



POLİTEKNİK DERGİSİ

JOURNAL of POLYTECHNIC

ISSN: 1302-0900 (PRINT), ISSN: 2147-9429 (ONLINE)

URL: <http://dergipark.gov.tr/politeknik>



Duvardan radyant soğutma sistemlerinde soğutucu akışkan sıcaklığının ısıl konfora etkisinin incelenmesi

Investigation of coolant temperature effect on thermal comfort in wall mounted radiant cooling systems

Yazar(lar) (Author(s)): Merve ÖZTÜRK¹, Onur ORUÇ²

ORCID¹: 0000-0002-4414-0916

ORCID²: 0000-0002-5459-2342

Bu makaleye şu şekilde atıfta bulunabilirsiniz (To cite to this article): Öztürk M. ve Oruç O., “Duvardan radyant soğutma sistemlerinde soğutucu akışkan sıcaklığının ısıl konfora etkisinin incelenmesi”, *Politeknik Dergisi*, 22(2): 461-468, (2019).

Erişim linki (To link to this article): <http://dergipark.gov.tr/politeknik/archive>

DOI: 10.2339/politeknik.444374

Duvardan Radyant Soğutma Sistemlerinde Soğutucu Akışkan Sıcaklığının Isıl Konfora Etkisinin İncelenmesi

Araştırma Makalesi / Research Article

Merve ÖZTÜRK*, Onur ORUÇ

Makine Fakültesi, Makine Müh. Bölümü, Yıldız Teknik Üniversitesi, Türkiye

(Geliş/Received : 12.02.2018 ; Kabul/Accepted : 12.06.2018)

ÖZ

Radyant sistemler geleneksel ısıtma ve soğutma sistemlerine göre daha iyi ısı konfor şartları sağlamalarının yanında düşük enerji tüketimleriyle de ön plana çıkmaktadırlar. Radyant panel sistemlerinin enerji ve ekserji açısından gösterdikleri performanslar dünya çapında akademisyenlerin ilgisini çekmiştir. Bu çalışmada, duvardan radyant soğutma sisteminin ısı konfora etkisi sayısal olarak incelenmiştir. Bu amaçla yapılan çalışmalarda radyant panellerin içerisinde bulunan soğutucu akışkan sıcaklığı sırasıyla 18°C, 20°C ve 22°C tanımlanarak sonuçlar PMV-PPD parametrelerine göre karşılaştırılmıştır. Tüm durumların ASHRAE 55 standardında belirtilen ısı konfor şartlarını sağladığı, en iyi ısı konfor değerine yakın durumun 20°C soğutucu akışkan sıcaklığında gerçekleştiği görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Isıl konfor, PMV-PPD, radyant soğutma, HAD.

Investigation of Coolant Temperature Effect on Thermal Comfort in Wall Mounted Radiant Cooling Systems

ABSTRACT

Radiant systems provide better thermal comfort conditions than traditional heating and cooling systems, as well as low energy consumption. The performance of radiant panel systems in terms of energy and exergy have attracted the attention of the academicians around the world. In this study, the effect of the wall mounted radiant cooling system on thermal comfort was investigated numerically. For this purpose, the coolant temperature inside the radiant panels was defined as 18°C, 20°C and 22°C respectively and the results were compared according to the PMV-PPD parameters. It has been found that all cases fulfilled the thermal comfort conditions specified in ASHRAE 55 standard and the best conditions were obtained at 20°C water temperature.

Keywords: Thermal comfort, PMV-PPD, radiant cooling, CFD.

1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Isıl konfor basit olarak insan ile ortam arasındaki enerji dengesine dayanmaktadır. İnsan vücudu sıcak bir ortamda bulunduğu sırada ısı kaybetmek için terleme durumuna, soğuk ortamda bulunduğu sırada ise ısınmak için titreme durumuna geçer. Bu nedenle günlük hayatta ısı konfor insanların yaşam kalitesini oldukça etkilemektedir. Isıl konfor hesaplama metodu Fanger'in [1] 1970 yılında geliştirmiş olduğu PMV-PPD yöntemine dayanmaktadır. Radyant panel sistemleri kullanılarak yapılan soğutma diğer konvansiyonel sistemler kullanılarak yapılan soğutmaya göre daha iyi ısı konfor değerleri sunmaktadır.

Oxizidis ve Papadopoulos yaptıkları çalışmada [2]; ofis odasını temsil eden bir test hücresi içerisinde yer alan radyant ve ısı taşınım sistemlerini enerji tüketimi ve ısı konfor açısından karşılaştırmışlardır. Radyant yüzey-

lerin, özellikle radyant zeminler, doğal havalandırılmış binalar için ısı konfor şartlarını geliştirmek için en uygun model olduğunu belirtmişlerdir.

Catalina vd. yaptıkları çalışmada [3]; bir test odasında kontrollü şartlar altında kurulan tavadan radyant soğutma sistemini deneysel ve hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yöntemi ile incelemişlerdir. HAD analizlerinden elde edilen hava hızı değerlerinin ayak/bilek bölgesinde yerel konforsuzluk oluşturduğu, fakat test odasının geri kalan bölgelerinde hava hızı değerlerinin standartlara uygun olduğu gözlenmiştir. Çizilen PMV dağılımı grafikleri ısı konforun sağlandığını ve odanın içerisinde düzgün dağıldığını göstermiştir. Bu çalışmada tavadan soğutma, düşük dikey hava sıcaklığı gradyanı oluşturarak ısı konforu sağlamıştır. Aynı zamanda yüksek metabolizma hızı ve/veya giysi yalıtımı değerleri için de ısı konforun sağlandığı gözlenmiş, bu nedenlerle tavadan soğutmanın ısı konfor açısından avantajlı olduğu belirtilmiştir.

*Sorumlu Yazar (Corresponding Author)
e-posta : merveoz@yildiz.edu.tr

Lim vd. yaptıkları çalışmada [4]; radyant zemin soğutma sistemlerinin kontrol metodlarının performansını ve uygulanabilirliğini, zemin yüzey yoğunlaşması ve konfor parametrelerine göre deneysel ve sayısal olarak araştırmışlardır. Radyant soğutmalı model için yapılan deneylerin sonucuna göre; zemin yüzey sıcaklığının 21°C, yüzeyler arasındaki sıcaklık farkının 6°C ve dikey sıcaklık farkının 1.9°C'nin altında kalarak ısı konfor standartlarının/şartlarının sağlandığı görülmüştür.

Hodder vd. yaptıkları çalışmada [5]; deplasmanlı havalandırmanın soğutulmuş tavan ile birlikte ısı konfora etkilerini incelemiştir. Soğutulmuş tavana ve deplasmanlı havalandırmaya sahip ofis içeren test odası inşa edilmiş, tavan sıcaklığı belirli bir aralıkta tutularak, sekiz kadın denek ile deneyler gerçekleştirilmiştir. Dikey radyant sıcaklık asimetrisinin toplam ısı konfora etkileyen en büyük problem olduğu gözlemlenmiştir.

İmanari vd. yaptıkları çalışmada [6]; radyant tavan panel sistemiyle konvansiyonel hava şartlandırma sistemini ısı konfor, enerji tüketimi ve maliyet açısından karşılaştırmışlardır. Radyant tavan panel sisteminin soğutma durumunda çok etkili bir ısı çevre oluşturduğu, deneklerden daha iyi ısı konfor sağladığına dair olumlu oy aldığı ve enerji tasarrufu sağladığı sonucuna varılmıştır.

Zhao vd. çalışmalarında [7]; büyük alanlara sahip binalar için radyant zemin soğutma uygulamaları hakkında araştırma yapmışlardır. Havalimanları, konferans merkezleri ve oditoryumlar gibi büyük alanlara sahip binalarda dış bina zarfı camdan olduğu için, iç ısı çevre yüksek güneş radyasyonundan etkilenecektir. Bu çalışmada geniş alanlı binalarda radyant soğutma performansı üzerinde durulmuştur. Radyant sistemlerin ısı konforu sağlamanın yanında, sistem verimliliği açısından oldukça iyi bir performans sergilediğini göstermişlerdir.

Hernández vd. yaptıkları çalışmada [8]; yeni bir havalandırma terminali kurarak bunu radyant zemin ile kombinlemişlerdir. Çalışmalarında hem deneysel hem de sayısal analizler gerçekleştirmişlerdir. Deney ve sayısal analizler sonucunda sayısal analizlerin deneylerle örtüştüğü görülmüştür. Zemindeki borular sıcaklık dağılımını homojen şekilde sağlamıştır. Dikey sıcaklık farkının 2.7°C olduğu ve böylelikle ısı konfor şartlarının sağlandığı gözlenmiştir.

Bu çalışmada, radyant panel kullanılarak yapılan soğutma durumunda panellere beslenen soğutucu akışkan sıcaklıklarının ısı konfora etkisinin incelenmesi amaçlanmıştır. Bu amaçla üç farklı soğutucu akışkan sıcaklığı kullanılarak, iki boyutlu bir modelde analizler gerçekleştirilmiştir.

2. YÖNTEM (METHOD)

2.1 2B Model (2D Model)

Bu çalışmada, sağ ve sol duvar kesitlerinin derinlikle değişmediği göz önüne alınarak 4 m genişliğinde ve 3 m yüksekliğinde 2 boyutlu bir oda kesiti modellenerek analizler gerçekleştirilmiştir. Oluşturulan modelin şematik gösterimi Şekil 1'de görülmektedir.



Şekil 1. 2B oda modeli (2D room model)

Odanın yapısında ve yalıtımında kullanılan malzemelerin kalınlıkları ile ısı geçiş katsayıları Çizelge 1'de verilmiştir.

2.2 HAD Modeli ve Sınır Şartları (CFD Model and Boundary Conditions)

2.2.1 Matematik Model (Mathematical Model)

Bu çalışmada akışın 2B, kararlı olduğu ve yoğunluk, viskozite, ısı iletkenlik gibi termofiziksel özelliklerin sabit olduğu kabul edilmiştir. Böylece kartezyen koordinatlar için korunum denklemleri aşağıdaki gibi yazılabilir [10]. Oda içerisinde hava ile panel arasındaki ısı transferi doğal taşınım ile gerçekleşmektedir. Boussinesq yaklaşımı çok çeşitli doğal taşınım problemlerinde kullanılmaktadır. Bu yaklaşıma göre momentum denklemleri düzenlenerek yazılmıştır [11]:

Süreklilik denklemi

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

Momentum denklemleri

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

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} - g \beta (T - T_0) + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (3)$$

Enerji denklemi

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (4)$$

Çizelge 1. Yapı elemanları ve diğer malzemelerin özellikleri [9] (Properties of structuring and other materials)

No	Malzeme	Kalınlık [mm]	Isı geçiş katsayısı [W/mK]
1	Alçı	30	0.37
2	Pex Boru (Polietilen Çapraz bağlı)	-	0.41
3	Xps (Ekstrude polistren köpük)	20	0.035
4	Tuğla	240	0.5
5	Sıva	20	1

Doğal taşınımında sınır tabaka laminer bölge ile sınırlı değildir. Doğal taşınımında geçiş bölgesi kaldırma ve viskoz kuvvetlerin değerine oldukça bağlıdır. Geçiş bölgesinin tayini Rayleigh numarasıyla belirlenir. Rayleigh sayısı denklem 5 ile hesaplanabilir. Dikey düzlem plakalar için kritik Rayleigh sayısı 10^9 olarak tayin edilmiş, bu değer üzerinde değerler türbülanslı akış olarak kabul görmektedir [11].

$$Ra = Gr Pr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)x^3}{\nu\alpha} \approx 10^9 \quad (5)$$

Bu çalışmada Rayleigh sayısı yaklaşık olarak 1.6×10^3 olarak bulunmuş, akışın türbülanslı olduğu anlaşılmıştır. Türbülans modeli olarak Standart k- ϵ türbülans modeli kullanılmıştır. Standart k- ϵ türbülans modeli en çok bilinen ve çokça kullanılan iki denklemlilik eddy viskozite modelidir [12]. Bu modelin viskozitenin ve türbülanslı akışın etkili olduğu duvar yakınlığında doğru sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir [13]. Doğal taşınım için en uygun model olduğu deneysel olarak kanıtlanmıştır [14]. Bu model için transport denklemleri aşağıda gösterilmiştir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho k u) = \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M \quad (6)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho \epsilon u) = \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (7)$$

Burada

$$\mu_t = \rho C_\mu \mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (8)$$

Bu denklemlerde G_k ortalama hız gradyanlarından dolayı oluşan türbülans kinetik enerji üretimini, G_b kaldırma kuvvetinden dolayı oluşan türbülans kinetik enerji üretimini, Y_M sıkışabilirliğin türbülans üzerindeki etkisini temsil etmektedir. σ_k ve σ_ϵ sırasıyla k ve ϵ için Prandtl sayılarıdır. $C_{1\epsilon}$, $C_{2\epsilon}$, $C_{3\epsilon}$ k- ϵ türbülans modeli sabitleridir [12].

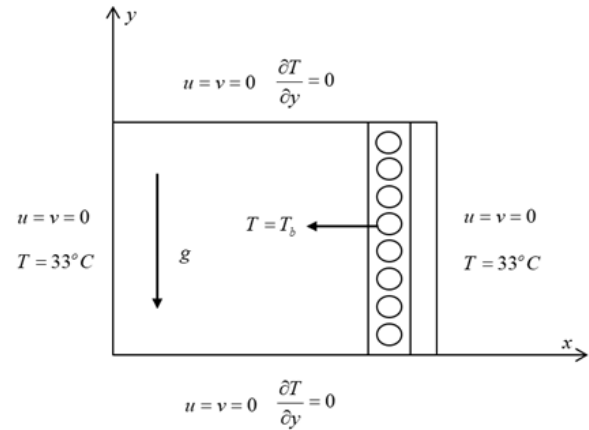
Isı üretiminin olmadığı iki boyutlu sürekli rejim ve sabit ısı iletim katsayısına sahip tuğla ve sıva içerisindeki ısı iletimi aşağıdaki denklemle belirlenir.

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = 0 \quad (9)$$

Bu çalışmada ışınlama olan ısı geçişi taşınım olan ısı geçişine göre daha önemli olduğundan ışınlama etkileri dikkate alınmıştır. Bu nedenle genel geçer, hemen hemen bütün uygulamalara uyarlanabilen ve doğruluğu kanıtlanmış Discrete Ordinates (DO) ışınlama modeli kullanılacaktır. Bu model saçılmayı, yarı saydam ortamı,

yansıtıcı yüzeyleri ve dalga boyuna bağlı geçirmeyi hesaba katmaktadır. Discrete Ordinate radyasyon modeli, saydam olmayan duvarların her iki yanında da akışkan veya katı ortam olduğu problemleri çözebilmektedir. Bu modelin avantajı hem güneşten gelen ışınlama hem de katı ve opak yüzeylerdeki ışınlama çözümleridir [15].

Ansys-Fluent programı [16] kullanılırken, çözücü ayarlarında çözücü tipi olarak Pressure-based modeli seçilmiştir. Analizlerin tümü sürekli hal göz önüne alınarak yapılmıştır. Oda modelinde doğal taşınım analizleri yapılacağından yer çekimi ivmesi y doğrultusunda -9.81 m/s^2 olarak tanımlanmıştır. Çözümlerde ısı geçişini hesaplanabilmesi için enerji modeli aktif hale getirilmiştir. Panellerden ısı geçişi taşınım ve ışınlama ile olduğundan, ışınlama ile geçen ısıyı hesaplayabilmek için enerji modeline ek olarak ışınlama modeli de aktifleştirilmiştir. Işınlama modeli olarak discrete ordinates (DO) modeli kullanılmıştır. Çözüm alanı içerisinde akışın Rayleigh sayısının türbülanslı akışı göstermesi nedeniyle, türbülans modelleri içerisinden standart k- ϵ modeli kullanılmıştır. Standart k- ϵ modeli yaygın model olup, doğal taşınım çözümlemesine uygun ve çözüm süresi kısalığı bakımından oldukça kullanışlıdır [15].



Şekil 2. Sınır Şartları (Boundary conditions)

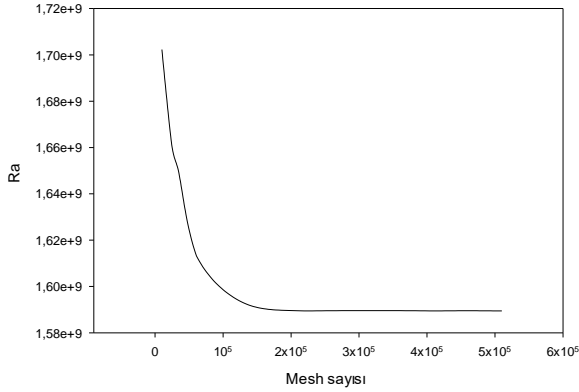
Şekil 2'de sınır şartları gösterilmiştir. Oda içerisinde bulunan havanın sıcaklık değeri 24°C olarak belirlenmiştir. Dış ortam sıcaklığı olarak İstanbul için tasarım sıcaklığı olan 33°C [17] tanımlanmıştır. Dış ortam sıcaklığı direkt olarak sıvanın yüzeyine tanımlanmıştır. Radyant panellerin içerisinde bulunan soğutucu akışkan sıcaklığı sırasıyla 18°C , 20°C ve 22°C tanımlanarak analizler gerçekleştirilmiştir. Radyant panellere tanımlanan sıcaklıklar boru yüzey sıcaklığı olarak tanımlanmış, boru içerisindeki akışın etkileri hesaba katılmamıştır. Her biri 10 mm çapa sahip, 72 adet boru kullanılmıştır.

2.2.2 Çözüm Alanı ve Mesh Bağımsızlığı

(Computational Domain and Grid Independency)

Şekil 1'de belirtilen geometri çözüm alanını oluşturmaktadır. Mesh bağımsızlığı için 10×10^3 ile 510×10^3 aralığında mesh sayısına sahip olan 8 farklı

analiz gerçekleştirilmiştir. Şekil 3'te mesh sayısına bağlı olarak Rayleigh sayısının değişimi verilmiştir. Mesh sayısının 130×10^3 olduğu durumdan sonra çalışmanın mesh sayısından bağımsız olduğu anlaşılmış, bu çalışmada mesh sayısı 135×10^3 olarak belirlenmiştir.



Şekil 3. Mesh Bağımsızlığı (Grid independency)

2.3 Isıl Konfor Hesaplama Yöntemi (Thermal Comfort Calculation Methods)

Isıl konfor kısaca ortamdaki duyulan memnuniyet olarak tanımlanır [18]. İnsandan insana değişen fizyolojik, psikolojik ve buna benzer birçok varyasyona bağlıdır. Bu çalışmada ısı konforu değerlendirmek için; PMV-PPD değerleri ve yerel ısı konfor kriterleri ASHRAE 55 [19] ve ISO 7730 [18] standartlarına göre hesaplanmıştır.

2.3.1 Tahmini ortalama oy (Predicted Mean Vote)

PMV, insan vücudunun ısı dengesini baz alarak, bir grup insanın yedi farklı ısı his ölççeğine göre belirlediği ısı konfor sınıflandırmasıdır [19]. ASHRAE ısı his ölççeği Çizelge 2’de gösterilmiştir.

PMV metabolizma hızı, giysi yalıtımı, hava sıcaklığı, ortalama radyant sıcaklık, hava hızı ve bağıl nem parametrelerine bağlı olarak denklem 10 ile hesaplanır [19].

$$PMV = (0.303 \cdot e^{-0.036 \cdot M} + 0.028) \cdot$$

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

Burada

$$T_{cl} = 35.7 - 0.028 \cdot (M - W) - I_{cl} \cdot \left[\begin{array}{l} 3.96 \cdot 10^{-8} \cdot f_{cl} \cdot \{(T_{cl} + 273)^4 - (T_r + 273)^4\} \\ + f_{cl} \cdot h_c \cdot (T_{cl} - T_a) \end{array} \right] \quad (11)$$

$$h = \begin{cases} 2.38 \cdot |T_{cl} - T_a|^{0.25} \leq 2.38 \cdot |T_{cl} - T_a|^{0.25} > 12.1 \cdot \sqrt{V_{ar}} \\ 12.1 \cdot \sqrt{V_{ar}} \leq 2.38 \cdot |T_{cl} - T_a|^{0.25} < 12.1 \cdot \sqrt{V_{ar}} \end{cases} \quad (12)$$

$$f_{cl} = \begin{cases} 1 + 1.29 \cdot I_{cl} \leq I_{cl} \leq 0.078m^2 \cdot K / W \\ 1.05 + 0.645 \cdot I_{cl} \leq I_{cl} > 0.078m^2 \cdot K / W \end{cases} \quad (13)$$

Çizelge 2. ASHRAE ısı his ölççeği (ASHRAE thermal sensation scale) [19]

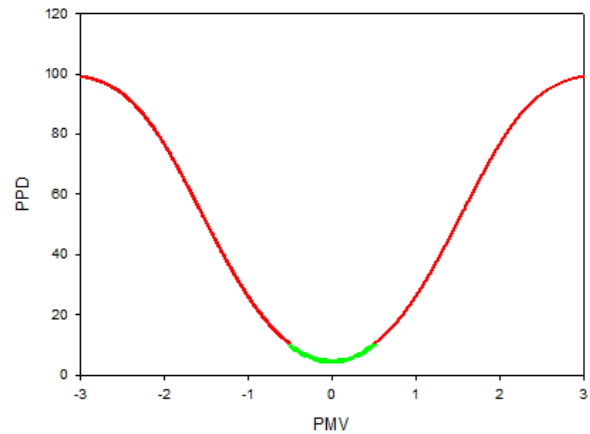
+3	Sıcak
+2	Ilık
+1	Hafif Ilık
0	Nötr
-1	Hafif serin
-2	Serin
-3	Soğuk

2.3.2 Tahmini memnuniyetsizlik oranı (Predicted Percentage of Dissatisfied)

PMV değerlerini kullanıp ısı olarak memnuniyetsiz (sıcak, ılık, serin ve soğuk oyu kullanmış) olan insan sayısının oranını belirtmektedir [18]. PPD değeri denklem 14 ile hesaplanır [19].

$$PPD = 100 - 95 \cdot \exp(-0.03353 \cdot PMV^4 - 0.2179 \cdot PMV^2) \quad (14)$$

PMV ve PPD değerleri arasındaki ilişki Şekil 4’de görülmektedir.



Şekil 4. PMV ile PPD arasındaki ilişki (The relationship between PMV and PPD)

2.3.3 Yerel ısı konforsuzluklar (Local discomforts)

PMV ve PPD bütün vücudu baz alan ısı konfor parametreleridir. Fakat ısı konforsuzluk bölgesel olarak gerçekleşebilir. En yaygın yerel ısı konforsuzluklar hava akışı, baş ile ayak bileği arasında gerçekleşen normal olmayan dikey sıcaklık farkları, çok yüksek veya çok düşük zemin sıcaklıkları ve yüksek radyant asimetri sıcaklıkları olarak gösterilebilir [18].

ASHRAE 55 [19] ve ISO 7730 [18] standartları: Standartlarla belirlenen ısı konfor değerleri Çizelge 3’de görülmektedir.

Çizelge 3. Isıl Konfor Kriteri (Thermal Comfort Criteria)

Parametre	Sınırlı Değer
PMV	$-0.5 < PMV < 0.5$
PPD	$PPD < 10$

3. BULGULAR (RESULTS)

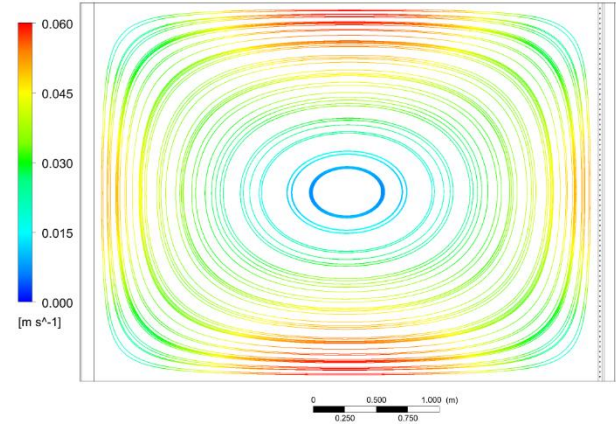
Soğutucu akışkan sıcaklığının 18°C, 20°C ve 22°C olduğu durumlar için hız akım çizgileri sırasıyla Şekil 5, Şekil 6, ve Şekil 7’de gösterilmiştir. Oda kesiti içerisindeki hava sıcak olan sol duvar boyunca yükselirken, soğuk sağ duvar boyunca alçalarak saat yönünde hareket etmektedir. Kırmızı renkte görünen bölgelerde akım çizgilerinin birbirine yaklaştığı ve hızın artış gösterdiği görülmektedir.

Soğutucu akışkan sıcaklığının 18°C, 20°C ve 22°C olduğu durumlar için oda içerisindeki sıcaklık konturları sırasıyla Şekil 8, Şekil 9 ve Şekil 10’da gösterilmiştir. Şekil 8’de radyant panel yakınında bölge hariç sıcaklığın homojen dağıldığı gözlenmektedir.

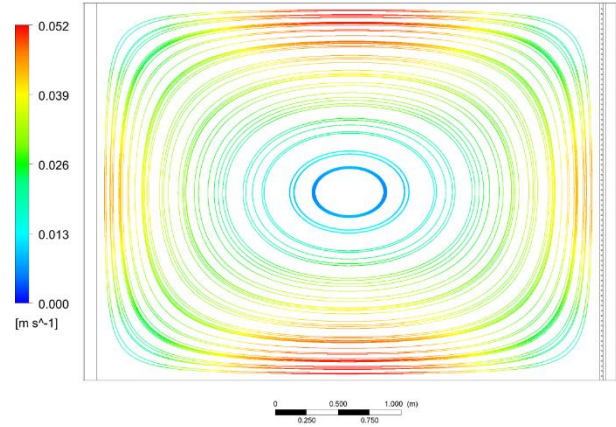
Şekil 9 ve 10’da ise sol duvar yakınındaki bölgeler hariç oda kesiti genelinde sıcaklık homojen dağılmıştır. Soğutucu akışkan sıcaklığı arttıkça oda içerisindeki sıcaklık değeri artmıştır.

Şekil 11, Şekil 12 ve Şekil 13’de boyutsuzlaştırılmış genişlik ve yüksekliğe göre hız değerlerinin değişimi grafikleri verilmiştir. Burada x duvardan olan uzaklığı tanımlarken, G oda genişliğini tanımlamaktadır. Radyant panel içerisindeki soğutucu akışkan sıcaklığının artmasıyla hız değerleri düşmüştür. Tüm grafiklerde x/G 0.25 ve 0.75 olduğu durumlara hız değerleri benzerlik göstermiş, 0.50 olduğu durumda ise hava hareketlerinden dolayı farklı değerler almış, 1.5 m yükseklikte ise hava durağanlaşmıştır. Hava akış hızının yerel konforsuzluklar oluşturmaması için ASHRAE 55 standardına göre maksimum 0.18 m/s olması gerekmektedir [19]. Tüm durumlar için hız değerlerinin bu standarda uygun olduğu görülmüştür.

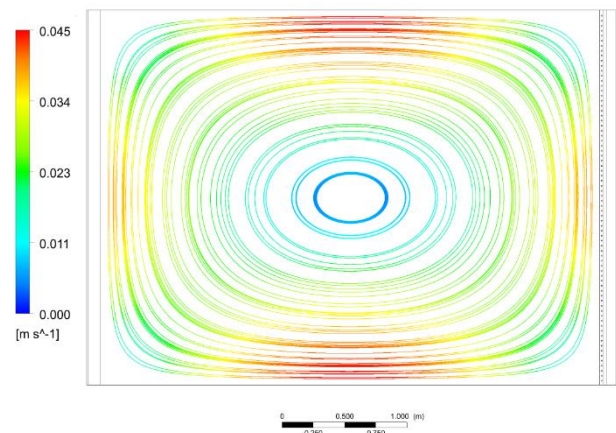
Şekil 14, Şekil 15 ve Şekil 16’da boyutsuzlaştırılmış genişlik ve yüksekliğe göre sıcaklık değerlerinin değişimi grafikleri verilmiştir. Burada x duvardan olan uzaklığı tanımlarken, G oda genişliğini tanımlamaktadır. Her üç durumda soğutucu akışkan sıcaklığının artmasıyla, oda kesitinde sıcaklıklar artış göstermiştir. Dikey hava sıcaklık farkının yerel konforsuzluklar oluşturmaması için ASHRAE 55 standardına göre maksimum 3°C olması gerekmektedir [19]. Tüm durumlar için dikey hava sıcaklık fark değerlerinin bu standarda uygun olduğu görülmüştür.



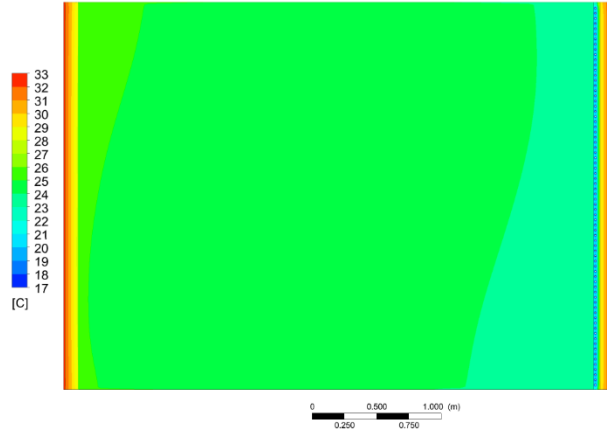
Şekil 5. Soğutucu akışkan sıcaklığının 18°C olması durumunda hız akım çizgileri (Streamlines for 18°C coolant temperature)



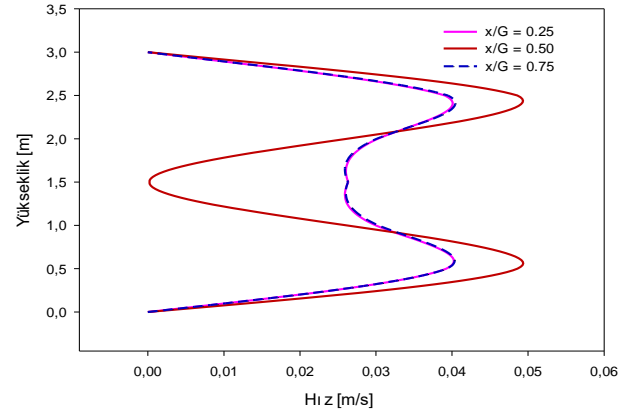
Şekil 6. Soğutucu akışkan sıcaklığının 20°C olması durumunda hız akım çizgileri (Streamlines for 20°C coolant temperature)



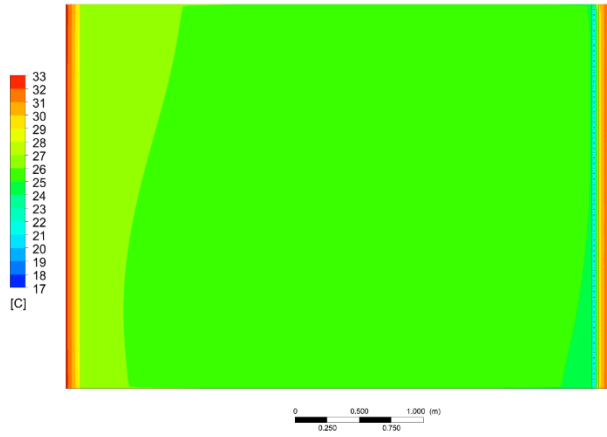
Şekil 7. Soğutucu akışkan sıcaklığının 22°C olması durumunda hız akım çizgileri (Streamlines for 22°C coolant temperature)



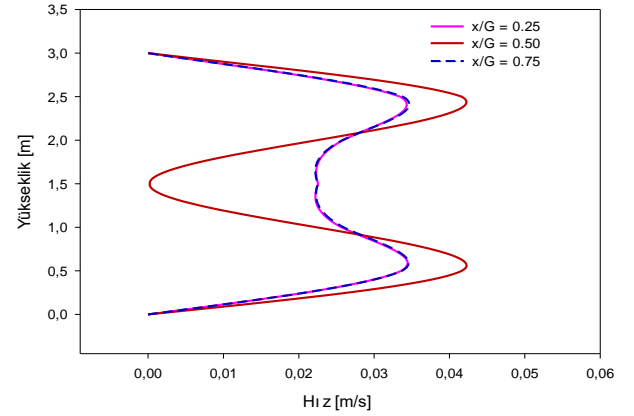
Şekil 8. Soğutucu akışkan sıcaklığının 18°C olması durumunda sıcaklık konturları (Temperature contours for 18°C coolant temperature)



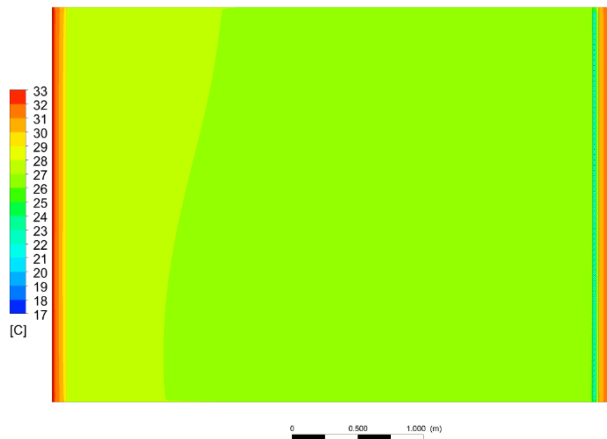
Şekil 11. Soğutucu akışkan sıcaklığının 18°C olması durumunda hava hızının yüksekliğe göre değişimi (Change of air speed according to height when the coolant temperature is 18°C)



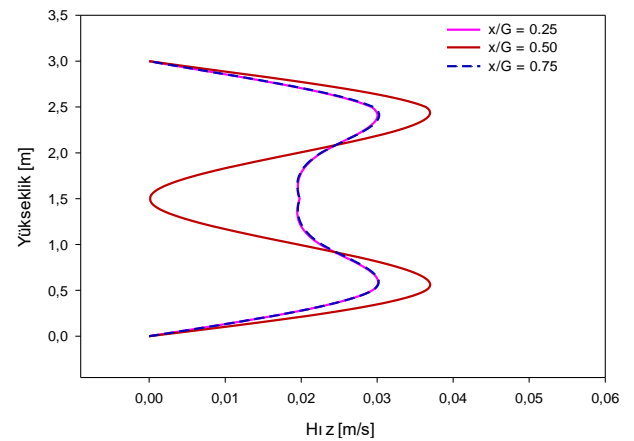
Şekil 9. Soğutucu akışkan sıcaklığının 20°C olması durumunda sıcaklık konturları (Temperature contours for 20°C coolant temperature)



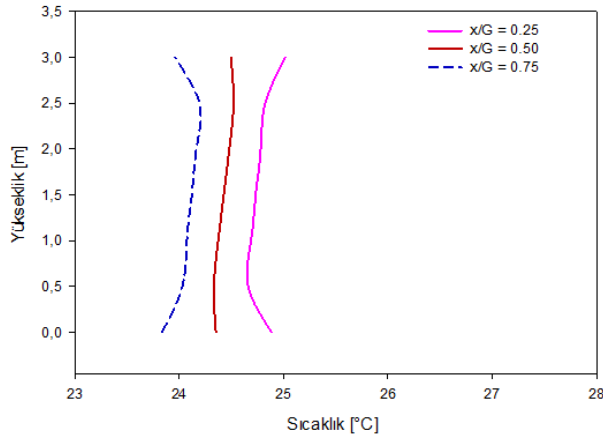
Şekil 12. Soğutucu akışkan sıcaklığının 20°C olması durumunda hava hızının yüksekliğe göre değişimi (Change of air speed according to height when the coolant temperature is 20°C)



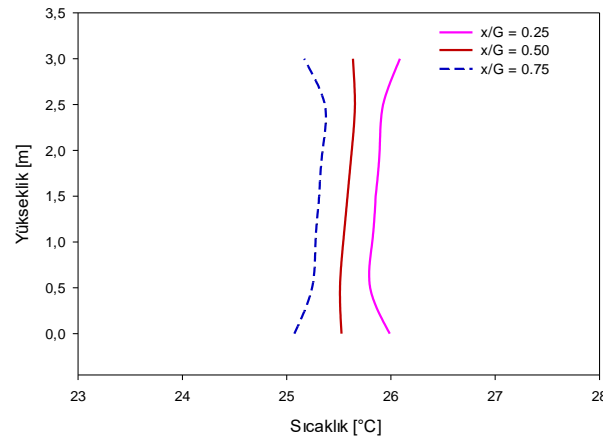
Şekil 10. Soğutucu akışkan sıcaklığının 22°C olması durumunda sıcaklık konturları (Temperature contours for 22°C coolant temperature)



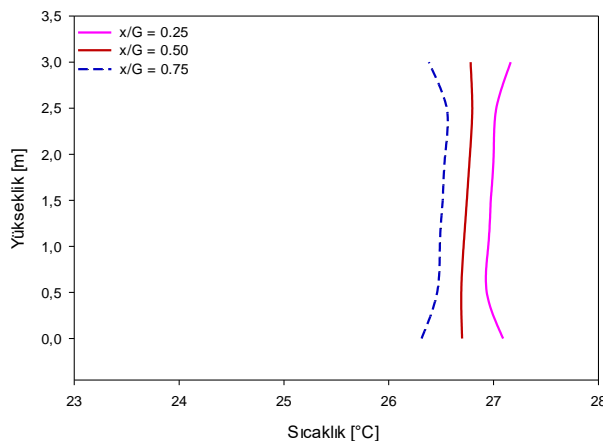
Şekil 13. Soğutucu akışkan sıcaklığının 22°C olması durumunda hava hızının yüksekliğe göre değişimi (Change of air speed according to height when the coolant temperature is 22°C)



Şekil 14. Soğutucu akışkan sıcaklığının 22°C olması durumunda hava hızının yüksekliğe göre değişimi (Change of air speed according to height when the coolant temperature is 22°C)



Şekil 15. Soğutucu akışkan sıcaklığının 20°C olması durumunda hava sıcaklığının yüksekliğe göre değişimi (Change of air temperature according to height when the coolant temperature is 20°C)



Şekil 16. Soğutucu akışkan sıcaklığının 22°C olması durumunda hava sıcaklığının yüksekliğe göre değişimi (Change of air temperature according to height when the coolant temperature is 22°C)

Çizelge 4’de tüm durumlar için PMV-PPD değerleri tablo halinde verilmiştir. Tüm durumların ASHRAE 55 standardına göre [19] genel konfor şartlarını sağladığı görülmüştür. PMV değerinin hesaplanmasında % 50 bağıl nem, 1.0 clo ve 1.2 met değerleri baz alınmıştır. Bu değerler ASHRAE 55 standardına göre [19] soğutma durumları için tasarım değerleridir. Hesaplama yapılırken, PMV değerlerinin ısı konfor standardını sağlayacağı düşünülen üç farklı soğutucu akışkan sıcaklığı kullanılmıştır. Soğutucu akışkan sıcaklığının azaltılması durumunda, PMV değerinin negatif yönde, artırılması durumunda ise PMV değerinin pozitif yönde artış göstereceği gözlenmiştir. Bu üç durum incelendiğinde, soğutucu akışkan sıcaklığının 20°C olduğu durumun, diğer durumlara göre daha iyi bir ısı konforuna sahip olacağı anlaşılmaktadır.

Çizelge 4. Bütün durumlar için PMV-PPD değerleri (PMV-PPD values for all cases)

	PMV	PPD
18°C	-0.45	9.23
20°C	-0.12	5.30
22°C	0.31	7.00

4. SONUÇLAR VE TARTIŞMA (CONCLUSIONS AND DISCUSSION)

Bu çalışmada, duvardan radyant soğutma sisteminin ısı konforuna etkisi sayısal olarak incelenmiştir. Bu amaçla yapılan çalışmalarda radyant panellerin içerisinde bulunan soğutucu akışkan sıcaklığı sırasıyla 18°C, 20°C ve 22°C tanımlanarak sonuçlar PMV - PPD parametrelerine göre karşılaştırılmıştır. Tüm durumların hesaplanan PMV - PPD parametreleri ısı konfor şartlarını sağlamıştır.

Tüm durumlar için dikey sıcaklık farkı ASHRAE 55 standardında belirtilen 3°C limit değerini aşmamıştır. Yine aynı standartta belirtilen limit hız 0.18 m/s değeri aşılmamıştır. Bu nedenlerle, yerel konforsuzluklar üç durum için de gözlenmemiştir.

Oda kesitinde hava sirkülasyonunun olduğu, sıcak olan sol yüzeyden yukarıya ve soğuk olan sağ yüzeyden aşağıya doğru hareket ettiği görülmüştür.

İleriki çalışmalarda soğutmanın havalandırma ile desteklenebileceği ve farklı ısı konfor yöntemleriyle araştırmaların yapılabileceği öngörülmektedir.

SİMGE LİSTESİ (NOMENCLATURE)

α	Isı yayılma katsayısı
β	Hacimsel ısı genleşme katsayısı
C_{1e}	k-ε türbülans modeli sabiti
C_{2e}	k-ε türbülans modeli sabiti
C_{3e}	k-ε türbülans modeli sabiti
C_{μ}	k-ε türbülans modeli dinamik viskozite sabiti
ε	Türbülans sönümlenme hızı, yayma oranı

f_{cl}	Giyisili vücut yüzey faktörü
G	Odanın genişliği
G_b	Kaldırma kuvvetinden dolayı türbülans kinetik enerjinin üretimi
G_k	Ortalama hız gradyanından dolayı türbülans kinetik enerjinin üretimi
G_r	Grasshoff sayısı
g	Yerçekimi ivmesi
h	Taşınım katsayısı
I_{cl}	Giyisi yalıtımı
k	Türbülans kinetik enerjisi, ısı iletim katsayısı
L	Karakteristik uzunluk
M	Metabolik hız
μ	Dinamik viskozite
μ_t	Türbülans dinamik viskozitesi
ν	Kinematik viskozite
p	Basınç
p_a	Su buharı kısmi basıncı
Pr	Prandtl sayısı
Ra	Rayleigh numarası
ρ	Yoğunluk
σ	Stefan-Boltzmann sabiti
$\sigma_k, \sigma_\epsilon$	k- ϵ için prandtl sayıları
T	Sıcaklık
T_a	Hava sıcaklığı
T_b	Borunun yüzey sıcaklığı
T_{cl}	Giyisi yüzey sıcaklığı
T_r	Ortalama radyant sıcaklık
T_s	Yüzey sıcaklığı
T_0	Çalışma sıcaklığı
T_∞	Çevre sıcaklığı
u, v, w	Akışkanın ortalama hız bileşenleri
u_i	Anlık hız
V_{ar}	Bağıl hava hızı
W	Etkin mekanik güç
x, y, z	Kartezyen koordinatlar
Y_M	Sıkışabilirliğin türbülans üzerindeki etkisi

KISALTMA LİSTESİ (ABBREVIATION LIST)

ASHRAE	American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
CFD	Computational Fluid Dynamics
DO	Discrete Ordinates
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
ISO	International Standards Organization
PMV	Predicted Mean Vote (Tahmini Ortalama Oy)
PPD	Predicted Percentage of Dissatisfied (Tahmini Memnuniyetsizlik Oranı)

KAYNAKLAR (REFERENCES)

- [1] Fanger, P. O., "Thermal comfort. Analysis and applications in environmental engineering", (1970).
- [2] Oxizidis, S., Papadopoulos, M. A., "Performance of radiant cooling surfaces with respect to energy consumption and thermal comfort", *Energy and Buildings*, 57: 199-209, (2013).
- [3] Catalina, T., Virgone, J. ve Kuznik, F., "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, (2009).
- [4] Lim, J.H., Jo, J.H., Yong, Y.K., Souk, M., Kim, K.W., "Application of the control methods for radiant floor cooling system in residential buildings", *Building and Environment*, 41: 60-73, (2006).
- [5] Hodder, S. G., Loveday, D. L., Parsons, K. C. ve Taki, A. H., "Thermal comfort in chilled ceiling and displacement ventilation environments: vertical radiant temperature asymmetry effects", *Energy and Buildings*, 27: 167-173, (1998).
- [6] Imanari, T., Omori, T. ve Bogaki, K., "Thermal comfort and energy consumption of the radiant ceiling panel system: Comparison with the conventional all-air system", *Energy and Buildings*, 30: 167-175 (1999).
- [7] Zhao, K., Liu, X. H. ve Jiang, Y., "Application of radiant floor cooling in large space buildings - A review", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 55: 1083-1096, (2016).
- [8] Fernandez Hernandez, F., Cejudo Lopez, J. M., Fernandez Gutierrez, A. ve Dominguez Munoz, F., "A new terminal unit combining a radiant floor with an underfloor air system: Experimentation and numerical model", *Energy and Buildings*, 133: 70-78, (2016).
- [9] TS 825, "Binalarda Isı Yalıtım Kuralları", (2008).
- [10] White, F. M., "Fluid Mechanics", *McGraw-Hill*, 3. Baskı, New York, (2003).
- [11] Incropera, F.P. ve Dewitt, P.D., "Fundamentals of Heat and Mass Transfer", *John Wiley and Sons*, 3. Baskı, New York (2013).
- [12] ANSYS, "Ansys Fluent Theory Guide, Yayın No: 15", (2013).
- [13] Bardina, J.E., Huang, P.G. ve Coakley, T.J., "Turbulence Modeling Validation, Testing, and Development", *NASA technical memorandum*, California, (1997).
- [14] Yuan, X., "Wall Functions for Numerical Simulation of Natural Convection along Vertical Surfaces", *Yüksek Lisans Tezi*, ETH Zürich, Zürich, (1995).
- [15] ANSYS, "Ansys Fluent User's Guide, Yayın No: 16", (2015).
- [16] <https://www.ansys.com/products/fluids/ansys-fluent>
- [17] Alarko Carrier Sanayi ve Ticaret A.Ş., "Şehirlerin Yaz ve Kış Dış Hava Tasarım Sıcaklıkları", <https://www.alarko-carrier.com.tr/tr/TeknikDestek/DisHavaTasarimSicakliklari.pdf>, 30 Haziran 2017
- [18] ISO 7730, "Ergonomics of the thermal environment — Analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria", (2015).
- [19] ASHRAE 55, "Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy", (2013).