

**T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**DUVARDAN ISITMADA KONFOR ŞARTLARININ DUVAR PANELİ
TASARIMINA ETKİSİ**

CEMİL ÇALIKIRAN

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ISI PROSES PROGRAMI**

**DANIŞMAN
YRD. DOÇ. DR. M. HANDAN ÇUBUK**

İSTANBUL, 2012

ÖNSÖZ

Öncelikle bu tezi hazırlamamda katkılarından dolayı tez danışmanım Sayın Yrd. Doç. Dr. M. Handan ÇUBUK ' a, Doç. Dr. Ş. Özgür ATAYILMAZ, Kenan KAYA ve bu çalışmanın yürütülmesi sırasında teknik altyapı desteği sağlayan Mir Ar-Ge çalışanlarına teşekkür ederim.

Ocak, 2012

Cemil ÇALIKIRAN

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	vi
KISALTMA LİSTESİ.....	viii
ŞEKİL LİSTESİ	ix
ÇİZELGE LİSTESİ	xi
ÖZET	xiii
ABSTRACT	xvi
BÖLÜM 1	
GİRİŞ.....	1
1.1 Literatür Özeti.....	1
1.2 Tezin Amacı.....	9
1.3 Hipotez.....	9
BÖLÜM 2	
ISIL KONFOR	10
2.1 İnsan Vücudunun Isıl Denge Ayarlama Sistemi	10
2.2 Vücut Öz Sıcaklığı ve Yüzey Sıcaklığı	12
2.3 Vücuttaki Isı Dengesi	13
2.3.1 Metabolizma.....	13
2.3.2 Metabolizmanın Yaptığı Dış İş	15
2.3.3 Buharlaşmayla Olan Isı Kaybı.....	15
2.3.4 Solunumla Olan Isı Kaybı	15
2.3.5 İletimle Olan Isı Kaybı	16
2.3.6 Radyasyonla Olan Isı Kaybı	17
2.3.7 Taşınım ile Olan Isı Kaybı	18
2.4 Temel Konfor Değerleri	18

2.4.1	Termal Konfor Standartlarında Belirtilen Konfor Veya Konforsuzluk Şartları.....	23	
2.4.1.1	Radyant Asimetri	23	
2.4.1.2	Düşey Yöndeki Sıcaklık Farkları	24	
2.4.1.3	Yüksek Yüzey Sıcaklıkları.....	25	
2.4.1.4	İzin Verilen Hava Hızları.....	26	
2.4.1.5	ISO 7730 Standartlarına Göre Genel Konfor Şartları.....	26	
BÖLÜM 3			
SAYISAL ÇÖZÜM			28
3.1	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD).....	28	
3.1.1	Çözüm Adımları	30	
3.1.2	Yönetici Denklemler	31	
3.1.3	Türbülans Modelleri	33	
3.1.3.1	Standart k-ε Modeli.....	35	
3.1.4	Radyasyonun Modellenmesi	36	
3.1.5	Ayrıklaştırma.....	37	
3.1.5.1	Sonlu Hacimler Metoduyla Yönetici Denklemlerin Cebirsel Hale Getirilmesi	38	
3.1.6	Cebirsel Denklemlerin Sayısal Çözümü	40	
3.2	Panel Performansının Sayısal Olarak İncelenmesi.....	40	
3.2.1	Radyant Panel Yapısı.....	41	
3.2.2	Problem Kurulumu ve Sayısal Çözüm.....	43	
3.2.2.1	Probleme Ait Parametrelerin Girilmesi	46	
3.2.3	Çözüm Sonuçları	53	
3.2.3.1	Farklı Boru Aralıkları ve Folyo Kalınlıkları İçin Yapılan Çözümler	54	
3.2.3.2	Farklı Yalıtım Malzemesi Kalınlıkları ve Isı İletim Katsayıları İçin Çözümler.....	68	
3.3	Mahaldeki Isıl Ortamın Isıl Konfor Şartları Bakımından Değerlendirilmesi	70	
BÖLÜM 4			
SONUÇ VE ÖNERİLER			79
KAYNAKLAR			81
ÖZGEÇMİŞ			84

SİMGE LİSTESİ

c	Işık hızı
c_p	Özgül ısı
$c_{\varepsilon 1}, c_{\varepsilon 2}, c_{\mu}$	k - ε türbülans modeli sabitleri
d_i	Boru iç çapı
d_d	Boru dış çapı
E	Foton enerjisi
E_d	Su buharı difüzyonu
E_{sw}	Yüzeydeki kısmi terleme
f_{cl}	Giysili vücut yüzey faktörü, giysili yüzeyin çıplak yüzeye oranı
f_{eff}	Efektif radyasyon yüzey faktörü
f_{cl}	Giysili vücut yüzey faktörü, giysili yüzeyin çıplak yüzeye oranı
F_{p-n}	Kişiyle yüzey arasındaki görme faktörü
h	Planck sabiti
h_c	Taşıma katsayısı
l	Radyasyon şiddeti
l_{cl}	Giysilerin termal yalıtım değeri (clo)
k	Türbülans kinetik enerjisi
\bar{k}	Zaman ortalaması alınmış türbülans kinetik enerjisi
k	Isı iletim katsayısı
L	Panel boyu
M	Metabolizma
n	Kırılma indeksi
N_{θ}	Theta divisions
N_{Φ}	Phi divisions
ν	Dalga frekansı
ρ_a	Su buharı basıncı
q_{conv}	Yüzeyler ile oda arasındaki taşınımından dolayı oluşan ısı transferi
q_{rad}	Odanın iç yüzeylerinden odanın içine radyasyonla ısı transferi
$q_{back-loss}$	Duvarlardan iletimle gerçekleşen ısı transferi

R	Isıl direnç
Re	Reynolds sayısı
S	Yol uzunluğu
S_{ij}	Deformasyon hızı tansörü
S_{ϕ}	ϕ' ye bağlı kaynak terimi
T_a	Hava sıcaklığı
T_c	Isıtılmayan duvar yüzeylerinin alan ağırlıklı ortalama sıcaklığı
T_{cl}	Giysi yüzey sıcaklığı
T_n	n yüzeyindeki sıcaklık
T_o	Çalışma sıcaklığı
T_s	Ortalama yüzey sıcaklığı
T_r	Ortalama radyant sıcaklık
T_w	Duvar sıcaklığı
u, v, w	Sırasıyla x, y ve z eksenlerdeki hız bileşenleri
v	Su hızı
V_a	Hava hızı
W	Borular arası mesafe
ε	Türbülans sönmüleme katsayısı
ε	Yüzey yayıcılığı
ε_w	Duvar yüzeyinin yayıcılığı
ϕ	Ayrıklaştırmada çözüm değişkeni
Γ	Difüzyon katsayısı
μ_t	Türbülans viskozitesi
σ	Stefan-Boltzmann sabiti
Φ	Faz fonksiyonu
Ω'	Katı açısı
\vec{r}	Pozisyon vektörü
\vec{s}	Yön vektörü
\vec{s}'	Yayılim yön vektörü
σ_s	Yayılim katsayısı
σ	Stefan-Boltzmann sabiti
δ_i	Her bir katmanın kalınlığı
δ_{ij}	Kronecker delta
λ	Işınım dalga boyu
λ_i	Her bir katman için termal iletkenlik katsayısı
β	Havanın ısı genleşme katsayısı
θ_w	Panellere su giriş sıcaklığı
θ_a	Hava sıcaklığı
ρ	Yoğunluk
μ	Viskozite

KISALTMA LİSTESİ

3ddp	3-dimensions double precision
DES	Detached Eddy Simulation
DNS	Direct Numerical Simulation
DOM	Discrete Ordinates Method
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
LES	Large Eddy Simulation
MRT	Mean Radiant Temperature
PMV	Predicted Mean Vote (Tahmini Ortalama Oy)
PPD	Predicted Percentage Of Dissatisfied (Tahmini Memnuniyetsizlik Oranı)
RANS	Reynolds Averaged Navier-Stokes
RSM	Reynolds Stress Model
VAV	Variable Air Volume

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 1.1	Elektromanyetik spektrum..... 3
Şekil 1.2	Tavana yerleştirilmiş bir hidronik radyant panelin kesit görünüşü. 5
Şekil 1.3	Bir hidronik radyant panel konstrüksiyonu..... 5
Şekil 2.1	Farklı ortam sıcaklıklarında, çıplak bir insanın vücut yüzeyindeki sıcaklık dağılımı..... 12
Şekil 2.2	Metabolizma hızına göre a) ortalama yüzey sıcaklığı, b) terlemeyle atılan ısı miktarı 14
Şekil 2.3	PMV ve PPD arasındaki ilişki 20
Şekil 2.4	Operatif sıcaklık t_o ile PPD arasındaki ilişki 21
Şekil 2.5	Radyant asimetriden kaynaklanan termal memnuniyetsizlik..... 24
Şekil 2.6	Düşey yöndeki sıcaklık farkından kaynaklanan konforsuzluk durumu 25
Şekil 2.7	Yüzeydeki yüksek sıcaklıklardan kaynaklanan termal konforsuzluk durumu 25
Şekil 2.8	Hava sıcaklığı ve türbülans yoğunluğuna göre izin verilen hava hızları [33] 26
Şekil 3.1	Yapısal olan (solda) ve yapısal olmayan (sağda) ağın bir gösterimi [34]. 38
Şekil 3.2	Merkezi P noktası olan bir kontrol hacminin tek boyutlu gösterimi [34].... 39
Şekil 3.3	Radyant duvardan ısıtma panelinin kesit görünüşü 41
Şekil 3.4	Panelde kullanılan borulama düzeni (izometrik görünüş)..... 42
Şekil 3.5	Panel geometrisi 43
Şekil 3.6	Sayısal çözümlere esas oluşturan çözüm alanı 44
Şekil 3.7	Oluşturulan çözüm ağının z eksenine doğrultusunda alınan kesit görünüşü .. 45
Şekil 3.8	Borular için oluşturulan ağ..... 45
Şekil 3.9	Çözüm için yapılan genel ayarlar 46
Şekil 3.10	Çözüm modellerinin belirlenmesi 47
Şekil 3.11	Radyasyon modelinin belirlenmesi 47
Şekil 3.12	Malzemelerin tanımlanması 48
Şekil 3.13	Havanın özelliklerinin girilmesi 49
Şekil 3.14	Alüminyum folyo özellikleri 51
Şekil 3.15	Duvar sınır şartlarının girilmesi 52
Şekil 3.16	Tanımlanan ara yüzey çiftleri 52

Şekil 3.17	Farklı su giriş sıcaklıklarında panel ısı akısının folyo kalınlığına göre değişimi	56
Şekil 3.18	40 °C su giriş sıcaklığında farklı folyo kalınlıkları için panel ısı akısının borulama mesafesine göre değişimi	57
Şekil 3.19	Radyasyon ısı transferi oranının folyo kalınlığına bağlı değişimi	58
Şekil 3.20	Radyasyon ısı transferi oranının sabit folyo kalınlığında su giriş sıcaklığına bağlı değişimi	58
Şekil 3.21	50 mm boru aralığı ve 40 °C su giriş sıcaklığı için boru orta düzlemi (folyo yüzeyi) üzerindeki sıcaklık dağılımının folyo kalınlığı ile değişimi.....	59
Şekil 3.22	100 mm boru aralığı ve 40 °C su giriş sıcaklığı için boru orta düzlemi (folyo yüzeyi) üzerindeki sıcaklık dağılımının folyo kalınlığı ile değişimi.....	60
Şekil 3.23	150 mm boru aralığı ve 40 °C su giriş sıcaklığı için boru orta düzlemi (folyo yüzeyi) üzerindeki sıcaklık dağılımının folyo kalınlığı ile değişimi.....	61
Şekil 3.24	200 mm boru aralığı ve 40 °C su giriş sıcaklığı için boru orta düzlemi (folyo yüzeyi) üzerindeki sıcaklık dağılımının folyo kalınlığı ile değişimi.....	62
Şekil 3.25	Panel dış yüzeyinde hava sıcaklığı dağılımının 0.7 mm sabit folyo kalınlığında boru aralığına göre değişimi	63
Şekil 3.26	Panel dış yüzeyi yüksekliği boyunca y doğrultusundaki hava hızı	64
Şekil 3.27	Farklı boru aralıkları için birim panel ısı akısı başına toplam boru ve folyo maliyetinin değişimi	67
Şekil 3.28	150 mm boru aralığında panel ısı akısının folyo kalınlığı ile değişimini veren yalıtım kalınlığı - ısı iletim katsayısı eğrileri.....	70
Şekil 3.29	P505 panel modelinde 40 °C su giriş sıcaklığı için (PMV, PPD) ikilisinin grafik üzerinde gösterimi	72
Şekil 3.30	P505 panel modelinde 35 °C su giriş sıcaklığı için (PMV, PPD) ikilisinin grafik üzerinde gösterimi	73
Şekil 3.31	Düşey sıcaklık farklarının hesaplanmasında göz önüne alınan referans çizgiler	75
Şekil 3.32	Sıcaklığın düşey uzaklıkla değişimi (P1505, 40 °C su giriş sıcaklığı)	76
Şekil 3.33	Hava hızının düşey uzaklıkla değişimi (P1505, 40 °C su giriş sıcaklığı).....	76
Şekil 3.34	z=0.545 m düzleminde sıcaklık dağılımı (P1505, 40 °C su giriş sıcaklığı)	77

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 2.1	Yapılan aktiviteye göre metabolizma değerleri..... 14
Çizelge 2.2	Giysilerin yalıtım değerlerinin hesabı (Clo)..... 16
Çizelge 2.3	Standart yedi dereceli ısı his ölççeği 20
Çizelge 2.4	Farklı PMV, PPD ve operatif sıcaklık değerleri için örnek bir kategori 21
Çizelge 2.5	Genel konfor değerleri 22
Çizelge 2.6	Mekanik olarak ısıtılan-soğutulan binalardaki dizayn kategorileri..... 22
Çizelge 2.7	ASHRAE standardına göre kış ve yaz sezonları için önerilen sıcaklık ve nem değer aralıkları 23
Çizelge 2.8	Üç kategorideki termal ortam için izin verilen radyant asimetri değeri ... 24
Çizelge 2.9	Belli zaman aralıklarında izin verilen maksimum sıcaklık değişim değerleri 26
Çizelge 2.10	ISO 7730 standardına göre önerilen mahal konfor şartları..... 27
Çizelge 3.1	Bazı türbülans modelleri..... 34
Çizelge 3.2	Katı malzemelere ait özellikler 49
Çizelge 3.4	Duvar yüzeylerinin malzeme ve kalınlıkları 51
Çizelge 3.5	Farklı panel modellerinin adlandırılması 53
Çizelge 3.6	40 °C su giriş sıcaklığı için elde edilen sonuçlar..... 54
Çizelge 3.7	35 °C su giriş sıcaklığı için elde edilen sonuçlar..... 55
Çizelge 3.9	Farklı su giriş sıcaklıklarında boru mesafesi ve folyo kalınlığının değişimine göre birim ısı akısı başına elde edilen boru ve folyo maliyeti 65
Çizelge 3.10	Farklı boru mesafelerinde folyo maliyetinin yakıt tasarrufu tarafından amorti edilme süreleri 68
Çizelge 3.11	150 mm boru aralığında panel ısı akısının farklı yalıtım kalınlığı, ısı iletim katsayısı (k) ve folyo kalınlıklarına göre değişimi 69
Çizelge 3.12	150 mm boru aralığında ortalama oda sıcaklığının farklı yalıtım kalınlığı, ısı iletim katsayısı (k) ve folyo kalınlıklarına göre değişimi 69
Çizelge 3.13	Isıtılmayan yüzeylerin alan ağırlıklı ortalama sıcaklığının (T_c) hesaplanmasında kullanılan veriler (P505 panel modeli, 40 °C su giriş sıcaklığı) 71

Çizelge 3.14 Genel ısı konfor parametreleri için elde edilen değerler (P505, 40 °C su giriş sıcaklığı)	72
Çizelge 3.15 Tüm panel modelleri için bulunan genel ısı konfor parametreleri ve ısı konforun sağlanma durumu	74
Çizelge 3.16 Genel ısı konforun sağlandığı durumlardaki yerel ısı konfor parametreleri	78

DUVARDAN ISITMADA KONFOR ŞARTLARININ DUVAR PANELİ TASARIMINA ETKİSİ

Cemil ÇALIKIRAN

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. M. Handan ÇUBUK

Bu çalışmada duvardan ısıtmada kullanılan bir sulu (hidronik) radyant panelin ısı transfer özellikleri ve kanatlı yüzey görevi gören alüminyum folyo ile boru aralıklarının farklı kombinasyonları için maliyet analizi yapılmıştır.

Sayısal çözümler, hesaplamalı akışkanlar dinamiği (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 50, 100, 150 ve 200 mm; folyo kalınlıkları 0.1, 0.3, 0.5 ve 0.7 mm olmak üzere toplamda on altı ayrı panel modeli göz önüne alınmıştır. Her bir folyo kalınlığı ve boru aralığı için su giriş sıcaklığının 30, 35 ve 40 °C olduğu çözümler elde edilmiştir. Çözümlenen modellerin folyo kalınlığı ve boru aralığına karşılık panel ısı akısının değişimi ile birlikte bunun maliyet üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Elde edilen sonuçlar folyo kalınlığındaki artışın panel yüzeyindeki sıcaklık dağılımını iyileştirdiğini göstermiştir. Fakat sabit bir boru aralığı için, folyo kalınlığının artırılmasının getirdiği maliyet artışının ısı akısındaki artıştan daha yüksek oranda gerçekleştiği görülmüştür. Bu nedenle en ekonomik seçeneğin mümkün olduğunca az kalınlıkta alüminyum folyo kullanılması olduğu görülmüştür.

Sonrasında yalıtım kalınlığının ve yalıtım malzemesinin ısı iletim katsayısının birbirinden bağımsız olarak panel ısı transferine etkisi araştırılmıştır. Bunun için ilk çözümlerde 30 mm olan yalıtım kalınlığı 20 ve 40 mm olmak üzere değiştirilerek ısı iletim katsayısının 0.031 ve 0.034 W/mK olduğu farklı panel modelleri ile çözümler tekrarlanmıştır.

Son olarak seçilen sabit bir folyo kalınlığında değişen boru aralıkları ve su giriş sıcaklıkları için söz konusu odada genel ve yerel ısı konfor şartlarının sağlanıp sağlanmadığı araştırılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Duvardan ısıtma, radyant panel, hesaplamalı akışkanlar dinamiği(HAD).

**EFFECT OF THERMAL COMFORT CONDITIONS ON RADIANT WALL
HEATING PANEL DESIGN**

Cemil ÇALIKIRAN

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Advisor: Assist. Prof. Dr. M. Handan ÇUBUK

This study investigates heat transfer characteristics of a wall-heating hydronic radiant panel model. A cost analysis has also been studied for a number of variation in thickness of the aluminum foil, which serves as an extended surface, and for different values of pipe spacing.

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 50, 100, 150 and 200 mm and aluminum foil thickness of 0.1, 0.3, 0.5 and 0.7 mm, that is, sixteen models in total have been taken into account. Inlet temperature of water is set to 30, 35 and 40 °C, respectively, for each foil and pipe-spacing combination. Change in panel surface heat flux with respect to different aluminum foil thickness and pipe spacing and their combined effect on cost per unit heat gain is investigated. Results have shown that increasing thickness of the folio enhances the temperature distribution over the panel surface. However, it is found that additional cost of increasing folio thickness is not compensated by the increase in panel heat flux; since rate of increase in cost is larger than that in heat flux

for each case. Therefore the most economical option is using aluminum foil of the smallest thickness as possible.

Furthermore, effect of insulation thickness and conductive heat transfer coefficient of insulation material on panel heat transfer is investigated. Additional solutions have been obtained for insulation thicknesses of 20 mm and 40 mm and conductive heat transfer coefficients of 0.031 and 0.034 W/mK.

Finally, thermal medium in the model room is investigated with respect to predetermined criteria concerning global and local thermal comfort in case of employing radiant panels with various values of pipe-spacing and of water inlet temperature, while foil thickness is held constant.

Keywords: Wall heating, radiant panel, computational fluid dynamics(CFD).

GİRİŞ

1.1 Literatür Özeti

Her madde atomik düzeyde gerçekleştirdiği hareketlere (titreşim, dönme, öteleme) ve moleküler yapısına bağlı olarak bir iç enerjiye sahiptir. Bu enerjinin; elektronların hareketinden dolayı *duyulur enerji*, moleküller arası bağ kuvvetlerinden dolayı *gizli enerji*, molekülü oluşturan atomlar arası bağdan dolayı *kimyasal enerji* ve atom çekirdeğindeki kuvvetlerden dolayı da *nükleer enerji* olmak üzere dört temel bileşeni vardır [1]. Bir cismin sahip olduğu sıcaklık, onun duyulur enerjisinin makroskobik düzeydeki bir yansımasıdır ve sıcaklığı farklı olan cisimler arasında iç enerji aktarımı meydana gelir. İşte farklı sıcaklıktaki cisimler arasında aktarılan bu iç enerji *ısı enerjisi* olarak adlandırılır. Isı, maddenin bir özelliği değildir; sadece ele alınan bir sistemin sınırlarından geçiş yapan iç enerji miktarıdır, dolayısıyla bir maddenin ısı enerjisine sahip olmasından söz edilemez.

Isının cisimler arasında aktarımı iletim (*kondüksiyon*), taşınım (*konveksiyon*) ve ışınım (*Radyasyon*) olmak üzere üç farklı yolla gerçekleşir. İletim bir maddedeki yüksek enerjili parçacıkların difüzyonu ile veya daha az enerjiye sahip komşu parçacıklarla çarpışarak enerji aktarması yolu ile sadece durgun ortamlarda gerçekleşir. Taşınım ise bir katı yüzey ile bu yüzeyle temas halinde olan hareketli akışkan kütlesi arasında gerçekleşen ısı transfer biçimidir. Işınım da bir maddeden elektromanyetik dalgalar halinde yayılan enerjidir. İletim ve taşınımın tersine, ışınım ile ısı transferinin gerçekleşmesi için bir ara ortama gerek yoktur ve sıcaklığı mutlak sıfır noktası olan 0 K' in üzerinde olan bütün cisimler ışınım yapar.

Işınım ile ısı transferi, diğer iki ısı transfer mekanizması olan iletim ve taşınımından oldukça farklıdır. En belirgin farklılık, ışınımın bir ara ortama ihtiyaç duymadan gerçekleşebilmesidir. Fakat iletim ve taşınım ile ısı aktarımı bir madde içerisinde sıcaklık gradyanlarının var olmasına bağlıdır. Diğer bir farklılık ise; taşınım ve iletimde ısı akışının yönü yüksek sıcaklıktaki ortamdan düşük sıcaklıktaki bir ortama doğru iken, ışınım yoluyla ısı enerjisi iki cismi ayıran daha düşük sıcaklıktaki bir ortamdan geçerek diğer cisme ulaşabilir.

Işınım en genel anlamıyla bir maddedeki belli bir enerjiye sahip parçacıkların veya dalgaların dış ortama saçılmasıdır. Kuantum teorisi ışınımın kütsüz foton veya kuantum denilen parçacık demetlerinin yayılması yoluyla gerçekleştiğini kabul eder. Buna göre maddenin yaydığı fotonlar hem dalga hem de parçacık özelliği gösterir [2]. Elektromanyetik dalgalar frekansları ve dalga boyları ile tanımlanır. c dalğanın ortamdaki yayılma hızı (m/s), λ dalga boyu (m) ve ν frekansı (s^{-1}) belirtmek üzere bu parametreler arasında aşağıdaki gibi bir ilişki mevcuttur:

$$\lambda = \frac{c}{\nu} \quad (1.1)$$

Boşlukta hareket eden bütün elektromanyetik dalgaların hızı ışığın boşluktaki hızına eşittir. Işık hızı c_0 ile gösterilir ve büyüklüğü 2.998×10^8 m/s' dir. Dalğanın başka bir ortam içerisinde yayılma hızı daha düşüktür ve boşluktaki hızın buna oranı kırılma indisi (n) olarak tanımlanmıştır. Kırılma indisi her zaman için 1' den büyük değerler alır.

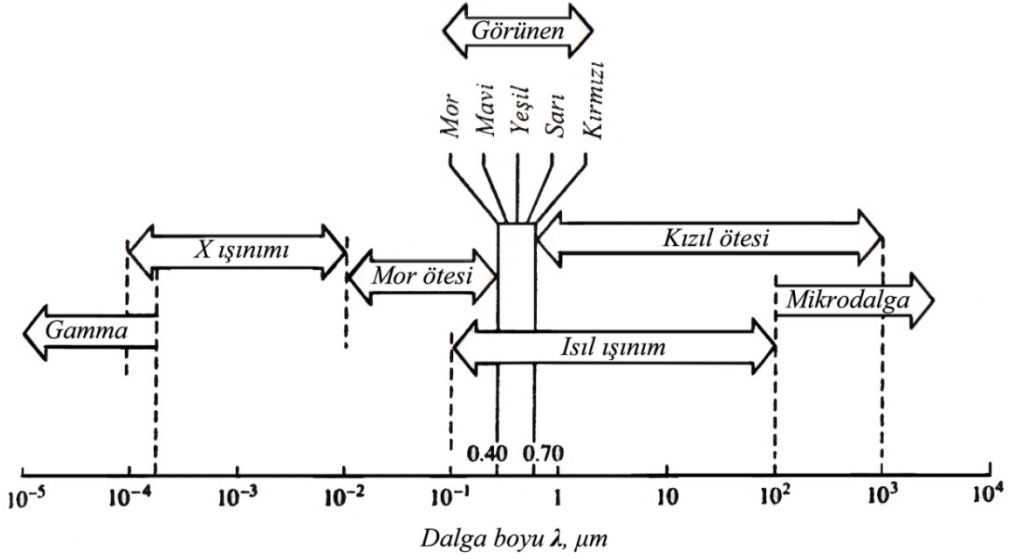
Işınımın parçacık boyutu ele alındığında fotonların momentum ve enerjisinden bahsedilir. Buna göre bir fotonun enerjisi sadece frekansına, yani dalga boyuna bağlıdır:

$$E = h\nu = h \frac{c}{\lambda} \quad (1.2)$$

Burada h Planck sabitidir ve değeri 6.626×10^{-34} J.s' dir.

Isı transferinde söz konusu olan, bir maddenin sıcaklığından dolayı yaydığı ışınımıdır. Sıcaklığı mutlak sıfır noktasının (0 K) üzerinde olan tüm maddeler sahip olduğu termal enerjiyi (yani iç enerjinin bir kısmını oluşturan kinetik enerjiyi) elektromanyetik dalgalar halinde yayar ve buna özel olarak ısı ışınımı denir. Elektromanyetik dalgalar, sahip

oldukları enerjiye (yani, dalga boylarına) göre sınıflandırılmıştır (Şekil 1). Isıl ışınımın gerçekleştiği dalga boyu aralığı 0.1 ile 100 μm arasındadır [3].



Şekil 1.1 Elektromanyetik spektrum [4]

Isınma ihtiyacının karşılanması için kullanılagelen bazı yöntemler fosil yakıtların (odun, kömür, doğalgaz vs.) yanmasından veya yenilenebilir kaynaklardan (güneş) elde edilen ısı enerjisinin doğrudan veya bir akışkan aracılığıyla şartlandırılması istenen ortama aktarılması esasına dayanır. Bu geleneksel yöntemlerde mahale ısı aktarımı iletimden ziyade çoğunlukla taşınım ve bir miktar da ışınım ile gerçekleştirilmektedir. Fakat ısı transferinin büyük kısmının ışınım ile gerçekleştiği radyant ısıtma çevresine göre yüksek sıcaklıkta olmak şartı ile ışınım yapan bir yayıcı yüzeyden ısı enerjisinin ortamdaki cisimlere aktarılması yolu ile olur ve bu yöntemde mahale olan ısı transferinin %50' den fazlası radyasyonla gerçekleşir.

Radyant ısıtma konforlu ve sağlıklı bir proses olarak kabul edilmekte olup; radyant ısıtma sistemleri bir mahalde yerde, duvarda ya da tavanda sıcaklığı su, hava veya elektrik rezistansı ile kontrol edilebilen yüzeyler oluşturulması temeline dayanır. Çevresinden daha yüksek sıcaklıktaki bu yüzey, çevresindeki diğer cisimlere kızılötesi elektromanyetik dalgalar aracılığıyla ısı transfer eder. Bu sistemde öncelikle şartlandırılan ortamdaki yüzeyler doğrudan ısıtılır ve böylece hava sıcaklığı, zorlanmış taşınım ısıtma sistemlerine göre daha düşük seviyede tutulduğu için enerji tasarrufu sağlanabilir. Hava içerisinde bulunan gazların radyant yüzeyden gelen ışınları absorbe

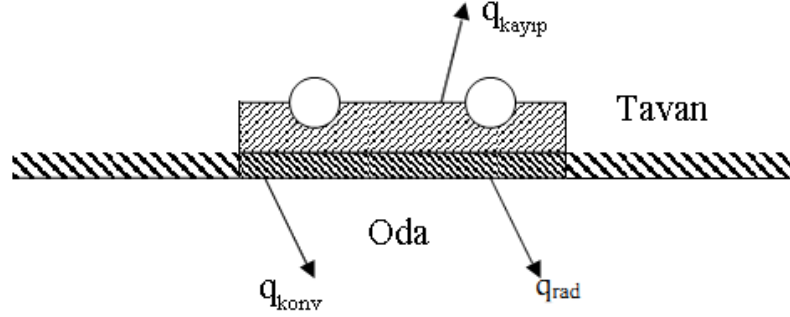
etme oranı ihmal edilecek kadar azdır; dolayısıyla ortamdaki havanın ısınması doğrudan ışınlama ile değil, ısınan yüzeylerden dolayı doğal taşınım ile olur. Konvansiyonel zorlanmış taşınım ısıtma sistemlerine göre su kullanılan hidronik radyant ısıtma sistemlerinde 3 – 4 °C daha düşük sıcaklıklarda akışkan kullanılarak konfor şartlarına ve mahal içerisinde daha üniform bir sıcaklık dağılımına ulaşılabilir. Bu sistemin uygulanabilmesi için radyant panel adı verilen, düzgün bir yüzeye sahip levha şeklinde kompakt elemanlar kullanılır. Panelin şartlandırılacak ortama açık olan ısıtım yüzeyinin altına sıcaklık kontrolünü sağlayan akışkanın içerisinde dolaştığı borular monte edilir.

Radyant panellerden gerçekleşen ısıtım panel yüzey normalinin doğrultusunun bir fonksiyonu değilken, taşınımın büyük oranda bu faktöre bağlı olduğu araştırmalar sonucunda görülmüştür[5]. 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 ısıtım ısı transferi hızı değişmemektedir. Bu nedenle farklı panel oryantasyonlarında ısıtım ısı transferinin toplam ısı transferi içerisindeki oranı değişmektedir.

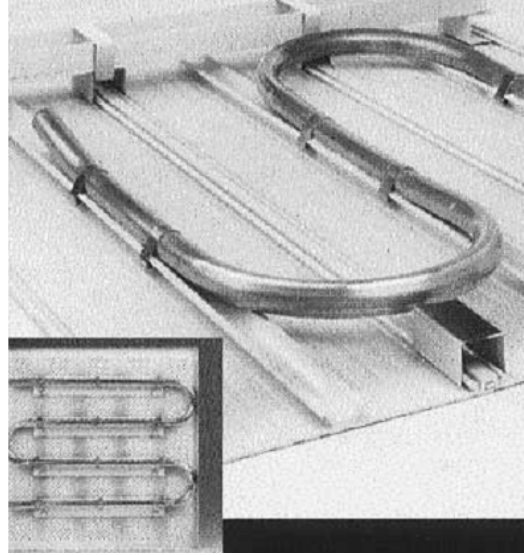
Isıl ısıtım ışık hızında ortama yayılır ve ortamdaki bu ışınları soğuran katı nesnelerin sıcaklığı yükselir. Fakat bu ısıtım ortam havasının sıcaklığında dikkate değer bir değişiklik yaratmaz, çünkü çoğunluğunu azotun oluşturduğu hava içerisinde ısıtım soğurma ve yayma özelliği olan gazlar az miktarda bulunan karbondioksit ve su buharıdır. Ortamdaki ısı transfer hızı ısıtım yayan ve soğuran yüzeylerin sıcaklığı, ısıtım yüzeyinin yayma oranı; ısıtımı alan cisimlerin yansıtma, soğurma ve geçirme oranları; ısıtım yapan yüzey ile ısıtımı alan yüzeyler arasındaki görme faktörü gibi etkenlere bağlıdır.

Yaşam mahallerinin ısıtılmasında kullanılan radyant ısıtma panelleri ile çevre arasında gerçekleşen ısı transferinin en az % 50' si ışınlama ile gerçekleşir. Mahaldeki duvar, tavan veya zemini oluşturan yapı bileşenleri içerisinde gömülü olarak kullanılan veya doğrudan bu yüzeyler üzerine monte edilen çeşitli tiplerde paneller bulunmaktadır. Panel içerisinde ısı kaynağı olarak elektrik rezistansı veya herhangi bir yöntemle ısıtılan dolaşım suyu kullanılabilir. İçerisinde sıcak su dolaşan borular bulunan paneller

hidronik radyant panel olarak adlandırılır. Bir hidronik radyant panelin yüzey sıcaklığı akışkan sıcaklığı ve debisi, boru dizilişi, paneldeki ısı dağılımı gibi faktörlere bağlıdır.



Şekil 1.2 Tavana yerleştirilmiş bir hidronik radyant panelin kesit görünüşü.



Şekil 1.3 Bir hidronik radyant panel konstrüksiyonu [5]

Radyant ısıtmanın konvansiyonel konvektif ısıtma ile karşılaştırmasının yapıldığı, avantaj ve dezavantajlarının tespit edildiği birçok araştırma yapılmıştır. Bu çalışmalar genel olarak göstermiştir ki; radyant ısıtma sistemleri daha küçük boyutlu ısıtma birimlerinin yeterli olması, daha az enerji tüketimi gerektirmesi [6], [7], [8], [9], [10], [11], düşük sıcaklıklı enerji kaynakları(güneş panelleri veya ısı pompaları) ile entegre olabileme yeteneği [12] ve termal konfor şartlarını kabul edilebilir düzeyde karşılaması gibi olumlu özelliklere sahiptir. Konvektif ısıtma birimlerine göre radyant paneller daha düşük hava sıcaklığında ısıtma yaparak aynı konfor şartlarını sağlayabilir [13], [6], [7], [14], [15] çünkü ışınım ısı enerjisi doğrudan ortamdaki cisimlere aktarılır ve ortamdaki

ortalama radyant sıcaklık artar. Dudkiewicz ve Jezowiecki yaptıkları çalışmada radyant sistem kullanılarak hava sıcaklığının klasik yöntemlerde olduğundan 5 °C daha düşük tutularak aynı ısı konfor düzeyinin yakalanabileceğini göstermişlerdir [16].

Ayrıca bir konvektif ısıtma sisteminde ısıtılan ortamın hava sıcaklığının ortalama radyant sıcaklığın üzerinde olması radyant ısıtma sistemlerinde olduğundan daha fazla infiltrasyon ısı kaybı meydana gelmesine neden olur [6] [13], ki infiltrasyon ısı kaybı yapılarında enerji kullanımını ve konforu etkileyen en önemli faktörlerdendir [17].

Khan ve Coutin dıştan yalıtılmış bir oda içerisine tavana yerleştirilen bir hidronik panel kullanılması durumu için zamana bağlı ısı transferini ifade eden bir matematiksel model geliştirmişlerdir [18]. 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 [19]. 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.

Kilkis ve ekibi borulama mesafesi ve ortalama su sıcaklığına bağlı olarak panel ısı kapasitesini (q_{panel}) veren bir analitik model geliştirmiştir ve aşağıdaki bağıntıyı önermiştir [20]:

$$q_{panel} = \frac{\pi}{\frac{1}{h_w D_i} + \frac{1}{2k_p} \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)} (T_0 - T_f) \frac{1000}{W} \quad (2.1)$$

h_w : suyun ısı taşınım katsayısı
 k_p : boru ısı iletim katsayısı
 T_0 : boru dış yüzey sıcaklığı
 T_f : ortalama su sıcaklığı
 W : borulama mesafesi
 D_0 ve D_i : boru dış ve iç çapı

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 [22].

Deneysel alanda Olesen duvardan ve yerden panellerle 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 [22].

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 [23].

Chapman ve ekibi aralarında opak veya geçirimli 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 [24].

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 [25].

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 ısıl 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 [26].

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 [27].

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 [28].

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 tktmıştir [29].

1.2 Tezin Amacı

Bu çalışmada amaçlanan; duvardan ısıtmada kullanılan radyant panellerin çalışma performansını etkileyen folyo kalınlığı, borulama mesafesi ve su giriş sıcaklığı gibi dizayn parametrelerinin hangi koşullar altında ekonomik açıdan daha uygun ve uluslararası ısıl konfor standartlarına daha yakın bir birleşim sağladığını araştırmaktır. Bunun için, ısıtma sezonunda Türkiye dış hava şartlarında ele alınan bir oda içerisinde bir dış duvara yerleştirilen radyant panelden çevreye gerçekleşen ısı transferi problemi sayısal modelleme yoluyla çözülmüştür.

1.3 Hipotez

Radyant panellerde sıcaklık dağılımını iyileştirmek amacıyla kullanılan alüminyum folyo ışınım tabakası kalınlığının panelden alınan ısı miktarı ve folyo maliyeti üzerindeki toplam etkisinin pozitif veya en azından nötr olduğu bir optimum nokta yoktur. Başka bir deyişle; alüminyum folyo kalınlığı artırıldığında ortaya çıkan ek maliyet, panelin bu ilave kalınlıktan dolayı yaydığı ısı miktarındaki artışın sağladığı tasarruftan daha fazla olup, ekonomik açıdan en uygun durum en küçük kalınlıkta folyonun kullanılmasıdır. Söz konusu oda içerisinde minimum ısıl konforu en düşük su giriş sıcaklığı ile sağlayan radyant panel, borulama mesafesi en küçük (boru uzunluğu en fazla) olan paneldir. Burada boru maliyetindeki fazlalık, düşük sıcaklıkta su kullanılarak elde edilecek tasarrufla kısa sürede dengelenebilir.

BÖLÜM 2

ISIL KONFOR

Uzun yıllardan beri termal konforun sadece hava sıcaklığına bağlı olduğunu biliriz. Oysaki termal konfor hava sıcaklığı dışında beş parametreye daha bağlıdır. Bunlar; ortalama radyant sıcaklık, hava hızı, nem oranı, fiziksel aktivite ve giysilerimizdir. Bu parametrelerin etkisi Prof. P. O. Fanger' in termal konfor denklemi [30] 'ni tanımlamasına kadar bilinmiyordu.

Pratikte termal konfor şartlarını her zaman sağlamak mümkün değildir. Bu durumda termal rahatsızlığın bir göstergesi olan bir değer tanımlanmalıdır. Bu amaçla PMV (Tahmin edilen ortalama oy) indeksi tanımlanmıştır. Bu indeks yapılan 1300 adet deneyden sonra elde edilmiştir. PMV değeri ilk önce çizelgeden elde edilir, daha sonra bu değerden PPD (Tahmini Memnuniyetsizlik Oranı) değeri elde edilir.

Termal konfor denklemini açıklamadan önce, insan vücudunun ısı denge düzenleyici sistemini incelememiz gerekmektedir.

2.1 İnsan Vücudunun Isıl Denge Ayarlama Sistemi

İnsan vücudunun neredeyse sabit bir iç sıcaklığı vardır. Bu sıcaklık yaklaşık 37°C'dir. Bu sıcaklık dış hava sıcaklık değişimlerinden çok fazla etkilenmemektedir. Vücut öz (iç) sıcaklık değeri vücudun ürettiği ısının kaybettiği ısıya eşit olduğu durumda hep sabit kalır. Bu dengeyi bir termostat gibi çalışan hipotalamus gerçekleştirmektedir.

Vücuttaki ısı denge vücudun farklı yerlerine dağılmış termoreseptörlerden alınan sıcaklık bilgilerine göre sağlanır. Bu termoreseptörler beyindeki sıcaklık merkezi ve

vücut yüzeyimize dağılmışlardır. Bu reseptörler hem sıcaklığı hem de soğukluğu algılayan tiplerdedir. Sıcaklık değiştiğinde termoreseptörler tarafından algılanır ve sinir sinyali beyindeki sıcaklık merkezine iletilir. Bu bilgi beyinde değerlendirilir, vücut öz sıcaklığının sabit kalması için koordinasyon sağlanır.

Vücuttaki soğuk termoreseptörler soğuk hissetmeye vücut yüzeyindeki sıcaklığın saniyede 0.004 °C derece sıcaklığın düşmesiyle hissetmektedir. Sıcak reseptörler ise vücut yüzey sıcaklığının saniyede 0.001 °C ile artmasıyla hissetmeye başlar [30].

Vücuttaki ısı üretimi metabolik prosesler ile kimyasal enerjinin ısı enerjisiye dönüştürülmesiyle başlar. Bu ısı üretimi 1 W/kg (vücut ağırlığı) mertebesindedir. Soğuk şartlarda insan vücudundaki kaslar titremeye başlar bu sayede insan vücudunun metabolizma hızı bazal metabolizmanın üç katına çıkar dolayısıyla ısı üretimi üç katına çıkar.

Vücuttaki ısı üretiminde en büyük değişikliği kasların çalışmasıyla gerçekleşir. Bu çalışma ile bazal metabolizmada üretilen ısının 10 katına kadar ısı üretimi gerçekleştirilebilir. Vücutta üretilen ısı sıcak merkezden (core) yüzeye, dokulardan iletim ile ve deri yüzeyine kanın akışıyla sağlanır. Soğuk şartlarda soğuk algılayıcılardan elde edilen sinir sinyalleri beyindeki merkeze ulaştığında kan damarının büzülmesi gerçekleşir. Bu durumda yüzeye kan akışı dolayısıyla ısı akışı yavaşlar. Vücut iç sıcaklığını 37 °C' de sabit tutmak için, ilk önce ellere ve ayaklara giden kan akışı kısılır ki bu bölgeler de soğukun ilk hissedildiği noktalarlardır. Vücudun tüm yüzeylerine giden kan akışının kesilmesiyle deri yüzeyi ile çevre arasında iletme bağı olarak ısı transferi gerçekleşir. Isı kaybı vücudun dışındaki giysilerimizin sağladığı yalıtıma bağlıdır. Bu giysilerin kalınlığına ve özelliklerine bağlı olarak 0,1 ile 1 clo arasında değişir [31].

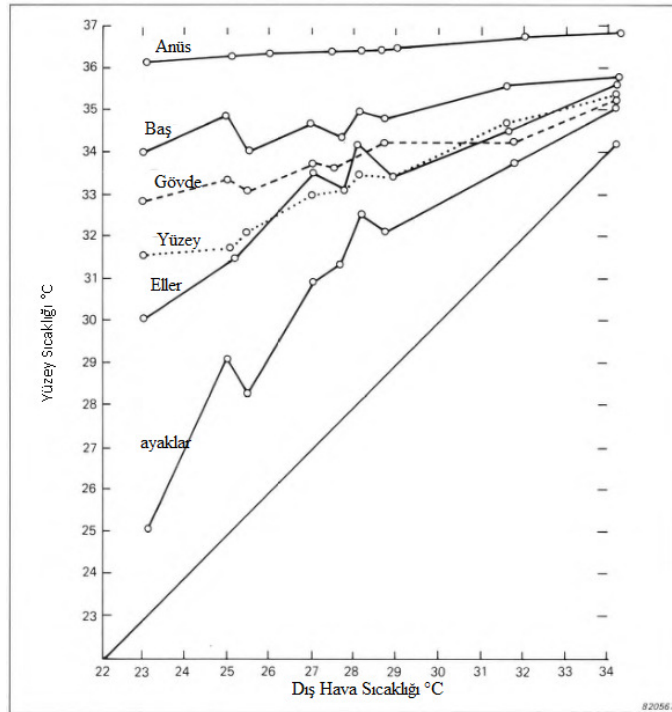
Sıcak ortamlarda vücut yüzeyindeki sıcaklık arttığında, vücut yüzeyi ile vücut özü arasındaki sıcaklık gradyanları çok büyük olmaz. Vücut öz sıcaklığı ile vücut yüzey sıcaklığı arasındaki taşınım ile ısı alışverişi çok yüksek değildir. Sıcak ortamlarda kan damarlarının genişlemesiyle kan akışı hızlanır. Tüm deri yüzeyine olan akış miktarı minimum akış miktarının 10 katına kadar çıkabilmektedir. Daha sonra üretilen ısı kan akışı ile yüzeylere iletilir, ısının kaybı çoğunlukla terleme durumunda buharlaşmayla gerçekleşir. El ve ayaklarda kan akış hızı 30 kata kadar artabilmektedir.

2.2 Vücut Öz Sıcaklığı ve Yüzey Sıcaklığı

Yukarıda ayrıntılı açıklanan vücut termo-regulasyon sistemi, soğutma durumunda kan akışını yavaşlatan ve kaslarda titreme oluşturan, ısıtma durumunda kan akışını hızlandıran ve terlemeyle buharlaşmayı sağlayan sistem vücut öz sıcaklığını 40-42°C'ye kadar ve yaklaşık 37 °C'de sabit tutmak için gerçekleştirilir. Vücut yüzey sıcaklığı ise öz sıcaklığından daha geniş sıcaklık aralıklarına sahiptir (17-40 °C).

Normal vücut öz sıcaklığı sabahları 37 °C olarak ölçülür. Gün içerisinde 36-38 °C arasında değişim göstermektedir. Vücut sıcaklığı en yüksek değerine genellikle öğleden sonra ulaşır. Daha sonra tekrar düşerek en düşük sıcaklığa sabah vakitlerinde ulaşır.

Soğuk ortamlarda damarların daralmasına rağmen ısı kaybı devam ediyor, vücut öz sıcaklığı düşüyorsa, vücudun verdiği ilk tepki kasların titremesini sağlamaktır. 33 °C'ye ulaşıldığında vücut titremesi durur. Vücut öz sıcaklığı 25 °C'ye düştüğünde ölümcül durum ortaya çıkar. Sıcak ortamlarda vücut yüzey sıcaklıkları neredeyse üniformdur. Fakat soğuk ortamlarda eller ve ayaklar vücudun diğer organlarına göre daha soğuktur (Şekil 3.1). Acı limiti ise 43 °C yüzey sıcaklığında görülür.



Şekil 2.4 Farklı ortam sıcaklıklarında, çıplak bir insanın vücut yüzeyindeki sıcaklık dağılımı

2.3 Vücuttaki Isı Dengesi

Daha önce bahsedildiği gibi vücut öz sıcaklığı vücudun ısıyı kazanmasıyla veya kaybetmesiyle dengelenir. Bu ısı dengesi aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$S = M \pm W \pm R \pm C \pm K \pm -E - RES \quad (2.2)$$

Burada

S = Depolanan ısı miktarı

M = Metabolizma

W = Dış İş

R = Radyasyonla olan ısı transferi

C = Taşınım ile olan ısı transferi

K = İletimle olan ısı transferi

E = Buharlaşımla olan ısı kaybı

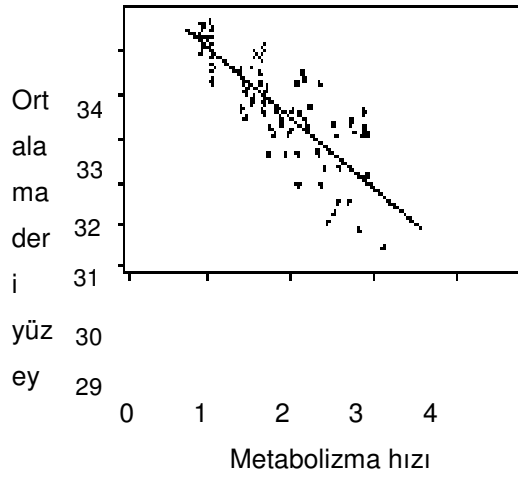
S = Solunumla olan ısı transferi

2.3.1 Metabolizma

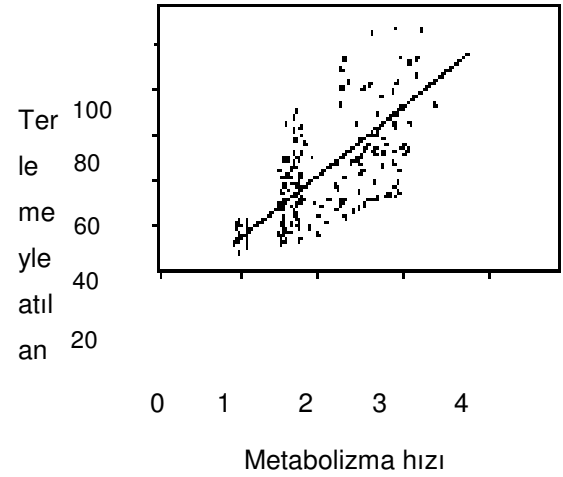
Isı vücuttan oksidasyon ile atılır. Metabolizma değeri 'M'; 45 W/m² (0.8 Met) ile 500 W/m² (9 Met) arasında değişir. Normal bir insanın yüzey alanı 1.8 m²'dir. Vücuttan açığa çıkan ısı bazen mekanik enerjiye, çoğu zaman da vücut iç ısısına dönüşür. Metabolizma değeri met birimi ile tanımlanır. Dinlenen bir kişi için 1 met yaklaşık 58.15 W/m²'ye eşittir. Çizelge 2.1' de bazı aktivitelere göre metabolizma değerleri verilmiştir [31].

Çizelge 2.1 Yapılan aktiviteye göre metabolizma değerleri [31]

Aktivite	Metabolik Hız (M)	
Uzanmak, Eğilmek	46 W/m ²	0.8 Met
Oturarak Dinlenme	58 W/m ²	1.0 Met
Saat ve Kol Saati Tamiri	65 W/m ²	1.1 Met
Sürekli Dinlenme	70 W/m ²	1.2 Met
Araba Sürmek	80 W/m ²	1.4 Met
Hafif Aktivite (alışveriş)	93 W/m ²	1.6 Met
Saatte 2 km hızla yürümek	110 W/m ²	1.9 Met
Orta düzeyde aktivite (ev işi)	116 W/m ²	2.0 Met
Bulaşıkları Yıkamak	145 W/m ²	2.5 Met
Saatte 5 km Hızla Yürümek	200 W/m ²	3.4 Met
İnşaat Sanayi	275 W/m ²	4.7 Met
Saatte 15 km Hızla Yapılan Spor Aktiviteleri	550 W/m ²	9.5 Met



(a)



(b)

Şekil 2.5 Metabolizma hızına göre a) ortalama yüzey sıcaklığı, b) terlemeyle atılan ısı miktarı

2.3.2 Metabolizmanın Yaptığı Dış İş

Yapılan iş W pozitif veya negatif olabilir. Ağır işlerde insan vücudunun döngüsünde bu döngünün sabit bir hızda olabilmesi için çok miktarda enerji tüketmesi gerekmektedir. Bu enerji iki kısımdır: W yüke karşı direnç oluşturmak için gerekli enerjidir bu durumda W pozitiftir. Diğer kısım ise iç ısı üretimidir. Bu enerji W' ye, dış işe karşı vücudun harcadığı enerjidir. Bu enerji vücuda daha fazla kan pompalamak ve solunumu hızlandırmak için kullanılır.

İnsan vücudu güçsüz bir makinadır. En gelişmiş vücutta bile verimlilik % 20 civarındadır. Eğer vücut üzerindeki iş W , 10 W/m^2 arttığında metabolizma 50 W/m^2 artar. Ekstra 50 W/m^2 terleme ile kaybedilir [31].

2.3.3 Buharlaşmayla Olan Isı Kaybı

Vücuttan buharlaşmayla olan ısı kaybı vücut yüzeyinden su buharının difüzyonu (E_d) ve yüzeydeki kısmi terleme ile (E_{sw}) ile gerçekleşir. Buharlaşma gerçekleştiğinde buharlaşan su vücut yüzeyindeki ısıyı kullanır.

Vücuttan gerçekleşen su difüzyonu, vücut yüzey sıcaklığındaki doymuş su basıncı ile atmosferdeki hava içindeki buhar basıncının (P_a) farkının fonksiyonudur.

$$E_d = 3.05 \cdot 10^{-3} (p_s - p_a) \quad (\text{W/m}^2) \quad (2.3)$$

2.3.4 Solunumla Olan Isı Kaybı

Nefes aldığımızda vücudumuzdan ısı kaybederiz çünkü vücudumuzdan dışarı attığımız havanın sıcaklığı aldığımız havanın sıcaklığından daha yüksektir ve içerisindeki su miktarları farklıdır. Sıcaklık farkından dolayı olan ısı transferi aşağıdaki gibidir.

$$L = 0.0014 \cdot M \cdot (34 - t_a) \quad (\text{W/m}^2) \quad (2.4)$$

Burada M metabolizma hızı (w/m^2), t_a hava sıcaklığıdır ($^{\circ}\text{C}$).

Alınan ve verilen nefesteki su buharı miktarı farkından dolayı oluşan ısı kaybı,

$$L = 1.72 \cdot 10^{-5} \cdot M \cdot (5867 - p_a) \quad (\text{W/m}^2) \quad (2.5)$$

2.3.5 İletimle Olan Isı Kaybı

Giysiler üzerinden iletimle olan ısı kaybı aşağıdaki gibidir.

$$K_{cl} = (t_s - t_{cl}) / 0.155 I_{cl} \quad (\text{W/m}^2) \quad (2.6)$$

Burada;

t_s = Ortalama yüzey sıcaklığı (°C), t_{cl} = Giysi yüzey sıcaklığı (°C), I_{cl} = Giysilerin termal izolasyon değeri (clo)

Çizelge 2.2 ' de bazı giysileri termal izolasyon değerleri verilmiştir.

Çizelge 2.2 Giysilerin yalıtım değerlerinin hesabı (Clo) [31]

Kategori	Kıyafet	$I_{clo}(\text{clo})$	$I_{clu}(\text{m}^2 \cdot \text{°C/W})$
İç Giyim	Kilotlu çorap	0.02	0.003
	Slip	0.04	0.006
İç Çamaşırı	Uzun pantolon	0.10	0.016
	Sutyen	0.01	0.002
Gömlükler	T shirt,	0.09	0.014
	Slip, naylon	0.14	0.022
	Kısa gömlek	0.09	0.029
Pantolonlar	Normal, uzun gömlek	0.25	0.039
	Kısa	0.06	0.009
Yalıtımlı İş Tulumu	Normal	0.25	0.039
	İş tulumu	0.28	0.043
Kazaklar	Elyaf deri	1.13	0.175
	İnce	0.20	0.031
Ceketler	Normal	0.28	0.043
	kalın	0.35	0.054
Pantolon Üstü Ceketler	Yelek	0.13	0.020
	Ceket	0.35	0.054
Küçük şeyler	Palto	0.60	0.093
	Parka	0.70	0.109
Etek, elbiseler	İş tulumu	0.52	0.081
	Çorap	0.02	0.003
	Ayakkabı	0.02	0.003
	Bot	0.10	0.016
	Eldiven	0.05	0.008
Etek, elbiseler	Dizden 15 cm yukarda	0.10	0.016
	kısa etek	0.25	0.039
	Diz hizasında orta boy	0.40	0.062
	Kış elbisesi uzun kollu		

Gecelikler	Kısa	0.10	0.016
	Uzun	0.50	0.078
	(uyku tulumu)	0.72	0.112
Sandalyeler	Tahta veya metal	0.00	0.000
	Kumaş kaplı, minderli	0.10	0.016
	Koltuk	0.20	0.032

2.3.6 Radyasyonla Olan Isı Kaybı

Radyasyonla olan ısı kaybı insan vücudunun yüzeyi ile çevredeki yüzeyler arasında gerçekleşir. Gerçekleşen ısı transferi denklem 3.6' da verilmiştir.

$$R = f_{eff} \cdot f_{cl} \cdot \epsilon \cdot \sigma \left[(t_{cl} + 273)^4 - (t_r + 273)^4 \right] \text{ W/m}^2 \quad (2.7)$$

Denklemdede;

f_{eff} = efektif radyasyon yüzey faktörü

f_{cl} = giysili vücut yüzey faktörü, giysili yüzeyin çıplak yüzeye oranı

ϵ = yüzey yayıcılığı

σ = Stefan-Boltzmann sabiti

t_{cl} = giysi yüzey sıcaklığı, °C

t_r = ortalama radyant sıcaklık, °C

Buradaki ortalama radyant sıcaklık aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$t_r = \sqrt[4]{F_{p-1} (t_1 + 273)^4 + F_{p-2} (t_2 + 273)^4 + \dots} \quad (2.8)$$

Denklemdede;

t_n = n yüzeyindeki sıcaklık, °C

F_{p-n} = kişi ile yüzey arasındaki görme faktörü

$$\sum F_{p-n} = 1$$

2.3.7 Taşınım ile Olan Isı Kaybı

İnsan vücudunun yüzeyi ile hava sıcaklığı farklıdır. Bu yüzden yüzeylere yakın bölgelerdeki soğuk hava sıcak olan vücut yüzeyinden ısınarak yükselir. Bu şekilde olan ısı transferine doğal taşınım denir. Eğer hava bu ısı transferine zorlanırsa bu durumda zorlanmış taşınım ortaya çıkar.

Taşınım ile olan ısı geçişi aşağıdaki gibidir;

$$C = f_{cl} \cdot h_c (T_{cl} - T_a) \text{ W/m}^2 \quad (2.9)$$

Burada;

T_a = hava sıcaklığı, K

f_{cl} = Giysi yüzey faktörü

h_c = Taşınım ısı transfer katsayısı W/m².K

$$\text{Doğal taşınım katsayısı} = h_c = 2,38(t_{cl} - t_a)^{0,25} \quad (2.10)$$

$$\text{Zorlanmış taşınım katsayısı} = h_c = 12,1\sqrt{V_{ar}} \quad (2.11)$$

2.4 Temel Konfor Değerleri

Pratikte termal konfor şartlarını her zaman sağlamak mümkün değildir. Bu durumda termal konforun ve termal rahatsızlığın bir göstergesi olan bir değer tanımlanmalıdır. Bu amaçla PMV (Tahmini Ortalama Oy) indeksi ve PDD (Tahmini Memnuniyetsizlik Oranı) tanımlanmıştır.

$$PMV = (0.303 \cdot e^{-0.036M} + 0.028) \left[\begin{array}{l} (M - W) - 3.05 \cdot 10^{-3} \cdot \{5733 - 6.99(M - W) - p_a\} \\ -0.42 \cdot \{(M - W) - 58.15\} - 1.7 \cdot 10^{-5} M \cdot (5867 - p_a) \\ -0.0014M(34 - T_a) - 3.96 \cdot 10^{-8} f_{cl} \{(T_{cl} + 273)^4 - (T_r + 273)^4\} \\ -f_{cl} \cdot h_c \cdot (T_{cl} - T_a) \end{array} \right] \quad (2.12)$$

Burada;

$$T_{cl} = 35.7 - 0.028 \cdot (M - W) - I_{cl} \cdot \left[\begin{array}{l} 3.96 \cdot 10^{-8} f_{cl} \cdot \{(T_{cl} + 273)^4 - (T_r + 273)^4\} \\ + f_{cl} \cdot h_c \cdot (T_{cl} - T_a) \end{array} \right] \quad (2.13)$$

$$h_c = \left\{ \begin{array}{l} 2.38 \cdot |T_{cl} - T_a|^{0.25} \Leftarrow 2.38 \cdot |T_{cl} - T_a|^{0.25} > 12.1 \cdot \sqrt{V_{ar}} \\ 12.1 \cdot \sqrt{V_{ar}} \Leftarrow 2.38 \cdot |T_{cl} - T_a|^{0.25} < 12.1 \cdot \sqrt{V_{ar}} \end{array} \right\} \quad (2.14)$$

$$f_{cl} = \left\{ \begin{array}{l} 1 + 1.29 \cdot I_{cl} \Leftarrow I_{cl} \leq 0.078 m^2 \cdot K / W \\ 1.05 + 0.645 \cdot I_{cl} \Leftarrow I_{cl} > 0.078 m^2 \cdot K / W \end{array} \right\} \quad (2.15)$$

PMV = Tahmini Ortalama Oy

M = Metabolizma (W/m²)

W = Dış iş

I_{cl} = Giysilerin termal direnci

F_{cl} = Giysili vücut yüzeyinin giysisiz vücut yüzeyine oranı

T_a = Hava sıcaklığı (K)

T_r = Ortalama radyant sıcaklık (K)

V_a = Hava hızı (m/s)

p_a = Su buharı basıncı (Pa)

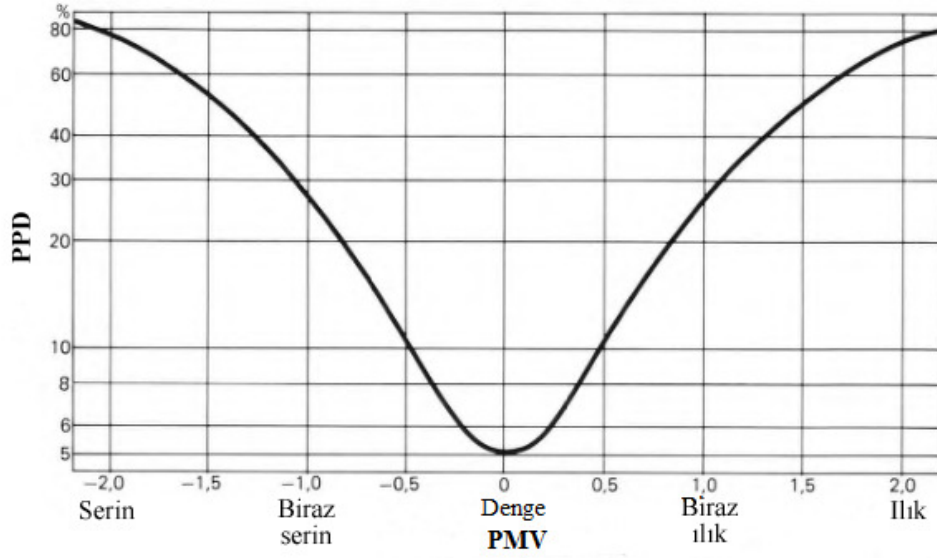
h_c = Isı taşınım katsayısı (W/m².K)

T_{cl} = Giysilerin yüzey sıcaklığı (K)

PMV deneysel olarak Çizelge 2.3 ' de gösterilen yedi değerli standart bir ölçeğe göre bir insan grubunun ortamın ısı konforundan duyduğu memnuniyet veya memnuniyetsizliği belirttiği bir oylamayla tespit edilir. Şekil 2.3' de PPD ile PMV arasındaki ilişki gösterilmiştir. Termal konfor PMV değeri sıfır olduğunda, yani denge durumu oluştuğunda sağlanır.

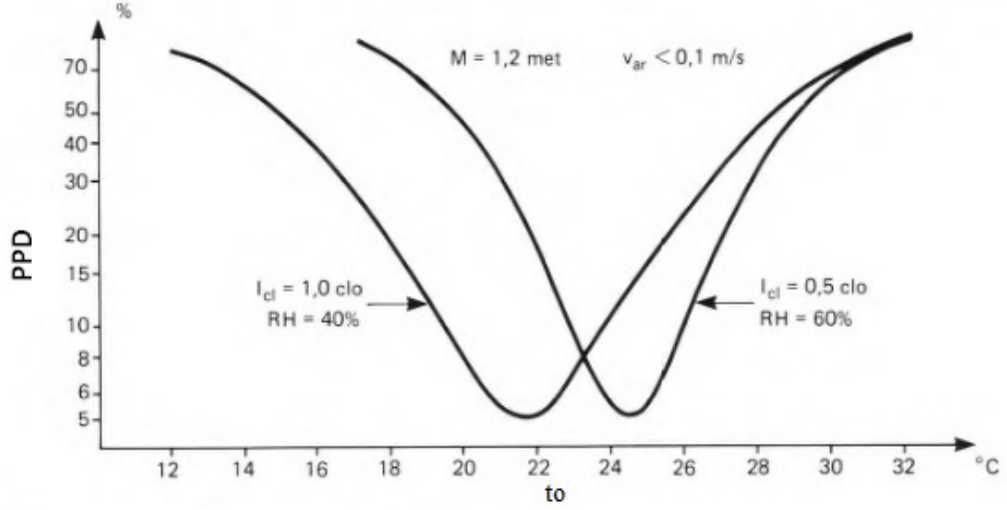
Çizelge 2.3 Standart yedi dereceli ısı his ölçęęi [33]

PMV	Derece
+3	Sıcak
+2	Ilık
+1	Biraz ılık
0	Denge (Nötr)
-1	Biraz serin
-2	Serin
-3	Soğuk



Şekil 2.6 PMV ve PPD arasındaki ilişki [31]

Şekil 2.4' de PPD değeri için tipik bir yaz ve kış sezonu için operatif sıcaklık (t_o) değeriyle değişimi gösterilmiştir.



Şekil 2.7 Operatif sıcaklık t_o ile PPD arasındaki ilişki [31]

Çizelge 2.4 Farklı PMV, PPD ve operatif sıcaklık değerleri için örnek bir kategori (CR 1752, 1998, ASHRAE 55-94R,2001, revised ISO 7730, 2001)

SINIF	KONFOR ŞARTLARI		SICAKLIK ARALIĞI	
	PPD[%]	PMV	KIŞ(1.0clo/1.2met)	YAZ(0.5clo/1.2met)
	[%]	[/]	[°C]	[°C]
A	<6	-0.2<PMV<+0.2	21-23	23.5-25.5
B	<10	-0.5<PMV<+0.5	20-24	23.0-26.0
C	<15	-0.7<PMV<+0.7	19-25	22.0-27.0

Çizelge 2.5 Genel konfor değerleri (ISO EN 7730, 2005, CR 1752, 1998.)

BİNA/ALAN TÜRÜ	GİYİM			Kategori	ORTALAMA SICAKLIK	
	Soğuk Sezon (clo)	Sıcak Sezon (clo)	Aktivite Hızı		Soğuk Sezon (°C)	Sıcak Sezon (°C)
OFİS	0.5	1.0	1.2	A	24.5±0.5	22.0±1.0
				B	24.5±1.5	22.0±2.0
				C	24.5±2.5	22.0±3.0
KAFETERYA/ RESTORANT	0.5	1.0	1.4	A	23.5±1.0	20.0±1.0
				B	23.5±2.0	20.0±2.5
				C	23.5±2.5	20.0±3.5
SÜPER MARKET	0.5	1.0	1.6	A	23.0±1.0	19.0±1.5
				B	23.0±2.0	19.0±3.0
				C	23.0±3.0	19.0±4.0

Çizelge 2.6 Mekanik olarak ısıtılan-soğutulan binalardaki dizayn kategorileri [31]

KATEGORİ	BİR BÜTÜN OLARAK VÜCUDUN KONFOR DURUMU		YEREL TERMAL RAHATSIZLIK			
	PPD (%)	PMV	Hava Akım Oranı	Düşey Yöndeki Sıcaklık Farkı	Sıcak Veya soğuk Yüzey %	Radyant Sıcaklık Asimetrisi
1	<6	-0.2<PMV<+0.2	<10	<3	<10	<5
2	<10	-0.5<PMV<+0.5	<20	<5	<10	<5
3	<15	-0.7<PMV<+0.7	<30	<10	<15	<10
4	>15	PMV<-0.7 veya 0.7<PMV	>30			

Çizelge 2.7 ASHRAE standardına göre kış ve yaz sezonları için önerilen sıcaklık ve nem değer aralıkları [32]

Bağıl Nem	Kış Sıcaklığı	Yaz Sıcaklığı
30%	20.2 – 24.2 °C	23.3 – 26.6 °C
40%	20 – 23.8 °C	23.3 – 26.6 °C
50%	20 – 23.7 °C	22.7 – 26.6 °C
60%	19.7- 23.3 °C	22.7 – 25.8 °C

2.4.1 Termal Konfor Standartlarında Belirtilen Konfor Veya Konforsuzluk Şartları

Mahal içerisinde termal konforun tanımlanmasında ASHARE 55 ve ISO 7730 standartları temel olarak kullanılmaktadır. Bu standartlar konforu etkileyen bazı değerler için limit koymuş veya belli aralıkları kapsayan önerilerde bulunmuştur. Bu bölümde standartlarda belirtilen kısıtlamalar ve öneriler verilecektir.

Bu standartlara göre mahaldeki termal konforsuzluk yaratan durumlar;

- Mahaldeki sıcaklık dalgalanmaları
- Düşey yöndeki sıcaklık farkı
- Sıcak veya soğuk yüzeyler
- Radyant sıcaklık asimetrisi
- Mahaldeki yüksek hava hızları

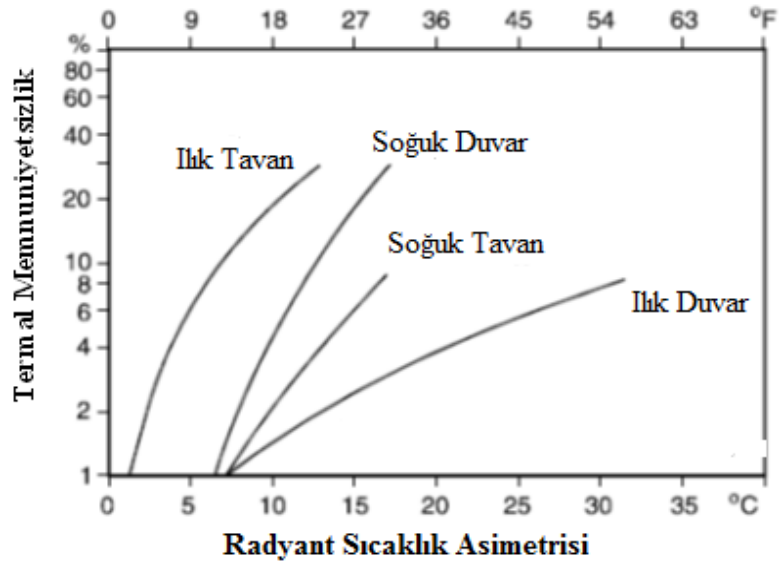
2.4.1.1 Radyant Asimetri

Çizelge 2.8' de yukarıda tanımlanan üç farklı termal ortam için tavandan, duvardan ısıtma soğutma durumları için izin verilen maksimum radyant asimetri değerleri yer almaktadır.

Çizelge 2.8 Üç kategorideki termal ortam için izin verilen radyant asimetri değeri [33]

Kategori	Radyant Sıcaklık Asimetrisi °C (°F)			
	Sıcak Tavan	Soğuk Duvar	Soğuk Tavan	Sıcak Duvar
A	<5 (9.0)	<10 (18.0)	<14 (25.2)	<23 (41.4)
B	<5 (9.0)	<10 (18.0)	<14 (25.2)	<23 (41.4)
C	<7 (12.6)	<13 (23.4)	<18 (32.4)	<35 (63.0)

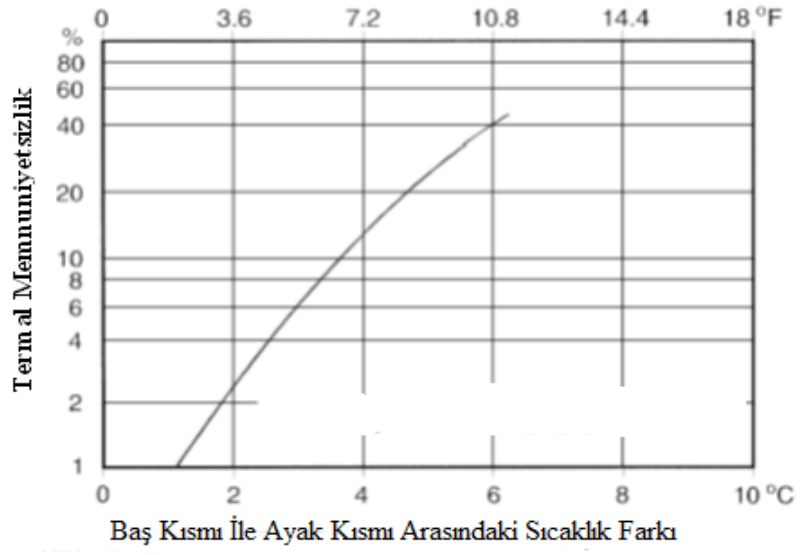
Şekil 2.5' de ise, radyant asimetriden kaynaklanan termal memnuniyetsizlik oranları verilmiştir.



Şekil 2.8 Radyant asimetriden kaynaklanan termal memnuniyetsizlik [33]

2.4.1.2 Düşey Yöndeki Sıcaklık Farkları

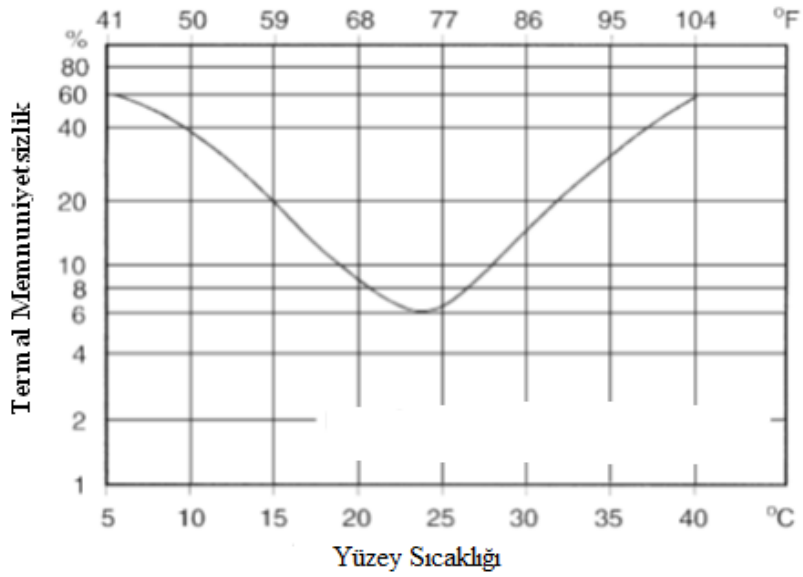
Şekil 2.6' da baş ile ayak bölgeleri arasındaki sıcaklık farklarından kaynaklanan termal rahatsızlık oranı verilmiştir. Genel olarak bu değerin 3 °C'yi geçmesi istenmez.



Şekil 2.9 Düşey yöndeki sıcaklık farkından kaynaklanan konforsuzluk durumu [33]

2.4.1.3 Yüksek Yüzey Sıcaklıkları

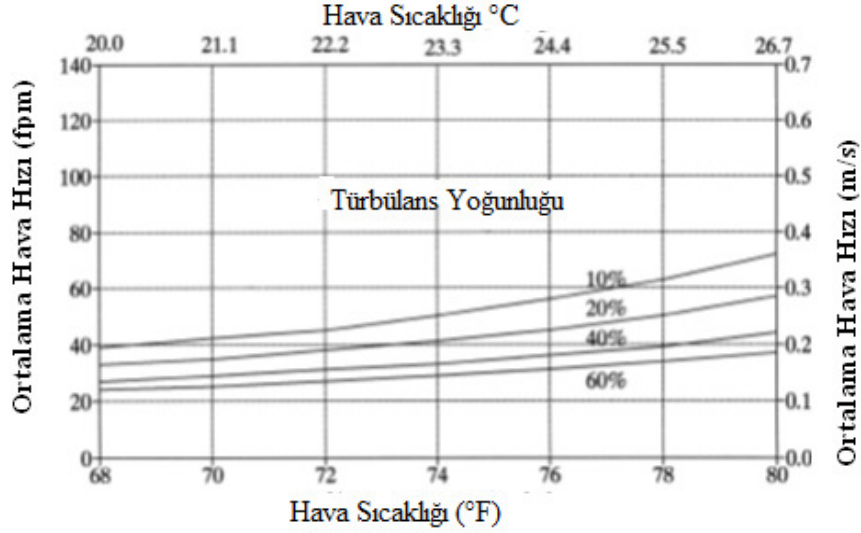
Şekil 2.7' de yüzeylerde oluşan yüksek sıcaklıklardan kaynaklanan termal konforsuzluk oranı dağılımı verilmiştir.



Şekil 2.10 Yüzeydeki yüksek sıcaklıklardan kaynaklanan termal konforsuzluk durumu [33]

2.4.1.4 İzin Verilen Hava Hızları

Şekil 2.8’de hava sıcaklığı ve türbülans yoğunluğuna göre izin verilen hava hızları verilmiştir.



Şekil 2.11 Hava sıcaklığı ve türbülans yoğunluğuna göre izin verilen hava hızları [33]

Çizelge 2.9’ da ASHRAE 55’e göre mahal içerisinde belli zaman periyodunda izin verilen sıcaklık dalgalanmaları verilmiştir.

Çizelge 2.9 Belli zaman aralıklarında izin verilen maksimum sıcaklık değişim değerleri [32]

Zaman Peryodu (Saat)	0,25	0,5	1	2
İzin Verilen Maksimum Operatif Sıcaklık Değişimi (°C)	1,1	1,7	2,2	2,8

2.4.1.5 ISO 7730 Standartlarına Göre Genel Konfor Şartları

Çizelge 2.10’ da ISO 7730 standardına göre ısıtma ve soğutma durumları için önerilen çalışma sıcaklık aralıkları, düşey yöndeki sıcaklık değişim limitleri, izin verilen temas yüzey sıcaklığı ve mahal içerisinde izin verilen hava hızları verilmiştir. Panellerin tasarımları esnasında buradaki verilen konfor limitleri dikkate alınarak tasarımlar gerçekleştirilecektir.

Çizelge 2.10 ISO 7730 standardına göre önerilen mahal konfor şartları [33]

	Çalışma sıcaklığı (°C)	Düşey yöndeki sıcaklık değişimi (°C)	Mahal temas yüzey sıcaklığı (°C)	Mahal içindeki ortalama hava hızı (m/s)
Soğutma Modu	23-26	< 3	19-26	< 0.25
Isıtma Modu	20-24	< 3	19-26	< 0.15

3.1 Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD)

Akışkanlar dinamiği ve ısı transferinde kullanılan temel denklemler kısmi türevler içeren, lineer olmadığından analitik çözümü genellikle henüz mümkün olmayan denklemlerdir. Belirli şartlar altındaki bir akışkanın davranışının öngörülebilmesi için bu temel denklemler üzerinde birtakım basitleştirici ön kabuller yaparak teorik çözüm bulunabilir. Fakat tahmin edilebileceği gibi bu, gerçek durumla birebir örtüşmez. Bu durumda akışkanlar mekaniği uygulamalarında karşılaşılan problemlerin analiz edilebilmesi için eşzamanlı olarak iki yol izlenmekteydi: Deneysel ve teorik.

Deneysel akışkanlar dinamiğinin temeli 17. yüzyılda Fransa ve İngiltere’de atılmıştır. 18. ve 19. yüzyıllarda da akışkanlar dinamiği teorisinde ilerlemeler kaydedildi. Sonuç olarak akışkanlar dinamiği uygulamaları üzerinde yapılan çalışmalar bir yanda salt teori, diğer yanda da deneysel sonuçların karşılaştırılmasından oluşuyordu. 1960’lara kadar, araştırma çalışmaları bu iki ayrı esas üzerinden yürütülmekteydi. Fakat deneysel çalışmaların maliyetinin yüksek olması ve kurulumunun zaman alması gibi olumsuzlukların yanında, deney düzeneğinde bazı ortam şartlarının sağlanması da imkansızdı (örneğin çok yüksek sıcaklık veya yüksek Mach sayısı gibi şartlar altında bir rüzgar tüneli) [34].

Bugün, yüksek işlem hızı ve kapasitesine sahip bilgisayarların ve aynı zamanda fizik problemlerinin çözümünde daha doğru sonuç veren sayısal algoritmaların ortaya çıkması, akışkanlar mekaniğinin çeşitli uygulamalarının incelenme yönteminde yeni bir

çığır açmıştır. Böylece akışkanlar mekaniği, matematik ve bilgisayar programlama bilimlerinin sunduğu olanaklarla; hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD), herhangi bir akışkanın hareketiyle ilgili problemlerin çözümüyle ilgilenen ve bunu yaparken de çeşitli sayısal yöntem ve algoritmalar kullanan, akışkanlar mekaniği içinde bir disiplin olarak ortaya çıkmıştır. Bu da akışkanlar mekaniği alanında yapılan çalışmalarda deneysel ve teorik metottan sonra üçüncü bir yaklaşımın izlenmesine olanak vermiştir.

Başlangıçta HAD büyük oranda sadece havacılık ve uzay bilimleri alanındaki araştırma-geliştirme çalışmalarında yer bulurken, günümüzde neredeyse bütün mühendislik alanlarında karmaşık problemlerin çözümünde güçlü bir araç olarak kullanılmaktadır. HAD' nin kullanıldığı alanlar arasında otomotiv, imalat, inşaat, çevre ve gemi mühendisliği uygulamaları sayılabilir.

Genel olarak fen bilimlerinde sayısal çözüm tekniklerinin gelişimi, yönetici denklemlerin kurulumu ve çözümü ile bu çözümlere getirilen çeşitli yaklaşımların gelişimine bağlıdır. HAD ile birlikte yönetici denklemlerdeki bazı özel terimlerin üzerinde daha ayrıntılı bir analiz yapabilmek mümkün olmuştur. HAD; gerçek akışkan hareketinin benzetimi yoluyla hem deneysel, hem teorik yöntemleri bünyesinde toplayarak akışkanlar mekaniğinde alternatif bir unsur olmuştur. Analitik yaklaşımların mümkün olmadığı karmaşık akış problemlerinin çözümü, deneysel yöntemlere nazaran daha kısa zamanda ve daha düşük maliyetli araştırma-geliştirme çalışmaları yapılabilmesi, ayrıca deneysel testlerde gerçekleştirilmesi veya tekrarlanabilmesi mümkün olmayan senaryoların (örneğin nükleer kazalar, deprem, tsunami vb.) analiz edilmesi olanaklı hale gelmiştir.

Fakat HAD' nin alışlagelmiş deneysel yöntemlerin yerini aldığı henüz söylenemez [34]. Örneğin rüzgar tünelleri, gerçek akış tiplerinin küçük ölçekte benzetimi yapılarak çok doğru sonuçların alındığı bir ekipman olarak hala kullanılmaktadır. Çok fazlı akış, kaynama, yoğunlaşma vb gibi HAD' nin henüz yetersiz kaldığı uygulamalarda deneysel yöntemler hala birincil önemini korumaktadır. Diğer yandan, hesaplama hataları nedeniyle gerçek durum ile bilgisayarlı benzetim sonuçları arasında farklar olmaktadır. Sayısal sonuçlar, görsel olarak incelenirken, çok doğru olmamasına rağmen gerçek

duruma uygun oldukları izlenimini verebilir. Bu nedenle verilerin doğruluğu onaylanmadan önce derinlemesine incelenmesi gerekmektedir.

3.1.1 Çözüm Adımları

Bir akış ve ısı transferi probleminin sayısal olarak çözümü aşağıdaki adımlardan oluşur:

- 1- İlk olarak, söz konusu akışkan hareketini ve ısı transfer mekanizmasını matematiksel olarak ifade eden yönetici denklemler belirlenir. Buradan genellikle bir kısmi diferansiyel denklemler sistemi elde edilir.
- 2- Sonrasında, sayısal işlemleri gerçekleştirebilmek amacıyla bu denklemler üzerinde “ayırıklaştırma” olarak adlandırılan bir dönüşüm uygulanır.
- 3- Ayırıklaştırma sonucunda; fiziksel olayın meydana geleceği, sonlu sayıda noktalardan/hacimlerden oluşan bir alan veya hacim oluşturulur. Bu, çözüm ağıdır.
- 4- Son olarak da, başlangıç ve sınır şartları belirlenerek problemin çözümüne başlanır.
- 5- Çözüm yeterince ilerletildikten sonra, sonuçlar sayısal veya görsel olarak incelenerek yorumlanır.

Yukarıda sayılan adımlar, bugün piyasada bulunan paket programlar sayesinde hızlı bir şekilde uygulanabilmektedir. Bu programlar, akışkanlar mekaniği ve ısı transferi denklemlerini çeşitli sayısal yöntemlere göre uyarlanmış biçimde ifade eden kodları bir arada içerir ve bu nedenle bu programları kullanan bir kullanıcı çözüme 3. adımdan başlar.

Bu tür programlar üç temel bileşenden oluşur:

Ön işlemci: İncelenmesi söz konusu olan geometrinin oluşturulması veya halihazırda var olan geometrinin içe aktarılması ve bu geometrinin çevresinde, akış ve ısı transfer olaylarının meydana geleceği bir çözüm ağı yaratılması ön işlemcide gerçekleştirilir. Sınır şartları da belirlenerek problem çözülmeye hazır hale getirilir.

Çözücü: Ön işlemcide oluşturulan çözüm ağı çözücüye aktarılır ve yönetici denklemlerin bir ifadesi olan sayısal kodlar bu ağ üzerinde çalıştırılır. Öncesinde, çözümün hangi akış ve ısı transfer modeliyle çözüleceği tespit edilir ve başlangıç şartları girilir.

Son işlemci: Son işlemcide, çözümün sonuçları sayısal veya görsel olarak incelenir.

3.1.2 Yönetici Denklemler

Akışkanlar mekaniğinde ve ısı transferinde, akışkanın davranışını matematiksel olarak ifade eden yönetici denklemlerin temeli şu üç yasaya dayanır [34],[35], [36]:

- Akışkan içerisinde ele alınan çok küçük bir kontrol hacminin yüzeylerinden geçen toplam kütle akısı, o hacim içerisindeki kütle zamana göre değişimine eşittir. Bu yasa “kütle korunumu yasası” olarak bilinir.
- Aynı hacim elemanı için; yüzeylerden geçen toplam momentum akısı, hacim içerisindeki momentumun zamanla değişimine eşittir. Bu aynı zamanda söz konusu hacme uygulanan net kuvvete eşittir. Bu, “momentum korunumu” yasasıdır.
- Hacim elemanının toplam enerjisindeki değişim, ısı transferi miktarındaki ve hacim elemanı üzerinde yapılan işteki değişimin toplamına eşittir. Bu da “enerjinin korunumu” yasasıdır.

Bu üç ilkeyi en genel haliyle; sıkışabilir, zamana bağlı, viskoz akış için ifade eden denklemler Navier-Stokes* denklemleridir. Fakat bu çalışmada üç boyutlu sıkışamaz, viskoz; yoğunluk, viskozite ve ısı iletim katsayısının sabit olduğu ve doğal taşınımın modelleneceği daimi akış uygulamaları söz konusu edileceğinden; yönetici denklemler, doğal taşınım yaklaşımına ilişkin ifadelerin ilave edildiği Navier-Stokes denklemlerinden zamana göre kısmi türev ve yoğunluk, özgül ısı, ısı iletim katsayısı ve viskozite gibi özelliklerin kısmi türevlerini içeren terimlerin ayıklanmasıyla elde edilir:

* Geleneksel olarak akışkanlar mekaniğinde Navier-Stokes denklemleri momentumun korunumu denkleminde elde edilen tek bir denklemi ifade ederken [37], modern HAD literatüründe üç korunum denkleminin oluşturduğu bütün denklem sistemi bu adla anılır [35].

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3.1)$$

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right] \quad (3.2.a)$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) \right] - g\beta(T_{\infty} - T) \quad (3.2.b)$$

$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial w}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) \right] \quad (3.2.c)$$

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (3.3)$$

Yukarıdaki (3.1) denklemini “kütlenin korunumu” veya “süreklilik”; (3.2.a-b-c) denklemleri sırasıyla x , y ve z yönünde yazılmış “momentumun korunumu” denklemleri; (3.3) denklemini ise “enerjinin korunumu” denklemini olarak bilir. Burada ρ yoğunluk (kg/m^3); u , v ve w hızlar (m/s); μ dinamik viskozite ($kg/m.s$), p basınç (Pa), β ısıl genişleme katsayısı (K^{-1}), T sıcaklık (K), T_{∞} Boussinesq yaklaşımında kullanılan referans sıcaklık değeridir (K). α ısıl difüzyon katsayısı (m^2/s) olup c_p özgül ısı (kJ/kgK) ve k ısı iletim katsayısı (W/mK) olmak üzere

$$\alpha = \frac{k}{\rho c_p} \quad (3.4)$$

şeklinde ifade edilir. Enerjinin korunumu denkleminin en genel ifadesinde viskoz kuvvetlerin akışkan üzerinde yaptığı işin ısıl enerjiye dönüşmesini ifade eden sönümlenme fonksiyonu çoğunlukla ihmal edilir ve bu çalışmadaki sayısal çözümlerde de bu bileşen dikkate alınmamıştır. (3.2.b) ile gösterilen y yönündeki momentumun korunumu denkleminde sağ taraftaki en son terim yerçekimi ve doğal taşınımından kaynaklanan hacim kuvvetidir. Momentumun x ve z bileşenleri için yazılan denklemlerde bu terimin bulunmamasının nedeni ise tek hacim kuvvetinin $-y$ yönünde yerçekimi kuvveti olmasıdır.

3.1.3 Türbülans Modelleri

Mühendislik problemlerinde karşılaşılan akışların çoğu türbülanslı bir davranış gösterir. Küçük Reynolds sayılarında atalet kuvvetleri viskoz kuvvetlerden daha küçük olduğundan akışın herhangi bir noktasında meydana gelen bir karışma sönümlenir ve akış laminar olarak kalır. Fakat büyük Reynolds sayılarında atalet kuvvetleri akışta meydana gelen karışmanın şiddetini daha da artırabilecek kadar büyük olur ve akış türbülanslı hale geçer. Bu durumda hız ve basınç gibi parametreler kararsız ve kaotik bir hal alır.

Navier-Stokes denklemlerindeki hız ve basınç değerleri anlıktır. Türbülanslı akışta anlık hızlar zaman ortalaması alınmış hız ile çalkantı hızının toplamına eşittir:

$$\left. \begin{aligned} u &= \bar{u} + u' \\ v &= \bar{v} + v' \\ w &= \bar{w} + w' \end{aligned} \right\} \quad (3.5)$$

Burada u , v , w anlık hızlar; \bar{u} , \bar{v} , \bar{w} zaman ortalaması alınmış hızlar; u' , v' , w' ise çalkantı hızlarıdır. Navier-Stokes denklemlerinin zaman ortalaması alınmış hız ve basınç terimlerine göre düzenlenmiş şekli "Reynolds ortalama Navier-Stokes" (RANS-*Reynolds Averaged Navier-Stokes*) denklemleri olarak adlandırılır [34], [36].

Fakat RANS denklemleri kapalı bir denklem sistemi oluşturmak için yetersizdir. Çünkü türbülanslı akış için yapılan düzenlemelerle, denklemlere altı yeni bilinmeyen eklenir. Bunlar Reynolds gerilme terimleridir. Bu nedenle, eksik olan ifadeleri tamamlamak amacıyla çeşitli türbülans modelleri geliştirilmiştir. Bu modellerden bazıları Çizelge 3.1' de görülmektedir.

Çizelge 3.1 Bazı türbülans modelleri

RANS temelli modeller	- Spalart-Allmaras modeli - k-ε modeli - k-ω modeli - Reynolds gerilme modeli (RSM)
-----------------------	--

DNS (<i>Direct Numerical Simulation</i>) modeli
LES (<i>Large Eddy Simulation</i>) modeli
DES (<i>Detached Eddy Simulation</i>) modeli

RANS temelli modellerden Spalart-Allmaras, k-ε ve k-ω modellerinde Reynolds gerilmeleri Boussinesq yaklaşımıyla elde edilirken, RSM modelinde gerilme denklemleri doğrudan çözülür. RSM modeli Navier-Stokes deklemlerine nazaran yedi ek denklem içerir, ve bu nedenle daha fazla bilgisayar kaynağı gerektirir. DNS modeli ise türbülanslı akışların en doğru şekilde çözüldüğü modeldir. Bu model hiçbir türbülans modeli kullanmadan, doğrudan Navier-Stokes denklemlerini çözer. Fakat oldukça yüksek işlemci kapasitesine ihtiyaç duyar. Çözüm zamanı $Re^{9/4}$ ile doğru orantılı olarak artar. LES modelinde ise büyük girdaplar çözülürken, görece daha küçük girdaplar modellenir. Genellikle RANS temelli modellere göre daha ince bir çözüm ağı oluşturulmasını gerektirir. Fakat bu model de yüksek kapasitede bilgisayar kaynağı gerektirdiğinden henüz uygulama alanı fazla değildir. DES modeli ise RANS ve LES modellerinin bir kombinasyonu olan karma bir modeldir. Bu modelde; duvar yakınındaki bölgeler RANS benzeri bir yaklaşımla, geri kalan serbest akış bölgesi de LES yaklaşımıyla çözülür.

k-ε modeli en çok kullanılan türbülans modellerindendir. Biri türbülans kinetik enerjisi k , diğeri türbülans sönümlenme katsayısı ϵ için olmak üzere iki adet transport denklemi içerir. k-ε modelinin *Standart*, *Realizable*, ve *RNG* olmak üzere çeşitli formülasyonları vardır. Bu model serbest akış bölgesi kayma tabakalarında (örn. jet akımları), duvar yakını bölgesi (sınır tabaka), ve arka bölge (*wake structure*) akışlarında iyi sonuçlar vermektedir [38]. Bu çalışmada da standart k-ε türbülans modeli kullanılmıştır.

3.1.3.1 Standart k - ε Modeli

k - ε modeli türbülans kinetik enerjisini etkileyen mekanizmalar üzerine odaklanır ve viskoz gerilmeler ile Reynolds gerilmeleri arasında bir benzeşim olduğu ön kabulünü yapar.

Türbülanslı bir akışta anlık toplam kinetik enerji, ortalama kinetik enerji ve türbülans kinetik enerjisinin toplamına eşittir [36]:

$$K(t) = \bar{k} + k \quad (3.6)$$

$$\bar{k} = \frac{1}{2}(\bar{u}^2 + \bar{v}^2 + \bar{w}^2) \quad (3.7)$$

$$k = \frac{1}{2}(\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2}) \quad (3.8)$$

Bousinessq hipotezi Reynolds gerilmeleri ile ortalama deformasyon oranı arasında bir ilişki kurmuştur:

$$\tau_{ij} = -\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (3.9)$$

τ_{ij} Reynolds gerilmeleri, μ_t türbülans dinamik viskozitesi, k türbülans kinetik enerjisi, δ_{ij} ise Kronecker deltasıdır. i ve j indislerinin aldığı 1, 2, ve 3 değerleri kartezyen koordinat sisteminde sırasıyla x , y ve z' yi belirtir. $(\bar{\quad})$ simgesi terimlerin zaman ortalamasının alındığını gösterir.

Türbülans dinamik viskozitesi de türbülans kinetik enerjisi ve türbülans sönümlenme katsayısının bir fonksiyonu olarak ifade edilir:

$$\mu_t = \rho c_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.10)$$

Burada c_μ boyutsuz model katsayısı ve ε türbülans sönümlenme katsayısıdır.

k ve ε için yazılan türbülans transport denklemleri şu şekildedir:

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho u_j \frac{\partial k}{\partial x_j} - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) = \tau_{ij} S_{ij} - \rho \varepsilon \quad (3.11)$$

$$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho u_j \varepsilon - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) = c_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \tau_{ij} S_{ij} - c_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (3.12)$$

S_{ij} zaman ortalaması alınmış hızlara göre hesaplanan deformasyon hızı tansörüdür:

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.13)$$

$c_\mu, \sigma_k, \sigma_\varepsilon, c_{\varepsilon 1}$ ve $c_{\varepsilon 2}$ karakteristik model sabitleri olup,

$$\left. \begin{array}{l} c_\mu = 0.09 \\ \sigma_k = 1.0 \\ \sigma_\varepsilon = 1.3 \\ c_{\varepsilon 1} = 1.44 \\ c_{\varepsilon 2} = 1.92 \end{array} \right\} \text{değerlerini alırlar [36].}$$

3.1.4 Radyasyonun Modellenmesi

Işınım ile gerçekleşen net ısı akısı Radyatif Transfer Denklemi (RTD) olarak adlandırılan bir integro-diferansiyel denklemin çözülmesiyle elde edilir. RTD spektral ışınım şiddetinin bir ortam içerisinde izlediği yol boyunca değişimini ifade eder:

$$\frac{dI(\vec{r}, \vec{s})}{ds} + (a + \sigma_s) I(\vec{r}, \vec{s}) = an^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}') \Phi(\vec{s} \cdot \vec{s}') d\Omega' \quad (3.14)$$

Burada \vec{r} konum vektörü, \vec{s} yön vektörü, \vec{s}' yayılım yönü vektörü, s alınan yol, a yutma katsayısı, n kırılma indisi, σ_s yayılım katsayısı, σ Stefan-Boltzmann sabiti ($5.672 \cdot 10^{-8} \text{ W / m}^2 \text{ K}^4$), I konum (\vec{r}) ve yöne (\vec{s}) bağlı ışınım şiddeti, T sıcaklık, Φ faz fonksiyonu ve Ω' katı açıyı ifade etmektedir [39].

RTD' nin çözülmesinde kullanılan metotlardan birisi *Discrete Ordinates* olarak adlandırılan modeldir. Bu model RTD' yi ışınım şiddeti için yazılan bir transport denkleminde dönüştürür ve bu denklemi ayrıklaştırılmış sonlu sayıda katı açı için çözer:

$$\nabla \cdot (I(\vec{r}, \vec{s}) \vec{s}) + (a + \sigma_s) I(\vec{r}, \vec{s}) = an^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}') \Phi(\vec{s} \cdot \vec{s}') d\Omega' \quad (3.15)$$

3.1.5 Ayrıklaştırma

Kısmi diferansiyel denklemler veya integral denklemler gibi kapalı formdaki matematiksel ifadelerin analitik çözümleri, denklemlerin etki alanı boyunca sonsuz süreklilik gösteren bağımlı değişkenler içerir. Yalnızca kısmi türevli diferansiyel denklemleri göz önüne aldığımızda ayrıklaştırma; kısmi türev içeren terimlerin, denklemin etki alanı içerisinde değişkenlerin sadece sonlu sayıda nokta veya bölge üzerinde tanımlandığı cebirsel ifadelerle dönüştürülmesi işlemidir. Sayısal çözüm yapabilmek için; sonsuz süreklilik gösteren değişkenlerin, etki alanı içerisinde sonlu sayıda oluşturulmuş ayırık noktalara atanması gerekir. Bütün bu noktalar birlikte çözüm ağını oluşturur.

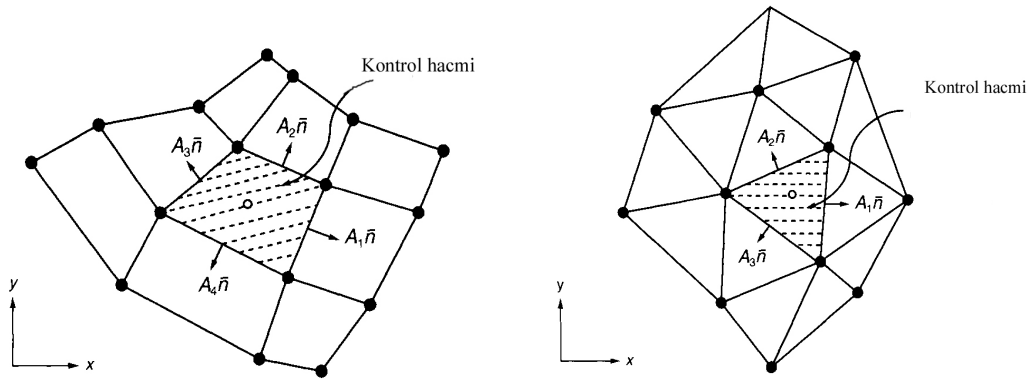
Çeşitli ayrıklaştırma yöntemleri vardır. Bunlar sonlu farklar, sonlu elemanlar ve sonlu hacimler metodudur [35]. Sonlu farklar metodunda; kısmi türevli terimler Taylor serisine açılarak değişkenlerin türevleri, uzay veya zamanda oluşturulmuş değişik noktalardaki değişken değerleri arasındaki farklar olarak ifade edilir. Sonlu elemanlar metodunda, göz önüne alınan akışın etki alanı her biri “eleman” olarak adlandırılan sonlu sayıda alt bölgeye ayrılır ve her alt bölgeye, bu bölgeler içindeki değişkenlerin değişimini ifade eden fonksiyonlar atanır. Bütün alt bölgelerdeki değişimlerin toplamı, tüm akış alanının tanımlanması için kullanılır.

Sonlu hacimler metodu, HAD içerisinde en çok kullanılan yöntemdir. Buna göre, çözüm alanı sonlu sayıda hacme bölünür ve her hacim için ayrı ayrı korunum denklemleri uygulanır. Değişken değerleri her kontrol hacminin merkezinde hesaplanır. Kontrol hacmi yüzeylerindeki değerlerin merkezdeki değerler cinsinden bulunması ise interpolasyonla yapılır. Her kontrol hacmi için, komşu düğüm noktalarındaki değerleri veren cebirsel denklemler elde edilir.

Sonlu hacimler metodunda noktalar yerine kontrol hacimleri kullanıldığı için çözüm ağını oluşturan hacimlerin geometrisi serbestçe seçilebilir. Her kontrol hacminin konumunun ve şeklinin düzenli dikdörtgenler prizması olduğu yapısal ağ (*structured*

grid) yerine, hacimlerin geometri ve konumları için daha fazla seçenek sunan yapısal olmayan ağ (*unstructured grid*) kullanılabilir. Sonlu elemanlar metodunda kullanılan ağ tipi, sonlu hacimlerde de kullanılabilir. Böylece iki boyutlu çözümler için üçgenler ve dörtgenlerin, üç boyutlu durumda ise dörtyüzlü ve altıyüzlü hacimlerin karmasından oluşan bir çözüm ağı oluşturulabilir. Bu şekilde oluşturulan yapısal olmayan bir çözüm ağı, karmaşık geometriler içeren problemlerde büyük kolaylık sağlar. Bu yöntemin bir diğer üstünlüğü de fonksiyonları cisme uydurulmuş koordinat sistemine taşıyan dönüşüm denklemlerine ihtiyaç duyulmamasıdır.

Bu çalışmada kullanılan FLUENT programı da sonlu hacimler yöntemiyle ayrıklaştırma yapmaktadır.



Şekil 3.12 Yapısal olan (solda) ve yapısal olmayan (sağda) ağın bir gösterimi [34].

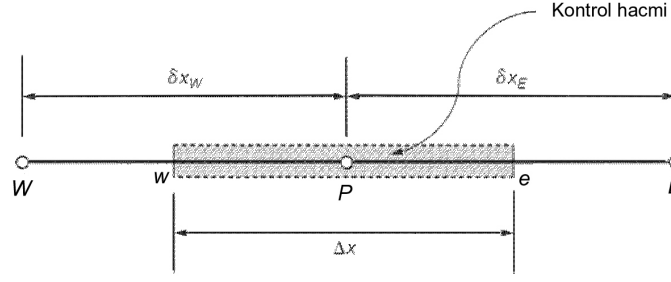
3.1.5.1 Sonlu Hacimler Metoduyla Yönetici Denklemlerin Cebirsel Hale Getirilmesi

Yönetici denklemlerin cebirsel hale getirilmesi için, şu üç duruma göre bir sayısal yöntem geliştirilir : (1) daimi akışta difüzyon, (2) daimi akışta difüzyon ve taşınım, (3) zamana bağlı akışta difüzyon ve taşınım.

ϕ genel olarak herhangi bir değişkeni ifade etmek üzere; bir boyutlu, daimi akışta ϕ değişkeninin salt difüzyonu olduğu durumda yönetici denklem şu şekildedir [36]:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) + S_{\phi} = 0 \quad (3.16)$$

Γ difüzyon katsayısını, S_{ϕ} kaynak terimini belirtmektedir.



Şekil 3.13 Merkezi P noktası olan bir kontrol hacminin tek boyutlu gösterimi [34]

İlk olarak (3.16) denklemi için Gauss teoremi uygulanır. Gauss teoremi genel haliyle şöyle ifade edilir:

$$\frac{\partial \phi}{\partial x} = \frac{1}{\Delta V} \int_V \frac{\partial \phi}{\partial x} dV = \frac{1}{\Delta V} \int_A \phi dA^x \approx \frac{1}{\Delta V} \sum_{i=1}^N \phi_i A_i^x \quad (3.17)$$

Bu durumda (3.16) denklemindeki kısmi türev içeren terim şu hali alır:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) = \frac{1}{\Delta V} \int_V \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) dV = \frac{1}{\Delta V} \int_A \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) dA^x \approx \frac{1}{\Delta V} \sum_{i=1}^N \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_i A_i^x \quad (3.18)$$

Burada tek boyutlu akış için $A_1^x = -A_w$ ve $A_2^x = A_e$ olur. Böylece denklem (3.18) aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$\left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_e A_e - \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_w A_w \quad (3.19)$$

(3.16) denklemindeki ikinci terim, S_ϕ kaynak teriminin ΔV sonlu kontrol hacmi boyunca sabit kaldığı kabulüyle,

$$\frac{1}{\Delta V} \int_{\Delta V} S_\phi dV = S_\phi \quad (3.20)$$

olarak yazılır. Böylece, (3.16) denkleminin ayrıklaştırılmış hali aşağıdaki gibi olur:

$$\frac{1}{\Delta V} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_e A_e - \frac{1}{\Delta V} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_w A_w + S_\phi = 0 \quad (3.21)$$

Parantez içerisindeki kısmi türev terimleri de ayrıca cebirsel şekilde ifade edildikten sonra denklem (3.21) şöyle yazılır:

$$\frac{\Gamma_e A_E}{\Delta V} \left(\frac{\phi_E - \phi_P}{\delta x_E} \right) - \frac{\Gamma_w A_W}{\Delta V} \left(\frac{\phi_P - \phi_W}{\delta x_W} \right) + S_\phi = 0 \quad (3.22)$$

3.1.6 Cebirsel Denklemlerin Sayısal Çözümü

Yönetici denklemlerin ayrıklaştırılması sonrasında lineer veya lineer olmayan bir cebirsel denklemler sistemi elde edilir. Bu denklem sisteminin çözümü için uygulanabilecek iki ayrı sayısal yöntem vardır: *direkt yöntemler* ve *iteratif yöntemler*.

Gauss eliminasyon metodu, Cramer kuralı, ve Thomas algoritması gibi yöntemler direkt yöntemler arasındadır. Bu yöntemlerde çözüme sonlu sayıda adım sonrasında ulaşılır.

İteratif yöntemler ise verilen başlangıç değerlerinden çözüme başlayarak, belirlenen bir yakınsama kriterine ulaşılan kadar sürekli tekrarlanan algoritmalarından oluşur. Direkt yöntemlerin tersine, atılan sonlu sayıda adım sonrasında sonuca ulaşılmaz. İlk sonuçlar tahmini değerlerdir, bu değerler kullanılarak algoritma tekrar tekrar çalıştırılır ve asimptotik bir şekilde daima çözüme yaklaşılır. Akışkanlar mekaniğinde yönetici denklemler lineer olmadığından ve çok fazla sayıda değişken içerdiklerinden, iteratif yöntemlerle çözümü direkt yöntemlere göre daha kullanışlıdır.

Eğer sayısal çözüm giderek analitik çözüme yaklaşıyorsa çözüm “yakınsak”tır. Ayrıklaştırmadan kaynaklanan hatalar giderek küçülüyor veya sabit kalıyorsa çözümün “kararlı” olduğu söylenebilir.

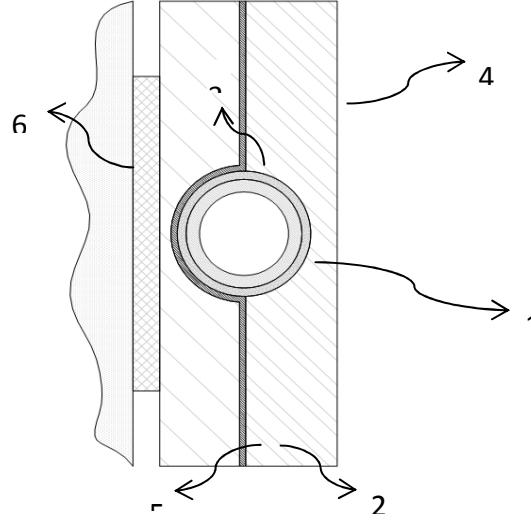
3.2 Panel Performansının Sayısal Olarak İncelenmesi

Panel performansının sayısal olarak incelenmesi *ANSYS Workbench* 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* programında oluşturulduktan sonra, sonlu hacimler metodunu kullanan *FLUENT* ile sayısal çözümler yapılmış ve sonuçlar raporlanmıştır.

3.2.1 Radyant Panel Yapısı

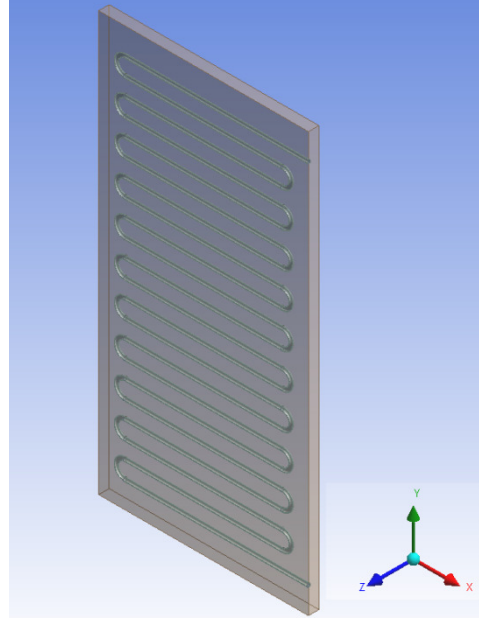
Bu çalışmada göz önüne alınan ve sayısal analize dahil edilen panel kısımları şunlardır (Şekil 3.3) :

- 1- Plastik boru
- 2- Alüminyum folyo (ışınım plakası)
- 3- Boruların döşeneceği yuvalar
- 4- Yüzey dolgu malzemesi (alçı)
- 5- Yalıtım malzemesi
- 6- Dış duvar



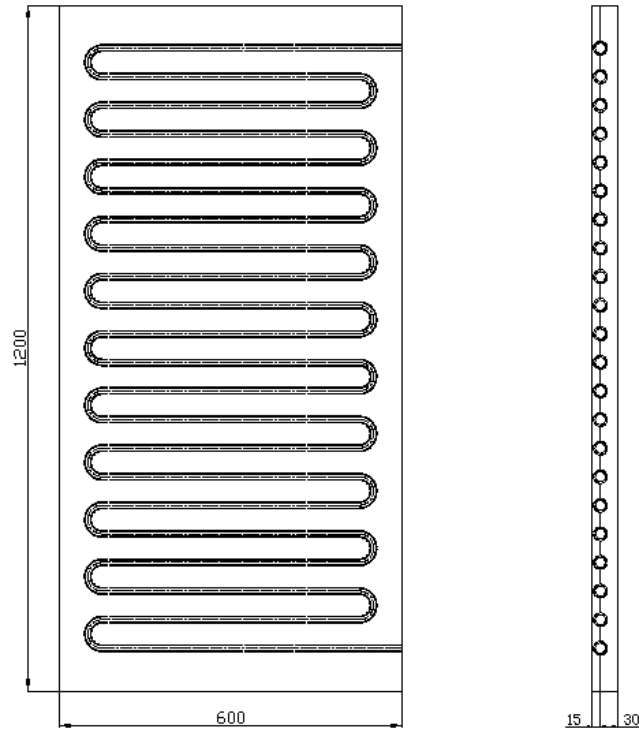
Şekil 3.14 Radyant duvardan ısıtma panelinin kesit görünüşü

Söz konusu panelde kullanılan borulama düzeni Şekil 3.4' de görülmektedir. Sıcak su üst kısımdan $-x$ yönünde panele giriş yaparak paneli enlemesine dolaşmakta ve $+x$ yönünde çıkış yapmaktadır.

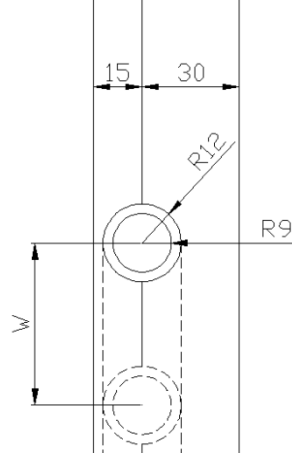


Şekil 3.15 Panelde kullanılan borulama düzeni (izometrik görünüş)

İncelenen ilk panel modelinin yüksekliği 1200 mm, genişliği 600 mm, 30 mm' si yalıtım ve 15 mm' si alçı olmak üzere kalınlığı 45 mm' dir (Şekil 3.5). Boru iç çapı 9 mm, dış çapı 12 mm olup; borular arasındaki mesafe W kadardır ve sayısal çözüm değişkenlerinden birini oluşturmaktadır. Ayrıca yalıtım kalınlığının 20 ve 40 mm olduğu paneller de sayısal analize dahil edilmiştir.



a)



b)

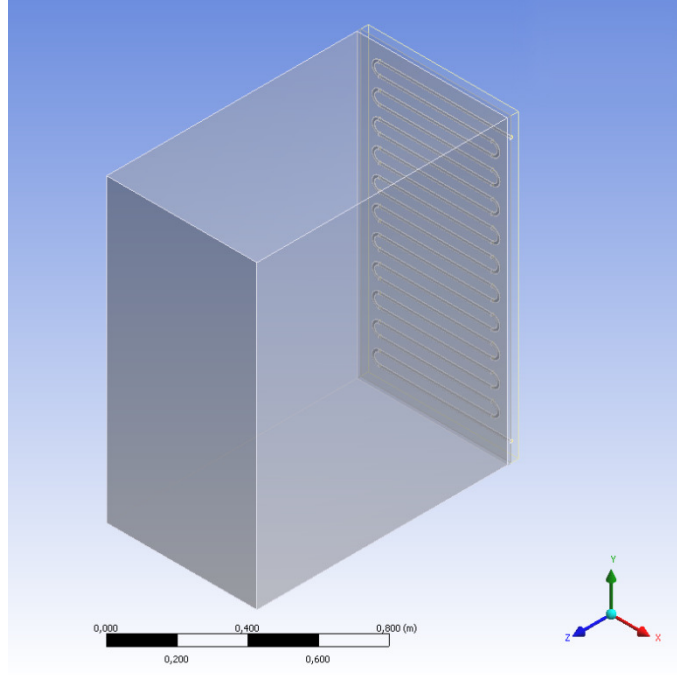
Şekil 3.16 Panel geometrisi a) ön ve yan görünüş, b) yan görünüş detayı (W : borulama mesafesi) (Ölçüler mm cinsindedir)

3.2.2 Problem Kurulumu ve Sayısal Çözüm

Sayısal çözümlerde, ele alınan panel konfigürasyonuna ilişkin aşağıdaki üç parametrenin farklı değerleri için panel performansı incelenmiştir:

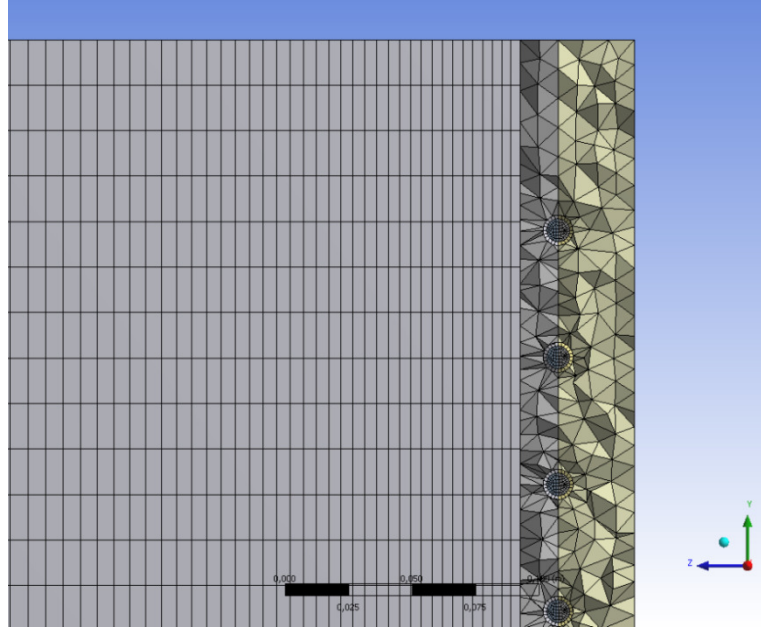
- Borulama mesafesi, W
- Alüminyum folyo kalınlığı, t
- Su giriş sıcaklığı, T_{su}
- Yalıtım malzemesinin iletim direnci, R

Radyasyon ve doğal taşınım olaylarının analize dâhil edilebilmesi için sayısal modele 1000 mm uzunluğunda, 600 mm genişliğinde ve 1200 mm yüksekliğinde örnek bir oda eklenmiş olup Şekil 3.6' da tüm sayısal çözüm bölgesi görülmektedir.

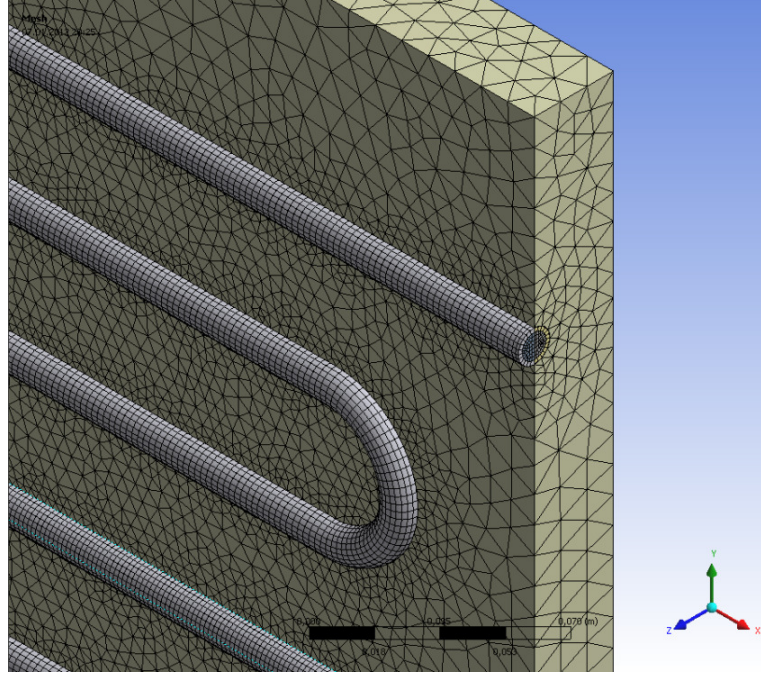


Şekil 3.17 Sayısal çözümlere esas oluşturan çözüm alanı

Çözüm alanı içerisinde dikdörtgen prizma ve üçgen dörtyüzlü elemanlardan oluşan kısmen yapısal, kısmen de yapısal olmayan bir ağ oluşturulmuş olup (Şekil 3.7) tüm çözümler için oluşturulan ağlar yaklaşık 1 500 000 ile 2 000 000 arasında değişen hücre sayısına sahiptir. Ele alınan problemde en yüksek hız gradyanları ile karşılaşılması tahmin edilen kısım olan borularda diğer parçalara göre daha küçük boyutlu elemanlar oluşturulmuştur (Şekil 3.8). Öyle ki borulardaki ağ yoğunluğu 0.06 adet-hücre/ mm^3 iken yalnızca ısı iletiminin söz konusu olduğu yalıtım ve alçı kısımlarında bu değer sırasıyla 0.017 ve 0.028 adet-hücre/ mm^3 olmaktadır.



Şekil 3.18 Oluşturulan çözüm ağının z eksenine doğrultusunda alınan kesit görünüşü



Şekil 3.19 Borular için oluşturulan ağ

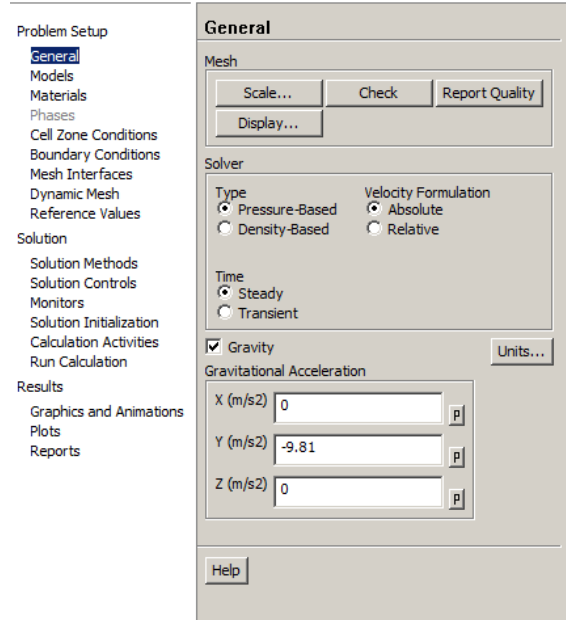
Modelde boru ile su, yalıtım ve alçı ara yüzeyleri ve panel ile oda ara yüzeyindeki hücreler birbiriyle konform değildir; bu nedenle bu kısımların birbiriyle temasta olduğu tüm yüzeyler sınır şartları belirlenirken “ara yüzey” (*interface*) olarak tanımlanmıştır. *FLUENT* programında sınır şartı verilmeden önce bu yüzeylerin *Meshing* modülünde

ayrı ayrı isimlendirilerek tanımlanması gerekmektedir. 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 *wall* olarak tanımlanmıştır. Bundan sonraki bölümde çözüm ağı oluşturulduktan sonra *FLUENT* programında izlenen adımlar açıklanmıştır.

3.2.2.1 Probleme Ait Parametrelerin Girilmesi

Genel

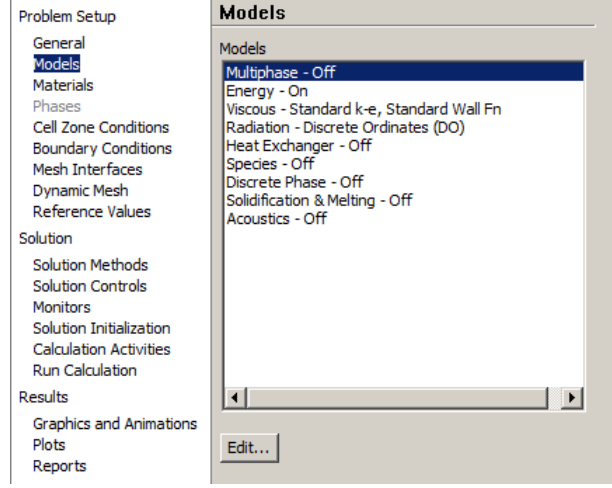
FLUENT programında ilk olarak *General* sekmesinde çözücü tipi olarak *pressure-based*, ısı transferi ve akışın daimi durumu inceleneceğinden *steady* seçeneği seçilir. Ayrıca oda içerisindeki doğal taşınım hesaplanacağından yerçekimi ivmesi $-y$ yönünde 9.81 m/s^2 olarak girilir (Şekil 3.9).



Şekil 3.20 Çözüm için yapılan genel ayarlar

Model

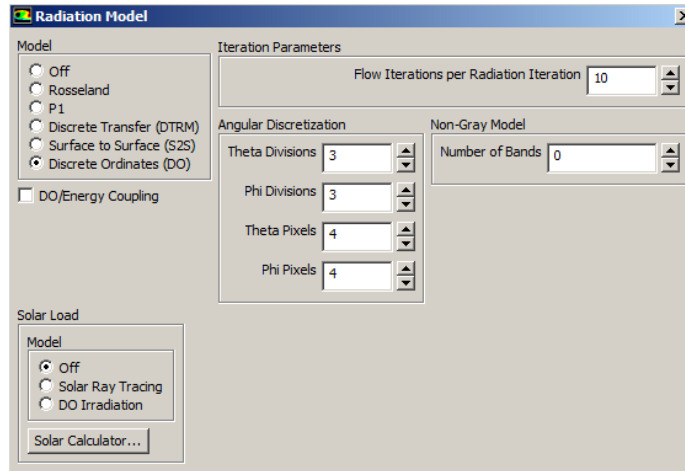
Models sekmesinde ısı transferinin çözülmesi için enerji denkleminin aktif hale getirilmesi gerekmektedir. Modeldeki su ve hava akışının çözülmesi için $k-\epsilon$ türbülans modeli standart duvar fonksiyonları ile seçilir. Panel yüzeyinden gerçekleşen radyasyon için ise *Discrete Ordinates* modeli seçilir (Şekil 3.10).



Şekil 3.21 Çözüm modellerinin belirlenmesi

Radyasyon Modeli

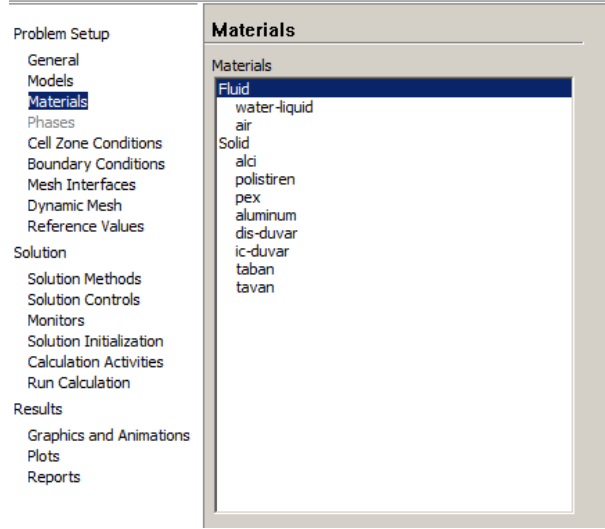
Radyasyon modeli olarak *Discrete Ordinates* modeli kullanılacaktır. Bu modelde *Theta Divisions* (N_θ) ve *Phi Divisions* (N_ϕ) açılal uzaydaki her bir oktantı ayrıklaştırmak için kullanılacak kontrol açılarını tanımlar. Yansıma ile radyasyonun çok olduğu durumlarda yüksek derecede ayrıklaştırmaya tavsiye edilir. Ayrıklaştırmayı yükseltmek ve daha güvenilir sonuçlar elde etmek için bu çalışmada her iki değer de 3 olarak girilmiştir (Şekil 3.11).



Şekil 3.22 Radyasyon modelinin belirlenmesi

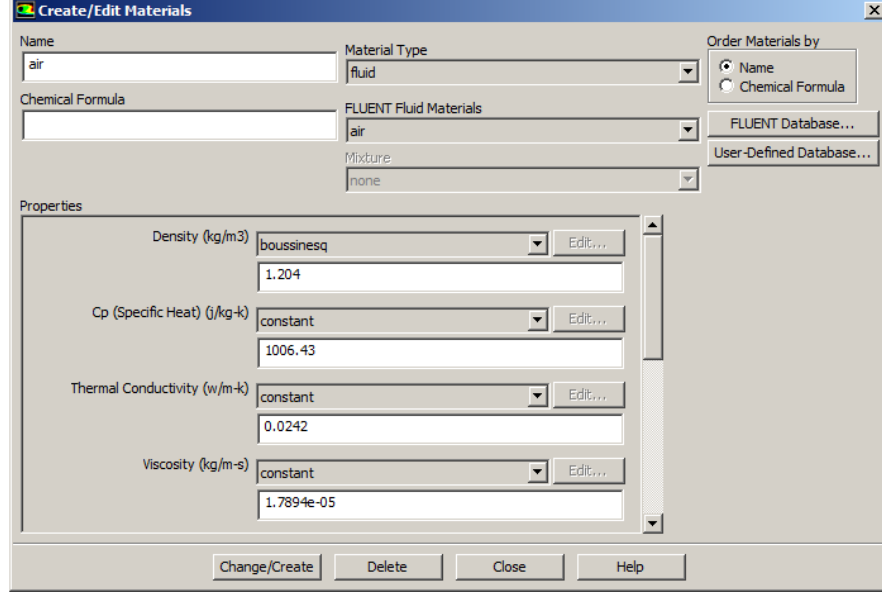
Malzemelerin Tanımlanması

Materials sekmesinde modele ait malzemeler tanımlanır. Akışkan olarak su ve hava, katı malzemeler ise boru malzemesi olan *PEX (polietilen cross-link)*, yalıtım malzemesi polistiren ve folyo malzemesi alüminyum tanımlanmıştır. 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 (Şekil 3.12).



Şekil 3.23 Malzemelerin tanımlanması

Doğal taşınımın hesaplanabilmesi için malzemelerin tanımlandığı menüde hava özelliklerinin buna uygun olarak girilmesi gerekmektedir (Şekil 3.13). Yoğunluk için *Boussinesq* modeli seçilir ve referans sıcaklık olan 19 °C sıcaklıktaki hava yoğunluğu 1.204 kg/m³ değeri girilir. Isıl genleşme katsayısı da yine aynı sıcaklık için 0.0034 1/K olarak girilir. Diğer değerler varsayılan olarak bırakılır.



Şekil 3.24 Havanın özelliklerinin girilmesi

Tanımlanan diğer malzemelere ilişkin özellikler Çizelge 3.2' de görülmektedir.

Çizelge 3.2 Katı malzemelere ait özellikler

Malzeme	Yoğunluk, (kg/m ³)	Özgül ısı, (j/kgK)	Isı iletim, katsayısı (W/mK)
alçı	900	1090	0,5
polistiren	30	1300	0,034
polietilen	956	2302	0,41
dış duvar	2719	871	0,014
iç duvar	2719	871	0,336
zemin	2719	871	0,086
tavan	2719	871	0,078

Sınır Şartlarının Tanımlanması

Sayısal modelde tanımlanan yüzeyler ve bu yüzeylere verilen sınır şartları Çizelge 3.3' de görülmektedir.

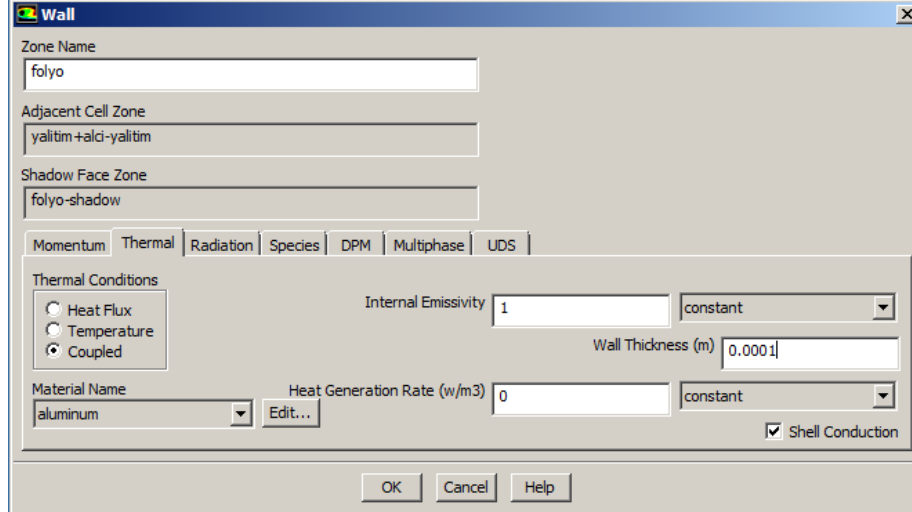
Çizelge 3.3 Tanımlanan yüzeyler ve sınır şartları

Yüzey	Sınır Şartı
Su girişi	Velocity inlet
Su çıkışı	Pressure outlet
Alüminyum folyo	Wall (shell conduction)
Yalıtım-alçı ara yüzeyi	Interface (coupled)
Boru- yalıtım ara yüzeyi	
Boru - alçı ara yüzeyi	
Boru-su ara yüzeyi	
Panel - oda ara yüzeyi	Wall (sabit sıcaklık şartı)
Oda duvarları	

Panel içerisine belli aralıklarla döşenen borulardan geçecek suyun panele giriş yüzeyi *velocity inlet* olarak tanımlanmıştır. Panel içerisinde su belli bir sıcaklıkta ve sabit bir hızla akacaktır. Su giriş hızı 0.63 m/s, sıcaklığı ise yapılan ilk çözümlerde 40 °C (313 K) olarak girilmiştir.

Panel içerisine döşenen borulardan geçen suyun çıkış şartı için *pressure outlet* sınır koşulu girilmiştir. Bu sınır şartında çıkış basıncının sabit değer olarak girilir, diğer değişkenler ekstrapolasyonla yüzeye bitişik iç hücre elemanlarında hesaplanan değerler kullanılarak elde edilir. Bu yüzeyde atmosfer üstü basınç 0 Pa olarak girilmiş, atmosfere çıkışta geri akış oluşması durumunda geri akış sıcaklığı 312 K olarak belirlenmiştir.

Şekil 3.1' de gösterildiği üzere yalıtım ile alçı arası, ısının daha iyi dağıtılabilmesi amacıyla alüminyum folyo ile kaplanacaktır. Folyonun sayısal çözüme dahil edilebilmesi için öncesinde *Meshing* modülünde bu yüzeyin tanımlanması gerekmektedir. Çünkü alçı ve yalıtım ara yüzeyindeki ağ konformdur ve bu nedenle *FLUENT* tarafından sınır koşulu verilebilecek yüzeyler arasına eklenmez. Folyonun modellenmesi *Shell conduction* özelliği kullanılarak yapılacaktır. Bu sayede folyo için ayrı bir hacim oluşturulmadan çözüme dahil edilmiş olacaktır. Bunun için, tanımlanmış olan folyo yüzeyinin sınır şartı *wall* olarak seçilir ve burada *Shell conduction* seçeneği aktif hale getirilir (Şekil 3.14). Folyo kalınlığı (*wall thickness*) ve malzemesi de burada girilmelidir.



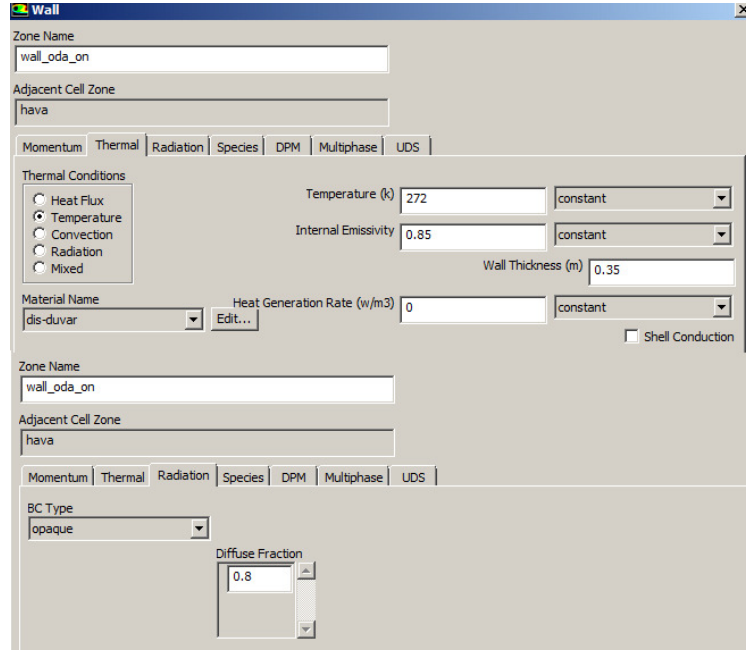
Şekil 3.25 Alüminyum folyo özellikleri

Oda ön duvarı ile panel arka duvar sınır şartlarında 272 K; oda yan, alt ve üst duvarları için de 283 K değerinde sabit sıcaklık koşulu girilmiştir. *Internal emissivity* değeri tüm duvarlar için 0.85 olarak alınmıştır. Radyasyon şartlarında ise kırılma indisi (*diffuse fraction*) değeri yine tüm duvarlar için 0.8 olarak girilmiştir (Şekil 3.15). Her bir duvarın Çizelge 3.2’ de listelenen duvar malzemeleriyle eşleştirilmesi ve eşdeğer duvar kalınlıkları Çizelge 3.4’ de görülmektedir.

Çizelge 3.4 Duvar yüzeylerinin malzeme ve kalınlıkları

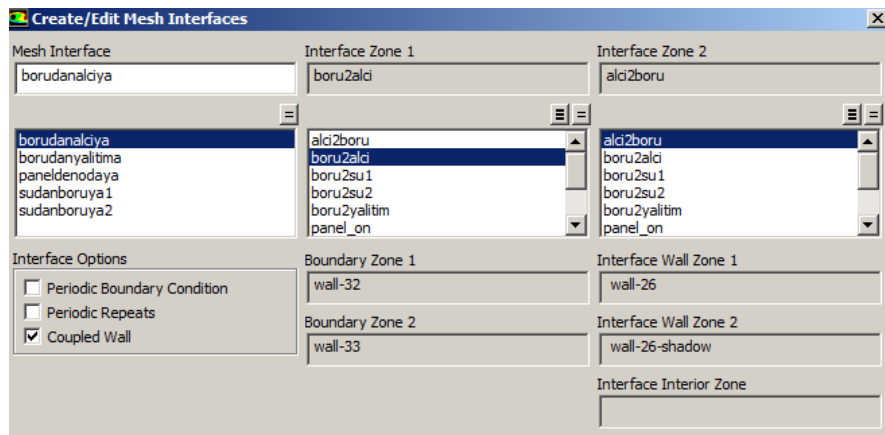
Yüzey	Malzeme	Eşdeğer duvar kalınlığı (m)	Duvar dış sıcaklığı (K)
wall_oda_alt	taban	0,215	283
wall_oda_üst	tavan	0,26	283
wall_oda_yan	iç duvar	0,28	283
wall_oda_ön	dış duvar	0,35	272
panel_arka	dış duvar	0,35	272

Panelin üst, alt ve yan duvarları ısı akısı sıfır olan adyabatik duvarlar olarak bırakılmıştır.



Şekil 3.26 Duvar sınır şartlarının girilmesi

Birbiriyle temas halinde olan ve konform olmayan yüzeylerin sınır şartının *interface* olarak tanımlanması gerekmektedir. Bu yüzeyler *Meshing* modülünde tek tek isimlendirilerek tanımlanır, aksi takdirde *FLUENT* bu yüzeyleri birbirinden ayıramaz duvarlar olarak tanımlar ve bu nedenle bu yüzeylere farklı sınır şartları verilemez. Bu yüzeylere *interface* sınır şartı verildikten sonra *Mesh Interfaces* sekmesinde birbiriyle karşılıklı olan yüzeylerden ara yüzey çiftleri tanımlanır (Şekil 3.16). Bu yüzey çiftleri oluşturulurken *coupled wall* seçeneği seçilerek yüzeyler arasında veri aktarımı sağlanır.



Şekil 3.27 Tanımlanan ara yüzey çiftleri

3.2.3 Çözüm Sonuçları

Sayısal çözümler ilk olarak 50, 100, 150 ve 200 mm' lik her bir borulama mesafesinde 0.1, 0.3, 0.5 ve 0.7 mm alüminyum folyo kalınlığı ve su giriş sıcaklıklarının 30, 35 ve 40 °C olduğu durumlar için yapılmıştır. Böylece farklı borulama mesafeleri ve su sıcaklıkları için folyo kalınlığının ve panel ısı akısının birbirine göre değişimi incelenmiştir. Folyo ve boru maliyetlerinin farklı konfigürasyonlardaki değişimi incelenerek panel ısı akısındaki aralarındaki ilişki araştırılmıştır. Sonrasında, ilk çözümlerde 30 mm kalınlığında olan yalıtım malzemesinin 20 ve 40 mm kalınlığında ve ısı iletim katsayısının 0.031 ve 0.034 W/mK olduğu durumlar için çözümler yapılmıştır.

Borulama mesafesi ve folyo kalınlığına göre değişen panel modellerine atıfta bulunulurken kolaylık sağlaması amacıyla Çizelge 3.5' de gösterilen kodlama sistemi kullanılmıştır:

Çizelge 3.5 Farklı panel modellerinin adlandırılması

Boru mesafesi, (mm)	Folyo kalınlığı, (mm)	Model ismi
50	0,1	P501
	0,3	P503
	0,5	P505
	0,7	P507
100	0,1	P1001
	0,3	P1003
	0,5	P1005
	0,7	P1007
150	0,1	P1501
	0,3	P1503
	0,5	P1505
	0,7	P1507
200	0,1	P2001
	0,3	P2003
	0,5	P2005
	0,7	P2007

3.2.3.1 Farklı Boru Aralıkları ve Folyo Kalınlıkları İçin Yapılan Çözümler

30, 35 ve 40 °C su giriş sıcaklığı için değişen folyo kalınlıklarına göre elde edilen panel ısı akısı ve toplam ısı transferi miktarı içerisinde radyasyon ısı transferi oranı değerleri sırasıyla Çizelge 3.6, 3.7 ve 3.8' de sunulmuştur. Burada radyasyon ısı transfer oranının her durumda radyant ısıtmadan beklenen %50 değerinin üzerinde olduğu görülmektedir. Ayrıca 100, 150 ve 200 mm boru aralıklarında radyasyon oranının birbirine yakın değerler aldığı görülebilir. Sabit boru aralığı için folyo kalınlığının radyasyon ısı transferi oranına etkisi ise ihmal edilebilecek düzeydedir.

Çizelge 3.6 40 °C su giriş sıcaklığı için elde edilen sonuçlar

Panel modeli	Panel ısı akısı, (W/m ²)	Radyasyon ısı transfer oranı, %
P501	101,53	64,05
P503	102,32	63,95
P505	102,39	63,98
P507	102,42	64,01
P1001	91,24	59,65
P1003	92,72	59,84
P1005	93,31	59,85
P1007	93,49	59,89
P1501	81,88	59,47
P1503	84,74	59,61
P1505	85,57	59,5
P1507	86,1	59,41
P2001	73,21	59,9
P2003	76,68	60,2
P2005	77,83	60,1
P2007	78,23	60,12

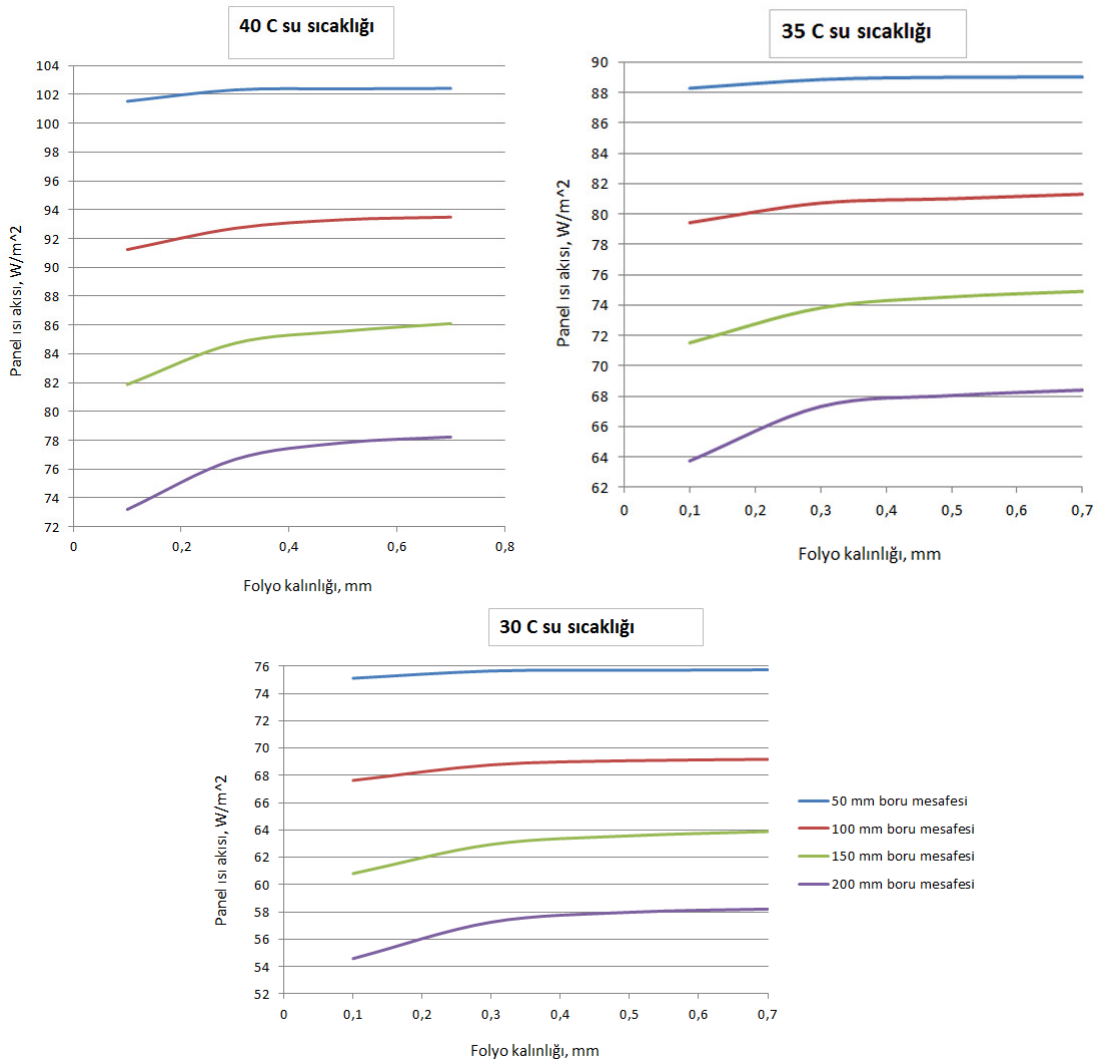
Çizelge 3.7 35 °C su giriş sıcaklığı için elde edilen sonuçlar

Panel modeli	Panel ısı akısı, (W/m ²)	Radyasyon ısı transfer oranı, %
P501	88,28	63,82
P503	88,85	63,84
P505	89	63,78
P507	89,01	63,78
P1001	79,43	59,37
P1003	80,72	59,52
P1005	81	59,52
P1007	81,3	59,53
P1501	71,29	59,42
P1503	73,81	59,41
P1505	74,54	59,41
P1507	74,9	59,42
P2001	63,74	60,02
P2003	67,32	60,74
P2005	68,04	60,69
P2007	68,4	60,79

Çizelge 3.8 30 °C su giriş sıcaklığı için elde edilen sonuçlar

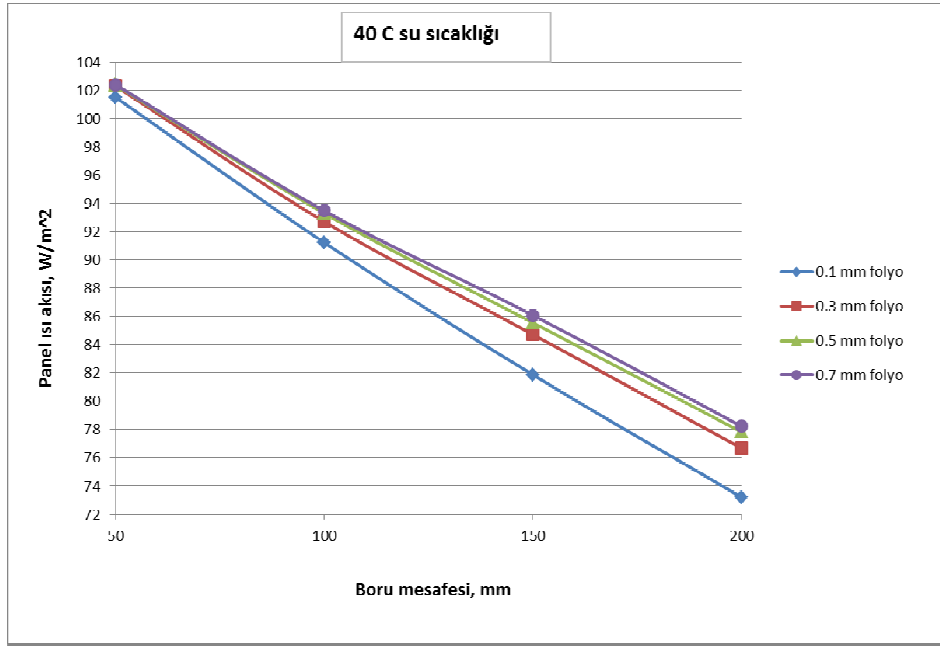
Panel modeli	Panel ısı akısı, (W/m ²)	Radyasyon ısı transfer oranı, %
P501	75,12	63,79
P503	75,65	63,79
P505	75,7	63,8
P507	75,74	63,81
P1001	67,64	59,51
P1003	68,78	59,47
P1005	69,08	59,46
P1007	69,18	59,44
P1501	60,82	59,49
P1503	62,95	59,46
P1505	63,58	59,44
P1507	63,89	59,45
P2001	54,59	60,17
P2003	57,26	59,40
P2005	57,98	60,32
P2007	58,22	60,86

Yukarıdaki çizelgelerde sunulan verilerin grafik olarak bir gösterimi olan Şekil 3.17' de 30, 35 ve 40 °C su giriş sıcaklıkları için panel ısı akısının folyo kalınlığına göre değişimi görülmektedir. Üç farklı su giriş sıcaklık değeri için de panel ısı akısındaki değişim birbirine yakın olduğundan sabit boru aralığı için folyo kalınlığına göre ısı akısındaki değişimin su giriş sıcaklığından bağımsız olduğu söylenebilir. Fakat su giriş sıcaklığı her 5 °C düştüğünde farklı boru mesafelerindeki ısı akıları arasındaki fark yaklaşık 1 °C azalmakta ve eğriler gittikçe birbirine yaklaşmaktadır. Ayrıca borulama mesafesi arttıkça folyo kalınlığının panel ısı akısı üzerindeki etkisi, yani eğrilerin eğimi de artmaktadır. Bunun nedeni ise boru mesafesi arttıkça panel alanının daha büyük bir kısmının alüminyum folyo ile kaplı hale gelmesidir.



Şekil 3.28 Farklı su giriş sıcaklıklarında panel ısı akısının folyo kalınlığına göre değişimi

Şekil 3.18 folyo kalınlığı artırıldıkça borulama mesafesinin panel ısı akısında neden olduğu değişimin giderek azaldığını göstermektedir. Fakat ısı akısının değişimindeki bu azalma belli bir folyo kalınlığında sıfırlanmaktadır ve bu kritik folyo kalınlığının üstündeki kalınlıklarda boru mesafesinin ısı akısı üzerindeki etkisi folyo kalınlığından etkilenmemektedir.

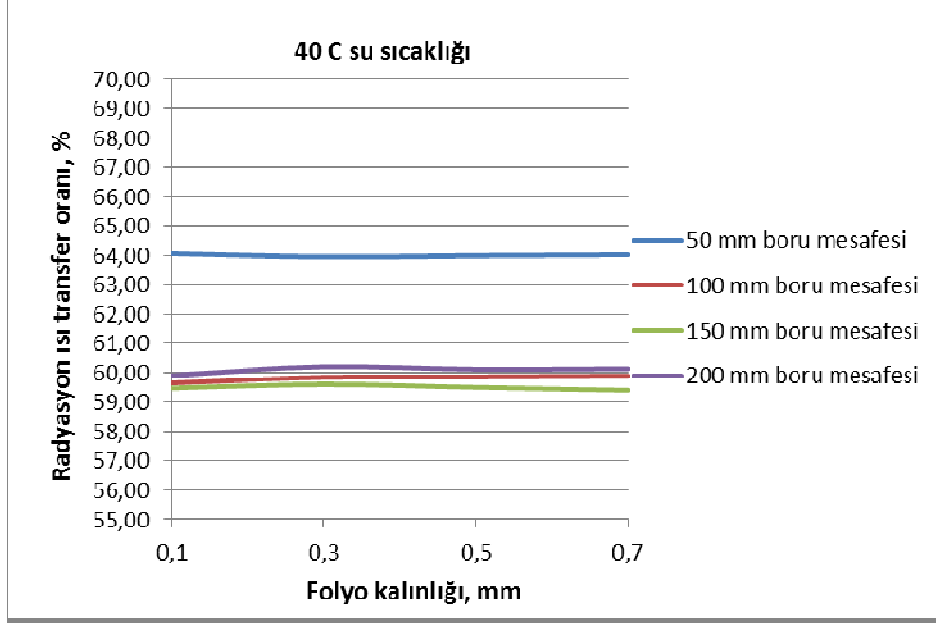


Şekil 3.29 40 °C su giriş sıcaklığında farklı folyo kalınlıkları için panel ısı akısının borulama mesafesine göre değişimi

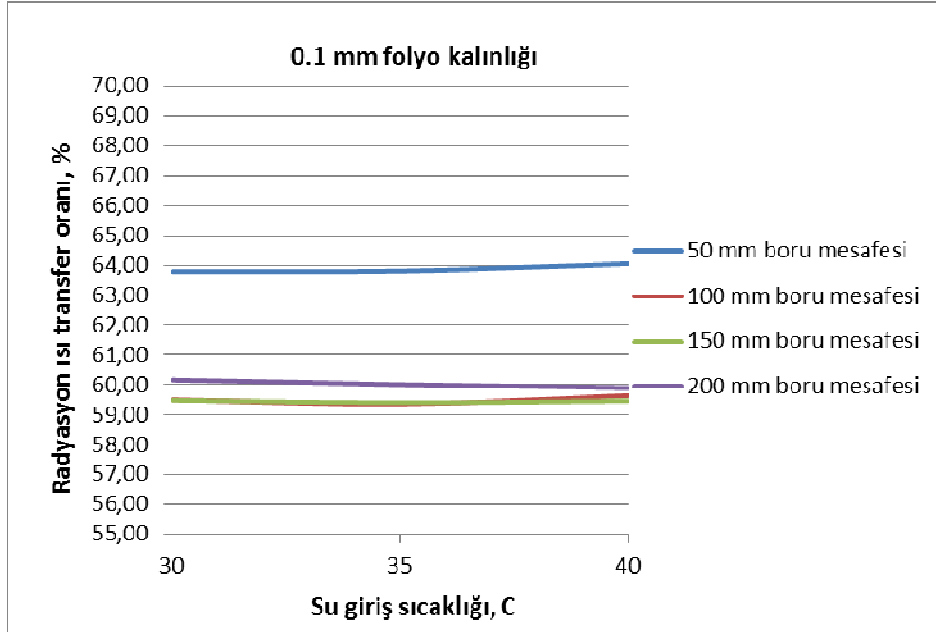
Şekil 3.19' da radyasyon ısı transferi miktarının toplam ısı transferi içerisindeki oranının folyo kalınlığına göre değişimi verilmiştir. Buna göre radyasyon oranlarının %60-64 civarında olduğu ve folyo kalınlığının radyasyon oranı üzerinde dikkate değer bir etkisinin olmadığı görülmektedir. 50 mm' lik boru aralığı ile 100, 150 ve 200 mm' lik boru aralığı durumundaki radyasyon oranları arasında büyük fark olmaktadır. Bu da belli bir boru aralığının üstündeki değerlerde radyasyon oranının boru aralığından da bağımsız hale geldiğini göstermektedir.

Şekil 3.20 folyo kalınlığı sabit iken farklı boru mesafeleri için radyasyon oranlarının su giriş sıcaklığından da bağımsız olduğunu gösterir. Buradan radyasyon ısı transfer oranının, sadece belli boru mesafesi değerleri aralığında olmak kaydıyla, yalnızca boru mesafesinin bir fonksiyonu olduğu sonucuna varılabilir. Yüzeyler arasındaki radyasyon ısı transfer miktarı sıcaklık farkının dördüncü kuvvetiyle doğru orantılıdır ve aşağıdaki

grafik 50 mm boru aralığı için panelin ısıtılan mahale bakan yüzeyi ile mahal iç duvarları arasındaki sıcaklık farkının daha yüksek olduğunun bir göstergesidir.

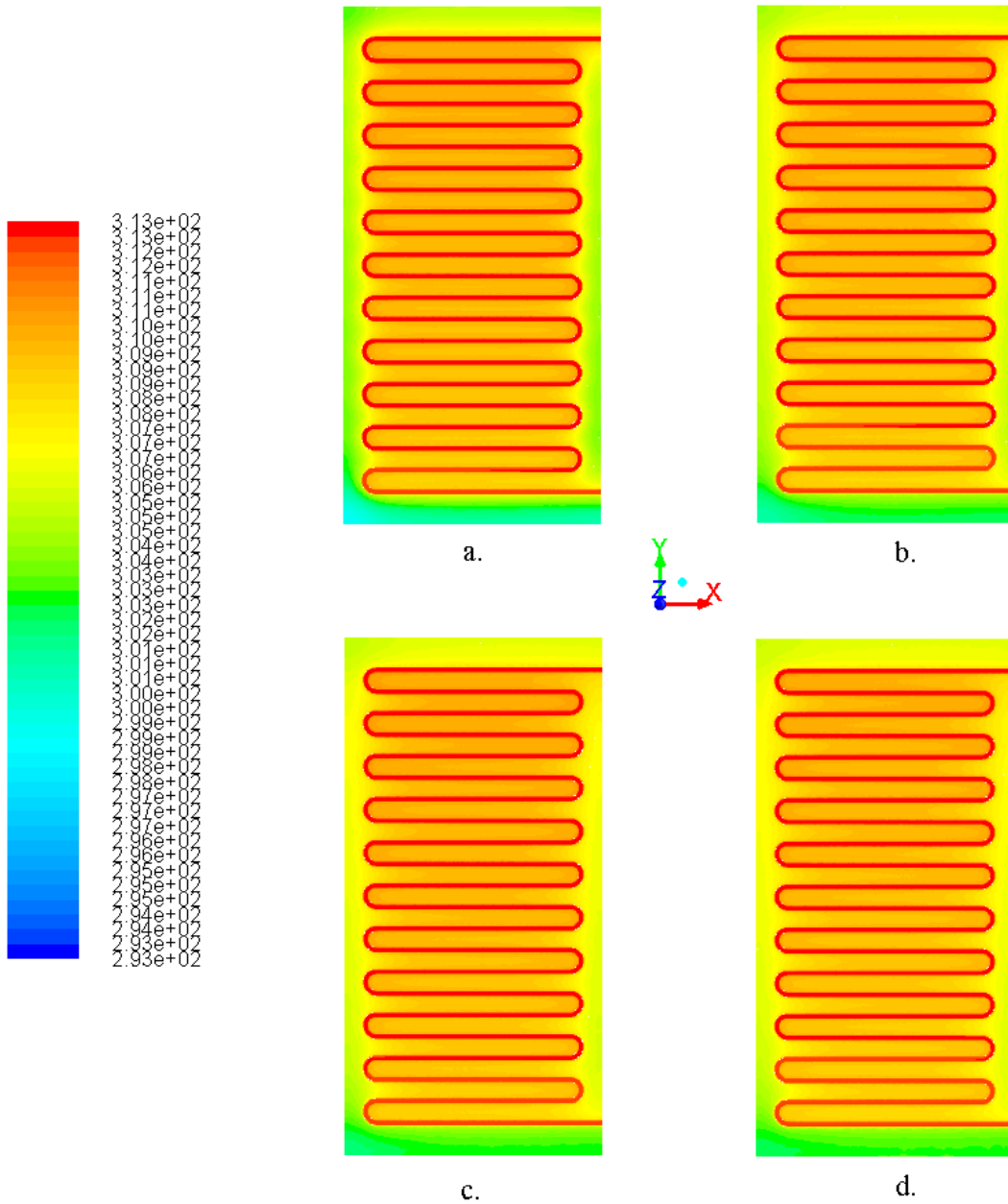


Şekil 3.30 Radyasyon ısı transferi oranının folyo kalınlığına bağlı değişimi

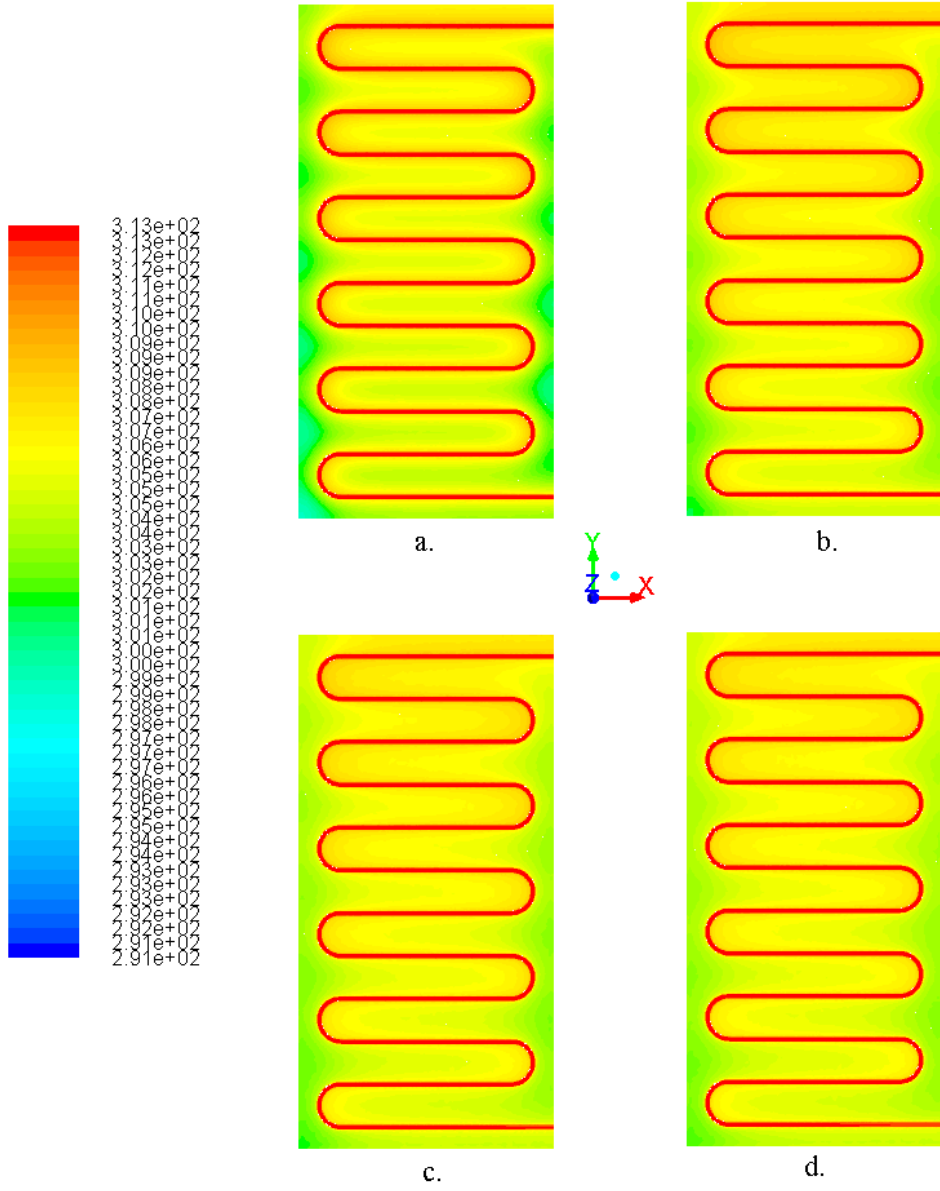


Şekil 3.31 Radyasyon ısı transferi oranının sabit folyo kalınlığında su giriş sıcaklığına bağlı değişimi

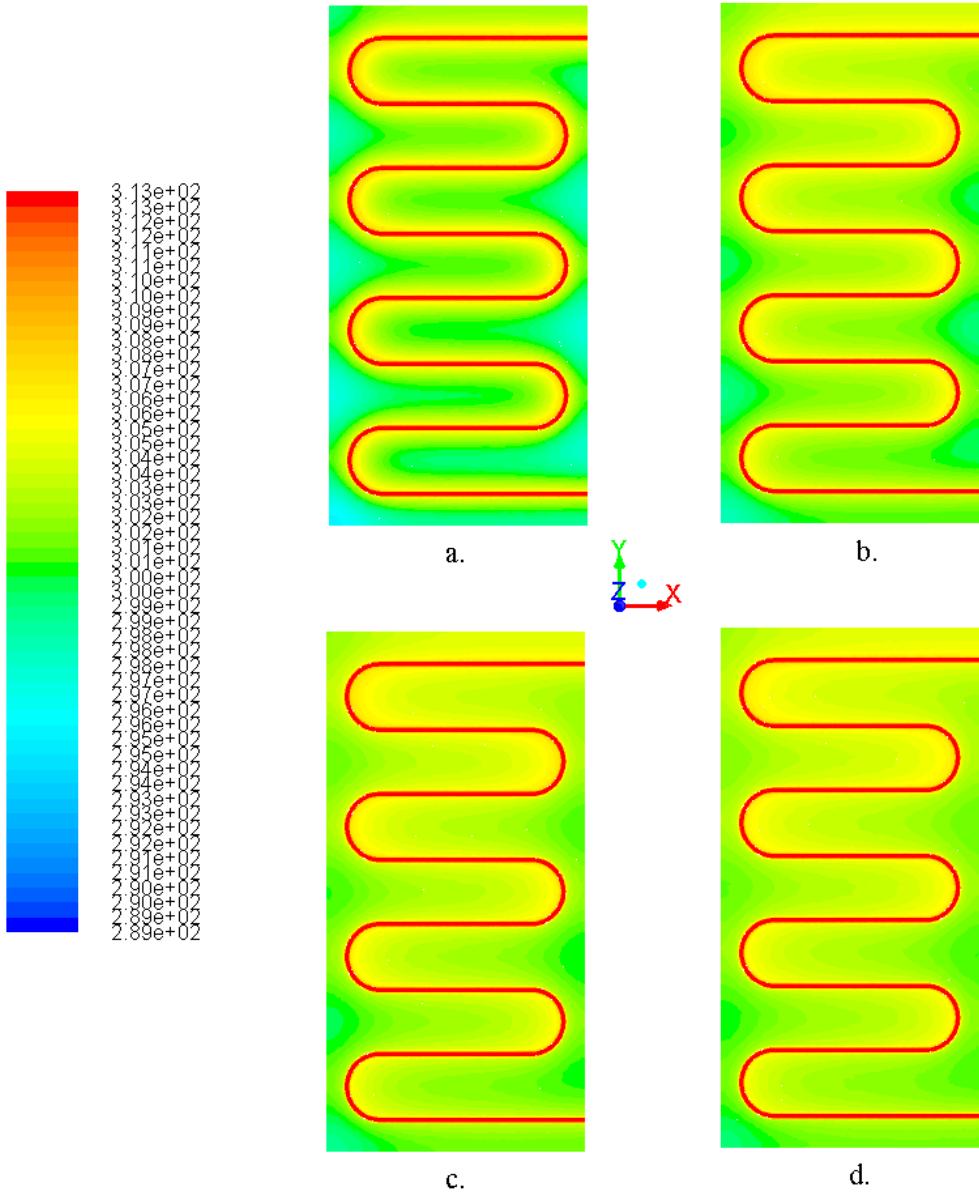
Şekil 3.21' de 50 mm boru aralığı için folyo kalınlığı arttıkça panelde daha üniform bir sıcaklık dağılımı elde edildiği görülmektedir. Oldukça yüksek bir ısı iletim katsayısına sahip olan alüminyum folyonun kalınlığının artması iki boyutlu ısı iletiminin daha etkin bir şekilde gerçekleşmesini ve folyonun daha iyi bir kanat özelliği göstermesini sağlamaktadır. Aynı etki 100, 150 ve 200 mm boru aralığı durumunda da görülmektedir (Şekil 3.22, 3.23, 3,24).



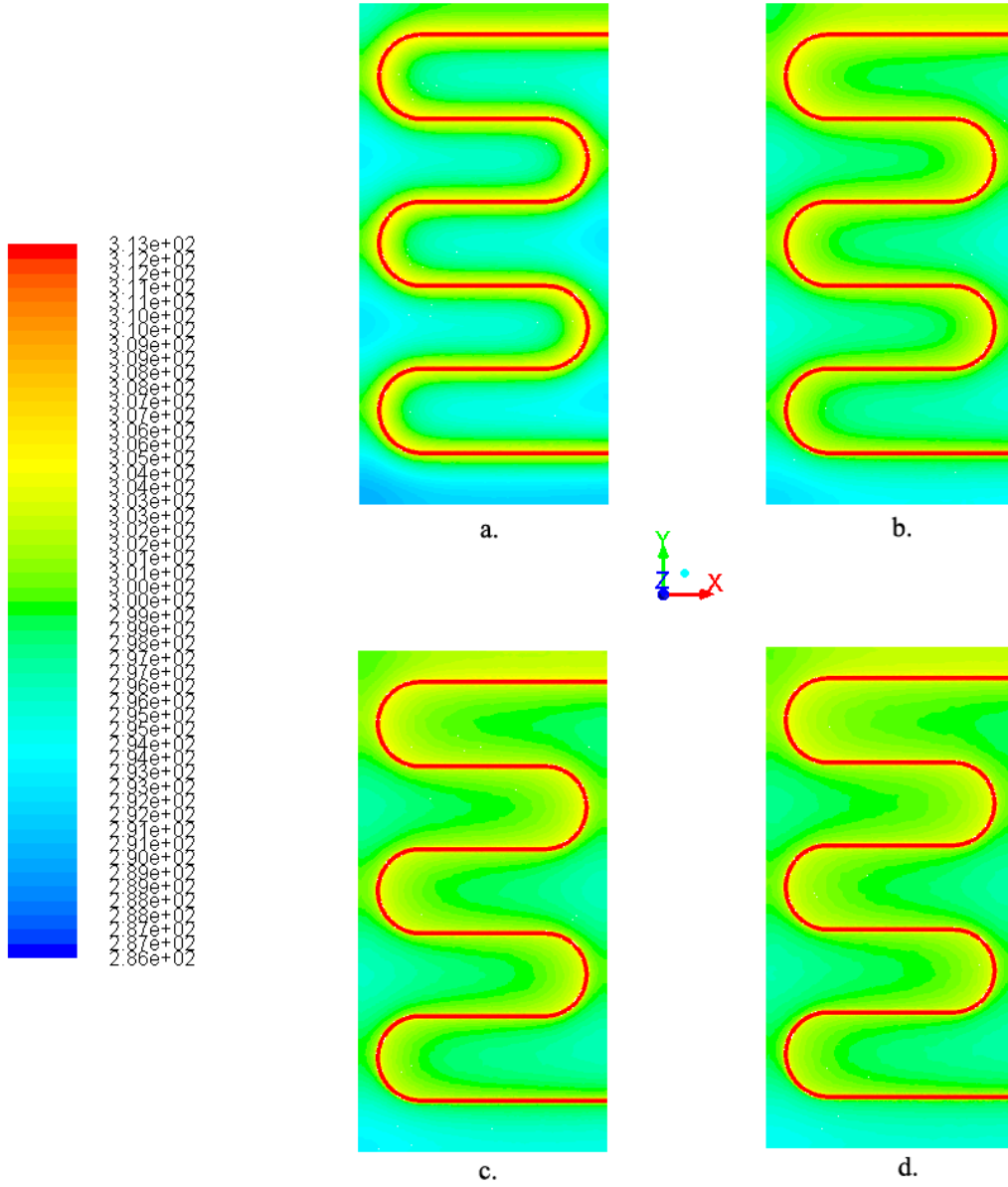
Şekil 3.32 50 mm boru aralığı ve 40 °C su giriş sıcaklığı için boru orta düzlemi (folyo yüzeyi) üzerindeki sıcaklık dağılımının folyo kalınlığı ile değişimi. Panel modelleri a) P501 b) P503 c) P505 ve d) P507



Şekil 3.33 100 mm boru aralığı ve 40 °C su giriş sıcaklığı için boru orta düzlemi (folyo yüzeyi) üzerindeki sıcaklık dağılımının folyo kalınlığı ile değişimi. Panel modelleri a) P1001 b) P1003 c) P1005 ve d) P1007

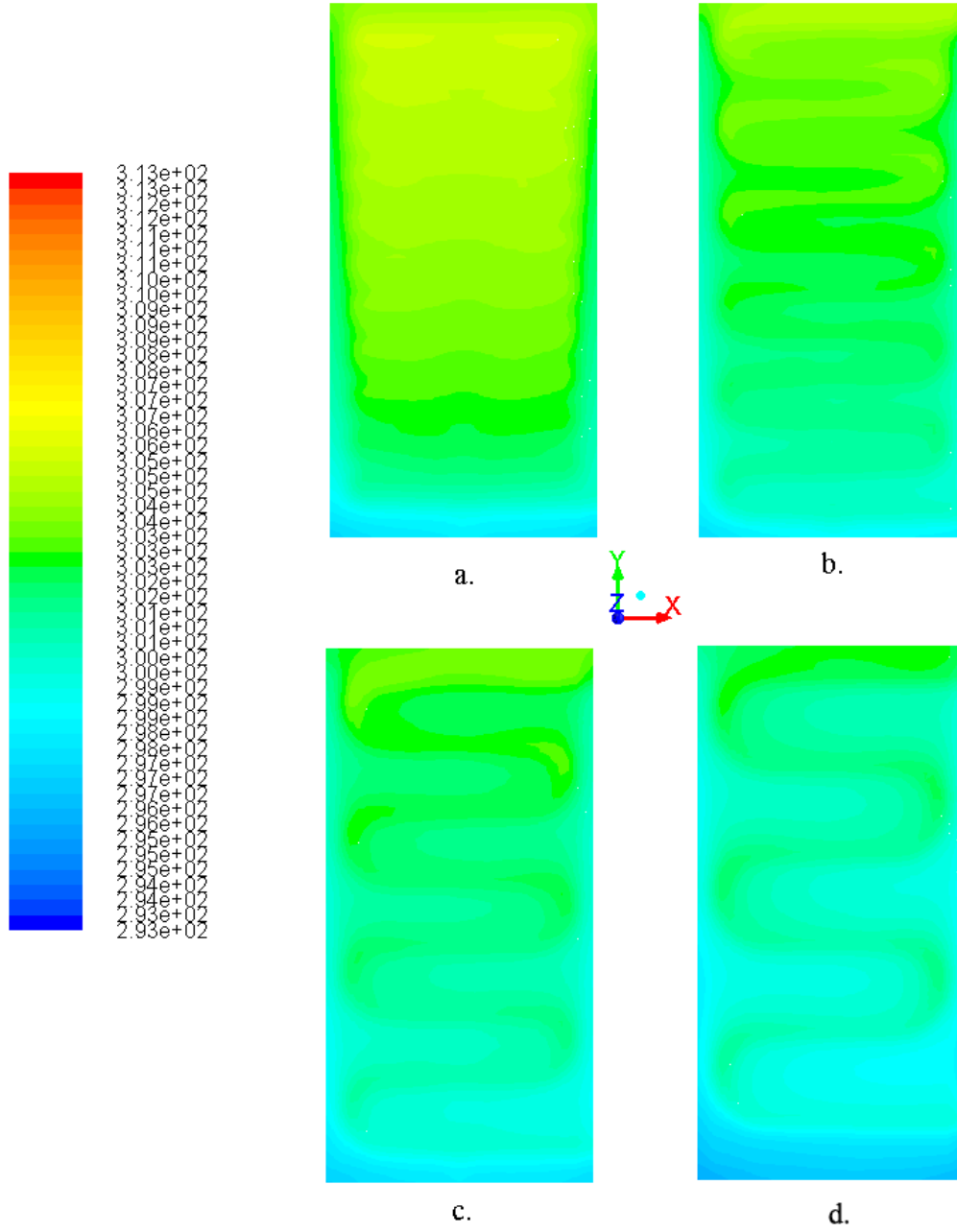


Şekil 3.34 150 mm boru aralığı ve 40 °C su giriş sıcaklığı için boru orta düzlemi (folyo yüzeyi) üzerindeki sıcaklık dağılımının folyo kalınlığı ile değişimi. Panel modelleri a) P1501 b) P1503 c) P1505 ve d) P1507



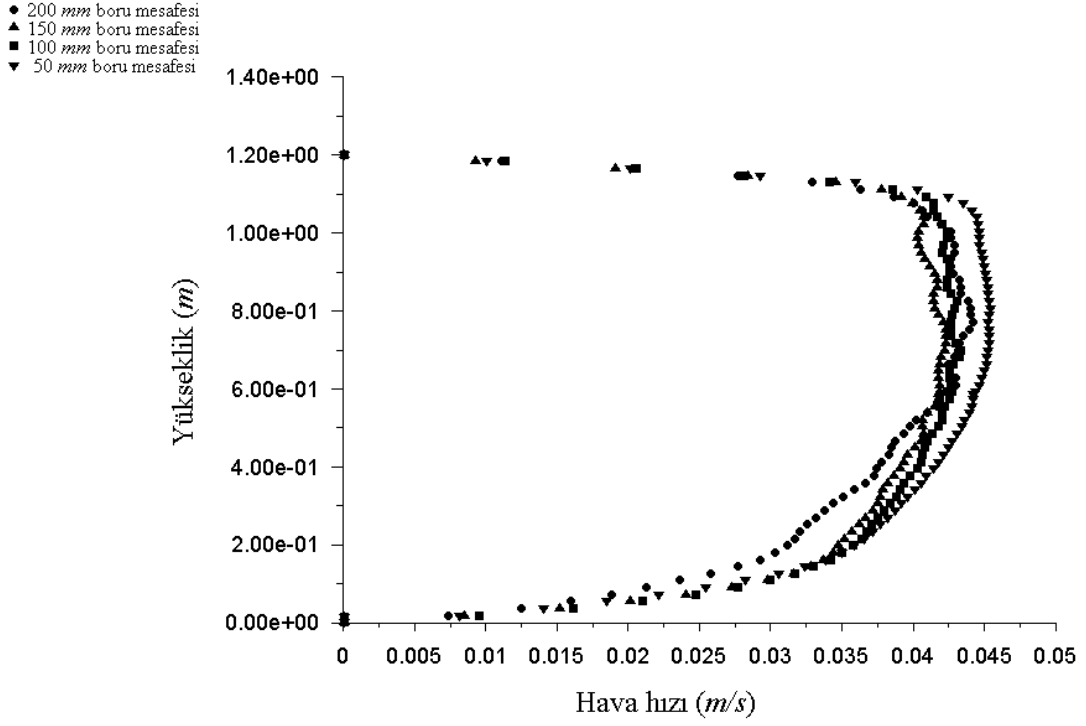
Şekil 3.35 200 mm boru aralığı ve 40 °C su giriş sıcaklığı için boru orta düzlemi (folyo yüzeyi) üzerindeki sıcaklık dağılımının folyo kalınlığı ile değişimi. Panel modelleri a) P2001 b) P2003 c) P2005 ve d) P2007

Şekil 3.25 farklı boru mesafelerinde panelin yerleştirildiği duvar yüzeyindeki havanın sıcaklık dağılımı ile ilgili bilgi vermektedir. Hem panellerin alt kısmının üst kısma göre daha düşük sıcaklıkta olması (Şekil 3.21, 3.22, 3.23 ve 3.24), hem de ısınan havanın yukarı hareketi sebebiyle her durumda zemine yakın kısımda soğuk bölgeler oluşmaktadır.



Şekil 3.36 Panel dış yüzeyinde hava sıcaklığı dağılımının 0.7 mm sabit folyo kalınlığında boru aralığına göre değişimi. Panel modelleri a) P507 b) P1007 c) P1507 ve d) P2007

Şekil 3.26' da panelin yerleştirildiği duvar yüzeyi boyunca hava hızı değerleri P507, P1007, P1507 ve P2007 panel modelleri için grafik olarak verilmiştir. Buna göre en yüksek hava hızının ısı akısının en yüksek olduğu P507 modelinde panelin orta kısmında 0.045 m/s olduğu görülmekte olup Çizelge 2.10' da verilen maksimum 0.15 m/s değerinden daha düşüktür.



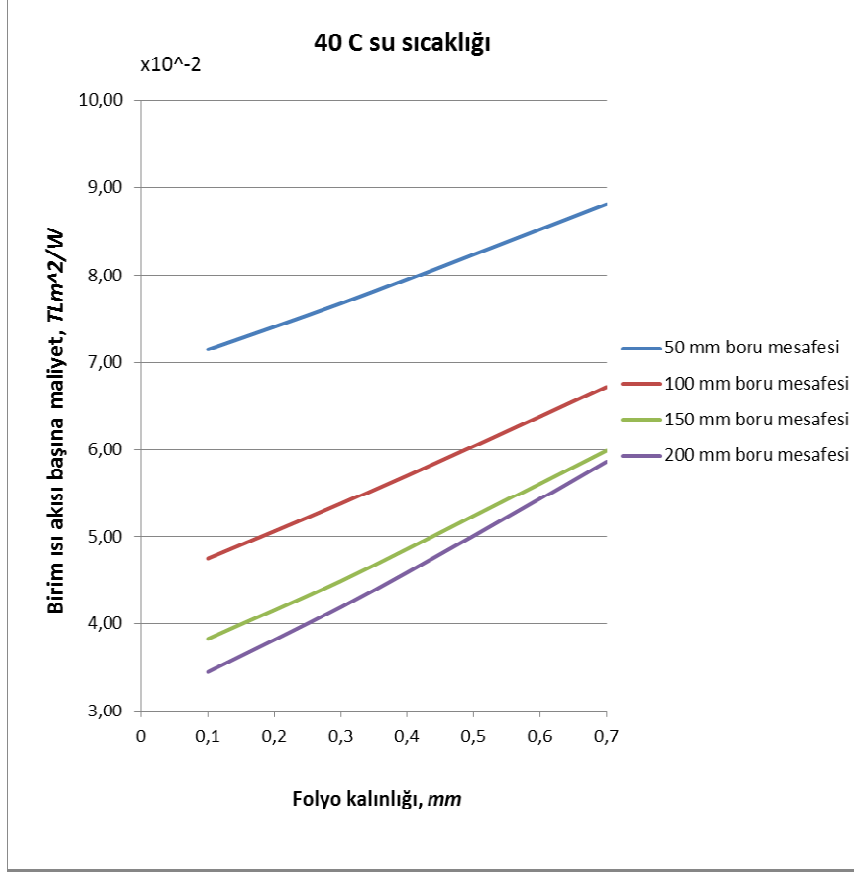
Şekil 3.37 Panel dış yüzeyi yüksekliği boyunca y doğrultusundaki hava hızı (m/s)

30, 35 ve 40 °C su giriş sıcaklıklarında boru mesafesi ve folyo kalınlıklarının değiştirilmesiyle elde edilen panel kombinasyonlarına karşılık gelen birim ısı akısı başına boru ve alüminyum folyo maliyetlerinin toplamı Çizelge 3.9' da verilmiştir.

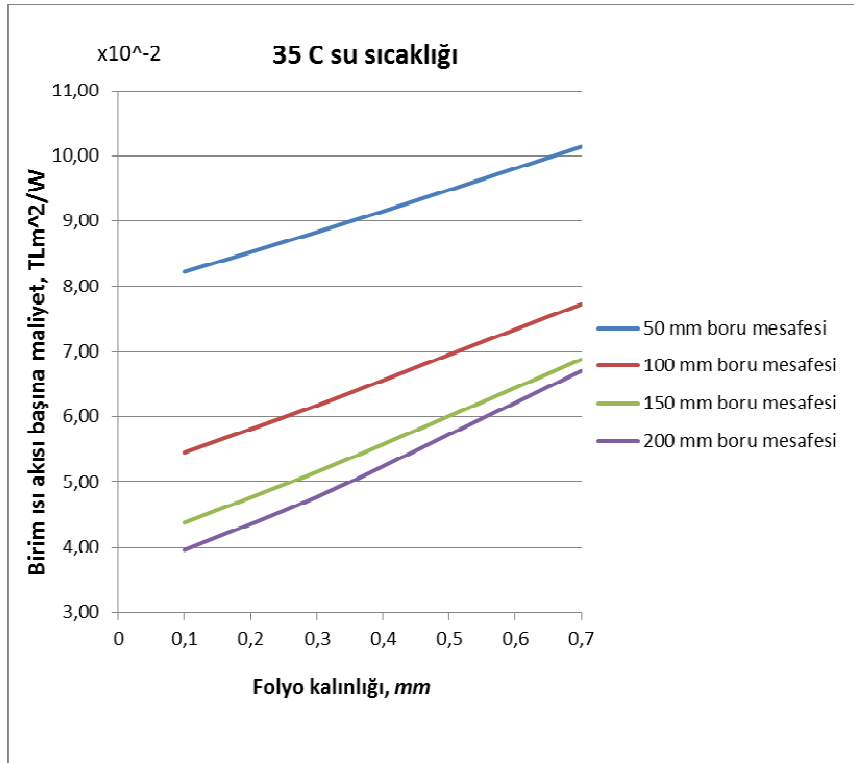
Çizelge 3.9 Farklı su giriş sıcaklıklarında boru mesafesi ve folyo kalınlığının değişimine göre birim ısı akısı başına elde edilen boru ve folyo maliyeti

Panel modeli	Birim ısı akısı başına maliyet $\times 10^2, (TLm^2/W)$		
	30 °C su girişi	35 °C su girişi	40 °C su girişi
P501	9,66	8,22	7,15
P503	10,38	8,83	7,67
P505	11,15	9,48	8,24
P507	11,92	10,14	8,81
P1001	6,41	5,46	4,75
P1003	7,25	6,18	5,38
P1005	8,16	6,96	6,04
P1007	9,08	7,73	6,72
P1501	5,15	4,38	3,83
P1503	6,05	5,16	4,49
P1505	7,05	6,01	5,24
P1507	8,07	6,88	5,99
P2001	4,63	3,97	3,45
P2003	5,61	4,77	4,19
P2005	6,73	5,73	5,01
P2007	7,88	6,71	5,86

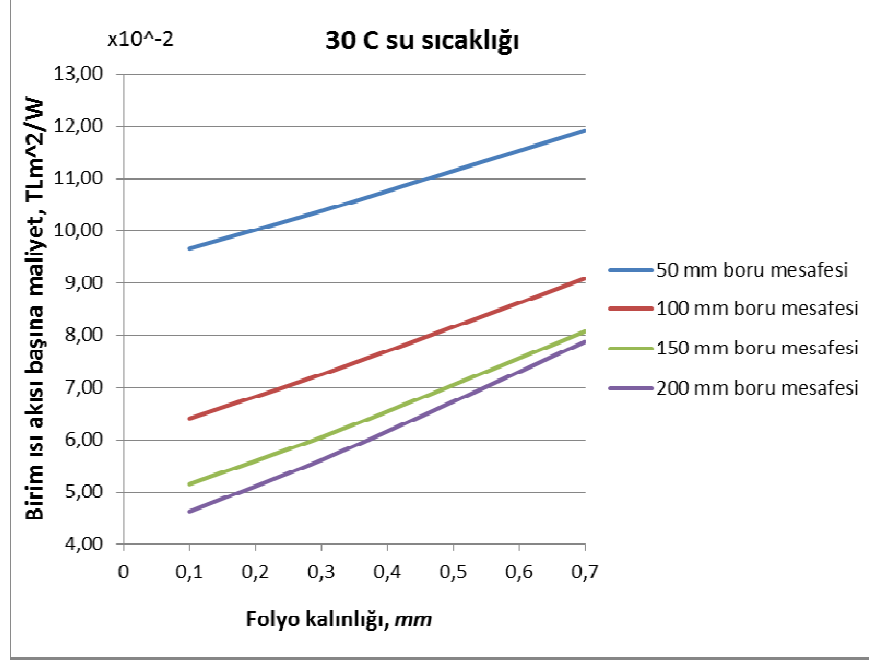
Şekil 3.27' de farklı su giriş sıcaklıkları için birim panel ısı akısı başına harcanan maliyetin folyo kalınlığı ile değişimi verilmiştir. Folyo kalınlığındaki artışın panel ısı akısında sağladığı artış oranı, her durumda maliyet artış oranının gerisinde kalmaktadır. Buna göre folyo kalınlığının optimum değeri aynı zamanda minimum kalınlık olmakla birlikte borulama mesafesi fazla olan panelin daha ekonomik olduğu görülmektedir. Eşit sayıda panel kullanılması şartı ile sabit panel boyutu ve ısı ihtiyacı için geniş boru mesafeli panel ve en az kalınlıktaki folyo en ekonomik durum olmaktadır. Su giriş sıcaklığı düştükçe panel ısı akısı azaldığından, elde edilen birim ısı akısı başına maliyet artmaktadır. Ayrıca boru mesafesi arttıkça sabit folyo kalınlıklarında ısı akısı başına düşen maliyet değerlerinde daha az değişim olmaktadır. Bunun nedeni büyük boru aralıklarında maliyetin ağırlıklı olarak folyo kalınlığının bir fonksiyonu haline gelmesidir.



a)



b)



c)

Şekil 3.38 Farklı boru aralıkları için birim panel ısı akısı başına toplam boru ve folyo maliyetinin değişimi. Su giriş sıcaklıkları a) 40 °C b) 35 °C c) 30 °C

Dolaşım suyunun ısıtılmasında yakıt olarak doğalgaz kullanıldığı düşünülürse, folyo kalınlığının artırılmasından dolayı ısı akısında gerçekleşen artış ve buna paralel olarak yakıt tüketiminde gerçekleşen azalmanın folyo maliyetini ne kadar sürelerde karşılayacağı Çizelge 3.10' da gösterilmiştir. Burada doğalgazın güncel birim fiyatı 0.0673 TL/kWh olarak alınmıştır. Aşağıdaki çizelgede her boru aralığı için bir üst folyo kalınlığı referans olarak alınmış, maliyet ve ısı akısındaki artışlar ardışık folyo kalınlıkları arasındaki değişimlere göre hesaplanmıştır. Bir başka deyişle, bu çizelge herhangi bir boru aralığı için 0.1 mm' den başlayarak daha büyük kalınlıklarda folyo kullanılmak istendiğinde ısı akısındaki artışın sonucu olarak yakıt tasarrufunun ne kadar sürede folyo maliyetini dengeleyeceğini göstermektedir. Daha önce Şekil 3.17' de de görülmüş olduğu gibi, boru mesafesi arttıkça folyo kalınlığındaki artış ısı akısını daha fazla artırmaktadır. Bunun nedeni folyo yüzey alanının büyük boru açıklığında daha fazla olmasıdır. Bu nedenle aşağıdaki çizelgeden de görüleceği gibi 200 mm boru aralığında folyo maliyetinin amorti edilme süresi en kısadır.

Çizelge 3.10 Farklı boru mesafelerinde folyo maliyetinin yakıt tasarrufu tarafından amorti edilme süreleri

Panel modeli	Folyo maliyetindeki artış (TL)	Panel toplam ısı transferindeki artış (W)	Amorti süresi (yıl)
P503	0,59	0,56	1,8
P505	0,59	0,05	19,9
P507	0,59	0,03	33,2
P1003	0,65	1,04	1,1
P1005	0,65	0,47	2,3
P1007	0,65	0,13	8,5
P1503	0,67	2,05	0,6
P1505	0,67	0,58	2,0
P1507	0,67	0,36	3,2
P2003	0,69	2,50	0,5
P2005	0,69	0,83	1,4
P2007	0,69	0,29	4,0

3.2.3.2 Farklı Yalıtım Malzemesi Kalınlıkları ve Isı İletim Katsayıları İçin Çözümler

P1501, P1503, P1505 ve P1507 panel modellerinde -ilk analizlerde 30 mm olan- yalıtım kalınlığı sırasıyla 20 ve 40 mm olmak üzere değiştirilmiş, bu durumların her biri için yalıtım malzemesinin ısı iletim katsayısının 0.031 ve 0.034 W/mK olduğu çözümler yapılarak panel yalıtım malzemesinin kalınlığı ve ısı iletim katsayısının ayrı ayrı panel ısı transferi üzerindeki etkisi incelenmiştir. Tüm çözümlerde su giriş sıcaklığı 40 °C alınmıştır.

Çizelge 3.11' de yalıtım malzemesi kalınlığı, ısı iletim katsayısı ve folyo kalınlıklarına göre panel ısı akısı değerleri gösterilmiştir. Buna göre panel yalıtım malzemesinin kalınlığı artırılarak veya ısı iletim katsayısı azaltılarak ısı iletim direnci artırıldığında odadaki ortalama hava sıcaklığındaki artışla birlikte (Çizelge 3.12) panel ısı akısında azalma görülmektedir. Bunun nedeni sistem rejime girdiğinde panel dış yüzeyi ile oda duvarları arasındaki sıcaklık farkının azalması sonucunda panelden çekilen ısının azalmasıdır. Isı transferi açısından bir malzemenin iletim katsayısının azaltılması ile kalınlığın artırılması birbirine eşdeğerdir. L kalınlık (m), k ısı iletim katsayısı (W/mK) olmak üzere bir maddenin ısı iletimine karşı gösterdiği direnç (R , m²K/W) şöyle ifade edilir:

$$R = \frac{L}{k} \quad (3.23)$$

Yalıtım malzemesinin ısı iletim katsayısı 0.034 W/mK değerinden 0.031 W/mK' e düşürüldüğünde ısı dirençte yaklaşık %10 artış, yalıtım kalınlığı 20 mm' den 40 mm' ye çıkarıldığında ise yalıtım malzemesinin ısı direncinde %100 artış olmaktadır. Bu nedenle Çizelge 3.10' da da görüldüğü gibi sabit yalıtım kalınlığında ısı iletim katsayısının azaltılması, panel ısı akısında sabit iletim katsayısında kalınlığın artırıldığı durumdan daha az bir artış sağlamaktadır. Folyo kalınlığının panel ısı akısı üzerindeki etkisi daha önce elde edilen sonuçlara benzer niteliktedir (bkz. Çizelge 3.6).

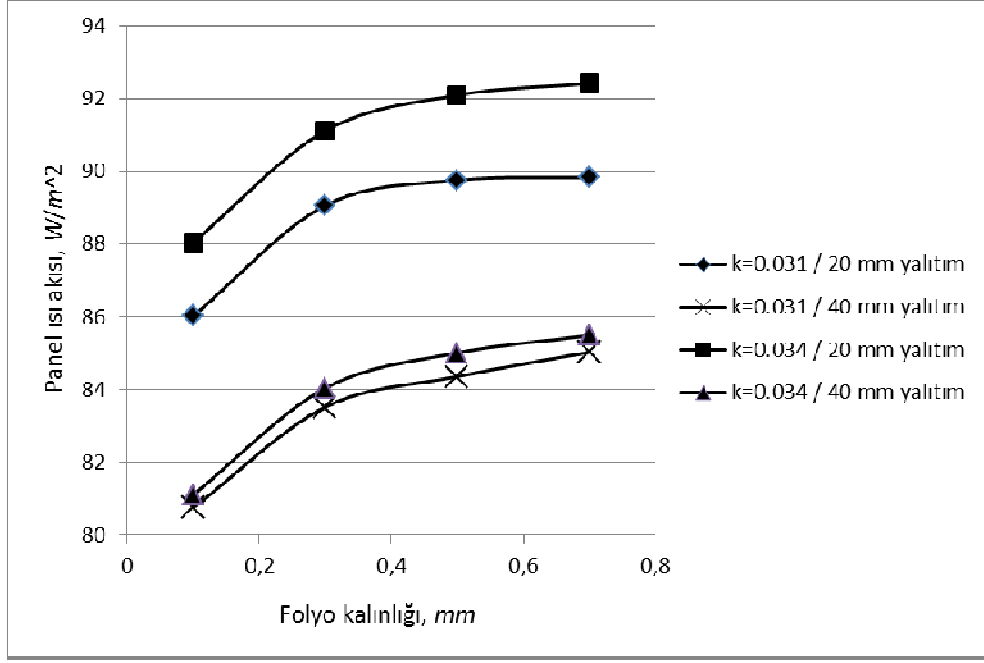
Çizelge 3.11 150 mm boru aralığında panel ısı akısının farklı yalıtım kalınlığı, ısı iletim katsayısı (k) ve folyo kalınlıklarına göre değişimi

Panel modeli	Panel ısı akısı, W/m ²			
	20 mm yalıtım kalınlığı		40 mm yalıtım kalınlığı	
	k= 0,031 W/mK	k= 0,034 W/mK	k= 0,031 W/mK	k= 0,034 W/mK
P1501	86,02	88,04	80,75	81,11
P1503	89,06	91,11	83,52	84,04
P1505	89,75	92,09	84,36	85,01
P1507	89,83	92,41	85,03	85,49

Çizelge 3.12 150 mm boru aralığında ortalama oda sıcaklığının farklı yalıtım kalınlığı, ısı iletim katsayısı (k) ve folyo kalınlıklarına göre değişimi

Panel modeli	Ortalama hava sıcaklıkları, °C			
	20 mm yalıtım kalınlığı		40 mm yalıtım kalınlığı	
	k= 0,031 W/mK	k= 0,034 W/mK	k= 0,031 W/mK	k= 0,034 W/mK
P1501	291,02	290,82	293,86	293,12
P1503	291,44	291,24	294,21	293,96
P1505	293,07	292,86	294,9	294,68
P1507	293,23	293,1	295,23	295,02

Şekil 3.28' de Çizelge 3.11' deki verilerden faydalanılarak elde edilen sabit ısı iletim katsayısı- yalıtım kalınlığı eğrileri görülmektedir. Sabit yalıtım kalınlığındaki farklı ısı iletim katsayısı durumunda ısı akısı değerlerinin birbirlerine yakın olduğu burada daha açık görülmektedir.



Şekil 3.39 150 mm boru aralığında panel ısı akısının folyo kalınlığı ile değişimini veren yalıtım kalınlığı - ısı iletim katsayısı eğrileri

3.3 Mahaldeki Isıl Ortamın Isıl Konfor Şartları Bakımından Değerlendirilmesi

Bir mahalde hissedilen genel ısı konfor veya konforsuzluk hava sıcaklığı, ortalama radyant sıcaklık, hava hızı, bağıl nem, aktivite hızı ve giysi özelliklerine bağlıdır. Bu etkenlerin genel ısı konfor üzerindeki bileşik etkisini öngörmeye olanak veren PMV ve PPD indeksleri daha önce açıklanmıştı (bkz. Bölüm 2.4). Burada ele alınan oda ve panel modeline ilişkin PMV ve PPD değerlerinin hesaplanabilmesi için öncelikle ortalama radyant sıcaklık T_r aşağıdaki 3.24 bağıntısı yardımıyla hesaplanacaktır:

$$T_r = \frac{T_p + T_c}{2} \quad (3.24)$$

Burada T_p panel yüzey sıcaklığını (K), T_c ise ısıtılmayan yüzey sıcaklıklarının alan ağırlıklı ortalamasını (K) belirtmektedir. T_p değeri P505 panel modelinde su giriş sıcaklığının 40 °C olduğu durum için 306.8 K olarak okunmuştur. T_c ortalama sıcaklığı 3.25 denklemi kullanılarak elde edilir:

$$T_c = \frac{(T_{s1} \cdot A_{s1} \cdot \epsilon_{s1} + T_{s2} \cdot A_{s2} \cdot \epsilon_{s2} + \dots + T_{sn} \cdot A_{sn} \cdot \epsilon_{sn})}{(A_{s1} \cdot \epsilon_{s1} + A_{s2} \cdot \epsilon_{s2} + \dots + A_{sn} \cdot \epsilon_{sn})} \quad (3.25)$$

Burada T_s ısıtılmayan duvarların iç ortama bakan yüzeylerinin sıcaklığını, ε_s yüzeylerin yayıcılığını, A_s ise alanını göstermektedir. Isıtılmayan yüzeylere ait sıcaklık, alan ve yayıcılık değerleri ve bunlara karşılık gelen ortalama sıcaklık değeri T_c Çizelge 3.13' de sunulmuştur.

Çizelge 3.13 Isıtılmayan yüzeylerin alan ağırlıklı ortalama sıcaklığının (T_c) hesaplanmasında kullanılan veriler (P505 panel modeli, 40 °C su giriş sıcaklığı)

	T_s (K)	A_s (m^2)	ε_s
Dış duvar	298,3	0,60	0,85
İç duvarlar	297,5	2,40	0,85
Tavan	300,4	0,72	0,85
Zemin	293,9	0,60	0,85

Çizelge 3.13' deki veriler Denklem 3.25' de yazıldığında $T_c = 297.5$ K bulunur. Böylece hesaplanan T_c ve T_p değerleri Denklem 3.24' de yerine yazılırsa ortalama radyant sıcaklık $T_r = 302.2$ K olarak bulunur. Isıtma sezonu için giysi yalıtım değeri 1 clo, bağıl nem %50, metabolizma hızı ise mahalin ofis olarak kullanıldığı kabulüyle 1.2 met alınmıştır [33]. Hava sıcaklığının ve hızının hacimsel ortalaması T_a ve V_a sırasıyla 297.4 K ve 0.028 m/s olarak okunmuştur. Buraya kadar hesaplanan değerler kullanılarak ortamın çalışma sıcaklığı T_o ile PMV ve PPD indeksleri bulunabilir. Çalışma sıcaklığını veren bağıntı 0.2 m/s altındaki ortalama hava hızı için aşağıdaki gibidir:

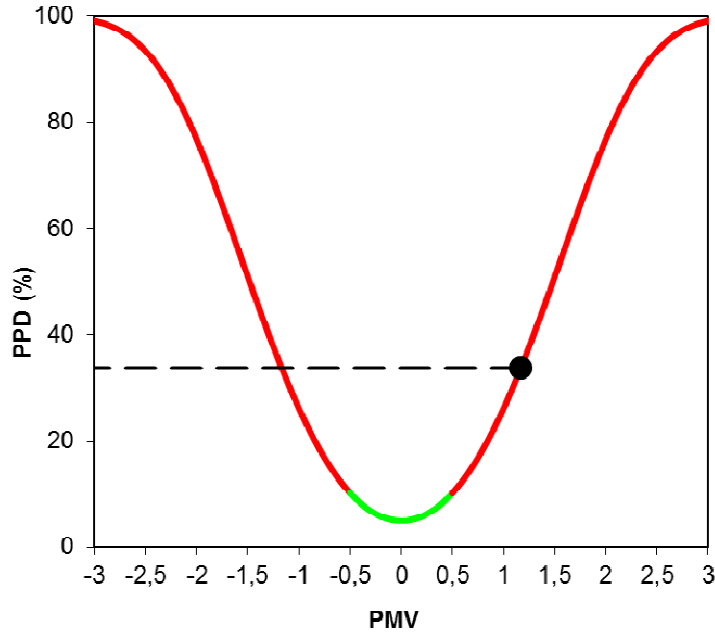
$$T_o = \frac{T_r + T_a}{2} \quad (3.26)$$

Buradan çalışma sıcaklığı $T_o = 299.8$ K bulunur. TS EN ISO 7730 standardında belirtilmiş olan iteratif hesaplama yöntemi kullanılarak PMV ve PPD değerleri de hesaplanmıştır. Konfor durumunu tespit eden üç parametrenin aldığı değerler Çizelge 3.14' de bir arada verilmiştir:

Çizelge 3.14 Genel ısı konfor parametreleri için elde edilen değerler (P505, 40 °C su giriş sıcaklığı)

Parametre	Değer
Çalışma sıcaklığı, T_o (°C)	26,8
PMV	1,17
PPD (%)	33,8

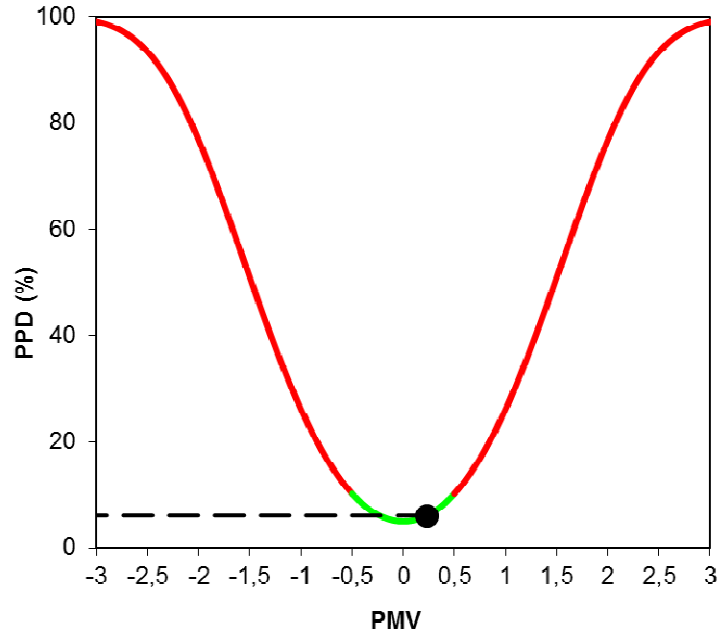
Bu değerlerin PMV-PPD grafiğinde ısı konfor bölgesinin hangi noktasına karşılık geldiği Şekil 3.29' da görülmektedir. ISO 7730 standardına göre PMV -0.5 ile 0.5 değerleri arasında, PPD ise %10 değerinden küçük olmalıdır. Bu aralığın dışında kalan bölge grafikte kırmızı ile gösterilmiştir. Buna göre söz konusu oda-panel birleşiminde (0.6 m x 1 m x 1.2 m boyutlarında oda, P505 panel modeli ve 40 °C su giriş sıcaklığı) genel ısı konfor sağlanamamaktadır. Çizelge 2.3' de verilmiş olan standart ölçeğe göre bu PMV değeri "biraz ılık" ile "ılık" dereceleri arasında kalmaktadır. Dolayısıyla oda boyutlarının oldukça küçük olması oda içerisinde rahatsızlık verici mertebede yüksek sıcaklığa sahip bir ortam oluşmasına neden olmaktadır.



Şekil 3.40 P505 panel modelinde 40 °C su giriş sıcaklığı için (PMV, PPD) ikilisinin grafik üzerinde gösterimi

Aynı işlemler yine P505 panel modelinde 35 °C su giriş sıcaklığı için tekrarlandığında çalışma sıcaklığı $T_o = 295.6$ K, ortalama radyant sıcaklık $T_r = 297$ K olarak bulunmaktadır ve buna karşılık gelen PMV ve PPD değerleri sırasıyla 0.23 ve %6.10 olmaktadır. Bu

değerlerin genel ısı konfor şartının sağlandığı bölge içerisinde kaldığı aşağıdaki Şekil 3.30' da görülebilir:



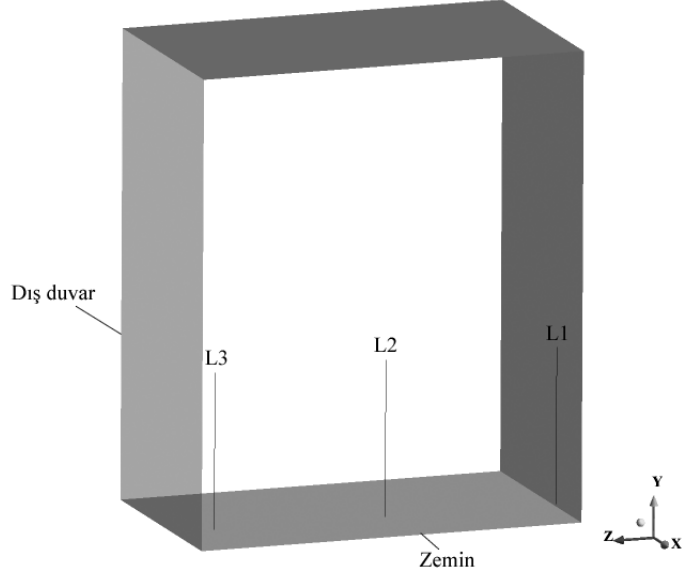
Şekil 3.41 P505 panel modelinde 35 °C su giriş sıcaklığı için (PMV, PPD) ikilisinin grafik üzerinde gösterimi

Giyisi yalıtım değeri, bağıl nem ve metabolizma hızı gibi parametreler sabit tutularak genel ısı konfor parametrelerinin aynı oda içerisinde farklı panel modelleri ve su giriş sıcaklıkları ile nasıl değiştiği Çizelge 3.15' de gösterilmiştir. Buna göre 40 °C su giriş sıcaklığı için P1505 ve P2005 modellerinde, 35 °C su giriş sıcaklığı için de P505 ve P1005 panel modellerinde genel ısı konfor sağlanmaktadır. Burada ele alınan oda boyutlarının küçük olmasına rağmen 30 °C su giriş sıcaklığı için hiçbir panel modelinin konfor şartını sağlayamamış olması dikkate değerdir.

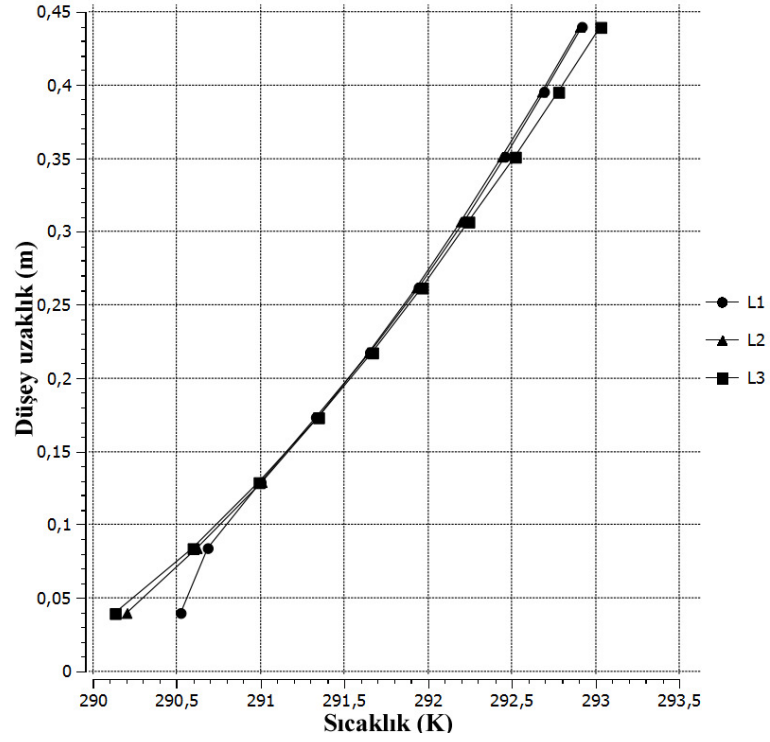
Çizelge 3.15 Tüm panel modelleri için bulunan genel ısı konfor parametreleri ve ısı konforun sağlanma durumu

Panel modeli	Su giriş sıcaklığı (°C)	Çalışma sıcaklığı, T_o (°C)	PMV	PPD (%)	Genel ısı konforu sağlama
P505	40	26,8	1,17	33,80	-
P1005		24,4	0,64	13,60	-
P1505		22,6	0,24	6,20	+
P2005		21,5	0,01	5,00	+
P505	35	22,6	0,23	6,10	+
P1005		21,2	-0,09	5,17	+
P1505		19,2	-0,54	11,10	-
P2005		17,6	-0,90	22,10	-
P505	30	19,2	-0,54	11,10	-
P1005		17,8	-0,87	20,98	-
P1505		16,4	-1,18	34,28	-
P2005		15,2	-1,44	47,65	-

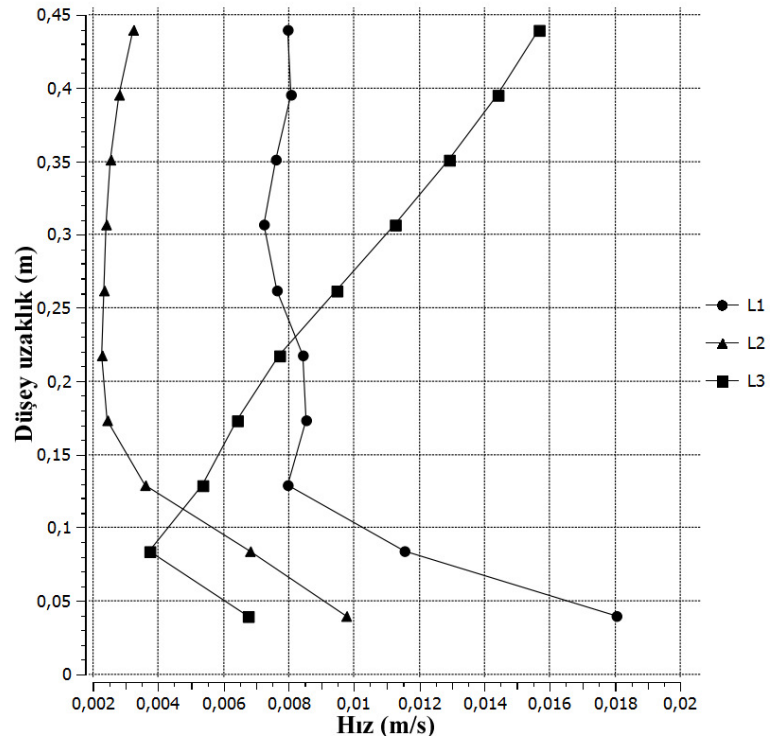
PMV ve PPD gibi genel ısı konfor parametrelerinin yanı sıra; yerel ısı konforu belirleyen düşey yönde sıcaklık farkı, hava hızı, radyant sıcaklık asimetrisi ve zemin yüzey sıcaklığı gibi değişkenler vardır. Düşey yönde sıcaklık farkı hesaplanırken ayak bileği ile baş hizası, yani yerden 0.1 m ve 1.1 m yükseklikteki noktalar arasındaki dik uzaklık dikkate alınır [33]. Burada ele alınan oda boyutları için bu aralık gerçekçi olmayacağından, standart bir odanın yüksekliği (genellikle 3 m) ile mevcut yükseklik (1.2 m) arasındaki oran dikkate alınarak düşey yöndeki sıcaklık farkı yerden 0.04 ve 0.44 m yükseklikteki düzlemler arasındaki dik uzaklık boyunca incelenmiştir. Buna göre oda içerisinde yan duvardan 0.1 m uzaklıktaki paralel düzlem üzerinde L1, L2 ve L3 referans çizgileri oluşturulmuş olup; L1 ve L3 sırasıyla panelin yerleştirildiği duvardan ve dış duvardan 0.1 m, L2 ise dış duvar ve panel duvarından 0.5 m uzaklıktadır (Şekil 3.31).



Şekil 3.42 Düşey sıcaklık farklarının hesaplanmasında göz önüne alınan referans çizgiler Çizelge 3.15’ de görüldüğü gibi genel konfor şartının sağlandığı durumlardan birisi olan P1505 panel modelinde 40 °C su giriş sıcaklığı için L1, L2 ve L3 referans çizgileri boyunca okunan sıcaklık değerleri Şekil 3.32’ de verilen grafikte görülebilir. Maksimum sıcaklık farkları L1, L2 ve L3 çizgileri boyunca sırasıyla 2.4, 2.7 ve 2.9 °C olup, konfor şartı için belirlenen sınırlar içerisinde kalmaktadır. Şekil 3.33’ de de aynı referans çizgiler üzerindeki hız değerleri görülmektedir. Bu değerler kış sezonu için ISO 7730 standardında üst limit olarak verilen 0.1 m/s değerinden azdır [33].

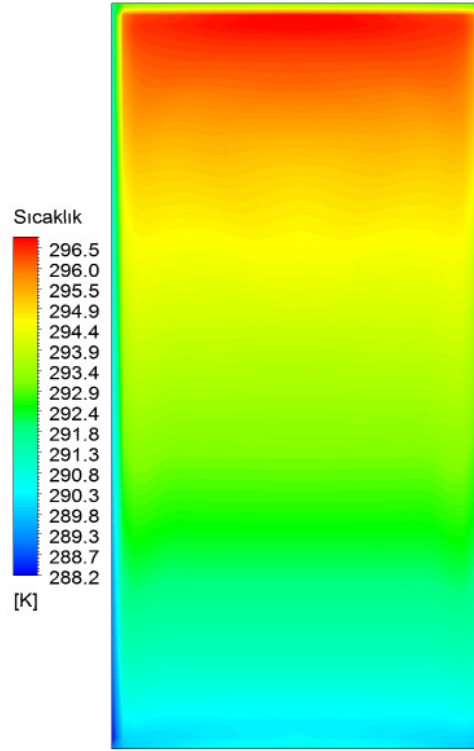


Şekil 3.43 Sıcaklığın düşey uzaklıkla değişimi (P1505, 40 °C su giriş sıcaklığı)



Şekil 3.44 Hava hızının düşey uzaklıkla değişimi (P1505, 40 °C su giriş sıcaklığı)

Şekil 3.34' de panelin yerleştirildiği duvara paralel ve mahali ortadan kesen $z=0.545$ m düzlemindeki sıcaklık kontürleri görülmektedir. Bu düzlem üzerindeki minimum ve maksimum sıcaklıklar sırasıyla 288.2 ve 296.8 K olarak okunmuş olup, bu sıcaklık değerleri arasındaki fark ISO 7730 standardında belirtilen maksimum 23 K değerinden daha azdır. Dolayısıyla radyant asimetri yoktur.



Şekil 3.45 $z=0.545$ m düzleminde sıcaklık dağılımı (P1505, 40 °C su giriş sıcaklığı)

Aynı panel modelinin kullanıldığı durum için zemin sıcaklığı 17.2 ile 21.2 °C arasında değişmektedir. Bu sıcaklık aralığı ISO 7730 standardında verilen en düşük konfor şartı olan 17-31 °C aralığının sınırları içerisinde kalmaktadır.

Genel ısı konfor şartlarının sağlandığı kombinasyonların yerel ısı konfor durumu Çizelge 3.16' da görülmektedir. Buna göre genel ısı konforun sağlandığı dört durumdan 35 °C su giriş sıcaklığında çalışan P1005 panel modeli zemin sıcaklık aralığının alt sınır değerini karşılayamamaktadır. Söz konusu mahalde ısıtma sezonunda genel ve yerel ısı konfor şartları en ekonomik yoldan P505 panel modelinde 35 °C gibi düşük bir su giriş sıcaklığı olduğunda sağlanmaktadır. Bu durumda mahaldeki ortalama hava sıcaklığı ile ortalama radyant sıcaklık arasındaki fark 2.9 °C olmaktadır. Fakat Çizelge 3.15 ve 3.16'

ya birlikte bakıldığında genel ve yerel ısı konfor şartları bakımından en uygun ortamın P2005 panel modelinde 40 °C su giriş sıcaklığı için sağlandığı görülmektedir.

Çizelge 3.16 Genel ısı konforun sağlandığı durumlardaki yerel ısı konfor parametreleri

Panel modeli	Su giriş sıcaklığı (°C)	Düşey yönde maksimum sıcaklık farkı (°C)	Maksimum hava hızı (m/s)	Radyant asimetri (°C)	Zemin sıcaklık aralığı (°C)	Yerel ısı konforu sağlama
P1505	40	2,9	0,018	8,6	17,2 - 21,2	+
P2005	40	2,6	0,019	5,7	17,0 - 20,4	+
P505	35	2,8	0,018	6,8	17,2 - 22,3	+
P1005	35	2,6	0,019	6,4	15,7 - 20,9	-

BÖLÜM 4

SONUÇ VE ÖNERİLER

Mahallerin duvardan ısıtılmasında kullanılan bir sulu (hidronik) radyant panelin ısı transfer özellikleri incelenmiş ve ilk olarak kanatlı yüzey görevi gören alüminyum folyo ile boru aralıklarının farklı kombinasyonları için sayısal çözüm metotları kullanılarak maliyet analizi yapılmıştır. Sonrasında yalıtım malzemesinin kalınlığı ve ısı iletim katsayısının panel ısı transferi üzerindeki etkisi araştırılmıştır.

Elde edilen sayısal sonuçlar, folyo kalınlığı arttıkça panel yüzeyinde sıcaklık dağılımının daha üniform bir hal aldığı göstermiştir. Bunun başlıca nedeni olarak oldukça yüksek bir ısı iletim katsayısına sahip olan alüminyum folyonun kalınlığı arttıkça iki boyutlu ısı iletiminin daha etkin bir şekilde gerçekleşmesi ve daha iyi bir kanat özelliği göstermesidir. Ayrıca boru mesafesi arttıkça folyo kalınlığındaki artışın panel ısı akısı bakımında daha fazla getirisi olmaktadır. Bunun sebebi büyük boru mesafelerinde folyo yüzeyinin daha fazla olmasıdır.

Folyo kalınlığının artırılmasının getirdiği maliyet artışının ısı akısındaki artıştan daha yüksek oranda gerçekleştiği görülmüştür. Bu nedenle eşit boyutlarda ve eşit sayıda panel için en ekonomik panelin boru aralığı en büyük, yani 200 mm, ve alüminyum folyo kalınlığı en küçük (0.1 mm) panel olduğu görülmüştür. Benzer şekilde yakıt tasarrufu maliyet analizine dahil edildiğinde, en kısa sürede folyo maliyetini karşılayan panelin 200 mm boru aralığına sahip panel olduğu görülmüştür. Fakat mahalın ısı ihtiyacına göre en ekonomik panelin daha fazla sayıda kullanılmasına gerek duyulduğunda, fazla sayıda panelin yalıtım ve alçı malzemesi maliyetinin de göz önüne

alınması gerekecektir. Dolayısıyla bu durumda belirleyici faktörün boru aralığı ve folyo kalınlığı değil, kullanılması gereken panel sayısı olduğu ve daha az sayıda kullanılarak ısı ihtiyacını karşılayan panelin en ekonomik olacağı unutulmamalıdır.

Radyasyon ısı transferi oranlarının %60-64 civarında olduğu, böylece radyant ısıtmada sınır değer olan %50' nin üzerine çıktığı görülmüştür. Ayrıca folyo kalınlığının radyasyon oranı üzerinde dikkate değer bir etkisi olmamıştır. Radyasyon ısı transfer oranının belli boru mesafesi değerleri aralığında sadece boru mesafesine bağlı olarak değiştiği görülmüştür.

Panelde kullanılan yalıtım malzemesinin kalınlığı artırıldığında veya ısı iletim katsayısı azaltıldığında, başka bir deyişle yalıtım malzemesinin iletim direnci artırıldığında panel ısı akısının düştüğü görülmüştür. Bunun sebebi mahalden dış ortama kaçan ısı miktarının azalması sonucu sistem rejime girdiğinde oda sıcaklığının daha yüksek bir değerde kalması ve doğal olarak panel yüzeyi ile oda iç duvarları arasındaki sıcaklık farkının daha az olmasıdır.

Üretimi yapılacak olan panellerin yalıtım ve alçı kalınlığı gibi parametrelerinin tespit edilebilmesi için de yaz ve kış şartlarında pik dış sıcaklık değerlerine sahip bölgeler göz önüne alınarak bir optimizasyon çalışması yapılması, gelecekte ayrı bir araştırma konusu olarak düşünülebilir.

Sabit folyo kalınlığında farklı boru aralığı ve su giriş sıcaklıkları için mahaldeki ısı konfor incelendiğinde 40 °C su giriş sıcaklığında 150 ve 200 mm boru aralığındaki panellerin, 35 °C su giriş sıcaklığında da 50 mm boru aralığına sahip panelin genel ve yerel ısı konforu sağladığı görülmüştür. Bunlardan ısı konfor şartlarına en yakın ortamı sağlayan panelin 40 °C su giriş sıcaklığında çalışan P2005 modeli olduğu görülmüştür. Buna karşılık kabul edilebilir ısı konfor bölgesinde kalan bir ısı ortamı sağlayan en ekonomik panel ise 35 °C su giriş sıcaklığı için P505 modelidir. 30 °C su giriş sıcaklığında ise hiçbir panel modeli genel ve yerel konfor şartını sağlayamamıştır.

KAYNAKLAR

- [1] Çengel, Y. ve Boles, M., (2001), *Thermodynamics: An Engineering Approach*, McGraw Hill, New York.
- [2] Cohen-Tannoudji, C., Diu, B. ve Laloe, F., (2006), *Quantum Mechanics*, vol. 1, John Wiley & Sons, Paris.
- [3] Incropera, F. P., Bergman, L., T. ve DeWitt, P. D., (2007) *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, John Wiley & Sons.
- [4] Genceli, F. O., (2004), *Çözümlü Isı Işınımı Problemleri*, Birsen Yayınevi, İstanbul.
- [5] Watson, R. D. ve Chapman, K., S., (2004), *Radiant Heating and Cooling Handbook*, McGraw Hill, New York.
- [6] Zmeureanu, R., Fazio, P.P. ve Haghghat, F., (1988), "Thermal Performance of Radiant Heating Panels". *T ASHRAE 94(2)*: 13-27.
- [7] Howell, R.H. ve Suryanarayana, S., (1990), "Sizing of Radiant Heating Systems: Part I-Ceiling Panel", *T ASHRAE 96(1)*: 652-665.
- [8] Imanari, T., Omori, T. ve Bogaki, K., (1999), "Thermal Comfort And Energy Consumption Of The Radiant Ceiling Panel System: Comparison With The Conventional All-Air System. *Energy And Building*", 30: 167-175.
- [9] Petras, D. ve Kalus, D., (2000), "Effect Of Thermal Comfort/ Discomfort Due To IR Heaters Installed At Workplaces In Industrial Buildings / Indoor Built Environment", 148-156.
- [10] Miriel, J., Serres, L. ve Trombe, A., (2002), "Radiant Ceiling Panel Heating-Cooling Systems: Experimental And Simulated Study Of The Performances", *Thermal Comfort And Energy Consumptions, Applied Thermal Engineering*, 22: 1861-1873.
- [11] Feng, G., Cao, G. ve Gang, L., (2006), "Practical Analysis Of A New Type Of Radiant Heating Technology In A Large Space Building", 6th International Conference for Enhanced Building Operations, Shenzhen, China, Nov 6-9, 2006.

- [12] Kilkis, B.I., Eltez, M. ve Sager, S.S., (1995), "A Simplified Model For The Design Of Radiant In-Slab Heating Panels", T ASHRAE 101(1): 210-216.
- [13] Hart, G.H., (1981), "Heating The Perimeter Zone Of An Office Building", T ASHRAE 87(2): 529-537.
- [14] Kalisperis, L.N., Steinman, M., Summers, L.H. ve Olesen, B., (1990), "Automated Design Of Radiant Heating Systems Based On MRT", T ASHRAE, 96(1): 1288-1295.
- [15] Ling, M.D.F ve Deffenbaugh, J.M., (1990), "Design Strategies For Low Temperature Radiant Heating Systems Based On Thermal Comfort Criteria", T ASHRAE, 96(1): 1296-1305.
- [16] Dudkiewicz, E. ve Jezowiecki, J., (2009), "Measured Radiant Thermal Fields In Industrial Spaces Served By High Intensity IR", Energy and Buildings, 41, (2009): 27-35.
- [17] DeWerth, D.W. ve Loria, R.L., (1989), "In-Space Heater Energy Use For Supplemental And Whole House Heating", T ASHRAE, 95 (1) : 239-250.
- [18] Khan, A. Y. ve Coutin-Rodicio, S., (1990), "Development of a Mathematical Model and Computer Simulation of Radiant Panel Heating Systems", ASHRAE Transactions, Vol 96, pp. 47-52.
- [19] Zhang, Z. ve Pate, M. B., (1986), "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.
- [20] Kilkis, B.I., S.S. Sager ve M. Uludag, (1994), "A Simplified Model For Radiant Heating And Cooling Panels", Simulation Practice and Theory, 2: 61-76
- [21] Athienitis, A. K., (1994), "Numerical Model of Floor Heating System", ASHRAE Transactions, 100(1): 1024-1030.
- [22] Olesen, B. W., (1994), "Comparative Experimental Study of Performance of Radiant Floor-Heating Systems and a Wall Panel Heating System Under Dynamic Conditions", ASHRAE Transactions, 100: 1011-1023.
- [23] Yost, P. A., Barbour, C. ve Watson, R., (1995), "An Evaluation of Thermal Comfort and Energy Consumption for a Surface Mounted Ceiling Radiant Panel Heating System", ASHRAE Transactions, 101(1): 1221-1233.
- [24] Chapman, K. S. ve Zhang, P., (1995), "Radiant Heat Exchange Calculations in Radiantly Heated and Cooled Enclosures", ASHRAE Transactions, 101: 1236-1246.
- [25] Strand, R. K. ve Pedersen, C. O., (1997), "Implementation of a Radiant Heating and Cooling Model into an Integrated Building Energy Analysis Program", ASHRAE Transactions, 103: 949-958.
- [26] Fonseca, N., Cuevas, C. ve Lemort, V., (2010), "Radiant Ceiling System Coupled To its Environment Part 1: Experimental Analysis", Applied Thermal Engineering, in press.

- [27] Myhren, J. ve Holmberg, S., (2007), "Flow patterns and thermal confort in a room with panel, floor and Wall heating", *Energy and Building* 40: 524-536, Nisan, İsveç.
- [28] Shigeru O. ve Hisataka K., (2009), "A Simplified Method For Estimating Heat Flux From Ceiling Radiant Panels", *Energy and Building*, Dept. of Architecture, Faculty of Engineering, Osaka 530-8270, Japonya.
- [29] Franc S., (1999), "Economic Viability Of Cooling Ceiling Systems", *Energy and Building*, 30: 195-201, Aachen, Almanya.
- [30] Fanger, P.O., (1973), *Thermal Comfort*, McGraw-Hill Book Company, New York, 244p.
- [31] Olesen, B.W., (1985), "Local Thermal Discomfort", *Brüel & Kjær Technical Review*, No: 1.
- [32] ASHRAE Standard 55-1992 rev, 2003, *Thermal Environment Conditions For Human Occupancy*, ASHRAE.
- [33] ISO, International Standard 7730, *Moderate Thermal Environments: Determination of the PMV and PPD Indices and Specification of the Conditions for Thermal Comfort*, Geneva:International Organization for Standardization; 2005.
- [34] Tu, J., Yeoh, G. H. ve Liu, C., (2008), *Computational Fluid Dynamics*, Elsevier, Oxford.
- [35] Anderson, J. D., (1995), *Computational Fluid Dynamics*, McGraw Hill, New York.
- [36] Versteeg, H. K. ve Malalasekera, W., (1995), *An Introduction to Computational Fluid Dynamics*, Longman Scientific & Technical, Harlow.
- [37] Currie, I. G., (1993), *Fundamental Mechanics of Fluids*, Marcel Dekker, New York.
- [38] Bardina, J. E., Huang, P. G. ve Coakley, T. J., (1997), "Turbulence Modeling Validation, Testing and Development", *NASA Technical Memorandum 110446*, April 1997, California/USA.
- [39] *Fluent User's Guide*, (2006), Fluent Incorporated Centerra Resource Park, Lebanon.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Cemil ÇALIKIRAN
Doğum Tarihi ve Yeri : 1983 - Rize
Yabancı Dili : İngilizce
E-posta : cemil.calikiran@mcaypi.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Y. Lisans	Mak. Müh.	Y.T.Ü.	
Lisans	Mak. Müh.	Y.T.Ü.	2007
Lise	Fen Bilimleri	Halit Armay Lisesi (Y.D.A.)	2001