

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DUVARDAN, YERDEN, TAVANDAN ISITMA SOĞUTMA
PANELLERİNİN GELİŞTİRİLMESİ PERFORMANS ANALİZLERİ VE
ÖRNEK BİR ODA MODELLENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Alihsan KOCA
(503081132)**

Anabilim Dalı : Makine Mühendisliği

Programı : Isı-Akışkan

OCAK 2011

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DUVARDAN, YERDEN, TAVANDAN ISITMA SOĞUTMA
PANELLERİNİN GELİŞTİRİLMESİ PERFORMANS ANALİZLERİ VE
ÖRNEK BİR ODA MODELLENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Alihsan KOCA
(503081132)**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 20 Aralık 2010
Tezin Savunulduğu Tarih : 19 Ocak 2011**

**Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Erhan BÖKE
Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. İsmail TEKE (Y.T.Ü.)
Prof. Dr. Şafak YILMAZ (İ. T. Ü.)**

OCAK 2011

ÖNSÖZ

Ülkemiz enerji olarak dışa bağımlı olmasına rağmen enerji kaynaklarını verimsiz bir şekilde kullanıyoruz. Alternatif enerji kaynakları arayışları devam ederken var olan enerjinin de verimli bir şekilde kullanılması gerekmektedir. Bu projede geliştirilecek panel binalarda enerjinin verimli kullanılmasını sağlarken, insan sağlığı için en optimum termal konfor şartlarını sağlayacaktır.

Bu amaçla bu çalışmada duvardan, tavandan, yerden ısıtma soğutma uygulamalarında kullanılabilecek modüler klima panelleri geliştirilmiştir. Geliştirilen panel aynı zamanda Dizayn Grup Teknoloji firmasının TEYDEB başvurusunda bulunduğu 3 yıllık bir projedir. Bu çalışmada geliştirilen panel Türkiye’de geliştirilen ilk panel olacak ve yaptığımız ar-ge çalışmaları ile de dünya genelindeki muadili ürünlere göre birçok üstünlüğe sahip olacak bir ürüne dönüşecektir. Geliştirilen panel yapısı ve üretim yöntemiyle alakalı patent başvuruları yapılmıştır. Bu tezin devamında ayrıntılı deneysel ve sayısal çalışmalar daha kapsamlı olarak sürdürülecektir.

Bu çalışmada ürünün geliştirilmesi aşamasında yapılan ön literatür çalışması, ürün tanıtımı ve ürün sayısal analiz çalışmaları yapılmıştır. Analizler birçok parametreye göre yinelenmiş panelin her durumdaki çalışma performansları incelenmiştir. Panel analiz çalışmalarından elde edilen veriler kullanılarak örnek bir oda modellenmiş, mahal içerisindeki sıcaklık, hava hızı dağılımları nümerik olarak hesaplanarak termal konfor şartlarının sağlanıp sağlanamadığı incelenmiştir.

Araştırma ve Geliştirme (ARGE)’yi bir ülkenin bağımsızlığı için olmazsa olmaz gören ve bu doğrultuda beni cesaretlendirerek böyle bir proje geliştirmemi sağlayan Sn. İbrahim MİRMAHMUTOĞULLARI ve Sn. Dr. Zafer GEMİCİ’ye, beni ARGE ile tanıştıran ve desteklerini esirgemeyen saygıdeğer hocam Sn. Prof. Dr. İsmail TEKE’ye, ve yaptığım analizlerde destek olan dostum Sn. Rıfat Memiş’e teşekkürlerimi sunmayı bir borç bilirim.

Ayrıca tez çalışmamda fikirlerinden yararlandığım, tez danışmanım Sn. Yrd. Doç. Dr. Erhan Böke’ye gösterdiği ilgi ve anlayışından dolayı çok teşekkür ediyorum.

Ocak 2011

Aliihsan KOCA

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖNSÖZ	iii
SEMBOL LİSTESİ	xvii
ÖZET	xix
SUMMARY	xxi
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı	3
1.2 Tezin Somut Hedefleri ve Başarı Ölçütleri	5
1.2.1 Işınım esasına dayalı ısıtma-soğutma, homojen yüzey sıcaklığı, enerji tasarrufu	5
1.2.2 Kompakt yapı, kolay kurulum	6
1.2.3 Yüksek verim	7
1.2.4 Hızlı rejime girme	7
1.2.5 Mahal içinde durağan hava ve termal konfor	7
1.2.6 Mahal içerisinde homojen sıcaklık dağılımı	7
2. LİTERATÜR TARAMASI	9
2.1 Patent Özetleri	9
2.1 Daha Önce Yapılan Çalışmalar	29
3. ISIL (TERMAL) KONFOR	31
3.1 İnsan Vücudunun Isıl Denge Ayarlama Sistemi	31
3.2 Vücut Öz Sıcaklığı ve Yüzey Sıcaklığı	32
3.3 Vücuttaki Isı Dengesi	34
3.3.1 Metabolizma	34
3.3.2 Metabolizmanın yaptığı dış iş	35
3.3.3 Buharlaşmayla Olan Isı Kaybı	36
3.3.4 Solunumla olan ısı kaybı	36
3.3.5 İletimle Olan Isı Kaybı	36
3.3.6 Radyasyonla Olan Isı Kaybı	37
3.3.7 Taşınım ile Olan Isı Kaybı	38
3.4 Temel Konfor Değerleri	39
3.4.1 Termal konfor standartlarında belirtilen konfor konforsuzluk şartları	42
3.4.1.1. Radyant asimetri	43
3.4.1.2 Düşey yöndeki sıcaklık farkları	43
3.4.1.4 İzin verilen hava hızları	44
3.4.1.5 İzin verilen hava hızları	45
3.4.1.6 ISO 7730 standartlarına göre genel konfor şartları	45
4. GELİŞTİRİLEN PANEL YAPISI	47
4.1 Mevcut Yüzeyden Isıtma Sistemlerin Dezavantajları	47
4.2 Geliştirilen Panellerdeki Fark ve Ayrıcalıklar	47
4.3 Geliştirilen Panelin Detaylı Anlatımı	48
4.4 Geliştirilen Panelin Çalışması-İşleyişi	53

5. GELİŞTİRİLEN PANELLER İLE TÜRKİYE’NİN FARKLI ÇOĞRAFYALARINDA SAĞLAMNMASI HEDEFLLENEN ENERJİ TASARRUFU	55
5.1 LBNL’nin Yaptığı Çalışmalara Göre Radyant Soğutma Sistemleri İle Klima Sistemlerinin Enerji Tasarrufu ve Pik Güç Talebi Karşılaştırılması	56
6. SAYISAL ÇÖZÜM	61
6.1 Akışkanların Akışı ve Isı Transferi Denklemleri	61
6.2 Sayısal Çözüm Yöntemleri	62
6.2.1 Ayrı ayrı çözüm yöntemi (Segregated solver)	62
6.2.2 Birarada çözüm yöntemi (Coupled solver)	63
6.3 Çözücü Lineerleştirme (Ayrıklaştırma) Yöntemleri	63
6.3.2 Açık ‘Explicit’ yöntem	64
6.4 Korunum Denklemlerinin Cebirsel Denklemlere Dönüşümü	64
6.5 Momentumun Korunumu Denkleminin Lineerleştirilmesi	67
6.6 Süreklilik Denkleminin Lineerleştirilmesi	68
6.7 Enterpolasyon Yöntemleri	69
6.8 İterasyon Yapılırken Kullanılacak Düzeltme ‘URF’ (Under Relaxation Factor) Katsayısının Tanımlanması	70
6.9 SIMPLE Metodu ile Momentum, Süreklilik ve Diğer Skalerlere Ait Denklemlerin çözüm Algoritması	70
6.10 Ayrı Ayrı Çözücü ‘Segregated Solver’ için Artık ‘Residual’ Değerinin Tanımı	71
6.11 Yakınsama ve Kararlılık	72
7. PANEL PERFORMANS ANALİZ ÇALIŞMALARI	73
7.1 İç Taşınım Katsayısı Korelasyonun Belirlenmesi	74
7.1.1 Khalifa metodu	74
7.1.2 Taşınım katsayısının elde edilmesinde diğer yöntemler	77
7.2 Nümerik Hesap Yönteminin Doğrulanması	77
7.2.1 Matematiksel model ve analitik çözüm	78
7.2.1.1 Panellerden elde edilecek ısı akısı hesap yöntemi	78
7.2.2 Nümerik çözüm	80
7.2.2.1 Katı modelin çizilmesi	80
7.2.2.2 Hacmin sonlu elamanlara ayrılması	80
7.2.2.3 Malzemelerin tanımlanması	81
7.2.2.4 Sınır şartlarının girilmesi	81
7.2.2.5 Nümerik hesap sonuçları	82
7.2.2.6 Analitik çözüm ile nümerik çözümlerin karşılaştırılması	82
7.3 Panel Performans Analiz Çalışmaları	83
7.3.1 Sayısal analizler için yapılan ön çalışmalar	83
7.3.1.1 Geliştirilen panellerin CAD modellenmesi	83
7.3.1.2 Ağların tanımlanması	86
7.3.2 Çözüm yönteminin oluşturulması	89
7.3.2.1 Genel	90
7.3.2.2 Model	90
7.3.2.3 Malzemelerin tanımlanması	91
7.3.3 Panel analiz sonuçları	97
7.3.3.1 Temel geometriye sahip ve temel sınır koşullarındaki analizler	97
7.3.3.2 Isıtma durumu parametrik çözümler	103
7.3.3.3 Soğutma durumu parametrik çözümler	118
8. ODA MODELLENMESİ PANEL PERFORMANSININ İNCELENMESİ	123

8.1 Sayısal Çözüm Yöntemleri	123
8.1.1 Korunum Denklemleri	123
8.1.2 Doğal taşınım çözümü	124
8.1.2.1 The boussinesq Model	124
8.2 Oda Katı Modeli ve Panel Düzenlemesi	126
8.3 Katı Modelin Sonlu Hacimlere Ayrılması	127
8.3.1 Yüzeylerin tanımlanması	128
8.4 Çözüm Yönteminin Geliştirilmesi	129
8.4.1 Genel	129
8.4.2 Model	129
8.4.2.1 Radyasyon çözüm modelinin tanımlanması;	130
8.4.3 Malzemelerin tanımlanması	131
8.4.4 Sınır koşullarının girilmesi	132
8.4.4.1 Duvarlar	132
8.4.4.2 Panel ile hava ara yüzeyi	133
8.4.4.3 Panel	133
8.5 Analiz Sonuçları	134
8.5.1 Duvardan ısıtma durumu	134
8.5.1.1 Durum 1 içine elde edilen sonuçlar	135
8.5.1.2 Durum 2 için elde edilen sonuçlar	139
8.5.1.3 Durum 3 İçin elde edilen sonuçlar	143
8.5.2 Yerden ısıtma durumu	147
8.5.3 Tavandan soğutma durumu	151
8.5.4 Duvardan soğutma durumu	156
9. SONUÇ VE TARTIŞMA	161
KAYNAKLAR	165
Ek-A	169
EK-B : DUVARDAN YERDEN TAVANDAN ISITMA-SOĞUTMA	
PANELLERİ TEMEL KONTROL DİAGRAMLARI	173
EK-C: PANEL İÇERİSİNDEKİ BORULARIN FARKLI DÜZENLENME	
ŞEKİLLERİ	177
EK-D : ÖZGEÇMİŞ	183

KISALTMALAR

CFD	: Computational Fluid Dynamic
DO	: Discrete ordinate
HVAC	: Heating, Ventilating, and Air Conditioning
LBNL	: Lawrence Berkeley National Laboratory
MET	: Metabolizma
PE	: Polietilen
PEX	: Çapraz bağlı polietilen
PP	: Polypropylene
PPD	: Percentage Dissatisfied
PMV	: Percentage mean vote
VAV	: Variable air volume

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 3.1 : Yapılan aktiviteye göre metabolizma değerleri [25]	35
Çizelge 3.2 : Giysilerin yalıtım değerlerinin hesabı (Clo) [25]	37
Çizelge 3.3 : Farklı PMV-PPD ve operatif sıcaklık değerleri için örnek bir kategori (CR 1752, 1998, ASHRAE 55-94R, 2001, revised ISO 7730, 2001)	41
Çizelge 3.4: Genel Konfor değerleri (ISO EN 7730, 2005, CR 1752, 1998.)	41
Çizelge 3.5: Mekanik olarak ısıtılan-soğutulan binalardaki dizayn kategorileri [25]	42
Çizelge 3.6: ASHRAE standardına göre kış ve yaz sezonları için önerilen sıcaklık ve nem değer aralıkları [5]	42
Çizelge 3.7 : Üç kategorideki termal ortam için izin verilen radyant asimetri değeri [3]	43
Çizelge 3.8: Belli zaman aralıklarında izin verilen maksimum sıcaklık değişim değerleri [5]	45
Çizelge 5.1 : Radyant soğutma panellerinin kullanıldığı binadaki yıllık enerji tüketimi ve pik güç talebi	57
Çizelge 5.2 : Klimaların kullanıldığı binadaki yıllık enerji tüketimi pik güç talebi	57
Çizelge 5.3 : Radyant soğutma sistemin tasarruf potansiyeli	57
Çizelge 7.1: Karşılaştırma verileri	79
Çizelge 7.2: Programda kullanılan sınır şartları	82
Çizelge 7.3 : Temel Geometrik özellikler ve sınır şartları	98
Çizelge 7.4 : Isıtma durumu için farklı sınır koşul parametreleri	104
Çizelge 7.5 : Geometrik parametreler	105
Çizelge 7.6 : Alternatif malzemelerin denenmesi	105
Çizelge 7.7 : Farklı su giriş sıcaklıklarında elde edilen sonuçlar (10 cm aralık, folyosuz model)	106
Çizelge 7.8 : Farklı su giriş sıcaklıklarında elde edilen sonuçlar (5 cm aralık, folyosuz model)	107
Çizelge 7.11 : Farklı taşınım katsayılarında elde edilen sonuçlar	108
Çizelge 7.12 : Farklı su giriş hızlarında elde edilen sonuçlar	109
Çizelge 7.13 : Farklı hava sıcaklıklarında elde edilen sonuçlar	110
Çizelge 7.14 : Farklı panel arka yüzey sıcaklıklarında elde edilen sonuçlar	111
Çizelge 7.15 : Farklı boru çaplarında elde edilen sonuçlar	112
Çizelge 7.16 : Farklı boru et kalınlıklarında elde edilen sonuçlar	113
Çizelge 7.17 : Farklı boru ısı iletim katsayılarında elde edilen sonuçlar	114
Çizelge 7.18 : Farklı yalıtım kalınlığında elde edilen sonuçlar	115
Çizelge 7.19 : Farklı yalıtım malzemeleri için elde edilen sonuçlar	116
Çizelge 7.20 : Farklı alçı kalınlıkları için elde edilen sonuçlar	117
Çizelge 7.21 : Soğutma durumu için farklı sınır koşul parametreleri	118
Çizelge 7.22 : Farklı su giriş sıcaklıklarında elde edilen sonuçlar	118
Çizelge 7.23 : Farklı taşınım katsayılarında elde edilen sonuçlar	119
Çizelge 7.24 : Farklı Hava Sıcaklıklarında Elde Edilen Sonuçlar	120
Çizelge 7.25 : Farklı panel arka sıcaklıklarında elde edilen sonuçlar	121

Çizelge 8.1 : Isıtma durumu için yapılan analizler	135
Çizelge 8.2: Durum 1 ısı transfer dağılımı	137
Çizelge 8.3: Durum 2 ısı transfer dağılımı	141
Çizelge 8.4: Durum 3 ısı transfer dağılımı	145
Çizelge 8.5 : Yerden ısıtma durumu ısı transferi dağılımı	149
Çizelge 8.6 : Soğutma durumu için yapılan analizler	152
Çizelge 8.7: Tavandan soğutma durumu ısı transferi dağılımı	154
Çizelge A.1 Farklı yaş grupları için konfor şartlarının karşılaştırılması [25].	170
Çizelge A.2 Dış hava sıcaklığına bağlı olarak panel arka yüzey sıcaklığı	170

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2.1 : Birinci tip panel kesit görünümü	10
Şekil 2.2 : Birinci tip panel kesit görünümü-2	10
Şekil 2.3 : Birinci tip panel kesit görünümü-3	11
Şekil 2.4 : İkinci tip panel yerden uygulanması (a) düz yapı, (b) duvar montelenmesi (c) ızgaralı yapı	12
Şekil 2.5 : Borulama yuvası ‘C’ şeklinde olan düzenleme (a) plaka, (b) Panel	14
Şekil 2.6 : Borulama yuvası ‘U’ şeklinde olan düzenleme (a) plaka, (b) Panel	15
Şekil 2.7 : Yerden ısıtma uygulaması, plaka bitmiş zeminin üstünde	16
Şekil 2.8 : Yerden ısıtma uygulaması, plaka bitmiş zeminin altında	17
Şekil 2.9 : Metal plaka perspektif görünümü	17
Şekil 2.10 : Dolgu malzemeli metal plaka	17
Şekil 2.11 : Zeminden uygulama şematik görünümü	18
Şekil 2.12 : Zeminden uygulama perspektif görünümü	18
Şekil 2.13 : Panelin duvardan uygulanması; (a) perspektif görünüm, (b) şematik görünüm	19
Şekil 2.14 : Birinci tip düzenleme panel zeminin üzerinde	20
Şekil 2.15 : Birinci tip düzenleme panel zeminin altında	20
Şekil 2.16 : İkinci tip düzenleme zeminin üstünden uygulama	21
Şekil 2.17 : İkinci tip düzenleme zeminin altından uygulama	21
Şekil 2.18 : Radyasyon plakası	21
Şekil 2.19 : Yerden ısıtma düzenlemesi önden görünüş	22
Şekil 2.20 : Yerden ısıtma düzenlemesi perspektif görünüş	22
Şekil 2.21 : Duvardan ısıtma uygulaması; (a) plakanın yerleştirilmesi, (b) plaka direkt yüzeyle temas, (c) termal bariyerli	23
Şekil 2.22 : Birinci tip düzenleme	24
Şekil 2.23 : İkinci tip düzenleme	25
Şekil 2.24 : Plakadaki kanallara boruların çeşitli düzenlenme şekilleri	25
Şekil 2.25 : Plaka borulama yuvası; (a) önden görünüş, (b) Perspektif görünüş	27
Şekil 2.26 : Modüler panel izometrik görünümü	28
Şekil 2.27 : Panel önden görünümü	28
Şekil 3.1 : Farklı ortam sıcaklıklarında, çıplak bir insanın vücut yüzeyindeki sıcaklık dağılımı	33
Şekil 3.2 : Metabolizma hızına göre a) ortalama yüzey sıcaklığı, b) terlemeyle atılan ısı miktarı	35
Şekil 3.3 : PMV ve PPD arasındaki ilişki [25]	40
Şekil 3.4 : Operatif sıcaklık t_o ile PPD (Predicted Percentage of Dissatisfied) arasındaki ilişki [25]	41
Şekil 3.5 : Radyant asimetriden kaynaklanan termal memnuniyetsizlik [3]	43
Şekil 3.6 : Düşey yöndeki sıcaklık farkından kaynaklanan konforsuzluk durumu	44
Şekil 3.7 : Yüzeydeki yüksek sıcaklıklardan kaynaklanan termal konforsuzluk durumu [3]	44

Şekil 3.8 : Hava sıcaklığı ve türbülans yoğunluğuna göre izin verilen hava hızları	45
Şekil 4.1 : Tasarlanan örnek bir panel yapısının perspektif görünümü	49
Şekil 4.2 : Geliştirilen dışı folyolu boru perspektif görünümü	50
Şekil 4.3 : Boru'nun yerleşeceği panelden bir kesit görünümü	50
Şekil 4.4 : Dışı folyolu boru ile alüminyum ısıtım plakasının panelde uygulanma şekli önden kesit görünümü	51
Şekil 4.5 : Folyo ile boru arasında termal yapıştırıcı (dolgu malzemesi) kullanılması durumu kesit görünümü	51
Şekil 4.6 : Sistemin yerden ısıtma durumunda uygulanması kesit görünümü	52
Şekil 4.7 : Sistemin duvardan ısıtma-soğutma durumunda uygulanması kesit görünümü	52
Şekil 5.1 : Radyant soğutma sisteminin sağladığı pik güç tasarrufu [28]	56
Şekil 5.2 : Radyant klima panellerinin klasik taşınım esasına göre çalışan klimalara göre sağladığı enerji tasarrufu	58
Şekil 5.3 : Radyant klima panellerinin klasik taşınım esasına göre çalışan klimalara göre sağladığı pik güç talebi azalması	59
Şekil 6.1 : Şematik kontrol hacmi	65
Şekil 6.2 : Tek boyutsal çözümde düğüm noktaları	65
Şekil 6.3 : Kütlenin korunumu için kontrol hacmi	68
Şekil 6.4 : Üç boyutlu akış hücresinin şematik gösterimi	69
Şekil 7.1 : Hesaplamalarda esas alınan yapı detayı	73
Şekil 7.2 : Khalifa (1989) taşınım katsayısı (h_c) korelasyonları	76
Şekil 7.3 : Isıtılan duvarlar için taşınım katsayıları	77
Şekil 7.4 : Shigeru Okamoto tarafından geliştirilen tavandan ısıtma-soğutma panel modeli [22]	78
Şekil 7.5 : Analiz edilen katı model	80
Şekil 7.6 : Hacmin sonlu elamanlara ayrılması	81
Şekil 7.7 : Çözüm şematigi	83
Şekil 7.8 : 10 cm hatveli düz geçişli panel yapısı	84
Şekil 7.9 : 5 cm hatveli düz geçişli panel yapısı	85
Şekil 7.10 : 10 cm hatveli spiral panel yapısı	85
Şekil 7.11 : Elemanların skewness dağılımları	86
Şekil 7.12 : Boru ve su hacminin sonlu hacimlere ayrılması	87
Şekil 7.13 : Yalıtım malzemesinin sonlu hacimlere ayrılması	88
Şekil 7.14 : Yüzey dolgu malzemesinin sonlu hacimlere ayrılması	89
Şekil 7.15 : Çözüm için genel ayarların yapılması	90
Şekil 7.16 : Çözüm modelinin belirlenmesi	91
Şekil 7.17 : Boru malzeme özelliklerinin girilmesi	92
Şekil 7.18 : Yan duvarların adyabatik olarak tanımlanması	94
Şekil 7.19 : Su giriş şartlarının tanımlanması	94
Şekil 7.20 : Su çıkış şartlarının tanımlanması	95
Şekil 7.21 : Panel ısı transfer yüzeyinin sınır şartlarının belirlenmesi	95
Şekil 7.22 : Panel arka yüzey sınır şartlarının belirlenmesi	96
Şekil 7.23 : Mesh ara yüzeylerinin tanımlanması	96
Şekil 7.24 : Boru çevresindeki yüzeylerdeki alüminyum folyoların tanımlanması	97
Şekil 7.25 : Panel yüzeyindeki sıcaklık dağılımları.	98
Şekil 7.26 : Panel düşey kesitteki sıcaklık dağılımı	99
Şekil 7.27 : Panel yüzeyindeki sıcaklık dağılımları (a) Folyolu model, (b) folyosuz model	99

Şekil 7.28 : Panel düşey kesitteki sıcaklık dağılımı (a) Folyolu model,(b) folyosuz model	100
Şekil 7.29 : Panel boyunca sıcaklık dağılımı	108
Şekil 7.30 :Panel genişliği boyunca sıcaklık dağılımı	109
Şekil 7.31 :Panel yüzeyindeki sıcaklık dağılımı	109
Şekil 7.32 : Panel düşey kesit sıcaklık dağılımı	110
Şekil 7.33:Farklı su giriş sıcaklıklarından elde edilen ısı akıları (10 cm aralık, folyosuz model)	113
Şekil 7.34 : Farklı su giriş sıcaklıklarından elde edilen ısı akıları (5 cm aralık, folyosuz model)	114
Şekil 7.35 :Farklı taşınım katsayıları için elde edilen ısı akıları	115
Şekil 7.36 :Farklı su giriş hızları için elde edilen ısı akıları	116
Şekil 7.37 :Farklı hava sıcaklıkları için elde edilen ısı akıları	117
Şekil 7.38 :Farklı panel arka yüzey sıcaklıkları için elde edilen ısı akıları	118
Şekil 7.39 :Farklı boru dış çapları için elde edilen ısı akıları	119
Şekil 7.40 :Farklı boru et kalınlıkları için elde edilen ısı akıları	120
Şekil 7.41 :Farklı boru ısı iletim katsayıları için elde edilen ısı akıları	121
Şekil 7.42 :Farklı yalıtım kalınlıkları için elde edilen ısı akıları	122
Şekil 7.43 :FFarklı yalıtım malzemeleri için elde edilen ısı akıları	123
Şekil 7.44 : Farklı alçı kalınlığı için elde edilen ısı akıları	124
Şekil 7.45 : Farklı su giriş sıcaklıklarından elde edilen ısı akıları	125
Şekil 7.46 :Farklı taşınım katsayılarında elde edilen ısı akıları	126
Şekil 7.47 :Farklı hava sıcaklıkları için elde edilen ısı akıları	127
Şekil 7.48 : Farklı panel arka yüzey sıcaklıkları için elde edilen ısı akıları	128
Şekil 8.1 :Oda Modeli	127
Şekil 8.2 :Elemanların Skewness Dağılımları	127
Şekil 8.3 :Odanın sonlu hacimlere ayrılması	128
Şekil 8.4 :Çözüm için genel ayarlarının yapılması	129
Şekil 8.5 :Çözüm modelinin belirlenmesi	130
Şekil 8.6 :Radyasyon modelinin belirlenmesi	131
Şekil 8.7 :Havanın özelliklerinin girilmesi özelliklerinin girilmesi	131
Şekil 8.8 : Duvar için termal sınır şartlarının girilmesi	132
Şekil 8.9 : Duvar için radyasyon sınır şartlarının girilmesi	133
Şekil 8.10 :Panel için sınır şartlarının girilmesi	134
Şekil 8.11 : Durum 1 için sırayla panel yüzeyi, $z=1$ m, $z=2$ m, $z=3$ m, $z=4$ m düzlemlerindeki sıcaklık dağılımları	135
Şekil 8.12 : Durum 1 oda yüksekliği boyunca sıcaklık dağılımı	136
Şekil 8.13 : Durum 1 Z-Y düzlemindeki hava sıcaklık dağılımı	136
Şekil 8.14 : Durum 1 mahal içerisindeki akım çizgilerinin dağılımı	137
Şekil 8.15 : Durum 1 mahal içerisindeki hız vektörleri	138
Şekil 8.16 : Durum 1 mahal orta kesitindeki hız vektörleri dağılımı	138
Şekil 8.17 : Durum 1 oda yüksekliği boyunca hız dağılımı	139
Şekil 8.18 : Durum 2 sırayla panel yüzeyi, $z=1$ m, $z=2$ m, $z=3$ m, $z=4$ m düzlemlerindeki sıcaklık dağılımları	140
Şekil 8.19 : Durum 2 oda yüksekliği boyunca sıcaklık dağılımı	140
Şekil 8.20 : Durum 2 Z-Y düzlemindeki hava sıcaklık dağılımı	141
Şekil 8.21 : Durum 2 mahal içerisindeki hız vektörleri	142
Şekil 8.22 : Durum 2 mahal orta kesitindeki hız vektörleri dağılımı	142
Şekil 8.23 : Durum 2 oda yüksekliği boyunca hız dağılımı	143

Şekil 8.24 : Durum 3 sırayla panel yüzeyleri, $z=1$ m, $z=2$ m, $z=3$ m, $z=4$ m düzlemlerindeki sıcaklık dağılımları	144
Şekil 8.25 : Durum 3 oda yüksekliği boyunca sıcaklık dağılımı	144
Şekil 8.26 : Durum 3 mahal içerisindeki hız vektörleri	145
Şekil 8.27 : Durum 3 X-Y düzlemindeki hız vektörü dağılımı	146
Şekil 8.28 : Durum 3 oda yüksekliği boyunca hız dağılımı	147
Şekil 8.29 : Yerden ısıtma durumunda sırayla panel yüzeyleri, $z=1$ m, $z=2$ m, $z=3$ m, $z=4$ m düzlemlerindeki sıcaklık dağılımları	148
Şekil 8.30 : Yerden ısıtma durumu oda yüksekliği boyunca sıcaklık dağılımı	148
Şekil 8.31 : Yerden ısıtma durumunda Z-Y düzlemindeki hava sıcaklık dağılımı	149
Şekil 8.32 : Yerden ısıtma durumunda mahal içerisindeki hız vektörleri	150
Şekil 8.33 : Yerden ısıtma durumunda Y-Z düzlemindeki hız vektörü dağılımı	150
Şekil 8.34 : Yerden ısıtma durumu oda yüksekliği boyunca hız dağılımı	151
Şekil 8.35 : Tavandan soğutma durumu Sırayla panel yüzeyleri, $z=1$ m, $z=2$ m, $z=3$ m, $z=4$ m düzlemlerindeki sıcaklık dağılımları	152
Şekil 8.36 : Tavandan soğutma durumunda oda yüksekliği boyunca sıcaklık dağılımı	153
Şekil 8.37 : Tavandan soğutma durumunda Z-Y düzlemindeki hava sıc. dağılımı	153
Şekil 8.38 : Tavandan soğutma durumunda mahal içerisindeki hız vektörleri	154
Şekil 8.39 : Tavandan soğutma durumunda Y-Z düzlemi hız vektörü dağılımı	155
Şekil 8.40 : Tavandan soğutma durumunda X-Y düzlemi hız vektörü dağılımı	155
Şekil 8.41 : Tavandan soğutma durumu oda yüksekliği boyunca hız dağılımı	156
Şekil 8.42 : Duvardan soğutma durumu sırayla panel yüzeyleri, $z=1$ m, $z=2$ m, $z=3$ m, $z=4$ m düzlemlerindeki sıcaklık dağılımları	157
Şekil 8.43 : Duvardan soğutma durumunda oda yüksekliği boyunca sıc. dağılımı	157
Şekil 8.44 : Duvardan soğutma durumunda mahal içerisindeki hız vektörleri	158
Şekil 8.45 : Duvardan soğutma durumunda Y-Z düzlemi hız vektörü dağılımı	158
Şekil 8.46 : Duvardan soğutma durumu oda yüksekliği boyunca hız dağılımı	159
Şekil A. 1 : Panel yapısı	169
Şekil A. 2 : Nem limit değerleri (ASHRAE-55 2002)	169
Şekil A.3 : Taşınım rejim kategorileri [30]	177
Şekil A.4 : Yerden ısıtma durumu için ısı taşınım katsayısı korelasyonları [30]	177
Şekil A.5 : Duvardan ısıtma durumu için ısı taşınım katsayısı korelasyonları [30]	178
Şekil B.1 : Temel kontrol diagramı-1	179
Şekil B.2 : Temel kontrol diagramı-2	179
Şekil B.3 : Temel kontrol diagramı-3	180
Şekil B.4 : Temel kontrol diagramı-4	180
Şekil C.1 : Temel karşı akış	183
Şekil C.2 : Serpantin karşı akış	183
Şekil C.3 : Sıkı döşenmiş çapraz akış	183
Şekil C.4 : Temel Serpantin	184
Şekil C.5 : Çift geçişli serpantin	184
Şekil C.6 : Üç geçişli serpantin	184
Şekil C.7 : Serpantin düzenlemesi-1	184
Şekil C.8 : Serpantin düzenlemesi-2	184
Şekil C.9 : Serpantin düzenlemesi-3	184
Şekil C.10 : Serpantin düzenlemesi-4	184

SEMBOL LİSTESİ

a	: Boru ile yalıtım malzemesi arasındaki mesafe
A_{surf.}	: Yüzey alanı
b	: Yalıtım kalınlığı
C	: Taşınım ile olan ısı transferi
d_i	: İse borunun iç çapı
E	: Buharlaşmayla olan ısı kaybı
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 açı
h_c	: Taşınım katsayısı
I	: Radyasyon şiddeti
I_{cl}	: Giysilerin termal izolasyon değeri (clo)
k	: Isı iletim katsayısı
K	: İletimle olan ısı transferi
K₁	: Panel ile hava arasındaki ısı aktarım katsayısı
L	: Panel boyu
M	: Metabolizma
N	: Kırılma indeksi
p_a	: Su buharı basıncı
R	: Radyasyonla olan ısı transferi
r₁	: Yalıtım ile boru arasındaki termal rezistans,
r₂	: Yalıtım malzemesi ile plaka arasındaki termal rezistans
S	: Depolanan ısı miktarı
s	: Yol uzunluğu
t_a	: Hava sıcaklığı
t_{cl}	: Giysi yüzey sıcaklığı
t_n	: n yüzeyindeki sıcaklık
T₀	: Çalışma sıcaklığı
t_s	: Ortalama yüzey sıcaklığı
t_r	: Ortalama radyant sıcaklık
T_w	: Duvar sıcaklığıdır.
u,v,w	: Sırasıyla x, y, z eksenlerdeki hız komponentleri
v	: Su hızı
V_{ar}	: Hava hızı,
W	: Dış İş
z	: Ekseni düşey eksen
N_θ	: Theta Divisions
N_φ	: Phi Divisions
c_p	: Özgül ısı

α_0	: Panel yüzeyi için ortalama ısı transfer katsayısı
α_w	: Boru içindeki ortalama ısı transfer katsayısı
ε	: Yüzey emisivitesi
σ	: Stefan-Boltzman sabiti
ε_w	: Duvar emisivitesi
Φ	: Faz fonksiyonu
Ω'	: Katı açısı
$\vec{r}$	: Pozisyon vektörü
$\vec{s}$	: Yön vektörü
$\vec{s}'$	: Yayılım yön vektörü
σ_s	: Yayılım katsayısı
σ	: Stefan-Boltzmann sabiti
δ_i	: Her bir katmanın kalınlığı
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	: Viskosite
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

DUVARDAN, YERDEN, TAVANDAN ISITMA SOĞUTMA PANELLERİNİN GELİŞTİRİLMESİ PERFORMANS ANALİZLERİ VE ÖRNEK BİR ODA MODELLENMESİ

ÖZET

Bu çalışmada duvardan-yerden-tavandan ısıtma soğutma uygulamalarında kullanılabilecek modüler klima panelleri geliştirilmiştir. Geliştirilen panel yapısı;yalıtım malzemesi üzerine açılan borulama yuvaları, açılan yuvalara döşenen dışı folyolu plastik boru ile ısıtım plakası ve panel yapısını tamamlayan yüzey dolgu malzemesinden oluşmaktadır. Benzer ürünler yurtdışında üretilmektedir fakat bu tarz sistemlerin bir çok eksiklikleri yer almaktadır. Bunların başında plastik boru ile alüminyum ısıtım plakasında kalan boşluktan dolayı oluşan termal rezistanstır. Bu da panel performansını önemli ölçüde etkilemektedir. Bu çalışmada geliştirilen panelde borular dışı folyolu ve ısıtım plakalarıyla beraber üretililerek boru ve plaka arasında kararlı bir yapı oluşturulacak, bu sayede 0.2 mm gibi ince bir folyo kalınlığında bile yüksek ısıl performans elde edilecektir. Ayrıca iç basınç borunun çevresindeki folyoya taşıtılarak et kalınlıkları azaltılacaktır. Sonuç olarak ısıl performans arttırılırken önemli miktarda hammadde tasarrufu elde edilecektir. Geliştirilen bu panel düzenlemesi için Dizayn Grup Teknoloji firması adına patent başvurusu gerçekleştirilmiştir.

Bu tezde geliştirilen panel üç temel ögeye dayanmaktadır. Bunlar modüler yapı, enerji tasarrufu ve termal konfordur. Bu üç temel ögeye göre geliştirilen panel için nümerik bir çözüm yöntemi geliştirildi. Bu çözüm yöntemi ile panellerin farklı geometrik düzenlemelerine göre ve sınır şartlarına göre performans analizleri gerçekleştirildi. Analizler sonucunda tasarlanan panel hedeflenen ısıl performans değerlerine ulaşmıştır düşük sıcaklık farklarında yüksek ısıl performans elde edilmiştir. Son bölümde ise örnek bir oda geliştirilen panellerle modellenmiş, mahal içerisindeki hedeflenen konfor şartları da sağlanarak projenin temelini oluşturan üç hedefe de ulaşılmış oldu.

DEVELOPING THE RADIANT HYDRONIC HEATING & COOLING PANEL DRY INSTALLATION OF WALL, FLOOR AND CEILING

SUMMARY

The objects of the project are achieved through use of a heat exchange system comprising a panel with respective tubing slots, said panel being made out of an insulation material, said system further comprising a plastic-based tubing placed within said slots such that a metal foil is wrapped around the tubing in between the same and the radiation plates, said radiation plates extending over a surface on both sides of the tubing to cover a finished floor, wall or ceiling portion. A further filling material also having adhesive properties is efficient in eliminating presence of air in between two metallic surfaces, i.e. the radiation plate and the metallic layer around the tubing. The radiant heating cooling panel is developed for the heating and cooling dry installation of wall, ceiling and floor.

The new arrangement of the panel provide high thermal performans even with very thin radiation plate (0.2 mm). This allows us material savings. For the new arrangement Dizayn Group Technology apply for patent.

This project is based on the basis of three main objects, which are; modular structure, saving energy and providing thermal confort. In this work in considiration of this three main issues, developed the numerical solution model and conducted performans analysis, which are applied for different geometric properties and different boundary conditions.

As a result of the analysis the panel achived the high thermal performance as targeted event it works in small temperature differences. After that a standart room modelled with the panels and the resuts show us panels provide the thermal comfort. However the three main target of the project has accomplished.

1. GİRİŞ

Türkiye’de birçok binalarda ısıtma sistemleri klasik 60-80°C sıcaklıkları aralığında çalışan radyatörlü sistemlerle yapılmaktadır. Soğutma ise hava sirkülasyonuna dayanan klima sistemleriyle yapılmaktadır. Yaygın olarak kullanılan bu tarz sistemlerin birçok dezavantajları mevcuttur. Bu çalışmada aşağıda tanımlanacak özelliklere sahip ve klasik sistemlerin birçok dezavantajını ortadan kaldıracak özelliklere sahip klima panelleri geliştirilecektir.

Radyatörle yapılan ısıtma işlemlerinde 20°C ortam sıcaklığına ulaşmak için peteklerin 60-80°C arası ısıtılması gerekmektedir. Bu durumda sıcaklık, oluşan hava akımı ile oda içerisinde dağılacığından, mahal içinde dengesiz sıcaklık dağılımı oluşacaktır.

Klima ile yapılan soğutma durumunda da benzer olarak mahal içerisinde yoğun bir hava hareketi ve dengesiz sıcaklık dağılımı oluşacaktır.

Taşıyım esasına dayanan bu klasik iklimlendirme sistemlerinde konfor şartlarını elde etmek için ısıtma durumunda hava sıcaklığının konfor sıcaklığının üzerinde, soğutma durumunda ise altında bir sıcaklığa getirmek gerekmektedir. Bu durumda konfor şartları için harcanan enerji ve zaman artmaktadır. Diğer bir taraftan oluşan bu hava hareketi, düşey yöndeki dengesiz sıcaklık dağılımı ve radyant asimetri mahal içerisinde konforsuz ve insan sağlığı için tehlikeli bir ortam oluşturmaktadır.

Temel olarak taşıyım esasına dayanılarak yapılan iklimlendirme sistemlerinin dezavantajlarını ortadan kaldırmak amacıyla son yıllarda düşük sıcaklarda yerden, duvardan ısıtma veya duvardan, tavandan soğutma sistemleri yaygınlaşmaya başlamıştır. Bu sistemlerin çalışma prensipleri; sıva altına belli aralıklarla boruların manüel olarak döşenmesi ve boruların içinden şartlandırılmış suyun geçirilmesi şeklinde yapılmaktadır.

Bu tarz sistemler kısmen de olsa radyatörlü veya klimalı sistemlerde karşılaşılan problemleri çözmesine rağmen, hiçbir zaman %100 bir çözüm olamamıştır. Çünkü boruların manüel olarak zemine veya duvara döşenmesi uzun ve zahmetli bir işçilik

gerektirmektedir ve bu tarz bir uygulamanın var olan binalara uygulanması oldukça güçlü ve zahmetli bir iştir. Ayrıca radyatörle ve klimayla yapılan iklimlendirmeye göre mahal içinde homojen bir sıcaklık dağılımı elde edilse de, boruların temas ettiği yüzeylerde çok sıcak veya soğuk bölgeler oluşmaktadır.

Tezde özel borular dışı alüminyum folyolu olarak tasarlanmıştır. Daha sonra bu borularla birlikte panelin çevresine alüminyum folyo döşenecektir. Bu sayede dünyanın farklı yerlerinde geliştirilen ürünlerde ortaya çıkan folyo ile plastik boru arasındaki termal direnç ortadan kaldırılarak verimlilik arttırılacaktır. Panelin alt kısmında ise ısı ve ses yalıtımını sağlayacak yalıtım malzemesi kullanılacaktır. Bu yalıtım malzemesinin kalınlığı Türkiye'nin farklı iklim koşullarına göre belirlenecektir. Daha sonra panelin üzeri dolgu malzemesi ile kaplanacaktır. Panelin şartlandırılması ise şartlandırılmış suyun panel içindeki plastik borulardan geçirilmesiyle yapılacaktır.

Panel yapıda, alüminyum folyo (Yansıtıcı plaka) sıcaklığın panel üzerinde homojen dağılmasını sağlamak ve ısıl performansı arttırmak amacıyla kullanılacaktır. Yüzeyde sıcaklığın homojen dağılmasıyla ve ısı akısının arttırılmasıyla daha düşük yüzey sıcaklığında daha konforlu bir mahal ortamı elde edilecektir. Bu sayede hava sirkülasyonu önlenecek, havanın özelliği bozulmayacak ve daha az yakıtla daha fazla konfor sağlanacaktır.

Panelin alt kısmında kullanılacak yalıtım malzemesi, ek bir ısı yalıtımı sağlayacağı gibi aynı zamanda ses yalıtımı da sağlayacaktır. Ayrıca döşenecek bu yalıtım malzemesi panele ekstra rijitlik kazandıracaktır.

Boruların ve yansıtıcı plakanın yüzeylerinin dolgu malzemesi ile kaplanmasıyla panel yapısı tamamlanmış olur. Panelin bu şekilde kompakt yapıda olması kurulum işçiliğinden ve zamandan vakit kazandıracak ve var olan binalarda da kullanabilmesinden dolayı geniş bir kullanım alanına sahip olacaktır. Özellikle panellerin yüzeyi ekstradan sıva gerektirmeyeceğinden sıvı maliyetinden ve işçilikten önemli miktarda tasarruf sağlanacaktır.

Klima paneli, hem soğutma hem ısıtma uygulamalarında kullanılabilmesi ve mahal ile ısı transferin ağırlıklı olarak ışıınım esasına göre gerçekleşmesi amaçlanmaktadır. Panelin yüzeyinde homojen sıcaklık dağılımı elde edilmesiyle geniş alanlara döşenecek panel sisteminde klasik sistemlere göre çok daha yüksek oranlarda ışıınım

gerçekleştirecektir. Bunu gerçekleştirirken, ısıtma durumunda panellerde dolaşan su sıcaklığı 30-40°C soğutma durumunda 15-20°C arasındadır. Bu durumda sistemde radyasyon ısı kazancı olacağından aynı konfor derecesine 1-3°C daha düşük sıcaklarda ulaşılabilecektir. Bu sayede düşük kapasiteli sistemlerin kullanılması ve düşük sıcaklıklarda çalışılacağından pik güç talepleri düşecek ve enerji tasarrufu (Isıtma durumunda mahal sıcaklığını 1°C düşmesiyle yaklaşık %6 yakıt tasarruf sağlanacaktır. Soğutma durumunda klimalara göre m² başına 1,5 TL enerji tasarrufu sağlanacaktır [1].

Ülkede yalıtımsız binaların çokluğu ve binalarda ısıtma ve soğutmanın verimsiz ve sağlıksız bir şekilde yapılmasından dolayı bu ürün binalardaki yakıt tüketiminin azalmasını sağlayacak ve binalarda konforlu iklimlendirme gerçekleştirecektir. Tezin çıktısı olacak klima panel sistemi Türkiye’de geliştirilen ve üretilen ilk ürün olacağından, önümüzdeki yıllarda düşük sıcaklıkta ısıtma, yüksek sıcaklıklarda soğutma yapacak sistemlerinin geliştirilmesine ve kullanımının yaygınlaştırılmasına büyük katkı sağlayacaktır.

1.1 Tezin Amacı

Türkiye’de enerjinin %30’u binalarda tüketilmektedir [2]. Büyük miktardaki bu enerji ise bilinçsizce tüketilmektedir. Bu kadar büyük miktarda enerji harcamamıza rağmen mahal içerisindeki ısı konfor şartlarımız Avrupa standartlarının gerisinde kalmaktadır. Bu çalışmanın temel amaçları ise hem ısıtma hem soğutma uygulamalarında ısı konfor şartlarını sağlamak, binalarda enerji tasarrufu sağlamak ve pik güç taleplerini azaltmaktır.

Tasarlanması amaçlanan paneller, homojen yüzey sıcaklığı elde edilecek şekilde tasarlanacak, dolayısıyla düşük yüzey sıcaklıklarında bile mahalın ısı ihtiyacını karşılayacak bir yapıya sahip olacaktır. Bu sayede mahal içinde hava hareketi azaltılmış olacak ve ısı transferinin büyük bir kısmı (%60-70) ışınlama ile gerçekleşecektir. Böylelikle insanlar için en uygun konfor şartları elde edilmiş olacaktır.

Türkiye’de ısıtma sistemi olarak insanlar yerden, duvardan, tavandan ısıtma-soğutma sistemlerini tercih etmiyorlar. Bunun nedenleri, bu sistemlerin uygulanmasının zor olması, ilk yatırım maliyetinin yüksek olması ve ısı verimliliklerinin düşük

olmasıdır. Bu yüzden kurulumu kolay ve ilk yatırım maliyeti düşük klima ve radyatörlü sistemleri tercih etmektedirler. Tezdeki amaç Türkiye’de insanların kolayca tercih edebileceği ilk yatırım maliyeti düşük, uygulanması kolay radyant klima panellerinin geliştirilmesidir.

Türkiye’de bazı insanlar havayla hareket eden toz ve bakterilerden rahatsız olmaktadırlar. Bu insanların rahatsızlıklarını tetikleyen mahaldeki havanın hareket halinde olmasıdır. Tezdeki diğer amaç mahaldeki havayı olabildiğince hareketsiz kalmasını sağlayacak şekilde iklimlendirme yapacak klima panellerinin tasarlanmasıdır.

Türkiye’de yenilenebilir enerji ve yoğuşmalı sistemlerin kullanımı yaygın değildir. Çünkü yenilenebilir enerji ve yoğuşmalı sistemlerin ilk yatırım maliyeti yüksektir ve verimli kullanılmadığı takdirde geri ödeme süresi uzamaktadır. Tezde geliştirilecek panel ısıtma ve soğutma durumunda düşük sıcaklık farklarıyla çalışabileceğinden yenilenebilir enerji sistemlerinin ve yoğuşmalı sistemlerin verimliliğini arttıracaktır. Örneğin ısı pompasının kullanılmasının bu ürünün geliştirilmesiyle arttırılması amaçlanmaktadır. Düşük sıcaklık farkıyla çalışacak ısı pompalarının kapasiteleri dolayısıyla boyutları küçülecektir ve elektrik tüketimleri azalacaktır. Diğer yandan yoğuşmalı kombi, kazan satışı her geçen yıl artmaktadır. Bu sistemlerin verimli çalışabilmesi için dönüş suyu sıcaklıklarının düşük olması gerekmektedir. Tezdeki amaç bu tarz sistemlerin verimliliğini arttıran klima panellerini geliştirmek, insanları bu tip sistemleri kullanmalarını teşvik etmektir.

Tezdeki bir diğer amaç ise ısıtma-soğutma sistemlerinin ömrünü arttırmaktır. Düşük sıcaklıklarda çalışabilecek sistemlerin geliştirilmesiyle bu sistemlere şartlanmış suyu sağlayan kazan veya chiller gibi sistemlerin kullanım ömrünü arttırmaktır.

Tezdeki diğer amaç, mahali iklimlendirmenin dışında döşenecek paneller ile ısı ve ses yalıtımını sağlanması ve kompakt yapısıyla kolayca kurulabilmesi, bu sayede enerji tasarrufunun dışında, zaman ve işgücünden de tasarruf elde edilmesi.

Bu tarz bir ürün Türkiye’de üretilmemektedir. Az da olsa benzer ürünler yurtdışından ülkeye gelmektedir. Tezde amaç ülke içinde böyle bir ürünü üretilen benzerlerinin ithal edilmesini durdurmak, üzerine yapılacak yoğun ar-ge çalışmaları sonunda ise benzerlerinden üstün klima panellerinin tasarlanmasıyla yurtdışında da Pazar payına sahip olup ülkeye döviz girdisi sağlamaktır.

1.2 Tezin Somut Hedefleri ve Başarı Ölçütleri

Tezin somut hedefleri ve başarı ölçütleri aşağıda sıralanmıştır.

1.2.1 Işınım esasına dayalı ısıtma-soğutma, homojen yüzey sıcaklığı, enerji tasarrufu

Tasarlanacak panel, ısıtma durumunda düşük yüzey sıcaklıklarda (30°C - 35°C) soğutma durumunda ise çığ noktası sıcaklığının üzerinde bir yüzey sıcaklıklarında çalışarak mahali iklimlendirebilecek şekilde geliştirilmesi hedeflenmektedir. Bu sayede doğal taşınım ile gerçekleşen ısı aktarımı en aza indirilerek, ısı transferinin büyük bir kısmı radyasyonla gerçekleşecek. Tez sonunda geliştirilecek panel hem ısıtma hem soğutma durumunda da ısı transferini %60 - %70 aralıklarında ışınlam ile sağlaması hedeflenmektedir.

İşinim ile ısı transferi sayesinde sistemde radyant ısı kazancı sağlanacak, ısıtma durumunda aynı konfor şartı radyatörlü sistemlerde 21°C ' de sağlanırken, geniş yüzeylere döşenmiş paneller ile 19°C ' de sağlanacak. Konforun 1°C daha düşük sıcaklıkta elde edilmesi %6 enerji tasarrufu oluşturmaktadır. Bunun sonucunda radyatörlü sistemlere göre ortalama %12 enerji tasarrufu elde edilmesi hedeflenmektedir [1].

Sağlanacak enerji tasarrufu ve pik güç talebi azalması, ASHRAE ve Lawrence Berkeley National Laboratory (LBNL) tarafından da ayrıntılı olarak çalışılmıştır. Sonuçlara göre radyant soğutma sistemleri, zorlanmış hava soğutmalı (klima) sistemlere göre daha az enerji tüketir ve pik güç talebini azaltır. ASHRAE Standart 62R'ye göre tasarlanmış bir binanın simülasyonu sonucunda; Radyant soğutma sistemi klasik klimalı sistemlere göre ortalama %30 mertebelerinde enerji tasarrufu sağlamış, ve %27 mertebelerinde pik güç talebini azaltmasını sağlamıştır. Eski binalarda ve soğutma yükünü fazla olduğu mekanlarda bu tasarruf miktarının artması beklenmektedir [1].

Radyant soğutma sistemlerinde enerji tasarrufu soğuk ve nemli iklimlerde düşük, kuru ve sıcak iklimlerde yüksek olması beklenir. Türkiye'deki iklim şartları göz önüne alındığında enerji tasarrufu %17 - %42 arasında, pik güç talebi tasarrufu ise %22 - %37 olması hedeflenmektedir.

ASHRAE ve Lawrence Berkeley National Laboratory (LBNL)'ın yaptığı

Çalışmaların Türkiye'nin farklı iklim koşulları için uyarlanmasıyla aşağıdaki tasarruflar n görülmektedir.

Enerji tasarrufu 4 kWh/m² (Sinop) ile 21 kWh/m² (şanlıurfa) arasında gerçekleşmesi beklenmektedir. Sıcak ve nemli bölgelerde (İstanbul, İzmir) ortalama 10 kWh/m² olarak gerçekleşmesi n görülmektedir. Birim elektrik fiyatı 0,15 TL/kWh olduğına göre beklenen ortalama tasarruf miktarı, 1,5 TL/m² olarak hedeflenmektedir.

Pik güç talebi azalması da benzer şekillerde 7 W/m² (Sinop) ve 18 W/m² (şanlıurfa) arasında değışmesi amaçlanmaktadır. Ortalama olarak 10 W/ m² pik g azalması sıcak ve nemli bölgelerde (İzmir, İstanbul) gerçekleşmesi hedeflenmektedir.

Bölüm 5'de Lawrance Berkeley National Laboratory (LBNL) yaptığı çalışmaların sonuçlarının olduğı radyant soğıutma klima panel sistemleri ile taşıyım esasına göre çalışan klima sistemlerinin enerji tasarrufu ve pik güç talebi karşılaştırılması ve yapılan tasarruflar ayrıntılı olarak incelenmiştir.

25 cm aralıklarla boruların dşendiğı klasik yerden ısıtma ve proje sonunda üretilecek klima panel'inin dşendiğı zemin üzerindeki sıcaklık dağılımları gösterilmiştir. Klasik yerden duvardan ısıtma sistemlerinde 25 cm aralıklarla döşenen borular arasından 8°C gibi bir fark varken proje sonunda üretilecek klima paneli yüzeyinde maksimum 2°C gibi bir sıcaklık farkı hedeflenmektedir.

1.2.2 Kompakt yapı, kolay kurulum

Tez kapsamında geliştirilecek panel; yalıtımıyla, ısıyı taşıyan borularıyla, ısı transferi plakasıyla ve bitmiş yüzeyiyle kompakt bir yapı oluşturmaktadır. Klasik yerden, duvardan, tavandan ısıtma-soğıutma uygulamalarında görülen kurulum zorluğı bu tezde geliştirilecek panellerle ortadan kaldırılacaktır. Bu sayede zamandan ve iş gücünden önemli miktarda tasarruf elde edilecektir.

Panel içerisindeki komponentlerin düzenlenme şekli ve standart panel boyutları yapılacak analizler ve testler sonucunda belirlenecektir. şu an için öngörülen panel yapısı EK-A şekil A.1'de gösterilmiştir.

Klima paneli konstrüksiyonu EN 1264 standardına uyması hedeflenmektedir. Panellerin boyutlandırılması çalışmalarında ise TS EN 14037 standartlarından yararlanılacaktır.

1.2.3 Yüksek verim

Tezde geliştirilecek klima paneli, piyasadaki radyatörler veya klasik yerden duvardan ısıtma sistemlerine göre birim alandan daha fazla ısı akısı sağlayacaktır.

1.2.4 Hızlı rejime girme

Tezde geliştirilecek klima paneli, geniş ısı transferi yüzeye sahip olduğundan ısıtma ve soğutma ihtiyaçlarına çok hızlı biçimde rejime girerek cevap verir. Klasik radyatörlü sistemlerde rejime girme süresi 40-60 dk'yı bulurken klima panelinde bu süre 15-20 dk'ya düşmesi hedeflenmektedir.

1.2.5 Mahal içinde durağan hava ve termal konfor

Radyant ısıtma-soğutma panelleri için uluslar arası termal konfor limitleri; (ISO7730, 1994, CR1752, 1998)'e göre mahal içinde 1,2m yükseklikte mahal içinde durağan olan kişiler için kışın konfor sıcaklığı 20-24°C, yazın ise 23-26°C arasındadır. CR 1752 için bu değerler kışın konfor sıcaklığı 23.5-25.5°C, yazın ise 22-27°C arasındadır. DIN 1946 (DIN 1946, 1994) standardında dış hava sıcaklığı 32°C olduğunda mahal içi sıcaklık 27°C'yi geçemez.

Yüksek sıcaklık aralıklarında çalışan radyatörlü sistemlerde, mahal havası ile yüzey arasındaki büyük sıcaklık farklarından dolayı mahal içinde hava sirkülasyonu meydana gelmektedir. Bu durum mahal içinde toz gibi insanların solunum yollarında çeşitli rahatsızlıklara neden olan küçük parçacıkların hareketine sebebiyet verir. Tez ile geliştirilecek klima panelidüşük sıcaklıklarda ve temel olarak ışıınım esasına göre çalışacağından, kullanıldığı mahallerde hava diğer sistemlere göre daha durağan (ISO EN 7730:1994'te göre hava hızı 0.15 m/s' den az olması hedeflenmektedir [3]) kalacaktır.

Mahaldeki hava kalitesi için bir referans olan ASHRAE 62.1-2007 [4], mahaldeki insanlar için konfor şartları içinse ASHRAE Standard 55 [5] standartlarını önerdiği konfor şartlarının bu projede sağlanması hedeflenmektedir.

Ek-A Şekil A.2'de ASHRAE-55 2002'ye göre konfor için nem limitleri yer almaktadır.

1.2.6 Mahal içerisinde homojen sıcaklık dağılımı

Klasik taşınım esasına dayanan ısıtma sistemlerinde mahal içinde düşey yönde büyük

sıcaklık gradyenleri oluşturmaktadır. ISO 7730:1994 standardı düşey yöndeki sıcaklık farklılıkları için limit koymuştur. Bu limit mahalde bulunan kişilerin diz kapağı ile baş bölgesi arasındaki yaklaşık 1 metrelik mesafede sıcaklık farkı 3°C'den fazla olması kişi konforu açısından uygun değildir. Tezin çıktısı olacak klima panelleri yukarıda bahsedilen özellikleri sayesinde mahal içinde her yönde homojen sıcaklık dağılımları sağlayacaktır. Standardın belirttiği şartlarda sıcaklık farkının 1°C'yi geçmemesi hedeflenmektedir.

2. LİTERATÜR TARAMASI

Bu adımda yapılan çalışmalar aşağıda sıralanmıştır.

2.1 Patent Özetleri

Patent İsmi: ‘For radiant floor, wall and ceiling hydronic heating and cooling systems using metal plates that are heated or cooled by attached tubing that is fed with hot or cold water, techniques of improving performance and avoiding condensation when cooling’

Patent Seri Numarası: U.S. Patent 5931381

Radyant duvardan, yerden, tavandan ısıtma ve soğutma sistemi, ısı transferi yüzeyi soğuk veya sıcak suyun borulardan geçmesiyle ısıtılır veya soğutulur. Sistemde kullanılan termal bariyerler, paneller bitmiş zemin veya duvar arasına konulur. Bu bariyerler sayesinde boruların temas ettiği yüzeylerde sıcak veya soğuk bölgeler oluşmaz ve ısı performans artar.

Bu buluşun amacı, borulama sistemi ile ısı transferi plakası arasında ısı verimini arttırmak ve duvardan, yerden, tavanda çok sıcak ve çok soğuk bölgelerin oluşmasını engellemektir.

Temel düzenleme olarak, radyasyon plakasına soğuk veya sıcak su taşıyan borular döşenir. Daha sonra borular ile plaka arası ısı iletkenliği yüksek malzeme ile doldurulur.

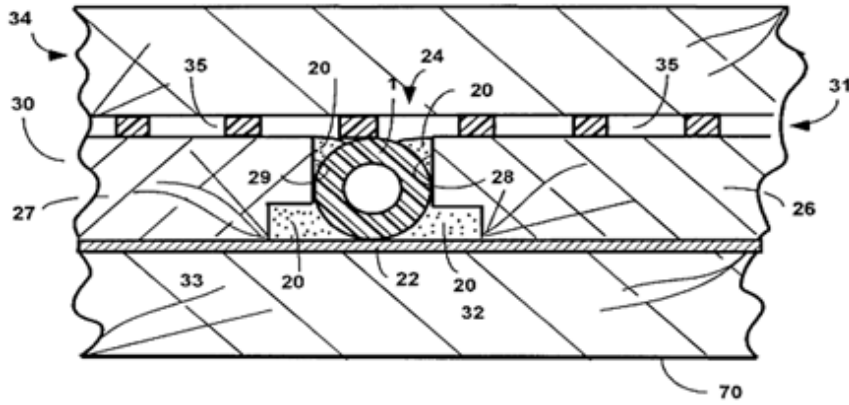
Tasarlanan Bazı Modellerin Kısaca Tanıtımı;

Şekil 2.1’de görüldüğü gibi bitmiş duvarla panel arasına kafes sistemi (31) yerleştirilir. Bu termal bariyer ile panel arasındaki sıkışmış hava (35) bitmiş yüzeyle direkt teması engeller.

Yüzeyle borular arasında direkt temasın engellenmesiyle, duvar veya zemin yüzeyleri sıcaklık değişimlerinden en az derece etkilenir. Örneğin yerden ısıtmada boruların temas ettiği yüzeylerdeki sıcaklık, diğer bölgelere göre daha yüksek olur.

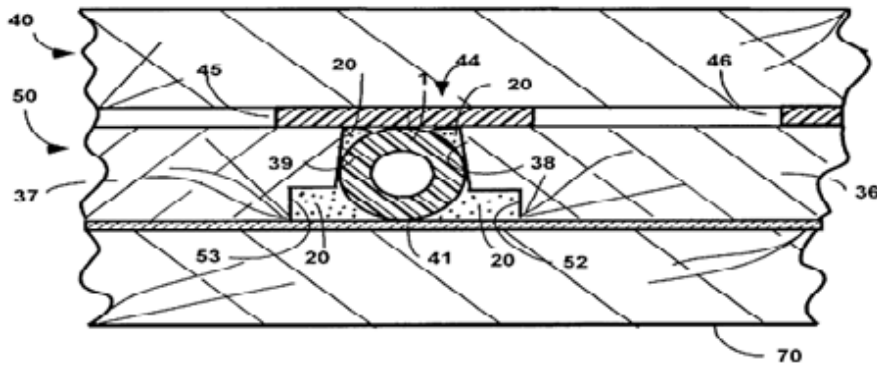
Bunu engellemek için panel ile yüzey arasındaki direkt teması engelleyen kafes sistemi (31) kurulur. Kafes sistemin oluşturulduğu hapsedilmiş hava (35) bu direkt temasın azaltılmasını sağlar.

Aynı şekilde yerden soğutma sistemlerinde de boruların temas ettiği yüzeyler diğer bölgelere göre daha soğuk olacaktır. Bunun sonucu olarak yüzeylerde rahatsız edici derecede soğuk bölgeler oluşacaktır. Hatta yüzey sıcaklığının aşırı düşmesi sonucu yoğuşma da meydana gelebilmektedir. Direkt teması engelleyen bu sistem yine bu olumsuz etkiyi ortadan kaldırmaktadır.

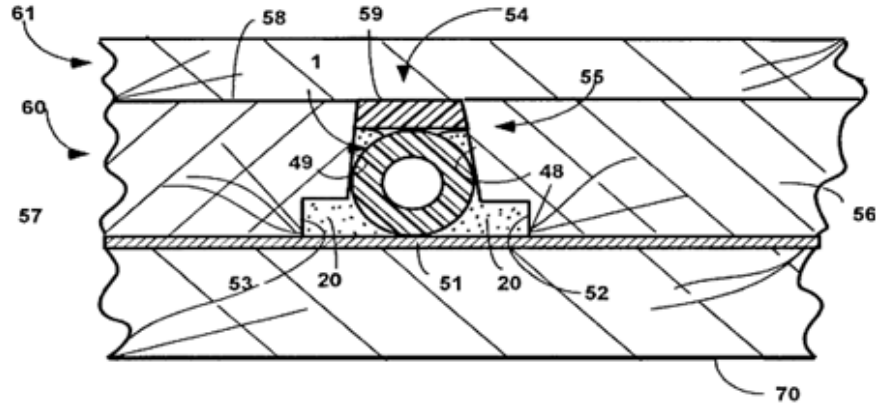


Şekil 2.1: Birinci tip panel kesit görünümü

Şekil 2.2 ve Şekil 2.3’de benzer düzenlemeye sahiptir. Modüler panel (50), borulama için yuva oluşturan tutucu destekler (36) ısıtılacak yüzeye ters bir şekilde konumlandırılmış radyasyon plakasından (41) ve oluşturulan bu boşluğa yerleştirilen borulama sisteminden oluşur. Dolgu malzemesi (20) borulama kanalı ve radyasyon plakası arasındaki boşluğu doldurmak için kullanılır. Bitmiş zemin yüzeyi (40) ile radyasyon plakası borular arasındaki direkt temas termal izolasyon şeridi (45) ile engellenir.



Şekil 2.2 : Birinci tip panel kesit görünümü-2



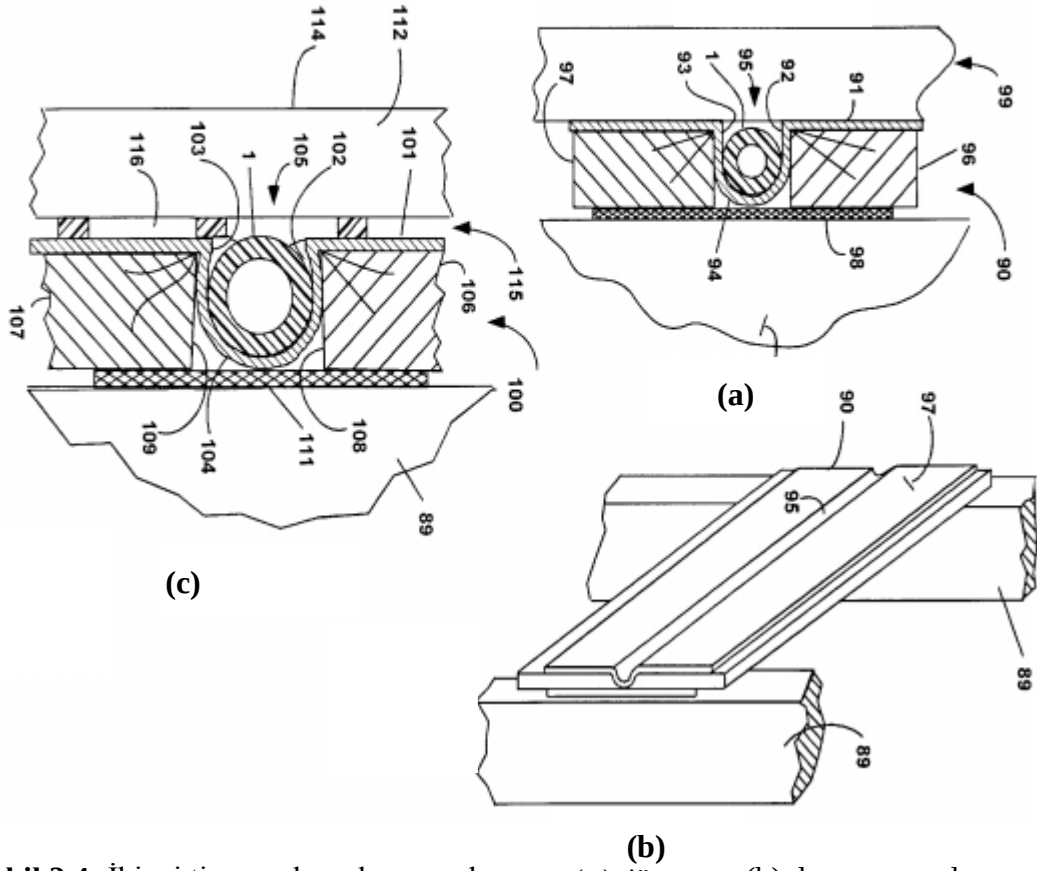
Şekil 2.3 :Birinci tip panel kesit görünümü-3

İkinci tip modüler panellerin yatay bir şekilde yerleştirilmesi Şekil 2.4 (a) ve 2.4 (b) 'de gösterilmiştir. Paneller bu şekilde düzenlendikten sonra bitmiş duvarla (99) üzeri kapatılır.

Panel (90), radyasyon plakası, tutucu destekler (96), (97) ve borulardan oluşur. Tutucu destekler borunun çapı kadar kalınlığa sahip olmalıdır suntadan veya rijit başka bir malzemedan yapılabilir. Bu destekler borulama için uzunlamasına bir kanal (95) oluşturur. Bu sayede borular düzgün ve kompakt bir şekilde panellerle temas yapılacak şekilde konumlandırılabilir.

Plaka ise alüminyum, bakır veya çelik gibi ısı iletkenliği yüksek bir malzemedan yapılmalıdır. Örneğin; 3003 alüminyum alaşımından yapılabilir.

Borulama için kanal oluşturmak için işlenen plakaya borulama yapıldığında şeklinde bir bozulma görülebilmektedir. Bunu önlemek için destekleyici altlık (98) altlıkla panelin rijitliği sağlanır.



Şekil 2.4: İkinci tip panel yerden uygulanması (a) düz yapı, (b) duvar montelenmesi (c) ızgaralı yapı

Şekil 2.4 (c)'da ise ikinci tip modüler panellerin diğer bir düzenlenmesi gösterilmektedir. Şekilden de görüldüğü gibi panel (100), radyasyon plakasından (101), yuvaya uzunlamasına yerleştirilen boruların (1) dış çapı kadar kalınlığa sahip tutucu destekler (106), (107) den oluşur. Boru yuvası (105), tutucu desteklere (106), (107) tam olarak oturmuş durumdadır. Bu sayede boruların bu kanala rahatça oturması sağlanır. Bir parça destekleyici altlık (111) da tutucu desteklerin altına döşenir. Bu düzenlemelerin sonucunda tamamlanmış modüler panel rijit ve kompakt bir hal alır.

Bu düzenlemede ayrıca panelle bitmiş duvar arasına direkt teması engelleyen termal bariyer yapısı (115) döşenir. termal bariyer sayesinde panelle bitmiş duvar (112) arasında bir miktar hava (116) hapsedilmiş olur bu da yukarda diğer düzenlemelerde bahsedildiği gibi duvar yüzeyi üzerinde oluşacak dengesiz sıcaklık dağılımını engeller.

Isıl iletkenliği yüksek dolgu malzemesinin kullanılmasının amacı, boruyu plakaya bağlı tutmak ve borunun genleşmesini sağlayacak ortam oluşturmaktır. Dolgu malzemesinin kullanılmasının diğer bir amacı ise, borunun büzüşmesi veya genleşmesi sırasında oluşacak sesleri sönümlemektir. Diğer bir avantaj ise, kullanılan dolgu malzemesi borular ile ısı transferi panelleri arasındaki ısı transferini artırıcı etki yapar.

Dolgu malzemesi için uygun madde, silikon kauçuk malzemesidir. Silikon kauçuk sıvı haldeyken kullanılır. Nozüller ile bu sıvı silikon boruların çevresine dağıtılır. Bu tarz dolgular, silikon dioksit, methanol ammonia karışımlarından üretilir. Bu tarz dolgu malzemesi karışımları ticari olarak General Electric firmasının ürünü olan ‘Silicone 2’ kodu altında yıllardır bu amaç için kullanılmaktadır.

Patent İsmi: Hydronic radiant heat distribution panel and system

Patent Seri Numarası: U.S. Patent 4454428

Bu çalışmada, panel yüzeyinde homojen sıcaklık dağılımı sağlayan ve plastik borulama için yuva oluşturan alimünyum plakalar kullanılır. Borulama yuvaları ‘C’ yada ‘U’ şeklinde düzenlenebilir. Bu yuvaların çapı genellikle boruların nominal çapı kadardır. Bu yuvalar borulara panel üzerinde klavuz görevi yapmaktadırlar. Borular panele döneceği zaman bu yuvalara dönebilir ve kompakt bir yapı elde edilir.

Panel duvar kalınlığı borulama yuvasının zarar görmemesi için yeterince kalın olmalıdır. Çünkü boru malzemesi olarak genellikle plastik malzeme tercih edilmektedir. Kullanılan boru malzemeleri elastik yapıda olduklarından, içinden sıcak su geçtiğinde kısmen genişleyecektir. Bu yüzden panelle boru arasında iyi bir temas sağlamak ve panelin şeklinin bozulmamasını sağlamak amacıyla kanal duvar kalınlığı buna göre belirlenir.

Bu çalışmada 2 tip borulama düzenlenmesi vardır;

Birincisinde borulama yuvası yarım dairesel ‘C’ şeklindedir ve kolları ısı transferi yüzeyinin tersi yönüne bakmaktadır.

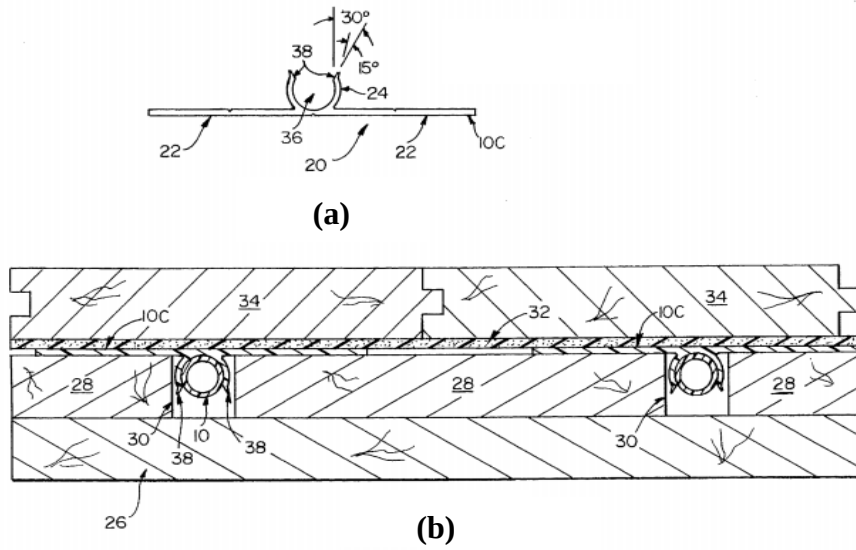
İkinci düzenlemede is yarım dairesel borulama yuvası ‘U’ şeklinde ve ısı transferi yüzeyiyle aynı yöndedir.

Tasarlanan Bazı Modellerin Kısaca Tanıtımı;

Isı transferi plakası borulama yuvaları (24) şekil 2.5 (a) ve şekil 2.5 (b)’deki

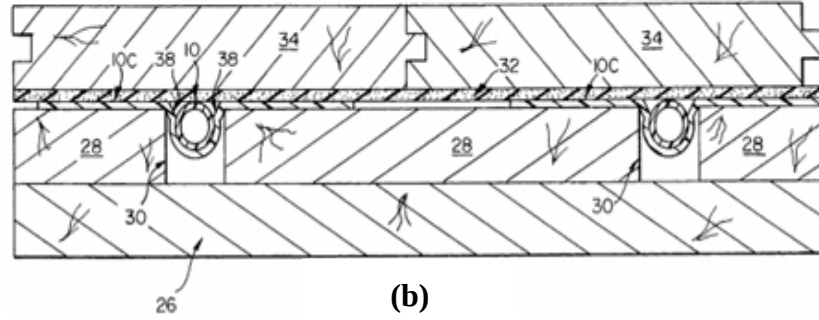
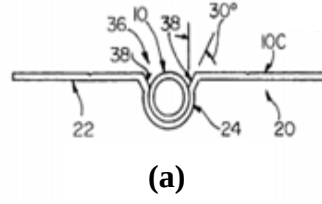
düzenlemede görüldüğü gibi ‘C’ şeklinde olabilir. Ya da şekil 2.6 (b) ve 2.6 (a)’daki düzenlemede görüldüğü gibi ‘U’ şeklinde olabilir. Her iki düzenlemede de alt döşeme sistemi $\frac{3}{4}$ ” lik kontrplak (26) önerilir. Bu kontrplağın üzerine destekleyici parça (28) eklenir ve daha sonra şekil 2.5 (b) ve 2.6 (b)’da gösterildiği gibi üzerine ısı transferi plakası (20) döşenir.

Bazı uygulamalarda, ısı transferi yüzeyinin üzerine köpük blok (32) eklenir. Daha sonra bitmiş zemin bunun üzerine (34) döşenir.



Şekil 2.5 : Borulama yuvası ‘C’ şeklinde olan düzenleme (a)plaka, (b) Panel

Genel olarak baktığımızda, yerden, tavandan, duvardan döşemelerde ısı transferi plakasının düzenlenmesi şekil 2.6 (a) ve şekil 2.6 (b)’te gösterildiği gibi borulama yuvasının (24) ‘U’ şeklinde olması tercih edilir. Çünkü tarz bu düzenlemede borulama kanalı (36) ısıtılacak mahale doğru bakmaktadır. Şekil 2.5 (b)’deki uygulamada (‘C’ şeklindeki düzenleme) borulama kanalı ısıtılacak mahalin tersi yönüne bakmaktaydı.



Şekil 2.6 : Borulama yuvası ‘U’ şeklinde olan düzenleme (a)plaka, (b) Panel

Tipik uygulamalarda, ısı transferi panelinin boyu 180-720 cm, genişliği ise 10-15 cm arasında olmaktadır. Birçok uygulamada ısı transferi plakasının genişliği 10 cm kalınlığı ise 1-2 mm arasındadır. Borulama duvar kalınlığı ise aşağı yukarı 1,5 mm kalınlığındadır.

Borulama kanal duvar kalınlığı sayesinde boruların içerisinden geçen sıcak suyla beraber borular yuvaya rijit bir şekilde oturur. Polietilen veya polibütilen kullanılarak yapılan borulamada, plaka ve borular aynı oranda genişler veya daralır. Fakat yüksek derecedeki sıcaklık değişimlerine göre borular plaka tarafından aşındırılabilir.

Daha önceki uygulamalarda, metal ısı transferi plakası ve borular arasında sızdırmaz silikon malzeme kullanılıyordu. Bu çalışmada bunun kullanılmasına gerek duyulmamıştır. Çünkü bu uygulama ısı transferi plakası ile borular arasındaki ısı transferi karakteristiğini bozabilmektedir. Bu çalışmadaki tipik uygulamalarda borulama yuvasının iç yüzeyi ile borunun dış yüzeyi arasında 0.25 mm veya daha az bir boşluk bırakılır. Bu küçük boşluk borunun genişmesiyle kaybolur ve boru ile plaka duvarı arasındaki boşluğun ısı transferine olumsuz etkisi ortadan kalkar.

Fakat istenirse boru yerleştirilmeden önce boru yuvasına dolgu maddesi konulabilir. Bu durumda aradaki boşluk dolacağından, ısı transferine olan olumsuz etki de ortadan kaldırılmış olur.

Patent İsmi: In a dry installation of a radiant floor or wall hydronic heating system,

metal radiating sheets that attach to the rough floor or wall adapted with a metal slot for holding hot water tubing

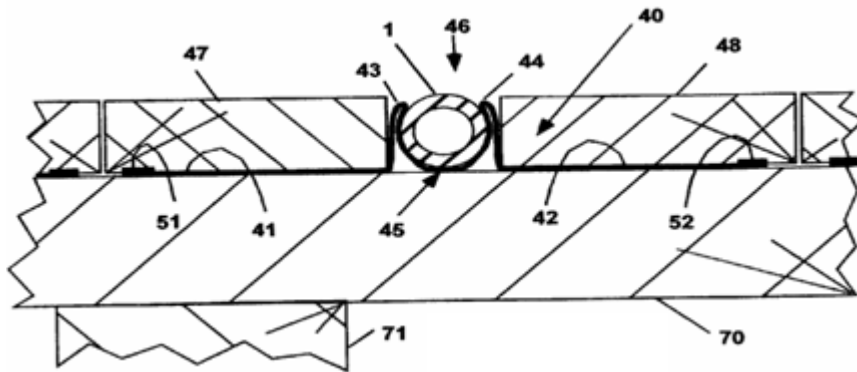
Patent seri numarası: U.S. Patent 2004/0040693

Bu radyant ısıtma sistemde, kullanılan boruların uzunluğu kadar uzunlukta ısıtıcı radyant plaka bulunur. Bu radyant plaka, düz metal plakanın, bükülüp uzunluğunca kıvrılması ile borulama için bir boşluk oluşturulur. Bu metal boşluk borulama için uzunlamasına yuva oluşturur. Plakanın geri kalan kısmı ise mahale radyasyon ile ısı yayılmasını sağlar.

Şekil 2.7 yerden ısıtma uygulama resmidir. Şekilde düz bir metal plaka 2 adet radyasyon yüzeyi ve borular için bir kanal oluşturacak şekilde işlenmiştir. Daha sonra yerleştirilecek borular için bu metal yuvanın iç yüzeyi termal bir tema yüzeyi olacaktır. Boruların yerleşeceği kanal ile radyasyon yüzeyi arasına uygun bir destek malzeme konulur. Bu destek panele rijitlik sağlar ve yerleşeceği zemin için bir yüzey oluşturur.

Şekil 2.7, zemin (70) altı döşeme sisteminin şematik şeklidir. Metal plaka (40) anlatıldığı şekilde iki adet radyasyon yüzeyi (41) ve (42) ve borulama yuvası (45) oluşturacak şekilde tasarlanmıştır. Destek plakaları (47), (48) borular ile yüzey arasındaki boşluğu doldurmak ve panele kompaktlık kazandırmak amacıyla yerleştirilmiştir.

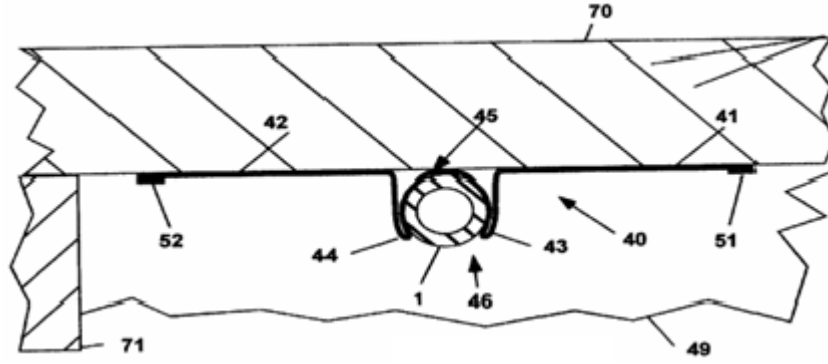
Metal plakanın düzlemsel yüzeyleri, radyasyon yüzeylerini (41), (42) oluşturur. Rijitliği sağlamak amacıyla ekstra destekler (51), (52) kullanılmıştır.



Şekil 2.7 : Yerden ısıtma uygulaması, plaka bitmiş zeminin üstünde

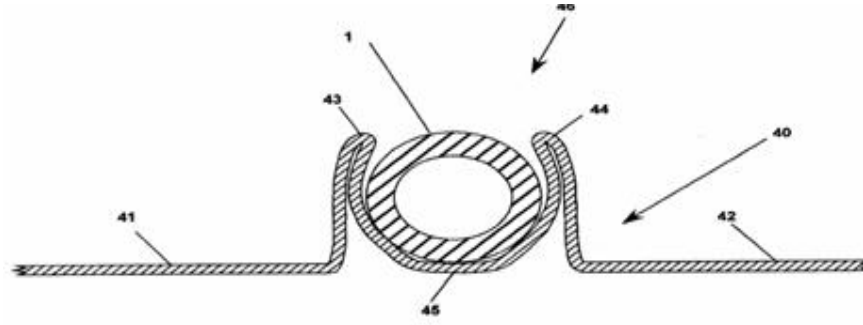
Şekil 2.8’de şekil 2.7’den farklı olarak metal plaka bitmiş zeminin altına monte

edilmiştir.



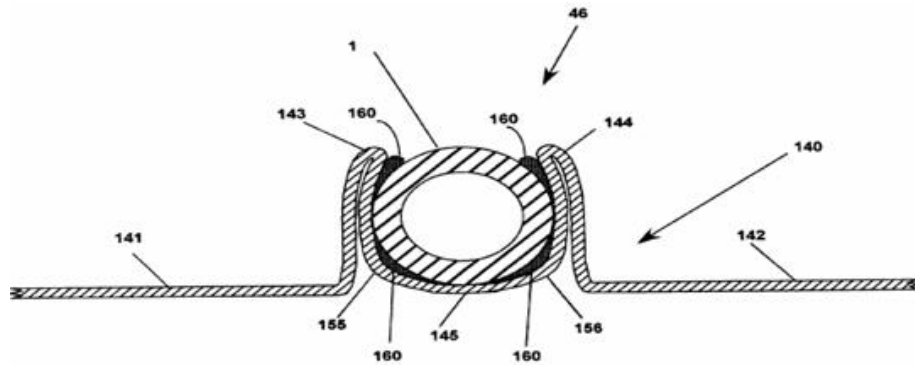
Şekil 2.8 : Yerden ısıtma uygulaması, plaka bitmiş zeminin altında

Şekil 2.9 bu çalışmada tasarlanan metal plakanın genişletilmiş perspektif görünümüdür.



Şekil 2.9 : Metal plaka perspektif görünümü

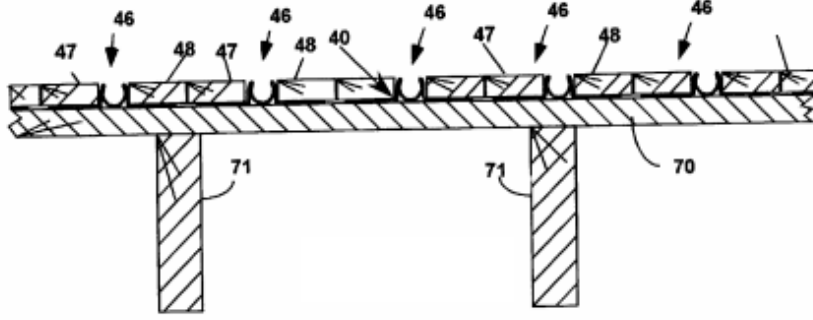
Şekil 2.10, şekil 2.9 ‘un modifiye edilmiş halidir. Bu düzenlemede, panelin termal ve mekanik özelliklerini iyileştirmek amacıyla metal yuvaya silikon veya benzeri elastik dolgu malzeme eklenmiştir.



Şekil 2.10 : Dolgu malzemeli metal plaka

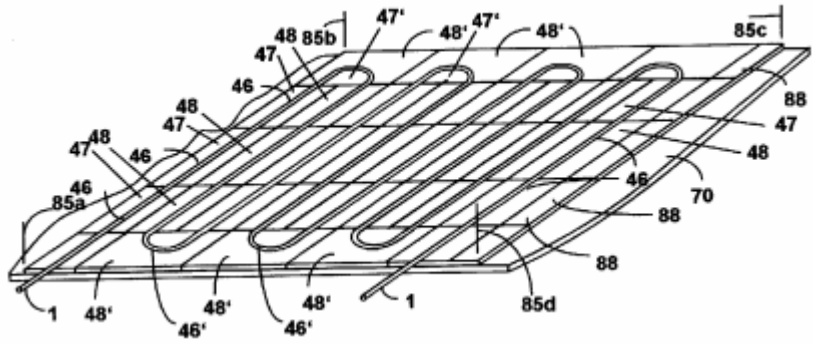
Şekil 2.11, tipik bir zeminden döşeme sistemin şematik gösterimidir. Metal plaka

bitmiş zeminin üst kısmına konumlandırılmıştır.



Şekil 2.11 : Zeminden uygulama şematik görünümü

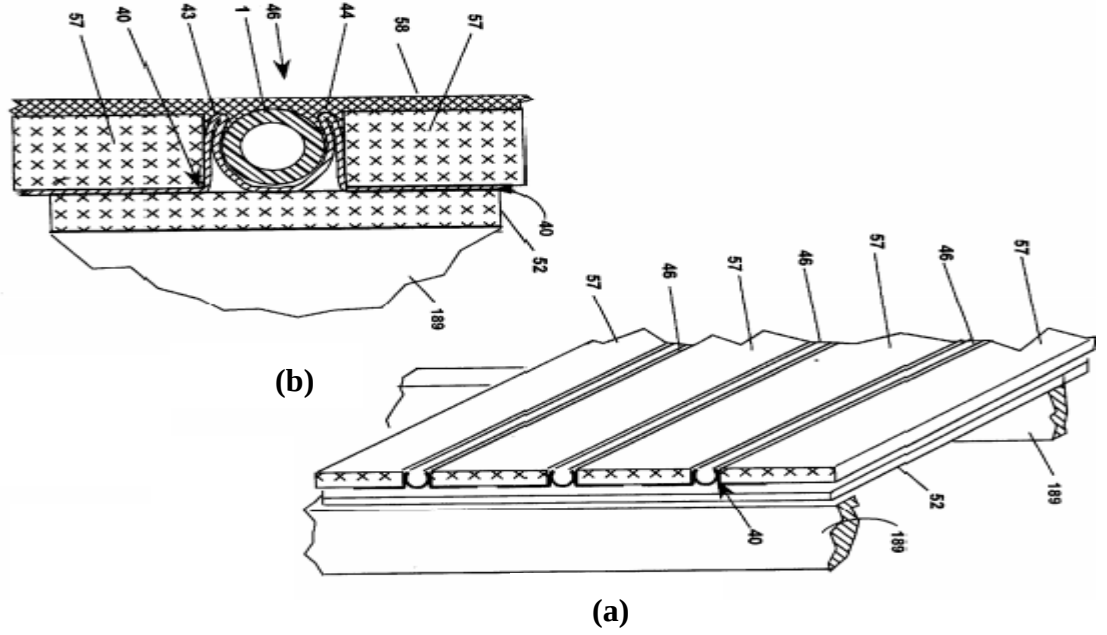
Şekil 2.12, yerden ısıtma için düzenlenen panelin şematik gösterimidir.



Şekil 2.12 : Zeminden uygulama perspektif görünümü

Şekil 2.13 (a), panelin duvardan döşenmesi durumundaki şematik resmidir.

Şekil 2.13 (b), panelin duvara monte edilmiş haldeki perspektif görünüşüdür.



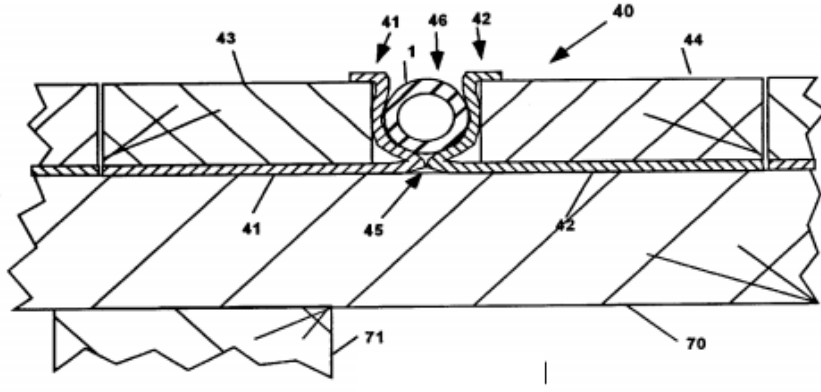
Şekil 2.13 : Panelin duvardan uygulanması; (a) perspektif görünüm, (b) şematik görünüm

Patent İsmi: Dry installation of a radiant floor or wall hydronic heating system, metal radiant plates that are attached to the edges side-by-side boards and provide metal slots for holding hot water tubing.

Patent Seri Numarası: U.S. Patent 6330980

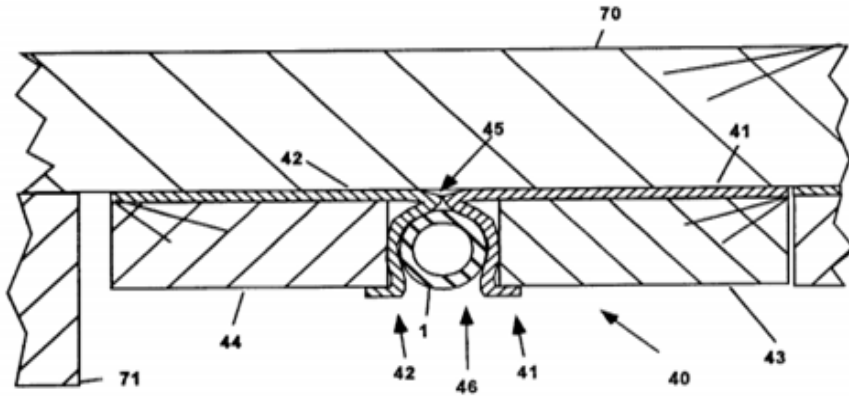
Bu tarz sulu ısıtma sistemlerinde, ısıtma aracı radyasyon plakasına boylamasına döşenen borulardır. Bu borulara, iki farklı metal radyasyon plakasının bir araya gelmesiyle bir kanal oluşturulur. Borular bu kanala yerleştirilir ve radyasyon plakasına teması sağlanır.

Bu çalışmadaki düzenlemede, metal radyasyon plakası iki parçadan oluşur. Kurulumda bu iki parça kenarlarından birbirine bağlanır. Destek plakaları farklı kalınlık ve genişlikte olabilirler fakat aynı boyutlarda olmalıdırlar. Radyasyon plakaları bir araya gelerek radyasyon yüzeyi oluştururlar ve yapılacak borulama için bir yuva oluştururlar.



Şekil 2.14 : Birinci tip düzenleme panel zeminin üzerinde

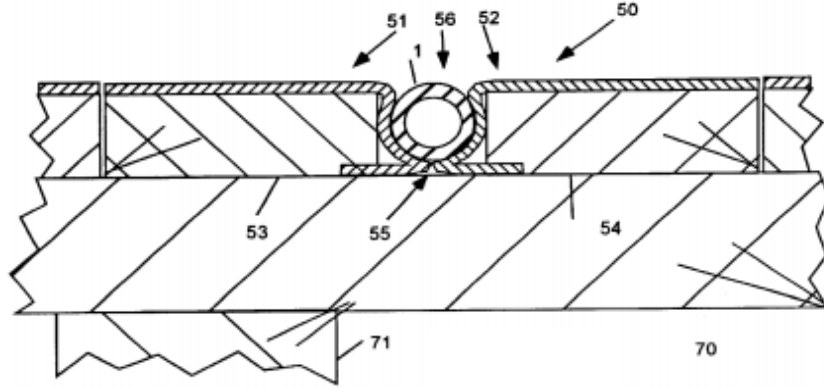
Şekil 2.14 birinci tip düzenlenmenin genişletilmiş görünümüdür. Şekilde iki adet radyasyon plakasının kenarları (41), (42) yanaya gelecek şekilde destekleyici tutucularla (43), (44) beraberleştirilmiştir. İki kenarın birleşmesiyle (45) yapılacak borulama (1) için bir yuva (46) oluşturulmuştur. Boruların takılmasıyla panel (40), zeminin üzerine (70) yerleştirilir. Zemin ise desteklerle (71) desteklenir.



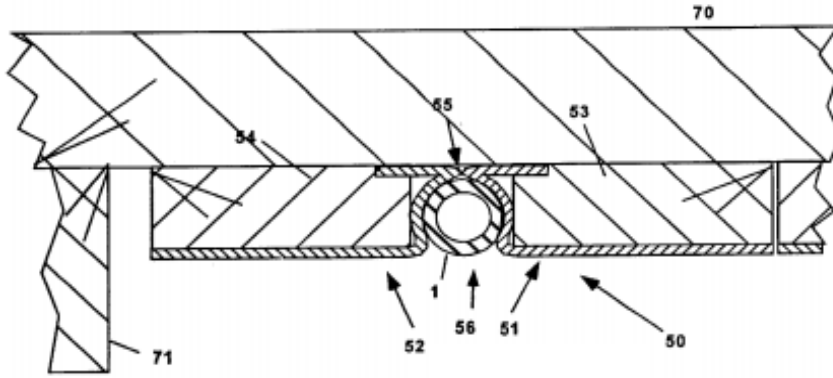
Şekil 2.15 : Birinci tip düzenleme panel zeminin altında

Şekil 2.15’de şekil 2.14’le benzerdir. Farkı panel zeminin altına konumlandırılmıştır ve borular panele alttan takılır.

İkinci Tip Düzenleme Şekil 2.16 ve 2.17’de gösterilmiştir. Düzenleme şekil 2.14 ve 2.15’deki düzenlemeyle hemen hemen aynıdır. Tek fark metal radyasyon plakalarının birleşme noktalarındaki yapılarıdır.

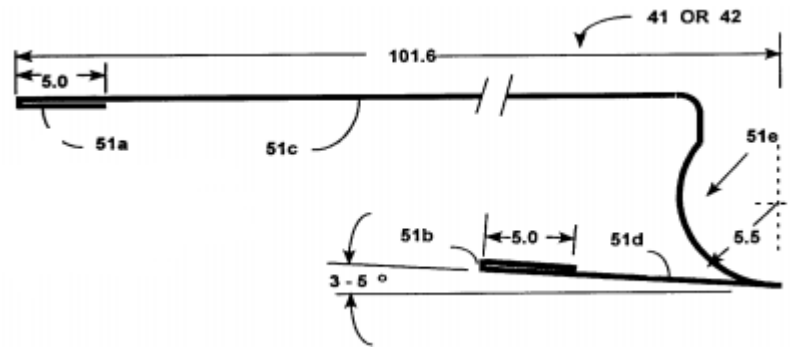


Şekil 2.16 : İkinci tip düzenleme zeminin üstünden uygulama



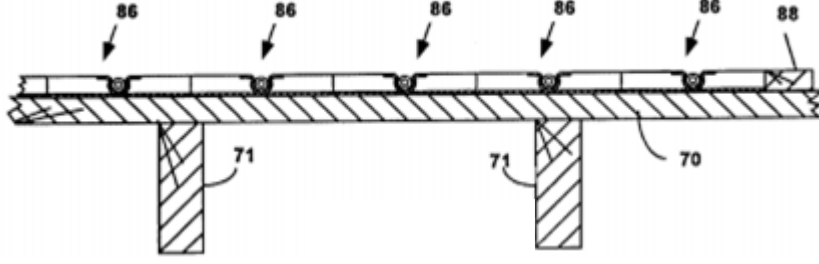
Şekil 2.17 : İkinci tip düzenleme zeminin altından uygulama

Şekil 2.18’de alüminyum radyasyon plakasının özel kalıplarda hangi ölçütlerde şekillendirildiği görülmektedir. Uzun kenarın uç kısmı (51a), (51b) çift kat olacak şekilde bükülmüştür. Bu kısım plakaya ekstra rijitlik sağlar.



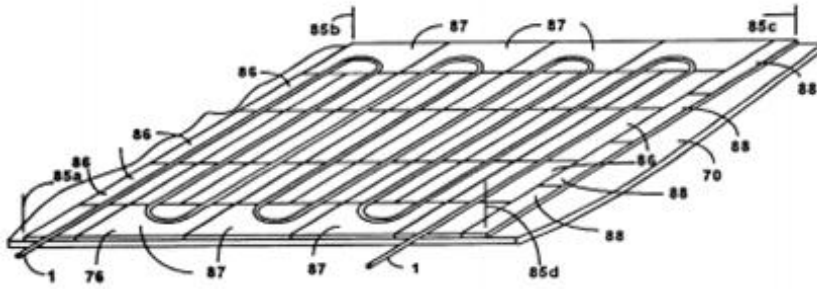
Şekil 2.18 : Radyasyon plakası

Şekil 2.19 yerden ısıtma düzenlenmesinin önden görünüşüdür. Radyasyon plakalarının tutucu desteklerin birleştirilmesiyle panel (86) oluşturulmuştur ve zeminin üstüne (70) konumlandırılmıştır.



Şekil 2.19 : Yerden ısıtma düzenlemesi önden görünüş

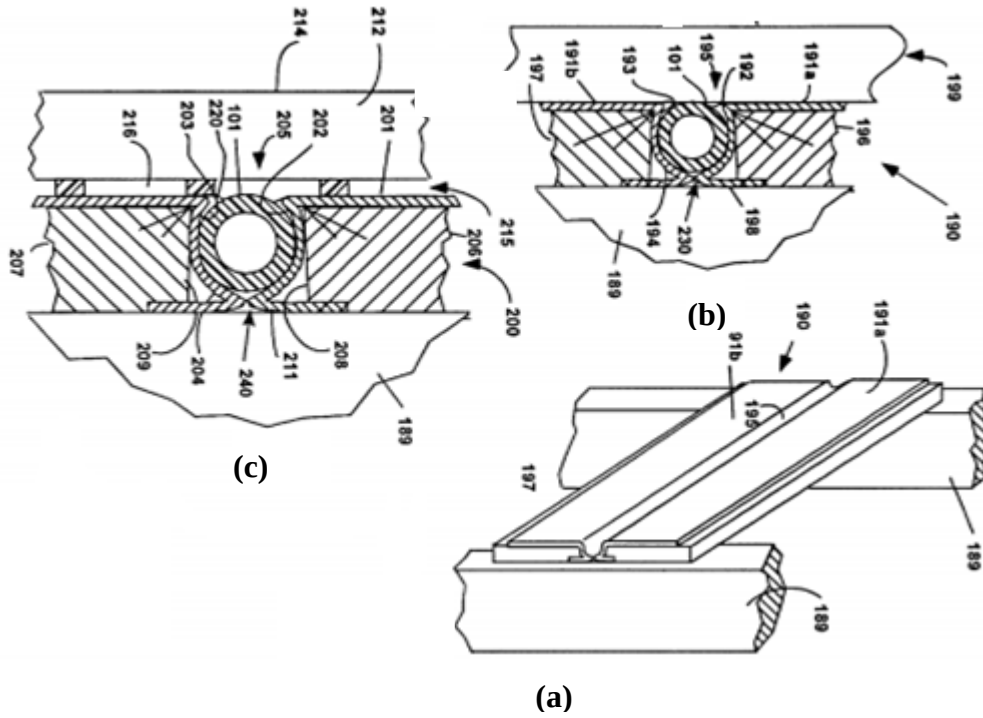
Şekil 2.20, şekil 2.19'daki düzenlemenin perspektif görünüşüdür. Zeminde panelin döşenmediği kısımlar panelle aynı seviye getirilmesi amacıyla kapanmalıdır (88).



Şekil 2.20 : Yerden ısıtma düzenlemesi perspektif görünüş

Duvardan ısıtma düzenlenmesi Şekil 21'de gösterilmiştir. Duvara (189) yatay olarak yerleştiren bir paneli (190) göstermektedir. Panele boruların monte edilmesiyle ve panelin üstü bitmiş duvarla (199) kapatıldığında sistem hazır hale gelmektedir.

Şekil 2.21, şekil 2.19 ve 2.20'deki düzenlemeye benzer farklı bir düzenlemedir. Bu panelde (200) daha önce den bahsedildiği gibi radyasyon plakaları (201a), (201b) borularla aynı kalınlıkta tutucu destekleri (206), (207) ve bunların oluşturduğu kanala yerleştirilen borulardan (101) oluşturulur.



Şekil 2.21 : Duvardan ısıtma uygulaması; (a) plakanın yerleştirilmesi, (b) plaka direkt yüzeyle temas, (c) termal bariyerli

Düzenlemede bitmiş duvar ile radyasyon plakası arasında direkt termal teması engellemek amacıyla termal bariyer yapısı (215) eklenmiştir. Panele borular dolgu malzemesi (203) ile ya da dolgusuz olarak takılabilir. Bitmiş duvar ile panel arasına konan termal bariyer arada sıkışmış bir hava tabakası (206) oluşturarak direkt teması engeller. Bu sayede mahala bakan yüzeylerde (214) daha az sıcaklık dalgalanmaları olur.

Patent İsmi: Radiant floor and wall hydronic heating systems

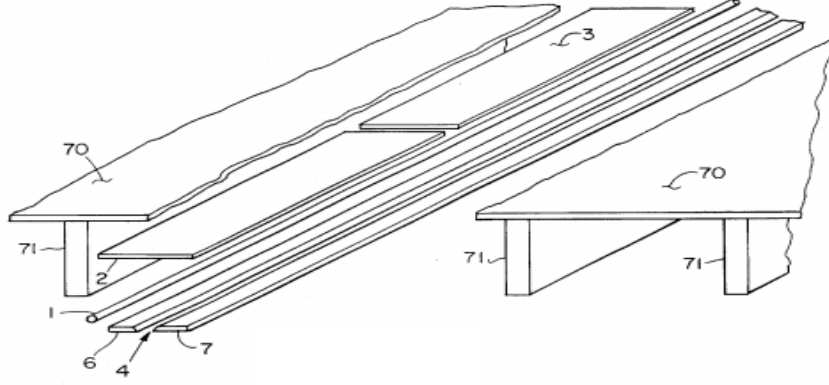
Patent Seri Numarası: U.S. Patent 5579996

Bu sistemin amacı mahalin duvardan veya yerden termal iletken plakanın, boru ve destekleyici tutucular ile monte edilmesi ve bu şekilde radyant ısıtma işleminin gerçekleştirilmesidir.

Borular ıla plaka arasında, boruların plakaya yapışması ve bu şekilde borular ile panel arasındaki oluşabilecek boşluğun kapatılması ile termal temasın gerçekleşmesi sağlanır.Sonra bir ısı kaynağından sağlanan sıcak su borulardan geçerken, radyasyon plakası da aldığı ısıyla mahali ısıtır.

Şekil 2.22, bu çalışmadaki birinci düzenlenme şeklidir. Borular bir veya birden fazla radyasyon plakalarıyla(2), (3) direkt temas halindedir. Plaka ise bitmiş zemin (70)

altında ve direkt temas halindedir. Zemin ise zemin kirişleri (71) ile desteklenmiştir. Plakalar (2), (3) zemine çivi veya benzeri bir şeyle zeminin altına monte edilir. Daha sonra borular plakalara iyi bir termal temas sağlanacak şekilde monte edilirler. Tutucu destekler (6), (7) tahta bir malzemenin zeminin altı kısmına bağlanmasıyla oluşturulabilir.

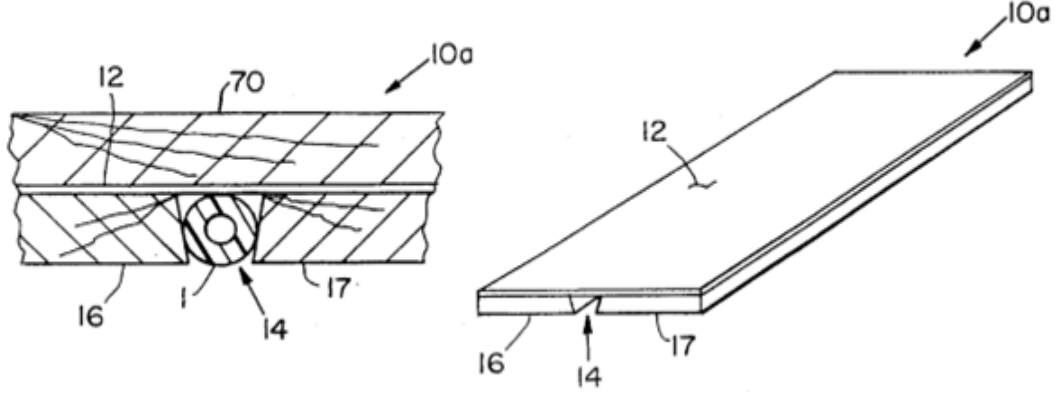


Şekil 2.22 : Birinci tip düzenleme

İkinci düzenleme şekil 2.23 'de gösterildiği gibi modüler panel (30a) kullanılan boruların çapı kadar kalınlıkta olan iki adet destek malzemesinden (31), (32) oluşur. Bu iki destek borulama için bir yuva oluşturan radyasyon plakasını destekler.

Metal plaka ısı iletkenliği yüksek alüminyum, bakır veya çelik malzemeden üretilebilir. Örneğin 3003 alüminyum alaşımı desteklere (31), (32) tutkal veya yapıştırıcı ile bağlanabilir. Alüminyum plakadan oluşturulan borulama yuvası (34) destekleyicilerde meydana gelecek herhangi bir durumda kolayca şeklini değiştirebilecek bir yapıdadır. Bunu önlemek için, 2 destek plakasını bir arada tutacak ve rijitlik sağlayacak bir desteleyici şerit (36) yapıştırılır. Bu şerit cam elyaf katkılı esnek bir malzeme olmalıdır ve destekleyici tutuculara yapıştırıcı veya tutucularla yapıştırılır.

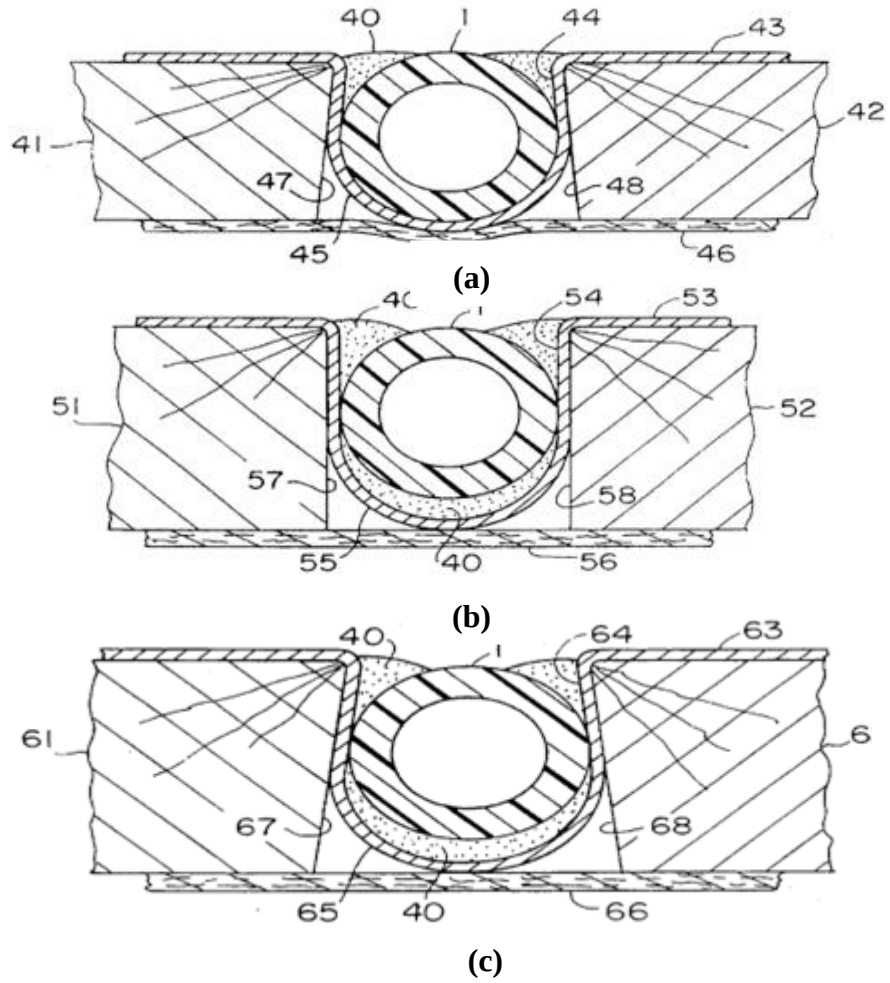
Önerilen modüler panel (30a) genişliği, 15-18 cm arasındadır. Önerilen panel boyu uzunluğu ise 80-120cm arasındadır.



Şekil 2.23 : İkinci tip düzenleme

Şekil 2.24 (a), 2.24 (b), 2.24 (c) plakadaki kanala boruların çeşitli şekillerde yerleşmelerini göstermektedir.

Şekil 2.24’de dikdörtgen şeklindeki destekleyici duvarların (57), (58) yüksekliği boru çapından büyüktür. Aradaki boşluklar dolgu malzemesi ile doldurulmuştur.



Şekil 2.24 : Plakadaki kanallara boruların çeşitli düzenlenme şekilleri

Patent İsmi: Radiant Heating or Cooling Panel

Patent Seri Numarası: U.S. Patent 2006/0283969 A1

Bu sistemde ısıtma veya soğutma için kullanılan paneller içinden sıcak veya soğuk su geçecek borulardan oluşur. Tasarlanan panel, borulara 'C' şeklinde bir yuva oluşturan radyasyon plakalarından oluşur. Bu tarz düzenleme sayesinde boruların panelde ayrılması da engellenmiş olur. Ayrıca tavsiye edilen düzenlemede, diğer düzenlemelere göre daha fazla ısı yayılımı ve soğutma kapasitesi elde edilir.

Tasarlanan panel sadece yerden ısıtma sistemleri için sınırlı değildir. Yerden, duvardan ve tavandan ısıtma-soğutma işlemlerinde kullanılabilir.

'C' şeklinde tasarlanan borulama yuvası, boruların plakaya takılması esnasında kolaylık yaratmaktadır. Ayrıca boruların içinde soğuk veya sıcak su geçmesiyle borunun genişleyip daralabilmektedir. Bundan dolayı borunun yuvadan çıkması tehlikesi de giderilmiş olur.

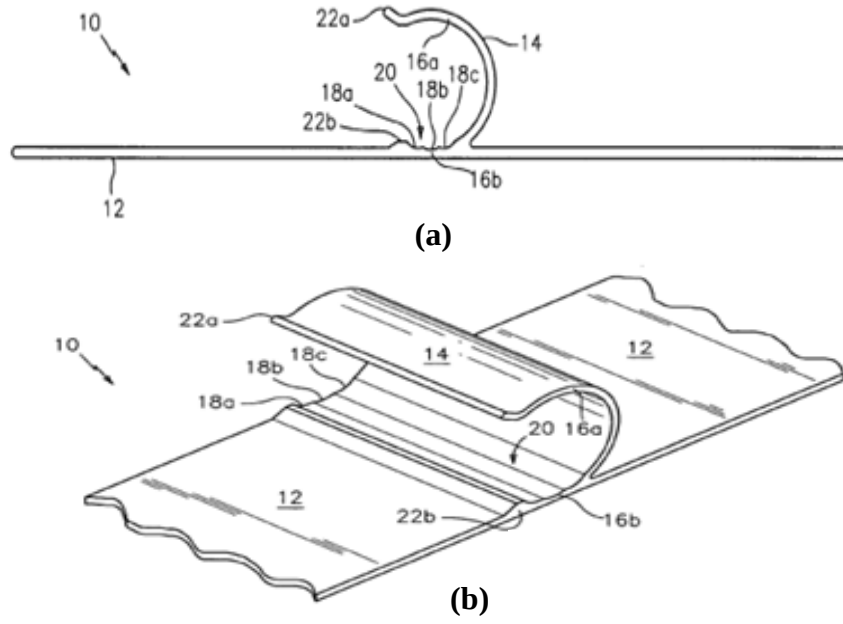
Bu düzenlemeyle borulama yuvasında borular ile radyant plaka arasındaki ısıl temas yüzeyi artırıldığından ısıtma veya soğutma verimliliği artmaktadır.

Şekil 2.25'deki tavsiye edilen tasarıma göre radyant ısıtma veya soğutma paneli (10) temel olarak, ısıtma veya soğutma plakası (12), 'C' şeklinde borulama yuvası (14) alt ve üst kısmında kavisli (18a), (18b), (18c) ve açılı (16a), (16b) kenarlardan oluşur.

Isı transferi plakasının (12) boyutları ile ilgili herhangi bir sınır bulunmamaktadır. Fakat tavsiye edilen dikdörtgen olmasıdır. Tavsiye edilen boyutlar ise; uzunluk 0,9 – 1,5m arasında (ideali 1.1 – 1.3m), Genişlik, 5.1-15.2 cm (ideali 5.1 – 15.2), plaka kalınlığı ise 0.25 – 1.25mm (ideali 0.51 – 1.52).

Borulama yuvasının dairesel bir yapıda olması beklenir ve çapı borunun dış çapı kadardır (ASTM F-876). Dairesel yuvanın açısı ise yaklaşık 220° – 260°'dir.

Borulama yuvasındaki girintiler (18) tüm kanal boyunca devam etmeyebilir. Boyutları ve şekillerinde herhangi bir sınırlama yoktur. Önerilen modelde 'U' şeklindeki girintiler birbirlerine bitişik ve tüm boru yuvası (14) boyunca uzanırlar. Boyutları ise; kalınlığı ise 0.13 – 0.38mm (ideali 0.18 – 0.33), derinliği ise; 0.25 – 0.76mm (ideali 0.38 – 0.64).



Şekil 2.25 : Plaka borulama yuvası; (a) önden görünüş, (b) Perspektif görünüş

Yukarıda da belirtildiği gibi, tasarlanan panel mahal ısıtma veya soğutma işlemlerinde kullanılabilir. Isı transferi boru ile plaka arasında iletim ve boru ile hava arasındaki taşınım ile gerçekleşir. Girintiler (18), yuva içindeki ısı transferi yüzeyini artırarak diğer düz iç yüzeylere sahip olanlara göre ortalama ısı transferi miktarını artırır.

Patent İsmi: Radiant Heating Panel

Patent Seri Numarası: U.S. Patent 5862854

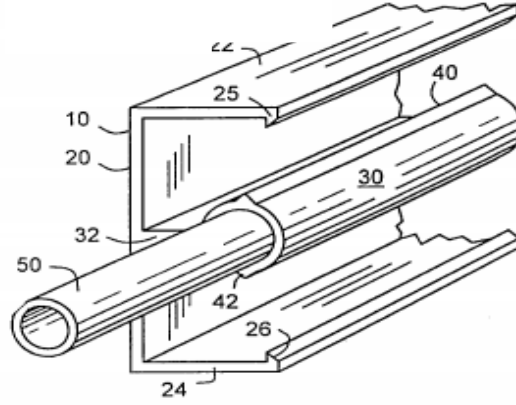
Sistemde tasarlanan sıcak sulu radyant ısı paneli temel olarak, plastik borunun yerleşeceği alüminyum ısı panelinden oluşur. Sisteminde kullanılması önerilen plastik boru tercihen ‘CPVC (chlorinated polyvinyl chloride)’ dir.

Şekil 2.26, geliştirilen modüler panelin izometrik görünümüdür. Şekle göre;

Radyant panel alüminyum ekstrüzyondan (10) oluşur. Alüminyum ekstrüzyon düz bir yüzeye sahip ön yüzeyden (20), yan yüzeylerden (22), (24) oluşur. Borular (30), ön yüzeye paralel olacak şekilde konumlandırılırlar.

Tercihen borulama (30), yan kenarların tam ortasına gelecek şekilde ayarlanır. Yan kenarların uç kısımlarında dekorasyon olarak dudaklar (25), (26) bırakılmıştır.

Tercih edilen düzenlemede, borulama yuvasının kenarlarında bir çıkıntı (40), (42) bırakılmıştır. Bu çıkıntı tüm kanal boyunca devam etmektedir.



Şekil 2.26 : Modüler panel izometrik görünümü

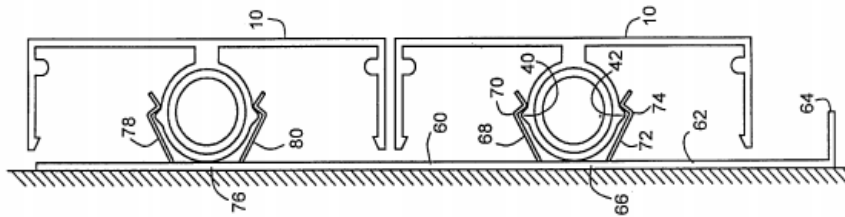
Şekil 2.27’de (40) ve (42) numaralı çıkıntılar borulama kanalını kelepçelere bağlanmasında kullanılır. Fakat bu çıkıntıların kullanılması zorunlu değildir.

Kelepçe (60), radyant panelin (10) duvara monte edilebilmesi için kullanılır. Malzeme olarak ise çelikten üretilebilir.

Alüminyum plaka, alüminyum veya alaşımlarından oluşabilir. Alaşım olarak önerilen, ‘6065T5’dir.

Panel için tavsiye edilen düzenleme ekteki gibidir. Fakat üzerinde çeşitli düzenlemeler yapılabilir. Örneğin, çıkıntılar kullanılmayabilir, yan kenarlar kısaltılabilir, tamamen çıkartılabilir ya da birden fazla borulama yapılabilir.

Önerilen boru malzemesi CPVC (chlorinated polyvinly chloride)’ dir. CPVC boru 30 - 50 °C sıcaklık aralıklarında alışılabilmektedir. Diğer borular da sistemde kullanılabilmektedir fakat, chlorinated polyvinly chloride ya da polyvinly chloride boruların değişken ısı miktarları karşısında yüksek dayanımlarından dolayı bu sistemde öncelikli olarak tercih edilmektedir. Bu boruların kullanılmasının diğer bir avantajı ise sıcak suyun taşınması sırasında ısı kaybı düşüktür.



Şekil 2.27 : Panel önden görünümü

2.1 Daha Önce Yapılan Çalışmalar

Duvardan, yerden , tavandan ısıtma-soğutma yapabilecek radyant panellerde ısı transferi modelleri, termal konfor ve enerji verimliliği ile ilgili birçok çalışmalar yapılmıştır bu çalışmada yararlanılan çalışmalardan bazıları aşağıda verilmiştir.

Radyasyonun ve taşınımın literatürde çoğu araştırmacı tarafından incelenmiştir. Araştırmalara göre doğal taşınım ve radyasyon düşük oda sıcaklıklarında bile etkindir [6-8]. Mahal içerisindeki sıcaklık ve hız dağılımlarında radyasyonun etkisi çok fazladır [9-12]. Radyasyonun ve taşınımın beraber olduğu radyant ısıtma-soğutma panelleri ile yapılan uygulamalar literatürde çokca bulunmaktadır.

Miriel et al. Radyant tavandan uygulanan panel ile deneysel ve bilgisayar ortamında çalışmalar yürütmüş termal konfor ve enerji tüketim verilerini incelemiştir [12].

Causone et al. Radyant ısıtma sistemlerindeki taşınım katsayısını incelemiştir [13].

Chen ve Kooi radyant panel simülasyon modeli geliştirmiştir. Modelde tavandan ısıtma panelleri ile mahaldeki yüzeyleri yüzey ısı değiştiricisi gibi kullanarak, mahal içerisinde havayla, diğer yüzeyleri ise radyasyonla ısıtılmasını sağlamıştır [14].

Kilkis et al. Soğutma panellerindeki ısı transferini quasi-steady doğal taşınım modelini kullanarak ve panel yüzeyinde homojen sıcaklık dağılımı olduğunu varsayarak sunmuştur [15].

Stetius and Feustel Isıl difüzyon denklemlerini basitleştirerek 2 boyutlu radyant panel modeli geliştirmiştir [16].

Conroy and Mumma (2000) tavandan uygulanmış soğutma panelleri için analitik model türetmiştir. Bu model Duffie ve Beckman (1991)'ın solar kolektör çalışmasına dayanmaktadır. Bu metodolojinin temeli bilinmeyen panel yüzey ortalama sıcaklığının iteratif proses ile bulunarak soğutma kapasitelerinin hesaplanması şeklindedir [17].

Son yıllarda ise Awbi ve Hatton (2000), Jeong ve Mumma (2003) mixed taşınım katsayısı önererek radyant panel kapasitelerini hesaplamışlardır. Neden olarak ise havalandırma difüzerleri yanındaki panellerdeki hava hareketi panel yüzeylerinde zorlanmış taşınım oluşturmaktadır. Bununla birlikte panel yüzeylerindeki hava hızı difüzörlerin bulunduğu yere bağlı olarak değişmektedir. Bu yüzden toplam taşınım katsayısını etkilemektedir [18].

Xiang Gong (2007), radiant panellerde boru ile alüminyum plaka arasında termal rezistanstan kaynaklanan termal performans düşüşünü incelemiştir. Termal kontakt rezistansı olduğunda soğutma kapasitesi %18,6 ve ısıtma kapasitesi %20,6 düşmektedir. Bu yüzden tasarımlarda termal rezistansların azaltılması yönünde önlemler alınmalıdır [19].

Néstor Fonseca ve Cristian Cuevas (2010) kurduğu iki adet test odasıyla tavandan radyant ısıtma soğutma deneyleri gerçekleştirmiştir. Test odalarında Belçika şartlarındaki standart bir ofis simüle edilmiştir. Toplam 46 adet test yapmıştır. Su debisinin, su sıcaklığının havalandırma sisteminin ve ısı yük dağılımının panel performansına etkisini incelemiştir. Labaratuar testlerinin sonuçlarına 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 [20].

Myhren, J., Holmberg, S.,(2007) yaptığı çalışmalar neticesinde; Geniş yüzeylerin ısıtma alanı olarak kullanılarak, düşük sıcaklıklıklarda yapılan ısıtma işlemlerinde, radyasyon ağırlıklı bir ısı transferi meydana gelir. Bunun sonucunda daha düşük hava sıcaklıklarında termal konfor elde edilir. 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 [21].

Shigeru O. ve Hisako, boru tavan soğutma panellerinde boru sıklığını ve oda sıcaklığı ile panele gönderilen suyun sıcaklığını kullanarak yeni 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 [22].

Franc Sodec (1999), tavandan soğutma panelleri için ekonomik analiz çalışmalar yapmıştır. 45-55 W.m⁻² soğutma yükünün olduğu durumlarda tavandan soğutma ilk yatırım maliyeti VAV sistemlere göre %20 oranında daha az çıkmıştır. Ayrıca %40-55 oranında yerden tasarruf sağlanmıştır. Pasif soğutmayla beraber tavandan soğutma VAV sistemlere göre %10-20 daha enerji tüketmiştir [23].

3. ISIL (TERMAL) 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 [24] '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 index yapılan 1300 adet deneyden sonra elde edilmiştir. PMV değeri ilk önce tablodan elde edilir, daha sonrabu değerden PPD (Memnunsuzluk oranı) değeri elde edilir.

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

3.1 İnsan Vücudunun Isıl Denge Ayarlama Sistemi

İnsan vücudunun nerdeyse 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 ısıyı kaybettığı ısıya eşit olduğu durumda hep sabit kalır. Bu dengeyi bir termostat gibi çalışan hipotalamus gerçekleştirmektedir.

Vücuttaki ısı denge vücudun farklı yerlerine dağılmış, termoreseptörden alınan sıcaklık bilgilerine göre sağlanır. Bu termo reseptörler beyindeki sıcaklık merkezi ve vücut yüzeyimize dağılmışlardır. Bu reseptörler hem sıcaklığı hem de soğukluğu algılayan tiplerdedir. Sıcaklık değiştiğinde bu 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 [24].

Vücuttaki ısı üretimi metabolik prosesler ile kimyasal enerjini ısı enerjisiye dönüştürülmesiyle başlar. Bu ısı üretimi 1W/kg (vücut ağırlığı) mertebesinde. 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 ısıya 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. Vücudun önemli bölgesi olan öz sıcaklığı 37 °C sabit tutmak için, ilk önce ellere ve ayaklara giden kan akışı kısılr, bu bölgeler de zaten soğğun ilk hissedildiği noktalar. Vücudun tüm yüzeylerine giden kan akışının kesilmesiyle deri yüzeyi ile çevre arasında iletime bağlı 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 [25].

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, ısıya kaybı çoğunlukla terleme durumunda buharlaşmayla gerçekleşir. El ve ayaklarda kan akış hızı 30 kata kadar artabilmektedir.

3.2 Vücut Öz Sıcaklığı ve Yüzey Sıcaklığı

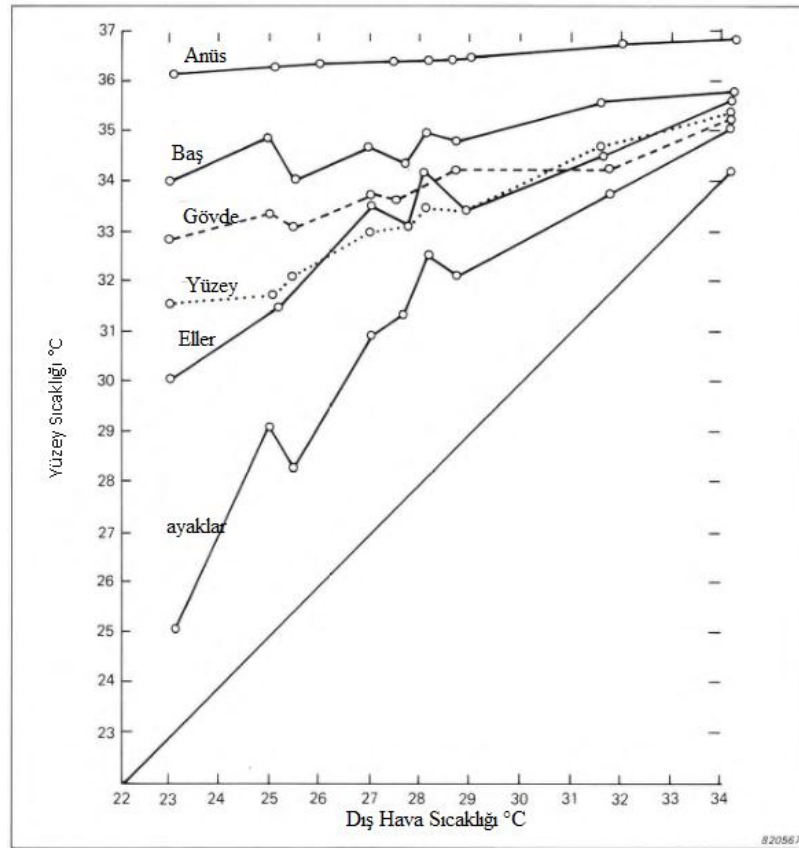
Yukarıda ayrıntılı açıklanan vücut termo-regulasyon sistemi, soğutma durumunda kan akışını yavaşlatan ve kaslarda titreme oluşturan, ısıtma durumunda kan akışını hızlandıran ve terlemeyle buharlaşmayı sağlayan sistem vücut öz sıcaklığını 40-

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 nerdeyse üniormdur. Fakat soğuk ortamlarda eller ve ayaklar vücudun diğer organlarına göre daha soğuktur (Şekil 3.1). Acı limiti ise 43 °C yüzey sıcaklığında görülür.



Şekil 3.1 : Farklı ortam sıcaklıklarında, çıplak bir insanın vücut yüzeyindeki sıcaklık dağılımı

3.3 Vücuttaki Isı Dengesi

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

$$S = M \pm W \pm R \pm C \pm K \pm -E - RES \quad (3.1)$$

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 = Buharlaşmayla olan ısı kaybı

S = Solunumla olan ısı transferi

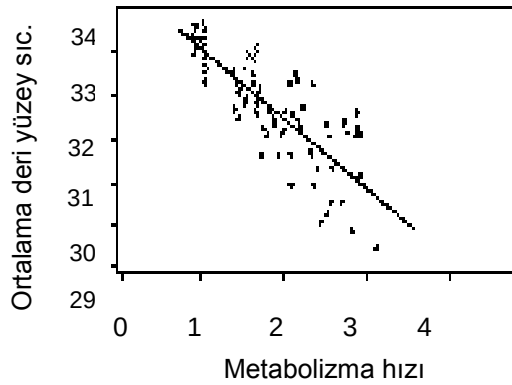
3.3.1 Metabolizma

Vücuttan ısı 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.

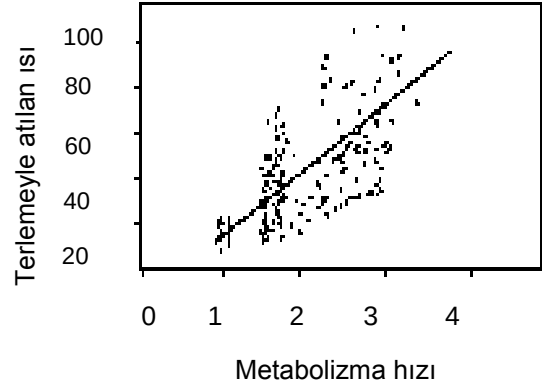
Vücuttan açığa çıkan ısı bazen mekanik enerjiye, çoğu zaman da vücut iç ısısına dönüşür. Metabolizma değeri met birimi ile tanımlanır. Dinlenen bir kişi için 1 met yaklaşık 58.15 W/m²'ye eşittir. Çizelge 3.1'de bazı aktivitelere göre metabolizma değerleri verilmiştir [25].

Çizelge 3.1 :Yapılan aktiviteye göre metabolizma değerleri [25]

Aktivite	Metabolik Hız (M)	
Uzanmak,Eğilmek	46 W/m ²	0.8 Met
Oturarak Dinlenme	58 W/m ²	1.0 Met
Saat ve KolSaati 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 3.2 : Metabolizma hızına göre a) ortalama yüzey sıcaklığı, b) terlemeyle atılan ısı miktarı

3.3.2 Metabolizmanın yaptığı dış iş

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 pozitifdir. 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 [25].

3.3.3 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.

$$E_d = 3.05 \cdot 10^{-3} (p_s - p_a) \quad (\text{W/m}^2) \quad (3.2)$$

3.3.4 Solunumla olan ısı 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.

$$L = 0.0014 \cdot M \cdot (34 - t_a) \quad (\text{W/m}^2) \quad (3.3)$$

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,

$$L = 1.72 \cdot 10^{-5} \cdot M \cdot (5867 - p_a) \quad (\text{W/m}^2) \quad (3.4)$$

3.3.5 İletimle Olan Isı Kaybı

Giysiler üzerinden iletimle olan ısı kaybı aşağıdaki gibidir.

$$K_{cl} = (t_s - t_{cl}) / 0.155 I_{cl} \quad (\text{W/m}^2) \quad (3.5)$$

Burada;

t_s = Ortalama yüzey sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$), t_{cl} = Giysi yüzey sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$), I_{cl} = Giysilerin termal izolasyon değeri (clo)

Çizelge 3.2’de bazı giysileri termal izolasyon değerleri verilmiştir.

Çizelge 3.2 : Giysilerin yalıtım değerlerinin hesabı (Clo) [25]

Kategori	Kıyafet	I _{clo} (clo)	I _{clu} (m ² .°C/W)
İç Giyim	Kilotlu çorap	0.02	0.003
	Slip	0.04	0.006
	Uzun pantolon	0.10	0.016
İç Çamaşırı	Sutyen	0.01	0.002
	T shirt,	0.09	0.014
	Slip, naylon	0.14	0.022
Gömlekler	Kısa gömlek	0.09	0.029
	Normal, uzun gömlek	0.25	0.039
Pantolonlar	Kısa	0.06	0.009
	Normal	0.25	0.039
	İş tulumu	0.28	0.043
Yalıtımlı iş Tulumu	Elyaf deri	1.13	0.175
	İnce	0.20	0.031
Kazaklar	Normal	0.28	0.043
	kalın	0.35	0.054
Ceketler	Yelek	0.13	0.020
	Ceket	0.35	0.054
Pantolon Üstü	Palto	0.60	0.093
Ceketler	Parka	0.70	0.109
	İş tulumu	0.52	0.081
	Çorap	0.02	0.003
Küçük şeyler	Ayakkabı	0.02	0.003
	Bot	0.10	0.016
	Eldiven	0.05	0.008
	Dizden 15 cm yukarda	0.10	0.016
	kısa etek	0.25	0.039
Etek, elbiseler	Diz hizasında orta boy	0.40	0.062
	Kış elbisesi uzun kollu		
	Kısa	0.10	0.016
Gecelikler	Uzun	0.50	0.078
	(uyku tulumu)	0.72	0.112
	Tahta veya metal	0.00	0.000
Sandalyeler	Kumaş kaplı, minderli	0.10	0.016
	Koltuk	0.20	0.032

3.3.6 Radyasyonla Olan Isı Kaybı

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

$$R = f_{eff} \cdot f_{cl} \cdot \varepsilon \cdot \sigma \left[(t_{cl} + 273)^4 - (t_r + 273)^4 \right] \quad \text{W/m}^2 \quad (3.6)$$

Denklemde;

f_{eff} = efektif radyasyon yüzey faktörü

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

ε = yüzey emizifitesi

σ = Stefan-Boltzman sabiti

t_{cl} = giysi yüzey sıcaklığı, °C

t_r = ortalama radyant sıcaklık, °C

Buradaki ortalama radyant sıcaklık aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$t_r = \sqrt[4]{F_{p-1}(t_1 + 273)^4 + F_{p-2}(t_2 + 273)^4 + \dots} \quad (3.7)$$

Denklemde;

t_n = n yüzeyindeki sıcaklık, °C

F_{p-n} = kişiyle yüzey arasındaki açı, n

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

3.3.7Taşınım 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;

$$C = f_{cl} \cdot h_c (t_{cl} - t_a) \text{ W/m}^2 \quad (3.8)$$

Burada;

t_a = hava sıcaklığı, °C

f_{cl} = Giysi yüzey faktörü

h_c = Taşınım ısı transfer katsayısı $\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$

$$\text{Doğal taşınım katsayısı} = h_c = 2,38(t_{cl} - t_a)^{0,25} \quad (3.9)$$

$$\text{Zorlanmış taşınım katsayısı} = h_c = 12,1\sqrt{V_{ar}} \quad (3.10)$$

3.4 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 (Tahmin edilen ortalama oy) indeksi ve PDD (Memnuniyetsizlik oranı) tanımlanmıştır.

$$PMV = (0,303E^{-0,036M} + 0,028) \left[\begin{array}{l} (M - W) - 3,05 \cdot 10^{-3} \{5733 - 6,99(M - W) - p_a\} \\ -0,42 \{(M - W) - 58,15\} - 1,7 \cdot 10^{-5} \cdot M (5867 - p_a) \\ -0,0014 \cdot M (34 - t_a) - 3,96 \cdot 10^{-8} \cdot f_{cl} \cdot \{(t_{cl} + 273) - (t_r + 273)\} \\ -0,42 \{(M - W) - 58,15\} - 1,7 \cdot 10^{-5} \cdot M (5867 - p_a) \\ -0,0014 \cdot M (34 - t_a) - 3,96 \cdot 10^{-8} \cdot f_{cl} \cdot \{(t_{cl} + 273) - (t_r + 273)\} \\ - f_{cl} \cdot h_c (t_{cl} - t_a) \end{array} \right] \quad (3.11)$$

Burada;

$$t_{cl} = 35,7 - 0,028(M - V) - 0,155I_{cl} \left[\begin{array}{l} 3,96 \cdot 10^{-8} f_{cl} \{(t_{cl} + 273)^4 - (t_r + 273)^4\} \\ + f_{cl} \cdot h_c (t_{cl} - t_a) \end{array} \right] \quad (3.12)$$

$$h_c = \left\{ \begin{array}{l} 2,38(t_{cl} - t_a)^{0,25} \\ 12,1\sqrt{V_{ar}} \end{array} \right\} \text{ hangi değer büyükse o kullanılır.} \quad (3.13)$$

$$f_{cl} = \left\{ \begin{array}{l} 1 + 0,2I_{cl} \\ 1,05 + 0,1I_{cl} \end{array} \right\} \left\{ \begin{array}{l} I_{cl} < 0,5clo \\ I_{cl} > 0,5clo \end{array} \right\} \quad (3.14)$$

PMV = Tahmin Edilen Ortalama Oy

M = Metabolizma, W/m²

W = Dış İş

I_{cl} = Giysilerin termal direnci

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

t_a = Hava sıcaklığı, °C

t_r = Ortalama radyant sıcaklık, °C

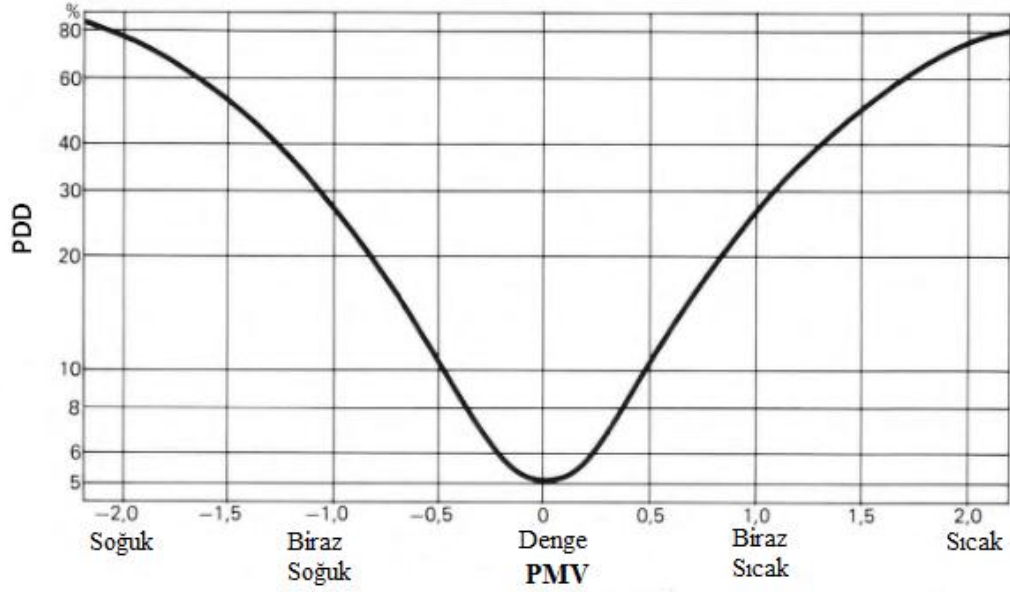
V_{ar} = Hava hızı, m/s

p_a = su buharı basıncı, Pa

h_c = Isı taşınım katsayısı, W/m².K

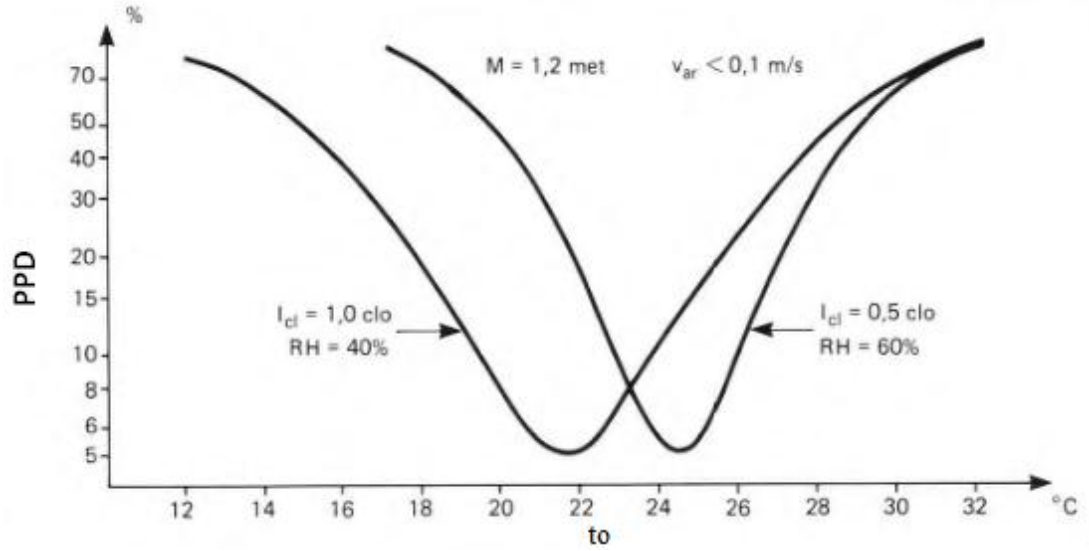
t_{cl} = Giysilerin yüzey sıcaklığı, °C

Termal konfor PMV değeri sıfır olduğundan yani denge durumu olduğunda sağlanır.



Şekil 3.3 : PMV ve PPD arasındaki ilişki [25]

Şekil 3.4’de PPD değerinin tipik bir yaz ve kış sezonu için operatif sıcaklık (t_o) değeriyle değişimi gösterilmiştir.



Şekil 3.4 : Operatif sıcaklık t_o ile PPD (Predicted Percentage of Dissatisfied) arasındaki ilişki [25]

Çizelge 3.3: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 3.4: 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 3.5:Mekanik olarak ısıtılan-soğutulan binalardaki dizayn kategorileri [25]

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 3.6:ASHRAE standardına göre kış ve yaz sezonları için önerilen sıcaklık ve nem değer aralıkları [5]

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

3.4.1 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

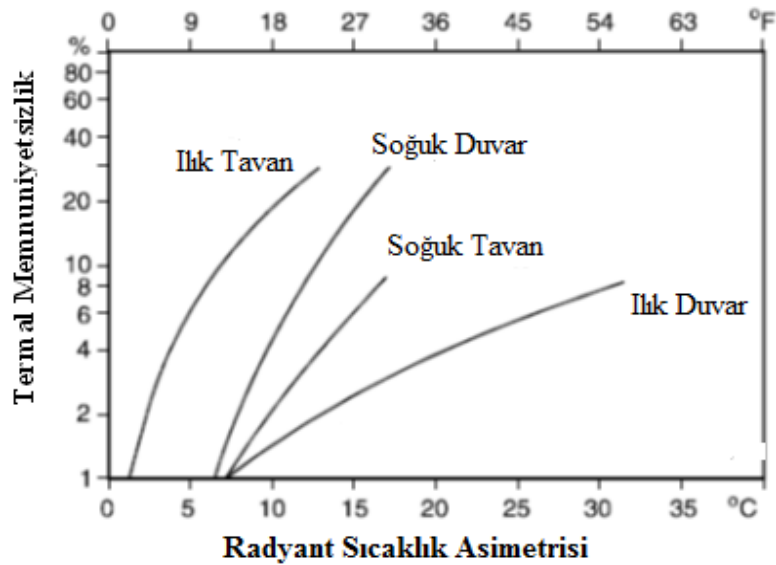
3.4.1.1. Radyant asimetri

Çizelge 3.7’de yukarıda tanımlanan üç farklı termal ortam için tavandan, duvardan ısıtma soğutma durumları için izin verilen maksimum radyant asimetri değerleri yer almaktadır.

Çizelge 3.7 : Üç kategorideki termal ortam için izin verilen radyant asimetri değeri [3]

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)

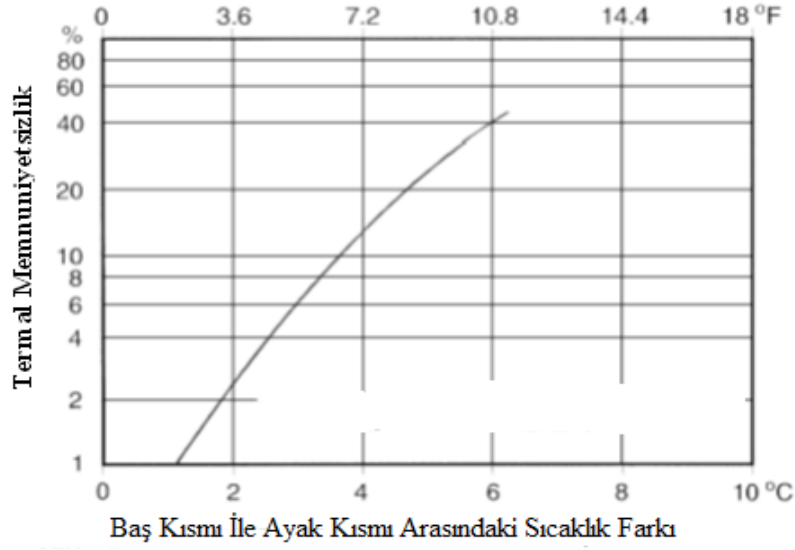
Şekil 3.5’de ise, radyant asimetriden kaynaklanan termal memnuniyetsizlik oranları verilmiştir.



Şekil 3.5 : Radyant asimetriden kaynaklanan termal memnuniyetsizlik [3]

3.4.1.2 Düşey yöndeki sıcaklık farkları

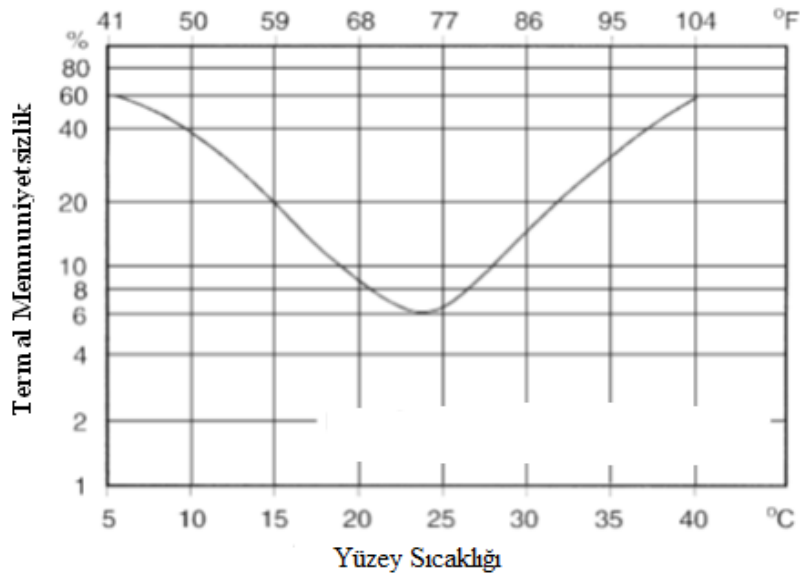
Şekil 3.6’da baş ile ayak bölgeleri arasındaki sıcaklık farklarından kaynaklanan termal rahatsızlık oranı verilmiştir. Genel olarak bu değerin 3 °C’yi geçmesi istenmez.



Şekil 3.6 : Düşey yöndeki sıcaklık farkından kaynaklanan konforsuzluk durumu [3]

3.4.1.3 Yüksek yüzey sıcaklıkları

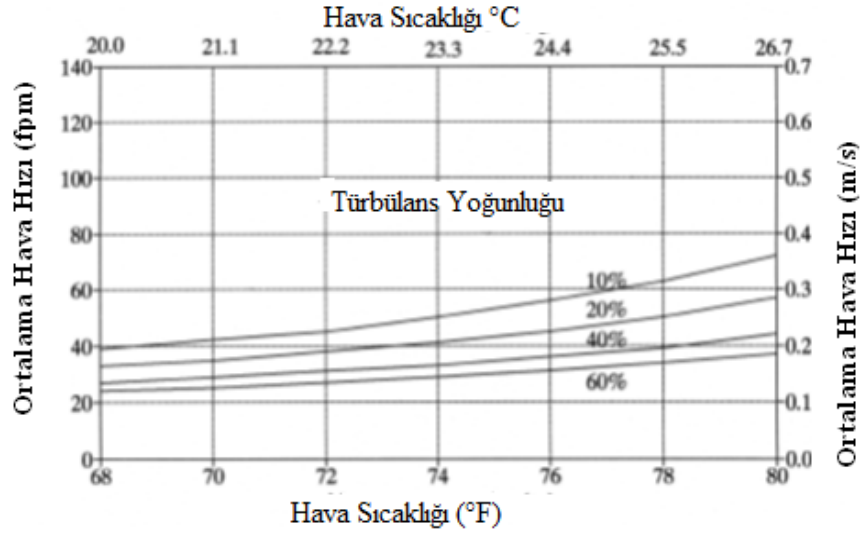
Şekil 3.7’de yüzeylerde oluşan yüksek sıcaklıklardan kaynaklanan termal konforsuzluk oranı dağılımı verilmiştir.



Şekil 3.7 : Yüzeydeki yüksek sıcaklıklardan kaynaklanan termal konforsuzluk durumu [3]

3.4.1.4 İzin verilen hava hızları

Şekil 3.8’de hava sıcaklığı ve türbülans yoğunluğuna göre izin verilen hava hızları verilmiştir.



Şekil 3.8 : Hava sıcaklığı ve türbülans yoğunluğuna göre izin verilen hava hızları [3]

3.4.1.5 İzin verilen hava hızları

Çizelge 3.8’de ASHRAE 55’e göre mahal içerisinde belli zaman periyodunda izin verilen sıcaklık dalgalanmaları verilmiştir.

Çizelge 3.8:Belli zaman aralıklarında izin verilen maksimum sıcaklık değişim değerleri [5]

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

3.4.1.6 ISO 7730 standartlarına göre genel konfor şartları

Çizelge 3.9’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 3.9:ISO 7730 standardına göre önerilen mahal konfor şartları [3]

	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

4. GELİŞTİRİLEN PANEL YAPISI

4.1 Mevcut Yüzeyden Isıtma Sistemlerin Dezavantajları

Önceki düzenlemelerde panellere döşenen plastik borular ile yansıtıcı metal plaka arasında termal direnç oluşmaktadır. Oluşan bu direncin nedenleri, plastik boru ile metal ısıtım plakası arasında oluşan termal uyumsuzluk ve kararsız yapıdan dolayı malzemeler arasında kalan hava boşluklarıdır.

Oluşan termal verimsizlikten dolayı panellerde yazın düşük sıcaklıklarda, kışın ise yüksek sıcaklıklarda çalışılmak zorunda kalınmaktadır. Bu durum sonucunda panel yüzeyinde çok sıcak ve çok soğuk bölgeler oluşmaktadır ve sonucunda homojen sıcaklık dağılımı elde edilememektedir.

Panel yüzeylerinde oluşan kararsız sıcaklık dağılımlarından dolayı mahal içerisinde hava akımı oluşması, ısı aktarımında taşınımın ısıtımına göre baskın olması. Termal konfor şartlarının tam olarak sağlanamamasına yol açmaktadır.

Eski sistemlerde duvardan tavandan ısıtma-soğutma panellerinde yüzey dolgu malzemesi bulunmamaktadır. Bu durum panelin yerleştirildiği yüzeylerde iç sıva gereksinimine yol açmaktadır. Bu durum ayrı bir işçilik, zaman kaybı ve binalarda oluşacak fazladan termal yüke neden olmaktadır.

4.2 Geliştirilen Panellerdeki Fark ve Ayrıcalıklar

Bu buluşun amacı; duvardan, yerden, tavandan ısıtma-soğutma uygulamalarında kullanılacak panellerde boruların, ısıtım plakasının, yalıtım malzemesini, dolgu malzemesinin en uygun şekilde düzenlenerek modüler bir panel geliştirilmesidir.

Bu buluşun diğer bir amacı farklı çaplarda dışı alüminyum folyolu, folyosu alüminyuma iyi yapışmış boruların geliştirilmesidir.

Bu buluşun diğer bir amacı, plastik boru ile ısıtım plakası arasındaki termal dirençsiz azaltarak, panellerden sağlanan ısı akısını arttırmaktır.

Bu buluşun diğer amacı boru içerisinde oluşacak basıncı borunun dışındaki folyoya taşıtarak kullanılan boru et kalınlıklarını azaltmak dolayısıyla hammadde tasarrufu

sağlamak.

Bu buluşun diğer bir amacı, ısıtım plakasına aktarılan ısı miktarını maksimuma çıkarıp, kullanılacak folyo kalınlığını azaltarak maliyetleri düşürmektir.

Bu buluşun diğer bir amacı ise; borular, alüminyum folyo, yalıtım ve dolgu malzemesi arasında kararlı bir yapı oluşturarak kompakt yapıyı tamamlamak, işçilik ve zaman tasarrufu sağlamaktır.

Bu buluşun diğer bir amacı, ısı verimliliği arttırarak yazın yüksek sıcaklıklarda, kışın düşük sıcaklıklarda çalışarak, insanların temas ettiği yüzeylerde rahatsızlık verici sıcaklıkların oluşmasını engellemek ve homojen sıcaklık dağılımı elde etmektir.

Bu buluşun diğer bir amacı, mahalde radyant ısı kazancı oluşturup, insan vücudu için termal konfor şartlarını sağlamaktır.

4.3 Geliştirilen Panelin Detaylı Anlatımı

Paneli Oluşturan Parçalar;

- 1- Plastik boru
- 2- Borunun dışına sarılan folyo
- 3- Alüminyum folyo (ısıtım plakası)
- 4- Boruların döşeneceği yuvalar
- 5- Yalıtım malzemesi
- 6- Yüzey dolgu malzemesi
- 7- Panel destek şeridi
- 8- Duvar
- 9- Zemin
- 10- Termal yapıştırıcı (dolgu malzemesi)

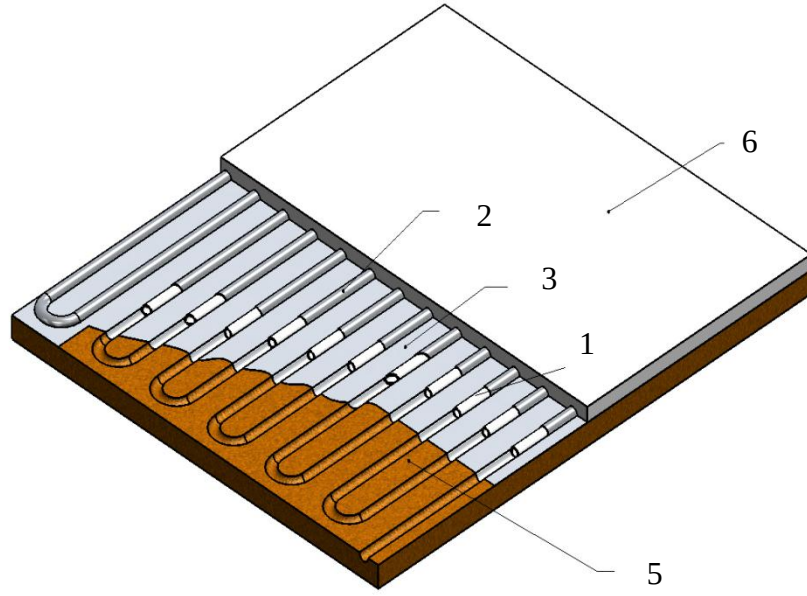
Buluşumuzda yukarıda sağlanacak avantajları sağlamak için duvardan, tavandan, yerden ısıtma soğutma uygulamalarında kullanılacak sistem geliştirilmiştir.

Buluşta yalıtım malzemesi (1) üzerindeki ısıtım plakası (3) ile plastik boru (4) arasında termal direnci azaltarak ısı transferi miktarını azaltmak amacıyla plastik boru dışı folyolu (5) olarak üretilmiştir ve ısıtım plakası olan alüminyum folyo ile metal-metal temas edecek şekilde düzenlenme şekli geliştirilmiştir. Bu sayede

panellerden sağlanan ısı akısı arttırılmıştır.

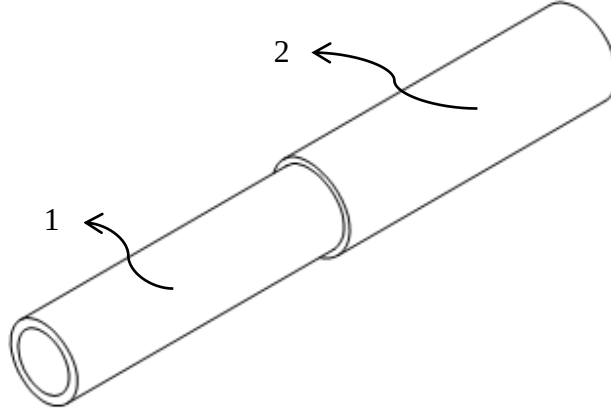
Yeniden tasarladığımız panel sisteminin görünümü ve işleyiş mantığı aşağıdaki şekillere bakıldığında daha net anlaşılabacaktır.

Şekil 4.1'den görüleceği gibi panel yapısı; yalıtım malzemesi (5) üzerine açılan borulama yuvaları, yuvaların içi de dâhil yalıtım malzemesinin üzerine döşenen ısıtım plakası (3), açılan yuvalara döşenen dışı folyolu (2) plastik boru (1) ve son olarak panel yapısını tamamlayan yüzey dolgu malzemesinden (6) oluşmaktadır.



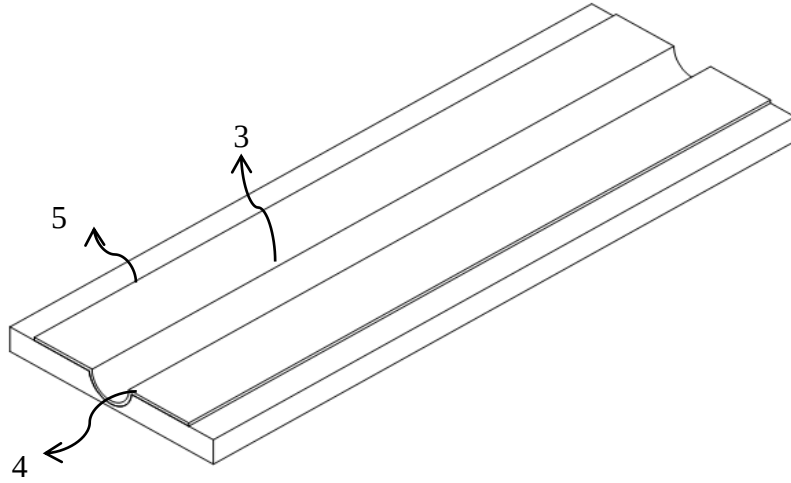
Şekil 4.1 : Tasarlanan örnek bir panel yapısının perspektif görünümü

Şekil 4.2’de buluşumuzda geliştirilen dışı folyolu boru (1) perspektif görüntüsü yer almaktadır. Boru çapı uygulanacak panel yapısına göre değişmektedir. Borunun yüzeyinde kullanılan alüminyum folyonun (2) kalınlığı yaklaşık 0,12 mm’dir. Fakat geliştirilecek farklı çaplar ve et kalınlıklarına göre bu kalınlık değişebilmektedir.



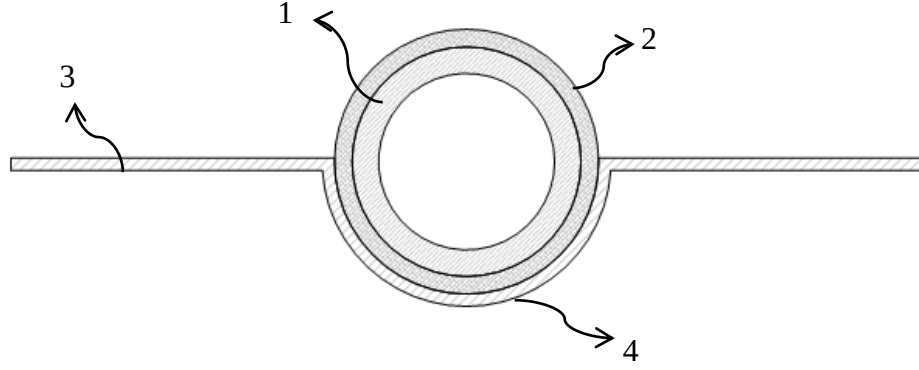
Şekil 4.2 : Geliştirilen dışı folyolu boru perspektif görünümü

Şekil 4.3’de panellerin üzerine boruların (1) yerleştirileceği yuva (4) gözükmemektedir. Şekilde plastik borunun döşeneceği yuva ve yalıtım malzemesi (5) alüminyum ısıtım plakası (3) ile kaplanmıştır. Yuva borunun yarısını yerleşeceği şekilde gösterilmiştir. Fakat ısı transferi yüzeyini arttırmak amacıyla boruların yerleşeceği yuvanın şekli değişebilir.



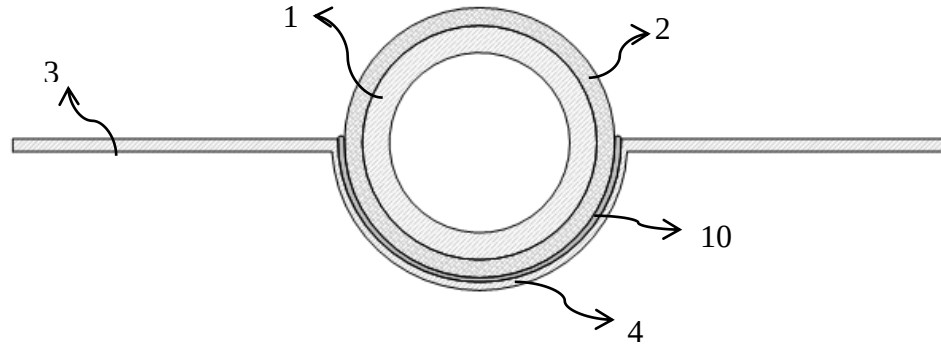
Şekil 4.3 : Boru’nun yerleşeceği panelden bir kesit görünümü

Şekil 4.4’de dışı folyolu boru (1) ve ısıtım plakasının (3) kesit görüntüsü yer almaktadır. Düzenlenme şeklide esas plastik malzeme (1) ile alüminyum folyo arasındaki termal rezistansı azalmak, bu sayede ısı performansını iyileştirmektedir. Buluşumuzda boru dışı alüminyum folyolu üretilerek, ısıtım plakasıyla beraber uygulanmaktadır. Boru dışındaki folyo ile ısıtım plakası arasında hiç hava boşluğu kalmayacak şekilde birleştirilecektir.



Şekil 4.4 : Dış folyolu boru ile alüminyum ısıtım plakasının panelde uygulanma şekli önden kesit görünümü

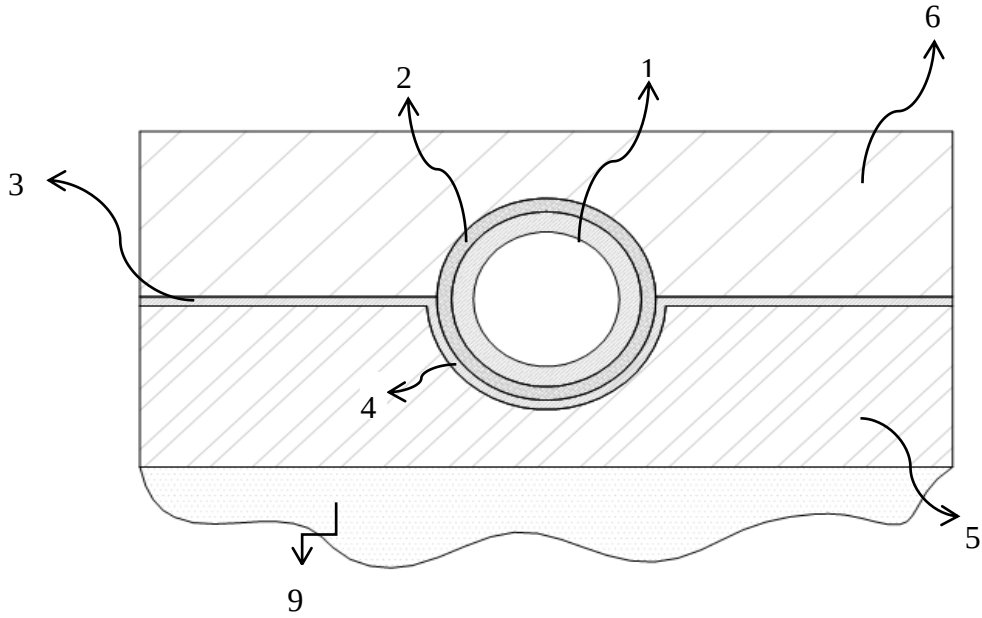
Şekil 4.5’de dış folyolu boru (1) ve ısıtım plakası (3) arasında ısı transferini arttırıcı dolgu malzeme (10) kullanılması gösterilmiştir. Dolgu malzemesi metaller arasında oluşacak boşluğu kapatarak sıkışmış hava kalmasını engelleyecektir. Kullanılacak bu dolgu malzemesi yapıştırıcı özelliklerde de olabilir, bu sayede boru ile ısıtım plakasının kararlı bir yapı oluşturması sağlanır.



Şekil 4.5 : Folyo ile boru arasında termal yapıştırıcı (dolgu malzemesi) kullanılması durumu kesit görünümü

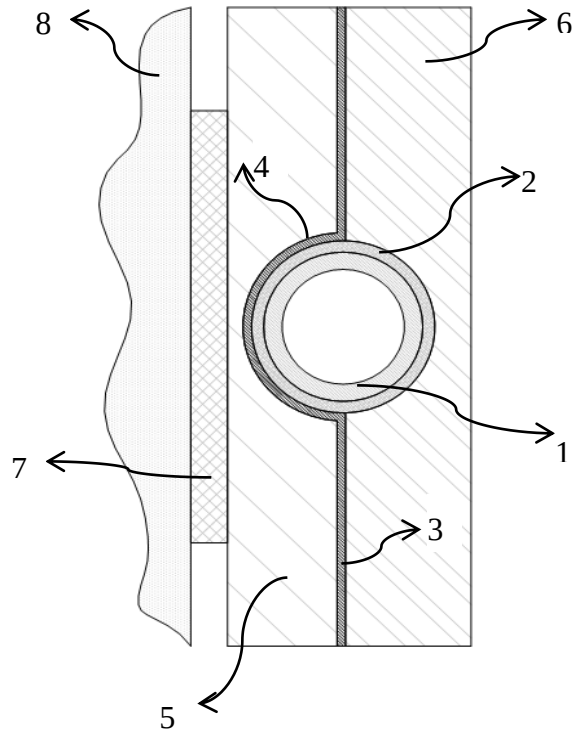
Bu düzenlenme şekli gidiş-dönüş su sıcaklık farkı büyük olan uygulamalarda kullanılabilir. Sıcaklığın değişmesiyle plastik malzemenin genişleyip daralması ısıtım plakasının yapısına zarar verebilmektedir. Yapıda oluşacak bozulmanın dışında genişleyip daralmadan oluşacak sesler de bir ölçüde azaltılmış olacaktır.

Şekil 4.6’da örnek bir düzenlenme şeklinin yerden (9) ısıtma-soğutma uygulamasında kullanması gösterilmiştir. Aynı düzenleme tavandan ısıtma-soğutma uygulamalarında da uygulanabilir.



Şekil 4.6 : Sistemin yerden ısıtma durumunda uygulanması kesit görünümü

Şekil 4.7’de örnek bir düzenlenme şeklinin duvardan (8) ısıtma-soğutma uygulamasında kullanması gösterilmiştir. Uygulamada rijitliği sağlayacak ve panellerin duvara döşenmesini kolaylaştıracak destekleyici şerit (7) de kullanılabilir.



Şekil 4.7 : Sistemin duvardan ısıtma-soğutma durumunda uygulanması kesit görünümü

Şekillerdeki düzenlemelerin dışında alüminyum folyolu boru ile ısıtım plakası spiral şeklindeki uygulamalar gibi birçok uygulamada da kullanılabilir.

4.4 Geliştirilen Panelin Çalışması-İşleyişi

Şekil 4.1’de şematik olarak gösterilen panel, mahalde duvardan, yerden tavandan yapılan kuru uygulamalarda kullanılmaktadır. Panellerin şartlandırılması ise; ısı pompası gibi diğer alternatif enerji kaynağından sağlanan sıcak veya soğuk su panel içerisinde dolanan plastik borulardan (1) geçer. Plastik borular, aracılığıyla ısı aktarımı ısıtım plakası (3) üzerinden gerçekleştirilir. Plastik boru ile ısıtım plakası arasında termal direncin az olmasıyla borulardan gelen ısı enerji diğer klasik sistemlere göre daha yüksek oranda plakaya oradan da mahale aktarılır.

Isıl genleşme ve daralmalarında plakanın şeklinin bozulmasını engellemek amacıyla, plastik boru ile ısıtım plakası arasında termal iletken dolgu malzemesi de kullanılabilir.

5. GELİŞTİRİLEN PANELLER İLE TÜRKİYE’NİN FARKLI ÇOĞRAFYALARINDA SAĞLAMNMASI HEDEFLenen ENERJİ TASARRUFU

Lawrance Berkeley National Laboratory (LBNL) [26] yaptığı çalışmalar sonucunda; Radyant soğutma sistemlerinde daha az enerji tüketilir ve pik güç talebi daha azdır. ASHRAE Standart 62R’ye göre tasarlanmış bir ofis binanın simülasyonu sonucunda; Radyant soğutma sistemi klasik klimalı sistemlere göre ortalama %30 mertebelerinde enerji tasarrufu sağlamış ve %27 mertebelerinde pik güç talebini azalmasını sağlamıştır. Eski binalarda ve soğutma yükünü fazla olduğu mekânlarda bu tasarruf miktarının artması beklenmektedir.

Radyant soğutma sistemlerinde enerji tasarrufu soğuk ve nemli iklimlerde düşük, kuru ve sıcak iklimlerde yüksek olması beklenir. Türkiye’deki iklim şartları göz önüne alındığında enerji tasarrufu %17 - %42 arasında, pik güç talebi tasarrufu ise %22 - %37 olması beklenmektedir.

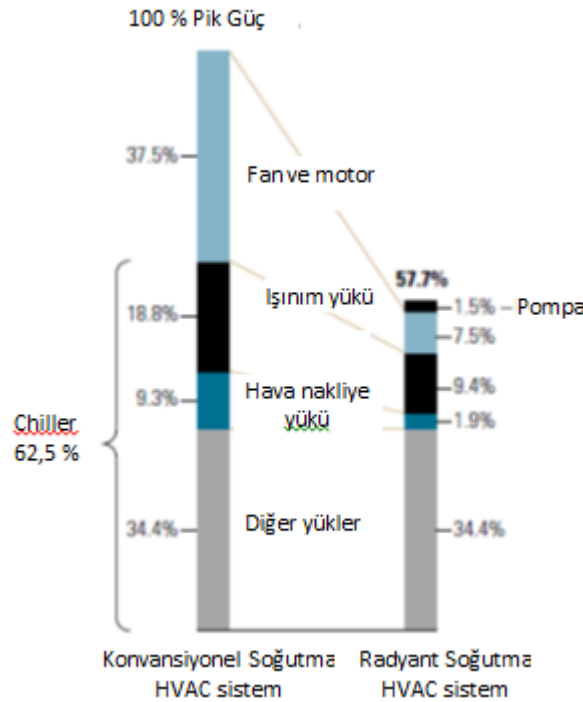
Yapılan çalışmalar 22.5 m² standart bir ofis için yapılmıştır. Radyant soğutma ile Mahal sıcaklığı 24°C olarak ayarlanmıştır (ASHRAE Standart 62R [4]). Panele soğuk su 180 kg/h debiyle ve 20°C giriş sıcaklığında gönderilmiştir. Ofiste 20°C ve %65 nemlilikteki havayla havalandırma da yapılmaktadır. Klima ile yapılan soğutma işleminde, mahale 36 m³/h debi ile hava sağlanmıştır.

24 saat boyunca radyant soğutma panellerinin döşendiği ofiste ortam sıcaklığı stabil durumda kalmıştır. Klima ile yapılan iklimlendirme taşınım esasına dayanmaktadır. Bu yüzden duvarlarda soğutma enerji depo edilememektedir. Klima ve Radyant panellerin çalıştırılmadığı durumlarda; klimanın olduğu ofiste 2.5-3°C arasında sıcaklık dalgalanması olurken, Radyant panellerde 1-1.5°C arasında gerçekleşmektedir.

Benzer şekilde tüm iklim şartlarında Radyant ısıtma-soğutma sistemlerinin pik güç talebi, klima sistemlerinkinden daha düşüktür. Bunun ise iki nedeni vardır;

- 1- Radyant soğutma panelinde ısı transferi ağırlıklı olarak radyasyon esasına göre, klimada ise taşınım esasına göre gerçekleşmektedir. Bu yüzden konfor şartları daha düşük enerji harcanarak sağlanır.
- 2- Pik tüketim zamanlarında radyant soğutma sistemlerinde fan enerji tüketimi daha düşük olmaktadır. (Örneğin Almanya'daki BVB Volksbank binasında klimalar yerine radyant soğutma panelleri kullanılmış tüm hava kanal maliyetleri azaltılmıştır 0,6 \$ (%10) kazanç sağlanmıştır [26].)

Şekil 5.1'de konvesiyonel soğutma sistemleri ile radyant soğutma sistemlerinin pik güç tüketim miktarlarının karşılaştırması yer almaktadır. Radyant ısıtma soğutma sistemlerinde fan ve motor kullanılmamasından dolayı yüksek miktarda pik güç tasarrufu sağlanmıştır.



Şekil 5.1 : Radyant soğutma sisteminin sağladığı pik güç tasarrufu [28]

5.1 LBNL'nin Yaptığı Çalışmalara Göre Radyant Soğutma Sistemleri İle Klima Sistemlerinin Enerji Tasarrufu ve Pik Güç Talebi Karşılaştırılması

LBNL'nin Amerika'nın Seattle ve Phoenix şehirlerinde yaptığı deneysel çalışmaların ayrıntıları aşağıdaki çizelgelerde verilmiştir [26].

Çizelge 5.1: Radyant soğutma panellerinin kullanıldığı binadaki yıllık enerji tüketimi ve pik güç talebi

İklim Türü	Sezon Boyunca Enerji Tüketimi (kWh/m ²)		Pik Güç Talebi (W/m ²)	
	Ilık Nemli İklim (Seattle)	Sıcak-Kuru İklim (Phoenix)	Ilık-Nemli İklim (Seattle)	Sıcak-Kuru İklim (Phoenix)
Şehir				
Mahal Gün Boyu Havalandırılırsa	14.5	34.3	20.5	30.3
Mahal Sadece Gündüzleri Havalandırılırsa	14.1	29.7	20.9	30.7

Çizelge 5.2: Klimaların kullanıldığı binadaki yıllık enerji tüketimi ve pik güç talebi

İklim Türü	Sezon Boyunca Enerji Tüketimi (kWh/m ²)		Pik Güç Talebi (W/m ²)	
	Ilık Nemli İklim (Seattle)	Sıcak-Kuru İklim (Phoenix)	Ilık-Nemli İklim (Seattle)	Sıcak-Kuru İklim (Phoenix)
Şehir				
Mahal Gün Boyu Havalandırılırsa	15.4	50.6	29.8	45.9
Mahal Sadece Gündüzleri Havalandırılırsa	18.3	51.3	30.3	48.5

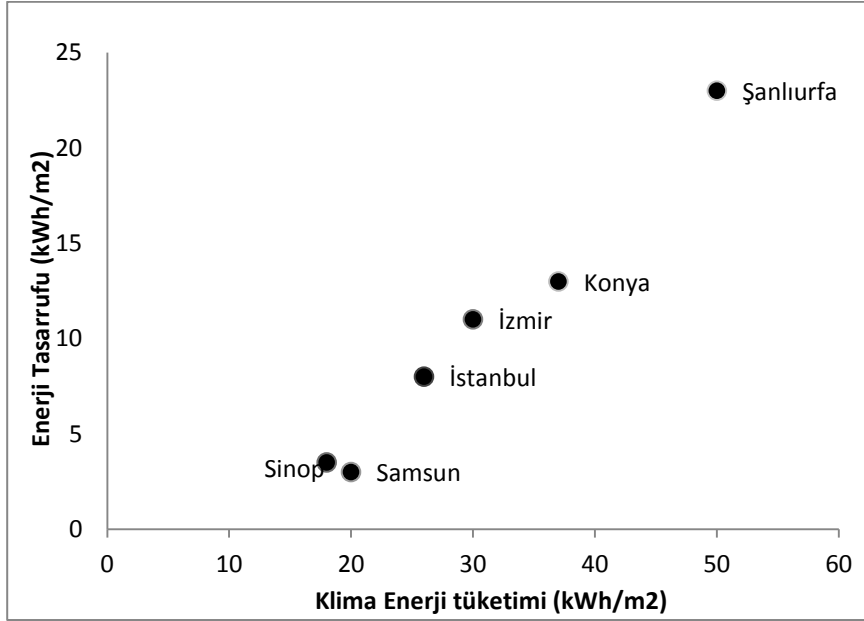
Çizelge 5.3: Radyant soğutma sistemin tasarruf potansiyeli

İklim Türü	Sezon Boyunca Enerji Tüketimi		ORTALAMA
	Ilık Nemli İklim (Seattle)	Sıcak-Kuru İklim (Phoenix)	
Şehir			
Mahal Gün Boyu Havalandırılırsa	0.9 kwh/m ² % 6	18.1 kwh/m ² % 36	8.9 kwh/m ² 25.4 %
Mahal Sadece Gündüzleri Havalandırılırsa	4.2 kwh/m ²	21.7 kwh/m ²	12.1 kwh/m ² 34.8 %

Çizelgelerden de anlaşılacağı gibi radyant klima panelleri, zorlanmış hava taşınımına dayalı klimalara göre ılık ve nemli iklime sahip Seattle şehrinde %6, sıcak ve kuru iklime sahip phoenix şehrinde %36 enerji tasarrufu sağlamıştır.

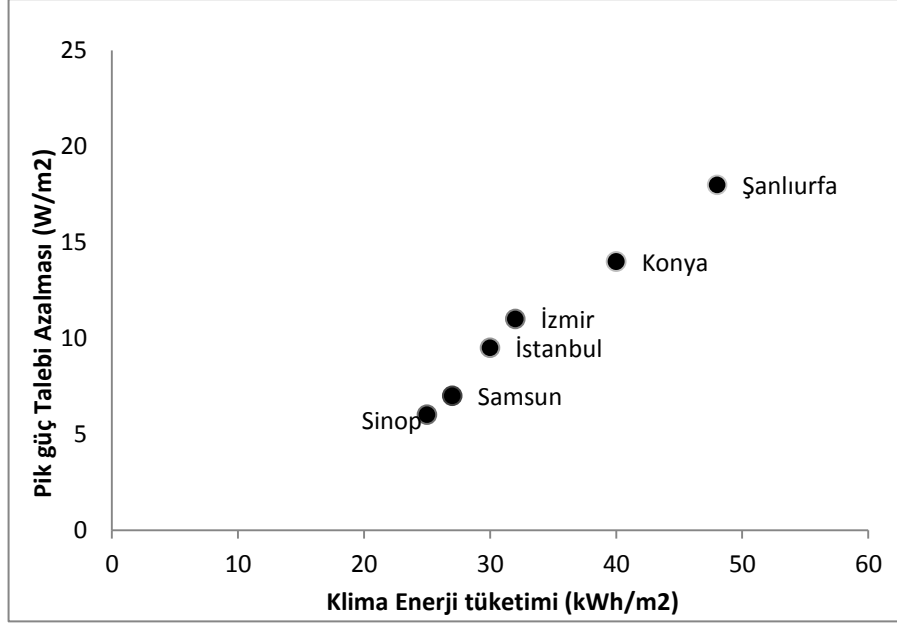
Bu çalışmaya göre potansiyel enerji tasarrufu oranını Türkiye'nin farklı şekillerine uyarlarsak Şekil 5.2'deki tablo'yu elde ederiz. Şekilden de görüldüğü gibi soğutma

yükü yüksek kuru ve sıcak olan Şanlıurfa'da maksimum enerji tasarrufu elde edilir. Ilık ve enmli iklime sahip İstanbul şehrinde metrekare başına yıllık ortalama 10 kWh'lık bir enerji tasarrufu gerçekleşir.



Şekil 5.2 : Radyant klima panellerinin klasik taşınım esasına göre çalışan klimalara göre sağladığı enerji tasarrufu

Şekil 5.3'de ise Türkiye'nin farklı şehirleri için gerçekleşmesi planlanan pik güç tasarrufları yer almaktadır. Benzer şekilde pik güç tasarrufu en yüksek pik güç talebi olan Şanlıurfa'da görülmüştür. Toplam pik güç tasarrufu 5 – 20 W/m² arasında gerçekleşmiştir.



Şekil 5.3 : Radyant klima panellerinin klasik taşınım esasına göre çalışan klimalara göre sağladığı pik güç talebi azalması

6. SAYISAL ÇÖZÜM

CFD, nümerik yöntemleri kullanarak, non-linear diferansiyel denklemlerin çözümünü yapmaktadır.

Kısmi diferansiyel denklemler kütle, momentum ve enerji denklemleri gibi fiziksel kanunları tanımlamaktadır. Bu denklemler ayrıştırılıp lineer hale getirilip, sınır şartları oluşturulmuştur.

6.1 Akışkanların Akışı ve Isı Transferi Denklemleri

Akışkanların akışı ve ısı transferinde kullanılan parçalı diferansiyel denklemler; süreklilik denklemleri, Navier-Stokes denklemleri ve enerji denklemini içerir.

Bunlar; Navier-Stokes, momentum denklemleri ile Termodinamiğin 1. yasası ya da enerji denklemleridir. Kullanılan parçalı diferansiyel denklemler şöyle yazılabilir. (Fluent Technical Reference 2007)

Süreklilik denklemi;

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w) = 0 \quad (6.1)$$

x- momentum denklemi;

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho uu) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho uv) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho wu) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x} \right) \right] \quad (6.2)$$

y-momentum denklemi;

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho v) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho uv) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho vv) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho wv) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial y} \right) \right] \quad (6.3)$$

z-momentum denklemi;

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho w) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho uw) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho vw) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho ww) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial w}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial z} \right) \right] - \rho g \beta (T_\infty - T) \quad (6.4)$$

Enerji denklemi;

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho c_p T) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho c_p u T) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho c_p v T) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho c_p w T) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[k \frac{\partial T}{\partial x_j} \right] + q''' \quad (6.5)$$

Burada z eksenini dikey eksen olarak alınmiştir. u,v,w sırasıyla x, y, z eksenlerdeki hız komponentleridir (m/s). ρ yoğunluk (kg/m^3), μ vizkosite (pa.s), β , havanın ısı genleşme katsayısı (K^{-1}), P basınç (pa), T ise sıcaklıktır (K). Enerji denkleminde ise c_p özgül ısı (J/kgK), k ısı iletim katsayısıdır (W/m.K).

6.2 Sayısal Çözüm Yöntemleri

Ayrı ayrı ve birarada çözüm yöntemleri sırasıyla açıklanmıştır.

6.2.1 Ayrı ayrı çözüm yöntemi (Segregated solver)

Süreklilik, enerji ve momentum denklemlerini ardarda (ayrı ayrı) çözer. Daha çok sıkıştırılamaz ve su gibi çok az sıkıştırılabilen akışkanların bulunduğu ortamlarda tercih edilir [29].

İlgili denklemlerin non-lineer ve birbirine bağlı (coupled) olmasından dolayı çözüm için gerekli bir takım iterasyonlar, yakınsak çözüm elde edinceye kadar yapılır. Her iterasyon aşağıdaki basamaklardan oluşur;

1. Akışkan fiziksel özellikleri, bir önceki iterasyondan elde edilen sıcaklık dağılımları yardımıyla yeniden hesaplanarak belirlenir. Eğer hesaba yeni başlanıyor ise akışkanın giriş sıcaklığındaki özellikleri hesaplanır [29].
2. Sırasıyla x, y, z yönlerindeki u,v,w hız değerlerine ait momentum denklemlerinin herbiri, hız dağılımının güncelleştirilmesi için, o anki basınç (P) ve yüzey kütle akısı (F) değerleri yardımıyla çözülür.
3. İkinci basamakta elde edilen hız değerleri, süreklilik denklemini sağlamıyorsa (yerel olarak) bir 'Poisson' tipi basınç düzeltmesi denklemi, süreklilik ve lineerize edilmiş momentum denklemlerinden türetilir. Bu basınç düzeltme denklemi; hız ve basınç dağılımları için gerekli düzeltmeleri elde etmek ve kütleli debinin, süreklilik denklemini sağlaması için çözülür.
4. Türbülans, enerji, kütle ve radyasyonla ilgili denklemler, daha evvelden güncelleştirilen değişkenlere ait değerler yardımıyla çözülür.

5. Denklemlerin çözümünün yakınsayıp yakınsamadığı kontrol edilir. Eğer yakınsama varsa hesaplama işlemleri (iterasyon) durdurulur, yoksa başa dönülüp iterasyona devam edilir [29].

6.2.2 Birarada çözüm yöntemi (Coupled solver)

Süreklilik, momentum, uygun olması durumunda enerji, kütle transferi denklemleri ile eş zamanlı çözülür. Ek bir takım skalar denklemler ardarda çözülür (segregated). Kolay sıkıştırılabilir akışlara, daha çok uygulanan, eş zamanlı enerji, momentum ve süreklilik denklemlerini çözer. İlgili denklemlerin non-lineer olmasından dolayı bir takım iterasyonlar yakınsak sonuç elde edilmeden önce yapılmalıdır [29]. Her bir iterasyon aşağıdaki basamaklardan oluşur;

1. Akışkan özellikleri o anki çözüme göre güncelleştirilir. Başlangıçta ise giriş değerleri kullanılır.
2. Süreklilik, momentum, enerji ve kütle denklemleri eş zamanlı çözülür.
3. Türbülans, radyasyon gibi skalar denklemler daha evvelden güncelleştirilen değişkenlere ait değerler yardımıyla çözülür.
4. Denklem kümelerindeki yakınsamanın olup olmadığı kontrol edilir. Yakınsama varsa iterasyon durdurulur, yoksa tekrar başa dönülür ve iterasyonlara devam edilir.

6.3 Çözücü Lineerleştirme (Ayrıklaştırma) Yöntemleri

Her iki segregated ve coupled çözüm yönteminde, farklı non-lineer denklemler her hücre için bağımlı değişkene ait denklemler sistemi oluşturmak üzere lineerleştirilirler [29]. Sonuçta bulunan lineer sistem, güncelleştirilmiş akış alanı elde etmek için çözülür.

Bu denklemlerin lineerleştirilmesi bağımlı değişkene göre örtülü ‘Implicit’ veya açık ‘Explicit’ olarak gerçekleştirilir.

6.3.1 Örtülü ‘Implicit’ yöntem

Verilen bir değişkenin, her hücredeki bilinmeyen değerinin; komşu hücrelere ait bilinen ve bilinmeyen değerleri kullanılarak hesap edilmesi yöntemidir. Bununla birlikte her bir bilinmeyen değere ait, sistemde birden fazla denklem ortaya çıkar ve bu denklemler bilinmeyenleri tespit edebilmek için eş zamanlı çözülür [29].

6.3.2 Açık 'Explicit' yöntem

Verilen bir değişkenin, her hücredeki bilinmeyen değerinin sadece bilinen değerler yardımıyla bulunmasıdır. Her bir bilinmeyen, sistemde sadece bir tek denklemde yer alacağından her hücredeki bilinmeyen değerlere ait denklemler bilinmeyen değer bulunabilmesi için her biri bir an içerisinde çözülür [29].

'Segregated Solution' ayrık çözüm metodu sadece örtülü 'Implicit' yöntemiyle lineerize (ayrıklaştırılır) edilir.

Özetle, 'Segregated Solver' tek bir değişken dağılımını (örneğin P için), tüm hücreleri aynı anda dikkate alarak çözer. Daha sonra diğer değişkene ait sıcaklık (T) dağılımını aynı anda tüm hücreleri ele alarak çözer. Daha sonra diğer bir değişkeni de aynı şekilde çözerek devam eder [29].

'Coupled Solver' da ise her iki (Implicit ve Explicit) yöntem kullanılabilir. Sadece Türbülans, Radyasyon gibi ek skaler denklemler örtülü 'Implicit' olarak 'Segregated Solver' yöntemi ile çözülür. Diğer 'Coupled Solver' yöntemiyle çözülmesi istenen denklemler bu yöntem ile çözülür [29].

'Coupled Implicit' yaklaşımı, tüm değişkenleri (P,u,v,w,T) tüm hücrelerde aynı anda çözer.

'Coupled Explicit' yaklaşımı tüm değişkenleri (P,u,v,w,T) bir hücrede bir anda çözer.

Biz çözümümüzde akışımız sıkıştırılamaz ve düşük hızda olduğundan segregated çözümü seçiyoruz. 'Segregated Solver' seçildiğinde denklemler sadece örtülü olarak lineerleştirilebildiğinden 'Implicit' metodu seçilir.

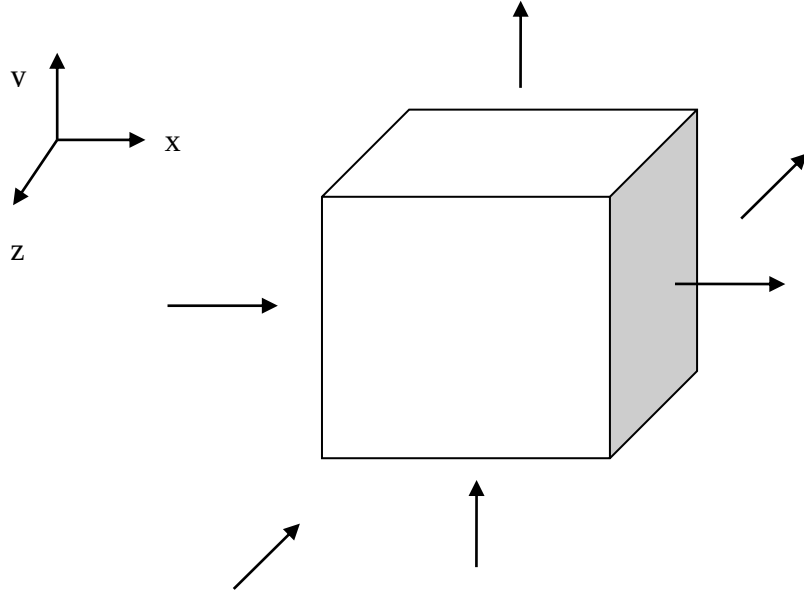
6.4 Korunum Denklemlerinin Cebirsel Denklemlere Dönüşümü

FLUENT kontrol hacim formülasyonunu kullanarak denklemleri, nümerik olarak çözülebilen cebirsel denklemlere dönüştürür. Bu teknik ilgili denklemleri her bir kontrol hacminde integre ederek toplam kontrol hacmindeki her bir değişkenin korunduğu (örn:kütlenin) farklı denklemler oluşturmak suretiyle çözüme ulaşır.

Cebirsel denkleme dönüşüm işlemi, taşınan $\emptyset$ (kütle için 1, momentum için hız vektörü, enerji için ise toplam enerjidir) skaler değerinin kararlı halde korunumu denklemi yardımıyla gerçekleştirilir. Belirli bir kontrol hacmi için;

$$\oint \rho \phi \vec{v} dA = \iiint_V \Gamma_\phi \nabla \phi dV + \int_V S_\phi dV \quad (6.6)$$

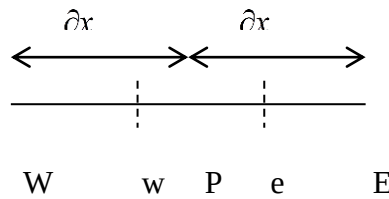
Yukarıdaki korunum denkleminde Γ_ϕ difüzyon katsayısı olup, birim hacim için üretim olmaksızın ($S_\phi=0$) yeniden yazılacak olursa;



Şekil 6.1 : Şematik kontrol hacmi

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u \phi) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) \quad (6.7)$$

Bu denklem tek boyutlu olarak ele alınırsa, e-w sınırları arasında;



Şekil 6.2: Tek boyutsal çözümde düğüm noktaları

$$(\rho u \phi)_e - (\rho u \phi)_w = \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_e - \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_w \quad (6.8)$$

yazılabilir.

$$\phi_e = \frac{1}{2}(\phi_E + \phi_P) \quad \phi_w = \frac{1}{2}(\phi_W + \phi_P) \quad (6.9)$$

Bunlar yukarıdaki denklemde yerine koyulursa;

$$\frac{1}{2}(\phi_E + \phi_P)(\rho u)_e - \frac{1}{2}(\phi_W + \phi_P)(\rho u)_w = \Gamma_e \frac{(\phi_E - \phi_P)}{(\partial x)_e} - \Gamma_w \frac{(\phi_P - \phi_W)}{(\partial x)_w} \quad (6.10)$$

elde edilir. Düğüm noktalarında bağımlı değişkenin değerleri cinsinden denklem,

$$a_P \phi_P = a_E \phi_E + a_W \phi_W \quad (6.11)$$

şeklini alır. Burada

$$a_E = \frac{\Gamma_e}{(\partial x)_e} - \frac{1}{2}(\rho u)_e \quad (6.12)$$

$$a_W = \frac{\Gamma_w}{(\partial x)_w} - \frac{1}{2}(\rho u)_w \quad (6.13)$$

$$a_P = \frac{\Gamma_e}{(\partial x)_e} + \frac{\Gamma_w}{(\partial x)_w} + (\rho u)_e - (\rho u)_w = a_E + a_W + F_e - F_w \quad (6.14)$$

anlamındadır.

$$\text{Kütlesel akı ; } F = \rho u \quad (6.15)$$

Süreklilik denkleminde $F_e - F_w = 0$ olduğundan $a_P = a_E + a_W$ şeklinde yazılabilir.

Üretimi de dikkate alarak genelleme yapılırsa (nb:komşu düğüm noktası):

$$a_P \phi_P = \sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + b \quad (6.16)$$

Üç boyutlu durum için ise

$$a_P \phi_P = a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_N \phi_N + a_S \phi_S + a_T \phi_T + a_B \phi_B + b \quad (6.17)$$

Bu denklemin geçerli olabilmesi için, dört ana kuralın sağlanması gerekir.

1. Bir yüzey iki ayrı hacme ait bir yüzey ise bu yüzeyden olan akı iki hacim için de lineer denklemlerde (korunum) aynı gösterilmelidir.

2. a_P ve a_{nb} değerleri daima pozitif olmalıdır.

3. $\bar{S} = S_C + S_P T_P$ üretim ifadesindeki S_P değeri daima sıfırdan küçük veya sıfıra eşit olmalıdır.

4. $a_P = \sum a_{nb}$ eşitliği daima sağlanmalıdır. Yani bağımlı değişken ϕ , örneğin T sıcaklık değeri c kadar artırılrsa da diferansiyel denklemi sağlamalıdır.

6.5 Momentumun Korunumu Denkleminin Lineerleştirilmesi

Momentumun i yönündeki korunumu denklemi birim hacim için;

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho g_i + \bar{F}_i \quad (6.18)$$

Burada τ_{ij} kayma gerilmesi;

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \quad (6.19)$$

Yerçekimi ihmal edilir ve sürekli rejimde tüm hacim için momentum denklemi;

$$\oint \rho v v dA = -\oint P I dA + \oint \tau dA + \oint \bar{F} dV \quad (6.20)$$

Yukarıdaki momentum denklemindeki son terim (gözenekli ortam, faz değişimi etkileri gibi) ihmal edilerek lineerleştirme işlemi bölüm 6.3'te anlatıldığı gibi gerçekleştirilirse;

$$\oint \rho v v dA = -\oint P I dA + \oint \Gamma_\phi \nabla v \cdot dA \quad (6.21)$$

$$a_e u_e = \sum a_{nb} u_{nb} + b + (P_p - P_E) A_e \quad (6.22)$$

Gerçek basıncı P ile, tahmini basıncı P^* ile ve basınç düzeltmesini P' ile gösterirsek

$$P = P^* + P' \quad (6.23)$$

Hız ise aşağıdaki gibi gösterilir;

$$u = u^* + u' \quad (6.24)$$

$$a_e (u_e^* + u_e') = \sum a_{nb} (u_{nb}^* + u_{nb}') + \bar{b} + ((P_p^* + P_p') - (P_E^* + P_E')) A_e \quad (6.25)$$

$$\bar{b} = S_C + a_p^0 \phi^0 = 0 \quad (\text{üretim yok ve kararlı rejim}) \quad (6.26)$$

$$a_e u_e' = \sum a_{nb} u_{nb}' + (P_p' - P_E') A_e \quad (6.27)$$

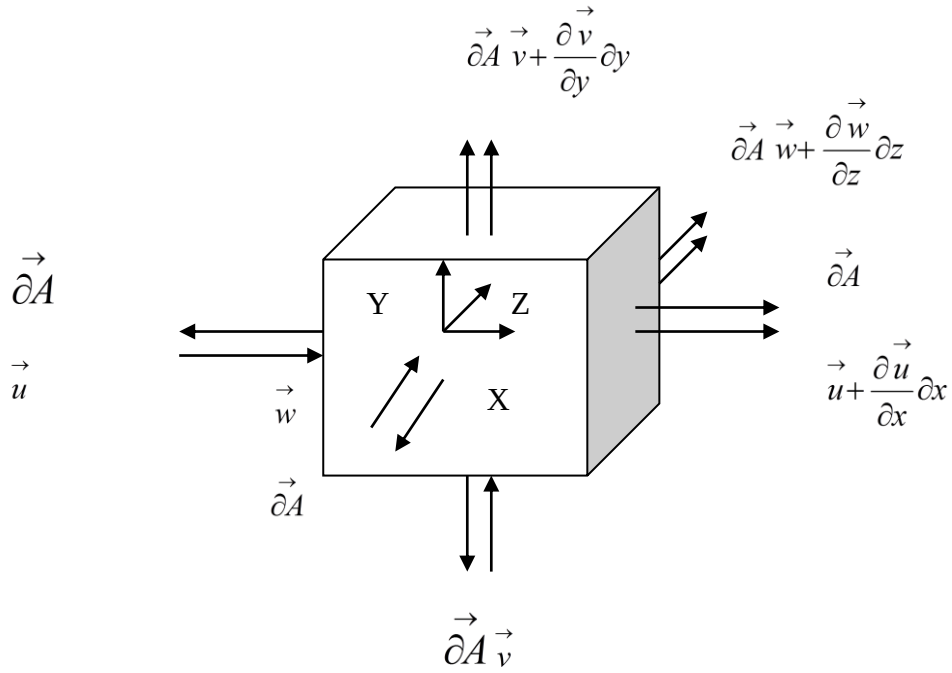
Burada $\sum a_{nb} u_{nb}'$ terimini ihmal edersek

$$a_e u_e' = (P_p' - P_E') A_e \rightarrow u_e' = \frac{A_e}{a_e} (P_p' - P_E') = d_e (P_p' - P_E') \quad (6.28)$$

$$d_e = \frac{A_e}{a_e} \quad (6.29)$$

$$u_e = u_e^* + d_e (P_p' - P_E') \quad (6.30)$$

6.6 Süreklilik Denkleminin Lineerleştirilmesi



Şekil 6.3 : Kütlenin korunumu için kontrol hacmi

$$J_f = \rho u A_f \quad (6.32)$$

$$u = u^* + u' \rightarrow J_f = \rho u^* A_f + \rho u' A_f \quad (6.33)$$

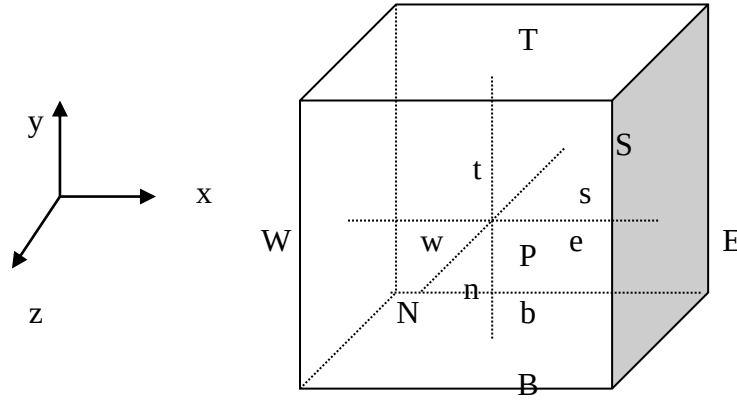
SIMPLE metodunu uygularsak;

$$u' = d_f (P'_P - P'_E) \rightarrow J_f = J^* + d_f (P'_P - P'_E) \quad (6.34)$$

$$J_f = J^* + J' \quad (6.35)$$

$$d_f = \frac{\rho A_f^2}{a_P} \quad (6.36)$$

Üç Boyutlu Akış İçin



Şekil 6.4 : Üç boyutlu akış hücresinin şematik gösterimi

$$\frac{(\rho_p - \rho_p^0) dx dy dz}{dt} + [(\rho u)_e - (\rho u)_w] dy dz + [(\rho v)_n - (\rho v)_s] dx dz + [(\rho w)_t - (\rho w)_b] dx dy \quad (6.37)$$

$u = u^* + u' = u^* + d_e (P'_p - P'_E)$ denklemde yerine konursa;

$$a_p P'_p = a_E P'_E + a_W P'_W + a_S P'_S + a_T P'_T + a_B P'_B + b \quad (6.38)$$

$$b = \frac{(\rho_p^0 - \rho_p) dx dy dz}{dt} + [(\rho u^*)_w - (\rho u^*)_e] dy dz + [(\rho v^*)_s - (\rho v^*)_n] dx dz + [(\rho w^*)_b - (\rho w^*)_t] dy dx \quad (6.39)$$

$$a_E = \rho_e d_e \Delta y \Delta z \quad (6.40)$$

6.7 Enterpolasyon Yöntemleri

FLUENT her bir hücre merkezi için farklı skaler ϕ değerleri kaydeder. Yüzeye ait ϕ_f değerleri denklem için gereklidir. Bu değer merkez değerlerinden enterpolasyon edilerek bulunur.

Enterpolasyonun anlamı ϕ_f değerinin, hücrenin normal yöndeki komşu hücrelerindeki değerlerden faydalanılarak bulunmasıdır.

Dört çeşit enterpolasyon yöntemi vardır:

1. Birinci dereceden 'First Order' enterpolasyon yöntemi
2. Üssel 'Power Law' enterpolasyon yöntemi
3. İkinci dereceden 'Second Order' enterpolasyon yöntemi
4. Hızlı 'Quick' enterpolasyon yöntemi

Bu çalışmada birinci dereceden enterpolasyon yöntemi tercih edilmiştir.

6.8 İterasyon Yapılırken Kullanılacak Düzeltme ‘URF’ (Under Relaxation Factor) Katsayısının Tanımlanması

Denklemlerin non lineerliğinden dolayı ϕ değişimi kontrol edilmelidir. Bu da ‘URF’ ile olur.

$$\phi = \phi_{eski} + \alpha \Delta \phi \quad (6.41)$$

$$\Delta \phi = \phi \text{ değerindeki hesaplanan değişim miktarı} \quad (6.42)$$

$$u = \alpha u^* + u' \quad (6.43)$$

$$P = P^* + \alpha P' \quad (6.44)$$

6.9 SIMPLE Metodu ile Momentum, Süreklilik ve Diğer Skalerlere Ait Denklemlerin çözüm Algoritması

1. Öncelikle tahmini basınç P^* değerleri belirlenir .

2. Bu tahmini P^* dağılımına göre $a_p u_p^* = a_{nb} u_{nb}^* + (P_p^* - P_E^*)$ denkleminde tahmini hız u^*, v^*, w^* (üç boyutlu akış için) değerleri bulunur.

3. Bulunan u^*, v^*, w^* değerleri ile süreklilik denklemindeki (denklem 6.38) P' basınç düzeltme değerleri hesaplanır.

$$4. \quad P = P^* + \alpha P' \quad (6.45)$$

Denklem (4.45)’tan gerçek P değeri hesaplanır.

$$5. \quad u_e = \alpha u_e^* + d_e (P_p' - P_E') \quad (6.46)$$

Denklem (4.46)’den u, v, w gerçek hız değerleri hesaplanır.

6. Eğer türbülanslı akış söz konusu ise hesaplanan u, v, w yardımıyla türbülans denklemleri çözülür.

7. Sıcaklık, konsantrasyon, kimyasal, radyasyon, gibi diğer ϕ skalerlere ait denklemler de yukarıda bulunan değerler kullanılarak aynı yöntemle çözülür.

8. Eğer akışkan özellikleri sıcaklığa bağlı olarak değişim gösteriyor ise bulunan sıcaklık dağılımına göre akışkan özellikleri de güncelleştirilir.

9. Yakınsama olup olmadığını anlamak için R artık değerleri hesaplanır ve bulunan R değeri kritik R artık değerinden küçük ise yakınsama gerçekleşmiştir iterasyon durdurulur, büyük ise iterasyona yakınsama gerçekleşinceye kadar devam edilir. Bir sonraki iterasyona başlarken en son hesaplamış olduğumuz P değerini başlayacağımız iterasyon için P^* değeri olarak kabul edip tekrar aynı işlemlere 2 nolu sıradan itibaren yakınsama oluncaya kadar devam edilir.

6.10 Ayırık Ayırık Çözücü ‘Segregated Solver’ için Artık ‘Residual’ Değerinin Tanımı

Bir P hücresindeki ϕ değerinin korunumu :

$$a_p \phi_p = \sum a_{nb} \phi_{nb} + b \quad (6.47)$$

$$S = S_c + S_p \phi \quad (6.48)$$

$$a_p = \sum_{nb} a_{nb} - S_p \quad (6.49)$$

(4.47) denklemindeki eşitliğin sağlanması gerekir, ancak iterasyon esnasında ilgili denklemin sağ ve sol tarafında farklı değerler elde edilebilir ve bu iki taraf arasındaki farkın tüm P hücreleri boyunca olan toplam değerine ϕ değişkeninin artık R^ϕ değeri adı verilir.

$$R^\phi = \sum_{P_{hücreleri}} \left| \sum a_{nb} \phi_{nb} + b - a_p \phi_p \right| \quad (6.50)$$

Bu formüldeki artık ‘Residual’ değeri ile yakınsamanın olup olmadığını anlamak zordur, çünkü bir boyutsuzlaştırma yapılmamıştır.

FLUENT programında boyutsuz artık değeri ‘Residual’ aşağıdaki şekilde bulunur;

$$R^\phi = \frac{\sum_{P_{hücreleri}} \left| \sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + b - a_p \phi_p \right|}{\sum_{P_{hücreleri}} |a_p \phi_p|} \quad (6.51)$$

Momentum denklemlerinde paydadaki $a_p \phi_p$ yerine $a_p v_p$ gelir. v_p P hücresindeki hız değeridir.

Süreklilik denklemi için net kütle üretimi değeri:

$$R^c = \sum_{P_{hücreleri}} |P_{HücresindekiKütleÜretimi}| \quad (6.52)$$

Süreklilik denklemi için boyutsuz artık değeri :

$$\frac{R^c_{N.iterasyon}}{R^c_{5.iterasyon}} \quad (6.53)$$

Paydadaki değer ilk beş iterasyondaki en büyük mutlak değer olarak artık (R^ϕ).

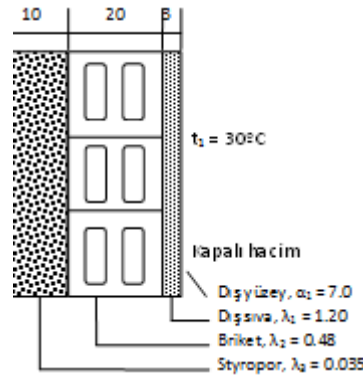
6.11 Yakınsama ve Kararlılık

Türbülanslı modellerde Residual 50 veya daha fazla iterasyon sonucu düşmeye devam ediyorsa o zaman yakınsama oluyor demektir.

7. PANEL PERFORMANS ANALİZ ÇALIŞMALARI

Bu bölümde panel performans analiz çalışmaları yapılacaktır. Analizlerden önce belirlenen bir model için geliştirilen nümerik çözüm ile literatürden alınan analitik çözüm karşılaştırılarak geliştirilen sayısal çözüm yöntemi doğrulanacaktır. Daha sonra analiz çalışmalarında kullanılacak taşınım katsayısı değeri literatürden alınacak yöntemler kullanılarak hesaplanacaktır. Geliştirilen paneller ilk önce temel sınır ve geometrik koşullara göre analizleri yapıp, elde edilen ısı performans, yüzey sıcaklıkları hem ısıtma hem de soğutma durumu için incelenecektir. Daha sonra farklı sınır şartları ve farklı geometrik özelliklere göre analizler tekrarlanıp, panelin farklı koşullarda çalışma performansı görülecek, optimizasyon yapılması için gereken tüm sonuçlar elde edilecektir.

Analizlerde kullanılmak üzere örnek bir yapı detayı referans alınmıştır (Şekil 7.1). Bu yapı detayı için dış hava koşullarına bağlı olarak mahal iç duvar sıcaklıkları da denklem 7.1 yardımıyla hesaplanmış bazı sıcaklık değerleri için Ek A.1 çizelge A.2’de gösterilmiştir.



Şekil 7.1 : Hesaplamalarda esas alınan yapı detayı

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{x_1}{\lambda_1} + \frac{x_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{x_n}{\lambda_n} + \frac{1}{\Delta} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (7.1)$$

7.1 İç Taşınım Katsayısı Korelasyonunun Belirlenmesi

Mahal içerisindeki hava hareketi doğal taşınım veya mekanik etkiler sonucunda oluşur. Mekanik kuvvetler genellikle fan veya mahal dışarısından içeriye cereyan eden havadan kaynaklanır. Doğal taşınımdan kaynaklanan hava hareketi ise mahal içerisindeki ısı kaynaklarından (radyatörler, insanlar, ekipmanlar) veya yüzey ısıtma sistemlerindeki yüzey ile hava sıcaklıkları farkından kaynaklanır.

Ek A Çizelge A.3 'de mahal içerisindeki hava hareketini gerçekleştiren kuvvetlere göre 5 farklı konveksiyon rejim kategorisi yapılmıştır. Bu yaklaşım bina simülasyonu işleminde pratik bir çözüm getirmiştir.

A ve B taşınım rejimleri temel olarak doğal taşınım esasına dayanmaktadır. Burada doğal taşınım, yüzeyler ile hava sıcaklığı arasındaki sıcaklık farklarından, yapı malzemelerinden gerçekleşen ısı transferinden veya herhangi bir iklimlendirme cihazlarından kaynaklanabilmektedir.

Hava hareketinin temel olarak mekanik kuvvetlere dayandığı rejimler ise iki kategoriye ayrılmıştır. EK A Çizelge A.3'e göre C rejimi dışarıdan sağladığı havayı şartlandırarak mahale gönderen HVAC sistemlerinden, D rejimi ise oda içerisindeki havayı sirküle eden fan gibi cihazlardan dolayı oluşur.

Bu sınıflandırmalara göre taşınım katsayısının hesaplanacağı hesap yöntemi belirlenir.

EK A Çizelge A.4 'de yerden ısıtma durumu için önerilen ısı taşınım katsayısı korelasyonları, EK A Çizelge A.5 'de ise duvardan ısıtma durumuna ait önerilen ısı taşınım korelasyonları yer almaktadır.

Bu tablolardan da görüldüğü üzere Khalifa [31] korelasyonlarının kullanılmasına karar verilmiştir.

7.1.1 Khalifa metodu

Kahalifa (1989) standart bir oda büyüklüğündeki test hücresinde bina içerisindeki iç taşınıma ait özel korelasyonlar geliştirmiştir. Bu korelasyonları farklı ısıtma, soğutma sistemleri için ayrı ayrı elde etmiştir. Deneylerinde taşınım katsayısı direkt olarak elde edilmemiştir. İç duvarlardaki ısı akıları ölçülerek, ısı dengesinin oluşturulmasıyla taşınım katsayıları elde edilmiştir.

$$q_{conv} = q_{rad} + q_{back-loss} \quad (7.2)$$

Burada q_{conv} yüzeyler ile oda arasındaki taşınımından dolayı oluşan ısı transferi, q_{rad} odanın iç yüzeylerinden odanın içindeki objelere olan radyasyonla ısı transferi, $q_{back-loss}$ ise duvarlardan iletimle gerçekleşen ısı transferidir.

Taşınım katsayısı ise ortalama oda hava sıcaklığı ve yüzey sıcaklıklarının kullanılarak aşağıdaki denklemden elde edilmiştir.

$$h_c = \frac{q_{conv}}{A_{surf} (T_{room-air} - T_{surf})} \quad (7.3)$$

Burada A_{surf} yüzey alanıdır (m^2).

Khalifa Taşınımın elde edilmesinde bazı durumlarda radyasyonu ihmal etmiştir. Bu durumda en kötü %14 hata ortaya çıkmıştı. Hava sıcaklığı yüzeyler arasındaki sıcaklık farkı arttıkça bu hata değeri artmaktadır (radyatör, pencereler). Fakat bu projede panel yüzeyleri ile hava sıcaklığı arasında çok fazla sıcaklık farkı olmayacağından Khalifa'nın korelasyonları rahatlıkla kullanılabilir.

Bu çalışmada geliştirilen paneller esas olarak duvardan ısıtma soğutma uygulamalarında kullanılacaktır. Bu yüzden yukarıdaki korelasyonlardan 6. Olan duvardan ısıtılan odalarda kullanılmasını önerdiği korelasyonlar kullanılacaktır (Şekil 7.2).

Denklem	Yüzeyler	Uygulama Alanı	h_c Korelasyon
5	Duvarlar	• Rooms heated by radiator. • Radiator not located under window. • Only for surfaces adjacent to radiator.	$1.98 \cdot \Delta T^{0.32}$
6	Duvarlar	• Rooms heated by radiator. • Radiator located under window. • Rooms with heated walls. • Not applicable for heated wall.	$2.30 \cdot \Delta T^{0.24}$
8	Duvarlar	• Rooms heated by circulating fan heater. • Only for surfaces opposite fan.	$2.92 \cdot \Delta T^{0.25}$
3	Duvarlar	• Rooms heated by circulating fan heater • For surfaces not opposite fan. • Rooms with heated floors. • Rooms heated by radiator. • Radiator not located under window. • For surfaces not next to radiator.	$2.07 \cdot \Delta T^{0.23}$
9	Pencereler	• Rooms heated by radiator. • Radiator located under window.	$8.07 \cdot \Delta T^{0.11}$
10	Pencereler	• Rooms heated by radiator. • Radiator not located under window.	$7.61 \cdot \Delta T^{0.06}$
7	Tavanlar	• Rooms heated by radiator. • Radiator located under window. • Rooms with heated walls.	$3.10 \cdot \Delta T^{0.17}$
4	Tavanlar	• Rooms heated by circulating fan heater. • Rooms with heated floors. • Rooms heated by radiator. • Radiator not located under window.	$2.72 \cdot \Delta T^{0.13}$

Şekil 7.2 : Khalifa (1989) taşınım katsayısı (h_c) korelasyonları

Tablodan alınan 6. Korelasyona göre;

$$h_c = 2,30 \cdot \Delta T^{0,24} \quad (7.4)$$

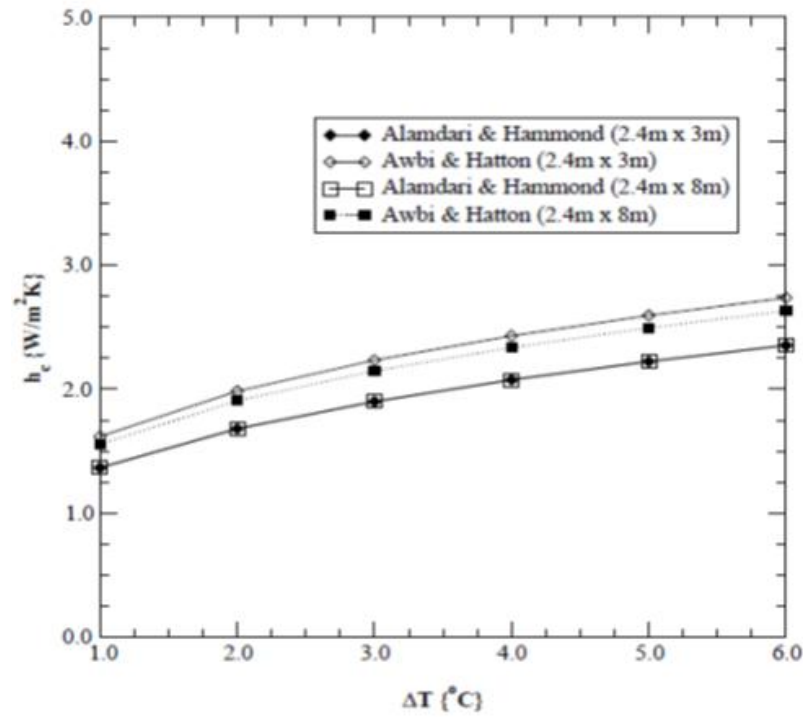
Buradaki ΔT duvar yüzey sıcaklığı ile hava sıcaklığı arasındaki farktır. Yapılan ön analizlerde ısıtma durumunda panel yüzey sıcaklığı yaklaşık 28°C olmaktadır. Mahaldeki hava sıcaklığı da 21°C olarak kabul edersek, $\Delta T = 7^\circ\text{C}$ olmaktadır.

Bu durumda taşınım katsayısı $h_c = 3.66 \text{ W/m}^2\text{K}$ olmaktadır. Duvar yüzeylerinden olan radyasyon ısı transferini de dikkate katarsak, S. Okamoto et al (2009) yaptığı çalışmalarda, duvardan ısıtma-soğutma panellerindeki taşınım ve radyasyon ısı transferi katsayılarını elde etmiştir. Yaptığı çalışmalara göre radyasyon ısı transferi

katsayısı taşınım ile olan ısı transferi katsayısına yakın bir değeri elde etmiştir. Bu yüzden bu çalışmada onun yaptığı çalışma referans alınarak ısı taşınım katsayısı radyasyon düzeltmesinden sonra 6-8 W/m²K aralığında alınabilir.

7.1.2 Taşınım katsayısının elde edilmesinde diğer yöntemler

Şekil 7.3’de Alamdari & Hammond Awbi & Hatton methodların [32] ısıtılan duvarlardaki taşınım katsayısının hesaplanmasıyla ilgili geliştirdikleri yöntemlerin $\Delta T = 1-6$ °C için 3m x 8m genişliğinde ve 3 veya 2.4 m yüksekliğinde bir odada uygulamaların sonucunda elde ettikleri taşınım katsayıları aşağıdaki şekilde yer almaktadır.

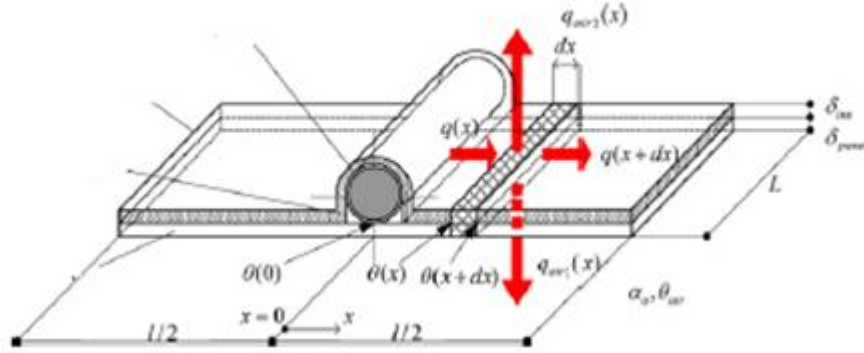


Şekil 7.3 : Isıtılan duvarlar için taşınım katsayıları

7.2 Nümerik Hesap Yönteminin Doğrulanması

Bu bölümde geliştirilen nümerik çözüm yöntemi doğrulanmıştır.

7.2.1 Matematiksel model ve analitik çözüm



Şekil 7.4 :Shigeru Okamoto tarafından geliştirilen tavandan ısıtma-soğutma panel modeli [22]

7.2.1.1 Panellerden elde edilecek ısı akısı hesap yöntemi

Panellerden elde edilecek ısı akısını veren ifade (q) denklem (7.5) ile gösterilmiştir.

$$q = \frac{C_1 C_2 C_3}{C_1 C_2 + C_2 C_3 + C_1 C_3} (\theta_w - \theta_a) \quad (7.5)$$

Burada,

$$C_1 = 2\sqrt{(K_1 + a_0)L\lambda_{panel}A} \left(\frac{e^{\beta/\rho} - 1}{e^{\beta/\rho} + 1} \right) \quad (7.6)$$

$$= 2\sqrt{(K_1 + a_0)L\lambda_{panel}A} \tanh \frac{\beta}{2\rho} \quad (7.7)$$

$$C_2 = aL\alpha_w \quad (7.8)$$

$$C_3 = \frac{bL}{r_1 + \sum (\delta_i / \lambda_i) + r_2} \quad (7.9)$$

$$\beta = \sqrt{\frac{\alpha_0 + K_1}{\lambda_{panel}A}} L \quad (7.10)$$

$$\alpha_w = \frac{(1663 + 24\theta_w)\nu^{0.8}}{d_i^{0.2}} \quad (7.11)$$

Denklemden θ_w panellere su giriş sıcaklığı, θ_a hava sıcaklığı, K_1 panel ile hava arasındaki ısı aktarım katsayısı (W/m^2K), α_0 panel yüzeyi için ortalama ısı transfer katsayısı, α_w boru içindeki ortalama ısı transfer katsayısı (W/m^2K), λ_{panel} panelin ısı iletkenlik katsayısı (W/mK), λ_i her bir katman için termal iletkenlik katsayısı (W/mK), r_1 yalıtım ile boru arasındaki termal rezistans, r_2 yalıtım malzemesi ile plaka arasındaki termal rezistans (m^2K/W), a boru ile yalıtım malzemesi arasındaki mesafe (m), b yalıtım kalınlığı (m), L panel boyu (m), δ_i her bir katmanın kalınlığı (m), A panelin kesit alanı (m^2), v su hızı (m/s), d_i ise borunun iç çapıdır.

Çizelge 7.1: Karşılaştırma verileri

Kullanılan veriler	Değer	Birim
θ_w	36	$^{\circ}C$
θ_a	19	$^{\circ}C$
ρ	10	m/m^2
K_1	0	W/m^2K
α_0	5	W/m^2K
λ_{panel}	228	W/mK
δ_{panel}	2	mm
λ_1	0,47	W/mK
λ_2	1,6	W/mK
r_1	0,000088	m^2K/W
r_2	0,000088	m^2K/W
a	50	mm
b	50	mm
δ_1	2	mm
δ_2	2	mm
A	0,000518	m^2
v	0,52	m/s
d_i	10,2	mm
d_o	14	mm

Çizelge 7. 1’de verilen karşılaştırma verilerine göre yapılan hesaplamalara göre;

$$C_1 = 0,483$$

$$C_2 = 187,721$$

$$C_3 = 8,341$$

$$\alpha_w = 3754,42 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Isıtma durumunda panel yüzeyinden elde edilecek ısı miktarı

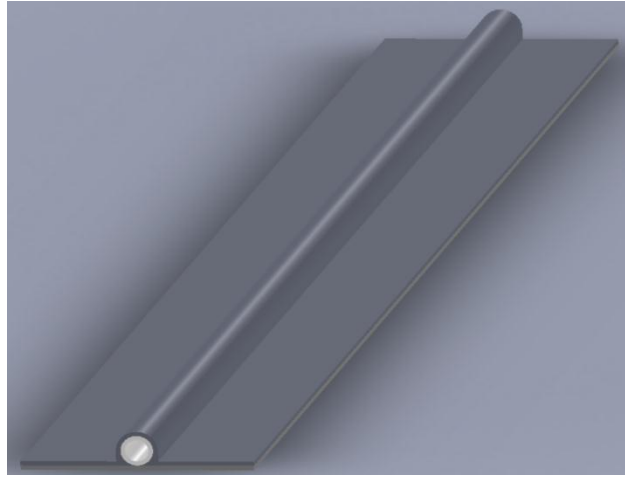
$q = 7,43$ Wolarak bulunur.

7.2.2 Nümerik çözüm

Aşağıda sırasıyla geliştirilen nümerik çözümün aşamaları yer almaktadır.

7.2.2.1 Katı modelin çizilmesi

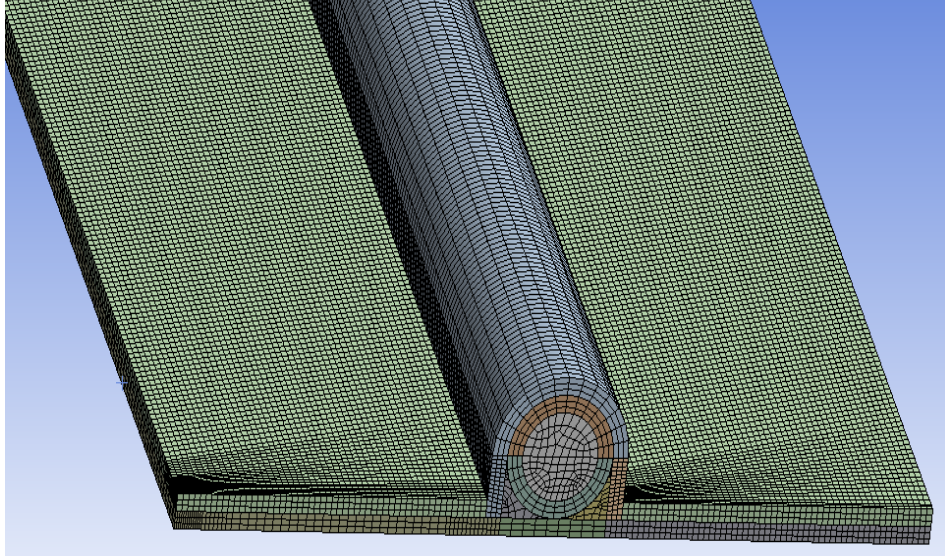
Nümerik çözüm yapılmadan önce literatürden alınan geometri literatürden alınan ölçülere göre çizilmiştir. 14mm iç çapında 2mm et kalınlığında ve 1 m uzunluğundan boru, 2 mm kalınlığından yalıtım ve plaka dilimi modellenmiştir.



Şekil 7.5 : Analiz edilen katı model

7.2.2.2 Hacmin sonlu elamanlara ayrılması

Literatürle karşılaştırılacak çözümün hassas bir şekilde elde edilebilmesi amacıyla geometri 0,1m genişliğinde ve 1m boyutlarındaki panel 778.971 hacme ve 1.045.305 noktaya ayrılmıştır.



Şekil 7.6 : Hacmin sonlu elamanlara ayrılması

7.2.2.3 Malzemelerin tanımlanması

- Boru malzemesinin;
Isı iletim katsayısı: $0,47 \text{ W/mK}$
Yoğunluğu : 956 kg/m^3
Özgül ısısı: 2300 j/kg.K
- Plakanın;
Isı iletim katsayısı: 228 W/mK
Yoğunluğu : 2719 kg/m^3
Özgül ısısı: 871 j/kg.K
- Yalıtım malzemesinin;
Isı iletim katsayısı: $1,6 \text{ W/mK}$
Yoğunluğu : 30 kg/m^3
Özgül ısısı: 1300 j/kg.K

7.2.2.4 Sınır şartlarının girilmesi

Çözümde kullanılan sınır şartları olarak literatürden alınan ve panelin analitik çözümlerinde kullanılan veriler girilmiştir. Buna göre;

Boru, Plaka, Yalıtım, Su ve Hava olmak üzere 5 adet hacim belirtilmiştir.

Bu hacimlerin birbirine temas ettikleri bölgeler ara yüzey olarak tanımlanmıştır. Panelin arka yüzeyi ve yan duvarlar adyabatik olarak tanımlanmıştır. Panelin mahala bakan ön yüzeyi ise belli bir ısı transfer katsayısına sahip bir yüzey olarak tanımlanmıştır.

Çizelge 7.2: Programda kullanılan sınır şartları

Bölge	Sınır Şartı	
Arka yüzey	adyabatik	$q=0 \text{ W/m}^2$
Ön yüzey	Yüzey taşınımı	$h=5 \text{ W/m}^2\text{K}$
Boru ile su	Ara yüzey	Coupled Wall
Boru ile Yalıtım	Ara yüzey	Coupled Wall
Boru ile Plaka	Ara yüzey	Coupled Wall
Boru ile Hava	Ara yüzey	Coupled Wall
Yalıtım ile plaka	Ara yüzey	Coupled Wall
Yalıtım ile Hava	Ara yüzey	Coupled Wall
Plaka ile hava	Ara yüzey	Coupled Wall
Yan duvarlar	adyabatik	$=0 \text{ W/m}^2$
Panel giriş suyu sıcaklığı	36	$^{\circ}\text{C}$
Boru içerisindeki suyun akış hızı	0,52	m/s
Hava sıcaklığı	19	$^{\circ}\text{C}$
Hava taşınım katsayısı	5	$\text{W/m}^2\text{K}$

7.2.2.5 Nümerik hesap sonuçları

Hesaplamalar sonucunda panel yüzeyinden elde edilen toplam ısı akısı 8,348 W olarak bulunmuştur. Panel yüzeyinden elde edilen ortalama ısı akısı ise -83,48 W/m^2 bulunmuştur.

7.2.2.6 Analitik çözüm ile nümerik çözümlerin karşılaştırılması

Literatürden alınan analitik çözüm, aynı çalışmadaki deneysel verilerle % 2,7 ile % 8,4 arasındaki bir sapma değeri ile örtüşmektedir. Verilen verilere göre analitik çözümde panel yüzeyinden elde edilen ısı akısı 7,43 W bulunmuştu. Analiz modelinin doğrulanması amacıyla aynı sistemin nümerik çözümü sonucunda ise bu değer 8,34 W bulundu. Bu durumda nümerik çözüm analitik çözümden % 10 oranında sapmıştır. Programdaki çözüm hassasiyeti ve non-lineer kısmi diferansiyel korunum denklemlerinin ayrıklaştırılması, lineerleştirilmesi işlemlerindeki hatalar göz önüne alındığında bu sapmanın normal olduğu söylenebilir.

Sonuç olarak geliştirilen nümerik hesap yöntemi bundan sonraki panel analiz çalışmalarında kullanılabilir.

7.3 Panel Performans Analiz Çalışmaları

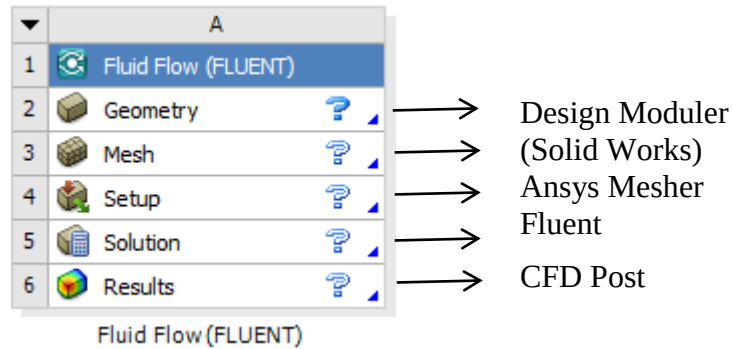
Bu bölümde geliştirilen panellerin performans analizleri yapılmıştır.

7.3.1 Sayısal analizler için yapılan ön çalışmalar

Bu bölümde sayısal analizlerde yapılan çalışmalardan ve kullanılan programlardan bahsedilmiştir. Kullanılan sayısal analiz programındaki hesaplama yöntemleri ve ele alınan problem için oluşturulan çözüm algoritması açıklanmıştır. Daha sonra panellerin modellerinin CAD modellerinin çizilmesi ve bu modellerin analiz programında çözülmesi anlatılmıştır.

Çözümlerde Ansys Workbench 12.1 programı kullanılmıştır. Çizimler Solidworks programında hacimlere ayırma işlemi Ansys programının kendi içinde yer alan Mesh programı ile, problemlerin çözümü için Fluent programı, sonuçların izlenmesi ve değerlendirilmesinde CFD post programı kullanılmıştır.

Kullanılan tüm bu programlar Ansys 12.1 programı altında yer almaktadır (Şekil 7.7).



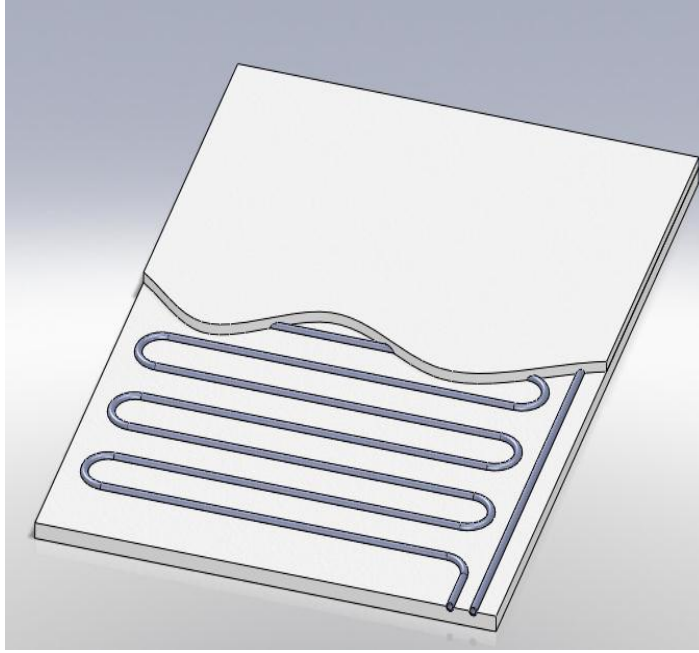
Şekil 7.7 :Çözüm şematiği

7.3.1.1 Geliştirilen panellerin CAD modellenmesi

Radyatör numunelerinin modellenmesi için Solidworks 2010 programı kullanılmıştır. Isıtma ve soğutma uygulamalarında kullanılabilecek 5 farklı panel yapısı geliştirilmiştir. Geliştirilmesi planlanan ana panel yapısı 1,5 m x 1 m boyutlarında olan panellerdir. Bu boyutlardaki paneldeki mesh çokluğundan ve çözüm süresinin uzunluğundan dolayı bazı bazı parametrelerin hızlı bir şekilde inceleneceği daha küçük boyutta bir panel yapısı da tasarlanmıştır. Aşağıda analizler için tasarlanan 5 farklı panel yapısı verilmiştir.

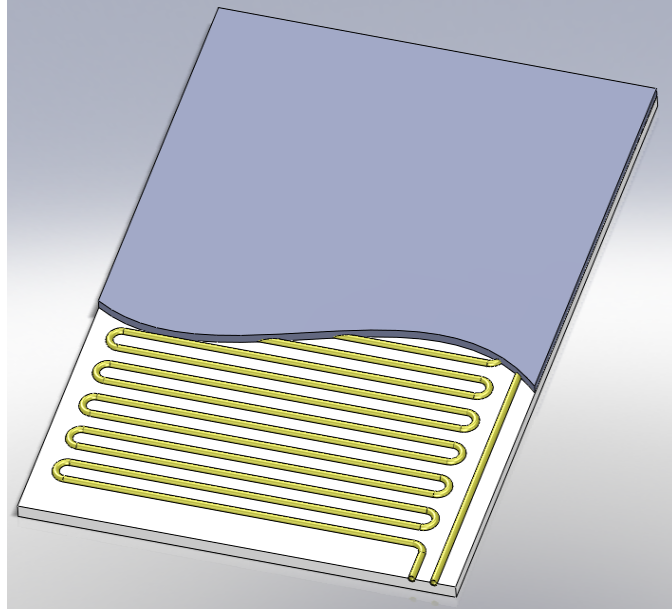
1. 1.5m x 1m boyutlarındaki büyük boy radyant klima panelleri (10 cm hatveli)

2. 1.5m x 1m boyutlarındaki büyük boy radyant klima panelleri (5 cm hatveli)
3. 1.5m x 1m boyutlarındaki büyük boy spiral radyant klima panelleri (10 cm hatveli)
4. 0.6m x 0.5m boyutlarındaki küçük boy radyant klima panelleri
5. 0.6m x 0.5m boyutlarındaki küçük boy spiral radyant klima panelleri



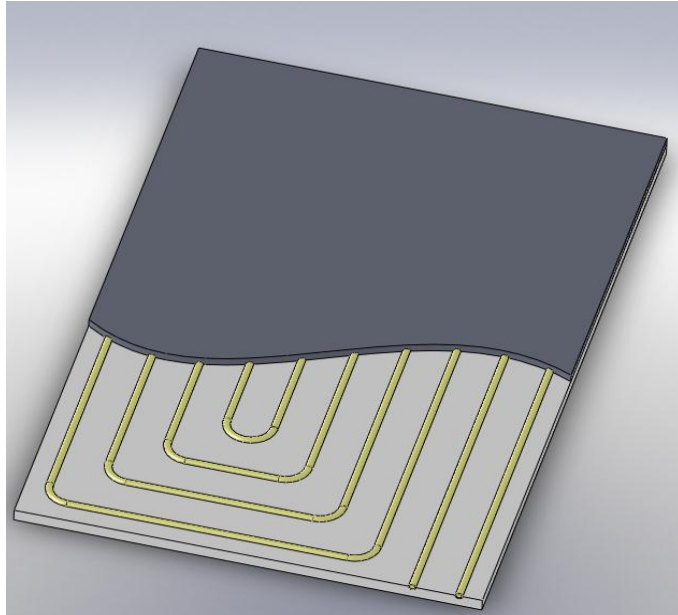
Şekil 7.8 : 10 cm hatveli düz geçişli panel yapısı

Şekil 7.8 ‘de gösterilen panel 1.5 m yüksekliğinde 1m genişliğindedir. Borular 10 cm aralıklarla döşenmiştir ve bir panelde kullanılan toplam 12.36m boru kullanılmıştır.



Şekil 7.9 : 5 cm hatveli düz geçişli panel yapısı

Şekil 7.9 ‘da gösterilen panel 1,5 m yüksekliğinde 1m genişliğindedir. Borular 5 cm aralıklarla döşenmiştir ve bir panelde kullanılan toplam 24.72 m boru kullanılmıştır.



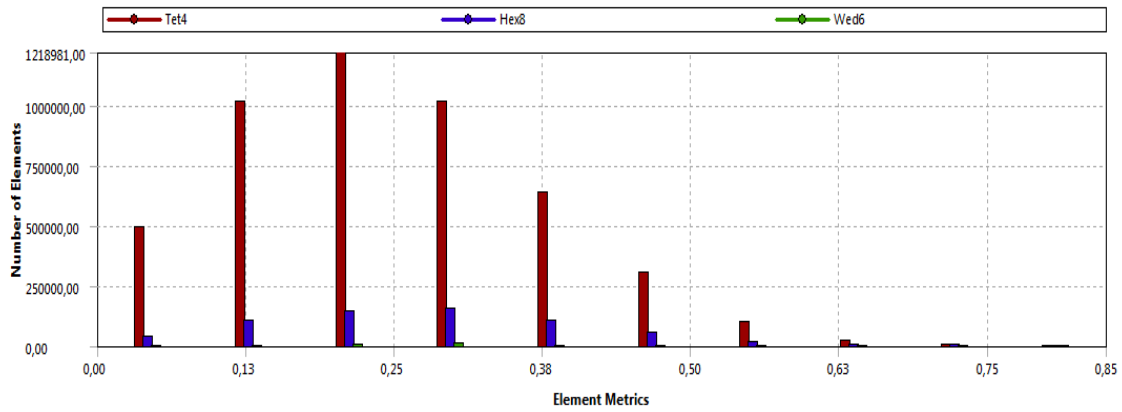
Şekil 7.10 : 10 cm hatveli spiral panel yapısı

Şekil 7.10 ‘da gösterilen panel 1,5 m yüksekliğinde 1m genişliğindedir. Borular 10 cm aralıklarla spiral şeklinde döşenmiştir ve bir panelde kullanılan toplam 13.65 m boru kullanılmıştır.

7.3.1.2 Ağların tanımlanması

Panel kolay mesh atılması için farklı hacimlere, ayrılmıştır. Bu hacimler esas olarak plastik boru, yalıtım malzemesi, yüzey dolgu malzemesi, su hacmi ve folyolu modellerde kullanılan folyo hacmidir. Aşağıdaki şekillerde 10 cm boru aralıklarına sahip 1.5 m x 1m uzunluk ve genişliğe sahip, 16 mm dış çap, 12 mm iç çapa sahip plastik boru, 3 cm yalıtım malzemesi, 2cm yüzey dolgu malzemesine sahip bir panelde yapılan hacimlere ayırma işlemleri şematik olarak gösterilmiştir.

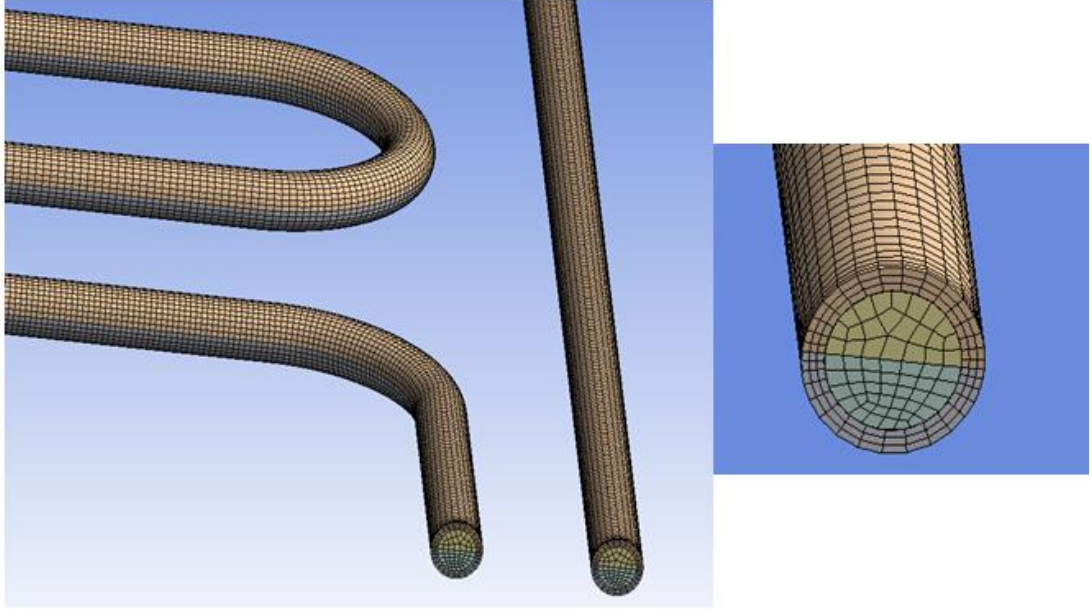
Bu panel 10.741.047 adet hacme ayrılmıştır. Bu elemanların Skewness (çarpıklık) dağılımları şekil 7.11’de gösterilmiştir.



Şekil 7.11 : Elemanların skewness dağılımları

Boru ve su hacminin sonlu hacimlere ayrılması

Boru ve su hacmine kolay mesh atılabilmesi amacıyla hacimler kesit alanından 2 farklı hacme bölünmüştür. Örneğin şekil 7.12’de 10 cm boru hatvesine sahip düz panelde yapılan hacimlere ayırma işlemi gösterilmiştir. Burada boru 230.336 adet su 417.602 hacme ayrılmıştır.



Şekil 7.12 :Boru ve su hacminin sonlu hacimlere ayrılması

Boru ve su hacimlerindeki yüzeylerin tanımlanması

Inlet: suyun boruya giriş yapacağı yüzey inlet olarak adlandırılmıştır.

Outlet:Suyun borudan çıkacağı yüzey outlet olarak adlandırılmıştır.

Su2Boru:Suyun boruya temas ettiği yüzey olarak adlandırılmıştır.

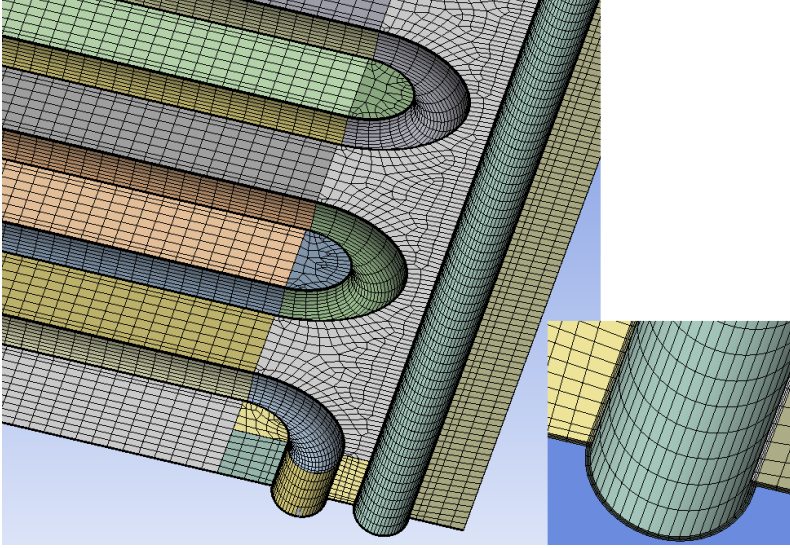
Boru2Su:Borunun iç yüzeyi yani suyla temas edilen yüzeyler olarak adlandırılmıştır.

Boru2Alci: Borunun üst kesiti, yani alçıyla temas eden yüzeyi olarak adlandırılmıştır.

Boru2Yalitim: Borunun alt kesiti, yani yalıtıma temas eden yüzeyi olarak adlandırılmıştır.

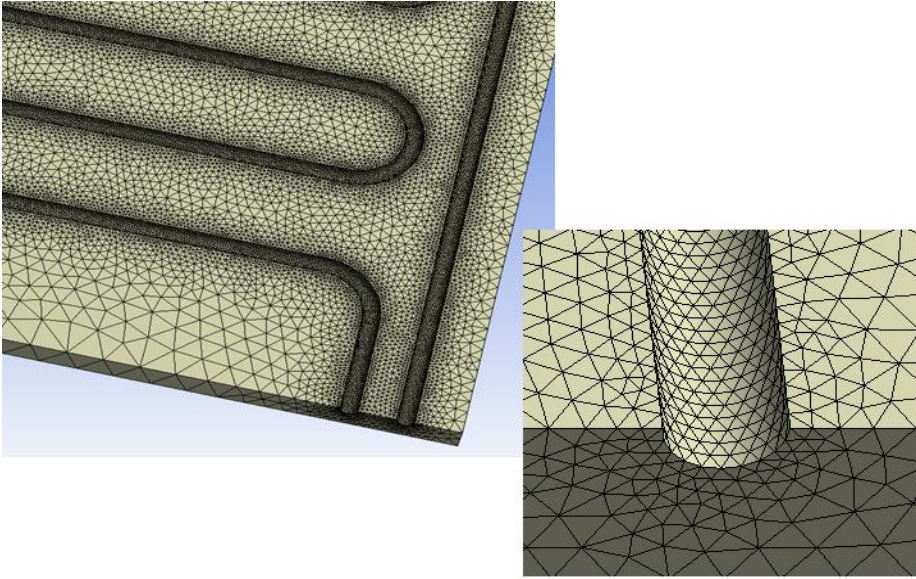
Işınım Plakasına Mesh Atılması

Işınım plakasına 565.000 adet mesh atılmıştır. Geometri yaklaşık 40 parçaya bölünmüş bu sayede tüm hacme full Hex mesh atılmıştır.



Yalıtım malzemesinin sonlu hacimlere ayrılması

Yalıtım malzemesine 2.506.277 adet mesh atılmıştır. Meshler yalıtımın boruyla temas eden yüzeylerine daha sık atılmıştır ve borunun geçtiği kanaldaki kıvrımların iyi bir şekilde yakalanması sağlanmıştır.



Şekil 7.13 : Yalıtım malzemesinin sonlu hacimlere ayrılması

Yalıtım hacmindeki yüzeylerin tanımlanması

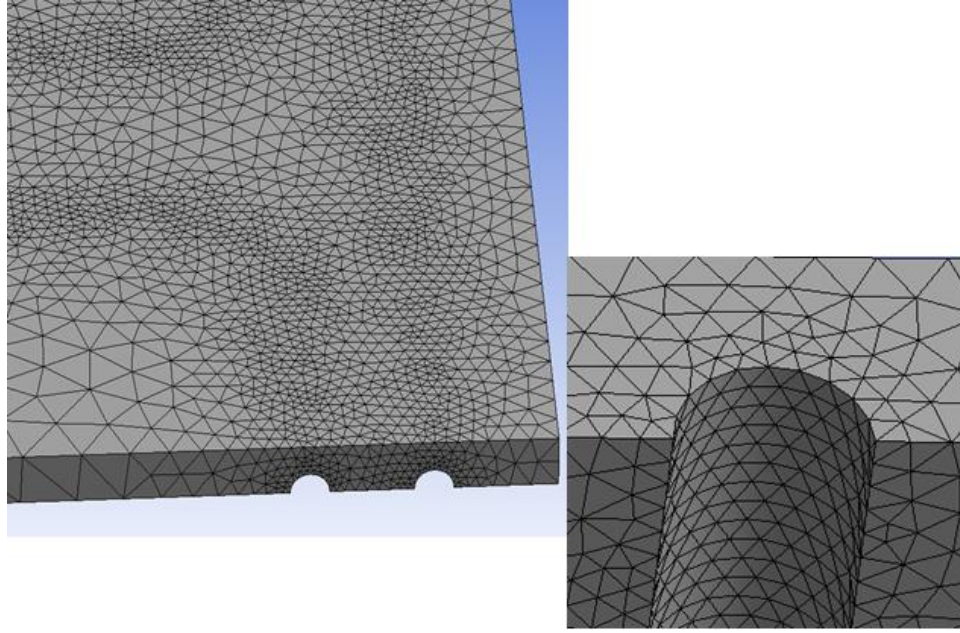
Yalitim2Boru: Yalıtım malzemelerinin üzerine açılan kanaldaki yüzeylerin boruya temas ettiği yüzey olarak adlandırılmıştır.

Yalitim2Alci: Yalıtım malzemesinin alçı ile temas ettiği yüzeyler olarak adlandırılmıştır.

Arka-yüzey: Panelin yapı elamanına bakan yüzeyi olarak adlandırılmıştır.

Yüzey dolgu malzemesinin sonlu hacimlere ayrılması

Yüzey dolgu malzemesine 2.297.832 adet mesh atılmıştır. Yalıtımda olduğu gibi meshler boruların geçtiği kavislerde iyi atılmaya ve curve'ler iyi yakalanmaya çalışılmıştır.



Şekil 7.14 : Yüzey dolgu malzemesinin sonlu hacimlere ayrılması

Yalıtım hacmindeki yüzeylerin tanımlanması

Alci2Boru:Yüzey dolgu malzemesinin boru dış yüzeyi ile temas eden yüzeyleri olarak adlandırılmıştır.

Alci2Yalitim:Yüzey dolgu malzemesinin yalıtımla temas eden yüzeyleri olarak adlandırılmıştır.

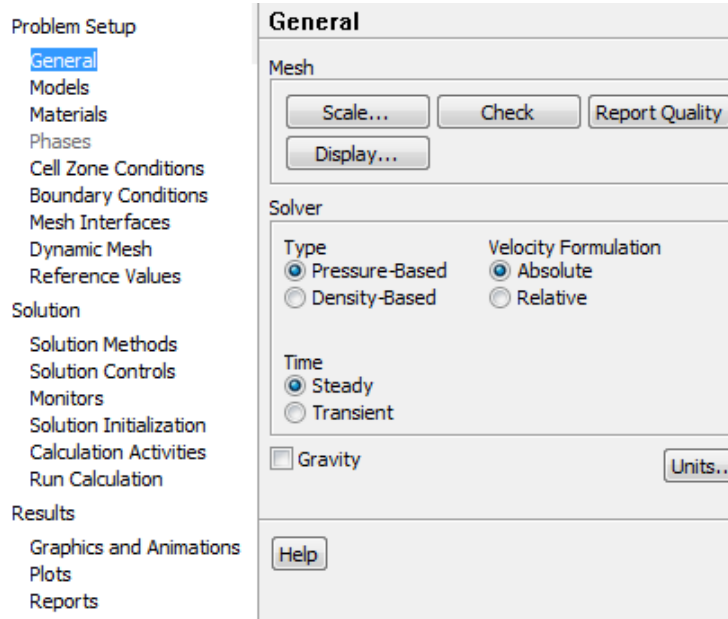
Ust-Yuzey:Panelin mahale bakan yüzeyi, taşınım ve radyasyonla ısı transferini gerçekleştirecek yüzey olarak adlandırılmıştır.

7.3.2 Çözüm yönteminin oluşturulması

Daha önce de bahsedildiği gibi tasarlanan ve sonlu hacimlere ayrılan panellerimiz, Ansys-Fluent programı ile çözümleri gerçekleştirilecektir. Çözümler için programdaki kurulum aşamaları aşağıda sırayla anlatılacaktır.

7.3.2.1 Genel

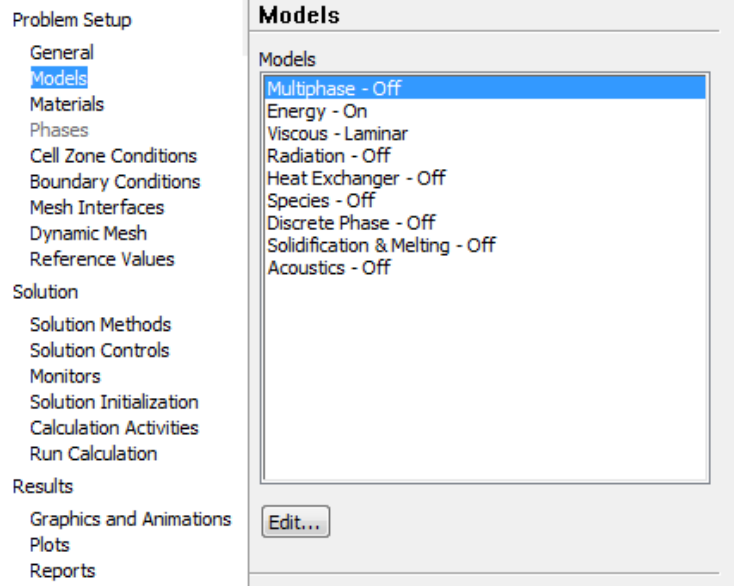
Çözücü tipi olarak pressure-based olan model seçilmiştir. Zira Shell-conduction uygulaması Density-based çözümlerde çalışmamaktadır. Çözümler sürekli hal için yapılmıştır. Çözümlerde doğal taşınım hesaplanmamıştır. Daha önce hesaplanan taşınım değerleri kullanılacaktır. Bu yüzden yer çekimi etkisi hesaba katılmamıştır (Şekil 7.15).



Şekil 7.15 : Çözüm için genel ayarların yapılması

7.3.2.2 Model

Çözüm modellerden enerji modeli aktif hale getirilmiştir. Panel analiz aşamalarında radyasyon çözülmediğinden radyasyon modeli bu bölümde aktif hale getirilmemiştir.



Şekil 7.16 : Çözüm modelinin belirlenmesi

7.3.2.3 Malzemelerin tanımlanması

Çözümlerde katı malzeme olarak boru malzemesi, yalıtım malzemesi, yüzey dolgu malzemesi, ısı transferi plakası malzemesi akışkan malzemesi olarak ise su ve hava tanımlanmıştır.

Tanımlanan malzemelerin özellikleri aşağıdaki gibidir:

Polietilen (pex);

Yoğunluk (ρ) = 0,956 gr/cm³ = 956 kg/m³

Isı iletim katsayısı (k) = 0,43 W/mK

Özgül ısısı (C_p) = 2302 J/kg.K

Polistren;

Yoğunluk (ρ) = 0,03 gr/cm³ = 30 kg/m³

Isı iletim katsayısı (k) = 0,034 W/mK

Özgül ısısı (C_p) = 1300 J/kg.K

Alçıpan;

Yoğunluk (ρ) = 0,9 gr/cm³ = 900 kg/m³

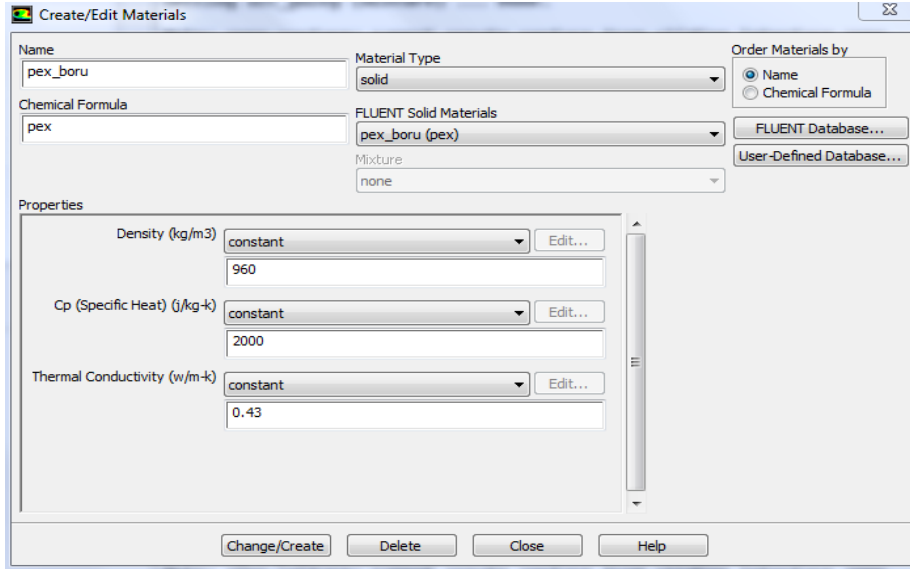
Isı iletim katsayısı (k) = 0,5 W/mK

Özgül ısısı (C_p) = 1090 J/kg.K

Boru malzemesinin tanımlanması

Panellerde kullanılması düşünülen alternatif boru malzemeleri polietilen (PE), çapraz bağlı polietilen (PEX) veya Polypropylene (PP)'dir. Yaygın kullanımı ve esnek

yapısıyla panellerde PEX borunun kullanılması ön plana çıkmaktadır. Fakat panel optimizasyon çalışmalarında boru malzemesi, çapı ve et kalınlığı optimize edilecektir. Şekil 7.17’de PEX malzeme için programda malzeme tanımlanması gösterilmiştir.



Şekil 7.17 : Boru malzeme özelliklerinin girilmesi

Yalıtım malzemesinin tanımlanması

Panellerde kullanılması düşünülen yalıtım malzemeleri polistren, poliüretan veya cam yünüdür. Bu malzemelerden öne çıkan kolay bulunabilirliği, ucuzluğu ve hafifliğinden dolayı polistren’dir. Çalışmalar boyunca temel yalıtım malzemesi olarak polistren kullanılacak fakat diğer yalıtım alternatifleriyle de karşılaştırılacaktır. Ayrıca kullanılacak yalıtım malzemesinin kalınlığı da optimize edilecektir.

Yüzey dolgu malzemesinin tanımlanması

Panellerde kullanılması planlanan yüzey dolgu malzemesi alçıdır. Alçı piyasada kolayca bulunabilen ve ucuz olan bir malzemedir. Bu yüzden panellerin analiz çalışmalarında çoğunluk alçı malzeme kullanılacaktır. Malzemenin kalınlık miktarı da yine tezde çalışılacaktır. Analizlerin durumuna göre gerek duyulursa farklı yüzey dolgu malzemeleri de değerlendirilecektir.

Isı transferi plakasının özelliklerinin girilmesi

Boruların çevresinde ve yalıtım malzemesinin tüm yüzeyinde kullanılacak, borulardan aldığı ısıyı panel yüzeyinde homojen dağılmasını ve ısı akısının

arttırılması amacıyla kullanılacak plaka malzemesi olarak alüminyum malzeme kullanılacaktır. Alüminyum yüksek ısıl özelliklere sahip olmasından ve kolay bulunabilen bir malzeme olmasından dolayı tercih edilmiştir.

7.3.2.4 Sınır koşullarının tanımlanması

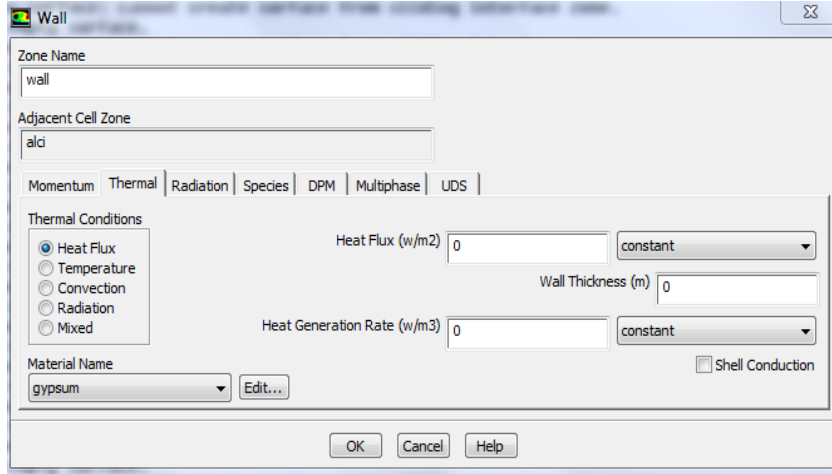
Ara yüzeylerin tanımlanması

Panelin sonlu hacimlere ayrılması işleminde tanımlanan yüzeylerden aşağıdaki yüzeyler ara yüzey olarak tanımlanmıştır.

Boru2Su	: Boru iç yüzeyi ile su hacmi arasındaki ara yüzey
Su2Boru	: Su dış yüzeyi ile boru iç yüzeyindeki ara yüzey
Boru2Yalitim	: Borunun yalıtım malzemesiyle olan temas yüzeyi ile yalıtım kanallarının iç yüzeyi arasındaki ara yüzey
Yalitim2boru	: Yalıtım kanallarının iç yüzeyi boru temas yüzeyi arasındaki ara yüzey
Alci2Boru	: Alçının boru ile temas ettiği yüzey ile boru dış yüzeyi arasındaki ara yüzey
Boru2Alci	: Borunun alçıya temas ettiği yüzey ile alçı üzerindeki kanal yüzeyinin arasındaki ara yüzey
Alci2yalitim	: Alçı ile yalıtım malzemesinin temas ettiği yüzeyler
Yalitim2alci	: Alçı ile yalıtım malzemesinin temas ettiği yüzeyler
Plaka2alci	:Plaka ile alçı malzemesinin temas ettiği yüzeyler
Plaka2yalitim	:Plaka ile yalıtım malzemesinin temas ettiği yüzeyler
Plaka2boru	:Plaka ile borunun temas ettiği yüzeyler

Adyabatik duvarların tanımlanması

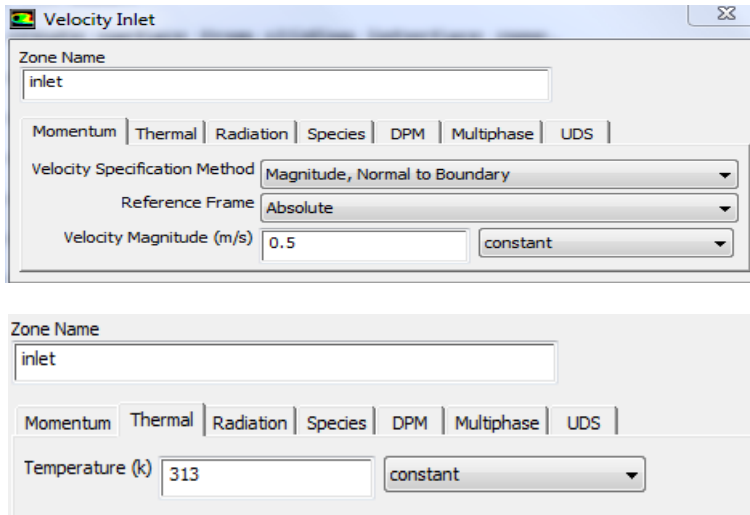
Panellerin ön ve arka yüzeyleri dışındaki tüm yan yüzeyler adyabatik duvar olarak kabul edilmiştir. Panellerin uygulanmasında paneller yanyana ve üst üste dizileceğinden bu yan duvarlardan çok fazla bir ısı kaybı görülmeyecektir. Bu yüzden bahsedilen duvarlar adyabatik kabul edilmiştir.



Şekil 7.18 : Yan duvarların adyabatik olarak tanımlanması

Suyun giriş şartlarının belirlenmesi

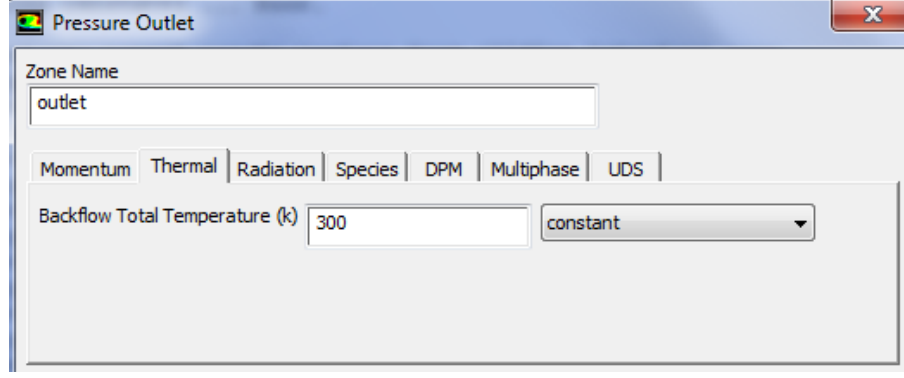
Panel içerisine belli aralıklarla döşenen borulardan geçecek suyun panele giriş yüzeyi velocity inlet olarak tanımlanmıştır. Panel içerisinde su belli bir sıcaklıkta ve sabit bir hızla akacaktır. Başlangıç değeri için hız 0.5 m/s olarak literatürden alınan değer kullanılmıştır. Giriş sıcaklığı değeri içinse ısıtma durumunda 40 °C, soğutma durumunda 16 °C olarak alınmıştır. Analizlerde suyun giriş hızının ve sıcaklığının etkisi ayrıntılı olarak incelenecektir.



Şekil 7.19 : Su giriş şartlarının tanımlanması

Suyun çıkış şartlarının belirlenmesi

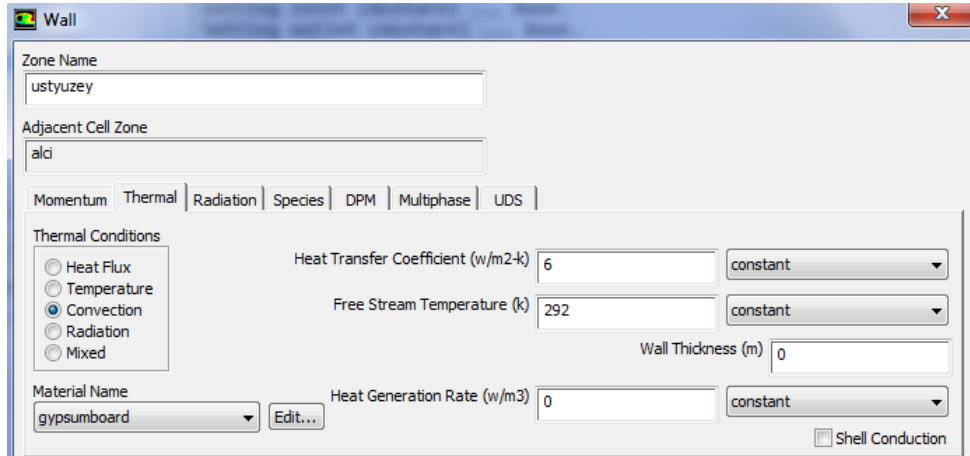
Panel içerisindeki döşenen borulardan geçen suyun çıkış şartı için 'pressure outlet' sınır koşulu girilmiştir. Atmosfere çıkışta geri akış oluyorsa geri akış sıcaklığı 308 K olarak belirlenmiştir.



Şekil 7.20 : Su çıkış şartlarının tanımlanması

Panel ısı transfer yüzeyinin sınır şartlarının belirlenmesi

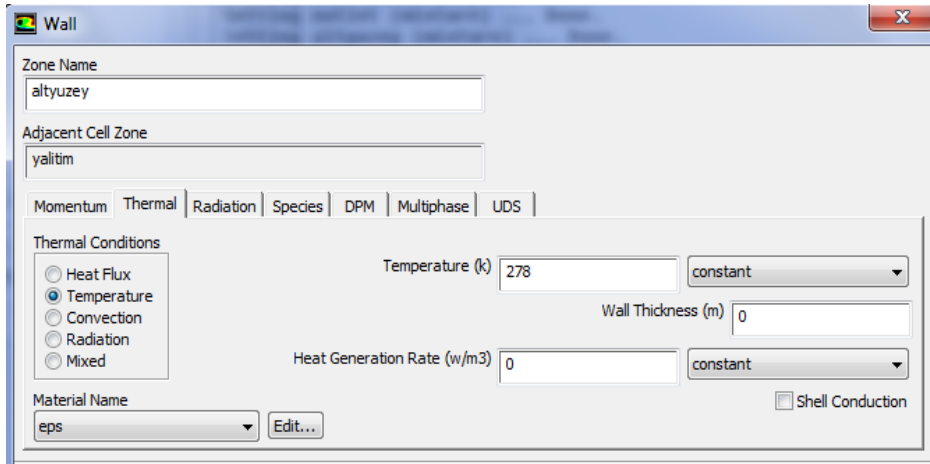
Panelin üst yüzeyi (mahale bakan yüzey) ‘convection wall’ olarak tanımlanıp, yüzeyine daha önce belirlenen taşınım katsayısı değeri girilmiştir. Hava sıcaklığı ise 292 K olarak tanımlanmıştır. Hesaplamalar sırasında farklı taşınım katsayıları ve hava sıcaklıkları için ayrı ayrı çözümler yapılacaktır.



Şekil 7.21 : Panel ısı transfer yüzeyinin sınır şartlarının belirlenmesi

Panel arka yüzey sınır şartlarının belirlenmesi

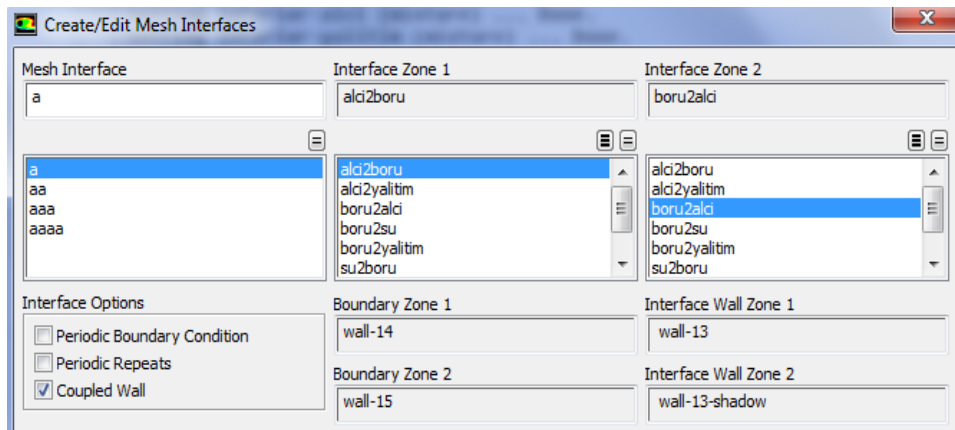
Panelin arka yüzeyi (dış ortama bakan yüzey) ‘wall’ olarak tanımlanıp, sabit bir sıcaklık değeri verilmiştir. Verilecek bu sabit sıcaklık değeri, belirlenen referans yapı detayına göre hesaplanan sıcaklık değeri girilmiştir.



Şekil 7.22 : Panel arka yüzey sınır şartlarının belirlenmesi

Mesh ara yüzeylerinin tanımlanması

Sınır koşullarında ara yüzey olarak tanımlandığımız duvarlar bu aşamada birleştirilecektir (coupled Wall). Birleştirilen bu yüzeyler için yeni duvarlar oluşacaktır.



Şekil 7.23 : Mesh ara yüzeylerinin tanımlanması

Boru çevresindeki alüminyum folyoların tanımlanması

Daha önce ayrıntılı olarak anlatıldığı gibi borunun çevresinde 0,12 mm kalınlığında alüminyum folyo ile kaplanacaktır.

Kullanılacak bu folyo ise programa 'Shell Conduction' olarak tanımlanacaktır. Bu sayede yüzey üzerindeki ısı transferi de hesaba katılacaktır.

Shell conduction uygulaması

Yukarıda bahsedilen folyo, ara yüzeylerin birleştirilmesi ile oluşturulan duvarlarda tanımlanacaktır. Bu duvarlar ve verilecek kabuk kalınlıkları şu şekildedir;

Boru-alçı ara yüzeyi : 0.12 mm folyo kalınlığı

Boru yalıtım ara yüzeyi : 0.12 mm folyo kalınlığı



Şekil 7.24 : Boru çevresindeki ve yüzeylerdeki alüminyum folyoların tanımlanması

7.3.3 Panel analiz sonuçları

Panel analiz çalışmalarında 2 farklı boyutta panel kullanılmıştır. Bunlar tasarlanması planlanan esas boyutlardaki (1 x 1,5m) panel ve aynı düzenlemeye sahip küçük boyuttaki (0,6 x 0,5m) paneldir. Panellerde düzenlenme olarak mendering (düz) ve spiral borulama için ayrı ayrı analizler yapılacaktır. Mendering düzenleme için 10cm ve 5cm boru aralıkları için ayrı ayrı analizler yapılacaktır.

Analizler ısıtma ve soğutma durumu için ayrı ayrı yapılarak, sonuçlara göre geliştirilecek panellerin farklı koşullardaki çalışmaları incelenecektir. Analizler farklı sınır koşulları için yapılacaktır.

Analizler sonucunda incelenecek çıktılar; panel yüzeyinden sağlanan ısı akısı (W/m^2), panel araka yüzeyinden kaçan ısı (W/m^2), yüzey sıcaklığı (K) ve panel yüzeylerindeki sıcaklık dağılımlarıdır.

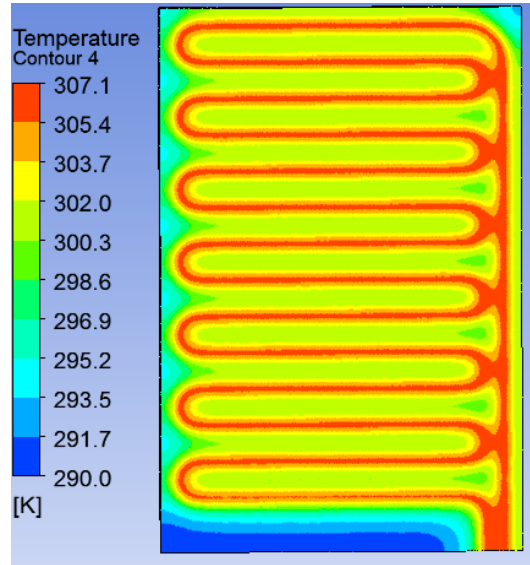
7.3.3.1 Temel geometriye sahip ve temel sınır koşullarındaki analizler

Temel analizlerde kullanılan geometrik özellikler ve sınır şartları Çizelge 7.3’de verilmiştir.

Çizelge 7.3 : Temel Geometrik özellikler ve sınır şartları

Temel Değerler		Büyük Boy Panel	Küçük Boy Panel
Borular arası mesafe	(cm)	10	10
Folyo Kalınlığı	(mm)	0,5	0,5
Boru Et Kalınlığı	(mm)	2	2
Boru Çapı	(mm)	16	16
Yalıtım Kalınlığı	(cm)	3	3
Alçı Kalınlığı	(cm)	2	2
Taşınım katsayısı (W/m ² .K)		6	6
Giriş suyu sıcaklığı	(°C)	40	40
Giriş suyu hızı	(m/s)	2	0.5
Hava Sıcaklığı	(°C)	19	19
Panel arka yüzey sıcaklığı	(°C)	10	5

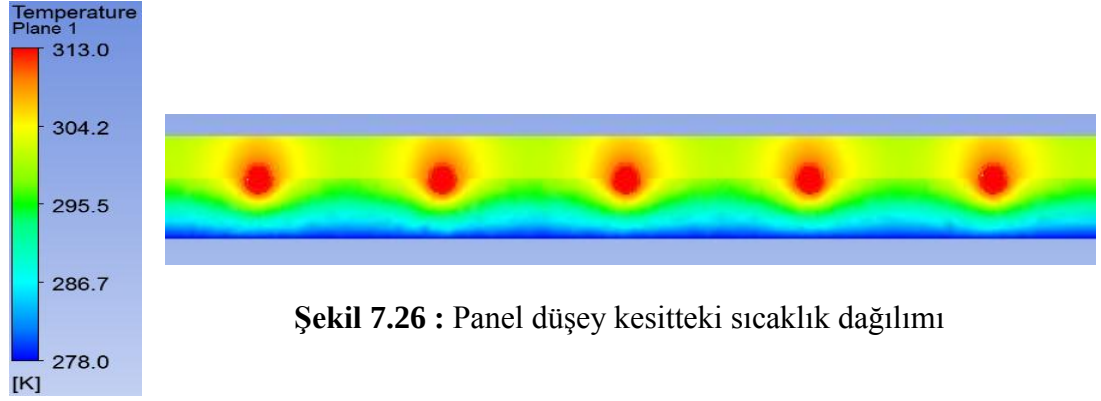
1,5m x 1m boyutundaki panel için yapılan analizler (Folyosuz Model).



Şekil 7.25 : Panel yüzeyindeki sıcaklık dağılımları.

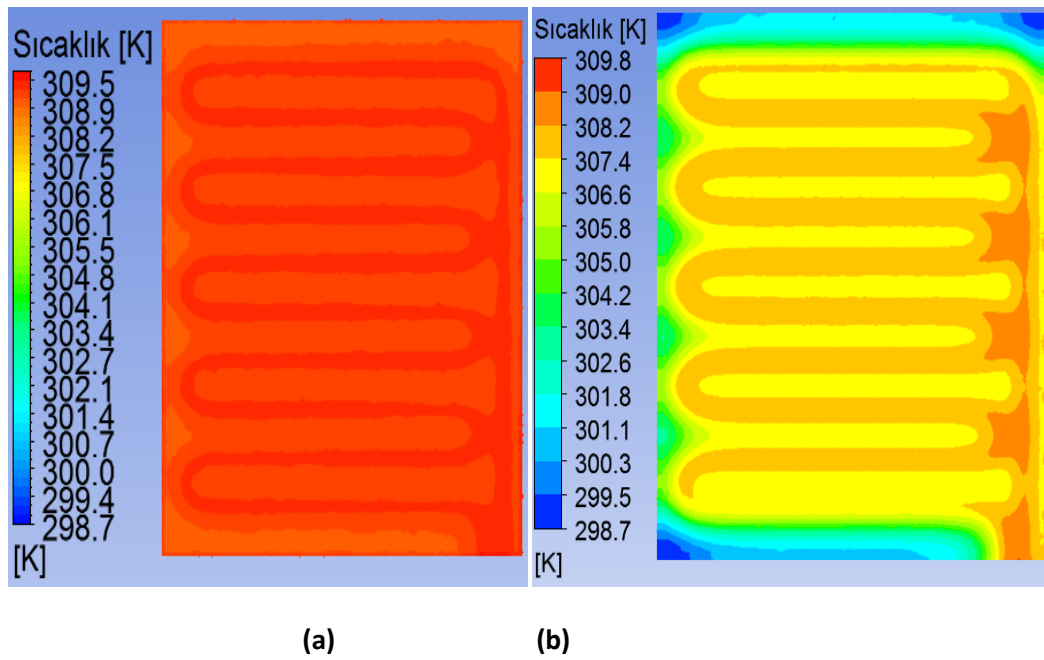
Mahele bakan yüzeyden elde edilen ısı akısı $59,6 \text{ W/m}^2$, panelin arka tarafına kaçan ısı $33,7 \text{ W/m}^2$ 'dir.

Alçı yüzeyindeki ortalama sıcaklık ise $302,3 \text{ K}$ 'dir.



Şekil 7.26 : Panel düşey kesitteki sıcaklık dağılımı

0,6m x 0,5m boyutundaki panel için yapılan analiz

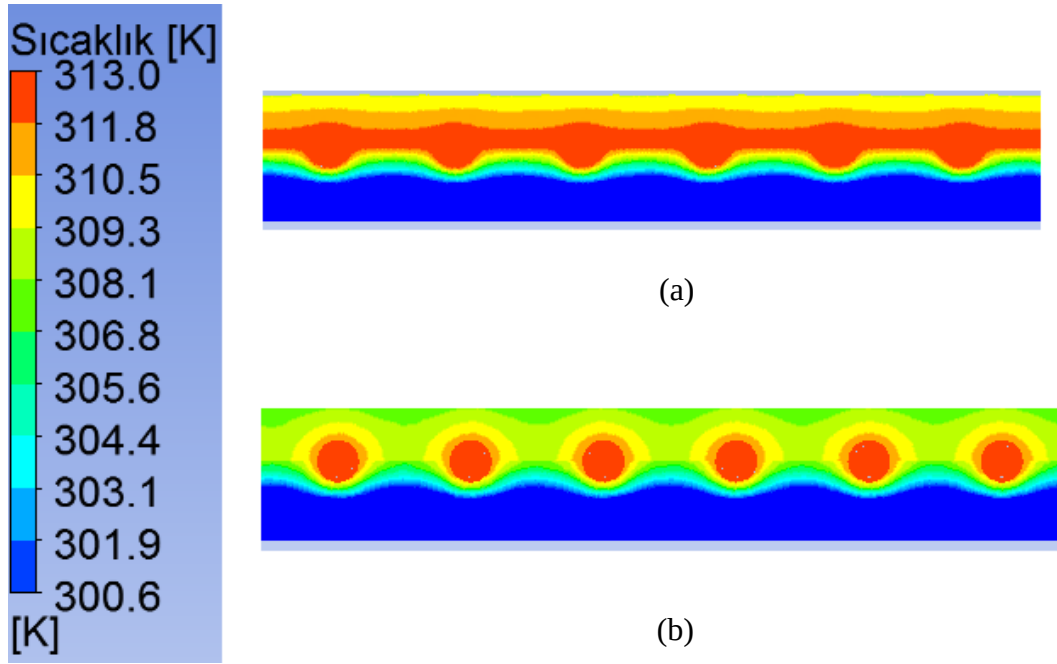


Şekil 7.27 : Panel yüzeyindeki sıcaklık dağılımları (a) Folyolu model, (b) folyosuz model

Folyosuz modelden edilen ısı akısı 87,7 iken folyolu modelde 103,5 W/m²'dir.

Panelin arka tarafına kaçan ısı ise folyosuz modelde 41 W/m² iken folyolu modelde bu değer 46,9 W/m²'dir.

Mahale bakan yüzeylerdeki ortalama sıcaklık ise folyosuz modelde 306,62 K iken folyolu modelde bu değer 309,2 K 'dir.



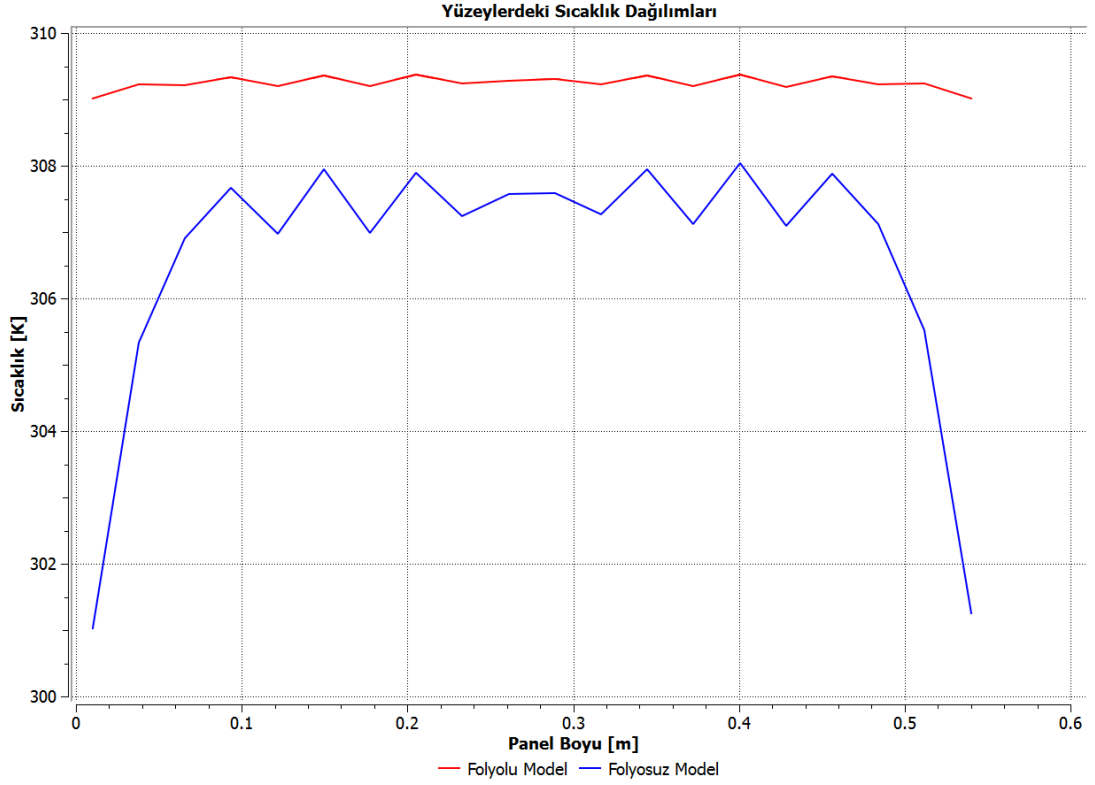
Şekil 7.28 : Panel düşey kesitteki sıcaklık dağılımı(a) Folyolu model,(b) folyosuz model

Panel yüzeyindeki Sıcaklık dağılımı

Şekil 7.29'dan da görüldüğü gibi panel boyunca homojene yakın sıcaklık dağılımı elde edilmiştir. Sıcaklık dağılımı folyolu panellerde folyosuz panellere göre daha homojen olarak dağılmıştır. Folyolu modelde borular arasındaki bölgelerde çok fazla sıcaklık dalgalanması görülmemektedir.

Panelin orta yüzeyinden, panel boyunca tanımlanan bir doğru üzerindeki sıcaklık dağılımı şekil 7.29'da gösterilmiştir. Sonuçlara göre folyolu modeldeki ortalama yüzey sıcaklığı folyosuz modelden 2,3 K daha yüksektir.

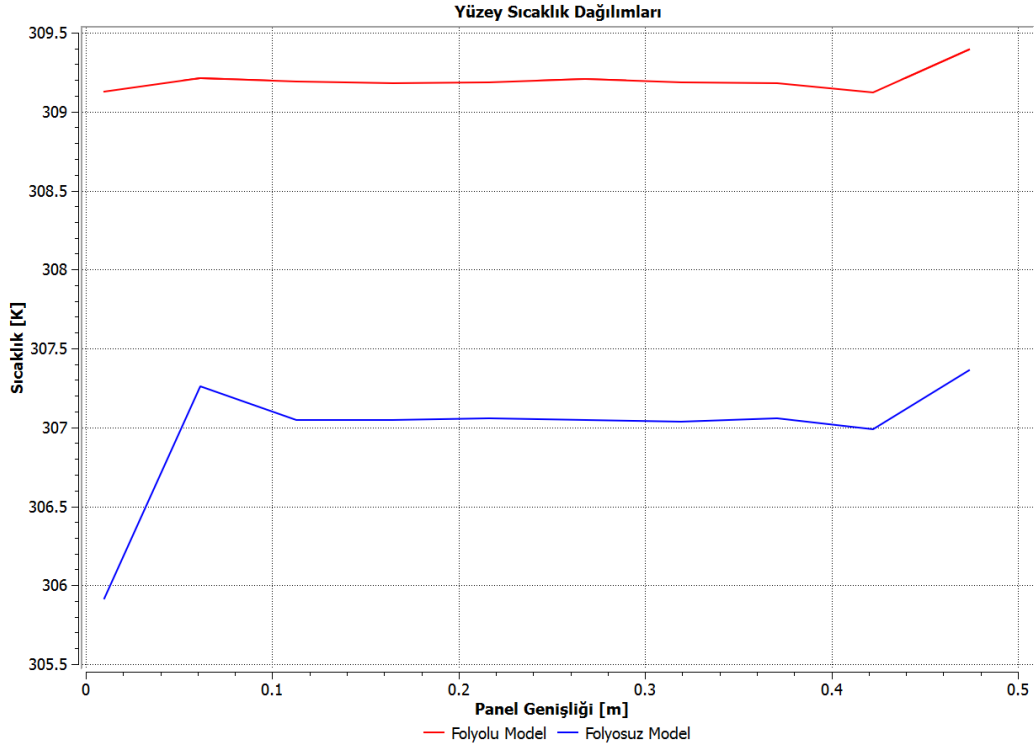
Folyosuz modelde en düşük sıcaklık 301,2 K iken folyolu modelde en düşük sıcaklık 308,9'dir. En yüksek sıcaklıklar ise folyosuz modelde 308,2 K, folyolu modelde 309,5 K'dir.



Şekil 7.29 Panel boyunca sıcaklık dağılımı

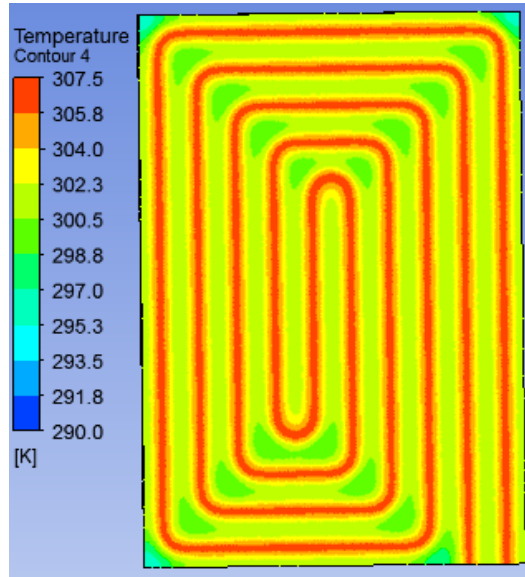
Benzer şekilde panel eni boyunca sıcaklık dağılımları da folyolu modelde homojene yakın çıkmıştır. Panelin orta kısımlarında çok fazla sıcaklık dalgalanmaları olmazken kenarda borunun geçtiği yüzey daha sıcak, diğer tarafta borunun geçtiği yüzeye uzak bölgelerde sıcaklıklar daha düşüktür.

Panel yüzeyinin ortasından panel genişliği boyunca tanımlanan doğru üzerindeki sıcaklık dağılımları şekil 7.30’da verilmiştir. Şekle göre folyolu modeldeki panel genişliği boyunca sıcaklık ortalaması, folyosuz modele göre 2,1 K daha yüksektir.



Şekil 7.30 : Panel genişliği boyunca sıcaklık dağılımı

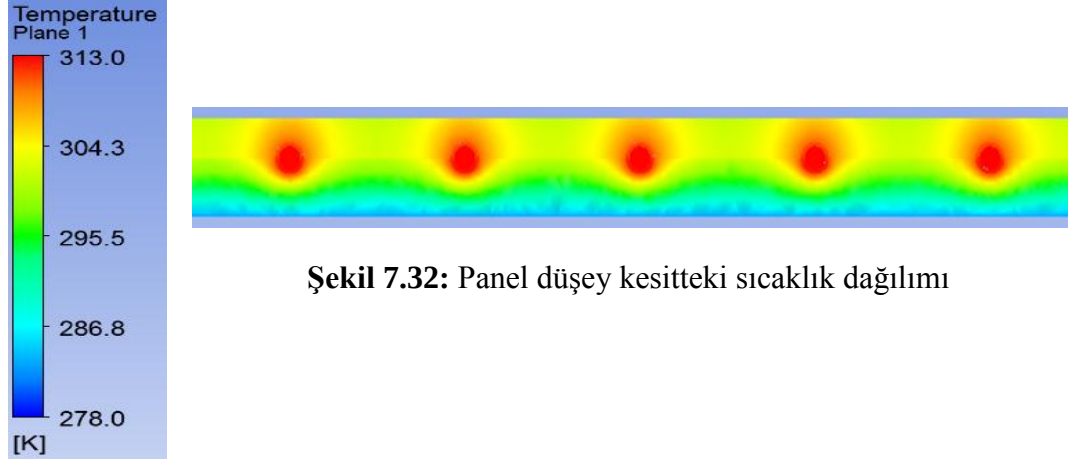
Spiral düzenlemeye sahip panel için yapılan analiz (folyosuz model)



Şekil 7.31 : Panel yüzeyindeki sıcaklık dağılımları

Spiral modelden elde edilen ısı akış $64,6 \text{ W/m}^2$ 'dir. Panelin arka tarafına kaçan ısı $27,7 \text{ W/m}^2$ 'dir. Mahale bakan yüzeylerdeki ortalama sıcaklık ise $302,7 \text{ K}$ 'dir.

Spiral düzenlenmiş panelden elde edilen ısı akısı düz yapıdaki panele göre %7,5 fazla çıkmıştır. Ortalama yüzey sıcaklığı ise düz panele göre yaklaşık 1 K daha yüksek çıkmıştır.



Şekil 7.32: Panel düşey kesitteki sıcaklık dağılımı

7.3.3.2 Isıtma durumu parametrik çözümler

Çizelge 7.4, Çizelge 7.5, ve Çizelge 7.6’da belirtilen farklı geometrilere ve farklı sınır şartlarına göre büyük ve küçük boy panel yapıları için parametrik çözümler yapılmıştır. Çözümler sonucunda panel yüzeylerinden elde edilen ısı akısı, arka yüzeyden kaçan ısı akısı (W/m^2) ve üst yüzeydeki ortalama sıcaklık (K) incelenmiştir. Bu sonuçlara göre ayrıntılı değerlendirmeler yapılmıştır.

Yüzey taşınım katsayısının, panele giren suyun hızının, mahal içindeki hava şartlarının, panel arka yüzey sıcaklığının, boru çapının, boru et kalınlığı, ısı iletim katsayısının, yalıtım kalınlığı ve malzemesinin ve alçı kalınlığının panel performansına etkisi 0,6 m x 0,5 m boyutlarındaki küçük panel yapısında incelenmiştir. Bu bölümdeki analizlerde alüminyum folyosuz panel kullanılmıştır.

Çizelge 7.4 : Isıtma durumu için farklı sınır koşul parametreleri

KÜÇÜK BOY PANEL		İlk Değer	Durum 1	Durum 2	Durum 3
Taşıyım katsayısı	(W/m ² .K)	6	10	12	-
Giriş suyu sıcaklığı	(°C)	40	-	-	-
Giriş suyu hızı	(m/s)	0.5	1	1.5	2
Hava Sıcaklığı	(°C)	19	20	21	-
Panel arka yüzey sıcaklığı	(°C)	5	10	15	-
BÜYÜK BOY PANEL		İlk Değer	Durum 1	Durum 2	Durum 3
Taşıyım katsayısı	(W/m ² .K)	6	-	-	-
Giriş suyu sıcaklığı	(°C)	40	45	50	35
Giriş suyu hızı	(m/s)	2	-	-	-
Hava Sıcaklığı	(°C)	19	-	-	-
Panel arka yüzey sıcaklığı	(°C)	10	5	15	
Sbt. Sıc. Yüz. Sınır Koşulu	(°C)	19	-	-	-

Çizelge 7.5 : Geometrik parametreler

	İlk Değer	Durum 1	Durum 2	Durum 3	Durum 4	Durum 5
Borular arası mesafe (cm)	10	5				
Boruların Düzenlenme Şekli	Mendering	Spiral	-	-	-	-
Boru Et Kalınlığı (mm)	2	1,5	1	-	-	-
Boru Çapı (mm)	16	15	14	12	-	-
Yalıtım Kalınlığı (mm)	3	2,5	3,5	-	-	-

Çizelge 7.6 : Alternatif malzemelerin denenmesi

Malzeme Cinsi	İlk Değer	İlk Değer	Durum 1	Durum 2	Durum 3
Yalıtım	Isı İletim Katsayısı (W/m ² .K)	0,034	0,024	0,014	-
Boru	Isı İletim Katsayısı (W/m ² .K)	0,43	0,53	0,33	-

Su giriş sıcaklığının etkisi

Suyun giriş şartlarının değişiminin panel performansına etkisi 1,5m x 1m boyutlarındaki büyük panel yapısında incelenmiştir.

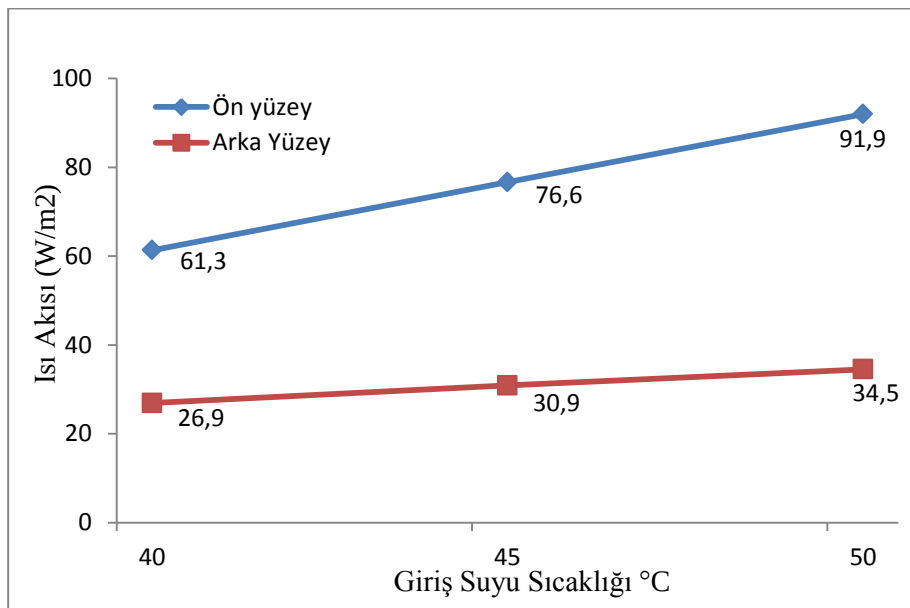
Borular arası mesafe 10 cm folyosuz model

Çizelge 7.7: Farklı su giriş sıcaklıklarında elde edilen sonuçlar (10 cm aralık, folyosuz model)

Giriş Sıcaklığı (°C)	Ön Yüzey Isı akısı (W/m^2)	Arka Yüzey Isı akısı (W/m^2)	Ort. Yüz. Sıcaklığı (K)
40	61,3	26,9	302.2
45	76,6	30,9	304.7
50	91,9	34,5	307.3

Panele giren suyun sıcaklığının artırılmasıyla panel yüzeyinden elde edilen ısı akısı lineere yakın bir şekilde artmaktadır. Aynı şekilde panelin arka yüzeyinden kaçan ısı miktarı ve üst yüzey ortalama yüzey sıcaklığı da artmaktadır.

45°C sıcaklığında giren sudan elde edilen ısı akısı, 40 C° girene göre %20 oranında, 50°C sıcaklığında giren sudan elde edilen ısı akısı ise %33 oranında daha fazla çıkmıştır. Yüzeylerdeki ortalama sıcaklık ise 45°C su giriş sıcaklığı ile 2,5°C, 50°C su giriş sıcaklığında ise 5,2°C artmıştır.



Şekil 7.33 : Farklı su giriş sıcaklıklarından elde edilen ısı akıları (10 cm aralık, folyosuz model)

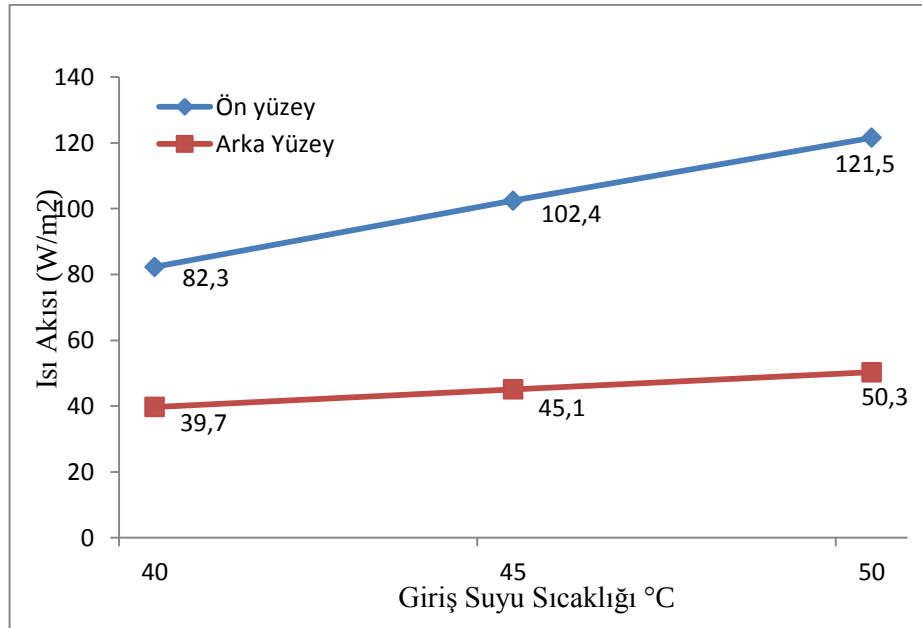
Borular arası mesafe 5 cm folyosuz model

Çizelge 7.8: Farklı su giriş sıcaklıklarında elde edilen sonuçlar (5 cm aralık, folyosuz model)

Giriş Sıcaklık (°C)	Ön Yüzey Isı akısı (w/m ²)	Arka Yüzey Isı akısı (w/m ²)	Ort. Yüz. Sıcaklığı (K)
40	82,3	39,7	305,7
45	102,4	45,1	309
50	121,5	50,3	312,4

Sonuçlara göre giriş suyu sıcaklığının artmasıyla yüzeylerden elde edilen ısı akısı artmıştır. Su giriş sıcaklığının 40°C'den 45°C'ye çıkartılmasıyla ısı akısı %19,6 50°C'ye çıkartılmasıyla ısı akısı %32,2 oranında artmıştır. Sonuçlar şekil 7.34'de görülmektedir.

Yüzeylerdeki ortalama sıcaklık ise 45°C su giriş sıcaklığı ile 3,3°C, 50°C su giriş sıcaklığında ise 6,7°C artmıştır.



Şekil 7.34 : Farklı su giriş sıcaklıklarından elde edilen ısı akıları (5 cm aralık, folyosuz model)

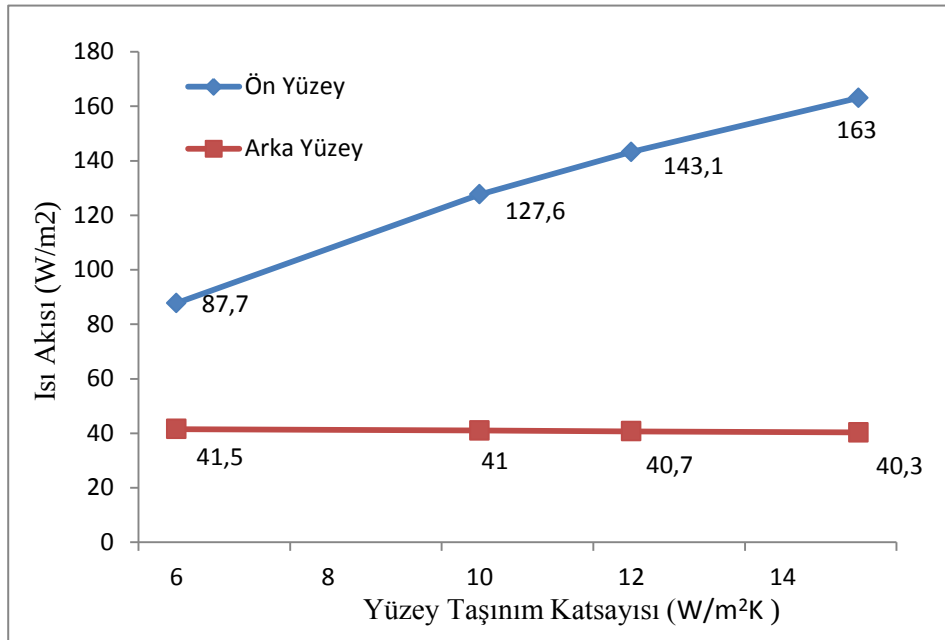
Yüzey taşınım katsayısının etkisi

Çizelge 7.11: Farklı taşınım katsayılarında elde edilen sonuçlar

Taşınım Katsayısı (W/m.K)	Ön Yüzey Isı akısı (w/m ²)	Arka Yüzey Isı akısı (w/m ²)	Ort. Yüz. Sıcaklığı (K)
6	87,7	41,5	306,6
8	127,6	41	304,7
10	143,1	40,7	303,9
12	163	40,3	302,8

Taşınım katsayısının artmasıyla beraber panel yüzeyinden elde edilen ısı miktarı ciddi bir şekilde artmıştır. Buna bağlı olarak ise panel yüzeyindeki ortalama sıcaklık düşmüştür. Panel arka yüzeyinden kaçan ısı ise taşınımın artmasıyla beraber bir miktar azalsa da çok fazla değişmemiştir.

Panel yüzeyinden elde edilen ısı akısı taşınım katsayısının 8 W/m.K'e çıkmasıyla %31,2, 10 W/m.K'e çıkmasıyla %38,7, 12 W/m.K'e çıkmasıyla ise % 46,1 oranında artış göstermiştir.



Şekil 7.35 : Farklı taşınım katsayıları için elde edilen ısı akıları

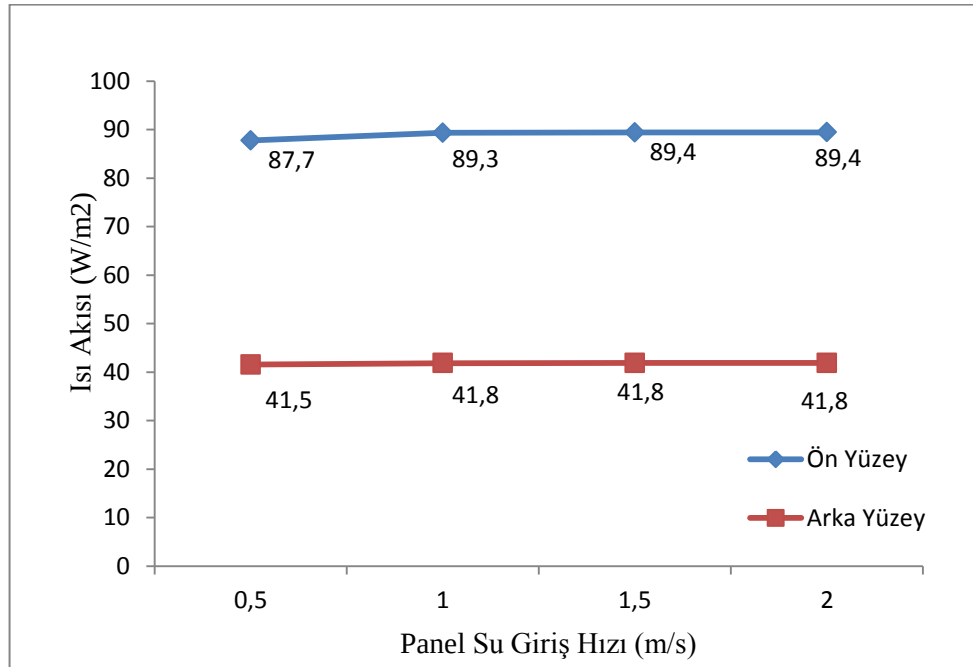
Panele giren suyun hızının etkisi

Çizelge 7.12: Farklı su giriş hızlarında elde edilen sonuçlar

Su Giriş Hızı (m/s)	Ön Yüzey Isı akısı (W/m^2)	Arka Yüzey Isı akısı (W/m^2)	Ort. Yüz. Sıcaklığı (K)
0,5	87,7	41,5	306,6
1	89,3	41,8	306,8
1,5	89,4	41,8	306,9
2	89,4	41,8	306,9

Panel içerisinden dolaşan suyun debisi panele giren suyun hızına bağlıdır. Panel içerisinde dolaşan suyun hızının artmasıyla boru içerisindeki iç taşınım katsayısı da Reynolds sayısına bağlı olarak artması beklenmektedir.

Sonuçlara göre su hızının artmasıyla ısı transferi miktarının arttığını görüyoruz fakat, bu artış Şekil 7.36'dan da görüldüğü gibi çok düşük seviyelerde gerçekleşmiştir. Panele sağlanan hız miktarının artırılmasıyla ısı akısı çok arttırılamazken, pompa maliyetlerinin çok daha fazla artması beklenmektedir. Bu yüzden tasarımlarda pompa enerji tüketimi de dikkate alınıp su hızının yeteri kadar olması sağlanmalıdır.



Şekil 7.36 : Farklı su giriş hızları için elde edilen ısı akıları

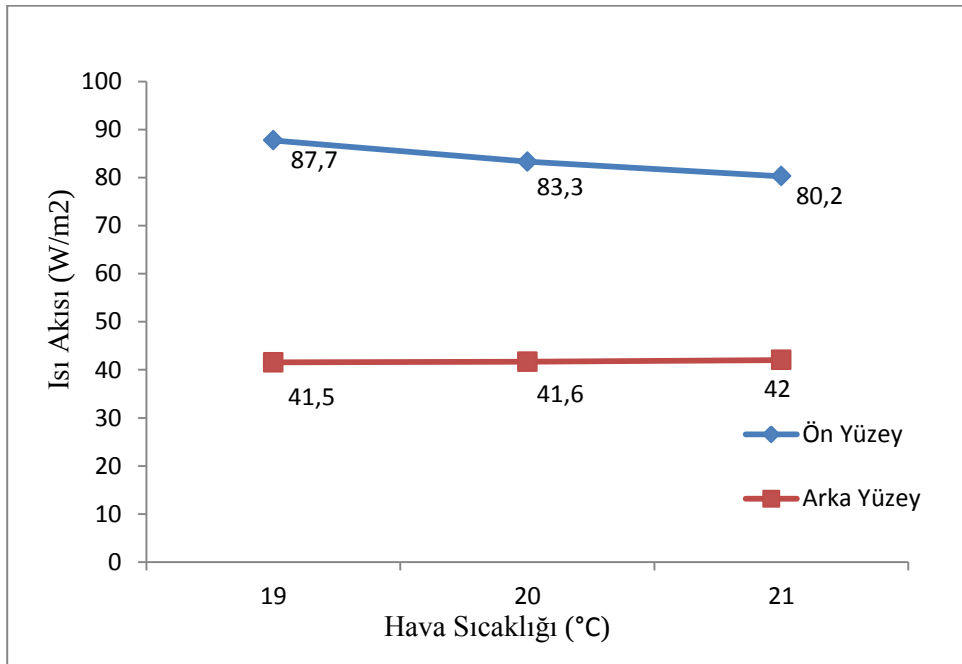
Mahal içerisindeki hava şartlarının etkisi

Çizelge 7.13: Farklı hava sıcaklıklarında elde edilen sonuçlar

Hava Sıcaklığı (°C)	Ön Yüzey Isı akısı (w/m ²)	Arka Yüzey Isı akısı (w/m ²)	Ort. Yüz. Sıcaklığı (K)
19	87,7	41,5	306,6
20	83,3	41,6	306,8
21	80,2	42	307,3

Mahal içerisindeki hava sıcaklığı analizlerde 19 °C olarak kabul edilmiştir. Mahalde konfor derecesinin sağlandığı hava sıcaklığı mahaldeki radyant ısı kazançlarına, hava hızı, hava nemi gibi parametrelere bağlıdır. Bu yüzden panel optimizasyon çalışmalarını farklı konfor sıcaklıkları için gerçekleştirilmesi gerekmektedir.

Mahaldeki hava sıcaklığı arttığından panelden sağlanacak ısı ihtiyacı düşmüş, doğal olarak panelden sağlanan ısı akısı da düşmüş, yüzeylerdeki ortalama sıcaklık artmıştır.



Şekil 7.37 : Farklı hava sıcaklıkları için elde edilen ısı akıları

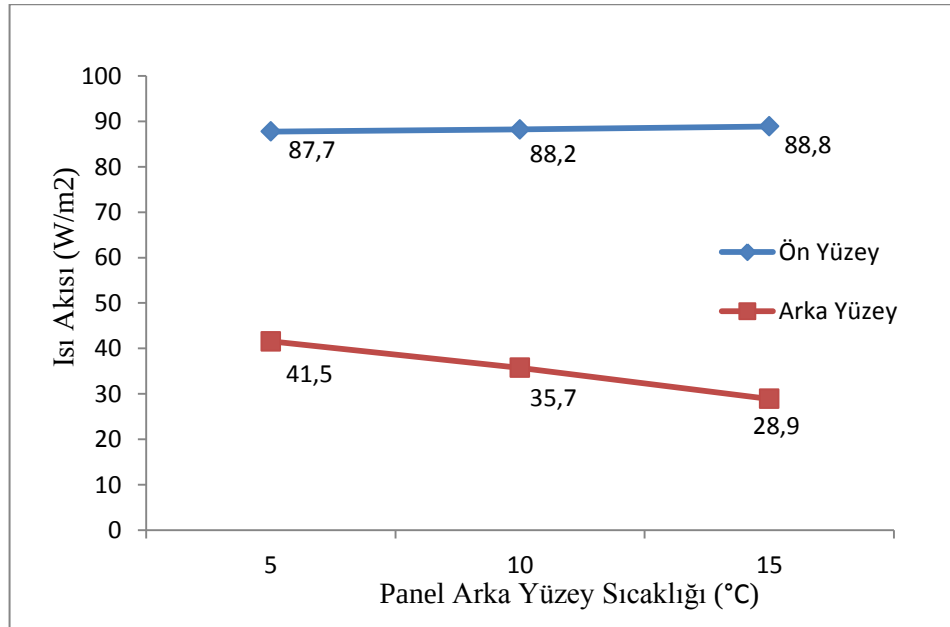
Panel arka yüzey sıcaklığının etkisi

Çizelge 7.14 : Farklı panel arka yüzey sıcaklıklarında elde edilen sonuçlar

Panel Arka Yüzey Sıcaklığı (°C)	Ön Yüzey Isı akısı (w/m ²)	Arka Yüzey Isı akısı (w/m ²)	Ort. Yüz. Sıcaklığı (K)
5	87,7	41,5	306,6
10	88,2	35,7	306,7
15	88,8	28,9	306,8

Panel arka yüzeyindeki sıcaklık duvar yapı detayına ve dış hava sıcaklığına bağlı olarak değişmektedir. Panelin arka yüzey sıcaklığı ise panelden kaçan ısı miktarını doğrudan etkilemektedir. Referans alınan bir yapı detayına göre panel arka yüzey sıcaklığının dış hava sıcaklığına bağlı olarak ne olduğu hesaplanmıştır. Panelden kaçan ısı miktarının azaltılmasıyla panele enerji sağlayan ısı kaynağının yakıt tüketimi de azaltılmış olur.

Panel optimizasyon çalışmalarında farklı dış hava koşulları ve yapı detaylarına göre çalışmaların da yapılması gerekmektedir. Bu çalışmada 3 farklı şart için analizler yapılmıştır. Buna göre panel arka yüzey sıcaklığının 10 °C'ye çıkmasıyla kaçan ısı %19, 15 °C'ye çıkmasıyla % 41 oranında azalmıştır.



Şekil 7.38 : Farklı panel arka yüzey sıcaklıkları için elde edilen ısı akıları

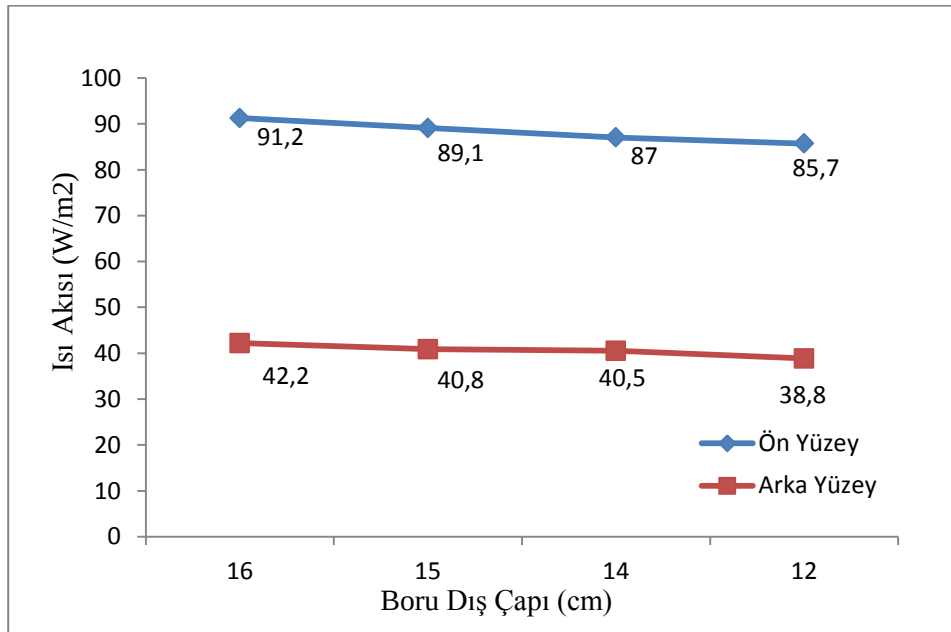
Boru çapının etkisi

Çizelge 7.15: Farklı boru çaplarında elde edilen sonuçlar

Boru apı (mm)	Ön Yüzey Isı akısı (W/m^2)	Arka Yüzey Isı akısı (W/m^2)	Ort. Yüz. Sıcaklığı (K)
16	91,2	42,2	307,2
15	89,1	40,8	306,8
14	87	40,5	306,5
12	85,7	38,8	306,3

Yapılan panel maliyet analizlerinde en büyük maliyet (%50) borudan kaynaklanmaktadır. Bu yüzden olabildiğince boru maliyetini düşürmek gerekmektedir. Bu yüzden boru çapı et kalınlığı düşürülmelidir. Boru çapının küçölmesiyle maliyet düşmektedir fakat boru ile folyo ve alçı malzeme arasındaki ısı transferi yüzeyi de azalmaktadır. Buna bağlı olarak yüzeyden elde edilen ısı miktarı ve yüzey ortalama sıcaklıkları düşmektedir.

Örneğın aynı et kalınlığından 16mm çapındaki boru yerine 12mm çapından bir boru kullandığımızda %28 hammadde tasarrufu sağlanırken, % 6 ısı akısı kaybı meydana gelir.



Şekil 7.39 : Farklı boru dış çapları için elde edilen ısı akıları

Boru et kalınlığının etkisi

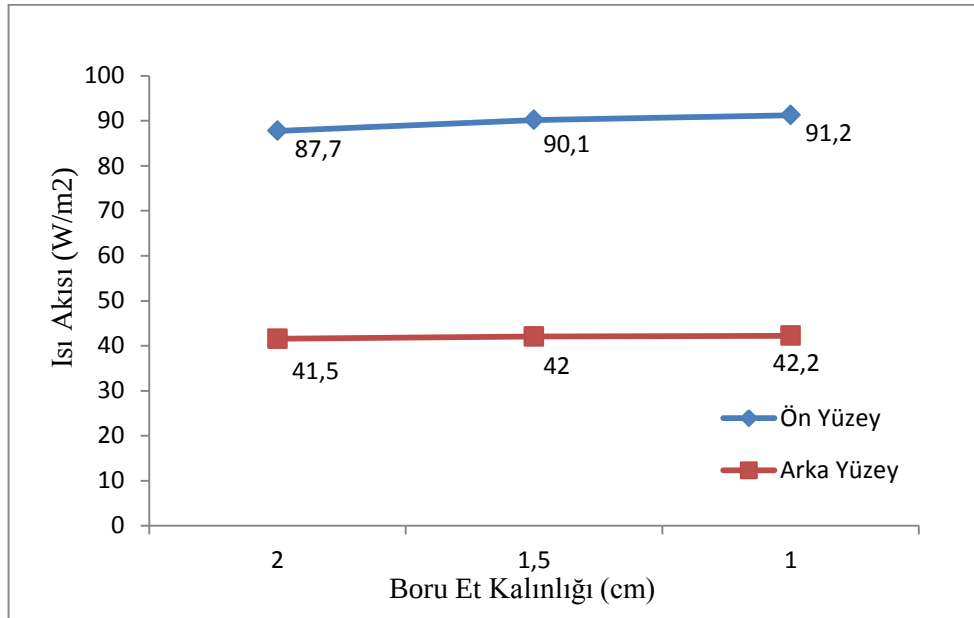
Çizelge 7.16: Farklı boru et kalınlıklarında elde edilen sonuçlar

Boru Et Kalınlığı (mm)	Ön Yüzey Isı akısı (W/m^2)	Arka Yüzey Isı akısı (W/m^2)	Ort. Yüz. Sıcaklığı (K)
2	87,7	41,5	306,6
1,5	90,1	42	307
1	91,2	42,2	307,2

Bu projede geliştirilen panelde borunun çevresi alüminyum folyo ile kaplıdır, bu sayede folyo, boru içindeki su basıncın bir kısmının karşılanmasını sağlayacaktır. Bu sayede boru et kalınlığı diğer sistemlere göre daha da azaltılabilir, bu sayede maliyetler düşürülebilir. Bu çalışmada 3 farklı boru et kalınlığı için analizler yapılmıştır.

Yapılan analizlere üzere boru et kalınlığının azaltılması ile sağlanan ısı akıları ve yüzeylerdeki ortalama sıcaklıklar artmıştır. Bunun sebebi boru malzemesinin kalınlık boyunca ısı iletimine direnç oluşturmamasıdır. Kalınlığının azaltılmasıyla boru içindeki suyun panel yüzeyine verdiği ısı miktarı artmıştır.

Örnek olarak 2 mm et kalınlığı 1 mm'ye indirildiğinde %46 hammadde tasarrufu sağlanırken % 4 oranından panelden sağlanan ısı akısı artırılır.



Şekil 7.40 : Farklı boru et kalınlıkları için elde edilen ısı akıları

Boru ısı iletim katsayısının etkisi

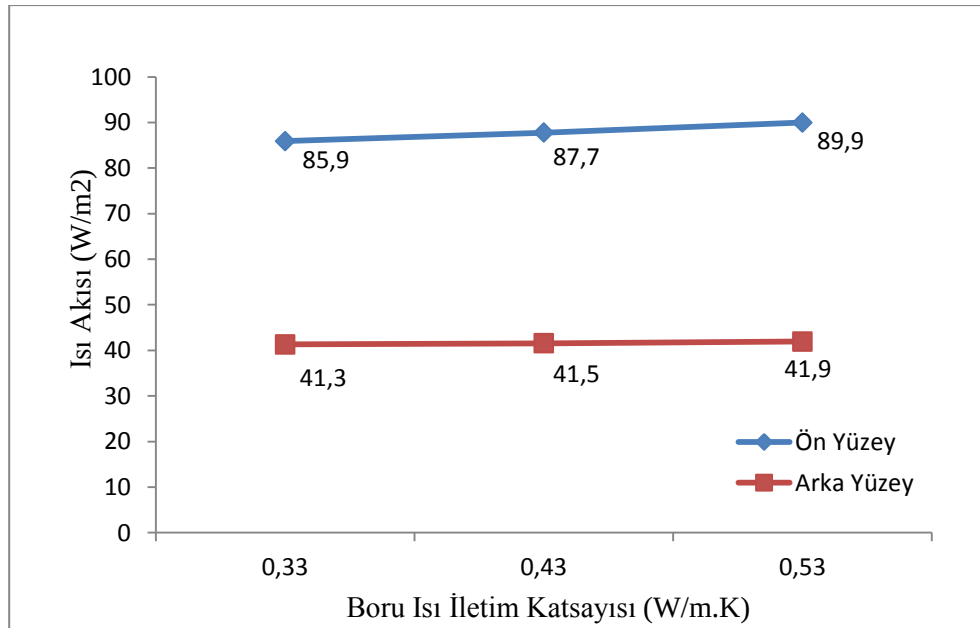
Çizelge 7.17: Farklı boru ısı iletim katsayılarında elde edilen sonuçlar

Boru Isı İletim Katsayısı (W/m.K)	Ön Yüzey Isı akısı (w/m ²)	Arka Yüzey Isı akısı (w/m ²)	Ort. Yüz. Sıcaklığı (K)
0,33	85,9	41,3	306,4
0,43	87,7	41,5	306,6
0,53	89,9	41,9	306,9

Panel yapısında içerisinde en kritik malzeme şüphesiz boru malzemesidir. Boru malzemesinin seçiminde ise önemli bir kriter de boru malzemesinin ısı iletim katsayısıdır. Bu çalışmada geliştirilecek panelde PEX malzeme kullanılması ön görülmüştür. Bu malzemenin ise ısı iletim katsayısı 0,43 W/m.K'dir.

Alternatif boru malzemelerinin de değerlendirilebilmesi amacıyla boru ısı iletim katsayısının ısı transferine etkisi incelenmiştir.

Sonuçlara göre PEX boruya göre ısı iletim katsayısının %37 daha yüksek bir boru malzemesi kullanılırsa, ısı transferi miktarı % 4,5 artmaktadır.



Şekil 7.41 : Farklı boru ısı iletim katsayıları için elde edilen ısı akıları

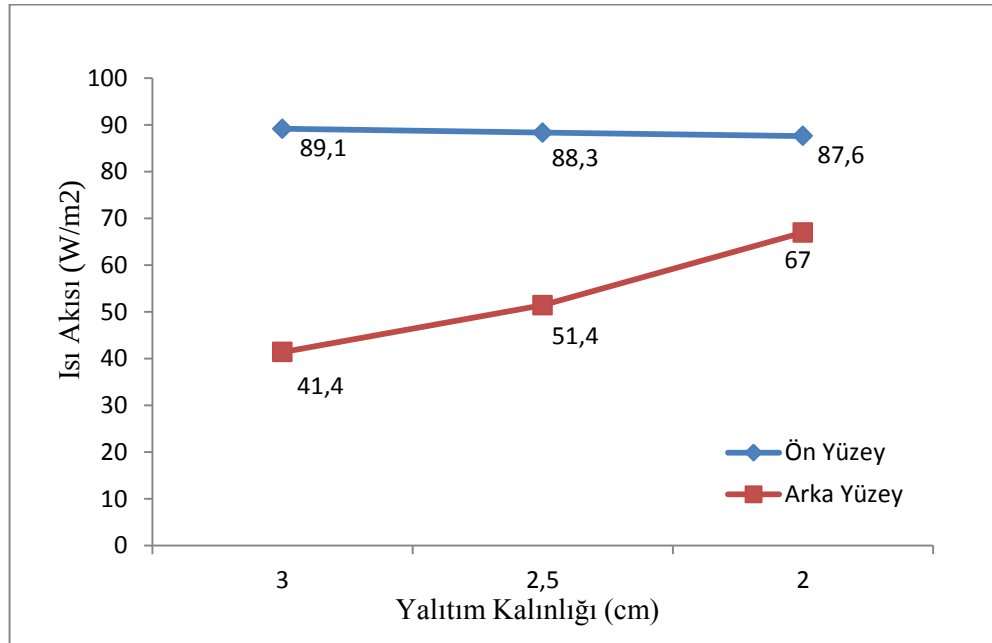
Yalıtım kalınlığının etkisi

Çizelge 7.18: Farklı yalıtım kalınlığında elde edilen sonuçlar

Yalıtım Kalınlığı (cm)	Ön Yüzey Isı akısı (W/m^2)	Arka Yüzey Isı akısı (W/m^2)	Ort. Yüz. Sıcaklığı (K)
3	89,1	41,4	306,8
2,5	88,3	51,4	306,8
2	87,6	67	306,6

Panellerde kullanılacak yalıtım malzemesi kalınlığı, panelin arka yüzeyinden kaçan ısı ile doğrudan bağlantılıdır. Yalıtım malzemesinin kalınlığının artırılmasıyla, kaçan ısı miktarı da aynı oranda azalmaktadır. Fakat yalıtım malzemesi kalınlığı da belli bir kalınlığa kadar arttırılabilir. Çünkü panel toplam kalınlığı belli bir değeri aşmaması gerekmektedir.

Yapılan analizlerde 3 farklı yalıtım kalınlığı incelenmiştir. Yalıtım kalınlığının % 16 azaltılmasıyla kaçan ısı miktarı % 19,5, kalınlığının %33 arttırılması ile % 38 oranında artmaktadır.



Şekil 7.42 : Farklı yalıtım kalınlıkları için elde edilen ısı akıları

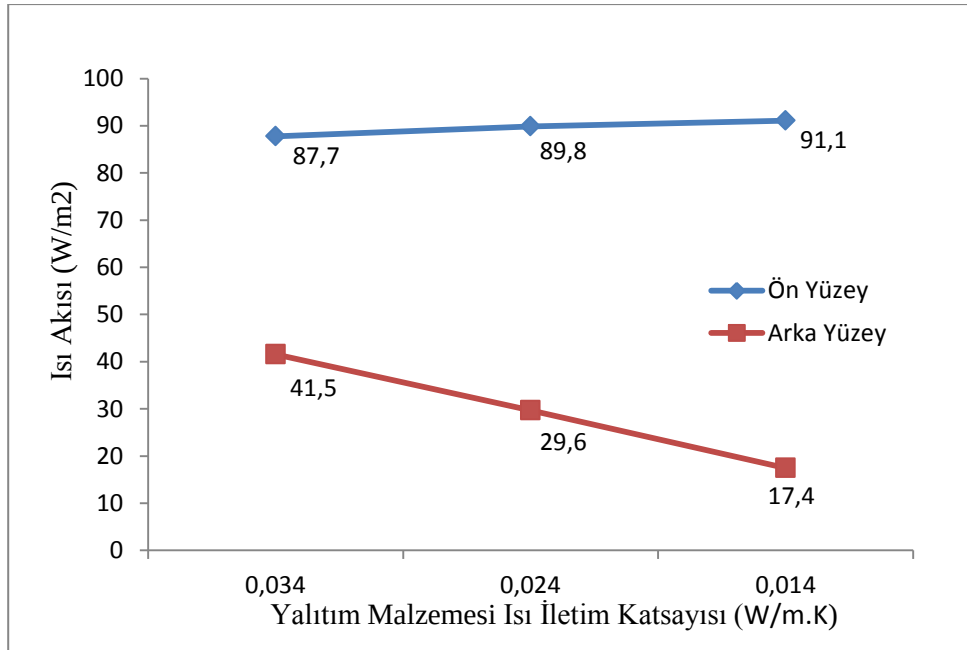
Yalıtım Malzemesinin Etkisi

Çizelge 7.19: Farklı yalıtım malzemeleri için elde edilen sonuçlar

Yalıtım mal. ısı iletim kat.(W/m.K)	Ön Yüzey Isı akısı (w/m ²)	Arka Yüzey Isı akısı (w/m ²)	Ort. Yüz. Sıcaklığı (K)
0,034	87,7	41,5	306,6
0,024	89,8	29,6	306,9
0,014	91,1	17,4	307,1

Daha öncede bahsedildiği gibi panel arkasından kaçan ısıyı azaltmak amacıyla yalıtım kalınlığı arttırmak bir çözümdü. Fakat panellerin tasarlanmasında önemli bir diğer kriter ise panelin ince yapıda olmasıdır. Bu yüzden kaçan ısıyı azaltmak için düşük kalınlıklarda ısı direnci yüksek malzemeler kullanılmalıdır.

Analizler ısı iletim katsayısı 0,034 w/m.K olan polistren malzeme kullanılmıştır. Bu malzeme yerine ısı iletim katsayısı 0,024 w/m.K olan poliüretan malzeme kullanılırsa, kaçan ısı miktarı % 28,5 oranında azaltılmış olur. Veya ısı iletim katsayısı 0,014 w/m.K olan başka bir alternatif malzeme kullanılması ile kaçan ısı miktarı % 58 oranında azaltılabilir.



Şekil 7.43 : Farklı yalıtım malzemeleri için elde edilen ısı akıları

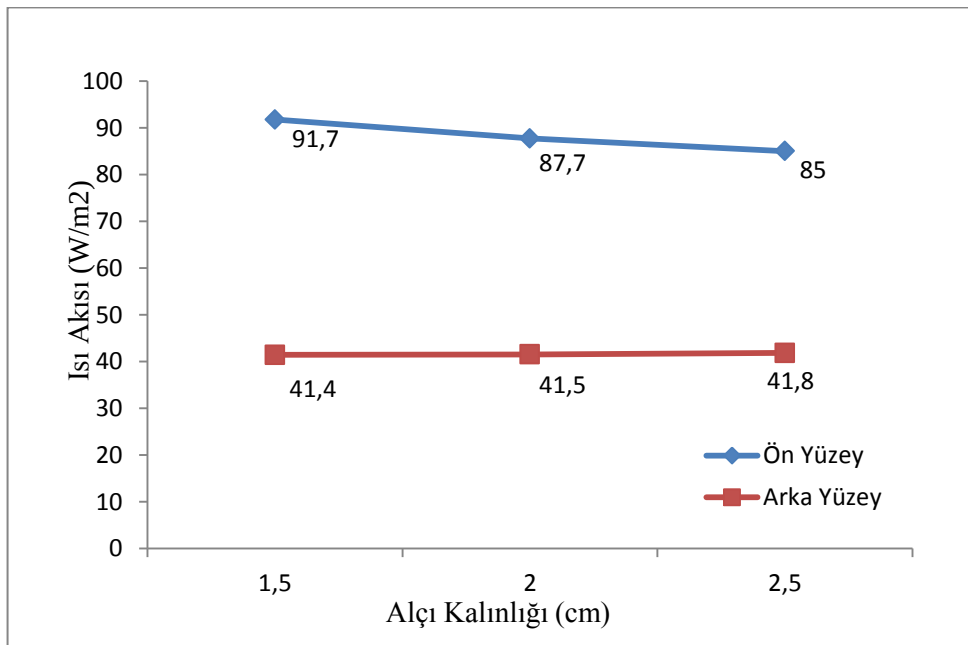
Alçı kalınlığının etkisi

Çizelge 7.20: Farklı alçı kalınlıkları için elde edilen sonuçlar

Alçı Kalınlığı (cm)	Ön Yüzey Isı Akısı (W/m^2)	Arka Yüzey Isı akısı (W/m^2)	Ort. Yüz. Sıcaklığı (K)
1,5	91,7	41,4	307,2
2	87,7	41,5	306,6
2,5	85	41,8	306,2

Panel yüzeyinde kullanılacak dolgu malzemesi, mahal içerisinde ekstra sıva yapısını gerektirmeyecek ve panel kompakt yapısını tamamlanmasını sağlamak amacıyla kullanılacaktır. Bu yüzden panel yüzeyini kullanılacağı kalınlığın çok da fazla olmasına gerek duyulmamaktadır. Diğer bir taraftan panelin ağırlığının büyük bir kısmı da yüzeyde kullanılacak dolgu malzemesinden kaynaklanmaktadır. Bu yüzden hedef olabildiğince ince dolgu malzemesi kullanmaktır. İlk olarak kullanılması düşünülen malzeme alçıdır.

Analizlerde 3 farklı alçı kalınlığı incelenmiştir. Şekil 7.44'den de görüldüğü gibi alçı kalınlığının artırılması ile yüzeylerden sağlanan ısı akısı azalmıştır.



Şekil 7.44 : Farklı alçı kalınlığı için elde edilen ısı akıları

7.3.3.3 Soğutma durumu parametrik çözümler

Çizelge 7.20’de belirtilen farklı sınır şartlarına göre büyük ve küçük boy panel yapıları için parametrik çözümler yapılmıştır. Çözümler sonucunda panel yüzeylerinden elde edilen ısı akısı, arka yüzeyden kazanılan ısı akısı (W/m^2) ve üst yüzeydeki ortalama sıcaklık (K) incelenmiştir. Bu sonuçlara göre ayrıntılı değerlendirmeler yapılmıştır.

Çizelge 7.21: Soğutma durumu için farklı sınır koşul parametreleri

KÜÇÜK BOY PANEL		İlk Değer	Durum 1	Durum 2	Durum 3
Taşınım katsayısı	($W/m^2.K$)	6	8	10	12
Giriş suyu sıcaklığı	(°C)	16	14	18	20
Giriş suyu hızı	(m/s)	0,5	-	-	-
Hava Sıcaklığı	(°C)	26	24	25	-
Panel arka yüzey sıcaklığı	(°C)	25	15	20	-
BÜYÜK BOY PANEL		İlk Değer	Durum 1	Durum 2	Durum 3
Taşınım katsayısı	($W/m^2.K$)	6	8	10	12
Giriş suyu sıcaklığı	(°C)	16	14	18	20
Giriş suyu hızı	(m/s)	-	-	-	-
Hava Sıcaklığı	(°C)	26	-	-	-
Panel arka yüzey sıcaklığı	(°C)	25	-	-	-

Su giriş sıcaklığının etkisi

Suyun giriş şartlarının değişiminin panel performansına etkisi 1,5m x 1m boyutlarındaki folyosuz büyük panel yapısında incelenmiştir.

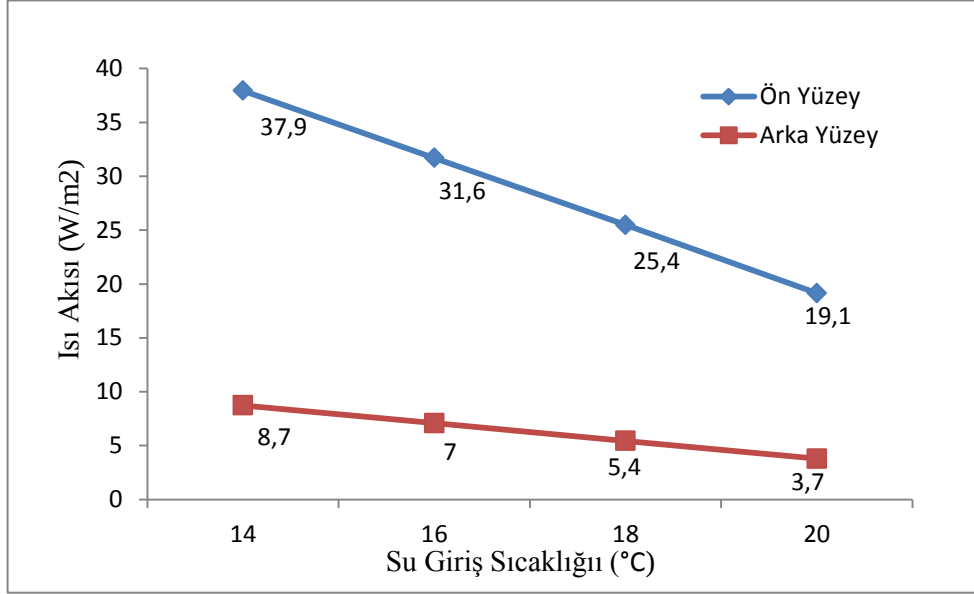
Çizelge 7.22: Farklı su giriş sıcaklıklarında elde edilen sonuçlar

Giriş Sıcaklığı (°C)	Ön Yüzey Isı akısı (w/m^2)	Arka Yüzey Isı akısı (w/m^2)	Ort. Yüz. Sıcaklığı (K)
14	37,9	8,7	292,6
16	31,6	7	293,7
18	25,4	5,4	294,7
20	19,1	3,7	295,8

Şekil 7.45’den da görüleceği gibi panele giren suyun sıcaklığının arttırılmasıyla panel yüzeyinde havadan çekilen ısı miktarı azalmaktadır. Aynı şekilde panelin arka

yüzeyinden kaçan ısı miktarı da azalmaktadır. Üst yüzeydeki ortalama sıcaklık ise artmaktadır.

Panele giren suyun sıcaklığı düşük olması ısı akısını arttırmaktadır, fakat fazla düşük sıcaklıklarına inildiğinde havanın çığ nokta sıcaklığına yaklaşılmaktadır ve sonucunda yoğuşma riski ortaya çıkmaktadır. Bu yüzden 16°C'nin altına fazla düşülmemesi gerekmektedir.



Şekil 7.45 : Farklı su giriş sıcaklıklarından elde edilen ısı akıları

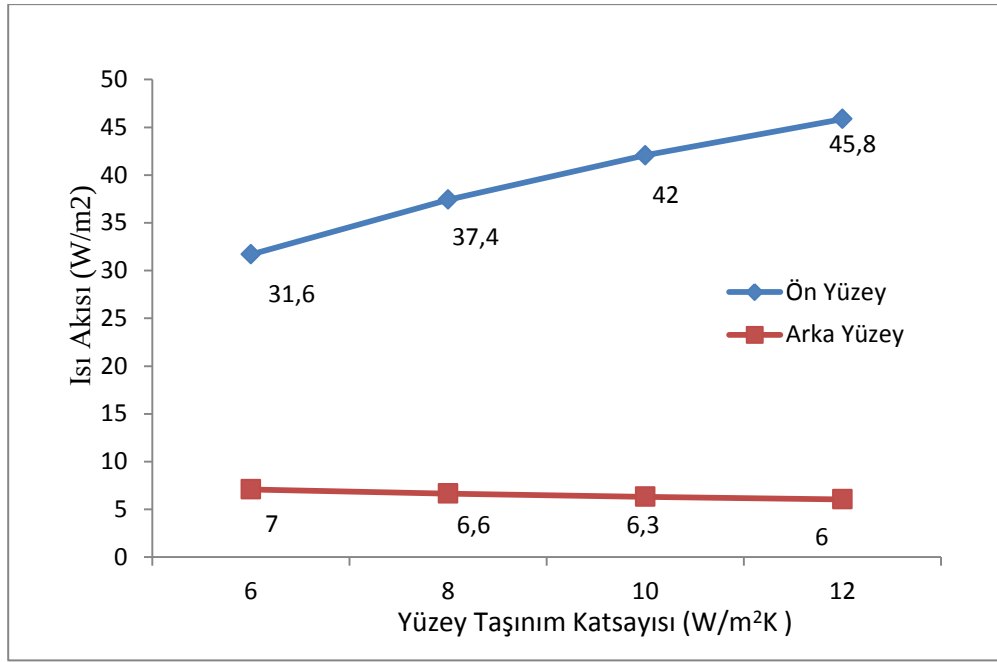
Yüzey Taşınım Katsayısının Etkisi

Yüzey taşınım katsayısının panel performansına etkisi 1,5m x 1m boyutlarındaki folyosuz büyük panel yapısında incelenmiştir.

Çizelge 7.23: Farklı taşınım katsayılarında elde edilen sonuçlar

Taşınım Katsayısı (W/m.K)	Ön Yüzey Isı akısı (w/m ²)	Arka Yüzey Isı akısı (w/m ²)	Ort. Yüz. Sıcaklığı (K)
6	31,6	7	293,7
8	37,4	6,6	294,3
10	42	6,3	294,8
12	45,8	6	295,1

Yüzeydeki taşınım katsayısının artmasıyla yüzeyden sağlanan ısı akısı artmaktadır. Bu artış ısıtma durumunda gerçekleşen artıştan daha düşüktür. Örneğin taşınım katsayısının 12 W/m.K olduğundan ısıtma durumunda ısı akısı %46 artarken soğutma durumunda %30 artmaktadır.



Şekil 7.46 : Farklı taşınım katsayılarında elde edilen ısı akıları

Mahal içerisindeki hava şartlarının etkisi

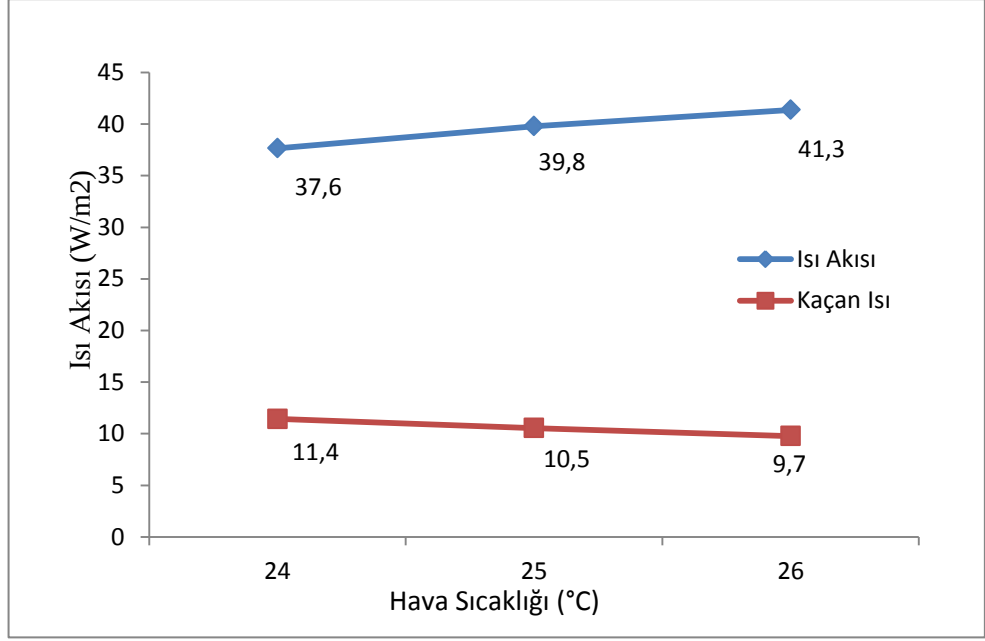
Mahal içerisindeki hava şartlarının panel performansına etkisi küçük boyutlu panelde incelenmiştir.

Çizelge 7.24: Farklı Hava Sıcaklıklarında Elde Edilen Sonuçlar

Hava Sıcaklığı (°C)	Ön Yüzey Isı akısı (w/m ²)	Arka Yüzey Isı akısı (w/m ²)	Ort. Yüz. Sıcaklığı (K)
24	37,6	11,4	290,2
25	39,8	10,5	291,4
26	41,3	9,7	292,1

Mahal içerisindeki hava sıcaklığı analizlerde 26 °C olarak kabul edilmiştir. Bu değerin belirlenmesinde ISO 7730 kullanılmıştır. Standartta göre yaz durumunda konfor sıcaklığı 26 °C olmalıdır. Fakat mahalde konfor derecesinin sağlandığı hava sıcaklığı mahaldeki radyant ısı kazançlarına, hava hızı, hava nemi gibi parametrelere bağlıdır. Bu yüzden panel optimizasyon çalışmalarını farklı konfor sıcaklıkları için gerçekleştirilmesi gerekmektedir.

Çalışmada 3 farklı hava sıcaklığı analizler yapılmıştır. Mahaldeki hava sıcaklığının azalmasıyla panele sağlanan ısı akısı artmış, yüzeydeki sıcaklık artmıştır.



Şekil 7.47 : Farklı hava sıcaklıkları için elde edilen ısı akıları

Panel Arka Yüzey Sıcaklığının Etkisi

Panel arka yüzey sıcaklığının panel performansına etkisi 0,6 m x 0,5 m boyutlarındaki küçük panel yapısında incelenmiştir.

Çizelge 7.25: Farklı panel arka sıcaklıklarında elde edilen sonuçlar

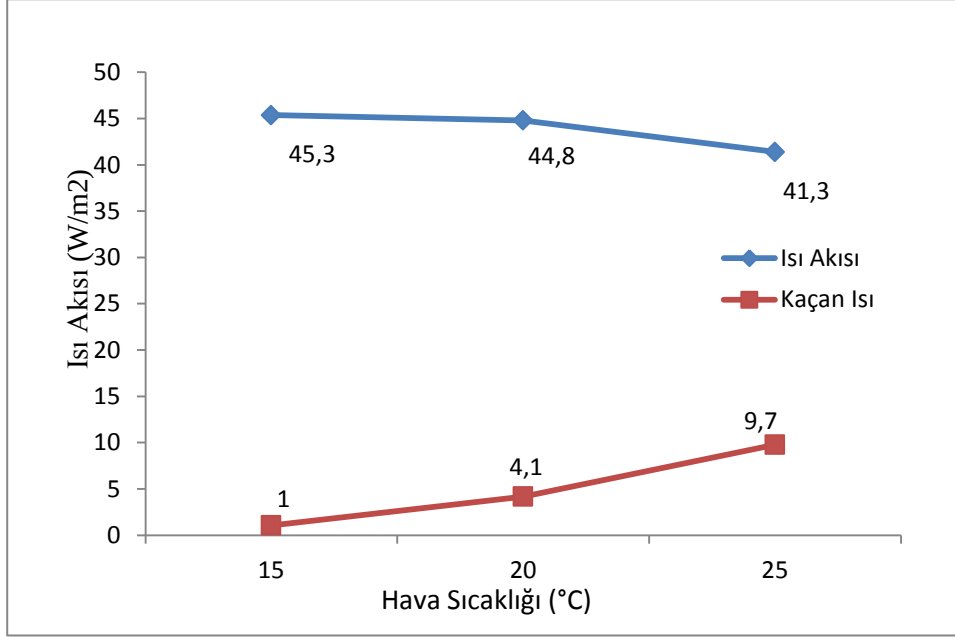
Panel Arka Yüzey Sıcaklığı (°C)	Ön Yüzey Isı akısı (w/m ²)	Arka Yüzey Isı akısı (w/m ²)	Ort. Yüz. Sıcaklığı (K)
15	45,3	1	291,4
20	44,8	4,1	291,5
25	41,3	9,7	292,1

Panel arka yüzeyindeki sıcaklık duvar yapı detayına ve dış hava sıcaklığına bağlı olarak değişmektedir. Panelin arka yüzey sıcaklığı ise panelin arka yüzeyinden kazanılacak ısıyı doğrudan etkilemektedir. Referans olarak alınan bir yapı detayına göre panel arka yüzey sıcaklığının dış hava sıcaklığına bağlı olarak ne olduğu hesaplanmıştır. Panelin arka yüzeyinden kazanılan ısının artmasıyla enerji kaynağının yakıt tüketimi artacaktır.

Panel optimizasyon çalışmalarında farklı dış hava koşulları ve yapı detaylarına göre çalışmaların da yapılması gerekmektedir. Bu çalışmada 3 farklı şart için analizler yapılmıştır. Buna göre panel arka yüzey sıcaklığının 20 °C'ye düşmesiyle kaçan ısı %57,2 °C'ye çıkmasıyla % 89 oranında azalmıştır.

Sonuçlardan da görüleceği gibi yapı detayında yalıtımın arttırılması ile panelin arka tarafından gerçekleşecek enerji kaybı önemli ölçüde azaltılabilir.

Panellerin kararlı bir şekilde çalışmasını sağlamak için farklı iklim koşullarına göre yalıtım kalınlığı ayarlanabilir. Bu sayede panelin arka yüzeyinden oluşacak kayıplar en aza indirilir.



Şekil 7.48: Farklı panel arka yüzey sıcaklıkları için elde edilen ısı akıları

8. ODA MODELLENMESİ VE PANEL PERFORMANSININ İNCELENMESİ

Bu bölümde Bölüm 7’de yapılan panel optimizasyon çalışmalarında elde edilen sonuçlar tekrar değerlendirilerek, panelin oda içerisindeki farklı uygulamalarındaki çalışmaları görülecektir. Bölüm 7’de ısıtma-soğutma durumları için elde edilen farklı sonuçlar kullanılarak, panellerin duvardan, yerden, tavandan uygulanmaları durumunda oda içerisindeki konfor şartlarının sağlanıp sağlanamadığı kontrol edilecektir. Bunun için panellerin oda içerisinde farklı uygulamalarında, mahal içerisindeki sıcaklık ve hava hız dağılımları incelenecektir.

8.1 Sayısal Çözüm Yöntemleri

Bu bölümde analizlerde kullanılan sayısal çözüm yöntemleri anlatılmıştır.

8.1.1 Korunum Denklemleri

Süreklilik denklemi;

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w) = 0 \quad (8.1)$$

x- momentum denklemi;

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho uu) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho uv) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho uw) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x} \right) \right] \quad (8.2)$$

y-momentum denklemi;

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho v) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho uv) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho vv) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho vw) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial y} \right) \right] \quad (8.3)$$

z-momentum denklemi;

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho w) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho uw) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho vw) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho ww) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial w}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial z} \right) \right] - \rho g \beta (T_\infty - T) \quad (8.4)$$

Enerji transport denklemi;

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \nabla \cdot [\vec{V}(\rho E + p)] = \nabla \cdot [k_{eff} \nabla T - \sum_j h_j J_j + (\bar{\tau}_{eff} \cdot \vec{V})] + S_h \quad (8.5)$$

Burada;

$$E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{V^2}{2} : \text{birim kütle için enerji terimi}$$

$k_{eff} \nabla T$: Taşınım terimi

$\sum_j h_j J_j$: difüzyon terimi

$\bar{\tau}_{eff} \cdot \vec{V}$: Akış yayılım terimi

S_h : Enerji kaynak terimi

8.1.2 Doğal taşınım çözümü

Doğal taşınım akışkanın yoğunluğunun sıcaklık değişimiyle beraber değişmesiyle gerçekleşir.

Akış, yer çekimi ve akışkanın yoğunluğunun değişmesinden kaynaklanır.

Yer çekimi kuvveti momentum denkleminde eklenip, denklemden basınç gradyanları ve kuvvet terimleri yeniden düzenlenirse;

$$-\frac{\partial p}{\partial x} + \rho g \rightarrow -\frac{\partial p'}{\partial x} + (\rho - \rho_0) g \quad (8.6)$$

Burada;

$$p' = p - \rho_0 g x \quad (8.7)$$

8.1.2.1 The boussinesq Model

Modeldeki doğal taşınım çözümleri için Boussinesq çözüm modeli kullanılmıştır. Modele göre akışkanın yoğunluğu üniform'dur.

Momentum denklemi, cisim kuvvet terimleri dışında, yer çekimi yönünde yazılırsa,

$$(\rho - \rho_0) g = -\rho_0 \beta (T - T_0) g \quad (8.8)$$

Burada ρ_0 akışkanın yoğunluğu, T_0 çalışma sıcaklığı, β , ısı genleşme katsayısıdır. Denklem (8.8) buoyancy terimindeki ρ 'yu ortadan kaldırmak için Boussinesq yaklaşımından $\rho = \rho_0 (1 - \beta \Delta T)$ elde edilmiştir.

Bu yaklaşım yoğunluk farkının çok yüksek olmadığı durumlarda geçerlidir. Genel olarak Boussinesq yaklaşımı $\beta(T - T_0) \ll 1$ olduğu durumlarda geçerlidir.

Bu yöntem ile birçok doğal taşınım probleminde, yoğunluğun sıcaklığın fonksiyonu olduğu sistemlere göre, yakınsaması daha hızlı olur.

- Yoğunluğun sabit kabul edilmesiyle ‘non-linearity’ durumları ortadan kalkar.
- Yoğunluk farkları çok yüksek olmadığı kullanılır.
- Kütle transferinde ve reaksiyonlarda kullanılamaz.

8.1.3 Radyasyon çözümü

Çözümlerimizde radyasyon modeli olarak Discrete ordinate (DO) metodu kullanılacaktır. Çünkü bu model en kapsamlı radyasyon modelidir. Bu yöntemde dağılma, yarı geçirgen hacimler, yansıtıcı yüzeyler, dalga boyuna bağlı aktarım gibi birçok parametre hesaplanabilmektedir.

Discrete ordinate (DO) metodu radyasyon ısı transferini sonlu sayıdaki ayrı katı parçacık açıları için çözer, her bir parçacığın yönü s global kartezyenlerde yer almaktadır.

$$\nabla \cdot (I(\vec{r}, \vec{s}) \vec{s}) + (a + \sigma_s) I(\vec{r}, \vec{s}) = an^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}') \Phi(\vec{s}, \vec{s}') d\Omega' \quad (8.9)$$

Denklemden;

$\vec{r}$: Pozisyon vektörü

$\vec{s}$: Yön vektörü

$\vec{s}'$: yayılım yön vektörü

s: yol uzunluğu

a: emilim katsayısı

n: kırılma indeksi

σ_s : yayılım katsayısı

σ Stefan-Boltzmann sabiti

I: radyasyon şiddeti

T: sıcaklık

Φ : faz fonksiyonu

Ω' : katı açısı

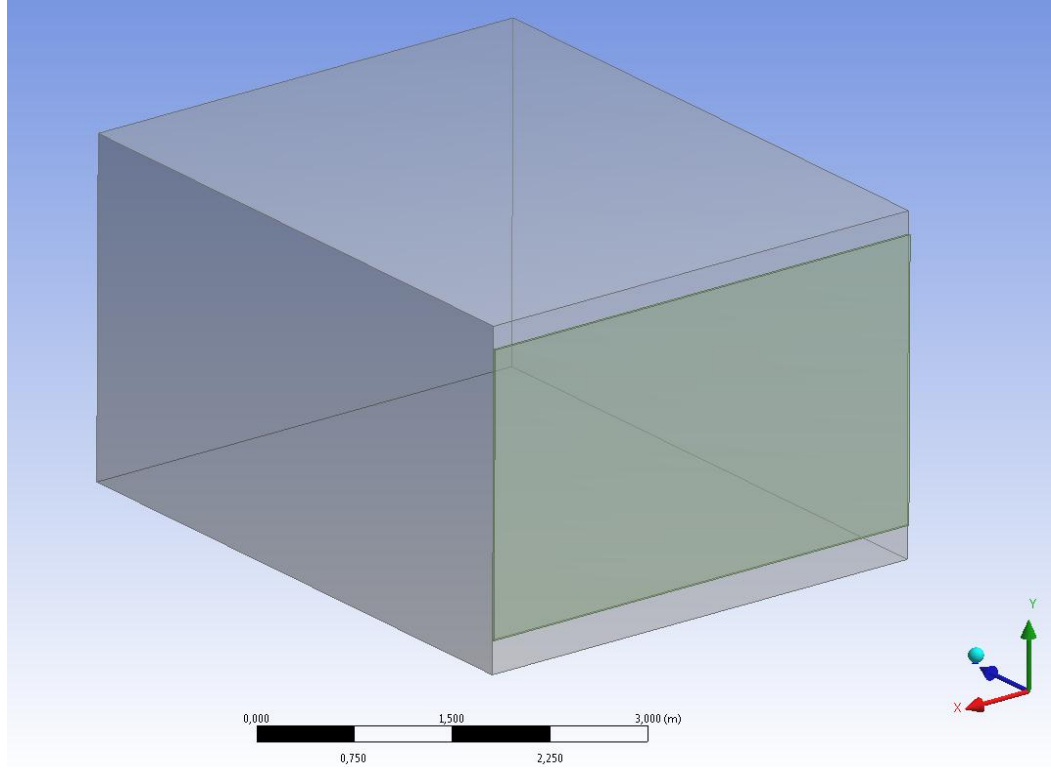
8.2 Oda Katı Modeli ve Panel Düzenlemesi

Şekil 8.1’de analizlerde kullanılacak standart bir oda tasarlanmıştır. Şekilde panelin duvardan uygulanması gösterilmiştir. Oda; 5 m uzunluk, 4 m genişlik ve 3 m yüksekliktedir.

Paneller ısıtma durumunda duvarlara veya zemine, soğutma durumunda tavana veya duvarlara yerleştirilecektir.

Panellerin duvardan uygulamalarında zeminden 30 cm, tavandan 20 cm, tavandan ve yerden uygulamalarda kenarlardan 20’şer cm tesisat boşlukları konulmuştur. Bu boşlulardan kolektörlerden gelen ana borular geçecektir.

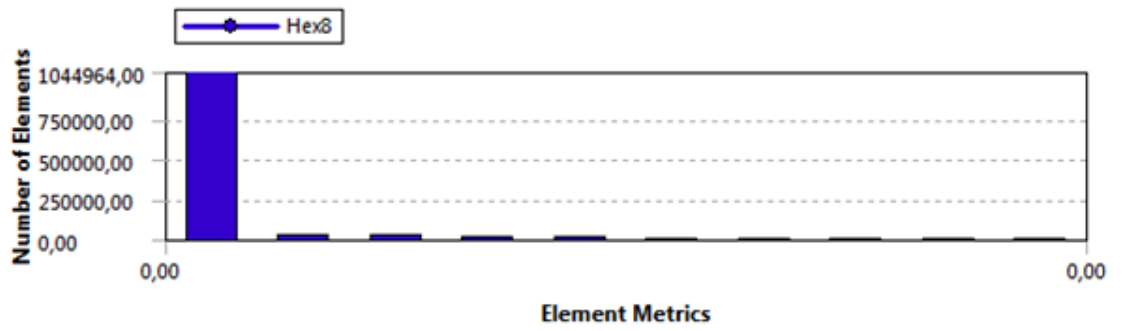
Oda modelinde sadece paneldeki 2 cm kalınlığındaki alçı kısmı çizilmiştir. Mesh sayısını azaltmak ve çözüm süresini hızlandırmak amacıyla panelin diğer unsurları çizilmemiştir.



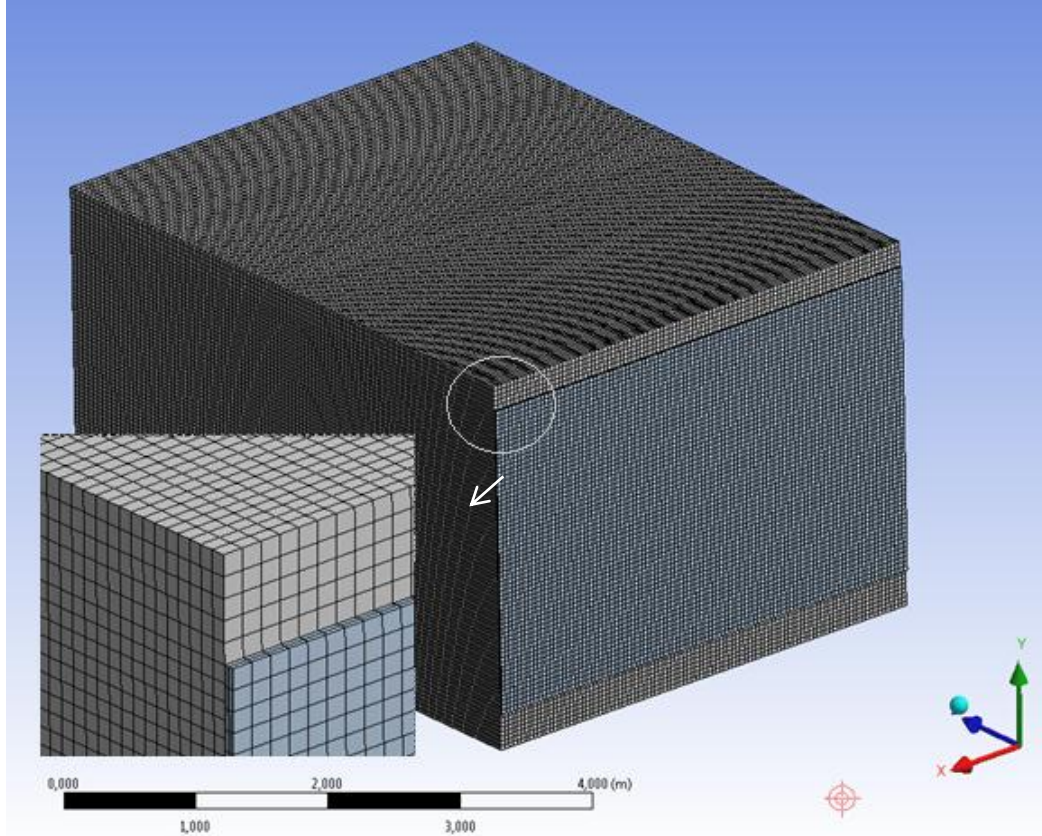
Şekil 8.1 : Oda Modeli

8.3 Katı Modelin Sonlu Hacimlere Ayrılması

Nümerik çözüm için tasarlanan oda modeli Şekil 1’de görüldüğü gibi sonlu hacimlere ayrılmıştır. Hacim toplam 1.112.800 adet elamana ayrılmıştır. Bu elamanların skewness dağılımları Şekil 8.2’de gösterilmiştir.



Şekil 8.2 : Elemanların Skewness Dağılımları



Şekil 8.3 : Odanın sonlu hacimlere ayrılması

Mesh programında hava hacmi ve panel hacmi sonlu hacimlere ayrılmıştır. Duvar hacimleri ise burada mesh sayısını azaltmak amacıyla tanımlanmamıştır. Fluent programının içinde yüzey olarak tanımlanan duvarlara kalınlık verilmiştir.

8.3.1 Yüzeylerin tanımlanması

Panel2Hava:Panelin hava ile temas ettiği yüzey olarak tanımlanmıştır.

Hava2Panel: Hava hacminin panel ile temas ettiği yüzey olarak tanımlanmıştır.

Panel arka yüzey: Panelin mahal dışına bakan ve ısı akışın sağlandığı yüzey olarak adlandırılmıştır.

Duvarlar: Duvarlar 3 farklı yüzey olarak tanımlanmıştır. Yan duvarlar, üst duvar ve alt duvar olarak.

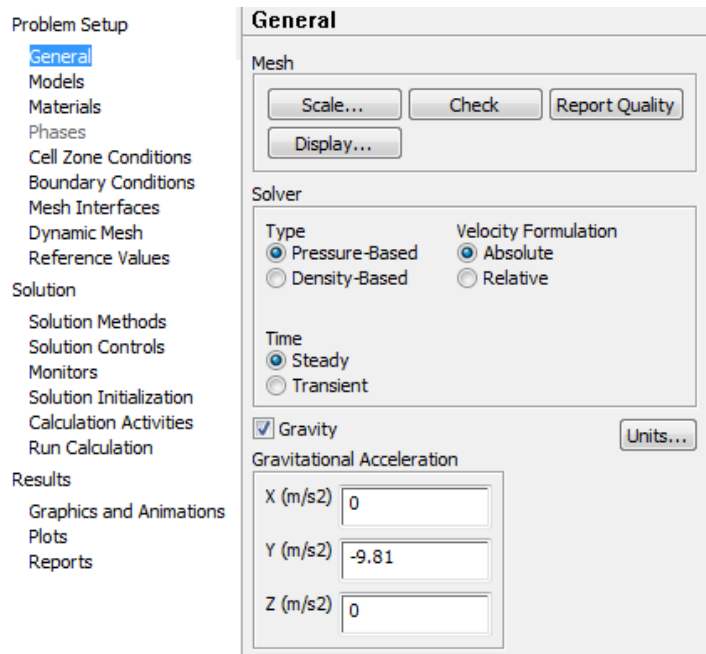
Panel yan yüzeyler:Panelin yan duvarları bu şekilde adlandırılmıştır.

8.4 Çözüm Yönteminin Geliştirilmesi

Tasarlanan ve sonlu hacimlere ayrılan modelimiz, Fluent programı ile çözümleri gerçekleştirilecektir. Çözümler için geliştirilen çözüm aşamaları aşağıda sırayla anlatılmıştır.

8.4.1 Genel

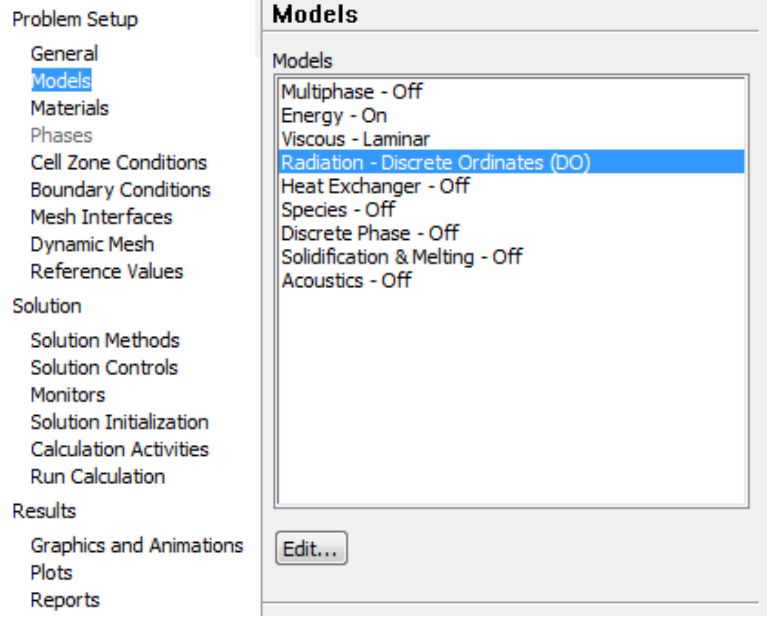
Çözücü tipi olarak ‘pressure-based’ modeli seçilmiştir. Çözümler sürekli hal için yapılmıştır. Oda modelimizde doğal taşınım hesaba katılacaktır bu yüzden düşey yönde $-9,81\text{m/s}^2$ yer çekimi tanımlanmıştır.



Şekil 8.4 : Çözüm için genel ayarlarının yapılması

8.4.2 Model

Çözümlerde ısı transferi olacağından enerji modeli aktif hale getirilmiştir. Çözümlerde radyasyon da hesaba katılacağından radyasyon modellerinden ‘Discrete Ordinates’ modeli aktif hale getirilmiştir. Mahale güneşten gelecek ısı yükleri hesaba katılmamıştır bu yüzden ‘solar loads’ seçeneği aktif hale getirilmemiştir.

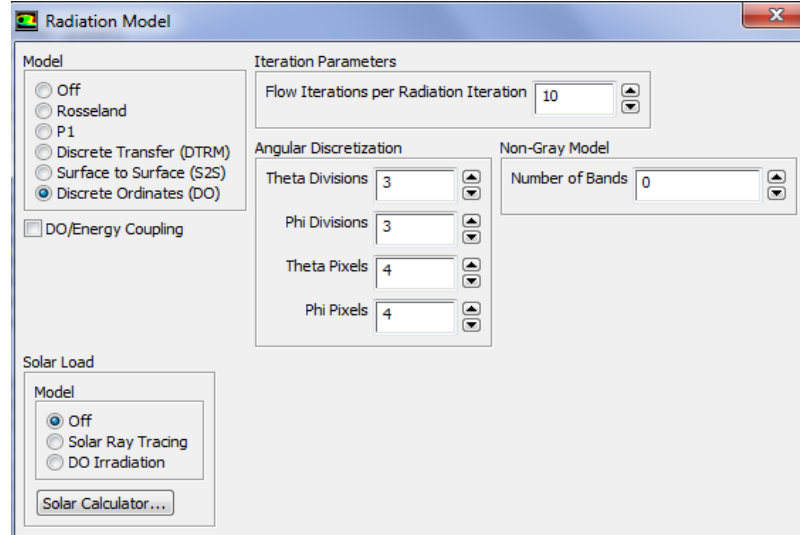


Şekil 8.5 : Çözüm modelinin belirlenmesi

8.4.2.1 Radyasyon çözüm modelinin tanımlanması;

Daha önce bahsedildiği gibi radyasyon modeli olarak ‘Discere Ordinates’ modeli seçilmişti. Bu modelde ‘Theta Divisions’ (N_θ), ve ‘Phi Divisions’ (N_ϕ), Açısal uzaydaki her bir oktantı ayıklaştırmak için kullanılacak kontrol açılarını tanımlar. Yansıma ile radyasyonun çok olduğu durumlarda yüksek derece ayıklaştırmaya tavsiye edilir.

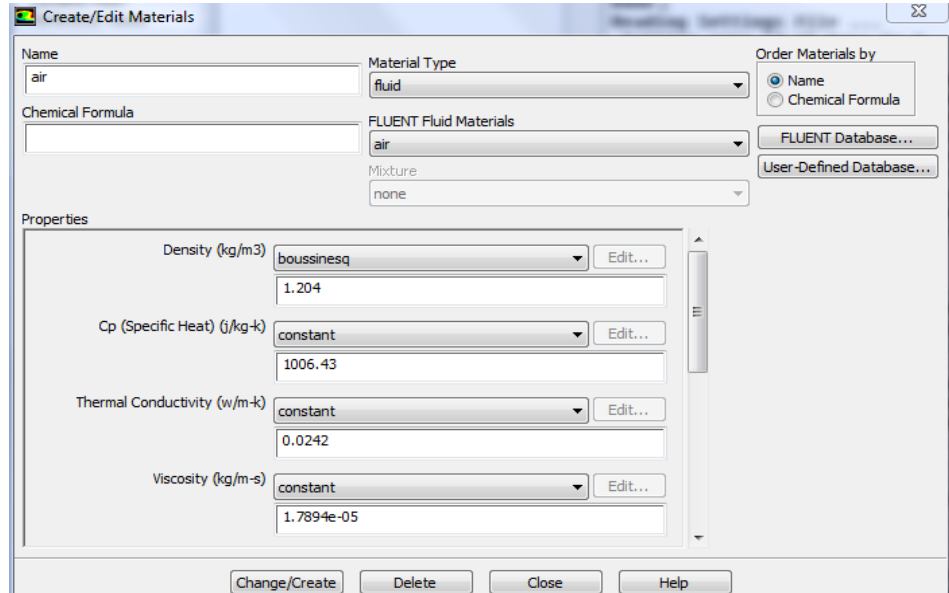
Çoğu problemlerde bu Theta division ve Phi division 2 olarak girilmektedir. Ayıklaştırmayı yükseltmek ve daha güvenilir sonuçlar elde etmek için bu değerlerin 3 ile 5 arasında girilmesi tavsiye edilmektedir [29]. Bu nedenle bu çalışmamızda her iki değerde 4 olarak girilmiştir.



Şekil 8.6 : Radyasyon modelinin belirlenmesi

8.4.3 Malzemelerin tanımlanması

Doğal taşınım çözüm yöntemi için ‘boussinesq’ ve ‘incompressible ideal gas’ modelleri kullanılmıştır. Bu modellerden boussinesq modeli seçildiğinde operating sıcaklık değeri girilmesi gerekmektedir. Bu sıcaklık değeri ise modelimizde 19 °C’dir. Bu sıcaklık değerine karşılık gelen yoğunluk değeri 1,204 kg/m³ girilmiştir. incompressible ideal gas modelinde ise havanın yoğunluğu üniform dağılmayacaktır. Bu yüzden bu modelde bir referans yoğunluk girilmemiştir.



Şekil 8.7 :Havanın özelliklerinin girilmesi özelliklerinin girilmesi

Tanımlanan diğer bir malzeme ise alçıdır. Bu malzemenin girilen özellikleri bölüm 7’de anlatılmıştır. Tanımlanan her iki malzemede radyasyona çözümlerine katılmıştır.

8.4.4 Sınır koşullarının girilmesi

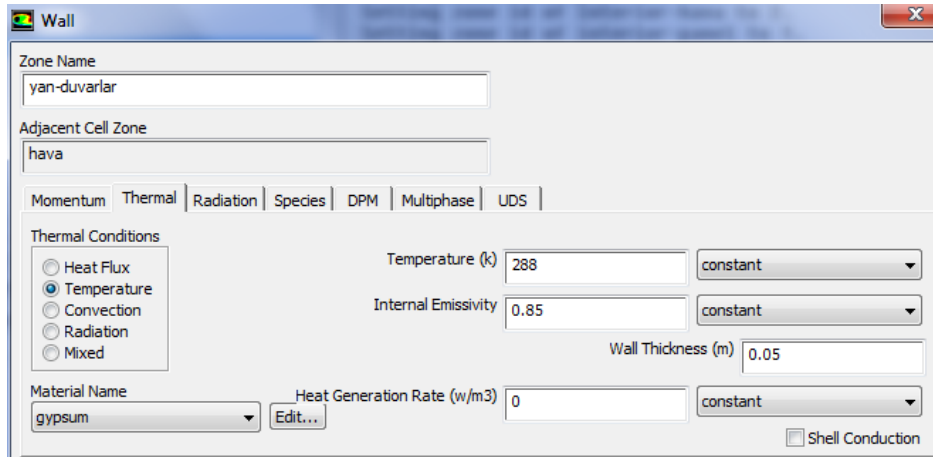
Bu bölümde kullanılan sınır koşulları belirtilmiştir.

8.4.4.1 Duvarlar

Duvar yapısı için örnek yapı detayı alınmıştır fakat çözümlerde sadece iç sıva kısmı dikkate alınmıştır. Bu kısmın malzemesi alçı olarak seçilmiş ve kalınlıkları 5 cm olarak girilmiştir.

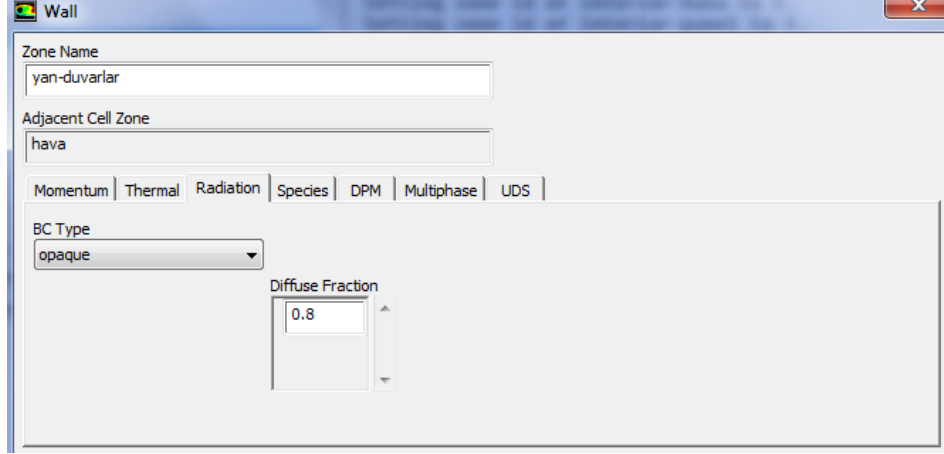
Mahal içerisindeki duvarlar; yan duvarlar, üst duvar ve alt duvar olmak üzere hacimlere ayrılmıştır. Duvarlara sınır koşulu olarak sabit sıcaklık verilmiştir. Isıtma durumunda ilk olarak bu değer 288 K, soğutma durumunda ise 303 K’dir. Fakat çözümler esnasında farklı sınır koşul değerleriyle de çözümler yapılmıştır. Kullanılan bu sıcaklık değerleri farklı dış hava sıcaklıkları için örnek yapı detayı referans alınmıştır.

Alçı malzeme için duvar emisivitesi 0,85 alınmıştır.



Şekil 8.8 : Duvar için termal sınır şartlarının girilmesi

Radyasyon sınır koşulunda ise; duvarlar opak kabul edilmiştir. Buradaki ‘diffuse Fraction’ değeri 0,8 olarak girilmiştir. Bunun değeri 1 olduğundan gelen bütün radyasyon difüzyonla geçmektedir, bu değeri 0 olduğunda ise gelen bütün radyasyon yansımaktadır. Bu değeri 0,8 kabul edilmesiyle radyasyonun bir kısmı difüzyonlar bir kısmı yansımaya transfer olur.



Şekil 8.9 : Duvar için radyasyon sınır şartlarının girilmesi

Opak duvar için hesaplanacak değerler;

$$\text{Duvar yüzeyinden olan emisyon} : n^2 \varepsilon_w \sigma T_w^4 \quad (8.10)$$

$$\text{Difüzyon ile yansıyan enerji} : f_d (1 - \varepsilon_w) q_{in} \quad (8.11)$$

$$\text{Ayna şeklinde ile yansıyan enerji} : (1 - f_d)(1 - \varepsilon_w) q_{in} \quad (8.12)$$

$$\text{Duvar yüzeyinde absorbe edilen enerji} : \varepsilon_w q_{in} \quad (8.13)$$

Burada; n reflektif indeksi, ε_w duvar emisivitesi, σ Boltzmann sabiti, T_w duvar sıcaklığıdır.

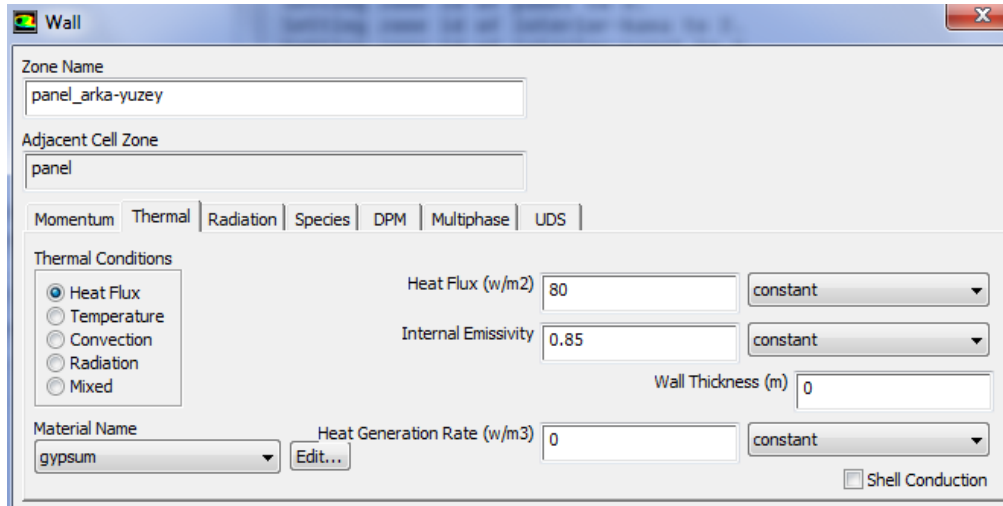
8.4.4.2 Panel ile hava ara yüzeyi

Panel ile hava arasındaki duvarlar ara yüzey olarak tanımlanmıştır. Daha sonra bu yüzeyler ‘Coupled Wall’ olarak tanımlanmıştır.

8.4.4.3 Panel

Bölüm 7’de yapılan panel çalışmalarından elde edilen sonuç değerlerine göre sınır şartı girilmiştir. Örneğin ısıtma durumunda küçük panelden elde edilen ısı akısı ortalama 80 W/m^2 idi. Bu ısı akısı değeri borulardan yüzeye geçen ısı transferi miktarıdır. Bu yüzden bu değer mahale panel arka yüzeyinden tanımlanmıştır. Bölüm 7’de panel için elde edilen diğer sonuçlarda bu bölümde tekrar değerlendirilerek tüm oda için çözümler yapılacaktır.

Panel yan yüzeyleri ise adyabatik olarak tanımlanmıştır.



Şekil 8.10 : Panel için sınır şartlarının girilmesi

8.5 Analiz Sonuçları

Bölüm 7 'de yapılan panel analiz-optimizasyon çalışmalarında farklı panel yapılarında elde edilen ısı akıları bu bölümde kullanılmıştır.

Bu bölümde içerisine geliştirdiğimiz panellerin yerleştirildiği standart bir odanın (5m x 4m) modellenmesi gerçekleştirilecektir. Paneller yerleştirilmesi ısıtma durumunda duvarlardan ve yerden, soğutma durumunda ise duvarlardan ve tavandan olacaktır.

Bu bölümde yapılacak çalışmaların amacı mahal içerisinde kullanılan panellerin, odadaki sıcaklık ve hız dağılımına etkisini görmek ve ASHRAE 55 [5] ve ISO 7730 [3]'da belirtilen termal konfor şartlarının sağlanıp sağlanmadığını incelemektir.

8.5.1 Duvardan ısıtma durumu

Duvardan ısıtma durumunda yapılan analizlerin özeti Çizelge 8.1'de verilmiştir. Panel performans analiz çalışmalarında elde edilen ısı akısı ısıtma durumunda folyosuz model için ortalama 90 W/m^2 'dir. Başlangıç hava sıcaklığı ise 19°C alınmıştır. Duvar sıcaklığı ise yapı referans yapı detayı ve paneldeki yalıtım miktarı dikkate alınarak hesaplanmıştır. Panel analiz çalışmalarında yapılan hesaplara göre panel mahale 90 W/m^2 ısı gönderirken dışarıya 30 W/m^2 ısı kaçmaktadır. Bu veriler kullanılarak ortalama bir dış sıcaklık için iç duvar yüzey sıcaklığı 15°C hesaplanmıştır. Bu çalışmada tüm duvarların sıcaklığı eşit kabul edilmiştir.

Çizelge 8.1: Isıtma durumu için yapılan analizler

	Kullanılan Duvar	Panel Alanı (m ²)	Hava Sıc. (°C)	Duvar Sıc. (°C)	Isı Akısı (W/m ²)
Durum 1	Tek duvar	10	19	15	90
Durum 2	Karşılıklı duvarlar	20	19	15	90
Durum 3	Komşu duvarlar	22,5	19	15	90

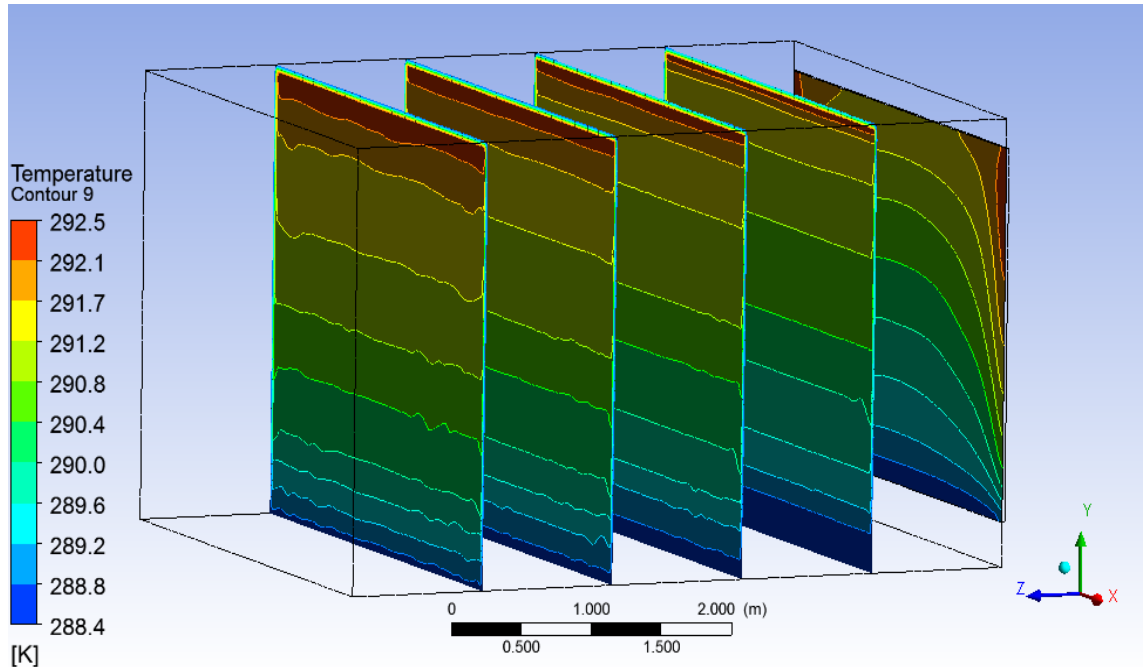
8.5.1.1 Durum 1 içine elde edilen sonuçlar

Durum 1’de 4m genişliğindeki duvara paneller döşenmiştir. Paneller alttan 30 ve üstten 20 cm boşluk bırakılarak tüm duvara yerleştirilmiştir. Çizelge 8.1’de belirtilen koşullara göre analizler yapılmıştır.

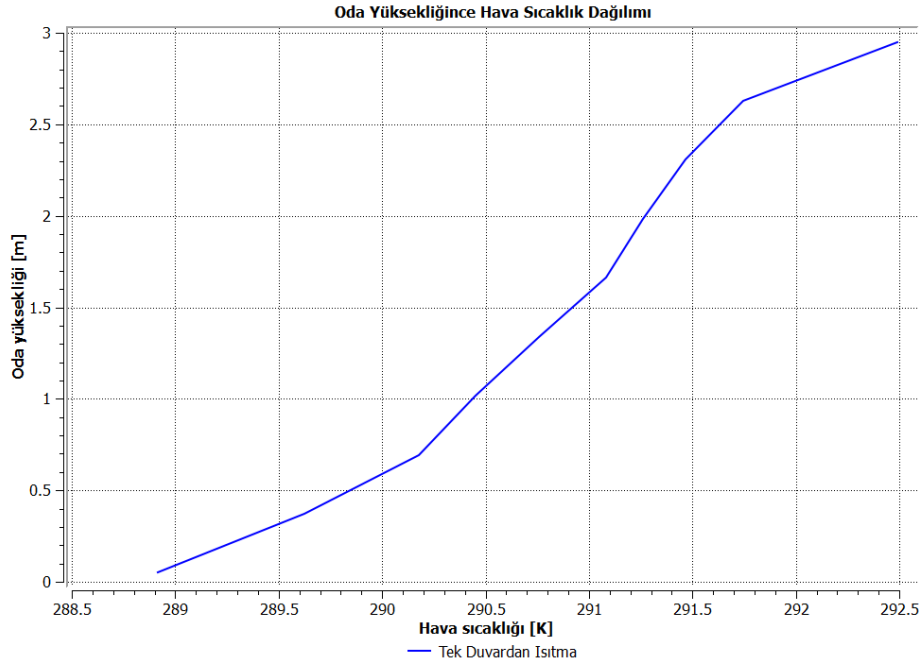
Sıcaklık Dağılımı;

Şekil 8.11’de sırayla panel yüzeyi, z=1 m, z=2 m, z=3 m, z=4 m için y doğrultusundaki sıcaklık dağılımları gösterilmiştir.

Panel yüzeyindeki ortalama sıcaklık 302,2 K’dir. Odada tanımlanan diğer yüzeylerdeki ortalama hava sıcaklığı ise 290,8 K’dir.

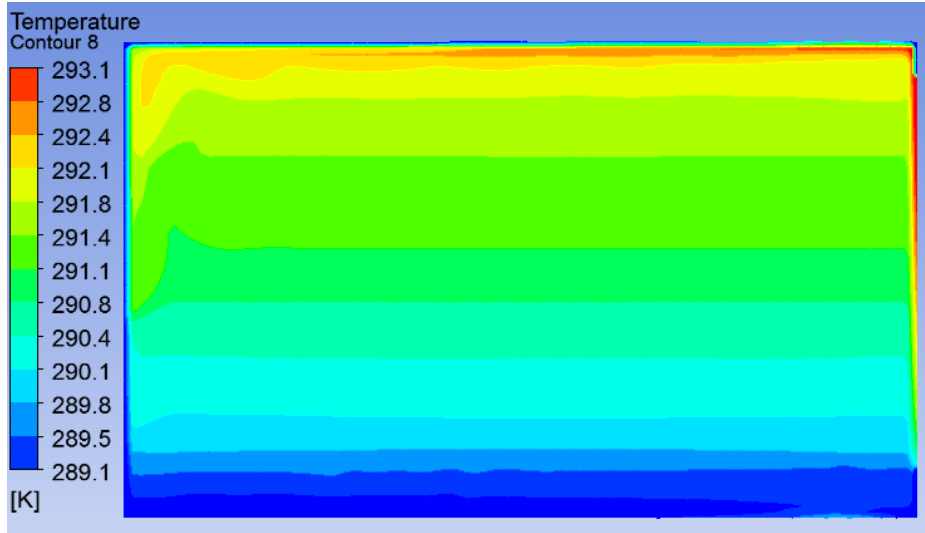


Şekil 8.11 : Durum 1 için sırayla panel yüzeyi, z=1 m, z=2 m, z=3 m, z=4 m düzlemlerindeki sıcaklık dağılımları



Şekil 8.12 : Durum 1oda yüksekliği boyunca sıcaklık dağılımı

Şekil 8.12’de ise oda yüksekliği boyunca hava sıcaklık dağılımları verilmiştir. En düşük hava sıcaklığı 288,5 K, en yüksek hava sıcaklığı 293,9 K’dir. Havanın hacimsel ortalama sıcaklığı ise 290,8 K’dir.



Şekil 8.13 : Durum 1Z-Y düzlemindeki hava sıcaklık dağılımı

Şekil 8.13’de panelin $x=2m$ deki Z-Y düzleminde alınan kesitteki sıcaklık dağılımı gösterilmiştir. Bu yüzeydeki ortalama sıcaklık 290,8 K’dir.

Isı Transferi;

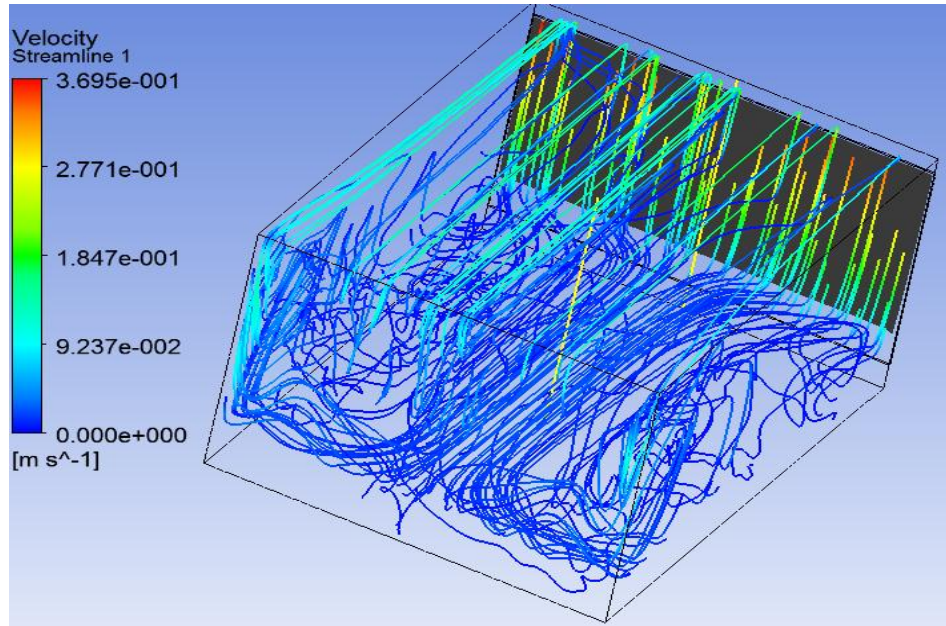
Sonuçlara göre panel yüzeyindeki yüzey ortalama ısı transfer katsayısı $5,68 \text{ W/m}^2\text{K}$ çıkmıştır.

Çizelge 8.2: Durum 1 ısı transfer dağılımı

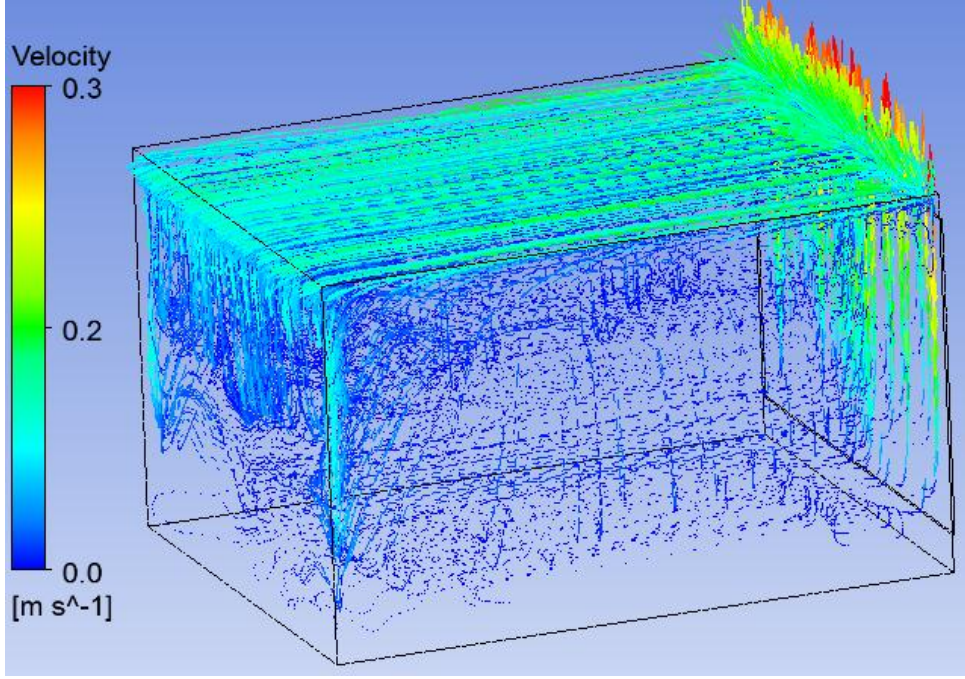
Yüzey	Radyasyon Isı Transfer Miktarı (W)	Toplam Isı Transfer Miktarı (W)
Alt-duvar	-1653	-166
Üst-duvar	-144,2	-222,9
Panel	631,7	800
Yan-duvarlar	-322,2	-413,2
Net	-0,04	-2,11

Akış çizgileri ve hava hız dağılımı

Mahal içerisindeki akış çizgileri Şekil 8.14’de görülmektedir. Şekilden de görüldüğü gibi ısınan hava yükselmiş hava en yüksek hızlara panel yüzeyine yakın bölgelerde ve odanın üst kısımlarında görülmüştür.

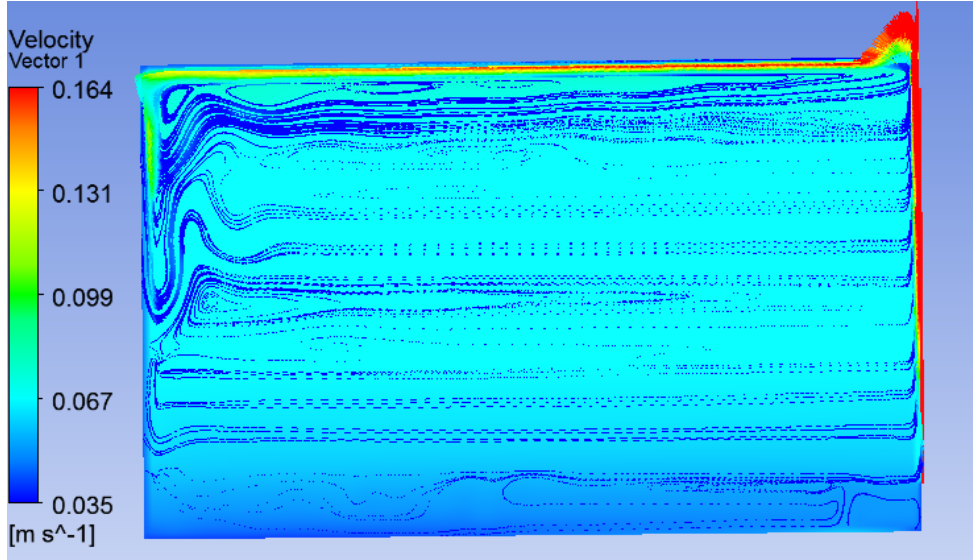


Şekil 8.14 : Durum 1 mahal içerisindeki akım çizgilerinin dağılımı



Şekil 8.15 : Durum 1 mahal içerisindeki hız vektörleri

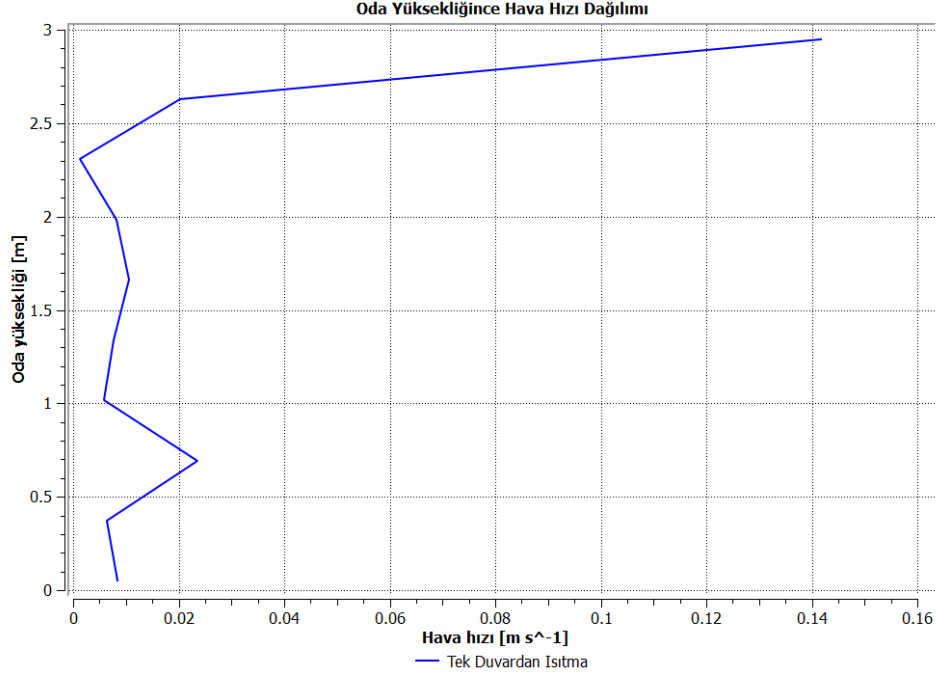
Ortalama hava hızı 0,016 m/s'dir. En yüksek hava hızı 0,38 m/s, en düşük hava hızı ise $2,2 \times 10^{-6}$ m/s'dir. Şekil 8.16'de ise $x=2\text{m}$ deki Z-Y düzleminde alınan kesitteki hız vektörleri gösterilmiştir. Şekilden de görüleceği gibi en yüksek hava hızı panel yüzeyinde görülmüştür. Odanın orta ve alt kısımlarında hava durağana yakın bir hıza sahiptir



Şekil 8.16 : Durum 1 mahal orta kesitindeki hız vektörleri dağılımı

Şekil 8.17'de oda yüksekliği boyunca hava hız dağılımları verilmiştir. Hava hızı 2.5m yüksekliğe kadar 0,015 m/s hızındadır. Konfor standartlarına göre hava hızı

0,15 m/s'yi geçmemesi gerekmektedir. Sonuçlardan da görüleceği gibi hava hızı sadece panel yüzeyinde ve tavanın belli bölgelerinde 0,15 m/s'yi geçmektedir. Bu düzenleme ve bu sınır şartlarıyla panel termal konfor standartlarındaki maksimum hava hız şartını sağlamaktadır.



Şekil 8.17 : Durum 1oda yüksekliği boyunca hız dağılımı

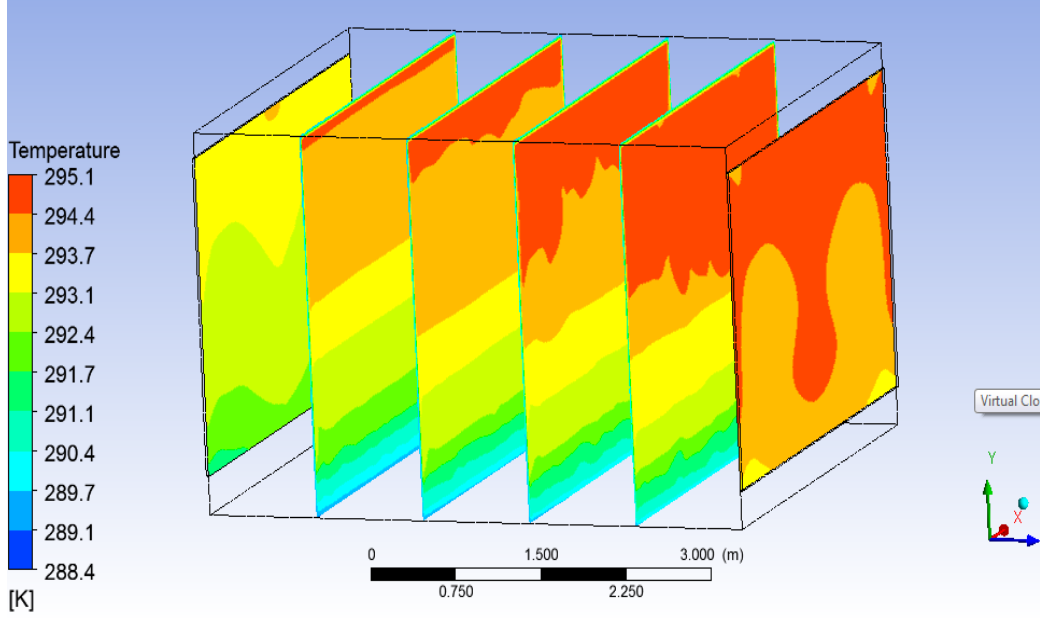
8.5.1.2 Durum 2 için elde edilen sonuçlar

Durum 2'de 4m genişliğindeki karşılıklı iki duvara paneller döşenmiştir. Panellerin altından 30 cm ve üstünden 20 cm boşluk bırakılarak iki duvara da karşılıklı olarak yerleştirilmiştir. Çizelge 8.1'de belirtilen koşullara göre analizler yapılmıştır.

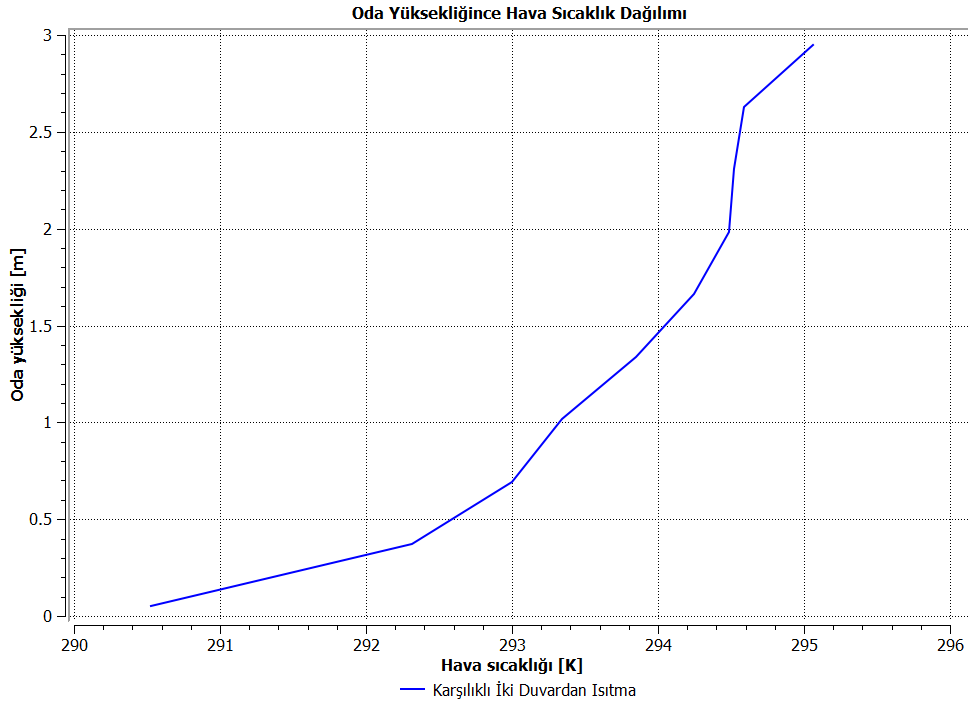
Sıcaklık Dağılımı;

Şekil 8.18'de sırayla panel yüzeyi, $z=1$ m, $z=2$ m, $z=3$ m, $z=4$ m için y doğrultusundaki sıcaklık dağılımları gösterilmiştir.

Panel yüzeyindeki ortalama sıcaklık 305,1 K'dir. Odada tanımlanan diğer yüzeylerdeki ortalama hava sıcaklığı ise 293,6 K'dir.

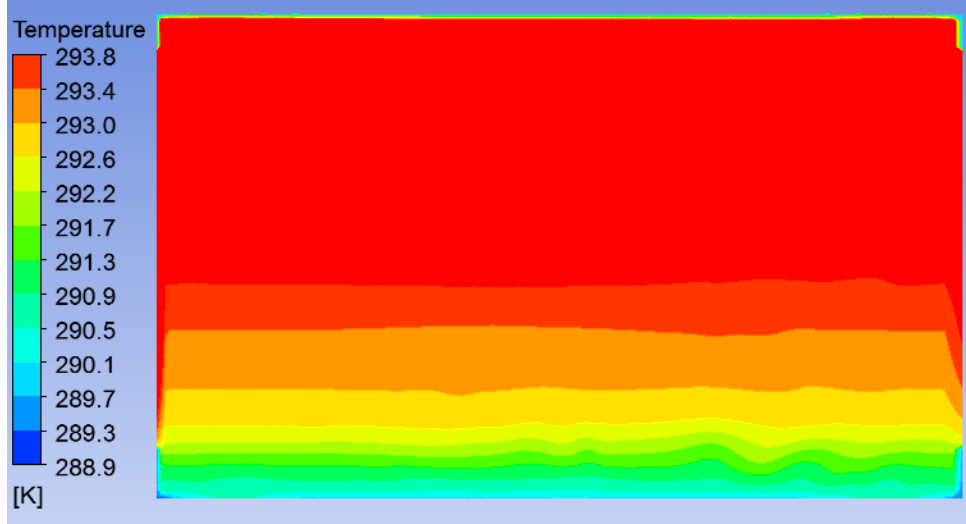


Şekil 8.18 : Durum 2sırayla panel yüzeyi, $z=1$ m, $z=2$ m, $z=3$ m, $z=4$ m düzlemlerindeki sıcaklık dağılımları



Şekil 8.19 : Durum 2oda yüksekliği boyunca sıcaklık dağılımı

Şekil 8.19’da ise oda yüksekliği boyunca hava sıcaklık dağılımları verilmiştir. En düşük hava sıcaklığı 290,5 K, en yüksek hava sıcaklığı 295,1 K’dir. Havanın hacimsel ortalama sıcaklığı ise 293,7 K’dir.



Şekil 8.20 : Durum 2 Z-Y düzlemindeki hava sıcaklık dağılımı

Şekil 8.20’de panelin $x=2\text{m}$ deki Z-Y düzleminde alınan kesitteki sıcaklık dağılımı gösterilmiştir. Bu yüzeydeki ortalama sıcaklık $293,7\text{ K}$ ’dir.

Isı Transferi

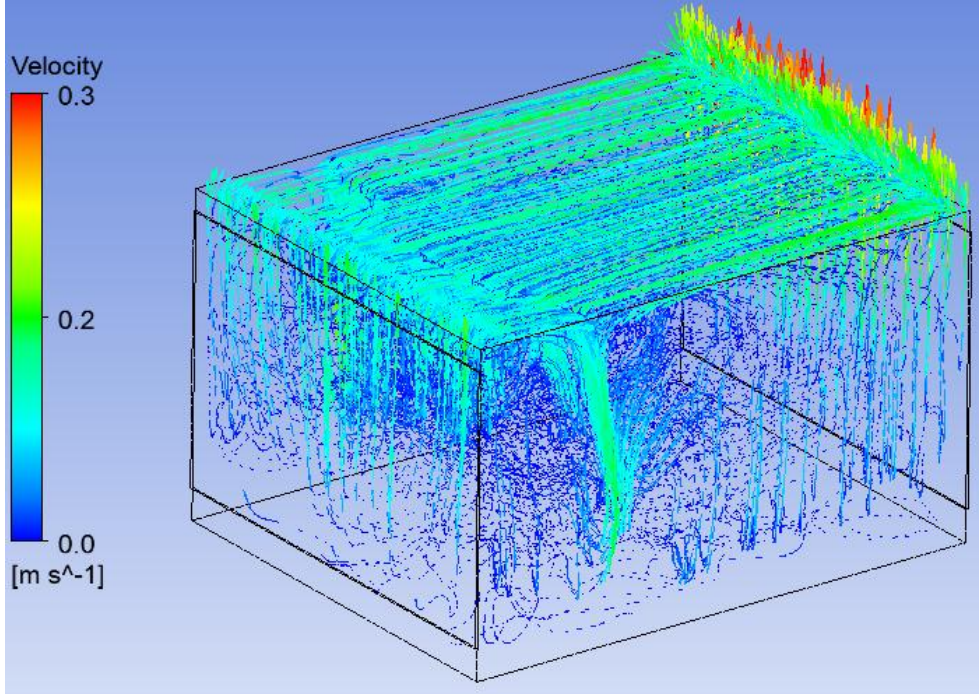
Sonuçlara göre panel yüzeyindeki yüzey ortalama ısı transfer katsayısı $4,71\text{ W/m}^2\text{K}$ çıkmıştır.

Çizelge 8.3: Durum 2 ısı transfer dağılımı

Yüzey	Radyasyon Isı Transfer Miktarı (W)	Toplam Isı Transfer Miktarı (W)
Alt-duvar	-376,3	-386,1
Üst-duvar	-352,8	-465,7
Panel	1340,5	1600
Yan-duvarlar	-611,2	-746,4
Net	0,08	1,65

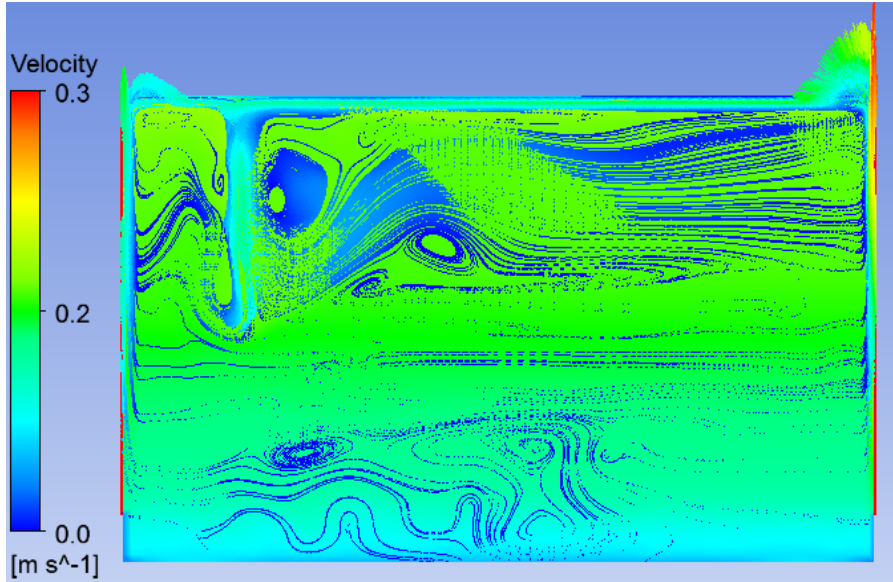
Akış Çizgileri ve Hava Hız Dağılımı

Mahal içerisindeki akış çizgileri Şekil 8.21’de görülmektedir. Şekilden de görüldüğü gibi en yüksek hava hızları panel yüzeyinden ısınarak yükseldiği bölgelerde görülmüştür. Isınarak yükselen hava mahalın üst kısmından soğuk olan bölgelere doğru hareket etmiştir. Karşı tarafta simetrik olarak yine bir panel bulunduğu o bölgede ısınarak yükselen hava ile karşılaşmış, ters yönde hareket eden iki hava $Z=4\text{m}$ ‘de çarpışarak aşağıya doğru hareket etmişlerdir. Birbirine ters olarak hareket eden bu iki hava akımı çarpıştıktan sonra tekrar yükselerek ters yönde hareketlerine devam etmişlerdir.



Şekil 8.21 : Durum 2 mahal içerisindeki hız vektörleri

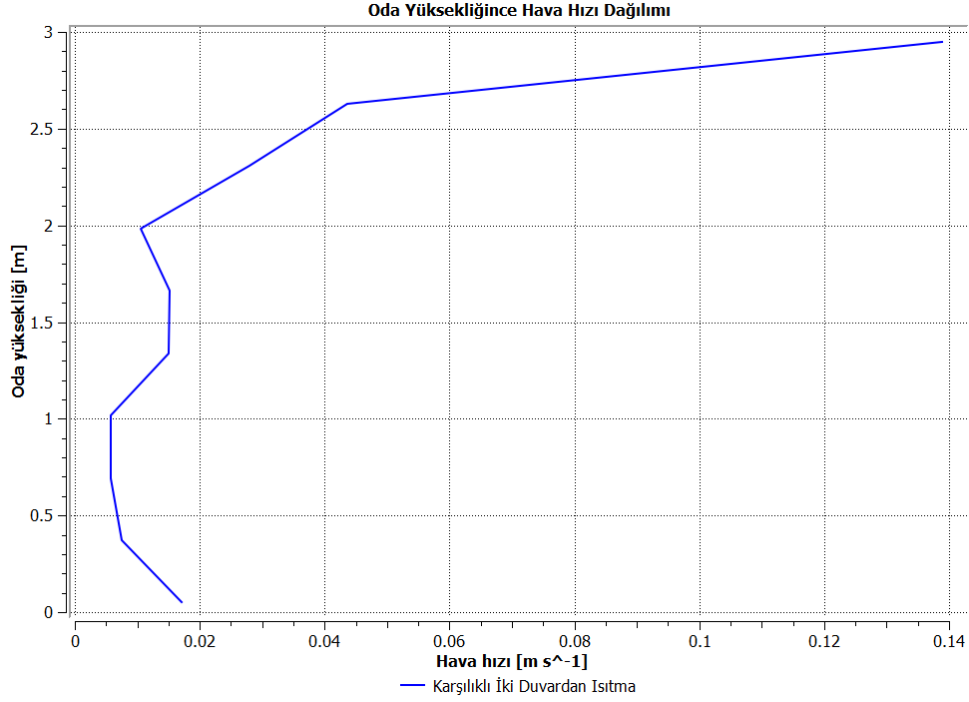
Ortalama hava hızı 0,023 m/s'dir. En yüksek hava hızı 0,37 m/s, en düşük hava hızı ise $5,7 \times 10^{-6}$ m/s'dir. Şekil 8.22'de ise $x=2\text{m}$ deki Z-Y düzleminde alınan kesitteki hız vektörleri gösterilmiştir. Şekilden en yüksek hava hızı panel yüzeyinde görülmüştür. Odanın orta ve alt kısımlarında hava durağana yakın hıza sahiptir.



Şekil 8.22 : Durum 2 mahal orta kesitindeki hız vektörleri dağılımı

Şekil 8.23'de oda yüksekliği boyunca hava hız dağılımları verilmiştir. Hava hızı 2.5m yüksekliğe kadar 0.023 m/s hızındadır. 2.5m'den sonra ise hız maksimum 0.15

m/s'ye ulaşmaktadır. Şekil 12'de görüldüğü gibi $Z=4\text{m}$ deki düzlemde iki havanın birbiriyle karşılaşmasından dolayı o düzlemde hava hızı ortalama 0.15 m/s 'dir.



Şekil 8.23 : Durum 2 oda yüksekliği boyunca hız dağılımı

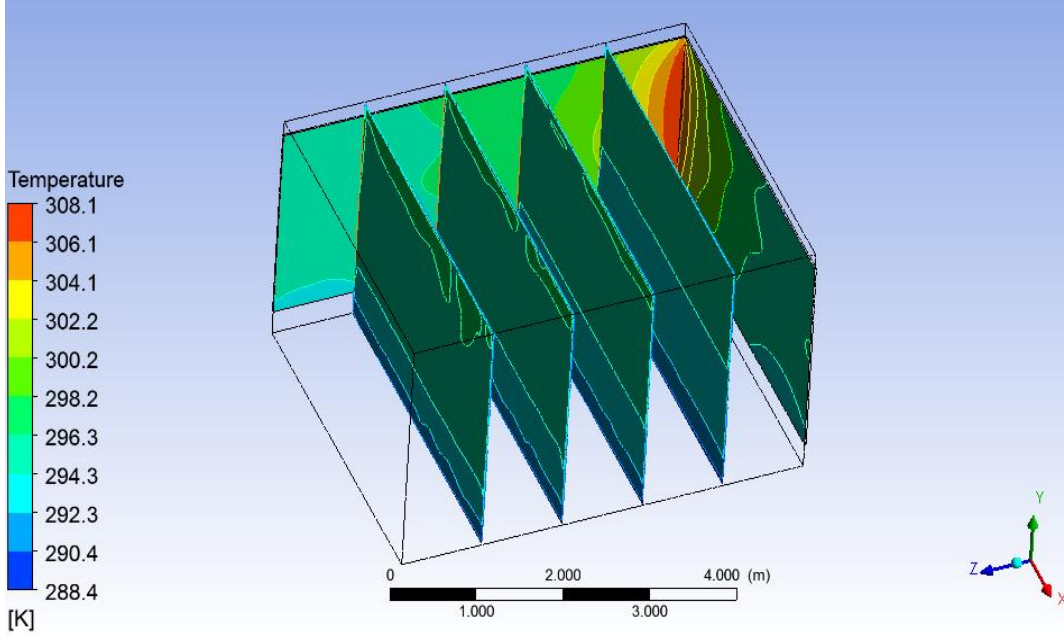
8.5.1.3 Durum 3 İçin elde edilen sonuçlar

Durum 3'de 4m genişliğindeki duvar ile 5m genişliğindeki komşu iki duvara paneller yerleştirilmiştir. Panellerin altından 30 cm ve üstünden 20 cm boşluk bırakılarak iki duvara da komşu olarak yerleştirilmiştir. Çizelge 8.1'de belirtilen koşullara göre analizler yapılmıştır.

Sıcaklık Dağılımı;

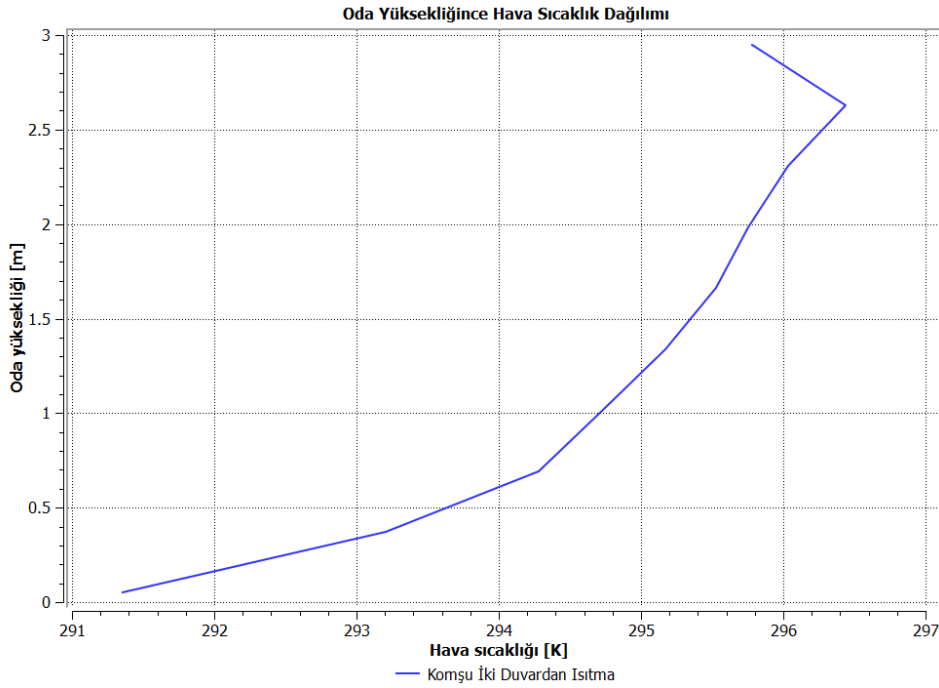
Şekil 8.24'de sırayla panel yüzeyleri $z=1\text{ m}$, $z=2\text{ m}$, $z=3\text{ m}$, $z=4\text{ m}$ için y doğrultusundaki sıcaklık dağılımları gösterilmiştir.

Panel yüzeyindeki ortalama sıcaklık $306,4\text{ K}$ 'dir. Odada tanımlanan diğer yüzeylerdeki ortalama hava sıcaklığı ise 295 K 'dir.



Şekil 8.24 : Durum 3 sırayla panel yüzeyleri, $z=1$ m, $z=2$ m, $z=3$ m, $z=4$ m düzlemlerindeki sıcaklık dağılımları

Şekil 8.25’de ise oda yüksekliği boyunca hava sıcaklık dağılımları verilmiştir. En düşük hava sıcaklığı 291,4 K en yüksek hava sıcaklığı 296,3 K’dir. Havanın hacimsel ortalama sıcaklığı ise 295 K’dir.



Şekil 8.25 : Durum 3 oda yüksekliği boyunca sıcaklık dağılımı

Isı Transferi

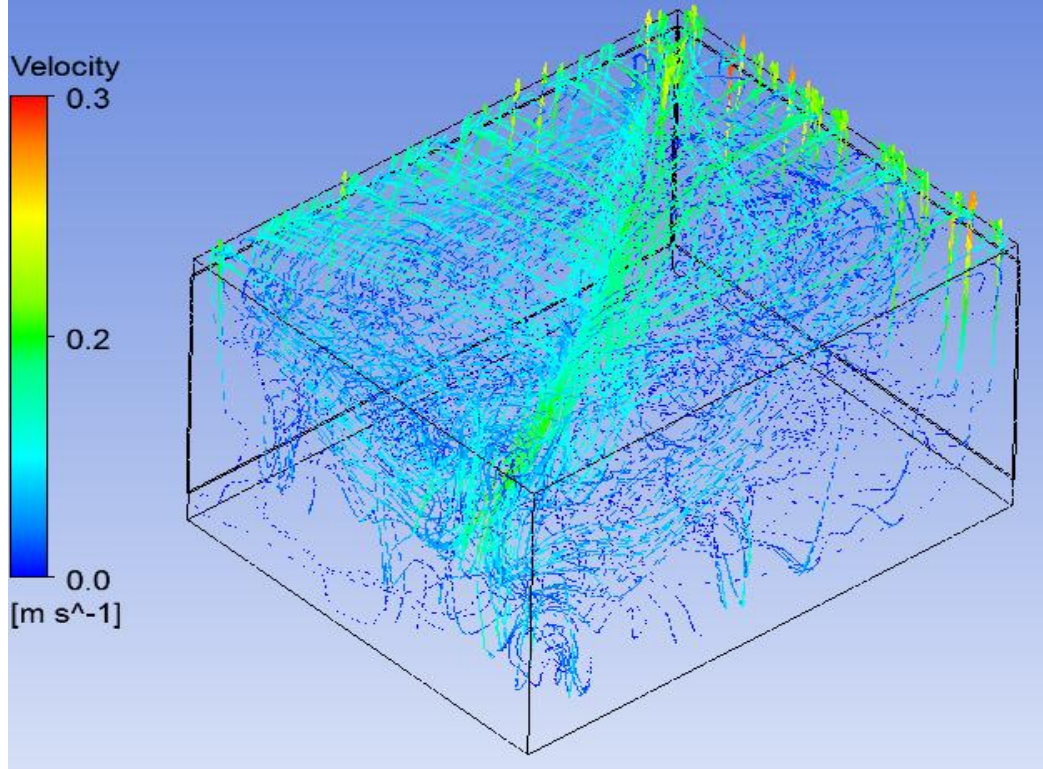
Sonuçlara göre panel yüzeyindeki yüzey ortalama ısı transfer katsayısı $4,41 \text{ W/m}^2\text{K}$ çıkmıştır.

Çizelge 8.4: Durum 3 ısı transfer dağılımı

Yüzey	Radyasyon Isı Transfer Miktarı (W)	Toplam Isı Transfer Miktarı (W)
Alt-duvar	-444,6	-468,4
Üst-duvar	-417,9	-561,3
Panel	1473,7	1800
Yan-duvarlar	-610,4	-767,6
Net	0,6	1,75

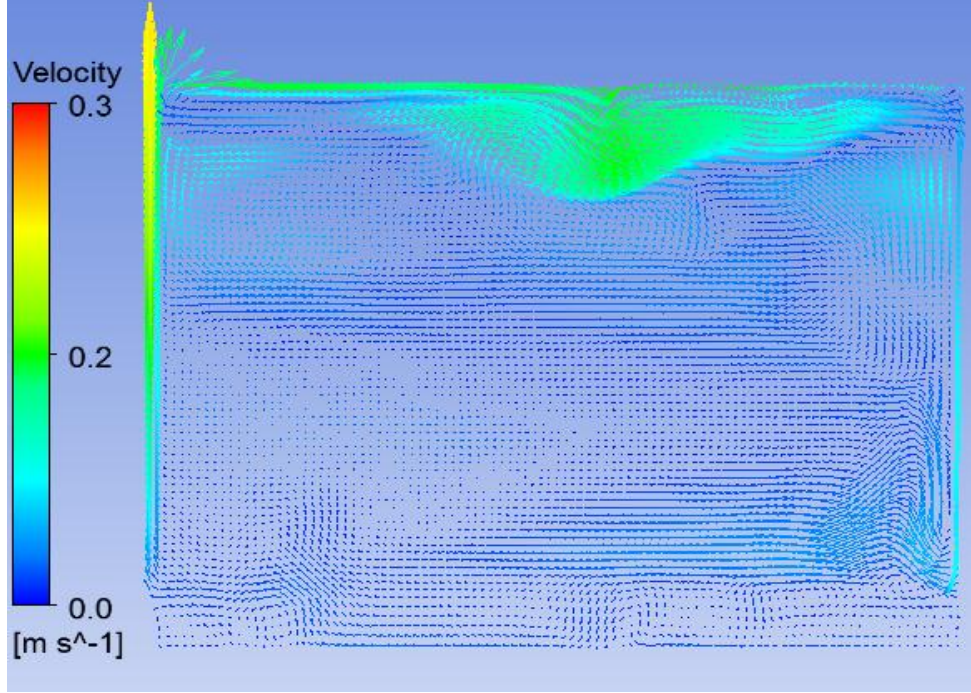
Akış çizgileri ve hava hız dağılımı

Mahal içerisindeki akış çizgileri şekil 8.26’da görülmektedir. Şekilden de görüldüğü gibi en yüksek hava hızları panel yüzeyinden ısınarak yükseldiği bölgelerde görülmüştür. Isınarak yükselen hava mahalın üst kısmından soğuk olan bölgelere doğru hareket ederken panellerin kesişim noktası doğrultusunda karşılaşmışlar hızlanarak yatay yönde dairesel hareket çizmişlerdir.



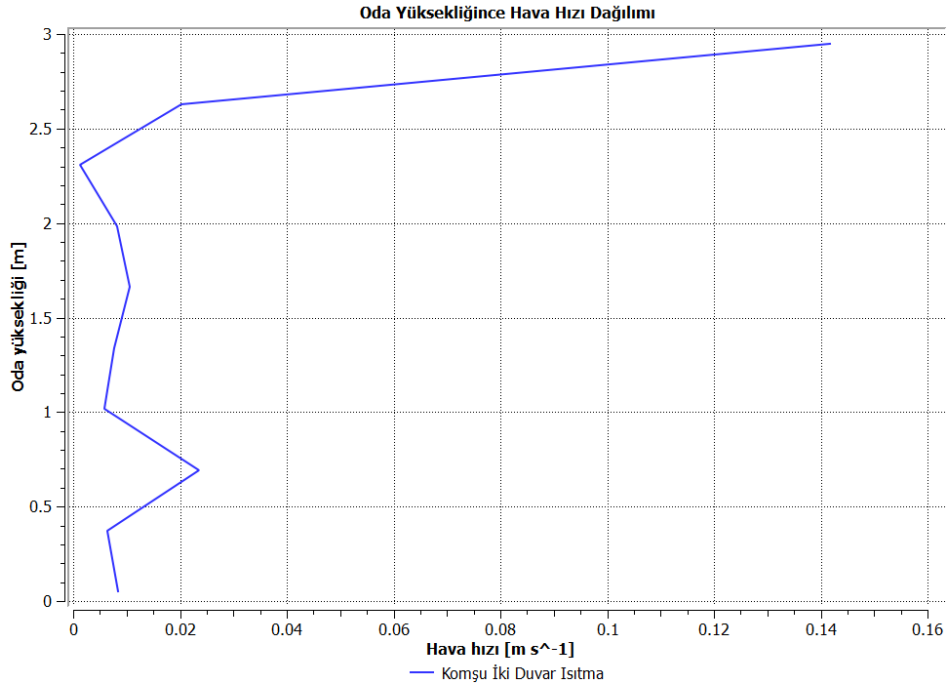
Şekil 8.26 : Durum 3 mahal içerisindeki hız vektörleri

Ortalama hava hızı 0,032 m/s'dir. En yüksek hava hızı 0,55 m/s, en düşük hava hızı ise $7,4 \times 10^{-5}$ m/s'dir. Şekil 8.27'de ise $x=2\text{m}$ deki X-Y düzleminde alınan kesitteki hız vektörleri gösterilmiştir. Şekilden de görüleceği gibi en yüksek hava hızı panel yüzeyinde ve komşu iki panelden ısınarak yükselen havanın karşılaştığı bölgede görülmüştür.



Şekil 8.27 : Durum 3 X-Y düzlemindeki hız vektörü dağılımı

Şekil 8.28'de oda yüksekliği boyunca hava hız dağılımları verilmiştir. Hava hızı 2,5m yüksekliğe kadar 0,034 m/s hızındadır. 2,5m'den sonra ise hız maksimum 0,15 m/s'ye ulaşmaktadır.



Şekil 8.28 : Durum 3 oda yüksekliği boyunca hız dağılımı

8.5.2 Yerden ısıtma durumu

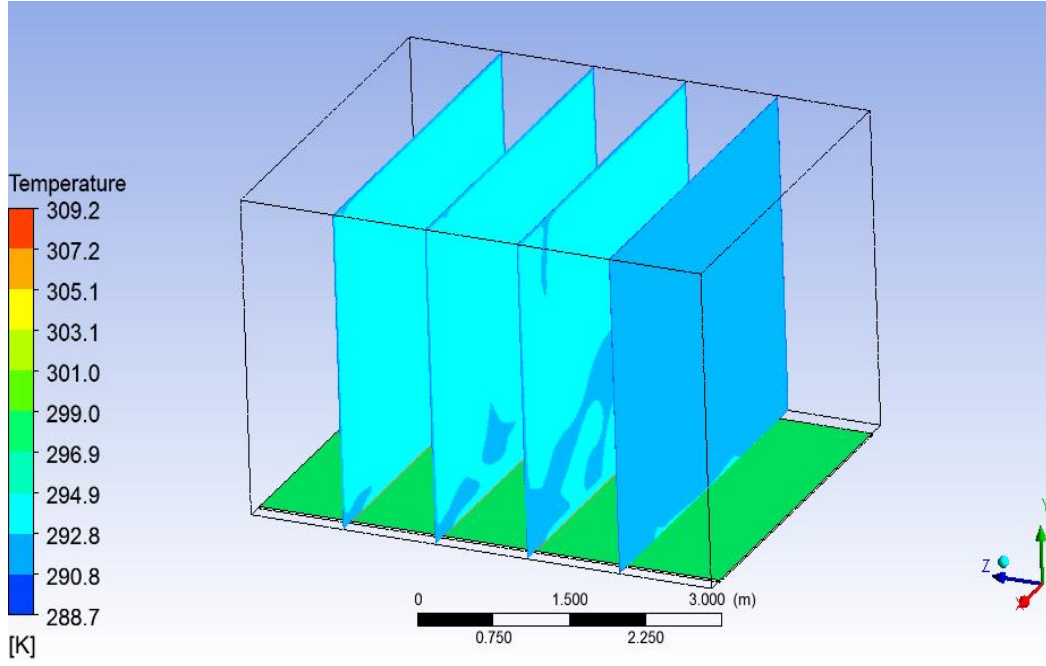
Yerden ısıtma durumunda paneller iki kenarından 20'şer cm tesisat boşluğu bırakılarak tüm zemine yerleştirilmiştir. Analizlerdeki sınır şartları olarak Çizelge 8.1'deki sınır şartları kullanılmıştır.

Sıcaklık Dağılımı

Şekil 8.29'da sırayla panel yüzeyi, $z=1$ m, $z=2$ m, $z=3$ m, $z=4$ m için y doğrultusundaki sıcaklık dağılımları gösterilmiştir.

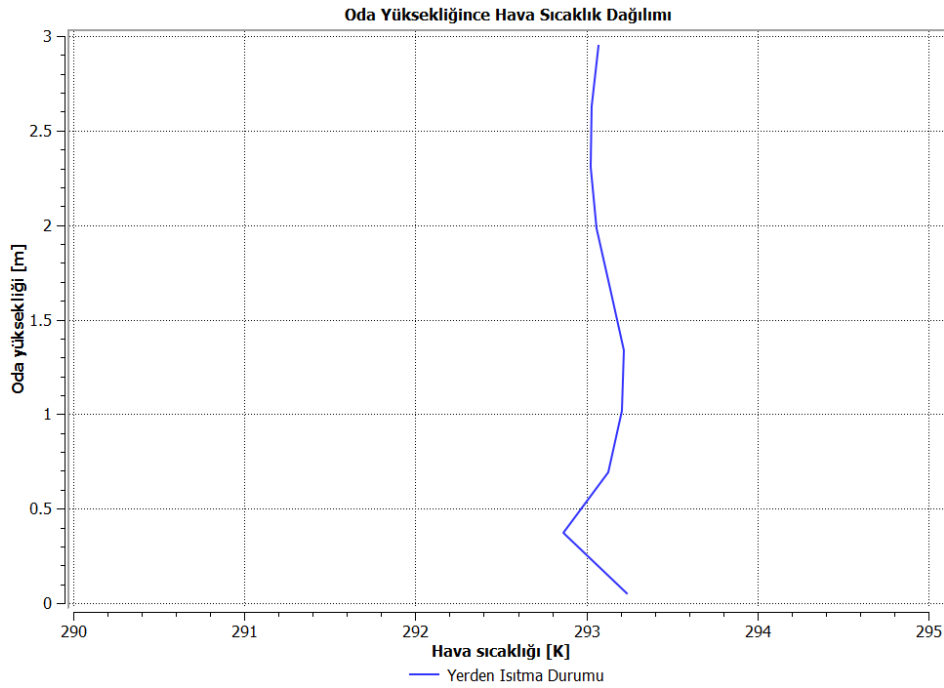
Panel yüzeyindeki ortalama sıcaklık 306 K'dir. Maksimum sıcaklık ise 307,4 K'dir. ISO 7730 termal konfor standartlarına göre kabul edilebilir zemin sıcaklığı 292-302K arasındadır bu yüzden bu şartlar altında yerden ısıtma durumunda konfor şartını bozacak bir yüzey sıcaklığı oluşmaktadır.

Odada tanımlanan diğer yüzeylerdeki ortalama hava sıcaklığı ise 293,1 K'dir.



Şekil 8.29 : Yerden ısıtma durumundaysırayla panel yüzeyleri, $z=1$ m, $z=2$ m, $z=3$ m, $z=4$ m düzlemlerindeki sıcaklık dağılımları

Şekil 8.30'da mahalın tam ortasından tanımlanan bir doğru üzerindeki hava sıcaklık dağılımları verilmiştir. Bu doğru üzerinden hava sıcaklığı 292,9 K ile 293,1 K arasında değişmektedir. Zemin ile tavan arasındaki sıcaklık farkı ise sadece 0,2 K'dir. Duvardan ısıtma durumunda bu değer 3-3,5 K civarındadır



Şekil 8.30 : Yerden ısıtma durumu oda yüksekliği boyunca sıcaklık dağılımı

Bu durumdan rahatça görülebiliyor ki mahalde homojen hava sıcaklık dağılımı elde etmek için yerden ısıtma yapmak daha mantıklıdır. Duvardan ısıtma yapılacaksa eğer mahalin tek yüzeyi değil en az iki yüzeyi kullanılmalıdır.

Şekil 8.31’de ise panelin $x=2m$ deki Z-Y düzleminde alınan kesitteki sıcaklık dağılımı gösterilmiştir. Bu yüzeydeki ortalama sıcaklık 293,1 K’dir. Yüzeye yakın bölgeler dışında diğer bölgelerde homojene yakın bir sıcaklık dağılımı elde edilmiştir.



Şekil 8.31 : Yerden ısıtma durumunda Z-Y düzlemindeki hava sıcaklık dağılımı

Isı Transferi

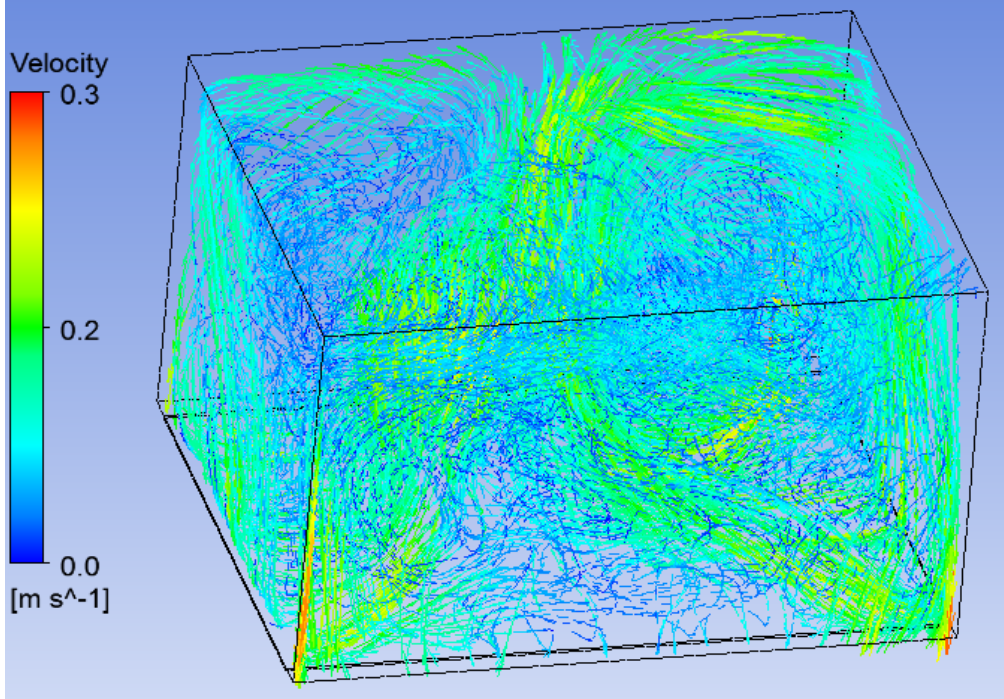
Sonuçlara göre panel yüzeyindeki yüzey ortalama ısı transfer katsayısı $21,07 \text{ W/m}^2\text{K}$ çıkmıştır. Bu değer duvardan ısıtma durumundaki değerden yaklaşık 4 kat daha büyüktür. Bu durumda panelden transfer olan ısı miktarının ve hava sıcaklığının duvardan ısıtma durumuna göre yüksek olmaktadır.

Çizelge 8.5: Yerden ısıtma durumu ısı transferi dağılımı

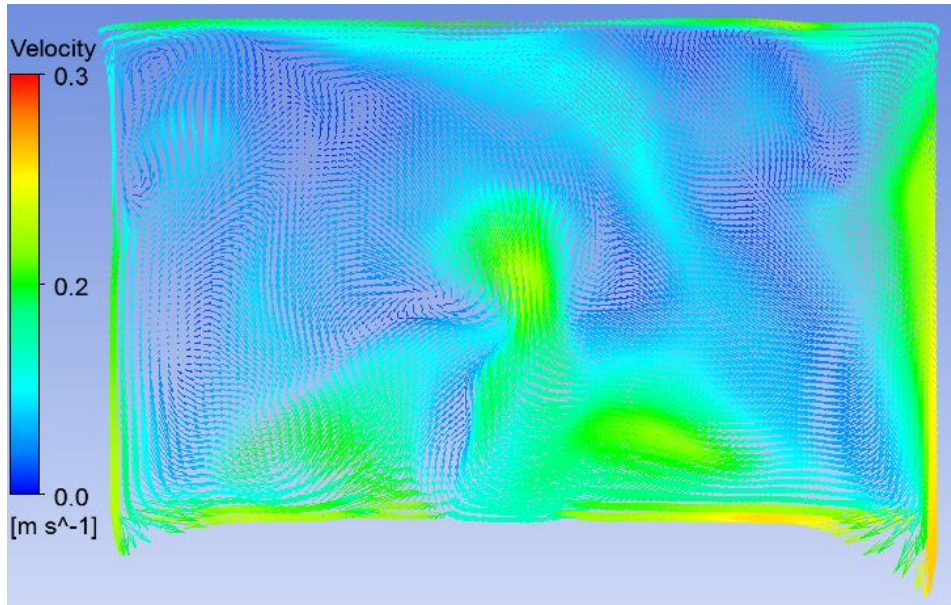
Yüzey	Radyasyon Isı Transfer Miktarı (W)	Toplam Isı Transfer Miktarı (W)
Alt-duvar	2,4	0
Üst-duvar	-410,4	-469,5
Panel	1397,2	1618,4
Yan-duvarlar	-988,8	-1146,4
Net	0,4	2,45

Akış Çizgileri ve Hava Hız Dağılımı

Mahal içerisindeki akış çizgileri şekil 8.32’de görülmektedir. Şekilden de görüldüğü gibi en yüksek hava hızları panel yüzeyinden ısınarak yükseldiği bölgelerde görülmüştür. Isınarak yükselen hava mahalın üst kısmından soğuk olan bölgelere doğru hareket ederken panellerin kesişim noktası doğrultusunda karşılaşmışlar hızlanarak yatay yönde dairesel hareket çizmişlerdir.

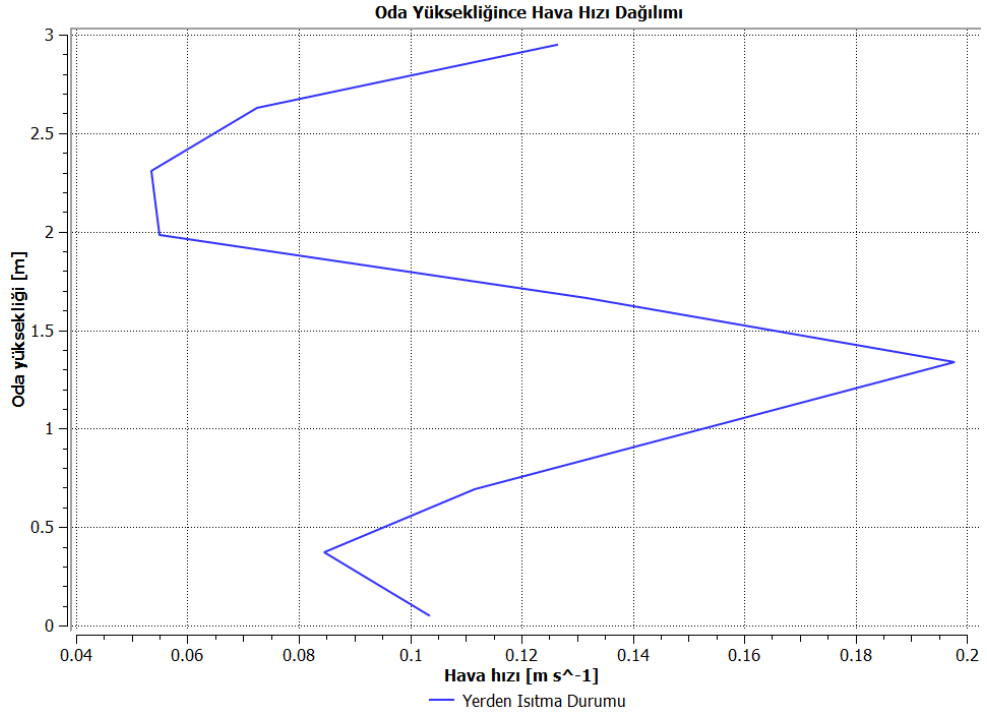


Şekil 8.32 : Yerden ısıtma durumunda mahal içerisindeki hız vektörleri



Şekil 8.33 : Yerden ısıtma durumunda Y-Z düzlemindeki hız vektörü dağılımı

Şekil 8.33’de Y-Z düzleminden alınan kesitteki hız vektörlerini görüyoruz. Şekil 8.34’de ise mahal tam ortasından tanımlanan doğru üzerindeki hava hız dağılımları gösterilmiştir. Ortalama hava hızı 0,08 m/s’dir. En yüksek hava hızı 0,4 m/s, en düşük hava hızı ise $3,4 \times 10^{-4}$ m/s’dir. 0,8 ile 1,6 m yükseklikleri arasında hava hızı 0,15 m/s’yi konfor sınır limitini geçmiştir. Bu durum mahal içerisinde termal konforu bozacaktır.



Şekil 8.34 : Yerden ısıtma durumu oda yüksekliği boyunca hız dağılımı

8.5.3 Tavandan soğutma durumu

Tavandan soğutma durumunda yerden ısıtma durumunda olduğu gibi paneller, iki kenarından 20’şer cm tesisat boşluğu bırakılarak tüm zemine yerleştirilmiştir. Analizlerdeki sınır şartları olarak Çizelge 8.6’da verilmiştir.

Panel performans analiz çalışmalarında elde edilen ısı akısı soğutma durumunda ortalama 40-50 W/m²’dir. Başlangıç hava sıcaklığı ise 26°C alınmıştır. Duvar sıcaklığı ise yapı referans yapı detayı ve paneldeki yalıtım miktarı dikkate alınarak hesaplanmıştır. Panel analiz çalışmalarında yapılan hesaplara göre panel mahale 50 W/m² ısı gönderirken dışarıya 10 W/m² ısı kaçırmaktadır. Bu veriler kullanılarak ortalama bir dış sıcaklık için iç duvar yüzey sıcaklığı 30°C hesaplanmıştır.

Çizelge 8.6: Soğutma durumu için yapılan analizler

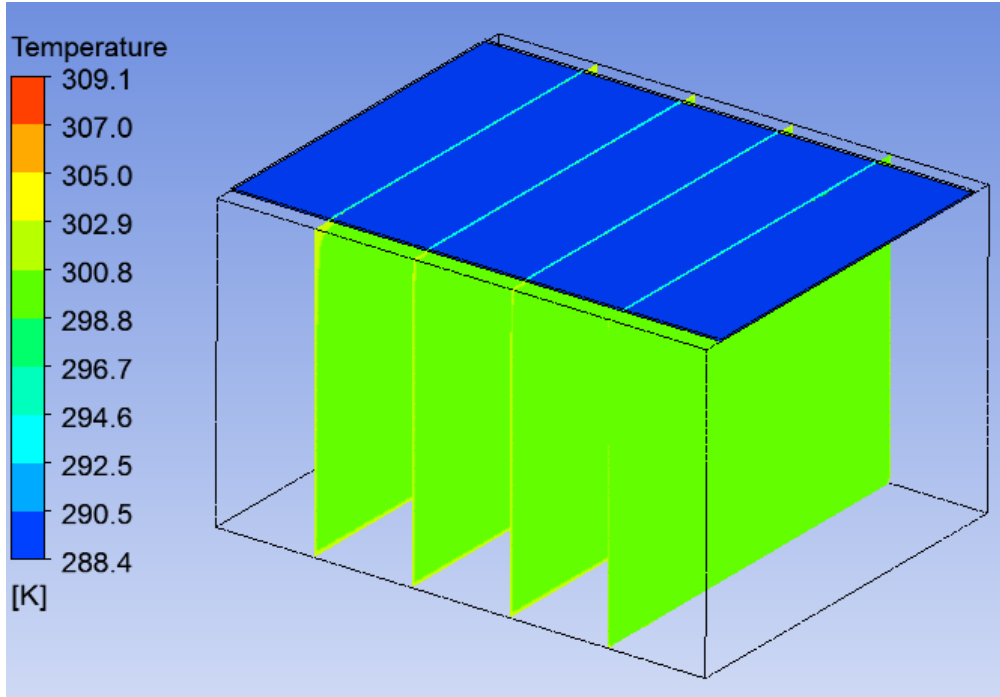
Kullanılan Duvar	Panel Alanı (m ²)	Hava Sıcaklığı (°C)	Duvar Sıcaklığı (°C)	Panel Isı Akısı (W/m ²)
Tavan	18	26	30	-50

Sıcaklık Dağılımı

Şekil 8.35’de sırayla panel yüzeyi, $z=1$ m, $z=2$ m, $z=3$ m, $z=4$ m için y doğrultusundaki sıcaklık dağılımları gösterilmiştir.

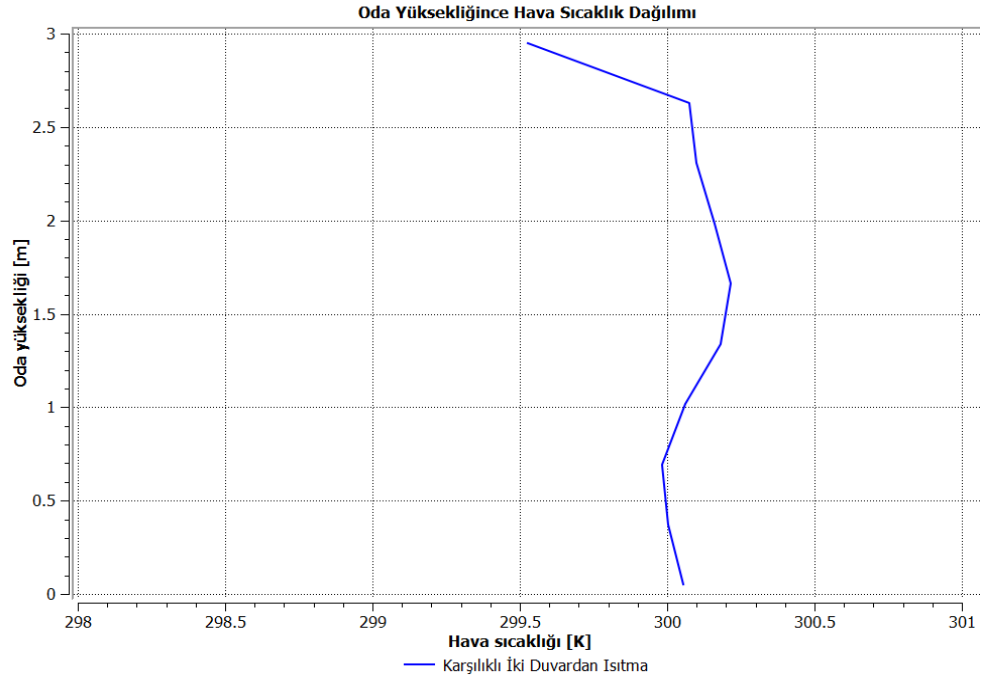
Panel yüzeyindeki ortalama sıcaklık 295,1 K’dir. Minimum sıcaklık ise 292,1 K’dir. ISO 7730 termal konfor standartlarına göre kabul edilebilir zemin sıcaklığı 292-302K arasındadır. Bu yüzden bu sıcaklık değeri termal konfor açısından bir problem oluşturmayacak.

Odada tanımlanan diğer yüzeylerdeki ortalama hava sıcaklığı ise 293,9 K’dir.



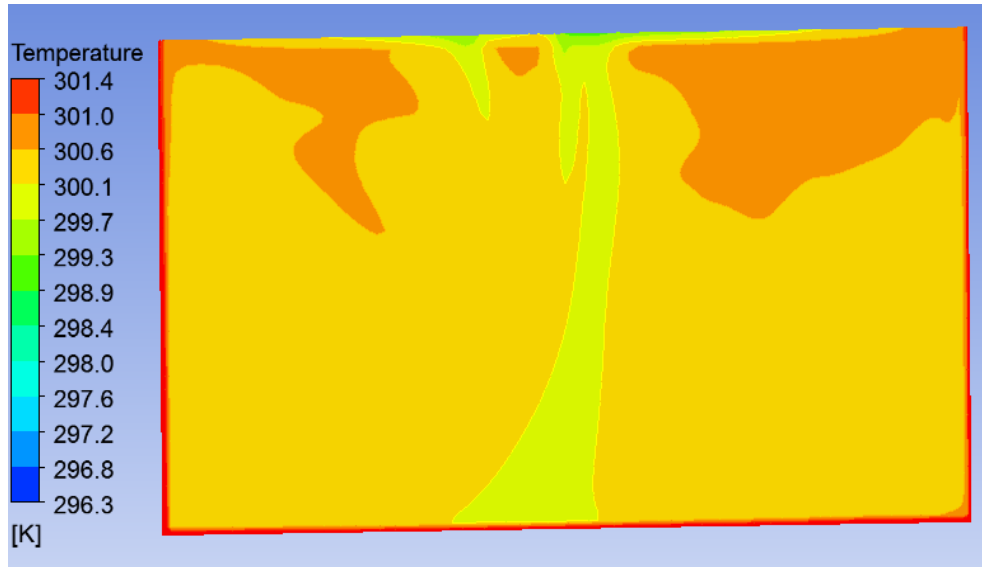
Şekil 8.35 : Tavandan soğutma durumu Sırayla panel yüzeyleri, $z=1$ m, $z=2$ m, $z=3$ m, $z=4$ m düzlemlerindeki sıcaklık dağılımları

Şekil 8.36’da mahalın tam ortasından tanımlanan bir doğru üzerindeki hava sıcaklık dağılımları verilmiştir. Bu doğru üzerinden hava sıcaklığı 299,5 K ile 300,1 K arasında değişmektedir. Zemin ile tavan arasındaki sıcaklık farkı ise sadece 0,6 K’dir. Bu durumdan rahatça görülebiliyor ki mahalde homojen hava sıcaklık dağılımı elde edilmiştir.



Şekil 8.36 : Tavandan soğutma durumunda oda yüksekliği boyunca sıcaklık dağılımı

Şekil 8.37’de panelin x=2m deki Z-Y düzleminde alınan kesitteki sıcaklık dağılımı gösterilmiştir. Bu yüzeydeki ortalama sıcaklık 293,9 K’dir. Yan duvarlara ve zemine yakın yakın bölgeler dışında diğer bölgelerde homojene yakın bir sıcaklık dağılımı elde edilmiştir.



Şekil 8.37 : Tavandan soğutma durumunda Z-Y düzlemindeki hava sıcaklık dağılımı

Isı Transferi

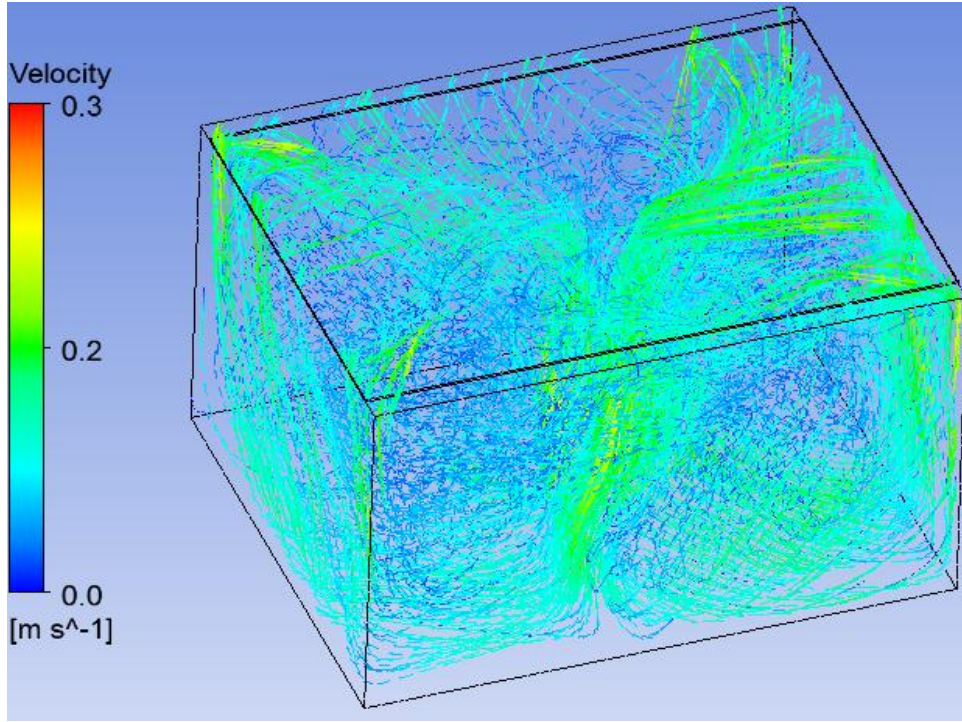
Sonuçlara göre panel yüzeyindeki yüzey ortalama ısı transfer katsayısı $5,74 \text{ W/m}^2\text{K}$ çıkmıştır.

Çizelge 8.7: Tavandan soğutma durumuısı transferi dağılımı

Yüzey	Radyasyon Isı Transfer Miktarı (W)	Toplam Isı Transfer Miktarı (W)
Alt-duvar	179	207,7
Üst-duvar	-1,66	0
Panel	-609,4	-720,1
Yan-duvarlar	431,4	514,4
Net	-0,28	2

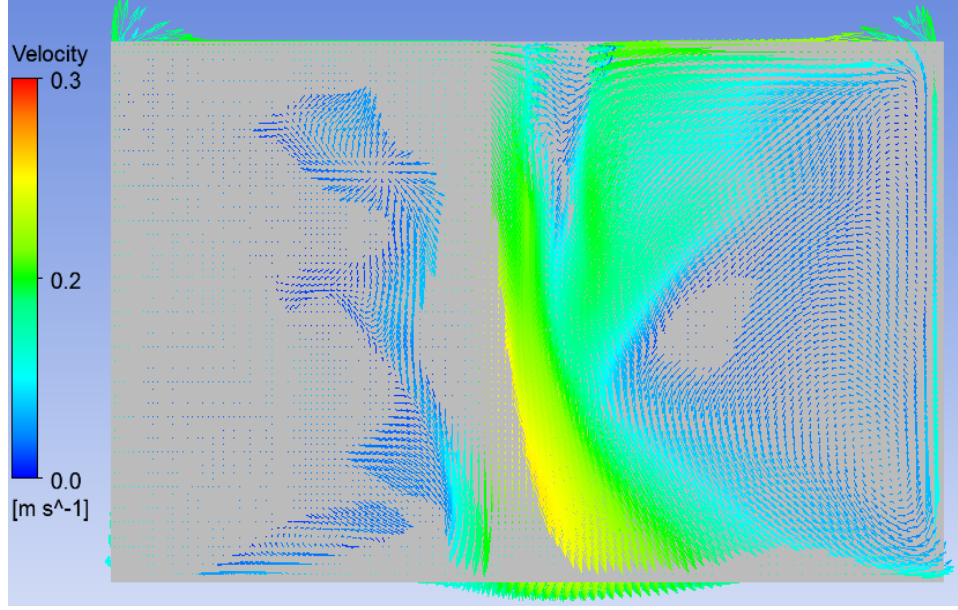
Akış çizgileri ve hava hız dağılımı

Mahal içerisindeki akış çizgileri Şekil 28’de görülmektedir. Yerden ısıtmanın tersine duvarlarda ve zeminde ısınan hava yukarı doğru hareket etmekte, tavanda soğuyan hava ise soğuyarak aşağı hareket etmektedir. En yüksek hava hızları mahal hacminin ortasında görülmektedir.

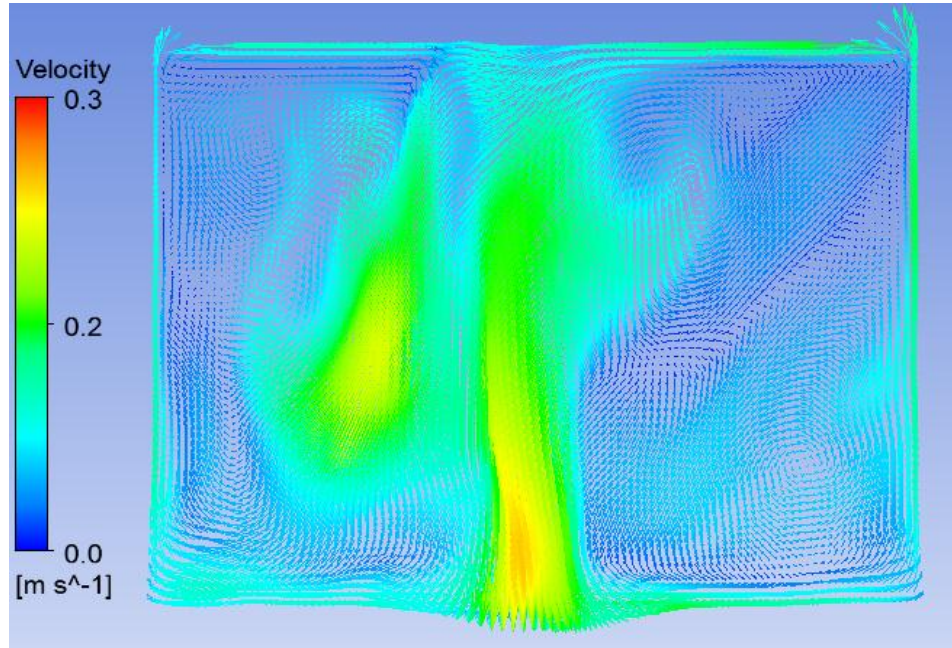


Şekil 8.38 : Tavandan soğutma durumunda mahal içerisindeki hız vektörleri

Şekil 8.39’da Y-Z düzleminden, Şekil 30 ‘da ise X-Y düzleminden alınan kesitlerdeki hız vektörlerini görüyoruz. Şekil 31’de ise mahal tam ortasından tanımlanan doğru üzerindeki hava hız dağılımları gösterilmiştir. Ortalama hava hızı 0,06 m/s’dir. En yüksek hava hızı 0,3 m/s, en düşük hava hızı ise $7,4 \times 10^{-4}$ m/s’dir.

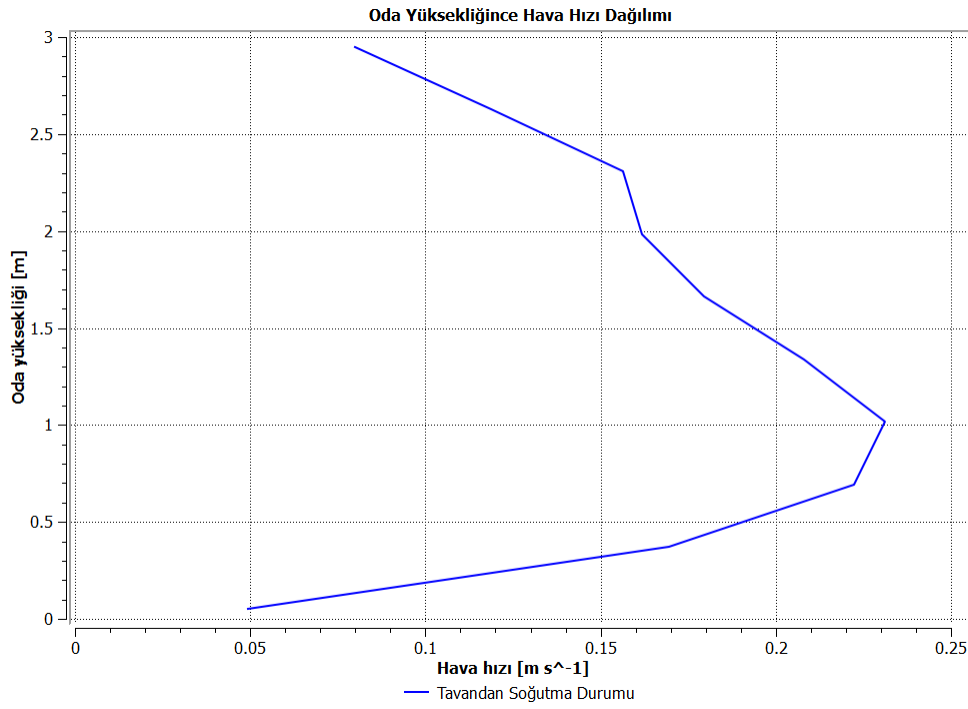


Şekil 8.39 : Tavandan soğutma durumunda Y-Z düzlemindeki hız vektörü dağılımı



Şekil 8.40 : Tavandan soğutma durumunda X-Y düzlemindeki hız vektörü dağılımı

Şekil 8.41'den görüldüğü gibi $y=0,2$ ile $y=2,3$ m arasında hava hızı termal konfor limiti olan $0,15$ m/s'yi geçmektedir. Bu noktalar arasındaki bölge genelde insanların yaşadıkları bölgelerdir. Bu durumda bu yüksek hızlar termal rahatsızlıklar oluşturacaktır.



Şekil 8.41 :Tavandan soğutma durumu oda yüksekliği boyunca hız dağılımı

8.5.4 Duvardan soğutma durumu

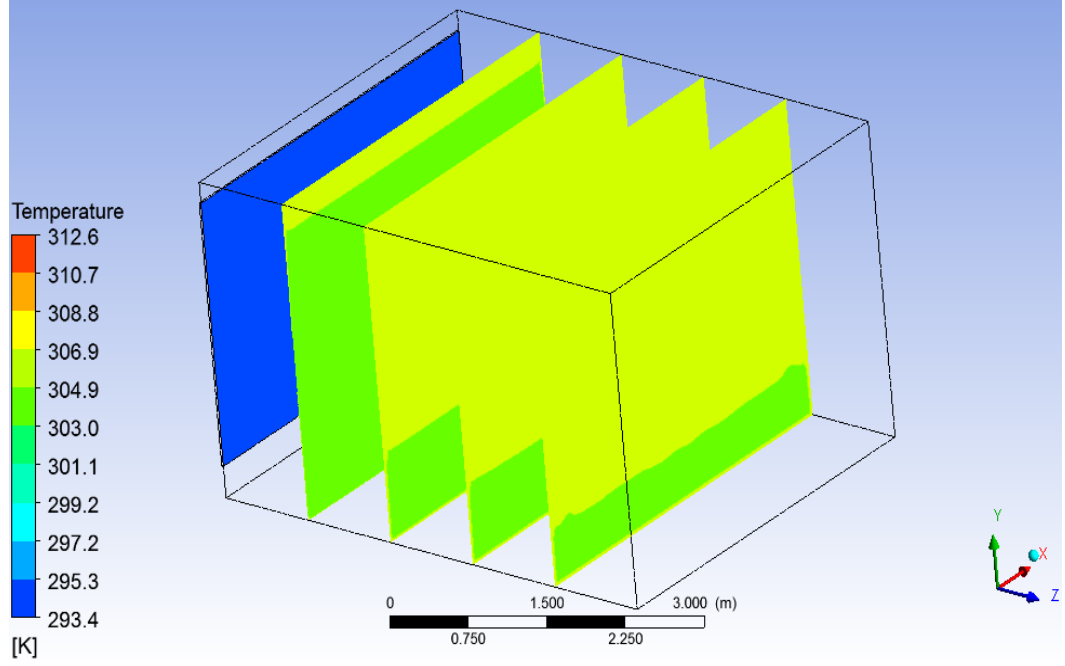
Duvardan soğutma durumunda duvardan ısıtma durumunda olduğu gibi paneller, alttan 30cm üstten 20cm boşluk bırakılarak tüm duvara yerleştirilmiştir. Analizlerdeki sınır şartları tavandan soğutma ile aynıdır.

Sıcaklık Dağılımı

Şekil 8.42’de sırayla panel yüzeyi, $z=1$ m, $z=2$ m, $z=3$ m, $z=4$ m için y doğrultusundaki sıcaklık dağılımları gösterilmiştir.

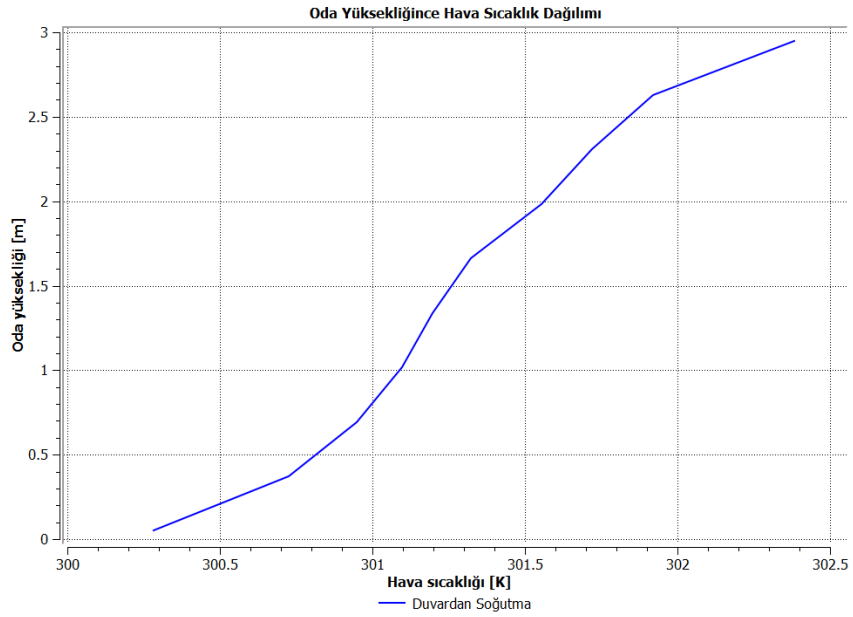
Panel yüzeyindeki ortalama sıcaklık 294,2 K’dir. Minimum sıcaklık ise 293,8 K’dir. ISO 7730 termal konfor standartlarına göre kabul edilebilir zemin sıcaklığı 292-302K arasındadır. Bu yüzden bu sıcaklık değeri termal konfor açısından bir problem oluşturmayacak.

Odada tanımlanan diğer yüzeylerdeki ortalama hava sıcaklığı ise 292,7 K’dir.



Şekil 8.42 : Duvardan soğutma durumu sırayla panel yüzeyleri, $z=1$ m, $z=2$ m, $z=3$ m, $z=4$ m düzlemlerindeki sıcaklık dağılımları

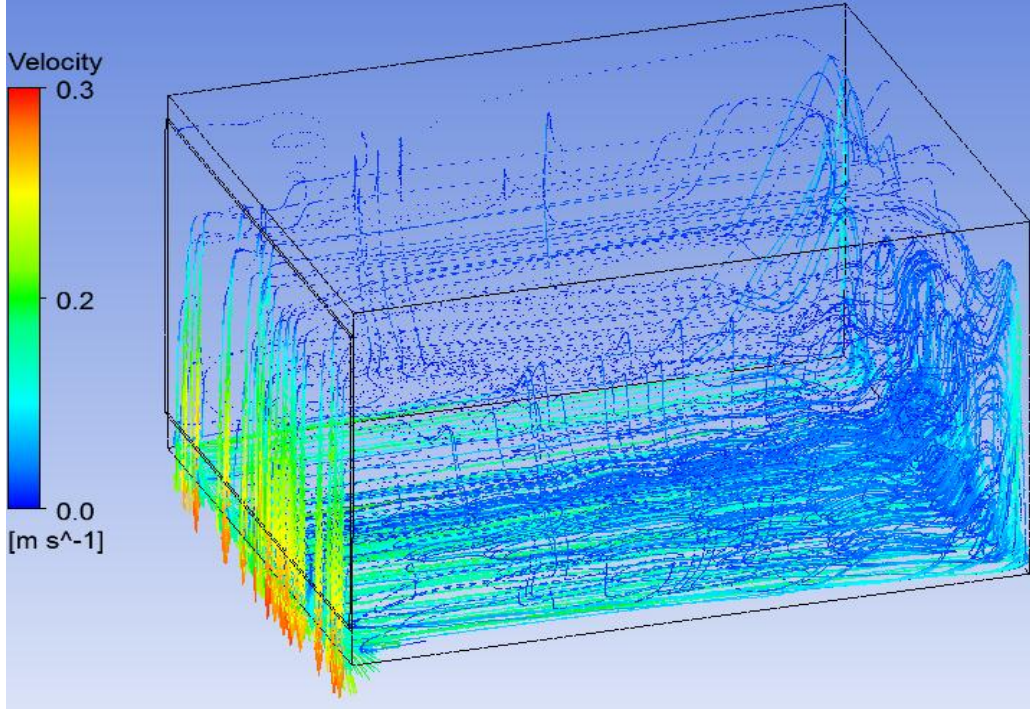
Şekil 8.43’de mahalın tam ortasından tanımlanan bir doğru üzerindeki hava sıcaklık dağılımları verilmiştir. Bu doğru üzerinden hava sıcaklığı 300,3 K ile 302,4 K arasında değişmektedir. Zemin ile tavan arasındaki sıcaklık farkı ise 2,1 K’dir. ISO 7730’a göre mahal içerisindeki düşey yöndeki sıcaklık farkı 3 K’i geçmemesi gerekmektedir. Bu durumda duvardan soğutma panellerimiz düşey yönde istenilen homojen sıcaklık dağılımı şartını sağlamaktadır.



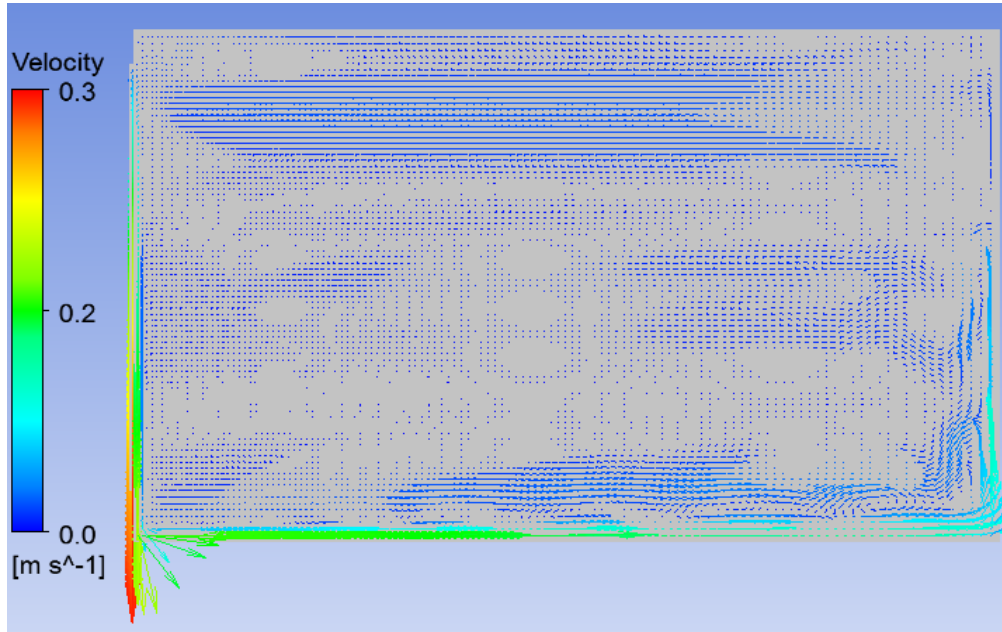
Şekil 8.43 : Duvardan soğutma durumunda oda yüksekliği boyunca sıcaklık dağılımı

Akış Çizgileri ve Hava Hız Dağılımı

Mahal içerisindeki akış çizgileri Şekil 8.44’de görülmektedir. Duvardan ısıtmanın tersine panel yüzeyinde soğuyan hava aşağı doğru hareket etmektedir. Daha sıcak olan zeminde ve karşı duvarda tekrar ısınarak yükselmektedir. En yüksek hava hızları panelin alt yüzeyinden soğuyarak çıkan havada görülmektedir.

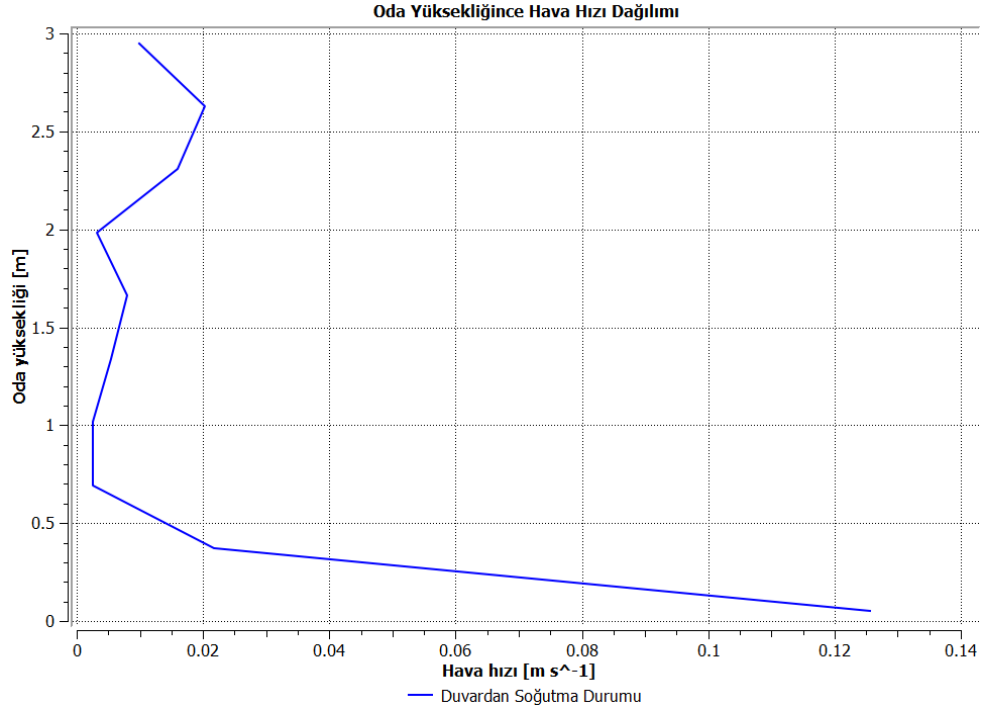


Şekil 8.44 : Duvardan soğutma durumunda mahal içerisindeki hız vektörleri



Şekil 8.45 : Duvardan soğutma durumunda Y-Z düzlemindeki hız vektöründaki dağılımı

Şekil 8.45’de Y-Z düzleminden alınan kesitteki hız vektörlerini görüyoruz. Şekil 8.46’de ise mahal tam ortasından tanımlanan doğru üzerindeki hava hız dağılımları gösterilmiştir. Ortalama hava hızı 0,014 m/s’dir. En yüksek hava hızı 0,33 m/s, en düşük hava hızı ise $1,1 \times 10^{-5}$ m/s’dir. Şekil 8.46’ya göre mahal içerisinde hava hızı termal konfor limit hızı olan 0,15 m/s’yi geçmemektedir. Y=0,5m – 3m arasındaki bölgedeki ortalama hava hızı 0,015 m/s civarındadır.



Şekil 8.46 : Duvardan soğutma durumu oda yüksekliği boyunca hız dağılımı

9. SONUÇ VE TARTIŞMA

Bu çalışmada duvardan-yerden-tavandan ısıtma soğutma uygulamalarında kullanılabilecek modüler klima panelleri geliştirilmiştir. Geliştirilen panel yapısı;yalıtım malzemesi üzerine açılan borulama yuvaları, yuvaların içi de dâhil yalıtım malzemesinin üzerine döşenen ısıtım plakası, açılan yuvalara döşenen dışı folyolu plastik boru ve son olarak panel yapısını tamamlayan yüzey dolgu malzemesinden oluşmaktadır. Benzer ürünler yurtdışında üretilmektedir, Bölüm 3’de ayrıntılı olarak bahsedildiği gibi bu tarz sistemlerin bir çok eksiklikleri yer almaktadır. Bunların başından plastik boru ile alüminyum ısıtım plakasında kalan boşluktan dolayı oluşan termal rezistanstır. Bu da panel performansını önemli ölçüde etkilemektedir. Bizim geliştirdiğimiz panelde borular dışı folyolu ve ısıtım plakalarıyla beraber üretililerek boru ve plaka arasında kararlı bir yapı oluşturulacak, bu sayede 0.2 mm gibi ince bir folyo kalınlığında bile yüksek ısıl performans elde edilecektir. Ayrıca iç basınç borunun çevresindeki folyoya taşıtırılarak et kalınlıkları azaltılacaktır. Sonuç olarak ısıl performans arttırılırken önemli miktarda hammadde tasarrufu elde edilecektir. Geliştirilen bu panel düzenlemesi için Dizayn Grup Teknoloji firması adına patent başvurusu gerçekleştirilmiştir.

Bu tezde geliştirilen panel 3 temel öğeye dayanmaktadır. Bunlar modüler yapı, enerji tasarrufu ve termal konfordur. Bölüm 3’de panel yapısı ile ayrıntılı bilgiler verildi, Bölüm 4’de uluslar arası standartlara göre belirlenen ısıl konfor standartlarına ayrıntılı olarak bahsedildi, Bölüm 5’de ise literatürden alınan referans çalışmalara göre gerçekleşmesi hedeflenen enerji ve pik güç tasarrufundan bahsedilmişti.

Bu 3 temel ögenin ışığında geliştirilen panel için nümerik bir çözüm yöntemi geliştirildi, bu çözüm yöntemi literatürden alınan analitik çözüm yöntemiyle karşılaştırıldı %10 bir farkla model doğrulanması gerçekleştirildi. Daha sonra analizlerde kullanılacak taşınım katsayısı değeri literatürden referans alınarak 6 W/m².K olarak alındı.

Bunun akabinde 5 farklı katı model geliştirildi. Bu katı modeller programlar

yardımla sonlu hacimlere ayrılıp, sınır koşullarının belirlenmesiyle nümerik çözüm yöntemimiz uygulanmıştır. Analizler hem ısıtma hem soğutma durumunda farklı geometrik ve sınır şartlarında tekrarlanmış, panellerin farklı koşullardaki çalışma performansları incelenmiş, gerekli geometrik düzeltmeler ve sonraki çalışmalar için önemli bilgiler elde edilmiştir.

Yapılan analizlerde panel yüzeyinden elde edilen ısı akısı, panel arka yüzeyden kaçan ısı akısı ve yüzeylerdeki sıcaklık dağılımları incelenmiştir. Panellerde geliştirilen folyo-boru düzenlemesiyle yaklaşık % 17 ısı performans artışı görülmüştür ve panel yüzeyinde yaklaşık 2,3 K sıcaklık artışı sağlanmıştır. Panel yüzeylerinde ise homojene yakın bir sıcaklık dağılımları elde edilmiştir.

Temel geometrik ve sınır şartlara göre yapılan analizlerden sonra parametrik analizlere geçilmiştir. Bu analizlerde ısıtma ve soğutma durumları için 11 farklı parametre için analizler gerçekleştirilmiştir. Herbir parametrede 3 ayrı analiz yapılmış, sonuçları ve yorumları Bölüm 7’de ayrıntılı olarak verilmiştir.

Bölüm 8’de ise geliştirilen panellerin mahal içerisinde modellenmesi gerçekleştirildi. Bunun için standart bir oda modeli geliştirilip, panellerin duvardan, yerden ısıtma, tavandan, duvardan soğutma uygulamaları için analizler yapıldı analizlerde Bölüm 7’den elde edilen veriler sınır koşulu olarak kullanıldı. Analizler sonucunda ise oda içerisindeki hava sıcaklık, hız dağılımları ve hava taşınım katsayısı incelenerek, termal konfor şartlarının sağlanıp sağlanamaması incelenmiştir.

Sonuçlara göre duvardan ısıtma uygulamasında 3 durum incelenmiş ortalama hava sıcaklığı 291-295 K arasında elde edilmiştir. Ortalama hava hızı ise 0,016-0,032 m/s arasında elde edilmiştir. Hava hızı termal konfor limiti olan 0,15 m/s hızı mahal içerisinde geçilmemiş hava hedeflenen durağanlıkta tutulmuştur. Panel ortalama sıcaklığı ise 302 ile 306 K arasındadır. Yüzeylerdeki bu düşük sıcaklıkla sayesinde gerçekleşen ısı transferinin %75’i radyasyonla gerçekleşmiştir. Bu hedeflenen ısıtım oranının yakalandığını göstermektedir. Diğer bir konfor parametresi ise düşey yöndeki homojen dağılımlardır. Standartta göre baş ve ayak arasındaki yükseklikte sıcaklık farkının 3 K’i geçmesi istenmez, sonuçlarımızda ise bu değer 1,5-2 K civarındadır.

Duvardan ısıtma durumunda toplam ısı transfer katsayısı 4,41 – 5,68 W/m².K

arasında elde edilmiştir. bu durum gösteriyor ki panel analiz çalışmalarında literatürdeki ampirik ifade kullanılarak elde edilen $6 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ değeri doğrulanmış oluyor.

Yerden ısıtma durumundapanel yüzeyindeki ortalama sıcaklık 306 K 'dir. ISO 7730 termal konfor standartlarına göre kabul edilebilir zemin sıcaklığı $292\text{-}302\text{K}$ arasındadır bu yüzden bu şartlar altında yerden ısıtma durumunda konfor şartını bozacak bir yüzey sıcaklığı oluşmaktadır. Bu yüzden yerden ısıtma durumunda daha düşük sıcaklıklarda çalışılmak zorundadır.

Yerden ısıtma durumunda düşey yönde $0,2 \text{ K}$ 'lik bir sıcaklık farkı görülmektedir. Bu durumdan rahatça görülebiliyor ki mahalde homojen hava sıcaklık dağılımı elde etmek için yerden ısıtma yapmak daha mantıklıdır. Duvardan ısıtma yapılacaksa eğer mahalin tek yüzeyi değil en az iki yüzeyi kullanılmalıdır.

Yerden ısıtma durumunda ortalama hava hızı $0,08 \text{ m/s}$ 'dir. En yüksek hava hızı $0,4\text{m/s}$, en düşük hava hızı ise $3,4\times 10^{-4} \text{ m/s}$ 'dir. $0,8$ ile $1,6 \text{ m}$ yükseklikleri arasında hava hızı $0,15 \text{ m/s}$ 'yi konfor sınır limitini geçmiştir. Bu durum mahal içerisinde termal konforu bozacaktır. Bu yüzden yerden ısıtma düzenlenmesinde daha geniş yüzeyler kullanılarak daha düşük sıcaklık farklarıyla çalışılması gerekmektedir.

Yerden ısıtma durumunda panel yüzeyindeki yüzey ortalama ısı transfer katsayısı $21,07 \text{ W/m}^2\text{K}$ çıkmıştır. Bu değer duvardan ısıtma durumundaki değerden yaklaşık 4 kat daha büyüktür. Bu durumda panelden transfer olan ısı miktarının ve hava sıcaklığının duvardan ısıtma durumuna göre yüksek olmaktadır.

Tavandan soğutma durumunda panel yüzeyindeki ortalama sıcaklık $295,1 \text{ K}$ 'dir. Minimum sıcaklık ise $292,1 \text{ K}$ 'dir. ISO 7730 termal konfor standartlarına göre kabul edilebilir zemin sıcaklığı $292\text{-}302\text{K}$ arasındadır. Bu yüzden bu sıcaklık değeri termal konfor açısından bir problem oluşturmamıştır. Mahal içerisinde zemin ile tavan arasındaki sıcaklık farkı ise sadece $0,6 \text{ K}$ 'dir. Bu durumdan rahatça görülebiliyor ki mahalde homojen hava sıcaklık dağılımı elde edilmiştir.

Tavandan soğutma durumunda panel yüzeyindeki yüzey ortalama ısı transfer katsayısı $5,74 \text{ W/m}^2\text{K}$ çıkmıştır. Bu değer daha önce kabul edilen $6 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ değerine çok yakındır.

Isıtma durumunda olduğu gibi soğutma durumunda da hava durağana yakın bir davranış göstermiştir. Ortalama hava hızı $0,06 \text{ m/s}$ 'dir ve konfor limitlerinin açık ara

altındadır.

Duvarдан soğutma durumunda da benzer şekilde panel yüzeyindeki ortalama sıcaklık 294,2 K'dir. Minimum sıcaklık ise 293,8 K'dir. ISO 7730 termal konfor standartlarına göre kabul edilebilir zemin sıcaklığı 292-302K arasındadır. Bu yüzden bu sıcaklık değeri termal konfor açısından bir problem oluşturmayacaktır.

Zemin ile tavan arasındaki sıcaklık farkı ise 2,1 K'dir. ISO 7730'a göre mahal içerisindeki düşey yöndeki sıcaklık farkı 3 K'i geçmemesi gerekmektedir. Bu durumda duvardan soğutma panellerimiz düşey yönde istenilen homojen sıcaklık dağılımı şartını da sağlamaktadır.

Sonuç olarak bu çalışmada özgün bir ürün geliştirilerek önceki bölümlerde ayrıntılı olarak bahsedilen performans analiz çalışmaları gerçekleştirildi. Bu çalışmalar literatürden elde edilen veriler ve konfor ve performans hedefleriyle karşılaştırıldı. Böylece bu çalışma ile beraber böyle bir ürünün geliştirilmesi öncesinde ciddi bir know-how altyapısı sağlanmış oldu.

KAYNAKLAR

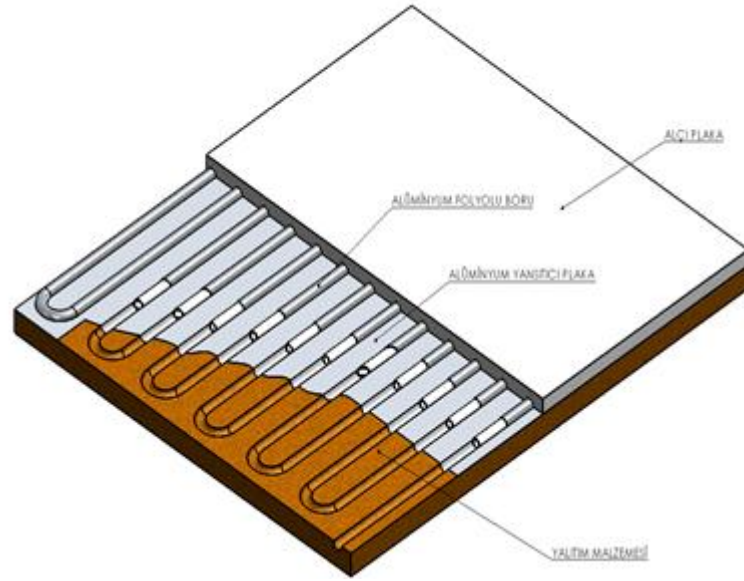
- [1]Corina Stetiu, “Energy and Peak Power Savings Potential of Radiant Cooling Systems in U.S. Commercial Buildings,” *Energy and Buildings*,v. 30, no. 2 (1999).DOE, Department of Energy, USA
- [2]Kaynak, Ö. S. , “ Enerjinin Verimli Kullanımına Yaklaşımlar”, TMMOB V. Enerji Sempozyumu Bil iriler Kitabı, sayfa 516–517, 2005
- [3]ISO,International Standard 7730.Moderate thermal environments:determination of the PMV and PPD indices and specification of the conditions for thermalcomfort. Geneva:International Organization for Standardization;2005
- [4]ASHRAE Standard 62-2001 rev, 2003, “Ventilation for Acceptable Air Quality”. *ASHRAE*
- [5]ASHRAE Standard 55-1992 rev, 2003. Thermal environment conditions for human occupancy. *ASHRAE*
- [6] N. Ramesh, S.P Venkateshan, Effect of surface radiation on natural convection in a square enclosure, *Journal of Thermophysics and Heat Transfer* 13 (1999) 299-301.
- [7]K. Velusamy, T. Sundarajan, Interaction effects between surface radiation and turbulent natural convection in square and rectengular enclosures, *Journal of Heat Transfer* 123 (2001) 1062-107.
- [8] S. Kamal, P. Novak, dynamic analysis of heat transfer in building with special emphasis on radiaiton, *Energy and building* 17 (1991) 231-241.
- [9]A. Mezhrab, L. Bchir, Radiaiton-natural convection interactions in partioned cavities, *Int. J. Numer. Methods Heat Fluid Flow* 8 (7) (1998) 781-799
- [10]M. Rabhi, H. Bouali, Radiation-natural convection heat transfer in inclined rectangular enclosures with multiple partitions, *Energy Conversion and Management* 49 (2008) 1228-1236
- [11] H. Nouanegue, A. Muftuoglu, Conjugate heat transfer by natural convection, conduction and radiaiton in open cavities, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 51 (2008) 6054 -6062
- [12] J. Miriel, L. Serres, Radiant ceiling panel heating-cooling systems: experimental and simulated study of the performances, thermal comfort and energy consumption, *Applied Thermal Enginnering* 22 (2002) 1861-1873
- [13] F. Causone, S.P. corgnati, Experimental evaluation of heat transfer coefficinets between radiant ceiling and room, *Energy and building* 41 (2009) 622-628

- [14] **Chen Q., and J.V.D.R Kooi**, 1988: accuracy: a Computer Program for Combined Problems of Energy Analysis, Indoor Air Flow and Air Quaility. *ASHRAE Transaction* v94(2): 196-214
- [15] **Kilkis, B.I., S.S. Sager, and M. Uludag**. 1994: A simplified model for radiant heating and cooling panels, *Simulation Practice and Theory* v2(2): 61-76
- [16] **Stetius, C. And H.E. Feustel**, 1995: *Development of a Model to Simulate the Performance of Hydronic/RAdiant Cooling Ceiling*. Lawrence Berkeley Laboratory (LBL) Report No. 36636, Berkeley, CA
- [17] **Conroy, C.L. and S.A Mumma.**, 2001: Ceiling RAdiant Cooling Panels as a Viable Distributed Parellel Sensible Cooling Technology Integrated with Dedicagted Outdoor Air Systems. *ASHRAE Transaction* v107(1): 578-585
- [18] **Jeong J.W. and S.A. Mumma.**, 2003b., Ceiling Radiant Cooling Panel Capacity Enhanced by Mixed Convection in Mechanically Ventilated Spaces, *Applied Thermal Enginerring* v23: 2293-2306
- [19] **Xiangyang G.**, 2007: dissertation of Investigation of a Radiantly Heated and Cooled Office with an Integrated Desiccant Ventilation Unit, Texas A&M University
- [20] **N. Fonseca, C. Cuevas, V. Lemort**, (2010): Radiant ceiling system coupled to its environment Part 1: experimental analysis, *Applied Thermal Engineering*, in press
- [21] **Myhren, J., Holmberg, S.**, (2007): Flow patterns and thermal confort in a room with panel, floor and Wall heating, *Energy and Building* 40 524-536, April, Sweden
- [22] **Shigeru O., 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, Japan
- [23] **Franc S.**, (1999): Economic viability of cooling ceiling systems *Energy and Building* 30 195-201, Aachen, Germany
- [24] **Fanger, P.O.**, (1973): *Thermal Comfort*, McGraw-hill Book company, New York 244p
- [25] **Olesen, B.W.** (1982): *Thermal Comfort*, Ph.D. Thesis
- [26] **Url-2** <<http://www.healtyheating.com/>>, alındığı tarih 10.01.2010
- [27] **Corina Stetiu**, (1999): “Energy and Peak Power Savings Potential of Radiant Cooling Systems in U.S. Commercial Buildings,” *Energy and Buildings*, v. 30, no. 2.
- [28] **Franc Sodec**, (1999): “Economic Viability of Cooling Ceiling Systems,” *Energy and Buildings*, v. 30, no. 2.
- [29] **Fluent User’s Guide**, 1998. Fluent incorporated Centerra Resource park, Lebanon
- [30] **Ian Beausoleil-Morrison**, 2000: The adaptive coupling of heat and

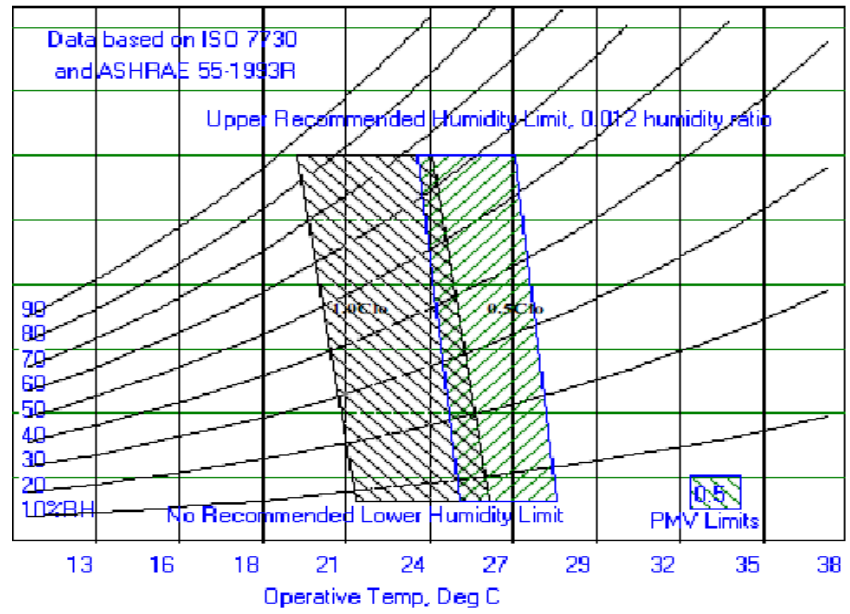
Air flow modelling within Dynamic whole-building simulation,
Ph.D. Thesis

- [31] **Khalifa A.J.N. and Marshall R.H.** (1990), 'Validation of Heat Transfer Coefficients on Interior Building Surfaces Using a Real-Sized Indoor Test Cell', *Int. J. Heat Mass Transfer*, 33 (10) 2219-2236.
- [32] **Alamdari F., Hammond G.P., and Melo C.** (1984), 'Appropriate Calculation Methods for Convective Heat Transfer from Building Surfaces', Proc. 1st U.K. National Conf. on Heat Transfer, (2) 1201-1211.

Ek-A



Şekil A.1 : Panel yapısı



Şekil A.2 : Nem limit değerleri (ASHRAE-55 2002)

Çizelge A.1Farklı yaş grupları için konfor şartlarının karşılaştırılması [25].

	Ortalama Yaş (yr)	Tercih Edilen Hava Sıcaklığı (°C)	Konfor Şartlarında Ortalama Deri Yüzey Sıc. (°C)	Konfor Şartlarında Kilo Kaybı (g/m ² /hr)	Ölçüm Yapılan Kişi Sayısı
Nevins et. Al.	21	25,6			720
Fanger	23	25,6		19,2	128
Fanger	68	25,7		15,3	128
Rohles and Jahnson]	74	24,5			228
Fanger &Langkilde	23	25,0	33,5	18,0	64
Langkilde	84	25,4	33,2	12,4	16
Konfor denklemleri, Fanger		25,6			

Çizelge A.2 Dış hava sıcaklığına bağlı olarak panel arka yüzey sıcaklığı

Dış Hava Sıcaklığı	Duvar İç Yüzeyinin Sıcaklığı
-20 °C	3 °C
-8,5 °C	5 °C
-10 °C	8 °C
-5 °C	10 °C
0 °C	15°C

convective regime	driving force	cause of driving force
A	Buoyant	Surface-to-air temperature difference, caused by one of the following: • heat transfer through the external envelope; • solar insolation to walls or floor (i.e. sun patch); • in-floor heating; • chilled ceiling panels; • heated walls (e.g. hydronic wall panels).
B	Buoyant	Heating device (e.g. radiator, stove) located within room.
C	Mechanical	Air handling system (central or zonal) delivering supply of heated or cooled air to room through ceiling, floor, or wall-mounted diffusers. Exhaust air mechanically extracted or exfiltrated.
D	Mechanical	Heating or cooling device with circulating fan. No intentional supply or extract of air from room.
E	Mixed flow (mechanical and buoyant)	Mechanical forces caused by air handling system (central or zonal) delivering supply of heated or cooled air to room through ceiling, floor, or wall-mounted diffusers. Buoyant forces caused by surface-to-air temperature differences (as described above).

Şekil A.3 : Taşınım rejim kategorileri [30]

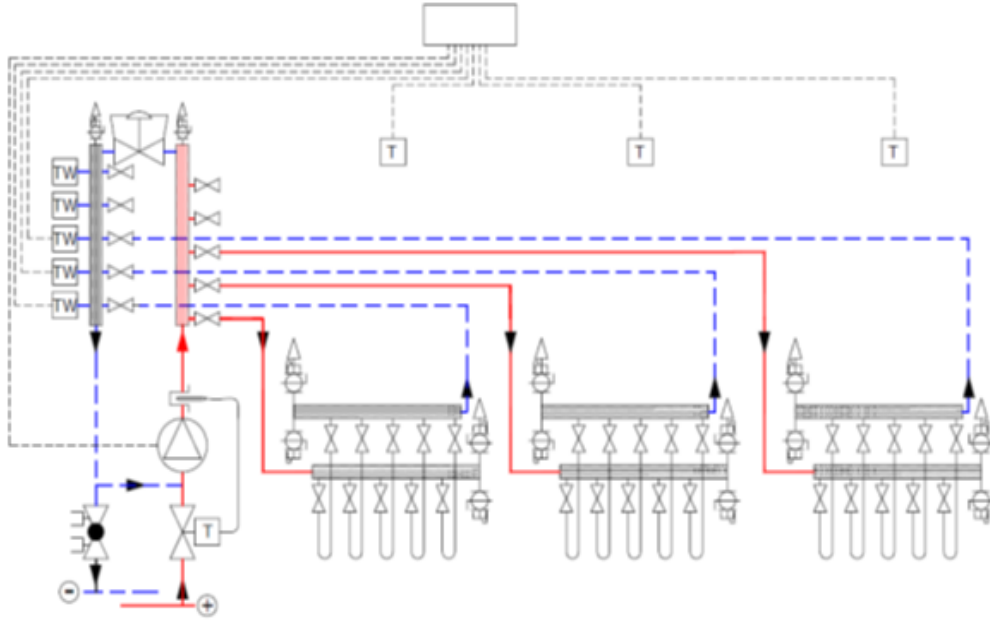
surface	applicable h_c correlations	dynamic assignment of h_c correlations		
wall	• Khalifa eq 3 • Alamdari-Hammond vert eq	heating on	Khalifa eq 3	
		heating off	Alamdari-Hammond vert eq	
window	• Khalifa eq 3 • Alamdari-Hammond vert eq	heating on	Khalifa eq 3	
		heating off	Alamdari-Hammond vert eq	
floor	• Awbi-Hatton heated floor eq • Alamdari-Hammond buoy horiz eq • Alamdari-Hammond stable horiz eq	heating on	Awbi-Hatton heated floor eq	
		heating off	buoyant	Alamdari-Hammond buoy horiz eq
			stable	Alamdari-Hammond stable horiz eq
		heating off	Alamdari-Hammond stable horiz eq	
ceiling	• Khalifa eq 4 • Alamdari-Hammond buoy horiz eq • Alamdari-Hammond stable horiz eq	heating on	Khalifa eq 4	
		heating off	buoyant	Alamdari-Hammond buoy horiz eq
			stable	Alamdari-Hammond stable horiz eq
		heating off	Alamdari-Hammond stable horiz eq	

Şekil A.4 :Yerden ısıtma durumu için ısı taşınım katsayısı korelasyonları [30]

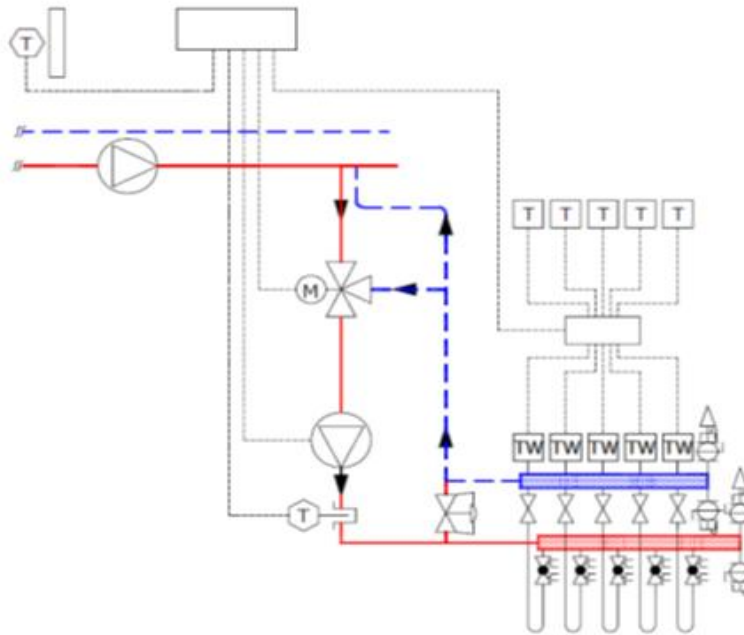
surface	applicable h_c correlations	dynamic assignment of h_c correlations		
heated wall	• Awbi-Hatton heated wall eq • Alamdari-Hammond vert eq	heating on	Awbi-Hatton heated wall eq	
		heating off	Alamdari-Hammond vert eq	
non-heated wall	• Khalifa eq 6 • Alamdari-Hammond vert eq	heating on	Khalifa eq 6	
		heating off	Alamdari-Hammond vert eq	
window	• Khalifa eq 6 • Alamdari-Hammond vert eq	heating on	Khalifa eq 6	
		heating off	Alamdari-Hammond vert eq	
floor	• Alamdari-Hammond buoy horiz eq • Alamdari-Hammond stable horiz eq	heating on	Alamdari-Hammond stable horiz eq	
		heating off	buoyant	Alamdari-Hammond buoy horiz eq
			stable	Alamdari-Hammond stable horiz eq
ceiling	• Khalifa eq 7 • Alamdari-Hammond buoy horiz eq • Alamdari-Hammond stable horiz eq	heating on	Khalifa eq 7	
		heating off	buoyant	Alamdari-Hammond buoy horiz eq
			stable	Alamdari-Hammond stable horiz eq

Şekil A.5 :Duvardan ısıtma durumu için ısı taşınım katsayısı korelasyonları [30]

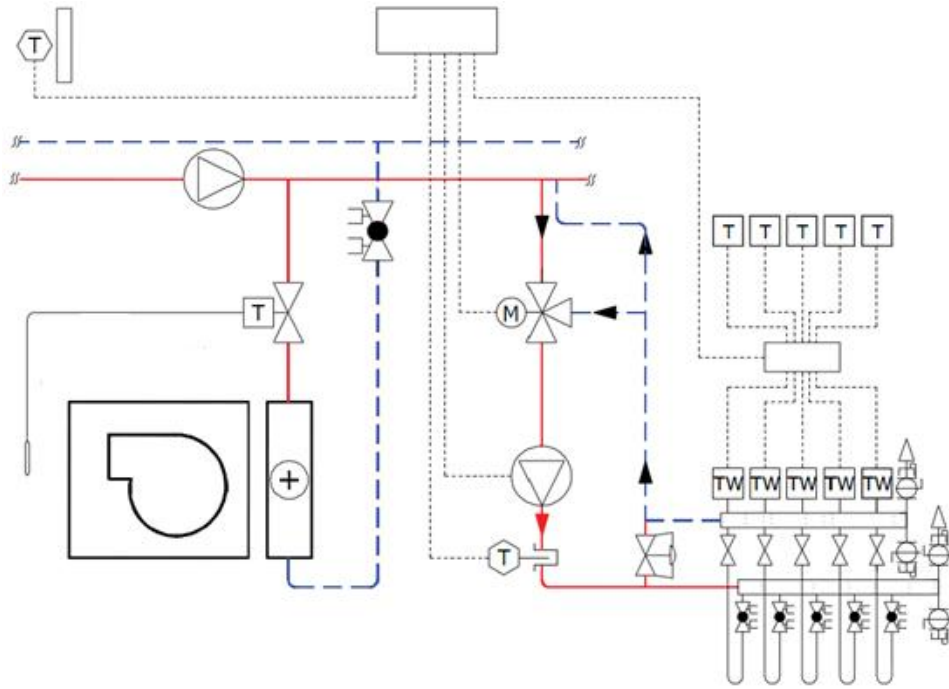
**EK-B : DUVARDAN YERDEN TAVANDAN ISITMA-SOĞUTMA
PANELLERİ TEMEL KONTROL DİAGRAMLARI**



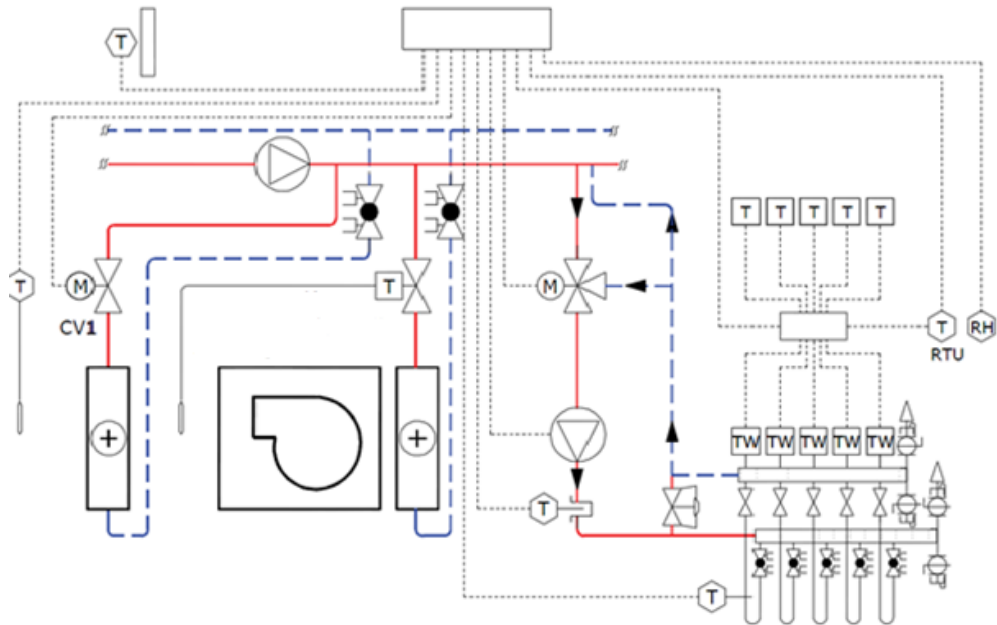
Şekil B.1 : Temel kontrol diagramı-1



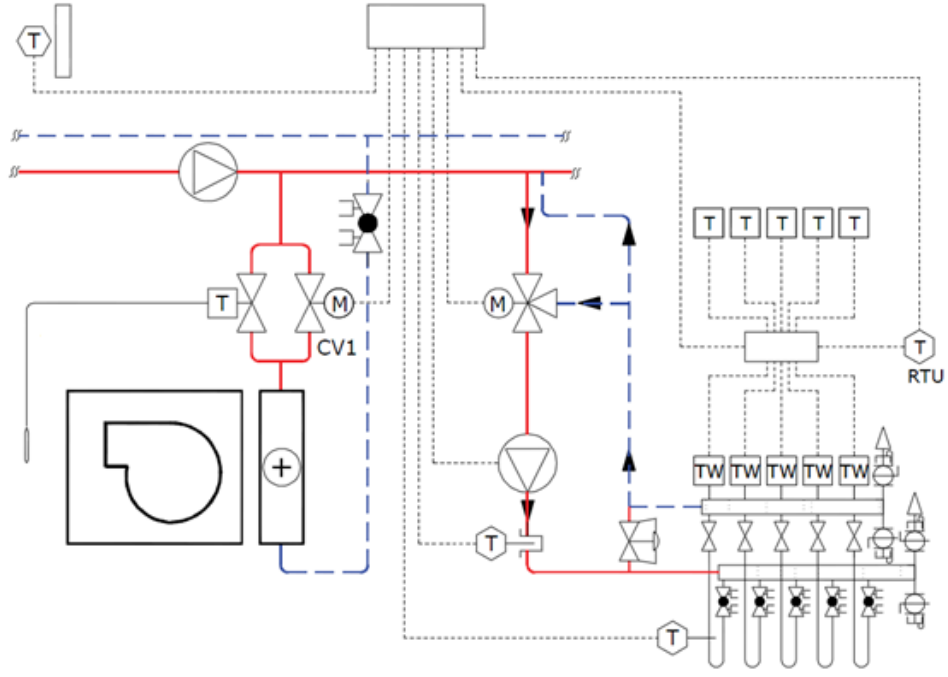
Şekil B.2 : Temel kontrol diagramı-2



Şekil B.3 : Temel kontrol diagramı-3

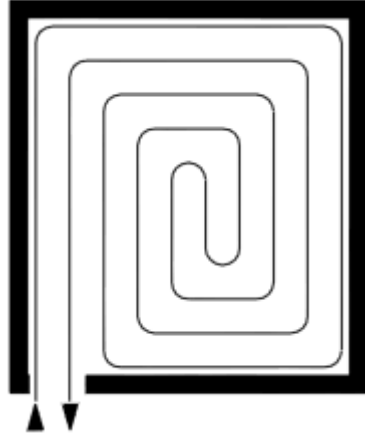


Şekil B.4 : Temel kontrol diagramı-4

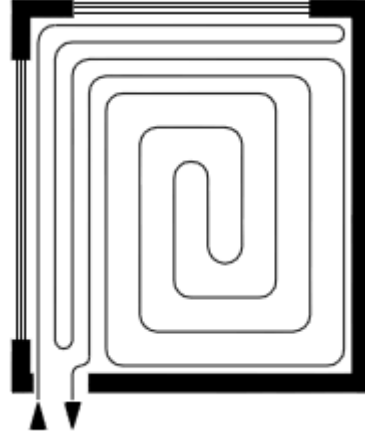


Şekil B.5 : Temel kontrol diagramı-5

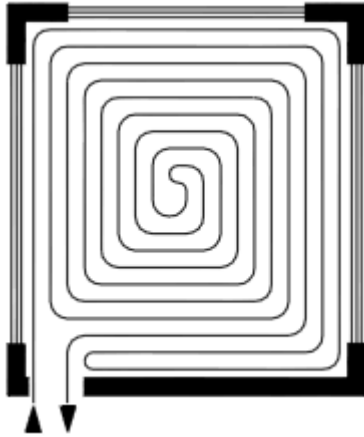
**EK-C: PANEL İÇERİSİNDEKİ BORULARIN FARKLI DÜZENLENME
ŞEKİLLERİ**



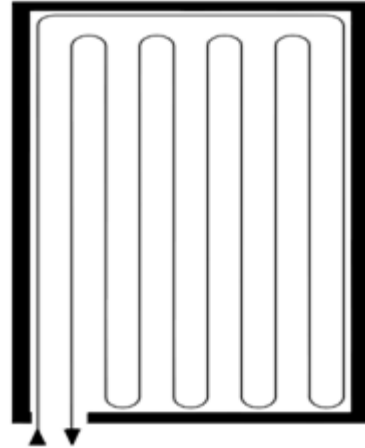
Şekil C.1 : Temel karşı akış



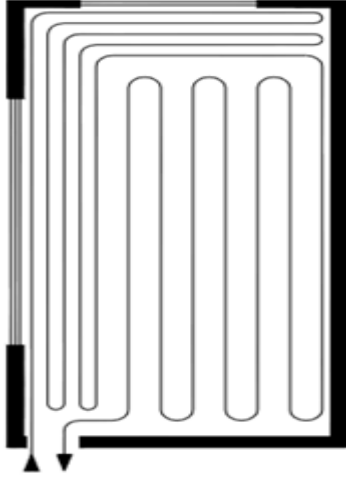
Şekil C.2 : Serpantin karşı akış



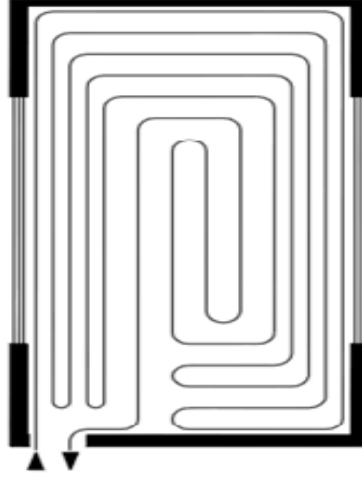
Şekil C.3 : Sıkı döşenmiş çapraz akış



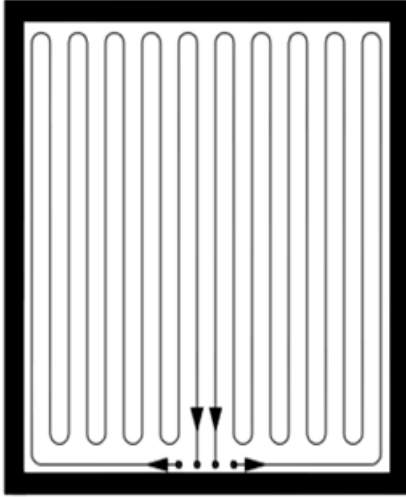
Şekil C.4 : Temel Serpantin



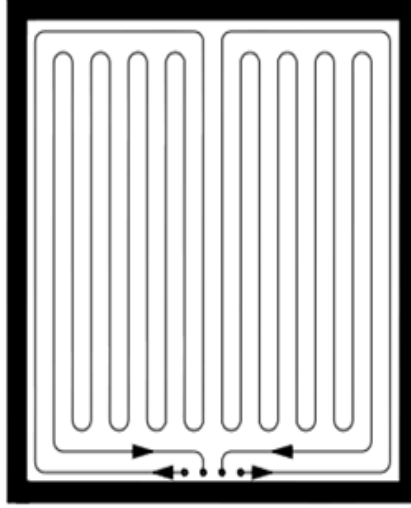
Şekil C.5 :Çift geçişli serpantin



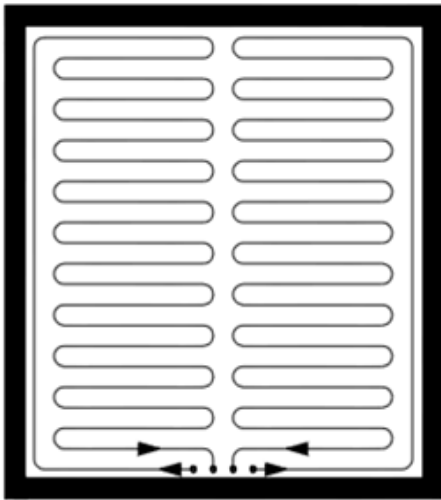
Şekil C.6 : Üç geçişli serpantin



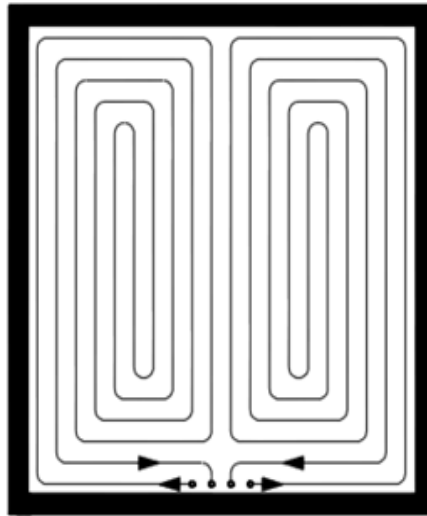
Şekil C.7 :Serpantin düzenlemesi-1



Şekil C.8 :Serpantin düzenlemesi-2



Şekil C.9 :Serpantin düzenlemesi-3



Şekil C.10 :Serpantin düzenlemesi-4

ÖZGEÇMİŞ

Aliihsan KOCA, 1986 yılında Afyonkarahisar’da doğmuştur. İlköğrenimini Bolvadin Atatürk İlköğretim Okulu’nda, ortaöğrenimini Bolvadin Anadolu Lisesi’nde yapmıştır. Lise öğrenimini M.H.G. Anadolu Öğretmen Lisesin’de bitirmiş, 2004 yılında Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü’ne girmiştir. 2009 yılında Yıldız Teknik Üniversitesi’nden mezun olmuştur. Aynı yıl İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü’nde Makine Mühendisliği Isı-Akışkan Programında yüksek lisans eğitimine başlamıştır. Halen yüksek lisans programına devam etmekte ve Mir Holding bünyesinde olan Dizayn Grup Teknoloji Araştırma ve Geliştirme Ltd. Şti. Firmasında AR-GE Mühendisi olarak çalışmaktadır.

‘Theoretical and experimental examination of air conditioner heat exchangers’ , International Communications in Heat and Mass Transfer, Nisan 2010 ismindeki yayını ve Improved performance heat transfer tubing and plates ismiyle patent başvurusu bulunmaktadır.