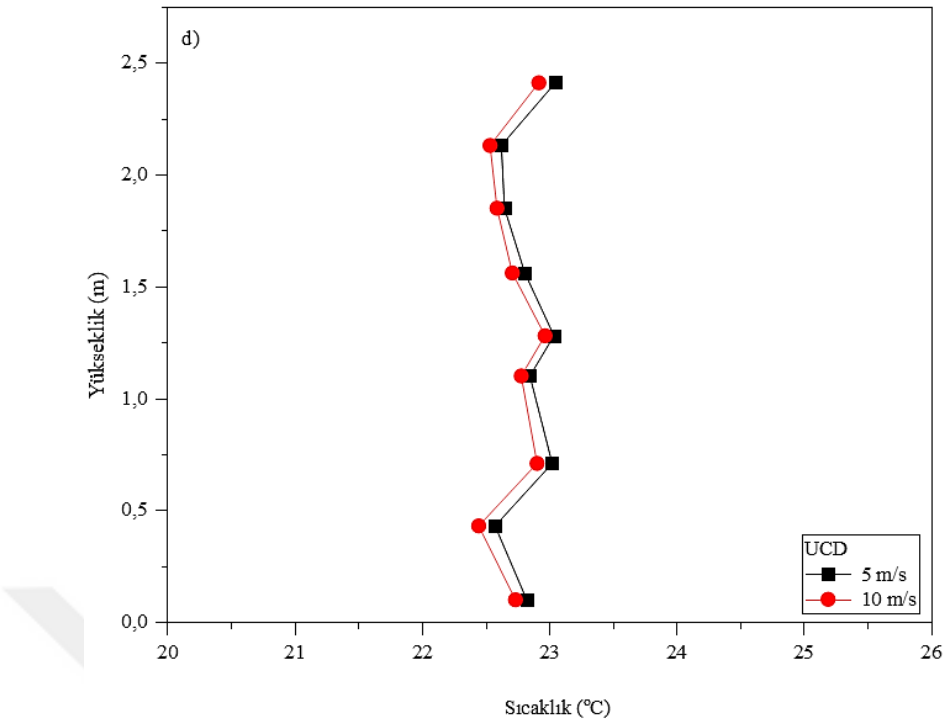
Sonuç olarak, dört senaryo arasında, SOD ve UCD, 0,1 m ile 1,1 m arasında neredeyse homojen değerlerle en istikrarlı dikey sıcaklık dağılımını sağlamıştır. ORD, 1,1 m civarında en belirgin sıcaklık düşüşünü sergiler ve bu da üst vücut seviyesinde daha serin bir his olduğunu göstermektedir. SAD konumunda sıcaklıklar hafif bir düşüş gösterse de kabul edilebilir sınırlar içinde kalmıştır. Tüm senaryolarda, dikey sıcaklık farkı açısından ISO 7730 ile uyumludur, ancak UCD ve SOD, yaşam alanında ısıl konfor için en uygun koşulları sunmaktadır.



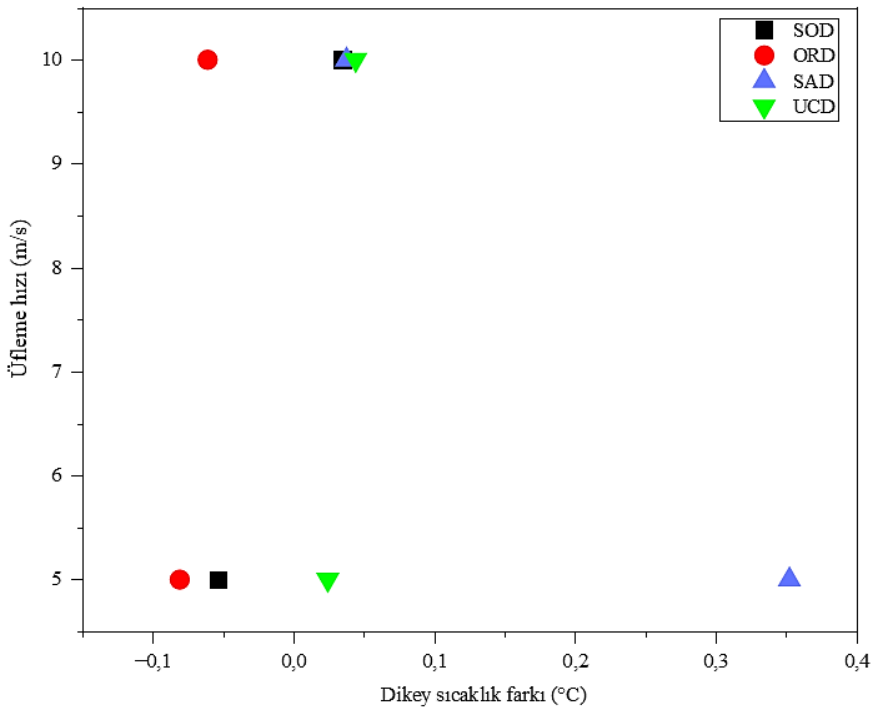
Şekil 3.27 Durum 3 kapsamında farklı hava besleme konumları ve hızlarının, radyant duvar soğutması altında oda ortası dikey sıcaklık dağılımına etkisi a) Sol duvar besleme b) Orta duvar besleme c) Sağ duvar besleme d) Üçlü duvar besleme



Şekil 3.27 Durum 3 kapsamında farklı hava besleme konumları ve hızlarının, radyant duvar soğutması altında oda ortası dikey sıcaklık dağılımına etkisi a) Sol duvar besleme b) Orta duvar besleme c) Sağ duvar besleme d) Üçlü duvar besleme (devamı)

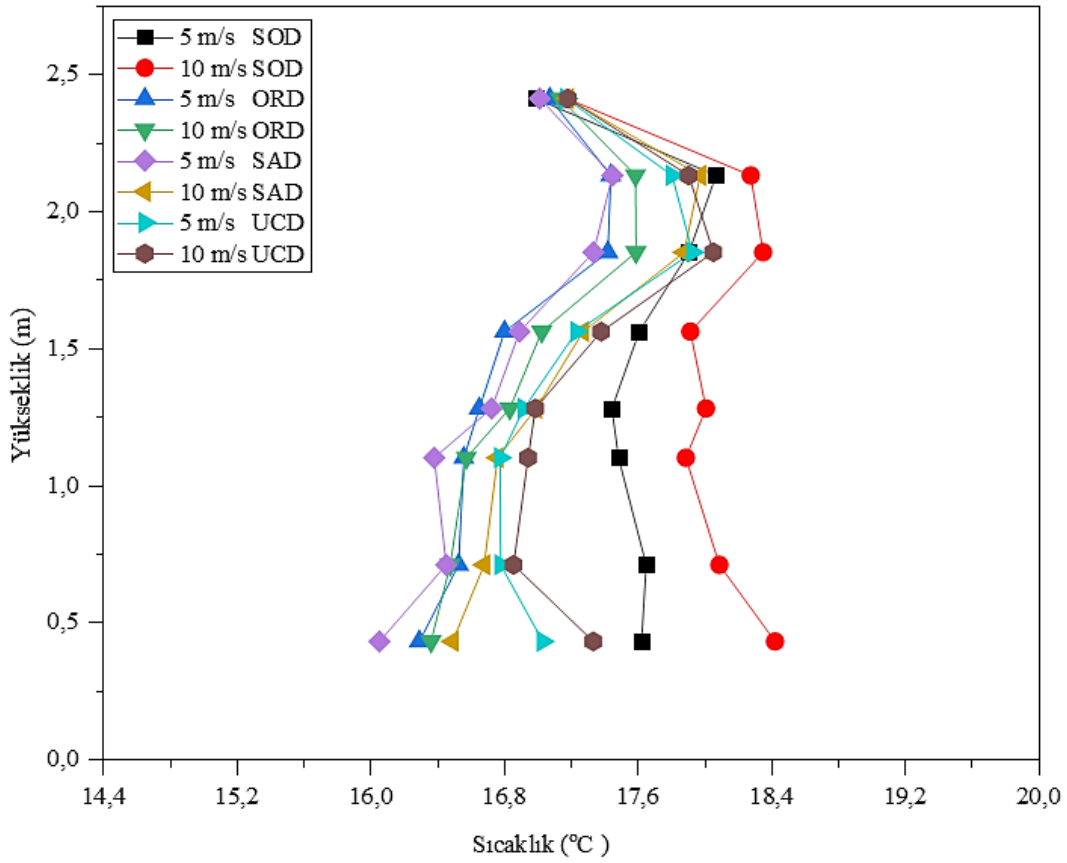


Şekil 3.27 Durum 3 kapsamında farklı hava besleme konumları ve hızlarının, radyant duvar soğutması altında oda ortası dikey sıcaklık dağılımına etkisi a) Sol duvar besleme b) Orta duvar besleme c) Sağ duvar besleme d) Üçlü duvar besleme (devamı)



Şekil 3.28 Durum 3 kapsamında farklı hava besleme konumları ve hızlarının, radyant duvar soğutması altında dikey sıcaklık farkına etkisi

Şekil 3.28, tüm konumlar için besleme havası hızına bağlı olarak dikey sıcaklık farkını (0,1 m ile 1,1 m arasındaki ΔT) göstermektedir. SOD ve UCD hem 5 m/s hem de 10 m/s'de çok düşük dikey sıcaklık farklarını (0°C'ye yakın) koruyarak oldukça homojen bir sıcaklık dağılımı göstermektedir. ORD, 5 m/s ve 10 m/s'de negatif bir ΔT göstermektedir; bu, baş seviyesinin ayak bileği seviyesinden biraz daha serin olduğu ve bunun da küçük rahatsızlıklara neden olabileceği anlamına gelmektedir. SAD, 5 m/s'de en yüksek ΔT değerini (~0,35°C) göstermektedir; bu da daha belirgin bir sıcaklık gradyanını göstermektedir. Ancak, en büyük fark bile ISO 7730 tarafından belirlenen 3°C sınırının oldukça altında kalmaktadır.



Şekil 3.29 Durum 3 kapsamında radyant duvar yüzey sıcaklığının yükseklik boyunca sıcaklık dağılımı

Şekil 3.29, farklı hava besleme konumları (SOD, ORD, SAD ve UCD) ve hızları (5 m/s ile 10) için radyant panel duvarındaki yüzey sıcaklıklarının yükseklik boyunca değişimini göstermektedir. Panele iletilen soğutulmuş suyun sıcaklığı, duvar yüzey sıcaklıkları üzerindeki etkisini değerlendirmek için 2°C yükseltildi. Tüm ölçüm konumlarında yükseklikle birlikte yüzey sıcaklığında genel bir artış gözlemlendi.

Havanın doğrudan panelle aynı duvardan beslendiği SOD senaryosunda, yüzey sıcaklıkları 18,4°C'ye kadar yükselmiş ve panel ile gelen hava arasında yaklaşık 1,4 °C'lik küçük bir sıcaklık farkı oluşmuştur. Bu durum, panelin odadaki ısıyı yeterince uzaklaştıramadığını; dolayısıyla yüzey sıcaklıklarının arttığını ve soğutma verimliliğinin azaldığını göstermektedir. Buna karşılık, panel soğutmasıyla birlikte üç duvardan hava beslemesi yapılan UCD senaryosu, en düşük yüzey sıcaklıklarını (15,5 °C'ye kadar) göstermekte ve besleme havası ile panel yüzeyi arasındaki sıcaklık farkını 4 °C'nin üzerinde tutmaktadır. Bu durum, panelden güçlü bir ısı uzaklaştırılması sağlandığını ve sistemin verimli bir şekilde çalıştığını göstermektedir. Benzer şekilde, SAD ve ORD senaryoları, 16,5 ila 17,2°C arasında değişen orta düzey yüzey sıcaklıkları göstererek makul bir soğutma performansı sağlamaktadır.

Genel olarak, UCD en yüksek panel verimliliğini sunarken, bunu SAD ve ORD takip etmektedir. Öte yandan SOD, hava akışı ile panel yüzeyi arasındaki kısa temas süresi ve zayıf etkileşim nedeniyle en zayıf performansı göstermektedir.

3.2.3.3 Türbülans Yoğunluğu ve Cereyan Oranı

Tablo 3.22, çeşitli hava besleme konumları için odanın merkezinde 1,1 m yükseklikte ölçülen ortalama hava hızlarını ve bu değerlere karşılık gelen türbülans yoğunluklarını göstermektedir. Oturan bir kişinin baş ve omuz seviyesini temsil eden bu yükseklikte, hava hareketi ısıl konfor üzerinde doğrudan bir etkiye sahiptir. Senaryolar arasında, 0,15 m/s'deki SOD en düşük türbülans yoğunluğunu (%22,8) sağlayarak daha kararlı ve daha az fark edilir bir hava akışına işaret eder. Ancak hız 0,20 m/s'ye çıktığında, türbülans önemli ölçüde artarak %41,89'a ulaşır ve bu da hava akımı hissine yol açabilir. ORD ve SAD senaryoları, daha düşük hızlarda bile nispeten yüksek türbülans seviyeleri gösterir (sırasıyla %48,74 ve %46,63), bu da kullanılan bölgede düzensiz ve dalgalı bir hava akışına işaret eder. UCD senaryosunda, türbülans yalnızca 0,09 m/s hızla %51,37'ye ulaşır; bu durum çok yönlü hava beslemesinin karmaşık akış etkileşimleri yaratmasından kaynaklanmaktadır. Genel olarak, hava hızları kabul edilebilir sınırlar içinde kalsa da türbülans yoğunluğu çoğu durumda %40'ı aşmakta ve bu durum, hava akımlarına olan duyarlılığa bağlı olarak yerel ısıl konforu olumsuz etkileyebilmektedir.

Tablo 3.22 Hava besleme konumları ve hızlarına göre 1,1 m yüksekliğinde ölçülen hava hızı ve türbülans yoğunluğu

Hava besleme konumu	Ortalama hava hızı (m/s)	Türbülans yoğunluğu (%)
SOD	0,15	22,80
SOD	0,20	41,89
ORD	0,11	48,74
ORD	0,20	33,11
SAD	0,08	46,63
SAD	0,16	41,09
UCD	0,09	51,37
UCD	0,15	42,04

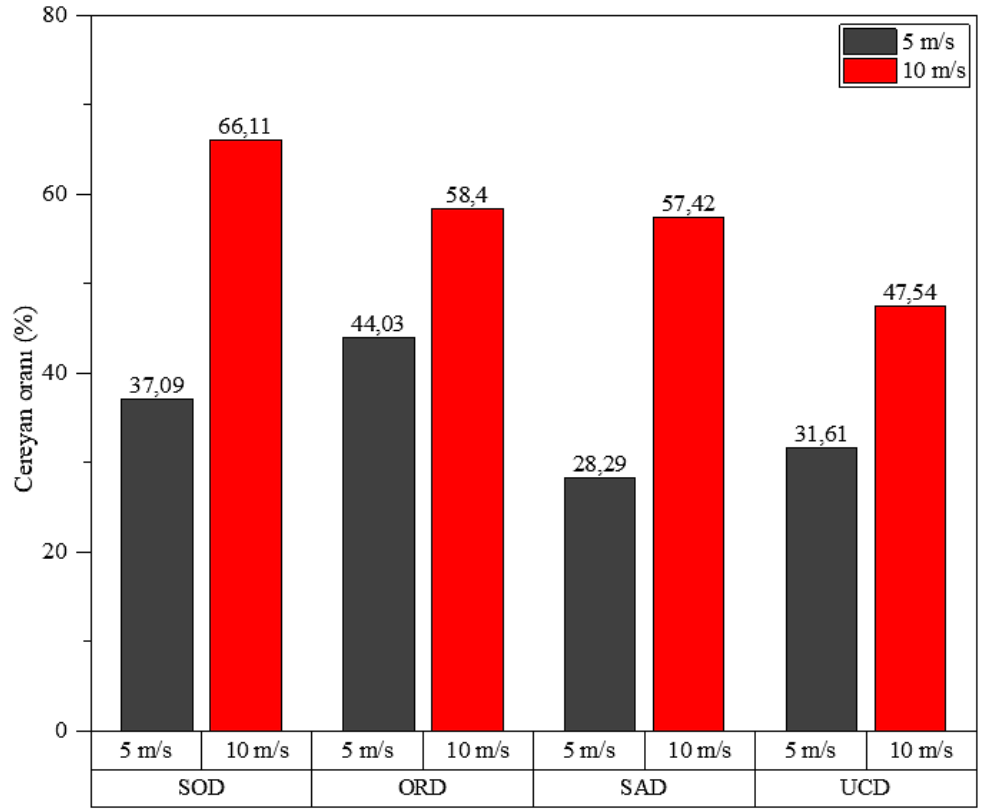
Durumu 3 kapsamında, Şekil 3.30, odanın merkezinde 1,1 m yüksekliğinde, iki farklı besleme hava hızları için dört farklı havalandırma konumu için hesaplanan cereyan oranı değerlerini göstermektedir.

Tüm senaryolarda, giriş hava hızının 5 m/s'den 10 m/s'ye çıkarılması, cereyan oranında önemli bir artışa yol açarak istenmeyen hava hareketlerinden kaynaklanan yerel rahatsızlık riskinin daha yüksek olduğunu göstermektedir.

SOD senaryosunu, 10 m/s'de %66,11 ile en yüksek cereyan oranını göstermektedir; bunu ORD (%58,4) ve SAD (%57,42) takip etmektedir. Bu yüksek değerler, bu senaryoların baş seviyesine yakın bölgelerde önemli hava hareketi oluşturduğunu ve hava akımı algısını artırdığını göstermektedir. 5 m/s'de ise cereyan oranları daha ılımlıdır: ORD %44,03, SOD %37,09 ve SAD %28,29 olarak ölçülmüştür. UCD senaryosunu, tüm senaryolar arasında en düşük cereyan oranlarını sağlamaktadır: 5 m/s'de %31,61 ve 10 m/s'de %47,54. Bu durum, hava akımının daha yayılı ve

daha az yoğun bir şekilde dağıldığını, dolayısıyla daha yüksek besleme hızlarında bile yerel rahatsızlığın azaldığını göstermektedir.

Genel olarak, tüm senaryolarda cereyan oranı %30'un üzerine çıkmakta; 10 m/s durumunda bazı senaryolarda %50'nin de üzerine çıkmaktadır. Bu durum, ısıl konforu olumsuz etkileyebilir. Bu nedenle, kullanıcı memnuniyetini artırmak için daha düşük besleme hızlarının tercih edilmesi veya difüzör yerleşiminde düzenlemeler yapılması önerilebilir.



Şekil 3.30 Durum 3 kapsamında farklı hava besleme konumları ve hızlarının, oda ortası cereyan oranına etkisi

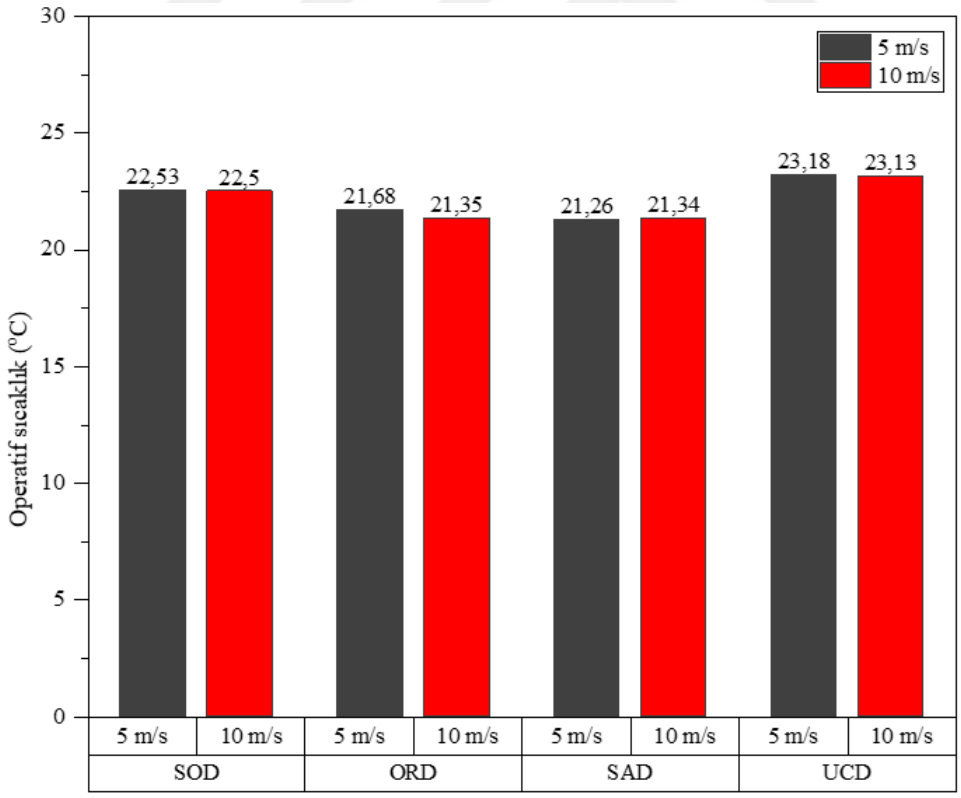
3.2.3.4 Operatif Sıcaklık

Şekil 3.31 ve Tablo 3.23, dört farklı havalandırma senaryosu için 1,1 m yüksekliğinde elde edilen operatif sıcaklık değerlerini göstermektedir. Operatif sıcaklık; ortam havası ve çevredeki yüzeylerin radyant etkisi dikkate alınarak hesaplanmakta olup, insan konforu açısından temel bir parametredir.

SOD senaryosunun da 5 m/s ve 10 m/s hızlarında ölçülen çalışma sıcaklıkları sırasıyla 22,53 °C ve 22,50 °C olup, diğer senaryolara kıyasla orta düzeyde değerler

sunmaktadır. Radyant sıcaklıkların hava sıcaklığına yakın olması nedeniyle (22,26 °C – 22,5 °C), operatif sıcaklık dengeli kalmıştır. ORD ve SAD senaryolarında, özellikle düşük radyant sıcaklıklar nedeniyle çalışma sıcaklıkları da düşmektedir. Örneğin, SAD 5 m/s durumunda operatif sıcaklık 21,26 °C ile en düşük değerlerden birini göstermektedir. Bu durum, panelin daha etkin ısı çektiğini ve ortamda daha belirgin bir soğutma etkisi yarattığını göstermektedir. Buna karşın, UCD senaryosu, hem 5 m/s hem de 10 m/s durumlarında en yüksek operatif sıcaklık değerlerine (23,18 °C ve 23,13 °C) sahiptir. Bu, hava sıcaklığının diğer senaryolara göre daha yüksek ölçülmesi (23,4–23,5 °C) ve radyant sıcaklığın görece daha az düşmesiyle açıklanabilir.

Genel olarak değerlendirildiğinde, çalışma sıcaklıkları tüm senaryolarda 21–23 °C aralığında kalmakta ve bu durum, ASHRAE 55 ve ISO 7730 standartlarında önerilen konfor koşullarıyla uyumludur. Ancak daha düşük çalışma sıcaklıkları, özellikle sıcak iklimlerde veya yüksek iç kazançlı alanlarda daha etkili soğutma performansı sağladığı için avantajlı olabilir.



Şekil 3.31 Durum 3 kapsamında**,** farklı hava besleme konumları ve hızlarında elde edilen operatif sıcaklık değerleri

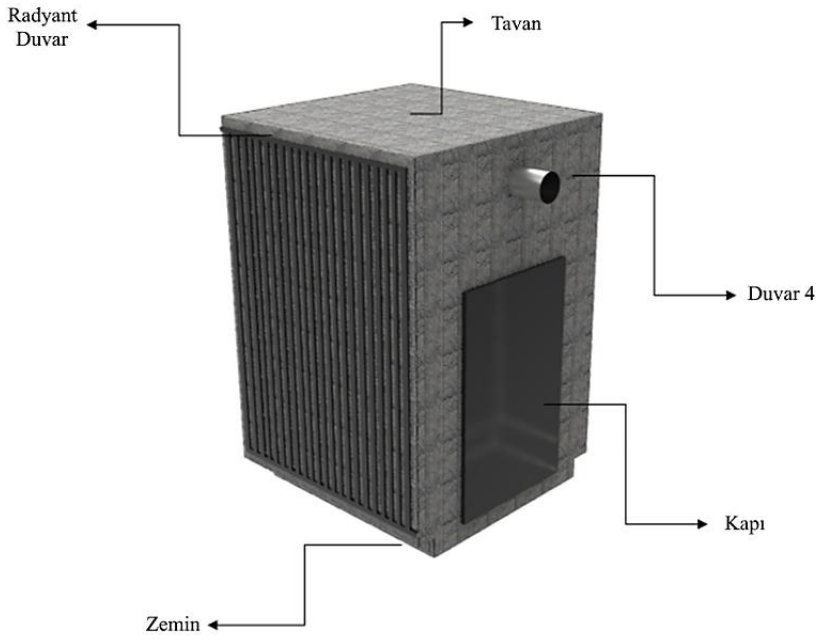
Tablo 3.23 Ölçüm yüksekliğine göre hava sıcaklığı, hesaplanan radyant sıcaklık ve operatif sıcaklık değerleri

Sol duvar soğutma + Havalandırma konumu	**Hava sıcaklığı (°C)**	**Radyant sıcaklık (°C)**	**Ortalama hava hızı (m/s)**	**h_c (W/m^2K)**	**h_r (W/m^2K)**	**Operatif sıcaklık (°C)**
SOD 5 m/s	22,80	22,26	0,15	2,65	4,7	22,53
SOD 10 m/s	22,50	22,50	**0,20**	3,16	4,7	22,50
ORD 5 m/s	22,10	21,27	0,11	2,20	4,7	21,68
ORD 10 m/s	21,70	21,12	**0,20**	3,16	4,7	21,35
SAD 5 m/s	21,80	20,73	0,08	1,82	4,70	21,26
SAD 10 m/s	21,70	20,98	0,16	2,76	4,70	21,34
UCD 5 m/s	23,50	22,87	0,09	1,95	4,7	23,18
UCD 10 m/s	23,40	22,87	0,15	2,65	4,7	23,13

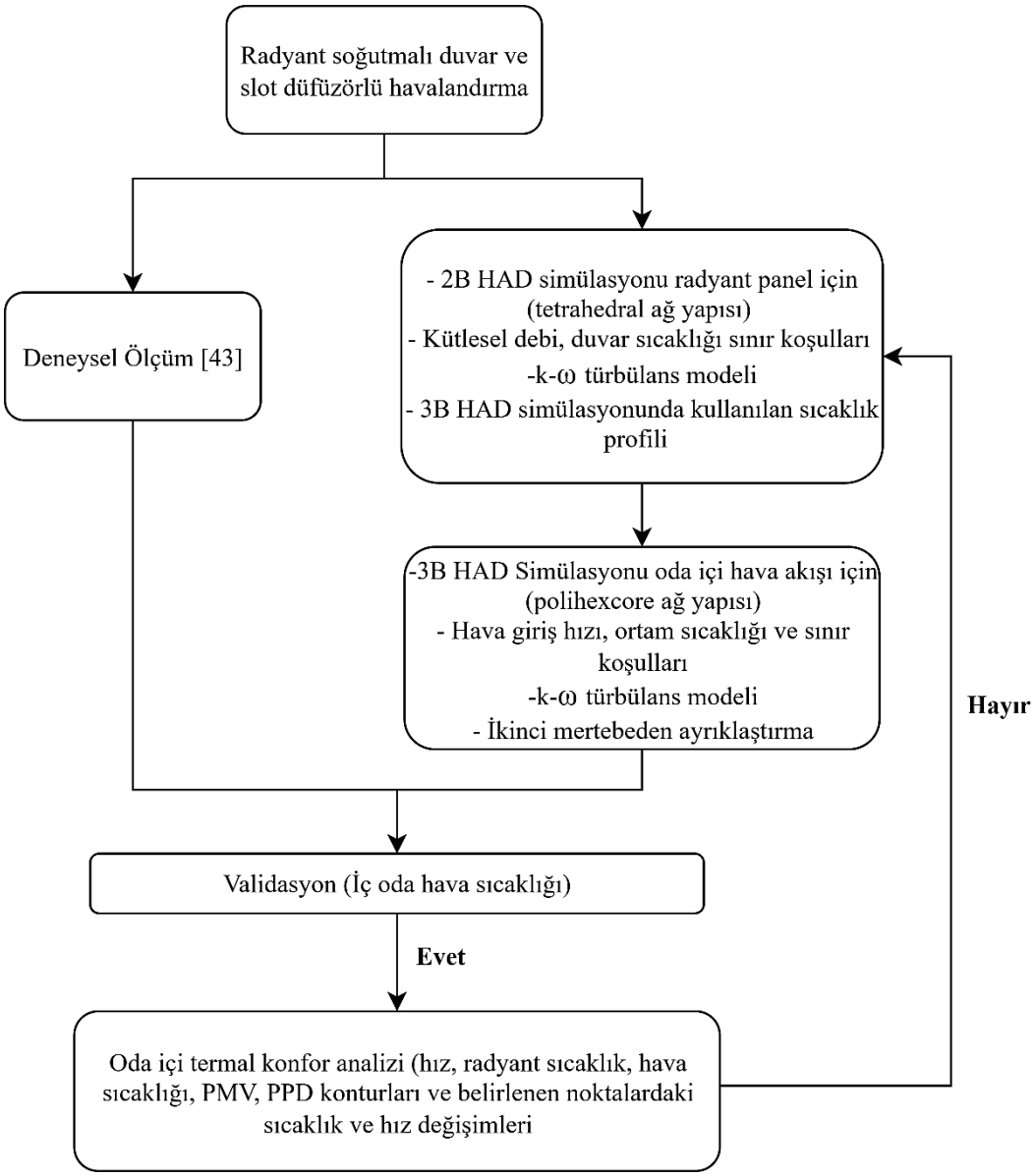
3.3 Sayısal Yönteme Ait Modelleme Metodolojisi

Deneysel çalışmadan önce, tasarım, parametre seçimleri, test alanındaki hava akış davranışı ve ısı dağılımını daha iyi anlamak amacıyla ön çalışma olarak sayısal bir analiz gerçekleştirilmiştir. Sayısal analiz hesaplamalı akışkanlar dinamiği aracılığı ile incelenmiştir. HAD modeli, benzer bir radyant soğutma ve havalandırma sisteminin kurulumunu kapsayan Camcı vd. [43] tarafından yapılan deneysel sınır

koşulları ve ölçüm verileri kullanılarak oluşturulmuştur (Şekil 3.32). Model, Camcı vd. [43]'ün deneysel bulgularını referans alarak, gerçek iç mekân çevre koşullarını doğru bir şekilde yansıtacak şekilde oluşturulmuştur. Ön çalışma, deneysel tasarımı oluşturmak, belirli bölgedeki sıcaklık hız dağılımlarını incelemek ve olası ısıl konfor sonuçlarını tahmin etmeye yardımcı olmuştur. Şekil 3.33, akış şemasında ayrıntılı olarak gösterildiği gibi, HAD simülasyonları ile deneysel çalışma arasındaki entegrasyon sürecine genel bir bakış sunmaktadır. Analiz sürecinde, öncelikle panel içerisine verilen soğutma suyu nedeniyle panel yüzeyinde oluşan sıcaklık dağılımı iki boyutlu bir model ile elde edilmiştir. Bu modelde panel içerisine giriş ve çıkış suyu sıcaklıkları tanımlanarak, yüzey boyunca meydana gelen sıcaklık profili hesaplanmıştır. Elde edilen bu sıcaklık dağılımı, daha sonra üç boyutlu oda modeline aktarılmıştır. Havalandırma sistemi için sol duvarda bulunan kanal çıkışındaki 19,9°C sıcaklık ve iki farklı hava hızı (5 m/s ve 10 m/s) için sınır koşulları tanımlanmıştır. Model çözümünde k-ω SST türbülans modeli kullanılmıştır. Simülasyon sonuçları doğrultusunda, oda merkezindeki belirli yüksekliklerden hava sıcaklığı, hız ve radyant duvar sıcaklık değerleri alınmıştır. Elde edilen bu veriler, EES (Engineering Equation Solver) programı kullanılarak PMV ve PPD değerlerinin hesaplanmasında kullanılmış; böylece oda içerisindeki genel ısıl konfor dağılımı değerlendirilmiştir.

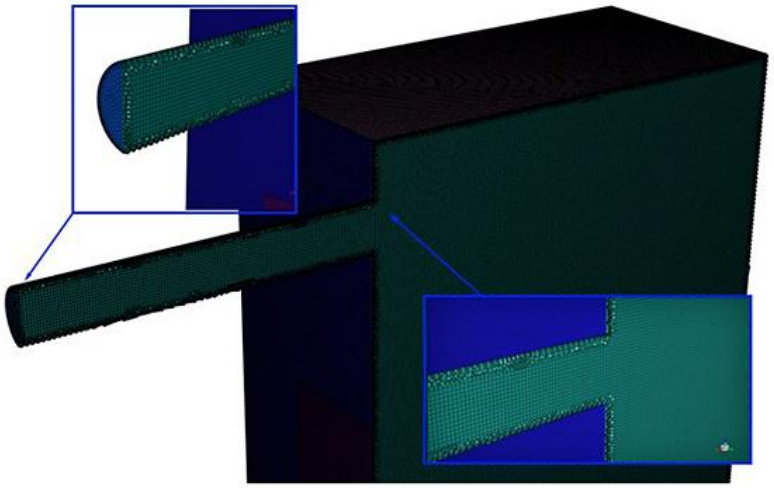


Şekil 3.32 Simüle edilmiş test odasının izometrik görünümü



Şekil 3.33 Çalışmada kullanılan hibrit HAD çözümüne ait akış diyagramı

Ön çalışma kapsamında Kontrol hacminin geometrik tasarımı için ANSYS Design Modeler modülü, kontrol hacminin ağ yapısının oluşturulması için (mesh) ise ANSYS Fluent Meshing modülü kullanılmıştır. Test odasının mesh görüntüsü Şekil 3.34'te verilmiştir.



Şekil 3.34 Modelin ağ yapısının genel görünümü

Sayısal çözümde, duvara gömülü radyant paneldeki soğutulmuş suyun alanı ve test odasındaki hava hareketlerini içeren, hava bölgesi için iki ayrı analiz gerçekleştirilmiştir. Soğutulmuş su alanı sonlu elemanlar yöntemi ile iki boyutta çözülmüş ve test odasındaki hava bölgesi sonlu hacim yöntemi ile üç boyutta çözülmüştür.

Test odasının genel yapısında hava soğutulmuş radyant duvara paralel bir yönde sağlanmaktadır. Sayısal analizde, temel denklemler birbirinden ayrıştırılarak sırasıyla çözülmüştür. Temel denklemlerde, 2. Dereceden türbülanslı kinetik enerji denklemleri ve radyasyon etkisi için ayrık ordinatlar (DO) model kullanılmıştır. Çözücü model olarak basınç ve hız arasındaki ilişkiyi çözmek için tercih edilen SIMPLE seçilmiştir. Panellerdeki soğutulmuş su ve test odasındaki hava analizi için konumsal ayrıklaştırmada en küçük kareler yöntemi kullanılmıştır. Tüm temel denklemlerde (kütle korunumu, momentum, enerji ve radyasyon) sırasıyla 10^{-4}, 10^{-6} 10^{-6} 10^{-4} 'tolerans aralığı verilmiştir. Bu değerlere yaklaşınca her çözümün yakınsak olduğu varsayılarak çözüme son verilmiştir. 3B test odasının analizinde k-ω SST (Kesme Gerilimi Taşıma) türbülans modeli kullanılarak çözülmüştür.

Sınır koşulları, önceki çalışmalarla tutarlılık sağlanarak Camcı vd. [43] deneysel çalışmasına dayanarak tanımlanmıştır. Test odasının sol duvarında mevcut radyant paneller ile soğutma sağlanırken zemin seviyesinden sol duvara paralel sağlanan hava için ayrı sınır koşulları tanımlanmıştır. Boruların içindeki soğutulmuş su akışı iki aşamada çözülmüştür: ilk olarak, su için momentum ve enerji denklemleri çözülmüş ve ardından ortaya çıkan düzensiz sıcaklık dağılımı test odasının duvar

yüzeyine sınır koşulu olarak uygulanmıştır. Tüm katı duvarlar için kaymama koşulu şartı girilmiştir. Oda duvarları çok katmanlı kompozitlerden (dış sıva, yalıtım, gaz beton ve iç sıva) oluşmaktadır ve bu malzeme özellikleri iletimle ısı transferi dikkate alınarak tüm özellikleri ile tanımlanmıştır. Hem hava hem de soğutulmuş su alanları için giriş koşulları hız ve sıcaklık profilleri kullanılarak uygulanmıştır. Tüm çıkışlara basınç koşulları da sağlanmıştır. Tüm katı yüzeyler opak olarak ele alınır ve emisivite değerleri [26, 44]'de girilmiştir. Ayrıca, 5 W/m²·K'lik bir ısı transfer katsayısı ve ortam sıcaklığını serbest akış referansı olarak kullanarak üst yalıtım katmanına bir konveksiyon sınır koşulu uygulanır [42]. Sınır koşullarına genel bir bakış Tablo 3.24 'te verilmiştir.

Tablo 3.24 Sınır koşullarının özeti

Bölge adı	**Sınır şartı**	**Isıl sınır şartı**	**Değer**	
Hava çıkışı	Pressure outlet	-	0 Pa	
Hava girişi	Velocity inlet	-	5 m/s	10 m/s
Zemin	Wall	Konveksiyon	5 W/m^{2}K – 25,4°C	
Tavan	Wall	Konveksiyon	5 W/m^{2}K – 25,4°C	
Yan duvarlar	Wall	Konveksiyon	5 W/m^{2}K – 25,4°C	
Sol duvar	Wall	Adyabatik	-	
Kapı	Wall	Konveksiyon	5 W/m^{2}K – 25,4°C	
Su girişi	Mass flow inlet	Sabit sıcaklık (12,9°C)	0.024 kg/s	
Su çıkışı	Pressure outlet	Sabit sıcaklık (15°C)	0 Pa	
Ortam sıcaklığı	-	Sabit sıcaklık	24,5°C	

Yapılan analizde hesaplanacak değişkenler, sayısal ağ yapısı olarak bilinen geometrik bir alanın, kontrol hacmi veya sonlu sayıdaki eleman gibi alt bölgelere bölünmesiyle çözümlenir. Bu çalışmada, sonuçların güvenilirliğini sağlamak için bir ağ bağımsızlığı çalışması yapılmıştır. Karmaşık ve büyük bir geometri durumundan dolayı hesaplamalı ağ yapısı iki ayrı çözüm alanı şeklinde modellenmiştir: Radyant boru için oluşturulan model ve test odası için oluşturulan model. Soğutulmuş su alanı, tetrahedral elemanlar kullanılarak 2B olarak modellenirken, test odası 3B olarak modellenerek, tetrahedral ağa kıyasla eleman sayısında 1,5 kat azalma sağlayan poly-hex çekirdekli ağ yapısı kullanılmıştır (toplam eleman: 10.673.995). Ağ kalitesi, %3'ten daha az bir varyasyon kriteri ve y^+ <5'lik bir duvar-bitişik hücre koşuluna göre değerlendirilmiştir. Her iki alan için ağ bağımsızlığı doğrulama sonuçları Tablo 3.24 ve 3.26'da ayrıntılı olarak verilmiştir.

Tablo 3.25 Soğutulmuş su alanı için ağ bağımsızlığı sonuçları

Eleman sayısı	**Su çıkış sıcaklığı (ºC)**	**Sapma oranı (%)**
215997	13.8	-
316981	14.19	2.83
450128	14.38	1.34
537812	14.5	0.83
632088	14.51	0.07

Tablo 3.26 Oda ortası yüksekliğine göre hava sıcaklıklarının ağ bağımsızlığı sonuçları

Yükseklik (m)	Ölçülen sıcaklık (°C)	Eleman sayısı				
		12.4 Milyon	10.6 Milyon	8.6 Milyon	4.3 Milyon	1.98 Milyon
2.41	18.9	18.3	18.3	18.3	18.1	18.1
2.13	18.6	18.3	18.3	18.2	18.1	18.0
1.85	18.6	18.31	18.3	18.3	18.2	18.1
1.56	18.5	18.3	18.3	18.2	18.1	18.0
1.28	18.6	18.38	18.4	18.2	18.1	18.0
1	18.6	18.4	18.4	18.3	18.2	18.2
0.71	18.6	18.48	18.5	18.3	18.2	18.2
0.43	18.4	18.57	18.6	18.4	18.3	18.3

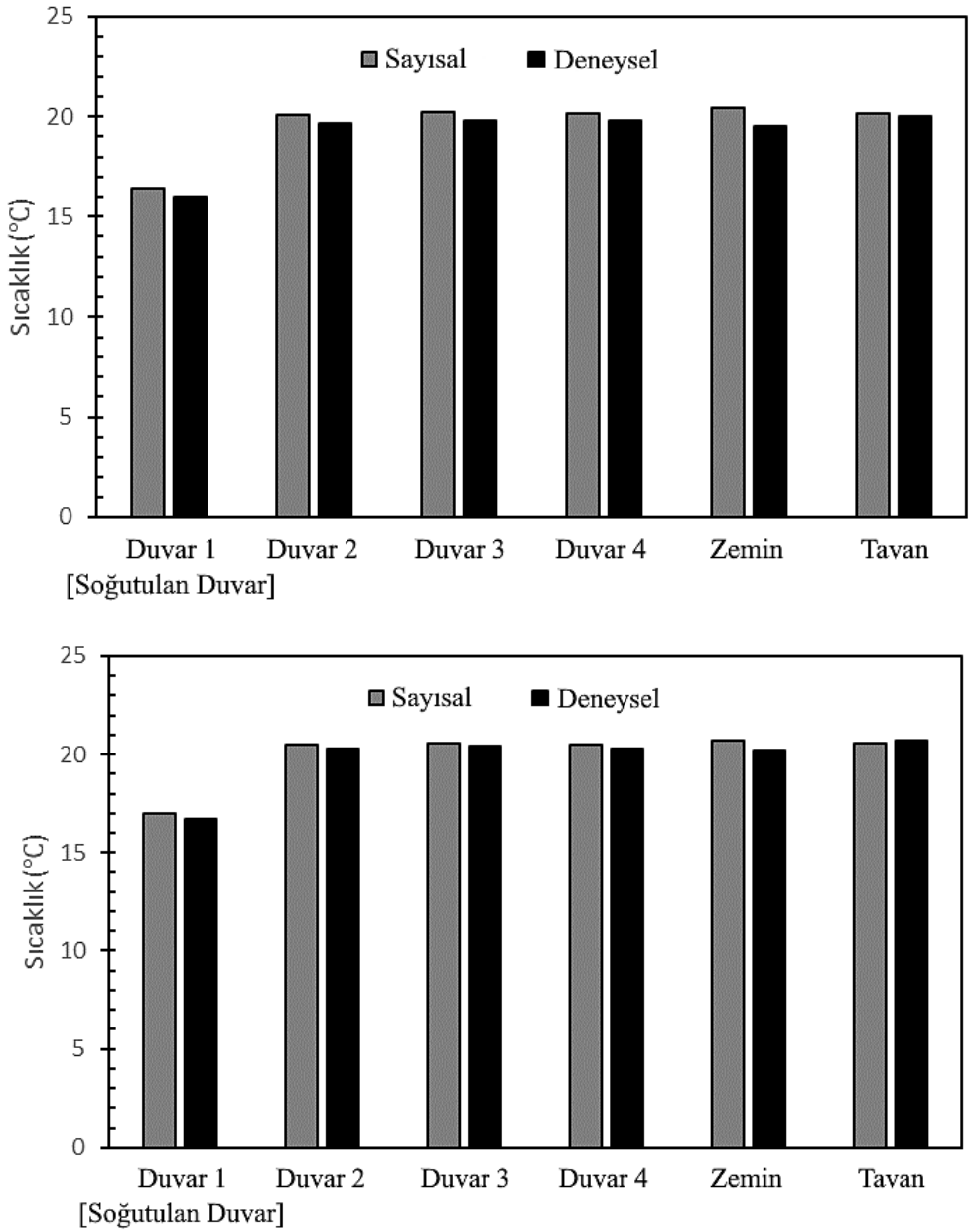
3.4 Sayısal Bulgular ve Ön Değerlendirme

3.4.1 Literatür ile Doğrulama Çalışması

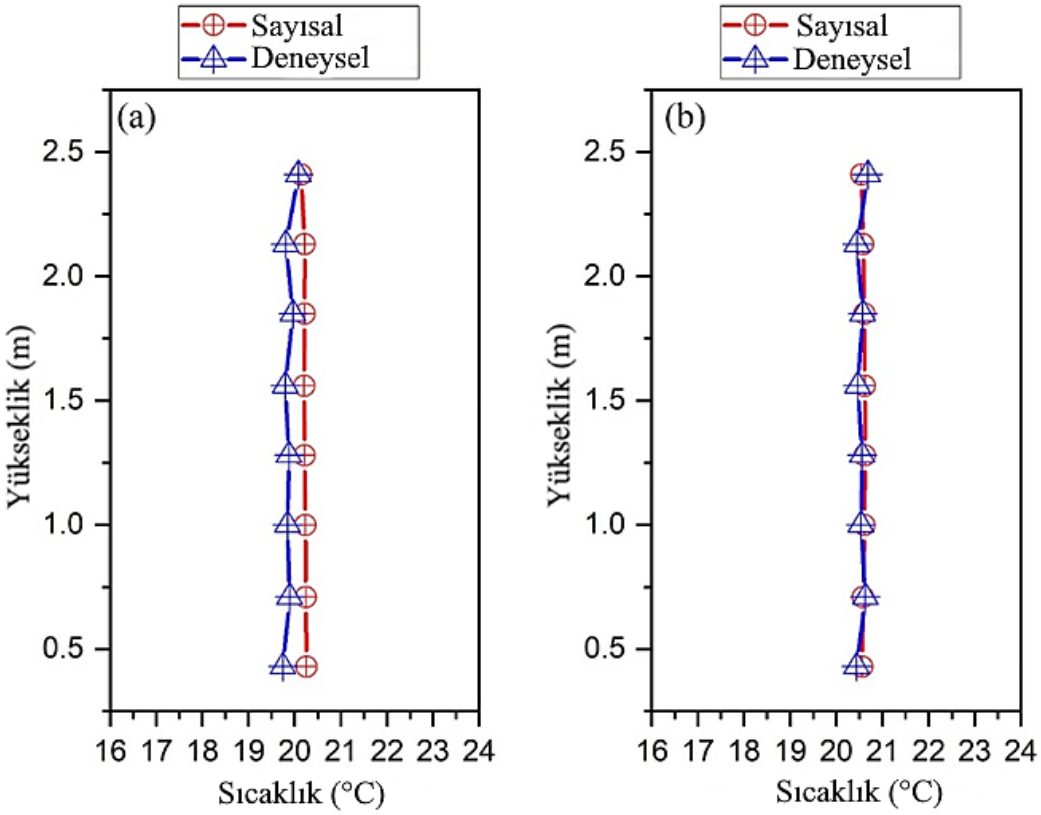
3.4.1.1 Sıcaklığa İlişkin Sonuçlar

Şekil 3.35, tüm yüzeyler için deneysel olarak elde edilen ortalama duvar sıcaklıkları ile sayısal olarak elde edilen değerler arasındaki karşılaştırmayı göstermektedir. Deneysel olarak elde edilen sonuçlar ile sayısal olarak elde edilen sonuçlar arasında önemli bir sıcaklık farkının olmadığı, tüm yüzeyler için ortalama sapmanın %2 civarında olduğu görülmektedir. Bu düşük sapma sonuçları, hesaplamalı model çalışmasının doğruluğunu da göstermektedir. Ayrıca, şekilde görülebileceği gibi, iki hız değeri için elde edilen yüzey sıcaklıklarında önemli bir fark olmaması, ısıl asimetri olgusunun da ortadan kalktığını göstermektedir. Odanın merkezinde çeşitli seviyelerde ölçülen hava sıcaklıkları, sayısal bulgularla birlikte Şekil 3.36'da gösterilmiştir. 5 m/s ve 10 m/s hava hızlarında ve soğuk duvara paralel olarak odaya

gönderilen havanın etkisiyle, elde edilen sıcaklık değerleri farklı yüksekliklerde önemsiz farklılıklar göstermiştir. Öte yandan, sayısal olarak elde edilen verilerde deneysel olarak elde edilen sonuçlara kıyasla nispeten küçük farklılıklar oluşmuştur. Ayrıca, odadaki sıcaklıklar farklı hava hızlarında yaklaşık 20 ◦C idi. Şekil 3.35 ve 3.36, yüzey sıcaklığı dağılımlarını ve odanın merkezindeki hava sıcaklıklarını göstermektedir ve bu, deneysel çalışmada toplanan verilerin sabit durum koşullarında olduğunu göstermektedir. Farklı hava hızları için deneysel veriler kullanılarak model doğrulaması yapıldıktan sonra, odadaki duvarların yüzey sıcaklık dağılımları incelenmiştir.



Şekil 3.35 Duvarlardaki sıcaklık değerlerinin sayısal ve deneysel sonuçlarının kıyaslanması (a) 5 m/s; (b) 10 m/s için

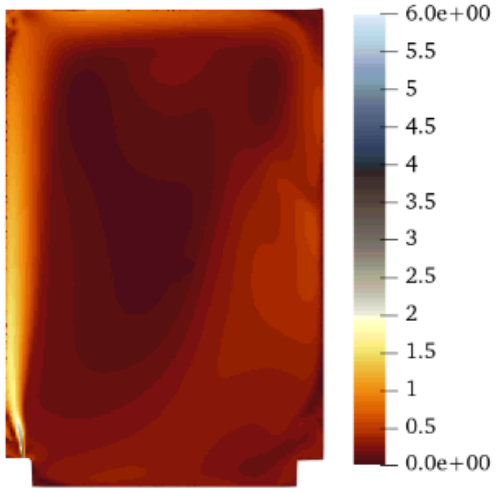
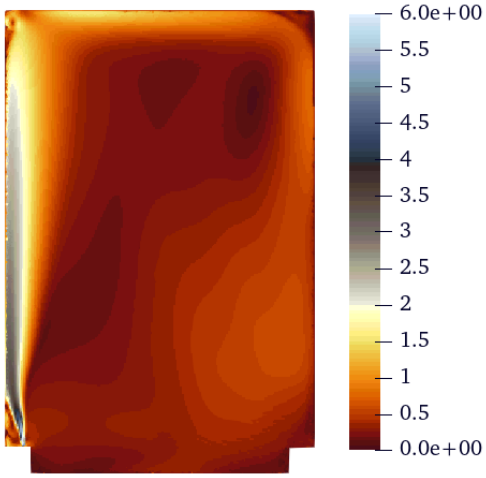


Şekil 3.36 (a) 5 m/s için; (b) 10 m/s için orta nokta sıcaklık değişiminin sayısal ve deneysel sonuçlarının kıyaslanması

3.4.1.2 Hava Hızlarına İlişkin Sonuçlar

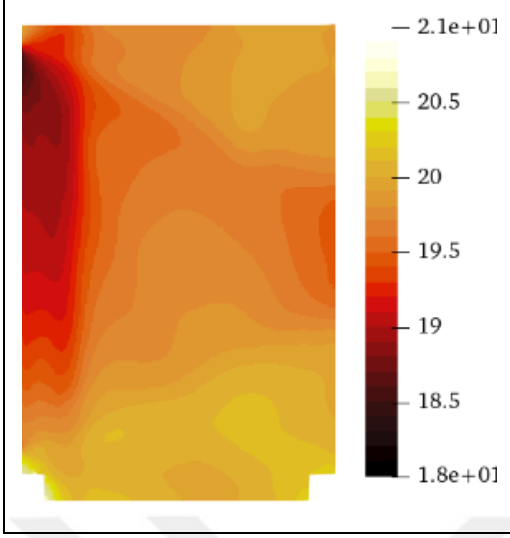
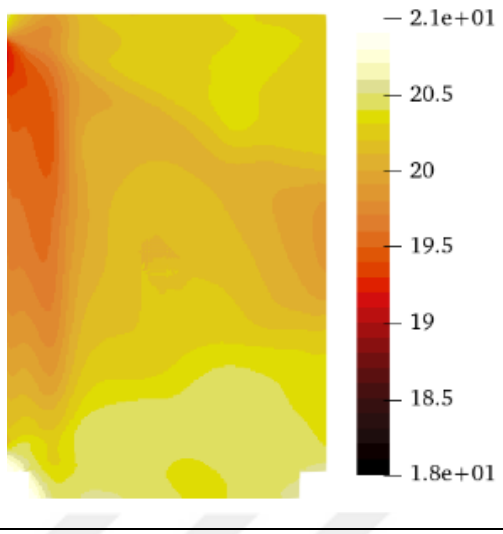
Şekil 3.37, difüzörden odaya gönderilen farklı hızlardaki havanın hız dağılımını göstermektedir. Tüm durumlarda, zemin seviyesindeki difüzör çıkışında hava hızı yüksek olduğundan bu bölge şekilde gri renkle temsil edilmiştir. Hava hızları, yerçekimi etkisiyle ve yan duvar boyunca yükseldikçe azalma eğilimi göstermektedir. Şekiller, tavan bölgesinde bir sirkülasyon hareketinin oluştuğunu ortaya koymaktadır. Bu sirkülasyonun etkisi, özellikle baş ve ayak bileği seviyelerinde belirgin şekilde izlenmektedir. Ayrıca, difüzör çıkışındaki hava besleme hızı, odadaki serbest akış hava hızından farklılık göstermektedir. Soğutulmuş duvarın sınır tabakası bölgesindeki ortalama hava hızının, 5 m/s besleme hızında yaklaşık 1,2 m/s; 10 m/s besleme hızında ise yaklaşık 2,5 m/s olduğu gözlenmiştir. Odaya giren hava, yerden yükselerek ortamdaki bir kişinin baş seviyesine kadar ulaşabilmektedir. Hava akımı, saat yönünün tersine doğru dairesel bir hareket oluşturmaktadır. Bazı durumlarda ise hava, zemine paralel ilerleyerek karşı duvar yüzeyinden yansıyarak iç hacimde dağılmaya devam etmektedir. Yüzey

sıcaklıkları ve emisivite farklılıklarına bağlı olarak tüm cisimler çevreleriyle ısıl radyasyon alışverişinde bulunur. Bir kişinin ısıl konfor algısı, özellikle geniş pencereler gibi radyant sıcaklık farklarının fazla olduğu bölgelerde bu radyant etkiden ciddi şekilde etkilenebilir. Ayrıca beklentiler, kıyafet uyumu, metabolik ısı üretimi, sağlık durumu ve beslenme gibi kişisel faktörler ile hava sıcaklığı, hava hızı, bağıl nem ve çevresel koşulların tekdüzeliği gibi fiziksel faktörlerin tümü ısıl konfor üzerinde belirleyici rol oynar.

5 m/s	**10 m/s**
	

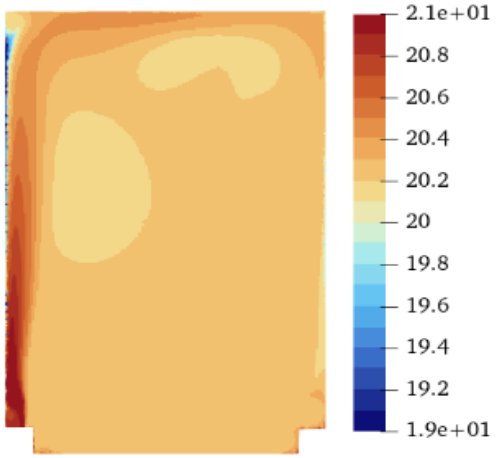
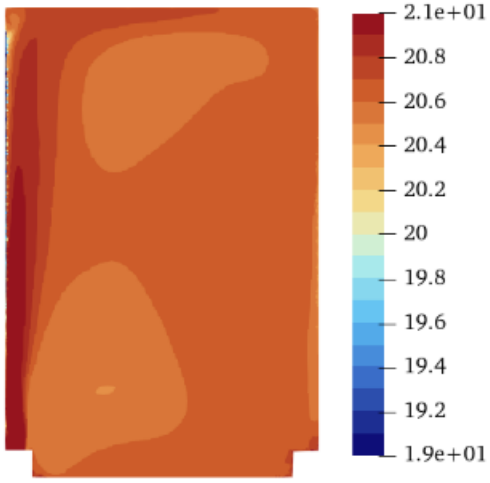
Şekil 3.37 5 m/s ve 10 m/s besleme hava hızı için hız konturları

Şekil 3.38, 5 ve 10 m/s için radyant sıcaklık konturlarının sayısal sonuçlarını göstermektedir. Şekil 3.38'de radyasyon modeli olarak DO kullanılmış ve değerlendirme bu model ile yapılmıştır. Konfor hesaplamaları için odanın her yerinde radyasyon sıcaklık alanına sahip olmanın böyle bir yöntem için gerekli olduğu belirlenmiştir. Şekil 3.38, hava besleme hızı 5 m/s olduğunda, soğutulmuş radyant duvarın radyant sıcaklığının 10 m/s hava hızına kıyasla daha düşük olduğunu göstermektedir. Ayrıca, hava besleme hızı 10 m/s olduğunda, odadaki radyant sıcaklık dağılımı, hava hızı 5 m/s olduğunda olduğundan daha düzgündür. Bu duruma katkıda bulunan birincil faktör, iletilen havanın hızıyla kolaylaştırılan önemli sirkülasyon kapasitesidir.

5 m/s	10 m/s
	

Şekil 3.38 5 m/s ve 10 m/s besleme hava hızı için radyant sıcaklık konturları

Bir odadaki ısıl konforu etkileyen bir diğer temel faktör, mekân içindeki hava sıcaklığının dağılımıdır. Şekil 3.39, belirtilen hızlar için odadaki sıcaklık dağılımını göstermektedir. Şekil 3.39, çalışılan hızlar için soğutulmuş radyant duvarın yakınındaki hava sıcaklıklarının tavana yakın yerlerde zemin seviyesine yakın yerlerdeki hava sıcaklıklarına kıyasla daha düşük olduğunu göstermektedir. Bu durumun temel nedeni, duvarın üst kısmından soğutulmuş suyun, radyant duvara gönderilmesidir. Ek olarak, havanın enerjisi, çoğunlukla yerçekimi kuvveti nedeniyle, slot difüzöründen odaya doğru hareket ederken azalır. Sonuç olarak, bu, soğutulmuş duvarın daha yüksek bölümlerindeki havanın sıcaklığında bir azalmaya yol açar. Sıcaklık farkı, soğuk duvar ile slot difüzörler aracılığıyla odaya giren hava arasındaki etkileşimin, tavan ve orta seviyeye kıyasla alt seviyede daha az olması nedeniyle oluşur. Ayrıca, 10 m/s'lik bir hava besleme hızıyla, daha yüksek beslenen hava hızının yüksek enerji potansiyeli nedeniyle, odanın içindeki hava sıcaklığının dağılımı 5 m/s'lik bir hava hızına kıyasla daha homojendir.

5 m/s	10 m/s
	

Şekil 3.39 5 m/s ve 10 m/s besleme hava hızı için hava sıcaklığı konturları

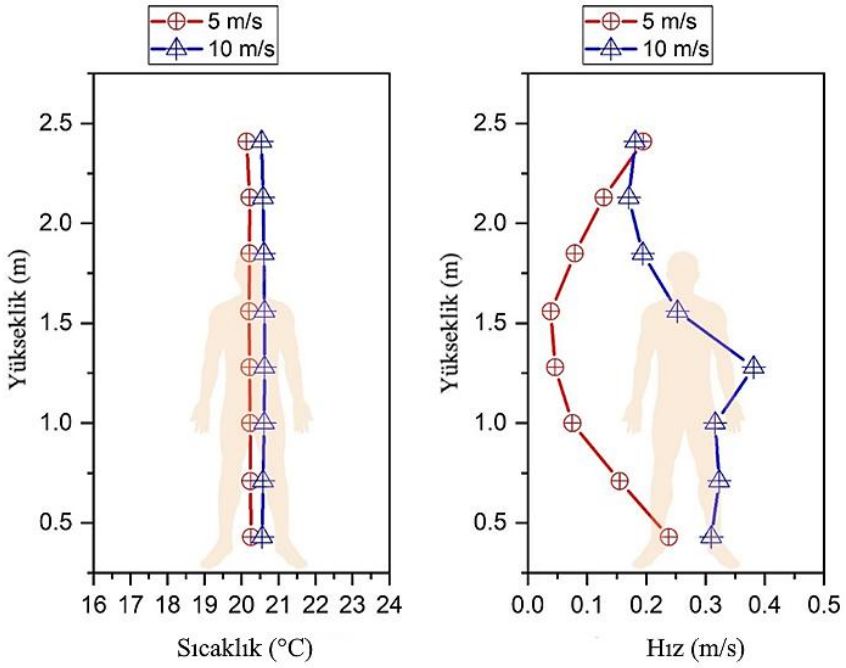
3.4.1.3 PMV ve PPD Sonuçları

Odanın merkezindeki farklı yüksekliklerdeki sıcaklık dağılımı, ısıl konfor elde etme olasılığını değerlendirmede önemli bir rol oynar [47]. Bu çalışmada hava sıcaklığı ayak bileği (y = 0,1 m), solunum bölgesi (y = 1,1 m) ve baş seviyesi (y = 1,7 m) noktalarında incelenmiştir. Baş ile ayak bileği arasında önerilen azami dikey sıcaklık farkı 3 ºC'dir [48] ve ölçümlerin büyük kısmı bu sınırın içindedir. Rahatsız edici akım hissini önlemek için işgal edilen bölgedeki ortalama hava hızının 0,15 m/s'nin altında tutulması gerektiği de bilinmektedir [49].

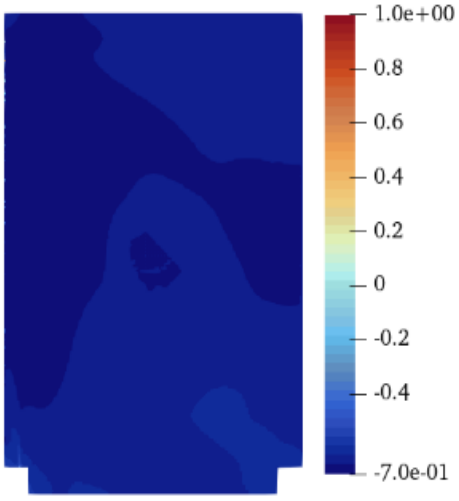
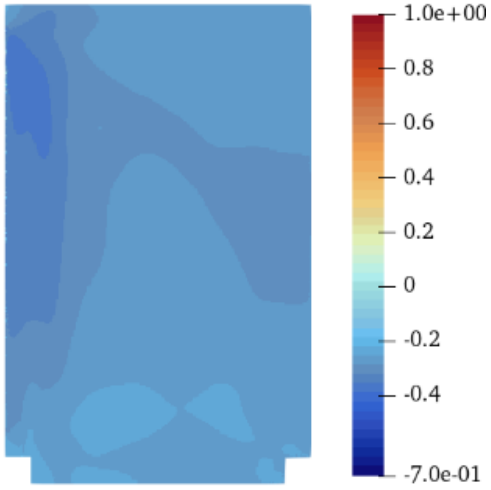
Hava hızı, insan ısıl konforu için de önemli bir unsur olabilir. Isıl mankenin bulunduğu odadaki sıcaklık ve hız dağılımı, Şekil 3.40a ve 3.40b ile nicel olarak gösterilmiştir. Bu şekiller, besleme havası duvara paralel yönlendirildiğinde sırasıyla 5 m/s ve 10 m/s hava besleme hızları için dağılımı göstermektedir. Isıl manken üzerindeki sıcaklık dağılımının verildiği Şekil 3.40a'da, ayak bileği ile baş arasındaki sıcaklık farkının maksimum 3ºC olduğu varsayılan ısıl konfor koşullarında [48] verilen koşulları karşıladığı açıkça anlaşılmaktadır. Şekil 3.40b, farklı hızlar için ısıl manken varlığında odanın içindeki hava hızlarının dağılımını göstermektedir. Şekil incelendiğinde, referans [49]'ta verilen ısıl konfor koşullarından biri olan rahatsız edici hava akımı hissinin, 5 m/s hava giriş hızında ayak bileği seviyesi hariç karşılandığı görülmektedir. Ancak, 10 m/s hava hızında,

ısıl manken üzerindeki hava hızlarının dağılımı göz önünde bulundurulduğunda, yüksek hava giriş hızı nedeniyle ısıl konfor koşulunun karşılanmadığı görülebilir. Qin vd. [27] tarafından yapılan çalışmada, taze hava besleme sıcaklığı 24 °C olduğunda ve tipik konvektif klima sistemlerinde giriş hava hızı 2 ila 5 m/s arasında değiştiğinde, simüle edilen koşullar altında iç mekân hava hızının 0,5–0,8 m/s seviyelerine ulaştığı bildirilmiştir [50–52]. Bu durum, konvektif klima kullanan bireylerin, radyant soğutma paneli kullanılan ortamlardaki bireylere kıyasla daha yüksek hava akımına maruz kaldığını ortaya koymaktadır. HVAC uygulamalarının amacı, kişilere konforlu, ısıl bir ortam sağlamaktır. İnsanların zamanlarının %90'ından fazlasını içeride geçirdikleri göz önüne alındığında, HVAC sistemlerinin ısıl özellikleri açısından ürettiği iç mekân alanlarını değerlendirmek kritik öneme sahiptir. Bireylerin ne kadar sıcak hissettiğinin ölçülmesi yoluyla, PMV olarak bilinen sentetik bir parametre sıcaklığı belirlemek için kullanılabilir. Tablo 2.2'de görüldüğü gibi, PMV, insan vücudunun ısıl algısını (soğuk) temsil eden +3'ten (sıcak) -3'e kadar giden yedi noktalı bir derecelendirme sistemidir [35]. Örneğin, PMV (soğuk veya sıcak hissi) oldukça yüksek veya oldukça düşük olduğunda her iki senaryoda da PPD değerinin yükseldiğini ve 0'ın en iyiyi yansıtan nötr bir değer olduğunu gözlemleyebiliriz. PMV değeri, fiziksel ve çevresel koşulların birleşiminden elde edilen veriler kullanılarak hesaplanır. Fiziksel koşullara; insan vücudunun metabolik enerji üretim hızı ve giyim yalıtım düzeyi örnek olarak verilebilirken, çevresel koşullar; ortam sıcaklığı, bağıl nem, hava hızı ve ortalama radyant sıcaklık gibi parametreleri kapsamaktadır. PMV değeri, ISO 7730 [35] ve ASHRAE 55 [36] gibi uluslararası standartlarda tanımlanan sınırlar dâhilinde olmalı ve Tablo 2.2'de belirtilen aralıklar çerçevesinde değerlendirilmelidir. Şekil 3.41, elde edilen PMV değerlerinin ISO 7730 standardı kapsamında değerlendirilmesine olanak tanımakta; böylece test edilen senaryolarda ısıl konfor düzeylerinin standartlara uygunluk durumu görsel olarak ortaya konulmaktadır. Humphreys ve Nicol [53], ısıl konforun hassas bir şekilde sağlanabilmesi için PMV değerinin, ideal olarak ±0,1 birimlik bir aralıkta, kullanıcıların gerçek ortalama oylarıyla uyumlu olması gerektiğini ileri sürmektedir. Bu durum, oldukça yüksek bir doğruluk kriterini temsil etmektedir ve mevcut hiçbir ısıl konfor indeksinin bu seviyede bir geçerliliğe ulaşması mümkün olmayabilir. Son olarak, Şekil 3.42, Humphreys'in önerdiği PMV modeli doğrultusunda, ±0,25 birimlik bir aralık çerçevesinde elde edilen sonuçların

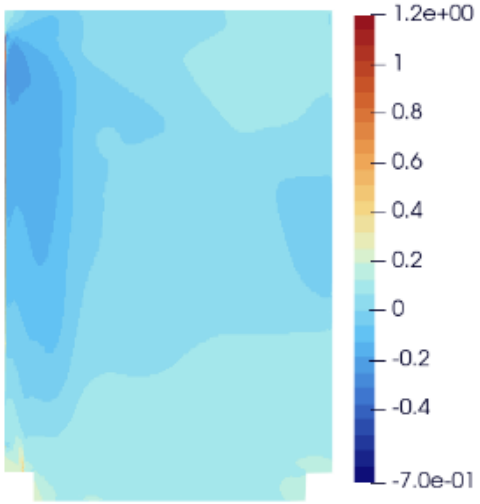
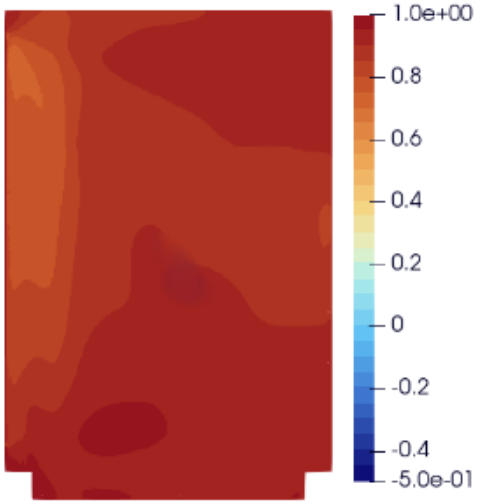
değerlendirilmesini sağlamakta ve modelin öngördüğü tolerans sınırları içinde kalan sapmaların kabul edilebilir olduğunu görsel olarak ifade etmektedir.



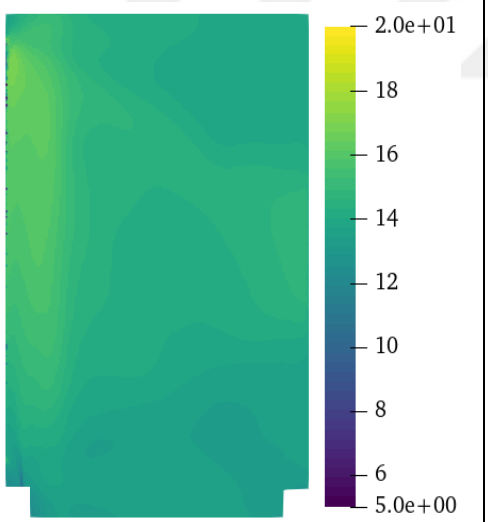
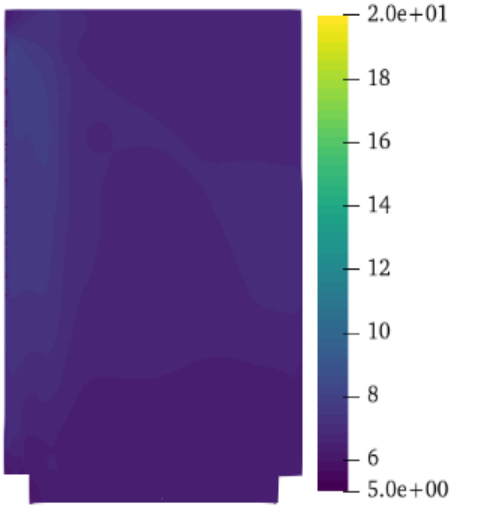
Şekil 3.40 Besleme havası duvara paralel yönlendirildiğinde sayısal sonuçlar (a) 5 m/s ve 10 m/s boyunca numune mankeni boyunca sıcaklık değişimi; (b) 5 m/s ve 10 m/s boyunca test odasında numune mankeni boyunca hız değişimi

5 m/s	**10 m/s**
	

Şekil 3.41 Fanger [54] modeli kullanılarak, 5 m/s ve 10 m/s besleme hava hızları için hesaplanan PMV konturları

5 m/s	10 m/s
	

Şekil 3.42 Humphyres [53] modeli kullanılarak 5 m/s ve 10 m/s besleme hava hızı hesaplanan PMV konturları

5 m/s	10 m/s
	

Şekil 3.43 Fanger [54] modeli kullanılarak, 5 m/s ve 10 m/s besleme hava hızları için hesaplanan PPD konturları

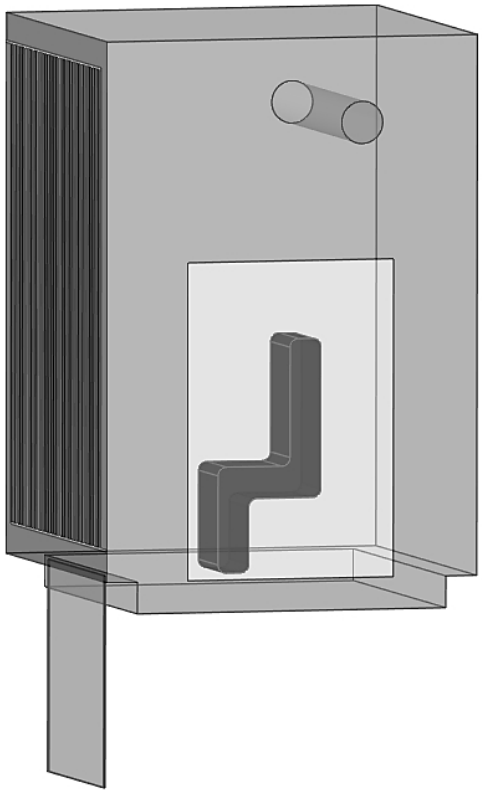
Ön çalışma kapsamında, duvardan radyant soğutmalı ve zemin seviyesinde slot difüzör kullanılan bir test odasının ısıl konforunu değerlendirmek amacıyla hibrit bir model oluşturulmuştur. Difüzörden duvara paralel yönde, 5 m/s ve 10 m/s hava hızlarıyla yapılan besleme senaryoları için model, deney verileriyle uyumlu sonuçlar vermiştir. Çalışma; ortam sıcaklığı, duvar sıcaklık dağılımı ve hava hızı

gibi parametreleri belirleyerek, odanın iç hava kalitesinin ve ısıl konfor koşullarının değerlendirilmesini sağlamıştır. PMV ve PPD sonuçları, 5 m/s hava hızında ısıl konforun sağlanamadığını, yalnızca soğutulmuş duvarın yakınında 10 m/s'de konfor koşullarının sağlandığını göstermektedir. PMV modeli, ISO 7730 gibi uluslararası standartlarda yaygın olarak kullanılmakla birlikte, çeşitli dış etkenler modelin doğruluğunu etkileyebilmektedir. Sonuç olarak, Humphreys'in önerdiği PMV modeli korelasyonu geliştirilmiş güvenilirlik için kullanılmıştır. Önerilen model sonuçlarına göre, duvara paralel yapılan beslemede 5 m/s hava hızında ısıl konfor sağlanmakta; 10 m/s hızda ise konfor bazı bölgelerde bozulmaktadır. Hem hava hem de ortalama radyant sıcaklıklarını hesaba katarak, panelden gelen radyant soğutma, konforun korunmasında çok önemlidir. Sonuç olarak, doğrulanmış hibrit 3D HAD yaklaşımı ve elde edilen sonuçlar, karşılaştırılabilir büyüklükteki iç mekanların ısıl konfor performansının değerlendirilmesine katkı sağlayacaktır.

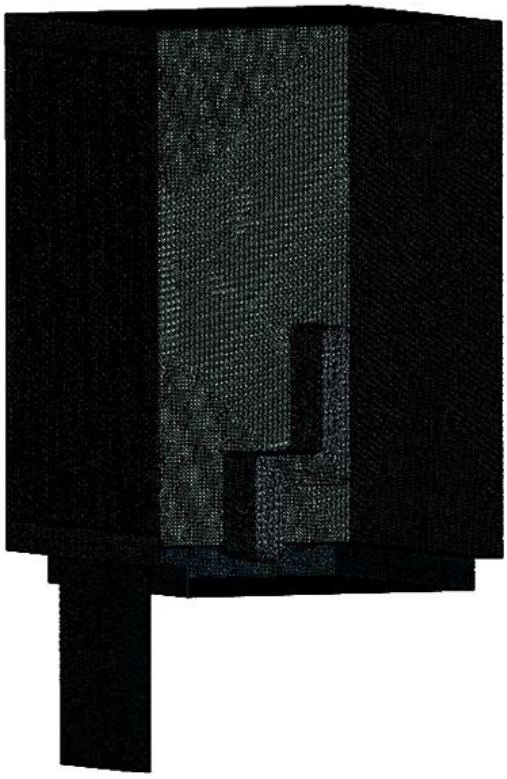
Radyant duvar soğutması, ısıl konfor üzerinde belirleyici bir etkiye sahiptir ve elde edilen sonuçlar, ileride yapılacak deneysel çalışmalar için sayısal temel sağlayacaktır.

3.4.2 Termal Manken Varlığında Sayısal Analiz Değerlendirmesi

Termal mankensiz ve ısı kaynaksız yapılmış olan Camcı vd. [43]'nin sol duvar üflemeli deneysel çalışması ile ön sayısal modelin doğrulanmasından sonra, mevcut sol duvardan hava üflemeli deneysel senaryosunda iç mekânda bulunan ısıyı temsil etmek üzere, sabit 100 W'lık bir ısıl yük yayan oda merkezi konumunda ısıtılmış bir manken doğrulanmış sayısal modele dahil edildi (Şekil 3.44a). Mankenin eklenmesiyle oluşturulan sayısal geometriye ait hacim ağı yapısı ise Şekil 3.44b'de gösterilmektedir. Model, gerçek iç mekân çevre koşullarını doğru bir şekilde yansıtacak şekilde oluşturuldu.



a)

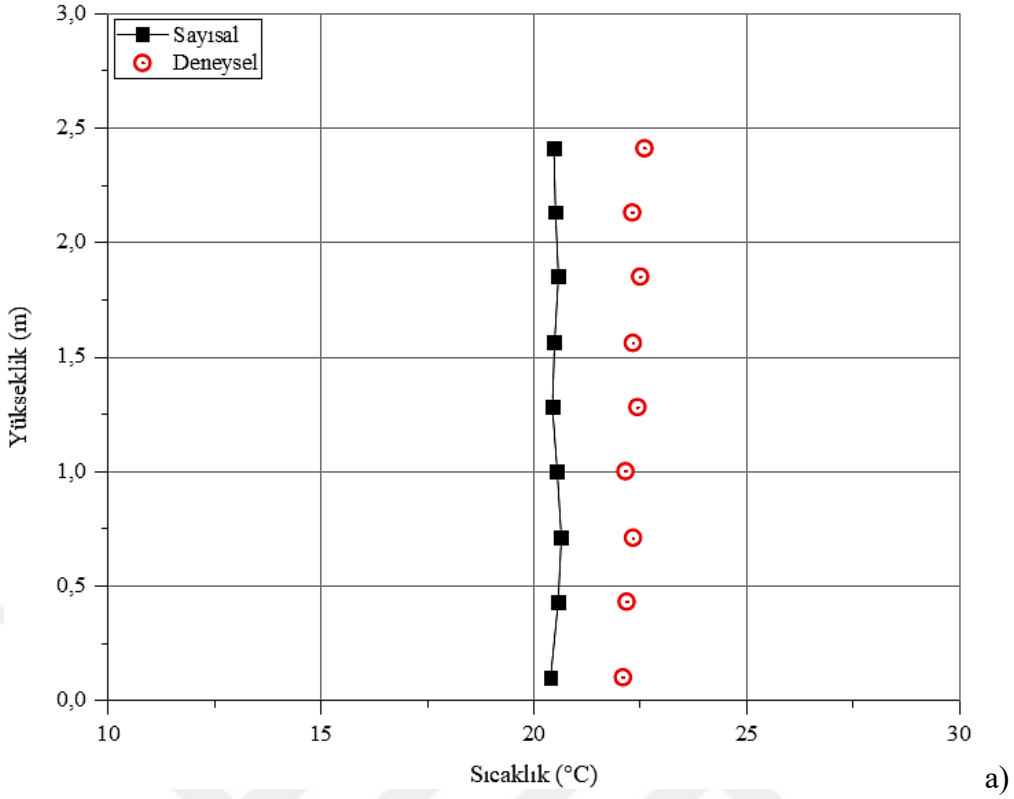


b)

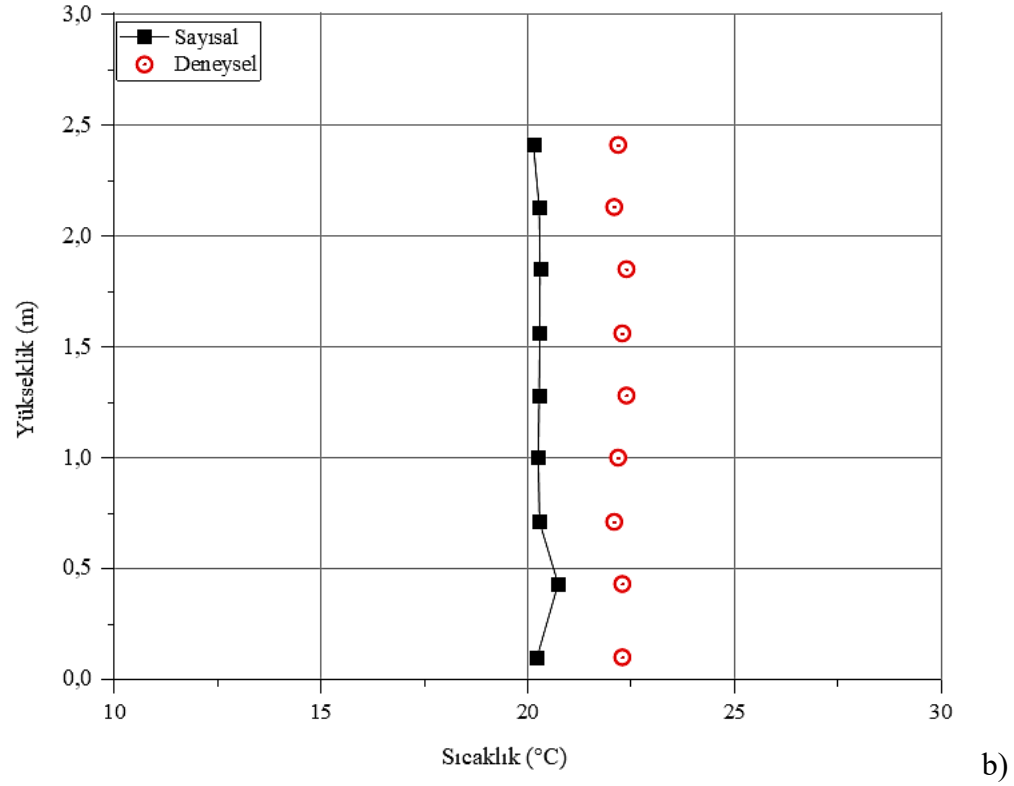
Şekil 3.44 Simüle edilmiş test odasının izometrik görünümünde, merkezde yer alan mankenin (100 W) mevcut deneysel senaryosunun sayısal modeli (a) geometrik model, (b) oluşturulan hacim ağı (mesh) yapısı

3.4.2.1 Sıcaklıklara İlişkin Sonuçlar

Şekil 3.45a ve 3.45b, 5 m/s ve 10 m/s besleme havası hızları için oda merkez düzlemindeki dikey hava sıcaklığı dağılımlarını deneysel ölçümler ve sayısal analiz tahminleriyle karşılaştırarak göstermektedir. 5 m/s durumunda, deneysel hava sıcaklığı 0,1 m'de 22,1 °C ve 1,1 m'de 22,2 °C olup, bu da 0,1 °C'lik dikey bir sıcaklık farkına neden olmaktadır. Buna karşılık, sayısal analiz, aynı yüksekliklerde 20,4 °C ve 20,6 °C sıcaklıklar öngörmekte olup, bu da yaklaşık 0,15 °C'lik bir farka karşılık gelmektedir. 10 m/s hız durumunda, deneysel hava sıcaklığı 0,1 m'de 22,3 °C ve 1,1 m'de 22,2 °C olup, yine 0,1 °C'lik dikey sıcaklık farkı vermektedir. Sayısal analiz sonuçları 20,3 °C ve 20,4 °C sıcaklıklar göstermekte ve yaklaşık 0,1 °C'lik bir fark ortaya koymaktadır. Her iki çalışma koşulunda da deneysel ve sayısal sıcaklık profilleri 0,1 m ile 1,1 m arasında benzer dikey eğilimler sergilemekte ve ani sıcaklık değişimleri gözlemlenmemektedir.



a)



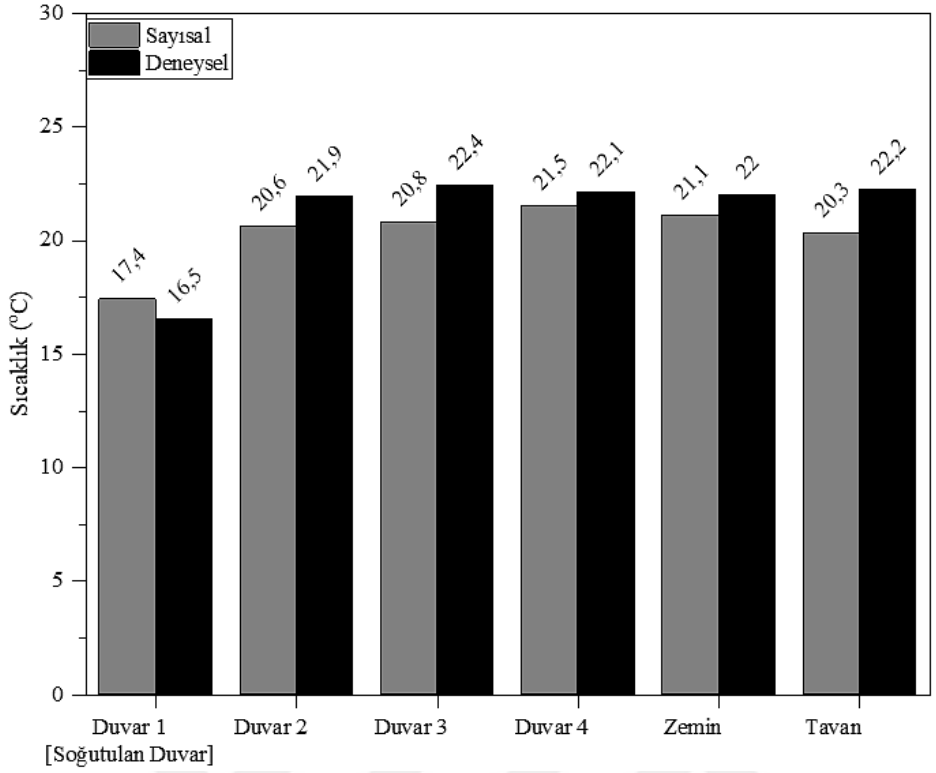
b)

Şekil 3.45 (a) 5 m/s için (b) 10 m/s besleme hava hızı için oda orta noktasındaki sıcaklık değişiminin sayısal ve deneysel sonuçlarının kıyaslanması

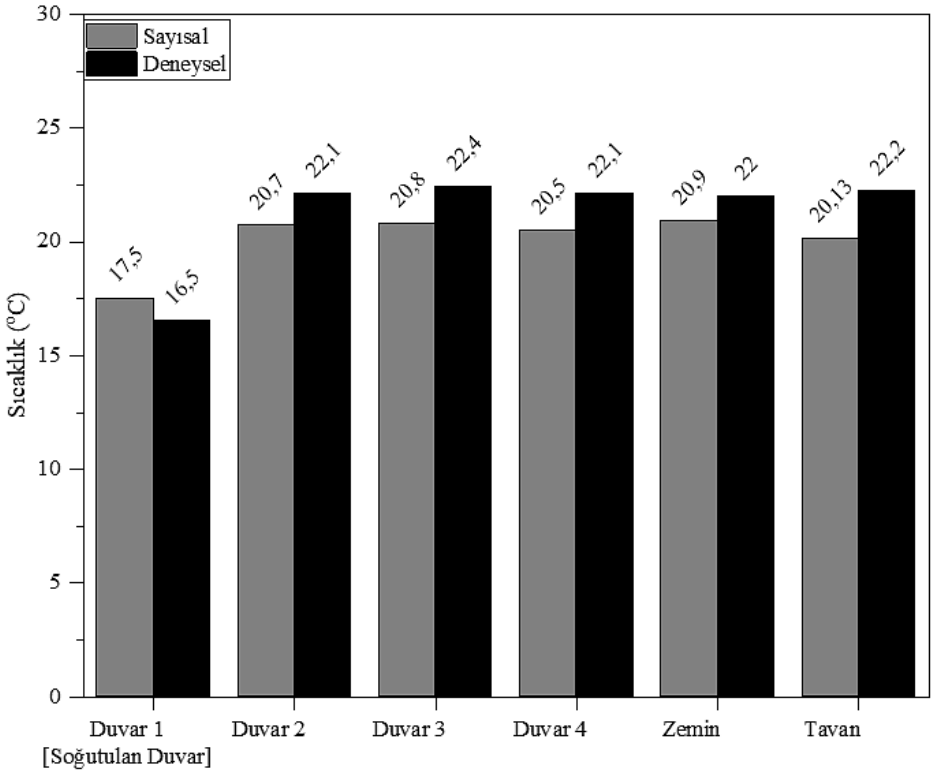
Sayısal analiz modeli, tüm yüksekliklerde deneysel ölçümlere kıyasla hava sıcaklığından yaklaşık 1,8–2,1 °C daha düşük tahmin etmekte olup, bu da yaklaşık %7–9'luk bir sapmaya karşılık gelmektedir. Bu sapmaya rağmen, sıcaklık profillerinin şeklindeki benzerlik, dikey sıcaklık dağılımı açısından sayısal analiz sonuçları ile deneysel veriler arasında iyi bir uyum olduğunu göstermektedir. Genel olarak, sonuçlar hem 5 m/s hem de 10 m/s çalışma koşullarında, oda merkezindeki termal alanın nispeten homojen kaldığını ve HAD modelinin test odasının dikey sıcaklık davranışını tutarlı bir şekilde yakaladığını, böylece hava akışı, sıcaklık ve ısıl konfor parametrelerinin daha fazla analizi için güvenilir bir temel sağladığını göstermektedir.

Şekil 3.46a ve 3.46b, 5 m/s ve 10 m/s besleme havası hızları için oda sınırlarının deneysel olarak ölçülen ve HAD ile tahmin edilen yüzey sıcaklıklarını karşılaştırmaktadır. Değerlendirilen yüzeyler arasında soğutulan duvar (Duvar 1), kalan duvarlar (Duvarlar 2-4), zemin ve tavan bulunmaktadır.

Oluşturulan HAD modelinin geçerliliğini test etmek amacıyla yapılan duvar sıcaklığı kıyaslamaları, sayısal sonuçların deneysel verilerle büyük ölçüde örtüştüğünü göstermektedir. Grafiklerde görüldüğü üzere, radyant panelin entegre edildiği "Duvar 1" (Soğutulan Duvar), her iki hava hızı senaryosunda da en düşük sıcaklık değerlerine sahiptir; sayısal modelde yaklaşık 17,4 °C olarak hesaplanan bu değer, deneysel ölçümlerde 16,5 °C olarak kaydedilmiştir. Diğer iç yüzeyler (Duvar 2, 3, 4, Zemin ve Tavan) incelendiğinde, sayısal ve deneysel veriler arasındaki farkın oldukça düşük olduğu ve modelin odadaki genel ısıl dengeyi başarıyla simüle ettiği görülmektedir. 10 m/s hız durumunda artan taşınım etkisiyle duvar sıcaklıklarında gözlenen küçük değişimler, HAD analizleri tarafından hassasiyetle yakalanmıştır. Sonuç olarak, sayısal model ile deneysel ölçümler arasındaki bu tutarlılık, PMV ve sıcaklık dağılımı bulgularının bilimsel güvenilirliğini doğrulamaktadır.



a)



b)

Şekil 3.46 Duvarlardaki sıcaklık değerlerinin sayısal ve deneysel sonuçlarının kıyaslanması (a) 5 m/s; (b) 10 m/s için

Tablo 3.27'de özetlendiği gibi, radyant soğutma ve hibrit havalandırma sistemlerinin önceki doğrulama çalışmaları, HAD tahminlerinin güvenilirliğini değerlendirmek için çok çeşitli deneysel ve kıyaslama tabanlı yaklaşımlar kullanmaktadır. Qin vd. [27], özel bir temiz hava beslemesi ile birleştirilen radyant soğutma sisteminin PMV tabanlı doğrulanmasına odaklanmış ve sayısal sonuçlar ile teorik konfor tahminleri arasında yaklaşık %7,2'lik ortalama bağıl hata raporlamıştır. Çalışmada ayrıca iç mekân hava hızlarının ve PMV değerlerinin kabul edilebilir termal konfor sınırları içerisinde kaldığı belirtilmiştir. Son olarak, Ye vd. [29] tam ölçekli deneysel verileri kullanarak tavan radyant soğutma ve duvara entegre havalandırma senaryosunun doğrulamasını gerçekleştirmiştir. Elde edilen sonuçlarda dikey hava sıcaklığı ve ısı transferi ölçümlerinde maksimum %6,4 oranında sayısal hata raporlanmış olup, bu sonuçlar minimum sayısal belirsizliği ortaya koyan ağ bağımsızlığı analizi ile desteklenmiştir. Teixeira vd. [77], sayısal sonuçlar ile oda ölçekli deneysel hava sıcaklığı ve hız alanı ölçümleri arasında doğrudan bir karşılaştırma yapmış ve %20 yerel sapmalar mevcut olsa da ortaya çıkan PMV değerlerinin ve PPD sınıflandırmalarının pratik olarak değişmeden kaldığını, böylece konfor indekslerinin birincil doğrulama kriteri olarak kullanımını desteklediğini göstermiştir. Xie vd. [78], sayısal modellerini radyatif ve doğal konvektif ısı akıları için ASHRAE referans verilerine karşı doğrulamış ve ortalama %10-15 mertebesinde farklılıklar bildirmiş, bu tutarsızlıkları yüzey radyatif özellikleri ve konvektif ısı transferi modellemesindeki varsayımlara bağlamıştır. Tam ölçekli ölçümlere dayalı doğrulama çalışmaları Lee vd. [79] tarafından da rapor edilmiştir. Söz konusu çalışmada HAD tahminleri, deneysel olarak elde edilen dikey sıcaklık profilleri ve duvar yüzey sıcaklıkları ile karşılaştırılmış ve %20'nin altındaki bağıl hata değerlerinin radyant panel sistemlerinin ısıl performansının değerlendirilmesi açısından kabul edilebilir olduğu sonucuna varılmıştır. Kamar vd. [80] ise bu yaklaşımı genişleterek temel HAD modellerini hava sıcaklığı, hava hızı ve bağıl nem için elde edilen uzun süreli saha ölçümleri ile doğrulamıştır. Ayrıca, gerçekleştirilen ağ yakınsama analizi ile sayısal modelin güvenilirliği değerlendirilmiş ve hava akışı tahminlerinde %18'e kadar sapmalar rapor edilmiştir. Literatürde rapor edilen doğrulama stratejileri ve sapma aralıklarıyla uyumlu olarak, bu çalışmada sayısal ve deneysel sonuçlar arasında hava akışı özellikleri ve PMV dağılımı açısından iyi bir uyum elde edilmiştir. Hava sıcaklığı ve radyant duvar yüzey sıcaklıklarında gözlenen %9'a

kadar olan yerel sapmaların ise radyant soğutma sistemleri için literatürde bildirilen kabul edilebilir sınırlar içinde kaldığı belirlenmiştir.

Tablo 3.27 Literatürdeki benzer çalışmalara ait sistem özellikleri ve sayısal-deneysel doğrulama sonuçlarının karşılaştırılması

Araştırmacılar	**Test odası**	**Sistem**	**Oda boyutu**	**Grafik bilgileri (X-Y eksen)**	**Hata**
Catalina vd. [22]	MINIBAT (INSA de Lyon, Fransa), iklim ve termal kontrollü tam ölçekli oda	Kılcal borularla donatılmış radyant soğutma tavan panelleri	3,10 x 3,10 x 2,50 m³ (24.025 m³)	Oda yüksekliği (m)-Sıcaklık (°C) (Doğrulandı) Hız dağılımı PMV dağılımı	Hava sıcaklığı ± 0,5 °C
Teixeira vd. [77]	Örnek bir test odası	Havalandırma-tavandan besleme	7,3 x 3,5 x 3,4 m³ (86,87 m³)	Hız, Sıcaklık, Bağıl Nem (%) (Doğrulandı) Sıcaklık dağılımı Hız dağılımı	Hava sıcaklığı ortalama yüzde sapma yaklaşık %20 Hava hızında sapma yaklaşık %40
Chiang vd. [23]	Ofis ortamını simüle eden test odası	Mekanik havalandırma-tavandan beslemeli	10,14 x 7,6 x 2,9 m³ (223,486 m³)	Oda yüksekliği (m)-Sıcaklık (°C) (Doğrulandı) Yükseklik (m)- Hız (m/s) PMV-Yükseklik (m)	İç mekân hava sıcaklığı %1,67 Ortalama hata %1,05
Xie vd. [78]	Tavan tipi radyant soğutmalı test odası	Tavan radyant soğutma paneli	-	Panel yüzey sıcaklığı-radyasyon ısı akısı Qr	Radyasyon ısı akısı (Qr) ve doğal konveksiyon ısı akısı %10 Soğutma kapasitesi %15

Tablo 3.27 Literatürdeki benzer çalışmalara ait sistem özellikleri ve sayısal-deneysel doğrulama sonuçlarının karşılaştırılması (devamı)

Lee vd. [79]	Chiba'da (Japonya) bulunan tam ölçekli oda modeli	Doğal havalandırmalı çok panelli radyant ısıtma sistemi	4,5 × 6× 2,3 m³ (37,26 m³)	Dikey sıcaklık (°C) -Yükseklik (m) (Doğrulandı) Yüzey Sıcaklığı (°C) (Doğrulandı) Hız vektörleri	Hava sıcaklığı ve yüzey sıcaklıkları tüm noktalar için <%20
S. Gao vd. [25]	Radyant soğutmalı bir test odası	Radyant tavan soğutma + deplasmanlı havalandırma	3,55 ×4,72 ×2,75 m³ (46.079 m³)	Yükseklik (m) / Sıcaklık (°C) 0,1, 1,1 ve 1,7 m'de XY düzlemindeki sıcaklık ve hız alanları PMV-Yükseklik (m)	Hava sıcaklığı için maksimum bağıl hata %1,2, ortalama bağıl hata %0,8.
Kamar vd. [80]	Cami (Malezya): Saha ölçümleriyle doğrulanmış HAD	Doğal Havalandırma + Mekanik Egzoz Fanları (Hibrit Sistem)	35x30x12 m³ (12600 m³)	Konumlar – Hava Sıcaklığı (°C), Hava hızı, Bağıl nem (Doğrulandı) Konumlar - PMV, PPD	Hava Sıcaklığı <%2 Hava Akış Hızı %7 ile %18
Minzhi Ye vd. [26]	İki adet iyi yalıtılmış çevresel oda (test hücresi)	Radyant Tavan Paneli + Cebri Havalandırma	2,7 x 2,7 x × 2 m³ (14,58 m³)	Sıcaklık (°C) / Yükseklik (m) (Doğrulandı) Orta düzlemde hava hızı, sıcaklık ve PMV konturları	Soğutma kapasitesinde %0,3, ortalama sıcaklıkta %1,1

Tablo 3.27 Literatürdeki benzer çalışmalara ait sistem özellikleri ve sayısal-deneysel doğrulama sonuçlarının karşılaştırılması (devamı)

Dong, Q., vd. [81]	Deney hücresi, yalnızca bir adet çift camlı pencere içeren boş bir oda	Radyant ısıtma (tavan, doğu ve batı duvarları) + bağımsız temiz hava sistemi	6 × 3,4 × 2,65 m³ (54,06 m³)	Sıcaklık (°C)-Yükseklik (m) (Doğrulandı)	Dikey hava sıcaklığı profili %2,92, %2,54 ve %2,48
Radwan, A. vd. [28]	Bir test odasında yapılan deneysel ölçümler	Çok segmentli mini kanal tabanlı radyant tavan soğutma paneli	4 x 4 x 2,9 m³ (46,4 m³)	Yerel hava sıcaklığı (°C)-Oda yüksekliği (m) (Doğrulandı) Qradyasyon-Qtoplam PMV and PPD	Oda sıcaklığı %0,3
Serageldin vd. [82]	Özdeş iki çevre odasından oluşan deneysel düzenek	Düz ve segmentli içbükey yüzeyli radyant tavan panellerinin karşılaştırılması	2,7×2,7×2 m³ (14,58 m³)	Sıcaklık (°C)-Dikey yükseklik (m)	Sıcaklık profili %1,1 Soğutma kapasitesi hatası: Düz paneller için %0,7 ve kavisli paneller için %0,3
Ye, M., vd. [29]	Deneysel test odası	Tavan tipi radyant soğutma paneli + duvara monte havalandırma (WAV)	2,7×2,7×2 m³ (14,58 m³)	Sıcaklık (°C)-Yükseklik (m) (Doğrulandı) Radyant/konvektif ısı akısı ve ısı transfer katsayılar (Doğrulandı) Hava Sıcaklığı, Hızı ve PMV Dağılımı	Dikey hava sıcaklığı profili %.6,4

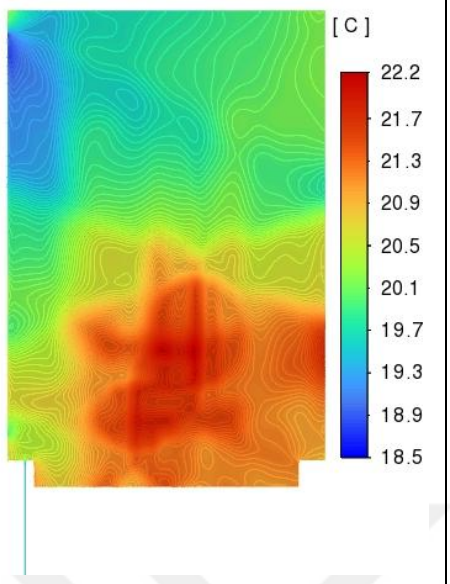
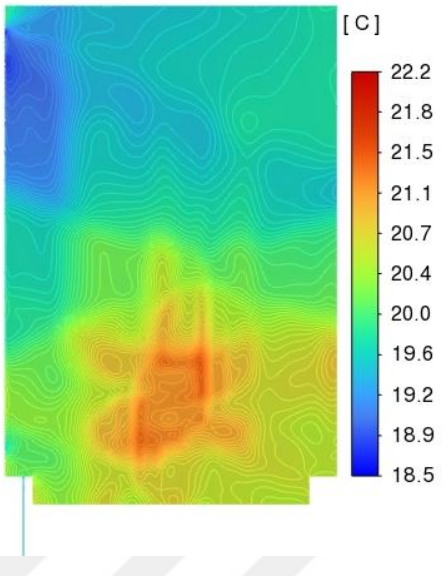
Tablo 3.27 Literatürdeki benzer çalışmalara ait sistem özellikleri ve sayısal-deneysel doğrulama sonuçlarının karşılaştırılması (devamı)

Qin vd. [27]	Ofis modeli (2 kişi, 2 bilgisayar)	Yer değiştirme havalandırması + duvar ve tavan radyant soğutma	3,4 × 3 × 3 m³ (30,6 m³)	Hesaplanan PMV - Simüle Edilen PMV (Doğrulandı) Yükseklik (m)- Sıcaklık (°C) Yükseklik (m)-Hız (m/s)	PMV %7,2
Ismail, N., ve Ouahrani, D [30]	Deneysel ölçüm test odası	Split tip klima sistemi (duvar tipi)	3,4 x 3,4 x 2,6 m³ (30,056 m³)	ANSYS simülasyonu (deneysel doğrulamalı) Düşey doğrultuda sıcaklık gradyeni	Çevre hava sıcaklığı %5
Nardecchia vd. [31]	Sergi odası: HAD, deneysel ölçümlerle doğrulanmış	Yeni tip tavan difüzörü (VAV) + ısıtma/soğutma testleri)	4,5 x 4,5 x 2,8 m³ (56,67 m³)	Hesaplanan hava hızı-Ölçülen hava hızı (m/s) Hava sıcaklığı (°C) (Doğrulandı)	Hava hızı %1-%2, difüzör yakınında %5, 0.1m yükseklikte %7 Hava sıcaklığı %1
Guo vd. [32]	Penceresiz ve yaklaşık adyabatik sınırlara sahip simüle edilmiş ofis	Yukarı beslemeli tavan vantilatörü + radyant tavan soğutma	4,27 × 4,27 × 2,5 m³ (45,58 m³)	Akustik panel kaplama oranı (%) - 1,1 m yükseklikteki hava sıcaklığı (°C)	Hava sıcaklığı %5

Şekil 3.47, HAD simülasyonlarından elde edilen 5 m/s ve 10 m/s besleme havası hızları için oda merkez düzlemindeki radyant sıcaklık konturlarını göstermektedir. Radyasyon sıcaklığı kontur haritaları incelendiğinde, odanın merkezinde konumlandırılan 100 W kapasiteli ısıl kaynağın (manken), çevresinde belirgin bir sıcaklık alanı oluşturduğu gözlemlenmiştir.

5 m/s besleme hava hızı koşulunda, manken yüzeyinden yayılan radyasyon nedeniyle çevre radyant sıcaklığı 21,5–22,2 °C aralığında (kırmızı/turuncu bölgeler) gözlenmiştir. Oda orta bölgesinde, manken konumuna karşılık gelen ve daha yüksek radyant sıcaklık değerlerine sahip yerel bir alan belirgin şekilde oluşmuştur. Buna karşılık, sol duvara entegre edilen ve 12,9 °C giriş suyu sıcaklığına sahip radyant panel, yüzey yakınındaki radyant sıcaklığı 18,5–19,5 °C aralığına düşürerek etkin bir soğutma bölgesi oluşturmuştur.

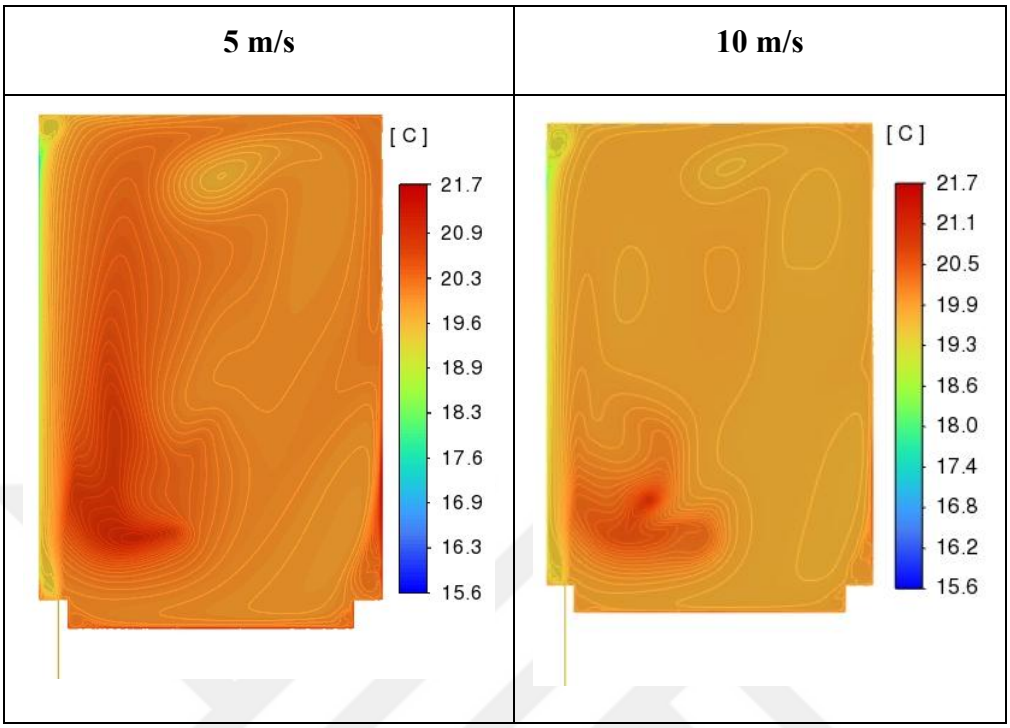
10 m/s besleme hava hızı koşulunda ise radyant sıcaklık dağılımının oda merkez düzleminde daha homojen olduğu görülmektedir. Soğutulan duvar bölgesi düşük radyant sıcaklık değerlerini korumakla birlikte, duvar yakınındaki bölgeler ile oda içi arasındaki sıcaklık farkı azalmıştır. Manken kaynaklı yerel yüksek sıcaklık bölgesi varlığını sürdürmekte; ancak çevre alanlarla olan sıcaklık kontrastı 5 m/s durumuna kıyasla daha az belirgin hale gelmiştir. Genel olarak, radyant sıcaklık konturları, besleme havası hızının 5 m/s'den 10 m/s'ye çıkarılmasının, oda içinde daha homojen bir radyant sıcaklık dağılımına yol açtığını göstermektedir. Maket manken, radyant sıcaklıkta yerel bir artışa neden olmuştur, ancak bu etki, tüm oda merkez düzlemini etkileyecek kadar güçlü olmamıştır.

5 m/s	10 m/s
	

Şekil 3.47 5 m/s ve 10 m/s besleme hava hızları için, mankenli radyant sıcaklık konturları

Şekil 3.48, 5 m/s ve 10 m/s besleme havası hızları için oda merkez düzlemindeki hava sıcaklığı konturlarını göstermektedir. Her iki durumda da sıcaklık alanı genel olarak renk ölçeğiyle belirtilen aynı aralıkta (yaklaşık 15,6–21,7 °C) olup, oda orta sıcaklık seviyeleriyle tanımlanmaktadır. 5 m/s koşulu için, kontur oda merkez düzleminde daha belirgin bir sıcaklık gradyanı göstermektedir. Odanın alt orta bölgesinde daha yüksek hava sıcaklığına sahip yerel bir alan gözlenirken, daha düşük sıcaklık değerlerinin alanın sol tarafına daha yakın bölgelerde yoğunlaştığı görülmektedir. Sıcaklık kontur çizgileri bazı bölgelerde daha sık aralıklarla yer almaktadır, bu da yerel olarak daha keskin sıcaklık geçişlerini göstermektedir. 10 m/s koşulu için, sıcaklık dağılımı oda merkez düzleminde daha eşit görünmektedir. Odanın alt orta kısmındaki yüksek sıcaklık bölgesi görünür kalmaktadır, ancak 5 m/s durumuna kıyasla çevredeki alan azaldıkça daha sıcak ve daha soğuk bölgeler arasındaki fark da azalmaktadır. Sıcaklık kontur çizgilerinin daha düzenli ve geniş aralıklı olması, düzlem boyunca daha kademeli bir sıcaklık değişiminin gerçekleştiğini göstermektedir. Genel olarak, iki çalışma koşulunu karşılaştırdığımızda, hava sıcaklığı konturları, besleme havası hızının 5 m/s'den 10 m/s'ye çıkarılmasının, oda merkez düzleminde daha homojen bir sıcaklık dağılımına yol açtığını, ancak sıcaklık alanının ana özelliklerinin (yerel olarak daha

sıcak bölge de dahil olmak üzere) her iki durumda da mevcut kaldığını göstermektedir.



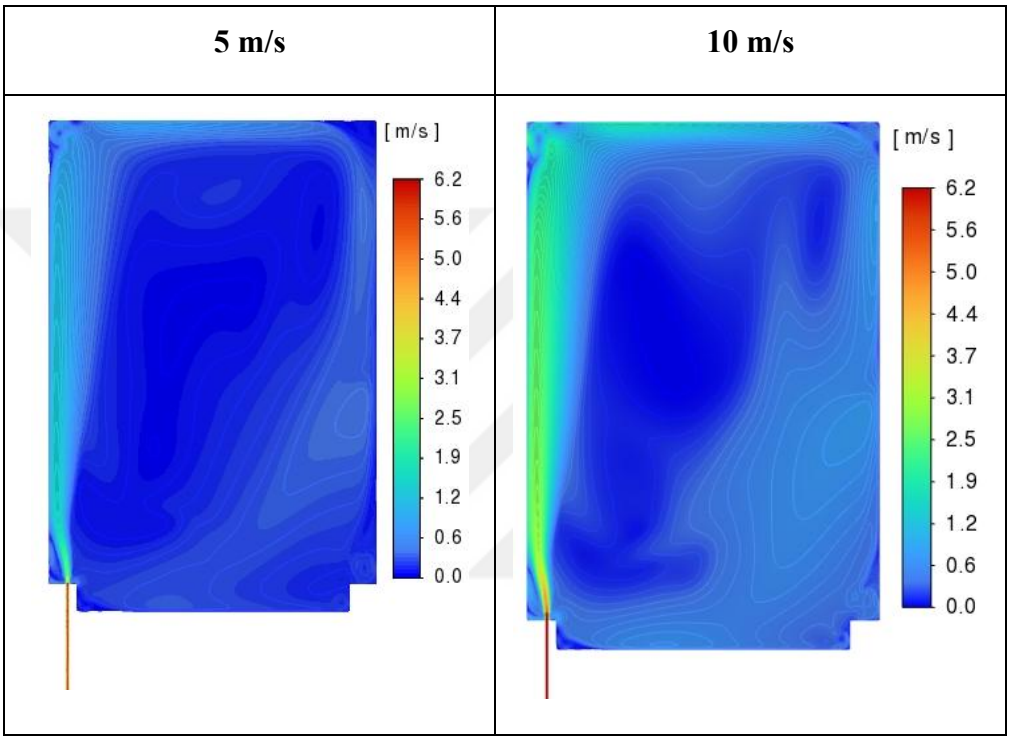
Şekil 3.48 5 m/s ve 10 m/s besleme hava hızları için, mankenli hava sıcaklığı konturları

3.4.2.2 Hava Hızlarına İlişkin Sonuçlar

Şekil 3.49, HAD simülasyonlarından elde edilen 5 m/s ve 10 m/s besleme havası hızları için oda merkez düzlemindeki hız büyüklüğü konturlarını göstermektedir. Her iki durumda da yüksek hız bölgelerinin esas olarak besleme tarafına yakın alanlarda yoğunlaştığı, oda iç hacminde ise düşük hızlı bölgelerin baskın olduğu gözlemlenmektedir. 5 m/s durumunda hız alanı genel olarak düşük seviyelerde ve nispeten homojen bir dağılım sergilerken, bu davranış besleme jetinin düşük momentumuna bağlı olarak oda içine sınırlı yönlenmesi ve manken çevresinde belirgin bir akış ayrılması oluşturmamasıyla ilişkilendirilmektedir. Buna karşılık, 10 m/s durumunda hız değerleri artmakta ve merkez düzleminde daha heterojen bir yapı oluşmaktadır; hız alanındaki önce azalan ardından artan eğilim, besleme havasının duvar boyunca yönlenmesi ve manken etrafında gelişen akış ayrılması sonucu akışın yukarı doğru yeniden yönlendirilmesiyle açıklanmaktadır.

Kontur sonuçlarının nicel olarak değerlendirilmesi amacıyla, deneysel ölçüm noktasına karşılık gelen baş seviyesinde (1,1 m) sayısal model üzerinde noktasal

prob tanımlanmış ve bu koordinattan elde edilen hız değerleri deneysel verilerle doğrudan karşılaştırılmıştır. Bu yönteme göre, 5 m/s koşulunda HAD tarafından hesaplanan hız 0,12 m/s ve deneysel ölçüm 0,15 m/s olarak belirlenirken, 10 m/s koşulunda sayısal ve deneysel hız değerleri sırasıyla 0,243 m/s ve 0,24 m/s olarak elde edilmiştir. Bu sonuçlar, kontur görsellerine dayalı nitel değerlendirmelerin yanı sıra, sayısal modelin belirli bir referans noktasında nicel olarak da deneysel verilerle tutarlı çıktılar ürettiğini göstermektedir.



Şekil 3.49 5 m/s ve 10 m/s besleme hava hızları için, mankenli hız konturları

3.4.2.3 PMV Sonuçları

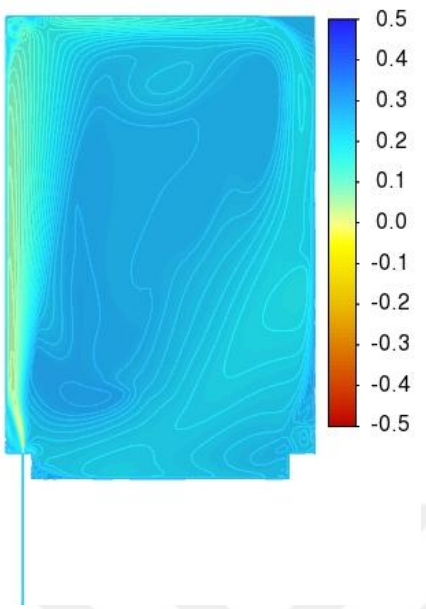
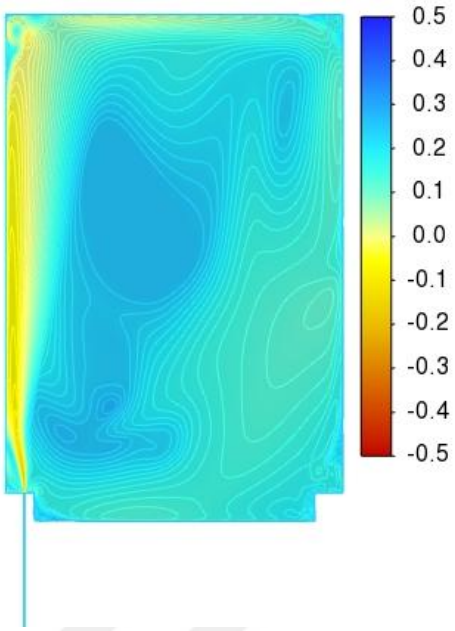
Şekil 3.50'de sunulan PMV konturları, oda merkez düzleminde 5 m/s ve 10 m/s besleme hava hızları altında ısıl konfor dağılımını göstermektedir.

5 m/s hava hızı durumunda, oda merkezinde PMV değerleri genel olarak 0,2 ile 0,4 aralığında seyretmekte ve mekânın nötr ile hafif sıcak aralığında kaldığını ortaya koymaktadır. Isı yayan mankenin oluşturduğu yerel sıcaklık artışı, radyant panel ve orta düzeydeki hava hareketi ile dengelenmiş olup, dağılım büyük ölçüde kararlı bir yapı sergilemektedir. 10 m/s hava hızı durumunda ise, besleme hızının artmasına bağlı olarak oda merkezindeki PMV değerlerinde düşüş gözlenmekte, değerler çoğunlukla nötr noktaya (0) yaklaşmakta ve bazı bölgelerde hafif negatif seviyelere

inmektedir. Bu sonuçlar, artan hava hareketinin soğutma etkisini güçlendirdiğini ve oda merkezinde daha serin bir termal durum oluşturduğunu göstermektedir.

Genel olarak, besleme hava hızının 5 m/s'den 10 m/s'ye çıkarılmasıyla PMV değerlerinde yaklaşık 0,2–0,3 birimlik bir azalma gözlenmiştir. Sistemin sayısal modelinin doğruluğunu değerlendirmek amacıyla, odanın merkezinde konumlandırılan mankenin baş seviyesine (1,1 m) karşılık gelen noktada deneysel ve HAD sonuçları karşılaştırılmıştır. Deneysel ölçümlerde PMV değeri 5 m/s için 0,1 ve 10 m/s için 0 olarak belirlenirken, HAD tahminleri aynı noktada sırasıyla 0,15 ve 0,2 olarak hesaplanmıştır. Deneysel ve sayısal sonuçlar arasındaki bu yakınlık, sayısal modelin ısıl konfor parametrelerini temsil etme başarısını ortaya koymaktadır.

Sayısal model ile deneysel ölçümler arasında gözlemlenen küçük ölçekli sapmalar, esas olarak simülasyon ortamında kullanılan idealize edilmiş sınır koşullarından kaynaklanmaktadır. Gerçek deney ortamında duvar yüzeylerinin radyasyon yayma katsayıları ve yüzey pürüzlülükleri mekânsal olarak değişkenlik gösterebilirken, HAD modelinde bu özellikler tüm yüzeyler için sabit ve homojen kabul edilmiştir. Benzer şekilde, deney sırasında manken yüzeyindeki ısı dağılımı tam olarak üniform olmayabilirken, sayısal modelde 100 W'lık ısıl yük yüzeye düzgün biçimde dağıtılmıştır. Buna rağmen, 5 m/s senaryosunda 0,05 birimlik ve 10 m/s senaryosunda 0,2 birimlik PMV farkları, PMV ölçeğinin genişliği dikkate alındığında düşük seviyelerde kalmakta ve modelin yeterli doğrulukla çalıştığını göstermektedir.

5 m/s	10 m/s
	

Şekil 3.50 Fanger [54] modeline göre, 5 m/s ve 10 m/s besleme hava hızları için mankenli PMV konturları

4
BELİRSİZLİK ANALİZİ

4.1 Belirsizlik Analizi Yöntemi

Deneysel çalışmalarda ölçüm sistemi, deney düzeneği ve kullanılan ölçüm cihazlarından kaynaklanan çeşitli hatalar meydana gelebilmektedir. Bu hatalar genel olarak sabit hatalar ve rastgele hatalar olmak üzere iki ana grupta değerlendirilmektedir. Sabit hatalar çoğunlukla ölçüm cihazlarının kalibrasyonundan, ölçüm sisteminin tasarımından veya sistematik ölçüm sapmalarından kaynaklanmaktadır. Bu tür hatalar uygun kalibrasyon işlemleri ile önemli ölçüde azaltılabilmektedir. Buna karşın rastgele hatalar; ölçüm cihazlarında meydana gelen elektronik dalgalanmalar, çevresel etkiler veya ölçüm sırasında ortaya çıkan küçük değişkenliklerden kaynaklanmakta olup tamamen ortadan kaldırılmaları çoğu zaman mümkün olmamaktadır. Bu nedenle deneysel çalışmalarda elde edilen sonuçların güvenilirliğinin değerlendirilebilmesi amacıyla ölçümlerdeki belirsizliklerin belirlenmesi gerekmektedir.

Deneysel verilerdeki toplam belirsizliğin belirlenmesi amacıyla Holman [83] tarafından tanımlanan hata yayılımı yöntemi kullanılmıştır. Bu yöntemde hesaplanan bir büyüklük, kendisini etkileyen bağımsız değişkenlerin fonksiyonu olarak ifade edilmektedir. Buna göre hesaplanan deneysel büyüklük R, kendisini etkileyen n adet bağımsız değişkenin fonksiyonu olarak aşağıdaki şekilde tanımlanabilmektedir.

Burada R hesaplanan parametreyi, $X_1, X_2, \ldots, X_n$ise bu parametreyi etkileyen bağımsız değişkenleri temsil etmektedir. Bağımsız değişkenlere ait ölçüm belirsizliklerinin hesaplanan parametre üzerindeki etkisi hata yayılımı yaklaşımı kullanılarak aşağıdaki eşitlik yardımıyla belirlenmektedir.

$$W_R = \sqrt{\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1\right)^2 + \left(\frac{\partial PMV}{\partial x_2} w_2\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_3} w_3\right)^2 + \ldots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n\right)^2} \quad (4.1)$$

Deneylerde ölçülen hava sıcaklığı, ortalama ışınım sıcaklığı, hava hızı ve bağıl nem gibi parametreler ölçüm hatasına neden olabilecek temel değişkenler olarak değerlendirilmiştir. Bu değişkenlerin ölçüm belirsizlikleri dikkate alınarak ısıl konfor analizinde kullanılan PMV, operatif sıcaklık ve cereyan oranı parametrelerinin belirsizlikleri hata yayılımı yöntemi kullanılarak hesaplanmıştır.

PMV için Belirsizlik Analizi

$$PMV = (0.303.e^{-0.036M} + 28) \begin{bmatrix} (M-W) - 3.05.10^{-3}.\{5733 - 6.99.(M-W) - p_a\} \\ -0.42.\{(M-W) - 58.15\} - 1.7.10^{-5}M.(5867 - p_a) \\ -0.0014M(34 - T_a) - 3.96.10^{-8} f_{cl}\{(T_{cl}+273)^4 - (T_r+273)^4\} \\ -f_{cl}h(T_{cl} - T_a) \end{bmatrix} \quad (4.2)$$

$$\mathrm{W_{PMV}} = \sqrt{\left(\frac{\partial \mathrm{PMV}}{\partial \mathrm{T\alpha}} \mathrm{w_{T\alpha}}\right)^2 + \left(\frac{\partial \mathrm{R}}{\partial \mathrm{RH}} \mathrm{w_{RH}}\right)^2 + \left(\frac{\partial \mathrm{PMV}}{\partial \mathrm{T_r}} \mathrm{w_{T_r}}\right)^2 + \left(\frac{\partial \mathrm{PMV}}{\partial \mathrm{V_\alpha}} \mathrm{w_{V_\alpha}}\right)^2} \quad (4.3)$$

Operatif Sıcaklık için Belirsizlik Analizi

$$T_o = \frac{T_a + T_r}{2} \quad (4.4)$$

$$\mathrm{W_{PMV}} = \sqrt{\left(\frac{\partial \mathrm{T_{op}}}{\partial \mathrm{T\alpha}} \mathrm{w_{T\alpha}}\right)^2 + \left(\frac{\partial \mathrm{T_{op}}}{\partial \mathrm{T_r}} \mathrm{w_{T_r}}\right)^2} \quad (4.5)$$

Cereyan Oranı için Belirsizlik Analizi

$$DR = (34 - T_{al}).(V_{al} - 0.05)^{0.62}.(0.37.V_{al}.T_u + 3.14) \quad (4.6)$$

$$\mathrm{W_{PMV}} = \sqrt{\left(\frac{\partial \mathrm{DR}}{\partial \mathrm{T\alpha}} \mathrm{w_{T\alpha}}\right)^2 + \left(\frac{\partial \mathrm{DR}}{\partial \mathrm{V_\alpha}} \mathrm{w_{V_\alpha}}\right)^2 + \left(\frac{\partial \mathrm{DR}}{\partial \mathrm{T_u}} \mathrm{w_{T_u}}\right)^2} \quad (4.7)$$

PMV, operatif sıcaklık ve cereyan oranına ait hesaplanan toplam belirsizlik değerleri Tablo 4.1'de verilmiştir.

Tablo 4.1 Belirsizlik analiz bulguları

Parametre	**Belirsizlik [%]**
PMV	±2.66
Operatif sıcaklık	±1.58
Cereyan oranı	±3.18

5
SONUÇ

5.1 Deneysel Sonuçlar

5.1.1 Genel Sonuçlar

Deneysel düzende, sol duvara entegre edilen radyant soğutma paneli ile slot difüzör aracılığıyla gerçekleştirilen hava beslemesinin birlikte kullanıldığı bir iklimlendirme sistemi kapsamında, ortamın ısıl konfor performansı değerlendirilmiştir. Çalışmada, radyant panelin farklı besleme suyu sıcaklıkları ile (12,9 °C, 13,9 °C ve 14,9 °C) soğutulduğu ve havalandırmanın zemin difüzörleri üzerinden dört farklı konumda (SOD, ORD, SAD, UCD) ve iki farklı hava hızıyla (5 m/s ve 10 m/s) sağlandığı toplam 24 senaryo değerlendirilmiştir. Genel ısıl konfor PMV değeri üzerinden incelenirken, yerel ısıl konfor ise dikey sıcaklık farkı, cereyan oranı ve operatif sıcaklık gibi parametreler ile incelenmiştir. Deneysel çalışmalardan elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibi özetlenmiştir.

a. Havalandırma kanalının mekâna göre konumlandırılması sistem performansı üzerinde önemli rol oynamıştır. Aynı su sıcaklığı koşullarında, farklı hava besleme senaryoları (panel yüzeyine paralel yönlendirme SOD, ortada duvardan besleme ORD, karşı duvardan besleme SAD ve üç duvardan besleme UCD) farklı düzeylerde PMV, cereyan oranı ve türbülans yoğunluğu değerleri üretmiştir. Özellikle panel ile paralel yönlendirilmiş hava akımlarının kullanıldığı senaryolarda, yüzey soğutma ve hava dağılımı arasında daha dengeli bir etkileşim kurulmuş; bu durum yerel rahatsızlıkların azaltılmasına katkı sağlamıştır. Buna karşılık, yüksek hava hızlarının doğrudan kullanıcı bölgesine temas ettiği senaryolarda cereyan oranları kritik düzeylere ulaşmış ve konfor koşullarını olumsuz etkilemiştir. Bu bulgu, havalandırma kanal yerleşiminin yalnızca iç hava

kalitesi açısından değil, aynı zamanda ısıl konforun sürekliliği bakımından da dikkatle planlanması gerektiğini vurgulamaktadır.

b. Çalışmada ölçülen dikey sıcaklık farkları ($\Delta T_{a,v}$) tüm senaryolarda ISO 7730 standardında Kategori B için öngörülen ±0,5 °C sınırının altında kalmış; bu da düşey yönlü termal gradyanın kontrol altında tutulabildiğini göstermiştir. Literatürde yer alan benzer çalışmalar incelendiğinde, özellikle zemin ve tavan radyant sistemlerinde daha yüksek dikey sıcaklık farklarının oluşabildiğini saptanmıştır. Bu açıdan değerlendirildiğinde, bu çalışmada uygulanan duvardan radyant soğutma sistemi, dikey sıcaklık dengesini koruma açısından daha avantajlı bir çözüm sunmuştur. Hava sıcaklığı ile radyant etkilerin kullanıcı bölgesinde daha homojen dağılmasına olanak tanımıştır. Özellikle slot difüzörlerin stratejik konumlandırılmasıyla elde edilen düşük hızlı, yer seviyesinden yukarı yönlü hava hareketleri; duvar paneliyle birlikte çalıştığında kullanıcı bölgesinde dengeli sıcaklık dağılımı sağlamakta ve ısıl konforun korunmasına katkı sunmaktadır. Bu yönüyle çalışma, radyant yüzey soğutmasının uygun havalandırma stratejileriyle entegre edilmesi halinde, iç mekân konforunun artırılmasında etkili bir yöntem olabileceğini göstermekte ve mevcut literatüre deneysel temelli özgün katkılar sağlamaktadır.

c. Sistemin ısıl konfor performansı bakımından en istikrarlı sonuçları 12,9 °C panel su sıcaklığında verdiği, 13,9 °C seviyesinin kontrollü hava hızıyla birlikte hâlâ uygun koşullar sağlayabildiği, ancak 14,9 °C düzeyinin konfor kriterlerine yaklaşan sınır değerlerle çalıştığı ifade edilebilir. Bu durum, radyant soğutma sistemlerinin besleme suyu sıcaklığı seçiminin, sadece enerji verimliliği değil aynı zamanda kullanıcı konforu açısından da dikkatle belirlenmesi gerektiğini ortaya koymaktadır. Bu bulgular, hava hızı ayarlamalarının ısıl konfor üzerinde konuma bağlı etkileri olabileceğini ve bunun havalandırma sisteminin tasarımında ve işletiminde dikkatlice ele alınması gerektiğini göstermektedir.

d. Farklı panel besleme suyu sıcaklıklarına (12,9 °C, 13,9 °C ve 14,9 °C) ait senaryolar karşılaştırmalı olarak ele alındığında, panel su sıcaklığı arttıkça sistemin genel soğutma performansında belirgin bir azalma gözlenmiştir. Özellikle 12,9 °C besleme sıcaklığı, ortamdan etkin bir ısı çekişi sağlayarak operatif sıcaklık, PMV ve cereyan oranı gibi ısıl konfor parametrelerinde en dengeli sonuçları üretmiştir. Bu durumda, elde edilen PMV değerleri nötr ısıl konfor sınırlarında kalırken, cereyan hissi ve türbülans kaynaklı yerel rahatsızlıklar göreli olarak daha düşük

düzeylerde gözlemlenmiştir. Diğer yandan 13,9 °C'lik sıcaklıkta, sistem hâlâ kabul edilebilir düzeyde bir ısıl konfor sağlamış; ancak yüksek hava hızlarında cereyan oranları belirgin biçimde artmıştır. 14,9 °C'lik durumda ise, PMV ve operatif sıcaklık değerleri gözle görülür şekilde yükselmiş; bazı durumlarda ısıl konforun sınır değerlerine yaklaşıldığı tespit edilmiştir. Bu bulgular, besleme suyu sıcaklığının yalnızca enerji tüketimi açısından değil, aynı zamanda konfor koşullarının sürdürülebilirliği bakımından da kritik bir parametre olduğunu ortaya koymaktadır.

e. Panel giriş suyu sıcaklıklarına göre elde edilen özel sonuçlar aşağıda özetlenmiştir.

5.1.2 Durum 1'e Ait Sonuçlar

Elde edilen bulgular doğrultusunda, 12,9 °C panel giriş suyu sıcaklığına karşılık gelen Durum 1 senaryolarında, radyant duvar yüzeyine paralel hava akışı sağlayan SOD senaryosunun; genel ısıl konfor kriteri olan PMV ile yerel konfor göstergeleri olan cereyan oranı, türbülans yoğunluğu ve operatif sıcaklık açısından en dengeli performansı sergilediği belirlenmiştir.

a. Duvar yüzey sıcaklığı, 12,9 °C su beslemesiyle 15,6 °C–16,5 °C aralığında kalmış ve etkili bir soğutma sağlamıştır.

b. PMV değerleri, tüm senaryolarda -0,1 ile +0,1 aralığında kalarak bu değerler ISO 7730 standardının Kategori B sınırları içinde yer alarak yüksek düzeyde ısıl konfor sağlamıştır.

c. Operatif sıcaklık değerleri, 21,41 °C ile 22,82 °C arasında değişmiş; bu aralık ISO 7730 standardının kış koşulları için önerdiği 20–24 °C konfor sınırları içerisinde yer almıştır.

d. Cereyan etkisi değerleri %33,78 ile %57,28 arasında değişmiştir. Tüm senaryolarda, ISO 7730 tarafından önerilen %20'lik lokal rahatsızlık sınırı aşılmıştır. En düşük DR değeri %33,78 ile UCD senaryosunda gözlenmiş, buna karşın SAD senaryosunda %57,28'e ulaşarak en yüksek lokal rahatsızlık oranını oluşturmuştur.

e. Türbülans yoğunluğu, %19,8 ile %54,7 arasında değişmiş; özellikle SAD ve UCD senaryolarında %50'nin üzerine çıkarak hava akımının hissedilir seviyeye ulaştığını göstermiştir. 10 m/s hava hızına sahip senaryolarda, PMV nötr sınırlarda

kalmasına rağmen, DR ve türbülans değerleri önemli ölçüde artarak yerel rahatsızlık riskini artırmıştır.

f. SOD 5 m/s ve UCD 5 m/s senaryoları, PMV değerlerinin nötr aralıkta kalması, operatif sıcaklıkların konfor sınırları içerisinde seyretmesi ve yerel rahatsızlık göstergelerinin düşük düzeyde gerçekleşmesi bakımından, ısıl konfor kriterleri açısından en uygun sonuçları sağlamıştır.

5.1.3 Durum 2'ye Ait Sonuçlar

13,9 °C panel giriş suyu sıcaklığına karşılık gelen Durum 2 senaryoları kapsamında yapılan değerlendirmelerde, düşük hava hızına sahip SOD-5 ve UCD-5 senaryolarının, PMV değerinin nötr aralıkta kalması, operatif sıcaklığın konfor sınırları içinde seyretmesi ve cereyan oranı ile türbülans yoğunluğu gibi yerel konfor kriterlerinin düşük düzeyde gerçekleşmesi bakımından en uygun performansı sergilediği belirlenmiştir.

a. Duvar yüzey sıcaklığı 16,1 °C–17,1 °C aralığında ölçülmüş olup, bu değerler panel sisteminin ortamdan ısı çekme kapasitesinin sürdüğünü ve yüzeyin etkili şekilde soğutulduğunu göstermektedir.
b. PMV değerleri, tüm senaryolarda -0,2 ile +0,1 arasında değişmiş; bu durum, ISO 7730 standardına göre Kategori B sınırları içerisinde kalındığını ve kabul edilebilir düzeyde ısıl konforun sağlandığını göstermektedir.
c. Operatif sıcaklıklar, 21,09 °C ORD 10 m/s ile 22,81 °C SOD 10 m/s arasında değişmiş ve ISO 7730 Kategori B için önerilen 20–24 °C aralığında kalmıştır. Bu da ortamın genel sıcaklık dengesinin sürdüğünü göstermektedir.
d. DR değerleri %30,15 SAD 5 m/s ile %61,45 SAD 10 m/s arasında değişmiştir. Tüm senaryolarda, ISO 7730 tarafından önerilen %20'lik lokal rahatsızlık sınırı aşılmıştır. En düşük DR değeri, %30,15 ile SAD-5 senaryosunda elde edilmiştir. Bu durum, SAD senaryosunun düşük hava hızında daha konforlu olduğunu göstermektedir.
e. Türbülans yoğunluğu, %22,78 SOD 5 m/s ile %60,64 SAD 10 m/s arasında değişmiştir. SAD ve UCD senaryolarında türbülans değeri %50'nin üzerinde çıkmış ve bu da hissedilebilir hava hareketine bağlı rahatsızlık riskini artırmıştır.
f. 10 m/s hava hızına sahip senaryolarda, PMV değeri genel olarak nötr sınırlar içinde kalmasına rağmen, DR ve türbülans değerleri belirgin şekilde

yükselmiştir. Bu da ısıl konfor ile yerel rahatsızlık kriterleri arasında denge sorunu olduğunu göstermektedir.

g. SOD 5 m/s ve UCD 5 m/s senaryoları, ısıl konfor parametreleri açısından en dengeli sonuçları sunan senaryolar olarak öne çıkmaktadır. Bu senaryolarda PMV değeri nötr aralıkta kalmış, operatif sıcaklık konfor sınırları içerisinde seyretmiş ve hem türbülans yoğunluğu hem de cereyan oranı değerleri diğer senaryolara kıyasla daha düşük düzeyde gerçekleşmiştir.

5.1.4 Durum 3'e Ait Sonuçlar

14,9 °C panel giriş suyu sıcaklığına karşılık gelen Durum 3 senaryoları kapsamında yapılan değerlendirmelerde, düşük hava hızına sahip SAD 5 m/s senaryosunun, PMV değerlerinin nötr sınırlarda kalması, operatif sıcaklığın konfor aralığında seyretmesi ve yerel rahatsızlık kriterleri olan cereyan oranı ile türbülans yoğunluğunun diğer senaryolara kıyasla daha düşük gerçekleşmesi bakımından en dengeli ısıl konfor performansını sunduğu belirlenmiştir.

a. Soğutulan duvar yüzey sıcaklığı 16,9 °C ile 18,0 °C arasında ölçülmüş olup, bu değerler sistemin önceki senaryolara göre daha sınırlı bir ısı çekişi gerçekleştirdiğini ve dolayısıyla soğutma etkinliğinin azaldığını göstermektedir.

b. PMV değerleri, -0,1 ile +0,4 arasında değişmiştir. Tüm senaryolar ISO 7730 Kategori B (±0,5) sınırları içinde kalmış, ancak özellikle UCD 5 m/s, (+0,4) ve UCD 10 m/s (+0,3) senaryolarında ısıl konfor sınırlarına yaklaşılmıştır.

c. Operatif sıcaklık, 21,35 °C ORD 10 m/s ile 23,18 °C UCD 5 m/s arasında değişmiş; tüm değerler ISO 7730 Kategori B için önerilen 20–24 °C konfor aralığı içindedir. Ancak ortalama sıcaklık düzeyleri, daha düşük su sıcaklıklarına kıyasla daha yüksek seyretmiştir.

d. Cereyan oranı değerleri %28,29 SAD 5 m/s ile %66,12 SOD 10 m/s arasında değişmiş; tüm senaryolar %20'lik konfor sınırını aşmıştır. Özellikle SOD 10, SAD-10 ve ORD-10 senaryoları, yüksek hava hızı ve artan duvar sıcaklığı nedeniyle belirgin lokal rahatsızlık oluşturmuştur.

e. En düşük DR değeri, %28,29 ile SAD 5 m/s senaryosunda ölçülmüş; bu senaryo düşük hava hızı ve daha dengeli ortam koşullarıyla öne çıkmıştır.

f. Türbülans yoğunluğu, %28,82 (SOD 5 m/s) ile %51,37 (UCD 5 m/s) arasında değişmiş; özellikle UCD ve SAD senaryolarında %50 seviyesine ulaşılmıştır, bu da hava hareketinin hissedilir düzeyde olduğunu göstermektedir.

g. UCD senaryoları, bu sıcaklıkta en yüksek PMV ve operatif sıcaklık değerlerini üretmiştir. Bu da panelin yüksek su sıcaklığıyla soğutma etkisinin azaldığını ve kullanıcıların ortamı daha sıcak algıladığını ortaya koymuştur.

h. 10 m/s hava hızıyla çalışan senaryolarda, DR ve türbülans seviyeleri kritik düzeylere yaklaşmış; bu durum hava hızı arttıkça lokal rahatsızlığın ciddi biçimde yükseldiğini göstermektedir.

i. En dengeli senaryo, bu sıcaklık düzeyinde SAD 5 m/s olarak değerlendirilmektedir. Düşük hava hızıyla birlikte düşük DR, dengeli PMV ve uygun operatif sıcaklık değerleri sunmuştur.

5.2 Sayısal Sonuçlar

Bu çalışmada, sol duvara entegre edilmiş radyant soğutma paneli ve aynı duvar boyunca odaya paralel yönde gerçekleştirilen hava beslemesi altında, test odasının termal davranışı sayısal olarak incelenmiştir. Analizler, literatür verileri kullanılarak ısı kaynağı içermeyen (mankensiz, a, b) çalışmalar ile sayısal model doğrulanmasından sonra, ölçülen deneysel veriler kullanılarak oda merkezinde sabit 100 W'lık ısıl yük yayan termal mankenin dahil edildiği (mankenli, c, d, e, f, g, h, i) çalışma için, literatür verisi ile karşılaştırma amacıyla sabit 12,9 °C panel suyu giriş sıcaklığında gerçekleştirilmiştir. Farklı hava besleme hızları (5 m/s ve 10 m/s) altında elde edilen sıcaklık, hava hızı, ortalama radyant sıcaklık ve PMV dağılımları karşılaştırmalı olarak değerlendirilerek, sol duvardan yapılan radyant soğutma ve üflemenin iç mekân ısıl konforu üzerindeki etkileri ortaya konulmuştur.

a. Mankensiz çalışmada, literatür verisi kullanılarak deneysel ve sayısal yüzey sıcaklıkları arasındaki ortalama sapma tüm yüzeyler için yaklaşık %2 seviyesinde olup, HAD modelinin yüzey sıcaklıklarını güvenilir şekilde temsil ettiği görülmüştür.

b. Aynı koşullarda oda merkezinde farklı yüksekliklerde ölçülen hava sıcaklıkları, 5 m/s ve 10 m/s hava hızlarında benzer dikey eğilimler sergilemiş, ani sıcaklık değişimleri gözlemlenmemiştir.

c. Mankenli çalışmada, sayısal modelin oda ortasındaki farklı yüksekliklerdeki hava sıcaklıklarını, ölçülen deneysel değerlere kıyasla yaklaşık 1,8–2,1 °C daha düşük tahmin ettiği ve bunun %7–9'luk bir sapmaya karşılık geldiği belirlenmiştir. Buna rağmen, dikey sıcaklık profillerinin şekil benzerliği korunmuştur.

d. Odanın sol tarafında soğutulan duvar yüzeyinin (Duvar 1) her iki hava hızı koşulunda da en düşük sıcaklık değerlerine sahip olduğu, diğer iç yüzeylerde ise sayısal ve deneysel sonuçlar arasında düşük sıcaklık farkları bulunduğu tespit edilmiştir.

e. 5 m/s besleme hızında, oda merkez düzleminde hava hızı dağılımının daha düşük ve homojen olduğu; 10 m/s hızda ise daha yüksek ve yükseklik boyunca daha değişken bir hız alanı oluştuğu gözlenmiştir. 5 m/s koşulunda, 1,1 m yüksekliğindeki sayısal hava hızı değeri (0,12 m/s), deneysel ölçüm (0,15 m/s), ve 10 m/s koşulunda, aynı yükseklikte sayısal hava hızı değeri (0,24 m/s), deneysel ölçüm (0,24 m/s) ile yakın uyum göstermiştir.

f. Radyant sıcaklık konturları, besleme hızının 5 m/s'den 10 m/s'ye çıkarılmasının oda içinde daha homojen bir radyant sıcaklık dağılımı oluşturduğunu ortaya koymuştur. Mankenin varlığı, çevresinde yerel bir radyant sıcaklık artışı oluşturmuş, ancak bu etki tüm oda merkez düzlemini kapsayacak düzeyde yayılmamıştır.

g. Oda merkezindeki hava sıcaklığı konturları, 10 m/s hızda baskın cereyan etkisi ile daha düşük ve homojen bir sıcaklık dağılımı oluştuğunu, 5 m/s hızda ise değişken bir sıcaklık dağılımı bulunduğunu göstermiştir.

h. Sayısal PMV sonuçları, oda merkezinde, farklı yüksekliklerde hesaplanan ortalama değerlere göre, 5 m/s koşulunda 0,2–0,4 aralığında (nötr–hafif sıcak), 10 m/s koşulunda ise 0'a yakın veya hafif negatif seviyelerde elde edilmiştir. Manken baş seviyesinde (1,1 m) deneysel ve sayısal PMV değerleri arasındaki farkın, 5 m/s için 0,05, 10 m/s için 0,2 birim olduğu belirlenmiş ve bu sapmaların kabul edilebilir düzeyde kaldığı görülmüştür.

i. Literatürde bildirilen %1–20 aralığındaki sapmalar (oda ortasındaki dikey sıcaklıklar, duvar yüzey sıcaklıkları, hava hızları ve PMV değerlerine ait) ile karşılaştırıldığında, bu çalışmada elde edilen sapmaların yaygın kabul gören sınırlar içinde olduğu değerlendirilmiştir.

5.3 Öneriler

PMV değerleri çoğunlukla kabul edilebilir sınırlar içinde kalmasına rağmen, tüm senaryolarda cereyan oranının (%DR) önerilen sınır değerlerin üzerinde seyrettiği ve özellikle 10 m/s hava hızında türbülans ve yerel rahatsızlığın belirgin biçimde

arttığı görülmüştür. Gelecek çalışmalarda, duvar yüzeyinde yoğuşma oluşumu da göz önüne alınarak PMV dengesini bozmadan, %DR'nin düşürülmesine yönelik olarak üfleme yönü, slot difüzör geometrisi, daha düşük mertebelerde difüzör çıkışındaki üflenen hava hızlarının ve panel su sıcaklıklarının değiştirilmesi önerilmektedir. Ayrıca, 14,9 °C panel suyu giriş sıcaklığında bazı senaryolarda ısıl konfor memnuniyetsizlik sınırlarına yaklaşıldığı dikkate alındığında, daha yüksek su sıcaklıklarında sistemin konfor–enerji dengesi açısından çalışma limitlerinin belirlenmesi ve yerel konforun kullanıcı bölgesinde daha ayrıntılı hız ve sıcaklık ölçüm noktalarıyla haritalanması önem taşımaktadır. PMV değerlendirmelerinde farklı giyim ve metabolik hız değerleri dikkate alınarak modelin genellenebilirliği artırılabilir. Gelecek çalışmalarda zamana bağlı (transient) analizler ile sistemin dinamik davranışı değerlendirilebilir. Bunlara ilaveten farklı mevsimsel ve bölgesel koşulların yansıtılabilmesi amacıyla deney odasının duvarları, zemin ve tavanı farklı su sıcaklıklarında şartlandırılırken, yeni tip difüzörler ile havalandırma yapılabilir. Son olarak önerilen tüm senaryoların deneysel çalışmaları sonrasında, sayısal çalışmalarla doğrulanıp, daha büyük mekanlara yine sayısal olarak uygulanması sağlanabilir.

KAYNAKÇA

[1] Campbell, I. (2008). Body temperature and its regulation. Anaesthesia & Intensive Care Medicine, 9(6), 259-263.

[2] ASHRAE. (2012). ASHRAE handbook—HVAC systems and equipment. ASHRAE.

[3] Bean, R., & ArchD, K. W. K. (2010). Part 1: History of radiant heating & cooling systems. ASHRAE journal, 52(1), 40.

[4] Olesen, B. W. (2002). Radiant floor heating in theory and practice. ASHRAE Journal, 44(7), 19–26.

[5] Babiak, J., Olesen, B. W., & Petráš, D. (2009). Low temperature heating and high temperature cooling (REHVA Guidebook No. 7). REHVA.

[6] International Organization for Standardization. (2015). 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 (ISO 7730). ISO

[7] J. Babiak, B.W. Olesen, D. Petráš, Low Temperature Heating and High Temperature Cooling: REHVA GUIDEBOOK NO.7, REHVA, Brussels, 2009.

[8] ASHRAE. (2013). ASHRAE handbook—Fundamentals. ASHRAE.

[9] Chakroun, W., Ghali, K., & Ghaddar, N. (2011). Air quality in rooms conditioned by chilled ceiling and mixed displacement ventilation for energy saving. Eergy and Buildings, 43(10), 2684-2695

[10] Alamdari, F., Butler, D. J. G., Grigg, P. F., & Shaw, M. R. (1998). Chilled ceilings and displacement ventilation. Renewable Energy, 15(1-4), 300-305.

[11] Loveday, D. L., Parsons, K. C., & Taki, A. H. (1998). Designing for thermal comfort in combined chilled ceiling/displacement ventilation environments.

[12] Corgnati, S. P., Perino, M., Fracastoro, G. V., & Nielsen, P. V. (2009). Experimental and numerical analysis of air and radiant cooling systems in offices. Building and Environment, 44(4), 801–806.

[13] Causone, F., Baldin, F., Olesen, B. W., & Corgnati, S. P. (2010). Floor heating and cooling combined with displacement ventilation: Possibilities and limitations. Energy and Buildings, 42(12), 2338–2352.

[14] Taki, A. H., Jalil, L., & Loveday, D. L. (2011). Experimental and computational investigation into suppressing natural convection in chilled ceiling/displacement ventilation environments. Energy and Buildings, 43(11), 3082–3089.

[15] Schiavon, S., Bauman, F., Tully, B., & Rimmer, J. (2012). Room air stratification in combined chilled ceiling and displacement ventilation systems. HVAC&R Research, 18(1–2), 147–159

[16] Krajčík, M., Simone, A., Tomasi, R., & Olesen, B. W. (2013). Radiant floor cooling combined with mixing ventilation in a residential room: Thermal comfort and ventilation effectiveness. In CLIMA 2013: 11th REHVA World Congress & 8th International Conference on Indoor Air Quality, Ventilation and Energy Conservation in Buildings

[17] Le Dréau, J., & Heiselberg, P. (2014). Sensitivity analysis of the thermal performance of radiant and convective terminals for cooling buildings. Energy and Buildings, 82, 482–491.

[18] Krajčík, M., Tomasi, R., Simone, A., & Olesen, B. W. (2016). Thermal comfort and ventilation effectiveness in an office room with radiant floor cooling and displacement ventilation. Science and Technology for the Built Environment, 22(3), 317-327.

[19] Hernández, F. F., López, J. M. C., Gutiérrez, A. F., & Muñoz, F. D. (2016). A new terminal unit combining a radiant floor with an underfloor air system: Experimentation and numerical model. Energy and Buildings, 133, 70–78.

[20] Zhang, C., Heiselberg, P. K., Pomianowski, M., Yu, T., & Jensen, R. L. (2015). Experimental study of diffuse ceiling ventilation coupled with a thermally activated building construction in an office room. Energy and Buildings, 105, 60–70.

[21] Mikeska, T., Fan, J., & Svendsen, S. (2017). Full scale measurements and CFD investigations of a wall radiant cooling system integrated in thin concrete walls. Energy and Buildings, 139, 242–253.

[22] Catalina, T., Virgone, J., & Kuznik, F. (2009). Evaluation of thermal comfort using combined CFD and experimentation study in a test room equipped with a cooling ceiling. Building and Environment, 44(8), 1740–1750.

[23] Chiang, W. H., Wang, C. Y., & Huang, J. S. (2012). Evaluation of cooling ceiling and mechanical ventilation systems on thermal comfort using CFD study in an office for subtropical region. Building and Environment, 48, 113–127.

[24] Gong, G., Liu, J., & Mei, X. (2017). Investigation of heat load calculation for air carrying energy radiant air-conditioning system. Energy and Buildings, 138, 193–205.

[25] Gao, S., Li, Y., Wang, Y. A., Meng, X. Z., Zhang, L. Y., Yang, C., & Jin, L. W. (2017). A human thermal balance based evaluation of thermal comfort subject to radiant cooling system and sedentary status. Applied Thermal Engineering, 122, 461-472.

[26] Ye, M., Serageldin, A. A., & Nagano, K. (2020). CFD simulation on the thermal performance of a novel radiant ceiling cooling panel (RCCP) system with segmented and concave surface combined with forced ventilation. Energy Reports, 6, 1519-1524.

[27] Qin, S. Y., Cui, X., Yang, C., & Jin, L. W. (2021). Thermal comfort analysis of radiant cooling panels with dedicated fresh-air system. Indoor and Built Environment, 30(10), 1596-1608.

[28] Radwan, A., Katsura, T., Ding, L., Serageldin, A. A., EL-Seesy, A. I., & Nagano, K. (2021). Design and thermal analysis of a new multi-segmented mini channel based radiant ceiling cooling panel. Journal of Building Engineering, 40, 102330.

[29] Ye, M., Serageldin, A. A., & Nagano, K. (2021). Numerical optimization of a novel ceiling radiant cooling panel combined with wall attached ventilation system. Case Studies in Thermal Engineering, 26, 101066.

[30] Ismail, N., & Ouahrani, D. (2022). Modelling of cooling radiant cubicle for an office room to test cooling performance, thermal comfort and energy savings in hot climates. Energy, 244, 123185.

[31] Nardecchia, F., Pompei, L., & Bisegna, F. (2022). Environmental parameters assessment of a new diffuser for air cooling/heating system: Measurements and numerical validation. Building Simulation, 15(6), 1111–1132.

[32] Guo, X., Wan, S., Chen, W., Zhang, H., Arens, E., Cheng, Y., & Pasut, W. (2023). Numerical simulation of cooling performance of radiant ceiling system interacting with a ceiling fan. Energy and Buildings, 297, 113492.

[33] Nutprasert, N., & Chaiwiwatworakul, P. (2014). Radiant cooling with dehumidified air ventilation for thermal comfort in buildings in tropical climate. Energy Procedia, 52, 250–259.

[34] Tye-Gingras, M., & Gosselin, L. (2012). Comfort and energy consumption of hydronic heating radiant ceilings and walls based on CFD analysis. Building and Environment, 54, 1–13.

[35] International Organization for Standardization. (2005). ISO 7730: 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. ISO.

[36] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. (2013). ASHRAE handbook—Fundamentals (SI ed.). ASHRAE.

[37] Fanger, P. O. (1970). Thermal comfort: Analysis and applications in environmental engineering. McGraw-Hill.

[38] European Committee for Standardization. (1998). Ventilation for buildings—Design criteria for the indoor environment. CEN.

[39] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. (2020). ANSI/ASHRAE Standard 55-2020: Thermal environmental conditions for human occupancy. ASHRAE.

[40] International Organization for Standardization. (1998). ISO 7726: Ergonomics of the thermal environment—Instruments for measuring physical quantities. ISO.

[41] Olesen, B. W. (1982). Thermal comfort requirements for floors. ASHRAE Transactions, 88(1), 760-768.

[42] ANSYS Inc. (2023). ANSYS Fluent (Release 2023 R2) [Computer software]. ANSYS Inc.

[43] Camci, M., Karakoyun, Y., Acikgoz, O., & Dalkilic, A. S. (2022). Experimental investigation of mixed and forced convection generated by displacement ventilation with radiant wall heating. International Communications in Heat and Mass Transfer, 139, 106476.

[44] Cheung, T., Schiavon, S., Parkinson, T., Li, P., & Brager, G. (2019). Analysis of the accuracy on PMV–PPD model using the ASHRAE Global Thermal Comfort Database II. Building and Environment, 153, 205-217.

[45] International Organization for Standardization. (1994). ISO 7730: Moderate thermal environments—Determination of the PMV and PPD indices and specification of the conditions for thermal comfort. ISO.

[46] Saha, A. C., Verma, V., Tarodiya, R., Mahboob, M. R., & Kumar, R. (2021). Analytical modeling of a radiant cooling system for thermal performance analysis. Materials Today: Proceedings, 47, 2474-2480.

[47] Stetiu, C. (1999). Energy and peak power savings potential of radiant cooling systems in US commercial buildings. Energy and buildings, 30(2), 127-138.

[48] Chkeir, A., Bouzidi, Y., El Akili, Z., Charafeddine, M., & Kashmar, Z. (2023). Assessment of thermal comfort in the traditional and contemporary houses in Byblos: A comparative study. Energy and Built Environment.

[49] Imanari, T., Omori, T., & Bogaki, K. (1999). Thermal comfort and energy consumption of the radiant ceiling panel system.: Comparison with the conventional all-air system. Energy and buildings, 30(2), 167-175.

[50] Mustakallio, P., Bolashikov, Z., Rezgals, L., Lipczynska, A., Melikov, A., & Kosonen, R. (2017). Thermal environment in a simulated double office room with convective and radiant cooling systems. Building and Environment, 123, 88-100

[51] Park, D. Y., & Chang, S. (2014). Numerical analysis to determine the performance of combined variable ceiling and floor-based air distribution systems in an office room. Indoor and Built Environment, 23(7), 971-987.

[52] Manuzon, R. B., & Zhao, L. (2009). Laboratory Evaluation and Modeling of Electrostatic Precipitation of PM Emissions from Poultry Buildings. ASHRAE Transactions, 115(2).

[53] Humphreys, M. A., & Nicol, J. F. (2002). The validity of ISO-PMV for predicting comfort votes in everyday thermal environments. Energy and Buildings, 34(6), 667-684.

[54] Fanger, P.O., (1986). Thermal environment—Human requirements, Environmentalist 6(4) 275-278

[55] Rong, P., Zhou, W., Wang, J., & Zhang, H. (2024). Evaluating thermal comfort and air quality in buses with different ventilation strategies in Hong Kong. Results in Engineering, 24, 103449.

[56] Melikov, A. K., Cermak, R., & Majer, M. (2007). Personalized ventilation: Evaluation of different air distribution patterns and occupied zone ventilation

performance. Building and Environment, 42(2), 677–682. https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2005.10.030

[57] Mundt, E. (1998). The performance of displacement ventilation systems: Experimental and theoretical studies.

[58] Causone, F., Corgnati, S. P., Filippi, M., & Olesen, B. W. (2009). Experimental evaluation of heat transfer coefficients between radiant ceiling and room. Energy and buildings, 41(6), 622-628.

[59] Song, D., Kim, T., Song, S., Hwang, S., & Leigh, S. B. (2008). Performance evaluation of a radiant floor cooling system integrated with dehumidified ventilation. Applied Thermal Engineering, 28(11-12), 1299-1311.

[60] Jia, H., Pang, X., & Haves, P. (2018). Experimentally-determined characteristics of radiant systems for office buildings. Applied energy, 221, 41-54

[61] Houghten, F. C., Gutberlet, C., & Witkowski, E. (1938). Draft Temperatures and Velocities in Relation to Skin Temperature and Feeling of Warmth.

[62] FANGER, P. O., & Christensen, N. K. (1986). Perception of draught in ventilated spaces. Ergonomics, 29(2), 215-235.

[63] Hanzawa, H. (1987). Airflow characteristics in the occupied zone of ventilated spaces.

[64] Fanger, P. O., Melikov, A. K., Hanzawa, H., & Ring, J. (1988). Air turbulence and sensation of draught. Energy and buildings, 12(1), 21-39.

[65] International Organization for Standardization. (2001). ISO 7726: Ergonomics of the thermal environment—Instruments for measuring physical quantities. ISO.

[66] Griefahn, B., Künemund, C., & Gehring, U. (2000). The significance of air velocity and turbulence intensity for responses to horizontal drafts in a constant air temperature of 23 °C. International Journal of Industrial Ergonomics, 26(6), 639–649. https://doi.org/10.1016/S0169-8141(00)00033-0

[67] Mayer, E., & Schwab, R. (1990). Thermal comfort of man in ventilated rooms: The effects of local air movements. International Journal of Biometeorology, 34(3), 147–150. https://doi.org/10.1007/BF01044966

[68] CEN, C. (1998). Ventilation for buildings: Design criteria for the indoor environment. Brussels, European Committee for Standardization.

[69] Park, S. H., An, I. H., Lee, Y. H., Cho, S. H., Lee, C. H., Seo, S. B., ... & Yook, S. J. (2024). Enhancement of indoor air quality with a displacement ventilation system comprising a 4-way fan coil unit and multiple air purifiers. Sustainability, 16(5), 1740.

[70] Lee, K., Jiang, Z., & Chen, Q. (2009). Air distribution effectiveness with stratified air distribution systems. Ashrae Transactions, 115(2), 322-333.

[71] Lau, J., & Chen, Q. (2007). Floor-supply displacement ventilation for workshops. Building and Environment, 42(4), 1718-1730.

[72] Zhai, Z. J., Zhang, Z., Zhang, W., & Chen, Q. Y. (2007). Evaluation of various draft assessment models for non-uniform and transient environments. Building

and Environment, 42(1), 173-181. https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2005.07.032

[73] Tartarini, F., & Schiavon, S. (2016). Indoor environmental quality in net-zero energy buildings: A review. Building and Environment, 103, 15-21. https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2016.04.014

[74] Bauman, F. S., Arens, E. A., & Zhang, H. (1993). Experimental study of heat transfer at the seat-air interface in sedentary environments. ASHRAE Transactions, 99(2), 733-749.

[75] Kaczmarczyk, J., Melikov, A. K., & Fanger, P. O. (2004). Human response to personalized ventilation and mixing ventilation. Indoor Air, 14(Suppl 8), 17-29. https://doi.org/10.1111/j.1600-0668.2004.00270.x

[76] Alfano, F. R. D., Palella, B. I., & Riccio, G. (2013). Influence of the air speed and the temperature gradient on the thermal comfort of seated subjects. Building and Environment, 63, 70-78. https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2013.01.018

[77] Teixeira, S., Oliveira, R., Rodrigues, N., Miguel, A. S. R., & Teixeira, J. C. (2011, January). Experimental validation of a CFD model in a thermal environment characterization. In ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition (Vol. 54884, pp. 307-312).

[78] Xie, D., Wang, Y., Wang, H., Mo, S., & Liao, M. (2016). Numerical analysis of temperature non-uniformity and cooling capacity for capillary ceiling radiant cooling panel. Renewable Energy, 87, 1154-1161.

[79] Lee, S., Park, B., Kim, J., & Kato, S. (2016). Evaluation of thermal characteristics on a multi-sheet-type radiant panel heating system. Journal of Building Engineering, 8, 48-57.

[80] Kamar, H. M., Kamsah, N. B., Ghaleb, F. A., & Alhamid, M. I. (2019). Enhancement of thermal comfort in a large space building. Alexandria Engineering Journal, 58(1), 49-65.

[81] Dong, Q., Li, S., & Han, C. (2020). Numerical and experimental study of the effect of solar radiation on thermal comfort in a radiant heating system. Journal of Building Engineering, 32, 101497.

[82] Serageldin, A. A., Ye, M., Radwan, A., Sato, H., & Nagano, K. (2021). Numerical investigation of the thermal performance of a radiant ceiling cooling panel with segmented concave surfaces. Journal of Building Engineering, 42, 102450.

[83] Holman, J. P. (2001). Experimental methods for engineers (7th ed.). McGraw-Hill

TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR

Makaleler

1. Temiz, M. C., Bacak, A., Camci, M., Karakoyun, Y., Acikgoz, O., & Dalkilic, A. S. (2025). A new hybrid CFD approach to study the impact of forced convection on radiant cooled wall with baseboard diffuser including various vane angles. International Journal of Thermal Sciences, 213, 109804. https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2025.109804

2. Temiz, M. C., Camci, M., Karakoyun, Y., Acikgoz, O., & Dalkilic, A. S. (2025). Examination of thermal comfort in a radiant cooled wall and slot diffuser ventilated room. Manuscript under review. Makale (değerlendirme aşamasında)

Konferans bildirisi

1. Temiz, M. C., & Dalkilic, A. S. (2025). Experimental assessment of thermal comfort in an office environment utilizing a combined radiant cooling and displacement ventilation system. In 21st International Istanbul Scientific Research Congress on Life, Engineering, Architecture, and Mathematical Sciences

Projeler

1. Temiz, M. C. (2024). Radyant yüzeyli ısıtma sistemlerinde havalandırmanın ısı geçişi karakteristiklerine etkisinin nümerik olarak incelenmesi (BAP Projesi No: FBA-2024-6401). Yıldız Teknik Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinatörlüğü.