

# RADYANT ISITMA VE SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN ISIL KONFOR ANALİZLERİ

Alihsan KOCA  
Zafer GEMİCİ  
Koray BEDİR  
Erhan BÖKE  
Yalçın TOPAÇOĞLU  
Barış Burak KANBUR

## ÖZET

Bu çalışmada sulu radyant panellerle ısıtma yapılması durumunda odanın ısı konfor durumu hem genel ısı konfor parametrelerine (PMV, PPD, çalışma sıcaklığı) hem de yerel ısı konfor parametrelerine (radyant sıcaklık asimetrisi, hava akımı, düşey yöndeki hava sıcaklık farkı, zemin yüzey sıcaklığı) göre ISO 7730 ve ASHRAE 55 kriterleri dikkate alınarak hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yöntemiyle incelenmiştir. Bu amaçla bilgisayar ortamında 6 m x 4 m x 3 m boyutlarında bir oda için ısıtma durumu için bir adet model oluşturulmuş ve buna ilişkin sayısal çözüm ağı oluşturulmuştur. Sonlu hacimler metodunu kullanan ANSYS FLUENT yazılımıyla çözümler yapılmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Isıl Konfor, HAD, Radyant Isıtma, PMV, PDD.

## ABSTRACT

In this study, thermal comfort situation of room was investigated with Computational Fluid Dynamic(CFD) method according to both general thermal comfort parameters(PMV,PDD,operating temperature) and local thermal comfort parameters (radiant temperature asymmetry, draught, vertical air temperature difference, warm and cool floors) which described by ISO 7730 and ASHRAE 55 have been taken into consideration. Hence, the room with dimensions of 6m x 4m x 4m was modelled and meshed in computer environment.

**Key Words:** Thermal Comfort; CFD, Radiant Heating, PMV, PDD.

## 1. GİRİŞ

Mahal içerisine sıcak veya soğuk hava sağlayarak oda hava sıcaklığını kontrol eden zorlanmış taşınım esasına dayalı klasik sistemlerle karşılaştırıldığı zaman radyant sistemlerde daha homojen sıcaklık dağılımı ve daha yüksek ısı konfor elde edilebilmektedir ve aynı ısı konfor durumu için daha az enerji tüketimi mümkün olabilmektedir. Bu sistemlerde ısıtma durumunda daha düşük, soğutma durumunda ise daha yüksek hava sıcaklığında ısı konfor sağlanabildiğinden termostat sıcaklığı kış sezonunda daha düşük ve yaz sezonunda daha yüksek değerlere ayarlanabilir. Bu da ısıtma ve soğutma durumunda %30'dan fazla bir oranda enerji tasarrufu sağlamaktadır [1].

Radyant ısıtma sistemleri bir mahalde yerde, duvarda ya da tavanda sıcaklığı su, hava veya elektrik rezistansı ile kontrol edilebilen, ısı transferinin en az % 50'sinin ışınlama ile gerçekleştiği radyant panel adı verilen düzlemsel yüzeyler oluşturulması temeline dayanır. Bunlardan su ile çalışan hidronik radyant sistemlerin çalışma prensibi; içerisinden sıcak veya soğuk su geçirilmesi suretiyle ısıtılan veya soğutulan panellerin çevredeki katı yüzeyler ile radyasyon, hava ile ise doğal taşınım ile ısı transferi gerçekleşmesine dayanır. Isıtma durumunda panel yüzeyinden radyasyonla gerçekleşen ısı transferi %70-80 arasında olabilmekte iken soğutma durumunda ise bu oran %60 mertebesindedir [1].

Radyant ısıtmanın konvektif ısıtma ile karşılaştırmasının yapıldığı, avantaj ve dezavantajlarının tespit edildiği birçok araştırma yapılmıştır. Dudkiewicz ve Jezowiecki yaptıkları çalışmada radyant sistem kullanılarak hava sıcaklığının klasik yöntemlerde olduğundan 5°C daha düşük tutularak aynı ısı konfor düzeyinin yakalanabileceğini göstermişlerdir [2]. İnfiltrasyonla ısı kaybı enerji kullanımını ve konforu etkileyen önemli faktörlerden biridir ve konvektif ısıtma sisteminde ısıtılan ortamın hava sıcaklığının ortalama radyant sıcaklığın üzerinde olmasının radyant ısıtma sistemlerinde olduğundan daha fazla infiltrasyon ısı kaybına neden olması şeklinde istenmeyen bir sonucu vardır [3]. Bu sistemlerde hava sıcaklığının yüksek olması nedeniyle düşey yöndeki sıcaklık değişimi daha büyük olur, bunun sonucunda taban ile tavan arasında sıcaklık farkı fazla olur [4]. Isıl ortamdaki sıcaklık dağılımının homojen olmaması mahal içerisinde toplam ısı konfor hissini azaltmasına neden olmaktadır [10]. Klasik sistemlerin ısıtma veya soğutma yükünü karşılama kapasitesi havanın ısı sığası ile sınırlı olduğundan bu sistemler sıcaklık değişimlerine daha yavaş cevap verir [5] ve bu yüzden hava sıcaklığı 1°C arttırılmak istendiğinde enerji tüketiminde %6 artış meydana gelir [6]. Myhren ve Holmberg, ısı konfor ve enerji tüketimini incelemek amacıyla 4.8 m x 2.4 m x 2.7 m boyutlarında bir oda modeli üzerinde sayısal ve bu sayısal analizi doğrulamak için deneysel çalışma yapmışlardır [7]. Stetiu ABD'deki ticari binalarda radyant soğutma sistemlerinin enerji ve pik güç kazancını belirlemek için farklı bölgelerde radyant ve zorlanmış taşınımlı soğutma sistemlerini sayısal olarak modellemiştir [8]. Imanari ve arkadaşları tavana yerleştirilmiş radyant panellerle geleneksel hava şartlandırma sisteminin ısı konfor, enerji tüketimi ve maliyet açısından bir karşılaştırmasını yapmışlardır [9]. Vangtook ve Chirarattananon, sıcak ve nemli iklime sahip olan Tayland şartlarında havalandırmanın doğrudan dış havayla yapıldığı bir radyant soğutma uygulamasına ilişkin deneysel ve sayısal çalışma yapmışlardır [10]. Miriel ve arkadaşları tavadan soğutma uygulamasında kullanılan radyant panellerin enerji performanslarının incelenmesi ile ilgili Fransa'da iki kış ve bir yaz mevsimi boyunca deneysel çalışma gerçekleştirmişlerdir [11].

Bu çalışma da amaç; Türkiye dış hava şartlarında bir odada radyant panellerle ısıtma yapıldığında iç ortamın ısı konfor düzeyinin uluslararası standartlara uygunluğunun ve önceki çalışmalarda belirtildiği gibi radyant sistemlerde enerji tasarrufunun sağlanıp sağlanmadığının araştırılmasıdır. Isıl konfor düzeyinin belirlenmesi için yapılan bu çalışmada Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) programlarından biri olan ANSYS FLUENT paket programı kullanılmıştır. Buna göre; 4x4x3 m boyutlarında bir oda hacmi modellenmiş ve bu oda hacminin belirli yüzeylerine radyant panellerin konumlandırılacağı yerler işaretlenmiştir. Oluşturulan oda bir müstakil daireyi temsil etmektedir. Buna göre; müstakil bir daire için oluşturulan bu oda modelindeki radyant panellerden elde edilen ısı akısına göre ısı konfor araştırılmıştır.

## 2. ISIL KONFOR

Isıl konfor, ısı ortamdan duyulan memnuniyeti belirten bir kavram olarak tanımlanmaktadır [12]. Bireysel konforun sağlanması fiziksel, fizyolojik, psikolojik ve diğer faktörlerden etkilenen bir süreçtir. Fanger, psikolojik teori ile istatistiksel verileri birleştirmiş ve ısı duyarlılığı öngören bir matematiksel model geliştirmiştir. Fanger'e göre aktivite hızı, giysi, ortamın hava sıcaklığı, ortalama radyant sıcaklık, hava hızı ve bağıl nem gibi altı konfor değişkeni konfor şartlarını belirlemek için kullanılan PMV (Tahmini ortalama oy) göstergesini meydana getirmektedir. Fanger, PMV göstergesini standart bir ölçeğe göre (Çizelge 1.1) ısı ortam değişkenlerinin (hava sıcaklığı, hava nemi, hava hızı, ortalama radyant sıcaklık) ve kişisel değişkenlerin (aktivite hızı ve giysi) herhangi bir kombinasyonunun kalabalık bir insan grubu üzerindeki etkisini oylama yoluyla tespit eden bir parametre olarak tanımlanmaktadır [13]. PPD (Tahmini memnuniyetsizlik oranı) göstergesi, PMV'yi kullanarak ısı olarak

memnuniyetsiz insan sayısını tahmin etmektedir. Kalabalık bir insan grubu içerisinde standart ısı his ölçüğüne göre memnuniyetsizlik hisseden insanlar sıcak, ılık, serin veya soğuk; memnun hissedenler ise nötr, hafif ılık veya hafif serin seçeneklerinden birini oylamaktadır. Standart ısı his ölçer Tablo 1'de gösterilmiştir.

**Tablo 1.** Standart Isıl His Ölçeği [13,14].

	İnsanlar üzerindeki etki
+3	Sıcak
+2	Ilık
+1	Hafif ılık
0	Denge (Nötr)
-1	Hafif serin
-2	Serin
-3	Soğuk

PMV aktivite hızı, giysi yalıtımı, ortam hava sıcaklığı, ortalama radyant sıcaklık, hava hızı, ve bağıl nemin, farklı birleşimi için Denklem 1 ile hesaplanabilmektedir [13].

$$PMV = (0.303 \cdot e^{-0.036 \cdot M} + 0.028) \left[ \begin{array}{l} (M - W) - 3.05 \cdot 10^{-3} \cdot \{5733 - 6.99 \cdot (M - W) - p_a\} \\ -0.42 \cdot \{(M - W) - 58.15\} - 1.7 \cdot 10^{-5} \cdot M \cdot (5867 - p_a) \\ -0.0014M (34 - T_a) - 3.96 \cdot 10^{-8} f_{cl} \{(T_{cl} + 273)^4 - (T_r + 273)^4\} \\ -f_{cl} \cdot h \cdot (T_{cl} - T_a) \end{array} \right] \quad (1)$$

Denklem 1' de M aktivite hızını, W etkin mekanik gücünü,  $p_a$  su buharı kısmi basıncını,  $T_a$  hava sıcaklığını,  $f_{cl}$  giysili vücut yüzey faktörünü,  $T_{cl}$  giysi yüzey sıcaklığını,  $T_r$  ortalama radyant sıcaklığını temsil etmektedir. Denklem 1' de  $T_{cl}$ ,  $h$  ve  $f_{cl}$  terimleri sırasıyla Denklem 2, 3, 4 ile hesaplanır. 2 ve 3 numaralı denklemler iterasyonla çözülmektedir [13].

$$T_{cl} = 35.7 - 0.028 \cdot (M - W) - I_{cl} \cdot \left[ \begin{array}{l} 3.96 \cdot 10^{-8} \cdot f_{cl} \cdot \{(T_{cl} + 273)^4 - (T_r + 273)^4\} \\ + f_{cl} \cdot h \cdot (T_{cl} - T_a) \end{array} \right] \quad (2)$$

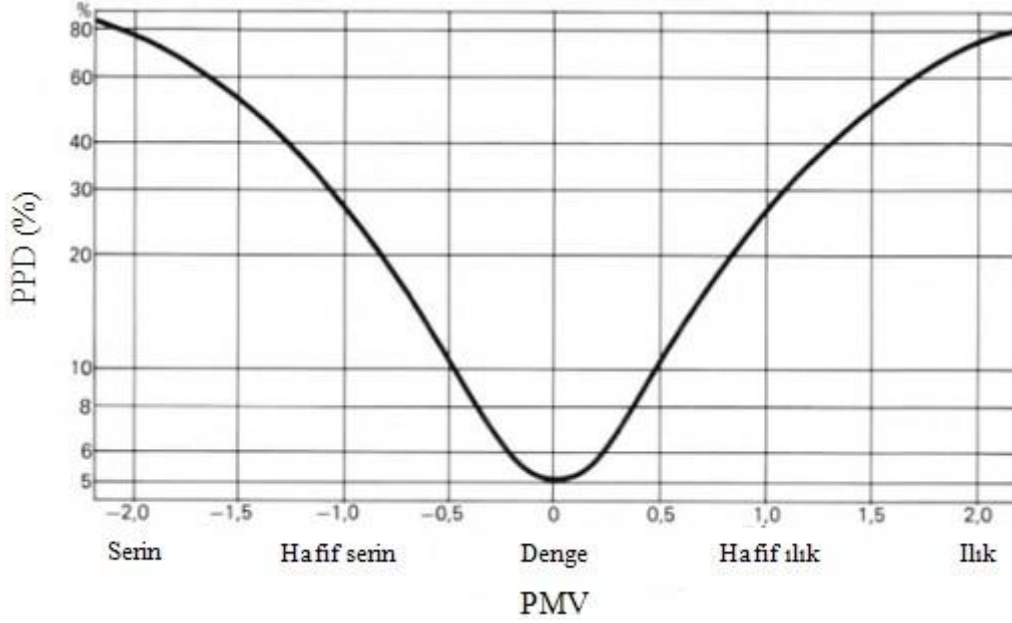
$$h = \left\{ \begin{array}{l} 2.38 \cdot |T_{cl} - T_a|^{0.25} \Leftarrow 2.38 \cdot |T_{cl} - T_a|^{0.25} > 12.1 \cdot \sqrt{V_{ar}} \\ 12.1 \cdot \sqrt{V_{ar}} \Leftarrow 2.38 \cdot |T_{cl} - T_a|^{0.25} < 12.1 \cdot \sqrt{V_{ar}} \end{array} \right\} \quad (3)$$

$$f_{cl} = \left\{ \begin{array}{l} 1 + 1.29 \cdot I_{cl} \Leftarrow I_{cl} \leq 0.078 m^2 \cdot K / W \\ 1.05 + 0.645 \cdot I_{cl} \Leftarrow I_{cl} > 0.078 m^2 \cdot K / W \end{array} \right\} \quad (4)$$

Hesaplanan PMV değeri kullanılarak Denklem 5 yardımıyla PPD değeri hesaplanabilmektedir [13].

$$PPD = 100 - 95 \cdot \exp(-0.03353 \cdot PMV^4 - 0.2179 \cdot PMV^2) \quad (5)$$

Şekil 1.'de PPD ile PMV arasındaki ilişki grafik ile gösterilmiştir. Isıl denge PMV değeri 0 olduğu zaman gerçekleşmektedir.



Şekil 1. PMV-PPD arasındaki ilişki [13,14]

### 3. SAYISAL ÇÖZÜM YÖNTEMİ

Akışkanlar mekaniğinde ve ısı transferinde, akışkanın davranışını matematiksel olarak ifade eden korunum denklemlerinin temeli kütle, momentum ve enerjinin korunumu denklemlerine dayanır. Bu çalışmada akışın üç boyutlu, kararlı ve akışın yoğunluk, viskozite ve ısı iletim katsayısı gibi fiziksel değerlerinin sabit olduğu kabul edilmiştir. Buna bağlı olarak korunum denklemleri şu şekilde elde edilir.

Süreklilik denklemi

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (6)$$

x, y, z yönündeki momentum denklemleri sırasıyla şu şekilde ifade edilir;

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (7)$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) - g \quad (8)$$

$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (9)$$

Enerji denklemi şu şekilde ifade edilir;

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (10)$$

Bu denklemlere göre HAD programında doğal taşınım, türbülans ve radyasyon modelleri için Tablo 2'de ki modeller kullanılmıştır.

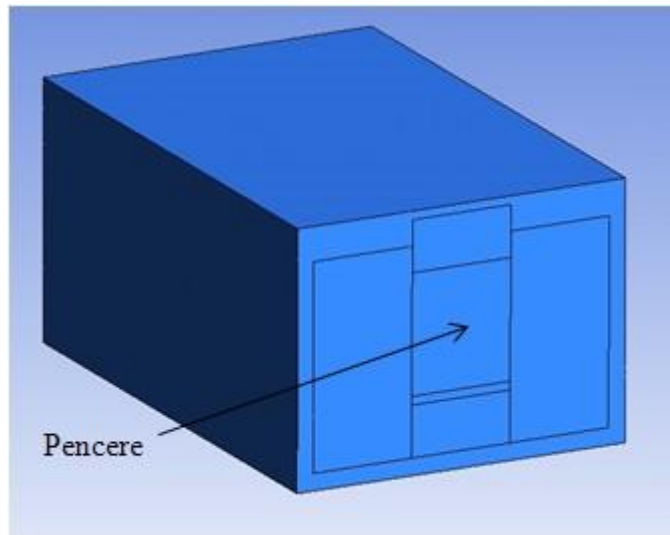
#### 4. HAD ANALİZİ

1, 2, ,3, ,4 ve 5 numaralı denklemler esas alınarak bir odaya yerleştirilen radyan panellerin ısıtma performansı HAD yöntemi ile incelenmiştir. Bu incelemede, analizin doğruluğu açısından önem taşıyan doğal taşınım, türbülans ve radyasyon modelleri Tablo 2'de görülen modeller ile uygulanmıştır. HAD analizi, 2. Bölge şartlarındaki bir oda modeline panellerden sırası ile 80,70 ve 60 W/m<sup>2</sup> ısı akısı uygulanarak incelenmiştir.

**Tablo 2.** HAD Analizinde Kullanılan Modeller

Doğal Taşınım	Boussinesq
Türbülans	standart k-epsilon
Radyasyon	discrete ordinates

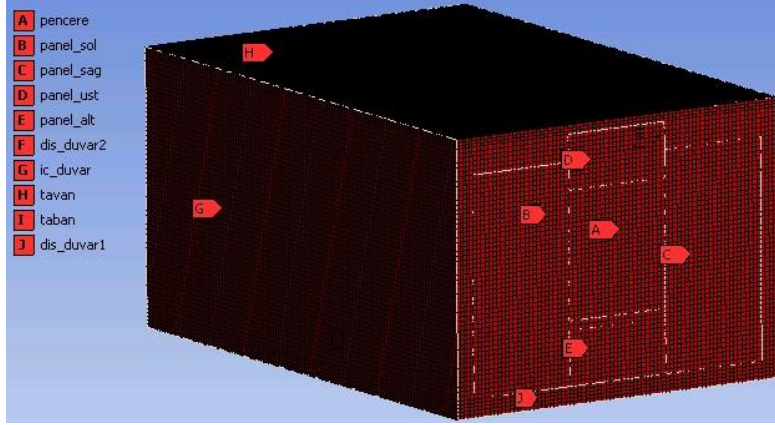
Bu modelde pencerenin üst ve alt tarafına 0.6 m x 1.2 m boyutlarında paneller yatay olarak yerleştirilmiştir (Şekil 2.). Pencerenin sağ ve sol tarafına dörder adet panel aralarında boşluk kalmayacak şekilde dikey olarak yerleştirilmiştir. Panel ve pencerenin olmadığı dış duvar yüzeyleri 5 cm köpük ile kaplanacaktır. Paneller ve pencere buldukları yüzeye iz bırakılarak oluşturulmuştur.



**Şekil 1.** Oda Modeli.

#### 4.1. Oda Modeli İçin Sayısal Analiz

Sayısal çözüm için tasarlanan oda modeli sonlu hacimlere ayrılmıştır (Şekil 3.).



**Şekil Hata!** Belgede belirtilen stilde metne rastlanmadı.. Oda Modeli İçin Sayısal Çözüm Ağı.

Oda hacmi toplam 602640 adet elamana ayrılmıştır. Elemanların minimum ve maksimum çarpıklığı  $10^{-10}$  ve  $10^{-7}$ 'dir (Şekil 4.).

Statistics	
<input type="checkbox"/> Nodes	625086
<input type="checkbox"/> Elements	602640
Mesh Metric	Skewness
<input type="checkbox"/> Min	1,30573219653881E-10
<input type="checkbox"/> Max	2,92975671779634E-07
<input type="checkbox"/> Average	8,33742295027064E-09
<input type="checkbox"/> Standard Deviation	0

**Şekil 2.** Oda Modeli Elemanlarının İstatistik Bilgileri.

Şekil 5'te çözüm ağıının tamamının altıyüzlü prizma elemanlardan oluştuğu görülmektedir. Bu da ağıın düzgünlüğünün bir göstergesidir.



**Şekil 3.** Oda Modeli Elemanlarının Çarpıklık (Skewness) Dağılımları.

Tasarlanan odanın analizinin yapılabilmesi için duvar, pencere ve panel yüzeylerinin tanımlanması gerekmektedir. Tanımlanan bu yüzeyler Tablo 3'te gösterilmektedir.

**Tablo Hata!** Belgede belirtilen stilde metne rastlanmadı.. Yüzeylerin Tanımlanması.

Yapı Elemanı	Yüzeylerin tanımı
Dış duvar 1	Panellerin yerleştirildiği dış duvar
Dış duvar 2	Panellerin olmadığı dış duvar
İç duvar	Kaloriferle ısıtılan hacimlerle çevrili ısıtılmayan hacim
Pencere	Pencere
Taban	Taban
Tavan	Tavan
Panel alt	Pencerenin altında bulunan panel
Panel sağ	Pencerenin sağında bulunan panel
Panel sol	Pencerenin solunda bulunan panel
Panel üst	Pencerenin üstünde bulunan panel

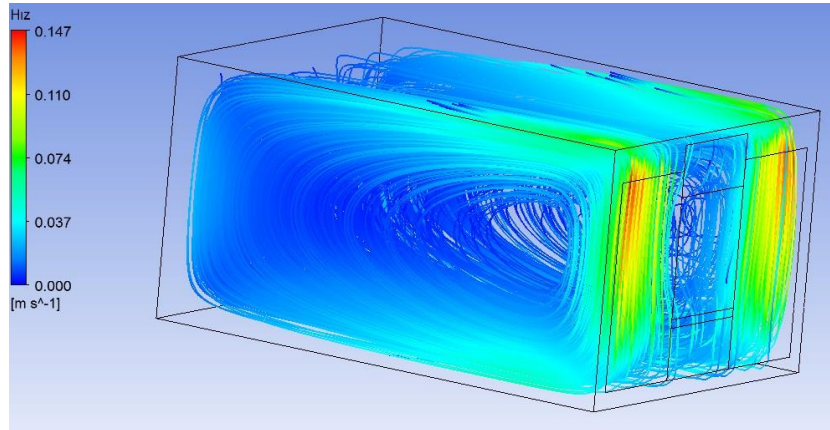
Oda içerisindeki ısı transferinin doğru olarak incelenebilmesi için oda duvarlarının malzeme özellikleri tanıtılmıştır. Tablo 4'te duvar malzemelerinin özellikleri gösterilmiştir.

**Tablo 4.** Yapı Elemanlarının Isı Transfer ve Isı İletim Katsayıları

Yapı elemanı	U (W/m <sup>2</sup> ·K)	l (m)	k (W/m·K)
Dış duvar 1	0.26	0.38	0.099
Dış duvar 2	0.4	0.35	0.14
İç duvar	1.2	0.28	0.336
Pencere	2.2	0.024	0.053
Taban	0.4	0.215	0.086
Tavan	0.3	0.26	0.078

#### 4.2. Oda Modeli İçin Analiz Sonuçları

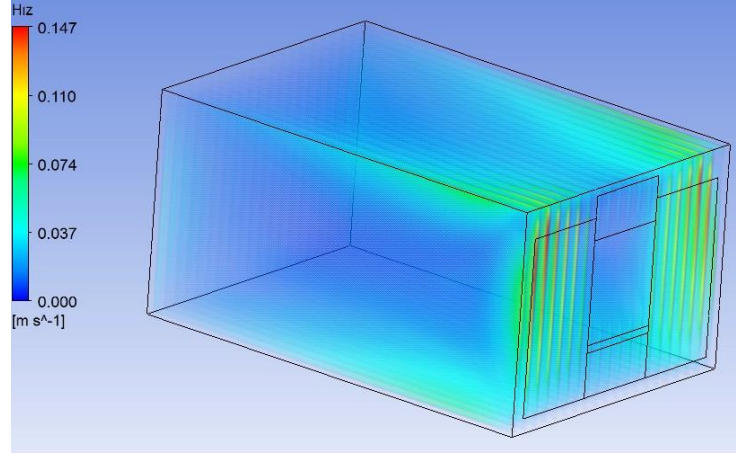
Panellere 80 W/m<sup>2</sup> ısı akısı verildiği durumda oda içerisindeki akım çizgilerinin dağılımı Şekil 6'da görülmektedir. Sıcak panel yüzeylerine temas eden hava akımı ısınarak yükselmekle birlikte, odanın diğer tarafına doğru ilerlemiştir. Burada panele göre daha düşük sıcaklıkta duvar yüzeyiyle temas ederek soğumuş ve aşağı yönde hareket etmiştir. Tekrar sıcak panel yüzeyiyle temas eden hava akımının doğal sirkülasyonu devam etmektedir. En yüksek hava hızı 0.147 m/s ile pencerenin sağ ve sol tarafında bulunan panel yüzeyleri üzerinde meydana gelmektedir.



**Şekil 6.** Oda Modeli İçerisindeki Akım Çizgilerinin Dağılımı.

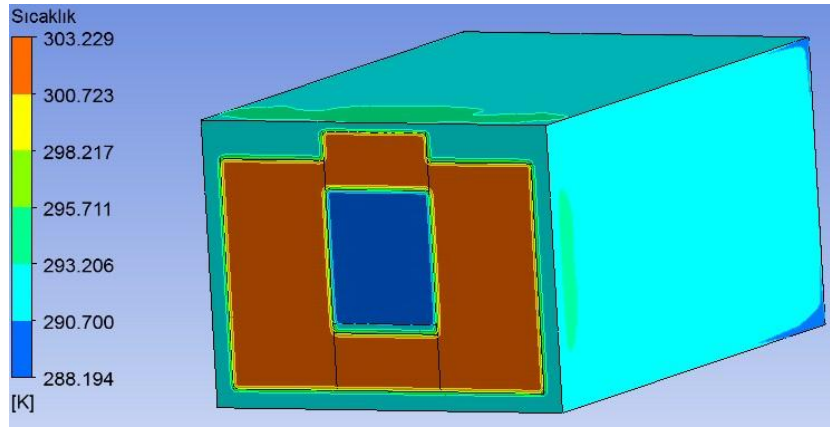
Odanın hacimsel hava hız dağılımı Şekil 7'de gösterilmiştir. Panel yüzeyleri ve tavan bölgeleri hariç odanın içerisinde hava hızları oldukça düşüktür. Hacimsel olarak ortalama hava hızı 0.018 m/s'dir.





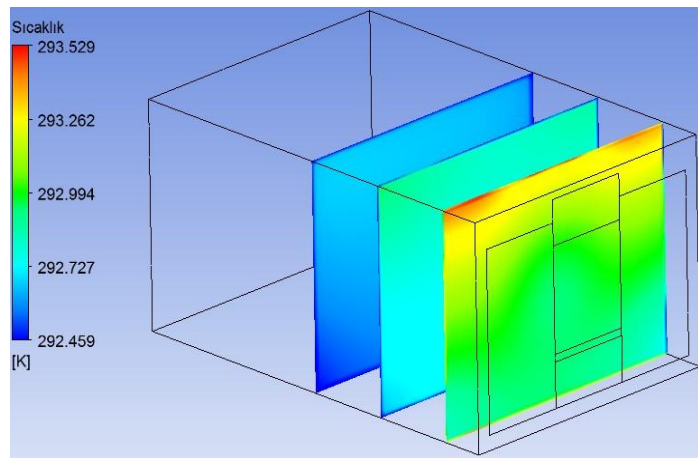
**Şekil 7.** Oda Modeli İçerisindeki Hava Hız Dağılımının Hacimsel Gösterimi.

Oda yüzeylerindeki sıcaklık dağılımları Şekil 8’de gösterilmiştir. Odadaki sıcak panel yüzeylerindeki ortalama sıcaklık 302 K, soğuk pencere yüzeyindeki ortalama sıcaklık 288.3 K ve diğer duvar yüzeylerindeki ortalama sıcaklık ise 292 K’dır.



**Şekil 8.** Oda Modeli Yüzeylerindeki Sıcaklık Dağılımları.

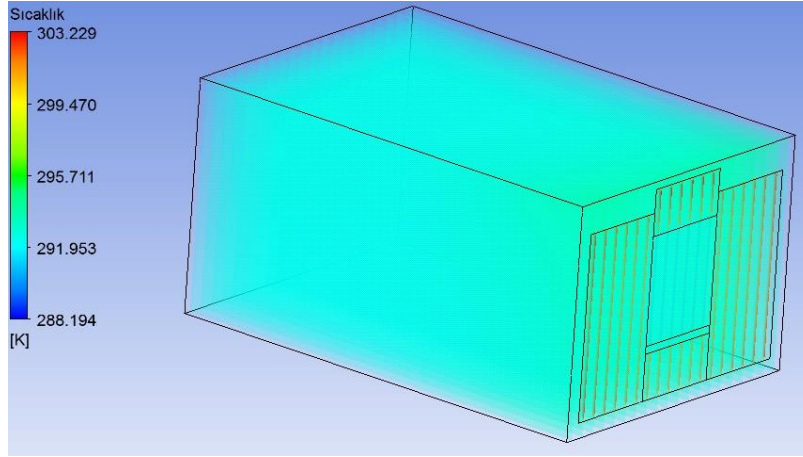
Şekil 9’da odanın  $z = 0.6$  m,  $z = 1.8$  m,  $z = 3$  m düzlemlerindeki sıcaklık dağılımları gösterilmiştir. Panellerin bulunduğu dış duvar yüzeyinden uzaklaştıkça düzlemlerdeki hava sıcaklıklarında azalma görülmektedir.



**Şekil 9.** Oda Modeli İçin  $z = 0.6$  m,  $z = 1.8$  m,  $z = 3$  m Düzlemlerindeki Sıcaklık Dağılımları.



Hava sıcaklığı panel yüzeylerinde yükselirken pencere yüzeyinde düşmektedir. Hava sıcaklığı odanın genelinde homojene yakın bir davranış göstermekte olup oda içerisindeki ortalama hava sıcaklığı 292.6 K'dir (Şekil 10).



**Şekil 10.** Oda Modeli İçin Hava Sıcaklık Dağılımının Hacimsel Gösterimi.

Isıl konfor; hava sıcaklığı, ortalama radyant sıcaklık, hava hızı, bağıl nem, aktivite hızı ve giysiye bağlıdır. Hacimsel hava sıcaklığı ve hızı ise sayısal analiz sonucunda elde edilmiştir. Aktivite hızı, giysi ve bağıl nem değerleri standartlarda belirtilen değerler alınmıştır. Genel ısıl konfor durumunun incelenmesi için sadece ortalama radyant sıcaklık değerinin hesaplanması gerekmektedir. Bu parametre denklem 11'den bulunmaktadır [14].

$$T_r = \frac{T_p + T_{aust}}{2} \quad (11)$$

Denklem 6'nın çözülebilmesi için  $T_p$  ve  $T_{aust}$  değerlerinin belirlenmesi gerekmektedir. Burada  $T_p$ , panel yüzey sıcaklıklarını ifade etmekte olup Tablo 5'te verilmektedir.

**Tablo 5.** Panel yüzey sıcaklıkları.

Panel	$T_p$ (K)
Panel_alt	301.7
Panel_sag	301.9
Panel_sol	302.0
Panel_ust	302.3
Ortalama	302

Birden fazla panel olduğu için panel yüzey sıcaklıkları programdan okunup hesaplamalarda kullanılmak üzere ortalamaları alınmış ve bu değer 302 K olarak bulunmuştur.  $T_{aust}$  ise alan ağırlıklı ısıtılmamış yüzey sıcaklığını temsil etmektedir ve denklem 12 ile hesaplanmaktadır [14].

$$T_{aust} = \frac{(T_{s1} \cdot A_{s1} \cdot \epsilon_{s1} + T_{s2} \cdot A_{s2} \cdot \epsilon_{s2} + \dots + T_{sn} \cdot A_{sn} \cdot \epsilon_{sn})}{(A_{s1} \cdot \epsilon_{s1} + A_{s2} \cdot \epsilon_{s2} + \dots + A_{sn} \cdot \epsilon_{sn})} \quad (12)$$

Denklem 7'de  $T_s$  yüzey sıcaklıkları fahrenheit birimindedir. Hesap yöntemi Tablo 6'da gösterilmekte olup  $T_{aust}$  değeri Fahrenheit biriminde hesaplanıp, Kelvin birimine çevrilmiştir.

**Tablo 2.** Alan Ağırlıklı Isıtılmamış Yüzey Sıcaklığı.

Yapı elemanı	T (K)	A (m <sup>2</sup> )	ε	A·ε (m <sup>2</sup> )	T·A·ε (m <sup>2</sup> ·K)	T <sub>aust</sub> (K)
Dış duvar1	292.3	3.12	0.85	2.652	177.171	
Dış duvar2	291.6	18	0.85	15.3	1003.35	
İç duvar	291.9	30	0.85	25.5	1683.79	
Pencere	288.3	1.68	0.9	1.512	90.1391	
Taban	292.2	24	0.85	20.4	1357.56	
Tavan	292.3	24	0.85	20.4	1360.46	
Toplam				85.764	5672.461	292

T<sub>aust</sub> değeri Denklem 7'den 292 K olarak hesaplanmıştır. T<sub>p</sub> ve T<sub>aust</sub> değerlerinin bulunmasıyla ortalama radyant sıcaklık Denklem 6'dan 297 K olarak elde edilmiştir. Kış sezonu için giysi değeri 1 clo, fiziksel aktivite hızı 1.2 met ve bağıl nem %50 alınmıştır [13,14]. Sayısal analiz sonucunda hacimsel hava sıcaklığı ve hava hızı sırasıyla 292.6 K, 0.018 m/s olarak bulunmuştur. (Tablo 7).

**Tablo 3.** Oda Modeli İçin Genel Isıl Konfor Girdi Değerleri.

Parametre	Girdi değerleri
Kıyafet (clo)	1
Hava sıcaklığı (°C)	19.6
Ortalama radyant sıcaklık (°C)	24
Aktivite hızı (met)	1.2
Hava hızı (m/s)	0.018
Bağıl nem (%)	50

Bu girdi değerlerinin sonucunda üç parametre bulunmuştur. Bu parametreler insan vücudunun hissettiği çalışma sıcaklığı ve ısıl konforu belirleyici parametreler olan PMV ve PPD göstergeleridir. Çalışma sıcaklığı, 0.2 m/s den düşük hava hızlarında Denklem 13 ile hesaplanmaktadır [14]:

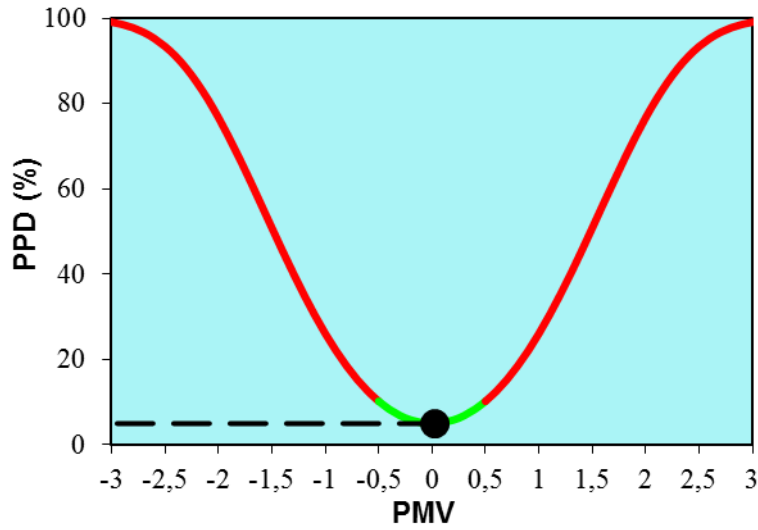
$$T_0 = \frac{T_r + T_a}{2} \quad (13)$$

Çalışma sıcaklığı Denklem 8'den 294.8 K olarak bulunmuştur. PMV ve PPD değerleri ise birinci bölümdeki PMV ve PPD denklemlerini içeren ve ASHRAE 55 ile ISO 7730 standartları esas alınarak yazılmış program tarafından hesaplanmıştır. PMV, PPD ve çalışma sıcaklığı değerleri Tablo 8'de gösterilmektedir.

**Tablo 4.** Oda Modeli İçin Genel Isıl Konfor Çıktı Değerleri.

Parametre	Çıktı değerleri
Çalışma Sıcaklığı (°C)	21.8
PMV	0.03
PPD (%)	5.02

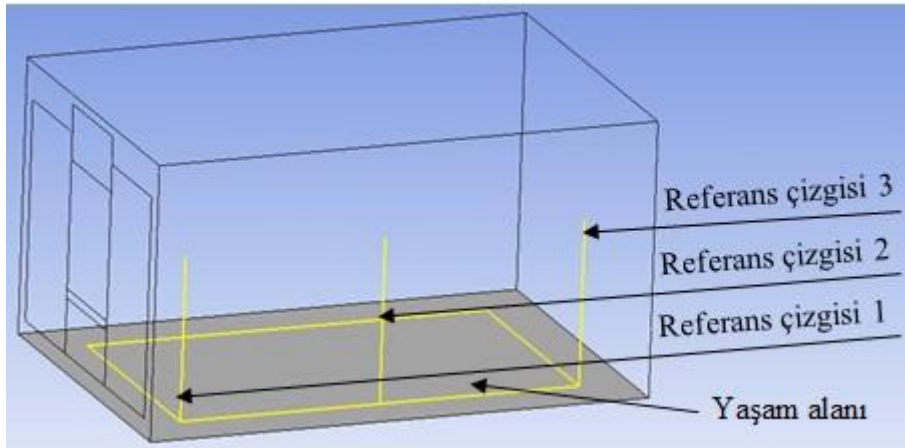
Bu hesaplanan değerlere bağlı olarak yine program aracılığıyla PMV ve PPD arasındaki ilişki grafik halinde çizilip ısıl konfor durumu incelenmiştir (Şekil 11).



**Şekil 11.** Oda modeli için PPD ile PMV arasındaki ilişki.

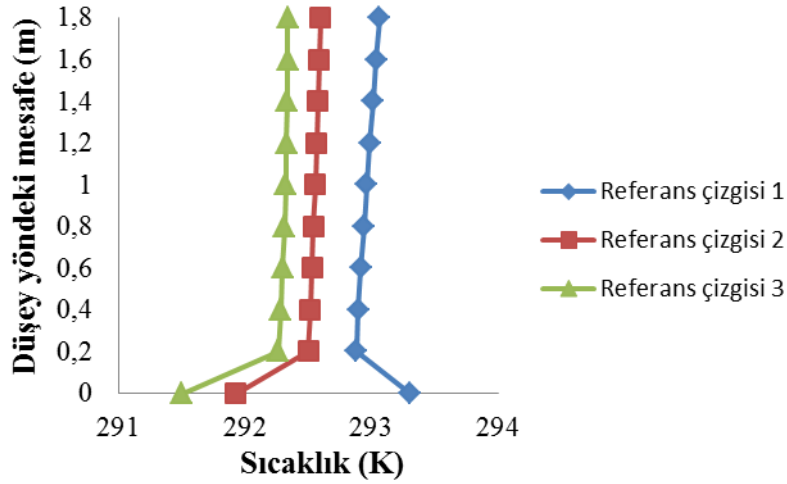
PPD ve PMV değerlerinin kesiştiği nokta ısı konforu tanımlandığı bölge içerisinde kalmaktadır (Şekil 11). Bu durum oda içerisinde genel ısı konfor kriterlerine göre ısı konforu sağlandığını göstermektedir.

Yaşam alanı kenarlardan 0.6 m uzaklıkta ve yerden 1.8 m yüksekliğe kadardır [7]. Yaşam alanı içerisindeki en kritik yer, panel döşenmeyen dış duvara en yakın düzlemdir. Bu düzlem içerisinde üç noktada yerden 1.8 m yüksekliğe kadar referans çizgisi oluşturularak düşey yöndeki hava sıcaklık farkları ve yüksek hava hızları analiz edilmiştir. Referans çizgileri sırasıyla pencerenin bulunduğu duvardan 0.6, 3, 5.4 m uzaklıktadır (Şekil 12).



**Şekil 12.** Referans Çizgisi 1, 2, 3 ve Yaşam Alanı.

Referans çizgileri üzerindeki hava sıcaklık dağılımları Şekil 13'de gösterilmektedir. Referans çizgileri üzerinde 0.2 m yükseklikten sonra homojen sıcaklık dağılımı olduğu görülmektedir.



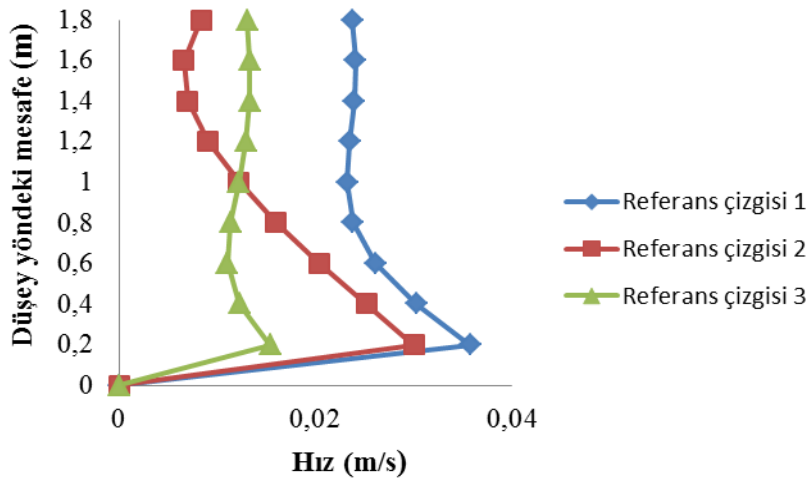
Şekil 13. Referans Çizgisi 1, 2, 3 İçin Düşey Yöndeki Hava Sıcaklık Dağılımı.

Referans çizgisi 1, 2, 3 için 0.1 m ile 1.1 m arasındaki sıcaklık farkları Tablo 9'da gösterilmiştir ve bu değerler sırasıyla 0.2, 0.4, 0.5°C'dir. En yüksek düşey yöndeki hava sıcaklık farkı panellere en uzak referans çizgisi 3 üzerinde olmaktadır. Üç referans çizgisi için bulunan bu değerler, standartlarda belirtilen düşey yöndeki sıcaklık farkı limit değeri olan 3°C'den küçüktür.

Tablo 5. Referans Çizgisi 1, 2, 3 İçin Düşey Yöndeki Sıcaklık Farkı Analizi.

Referans çizgisi	$T_{0.1}$ (K)	$T_{1.1}$ (K)	$T_{1.1}-T_{0.1}$ (K)	ISO 7730 (K)
1	292.9	293.1	0.2	< 3
2	292.2	292.6	0.4	< 3
3	291.8	293.3	0.5	< 3

Referans çizgileri üzerindeki hava hız dağılımları Şekil 14'te gösterilmektedir. Hava hızı üç referans çizgisi üzerinde de yerden 0.2 m yükseklikte maksimum değerine ulaşmaktadır. Panele en yakın olan referans çizgisi 1 üzerindeki hava hızı diğer çizgiler üzerindeki hava hızlarından daha yüksektir. 1 m yüksekliğe kadar referans çizgisi 3 üzerindeki hava hızı referans çizgisi 2 üzerindeki hava hızına göre daha az olmakla beraber 1 m yükseklikten sonra referans çizgisi 3 üzerindeki hava hızı daha fazla olmaktadır.



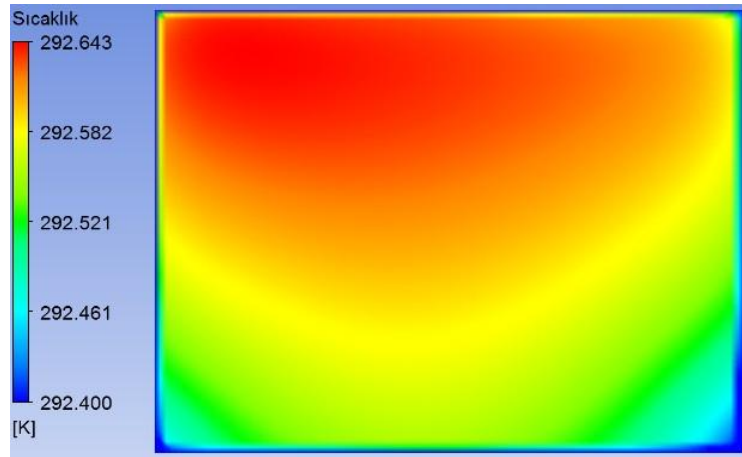
Şekil 14. Referans Çizgisi 1, 2, 3 İçin Düşey Yöndeki Hava Hız Dağılımı.

Referans çizgisi 1, 2, 3 için düşey yöndeki maksimum hızlar Çizelge 3.10'da gösterilmiştir ve bu değerler sırasıyla 0.036, 0.03, 0.016 m/s'dir. Üç referans çizgisi için bulunan bu değerler, standartlarda belirtilen maksimum hız limit değeri olan 0.18 m/s'den küçüktür.

**Tablo 6.** Referans Çizgisi 1, 2, 3 İçin Yüksek Hava Hızı Analizi.

Referans çizgisi	Maksimum hız (m/s)	ISO 7730 (m/s)
1	0.036	< 0.18
2	0.03	< 0.18
3	0.016	< 0.18

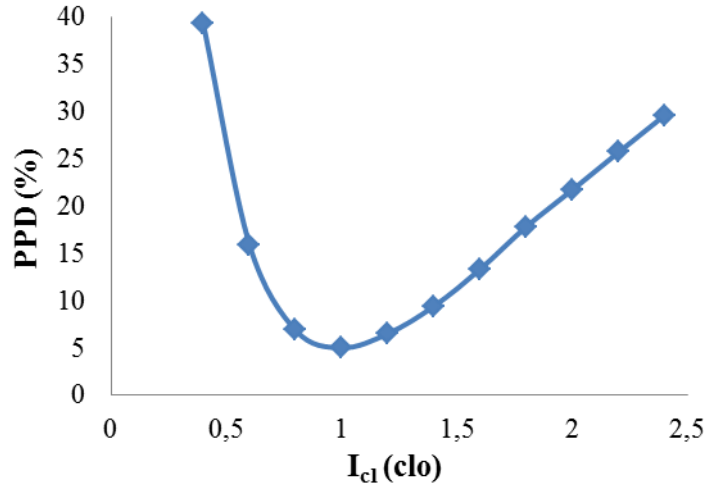
Sıcak duvara paralel odanın orta kesitindeki yerel sıcaklık dağılımı Şekil 15'de gösterilmiştir. Bu düzlemdeki en yüksek ve en düşük hava sıcaklığı sırasıyla 292.65, 292.4 K'dir. Bu iki değer arasındaki fark 0.25 K'dir ve bu değer, standartlara göre ılık duvar durumunda radyant sıcaklık asimetrisi sınır değeri olan 23 K'i geçmemiştir.



**Şekil 15.** Oda Modeli İçin z = 3 m Düzlemindeki Sıcaklık Dağılımı.

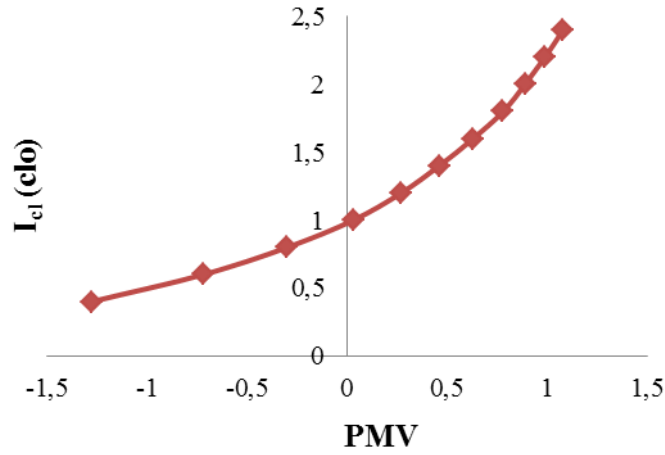
Oda zemin yüzey sıcaklığı 19.2°C'dir ve bu sıcaklık değeri, standartlarda belirtilen zemin yüzey sıcaklık limit değerleri arasında kalmaktadır.

Isıl konforu belirleyen PPD ve PMV terimlerinin giysi ve aktivite hızı değerleriyle değişimi incelenmiştir. PPD ile giysi arasındaki ilişki Şekil 16'da gösterilmektedir ve burada giysi,  $I_{cl}$  terimi ile temsil edilmektedir. PPD değeri, giysi değeri 1 clo olana kadar azalış göstermektedir ve bu değerden sonra PPD değerinde artış meydana gelmektedir. 0.8 ile 1.4 clo değerleri arasında ısıl konfor şartı sağlanmakta, bu değerler dışında ısıl konforsuzluk meydana gelmektedir. En iyi ısıl konfor 1 clo değerinde sağlanmaktadır ve bu değere karşılık gelen PPD değeri %5'tir.



Şekil 16. Oda Modeli İçin PPD ile  $I_{cl}$  Arasındaki İlişki.

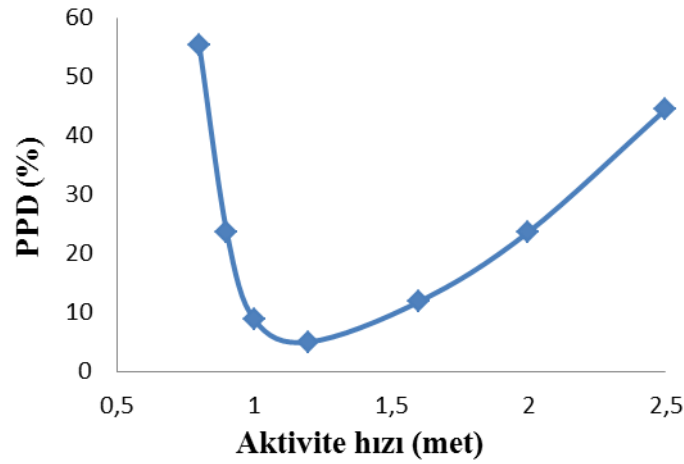
PMV ile giysi arasındaki ilişki Şekil 17'de gösterilmektedir. Oda içerisindeki ısı denge PMV değeri 0 olduğu zaman meydana gelmektedir ve bu değere karşılık gelen giysi değeri 1 clo'dur.



Şekil 17. Oda Modeli İçin PMV ile  $I_{cl}$  Arasındaki İlişki.

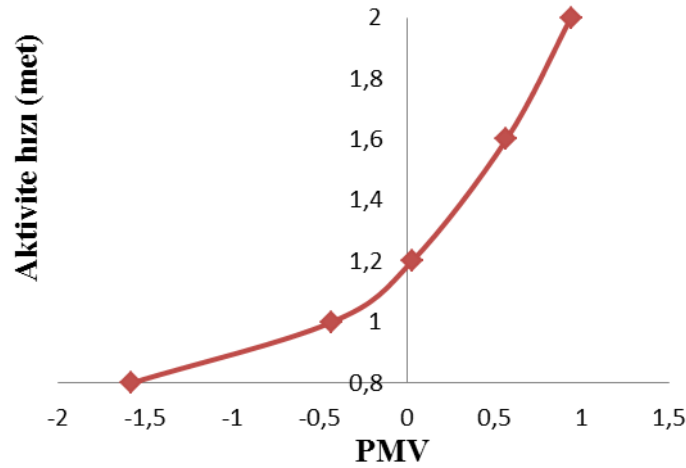
PPD ile aktivite hızı arasındaki ilişki Şekil 18'de gösterilmektedir. PPD değeri, aktivite hızı 1.2 met olana kadar azalış göstermektedir ve bu değerden sonra PPD değerinde artış meydana gelmektedir. 1 ile 1.2 met değerleri arasında ısı konfor şartı sağlanmakta, bu değerler dışında ısı konforsuzluk meydana gelmektedir. İnsanlar rahat bir şekilde oturduğu ve ayakta durduğu zaman ısı konfor içerisinde olacaklardır. En iyi ısı konfor 1.2 met değerinde sağlanmaktadır ve bu değere karşılık gelen PPD değeri % 5'tir.





Şekil 18. Oda Modeli İçin PPD İle Aktivite Hızı Arasındaki İlişki.

PMV ile aktivite hızı arasındaki ilişki Şekil 19'da gösterilmektedir. Oda içerisindeki ısı denge PMV değeri 0 olduğu zaman meydana gelmektedir ve bu değere karşılık gelen aktivite hızı 1.2 met'tir.



Şekil 19. Oda Modeli İçin PMV İle Aktivite Hızı Arasındaki İlişki.

4 farklı iklimlendirme bölgesi göze alınarak; 2. Bölge için yapılan yukarıdaki analizlerden elde edilen konfor parametrelerine bağlı konfor değerleri; 4 farklı bölge için de incelenmiş ve Tablo 11, 12, 13 ve 14'de aşağıdaki gibi gösterilmiştir.

Tablo 7. Oda Modeli İçin 1. Bölge Analiz Sonuçları.

Isı akısı (W/m <sup>2</sup> )	Hava sıcaklığı (°C)	Çalışma sıcaklığı (°C)	PPD (%)	PMV	Isıl konfor
80	21.4	23.5	8.68	0.42	sağlandı
60	18.4	20.4	6.75	-0.29	sağlandı
50	17.2	18.8	9.61	-0.47	sağlanamadı
40	15.9	17.3	24.87	-0.97	sağlanamadı

**Tablo 8.** Oda Modeli İçin 2. Bölge Analiz Sonuçları.

Isı akısı (W/m <sup>2</sup> )	Hava sıcaklığı (°C)	Çalışma sıcaklığı (°C)	PPD (%)	PMV	Isıl konfor
80	19.6	21.8	5.02	0.03	sağlandı
70	18.4	20.4	6.75	-0.29	sağlandı
60	17.3	18.4	15.6	-0.71	sağlanamadı

**Tablo 9.** Oda Modeli İçin 3. Bölge Analiz Sonuçları.

Isı akısı (W/m <sup>2</sup> )	Hava sıcaklığı (°C)	Çalışma sıcaklığı (°C)	PPD (%)	PMV	Isıl konfor
95	18.3	20.9	5.91	-0.21	sağlandı
90	17.8	20.4	7.13	-0.32	sağlandı

**Tablo 10.** Oda Modeli İçin 4. Bölge Analiz Sonuçları.

Isı akısı (W/m <sup>2</sup> )	Hava sıcaklığı (°C)	Çalışma sıcaklığı (°C)	PPD (%)	PMV	Isıl konfor
115	17.6	20.8	6.40	-0.26	sağlandı
110	17	20.2	8.17	-0.39	sağlandı

Isıl konforun sağlanabilmesi için panellerden verilmesi gereken minimum ısı akıları ve bu ısı akısı değerlerinde ısı konforun sağlandığı hava sıcaklıkları bütün bölgeler için Tablo 15'te gösterilmektedir.

**Tablo 11.** Oda Modeli İçin Panel Minimum Isı Akısı ve Hava Sıcaklığı.

Bölge	Minimum ısı akısı (W/m <sup>2</sup> )	Hava sıcaklığı (°C)
1	60	18.4
2	70	18.4
3	90	17.8
4	110	17.0

## 5. ENERJİ TASARRUFUNUN İNCELENMESİ

Odanın kış sezonunda klasik ve radyant sistemlerle ısıtılması için gerekli yakıt maliyetleri farklı iklimlendirme bölgelerine göre incelenmiştir. Isıtma yapılan gün sayısı, 2011 yılının kış sezonunda hava sıcaklığının 15°C'nin altında olduğu gün sayılarının toplamı olarak [15] ve ısıtma sisteminin günlük çalışması 24 saat olarak belirlenmiştir. Doğalgaz birim fiyatı, İGDAŞ'ın 01.04.2012 itibariyle konut müşterilerine uyguladığı tarife göre 0.07826 TL/kWh olarak belirlenmiştir [16]. Tablo 16'da odanın radyant sistemle ısıtılması durumunda bölgelere göre elde edilen enerji tasarrufu gösterilmektedir.

**Tablo 16.** Odanın Müstakil Daire İçerisinde Bulunduğu Isıtma Durumunda Elde Edilen Enerji Tasarrufu.

Bölge	Enerji Tasarrufu (TL)
1	79.0
2	143.2
3	178.5
4	268.2

Tablo 16'dan da görüldüğü gibi müstakil bir dairenin ısıtılması durumunda enerji tasarrufunun en fazla olduğu yer, iklim koşulları en soğuk bölge olan 4. Bölgedir. 1. Bölge ise, ısıtılma durumunda en az

enerji tasarrufunun görüldüğü bölgedir. 1. Bölge, ülkemizin en sıcak bölgesi olduğundan, bu bölgede ısıtılacak gün sayısı azdır. Bu yüzden; 1. Bölgede enerji tasarrufu; ısıtma sezonunda değil de soğutma sezonunda daha yüksek görülür.

## KAYNAKLAR

- [1] OKAMOTO, S., KİTORA, H., YAMAGUCHİ H., OKA, T. 'A simplified calculation method for estimating heat flux from ceiling radiant panels'. Energy and Buildings, 2010
- [2] DUDKIEWICZ, E., JEZOWIECKI, J. 'Measured radiant thermal fields in industrial spaces served by high intensity infrared heater'. Energy and Buildings, 2009
- [3] ZMEUREANU, R., FAZIO, P. P., HAGHİGAT, F.. 'Thermal Performance of Radiant Heating Panels'. ASHRAE Transaction 1988
- [4] HOWELL, R. H., SURYANARAYANA, S.. 'Sizing of radiant heating systems: Part I-Ceiling Panels'. ASHRAE Transaction, 1990
- [5] BERGLUND, L., RASCATI, R., MARKEL, M. L. 'Radiant heating control for comfort during transient conditions.' ASHRAE Transaction, 1982.
- [6] ROTH, K., DIECKMANN, J., BRODRICK, J.. 'Infrared radiant heaters'. ASHRAE Journal, 2007
- [7] MYHREN, J. A., HOLMBERG, S.. 'Flow patterns and thermal comfort in a room with panel, floor and wall heating'. Energy and Buildings, 2008
- [8] STETIU, C. 'Energy and peak power savings potential of radiant cooling systems in U.S. commercial buildings.' Energy and Buildings, 1999
- [9] IMANARI, T., OMORI, T., BOGAKI, K. 'Thermal comfort and energy consumption of the radiant ceiling panel system. Comparison with the conventional all-air system'. Energy and Buildings, 1999
- [10] VANGTOOK, P., CHIRARATTANANON, S.. 'An experimental investigation of application of radiant cooling in hot humid climate.' Energy and Buildings, 2006
- [11] MIRIEL, J., SERRES, L. TROMBE, A.. Radiant ceiling panel heating-cooling systems: experimental and simulated study of the performances, thermal comfort and energy consumptions. Applied Thermal Engineering, 2002
- [12] FANGER, P. O. 'Thermal Comfort, Analysis and Application in Environment Engineering'. Danish Technical Press, 1970
- [13] EN ISO 7730 Ergonomics of thermal environment-Analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria, 2005
- [14] ASHRAE Standart 55 Thermal environment conditions for human occupancy, ASHRAE., 2003.
- [15] <<http://www.mgm.gov.tr/>>, 11.02.2012.
- [16] <<http://www.igdast.com.tr/>>, 01.04.2012.

## ÖZGEÇMİŞ

### Aliihsan KOCA

1986 yılı Afyonkarahisar doğumludur. 2009 yılında Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünü bitirmiştir. 2011 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi'nden Yüksek Lisans derecesini almıştır. 2011 yılından itibaren Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünde doktora eğitimini yapmakta ve 2009 yılından itibaren Mir Araştırma ve Geliştirme A.Ş. firmasında Ar-Ge uzmanı görevini yürütmektedir. Isı-Akışkan-Termodinamik konularında çalışmaktadır.

### Zafer GEMİCİ

1976 yılı İstanbul doğumludur. 1997 yılında İTÜ. Makine Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünü bitirmiştir. Aynı Üniversiteden 1999 yılında Yüksek Mühendis, 2007 yılında Doktor unvanını almıştır. Katıldığı ve/veya yönettiği 30'dan fazla disiplinler arası projeye imza atmıştır. Teknoloji Yönetimi, Proje Yönetimi, Isı ve Kütle Transferi, Akışkanlar Mekaniği, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği, Enerji

Sistemleri ve Enerji Yönetimi, Isıtma, Soğutma, İklimlendirme, Havalandırma, Borulama Sistemleri, Polimer Malzemeler ve Su Yönetimi başlıca çalışma konularıdır. Yazar halen Mir Araştırma Geliştirme A.Ş.'de Ar-Ge direktörü olarak görev yapmaktadır.

### **Koray BEDİR**

1987 yılı Yalova doğumludur. 2010 yılında Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünü bitirmiştir. 2012 yılında İTÜ Isı-Akışkan programından başarıyla mezun olarak Yüksek Mühendis unvanını almıştır. Isı ve Kütle Transferi, Akışkanlar Mekaniği, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği ve Termodinamik başlıca ilgi alanlarıdır.

### **Yakup Erhan BÖKE**

1962 yılı İstanbul doğumludur. Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü Enerji Anabilim Dalını 1983 yılında bitirmiştir. İstanbul Teknik Üniversitesinde 1985 yılında Yüksek Mühendis, aynı üniversitede 1993 yılında Doktor unvanını almıştır. 1990 – 1992 yılları arasında Clausthal Teknik Üniversitesinde misafir araştırmacı olarak çalışmıştır. 1984 – 1994 tarihleri arasında İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Fakültesinde Araştırma Görevlisi, 1994-2012 tarihleri arasında aynı üniversitede Yardımcı Doçent Doktor olarak görev yapmıştır. 2012 yılından beri aynı üniversitede Doç. Dr. olarak görev yapmaktadır. Yanma, enerji ve ısı tekniği konularında çalışmaktadır.

### **Yalçın TOPAÇOĞLU**

1989 yılı İstanbul doğumludur. 2010 yılında Sakarya Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünü bitirmiştir. 2011 yılından beri İTÜ Isı-Akışkan programında yüksek lisansına devam etmektedir. Şubat 2012'den beri Mir Araştırma Geliştirme A.Ş.'de Ar-Ge Mühendisi olarak çalışmaktadır. Seralarda Enerji Verimliliği, Termal Konfor, Radyant Isıtma ve Soğutma Sistemleri, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği ve Isı Transferi başlıca çalışma alanlarıdır.

### **Barış Burak KANBUR**

1991 yılı İstanbul doğumludur. 2012 yılında YTÜ. Makine Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünden mezun olmuştur. 2011 yılından beri Mir Araştırma-Geliştirme A.Ş.'de Ar-Ge Uzman Asistanı olarak görev yapmaktadır. Eylül 2012'den beri YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Isı-Proses Anabilim Dalı'nda yüksek lisans öğrencisi olarak eğitimini sürdürmektedir. Radyant Isıtma-Soğutma Sistemleri, Binalarda Enerji Verimliliği, Hesaplanabilir Akışkanlar Dinamiği, Yeşil Binalar ve Ekserji konularında çalışmaktadır.