

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**TAVANDAN SOĞUTULAN BİR HACİMDE SICAKLIK VE NEM
DAĞILIMININ DENEYSEL VE SAYISAL ANALİZİ**

**DOKTORA TEZİ
Deniz YILMAZ**

Anabilim Dalı : Makina Mühendisliği

Programı : Makina Mühendisliği

HAZİRAN 2011

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**TAVANDAN SOĞUTULAN BİR HACİMDE SICAKLIK VE NEM
DAĞILIMININ DENEYSEL VE SAYISAL ANALİZİ**

**DOKTORA TEZİ
Deniz YILMAZ
(503032704)**

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 06 Mayıs 2011

Tezin Savunulduğu Tarih : 29 Haziran 2011

**Tez Danışmanı : Prof.Dr.Seyhan UYGUR ONBAŞIOĞLU (İTÜ)
Diğer Jüri Üyeleri : Prof.Dr.Taner ÖZKAYNAK (İTÜ)
Prof.Dr.İsmail TEKE (YTÜ)
Prof.Dr.Cem PARMAKSIZOĞLU (İTÜ)
Prof.Dr. Oktay ÖZCAN (YTÜ)**

HAZİRAN 2011

Hocam Seyhan U. Onbařtođlu'na

ÖNSÖZ

Bu çalışmada, vaktinin büyük çoğunluğunu kapalı ortamlarda geçiren günümüz insanı için oldukça büyük önem taşıyan, iç mahal soğutması için yeni bir alternatif olarak öne çıkmaya başlayan, tavandan soğutma sistemleri detaylı olarak incelenmiştir. Sadece soğutma için değil, ısıtma amaçlı da kullanılabilen sistem; yüksek ısı konfor sağlaması, elektrik sarfiyatını azaltması ve sessiz olması gibi avantajlarıyla ön plana çıkmıştır. Dünyada kullanımı gitgide artan tavandan soğutma sistemlerinin, ülkemizde de, küresel ısınmaya karşı oluşan bilinçle birlikte önemi artacaktır. Bu tez çalışması bu yolda atılmış bir adımdır.

Doktoraya başladığım ilk günden itibaren bana her açıdan destek olan, yardımlarını esirgemeyen, kendisinden çok şey öğrendiğim; hem bu çalışmada, hem benim gelişmem üzerinde büyük emeği olan değerli hocam Prof.Dr.Seyhan Uygur Onbaşıoğlu'na, yardımlarından, sabrından, güveninden, özverisinden ve fedakarlıklarından dolayı teşekkür ederim.

Tez jürimde bulunan ve değerli fikirleriyle tezime katkı sağlayan saygıdeğer hocalarım, Prof.Dr.Taner Özkaynak, Prof.Dr.İsmail Teke, Prof.Dr.Oktay Özcan ve Prof.Dr.Cem Parmaksızoğlu'na katkılarından dolayı teşekkür ederim.

Hem değerli fikirleriyle, hem ekipman desteğiyle deneysel çalışmalarına katkıda bulunan Doç.Dr. Hülya Kuş'a ve deneyimlerini paylaştan Dr. Tiberiu Catalina'ya da katkılarından dolayı teşekkür ederim.

Çalışmamın deneysel kısımları için Panel Sistem Soğutma bünyesinde bir laboratuvar alanı kurulmuştur. Oldukça zahmetli ve yorucu olan bu kurulum esnasında ve deneylerin yürütülmesi sırasında bana destek veren, ilgisini esirgemeyen Panel Sistem Ar-Ge Müdürü Sayın Dr.Hüseyin Onbaşıoğlu'na yardımlarından dolayı teşekkür ederim.

Çalışmalarına her türlü malzeme desteği sağlayan Frigo Soğutma firmasına ve çalışanlarına, önerileriyle katkıda bulunan Frigo Mekanik çalışanlarına, farklı perforasyon yapılarındaki tavan panelleri için özel üretim yapan Aspen Yapı firmasına ve çalışanlarına, deney odasının kurulumunda, deney ekipmanlarının testinde ve montajında büyük emeği geçen Panel Sistem Soğutma imalat çalışanlarına ve bu imkanlardan faydalanmama vesile olan amcam Cemal Yılmaz'a teşekkür ederim.

Öğrenim hayatım boyunca maddi, manevi desteklerini esirgemeyen babam İbrahim Yılmaz, annem Nuray Yılmaz, kardeşim Cengiz Yılmaz'a özverilerinden dolayı teşekkür ederim.

Mayıs 2011

Deniz YILMAZ

(Mak.Yük.Müh.)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	v
İÇİNDEKİLER	vii
KISALTMALAR	ix
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xi
ŞEKİL LİSTESİ.....	xiii
ÖZET.....	xvii
SUMMARY	xix
1. GİRİŞ	1
1.1 Literatür Çalışması Çalışmanın Amacı	3
2. DENEYSEL ÇALIŞMALAR.....	9
2.1 Deney Odası	9
2.2 Su Soğutma Sistemi (Çiller).....	11
2.3 Tavan Panelleri.....	13
2.4 Veri Toplama (Data Acquisition) Sistemi.....	14
2.5 Isıl Eleman Çiftleri	15
2.6 Anemometre, Termometre, Nemölçer	16
2.7 Rotametre	16
2.8 Nem Sensörleri	16
2.9 Nem Sensörleri İçin Veri Toplama Sistemi	17
2.10 Merkezi İzleme Sistemi.....	18
2.11 Deney Verilerinin Toplanması ve Değerlendirilmesi	18
2.12 Deney Süresinin Belirlenmesi ve Deneylerin Tekrarlanabilirliği	22
2.13 Belirsizlik Analizi	26
2.14 Üçüncü Boyut Etkisinin İncelenmesi	27
2.15 Farklı Soğutma Suyu Sıcaklıklarının Düşey Sıcaklık Dağılımına Etkileri	29
3. TAVAN BOŞLUK ORANININ ODA İÇERİSİNDEKİ NEM VE SICAKLIK DAĞILIMINA ETKİSİNİN DENEYSEL İNCELENMESİ.....	35
3.1 Deney Düzeneği ve Panel Boşluk Yapısı.....	36
3.2 Tavan Boşluk Oranına Göre Bağlı Nem ve Sıcaklık Değişimleri	39
4. TAVANDA KULLANILAN AKUSTİK ŞİLTENİN, ODA İÇERİSİNDEKİ NEM VE SICAKLIK DAĞILIMI ÜZERİNE ETKİSİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ	45
4.1 Deney Çalışması Sonuçları	47
4.1.1 %22 Boşluk oranlı şilteli tavan	47
4.1.2 %55 Boşluk oranlı şilteli tavan	50
4.2 Şilteli ve Şilteli Tavan İçin Genel Değerlendirmeler	53
4.3 Soğutma Paneli ile Oda Tavanı Arasındaki Bölgenin İncelenmesi	57
5. SAYISAL ÇALIŞMA	59
5.1 Sayısal Modelin Oluşturulması	59
5.2 Türbülans Modelleri	62

5.2.1 Standart k- ϵ modeli	63
5.2.2 RNG k- ϵ modeli	64
5.2.3 Realizable k- ϵ modeli.....	65
5.2.4 Standart k- ω modeli	66
5.2.5 Reynolds stress modeli (RSM).....	67
5.3 Çözüm Metodolojisi	68
5.4 Türbülans Modellerinin Sınanması	70
5.4.1 Şilteliksiz tavan	70
5.4.2 Şilteli tavan.....	76
6. NEM ÜRETİMİ.....	87
6.1 Sayısal Çalışma	88
6.2 Modelin Doğrulanması.....	93
6.2.1 Yoğuşmanın gerçekleşmediği durum.....	93
6.2.2 Yoğuşmanın gerçekleşmediği durum.....	96
7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	101
KAYNAKLAR.....	103

KISALTMALAR

bn_a	: Bağıl Nem Artışı
CCR	: Ceiling Coverage Ratio
DIN	: Deutsches Institut für Normung
DOAS	: Dedicated Outdoor Air Systems
Nu	: Nusselt Sayısı
Pr_t	: Türbülanslı Prandtl Sayısı
Ra	: Rayleigh Sayısı
RC	: Resistor Capacitor
RNG	: Renormalization Group
RSM	: Reynolds Stress Model
Sc_t	: Türbülanslı Schmidt Sayısı
TS	: Türk Standartları
UDF	: User Defined Function
USB	: Universal Serial Bus

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1 : Isıl eleman çiftlerinin oda içerisinde dağılım mesafeleri.	23
Çizelge 2.2 : Deney sonuçlarına göre 14000.saniye ile 15000.saniye arasındaki standart sapma miktarları.	23
Çizelge 2.3 : Isıl eleman çiftlerinin yer değiştirmeleri sonucu oluşan hata.....	24
Çizelge 2.4 : Tekrarlanan deneylerden elde edilen standart sapma değerleri.....	26
Çizelge 2.5 : Nem sensörleri ve ısı çiftlerinin oda içerisinde dağılım mesafeleri.	27
Çizelge 2.6 : Nem sensörlerinin ve ısı çiftlerinin oda içerisinde dağılım mesafeleri.	30
Çizelge 3.1 : Isıl eleman çiftlerinin oda içerisinde dağılım mesafeleri.	37
Çizelge 4.1 : Isıl eleman çiftlerinin oda içerisinde dağılım mesafeleri (m).....	46
Çizelge 5.1 : Fluent® programında kullanılan çözüm parametreleri.	68
Çizelge 5.2 : Nusselt sayısı karşılaştırması.	69
Çizelge 5.3 : Sensörlerin y eksenini üzerindeki yerleri (m).	81

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1	: Deney odası görünüşü.	10
Şekil 2.2	: Deney odası boyutları.....	10
Şekil 2.3	: Deneyde kullanılan su soğutma sistemi.	11
Şekil 2.4	: Su soğutma sistemi prensip şeması.	12
Şekil 2.5	: Sistem prensip şeması.	12
Şekil 2.6	: Tavan panelleri.	13
Şekil 2.7	: Tavan panellerinin kesit görüntüsü.	13
Şekil 2.8	: Veri toplama sistemi.....	14
Şekil 2.9	: Oda içerisinde bulunan ısıtma eleman çiftlerinin görüntüsü.....	15
Şekil 2.10	: Nem sensörü.	16
Şekil 2.11	: Nem sensörlerinin oda içerisindeki görüntüleri.	17
Şekil 2.12	: Veri toplama sistemi.....	17
Şekil 2.13	: Merkezi izleme sistemi.....	18
Şekil 2.14	: Tablo şeklinde raporlama örneği.	19
Şekil 2.15	: Grafik şeklinde raporlama örneği.....	20
Şekil 2.16	: Tablo şeklinde raporlama örneği.	20
Şekil 2.17	: Grafik şeklinde raporlama örneği.....	21
Şekil 2.18	: Mimari raporlama örneği.....	21
Şekil 2.19	: Oda içerisine yerleştirilen ısıtma eleman çiftleri.....	22
Şekil 2.20	: Üç gün boyunca tekrarlanan sıcaklık ölçümleri.	24
Şekil 2.21	: Üç gün boyunca tekrarlanan sıcaklık ölçümleri dağılımı.....	25
Şekil 2.22	: Sensörlerin üç boyutlu dizilimi.	28
Şekil 2.23	: Sıcaklığın zamanla değişimi.....	28
Şekil 2.24	: Oda içerisindeki ısıtma eleman çiftleri ve nem sensörleri (z/W=0.5).....	30
Şekil 2.25	: Farklı su giriş sıcaklıkları için düşey ekseninde bağıl nem değişimi.	31
Şekil 2.26	: Farklı su giriş sıcaklıkları için ortam sıcaklığı değişimi.	32
Şekil 2.27	: Tavan sıcaklığının merkez eksenindeki sıcaklık dağılımına etkisi.	33
Şekil 2.28	: Tavan sıcaklığının sağ duvar yüzeyindeki (x/L=1) sıcaklık dağılımına etkisi.	33
Şekil 2.29	: Sağ ve sol duvar yüzeyindeki düşey sıcaklık dağılımları.	34
Şekil 3.1	: Oda içerisine yerleştirilen ısıtma eleman çiftleri ve nem sensörleri.	36
Şekil 3.2	: Tavan boşluk yapısı (Boşluk oranı=%55).	37
Şekil 3.3	: Tavan boşluk yapısı (Boşluk oranı=%22).	38
Şekil 3.4	: Tavan boşluk yapısı (Boşluk oranı=%8).	38
Şekil 3.5	: Soğutma oranı değişimleri a)tavan, b)merkez, c)zemin.	40
Şekil 3.6	: Soğutma oranı değişimleri, a) sağ duvar, b) sol duvar, c) merkez.	41
Şekil 3.7	: Bağıl nem artışları, a)tavan, b)merkez, c)zemin.	43
Şekil 3.8	: Bağıl nem artışları, a) sağ duvar, b) sol duvar, c) merkez.....	44
Şekil 4.1	: Akustik şiltenin görüntüsü [28].	46
Şekil 4.2	: Akustik şiltenin tavan üzerindeki görüntüsü [28].	46
Şekil 4.3	: %22 Boşluk oranlı tavan için soğutma oranı dağılımları.	48
Şekil 4.4	: %22 Boşluk oranlı tavan için bağıl nem artışları.	49

Şekil 4.5	: %55 Boşluk oranlı tavan için soğuma oranı dağılımları.	51
Şekil 4.6	: %55 Boşluk oranlı tavan için bağıl nem artışları.	52
Şekil 4.7	: Sıcaklığın zamanla değişimleri a)%55 şiltersiz, b)%22 şiltersiz, c)%8 şiltersiz.	54
Şekil 4.8	: Sıcaklığın zamanla değişimleri a)%55 şilteli, b)%22 şilteli.	55
Şekil 4.9	: Odadaki sıcaklık dağılımları (%22 Boşluk oranlı tavan ile).	56
Şekil 4.10	: Deney odasının kesiti.	57
Şekil 4.11	: Tavan paneli ile oda tavanı arasındaki bölgede sıcaklık değişimi.	58
Şekil 4.12	: Tavan paneli ile oda tavanı arasındaki bölgede bağıl nem değişimi.	58
Şekil 5.1	: Fiziksel model ve sınır koşulları.	60
Şekil 5.2	: “A” kesiti.	60
Şekil 5.3	: Kapalı hacim için tasarlanan hesaplama ağının görüntüsü.	69
Şekil 5.4	: Sıcaklık değişimleri a)tavan, b)merkez.	71
Şekil 5.5	: Hız vektörleri, a)RNG k- ϵ , b)Standart k- ϵ , c)Standart k- ω , d)Realizable k- ϵ , e)RSM.	74
Şekil 5.6	: Bağıl nem değişimleri a)tavan, b)merkez.	75
Şekil 5.7	: %55 Boşluk oranlı tavanda sıcaklık değişimleri a)tavan,b)merkez.	76
Şekil 5.8	: %55 Boşluk oranlı tavanda bağıl nem değişimleri a)tavan, b)merkez.	77
Şekil 5.9	: %22 Boşluk oranlı tavanda sıcaklık değişimleri a)tavan, b)merkez.	78
Şekil 5.10	: %22 Boşluk oranlı tavanda bağıl nem değişimleri a)tavan, b)merkez.	79
Şekil 5.11	: Doğrulama için oluşturulan deney düzeneği.	80
Şekil 5.12	: %55 Boşluk oranlı şilteli tavanda sıcaklık ve bağıl nem değişimleri.	80
Şekil 5.13	: Doğrulama için oluşturulan deney düzeneği.	81
Şekil 5.14	: Tavan yüzeyindeki sıcaklık ve bağıl nem değişimleri.	82
Şekil 5.15	: Termal kamera görüntüsü.	83
Şekil 5.16	: %55 Boşluk oranlı şilteli tavan için sıcaklık değişimleri.	84
Şekil 5.17	: %55 Boşluk oranlı şilteli tavan için bna değişimleri.	85
Şekil 6.1	: Fluent programında nemdeki artışın modellenmesi.	89
Şekil 6.2	: UDF kullanılması durumunda nemdeki artışın modellenmesi.	89
Şekil 6.3	: Yoğuşma için ilave kod algoritması.	92
Şekil 6.4	: Yoğuşma olmadığı durumda sıcaklık ve nem değişimleri.	94
Şekil 6.5	: Özgül nem değişimleri, a)tavan,b)merkez.	95
Şekil 6.6	: Sıcaklık değişimleri, a)tavan,b)merkez.	96
Şekil 6.7	: Oda içerisindeki yoğuşma konturları.	97
Şekil 6.8	: Yoğuşma olduğu durumda sıcaklık ve nem değişimleri.	98
Şekil 6.9	: Özgül nem değişimleri, a)tavan,b)merkez.	99
Şekil 6.10	: Sıcaklık değişimleri, a)tavan,b)merkez.	100

SEMBOL LİSTESİ

C	: Konsantrasyon
$D_{sb,hava}$	: Difüzyon katsayısı
H	: Yükseklik
h	: Taşınım katsayısı
k	: Türbülans kinetik enerjisi
L	: Genişlik
L_{cc}	: Tavan uzunluğu
$M_{w,i}$	: Bileşenlerin mol ağırlığı
m	: Kütle
P_{sat}	: Buharlaşma basıncı
P	: Toplam basınç
P_i	: Kısmi basınç
q''	: Isı akısı
R	: İdeal gaz sabiti
S_i	: Kaynak terimi
T	: Sıcaklık
T'	: Sıcaklık salınımı
T_i	: Duvar sıcaklığı
T_s	: Tavan sıcaklığı
T_{su}	: Soğutma suyu sıcaklığı
$T_{dış}$	: Dış ortam sıcaklığı
t	: Zaman
u_i	: Ortalama hız
u'_i	: Hız salınımı
V	: Hacim
W	: Derinlik
w	: Özgül nem
w_{sat}	: Buharlaşma basıncındaki özgül nem
Y_i	: Bileşenlerin kütle oranı

Yunan Harfleri

κ	: Hata
θ_R	: Toplam hata
φ	: Bağıl nem
ρ	: Yoğunluk
$\varnothing^t$	: Türbülanslı dissipasyon
μ	: Viskozite
μ_t	: Türbülans viskozitesi
μ_{eff}	: Efektif viskozite
Γ_t	: Isı akısı için türbülanslı difüzyon

Γ_C	: Konsantrasyon akısı için türbülanslı difüzyon
σ_k	: Türbülanslı kinetik enerji için Prandtl sayısı
σ_ϵ	: Türbülanslı kinetik enerjinin dissipasyonu için Prandtl sayısı
ω	: Spesifik dissipasyon hızı
α_k	: Ters efektif Prandtl sayısı
α_ϵ	: Ters efektif Prandtl sayısı
ϵ	: Dissipasyon hızı

TAVANDAN SOĞUTULAN BİR HACİMDE SICAKLIK VE NEM DAĞILIMININ DENEYSEL VE SAYISAL ANALİZİ

ÖZET

Bu çalışmada, tavandan soğutulan 2.5x2.5x2.5(m) boyutlarında bir test odası kurularak, tavan boşluk oranı ve akustik şiltenin kapalı hacimdeki sıcaklık ve nem dağılımına etkileri irdelenmiştir. Rayleigh sayısının 4×10^9 olduğu deney koşullarında, yüksek doğal taşınım etkisindeki akış modellenmiş ve geliştirilen sayısal yöntem deneylerle doğrulanmıştır. Deneysel veriler, türbülanslı doğal taşınımı modelleyen farklı yaklaşımlar arasında karşılaştırma yapılmasını sağlamıştır. Uygun türbülans modelinin seçimi ile geometrik parametrelerin etkisinin sayısal olarak belirlenmesi olanaklı olmuştur. Momentum ve enerji denklemlerinin, hava içerisindeki su buharının transportu denklemi ile birlikte çözüldüğü çalışmada, duvar yüzeylerindeki yoğunlaşma da incelenmiştir. Deneysel ve sayısal olarak elde edilen korelasyonlar, literatürde verilen korelasyonlarla uyum sağlamıştır.

Çalışmada, tavan panellerindeki boşluk oranı artışının, oda içerisindeki hava akışının boru yüzeylerine daha fazla temas etmesine ve taşınım ile olan ısı geçişinin artmasına neden olduğu gözlemlenmiştir.

Tavan panellerinin yüzeyine serilen akustik şiltenin ısı geçişini azalttığı; öte yandan kütle geçişini büyük ölçüde engellediği için bağıl nemi arttırdığı gözlemlenmiştir.

Standart k- ω türbülans modelinin, türbülansın dissipasyonu yerine, spesifik dissipasyon denklemini çözmesi nedeniyle, geçici rejimde; RNG k- ϵ modelinin ise yüksek hız gradyanlarında çözüm yapabilmesi nedeniyle, çekirdek bölge olarak adlandırılan kısımda deneysel verilere daha uygun sonuçlar verdiği gözlemlenmiş; nem dağılımını belirlemede türbülans modellerinin katkısı da ayrıca incelenmiştir.

Çalışmada ayrıca oda içerisine yerleştirilen soğuk nem kaynağı ile nem üretimi yapılmış, tavan yüzeyinde ve oda içerisindeki özgül nem ve sıcaklık değişimleri incelenmiş ve bu değişimler paket programa yerleştirilen bir kod ile sayısal olarak da modellenmiştir.

EXPERIMENTAL AND NUMERICAL INVESTIGATION OF TEMPERATURE AND HUMIDITY DISTRIBUTION IN AN ENCLOSURE WITH CHILLED CEILING

SUMMARY

This study is an experimental and numerical investigation on application of chilled ceiling panels with different porosity rate in an enclosure, having diameters of 2.5x2.5x2.5(m). The effect of porosity rate and the existence of acoustic nonwoven on temperature and humidity distribution have been investigated.

Experimental investigations in the enclosure are presented for the case with $Ra=4 \times 10^9$ and a numerical model has been used to simulate the experimental set up. Experimental results have been used to validate the numerical model. Experimental data have led to comparisons between the different turbulent modeling approaches. By selecting appropriate turbulence model, the effect of geometric parameters had become possible to be determined numerically. Momentum and energy equations have been solved with the transport equation of water vapor in the air and the numerical model was enhanced to represent the vapor condensation on the wall surfaces. Experimental and numerical correlations obtained from the study are found to be consistent with the correlations in the literature.

It was observed that high porosity rate in the ceiling panels, can cause the air in the room to contact with the pipe surface much more which as a consequence lead to an increase in convective heat transfer.

The acoustic nonwoven which was covered the ceiling panel's surfaces; reduce heat transfer and because of highly preventing mass transfer an increase was observed for the relative humidity ratio.

Since, Standard $k-\omega$ turbulence model solves specific dissipation equation rather than turbulent dissipation, the solution for unsteady flow is more consistent with the experimental results. Besides this, RNG $k-\epsilon$ turbulence model predicts the flow in the cell region better, due to the additional term in its turbulent dissipation equation.

In this study, humidity is also generated by a cold humidity source placed in the test room. The changes in the specific humidity and temperature have been examined on the surface of the ceiling and in the test room. Additionally, these changes have been computed by a program (user defined function) appended to the software package.

1. GİRİŞ

Eski çağlarda buz kalıplarının önüne fanların yerleştirilmesiyle, evlerin çatılarına konulan yağmur suyu tutucuların üzerinden geçen havanın odanın içine esmesiyle başlayan iklimlendirme arayışı günümüze kadar devam etmiştir. Günümüz insanının kapalı ortamlarda daha çok vakit geçirmeye başlamasıyla birlikte, iç hava şartlandırması her geçen gün önem kazanmaya başlamıştır. Özellikle alışveriş merkezleri, plazalar, hastaneler, toplantı salonları, iş merkezleri gibi toplu yaşam alanlarının artması, kontrollü, merkezi hava şartlandırması gereğini göstermiştir. Konvansiyonel sistemler, ortamda kontrollü bir hava şartlandırması sağlamakta; ancak, sağlıklı bir ortam yaratmamaktadır. İçeride dolaşan sirküle havası, menfezlerden üflenerek hava hızları ve kanallardaki nemli bölgelerde oluşan bakteriler, iç hava kalitesini düşürmektedirler. Bunun yanında, fanlar tarafından harcanan elektrik sarfıyatı, yüksek ses seviyeleri, üfleme havasının hızından dolayı düşük ısı konforu ve hepsinden önemlisi bu tür sistemlerin kullanılması sebebiyle küresel ısınma tehlikesi, araştırmacıları alternatif sistemler aramaya yönlendirmiştir. Bu sistemlerin başında tavandan soğutma sistemleri gelmektedir. Tavandan soğutma sistemleri, sessiz çalışması, yüksek ısı konforu özellikleri, düşük enerji maliyetleri nedeniyle Avrupa’da tercih edilen bir sistem haline gelmiştir.

Tavandan soğutma sistemleri, doksanlı yılların başında geliştirilmiş su ile soğutmayı sağlayan sistemlerdir. Soğutmalı asma tavan sistemi, metal asma tavan sistemine benzeyen, üstüne monte edilmiş borulardan sıcak veya soğuk suyun geçmesiyle insanların bulunduğu ortamı iklimlendirerek konfor seviyesinde tutmaya yarayan bütün bir sistemdir.

Verilen hacimsel debilere göre, suyun taşınımıyla ısı geçiş katsayısı havadan 4000 kat daha fazladır. Bu nedenle su ile ısıtma sistemleri Avrupa ülkelerinde çok yaygındır ve sulu soğutma sistemleri klimaların yerlerini almaya başlamıştır. Bu sistem Avrupa’da 15 yıldır kullanılıyor olmasına rağmen ülkemizde yeterince yaygın değildir.

Tavandan soğutma sisteminin diğer sistemlere göre avantajı; bu sistemle enerji tüketiminin büyük ölçüde (yaklaşık %15-20) azaltılabilmektedir. Enerji tüketimindeki bu düşüşün nedeni, kullanmakta olduğumuz sistemlerde soğuk su sıcaklığını 4-7°C mertebelerine düşürmek gerekirken, tavandan soğutma sistemlerinde 10-16°C'nin yeterli olmasıdır. Bu da evaporatör sıcaklığını arttırarak çevrim verimini iyi yönde etkilemektedir. Bir diğer önemli neden ise; soğutma sisteminin çalışma saatlerinin dışında gece de çalıştırılabilmesidir. Böylece dış ortam sıcaklığının düşük olduğu gece saatlerinde suyu soğutmak için harcanacak enerji azalacaktır. Ayrıca, elektrik fiyatının düşük olduğu gece saatlerinde elektrik kullanmak da işletme maliyetlerini düşürecektir. Konvansiyonel sistemlerde elektrik maliyetlerini arttıran bir diğer önemli husus da fanlardır. Tavandan soğutma sistemleri doğal taşınım yolu ile soğutma yaptıklarından, oldukça yüksek seviyede enerji harcayan fanların bulunmaması büyük bir avantajdır.

Tavandan soğutma sisteminin diğer özelliklerinden biri de, oda içerisinde şu an kullanılan sistemlere göre daha iyi ısı konfor sağlamasıdır. Bu sistemlerde ısı geçişi doğal taşınım gerçekleşmektedir. Oysaki konvansiyonel sistemlerde menfezlerden üflenen hava insan sağlığına olumsuz etkilerde bulunmaktadır. Bu hava ortam içerisinde homojen dağılmadığından, sadece bir noktadan üflendiğinden, menfez yakınında bulunan insanları rahatsız ederken, uzakta bulunan insanları da yeteri kadar şartlandırılmış havadan faydalanamadıkları için rahatsız etmektedir. Tavandan soğutma sistemleri, sadece ısı konfor açısından değil, aynı zamanda iç hava kalitesi açısından da tercih edilmelidir. Klima sistemlerinde bulunan nemli bölgeler, “Legionella pneumophila” gibi bakterilerin üremesi için elverişli ortamlar yaratmaktadır. Bu mikroorganizmalar, hava akımına karışarak, böyle bir klima havasını soluyan insanlar için ciddi rahatsızlıklar oluşturmaktadırlar.

Öte yandan, tavandan soğutma sistemlerinde yoğuşma problemi vardır. Bu problemin önlenmesi için maksimum soğutma kapasitesi, havanın çiğ noktası sıcaklığı ile sınırlı tutulmalıdır.

Hem ortamın ısı konforunu arttırması, hem de enerji tüketimini azaltması açısından oldukça avantajlı bir sistem olan tavandan soğutma teknolojisi uzun zamandır bilinmesine rağmen (15 yıldır Avrupa’da, yaklaşık son 10 yıldır da Amerika’da kullanılmaktadır), yoğuşma probleminin çözilememesinden dolayı uzun süre kullanılamamıştır.

Yoğuşma riski göz önüne alındığında, tavandan soğutma sistemlerinin kullanım alanları sınırlanmaktadır. Özellikle, alışveriş merkezleri, hastaneler, oteller, iş merkezleri gibi merkezi soğutma yapılan infiltrasyonun düşük olduğu, içeri giren havanın kontrollü olduğu, yüksek havalandırma miktarlarının gerekmediği yerlerde tercih edilmektedir. Hava sızıntısının fazla olduğu binalar da yoğuşma açısından risk grubundadır. Bina cephesinden hava sızıntısının minimum seviyede olması için binanın “Hava Sızdırmazlığı Ulusal Standartları”na (National Standart of Air Tightness)” uygun olması gerekmektedir.

1.1 Literatür Çalışması Çalışmanın Amacı

Tavandan soğutma sistemleri, konvansiyonel sistemlere alternatif olarak iyi bir araştırma konusudur. Bazı eski yapılar ve tarihi kaynaklar, pasif soğutma (veya ısıtma) yönteminin çok eski zamanlardan beri bilinmekte ve kullanılmakta olduğunu göstermektedir. Pasif ısıtma ve soğutma yöntemlerinin tarihte pek çok uygulanmasına rastlanmaktadır. Bath (İngiltere) ve Roma (İtalya) şehirlerindeki termal yapılar, pasif ısıtmanın ilk örnekleridir. Eski Roma’da 2000 yıl önce inşa edilmiş, hamam ve odaları ısıtmaya yarayan yer altı ısıtma tesisatları (ocaktan gelen sıcak gazın yükseltilmiş döşemenin altından geçerek, duvardaki baca deliğinden tahliye edildiği bir sistemdir) bulunmaktadır. Yine yaklaşık aynı dönemlerde Türklerin, soğuk nehir suyunu duvarların içindeki yarıklardan geçirerek evlerini soğuttuğuna dair anekdotlar vardır [1].

Modern çağlara baktığımızda, pasif ısıtma sistemlerinin kullanımına 1907’lerde başlanmış olmasına rağmen, pasif soğutmanın kullanımıyla ilgili denemelere 1930’larda başlanmış ancak yoğuşma problemi nedeniyle, bu denemeler başarısızlıkla sonuçlanmıştır.

Yoğuşma problemini çözmek için çalışan araştırmacılar, uygun bir havalandırma sistemi ve çiğ noktası sıcaklığının altında tutulan iç ortam havası ile yoğuşmanın önüne geçtiler. Bu şekilde ilk uygulama 1937 yılında Zürih’tedir.

Daha sonra 1950’li yılların başında San Fransisco’da “Kaiser Building” de kullanılan tavandan soğutma sistemleri, iyi bir ısıl konfor sağlayamadığı gerekçesiyle, binada çalışanların memnuniyetsizliğine neden olmuştur.

1994 yılında Feustel [2-3] yaptığı çalışmada, bu durumun sebebini; binadaki pencerelerin alüminyum çerçeveli tek cam olması, binanın geniş cephesinin batıya dönük olması gibi bina dizaynındaki bazı problemler ve yine sürekli artan kişisel bilgisayar kullanımı ve ofis malzemesine karşılık, kurulmuş olan, tavandan soğutma sisteminin yeterli performansı karşılayamaması şeklinde açıklamaktadır. Sonuç olarak tavandan soğutma sistemleri 1950’lerden 1980’lerin ortalarına kadar unutulmuş ve kullanılmamıştır. Ancak süregelen havalandırma sistemlerinin yarattığı rahatsızlıklar “hasta bina”(sick buildings) kavramını ortaya çıkarmıştır. İnsanların vakitlerinin çoğunu klimatize edilen ortamlarda geçirmeye başlamasıyla, ortam havasının iklimlendirilmesinin en doğal yollardan yapılması araştırma konusu olarak ön plana çıkmıştır. 1980’lerin sonuna doğru, bir çeşit doğal havalandırma yöntemi olan, “displacement ventilation” yeni bir havalandırma stratejisi olarak kullanılmaya başlamıştır. Bu yöntemde, havalandırma için yoğunluk farklarından yararlanılmaktadır ve böylece süregelen havalandırma sistemlerindeki (mixing ventilation) rahatsız edici hava akımlarının (cereyan) önüne geçilmiştir. Ancak bu yöntemle soğutma kapasitesi oldukça düşük kalmaktadır. Çünkü konfor şartlarına göre “BS EN ISO 7730” Standardında [4] belirtildiği üzere, ayak ve baş bölgesi arasındaki sıcaklık gradyanının 3°C’yi geçmemesi gerekmektedir. Bu durumda, zemine yakın bölgeden, ortama verilen iklimlendirilmiş hava yeterince soğuk olamamaktadır. Buna karşılık en uygun çözüm, ortamın soğutulmasını ve havalandırmayı birbirinden ayrı proses olarak tanımlamaktır. Soğutmanın, ortama soğuk hava taşınmadan yapılmasının tek yolu, soğutulacak mekâna bir soğuk kaynak koymaktır. Bu soğuk kaynak da tavandan soğutma panelleridir. Böylece uzun yıllar gözden düşen pasif soğutma yöntemi, “displacement ventilation” ile birlikte tekrar gündeme gelmiştir. Öncelikli olarak 1980’lerde İskandinavya, Almanya ve İsviçre’de kullanılan sistemler, İngiltere ve Hollanda’da da yaygınlaşmaktadır [5]. Almanya’da ve İsviçre’de yeni yapılan ticari binaların çoğunda tavandan soğutma sistemleri kullanılmaktadır.

Tavandan soğutma sistemlerinin yaygınlaşmasındaki en önemli nedenlerden biri de, kullanıldıkları ortamda iyi bir ısı konfor sağlamalarıdır. Tavandan soğutma sistemi bulunan bir odada uzun süre oturan birisi için konforludur.

Çünkü az termal yük, ılık bir ortam sağlamaktadır ve oda içinde rahatsız edici hava akımları oluşturmamaktadırlar. Bu yüzden de Japonya'daki hastanelerde tercih edilmektedir [6-7].

Imanari vd., tavandan soğutma sistemleri kullanılan bir ortamdaki ısı konforu ile ilgili detaylı bir anket araştırması yapmışlardır [8]. Çalışmada, bir toplantı odası tavanının %56'sı tavandan soğutma panelleriyle kaplanmıştır. Hem tavandan soğutma sistemi, hem de konvansiyonel iklimlendirme sistemi için ayrı deneyler yapılmış ama deneklere hangi sistemi oyladıkları hakkında bilgi verilmemiştir. Deney esnasında sıcaklık ölçümleri de alınmıştır. Sıcaklık ölçümlerinden elde edilen sonuçlarda, tavandan soğutma sistemlerinin “soğuk baş bölgesi, sıcak ayak bölgesi” şeklinde bir iklimlendirme ortamı oluşturduğu, konvansiyonel sistemin ise “sıcak baş bölgesi, soğuk ayak bölgesi” iklimlendirmesi sağladığı görülmüştür. Deneklerden elde edilen verilere bakıldığında, %80'e yakın oyun tavandan soğutma sistemlerinin iklimlendirdiği ortamı “konforlu” bulduğu sonucuna varılmıştır. Yine benzer bir çalışma İngiltere'de yapılmış olup, tavandan soğutma sistemi kullanılan bir odada yapılan anket çalışmasından elde edilen sonuçlarda, oda içerisindeki düşey sıcaklık farklarının ısı konforu sağlayacak şekilde olduğu tespit edilmiştir [9]. Düşey sıcaklık asimetrisi ile ilgili bir başka deneysel çalışma da Catalina vd'leri [10] tarafından yapılmış olup, bu çalışmada da, tavandan soğutma yapılan bir odada düşey sıcaklık asimetrisinin BS EN ISO 7730 Standartlarında belirtilen ısı konfor şartlarını sağladığı tespit edilmiştir. Bu çalışmaları destekleyen çeşitli yayınlar bulunmaktadır [11-15].

Günümüzde bir sistemin kullanılabilir olmasını sağlayan en önemli faktörlerden birisi de ekonomikliğidir. Yapılan araştırmalar göstermektedir ki, tavandan soğutma sistemleri enerji tasarrufu açısından da avantajlıdır. Niu vd.'lerinin yapmış olduğu çalışmada, konvansiyonel sistemlerle kıyaslandığında, nem almalı tavandan soğutma sisteminin, fan enerjisinden %78 kazanç sağladığı ve toplam enerji analizi yapıldığında ise %44 enerji tasarrufu sağladığı görülmüştür [16].

Maliyet analizinin yapıldığı birçok çalışmaya rastlamak mümkündür. Mumma'nın [17] yapmış olduğu çalışmada ise, tavandan soğutma/DOAS (Dedicated Outdoor Air System) sistemi ilk yatırım maliyetleri açısından incelendiğinde, konvansiyonel sistemlere göre, metrekarede 22 dolar kazanç sağladığı tespit edilmiştir.

İşletme maliyetlerini ise, yılda (Philadelphia’da 6 katlı bir binada, 17300m² bir alan için, haftada 5 gün, günde 12 saat çalışarak) %29 düşürdüğü görülmüştür. Enerji harcamalarını düşürürken aynı zamanda ısıl konfor şartlarıyla da optimize etmek için çeşitli modellemelerde yapılmıştır. Laouadi yapmış olduğu çalışmada, tavandan soğutma/ısıtma sistemleri için bir model oluşturmuş ve bu modeli binalar için enerji modelleme yazılımına (“Building Energy Simulation Software”) entegre etmiştir. Çalışmada, geliştirilen yarı-analitik model, ısı transferi hesabı için bir boyutlu çözümleme yapan, enerji modelleme yazılımına tümleştirilmiş ve doğru tahminler elde edilmiştir [18]. Literatürde başka modelleme çalışmaları da bulunmaktadır [19-20].

Tavandan soğutma sistemlerinin birçok avantajının yanında, uygulamada kullanılmasını zorlaştıran dezavantajı yoğuşmadır. Özellikle Hong Kong gibi nemli bölgelerde yoğuşma riski iyice ön plana çıkmaktadır. Yoğuşmanın oluşmaması için tavan panellerinin yüzey sıcaklığının daima çiğ noktası sıcaklığının üzerinde olması alınabilecek önlemlerin başında gelmektedir. Yapılan çalışmalarda yoğuşmaya karşı alınan tedbir bu yöndedir [21]. Ancak, bu da sistemin ısı verimini düşürmektedir. Örneğin 30°C sıcaklıkta %60 bağıl nemde bulunan bir ortamda soğutma suyu sıcaklığı hiçbir zaman 21°C’nin altına inmemelidir. Bu durumda soğutma kapasitesi hep sınırlı kalmakta istenilen performans elde edilememektedir. Yoğuşma problemi ile ilgili birçok araştırma bulunmaktadır. Vangtook vd’leri tarafından yapılmış olan bir çalışmada, deney odası sıcak ve nemli bir bölge olan Tayland’da kurulmuştur ve su sıcaklığı 24 °C’de sabit tutulmuştur. Bu durum panellerin ısı alma kapasitesini düşürse de, sonuçların ASHRAE ve ISO tarafından belirtilen konfor şartlarını sağladığı görülmüştür [22].

Hem yoğuşmayı önlemek hem de soğutma kapasitesini arttırmak için birçok çalışma yapılmıştır ve yapılmaktadır. Günümüzde yaygın olarak kullanılan sistem, tavandan soğutma sistemlerinin, dış ortam havasının şartlandırılmasıyla birlikte kullanılmasıdır. Bu sistemde dış ortam havası, sirküle edilen iç ortam havasından ayrı olarak şartlandırılmaktadır (DOAS). Bu sayede ortamın nemi hep düşük tutulmakta ve soğutma kapasitesi yoğuşma riski olmadan arttırılabilmektedir.

Zhang vd.’lerinin yapmış olduğu çalışmada [23], nemli bir bölge olan Hong Kong’daki bir ofis odasına tavandan soğutma sistemi kurulmuş ve oda içerisine giren temiz hava kontrollü olarak soğutulmuş ve nemi alınmıştır.

Bu şekilde tavandan soğutma sistemlerinden oldukça iyi verim alındığı belirtilmiştir. Yine aynı çalışmada, binanın sızdırmazlığının önemi üzerinde de durulmuştur. Benzer bir çalışma sıcak ve nemli bir iklimi olan Çin'in Pekin şehrindeki bir ofis ortamı için yapılmıştır. Çalışmada tavandan soğutma sistemi, nem alıcı ve havalandırma sistemi bir arada kullanılmış, bu sayede hem yoğunlaşma riski ortadan kaldırılmış, hem iç hava kalitesi iyileştirilmiştir [24].

Literatür araştırmasından izlendiği üzere, tavandan soğutma sistemleri konusundaki belli başlı çalışmalar, soğutma performansı, ekonomiklik ve ısı konfor üzerine yoğunlaşmıştır. Bu çalışmada ise, tavandan soğutulan bir hacimde, sıcaklık, nem dağılımı ve tavan üzerindeki yoğunlaşmayı inceleyebilmek için bir sayısal model oluşturulmuş ve bu sayısal model deneyler ile doğrulanmıştır. Literatürdeki diğer çalışmalardan farklı olarak, tavandan soğutulan test odasının içinde herhangi bir havalandırma sistemi kullanılmamış, nem alıcı yerleştirilmemiş, farklı parametrelerin (tavan panellerinin boşluk oranı, akustik şilte), panellerin soğutma performansı, oda içerisindeki sıcaklık ve nem dağılımı üzerine etkileri araştırılmıştır. Yine aynı oda içerisinde nem üretimi yapılmış ve bunun için oluşturulan sayısal modele ilave bir kod eklenmiş ve nem dağılımı için oluşturulan model deneyler ile desteklenmiştir.

2. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

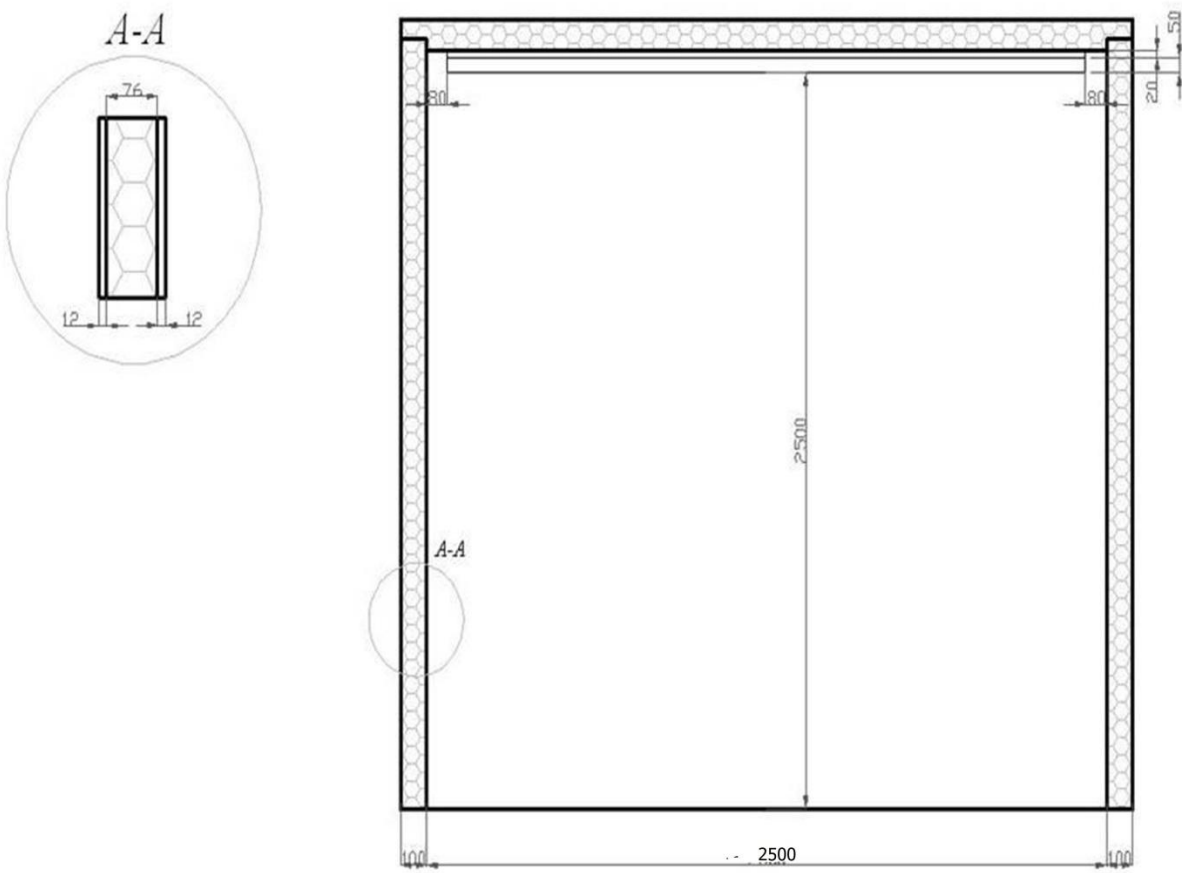
Deneysel çalışma için yalıtımlı alçıpandan yapılmış bir oda hazırlanmış, tavana yerleştirilen tavan panelleri vasıtasıyla oda soğutulmaya çalışılmıştır. Sistemde dolaşan su, su soğutma sistemi (çiller) ile soğutulmuştur. Ölçümler için; T tipi ısı eleman çiftleri, nem sensörleri, veri toplama sistemi kullanılmıştır. Deney esnasında, su soğutma sistemi çalışmaya başladığı andan itibaren veri toplama sistemine bağlanan ısı eleman çiftler vasıtasıyla, a)odanın içerisinde, b)tavan panellerinin yüzeyinde, c)duvarlarda ve zeminde sıcaklık değişimleri bilgisayar ortamında raporlanmıştır.

2.1 Deney Odası

Deney odası 2.5(genişlik,L) x 2.5(derinlik,W) x 2.5(yükseklik,H) ebatlarında KNAUF® marka alçıpandan yapılmıştır (Şekil 2.1). Alçıpan malzemenin kalınlığı 12 mm'dir. İki alçıpan arasında oluşturulan 76 mm'lik boşluğa izolasyon malzemesi yerleştirilmiştir. İzolasyon malzemesi olarak TS 825'de belirtildiği üzere ısı iletim katsayısı 0.040 W/mK olan taş yünü tercih edilmiştir. Ayrıca duvarlar, zemin ve tavan epoksi boya ile boyanmıştır. Duvar kalınlıkları her yerde eşit olup 100 mm'dir. Zemin betondur ve özel bir döşeme kullanılmamıştır, epoksi boya ile boyanmıştır. Kapı ahşap malzemeden yapılmıştır. Kapı yüzeyi, kenarları, kapı eşiği hava sızmasını önlemek için 19 mm kalınlığında polietilen esaslı sünger izolasyon malzemesi ile kaplanmıştır. Odanın 2 adet camı bulunmaktadır, yine camlarda hava sızıntısını ve ısı geçişini önlemek için polietilen esaslı sünger izolasyon malzemesi ile kaplanmıştır. Şekil 2.2'de deney odasının boyutları detaylı bir şekilde gösterilmiştir.



Şekil 2.1 : Deney odası görünüşü.



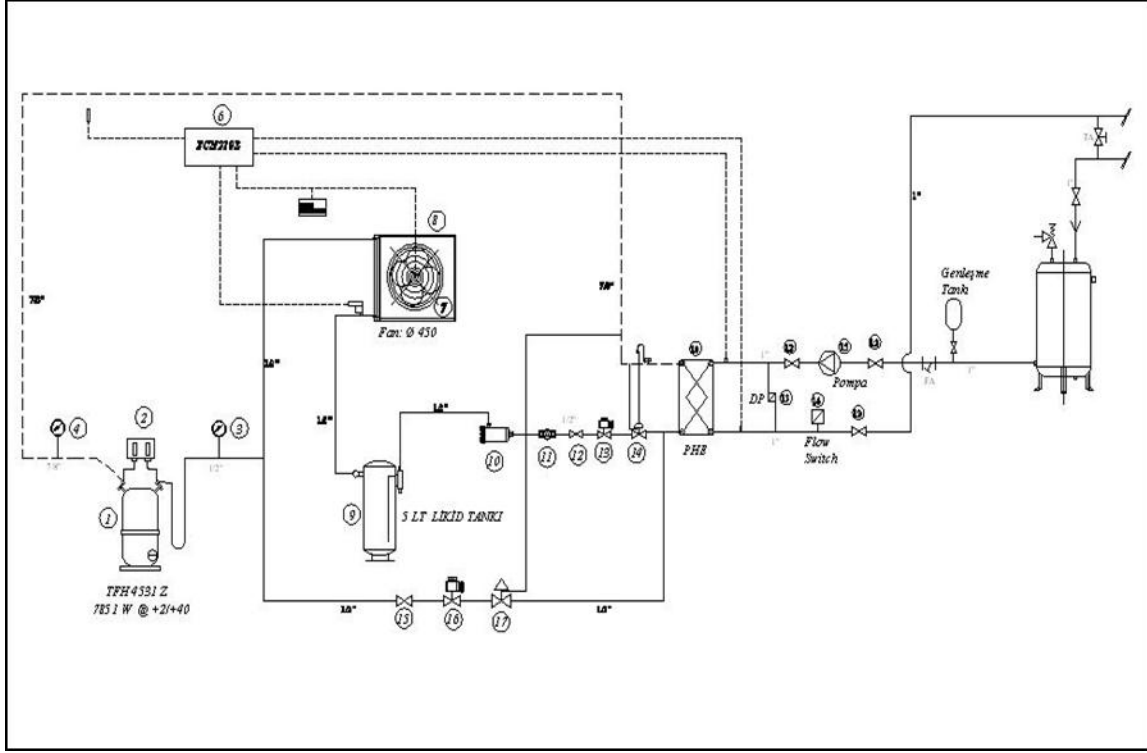
Şekil 2.2 : Deney odası boyutları.

2.2 Su Soğutma Sistemi (Çiller)

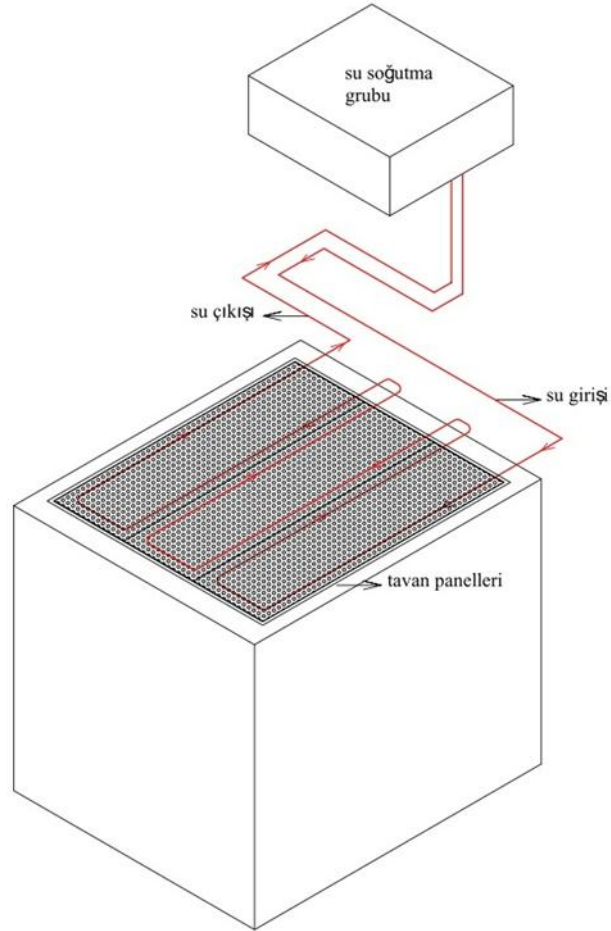
Deneyde kullanılan su soğutma grubu, plakalı evaporatorü, pompası ve diğer su hattı ekipmanları ile komple bir pakettir. Sistemde Tecumseh® marka (TFH4531Z) pistonlu hermetik tip 7850 W (+2/+40°C) soğutma gücünde kompresör kullanılmıştır. Kompresörün giriş ve çıkısındaki basınç değerlerinin kontrolü basınç presostatı ile yapılmaktadır. Su soğutma grubunda kullanılan pompa WILO® marka (Stratos30) olup frekans devir kontrollüdür. Bu sayede su debisi belirli sınırlar dâhilinde değiştirilebilmektedir. Pompanın emme ve basma değerlerinin kontrol edilebilmesi için, emme ve basma hattında manometreler takılmıştır. Ayrıca, su akışının varlığını kontrol etmek için “flow-switch” kullanılmış bu sayede suyun dolaşımını engelleyen bir durum oluştuğunda sistem kendini kapatmaktadır. Sistemin kontrolü su soğutma sistemleri için özel olarak tasarlanmış, Invensys® marka ECH200 tip otomatik kontrol cihazı kullanılmıştır. Bu cihaz sayesinde, suyun çillere giriş ve çıkış sıcaklıkları kontrol edilebilmiş ve istenilen değişiklikler yapılabilmektedir. Sistemde sıcak gaz “bypass” kapasite kontrolü kullanılmıştır. Bu sayede %20 ile %100 arasında oransal kapasite kontrolü yapılmış ve sistem hiç dur-kalk yapmadan çalıştırılmıştır. Bunlara ilave olarak çiller çıkısındaki suyun debisini ölçmek için debimetre ve sistemdeki havayı almak için “purjor” kullanılmıştır. Şekil 2.3’te su soğutma sisteminin görseli bulunmaktadır. Şekil 2.4’te su soğutma sistemi prensip şeması ve Şekil 2.5’de sistem prensip şeması görülmektedir.



Şekil 2.3 : Deneyde kullanılan su soğutma sistemi.



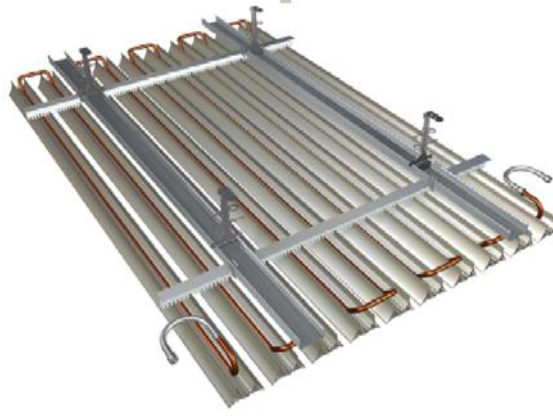
Şekil 2.4 : Su soğutma sistemi prensip şeması.



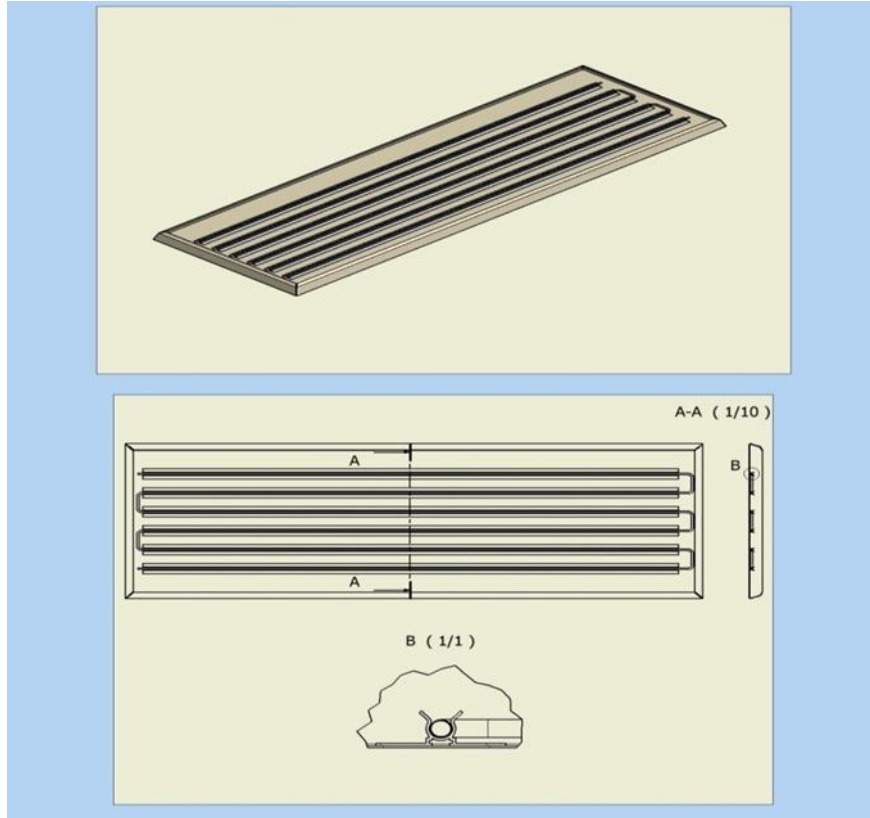
Şekil 2.5 : Sistem prensip şeması.

2.3 Tavan Panelleri

Alman Zenith Frenger® markasına sahip tavan panelleri 3 adet olarak tavana yerleştirilmiştir. Panelin içinden geçmekte olan borular bakır malzemeden yapılmış olup, panelin kendisi saçtır (Şekil 2.6). Panel 0.8m eninde 2.3m boyunda alüminyum profilden yapılmış olup, üzerine mıknatıslı bir sistemle monte edilmiş iç çapı 0.8cm olan bakır borular bulunmaktadır. Paneller birbirine esnek hortumlarla bağlanmıştır. Şekil 2.7’de panellerin kesiti görülmektedir.



Şekil 2.6 : Tavan panelleri.



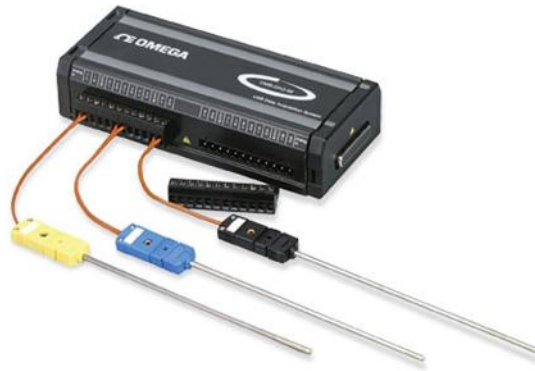
Şekil 2.7 : Tavan panellerinin kesit görüntüsü.

2.4 Veri Toplama (Data Acquisition) Sistemi

Sıcaklık, basınç, kuvvet, ivme, gerilme gibi fiziksel büyüklüklerin ölçülmesi ve incelenmesi için öncelikle bu analog işaretlerin sayısallaştırılması (analog to digital conversion - ADC) gerekir. Veri toplama (Data Acquisition) işlemi çok basit olarak şu aşamalardan oluşur. Algılayıcılar ve dönüştürücüler fiziksel bir büyüklüğü elektrik sinyaline çevirir. Bu elektrik sinyali, ya doğrudan ya da çeşitli sinyal koşullama ünitelerinden geçtikten sonra veri toplama sistemine gelir. Analog sinyaller burada dinamik yapılarına uygun bir hızda (sampling rate) ve çözünürlükte (resolution bit rate) örneklendikten sonra bilgisayar ortamında gerçek zamanda işlenir ya da saklanır. Veri toplama donanımları, birlikte çalıştıkları bilgisayarın işletim sistemine ve veri toplamanın yönetildiği uygulama yazılımına sürücü yazılımları ile tanıtılırlar.

USB ile bilgisayara bağlanabilen Omega® markalı veri toplama sistemi ile ısı eleman çiftleri vasıtasıyla ölçülen değerler, 1/s aralıklarla bilgisayara aktarılmıştır. Bilgisayarda toplanan veriler özel bir program ile grafik hale getirilerek analiz edilmiştir.

Deneyde kullanılan veri toplama sistemi 30 kanallıdır (25 Analog çıkışlı, 5 Dijital çıkışlı) (Şekil 2.8).



Şekil 2.8 : Veri toplama sistemi.

2.5 Isıl Eleman Çiftleri

Isıl eleman çiftleri, İki farklı alaşım veya metalin (ısıl çift)uçlarının kaynatılması ile oluşan bir sıcaklık ölçü elemanıdır. Kaynak noktası sıcak nokta, diğer iki uç ise soğuk noktadır. Sıcak nokta ısıtıldığında, soğuk nokta ile arasında sıcaklık farkından dolayı bir gerilim oluşur. Oluşan bu gerilim mV mertebesindedir. Sıcaklık ölçümü, oluşan bu mV değerinden yararlanılarak ölçülür. T tipi termokupullarda pozitif uç bakır ve negatif uç ise Konstantandır.

Bu çalışmada 0–175 °C arasında ölçüm yapabilen T tipi yüzey ısı eleman çiftleri ile odanın duvarlarında, tavanda ve zeminde sıcaklık ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Yine, 270 – 400°C arasında ölçüm yapabilen T tipi hava ısı eleman çiftleri ile de oda içerisinde çeşitli noktalardaki havanın sıcaklık ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Toplam 25 adet ısı eleman çifti farklı kombinasyonlarda çeşitli noktalarda kullanılmıştır. Şekil 2.9’da ısı eleman çiftlerinin oda içerisindeki yerleşimlerinin bir kısmı görülmektedir.



Şekil 2.9 : Oda içerisinde bulunan ısı eleman çiftlerinin görüntüsü.

2.6 Anemometre, Termometre, Nemölçer

Hız, sıcaklık ve nem ölçümü yapılabilen TESTO® 435-2 el cihazı, nem ve hız ölçümlerinin yanında T tipi ısıl eleman çiftlerinin kalibrasyonu için de kullanılmıştır. Cihaz ile 0–20 m/s değerleri arasındaki hız ölçümleri, -20 ile +70°C değerleri arasındaki sıcaklık ölçümleri, 0 ile %100RH değerleri arasındaki nem ölçümleri yapılabilir. Cihazın hassasiyeti; $\pm 0.3^{\circ}\text{C}$, $\pm 2\% \text{RH}$, $\pm 0.03 \text{ m/s}$ 'dir.

2.7 Rotametre

Rotametre, akışkan yolu üzerine düşey yönde bağlanan, akım yönüne göre çok az miktarda genişleyen bir tüp olup, tüp içerisinde bulunan bir referans kütlenin hareketinden yararlanarak, akış debisini gösterir. Rotametre, deney sisteminde çiller çıkışına bağlanarak, sisteme giden suyun debisi ölçülmüştür.

2.8 Nem Sensörleri

Deneyde kullanılan nem sensörleri kapasitif olarak çalışmaktadır. Kapasitif sensörler, RC(Resistor-Capacitor) osilatörü ile bir kapasitif alan oluşturmaktadırlar, bu RC osilatörü havayı dielektrik madde kabul etmekte ve üzerindeki nem yoğunluğu değiştikçe kapasite değeri ve dolayısıyla direnç değeri değişmektedir.

Deney sisteminde kullanılan nem sensörleri Eliwell marka EWHS300 modelidir (Şekil2.10). %0-%100RH arasında ölçüm yapabilen nem sensörlerinin hassasiyeti: $\pm 2\% \text{RH}$ (10..95%RH), $\pm 3\% \text{RH}$ (<10%>95%RH)'dır. Tepki süresi (response time) 30 saniyedir. Şekil 2.11'de deney odası içerisinde nem sensörlerinin yerleşimi görülmektedir.



Şekil 2.10 : Nem sensörü.



Şekil 2.11 : Nem sensörlerinin oda içerisindeki görüntüleri.

2.9 Nem Sensörleri İçin Veri Toplama Sistemi

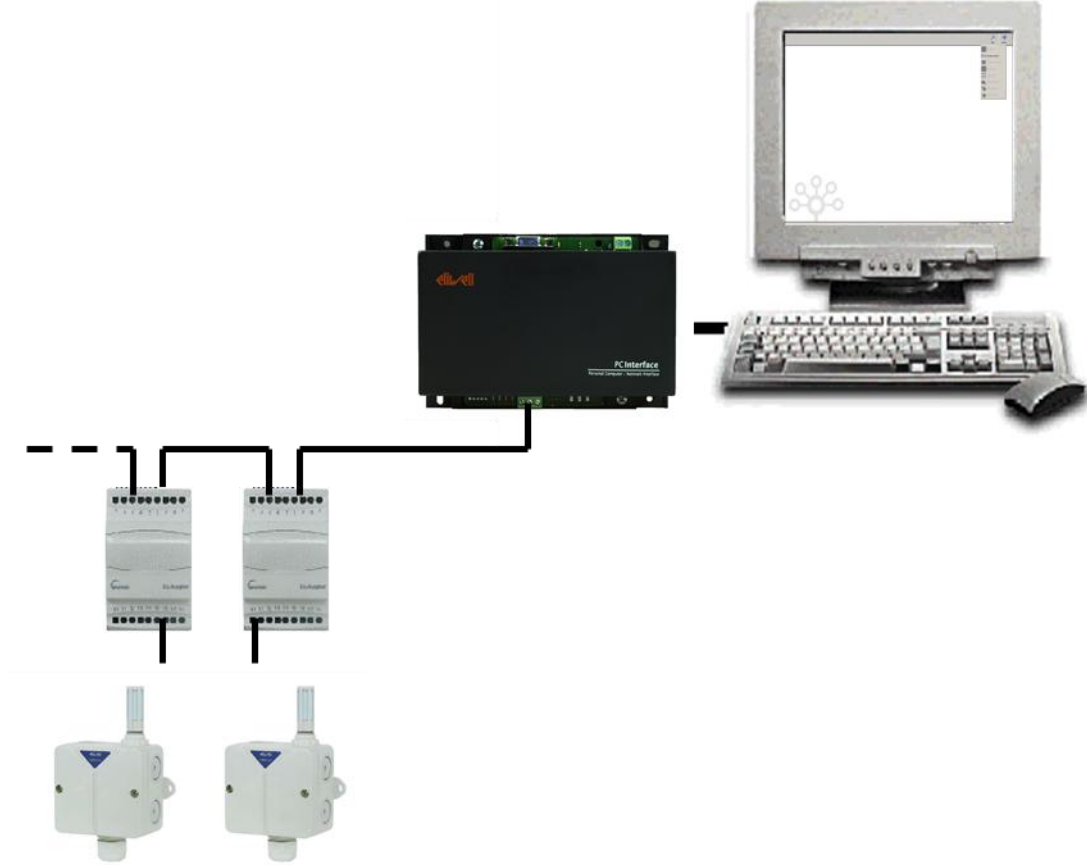
Nem sensörleri için veri toplama sistemi olarak 3 adet Eliwell marka EWTV 240 cihazı kullanılmıştır (Şekil 2.12).



Şekil 2.12 : Veri toplama sistemi.

2.10 Merkezi İzleme Sistemi

Çalışmadaki, kontrol ve uzaktan kumanda yönetimi, TelevisNet® sistemi ile sağlanmıştır. Kontrol ve izleme işlemi kişisel bilgisayarlar üzerinden yapılmıştır. Veri toplama sisteminden gelen bilgiler anlık olarak TelevisNet® yazılımı ile görüntülenir ve kaydedilir. Yine aynı şekilde sensörlerde oluşan arıza durumlarında da sistem alarm vererek kullanıcıyı uyarır (Şekil 2.13).



Şekil 2.13 : Merkezi izleme sistemi.

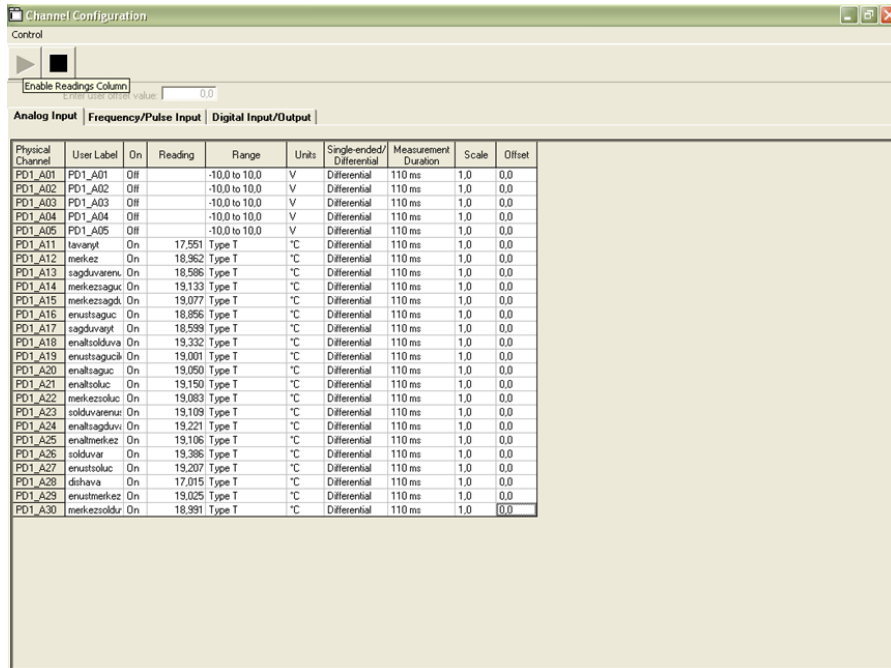
2.11 Deney Verilerinin Toplanması ve Değerlendirilmesi

Deney verilerinin sağlıklı bir şekilde kaydedilmesi ve raporlanması çalışmanın verimliliği açısından oldukça önemli bir aşamadır. Isıl eleman çiftlerinin ölçmüş olduğu değerler bir “Veri Toplama Sistemi” vasıtasıyla okunmaktadır. Isıl eleman çifti bağlandığı modülün klemensiyle farklı bir malzeme olan ısıl eleman çifti kabloları arasında ek bir bağlantı oluşur. Klemens bağlantısı da bir gerilim ürettiği için bir hata oluşur. Soğuk nokta kompanzasyonu ile bu hata düzeltilir.

Soğuk nokta kompanzasyonu (Cold Junction Compensation), bağlantı noktası 0°C'ye denk gelecek şekilde, hesaplanan hata geriliminin ölçülen değerden çıkartılmasıdır.

Modülün sıcaklığı, dâhili bir sensörden ölçülür. Bağlantıdan kaynaklanan bu hata düzeltildikten sonra, modülün içerisinde yer alan özel bir yazılım, gerilimi doğrusal olarak sıcaklık bilgisine dönüştürür. Tüm bu düzeltmelerden sonra modülden okunan değerler, üretici firmanın vermiş olduğu yazılım programı ile bilgisayar ekranında yaklaşık 2 saniyede bir raporlanmakta ve kaydedilmektedir. Raporlama sıcaklık veya voltaj cinsinden yapılabilmektedir. Deneyler esnasında 2 saniyede bir elde edilen sıcaklık değerleri zamana göre kaydedilmiştir. Şekil 2.14 ve Şekil 2.15'den görüldüğü üzere her bir ısı elemanı çifti için hem tablo şeklinde hem de grafik olarak ayrı ayrı raporlanmıştır.

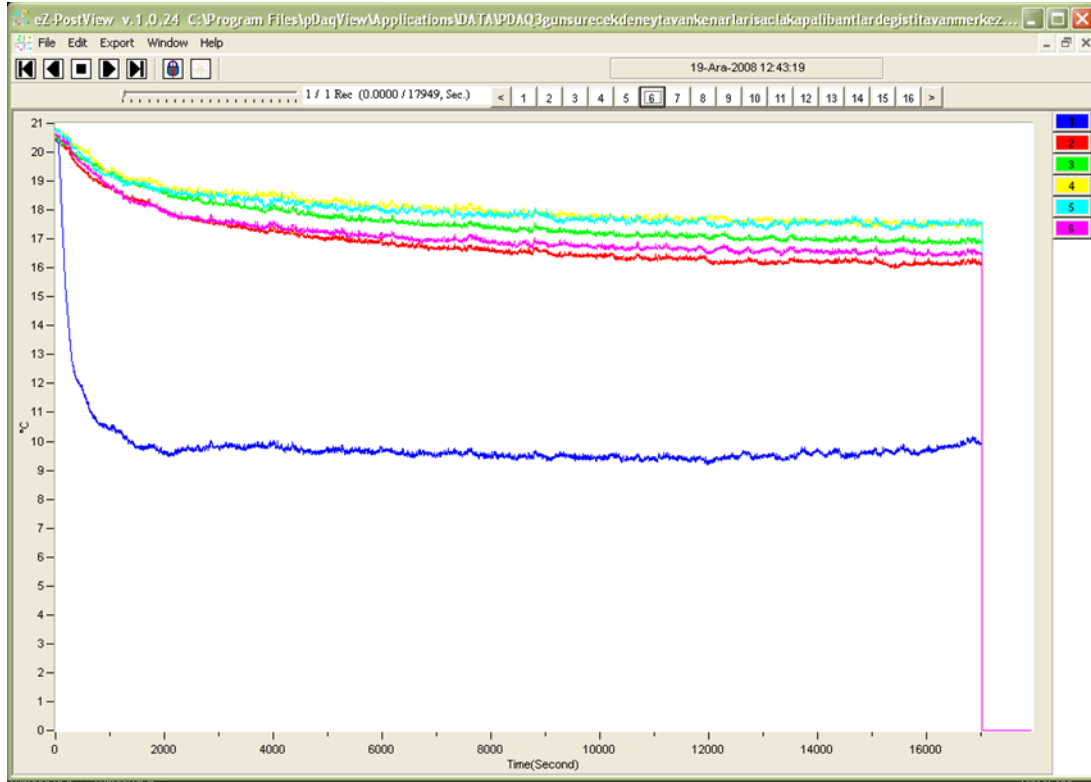
Nem sensörlerinden elde edilen verileri ise uzaktan izleme programı TelevisNet® tarafından kayıt edilmiş ve raporlanmıştır. Deneyler sırasında, nem değerleri her 5 dakikada bir kaydedilmiştir. Şekil 2.16 ve Şekil 2.17' den görüldüğü üzere her bir nem sensörü için ayrı ayrı tablo veya grafik olarak raporlanmıştır. Şekil 2.18'de ise mimari tablolama örneği görülmektedir. Mimari raporlama ile deney esnasında hem sensörün bulunduğu yeri görmek, hem de nem değişimini rahatlıkla izleyebilmek mümkün olmuştur.



The screenshot shows the 'Channel Configuration' window with a 'Control' section at the top. Below it, there are tabs for 'Analog Input', 'Frequency/Pulse Input', and 'Digital Input/Output'. The 'Analog Input' tab is selected, and a table of sensor readings is displayed. The table has columns for Physical Channel, User Label, On, Reading, Range, Units, Single-ended/Differential, Measurement Duration, Scale, and Offset. The table contains 30 rows of data, including various temperature and voltage measurements.

Physical Channel	User Label	On	Reading	Range	Units	Single-ended/Differential	Measurement Duration	Scale	Offset
PD1_A01	PD1_A01	Off		-10.0 to 10.0	V	Differential	110 ms	1.0	0.0
PD1_A02	PD1_A02	Off		-10.0 to 10.0	V	Differential	110 ms	1.0	0.0
PD1_A03	PD1_A03	Off		-10.0 to 10.0	V	Differential	110 ms	1.0	0.0
PD1_A04	PD1_A04	Off		-10.0 to 10.0	V	Differential	110 ms	1.0	0.0
PD1_A05	PD1_A05	Off		-10.0 to 10.0	V	Differential	110 ms	1.0	0.0
PD1_A11	tavanrt	On	17.951	Type T	°C	Differential	110 ms	1.0	0.0
PD1_A12	merkez	On	18.962	Type T	°C	Differential	110 ms	1.0	0.0
PD1_A13	sagduvarenu	On	18.596	Type T	°C	Differential	110 ms	1.0	0.0
PD1_A14	merkezsaguc	On	19.133	Type T	°C	Differential	110 ms	1.0	0.0
PD1_A15	merkezsagdi	On	19.077	Type T	°C	Differential	110 ms	1.0	0.0
PD1_A16	enustsaguc	On	18.956	Type T	°C	Differential	110 ms	1.0	0.0
PD1_A17	sagduvarnt	On	18.599	Type T	°C	Differential	110 ms	1.0	0.0
PD1_A18	enaltolduva	On	19.332	Type T	°C	Differential	110 ms	1.0	0.0
PD1_A19	enustsagucik	On	19.001	Type T	°C	Differential	110 ms	1.0	0.0
PD1_A20	enaltoluc	On	19.050	Type T	°C	Differential	110 ms	1.0	0.0
PD1_A21	enaltoluc	On	19.150	Type T	°C	Differential	110 ms	1.0	0.0
PD1_A22	merkeztoluc	On	19.063	Type T	°C	Differential	110 ms	1.0	0.0
PD1_A23	solduvarenu	On	19.109	Type T	°C	Differential	110 ms	1.0	0.0
PD1_A24	enaltagduvni	On	19.221	Type T	°C	Differential	110 ms	1.0	0.0
PD1_A25	enaltmerkez	On	19.106	Type T	°C	Differential	110 ms	1.0	0.0
PD1_A26	solduvar	On	19.386	Type T	°C	Differential	110 ms	1.0	0.0
PD1_A27	enustsoluc	On	19.207	Type T	°C	Differential	110 ms	1.0	0.0
PD1_A28	dishava	On	17.015	Type T	°C	Differential	110 ms	1.0	0.0
PD1_A29	enustmerkez	On	19.025	Type T	°C	Differential	110 ms	1.0	0.0
PD1_A30	merkeztoldur	On	18.991	Type T	°C	Differential	110 ms	1.0	0.0

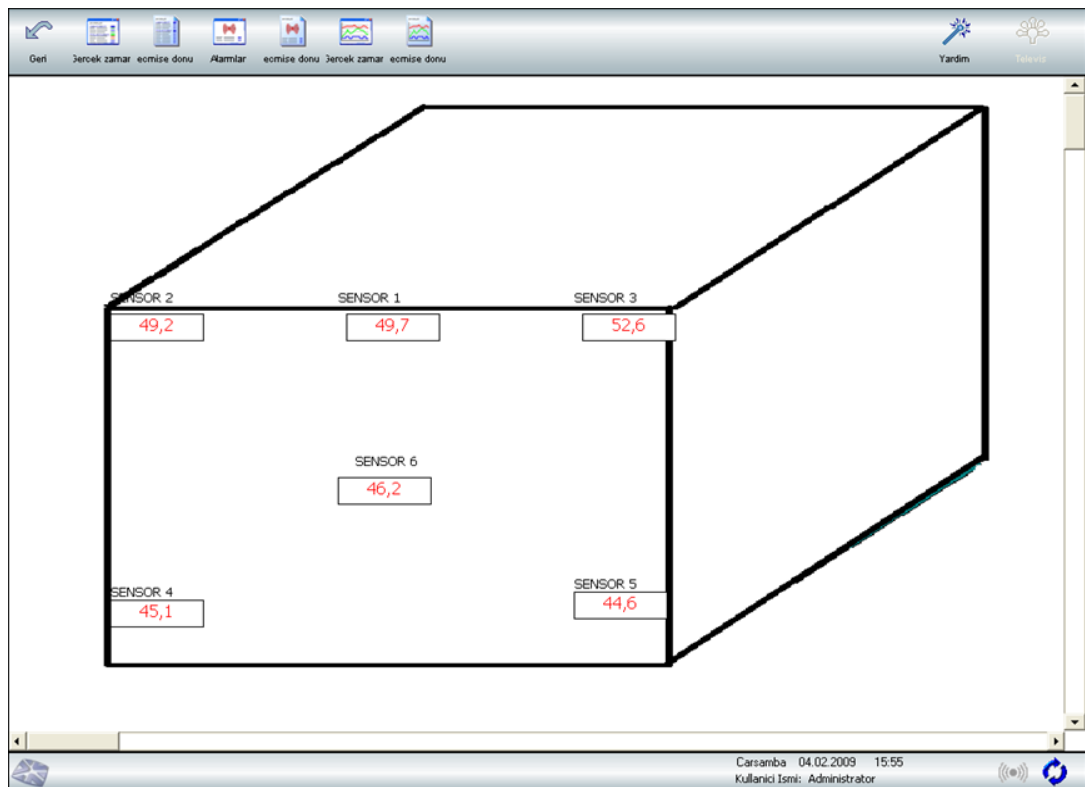
Şekil 2.14 : Tablo şeklinde raporlama örneği.



Şekil 2.15 : Grafik şeklinde raporlama örneği.

Tesis									
PCDENİZ									
CIHAZ-1									
Tarih ve zaman	SENSOR 1 (°C)	SENSOR 2 (°C)	SENSOR 3 (°C)	İLETİŞİM HATASI	ON	SENSOR 4 (°C)	SENSOR 5 (°C)	SENSOR 6 (°C)	SENSOR 7 (°C)
14.04.2009 13:13:10	52,8	53,5	54,9	Bilgi	On	54,0	53,7	52,8	52,8
14.04.2009 13:18:10	52,6	53,2	54,6	Bilgi	On	53,7	52,8	52,8	52,8
14.04.2009 13:23:10	52,3	52,9	54,4	Bilgi	On	53,4	52,8	52,8	52,8
14.04.2009 13:28:10	52,1	52,7	54,2	Bilgi	On	53,3	52,8	52,8	52,8
14.04.2009 13:33:10	52,1	52,4	54,1	Bilgi	On	53,0	52,8	52,8	52,8
14.04.2009 13:38:10	52,5	52,5	54,4	Bilgi	On	53,5	52,8	52,8	52,8
14.04.2009 13:43:10	52,8	52,4	54,8	Bilgi	On	53,7	52,8	52,8	52,8
14.04.2009 13:48:10	52,8	52,5	55,0	Bilgi	On	53,9	52,8	52,8	52,8
14.04.2009 13:53:10	52,9	52,5	55,3	Bilgi	On	54,0	52,8	52,8	52,8
14.04.2009 13:58:10	52,9	52,6	55,4	Bilgi	On	54,1	52,8	52,8	52,8
14.04.2009 14:03:10	52,9	52,6	55,6	Bilgi	On	54,1	52,8	52,8	52,8
14.04.2009 14:08:10	52,9	52,6	55,6	Bilgi	On	54,1	52,8	52,8	52,8
14.04.2009 14:13:10	52,9	52,7	55,7	Bilgi	On	54,1	52,8	52,8	52,8
14.04.2009 14:18:10	52,9	52,7	55,7	Bilgi	On	54,1	52,8	52,8	52,8
14.04.2009 14:23:10	52,9	52,7	55,7	Bilgi	On	54,1	52,8	52,8	52,8
14.04.2009 14:28:10	52,9	52,7	55,7	Bilgi	On	54,2	52,8	52,8	52,8
14.04.2009 14:33:10	52,9	52,8	55,6	Bilgi	On	54,1	52,8	52,8	52,8
14.04.2009 14:38:10	52,9	52,8	55,5	Bilgi	On	54,1	51,1	51,1	51,1
14.04.2009 14:43:10	52,8	52,7	55,4	Bilgi	On	54,1	51,1	51,1	51,1
14.04.2009 14:48:10	52,8	52,7	55,5	Bilgi	On	54,1	51,1	51,1	51,1
14.04.2009 14:53:10	52,7	52,7	55,4	Bilgi	On	54,1	51,1	51,1	51,1
14.04.2009 14:58:10	52,7	52,8	55,4	Bilgi	On	54,0	51,1	51,1	51,1
14.04.2009 15:03:10	52,7	52,7	55,4	Bilgi	On	54,0	51,1	51,1	51,1
14.04.2009 15:08:10	52,7	52,7	55,4	Bilgi	On	54,0	51,1	51,1	51,1
14.04.2009 15:13:10	52,7	52,7	55,4	Bilgi	On	54,0	51,1	51,1	51,1
14.04.2009 15:18:10	52,7	52,7	55,3	Bilgi	On	54,1	51,1	51,1	51,1
14.04.2009 15:23:10	52,7	52,8	55,4	Bilgi	On	54,1	51,1	51,1	51,1
14.04.2009 15:28:10	52,7	52,7	55,4	Bilgi	On	54,1	51,1	51,1	51,1
14.04.2009 15:33:10	52,9	52,7	55,4	Bilgi	On	54,0	51,1	51,1	51,1
14.04.2009 15:38:10	52,8	52,7	55,4	Bilgi	On	54,0	51,1	51,1	51,1
14.04.2009 15:43:10	52,9	52,8	55,5	Bilgi	On	54,1	51,1	51,1	51,1

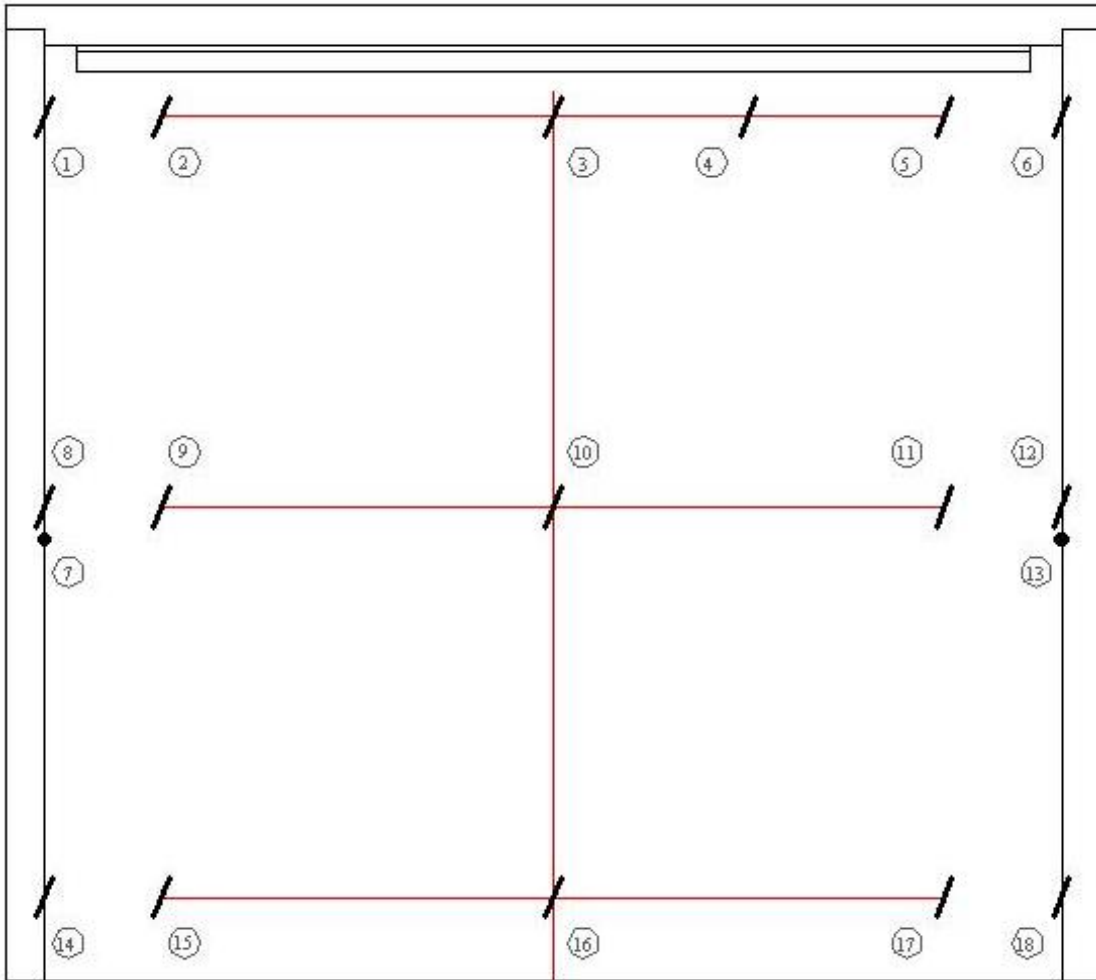
Şekil 2.16 : Tablo şeklinde raporlama örneği.



2.12 Deney Süresinin Belirlenmesi ve Deneylerin Tekrarlanabilirliği

Deneme amaçlı yapılan deneylerde sıcaklık değerlerinin zamana göre değişimleri incelendiğinde, yaklaşık 14000 saniye sonra sistemin rejime girdiği görülmüştür. Deney süresini yeterli seviyede tutabilmek için 14000 saniye sonra elde edilen sıcaklık değerleri ile 15000 saniye sonunda elde edilen değerlerin standart sapmalarına bakılmıştır.

Deney süresinin belirlenmesi için kurulan deney düzeneği Şekil 2.19’da görülmektedir. Deneyde, odanın ortasına yerleştirilmiş bir çubuk düzeneğinin üzerine belirli aralıklarla bağlanan ısıtıcı eleman çiftleri vasıtasıyla ölçümler alınmıştır. Isıtıcı eleman çiftlerinin yerleştirildiği noktalar ise Çizelge 2.1’den izlenebilir.



Şekil 2.19 : Oda içerisine yerleştirilen ısıtıcı eleman çiftleri.

Çizelge 2.1 : Isıl eleman çiftlerinin oda içerisinde dağılım mesafeleri.

IsılÇift No	1	2	3	4	5	6	7	8	9
x	0.002	0.35	1.2	1.6	2.3	2.498	0	0.002	0.35
y	2.01	2.01	2.01	2.01	2.01	2.01	1.02	1.02	1.02
IsılÇift No	10	11	12	13	14	15	16	17	18
x	1.2	2.3	2.498	2.5	0.002	0.35	1.2	2.3	2.498
y	1.02	1.02	1.02	1.02	0.24	0.24	0.24	0.24	0.24

Deneyler sonucunda elde edilen sıcaklık değerlerine dayanılarak hesaplanan standart sapma değerleri Çizelge 2.2’de listelenmiştir. Buna göre en yüksek standart sapmalar; 6,7,8,9,16 ve 18 no’lu ısı çiftlerinde görülmektedir (Şekil 2.19). Bu noktalar sıcaklık gradyanlarının yükseldiği bölgelerdedir. Standart sapma değerleri incelendiğinde, deneysel çalışmanın yaklaşık 14000 saniye sonunda bitirilmesinin büyük bir hataya sebep olmadığı görülmektedir.

Çizelge 2.2 : Deney sonuçlarına göre 14000.saniye ile 15000.saniye arasındaki standart sapma miktarları.

IsılÇift No	Std.Sapma
1	0.0093
2	0.0086
3	0.0039
4	0.0075
5	0.0048
6	0.023
7	0.0349
8	0.0249
9	0.0139
10	0.013
11	0.0045
12	0.0052
13	0.0052
14	0.0064
15	0.0095
16	0.0133
17	0.009
18	0.0675

Hataya sebep olabilecek bir diğer durum da ısıtım eleman çiftlerinin sıcaklık değişimlerine verdikleri tepkilerin ne kadar farklı olabileceğidir. Isıtım çiftlerinin yapısında oluşabilecek herhangi bir hatanın görülebilmesi için, bir kontrol deneyi yapılmış ve yerleri değiştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar, aynı noktaya yerleştirilen iki farklı ısıtım çiftinin ölçtüğü değerler arasındaki hatanın, ısıtım çiftinin belirsizliğinden ($\pm 0.5^\circ\text{C}$) küçük olduğunu göstermiştir (Çizelge 2.3).

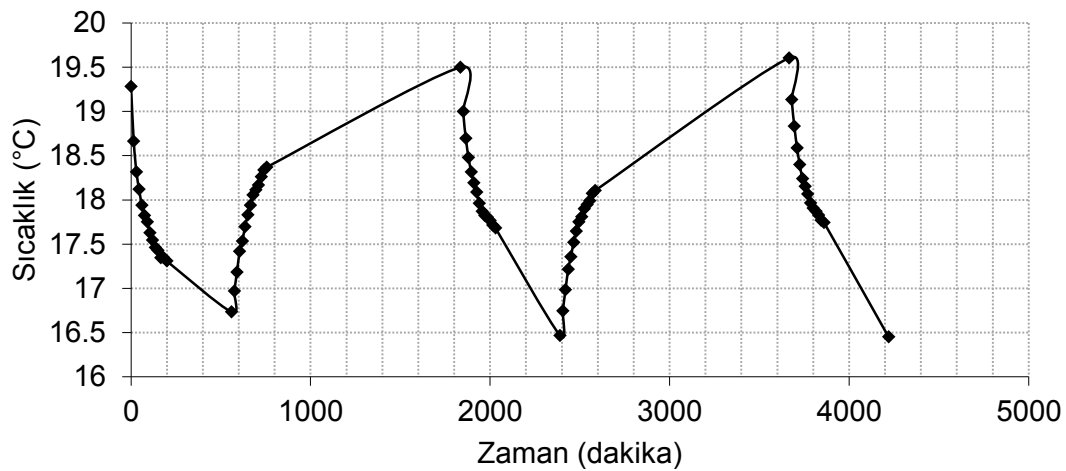
Hata, $T^* = T_{\text{ölçülen}} / T_{\text{merkez}}$, T_1^* =ilk ölçülen sıcaklık oranı, T_2^* =son ölçülen sıcaklık oranı, olmak üzere hata aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır;

$$\kappa = \frac{T_1^* - T_2^*}{\min|T_1^*, T_2^*|} \times 100 \quad (2.1)$$

Çizelge 2.3 : Isıtım eleman çiftlerinin yer değiştirmeleri sonucu oluşan hata.

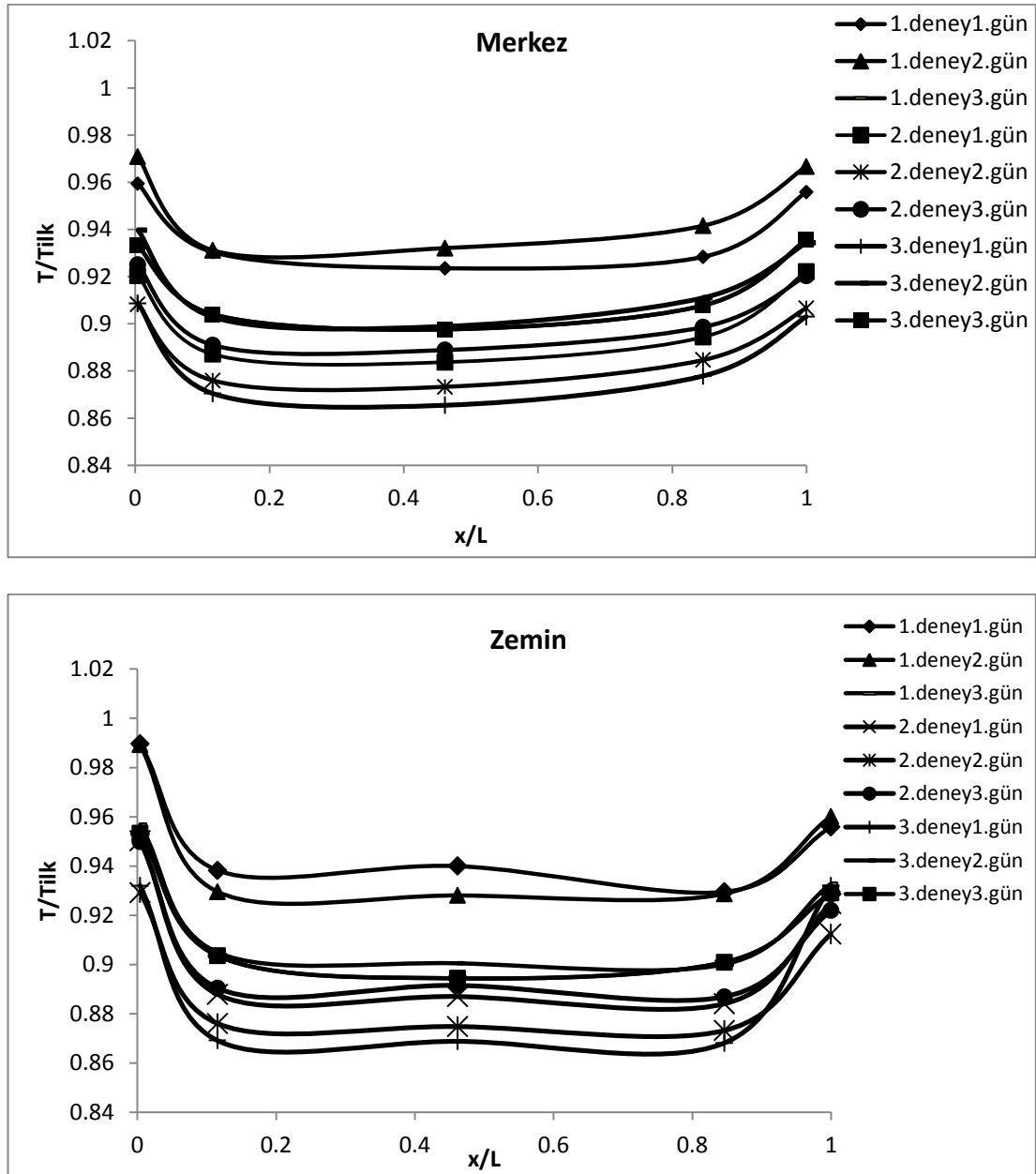
x (m)	0.002	0.1	0.22	0.38	2.3	2.4	2.45	2.498
$\kappa(\%)$	0.1	1.51	1.52	1.14	1.43	3.4	1.69	2.12

Deney çalışmasında önemli bir nokta olan, ölçümlerin tekrarlanabilirliğini görebilmek ve deney sistemini test etmek için ilk deney 9 gün ara vermeden tekrarlanmıştır. Su soğutma sistemi öğleyin açılmış ve akşam kapatılmıştır. Ölçümler gece boyunca sistem kapalıyken de devam etmiştir. Şekil 2.20’den görüldüğü üzere ilk periyotta sıcaklık azalmakta, sonra su soğutma sistemi kapanmakta ve ortam sıcaklığı artmaktadır. Sonra, aynı döngü devam etmektedir. Grafik 3.5 saatlik periyotlarla çizilmiştir, ancak deneyler daha uzun sürmüştür. Grafikte gözlenen, her deneyin ilk anındaki sıçramalar bundan kaynaklanmaktadır.

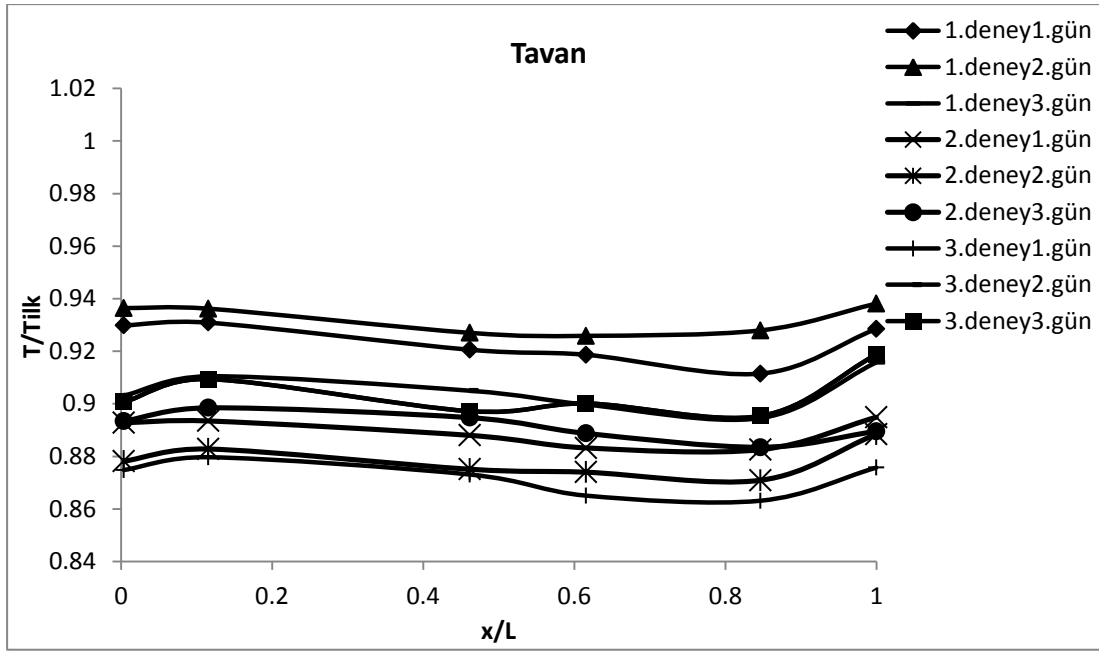


Şekil 2.20 : Üç gün boyunca tekrarlanan sıcaklık ölçümleri.

Tekrarlanan deneylerde elde edilen ölçüm sonuçları merkez ekseninde, tavan yakınındaki bölgede ve zemine yakın eksen için ayrı ayrı çizdirilmiş ve sıcaklık dağılımlarının her bir deneyde birbirini doğruladığı görülmüştür. Sıcaklık dağılımları Şekil 2.21’de verilmiştir. Bu ölçümler sırasında dış ortam sıcaklığı sürekli olarak sabit olmayıp 18-20°C arasında günden güne değişiklik göstermiştir. Ölçümlerden çıkan sonuçların standart sapmaları her bir ısı çifti için ayrı ayrı hesaplanmıştır, Çizelge 2.4’den de görüldüğü üzere ortalama standart sapma 0.02 civarındadır.



Şekil 2.21 : Üç gün boyunca tekrarlanan sıcaklık ölçümleri dağılımı.



Şekil 2.21 : Üç gün boyunca tekrarlanan sıcaklık ölçümleri dağılımı (devam).

Çizelge 2.4 : Tekrarlanan deneylerden elde edilen standart sapma değerleri.

IsılÇift No	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Std.Sapma	0.023	0.021	0.019	0.02	0.021	0.019	0.024	0.024	0.023
IsılÇift No	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Std.Sapma	0.022	0.021	0.023	0.022	0.024	0.024	0.025	0.023	0.019

2.13 Belirsizlik Analizi

Deney sisteminin uygun bir şekilde kurulmuş olmasına rağmen, kullanılan deney araçlarının imalatından, bir takım elektriksel titreşimlerden, sürtünmelerden veya nedeni bilinmeyen sebeplerden kaynaklanan hatalar (imalat hataları, sistematik hatalar, rastgele hatalar) oluşabilmektedir.

Toplam hata hesabı aşağıdaki şekilde hesaplanmaktadır [25];

$$\theta_R = \left[\left(\frac{\partial n}{\partial x_1} \theta_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial n}{\partial x_2} \theta_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial n}{\partial x_n} \theta_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.2)$$

Burada n bağımsız değişkenlerin ($x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$) bir fonksiyonudur. $\theta_1, \theta_2, \dots, \theta_n$ ise bağımsız değişkenlerin belirsizliğidir.

Bu çalışmadaki hatalar ısıt eleman çifti hataları ve veri toplama sisteminden kaynaklanan hatalardır. T tipi ısıt eleman çiftlerinin hassasiyeti $\pm 0.5^\circ\text{C}$ 'dir.

Deneyde kullanılan veri toplama sistemi, soğuk bağlantı kompanzasyonuna (ısı çiftin soğuk bağlantısı referans sıcaklığından başka bir sıcaklıkta olduğunda gerçek sıcaklığı bulmak için yapılan düzeltme) sahiptir.

Soğuk bağlantı kompanzasyonu hassasiyeti ile birlikte üretici firma (Omega®) kataloglarından alınmıştır. Referans değerlere göre; T tipi ısı eleman çifti hassasiyeti ve veri toplama sisteminden kaynaklanan hassasiyet, $\pm 0.6^{\circ}\text{C}$ olarak verilmiştir.

Bağıl nem ölçümü yapan nem sensörlerinden okunan belirsizlik: $\pm 2\%$ ’dir.

Özgül nem değerleri için hesaplanan belirsizlik ise;

$$w = \frac{0.622(\phi P_{\text{Sat}})}{P - \phi P_{\text{Sat}}} \quad (2.3)$$

$$\frac{\partial w}{\partial \phi} = - \frac{0.622 P_{\text{Sat}}}{(P - \phi P_{\text{Sat}})^2} \quad (2.4)$$

şeklindedir.

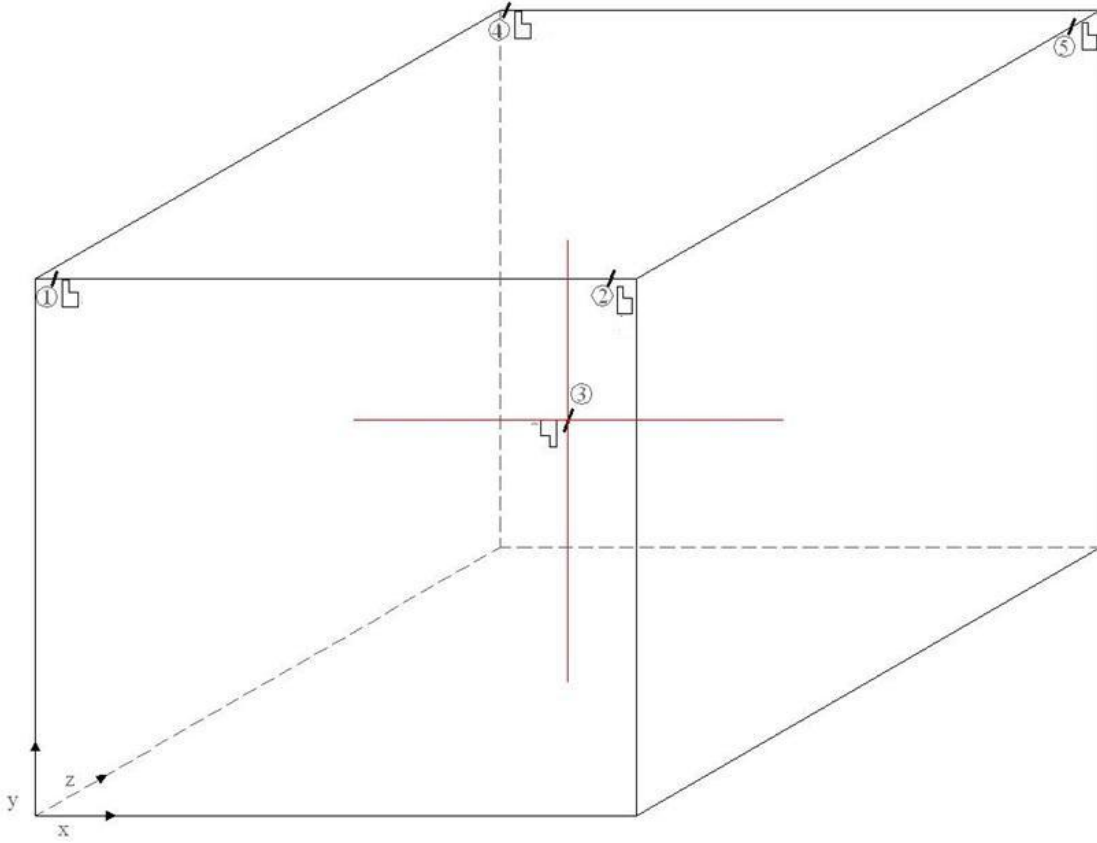
Bu durumda özgül nem hesaplarındaki toplam belirsizlik, 10^{-4} mertebesinde.

2.14 Üçüncü Boyut Etkisinin İncelenmesi

Deney odasındaki 3.boyut etkisinin tespit edilmesi için ilk aşamada nem ve sıcaklık sensörleri z ekseninde tavanın ön ve arka köşelerine yerleştirilmiştir. Şekil 2.22’de sensör yerleşimleri, Çizelge 2.5’de sensörlerin yerleşim mesafeleri görülmektedir.

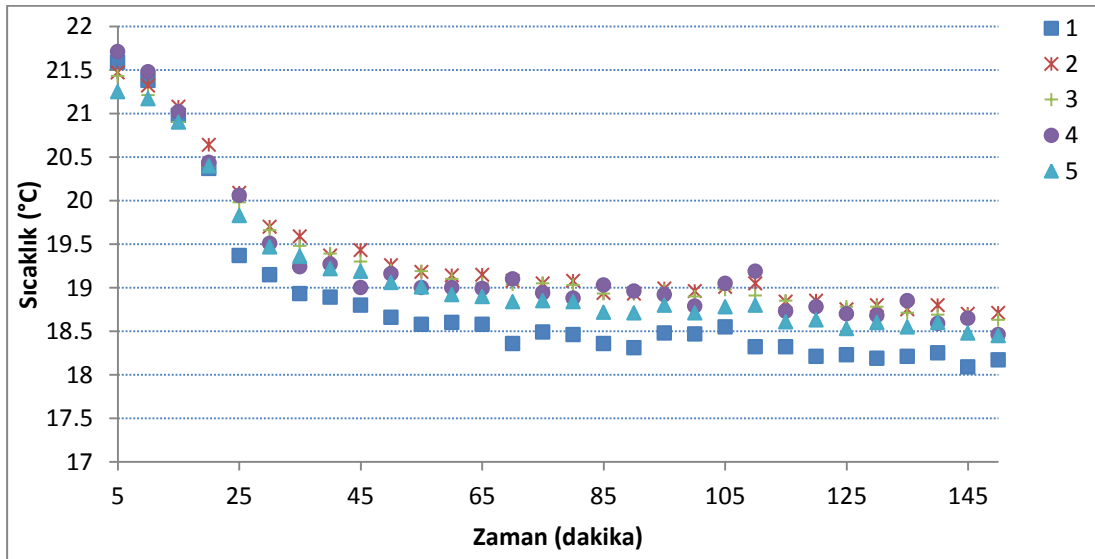
Çizelge 2.5 : Nem sensörleri ve ısı çiftlerin oda içerisinde dağılım mesafeleri.

Sensör No	1	2	3	4	5
x (m)	0.002	2.498	1.25	0.002	2.498
y (m)	2.498	2.498	1.25	2.498	2.498
z (m)	0	0	1.25	2.498	2.498



Şekil 2.22 : Sensörlerin üç boyutlu dizilimi.

Şekil 2.23 her bir sensör için sıcaklıkların zamanla değişimini göstermektedir. 5 numaralı sensör hariç, diğer bütün sensörler birbirlerine oldukça yakın değerlerde ve aynı eğilimde değişmektedirler.



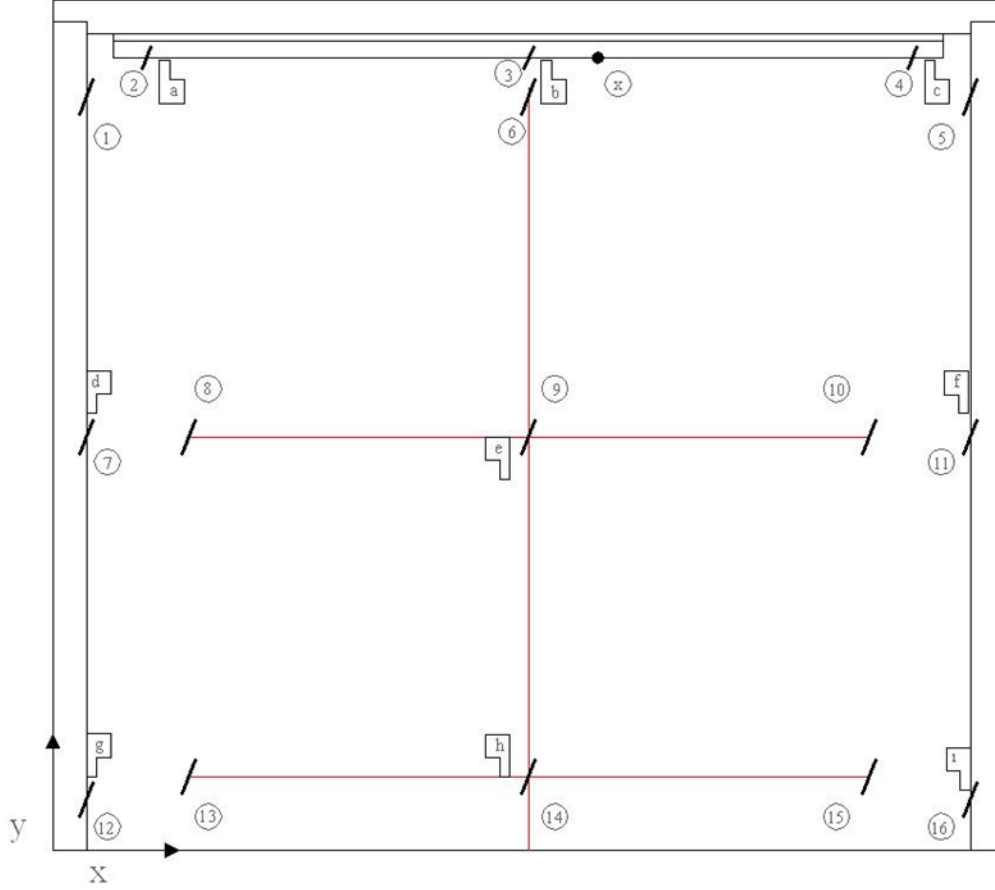
Şekil 2.23 : Sıcaklığın zamanla değişimi.

5 numaralı sensör diğerlerine göre biraz daha düşük sıcaklıktadır, çünkü suyun panellere giriş yaptığı yerde bulunmaktadır. Buradan görüldüğü üzere, üçüncü boyut etkisi ihmal edilebilir. Dolayısıyla, sensörler orta eksene yerleştirilen kollu düzeneğe iki boyutlu çalışma yapılacak şekilde dizilmişler ve çalışmaya iki boyutlu olarak devam edilmiştir.

2.15 Farklı Soğutma Suyu Sıcaklıklarının Düşey Sıcaklık Dağılımına Etkileri

Deneysel çalışmanın ilk aşamasında kurulan deney sisteminde soğutma suyundaki sıcaklık değişimlerinin, oda içerisindeki düşey sıcaklık ve bağıl nem dağılımlarını nasıl etkilediği incelenmiştir. Düşey sıcaklık dağılımları ısı konfor için oldukça önemli bir parametredir. Tavan ve zemin arasındaki sıcaklık farkı konfor şartlarında 3°C'yi geçmemelidir. Ölçümler, odanın merkezinde bulunan ayarlanabilir kollu sistem üzerine belirli koordinatlarda yerleştirilmiş sensörler ile yapılmıştır. Deney esnasında odanın kapısı sürekli olarak kapalı tutulmuş, içeri giriş çıkış yapılmamış, bu sayede dışarıdan hava girişi önlenmiştir. Ayrıca, oda içerisinde herhangi bir ısı kaynağı bulunmamaktadır. Sensörler merkez eksen ($z/W=0.5$) üzerine yerleştirilmiştir. Ayrıca, tavanda suyun giriş ve çıkış yaptığı noktalara da birer adet yüzey ısı eleman çifti yerleştirilmiştir. Bu sayede tavan sıcaklığı sürekli kontrol edilebilmiş ve yoğuşma oluşumu önlenmiştir. Bunların haricinde 1 adet ısı eleman çifti her zaman dış ortam sıcaklığını ölçmek için odanın dışında tutulmuştur.

Sensörlerin yerleştirildiği noktalar Şekil 2.24'de görülmektedir. Şekilde; (a-1): nem sensörlerini, (1-16): ısı eleman çiftlerini ve (x): yüzey ısı eleman çiftini ifade etmektedir. Çizelge 2.6' da ise sensörlerin yerleştirildiği koordinatlar gösterilmiştir.



Şekil 2.24 : Oda içerisindeki ısıtıcı eleman çiftleri ve nem sensörleri ($z/W=0.5$).

Çizelge 2.6 : Nem sensörlerinin ve ısıtıcı çiftlerin oda içerisinde dağılım mesafeleri.

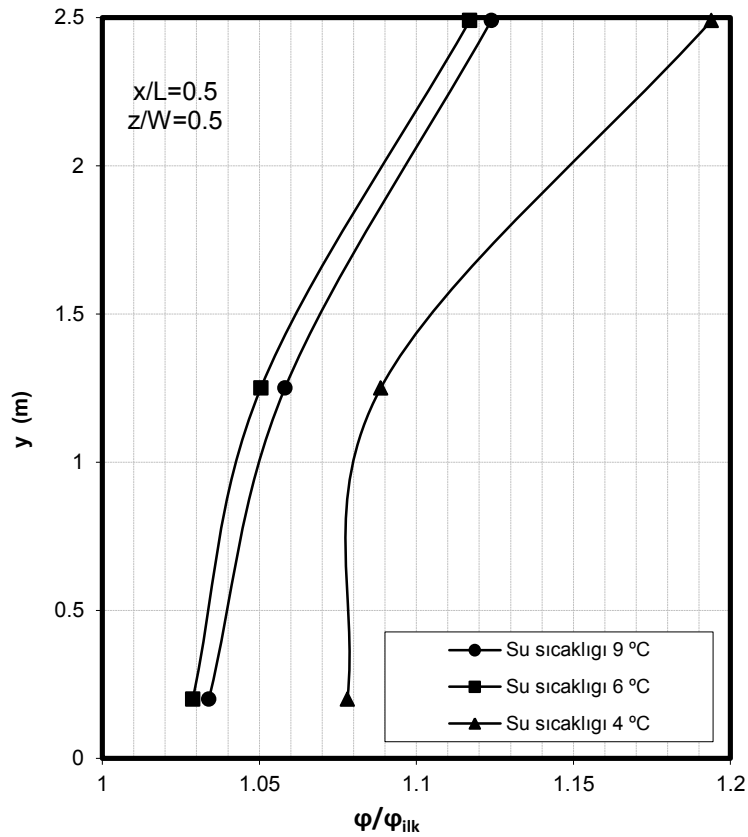
Sensör No	1	2	3	4	5	6	7	8	9
x (m)	0.002	0.085	1.25	2.415	2.498	1.25	2.498	0.35	1.25
y (m)	2	2.3	2.3	2.3	2	2	1.25	1.25	1.25
Sensör No	10	11	12	13	14	15	16		
x (m)	2.15	2.498	0.002	0.35	1.25	2.15	2.498		
y (m)	1.25	1.25	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2		

Tavanda yoğunlaşma olmaması için her deney öncesinde oda içerisindeki sıcaklık ve nem değerleri $\pm 0.3^\circ\text{C}$ hassasiyetle ölçüm yapan TESTO[®] el cihazı ile ölçülmüş ve çığ noktası sıcaklığı hesaplanmıştır. Su soğutma sistemi üzerinde bulunan otomatik kontrol cihazı ile çıkış suyu sıcaklığı, çığ noktası sıcaklığın üzerinde ayarlanmıştır.

Su soğutma sistemi ilk çalıştırılmaya başlandığında, su sıcaklığı oda sıcaklığında bulunmaktadır. Soğutma suyunun istenilen sıcaklığa gelmesine kadar geçen süre yaklaşık 5-10 dakika kadardır. Bu sırada su sıcaklığı, 20°C 'den yaklaşık 10°C 'ye düşürülmektedir.

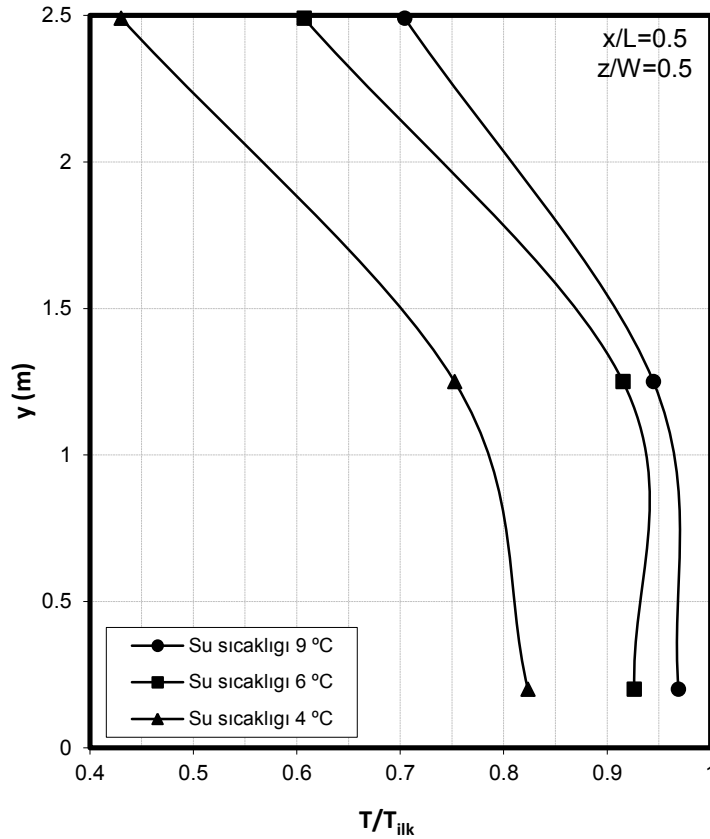
Bu durumu sayısal çalışmalarda birebir ifade etmenin oluşturduğu zorluktan dolayı su soğutma sistemi çıkışına bir “bypass” hattı kurulmuştur. Bu sayede su soğutma sisteminden çıkan suyun sıcaklığı azalana kadar sisteme gönderilmemekte, çillerde sirküle edilmektedir. Ölçümler yaklaşık 6 saatlik periyotlarla yapılmıştır. Sistemin yaklaşık 3 saatte sürekli rejime ulaştığı görülmüştür. Her bir deney, sistemde hiçbir değişiklik yapılmadan 3 kez tekrarlanmıştır.

Deney sonuçları incelendiğinde, Şekil 2.25’de, merkez eksen üzerindeki 3 noktada 3,9 ve 14 numaralı sensörler ile ölçülen bağıl nem oranının (deney esnasında oda içerisinde ölçülen bağıl nem değerlerinin, aynı sensör noktasında başlangıç şartlarındaki bağıl nem değerine oranı) değişimi görülmektedir. Şekilden görüldüğü üzere, soğutma suyu sıcaklığındaki düşüşle birlikte bağıl nem oranında artış olmaktadır. Bu artış, 9 ve 6 °C su sıcaklıkları arasında çok fazla değilken, su sıcaklığı 4°C ye indiğinde belirgin hale gelmektedir. Tavandan uzaklaştıkça bağıl nem oranında azalma olmaktadır. Bu azalma tavana yakın nokta ile merkez noktası arasında oldukça fazla iken, merkez noktası ile zemine yakın nokta arasında daha azdır.



Şekil 2.25 : Farklı su giriş sıcaklıkları için düşey eksen bağıl nem değişimi.

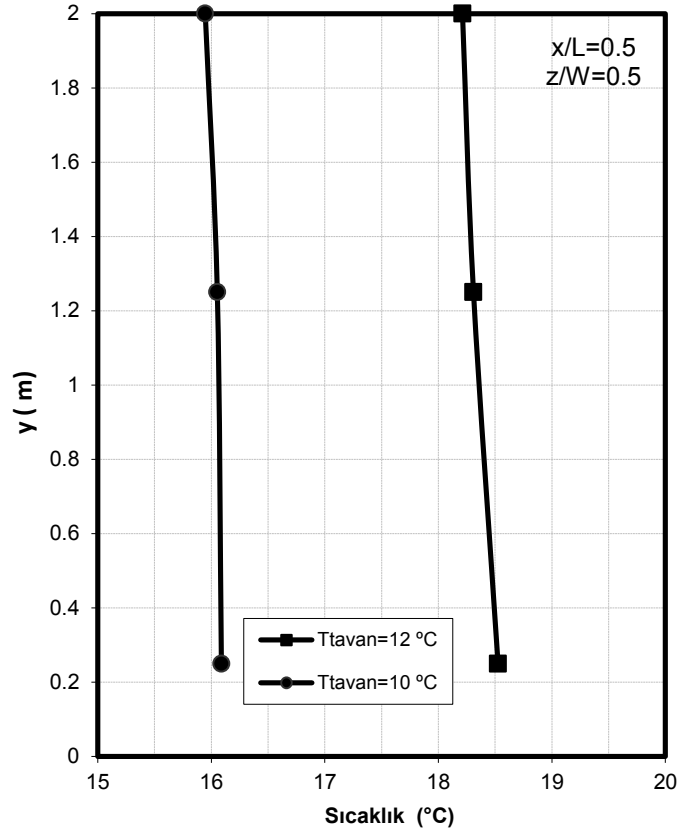
Şekil 2.26’da ise yine aynı şartlarda ve aynı noktalarda sıcaklık oranları (deney esnasında oda içerisinde ölçülen sıcaklık değerlerinin, aynı sensör noktasında başlangıç şartlarındaki sıcaklık değerine oranı) verilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi sıcaklık oranı tavandan zemine doğru artmakta, en büyük artış tavanla merkez noktası arasında olmaktadır. Merkez noktası ile zemine yakın noktada alınan sıcaklık oranları ise birbirine daha yakındır.



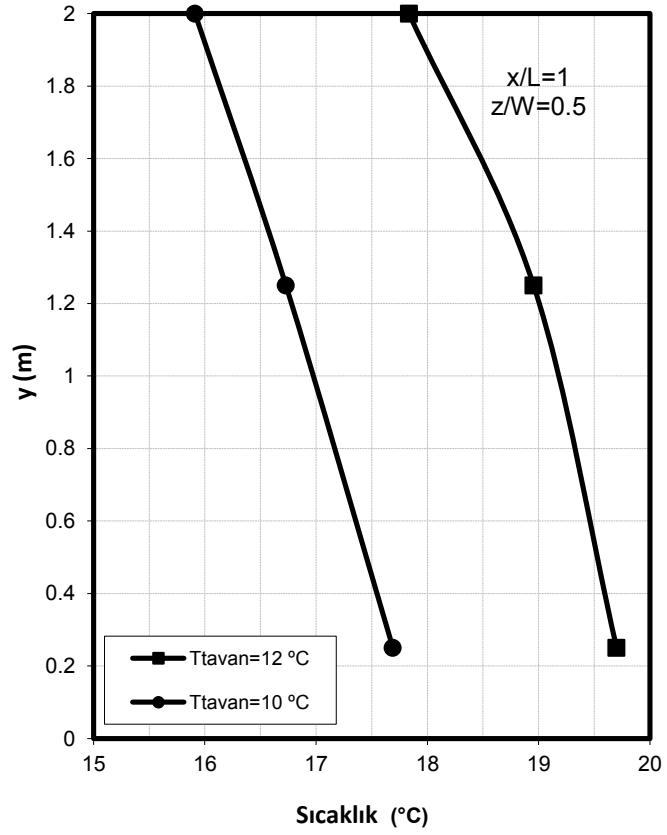
Şekil 2.26 : Farklı su giriş sıcaklıkları için ortam sıcaklığı değişimi.

Şekil 2.27’de tavan sıcaklığının 10°C ve 12°C olarak okunduğu şartlarda, merkez eksendeki ($x/L=0.5$, $z/W=0.5$) sıcaklığın değişimi gösterilmiştir. Merkez ekseninde, 6,9 ve 14 numaralı sensörlerden ölçülen sıcaklık farkları fazla değilken, tavan sıcaklığındaki artışın oda havasının sıcaklığı üzerine etkileri oldukça belirgindir.

Şekil 2.28’de ise, tavan yüzey sıcaklığındaki değişimin, sağ duvar yüzeyindeki (5,11 ve 16 numaralı sensörlerden alınan ölçümler) sıcaklık değişimine etkisini göstermektedir. Merkez eksen üzerinde sıcaklık dağılımları daha homojen iken, duvar kenarlarında zemine doğru sıcaklık değerlerinde artış vardır.

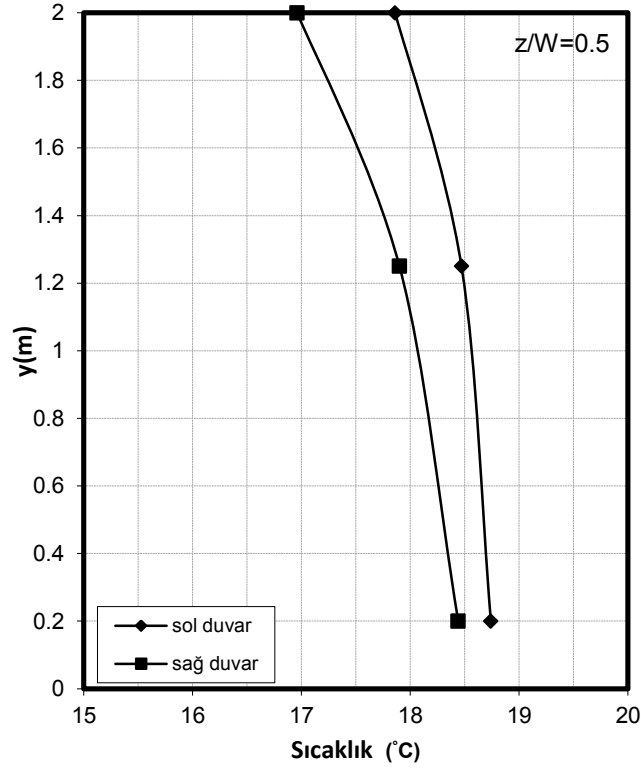


Şekil 2.27 : Tavan sıcaklığının merkez eksenindeki sıcaklık dağılımına etkisi.



Şekil 2.28 : Tavan sıcaklığının sağ duvar yüzeyindeki ($x/L=1$) sıcaklık dağılımına etkisi.

Şekil 2.29’da ise, sağ duvar ve sol duvara yakın bölgedeki, 5,11,16 ve 1,7,12 numaralı sensörlerden alınan, düşey eksendeki sıcaklık dağılımları gösterilmiştir. Sıcaklık tavana yakın bölgelerde daha düşük iken zemine yaklaştıkça artmaktadır. Su soğutma sisteminden gelen soğutma suyu tavan panellerine sağ taraftan girdiğinden tavana yakın noktada sağ duvarın sıcaklığı sol duvara göre daha azdır. Merkez eksende aradaki fark azalmakta ve zemine yakın olan noktalarda bu fark neredeyse kapanmaktadır.



Şekil 2.29 : Sağ ve sol duvar yüzeyindeki düşey sıcaklık dağılımları.

3. TAVAN BOŞLUK ORANININ ODA İÇERİSİNDEKİ NEM VE SICAKLIK DAĞILIMINA ETKİSİNİN DENEYSEL İNCELENMESİ

Tavandan soğutma sistemleri kullanım amacının yanında ayrıca mimari olarak göze de hitap etmesi beklenen sistemlerdir. Çünkü bilindiği üzere, soğutma suyunun geçtiği borulu sistemin üzerinde bir panel bulunmaktadır. Bu panel çelik veya alüminyum malzemeden yapılmış olup, çeşitli perforasyon yapılarında olabilmektedir. Duruma göre panelin farklı çap, kesit ve dizilimlerde perforasyonu söz konusu olabilir. Perforasyon yapısındaki değişikliklerin oda içerisindeki sıcaklık ve nem dağılımına etkileri bu çalışmada incelenmiştir.

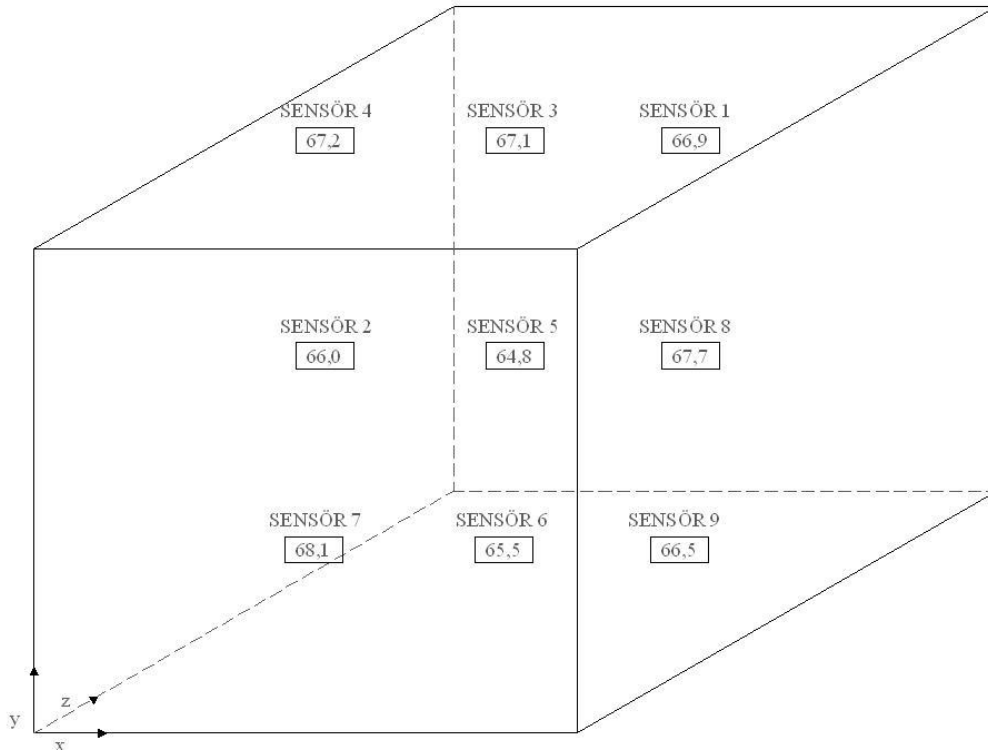
Tavan panelinden odaya ısı transferini etkileyecek bir diğer parametre de panel üst yüzeyinin izolasyonudur. Literatürde yapılan çalışmalarda ve pratikteki uygulamalarda tavan panellerinin üst yüzeyi (odanın tavanı ve soğutma boruları arasında kalan bölge) izole edilerek kullanılmıştır. Böylece tavan üst yüzeyinden oluşacak ısı kayıpları önlenmiştir. Ancak; aynı zamanda belli miktar soğutma performansı kaybı da oluşmaktadır. Panel üst yüzeyi izole edilmediğinde hem panelin altından, hem panelin üstünden ısı geçişi olmaktadır. Böylece panel yüzeyinin birim alanından alınan toplam soğutma kapasitesi izole edilmiş panelden daha fazla olmaktadır. Panellerin kapasitesi arttığında tavan yüzeyindeki panel sayısında (Ceiling Coverage Ratio-CCR) azalma olmaktadır. Bu azalma birçok uygulamada %50'nin altına inmektedir. Panel alanının, tavan alanına oranı olarak tanımlanan “CCR” değeri, panel soğutma kapasitesini de etkilemektedir. Üretici firmaların “DIN” normlarına uygun olarak yapmış oldukları deneylerde “CCR” değerindeki azalma ile soğutma kapasitesini arttığı görülmektedir [26]. Bunun sebebi, havanın panel yüzeylerinde daha rahat hareket edebilmesi olarak gösterilmiştir. Ancak yine de “CCR” değerinin panel performansını nasıl etkilediği ile ilgili yeterince çalışma bulunmamaktadır.

Mumma [27] yapmış olduğu çalışmada izole edilmemiş tavan için soğutma kapasitelerini belirleyebilecek bir model oluşturmuş ve üretici firmaların sonuçlarına yakın değerler bulmuştur. Ancak yeterince doğrulayıcı veri olmadığından, panel performansı üzerine “CCR” etkisini göz önüne almamıştır. Bu konuda daha fazla araştırmalara ihtiyaç vardır.

Bu çalışmada da literatürdeki çalışmalardan farklı olarak tavan panellerinin yüzeyi izole edilmemiştir. “CCR” değeri parametre olarak dikkate alınmamış, bütün tavan yüzeyi panel ile kaplanmıştır. Ancak daha sonraki bölümlerde açıklanacağı üzere panel boşluk oranlarındaki artışın soğutma kapasitesini olumlu etkilediği görülmüştür.

3.1 Deney Düzeneği ve Panel Boşluk Yapısı

Deneyde 9 adet ısıtıcı eleman çifti ve 9 adet nem sensörü kullanılmıştır. Isıtıcı eleman çiftlerinden 3 tanesi bir eksen üzerinde tavana yakın noktalara, 3 tanesi odanın merkez noktalara, 3 tanesi zemine yakın noktalara yerleştirilmiştir (Şekil 3.1). Sensörlerin koordinatları Çizelge 3.1’den izlenebilir.



Şekil 3.1 : Oda içerisine yerleştirilen ısıtıcı eleman çiftleri ve nem sensörleri.

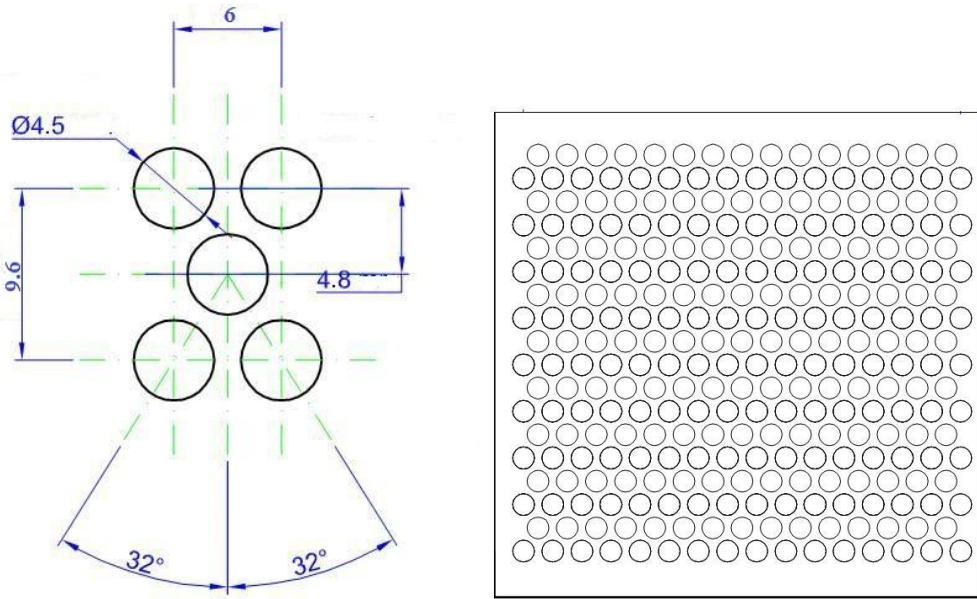
Çizelge 3.1 : Isıl eleman çiftlerinin oda içerisinde dağılım mesafeleri.

SensörNo	1	2	3	4	5	6	7	8	9
x (m)	2.48	0.02	1.25	0.02	1.25	1.25	0.02	2.48	2.48
y (m)	2.498	1.25	2.498	2.498	1.25	0.1	0.1	1.25	0.1

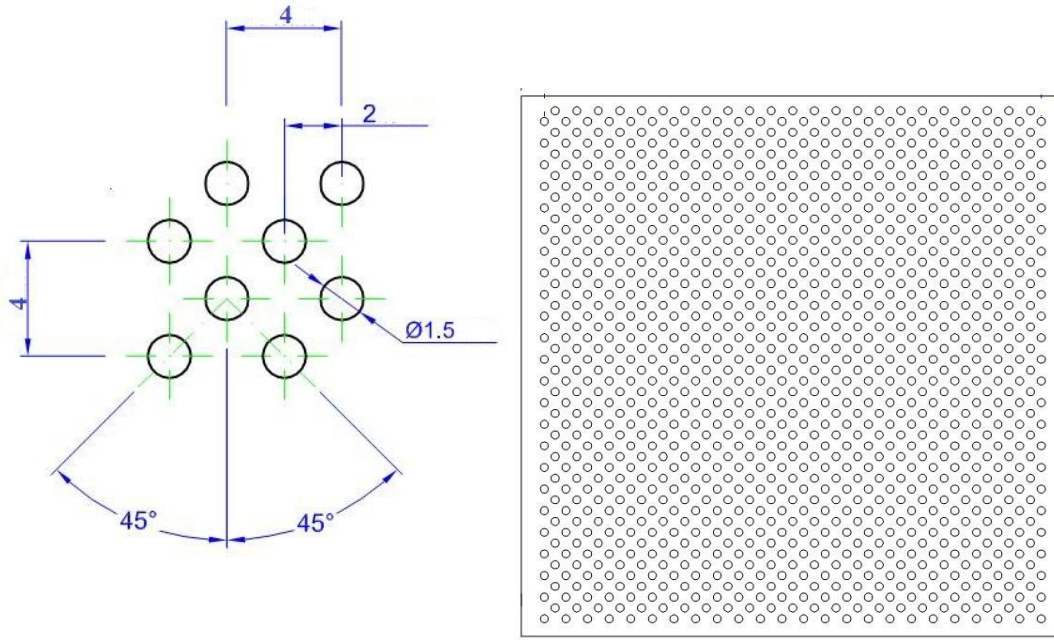
Deneylerde, farklı boşluk oranlarındaki tavanlar test edilmiştir. Bütün panellerin boşlukları dairesel kesitli olup, bu kesitler farklı çaplarda ve farklı sayılardadır.

Çalışmada kullanılan tavan panelleri %55, %22 ve %8 boşluk oranlarında ve boşluklar diyagonal dizilimlidir. Ancak panel yüzeyindeki deliklerin çapları farklıdır. %55 boşluk oranlı tavan panelinin deliklerinin çapı 4.5mm olup, %22 boşluk oranlı panelin delik çapı 1.5mm ve %8 boşluk oranlı panelin delik çapı ise 2.5mm'dir.

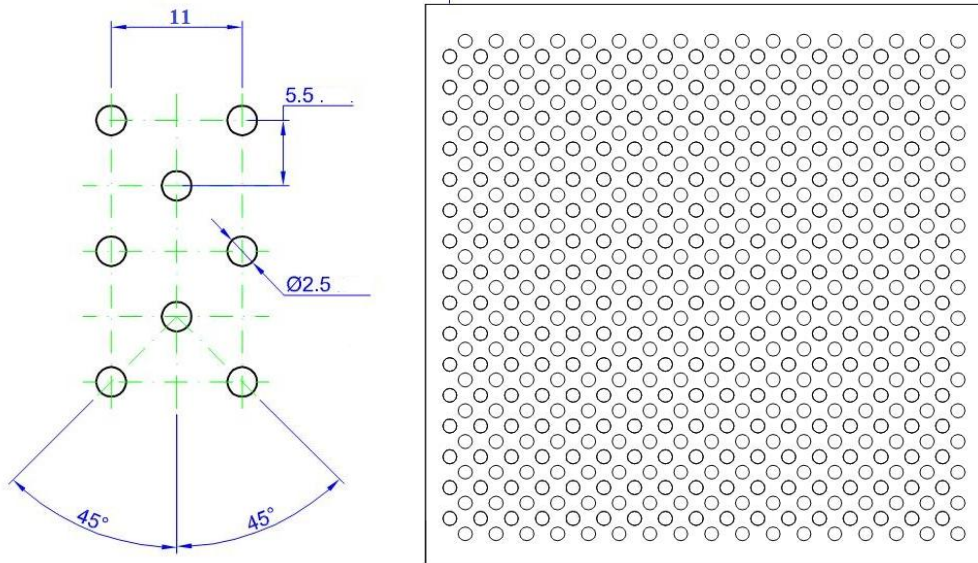
Şekil 3.2 'de %55 boşluk oranlı tavan, Şekil 3.3'de %22 boşluk oranlı tavan ve Şekil3.4'de ise %8 boşluk oranlı tavan için boşluk yapısı detayları görülmektedir.



Şekil 3.2 : Tavan boşluk yapısı (Boşluk oranı=%55).



Şekil 3.3 : Tavan boşluk yapısı (Boşluk oranı=%22).



Şekil 3.4 : Tavan boşluk yapısı (Boşluk oranı=%8).

3.2 Tavan Boşluk Oranına Göre Bağlı Nem ve Sıcaklık Değişimleri

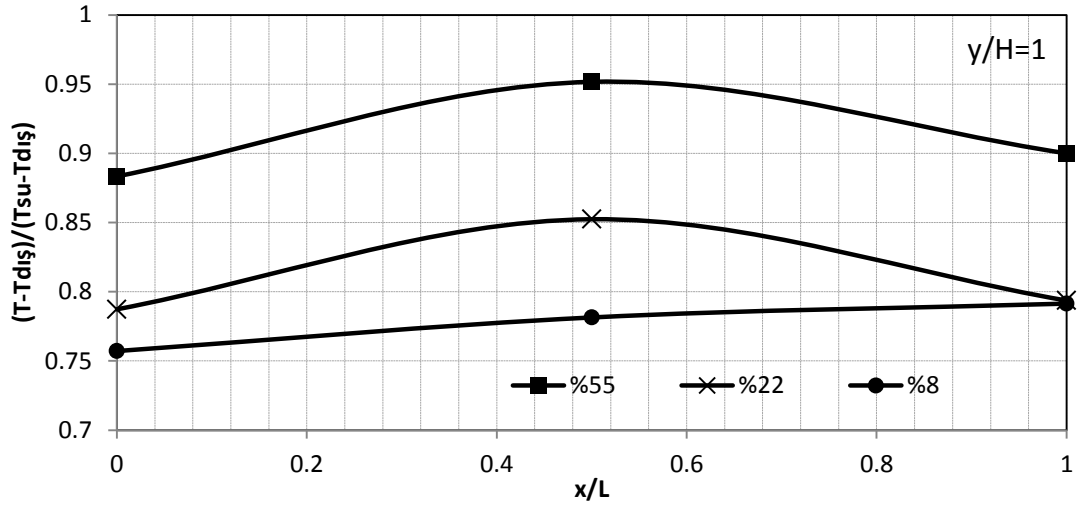
Şekil 3.5(a)'da tavan yüzeyindeki soğuma oranının $((T-T_{dış})/(T_{su}-T_{dış}))$, T =sensör noktasında ölçülen sıcaklık değeri, $T_{dış}$ =dış ortam sıcaklığı, T_{su} =soğutma suyu sıcaklığı), (x) eksen yönünde dağılımı görülmektedir. Boşluk oranı arttıkça, tavandaki sıcaklık değişimi parabolik bir hal almaktadır. Bu durumda, tavanın tam orta noktasında sıcaklık en düşük olmaktadır. Oysaki %8 boşluk oranlı tavanda, suyun panele giriş yaptığı sağ bölgede ($x/L=1$) sıcaklık daha düşük olup, suyun panellerden çıktığı ($x/L=0$) bölgede daha yüksektir. Çünkü soğutma suyunun giriş ve çıkış sıcaklık değerleri arasında yaklaşık 2 °C fark olmaktadır. Bu fark, tavan boşluk oranının azalması durumunda açıkça görülürken, boşluk oranı arttıkça kaybolmaktadır. Çünkü düşük tavan boşluk oranında, sadece panellerin alt yüzeyinden ısı geçişi olurken, tavan boşluk oranı arttıkça, boru yüzeylerinin etrafındaki hava hareketi ve dolayısıyla ısı geçişi artmaktadır.

Böylece soğutma suyunun giriş ve çıkışı arasındaki sıcaklık farkından kaynaklanan, panel yüzeylerindeki homojen olmayan sıcaklık dağılımı kaybolmaktadır.

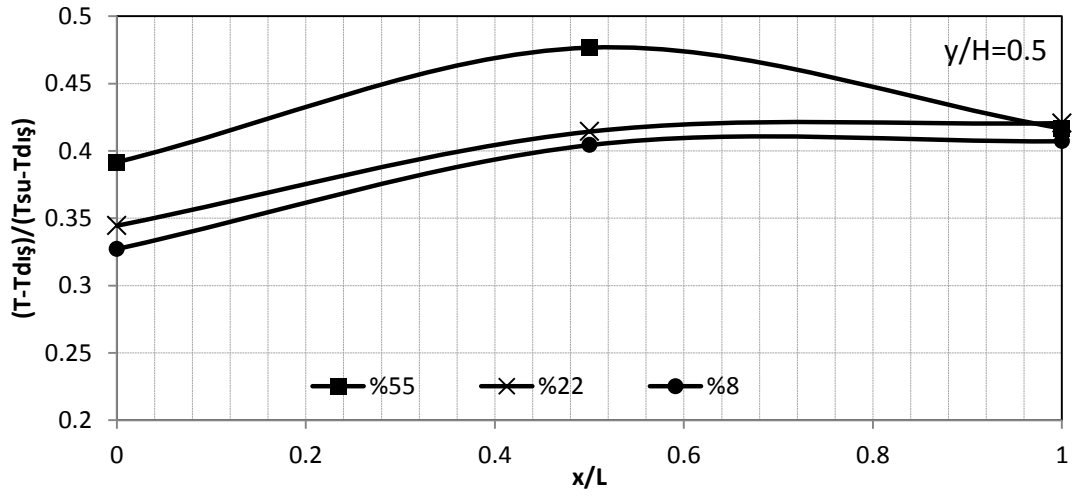
Şekil 3.5(b)'de, merkez eksenindeki soğuma oranı dağılımı görülmektedir. %55 boşluk oranlı tavanda, oda içerisindeki soğuma, diğer tavanlara göre daha iyi olup, %22 ve %8 boşluk oranlı tavanlardan elde edilen soğuma oranları ise birbirine oldukça yakındır. %8 ve %22 boşluk oranlı tavanlarda, odanın sağ tarafı ($x/L=1$) ve orta bölgesindeki ($x/L=0.5$) soğuma birbirine daha yakın olup, sol tarafta ($x/L=0$) ise bir miktar azalma olmaktadır.

Şekil 3.5(c)'de ise, zemine yakın eksende, sağ bölge ile sol bölge arasındaki sıcaklık farkının azaldığı görülmektedir. %8 ve %22 boşluk oranlı tavanlardaki soğuma oranları birbirine oldukça yaklaşmakta olup, %55 boşluk oranlı tavan ise zemine yakın bölgede duvarlara yakın bölgeler hariç iyi bir soğuma oranı sağlamaktadır.

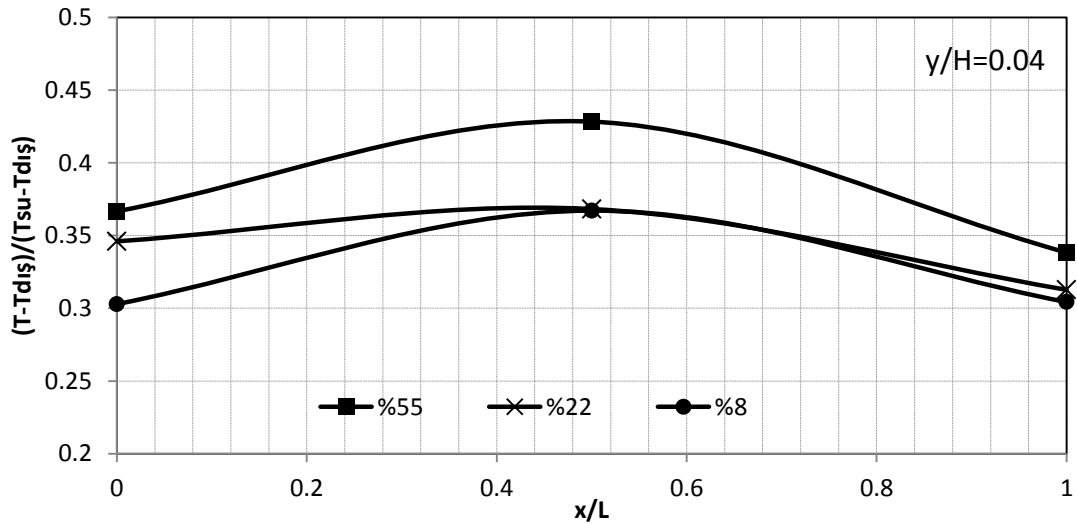
Şekil 3.6'da ise, (y) eksen yönündeki sıcaklık değişimleri verilmiştir. Burada görüldüğü üzere, tavana yakın bölgedeki soğuma, merkez ve zemine göre daha fazla olmakta, merkez ve zemin arasında ise büyük bir sıcaklık farkı oluşmamaktadır. Suyun giriş yaptığı sağ duvar bölgesinde ($x/L=1$), bütün tavan tipleri için soğuma oranları neredeyse aynı olup, sadece tavana yakın olan bölgede %55 boşluk oranlı tavan daha fazla soğutmaktadır.



(a)

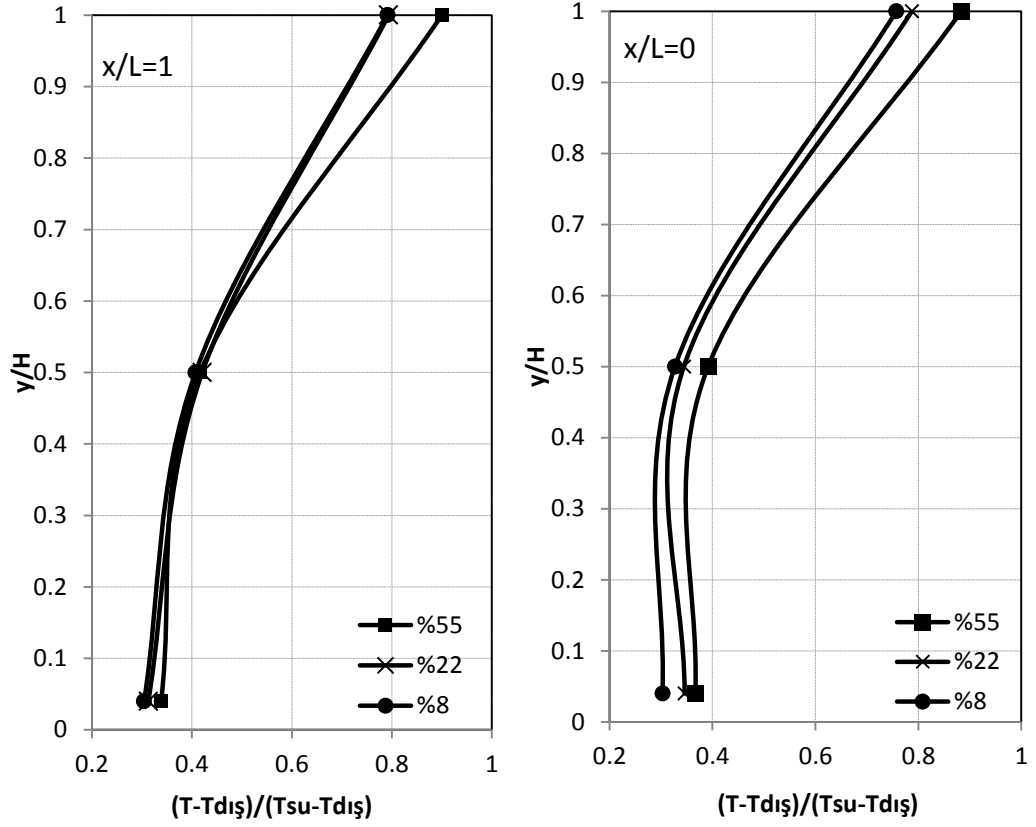


(b)



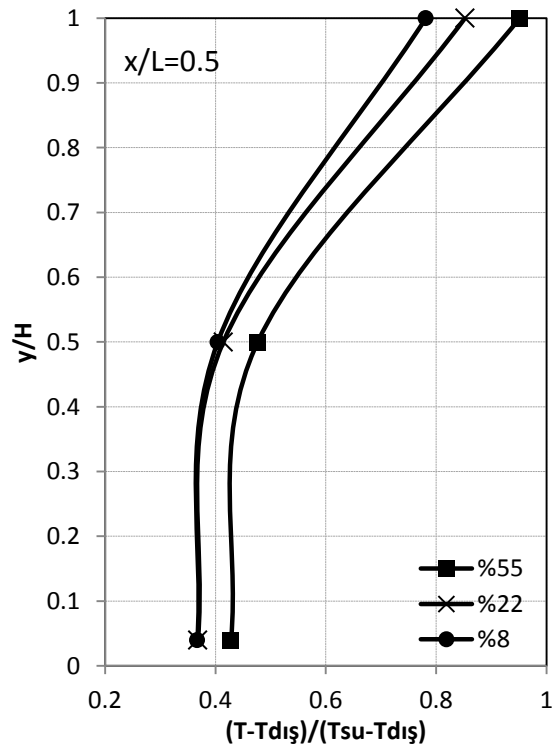
(c)

Şekil 3.5 : Soğuma oranı değişimleri a)tavan, b)merkez, c)zemin.



(a)

(b)



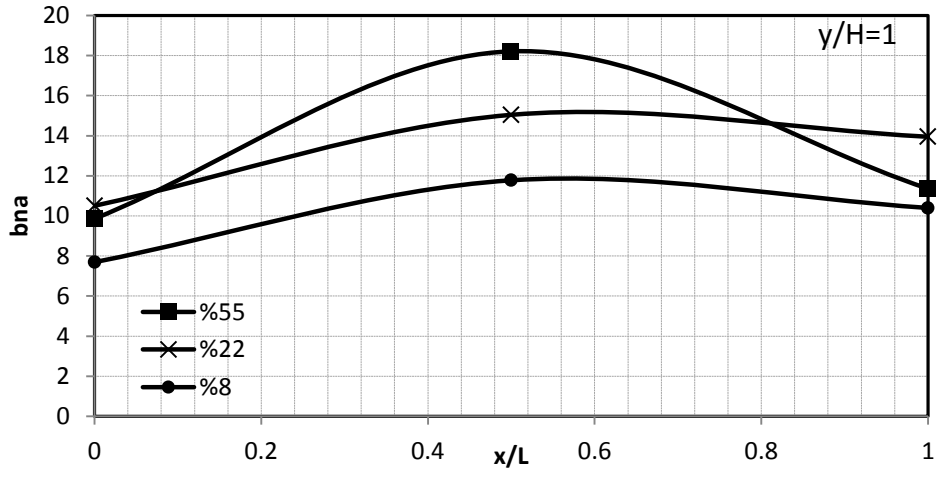
(c)

Şekil 3.6 : Soğuma oranı değişimleri, a) sağ duvar, b) sol duvar, c) merkez.

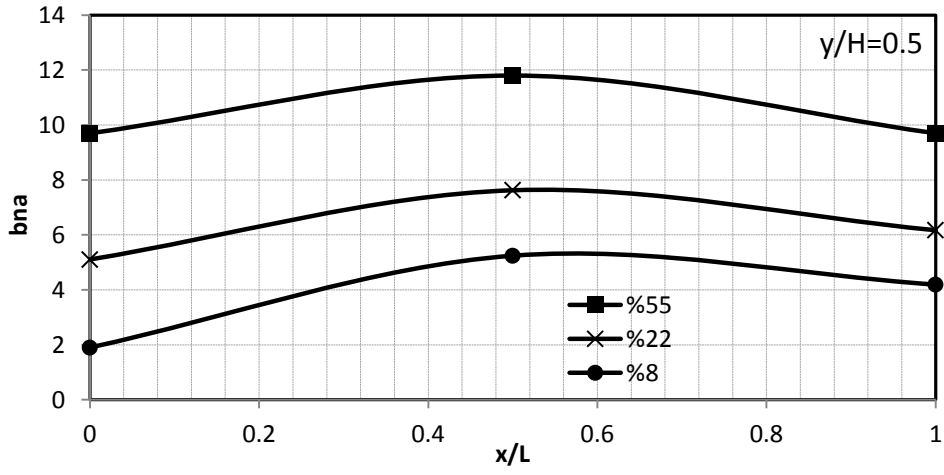
Boşluk oranı değişimiyle, bağıl nem artışı (bna) ilişkisi incelendiğinde, $bna = ((\varphi_{son} - \varphi_{ilk}) / \varphi_{ilk}) \times 100$ şeklinde tanımlanan bağıl nem artışı değerinin boşluk oranı ile orantılı olduğu görülmektedir (Şekil 3.7).

Düşey bağıl nem artış değerleri incelendiğinde (Şekil 3.8 a-b), %55 boşluk oranlı tavanda, tavana yakın noktalar ile merkez noktası arasındaki bağıl nem değişimi, duvar kenarlarında ($x/L=0$ ve $x/L=1$), diğer tavanlara göre en azdır. Neredeyse homojene yakın bir dağılım mevcuttur.

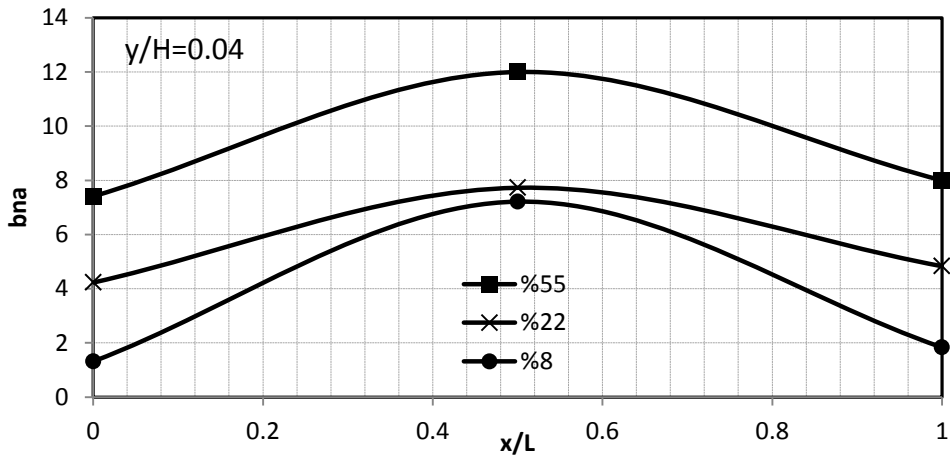
%22 ve %8 boşluk oranlı tavanlarda, zemine yakın sensör noktaları ile merkez noktasından alınan ölçümlere göre bulunan bağıl nem artışı değerleri arasında fark olup tavana yaklaştıkça bu fark artmaktadır. Merkez ekseninde ise ($x/L=0.5$), bütün tavan tipleri için, zemine yakın bölge ile merkez arasında bağıl nem artışı neredeyse homojen iken, tavana yaklaştıkça artmaktadır. (Şekil 3.8c).



(a)

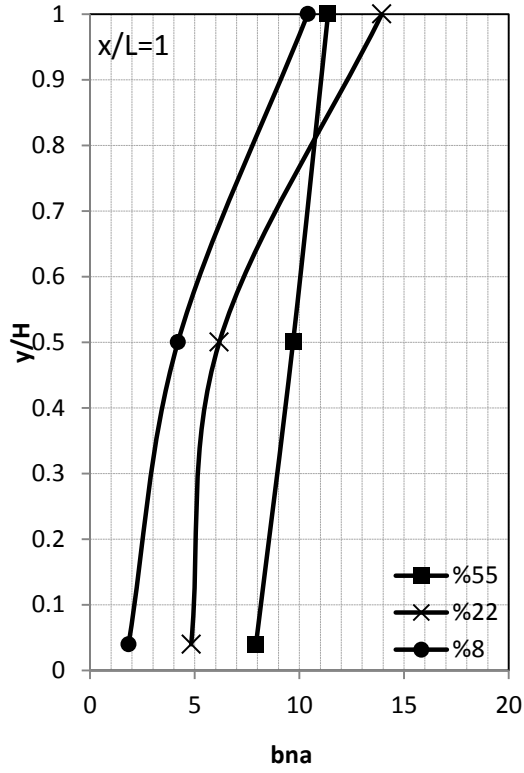


(b)

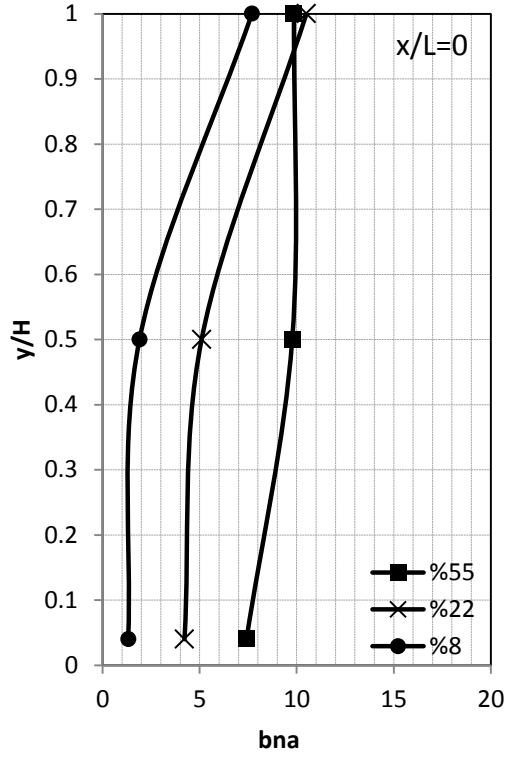


(c)

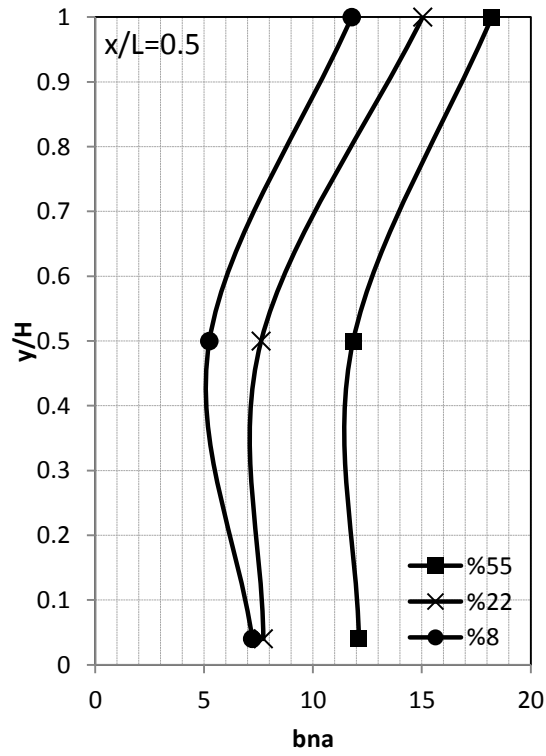
Şekil 3.7 : Bağlı nem artışları, a)tavan, b)merkez, c)zemin.



(a)



(b)



(c)

Şekil 3.8 : Bağıl nem artışları, a) sağ duvar, b) sol duvar, c) merkez.

4. TAVANDA KULLANILAN AKUSTİK ŞİLTENİN, ODA İÇERİSİNDEKİ NEM VE SICAKLIK DAĞILIMI ÜZERİNE ETKİSİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

Perforasyon yapısına ilave olarak, mimaride bir başka önemli unsur, tavanın akustik özellikleridir. Binaların akustik açıdan iyi olup olmadığı sesin duyulabilmesi kolaylığından anlaşılır. İyi akustik, sesin net bir şekilde duyulmasına, yankılanmamasına, kelime ve hecelerin karışmamasına göre değerlendirilir. Ses dalgaları odanın yüzeyine çarptığında, bir kısmı odaya geri yansır; bir kısmı ısı enerjisine dönüşerek absorbe olurken, bir kısmı da iletilir. Ses yutma değerleri, perforasyon yapısıyla ve malzeme özellikleriyle doğrudan ilgilidir. Oda içerisindeki gürültü kirliliğinin önlenmesi açısından, tavanın akustik özellikleri önem arz etmektedir.

Özellikle hastane, alışveriş merkezi, konser salonu gibi geniş alanlarda duvarların ve tavanın akustik özellikleri büyük önem kazanmaktadır. Bu yüzden ses izolasyonu sağlayan şilteler tavan gerisine yapıştırılarak tavanın akustik özellikleri iyileştirilir. Tavandan soğutma sistemleri daha çok geniş mekânlarda, konser salonlarında, plazalarda, hastanelerde tercih edildiğinden ve bütün tavan yüzeyini kapladığından, sadece ısı performansının değil akustik özelliklerinin de iyi olması beklenmektedir. Bu sebeple üretici firmalar perfore tavanların üzerine akustik amaçlı, ses yutma seviyesi yüksek olan şilte serilmesini, hatta daha da iyileştirici olarak taşıyünü kullanılmasını önermektedirler (Şekil 4.1 ve 4.2).

Bu çalışmada, perfore tavan yüzeyine sadece şilte serilerek, oda içerisindeki ısı geçişine ve bağıl nem dağılımına etkileri araştırılmıştır.

Akustik şilte, SoundTex® firması tarafından üretilen, perfore tavanların yüzeyine yerleştirilen, ses emme özelliğinde, dokuma olmayan bir malzemedir (Şekil 4.1). Selüloz ve cam liflerinden elde edilir. Ağırlık ve kalınlık açısından homojendir. Kalınlığı, yaklaşık olarak, 0.22 mm'dir. Geçirgenliği %83, ısı iletim katsayısı 0.06 W/mK'dir [28].



Şekil 4.1 : Akustik şiltenin görüntüsü [28].



Şekil 4.2 : Akustik şiltenin tavan üzerindeki görüntüsü [28].

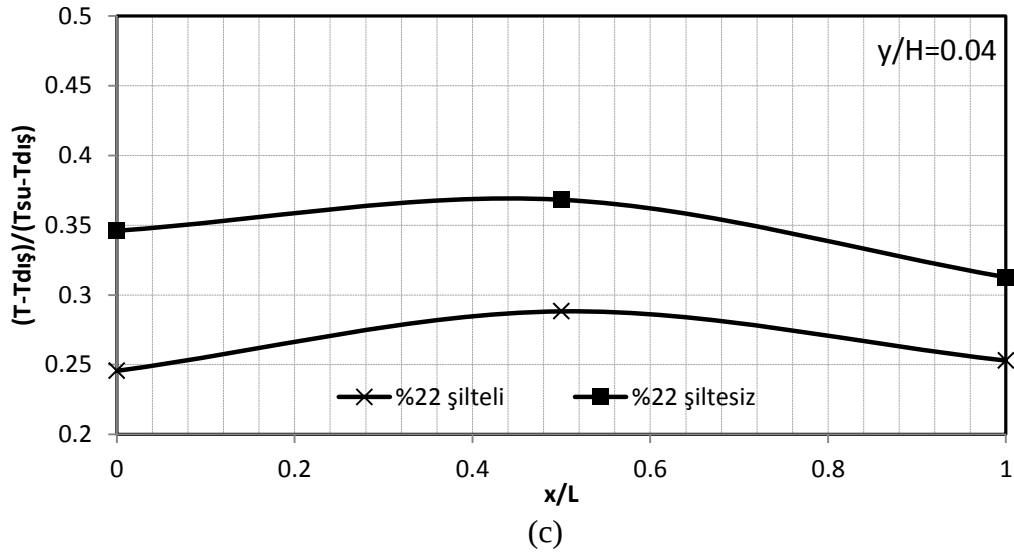
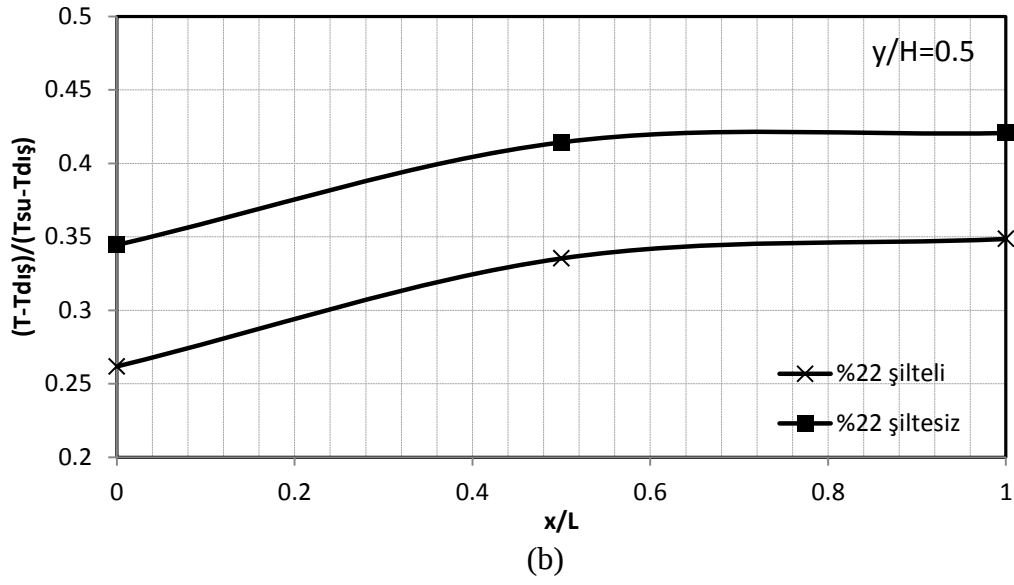
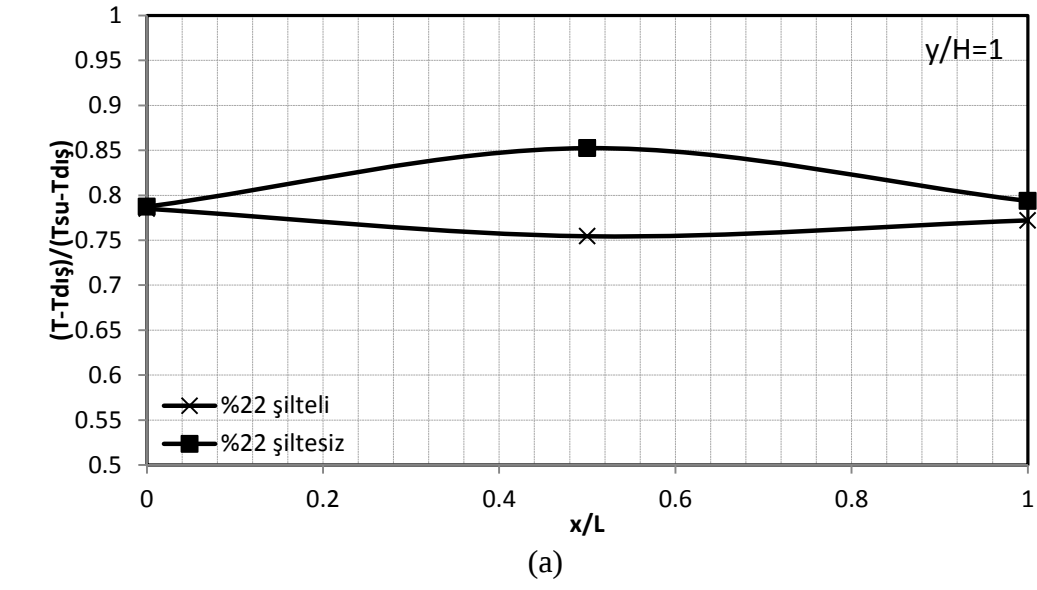
4.1 Deney Çalışması Sonuçları

4.1.1 %22 Boşluk oranlı şilteli tavan

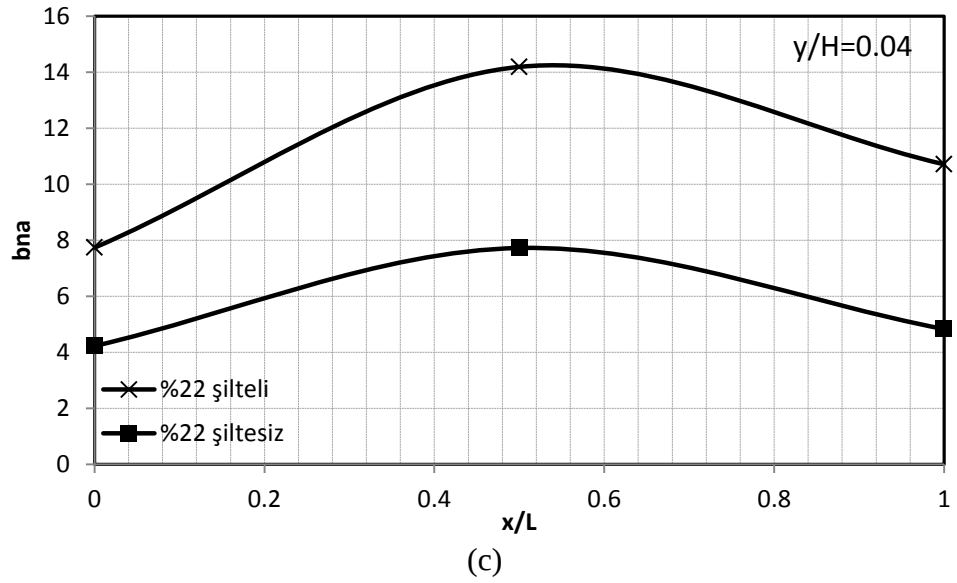
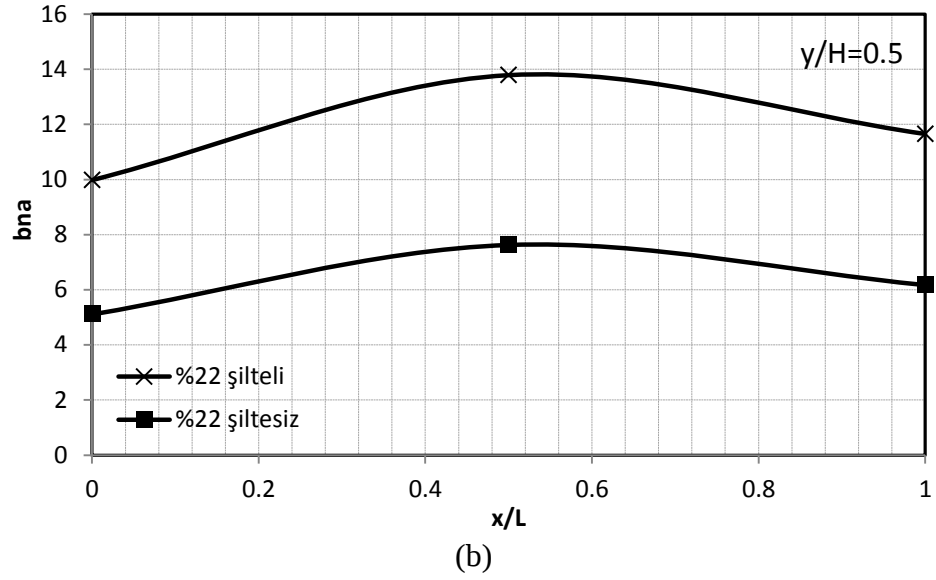
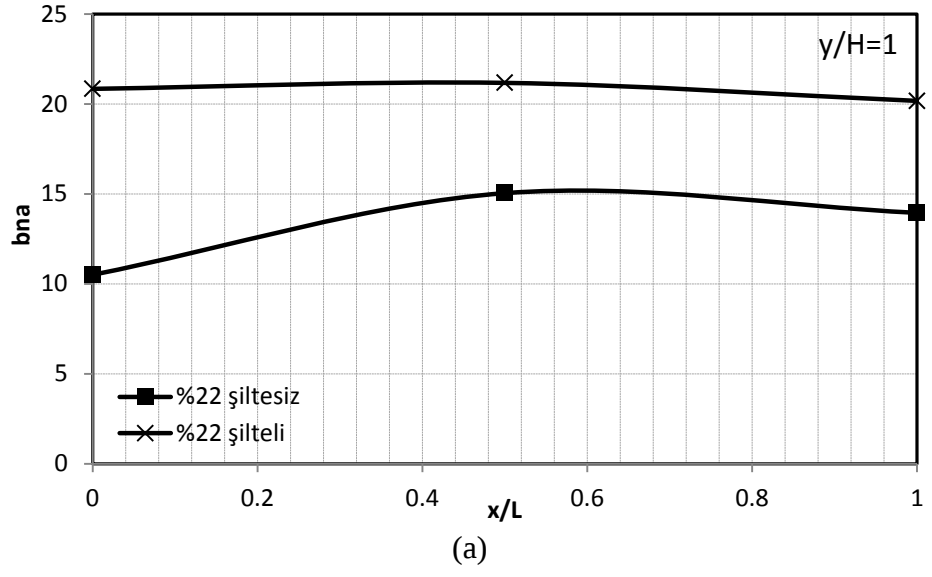
Şekil 4.3(a) incelendiğinde, %22 boşluk oranlı tavan için, şilte kullanılmaması durumunda, duvar yüzeyleri ile odanın orta noktası arasında, bir sıcaklık farkı oluşmakta, bu fark şilte kullanılması durumunda neredeyse kapanmaktadır. Duvar kenarlarındaki bölgeye bakıldığında ise, şiltenin belirgin bir etkisi görülmemektedir.

Odanın merkez ve zemininde ise şilte etkisi aynı olup, şilte kullanılması durumunda, oda ile tavan arasındaki, soğuma oranında bir miktar kötüleşme görülmektedir (Şekil 4.3 (b) ve (c)).

Şekil 4.4’de ise, %22 boşluk oranlı tavan için bağıl nem artışı dağılımları görülmektedir. Grafikler incelendiğinde, şilte kullanılmasının, bağıl nem artış değerlerini arttırdığı görülmektedir. Bu durum, tavan yüzeyine serilen şiltenin nem geçişini belli bir oranda engellemesinden kaynaklanmaktadır. Şiltenin başka bir etkisi de tavan yüzeyindeki parabolik değişen bağıl nem artışının, homojen hale gelmesidir. Tavana şilte serilmesi ile birlikte, duvar kenarlarına göre, tavanın orta bölgesindeki fazla soğuma ve bağıl nem artışı kaybolmakta, bütün tavan yüzeyinde homojen bir dağılım oluşmaktadır.



Şekil 4.3 : %22 Boşluk oranlı tavan için soğuma oranı dağılımları.



Şekil 4.4 : %22 Boşluk oranlı tavan için bağıl nem artışları.

4.1.2 %55 Boşluk oranlı şilteli tavan

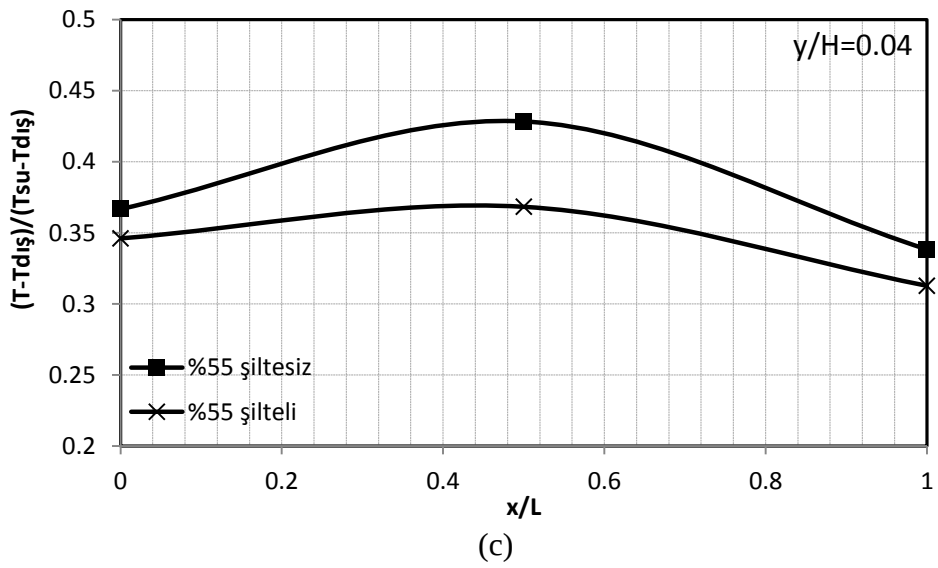
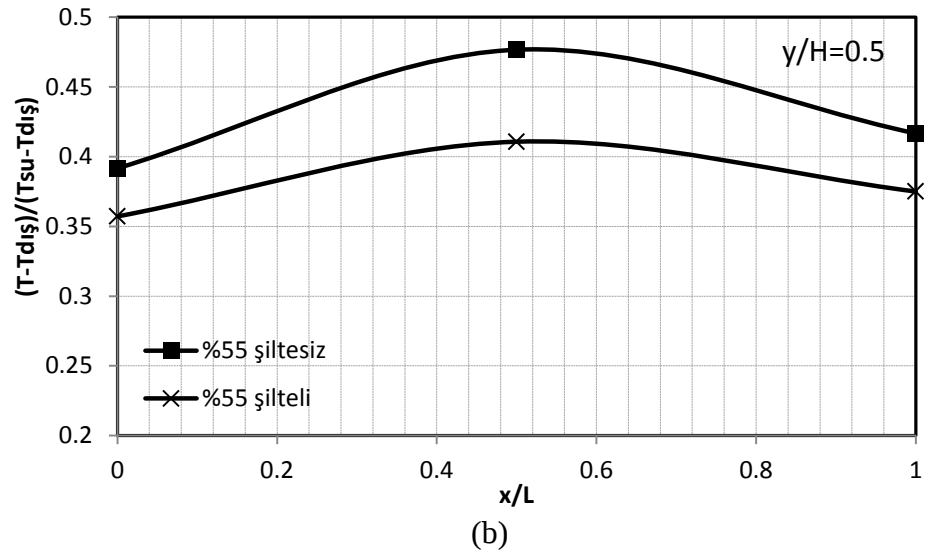
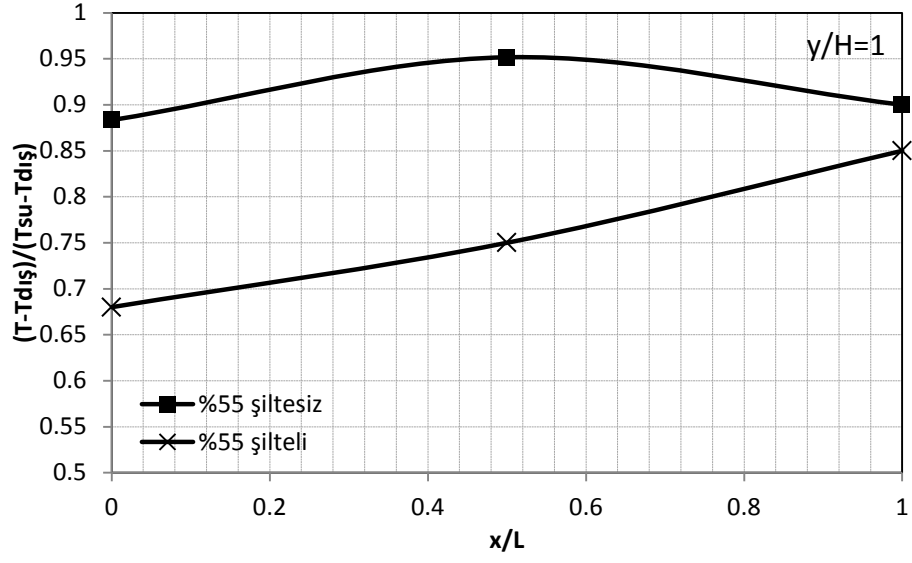
Şekil 4.5’de %55 boşluk oranında, şilteli ve şiltersiz tavan için soğuma oranları incelenmiştir. %22 boşluk oranlı tavanda olduğu gibi, akustik şilte kullanılması durumunda tavan yüzeyindeki sıcaklık dağılımı doğrusal olmaktadır. Şiltenin eklenmesiyle, tavan yüzeyindeki soğuma azalmaktadır. Şekil 4.5(a)’ya bakıldığında, %55 boşluk oranlı şilteli tavanın sağ bölgesi ($x/L=1$) ile sol bölgesi ($x/L=0$) arasında sıcaklık farkı olduğu görülmektedir. Çünkü şiltenin eklenmesiyle, tavanın her noktasından olan hava hareketi azalmış, boru üst yüzeylerinden oda içerisine olan ısı geçişi azalmış ve böylece tavan paneli yüzeyindeki suyun giriş çıkış yaptığı sıcaklık değerlerinden kaynaklanan homojen olmayan sıcaklık dağılımı ortaya çıkmıştır.

Odanın orta eksenini ($y/H=0.5$) ve zemine yakın eksene ($y/H=0.04$) bakılacak olursa, soğuma oranı dağılımları şilteli ve şiltersiz tavan için aynı eğilimdedir denilebilir (Şekil 4.5 b ve c).

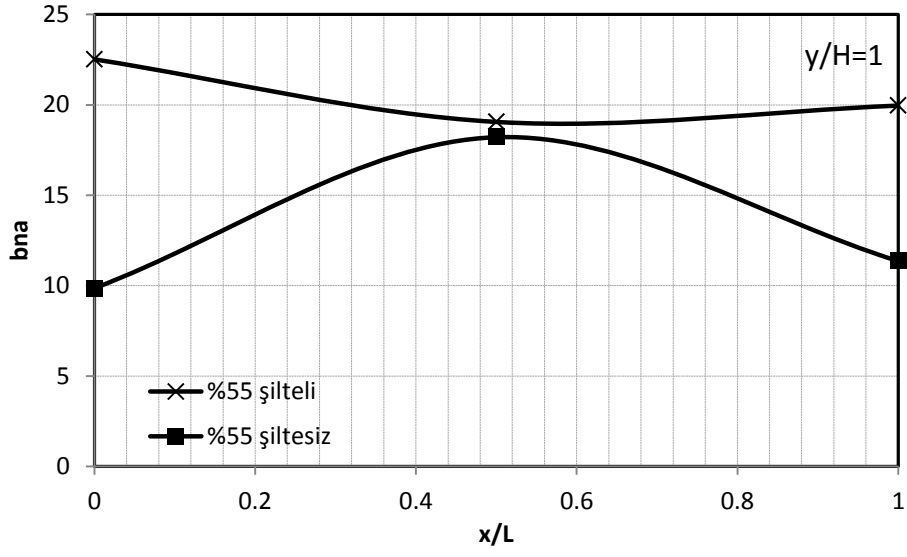
%55 boşluk oranlı şilteli ve şiltersiz tavan için bağıl nem artış değerlerine bakıldığında (Şekil 4.6), tavan yüzeyinde şiltenin kullanıldığı durumdaki bağıl nem artışı, şiltenin kullanılmadığı durumdakine göre daha fazladır (Şekil 4.6 a). Bu fark merkezde ve zeminde ise ihmal edilebilir mertebededir. Genel davranış açısından incelendiğinde, bağıl nem artışı, şiltersiz tavanın ortasında bulunan sensör bölgesinde artmaktadır. Şilteli tavan yüzeyindeki dağılım ise daha homojendir.

Merkez eksende ($y/H=0.5$) ise şilteli tavanda yine bağıl nem artışı daha fazla olup, tavandaki kadar yüksek oranda bir fark yoktur (Şekil 4.6 b).

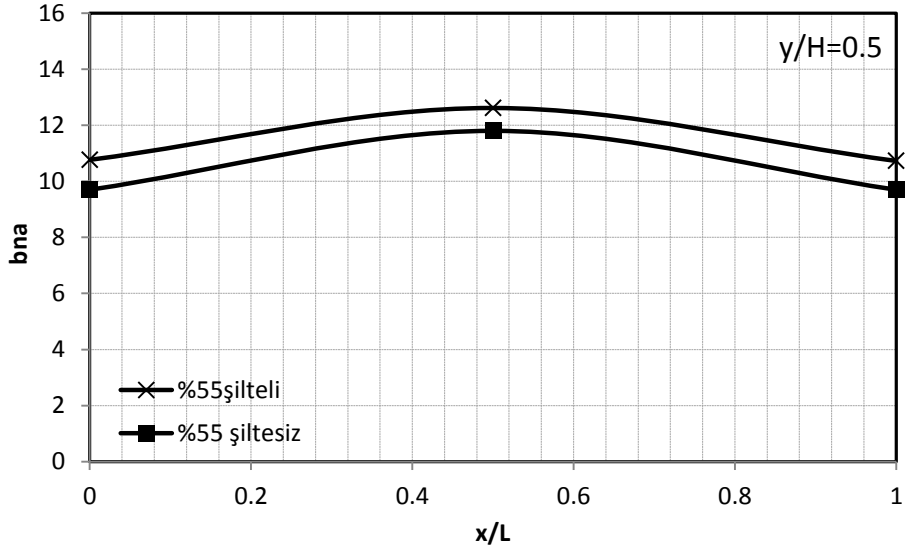
Zemine yakın eksende ($y/H=0.04$) ise, eğri yine parabolik bir hal almıştır. Zemine yakın eksende duvar kenarlarındaki bağıl nem artışları merkezdeki sensör noktasıyla kıyaslandığında daha azdır (Şekil 4.6 c).



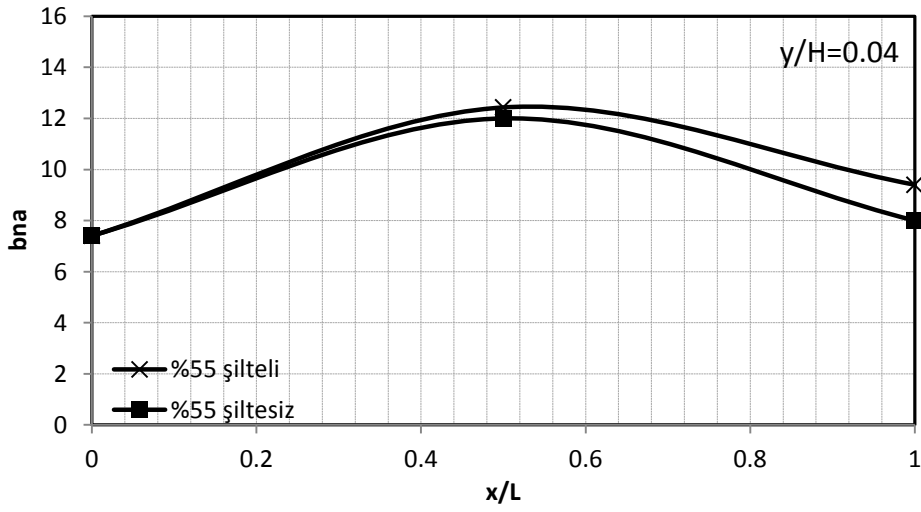
Şekil 4.5 : %55 Boşluk oranlı tavan için soğuma oranı dağılımları.



(a)



(b)



(c)

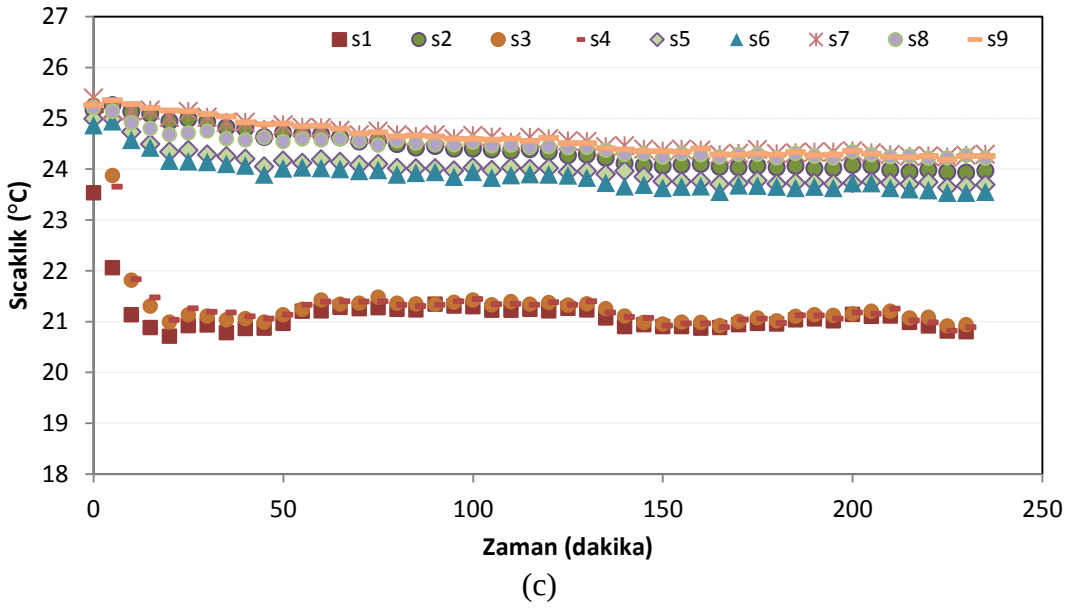
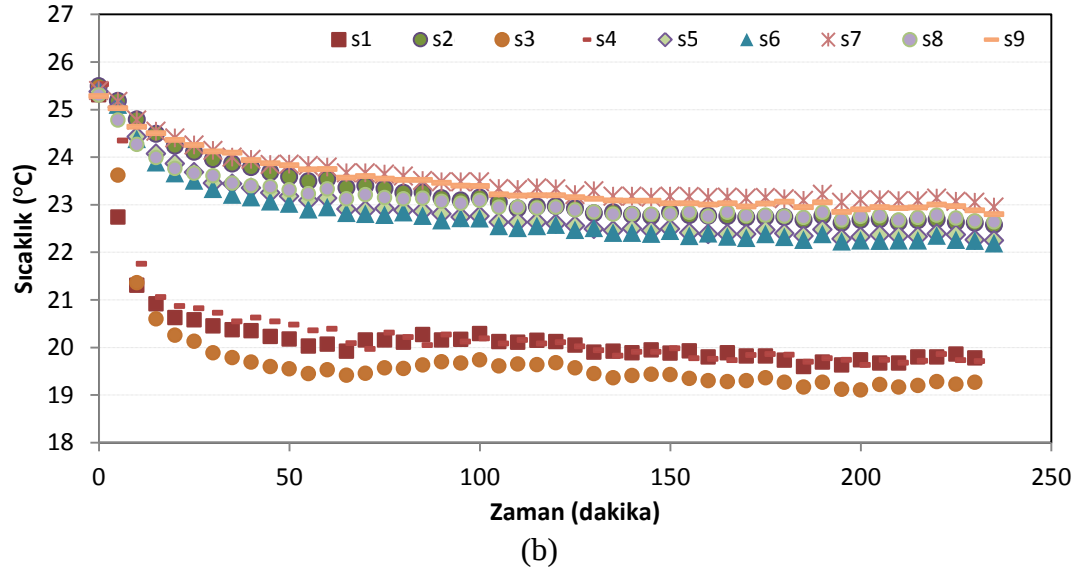
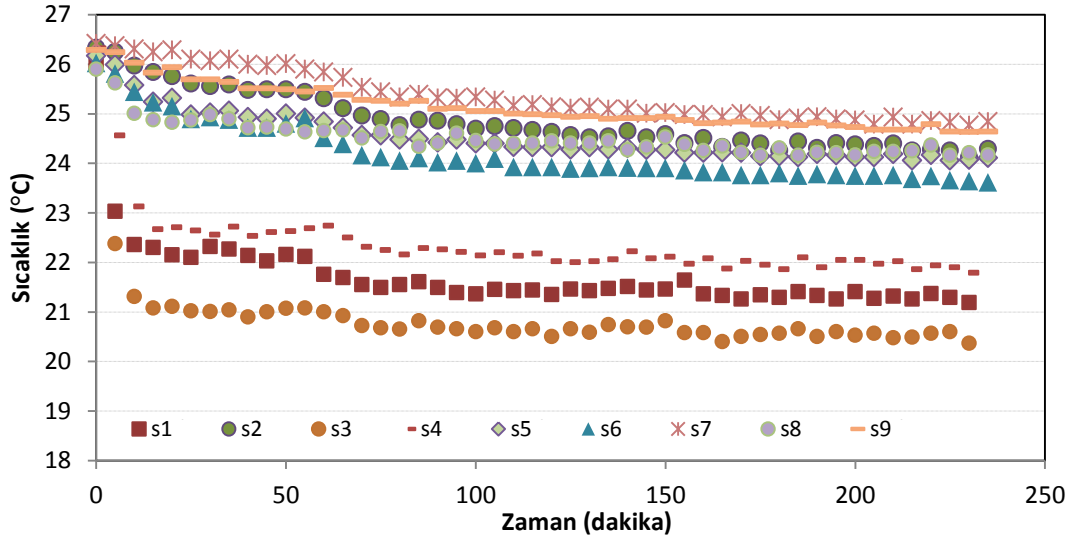
Şekil 4.6 : %55 Boşluk oranlı tavan için bağıl nem artışları.

4.2 Şilteli ve Şiltersiz Tavan İçin Genel Değerlendirmeler

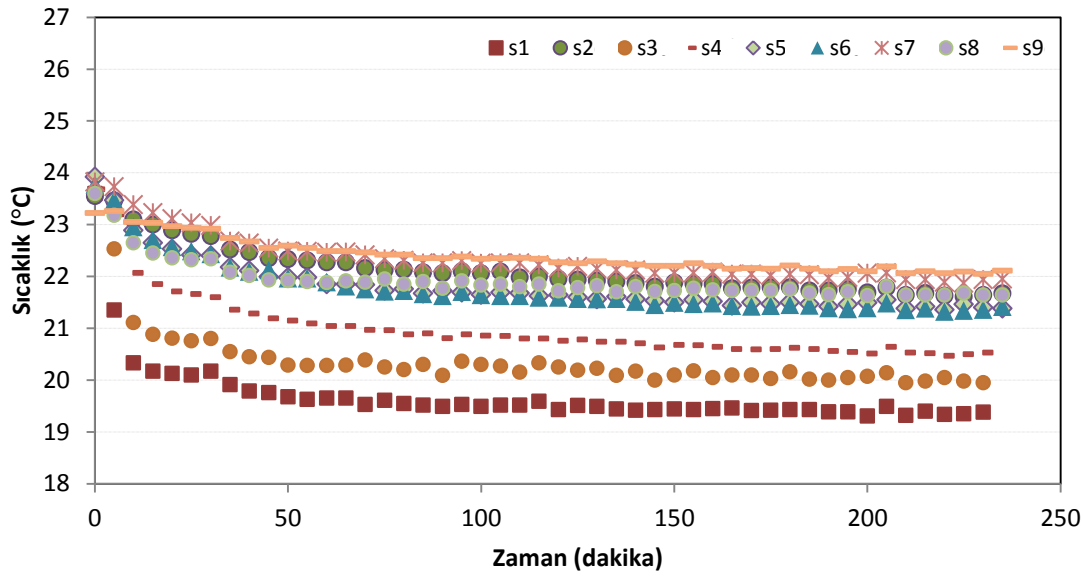
Bütün sensör noktaları için elde edilen değerler incelendiğinde, Şekil 4.7(a)'da, %55 boşluk oranlı şiltersiz tavan için her bir sensör noktasındaki sıcaklıkların zamanla değişimi görülmektedir. Burada oda içerisindeki en düşük sıcaklık değeri, 3 numaralı sensörün bulunduğu (Şekil 3.1), tavanın tam orta noktasıdır.

Şekil 4.8(a)'de ise, %55 boşluk oranındaki şilteli tavan için sıcaklık değişimleri görülmektedir. Burada sıcaklığın en düşük olduğu bölge, 1 numaralı sensörün bulunduğu tavanın sağ tarafına taşınmıştır.

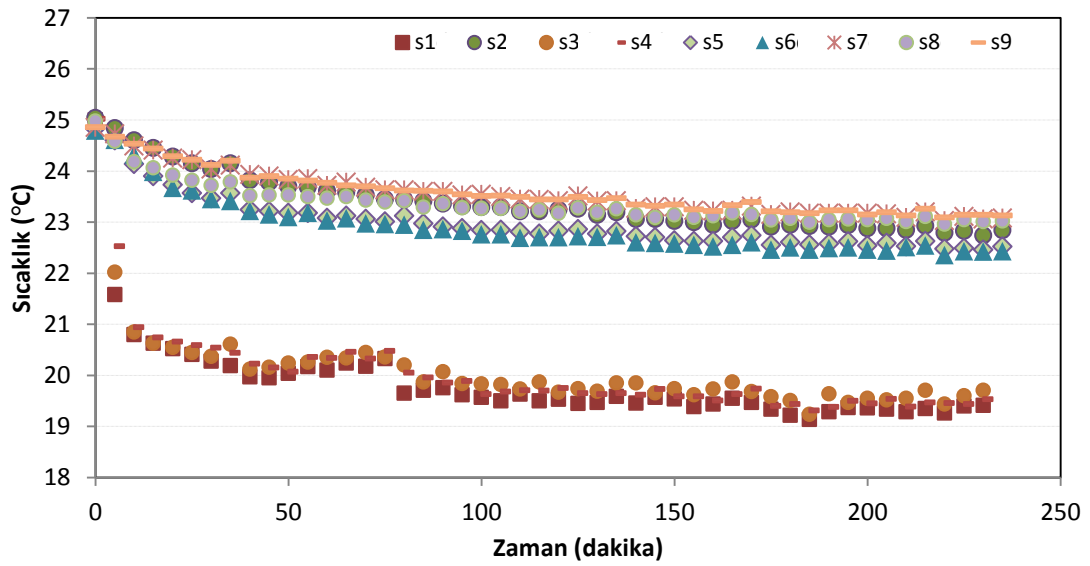
Yine, Şekil 4.7(b)'ye ve Şekil 4.8(b)'ye bakıldığında, %22 şiltersiz tavanda, sıcaklığın en düşük olduğu bölge tavanın orta noktası iken, şilte konulduğunda bu nokta tavanın sağına kaymaktadır. Tavan boşluk oranının %8 olması durumunda (Şekil 4.8 c), ilk göze çarpan farklılık tavana yakın bölgede 1, 3 ve 4 numaralı sensörlerin birbirine oldukça yakın değerlerde olduğudur. 1 numaralı sensörün 3 ve 4 numaralı sensörlerden daha soğuk olduğu görülmektedir. 1, 3 ve 4 numaralı sensörler arasındaki sıcaklık farkı %0.6 mertebesinde dir. Bu değer %55 boşluk oranındaki tavanla kıyaslandığında tavana yakın noktalarda alınan ölçümler arasındaki fark 10 kat, %22 boşluk oranındaki tavana göre ise 5 kat azalmıştır. Yani deney sonuçları gösteriyor ki, tavan boşluk oranı azaldıkça tavan yüzeyindeki sıcaklık dağılımı daha homojen olmaktadır (Şekil 4.7(a),(b) ve (c)).



Şekil 4.7 : Sıcaklığın zamanla değişimleri a)%55 şiltesiz, b)%22 şiltesiz, c)%8 şiltesiz.



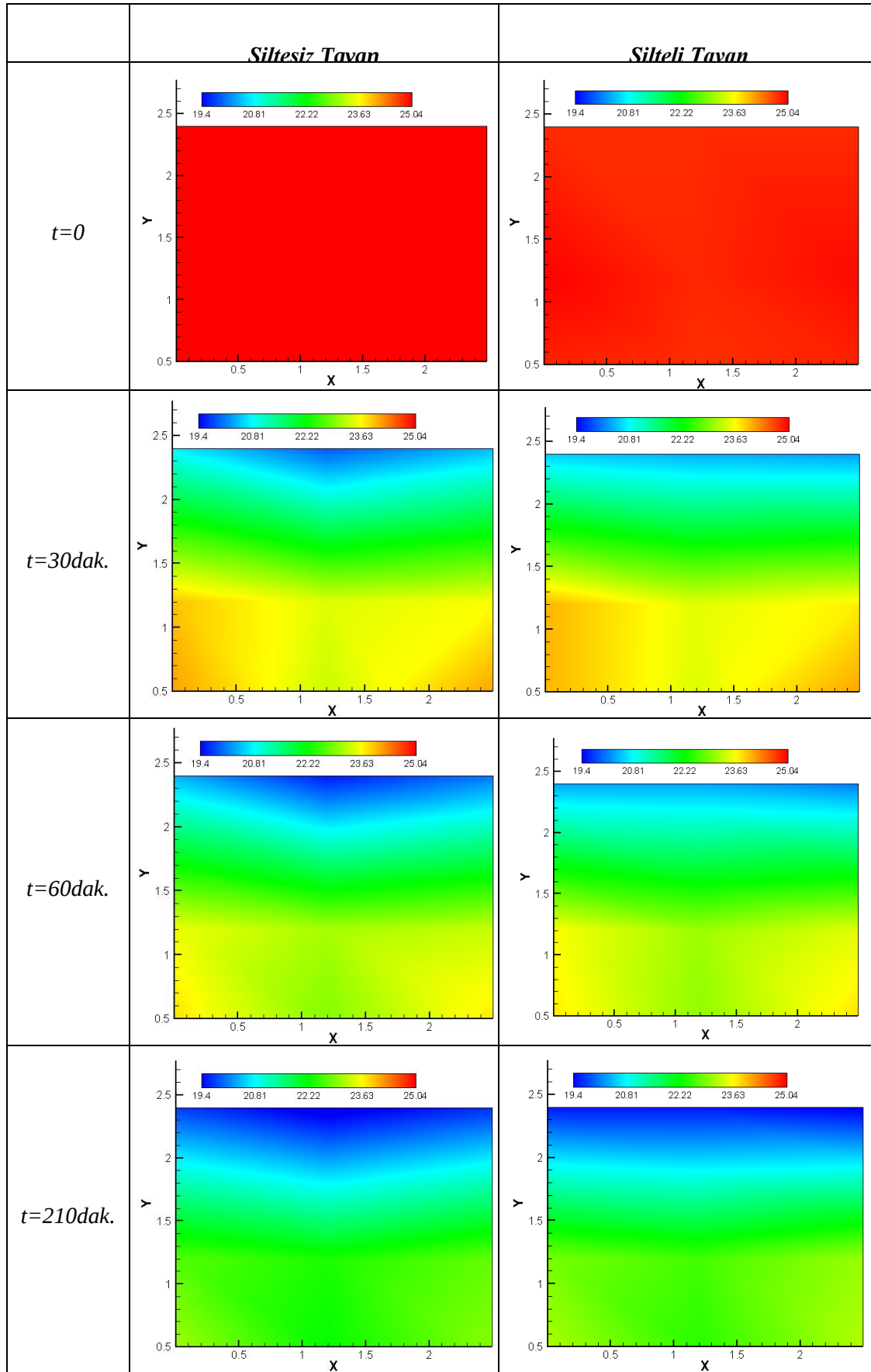
(a)



(b)

Şekil 4.8 : Sıcaklığın zamanla değişimleri a)%55 şilteli, b)%22 şilteli.

Şekil 4.9’da %22 şilteli ve şiltesiz tavan için Tecplot[®] programı kullanılarak oluşturulmuş zamana göre sıcaklık dağılımları görülmektedir. $t=0$ anında ortalama 25 °C sıcaklıktaki ortamın sıcaklığı, tavanın soğumasıyla birlikte düşmeye başlamıştır. Şiltesiz tavandaki soğuma, tavanın orta bölgesinde daha fazlayken, şilte kullanıldığında tavandaki sıcaklık dağılımı daha homojen olmaktadır.

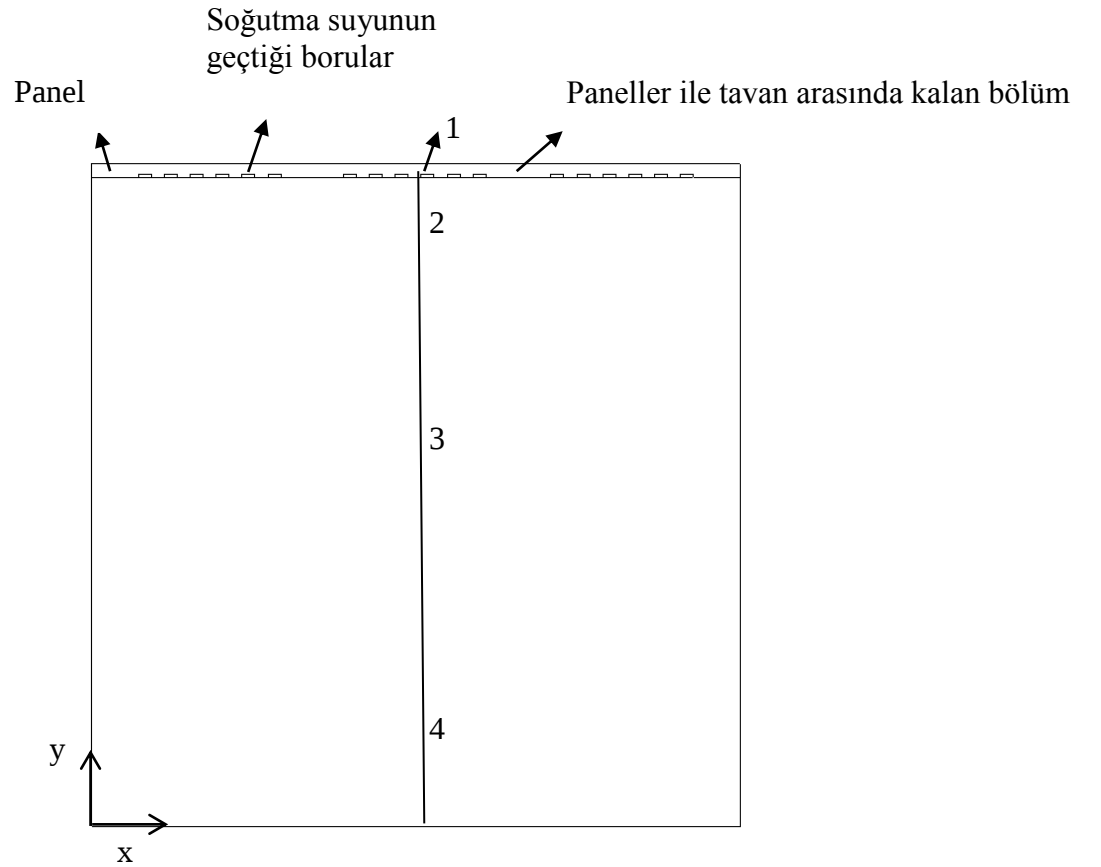


Şekil 4.9 : Odadaki sıcaklık dağılımları (%22 Boşluk oranlı tavan ile).

4.3 Soğutma Paneli ile Oda Tavanı Arasındaki Bölgenin İncelenmesi

Soğutucu panellerin yüzeyine şilte serildiği durumda, tavan ile panel arasında kalan bölgedeki havanın sıcaklık ve bağıl nem değerlerini incelemek için buraya da sensör yerleştirilmiştir. Şekil 4.10'da odanın kesiti ve sensörlerin yerleşim yerleri görülmektedir. Çizelge 4.1'de ise sensörlerin yerleşim koordinatları okunabilir.

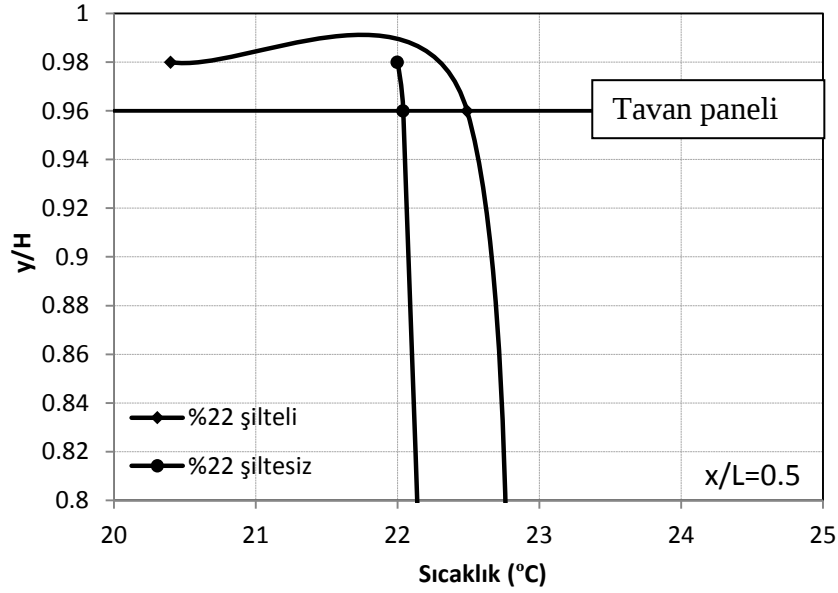
Deney sonuçları incelendiğinde tavan panelleri ile tavan arasında kalan bölümün şilteli durumda daha soğuk olduğu görülmektedir. Çünkü akustik şilte oda içerisindeki havanın, panelin üst yüzeyine çıkışını belli bir miktarda engellediğinden, paneller ile tavan arasında kalan hava ile soğutma suyunun geçtiği borular arasındaki ısı geçişi artmaktadır (Şekil 4.11). Yine aynı sebepten bağıl nem artışı da görülmektedir (Şekil 4.12).



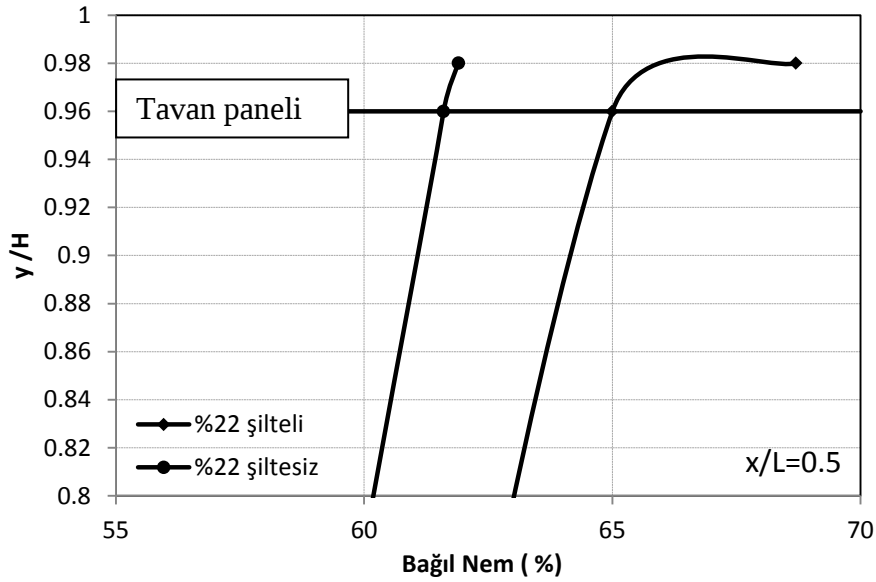
Şekil 4.10 : Deney odasının kesiti.

Çizelge 4.1 : Isıl eleman çiftlerinin oda içerisinde dağılım mesafeleri (m).

Sensör No	1	2	3	4
x	1.25	1.25	1.25	1.25
y	2.47	2.398	1.25	0.2



Şekil 4.11 : Tavan paneli ile oda tavanı arasındaki bölgede sıcaklık değişimi.



Şekil 4.12 : Tavan paneli ile oda tavanı arasındaki bölgede bağıl nem değişimi.

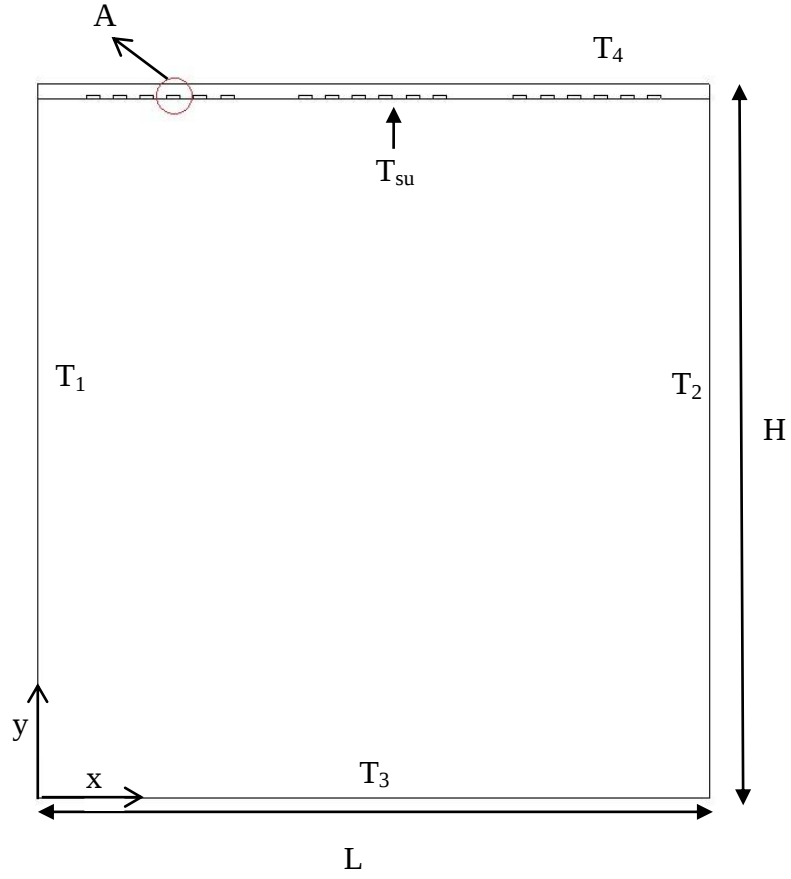
5. SAYISAL ÇALIŞMA

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) ile süreklilik, enerji ve momentum denklemleri sayısal olarak çözülmekte ve akıştaki değişkenlerin dağılımları hakkında bilgi alınabilmektedir (hız, basınç, sıcaklık, konsantrasyon). Günümüzde birçok hesaplamalı akışkanlar dinamiği kodu bulunmaktadır. Bunların birçoğunu ticari olarak bulmak mümkündür. Bu çalışma FLUENT® (6.3 versiyonu) paket programıyla yapılmıştır. FLUENT® yönetici denklemleri sonlu hacimler metoduyla çözen bir ticari koddur ve kapalı hacimlerde doğal taşınımın ve türbülans hareketlerinin incelenebilmesi için uygun bir yapıya sahiptir.

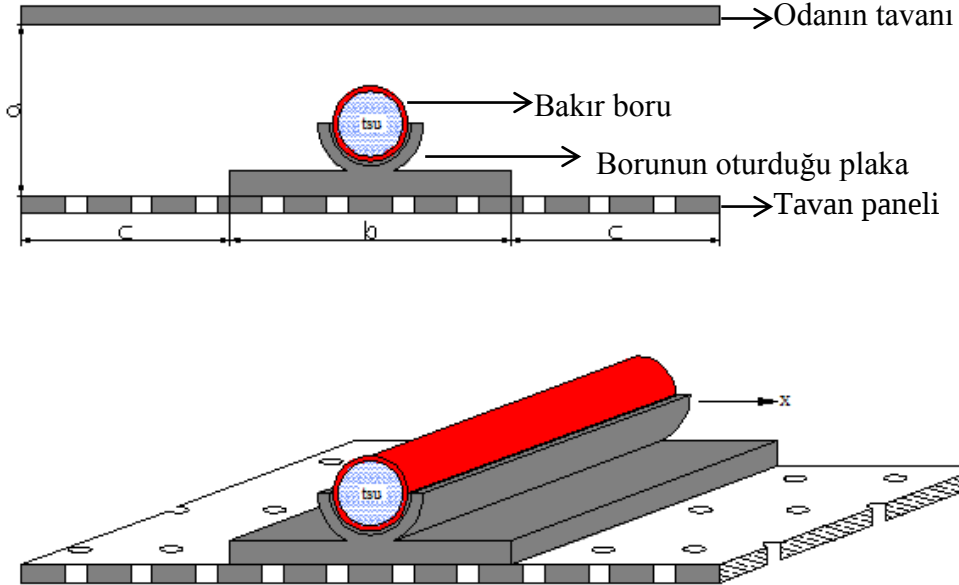
5.1 Sayısal Modelin Oluşturulması

Fiziksel model ve sınır koşulları Şekil 5.1'deki gibidir. Sağ ve sol duvar yüzeyleri, taban ve tavanın üstü için sabit sıcaklık sınır koşulu tanımlanmıştır.

Tavan panelleriyle boruların temas ettiği yerlerde iletimle ısı geçişi olmaktadır ve soğutma suyu sıcaklığı sınır koşulu olarak verilmiştir (Şekil 5.2). Tavan panellerindeki boşluklar ($0 < x < c$ ve $c + b < x < 2c + b$), geçirgen yüzey alanı olarak hesaplanmış ve “porous-jump” sınır koşulu altında paket programa verilmiştir. Boruların yerleştiği plakaların panele temas ettiği yerlerde ($c < x < c + b$) ise, sabit sıcaklık sınır koşulu kullanılmıştır.



Şekil 5.1 : Fiziksel model ve sınır koşulları.



Şekil 5.2 : “A” kesiti.

Kapalı bir hacimde, nemli havanın, türbülanslı doğal taşınımını zamana bağlı modelleyen bu çalışmada aşağıdaki yönetici denklemler çözülmüştür.

Süreklilik:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (5.1)$$

Momentum:

$$\frac{D(\rho u_i)}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \overline{\rho u_i' u_j'} \right] + \rho g_i \quad (5.2)$$

$(-\overline{\rho u_i' u_j'})$ türbülanslı kayma gerilmelerini göstermektedir.

Burada,

u_i = ortalama hız, u_i' = hız salınımıdır.

Enerji:

$$\frac{D(\rho c_p T)}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + \mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(-c_p \overline{\rho u_i' T'} \right) + \phi^t \quad (5.3)$$

Burada,

T = ortalama sıcaklık, T' = sıcaklık salınımıdır.

Su buharı konsantrasyonu için transport denklemi:

$$\frac{D(\rho u_i C)}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(D_{AB} \frac{\partial(\rho C)}{\partial x_i} - \overline{\rho u_i' C'} \right) + S_i \quad (5.4)$$

Sıcaklık farklarının, dolayısıyla, yoğunluk farklarının az olduğu, kaldırma kuvvetleri etkili olan akışlarda, çözümü kolaylaştırmak açısından Boussinesq yaklaşımı yapılır. Bu yaklaşımda, yoğunluk değişimi her yerde sabit kabul edilirken, sadece momentum denklemindeki “Buoyancy” (ρg_i) teriminde ihmal edilmez ve bu terim $-\rho \beta g \Delta T$ şeklinde ifade edilir.

Bu çalışmada oda içerisindeki akışkan, “su buharı+hava” karışımı olarak ele alındığından, Boussinesq yaklaşımı yapılmamıştır.

(5.3) denkleminin sağ tarafındaki ikinci terim ısı difüzyon akısı olup, moleküler ve türbülanslı olmak üzere iki bölümden oluşmuştur.

$-c_p \rho \overline{u_1' T'}$: Türbülanslı ısı akısıdır.

ϕ^t ise türbülanslı dissipasyondur.

Benzer şekilde, (5.4) denkleminin sağ tarafındaki ikinci terimde kütleli difüzyon akısı olup, moleküler ve türbülanslı olmak üzere iki bölümden oluşmuştur.

(5.1)-(5.4) denklemlerindeki yoğunluk değişimi için bünne denklemi aşağıdaki şekildedir:

$$\rho = \frac{P}{\bar{R} T \sum_i \frac{Y_i}{M_{w,i}}} \quad (5.5)$$

Burada,

P:toplam basınç, $M_{w,i}$:bileşenlerin mol ağırlığı, Y_i :bileşenlerin kütle oranıdır.

5.2 Türbülans Modelleri

(5.2-5.4) denklemlerindeki akışın türbülanslı olmasından kaynaklanan ilave terimleri (Reynolds gerilmeleri, türbülanslı ısı akısı ve türbülanslı konsantrasyon akısı) modellemek için farklı türbülans modelleri kullanılır.

Bu modeller ikiye ayrılır:

i-“Eddy-viscosity” yaklaşımına dayanan modeller.

ii-Reynolds gerilmeleri için de transport denklemlerinin çözüldüğü ikinci mertebeden modeller.

Eddy viscosity modellerinde türbülanslı akı terimleri için;

$$-\overline{u_i' u_j'} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} k \quad (5.6)$$

$$-\overline{u_i T'} = \Gamma_t \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (5.7)$$

$$-\overline{u_i C'} = \Gamma_c \frac{\partial C}{\partial x_i} \quad (5.8)$$

tanımları yapılır.

Burada, μ_t , Γ_t ve Γ_c , sırasıyla türbülanslı viskozite, ısı akısı için türbülanslı difüzyon ve konsantrasyon akısı için türbülanslı difüzyon katsayılarıdır.

Reynolds gerilmeleri ve türbülanslı skaler akılar; (5.6-5.8) denklemlerindeki türbülanslı viskozite ve diğer türbülanslı difüzyon katsayılarının tanımlarına göre, yönetici denklemlere ilave transport denklemleri çözülerek belirlenir.

5.2.1 Standart k-ε modeli

“Eddy viscosity” yaklaşımına göre oluşturulmuş türbülans modelleri arasında en yaygın kullanılanı iki denklemlilik bir model olan standart k-ε modelidir. Bu modelde, Pr_t ve Sc_t , sırasıyla türbülanslı Prandtl ve türbülanslı Schmidt sayıları olmak üzere,

$$\mu_t = \rho c_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (5.9)$$

$$\Gamma_t = \frac{1}{Pr_t} \rho c_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (5.10)$$

$$\Gamma_c = \frac{1}{Sc_t} \rho c_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (5.11)$$

şeklinde tanımlanır. Burada, türbülanslı Prandtl ve türbülanslı Schmidt sayılarının, moleküler Prandtl ve Schmidt sayıları gibi, akışkanın birer özelliği olmadıklarına, akış karakterini temsil ettiklerine dikkat etmek gerekir.

(5.9-5.11) tanımlarına göre, yönetici denklemlere ilave olarak türbülanslı kinetik enerjinin ve bu enerjinin dissipasyonunun tranportu denklemleri de çözülmelidir.

Türbülans kinetik enerjisi ve bu enerjinin dissipasyonu için transport denklemleri aşağıdaki gibidir:

$$\frac{D(\rho k)}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon \quad (5.12)$$

$$\frac{D(\rho \varepsilon)}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (5.13)$$

Bu denklemlerde σ_k ve σ_ε , sırasıyla türbülanslı kinetik enerji ve türbülanslı kinetik enerjinin dissipasyonu için Prandtl sayılarıdır.

Hız gradyeninden kaynaklanan türbülans kinetik enerjisi üretimini ifade eden terim:

$$G_k = -\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (5.14)$$

şeklindedir.

Kaldırma kuvveti sebebiyle oluşan türbülans kinetik enerjisi üretimini ifade eden terim ise, oda içerisinde bulunan “hava+su buharı” karışımı ideal gaz kabul edilerek, (5.5) bünye denklemi temelinde,

$$G_b = \frac{\mu_t}{Pr_t} g \frac{1}{\rho} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (5.15)$$

olarak tanımlanmıştır.

Standart k-ε modeli için kullanılan türbülans sabitleri ve türbülanslı Prandtl sayıları aşağıdaki gibidir:

$$C_\mu = 0.09, C_{\varepsilon 1} = 1.44, C_{\varepsilon 2} = 1.92, C_{3\varepsilon} = \tanh \frac{v}{u}, \sigma_K = 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.3, Pr_t = 0.85$$

5.2.2 RNG k-ε modeli

RNG tabanlı k-ε modeli, anlık Navier-Stokes denklemlerinden “renormalization group” (RNG) matematik metodu kullanılarak türetilmiştir. Bu modelde sabitler deneysel değil analitik yöntemlerle elde edilmişlerdir.

Türbülans kinetik enerjisi ve disipasyon hızı için transport denklemleri standart k-ε türbülans modelindeki denklemlerden farklıdır:

$$\frac{D(\rho k)}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon \quad (5.16)$$

$$r = \frac{C_\mu \rho \gamma^3 \left(1 - \frac{\gamma}{\gamma_0} \right) \varepsilon^2}{1 + \beta \gamma^3} \frac{1}{k} \quad (5.17)$$

olmak üzere,

$$\frac{D(\rho \varepsilon)}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - r \quad (5.18)$$

şeklinde.

Difüzyon terimleri standart k-ε modelinden farklıdır ve α_k ve α_ε ters efektif Prandtl sayıları ile hesaplanır:

$$\left| \frac{\alpha - 1.3929}{\alpha_0 - 1.3929} \right|^{0.6321} \left| \frac{\alpha + 2.3929}{\alpha_0 + 2.3929} \right|^{0.3679} = \frac{\mu_{mol}}{\mu_{eff}}$$

Burada, $\alpha_0=1$ ve $\mu_{\text{mol}}/\mu_{\text{eff}} \ll 1$ olduğunda $\alpha_k=\alpha_\epsilon \approx 1.393$ olarak alınır.

RNG modelindeki dissipasyon denkleminin son terimi, aşağıdaki akışların, standart k- ϵ modelinden daha iyi öngörülmesini sağlar [29]:

-Hız gradyanlarının yüksek olduğu akışlar,

-Girdaplı akışlar,

-Düşük Reynolds sayılı akışlar (duvar yakınındaki akış, doğal taşınım gibi).

(5.17) denklemi ile tanımlanan bu terimde;

$$\gamma = \frac{Sk}{\epsilon}, \gamma_0 = 4.38, \beta = 0.012$$

$$S = (2S_{ij}S_{ij})^{1/2}$$

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

Modeldeki katsayılar $C_{1\epsilon}=1.42$, $C_{2\epsilon}=1.68$ şeklindedir.

5.2.3 Realizable k- ϵ modeli

Realizable k- ϵ modelini, standart k- ϵ modelinden ayıran iki önemli özellik vardır; birincisi türbülans viskozitesi farklı şekilde formüle edilmiştir, ikincisi ise; dissipasyon hızı için farklı bir transport denklemi kullanılmaktadır.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon \quad (5.19)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \epsilon u_j) \\ = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] - \rho C_2 \frac{\epsilon^2}{k + \sqrt{\nu \epsilon}} + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} C_{3\epsilon} G_b \end{aligned} \quad (5.20)$$

Realizable k- ϵ modelinin özellikleri şu şekildedir:

- Realizable k- ϵ modelinde, türbülanslı viskozite tanımlanırken ilave dönme etkileri de göz önüne alınmaktadır.
- Dissipasyon hızı denkleminde bozulma (destruction) terimi, standart k- ϵ ve RNG modellerinden farklı olarak, k'nın sıfıra gitmesi durumunda sonsuza gitmez.

- Modelin “realizable” diye adlandırılmasının nedeni, diğer modellerde, belli şartlar altında oluşan yanıltıcı bir durumun giderilmesidir. Realizable k-ε modelinde normal gerilmeleri, belli matematiksel sınırlamalar ile tanımlanır. Şöyle ki; Boussinesq yaklaşımını ve eddy viskozite tanımı birleştirildiğinde,

$$\overline{u^2} = \frac{2}{3}k - 2\vartheta_t \frac{\partial U}{\partial x} \quad (5.21)$$

$$\mu_t = \rho c_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (5.22)$$

$$\vartheta_t \equiv \mu_t / \rho$$

Buradan,

$$\frac{k}{\varepsilon} \frac{\partial U}{\partial x} > \frac{1}{3C_\mu} \cong 3.7 \quad (5.23)$$

şeklindedir.

Normal gerilmesi, $\overline{u^2}$ tanımı gereği, pozitif olup (5.23) durumunda ise negatif olmaktadır. Bu durum ise, tanımlanamayan (non-realizable) bir durumdur. Oysa “realizable” k-ε modelinde bu durum oluşmamaktadır [29].

5.2.4 Standart k-ω modeli

Bu modelde türbülans kinetik enerjisi (k) için transport denklemi standart k-ε modelindeki gibidir. Ancak; ikinci ilave transport denklemi, dissipasyon hızı yerine spesifik dissipasyon hızı ($\omega = \varepsilon/k$), için yazılır:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + G_\omega - Y_\omega \quad (5.24)$$

Burada Y_K ve Y_ω , k ve ω için türbülans dissipasyonudur. G_ω , spesifik dissipasyon hızının üretimi,

$$G_\omega = \alpha \frac{\omega}{k} G_k \quad (5.25)$$

ve türbülans viskozitesi:

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega}$$

şeklindedir.

Bu model, k-ε modeline göre aşağıdaki durumlara uygun modifikasyonlar içermektedir:

- Düşük Reynolds sayısı,
- Akışın sıkıştırılabilir olması,
- Bir duvarla sınırlı olmayıp, bir menfezden çıkan akışlar.

5.2.5 Reynolds stress modeli (RSM)

RSM modeli ise ikinci mertebeden bir model olup, $\overline{\rho u'_i u'_j}, \overline{\rho u'_i T'}, \overline{\rho u'_i C'}$ akıları için transport denklemleri çözülür. Türbülanslı doğal taşınım için bu denklemler aşağıdaki şekildedir:

$$\begin{aligned} \frac{D(\overline{\rho u'_i u'_j})}{Dt} = & -\frac{\partial}{\partial x_k} \left[\overline{\rho u'_i u'_j u'_k} + \overline{p(\delta_{kj} u'_i + \delta_{ik} u'_j)} \right] + \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\mu \frac{\partial}{\partial x_k} \overline{u'_i u'_j} \right) \\ & - \rho \left(\overline{u'_i u'_k} \frac{\partial u_j}{\partial x_k} + \overline{u'_j u'_k} \frac{\partial u_i}{\partial x_k} \right) + \overline{p \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)} \\ & - 2\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \rho \beta (g_i \overline{u'_j T'} + g_j \overline{u'_i T'}) \end{aligned} \quad (5.26)$$

$$\begin{aligned} \frac{D(\overline{\rho u'_i T'})}{Dt} = & \frac{\partial}{\partial x_k} \left(-\overline{\rho u'_i u'_k T'} - \delta_{ik} \overline{p T'} + \alpha u'_i \frac{\partial T'}{\partial x_k} + \mu T' \frac{\partial u_i}{\partial x_k} \right) \\ & - \left(\overline{\rho u_i u_k} \frac{\partial T'}{\partial x_k} + \overline{\rho u_k T'} \frac{\partial u_i}{\partial x_k} \right) - (\alpha + \mu) \frac{\partial u_i}{\partial x_k} \frac{\partial T'}{\partial x_k} \\ & + \frac{\overline{p \partial T'}}{\partial x_i} + \frac{1}{c_p} \overline{\phi^t u_i} - \rho \beta g \overline{T'^2} \end{aligned} \quad (5.27)$$

Burada, (5.26) eşitliğinin sağ tarafındaki terimler sırayla, türbülans difüzyon terimi, moleküler difüzyon terimi, türbülans gerilmeleri üretim terimi, basınç-uzama terimi, dissipasyon terimi, kaldırma kuvveti etkisidir.

Türbülans difüzyon terimi, basınç-uzama terimi ve dissipasyon teriminin hesaplanabilmesi için modellenmeleri gerekmektedir [29].

RSM modelinde, yönetici denklemlere ilave olarak (5.26)–(5.27) denklemleri ve Dk/Dt , $D\varepsilon/Dt$ çözülür. Bu çalışmada denklemler, iki boyutlu çözülmüştür.

5.3 Çözüm Metodolojisi

Fluent® programında kullanılan çözüm parametreleri Çizelge 5.1’de verilmiştir.

Çizelge 5.1 : Fluent® programında kullanılan çözüm parametreleri.

Basınç-Hız İlişkisi	SIMPLE
Formülasyon	Implicit
Ayrıklaştırma	Birinci Mertebeden Upwind Basınç: Standart
Zaman Adımı	1s
Yakınsama Kriterleri	Enerji denklemi 10^{-6} Türbülans kinetik enerjisi 10^{-3} Dissipasyon hızı 10^{-3} Süreklilik 10^{-3} Hız 10^{-3}

Doğal taşınımında türbülansa geçişin kriteri olan Rayleigh sayısı aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır;

$$Ra = \frac{g\beta\Delta TH^3}{\nu\alpha} \quad (5.28)$$

Sayısal çalışmadaki taşınım katsayısı Newton’un soğuma kanunundan hesaplanmıştır:

$$h = \frac{\dot{q}''}{(T_i - T_0)} \quad (5.29)$$

Burada; T_i , çözümlemede sınır koşulu olarak verilen duvar sıcaklığı, T_s , yine çözümlemede sınır koşulu olarak verilen tavan sıcaklığı, $\dot{q}''$ ise çözümleme sonucunda hesaplanan ısı akısıdır.

Deneysel çalışmadaki taşınım katsayısı ise, Mumma vd.’lerinin [30] yapmış olduğu çalışmadan yararlanılarak hesaplanmıştır. Buna göre T_a , ortam sıcaklığı olmak üzere,

$$h = 2.13(T_a - T_s)^{0.31} \quad (5.30)$$

şeklindedir.

Nusselt sayısı ise karakteristik uzunluk L_{cc} , tavan uzunluğu olmak üzere

$$Nu = \frac{hL_{cc}}{k} \quad (5.31)$$

şeklinde tanımlanmıştır.

(5.28) denkleminde Rayleigh Sayısı= 4×10^9 olarak hesaplanmıştır. Taşınım katsayısı (5.29) ve (5.30) denklemlerinden, sırasıyla, sayısal ve deneysel olarak $h=3.1 \text{ W/m}^2\text{K}$ ve $h=3.15 \text{ W/m}^2\text{K}$ olarak hesaplanmıştır. Elde edilen ısı taşınım katsayısı kullanılarak Nusselt sayısı, (5.31) eşitliğinden, 217 olarak bulunmuştur.

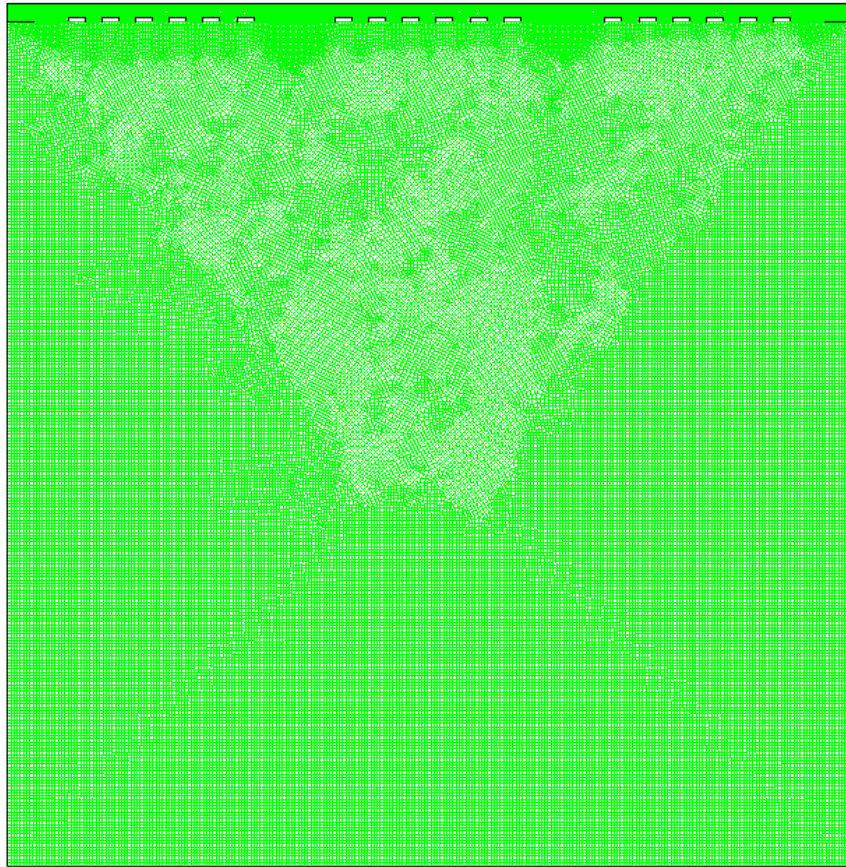
Çizelge 5.2’de, soğutulmuş bir plakanın alt yüzeyi için verilen Nusselt-Rayleigh korelasyonu [31] ile bu çalışmadaki Nusselt değeri karşılaştırılmıştır.

Çizelge 5.2 : Nusselt sayısı karşılaştırması.

Bu Çalışma	$Nu=0.15Ra^{1/3}$ [31]
217	237

Bu çalışmada, Fluent® ortamında yapılacak olan sayısal hesaplama için, Gambit® programında sayısal ağ oluşturulmuştur.

Hesap ağı, iki boyutlu “tripave” elemana sahip Gambit® programının serbest ağ yöntemiyle oluşturulmuştur. Sayısal ağ yapısında, 98000 hücre bulunmaktadır. Sayısal çalışma için kullanılan hesap ağı Şekil 5.3’de gösterilmiştir.



Şekil 5.3 : Kapalı hacim için tasarlanan hesaplama ağının görüntüsü.

5.4 Türbülans Modellerinin Sınanması

5.4.1 Şiltesiz tavan

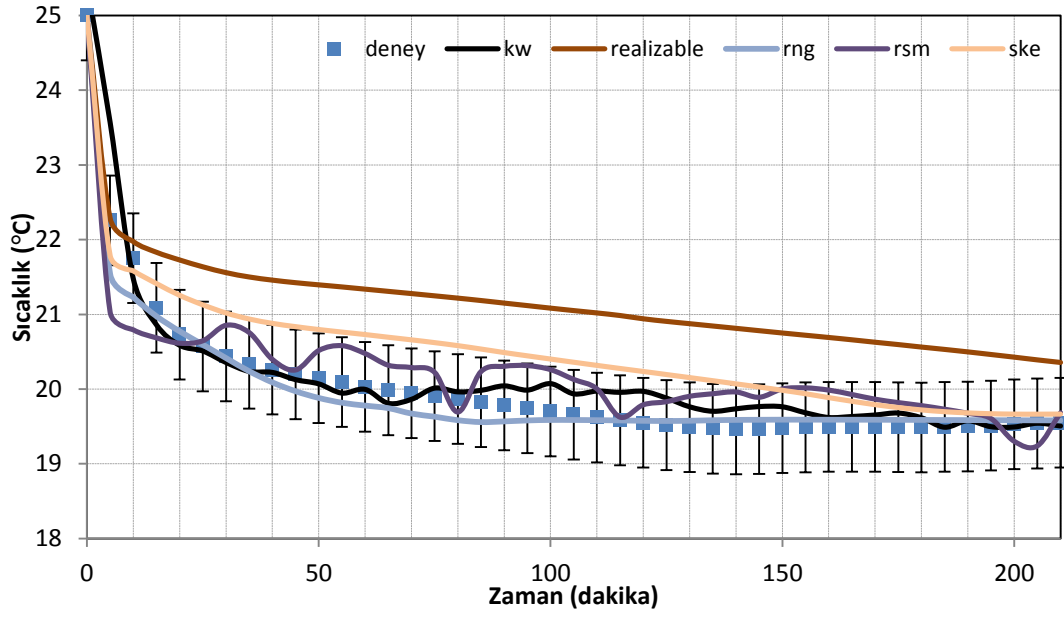
Bu çalışmada, farklı boşluk oranlarındaki tavanların kullanıldığı oda içerisindeki sıcaklık ve bağıl nem dağılımlarını modellemek için farklı türbülans modelleri ile çalışmalar yapılmıştır. Bulunan sonuçlar deney sonuçları ile karşılaştırılarak türbülans modellerinin geçerlilikleri araştırılmıştır. Çalışmada 5 ayrı türbülans modeli üzerine inceleme yapılmıştır. Bunlar:

- a)Standart k- ϵ ,
- b)RNG k- ϵ ,
- c)Realizable k- ϵ ,
- d)Standart k- ω ve
- e)RSM'dir.

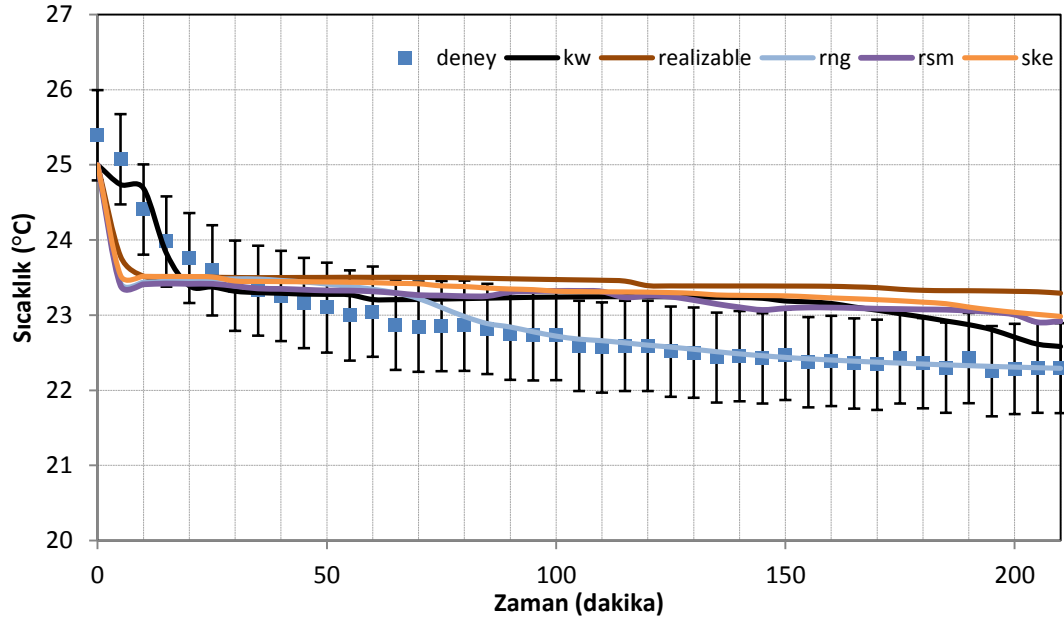
Çalışma her boşluk oranı için ayrı ayrı denenmiş ve hepsinde benzer sonuçlar alınmıştır. Şekil 5.4(a)'da, %22 boşluk oranlı tavan için beş farklı türbülans modeli kullanılarak elde edilen sıcaklık değişimlerinin karşılaştırılması görülmektedir. Standart k- ϵ ve realizable k- ϵ modelleri, tavandaki sıcaklık düşüşünü doğru bir şekilde yakalayamamaktadır.

Tavandaki sıcaklık değeri 50.dakikada yaklaşık olarak sabitlenmekte iken, standart k- ϵ ve realizable k- ϵ modelleri ile yapılan çözümde sıcaklık düşüşü devam etmektedir. RSM modelinde ise, sıcaklık düşüşü doğru bir şekilde yakalanmış olmasına rağmen, salınımlar fazladır. Standart k- ω ve RNG k- ϵ modelleri, sıcaklığın zamanla değişimini deney sonuçlarına uygun olarak vermektedirler.

Odanın merkezindeki çözümün grafiklendiği, Şekil 5.4(b)'de ise, standart k- ω modeli hariç bütün modellerde ilk 5 dakika içerisinde ani bir sıcaklık düşüşü olmaktadır. Standart k- ω modeli ise ilk 20 dakika içerisindeki parçalı sıcaklık düşüşünü diğer modellere göre daha iyi tahmin etmiştir. Bunun nedeni; standart k- ω modelinin, dissipasyon hızı (ϵ) yerine, ϵ/k oranını çözmesi ve duvar yakınındaki ve akış içerisinde doğal taşınımından kaynaklanan düşük Reynolds sayısı etkisinin dikkate alınması şeklinde yorumlanmıştır.



(a)



(b)

Şekil 5.4 : Sıcaklık değişimleri a)tavan, b)merkez.

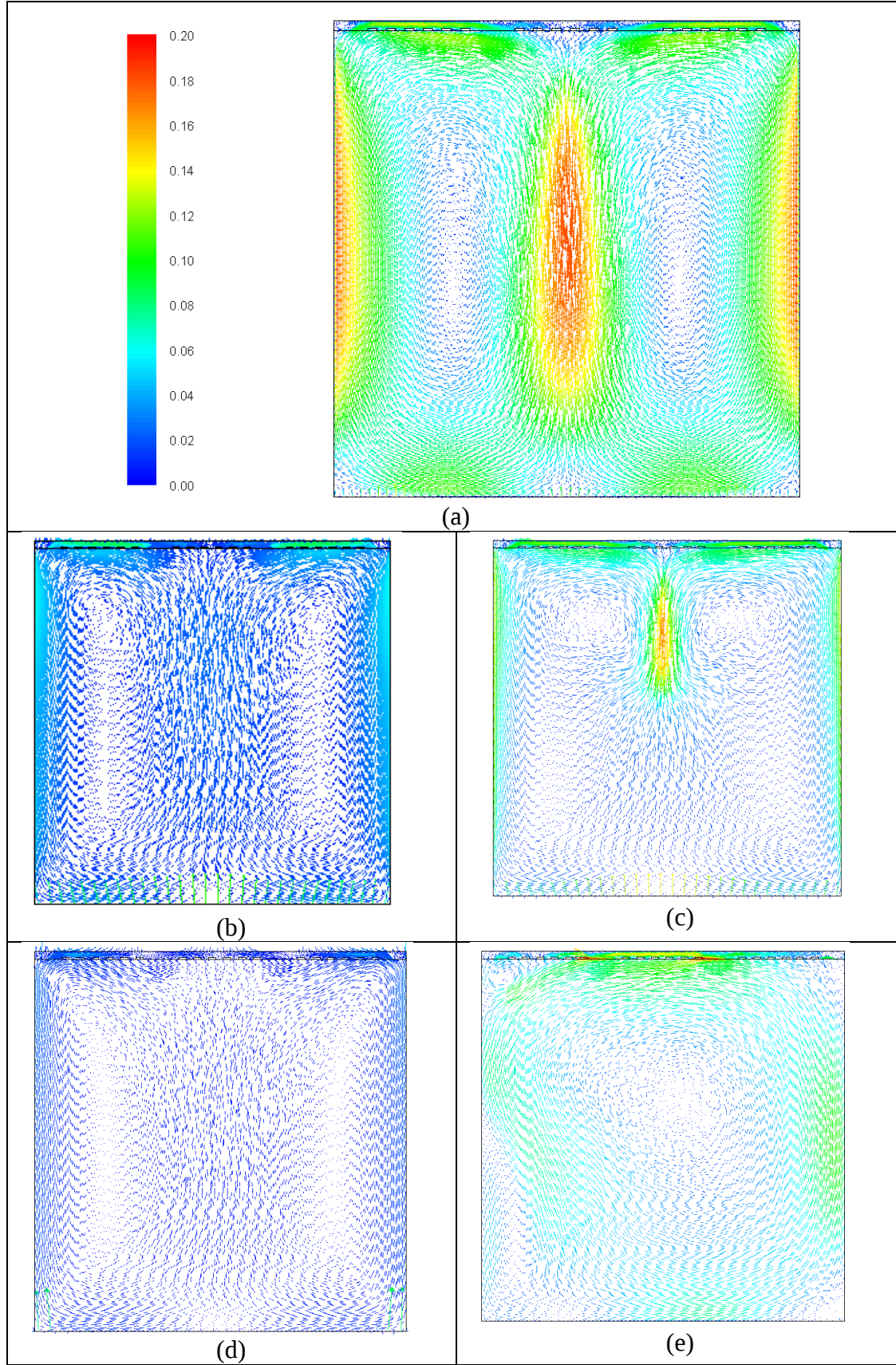
Ayrıca; standart $k-\omega$ modelinde; diğer modellerden farklı olarak “Standart duvar fonksiyonu” yaklaşımı kullanılmamaktadır. Türbülans modelleri genellikle, duvardan uzak bölgelerde (Reynolds sayısının yüksek olduğu yerler) kullanıma uygundur. Bu sebeple, duvarın viskoz sönümlerme etkisini göz önüne almak için çeşitli yaklaşımlar geliştirilmiştir. Elde edilen sonuçlardan görülmektedir ki; standart duvar fonksiyonlarının kullanıldığı bütün modellerde sıcaklıktaki düşüş çok ani olup, ilk 5 dakika içerisinde tamamlanmaktadır. Çünkü duvar fonksiyonları, zorlanmış taşınım için çıkarılmışlardır.

Sadece; tam gelişmiş kararlı sınır tabaka şartları için geçerlidirler [32]. Doğal konveksiyon için kullanılabilecek uygun duvar fonksiyonları yoktur. George ve Capp [33] tarafından doğal konveksiyon için tanımlanmış olan tam gelişmiş türbülanslı sınır tabakadaki teorik hız profili ise kullanışlı değildir. Çünkü kapalı bir hacimde bahsi geçen şartlara ulaşmak zordur [34]. Bu konuda başka bir çalışma Yuan vd.'leri tarafından yapılmıştır [35]. Türbülanslı doğal konveksiyon için çıkarılan, deney verileri ve boyut analizine dayanan duvar fonksiyonları, düşey bir yüzey üzerindeki tam gelişmiş türbülanslı akış için türetilmiştir ve yine oldukça sınırlı uygulama alanına sahiptir. Çünkü doğal konveksiyonda ısı transfer katsayısı sadece akışın yönü ile değil, ısı transferinin yönü ile de değişmektedir. Mühendislik problemlerinde doğal konveksiyonun bulunduğu çoğu durum (yerden ısıtma, tavandan soğutma) yataydaki yüzeyden olan ısı transferi ile ilgili olduğundan, Yuan tarafından önerilen duvar fonksiyonları sınırlı kullanım alanına sahiptir. Duvar fonksiyonlarından kaynaklanan bir başka problem de ilk grid noktasındaki türbülans kinetik enerjisi üretiminin sıfır olmamasından dolayı, standart duvar fonksiyonlarının kullanıldığı modellerde türbülans kinetik enerjisinin ve Nusselt sayısının olması gereken değerlerinin üzerinde çıkmasıdır. Ayrıca, türbülans kinetik enerjisi üretiminin, sınır tabaka içerisinde erken başlaması dinamik sınır tabakayı kalınlaştırmaktadır ve böylece sınır tabakadan olan kütle geçişi yüksek değerlerde tahmin edilmektedir [36].

Odanın merkez bölgesinde 80.dakikadan itibaren devam eden sıcaklık düşüşünü ise sadece RNG k- ϵ modeli yakalayabilmektedir. RNG k- ϵ modelinde diğer türbülans modellerinden farklı olarak, oda içerisindeki döngünün çift çekirdekli olarak öngörülmesi bu durumun nedenidir. Odanın ortasında, iki döngünün karşılaştığı ve akışın aşağı doğru yönlendiği bölgedeki hız gradyanları yüksektir. RNG k- ϵ modeli, hız gradyanlarının yüksek olduğu yerlerdeki akışı iyi yakalamaktadır. RNG k- ϵ modelinde diğer modellerden farklı olarak disipasyon hızı denklemine ilave “ rate of strain term” eklenmektedir. Bu terim, özellikle hızların akış yönüne dik doğrultudaki gradyanlarının büyük olduğu (large strain rate) bölgelerde türbülans viskozitesi üzerinde etkilidir. Bu nedenle, RNG k- ϵ modeli ayrılmış akışları ve izotropik olmayan büyük eddileri doğru bir şekilde öngörebilmektedir [32]. Literatürde yapılmış çalışmalar da RNG k- ϵ modelinin iç ortam havasını modellemede verimli olduğunu destekler niteliktedir.

Chen [37], beş farklı türbülans modelini kıyaslamış (standart k- ϵ , düşük low-Reynolds number k- ϵ , two-layer k- ϵ , two-scale k- ϵ , RNG k- ϵ) ve elde ettiği sonuçlardan, bazı modellerin farklı parametreler (sıcaklık, ortalama hız, türbülans, ısı transferi) için farklı sonuçlar verdiği görülmüştür. Standart k- ϵ modeli ise istikrarlı; ancak, genelde deney sonuçlarıyla uyumlu değildir. RNG k- ϵ modeli hem tutarlı sonuçlar vermesi, hem de hava akışını standart k- ϵ modeline göre daha iyi öngörebilmesi nedeniyle oda içerisindeki akışlar için tavsiye edilmiştir. Gan tarafından yapılmış benzer bir çalışmada, standart k- ϵ ve RNG k- ϵ ile elde edilen sayısal değerler deney sonuçları ile kıyaslanmış ve doğal taşınımlı akışlarda RNG k- ϵ modelinin çok daha iyi sonuçlar verdiği belirtilmiştir [38]. Posner vd.[39], içerisinde bölme olan kapalı bir oda şeklinde hazırladığı deney düzeneğinde elde ettiği sonuçlar ile RNG k- ϵ ve standart k- ϵ türbülans modellerini kıyaslamış ve oda içerisindeki akışları RNG k- ϵ modelinin standart k- ϵ modeline göre daha iyi çözümlediğini göstermiştir.

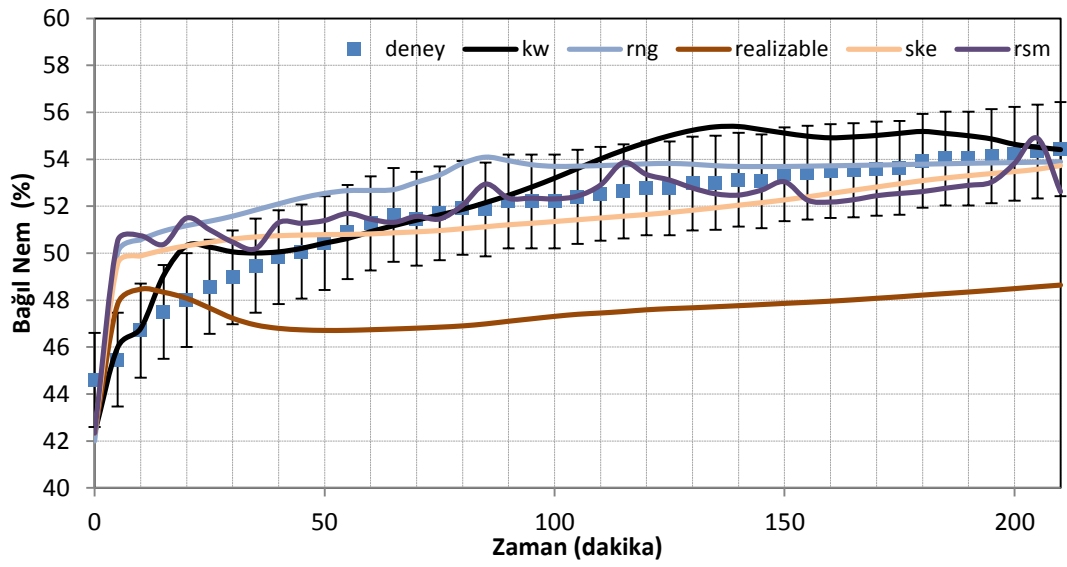
Şekil 5.5’de çalışmada kullanılan bütün türbülans modelleri için, oda içerisindeki hız vektörleri görülmektedir. Deney çalışmasında sıcaklık için alınan veriler odanın ve tavanın orta bölgesinin duvara yakın bölgelere göre daha soğuk olduğunu göstermektedir. Sayısal çalışmada ise, RNG k- ϵ modelinde odanın ortasından aşağı doğru, doğal taşınımda görece yüksek hızlı (0.2 m/s) bir akış görülmektedir. RNG k- ϵ modelinde, diğer modellerden farklı olarak, difüzyon katsayısı ters efektif Prandtl sayısı ile hesaplanır. Bu katsayı örneğin standart k- ϵ modelinde, RNG k- ϵ modelinde hesaplanandan yaklaşık 11 kat daha fazladır. Bu durumda standart k- ϵ modeli, bu büyük difüzyon katsayısını (efektif viskozite) dengelemek için, (her iki durumda da oda içerisinde taşınan momentum miktarı, akış yapısı ve difüzyonla taşınan momentum aynı olduğuna göre), hız gradyanlarını olduğundan düşük değerlerde tahmin etmektedir. Benzer şekilde Realizable k- ϵ modeli de difüzyon katsayısını RNG k- ϵ modeline göre yaklaşık 11 kat fazla hesaplamaktayken, standart k- ω modeli ise 0.01 kat daha düşük kalmaktadır. Posner vd. [39], yaptığı çalışmada standart k- ϵ ve RNG k- ϵ modellerini deney sonuçları ile kıyaslamış ve standart k- ϵ modelinin hız gradyanlarını iyi tahmin edemediği, dik gradyanların bulunduğu bölgeleri yakalayamadığını, bunun da sonuç üzerine yaklaşık %20 hataya neden olduğunu gözlemlemiştir. Bu durumun sebebi olarak, standart k- ϵ modelinde RNG k- ϵ modeline oranla difüzyon katsayısındaki 11 kat artışı göstermiştir.



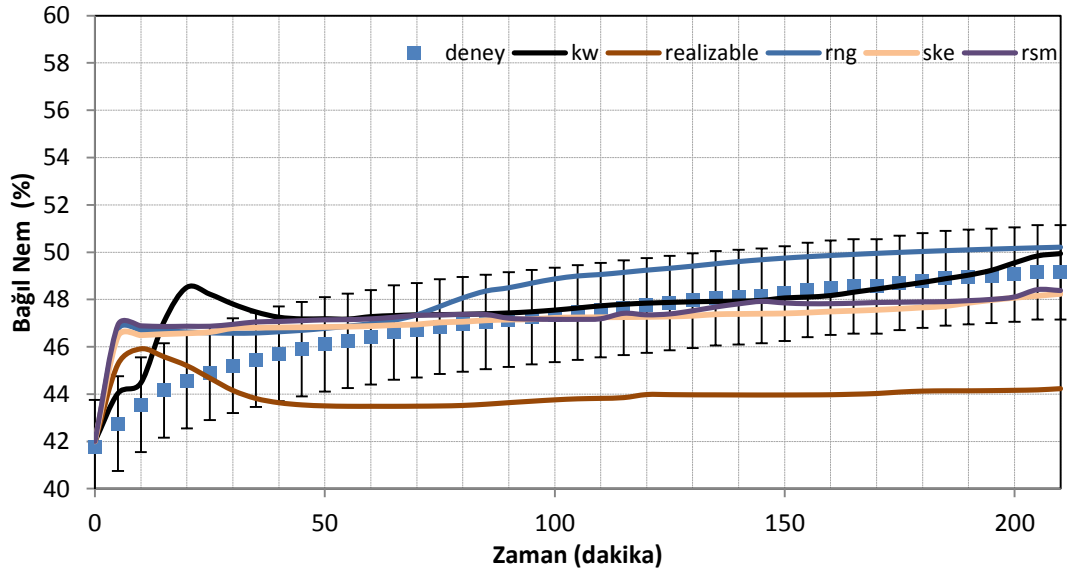
Şekil 5.5 : Hız vektörleri, a) RNG k- ϵ , b) Standart k- ϵ , c) Standart k- ω , d) Realizable k- ϵ , e) RSM.

Gan tarafından yapılmış başka bir çalışmada ise yine standart k- ϵ modeli ile elde edilen hız gradyenlerinin deney verilerinden daha düşük değerlerde olduğu belirtilmiştir [38].

Şekil 5.6'da, %22 boşluk oranındaki tavan için bağıl nem değişimleri tavan yakınında ve merkezde incelendiğinde, realizable k- ϵ modeli düşük kalmakta, RSM modeli ise deney sonuçlarına yakın olmakla birlikte çok salınmakta, standart k- ϵ , RNG k- ϵ ve standart k- ω modelleri görece salınımsız olarak deneysel sonuçlara yakın sonuçlar vermektedir. Realizable k- ϵ modeli hariç, bütün türbülans modelleri belirsizliğin içinde kalmaktadırlar.



(a)



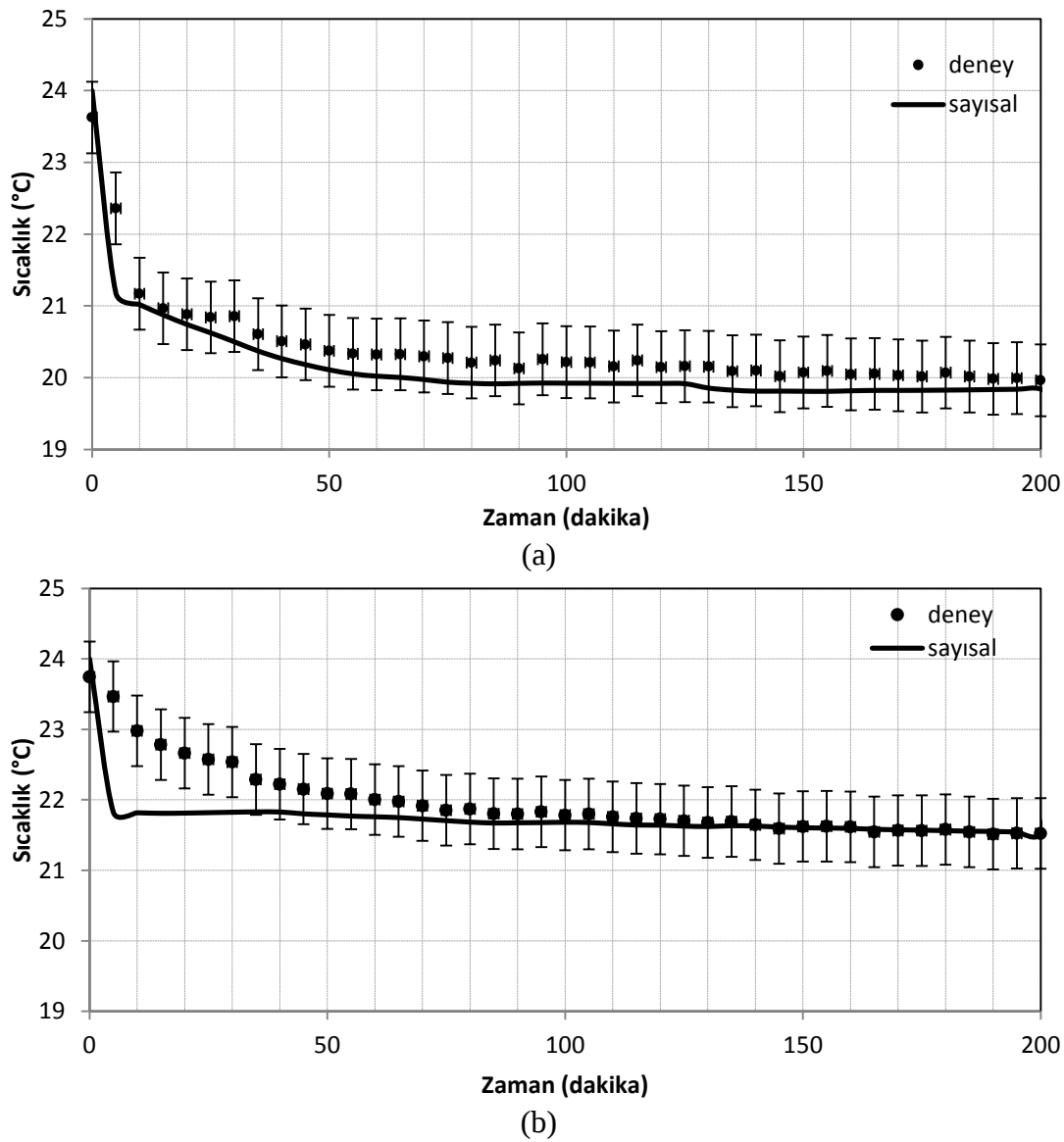
(b)

Şekil 5.6 : Bağıl nem değişimleri a)tavan, b)merkez.

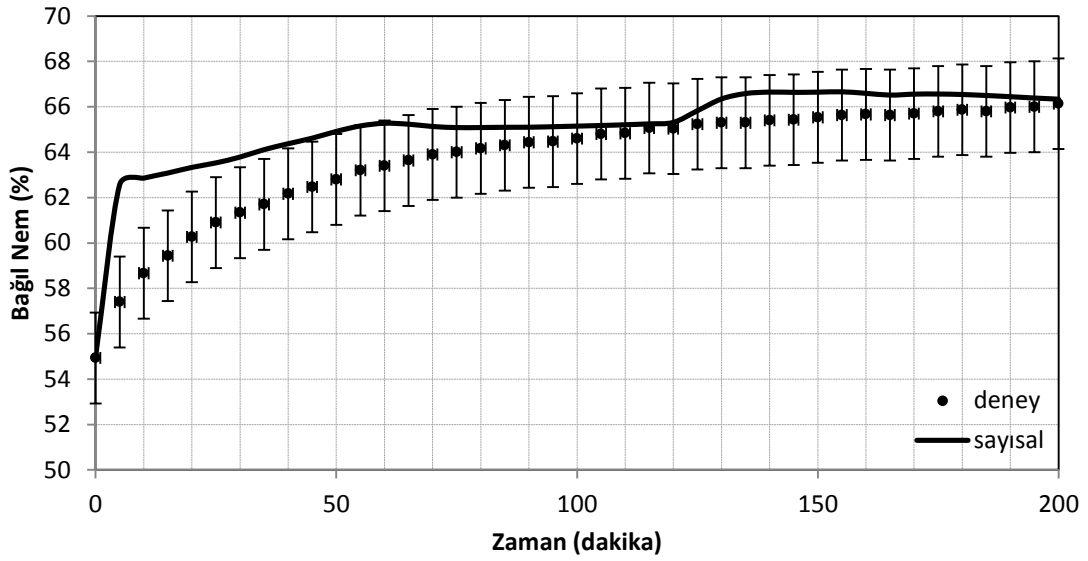
5.4.2 Şilteli tavan

Bu bölümde, oluşturulan sayısal modele, akustik şilte ilave edilerek, şilteli tavan için sayısal çalışmalara devam edilmiştir. Şilte ilavesi, fiziksel modelde, tavan yüzeyinin ısı iletim katsayısı ve porozitesi değiştirilerek verilmiştir.

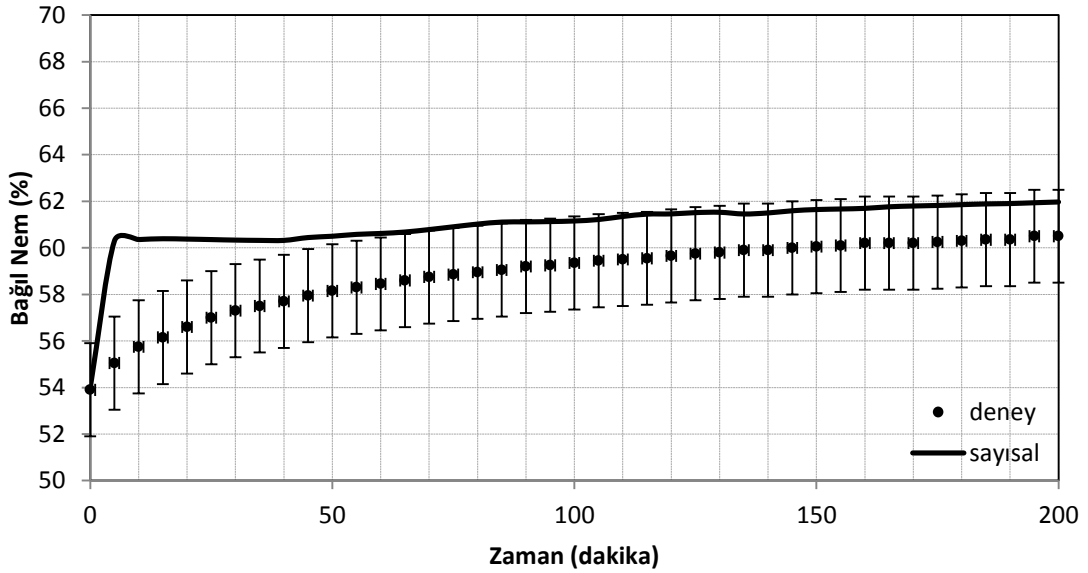
Yapılan türbülans modeli çalışmasından sonra, elde edilen sonuçlar değerlendirildiğinde, RNG k- ϵ modeli ile elde edilen verilerin, diğer modellere göre, deneysel verilerle daha uyumlu olması sebebiyle, şilteli çalışmalara RNG k- ϵ modeliyle devam edilmiştir. Şekil 5.7 ve 5.8, %55 boşluk oranında şilteli tavan için sıcaklık ve bağıl nem değişimlerini göstermektedir.



Şekil 5.7 : %55 Boşluk oranlı tavanda sıcaklık değişimleri a)tavan,b)merkez.



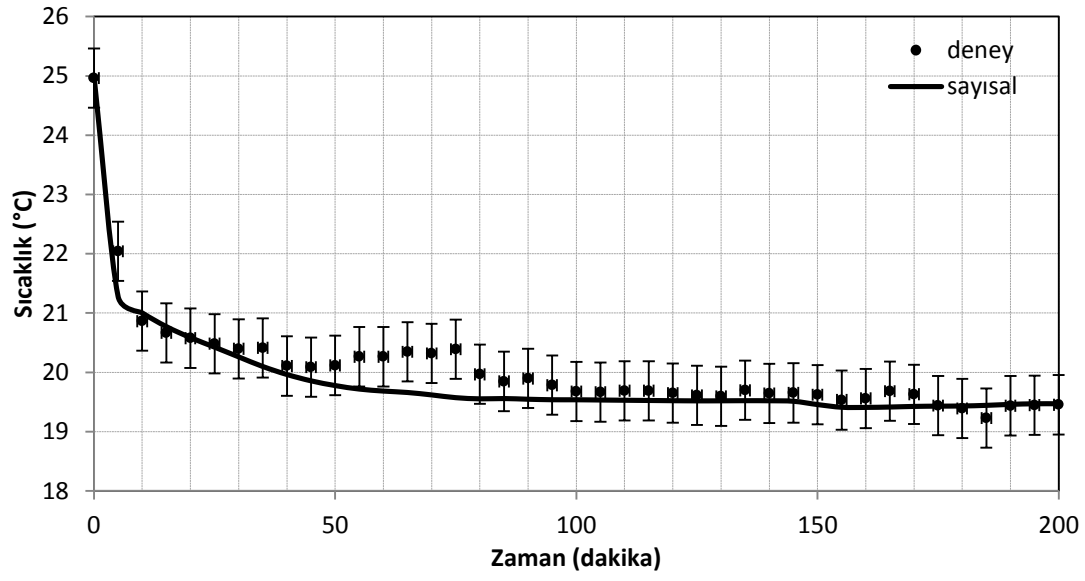
(a)



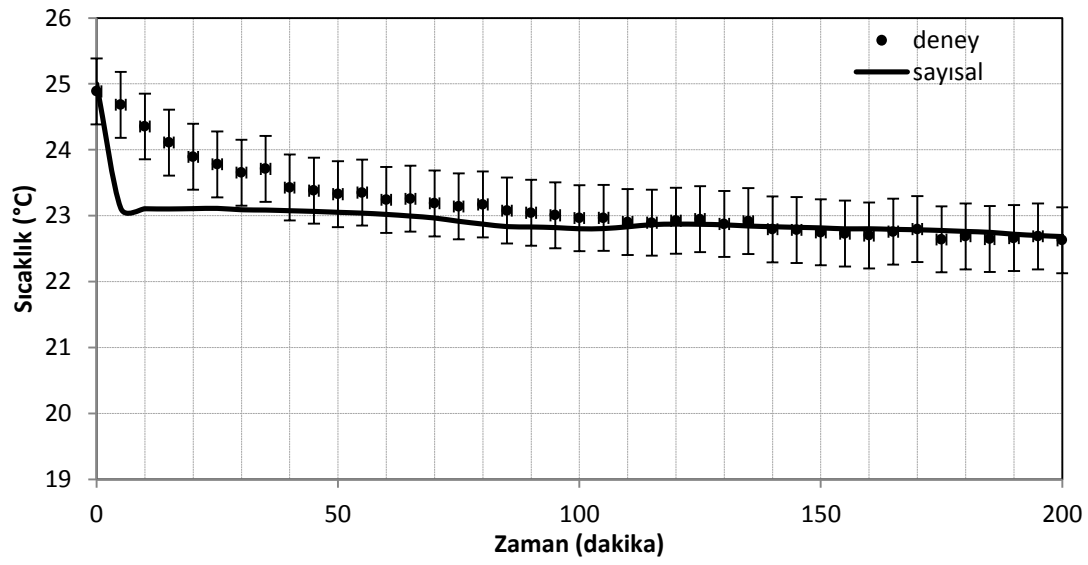
(b)

Şekil 5.8 : %55 Boşluk oranlı tavanda bağıl nem değişimleri a)tavan, b)merkez.

Şekil 5.9 ve Şekil 5.10’da, ise %22 boşluk oranlı şilteli tavan için sıcaklık ve bağıl nem değişimleri görülmektedir. %55 boşluk oranlı şilteli tavanda olduğu gibi, %22 boşluk oranlı şilteli tavanda da sayısal ve deneysel sonuçlar uyumludur. Sadece orta alanda, deney çalışmasında ilk 30 dakika içerisindeki sıcaklık düşüşü, sayısal çalışmada ilk 10 dakika içerisinde gerçekleşmekte ve belirsizlik değerlerinin dışında kalmaktadır. Bağıl nem değişimlerinde de benzer durum söz konusudur.

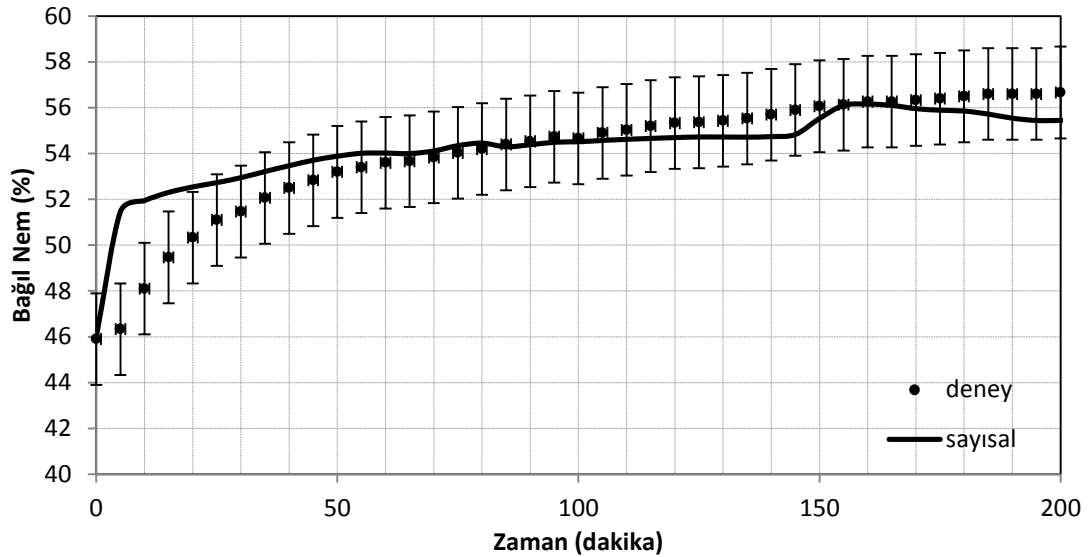


(a)

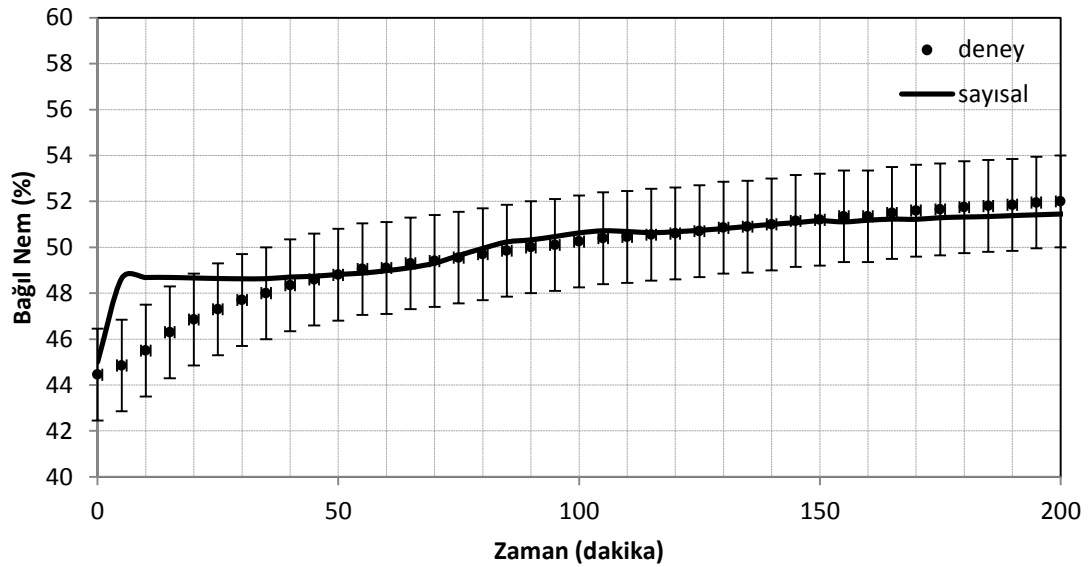


(b)

Şekil 5.9 : %22 Boşluk oranlı tavanda sıcaklık değişimleri a)tavan, b)merkez.



(a)

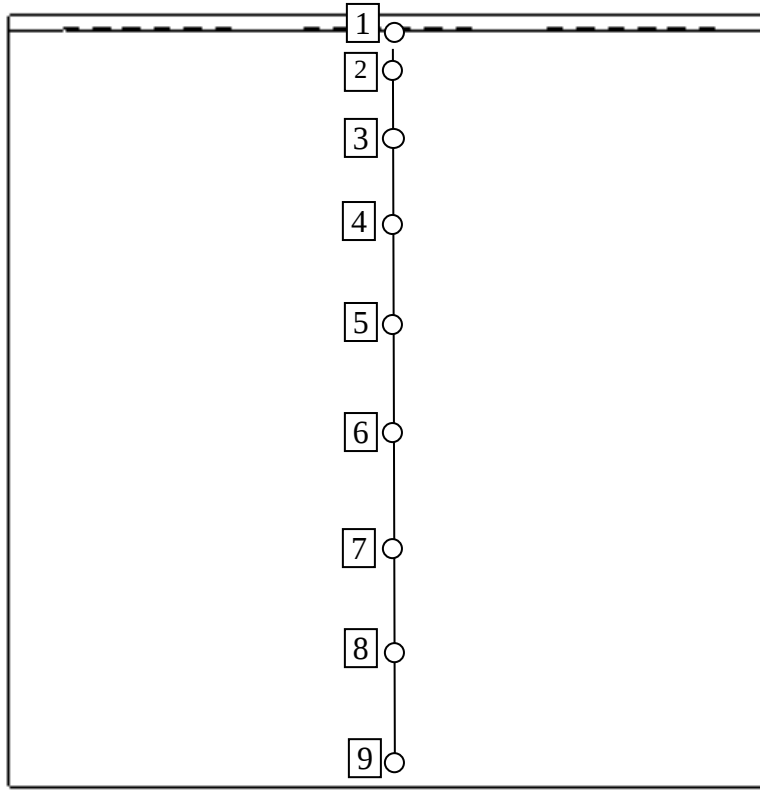


(b)

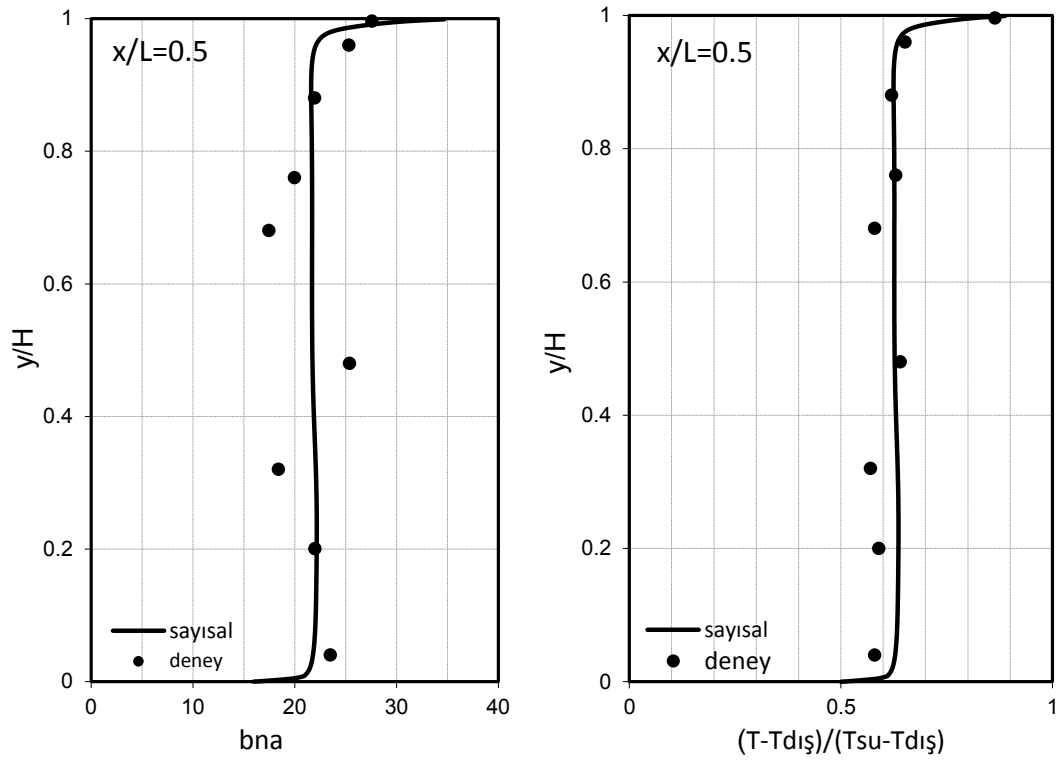
Şekil 5.10 : %22 Boşluk oranlı tavanda bağıl nem değişimleri a)tavan, b)merkez.

Sıcaklık ve bağıl nem değişimlerini birçok sensör noktasında daha detaylı inceleyebilmek için orta eksene ve tavana yakın noktalara daha sık sensör yerleştirilmiştir. Bağıl nem ve sıcaklık sensörlerinin yerleşimleri Şekil 5.11’de görülmektedir.

Deneyssel ve RNG k- ϵ modeli ile yapılan sayısal çalışmalardan elde edilen soğuma oranları $((T-T_{dış})/(T_{su}-T_{dış}))$, T =sensör noktasında ölçülen sıcaklık değeri, $T_{dış}$ =dış ortam sıcaklığı, T_{su} =soğutma suyu sıcaklığı), ve bağıl nem artışları $((\phi_{son} - \phi_{ilk})/\phi_{ilk}) \times 100$ Şekil 5.12’de görülmektedir. Şekillerden izlendiği üzere sonuçlar uyumludur.



Şekil 5.11 : Doğrulama için oluşturulan deney düzeneği.



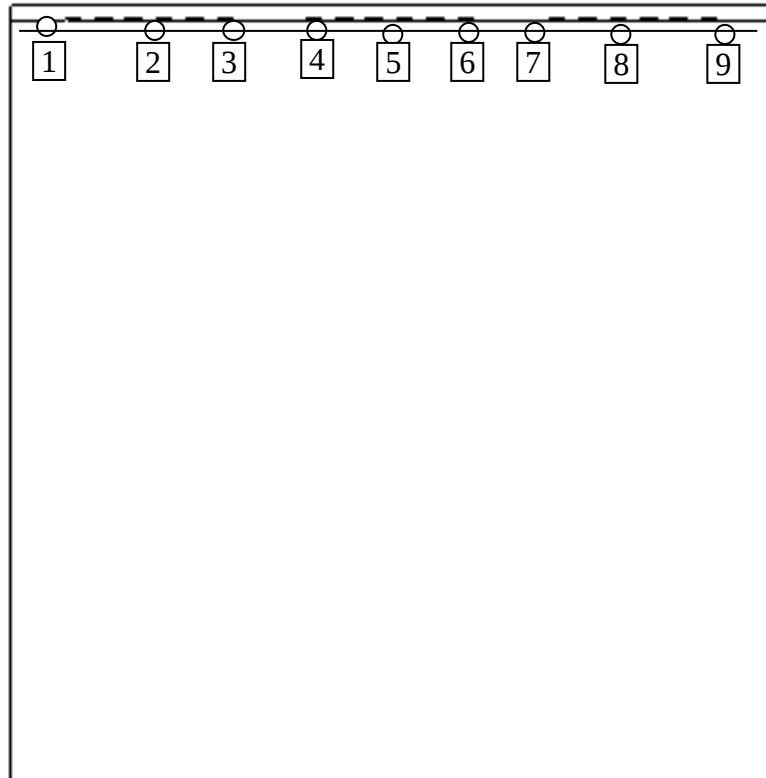
Şekil 5.12 : %55 Boşluk oranlı şilteli tavanda sıcaklık ve bağıl nem değişimleri.

Düşey ekseninde yapılan çalışmaya benzer şekilde, yatay ekseninde 9 adet nem ve sıcaklık sensörü belirli aralıklarla olabildiğince sık bir eksen üzerinde yerleştirilmişlerdir. Elde edilen veriler ile sayısal çalışma sonuçlarının uyumlu olduğu görülmüştür.

Şekil 5.13’de sensörlerin oda içerisinde yerleşimi görülmektedir. %55 boşluk oranındaki şilteli tavan için yapılan bu çalışmada bütün sensörler aynı eksen üzerinde, eşit aralıklarla yerleştirilmiştir. Sensörler kollu bir sistem üzerine yerleştirilmiş olup, her bir deney esnasında yerlerinden oynatılmadan (y) ekseninde kaydırılmışlardır (Çizelge 5.3).

Çizelge 5.3 : Sensörlerin y ekseninde yerleri (m).

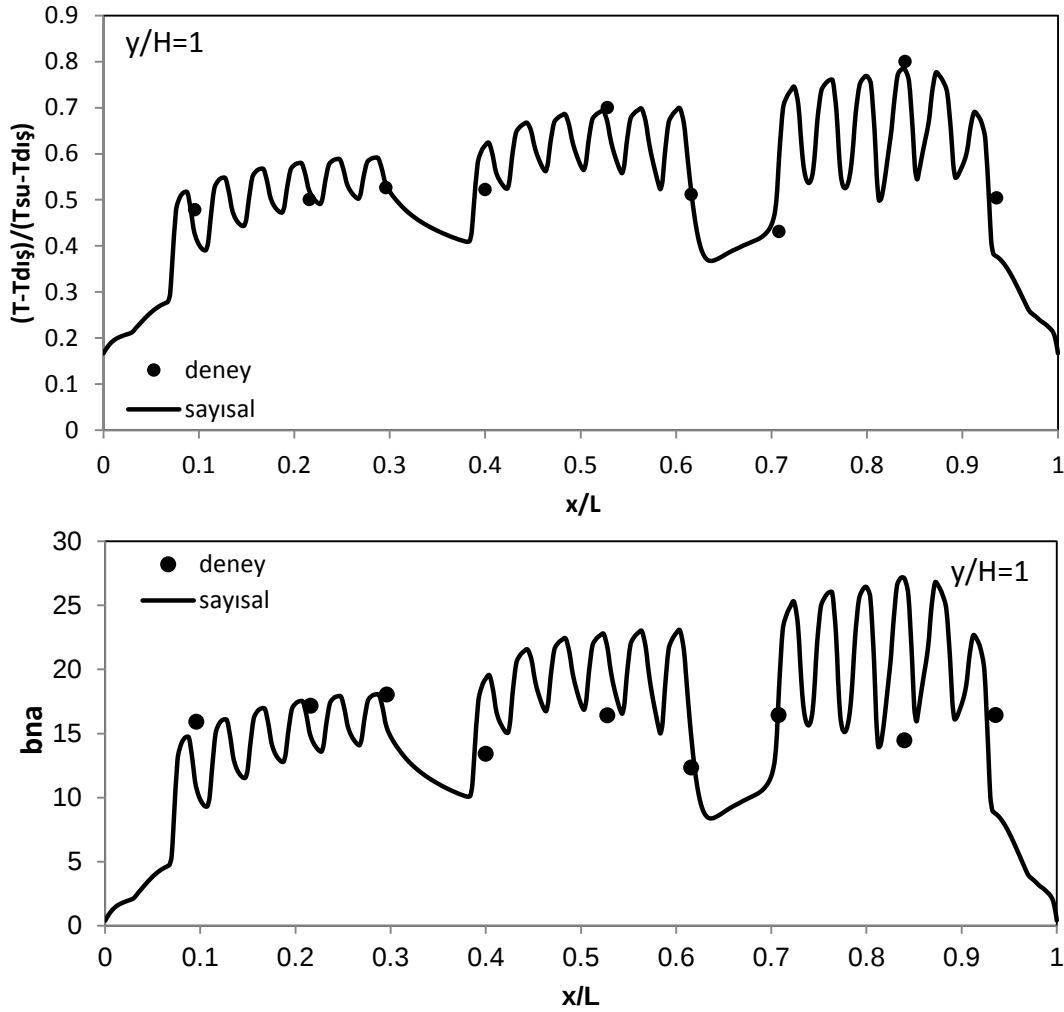
Deney No	y(m)
1	2.5
2	2
3	1.7
4	1.4



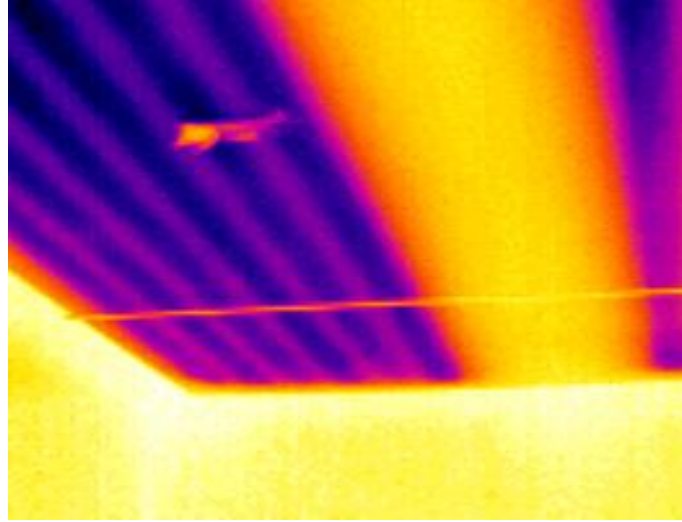
Şekil 5.13 : Doğrulama için oluşturulan deney düzeneği.

Şekil 5.14, tavan yüzeyindeki bağıl nem ve sıcaklık değişimlerini göstermektedir. Tavanın üst yüzeyindeki sıcaklık değişimleri grafiklerden incelendiğinde, borunun tavan paneline bağlandığı yerlerde daha soğuk, boruların arasında ise daha sıcaktır. Bu durum Şekil 5.15’deki termal kamera görüntülerinden açıkça görülebilmektedir. Yine aynı şekilde, iki boru sistemi arasında kalan bölgelerde (7 numaralı sensörün bulunduğu yer) sıcaklık artmaktadır.

Suyun, panellere giriş yaptığı yere ($x/L=0.9$) doğru sıcaklık düşüşü artmaktadır. Tavanın ortasına doğru ilerledikçe bu düşüş azalmakta ve suyun çıkış yaptığı panelde ($x/L=0.1$) en düşük olmaktadır. En sağ ve en sol noktadaki ani düşüş ($x/L=0$ ve $x/L=1$), bu bölgelerdeki sıcaklık verilerinin, soğutma panelini duvarla birleştiren saç bükümlerin üzerinden alınmasından kaynaklanmaktadır.



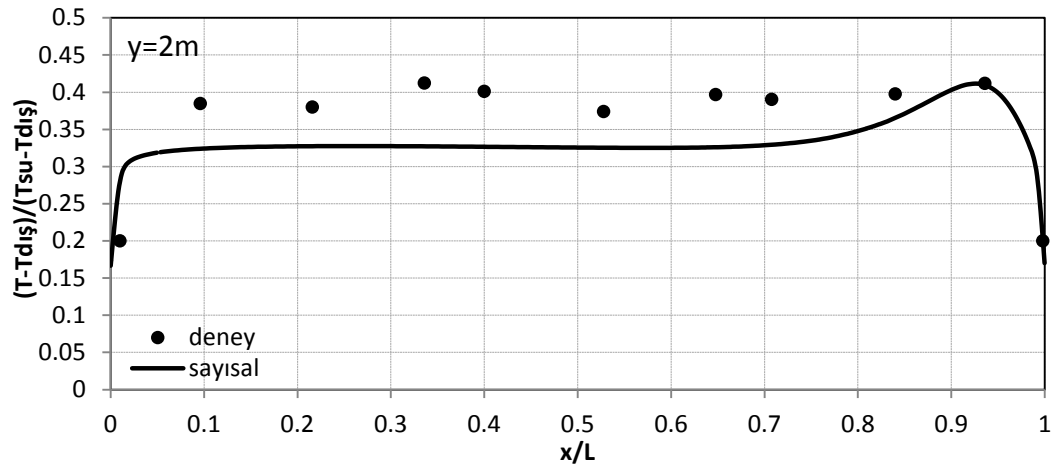
Şekil 5.14 : Tavan yüzeyindeki sıcaklık ve bağıl nem değişimleri.



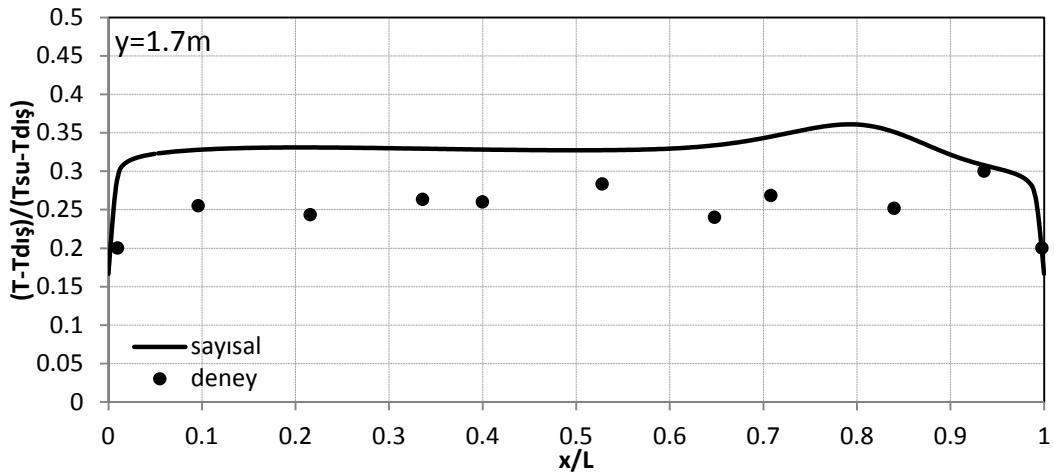
Şekil 5.15 : Termal kamera görüntüsü.

Şekil 5.16’da, farklı y eksenlerindeki sıcaklık dağılımları sayısal ve deneysel olarak kıyaslanmıştır. Duvar kenarlarında, dış ortamdan iletimle olan ısı geçişinden dolayı sıcaklık, merkeze göre daha düşük olup, duvardan uzaklaştıkça hemen hemen homojendir.

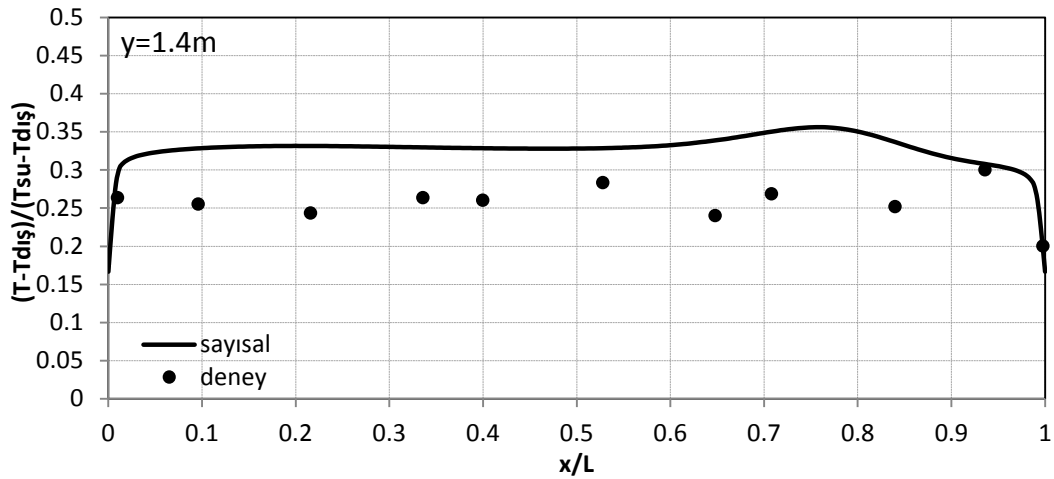
Şekil 5.17’de, farklı y eksenlerindeki bağıl nem değişimleri sayısal ve deneysel olarak kıyaslanmıştır. Grafiklerden görüldüğü üzere, duvar kenarlarında bağıl nem değişimleri, odanın merkez eksenine göre daha az olup, merkezde ise hemen hemen homojendir. Sayısal çalışma sonuçlarında odanın sağ üst köşesindeki ani bağıl nem artışı, o bölgedeki döngülerden kaynaklanmaktadır.



(a)

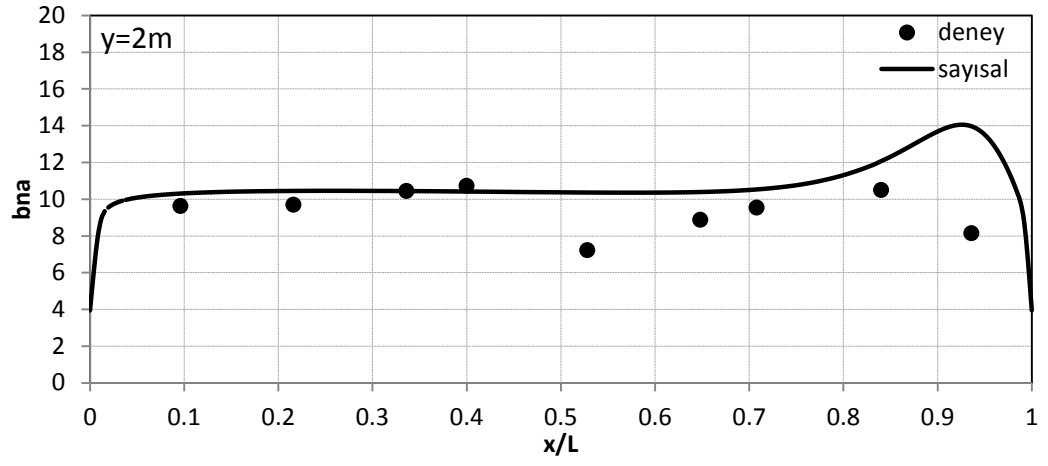


(b)

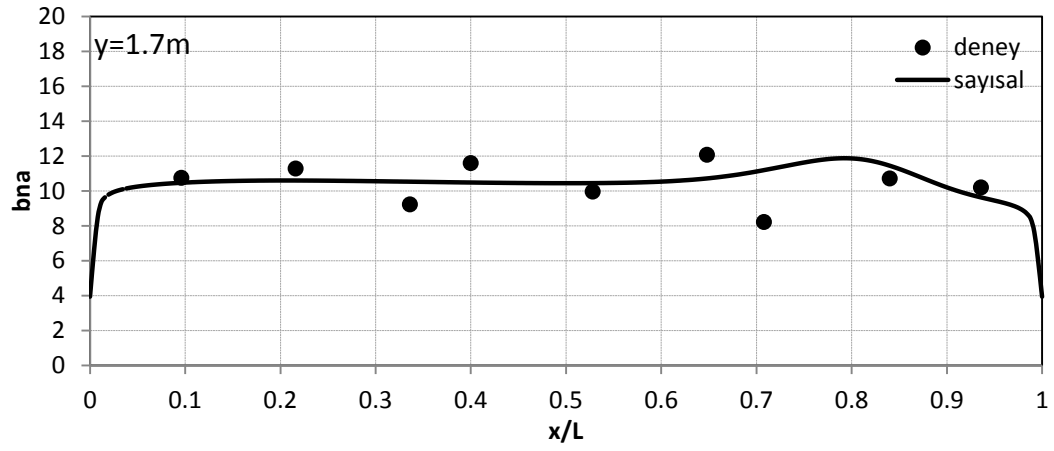


(c)

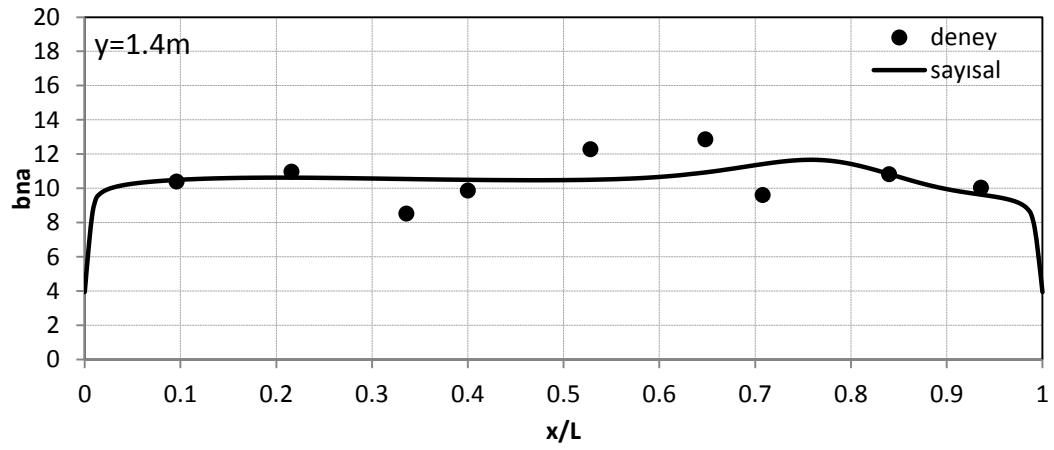
Şekil 5.16 : %55 Boşluk oranlı şilteli tavan için sıcaklık değişimleri.



(a)



(b)



(c)

Şekil 5.17 : %55 Boşluk oranlı şilteli tavan için bna değişimleri.

6. NEM ÜRETİMİ

Çalışmanın daha önceki bölümlerinde bahsedilen deneyler yapılırken, test odasının kapısı sürekli kapalı ve içerisi boş tutulmuştur. Ancak; pratik hayatta böyle bir ideal şart mevcut değildir. Tavandan soğutulan odanın içerisinde birçok nem ve ısı kaynağı olabilecektir. Tavandan soğutulan sistemlerin kullanılmasını sınırlayan en büyük sorunun yoğuşma olduğu düşünüldüğünde, oda içerisinde nem üretiminin etkileri önemli bir araştırma konusudur.

Su buharının yüzeylerde yoğuşması karmaşık bir proses olup yüzey özellikleri, çevre koşulları gibi birçok faktöre bağlıdır. Yüzey üzerindeki yoğuşma miktarının belirlenebilmesi için çeşitli çalışmalar yapılmıştır. Bu çalışmalarda ölçümler lazer tekniği ile yapılmış böylece ölçüm sırasında prosesin doğal akışı bozulmamıştır. Çalışma sonucunda elde edilen veriler yüzey pürüzlülüğü ile yoğuşma arasında önemli bir ilişki olduğunu göstermiştir [40-42]. Sayısal çalışmalar ise daha çok yüzeylerde yoğuma oluşup olmayacağını tespit etmek üzerinedir [43-46]. Yüzeyde oluşacak yoğuşma miktarı hakkında ise yeterince çalışma bulunmamaktadır.

Yoğuşma miktarını modellenmesi ile ilgili çalışmalardan biri Liu vd.'leri [47], tarafından yapılmıştır. Havalandırma yapılan bir deney odası içerisinde 70°C sıcaklığında su kaynatan bir kaynak kullanarak, oluşan yoğuşmayı sayısal olarak modellemişler ve deney sonuçlarıyla karşılaştırmışlardır. Elde ettikleri sonuçlar deney sonuçlarıyla uyum içindedir. Yine Hohota vd.'leri de havalandırma yapılan bir oda için benzer bir çalışma yaparak oda içerisindeki yoğuşmayı modellemişlerdir [48].

Çalışmanın bu kısmında, oda içerisine yerleştirilen soğuk nem üreten bir kaynak vasıtası ile iki aşamalı (yoğuşma oluşacak ve oluşmayacak şekilde) olarak adyabatik nemlendirme yapılmıştır. Oda içerisindeki yoğuşma miktarı ve yoğuşmanın olduğu bölgeler sayısal olarak modellenmiş ve elde edilen değerler deney sonuçları ile doğrulanmıştır. Çalışma sırasında oda içerisinde herhangi bir havalandırma sistemi kullanılmamıştır.

6.1 Sayısal Çalışma

Modelleme için kullanılan Fluent paket programı kütle transportu denklemini çözmekte; ancak, yüzeydeki yoğunlaşma sonucunda havanın nem miktarındaki değişimlerini doğrudan simüle edememektedir. Bunun için programın “User Defined Function” modülü kullanılmış ve yoğunlaşmanın modellenenebilmesi için ayrı bir kod yazılarak, programa eklenmiştir.

Oda içerisindeki su buharı-kuru hava karışımının modellenenebilmesi için bazı kabuller yapılmıştır. Öncelikli olarak, kuru hava ve su buharı arasında kimyasal reaksiyon olmayacağından, bu karışım mükemmel gaz olarak kabul edilebilir.

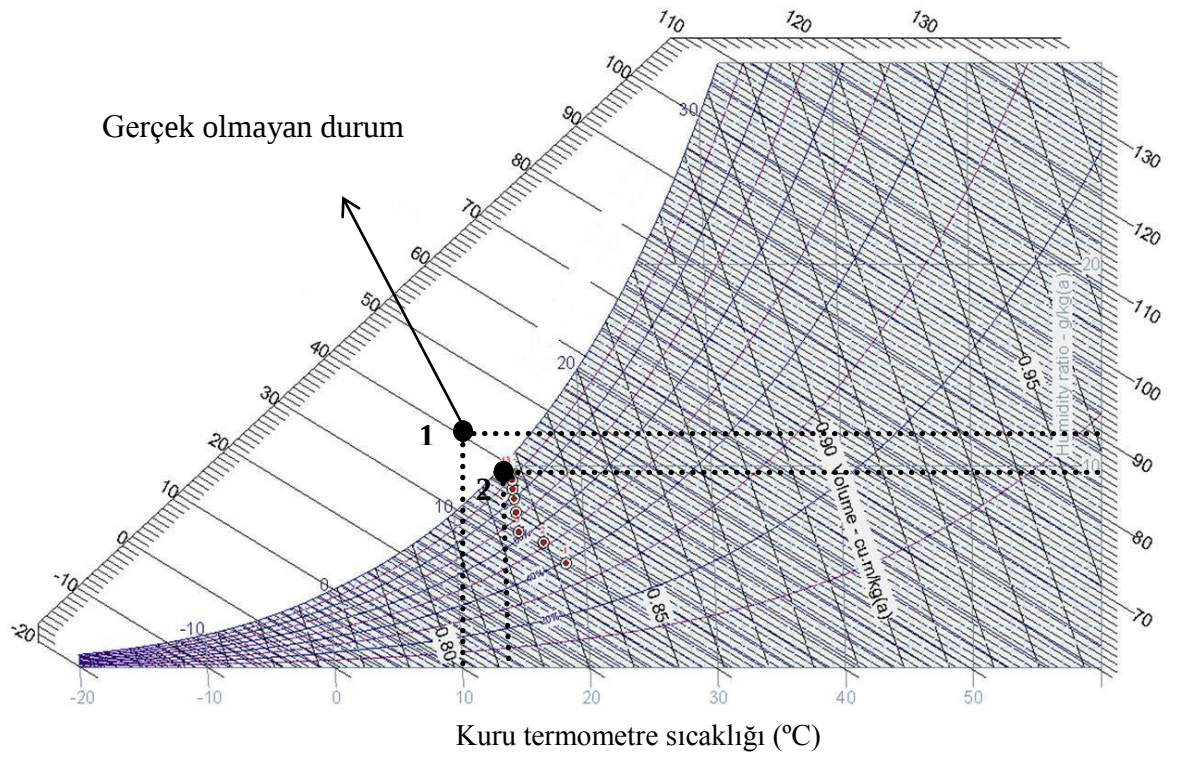
Bu durumda su buharı konsantrasyonunun transport denklemi;

$$\frac{D(\rho C u_i)}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(D_{sb,hava} \frac{\partial(\rho C)}{\partial x_i} - \rho u_i' C' \right) + S_i \quad (6.1)$$

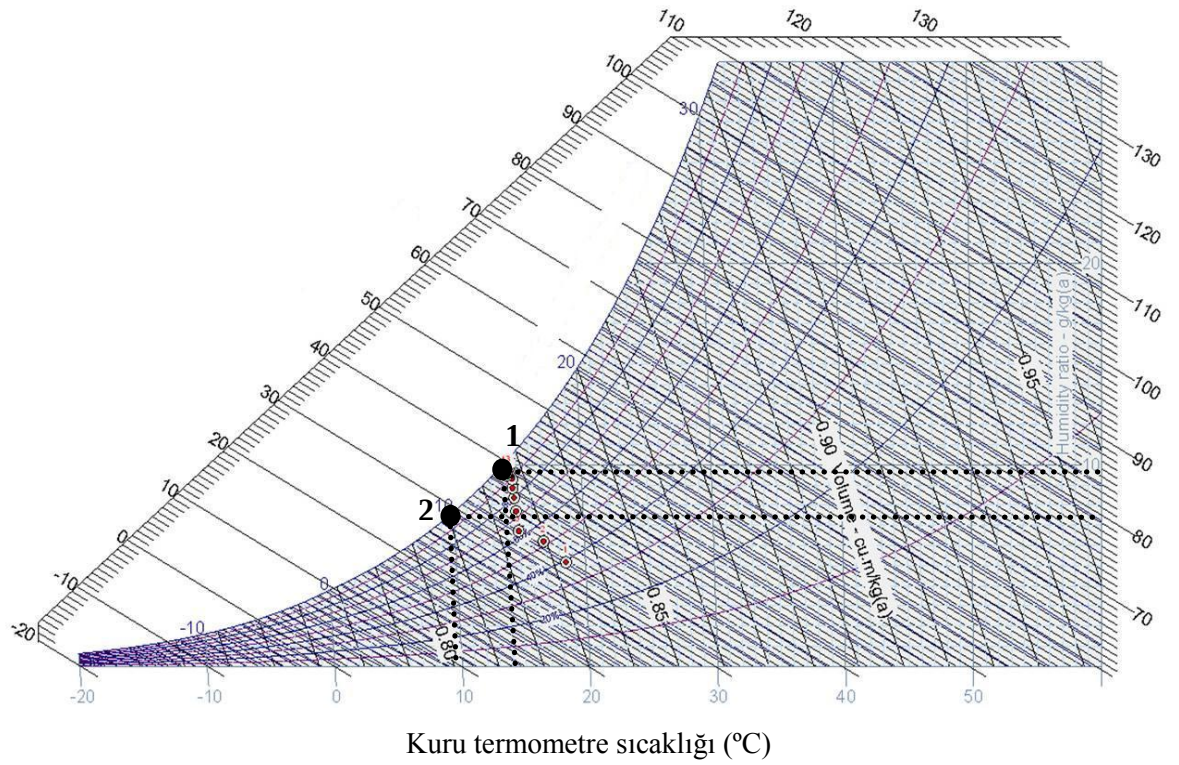
şeklinde yazılabilir.

Burada C: hava içerisindeki su buharı kütlelerinin toplam hava kütlelerine oranıdır. Bu oranın, su buharı kütlesi/kuru hava kütlesi oranına eşit alınması önemli bir fark oluşturmamaktadır. S_i :kaynak terimi ifade etmektedir. $D_{sb,hava}$:su buharının hava içerisindeki difüzyon katsayısıdır.

UDF ile hesaplanan kaynak terimin konsantrasyon denklemine eklenmesiyle birlikte doyma eğrisi programa tanıtılmıştır. Şekil 6.1’de Fluent programı tarafından yapılan modelleme örneği görülmektedir. Şekilde görüldüğü gibi özgül nemdeki artış ve sıcaklıktaki düşüşle birlikte bağıl nemdeki artış doyma eğrisinin üzerinde hala devam etmektedir. Oysa ki gerçek durum Şekil 6.2’deki gibi olup, doyma eğrisine ulaşılmınca belli miktar yoğunlaşmayla birlikte özgül nemde azalma olmalıdır.



Şekil 6.1 : Fluent programında nemdeki artışın modellenmesi.



Şekil 6.2 : UDF kullanılması durumunda nemdeki artışın modellenmesi.

Gerçek durumu Fluent paket programına tanıtmak için, (6.1) denklemindeki ‘kaynak terimi’ hesaplanır. Bu terim, birim hacimde/birim zamanda yoğuşan su buharı miktarı olmaktadır. Yoğuşan su buharı miktarını hesaplamak için ideal gaz denklemi:

$$P_i V = m_i RT \quad (6.2)$$

Toplam kütleyle bölünür:

$$P_i V/m = m_i RT/m \quad (6.3)$$

$w=m_i/m$ ve $\rho=V/m$ olduğundan, su buharının kısmi basıncı:

$$P_i = \rho w RT \quad (6.4)$$

şeklinde hesaplanır.

Bağıl (izafi) nem:

$$\varphi = P_i/P_{sat} \quad (6.5)$$

Gözönüne alınarak, $\varphi = 1$ ise; $P_i = P_{sat}$ şeklindeki ifade programa tanıtılır.

Buradaki buharlaşma basıncı; (6.4)’de yerine konduğunda

$$P_{sat} = \rho w_{sat} RT \quad (6.6)$$

tanımlanır. Buharlaşma basıncının hesaplanması literatürdeki [49],

$$\ln P_{sat} = (-5800/T) + 1.39 + (-0.0486T) + (4.17 \times 10^{-5} T^2) + (-1.44 \times 10^{-8} T^3) + 6.54 \ln T \quad (6.7)$$

bağıntısı kullanılarak yapılmıştır. Bu durumda buharlaşma basıncındaki özgül nem:

$$w_{sat} = P_{sat}/\rho RT \quad (6.8)$$

şeklindedir.

Bu tanım kullanılarak, konsantrasyon denklemine ilave edilecek kaynak terimi yani yoğuşan su buharı miktarı:

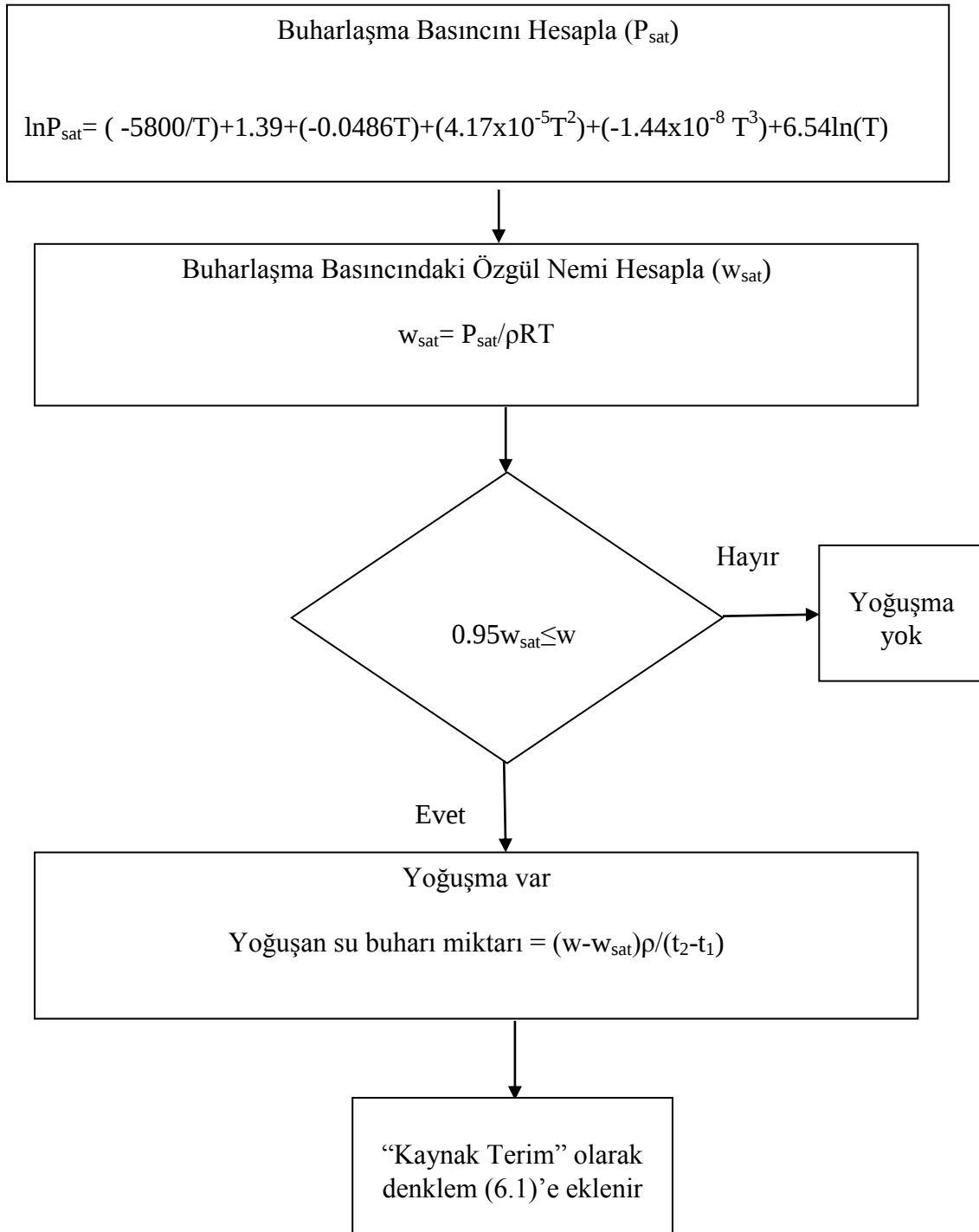
$$S_i = (w - w_{sat})\rho/(t_2 - t_1) \quad (6.9)$$

şeklinde hesaplanır.

Bu hesaplamalar sayısal çalışmaya ilave bir kod olarak eklenmiştir. Kodun algoritması Şekil 6.3'deki gibidir. UDF kodunun adımları ise aşağıdaki şekilde açıklanabilir:

- 1- Ana programın belirlediği sıcaklık dağılımından doyma basıncı hesaplanır.
- 2- Bu basınçtaki özgül nem miktarı hesaplanır.
- 3- Soğuk yüzeye en yakın akış hücresinde “ $\lambda w_{sat} \leq w$ ” olup olmadığı sorgusu yapılır. λ , burada, sayısal nedenlerden dolayı kullanılan, 0.9-1.0 aralığında bir “rahatlatma” katsayısıdır.

Bu sorguya yanıt olumlu ise, diğer bir deyişle, o hücrede, mutlak nem değeri doyma değerini geçmişse yoğuşma vardır. Yoğuşan su buharı miktarı (S_i) (6.1) denkleminde eklenir.



Şekil 6.3 : Yoğuşma için ilave kod algoritması.

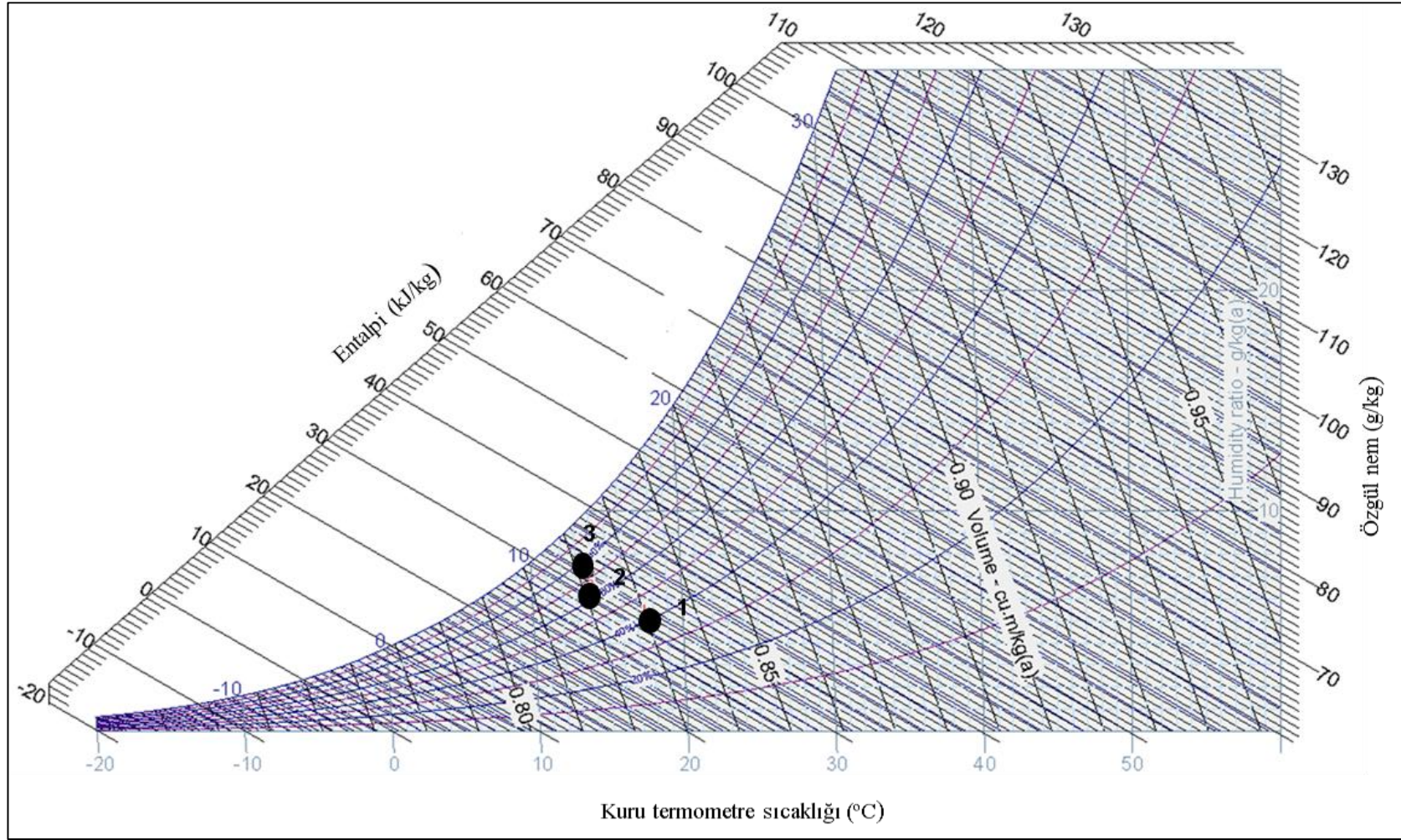
6.2 Modelin Doğrulanması

6.2.1 Yoğuşmanın gerçekleşmediği durum

Çalışmanın bu kısmında, %55 boşluk oranında şilteli tavan kullanılan bir oda içerisinde adyabatik nem üretimi yapılmıştır. Burada amaç, oda içerisinde yoğuşma oluşuncaya kadar geçen zamanda sıcaklık ve bağıl nem değişimlerini ölçmektir. Yoğuşmayı önlemek için, oda içerisindeki başlangıç şartları (sıcaklık ve nem değerleri) tespit edilmiş ve odaya verilen nem miktarı yoğuşma olmayacak şekilde ayarlanmıştır.

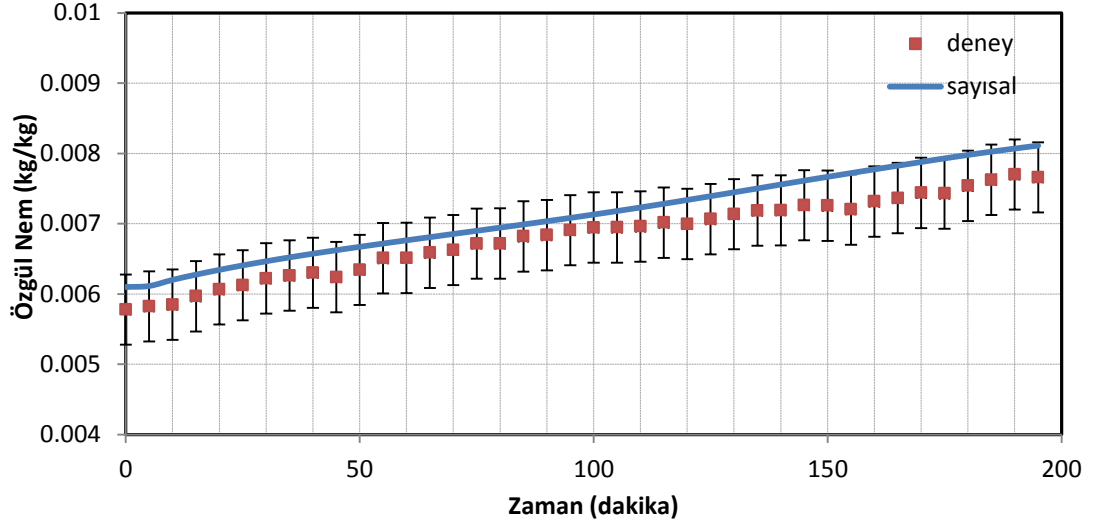
Şekil 6.4'deki psikrometrik diyagramda, 1 noktası başlangıç şartlarını göstermektedir. Ortalama olarak $0.006 \text{ kg}_{\text{sb}}/\text{kg}_{\text{kh}}$ özgül nem ve $17 \text{ }^{\circ}\text{C}$ sıcaklık değerleri ile deneye başlanmıştır. Nemlendirme ve tavandan soğutma aynı anda başlamıştır.

2 noktası yaklaşık 50 dakika sonrasını göstermektedir. Oda içerisindeki hava, hem nemlenmekte, hem de soğumaktadır. Bir süre sonra soğutma işlemi neredeyse tamamlanmış, nem verme işlemi ise aynı hızla devam ettiği için 3 noktasına ulaşılmış, yoğuşma olmadan nemlendirmeye son verilmiştir.

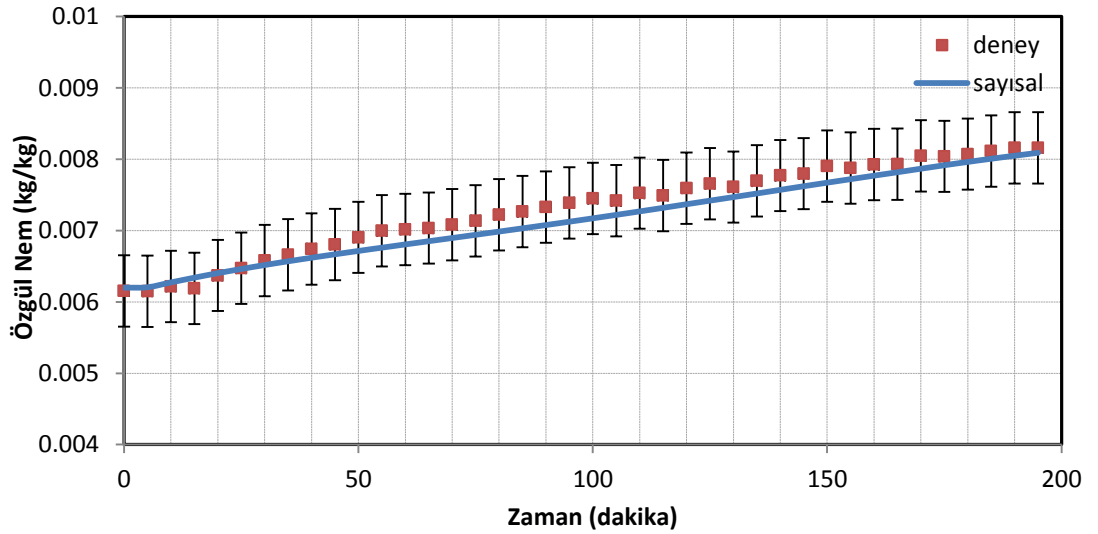


Şekil 6.4 : Yoğuşma olmadığı durumda sıcaklık ve nem değişimleri.

Şekil 6.5’de, özgül nem değişimleri zamana bağlı olarak verilmiştir. Sayısal çalışma sonuçları ile deney sonuçları tutarlılık içindedir. Şekilden görüldüğü üzere, nem değerleri zamana bağlı olarak lineer değişmektedir. Bu değişim yoğuşma gerçekleşinceye kadar lineer bir artışla devam edecektir.



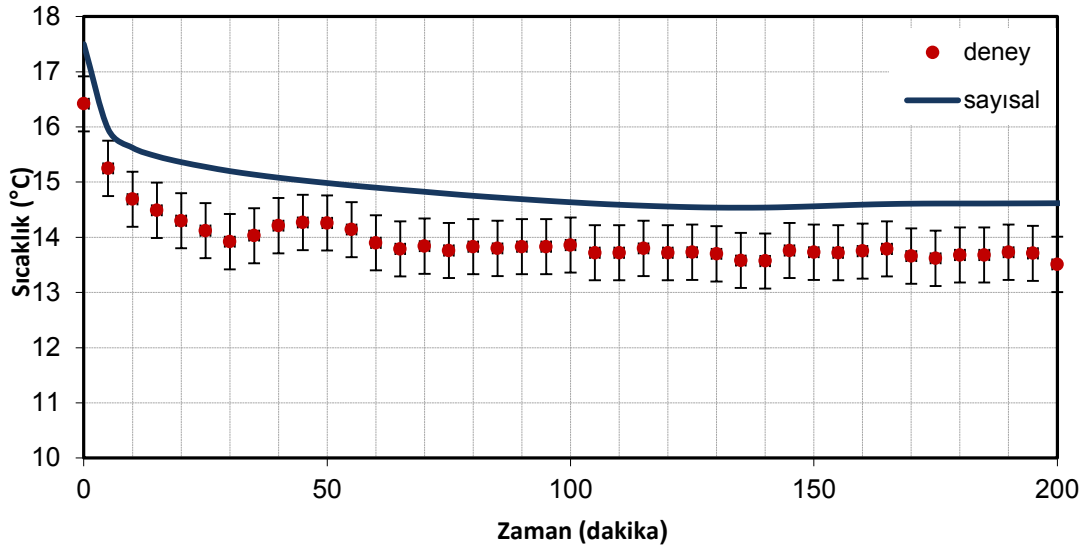
(a)



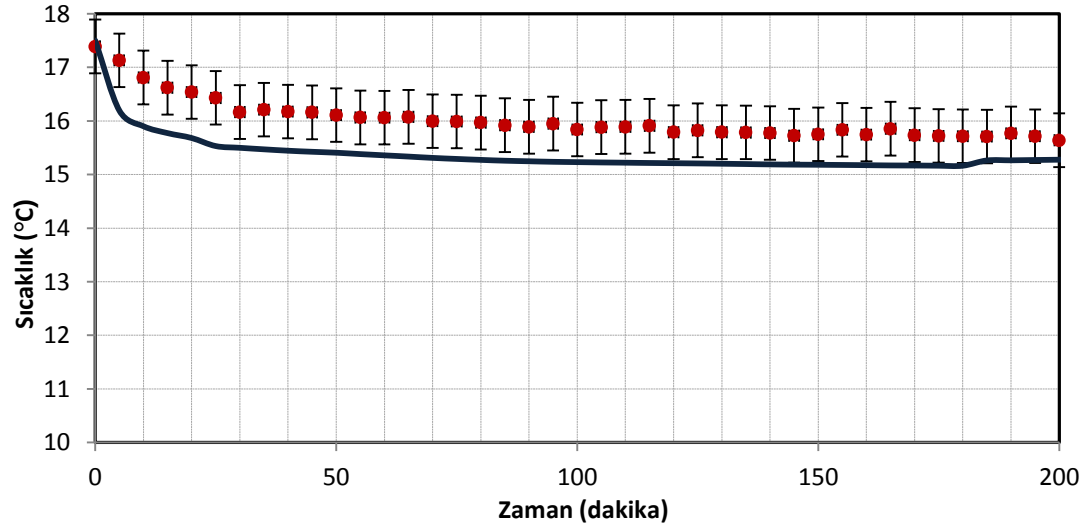
(b)

Şekil 6.5 : Özgül nem değişimleri, a)tavan,b)merkez.

Şekil 6.6’da sıcaklık değişimleri hem tavan, hem de odanın orta noktaları için verilmiştir. Şekillerden görüldüğü üzere ilk 40 dakikada hızlı bir şekilde gerçekleşen sıcaklık düşüşü 50.dakikadan sonra durmuştur.



(a)



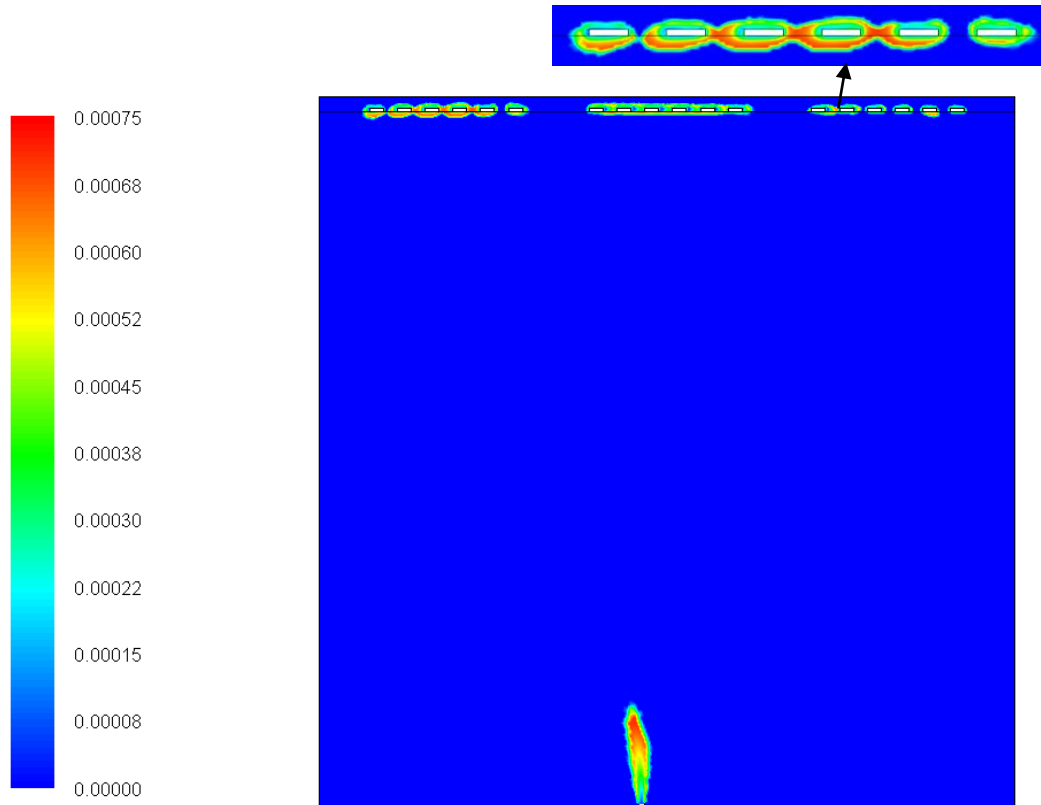
(b)

Şekil 6.6 : Sıcaklık değişimleri, a)tavan,b)merkez.

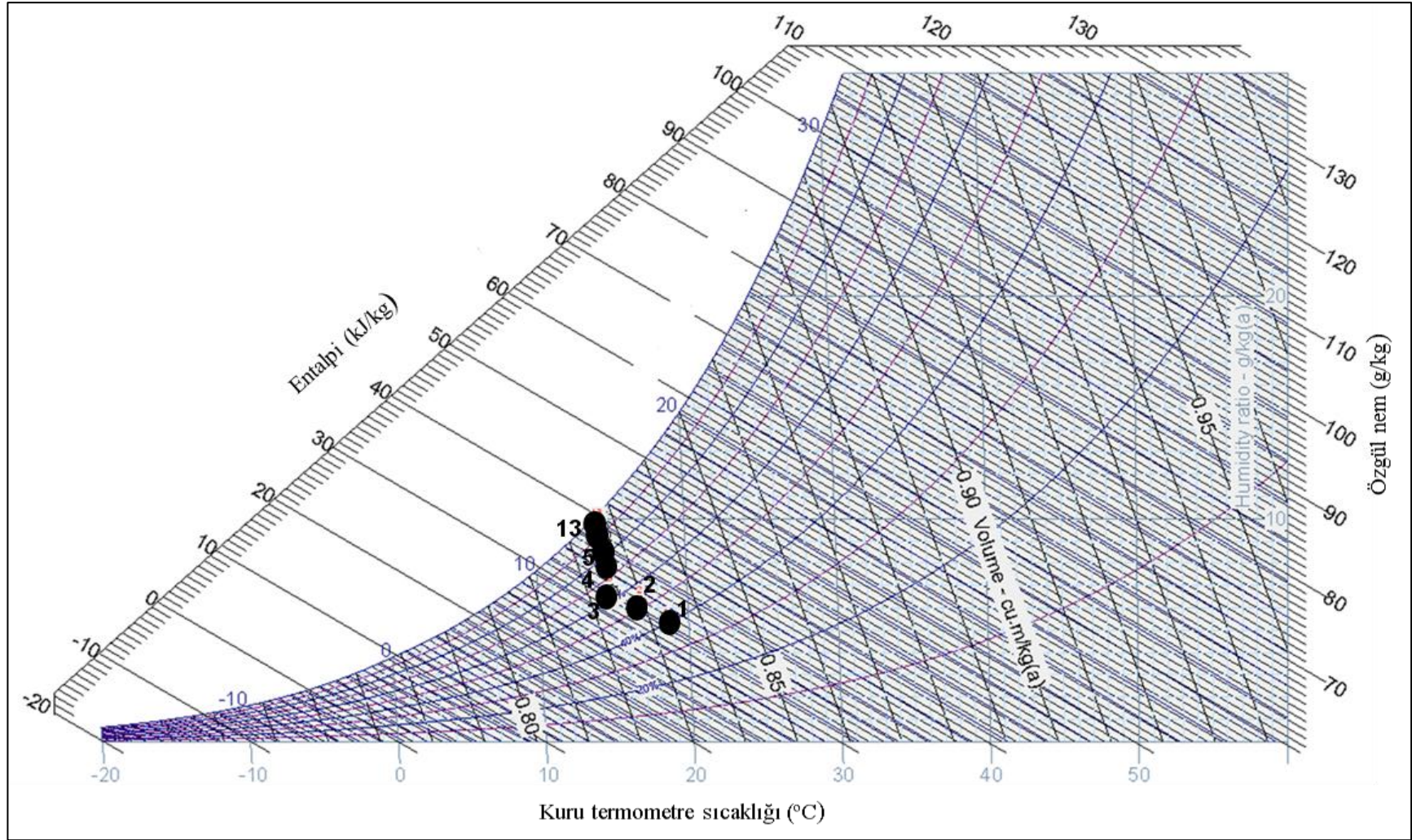
6.2.2 Yoğuşmanın gerçekleşmediği durum

Bu çalışmada amaç oda içerisinde yoğuşma oluşmasını sağlamak ve bu durumda sıcaklık ve bağıl nem değişimlerini ölçmektir. Yoğuşma sağlamak için, oda içerisindeki başlangıç şartları (sıcaklık ve nem değerleri) tespit edilmiş ve odaya verilen nem miktarı, yoğuşma olacak şekilde ayarlanmıştır (Şekil 6.8).

Şekil 6.7’de sayısal çalışma ile elde edilmiş eş yoğunlaşma eğrileri görülmektedir. Şekilden görüldüğü üzere, tavan yüzeyinde boruların bulunduğu yerlerde ve nemlendirici ağız çıkışında yoğunlaşma olmaktadır. Yoğunlaşma oluşuncaya kadar geçen aşamalar, Şekil 6.8’deki psikrometrik diyagram üzerinden incelendiğinde 1 noktası başlangıç şartlarını göstermektedir. 2 noktası 10 dakika sonrasını ve 3 noktası 20 dakika sonrasını belirtmektedir. 3 noktasına kadar sıcaklık düşüşü ve nemlendirme yaklaşık olarak aynı entalpi çizgisi üzerinde devam ederken, 4 noktasından (40.dakika) sonra sıcaklık düşüşü yavaşlamış olmasına rağmen nemlendirme işlemi aynı hızla sürmektedir. Zamanla sıcaklıktaki düşüşün gitgide durduğu, nemdeki artışın ise devam ettiği görülmektedir. 7 noktasından sonra (yaklaşık 70.dakika) diğer bütün noktalar hemen hemen üst üste çakışmaktadır. Çünkü buradan itibaren yoğunlaşma başlamıştır. Oda içerisinde bir taraftan yoğunlaşma olmakta, bir taraftan kaybedilen su buharı miktarı nemlendiriciden tekrar kazanılmaktadır. Bu sebeple 7 noktasından sonra diğer bütün noktalar üst üste çakışmıştır.

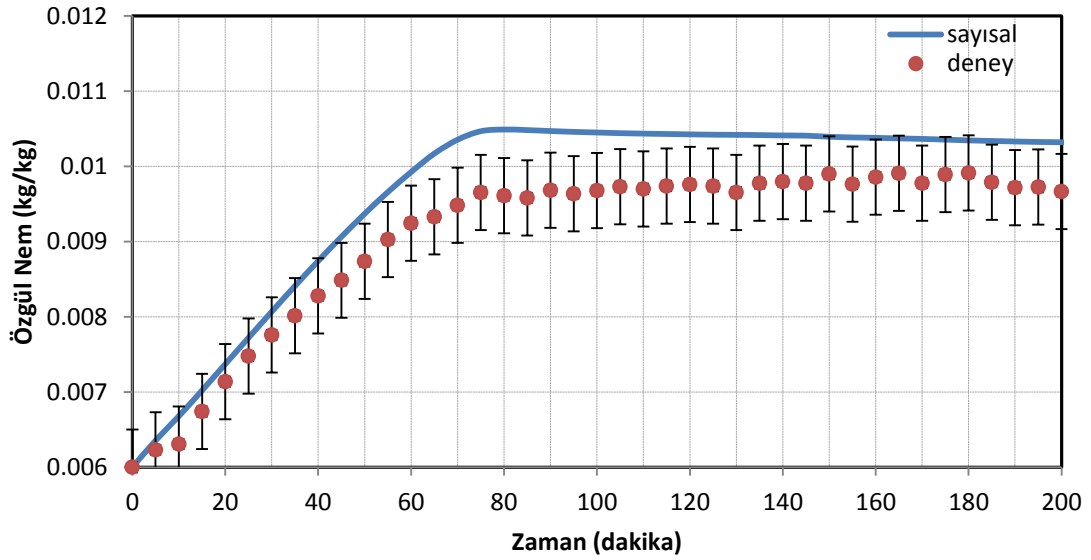


Şekil 6.7 : Oda içerisindeki yoğunlaşma konturları.

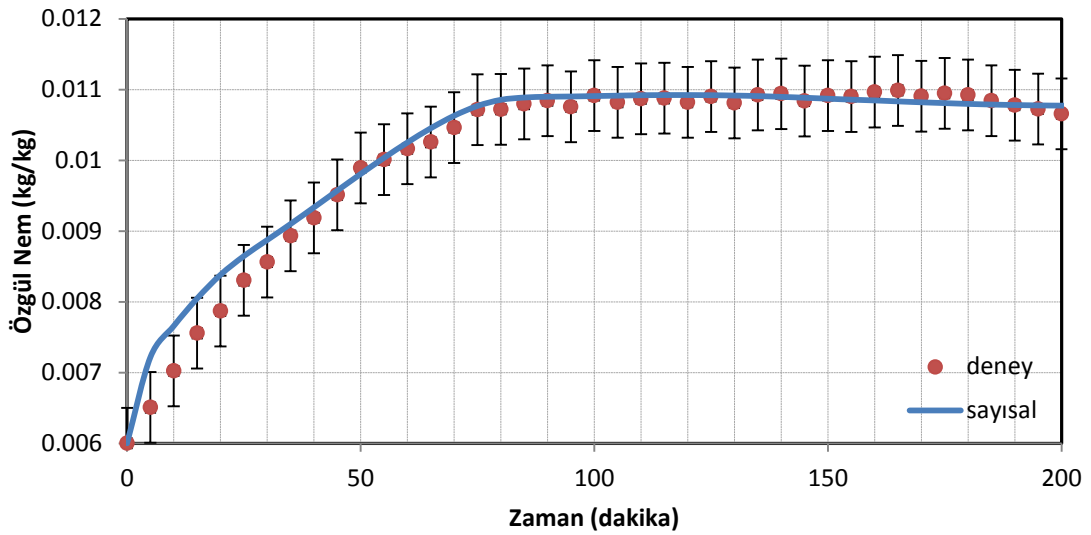


Şekil 6.8 : Yoğuşma olduğu durumda sıcaklık ve nem değişimleri.

Sayısal ve deneysel çalışmalar sonucunda elde edilen zamana göre özgül nem değişimleri farklı sensör noktaları için Şekil 6.9’da görülmektedir. Psikrometrik diyagram üzerinde de görüldüğü üzere, yaklaşık 70.dakikadan sonra özgül nem değerlerindeki artış durmuştur. Bunun sebebi yoğuşmanın başlamış olmasıdır. Yoğuşmanın başladığı sırada nem verme işlemi devam ettiğinde yoğuşan miktar nemlendiriciden gelen su buharıyla tekrar yerine konmaktadır. Bu sebeple özgül nemde önemli bir düşüş görülmemektedir.



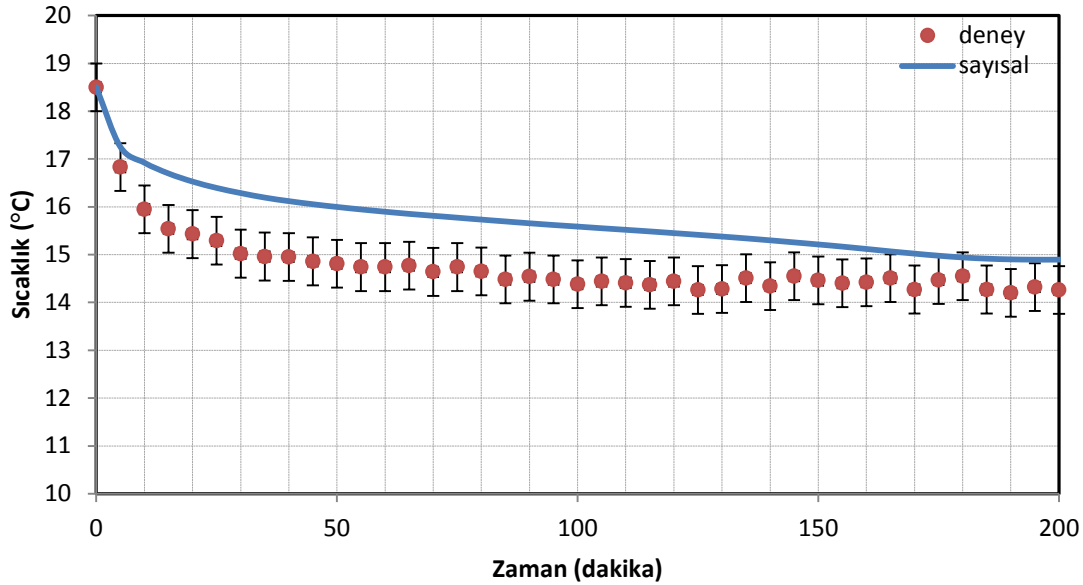
(a)



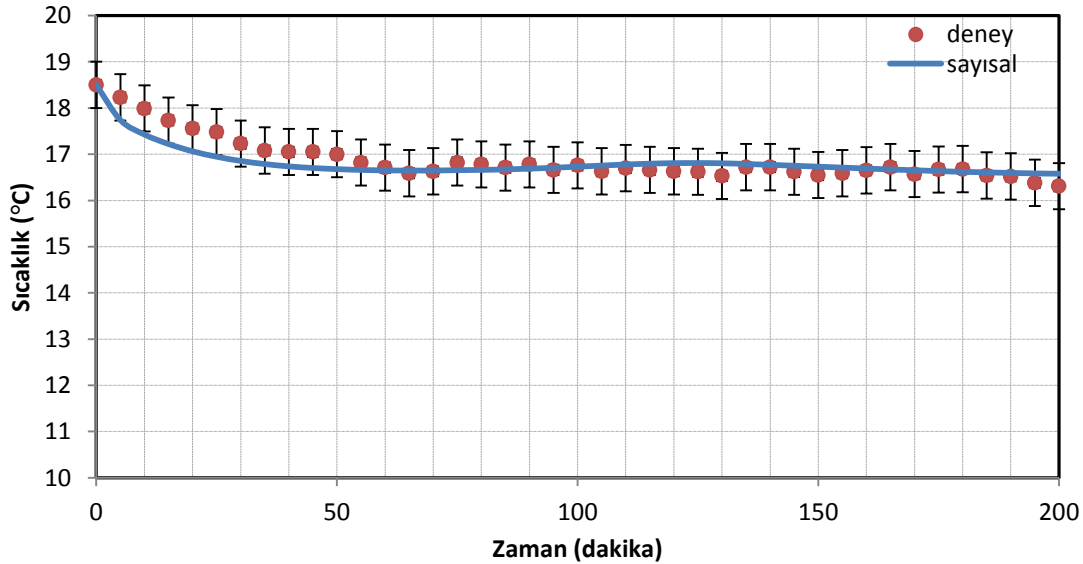
(b)

Şekil 6.9 : Özgül nem değişimleri, a)tavan,b)merkez.

Sıcaklığın zaman göre değişimini gösteren grafikler aşağıdaki gibidir (Şekil 6.10). Yoğuşmanın olduğu durumdaki sıcaklık değişimlerini, yoğuşmanın gerçekleşmediği durumdaki grafiklerle karşılaştırıldığında, sıcaklıktaki düşüşün 60.dakikaya uzadığı, rejime girme başlangıcının da yaklaşık 100.dakikayı bulduğu görülmektedir. Sıcaklıktaki düşüşün bu kadar yavaşlamasının sebebi 50.dakika itibariyle yoğuşmanın başlaması ve yoğuşan su buharının gizli ısının açığa çıkmasıdır.



(a)



(b)

Şekil 6.10 : Sıcaklık değişimleri, a)tavan,b)merkez.

7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, tavandan soğutulan kapalı bir hacim içerisindeki sıcaklık ve nem dağılımına etki eden parametrelerin incelenmesi için bir modelleme yöntemi geliştirilmiştir. Bu yöntemin uygulanması için oluşturulan sayısal modelin doğrulaması yapılarak, sistemin çalışmasına etkiyen tasarımlar irdelenmiştir.

Oda içerisindeki akışı en iyi temsil eden türbülans modelini bulmak için beş farklı türbülans modeli denenmiş; oda içerisindeki nem üretimi ile taşınımı arasındaki dengeyi irdelemek amacıyla, oluşturulan modelde, hız ve momentum denklemlerine ek olarak hava içerisindeki su buharının transport denklemi de çözülmüş, bu denklemin kaynak terimi psikrometrik bünye denklemleri ile tanımlanmıştır.

Yapılan deneysel ve sayısal çalışmalarda şu sonuçlar elde edilmiştir:

- Tavan sıcaklığı düştükçe, düşey doğrultudaki sıcaklık farkları, dolayısıyla dengesiz katmanlaşma artmaktadır. Böylece; türbülans daha etkin olmaktadır.
- Tavan boşluk oranı arttıkça taşınım ile ısı geçişi artmaktadır. Boşluk oranının artmasıyla sıcaklığın düşmesi nedeniyle, bağıl nem artışı olmaktadır.
- Yatay doğrultudaki sıcaklık değişimi, %55 ve %22 boşluk oranlı tavanlar için parabolik, %8 boşluk oranlı tavanda doğrusal olmaktadır.
- Tavan panellerinin yüzeylerine yerleştirilen akustik şilte, ısı geçişini azaltmakta; öte yandan nem geçişine de bir miktar engel olduğu için, mutlak nemin içeride tutulması nedeniyle, ortamın bağıl nemini artırmaktadır.
- Standart $k-\omega$ modelinin diğer modellerden farklı olarak, dissipasyon hızı (ϵ) yerine, özgül dissipasyon hızını (ϵ/k oranını) çözmesi nedeniyle, akışın henüz rejime girmediği aşamada, standart $k-\omega$ modeli tarafından elde edilen sonuçlar, deneysel sonuçlarla, diğer modellere göre daha fazla uyum içindedir.
- Akustik şilte kullanılmadığında, deneysel çalışmalar, odanın içerisinde çift çekirdekli bir akış olduğunu destekler niteliktedir.

- Oda içerisindeki sıcaklık ve bağıl nem değişimleriyle en iyi uyum sağlayan RNG k-ε modeli, çift çekirdekli akışı yakalayan tek modeldir. Çünkü odanın ortasında, iki döngünün karşılaştığı ve akışın aşağı doğru hareket ettiği bölgedeki hız gradyanları büyüktür. RNG k-ε modeli, hız gradyanlarının yüksek olduğu yerlerdeki akışı iyi simüle edebildiği için, bu model söz konusu akış için deneysel verilere en uygun sonuçları vermiştir.
- Deneysel çalışma ve sayısal çalışma için hesaplanan ısı taşınım katsayıları birbirleri ile ve literatürde benzer geometriler için verilen, $Nu=0.15Ra^{1/3}$ [31] korelasyonu ile uyumludur.
- Koşullara bağlı olarak, oda içerisindeki nemin, duvar yüzeylerindeki yoğuşmasını, sayısal modelleme ile gözlemlemek olanaklı olmuştur. Böylece, tasarım parametrelerinin, soğuk tavan uygulamalarında önemli bir sorun olan yoğuşmaya etkisini incelemek için bir yöntem geliştirilmiştir. Geliştirilen bu sayısal yöntemle, ilerideki çalışmalarda, farklı boşluk oranlarına sahip tavanların, duvar yüzeylerinde yoğuşmaya neden olup olmayacaklarını anlamak mümkündür.

Ancak; soğuk tavanlı kapalı hacimlerdeki akışın doğal taşınım özelliğinin baskınlığı göz önüne alındığında, tavan boşluk oranı ve şilte etkisinin; oda içerisindeki hız, sıcaklık ve nem dağılımına etkilerini daha ayrıntılı irdelemek ve geliştirilen sayısal modelin parametrik doğrulama alanını genişletmek için, akışı rahatsız etmeyecek hız ölçümleri ve akış görüntüleme yöntemleri kullanılmalı; tavanın yüzeyinde ısı ve kütle hareketine etki eden yapısal değişiklikler irdelenmelidir.

KAYNAKLAR

- [1] **Catalina T.**, 2006. Etude du champ thermo-convectif dans une cellule équipée d'un plafond radiant par nattes capillaires et simulations en dynamique, *Master Tezi*, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, France.
- [2] **Feustel H.E., Stetiu C., Meierhans R., ve Schulz U.**, 1994. Hydronic radiant cooling-a case study, *Proc.Healthy Buildings'94*. Budapest, Hungary.
- [3] **Feustel H.E.**, 1995. Hydronic radiant cooling. *Energy and Buildings*, **22**, 193-205.
- [4] **BS EN ISO 7730**, 2005. Ergonomics of the thermal environment-Analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria. International Standards Organisation, Geneva.
- [5] **Riffat S.B., Zhao, X., Doherty, P.S.**, 2004. Review of research into and application of chilled ceilings and displacement ventilation systems in Europe. *International Journal of Energy Research*, **28**, 257–286.
- [6] **Senuma H.**, 1998. Experimental operation and indoor thermal environment of the ceiling radiant cooling and heating system. *Building Mechanical and Electrical Engineer*, **6**, 41–6.
- [7] **Nagano K., Mochida T.**, 2004. Experiments on thermal environmental design of ceiling radiant cooling for supine human subjects. *Building and Environment*, **39**, 267-275.
- [8] **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**, 167–175.
- [9] **Hodder S.G., Loveday D.L., Parsons K.C., Taki A.H.**, 1998. Thermal comfort in chilled ceiling and displacement ventilation environments: vertical radiant temperature asymmetry effects. *Energy and Buildings*, **27**, 167-173.
- [10] **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**, 1740-1750.
- [11] **Fanger P.O., Ipsen B.M., Langkilde G., Olesen B.W., Chritensen N.K., Tanabe S.**, 1985. Comfort limits for asymmetric thermal radiation. *Energy and Buildings*, **8**, 225-236.
- [12] **Gan G.**, 1994. Towards a better indoor thermal environment CFD analysis of the performance of chilled ceiling systems, in: *Ventilation '94-4th International Symposium on Ventilation for Contaminant Control*, Stockholm, Sweden, 5-9 September, **2**, 551-556.

- [13] **Fredriksson, J., Sandberg, M., Moshfegh, B.,** 2001. Experimental investigation of the velocity field and airflow pattern generated by cooling ceiling beams. *Building and Environment*, **36**, 891-899.
- [14] **Miriel, J., Serres, L., Trombe, A.,** 2002. Radiant ceiling panel heating-cooling systems: experimental and simulated study of the performances, thermal comfort and energy consumptions. *Applied Thermal Engineering*, **22**, 1861–1873.
- [15] **Vangtook, P., Chirarattananon, S., Memon, R.A.,** 2008. Thermal comfort assessment and application of radiant cooling: A case study. *Building and Environment*, **43**, 1185-1196.
- [16] **Niu, J.L., Zhang, L.Z., Zuo, H.G.,** 2002. Energy savings potential of chilled ceiling combined with desiccant cooling in hot and humid climates. *Energy and Buildings*, **34**, 487-495.
- [17] **Mumma, S.,** Kasim 2001. Ceiling panel cooling systems. *Ashrae Journal*.
- [18] **Laouadi, A.,** 2004. Development of a radiant heating and cooling model for building energy simulation software. *Building and Environment*, **39**, 421-431.
- [19] **Strand, R.K., Baumgartner, K.T.,** 2005. Modeling radiant heating and cooling systems integration with a whole building simulation program. *Energy and Buildings*, **37**, 389-397.
- [20] **Strand, R.K., Pedersen, C.O.,** 1997. Implementation of a radiant heating and cooling model into an integrated building energy analysis program. *ASHRAE Transactions: Part1* 103.
- [21] **Catalina, T., Virgone, J.,** 2007. Dynamic simulation regarding the condensation risk on a cooling ceiling installed in an office room, *Proceedings Building Simulation*, 310-314.
- [22] **Vangtook, P., Chirarattananon, S.,** 2006. An experimental investigation of application of radiant cooling in hot humid climate. *Energy and Buildings*, **38**, 273-285.
- [23] **Zhang, L.Z., Niu, J.L.,** 2002. Improvements of indoor humidity performance by a novel air conditioning scheme: Chilled ceiling combined with desiccant cooling. *Advances in Building Technology*, **2**, 1383-1388.
- [24] **Hao, X., Zhang, G., Chen, Y., Zou, S., Moschandreas, D.J.,** 2007. A combined system of chilled ceiling, displacement ventilation and desiccant dehumidification. *Building and Environment*, **42**, 3298-3308.
- [25] **Holman, J.P.,** 1995. *Experimental Methods for Engineering*, McGraw Hill.
- [26] **Jeong, J.W., Mumma, S.,** 2007. Practical cooling capacity estimation model for a suspended metal ceiling radiant cooling panel. *Building and Environment*, **42**, 3176-3185.
- [27] **DIN 4715,** 1997. Cooling surfaces for rooms; Part1: Measuring of the performance with free flow.
- [28] **SoundTex,** 2010. Teknik kataloglar.

- [29] **Fluent 6.3 User's Guide.**
- [30] **Mumma, S.**, 2001. Ceiling panel cooling systems, *Ashrae Journal*, **43(11)**, 28-32.
- [31] **McAdams, H.**, 1954. *Heat transmission*, McGraw-Hill.
- [32] **Gatski, T.B., Hussaini, M.Y., Lumley, J.L.**, 1996. Simulation and modeling of turbulent flows, Oxford university press, NY,USA.
- [33] **George, W.K., Capp, S.P.**, 1979. A theory for natural convection turbulent boundary layer next to heated vertical surfaces. *Int.Journal Heat Mass Transfer*, **22**, 813-826.
- [34] **Tian, Y.S., Karayiannis, T.G.**, 2000. Low turbulence natural convection in an air filled square cavity Part1:the thermal and fluid flow fields. *Int.Journal Heat Mass Transfer*, **43**, 849-866.
- [35] **Yuan, X., Moser, A., Suter, P.**, 1993. Wall functions for numerical simulation of turbulent natural convection along vertical plates. *Int.Journal Heat Mass Transfer*, **36**, 4477-4485.
- [36] **Sharma, A.K., Velusamy, K., Balaji, C.**, 2007. Turbulent natural convection in an enclosure with localized heating from below. *Int.Journal of Thermal Sciences*, **50**, 625-639.
- [37] **Chen, Q.**, 1995. Comparison of different k- ϵ models for indoor air flow computations. *Numerical Heat Transfer Part B*, **28**, 353-369.
- [38] **Gan, G.**, 1998. Prediction of turbulent buoyant flow using an RNG k- ϵ model. *Numerical Heat Transfer Part A*, **33**, 169-189.
- [39] **Posner, J.D., Buchanan, C.R., Rankin, D.**, 2003. Measurement and prediction of indoor air flow in a model room. *Energy and Buildings*, **35**, 515-526.
- [40] **Klemm, A.J., Klemm, P., Rozniakowski, K., Galbraith, G.**, 2003. Non-contact methods of measuring moisture concentration in external layers of building partitions. I—the influence of geometrical microstructure on the kinetics of moisture condensation on glass surfaces. *Building and Environment*, **37(12)**, 1215–20.
- [41] **Klemm, A.J., Klemm, P., Rozniakowski, K., Wojtatowicz, T.W.**, 2002. Non-contact methods of measuring moisture concentration in external layers of building partitions.II—monitoring of the water vapour condensation on porous surfaces. *Building and Environment*, **37(12)**, 1221–32.
- [42] **Klemm, A.J., Klemm, P., Rozniakowski, K., Wojtatowicz, T.W.**, 2002. Non-contact methods of measuring moisture concentration in external layers of building partitions. III—water vapour condensation on the cementitious surfaces. *Building and Environment*, **37(12)**, 1233–40.
- [43] **Bong, T.Y., Xue, H., Liew, H.C.**, 1998. Predicting window condensation potential for a large viewing gallery. *Building and environment*, **33(2–3)**, 143–50.

- [44] **Lucas, F., Adelard, L., Garde, F., Boyer, H.**, 2002. Study of moisture in buildings for hot humid climates. *Energy and Buildings*, **34(4)**, 345–55.
- [45] **Lu, X.**, 2002. Modeling of heat and moisture transfer in buildings: I. Model program. *Energy and Buildings*, **34(10)**, 1033–43.
- [46] **Lu, X.**, 2002. Modeling of heat and moisture transfer in buildings: II. Applications to indoor thermal and moisture control. *Energy and Buildings*, **34(10)**, 1045–54.
- [47] **Liu, J., Aizawa, H., Yoshino, H.**, 2004. CFD prediction of surface condensation on walls and its experimental validation. *Building and Environment*, **39**, 905 – 911.
- [48] **Hohota, R., Rusaouen, G., Woloszyn, M., Hedegaard, L.**, 2004. CFD modeling of moisture transport and condensation, *Zurich working meeting*, 1-6.
- [49] **ASHRAE Handbook Fundamentals**, 2001. *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc*, Atlanta, USA.

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Deniz YILMAZ

Doğum Yeri ve Tarihi: İstanbul, 1980

Lisans Üniversitesi: Kocaeli Üniversitesi Makina Mühendisliği

Yüksek Lisans Üniversitesi: Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği

