



MAHALLERİN TAVANDAN SOĞUTULMASINA ETKİ EDEN PARAMETRELERİN DENEYSEL İNCELENMESİ

Experimental Investigation Of The Parameters Affecting The Cooling Of The Spaces From The Ceiling

**Cüneyt Deniz Küheylan
Derya Burcu Özkan**

ÖZET

Günümüzde enerji maliyetlerinin önemi sürekli olarak artmaktadır. Yapılarda enerji tasarrufu çalışmaları 1960'li yıllardaki petrol krizinden sonra bütün dünyada önem kazanmıştır.

Bu doğrultuda Türkiye'de de enerji tasarrufu ön plana çıkmış ve çeşitli yönetmeliklerle kontrol altına alınmaya çalışılmıştır. Günümüzde tasarruf için sadece enerji tasarrufunu ısı yalıtımı olarak algılamak yerine, sistemin performansını da iyileştirmek ana amaç olmalıdır, ısı yalıtımıyla beraber HVAC sisteminin iyileştirilmesi veya sistem seçimi birlikte ele alınmalıdır.

HVAC verimliliğinin maksimum noktaya ulaşabilmesi için sistemin düşük sıcaklıkta ısıtma ve yüksek sıcaklıkta soğutma olarak tasarlanması kaçınılmazdır. Bu nokta da sistem çözümü bize tavan veya döşemeden ısıtma ve soğutmayı göstermektedir.

Radyant soğutma sistemi, son yıllarda enerji tasarrufu, rahatlık ve sağlık nedeniyle pazar payını arttırmaktadır.

Sistemin tasarlanmasında, soğuk tavan yüzeyindeki yoğuşma problemi ve soğutucu akışkan sıcaklığının tespiti, yoğuşmanın önlenmesi, mahal içerisindeki ısı kaynaklarının sistem performansına etkileri vb. parametreler önemlidir.

Bu çalışmada BS EN 14240:2004 ve BS EN 14518:2005 standartlarına göre oluşturulan test odasında, farklı su sıcaklıklarında, farklı su debisinde ve farklı ısı kaynak değerlerine göre soğuk tavan paneli performans değişimi incelenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Radyant tavan paneli, Enerji verimliliği, Yüksek sıcaklıkta soğutma

ABSTRACT

Today, the importance of energy costs is constantly increasing. Energy saving studies in buildings gained importance all over the world after the oil crisis in the 1960s. In this direction, energy saving has come to the fore in Turkey and tried to be controlled by various regulations. Today, instead of perceiving energy saving as thermal insulation, the main goal should be to improve the performance of the system, and the improvement of the HVAC system or system selection should be considered together with thermal insulation. In order for HVAC efficiency to reach the maximum point, it is inevitable that the system will be designed as low temperature heating and high temperature cooling. At this point, the system solution shows us heating and cooling from the ceiling or floor. The radiant cooling system has been growing in recent years due to energy savings, comfort and health. At the point of designing the system, the condensation problem on the cold ceiling surface and the determination and measures of the refrigerant temperature, the effects of the heat sources in the space on the system performance are important.

In the test room created according to BS EN 14240:2004 and BS EN 14518:2005 standards, the performance change of cold ceiling panel according to different water temperatures, different water flow rates and different heat source values was examined.

Key Words: Radiant ceiling panel, Energy efficiency, High temperature cooling

1. GİRİŞ

Avrupa Birliği (AB) üyesi ülkelerde enerji kullanımının mevcut bina stoku içindeki ortalama payı %40'a kadar çıkmaktadır. Yeni binalarda enerji kullanımını azaltmak için Binaların Enerji Performansı Direktifi (EPBD) [1], AB'deki tüm yeni binaların 2020 yılına kadar neredeyse sıfır enerjili binalar (nZEB) olmasını şart koşmaktadır. Avrupa Birliği, enerji verimliliğini sağlamak, iklim değişikliğiyle mücadele etmek ve 2050'de karbon nötr hedefine ulaşmak için, 2020, 2030 ve 2050 yıllarına ait bazı hedefler belirlemiştir. Bu hedefler birincil enerji tüketim azalımı, sera gazı azalım oranı ve yenilenebilir enerji oranıdır. Konvansiyonel sistemlere alternatif olarak geliştirilen, enerji verimliliği yüksek, akustik ve termal konforun üst düzeyde sağlanabildiği soğuk tavan sistemleri otuz yıla aşkın süredir Avrupa ve Amerika da kullanılmaktadır. Son yıllarda değişken debili havalandırma sistemlerine önemli bir alternatif haline gelerek tasarımda esneklik sağlamaktadır. Enerji verimliliğine olan ilginin artışı ile birlikte daha öne çıkan bu sistemler, düşük sıcaklıkla ısıtma ve yüksek sıcaklıkla soğutma yaparak merkezi sistem ekipmanlarının çok daha verimli çalışmasına imkan sağlamaktadır. Hidronik radyant tavan sistemleri, mekanları geleneksel ısıtma ve soğutma sistemlerinden daha verimli bir şekilde ısıtır ve soğutur, tüm kullanıcılara konfor sağlar. Radyant tipi bir sistemin kullanılması, insan vücudu için daha doğal bir termal değişim sistemi sayesinde yüksek konfor koşullarını garanti edebilir, bu da hoş olmayan hava akımlarını, toz sirkülasyonunu ve geleneksel hava sistemlerinin tipik seslerini ortadan kaldırır.

Soğuk tavan sistemleri, aktif soğuk tavan, pasif soğuk tavan ve radyant tavan panelleri olmak üzere üç ana ürün tipinden oluşmaktadır. Bu üniteler genellikle "soğutulmuş" ürünler olarak adlandırılrsa da, hem soğutma hem de ısıtma için etkin bir şekilde kullanılırlar.

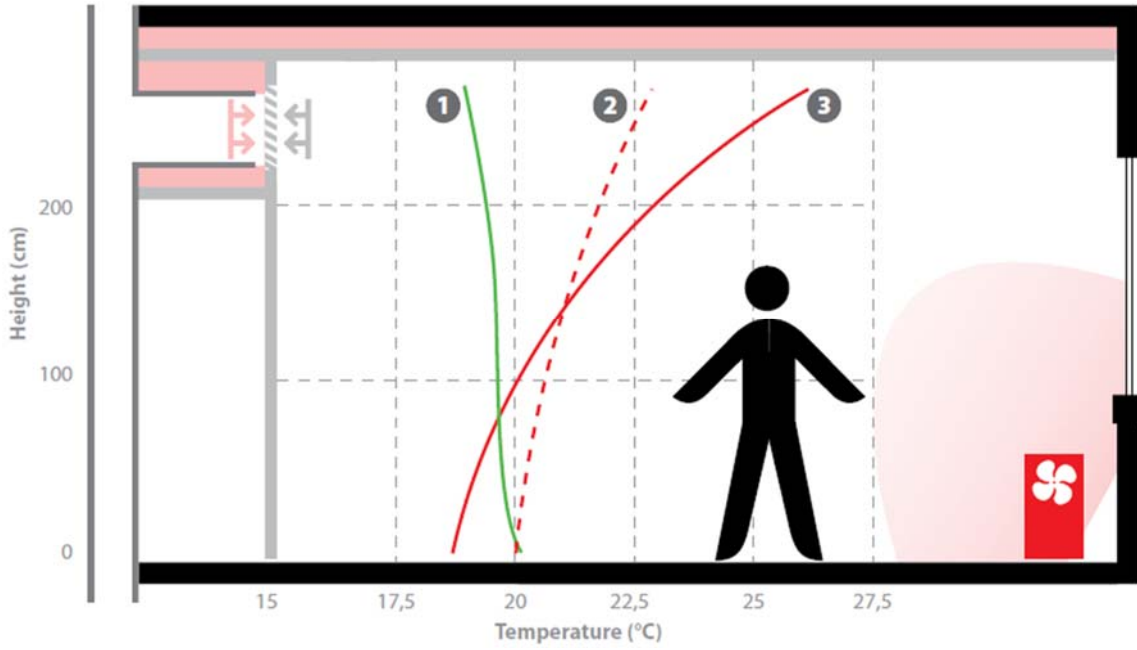
Aktif ve pasif soğuk tavan sistemleri, su serpantinleri aracılığı ile duyulur soğutma sağlamaktadır. Bu sayede tüm havalı bir sistemin hava ile taşınması gereken toplam kapasitesinin düşmesi sağlanır.

Radyant sistemler, dikey veya yatay sıcaklık farklarını en aza indirerek, oda içinde homojen bir sıcaklık dağılımı sağlar. Pasif soğuk tavan ekipmanları kullanılırken havalandırma havası, doğal veya mekanik yollarla mahal içerisine verilmelidir.

Şekil 1'de klasik klima havalandırma sisteminde oda içerisindeki dikey mesafede sıcaklık dağılımı gösterilmiştir [2]. Şekilde 1 no'lu eğri ideal durumu 2 no'lu eğri radyatör sistemini 3 no'lu eğri fan coil sistemini göstermektedir.

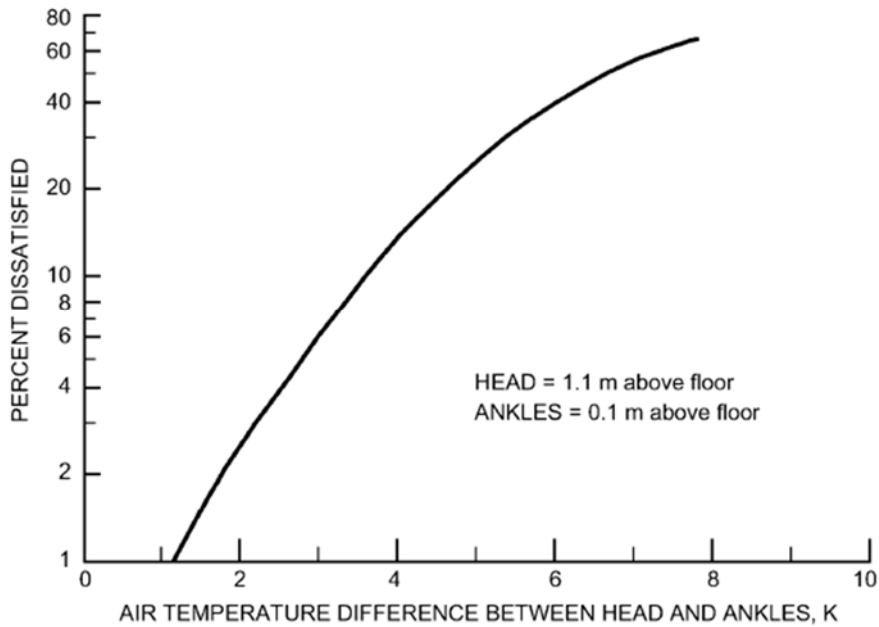
Radyant tavan sistemleri, konveksiyon ve radyasyon yoluyla ısı transferi yapan sistemlerdir.

Soğutma sırasında tavana yakın olan ortam havası, soğuduktan sonra daha yüksek yoğunluğu nedeniyle yaşam alanına düşerek konforun sağlanmasını gerçekleştirir.

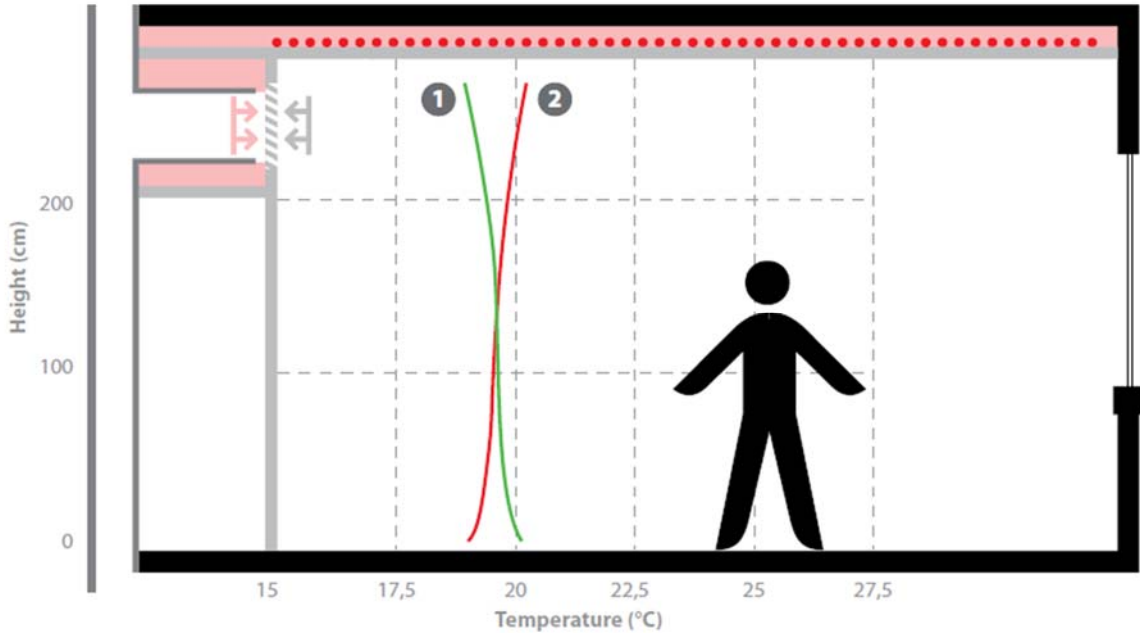


Şekil 1 Klasik klima havalandırma sistemi

Şekil 2'de oturan kişilerin baş ve ayak bilekleri arasındaki hava sıcaklık farkının kişi memnuniyet oranı yüzdesi verilmiştir. Buna göre oturur durumda bulunan bir kişinin ayak bileği – baş seviyesi (zeminden 10 cm – 110 cm) arasındaki sıcaklık değişiminin artması konforsuzluk yaratmaktadır [3]. İdeal olarak bu sıcaklık farkının 3 °C nin altında olması uygundur.



Şekil 2 Baş ve Ayak Bilekleri Arasındaki Hava Sıcaklığı Farkının İşlevi Olarak Memnun Olmayan Oturan Kişilerin Yüzdesi



Şekil 3 Radyant tavan uygulaması

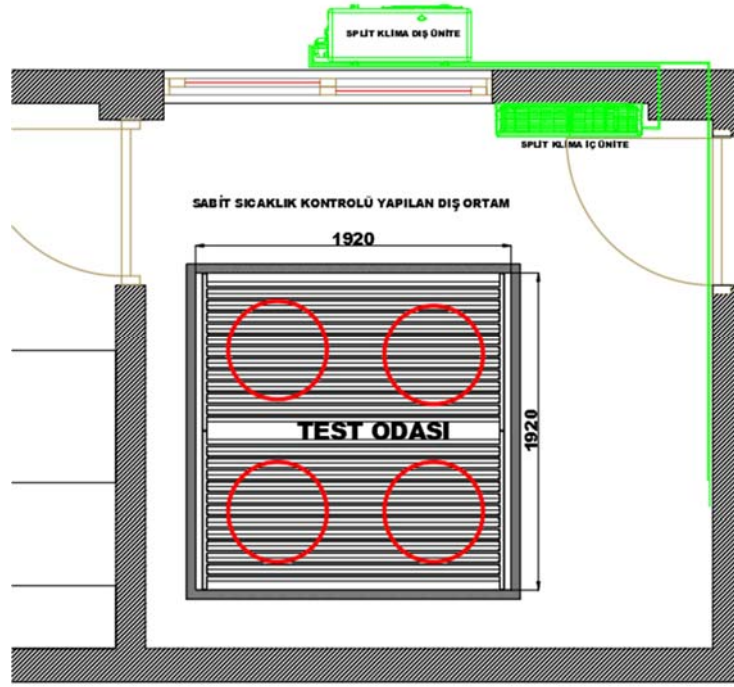
Şekil 3'te radyant tavan uygulamasında, mahalın dikey eksenindeki sıcaklık dağılımı görülmektedir. Radyant soğutma sisteminde dikey eksenindeki sıcaklık değişimini 2 numaralı eğride görüldüğü gibi olup, ideal duruma oldukça yakındır.

Bu çalışmada soğuk tavan uygulamasında, soğutucu su sıcaklık değişimi, debi değişimi ve mahal içerisinde farklı ısı kaynağı olması durumundaki mahal sıcaklık dağılımı deneysel olarak incelenip değerlendirilmiştir.

2. TEST ODASI

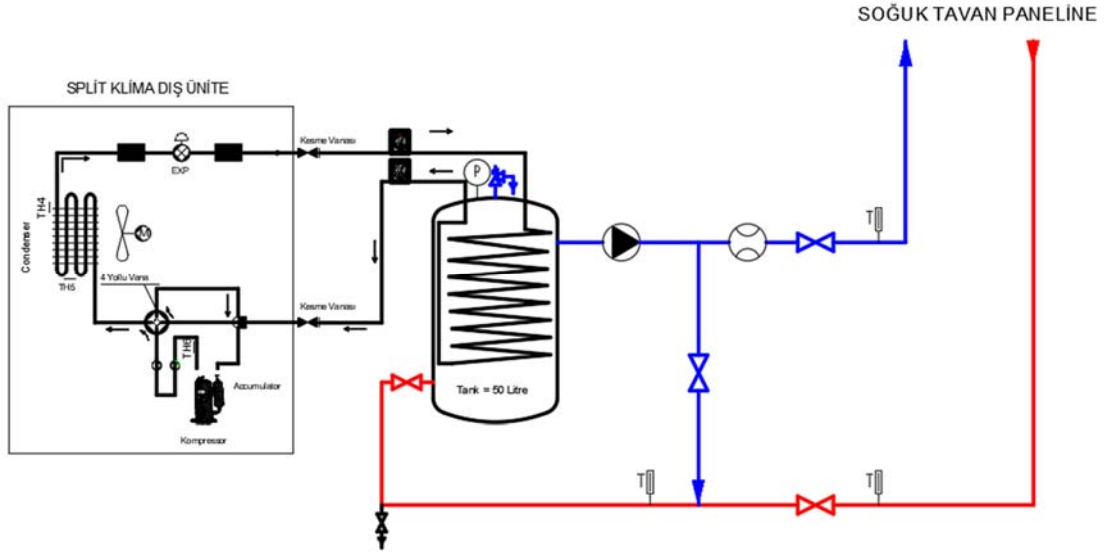
Çalışmanın deneysel kısmında BS EN 14240:2004 [4] ve BS EN 14518:2005 [5] standartlarına göre eni 1.920 mm, boyu 1.920 mm, yüksekliği 2.400 mm ölçülerinde test odası oluşturulmuştur. Test odasında dört farklı su sıcaklıklarında, üç farklı su debisinde ve dört farklı ısı kaynak değerlerine göre soğuk tavan paneli performans değişimi incelenmiştir.

Şekil 4'te test odası yerleşimi görülmektedir. Test odası etrafındaki sıcaklığın sabit tutulması mekana monte edilen 8.000 Btu/h kapasiteli R22 soğutma gazı ile çalışan duvar tipi split klima ile sağlanmıştır. Test odası yapı malzemeleri (duvar ve tavan) 12 mm alçıpan + 30 mm taş yünü izolasyon + 12 mm alçıpan malzemeden yapılmış olup zemin malzemesi seramiktir. Tüm yüzeyler ve soğuk tavan paneli beyaz renkte boyalıdır.



Şekil 4 Test odası yerleşimi

Soğutma için gerekli olan soğuk su hazırlama sistemi Şekil 5'teki gibi olup, duvar tipi split klima dış ünitesi ile Evaporatör düzeneği hazırlanarak sistem çalışır duruma getirilmiştir.

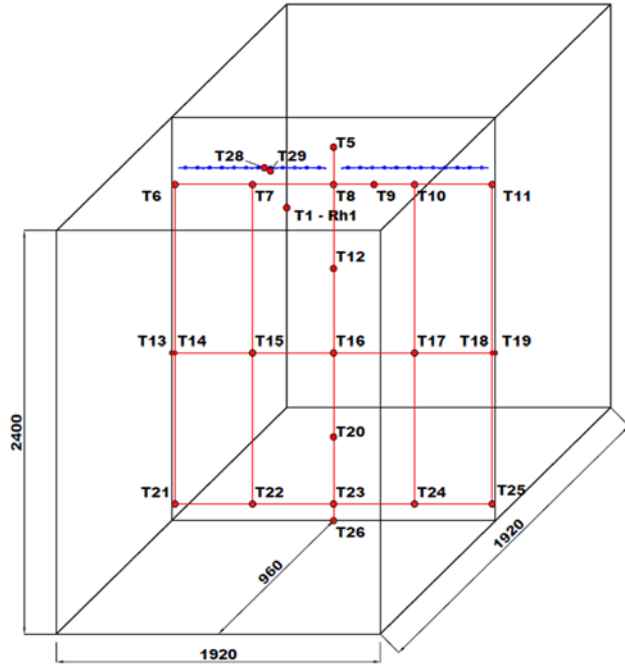


Şekil 5 Soğutma sistem şeması

Test odası iç yerleşimi Şekil 6a'da, sıcaklık sensörlerinin konumu ise Şekil 6b'de görüldüğü gibi olup sensör konumlarına ait detay Şekil 6c'de dir.



Şekil 6a Test odası yerleşimi



Şekil 6b Test odası sensör yerleşimi

Sıra No	Sensör Detayı	Sensörlerin Konumu - Sol Yan Duvardan Mesafesi									Nem	Debi	Basınç
		N/A	0 mm	20 mm	480 mm	960 mm	1.200 mm	1.440 mm	1.900 mm	1.920 mm			
1	Su Debisi - Flowmeter 01	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	Q1	----
2	Su Debisi - Flowmeter 02	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	Q2	----
3	Gaz Basıncı - Giriş	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	P1
4	Gaz Basıncı - Çıkış	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	P2
5	Mahal İçi	T1	----	----	----	----	----	----	----	----	----	Rh1	----
6	Mahal Dışı	T2	----	----	----	----	----	----	----	----	----	Rh2	----
7	Su Giriş Sıcaklığı	T3	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----
8	Su Çıkış Sıcaklığı	T4	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----
9	Asma Tavan İçi	T5	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----
10	1. Yükseklik (h=2.0 metre)	----	----	T6	T7	T8	T9	T10	T11	----	----	----	----
11	2. Yükseklik (h=1.5 metre)	----	----	----	----	T12	----	----	----	----	----	----	----
12	2. Yükseklik (h=1.0 metre)	----	T13	T14	T15	T16	----	T17	T18	T19	----	----	----
13	3. Yükseklik (h=0.5 metre)	----	----	----	----	T20	----	----	----	----	----	----	----
14	4. Yükseklik (h=0.1 metre)	----	----	T21	T22	T23	----	T24	T25	----	----	----	----
15	5. Yükseklik (h=0.0 metre)	----	----	----	----	T26	----	----	----	----	----	----	----
16	1. Duvar İç Yüzeyi (h=1.0 metre)	----	----	----	----	T27	----	----	----	----	----	----	----
17	Asma Tavan Yüzeyi - Boru	T28	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----
18	Asma Tavan Yüzeyi - Kanat	T29	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----

Şekil 6c Test odası sensör konumları

Veri ölçüm ve kayıt cihazına ait detaylar aşağıdaki gibi olup toplamda 36 farklı kanal dan 413 saat, 13 dakika, 11 sn lik sürede 14.960.267 adet veri kayıt altına alınmıştır. Verilere ait detay Şekil 7'deki gibidir.

Ana Kart
Veri Kaydı
Zaman Saati

ARDUINO - MEGA 2560
ARDUINO - SD CARD
TINYRTC I2C

2 Adet
2 Adet
2 Adet



Sıcaklık Sensörü	DS18B20	27Adet
Sıcaklık + Nem Sensörü	SHT3X – DIS	2 Adet
Debi Ölçüm Sensörü	Water Flow Sensor YF-B6	2 Adet

Açıklama	Ölçüm Kanalı	Süre	Adım	Veri Miktarı
ARDUNIO	33	234:45:29	390.688	13.283.392
TESTO 480	3	180:15:19	324.391	1.676.875
TOPLAM	36	413:13:11	715.079	14.960.267

Şekil 7 Veri detay tablosu

3.1. Deney Parametrelerinin Belirlenmesi

ASHRAE Konfor zon grafiğine göre, yaz işletme durumunda mahal sıcaklık değerleri 23 °C – 27 °C arasında ise konforlu bölge olarak tanımlanmaktadır. Soğuk tavan paneli üzerinde yoğunlaşma oluşmaması için çığ noktası üzerindeki bir su sıcaklığında soğutma sistem çalıştırılmalıdır. Yapılan araştırmalar ve üretici firma önerileri çığ noktası sıcaklığından minimum 1 °C üzerinde sistemin çalıştırılması yönündedir. Su sıcaklığının gereğinden fazla yükseltilmesi soğuk tavan panelinin kapasitesinin düşümüne yol açacaktır. Farklı sıcaklık ve nem değerlerine göre deniz seviyesinde çığ noktası sıcaklıkları Şekil 8'deki gibi hesaplanmıştır.

T _{çığ}	T _{iç}				
	23 °C	24 °C	25 °C	26 °C	27 °C
Rh %50	12,10 °C	13,00 °C	13,90 °C	14,80 °C	15,70 °C
Rh %65	16,10 °C	17,00 °C	18,00 °C	18,90 °C	19,90 °C

Şekil 8 Çığ noktası sıcaklık tablosu

Yukarda açıklanan değerlere göre çalışma sıcaklık değerleri aşağıdaki gibi seçilmiş olup deney süresinde ölçülen değerler Şekil 9'daki gibidir

T _{su, minimum}	: 14,00 °C
T _{su, maksimum}	: 18,00 °C

Açıklama	Su Sıcaklıkları - °C										Deney Miktarı
	Gidiş Su Sıcaklığı			Dönüş Su Sıcaklığı			Gidiş - Dönüş Ortalama			Fark	
Su Sıcaklığı	Min	Maks	Ort.	Min	Maks	Ort.	Min	Maks	Ort.		
1. Kademe	17,55	18,04	17,77	17,62	18,76	18,25	17,59	18,37	18,10	0,48	12
2. Kademe	16,36	16,97	16,62	16,89	17,87	17,21	16,65	17,42	16,91	0,59	12
3. Kademe	15,31	15,87	15,61	15,50	16,77	16,12	15,40	16,32	15,86	0,51	17
4. Kademe	13,76	14,63	14,11	13,94	15,44	14,64	13,85	15,04	14,38	0,53	15

Şekil 9 Soğutma su sıcaklık değerleri

Sistemde Soğuk Su Sirkülasyon pompası olarak GRUNDFOS marka üç hızlı UPS25–180 modeli kullanılmaktadır. Deney düzeneği üzerinde bulunan kontrol vanaları ve pompa hız ayarı ile üç farklı su debisi için ayarlamalar yapılarak deneyler gerçekleştirilmiş olup pompa ölçüm değerleri aşağıdaki Şekil 10'daki gibidir.

Açıklama	Pompa Debisi			Deney Miktarı
	Minimum	Maksimum	Ortalama	
Pompa - 1. Kademe	0,52 m ³ /h	0,58 m ³ /h	0,55 m ³ /h	18
Pompa - 2. Kademe	0,90 m ³ /h	0,94 m ³ /h	0,93 m ³ /h	18
Pompa - 3. Kademe	1,07 m ³ /h	1,13 m ³ /h	1,10 m ³ /h	20

Şekil 10 Su debi değerleri

Mahal içerisinde Uluslararası standartların tanımlamış olduğu boyutlarda ve yerleşim detaylarına göre test odası içerisine 4 adet Isı Simülatörü monte edilmiştir.

Her bir simülatörün Isı Gücü 70 watt + 55 watt + 70 watt = 195 watt dır.

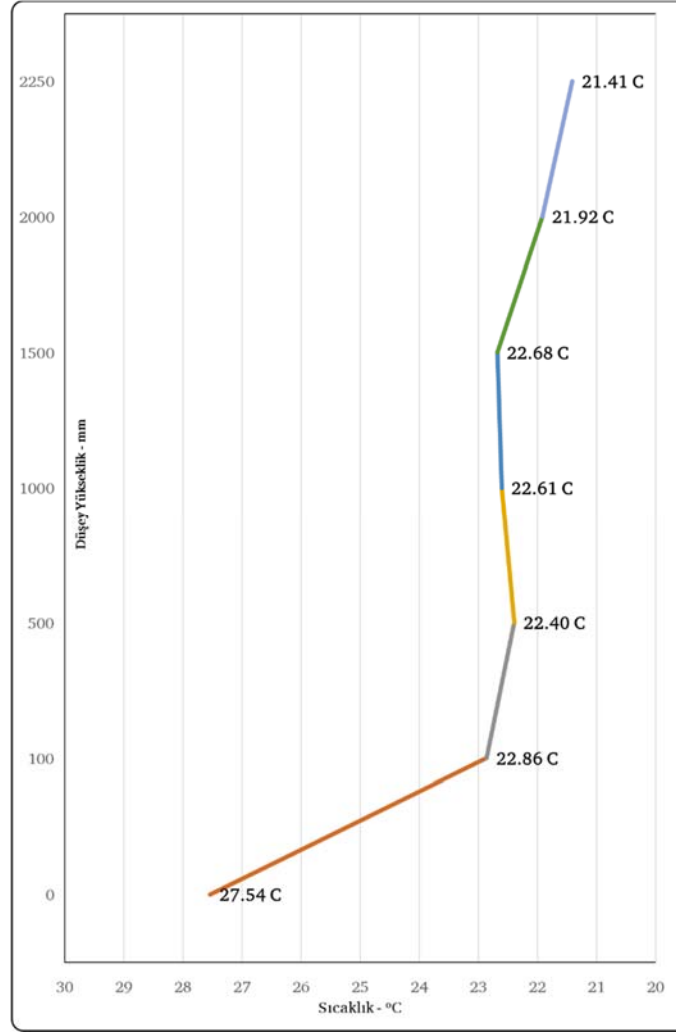
Isı simülatörüne ait deney süresinde uygulanan ısıtma miktarları Şekil 11'deki gibidir.

Açıklama	Güç	Miktar	Toplam
Isı Kaynağı – Kapalı	0	4	0 watt
Isı Kaynağı – 1. Kademe	70	4	280 watt
Isı Kaynağı – 2. Kademe	55 + 70	4	500 watt
Isı Kaynağı – 3. Kademe	55 + 70 + 70	4	780 watt

Şekil 11 Isı simülatör kapasite tablosu

Deneyler tüm bu veriler doğrultusunda 4 farklı su sıcaklığı, 3 farklı su debisi ve 4 farklı ısı kaynağın da 48 farklı varyasyonda yapılmıştır. Deneylerin doğrulaması amacıyla 33 nolu deney seçeneği 3 farklı günde aynı koşullarda tekrar edilmiştir. Soğuk tavan üstüne ısı izolasyonu uygulaması yapılarak bunun performansa etkisi incelenmiştir.

Deney boyunca dış ortam sıcaklığı $T_2 = 32,19$ °C de sabit tutulmuştur. Mahal içerisinde ilk aşamada ısı yükü olmadığından deneyler yapılmıştır. Dış ortam sıcaklığı $T_2 = 32,19$ °C de deney süresince sabit tutulduğunda tavan panel sıcaklığı ilk 48:12 dakika sürede $T_{panel} = 29,87$ °C den $T_{panel} = 16,12$ °C ye indiği ve sistemin rejime girdiği gözlenmiştir. Sistem rejime girdiği sırada mahal içerisindeki sıcaklıkların ortalaması $T_{hava} = 35,37$ °C den $T_{hava} = 22,44$ °C ye indiği gözlemlenmiştir. Deney süresinde bağıl nemde sürekli ölçülmüştür. Deney başlangıcında mahal içerisindeki bağıl nem değeri $Rh_1 = \%34,53$ den $Rh_1 = \%49,95$ değerine çıktığı görülmüş olup sonrasında sabit kaldığı gözlemlenmiştir. Deney süresinde su debisi $Q_{pompa} = 1,13$ m³/h değerinde sabit tutulmuştur.

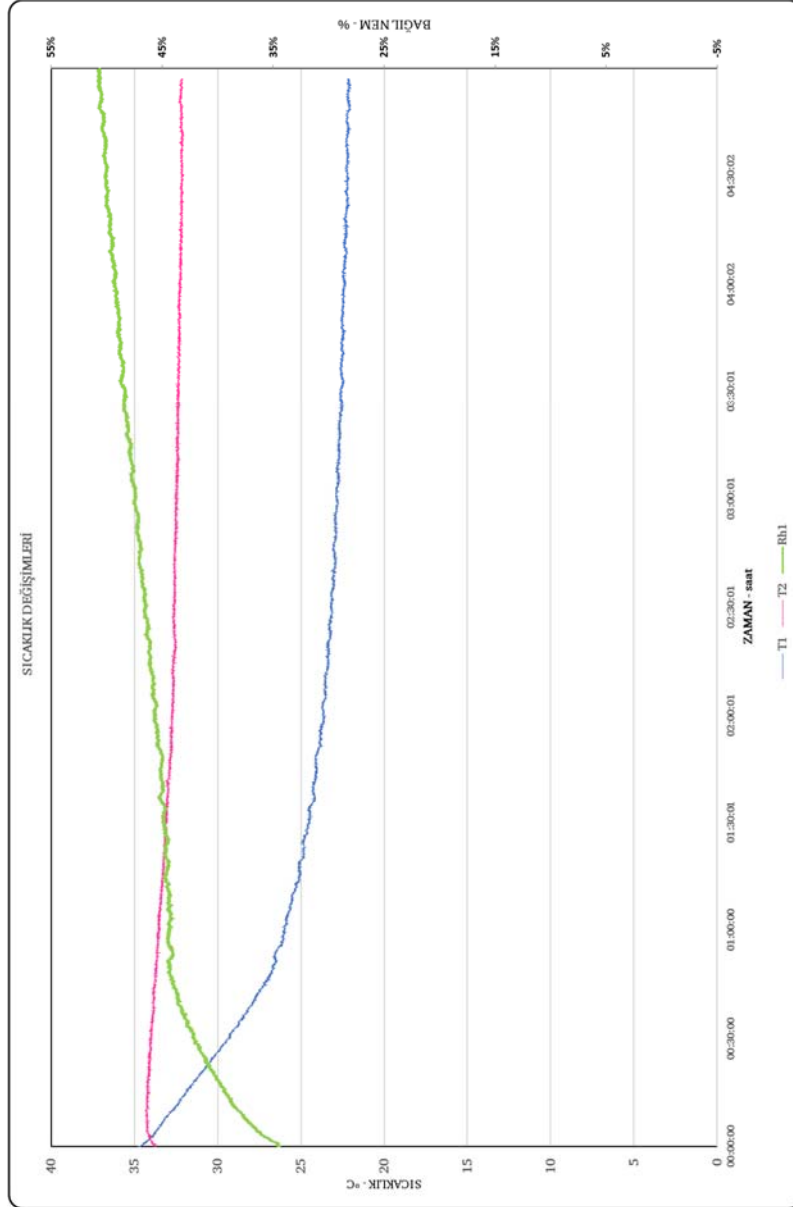


Şekil 12 T04 & V3 & Q0 şartlarında test odası merkezinde dikey sıcaklık profili

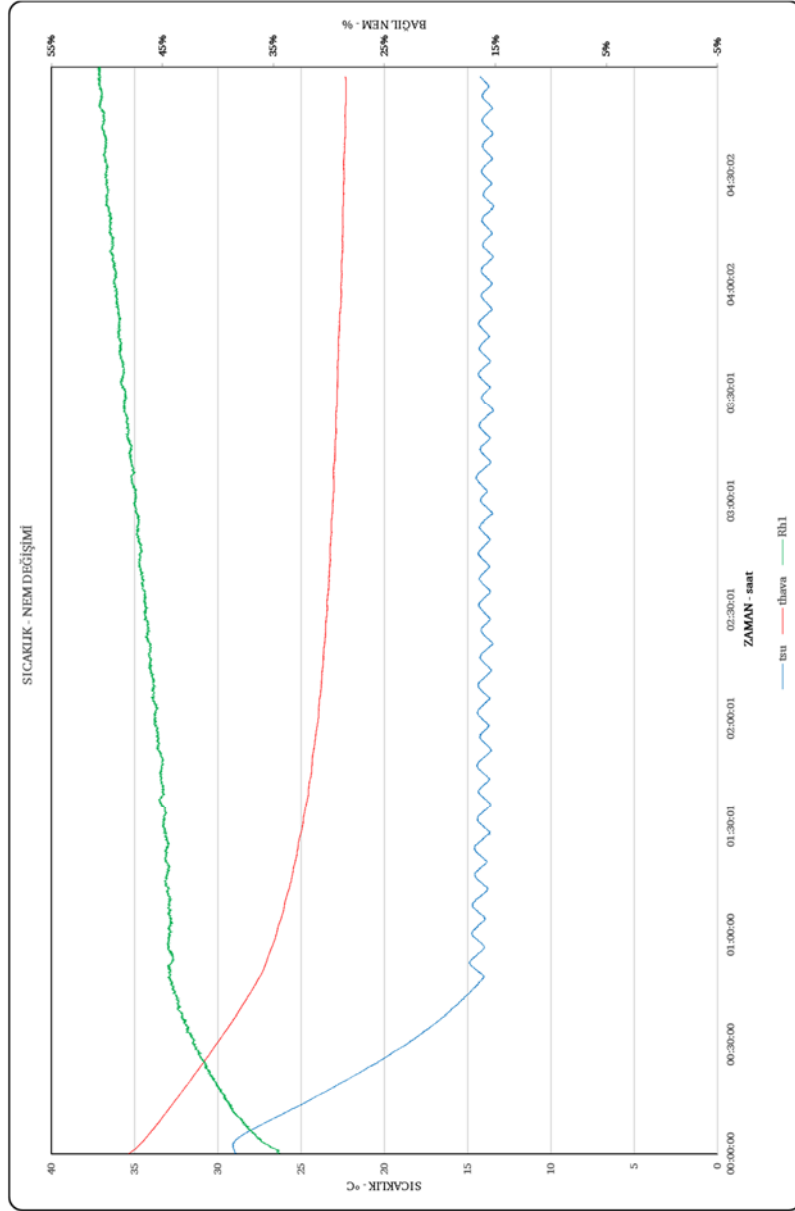
Tavandan soğutma yapıldığında, deneysel çalışmada Şekil 12’de görüldüğü üzere $h=0$ mm yüksekliğinde (mahal zemininde) sıcaklık $T_{h0}=27,54$ °C den $h=2.000$ mm de $T_{h2000}=21,92$ °C ye düştüğü görülmüştür. Tavan panelinden aşağıya inildikçe sıcaklığın düştüğü ancak $h=100$ mm seviyesindeki sıcaklığın $T_{h100}=22,86$ °C, $h=0$ mm deki sıcaklığın $T_{h0}=27,54$ °C yüzey sıcaklığı kaynaklı olarak $h=500$ mm $T_{h500}=22,40$ °C değerine göre daha yüksek olduğu görülmüştür. Mahal içerisinde ölçüm yapılan sıcaklıkların ortalaması alınarak hissedilen sıcaklık $T_{hava}=22,43$ °C olarak bulunmuştur. Buna göre test odası dışındaki mahal sıcaklığı $T_2=32$ °C olduğunda soğuk tavan paneli sıcaklığı $T_{panel}=14,85$ °C olduğunda hissedilen sıcaklık değerine $T_{hava}=22,43$ °C değerine ulaşmıştır. Konfor şartı açısından hissedilen sıcaklığın $T_{hava}=22,43$ °C olması ve bağıl nem değerinin $Rh_1= \%49,95$ olması uygun olarak değerlendirilmiştir. Mahal içerisinde yapılan sıcaklık ölçümlerinde homojen sıcaklık dağılımları olduğu değerlendirilmiştir.

Şekil 13’te görüldüğü üzere mahal içerisinde ısı yükü olmadığı durumda test odası dışında $T_2=32,19$ °C sabit tutulduğunda mahal içi sıcaklığı ilk 240 dakika da $T_1=34,78$ °C den $T_1=22,25$ °C ye indiği ve 60 dakika süresince sabit kaldığı sonucuna ulaşılmıştır. Deney süresince bağıl nem seviyesinde Rh_1 %34,53 değerinden Rh_1 %50,01 değerine çıktığı ve bu değerinde sabit kaldığı, mahal içinde hava hız değerinin $0,04$ m/s ölçüldüğü ve bu değerlerin konfor şartlarını sağladığı değerlendirilmiştir. Şekil 14’de zamana bağlı mahal içerisindeki havanın sıcaklığı ve su sıcaklığının değişimi verilmiştir. Şekil 15’te görüldüğü üzere mahal içinde ısı yükü olmadığı durumda mahal içi sıcaklığı $34,78$ °C den $22,25$ °C ye indiği ve 60 dakika rejimde sabit kaldığı $1,13$ m³/h debideki suyun sıcaklığında $29,12$ °C den $48:12$ dakikada $13,86$ °C ye inerek sabit kaldığı görülmüştür.

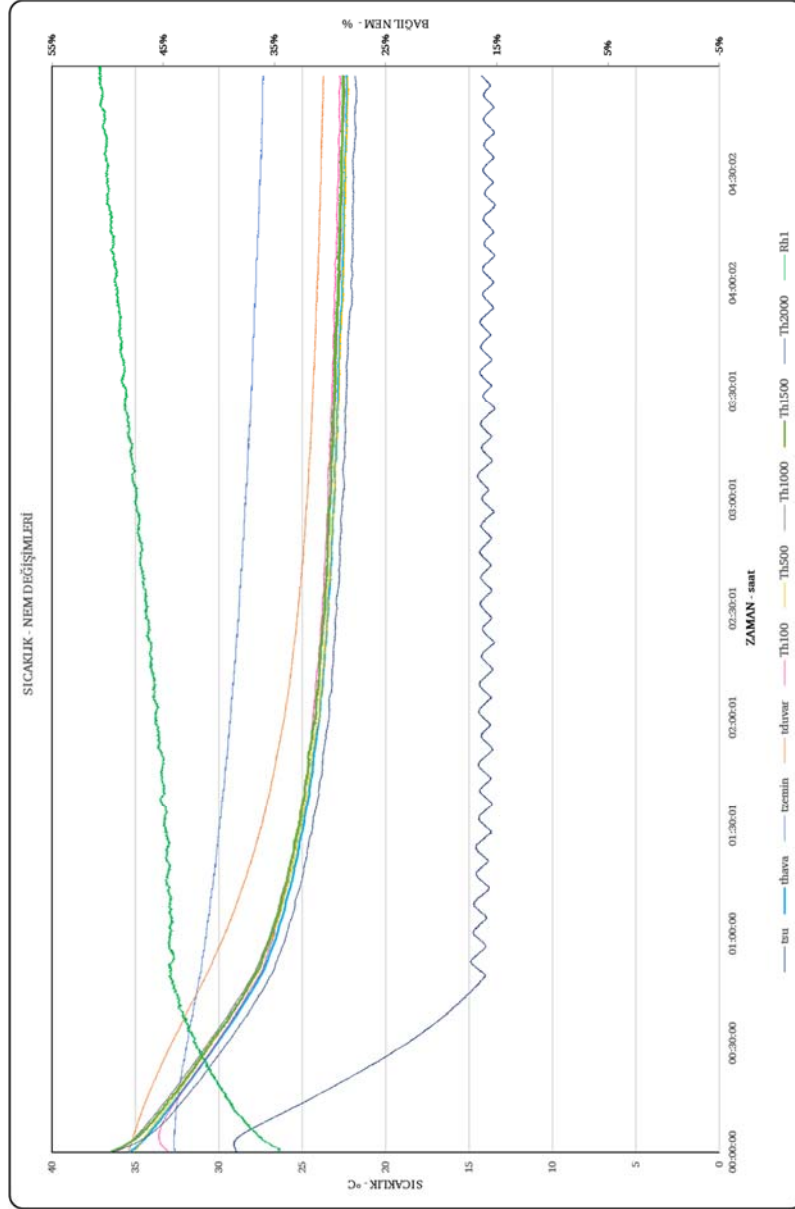
Şekil 15'te zamana göre su sıcaklığı, mahal içi ortalama hava sıcaklığı, mahal için duvar sıcaklıkları ve farklı yükseklik değerindeki havanın sıcaklık değerleri karşılaştırılmıştır. Deney boyunca dış ortam sıcaklığı $T_2= 32,19$ °C de sabit tutulmuştur. Mahal içerisinde ilk aşamada ısı yükü olmadığından deneyler yapılmıştır. Şekil 15'te görüldüğü üzere dış ortam sıcaklığı $T_2=32,19$ °C de deney süresince sabit tutulduğunda tavan panel sıcaklığı ilk 48:12 dakika sürede $T_{panel}=29,87$ °C den $T_{panel}=16,12$ °C ye indiği ve sistemin rejime girdiği gözlenmiştir. Deney başlangıcında mahal içi duvar yüzeylerinin sıcaklık ortalaması $T_{duvar}=35,44$ °C den 240 dakika sonra $T_{duvar}=23,89$ °C ye indiği görülmüştür. Bilindiği üzere ASHRAE 55 standardına göre mahal içi sıcaklık ortalaması ile mahali çevreleyen yüzeylerin sıcaklığı arasındaki farkın 2 – 3 °C yi aşmaması istenmektedir. Yapılan deneylerde de mahal içi sıcaklığın $T_1=22,25$ °C olduğu durumda duvar iç yüzey sıcaklığının $T_{duvar}=23,89$ °C sağladığı görülmüştür.



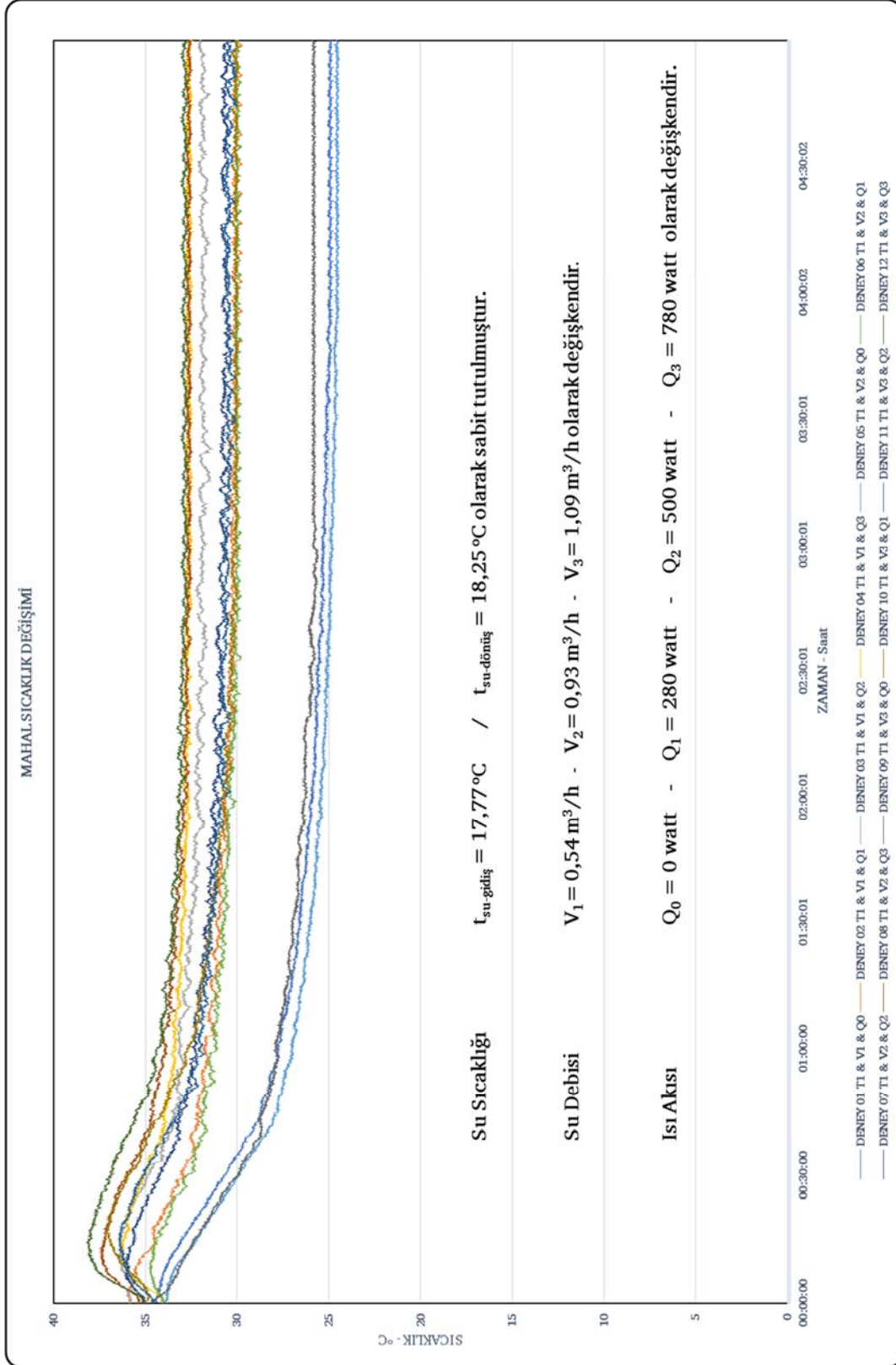
Şekil 13 T04 & V3 & Q0 şartlarında T1 – T2 – Rh1 değişim grafiği



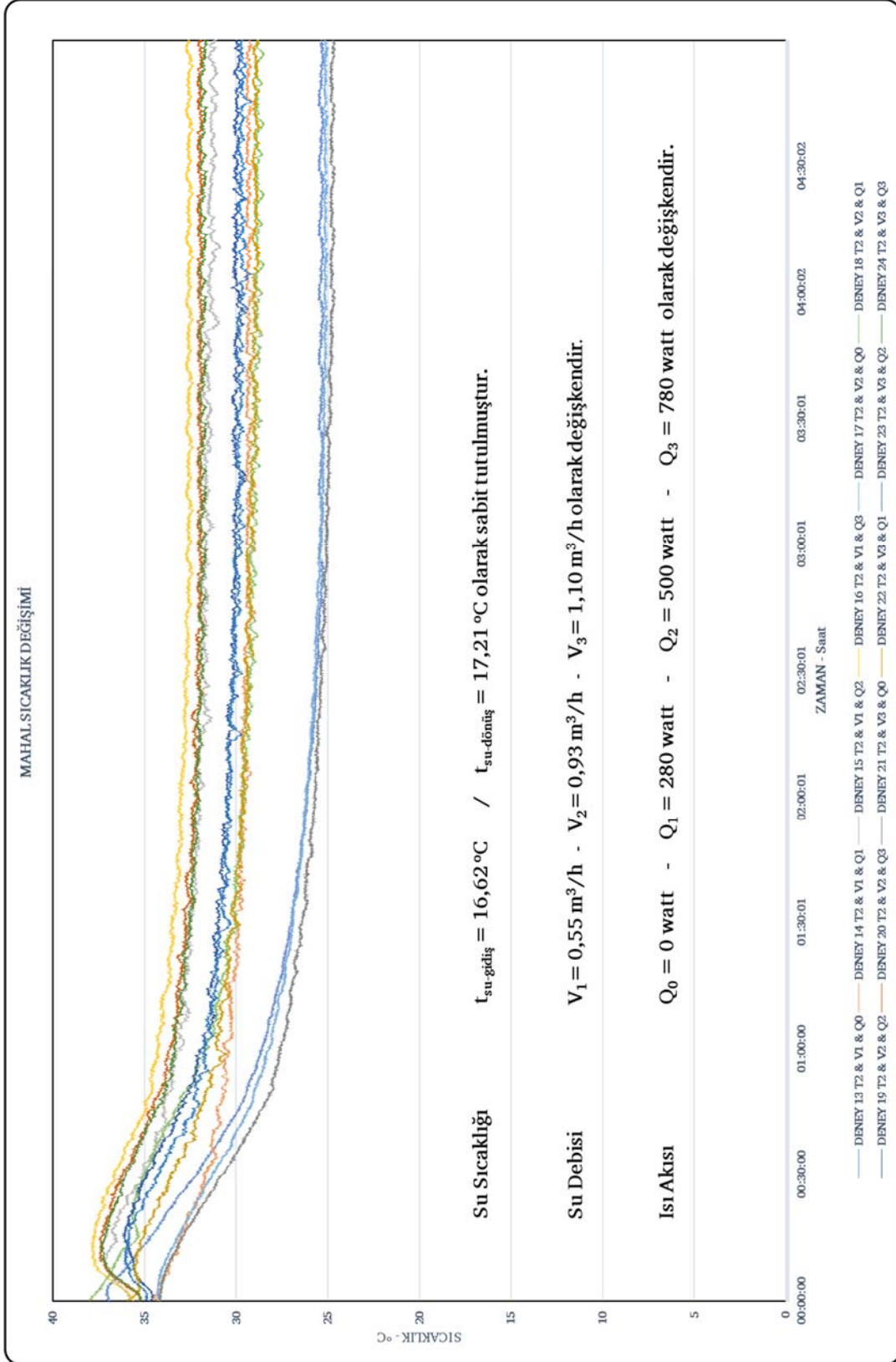
Şekil 14 T04 & V3 & Q0 şartlarında T_{su} – T_{hava} – Rh_1 değişim grafiği



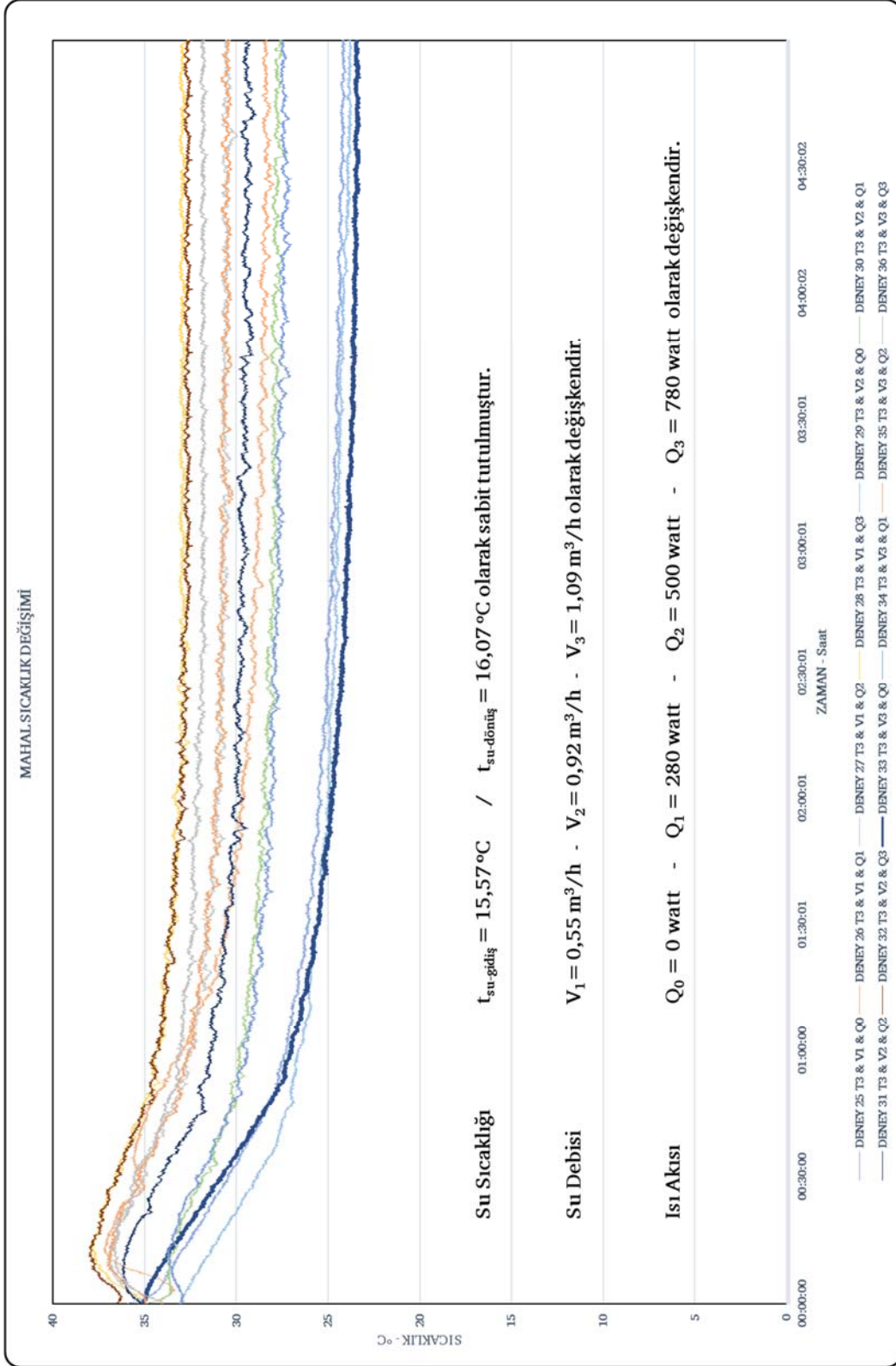
Şekil 15 T04 & V3 & Q0 şartlarında T_{su} – T_{hava} – T_{zemin} – T_{duvar} – T_{h100} – T_{h500} – T_{h1000} – T_{h1500} – T_{h2000} – Rh_1 değişim grafiği



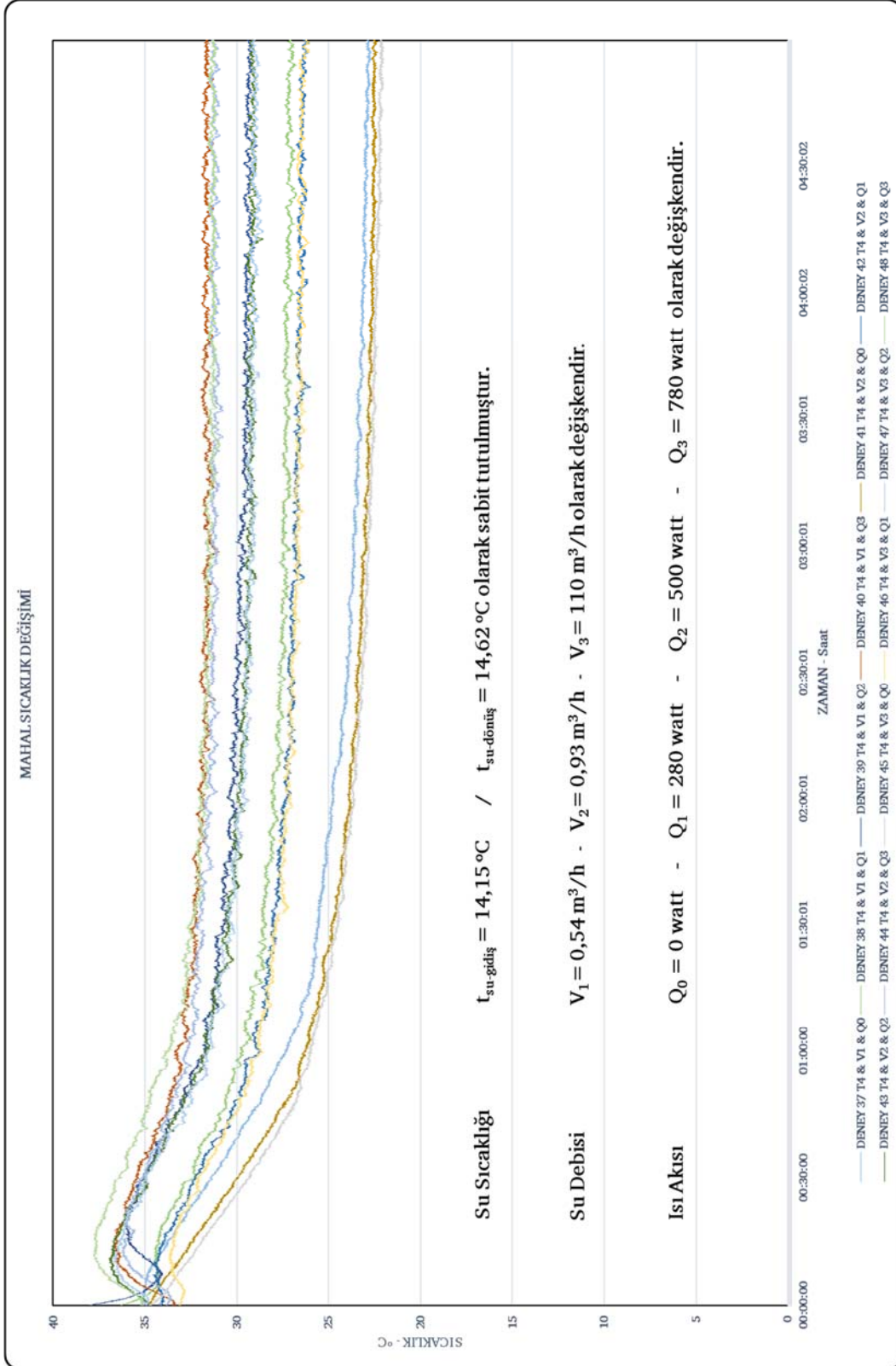
Şekil 16 $T_{01su-gidiş}$ =sabit, V_{su} debisi=değişken ve $Q_{ısı}$ akısı=değişken



Şekil 17 $T_{02_{su-gidiş}}=sabit$, V_{su} debisi= $değişken$ ve $Q_{ısı}$ akısı= $değişken$



Şekil 18 T03 $t_{su-gidiş}$ =sabit, $V_{su\ debisi}$ =değişken ve $Q_{ısı\ akısı}$ =değişken



Şekil 19 $T_{04_{su-gidiş}}=sabit$, V_{su} debisi=değişken ve $Q_{ısı}$ akısı=değişken

Şekil 16'de tavandan soğutmadaki su sıcaklığı $t_{su-gidiş}=17,77\text{ °C}$ - $t_{su-dönüş}=18,25\text{ °C}$ de sabit tutulduğu durumda, pompa debileri $Q_1=0,54\text{ m}^3/\text{h}$ - $Q_2=0,93\text{ m}^3/\text{h}$ ve $Q_3= 1,09\text{ m}^3/\text{h}$ değerinde olmak üzere ve

mahal içerisindeki ısı akısı $P_0=0$ watt - $P_1=220$ watt - $P_2=500$ watt - $P_3=780$ watt değerlerindeki zamana bağlı mahal sıcaklık değişim grafiği verilmiştir. P_0 ısı akısı durumunda mahal içi sıcaklığı pompa debisi $Q_1=0,54$ m³/h değerinde mahal sıcaklığını $T_1=34,46$ °C den $T_1=25,10$ °C ye, $Q_2=0,93$ m³/h değerinde mahal sıcaklığını $T_1=33,85$ °C den $T_1=24,69$ °C ye, $Q_3=1,09$ m³/h değerinde mahal sıcaklığını $T_1=34,55$ °C den $T_1=25,90$ °C ye düştüğü gözlemlenmiştir. $P_1 - P_2 - P_3$ ısı akısı durumlarında ve $Q_1 - Q_2 - Q_3$ pompa debisi değerlerinde mahal sıcaklık değeri $T_1=34,00$ °C den $T_1=30,15$ °C ye düştüğü ancak mahalın konfor şartlarına ulaşamadığı gözlemlenmiştir. Şekil 20'de soğuk tavan paneline ait termal kamera görüntüsü görülebilir.



Şekil 20 Soğuk tavan paneli termal kamera görüntüsü

SONUÇ

Soğutma su sıcaklığının düşürüldüğü durumlarda mahalın ısı yükünü karşılama oranının da arttığı gözlemlenmiştir. Dış ortam şartları 32,19 °C de deney süresince sabit tutulduğunda tavan panel sıcaklığı ilk 48:12 dakika sürede $T_{panel}=29,87$ °C den $T_{panel}=16,12$ °C ye indiği ve sistemin rejime girdiği gözlemlenmiştir. Deney başlangıcında mahal içi duvar yüzeylerinin sıcaklık ortalaması $T_{duvar}=35,44$ °C den 240 dakika sonra $T_{duvar}=23,89$ °C ye indiği görülmüş olup mahal içinde ölçülen hava sıcaklığı $T_1=22,25$ °C olup ASHRAE 55 standardına göre mahal içi sıcaklık ortalaması ile mahali çevreleyen yüzeylerin sıcaklığı arasındaki farkı sağladığı ölçülmüştür.

Soğuk tavan sistemlerinin dezavantajı temelde ışığa ile ısı transferi ile oda içi soğutmaya sağladığından yoğuşma riski klasik iklimlendirme sistemlerine göre daha çoktur. Soğuk tavan sistemlerin serinletme tasarım koşullarını dikkate alınarak kurulan sürekli kontrol yapan bir sistem ile yoğuşma oluşması engellenmesi gerekmektedir.



KAYNAKLAR

- [1] DIRECTIVE 2010/31/EU OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL Of 19 May 2010 On The Energy Performance Of Buildings
- [2] Giacomini - Radiant Ceiling Systems Technical Manual
- [3] ASHRAE HANDBOOK – FUNDAMENTALS 2021
- [4] BS EN 14240 2004 Ventilation For Buildings — Chilled Ceilings — Testing And Rating
- [5] BS EN 14518 2005 Ventilation For Buildings — Chilled Ceilings — Testing And Rating Of Passive Chilled Beams
- [6] WUFENG JIN, JIAJUN JING, LIZHI JIA, ZHIQIANG WANG “The Dynamic Effect Of Supply Water Flow Regulation On Surface Temperature Changes Of Radiant Ceiling Panel For Cooling Operation”, SUSTAINABLE CITIES AND SOCIETY 2020 – 52 – 101765
- [7] QIONG CHEN, NAN LI “Model Predictive Control For Energy Efficient Optimization Of Radiant Ceiling Cooling Systems “, BUILDING AND ENVIRONMENT 2021 – 205 – 108272

ÖZGEÇMİŞ

Cüneyt Deniz KÜHEYLAN

1968 yılı Antalya doğumludur. 1990 yılında Yıldız Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Bölümünü bitirmiştir. 1995 yılında Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünden Makine Yüksek Mühendisi olarak mezun olmuş ve aynı üniversitede Doktora eğitimine devam etmekte olup GRUNDFOS Pompa Ltd. Şti. firmasında çalışmaktadır.

Derya Burcu ÖZKAN

1972 yılı Ankara doğumludur. 1993 yılında Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü lisans, 1995 yılı Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Müh. Yüksek lisans, 2002 yılı Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Müh. Doktora programından mezundur. Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünde Öğretim Üyesi olarak görevine devam etmektedir. Çalışma alanı termodinamik, ısı transferi, ısıtma ve soğutma olup, çok sayıda bilimsel yayını bulunmaktadır.