T.C.
ERCİYES ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
ENERJİ SİSTEMLERİ MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

ÇİFT KATMANLI TERMAL AKTİF BİNA SİSTEMİ TASARIMI, TERMAL ANALİZİ ve OPTİMİZASYONU

Hazırlayan
Oğuzhan ÇALIŞIR

Danışman
Prof. Dr. Gamze GENÇ

Doktora Tezi

Temmuz 2021
KAYSERİ

T.C.
ERCİYES ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
ENERJİ SİSTEMLERİ MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

ÇİFT KATMANLI TERMAL AKTİF BİNA SİSTEMİ TASARIMI, TERMAL ANALİZİ ve OPTİMİZASYONU

(Doktora Tezi)

Hazırlayan
Oğuzhan ÇALIŞIR

Danışman
Prof. Dr. Gamze GENÇ

Temmuz 2021
KAYSERİ

BİLİMSEL ETİĞE UYGUNLUK

Bu çalışmadaki tüm bilgilerin, akademik ve etik kurallara uygun bir şekilde elde edildiğini beyan ederim. Aynı zamanda bu kural ve davranışların gerektirdiği gibi, bu çalışmanın özünde olmayan tüm materyal ve sonuçları tam olarak aktardığımı ve referans gösterdiğimi belirtirim.

Oğuzhan Çalışır

İmza

“Çift Katmanlı Termal Aktif Bina Sistemi Tasarımı, Termal Analizi ve Optimizasyonu” adlı Doktora tezi, Erciyes Üniversitesi Lisansüstü Tez Önerisi ve Tez Yazma Yönergesi’ne uygun olarak hazırlanmıştır.

Hazırlayan	**Danışman**
Oğuzhan ÇALIŞIR	Prof. Dr. Gamze GENÇ
İmza	İmza

Enerji Sistemleri Mühendisliği ABD Başkanı

Prof. Dr. Nesrin KAYATAŞ DEMİR

İmza

ÖNSÖZ/TEŞEKKÜR

Doktora yapmamdaki hedefim, piyasada edindiğim bilgi ve tecrübelerimi akademik hayata aktararak ortaya yeni çalışmalar koymaktı. Bu çalışmalarında hem akademik hayata hem de piyasaya faydalı olmasını amaçladım. İnşallah bu amacıma ulaşıp bizden sonra gelen arkadaşlarımıza faydalı olabilirim.

Doktora süresince emeğini esirgemeyen danışman hocam sayın Prof. Dr. Gamze Genç'e ve emeği geçen tüm hocalarıma teşekkür ederim.

Bana çalışmalarım süresince her türlü yardımı ve fedakârlığı sağlayan, sevgili eşim Dilek Çalışır'a, onlara ayırmam gereken zamanı bana verdikleri için kızım Işılay ile oğlum Süleyman'a, birlikte başladığımız yolculukta beraber çalıştığım arkadaşım Müjdat Öztürk'e ve bana desteğini hiç esirgemeyen Uğur Boztürk'e teşekkür ederim.

Oğuzhan ÇALIŞIR

Temmuz 2021, KAYSERİ

ÇİFT KATMANLI TERMAL AKTİF BİNA SİSTEMİ TASARIMI, TERMAL ANALİZİ ve OPTİMİZASYONU

Oğuzhan ÇALIŞIR

Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü
Doktora Tezi, Temmuz 2021
Danışman: Prof. Dr. Gamze GENÇ

ÖZET

Son yıllarda yapılan çalışmalarda, sahip olduğu yüksek performans katsayısı değerleri sebebiyle düşük sıcaklıkta (30-50°C) çalışan radyant sistemlerin verimlilik bakımından en çok tercih edilen sistemler olduğu görülmektedir. Bu sistemler, bina kütlesini komple ısıttığı için homojen ve insan vücudu bakımından sağlıklı bir ısıtma sağlarlar. Ancak geç tepkime süresine sahip olmaları bu sistemlerin dezavantajlarıdır. Bu tez çalışması kapsamında düşük sıcaklıkta çalışan ısıtma sistemleri için daha verimli olacak şekilde yeni bir konsept geliştirilmesi amaçlanmıştır. Bu amaç doğrultusunda çift katmanlı termal aktif bina sistemi olarak adlandırılan yeni bir sistem tasarlanmıştır. Tasarlanan sistemin termal performansını ortaya koymak için farklı boru konumları ve besleme suyu sıcaklıklarına göre sayısal analizler yapılmıştır. Sayısal analizler üç boyutlu olarak FLUENT/ANSYS programı yardımıyla gerçekleştirilmiştir. Ayrıca, ASHRAE 55 ve ISO 7730 standartlarında belirtilen ısıl konfor sınıflarına ve yüzey sıcaklığına bağlı olarak besleme suyu sıcaklığı optimize edildi. Elde edilen sonuçlara göre düşey eksendeki en iyi konumun 0.05 m, maksimum besleme suyu sıcaklığının 36.58°C, konfor bölgesinde optimum besleme suyu sıcaklığının 26.66°C, optimum yüzey sıcaklığının ise 23.60°C olduğu görülmüştür. Yeni geliştirilen sistemin yerden ısıtma ve klasik termal aktif bina sistemi gibi diğer radyant sistemlere göre daha verimli olduğu görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Yerden Isıtma Sistemi, Termal Aktif Bina Sistemi, Çift Katmanlı Termal Aktif Bina Sistemi, Düşük Sıcaklıklı Isıtma Sistemleri, Isıl Konfor, Besleme Suyu Optimizasyonu

DESIGN, THERMAL ANALYSIS AND OPTIMIZATION OF DOUBLE LAYERED THERMALLY ACTIVATED BUILDING SYSTEM

Oğuzhan ÇALIŞIR

Erciyes University, Graduate School of Natural and Applied Sciences
PhD Thesis, July 2021
Supervisor: Prof. Dr. Gamze GENÇ

ABSTRACT

In recent studies, it is seen that the radiant systems operating at low temperatures (30-50°C) are the most preferred systems in terms of efficiency due to having high performance coefficient. Since these systems heat the building mass completely, they provide homogeneous and healthy heating for the human body. However, late response time is the disadvantage of these systems. Within the scope of this thesis, it is aimed to develop a new concept for heating systems operating at low temperatures, which is more efficient. In line with this aim, a novel system called double layered thermally activated building system was designed. In order to reveal the thermal performance of the designed system, numerical analyzes made for according to different pipe positions and supply water temperatures. Three dimensional numerical analyzes were performed with the help of FLUENT/ANSYS program. In addition, supply water temperature was optimized in accordance with the surface temperature and thermal comfort classes, which are defined ASHRAE 55 and ISO 7730 standards. The obtained results bring out that the best position in the vertical axis is 0.05 m, the maximum supply water temperature is 36.58°C, the optimum supply water temperature in the comfort zone is 26.66°C, and the optimum surface temperature is 23.60°C. It is concluded that the new developed system is more efficient than other radiant systems such as underfloor heating and the classical thermally activated building system.

Keywords: Underfloor Heating System, Thermally Activated Building System, Double Layered Thermally Activated Building System, Low Temperature Heating Systems, Thermal Comfort, Supply Water Optimization

İÇİNDEKİLER

ÇİFT KATMANLI TERMAL AKTİF BİNA SİSTEMİ TASARIMI, TERMAL ANALİZİ ve OPTİMİZASYONU

BİLİMSEL ETİĞE UYGUNLUK ii
YÖNERGEYE UYGUNLUK ii
KABUL VE ONAY iv
ÖNSÖZ/TEŞEKKÜR v
ÖZET vi
ABSTRACT vii
İÇİNDEKİLER viii
KISALTMALAR VE SİMGELER xii
TABLOLAR LİSTESİ xv
ŞEKİLLER LİSTESİ xvi
GİRİŞ 1

1. BÖLÜM

ISITMA SİSTEMLERİ

1.1. Isıtma Sistemlerinin Sınıflandırılması 4
1.1.1. Enerji Kaynağına Göre Isıtma Sistemleri 6
1.1.1.1. Fosil Enerji Kaynaklı Isıtma Sistemleri 6
1.1.1.2. Yenilebilir Enerji Kaynaklı Isıtma Sistemleri 9
1.1.2. Akışkan Türüne Göre Isıtma Sistemleri 13
1.1.3. Kullanım Tipine Göre Isıtma Sistemleri 19
1.1.3.1. Bireysel Isıtma Sistemleri 19
1.1.3.2. Merkezi Isıtma Sistemleri 21
1.1.3.2.1. Alttan Dağıtım-Alttan Toplamalı Merkezi Isıtma Sistemleri 22
1.1.3.2.2. Üstten Dağıtım-Alttan Toplamalı Merkezi Isıtma Sistemleri 25

1.1.3.2.2. Üstten Dağıtım-Üstten Toplamalı Merkezi Isıtma Sistemleri.....28
1.1.3.3. Bölgesel Isıtma Sistemleri.....30
1.1.3.3.1. Sıcak Sulu Bölgesel Isıtma Sistemleri.....31
1.1.3.3.2. Kızgın Sulu Bölgesel Isıtma Sistemleri.....31
1.1.3.3.3. Buharlı Bölgesel Isıtma Sistemleri.....32
1.1.3.3.4. Tek Merkezli Bölgesel Isıtma Sistemleri.....32
1.1.3.3.5. Çok Merkezli Bölgesel Isıtma Sistemleri 34
1.1.4. Akışkan Sıcaklığına Göre Isıtma Sistemleri.....36
1.1.5. Isı Transfer Türüne Göre Isıtma Sistemleri.....36
1.2. Isıtma Sistemlerinde Enerji Ekonomisi ve Verimliliği 39
1.2.1. Doğru Projelendirme ve Uygulama.....39
1.2.2. Sistem Seçimi.....40
1.2.3. Enerji Kaynağı Seçimi 43
1.2.4. Ana Cihaz Seçimi 44
1.2.4.1. Kazan Seçimi 44
1.2.4.2. Brülör Seçimi.....48
1.2.4.3. Pompa Seçimi 49
1.2.4.4. Boyler Seçimi.....56
1.2.4.4. Genleşme Tankı Seçimi.....60
1.2.5. Isıtma Sistemlerinde Otomatik Kontrol ve Yalıtım.....64
1.2.5.1. Bireysel Kontrol 64
1.2.5.2. Kazan Kontrolü.....65
1.2.5.3. Zon Kontrolü 66
1.2.5.4. Yalıtım.....67
1.2.6. Isı Yayıcı Cihaz Seçimi 67
1.2.6.1. Konvektif Isı Yayıcı Cihazlar.....67
1.2.6.2. Düşük Sıcaklık Radyant Sistemler 70
1.2.6.2.1. Termal Aktif Bina Sistemi.....70
1.2.6.2.2. Yerden Isıtma Sistemi.....74
1.3. Isıl Konfor.....77
1.3.1. Isıl Konforu Etkileyen Parametreler.....78
1.3.2. Isıl Konfor Hesaplama Türleri 81

2. BÖLÜM

LİTERATÜR ÇALIŞMASI

2.1. Termal Aktif Bina Sistemi Üzerine Yapılan Çalışmalar 85
2.2. Yerden Isıtma Sistemi Üzerine Yapılan Çalışmalar 91
2.3. Radyant Isıtma Sistemlerinin Optimizasyonu Üzerine Yapılan Çalışmalar 94
2.4. Literatür Değerlendirmesi 97

3. BÖLÜM

HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ ve OPTİMİZASYON

3.1. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği 102
3.2. Optimizasyon ve Optimizasyon Problemlerinin Modellenmesi 109
3.2.1. Doğrusal Optimizayon 112
3.2.2. Doğrusal Olmayan Optimizasyon 112
3.2.3. Tamsayı Karışık Doğrusal Programlama Modeli 113
3.2.4. Tamsayı Karışık Doğrusal Olmayan Programlama Modeli 113
3.3. Optimizasyon Problemlerinin Çözüm Yöntemleri 114
3.3.1. Doğrusal Programlama Çözüm Yöntemleri 114
3.3.1.1. Grafik Yöntem 114
3.3.1.2. Simplex Metodu 116
3.3.1.3. İç Nokta (Karmarkar) Metodu 119
3.3.1.4. Diğer Doğrusal Programlama Çözüm Yöntemleri 120
3.3.2. Doğrusal Olmayan Programlama Çözüm Yöntemleri 120
3.3.2.1. Analitik Çözüm Yöntemleri 121
3.3.2.2. Sayısal Çözüm Yöntemleri 123
3.4. Genelleştirilmiş Azaltılmış Gradyan (GRG) Yöntemi 124

4. BÖLÜM

ÇİFT KATMANLI TERMAL AKTİF BİNA SİSTEMİNİN TERMAL ANALİZİ

4.1. Çift Katmanlı Termal Aktif Bina Sistemi 128
4.2. Çift Katmanlı Termal Aktif Bina Sistemi Sayısal Modeli 129
4.2.1. Model ve Ağ Yapısının Oluşturulması 129

4.2.2. Hesaplama Yöntemi 132
4.2.3. Fiziksel Özellikler ve Sınır Şartları 132
4.3. Sayısal Sonuçlar 133
4.3.1. Sıcaklık Dağılımları 133
4.3.2. Yüzey Sıcaklıkları ve Isı Akılarının Değişimleri 135

5. BÖLÜM

ÇİFT KATMANLI TERMAL AKTİF BİNA SİSTEMİNİN OPTİMİZASYONU

5.1. Optimizasyon Modeli 142
5.2. Optimizasyon Model Parametreleri 142
5.3. Optimizasyon Sonuçları 148

6. BÖLÜM

SONUÇ ve ÖNERİLER

6.1. Sonuçlar 149
6.2. Öneriler 150

KAYNAKÇA 151

ÖZGEÇMİŞ 159

KISALTMALAR VE SİMGELER

Sembol	**Anlamı**	**Birimi**
COP	Performans Katsayısı	--
ÇKTS	Çift Katmanlı TABS Sistemi	--
DSRS	Düşük Sıcaklıklı Radyant Sistemler	--
EK	Enerji Kaynağı	--
GES	Güneş Enerjisi Sistemleri	--
GRG	Genelleştirilmiş Azaltılmış Gradyan Yöntemi	--
HES	Hidrolik Enerji Sistemleri	--
IS	Isıtma Sistemi	--
PMV	Isıl Konfor Göstergesi	--
PPD	Hoşnutsuzluk Yüzdesi	(%)
RES	Rüzgâr Enerjisi Sistemleri	--
TABS	Termal Aktif Bina Sistemi	--
YIS	Yerden Isıtma Sistemi	--
B	Yakıt Debisi	(kg/h, m^3/h)
$B_{yıl}$	Yıllık Yakıt Miktarı	(kg)
Ḃ	Boyler Hacmi	(L)
C_p	Akışkanın Özgül Isısı	(J/kg°C)
H	Pompa Basma Yüksekliği	(mmSS)

H_u	Yakıtın Alt Isıl Değeri	(kcal/kg, kcal/m^3)
L	Boru Boyu	(m)
N	Devir Sayısı	(d/d)
P	Pompa Gücü	(W)
P_e	Sistemin İşletme Üst Basıncı	(Bar)
P_0	Genleşme Tankı Ön Basıncı	(Bar)
P_m	Elektrik Motor Gücü	(W)
R	Borudaki Basınç Kaybı	(mmSS/m)
Q	Pompa Debisi	(m^3/s)
$Q_{ıs}$	Isıtma Kapasitesi	(W)
Q_k	Kazan Kapasitesi	(kcal/h, kW)
$Q_{yıl}$	Yıllık Isıtma Enerjisi	(kcal/h, kW)
T	Sıcaklık	(°C)
V_g	Genleşme Tankı Hacmi	(L)
V_n	Sistem Soğukken Tankta Bulunan Ön Su Hacmi	(L)
V_s	Tesisattaki Su Hacmi	(L)
Z	Özel Direnç Basınç Kayıpları	(mmSS/m)
ΔT	Sıcaklık Farkı	(°C)
ΔV	Genleşen Su Hacmi	(L)
$\hat{Z}$	Toplam Sıcak Su İhtiyacı	(L/h)
ή	Genleşme Katsayısı	--

η_k	Kazan Verimi	(%)
η_m	Motor Verimi	(%)
η_p	Pompa Verimi	(%)
ρ	Akışkan Yoğunluğu	(kg/m^3)
ω	Isıtıcı Tipine Göre Genleşme Katsayısı	--
ϕ	Eş Zaman Faktörü	--

TABLOLAR LİSTESİ

Tablo 1.1. Isıtma sistemlerinin genel sınıflandırması 5
Tablo 1.2. Fosil enerji kaynaklı ısıtma sistemleri ve SEG dönüşüm katsayıları 7
Tablo 1.3. Fosil yakıt türlerine göre ısıl değerler ve yakıt maliyetleri 8
Tablo 1.4. Yenilebilir enerji türleri ve kaynakları 9
Tablo 1.5. Buharlı-kızgın sulu-sıcak sulu sistemlerinin maliyet kıyaslaması 41
Tablo 1.6. Buharlı-kızgın sulu-sıcak sulu sistemlerin servis-bakım kıyaslaması 42
Tablo 1.7. Buharlı-kızgın sulu-sıcak sulu sistemlerin avantajlı olduğu işletmeler 43
Tablo 1.8. Kazan, ısıtıcı ve boruların yaklaşık su hacimleri 61
Tablo 1.9. Isıtıcı tipine göre genleşme katsayıları 62
Tablo 1.10. Suyun özgül hacminin ve yoğunluğunun sıcaklıkla değişimi 62
Tablo 1.11. Sıcaklığa bağlı genleşme katsayısının değişimi 63
Tablo 1.12. Isıl konfor için iç ortam sıcaklık ve bağıl nem değerleri 79
Tablo 1.13. Farklı eylemlere göre Met katsayısı 80
Tablo 1.14. ASHRAE 55 ve ISO 7730 standartlarındaki ısıl konfor sınıfları 84
Tablo 3.1. HAD avantajları 105
Tablo 3.2. Simplex metodunda çözüm sayısının değişimi 116
Tablo 4.1. Malzemelerin fiziksel özellikleri 132
Tablo 4.2. 30°C, 35°C ve 40°C besleme suyu sıcaklığında farklı boru pozisyonları için ısı akısı ve sıcaklığın değişimi 139
Tablo 4.3. 30, 35 ve 40°C besleme suyu sıcaklığında farklı radyant ısıtma sistemleri için üst ve alt yüzeylerdeki sıcaklık ve ısı akısı değerlerinin karşılaştırılması 140
Tablo 5.1 EN 1264-20'ye göre maksimum yüzey sıcaklıkları 144
Tablo 5.2. Termal nötr koşulu için yüzey ve besleme suyu sıcaklıkları 144
Tablo 5.3. Farklı konfor sınıflarına göre maksimum besleme suyu ve yüzey sıcaklığının değişimi 145
Tablo 5.4. Farklı konfor sınıflarına göre minimum besleme suyu ve yüzey sıcaklığının değişimi 145
Tablo 5. 5. A, B ve C konfor sınıflarında ısıtma modundaki sınır değerler 148

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1. Isıtma sistemi ana prensibi 5
Şekil 1.2. Fosil enerji kaynaklı ısıtma sistem şeması 7
Şekil 1.3. Fosil enerji kaynaklı ısıtma sistemlerinin karşılaştırması 8
Şekil 1.4. Güneş enerjili ısıtma sistemi şeması 10
Şekil 1.5. Jeotermal enerjili ısıtma sistem şeması 11
Şekil 1.6. Isı pompası çalışma prensibi 12
Şekil 1.7. Hava, su ve toprak enerjili ısıtma sisteminin şeması 13
Şekil 1.8. Akışkan türlerine göre ısıtma sistemlerinin sınıflandırması 13
Şekil 1.9. Buharlı ısıtma sistemi şeması 15
Şekil 1.10. Klima santrali genel yapısı 16
Şekil 1.11. Sıcak havalı ısıtma sistem şeması 17
Şekil 1.12. Sıcak havalı ısıtma sistemlerinin sınıflandırması 18
Şekil 1.13. Kullanım tipine göre ısıtma sistemleri 19
Şekil 1.14. Tek borulu bireysel ısıtma sistemi 20
Şekil 1.15. Çift borulu bireysel ısıtma sistemi 21
Şekil 1.16. Açık genleşmeli AD-AT merkezi ısıtma sistemi 23
Şekil 1.17. Kapalı genleşmeli AD-AT merkezi ısıtma sistemi 24
Şekil 1.18. Kapalı genleşmeli ÜD-AT merkezi ısıtma sistemi 26
Şekil 1.19. Açık genleşmeli ÜD-AT merkezi ısıtma sistemi 27
Şekil 1.20. Kapalı genleşmeli ÜD-ÜT merkezi ısıtma sistemi 28
Şekil 1.21. Açık genleşmeli ÜD-ÜT merkezi ısıtma sistemi 29
Şekil 1.22. Bölgesel ısıtma sistemlerinin sınıflandırılması 30
Şekil 1.23. Sıcak sulu bölgesel ısıtma sisteminin şeması 31
Şekil 1.24. Tek merkezli düz geri dönüşlü bölgesel ısıtma sistemi 33
Şekil 1.25. Tek merkezli ters geri dönüşlü bölgesel ısıtma sistemi 33
Şekil 1.26. Çok merkezli ring şebekeli bölgesel ısıtma sistemi 35
Şekil 1.27. Çok merkezli lup şebekeli bölgesel ısıtma sistemi 35
Şekil 1.28. Isı transfer türüne göre ısıtma sistemleri 37
Şekil 1.29. Düşük sıcaklıklı sulu radyant sistemlerde sıcaklık dağılımı 38
Şekil 1.30. Isıtmada tasarrufa etki eden değişkenler 39

Şekil 1.31. Kazan çeşitleri 45
Şekil 1.32. Kazan suyu sıcaklığına bağlı kazan verimi 47
Şekil 1.33. Brülörlerin sınıflandırılması 48
Şekil 1.34. Isıtma sistemlerinde kullanılan pompalar 50
Şekil 1.35. Pompa karakteristiklerinin debi ve basınçla değişimi 51
Şekil 1.36. İki pompanın paralel bağlanmasında sistem eğrileri 52
Şekil 1.37. İki pompanın seri bağlanmasında sistem eğrileri 52
Şekil 1.38. Devir sayılarına göre çalışma noktalarının değişimi 53
Şekil 1.39. İkiz pompa kullanımı 54
Şekil 1.40. Boyler çeşitleri 57
Şekil 1.41. Tek serpantinli dik tip boyler 58
Şekil 1.42. Çift serpantinli dik tip boyler 59
Şekil 1.43. Kapalı genleşme tankı 61
Şekil 1.44. Termostatik radyatör vanası 65
Şekil 1.45. Zon kontrollü otomatik kontrol şeması 66
Şekil 1.46. Panel radyatör çeşitleri 68
Şekil 1.47. Yer tipi konvektör 69
Şekil 1.48. Gizli tavan tipi fancoil 70
Şekil 1.49. TABS sistemi 71
Şekil 1.50. TABS sistemi uygulaması 71
Şekil 1.51. TABS ile pik yüklerin azaltılması 72
Şekil 1.52. TABS yaşam çevrim maliyeti 73
Şekil 1.53. Yerden ısıtma prensibi 75
Şekil 1.54. Yerden ısıtma döşeme kesiti 76
Şekil 1.55. İnsan vücudu ile ortam arasındaki kütle ve ısı transferi 78
Şekil 1.56. Isıl konforu etkileyen parametreler 78
Şekil 1.57. PMV gösterge çizelgesi 83
Şekil 1.58. PPD ve PMV arasındaki ilişki 84
Şekil 2.1. Genel sulu radyant sistemleri 98
Şekil 2.2. ISO 11855 ve EN 15377'e göre sulu radyant sistemler 99
Şekil 2.3. Isıtılan/soğutulan yüzeylerden iç ortama ısı transfer katsayıları 100
Şekil 2.4. Termal aktif bina sistemi çeşitleri 100
Şekil 3.1. HAD ile İlgili Bilimler 102

Şekil 3.2. HAD ile Simülasyon 105
Şekil 3.3. HAD analiz süreci 106
Şekil 3.4. Mesh oluşturma 107
Şekil 3.5. Optimizasyonda modelleme çeşitleri 112
Şekil 3.6. Grafik Yönteminde Kısıtların Gösterilmesi 115
Şekil 3.7. Optimum nokta ve çözüm bölgesi 116
Şekil 3.8. Standart forma dönüşümün çözüm bölgesine etkisi 118
Şekil 3.9. Doğrusal olmayan programlama çözüm yöntemleri 122
Şekil 3.10. Örnek GRG probleminde ulaşılan optimum nokta (yeşil renk) 127
Şekil 4.1. Çift katmanlı termal aktif bina sistemi döşeme kesiti 129
Şekil 4.2. Çift katmanlı termal aktif bina sistemi üst görünüşü 130
Şekil 4.3. Çift katmanlı termal aktif bina sistemi 3 boyutlu izometrik görünüşü 130
Şekil 4.4. ÇKTS mesh yapısı 131
Şekil 4.5. ÇKTS'de pozisyon-1 için sıcaklık dağılımı (a) 30°C, (b) 35°C ve (c) 40°C 133
Şekil 4.6. 30°C besleme suyu sıcaklığında farklı boru pozisyonları için üst yüzeydeki sıcaklık dağılımı (a) Pozisyon-1 (b) Pozisyon-2 (c) Pozisyon-3 134
Şekil 4.7. 35°C besleme suyu sıcaklığında farklı boru pozisyonları için üst yüzeydeki sıcaklık dağılımı (a) Pozisyon-1 (b) Pozisyon-2 (c) Pozisyon-3 134
Şekil 4.8. 40°C besleme suyu sıcaklığında farklı boru pozisyonları için üst yüzeydeki sıcaklık dağılımı (a) Pozisyon-1 (b) Pozisyon-2 (c) Pozisyon-3 134
Şekil 4.9. 30°C besleme suyu sıcaklıklarında üst ve alt yüzeylerin ortalama sıcaklıklarının değişimi a) Pozisyon-1, b) Pozisyon-2, c) Pozisyon-3 136
Şekil 4.10. 35°C besleme suyu sıcaklıklarında üst ve alt yüzeylerin ortalama sıcaklıklarının değişimi a) Pozisyon-1, b) Pozisyon-2, c) Pozisyon-3 137
Şekil 4.11. 40°C besleme suyu sıcaklıklarında üst ve alt yüzeylerin ortalama sıcaklıklarının değişimi a) Pozisyon-1, b) Pozisyon-2, c) Pozisyon-3 138
Şekil 4.12. Farklı besleme suyu sıcaklıkları için boru konumuna bağlı olarak ısı akışının değişimi 141
Şekil 5.1. Besleme suyu sıcaklığına bağlı olarak yüzey sıcaklığının değişimi 144
Şekil 5.2. A, B ve C konfor sınıfları için optimum ve sınır değerler 147

GİRİŞ

Günümüzde enerji tüketimi her yıl ortalama %4 civarında artmaktadır. Enerjiye olan bu talebin sürdürülebilir bir şekilde karşılanması düşünülmediği için gezegenimizdeki enerji kaynaklarının sınırlı ve tükenmeye mahkûm olduğu, enerjiyi en verimli biçimde kullanmanın bir seçenek değil zorunluluk olduğu aşikârdır. Dünyadaki sınırlı enerji kaynakları ulaşım, sanayi, bina ve diğer tüm sektörlerde enerjiyi en verimli şekilde kullanmayı gerektirmektedir. Bu sektörlerin enerji tüketimleri değerlendirildiğinde birinci sırada binalar gelmektedir. Yapılan çalışmalar binalarda enerji tasarruf potansiyelinin %50'ye yakın olduğunu ortaya koymaktadır. Binalarda tüketilen enerjinin, tüketilen toplam enerjinin %35-40'ı olduğu düşünüldüğünde enerji verimliliğinin önemi ortaya çıkmaktadır. Isıtma ve soğutma sektörünün toplam enerji tüketimindeki payı ise %70 civarındadır. Bu oranın ise %75-80'ini ısıtma sistemlerine aittir. Bu bakımdan tüm sistemlerde olduğu gibi binalarda kullanılan ısıtma sistemlerinde de enerjinin verimli bir şekilde kullanılabilmesi çok önemlidir.

Bir ısıtma sisteminin en iyi koşullarda işletilmesi enerji verimliliği açısından birincil yaklaşım olarak ortaya çıkmaktadır. Enerjiyi az kullanmak tek başına enerjiden tasarruf etmeyi sağlamaz. Bunun yanında enerji tasarrufu, mevcut sistemin yaptığı iş için harcadığı enerjiyi, yaptığı işi değiştirmeden ve konfor koşullarından ödün vermeden azaltmakla mümkündür. Sağlıklı bir bina iç konfor şartlarını minimum enerji tüketimiyle sağlayan bir bina olmalıdır. Bu bakımdan hem mevcut sistemin hem de yeni teknolojilerin uygulanması sırasında sistemin optimum çalışma koşulları ile konfor şartları değerlendirilmeli ve harcanacak enerjinin en aza indirilmesi sağlanmalıdır.

Konfor amaçlı ısıtma yapan sistemlerde en önemli ölçütlerden biri sistem seçimidir. Seçilecek sistemin enerji tüketimi üzerine doğrudan etkisi vardır. Sistem seçiminde ise

ana faktör akışkan tipidir. Akışkanın fiziksel ve kimyasal özellikleri sistem verimine dolayısıyla enerji tüketimine etkisi bir hayli fazladır. Bu nedenle yüksek özgül ısı değerine sahip akışkanlar tercih edilmelidir. Özgül ısının yüksek olması taşınacak ısı miktarının artmasını, pompalama için gerekli enerji maliyetinin azalmasını sağlayacaktır. Bu bakımdan ilk tercih edilen akışkanlardan olan su, özgül ısısının yüksek olması, kolay bulunabilir ve uygun maliyetli olması bakımından diğer akışkanlardan ayrılır. Sulu ısıtma sistemleri enerji verimli bir sistem seçimi için birinci sırada gelmektedir. Isıtma sistemlerindeki diğer önemli bir kıstas ise birincil enerji kaynağıdır. Günümüz konvansiyonel ısıtma sistemlerinde fosil enerji kaynaklarından olan kömür, odun ve doğalgaz yoğun bir şekilde kullanılmaktadır. Odun ve kömür yanma verimi bakımından çok verimli değildirler. Bu nedenle ağırlıklı olarak artık tercih edilmemektedir. Doğalgaz ise yüksek yanma verimi ve daha az kirletici olması bakımından en çok tercih edilen fosil enerji kaynağıdır. Doğalgaz ile yüksek sıcaklıklara çıkılabildiği gibi düşük sıcaklıklarda da ısıtma yapılabilmektedir. Hatta dönüş sıcaklığının 50°C'nin altına düşmesi yoğuşmaya neden olduğundan yanma verimi %10'a yakın artmaktadır. Bu nedenle doğalgazlı ısıtma sistemlerinde yerden ısıtma, termal aktif bina sistemi gibi düşük sıcaklıklı radyant ısıtma sistemleri sistem seçiminde daha ön plana çıkmaktadır.

Isıtma sistemlerinde ana proses çevre sıcaklıklarındaki bir akışkanı çalışma sıcaklıklarına kadar ısıtıp pompa ve fan gibi ekipmanlarla ortamdaki ısıtıcı ekipmanlara gönderilmesi işlemidir. Isıtıcı ekipmanlar ısıyı iletim, taşınım ve ışınım yoluyla yayarak ortamı gerekli konfor şartlarına getirirler. Isıtılan akışkanın sıcaklık farkı ne kadar az olur ve ısıtıcı ekipmanların çalışma sıcaklığı ne kadar düşük olursa sistem verimi o kadar yüksek olacaktır. Bu nedenle son yıllarda yapılan çalışmalarda, sahip olduğu yüksek performans katsayısı (COP) sebebiyle düşük sıcaklıkta (30-50°C) çalışan yerden ısıtma sistemi ve termal aktif bina sistemi gibi radyant sistemler verimlilik bakımından en çok tercih edilen sistemlerdir. Bu sistemlerin oda sıcaklığına yakın sıcaklıkta ısıtma yapabilmesi, COP değerini ve buna bağlı olarak da enerji verimliliği artırır. Ayrıca bu sistemler, bina kütlesini komple ısıttığı için homojen ve insan vücudu bakımından sağlıklı bir ısıtma sağlarlar. Ancak geç tepkime süresine sahip olmaları bu sistemlerin dezavantajıdır. Radyant sistemlerin besleme suyu sıcaklıklarının daha da düşürülmesi

ve tepki süresinin kısaltılması hem verimi artıracak hem de ısınma süresini hızlandıracaktır.

Bu tez çalışmasının amacı, yerden ısıtma sistemi ile termal aktif bina sisteminin birlikte kullanıldığı literatüre yeni kazandırılacak çift katmanlı bir termal aktif bina sistemi geliştirmektir. Bu amaç doğrultusunda geliştirilen sistemin ANSYS/FLUENT programıyla ısıl performansı araştırılmıştır ve PMV-PPD yöntemini kullanarak ASHRAE 55 ve ISO 7730 standartlarında belirtilen konfor sınıflarına göre besleme suyu sıcaklığının optimizasyonu yapılmıştır.

Bu tez çalışması altı bölümden oluşmaktadır. Birinci bölümde ısıtma sistemleriyle ilgili genel bilgiler ile enerji verimliliği ve ekonomisi üzerine genel esaslardan bahsedilmiştir. İkinci bölümde tez konusuyla ilgili literatür çalışmaları verilerek, üçüncü bölümde de hesaplamalı akışkanlar dinamiği ve optimizasyonun mühendislikte kullanımı açıklanmıştır. Dördüncü ve beşinci bölümde ise yeni geliştirilen çift katmanlı termal aktif bina sisteminin sırasıyla termal analizi ve optimizasyonu sunulmuştur. Altıncı ve son bölümde ise sonuç-öneriler kısmı bulunmaktadır.

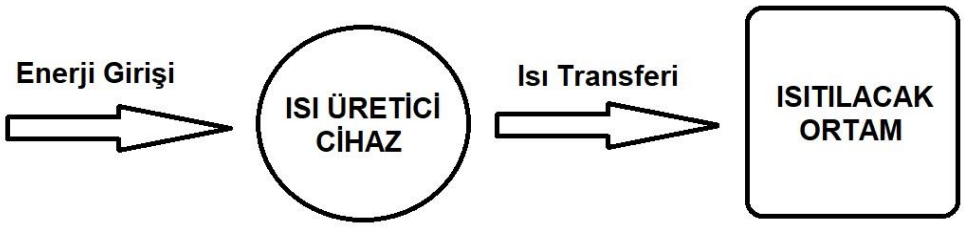
1. BÖLÜM

ISITMA SİSTEMLERİ

Isı kelimesinin kökeni, eski bir Türkçe kelime olan ve sıcaklık veya hareket anlamına gelen "isig" kelimesine dayanmaktadır. Isıtma işlemi bu kelimenin anlamına uygun olarak bir maddenin veya hacmin sıcaklığının bir miktar artırılmasıdır. Günlük hayatın hemen hemen her bölümünde ısıtma işlemiyle karşılaşılır. Bunlardan biri ve en önemlisi sabah güneşin doğmasıyla birlikte güneş ışınlarının gezegenimizi aydınlatıp ısıtmasıdır. Hayati derecede önemli olan bu işlem olmasaydı, mevsimler oluşmaz, bitkiler büyüyüp gelişemez, fotosentez yapamaz, canlılar oksijen alamaz kısaca dünyada yaşam olmazdı. İnsanoğlunun en temel ihtiyaçlarından olan yemek pişirmek ise yine ısıtma işlemi gerektiren bir başka önemli husustur. Bedenimiz için gerekli enerjinin üretilmesi tükettiğimiz gıdalardan karşılanmaktadır. Bazı gıdaları çiğ tüketirken çoğunu pişirip tüketmemiz, bunun içinde ısıtmamız gerekmektedir. Bunların yanında ısıtma işlemi her türlü teknoloji, sağlık, gıda ve ulaşım gibi pek çok alanda kullanılmaktadır. Hammadde, üretim, enerji elde edilmesi, taşıma gibi birçok sektörün en önemli prosesi ısıtmadır. Bu sektörlerin en önde geleni ise soğuk iklim koşullarında sürekli ısı kaybeden vücudumuzun sıcaklığının sabit tutulmasına yarayan ısıtma sistemleridir. Isıtma sistemleri genel olarak konfor şartlarının belli bir aralıkta (15-27°C) tutulmasını sağlayan sistemlerdir ve insan için vazgeçilmezdir.

1.1. Isıtma Sistemlerinin Sınıflandırılması

Isıtma sistemlerinin birden fazla çeşidi olmasına rağmen ana prensibi aynıdır. Şekil 1.1'de de görüleceği üzere bir ana enerji girdisiyle elde edilen ısı enerjisi, iletim, taşınım veya ışınım yoluyla ısıtılacak mahale transfer edilir. Bu sayede ortamın konfor şartları bozulmadan sabit tutulmuş olur.



Şekil 1.1. Isıtma sistemi ana prensibi

Isıtma sistemleri enerji kaynağı, akışkan tipi, kullanım türü, akışkan sıcaklığı gibi birden fazla değişkene göre sınıflandırılabilir. Tablo 1.1'de ısıtma sistemlerinin (IS) genel bir sınıflandırması gösterilmiştir.

Tablo 1.1. Isıtma sistemlerinin genel sınıflandırması

	Enerji Kaynağına (EK) Göre	Isı Transferine Göre	Akışkan Türüne Göre	Kullanım Tipine Göre	Akışkan Sıcaklığına Göre
Fosil EK IS	*				
Yenilenebilir EK IS	*				
Konvektif IS		*			
Radyant IS		*			
Sıcak Sulu IS			*		
Kızgın Sulu IS			*		
Buharlı IS			*		
Sıcak Havalı IS			*		
Gazlı IS			*		
Kızgın Yağlı IS			*		
Tekil Isıtma IS				*	
Merkezi IS				*	
Bölgesel IS				*	
Düşük Sıcaklık IS					*
Orta Sıcaklık IS					*
Yüksek Sıcaklık IS					*

Bu genel sınıflandırmanın kendi içinde alt sınıfları da mevcuttur. Tezin ilerleyen kısmında bu sınıflandırmaya göre de ısıtma sistemlerinin genel hatları özetlenmiştir.

1.1.1. Enerji Kaynağına Göre Isıtma Sistemleri

Şekil 1.1'de gösterilen ısıtma sistemi ana prensibine göre enerji üretimi için birincil enerji kaynağına ihtiyaç vardır. Günümüzde enerji kaynakları konvansiyonel veya fosil enerji kaynakları, alternatif (veya yenilenebilir) enerji kaynakları ve nükleer enerji kaynakları olmak üzere üç ana sınıfa ayrılmıştır. Enerji tüketimi bakımından genel itibariyle %85 fosil enerji kaynakları, %10 yenilebilir enerji kaynakları ve %5 nükleer enerji kaynakları kullanılmaktadır. Bu oranlara paralel olarak ısıtma sistemlerinde fosil enerji kaynaklarının kullanımı birinci sırada yer almaktadır.

1.1.1.1. Fosil Enerji Kaynaklı Isıtma Sistemleri

Konvansiyonel enerji kaynakları olarak da adlandırılan fosil enerji kaynakları, bünyesinde yüksek oranda hidrokarbon/karbon içeren yakıtlardan oluşmaktadır. Bu fosil yakıtlar canlıların ölmesinden milyonlarca yol sonra içindeki mikroorganizmaların oksijensiz ortamda çözünmesiyle oluşmaktadır. Bu bakımdan yakın zamanda tükeneceği düşünülmektedir. Fosil yakıtların yaklaşık %40'nı petrol, %33'ünü kömür, %27'sini de doğalgaz oluşturmaktadır. Bu yakıtların en büyük avantajı uygun maliyetli olması, kolay bulunabilmesi ve günümüz teknolojisine daha yatkın olmasıdır. Ancak bu sistemlerdeki yakıtların yanması sonucu çevreye salınan yüksek oranda CO_2, küresel ısınmaya yol açtığı için yenilebilir enerji kaynaklarına olan ilgi giderek artmaktadır.

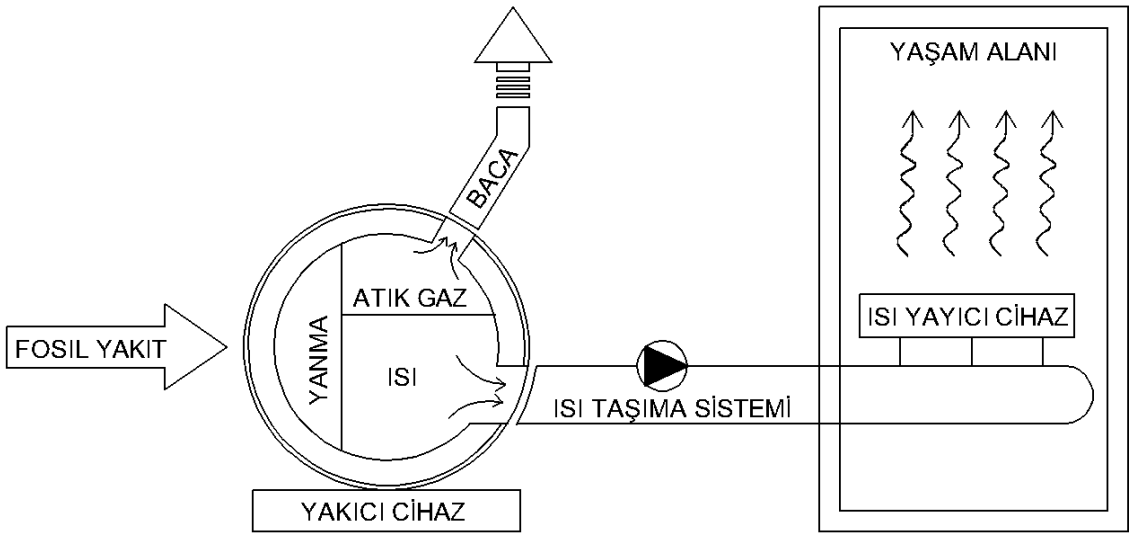
Tablo 1.2'de görüleceği üzere fosil enerji kaynaklı ısıtma sistemleri genel olarak kömür ve doğalgazlı sistemlerden oluşmaktadır. Bunun yanında fueloil ve motorinin düşük oranda da olsa kullanımı halen devam etmektedir. Binalarda Enerji Performansı Yönetmeliği [1] verilerine göre sera gazı emisyonu (SEG) dönüşüm katsayısı en düşük yakıt doğalgazdır. Doğalgazın diğer yakıtlara göre ucuz olması ve CO_2 emisyonunun daha az olması doğalgaz kullanımını artırmaktadır. Ayrıca ısıtma sistemlerinde kullanımında taşıma ve depolama sorunu olmaması doğalgazı ön plana çıkarmaktadır. Özellikle ülkemizde doğalgaz altyapısının giderek yaygınlaşması doğalgaz tüketimini ve ısıtmada kullanımını hızla artırmaktadır. Ancak arazi şartları bakımından dağlık ve

kırsal kesimlerde altyapı maliyetlerinin yüksek olması, doğalgaz kullanımını bu coğrafyalarda sınırlandırmaktadır.

Tablo 1.2. Fosil enerji kaynaklı ısıtma sistemleri ve SEG dönüşüm katsayıları

Fosil Enerji Kaynağına Göre Isıtma Sistemleri	**Kullanılan Yakıt Türü**	**SEG Dönüşüm Katsayısı** [kg eşd.CO_2/kWh]
Doğalgazlı Isıtma Sistemleri	Doğalgaz	0.234
Kömürlü Isıtma Sistemleri	Linyit-Kok-Antrasit	0.433
Fueloil ile Isıtma Sistemleri	Fueloil	0.330
Motorin ile Isıtma Sistemleri	Motorin	0.320

Fosil yakıtların en önemli dezavantajları yenilenemez olduğundan tükenecek olması, taşıma ve depolama maliyetlerinin yüksek olması ve bünyesinde yakıldığı zaman çevreye zarar veren gazların yüksek oranda bulunmasıdır. Fosil yakıtların yanması sonucu atmosfere CO_2, NO_x ve SO_2 gibi baca gazları salınır. CO_2 yerkürenin ve atmosferin sıcaklığının artmasına dolayısıyla küresel ısınmaya yol açmaktadır. SO_2 ve NO_x ise atmosferdeki gaz halindeki su buharı ile tepkimeye girerek asit yağmurlarına neden olmakta ve ekolojik dengenin bozulmasına sebep olmaktadır. Bunun yanında fosil enerji kaynakları şehirlerimizin hava kalitesini de bozarak hava kirliliğine yol açmaktadır. Fosil enerji kaynaklı ısıtma sistemlerinin şeması Şekil 1.2'de gösterilmiştir.



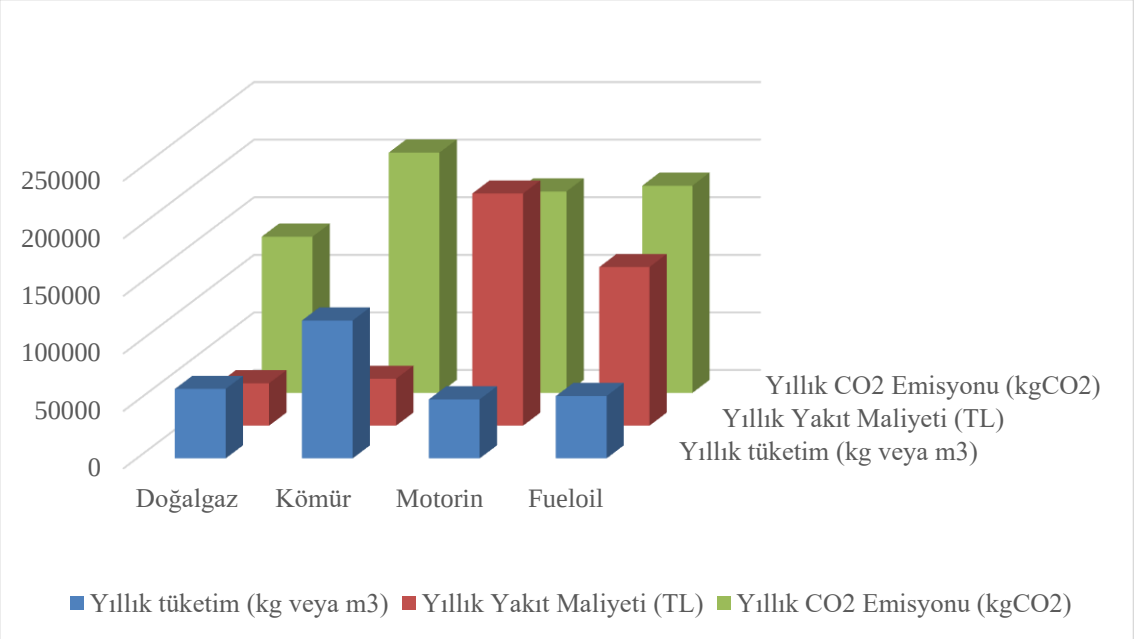
Şekil 1.2. Fosil enerji kaynaklı ısıtma sistem şeması [2]

Yazıcı vd. [3] tarafından yapılan bir çalışmada Denizli ilindeki bir binanın farklı fosil yakıtlara göre kullanımının karşılaştırılması yapılmıştır. Yapılan hesaplamalarda yıllık ısıtma enerjisi ihtiyacına göre kullanılacak yakıt miktarları, maliyetleri ve CO_2 emisyon değerleri hesaplanmıştır. Hesaplamalarda 2011 yılı yakıt maliyetleri dikkate alınmıştır.

Tablo 1.3. Fosil yakıt türlerine göre ısıl değerler ve yakıt maliyetleri [3]

Yakıt Türü	**Yakıtın Alt Isıl Değeri [kj/m^3]**	**Yakıcı Cihaz Verimi [%]**	**Yakıtın Birim Maliyeti**
Doğalgaz	34526.20	92	0.61 ₺/m^3
Linyit Kömürü	19451.80	85	0.34 ₺/kg
Motorin	42921.30	90	3.93 ₺/kg
Fueloil	40594.50	90	2.54 ₺/kg

Şekil 1.3'de yıllık yakıt tüketimleri, yıllık toplam yakıt maliyetleri ve yakıt türlerine göre toplam CO_2 emisyon değerleri karşılaştırmalı olarak gösterilmiştir.



Şekil 1.3. Fosil enerji kaynaklı ısıtma sistemlerinin karşılaştırması [3]

Bu çalışmaya göre yakıt olarak doğalgaz kullanılması durumunda kömür, fueloil ve motorine göre sırasıyla %52, %36 ve %27 oranında CO_2 emisyonları azalacaktır. Yine

benzer şekilde doğalgaz kullanılması durumunda kömür, fueloil ve motorine göre maliyet açısından sırasıyla %10, %273 ve %447 oranında tasarruf edilecektir [3].

1.1.1.2. Yenilebilir Enerji Kaynaklı Isıtma Sistemleri

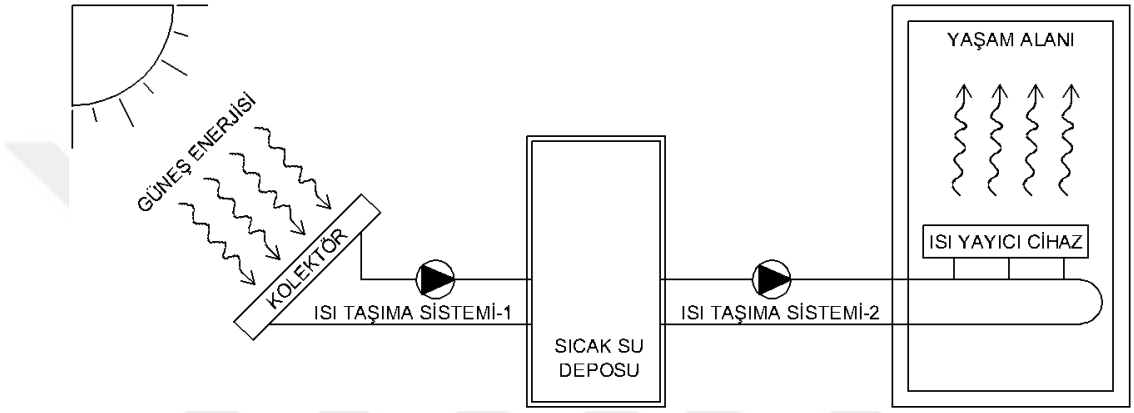
Yenilebilir enerji kaynakları veya diğer adıyla alternatif enerji kaynakları doğada sürekli bulunan ve kendini yenileyebilen temiz enerji kaynaklarıdır. Bu enerji kaynaklarının en önemli özelliği fosil yakıtlar gibi doğaya zarar veren sera gazları salınımının olmaması ve kendini yenilebilmesidir. Tablo 1.4'de yenilebilir enerji türleri ve her birinin kaynağı gösterilmiştir.

Tablo 1.4. Yenilebilir enerji türleri ve kaynakları

Yenilebilir Enerji Türü	**Enerji Kaynağı**
Güneş Enerjisi	Güneş
Rüzgâr Enerjisi	Atmosferik Hava Hareketleri
Jeotermal Enerji	Yer Altı Suları
Deniz Enerjisi	Dalga-Gelgit-Akıntı Hareketleri
Biyokütle, Biyogaz Enerjisi	Bitkiler, Biyolojik Atıklar
Su Enerjisi	Nehirler ve Akarsular
Hava, Toprak Enerjisi	Hava, Toprak
Hidrojen Enerjisi	Su ve Hidroksitler

Yenilebilir enerji kaynakları ısıtma sistemlerinde doğrudan ve dolaylı şekilde kullanılmaktadır. Bunlardan bazıları sadece doğrudan, bazıları sadece dolaylı yoldan kullanılırken, bazıları da hem doğrudan hem de dolaylı yoldan kullanılmaktadır. Doğrudan ısı kaynağı olarak kullanılan yenilenebilir enerjiler; güneş enerjisi, jeotermal enerji, biyokütle enerjisi, su enerjisi, hava enerjisi ve toprak enerjisidir. Rüzgâr enerjisi, deniz enerjisi, biyogaz enerjisi ve hidrojen enerjisi tek etkili enerji kaynağı olup elektrik üretim amaçlı kullanıldığından, dolaylı olarak ısıtma sistemlerinde kullanılmaktadır. Bunun yanında güneş enerjisi, jeotermal enerji ve su enerjisi hem elektrik üretiminde hem de ısı üretiminde kullanılabildiğinden çift etkili enerji kaynaklarıdır. Tez konusu gereği sadece doğrudan ısı üretiminde kullanılan güneş enerjisi, jeotermal enerji, biyokütle enerjisi, su enerjisi, hava ve toprak enerjisinden bahsedilecektir.

Güneş enerjisinin ısıtma sistemlerinde kullanımı, kaynaktan gelen enerjinin toplanmasıyla başlar. Toplayıcı veya kolektör denilen cihazlar güneşten gelen ışınları toplayarak ısı enerjisine dönüştürür. Isı burada bir taşıyıcı akışkana transfer edildikten sonra basınçlı bir kapta depolanır. Depolanan enerji ısı yayıcı cihazlarla ısıtılacak ortama transfer edilir. Şekil 1.4'de güneş enerjili bir ısıtma sisteminin şeması gösterilmiştir.



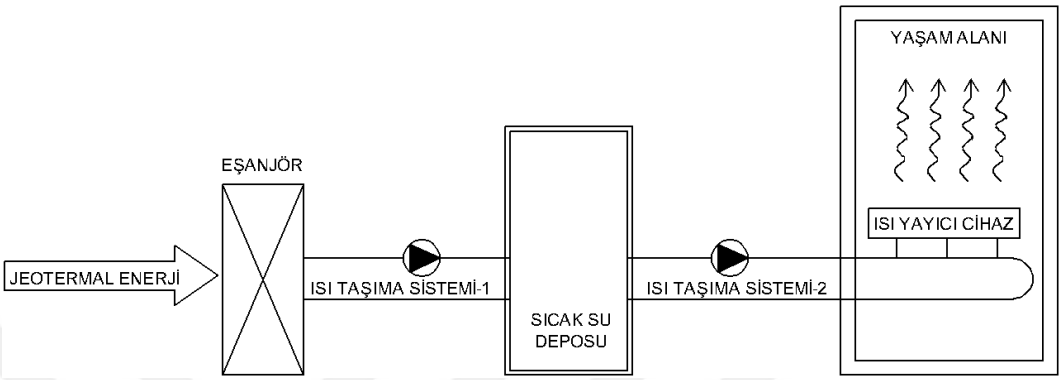
Şekil 1.4. Güneş enerjili ısıtma sistemi şeması

Güneş enerjili ısıtma sistemlerinin tek başına bina ısıtmasında kullanımı depolama sorunu, kolektör için çok fazla alan gerektirmesi ve maliyetli olması nedeniyle uygun değildir. Bu sistemler mevcut ısıtma sistemlerine bütünleştirilerek hibrit bir şekilde kullanılmaktadır.

Jeotermal enerji, yer kabuğunun derinliklerinde biriken sıcak su, sıcak gaz ve su buharının oluşturduğu temiz bir enerji türüdür. Yer anlamına gelen "jeo" ve ısı anlamına gelen "termal" kelimelerinin birleşiminden oluşur. Jeotermal enerji ısıtma sistemlerinde güneş enerjisinde olduğu gibi doğrudan kullanılabilme potansiyeli olan bir enerji türüdür. Jeotermal enerjili ısıtma sistemlerinde, yer kabuğunun altından gelen sıcak akışkanın içerisinde barındırdığı kimyasallar nedeniyle eşanjör denilen bir ısı değiştiricisiyle kullanılmak zorundadır. Eşanjördeki ısı, taşıyıcı bir akışkana aktarılarak ya depolanır ya da doğrudan sisteme gönderilerek ortam ısıtılır. Jeotermal enerjili ısıtma sistemlerinin şeması Şekil 1.5'de gösterilmiştir.

Jeotermal enerjili ısıtma sistemleri konuma bağlı olup her yerde bulunmadığı için yaygın kullanımı yoktur. Bu dezavantajına rağmen maliyetinin uygun olması ve sağlık

turizmi açısından katma değer sunması onu değerli kılmaktadır. Jeotermal enerji özellikle düşük sıcaklı sağlık turizmi ve radyant ısıtma sistemleri bakımından uygulanabilirliği yüksek olan bir enerji türüdür.

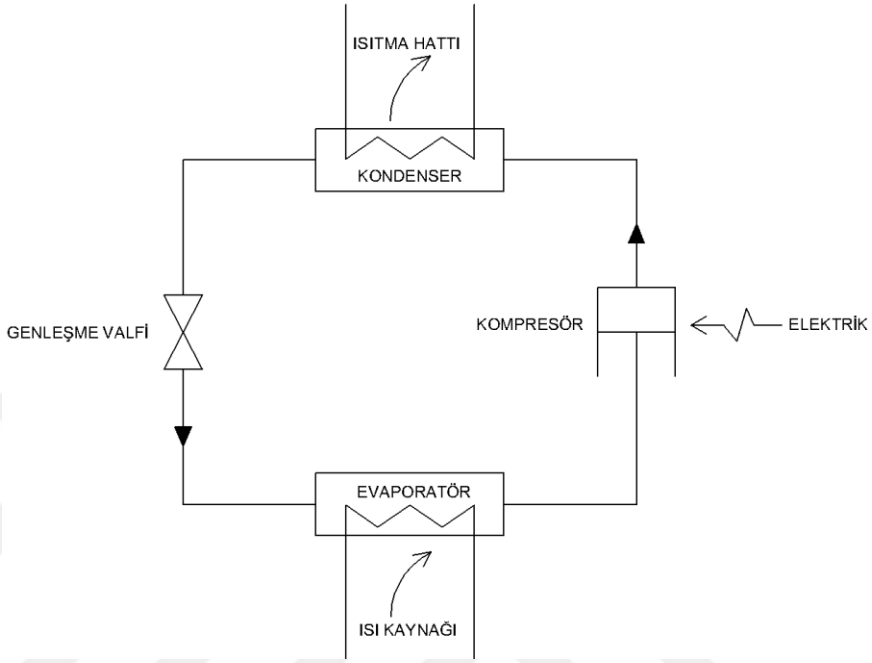


Şekil 1.5. Jeotermal enerjili ısıtma sistem şeması

Biyokütle enerjisinin ısıtma sistemlerindeki kullanımı fosil yakıtlardaki gibidir. Yakıcı bir cihaz biyokütleyi yakarak içerisindeki ısıyı açığa çıkarır. Açığa çıkan ısı enerjisi taşıyıcı bir akışkan ile ısı yayıcı cihazlara, oradan da yaşam alanına transfer edilir (bkz. Şekil 1.2).

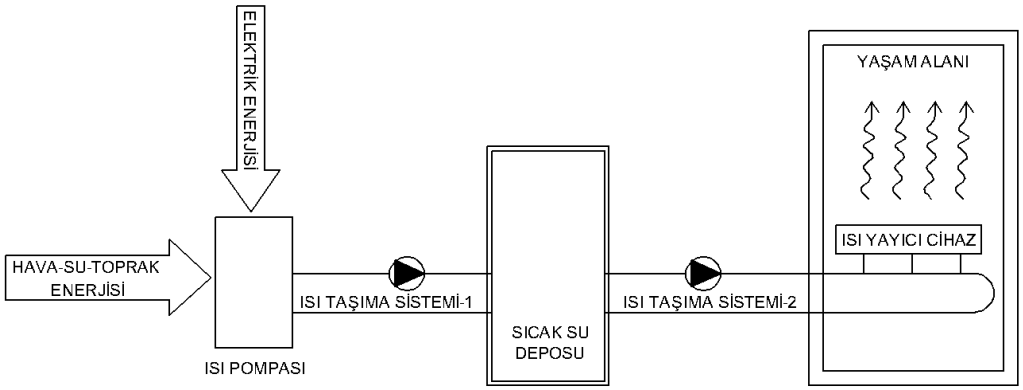
Hava, su ve toprak enerjileri düşük sıcaklıklara sahip olduğundan, bünyelerinde barındıkları ısıyı bir ısı pompası aracılığıyla sisteme aktarabilirler. Şekil 1.6'da sistem şeması verilen ısı pompaları, kullanım potansiyeli az olan düşük sıcaklıktaki kaynaktan aldığı ısı enerjisini, bir miktar elektrik enerjisi harcayarak kullanılabilir sıcaklığa getiren cihazlardır. Kapalı çevrim çalışan sistemdeki ısı taşıyıcı akışkan, ısı kaynağından alınan enerjiyle evaporatörde buharlaşarak gaz haline geçer. Kompresörde sıkıştırılarak sıcaklığı ve basıncı yükseltilen akışkan yoğuşturucuda enerjisini ısıtma hattına transfer ederek yoğuşarak sıvı hale gelir. Daha sonra bir genleşme valfinden geçmeye zorlanan akışkanın basıncı düşürülerek tekrar gaz haline gelir. Bu çevrim sürekli tekrarlanarak ısıtma sistemine ısı aktarılır. Birincil enerjinin hava, su ve topraktan karşılandığı ısı pompalarında çevrim için gerekli ikincil enerji elektrik enerjisinden karşılanır. Harcanan elektrik enerjisi ısı pompasının performans katsayısını belirleyici parametrelerden biridir. Harcanan elektrik enerjisi ne kadar az olursa COP (yani verim) o kadar artacaktır. Bu nedenle kompresörün harcadığı enerjiyi azaltmak için ısıtma sisteminin

çalışma sıcaklığı düşürülmelidir. Dolayısıyla ısı pompalarının düşük sıcaklıkta çalışan radyant ısıtma sistemleriyle kullanılması daha uygun olacaktır.



Şekil 1.6. Isı pompası çalışma prensibi

Isı pompaları kullandıkları enerji kaynağı bakımından hava, su ve toprak kaynaklı olmak üzere üç sınıfa ayrılırlar. Su kaynaklı ısı pompaları en yüksek COP değerine sahip olmakla birlikte coğrafi şartlara göre her yerde bulunmadığı için kullanımı sınırlıdır. İkinci en yüksek COP değerine sahip toprak kaynaklı ısı pompaları sondaj maliyetinin yüksek olması nedeniyle büyük kapasiteler hariç kullanılmazlar. Hava kaynaklı ısı pompaları su ve toprak kaynaklı ısı pompalarına nispeten biraz daha düşük COP değerine sahip olmasına rağmen, diğerlerine nazaran düşük kurulum maliyetine sahip olması ve havanın her yerde bulunabilir olması nedeniyle daha fazla tercih edilmektedir. Hava, mevsimsel ve coğrafi koşullardan dolayı su ve toprak gibi sabit sıcaklıkta olmayıp farklı sıcaklıklarda iniş-çıkışlar göstermektedir. Bu sebeple hava kaynaklı ısı pompalarının COP değerleri soğuk iklim şartlarında düşer. Buda ikincil enerji kaynağı elektrik enerjisinin tüketimini dolayısıyla ısıtma maliyetlerini artırır. Ancak küresel ısınmanın iklimi ciddi anlamda etkilediği günümüz şartlarında orta kuşak iklimlerde soğuk kış etkisi sınırlı kalmaktadır. Soğuk kış günlerinin azalması hava kaynaklı ısı pompalarının kullanımını olumlu yönde etkilemektedir. Hava, su ve toprak enerjilerinin ısıtmada kullanımını gösteren basit şema Şekil 1.7'de gösterilmiştir.

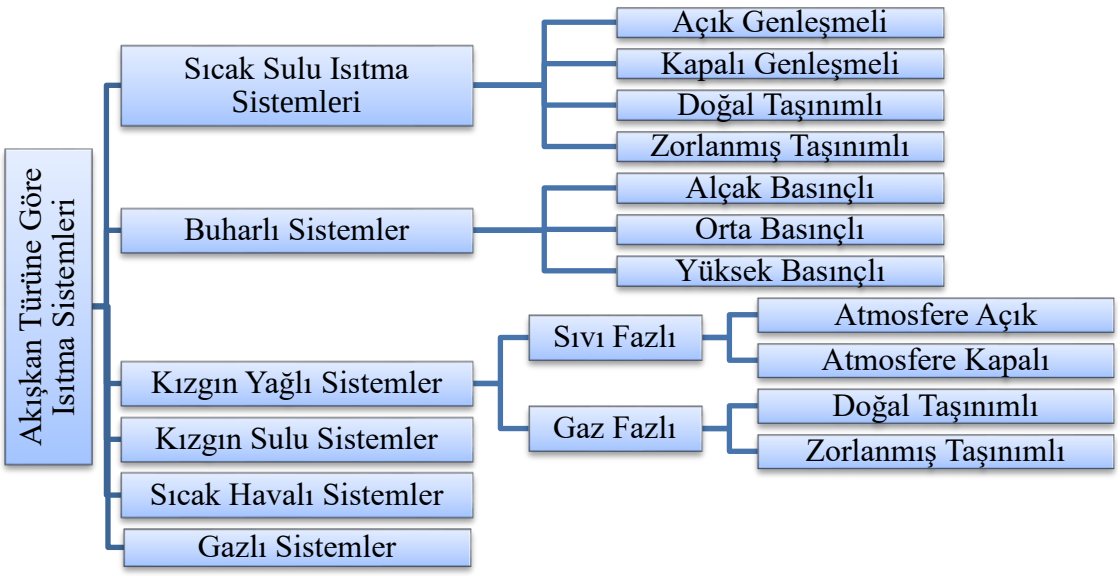


Şekil 1.7. Hava, su ve toprak enerjili ısıtma sisteminin şeması

Enerji tüketiminin her geçen gün artması ve enerji tasarrufunun öneminin giderek artması yenilenebilir enerji kaynaklı ısıtma sistemlerinin kullanımını her geçen gün artırmaktadır.

1.1.2. Akışkan Türüne Göre Isıtma Sistemleri

Isıtma sistemlerinde genel olarak kullanılan akışkan 30-110°C aralığındaki sıcak sudur. Suyun özgül ısısının yüksek olması, kolay bulunabilmesi ve ucuz olması onu diğer akışkanların önüne geçirmektedir. Ancak özel uygulamalarda sıcak su dışında, 110°C üstündeki kızgın su, buhar, kızgın yağ ve sıcak hava da kullanılabilmektedir. Şekil 1.8'de akışkan türlerine göre ısıtma sistemlerinin sınıflandırması gösterilmiştir.



Şekil 1.8. Akışkan türlerine göre ısıtma sistemlerinin sınıflandırması

Sıcak sulu ısıtma sistemleri ilk zamanlar 90/70°C çalışma rejimine göre kullanırken, daha sonraları binalardaki yalıtım değerlerinin iyileştirilmesi neticesinde sistemin çalışma sıcaklıkları 80/60°C, 75/55°C değerlerine kadar indirilmiştir. Yerden ısıtma gibi radyant sistemlerin kullanılması durumunda sistemin çalışma rejimi 45/35°C değerlerine kadar düşürülebilmektedir.

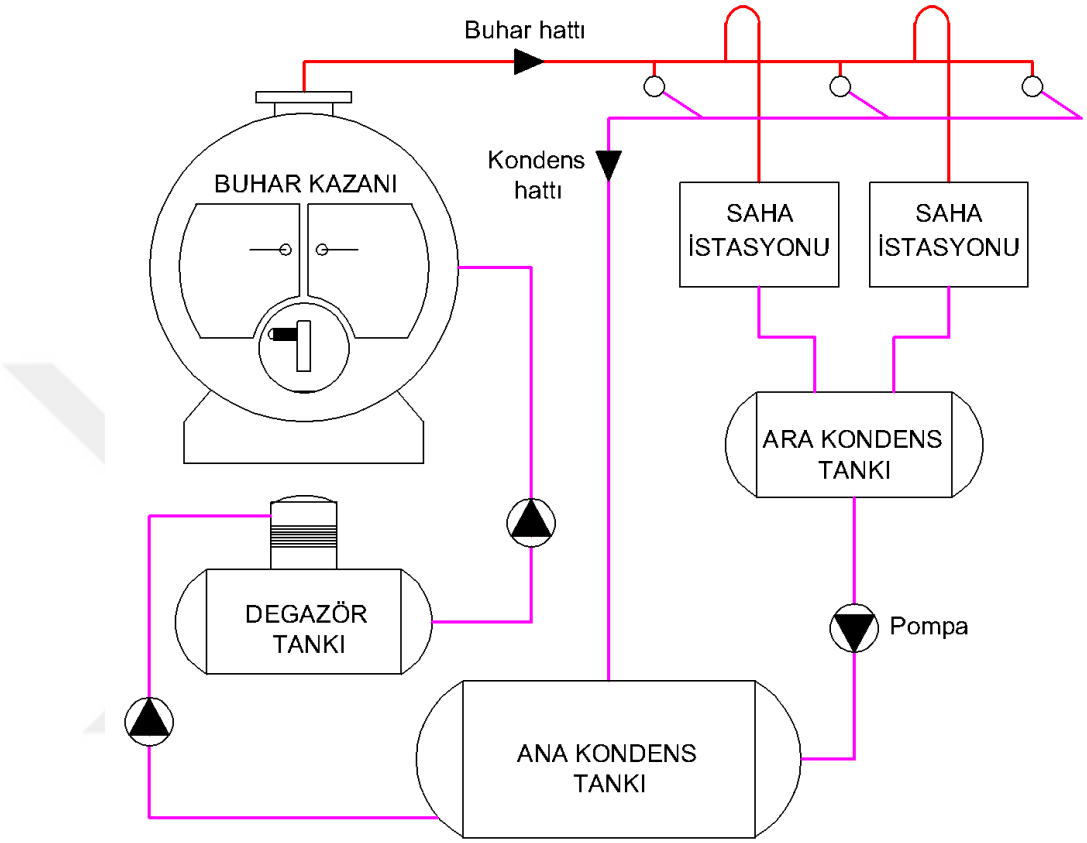
Sıcak sulu ısıtma sistemleri, sistemde açık genleşme tankı veya kapalı genleşme tankı kullanılarak atmosfere açık veya kapalı olarak tasarlanabilmektedir. Katı yakıtlı sistemlerde yakıtın yanma kontrolü zor olduğundan ani elektrik kesintilerinde sistemi korumaya almak için atmosfere açık genleşme tankı kullanılmaktadır. Ayrıca bu sistemler doğal taşınımlı (pompasız) sistemler ve zorlanmış taşınımlı (pompalı) sistemler olmak üzere iki farklı şekilde kullanılabilmektedir. Doğal taşınımlı sistemler akışkanın yoğunluk farkıyla hareket ettiği pompa kullanılmayan sistemlerdir. Zorlanmış taşınımlı sistemler ise suyun dolaşım hareketinin bir pompa vasıtasıyla yapıldığı sistemlerdir. Günümüzde doğal taşınımlı sistemlerin kullanımı hemen hemen yokken, büyük çoğunlukla zorlanmış taşınımlı sistemler kullanılmaktadır.

Kızgın sulu sistemler 110°C üstü sıcaklıklarda genelde 120 ila 180°C sıcaklık aralığında kullanılmaktadır. Kızgın sulu sistemler yüksek kapasiteli bölge ısıtma sistemlerinde veya sanayide yüksek sıcaklık gerektiren proseslerde kullanılır.

Kızgın yağlı ısıtma sistemleri endüstri tesislerinde yüksek sıcaklık gerektiren ve korozyon istenmeyen (170~400°C) proseslerde kullanılmaktadır. Özellikle kimya, plastik, boya, damıtma, gıda, tekstil ve deterjan sanayisi kullanım alanlarıdır. Kızgın yağlı ısıtma sistemleri sıvı ve gaz fazlı olarak iki sınıfa ayrılır. Sıvı fazlı sistemler atmosfere açık ve atmosfere kapalı olarak tasarlanabilmektedir. Gaz fazlı sistemler ise doğal taşınımlı ve zorlanmış taşınımlı olarak sınıflandırılabilirler. Kızgın yağlı ısıtma sistemlerinde düşük basınçlarda bile (1 atm) 300°C'nin üzerinde sıcaklığa çıkılabilmesi sistemin avantajlarındandır. Aynı sıcaklığa buhar ile çıkılmak istendiğinde 33 barın üstüne çıkılması gerekmektedir. Ancak kızgın yağın yanıcı olması ve belirli bir süre sonra doğal özelliklerini kaybetmeleri bu sistemlerin dezavantajlarıdır [2].

Buharlı ısıtma sistemlerinin en büyük avantajı yüksek ısı taşıma kapasitesidir. Buharlı ısıtma sistemlerinde ısı, sıcak sulu ısıtma sistemlerine göre daha yüksek noktalara daha

kolay ulaştırılabilmektedir. Sistemde kullanılacak buhar özel standartlarda üretilmiş buhar kazanlarından üretilir. Şekil 1.9'da buharlı ısıtma sisteminin şeması gösterilmiştir.

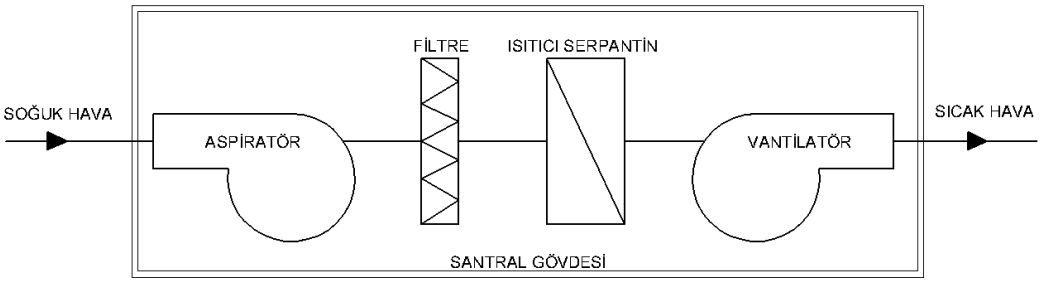


Şekil 1.9. Buharlı ısıtma sistemi şeması [2]

Buharlı ısıtma sistemleri genellikle 175°C sıcaklığa ve 12 bar basınca kadar kullanılabilen yüksek basınçlı sistemlerdir. Buhar kazanında üretilen buhar çelik borularla kullanım noktasındaki saha istasyonlarına kadar iletilir. Saha istasyonlarında ısı bir eşanjör aracılığıyla sisteme aktarılır. Bu esnada yoğuşan buhar kondens tanklarına iletilir. Yoğuşarak sıvı hale gelen su, kondens tankından degazör denilen korozif gazlardan ayrıştırıcı tanka iletilir. Daha sonra tekrar buhar üretilmesi için buhar kazanına gönderilerek çevrim tamamlanır.

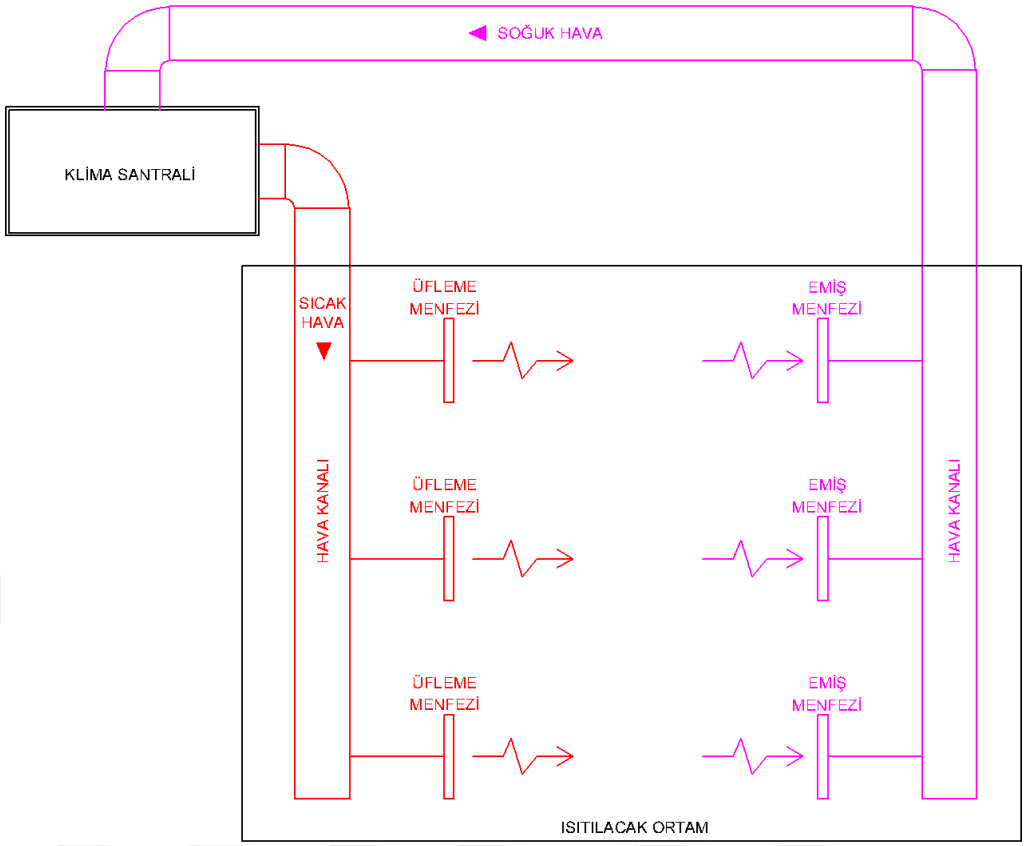
Sıcak havalı ısıtma sistemlerinde bir merkezde ısıtıcı bir cihazda ısıtılan hava, kanallar yardımıyla ısıtılacak ortama iletilmektedir. Bu sistemdeki ısıtıcı cihazlar genel olarak klima santrali olarak isimlendirilmektedir. Klima santralleri genel olarak havayı emen aspiratör, havayı üfleyen vantilatör, havayı ısıtan ısıtıcı serpantin ve havayı temizleyen

filtrelerden oluşmaktadır. Klima santrallerinin genel yapısı Şekil 1.10'da, sıcak havalı ısıtma sistemlerinin ana şeması ise Şekil 1.11'de gösterilmiştir.



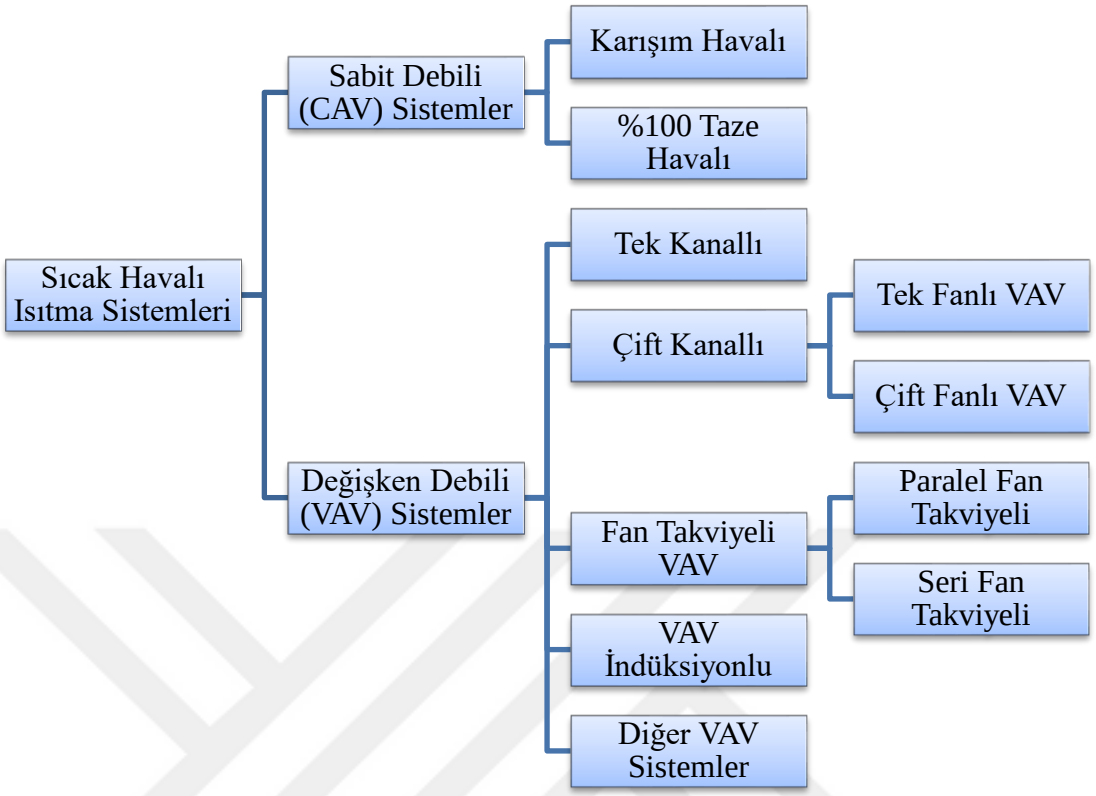
Şekil 1.10. Klima santrali genel yapısı

Klima santralinden çıkan sıcak hava havalandırma kanallarıyla ısıtılacak ortama gönderilir. Burada menfez denilen hava dağıtıcı ekipmanlarla ortama üflenen hava tekrar menfezlerle ortamdan emilerek ya dışarı atılır veya klima santraline geri gönderilir.



Şekil 1.11. Sıcak havalı ısıtma sistem şeması

Sıcak havalı ısıtma sistemleri genel olarak sabit debili (CAV=constant air volume) ve değişken debili (VAV=variable air volume) olmak üzere iki sınıfa ayrılabilir. Sabit debili sistemlerde ortama sürekli aynı debide sıcak hava gönderilir. Ortamın konforu gönderilen havanın sıcaklığı değiştirilerek sağlanır. Değişken debili sistemlerde ise ortama üflenen hava sıcaklığı sabit tutularak debisi değiştirilir. Sıcak havalı ısıtma sistemlerinin sınıflandırması Şekil 1.12'de gösterilmiştir.



Şekil 1.12. Sıcak havalı ısıtma sistemlerinin sınıflandırması [2]

CAV sistemleri karışımlı ve %100 taze havalı olmak üzere ikiye ayrılırlar. Karışımlı sistemde klima santralleri ortam için gerekli taze havayı dışarıdan alıp, iç ortamdan gelen havayla belirli oranda karıştırarak tekrar iç ortama verirler. Bu sayede ısıtma için gerekli havanın tamamını tekrar ısıtmaya gerek kalmaz. Sadece ortamın ihtiyacı olan taze hava ısıtılarak enerji tasarrufu yapılmış olur. Ameliyathane gibi hijyenin önemli olduğu mekânlarda ise %100 taze havalı sistemler kullanılır. Bu sistemlerde ortama üflenecek havanın tamamı dışarıdan alınır ve ısıtılarak ortama üflenir.

VAV sistemleri kullanım türüne göre tek kanallı, çift kanallı, fan takviyeli, indüksiyonlu ve diğer olarak sınıflandırılabilir.

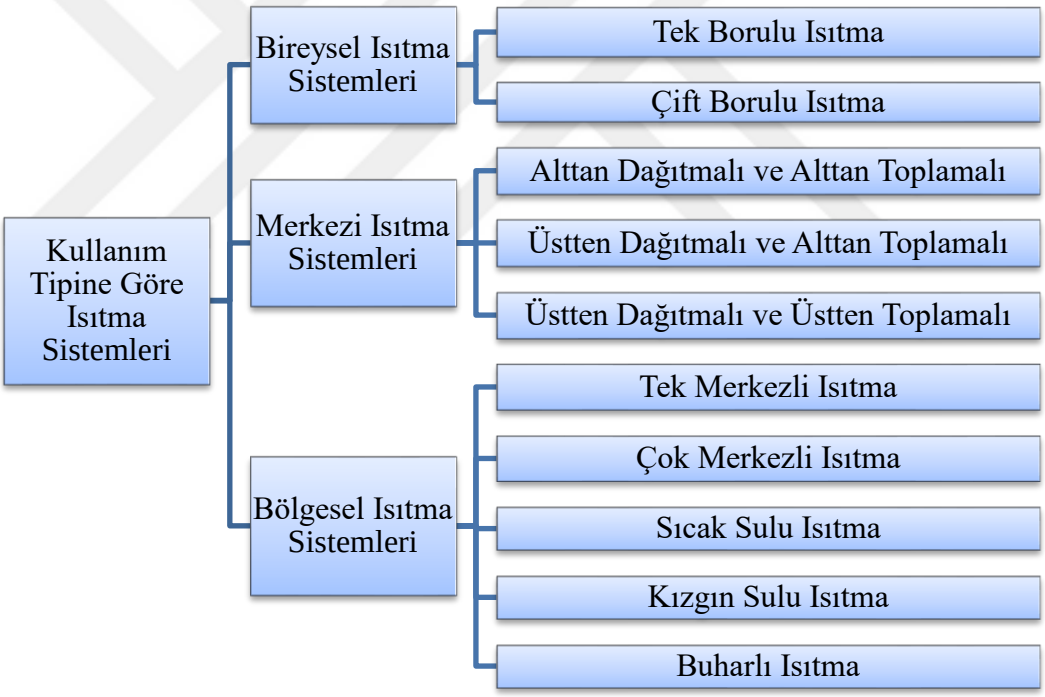
Akışkanın gaz olarak kullanıldığı ısıtma sistemleri ise değişken debili gazlı sistemler ve radyant ısıtma sistemleridir. Değişken debili gazlı sistemlerde basınçlı haldeki gaz ısı pompasındaki gibi bir kompresörle sıkıştırılarak ısıtıcı iç üniteye (yoğuşturucuya) gönderilir. Burada ısısını ortam havasına transfer ederek yoğuşur ve buharlaştırıcıya

gelir. Buharlaştırıcıda tekrar gaz haline gelir ve tekrar kompresöre girerek çevrimi devam ettirir.

Gazlı radyant uygulamalarında ise yakıcı cihaz gazı doğrudan yakarak ısıyı açığa çıkarır. Ortaya çıkan yüksek sıcaklıktaki ısı yansıtıcı yüzeylerle ortama yayılır.

1.1.3. Kullanım Tipine Göre Isıtma Sistemleri

Kullanım tipine göre ısıtma sistemleri genel itibariyle bireysel ısıtma, merkezi ısıtma ve bölgesel ısıtma sistemleri olarak üç sınıfa ayrılır. İsimlerinden de anlaşılacağı üzere bu sistemler kullanıcı sayısına ve sistem büyüklüğüne göre sınıflandırılmıştır. Şekil 1.13'de kullanım tipine göre ısıtma sistemleri sınıflandırılmıştır.

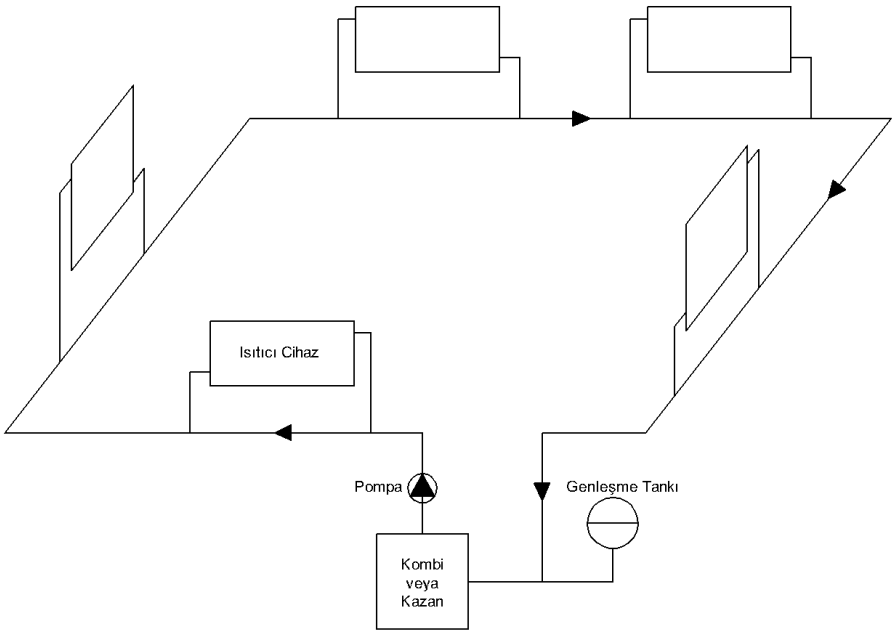


Şekil 1.13. Kullanım tipine göre ısıtma sistemleri

1.1.3.1. Bireysel Isıtma Sistemleri

Bireysel ısıtma sistemleri müstakil binaların veya bireysel dairelerin ısıtılmasında kullanılmaktadır. Bireysel ısıtma sistemleri bir kullanıcılı basit sistemlerdir. Kullanıcı tek başına bağımsız bir şekilde ısıtma zamanını ve sıcaklığını ayarlayabilmektedir. Bu bağımsız kumanda şekli bireysel ısıtma sistemlerinin en büyük avantajıdır. Bireysel

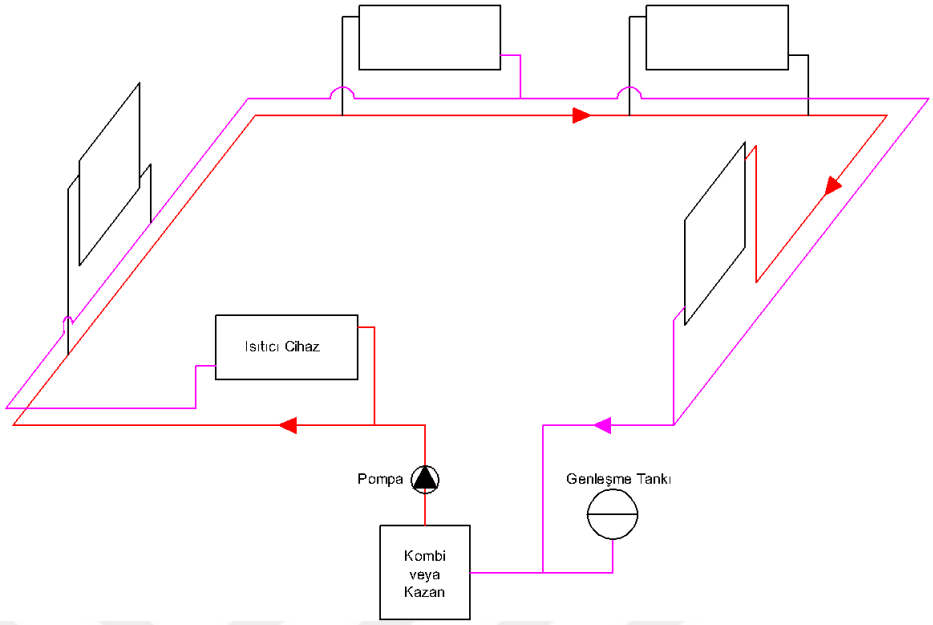
ısıtma sistemlerinde çoğunlukla doğalgazlı kombili sistemler kullanılırken, doğalgazın bulunmadığı bölgelerde katı yakıtlı kat kaloriferli sistemler veya ısı pompaları kullanılmaktadır. Bu sistemlerde kullanılan akışkan sıcak sudur. Akışkan sıcaklığı genellikle 70°C'yi geçmez. Bireysel ısıtma sistemleri tek borulu ve çift borulu olmak üzere iki sınıfa ayrılır. Tek borulu bireysel ısıtma sistemi Şekil 1.14'de gösterilmiştir.



Şekil 1.14. Tek borulu bireysel ısıtma sistemi

Tek borulu bireysel ısıtma sistemlerinin en büyük avantajı kurulumunun basit ve ucuz olmasıdır. Bunun yanında dağıtım tek boru yapıldığından bazı mahsurları vardır. Bunlardan biri ilk sıradaki ısıtıcı cihazın daha çabuk ve daha fazla ısınmasıdır. Diğer cihazlar sırasıyla daha az ısınacaktır. Bu nedenle yerleştirilecek ısıtıcı cihaz sayısı sınırlı sayıdadır.

Çift borulu bireysel ısıtma sistemlerinde gidiş ve dönüş olmak üzere iki adet ısıtma borusu kullanılmaktadır. Tek borulu sisteme göre kurulumu maliyeti daha yüksektir. Ancak tek borulu sistemin dezavantajı olan ilk ısıtıcı cihazın fazla ısınması, son ısıtıcı cihazın az ısınması sorunu bu sistemde yoktur. Tüm ısıtıcı cihazlar aynı sıcaklıkta ve aynı sürede ısınmaktadır. Çift borulu bireysel ısıtma sistemi şeması Şekil 1.15'de gösterilmiştir.



Şekil 1.15. Çift borulu bireysel ısıtma sistemi

1.1.3.2. Merkezi Isıtma Sistemleri

Merkezi ısıtma sistemleri birden fazla kullanıcının bulunduğu konut, okul, hastane, otel gibi blok yapıların ısıtılmasında kullanılmaktadır. Bu blok yapılarda kazan dairesi veya ısı merkezi denilen alanlarda, ısıtıcı kazanlarda üretilen sıcak su binaya gönderilir. Her bir bağımsız bölümdeki ısı yayıcı cihazlar odanın ısı ihtiyacını karşılar. Merkezi ısıtma sistemi bir ısıtıcı cihaz (kazan), genleşme tankı, dolaşım (sirkülasyon) pompası, ısı taşıyıcı borular, sıcak su tankı (boyler) ve ısı yayıcı cihazlardan (radyatör, konvektör vb.) oluşmaktadır. Merkezi ısıtma sistemlerinde kullanılan akışkan türü sıcak sudur. Akışkan sıcaklığı genellikle 90°C'yi geçmez. Merkezi ısıtma sistemlerinde kullanılan yakıt ise şehirlerde doğalgaz, doğalgazın bulunmadığı kırsal kesimlerde ise kömürdür. Doğalgazlı merkezi ısıtma sistemlerinde kapalı genleşmeli sistem kullanırken, kömür gibi katı yakıtlı sistemlerde açık genleşmeli (imbisat depolu) sistem kullanılmaktadır. Bunun sebebi elektrik kesintilerinde sistem durduğu zaman, doğalgazlı sistemdeki yanmanın durmasına karşın katı yakıtlı sistemin kısmen yanmaya devam etmesidir. Yanmanın devam ettiği zorlanmış taşınımlı (pompalı) bir sistemde pompa durduğunda sıcak su dolaşımı da durur ve sistem sıcaklığı kontrol edilemez. Açık genleşmeli sistemlerde kazan ile genleşme tankı arasına çekilen emniyet boruları, sıcak su dolaşımını doğal taşınım ile devam ettirerek olası tehlikelerin önüne geçer. Günümüzde otomatik yüklemeli (stokerli) katı yakıtlı kazanların kullanılması yanmanın kontrol

edilmesini kolaylaştırmıştır. Ayrıca açık genleşmeli sistemler çatılarda yer kapladığı için ve işletme zorlukları nedeniyle günümüzde çok fazla tercih edilmemektedir.

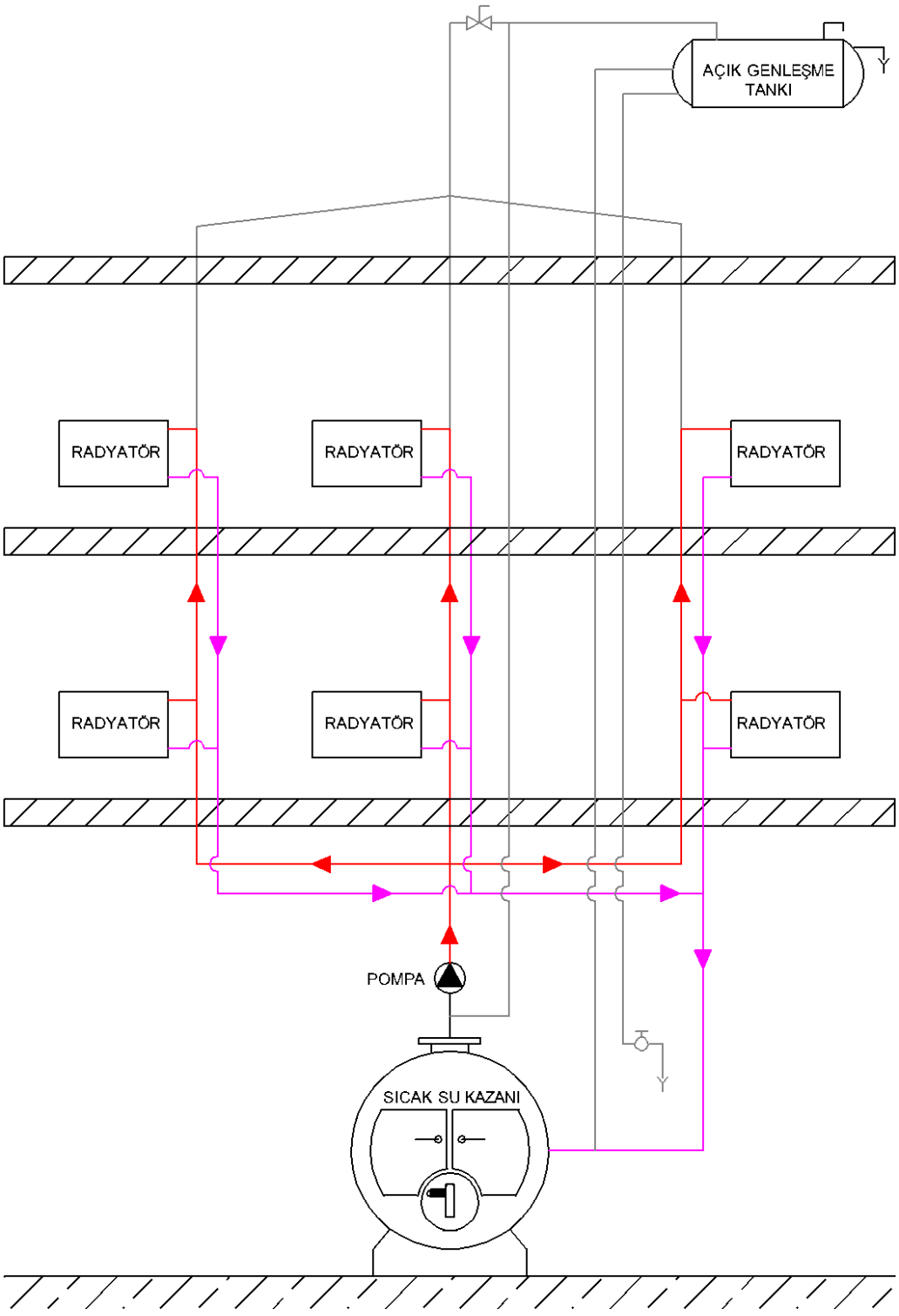
Merkezi ısıtma sistemleri boru dağıtım şekli itibariyle üç sınıfa ayrılır. Bunlar şu şekildedir;

1) Alttan dağıtım-alttan toplamalı sistem (AD-AT)
2) Üstten dağıtım-alttan toplamalı sistem (ÜD-AT)
3) Üstten dağıtım-üstten toplamalı sistem (ÜD-ÜT)

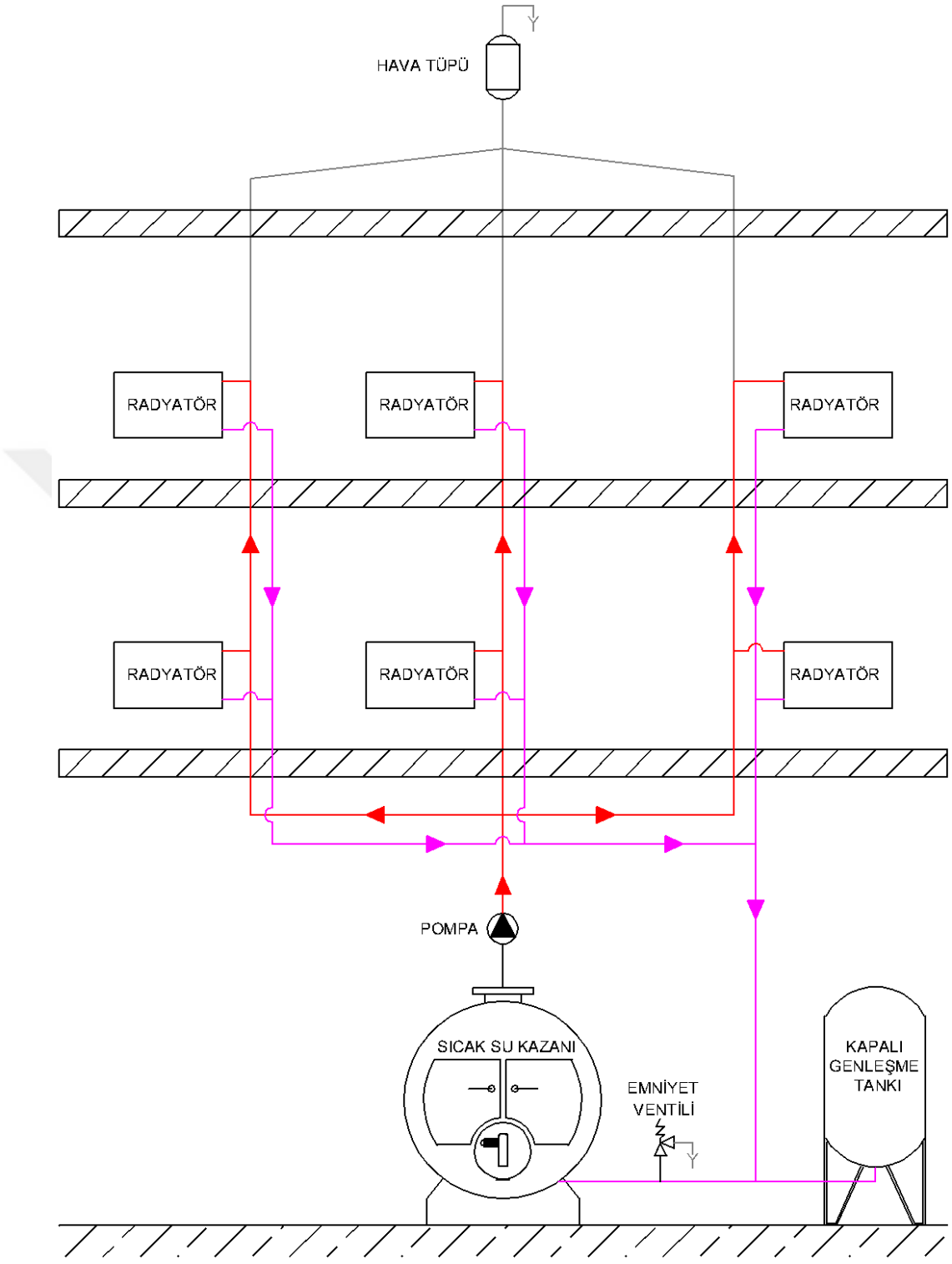
1.1.3.2.1. Alttan Dağıtım-Alttan Toplamalı Merkezi Isıtma Sistemleri

Alttan dağıtım-alttan toplamalı merkezi ısıtma sistemlerinde ana prensip ısı taşıyıcı boruların bodrum kattaki kazandan çıktıktan sonra ısı yayıcı cihazlara dağıtılıp, oradan tekrar dönüş borusuyla alttan toplanmasıdır. Günümüzde en fazla kullanılan merkezi ısıtma şeklidir. Bunun sebebi montaj kolaylığı ve az yer kaplamasıdır. Açık ve kapalı genleşmeli sistemlerde ki gösterimi sırasıyla Şekil 1.16 ve Şekil 1.17'de verilmiştir. Şekil 1.16 ve Şekil 1.17'den görüldüğü gibi açık genleşmeli sistemde, genleşme tankı atmosfere açık ve sistemin en üst noktasındayken, kapalı genleşmeli sistemde genleşme tankı kazan ile aynı kotta ve atmosfere kapalıdır. Kapalı genleşmeli sistemlerde tasarım basıncının aşılması durumunda basıncı dengelemek ve genleşen suyu tahliye etmek için emniyet valfi kullanılmaktadır. Emniyet valfi içerisinde bulunan membranın tasarım basıncını geçmesiyle basınçlı suyu tahliye ederek sistem basıncını dengeler. Benzer şekilde açık genleşmeli sistemde tahliye işlemi genleşme tankının üzerinde bulunan taşma hattıyla yapılmaktadır. Taşma hattından gelen su genleşme tankının altındaki bir tavada toplanarak haberci denilen bir boruyla kazan dairesine kadar getirilir. Buradan da en yakın hatta drenajı yapılır. Haberci borusu sistemde aşırı basınç olduğunu haber vermesi nedeniyle bu şekilde isimlendirilmiştir.

Alttan dağıtım-alttan toplamalı merkezi ısıtma sistemlerindeki en büyük sıkıntılardan biri hidrolik dengesizliktir. Bu hidrolik dengesizliği önlemek için bu sistemlerde balans vanası denilen valfler kullanılmalıdır.



Şekil 1.16. Açık genleşmeli AD-AT merkezi ısıtma sistemi



Şekil 1.17. Kapalı genleşmeli AD-AT merkezi ısıtma sistemi

1.1.3.2.2. Üstten Dağıtım-Alttan Toplamalı Merkezi Isıtma Sistemleri

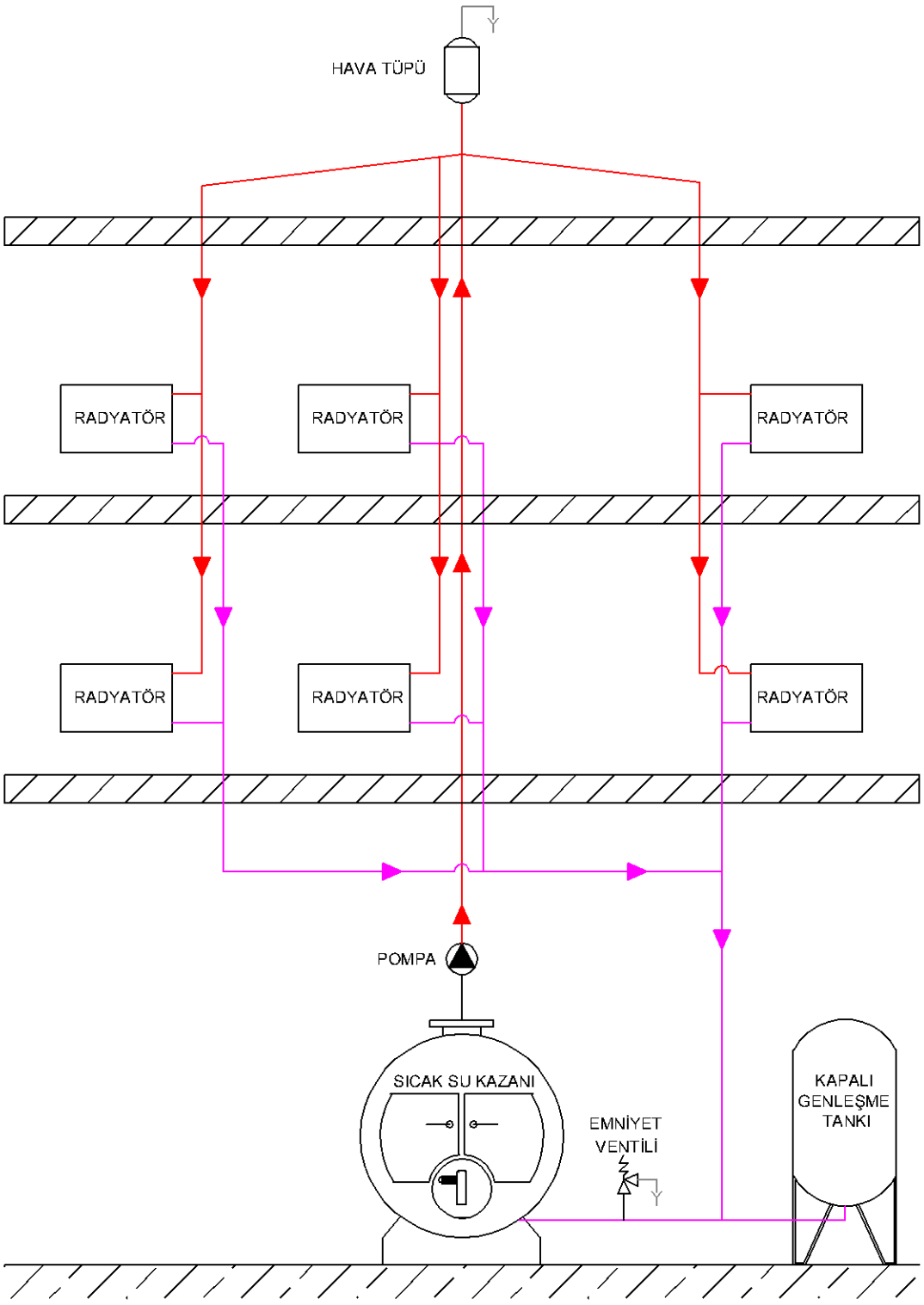
Üstten dağıtım-alttan toplamalı merkezi ısıtma sistemlerinde ana prensip ısı taşıyıcı boruların bodrum kattaki kazandan çıkıp binanın en üst noktasına ulaştıktan sonra ısı yayıcı cihazlara dağıtılıp, oradan tekrar dönüş borusuyla alttan toplanmasıdır.

Alttan dağıtım-alttan toplamalı sistemlerde olduğu gibi en üst noktadaki borulara %1-2 eğim verilerek havanın tepe noktasında toplanarak sistemden daha kolay atılması sağlanır. Üstten dağıtım-alttan toplamı merkezi ısıtma sistemleri alttan dağıtım-alttan toplamalı merkezi ısıtma sistemlerine kıyasla daha az kullanılmaktadır. Alttan dağıtım-alttan toplamalı merkezi ısıtma sistemlerinde ki hidrolik dengesizlik üstten dağıtım-alttan toplamalı merkezi ısıtma sistemlerinde daha azdır. Buna karşılık üsten dağıtım-alttan toplamalı sistemlerde alttan dağıtım-alttan toplamalı sistemlere kıyasla hava problemi daha fazladır.

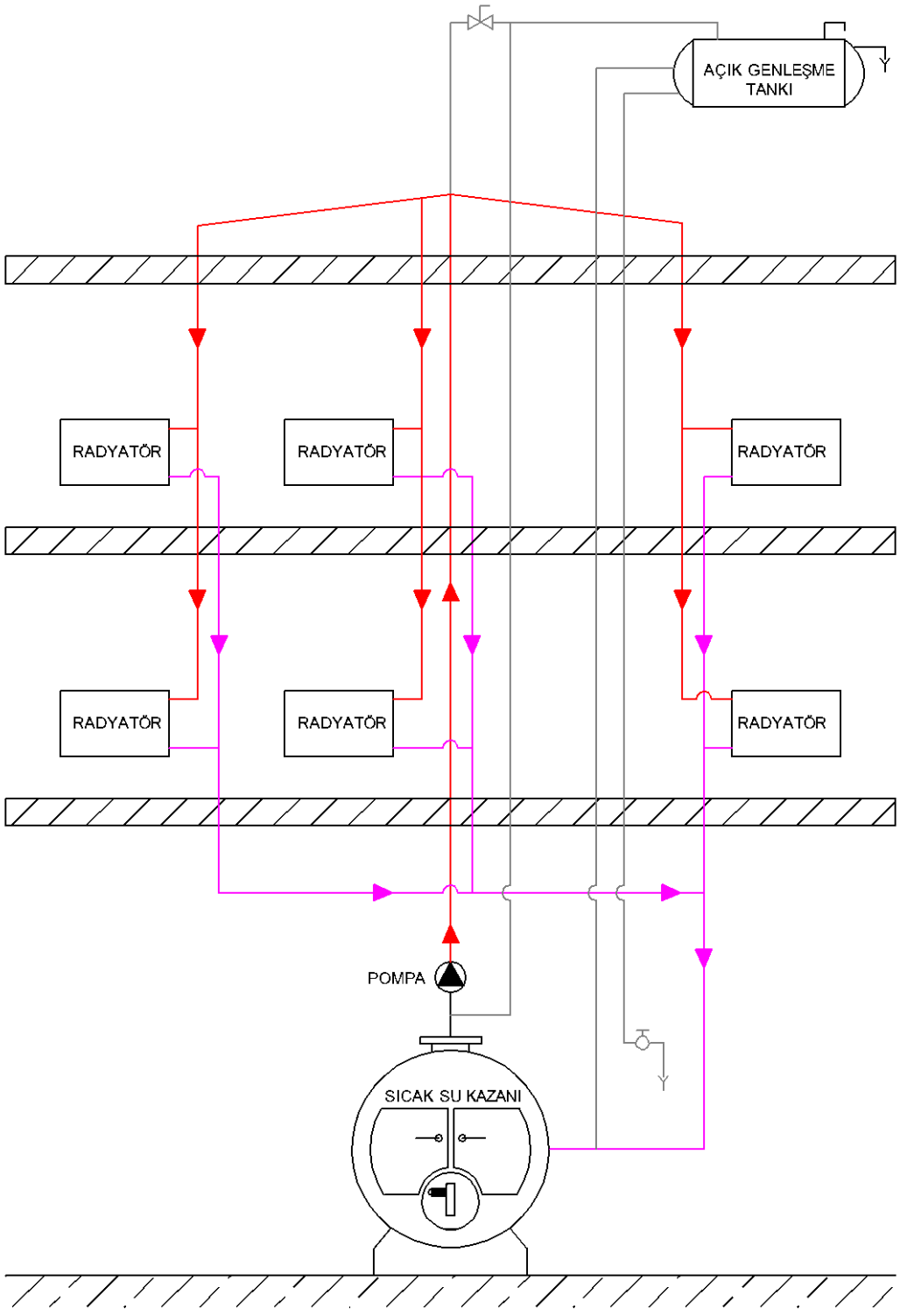
Üstten dağıtım-alttan toplamalı merkezi ısıtma sistemlerinin günümüzde kullanımı yok denecek kadar azdır. Mimari açıdan binalarda tesisat şaftlarının daha küçük bırakılıyor olması ve borulama maliyetinin üstten dağıtım-alttan toplamalı merkezi ısıtma sistemlerine göre yüksek olması üstten dağıtım-alttan toplamalı sistemlerinin kullanımını azaltmıştır.

Üstten dağıtım-alttan toplamalı merkezi ısıtma sistemlerinde, alttan dağıtım-alttan toplamalı merkezi ısıtma sistemlerine kıyasla daha fazla boru kullanıldığından ısı kayıpları daha fazladır. Daha fazla boru kullanılması ısı kayıplarını artırdığı için enerji verimliliği bakımından da tercih edilmezler. Ayrıca fazla boru kullanılması su hızının artmasını ve ses problemlerinin çoğalmasını da kolaylaştırmaktadır.

Üstten dağıtım-alttan toplamalı merkezi ısıtma sistemleri, sahip olduğu dezavantajlarından dolayı günümüz ısıtma sistemlerinde çok özel durumlar haricinde kullanılmazlar.



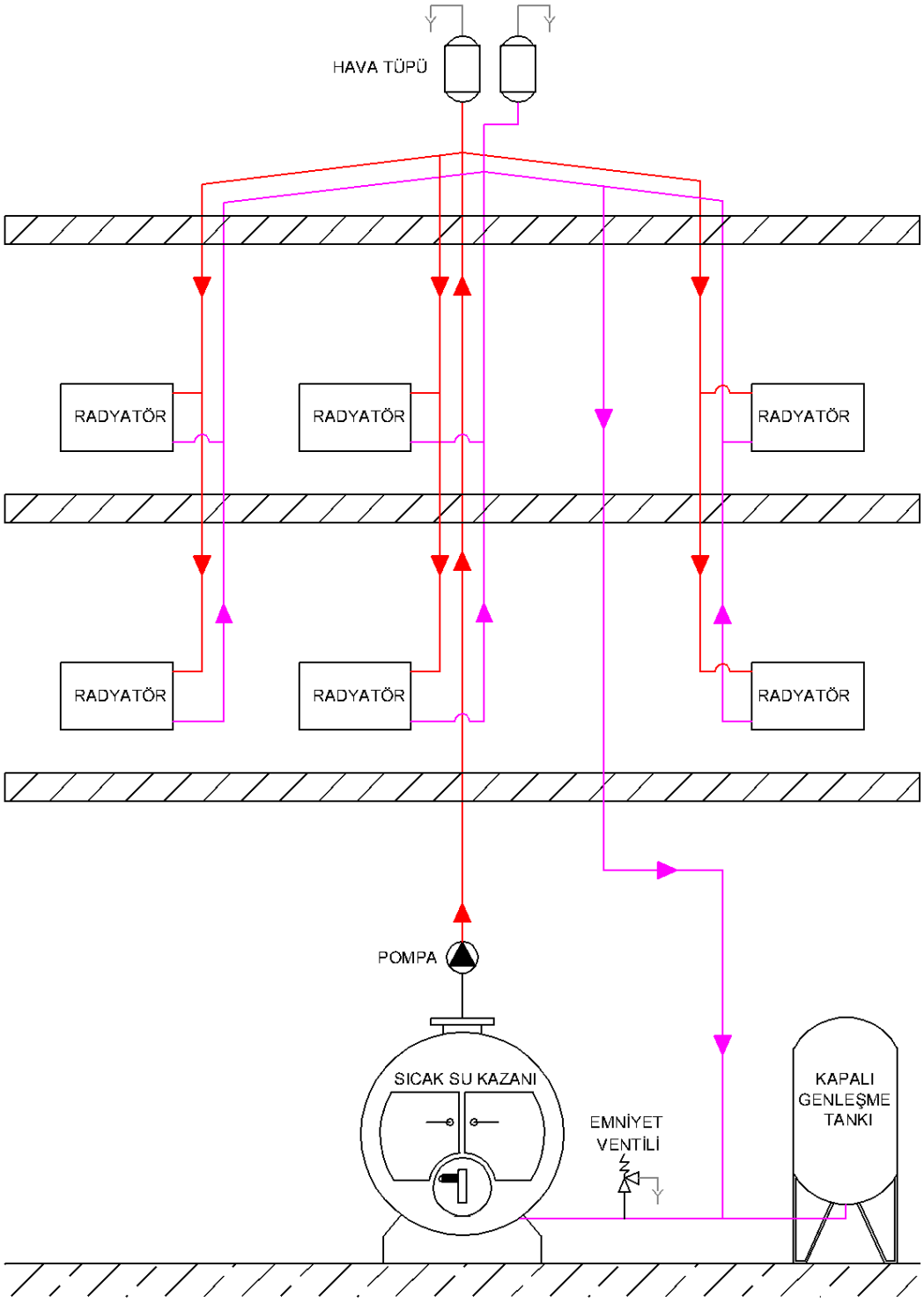
Şekil 1.18. Kapalı genleşmeli ÜD-AT merkezi ısıtma sistemi



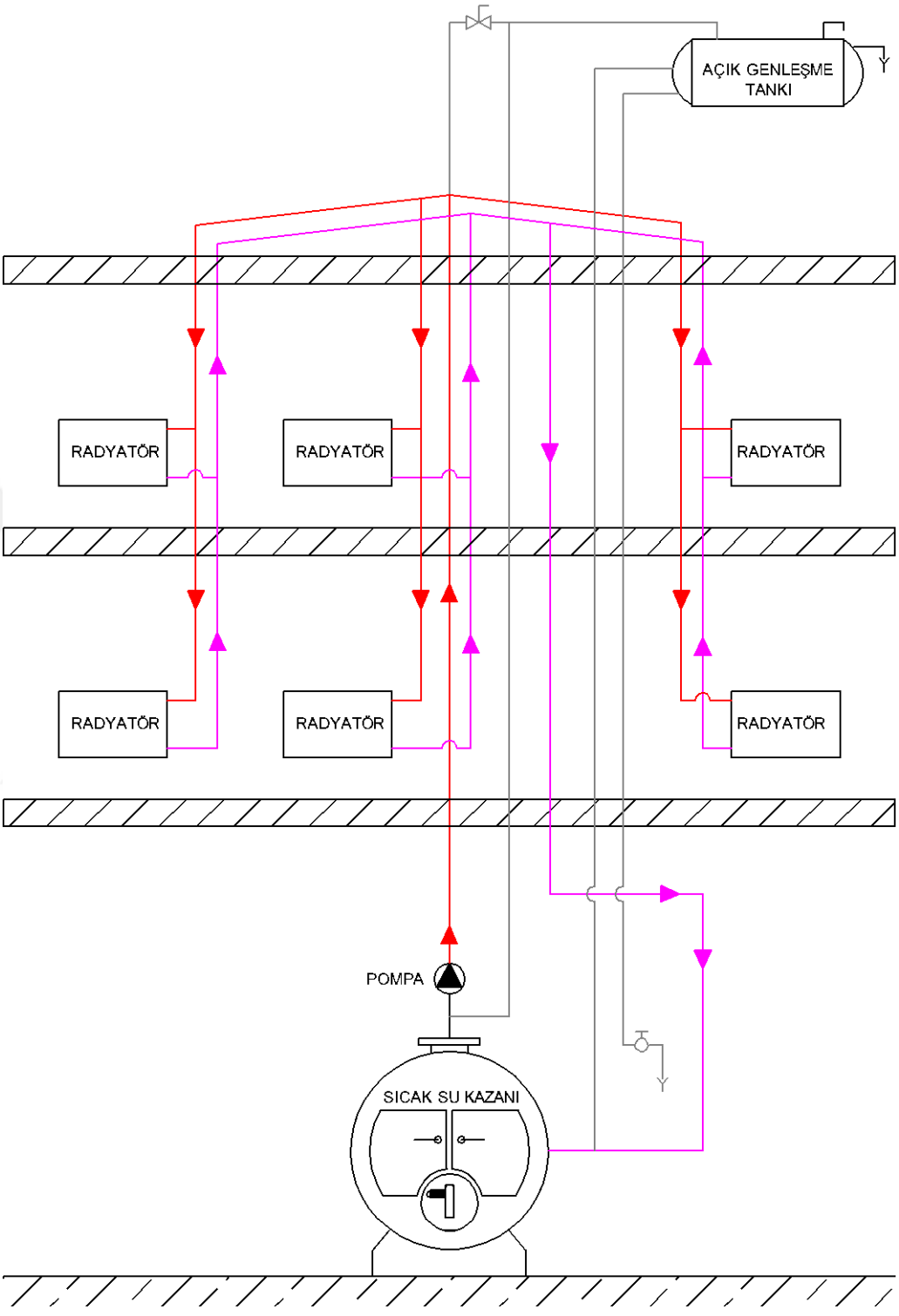
Şekil 1.19. Açık genleşmeli ÜD-AT merkezi ısıtma sistemi

1.1.3.2.2. Üstten Dağıtım-Üstten Toplamalı Merkezi Isıtma Sistemleri

Bu sistemde borular kazandan çıkıp binanın en üst noktasına ulaştıktan sonra ısı yayıcı cihazlara dağıtılıp, üstten tekrar dönüş borusuyla toplanır. (Şekil 1.20 ve Şekil 1.21).



Şekil 1.20. Kapalı genleşmeli ÜD-ÜT merkezi ısıtma sistemi



Şekil 1.21. Açık genleşmeli ÜD-ÜT merkezi ısıtma sistemi

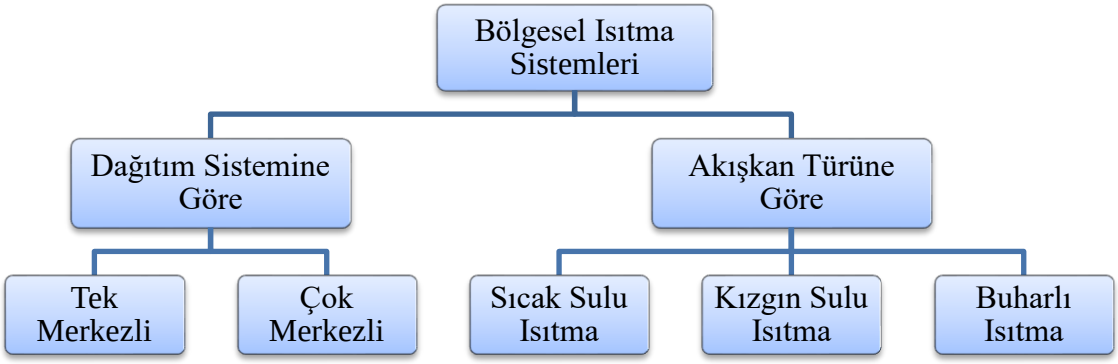
Üstten dağıtım-üstten toplamalı merkezi ısıtma sistemleri ısı taşıyıcı boruların alttan toplama yapılamadığı özel durumlarda kullanılmaktadır. Hem alttan dağıtım-alttan toplamalı hem de üstten dağıtım-alttan toplamalı merkezi ısıtma sistemlerine kıyasla

daha fazla boru kullanılmaktadır ve daha fazla maliyetlidir. Ayrıca en fazla borunun kullanıldığı merkezi ısıtma sistemi olması sebebiyle ısı ve enerji kayıpları daha fazladır. Günümüzde en az kullanılan merkezi ısıtma sistemidir.

1.1.3.3. Bölgesel Isıtma Sistemleri

Bölgesel ısıtma sistemleri birden fazla blok yapının bir arada veya bir bölgede konumlandırıldığı yerlerde kullanılan büyük ölçekli ısıtma sistemleridir. Bölgesel ısıtma sistemlerinde her bloğun kendi ısı merkezi vardır ancak ısıtıcı cihazı yoktur. Isıtıcı cihaz tek bir merkezde bulunmaktadır ve burada elde edilen ısı enerjisi taşıyıcı borular ile özel galerilerden bloklara götürülmektedir. Her bloğun ısı merkezinde bulunan eşanjörlerle ısı transfer edilerek aynı merkezi ısıtma sistemlerinde olduğu gibi binaya dağıtılmaktadır. Isıtma zamanı ve konforun en zor kontrol edildiği sistem bölgesel ısıtma sistemleridir. Bu nedenle aynı tip yapıların olduğu yerlerde tercih edilir.

Bölgesel ısıtma sistemlerinde ana merkezde birincil (primer) devrede ısıtılan akışkan buhar, kızgın su ve sıcak su olabilmektedir. Primer devredeki ısı, bir eşanjörle ikincil (sekonder) devreye aktarılır. Sekonder devre merkezi ısıtma sistemlerinde olduğu gibidir ve sıcak su kullanılır. Bölgesel ısıtma sistemleri akışkan türüne göre üç sınıfa, dağıtım tipine göre iki sınıfa ayrılırlar. Şekil 1.22'de bölgesel ısıtma sistemlerinin sınıflandırılması gösterilmiştir.



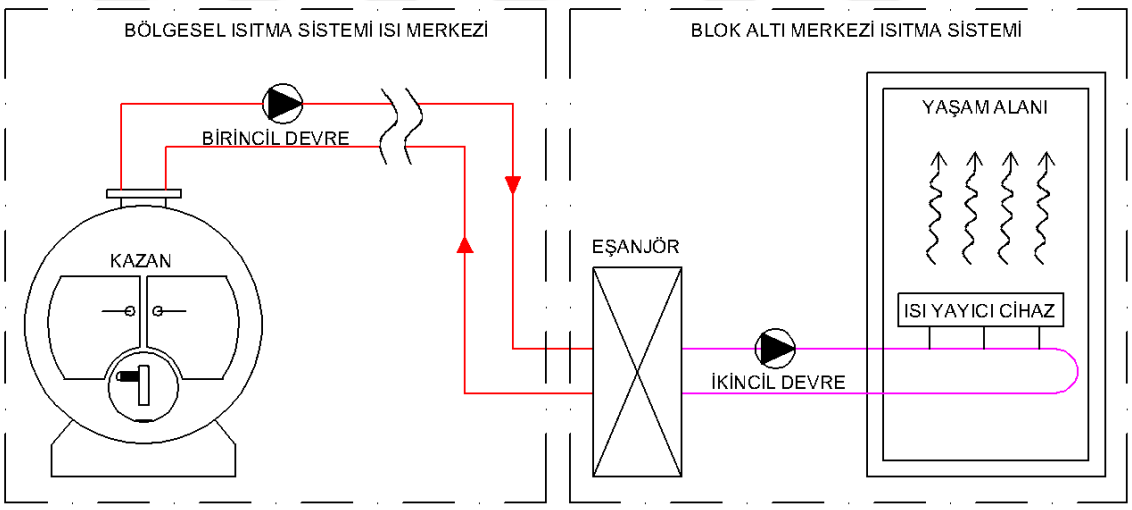
Şekil 1.22. Bölgesel ısıtma sistemlerinin sınıflandırılması

1.1.3.3.1. Sıcak Sulu Bölgesel Isıtma Sistemleri

Sıcak sulu bölgesel ısıtma sistemleri küçük çaplı bölgelerde genelde yarıçapı 500 metreden az olan bölgelerde tercih edilmektedir. Akışkan sıcaklığı genellikle 90/70°C'dir. Akışkan sıcaklığı kızgın sulu ve buharlı ısıtma sistemlerine göre nispeten daha düşük olduğundan bir devreli sistem ile ısıtma yapmak mümkündür. Bir devreli ısıtma yapılabildiğinden bloklarda ısı eşanjörü kullanılmayabilir.

Sıcak sulu bölgesel ısıtma sistemlerinde basınç kızgın sulu ve buharlı sistemlere göre daha düşüktür. Bu nedenle kullanılacak ekipmanlarında basınç sınıfı düşük olacağından kurulum maliyeti de az olacaktır. Buna karşın sıcaklık ve basınç düşük olduğu için sistemdeki debi ve dolayısıyla boru çapları da daha büyük olacaktır.

Sıcak sulu bölgesel ısıtma sistemleri bölge hastanelerinde, büyük konut sitelerinde, alışveriş merkezlerinde, askeri tesislerde vb. yapılarda kullanılabilmektedir. Şekil 1.23'de sıcak sulu bölgesel ısıtma sisteminin ana şeması verilmiştir.



Şekil 1.23. Sıcak sulu bölgesel ısıtma sisteminin şeması

1.1.3.3.2. Kızgın Sulu Bölgesel Isıtma Sistemleri

Kızgın sulu bölgesel ısıtma sistemleri büyük kapasiteli sistemlerde bölge veya şehir ısıtmasında kullanılmaktadır. Su sıcaklığı sistemin büyüklüğüne göre 180°C'ye çıkabilmektedir. Kızgın sulu bölgesel ısıtma sistemlerinde çalışma rejimi genelde 30-

80°C sıcaklık farkı oluşacak şekilde 180/150°C, 160/80°C, 160/120°C, 150/90°C veya 150/70°C gibi seçilebilir.

Kızgın sulu bölgesel ısıtma sistemlerinde su sıcaklığı yüksek olduğu için kullanılacak armatürlerin basınç sınıfı minimum 16 bar basınca dayanıklı PN16 sınıfında olmalıdır. Sıcaklık ve basıncın yüksek olması kızgın sulu bölgesel ısıtma sistemlerinin kullanımını daha dikkatli hale getirmektedir.

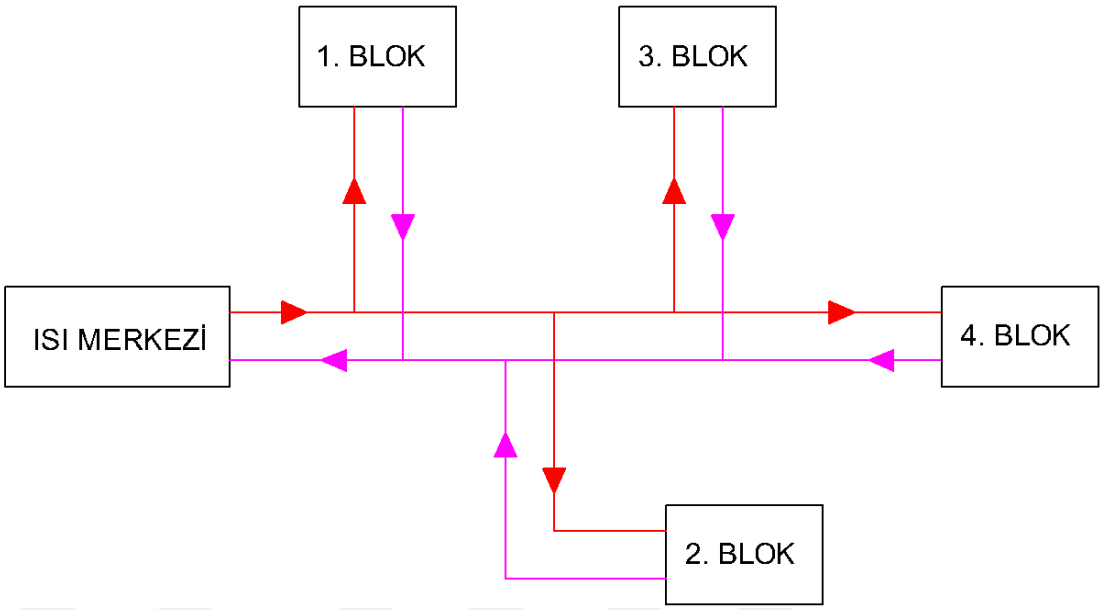
Kızgın sulu bölgesel ısıtma sistemlerinde sıcaklık farkının yüksek olması kullanılacak boru çaplarının küçülmesini ve dolayısıyla boru maliyetlerinin düşmesini sağlamaktadır. Ayrıca sıcaklık farkının artması, sistemde dolaşan debiyi düşürmesi sebebiyle kullanılan eşanjör-pompa vb. cihazların daha küçük ve az maliyetli olmasını da sağlar. Kızgın sulu bölgesel ısıtma sistemlerinin ana şeması sıcak sulu bölgesel ısıtma sistemiyle (Şekil 1.23) aynıdır.

1.1.3.3.3. Buharlı Bölgesel Isıtma Sistemleri

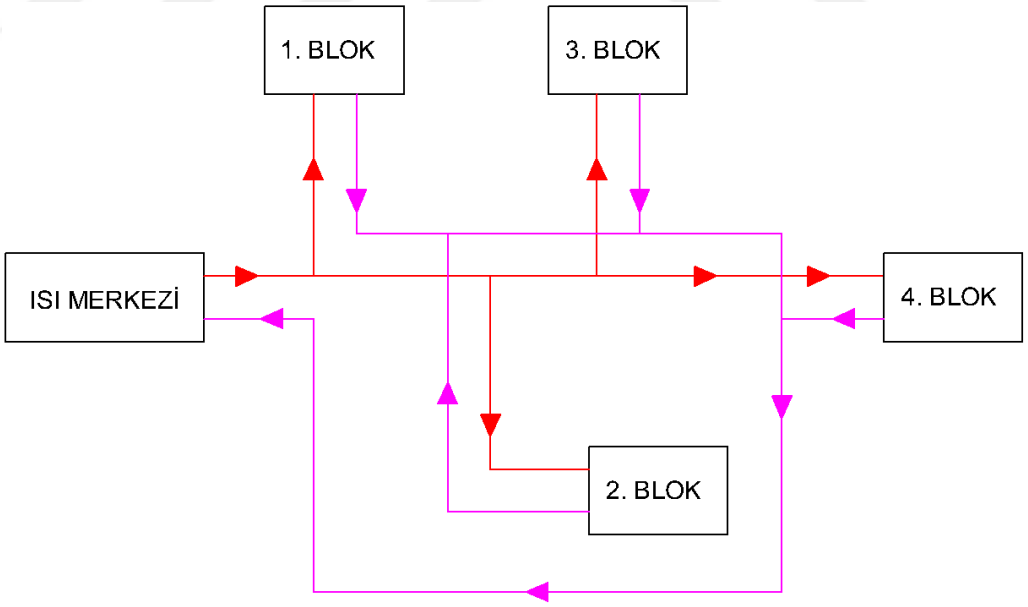
Buharlı bölgesel ısıtma sistemleri kızgın sulu sistemlerde olduğu gibi büyük kapasiteli sistemlerde bölge veya şehir ısıtmasında kullanılmaktadır. Geçmişte kullanımı çok daha yaygın olmasına karşın günümüzde buhar prosesi olan endüstriyel tesisler veya özel durumlar haricinde (kot farkının 100 metreden fazla olması gibi) kullanımı pek yoktur. Buhar üretimi olmayan tesislerde sadece ısıtma amaçlı bir sistem kurulumu artık yapılmamaktadır. Buharlı bölgesel ısıtma sistemlerinin bakım ve işletmesinin zor olması, korozyon riski sebebiyle kullanım ömrünün kısa olması, yatırım ve işletme maliyetlerinin yüksek olması ve ısı kayıplarının fazla olması sebebiyle bölgesel ısıtma sistemlerinde kullanımı azdır.

1.1.3.3.4. Tek Merkezli Bölgesel Isıtma Sistemleri

Bölgesel ısıtma sistemleri dağıtım tipine göre tek merkezli veya çok merkezli olabilmektedir. Tek merkezli bölgesel ısıtma sistemleri en çok kullanılan bölgesel ısıtma sistemidir. Şehir ısıtmaları hariç genellikle tek merkezli bölgesel ısıtma sistemi kullanılır. Tek merkezli bölgesel ısıtma sistemleri çoğunlukla iki borulu ve dallanan tip şebekelidir. Tek merkezli bölgesel ısıtma sistemleri boru dağıtım şekline göre düz ve ters geri dönüşlü olmak üzere ikiye ayrılır. Şekil 1.24'de düz geri dönüşlü, Şekil 1.25'de ise ters geri dönüşlü sistem gösterilmiştir.



Şekil 1.24. Tek merkezli düz geri dönüşlü bölgesel ısıtma sistemi



Şekil 1.25. Tek merkezli ters geri dönüşlü bölgesel ısıtma sistemi

Düz geri dönüşlü sistemlerde gidiş ve dönüş borularının çapları birbiriyle aynıdır. Bu sistemlerin tasarımı ve yapımı daha kolay olmasına rağmen dağıtım tipi nedeniyle balans problemi vardır. Düz geri dönüşlü sistemlerde ilk bloğa giren sıcak su yine ilk

bloktan geri döner. Buda ilk bloğun hızlı ve çabuk ısınmasını sağlarken, aynı zamanda da aşırı ısınmasına da sebep olur. Ayrıca son bloğun geç ısınmasına ve ilk bloğa göre az ısınması düz geri dönüşlü sistemin dezavantajıdır. Düz geri dönüşlü sistemlerde ciddi bir balanslama yapılması ve suyun debisinin eşit olarak dağıtılması için ek vanalar kullanılması zorunludur.

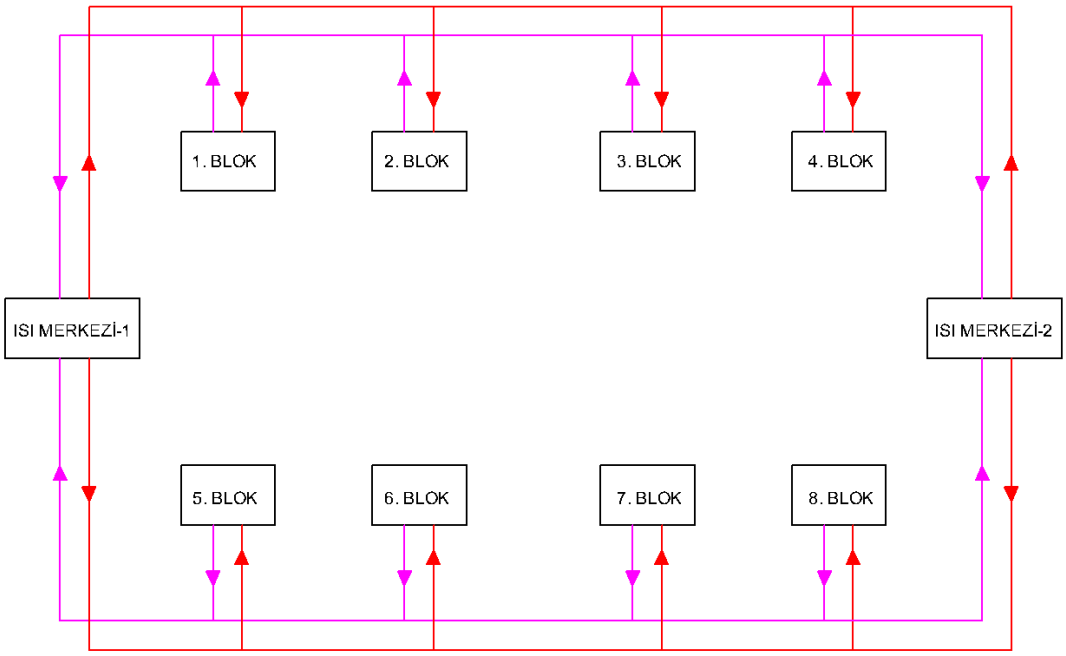
Ters geri dönüşlü sistemlerde gidiş ve dönüş boru çapları birbirinden farklıdır. Çünkü sisteme ilk giren sıcak su hattı, soğuyarak en son çıkmaktadır. Gidiş ve dönüş borularının eşit olarak dağıtılması ısıl dengeyi koruyarak blokların eşit miktarda ısıtılmasını sağlamaktadır. Bu dağıtım sistemine Alman mühendis Albert Tichelmann tarafından bulunması nedeniyle "Tichelmann Sistemi" denilmektedir.

1.1.3.3.5. Çok Merkezli Bölgesel Isıtma Sistemleri

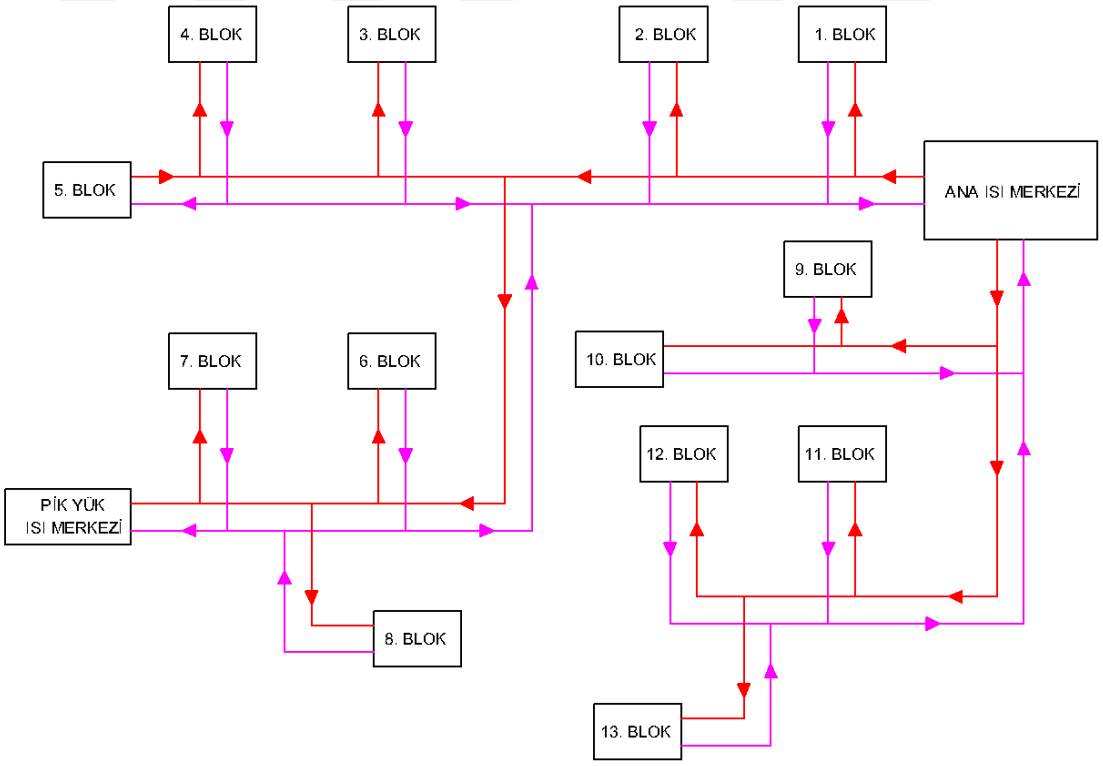
Çok merkezli bölgesel ısıtma sistemleri şehir ısıtmalarında kullanılmaktadır. Çok merkezli bölgesel ısıtma sistemlerinde tek merkezli sisteme kıyasla birden fazla ısı merkezi bulunmaktadır. Bu sistemlerde, büyük kapasiteli şehir ısıtmalarının emniyetli ve olası arıza koşullarında yedekli çalışabilmesi için ısı merkezi sayısı artırılmıştır. Çok merkezli bölgesel ısıtma sistemleri boru dağıtım tipine göre ring şebeke ve luplu şebeke olmak üzere ikiye ayrılır. Ring şebeke Şekil 1.26'da ve luplu şebeke Şekil 1.27'de şematik olarak gösterilmiştir.

Ring şebeke daha büyük sistemler için uygundur. Arıza halinde diğer ısı merkezinden yedekli olarak beslenebilmektedir. Luplu (alt bölgeli) şebekede pik yük ısı merkezi ve sıcak su boylerleri bulunmaktadır. Bu sistemde ısıtmayla birlikte sıcak su kullanımının aynı anda kullanıldığı pik zamanlarda kapasitenin karşılanması amaçlanmaktadır. Luplu şebeke sisteminde ring şebeke sisteminde olduğu gibi en az iki noktadan sistemi besleme imkânı vardır.

Buharlı bölgesel ısıtma sistemleri için yukarıda bahsedilen dezavantajlardan dolayı çok merkezli bölgesel ısıtma sistemlerinin kullanımı Rusya ve eski Sovyet ülkeleri dışında neredeyse yoktur.



Şekil 1.26. Çok merkezli ring şebekeli bölgesel ısıtma sistemi



Şekil 1.27. Çok merkezli lup şebekeli bölgesel ısıtma sistemi

1.1.4. Akışkan Sıcaklığına Göre Isıtma Sistemleri

Akışkan sıcaklığına göre ısıtma sistemleri düşük sıcaklıklı, orta sıcaklıklı ve yüksek sıcaklıklı olmak üzere üç sınıfa ayrılabilir.

Düşük sıcaklı ısıtma sistemlerinde akışkan sıcaklığı 50°C'yi geçmez. Bu sistemlere örnek olarak üflemeli klima santralleri, yerden ısıtma, termal aktif bina sistemleri (TABS) verilebilir. Düşük sıcaklı ısıtma sistemlerinde kullanılan akışkan ise su veya havadır. Hava, klima santrallerinin kullanıldığı konvansiyonel iklimlendirme ve havalandırma tesisatlarında kullanır.

Orta sıcaklıklı ısıtma sistemlerinde akışkan sıcaklığı 180°C'yi geçmemektedir. Bu sistemlerde kullanılan akışkan su, kızgın su ve buhardır. Orta sıcaklıklı ısıtma sistemleri daha çok endüstriyel tesislerde veya özel şartlar gerektiren mahallerde kullanılmaktadır.

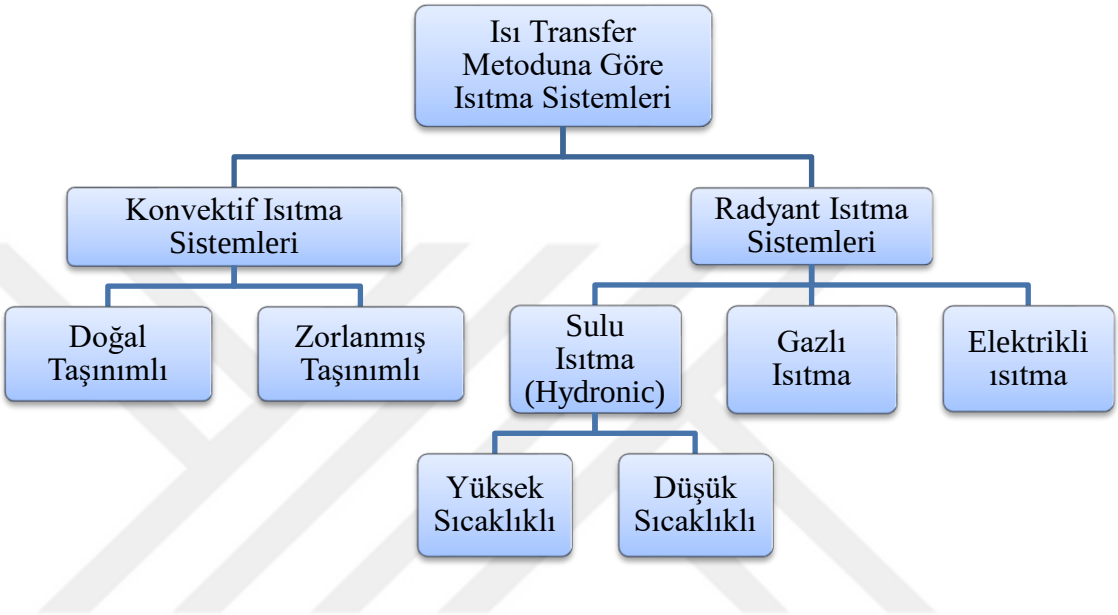
Akışkan sıcaklığı 180°C'yi geçen yüksek sıcaklıklı ısıtma sistemlerinde kullanılan akışkan gaz veya kızgın yağdır. Kızgın yağlı ısıtma sistemlerinde sıcaklık 400°C'ye kadar çıkabilirken, gazlı sistemlerde bu sıcaklık 800°C'ye kadar ulaşabilmektedir.

1.1.5. Isı Transfer Türüne Göre Isıtma Sistemleri

Şekil 1.28'de ısı transfer türüne göre ısıtma sistemlerinin genel sınıflandırması gösterilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi ısı transfer türüne göre ısıtma sistemleri konvektif ve radyant ısıtma sistemleri olmak üzere iki sınıfa ayrılır. Konvektif ve radyant ısıtma sistemlerinde ise ısı transferi yine iletim, taşınım ve ışınım olmak üzere üç farklı şekilde yapılmaktadır. Ancak belirleyici olan ısı transfer şeklinin yüzdesidir. Radyant ısıtma sistemlerinde ısı transferinin en az %50'si ışınımla gerçekleşirken konvektif ısıtma sistemlerinde bu oran yaklaşık %20-30 civarındadır.

Konvektif ısıtma sistemlerinde ana ısı transfer metodu taşınımdır. Zorlanmış veya doğal taşınımlı olmak üzere iki sınıfa ayrılabilir. Doğal taşınımlı sistemlerde ısınan hava yoğunluğunun azalmasıyla yükselir. Daha sonra sıcaklığın düşmesiyle tekrar aşağı yöne doğru hareket ederek bir hava sirkülasyonu oluşturur. Dolayısıyla yüksek tavanlı yapılarda ısının yukarıda birikmesi nedeniyle kullanılmazlar. Günümüzde özellikle konutlarda ve iş yerlerinde kullanılan radyatör ısıtmalı sistemler doğal taşınımlı ısıtma sistemlerine örnek olarak verilebilir. Zorlanmış taşınımlı (üflemeli) ısıtma sistemlerinde

ise ısıtıcıyla birlikte bir fan kullanılmaktadır. Isı transfer hızını ve kapasitesini artıran bu fan sayesinde ortam hızlı bir şekilde ısıtılabilmektedir. Konvektör, fancoil, klima santralleri gibi cihazların kullanıldığı sistemler, konvektif ısıtma sistemlerine örnek olarak gösterilebilir.



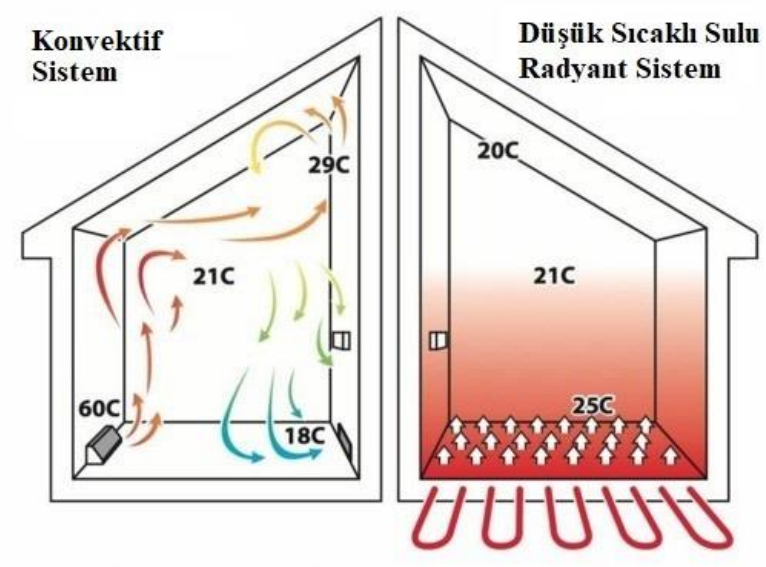
Şekil 1.28. Isı transfer türüne göre ısıtma sistemleri

Radyant ısıtma sistemlerinde ise ana transfer metodu ışınımdır. Bu sistemlerin konvektif sistemlerdeki hava sirkülasyonu yerine yüzeylerden ışınımla ısı transferi yapılmasından dolayı daha homojen ısıtma yapılabilmektedir.

Radyant ısıtma sistemleri elektrikli, sıcak sulu ve gazlı olmak üzere üç sınıfa ayrılabilir. Gazlı radyant sistemlerde, ısıtıcılarda direk olarak yakılan gazın çıkardığı ısı, yansıtıcı yüzeylerle ortama yayılmaktadır. Bu sistemde düşük yoğunluklu ve yüksek yoğunluklu radyant ısıtıcılar kullanılmaktadır. Yüzey sıcaklığı yaklaşık olarak 200 ila 800°C olan ısıtıcılar düşük yoğunluklu olarak adlandırılırken, 800°C üzeri yüzey sıcaklığına sahip ısıtıcılar yüksek yoğunluklu olarak isimlendirilir. Gazlı tip radyant ısıtma sistemleri geleneksel yöntemlerle ısıtılması zor olan alanlarda zorunlu şartlarda kullanılmaktadır. Genellikle, fabrikalar, hangarlar, stadyumlar, fuar alanları gibi yüksek tavanlı kapalı alanlarda, açık alanlarda veya yarı açık alanlarda kullanılır. Kullanımı daha çok endüstriyel alanlardır. Elektrikli radyant ısıtma sistemleri (infrared) ise gazlı radyant ısıtma sistemleriyle aynı mantıkta çalışır. Isıtıcı yüzey sıcaklığı gazlı sistemlere kıyasla

daha düşüktür. Evsel kullanımlar için daha uygundur. Sulu radyant sistemler (hydronic) yüksek sıcaklıklı ve düşük sıcaklı olarak iki sınıfa ayrılır. Yüksek sıcaklı sulu radyant sistemlerde su sıcaklığı 80/60°C'dir. Gazlı radyant sistemlerin kullanılamadığı tavan tipi uygulamalarda yüksek sıcaklıklı sulu radyant sistemler kullanılmaktadır. Bu sistemler gazlı sistemlere kıyasla daha düşük sıcaklıkta çalıştıklarından insan sağlığı bakımından daha uygundurlar.

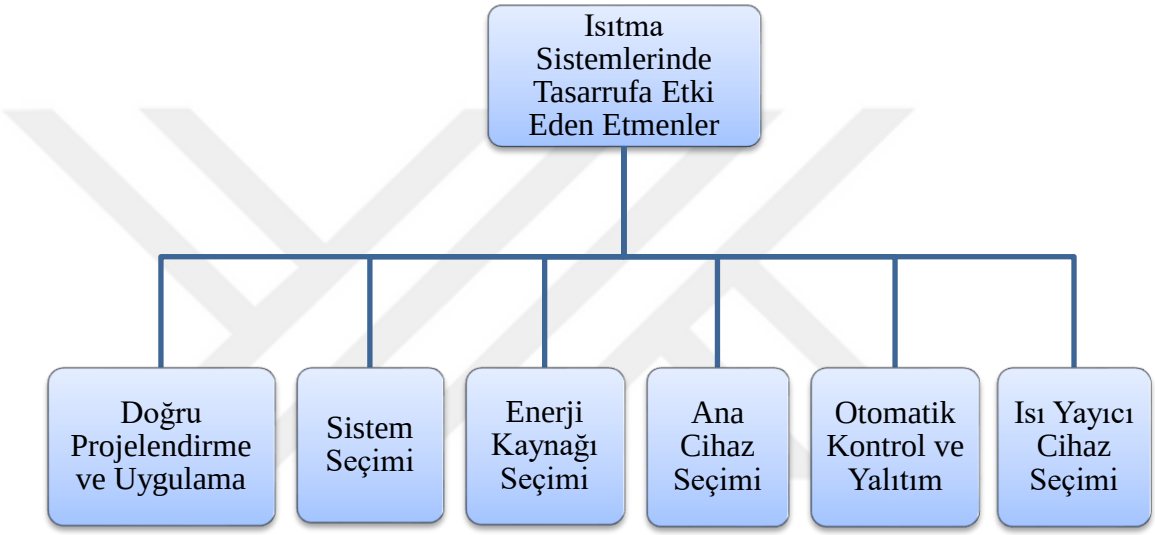
Düşük sıcaklıklı sulu radyant sistemler en çok yerden ısıtma, termal aktif bina sistemleri (TABS) gibi döşeme içine gömülü olan sistemlerde kullanılmaktadır. Çalışma sıcaklığı genel olarak 50°C'yi geçmez. İnsan sağlığı bakımından en uygun sistem düşük sıcaklıklı sulu radyant sistemlerdir. Bu sistemlerde döşeme sıcaklığı 30°C'yi geçmediği için ortam ile ısıtıcı yüzey arasındaki sıcaklık farkı 10°C'den azdır. Sıcaklık farkının en düşük olduğu bu sistemlerde ortamdaki hava sirkülasyonu da oldukça düşüktür. Bu nedenle en ideal homojen ısıtma şekline sahiptir. Şekil 1.29'da düşük sıcaklıklı sulu radyant ısıtma sistemleri ve konvektif ısıtma sistemlerinin sıcaklık dağılımları gösterilmiştir. Şekilden de görüleceği üzere insan anatomisine en uygun sistem düşük sıcaklıklı sulu radyant sistemlerdir.



Şekil 1.29. Düşük sıcaklıklı sulu radyant sistemlerde sıcaklık dağılımı [4]

1.2. Isıtma Sistemlerinde Enerji Ekonomisi ve Verimliliği

Enerji ekonomisi ve verimliliği dendiğinde ilk akla gelen tasarruf kelimesidir. Verimlilik tasarrufu, tasarrufta ekonomiyi doğrudan etkiler. Bu üç değişken birbirleriyle iç içe geçmiş durumdadır. Her sistemde olduğu gibi ısıtma sistemlerinde de tasarruf sağlayacak etmenler bulunmaktadır. Isıtma sistemlerinde bu etmenler birden fazladır. Bu etmenler Şekil 1.30'da genel itibariyle verilmiştir.



Şekil 1.30. Isıtmada tasarrufa etki eden değişkenler

1.2.1. Doğru Projelendirme ve Uygulama

Tüm sistemlerde olduğu gibi ısıtma sistemlerinde de ilk yapılması gereken projeyi doğru bir şekilde hazırlamaktır. Profesyonel proje firmalarınca en ince detayına kadar hazırlanacak projeler, yine doğru bir uygulama ile eksiksiz bir şekilde yapılmalıdır. Projeler alanında uzman mimar ve mühendisler tarafından tasarlanmalıdır. Mimari açıdan binanın pozisyonu, gün ışığı alması, yerinin doğru seçilmesi tasarruf açısından en önemli kıstaslardır. Mimari projenin detaylandırılmasından sonra yapı statiği projelendirilerek binanın optimum şekilde dayanıklı ve az maliyetli şekilde iskeletinin oluşturulması bir diğer önemli husustur. Mimari ve statik projelerden sonra asıl önemli olan tesisat projelerinin hazırlanmasıdır. Şekil 1.30'da bahsedilen değişkenlerin en doğru şekilde seçilmesi ısıtma tesisatında yapılacak tasarrufu belirleyecektir. Makine mühendisleri tarafından ısıtma tesisatının proje aşaması tamamlandıktan sonra

uygulama için alanında uzman usta ve yardımcılarla uygulamanın doğru bir şekilde yapılması sürekli takip edilmelidir. Dişli ve kaynaklı imalatların tekniğine uygun bir şekilde yapılması, cihaz montajlarının doğru yapılması, işletmeye alınırken tüm teknik şartların sağlanması sistemin doğru ve ekonomik çalışması bakımından çok önemli parametrelerdir.

1.2.2. Sistem Seçimi

Enerji tasarrufunun önem arz ettiği günümüz ısıtma teknolojisinde sistem seçimi çok daha önemli hale gelmiştir. Bu sebeple Bölüm 1.1'de anlatılan ısıtma sistemlerinden hangisinin hangi yapıya daha uygun olacağının doğru bir şekilde karar verilmesi gerekmektedir. Sistem seçiminde fizibilitenin iyi yapılması daha sonra meydana gelebilecek problemlerin önüne geçecektir. Bu bakımdan yapının büyüklüğü, kullanım amacı, konumu gibi değişkenlerin sistem seçimine etkisi vardır. Bu değişkenler kullanılacak cihaz teknolojisini, cihaz kapasitelerini, cihaz sayılarını doğrudan etkileyecek faktörlerdir.

Sistem seçimini etkileyen birden fazla parametre olmasına karşın bunların en önemlileri, kuruluş maliyeti, konfor, servis bakım sıklığı, işletme maliyeti, işletme kolaylığı ve çevresel faktörlerdir. Tablo 1.5'de buharlı, kızgın sulu ve sıcak sulu ısıtma sistemlerinin maliyetlerinin karşılaştırılması verilmiştir.

Tablodaki maliyetlere bakıldığında en avantajlı sistemin sıcak sulu ısıtma sistemleri olduğu görülmektedir. Buharlı ve kızgın sulu ısıtma sistemleri projeye özel olarak analiz edilmelidir. Projeye göre daha büyük kapasiteli sistemlerde buharlı veya kızgın sulu ısıtma sistemleri tercih edilebilir. Tablo 1.6'da ise buharlı, kızgın sulu ve sıcak sulu ısıtma sistemlerinin servis bakım sıklığı ve emniyetiyle ilgili kıyaslama verilmiştir.

Tablo 1.5. Buharlı-kızgın sulu-sıcak sulu sistemlerinin maliyet kıyaslaması [5]

	Buharlı Isıtma Sistemi	**Kızgın Sulu Isıtma Sistemi**	**Sıcak Sulu Isıtma Sistemi**
İlk Yatırım Maliyeti	✓ Buharlı ısıtma sistemlerinin ilk yatırım maliyeti kızgın sulu ısıtma sistemlerine göre yüksektir.	✓ İlk yatırım maliyeti 10 bar işletme basıncı ve 160°C su sıcaklığına kadar ekonomik olabilmektedir.	✓ İlk yatırım maliyeti en düşük olan ısıtma sistemidir.
Akışkan Maliyeti	✓ İlk dolumdaki akışkan miktarı düşüktür. ✓ Akışkanın şartlandırılmış olması önemlidir. ✓ Kızgın suya göre işletme maliyeti fazladır. ✓ Sistem uzmanlık gerektirdiğinden ilave maliyet oluşturur.	✓ Toplam akışkan miktarı en fazla olan sistemdir. ✓ Akışkanın şartlandırılmış olması gerekir. ✓ İşletme esnasında azda olsa dozlama gerekir. ✓ Akışkanın boşaltılmasından olabildiğince kaçınılmalıdır.	✓ Akışkan maliyeti en ucuz olan sistemdir. ✓ Toplam akışkan miktarı en fazla olan sistemdir. ✓ Suyun yumuşatılması tercih edilir.
Sistemin Yakıt Maliyeti	✓ En fazla olandır. ✓ Özellikle kondens ve blöf kayıplar kayıpları, kondenstop ve buhar kaçakları nedeniyle sistemin yakıt maliyeti artmaktadır.	✓ Daha azdır. ✓ Dağıtım kayıpları fazladır. ✓ Suyun boşaltılması gerektiğinde enerji kayıpları oluşur. ✓ Kesintili işletmelerde yakıt kaybı fazla olmaktadır.	✓ Yakıt maliyetinin en az, verimin ise en yüksek olduğu sistemdir. ✓ Kazan suyunun düşmesi verimi daha da artırır.
Isıtıcı Yüzey Alanı	✓ Isı iletken katsayısı yüksek olduğundan en az ısıtıcı yüzeyine sahiptir.	✓ Orta derecede ısıtıcı yüzey alanına sahiptir.	✓ En fazla ısıtıcı yüzey alanına sahiptir.

Tablo 1.6. Buharlı-kızgın sulu-sıcak sulu sistemlerin servis-bakım kıyaslaması [5]

	Buharlı Isıtma Sistemi	**Kızgın Sulu Isıtma Sistemi**	**Sıcak Sulu Isıtma Sistemi**
Servis Bakım Sıklığı ve Maliyeti	✓ Bakım ve servis ihtiyacı fazladır. ✓ Sistem çoğunlukla devamlı gözetimi gerektirir. ✓ Sistemdeki en fazla bakım gerektiren cihaz kondenstoplardır. ✓ Kızgın suya göre daha zordur ve uzmanlık gerektirir.	✓ Servis ve bakım maliyeti buharlı sistemlere göre daha az ve ucuzdur.	✓ En düşük servis ve bakım maliyetine sahip sistemdir.
Emniyet	✓ Kurulan sistem yüksek basınçta çalışır ve yüksek güvenlik önlemleri alınması gerekir. ✓ Patlama riski yüksektir. ✓ Doğru proje ve dikkatli işletmeyle yüksek basınçta emniyetlidir.	✓ Kurulan sistem yüksek basınçta çalışır ve yüksek güvenlik önlemleri alınması gerekir. ✓ Patlama riski buharlı sistemlere göre yüksektir. ✓ Doğru proje ve dikkatli işletmeyle yüksek basınçta emniyetlidir.	✓ Sistem basınçsız olduğundan emniyetlidir.

Tablo 1.6'da görüleceği üzere sıcak sulu ısıtma sistemi maliyet bakımından en avantajlı sistem olduğu gibi servis bakım ve emniyet olarak da en avantajlı sistemdir. Buharlı ve kızgın sulu ısıtma sistemleri yüksek basınç altında çalıştığı için her zaman güvenlik riski taşırlar. Sistem sürekli gözetim altında tutulmalı bakımları düzenli olarak yapılmalıdır. Özellikle kızgın sulu ısıtma sistemleri basınç düşmelerindeki ani buharlaşma sonucunda patlama riskiyle beraber ciddi güvenlik sorunları taşır. Tablo 1.7'de ise buharlı, kızgın sulu ve sıcak sulu ısıtma sistemlerinin avantajlı olduğu

işletmeler verilmiştir. Bu sistemlerin hangi tesislerde kullanımının uygun olacağının karşılaştırması yapılmıştır.

Tablo 1.7. Buharlı-kızgın sulu-sıcak sulu sistemlerin avantajlı olduğu işletmeler [5]

Buharlı Isıtma Sistemi	**Kızgın Sulu Isıtma Sistemi**	**Sıcak Sulu Isıtma Sistemi**
✓ Bir termik santralin atık enerjisinden faydalanmak üzere ve kojenerasyon tesislerinde ✓ Kot farkının çok fazla olduğu yerlerde bölge ısıtmasında ✓ Buhar üretimi olan endüstriyel binalarda ısıtma amaçlı kullanımında ✓ 6 numaralı fueloil kullanımının zorunlu olduğu yerlerde 130°C'nin altında asit oluşumunun olduğu işletmelerde	✓ Bir termik santralin atık enerjisinden faydalanmak üzere ve kojenerasyon tesislerinde ✓ Yaygın bölge ısıtmalarında ✓ Kızgın su üretimi olan endüstriyel binalarda ısıtma amaçlı kullanımında ✓ 6 numaralı fueloil kullanımının zorunlu olduğu yerlerde 130°C'nin altında asit oluşumunun olduğu işletmelerde	✓ İşletmeler için en uygun sistemdir. ✓ 90/70°C yerine 70/55°C sıcaklıklı sistemlerin işletme maliyeti daha azdır. ✓ Yaygın ısıtma sistemlerinde kullanımında ✓ Bölgesel ısıtmanın 90/50°C gibi düşük sıcaklıkta ve tek kollektör ile yapıldığı işletmelerde

1.2.3. Enerji Kaynağı Seçimi

Isıtma sistemlerinde ekonomiye ve çevreye direk etkisi olan parametre kaynak seçimidir. Fosil kaynaklı ve yenilenebilir kaynaklı enerjilerin birbirine göre tercih edilme sebepleri vardır. Fosil kaynaklar yüzyıllardır kullanılagelen alışılmış ve kolay bulunabilen kaynaklardır. Ayrıca fosil kaynaklar çoğu zaman daha ekonomiktir. Buna rağmen doğaya etkileri bir hayli fazladır. Yenilenebilir enerji kaynakları ise fosil enerji kaynaklarına kıyasla yatırım maliyeti yüksek olan kaynaklardır. Buna karşın işletme maliyetleri düşüktür ve çevreye olan etkileri ise sınırlıdır.

Isıtma sistemlerinde kullanılacak kaynağın seçimi projenin karakteriyle doğrudan ilişkilidir. Projenin büyüklüğü, kullanım amacı ve özellikle yeri enerji kaynağı seçiminde birincil faktörlerdir. Eğer projenin yakınlarında doğal bir enerji kaynağı mevcut ise elbette bu doğal enerjinin kullanımı en ekonomik tercih olacaktır. Örneğin

yapılacak binanın yakınlarında bir jeotermal sıcak su kaynağı varsa sistem tasarımı bu kaynaktan maksimum fayda elde edilebilecek şekilde yapılmalıdır. Ya da yapılacak binanın yakınında bir akarsu veya göl varsa su kaynaklı ısı pompalı bir sistem tasarımı çok daha uygun olacaktır. Başka bir örnek olarak doğalgazın bulunmadığı ve katı yakıtın kullanımının zor olduğu yerlerde hava kaynaklı ısı pompaları kullanmak daha avantajlı olacaktır. Bir buhar prosesinin olduğu endüstriyel bir tesiste atık ısıdan faydalanmak için buharlı bir sistem kurmak daha uygundur. Buhar gibi atık baca gazlarının veya kojenerasyon ve trijenerasyon gibi sistemlerin ısısından faydanılarak bir ısıtma sistemi tasarımı yapılabilir. Proje tasarımını yapan mühendislerin tüm parametreleri bir arada değerlendirip iyi bir fizibilite yaparak optimum faydayı sağlayacak enerji kaynağına karar vermeleri gerekmektedir.

1.2.4. Ana Cihaz Seçimi

Isıtma sistemlerinde kullanılan ana cihazlar kazan, brülör, sirkülasyon pompası, sıcak su boyleri ve genleşme tankıdır. Bu ana cihazların seçimi ısıtma sistemlerindeki tasarrufa etkisi oldukça fazladır. Bu nedenle cihaz seçimleri dikkatli bir şekilde yapılmalı ve iyi analiz edilmelidir.

1.2.4.1. Kazan Seçimi

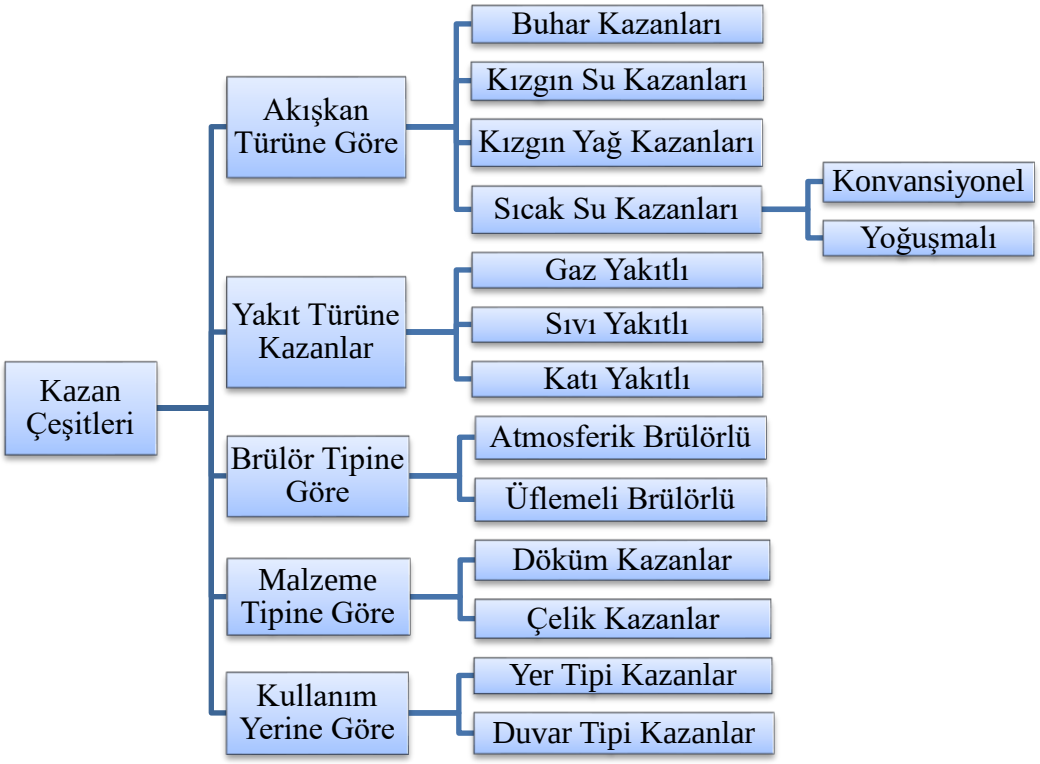
Isıtma sistemlerinde kullanılan kazanların seçiminde yapının ısı kayıpları, kullanım amacı, büyüklüğü ve servis kolaylığı dikkate alınır. Isıtmada kullanılan kalorifer kazanlarının ilk önemli seçim parametresi kapasitesidir. Kapasite seçiminde binanın ısıl kayıpları belirleyici ana özelliktir. Ülkemizde ısı kayıpları TS 825 standardına göre yapılmaktadır. Farklı ülkelerde farklı standartlar kullanılmaktadır. Örneğin Almanya'da bu standart DIN 4701'dir.

Kazan kapasitesinin gereğinden büyük veya küçük seçilmesi ilk yatırım maliyetini ve işletme maliyetlerini artırabilir. Bu nedenle kapasitenin doğru belirlenmesi gerekmektedir. Kapasite belirlenirken binanın ısıl kayıpları, sıcak su için gerekli ısıl güç, havuz ısıtması için gerekli ısıl güç ve klima santrali için gerekli ısıl güçlerden mevcut olanların hepsi bir bütün olarak değerlendirilmelidir. Bu ısıl güçlerin toplamı kazan kapasitesi olmamalıdır. Kazan kapasitesi tüm sistemlerin aynı anda çalışmayacağı düşünülerek bir eş zamanlı çalışma faktörü (diversite) belirlenerek hesaplanmalıdır.

Kazan seçimini etkileyen bir başka unsur ise kazanların verimlerdir. Kazan etiketleri üzerindeki verimler anma ısıl verim olarak bilinir. Kazanların yakıt tüketimini etkileyen ana etmen ise kısmi yüklerdeki verimlerdir. Çünkü çoğu zaman kazanlar maksimum verimde çalışmazlar. Bu nedenle kısmi verimler çok daha önemlidir. Kısmi verimleri yüksek kazanlar seçilmelidir.

Kazan seçimindeki bir başka önemli hususta kazanların dur-kalk (on-off) şeklinde çalışmasıdır. Tam yükte çalışan kazanlar on-off şeklinde çalıştırılırsa kazan durduğu zamanlarda yüksek miktarda enerji kaybederler. Bu sebeple modülasyonlu çalışan kazanlar seçilmelidir. Modülasyonlu kazanlar gereken kapasitelerde gerektiği kadar çalışarak bu enerji kayıplarını telafi ederler. Eğer modülasyonlu kazan seçme imkânı bulunmuyorsa bir kazan yerine birden fazla kazan seçimi yapılabilir. Bu sayede toplam kapasite değişmeksizin kısmide olsa modülasyon yapılmış olur.

Kazan seçiminde dikkat edilmesi gereken bir hususta kazan çeşididir. Kullanılan yakıt türüne ve akışkan sıcaklığına göre kazan seçimi yapılmalıdır. Şekil 1.31'de günümüzde kullanılan kazan çeşitleri verilmiştir.



Şekil 1.31. Kazan çeşitleri

Kazan seçiminde verimi en yüksek olan kazanlar yoğuşmalı tip kazanlardır. Yoğuşmalı kazanlarda baca gazındaki su buharının yoğuşturulması sonucu ilave ısı kazancı sağlanarak kazan verimi artar.

Kazan kapasitesi Eşitlik 1.1 ile bulunabilir.

$$Q_k = B\ x\ H_u x\ \eta_k \tag{1.1}$$

Burada Q_k kazan kapasitesi [kcal/h], B yakıt debisi [katı yakıtlar için kg/h, gaz yakıtlar için m^3/h], H_u yakıtın alt ısıl değeri [katı yakıtlar için kcal/kg, gaz yakıtlar için kcal/m^3] ve η_k kazan verimidir. Kazan verimi Eşitlik 1.2 ile hesaplanır.

$$\eta_k = 100 - Toplam\ Kayıplar\ (\%) \tag{1.2}$$

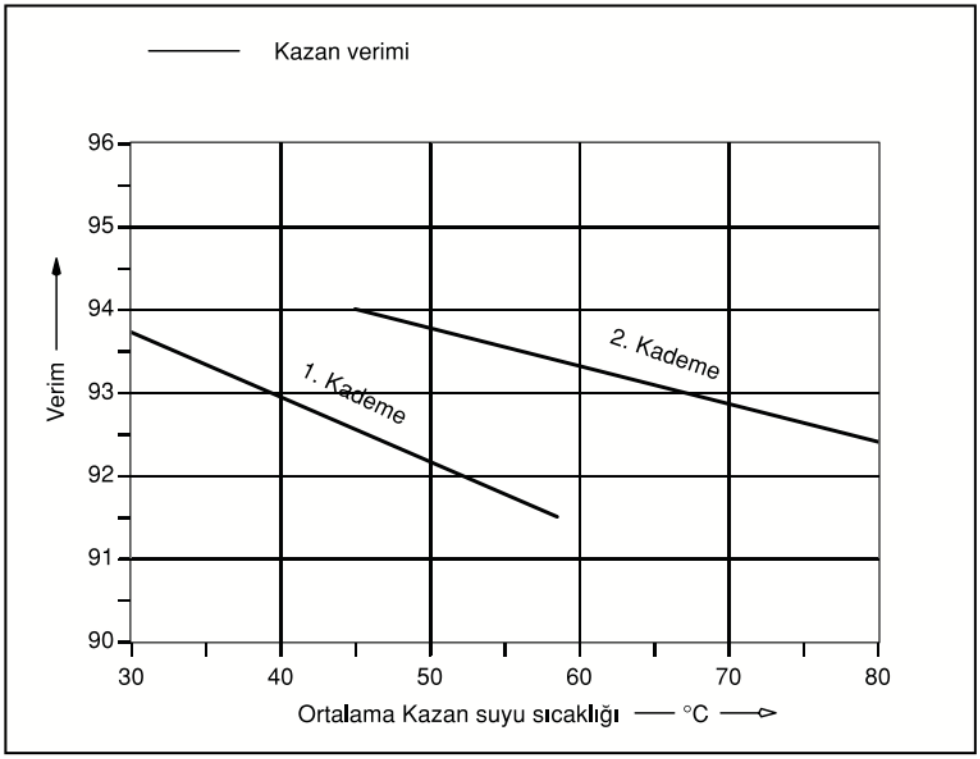
Kazan kayıpları genel olarak şunlardan oluşur;

- Küldeki yanabilen maddeler ile oluşan kayıplar
- Cüruftaki yanabilen maddeler ile oluşan kayıplar
- Külün içindeki yararlı ısıyla atılan kayıplar
- Cüruftaki yararlı ısı olarak atılan kayıplar
- Baca gazıyla oluşan ısı kayıpları
- Su buharındaki duyulur ısı sebebiyle oluşan kayıplar
- Kesintili çalışmayla oluşan ısıl kayıplar
- Yanmamış karbon monoksit (CO) sebebiyle olan kayıplar
- Kazan yüzeyindeki ışınım ve taşınımla meydana gelen ısıl kayıplar
- Blöf sebebiyle oluşan ısı kayıpları

Bu kayıpların çoğu gaz ve sıvı yakıtlar için geçerli değildir. Bu nedenle sıvı ve gaz yakıtlı kazanlar katı yakıtlı kazanlara göre daha verimlidir. Günümüz teknolojisinde katı

yakıtlı kazanların verimleri %75, gaz ve sıvı yakıtlı kazanların verimi %95 seviyelerine çıkmıştır.

Kazanlarda kazan suyu sıcaklığı ne kadar düşürülürse verim o kadar artacaktır. Şekil 1.32'de kazan suyu sıcaklığına bağlı kazan verimi gösterilmiştir.



Şekil 1.32. Kazan suyu sıcaklığına bağlı kazan verimi [5]

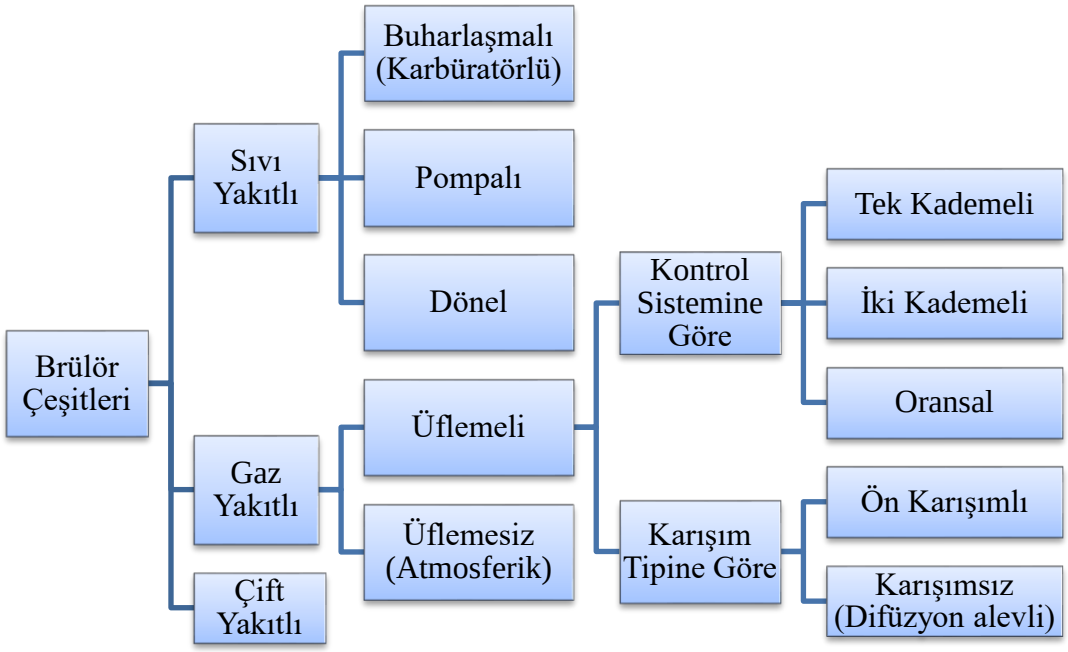
Kazanlarda verim artışı sağlamanın bir yolu da ısı geri kazanım sistemleridir. Özellikle çelik kazanlarda ekonomizör ve yoğuşma eşanjörü kullanımıyla baca gazı ısısından geri kazanım yapılabilmektedir. Ekonomizör ile yaklaşık %5 seviyelerinde verim artışı sağlanabilirken, yoğuşma teknolojisiyle bu oran %10'a kadar çıkabilmektedir. Norm ısıl verimi %95 olan bir yoğuşmalı kazanın, %10 ısı geri kazanımıyla verimi %105 olabilmektedir. Teorikte hiçbir verim %100 olamaz ancak burada kastedilen atık ısı geri kazanımının sisteme kattığı ilave verimdir. Ekonomizör ve yoğuşma eşanjörü seçimindeki etken yakıtın sülfür oranıdır. Sülfür oranı arttıkça sülfürik asit meydana gelme olasılığı artar ve bu durum kazana zarar verir. Sıvı yakıtlarda sülfür oranının %3'ü aşabilmesi asit oluşumunu riskini artırır. Bu nedenle sülfür oranı %3'ten fazla

olan sıvı yakıtlı kazanlarda ekonomizör, sülfür oranı düşük olan sıvı yakıtlı kazanlar ile gaz yakıtlı kazanlarda yoğuşma eşanjörü kullanılmalıdır.

Yoğuşmalı kazanlarda yoğuşmanın oluşabilmesi için su sıcaklıklarının çiğ sıcaklığının altına düşmesi gerekmektedir. Aksi halde yoğuşma meydana gelmeyecektir. Doğalgazın baca gazı çiğ noktası 56°C'dir. Sıvı yakıtlarda bu değer 47°C'dir. Bu nedenle yoğuşmalı kazanlar standart kazanlara göre daha düşük sıcaklıklarda (50°C civarında) çalıştırılmalıdır. Dolayısıyla yerden ısıtma ve TABS gibi sulu radyant sistemler yoğuşma teknolojisine çok daha uygun sistemlerdir.

1.2.4.2. Brülör Seçimi

Brülörler sıvı ve gaz yakıtların kazanda yanmasını sağlayan cihazlardır. Brülör seçiminde dikkat edilmesi gerekenler; kazana uyum, emniyet, servis kolaylığı, bakım sıklığı ve verimidir. Brülörler, yakıt tipine göre sıvı yakıtlı, gaz yakıtlı ve çift yakıtlı olmak üzere üç sınıfa ayrılır. Bunlarında kendi içinde alt sınıfları vardır. Şekil 1.33'de brülörlerin sınıflandırılması gösterilmiştir.



Şekil 1.33. Brülörlerin sınıflandırılması

Isıtma sistemlerinde sıvı yakıtlı brülörlerden pompalı ve dönel tipte olanlar kullanılmaktadır. Pompalı brülörler küçük kapasiteli (400 kg/h) işletmelerde kullanırken, dönel tipte olanlar büyük işletmelerde kullanırlar. Pompalı brülörler mono blok (tek gövdeli) gövdeli tek, iki veya oransal tipte olabilirken, dönel tipte olanlar oransal kontrollü olmaktadır. Sıvı yakıtlı brülörlerin seçiminde dikkat edilmesi gereken bazı hususlar vardır [5].

- Brülörler genel olarak kazan kapasitesine uygun şekilde alevin doğrudan doğruya kazan yüzeylerine çarpmayacak şekilde seçilmeli ve ayarlanmalıdır.
- 200.000 kcal/h kapasitenin altındaki brülörlerin memelerinin arıza yapma riski yüksek olduğundan bu kapasitelerde yakıt olarak motorin kullanılmalıdır.
- Mono blok brülörler arızalanma riski nedeniyle en fazla 350 kg/h kapasiteye kadar kullanılmalıdır.
- Oransal brülörler yatırım maliyeti nedeniyle 300 kg/h kapasiteden sonra ekonomik olmaya başlar.
- Dönel brülörler 100 kg/h kapasiteden başlamasına rağmen genelde 500 kg/h kapasitenin üzerinde kullanılmaya başlar ve oransal kontrollüdür.
- Küçük kapasiteli (10 kg/h) brülör seçiminde hesaplanan yakıt miktarındaki fan basıncının kazan karşı basınç değerinin 2 katı olması istenir.
- 10 kg/h'den büyük kapasitelerde çift kademeli (memeli) brülörler tercih edilmelidir.

Brülör seçiminde yakıt miktarı, yakıt basıncı, yakıt yakma kapasitesi, fan basıncı, yanma odası geometrisi bilinmesi gereken bazı değerlerdir. Enerji ekonomisi bakımından yıllık yakıt miktarı önemli bir parametredir ve Eşitlik 1.3 ile hesaplanabilir.

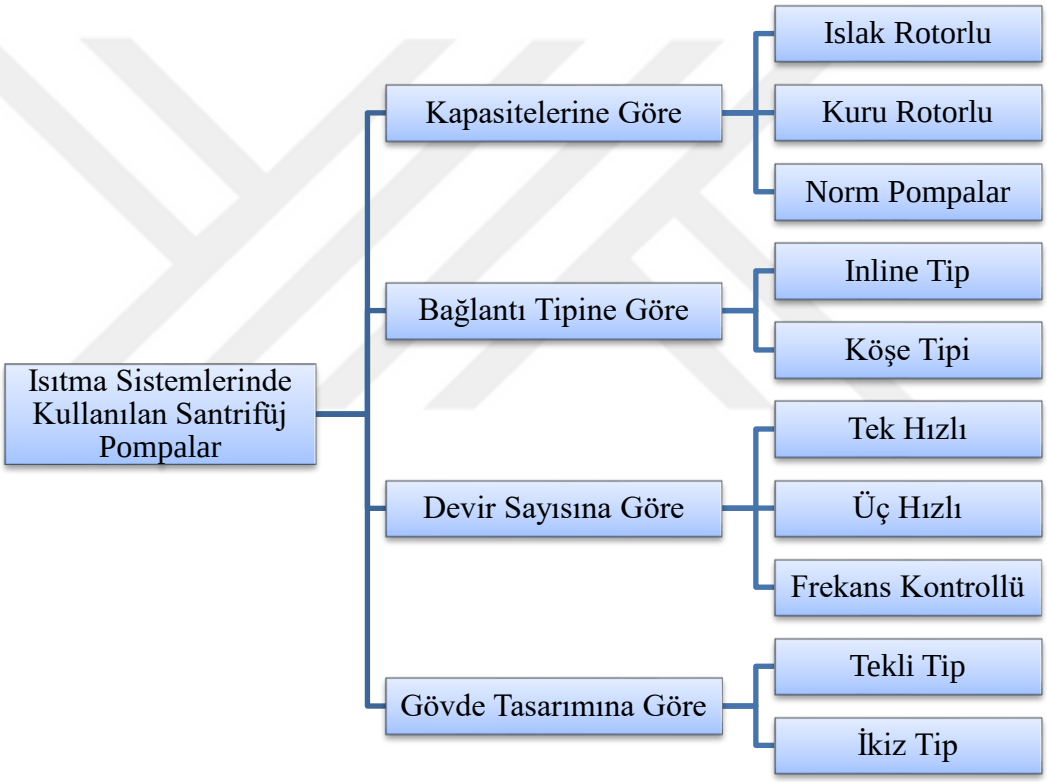
$$B_{yıl} = \frac{Q_{yıl}}{H_u x\, \eta_k} \tag{1.3}$$

Burada $Q_{yıl}$ yıllık ısı ihtiyacını ifade etmektedir.

1.2.4.3. Pompa Seçimi

Sirkülasyon pompaları kazan tarafından üretilen ısıyı, borular vasıtasıyla odalardaki ısı yayıcı cihazlara gönderen donanımlardır. Elde edilen ısı, ısıtıcı akışkana aktarılır. Isıtıcı

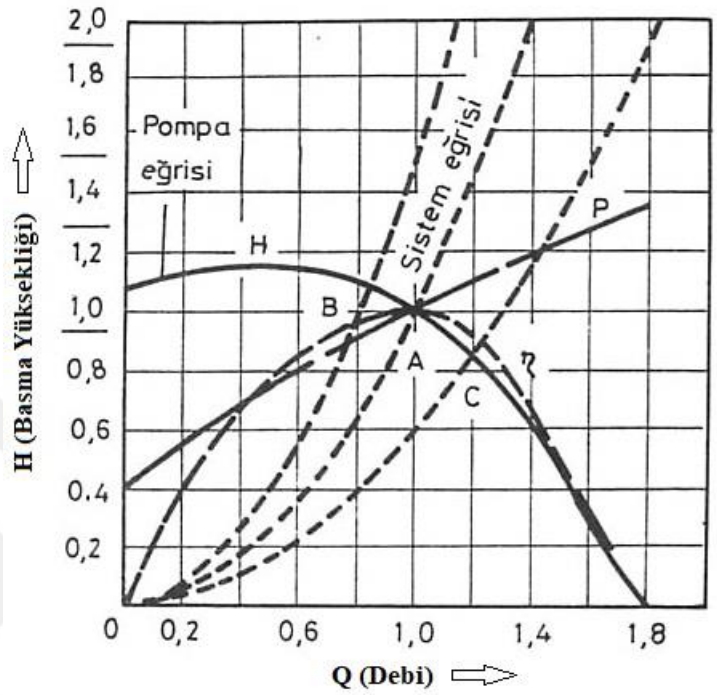
akışkan pompada basınçlandırılarak borularla radyatör, konvektör gibi ısı yayıcı cihazlara ulaştırılır. Burada akışkanın ısısı, odaya transfer edilerek enerjisinin bir kısmını kaybeder ve soğur. Soğuyan akışkan borularla tekrar kazan döner ve tekrar ısıtılarak odaya gönderilir. Bu kapalı çevrim sürekli devam eder. Isıtma sistemlerinde pompa sadece zorlanmış taşınımlı sistemlerde kullanılır. Isıtma sistemlerinde elektrikle tahrik edilen santrifüj tip pompalar kullanılmaktadır. Bunların kendi içinde çeşitleri vardır (Şekil 1.34). Genel olarak bir santrifüj pompa çark, mil, salmastra ve gövdeden oluşmaktadır.



Şekil 1.34. Isıtma sistemlerinde kullanılan pompalar

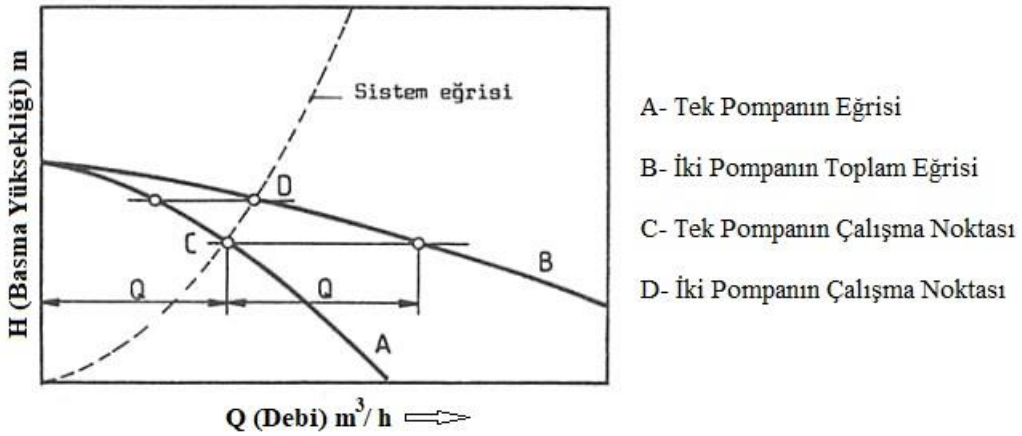
Sirkülasyon pompalarının debi, basınç, çektiği güç ve verimi olmak üzere dört ana karakteristiği vardır. Bu karakteristiğin birbirleriyle olan ilişkisi Şekil 1.35'de gösterilmiştir. Pompa eğrisiyle sistem eğrisinin çakıştığı nokta, pompanın çalışma noktasıdır. Pompa seçimi yapılırken bu eğrilerden faydanılarak seçim yapılmalıdır. Gereksiz büyüklükte veya pompanın düşük verimde seçilmesi gereksiz enerji sarfiyatına sebep olacağından tercih edilmemelidir. Büyük pompa seçmek yerine pompaların paralel veya seri bağlanması enerji verimliliği ve yatırım maliyeti bakımından daha

ekonomik çözüm olabilmektedir. Pompaların paralel ve seri bağlı olduğu durumlarda karakteristik eğriler Şekil 1.36 ve Şekil 1.37'de gösterilmiştir.

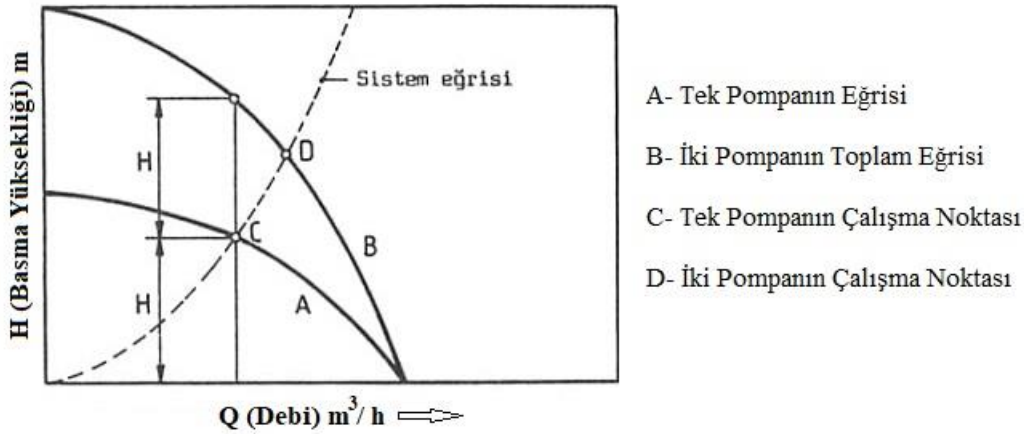


Şekil 1.35. Pompa karakteristiklerinin debi ve basınçla değişimi [5]

Pompaların paralel ve seri bağlanmasıyla debi ile basma yüksekliğinde artış sağlanabilir. Paralel bağlantıda debi daha fazla artarken basma yüksekliğindeki artış debi kadar olmaz. Seri bağlantıda ise basma yüksekliğindeki artış debideki artıştan daha fazladır. Pompaların seri ve paralel bağlanmasıyla gereksiz büyülükte ve verimsiz pompa seçmenin önüne geçilebilmektedir. Buda enerji tasarrufu sağlamaktadır.



Şekil 1.36. İki pompanın paralel bağlanmasında sistem eğrileri [5]



Şekil 1.37. İki pompanın seri bağlanmasında sistem eğrileri [5]

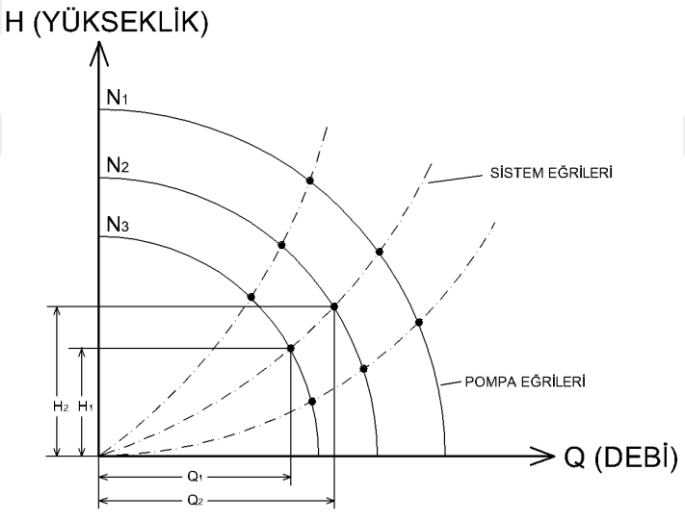
Pompanın karakteristikleri pompanın devir sayılarıyla doğru orantılıdır. Pompanın debisi devir sayısın tek katıyla (Eşitlik 1.4), basma yüksekliği devir sayısının karesiyle (Eşitlik 1.5), gücü ise devir sayısının küpüyle (Eşitlik 1.6) orantılıdır.

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{N_1}{N_2} \tag{1.4}$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^2 \tag{1.5}$$

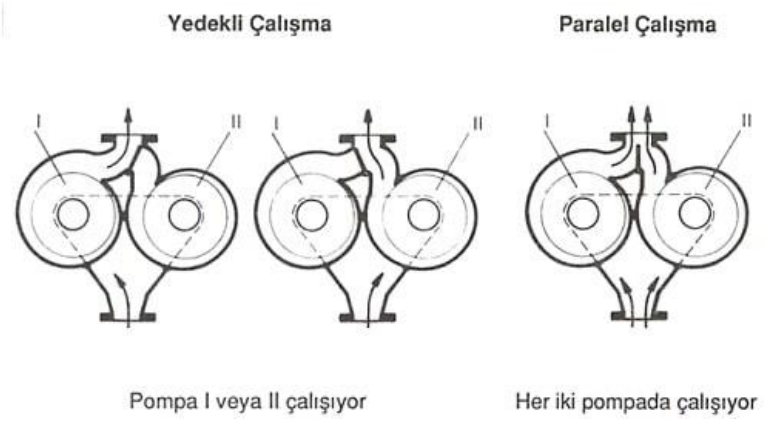
$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^3 \tag{1.6}$$

Burada Q debi, H basma yüksekliği, N devir sayısı ve P pompanın gücüdür. Pompanın devir sayıları değiştirilerek ısıtma sistemine en uygun çalışma noktası seçilebilir (Şekil 1.38). Günümüzde tek devirli (hızlı) pompaların kullanımı yok denecek kadar azdır. Binalarda Enerji Performansı Yönetmeliği'ne [1] göre çok devirli ya da frekans kontrollü pompa denilen enerji verimli pompaların kullanımı zorunlu hale gelmiştir. Frekans kontrollü pompalar sistemin eğrisine göre ihtiyaca göre debi ve basınç ayarlaması yapabilen pompalardır. Bu pompalar belirli devirde sürekli aynı gücü harcamak yerine ihtiyaca göre devrini düşürüp artırarak enerji tasarrufu sağlayan pompalardır.



Şekil 1.38. Devir sayılarına göre çalışma noktalarının değişimi [6]

Isıtma sistemlerinde pompalar genellikle çift şeklindedir. Bir pompa yedek beklerken diğer pompa çalıştırılır veya eş yaşlandırmalı olarak kullanılırlar. Bazı durumlarda tekli tip iki pompa yerine ikiz tip denilen pompalar kullanırlar. İkiz pompalar hem yedekleme amaçlı hem de paralel bağlı iki pompa gibi çalıştırılabilirler (Şekil 1.39). İkiz pompa kullanımında tekli pompalara göre daha az vana, çek valf ve pislik tutucu kullanılarak yatırım maliyeti düşürülebilir.



Şekil 1.39. İkiz pompa kullanımı [5]

Pompa seçimi yapılırken iki ana değişkene ihtiyaç vardır. Bunlar debi ve basma yüksekliğidir. Debi belirlenirken ısıtma kapasitesi, akışkanın yoğunluğu ve özgül ısısı ile sistemin sıcaklık farkının bilinmesi gerekmektedir. Pompa debisi [Q, m^3/s] Eşitlik 1.7'den hesaplanır.

$$Q = \frac{Q_{ıs}}{C_p \rho \Delta T} \tag{1.7}$$

Burada $Q_{ıs}$ ısıtma kapasitesi [W], C_p akışkanın özgül ısısı [j/kg°C], ρ akışkan yoğunluğu [kg/m^3] ve ΔT sistem gidiş-dönüş sıcaklık farkıdır [°C].

Debi hesaplandıktan sonra pompanın basma yüksekliğinin belirlenmesi gerekmektedir. Basma yüksekliği sistemdeki basınç kayıplarını yenecek güçte olmalıdır. Aksi halde pompa gerekli debiyi ısı yayıcı cihazlara ulaştıramaz ve ısıtmada ciddi sıkıntılara yol açabilir. Basma yüksekliği Eşitlik 1.8'de verilen sistem basınç kayıplarından daha büyük seçilmelidir.

$$H = \sum RL + \sum Z \tag{1.8}$$

Burada H basınç kaybı [mmSS], R borudaki basınç kaybı [mmSS/m], L boru boyu [m] ve Z özel direnç basınç kayıplarıdır [mmSS].

Kazan dairesindeki basınç kayıpları biliniyorsa hesaplanan sistem basınç kayıplarına genel olarak %10 ilave edilerek pompa basma yüksekliği belirlenebilir. Kazan dairesindeki basınç kayıpları bilinmiyorsa hesaplanan sistem basınç kayıplarına 300 ila 800 mmSS ilave edilerek pompa basıncı bulunabilir.

Enerji verimliliği bakımından pompanın ne kadar güç tükettiği de önemlidir. Pompa gücü debi, basınç ve pompa verimiyle hesaplanabilir (Eşitlik 1.9). Pompa milinin bağlı olduğu motorun elektrik gücü ise Eşitlik 1.10'da verilmiştir.

$$P = \frac{H\ x\ Q}{\eta_p} \tag{1.9}$$

$$P_m = \frac{H\ x\ Q}{\eta_p\ x\ \eta_m} \tag{1.10}$$

Burada Q pompa debisi [m^3/s], P pompa gücü [W], H pompa basıncı [Pa], η_p pompa verimi, η_m motor verimi ve P_m elektrik motorunun gücüdür [W].

Isıtma sistemlerinde kullanılan pompalar ile ilgili dikkat edilmesi gereken hususlar bulunmaktadır [5].

- Isıtma tesisatlarında hava olması sistem verimini ve pompa verimini önemli ölçüde etkileyeceğinden pompa çıkışlarına otomatik hava tahliye cihazı yerleştirilmelidir.

- Pompaların yerleştirildiği hatta kapalı bir vana bulunmaması gerekir. Aksi halde pompa motoru aşırı ısınır ve yanabilir.

- Çok büyük kapasiteli pompalar ilk çalıştırma anında sisteme yüksek kapasitede debi gönderirler ve buda şok dalgasına neden olup hattaki donanımlara zarar verebilir. Bu neden bu pompaların vanaları yavaş yavaş açılmalı ve kapanmalıdır.

- Pompa ve diğer donanımları korumak için ısıtma sistemlerine ilk dolumdan önce tesisat yıkanmalı ve temizlenmelidir.

- Sirkülasyon pompaları enerji maliyetleri nedeniyle sürekli çalıştırılmamalıdır. Bir zaman programıyla otomatik kontrol edilerek çalıştırılmalıdır.

- Santrifüj pompa emişlerinde dirsekten sonraki boru mesafesi borunun çapından en az 10 kat büyük olmalıdır. Aksi halde türbülanslı akış nedeniyle pompa verimi düşer.

- 3 beygirden büyük sürekli çalışan pompalar 1450 d/d olarak seçilmelidir. 2800 d/d pompaların soğutucuları çok gürültülüdür.

- Sirkülasyon pompaları tesisatın gidiş hattına yerleştirilmelidir. Bu sistemin hava yapmamasını ve son katların rahat ısınmasını sağlar.

- Sirkülasyon pompaları çıkışlarına mutlaka çek valf konulmalıdır. Çek valfler boylerli hatlarda yazın tesisatın gereksiz ısınmasını önler. Ayrıca yedek pompaların veya diğer sistem pompalarının birbirine etkisini önler.

- Elektrik motorlarının termik koruyucu seçiminde, termik koruma noktası cihaz tarafından çekilen akım mertebesinde seçilmelidir. Termik koruyucular ideal olarak orta noktada çalıştığından başlangıç ve son noktaları hassas olmayabilmektedir. Bu durum basınç şalterleri (presostat) içinde geçerlidir.

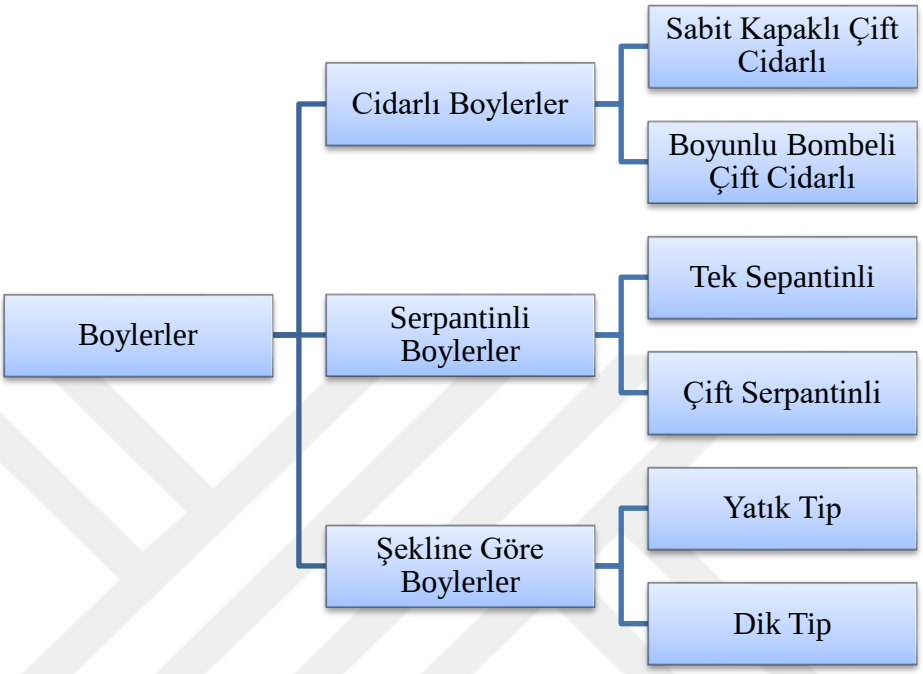
- Kömürlü sistemlerde pompaların gidiş-dönüş hattı arasına By-Pass vanası konulmalıdır. Elektrik kesintilerinde bu vana açılarak hem bina kısmen ısıtılmış olur hem de kazan ısısının yükselmesi önlenir.

- Uzun süre çalışmayan pompaların milleri sıkışır. Pompa suyla doldurulup bir gün beklenir ve pompa mili elle/anahtarla ilk hareket verildikten sonra çalıştırılır.

1.2.4.4. Boyler Seçimi

Boylerler banyo, lavabo ve mutfak gibi mekânlarda gerekli olan sıcak suyun hazırlanmasını sağlayan cihazlardır. Sıcak su üretimi yapan boylerler esasen bir ısı değiştiricisidir. Kazandan gelen kalorifer devresindeki ısıtma sıcak suyu boylerde depo

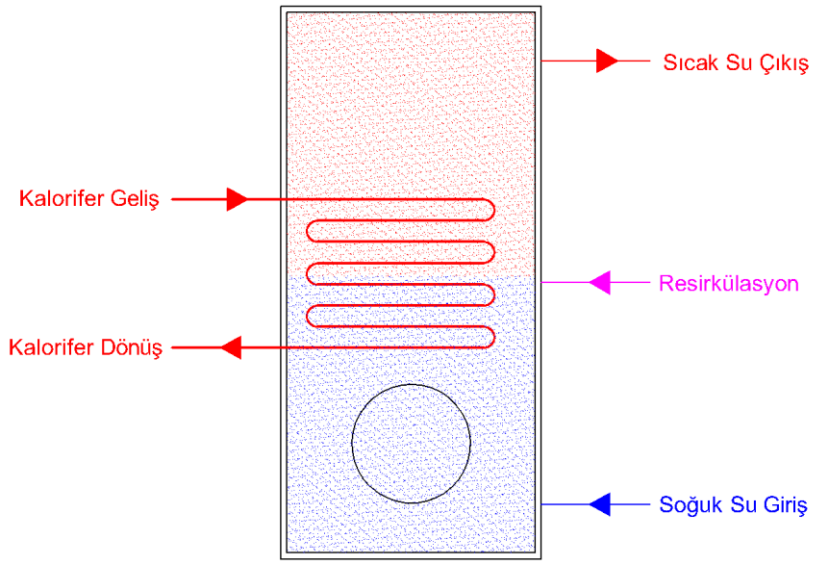
edilen soğuk suyu ısıtarak kullanıma hazır hale getirir. Boyler genel olarak cidarlı ve serpantinli olmak üzere iki sınıfa ayrılır (Şekil 1.40).



Şekil 1.40. Boyler çeşitleri

Çift cidarlı boylerlerde iç içe geçmiş iki tank bulunur. Tankın birinde kalorifer sıcak suyu diğerinde ısıtılacak sıhhi su vardır. Kazandan gelen sıcak kalorifer suyu iç cidara temas ederek suyu ısıtır. Çift cidarlı boylerler yatık tip olarak kullanılmaktadır.

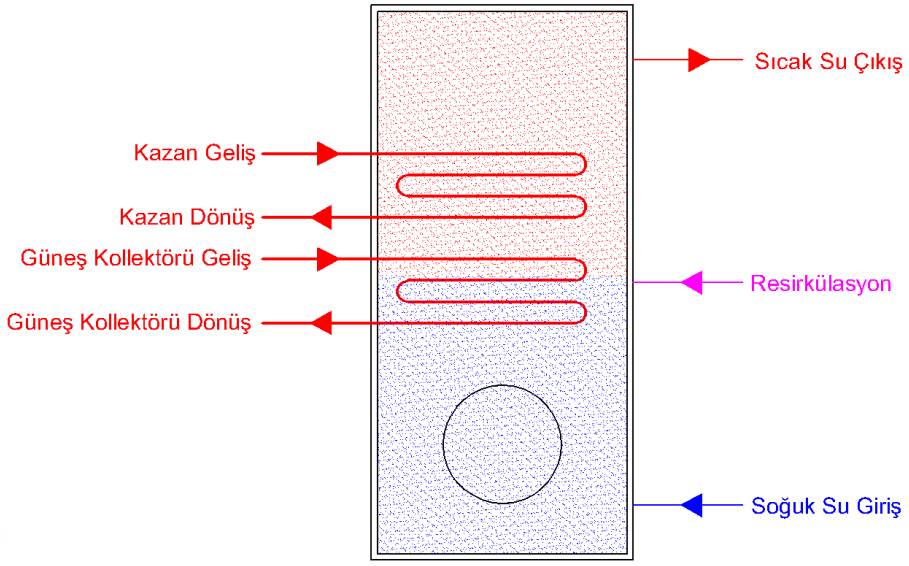
Serpantinli boylerlerde ise kaloriferden gelen sıcak su sarmal haline gelmiş boru demetiyle sıhhi suyun içinde dolaştırılarak ısıtma yapılır. Serpantinli boylerler dik tip olarak veya yatık tip olarak kullanılabilir. Genellikle dik tip olarak kullanılan serpantinli boylerler kazan dairesinin yükseklik problemi olan yerlerde yatık tip olarak kullanılabilir. Dik tip tek serpantinli boyler Şekil 1.41'de gösterilmiştir. Çift serpantinli boylerlerde ise kazandan gelen kalorifer devresine ilaveten güneş enerjisi benzeri ikincil bir kaynaktan gelen bir ısıtma devresi daha vardır (Şekil 1.42). Enerji verimliği ve tasarrufu bakımından özellikle yaz aylarında kazanın tükettiği enerjiyi azaltması bakımından çift serpantinli boyler kullanılması önerilmektedir.



Şekil 1.41. Tek serpantinli dik tip boyler

Boylerlerde istenen su çıkış sıcaklığı kullanım amacına ve kullanım yerine göre değişmektedir. Konutlarda 40-45°C sıcaklık yeterliyken, hastanelerde bu sıcaklık 60°C olmaktadır. İstenen su sıcaklığının yanında istenen su debisi de diğer bir önemli parametredir. Konutlarda, otellerde, hastanelerde, kışlalarda vb. birçok tesiste sıcak su ihtiyacı değişmektedir.

Sıcak su kapasite hesaplarında esas olan suyun anlık kullanımı veya depolanmasıdır. Küvet veya sağlık havuzu (jakuzi) gibi elemanların olduğu ve depolama gerektiren banyolarda kapasite farklı hesaplanmalıdır. Duş, lavabo, eviye gibi elemanların olduğu ve depolama gerektirmeyen banyolarda kapasite hesabı farklı olmalıdır.



Şekil 1.42. Çift serpantinli dik tip boyler

Sıcak su kapasite hesaplamalarında tüm banyo, lavabo ve eviyelerin aynı anda kullanılması mümkün olmadığından toplam kapasite bir eş zaman faktörüyle dengelenmelidir.

Boyler hacmi [$\dot{B}$, L] Eşitlik 1.11'de ki gibi hesaplanabilir.

$$\dot{B} = 1.1\ x\ \hat{Z}\ x\ \phi \tag{1.11}$$

Burada $\hat{Z}$ toplam sıcak su ihtiyacı [L/h] ve ϕ eş zaman faktörüdür. Boyler için gerekli ısıtma gücü $Q_{ıs}$ ise Eşitlik 1.12'den hesaplanabilir.

$$Q_{ıs} = 3.6\ x\ \rho\ x\ \hat{Z}\ x\ \phi\ x\ C_p\ x\ \Delta T \tag{1.12}$$

Eşitlik 1.12 saatlik ısıtma gücünü vermektedir. Enerji ekonomisi ve verimliliği bakımından boylerlerin ısıtma güçleri düşürülürse enerjiden tasarruf edilmiş olur. Bunun için 1 saatlik ısınma süresi yerine boyler hacmini büyüterek 3-4 saatlik ısınma süresi seçilebilir. Örneğin 64 kW'lık ısıtma gücüne sahip 1000 litrelik bir boyler yerine 1500 litrelik bir boyler seçilip ısıtma gücü 32 kW'a düşürülebilir. Buda kazan kapasitesinin düşmesine dolayısıyla kazan ilk yatırım maliyetinin ve işletme maliyetlerinin ciddi oranda azalmasını sağlar. Boyler hacminin büyümesi ise boylerin

ilk yatırım maliyetinin artmasına sebep olur. Ancak kazan maliyetlerinin boyler maliyetlerinden oldukça fazla olması toplamdaki azalmayı etkilemez.

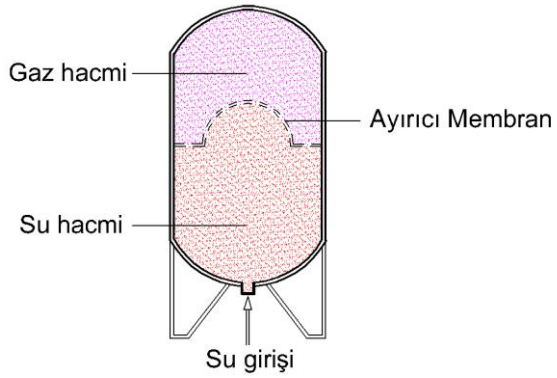
Enerji tasarrufu bakımından boylerler için bir önemli noktada boylerlerin yalıtılmasıdır. Boylerler çelikten imal edilirler. Geniş bir yüzey alanına sahip oldukları için yüzeylerinden ısı kaybederler. Bunu önlemek için minimum 50-80 mm kalınlığında yalıtılmaları gerekir.

Enerji tasarrufu bakımından boylerler için bir önemli noktada sıcak suyun düşük kapasitelerde üretilmesidir. Eski 90/70°C çalışan sistemlerde boyler su sıcaklıkları her zaman 60°C olarak belirlenirdi. Günümüzde bu sıcaklıklar enerjiden tasarruf etmek için 40-45°C sıcaklığa kadar düşürülmüştür. Ancak lejyoner hastalığından korunmak için boylerler haftada 1 kez 60°C sıcaklığa çıkarılıp bakteri üremesinin önüne geçilmelidir. Bugün hala hastanelerde hijyen şartları nedeniyle boylerler 60°C olarak çalıştırılmaktadır.

1.2.4.4. Genleşme Tankı Seçimi

Isıtma sistemlerinde kullanılama göre su sürekli olarak ısınır ve soğur. Her madde de olduğu gibi suda ısınırken genleşir. Su yaklaşık 10°C'den 90°C'ye kadar ısıtıldığından ilk hacminin %3.55'i kadar genleşir. Bu genleşmenin dengelenebilmesi için genleşme tankları kullanılır. Genleşme tankları sistemin genleşmesini alırken aynı zamanda da aşırı basıncıda dengelemeye yardımcı olurlar.

Genleşme tankları açık ve kapalı olmak üzere iki sınıfa ayrılır. Açık genleşme tankları atmosfere açıktır ve basınçsızdır. Daha çok katı yakıtlı ısıtma sistemlerinde kullanırlar. Açık genleşme tanklarının işletme ve bakım maliyetleri fazla olduğundan günümüzde daha çok kapalı genleşme tankları kullanılmaktadır. Kapalı genleşme tanklarında su ve gaz olmak üzere iki akışkan bulunur. Bu akışkanlar bir membran ile birbirinden ayrılır Şekil 1.43).



Şekil 1.43. Kapalı genleşme tankı

Isındıkça genleşen su kapalı genleşme tankının su girişinden girerek tanka dolar. Tankta daha önce belirli bir ön basınçla doldurulmuş olan gaz bulunur. Bu gaz genelde azot veya havadır. Genleşen su membranı yukarı doğru iterek gazı sıkıştırıp kendine yer açar. Bu sayede sistemdeki genleşme alınmış olur. Sistem soğumayan başladığında bu kez gaz basıncı daha yüksek olduğundan suyu sisteme geri göndererek dengeyi kurar. Bu çevrim sürekli kendini yenileyerek devam eder.

Genleşme depolarının kapasite hesabı yapılabilmesi için öncelikle sistemdeki su hacmi daha sonra genleşen su miktarı bulunmalıdır. Tablo 1.8'de kazan, ısıtıcı ve boruların yaklaşık su hacimleri verilmiştir. Bu tablo ile sistemdeki su hacmi hassas bir şekilde hesaplanabilir veya Tablo 1.9'da verilen katsayılarla sistemdeki ısıtıcılara bağlı olarak yaklaşık olarak da bulunabilir. Her iki durumda da genleşme tankı hacmi çok fazla değişmeyecektir.

Tablo 1.8. Kazan, ısıtıcı ve boruların yaklaşık su hacimleri

Cinsi	**Su Hacmi**
Döküm radyatörler (900 mm)	3.5 L/m^2
Döküm radyatörler (200-500 mm)	4-5 L/m^2
Çelik radyatörler (900 mm)	5 L/m^2
Çelik radyatörler (200-500 mm)	6 L/m^2
Panel radyatörler tekli (PK 600)	3 L/m^2
Panel radyatörler çiftli (PKKP 600)	6 L/m^2
Konvektörler	0.2-0.4 L/m^2
Döküm Kazanlar	0.5-1.0 L/kW
Çelik Kazanlar	2.0-4.0 L/kW

DN15 Çelik borular	0.201 L/m
DN20 Çelik borular	0.366 L/m
DN25 Çelik borular	0.581 L/m
DN32 Çelik borular	1.010 L/m
DN40 Çelik borular	1.370 L/m
DN50 Çelik borular	2.160 L/m
DN65 Çelik borular	3.850 L/m
DN80 Çelik borular	5.350 L/m
DN100 Çelik borular	7.930 L/m

Tablo 1.9. Isıtıcı tipine göre genleşme katsayıları

Isıtıcı Tipi	**ω (L/kW)**
Konvektörler	5.2
Panel Radyatörler	8.3
Döküm Radyatörler	12.0
Çelik radyatörler	16.0
Yerden Isıtma	18.5

Genleşen suyun hacminin bulunabilmesi için Tablo 1.10'da suyun sıcaklığa bağlı olarak özgül hacminin değişiminden veya Tablo 1.11'deki sıcaklığa bağlı genleşme katsayılardan yararlanılır.

Tablo 1.10. Suyun özgül hacminin ve yoğunluğunun sıcaklıkla değişimi

Sıcaklık (°C)	**Yoğunluk (kg/L)**	**Özgül hacim (L/kg)**
10	0.9996	1.0004
20	0.9982	1.0018
30	0.9956	1.0044
40	0.9922	1.0079
50	0.9880	1.0121
60	0.9832	1.0171
70	0.9777	1.0228
80	0.9718	1.0290

Açık genleşmeli sistemlerde genleşen su hacmi (ΔV) biliniyorsa genleşme deposu hacmi yaklaşık olarak su hacminin iki katı (2ΔV) alınabilir veya Eşitlik 1.13'ten hesaplanabilir.

$$V_g = 0.08\ x\ V_s \tag{1.13}$$

Burada V_g genleşme tankı hacmi [L] ve V_s tesisattaki su hacmidir [L]. Kapalı genleşmeli sistemlerde su hacmi V_s Eşitlik 1.14'ten hesaplanabilir.

$$V_s = \omega \; x \; Q_k \tag{1.14}$$

Burada Q_g kazan ısıl kapasitesi [kW] ve ω ısıtıcı tipine göre genleşme katsayısıdır. Kapalı genleşmeli sistemlerde genleşen su hacmi ΔV ise Eşitlik 1.15'ten hesaplanabilir.

$$\Delta V = V_s \; x \; ή \tag{1.15}$$

Burada ή sıcaklığa bağlı genleşme katsayısıdır ve sıcaklığa göre değişimi Tablo 1.11'de verilmiştir.

Tablo 1.11. Sıcaklığa bağlı genleşme katsayısının değişimi

Ortalama Sıcaklık (°C)	**ή Katsayısı**
40	0.0075
50	0.0117
60	0.0167
70	0.0224
80	0.0286

Kapalı genleşmeli sistemlerde genleşen su hacmi bulunduktan sonra genleşme tankı hacmi Eşitlik 1.16'dan hesaplanabilir.

$$V_g = (V_n + \Delta V)\frac{P_e + 1}{P_e - P_0} \tag{1.16}$$

Burada V_n sistem soğukken tankta bulunan ön su hacmi [L], ΔV genleşen su hacmi [L], P_e sistemin işletme üst basıncı [bar] ve P_0 genleşme tankı ön basıncıdır [bar].

Enerji ekonomisi ve verimliliği bakımından mümkün olduğunca kapalı genleşme tankı kullanılmalıdır. Ayrıca büyük kapasiteli genleşme tankları ısı kayıpları nedeniyle yalıtılmalıdır.

1.2.5. Isıtma Sistemlerinde Otomatik Kontrol ve Yalıtım

Isıtma sistemlerinin tasarımı maksimum kapasiteye göre yapılmaktadır. Kapasite belirlenirken dış hava sıcaklığı minimum ve kapasite kullanımı maksimum olacak şekilde hesap yapılır. Ancak sistem çoğu zaman bu değerlerin altında çalışmaktadır. Isıtma sistemlerinin kapasiteye ve dış havaya göre kendi çalışmasını ayarlayarak optimum çalışma şartlarını sağlamak için otomatik kontrol sistemleri kullanılmaktadır. Otomatik kontrol sistemleri sistemin kendi kendine çalışmasını gerçekleştirerek, ısıtmanın verimli bir şekilde yapılmasını, yakıttan tasarruf edilmesini ve konforlu bir ısıtma yapılmasını sağlar.

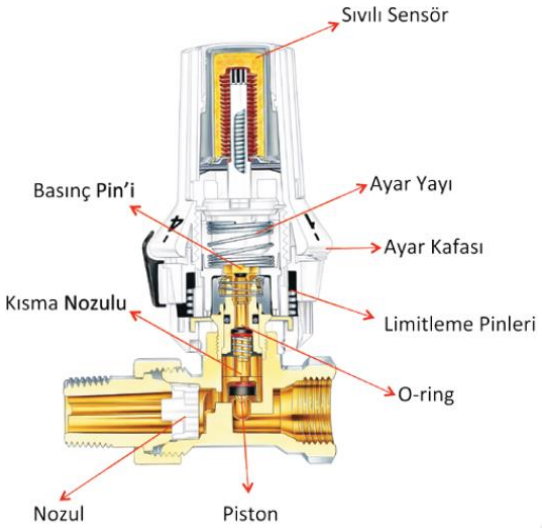
Isıtma sistemlerinde otomatik kontrol genel olarak bireysel kontrol, kazan kontrolü ve bölge (zon) kontrolü olmak üzere üç farklı şekilde yapılır.

1.2.5.1. Bireysel Kontrol

Bireysel kontrol oda içindeki ısı yayıcı cihazların (radyatör, fancoil, konvektör vb.) bir termostat ve vana yardımıyla kontrol edildiği sistemdir. Bireysel kontrol ile oda ısısı sabit bir değerde tutularak konfor düzeyi değişmeden belli sınırlar içinde kalınması sağlanır.

Bireysel kontrol için radyatörlerde termostatik vana kullanılmaktadır. Termostatik vanaların kontrol hassasiyeti az olmasına rağmen konut ve villa tipi uygulamalarda en basit çözümdür. Termostatik vana radyatör girişine takılır. Bir oda termostatından sinyal alarak veya önceden belirlenmiş üzerindeki ısı derecelerine göre su debisini ayarlar. İstenilen değere göre su debisini kısıp açarak radyatörün ısı kapasitesinin kontrol edilmesini ve odanın sıcaklığının konfor sınırları içinde kalmasını sağlar. Şekil 1.44'de termostatik vananın içyapısı gösterilmiştir.

Bireysel kontrolün bir başka yöntemi ise fancoil ve konvektörlerde kullanılan motorlu vanalarla yapılmaktadır. Cihaz girişinde bulunan ve bir oda termostatından sinyal alan motorlu vanalar oda sıcaklığı sağlanan kadar su akışına müsaade ederek cihazların tam kapasite çalışmasını sağlar. Motorlu vanalar istenilen oda sıcaklığı sağlandıktan sonra su akışını keserek aşırı ısınmayı ve gereksiz yakıt masrafı yapılmasını engeller.



Şekil 1.44. Termostatik radyatör vanası [7]

1.2.5.2. Kazan Kontrolü

Sıcak sulu ısıtma sistemlerinde kullanılan kazanlar çıkış sıcaklığına göre kontrol edilirler. Kazanlarda otomatik kontrol iki türlü yapılmaktadır. Bunlardan biri kazan suyu çıkış sıcaklığının bir termostat ile sabit tutulduğu kontrol yöntemidir. Diğeri ise bir elektronik kumanda paneliyle kazan çıkış sıcaklığının dış hava sıcaklığına göre değiştirilerek kontrol edildiği kompanzasyonlu sıcaklık kontrolüdür. Her iki kontrol yönteminde brülörler gelen sinyale göre on-off veya oransal olarak kontrol edilerek ateşleme yapılır. Oransal brülörlerde gelen sinyale göre brülörün hava ve yakıt karışımı değiştirilerek kapasite düşürülür. Buda brülörün sürekli aynı kapasitede çalışmasını engelleyerek yakıttan tasarruf edilmesini sağlar.

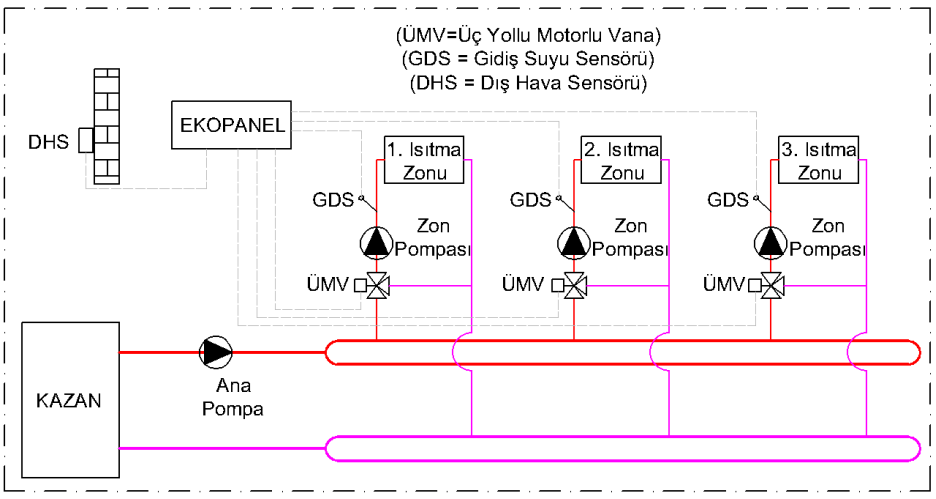
Kazan kontrolünü sağlayan panellere genel olarak eko panel adı verilmektedir. Yakıttan %30'a yakın tasarruf edilmesini sağladığı için bu şekilde isimlendirilmiştir. Eko panellerin bazı avantajları aşağıda sıralanmıştır.

- Eko paneller dış hava sıcaklığına göre kazanı otomatik olarak çalıştırırlar
- Uzaktan kumanda ile kazan dairesine inmeden ayar imkânı verirler
- Günlük-haftalık-aylık programlama ile istenilen gün ve saatte otomatik olarak sistemi çalıştırırlar

- Boyler su sıcaklığını set edilen değere göre otomatik olarak kumanda ederler
- Don sıcaklık ayarı ile tesisatın donmasını engeller
- Zon kontrol vanalarının kumanda ederek istenilen konfor değerlerini sağlarlar

1.2.5.3. Zon Kontrolü

Zon kontrolünde iki ve üç yollu motorlu vanalarla sıcaklık ve debi kontrolü yapılır. Büyük kapasiteli ısıtma sistemlerinde birden fazla ısıtma bölgesi bulunur. Bunlar yöne bağlı olarak kuzey-güney, ısıtıcı tipine göre veya kullanıcı sayısına bağlı olarak isimlendirilebilir. Örneğin bir konutta kuzey ve güney olmak üzere iki zon kullanılır. Daha büyük kapasiteli endüstriyel yapılarda, klima santral zonu, havuz suyu ısıtma zonu, hamam ısıtma zonu gibi farklı şekilde zonlama yapılabilir. Tek ısıtma merkezli blok yapılarda ise A blok veya B blok gibi farklı zonlama yapılabilir. Bu sistemlerde her bir zon için üç yollu vana kullanılarak sabit su sıcaklığı sağlanır. Su sıcaklığı gidiş hattı üzerine monte edilen sıcaklık sensörü ile ölçülür. Sistem istenilen su sıcaklığından daha fazla sıcaklığa sahip ise dönüş yolunu açarak gidiş ve dönüş suyunu karıştırarak su sıcaklığını istenilen değere getirir. Böylece istenmeyen yüksek sıcaklık o zona gönderilmemiş olur. Özellikle yerden ısıtma gibi düşük sıcaklıkta çalışan bir sistemin bulunduğu zonlarda üç yollu vana kullanımı zorunludur. Çünkü bu sistemlerde 50°C üzerine çıkılmaması gerekmektedir. Zon kontrolünün yapıldığı bir tesisat şeması Şekil 1.45'te gösterilmiştir.



Şekil 1.45. Zon kontrollü otomatik kontrol şeması

1.2.5.4. Yalıtım

Isıtma sistemlerinde yalıtım ısı ekonomisi için vazgeçilmez bir unsurdur. Isı yalıtımı bina dış kabuğundan ve tesisatta olmak üzere iki türlü yapılmaktadır. Mantolama da denilen bina dış yalıtımı iç mekândaki konfor sıcaklığının daha uzun süre korunmasını ve ısının iç mekâna hapsedilip dışarı olabildiğince az miktarda kaçmasını önler. Bina dış yalıtımı ülkemizde TS 825 standardındaki ısı yalıtım hesaplamalarında çıkan değere göre yapılmaktadır. Hesap sonucunda binanın dış kabuğunun minimum olması gereken yalıtım kalınlığı belirlenir. Bu yalıtım kalınlığına göre yıllık ısınma enerjisi belirlenir. Isınma enerjisinin olabildiğince az olması için yalıtım kalınlığının mümkün olduğunca büyük seçilmesi avantajlı olacaktır.

Enerji tasarrufunun maksimum olabilmesi için bina yalıtım kalınlığı kadar tesisat yalıtımı da önemlidir. Açıktan geçen tüm tesisat borularının yalıtılması enerji kaybını önleyecektir. Özellikle binanın ısıtılmayan bodrum katlarından geçen tüm tesisat borularının, vana ve armatürlerinin yalıtılması gerekmektedir. Ayrıca yine ısıtılmayan tesisat şaftlarının da tekniğine uygun bir şekilde yalıtılması gerekmektedir.

1.2.6. Isı Yayıcı Cihaz Seçimi

Enerji verimliliği ve ekonomisi bakımından ısıtma sistemlerinde ısının odaya yayılmasını sağlayan cihazlar veya sistemler iki sınıfa ayrılabilir. Bunlar konvektif cihazlar (radyatör, konvektör, fancoil vb.) ve düşük sıcaklıklı radyant sistemler (yerden ısıtma, TABS vb.) olarak düşünülebilir.

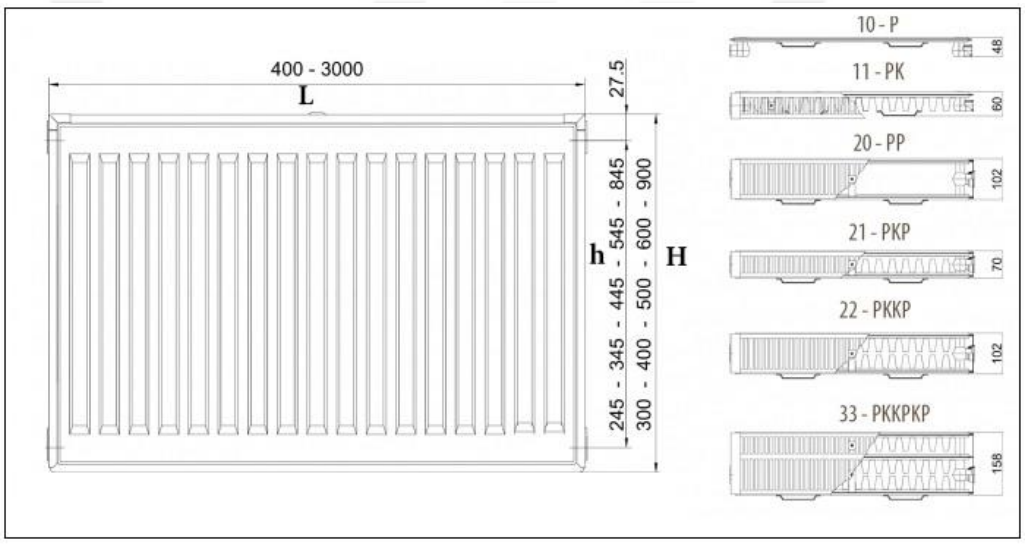
1.2.6.1. Konvektif Isı Yayıcı Cihazlar

Konvektif ısı yayıcı cihazlar odaya iletim, taşınım ve ışınım olmak üzere üç farklı şekilde ısı yaymaktadır. Ağırlıklı olarak %70 civarında taşınım ile ısı transferi yaptıklarından dolayı konvektif ısı yayıcı cihazlar olarak bilinirler.

En yaygın kullanılan konvektif ısı yayıcı cihazlar; radyatörler, konvektörler ve fancoillerdir. Radyatörler döküm, çelik, panel ve alüminyum olmak üzere farklı malzemelerden üretilmekte ve bu isimlerle anılmaktadır. Döküm radyatörlerin ısıl ataleti en yüksektir. Döküm radyatörler geç ısınıp geç soğurlar. Üretim tekniğinden dolayı günümüzde artık tercih edilmemektedir. Çelik radyatörler ise döküm radyatörlere

göre daha hızlı rejim tepki süresine sahiptir ancak daha pahalıdırlar. Bu nedenle kullanımı sınırlıdır. Panel radyatörler ise üretim tekniğinden dolayı en uygun olanıdır. Isıl verimleri yüksek olan panel radyatörlerin kullanım oranı da oldukça yüksektir. Panel radyatörlerin PK, PKP, PKKP ve PKKPKP modelleri vardır (Şekil 1.46).

Alüminyum radyatörler ise en yüksek ısıl verime sahip radyatörlerdir. Bu radyatörlerde model ve renk seçeneği fazladır. Dekoratif amaçlı kullanılan alüminyum radyatörler pahalı oldukları için genellikle villa ve özel projelerde kullanılmaktadır.



Şekil 1.46. Panel radyatör çeşitleri [8]

Radyatörler eski sistemlerde 90/70°C sıcaklıklarda çalışırken yeni sistemler ise yakıt tasarrufu sağlanması bakımından 80/60°C, 75/55°C gibi daha düşük sıcaklıklarda çalıştırılmaktadır. Doğru projelendirme ve kullanım için tüm radyatörler üretici kataloğundaki değerlere göre seçilmelidir.

Konvektörler radyatörlerden farklı olarak ısıtıcı yüzeyleri daha küçüktür. Bu nedenle ana ısıtıcı batarya etrafında kanatçıkları vardır. Ayrıca daha fazla ısı yaymaları için bünyelerinde bir fanda kullanılabilmektedir. Konvektörler yer tipi ve yer üstü olmak üzere iki farklı tipte üretilmektedir. Görüntü olarak yer kaplamadıkları için en çok kullanılan konvektörler yer tipi olanlardır (Şekil 1.47). Konvektörler genellikle ısı kaybının yüksek olduğu cam kenarlarında kullanılmaktadır. Konvektörlerde radyatörler

gibi ısıl kapasitelerine göre 80/60°C, 75/55°C sıcaklıklarda çalıştırılabilmektedir. Konvektörler ısı taşınım tipine göre doğal taşınımlı (fansız) ve cebri taşınımlı (fanlı) olarak iki farklı tipte kullanılabilmektedir. Ayrıca tek serpantinli veya çift serpantinli tipleri de mevcuttur. Çift serpantinli modellerin ısıl kapasiteleri tek serpantinli olanlara göre daha yüksektir ve ısıl kapasitenin karşılanamadığı durumlarda kullanılırlar.



Şekil 1.47. Yer tipi konvektör [9]

Fancoiller de konvektör benzeri bir yapıya sahip cihazlardır. Döşeme tipi, gizli tavan tipi ve kasetli tavan tipi olmak üzere üç farklı tipi vardır. Ayrıca ısıtma ve soğutma sistemlerinde kullanımı bakımından iki borulu ve dört borulu tipleri de vardır. Genellikle otellerde, hastane, alışveriş merkezlerinde ve genel mekân ısıtmalarında kullanılırlar. Fancoiller bünyelerinde barındırdıkları fan sebebiyle yüksek ısı kapasitelerine sahiptirler. Isıtıcı bataryalarındaki sıcak suyu bir fan yardımıyla odaya üfleyerek ısı transferi yaparlar. Şekil 1.48'de gizli tavan tipi bir fancoil gösterilmiştir.

Konvektif ısı yayıcı cihazlar nispeten yüksek sıcaklıklarda (90/70°C, 80/60°C, 75/55°C) çalıştırılmak üzere seçilirler. Düşük sıcaklıklarda kullanımı da mümkündür ancak cihaz boyutları arttığı için düşük sıcaklıklarda kullanımı çok fazla tercih edilmez. Bu cihazlar genellikle bir oda termostatı ve motorlu vana ile birlikte kullanılırlar. Bu sayede oda ısıl konforu sabit tutulur.



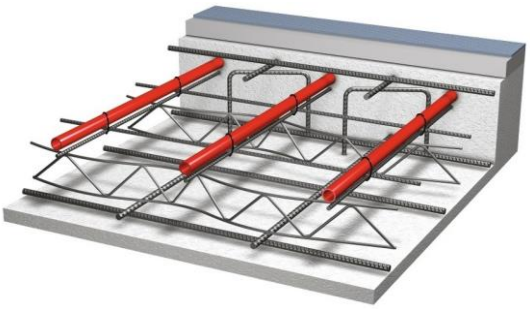
Şekil 1.48. Gizli tavan tipi fancoil

1.2.6.2. Düşük Sıcaklık Radyant Sistemler

Düşük sıcaklıklı radyant sistemlerin (DDRS) çalışma sıcaklıkları 50°C'nin altındadır. İletim, taşınım ve ışınım yoluyla ısı transferi yaparlar. Genelde %50 oranında ışınımla ısı transferi yaptıkları için konvektif ısı yayıcı cihazlardan ayrılırlar. DSRS, yerden ısıtma ve termal aktif bina sistemi olmak üzere iki sınıfta incelenebilir. DSRS düşük sıcaklıkta çalıştıkları için COP değerleri yüksektir ve enerji tasarrufu sağlar. Aynı zamanda ısı pompaları, alternatif enerji kaynakları gibi düşük sıcaklıklı sistemler ile çok uyumludur.

1.2.6.2.1. Termal Aktif Bina Sistemi

Termal aktif bina sistemleri (TABS) bina kütlelerinin (döşeme, duvar, tavan) ısıtılıp-soğutularak ortam sıcaklığının kontrol edilmesini sağlayan sistemlerdir. İnşaat aşamasında bina kütlesinin içerisine yerleştirilen plastik borularla binanın ısıl ataleti, bir önceki günden kalma ısı yükünün giderilmesi ve bir sonraki günkü soğutma ya da ısıtma yükünün azaltılması için kullanılır. İşletme sıcaklığı konvektif sistemlere kıyasla çok daha düşüktür. Şekil 1.49'da TABS sisteminin ana mantığı, Şekil 1.50'de ise uygulaması gösterilmiştir.



Şekil 1.49. TABS sistemi [10]



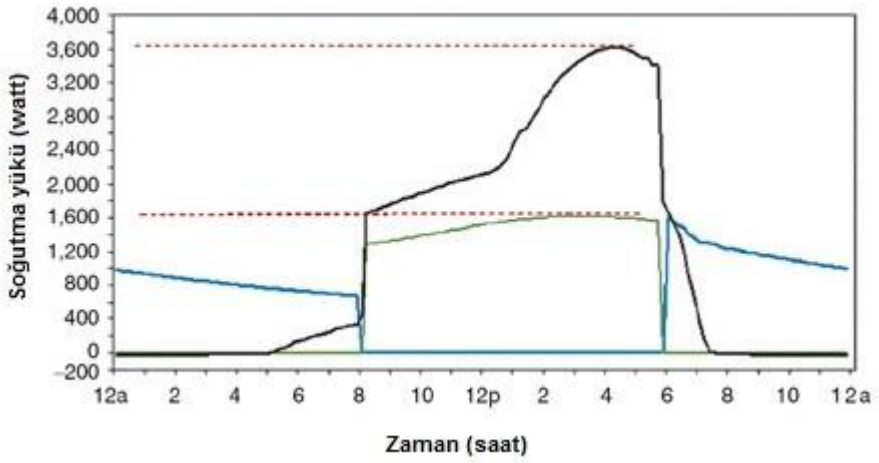
Şekil 1.50. TABS sistemi uygulaması [11]

TABS genel olarak çok katlı binalarda ısıtma ve soğutma amaçlı kullanılmaktadır. Bina kütlesinin aktive edilmesiyle doğrudan bir ısıtma-soğutma etkisi oluşturulmaktadır. Bu sistemde besleme suyu sıcaklığı oda sıcaklığına yakın olduğundan (soğutmada 16/20°C, ısıtmada 28/24°C) ısı pompalarının, yoğuşmalı kazanların, güneş kollektörlerinin ve diğer yenilenebilir enerji kaynaklarının verimi yükselir.

TABS sistemlerinin serinletme uygulamalarında besleme suyu sıcaklığı benzer sistemlere oranla yüksek olduğundan bu sistemlerin enerji ihtiyacı daha azdır. Örneğin chillerlerin besleme suyu sıcaklığının 5°C yükseltilmesi, verimlerini yaklaşık %20 artırmaktadır. TABS sistemi su soğutmalı sistemlerle (soğutma kuleleri, ısı pompaları, chillerler vb.) daha uyumlu ve verimli çalışmaktadır. Diğer sulu sistemlere göre en önemli avantajı çalışma sıcaklığının odadaki ortam sıcaklığına yakın olmasıdır. Örnek olarak fancoil besleme suyu sıcaklığının 7-10°C'ye kadar düşürülmesi gerekirken,

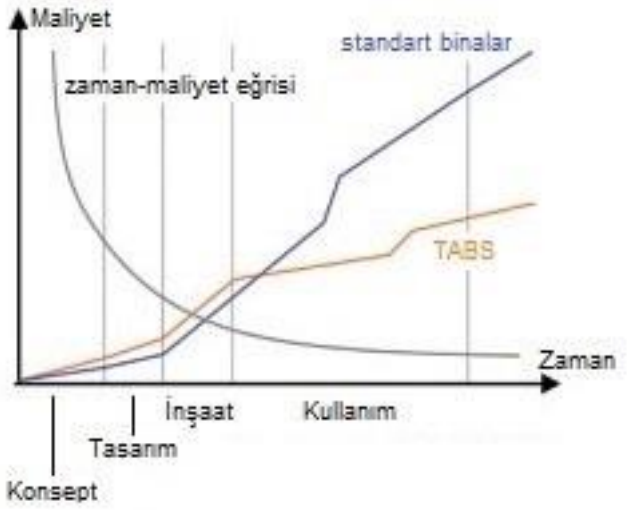
TABS besleme suyu sıcaklığı 16-18°C'de çalışabilmektedir. Bu sayede, besleme suyu sıcaklığı eldesi için daha az enerji harcanmaktadır. Ayrıca gerekli donanımların daha verimli noktalarda seçilmesiyle daha fazla enerji tasarrufu yapılabilmektedir [12].

Şekil 1.51'de görüleceği üzere TABS pik yükleri azaltacağından iklimlendirme sistemlerinde kullanılacak donanımlar daha küçük kapasiteli ve dolayısıyla daha düşük maliyetli olacaktır.



Şekil 1.51. TABS ile pik yüklerin azaltılması [13]

TABS sisteminin yatırım maliyeti diğer konvektif sistemlere göre fazladır. Ancak geri ödeme süresi kısa olup 5 yıldır. Mekanik tesisat sistemlerinin işletme maliyetleri normalde 10-18 €/m^2ay seviyesinde iken, TABS sisteminde 2.5 €/m^2ay seviyesindedir [12]. Şekil 1.52'de TABS sistemini yaşam çevrim maliyeti gösterilmiştir.



Şekil 1.52. TABS yaşam çevrim maliyeti [12]

TABS sisteminin başlıca avantajları şunlardır [13, 14];

- Yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımında sistemin verimi arttırılarak işletme maliyetleri azaltılabilir.
- Soğutma ve ısıtma ihtiyacı gündüzden geceye uzun bir periyoda dağıtılır, buda pik yüklerin azaltılmasını sağlar.
- Yüzey sıcaklığının oda sıcaklığına yakın olması sayesinde sıhhi bir ortam sunar.
- Hava sirkülasyonunun az olması nedeniyle toz zerrelerinin dolaşımı diğer sistemlere göre daha azdır.
- İşletme ve bakım maliyetleri düşüktür.
- Sistemdeki boruların gömülü olması sebebiyle ısıtma ve serinletmede iç dizayn özgürlüğü verir.
- Sistemde asma tavanın kullanılmasına gerek kalmadan hava kanalları tasarımına imkân vermesinden dolayı yapı malzemelerinden büyük oranda tasarruf sağlar.
- Hava kanalı gibi asma tavan gerektiren bir sitem olmadığından bina yüksekliği azaltılabilir.

TABS sisteminin dezavantajları ve başlıca gereklilikler şunlardır [13, 14];

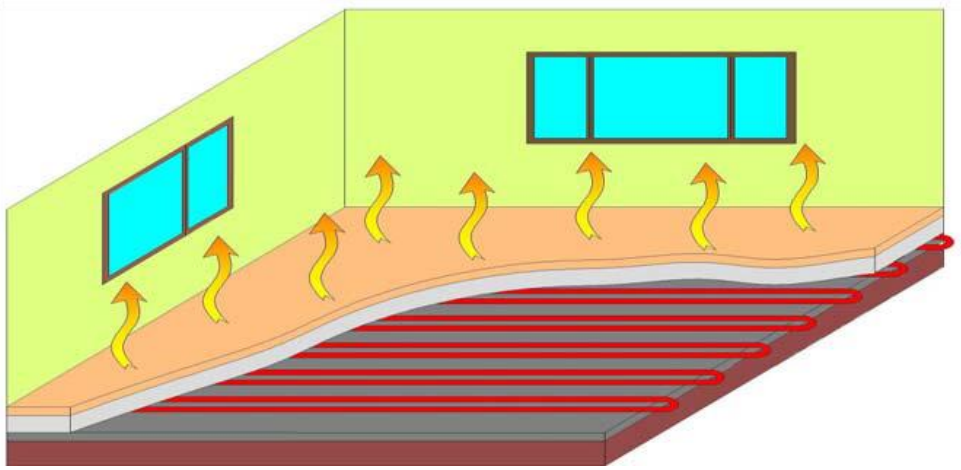
- Çok katlı binalarda kullanılır.
- Asma tavanın yokluğu alternatif akustik çözümler gerektirebilir.
- Bina tasarımı kritiktir; uygun solar ışınım perdesi gerekir, ayrıca dış ısı kazançlarını 1 W/m2K nin altında tutacak yalıtım malzemesi seçilmelidir.
- İzolasyon yapılmayan binalarda eğer duvarlarda ve zeminde TABS kullanılırsa yansıyan ve doğrudan güneş ışığı emilimi soğutma kapasitesini önemli ölçüde artıracaktır.
- Isı transferini engellediğinden dolayı asma tavan kullanılan yerlerde uygun değildir.

TABS sistemi, ofisler, konutlar, hastaneler, okullar, kamu binaları, üst seviyede konforun arandığı ve sessiz ısıtma/serinletme istenen tüm binalar için tercih edilebilir [12].

1.2.6.2.2. Yerden Isıtma Sistemi

Ana prensibi yüzey alanının genişletilmesiyle sıcaklık farkının düşürülerek daha az enerji harcanması ve daha konforlu ısıtma sağlamak olan yerden ısıtma sistemi (YIS), kat betonu ile üst döşeme arasına yerleştirilen borulardaki ısının, üst yüzeyden iç ortama verilerek mahalin ısıtılmasıdır [15]. Şekil 1.53'te yerden ısıtma sisteminin prensibi gösterilmiştir.

Yenilenebilir enerji kaynaklarından sağlanan enerjiyle genellikle düşük sıcaklıkta ısıtma ve yüksek sıcaklıkta soğutma yapılmaktadır. Örneğin güneş enerjisi takviyeli ısıtma sistemleri veya ısı pompalarıyla 50°C civarında sıcak su üretilebilmektedir. Bu nedenle düşük sıcaklıktaki su ile ısıtma/soğutma yapabilen yerden ısıtma sistemlerinin önemi artmıştır [16].

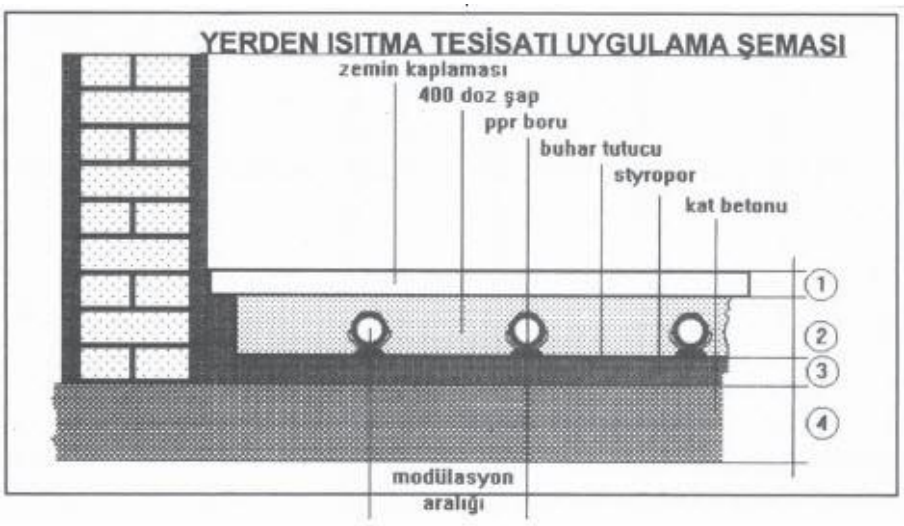


Şekil 1.53. Yerden ısıtma prensibi [15]

YIS sisteminin iki türü bulunmaktadır. Bunlar sırasıyla sıcak sulu ve elektrikli yerden ısıtma sistemleridir. Bu sistemlerinin kullanımı hızla artmaktadır. Örnek olarak konutlarda ısıtmada, buzlanma riskine sahip yol, rampa, çatı ve spor sahaları gibi pek çok kullanım yeri bulunmaktadır. Aşağıda bazı kullanım yerleri verilmiştir [15].

- Konut ve konut amaçlı tesislerin ısıtılmasında,
- Cami, hangar, spor salonu gibi yüksek tavanlı geniş alanların ısıtılmasında,
- Camlı doğrama yüksekliğinin fazla olduğu mahallerde veya radyatör benzeri ısıtıcı ekipmanların çıkışları engellediği camların önlerinde,
- Hamam ısıtmada,
- Çatılarda,
- Kapalı yüzme havuzlarının zemin ısıtmasında,
- Buzlanma tehlikesi olan yollarda ve rampalarda,
- Çim kaplı alanların ısıtılmasında.

Yerden ısıtma sistemlerindeki tipik döşeme kesiti Şekil 1.54'de gösterilmiştir. Kat betonu üzerine takriben 20-25 mm kalınlığında yalıtım malzemesi strafor, onun üzerine ısıtma borusu ve 40-45 mm kalınlığında şap, son tabakada da döşeme kaplama malzemesi (parke, fayans, mermer vb) bulunmaktadır.



Şekil 1.54. Yerden ısıtma döşeme kesiti [17]

Yerden ısıtmanın avantajları aşağıdaki şekilde verilebilir:

- Konvektif sistemlere göre daha düşük sıcaklıkta çalıştığı için daha az enerji tüketmektedir.
- Düşük sıcaklıkta çalıştığı için yenilenebilir ve alternatif enerji kaynaklarıyla kullanıma uygundur.
- Ayak basılan bölgelerin ısıtılması nedeniyle dikey sıcaklık gradyanı daha azdır. Sıcaklık gradyanın az olması nedeniyle hava akımı minimum seviyelerdedir. Havadaki toz hareketi de daha azdır. Bu nedenle daha sağlıklıdır.
- Radyatör yüzeyindeki ortalama sıcaklık 80°C civarında iken yerden ısıtmadaki yüzey sıcaklığı 29°C'dir. Bu yüzden ortamdaki tozlar yanmaz ve ortam nemi de azalmaz.
- Tüm yüzey ısıtıldığı için daha homojen bir ısınma sağlanır.
- Konvektif sistemlerde ısıtma daha çok taşınım yoluyla olurken, yerden ısıtmada daha çok radyasyon etkisiyle olur. Buda konforu artırarak ortam sıcaklığın 1-2°C düşmesini sağlar. Ortam sıcaklığının 1-2°C düşmesi yakıt tüketimini %15 yakın azalmaktadır.

- Yerden ısıtılan mekânlarda herhangi bir ısıtıcı donanım bulunmadığından mimari açıdan estetik bir görünüm sağlar. Ayrıca mimari kullanım alanını artırır.

Yerden ısıtmanın dezavantajları aşağıdaki gibi verilebilir:

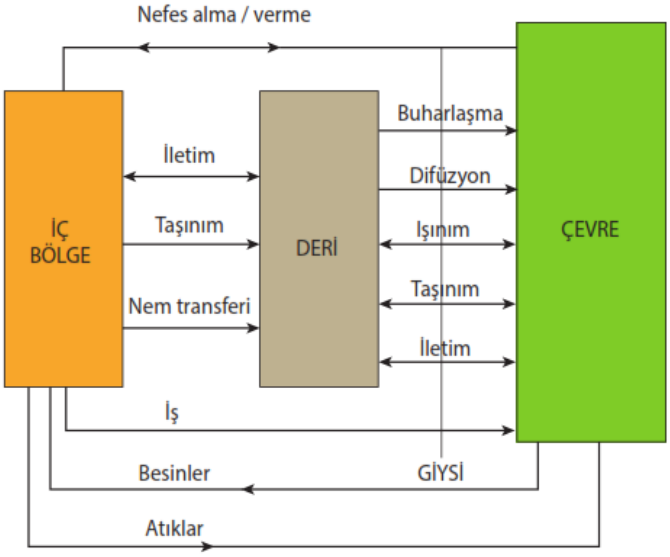
- Yerden ısıtma sistemleri konvektif sistemlere göre daha geç rejime girmektedir. Anlık olarak ısıtılacak mekânlar için uygun değildir.
- Uzman firmalarca yapılmadığı durumlarda yüzey sıcaklığı artabilir. Bu da ayaklarda varis, şişme vb. sağlık sorunlarına yol açabilir.
- Konvektif sistemlere göre yatırım maliyeti daha fazladır.
- Yerden ısıtma uygulamalarında ilave şap atılması gerektiğinden tavan mesafesi azalır. İlave şap atılması inşaat maliyetini de bir miktar artırır.

Yerden ısıtma ve TABS gibi düşük sıcaklıklı radyant sistemler enerji ekonomisi ve verimliliği bakımından konvektif ısı yayıcı cihazlara göre daha avantajlı olup her geçen gün kullanımı artmaktadır.

1.3. Isıl Konfor

İnsan vücudu bulunduğu ortam ile sürekli etkileşim halindedir. Bu etkileşim esnasında sürekli kütle ve ısı transferi gerçekleşmektedir (Şekil 1.55). Bu transferler neticesinde insan vücudunun konfor hissi ortaya çıkmaktadır. Isıl konfor insanın bulunduğu ortamda nasıl hissettiğini, ortamdan ısıl olarak hoşnutluğunu veya hoşnutsuzluğunu ifade eder. Başka bir ifadeyle ısıl konfor insanın çevreyle olan memnuniyetini kişisel değerlendirmelerle belirleyen zihinsel koşullardır.

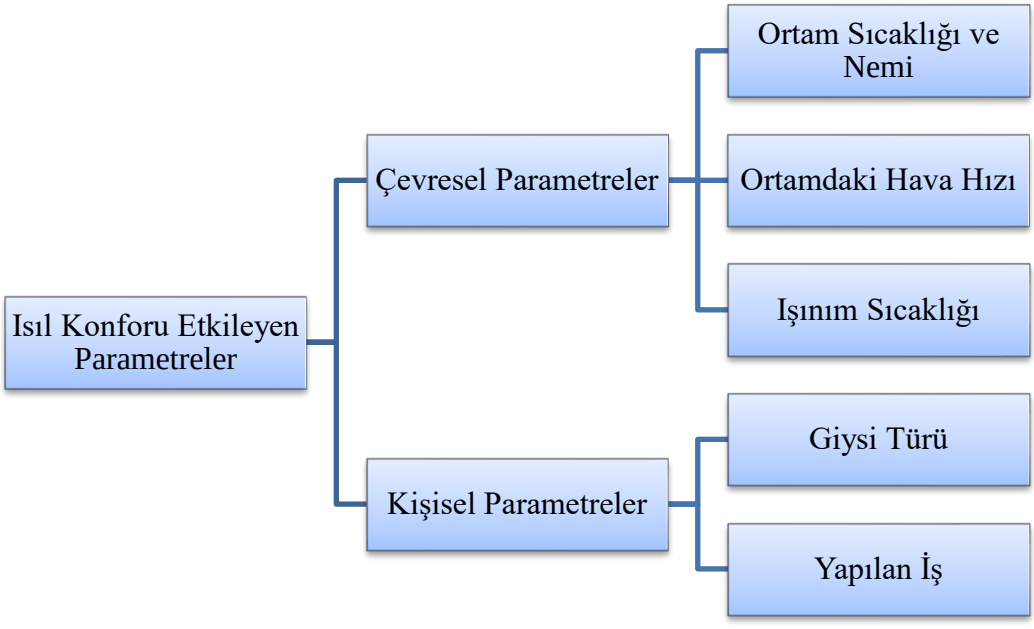
Isıl konforun insanların mutluluk seviyelerine üzerine etkisi oldukça fazladır. İnsanların üretkenliğini doğrudan etkiyen bir parametre olan ısıl konfor binaların iç ortam tasarımında çok dikkat edilmesi gereken bir konudur.



Şekil 1.55. İnsan vücudu ile ortam arasındaki kütle ve ısı transferi [18]

1.3.1. Isıl Konforu Etkileyen Parametreler

Isıl konfor kişiden kişiye bağlı olarak bulunulan ortam, yapılan iş, giyilen elbise gibi pek çok parametreye göre değişebilmektedir. Bu parametreler çevresel ve kişisel olmak üzere iki ana grupta sınıflandırılabilir. Isıl konforu etkileyen parametreler Şekil 1.56'da gösterilmiştir.



Şekil 1.56. Isıl konforu etkileyen parametreler [18]

Ortam sıcaklığı ve bağıl nemi ısıl konforu doğrudan etkileyen ana parametrelerdir. Ortamın gereğinden fazla sıcak olması insan vücudunun terleyip sıvı kaybetmesine, gereğinden fazla soğuk olması da üşümesine neden olmaktadır. İnsanların genel olarak kendilerini konforlu hissettikleri sıcaklık 20-25 °C arasındadır. Benzer şekilde bağıl nem oranının yüksek olması aşırı terleme ve halsizliğe, düşük olması da vücut kuruluğu ve öksürüğe sebep olabilmektedir. Bu bakımdan bağıl nemin ısıl konfor açısından %40-70 aralığında olması genel kabul görmektedir. Tablo 1.12'de ısıl konfor için iç ortam sıcaklığı ve bağıl nem değerleri gösterilmiştir.

Tablo 1.12. Isıl konfor için iç ortam sıcaklık ve bağıl nem değerleri [18, 19]

	Ortam Sıcaklığı (°C)	**Ortam Bağıl Nemi (%)**
Yaz Mevsimi	24.5 - 28	30
İnce Giysi	23 - 25.5	60
Kış Mevsimi	20.5 - 25.5	30
Kalın Giysi	20 - 24	60

Ortamdaki hava hızı ısıl konforu etkileyen parametrelerdendir. Isıl konfor açısından hava hızının 0.1-0.2 m/s olması istenir. Ortamda hava hızının 0.1 m/s'den düşük olması insanda yorgunluğa ve uykuya neden olabilmektedir. Yüksek hava hızları ise ısı transferini artırarak insanların üşümesine ve cereyan etkisiyle hastalanmasına sebep olabilmektedir.

Isıl konforu etkileyen parametrelerden olan ışınım sıcaklığı ise ortamdaki sıcak/soğuk eşyalardan kaynaklanmaktadır. Yüksek sıcaklığa sahip eşyaların olduğu ortamda ışınımla ısı transferi artar ve vücut sıcaklığı yükselerek insanı rahatsız eder. Soğuk eşyaların bulunduğu bir ortamda ise vücuttan ortama ışınım yoluyla ısı transferi daha fazla olur. Buda kişinin daha fazla üşümesine eden olmaktadır. Bu nedenle ışınım sıcaklığı ısıl konfor bakımından bazı durumlarda ortam sıcaklığından daha önemli olabilmektedir.

Isıl konforu etkileyen iki adet kişisel parametre bulunmaktadır. Bunlardan biri giysi türüdür. Giysilerin esas amacı vücut sıcaklığın sabit tutulmasını sağlamaktır. Kışın giyilen kalın elbiseler yalıtım görevi görerek insan vücudundan ısı kaybını azaltmaya,

yazın giyilen ince elbiseler ise buharlaşmayı kolaylaştırarak terlemenin önüne geçmeye yardımcı olmaktadır.

Isı transferine doğrudan etkisi olan giysilerin yalıtım değerleri "clo" değerine göre hesaplanmaktadır (1 clo = 0.155 m^2K/W). Giysilerin clo katsayısı 21°C sıcaklıkta hava hızının 0.1 m/s ve bağıl nemin %50 olduğu dinlenme ortamında 1 kabul edilirken, çıplak bir insan için bu değer sıfır kabul edilmektedir. Birden fazla giysi için toplam clo katsayısı T_{clo} Eşitlik 1.17'de ki gibi hesaplanabilmektedir [18].

$$T_{clo} = 0.835 \sum_{i} I_{clui} + 0.161 \tag{1.17}$$

Burada i giysi parçası ve I_{clui} her "i" inci giysi için etkin clo katsayısıdır [clo]. Yapılan işin türü de ısıl konforu etkileyen bir diğer parametredir. Yapılan işe göre vücudun harcadığı ve çevreye yaydığı enerji farklılık göstermektedir. Bu farklılık kısaca "met" olarak ifade edilen boyutsuz metabolik ısı katsayısıyla gösterilir. Metabolik ısı katsayısı yapılan iş esnasındaki metabolik enerjinin dinlenme sırasındaki metabolik enerjiye oranıdır. Yapılan eyleme göre met katsayıları Tablo 1.13'de verilmiştir.

Tablo 1.13. Farklı eylemlere göre Met katsayısı [18]

Yapılan İş	**Met Katsayısı**
Oturmak	1.0
Ayakta Beklemek	1.2
Laboratuvar ve mutfak gibi alanlarda ayakta beklemek	1.6
Ev işi yapmak veya makinede çalışmak	2.0
5 km/h hızında yürümek	3.4
Bahçeyle uğraşmak	4.0
Spor Yapmak	7.0
15 km/h hızında koşmak	9.5

Met katsayısı (1 met = 58.2 W/m^2) metabolik güç (M) ile doğru orantılıdır. Metabolik güç birim alan başına düşen güçtür.

$$M = 58.2\ A_D \tag{1.18a}$$

$$A_D = 0.202\ m^{0.425} h^{0.725} \tag{1.18b}$$

Burada M metabolik güç [met W], A_D vücut birim alanı [m^2], m vücut ağırlığı ve h vücut boyudur.

1.3.2. Isıl Konfor Hesaplama Türleri

Isıl konforun hesaplanmasında sayısal ve deneysel modeller kullanılmaktadır. Sayısal modellerdeki değişken sayısı deneysel modellerdeki değişken sayısından daha fazladır. Bu nedenle daha hassas sonuçlar vermektedir. Genel olarak literatürde iki farklı model kullanılmaktadır. Bu modeller Adolf Pharo Gagge tarafından geliştirilen "İki Bölmeli Anlık Enerji Dengesi" modeli ve Povl Ole Ole Fanger tarafındna geliştirilen "Sürekli Rejim Enerjisi Dengesi" modelidir.

Gagge modeli olarak ta bilinen "İki Bölmeli Anlık Enerji Dengesi" modelinde insan vücudu iç içe geçmiş iki silindir gibi düşünülmüştür. İçteki silindirde iç organlar, iskelet ve kas sistemi, dıştaki silindirde ise deri bulunmaktadır. Gagge modeli bu iki tabaka arasındaki enerji dengesi yardımıyla ısıl olarak verilen tepkiyi hesaplama esasına dayanmaktadır. Bu modele göre net ısı kaybı ve ısı kazancı arasındaki fark birim zamanda depolanan enerjiye eşittir [18].

$$S_{cr} = M - W - (C_{res} + E_{res}) - Q_{cr,sk} \tag{1.19}$$

$$S_{sk} = Q_{cr,sk} - (C + R + E_{sk}) \tag{1.20}$$

Burada S_{cr} iç bölmede birim zamanda depolanan ısıl enerji [W/m^2], S_{sk} deride birim zamanda depolanan ısıl enerji [W/m^2], M metabolik ısıl enerji üretimi [W/m^2], W yapılan mekanik iş [W/m^2], C_{res} solunumla olan taşınım ısı kaybı [W/m^2], E_{res} solunumla olan buharlaşma ısı kaybı [W/m^2], $Q_{cr,sk}$ iç bölmeden deriye olan iletim ve kan akışıyla olan taşınımla ısı geçişinin toplamı [W/m^2], C+R deriden duyulur ısı kaybı [W/m^2], E_{sk} deriden toplam buharlaşmayla olan ısı kaybıdır [W/m^2].

Gagge modelinde, bölmelerin sıcaklıklarının sabit olduğu, bölmeler arasında taşınım ve iletim ile ısı transferi olduğu, deri ve ortam arasında taşınım, ışınım ve buharlaşmayla ısı transferi olduğu, bölmeler arasında solunum nedeniyle gizli-duyulur ısı transferi meydana geldiği, yapılan iş nedeniyle metabolik ısı oluştuğu kabul edilmiştir.

Sürekli rejim enerji dengesindeki Fanger modeli, hava sıcaklığı, bağıl nem, ışınım sıcaklığı ve hava hızı gibi ısıl konforu etkileyen çevresel parametreler ile yapılan iş ve giysi türü gibi kişisel parametreleri dikkate alan bir hesaplama yöntemidir. Bu yöntemde vücudun ısı depolaması ihmal edilerek ısıl dengede olduğu (üretilen ısı atılan ısıya eşit) varsayılmıştır.

ASHRAE 55 ve ISO 7730 standartlarında da belirtilen PMV (preticted percentage of mean vote) ısıl konforun bir göstergesi ve PPD (preticted percentage of dissatisfied) ise PMV göstergesine göre insanların yüzde kaçının hoşnutsuz olduğunu gösteren hoşnutsuzluk yüzdesidir. Isıl konforun tespiti Fanger modeline göre Eşitlik 1.21 yardımıyla yapılır.

$$M - W = Q_{sk} + Q_{res} = (C + R + E_{sk}) + (C_{res} + E_{res}) \tag{1.21}$$

Burada Q_{sk} deriden olan toplam ısı kaybı [W/m^2] ve Q_{res} solunum yoluyla olan toplam ısı kaybıdır [W/m^2].

PMV göstergesi pek çok farklı değişkene bağlı olup Eşitlik 1.22a'da verilmiştir [18].

$$\begin{aligned} PMV = {} & 4 + (0.303e^{-0.036M} + 0.0275)[6.57 + 0.46M + 0.31P_a + 0.0017MP_a \\ & + 0.0014MT_a - 4.13f_{cr}(1 + 0.01dT)(T_{cl} - T_r) \\ & - h_c f_{cr}(T_{cl} - T_a)] \end{aligned} \tag{1.22a}$$

$$\begin{aligned} T_{cl} = {} & 35.7 - 0.0275M \\ & + 0.155T_{clo}[M - 0.31(57.4 - 0.07M - P_a) - 0.42(M - 58) \\ & - 0.0017W(58.7 - P_a) - 0.0014W(34 - T)] \end{aligned} \tag{1.22b}$$

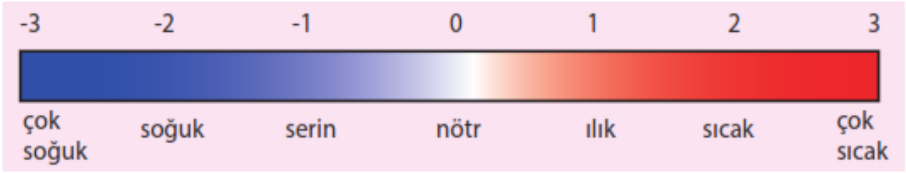
$$h_c = 2.4(T_{cl} - T_a)^{0.25} \qquad (Hız, v \leq 0.1\ m/s\ için) \tag{1.22c}$$

$$h_c = 12.1\sqrt{v} \qquad (Hız, v \geq 0.1\ m/s\ için) \qquad (1.22d)$$

$$dT = T_r - 22 \qquad (1.22e)$$

Burada T_a ortam sıcaklığı [°C], T_r ışınım sıcaklığı [°C], T_{cl} giysi yüzey sıcaklığı [°C], υ bağıl hava hızı [m/s], P_a ortam buhar basıncı [mbar], f_{cr} çıplak ve giysili yüzey alanları oranı ve h_c ışınım transfer katsayısıdır [W/m^2°C].

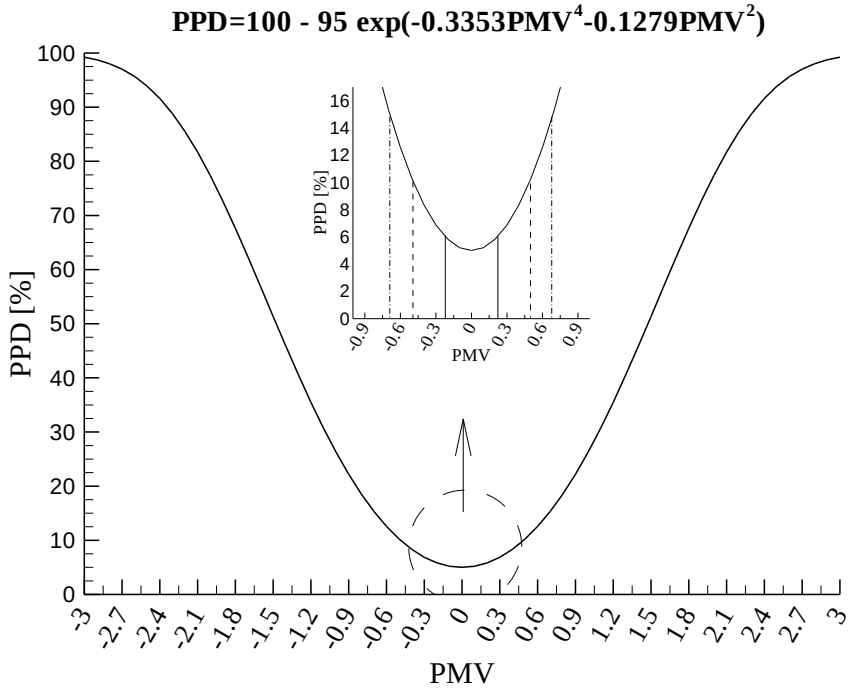
Fanger modelinde PMV göstergesi Eşitlik 1.22'nin yanında istatiksel ve deneysel çalışmalarla bir gösterge çizelgesi haline getirilmiştir (Şekil 1.57).



Şekil 1.57. PMV gösterge çizelgesi [18]

PMV insanların ortamı ısıl olarak nasıl algıladıklarının ölçüsüdür ve çizelgedeki +3 ortamın çok sıcak olduğunu ifade ederken 0 nötr ve -3 ise çok soğuk olduğunu gösterir. PPD değeri ise PMV değeri kullanılarak bir ortamı paylaşan insanların yüzde olarak ortamdan ne kadar memnuniyetsiz olduklarının ölçüsüdür. PMV değeri -3 ila +3 değerleri arasında değişirken PPD göstergesi 0-100 değerleri arasında değişmektedir.

Şekil 1.58'de PPD ve PMV arasındaki ilişki gösterilmiştir. Bu şekil incelendiğinde, termal nötr olarak ta tarif edilen PMV'nin sıfır noktası, PPD değerinin ise %5'lerde olduğu durum en ideal ortam koşulunu ifade eder.



Şekil 1.58. PPD ve PMV arasındaki ilişki

ASHRAE 55 ve ISO 7730 standartlarına göre genel ısıl konfor modelinin A, B ve C sınıfı olmak üzere üç farklı konfor sınıfı vardır. Bu konfor sınıflarına göre A sınıfı < 6 PPD, B sınıfı <10 PPD ve C sınıfı <15 PPD değerleri ile sınırlandırılmıştır. Tablo 1.14'de konfor sınıflarına göre PPD ve PMV göstergelerinin değer aralıkları gösterilmiştir.

Tablo 1.14. ASHRAE 55 ve ISO 7730 standartlarındaki ısıl konfor sınıfları [19, 20]

Konfor Sınıfı	**PPD Göstergesi (Hoşnutsuzluk yüzdesi) %**	**PMV Göstergesi (Konfor = ısıl hassasiyet)**
A	< 6	-0.2 < PMV < 0.2
B	< 10	-0.5 < PMV < 0.5
C	< 15	-0.7 < PMV < 0.7

2. BÖLÜM

LİTERATÜR ÇALIŞMASI

Bu tez çalışmasında literatürde bulunmayan ve yerden ısıtma sistemiyle termal aktif bina sisteminin birlikte kullanıldığı çift katmanlı termal aktif bina sistemi (ÇKTS) anlatılmıştır. Ayrıca ÇKTS sisteminin bina termal performansına etkisi ve uluslararası standartlarda belirtilen konfor sıcaklıklarına göre besleme suyunun optimizasyonu incelenmiştir. Tezdeki ÇKTS sistemiyle ilgili yapılan çalışmalara geçmeden önce, yerden ısıtma, termal aktif bina sistemi ve optimizasyonu ile yenilenebilir enerji destekli ısıtma sistemleri hakkındaki literatür çalışmalarına değinilecektir.

2.1. Termal Aktif Bina Sistemi Üzerine Yapılan Çalışmalar

Isıtma amaçlı tavana gömülü çelik boru sistemlerinin ilk çalışması 1906 yılında İngiltere yapılmıştır. Critall şirketi Liverpool'da 3.000 kaynak ve 2.000 vana ile 11.000 m2 ısıtma paneli kurmuştur. Boru sistemi, ilk termal aktif bina sistemi olan tavanın betonuna entegre edilmiştir [21]. Almanya'da, Karlsruhe'de ki bir konut binası ilk olarak 1930'da TABS ile ısıtılmıştır [22]. Almanya'da, 15 ila 20 mm'lik bakır boru sistemi 50 ile 60° C arasındaki besleme suyu sıcaklıklarıyla kullanılmıştır. İlk yayınlar, bu boru sistemlerini, tercihen bir yer altı suyu kuyusu kullanarak yaz aylarında soğutma amaçlı kullanılabileceği de belirtmişlerdir [22, 23]. Termal aktif bina bileşeninde ve termal aktif yüzey ile oda arasındaki ısı iletiminin ilk ayrıntılı hesaplamaları Kast vd. [24], Glück [25] ve Drum [26] tarafından ortaya konmuştur. Zemin kaplaması, yapı elemanı içindeki boru sistemi, ısı taşıyıcı akışkanının sıcaklığı ve döşeme yapısı gibi farklı parametrelerin etkisi incelenmiştir [24].

60'lı ve 70'li yıllarda, ofis binalarını soğutmak için, soğutma panellerinin gücünün az olması, yoğuşma sorunları ve kontroldeki kısıtlamalar nedeniyle asma tavan panelleri yerine klima sistemleri tercih edilmiştir.

Ancak 1980 yıllardan itibaren klima sistemlerine bakış değişmeye başlamıştır. Isıl konforsuzluk, hasta bina sendromu, aşırı enerji tüketimi vb. sorunlar yeni bina iklimlendirme konseptlerinin gelişmeye başlamasını sağlamıştır. Feustel vd. [27] ofis ve ticari binaların iklimlendirilmesi ile ilgili bir özet bir çalışma sunmuşlardır. Özetle iklimlendirme sistemlerinin gelişimi şu şekilde sıralanabilir: klima sistemleri, indüksiyon üniteleri, ek havalandırma ile radyant ısıtma ve soğutma panelleri, pasif soğutma konseptleri (örn. dış ortam havasıyla gece boyunca ön soğutma) Santamouris vd. [28], termal aktif bina sistemleri (TABS) ve son zamanda ortaya konan iki katmanlı TABS sistemi. TABS'in tasarımı ve uygulanması için "gömülü su bazlı yüzey ısıtma ve soğutma sistemlerinin tasarımını" düzenleyen bir Alman standardı DIN EN 15377-1/2/3: 2006 yılında yayınlanmıştır. Ayrıca yine "gömülü su bazlı yüzey ısıtma ve soğutma sistemleri ve TABS tasarımı" ile ilgili ISO 11855 standartı mevcuttur.

TABS sistemlerinin uygulamaları, 1980'li yılların sonunda soğutma tavan panellerinin kullanımıyla hızla artmaya başladı. Isıtma ve soğutma için çok katlı binalarda her bir kat arasındaki beton tabakanın ısıl depolama kapasitesinin kullanımı, 1990'lı yıllarda İsviçre'de başlamıştır. 1990'lı yılların sonunda orta Avrupa'da (Almanya, Avusturya ve Hollanda vb.) yeni ofis binalarında başarıyla uygulanmıştır. Bu trend dünyanın geri kalanına (Avrupanın geri kalanı, Kuzey Amerika ve Asya) yayılmaktadır. Almanya'da 1993'te 300.000 m^2 ve 1995'te 560.000 m^2 tavan soğutma paneli kullanılmıştır [29]. 2001 yılının başında Almanya'da 250 ila 40.000 m^2 aralığındaki 60 bina TABS ile iklimlendirilmiştir. 2003'te ise tüm ticari binaların yaklaşık üçte biri TABS ile iklimlendirilmiştir. 2007 yılında TABS kurulan alan yaklaşık 490.000 m^2'dir [21]. TABS, Avrupa ve Amerika'daki pek çok ülkede uygulanmış ülkemizde de ilgi çekmeye başlamış olan bir sistemdir. Bu sistemin Almanya'daki pazar payı %30 bulmaktadır [14].

Heiselberg vd. [30] bir ofisin tüm yıl boyunca ısıtma, soğutma ve havalandırmasını sağlamayı amaçlayan, yayılmış tavan havalandırma sistemi ile TABS sisteminin birlikte kullanıldığı bileşik bir sistem tasarlamışlardır. Birebir ölçekli bir klima odasında sistemin performasını ölçen deneyler yapmışlardır. Deney sonuçları göstermiştir ki; yayılmış tavan havalandırma sistemi ısıl konforu önemli ölçüde artırmış, hava akımını (ceryan) ve dikey sıcaklık gradyanını azaltmıştır.

Park vd. [31] bir bilgisayar programı aracılığıyla, iki farklı yalıtım tabakasına sahip konutta yazın TABS ile split klima, kışın ise TABS ile radyant zemin ısıtmasının birlikte kullanıldığı simülasyonlar yapmışlardır. Her iki binadaki enerji kullanımını ve ısıl konforu incelemişlerdir. Sonuç olarak TABS'ın her iki sistemde de ısıl konforu ve enerji verimliliğini artırdığı, çalışma zamanlarıyla enerji kullanımını da düşürdüğü görülmüştür.

Koschenz ve Lehmann [32] yenilebilir enerji kullanımına izin veren, faz değiştiren madde (PCM) katkılı termal aktif tavan panelleri kullanmışlardır. PCM katkılı termal aktif tavan panellerinin yüksek ısı depolama özelliği sayesinde panel kalınlığını sadece 5 cm ile sınırlandırmıştır. Isıl depolama termal aktif tavan paneline yerleştirilmiş kılcal boru sistemiyle sağlanmıştır.

Lehmann vd. [33] termal aktif bina sistemlerinde kontrol stratejilerinin bir fonksiyonu olarak enerji verimliliğini, termal aktif bina sistemlerinde hidrolik çevrim topolojisini ve soğuk üretim sistemini incelemişlerdir. TABS sisteminde besleme suyu sıcaklıklarını ısıtma ve soğutma çevriminde nasıl değiştiğini ve çevrimin nasıl kontrol edildiğini, enerji tüketimlerini araştırmışlardır.

Rijksen vd. [34] TABS sistemi kullanarak soğutma yükünün azaltılmasını incelemişlerdir. Kat betonu içine yerleştirilen borularla binanın ısıl kütlesinin aktive edilmesiyle soğutma pik yükünün azaltılabileceğini öngörmüşler ve sonuç olarak chiller kapasitesinin TABS sistemi kullanılmasıyla %50 ye varan oranlarda azaldığını bulmuşlardır.

Norford vd. [35] düşük seviyeli soğutma sistemi (LLCS) olarak adlandırdıkları TABS ve özgül dış hava sisteminden (DOAS) oluşan gelişmiş soğutma sistemini analiz etmişlerdir. Sonuçlar, klasik havalandırma sistemine göre LLCS kullanımının elektrik tasarrufunun %50 ye varan oranlarda artırdığını göstermiştir.

Yu vd. [36] termal su aktiviteli bir duvar sistemi kullanarak soğutma yükünün azaltılmasını incelemişlerdir. Sonuçlar, termo-aktif duvarın iç yüzeyin sıcaklığını stabilize etmede ve ısı kazancıyla soğutma enerjisini dengelemede etkili olabileceği görülmüştür.

Deng vd. [37] bileşik ısıtma, soğutma ve elektrik (CCHP) sistemleri için absorbsiyonlu, adsorbsiyonlu soğutmayı da içeren termal aktif soğutma sistemlerindeki son teknolojileri incelemişlerdir. Geleceğe dair yol haritası ve termal aktif soğutma teknolojisiyle ilgili önerilerde bulunmuşlardır.

Glembin vd. [38] güneş enerjisi destekli TABS sistemini incelemişlerdir. Simülasyonlarla optimum kontrol parametrelerini bulmaya çalışmışlardır. Ayrıca solar aktif konseptli sistemlerinin maliyetlerini düşürmek için daha küçük boyutlu ekipmanlar kullanmışlardır.

Yoshidomi vd. [39] bir ofis binasında toprak kaynaklı ısı pompası kullanarak TABS sistemini Japonya (Tokyo) iklim koşullarında dinamik simülasyon yaparak incelemişlerdir. %97-99 kullanımda çalışma sıcaklıklarını 22-27°C bulmuşlar, 7 saatlik pompa çalışma süresince 20°C besleme suyu sıcaklığında 36 W/m2 soğutma gücü hesaplamışlardır.

Henze vd. [40] karasal iklim şartlarında TABS destekli havalandırma sistemini simülasyonlar yaparak incelemişlerdir. Konvansiyonel havalandırma sistemleri (VAV) ile TABS destekli havalandırma sistemini karşılaştırmışlardır. TABS destekli sistemde birincil enerji kullanımı 189 kWh/m^2 iken konvansiyonel sistemde 229 kWh/m^2 olarak hesaplanmıştır. Bu da % 20 lik bir orana tekabül etmektedir. Ayrıca ısıl konforun TABS kullanılan sistemde daha iyi olduğu görülmüştür.

Karlsson ve Hagentoft [41] TABS kullanılan düşük enerjili konut binalarında optimum besleme suyu sıcaklığını hesaplamak için Simulink ve Lumped-2 Node sayısal modellerini kullanmışlardır.

Bauman vd. [42] California'da ki (ABD) iki TABS uygulanmış 4.200 m^2 alana sahip LEED platinyum sertifikalı David Brown Center ve 18.600 m^2 alana sahip Sacramento Municipal Utility District (SMUD) East Campus Operations Center binalarında detaylı analizler yapmışlardır.

Nielsen [43] toplam enerji tüketiminin %40'nın binalarda ısıtma ve soğutma amaçlı kullanıldığını, düşük enerjili sistemlerin (yerden ısıtma/serinletme, TABS gibi) kullanmanın %30-40 daha verimli olduğunu belirtmiştir. Energy Plus adlı bir

simülasyon programıyla 3 değişik radyant sistem oluşturmuş ve Avrupa'nın farklı şehirlerinin iklim koşullarında simülasyonlar yapmıştır.

Chandrayee [44] California Üniversitesi Mimarlık Bölümü yüksek lisans tezinde TABS tasarım modellerinin simülasyon tabanlı değerlendirmesini yapmıştır. Tezinde TABS sistemlerinin düşük sıcaklıkta çalışmasının sistemin geç rejime girmesine neden olduğu ve TABS sistemlerinin tasarımının zorluğuna değinmiştir. 20 farklı TABS modelleyerek bunları Energy Plus adlı programda simüle etmiştir. 20 modelin 14 ünde konfor şartlarını bozmayacak şekilde benzer performanslar bulmuştur.

Raimondo vd. [45] Danimarka'da TABS kullanılan gerçek bir ofis binasının yaz koşullarındaki deneysel çalışmasını dinamik simülasyonlar ile destekleyerek yapmışlardır. 5380 m^2 alana sahip ofis binasının birinci katındaki güney-doğu cephesinde 268 m^2 lik odasında ölçümler yapmışlardır. Kışın birincil ısıtma konvektörle sağlanmış ve mekanik havalandırma ile desteklenmiştir. Yazın ise TABS ile mekanik havalandırma sistemi ile soğutma yapılmıştır. Hem zemin hem de döşeme akustik yalıtımla desteklenmiştir. Üst döşemede ise zemin ısıtma/serinletme sistemi üstteki odayı ısıtma ve soğutma amaçlı kullanılmıştır. TRNSYS simülasyonu ile ısı kazançlarını dengelemek için gerekli besleme suyu sıcaklığı belirlenmiştir. 3 farklı senaryoya göre ölçüm ve dinamik simülasyonlar yapmışlardır. 18°C besleme suyu sıcaklığında sistemden 30 W/m^2 ısı uzaklaştırılmıştır.

Nasrabadi vd. [46] soğutma kulesi ve TABS kullanımını incelemiştir. İrlanda'da ki (Dublin) bir binada kullanılan soğutma kulesi destekli evaporatif soğutma sistemini matematik modelle kıyaslamıştır. %2,5 hata payı ile gerçek değerlere yaklaşmıştır.

Altaras [11] yapmış olduğu çalışmada TABS sistemlerinin bina iklimlendirme konseptlerini nasıl etkilediğini ve nasıl ifade edilebileceği üzerine detaylı bir inceleme yapmıştır. TABS sistemleri ile farklı bina iklimlendirme konseptleri kombine edilerek dinamik ve bilgisayar destekli akışkan simülasyonları yapmıştır.

Weber ve Johannesson [47] termal aktif bina sistemlerinde ısı transferinin tanımlanması için optimize edilmiş RC ağlarını geliştirmişlerdir. Bu ağda hem basitleştirilmiş yıldız ağı hem de üçgen ağı kullanılmıştır. Daha az karmaşık olan yıldız ağı termal aktif döşemelerde kullanırken, üçgen ağ hem yerden ısıtma hem de tavandan soğutma için

kullanılabilmektedir. RC ağları daha geniş bir uygulama alanı bulabilir ancak optimize etmek daha karmaşık olduğu için bir ön işlemci gerekebilmektedir. Sonuçlar RC ağlarının termal aktif bina sistemlerindeki ısı akışını tanımlamada iyi sonuçlar verdiğini göstermiştir.

Delgado vd. bir mikro-kapsüllenmiş PCM katmanı içeren yeni bir TABS paneli önermişlerdir [48]. Farklı giriş suyu sıcaklıkları (30 ila 45 ° C) ve PCM oranları (% 5 ila% 15) için sistem performansını araştırmışlar ve geleneksel ısıtma sistemlerine kıyasla ısıtma talebinde %40'ın üzerinde enerji tasarrufu elde etmişlerdir. Woo ve Junghans [49], TABS sistemlerinde betonun ısı ve nem davranışlarını takip ederek yüzeyde yoğuşmayı önlemek için bir model öngörücü kontrolü (MPC) kullanmış ve böylece geleneksel sistemlere göre %30, aç-kapa TABS sistemine kıyasla %10 enerji tasarrufu sağlamışlardır. Benzer şekilde, ofis binalarındaki radyant ısıtma ve soğutma sistemleri için Joe ve Karava [50] tarafından başka bir MPC önerilmiştir. Sonuçlar, ısıtma sezonunda geri besleme kontrolü ve hava dağıtım sistemi ile karşılaştırıldığında sırasıyla %16 ve %50'ye varan enerji tasarrufu sağladığını ortaya koymuştur. Ayrıca öngörücü kontrolör ile radyan zemin sistemi için soğutma sezonu boyunca %34 maliyet tasarrufu sağlanmıştır.

Allen ve ark. [51], gelişmiş bölge termal enerji sistemlerinin benimsenmesini kolaylaştırmak için topoloji optimizasyonu ile önemli ölçüde potansiyel enerji tasarrufu elde edilebileceğini öne sürmüştür. Düşük enerji tüketimli bölge termal enerji sistemleri ile entegre edilmiş radyan hidronik HVAC sistemleri söz konusu olduğunda, geleneksel bölge termal enerji sistemlerine göre %49 oranında enerji tasarrufu elde edilmiştir.

Zhao ve ark. [52] güneş enerjisi destekli ısı pompası uygulamasını düşük sıcaklıklı radiant ısıtma sistemine tatbik etmişlerdir. Yaptıkları deneysel çalışmalarında 30, 35, 40 ve 45 ˚C besleme suyu sıcaklıklarında solar enerji tasarrufunu ve iç ortam konfor şartlarını değerlendirmişlerdir. 35˚ C ve altındaki besleme suyu sıcaklığının enerji tasarrufu ve komfor şartları için yeterli olduğunu tespit etmişlerdir.

Li ve ark [53] yeni bir konsept olarak düşük sıcaklıkta çalışan PCM katkılı kapiler (capillary) radyatörü sayısal olarak incelemişlerdir. Uygulanabilirliği ile ekonomik uygunluğunu hesaplamak için, 0.05, 0.06 ve 0.07 m PCM ekipman kalınlığında, 30-60˚C sıcaklık aralığında ve üç farklı zaman planında çözümler yapmışlardır. Seçilen

bölge için 0.05 m kalınlığın en uygun kalınlık olduğu ve sistemin ekonomik olarak üç farklı plana göre sırasıyla %58.6, %11.3 ve %10.5 tasarruf sağladığı hesaplanmıştır.

Karakoyun ve ark. [54] radiant ısıtma sistemini deneysel olarak incelemişlerdir. Bunun için literature uygun olarak 30, 35, 40, 45, 50 ve 55˚C besleme suyu sıcaklıkları ile 0.056, 0.090 ve 0.125 kg/s kütlesel debi değerlerinde deneyler yapmışlardır. Toplam ve ışınım ısı transfer katsayılarını hesaplamışlar ve literature uygun olduğunu göstermişlerdir. Işınımla ısı transferinin toplam ısı transferine oranını %60 olarak bulmuşlardır.

Literatürdeki çalışmalarda ağırlıklı olarak simülasyonlar kullanılmış, az sayıda deneysel çalışma yapılmıştır. Yapılan simülasyonlarda TABS sistemi genelde ısı pompalarıyla birlikte kullanılmıştır. Deneysel çalışmalarda ise TABS sisteminin konvansiyonel sistemlerle birlikte uygulanması temel alınmıştır.

2.2. Yerden Isıtma Sistemi Üzerine Yapılan Çalışmalar

Yerden ısıtma sistemlerinin tarihi uzun yıllar öncesine dayanmaktadır. Genel olarak bilinenin aksine yerden ısıtma sistemleri Roma döneminden daha önce ilk defa Asya'da kullanılmıştır. Sıcak su, buhar veya baca gazlarının döşeme altından dolaştırılmasıyla ortamın ısıtılmasını sağlayan bu eski sistemler uzun yıllar dünyanın birçok bölgesinde kullanılmıştır. Bu eski sistemler Kore'de ondol, Çin'de kang, İspanya'da gloria, Bizans ve Yunan imparatorluklarında hypocaust olarak adlandırılmıştır. Eskiden beri Türkiye ve bazı Arap ülkelerinde de kullanılan bu sistemlerin çalışma prensipleri temelde aynıdır [55, 56].

Döşemeden ısıtma sistemlerine ait ilk çalışmalar A.H.Barker tarafından 1907 yılında İngiltere'de yapılmıştır. Daha sonra Dr. Ing. Kollmer tarafından 1929 yılında Almanya'da proje uygulamalarına başlanmıştır. 1973–1974 yılında ortaya çıkan petrol krizinden sonra meydana gelen enerji krizi, enerjinin kullanımında ekonomik fayda sağlayacak çalışmaların hız kazanmasını sağlamıştır. Bu bakımdan düşük sıcaklıkta çalışan yerden ısıtma sistemleri hızla önem kazanarak son yıllardaki plastik teknolojisinin de gelişmesiyle giderek yaygınlaşmıştır [15].

Yerden ısıtma sistemleri, mahal ısıtmanın yanında boru içinden soğutulmuş akışkanın dolaştırılmasıyla mahal soğutmasında da kullanılabilmektedir. Isı transferi konvektif

soğutma sistemlerinde yalnızca taşınımla yapılırken yerden serinletme sistemlerinde ısıtmaya göre daha düşük taşınım katsayısına sahip olmasına rağmen, hem taşınım hem de ışınım yoluyla gerçekleşmektedir [57]. Taşınım katsayısının düşük olmasıyla beraber, düşey doğrultudaki sıcaklık farkı ve çiğ noktası sıcaklığı yerden serinletme sistemlerinin serinletme kapasitesini düşüren etmenlerdir. Bu etmenlerden dolayı yerden soğutma sistemlerinin tasarımı yerden ısıtma sistemlerinin tasarımına göre çeşitli farklılıklar göstermektedir [58]. Cam yüzeylerin çok kullanıldığı yapılarda yüzey üzerine doğrudan gelen radyasyon ısı akısı, yerden serinletme/soğutma sistemlerinin kapasitesini belirlemede en önemli parametrelerdendir [59]. Yerden serinletme sistemlerindeki ısı transferi, döşeme yüzeyi ile ortamdaki hava arasında gerçekleşmektedir. Bu sebeple serinletme/soğutma ihtiyacının yüksek olduğu yaz dönemlerinde ve havanın nemli olduğu iklimlerde yüzeyde çiğ noktası sıcaklığına bağlı olarak yüzeyde yoğuşma riski fazladır. Bu sebeple yerden serinletme/soğutma sistemlerinde kapasiteyi yükseltmek ve döşeme yüzeyindeki yoğuşmayı önlemek için sistemle beraber nem alıcı cihazlar kullanılmalıdır. Dünya'nın birçok bölgesinde yerden ısıtma-serinletme sistemlerinin başarılı bir şekilde uygulanmaktadır. Örneğin Tayland'daki Bangkok havalimanının yolcu salonuyla ana terminal binası yerden ısıtma-serinletme sistemiyle çalışmaktadır. Bu uygulama hem ısıtma hem de serinletme sistemi olarak dünyadaki en büyük projedir [60, 61].

Jin vd. [62] sonlu hacim yöntemini kullanarak radyant soğutma için sayısal bir model oluşturmuşlardır. Çalışmalarında borunun ısıl direncinin ve su hızının radyant soğutma sisteminin performansına etkisini incelemişlerdir. Sayısal döşeme yüzey sıcaklığı ve ısı akısının ölçüm sonuçlarıyla uyumlu olduğu görülmüştür. Sonuç olarak borunun ısıl direncinin düşük olmasının radyant soğutma performansı üzerinde etkili olduğu görülmüştür. Bununla birlikte su hızının soğutma performansına etkisinin ise az olduğu görülmüştür.

Miriel vd. [63] su tavan panellerinin enerji performansları hakkında daha iyi bilgi edinmek Fransa Gaz Araştırma Merkezinin finansörlüğünde, iki kış ve bir yaz boyunca laboratuvar ortamında testler yapmışlardır. Bir test odasına bir su tavan paneli sistemi ve veri toplama sistemi kurarak sistemi izlemişlerdir. Deneysel çalışma sonuçlarını kullanarak TRNSYS programı ile simülasyon modelleri geliştirmişlerdir. Sabit ısı transfer katsayılarına sahip tavan paneli ısıtma ve soğutma sisteminin TRNSYS

modelinin sonuçları tatminkâr bulmuşlardır. Testler ve simüle edilmiş çalışma, su tavan panellerinin iyi bir ısı yalıtımı olan binaların ısıtma ve soğutma sistemi olarak kullanılabileceğini göstermiştir. Tavan panellerinin güçleri sınırlıdır ve binanın ısıtma ve soğutma yükleri düşük olmalıdır. Isıtma modu gece boyunca istenen sıcaklıkta bir düşüş ile iyi sonuçlar vermiştir. Bu soğutma tekniğinin, düşük termal yüklü ve ilave hava işleme sistemi olmayan ofis binaları için uygun olduğu ve tavan su panellerinin temel özelliklerinin yanı sıra akustik ve termal konfor açısından enerji tüketimini % 10 oranında düşürdüğü sonucuna varılmıştır.

Laouadi [64] Kanada Ulusal Araştırma Konseyi İnşaat Araştırma Enstitüsü ve Kanada Doğal Kaynakları (CANMET / Binalar Grubu) tarafından finanse edilen çalışmasında, bina yapımı montajlarında ısı transferini hesaplamak için tek boyutlu sayısal modellemeyi kullanan enerji simülasyon yazılımında entegrasyon için radyan ısıtma ve soğutma sistemleri için yarı analitik bir model geliştirmeyi ele almıştır. Model, enerji simülasyon yazılımının tek boyutlu sayısal modelini iki boyutlu bir analitik model ile birleştirir. Bu modelin bir boyutluya kıyasla sağladığı avantaj, kazanın / soğutucu gücünün hesaplanması için gereken devridaim tüpünün ve bitişik ortamın temas yüzey sıcaklığını ve minimum ve maksimum tavan / zemin sıcaklıklarını doğru olarak tahmin etmesidir. Taban döşeme tipi ısıtma sistemleri için model tahminleri tam iki boyutlu sayısal modelin sonuçları ile çok iyi karşılaştırılmıştır.

Weitzmann vd. [65] yerden ısıtma sisteminin performansı üzerine zemin inşaatının ve temelin etkisini modellemek olan çalışmalarında, yerden ısıtma sistemini dinamik olarak modelleyebilen yerden ısıtmalı zemin katında bir döşemede ısı kayıplarının ve sıcaklıklarının iki boyutlu bir simülasyon modeli sunmuşlardır. Toprak temaslı yerden ısıtma modeli tek aileli evden alınan ölçümlere göre doğrulanmıştır. Bu model, yerden ısıtma ile zemin konstrüksiyonu ve temel üzerinden ısı kaybına odaklanan enerji verimli evler tasarlamak için kullanılabilir. Zemine göre doğru ısı kaybını bulmak için döşemeden ısıtma sisteminin dinamiklerini modellemenin önemli olduğu ve ayrıca temelin döşemeden ısıtma ile ısıtılmış binaların enerji tüketimi üzerinde büyük bir etkisi olduğu bulunmuştur.

Jin vd. [66] radyant yerden ısıtma / soğutma sisteminde zemin yüzey sıcaklığı için bir hesaplama yöntemi önermiş ve zemin yüzey sıcaklığını hesaplamak için yeni bir formül

çıkarmışlardır. Döşeme iki katmana ayrılmış, alt katmanın ısıl iletkenliği için korelasyon, bu çalışmada yer alan radyan zemin sisteminin sayısal modeli temel alınarak geliştirilmiştir. Sonuçlar, önerilen yöntemle elde edilen zemin yüzey sıcaklık değerlerinin deneysel ve sayısal değerlerle uyumlu olduğunu göstermektedir.

Holopainen vd. [67] sonlu fark ısı denge yöntemiyle yerden ısıtma simülasyonunda düzensiz bir düğüm ağının kullanılmasını incelemiştir. Zemin yüzeyindeki sıcaklık dağılımları ve zemin yüzeyindeki ısı akışları eşit ve düz olmayan gridleme yaklaşımlarıyla simüle edilmiştir. Sıcaklık gradyanının eğriliğinin en keskin olduğu kesimlerde en yoğun gridlemenin yerleştirilmesiyle toplam düğüm sayısının azaltılabileceği gösterilmiştir.

Ho [68] Radyant zeminin sıcaklığını, sonlu farklar, sonlu hacim veya sonlu elemanlar yöntemi ile simüle etmiş ve daha sonra zemin yüzey sıcaklığı hesaplamıştır. Karabay vd. bir odanın döşemeden ve duvardan ısıtılmasını mukayese etmişlerdir [69]. Oda içerisindeki havanın hız ve sıcaklığının düşey ve yatay doğrultudaki değişimlerini incelemişlerdir. Döşemeden ısıtma sisteminde yere yakın seviyelerde hava hızının 20 cm/s olduğu, döşemeden uzaklaştıkça hızın azaldığı, tavana yaklaştıkça tekrar arttığı görülmüştür. Duvardan ısıtma sisteminde ise hava hızlarının çok daha düşük görülmüştür.

2.3. Radyant Isıtma Sistemlerinin Optimizasyonu Üzerine Yapılan Çalışmalar

Radyant ısıtma ve soğutma sistemleri için çeşitli kontrol ve çalışma algoritmaları, simülasyonlar veya deneyler vasıtasıyla teorik olarak analiz edilmiştir [21]. Olesen vd. [70] ve Tödtli vd. [71-73] TABS'ın kontrolü ile ilgili önemli çalışmalar yapmışlardır. Genelde TABS'ın kontrolü ile ilgili değişkenler, besleme suyu sıcaklığı, hacimsel debi ve çalışma zamanıdır. Bunlardan başka dış ortam sıcaklığı, çalışma sıcaklığı, iç yükler ve TABS yüzey sıcaklığı da vardır. Besleme suyu sıcaklık kontrolü birkaç farklı şekilde yapılabilir. Bunlardan ilki sabit besleme suyu sıcaklığıdır. TABS çoğu zaman orta seviyeli ısıtma ve soğutma yükleri olan binalarda, yaz aylarında 18, 20 ve 22°C sabit sıcaklıkta, kışın ise 25°C ile maksimum 30°C arasında çalışır [74, 75]. Eğer nemli bölgeler için çiğ noktası kontrolü uygulanmadığında, yoğuşmayı önlemek için besleme suyu sıcaklığı yaz aylarında 18°C'ye sabitlenir.

Olesen [75] besleme suyu sıcaklığını dış ortam sıcaklığının bir fonksiyonu olarak yaz ve kış aylarında ayrı ayrı vermiştir. TABS, termal depolama nedeniyle nispeten uzun rejim sürelerine tabidir. Dolayısıyla, sonraki çalışmalar, tahmini ortam havası sıcaklığına bağlı olarak besleme suyu modülasyonunu üzerine yapılmıştır. 12 veya 24 saatlik ortalama dış ortam hava sıcaklığı ile bir sonraki 24 veya 72 saatlik ortalama hava sıcaklıkları gibi farklı tahmin algoritmalarını analiz etmiştir. Oda sıcaklığı ve yardımcı enerji kullanımı bakımından sonuç önemli ölçüde farklılık göstermemiştir. Besleme suyu sıcaklığının tahmini dış ortam hava sıcaklığının bir fonksiyonu olarak ayarlanması, gerçek dış hava sıcaklığının kullanılmasına karşı konfor veya enerji tüketimi açısından ikna edici faydalar sağlamamıştır.

Üçüncü TABS kontrol algoritması bir öncekine benzer şekilde, besleme suyu sıcaklığı ortalama dış ortam hava sıcaklığı ile oda sıcaklığının bir fonksiyonudur. Sonuçlar hemen hemen bir öncekiyle aynıdır. Bir başka kontrol ise akı modülasyonu kontrolüdur. Akı modülasyonu kontrolü, oda havası sıcaklığı ile döşeme yüzey sıcaklığı arasındaki farka orantılı olarak birim alan başına ısıtma ya da soğutma yapmaktır [76-78]. Akı-modülasyon kontrolünün, sıcaklık modülasyonuna göre iç yüklerdeki ani değişimlere daha çabuk tepki verdiği görülmüştür. Simmonds vd. [79] zeminin yüzey sıcaklığına göre besleme suyu sıcaklığını kontrol etmeyi önermiştir. Yerden soğutma için de zemin sıcaklığının, 19-20°C sabit besleme suyu sıcaklığıyla kontrol edilmesini önermişlerdir. Ancak ısıl konfor ve enerji kullanımını değerlendirmemişlerdir.

Baumgartner vd. [74] farklı ısıtma / soğutma yüklerine sahip odalar için değişken besleme suyu sıcaklığı yoluyla 3 borulu (2 gidiş ve 1 dönüş) bir sistem geliştirmiştir. Bu sistemde örneğin yazın, orta seviyeli soğutma yüküne sahip sık kullanılan odalar boş odalara göre daha düşük besleme suyu sıcaklığıyla çalışabilmektedir. Besleme suyu boruları arasındaki sıcaklık farkı 1 ila 2 Kelvin'e ayarlanır. Borular arasında geçiş yapmayı sağlayan bir vana vardır. Bu sistem konfigürasyonu ofislerin farklı kullanımını ve konfor koşullarını dikkate alır, ancak daha yüksek kurulum maliyeti ve daha karmaşık kontrol ve çalışma algoritmaları gerektirir. Nüβle [80] hem merkezi hem de yüzeye yakın TABS sistemini kullanan, düşük enerji tüketimli konut dışı bir bina önermiştir. Bu TABS konfigürasyonu üç borulu çalışmaktadır. Bir boru merkezdeki boruları beslerken diğeri yüzeye yakın boruları beslemektedir.

Diğer bir kontrol şekli ortalama su sıcaklığı kontrolüdür. Ortalama su sıcaklığı (gidiş ve dönüş suyu arasındaki fark) kontrolünün etkisi besleme suyu sıcaklık kontrolüne kıyasla konfor ve yardımcı enerji kullanımı bakımından daha düşük bulunmuştur [76, 81].

TABS'ın kontrolüne yönelik başka bir yaklaşım ise hacimsel debinin çoğunlukla oda sıcaklığının bir fonksiyonu olarak ayarlanmasıdır. Bu kontrol sisteminde aç-kapa ve çok kademeli aç-kapa kontrolleri vardır. Aç-kapa kontrolünde, pompaların çalışma odası sıcaklığının tanımlanmış ayar noktalarına göre açılıp-kapanması, TABS'ın en basit ve en yaygın olarak kullanılan kontrol stratejisidir. Zaheer-uddin vd. [82] çok kademeli bir aç-kapa kontrolü önermiştir. Burada 3 yollu bir vana sistemin besleme suyu sıcaklığını ayarlar. Oda sıcaklığına göre hacimsel debi %100, %50 veya %0 gibi set edilir. Bypass kullanılarak besleme suyu sıcaklığı yazın artırılır kışın azaltılır. Toplam hacimsel debi ise sabit kalır. Bu TABS için ekonomik bir fayda sağlayabilir ancak pompaların ne güç tüketimini ne de çalışma süresini azaltır [21].

Diğer bir kontrol şekli de oda sıcaklığı ve dış ortam sıcaklığına göre çalışan ölü-band kontrolüdür. Olesen [75], ısıtma ve soğutma modu arasında, örneğin 22-23° C, 21-23° C ve 21-24° C'lik ölü bir bant arasında sık sık geçişi önlemek için TABS'in ölü-bant kontrolünü (yani, herhangi bir işlem yok) denemiştir. Bu oda sıcaklıkları altında, sistem ısıtma modunda, bu değerlerinde üstünde sistem soğutma modunda çalışmaktadır. Ölü bantın optimize edilmesi, yardımcı sistemin enerji kullanımı üzerinde doğrudan bir etki yaratır; Olesen ölü-bandı maksimum iki Kelvin ile sınırlamayı önermektedir. Öte yandan, parametrik bir simülasyon çalışması oda sıcaklığının 21 ila 24° C'lik ölü-bant için hafifçe arttığını, buna karşın dolaşım pompasının çalışma süresinin önemli ölçüde düştüğünü göstermektedir. Nüβle [80] günlük ortalama dış ortam sıcaklığının 12° C'nin altında ısıtma modunu 16° C'nin üstünde soğutma modunu başlatmayı önermektedir. Bu iki ortalama değer arasında, TABS yaklaşık 21° C'de sabit tutulmaktadır [21].

TABS'ın çalışma süreleri de bir diğer kontrol yöntemidir. TABS'ın ısıtma veya soğutma modunda sürekli çalışması ısıl konfor olarak iyi sonuçlar versede ilave enerji kullanımını artırır. Yerden ısıtma sistemleri ile teorik ve deneysel çalışmalar yapan Athienitis vd. [83] göre, set noktası ve gerçek oda sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkına göre ısıtma enerjisi oransal kontrolünün geleneksel açma-kapama kontrole kıyasla çalışma süresini artırmıştır. Aç-kapa kontrolü sistemin sık sık devreye girmesine ve oda

sıcaklığının dalgalanmasına neden olmaktadır. TABS'ın sürekli çalışması yerine kesintili çalışması da değerlendirilmiştir. Parametrik simülasyon çalışmaları ile farklı çalışma modları araştırılmıştır. Örneğin 24 saat boyunca sürekli çalışma, gündüz (8:00-17:00) arası çalışma ve gece (18:00 - 6:00 ve 22:00 - 6:00) arası çalışma. Kesintili pompa kontrollü gece modunun TABS için yeterli olduğu kanıtlanmıştır [70, 75]. Soğutma periyodunun süresinin termal konfor üzerinde büyük bir etkisi yoktur [21]. Bir simülasyon çalışması, çalışma periyotlarının daha kısa olmasının, 25° C'yi aşan sıcaklıklarda çalışma saatlerinde artmaya neden olduğunu (yaklaşık % 6), ancak 20 ila 22° C'lik tanımlanmış serin aralıkta çalışma saatlerinin % 7-9 arasında azalmasına neden olduğunu ortaya koymaktadır [70]. Gün boyunca oda sıcaklığı kayması çoğu durumda 4 Kelvinden daha düşük olmaktadır. Gece boyunca çalışma süresinin azaltılması (yani 12 saat yerine 9 saat), yaz döneminde çalışma günlerinin yalnızca % 3-5'inde gün boyunca 4 ila 6 Kelvin sıcaklık kayması ile sonuçlanır. Açıkçası, TABS'in kesintili çalışması sadece pompa çalışma süresini düşürmekle kalmaz, aynı zamanda enerji tüketimini de azaltır. Kesintili pompa kontrolü ile TABS'in sürekli çalışması, TABS'ın azaltılmış çalışma periyotlarına, diğer bir deyişle gece moduna kıyasla, termal konforda daha iyi sonuçlar vermez [21].

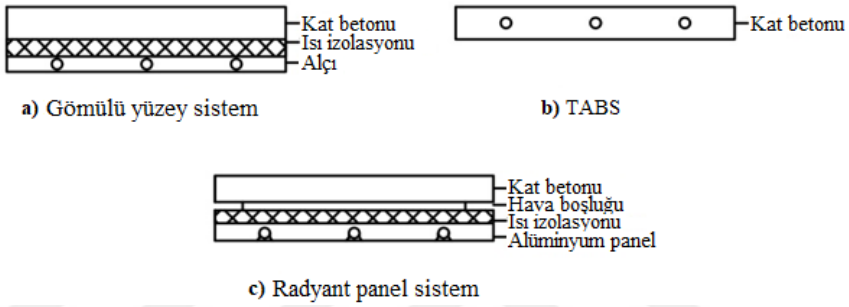
Tötdli vd. [72] TABS'ın kontrolü için bir integral yaklaşımını (bilinmeyen ama sınırlanmış metod) önermiştir. İç yüklerin ve güneşten gelen kazançların ısıtma ve soğutma yüküne etkisini belirlemek için dinamik bir termal oda modeli kullanmışlardır. Kontrolör için giriş parametreleri dış hava sıcaklığı, besleme suyu sıcaklığı ve oda sıcaklığıdır. Diğer bir şart oda sıcaklığı ayar noktası aralığıdır. Bu algoritma, ısıtma, soğutma ve nötr arasında geçiş yapmayı içermektedir. Ana kontrol konsepti olarak, besleme suyu sıcaklığı için bir ayar noktası, 24 saatlik ortalama dış ortam sıcaklığının ve mevcut oda sıcaklığının ayar noktasının bir fonksiyonu olarak belirlenir. Besleme suyu sıcaklığı, ısıtma / soğutma eğrilerine göre kaydırılır ve böylece yük talebini karşılar. Bu ısıtma ve soğutma limitleri, çalışma modunu tanımlamak için kullanılır [21].

2.4. Literatür Değerlendirmesi

Yüzey ile mahal arasında ısı transferinde ışınım oranı %50'den fazla olan sistemler radyant sistemler olarak bilinmektedir. Sistemde ısı transferi için su kullanıyorsa bu

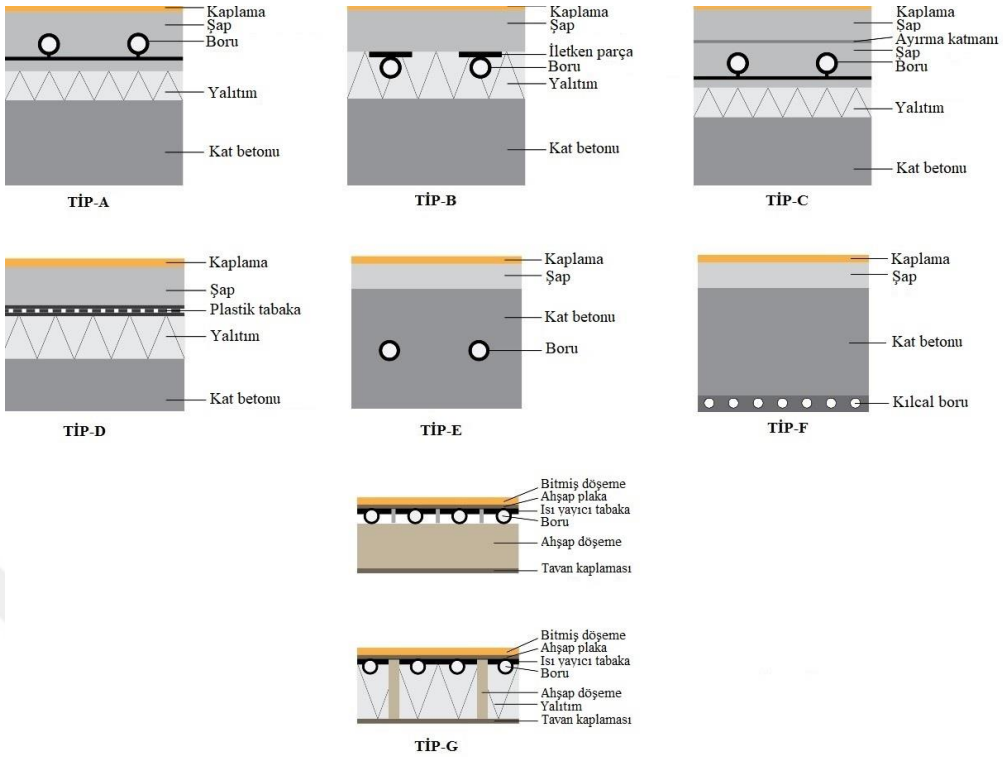
sistemlere hidronik (sulu) radyant sistemler denilmektedir ve bu sistemler boruların yapı içindeki konumuna göre üç ana kategoride incelenir [84, 85];

1. Gömülü yüzey sistemleri (borular yüzey tabakasının içine gömülür) (Şekil 2.1a)
2. Termal aktif bina sistemleri (borular duvar veya döşeme gibi yapı tabakasının içine gömülür) (Şekil 2.1b)
3. Radyant panel sistemleri (borular yapı dışında asma tavan benzeri bir yapı içindedir) (Şekil 2.1c)



Şekil 2.1. Genel sulu radyant sistemleri [82]

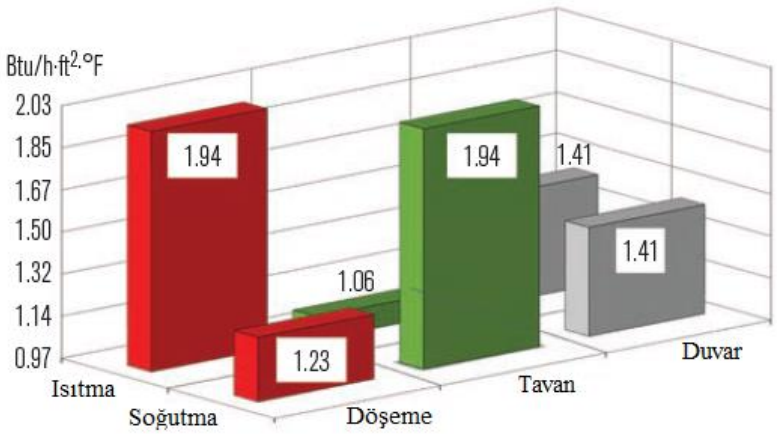
Sulu radyant sistemler ISO 11855 ve EN 15377 standartlarında Şekil 2.2'deki gibi sınıflandırılmıştır [85].



Şekil 2.2. ISO 11855 ve EN 15377'e göre sulu radyant sistemler [82]

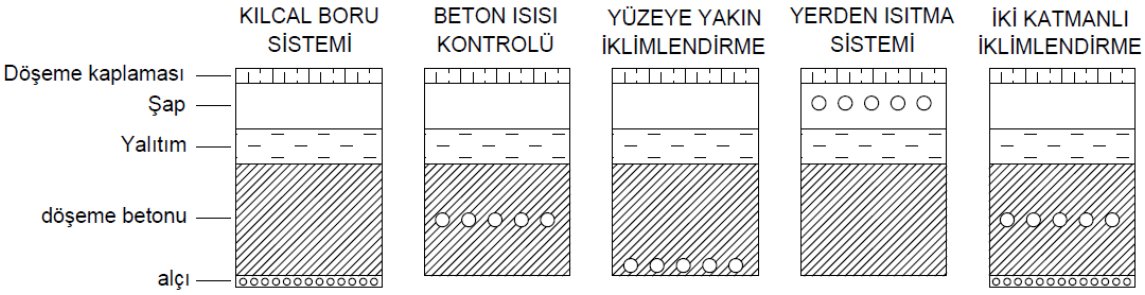
Radyant sistemlerin ısı transfer katsayıları ısıtma ve soğutmada farklılıklar göstermektedir. Şekil 2.3'ten de görüleceği gibi döşemeden ısıtma ile tavandan soğutmada ısı transfer katsayıları yüksektir. Bu nedenle radyant sistemlerde ısıtma için döşemeden ısıtma soğutma için tavandan soğutma en uygun çözümdür.

Duvardan ısıtma ve soğutmada ısı transfer katsayıları aynıdır. Ancak duvardan yapılan ısıtma ve özellikle soğutma uygulamalarında yoğuşma riskine dikkat edilmelidir.



Şekil 2.3. Isıtılan/soğutulan yüzeylerden iç ortama ısı transfer katsayıları [83]

Literatürde termal aktif bina sistemleri Şekil 2.1b ve Şekil 2.2 TİP-E'de gösterilen şekildedir. Ancak bazı kaynaklarda binanın ısıl olarak aktive edilmesi, boruların yapı içine gömüldüğü bütün sistemler olarak gösterilmektedir. Buna göre TABS'ın çeşitleri Şekil 2.4'de gösterilmiştir.



Şekil 2.4. Termal aktif bina sistemi çeşitleri [18]

Avrupa'da kullanımı yaygınlaşmış olan TABS sistemi ülkemizde yaygın değildir. 2015 yılında sadece bir kamu binası olan Ankara Sincan'da Tapu Kadastro Genel Müdürlüğü projesinde uygulanmıştır. TABS gibi düşük sıcaklıkta ısıtma, yüksek sıcaklıkta soğutma yapabilen sistemler geleceğin iklimlendirme sisteminin temelini oluşturacaktır. Bu sistemlerde, güneş enerjisi sistemleri ile toprak, su ve hava kaynaklı ısı pompaları önemli bir yer tutacaktır. Isıtma ve soğutma teknolojisi de bu yönde gelişmektedir. Konvansiyonel enerji kaynakları bakımından dışa bağımlı olan ancak yenilenebilir enerji kaynakları bakımından zengin olan ülkemizde, bu kaynakların TABS, döşemeden

ısıtma/soğutma gibi sistemlerle kullanımının araştırılması, uygulanabilirliğinin avantaj ve dezavantajlarıyla ortaya konulması enerji verimli bina tasarımı için çok önemlidir. Bu sistemlerin mühendislik uygulamalarında ısıl konforun artırılıp, enerji kullanımının azaltılarak, çalışma şartlarının optimize edilmesi de ayrıca önemlidir.

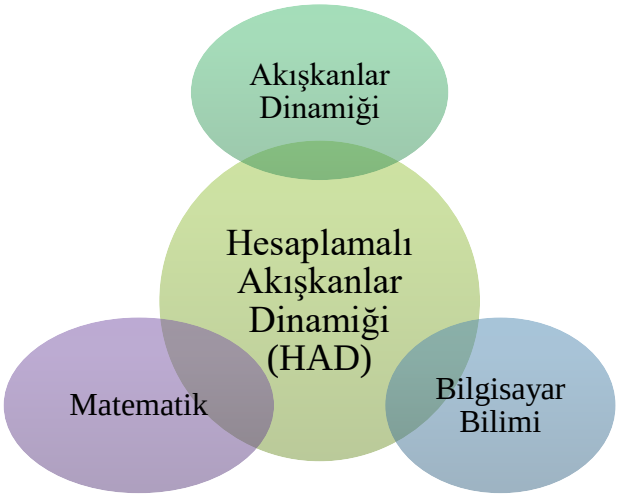
Düşük sıcaklık ısıtma sistemlerinden olan YIS ve TABS sistemlerinin literatür çalışmalarında ağırlıklı olarak simülasyonlar kullanılarak; ortam sıcaklığı, yüzey sıcaklığı, besleme suyu sıcaklığı, su debisi gibi parametrelerin değişimi incelenmiştir. Ayrıca az sayıda da olsa yapılan deneysel çalışmalarda bu sistemlerin ısıl konforu nasıl etkilediği, konvektif sistemlerle birlikte kullanıldığında enerji kullanımını nasıl etkilediği araştırılmıştır. Yapılan simülasyon ve deneysel çalışmalarda YIS ve TABS sistemi genelde yenilebilir enerji kaynakları ve ısı pompalarıyla birlikte kullanılmıştır. Literatürde incelenen tüm sistem tiplerinde, alışılagelmiş bilinen tek katlı termal aktif bina sisteminin kullanımı değerlendirilmiştir.

3. BÖLÜM

HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ VE OPTİMİZASYON

3.1. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği

İngilizcesi Computational Fluid Dynamics (CFD) olan hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD), tarihi 1930'lu yıllara dayanan Şekil 3.1'de de görüleceği üzere matematik, bilgisayar bilimi ve akışkanlar mekaniğini barındıran bir çalışma alanıdır [86]. Bilindiği üzere akışkanlar mekaniği akışkanın hareketli veya durağan halini inceleyen bir bilim dalıdır. Akışkanlar mekaniğinde akışın karakteristiğini belirleyen temel şey matematiksel denklemlerdir. Bu matematiksel denklemleri çözmek sanıldığı kadar kolay değildir ve çoğu zaman bir bilgisayar programı yardımıyla çözülebilirler. Bunun için geliştirilmiş yazılımlar ve paket programlar kullanılmaktadır. "Hesaplamalı" kelimesinin kullanılmasının sebebi de bu paket programlar kullanılarak çözüm elde edilmesinden kaynaklanmaktadır. HAD dışında akışkanlar mekaniğinin deneysel ve analitik çözüm yöntemleri de vardır.



Şekil 3.1. HAD ile İlgili Bilimler

Sonlu elemanlar metodu akışkanlar, ısı transferi ve gerilme analizleri olmak üzere pek çok mühendislik alanında kullanılan sayısal bir yöntemdir. Kısmi diferansiyel denklemlerinin yaklaşık çözümlerini bulmak için geliştirilmiştir. HAD ısı ve kütle transferi ile kimyasal reaksiyonlarını da içeren, akışkanlar mekaniği problemlerinin analizi ve çözümlenmesi için sayısal yöntem ve algoritmaların kullanıldığı akışkanlar mekaniği biliminin bir alt dalıdır. HAD ile sıvı ve gaz akışkanların katı yüzeylerle veya birbirleriyle olan etkileşimleri bilgisayar yardımıyla simüle edilerek sonuçların gerçek etkileşime göre durumları incelenir. Sonuçlar kullanılan bilgisayarların ve yazılımların performansına bağlıdır. En çok kullanılan HAD yazılımlar şu şekildedir [86];

- Fluent (İngiltere ve Amerika)
- CFX (İngiltere ve Kanada)
- CFD++ (Amerika)
- Star CD (İngiltere)
- Polyflow (Belçika)
- Flow 3D (Amerika)
- FLACS (Norveç)
- SCRYU (Japonya)
- Siemens PLM (Almanya)

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği yüksek işlem maliyeti olmayan, problemlere hızlı çözüm sağlayabilen ve problemler üzerine ilaveler yapılarak tekrarlama imkânı sunan bir analiz yöntemidir. Navier-Stokes denklemlerine numerik çözümler sunan HAD sayesinde, sıvı, katı ve gazların birbirleriyle olan etkileşimlerini içeren karmaşık sorunlar analiz edebilir [87]. Aerodinamik ve hidrodinamik ile ilgili pek çok mühendislik alanlarında kullanılan hesaplamalı akışkanlar dinamiğinin genel kullanım alanları şu şekilde verilebilir [86, 88];

- Araştırma, eğitim ve tasarım uygulamalarında,
- Havacılık ve uzay teknolojilerinde uçakların ve araçların aerodinamiğinin kaldırma ve sürükleme hesaplamalarında,
- Güç üretimi ve yenilenebilir enerji teknolojilerinde; güç santrallerindeki akış uygulamalarında ve gaz türbinlerindeki yanma hesaplarında,

- Makine mühendisliğinde; turbo mekaniğindeki geçitler, yayıcılar ve içindeki dönen akışkanların hesap ve analizlerinde, kara taşıtlarının aerodinamiğinde, akışkanlar mekaniğinde,
- Elektrik-elektronik mühendisliğinde; mikro devreler içeren teçhizatın soğutma uygulamalarında,
- Kimyasal ve mineral işlemelerde; karıştırma ve parçalama işlemleri, polimer kalıp kaplama uygulamalarında
- İnşaat ve makine mühendisliğinde; binaların iç ve dış çevresindeki rüzgâr yüklemesi, ısıtma, havalandırma uygulamalarında,
- Deniz mühendisliği; kıyıdan uzak yapılar üzerindeki yüklerde, deniz taşıtlarının hidrodinamik ve aerodinamiğinde
- Çevre mühendisliğinde; dışarıdan akan ve hava ve suyu kirleten kirleticilerin dağılımlarında,
- Hidroloji ve okyanus coğrafyası; akarsular, haliçler ve okyanuslardaki akışkanlar,
- Biyomedikal bilim ve mühendislikte; atardamar ve toplardamarlardaki kan akışları, yapay organ davranış özelliklerinde
- Meteorolojide; hava tahmin sistemlerinde akış benzetimlerinde, fırtına-kasırga gibi hava hareketlerinin davranış tahminlerinde,
- Sporda; sporcuların hava ve su ortamlarında maruz kaldıkları sürtünme kayıplarının incelenmesinde

Yukarıda belirtilen alanlarda kullanılan hesaplamalı akışkanalar dinamiğiyle, aerodinamik ve hidrodinamikte kaldırma ve sürükleme gibi değerler veya basınç ve hız gibi alan özellikleri elde edilir. Akışkanlar mekaniğindeki kısmi diferansiyel denklemler HAD çözücüleriyle cebirsel denklemlere dönüştürülerek, sayısal olarak verimli bir şekilde çözülebilir. HAD tasarım süreçlerinde zaman kazanmak ve veri toplamak için oldukça kullanışlıdır. Geleneksel testlere göre çok daha ucuz ve daha hızlı olan HAD

analizlerinde gerçekte sınırlı miktarlarda yapılan ölçümler yerine, istenen tüm miktarlar aynı alan ve zamanda yüksek çözünürlükte yapılabilir. HAD analizleri gerçek bir fiziksel çözüme yaklaşmak için yapıldığı için doğrulama amacıyla testler ve ölçümler yapılmaya devam edilmelidir [87]. Tablo 3.1'de HAD analizlerinin avantajları gösterilmiştir.

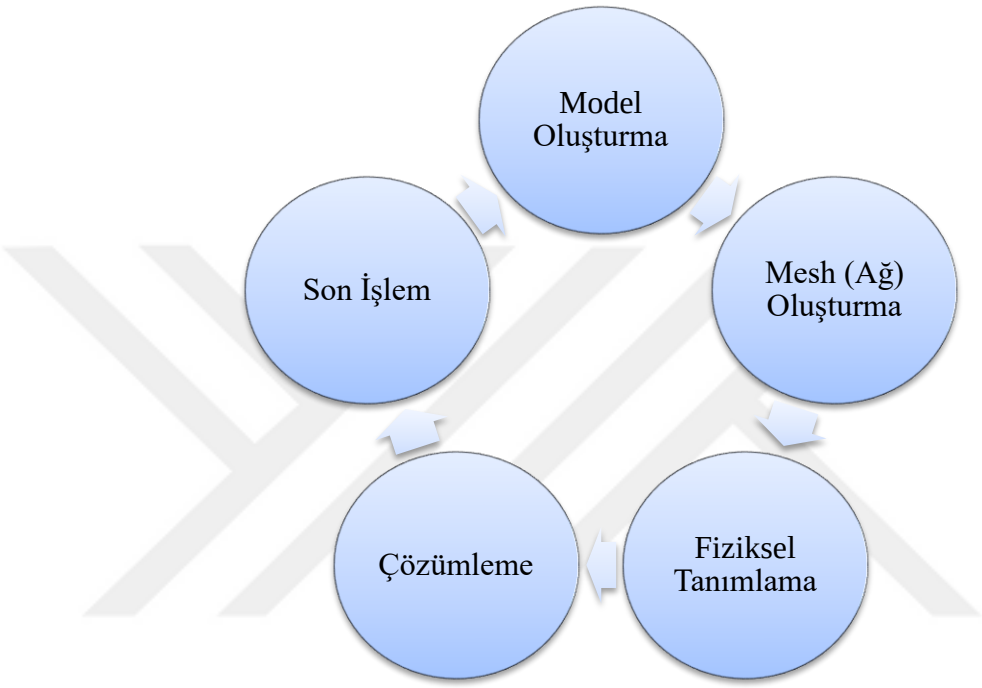
Tablo 3.1. HAD avantajları [86]

Özellik	**Sunduğu Avantaj**
Hızlı olması	Geleneksel test ve deneylerin planlanıp yapılması günler sürebiliyorken HAD ile çözüm elde etmek saatlerle ifade edilebilecek kadar kısadır.
Az maliyetli olması	Test ve deneylerin maliyetleri yüksek olduğundan HAD ile çözüm yapmak daha uygun olmaktadır. Örneğin; 1 saatlik HAD maliyeti 1.000 $, 1 saat rüzgâr tüneli maliyeti 10.000 $, 1 saat uçuş test maliyeti 100.000 $'dır.
Simülasyon	Birçok akış ve ısı transfer mekanizmaları (örneğin hipersonik akış) kolayca test edilemeyebilir. Ancak HAD ile hangi fiziksel durumda olunursa olsun nümerik olarak sonuç elde etme imkânı vardır. HAD ile gerçek ve ideal koşullar simüle edilebilir (Şekil 3.2)
Kapsamlı Bilgi	Test ve deneylerde genellikle belli bölgelerden ölçüm alıp sonuç elde edebilirken HAD bu konuda çok daha geniş imkânlar sunarak sonuca hızlı gidilmesini sağlar.



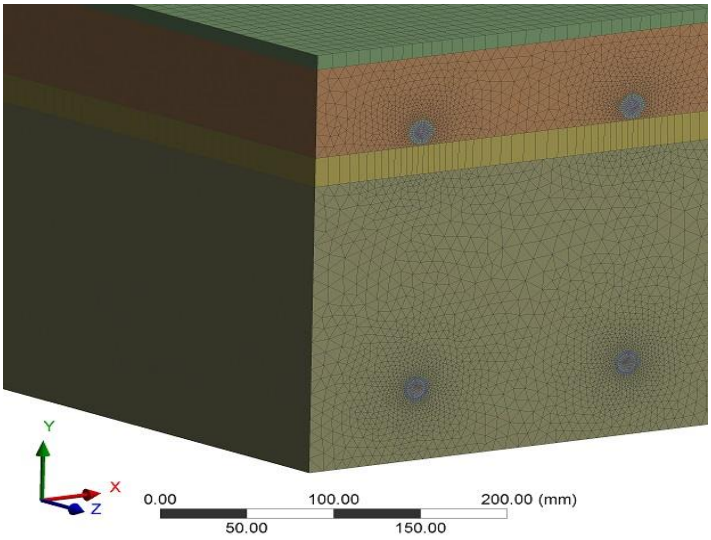
Şekil 3.2. HAD ile Simülasyon

HAD analiz süreci Şekil 3.3'de gösterilmiştir. Öncelikle analizi yapılacak akış veya akış alanı modellenmelidir. Bunun için bir CAD yazılımıyla iki veya boyutlu model çizimi yapılır. Modelin tamamının çizilmesine gerek olmayabilir. Simetrik bir eksen oluşturularak modelleme yapılabilir.



Şekil 3.3. HAD analiz süreci [87]

Modellemeden sonra mesh (ağ) yapısının oluşturulması gerekmektedir (Şekil 3.4). Ağ yapısının doğru bir şekilde oluşturulması son derece önemlidir. Zira çözümün doğruluğu ağ yapısıyla doğrudan ilgilidir. Ağ hücre ve noktalardan oluşmaktadır. Ağın büyük olması çözümün hata vermesine sebep olabilir. Ağın amacı karmaşık olan hacmi küçük parçalara ayırarak çözümü kolaylaştırmaktır. Bu sayede kısmi diferansiyel denklemler cebirsel denklemlere dönüştürülerek çözüm sağlanır.



Şekil 3.4. Mesh oluşturma

Mesh oluşturduktan sonra problemin fiziksel tanımlaması yapılmalıdır. Bunun için başlangıç ve sınır şartları ile çözüm için kullanılacak türbülans modeli ve algoritma belirlenmelidir.

HAD uygulamalarında kullanılan türbülans modelinin belirlenmesi doğru sonuç almak bakımından çok önemlidir. HAD uygulamalarında kullanılan başlıca türbülans modelleri standart k-ε, realizable k-ε, RNG k-ε, standart k-ω, SST k-ω modelleridir. Başlangıç olarak standart k-ε modeli türbülanslı akış uygulamalarında tercih edilebilir. Basit bir türbülans modeli olan standart k-epsilon modeli akış rejimine ve geometriye bağlı değildir. Standart k-ε modeli ticari programların çoğunda varsayılan türbülans modeli olarak tercih edilir ve çoğu endüstriyel uygulamalarda doğru sonuçlar sunmaktadır. Dönümlü akışlarda ve ince kayma tabakası olan akışlarda başarılı olan bu modelin birçok zayıf tarafı da vardır. Standart k-ε türbülans modeli akış ayrılmalarında, serbest jet akışlarında, ayrılmış akışın birleşmesinde ve karmaşık geometriler üzerindeki akış türlerinde doğru sonuçlar vermemektedir. Ayrıca bu model yüksek basınç gradyanlarına sahip akışlarda da zayıf bir türbülans modelidir. Realizable k-ε türbülans modeli, sınır tabaka akışlarında, büyük akış ayrılmalarında, küt cisimler etrafında girdap kopmalarında, yüksek açılı yayıcılardaki stall oluşumunda ve oda havalandırması gibi karmaşık kayma tabakalı akışlarda uygun bir modeldir. RNG k-ε türbülans modeli ise Realizable k-ε modeline benzer olmakla birlikte analizlerin yakınsaması biraz daha

zordur ve zaman alır. Standart k-ω, SST k-ω modelleri ise düşük Reynolds sayılı akışlarda, ters basınç gradyanı altındaki ve büyük akış ayrılmalarının olduğu sınır tabaka akışlarında daha kullanışlı bir modeldir [89].

Bu tez çalışmasında simple algoritma ve standart k-ε türbülanslı akış modeli seçilmiştir. Fiziksel tanımlamadan sonra çözümleme adımına geçilir. Çözümleme için Navier-Stokes denklemlerinin üç boyutlu çözümü kullanılır. Süreklilik denklemi Eşitlik 3.1'de, enerji denklemi Eşitlik 3.2'de ve momentum denklemi de Eşitlik 3.3'de verilmiştir [90].

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_i}[u_i(\rho E + p)] = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(k_{eff}\frac{\partial T}{\partial x_j} + u_i\left(\tau_{ij}\right)_{eff}\right) + S_h \tag{3.1a}$$

$$\left(\tau_{ij}\right)_{eff} = \mu_{eff}\left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j}\right) - \frac{2}{3}\mu_{eff}\frac{\partial u_k}{\partial x_k}\delta_{ij} \tag{3.1b}$$

$$k_{eff} = \mathrm{k} + \frac{C_p \mu_t}{Pr_t} \tag{3.1c}$$

Burada E toplam enerjiyi, k_{eff} ise efektif ısıl iletkenlik değerini, S_h kimyasal reaksiyon ısısını veya hacimsel ısı kaynaklarını, T sıcaklığı, p statik basıncı, ρ yoğunluğu, $\left(\tau_{ij}\right)_{eff}$ deviatorik gerilme tensörünü, C_p özgül ısıyı, μ moleküler viskoziteyi, Pr Prandtl sayısını göstermektedir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot (\vec{v}(\rho E + p)) = \nabla \cdot \left(k_{eff}\nabla \mathrm{T} - \sum_j h_j \vec{J}_j + (\bar{\bar{\tau}}_{eff} \cdot \vec{v})\right) + S_h \tag{3.2a}$$

$$E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} \tag{3.2b}$$

Burada E toplam enerjiyi, k_{eff} ise efektif ısıl iletkenlik değerini, S_h kimyasal reaksiyon ısısını veya hacimsel ısı kaynaklarını, T sıcaklığı, p basıncı, v hızı, h duyulur entalpiyi, ρ yoğunluğu, $\left(\tau_{ij}\right)_{eff}$ deviatorik gerilme tensörünü, $h_j\vec{J}_j$ toplam entalpi transferini ve $\bar{\bar{\tau}}_{eff}$ gerilme tensörünü göstermektedir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\vec{v}) + \nabla \cdot (\rho\vec{v}\vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\bar{\bar{\tau}}) + \rho\vec{g} + \vec{F} \tag{3.3a}$$

$$\bar{\bar{\tau}} = \mu\left[(\nabla\vec{v} + \nabla\vec{v}^T) - \frac{2}{3}\nabla \cdot \vec{v}I\right] \tag{3.3b}$$

Burada p statik basıncı, ν hızı, ρ yoğunluğu, $\bar{\bar{\tau}}$ gerilme tensörünü, $\rho\vec{g}$ ve $\vec{F}$ yer çekimi ve dış kuvvetleri, T sıcaklığı, μ moleküler viskoziteyi, I birim tensörünü ifade etmektedir.

Standart k-ε modelindeki k türbülans kinetik enerjisi ve ε dağılım oranı Eşitlik 3.4'de ki taşınım denklemlerinde verilmiştir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right] + G_k + G_b - \rho\varepsilon - Y_M + S_k \tag{3.4a}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right] + C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}(G_k + C_{3\varepsilon}G_b) - C_{2\varepsilon}\rho\frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \tag{3.4b}$$

Çözüm işleminden sonra istenilen akış özelliklerinin hesaplanan akış alanından çıkarılması vardır. Sonuçların doğruluğunu teyit etmek için analitik ve deneysel çalışmalardan elde edilen sonuçlardan yararlanılabilir [87]

3.2. Optimizasyon ve Optimizasyon Problemlerinin Modellenmesi

Optimizasyon; bir sistemde var olan işgücü, zaman, hammadde, kapasite vb. kaynakların en verimli şekilde kullanılarak, maliyetin azaltılması, kârın artırılması, kapasite kullanımının yükseltilmesi ve verimliliğin artırılması gibi belirli amaçlara ulaşmayı sağlayan bir teknolojidir [91]. Başka bir ifadeyle optimizasyon bir problemin en iyi çözümünü veya tasarımını bulma işlemidir [92] .

Modelleme ve çözümleme optimizasyonda en önemli parametrelerdir. Modelleme ile gerçek yaşamda karşılaşılan problemler matematiksel olarak ifade edilirken, çözümleme ile bu modele uyan en iyi çözüm elde edilir. İlk olarak ekonomi ve ulaşım sektörlerinde yapılmaya başlanan modellemeler günümüzde pek çok sektörde halen devam etmektedir. Teknolojide pek çok problem modellenmeye ve bunlara uygun çözüm algoritmaları geliştirilmeye devam etmektedir.

Bir olayı basit ve anlaşılır hale getirmek için yapılan gösterime model denir. İnsanoğlu, ilk çağlardan bu yana karşılaştıkları problemlerle başa çıkma, doğaya egemen olma ve evreni anlama doğrultusunda; ya sistemin kendisi üzerinde veya soyut/somut bir modeli üzerinde deneyler yapma ihtiyacı hissetmiştir. Modeller mekanizmasını bilmediğimiz olayları anlamamıza, kurguladığımız hipotezlerin test edilmesine yardımcı olduklarından bilimde kullanımı kaçınılmazdır. Modelleme ise bir fikrin gerçeğe benzer şekilde benzetme yoluyla açıklanmasıdır. Modelleme soyut bir olayın veya kavramın daha kolay ifade edilmesini üzerinde fikir yürütülebilmesini kolaylaştırır. Matematiksel modelleme görsel modellemeden farklı olarak soyut bir modeldir ve bilimsel çalışmalarda kullanılan bir dildir. Matematiksel modellerin hem geçmişte yapılan hem de gelecekte yapılacak olan deney ve gözlemlerle uyumlu olması beklenir.

Optimizasyon modelleri sistemin işleyişini ve özelliklerini yansıtan, sistemin içindeki ile çevresindeki diğer sistemlerle olan etkileşimlerini kapsayan matematiksel ifadelerden oluşmaktadır. Bu matematiksel ifadeler sistemin ölçülebilen özelliklerini belirleyen parametreler, en iyi sonuçları verecek karar değişkenlerden, sistemin optimizasyonu yapılacak performans ölçütünden ve sistemin özelliklerini ile sınırlarını belirleyen kısıtlardan oluşmaktadır [91]. Bu durum aşağıda verilen bir optimizasyon probleminde şu şekilde ifade edilebilir:

$$\max Z = f(X, Y) \tag{3.4}$$

$$g(X, Y) = 0 \tag{3.5}$$

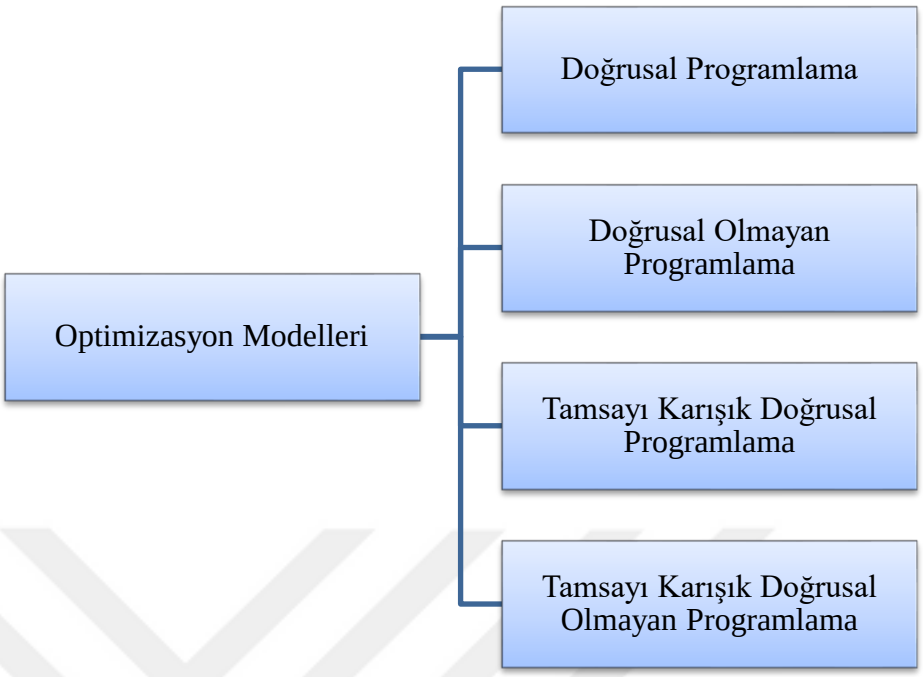
$$h(X, Y) \leq 0 \tag{3.6}$$

$$X \in R^n \tag{3.7}$$

$$Y \in \{0,1,2,\ldots m\} \tag{3.7}$$

Burada Eşitlik 3.4 amaç fonksiyonudur. Buradaki amaç X ve Y karar değişkenlerinin bu fonksiyonu maksimum yapacak değerlerin bulunmasıdır. Karar değişkenlerinden X herhangi bir reel değer alabiliyorken, Y ise bir tam sayı değeri alabilmektedir. Karar değişkenleri problem çözüldüğü zaman belirlenecek olan sistem elemanlarıdır. Bu değerlerin belirlenme süreci problemin çözüm sürecidir. Karar değişkenlerinin alacağı değerler amaç fonksiyonunun değerinin ne olacağını etkiler ancak bu süreçte bazı kısıtların sağlanması gerekir [93]. Eşitlik 3.5 ve Eşitlik 3.6 ise sistemin özelliklerini belirleyen kısıtlardır. Optimizasyon modelleri amaç fonksiyonu, karar değişkenleri ve kısıtların aldıkları değerlere göre aşağıdaki şekilde sınıflandırırlar (Şekil 3.5).

Bir optimizasyon probleminde Y değişkeni bulunmuyor ve f(x), g(x) ve h(x) doğrusalsa o problem doğrusal programlama problemidir. Eğer Y değişkeni bulunmuyor ve f(x), g(x) ve h(x) fonksiyonlarından herhangi biri doğrusal değilse o problem doğrusal olmayan programlama problemidir. Optimizasyon probleminde Y değişkeni bulunuyor ve (x), g(x) ve h(x) doğrusalsa o problem tamsayı karışık doğrusal programlama problemi, Y değişkeni bulunuyor ve (x), g(x) ve h(x) fonksiyonlarından herhangi biri doğrusal değilse tamsayı karışık doğrusal olmayan programlama problemidir [91].



Şekil 3.5. Optimizasyonda modelleme çeşitleri

3.2.1. Doğrusal Optimizayon

En çok kullanılan optimizasyon modelleri olan doğrusal programlama modellerinde amaç fonksiyonu ve kısıtlar doğrusaldır. Endüstride ve ekonomide yaygın bir şekilde kullanılan doğrusal programlama modelinde sürekli değişkenler mevcuttur. Eşitlik 3.8'de doğrusal programlama için amaç fonksiyonu, Eşitlik 3.9 ve Eşitlik 3.10'ae ise problemin kısıtları verilmiştir.

$$\max Z = C^T x \tag{3.8}$$

$$Ax \leq b \tag{3.9}$$

$$x \geq 0 \tag{3.10}$$

Doğrusal programlama modelleri belirlilik, doğrusallık, bölünebilirlik, toplanabilirlik, orantısallık ve negatif olmama gibi varsayımlara dayanmaktadır. Gerçek hayatta problemlerin azı bu varsayımı sağlamaktadır [93].

3.2.2. Doğrusal Olmayan Optimizasyon

Doğrusal olmayan programlama modellerinde amaç fonksiyonu ve kısıtlardan herhangi biri doğrusal değildir. Y değişkeninin bulunmadığı doğrusal olmayan programlama modelinde amaç fonksiyonunu optimize edecek X karar değişkeni herhangi bir reel değer alabilir. Eşitlik 3.11'de amaç fonksiyonu, Eşitlik 3.12 ve Eşitlik 3.13'de ise problemin kısıtları verilmiştir.

$$\max Z = f(X) \tag{3.11}$$

$$g(X) = 0 \tag{3.12}$$

$$h(X) \leq 0 \tag{3.13}$$

$$X \in R^n \tag{3.14}$$

3.2.3. Tamsayı Karışık Doğrusal Programlama Modeli

Tamsayı karışık doğrusal programlama modelinde, doğrusal programlama modeline ilaveten X ve Y karar değişkenlerinden bazıları sadece tamsayı değeri alabilmektedir Eşitlik 3.15'de amaç fonksiyonu, Eşitlik 3.16 ve Eşitlik 3.17'de ise problemin kısıtları verilmiştir.

$$\max Z = C^T x + D^T y \tag{3.15}$$

$$Ax + Ey \leq b \tag{3.16}$$

$$x \geq 0 \tag{3.17}$$

$$Y \in \{0,1,2, \dots n\} \tag{3.18}$$

3.2.4. Tamsayı Karışık Doğrusal Olmayan Programlama Modeli

Tamsayı karışık doğrusal olmayan programlama modelinde amaç fonksiyonu ve kısıtlarda doğrusal olmayan ifadeler ve tam sayı değişkenleri mevcuttur. Eşitlik 3.4'de amaç fonksiyonu, Eşitlik 3.5 ve Eşitlik 3.6 ise problemin kısıtları gösterilmiştir. Eşitlik

3.7'de X karar değişkeni, Eşitlik 3.8'de ise Y karar değişkenlerinin alabileceği değerler gösterilmiştir.

3.3. Optimizasyon Problemlerinin Çözüm Yöntemleri

Çözüm uzayındaki, problemin kısıtları sağlayan herhangi bir çözüm uygun çözüm, uygun çözümler arasından belirlenen amaca göre en iyi çözüm ise optimum çözümü ifade eder [93]. Optimizasyon problemlerinin çözümüne yönelik çalışmalar sürekli güncellenerek devam etmektedir. Doğrusal programlama modeline yönelik çözüm yöntemleri, diğer modellere nazaran daha ileridedir. Doğrusal olan ve olmayan optimizasyon problemlerinin çözüm yöntemlerinden sırayla bahsedilecektir.

3.3.1. Doğrusal Programlama Çözüm Yöntemleri

Doğrusal programlama modellerinin çözümünde kullanılan yöntemler; grafik yöntem, simplex metodu ve iç nokta (karmarkar) metodudur.

3.3.1.1. Grafik Yöntem

Grafik yöntemi optimizasyon problemlerinin çözüm yöntemlerinin anlaşılması ve somut çizimlerle gösterilmesi adına tercih edilen bir yöntemdir. Bu yöntemde en fazla iki değişken dikkate alınır. Grafik yöntemde amaç fonksiyonu ve kısıtlar aynı eksen takımı dahilinde dikkate alınarak olası çözüm bölgesi ve çözüm bölgesindeki optimal nokta tespit edilmeye çalışılır. Bu bağlamda her bir fonksiyon, değişken değerlerine göre grafik üzerinde çizilir ve şekil üzerinden minimum veya maksimum nokta tespit edilir. Genel olarak optimum nokta, kısıtların amaç fonksiyonu ile kesiştiği noktalarda bulunur [94].

Grafik yöntemini açıklamak için Eşitlik 3.19'da verilen bir amaç fonksiyonu olsun. Bu fonksiyonun kısıtları ise Eşitlik 3.20, 3.21, 3.22, 3.23 ve 3.24'de ki gibidir [94].

$$\max f(x) = 150x_1 + 180x_2 \tag{3.20}$$

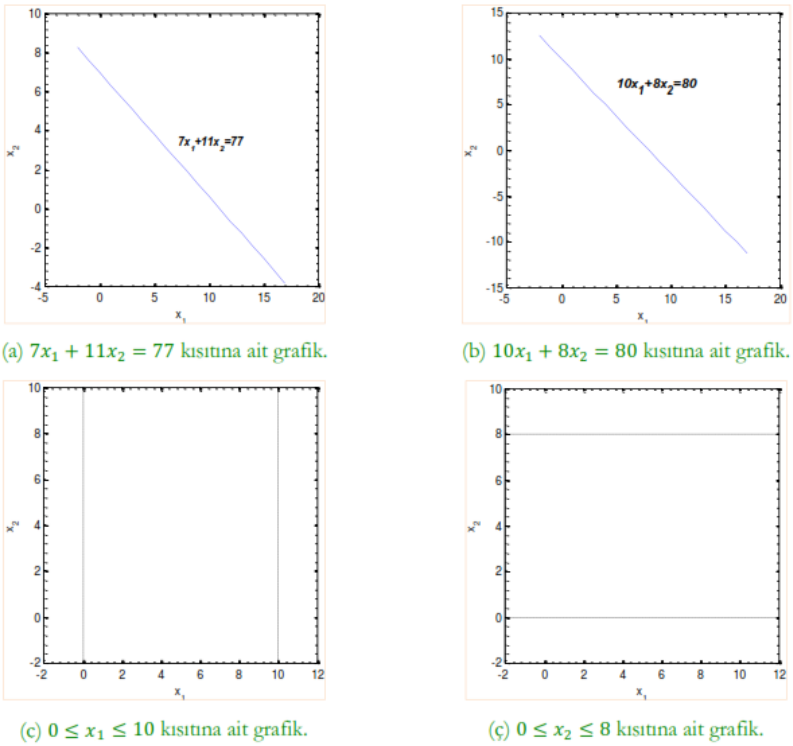
$$7x_1 + 11x_2 = 77 \tag{3.21}$$

$$10x_1 + 8x_2 = 80 \tag{3.22}$$

$$0 \leq x_1 \leq 10 \tag{3.23}$$

$$0 \leq x_2 \leq 8 \tag{3.24}$$

Görüleceği üzere bu denklemlerin tamamı doğrusaldır ve üç boyutlu uzayda bir düzlem temsil etmektedir [94]. Bu problemdeki kısıtların grafik çizimleri Şekil 3.6'da verilmiştir.

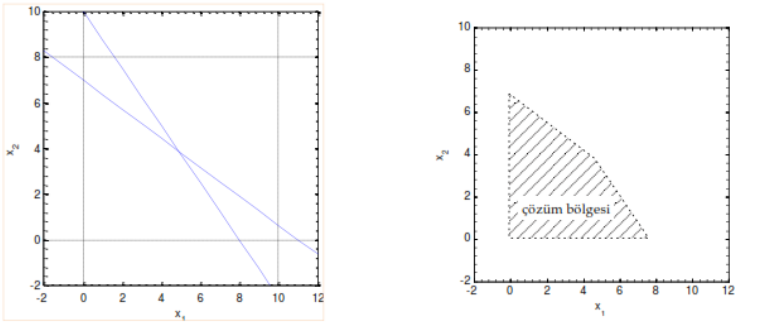


(a) $7x_1 + 11x_2 = 77$ kısıtına ait grafik. (b) $10x_1 + 8x_2 = 80$ kısıtına ait grafik.

(c) $0 \leq x_1 \leq 10$ kısıtına ait grafik. (ç) $0 \leq x_2 \leq 8$ kısıtına ait grafik.

Şekil 3.6. Grafik Yönteminde Kısıtların Gösterilmesi [94]

Kısıtların bir arada değerlendirildiği ve çözüm noktasını (optimum nokta) gösteren grafik ise Şekil 3.7 (a)'da gösterilmiştir. Şekil 3.7 (b)'de ise kısıtların çevrelediği çözüm alanı gösterilmiştir.



(a) Tüm kısıtların dikkate alındığı grafik. (b) Kısıtların çerçevelediği çözüm bölgesi.

Şekil 3.7. Optimum nokta ve çözüm bölgesi [94]

İki veya tek değişkenli doğrusal programlama problemlerinde grafik yöntem kullanmak mümkünken, ikiden fazla değişkenlerin olduğu modellerin çözümünde grafik yöntem kullanmak pek mümkün değildir.

3.3.1.2. Simplex Metodu

Doğrusal programlama modellerinin çözüm metodunun temeli doğrusal eşitsizliklerin yeni bir değişken tanımlanarak eşitliğe dönüştürülmesinde yatmaktadır. Buna göre $Ax \leq b$ eşitsizliği $Ax + x_s = b$ eşitliğine dönüştürülür. Böylece eşitliklerde ifade edilen değişken sayısı eşitlik sayısından daha fazla olur. Çözüm sayısı eşitsizlik sayısı (m) ve değişken sayısının (n) bir fonksiyonudur (Tablo 3.2). Tüm çözümlerin sayısı Eşitlik 3.25'te verilmiştir [91].

$$\binom{m+n}{n} = \frac{(m+n)!}{m!\,n!} \tag{3.25}$$

Tablo 3.2. Simplex metodunda çözüm sayısının değişimi [91]

Eşitlik Sayısı (m)	Değişken Sayısı (n)	Çözüm Sayısı
2	2	6
5	5	252
10	10	184756
15	15	155117520
25	25	126410606437752

Bu tabloya göre az sayıdaki eşitlik ve değişken sayılarında çözüm yapmak mümkün görünse bile normalde bu sayı çok daha fazla olduğundan bunu gerçekleştirmek çok

ama çok zordur. Bunu aşmak için çeşitli çözüm algoritmaları geliştirilmiştir. Doğrusal programlama problemlerinin çözümüne yönelik ilk çalışmalardan olan Simplex metodu Dantzing tarafından geliştirilmiştir. Simplex metodu doğrusal programlama probleminde var olan kısıt sayısı kadar karar değişkeninin aktif olduğu bir çözümden başlayarak amaç fonksiyonun değerini en iyiye doğru taşıyan aktif olmayan bir değişkenin aktif olan bir değişkenle yer değiştirmesi esasına dayanmaktadır. Bu işlem ardışık olarak sürekli tekrarlanarak amaç fonksiyonunun değerinde herhangi bir iyileşme elde edilmeyeceği bir durumda ise Simplex metodu problemin en iyi çözümü bulduğu için çözüm elde edilmiş olur [91].

Simplex metodu, kısıtların oluşturduğu denklemlerin dikkate alınarak çözümün bu çerçeve üzerinde aranması esasına dayanır. Çözüm için ilk önce çözüm bölgesinin sınırları dikkate alınarak daha sonra bu sınırlar üzerindeki köşe noktaları sistematik şekilde denenerek maliyet açısından en düşük değere ulaşılmaya çalışılır. Çözüm bölgesinin sınırlarının standart forma dönüştürülmesi gerektiğinden tüm kısıtların eşitlik kısıtı, her bir eşitliğin sağ tarafındaki sabitlerin ve değişkenlerinin de pozitif olması gerekir. Buna göre standart formdaki doğrusal bir programlama problemi şu şekilde yazılabilir [94];

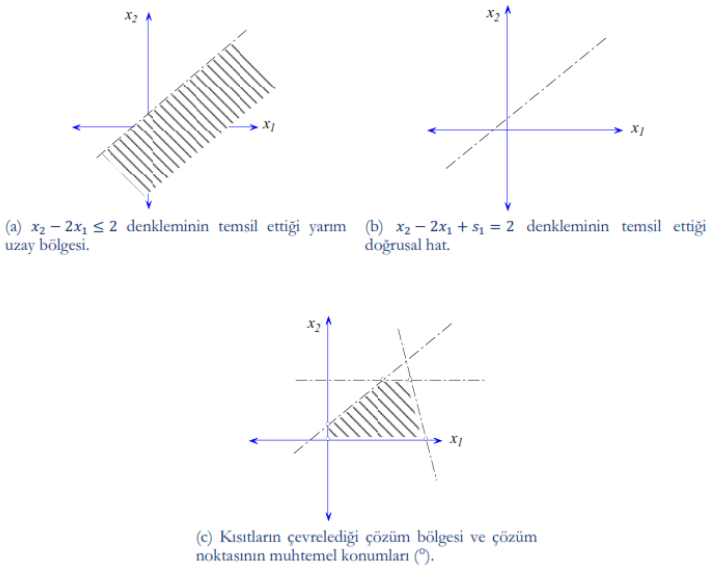
$$\min f(x) = C^T x \tag{3.26}$$

$$Ax = b \tag{3.27}$$

$$x \geq 0 \tag{3.28}$$

$$b \geq 0 \tag{3.29}$$

Burada Eşitlik 3.26 amaç fonksiyonunu, Eşitlik 3.27 ile Eşitlik 3.28 ve Eşitlik 3.29 problemin kısıtlarını göstermektedir. Gerçek hayattaki tüm problemlerin standart formda olması beklenemeyeceği için öncelikle problemin standart forma dönüştürülmesi gerekir. Şekil 3.8'de standart forma dönüşümün etkisi gösterilmiştir.



Şekil 3.8. Standart forma dönüşümün çözüm bölgesine etkisi [94]

Eşitsizlik kısıtlarının eşitlik kısıtlarına dönüştürülmesi çözüm bölgesinden çözüm hattına geçişi mümkün kılar. Çünkü optimum çözüm noktası, çözüm bölgesini çevreleyen hat üzerinde ve köşe noktalarında bulunur. Örneğin $x_2 - 2x_1 \leq 2$ şeklindeki iki boyutlu basit bir eşitsizlik kısıtı geometrik anlamda bir yarımuzayı temsil ederken, bu yarımuzay Şekil 3.8(a)'da görüldüğü üzere bir doğru değil, bir alandır. Eşitsizlik kısıtına, s_1 gibi yapay bir değişken ekleyerek denklemi, $x_2 - 2x_1 + s_1 = 2$ eşitlik kısıtına dönüştürerek Şekil 3.8(b)'deki gibi yarımuzaydan doğrusal bir haline getirmek mümkündür [94].

Simplex metodunda standart forma dönüşümün diğer bir amacı, başlangıçtaki çözümün orijin olarak belirlenmesidir. Dolayısıyla çözüm arayışındaki ilk adımda $\boldsymbol{x} = 0$ ve amaç fonksiyonun değeri de $f = 0$ olur. Böylece problemin standart forma dönüştürülmesi sonrasında çözüm noktası arayışı süreci başlatılmış olur. Bu arada yapılan işlemlere pivotlama işlemi denir. Pivotlama işlemi ile çözüm hattındaki köşe noktaları sırayla denenerek optimum çözümü veren noktanın bulunması amaçlanır. Şekil 3.8(c)'de görüldüğü gibi köşe noktasının özelliği, iki boyutlu ortamda iki kısıtın kesişim noktası olmasıdır. Dolayısıyla her iki kısıt denklemini sağlayan çözüm noktası, olası bir optimum nokta olup bu noktanın amaç fonksiyonundaki değerine bakılarak bir sonraki adıma geçilerek, bulunulan konumun optimum nokta olmaması halinde bir sonraki kesişim noktasına geçilir. Kesişim noktası, mevcut kısıt denklemlerinden biriyle diğer

başka bir kısıt denkleminin ortak çözüm noktası olur [94]. Simplex metoduyla değişken sayısı milyonlara varan problemler rahatlıkla çözülebilmektedir [91].

3.3.1.3. İç Nokta (Karmarkar) Metodu

Doğrusal programlama problemlerinin kısıtların çevrelediği hat üzerindeki çözüm anlayışı, kısıt sayısının artmasıyla daha zor ve uzun zaman alır hale gelmektedir. Bu nedenle dış yüzeyden hareket etmek yerine doğrudan iç noktalardan çözüme ulaşmak daha kısa zamanda almaktadır. İç nokta metotlarıyla ilgili ilk çalışmalar ve temel kavramlar iki Rus matematikçi Dikin ve Khachian tarafından geliştirilmesine rağmen Karmarkar'ın izdüşüm ölçeklendirme yöntemiyle sonuçlanmıştır [91, 94]. Bu nedenle iç nokta metodu Karmarkar metodu olarak bilinmektedir. Doğrusal programlama problemlerinin çok kısıtlı olanlarında Karmarkar metodu daha etkiliyken, az sayıdaki kısıta sahip olanlarında Simplex metodu daha etkindir. Karmarkar'ın izdüşüm ölçeklendirme yönteminde problemin öncelikle Eşitlik 3.30'daki gibi tanımlanması veya bu forma dönüştürülmesi gerekmektedir [94].

$$\min Z = C^T x \tag{3.30}$$

$$Ax = 0 \tag{3.31}$$

$$e_n^T x = 1 \tag{3.32}$$

$$x \geq 0 \tag{3.33}$$

Burada Eşitlik 3.30 amaç fonksiyonunu, Eşitlik 3.31 ile Eşitlik 3.32 ve Eşitlik 3.33 problemin kısıtlarını göstermektedir. Ayrıca n, değişken sayısını ($n \geq 2$) ve e_n birim matrisi ifade eder. Böylece çözüm için dikkate alınan ilk nokta $x_0 = 1/n\, e_n$ ve problemin çözüm noktasında $Z = 0$ olduğu kabul edilir. Yöntem esas itibariyle doğrusal bir denklem sisteminde gradyan bilgisine dayanarak optimum çözümün bulunmasına dayanmaktadır. Dolayısıyla $\boldsymbol{x}^0$ başlangıç noktası olmak üzere her adımda $\boldsymbol{x}^i$ gibi yeni bir olası çözüm noktası bulunur. Yeni noktanın bulunmasında yol gösterici olan amaç fonksiyonunun gradyan bilgisi, adım büyüklüğünü belirleyen kullanıcının kendisidir [94].

3.3.1.4. Diğer Doğrusal Programlama Çözüm Yöntemleri

Bu yöntemlerin çoğu çok tam sayılı doğrusal programlama problemlerinin çözümünde kullanılmaktadır. Bunlardan bazıları şu şekildedir;

- Macar Algoritması
- Eşlenişlik Yöntemi
- DP Gevşetmesi (LP Relaxation) Yöntemi
- Dolaylı Sayma (Implicit Enumeration) Yöntemi
- Dal-Sınır (DS) (Branch and Bound) Yöntemi
- Kesme Düzlemi (Cutting Planes) Yöntemi
- Lagrange Gevşetmesi Yöntemi

Bu yöntemlerden en yaygın kullanılanı dal-sınır yöntemidir. Bu yöntem problemi alt problemlere bölen ağaç arama yöntemidir. Dal-sınır algoritması tam sayılı değişkenlerin alabileceği tamsayılar kümesindeki en küçük ve en büyük değerler arasında herhangi bir reel sayıyı alabilecek şekilde gevşetilmesiyle bulunan problemlerin çözümü esasına dayanmaktadır. Bir diğer çok kullanılan yöntemde kesme düzeni yöntemidir. Kesme yöntemi tam sayılığı sağlamak için kısıtlar eklemeye dayanan bir çözüm yöntemidir. Son yıllarda çözümü zor problemlerin çözümü için dal-sınır ve kesme yöntemleri birleştirilmesi olumlu sonuçlar vermiştir [91, 92].

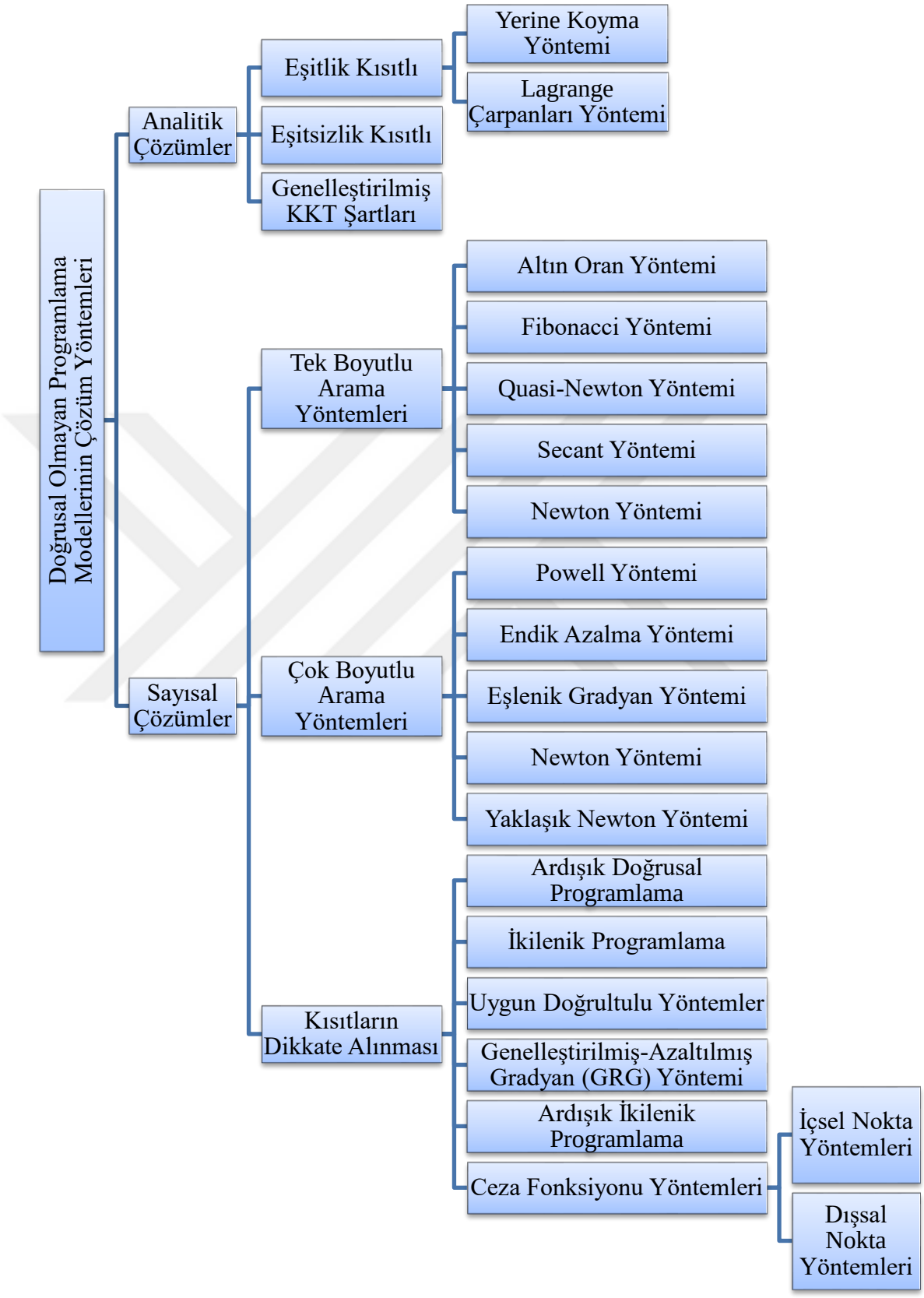
3.3.2. Doğrusal Olmayan Programlama Çözüm Yöntemleri

Gerçekte pek çok mühendislik probleminde doğrusal olmayan problemler yaygın olarak görülmektedir. Doğrusal problemlerin tersine doğrusal olmayan amaç fonksiyonlarında tasarım değişkenlerinin değerine göre yer yer artma veya azalma olabilmektedir. Bundan dolayı, herhangi bir kısıt olmasa dahi, minimum veya maksimum değerin elde edilmesi kolay olmayabilir. Bilindiği gibi amaç fonksiyonunda sadece bir tepe veya çukur ya da engebe olduğunda, sorun dışbükey problem olarak adlandırılırken, bu tür problemlerde uç değerin eldesi nispeten kolay olup sadece zaman ve hassasiyet önem kazanmaktadır. Ancak sorunun dışbükey olmaması halinde, birden fazla uç nokta ve dolayısıyla engebenin varlığı söz konusu olacaktır. Böyle bir durumda sadece uç

noktanın değerinin değil, hangi uç noktanın optimum nokta olduğunun da araştırılması gerekir. Kısıtlı olsun veya olmasın doğrusal olmayan problemlerin çözümünde pek çok yöntem kullanılmaktadır. Bu yöntemler analitik ve sayısal yöntemler olarak iki sınıfa ayrılabilir. Sayısal yöntemleri de kendi içerisinde gradyan bilgisine ihtiyaç duyulan ve duyulmayan yöntemler olmak üzere iki sınıfa ayırmak mümkündür. Doğrusal olmayan programlama problemlerinde en iyi çözümün Karush-Kuhn-Tucker (KKT) şartlarına uyması gerekmektedir [91, 94]. Şekil 3.9'da doğrusal olmayan problemlerin çözüm yöntemleri gösterilmiştir.

3.3.2.1. Analitik Çözüm Yöntemleri

Analitik çözümlerde doğrusal olmayan bir amaç fonksiyonunun, herhangi bir kısıt söz yokken uç noktalarının bulunması, doğrudan doğruya fonksiyonun birinci mertebeden türevi ile ilişkilendirilebilir. Çünkü uç noktalarda eğimsel olarak bir dönüşüm söz konusu olup artmadan azalmaya veya azalmadan artmaya geçiş olmaktadır. Bu sebeple geçiş noktasının bulunduğu yerde eğimin sıfır olduğu ve dolayısıyla bir uç noktanın var olduğunu söylenebilir [94].



Şekil 3.9. Doğrusal olmayan programlama çözüm yöntemleri [94]

Analitik yöntemin kullanılabilmesi için öncelikle amaç fonksiyonunun matematiksel bir model ya da fonksiyon olarak tanımlanabilmesi, fonksiyonun türevlenebilir olması ve asgari birinci mertebeden türevinin alınabilmesi gerekmektedir. Analitik çözümde dikkate alınan önermeyi şu şekilde ifade etmek mümkündür; herhangi bir $a \leq x \leq b$ aralığında tanımlı $f(x)$ fonksiyonunun birinci mertebeden türevinin sıfır olduğu nokta, kesinlikle bir dönüşüm noktası, bununla beraber muhtemel bir uç noktasıdır [94].

Analitik çözümleri eşitlik kısıtlı, eşitsizlik kısıtlı ve genelleştirilmiş KKT şartlarına göre değerlendirilebilir. Eşitlik kısıtlı çözüm yöntemlerini ise yerine koyma ve Lagrange çarpanları olarak iki sınıfa ayırmak mümkündür.

3.3.2.2. Sayısal Çözüm Yöntemleri

Sayısal analiz yöntemlerine matematiksel modelin analitik çözümünün yapılamaması durumunda başvurulmaktadır. Analitik çözüm yöntemlerinin aksine sayısal yöntemlerinde işlem tekrarı daha ön planda tutulur. Bu sebeple sayısal yöntemlerde bilgisayar destekli çözüm yöntemleri yaygın olarak kullanılır. Sayısal çözüm yaklaşımın temelinde bir başlangıç noktası seçimi, sonrasında da gidilecek yön ile o yönde atılacak adım büyüklüğünün tespiti vardır. Bu sayede optimum noktaya veya yakın bir bölgeye ulaşıncaya kadar ilerlenir. Bu sayede atılan her bir adımla optimum noktaya biraz daha yaklaşma hedeflenir [94].

Sayısal çözüm yöntemlerinin sınıflandırılması Şekil 3.5'de detaylı olarak gösterilmiştir. Sayısal çözüm yöntemleri tek boyutlu arama yöntemleri, çok boyutlu arama yöntemleri ve kısıtların dikkate alınması olarak üç ana kategoride sınıflandırılmıştır. Tek boyutlu arama yöntemleri altın oran, Fibonacci, Quasi-Newton, Secant ve Newton yöntemleridir. Çok boyutlu arama yöntemleri ise Powell, endik azalma, eşlenik gradyan, Newton ve yaklaşık Newton yöntemleridir. Kısıtların dikkate alındığı yöntemler ise ardışık doğrusal programlama, ikilenik programlama, uygun doğrultulu yöntemler, ardışık ikilenik programlama, ceza fonksiyonu yöntemleri ve GRG (Genelleştirilmiş Azaltılmış Gradyan) yöntemidir. Bu tez çalışmasında kullanılan optimizasyon yöntemi GRG yöntemidir.

3.4. Genelleştirilmiş Azaltılmış Gradyan (GRG) Yöntemi

GRG mühendislik uygulamalarında yaygın olarak kullanılan bir yöntemdir ve doğrusal olmayan programlama problemlerini çözmek için en güvenilir yöntemlerden biri olarak bilinir [95, 96]. GRG algoritmasında ana fikir, kısıtlı problemi yer değiştirme yöntemi kullanarak kısıtsız hale getirerek çözmektir [97]. GRG yönteminde, arama yönünü belirlemek için Newton veya eşlenik gradyan yöntemi kullanılır. Ayrıca verileri depolamak için Hessian matrisi kullanılması gerekir [96].

GRG yönteminde kısıt denklemlerinden hareketle bazı değişkenler diğer değişkenler cinsinden ifade edilerek amaç fonksiyonunda yerine konularak problem, boyutsal olarak daha az değişken içeren bir problem haline getirilmektedir. Ayrıca, yeniden tanımlanan problemin gradyan esaslı yöntemlerle çözümü mümkün hale gelmektedir. İlaveten, doğrusal olmayan kısıt denklemlerinden değişken azaltmak zor olabilir ve hatta mümkün olmayabilir. Bu durumda GRG yönteminde, kısıt fonksiyonlarının birinci mertebeden "Taylor" serisi $(e^x = 1 + \frac{x}{1!} + \frac{x^2}{2!} + \frac{x^3}{3!} + \cdots,\ -\infty < x < \infty)$ açılımlarını kullanarak doğrusallaştırma sürecine gidilerek değişkenler, amaç fonksiyonunda yerine koyulmaktadır. Doğrusallaştırma ise gerçek problemden belli oranda uzaklaşmaya neden olur. Ancak her seferinde elde edilen yeni nokta dikkate alınarak problem tekrar tanımlanarak istenen hassasiyette çözüme ulaşılıncaya kadar tarama sürecine devam edilmektedir [94].

Bir optimizasyon problemindeki kısıtların tamamının eşitlik kısıtı olması halinde çözüme gitmek daha kolay olmaktadır. Çünkü eşitlik ifadelerindeki bazı değişkenler diğer değişkenler cinsinden ifade edilebilmektedir. Kısıt denklemlerinde, yalnız bırakılacak değişkenlere bağımlı değişken, bu değişkenlerin ifade edilmesi için kullanılacak ve amaç fonksiyonunda dikkate alınacak değişkenlere bağımsız değişken denilmektedir. Bilindiği gibi her bir kısıt denklemi ile sadece bir bağımlı değişken tanımlanabilmektedir. Ayrıca GRG yönteminin başarılı olabilmesi için gereken önemli olan başka bir konu ise başlangıç noktasının olası çözüm uzayında olması gerektiğidir [94].

GRG yönteminde kısıtların içerisinde eşitsizlik kısıtı olması halinde ise "simplex" algoritmasındaki gibi ilave yapay değişkenlerin kısıt denklemlerine eklenmesiyle, eşitlik kısıtı denklemlerine dönüştürme işlemleri gerçekleştirilir. Böylece ilk haliyle doğrusal olmayan kısıtlı optimizasyon problemi [94];

$$Amaç\ fonksiyonu, \min f(x) \tag{3.34}$$

$$h_k(x) = 0, \qquad k = 1,2, \dots l \tag{3.35}$$

$$g_j(x) = 0, \qquad j = 1,2, \dots m \tag{3.36}$$

$$x_i^a \le x_i \le x_i^u \qquad i = 1,2, \dots n \tag{3.37}$$

ilave edilen değişkenlerle;

$$Amaç\ fonksiyonu, \min f(x) \tag{3.34}$$

$$h_k(x) = 0, \qquad k = 1,2, \dots l \tag{3.35}$$

$$g_j(x) + x_{n+j} = 0, \qquad j = 1,2, \dots m \tag{3.38}$$

$$x_i^a \le x_i \le x_i^u \qquad i = 1,2, \dots n \tag{3.37}$$

$$x_{n+j} \ge 0 \tag{3.39}$$

haline dönüştürülür. Eşitlik 3.39 ilave edilen değişkeni, Eşitlik 3.35, Eşitlik 3.36, Eşitlik 3.37 ve Eşitlik 3.38 problemin kısıtlarını göstermektedir. Amaç fonksiyonu ile kısıt denklemleri kısmi gradyan değerleri dikkate alınarak birinci mertebeden "Taylor" serisine açılarak gerekli düzenlemeler yapılırsa Eşitlik 3.40 elde edilir.

$$G_R = \nabla_z f\left(z^{(p)}, y^{(p)}\right) - \left[\left[\nabla_y H\left(z^{(p)}, y^{(p)}\right)\right]^{-1} \nabla_z H\left(z^{(p)}, y^{(p)}\right)\right]^T \nabla_y f\left(z^{(p)}, y^{(p)}\right) \tag{3.40}$$

Burada G_R azaltılmış gradyanın yönünü, $z^{(p)}, y^{(p)}$ o adımdaki konumu, H kısıtları, y bağımlı değişkenleri ve z bağımsız değişkenleri göstermektedir. Amaç fonksiyonunda

azalma elde etmek için gradyanın tersi yönünde hareket edilerek Eşitlik 3.41 gradyanın yönü olarak belirlenir.

$$d^{(p)} = -G_R \tag{3.41}$$

Daha sonra yakınsama kontrolüne gidilerek gradyanın sıfır veya hassasiyetine bağlı olarak ∈ değerine göre küçük bir değer alması durumunda çözüm noktasına ulaşılmış olur (Eşitlik 3.42). Daha büyük bir değer alması durumunda işlem adım büyüklüğüne göre tekrarlanır.

$$\|G_R\| \leq \in \tag{3.42}$$

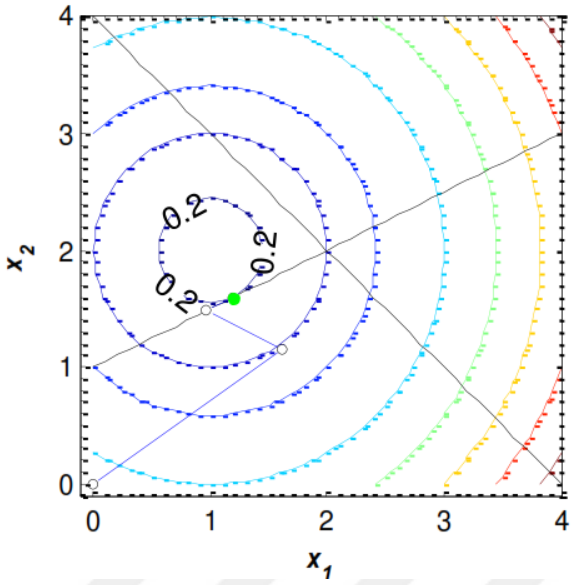
GRG yönteminin daha net anlaşılabilmesi için örnek optimizasyon problemine bakılabilir [94]. Eşitlik 3.43 amaç fonksiyonunu, Eşitlik 3.44 ve Eşitlik 3.45 problemin kısıtlarını göstermektedir.

$$\min f(x) = -2x_1 - 4x_2 + {x_1}^2 + {x_2}^2 + 5 \tag{3.43}$$

$$-x_1 + 2x_2 - 2 \leq 0 \tag{3.44}$$

$$x_1 + x_2 - 4 \leq 0 \tag{3.45}$$

Şekil 3.10'da amaç fonksiyonu eşdeğer çizgileri üzerinde taranan noktalar ve ulaşılan optimum nokta gösterilmiştir [94].



Şekil 3.10. Örnek GRG probleminde
ulaşılan optimum nokta (yeşil renk) [94]

GRG yönteminde normal çözümler çok uzun zaman almaktadır. Günümüzde GRG yöntemi bilgisayar programlarıyla çözülmektedir. En çok kullanılan program ise Excel Solver'dır. Bu tez konusunda da yapılan optimizasyonlar GRG yöntemiyle Excel Solver ve MATLAB programları kullanılarak yapılmıştır.

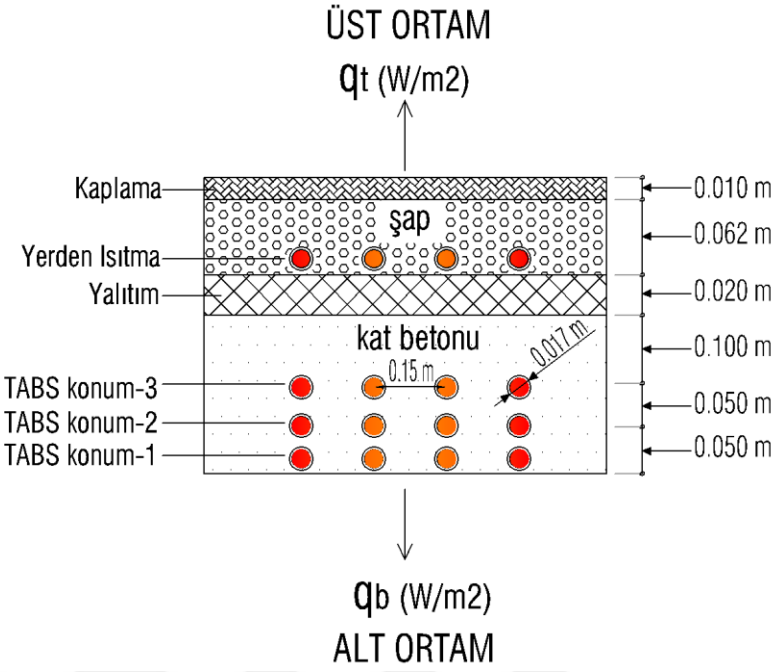
4. BÖLÜM

ÇİFT KATMANLI TERMAL AKTİF BİNA SİSTEMİNİN TERMAL ANALİZİ

Bu bölümde yeni geliştirilen çift katmanlı termal aktif bina sisteminin (ÇKTS) termal analizi yapılmıştır. ANSYS/FLUENT programı kullanılarak üç boyutlu tasarlanan ÇKTS'nin ısıl performansı araştırılmış ve sonuçlar değerlendirilmiştir. Bu çalışmadan elde edilen sonuçlar SCI kapsamında taranan uluslararası bir dergide yayımlanmıştır [85].

4.1. Çift Katmanlı Termal Aktif Bina Sistemi

Bölüm 3'de verilen literatür çalışmaları incelendiğinde çalışmaların tek katmanlı radyant sistemlerin üzerine olduğu görülmektedir. Son yıllarda enerjinin daha verimli kullanılması için YIS ve TABS gibi düşük sıcaklıklı radyant ısıtma sistemlerinin kullanımı giderek artmaktadır. Yapılan teorik ve deneysel çalışmalar, düşük sıcaklıklı radyant ısıtma sistemlerinin verimli enerji kullanımına katkısının oldukça fazla olduğunu ancak sıcaklığın düşmesiyle beraber ısınma sürelerinin uzamasının bir dezavantaj olduğunu göstermektedir. Bu tez çalışması kapsamında ısınma sürelerinin azaltılarak tepki sürelerinin kısaltılması ve aynı besleme suyu sıcaklığında enerjiyi daha verimli bir şekilde kullanmak maksadıyla literatürde olmayan bir yöntem olan YIS ve TABS sisteminden oluşan ve Şekil 4.1'de verilen yeni çift katmanlı bir radyant ısıtma sistemi tasarlanmıştır (ÇKTS). Bu çalışmada ele alınan yeni sistem ANSYS / FLUENT programıyla tasarlanıp analiz edilmiştir. ÇKTS kullanımında binanın termal performansı incelenmiş ve besleme suyu sıcaklığının optimizasyonu yapılmıştır.



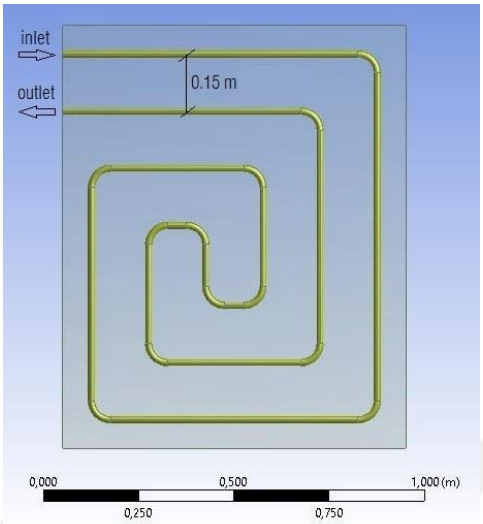
Şekil 4.1. Çift katmanlı termal aktif bina sistemi döşeme kesiti

4.2. Çift Katmanlı Termal Aktif Bina Sistemi Sayısal Modeli

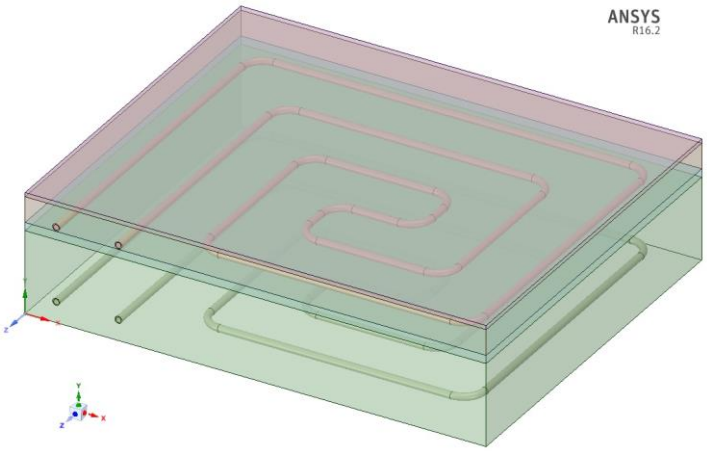
4.2.1. Model ve Ağ Yapısının Oluşturulması

ÇKTS kullanımında yapı elemanındaki yüzey sıcaklıkları ile alt-üst yüzeylerde elde edilen ısı akıları giriş parametrelerinin değiştirilmesiyle farklı değerler almaktadır. Bu parametreler giriş suyu sıcaklığı ve TABS sistem borularının yapı elemanı içindeki konumudur. Yapı elemanı için TABS sisteminin düşey eksendeki konumu 0.001 m, 0.05 m ve 0.1 m olmak üzere üç farklı değere göre incelenmiştir. 17x2.0 mm boyutlarındaki Pe-Xa boru, araları 0.15 m olacak şekilde salyangoz tipi döşenerek yapı elemanı içine yerleştirilmiş ve içinden sıcak su geçirilerek üst/alt ortam yüzeylerinin sıcaklık dağılımları ve ısı akıları incelenmiştir.

ANSYS programı içinde bulunan Design Modeler veya Space Claim programları kullanılarak geometri oluşturulur. Bu tez çalışmasında Space Claim modelleme programı kullanılmıştır. Şekil 4.1'de ki yapı kesitinden yola çıkılarak ÇKTS sisteminin üç boyutlu modeli hazırlanmıştır. Hazırlanan modelin kesit alanının üstten görünüşü Şekil 4.2'de ve üç boyutlu izometrik görünüşü Şekil 4.3'de verilmiştir.



Şekil 4.2. Çift katmanlı termal aktif bina sistemi üst görünüşü

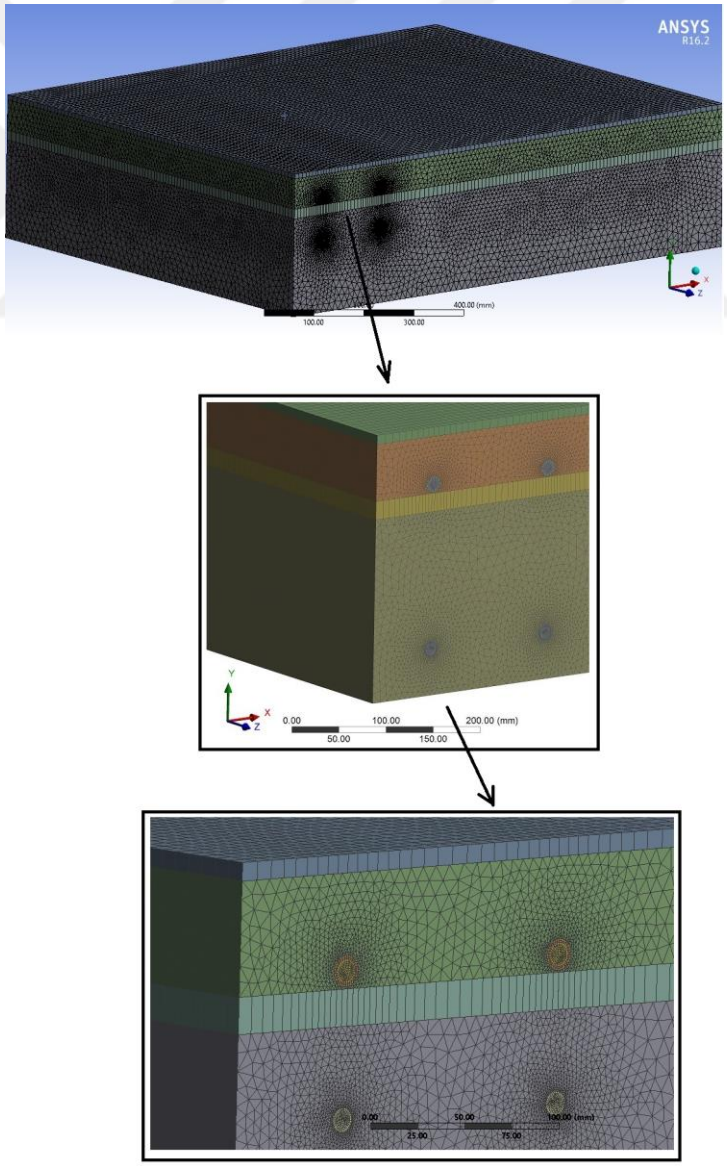


Şekil 4.3. Çift katmanlı termal aktif bina sistemi 3 boyutlu izometrik görünüşü

Şekil 4.3'te gösterilen modelin boyutları x, y ve z eksenleri yönünde sırasıyla 1111 mm, 292 mm ve 900 mm'dir. Oluşturulan geometrinin yüzey alanı 10^6 mm^2, hacmi $2.9197x10^6$ mm^3'dür. Kat betonu, strafor, şap ve kaplama malzemesi olmak üzere 4 katmandan oluşmaktadır. Kat betonu katmanına TABS boruları, şap katmanına YIS boruları yerleştirilmiştir.

Sonlu elemanlar yönteminde ağ üretme fiziksel bir tanım aralığını daha küçük tanım aralıklarına/elemanlarına bölme işlemidir. Ağ oluşturmada amaç diferansiyel denklemlerin çözümünü kolaylaştırmak olduğundan sonlu elemanlar yönteminde elde edilecek sonuçların doğruluğu, ağ içerisindeki elemanların tipine ve sayısına bağlıdır.

Sonlu elemanlar yöntemi yaklaşık çözümler ürettiği için eleman sayısı arttırılarak, tipi ve üretim yöntemi manuel olarak değiştirilerek çözümler tekrarlanabilir. Bu sayede sonuçlar arasındaki fark gözlemlenerek en iyi sonuç elde edilebilir. Şekil 4.4'te geometrik modelin ağ yapısı gösterilmiştir. Bu ağ yapısında 7114242 düğüm noktası ve 29355289 eleman mevcuttur.



Şekil 4.4. ÇKTS mesh yapısı

Tez çalışması kapsamında çözümlerin ağ yapısından bağımsız olacak şekilde hücre boyutları belirlenmiştir.

4.2.2. Hesaplama Yöntemi

Sonlu elemanlar yönteminde ağ yapısı tamamlandıktan sonra FLUENT programında model ve sınır şartları tanımlanmıştır. Çözümler sürekli rejim şartlarında yapılmıştır ve akış türbülanslıdır. Yer çekimi dikkate alınmıştır (9.81 m/s^2). Çözüm yöntemi olarak "pressured-based" ve türbülans modeli olarak standart k-ε modeli seçilmiştir.

Bu tez çalışmasında SIMPLE algoritması seçilerek çözümleme yapılmış olup giriş suyu sıcaklığı olarak 30, 35 ve 40°C olarak ele alınmıştır.

4.2.3. Fiziksel Özellikler ve Sınır Şartları

Sayısal modellemede kullanılan sıvı ve katı malzemelerin özellikleri Tablo 4.1'de verilmiştir.

Tablo 4.1. Malzemelerin fiziksel özellikleri

Malzemeler	Yoğunluk, ρ [kg/m^3]	Özgül ısı, C_p [j/kg·K]	Isıl iletkenlik, k [W/m·K]	Viskozite, μ [kg/m·s]
Hava	1.225	1006.43	0.0242	1.7894e-05
Su	998.2	4182	0.6	0.001003
Beton	2100	960	2.3	-
Strafor	30	1500	0.04	-
Boru	938	550	0.4	-
Şap	2000	840	1.4	-
Fayans	1600	940	1.3	-

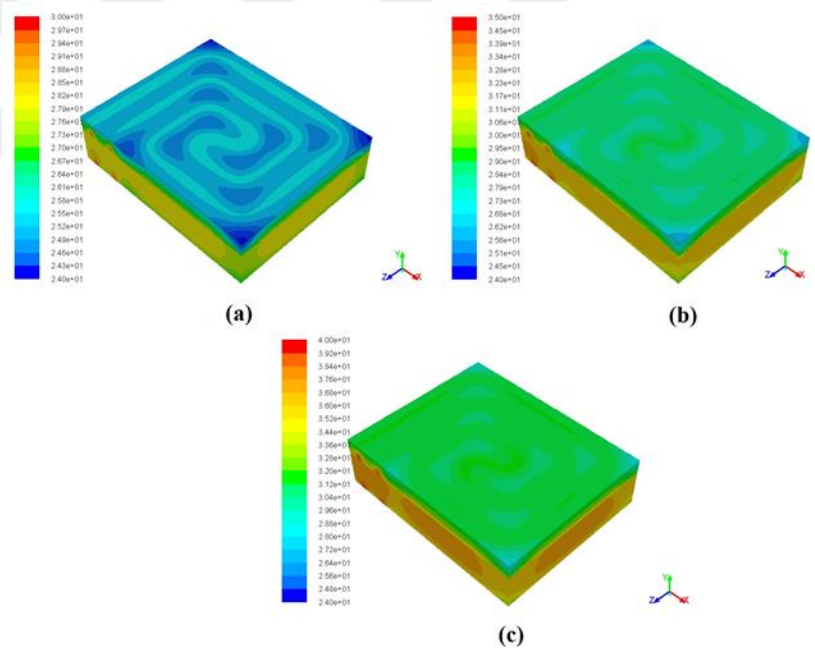
Çalışmada üst ve alt yüzeylerdeki ısı transfer katsayıları sırasıyla 10 ve 6 W/m^2K ve su hızı 0.7 m/s alınmıştır. Akış yoğunluğu, özgül ısı katsayısı, viskozite ve ısıl iletkenlik değerlerinin sabit olduğu ve sıcaklıkla değişmediği, üst ve alt ortam sıcaklıklarının oda sıcaklığında olduğu ve yan yüzeylerin yalıtımlı olduğu kabul edilmiştir.

4.3. Sayısal Sonuçlar

4.3.1. Sıcaklık Dağılımları

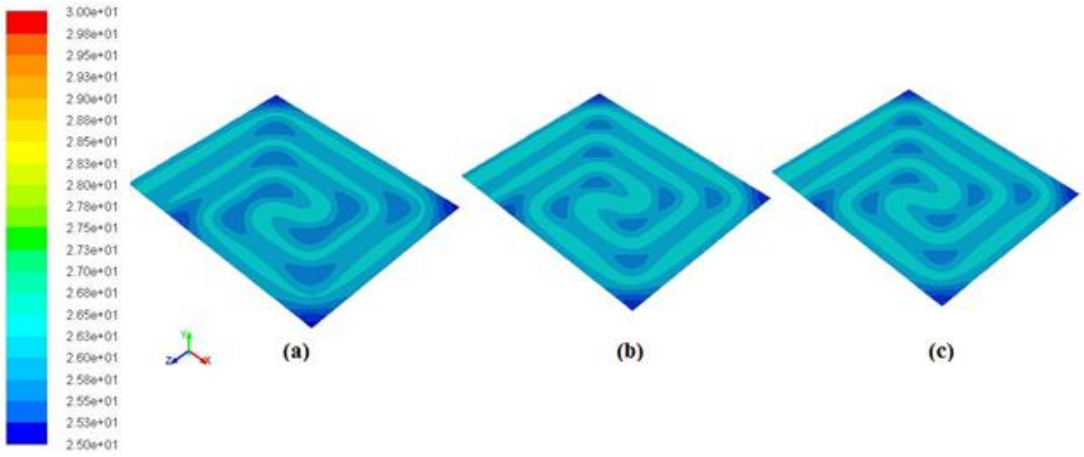
ÇKTS daha öncede belirtildiği üzere kat betonu katmanında TABS borularının düşey y-ekseninde 0.001 m (pozisyon-1), 0.05 m (pozisyon-2) ve 0.1 m (pozisyon-3) olmak üzere 3 farklı konuma yerleştirilmesiyle analiz edilmiştir. Şekil 4.5'de, borunun farklı besleme suyu sıcaklıklarında "Pozisyon 1"e yerleştirilmesi durumunda yapıdaki sıcaklık dağılımı gösterilmiştir.

Boruya yakın bölgelerdeki sıcaklık, besleme suyu sıcaklığına yakın iken, üst yüzeylere gittikçe sıcaklıklar düşer. 30°C besleme suyu sıcaklığında üst yüzey sıcaklık değeri, 35°C ve 40°C değerlerinden daha düşüktür.

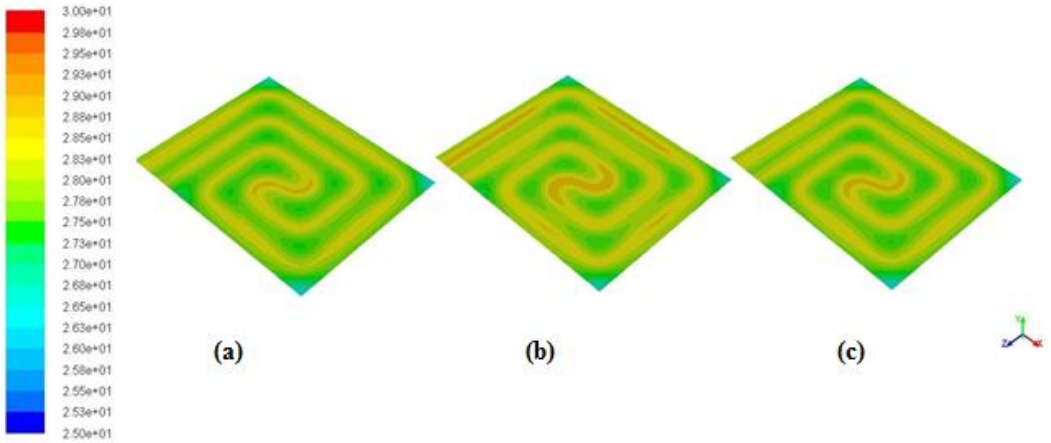


Şekil 4.5. ÇKTS'de pozisyon-1 için sıcaklık dağılımı (a) 30°C, (b) 35°C ve (c) 40°C

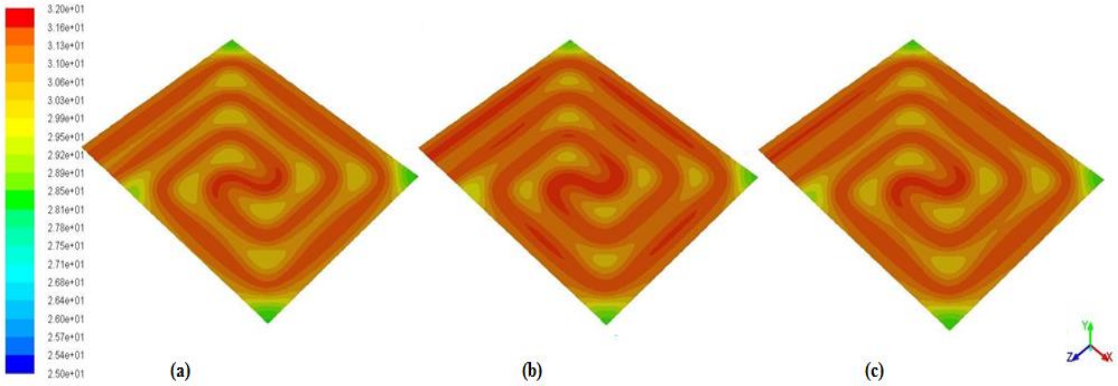
30, 35 ve 40°C besleme suyu sıcaklıklarında farklı boru pozisyonları için üst yüzeydeki sıcaklık dağılımları sırasıyla Şekil 4.6, Şekil 4.7 ve Şekil 4.8'de verilmiştir. Boru konumuna bağlı olarak sıcaklıklar benzer dağılım gösterirken, farklı besleme suyu sıcaklıkları için birbirinden farklıdır. 40°C besleme suyu sıcaklığında üst yüzeydeki sıcak bölgeler daha belirgindir.



Şekil 4.6. 30°C besleme suyu sıcaklığında farklı boru pozisyonları için üst yüzeydeki sıcaklık dağılımı (a) Pozisyon-1 (b) Pozisyon-2 (c) Pozisyon-3



Şekil 4.7. 35°C besleme suyu sıcaklığında farklı boru pozisyonları için üst yüzeydeki sıcaklık dağılımı (a) Pozisyon-1 (b) Pozisyon-2 (c) Pozisyon-3



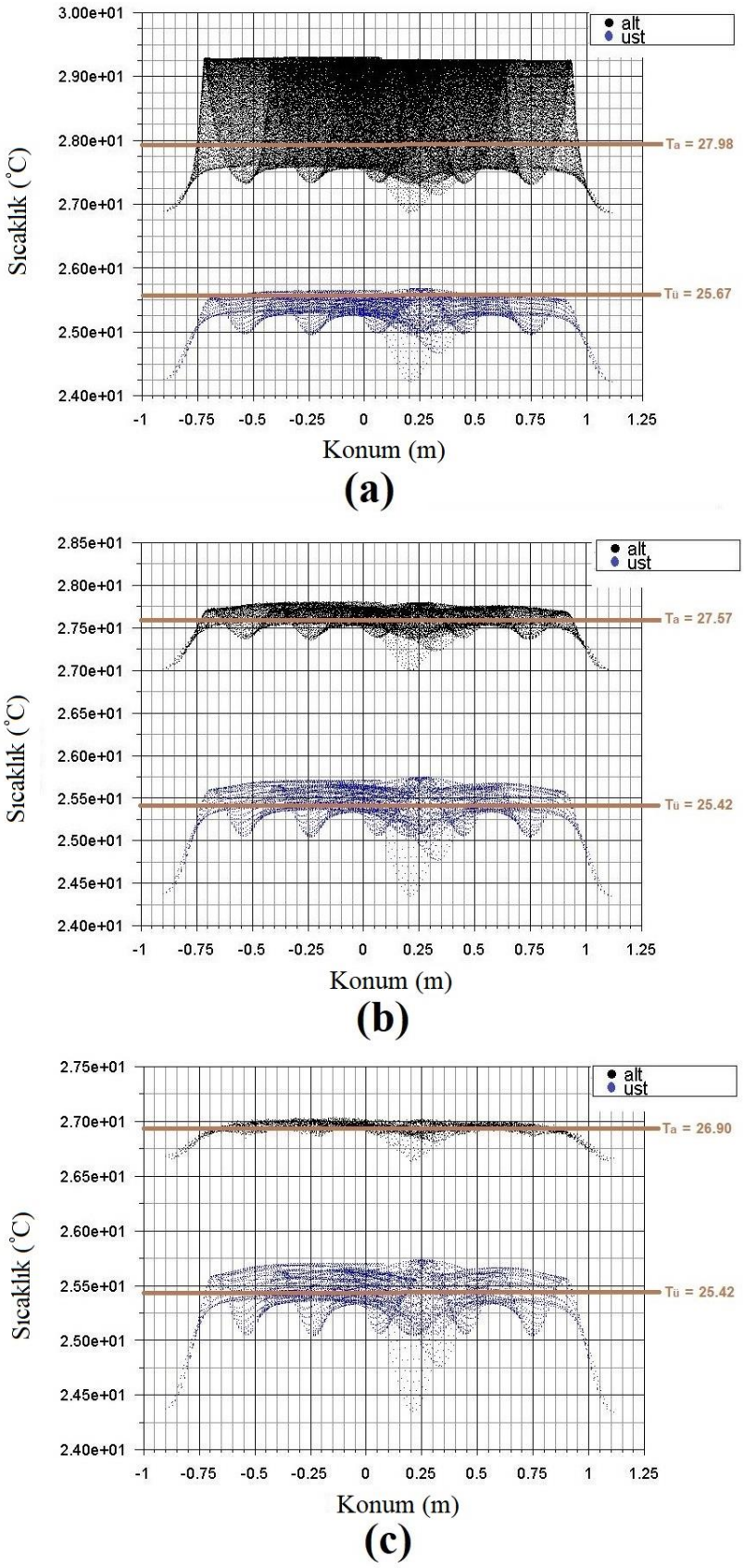
Şekil 4.8. 40°C besleme suyu sıcaklığında farklı boru pozisyonları için üst yüzeydeki sıcaklık dağılımı (a) Pozisyon-1 (b) Pozisyon-2 (c) Pozisyon-3

4.3.2. Yüzey Sıcaklıkları ve Isı Akılarının Değişimleri

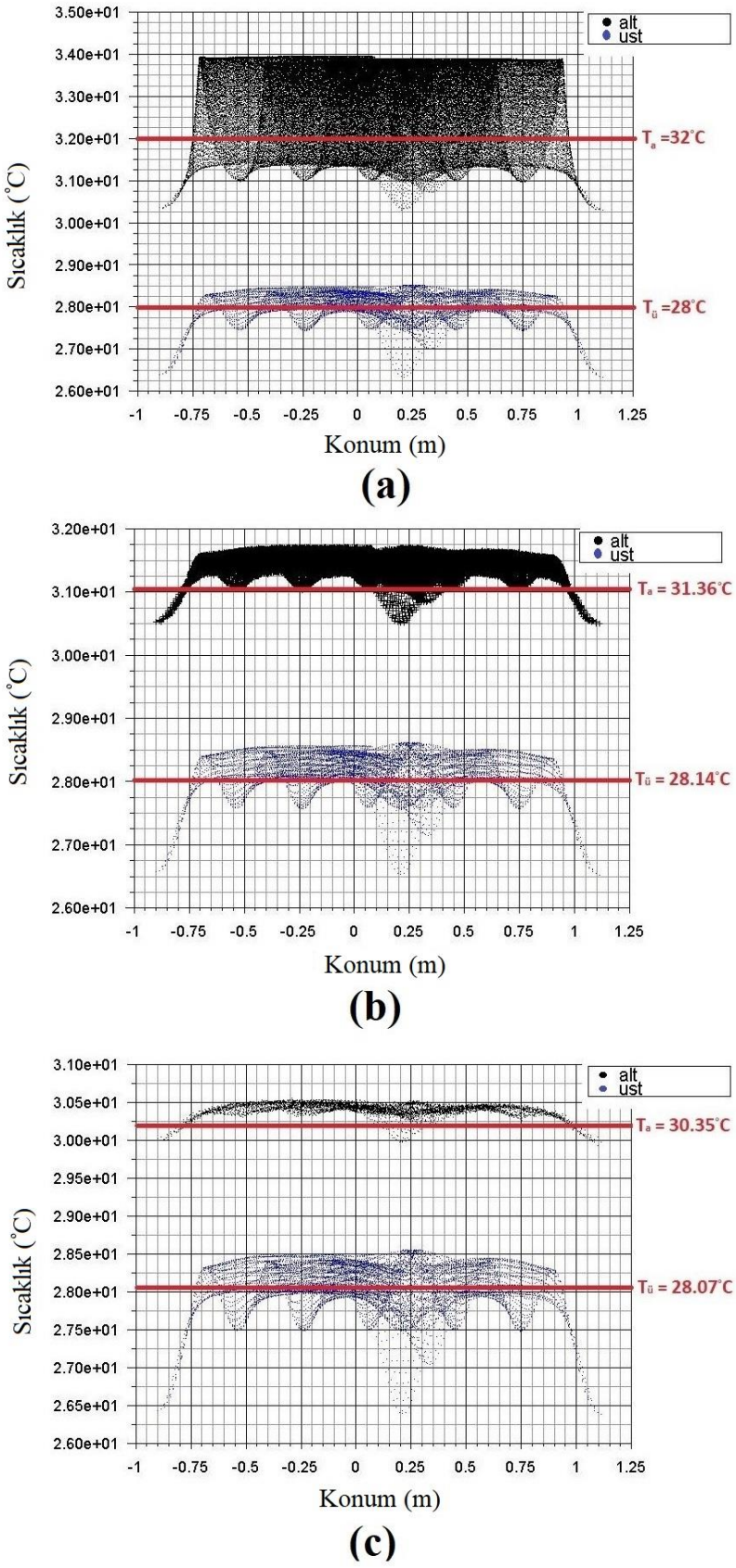
30, 35 ve 40°C besleme suyu sıcaklıklarında dikkate alınan her bir konumda üst ve alt yüzeylerin ortalama sıcaklıklarının değişimleri sırasıyla Şekil 4.9, Şekil 4.10 ve Şekil 4.11'de verilmiştir. İnce tabaka sonucu borular daha fazla ısındığı için yüzeye yakın sıcaklıkta daha belirgin bir dalgalanma meydana gelir. Zeminin iç yüzeylere doğru kalınlaşması nedeniyle sıcaklık dağılımı daha homojen hale gelir.

Boru aralığı 0.15 m ve 17x2.0 mm çaplı ÇKTS için ANSYS/FLUENT ile yapılan çözümlerden elde edilen ısı akıları ve sıcaklık değerleri Tablo 4.3'de verilmiştir. Isı akısı ve sıcaklık değerleri her pozisyonda besleme suyu sıcaklığının yükselmesiyle artmaktadır. Ancak boru pozisyonuna göre aynı besleme suyu sıcaklığında çok az farklılık gösterir. Besleme suyu sıcaklığının ve boru konumunun ısıl performans üzerindeki etkisini daha iyi anlamak için çalışmada bağıl sıcaklık oranı (RTR) kullanılmıştır. RTR, yüzey sıcaklığı ile iç ortam sıcaklığı arasındaki farkın yüzey sıcaklığına oranı olarak tanımlanmıştır.

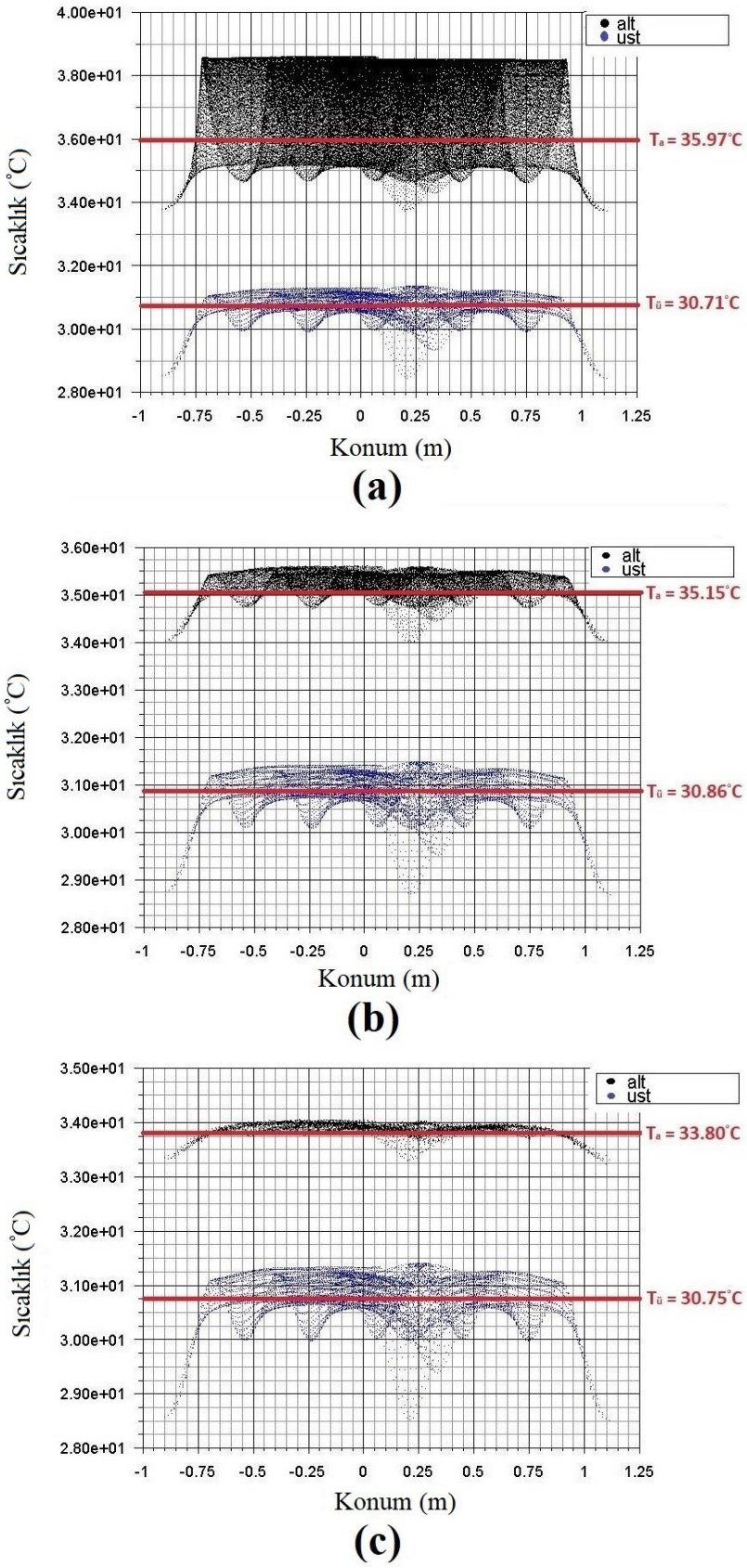
Tablo 4.2'de verilen RTR değerleri incelendiğinde, konuma bağlı olarak fazla değişmemekle birlikte besleme suyu sıcaklıklarına bağlı olarak önemli ölçüde değiştiği görülmektedir. Bunun nedeni besleme suyu sıcaklığı arttıkça suyun ısı depolama kapasitesinin artmasıdır. Tüm konumlar için besleme suyu sıcaklığı 30°C'den 35°C'ye ve 40°C'ye çıkarıldığında RTR değerleri sırasıyla %35 ve %65 artmaktadır. Ayrıca 35°C'den 40°C'ye çıktığında RTR değerindeki bu artış %22'dir. RTR değerindeki artış, düşük besleme suyu sıcaklığının artmasıyla daha etkilidir. EN 1264 standardına göre, ayak basılan bölge için maksimum yüzey sıcaklığı 29°C (100 W/m^2'ye karşılık gelir) olarak tanımlanmıştır. Buna göre Tablo 4.2'de görüldüğü gibi boruların tüm konumlarında yüzey sıcaklığının 29°C'nin üzerinde olması nedeniyle 40°C besleme suyu sıcaklığındaki su sıcaklığının uygun olmadığı tespit edilmiştir.



Şekil 4.9. 30°C besleme suyu sıcaklıklarında üst ve alt yüzeylerin ortalama sıcaklıklarının değişimi a) Pozisyon-1, b) Pozisyon-2, c) Pozisyon-3



Şekil 4.10. 35°C besleme suyu sıcaklıklarında üst ve alt yüzeylerin ortalama sıcaklıklarının değişimi a) Pozisyon-1, b) Pozisyon-2, c) Pozisyon-3



Şekil 4.11. 40°C besleme suyu sıcaklıklarında üst ve alt yüzeylerin ortalama sıcaklıklarının değişimi a) Pozisyon-1, b) Pozisyon-2, c) Pozisyon-3

Tablo 4.2. 30°C, 35°C ve 40°C besleme suyu sıcaklığında farklı boru pozisyonları için ısı akısı ve sıcaklığın değişimi

	Pozisyon-1 (y=0.001 m)			**Pozisyon-2 (y=0.05 m)**			**Pozisyon-3 (y=0.1 m)**		
	T_{inlet} [°C]			**T_{inlet} [°C]**			**T_{inlet} [°C]**		
	30	**35**	**40**	**30**	**35**	**40**	**30**	**35**	**40**
Üst Yüzey Isı Akısı [W/m^2]	51.56	77.34	**103.12**	52.27	78.40	**104.53**	52.20	61.75	**103.59**
Alt Yüzey Isı Akısı [W/m^2]	47.79	71.68	95.58	45.27	67.91	90.54	41.17	77.69	82.33
Üst Yüzey Sıcaklığı [^{o}C]	25.35	28.03	**30.71**	25.42	28.14	**30.86**	25.42	28.07	**30.75**
Alt Yüzey Sıcaklığı [^{o}C]	27.98	31.98	35.97	27.57	31.36	35.14	26.90	30.35	33.80
RTR	0.21	0.29	0.35	0.21	0.29	0.35	0.21	0.29	0.35

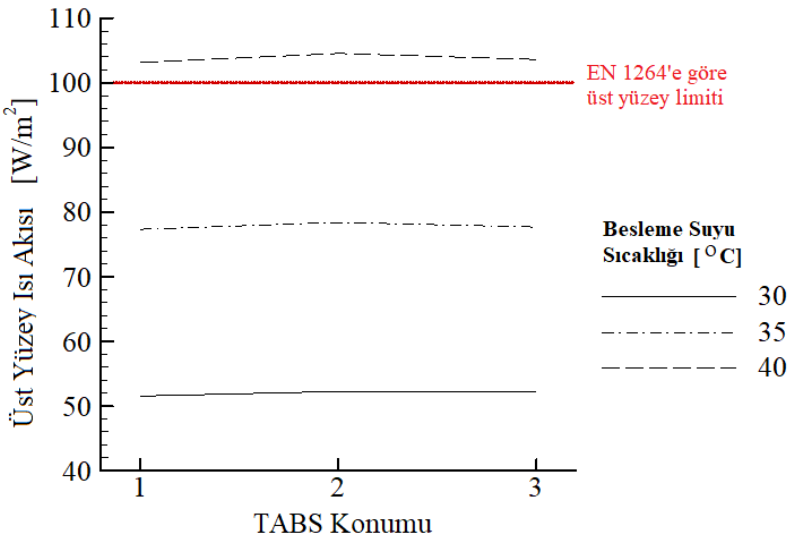
Tablo 4.3'de ÇKTS sisteminin YIS ve TABS ile karşılaştırılması gösterilmektedir. ÇKTS için alt ve üst yüzeylerdeki sıcaklıklar ve ısı akıları, tüm besleme suyu sıcaklıklarında YIS için olanlardan daha yüksektir. Bununla birlikte, ÇKTS için üst yüzeydeki sıcaklık ve ısı akışı TABS'dan daha düşük olmasına rağmen, alt yüzeyde daha yüksektir. Toplam ısı akısı hesaba katıldığında, ÇKTS için hem YIS hem de TABS'dan daha yüksektir. ÇKTS sisteminde toplam ısı akışındaki artış (THFI), TABS sistemine göre 30, 35 ve 40°C besleme suyu sıcaklıkları için sırasıyla %55.8, 52.6 ve %43.4'tür. Bu artış YIS'a göre yaklaşık %63-64'tür. Bu sonuçlara göre toplam ısı akısının daha yüksek olması nedeniyle tepki süresinin ÇKTS ile azaltılabileceği sonucuna da varılmıştır.

Önemli termal performans göstergelerinden biride, sistemin tüketilen ısıyı elektrik gücü miktarına karşı nasıl etkili bir şekilde aktardığına dair bilgi veren performans katsayısıdır (COP). Bilindiği gibi bir ısıtma sistemi için COP, çıkış sıcaklığını düşürerek iyileştirilebilir. Değerlendirilen yeni konseptin performansını YIS ve TABS gibi tek katmanlı radyant sistemlerle karşılaştırmak için, her birinin COP değerleri Carnot çevrimi temel alınarak hesaplanmıştır. Hesaplamalarda ortam sıcaklığı kış mevsimleri için ortalama bir değer olan -15°C olarak kabul edilmiştir. Hesaplanan COP değerleri her sistem için Tablo 4.3'de görülebilir.

Tablo 4.3. 30, 35 ve 40°C besleme suyu sıcaklığında farklı radyant ısıtma sistemleri için üst ve alt yüzeylerdeki sıcaklık ve ısı akısı değerlerinin karşılaştırılması

	YIS			**TABS**			**ÇKTS**		
	T_{inlet} [°C]			**T_{inlet} [°C]**			**T_{inlet} [°C]**		
	30	**35**	**40**	**30**	**35**	**40**	**30**	**35**	**40**
Üst Yüzey Isı Akısı [W/m^2]	48.46	72.69	96.93	30.50	46.30	66.20	52.27	78.40	104.53
Alt Yüzey Isı Akısı [W/m^2]	11.37	17.06	22.75	32.10	49.60	69.80	45.27	67.91	90.54
Üst Yüzey Sıcaklığı [^{o}C]	25.03	27.55	28.73	22.70	24.50	26.20	25.42	28.14	30.86
Alt Yüzey Sıcaklığı [^{o}C]	21.95	22.93	23.91	24.90	28.30	31.60	27.57	31.36	35.14
Toplam Isı Akısı [W/m^2]	59.83	89.75	118.68	62.60	95.90	136.00	97.54	146.31	195.07
COP	4.12	3.78	3.46	4.32	4.03	3.96	6.73	6.16	5.69
THFI (TABS'a göre) [%]	-	-	-	-	-	-	55.8	52.6	43.4
THFI (YIS'a göre) [%]	-	-	-	-	-	-	63.0	63.0	64.4

Literatüre uygun olarak, besleme suyu sıcaklığının düşmesi ile COP değeri yükselmiştir. Ayrıca ÇKTS sisteminde COP değeri maksimumdur çünkü toplam ısı akısı en yüksek olan radyant ısıtma sistemidir. 30, 35 ve 40°C besleme suyu sıcaklıklarında ÇKTS için COP değerleri sırasıyla 6.73, 6.16 ve 5.69'dur. Farklı besleme suyu sıcaklıkları için boru konumuna bağlı olarak ısı akışının değişimi Şekil 4.13'de sunulmuştur. Bu şekilden de görüleceği gibi, ısı akısı boru konumuna göre hemen hemen sabit kalır. Şekil 4.12'den de görüleceği üzere 40°C besleme suyu sıcaklığı EN1264 standardına göre 100 W/m^2 (29°C) değerini aştığı için uygun değildir.



Şekil 4.12. Farklı besleme suyu sıcaklıkları için boru konumuna bağlı olarak ısı akışının değişimi

5. BÖLÜM

ÇİFT KATMANLI TERMAL AKTİF BİNA SİSTEMİNİN OPTİMİZASYONU

Bu bölümde tez kapsamında geliştirilen çift katmanlı termal aktif bina sistemi için PMV-PPD yöntemini kullanarak ASHRAE 55 ve ISO 7730 standartlarında belirtilen konfor sınıflarına göre besleme suyu sıcaklığının optimizasyonu yapılmıştır. Bu çalışmadan elde edilen sonuçlar SCI kapsamında taranan uluslararası bir dergiye gönderilmiştir ve değerlendirme aşamasındadır.

5.1. Optimizasyon Modeli

Yüzey sıcaklığına bağlı besleme suyu sıcaklığının belirlenmesinde optimizasyon modeli olarak doğrusal olmayan kısıtlı optimizasyon kullanılmıştır. Çözüm için genelleştirilmiş azaltılmış gradyan (GRG=Generalized Reduced Gradient) algoritması kullanılmıştır. GRG mühendislik uygulamalarında yaygın olarak kullanılan bir yöntemdir ve doğrusal olmayan programlama problemlerini çözmek için en güvenilir yöntemlerden biri olarak bilinir [95, 96]. GRG algoritmasında ana fikir, kısıtlı problemi yer değiştirme yöntemi kullanarak kısıtsız hale getirerek çözmektir [97]. GRG yönteminde, arama yönünü belirlemek için Newton veya eşlenik gradyan yöntemi kullanılır. Ayrıca verileri depolamak için Hessian matrisi kullanılması gerekir [96].

5.2. Optimizasyon Model Parametreleri

Bu çalışmanın hedefi belirlenen kısıtlara göre A, B ve C konfor sınıfları için besleme suyu sıcaklığının optimum değerlerini bulmaktır. Bu amaç doğrultusunda çözüm için iki adet amaç fonksiyonu kullanılmıştır. Optimum değerlerin belirlenmesi için amaç fonksiyonları ve kısıtlayıcı parametreler yazılarak MATLAB ve EXCEL Solver ile non-lineer optimizasyon yapılmıştır.

Birinci amaç fonksiyonu Eşitlik 5.1'de verilen PPD'nin yüzey sıcaklığına (T_s) bağlı fonksiyonudur [98].

$$PPD(T_s) = 100 - 94 \cdot e^{(-1.387+0.118 \cdot T_s - 0.0025 \cdot {T_s}^2)} \quad (5.1)$$

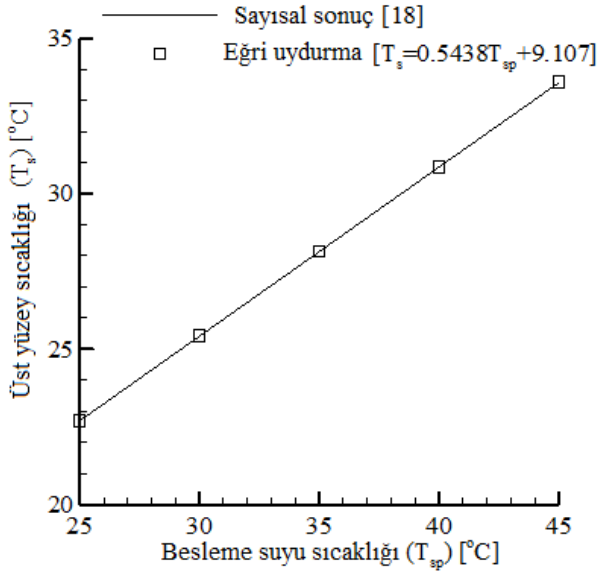
Bu fonksiyondaki kısıtlayıcı parametreler Tablo 1'deki konfor sınıflarına göre belirlenmiştir. Şöyle ki: A sınıfı için PPD<6, B Sınıfı için PPD<10 ve C Sınıfı için PPD<15.

Ayrıca bir diğer kısıtlayıcı parametre ise T_s ve PPD negatif olamayacağı için işaret kısıtlamasıdır. Bu ise $T_s \geq 0$ ve PPD ≥ 0 şeklinde tanımlanır.

İkinci amaç fonksiyonu ise besleme suyu sıcaklığının (T_{sp}) yüzey sıcaklığına bağlı fonksiyonudur. Bu fonksiyon ÇKTS sistemi için FLUENT/ANSYS programı ile yapılan çalışmamızda (bkz. Bölüm 4) elde ettiğimiz yüzey sıcaklığı ile besleme suyu sıcaklığının değişim değerlerine göre eğri uydurularak bulunmuştur (Şekil 5.1). Besleme suyu için amaç fonksiyonu oluşturmak açısından eğri uydurmadan elde edilen parametrik denklemden besleme suyu sıcaklığı çekilmiştir ve yüzey sıcaklığına bağlı olarak Eşitlik 5.2'deki gibi elde edilmiştir. Elde edilen bu eşitlik bu çalışmada ikinci amaç fonksiyonu olarak tanımlanmıştır.

$$T_s(T_{sp}) = 0.543 \cdot T_{sp} + 9.107 \quad (5.2)$$

Bu ikinci amaç fonksiyonu için kısıtlayıcı parametre termal konfor şartlarına göre yüzey sıcaklığının maksimum değeridir. EN 1264-2'e göre maksimum yüzey sıcaklıklarının sınırları Tablo 5.1'de verilmiştir [99]. Buna göre ayak basılan bölge olan birinci bölge için maksimum yüzey sıcaklığı 29°C'dir. Bu nedenle birinci kısıtlayıcı parametre $T_s \leq 29$ olacaktır. İkinci kısıt ise oda sıcaklığının 20°C olması gerektiği için yüzey sıcaklığının bu sıcaklıktan yüksek olması gerekmektedir. Bu nedenle ikinci kısıtlayıcı parametre ise $T_s > 21$ olarak belirlenmiştir.



Şekil 5.1. Besleme suyu sıcaklığına bağlı olarak yüzey sıcaklığının değişimi

Tablo 5.1 EN 1264-20'ye göre maksimum yüzey sıcaklıkları [99]

Bölgeler	**Maksimum Yüzey Sıcaklığı** [˚C]
TİP-1. BÖLGE Ayak basılan bölgeler	29
TİP-2. BÖLGE Islak hacimler (Banyo-WC vb.)	33
TİP-3. BÖLGE Ayak basılmayan kenar bölgeler	35

PPD değeri, PMV'nin sıfır olduğu termal nötr değerinde %5.49'a eşittir. Bu değerlere karşılık gelen yüzey sıcaklığı ve besleme suyu sıcaklıkları Eşitlik 5.1 ve 5.2'den hesaplanmıştır ve sonuçlar Tablo 5.2'de gösterilmiştir. En ideal ortam koşulları için bu çalışmada tasarlanan sistem için yüzey sıcaklığı 23.6°C iken bu sıcaklığa karşılık gelen optimum besleme suyu sıcaklığı 26.66 °C'dir.

Tablo 5.2. Termal nötr koşulu için yüzey ve besleme suyu sıcaklıkları

Yüzey Sıcaklığı [˚C]	Minimum PPD Değeri [%]	Besleme Suyu Sıcaklığı [˚C]
23.6	5.49102701	26.661412

Farklı konfor sınıflarına göre maksimum besleme suyu ve yüzey sıcaklıklarının değeri Tablo 5.3'de verilmiştir. Optimizasyonda amaç fonksiyonlarına ve kısıtlayıcı

parametrelere karşılık maksimize eden değerler bulunduğunda A ve B konfor sınıfları için PPD'nin maksimum değeri olan 6 ve 10'a karşılık maksimum yüzey sıcaklıkları sırasıyla yaklaşık 25.070 ve 28.022 iken besleme suyu sıcaklıkları da yaklaşık 29.362 ve 34.786 olarak hesaplanmıştır. Ancak, C konfor sınıfı için maksimum PPD değeri olan 15'e karşılık gelen yüzey sıcaklığının termal konfor şartı olan 29°C'yi geçmesinden dolayı bu çalışmada araştırılan ÇKTS'de C konfor sınıfı için maksimum PPD değeri yaklaşık 12.136 olarak alınmalıdır. Bu değere karşılık gelen maksimum yüzey sıcaklığı 29°C ve besleme suyu sıcaklığı ise 36.583°C'dir.

Tablo 5.3. Farklı konfor sınıflarına göre maksimum besleme suyu ve yüzey sıcaklığının değişimi

Konfor sınıfı	Mak. Yüzey Sıcaklığı [˚C]	PPD Değeri [%]	Maksimum Besleme Suyu Sıcaklığı [˚C]
A	25.0696888	5.99999658	29.36162732
B	28.02199667	9.999999	34.78581383
C	**29**	12.1355943	36.58267

Kısıtlayıcı parametrelere göre yapılan analizler sonucunda A, B ve C konfor sınıfları için minimum yüzey sıcaklığı, minimum besleme suyu sıcaklığı ve buna karşılık gelen PPD değerleri Tablo 5.4'te verilmiştir. A konfor sınıfında minimum besleme suyu sıcaklığı 23.96°C iken B ve C konfor sınıfında kısıtlayıcı parametre olan $T_s > 21$ nedeniyle bu şartı sağlayan minimum besleme suyu sıcaklığı 22˚C olmaktadır. Her iki sınıf için PPD değeri yaklaşık olarak %7'dir ve standartlara uymaktadır.

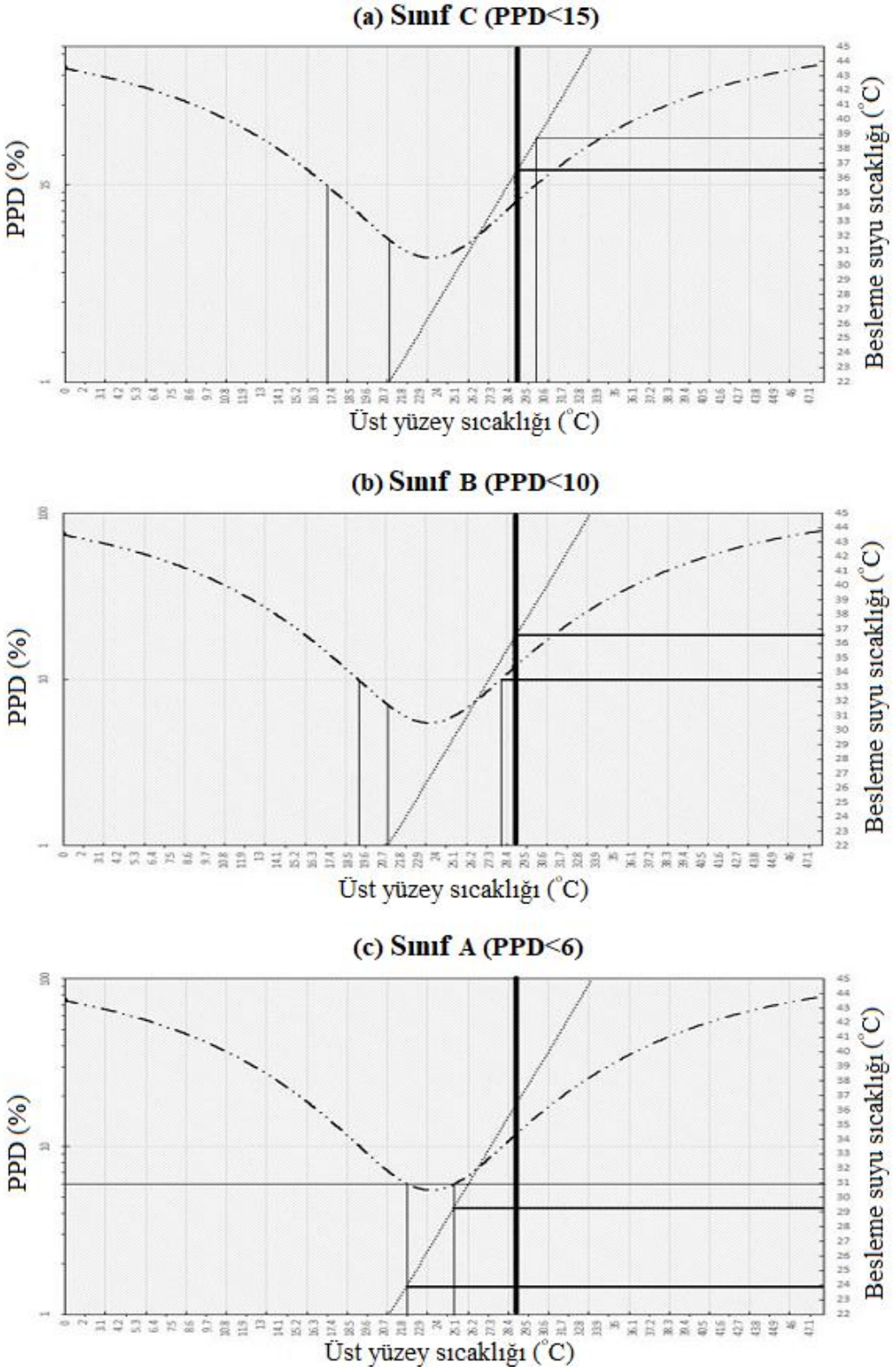
Tablo 5.4. Farklı konfor sınıflarına göre minimum besleme suyu ve yüzey sıcaklığının değişimi

Konfor sınıfı	Min. Yüzey Sıcaklığı [˚C]	PPD Değeri [%]	Minimum Besleme Suyu Sıcaklığı [˚C]
A	22.13031257	5.99999557	23.96119938
B	21.06285957	6.9997558	**22**
C	21.06285957	6.9997558	**22**

Şekil 5.2'de farklı konfor sınıfları için besleme suyu sıcaklığının ve PPD değerlerinin yüzey sıcaklığına göre değişimi verilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi, C konfor sınıfı için maksimum yüzey sıcaklığı 30.1°C EN 1264-2 standardına [99] göre yüzey sıcaklığı için termal konfor şartı olan 29°C'yi geçtiği için maksimum yüzey sıcaklığı bu konfor

sınıfı için 29°C olacaktır. Minimum yüzey sıcaklığı ise grafiğe göre yaklaşık 17.4°C civarında olmasına rağmen bu değer kısıtlayıcı parametre olan Ts≥21 şartını sağlamadığı için minimum yüzey sıcaklığı 21.06°C olmaktadır. Buna karşılık minimum besleme suyu sıcaklığı 22˚C'dir. Maksimum besleme suyu sıcaklığı ise 36.58˚C'dir. EN 1264-2 standardına göre ıslak hacimler ve ayak basılmayan kenar bölgeler için maksimum yüzey sıcaklığının sırasıyla 33 ve 35˚C olabilmesinden dolayı bu durumda maksimum besleme suyu sıcaklığı 38.63˚C' ye kadar çıkabilir (Tablo 4.4). B konfor sınıfı için minimum ve maksimum yüzey sıcaklıkları sırasıyla 21.06 ve 28.02˚C'dir. Besleme suyu sıcaklığının minimum değeri 22˚C iken maksimum değeri ise 34.78˚C'dir. A konfor sınıfında ise yüzey sıcaklığının minimum ve maksimum değerleri sırasıyla 22.13˚C ve 25.07˚C'dir. Minimum besleme suyu sıcaklığının değeri 23.96˚C iken maksimum değeri ise 29.36˚C'dir.

Tablo 5.5'de A, B ve C konfor sınıfları için ısıtma modunda elde edilen değerler verilmiştir. Bu tabloya göre sırasıyla A, B ve C sınıflarının PMV değerlerine karşılık gelen oda sıcaklığı sınır değerleri verilmiştir. Minimum ve maksimum değerler sırasıyla A konfor sınıfı için 21 ve 23˚C, B konfor sınıfı için 20 ve 24˚C ve C konfor sınıfı için 19 ve 25˚C'dir. Tabloda ayrıca her bir konfor sınıfı için PMV değerine karşılık gelen yüzey sıcaklıkları ve bu sıcaklıklara karşılık gelen besleme suyu sıcaklıkları verilmiştir. Önerilen çift katmanlı TABS sistemi için minimum besleme suyu sıcaklığı 22˚C, maksimum besleme suyu sıcaklığı ise 36.6˚C'dir. Her üç sınıf için optimum besleme suyu sıcaklığı 26.66˚C ve optimum yüzey sıcaklığı ise 23.60˚C'dir. Çift katmanlı TABS sisteminde her üç sınıf için ideal değerler bu tabloya göre belirlenip sistem tasarımı yapılabilir.



Şekil 5.2. A, B ve C konfor sınıfları için optimum ve sınır değerler

Tablo 5. 5. A, B ve C konfor sınıflarında ısıtma modundaki sınır değerler

	Sınıf A	**Sınıf B**	**Sınıf C**
Konfor zon	-0.2 < PMV < 0.2	-0.5 < PMV < 0.5	-0.7 < PMV < 0.7
İç ortam sıcaklık (T_r) aralığı [^oC]	21 < T_r < 23	20 < T_r < 24	19 < T_r < 25
Üst yüzey sıcaklık (T_s) aralığı [^oC]	22.1 < T_s < 25.1	21.1 < T_s < 28	21.1 < T_s < 29
Besleme suyu sıcaklık (T_{sp}) aralığı [^oC]	24 < T_{sp} < 29.4	22 < T_{sp} < 34.8	22 < T_{sp} < 36.6
Optimum besleme suyu sıcaklığı (T_{sp}) [^oC]	26.66	26.66	26.66
Optimum üst yüzey sıcaklığı (T_{sp}) [^oC]	23.60	23.60	23.60

5.3. Optimizasyon Sonuçları

ASHRAE 55, ISO 7730, EN 1264-2 standartlarında ki kısıtlayıcı konfor değerleri ışığında yapılan optimizasyon çalışmasında bulunan sonuçlar değerlendirilmiştir. ASHRAE 55 ve ISO 7730 standartlarında belirtilen ısıl konfor şartlarına göre minimum, maksimum ve optimum yüzey sıcaklıkları, besleme suyu sıcaklıkları belirlenmiştir. ÇKTS'de A, B ve C konfor sınıflarına göre yapılan değerlendirmelerde maksimum besleme suyu sıcaklığının 36.6°C, minimum besleme suyu sıcaklığının ise 22°C, maksimum yüzey sıcaklığının ise 29°C, minimum yüzey sıcaklığının ise 21°C olduğu görülmüştür. Her üç konfor sınıfı içinde optimum besleme suyu sıcaklığının 26.66°C ve optimum yüzey sıcaklığının ise 23.60°C olduğu hesaplanmıştır.

6. BÖLÜM

SONUÇ VE ÖNERİLER

6.1. Sonuçlar

Bu çalışmada, 0.017 m çap kullanılarak 0.15m boru aralığında farklı besleme suyu sıcaklıklarına göre ANYSYS/FLUENT programı ile çift katmanlı termal aktif bina sisteminin 3D analizi yapılmıştır. Y ekseni boyunca 0,001 m, 0,05 m ve 0,10 m pozisyonları için besleme suyu sıcaklıkları, yüzey sıcaklıkları ve ısı akısı değerleri elde edilmiştir. Ayrıca bu çalışmada 3 boyutlu analizi yapılan çift katmanlı termal aktif bina sisteminin giriş suyu sıcaklıklarına göre optimizasyonu da yapılmıştır. Yapılan çalışmanın sonuçları şu şekilde özetlenebilir:

- ÇKTS döşemesinin içindeki TABS borularının y düşey ekseni boyunca en iyi konumunun 0.055 m olduğu görülmüştür

- 40°C besleme suyu sıcaklığı için elde edilen üst yüzey sıcaklığının ayak basılan bölgeler için konfor kriterinin üzerinde olması nedeniyle uygun olmadığı görülmüştür; bu nedenle, besleme suyu sıcaklığı 40°C'nin altında kalmalıdır.

- Maksimum besleme suyu sıcaklığının 36.58˚C, minimum besleme suyu sıcaklığının ise 22˚C, maksimum yüzey sıcaklığının ise 29˚C, minimum yüzey sıcaklığının ise 21.06˚C olduğu görülmüştür.

- Her üç konfor sınıfı için nötr ısıl hassasiyet istenilen durumlarda optimum besleme suyu sıcaklığının 26.66˚C ve optimum yüzey sıcaklığının ise 23.60˚C olduğu hesaplanmıştır.

- ÇKTS için C sınıfında PPD değerinin <12.14 olduğu hesaplanmıştır.

- Gerekli ısı miktarının üst ve alt katmanlara paylaşılması sonucunda besleme suyu sıcaklığı düşer. Bu sayede COP değeri artar ve enerji daha verimli kullanılır.

- ÇKTS sisteminde, üst ve alt yüzeylerden gelen ısı, besleme suyu sıcaklığının artmasıyla hızla ortama yayılabilir ve bu sayede tepki süresi kısaltılabilir.

Sonuç olarak geliştirilen ÇKTS sisteminin ısıtma durumunda performansının tek katmanlı YIS ve TABS sistemlerine göre daha yüksek olduğu elde edilmiştir.

6.2. Öneriler

Üç boyutlu termal analizi ve konfor şartlarına göre besleme suyu sıcaklığının optimizasyonu yapılan bu çalışmanın önerileri şu şekilde özetlenebilir:

- Bilindiği gibi radyan zemin soğutma sistemleri, yavaş tepki vermesi nedeniyle çok düşük verimlilikte çalışmaktadır. Bununla birlikte, tavan soğutma daha yüksek verimlilikte çalışır. Bu nedenle ÇKTS sisteminde ek olarak tavandan soğutma ve yerden soğutma ile yazın soğutma için diğer sistemlere göre daha etkilidir. Tepki süresi de soğutmada azalacaktır.

- ÇKTS, yenilenebilir enerji kaynakları (güneş enerjisi, hava-toprak-su kaynaklı ısı pompaları vb.) ile uyumlu olduğundan, düşük sıcaklıkta ısıtma ve yüksek sıcaklıkta soğutma ile COP değerlerini ve enerji verimliliğini artıracaktır.

- Önerilen sistemin yeniliği çift katman sayesinde verimin artırılması ve tepki süresinin kısaltılmasıdır. Sistem sayesinde çok katlı yapılarda aynı anda hem döşemeden hem de tavandan ısı transferi yaparak soğutma ve ısıtma sisteminin kapasitesi rahatlıkla artırılıp, uzun olan tepki süreleri kısaltılabilir.

KAYNAKÇA

1. Binalarda Enerji Performansı Yönetmeliği, 2008. Ç.v.Ş. Bakanlığı, Ankara. Resmi Gazete Sayı: 27075

2. Doğan, V., 2011. Isıtma. Vemeks Mühendislik LTD ŞTİ İstanbul, 859 s/pp.

3. Yazıcı, H., Akçay, M., Özer, S., 2012. Denizli' de bir binanın farklı yakıt türlerine göre yakıt maliyeti ve CO_2 emisyon miktarının belirlenmesi. **Uluslararası Teknolojik Bilimler Dergisi, 4**(2): 59-69.

4. Örs, F., 2015. Yerden ısıtma avantajları ve dezavantajları. (Web sayfası: **https://www.acikalanisitma.com/yerden-isitma-avantajlari-ve-dezavantajlari/)**, (Erişim Tarihi: Şubat 2021).

5. Küçükçalı, R., Arısoy A., 2000. Isıtma Tesisatı Kitabı. Birsen Yayınevi İstanbul, 568 s/pp.

6. Genceli, F.O., Parmaksızoğlu C., 2016. Kalorifer Tesisatı MMO Yayın No:352/8. Yapım Tanıtım Yayıncılık İstanbul, 476 s/pp.

7. Çolak H, A., 2019. Termostatik vana ile tasarruf. (Web sayfası: **https://hasanalicolak.com.tr/termostatik-vana-ile-tasarruf/)**, (Erişim Tarihi: Şubat 2021).

8. Konerji, M., 2017. Dekoratif panel radyatör. (Web sayfası: **http://www.dekoratifpanelradyator.com/sahra.asp)**, (Erişim Tarihi: Şubat 2021).

9. Mekanik, A., 2021. Isıtma ve soğutma yer konvektörü. (Web sayfası: **https://www.agonmekanik.com/yer-konvektoru-kampmann-hk-1692-1.html)**, (Erişim Tarihi: Şubat 2021).

10. Polimeri, R., 2021. Konut dışı yapılarda ısıtma ve soğutma. (Web sayfası: **https://www.rehau.com/tr-tr/konut-d%C4%B1s%C4%B1-yap%C4%B1larda-%C4%B1s%C4%B1tma-ve-sogutma)**, (Erişim Tarihi: Şubat 2021).

11. Altaras, Y., 2013. Beton ısısı kontrolü sisteminin konvansiyonel bina iklimlendirme sistemleri ile kombinasyonu ve sağladığı avantajlar, 1625-1638. *XI. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, 2013, İzmir, TESKON, 13 s/pp.

12. Özkök, B., 2011. Uponor termal aktif bina sistemi (TABS) ile BOB.1 binası'nda daha az maliyetle ısıtma ve serinletme sağlanıyor. **Enerji Teknolojileri ve Mekanik Tesisat Dergisi, 188**: 65-75.

13. Olesen B., W., 2012. Thermo active building systems using building mass to heat and cool. **ASHRAE Journal, 54**(2): 44-52.

14. Özinanç, L., 2011. Uponor termal aktif bina sistemi (TABS). **Enerji Teknolojileri ve Mekanik Tesisat Dergisi, 185**: 71-76.

15. Çalışır, O., Doğan V., 2012. Döşemeden (yerden) ısıtma sistemlerinde hesap yöntemi. **Tesisat Mühendisliği Dergisi, 130**: 41-50.

16. Çalışır, O., Doğan V., 2011. Yerden ısıtma sistemlerinin boyutlandırılması, 685-698. *X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, 2011, İzmir, TESKON, 3 s/pp.

17. Çalışkan, H., 1993. Döşemeden ısıtma sistemlerinin uygulamasında dikkat edilecek hususlar. (Web sayfası: **https://www.termodinamik.info/makale/dosemeden-isitma-sistemlerinin-uygulamasinda-dikkat-edilecek-konular)**, (Erişim Tarihi: Şubat 2021).

18. Bağlayan, Ö., 2018. Isıl Konfor, pp. 23-35. *In*: Enerji Tasarrufu (Eds. Ö. Alver). Anadolu Üniversitesi, Eskişehir.

19. American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc. Thermal environmental conditions for human occupancy. Standart No. 55, Atalanta, ASHRAE, 2013.

20. International Organization for Standardization (ISO). Ergonomics of the thermal environment-analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria. Standart No. 7730, Geneva, ISO, 2005.

21. Kalz, D., E., 2010. Heating and cooling concepts employing environmental energy and thermo-active building systems for low-energy buildings system analysis and optimization. Karlsruhe University Faculty of Architecture, Doktora Tezi, Freiburg, s.211.

22. Kollmar, A., Liese, W., 1957. Flächen, strahlplatten und infrarotheizungen, pp. 414-444. *In*: Die Strahlungsheizung (Eds. R. Oldenbourg). Germanpublish, Munich.

23. Glück, B., 1999. Abschatzung energetischer einsparpotentiale durch bauteilkühlung mit umweltenergienutzung. **TAB, 11**: 44-52.

24. Kast, W., Klan, H., 1981. Temperaturverteilung einer warmwasserfuβbodenheizung. **Gesundheits-Ingenieur, 102**(5): 218-226.

25. Glück, B., 1982. Strahlungheizung-Theorie and praxis. C.F. Müller-Verlag Karlsruhe, 505 s/pp.

26. Drum, G., 1983. Optimierung der warmeleistung von warmwasser-fuβbodenheizungen durch aluminium-leitbleche. **HLH, 34**(5): 228-232.

27. Feustel, H., Stetiu, C., 1995. Hydronic radiant cooling-preliminary assessment. **Energy and Buildings, 22**(3): 193-205.

28. Santamouris, M., Asimakopoulas, D., 1996. Passive Cooling Buildings. Jimes & Jimes Science Publisher Ltd London, 40 s/pp.

29. Kulpman, R., 1995. Kühldecken-ein erfahrungsbericht. **Gesundheits-Ingenieur, 3**(116): 121-128.

30. Heiselberg, P.K., Zhang, C., Pomianowski, M., Yu, T., Jensen, R., 2015. Integrated solution in an office room with diffuse ceiling ventilation and thermally activated building constructions. **Energy Procedia, 78**: 2808-2813.

31. Park, S., H., Chunga, W., J., Yeob, M., S., Kim, K., W., 2014. Evaluation of the thermal performance of a thermally activated building system (TABS) according to the thermal load in a residential building. **Energy And Buildings, 73**: 69-82.

32. Koschenz, M., Lehmann, B., 2004. Development of a thermally activated ceiling panel with PCM for application in lightweight and retrofitted buildings. **Energy And Buildings, 36**: 567-578.

33. Lehmann, B., Dorer, V., Gwerder, M., Renggli, F., Tödtli, J., 2011. Thermally activated building systems (TABS): Energy efficiency as a function of control strategy, hydronic circuit topology and (cold) generation system. **Applied Energy, 88**: 180-191.

34. Rijksen, D., O., Wisse, C., J., Schijndel, A., W., M., 2010. Reducing peak requirements for cooling by using thermally activated building systems. **Energy And Buildings, 42**: 298-304.

35. Norford, L., Armstrong, P.R., Zakula, T., 2015. Advanced cooling technology with thermally activated building building surfaces and model predictive control. **Energy And Buildings, 86**: 640-650.

36. Yu, Y., Niu, F., Guo, H., A., Woradechjumroen, D., 2016. A thermo-activated wall for load reduction and supplementary cooling with free to low-cost thermal water. **Energy, 99**: 250-265.

37. Deng, J., Wang, R., Z., Han, G., Y., 2010. A review of thermally activated cooling technologies for combined cooling, heating and power systems. **Progress in Energy and Combustion Science, 37**: 172-200.

38. Glembin, J., Büttnera, C., Steinwega, J., Rockendorf, G., Rudolphb, N., K., Rust, J., 2014. Solar active building with directly heated concrete floor slabs. **Energy Procedia, 48**: 561-570.

39. Yoshidomi, T., Li, R., Ooka, R., Olesen, B.W., 2015. Case-study of thermo active building systems in Japanese climate. **Energy Procedia, 78**: 2959-2954.

40. Henze, G.P., Felsmann, C., Kalz, D.E., Herkel, S., 2008. Primary energy and comfort performance of ventilation assisted thermo-active building systems in continental climates. **Energy and Buildings, 40**: 99-111.

41. Karlsson, H., Hagentoft, C.E., 2011. Application of model based predictive control for water-based floor heating in low energy residential buildings. **Building and Environment, 46**: 556-569.

42. Bauman, F., Raftery, P., Karmann, C., 2015. Lessons learned from field monitoring of two radiant slab office buildings in California. **Energy Procedia, 78**: 3031-3036.

43. Nielsen, L.S., 2012. Building integrated system design for sustainable heating and cooling. **Rehva Journal, February**: 24-27.

44. Chandrayee, B., 2012. Critical simulation based evaluation of thermally activated building systems (TABS) design models. University of California, Yüksek Lisans Tezi, Berkeley, s.60.

45. Raimondo, D., Olesen, B.W., Corgnati, S.P., 2013. Field test of a thermal active building system (tabs) in an office building in Denmark, 2527-2534. *13th Conference of International Building Performance Simulation Association*, 2013, Chambéry, Proceedings of BS2013, 7 s/pp.

46. Nasrabadi M., F.D., Castelleo B., 2012. Sensitivity studies of a low temperature low approach direct cooling tower for building radiant cooling systems, 3529-3539. *2nd International High Performance Buildings Conference*, 2012, Indiana, Purdue University, 10 s/pp.

47. Weber, T., Johannesson, G., 2005. An optimized rc-network for thermally activated building components. **Building and Environment, 40**: 1-14.

48. Delgado M., G., Ramos J., S, Dominguez S., A., 2020. Building thermal storage technology: compensating renewable energy fluctuations. **Journal of Energy Storage 27**: 101147.

49. Woo, D., O., Junghans, L., 2020. Framework for model predictive control (MPC)-based surface condensation prevention for thermo-active building systems (TABS). **Energy and Buildings 215**: 109898.

50. Joe, J., Karava, P., A., 2020. A model predictive control strategy to optimize the performance of radiant floor heating and cooling systems in office buildings. **Applied Energy 245**: 65-77.

51. Allen, A., Henze, G., Baker, K., Pavlak, G., 2020. Evaluation of low-exergy heating and cooling systems and topology optimization for deep energy savings at the urban district level. **Energy Conversion and Management 222**: 113106.

52. Zhao, M., Gu, Z., L., Kang, W., B., Liu, X., Zhang, L., Y., Jin, L., W., Zhang, Q., L., 2020. Evaluation of low-exergy heating and cooling systems and topology optimization for deep energy savings at the urban district level. **Energy Conversion and Management 185**: 2094-2105.

53. Li, C., Li, C., Wang, L., 2020. Energy conservation analysis of regenerative radiator for low-temperature heating. **International Journal of Low-Carbon Technologies 15**(1): 40-45.

54. Karakoyun, Y., Açıkgöz, Ö., Dalkılıç, A., S., Yumurtacı, Z., 2020. An Experimental investigation on radiant floor heating systems at various operating conditions. **Journal of Thermal Engineering, 6**(5): 751-771.

55. Bean, R., Olesen, B.,W., Kim, K.,W., 2010. History of radiant heating and cooling systems: Part 1. **ASHRAE Journal February** (2): 50-55.

56. Bean, R., Olesen, B.,W., Kim, K.,W., 2010. History of radiant heating and cooling systems: Part 1. **ASHRAE Journal January**(1): 40-47.

57. Crocker, C., Higgins, J., 2012. Radiant heating & cooling systems: a theoretical discussion, literature review. University of British Columbia Sustainable Building Science Program, Yüksek Lisans Tezi, Vancouver, s.60.

58. Hu, R., Niu, J.,L., 2012. A review of the application of radiant cooling & heating systems in mainland China. **Energy and Buildings, 52**: 11-19.

59. Market, T., 2013. Döşemeden ve duvardan radyant ısıtma-soğutma sistemleri. (Web sayfası: **https://www.tesisatmarket.com/teknik/dosemeden-ve-duvardan-radyant-isitma-sogutma-sistemleri)**, (Erişim Tarihi: Mart 2021).

60. Song, D., Kim, T., Song, S., Hwang, S., Leigh, S.,B., 2008. Performance evaluation of a radiant floor cooling system integrated with dehumidified ventilation. **Applied Thermal Engineering, 28**: 1299–1311.

61. Olesen, B., W., 2008. Radiant Floor Cooling Systems. **ASHRAE Journal September**(9): 16-22.

62. Jin, X., Zhang, X., Luo, Y., H., Cao, R., 2010. Numerical simulation of radiant floor cooling system: the effects of thermal resistance of pipe and water velocity on the performance. **Building and Environment, 45**: 2545–2552.

63. Miriel, J., Serres, L., Trombe, A., 2002. Radiant ceiling panel heating–cooling systems: experimental and simulated study of the performances, thermal comfort and energy consumptions. **Applied Thermal Engineering, 22**: 1861–1873.

64. Laouadi, A., 2004. Development of a radiant heating and cooling model for building energy simulation software. **Building and Environment, 39**: 421–431.

65. Weitzmann, P., Kragh, J., Roots, P., Svendsen, S., 2005. Modelling floor heating systems using a validated two-dimensional ground-coupled numerical model. **Building and Environment, 40**: 153-163.

66. Jin, X., Zhang, X., Luo, Y., H., 2010. A calculation method for the floor surface temperature in radiant floor system. **Energy and Buildings, 42**: 1753–1758.

67. Holopainen, R., Tuomaala, P., Piippo, J., 2007. Uneven gridding of thermal nodal net-work in floor heating simulations. **Energy and Buildings, 39**: 1107-1114.

68. Ho, S., Y., 1992. Simulation of the dynamic behavior of a hydronic floor heating system. University of Alberta, Yüksek Lisans Tezi, Alberta, s.134.

69. Karabay, H., Arıcı, M., Sandık, M., 2013. A numerical investigation of fluid flow and heat transfer inside a room for floor heating and wall heating systems. **Energy and Buildings, 67**: 493-503.

70. Olesen, B., W., Liedelt, D.,F., 2000. Cooling and heating of buildings by activating their thermal mass with embedded hydronic pipe sytem. (Web sayfası: **https://www.researchgate.net/publication/265450290_cooling_and_heating_of_buildings_by_activating_their_thermal_mass_with_embedded_hydronic_pipe_systems)**, (Erişim Tarihi: Mart 2021).

71. Gütensperger, W., Gwerder, M., Haas, A., Lehman, B., Renggli, F., Tödtli, J., 2005. Control of concrete core conditioning systems. (Web sayfası: **http://www.irbnet.de/daten/iconda/CIB8370.pdf)**, (Erişim Tarihi: Mart 2021).

72. Tödtli, J., Gwerder M., Renggli, F., Gütensperger, W., Lehman, B., Dorer, V., Haas, A., Hildebrandt, K., 2006. TABS control regelung und steuerung von thermoaktiven bauteilsystemen, 117-124. *14. Schweizerisches Status Seminar Energie und Umweltforschung im Bauwesen*, 2006, Zurich, Schweizerisches Status 7 s/pp.

73. Tödtli, J., Gwerder M., Gütensperger, W., Lehman, B., Dorer, V., Rengglia, F., 2009. Control of thermally activated building systems (TABS) in intermittent operation with pulse width modulation. **Applied Energy, 86**(9): 1606–1616.

74. Baumgartner, T., Brühwiler, D., 2003. Tabs für bürohauten. **Gebäudetechnik, 24**: 24-29.

75. Olesen, B.W., Dossi, F.,C., 2005. Neue erkenntnisse über regelung und betrieb für die betonkernaktivierung teil. **HLH, 56**(1): 29-34.

76. Krarti, M., Ihm, P., 2005. Optimal control strategies for heated radiant floor systems. **ASHRAE Transaction, 111**(1): 535-546.

77. Leigh, S., B., 1991. An experimental study of the control of radiant floor heating systems: Proportional flux modulation versus outdoor with indoor temperature offset. **ASHRAE Transaction, 97**(2): 800-808.

78. Leigh, S., B., MacCluer, C.,R., 1994. A comparative study of proportional flux modulation and various types of temperature modulation approaches for radiant floor heating system control. **ASHRAE Transaction, 100**(1): 1040-1053.

79. Simmonds, P., 1994. Control strategies for combined heating and cooling radiant systems. **ASHRAE Transaction, 100**(1): 1031-1039.

80. Nüβle, F., 2004. Randstreifen dynamisieren betonkerntemperierung. **HLH, 55**(8): 22-26.

81. Burkard, T., 2004. Die nutzungsübergabe von systemen zur bauteilaktivierung. **HLH, 55**(10): 49-51.

82. Zaheer-Uddin, M., Zhang, Z.,L., Cho, S.,H., 2002. Augmented control strategies for radiant floor heating systems. **International Journal of Energy Research, 26**(1): 79-92.

83. Athienitis, A., K., Charron, R, 2006. Design and optimization of net zero energy solar homes. **ASHRAE Transaction, 112**(2): 285-295.

84. Karmann, C., 2013. Radiant heating and cooling system. (Web sayfası: **https://en.wikipedia.org/wiki/Radiant_heating_and_cooling_system)**, (Erişim Tarihi: Mart 2021).

85. Çalışır, O., Öztürk, M., Genç G., 2021. Investigation of thermal performance of double layered thermally activated building system in heating mode. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, February 2021**: https://doi.org/10.1177/0954406221992792.

86. Yıldız, İ., 2020. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) ve uygulamaları. (Web sayfası: **https://evimuzay.com/hesaplamali-akiskanlar-dinamigi-had-ve-uygulamalari/?cn-reloaded=1)**, (Erişim Tarihi: Mart 2021).

87. Koca, F., 2020. Silindir üzerindeki farklı geometrik yapıların akış yapısı üzerine etkisinin incelenmesi. Sivas Cumhuriyet Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, Sivas, s.129.

88. Savaş, E., 2015. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımı (FLUENT) kullanılarak bir iş yerinde yangın acil durumunda duman tahliyesi modellenmesi. Çalışma ve Sosyal Güvenlik Bakanlığı İş Sağlığı ve Güvenliği Genel Müdürlüğü, Uzmanlık Tezi, Ankara, s.163.

89. Okbaz, 2016. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) çalışmalarında doğru türbülans modelinin seçilmesi. (Web sayfası: **https://bilimmuhendislikveyasam.blogspot.com/2016/11/hesaplamal-akskanlar-dinamigi-had.html)**, (Erişim Tarihi: Haziran 2021).

90. ANSYS, 2009. ANSYS FLUENT 12.0 User's Guide. (Web sayfası: **https://www.afs.enea.it/project/neptunius/docs/fluent/html/ug/main_pre.htm)**, (Erişim Tarihi: Haziran 2021).

91. Türkay, M., 2006. Optimizasyon modelleri ve çözüm metodları. (Web sayfası: **http://home.ku.edu.tr/~mturkay/indr501/Optimizasyon.pdf)**, (Erişim Tarihi: Şubat 2021).

92. Kaymaz, İ., 2006. Optimizasyon teknikleri. (Web sayfası: **http://194.27.49.11/makine/ikaymaz/optimizasyon/dosyalar/Ders_1_optimizayona_giris.pdf)**, (Erişim Tarihi: Aralık 2016).

93. Ayvaz, B., 2019. Tedarik zinciri optimizasyonu. (Web sayfası: **https://berkayvaz.files.wordpress.com/2019/10/enm667_2.pdf)**, (Erişim Tarihi: Şubat 2021).

94. Pehlivanoğlu, Y.V., 2017. Optimizasyon Temel Kavramlar&Yöntemler. İzmir Ekonomi Üniversitesi Ankara, 740 s/pp.

95. El Mouatasim, A., 2010. Two-phase generalized reduced gradient method for constrained global optimization. **Journal of Applied Mathematics, 2010**(976529): 1-20.

96. Hashemi, S.H., Mousavi Dehghani, S. A., Samimi, S. E., Dinmohammad, M., Hashemi, S. A, 2020. Performance comparison of GRG algorithm with evolutionary algorithms in an aqueous electrolyte system. **Modeling Earth Systems and Environment, 6**: 2103-2110.

97. Faluyi, F., Arum C., 2012. Design optimization of plate girder using generalized reduced gradient and constrained artificial bee colony algorithms. **International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering, 2**(7): 304-312.

98. Orosa, J., A., Oliveira, A., C., 2012. Passive methods as a solution for improving indoor environments. Springer-Verlag London New York, 151 s/pp.

99. Comite Europeen de Normalisation (CEN). Water based surface embedded heating and cooling systems—Part 2: floor heating: prove methods for the determination of the thermal output using calculation and test methods. Standart No. EN1264-2, Brussels, CEN, 2008.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı: Oğuzhan Çalışır

Uyruğu: Türkiye (T.C)

EĞİTİM

Derece	Kurum	Mezuniyet Tarihi
Yüksek Lisans	Erciyes, Enerji Sistemleri Mühendisliği	2014
Lisans	Erciyes, Makine Mühendisliği	2005
Lise	Çağlayan, Antalya	2000

İŞ DENEYİMLERİ

Yıl	Kurum	Görev
2016-Halen	Oğuzhan Çalışır	Genel Müdür
2011-2016	Mektes Enerji LTD. ŞTİ.	Teknik Müdür
2007-2010	Vemeks Mühendislik LTD. ŞTİ.	Proje Mühendisi

YABANCI DİL

İngilizce

YAYINLAR

1. Çalışır, O., Doğan, V., 2011. Yerden ısıtma sistemlerinin boyutlandırılması, 685-698. X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 2011, İzmir, TESKON, 13 s/pp.

2. Çalışır, O., Doğan, V., 2012. Döşemeden (Yerden) ısıtma sistemlerinde hesap yöntemi. **Tesisat Mühendisliği Dergisi**, **130**: 41-50

3. Çalışır, O., Öztürk, M., Genç G., 2021. Investigation of thermal performance of double layered thermally activated building system in heating mode. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science**, **February 2021**. https://doi.org/10.1177/0954406221992792.

4. Öztürk, M., Çalışır, O., Genç G., 2021. Energy, exergy and economic (3E) evaluation of the photovoltaic/thermal collector-assisted heat pump domestic water heating system for different climatic regions in Turkey. **Journal of Thermal Analysis and Calorimetry**, **March 2021**. https://doi.org/10.1007/s10973-021-10675-9