

# MAHAL İÇERİSİNDEKİ RADYATÖR YERLEŞİMİNİN İÇERİDEKİ SICAKLIK DAĞILIMINA ETKİSİNİN NÜMERİK ANALİZ İLE İNCELENMESİ

*Investigation of the Effect of Panel Radiator Placement on Temperature Distribution in a Room by CFD Analysis*

**Hande Ufat**

## ÖZET

Bu çalışmada bir mahal içerisinde radyatörlerin farklı yerlere konulması sonucu mekandaki sıcaklık dağılımının ne şekilde etkilendiği CFD analizi ile incelenmiştir. Radyatörlerin mekan içerisine yerleştirilirken pencere altları veya dış duvar üzeri tercih edilir. İncelenen mahalde dış duvarlarda zemine kadar büyük pencereler olduğundan dolayı, radyatör boş olan iç duvara konumlandırılmıştır. Mevcut durumla birlikte iki farklı varyasyonun; biri aynı uzunluktaki radyatör dış duvara pencere yanına dikey olarak konumlandırılarak, diğeri mevcut radyatörle toplamda aynı uzunlukta olan iki radyatör pencerelerin yanına konumlandırılarak, ANSYS Fluent programı ile analiz yapılmıştır. Sonuçlara bakıldığında, iki radyatörün yerleştirildiği varyasyonda ortamın daha hızlı ısındığı görülmüştür.

**Anahtar Kelimeler:** Panel radyatör, ısıtma, termal konfor, CFD analizi.

## ABSTRACT

In this study, how the temperature distribution in a room is affected because of placing the radiators in different places in the room has been examined by CFD analysis. While placing the radiators inside a room, they are preferred under the windows or on the outer wall. Since there are large windows on the outer walls up to the floor in the area under study, the radiator was positioned on the empty inner wall. With the current situation, two different variations; Analysis was run with the ANSYS Fluent program, one of which is the same length radiator on the outer wall, positioned vertically next to the window, the other two radiators of the same length as the existing radiator are positioned next to the windows, When the results were evaluated, it was seen that the room warmed up faster in the variation in where the two radiators were placed, compared to other alternatives with radiators.

**Key Words:** Panel radiator, heating, thermal comfort, CFD analysis.

## 1. GİRİŞ

Binalar, dünyadaki enerji tüketiminin % 30-40'ını oluşturmaktadır [1,2]. Bu enerji tüketiminin çok büyük bir kısmı da ısıtma için harcanmaktadır [3]. Enerji kaynaklarının azaldığı ve maliyetlerinin yükseldiği bu dönemlerde yapılabilecek küçük değişikliklerle büyük enerji tasarrufları sağlanabilir. Binalarda ısıtma yapmak için büyük çoğunlukla panel radyatörler kullanılmaktadır. Yapılan çalışmalarda merkezi ısıtma sistemi olarak radyatörlerin diğer sistemlere göre hem ısıl konfor hem de enerji tüketimi açısından iyi sonuçlar verdiği görülmüştür [4]. Termal konfor ve enerji tüketimi açısından radyatörlerin yüzey alanı, çalışma sıcaklığı ve mekan içindeki yerleşimi, radyatör etrafına konulan engeller ile birlikte duvarların ısı iletim katsayıları ve pencere büyüklükleri gibi faktörler oldukça etkilidir [5,3]. Bu faktörlerin tasarımcılardan kullanıcılara kadar çok iyi anlaşılması oldukça önemlidir. Radyatörlerin bağlantı şekilleri ve etrafında engeller olup olmaması durumuna göre farklı çalışmalar yapılmakla birlikte radyatörün mahal içerisindeki yerleşimin ısınmaya etkisi pek fazla incelenmemiştir. Üçler v.d. (2015)

yaptıkları çalışmada radyatör etrafına yerleştirilen engellerin ısınmaya etkisini deneysel olarak incelemişlerdir [3]. Pencere altında konula bir radyatörün üstünü ve yanlarını kapatarak ölçüm almışlardır. Odanın orta noktasında alınan sıcaklık ölçümlerine bakıldığında, etrafı açık olan radyatörlerde çok az bir farkla istenilen sıcaklığa daha kısa sürede ulaşılmıştır. Tüketilen enerjiye bakıldığında da çok fazla bir fark görülmemiştir. Basok vd (2014) çalışmalarında pencere altına konumlandırılmış iki panelli bir radyatörle ısıtılan bir mahaldeki hava dağılımını CFD ile çözmüşlerdir [6]. Oda içerisindeki sıcaklık dağılımının üniform olmadığını, zemin ve dış duvara yakın bölgelerde soğuk alanlar olduğunu görmüşlerdir. Çalışır vd. (2017) bir panel radyatörde su giriş-çıkış sıcaklığı bağlantılarının farklı yerlerde olması durumuna radyatörlerdeki akış karakteristiklerini hem deneysel hem de CFD analiz ile inceleyerek en iyi bağlantı şeklini tespit etmeye çalışmışlardır [1]. Üstten giriş-aynı hizada alttan dönüş üstten giriş-karşı hizada alttan çıkış ve alttan giriş-karşı hizada alttan çıkış şeklinde olacak şekilde üç farklı bağlantıyı incelemişlerdir. Denenen tüm su giriş sıcaklıklarına göre en fazla ısıyı yayan ve radyatördeki en iyi üniform sıcaklık dağılımını veren üstten giriş-karşı hizada alttan çıkış şeklinde olan bağlantı olduğu görülmüştür. Deneysel çalışmayla CFD sonuçları da birbiriyle örtüşmektedir. Sevilgen ve Kılıç (2011) çalışmalarında iki adet panel radyatörle ısıtılan bir odadaki ısı ve nem dağılımı ile termal konforu ortamda bulunan bir manken üzerinde CFD analizi ile incelemişlerdir [5]. Analizi farklı çevresel şartlar altında ve farklı duvar ile pencere ısı iletim katsayıları ile değerlendirmişlerdir. İyi yalıtılmış duvarlar ve pencerelerin olduğu bir ortamda enerji tüketimi düşerken ısı konforu arttığı görülmüştür. Ganesh vd. (2020) bir ofis odasında bulunan panel radyatörler ile fanlı radyatörlerin iç havaya ve ortamdaki insanlar üzerindeki etkisini sayısal simülasyon ile optimize etmişlerdir [2]. Ayrıca ortamda bulunan ısı kaynakları ve eşyaların da sıcaklık dağılımına etkisini incelemişlerdir. Mahaldeki zeminden tavana kadar olan sıcaklık dağılımında her iki radyatör tipinin de iyi sonuç verdiği görülmüş ancak daha iyi bir sıcaklık gradyeni için fanlı radyatör kullanımı önerilmiştir. Eşyaların ısı transferini engellemediği ancak etrafındaki bölgelerde türbülans oluşturarak hava akışını etkilediği görülmüştür.

Bu çalışmada ise radyatörle ısıtılan mevcut bir mahaldeki sıcaklık dağılımının analizi Fluent programı yapılmıştır. Sonrasında aynı radyatör dış duvarda pencere yanındaki boşluğa sığacak şekilde dikey olarak konumlandırılmıştır. Bir diğer alternatif de toplamda mevcut radyatörle aynı uzunlukta olan iki radyatör pencere yanlarına yerleştirilmiştir. Bu iki varyasyonun da analizi yapılarak mevcut duruma kıyaslanmıştır.

## 2. SAYISAL METOD

Üç boyutlu akış ve ısı transferi analizi için Fluent programı kullanılmıştır. Program süreklilik, enerji ve transport denklemlerini doğal konveksiyon etkileriyle birlikte sayısal olarak çözmektedir. Sayısal çözümde second-order discretization method ve SIMPLE algoritması kullanılmıştır. Kütle korunumu denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = S_m \quad (1)$$

Denklem (1) kütle korunumu denkleminin genel formudur ve hem sıkıştırılabilir hem de sıkıştırılamaz akışlar için geçerlidir.  $S_m$  terimi faz değişimi sırasında değişen kütle miktarıdır. Momentum korunumu denklem (2)'de aşağıdaki gibi verilmiştir;

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\bar{\tau}) + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (2)$$

$\bar{\tau}$  değeri gerilme tensörü olup aşağıdaki şekilde hesaplanır;

$$\bar{\tau} = \mu \left[ (\nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{v} I \right] \quad (3)$$

$\mu$  moleküler viskozite,  $p$  statik basınç,  $I$  ise birim tensördür.

Enerjinin korunumu denklemi ise en genel halde aşağıdaki şekilde verilmiştir;

$k_{eff}$  efektif taşınım katsayısı olarak ifade edilmektedir.  $J_i$  terimi ise çok fazlı akışlarda  $j$  adet türün difüzyon katsayısıdır. Denklem 4'ün sağ tarafındaki ilk üç terim sırasıyla iletim sırasındaki enerji transferini, species diffusion ve viskoz dağılımını vermektedir.  $S_h$  terimi ise hacimsel ısı kaynaklarını ifade etmektedir.  $E$  ifadesi ise aşağıdaki şekilde bulunabilir;

$$E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} \quad (5)$$

Species transport denklemi için korunum denklemi genel formda aşağıdaki şekilde yazılabilir;

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho Y_i) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} Y_i) = \nabla \cdot \left[ \left( \rho D_{i,m} + \frac{\mu_t}{Sc_t} \right) \nabla Y_i \right] + S_i \quad (6)$$

Denklem (6)'da verilen  $Y_i$  değeri  $i$ . türdeki lokal kütle oranı,  $D_{i,m}$  karışımdaki  $i$  türündeki kütle difüzyon katsayısı,  $Sc_t$  türbülanslı Schmidt sayısı ve  $S_i$  ise herhangi bir kaynak terimidir.

İç hava termal dağılımı ile ilgili yapılan birçok çalışmada standart  $k$ - $\epsilon$  modeli tercih edilmekle birlikte [2;7;8;9] bazı kısıtlılıkları bulunmaktadır [10]. Bunun yerine daha kararlı ve kesin sonuçlar verdiği için RNG  $k$ - $\epsilon$  modeli tercih edilmiştir [5;11;12]. Her iki model de Navier-Stokes denklemlerinden türetilmiş olup birbirlerine benzer denklemler kullanılmaktadır ancak  $k$  ile  $\epsilon$  için ilave fonksiyonlar içermektedir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k \quad (7)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \alpha_\epsilon \mu_{eff} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + G_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} - R_\epsilon + S_\epsilon \quad (8)$$

$G_k$  ortalama hız gradyanları nedeniyle oluşan türbülans kinetik enerjidir.  $G_b$  ise kaldırma kuvvetinden dolayı oluşan türbülans kinetik enerjidir.  $Y_M$  sıkıştırılabilir türbülans dalgalı genişleme dağılımıdır.  $\alpha_k$  ve  $\alpha_\epsilon$  sırasıyla  $k$  ve  $\epsilon$  için ters Prandtl sayılarıdır.

RNG  $k$ - $\epsilon$  modelindeki türbülans viskozitesi;

$$d \left( \frac{\rho^2 k}{\sqrt{\epsilon \mu}} \right) = 1.72 \frac{\hat{v}}{\sqrt{\hat{v}^3 - 1 + C_v}} d\hat{v} \quad (9)$$

Denklem 9'da görülen adi diferansiyel denklem düşük  $Re$  sayısı ile duvar etrafındaki akışların daha iyi hale getirmektedir. Bu denklemde  $C_v \approx 100$  olarak ifade edilmektedir.

$$\hat{v} = \frac{\mu_{eff}}{\mu}$$

Yüksek Reynolds sayısı limitlerinde denklem 9 'dan;

$$\mu_k = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (10)$$

Bu modelde kullanılan sabitler  $C_\mu$ ,  $C_{1\epsilon}$ ,  $C_{2\epsilon}$  olup değerleri  $C_\mu = 0.0845$ ,  $C_{1\epsilon} = 1.42$ ,  $C_{2\epsilon} = 1.68$  olarak verilmiştir.

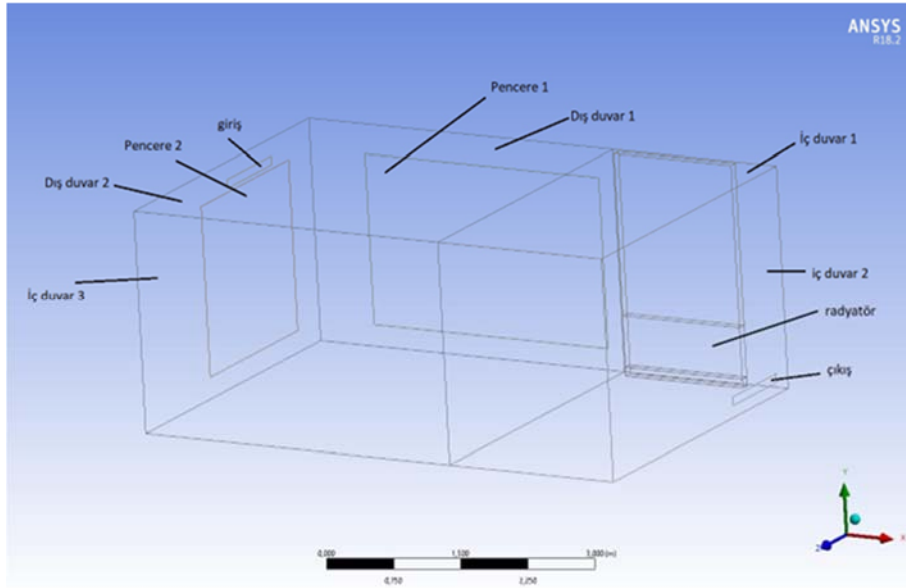
Yüzeylerden olan ışınlama ısı geçişi için surface-to-surface (S2S) modeli kullanılmıştır. İki yüzey arasındaki enerji geçişi, yüzeylerin alanına, birbirlerine uzaklıklarına ve konumlarına bağlı olarak değişir. Bu parametreler ise görüş faktörü denilen geometrik bir fonksiyon ile bulunur. Surface-to-surface radyasyon modelinin detaylarına kaynak [13]'ten erişilebilir.

Çözümleme transient olarak yapılmış olup her dosya 3600 adım (number of time steps) ve her adım 0.5 saniye (Time step size) olarak alınarak toplamda 30 dakikalık süreler için çözülmüştür. Bu sayede aynı sınır şartlarında ve aynı sürede farklı radyatör yerleşimine göre sıcaklık dağılımlarına bakılmıştır.

Hesaplamalar 4 çekirdekli Intel Xeon işlemcili bir iş istasyonu ile çözümlenmiştir. Yakınsama kriterleri akış ve enerji denklemleri için  $10^{-6}$  olarak alınmıştır.

### 3. MAHAL GEOMETRİSİ VE SINIR ŞARTLARI

Mahal boyutları 6m x 4m x 2,6 m, pencereler ise 2 adet olup, 1 numaralı pencere 3m x 2m, 2 numaralı pencere ise 2m x 2m'dir. Pencerelerin olduğu duvarlar dış duvar, diğer duvarlar ise iç duvar olup mahalın bulunduğu yer de ara katta değerlendirilmiştir. Verilen ölçülerdeki mahal ve panel radyatörün mevcuttaki konumu ANSYS Workbench programında Şekil 1'de görüldüğü şekilde modellenmiştir. ANSYS Fluent programının çözüm yapabilmesi için hava giriş ve çıkış yerleri olması gerektiğinden bu noktalar da şekilde belirtilmiştir.



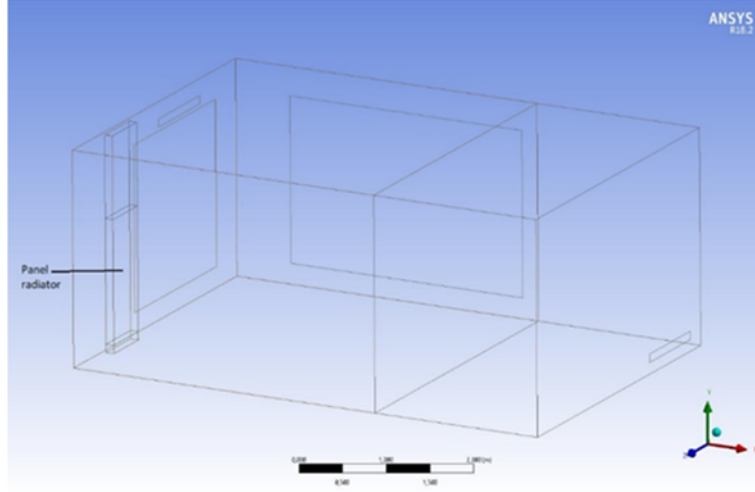
Şekil 1 Mahalin mevcut modeli ve birinci senaryo

#### 3.1. Farklı radyatör yerleşimleri ile oluşturulan senaryolar

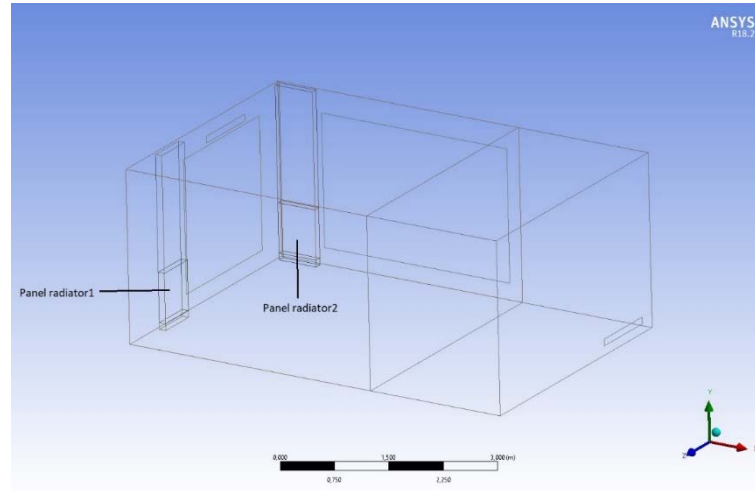
Şekil 1'de mahalın modeliyle birlikte mevcut durumdaki panel radyatör yeri verilmiştir. Radyatörün boyutları 1,5m x 0,6 m olup 1 numaralı pencerenin yanında ve iç duvar üzerindedir.

İkinci senaryoda radyatörün dış duvar üzerine konumlandırılması durumunda sıcaklık dağılımının ne şekilde olacağı düşünülerek, en uygun konum olan 2 numaralı pencerenin sol tarafındaki boşluğa dikey olarak konumlandırılmıştır (Şekil 2).

Üçüncü senaryoda ise toplamda mevcuttaki radyatörle aynı uzunlukta olan iki adet eşit uzunlukta radyatör pencerelerin sol taraflarına yerleştirilerek analiz yapılmıştır (Şekil 3).



Şekil 2 İkinci senaryonun geometrisi



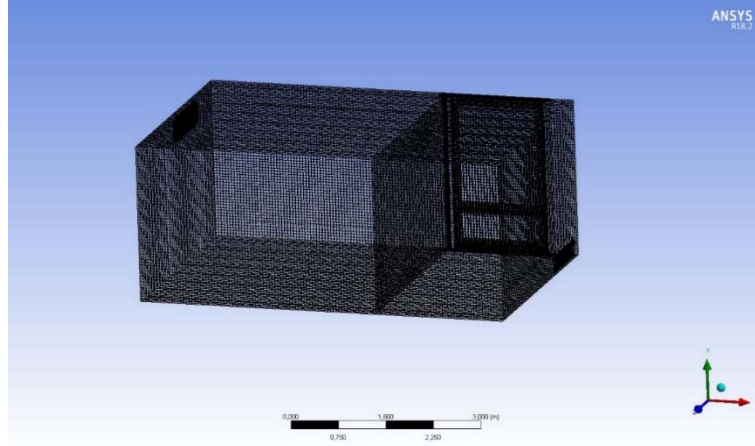
Şekil 3 Üçüncü senaryonun geometrisi

Geometri ile ilgili detaylar ve diğer ölçüler ise Tablo 1'de verilmiştir.

Tablo 1 Geometri ile ilgili spesifikasyonlar

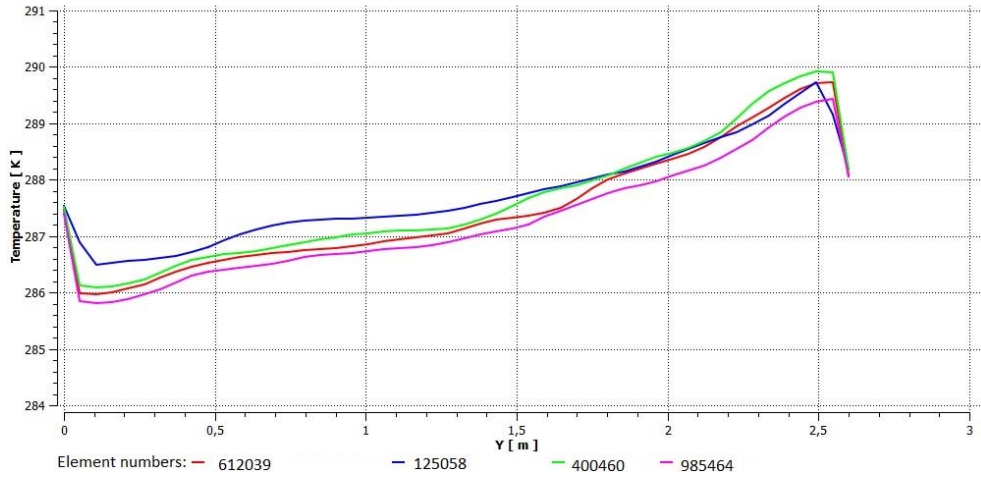
Geometri	Boyut (LxHxW)	Konumu
Pencere 1	3m x 2m	Dış Duvar 1 üzerinde
Pencere 2	2m x 2m	Dış Duvar 2 üzerinde
İç duvar 1	2,1m x 2,6m	Dış duvar 1 ile bitişik
İç duvar 2	4m x 2,6m	Çıkış havasının olduğu duvar
İç duvar 3	6m x 2,6m	Pencere 1 ve iç duvar 1'in karşısı
Dış Duvar 1	3,9m x 2,6m	
Dış Duvar 2	4m x 2,6m	
Zemin / Tavan	4m x 6m	
Hava giriş	1m x 0,1 m	Dış duvar 1'in üzerinde
Hava Çıkış	1m x 0,1 m	İç duvar 2'nin üzerinde
Radyator (Mevcut Durum )	1,5m x 0,6m x 0,1m	İç duvar 1'in üzerinde
Radyator (Senaryo 2)	0,6 m x 1,5m x 0,1m	Pencere 2'nin sol tarafında
Radyator 1 (Senaryo 3)	0,75m x 0,6m x 0,1 m	Pencere 2'nin sol tarafında
Radyator 2 (Senaryo 3 )	0,75m x 0,6m x 0,1 m	Pencere 1'in sol tarafında

Modelin uygun olması sebebiyle quadratik mesh uygulanmıştır. Şekil 4'te mesh atılan model görülmektedir.



Şekil 4 Uygulanan Mesh Modeli

Çözümün ağdan bağımsızlığını sağlamak için farklı mesh sayılarında analiz yapılmış ve belirli bir noktadaki tavandan zemine olan sıcaklık değişimi grafiği çizilmiş ve Şekil 5'te gösterilmiştir. Analizler, 125.058, 400.460, 612.039 ve 985.464 mesh sayılarında yapılmış ve sıcaklık-oda yüksekliği grafiği elde edilmiştir. Grafiğe bakıldığında 612.039 ile 985.564 mesh sayılarında yapılan analizlerin birbirlerine çok yakın olduğu görülmektedir. Analiz sürelerinin daha kısa sürmesi açısından 612.039 mesh sayısında analizler yapılmıştır.



Şekil 5 Farklı mesh sayılarında Sıcaklık-Oda yüksekliği grafiği

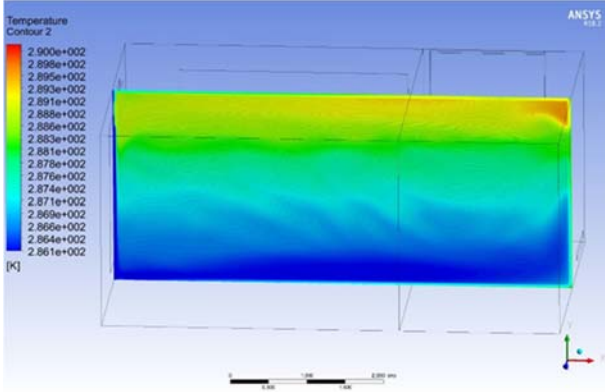
### 3.2 Sınır Şartları

Çözümlemelerde panel radyatör yüzey sıcaklığı 50°C alınmıştır. Giriş havası hızı 0.1 m/s, sıcaklığı 5°C ve türbülans şiddeti %10 alınmış, çıkış havası ise outflow olarak tanımlanmıştır. Dış hava sıcaklığı 5°C olup, oda içerisinin başlangıç sıcaklığı da dış sıcaklıkla aynı alınmıştır. Oda iç duvarları, tavan ve tabana bitişik olan mahaller, ısıtılmayan mahal olarak kabul edilmiş ve 15°C alınmıştır. Dış duvarlar da dış mahale açık olan duvarlar olup dışarı 5°C olarak alınmıştır. Hava ile ilgili özelliklerde Boussinesq modeli seçilmiştir. Pencereledeki camlar çift cam özelliğinde olup yoğunluğu 2720 kg/m<sup>3</sup>, özgül ısı (c<sub>p</sub>) 840 J/kgK ve ısı iletim katsayısı 0.7 W/mK alınmıştır. İç duvarlarda yoğunluk 1000 kg/m<sup>3</sup>, özgül ısı 840 J/kgK ve ısı iletim katsayısı 0.46 W/mK iken dış duvarlarda yoğunluk 2400 kg/m<sup>3</sup>, özgül ısı 880 J/kgK ve ısı iletim katsayısı 2.5 W/mK olarak alınmıştır. Panel radyatör de alüminyum malzeme seçilmiş ve program içerisindeki değerler kullanılmıştır. Isı taşınım katsayıları mahalın içinde 7 W/m<sup>2</sup>K ve dışında 15 W/m<sup>2</sup>K olarak alınmıştır. Doğal taşınımında ısınan hava kendiliğinden yükseldiğinden dolayı Bouyancy efekti çözümlemelere dahil edilmiştir. Radyatör için yüzey sıcaklığı değeri verilmiş ve 50°C olarak alınmıştır.

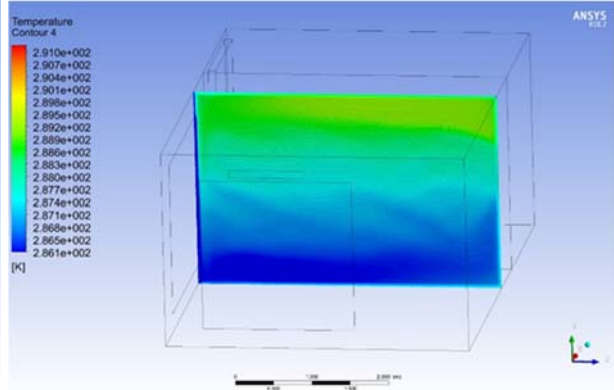
## SONUÇ

### Birinci senaryo olarak kabul edilen mevcut durumdaki oda içi sıcaklık dağılımı

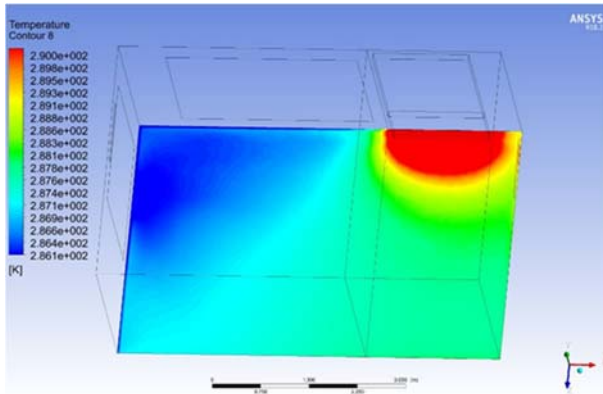
Mevcut konumda 1,5m panel radyatör iç duvar üzerine konumlandırılmıştır. Verilen sınır şartları altında transient çözümler yapılarak ilk 30 dakikalık ısıtılma sonunda oda içerisindeki sıcaklık dağılımları verilmiştir.



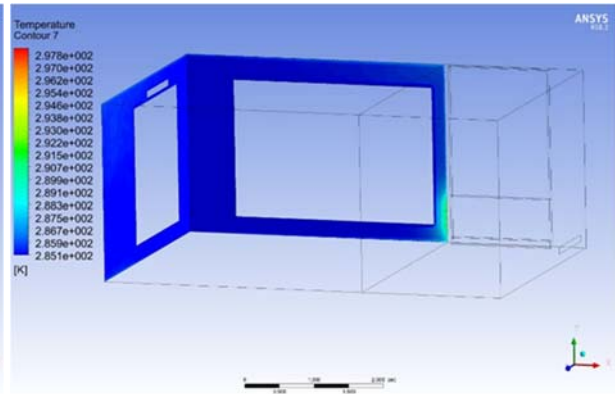
Şekil 6 z=2 m kesitindeki sıcaklık dağılımı



Şekil 7 x=3m kesitindeki sıcaklık dağılımı



Şekil 8 Zemindeki sıcaklık dağılımı

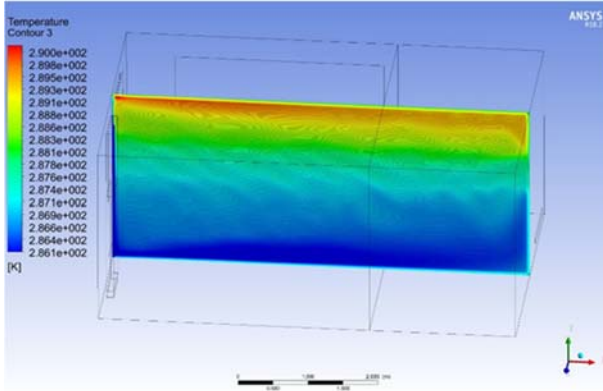


Şekil 9 Dış duvar üzerindeki sıcaklık dağılımı

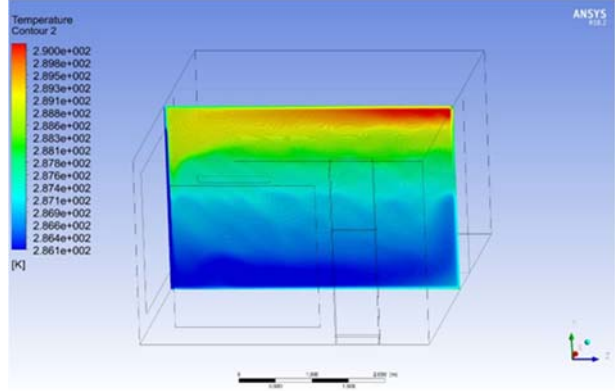
Şekil 6 ve 7'ye bakıldığında zeminden orta seviyelere kadar havanın 13-14°C civarlarına geldiği ve tavana doğru yükselen sıcak havayla birlikte tabakalaşmış bir hava dağılımı görülmektedir. Şekil 8'de gösterilen zemindeki sıcaklık dağılımına bakıldığında radyatörün önünde sıcak bir bölge oluşurken, pencere önlerinde zeminin soğuk olduğu görülmektedir. Şekil 9'da dış duvar üzerindeki sıcaklık dağılımına bakılırsa dış duvarın da 13°C civarlarında olduğu görülmektedir.

### İç duvara yerleştirilen radyatör ile elde edilen oda içi sıcaklık dağılımı

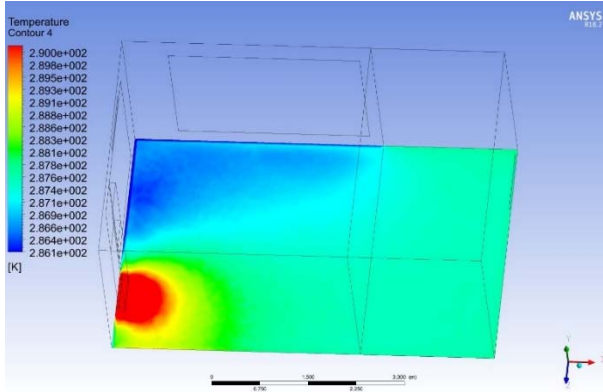
Mevcut konumda 1,5m panel radyatör iç duvar üzerine konumlandırılmıştır. Verilen sınır şartları altında transient çözümler yapılarak ilk 30 dakikalık ısıtılma sonunda oda içerisindeki sıcaklık dağılımları elde edilmiştir.



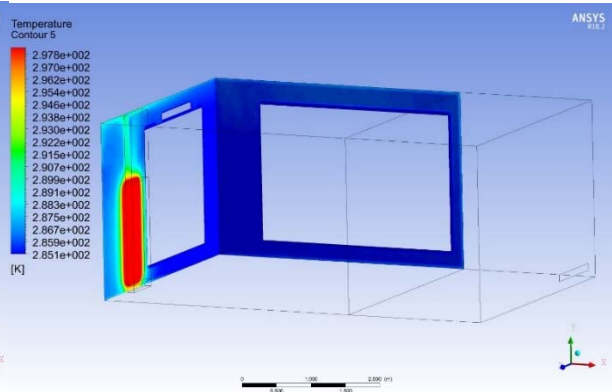
Şekil 10 z=2 m kesitindeki sıcaklık dağılımı



Şekil 11 x=3m kesitindeki sıcaklık dağılımı



Şekil 12 Zemindeki sıcaklık dağılımı



Şekil 13 Dış duvar üzerindeki sıcaklık dağılımı

Şekil 10 ve 11'e bakıldığında, mevcut durumdakine benzer bir sıcaklık tabakalaşması görülmektedir. Tavana doğru oluşan hava tabakasının mevcut durumundan daha sıcak olduğu görülmektedir. Şekil 12 incelendiğinde mevcut durumun çözümlendiği birinci senaryoya göre tabandaki soğuk bölge daha azdır. Dış duvar sıcaklıklarına bakıldığında ise radyatörün olduğu yer ve etrafındaki bölgede sıcaklık daha yüksek iken diğer kısımların sıcaklığı mevcut durumla aynıdır.

#### İki adet radyatörün pencere yanlarına konumlandırılması ile elde edilen oda içi sıcaklık dağılımı

Mevcut konumdaki radyatörün uzunluğu ile aynı uzunluğu veren 2 adet eşit uzunlukta radyatör Şekil 3'te görüldüğü şekilde pencerelerin sol taraflarına konumlandırılarak önceki analizlerle aynı sürede olacak şekilde transient analizler yapılmıştır.



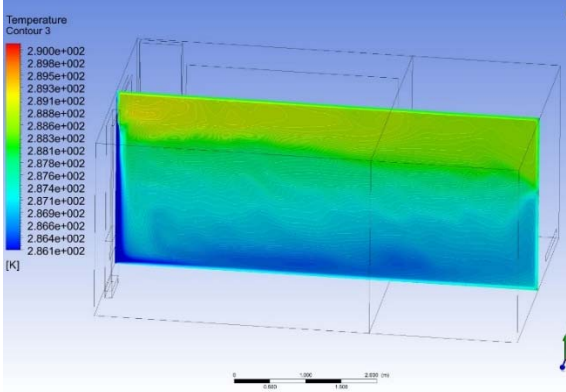


Figure 14 Temperature distribution on plane z=2 m

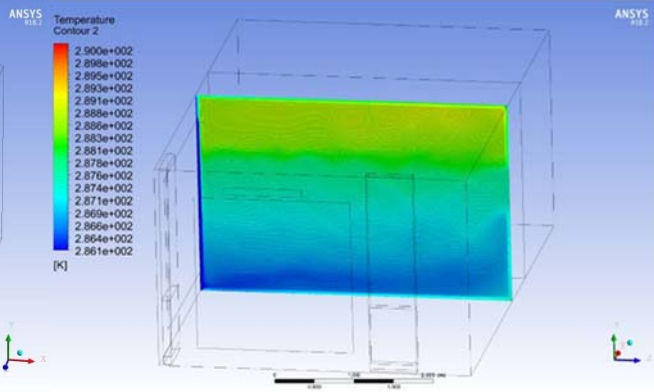
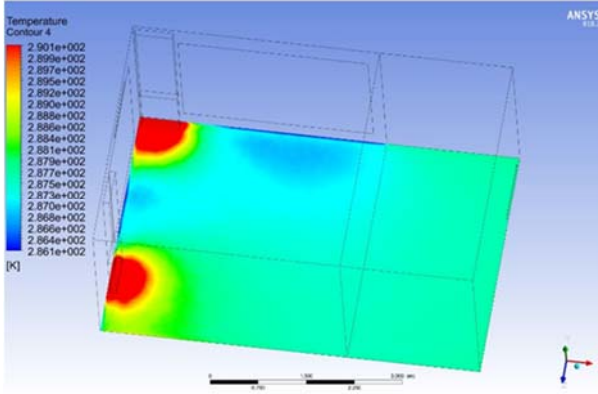
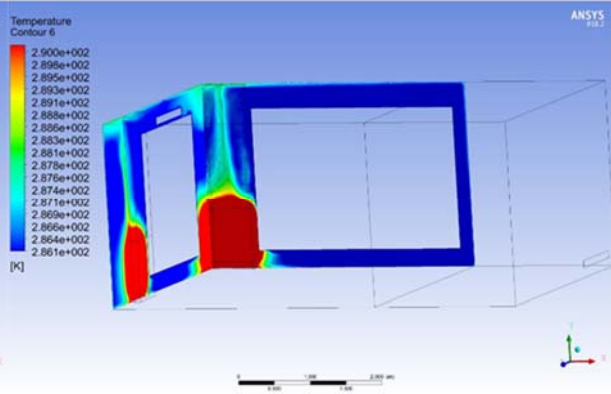


Figure 15 Temperature distribution on Plane x=3m



Şekil 16 Zemindeki sıcaklık dağılımı



Şekil 17 Dış duvar üzerindeki sıcaklık dağılımı

Şekil 14 ve 15'teki kesitlerdeki sıcaklık dağılımlarına bakıldığında ilk iki senaryoya göre zeminden orta kısma kadar olan soğuk tabakanın aynı sürede 1°C kadar daha fazla ısındığı görülmektedir. Ayrıca tabandan tavana kadar olan sıcaklık değişimi ilk iki senaryoya göre daha azdır. Şekil 16'daki analiz sonucuna bakıldığında zeminde pencere önlerindeki soğuk bölgelerin ısındığı görülmektedir. Şekil 17'de gösterilen dış duvar yüzeylerindeki sıcaklık dağılımına bakıldığında iki noktadan ısınma sağlandığından dolayı daha fazla bölge ısınmaktadır.

Çalışmada büyük pencerelerin olduğu mahallerde, panel radyatörlerin ne şekilde konumlandırılabilirliğine dair bir ışık tutması açısından benzer şekilde olan mevcut bir mahalde farklı senaryolarda CFD analizler yapılmıştır. Analizler her senaryo için aynı ısınma süresinde olacak şekilde transient analiz olarak çözümlenmiştir. Analizler ile mahal içerisindeki sıcaklık dağılımları belirlenmiş ve mahal içerisinde belirli yerlerden kesitler alınarak sonuçlar incelenmiştir. Mevcut mahalde büyük pencerelerden birinin yanında iç duvar üzerinde olan radyatör ile dış duvar duvarda yeterli mesafe olmamasından dolayı aynı ölçüde dikey olarak konumlandırılan radyatör olması durumunda sıcaklık dağılımlarının oldukça yakın olduğu görülmüştür. Mevcut durumdakiyle toplamda aynı uzunlukta olan iki adet radyatörün pencere yanlarına yerleştirilmesi ile yapılan analiz sonucunda ise aynı sürede oda sıcaklığının yaşam bölgesini oluşturan zeminden orta seviyeye kadar olan kısımda 1°C civarında daha yüksek olduğu ve daha homojen bir sıcaklık dağılımı elde edildiği görülmüştür. Zemindeki sıcaklık dağılımının da daha yüksek olduğu görülmektedir. Bu sebepten dolayı büyük penceresi olan bu tip mahallerde tek bir büyük panel radyatör yerleştirmektense birkaç noktaya daha küçük panel radyatörler konumlandırmak mahal için daha kısa sürede ısınmasını sağlayacaktır. Enerji tasarrufunun önemini gitgide arttıran günümüzde bu tip küçük önlemlerin geniş çapta büyük etkileri olacaktır.

## KAYNAKLAR

- [1] Calisir T, Yazar HO, Baskaya S. Determination of the effects of different inlet-outlet locations and temperatures on PCCP panel radiator heat transfer and fluid flow characteristics. *International Journal of Thermal Sciences*. 2017 Nov 1;121:322-35. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2017.07.026>
- [2] Ganesh GA, Sinha SL, Verma TN. Numerical simulation for optimization of the indoor environment of an occupied office building using double-panel and ventilation radiator. *Journal of Building Engineering*. 2020 May 1;29:101139. <https://doi.org/10.1016/j.jobbe.2019.101139>
- [3] Ucler K, Kibar A, Karabag B, Yigit KS. Mekân İçerisinde Pencere Altında Bulunan Radyatörlerin Etrafına Yerleştirilen Engellerin Deneysel Olarak İncelenmesi. *Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi*. 2015 Dec; (4):61-9.
- [4] Sarbu I, Sebarchievici C. A study of the performances of low-temperature heating systems. *Energy Efficiency*. 2015 Jun;8(3):609-27.
- [5] Sevilgen G, Kilic M. Numerical analysis of air flow, heat transfer, moisture transport and thermal comfort in a room heated by two-panel radiators. *Energy and buildings*. 2011 Jan 1;43(1):137-46. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2010.08.034>
- [6] Basok BI, Davydenko BV, Farenuyk GG, Goncharuk SM. Computational modeling of the temperature regime in a room with a two-panel radiator. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*. 2014 Nov 1;87(6):1433-8.
- [7] Verma TN, Sinha SL. Contaminant control in intensive care unit of hospital. In *Applied Mechanics and Materials* 2014 (Vol. 592, pp. 2486-2490). Trans Tech Publications Ltd. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.592-594.2486>
- [8] Nada SA, El-Batsh HM, Elattar HF, Ali NM. CFD investigation of airflow pattern, temperature distribution and thermal comfort of UFAD system for theater buildings applications. *Journal of Building Engineering*. 2016 Jun 1;6:274-300. <https://doi.org/10.1016/j.jobbe.2016.04.008>
- [9] Lin YJ, Xu ZY. Buoyancy-driven flows by a heat source at different levels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2013 Mar 1;58(1-2):312-21. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.11.008>
- [10] Murakami S. Numerical prediction of horizontal nonisothermal 3-D jet in room based on the k-ε model. *ASHRAE Transactions*. 1991;97(1):38-48. [https://doi.org/10.18948/shase.26.82\\_101](https://doi.org/10.18948/shase.26.82_101)
- [11] Chen Q. Comparison of different k-ε models for indoor air flow computations. *Numerical Heat Transfer, Part B Fundamentals*. 1995 Oct 1;28(3):353-69. <https://doi.org/10.1080/10407799508928838>
- [12] Costa JJ, Oliveira LA, Blay D. Test of several versions for the k-ε type turbulence modelling of internal mixed convection flows. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1999 Dec 1;42(23):4391-409. [https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(99\)00075-7](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(99)00075-7)
- [13] Raithby, GD, and Chui.EH. A finite-volume method for predicting a radiant heat transfer in enclosures with participating media. 1990; 415-423. <https://doi.org/10.1115/1.2910394>

## ÖZGEÇMİŞ

### Hande UFAT

1983 yılında Bursa'da doğmuştur. 2004 yılında Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünden mezun olmuştur. 2010 yılında Uludağ Üniversitesinde yüksek lisansını, 2017'de doktora eğitimini tamamlamıştır. 2005-2007 yılları arasında çeşitli mekanik tesisat firmalarında proje mühendisi olarak, 2008-2017 yılları arasında Uludağ Üniversitesinde Makine Mühendisliği Bölümünde Araştırma Görevlisi olarak çalışmıştır. 2017'den beri Bursa Uludağ Üniversitesi Teknik Bilimler Meslek Yüksekokulu İklimlendirme ve Soğutma Teknolojisi Programında Öğretim Görevlisi olarak çalışmaktadır.