

Makale

Barış Burak KANBUR
Cemil ÇALIKIRAN
Handan ÇUBUK
Kenan KAYA
Şevket Özgür ATAYILMAZ

Abstract:

In this study, heat transfer characteristics of a wall-heating hydronic radiant panel model is investigated in terms of some design parameters by making use of Computational Fluid Dynamics (CFD). These parameters are thickness of the aluminum foil, which serves as an extended surface, pipe-spacing and panel water inlet temperature. Numerical solutions have been carried out by means of a widely used computational fluid dynamics (CFD) flow modeling software, ANSYS FLUENT. Firstly, 3-D models of the radiant panel having different pipe spacings have been created; then numerical solutions have been obtained for each pipe spacing changing thickness of the aluminum foil. Pipe spacings of 100 and 150 mm and aluminum foil thickness of 0.5 and 0.7 mm, that is, four models in total have been taken into account. Water inlet temperature is set to 30 and 40 °C, respectively, for each foil and pipe-spacing combination. Results have shown that increasing thickness of the folio enhances the temperature distribution over the panel surface. Finally, temperature distribution in a 2.4 x 2.4 x 2.4 m room is presented corresponding to each panel configuration.

Key Words:

Wall Heating, Radiant Panel, Computational Fluid Dynamics (CFD), Temperature Distribution

Farklı Radyant Panel Konfigürasyonlarına Göre Elde Edilen Panel Isı Akılarının İncelenmesi

ÖZET

Bu çalışmada duvardan ısıtmada kullanılan bir sulu (hidronik) radyant panelde farklı tasarım parametrelerine göre panel ısı transfer özellikleri hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) kullanılarak incelenmiştir. Bu tasarım parametreleri başlıca; kanatlı yüzey işlevi gören folyo tabakasının kalınlığı, borulama mesafesi ve panel suyu giriş sıcaklığıdır. Sayısal çözümler HAD alanında yaygın olarak kullanılan bir akış modelleme programı olan ANSYS FLUENT yardımı ile yapılmıştır. Öncelikle radyant panelin farklı boru aralıklarına sahip üç boyutlu modelleri oluşturulmuş, sonrasında her bir boru aralığı için alüminyum folyo kalınlıkları değiştirilerek çözümler yapılmıştır. İlk olarak boru aralığı 100 ve 150 mm; folyo kalınlıkları 0.5 ve 0.7 mm olmak üzere toplamda dört ayrı panel modeli göz önüne alınmıştır. Her bir folyo kalınlığı ve boru aralığı için su giriş sıcaklığının 30 ve 40 °C olduğu çözümler elde edilmiştir. Elde edilen sonuçlar folyo kalınlığındaki artışın panel yüzeyindeki sıcaklık dağılımını iyileştirdiğini göstermiştir. Sonrasında 2.4 x 2.4 x 2.4 m boyutlarındaki bir hacim içerisindeki sıcaklık dağılımı her bir panel konfigürasyonu için elde edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Duvardan Isıtma, Radyant Panel, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (had), Sıcaklık Dağılımı

1. GİRİŞ

Duvardan ısıtma-soğutma sistemleri, mahal sıcaklığının, suyun veya havanın sirkülasyonu suretiyle kontrol edildiği sistemlerdir. Eğer ısı transferinin %50'sinden fazlası radyasyon ile gerçekleşiyorsa, yüzey radyatif panel adını alır. Bu sistemler, kontrol edilen yüzey sıcaklığının 150°C'nin altında olmasıyla karakterize edilirler. Tek zonlu, sabit sıcaklıklı, sabit hava hacimli merkezi bir cebri havalandırma sistemi ile veya çift kanallı, tekrar ısıtmalı, çok zonlu ya da değişken hacimli sistemlerle, merkezi olmayan konvektif sistemlerle, mahal içi fan-coil terminal birimleri ile birlikte çalıştırılabilirler. Birleşik çalışan sistemler yük paylaşımlı (hibrid sistemler) olarak adlandırılır. Duvardan ısıtma sistemlerinde kullanılan akışkan genellikle sudur. Duvardan ısıtma sistemlerine benzer şekilde; zeminden, tavadan ısıtma-soğutma işlemleri yapılabilir. Genel olarak serpantin şeklinde

boru demetlerinin duvarlara monte edilmesiyle oluşturulur ve kullanılır. [1]

Duvarдан ısıtma-soğutma sistemlerinde; mahalın içerisindeki insanlar; mahalın ısıtıldığını veya soğutulduğunu hissetmezler. Binayı oluşturan yüzeylerin sıcaklığı, çevre sıcaklığından önemli miktarda farklıysa, konveksiyon mekanizması aşırı sıcak veya soğuk yüzeylerin oluşturduğu konforsuzluğu ortadan kaldırma konusunda zorlanır. Isıtma ve soğutma panelleri bu eksikliği giderir. Bina malzemelerinin çoğu yüksek yayıcılığa sahip olup, radyatif panellerden kazandıkları ısıyı, tekrar yayarak bu amaca hizmet eder. Ayrıca şeffaf cam tarafından yayılan dalga boylarına karşı opak olan radyatif paneller, uzun dalga boylu radyasyonun küçük bir kısmını dışa geçirir. Bu olumlu özellikler, ısı konforunun oluşmasında önemli etkenlerdir. Paneller monte edildikten sonra; üzerleri alçı ile kaplanır, böylelikle yüzeye normal duvar görünümü verilir. Duvarдан ısıtma-soğutma sistemleri aynı zamanda yenilenebilir enerji kaynakları ile kullanılabilir (örn: güneş enerjisi ve ısı pompası). Böylelikle milli kaynaklarımızın kullanılması, enerji kaynaklarımızın ve doğal çevrenin sürdürülebilirliği açısından çok önemlidir. [2]

Duvarдан ısıtma-soğutma sistemlerinin sahip olduğu belli başlı nitelikler şu şekilde sıralanabilir [2]:

1. Duvarlardaki yüzey alanı tavan ve tabandan daha fazla olduğundan, yerden ısıtmaya göre daha düşük sıcaklık aralığında çalışabilirler.
2. Hem ısıtma hem soğutma yapılabilir.
3. Homojen ısı dağılımı sayesinde ısı konforu iyi sağlanır.
4. Havayı kurutmazlar.
5. İnsanı rahatsız edecek şekilde yüksek hızlı hava akımı olmaz.
6. Isıtmada duvarlarda nem olmaz
7. Atık ve düşük entalpi enerji kaynakları kullanılır.
8. İlk yatırım maliyeti düşüktür.
9. Yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımına uygundur.
10. Fosil yakıtlar kullanılmadığından çevre kirlenmesi önlenir.

11. Binalardaki mevsimsel dağıtım verimi, diğer sistemlere göre yüksektir.
12. Su ile çalışan panel sistemler, diğer sulu ısıtma-soğutma sistemlerine seri olarak bağlanabilirler.
13. Ekipmanlar; bakım ve onarım hizmetlerini kolaylaştıracak şekilde merkezi bir yere yerleştirilebilir.
14. Mekanik ekipman için koşullandırılan mahalde ayrı bir yer gerektirmez.

Önceki yıllarda gerek çevre kirliliği, gerekse enerji kaynaklarının verimli kullanımı yeterince dikkate alınan etkenler değildi. Fakat son yıllarda küresel ısınmanın artması ve enerji kaynaklarının enerji ihtiyacını karşılayamama tehlikesinin ortaya çıkması, tüm dünya kamuoyunun gözünü enerji verimliliğine çevirmesine sebep oldu. Enerji verimliliğinin artması enerji tasarrufu ile doğrudan ilişkilidir. Günümüzde; ülkemizin sanayi uygulamalarında enerji tasarrufuna yönelik sistem revizyonları yapılarak verimliliğin artmasına çalışılıyor ve enerji kaynaklarının kullanımına dikkat edilmeye uğraşılıyor. Sadece sanayii değil, aynı zamanda konut sektöründe de enerji tasarrufu önemli bir yere sahip olmaya başladı. ısı yalıtımının önemi arttı ve fosil yakıtları daha az kullanmanın yolları aranmaya başlandı. Bu bağlamda duvarдан ısıtma sistemleri de özelinde konut sektörünün enerji ihtiyacını, genelinde ülkenin enerji gereksinimini azaltma bakımından önemli bir yere sahiptir. [3]

Radyant panellerden gerçekleşen ışıma panel yüzey normalinin doğrultusunun bir fonksiyonu değilken, taşınımın büyük oranda bu faktöre bağlı olduğu araştırmalar sonucunda görülmüştür [4]. Örneğin; tavana yerleştirilen ve aşağı bakan bir panel ile zemine yerleştirilmiş ve yukarı doğru ısı yayan bir panelin neden olduğu taşınım katsayıları büyük farklılık göstermekte, diğer parametreler sabit tutulduğunda ışıma ısı transferi hızı değişmemektedir. Bu nedenle farklı panel oryantasyonlarında ışıma ısı transferinin toplam ısı transferi içerisindeki oranı değişmektedir.

Khan ve Coutin dıştan yalıtılmış bir oda içerisinde

Makale

tavana yerleştirilen bir hidronik panel kullanılması durumunda zamana bağlı ısı transferini ifade eden bir matematiksel model geliştirmişlerdir [5]. Bu modelde panel birbirine paralel borulardan oluşmaktadır ve simetrik olarak tavanın tam ortasına yerleştirilmiştir. Enerji dengesini ifade eden denklemler bir örtülü sonlu fark metodu kullanılarak ayrıklaştırılmıştır. Paneldeki zamana bağlı iki boyutlu ısı iletimi denklemler panelden diğer yüzeylere olan ışınım ve taşınım ısı transferi ile birleşik halde göz önüne alınmıştır. Panel dışında ısı transferine dahil olan diğer elemanlar için de denklemler geliştirilmiştir. Radyasyona katılan bütün cisimler siyah cisim olarak kabul edilmiştir. Bu çalışma ile su giriş sıcaklığı, su debisi ve panel-tavan yüzey oranının ısı transfer performansı üzerindeki etkileri incelenmiştir.

Zhang ve Plate tavana yerleştirilmiş bir radyant panelin ısı transfer karakteristiklerini araştırmak amacıyla bir sonlu fark algoritması geliştirmişlerdir [6]. 2 boyutlu bir model kullanarak zamana bağlı ve sürekli hal için panelde oluşan sıcaklık dağılımını modellemişlerdir. Bu da boru mesafesi ve konveksiyon ısı transfer katsayısının panel performansı üzerindeki etkisini görmelerini sağlamıştır. Elde ettikleri sayısal sonuçlar, yapılan deneysel çalışmaların sonuçlarıyla büyük ölçüde örtüşmüştür.

Athienitis bir yerden ısıtma sisteminin modellenmesi için açık, lineer olmayan bir sonlu fark metodu geliştirmiştir. Bu çalışma zemin yapı malzemesinin hem ısıtma paneli, hem de camlardan gelen güneş ışınımının sağladığı ısıyı depoladığını göstermiştir. Bu nedenle zemin yüzey sıcaklığı bazı durumlarda konfor sıcaklığının üzerine çıkabilmektedir. Termal konforun sağlanması şartıyla enerji tüketiminin azaltılması için bir kontrol sistemi geliştirmek amacıyla simülasyonlar farklı hava koşulları için de yapılmıştır. Sonuç olarak güneş radyasyonu ile kazanılan ısıyı da göz önüne alan ve maksimum yüzey sıcaklığını azaltan, böylece daha ekonomik olan sinüzoidal bir çalışma eğrisi elde edilmiştir [7].

Deneysel alanda Olesen duvardan ve yerden panel-lerle ısıtmanın performansı üzerine karşılaştırmalı

bir çalışma gerçekleştirmiştir. Bu çalışmada dış sıcaklık değişimi, pencerelerden gelen güneş ışınımı, aydınlatma ve insanlardan gelen ısı gibi etkenlerin neden olduğu dinamik şartlar da göz önüne alınmıştır. Sonuçlar her iki panel yerleşiminde de dinamik şartlar altında termal konforun sağlandığını göstermiştir. Ayrıca iki ayrı sistemin de enerji tüketiminin aynı seviyelerde olduğu görülmüştür [8].

Yost ve ekibi tavandan ısıtma durumunda enerji tüketimi ve termal konforu araştırmışlardır. Bir ısıtma sezonunun yarısı kadar zaman boyunca deneysel veri toplamışlardır. Sonuç olarak daha düşük hava sıcaklığında ısıtma yapılması, hızlı rejime girme, azaltılmış ısı kayıpları gibi faktörler sayesinde tavandan radyant panel ile ısıtmada enerji tasarrufu sağlandığı görülmüştür [9].

Chapman ve ekibi aralarında opak veya geçirimsiz ortam bulunan yüzeyler arasındaki radyasyon ısı transferini hesaplamak amacıyla üç boyutlu bir matematiksel model geliştirmişlerdir. Bu modelde yüzeyler arasındaki radyasyon ısı transferinin hesaplanmasında Discrete ordinates metodu kullanılmıştır. Sonuç olarak bu metodun termostat veya pencerenin yerleştirileceği yerin tespiti için önemli olan, bir yüzey üzerindeki radyasyon ısı akısı dağılımını hesaplayabildiği görülmüştür [10].

Strand ve ekibi radyant ısıtma ile konvektif ısıtmanın enerji verimliliğini karşılaştıran bir model geliştirmişlerdir. Bu model bir enerji analiz programına girilmiş ve radyant sistemin yüzeyinde hem radyasyon hem de taşınım ısı transferi hesaplanmıştır. Çalışmanın sonuçları radyant sistemin enerji verimliliği yönünden daha üstün olduğunu göstermiştir [11].

Néstor Fonseca ve Cristian Cuevas kurduğu iki adet test odasıyla tavandan radyant ısıtma soğutma deneyleri gerçekleştirmiştir. Test odalarında Belçika şartlarındaki standart bir ofis simüle edilmiştir. Toplam 46 adet test yapılmıştır. Su debisinin, su sıcaklığının, havalandırma sisteminin ve ısı yük dağılımının panel performansına etkisi incelenmiştir. Laboratuvar testlerinin sonuçlarına göre global ısı

transfer katsayısı, ısıtma durumunda soğutma durumuna göre her zaman %10 daha fazladır. Bina kabuğu ve paneller arasındaki termal rezistans %8 soğutma kapasitesini düşürmektedir [12].

Myhren ve Holmberg yaptığı çalışmalar neticesinde geniş yüzeylerin ısıtma alanı olarak kullanılarak düşük sıcaklıklarda yapılan ısıtma işlemlerinde, radyasyon ağırlıklı bir ısı transferi meydana geldiğini göstermişlerdir. Bunun sonucunda daha düşük hava sıcaklıklarında termal konfor elde edilebilir. Bazı durumlarda hava sıcaklığı 1.5 °C'ye kadar düşürülebilir. Bu durumda önemli miktarda enerji tasarrufu elde edilir. Çalışmasında standart bir ofisi modellemiş, termal konforu 1 °C daha düşük sıcaklıkta sağladığında %7 enerji tasarrufu elde etmiştir [13].

Shigeru ve Hisataka boru tavan soğutma panellerinde boru sıklığını ve oda sıcaklığı ile panele gönderilen suyun sıcaklığını kullanarak yeni bir matematiksel model geliştirmiştir. Geliştirdiği matematiksel modeldeki verilerle deneysel sonuçları karşılaştırmıştır. Yaptığı analizler sonucunda ısıtma durumunda panelden gerçekleşen ısı transferinin %70'i radyasyonla, soğutma durumunda ise %60'ı radyasyonla gerçekleşmiştir [14].

Franc Sodec tavandan soğutma panelleri için ekonomik analiz çalışmaları yapmıştır. 45-55 W.m⁻² soğutma yükünün olduğu durumlarda tavandan soğutma ilk yatırım maliyeti VAV sistemlere göre %20 oranında daha az çıkmıştır. Ayrıca %40-55 oranında yerden tasarruf sağlanmıştır. Pasif soğutmayla beraber tavandan soğutma VAV sistemlere göre %10-20 daha enerji tüketmiştir [15].

Bu çalışmada duvardan ısıtma amaçlı kullanılacak radyant panellerden elde edilen ısı akısının, radyant panel geometrisi içerisinde kullanılacak çeşitli parametrelere göre değişimi incelenmiştir. Değişken parametreler; folyo tabakası kalınlığı, panel suyu giriş sıcaklığı ve panel borulama mesafesi olarak belirlenmiştir. Tablo 1'de bu parametreler gösterilmiştir.

Tablo 1. Panel Geometrisindeki Değişken Parametreler

Parametreler	Değişkenler	
Folyo Kalınlığı (mm)	0.5	0.7
Su Giriş Sıcaklığı (°C)	30	40
Borulama Mesafesi (mm)	100	150

Radyant panel geometrisi, 3 ayrı parametrenin içinde bulunan iki farklı değişken ile toplam 8 farklı geometriye sahip olur. Geometri farklılıkları, panelden elde edeceğimiz ısı akılarını etkileyeceğinden, incelememiz gereken 8 ayrı ısı akısı ortaya çıkar.

2. HAD İLE SAYISAL ÇÖZÜM

HAD yöntemi uygulanarak, bu çalışma için iki ayrı model analiz edilmiştir. Çalışmanın ilk kısmında; belirtilen farklı panel geometrileri modellenmiş ve analiz edilmiştir. Bunun sonucunda, 8 farklı parametreye göre sekiz farklı panel ısı akısı ortaya çıkmıştır. İkinci kısımda ise, elde edilen 8 farklı panel ısı akısı, 2.4 m x 2.4 m x 2.4 m lik bir oda hacmine uygulanmış ve oda içerisinde farklı panel ısı akılarından doğan sıcaklık dağılımları incelenmiştir. HAD yönteminde yönetici denklemler süreklilik, momentum ve enerjinin korunumu denklemleridir. Süreklilik Denklemi:

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

x yönünde momentum denklemi:

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

y yönünde momentum denklemi

$$\rho \left[u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right] = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left[\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right] \quad (3)$$

z yönünde momentum denklemi

$$\rho \left[u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right] = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left[\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right] \quad (4)$$

Makale

Enerji Denklemi

$$u \frac{\partial \theta}{\partial x} + v \frac{\partial \theta}{\partial y} + w \frac{\partial \theta}{\partial z} = \alpha \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial z^2} \right) \quad (5)$$

Bu çalışmada, ısı transferi açısından ışınlama ısı transferi de incelendiği için radyasyon modellemesinden de bahsetmek gerekir. Discrete Ordinates bu çalışmada kullanılan radyasyon modelidir. Discrete ordinates (DO) radyasyon modeli radyatif transfer denklemini, her biri global kartezyen sistemi içerisinde belirlenmiş vektör yönüyle ilgili sonlu sayıda ki ayrık katı parçacık açıları için çözer.

Basınç-hız eşleştirmesi SIMPLE algoritması ile sağlanmıştır. Momentum, türbülans kinetik enerjisi (k) ve türbülans sönmülme hızına (ϵ) ait transport denklemlerindeki konvektif terimler ise Second order upwind metodu ile ayrıklaştırılmıştır. Second-order upwind metodu transport değişkenlerinde keskin süreksizliklerin meydana gelmediği problemlerde first-order upwind yöntemine göre daha gerçekçi sonuçlar vermektedir. Basınç için ise, doğal taşınım problemleri için uygun olduğu bildirilen Body-force weighted interpolasyon metodu kullanılarak her bir kontrol hacminin yüzeylerindeki basınç değerleri elde edilmiştir.

2.1. Panel Eşanjör Modeli

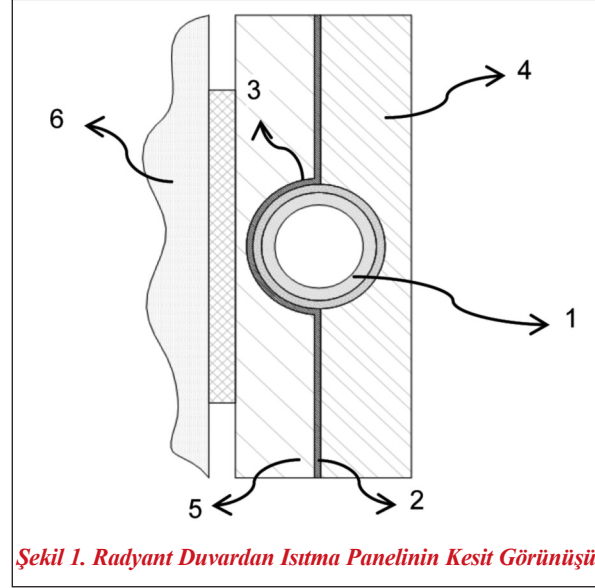
2.1.1. Geometri

Panel performansının sayısal olarak incelenmesi ANSYS programı yardımıyla gerçekleştirilmiştir. Ele alınan radyant panele ait üç boyutlu geometri bu program içerisinde bulunan geometri oluşturma modülü Design Modeler programı yardımıyla oluşturulmuştur. Çözüm ağı Meshing modülünde oluşturulduktan sonra, sonlu hacimler metodunu kullanan FLUENT ile sayısal çözümler yapılmış ve sonuçlar raporlanmıştır.

Bu çalışmada göz önüne alınan ve sayısal analize dahil edilen panel kısımları aşağıdaki gibidir ve ayrıca Şekil 1'de gösterilmiştir.

1. Plastik boru (2 mm et kalınlığında 12 mm dış çap)
2. Alüminyum folyo (ışınlım plakası)

3. Boruların döşeneceği yuvalar
4. Yüzey dolgu malzemesi (alçı)
5. Yalıtım malzemesi
6. Dış duvar

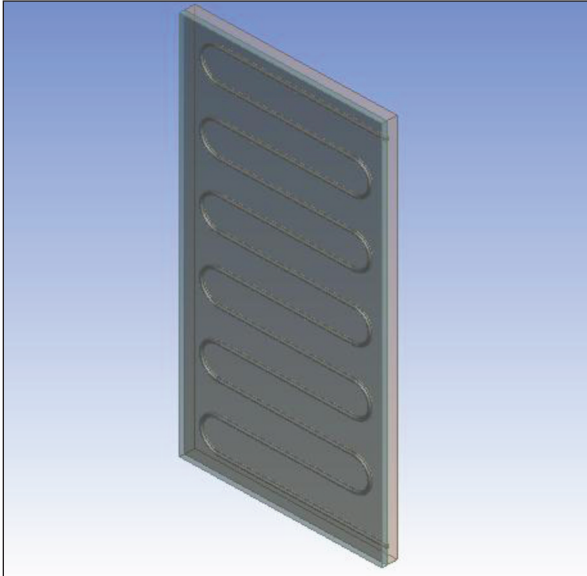


Şekil 1. Radyant Duvardan Isıtma Panelinin Kesit Görünüşü

Çalışmadaki panel eşanjör modeli, panel ısı akılarını elde etmek için oluşturulmuştur. Bunun için paket programa ait tasarım modelinde, 8 farklı geometri için, 8 farklı model oluşturulmuştur. Şekil 2'de, panel geometrisi içerisindeki boru güzergahı gösterilmiştir. Şekil 3'de ise panel geometrisinin genel görünümü verilmiştir.



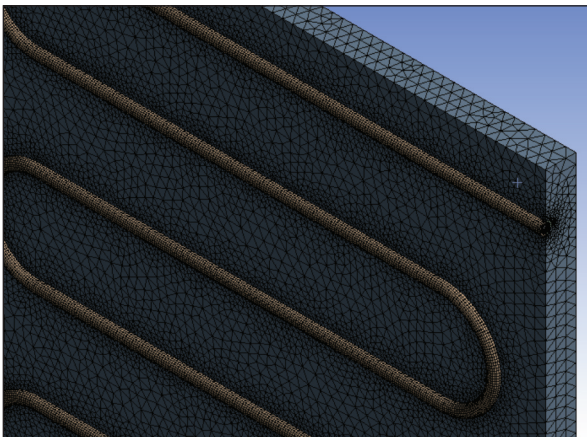
Şekil 2. Panel Geometrisindeki Boru Hatları



Şekil 3. Panel Geometrisini Genel Görünümü

2.1.2. Çözüm Ağı

Çözüm alanı içerisinde dikdörtgen prizma ve üçgen dörtyüzlü elemanlardan oluşan kısmen yapısal, kısmen de yapısal olmayan bir ağ oluşturulmuş olup tüm çözümler için oluşturulan ağlar yaklaşık 1.500.000 ile 2.000.000 arasında değişen hücre sayısına sahiptir. Ele alınan problemde en yüksek hız gradyenleri ile karşılaşılması tahmin edilen kısım olan borularda diğer parçalara göre daha küçük boyutlu elemanlar oluşturulmuştur. Öyle ki borulardaki ağ yoğunluğu 0.06 adet-hücre/mm³ iken yalnızca ısı iletiminin söz konusu olduğu yalıtım ve alçı kısımlarında bu değer sırasıyla 0.017 ve 0.028 adet-hücre/mm³ olmaktadır.



Şekil 4. Borular ve Panel Geometrisi İçin Oluşturulan Ağ

Modelde boru ile su, yalıtım ve alçı ara yüzeyleri ve panel ile oda ara yüzeyindeki hücreler birbiriyle konform değildir; bu nedenle bu kısımların birbiriyle temasta olduğu tüm yüzeyler sınır şartları belirlenirken “ara yüzey” (interface) olarak tanımlanmıştır. Su giriş ve çıkış yüzeyi sırasıyla velocity inlet ve pressure outlet, odanın tüm duvarları ve panel arka yüzeyi sabit sıcaklık şartı verilerek wall, alçı ve yalıtımın üst-alt-yan yüzeyleri ise sıfır ısı akısı şartı (adyabatik) şartı verilerek yine wall olarak tanımlanmıştır.

2.1.3. Analiz

Panel geometrisinin analiz işlemi ANSYS Fluent paket programında yapılmıştır. Panel eşanjör modeli için aşağıdaki Tablo 2’de gösterilen sınır şartları uygulanarak, istenilen analiz şartları elde edilmiştir.

Tablo 2. Analiz İçin Sınır Koşulları

Yüzey	Sınır Şartı
Su Girişi	velocity inlet
Su Çıkışı	pressure outlet
Alüminyum Folyo	Wall (Shell conduction)
Yalıtım-Alçı ara yüzeyi	
Boru-yalıtım ara yüzeyi	
Boru-alçı ara yüzeyi	Interface(coupled)
Boru-su ara yüzeyi	
Panel-oda ara yüzeyi	wall

Panellere giriş yapan su hızı 1 m/s olarak uygulanmıştır.

Oda hacmine etki eden panel ısı akılarını etkileyen önemli bir faktör, oda duvarlarının toplam ısı transfer katsayısıdır (U). Oda duvarlarının yapı bileşenleri birbirinden farklı olduğundan her bir çeşit duvar için farklı ısı iletim katsayılarının ve kalınlıkların girilebilmesi için fiziksel olmayan, gerçek duruma eşdeğer varsayımsal duvar malzemeleri tanımlanmıştır. Eşdeğer ısı iletim katsayıları bir duvarı oluşturan her bir bileşeni göz önüne alarak hesaplanan, dış taşınım katsayısını da içeren toplam ısı transfer katsayısının sadece ısı iletim katsayıları cinsinden ifadesidir. Bu yüzden oda duvarları için ayrıca bir eşdeğer kalınlık tanımlanmıştır. Tanımlanan kombine duvar malzemeleri ve bunlara ait eşdeğer ısı iletim katsayısı ve kalınlık değerleri ile birlikte duvar dış sıcaklıkları Tablo 3’de sunulmuştur. Oda modelinde panelin yerleştirildiği duvar dış duvar, alt ve

Makale

Tablo 3. Oda duvarlarına ait eşdeğer ısı iletim katsayısı, kalınlık ve dış yüzey sıcaklık değerleri

Malzeme	Eşdeğer ısı iletim, katsayısı (W/mK)	Eşdeğer duvar kalınlığı (m)	Duvar dış sıcaklığı (K)
dış duvar	0,014	0,35	272
iç duvar	0,336	0,28	283
zemin	0,086	0,215	283
tavan	0,078	0,26	283

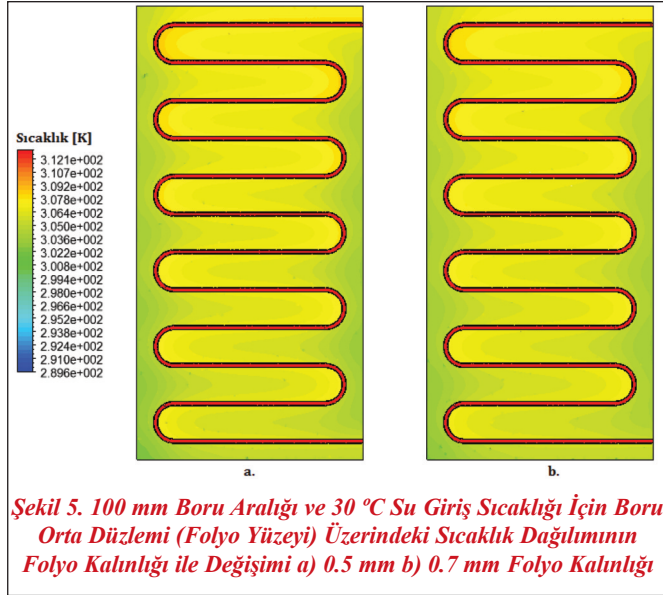
üst duvarlar sırasıyla zemin ve tavan, geri kalan duvarlar ise iç duvar olarak tanımlanmış ve duvar dış yüzey sıcaklıkları buna göre tespit edilmiştir.

2.1.4. Panel Eşanjör Modeli için sonuçlar:

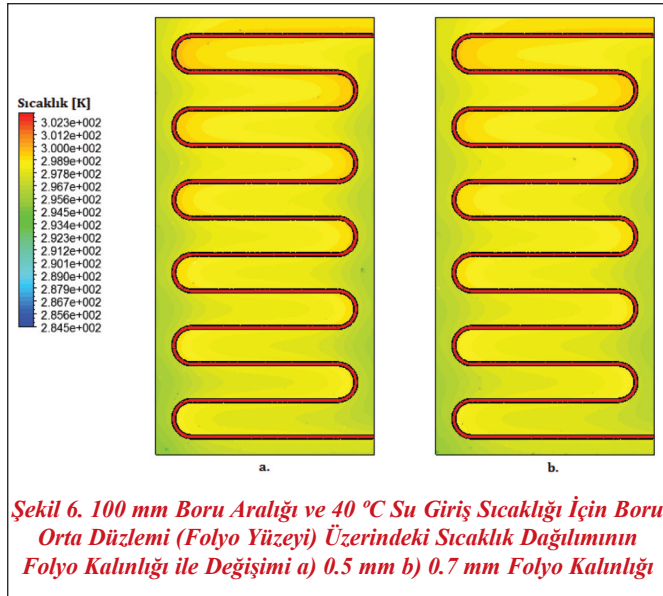
Panel eşanjör modeli analizinden elde edilen sonuçları görmek için paket program içerisindeki sonuç görüntüleme modülü aracılığıyla görsel olarak sonuçlara ulaşılmış ve elde ettiğimiz sonuçlar tablo haline getirilmiştir. Şekil 5 ve Şekil 6; 100 mm borular arası mesafe için 30°C ve 40 °C panel giriş suyu sıcaklıklarına göre sırasıyla 0.5 ve 0.7 mm folyo kalınlıklarında yapılan analizlerin görsel sonuçlarını göstermektedir. Şekil 7 ve Şekil 8 ise 150 mm borular arası mesafe için 30°C ve 40°C panel giriş suyu sıcaklıklarına göre sırasıyla 0.5 ve 0.7 mm folyo kalınlıklarında yapılan analizlerin görsel olarak sonuçlarını göstermektedir.

Sayısal olarak incelenen 8 farklı panel geometrisi için ısı akıları elde edilmiştir. Isı akılarının düzenli bir şekilde beraber ifade edilebilmesi için, farklı panel geometrilerinin özelliklerine göre model numaraları verilmiştir. Tablo 4'te farklı panel geometrilerinin isimlendirilmesi yapılmıştır. Tablo 5'te ise, Tablo 4'te gösterilen panel model isimlerine göre, toplam yapılan 8 farklı analizden elde edilen ısı akıları gösterilmiştir.

Tablo 5'te, farklı panel konfigürasyonlarına göre elde edilen ısı akıları verilmiştir. Isı akıları incelendiğinde, tek değişkenin folyo kalınlığı olduğu durumda, elde edilen ısı akısında kayda değer bir değişim görülmemektedir. Örneğin; 30 °C panel suyu giriş sıcaklığı için 100 mm boru mesafesinde 0.5 mm ve 0.7 mm folyo kalınlıklarına göre



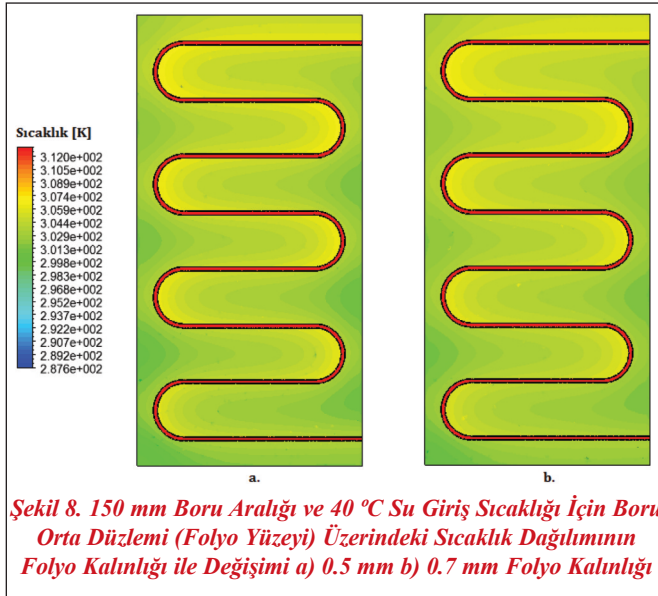
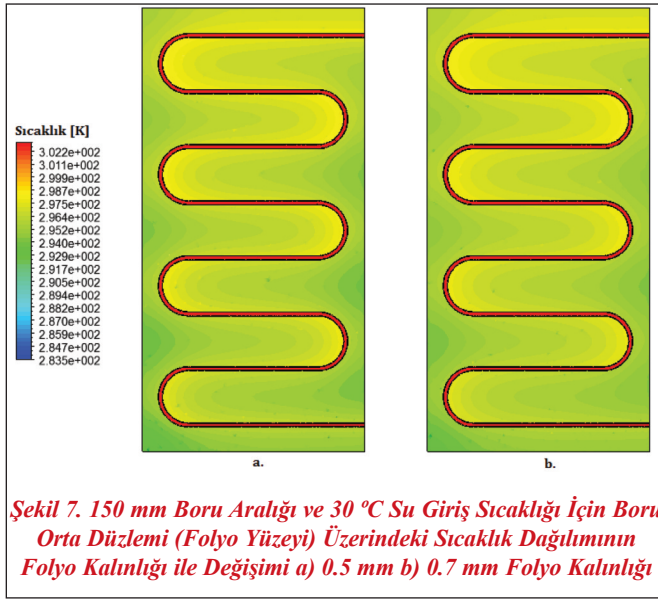
Şekil 5. 100 mm Boru Aralığı ve 30 °C Su Giriş Sıcaklığı İçin Boru Orta Düzlemi (Folyo Yüzeyi) Üzerindeki Sıcaklık Dağılımının Folyo Kalınlığı ile Değişimi a) 0.5 mm b) 0.7 mm Folyo Kalınlığı



Şekil 6. 100 mm Boru Aralığı ve 40 °C Su Giriş Sıcaklığı İçin Boru Orta Düzlemi (Folyo Yüzeyi) Üzerindeki Sıcaklık Dağılımının Folyo Kalınlığı ile Değişimi a) 0.5 mm b) 0.7 mm Folyo Kalınlığı

elde edilen ısı akıları sırasıyla 69,08 ve 69,18 W/m² olarak elde edilmiştir.

Panel eşanjör modelinde yapılan analizler neticesinde; 2.4 x 2.4 x 2:4 m lik bir oda içerisine, bu farklı



panel konfigürasyonlarının uygulandığı durumda ortaya çıkan sıcaklık dağılımı incelenmiştir. Bu inceleme HAD ortamında yapılmış ve Panel eşanjör modeli isimli HAD analizinden farklı olduğunu belirtmek amacıyla Üç Boyutlu Oda Modeli olarak adlandırılmıştır. Üç Boyutlu Oda Modeli analizi,

tasarımından sonuçlarının incelenmesine kadar ANSYS Fluent paket programında düzenlenmiştir.

Üç Boyutlu Oda Modeli analizinde, 8 farklı panel konfigürasyonundan elde edilen ısı akıları incelenmek istenmiştir. Fakat folyo kalınlıklarının elde edilen ısı akısındaki değişimi çok etkilemediği, Panel eşanjör modeli analiz sonuçlarından görülmüştür. Bu nedenle oda hacmine uygulanan ısı akılarında, elde edilen 8 farklı değerden sadece dördü dikkate alınmıştır. Örneğin; 150 mm boru aralığı mesafesi için 40 °C panel suyu giriş sıcaklığında 0.5 ve 0.7 mm folyo kalınlığında elde edilen ısı akıları sırasıyla 85.57 ve 86.1 W/m² olarak belirlenmiştir. Bu iki değer birbirine çok yakın olduğu için analizde odaya verilen ısı akısı 85 W/m² olarak uygulanmıştır. Bu düşünce ile, odaya verilen 4 farklı ısı akısı değeri aşağıdaki gibi verilmiştir.

1. 30 °C P1005 ve P1007 için 70 W/m²
2. 30 °C P1505 ve P1507 için 65 W/m²
3. 40 °C P1005 ve P1007 için 95 W/m²
4. 40 °C P1505 ve P1507 için 85 W/m²

2.2. Üç Boyutlu Oda Modeli

2.2.1 Geometri

İkinci sayısal modele ait geometri, 2.4 x 2.4 x 2.4 m boyutlarındaki bir oda hacminde, panelin yerleştirildiği yeri temsil etmek amacıyla farklı yüzeyler işaretlenerek oluşturulmuştur.

2.2.2. Çözüm Ağı

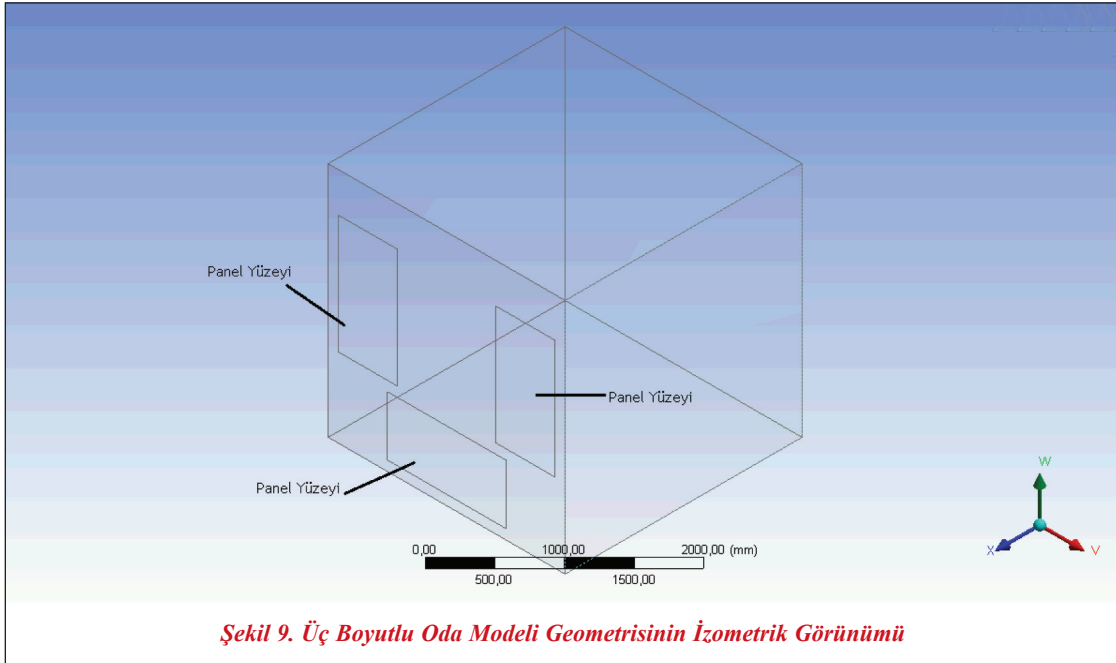
Üç Boyutlu Oda Modeli geometrisinin çözüm ağı, CutCell Meshing Method uygulaması ile yapılmıştır. Çözüm ağında toplam 1330795 adet element vardır ve mesh kalitesi 0.51 (Orthogonal Quality metoduna

Tablo 4. Farklı Panel Geometrilerinin İsimlendirilmesi

Boru Mesafesi(mm)	Folyo Kalınlığı (mm)	Model İsmi
100	0.5	P1005
	0.7	P1007
150	0.5	P1505
	0.7	P1507

Makale**Tablo 5. Farklı Panel Konfigürasyonlarına Göre Elde Edilen Isı Akıları**

Panel Modeli	30 °C	40 °C
	Panel ısı akısı, (W/m ²)	Panel ısı akısı, (W/m ²)
P1005	69.08	93.31
P1007	69.18	93.49
P1505	63.58	85.57
P1507	63.89	86.1

**Şekil 9. Üç Boyutlu Oda Modeli Geometrisinin İzometrik Görünümü**

göre) olarak görülmüştür. Şekil 10'da Üç Boyutlu Oda Modeli geometrisine ait çözüm ağı görülmektedir. Şekil 11'de ise Panel yüzeylerindeki çözüm ağları daha belirgin şekilde görülebilir.

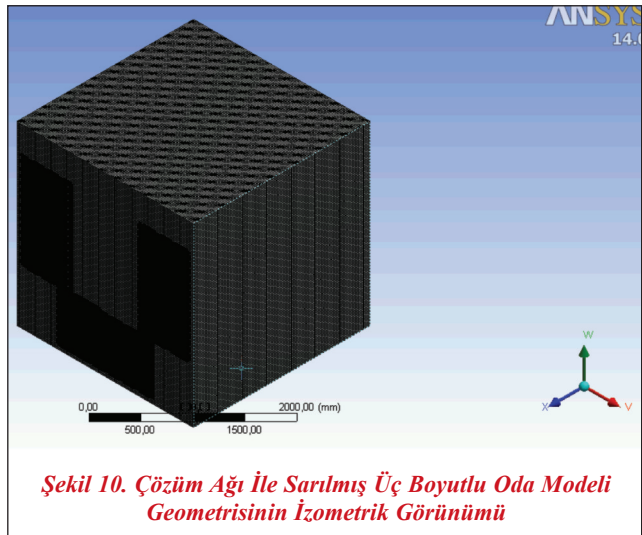
2.2.3. Analiz

Üç Boyutlu Oda Modeli geometrisine HAD analizi ANSYS Fluent paket programı uygulanarak yapılmıştır. Analizin sınır şartları Tablo 6'da belirtilmiştir. Oda duvarları için tanımlanan malzeme, eşdeğer ısı iletim katsayısı değerleri ile kalınlıkları ve dış yüzey sıcaklıkları birinci kısımda incelenen panel eşanjör modelinde tespit edildiği gibidir. Kullanılan ayrıklaştırma ve interpolasyon yöntemleri birinci modelde benimsenen şekliyle kabul edilmiştir.

2.2.4. Üç Boyutlu Oda Modeli İçin Sonuçlar

Üç Boyutlu Oda Modeli için elde edilen analiz sonuçları paket program içerisinde incelenmiştir. Sistemde oda duvarları üzerine monte edilmiş

panel ısı akılarından elde edilen 4 farklı ısı akısına göre sıcaklık dağılımları elde edilmiştir. Sıcaklık dağılımları incelenirken, panel yüzeyinden itibaren 0.8 m aralıklarla düzlemler belirlenmiş ve bu düzlemler üzerindeki sıcaklık dağılımları incelenmiştir.

**Şekil 10. Çözüm Ağı İle Sarılmış Üç Boyutlu Oda Modeli Geometrisinin İzometrik Görünümü**



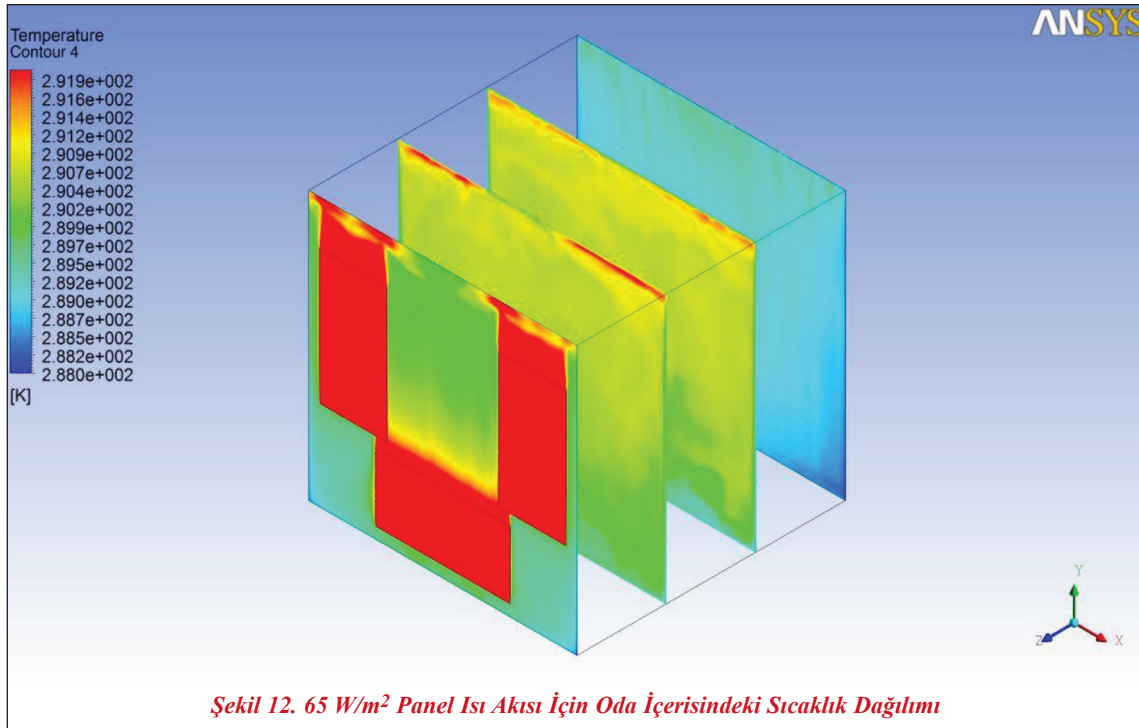
Şekil 11. Panel Yüzeylerindeki Çözüm Ağlarının Daha Yakından İncelenmesi

Tablo 6. Üç Boyutlu Oda Modeli Analizi İçin Gerekli Olan Sınır Şartları

Yüzey	Sınır Şartı
Oda Duvarları	Wall(Wall thickness)
Panel Yüzeyleri	Wall(Radiation-Discrete Ordinates)

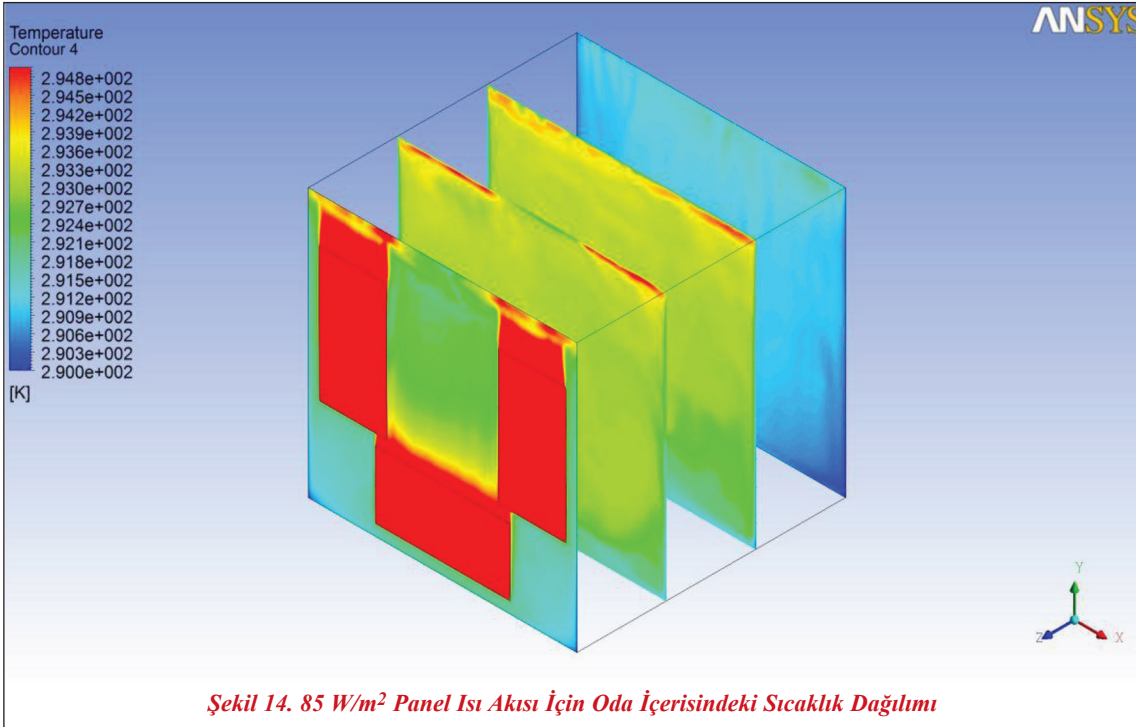
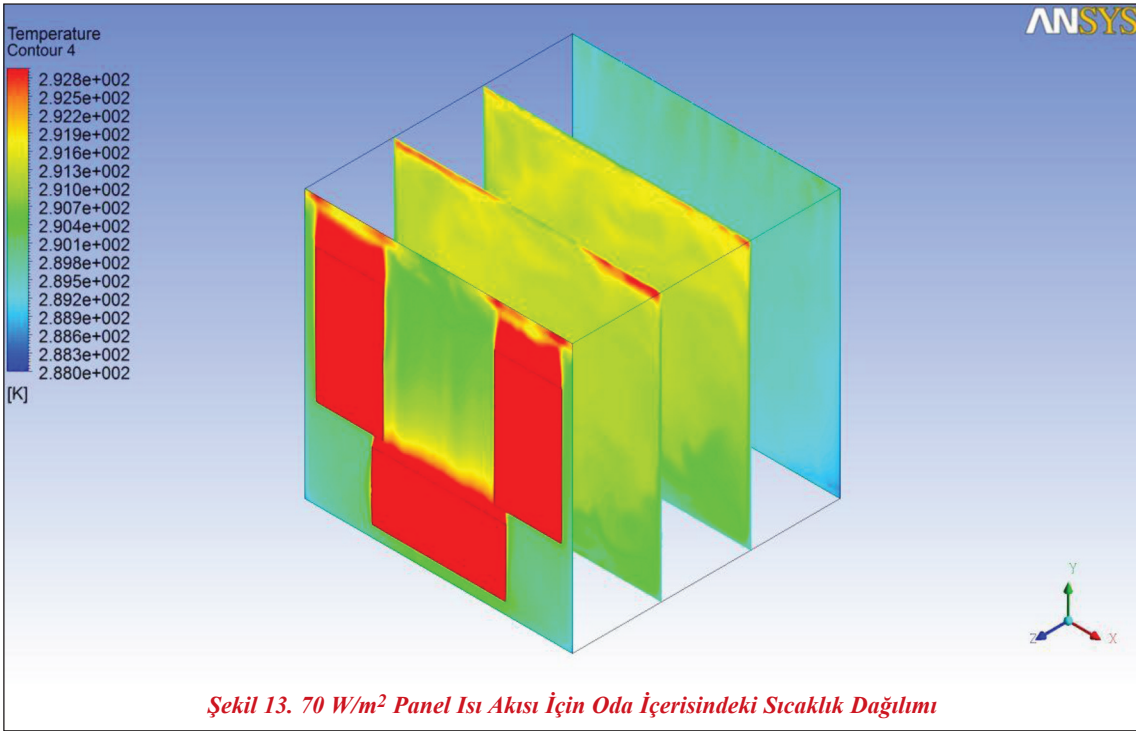
Buna göre panellerin yerleştirildiği duvarın sıcaklığı en yüksektir ve (Şekil 12-13-14 ve 15). Bununla beraber sıcaklığı artan havanın doğal taşınım yoluyla yükselmesi sonucunda oda içerisindeki sıcaklık

gradyeni +y yönünde pozitif olmaktadır. Panel yerleşiminin bir sonucu olarak düşey yöndeki sıcaklık farkının maksimum yaklaşık 2 K gibi oldukça düşük bir mertebede olduğu, sıcaklık kontürlerinden anlaşılmaktadır. Buradan, odada düşey yöndeki hava hızlarının da düşük kalacağı tahmin edilebilir. Bu durum mahal içerisinde ısı konforuna ulaşılması ve ortamda bulunan kişilerin sıcaklık farkından doğabilecek rahatsızlık hissini en aza indirilmesi veya yok edilmesi açısından önemlidir. $z=0.8$ ve $z=1.6$ düzlemlerindeki sıcaklık dağılımlarının birbirinden dikkate değer bir sapma göstermediği söylenebilir. Bu sonuç oda içerisinde, duvarlardan belli bir uzaklıktaki bölgelerde sıcaklık için homojen dağılım kabulünün yapılabileceğini gösterir. Oda içerisindeki sıcaklık yatayda $-z$ yönünde, yani $z=0$ düzlemiyle gösterilen dış duvara yaklaştıkça azalmaktadır. Sistem rejim durumuna girdiğinde panellerin yerleştirildiği dış duvar ile diğer duvarların sıcaklıkları arasındaki fark radyasyon mekanizmasının sürekli çalışmasını sağlayan faktördür. Mahaldeki havanın ısınması ise panel duvarı ve radyasyon yoluyla ısınan diğer duvar yüzeylerinde gerçekleşen doğal taşınım olur.



Şekil 12. 65 W/m² Panel Isı Akısı İçin Oda İçerisindeki Sıcaklık Dağılımı

Makale



3. SONUÇLAR

Bu çalışmada, belirli değişkenlere göre oluşturulan farklı panel geometrilerinden elde edilen farklı panel ısı akıları incelenmiştir. Folyo kalınlığı, borulama mesafesi ve panel suyu giriş sıcaklıkları panellerde

farklı geometri ve konfigürasyonların oluşmasını sağlayan belirli değişken parametrelerdir.

Tablo 4'te görüldüğü gibi, her bir panel modeli için farklı panel ısı akıları ortaya çıkmıştır. Folyo kalın-

lıkları dışında diğer tüm parametreleri aynı olan geometrilerden elde edilen ısı akıları arasında ihmal edilebilecek kadar küçük bir fark olduğu görülmektedir. Buna göre; folyo kalınlığının, elde edilen panel ısı akısında önemli bir etkisinin olmadığı anlaşılmaktadır.

Tüm farklı panel geometrileri için, 30 °C ve 40 °C panel suyu giriş sıcaklıklarına göre elde edilen ısı akıları incelendiğinde, aynı model panel geometrisinde 30 °C panel giriş suyu sıcaklığından elde edilen ısı akısı, 40 °C panel giriş suyu sıcaklığından elde edilen ısı akısına göre yaklaşık %26 daha azdır.

Mevcut panel yerleşiminde oda içerisinde duvarlardan yeterince uzak bölgelerde sıcaklık dağılımının homojene yakın özellikte olduğu görülmüştür. Tüm panel modelleri için düşey yöndeki minimum ve maksimum sıcaklıklar arasındaki fark yaklaşık 2 K civarında gerçekleşmektedir. Buna göre; doğal taşınımında hava hareketi doğrudan sıcaklık farkından kaynaklanan yoğunluk değişimine bağlı olduğundan, incelenen mahalde hava hızının kabul edilebilir sınırlar içinde kalacağı öngörülebilmektedir.

KAYNAKLAR

- [1] ASHRAE, “El Kitabı Sistemler ve Ekipmanlar, Bölüm 6”, 2004.
- [2] KINCAI, O, KARAKOÇ, H., “Duvarдан Isıtma-Soğutma Sistemleri Tasarım İlkeleri”, Tesisat Dergisi, 2008.
- [3] KOCA, A., “Duvarдан, Yerden, Tavandan Isıtma Soğutma Panellerinin Geliştirilmesi Performans Analizleri ve Örnek Bir Oda Modellenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ 2011, İstanbul.
- [4] WATSON, R. D. ve CHAPMAN, K., S., “Radiant Heating and Cooling Handbook”, McGraw Hill, New York. 2004
- [5] DUDKIEWICZ, E. ve JEZOWIECKI, J., (2009), “Measured Radiant Thermal Fields In Industrial Spaces Served By High İntensity IR”, Energy and Buildings, 41, 27-35, 2009
- [6] ZHANG, Z. ve PATE, M. B., “A Numerical Study of Heat Transfer in a Hydronic radiant Ceiling Panel”, Numerical Methods in Heat Transfer, ed. Chen, J. L. S., Vafai, K., ASME HTD Vol. 62, pp. 31-38. New York: American Society of Mechanical Engineers, 1986
- [7] ATHIENITIS, A. K., “Numerical Model of Floor Heating System”, ASHRAE Transactions, 100(1): 1024-1030, 1994.
- [8] OLESEN, B. W., “Comparative Experimental Study of Performance of Radiant Floor-Heating Systems and a Wall Panel Heating System Under Dynamic Conditions”, ASHRAE Transactions, 100: 1011-1023, 1994.
- [9] YOST, P. A., BARBOUR, C. ve WATSON, R., “An Evaluation of Thermal Comfort and Energy Consumption for a Surface Mounted Ceiling Radiant Panel Heating System”, ASHRAE Transactions, 101(1): 1221-1233, 1995
- [10] CHAPMAN, K. S. ve ZHANG, P., “Radiant Heat Exchange Calculations in Radiantly Heated and Cooled Enclosures”, ASHRAE Transactions, 101: 1236-1246., 1995
- [11] STRAND, R. K. ve PEDERSEN, C. O., “Implementation of a Radiant Heating and Cooling Model into an Integrated Building Energy Analysis Program”, ASHRAE Transactions, 103: 949-958., 1997
- [12] FONSECA, N., CUEVAS, C. ve LEMORT, V., “Radiant Ceiling System Coupled To İts Environment Part 1: Experimental Analysis”, Applied Thermal Engineering, in press., 2010
- [13] MYHREN, J. ve HOLMBERG, S., “Flow patterns and thermal confort in a room with panel, floor and Wall heating”, Energy and Building 40: 524-536, Nisan, İsviçe, 2007
- [14] SHIGREU O. ve HISATAKA K., “A Simplified Method For Estimating Heat Flux From Ceiling Radiant Panels”, Energy and Building, Dept. of Architecture, Faculty of Engineering, Osaka 530-8270, Japonya., 2009
- [15] FRANC S., “Economic Viability Of Cooling Ceiling Systems”, Energy and Building, 30: 195-201, Aachen, Almanya., 1999
- [16] BEDİR, K., “Radyant Isıtma ve Soğutma Sistemlerinin Isıl Konfor ve Enerji Verimliliğinin Sayısal Analizi”, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ 2012, İstanbul.