

ZONGULDAK BÜLENT ECEVİT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

KÖMÜR YAKITLI BİR GÜÇ SANTRALİ KAYNAKLI BÖLGESEL ISITMA
SİSTEMİNİN TERMOEKONOMİK AÇIDAN İNCELENMESİ



MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

DOKTORA TEZİ

HALİL İBRAHİM TOPAL

AĞUSTOS 2019

ZONGULDAK BÜLENT ECEVİT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

KÖMÜR YAKITLI BİR GÜÇ SANTRALİ KAYNAKLI BÖLGESEL ISITMA
SİSTEMİNİN TERMOEKONOMİK AÇIDAN İNCELENMESİ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

DOKTORA TEZİ

Halil İbrahim TOPAL

DANIŞMAN: Prof. Dr. Mehmet KOPAÇ

ZONGULDAK

Ağustos 2019

KABUL:

Halil İbrahim TOPAL tarafından hazırlanan “Kömür Yakıtlı Bir Güç Santrali Kaynaklı Bölgesel Isıtma Sisteminin Termoekonomik Açından İncelenmesi” başlıklı bu çalışma jürimiz tarafından değerlendirilerek Zonguldak Bülent Ecevit Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Doktora Tezi olarak oybirliğiyle kabul edilmiştir.
05/08/2019

Danışman: Prof. Dr. Mehmet KOPAÇ

Zonguldak Bülent Ecevit Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü



Üye : Prof. Dr. Ahmet CİHAN

Beykent Üniversitesi, Mühendislik Mimarlık Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü



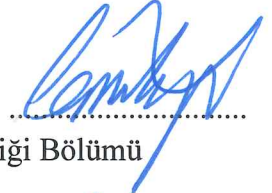
Üye : Doç. Dr. Adnan TOPUZ

Zonguldak Bülent Ecevit Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü



Üye : Dr. Öğr. Üyesi Cemil YİĞİT

Sakarya Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü



Üye : Dr. Öğr. Üyesi Beytullah ERDOĞAN

Zonguldak Bülent Ecevit Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü



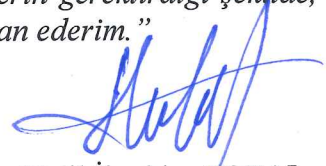
ONAY:

Yukarıdaki imzaların, adı geçen öğretim üyelerine ait olduğunu onaylarım./.../2019



Prof. Dr. Ahmet ÖZARSLAN
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

“Bu tezdeki tüm bilgilerin akademik kurallara ve etik ilkelere uygun olarak elde edildiğini ve sunulduğunu; ayrıca bu kuralların ve ilkelerin gerektirdiği şekilde, bu çalışmadan kaynaklanmayan bütün atıfları yaptığımı beyan ederim.”



Halil İbrahim TOPAL

ÖZET

Doktora Tezi

KÖMÜR YAKITLI BİR GÜÇ SANTRALİ KAYNAKLI BÖLGESEL ISITMA SİSTEMİNİN TERMOEKONOMİK AÇIDAN İNCELENMESİ

Halil İbrahim TOPAL

Zonguldak Bülent Ecevit Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Mehmet KOPAÇ

Ağustos 2019, 131 sayfa

Bu tez çalışmasında, sadece elektrik üreten kömür yakıtlı bir termik santralin alçak basınç türbininin farklı kademelerinden ara buhar çekerek, Çatalağzı ilçesinde toplam 300 binadan oluşan 5 farklı mahallenin ısıtılması durumunun termoeconomik analizi yapılmıştır. Bu amaç doğrultusunda, bölgedeki mahallelerin santrale göre konumları bulunarak, bu mahallelere sıcak suyu taşıyacak olan boru çapları, yüksek sıcaklık bölgesel ısıtma sistemi (YSBIS), orta sıcaklık bölgesel ısıtma sistemi (OSBIS) ve düşük sıcaklık bölgesel ısıtma sistemi (DSBIS) olacak biçimde üç farklı tasarım şartına göre belirlenmiştir. Bölgedeki binaların ısınma ihtiyacı talepleri ve sıcak kullanım suyu ısı enerjisi ihtiyaçları belirlenerek, YSBIS ve OSBIS için alçak basınç türbininin ikinci kademesinden, DSBIS için üçüncü kademedeki buhar çekilerek oluşan santralin yeni halinin ve bölgenin termodinamik ve termoeconomik analizleri yapılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Bölgesel ısıtma, ekserji, termoeconomik analiz

Bilim Kodu: 625.04.01



ABSTRACT

Ph. D. Thesis

THERMOECONOMIC ANALYSIS OF A DISTRICT HEATING SYSTEM BY COAL FIRED POWER PLANT

Halil İbrahim TOPAL

**Zonguldak Bülent Ecevit University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering**

Thesis Advisor: Prof. Dr. Mehmet KOPAÇ

August 2019, 131 pages

In this thesis, thermoeconomic analysis of a district heating system consisting of 300 buildings in Çatalağzı district was carried out by extracting steam from different stages of low pressure turbine of a coal fired power plant which produces electricity only. Therefore the distances between all buildings and the power plant are measured due to dimensioning of pre-isolated pipes carrying hot water. Three different cases were designed when dimensioning of pipes: high/medium/low temperature district heating (DH) system. Space heating demand and domestic hot water heating demand of district were calculated and the total heat demand were calculated including heat losses at pipes. The steam was extracted from the second stage of low pressure turbine due to high/medium DH applications and from the third stage of low pressure turbine due to low temperature district heating application. Thermodynamics and thermoeconomic analysis of modified power plant and district heating network were performed.

Keywords: District heating, exergy, thermoeconomic analysis

Science Code: 625.04.01



TEŞEKKÜR

Tez alıőmamın Danışmanı olan Sayın Prof. Dr. Mehmet KOPAÇ hocama çalıőmamın her anında bana verdiği katkı ve gösterdiği sabırdan ötürü teşekkür ederim.

Bu tez çalışması sürecinde konu ile ilgili sorularımı büyük bir içtenlikle cevaplayan ve beni cesaretlendiren Eindhoven Teknik niversitesi'nde görev yapan Dr. Hakan İbrahim TOL'a teşekkür ederim.

Bu tez çalışması süresince bana yardımını ve desteğini esirgemeyen değerli ofis arkadaőım Arő. Gör. İbrahim ZENGİN'e teşekkür ederim.

Bu tez çalıőmam ve bütün hayatım boyunca bana maddi ve manevi anlamda hiçbir desteğini esirgemeyen aileme teşekkür ederim.

Bu tez çalıőmam süresince iyi ve kötü günümde benden hiçbir desteğini esirgemeyen ve beni büyük bir sabırla dinleyen kıymetli eőim Sevda TOPAL'a teşekkür ederim.

Bu tez çalıőmamın son bir yılında hayatımıza katılan, benim ve eőimin hayatını anlamlandıran biricik oğlum Eray TOPAL'a teşekkür ederim.



İÇİNDEKİLER

| | <u>Sayfa</u> |
|--|--------------|
| KABUL: | 1 |
| ÖZET..... | iii |
| ABSTRACT | v |
| TEŞEKKÜR..... | vii |
| İÇİNDEKİLER..... | ix |
| ŞEKİLLER DİZİNİ..... | xiii |
| ÇİZELGELER DİZİNİ | xv |
| SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ..... | xvii |
| | |
| BÖLÜM 1 GİRİŞ | 1 |
| | |
| BÖLÜM 2 BÖLGESEL ISITMA | 9 |
| | |
| 2.1 BÖLGESEL ISITMA SİSTEMİ TEMEL BİLEŞENLERİ..... | 11 |
| 2.1.1 Isı Üretim Yöntemleri | 11 |
| 2.1.1.1 Konvansiyonel Isı Üretim Kazanları..... | 12 |
| 2.1.1.2 Bölgesel Isıtma İçin Birleşik Isı Güç Çevrimleri..... | 13 |
| 2.1.1.3 İçten Yanmalı Motor İle Birleşik Isı Güç Üretimi..... | 14 |
| 2.1.1.4 Buhar Türbinine Dayalı Kojenerasyon Sistem İle Bölgesel Isıtma | 14 |
| 2.1.2 Bölgesel Isıtma Sistemi Boru Şebekesi | 16 |
| 2.1.3 Tüketici Bağlantısı..... | 17 |
| | |
| BÖLÜM 3 BÖLGESEL ISITMA SİSTEMİNİN TASARIMI | 19 |
| | |
| 3.1 REFERANS BİNA ISI KAYBININ BELİRLENMESİ | 19 |
| 3.2 MAHAL ISITMADA KULLANILAN RADYATÖR İÇİN BASİT BİR MODEL | 22 |
| 3.3 BİNA ALT İSTASYONU | 25 |
| 3.3.1 Sıcak Kullanım Suyu Isı Talebi ve Sıcak Su Depolama Tankı (Boylar) Tasarımı .. | 25 |

İÇİNDEKİLER (devam ediyor)

| | |
|--|----|
| 3.3.2 Mahal Isıtma İçin Kullanılan Isı Değiştiricisi | 26 |
| 3.4 BORU ÇAPLARININ BELİRLENMESİ | 28 |
| 3.4 ŞEBEKE POMPA GÜCÜ HESABI | 30 |
| 3.5 ŞEBEKE BORULARINDAKİ ISI KAYBI HESABI..... | 32 |
| | |
| BÖLÜM 4 TERMODİNAMİK VE TERMOEKONOMİK ANALİZ..... | 37 |
| | |
| 4.1 ENERJİ ANALİZİ..... | 38 |
| 4.1.1 Kütleinin Korunumu İlkesi..... | 38 |
| 4.1.2 Enerji Dengesi | 38 |
| 4.2 EKSERJİ ANALİZİ | 39 |
| 4.2.1 Ölü Durum ve Ekserji Bileşenleri | 40 |
| 4.2.2 Kimyasal Ekserji | 41 |
| 4.2.2.1 Gaz ve Gaz Karışımlarının Standart Kimyasal Ekserjisi | 41 |
| 4.2.2.1.1 Santral Baca Gazı Ekserjisinin Belirlenmesi | 43 |
| 4.2.3 Ekserji Dengesi | 45 |
| 4.2.4 Ekserji Yok Oluşu ve Ekserji Kaybı | 47 |
| 4.2.5 Kömürün Kimyasal Ekserjisi | 48 |
| 4.3 EKONOMİK ANALİZ..... | 50 |
| 4.4. TERMOEKONOMİK ANALİZ..... | 52 |
| 4.4.1 Ekserji Maliyeti | 53 |
| 4.4.2 Ekserji Yok Oluş Maliyeti | 53 |
| 4.4.3 Yardımcı Denklemler | 55 |
| 4.4.4 Termoekonomi Performans Kriterleri | 56 |
| | |
| BÖLÜM 5 BÖLGESEL ISITMA SİSTEMİ TASARIM SONUÇLARI..... | 57 |
| | |
| 5.1 REFERANS BİNA ISI KAYBI HESABI | 57 |
| 5.2 SICAK KULLANIM SUYU ISI ENERJİSİ HESABI..... | 57 |
| 5.3 BÖLGENİN BELİRLENMESİ..... | 58 |
| 5.3.1 Farklı Dizayn Sıcaklıklarına Göre Bölgesel Isıtma Uygulaması | 60 |

İÇİNDEKİLER (devam ediyor)

| | |
|--|-----|
| 5.4 BORU ÇAPLARININ BELİRLENMESİ..... | 62 |
| 5.5 ÖNİZOLASYONLU BORULARDA ISI KAYBI HESABI | 67 |
| 5.6 DÜZELTİLMİŞ BORU BASINÇ KAYIPLARI | 69 |
| 5.7 ŞEBEKE BASINÇ KAYBI VE POMPA GÜCÜ HESABI..... | 70 |
| 5.8 BÖLGESEL ISITMA SİSTEMİ İŞLETME STRATEJİSİ..... | 70 |
| 5.8.1 BIS Şebekesinin Farklı Senaryolara Göre Performansının Değerlendirilmesi | 78 |
| | |
| BÖLÜM 6 TERMODİNAMİK VE TERMOEKONOMİK ANALİZ SONUÇLARI..... | 83 |
| | |
| 6.1 ENERJİ ANALİZİ..... | 83 |
| 6.1.1 Santralin Özellikleri | 83 |
| 6.1.2 Santralin Orijinal Halinin Enerji Analizi | 84 |
| 6.1.3 Santral ile Bölgesel Isıtma Uygulamasının Enerji Analizi | 89 |
| 6.2 EKSERJİ ANALİZİ | 99 |
| 6.2.1 Kömürün Kimyasal Ekserjisi | 99 |
| 6.2.2.1 Alternatif Formda Kömürün Kimyasal Ekserjisinin Bulunması..... | 102 |
| 6.2.2 Baca Gazı Ekserjisinin Belirlenmesi..... | 103 |
| 6.2.3 Bölgesel Isıtma Sistemi Şebeke Elemanlarının Ekserji Analizi..... | 108 |
| 6.3 EKONOMİK ANALİZ..... | 112 |
| 6.3.1 Santralin Ekonomik Analizi | 112 |
| 6.3.2 BIS sisteminin ekonomik analizi | 113 |
| 6.4 TERMOEKONOMİK ANALİZ..... | 115 |
| 6.4.1 Santralin Orijinal Halinin Termoeconomik Analizi | 115 |
| 6.4.2 Bölge Elemanlarının Termoeconomik Analizi | 119 |
| | |
| BÖLÜM 7 SONUÇ VE DEĞERLENDİRME..... | 123 |
| | |
| KAYNAKLAR..... | 127 |
| | |
| ÖZGEÇMİŞ | 131 |



ŞEKİLLER DİZİNİ

| <u>No</u> | | <u>Sayfa</u> |
|------------|--|--------------|
| Şekil 2.1 | Bölgesel ısıtma sisteminin temel bileşenleri | 12 |
| Şekil 2.2 | Birleşik ve ayrı ısı güç üretim sistemlerinin enerji akışları..... | 13 |
| Şekil 2.3 | Gaz yakıt kullanan bir dizel motora ait birleşik ısı güç üretim sistemi. | 14 |
| Şekil 2.4 | Buhar türbinli bölgesel ısıtma sistemi | 15 |
| Şekil 2.5 | Orta basınç türbininden çekilen buhar ile bölgesel ısıtma | 15 |
| Şekil 2.6 | Önizolasyonlu boru | 16 |
| Şekil 2.7 | Bölgesel ısıtma sistemi bağlantı yöntemleri..... | 17 |
| Şekil 3.1 | Bina ısı enerjisi giriş çıkışları | 20 |
| Şekil 3.2 | Basit bir radyatör | 22 |
| Şekil 3.3 | Plakalı ısı değiştirici | 27 |
| Şekil 3.4 | Bölgesel ısıtma boru şebekesinin yer altındaki konumu | 33 |
| Şekil 3.5 | Simetrik ve asimetrik problemlerin toplam gösterimi..... | 34 |
| Şekil 4.1 | Bir gazın kimyasal ekserjisini bulabilmek için basit bir düzenek gösterimi | 42 |
| Şekil 4.2 | Boru içinde sürekli rejimde gaz akışı ve çevresiyle ısı transferi | 47 |
| Şekil 4.3 | Bir girişli iki çıkışlı ısı üreten bir türbin. | 55 |
| Şekil 5.1 | Bölge topolojisi | 59 |
| Şekil 5.2 | Yüksek sıcaklık bölgesel ısıtma uygulaması (YSBIS), indirekt bağlantı | 60 |
| Şekil 5.3 | Orta sıcaklık bölgesel ısıtma uygulama (OSBIS), indirekt bağlantı | 61 |
| Şekil 5.4 | Düşük sıcaklık bölgesel ısıtma uygulaması (DSBIS), direkt bağlantı | 61 |
| Şekil 5.5 | YSBIS için Logstor calculator ile yapılmış boru çapı hesabı | 65 |
| Şekil 5.6 | YS-OS-DSBIS uygulamalarında farklı boru çapları için gidiş hattı boru ısı kaybı | 68 |
| Şekil 5.7 | YS-OS-DSBIS uygulamalarında farklı boru çapları için dönüş hattı boru ısı kaybı | 68 |
| Şekil 5.8 | Farklı BIS uygulamaları için santral ile kritik kullanıcı arasındaki gidiş ve dönüş boru hattında basınç düşüşü. | 70 |
| Şekil 5.9 | Oluşturulan senaryoların işletme stratejileri..... | 72 |
| Şekil 5.10 | Senaryo I: YSBIS birincil devre değişken sıcaklık sabit debi, ikincil devre değişken sıcaklık sabit debi işletme stratejisinin çevre sıcaklığına göre değişimi. | 73 |
| Şekil 5.11 | Senaryo II: YSBIS birincil devre sabit sıcaklık değişken debi ikincil devre değişken sıcaklık sabit debi işletme stratejisinin çevre sıcaklığına göre değişimi | 74 |
| Şekil 5.12 | Senaryo III: OSBIS birincil devre değişken sıcaklık sabit debi, ikincil devre değişken sıcaklık sabit debi işletme stratejisinin çevre sıcaklığına göre değişimi | 75 |
| Şekil 5.13 | Senaryo IV: OSBIS birincil devre sabit sıcaklık değişken debi, ikincil devre değişken sıcaklık sabit debi işletme stratejisinin çevre sıcaklığına göre değişimi. | 76 |

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam ediyor)

| <u>No</u> | <u>Sayfa</u> |
|--|--------------|
| Şekil 5.14 Senaryo V: DSBIS direkt bağlantılı sabit sıcaklık değişken debi işletme stratejisinin çevre sıcaklığına göre değişimi. | 77 |
| Şekil 5.15 Çevre sıcaklığına göre farklı senaryoların boru ısı kaybı değişimleri..... | 79 |
| Şekil 5.16 Çevre sıcaklığına göre farklı senaryoların pompa gücü değişimleri. | 80 |
| Şekil 5.17 BIS şebekesinin çevre sıcaklığına göre farklı senaryolar için enerji verimi değişimi | 80 |
| Şekil 6.1 Santralin orijinal halinin kütle akış şeması..... | 88 |
| Şekil 6.2 Santral ile bölgesel ısıtma uygulanması halindeki kütle akış şeması..... | 90 |
| Şekil 6.3 Farklı durumlar için orijinal santralin ve BIS uygulamasının enerji bilançosu | 95 |
| Şekil 6.4 Farklı senaryolar için santralde üretilmesi gereken ısının çevre sıcaklığına göre değişimi | 96 |
| Şekil 6.5 Farklı senaryolar için santral net güç üretiminin çevre sıcaklığına göre değişimi. | 98 |
| Şekil 6.6 Farklı senaryolar için tüm sistemin toplam enerjiden yararlanma oranının çevre sıcaklığına göre değişimi | 98 |
| Şekil 6.7 Santraldeki elemanların orijinal, YSBIS, OSBIS ve DSBIS için tersinmezlikleri | 108 |

ÇİZELGELER DİZİNİ

| <u>No</u> | | <u>Sayfa</u> |
|--------------|--|--------------|
| Çizelge 2.1 | Bölgesel ısıtma sistemi jenerasyonları. | 11 |
| Çizelge 5.1 | Referans binanın yüzey alanları ve toplam ısı geçirgenlik katsayıları. | 57 |
| Çizelge 5.2 | Bir daire için sıcak kullanım suyu debi ihtiyacı. | 58 |
| Çizelge 5.3 | Bölgeye ait toplam kişi, kurum ve bina sayısı. | 59 |
| Çizelge 5.4 | İZOBOR'dan temin edilen önizolasyonlu boru özellikleri. | 62 |
| Çizelge 5.5 | Boruların toplam uzunluğu ve taşıyacağı ısı miktarı. | 62 |
| Çizelge 5.6 | YSBIS uygulamasında farklı boru çapları için birim uzunluk basınç kaybı (Pa/m). | 63 |
| Çizelge 5.7 | YSBIS uygulamasında farklı boru çapları akış hızları (m/s). | 64 |
| Çizelge 5.8 | OSBIS uygulamasında farklı boru çapları için birim uzunluk basınç kaybı (Pa/m). | 65 |
| Çizelge 5.9 | DSBIS uygulamasında farklı boru çapları için birim uzunluk basınç kaybı (Pa/m). | 66 |
| Çizelge 5.10 | Farklı dizayn sıcaklıkları için seçilen borular. | 66 |
| Çizelge 5.11 | Farklı anma çapındaki boruların bazı özellikleri. | 67 |
| Çizelge 5.12 | Farklı dizayn durumlarına göre seçilen borularda birim uzunluk başına ısı kayıpları. | 68 |
| Çizelge 5.13 | Farklı BIS uygulamaları için dizayn durumunda her bir borudaki basınç kayıpları. | 69 |
| Çizelge 5.14 | Bölgelerin farklı sıcaklıklar için toplam ısı enerjisi ihtiyacı. | 72 |
| Çizelge 5.15 | Senaryo I: YSBIS birincil devre değişken sıcaklık sabit debi, ikincil devre değişken sıcaklık sabit debi işletme stratejisinin çevre sıcaklığına bağlı işletme sıcaklık ve debi değerleri °C. | 73 |
| Çizelge 5.16 | Senaryo II: YSBIS birincil devre sabit sıcaklık değişken debi, ikincil devre değişken sıcaklık sabit debi işletme stratejisinin çevre sıcaklığına bağlı işletme sıcaklık ve debi değerleri, °C. | 74 |
| Çizelge 5.17 | Senaryo III: OSBIS birincil devre değişken sıcaklık sabit debi, ikincil devre değişken sıcaklık sabit debi işletme stratejisinin çevre sıcaklığına bağlı işletme sıcaklık ve debi değerleri °C. | 75 |
| Çizelge 5.18 | Senaryo IV: OSBIS birincil devre sabit sıcaklık değişken debi, ikincil devre değişken sıcaklık sabit debi işletme stratejisinin çevre sıcaklığına bağlı işletme sıcaklık ve debi değerleri °C. | 76 |
| Çizelge 5.19 | Senaryo V: DSBIS direkt bağlantılı sabit sıcaklık değişken debi işletme stratejisinin çevre sıcaklığına bağlı sıcaklık ve debi değerleri. | 77 |
| Çizelge 5.20 | Çevre sıcaklığına göre farklı senaryolara ait ısı kayıpları ve gerekli pompa gücü kW. | 79 |
| Çizelge 6.1 | Santrale ait teknik veriler. | 84 |
| Çizelge 6.2 | Santralin orijinal hali için akım noktalarının özellikleri. | 87 |
| Çizelge 6.3 | Santralin orijinal dizayn durumuna göre enerji bilançosu, kW. | 89 |

ÇİZELGELER DİZİNİ (devam ediyor)

| <u>No</u> | | <u>Sayfa</u> |
|--------------|--|--------------|
| Çizelge 6.4 | YSBIS uygulamasında santralin değişen akım noktaları için termodinamik özellikleri..... | 93 |
| Çizelge 6.5 | OSBIS uygulamasında santralin değişen akım noktaları için termodinamik özellikleri..... | 93 |
| Çizelge 6.6 | DSBIS uygulamasında santralin değişen akım noktaları için termodinamik özellikleri..... | 94 |
| Çizelge 6.7 | Santral ile BIS yapılması durumunda üç farklı dizayna göre enerji bilançosu, kW. | 94 |
| Çizelge 6.8 | Kömür kompozisyonu (içeriği). | 99 |
| Çizelge 6.9 | Baca gaz karışımına ait bazı özellikler. | 103 |
| Çizelge 6.10 | Santral ve bölge elemanlarına sağlanan ve elde edilen ekserji değer ifadeleri..... | 105 |
| Çizelge 6.11 | Santralin orijinal hali ile BIS uygulanması halinde akım noktalarına ait ekserji değerleri. | 106 |
| Çizelge 6.12 | Santralin orijinal hali ile BIS uygulanması halindeki durumları için ekserji analiz sonuçlar, kW. | 107 |
| Çizelge 6.13 | Bölge elemanları için ekserji denklemleri. | 110 |
| Çizelge 6.14 | Bölge elemanlarının ekserji analiz sonuçları, kW. | 111 |
| Çizelge 6.15 | Santral elemanlarının satın alma (ilk yatırım) maliyetleri..... | 112 |
| Çizelge 6.16 | BIS için eklenen elemanlara ve toplam sisteme ait satın alma ve seviyelendirilmiş satın alma maliyetleri. | 114 |
| Çizelge 6.17 | Santral elemanlarının maliyet denge denklemleri ve yardımcı denklemler. .. | 116 |
| Çizelge 6.18 | Santralin orijinal durumundaki her bir noktaya ait birim ekserji maliyetleri. . | 117 |
| Çizelge 6.19 | Sistem elemanlarına ait \dot{Z}_k^T değerleri..... | 118 |
| Çizelge 6.20 | Santral elemanlarının bazı termoeconomik verileri | 118 |
| Çizelge 6.21 | Bölge elemanlarının termoeconomik analiz sonuçları. | 121 |

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

SİMGELER

| | |
|-------------|--|
| \dot{E} | : Enerji akımı (kW) |
| \dot{E}_x | : Ekserji akımı (kW) |
| f_k | : Eksergoekonomik faktör |
| \dot{m} | : Kütle debisi (kg/s) |
| \dot{Q} | : Birim zamandaki ısı transferi (kW) |
| T_{LTMD} | : Logaritmik ortalama sıcaklık farkı (°C) |
| \dot{W} | : Güç (kW) |
| \dot{C} | : Ekserji akım maliyeti (GJ/h) |
| \dot{Z} | : Saatlik ilk yatırım maliyeti (\$/h) |
| c_p | : Sabit basınç özgül ısısı (kJ/kg°C) |
| A | : Alan (m ²) |
| c | : Birim ekserji akım maliyeti (\$/GJ) |
| D | : Çap (m) |
| e_x | : Birim kütle başına ekserji akımı (kJ/kg) |
| f | : Boyutsuz Darcy sürtünme faktörü (-) |
| h | : Entalpi (kJ/kg) |
| k | : Isı iletim katsayısı (W/mK) |
| L | : Uzunluk (m) |
| P | : Basınç (kPa) |
| r | : Bağıl maliyet farkı |
| R | : Gaz sabiti (m ³ kPa/kgK) |
| R | : Termal direnç (mK/W) |
| r | : Yarıçap (m) |
| Re | : Reynolds sayısı (-) |
| s | : Entropi (kJ/kgK) |
| T | : Sıcaklık (°C) |
| TPL | : Hedef basınç kaybı (Pa/m) |

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam ediyor)

| | |
|---------------|---|
| U | : Toplam ısı geçirgenlik katsayısı (W/m ² K) |
| V | : Hız (m/s) |
| W | : İki boru merkezi arasındaki mesafe (m) |
| x | : Molar oran (-) |
| Z | : Toprak yüzeyi ile boru merkezleri arasındaki mesafe (m) |
| β | : Boyutsuz termal direnç parametresi (-) |
| ε | : Ekserji verimi (-) |
| η | : Verim (-) |
| μ | : Dinamik viskozite (kg/ms) |
| γ | : Ekserji kayıp oranı (-) |
| ρ | : Yoğunluk (kg/m ³) |

KISALTMALAR

| | |
|-------|---|
| AID | : Alt ısı değer |
| BIS | : Bölgesel ısıtma sistemi |
| BİŞŞ | : Bölgesel ısıtma sistemi boru şebekesi |
| DSBİS | : Düşük sıcaklık bölgesel ısıtma sistemi |
| GEN | : Jeneratör |
| OSBİS | : Orta sıcaklık bölgesel ısıtma sistemi |
| P | : Pompa |
| PİD | : Plakalı ısı değiştirici |
| RAD | : Radyatör |
| SKS | : Sıcak kullanım suyu |
| T | : Türbin |
| ÜİD | : Üst ısı değer |
| YSBİS | : Yüksek sıcaklık bölgesel ısıtma sistemi |

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Günümüz dünyasında insanlık çevre ve enerji problemleriyle yüzleşmektedir. Örneğin, sera gazlarının atmosferdeki konsantrasyonunun artmasıyla çevremizde iklimsel değişimler gözlenmektedir. Hava kirliliği, asit yağmurları ve ozon tabakasının delinmesi ciddi çevre problemleri oluşturmaktadır. İklim değişiminin önlenbilmesinin ancak sera gazı etkilerinin azaltılmasıyla mümkün olabileceği tahmin edilmektedir. Sera gazı etkilerinin azaltılmasının da ancak enerji kullanımının daha verimli ve düşük karbon içeriğine sahip yakıtların kullanımı ile mümkün olabileceği tahmin edilmektedir.

Elektrik üretimi ve büyük endüstriyel tesislerin işletilmesinde enerji içeriği oldukça büyük olan “atık ısı” atmosfere atılmak durumundadır. Atılan bu ısıyı sistemlerde birtakım iyileştirmeler yaparak azaltmak mümkündür. Bu konuyla ilgili çalışmalar popülerliğini korumaktadır. Ancak atılan bu ısının düşük sıcaklıkta olması, sistemlerdeki iyileştirmeleri güçleştirmektedir.

Endüstriyel atık ısı, solar ve jeotermal gibi düşük sıcaklıklı ısı kaynaklarını bölgesel ısıtma sistemlerinde kullanmak; enerji verimliliğini artırmak ve sera gazlarına çözüm bulma noktasında akılcı bir çözüm olarak gösterilmiştir.

Dünya çapında yapılan çalışmalar özellikle CO₂ salınımını azaltma üzerine olduğundan fosil yakıtla ilgili çalışmalar, yenilenebilir enerji kadar popüler değildir. Ancak, mevcut sistemlerin yenilenebilir enerjiyle beslenen sistemlere dönüşmeleri Çin, Güney Afrika, Hindistan, Polonya gibi ülkelerde yakın zamanda mümkün görünmemektedir. Dolayısıyla kömür yakıtlı güç santralleri önemini korumaya devam edecektir. Bu nedenle, geniş çaplı kömür yakıtlı kojenerasyon sistemler üzerine çalışmalara, artan enerji ihtiyacını karşılamak ve çevresel kirlenmeyi azaltmak için öncelik verilmelidir.

Birleşik ısı güç üretimi olarak bilinen kojenerasyon sistemler elektriğin ve ısının aynı anda üretildiği sistemlerdir. Birleşik ısı güç üretim sistemlerinde üretilen ısı, büyük endüstriyel

proseslerde kullanılabileceği gibi, bir bölgenin ısıtılmasında da kullanılabilir. Birleşik ısı güç üretim sistemlerinde yakıt olarak kömür, doğalgaz gibi fosil yakıtlar kullanılabileceği gibi biyoyakıt ve jeotermal gibi yenilenebilir enerji kaynakları da kullanılır.

Bu tez çalışmasının amacına öncülük eden literatür çalışmaları aşağıda sıralanmıştır.

Bölgesel enerji sistemi ve kojenerasyonun verimlilik analizi hakkında yapılan çalışmada; bir kojenerasyon tabanlı bölgesel enerji sisteminin enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Örnek alınan tesis Kanada'da kuruludur. Merkezi elektrikli soğutma gruplarının olduğu orijinal konsept iki farklı varyasyona göre çalışmaktadır. Enerji ve ekserji temelli elde edilen sonuçlara göre enerji verimleri değişik varyasyonlar için %83 ile %94 arasında değişirken, ekserji verimlerinin %28 ile %29 arasında değiştiği gösterilmiştir. Ekserji verimlerinin enerji verimlerinden daha anlamlı olduğu ifade edilmiştir [1].

Bilkent kojenerasyon santralının enerji, ekserji ve termoekonomik analizi hakkında yapılan çalışmada; mevcut bir gaz/buhar kombine çevrim tesisine termodinamik ve ekonomi ile ilgili analizler yapılmıştır. Santralin temel termodinamik özellikleri, çalışma koşullarının göz önüne alınması suretiyle bulunmuştur. Termodinamik verimsizlikleri belirlemek amacıyla, santraldeki ekserji yok oluşları ve ekserji kayıpları bulunmuştur. Maliyet denge denklemleri ile yardımcı denklemler her bir alt sistem için geliştirilerek santralin termoekonomik analizi yapılmıştır. Santralde üretilen elektrik/ısı gibi ürünlerin maliyet oranları ortaya konmuştur [2].

Çevre sıcaklığının tersinmezlikler ve ekserji verimi üzerine etkisi hakkında yapılan çalışmada; kömür yakıtlı bir termik santralin ekserji analizi yapılmıştır. Santralde kullanılan yakıtın türü tanecik büyüklüğü 0.5 mm olan düşük ısısal değere sahip kömürdür. Santraldeki her bir bileşenin ısı kaybı enerji analizi ile, tersinmezlik oranları (veya ekserji yok oluş oranı) tüm santral için farklı çevre sıcaklıklarında ekserji analizi ile bulunmuştur. Çevre sıcaklığının 5-35°C arasında değiştiği varsayılmıştır. Kazan, türbin, pompa, ısı değiştiriciler ve kondenser için farklı çevre sıcaklıklarında ekserji verimleri ifade edilmiştir [3].

Kömür yakıtlı bir termik santral ile bölgesel ısıtma/soğutmanın termodinamik analizi hakkında yapılan çalışmada; sadece elektrik üreten bir santralin modifiye edilmesiyle ortaya çıkan yeni trijenerasyon tesisin termodinamik analizi yapılmıştır. En verimli buhar alma yeri; santralin

enerji ve ekserji performansı değerlendirilerek bulunmuştur. Analizler, santralin alçak basınç buhar türbini girişinin buhar alma yeri için en uygun yer olduğunu göstermiştir [4].

Gaz/dizel motorlu bir trijenerasyon sistemin termodinamik ve termoeconomik analizi hakkında yapılan çalışmada; 6.5 MW nominal çıktıya sahip bir trijenerasyon sistemin termodinamik ve termoeconomik analizi yapılmıştır. Termodinamik analiz enerji ve ekserji analizini kapsarken, termoeconomik analizin ürünlerin maliyeti ile termodinamik verimsizlikler arasında ilişki kuran bir inceleme metodu olduğu ifade edilmiştir [5].

Birleşik güç çevriminin geleneksel ve ileri ekserji analizi hakkında yapılan çalışmada; birleşik bir güç çevrim santraline, hem geleneksel hem de ileri ekserji analizi uygulanmıştır. Geleneksel ekserji analiz yöntemiyle bulunamayan iyileştirme yöntemlerinin ileri ekserji analizi ile ortaya konabileceği ifade edilmiştir [6].

Çin’de bulunan kömür yanmalı birleşik ısı güç santrali tabanlı bölgesel ısıtma sisteminin enerji ve ekserji verimleri hakkında yapılan çalışmada; HYSYS programı ile kömür yakıtlı kojenerasyon sistemin termodinamik verimi ortaya koyulmuştur. Santral verimine etki eden dört farklı parametrenin etkisi Taguchi metodu ile değerlendirilmiştir. Sonuçlar, ara buhar alma debisi ile ara buhar basıncının, enerji ve ekserji verimine etki eden en önemli parametreler olduğunu göstermiştir. Aynı ayrı güç ve ısı üreten sistemlere kıyasla, kojenerasyon sistemlerdeki ara buhar oranının 0.15’ten büyük olduğun durumda yakıt tasarrufu sağlanacağı gösterilmiştir [7].

Biyoyakıtlı kojenerasyon ve bölgesel ısıtma şebekesinin simülasyonu ve optimizasyonu hakkında yapılan çalışmada; Belçika’da bir üniversite kampüsünde biyoyakıtlı bir kojenerasyon santrali ile üniversite ısıtılmasında kullanılan bölgesel ısıtma şebekesinin bir yıllık enerji simülasyonu yapılmıştır. Yapılan araştırma yöntemi ile mali ve çevresel etkilerin daha anlamlı tahmin edilebileceği öne sürülmüştür [8].

Hava soğutmalı birleşik ısı güç sisteminin bölgesel ısıtma modundaki analizi hakkında yapılan çalışmada; düşük vakumlu, yoğuşmalı ve absorpsiyonlu ısı pompası modunda bölgesel ısıtma uygulayan 200 MW’lık bir tesisin enerji tüketim analizi yapılmıştır. Tüm bu ısıtma modlarının avantajları ve dezavantajları ortaya konmuştur. Isıtma yükünün değişmesiyle her üç modda

enerji tüketimi değişmiştir. Isıtma yükü arttığında tüm sistemin güç üretiminin azaldığı ifade edilmiştir [9].

Birleşik ısı güç üretimi tabanlı bölgesel ısıtmanın simülasyonu hakkında yapılan çalışmada; tasarım verileri EBSILON programına girilerek 300 MW'lık hava soğutmalı bir santralin simülasyonu yapılmıştır. Ayrıca programda tasarımı yapılamayan ve ısı transferi/akışkanlar mekaniği temel teorilerine dayanarak programa eklenen ek yazılım sayesinde, santral ile bölgesel ısıtma sisteminin tamamının aynı anda analizi yapılmıştır. Bölgesel ısıtma borularındaki ısı kaybı, pompa gücü, radyatör performansı gibi sistemi etkileyen parametreler tartışılmıştır [10].

İran'da bulunan bir termik santralin enerji ve ekserji analizi hakkında yapılan çalışmada; 200 MW'lık Montaseri termik santralinin enerji/ekserji analizi yapılmış ve enerji/ekserji verimleri ortaya konmuştur. Analiz, Engineering Equation Solver programı ile yapılmıştır. Santralin toplam enerji kaybının %69.8, toplam tersinmezliklerin %85.66 olduğu ifade edilmiştir [11].

Kömür yakıtlı bir santralin ekserji ve termoeconomik analizi hakkında yapılan çalışmada; Türkiye'de bulunan 160 MW gücündeki kömür yakıtlı bir güç santralinin ekserji ve termoeconomik analizi yapılmıştır. Santralin ekserji verimi %39.89 olarak bulunmuştur. İki farklı yaklaşıma göre termoeconomik analiz yapıldığından santralin elektrik üretim maliyeti özgül ekserji maliyet yönteminde 12.14 \$/GJ, MOPSA yönteminde 14.06 \$/GJ olmuştur [12].

Toprağa gömülü bölgesel ısıtma borularında zamana bağlı ısı kayıpları hakkında yapılan çalışmada; toprağa gömülü bölgesel ısıtma borularında boru içindeki sıcaklığın sabit ve değişmesi durumuna göre ısı transfer modelleri geliştirilmiştir [13].

Bölgesel ısıtma sisteminin termoeconomik analizi hakkında yapılan çalışmada; bölgesel ısıtma sisteminin analizi termoeconomik esaslara göre yapılmıştır. Sistemin veriminin optimizasyonu termoeconomik analiz ile yapılmıştır [14].

Bölgesel ısıtma şebekesinin enerji ve ekserji kayıpları hakkında yapılan çalışmada; bölgesel ısıtma dağıtım şebekesinin enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. 11928 km uzunluğunda ve boru çaplarının 65-250 mm arasında değiştığı bir boru şebekesi için analizler yapılmıştır. Isı kaybı nedeniyle oluşan ekserji kaybının %16 seviyesinde olduğu ifade edilmiştir [15].

Bir kampüs için bölgesel ısıtma tasarımı hakkında yapılan çalışmada; İzmir Teknoloji Enstitüsünde halen yakıt kazanları ile ısıtma yapıldığı, ayrıca kampüste 33 °C sıcaklıkta jeotermal kaynak bulunduğu, ancak bu jeotermal kaynağın sıcaklığının düşük olması sebebiyle bir ısı pompasının kuyusu olarak kullanılabileceği ifade edilmiştir. Isı pompası sistemi ile bölgesel ısıtma sistemi çalışmada incelenmiştir. Ayrıca yakıt kazanı ile bölgesel ısıtma sistemi incelenmiştir. Değişen hava sıcaklığına göre şebeke debisi sabit tutularak sıcaklığı değiştirilmiştir. Her bir sistemin ekonomik analizi yapılmıştır. Sonuçlar ısı pompası sisteminin daha maliyetli olduğunu ancak en düşük işletme maliyetine sahip olduğunu göstermiştir. 20 yıl sonunda ısı pompası sisteminin yakıt kazanlı sisteme göre %3.02 karlı olacağı ifade edilmiştir [16] .

Binalardaki ısıtmanın enerji ve ekserji analizi hakkında yapılan çalışmada; ısıtma sisteminin tamamının enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Isıtma sistemi olarak sıvı doğalgaz yakıtlı kazan, sıvı doğalgaz yakıtlı yoğuşma kazanı ve hava-hava ısı pompası düşünülmüştür. Enerji verimi bakımından %80.9 ile hava-hava ısı pompasının, ekserji verimi bakımından %8.69 ile sıvı doğalgaz yoğuşma kazanının en yüksek değere sahip olduğu ifade edilmiştir [17].

Enerji verimli bina alanlarında düşük enerjili bölgesel ısıtma hakkında yapılan çalışmada; düşük sıcaklık bölgesel ısıtmaya dayalı düşük enerjili bölgesel ısıtma sistemi incelenmiştir. Düşük enerjili bölgesel ısıtma sistemlerinin hem maliyet açısından hem de çevre açısından oldukça faydalı bir ısıtma yöntemi olduğu vurgulanmıştır [18].

Bir binanın ekserji analiz yöntemiyle termodinamik performansı hakkında yapılan çalışmada; konvansiyonel bir kazan ile ısıtılan bir eğitim binasının ekserji analizi yapılmıştır. Isıtma sistemi, ısı üretim merkezinden başlanıp bina kabuğuna kadar incelenmiştir. Isı kaybı hesapları enerji ve ekserji analiz yöntemiyle yapılmıştır. Isıtma merkezinde konvansiyonel kazan, ısıtılan ortamda ise fanlı ısıtıcı (fan coil) kullanılmıştır. Toplam ekserji girişi 694.5 kW iken toplam ekserji kaybı 333 kW olarak bulunmuştur. Konvansiyonel kazanın ekserji verimi %13.4, fanlı ısıtıcının ekserji verimi %37.6 olarak bulunmuştur [19].

Düşük enerjili bölgesel ısıtma sistemlerinde boru ölçülendirme yönteminin geliştirilmesi hakkında yapılan çalışmada; farklı boru ölçülendirme yöntemlerine değinilmiştir. Ölçülendirme yönteminde bina alt istasyonu ile şebeke planının farklı durumları da göz önüne alınmıştır. Borularda meydana gelen ısı kayıplarını minimize eden optimizasyon yöntemi

önerilmiştir. Şebeke alt istasyonunun farklı tiplerinin boru ölçülendirmesi üzerindeki etkileri araştırılmıştır [20].

Düşük sıcaklık bölgesel ısıtma şebekesinin enerji ve ekserji analizi hakkında yapılan çalışmada; 30 düşük enerjili binayı oldukça düşük sıcaklıkla besleyen bir bölgesel ısıtma sisteminin enerji/ekserji analizleri yapılmıştır. Şebeke gidiş/dönüş sıcaklıkları 55/25 °C olarak alınmıştır. Kullanıcıların sıcak su ihtiyacını karşılaması için iki farklı tipte bina alt istasyonu düşünülmüştür. Binaların ısıtılmasının banyolarda zeminden, diğer odalarda ise düşük sıcaklık radyatörleri ile yapıldığı düşünülmüştür. Tüm sistem bileşenleri için enerji ve ekserji kayıpları bulunmuştur [21].

Bölgesel ısıtma şebekesinin enerji tüketimi ve ekonomik analizi hakkında yapılan çalışmada; İngiltere'deki bir bölgesel ısıtma şebekesi için ilk yatırım maliyetleri ile enerji tüketimini minimize edecek olan bir yaklaşım geliştirilmiştir. PSS SINCAL adlı bilgisayar programı ile farklı gidiş/dönüş sıcaklıkları ve farklı hedef basınç kayıpları (target pressure loss) dikkate alınarak simülasyonlar yapılmıştır. Farklı işletme stratejilerine göre yıllık enerji tüketimini ve maliyetlerini minimum yapacak durum araştırılmıştır. Her bir işletme stratejisi için yıllık pompa enerji tüketim maliyeti, yıllık ısı kaybı maliyeti ve toplam maliyet bulunarak karşılaştırma yapılmıştır. Düşük boru çaplarının ve izin verilen büyük basınç kayıplarının yıllık enerji tüketimini ve maliyeti minimum yaptığı ifade edilmiştir. Ayrıca, gidiş/dönüş sıcaklık farkları arttıkça toplam enerji tüketimi ve toplam maliyet azalmıştır [22].

Klasik ısıtma sistemi ile bölgesel ısıtma sisteminin karşılaştırılmalı ekserji ve eksergoekonomik analizi hakkında yapılan çalışmada; tek bir kullanıcının klasik ısıtma yöntemiyle ısınma ve sıcak su ihtiyacının karşılanması durumu ile bölgesel ısıtma yöntemiyle ısınma ve sıcak su ihtiyacının karşılanması durumunun ekserji ve eksergoekonomik analizleri yapılmıştır. Bölgesel ısıtma sisteminin ekserji verimi %4.2, klasik ısıtma sisteminin ekserji verimi %5.4 bulunmuştur. Termoekonomik açıdan bölgesel ısıtma yöntemiyle bina ısıtılması ekserji maliyeti 508 \$/GJ ve sıcak kullanım suyu maliyeti 273 \$/GJ bulunurken klasik ısıtma yöntemiyle bu değerler 686 \$/GJ ve 726 \$/GJ olarak bulunmuştur [23].

Düşük enerjili bölgesel ısıtma sistemlerinde gidiş sıcaklık artışının boru ölçülendirilmesi üzerindeki etkisi hakkında yapılan çalışmada; şebeke gidiş sıcaklığının 55 °C dönüş sıcaklığının

25 °C olması ve kış aylarında gidiş sıcaklığının artırılması durumuna göre bir boru ölçülendirme optimizasyon metodu gösterilmiştir [24].

Bölgesel ısıtma boru şebekesindeki optimum basınç düşüşünün işletme stratejilerine göre seçimi hakkında yapılan çalışmada; boru birim uzunluğundaki optimum basınç düşüşü, yıllık işletme stratejilerinin değişmesine bağlı olarak minimum maliyet sağlayacak şekilde belirlenmiştir. Bunun için matematiksel bir yöntem geliştirilmiştir [25].

Düşük sıcaklık bölgesel ısıtma sisteminin değerlendirilmesi ve fizibilitesi hakkında yapılan çalışmada; düşük sıcaklık bölgesel ısıtma yapılabilirliği (fizibilite) bölgesel ısıtma sisteminin enerji ve ekserji performansı değerlendirilerek yapılmıştır. Çalışma, tüketici, dağıtım hattı ve ısı üretim merkezinin dikkate alınması suretiyle gerçekleşmiştir. Sonuçlar düşük sıcaklık bölgesel ısıtma sisteminin yüksek ısıtma enerjisi ihtiyacı gerektiren binalarda uygun olmadığını göstermiştir. Binaların izolasyon durumunun iyileştirilerek ısıtma ihtiyacının azalabileceği ve buna bağlı olarak, düşük sıcaklık bölgesel ısıtma uygulaması yapılabileceği ifade edilmiştir. Düşük sıcaklık bölgesel ısıtmanın ekserji verimi açısından daha verimli olduğu ancak düşük sıcaklık bölgesel ısıtmada orta sıcaklık bölgesel ısıtmaya göre biraz daha büyük boru çaplarına ihtiyaç olduğu, bunun da ilk yatırım maliyetini artırdığı ifade edilmiştir [26].

Zonguldak'ta termik elektrik santrallerinin atık ısısından yararlanma ile bölgesel ısıtma ve bunun sera gazı salınımı üzerine etkisi hakkında yapılan çalışmada; Zonguldak'ta artan termik santral sayısına bağlı olarak oluşan çevre kirliliğinin, bu santrallerdeki atık ısıyı kullanarak bölgesel ısıtma yapılabileceği, bunun da hava kirliliğini azaltacağı ifade edilmiştir [27].

Çatalağzı Termik santrali atık ısısından konut ısıtılmasında yararlanılması hakkında yapılan çalışmada; santral soğutma suyunun atık ısısından ısı pompası ile santral çevresindeki konutların ısıtılması olanakları araştırılmıştır [28].

Çatalağzı Termik Elektrik Santrali ile bölgesel ısıtma yapılabilirliğin enerji analizi hakkında yapılan çalışmada; santralin yoğunlaştırıcısından atılan ısıyı azaltmak amacıyla santralin kojenerasyon sisteme dönüştürülmesi, bu amaçla santral türbininin farklı kademelerinden buhar çekilerek oluşan yeni durumun, santralin enerji performansı üzerine etkileri araştırılmıştır [29].

Bu tez çalışmasında; sadece elektrik üreten kömür yakıtlı bir termik santralin alçak basınç türbininin farklı kademelerinden ara buhar çekerek, Çatalağzı ilçesinde toplam 300 binadan oluşan beş farklı mahallenin bölgesel ısıtma yöntemiyle ısıtılması ve sıcak kullanım suyu ihtiyacının karşılanması amaçlanmıştır. Bu amaç doğrultusunda, bölgedeki mahallelerin santrale göre konumları belirlenerek, bu mahallelere sıcak suyu taşıyacak olan boru çapları, yüksek sıcaklık bölgesel ısıtma sistemi (YSBIS), orta sıcaklık bölgesel ısıtma sistemi (OSBIS) ve düşük sıcaklık bölgesel ısıtma sistemi (DSBIS) olacak biçimde üç farklı tasarım şartına göre bulunmuştur. Bölgedeki binaların ısınma ihtiyacı talepleri ve sıcak kullanım suyu ısı enerji ihtiyaçları belirlenerek, YSBIS ve OSBIS için alçak basınç türbininin ikinci kademesinden, DSBIS için üçüncü kademesinden buhar çekilerek oluşan santralin yeni halinin ve bölgesel ısıtma şebekesinin termodinamik ve termoekonomik analizleri yapılmıştır.



BÖLÜM 2

BÖLGESEL ISITMA

Bölgesel ısıtma; bir yerleşim yerindeki binaların, ticari işletmelerin, endüstriyel tüketicilerin mekan ısıtması ya da sıcak kullanım suyu ihtiyaçlarının karşılanması amacıyla bir merkezde üretilen ısının sıcak su veya buhar formunda bu tüketicilere dağıtılması olarak tanımlanır.

Bölgesel ısıtma sisteminin ilk örneği Fransa'da 14. yüzyılda kurulan, jeotermal kaynakla ısıtma yapan ve halen daha günümüzde çalışmaya devam eden Chaudes-Aigues termal istasyonudur [30]. ABD'de ilk defa 1853 yılında bir askeri okul kampüsünde kurulmuş olup New York'ta ticari olarak ilk bölgesel ısıtma sistemi 1877'de inşa edilmiştir. Kanada'da ise 1924 yılında ilk ticari işletme faaliyete geçmiştir. 1903 yılında çöp problemi yaşayan Danimarka, biriken çöpleri yakarak bir şehrin sıcak su ve ısınma ihtiyacını karşılama yoluna gitmiştir. Türkiye'de ise bölgesel ısıtma çalışmaları ilk defa 1983 yılında Dokuz Eylül Üniversitesi'nde kurulan jeotermal kaynaklı bölgesel ısıtma sistemi faaliyete geçirilerek başlamıştır.

Bölgesel ısıtma sistemlerinin gelişimi dört farklı jenerasyonda kategorize edilir [31]. Birinci jenerasyon bölgesel ısıtma sistemi 1880-1930 yılları arasında uygulanan ve ısı taşıyıcı olarak buharın kullanıldığı sistemlerdir. Bu sistemler ilk defa 1880 yıllarında ABD'de kurulmuştur. Beton kanallar içerisine yerleştirilen buhar boruları ile bölgelere buhar iletilmiştir. Günümüzde buhar kullanan bu sistemler eski bir teknoloji olarak kabul edilir. Çünkü yüksek buhar sıcaklıkları ısı kayıplarını önemli derecede artırırken, buhar patlamaları nedeniyle ciddi yaralanmalar hatta ölümler gerçekleşmiştir.

İkinci jenerasyon bölgesel ısıtma sistemleri 1930-1980 yılları arasında uygulanan, ısı taşıyıcı olarak 100 °C'nin üzerinde basınçlı suyun kullanıldığı sistemlerdir. Şebekede kullanılan bileşenler sıcak suyu taşıyan çelik borular, bina altlarındaki gövde borulu ısı değiştiriciler, büyük ve ağır vanalardır. Sovyetler Birliği bu jenerasyon ısıtma sistemini kullanmış ancak kullanımı sırasında verimliliğe önem vermemiştir. Sovyetler Birliği dışındaki ikinci jenerasyon bölgesel ısıtma uygulamaları biraz daha gelişmiştir. Hatta bazı ülkelerde yakıt tasarrufu

sağlamak amacıyla birleşik ısı güç çevrimi ile çalışan bölgesel ısıtma sistemleri kurulmuştur. Yüksek sıcaklık bölgesel ısıtma sistemi (YSBIS) olarak da ifade edilebilir.

Üçüncü jenerasyon bölgesel ısıtma sistemleri 1980'lerde uygulanmaya başlanan, ısı taşıyıcı olarak hala basınçlı sıcak suyun kullanıldığı, ancak şebeke gidiş sıcaklığının 100 °C'nin altında olduğu bölgesel ısıtma sistemleridir. Üçüncü jenerasyon bölgesel ısıtma sistemlerinin çoğu üreticisi İskandinav olduğundan, İskandinavya bölgesel ısıtma teknolojisi olarak da bilinir [31]. Şebekenin tipik bileşenleri, doğrudan toprağa gömülü önizolasyonlu borular, paslanmaz çelik ısı değiştiricilerdir. Üçüncü jenerasyon bölgesel ısıtma sisteminin gelişmesini tetikleyen unsur petrol krizleri olup, enerji arz güvenliğinin tehlikeye girmesidir. Bu durumdan endişe duyan ülkeler, yüksek verimli birleşik ısı güç santralleri ile bölgesel ısıtma sistemlerinin gelişmesine öncülük etmişlerdir. Birleşik ısı güç santrallerinde yakıt olarak kömür/biyokütle kullanmışlardır. Bazı ülkeler atıklardan elde ettikleri enerji ile ısıtma sağlarken, bazı ülkelerde güneş/jeotermal gibi kaynaklar takviye olarak kullanılmıştır. Orta sıcaklık bölgesel ısıtma (OSBIS) sistemi olarak da ifade edilebilir.

Dördüncü jenerasyon bölgesel ısıtma sistemi ile çalışmalar bilim dünyasının bölgesel ısıtma alanında ilgi duyduğu popüler bir konudur [31]. Danimarka, dördüncü nesil bölgesel ısıtma sistemlerinin gelişmesine öncülük etmektedir. Teknolojinin ilerlemesine bağlı olarak gelişen enerji verimli binaların inşası, dördüncü nesil bölgesel ısıtma sistemlerinin uygulanabilirliğini mümkün yapmaktadır. Dördüncü nesil bölgesel ısıtma sistemlerinde binalara giden suyun sıcaklığı 60 °C, dönüş sıcaklığı ise 30 °C'dir. Hatta bazı uygulamalarda ultra düşük sıcaklık bölgesel ısıtma sistemleri olarak da tabir edilen gidiş sıcaklığının 45-55 °C dönüş sıcaklığının ise 25 °C olduğu sistemler için çalışmalar yapılmaktadır. Dördüncü jenerasyon bölgesel ısıtma sistemlerinde kullanılan borular önizolasyonlu esnek (flexible) borulardır (ya da ikiz borular). Bina içinin ısıtılması zeminden ısıtma ya da düşük sıcaklık radyatörleri ile sağlanmaktadır. 2020 yılından sonra dördüncü jenerasyon bölgesel ısıtma sisteminin uygulanabileceği düşünülmektedir. Dördüncü jenerasyon bölgesel ısıtma sistemlerinde ısı üretimi, atık ısıların büyük ısı pompalarında kaynak olarak kullanılması ya da yenilenebilir enerji ile sağlanmaktadır. Son on yıldır solar bölgesel ısıtma sistemleri bazı ülkelerde uygulamaya konmuştur. Düşük sıcaklık bölgesel ısıtma sistemi (DSBIS) olarak da ifade edilebilir. Tüm bu dört farklı bölgesel ısıtma jenerasyonları hakkında özet bilgi Çizelge 2.1'de verilmiştir.

Çizelge 2.1 Bölgesel ısıtma sistemi jenerasyonları.

| | Buhar | YSBIS | OSBIS | DSBIS |
|--------------------------|--------------|--|--|----------------------------------|
| Jenerasyon | Birinci | İkinci | Üçüncü | Dördüncü |
| Uygulama yılları | 1880-1930 | 1930-1980 | 1980-2020 | 2020-2050 |
| Gidiş/Dönüş sıcaklıkları | > 100°C | 120/70°C | 90/50°C | 60/30°C |
| Isı taşıyan akışkan | Buhar | Basınçlı sıcak su | Basınçlı sıcak su | Ilık su |
| Boru tipi | Çelik boru | Çelik boru | İzolasyonlu çelik boru | İzolasyonlu esnek boru |
| Isı üretimi | Kömür kazanı | Kömür-pertol kazanları ve kojenerasyon | Atık ve biyokütle kojenerasyonları ile fosil yakıt kazanları | Atık ısı ve yenilenebilir enerji |

2.1 BÖLGESEL ISITMA SİSTEMİ TEMEL BİLEŞENLERİ

Bölgesel ısıtma sistemleri üç temel bileşenden meydana gelir (Şekil 2.1).

1. Isı üretim merkezi
2. Boru şebekesi
3. Tüketici bağlantısı (direkt veya indirekt bağlantı)

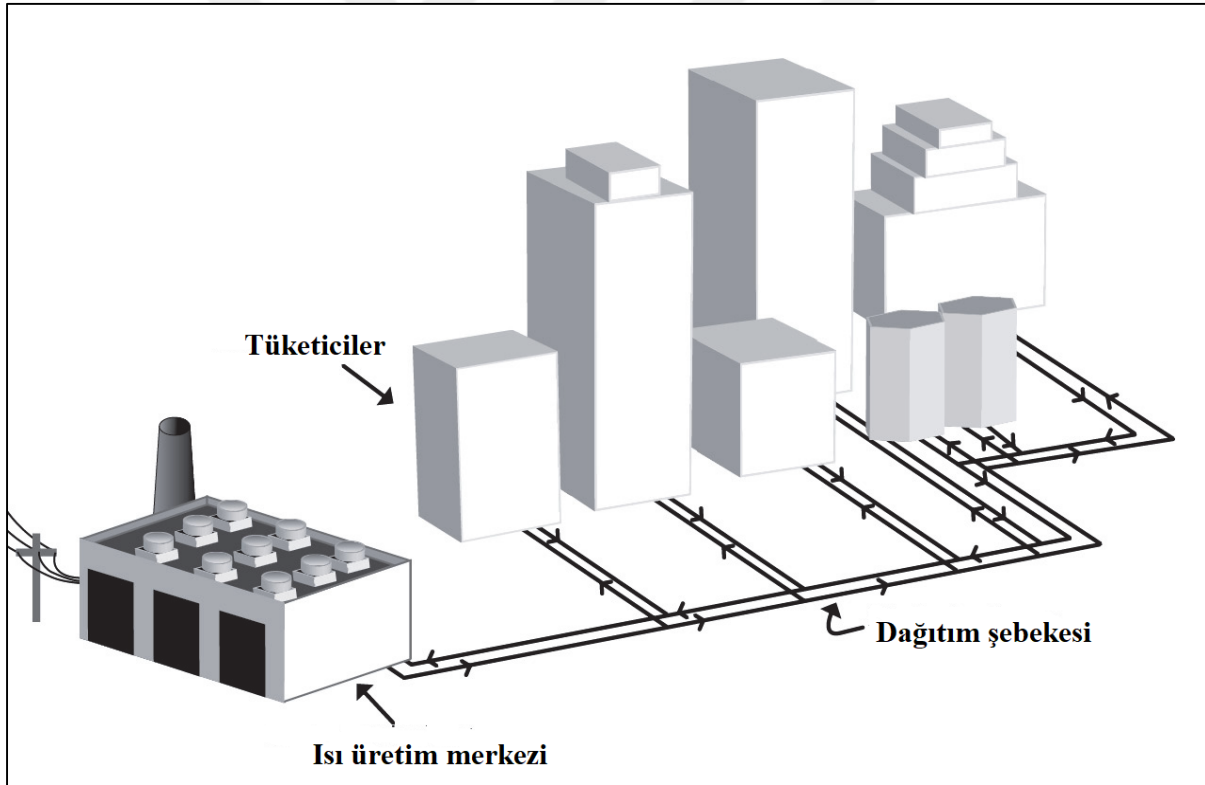
Bu bileşenlerin her biri aşağıda açıklanacaktır.

2.1.1 Isı Üretim Yöntemleri

Bölgesel ısıtma sistemlerinde ısı üretimi; ısı üretim kazanları (buhar veya sıcak su), birleşik ısı ve güç üretim santralleri (kojenerasyon santralleri) ve ısı pompaları (düşük sıcak kaynağı olan jeotermal ve diğer sıcak su kaynakları) ile üretilebilir. Birleşik ısı güç üretim sistemi ya da kojenerasyon; elektrik ve ısı enerjisinin aynı anda tek bir enerji kaynağından üretildiği sistem olarak bilinir. Çevreye atılacak olan ısı enerjisi, kojenerasyon sistemler ile faydalı enerjiye dönüştürülerek birincil enerji kaynağının daha etkin kullanılması sağlanır. Kojenerasyon sistemler genellikle buhar türbinleri, gaz türbinleri ve/veya pistonlu motorlardan oluşan

sistemlerdir. Isı üretim merkezinde sıcak su veya buhar, aşağıda belirtilen yöntemler ile üretilir.

- Sadece ısının üretildiği merkez. Fosil yakıtlar veya biokütle yakıt olarak kullanılabilir.
- Buhar çevrimli birleşik ısı ve güç santrali: Tüm fosil yakıtlar veya biyoyakıt.
- Gaz türbinli birleşik ısı ve güç santrali: Yakıt olarak petrol, gaz, kömür sentez gazı, biyoyakıt.
- İçten yanmalı birleşik ısı güç santrali: Yakıt olarak petrol, gaz, kömür sentez gazı, biyoyakıt.
- Isı pompası: Atık su, deniz suyu, jeotermal kaynak, endüstriyel atık ısı, soğutma sistemlerindeki ısı geri kazanımı.
- Direkt kullanımlı jeotermal kaynak.



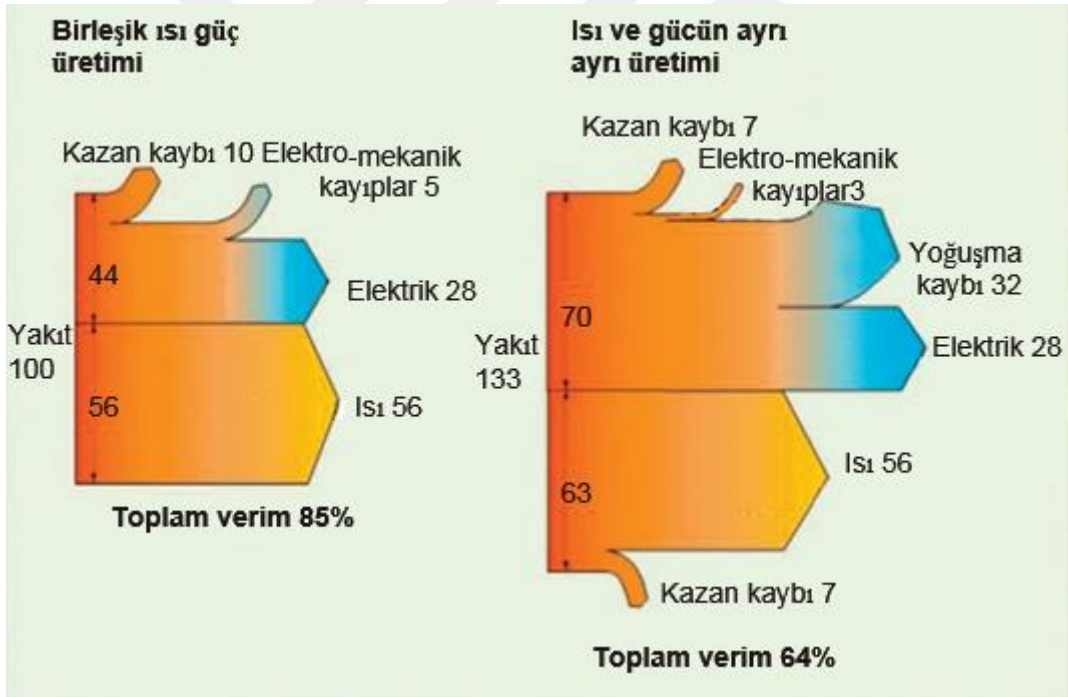
Şekil 2.1 Bölgesel ısıtma sisteminin temel bileşenleri [32].

2.1.1.1 Konvansiyonel Isı Üretim Kazanları

Bölgesel ısıtma sistemlerinin gelişimi, ısı üreten kazanların inşası ile başlamıştır. İlk yatırım maliyetlerinin düşük olması ilk aşamada tercih nedeni olabilir. Ancak bölgesel ısıtma

sisteminin büyümesi ve daha fazla ısı yüküne ihtiyaç duyulması halinde; doğalgaz, petrol, kömür, çöp veya biyoyakıtı birincil enerji kaynağı olarak kullanan kojenerasyon sistemlerin kurulmasını daha anavtajlı hale getirir.

Uygun bir ısı üretim kazanının seçilmesi için birkaç faktörün göz önüne alınması gerekir. Temel düşünce ısıtma uygulamasında sıcak suyun veya buharın kullanılıp kullanılmayacağıdır. Eğer ısıtma yapılacak alanda sadece mekan ısıtması ve sıcak kullanım suyu ihtiyacı var ise sıcak su üreten kazanlar tercih edilir. Ancak mutfak, çamaşırhane, sterilizasyon gibi sıcak buharın kullanılmasını gerektiren alanlar var ise buhar üreten kazanlar tercih edilir. Buharın üretildiği kazanlarda bölgeye iletilen buhar, bir ısı değiştiricisinden geçirilerek sıcak su haline getirilir ve mekan ısıtması sağlanır. Başka bir alternatif ise sadece sıcak su üreten kazandan bölgeye iletilen sıcak su, bina içinde bulunan başka bir buhar kazanından geçirilir ve bu buhar kazanında üretilen buharın ön ısıtması sağlanabilir.

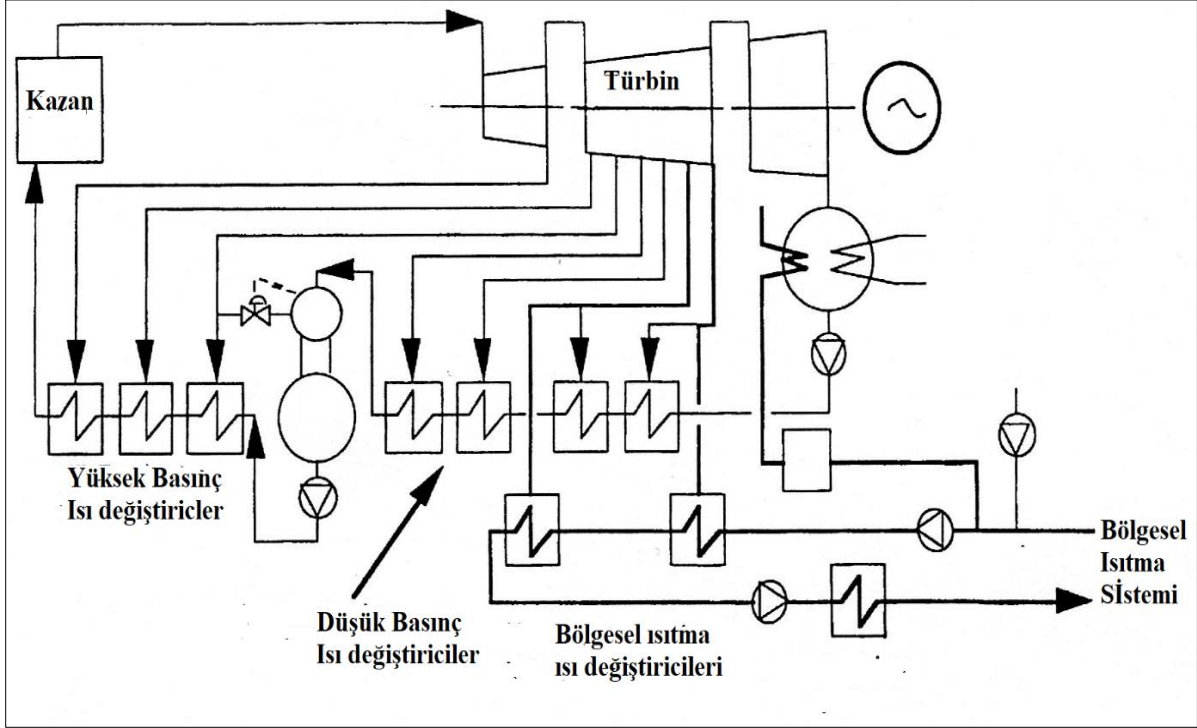


Şekil 2.2 Birleşik ve ayrı ısı güç üretim sistemlerinin enerji akışları.

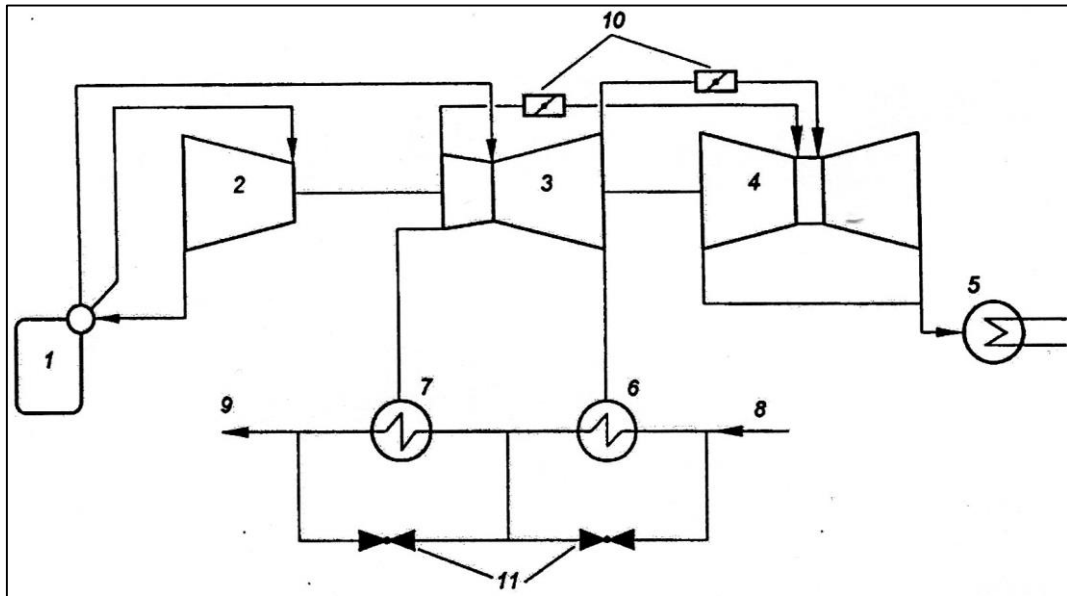
2.1.1.2 Bölgesel Isıtma İçin Birleşik Isı Güç Çevrimleri

Birleşik ısı güç çevrim santralleri, elektriğin ve ısının aynı anda üretildikleri sistemlerdir. Birleşik ısı güç üretim santralleri, elektriğin ve ısının ayrı ayrı üretildiği sistemlere kıyasla %30-40 seviyesinde daha az yakıt kullanırlar. Şekil 2.2’de birleşik ve ayrı iki farklı sistem için enerji

şebekesindeki suyun ısıtılması gerçekleştirilmiştir. Buhar türbininin daha alçak basınç kademesinden çekilen buhar, şebeke suyuna ön ısıtma yapmakta, daha yüksek basınç kademesinden çekilen buhar ile şebeke suyu istenilen sıcaklığa getirilmektedir.



Şekil 2.4 Buhar türbinli bölgesel ısıtma sistemi [32].

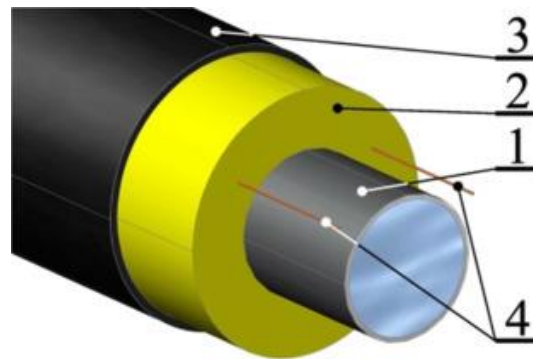


Şekil 2.5 Orta basınç türbininden çekilen buhar ile bölgesel ısıtma [32].

Şekil 2.5'te ise orta basınç türbininden çekilen buhar ile bölgesel ısıtma uygulaması gösterilmiştir. Şekil 2.5'te gösterilen numaralardan 1, Kazan, 2, Yüksek basınç türbini, 3, Orta basınç türbini, 4, Alçak basınç türbini, 5, Yoğuşturucu, 6, Bölgesel ısıtma birinci kademe ısı değiştiricisi, 7, Bölgesel ısıtma ikinci kademe ısı değiştiricisi, 8, Bölgesel ısıtma şebeke dönüş suyu, 9, Bölgesel ısıtma şebeke gidiş suyu, 10, Kelebek vana, 11, By pass hattını ifade etmektedir.

2.1.2 Bölgesel Isıtma Sistemi Boru Şebekesi

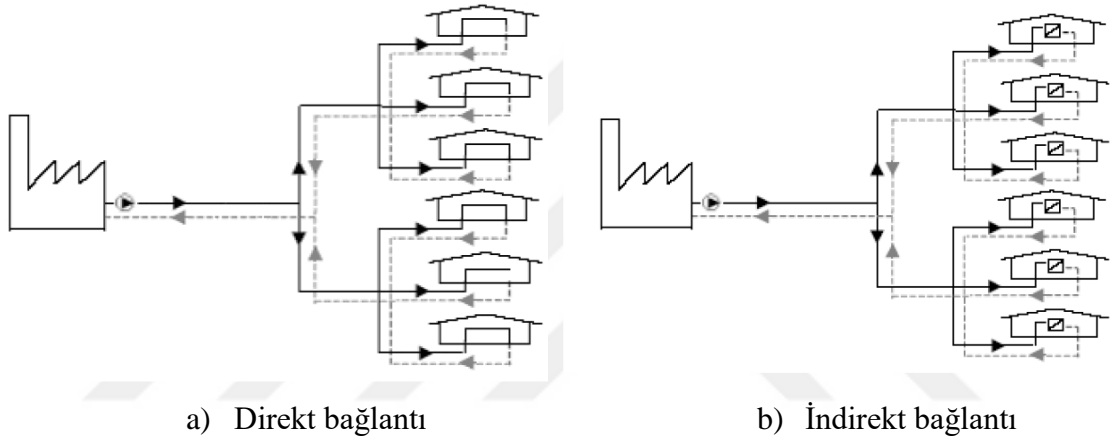
Bölgesel ısıtma sistemlerinde ısı kaynağında üretilen sıcak su, önizolasyonlu borular ile tüketiciye iletilir. Önizolasyonlu borular, bölgesel ısıtma sistemlerinde sıklıkla tercih edilen borulardır. Sıklıkla tercih edilme nedeni, sıcak suyun iletimi esnasında ısı kayıplarının minimize ediliyor olmasıdır. Bu boruların tüketiciye kadar döşeme sistemi yer üstü ve yer altı sistemler olarak ikiye ayrılır. Ancak yer üstü sistemler çok fazla tercih edilmez. Yer altı sistemler ise güvenlik ve estetik açısından daha elverişli olduğundan sıklıkla tercih edilen sistemlerdir. Güvenlikle ilgili olan tarafı araç ve yaya trafiğini engellemektir. Ancak boruların yer altına yerleştirme biçimleri birtakım zorlukların ortaya çıkmasına neden olur. Malzeme seçimi, tasarımı, inşası ve bakımı bu zorlukların başlıca olanlarıdır. Aynı zamanda boruların yer altına yerleştirme biçimleri de farklılık gösterir. Yer altına direkt gömme, yer altında tüneller kazıp boruları içine yerleştirmek gibi değişik uygulamalar mevcuttur. Şekil 2.6'da tipik bir önizolasyonlu boru konfigürasyonu gösterilmiştir. Şekil 2.6'da 1: Çelik boru, 2:Yalıtım, 3: Kılıf boru, 4: Kablo alarm sistemini göstermektedir.



Şekil 2.6 Önizolasyonlu boru [33].

2.1.3 Tüketici Bağlantısı

Sıcak su ile ısıtma yapılan bölgesel ısıtma uygulamalarında ev içi ısıtma sisteminde radyatörler sıklıkla kullanılır. Radyatörler bölgesel ısıtma boru şebekesine ya direkt ya da indirekt olarak bağlanır. Direkt olarak şebekeye bağlanmadan kasıt, bölgesel ısıtma sistemi ana dağıtım borularında (primer devre) dolaşan sıcak suyun direkt olarak radyatörden geçirilmesidir. İndirekt bağlanma biçiminde ise bina altına bir ısı değiştiricisi yerleştirilir. Bu ısı değiştiricisinde, birincil (primer) devre olarak adlandırılan ana dağıtım hattından gelen sıcak su, sahip olduğu enerjinin bir kısmını radyatörden çıkıp ikincil (sekonder) devreden gelen suya aktarır [34]. Şekil 2.7’de direk ve indirekt bağlantı yöntemleri gösterilmiştir.



Şekil 2.7 Bölgesel ısıtma sistemi bağlantı yöntemleri [34].



BÖLÜM 3

BÖLGESEL ISITMA SİSTEMİNİN TASARIMI

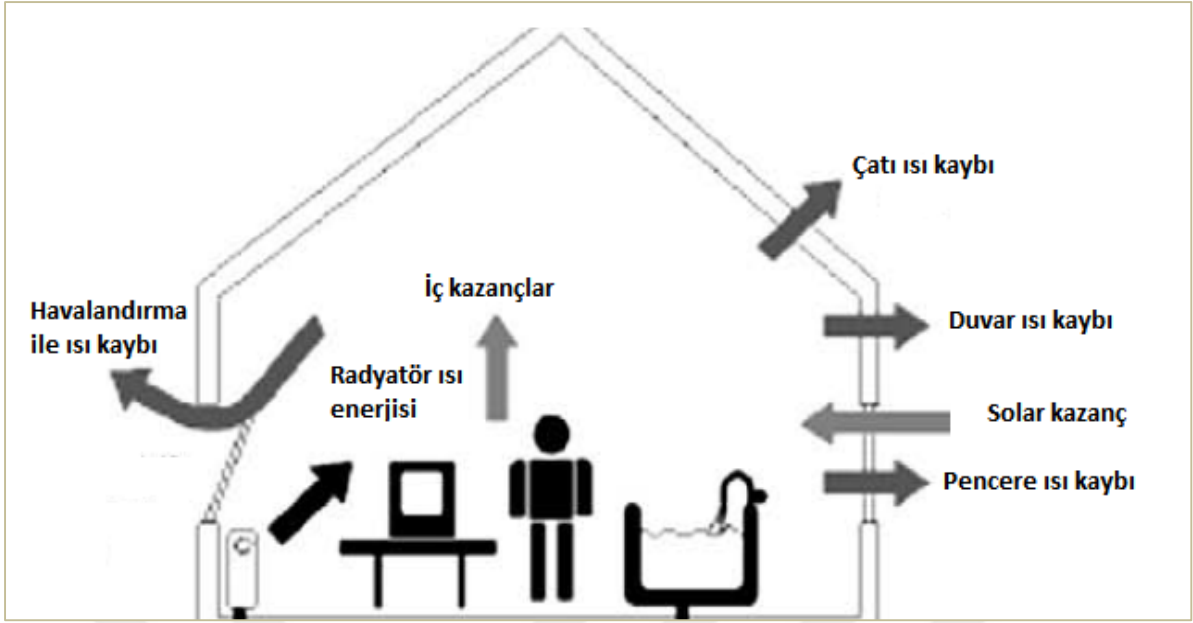
Bölgesel ısıtma sisteminde bir ısı üretim merkezinde üretilen sıcak su, boru şebekesi olarak adlandırılan yer altından geçen önizolasyonlu borular ile binalara iletilir. Konutlara gelen sıcak su, bina içerisine yerleştirilen ve bina alt istasyonu olarak ifade edilen bina alt eleman(ları)na girer. İndirekt bağlantı biçiminde boru şebekesinden gelen sıcak su, binaların ısıtılması amacıyla bir ısı değiştiricisine, sıcak kullanım suyunu ısıtmak için bir sıcak su depolama tankına (boiler) girer. Direkt bağlantı biçiminde bina alt istasyonunda ısı değiştiricisi olmadığından, boru şebekesinden gelen su ısıtma için direkt radyatöre girer.

Bu bölümde bölgesel ısıtma sisteminin termal tasarımı için öncelikle bir binanın ısıtma yükü bulunacaktır. Bina ısıtma yükü için TS 825 standartlarına göre izolasyonlu bir bina seçilerek ısıtma yükü hesaplanmıştır. Bina içerisinde bulunan radyatör için basit bir model geliştirilmiştir. Buradaki amaç ise, farklı işletme şartlarında radyatörün giriş ve çıkış sıcaklıklarını belirleyebilmektir. Bina alt istasyonuna yerleştirilmesi planlanan plakalı ısı değiştiricinin giriş/çıkış sıcaklıklarını bulabilmek için temel enerji denklemleri kullanılmıştır. Sıcak su depolama tankının tasarımında ise TS 1258 numaralı Temiz Su Tesisatı Hesap Kuralları standardı esas alınmıştır. Son olarak bölgesel ısıtma boru şebekesinin tasarımı için, boru çapı hesabı, pompa gücü hesabı ve borulardaki ısı kaybı hesabı için gerekli denklemler geliştirilmiştir.

3.1 REFERANS BİNA ISI KAYBININ BELİRLENMESİ

Binanın ısı kaybı hesaplarında TS 825 binalarda ısı yalıtım kuralları standardı esas alınarak hesaplamalar yapılmıştır.

Bir binanın ısı kaybının belirlenmesinde ilk olarak iletim, taşınım, sızıntı (her üçü birlikte transmisyon olarak adlandırılır) ve havalandırma yoluyla olan ısı kayıpları hesaplanır.



Şekil 3.1 Bina ısı enerjisi giriş çıkışları [17].

Transmisyon ile ısı kayıpları binanın dış duvarı, tavan, zemin, cam, kapı, betonarme ve hava sızıntıları ile gerçekleşir. Transmisyon ile gerçekleşen toplam ısı kaybı, her bir yüzeyde gerçekleşen ısı kayıplarının toplamıdır.

$$\dot{Q}_T = \sum U_y \times A_y \times (1 - b) \times (T_i - T_0) \quad (3.1)$$

Burada \dot{Q}_T (W) transmisyon ile olan toplam ısı kaybı, U_y (W/m^2K) y yüzeyindeki toplam ısı geçirgenlik katsayısı, A_y (m^2) yüzeyi alanı, T_i ($^{\circ}C$) iç ortam sıcaklığı, T_0 ($^{\circ}C$) dış hava sıcaklığı, b bina yapı elemanının sıcaklık faktörüdür. Sıcaklık faktörü, bina elemanın baktığı yüzeydeki ortamın sıcaklığı dış hava sıcaklığından farklı olduğu durumlarda kullanılır. Bu çalışmada bina elemanlarının dış yüzeylerinin tamamı çevreye baktığından b değeri 0 alınmıştır [35].

Havalandırma ile ısı kaybı ise 3.2 denklemini kullanılarak hesaplanır.

$$\dot{Q}_V = (\rho_{hava} \times c_{p,hava} \times V \times n_d) \times (T_i - T_0) \quad (3.2)$$

Burada \dot{Q}_V (W) havalandırma ile olan toplam ısı kaybı, ρ_{hava} (m^3/kg) havanın özkütlesi, $c_{p,hava}$ (J/kgK) havanın özgül ısısı, V (m^3 , $V = 0.8 \times V_{brüt}$) havalandırılan hacim ve n_d havanın değişim oranıdır. Doğal havalandırmada $n_d = 0.8$ alınır.

Isı kayıpları hesaplandıktan sonra ısı kazançları hesaplanmalıdır. Isı kazançları da solar kazançlar ve iç kazançlar olmak üzere ikiye ayrılır.

Solar kazanç:

$$\dot{Q}_S = \sum I_{i,j} \times F_w \times g_w \times r_{i,j} \times A_i \quad (3.3)$$

Burada \dot{Q}_S (W) solar kazanç, $I_{i,j}$ (W/m^2) verilen bir andaki solar radyasyon, F_w düzeltme faktörü (0.8), g_w yüzeye dik gelen ışın için güneş enerjisi geçirme faktörü (0.5), $r_{i,j}$ saydam yüzeylerin ortalama gölgelenme faktörü (0.8), A_i i yönündeki toplam pencere alanıdır.

İç kazanç:

$$\dot{Q}_i = k \times A_n \quad (3.4)$$

Burada \dot{Q}_i (W) iç kazanç, k (W/m^2) kullanılan birim alan başına iç kazanç (konutlarda ve normal donanımlı binalarda $5 W/m^2$ alınabilir), A_n (m^2) birim kullanım alanı olup $A_n = 0.32 \times V_{brüt}$ olarak hesaplanır. $V_{brüt}$ binanın toplam iç hacmidir.

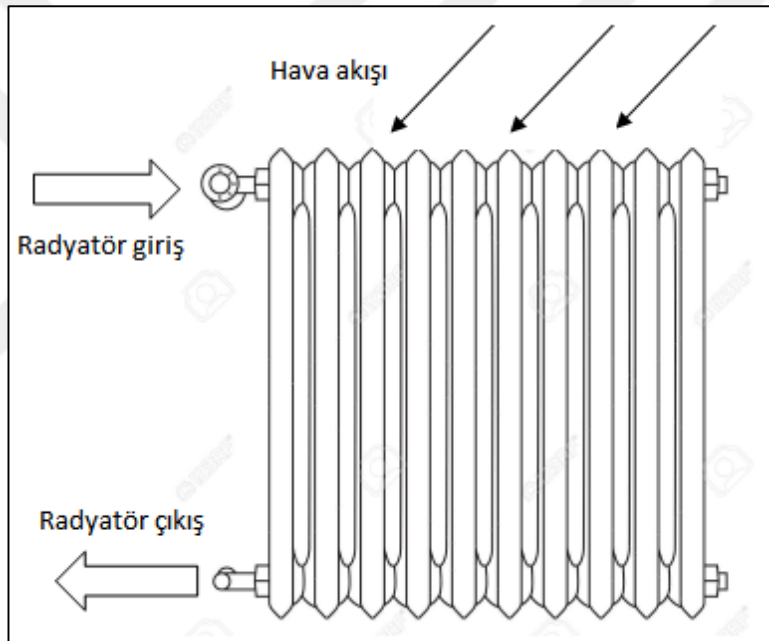
Termodinamiğin birinci yasası bina kabuğu için uygulandığında binanın toplam ısı kaybı

$$\dot{Q}_{ISITMA,BİNA} = (\dot{Q}_T + \dot{Q}_V) - (\dot{Q}_S + \dot{Q}_i) \quad (3.5)$$

şeklinde bulunur. Burada $\dot{Q}_{ISITMA,BİNA}$ binanın toplam ısı kaybıdır.

3.2 MAHAL ISITMADA KULLANILAN RADYATÖR İÇİN BASİT BİR MODEL

Binalarda yaygın bir şekilde kullanılan radyatörler çapraz akışlı (birincil akışkan su, ikincil akışkan hava) ısı değıştirciler olarak düşünölebilir [36]. Radyatöre giren suyun sıcaklığı $T_{RAD,g}$; radyatör çıkışında ısısının bir kısmını ısıtılan ortama taşınım ve radyasyon yoluyla transfer ederek radyatör çıkış sıcaklığı $T_{RAD,d}$ değerine düşer. Dolayısıyla radyatör yüzey sıcaklığı radyatörün farklı yerlerinde değışkenlik gösterir. Ancak basit bir radyatör dizaynında radyatör yüzey sıcaklığının radyatör boyunca değışmediğı kabul edilir. Aynı zamanda oda sıcaklığı T_i 'nin de radyatör uzunluğı boyunca sabit kaldığı kabul edilir. Çapraz akışlı ısı değıştircisi olarak değerdendirilen radyatörün şematik gösterimi Şekil 3.2'de gösterilmiştir.



Şekil 3.2 Basit bir radyatör.

Bir mahallin ısı talebi, çevre sıcaklığına bağılı olarak değışir. İhtiyaç duyulan ısı talebi, radyatör giriş sıcaklığı ya da radyatörde dolaşan sıcak su debisi değıştirilerek karşılanır. Bu değışikliklerin sonunda radyatör çıkış sıcaklığı da değışir. Yapılan deneysel çalışmalar sonunda dizayn durumu ile mevcut durum arasında analitik bir ilişki kurulmuştur. Buna göre radyatörün vermiş olduğı ısının da mahal ısıtmada ihtiyaç duyulan \dot{Q}_{ISITMA} 'ya eşit olduğunu kabul ederek;

$$\frac{(\dot{Q}_{ISITMA})_a}{(\dot{Q}_{ISITMA})_0} = \left[\frac{(T_{LTMD})_a}{(T_{LTMD})_0} \right]^n \quad (3.6)$$

olur. Burada;

\dot{Q}_{ISITMA} : Radyatör ısı çıkışı (W) (radyatörün vermiş olduğu ısının mahal ısıtmaya eşit olması durumuna göre),

T_{LTMD} : Logaritmik ortalama sıcaklık farkı (°C),

n : 1.3 olacak biçimde deneysel sabit.

Çalıştırma koşullarını temsil eden alt indislerden;

a : Mevcut durum

0 : Dizayn durumunu

ifade eder.

Logaritmik ortalama sıcaklık farkı T_{LTMD} dizayn ya da mevcut durumdaki sıcaklıklar alınarak;

$$T_{LTMD} = \frac{(T_{RAD,g} - T_i) - (T_{RAD,d} - T_i)}{\ln(T_{RAD,g} - T_i) - \ln(T_{RAD,d} - T_i)} = \frac{T_{RAD,g} - T_{RAD,d}}{\ln\left(\frac{T_{RAD,g} - T_i}{T_{RAD,d} - T_i}\right)} \quad (3.7)$$

şeklindedir. Burada;

T_{LTMD} : Logaritmik ortalama sıcaklık farkı (°C)

$T_{RAD,g}$: Radyatör giriş sıcaklığı (°C)

$T_{RAD,d}$: Radyatör dönüş sıcaklığı (°C)

T_i : İç ortam sıcaklığı (°C)

ifade eder.

Uygulamalarda genellikle mevcut durum radyatör giriş sıcaklığı $(T_{RAD,g})_a$ bilinir. Radyatörün ortama verdiği ısıyı bulmak için mevcut durum radyatör dönüş sıcaklığını $(T_{RAD,d})_a$ bilmek gerekir. Mevcut durum radyatör dönüş sıcaklığı $(T_{RAD,d})_a$ ise radyatör giriş sıcaklığı $(T_{RAD,g})_a$ ve dizayn ve mevcut durum ısıtma yüklerine bağlı olarak 3.6 ve 3.7 denklemlerinin ortak çözümünden bulunur. Bu durumda mevcut durum radyatör dönüş sıcaklığı $(T_{RAD,d})_a$;

$$(T_{RAD,d})_a = T_i + \left\{ (T_{RAD,g} - T_i)_a / \exp \left[\left(\frac{(\dot{Q}_{ISITMA})_a}{(\dot{Q}_{ISITMA})_0} \right)^{-1/n} (T_{RAD,g} - T_{RAD,d})_a / (T_{LTMD})_0 \right] \right\} \quad (3.8)$$

olur. Bu denklem kapalı bir denklemdir ve çözümü iteratif metotların kullanılmasını gerektirir. Ya da uygun bir denklem çözücü programı ile bu denklem çözülebilir.

Geliştirilen model sayesinde $(T_{RAD,d})_a$ 'nın bulunmasıyla herhangi bir mevcut durum anında tüketicilerin ihtiyaç duydukları akış debisi enerji dengesinden yola çıkılarak bulunabilir.

Radyatörü kontrol hacmi olarak seçip enerjinin korunumu uygulanırsa;

$$\dot{Q}_{ISITMA} = \dot{m}_{RAD} c_p (T_{RAD,g} - T_{RAD,d}) \quad (3.9)$$

olur. Burada c_p suyun sabit basınçta özgül ısıdır ($kJ/kg^{\circ}C$). Böylelikle mevcut durumda radyatörde dolaşan su debisi, dizayn durumunda ihtiyaç duyulan debi ile ilişkilendirilerek denklem 3.10 elde edilir.

$$\frac{(\dot{m}_{RAD})_a}{(\dot{m}_{RAD})_0} = \frac{(\dot{Q}_{ISITMA})_a (T_{RAD,g} - T_{RAD,d})_0}{(\dot{Q}_{ISITMA})_0 (T_{RAD,g} - T_{RAD,d})_a} \quad (3.10)$$

Burada;

$\dot{m}_{RAD,a}$: Mevcut durumda radyatörde dolaşan sıcak su debisi,

$\dot{m}_{RAD,0}$: Dizayn durumunda radyatörde dolaşan sıcak su debisini,

ifade eder. Bu denklem içerisinde değişken olarak bulunan $(T_{RAD,d})_a$ sıcaklığı denklem 3.8’de verilen ifade ile birleştirilirse $(\dot{m}_{RAD})_a$ debisi;

$$\frac{(\dot{m}_{RAD})_a}{(\dot{m}_{RAD})_0} = \frac{(\dot{Q}_{ISITMA})_a}{(\dot{Q}_{ISITMA})_0} \frac{(T_{RAD,g} - T_{RAD,d})_0}{(T_{RAD,g})_a - T_i - \left[\frac{(T_{LTMD})_0^2}{(T_{RAD,g})_a - T_i} \left(\frac{(\dot{Q}_{ISITMA})_a}{(\dot{Q}_{ISITMA})_0} \right)^{2/n} \right]} \quad (3.11)$$

biçiminde hesaplanır. Radyatörlerde debinin değişmesi ancak radyatördeki su akışını sağlayan pompanın değişken devirli pompa olmasıyla mümkündür.

3.3 BİNA ALT İSTASYONU

3.3.1 Sıcak Kullanım Suyu Isı Talebi ve Sıcak Su Depolama Tankı (Boyer) Tasarımı

Bölgesel ısıtma uygulamalarında konutların ısıtılmasının yanı sıra tüketicilerin sıcak kullanım suyu ihtiyacı da karşılanır. Sıcak kullanım suyu tüketicilerin banyo, mutfak gibi alanlarda ihtiyaç duydukları sıcak sudur. Bu ihtiyaçlara aynı zamanda çamaşır, bulaşık vb. makinelerde kullanılan sıcak su da eklenebilir. Bu çalışmada sıcak kullanım suyu ihtiyaçlarını belirleme ve boyler dizayn esaslarında TS 1258 numaralı Temiz Su Tesisatı Hesap Kuralları standardı esas alınmıştır.

Boyer; sıcak kullanım suyunu hazırlayıp tüketiciye gönderen cihazlardır. Sıcak suyun kullanılmadığı esnada depolama tankında sıcak kullanım suyunu hazırlamaya devam eder ve kullanıcıya hazırlar. Sıcak kullanım suyunun sıcaklığı tüketicinin kullanım yerine göre değişir. Örneğin lavaboda 41 °C, duş ve küvetlerde 43 °C sıcaklığı tercih edilirken, ticari çamaşırhanelerde 60-82 °C sıcaklığında sıcak kullanım suyu tercih edilir. Son yıllarda literatürde bölgesel ısıtma ile ilgili yapılan çalışmalar 4. Jenerasyon bölgesel ısıtma uygulamaları olarak da bilinen düşük sıcaklık bölgesel ısıtma uygulamaları üzerinedir [31]. Düşük sıcaklıklı bölgesel ısıtma uygulamalarında amaç şebeke sıcaklığını 55/25°C civarında tutmaktır [21]. Ancak bu tip uygulamada sıcak kullanım suyu sıcaklığı 55 °C altında olacağından hızlı çoğalma sıcaklığı 25-45 °C olan lejyonella bakterisi riski ortaya çıkmaktadır [37]. Bu nedenle lejyonella bakteri üretimini önlemek için boyler tasarımında dizayn sıcaklığı 55 °C seçilir [6].

Binalarda kullanılması düşünölen boyler serpantin gücü

$$\dot{Q}_{SKS,BİNA} = \dot{m}_{SKS,BİNA} c_p (T_{SKS} - T_{SOĞUK}) \quad (3.12)$$

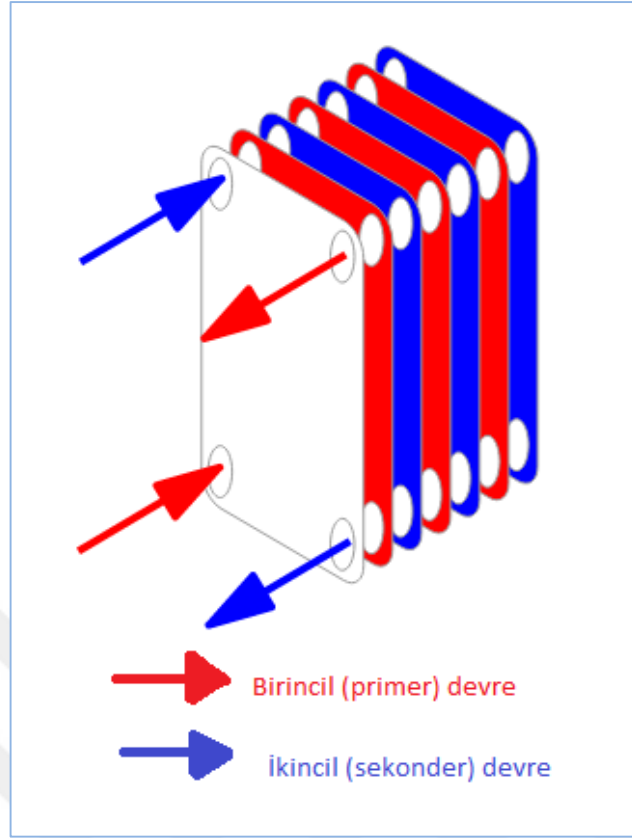
şeklindedir. Burada $\dot{Q}_{SKS,BİNA}$ ihtiyaç duyulan boyler ısıtıcı serpantin gücünü (kW), $\dot{m}_{SKS,BİNA}$ sıcak kullanım suyu ihtiyacını (kg/s) T_{SKS} : sıcak kullanım suyu sıcaklığını (55 °C), $T_{SOĞUK}$ temiz su sıcaklığını (10 °C) gösterir.

Merkezi sistemlerde sıcak kullanım suyu ihtiyacı $\dot{m}_{SKS,BİNA}$ belirlenirken, kullanım yerlerinin hepsinin aynı anda çalışma olasılığı çok düşük olduğundan anlık tüm sıcak kullanım suyu ihtiyacı olan yerlerdeki debi toplamı bir kullanım eş zaman faktörü ile çarpılır. Tasarım sonuçları kısmında örnek binanın sıcak kullanım suyu ısı ihtiyacı detaylı açıklanacaktır.

3.3.2 Mahal Isıtma İçin Kullanılan Isı Değiştiricisi

Çapraz akışlı plakalı ısı değiştiriciler bölgesel ısıtma uygulamalarında yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Bu çalışmada bina alt istasyonunda mahal ısıtmada kullanılan radyatöre sıcak su hazırlayıcısı olarak plakalı ısı değiştiricisi tercih edilmiştir. Aynı zamanda çalışmanın amacı ekserji ve termoekonomik analizleri yapmak olduğundan plakalı ısı değiştiricisindeki tersinmezlikleri bulmak için ısı değiştiricisi dönüş sıcaklığını bulmak gerekir. Şekil 3.3 farklı debi ve sıcaklıklarda hem birincil (primer) hem de ikincil (sekonder) devreyi içeren basit bir plakalı ısı değiştiricisini göstermektedir.

Şekil 3.3 göz önüne alınarak birincil ve ikincil devre arasındaki toplam ısı geçişi; bina içi dağıtım hattındaki borularda ısı kaybının olmadığı, ısı değiştiricisinde ısı kaybı olmadığı varsayımıyla kinetik ve potansiyel enerjilerin değişiminin göz ardı edilmesiyle ve sabit özgül ısı yaklaşımıyla plakalı ısı değiştiricisinde elde edilen ısı \dot{Q}_{ISITMA} olur ve enerjinin korunumu uygulanarak;



Şekil 3.3 Plakalı ısı değıştirici.

$$\dot{Q}_{ISITMA} = (\dot{m}_{RAD})_a c_p (T_{RAD,g} - T_{RAD,d})_a \quad (3.13)$$

ve

$$\dot{Q}_{ISITMA} = (\dot{m}_{PID})_a c_p (T_{BIS\$,g} - T_{BIS\$,d})_a \quad (3.14)$$

olur. Burada $(\dot{m}_{BIS\$,g})_a$ mevcut durumdaki bölgesel ısıtma şebekesinden plakalı ısı değıştiriciye giren küte debisini, $(T_{BIS\$,g})_a$ mevcut durumdaki bölgesel ısıtma şebekesi gidiş sıcaklığını, $(T_{BIS\$,d})_a$ mevcut durumdaki bölgesel ısıtma şebekesi dönüş sıcaklığını gösterir. Bu durumda birincil devre dönüş sıcaklığı $(T_{BIS\$,d})_a$,

$$(T_{BIS\$,d})_a = (T_{BIS\$,g})_a - \frac{(\dot{m}_{RAD})_a}{(\dot{m}_{PID})_a} (T_{RAD,g} - T_{RAD,d})_a \quad (3.15)$$

olarak bulunur.

3.4 BORU ÇAPLARININ BELİRLENMESİ

Bölgesel ısıtma şebekelerindeki önizolasyonlu boru seçimleri, sistem dizaynının en önemli parametrelerinden birini içerir. Dizayn aşamasında boru çapı belirlemek, araştırmacıların da birçok çalışma yaptığı ilgi çekici bir alandır. Çünkü bölgesel ısıtma şebekelerindeki borular bir ağ gibi bölgeyi sararlar ve bu boruların çaplarını belirlemek sanıldığı kadar kolay olmayabilir.

Bölgesel ısıtma sistemlerindeki boru çaplarının belirlenmesi için literatür ve uygulamalar incelendiğinde farklı amaçlara göre boru çapının belirlendiği görülür. Uygun boru çapını belirlemek amaç fonksiyonunun ne olduğuna göre sonucu değiştirir. Amaç daha düşük güçte bir pompa seçmek ise; boru çaplarını daha büyük seçmek gerekir, fakat bu durumda, çap büyüdüğünden borulardaki ısı kaybı artar. Isı kayıplarını minimize etmek amaç olursa boru çapını küçültmek gerekir. Boru çapının ne kadar küçük seçilebileceği ise boruların basınç dayanımı ile ilgilidir. Şebekede maksimum izin verilebilen basınç kaybı boruların basınç dayanımını aşmamalıdır. Aynı zamanda seçilecek pompanın daha büyük güçte pompa olması gerektiği anlamına gelir. Farklı bir amaç olarak şebekenin tamamında enerji tüketiminin minimum olması istenebilir. Bunun için pompa enerji tüketimi ve boru ısı kaybı toplamalarını minimize etmek gerekir. Diğer bir amaç ise pompa enerji tüketim maliyeti ile ısı kaybı enerji tüketim maliyetleri toplamını minimize etmek olabilir.

Bölgesel ısıtma uygulamalarında boru çapı belirlemede sıkça tercih edilen metotların başında yaklaşık hesap metodu (rule of thumb) gelir. Bu metotta boru birim uzunluk başına belli bir miktar basınç kaybı seçilir. Bu basınç kaybına hedef basınç kaybı (target pressure loss) adı verilir ve;

$$TPL_j = \frac{\Delta P_j}{L_j} \quad (3.16)$$

Biçiminde tanımlanır. Burada; TPL_j j. boruda birim uzunluk başına basınç kaybını (Pa/m), ΔP_j j. boruda toplam basınç kaybını (Pa), L_j j borusunun toplam uzunluğunu (m) ifade eder. Seçilen TPL'nin ardından uygun boru çapı bulunmaya çalışılır. Bunun için Darcy-Weisbach eşitliği kullanılır.

$$D_j = \frac{\rho_j f_j L_j V_j^2}{2\Delta P_j} \quad (3.17)$$

Bu denklemde D_j j. Borunun iç çapını (m), ρ_j j. borudaki sıcak suyun yoğunluğunu (kg/m^3), f_j j. boruda boyutsuz Darcy sürtünme faktörünü, V_j j. boruda akan sıcak suyun hızını (m/s) gösterir.

Boyutsuz sürtünme faktörü f_j ; boru akışındaki sürtünme kayıplarını hesaplamada kullanılan boyutsuz bir büyüklüktür ve Colebrook- White denklemi ile bulunabilir.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{\lambda}{3.7D_h} + \frac{2.51}{Re\sqrt{f}} \right) \quad (3.18)$$

Burada; λ boru pürüzlülük katsayısını (m), D_h hidrolik çapı (m), Re Reynolds Sayısını (-) gösterir. Bu denklem kapalı bir denklemdir. Dolayısıyla çözümü iterasyon yapmayı gerektirir. Bu çalışmada ise Newton-Raphson metodu ile iterasyon yapan EES programı vasıtasıyla f değeri bulunmuştur. Aynı zamanda Colebrook-White denklemindeki Reynolds sayısı;

$$Re = \frac{\rho V D_h}{\mu} \quad (3.19)$$

denklemi ile hesaplanır. Burada μ dinamik viskozite olup birimi (kg/ms)'dir.

Seçilen TPL değerine göre yukarıda gösterilen denklemler kullanılarak bir çap tayin edilir. Ancak hesaplanan çap, boruların temin edileceği firmada üretilmiyorsa; belirlenen TPL değerinin altında kalan ve firmada üretilen, yani bulunan çapa en yakın en büyük çap seçilir. Seçilen çapta yukarıdaki denklemler tekrar edilerek maksimum basınç kaybı bulunmuş olunur. Diğer bir husus ise TPL değerinin maksimum ne olacağına karar vermektir. TPL değerinin maksimum değeri; santrale en uzak hatta bulunan ve kritik hat olarak adlandırılan tüketiciye, sıcak suyun ulaşmasını sağlayacak olan borulardaki maksimum izin verilen birim uzunluktaki basınç düşüşü olarak seçilir. Borularda izin verilen maksimum basınç düşüşü ise firmanın vermiş olduğu boruların maksimum dayanabileceği statik basınçtır. Bu durumda;

$$TPL_{max} = \frac{\Delta P_{max}}{L_{kr}} \quad (3.20)$$

olur. Burada;

TPL_{max} : Birim uzunluk başına maksimum basınç kaybı (Pa/m)

ΔP_{max} : Borularda izin verilebilen maksimum basınç kaybı (Pa)

L_{kr} : Santrale en uzak konumdaki tüketici ile santral arasındaki mesafe (m)'dir.

Bu durumda;

$$TPL_j = \frac{\Delta P_j}{L_j} \leq TPL_{max} \quad (3.21)$$

olmalıdır. 3.21 denkleminin belirlenen TPL değerinin, borularda izin verilebilen maksimum basınç kaybını en uzak hattaki kullanıcı ile santral arasındaki boru gidiş-dönüş uzunlukları toplamına bölmek suretiyle birim uzunlukta izin verilebilen maksimum basınç kaybına eşit ya da daha küçük olması gerektiğini gösterir.

3.4 ŞEBEKE POMPA GÜCÜ HESABI

Bölgesel ısıtma sistem şebekelerinde basınç düşüşü beş farklı dağıtım elemanının basınç düşüşlerinden kaynaklanır. Bunlardan ilk ikisi; gidiş ve dönüş hattındaki borularda meydana gelen basınç kayıplarıdır. Gidiş borusu ile santral arasındaki borularda meydana gelen basınç kaybı sürtünme nedeniyledir. Aynı durum dönüş borusu için de geçerlidir. Üçüncü ve dördüncü basınç düşüş elemanı; bina alt istasyonunda bulunan ısı değiştiricisi ve kontrol valfinde oluşan basınç düşüşleridir. Isı değiştiricisindeki basınç kaybının nedeni, gidiş-dönüş borularına benzer biçimde sürtünme nedeniyledir. Kontrol valfindeki basınç düşüşünün nedeni ise kısılma prosesi esnasında meydana gelen basınç kaybıdır. Son olarak basınç kaybına neden olan dağıtım elemanı; boruları ve diğer elemanları birbirine bağlayan bağlantı elemanlarıdır. Bunun nedeni ise ani daralma ya da genişlemeler ile basınç kayıplarının oluşmasıdır. Bu durumda bir bölgesel ısıtma boru şebekesinde basınç kayıplarını karşılayacak ve sıcak suyu tüketiciye iletecek olan pompa gücü;

$$\dot{W}_{BIS\$,P} = \frac{\Delta P_P (\dot{m}_{BIS\$,a})}{\rho \eta_P} \quad (3.22)$$

olur. Burada;

$\dot{W}_{BIS,P}$: Bölgesel ısıtma şebekesi pompa gücü ihtiyacı (kW)

ΔP_P : Pompa etrafındaki basınç artışı (kPa)

$(\dot{m}_{BIS\$,a})$: Mevcut durum bölgesel ısıtma şebekesi akış debisi (kg/s)

ρ : Sıcak su yoğunluğu (kg/m³)

η_p : Pompa verimi (0.7)

şeklindedir. Pompa etrafındaki basınç artışı ΔP_p ise;

$$\Delta P_p = \sum_{BORU} \{ \Delta P_{BIS\$,g} + \Delta P_{BIS\$,d} \} + \Delta P_{VALF} + \Delta P_{PID} + \Delta P_L \quad (3.23)$$

olur. Burada;

$\Delta P_{BIS\$,g}$: Gidiş borularındaki basınç kaybı (kPa)

$\Delta P_{BIS\$,d}$: Dönüş borularındaki basınç kaybı (kPa)

ΔP_{VALF} : Kontrol valfindeki basınç kaybı (kPa)

ΔP_{PID} : Bina alt istasyonu ısı değiştiricisindeki basınç kaybı (kPa)

ΔP_L : Bağlantı elemanlarındaki basınç kaybı (kPa)

şeklindedir. $\Delta P_{BIS\$,g}$ ve $\Delta P_{BIS\$,d}$ değerleri boru çapları belirlendikten sonra Darcy-Weisbach denkleminde bulunur. Ancak pompanın şebekedeki kritik kullanıcıya sıcak suyu sağlıklı bir şekilde iletmesi için kritik kullanıcı ile santral arasında gidiş-dönüş hatlarındaki toplam basınç kaybı dikkate alınmalıdır. ΔP_{VALF} değeri kritik kullanıcıda kontrol valfi olmamasından dolayı 0 alınırken ΔP_{PID} basınç kaybı uygulamalarda 50 kPa alınır. Isı değiştiricisindeki basınç kaybının plakada dolaşan $\dot{m}_{BIS\$,}$ debisine bağlı olmadığı kabul edilmiştir. ΔP_L değeri gidiş – dönüş hattı basınç kayıplarının %20’si alınır [21].

3.5 ŞEBEKE BORULARINDAKİ ISI KAYBI HESABI

Bölgesel ısıtma şebeke borularının toprağa direkt olarak gömüldüğünden daha önce bahsedilmişti. Her ne kadar önizolasyonlu borular ısı kayıplarını minimize ediyor olsa da, şebeke borularından toprağa bir miktar ısı kaybı olacaktır.

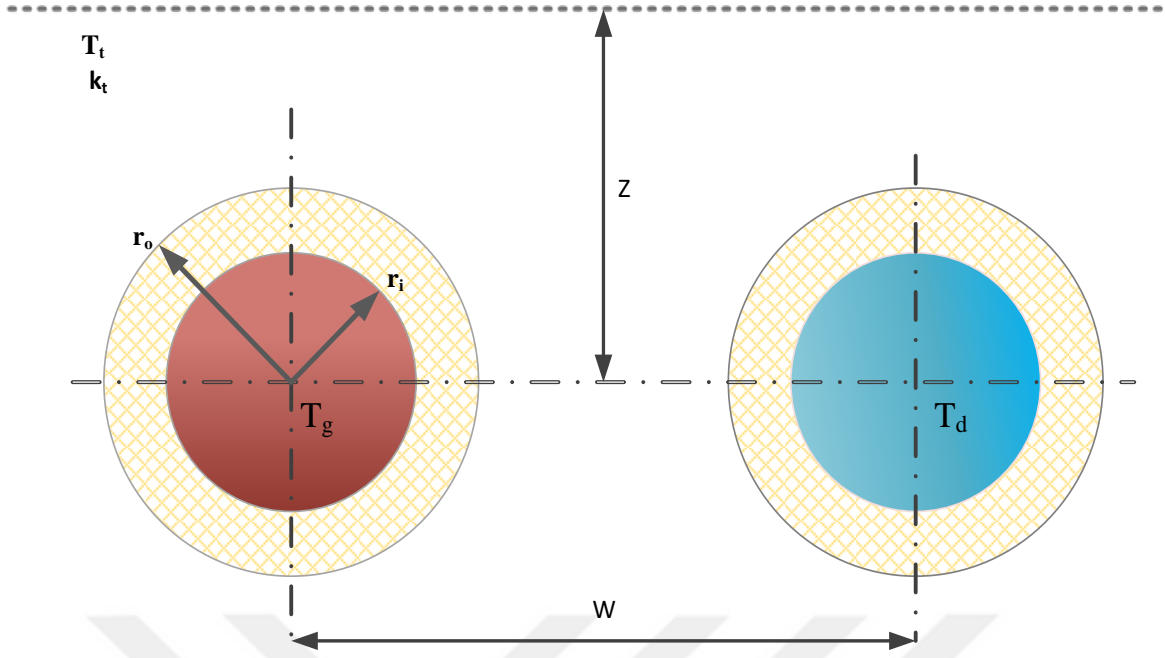
Bölgesel ısıtma boru şebeklerindeki ısı kayıplarını belirlemek için literatür incelendiğinde; sürekli rejim halinde ısı kayıplarının bulunmasının yanı sıra süresiz ya da zamana bağlı olarak nitelendirilen durumlar için de ısı kayıpları bulunmuştur. Son zamanlarda ise nümerik çalışmalar sıklıkla yapılmaktadır.

Bölgesel ısıtma boruları Şekil 3.4'te gösterildiği gibi gidiş ve dönüş çaplarının aynı olduğu simetrik bir dizilim içinde toprağa gömülür. Bu tip dizilim biçiminde ısı kayıplarını hesaplamak için iki farklı durum karşımıza çıkar. Bunlardan birincisi boruların kendi aralarında herhangi bir ısı transferi etkileşimi içerisinde olmadığı durumdur. Bu durumda boru, yarı sonsuz ortam içine gömülmüş izotermal bir boru olarak düşünülebilir. İkinci durum ise boruların birbiri arasındaki ısı transferinin dikkate alındığı durumdur. Bu konuyla ilgili çalışmalar [38] ve [13] çalışmalarına dayanmaktadır. Burada ikinci yöntemin teorisi anlatılacaktır.

Şekil 3.4'te aynı tipte aynı derinlikte toprağa gömülü iki boru verilmiştir. Topraktaki herhangi bir $T(x,y)$ noktasındaki sıcaklık ve birim uzunluktaki ısı kaybı \dot{Q}'_{IK} bilinmemektedir. Sürekli rejimde genel ısı iletim denklemi;

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = 0 \quad (3.24)$$

olur. [38] bu tip bir problem için bir çözüm yolu geliştirmiştir. Geliştirdiği çözüm yoluna dayanarak; borulardaki termal izolasyon sonlu genişliktedir (yani ısı kaybı vardır) ve borudaki izolasyonun termal direnci;



Şekil 3.4 Bölgesel ısıtma boru şebekesinin yer altındaki konumu.

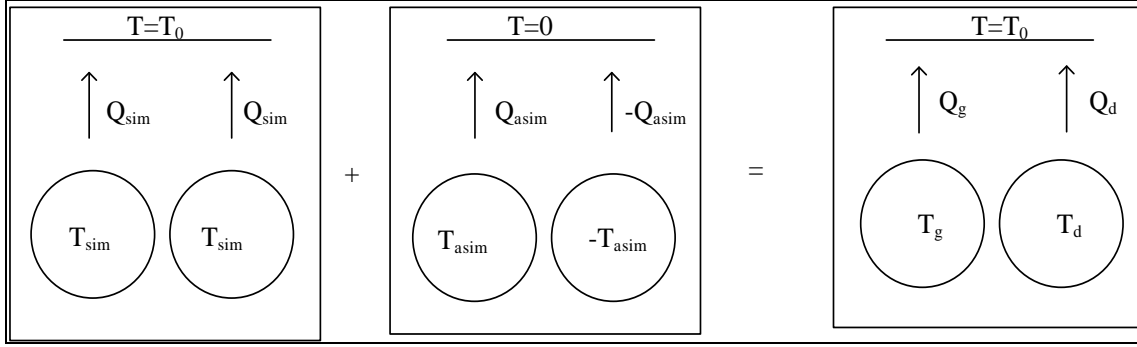
$$R_{izol} = \frac{1}{2\pi k_{izol}} \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right) \quad (3.25)$$

olur. Burada R_{izol} izolasyon malzemesinin termal direnci, k_{izol} izolasyon malzemesinin ısı iletkenlik katsayısını, $D_o = 2r_o$ boru dış çapını, $D_i = 2r_i$ boru iç çapını gösterir. Aynı zamanda boyutsuz termal direnç parametresi β 'yı tanımlamak gerekir. β 'yı tanımlamanın sebebi toprak ve izolasyon dirençlerini birleştirmektir.

$$\beta = 2\pi k_t R_{izol} = \frac{k_t}{k_{izol}} \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right) \quad (3.26)$$

olur. burada k_t toprağın ısı iletkenlik katsayısıdır. Bu durumda Şekil 3.5'te gösterildiği gibi yeni bir problem ortaya çıkar. Ortaya çıkan yeni problem simetrik ve asimetric olarak tanımlanan iki basit problemin süperpozisyonu olarak yeniden inşa edilir. Orijinal problem simetrik ve asimetric problemlerin toplamıdır. Simetrik problemde karşılıklı iki borunun sıcaklığı aynıdır.

Asimetric problemde ise sıcaklıklar birbirinin zıt işaretlisi olacak biçimdedir. Bu sıcaklıklar şu şekilde tanımlanırsa;



Şekil 3.5 Simetrik ve asimetric problemlerin toplam gösterimi.

$$T_{sim} = \frac{T_{BIS\$,g} + T_{BIS\$,d}}{2} \quad (3.27)$$

$$T_{asim} = \frac{T_{BIS\$,g} - T_{BIS\$,d}}{2} \quad (3.28)$$

ifadeleri ortaya çıkar. Orijinal problemdeki boru şebekesi gidiş dönüş sıcaklıkları;

$$T_{BIS\$,g} = T_{sim} + T_{asim} \quad (3.29)$$

$$T_{BIS\$,d} = T_{sim} - T_{asim} \quad (3.30)$$

olur. Simetrik ve asimetric problemde birim uzunluktaki ısı kayıpları sırasıyla;

$$\dot{Q}'_{IK,sim} = \frac{T_{sim} - T_0}{R_{sim}} \quad (3.31)$$

$$\dot{Q}'_{IK,asim} = \frac{T_{asim}}{R_{asim}} \quad (3.32)$$

şeklinde bulunur. Burada R_{sim} boru ile toprak arasındaki termal direnç (mK/W) ve R_{asim} asimetric durumla yani boruların kendi aralarındaki ısı transferiyle ilgili termal dirençtir. Bu durumda gidiş ve dönüş hatlarındaki ısı kayıpları sırasıyla;

$$\dot{Q}'_{IK,g} = \dot{Q}'_{IK,sim} + \dot{Q}'_{IK,asim} \quad (3.33)$$

$$\dot{Q}'_{IK,d} = \dot{Q}'_{IK,sim} - \dot{Q}'_{IK,asim} \quad (3.34)$$

olur. Borulardaki toplam boru ısı kaybı ise;

$$\dot{Q}_{IK,BIS\text{Ş}} = \sum_{Boru} \{(\dot{Q}'_{IK,g})_j L_j + (\dot{Q}'_{IK,d})_j L_j\} \quad (3.35)$$

şeklindedir. Denklemlerdeki R_{sim} ve R_{asim} değeri sıfıncı dereceden çok kutuplu yaklaşıma göre (zero order multipole approximations) [38];

$$R_{sim} = \frac{1}{2\pi k_t} \ln\left(\frac{4Z}{D_o}\right) + \frac{1}{2\pi k_{izol}} \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right) + \frac{1}{2\pi k_t} \ln \sqrt{1 + \left(\frac{2Z}{W}\right)^2} \quad (3.36)$$

$$R_{asim} = \frac{1}{2\pi k_t} \ln\left(\frac{4Z}{D_o}\right) + \frac{1}{2\pi k_{izol}} \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right) - \frac{1}{2\pi k_t} \ln \sqrt{1 + \left(\frac{2Z}{W}\right)^2} \quad (3.37)$$

biçiminde olur. Burada Z toprak yüzeyi ile boru merkezleri arasındaki mesafe (m), W ise iki boru merkezi arasındaki mesafedir (m).



BÖLÜM 4

TERMODİNAMİK VE TERMOEKONOMİK ANALİZ

Enerji, termodinamiğin ve enerji mühendisliğinin en temel terimlerinden birisidir. Enerji analizi mühendislik analizinde çok önemli bir yer kapsar. Enerji bir sistemde çeşitli makroskopik formlarda depolanabileceği gibi, bir formdan başka bir forma dönüşebilir veya sistemler arasında transfer olur. Enerji dönüşümü ya da transferi esnasında toplam enerji miktarı her zaman korunur. Bu olay Termodinamiğin 1. Yasası olarak adlandırılır. Bu nedenle mühendislerin enerji analizinde sıklıkla kullandığı denklemlerden birisi enerji denge denklemdir. Enerji dengesi bir sistemin ihtiyaç duyduğu ya da sistemin verdiği enerji miktarlarını bulmak için çok faydalı bir denklem ise de enerjinin niteliği hakkında bilgi vermez.

Enerji dengesi sadece enerjinin miktarı ile ilgilidir. Enerjinin niteliği ya da kalitesi hakkında bilgi vermez. Nitelikten kasıt, bir enerji kaynağının bir sistem üzerinde değişime neden olabilecek potansiyelidir. Kinetik, potansiyel, mekanik veya elektrik enerjisi ideal şartlarda tamamen enerjinin başka bir türüne dönüşebilirken; termal ve kimyasal enerjinin niteliği sahip olduğu sıcaklık, basınç, kimyasal kompozisyon gibi parametrelere ve çevreye bağlıdır. Bu nedenle termodinamikte enerjinin niteliğinin büyüklüğünü ifade etmek için ekserji ifadesi ortaya çıkmıştır.

Ekserji; bir sistemin belirli bir başlangıç halinden çevresinin haline yani ölü hale tersinir bir hal değişimi gerçekleştirerek gelmesi durumunda o sistemden elde edilebilecek en fazla iş demektir. Başka bir deyişle ekserji, bir sistemin çevre halinden istenilen hale tersinir bir hal değişimi geçirerek gelmesi durumunda o sisteme sağlanması gereken minimum iş olarak ifade edilir. Tüm gerçek hal değişimleri tersinmez olduğundan, sisteme verilen ekserjinin belli bir miktarı yok olur. Sadece tersinir proseslerde ekserji sabit kalır.

Termodinamiğin 2. Yasasının bir ifadesi gerçek hal değişimlerinde entropi artış ilkesi iken, diğer bir ifadesi ise ekserjinin azalması olarak bilinir [39]. 2. Yasa hal değişimlerinin herhangi

bir yönde değil, belirli bir yönde gerçekleşebileceğini ifade eder. Ayrıca bu yasa termodinamik sistemlerin optimizasyonunda çok güçlü bir araç olarak kendini ispatlamıştır.

4.1 ENERJİ ANALİZİ

Enerjinin korunumu enerji denge denklemi ile ifade edilir. Enerji dönüşüm sistemlerinde kütlelerin korunumuna sıklıkla ihtiyaç duyulur.

4.1.1 Kütlelerin Korunumu İlkesi

Kütlelerin korunumu ilkesi, bir sisteme giren ya da sistemden çıkan toplam kütle, sistemdeki toplam kütlelerin değişimine eşittir şeklinde ifade edilir. Kütlelerin korunum ilkesi;

$$\sum \dot{m}_g - \sum \dot{m}_\chi = \frac{dm_{sistem}}{dt} \quad (4.1)$$

şeklinde ifade edilir. Burada g ve χ indisleri kontrol hacmine giren ve çıkan kütleleri gösterir. Sürekli sistemlerde kontrol hacmindeki toplam kütle değişmez. Dolayısıyla $m_{KH} = sabit$ olur. O halde, bir kontrol hacmine giren toplam kütle, kontrol hacminden çıkan toplam kütleyle eşit olur. Çoklu giriş çıkışı olan sürekli sistemler için kütlelerin korunumu;

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_\chi \quad (4.2)$$

olarak ifade edilir.

4.1.2 Enerji Dengesi

Termodinamiğin birinci yasası, enerjinin var edilemez ya da yok edilemez olduğunu, sadece bir formdan başka bir forma dönüştürülebileceğini ifade eder. Bu nedenle, bir proseste enerjinin tüm formları hesaba katılmalıdır. Enerjinin korunum ifadesi şu şekilde açıklanabilir. Bir hal değişimi boyunca, bir sisteme giren toplam enerji miktarı ile bir sistemden ayrılan toplam enerji miktarı, sistemdeki net enerji değişimine eşittir. Enerjinin korunumu ilkesi;

$$\dot{E}_g - \dot{E}_\zeta = \Delta \dot{E}_{sistem} \quad (4.3)$$

olarak ifade edilir. Sürekli sistemlerde kontrol hacmindeki toplam enerji değişmez. Dolayısıyla $E_{KH} = \text{sabit}$ olur. Bu nedenle toplam enerji değişimi sıfıra eşit olur. Sürekli akışlı sistemler için enerji dengesi;

$$\dot{E}_g = \dot{E}_\zeta \quad (4.4)$$

şeklini alır.

Sürekli akışlı bir sisteme enerji; ısı, iş ve kütle yoluyla girer ya da çıkar. Buna göre enerjinin korunumu ifadesi sürekli akışlı sistemler için;

$$\dot{Q}_g + \dot{W}_g + \sum \dot{m}_g \left(h_g + \frac{V_g^2}{2} + gz_g \right) = \dot{Q}_\zeta + \dot{W}_\zeta + \sum \dot{m}_\zeta \left(h_\zeta + \frac{V_\zeta^2}{2} + gz_\zeta \right) \quad (4.5)$$

şeklini alır. Burada $h_g, h_\zeta, V_g, V_\zeta, z_g, z_\zeta$ sırasıyla kontrol hacmine giren ve çıkan entalpi, hız ve yüksekliği temsil eder.

4.2 EKSERJİ ANALİZİ

Termal sistemlerin değerlendirilmesi ve iyileştirilmesi için termodinamik verimsizlikleri ve sistemler arasındaki etkileşimi anlamak oldukça önemlidir. Tüm gerçek enerji dönüşüm prosesleri sonlu sıcaklık farkı, maddelerin farklı kompozisyon veya farklı halde karışımları, kontrolsüz genişleme veya sürtünme faktörlerinden dolayı tersinmezdir. Ekserji dengesi, sistem bileşenlerindeki ekserji yok oluşlarını belirlemeye yardımcı olur. Böylece termodinamik verimsizliklere neden olan etkiler ortaya konmuş olur. Çok iyi tasarlanmış teknolojiler dahi sistemlerde ancak belli bir miktar iyileştirme sağlar. Her ne kadar iyi tasarlanmış olursa olsun bir sistem gerçek dünyada tamamen tersinir hale getirilemez. Ancak ekserji analizi ile mevcut sistemlerde hala yapılabilecek iyileştirmeler belirlenebilir.

4.2.1 Ölü Durum ve Ekserji Bileşenleri

Bir sistemin termodinamik durumu, ortamın termodinamik durumundan farklı ise sistemin, ortam ile ısı, iş ve kimyasal enerji alışverişi yaparak iş üretebilme şansı vardır. İş üretebilme şansı, sistemin termodinamik durumu ortamın termodinamik durumuna yaklaştıkça azalır. Sistemin durumu ortamın durumuyla aynı olduğu anda sistemin iş üretebilme şansı kalmaz. Basit sıkıştırılabilir saf maddeden oluşan bir sistemin, iş üretebilme şansının kalmadığı bu durum ölü durum olarak adlandırılır. Ölü durumda sistemin sıcaklığı T_0 , basıncı P_0 , kimyasal kompozisyonu ise ortamın kompozisyonu ile aynı olacaktır. Yani sistem ortam ile termodinamik dengede olacaktır.

Nükleer, manyetik, elektriksel ve yüzey gerilimi etkilerinin ihmalıyla, bir sistemin toplam ekserjisi dört temel bileşenden oluşur.

$$Ex_{sis} = Ex^{FİZ} + Ex^{KE} + Ex^{PE} + Ex^{KİM} \quad (4.6)$$

Burada $Ex^{FİZ}$ fiziksel ekserji, Ex^{KE} kinetik ekserji, Ex^{PE} potansiyel ekserji ve $Ex^{KİM}$ kimyasal ekserjiyi gösterir.

Birim kütle için bir sistemin toplam ekserjisi;

$$ex_{sis} = ex^{FİZ} + ex^{KE} + ex^{PE} + ex^{KİM} \quad (4.7)$$

şeklinde ifade edilebilir.

Termodinamik bir sistemin birim kütle başına fiziksel ekserjisi,

$$ex^{FİZ} = (u - u_0) + P_0(v - v_0) + T_0(s - s_0) \quad (4.8)$$

olarak verilir. Burada u , v ve s sistemin iç enerjisini, hacmini ve entropisini ifade eder. 0 alt indisi ise P_0 ve T_0 şartlarındaki çevreyi ifade eder. Akan bir maddenin fiziksel ekserjisi ise ;

$$ex^{Fiz} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (4.9)$$

olur. Burada h ve s sistemin entalpisini ve entropisini gösterir. Akan bir maddenin toplam ekserjisi ise;

$$\dot{E}x = \dot{m} \times ex \quad (4.10)$$

şeklinde bulunur.

Kinetik ve potansiyel ekserjiler, kinetik ve potansiyel enerjiye eşittir.

$$Ex^{KE} = \frac{1}{2}mV^2 \quad (4.11)$$

$$Ex^{PE} = mgz \quad (4.12)$$

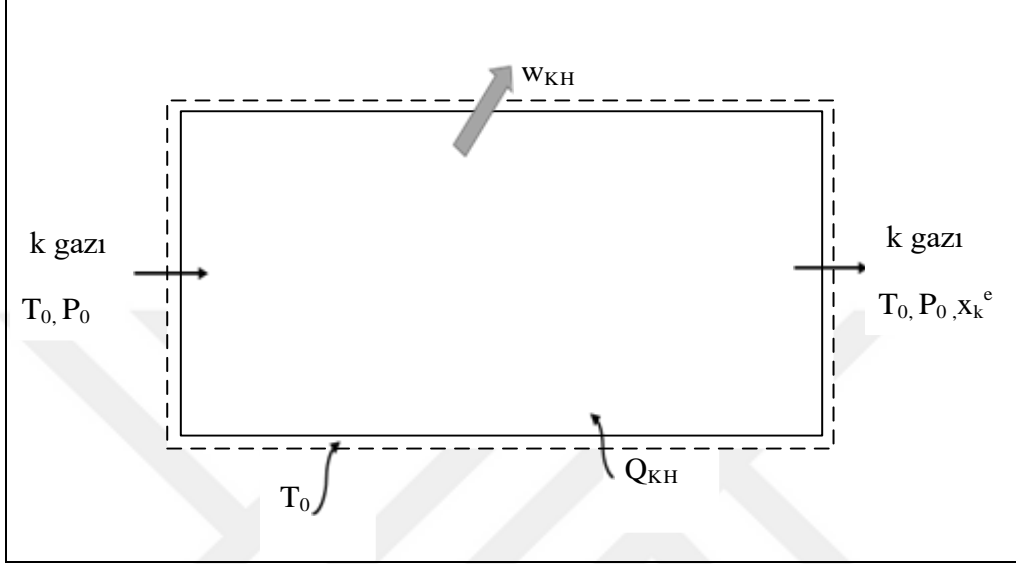
4.2.2 Kimyasal Ekserji

Fiziksel ekserji (veya termomekanik ekserji); kontrol kütleinin T_0 ve P_0 olarak tanımlanan çevreyle termal enerji alışverişi sonucunda termodinamik durum değiştirerek ısı ve mekanik dengeye gelmesi durumunda elde edilebilecek maksimum iş olarak tanımlanmıştır. Kontrol kütleiyi oluşturan maddelerin kontrol kütleinin sınırından geçerek çevreyi oluşturan maddelerle karışmadığı (ya da kontrol kütle sınırının buna müsaade etmediği) varsayılmıştır. Kimyasal ekserji ise kontrol kütleinin çevre ile enerji ve kütle alışverişi yaparak, kontrol kütleiyi oluşturan maddelerin çevreyi oluşturan maddelerle kimyasal reaksiyona girmeden ortam ile mekanik, ısı ve kimyasal dengeye ulaşması sırasında üretilebilecek en fazla iş olarak tanımlanır [40].

4.2.2.1 Gaz ve Gaz Karışımlarının Standart Kimyasal Ekserjisi

Standart ekserji referans çevresi, genellikle gaz fazında olan N_2 , O_2 , CO_2 , H_2O (gaz) ve diğer gazlardan oluşan havadır. Bu çevre içinde bulunan gaz fazındaki k gazı T_0 sıcaklığında ve $P_k^e = x_k^e P_0$ kısmi basıncında olsun. Burada e çevreyi, x_k^e de k gazının mol oranını temsil eder. Şekil 4.1'de çevreyle etkileşim içindeki gazın kimyasal ekserjisini değerlendirebilmek için sürekli

rejimde çalışan bir düzenek gösterilmiştir. Şekle göre T_0 sıcaklığı ve P_0 basıncındaki k gazı düzeneğe girip sadece çevresiyle ısı transferi yapar ve izotermal olarak genişler. Düzenekten T_0 sıcaklığı ve $x_k^e P_0$ kısmi basıncında çıkar. Birim mol başına maksimum teorik iş tersinmezliklerin olmadığı genişleme işlemi sonunda gerçekleşir.



Şekil 4.1 Bir gazın kimyasal ekserjisini bulabilmek için basit bir düzenek gösterimi.

Bu durumda $\bar{e}x^{Fiz}$ denklemi ve entalpi ve entropi için ideal gaz ilişkileri göz önüne alındığında k gazının birim mol başına kimyasal ekserjisi;

$$\bar{e}x_k^{Kim} = -\bar{R}T_0 \ln \frac{x_k^e P_0}{P_0} \quad (4.13)$$

$$\bar{e}x_k^{Kim} = -\bar{R}T_0 \ln x_k^e \quad (4.14)$$

olur.

N gazdan oluşan bir gaz karışımı dikkate alınır; Şekil 4.1'dekine benzer N sayıda düzenek kurulduğu düşünülerek karışımın kimyasal ekserjisi bulunur. Bu duruma göre T_0 sıcaklığı ve P_0 basıncındaki karışımın içindeki x_k mol oranına sahip k gazının girişteki sıcaklığı T_0 kısmi basıncı $x_k P_0$, çıkışta ise sıcaklığı T_0 kısmi basıncı ise $x_k^e P_0$ olur. Bu durumda k gazı için birim mol başına elde edilen iş $-\bar{R}T_0 \ln(x_k^e/x_k)$ değerini alır. Tüm bileşenlerin toplanmasıyla elde edilen karışımın birim mol başına kimyasal ekserjisi;

$$\bar{e}x_{kar}^{KIM} = -\bar{R}T_0 \sum x_k \ln \frac{x_k^e}{x_k} \quad (4.15)$$

olur. $x_k \ln(x_k^e/x_k)$ ifadesi $x_k(\ln x_k^e - \ln x_k)$ biçiminde açılır ve $\bar{e}x_{kar}^{KIM} = -\bar{R}T_0 \ln x_k^e$ ifadesiyle birleştirilirse;

$$\bar{e}x_{kar}^{KIM} = \sum x_k \bar{e}x_k^0 + \bar{R}T_0 \sum x_k \ln x_k \quad (4.16)$$

olur. Burada $\bar{e}x^0$ standart molar kimyasal ekserjidir.

4.2.2.1.1 Santral Baca Gazı Ekserjisinin Belirlenmesi

Genel bir ifadeyle birim mol başına fiziksel ekserji;

$$\bar{e}x^{Fiz} = \bar{h} - \bar{h}_0 - T_0(\bar{s} - \bar{s}_0) \quad (4.17)$$

şeklinde ifade edilir. İdeal gazlar için fiziksel ekserji, ekserjinin termal $\bar{e}x^{\Delta T}$ ve basınç $\bar{e}x^{\Delta P}$ bileşenlerinin toplamı şeklinde de ifade edilir ve;

$$\bar{e}x^{Fiz} = \bar{c}_p^{ex}(T - T_0) + \bar{R}T_0 \ln \frac{P}{P_0} \quad (4.18)$$

denkliği ortaya çıkar. Burada;

$$\bar{c}_p^{ex} = \frac{\bar{e}x^{\Delta T}}{T - T_0} = \frac{1}{T - T_0} \left[\int_{T_0}^T \bar{c}_p dT - T_0 \int_{T_0}^T \frac{\bar{c}_p dT}{T} \right] \quad (4.19)$$

\bar{c}_p^{ex} sabit basınçta ortalama molar ekserji kapasitesidir. Eğer \bar{c}_p , verilen bir gaz için T 'ye bağlı bir polinom olarak ifade edilebilirse; \bar{c}_p^{ex} , $T - T_0$ sıcaklık aralığı için bulunabilir. Fiziksel ekserjinin termal bileşenini hesaplamayı kolaylaştırmak için, ortalama özgül ısı ve \bar{c}_p^{ex} değeri tablo halinde [41]'da verilmiştir. Ortalama özgül ısı ise entalpi ve entropi formları olacak biçimde iki şekilde ifade edilir.

$$\bar{c}_p^h = \frac{1}{T - T_0} \int_{T_0}^T \bar{c}_p dT \quad (4.20)$$

$$\bar{c}_p^s = \frac{1}{\ln(T/T_0)} \int_{T_0}^T \frac{\bar{c}_p dT}{T} \quad (4.21)$$

\bar{c}_p^h ve \bar{c}_p^s değerleri standart sıcaklık T_0 ve üzerindeki değişik sıcaklıklarda farklı gazlar için tablolardan okunabilir [41]. \bar{c}_p^h ve \bar{c}_p^s arasındaki fark $T = T_0$ 'da sifira eşittir ve sıcaklığın artmasıyla artar. Ancak 2000 K sıcaklıkta dahi fark sadece yüzde birkaç seviyesindedir. Son üç denklem dikkatle incelenip $\bar{e}\bar{x}^{Fiz}$ denklemi ile birleştirirse;

$$\bar{e}\bar{x}^{Fiz} = \bar{c}_p^h(T - T_0) - T_0 \bar{c}_p^s \ln \frac{T}{T_0} + \bar{R}T_0 \ln \frac{P}{P_0} \quad (4.22)$$

şeklini alır. Tablolarda aynı zamanda hesapları hızlandırmak için \bar{c}_p^{ex} değerleri de bulunur.

Baca gazı, farklı türde N bileşenden meydana gelmiş gazların karışımı olup Gibbs-Dalton yasasına göre tüm karışımın fiziksel ekserjisi;

$$\bar{e}\bar{x}_{kar}^{Fiz} = \sum_{k=1}^n x_k \bar{e}\bar{x}_k^{\Delta T} + \bar{R}T_0 \ln \frac{P}{P_0} \quad (4.23)$$

şeklinindedir. Burada P karışımın basıncıdır. \bar{c}_p^h , \bar{c}_p^s ve \bar{c}_p^{ex} değerlerini kullanarak $\bar{e}\bar{x}_{kar}^{Fiz}$ ifadesi alternatif formda;

$$\bar{e}\bar{x}_{kar}^{Fiz} = \sum_{k=1}^n x_k [\bar{c}_p^h(T - T_0) - T_0 \bar{c}_p^s \ln(T/T_0)]_k + \bar{R}T_0 \ln \frac{P}{P_0} \quad (4.24)$$

$$\bar{e}\bar{x}_{kar}^{Fiz} = (T - T_0) \sum_{k=1}^n x_k \bar{c}_{p,k}^{ex} + \bar{R}T_0 \ln \frac{P}{P_0} \quad (4.25)$$

şeklinde yazılır.

Bir gaz karışımının toplam ekserjisi, fiziksel ve kimyasal ekserjilerin toplamı olduğundan;

$$\bar{e}x_{kar} = \sum_{k=1}^n x_k \bar{e}x_k^{\Delta T} + \bar{R}T_0 \ln \frac{P}{P_0} + \sum x_k \bar{e}x_k^0 + \bar{R}T_0 \sum x_k \ln x_k \quad (4.26)$$

veya alternatif formda;

$$\bar{e}x_{kar} = \sum_{k=1}^n x_k [\bar{c}_p^h(T - T_0) - T_0 \bar{c}_p^s \ln(T/T_0)]_k + \bar{R}T_0 \ln \frac{P}{P_0} + \sum x_k \bar{e}x_k^0 + \bar{R}T_0 \sum x_k \ln x_k \quad (4.27)$$

$$\bar{e}x_{kar} = (T - T_0) \sum_{k=1}^n x_k \bar{c}_{p,k}^{ex} + \bar{R}T_0 \ln \frac{P}{P_0} + \sum x_k \bar{e}x_k^0 + \bar{R}T_0 \sum x_k \ln x_k \quad (4.28)$$

olur.

4.2.3 Ekserji Dengesi

Ekserjinin doğası, ekserjinin yok edilebilir ama yaratılamaz olması bakımından entropinin doğasının tam tersidir. Bu yüzden bir hal değişimi süresince bir sistemin ekserji değişimi, sistemin sınırlarındaki hal değişimi süresince yok olan ekserjiye eşit miktardaki bir ekserji geçişinden daha azdır şeklinde ifade edilebilir. Bu durumda ekserji dengesi,

$$Ex_g - Ex_{\dot{c}} - Ex_{yok olan} = \Delta Ex_{sis} \quad (4.29)$$

şeklinde ifade edilir. Ekserji dengesi, bir hal değişimi sırasında sistemin ekserji değişimi, sistemin sınırlarından olan net ekserji geçişi ile tersinmezliklerin sonucu olarak sistemin sınırları içerisindeki ekserji yok oluşu arasındaki fark olarak da ifade edilebilir.

Sürekli akışlı sistemlerde sistemin ekserji değişimi sıfır olduğunda ekserji dengesi;

$$\dot{E}x_{yok olan} = \dot{E}x_g - \dot{E}x_{\dot{c}} \quad (4.30)$$

halini alır.

Alternatif formda sürekli akışlı açık sistemlerde ekserji yok oluşu, bir sisteme sağlanan ekserjinin o sistemden elde edilen ekserjiden çıkarılmasıyla bulunur.

$$\dot{E}x_{yok\ olan,k} = \dot{E}x_{sağlanan,k} - \dot{E}x_{elde\ edilen,k} \quad (4.31)$$

Bu tez çalışmasında santral ve bölge elemanlarının ekserji analizinde bu yöntem tercih edilmiştir.

Bir sisteme ısıyla giren ya da ısı ile çıkan ekserji;

$$\dot{E}x_q = \left(1 - \frac{T_0}{T_y}\right) \dot{Q} \quad (4.32)$$

şeklinde bulunur. Burada T_y ısı transferinin gerçekleştiği yüzey sıcaklığıdır.

Bir sistemin ekserji verimi o sistemden elde edilen ekserjinin, o sisteme sağlanan ekserjiye oranıdır ve;

$$\varepsilon = \frac{\dot{E}x_{elde\ edilen,k}}{\dot{E}x_{sağlanan,k}} = 1 - \frac{\dot{E}x_{yok\ olan,k}}{\dot{E}x_{sağlanan,k}} \quad (4.33)$$

biçiminde bulunur.

Bir sistemdeki bütün elemanların ekserji yok oluşları toplamı sistemin toplam ekserji yok oluşunu verir ve;

$$\dot{E}x_{yok\ olan,toplam} = \sum \dot{E}x_{yok\ olan,k} \quad (4.34)$$

şeklinde ifade edilir.

Ekserji kayıp oranı termodinamik açıdan sistem performansını değerlendirmenin başka bir bileşenidir. Sistemin bir elemanında meydana gelen ekserji kayıp oranının sisteme sağlanan toplam ekserjiye oranı olarak tanımlanır ve;

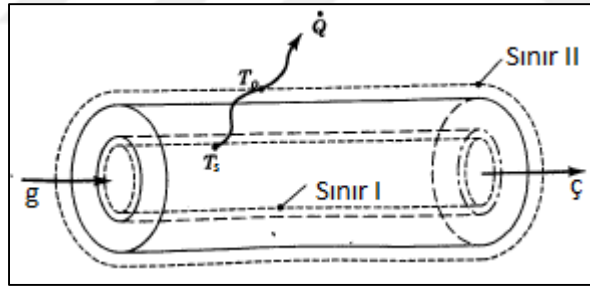
$$y_k = \frac{\dot{E}x_{yok\ olan,k}}{\dot{E}x_{sağlanan,toplam}} \quad (4.35)$$

şeklinde bulunur.

4.2.4 Ekserji Yok Oluşu ve Ekserji Kaybı

Termodinamik analizlerde ilk adım sistem veya kontrol hacminin belirlenmesidir. Ekserji analizinde sistemin belirlenmesi oldukça önemlidir çünkü sistem sınırının seçimi, ısı transferi etkilerinin ekserji yıkımına mı yoksa ekserji kaybına mı neden olduğu sorusunun cevabını verir.

Ekserji analizinde sınır seçiminin etkilerini göstermek için bir boru içinde sürekli rejimde akan bir gazı (ya da sıvıyı) dikkate alalım (Şekil 4.2).



Şekil 4.2 Boru içinde sürekli rejimde gaz akışı ve çevresiyle ısı transferi.

Şekilde gazdan ok yönünde \dot{Q} miktarında ısı transferi gerçekleşmektedir. Burada sınır isimleri I ve II olacak şekilde iki farklı sınır tanımlanmıştır. I sınırı sadece gaz akışının gerçekleştiği silindiri içerir. Bu durumda, ısı transferi silindir yüzeyinden daha soğuk olan çevreye doğru gerçekleşir. II sınırı ise sıcaklığın çevre sıcaklığına eşit olduğu yer olarak seçilmiştir. Buradaki çevre sıcaklığı ekserji referans sıcaklığı olan T_0 sıcaklığıdır. Ekserji kontrol hacmine $\dot{E}x_g = \dot{m}ex_g$ miktarında girer ve $\dot{E}x_\zeta = \dot{m}ex_\zeta$ miktarında çıkar. Burada g ve ζ indisleri sırasıyla giriş ve çıkışı ifade eder. Sürekli akış için ekserji denge denklemi kurulursa:

$$\dot{E}x_g = \dot{E}x_{\zeta} + \dot{E}x_{yok\ olan} + \dot{E}x_{kayıp} \quad (4.36)$$

olur. Burada $\dot{E}x_{yok\ olan}$ ve $\dot{E}x_{kayıp}$ ifadeleri sırasıyla ekserji yok oluşunu ve ekserji kaybını ifade eder. Denklem 4.36 incelendiğinde ister I ister II sınırı seçilsin; ekserji yok oluşu ve ekserji kaybının toplamı, $\dot{E}x_{yok\ olan} + \dot{E}x_{kayıp}$ verilen giriş ve çıkış halleri için sabit kalır. I sınırı seçildiğinde ekserji kaybı $\dot{E}x_L$, ısı transferi ile olan ekserji geçişine eşittir ve:

$$\dot{E}x_q = \int_g^{\zeta} \left(1 - \frac{T_0}{T_s}\right) q' dL \quad (4.37)$$

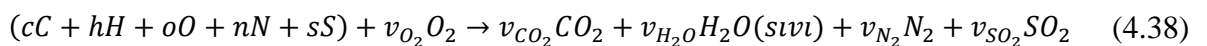
eşitliği ile bulunur. Burada q' birim L uzunluğu başına ısı transferi miktarını gösterir. Ekserji aynı zamanda sürtünme etkileri nedeniyle de kaybolur.

II sınırında ise ısı transferi T_0 sıcaklığında olur ve ısı transferi ile olan ekserji geçişi ise $\dot{E}x_q = 0$ olmaktadır. Dolayısıyla 4.36 denklemindeki ekserji kaybı terimi $\dot{E}x_{kayıp}$ yok olur. Bu durumda ekserji yıkım ifadesi $\dot{E}x_{yok\ olan}$, genişletilmiş kontrol hacmi içerisindeki toplam ekserji yok oluşunu ifade eder.

Bu tez çalışmasında ekserji analizi genişletilmiş çevreye uygulanmış olup sistemdeki ekserji kayıp ifadesi ile ilgilenilmemiştir. Sadece kazanda meydana gelen ekserji yok oluşunun ne kadarlık bir kısmının baca gazları nedeniyle olduğu araştırılmıştır.

4.2.5 Kömürün Kimyasal Ekserjisi

Kömür; karbon (C), hidrojen (H), oksijen (O), azot (N), kükürt (S), nem ve külden oluşan hidrokarbon bir yakıttır. Kömürün kimyasal ekserjisini bulabilmek için kömürün nemden ve külden arındırılmış halinin yani kuru külsüz kömürün bir kontrol hacmine T_0 , P_0 şartlarında girdiği, burada tamamen oksijenle reaksiyona girdiği ve CO_2 , SO_2 , $H_2O(sıvı)$ ve N_2 olarak T_0 , P_0 şartlarında kontrol hacminden ayrıldığı düşünülün [42]. Tüm ısı transferleri T_0 sıcaklığında gerçekleşsin. 1 kg kuru külsüz kömürün kontrol hacminde oluşan reaksiyon denklemi;



şeklinde olur. Burada c, h, o, n ve s kuru külsüz kömürün 1 kg'nın içindeki mol sayılarıdır. Denklemdaki v_i değerleri;

$$v_{CO_2} = c \quad v_{H_2O} = \frac{1}{2}h \quad v_{SO_2} = s \quad v_{N_2} = \frac{1}{2}n \quad v_{O_2} = c + \frac{1}{4}h + s - \frac{1}{2}o \quad (4.39)$$

şeklinde bulunur.

Kuru külsüz kömürün ekserjisi;

$$\begin{aligned} ex_{kuru-külsüz-kömür}^{KİM} &= \dot{U}ID_{kuru-külsüz-kömür} \\ &- T_0 [s_{kuru-külsüz-kömür} + v_{O_2} \bar{s}_{O_2} - v_{CO_2} \bar{s}_{CO_2} - v_{H_2O} \bar{s}_{H_2O} \\ &- v_{SO_2} \bar{s}_{SO_2} - v_{N_2} \bar{s}_{N_2}] \\ &+ [v_{CO_2} \bar{ex}_{CO_2}^{KİM} + v_{H_2O} \bar{ex}_{H_2O}^{KİM} + v_{SO_2} \bar{ex}_{SO_2}^{KİM} + v_{N_2} \bar{ex}_{N_2}^{KİM} - v_{O_2} \bar{ex}_{O_2}^{KİM}] \end{aligned} \quad (4.40)$$

şeklinde bulunur. Burada $s_{kuru-külsüz-kömür}$ kömürün mutlak entropisidir ve,

$$\begin{aligned} s_{kuru-külsüz-kömür} &= c \\ &\times \left[37.1653 - 31.4767 \exp \left(-0.564682 \frac{h}{c+n} \right) + 20.1145 \frac{o}{c+n} \right. \\ &\left. + 54.3111 \frac{n}{c+n} + 44.6712 \frac{s}{c+n} \right] \end{aligned} \quad (4.41)$$

şeklinde bulunur. $\dot{U}ID_{kuru-külsüz-kömür}$ ise kömürün üst ısı değeridir ve;

$$\dot{U}ID_{kuru-külsüz-kömür} = (152.19 \times H + 98.767) \times \left[\frac{C}{3} + H - \frac{O-S}{8} \right] \quad (4.42)$$

şeklinde hesaplanır.

4.3 EKONOMİK ANALİZ

Bir termal sistem tasarımının başarılı bir şekilde tamamlanması için maliyetlerin de göz önüne alınması gerekir. Toplam ilk yatırım maliyeti, yakıt maliyetleri, işletme ve bakım giderleri ve bunların sonucunda ortaya çıkan ürün maliyetinin değerlendirilmesi termal sistem dizaynının önemli aşamalarından birisidir.

Bir termal sistemden üretilecek son ürünün maliyeti, o sistemin seçiminde oldukça önemli bir faktördür. Maliyet; bir ürünü elde etmek için ödenmesi gereken paradır. Bir ürünün pazardaki fiyatı, sadece o ürünün üretim maliyeti ile değişmez. Maliyet; talep, tedarik, rekabet gibi faktörlere de bağlıdır.

Bir ürünün toplam maliyeti sabit ve değişken maliyetlerden oluşur. Sabit maliyet, bir ürünün üretim miktarına çok fazla etkisi olmayan maliyetler olarak düşünülebilir. Bunlar, vergi, sigorta, bakım, kira gibi maliyetler olarak sıralanabilir. Değişken maliyetler ise alınan ürünün büyüklüğüne göre değişkenlik gösterir. Malzeme, işçilik, yakıt ve elektrik enerjisi maliyetleri değişken maliyetler arasında gösterilebilir.

İyi bir maliyet analizi, bir sistemin başarılı bir şekilde tasarlanması için kilit unsurlardan birisidir. Her bir üretici, kendi ürettiği ürüne göre ekonomik ve maliyet analizleri yaparak ürün maliyeti hakkında bilgi sahibi olur.

Paranın şimdiki değeri ile gelecekteki değeri arasındaki fark iskonto oranı olarak tanımlanır. Bu nedenle paranın şimdiki değeri için kullanılan şimdiki değer faktörü *PWF*;

$$PWF = \frac{1}{(1 + i)^n} \quad (4.43)$$

ile bulunur. Burada *i* ve *n* sırasıyla, faiz oranını ve sistemin ömrünü gösterir. İlk yatırım maliyetinin geri kazanım faktörü *CRF* ise;

$$CRF = \frac{i(1 + i)^n}{(1 + i)^n - 1} \quad (4.44)$$

denklemini ile hesaplanır.

Bir ürünün hurda değeri SV , o ürünün toplam ilk yatırım maliyeti TCI ile hurda değer oranının μ çarpımını şeklinde bulunur.

$$SV = \mu \times TCI \quad (4.45)$$

Sistemin şimdiki parasal değeri PW , toplam ilk yatırım maliyetinden hurda değerinin şimdiki zaman değeri çıkarılarak bulunur.

$$PW = TCI - SV \times PWF \quad (4.46)$$

Yıllık yatırım maliyeti $A\dot{C}$, eşit zaman hareketlerinde meydana gelen eşit miktardaki para hareketidir.

$$A\dot{C} = PW \times CRF \quad (4.47)$$

Bir sistemin yatırım maliyet oranı \dot{Z}_{sis}^T ;

$$\dot{Z}_{sis}^T = (1 + \emptyset) \frac{A\dot{C}}{\tau} \quad (4.48)$$

şeklinde bulunur. Burada \emptyset bakım ve işletme faktörünü, τ ise tam kapasitede yıllık çalışma süresini gösterir.

Herhangi bir k bileşenin ilk yatırım maliyet oranı \dot{Z}_k^T ,

$$\dot{Z}_k^T = \dot{Z}_{sis}^T \frac{PEC_k}{\sum_{sis} PEC} \quad (4.49)$$

şeklinde bulunur. Burada PEC , satın alınan elemanın fiyatıdır.

Yıllık yakıt maliyeti $F\dot{C}$, birim yakıt maliyeti Pr ile bir yılda tüketilen kömür miktarı çarpılarak bulunur.

$$F\dot{C} = Pr \dot{m}_{\text{kömür}} \tau (3600s/h) \quad (4.50)$$

Yakıtın yıllık ekserji maliyeti \dot{C}_F , [5] çalışmasına göre;

$$\dot{C}_{\text{yakıt}} = \frac{F\dot{C}}{\tau} \left(\frac{AID}{ex_{\text{yakıt}}} \right) \quad (4.51)$$

şeklinde hesaplanır.

4.4. TERMOEKONOMİK ANALİZ

Enerji kaynaklarının verimli kullanılması teknik problemlerin yanında başka faktörlerin de göz önüne alınmasını gerekli kılmaktadır. Bu faktörlerin başında da ekonomik faktörler gelir. Isıl sistemlerin verimli kullanılmasında parasal değer olarak da adlandırılabilen maliyet oldukça önemli bir parametredir. Termodinamik, ısı transferi ve akışkanlar mekaniği gibi temel bilim dallarının parasal değer ile birleştirilmesiyle ortaya çıkan bilim dalı termoekonomi olarak adlandırılmaktadır. Daha net bir ifadeyle termoekonomik analiz (ya da eksergoekonomik analiz); ekserji analizi ile ekonomik analizin birleştirilmesiyle ortaya çıkan ve ısıl sistemlerin geliştirilmesine ve daha rasyonel biçimde analiz edilmesine yardımcı olan bilim dalıdır.

Termoekonomik analizin amaçları;

- Birden fazla ürüne sahip olan bir sistemde her bir ürünün ayrı ayrı maliyetlerini belirleme,
- Maliyet oluşum proseslerini ve maliyet akışlarını anlayabilme,
- Tek bir elemandaki spesifik değişkenleri optimize edebilme,
- Tüm sistemi optimize etme,

şeklinde sıralanabilir [42].

4.4.1 Ekserji Maliyeti

Ekserji maliyeti, ekserji akımının gerçekleştiği yerin maliyetidir. Herhangi bir sisteme giren ya da sistemden çıkan madde akımları, sisteme verilen ya da sistemden alınan iş ve ısı akımları için ekserji maliyetleri aşağıdaki denklemler ile yazılır.

$$\dot{C}_g = c_g \dot{E}x_g = c_g (\dot{m}_g ex_g) \quad (4.52)$$

$$\dot{C}_\zeta = c_\zeta \dot{E}x_\zeta = c_\zeta (\dot{m}_\zeta ex_\zeta) \quad (4.53)$$

$$\dot{C}_w = c_w \dot{E}x_w = c_w \dot{W} \quad (4.54)$$

$$\dot{C}_q = c_q \dot{E}x_q \quad (4.55)$$

Burada c_g , c_ζ , c_w ve c_q ifadeleri sırasıyla, giren madde akımı, çıkan madde akımı, iş ve ısı aktarımı için birim maliyeti ifade eder. Birimleri \$/GJ'dür. \dot{C}_g , \dot{C}_ζ , \dot{C}_w ve \dot{C}_q ifadeleri ise ekserji akımlarının toplam maliyetlerini gösterir. Ekserji akımlarının toplam maliyeti \$/h ve \$/s'dir.

Ekserji maliyetlendirmesi, her bir eleman için ayrı ayrı yazılmış maliyet dengelerini içerir. Herhangi bir sistemin k elemanına uygulanan maliyet dengesine göre; bileşenden çıkan tüm ekserji akımlarının maliyetinin toplamı, sisteme giren tüm ekserji akımlarının maliyetleri ile ilk yatırım ve bakım işletme maliyetlerinin toplamına eşittir. Isı alan ve güç üreten bir eleman için ekserji maliyet dengesi;

$$\sum_{\zeta} \dot{C}_\zeta + \dot{C}_w = \dot{C}_q + \sum_g \dot{C}_g + \dot{Z}_k \quad (4.56)$$

olur.

4.4.2 Ekserji Yok Oluş Maliyeti

Dikkat edildiğinde ekserji maliyet dengesi içerisinde ekserji yok oluş maliyeti ile ilgili bir terim yoktur. Ancak okuyucu ekserji yok oluş maliyetini de merak edebilir. Buna göre bir k

elemanın genişletilmiş çevreye uygulanmış ekserji dengesine göre; elemana sağlanan toplam ekserji, elemandan elde edilen toplam ekserji ile ekserji yok oluşuna eşittir ve ;

$$\dot{E}x_{\text{sağlanan},k} = \dot{E}x_{\text{elde edilen},k} + \dot{E}x_{\text{yok olan},k} \quad (4.57)$$

şeklinde ifade edilir. Ekserji maliyet dengesine göre ise; bir sisteme sağlanan ekserji maliyetleri toplamı ile sistemin saatlik ilk yatırım ve bakım onarım maliyetleri toplamı, sistemden elde edilen toplam ekserji maliyetine eşittir ve;

$$c_{\text{sağlanan},k} \dot{E}x_{\text{sağlanan},k} + \dot{Z}_k^T = c_{\text{elde edilen},k} \dot{E}x_{\text{elde edilen},k} \quad (4.58)$$

olarak yazılır. Bu iki denklem birleştirilerek $\dot{E}x_{\text{sağlanan},k}$ yok edilirse;

$$c_{\text{sağlanan},k} \dot{E}x_{\text{elde edilen},k} + c_{\text{sağlanan},k} \dot{E}x_{\text{yok olan},k} + \dot{Z}_k^T = c_{\text{elde edilen},k} \dot{E}x_{\text{elde edilen},k} \quad (4.59)$$

veya $\dot{E}x_{\text{elde edilen},k}$ yok edilirse;

$$c_{\text{sağlanan},k} \dot{E}x_{\text{sağlanan},k} + \dot{Z}_k^T + c_{\text{elde edilen},k} \dot{E}x_{\text{yok olan},k} = c_{\text{elde edilen},k} \dot{E}x_{\text{sağlanan},k} \quad (4.60)$$

denklemleri elde edilir. Buna göre ekserji yok oluş maliyetleri;

$$\dot{C}_{\text{yok olan},k} = c_{\text{sağlanan},k} \dot{E}x_{\text{yok olan},k} \quad (4.61)$$

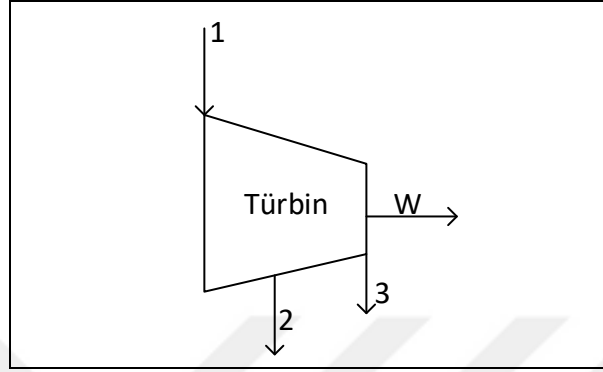
veya

$$\dot{C}_{\text{yok olan},k} = c_{\text{elde edilen},k} \dot{E}x_{\text{yok olan},k} \quad (4.62)$$

biçiminde bulunur. Bu iki denklemden birincisi; ekserji yok oluşunun yakıt ilavesiyle telafi edildiğini, yakıt ekserji birim maliyet değerinin değişmediğini kabul etmektedir. İkincisi ise, aynı yakıt miktarıyla daha az ürünün elde edildiğini, ekserji yok oluşundan kaynaklanan maliyetin, ürünün toplam maliyetini artırdığı kabulünü ifade etmektedir.

4.4.3 Yardımcı Denklemler

Yardımcı denklemlere neden ihtiyaç duyulduğunun anlaşılması için Şekil 4.3'teki gibi tek madde akımı girişi olup bir buhar çekim yeri ve çıkışı olan ve güç üreten bir türbin düşünülün.



Şekil 4.3 Bir giriшли iki çıkışlı iş üreten bir türbin.

Bu türbine sağlanan ekserji maliyeti $\dot{C}_{\text{sağlanan}} = (\dot{C}_1 - \dot{C}_2 - \dot{C}_3)$, türbinden elde edilen ekserji maliyeti ise $\dot{C}_{\text{elde edilen}} = \dot{C}_w$ olur. Türbin için maliyet denge denklemi ise;

$$\dot{C}_1 + \dot{Z}_{\text{türbin}}^T = \dot{C}_2 + \dot{C}_3 + \dot{C}_w \quad (4.63)$$

olur. Veya türbine sağlanan ve elde edilen ekserji maliyetleri cinsinden;

$$c_w \dot{W} = (c_1 \dot{E}x_1 - c_2 \dot{E}x_2 - c_3 \dot{E}x_3) + \dot{Z}_{\text{türbin}}^T \quad (4.64)$$

şeklinde yazılır. Bu denklemde $\dot{Z}_{\text{türbin}}^T$ ile ekserji akımları bilinmektedir. c_1 'in bilindiği varsayıldığında c_w 'yi bulmak için iki denkleme daha ihtiyaç olduğu görülmektedir. Bu durumda yardımcı denklemlerden yararlanılır. Yardımcı denklemler türbin için geliştirilirse; $c_1 = c_2$ ve $c_1 = c_3$ olur veya $(\dot{C}_1/\dot{E}x_1) = (\dot{C}_2/\dot{E}x_2)$ ve $(\dot{C}_1/\dot{E}x_1) = (\dot{C}_3/\dot{E}x_3)$ şeklinde yazılabilir. Bu ifade, türbine giren birim ekserji madde akımı maliyetinin türbinden çıkan birim madde akımı ekserji maliyetleri ile aynı olduğunu gösterir. Genelleştirilecek olursa; bir elemandan n adet ekserji akım çıkışı var ise bu eleman için $n - 1$ adet yardımcı denklem türetilmelidir. Detaylı bilgiler Bejan'dan [42] bulunabilir.

4.4.4 Termoekonomi Performans Kriterleri

Termoekonomi performans kriterleri, bir sistemin ekserji denge maliyetleriyle bulunan ekserji yok oluş maliyetlerine ek olarak bağıl maliyet farkı ve eksergoekonomik faktör olarak düşünülebilir.

Bağıl maliyet farkı; incelenen bir elemanın maliyetindeki ortalama bağıl artışı ifade eder. Başka bir deyimle yakıt ile ürünün birim ekserji maliyetleri arasındaki farkın birim yakıt ekserjisi maliyetine oranı olarak tanımlanır. Bağıl maliyet farkı;

$$r_k = \frac{C_{sağlanan,k} - C_{elde edilen,k}}{C_{sağlanan,k}} \quad (4.65)$$

şeklinde bulunur.

Eksergoekonomik faktör ise bir elemanın yatırım maliyetinin, o elemanın yatırım maliyeti ile aynı elemandaki ekserji yok oluş maliyetinin toplamına oranıdır. Eksergoekonomik faktör;

$$f_k = \frac{\dot{Z}_k^T}{\dot{Z}_k^T + C_{sağlanan,k} \dot{E}x_{yok olan,k}} \quad (4.66)$$

şeklinde bulunur. Bir elemanın düşük eksergoekonomik faktöre sahip olması, o elemanda meydana gelen ekserji yok oluş maliyetlerinin yüksek olduğunu, dolayısıyla ekserji kayıplarını azaltacak iyileştirmeler yapılması gerektiğini ifade eder.

BÖLÜM 5

BÖLGESEL ISITMA SİSTEMİ TASARIM SONUÇLARI

Bölüm 3'te bölgesel ısıtma sistem elemanları için geliştirilen ifadelerden elde edilen sonuçlar bu bölümde verilecektir. Ayrıca bölüm sonunda bölgesel ısıtma sisteminin işletilmesi için beş farklı senaryo kurgulanıp, bu senaryoların birbirleri arasındaki ilişki incelenecektir.

5.1 REFERANS BİNA ISI KAYBI HESABI

Referans olarak alınan bina 3 katlı olup her katı 2 daireden oluşmaktadır. Referans olarak alınan binanın her bir bileşenine ait toplam ısı geçirgenlik katsayısı ve yüzey alanları Çizelge 5.1'de verilmiştir. Isı kaybı hesabı $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasında yapılmıştır. $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ayrıca tüm sistemin dizayn sıcaklığıdır. Yani bölgede ısıtma için ihtiyaç duyulan pik yük bu sıcaklıkta belirlenmiştir. Bina iç havası sıcaklığının $22\text{ }^{\circ}\text{C}$ olması durumunda, $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ sıcaklıkları arasında her 5°C farkla binanın ısıtma yükü; 43.18 kW, 33.6 kW, 24 kW 14.4 kW ve 4.9 kW olarak bulunmuştur.

Çizelge 5.1 Referans binanın yüzey alanları ve toplam ısı geçirgenlik katsayıları.

| | A (m^2) | U (W/m^2K) |
|-----------|-------------|----------------|
| Pencere | 66 | 2.4 |
| Betonarme | 20 | 0.575 |
| Dış duvar | 544 | 0.444 |
| Tavan | 300 | 0.471 |
| Döşeme | 300 | 0.432 |
| Kapı | 4 | 4.0 |

5.2 SICAK KULLANIM SUYU ISI ENERJİSİ HESABI

Sadece tek bir daire için sıcak kullanım suyu debi ihtiyacı Çizelge 5.2'de özetlenmiştir. Çizelge 5.2'deki hesap sadece bir daireye yöneliktir. Ancak kurulması düşünülen sistemin, binanın tamamındaki sıcak kullanım suyu ihtiyacını karşılaması düşünüldüğünden, bir daire için elde edilen toplam su ihtiyacının, bina eş kullanım faktörü 0.3 ile çarpılması gerekir.

Bu durumda binada 6 daire olduğundan;

$$\dot{m}_{SKS,BİNA} = 6 \times 0.3 \times 241.5 \left(\frac{L}{h}\right) \times \left(\frac{1h}{3600s}\right) \times \left(\frac{1m^3}{1000L}\right) \times 998 \left(\frac{kg}{m^3}\right)$$

$\dot{m}_{SKS,BİNA} = 0.12 \text{ kg/s}$ olarak bulunur.

Boyer serpantin gücü c_p değeri T_{SKS} ve $T_{SOĞUK}$ değerlerinin ortalaması alınarak;

$$\dot{Q}_{DHW} = 0.12 \left(\frac{kg}{s}\right) \times 4.178 * \left(\frac{kJ}{kg^{\circ}C}\right) (55 - 10)(^{\circ}C)$$

$\dot{Q}_{SKS,BİNA} = 22.56 \text{ kW}$ olarak bulunur.

Çizelge 5.2 Bir daire için sıcak kullanım suyu debi ihtiyacı.

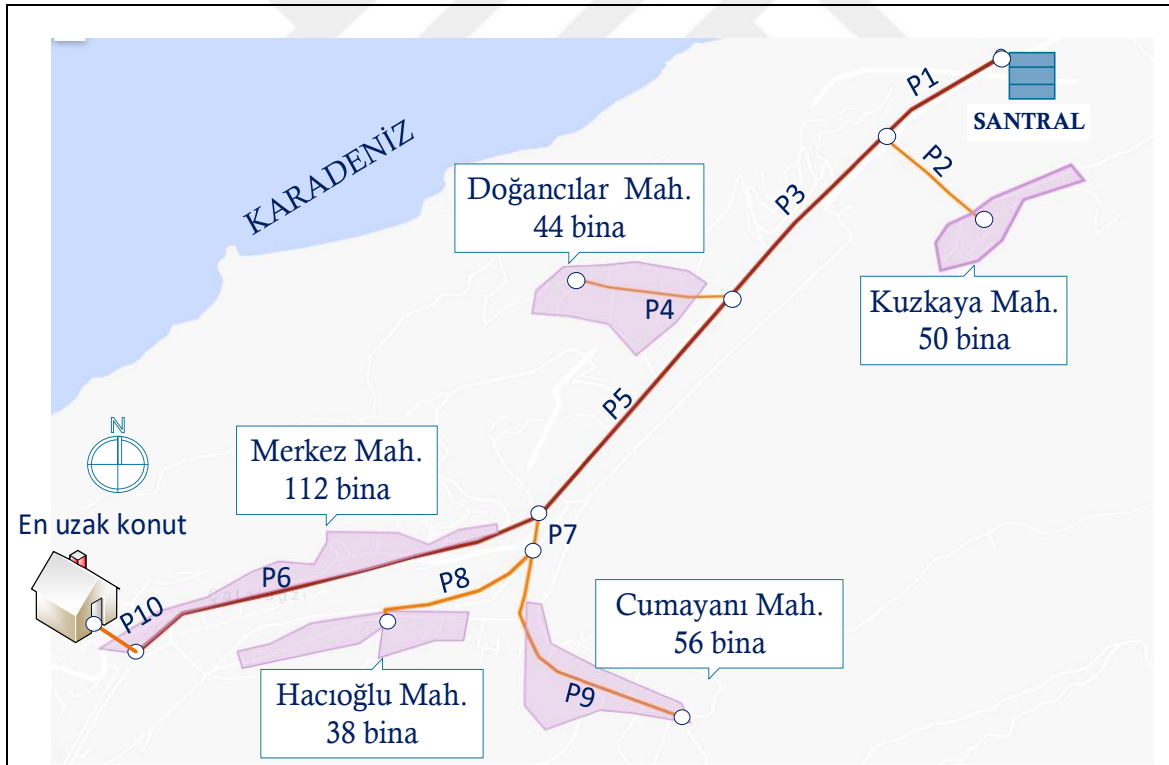
| Tesisatın cinsi | Adet | Su sarfiyatı (L/h) | Toplam sıcak su ihtiyacı (L/h) |
|---|------|--------------------|--------------------------------|
| Banyo | 1 | x 250 | = 250 |
| Eviye | 1 | x 35 | = 35 |
| Lavabo | 1 | x 7.5 | = 7.5 |
| Çamaşır makinesi | 1 | x 70 | = 70 |
| Bulaşık makinesi | 1 | x 40 | = 40 |
| Genel toplam | | | 402.5 |
| Bir daireye ait toplam sıcak su ihtiyacı (EKF*Genel toplam) | | | 0.6x402.5=241.5 |

5.3 BÖLGENİN BELİRLENMESİ

Bu çalışmada bölgesel ısıtma uygulama yapılması planlanan yer, Zonguldak iline bağlı Çatalağzı ilçesidir. Bölge planlanırken bölgede bulunan 300 bina eşdeğeri bina ve kamuya ait bina (okul, belediye, PTT vb.) hepsini ayrı ayrı göstermek yerine, bölge 5 farklı alt bölgeye ayrılmıştır. Her bir alt bölge Çatalağzı ilçesindeki mahalleleri temsil etmektedir. Her bir alt bölgedeki toplam bina sayısı; Türkiye İstatistik Kurumu'ndan temin edilen mahallelerdeki toplam kişi sayısı dikkate alınmak suretiyle tespit edilmiştir. Buna göre bir mahalledeki toplam bina sayısı, her bir dairede 4 kişi ve bir binanın da 6 daireden oluştuğu varsayımı ile seçilen referans bina sayısı kadardır.

Çizelge 5.3 Bölgeye ait toplam kişi, kurum ve bina sayısı.

| Mahalle adı | Kişi sayısı | Kurum adı ve eşdeğer bina sayısı | Kurum eşdeğer bina sayısı | Toplam eşdeğer bina sayısı |
|-------------|-------------|----------------------------------|---------------------------|----------------------------|
| Kuzkaya | 1175 | - | - | 50 |
| Doğancılar | 1043 | - | - | 44 |
| Merkez | 2188 | Plevne İlkokulu | 2 | 112 |
| | | TCDD Gar ve Deposu | 10 | |
| | | PTT | 3 | |
| | | Çatalağzı Belediyesi | 5 | |
| Hacıoğlu | 912 | - | - | 38 |
| Cumayanı | 1081 | Çatalağzı Çok programlı Lisesi | 5 | 56 |
| | | Zonguldak Kilimli Spor Lisesi | 3 | |
| | | Çatalağzı İlkokulu | 2 | |
| | | Genel toplam | | |



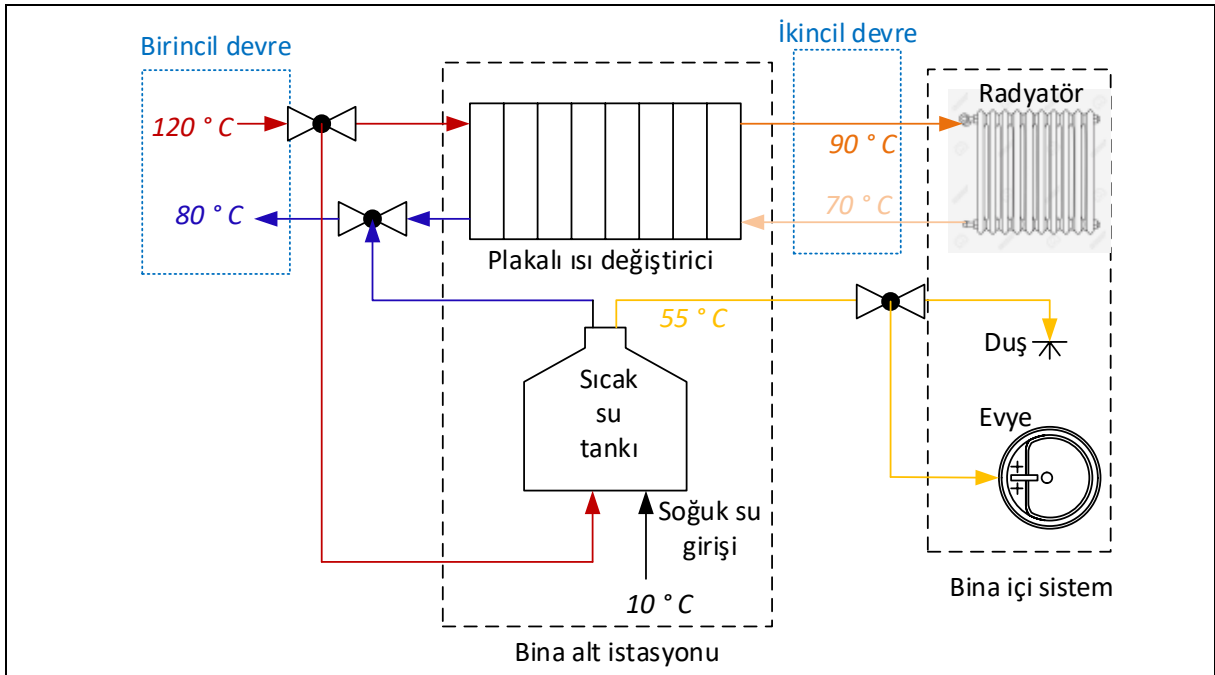
Şekil 5.1 Bölge topolojisi.

Bölgeye ait toplam bina ve kurum eşdeğer sayıları Çizelge 5.3'te verilmiştir. Kurumlar için eşdeğer bina sayısı [43]'den alınmıştır.

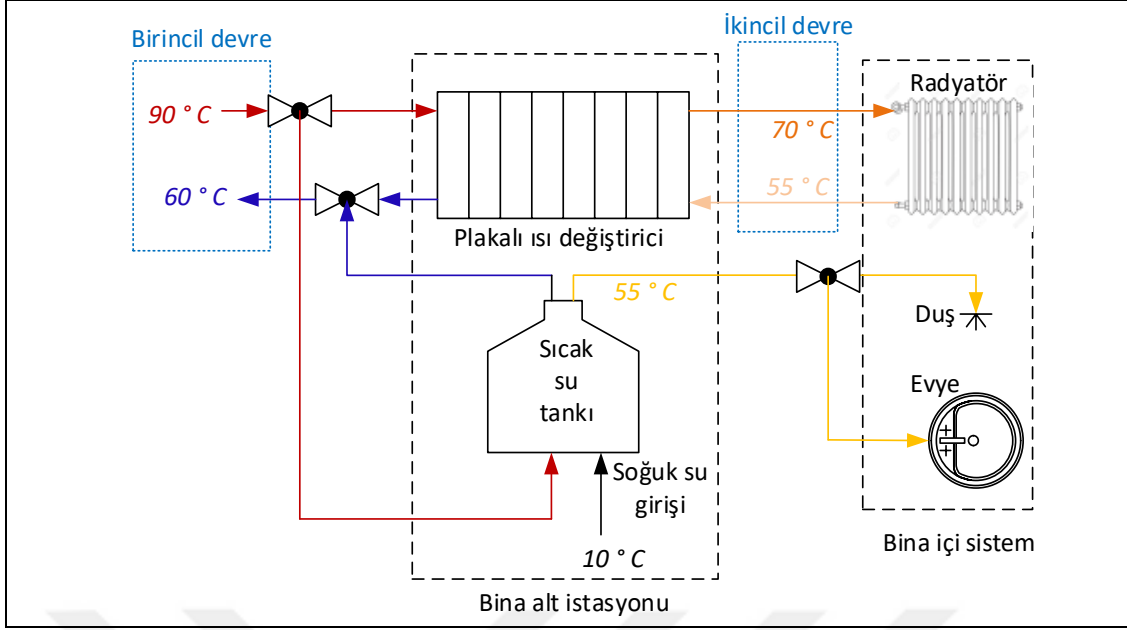
Bölgedeki toplam bina sayısı belirlendikten sonra, bu binaların santrale göre hangi konumda olduklarını belirlemek gerekir. Bölgenin topolojisi olarak ifade edilen bu işlem; bölgesel ısıtma uygulaması düşünülen bölgedeki binaların, santrale olan uzaklıklarının ve santral ile binalar arasındaki kot farkının belirlenmesi anlamına gelir. Bu çalışmada bölge topolojisi belirlenirken Google Maps'in My Map özelliğinden faydalanılmıştır. Google Maps'ten faydalanarak santralde üretilecek ısının bölgeye taşınmasını sağlayacak olan boru uzunlukları, mahalleler ile santral arasındaki taşıt yollarının uzunluklarını belirlemek suretiyle bulunmuştur. Şekil 5.1'de santralin ve mahallelerin birbirilerine göre konumu gösterilmiştir. Ayrıca şekilde 300 farklı binayı ayrı ayrı göstermek yerine boru çapının belirlenmesinde etkin olacak olan en uzaktaki konut temsilen gösterilmiştir.

5.3.1 Farklı Dizayn Sıcaklıklarına Göre Bölgesel Isıtma Uygulaması

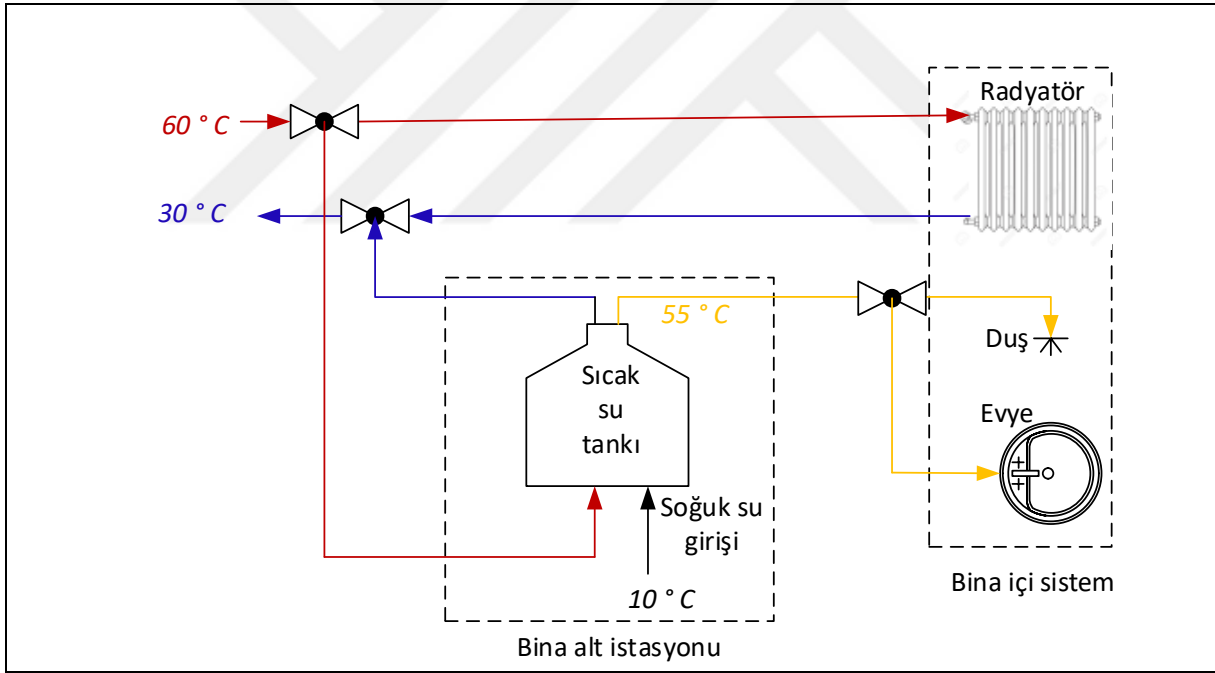
Santralde üretilen sıcak su, bölgeye önzolasyonlu borular ile taşınırken bu sıcak suyun gidiş/dönüş sıcaklığı sistemin toplam termodinamik performansı üzerinde etkili olacaktır. Avrupa'da son yıllarda bölgesel ısıtma uygulamaları, özellikle atık ısı ve yenilenebilir enerji kaynaklarını daha etkin kullanabilmek ve CO₂ salınımını azaltmak amacıyla düşük sıcaklık bölgesel ısıtma uygulamaları olarak bilinen gidiş sıcaklığının 60 °C ve altında olacak biçimde dizayn edilmektedir [31].



Şekil 5.2 Yüksek sıcaklık bölgesel ısıtma uygulaması (YSBIS), indirekt bağlantı.



Şekil 5.3 Orta sıcaklık bölgesel ısıtma uygulama (OSBIS), indirekt bağlantı.



Şekil 5.4 Düşük sıcaklık bölgesel ısıtma uygulaması (DSBIS), direkt bağlantı.

Her ne kadar bu çalışmada yenilenebilir enerji kaynağından ısı üretilmeyecek olsa da buhar türbininin daha düşük sıcaklık kademesinden buhar çekmek santralin performansını etkileyecektir. Burada yüksek (YSBIS), orta (OSBIS) ve düşük sıcaklıklı bölgesel ısıtma (DSBIS) uygulamalarının ayrı ayrı bölgeye uygulanması sonucu santralin ve tüm sistemin performansı incelenmiştir. YSBIS ve OSBIS uygulamaları sırasıyla Şekil 5.2 ve Şekil 5.3'te

gösterilmiş olup indirekt bağlantı olacak biçimde dizayn edilmiştir. Birincil devre dizayn sıcaklıkları sırasıyla 120/80 °C ve 90/60 °C iken ikincil devre sıcaklıkları ise sırasıyla 90/70 °C ve 70/55 °C seçilmiştir. DSBIS ise Şekil 5.4'te gösterilmiş olup direkt bağlantı biçiminde dizayn edilmiştir ve dizayn sıcaklığı 60/30 °C'dir.

5.4 BORU ÇAPLARININ BELİRLENMESİ

Santralde üretilen ısıyı bölgeye iletecek olan borular EN 253 standardına göre üretilmiş çelik borulardan oluşmuştur. Bu standarttaki borulara ait özellikler Çizelge 5.4'te verilmiştir.

Çizelge 5.4 İZOBOR'dan temin edilen önizolasyonlu boru özellikleri.

| Çelik Boru Anma Çapı | ÇELİK SERVİS BORUSU | | | KILIF BORUSU | | | İZOLASYON | BİRİM BORU FİYATI (TL/m) |
|-------------------------|---------------------|-------------------------|----------------|-----------------|-------------------------|----------------|------------------|-----------------------------------|
| | Dış Çap (mm) | Et Kalınlığı (mm) | İç Çap (mm) | Dış Çap (mm) | Et Kalınlığı (mm) | İç Çap (mm) | Kalınlık (mm) | |
| DN32 | 42.4 | 2.6 | 37.2 | 110 | 2.5 | 105 | 31.3 | 40.9 |
| DN150 | 168.3 | 4 | 160.3 | 250 | 3.9 | 242.2 | 37 | 165.6 |
| DN200 | 219.1 | 4.5 | 210.1 | 315 | 4.9 | 305.2 | 43.1 | 257.8 |
| DN250 | 273 | 5 | 263 | 400 | 6.3 | 387.4 | 57.2 | 389 |
| DN300 | 323.9 | 5.6 | 312.7 | 450 | 7 | 436 | 56.1 | 478.8 |
| DN350 | 355.6 | 5.6 | 344.4 | 500 | 7.8 | 484.4 | 64.4 | 650.2 |
| DN400 | 406.4 | 6.3 | 393.8 | 560 | 8.8 | 542.4 | 68 | 766.9 |
| DN450 | 457.0 | 6.3 | 444.4 | 630 | 9.8 | 610.4 | 76.7 | 880.7 |

Çizelge 5.5 Boruların toplam uzunluğu ve taşıyacağı ısı miktarı.

| Boru adı | Toplam boru uzunluğu (m) | Borunun ısıyı taşıdığı toplam bina sayısı | Ulaştırılması gereken toplam ısı (kW) |
|-------------|-----------------------------|---|--|
| P1 | 2x465 | 300 | 19720 |
| P2 | 2x435 | 50 | 3287 |
| P3 | 2x775 | 250 | 16435 |
| P4 | 2x510 | 44 | 2893 |
| P5 | 2x1030 | 206 | 13542 |
| P6 | 2x1460 | 112 | 7363 |
| P7 | 2x135 | 94 | 6179 |
| P8 | 2x585 | 38 | 2498 |
| P9 | 2x920 | 56 | 3681 |
| P10 | 2x300x100 | 1 | 65.74 |

Çizelge 5.6 YSBIS uygulamasında farklı boru çapları için birim uzunluk basınç kaybı (Pa/m).

| Boru anma çapı | TPL_{P1} (Pa/m) | TPL_{P2} (Pa/m) | TPL_{P3} (Pa/m) | TPL_{P4} (Pa/m) | TPL_{P5} (Pa/m) | TPL_{P6} (Pa/m) | TPL_{P7} (Pa/m) | TPL_{P8} (Pa/m) | TPL_{P9} (Pa/m) |
|----------------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|
| DN80 | 63268.0 | 1772.0 | 43951.0 | 1375.0 | 29853.0 | 8844.0 | 6233.0 | 1027.0 | 2220.0 |
| DN100 | 16114.0 | 453.8 | 11197.0 | 352.3 | 7607.0 | 2257.0 | 1592.0 | 263.4 | 568.2 |
| DN125 | 5293.0 | 150.1 | 3679.0 | 116.6 | 2500.0 | 743.0 | 524.4 | 87.3 | 187.8 |
| DN150 | 1958.0 | 56.0 | 1361.0 | 43.6 | 925.6 | 275.7 | 194.7 | 32.7 | 70.0 |
| DN200 | 478.1 | 13.9 | 332.7 | 10.9 | 226.5 | 67.8 | 48.0 | 8.2 | 17.4 |
| DN250 | 148.9 | 4.4 | 103.7 | 3.5 | 70.7 | 21.3 | 15.1 | 2.6 | 5.5 |
| DN300 | 61.0 | 1.8 | 42.5 | 1.4 | 29.0 | 8.8 | 6.2 | 1.1 | 2.3 |
| DN350 | 36.9 | 1.1 | 25.8 | 0.9 | 17.6 | 5.4 | 3.8 | 0.7 | 1.4 |
| DN400 | 18.5 | 0.6 | 12.9 | 0.5 | 8.8 | 2.7 | 1.9 | 0.3 | 0.7 |
| DN450 | 9.9 | 0.3 | 7.0 | 0.2 | 4.8 | 1.5 | 1.0 | 0.2 | 0.4 |

Boru çapını belirleyebilmek için dizayn durumunu göze almak gerekir. Çünkü seçilen borular; izin verilen maksimum basınç kayıplarını aşmayacak biçimde, kötü hava koşullarında dahi tüketicilerin ısı talebini karşılayabilecek çapta olmalıdır. Çap tayini yapılacak olan boruların uzunlukları, bölgedeki kaç adet binayı besleyeceği ve bu boruların bölgeye ulaştırması gereken dizayn durumundaki toplam ısı ihtiyacı Çizelge 5.5'te verilmiştir.

Boruların ulaştırması gereken toplam ısı ihtiyacından yola çıkarak ihtiyaç duyulan kütle debisi bulunur. İhtiyaç duyulan debide, üretici firmadan temin edilen her bir boru çapı deneyerek PX numaralı boru için birim uzunluk başına basınç kayıpları bulunur. Örneğin, P1 borusu göz önüne alınsın. Eğer gidiş ve dönüş borularındaki dizayn sıcaklığı 120/80 °C alınırsa; borularda ısı kaybının olmadığı varsayımıyla ve özgül ısıların değiştiği göz önüne alınarak P1 borusundaki sıcak su debisi 116.8 kg/s olur. Aynı biçimde diğer borular için aynı yöntemle boru içindeki toplam kütle debisi bulunur. Üretici firmadan temin edilen boruların boru pürüzlülük katsayısı ise $\lambda=0.1$ mm'dir [4]. Suyun viskozitesi ise gidiş sıcaklığı 120 °C'deki suyun viskozitesi 2.321×10^{-4} kg/ms alınmıştır. Bu durumda boru çaplarının belirlenmesi başlığı altındaki denklemler ile değişen çaplar ve her bir boru numarası için borulardaki TPL_j değeri ve akış hızı V_j her bir boru için ayrı ayrı denklemlerin EES'te çözülmesiyle elde edilen sonuçlar Çizelge 5.6 ve Çizelge 5.7'deki gibi olur.

Çizelge 5.6 ve Çizelge 5.7'den yola çıkarak her bir boru için uygun boru çapını bulmak gerekir. Örneğin, P1 borusu incelenecek olursa; bu boruyu seçmek için DN80-DN450 boru anma çapları arasında 10 farklı ihtimal incelenmiştir. Bölgesel ısıtma saha uygulamalarında ise genellikle

tecrübi bilgilere dayanarak yaklaşık hesap metoduna göre birim uzunluk başına basınç kaybı alınır. Danimarka ve diğer birçok Avrupa ülkesinde birincil şebekede **TPL** değeri 100 Pa/m alınır [22]. Ancak seçilen bu değer bazen boruların büyük çapta seçilmesine, büyük çaplı borular ise daha fazla ısı kaybına neden olur.

Bu çalışmada ise yaklaşık hesap metoduna göre; büyük çapta boru çaplarından kaçınmak için bir **TPL_{max}** değeri belirlenecektir [20]. **TPL_{max}** değeri ise en uzak hattaki kullanıcı ile santral arasında gidiş/dönüş borularında maksimum izin verilen toplam basınç kaybının, her iki konum arasındaki uzaklığın iki katına bölünmesi şeklinde bulunur. Sistem şebekesindeki minimum statik basınç 200 kPa olup sistemin toplam basıncı 1000 kPa seçilirse borularda izin verilen maksimum kaybı [4] ve [11] çalışmasına göre 800 kPa alınır. Santrale en uzak konumdaki tüketici ile santral sıcak su çıkış noktası arasındaki tek yönde (gidiş veya dönüş yönü) toplam uzaklık 3830 m olduğundan **TPL_{max}** değeri 104.4 Pa/m olur. P1 borusu için 104.4 Pa/m değeri Çizelge 5.6'da bulunmamaktadır. Bu durumda is 104.4 Pa/m'nin altındaki en büyük değer olan **TPL_{P1}** değeri 61.0 Pa/m'ye karşılık gelen DN300 anma çapındaki boru, P1 borusu olarak seçilir. Aynı düşünceyle diğer tüm borular seçilir.

Çizelge 5.7 YSBIS uygulamasında farklı boru çapları akış hızları (m/s).

| Boru anma çapı | V_{P1} (m/s) | V_{P2} (m/s) | V_{P3} (m/s) | V_{P4} (m/s) | V_{P5} (m/s) | V_{P6} (m/s) | V_{P7} (m/s) | V_{P8} (m/s) | V_{P9} (m/s) |
|----------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|
| DN80 | 23.17 | 3.861 | 19.31 | 3.398 | 15.91 | 8.649 | 7.258 | 2.934 | 4.324 |
| DN100 | 13.75 | 2.291 | 11.46 | 2.016 | 9.439 | 5.132 | 4.307 | 1.741 | 2.566 |
| DN125 | 8.981 | 1.497 | 7.484 | 1.317 | 6.167 | 3.353 | 2.814 | 1.138 | 1.676 |
| DN150 | 6.136 | 1.023 | 5.114 | 0.9001 | 4.213 | 2.291 | 1.923 | 0.7772 | 1.145 |
| DN200 | 3.572 | 0.5953 | 2.977 | 0.524 | 2.453 | 1.334 | 1.119 | 0.4524 | 0.6667 |
| DN250 | 2.28 | 0.3799 | 1.9 | 0.3344 | 1.565 | 0.8511 | 0.7142 | 0.2887 | 0.4255 |
| DN300 | 1.615 | 0.2691 | 1.346 | 0.2368 | 1.109 | 0.6028 | 0.5059 | 0.2045 | 0.3014 |
| DN350 | 1.329 | 0.2216 | 1.108 | 0.195 | 0.9128 | 0.4963 | 0.4165 | 0.1684 | 0.2481 |
| DN400 | 1.017 | 0.1695 | 0.8473 | 0.1491 | 0.6982 | 0.3796 | 0.3186 | 0.1288 | 0.1898 |
| DN450 | 0.7984 | 0.1331 | 0.6653 | 0.1171 | 0.5482 | 0.2981 | 0.2501 | 0.1011 | 0.149 |

Bölgesel ısıtma sistemlerinin ana dağıtım hattı olarak da bilinen birincil devredeki borular içindeki akış hızı için literatürde net bir maksimum hız verilmemiştir. Çalışmalar incelendiğinde bazılarında boru içindeki ortalama akış hızınının 2.5 m/s'yi geçmesi istenmezken, bazı çalışmalarda 5 m/s'ye kadar boru içi akış hızına izin verilmiştir. Burada Çizelge 5.7'de değişik çaplar için boru içindeki akış hızı verilmiştir. Sonuçlara dikkat edilirse seçilen

borulardaki (koyu renkle belirtilmiş hıza sahip boru) akış hızı 2 m/s'yi geçmemektedir. Bu sonuç boru içindeki akış hızının makul seviyelerde olduğunu ifade eder.

| Length Channel [m] | Energy demand [kW] | Criteria [Pa/m] | Criteria [m/s] | + | Dimension (d1) [mm] | + | Press. grad. (flow/return) [Pa/m] | Velocity (flow/return) [m/s] |
|--------------------|--------------------|-----------------|----------------|---|---------------------|---|-----------------------------------|------------------------------|
| 465 | 19722 | 107 | 10 | | 300 | | 60 / 63 | 1.6 / 1.6 |
| 435 | 3287 | 107 | 10 | | 150 | | 56 / 58 | 1.02 / 1.02 |
| 775 | 16435 | 107 | 10 | | 300 | | 42 / 44 | 1.34 / 1.34 |
| 510 | 2893 | 107 | 10 | | 150 | | 43 / 45 | 0.9 / 0.9 |
| 1030 | 13542 | 107 | 10 | | 250 | | 70 / 73 | 1.56 / 1.56 |
| 1460 | 7363 | 107 | 10 | | 200 | | 67 / 70 | 1.33 / 1.33 |
| 135 | 6179 | 107 | 10 | | 200 | | 48 / 50 | 1.11 / 1.11 |
| 585 | 2498 | 107 | 10 | | 125 | | 87 / 91 | 1.13 / 1.13 |
| 920 | 3681 | 107 | 10 | | 150 | | 69 / 73 | 1.14 / 1.14 |

Şekil 5.5 YSBIS için Logstor calculator ile yapılmış boru çapı hesabı.

Çizelge 5.8 OSBIS uygulamasında farklı boru çapları için birim uzunluk basınç kaybı (Pa/m).

| Boru anma çapı | TPL_{P1} (Pa/m) | TPL_{P2} (Pa/m) | TPL_{P3} (Pa/m) | TPL_{P4} (Pa/m) | TPL_{P5} (Pa/m) | TPL_{P6} (Pa/m) | TPL_{P7} (Pa/m) | TPL_{P8} (Pa/m) | TPL_{P9} (Pa/m) |
|----------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|
| DN80 | 111401 | 3121 | 77388 | 2421 | 52564 | 15572 | 10976 | 1808 | 3909 |
| DN100 | 28374 | 799.2 | 19715 | 620.5 | 13395 | 3974 | 2803 | 463.9 | 1001 |
| DN125 | 9320 | 264.3 | 6478 | 205.4 | 4403 | 1308 | 923.5 | 153.8 | 330.6 |
| DN150 | 3447 | 98.62 | 2397 | 76.73 | 1630 | 485.5 | 342.9 | 57.54 | 123.2 |
| DN200 | 842 | 24.52 | 585.9 | 19.12 | 398.9 | 119.4 | 84.49 | 14.38 | 30.58 |
| DN250 | 262.3 | 7.797 | 182.7 | 6.096 | 124.5 | 37.49 | 26.6 | 4.598 | 9.705 |
| DN300 | 107.4 | 3.257 | 74.89 | 2.552 | 51.13 | 15.48 | 11.01 | 1.93 | 4.046 |
| DN350 | 65 | 1.997 | 45.37 | 1.566 | 31 | 9.425 | 6.709 | 1.186 | 2.478 |
| DN400 | 32.58 | 1.02 | 22.77 | 0.8017 | 15.59 | 4.767 | 3.4 | 0.6083 | 1.264 |
| DN450 | 17.51 | 0.5586 | 12.26 | 0.4397 | 8.402 | 2.586 | 1.848 | 0.3342 | 0.6913 |

Aynı zamanda hesapların doğruluğunu kontrol etmek amacıyla bölgesel ısıtma boru üretici firmalarında Logstor'un geliştirmiş olduğu yazılımla sonuçlar kıyaslanmıştır. Logstor'a ait çözümler de Şekil 5.5'te verilmiştir.

Çizelge 5.9 DSBIS uygulamasında farklı boru çapları için birim uzunluk basınç kaybı (Pa/m).

| Boru anma çapı | TPL_{P1} (Pa/m) | TPL_{P2} (Pa/m) | TPL_{P3} (Pa/m) | TPL_{P4} (Pa/m) | TPL_{P5} (Pa/m) | TPL_{P6} (Pa/m) | TPL_{P7} (Pa/m) | TPL_{P8} (Pa/m) | TPL_{P9} (Pa/m) |
|----------------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|
| DN80 | 111401 | 3121 | 77388 | 2421 | 52564 | 15572 | 10976 | 1808 | 3909 |
| DN100 | 28374 | 799.2 | 19715 | 620.5 | 13395 | 3974 | 2803 | 463.9 | 1001 |
| DN125 | 9320 | 264.3 | 6478 | 205.4 | 4403 | 1308 | 923.5 | 153.8 | 330.6 |
| DN150 | 3447 | 98.62 | 2397 | 76.73 | 1630 | 485.5 | 342.9 | 57.54 | 123.2 |
| DN200 | 842 | 24.52 | 585.9 | 19.12 | 398.9 | 119.4 | 84.49 | 14.38 | 30.58 |
| DN250 | 262.3 | 7.797 | 182.7 | 6.096 | 124.5 | 37.49 | 26.6 | 4.598 | 9.705 |
| DN300 | 107.4 | 3.257 | 74.89 | 2.552 | 51.13 | 15.48 | 11.01 | 1.93 | 4.046 |
| DN350 | 65 | 1.997 | 45.37 | 1.566 | 31 | 9.425 | 6.709 | 1.186 | 2.478 |
| DN400 | 32.58 | 1.02 | 22.77 | 0.8017 | 15.59 | 4.767 | 3.4 | 0.6083 | 1.264 |
| DN450 | 17.51 | 0.5586 | 12.26 | 0.4397 | 8.402 | 2.586 | 1.848 | 0.3342 | 0.6913 |

Çizelge 5.10 Farklı dizayn sıcaklıkları için seçilen borular.

| Boru adı | YSBIS | OSBIS | DSBIS |
|----------|-------|-------|-------|
| P1 | DN300 | DN350 | DN350 |
| P2 | DN150 | DN150 | DN150 |
| P3 | DN300 | DN300 | DN300 |
| P4 | DN150 | DN150 | DN150 |
| P5 | DN250 | DN300 | DN300 |
| P6 | DN200 | DN250 | DN250 |
| P7 | DN200 | DN200 | DN200 |
| P8 | DN125 | DN150 | DN150 |
| P9 | DN150 | DN200 | DN200 |
| P10 | DN32 | DN32 | DN32 |

Bu çalışmadaki amaçlardan biri de bölgesel ısıtmanın farklı dizayn sıcaklıklarında santralin ve tüm sistemin termodinamik performansını incelemek olduğundan boru çaplarını farklı dizayn sıcaklıkları için tekrar belirlemek gerekir. OSBIS ve DSBIS için yukarıda izlenen yöntemler her değişik çap için birim uzunluk başına basınç kayıpları ve Çizelge 5.8’de ve Çizelge 5.9’da verilmiştir. Çizelge 5.10’da farklı BIS uygulamaları için seçilen borular özet halinde verilmiştir.

P10 borusu için ise TPL değeri Çizelge 5.6, Çizelge 5.8 ve Çizelge 5.9’da gösterilmemiştir. Bunun nedeni DN32 ile DN80 arasında 5 farklı boru olup, bunların çizelgeye yerleştirilmesi çizelgeyi anlamsız uzun yapacaktır. P10 borusu için TPL_{P10} değeri DN32 borusu seçildiğinde YSBIS uygulamasında 50.64 Pa/m, OSBIS uygulamasında 89.22 Pa/m ve 91.02 Pa/m olarak bulunmuştur.

5.5 ÖNİZOLASYONLU BORULARDA ISI KAYBI HESABI

Önizolasyonlu borularda izolasyon malzemesi olarak çeşitli malzemeler kullanılsa da burada izobor tarafından üretilen poliüretan malzemesinin izolasyon malzemesi olarak kullanıldığı varsayılmıştır. Poliüretan malzemesinin ısı iletkenlik katsayısı $k_{izol}=0.028$ W/mK'dir. Toprak cinsi ise kum olup toprağın ısı iletim katsayısı ve sıcaklığı sırasıyla $k_t=1.7$ W/mK ve $T_t=7$ °C'dir. Toprak sıcaklığı ve ısı iletim katsayısının yıl boyunca değişmediği kabul edilecektir.

Çizelge 5.11 Farklı anma çapındaki boruların bazı özellikleri.

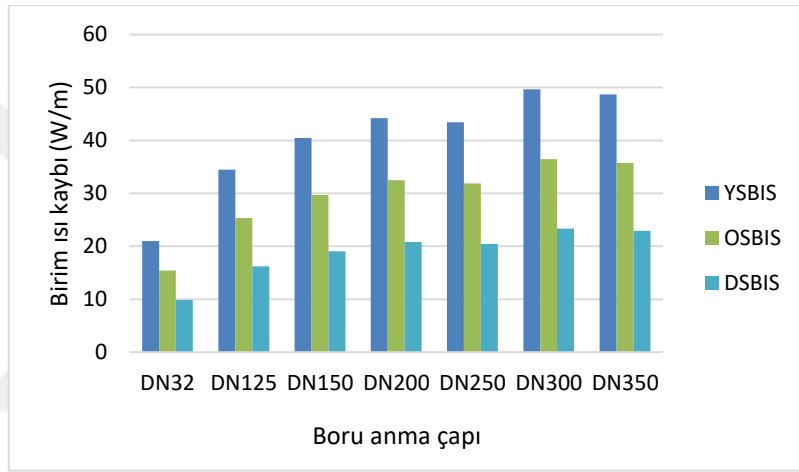
| Boru anma çapı | D_i (mm) | D_o (mm) | W (m) | Z (m) | R_{sim} (mK/W) | R_{asim} (mK/W) |
|----------------|---------------|---------------|------------|------------|---------------------|----------------------|
| DN32 | 37.2 | 90 | 0.7 | 0.66 | 5.409 | 5.268 |
| DN125 | 132.5 | 225 | 1 | 0.69 | 3.295 | 3.195 |
| DN150 | 160.3 | 250 | 1.1 | 0.78 | 2.814 | 2.711 |
| DN200 | 210.1 | 315 | 1.2 | 0.84 | 2.575 | 2.473 |
| DN250 | 263 | 400 | 1.4 | 0.80 | 2.618 | 2.539 |
| DN300 | 312.5 | 450 | 1.5 | 0.78 | 2.288 | 2.220 |
| DN350 | 344.4 | 500 | 1.6 | 0.85 | 2.334 | 2.264 |

Borular arasındaki mesafe W ve boru merkezi ile toprak yüzeyi arasındaki mesafe Z , standartlara uygun olarak seçilmiştir. Çizelge 5.11'de her bir anma çapındaki boru için standartlara uygun iç çap D_i , dış çap (D_o), iki boru merkezi arasındaki mesafe W , boru merkezi ile toprak yüzeyi arasındaki mesafe Z değeri, simetrik ve asimetric durumdaki ısı direnç R_{sim} ve R_{asim} verilmiştir.

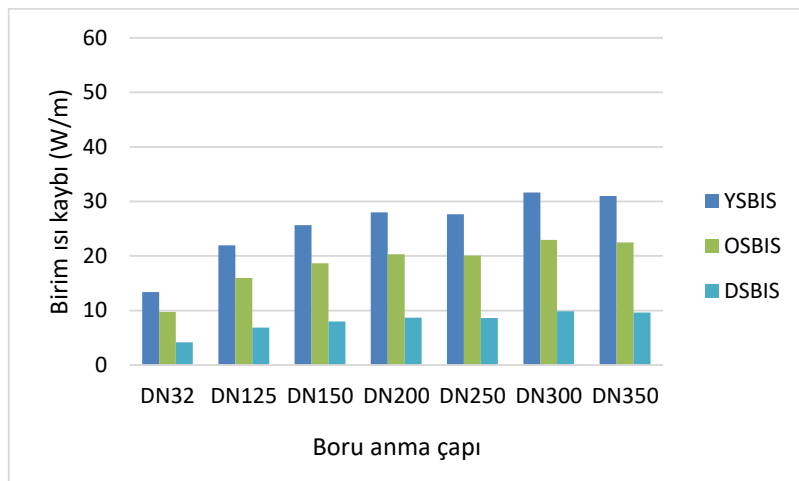
Çizelge 5.12'de YSBIS, OSBIS ve DSBIS uygulamalarında kullanılan borular için birim uzunluk başına ısı kayıpları ayrı ayrı verilmiştir. Şekil 5.6'da gidiş hattı yönünde, farklı tipteki borular için birim uzunluk başına ısı kaybı, Şekil 5.7'de ise dönüş hattı yönünde farklı tipteki borular için birim uzunluk başına ısı kayıpları grafik üzerinde gösterilmiştir. Aynı anma çapındaki boru dikkate alındığında, YSBIS uygulamasında ısı kayıpları en fazla olmaktadır. En az ısı kaybı DSBIS uygulamasında gerçekleşmektedir.

Çizelge 5.12 Farklı dizayn durumlarına göre seçilen borularda birim uzunluk başına ısı kayıpları.

| Boru anma çapı | YSBIS | | | OSBIS | | | DSBIS | | |
|----------------|-------------------------|-------------------------|---------------------------|-------------------------|-------------------------|---------------------------|-------------------------|-------------------------|---------------------------|
| | $\dot{Q}'_{IK,g}$ (W/m) | $\dot{Q}'_{IK,d}$ (W/m) | $\dot{Q}'_{IK,top}$ (W/m) | $\dot{Q}'_{IK,g}$ (W/m) | $\dot{Q}'_{IK,d}$ (W/m) | $\dot{Q}'_{IK,top}$ (W/m) | $\dot{Q}'_{IK,g}$ (W/m) | $\dot{Q}'_{IK,d}$ (W/m) | $\dot{Q}'_{IK,top}$ (W/m) |
| DN32 | 20.99 | 13.40 | 34.39 | 15.42 | 9.72 | 25.14 | 9.87 | 4.18 | 14.05 |
| DN125 | 34.49 | 21.97 | 56.46 | 25.34 | 15.95 | 41.28 | 16.23 | 6.84 | 23.07 |
| DN150 | 40.43 | 25.68 | 66.11 | 29.70 | 18.64 | 48.34 | 19.04 | 7.97 | 27.01 |
| DN200 | 44.20 | 28.03 | 72.22 | 32.47 | 20.34 | 52.81 | 20.82 | 8.69 | 29.51 |
| DN250 | 43.40 | 27.65 | 71.06 | 31.88 | 20.07 | 51.95 | 20.42 | 8.61 | 29.03 |
| DN300 | 49.66 | 31.64 | 81.30 | 36.48 | 22.97 | 59.45 | 23.37 | 9.85 | 33.22 |
| DN350 | 48.68 | 31.00 | 79.68 | 35.76 | 22.50 | 58.26 | 22.91 | 9.65 | 32.56 |



Şekil 5.6 YS-OS-DSBIS uygulamalarında farklı boru çapları için giriş hattı boru ısı kaybı.



Şekil 5.7 YS-OS-DSBIS uygulamalarında farklı boru çapları için dönüş hattı boru ısı kaybı.

Dikkat edildiğinde borularda meydana gelen ısı kaybı hesaplarının borulardaki sıcaklığın sürekli belirlenen dizayn sıcaklığında sabit kalmasına göre yapıldığı görülür. Ancak, ısı kaybına bağlı olarak borularda akan sıcak suyun sıcaklığı bir miktar düşecektir. Dolayısıyla borulardaki ısı kaybı, sıcaklığın sabit kaldığı duruma göre daha az olacaktır. Ancak hesaplamalar tekrar yapıldığında bu farkın % 0.1'in altında kaldığı görülmüştür. Bu nedenle sabit sıcaklık rejiminde borulardaki ısı kaybı teorisi kabul edilebilir bir sonuçtur.

5.6 DÜZELTİLMİŞ BORU BASINÇ KAYIPLARI

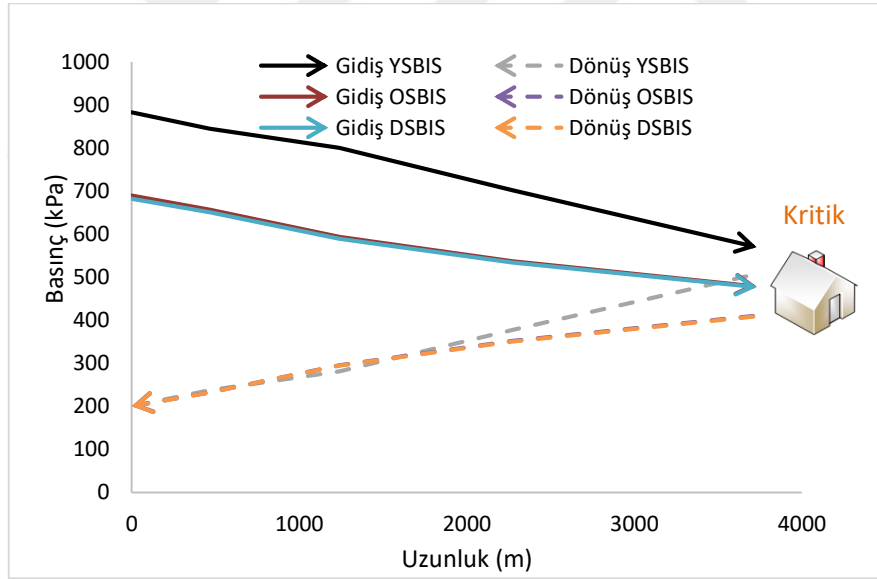
Dikkat edilirse boru çapı belirlenirken sadece konutların ısı talepleri dikkate alındı. Halbuki, önzolasyonlu borularda meydana gelen ısı kayıplarının da dikkate alınarak toplam ısı enerjisi talebi bulunmalı ve bu nedenle artan kütle debisine bağlı olarak borularda değişen basınç kayıplarının yeniden hesaplanması gerekir. Boru ısı kayıplarının da gerekli ısı talebine eklenerek yeniden hesaplanan debi, gidiş ve dönüş hatları için toplam basınç kayıpları Çizelge 5.13'te verilmiştir. Gidiş ve dönüş hattında aynı çapta kütle debilerinin eşit olmasına rağmen basınç kayıpları dönüş yönünde daha azdır. Bunun nedeni, gidiş/dönüş hattında sıcaklıkların birbirinden farklı olması, bunun da akışkanın viskozite, yoğunluk ve hız gibi özelliklerini etkilemesinden kaynaklanmaktadır

Çizelge 5.13 Farklı BIS uygulamaları için dizayn durumunda her bir borudaki basınç kayıpları.

| Boru adı | YSBIS | | | | OSBIS | | | | DSBIS | | | |
|----------|---|---|--|--|---|---|--|--|---|---|--|--|
| | Gidiş hattı basınç kaybı $(TPL_i)_s$ (Pa/m) | Dönüş hattı basınç kaybı $(TPL_i)_r$ (Pa/m) | Gidiş hattı toplam basınç kaybı $\Delta P_{dhn.s}$ (kPa) | Dönüş hattı toplam basınç kaybı $\Delta P_{dhn.r}$ (kPa) | Gidiş hattı basınç kaybı $(TPL_i)_s$ (Pa/m) | Dönüş hattı basınç kaybı $(TPL_i)_r$ (Pa/m) | Gidiş hattı toplam basınç kaybı $\Delta P_{dhn.s}$ (kPa) | Dönüş hattı toplam basınç kaybı $\Delta P_{dhn.r}$ (kPa) | Gidiş hattı basınç kaybı $(TPL_i)_s$ (Pa/m) | Dönüş hattı basınç kaybı $(TPL_i)_r$ (Pa/m) | Gidiş hattı toplam basınç kaybı $\Delta P_{dhn.s}$ (kPa) | Dönüş hattı toplam basınç kaybı $\Delta P_{dhn.r}$ (kPa) |
| P1 | 67.92 | 66.60 | 31.58 | 30.97 | 69.84 | 69.39 | 32.48 | 32.27 | 67.79 | 68.57 | 31.52 | 31.88 |
| P2 | 61.48 | 60.63 | 26.75 | 26.38 | 104.8 | 104.40 | 45.58 | 45.43 | 102.40 | 104.2 | 44.56 | 45.33 |
| P3 | 47.94 | 47.30 | 37.15 | 36.66 | 81.44 | 81.22 | 63.11 | 62.94 | 79.28 | 80.73 | 61.44 | 62.56 |
| P4 | 48.17 | 47.59 | 24.57 | 24.27 | 81.94 | 81.80 | 41.79 | 41.72 | 80.07 | 81.69 | 40.84 | 41.66 |
| P5 | 79.13 | 77.64 | 81.51 | 79.97 | 55.14 | 54.90 | 56.79 | 56.54 | 53.55 | 54.37 | 55.16 | 56.00 |
| P6 | 75.72 | 74.43 | 110.5 | 108.7 | 40.35 | 40.30 | 58.91 | 58.84 | 39.35 | 40.17 | 57.45 | 58.65 |
| P7 | 53.75 | 52.94 | 7.256 | 7.147 | 91.33 | 90.93 | 12.33 | 12.28 | 88.64 | 89.99 | 11.97 | 12.15 |
| P8 | 97.61 | 96.14 | 57.1 | 56.24 | 62.09 | 62.11 | 36.32 | 36.33 | 60.59 | 62.02 | 35.44 | 36.28 |
| P9 | 78.52 | 77.33 | 72.24 | 71.14 | 33.07 | 33.15 | 30.42 | 30.50 | 32.32 | 33.2 | 29.73 | 30.54 |
| P10 | 52.26 | 48.14 | 5.226 | 4.814 | 90.64 | 83.70 | 9.064 | 8.37 | 91.72 | 83.77 | 9.172 | 8.38 |

5.7 ŞEBEKE BASINÇ KAYBI VE POMPA GÜCÜ HESABI

Pompa gücü hesaplanırken santral ile tüketiciler arasında en fazla basınç kaybının olduğu uzunluk belirlenir ve pompadaki basınç artışı tayin edilir. Pompa basınç artışının belirlenmesinde gidiş ve dönüş hattındaki basınç kayıplarının toplamı %20'si bulunarak bağlantı elemanlarından kaynaklanan basınç kaybı bulunur. Bina alt istasyonundaki basınç kaybı 50 kPa, minimum şebeke basıncı ise 200 kPa'dır. Bu durumda santral ile en uzak kullanıcı arasındaki şebekenin tamamında meydana gelen basınç değişimi üç farklı BIS uygulaması için Şekil 5.8'deki gibi olur. Buna göre; P1, P3, P5, P6 ve P10 borularının gidiş dönüş hattındaki toplam basınç kaybı, bağlantı elemanları basınç kayıpları, bina alt istasyonu basınç kayıpları toplamı YSBIS, OSBIS ve DSBIS uygulamalarında sırasıyla 682.5 kPa, 489.3 kPa ve 482.2 kPa olarak bulunur. Boru iç yüzey sürtünmesinden kaynaklı bu boru basınç kayıplarını yenecek ve sıcak suyu bölgeye iletip tekrar santrale döndürecek olan şebeke pompasının gücü YSBIS, OSBIS ve DSBIS için sırasıyla 127.5 kW, 138.9 kW ve 132.8 kW olarak bulunur.



Şekil 5.8 Farklı BIS uygulamaları için santral ile kritik kullanıcı arasındaki gidiş ve dönüş boru hattında basınç düşüşü.

5.8 BÖLGESEL ISITMA SİSTEMİ İŞLETME STRATEJİSİ

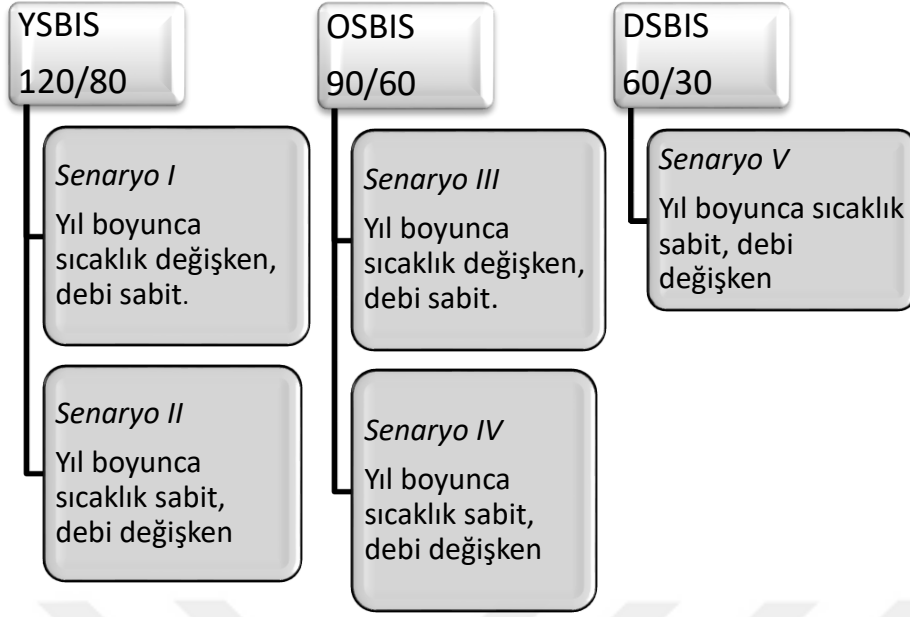
Şimdiye kadar olan tüm hesaplar bölgenin -5 °C dizayn sıcaklığında bölgenin ihtiyacı olan ısıtma talebine yönelik yapıldı. Ancak değişen çevre sıcaklığına göre oluşan yeni durumları da incelemek gereklidir. Bu nedenle bölgesel ısıtma sistemi için işletme stratejileri geliştirilmiştir.

Bölgenin ısı talebi çevre sıcaklığı arttıkça düşecektir. Binaların sıcak kullanım suyu ihtiyacı yıl boyunca sabit kabul edilse de, binalardaki ısı kayıpları çevre sıcaklığı arttıkça azalacak ve bu nedenle de bölgenin ısı yükü ihtiyacı çevre sıcaklığının artmasıyla azalacaktır. Bölgenin ısı talebinin azalmasıyla birlikte, bölgeye santralden gönderilecek sıcak suyu, dizayn durumundaki şartlarda göndermek, yani dizayn durumundaki debi ve sıcaklığı aynı tutacak biçimde sürekli bölgeye göndermek, hem pompa gücünü anlamsız artıracak, hem de borulardaki ısı kayıplarının her zaman pik seviyede kalmasına neden olacaktır (Toprak sıcaklığı yıl boyunca sabit ve 7 °C alındığından).

Bu durumda çevre sıcaklığının değişmesiyle birlikte, bölgesel ısıtma sisteminin nasıl işletileceği incelenmeye değer görünmektedir. Bu tip durumla ilgili yapılan çalışmalardan [44] ve [22] incelendiğinde, ısı talebinin azalmasıyla birlikte bölgeye gönderilecek olan sıcak suyun şartlarını değiştirdikleri görülmüştür. Buna göre azalan ısı talebine karşılık santralden şebekeye gönderilen işletme stratejileri şu şekilde olabilir. İlk olarak, bölgeye gönderilen sıcak suyun gidiş sıcaklığını, artan çevre sıcaklığına bağlı olarak azaltmak mümkündür. Bu işlem yapılırken, yıl boyunca şebekedeki debi sabit tutulur. İkinci olarak ise bölgeye gönderilen debiyi değiştirerek yıl boyunca gidiş sıcaklığı sabit kalır.

Bu bilgiye dayanarak bölgenin işletilmesiyle ilgili beş farklı Senaryo geliştirilmiştir. Senaryo I ve Senaryo II YSBIS, Senaryo III ve Senaryo IV OSBIS, Senaryo V ise DSBIS için kurgulanmıştır. Senaryolara ait bilgiler Şekil 5.9'da gösterilmiştir. Senaryo II, Senaryo IV ve Senaryo V aynı işletme stratejisi mantığıyla kurgulanmışken, Senaryo I ve Senaryo III benzer mantıkla kurgulanmıştır.

Şekil 5.9'daki senaryolardan YSBIS ve DSBIS için iki farklı senaryo kurgulanırken, DSBIS için bir senaryo kurgulanmıştır. Bunun nedeni, DSBIS'nde bölgeye gönderilen dizayn sıcaklığı 60°C olduğundan bu sıcaklığı daha da azaltmak mümkün değildir. Çünkü sıcak kullanım suyu sıcaklığı yıl boyunca 55 °C alınacağından, bu suyu hazırlamak için gerekli olan bu şartı sağlamak için Senaryo V'te yıl boyunca sıcaklık sabit tutulmuştur.



Şekil 5.9 Oluşturulan senaryoların işletme stratejileri.

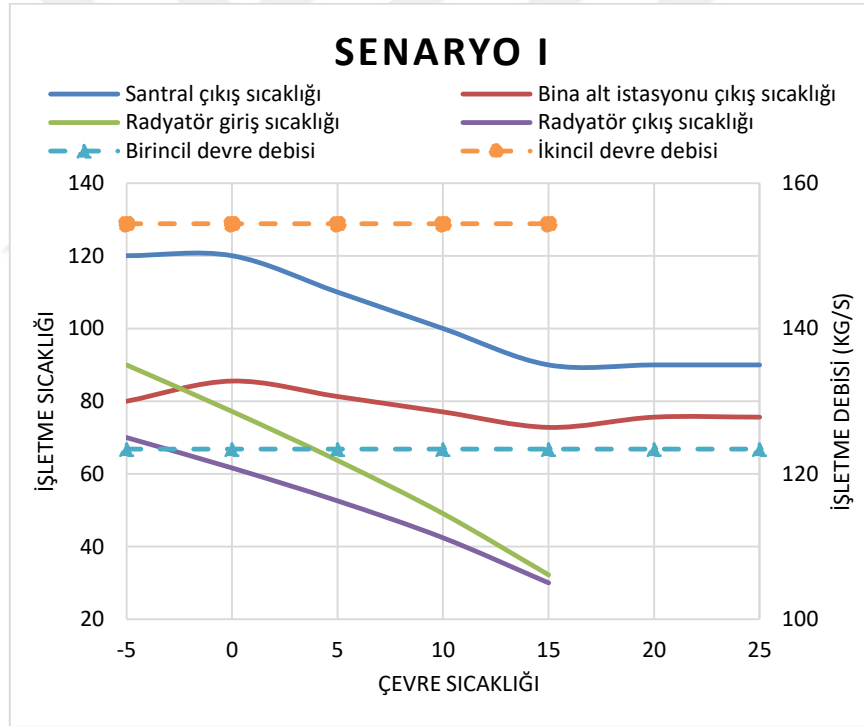
Çizelge 5.14 Bölgelerin farklı sıcaklıklar için toplam ısı enerjisi ihtiyacı.

| | -5 | 0 | 5 | 10 | 15 | 20 | 25 |
|-------------------------|-------|-------|-------|-------|------|------|------|
| Isıtma ihtiyacı | 12954 | 10080 | 7206 | 4331 | 1457 | 0 | 0 |
| SKS ısı talebi ihtiyacı | 6766 | 6766 | 6766 | 6766 | 6766 | 6766 | 6766 |
| Toplam | 19720 | 16846 | 13972 | 11097 | 8223 | 6766 | 6766 |

Diğer bir husus ise, YSBIS ile OSBIS sistemi indirekt bağlantıdan oluştuğundan, radyatör işletme stratejisi de dikkate alınmalıdır. Radyatörlerin işletilmesi, yıl boyunca radyatörlere sabit debide sıcak su sağlanması durumuna göre, her farklı dört senaryo için radyatöre giriş/çıkış sıcaklıkları bulunmuştur. Bu sıcaklıkların bulunmasında, mahal ısıtmada kullanılan radyatör için basit bir model başlığı altındaki denklemlerden faydalanılmıştır. Bu başlıktaki denklemlerin çözümü Excel Hedef ara özelliği ile çözülebileceği gibi Engineering Equation Solver yardımıyla da çözülebilir. Bu çalışmada, tüm bu denklemler EES’te oluşturularak, radyatörün işletme stratejileri ile bölgenin işletme stratejileri hesaplanmıştır. Hesaplamalarda temel veri, değişen çevre sıcaklığına göre bölgenin ısı talebi ihtiyacının belirlenmesidir. Çizelge 5.14’te değişen çevre sıcaklıklarına göre bölgenin ısı talebi ihtiyacı verilmiştir.

Çizelge 5.15 Senaryo I: YSBIS birincil devre değişken sıcaklık sabit debi, ikincil devre değişken sıcaklık sabit debi işletme stratejisinin çevre sıcaklığına bağlı işletme sıcaklık ve debi değerleri °C.

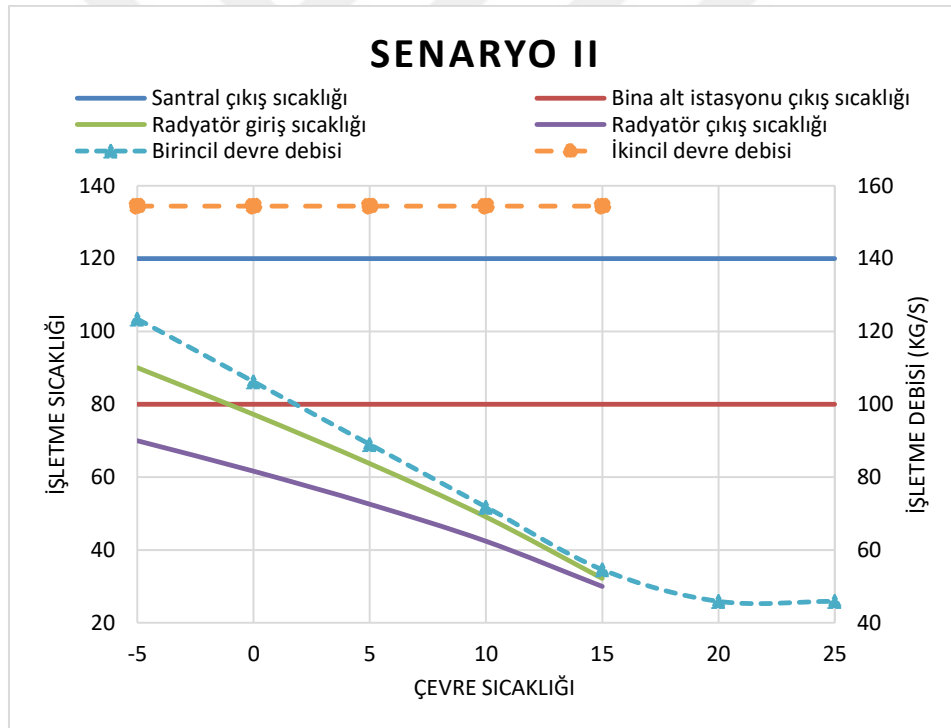
| | Birincil devre özellikleri | | | | İkincil devre özellikleri | | |
|----|----------------------------|------------------------------------|--------------------------|----------------------|---------------------------|-----------------|-----------------|
| | Santral Çıkış sıcaklığı | Bina alt istasyonu çıkış sıcaklığı | Santrale giriş sıcaklığı | Şebeke toplam debisi | Giriş sıcaklığı | Çıkış sıcaklığı | Radyatör debisi |
| -5 | 120 | 80 | 78.88 | 123.4 | 90 | 70 | 154.4 |
| 0 | 120 | 85.58 | 84.38 | 123.4 | 77.2 | 61.64 | 154.4 |
| 5 | 110 | 81.31 | 80.17 | 123.4 | 63.7 | 52.57 | 154.4 |
| 10 | 100 | 77.05 | 75.98 | 123.4 | 49.07 | 42.4 | 154.4 |
| 15 | 90 | 72.77 | 71.76 | 123.4 | 32.22 | 30 | 154.4 |
| 20 | 90 | 75.6 | 74.55 | 123.4 | - | - | - |
| 25 | 90 | 75.6 | 74.55 | 123.4 | - | - | - |



Şekil 5.10 Senaryo I: YSBIS birincil devre değişken sıcaklık sabit debi, ikincil devre değişken sıcaklık sabit debi işletme stratejisinin çevre sıcaklığına göre değişimi.

Çizelge 5.16 Senaryo II: YSBIS birincil devre sabit sıcaklık değişken debi, ikincil devre değişken sıcaklık sabit debi işletme stratejisinin çevre sıcaklığına bağlı işletme sıcaklık ve debi değerleri, °C.

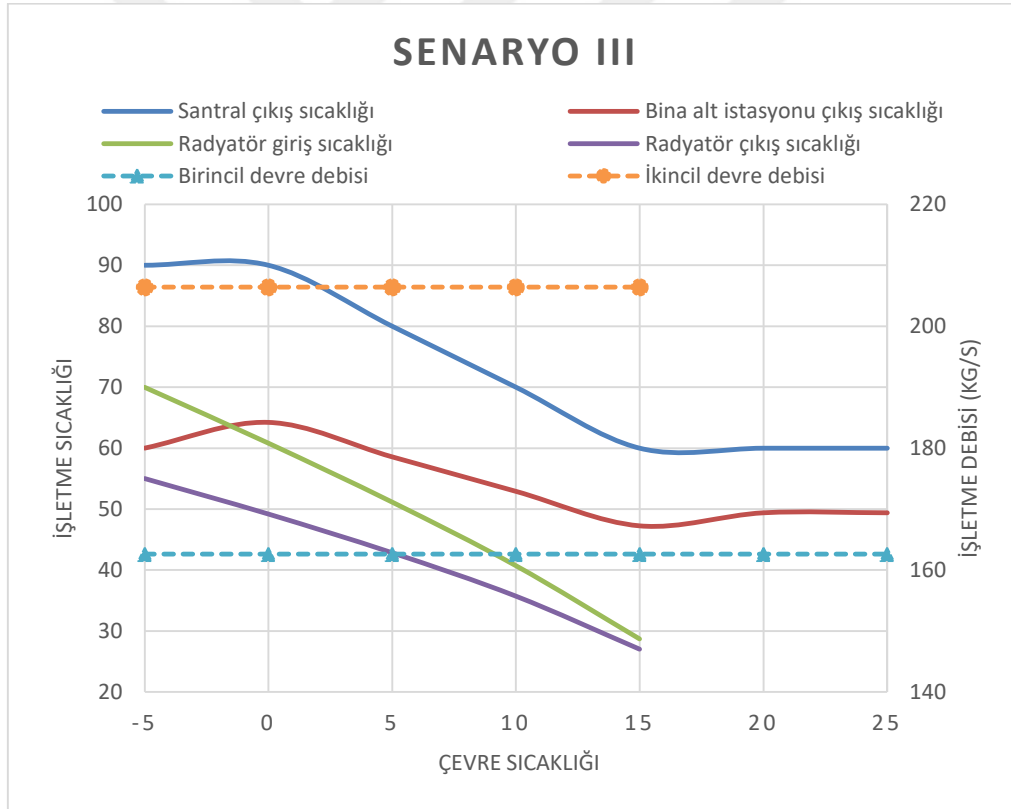
| Çevre Sıcaklığı | Birincil devre özellikleri | | | | İkincil devre özellikleri | | |
|-----------------|----------------------------|------------------------------------|--------------------------|----------------------|---------------------------|-----------------|-----------------|
| | Santral Çıkış sıcaklığı | Bina alt istasyonu çıkış sıcaklığı | Santrale giriş sıcaklığı | Şebeke toplam debisi | Giriş sıcaklığı | Çıkış sıcaklığı | Radyatör debisi |
| -5 | 120 | 80 | 78.88 | 123.4 | 90 | 70 | 154.4 |
| 0 | 120 | 80 | 78.7 | 106.2 | 77.2 | 61.64 | 154.4 |
| 5 | 120 | 80 | 78.45 | 88.98 | 63.7 | 52.57 | 154.4 |
| 10 | 120 | 80 | 78.08 | 71.78 | 49.07 | 42.4 | 154.4 |
| 15 | 120 | 80 | 77.48 | 54.59 | 32.22 | 30 | 154.4 |
| 20 | 120 | 80 | 77 | 45.88 | - | - | - |
| 25 | 120 | 80 | 77 | 45.88 | - | - | - |



Şekil 5.11 Senaryo II: YSBIS birincil devre sabit sıcaklık değişken debi ikincil devre değişken sıcaklık sabit debi işletme stratejisinin çevre sıcaklığına göre değişimi.

Çizelge 5.17 Senaryo III: OSBIS birincil devre değişken sıcaklık sabit debi, ikincil devre değişken sıcaklık sabit debi işletme stratejisinin çevre sıcaklığına bağlı işletme sıcaklık ve debi değerleri °C.

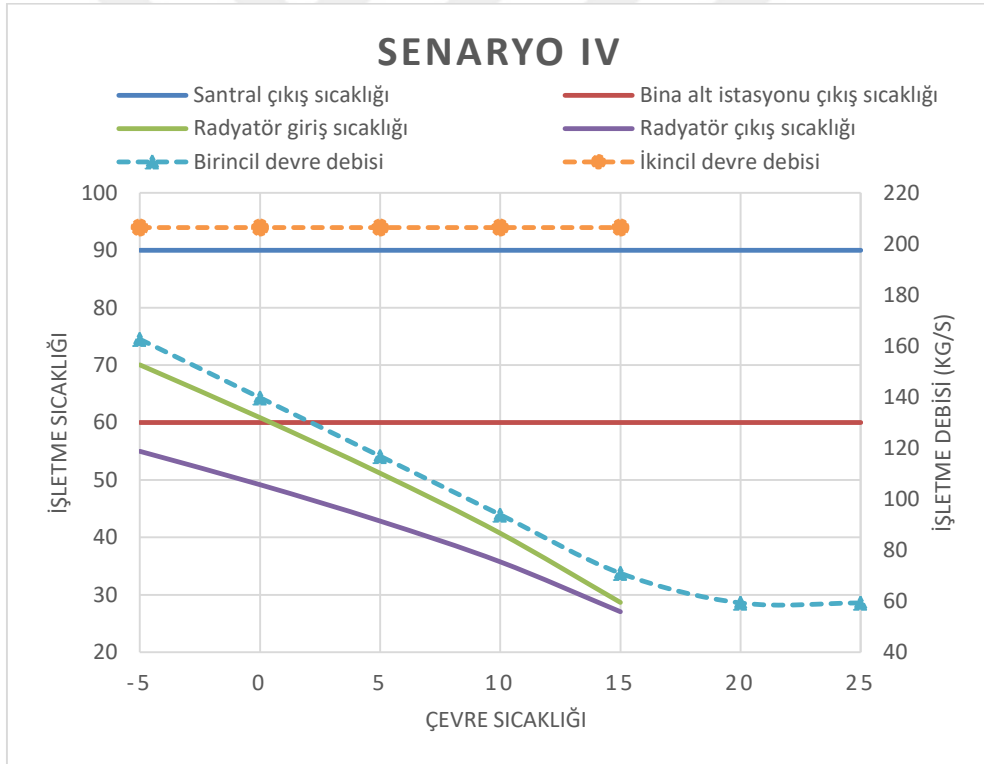
| Çevre Sıcaklığı | Birincil devre özellikleri | | | | İkincil devre özellikleri | | |
|-----------------|----------------------------|------------------------------------|--------------------------|----------------------|---------------------------|-----------------|-----------------|
| | Santral Çıkış sıcaklığı | Bina alt istasyonu çıkış sıcaklığı | Santrale giriş sıcaklığı | Şebeke toplam debisi | Giriş sıcaklığı | Çıkış sıcaklığı | Radyatör debisi |
| -5 | 90 | 60 | 59.38 | 162.6 | 70 | 55 | 206.4 |
| 0 | 90 | 64.22 | 63.55 | 162.6 | 60.82 | 49.18 | 206.4 |
| 5 | 80 | 58.57 | 57.96 | 162.6 | 51.15 | 42.84 | 206.4 |
| 10 | 70 | 52.92 | 52.38 | 162.6 | 40.71 | 35.73 | 206.4 |
| 15 | 60 | 47.27 | 46.79 | 162.6 | 28.68 | 27.04 | 206.4 |
| 20 | 60 | 49.41 | 48.91 | 162.6 | - | - | - |
| 25 | 60 | 49.41 | 48.91 | 162.6 | - | - | - |



Şekil 5.12 Senaryo III: OSBIS birincil devre değişken sıcaklık sabit debi, ikincil devre değişken sıcaklık sabit debi işletme stratejisinin çevre sıcaklığına göre değişimi.

Çizelge 5.18 Senaryo IV: OSBIS birincil devre sabit sıcaklık değişken debi, ikincil devre değişken sıcaklık sabit debi işletme stratejisinin çevre sıcaklığına bağlı işletme sıcaklık ve debi değerleri °C.

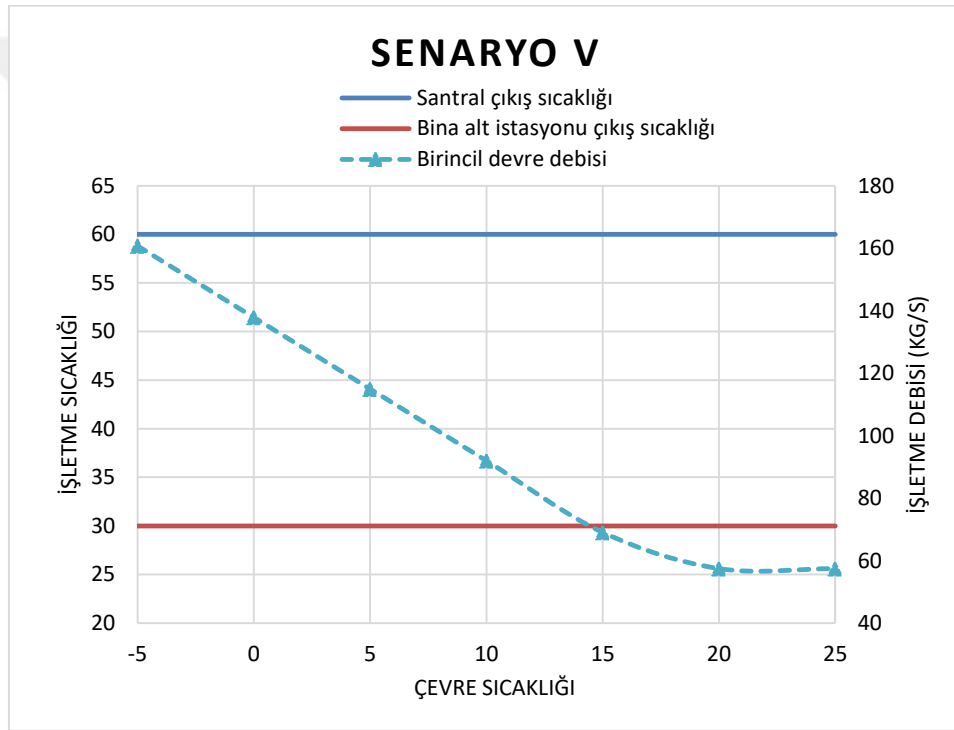
| Çevre Sıcaklığı | Birincil devre özellikleri | | | | İkincil devre özellikleri | | |
|-----------------|----------------------------|------------------------------------|--------------------------|----------------------|---------------------------|-----------------|-----------------|
| | Santral Çıkış sıcaklığı | Bina alt istasyonu çıkış sıcaklığı | Santrale giriş sıcaklığı | Şebeke toplam debisi | Giriş sıcaklığı | Çıkış sıcaklığı | Radyatör debisi |
| -5 | 90 | 60 | 59.38 | 162.6 | 70 | 55 | 206.4 |
| 0 | 90 | 60 | 59.27 | 139.7 | 60.82 | 49.18 | 206.4 |
| 5 | 90 | 60 | 59.13 | 116.8 | 51.15 | 42.84 | 206.4 |
| 10 | 90 | 60 | 58.92 | 93.86 | 40.71 | 35.73 | 206.4 |
| 15 | 90 | 60 | 58.57 | 70.94 | 28.68 | 27.04 | 206.4 |
| 20 | 90 | 60 | 58.29 | 59.32 | - | - | - |
| 25 | 90 | 60 | 58.29 | 59.32 | - | - | - |



Şekil 5.13 Senaryo IV: OSBIS birincil devre sabit sıcaklık değişken debi, ikincil devre değişken sıcaklık sabit debi işletme stratejisinin çevre sıcaklığına göre değişimi.

Çizelge 5.19 Senaryo V: DSBIS direkt bağlantılı sabit sıcaklık değişken debi işletme stratejisinin çevre sıcaklığına bağlı sıcaklık ve debi değerleri.

| Çevre Sıcaklığı | Santral Çıkış sıcaklığı | Bina alt istasyonu çıkış sıcaklığı | Santrale giriş sıcaklığı | Şebeke toplam debisi |
|-----------------|-------------------------|------------------------------------|--------------------------|----------------------|
| -5 | 60 | 30 | 29.73 | 160.7 |
| 0 | 60 | 30 | 29.68 | 137.8 |
| 5 | 60 | 30 | 29.62 | 114.9 |
| 10 | 60 | 30 | 29.53 | 91.93 |
| 15 | 60 | 30 | 29.37 | 69.01 |
| 20 | 60 | 30 | 29.24 | 57.4 |
| 25 | 60 | 30 | 29.24 | 57.4 |



Şekil 5.14 Senaryo V: DSBIS direkt bağlantılı sabit sıcaklık değişken debi, işletme stratejisinin çevre sıcaklığına göre değişimi.

Elde edilen sonuçlar Çizelge 5.15, 5.16, 5.17, 5.18, ve 5.19'da ve grafik halinde Şekil 5.10, 5.11, 5.12, 5.13 ve 5.14'te gösterilmiştir. Çizelgelerde, santral çıkış sıcaklığı ile bina alt istasyonu çıkış sıcaklığı ve santrale giriş sıcaklıkları ayrı ayrı verilmiştir. Burada yapılan hesaplamalarda, boruların ısı kaybı nedeniyle ortaya çıkan sıcaklık düşüşü de dikkate alınmıştır. Örneğin, Senaryo I'de Santral çıkış sıcaklığı dizayn sıcaklığı olan 120 °C, tüm mahallelerdeki bina alt istasyonu çıkış sıcaklığı da sabit alınmıştır [22]. 10 borudan oluşan tüm sistemdeki ısı kayıpları nedeniyle oluşan boru giriş ve çıkış sıcaklıklarını bulabilmek ve en önemlisi her bir

borudaki debiyi bularak sistemin toplam debisini bulabilmek için bu yaklaşıma ihtiyaç vardır. Örneğin Senaryo 1 için bina alt istasyonu çıkış sıcaklığı 80 °C iken santrale giriş sıcaklığı 78.88 °C'dir. Ekserji ve termoeconomik hesaplarda da santrale giriş sıcaklıkları dikkate alınarak ekserji yok oluşları bulunacaktır. Çizelgelerde ve şekillerde verilen radyatör sıcaklık ve debi hesabında, YSBIS için 90/70/20 standardındaki radyatör; OSBIS için 70/55/20 standardındaki radyatör dikkate alınmıştır..

5.8.1 BIS Şebekesinin Farklı Senaryolara Göre Performansının Değerlendirilmesi

İşletme stratejileri olarak kurgulanan farklı senaryolar, BIS şebekesinin farklı çevre sıcaklıklarında performansını etkiler. Her bir senaryoya ait farklı çevre sıcaklıklarında, kayıp ısı ve pompa gücü ihtiyacı Çizelge 5.20'de verilirken, çevre sıcaklığına göre ısı kaybı değişimi Şekil 5.15'te, pompa gücü değişimi Şekil 5.16'da gösterilmiştir. Bu verilerden çıkarılabilecek sonuçlar şu şekilde sıralanabilir.

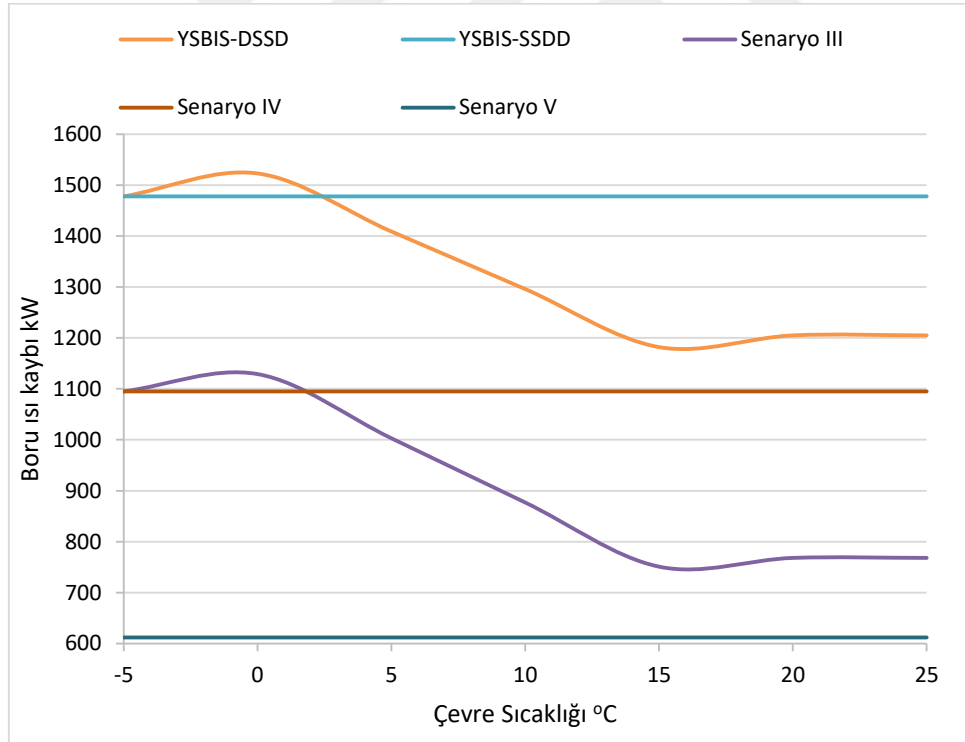
- Gidiş sıcaklığının sabit olduğu Senaryo II, Senaryo IV ve Senaryo V'te yıl boyunca boru şebekesindeki ısı kaybının sabit kaldığı görünmektedir. Buna karşılık bu üç senaryoda sıcaklık arttıkça debi azaldığından pompa gücü azalmaktadır. Her üç durumda da pompa gücü dizayn durumunda ihtiyaç duyulan pompa gücüdür.
- Senaryo I ve Senaryo III'te pompa güçleri çok az miktarda azalmaktadır. Bunun sebebi, basınç kaybı hesabında göz önünde bulundurulmuş suyun viskozitesi nedeniyledir.
- Senaryo I ve Senaryo III'te işletme stratejisine göre gidiş sıcaklığı azaldığında ısı kaybı azalmaktadır.
- Senaryo I ve Senaryo III'te 0°C'deki ısı kaybı -5 °C'deki ısı kaybından fazladır. Bunun nedeni, işletme stratejisinde -5 °C ile 0°C çevre sıcaklığında, bölgeye gönderilen suyun sıcaklıklarının aynı olmasındandır. Böyle bir durumda 0°C'deki dönüş sıcaklığı -5 °C'deki dönüş sıcaklığından yüksek olduğundan borulardaki ısı kaybı 0°C çevre sıcaklığında daha fazladır.
- Aynı işletme stratejisinde kurgulanan Senaryo II, Senaryo IV ve Senaryo V'te tüm çevre sıcaklıklarında, pompa gücünün en az olduğu durum Senaryo I'dir. Bunun nedeni

ise, YSBIS dizayn sıcaklığındaki ΔT 'nin OSBIS ve DSBIS'ne göre 10 °C daha büyük olmasındandır.

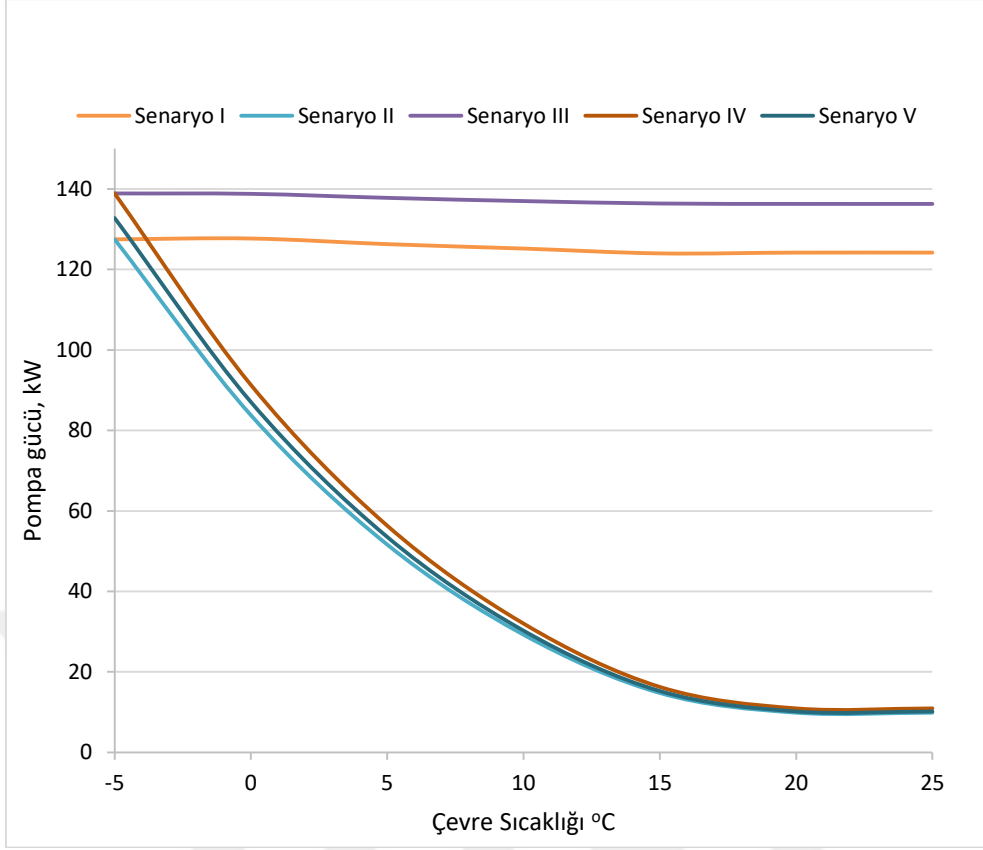
- En fazla güç tüketimi, tüm çevre sıcaklıkları için her zaman Senaryo III'te olmaktadır.

Çizelge 5.20 Çevre sıcaklığına göre farklı senaryolara ait ısı kayıpları ve gerekli pompa gücü kW.

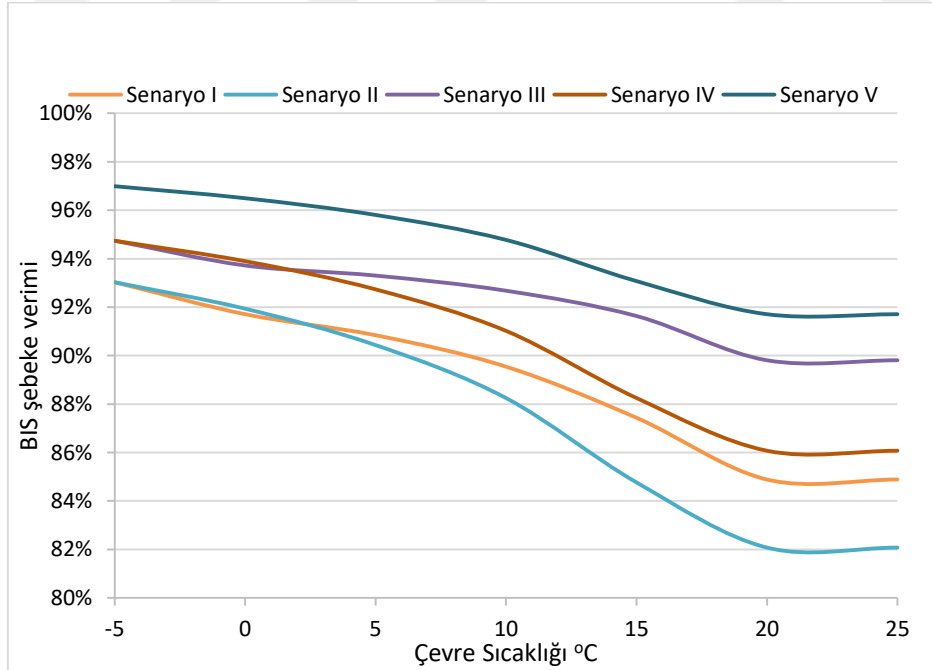
| Çevre Sıcaklığı | YSBIS | | OSBIS | | | | DSBIS | | | |
|-----------------|-----------|------------|-------------|------------|-----------|-----------|------------|-------|-------|-------|
| | Senaryo I | Senaryo II | Senaryo III | Senaryo IV | Senaryo V | Kayıp ısı | Pompa Gücü | | | |
| -5 | 1478 | 127.5 | 1478 | 127.5 | 1095 | 138.9 | 1095 | 138.9 | 611.9 | 132.8 |
| 0 | 1523 | 127.7 | 1478 | 83.78 | 1129 | 138.8 | 1095 | 91.3 | 611.9 | 87.06 |
| 5 | 1409 | 126.3 | 1478 | 51.63 | 1003 | 137.8 | 1095 | 56.33 | 611.9 | 53.53 |
| 10 | 1296 | 125.2 | 1478 | 29.24 | 876.9 | 137 | 1095 | 32 | 611.9 | 30.24 |
| 15 | 1182 | 124 | 1478 | 14.76 | 750.9 | 136.4 | 1095 | 16.26 | 611.9 | 15.24 |
| 20 | 1205 | 124.2 | 1478 | 9.857 | 768.1 | 136.3 | 1095 | 10.92 | 611.9 | 10.16 |
| 25 | 1205 | 124.2 | 1478 | 9.857 | 768.1 | 136.3 | 1095 | 10.92 | 611.9 | 10.16 |



Şekil 5.15 Çevre sıcaklığına göre farklı senaryoların boru ısı kaybı değişimleri.



Şekil 5.16 Çevre sıcaklığına göre farklı senaryoların pompa gücü değişimleri.



Şekil 5.17 BIS şebekesinin çevre sıcaklığına göre farklı senaryolar için enerji verimi değişimi.

Tüm senaryolar için bölgesel ısıtma şebeke verimi merak edilebilir. Bölgesel ısıtma şebeke verimi, binaların ısıtma ve SKS talebi toplamının, bu ısıtma talebine boru ısı kayıplarının da dahil edilerek birbirine oranlanması şeklinde bulunur. Her bir senaryo için çevre sıcaklığına göre verim değişimi Şekil 5.17’de gösterilmiştir. Şekil 5.17 incelendiğinde sıcaklığın artmasıyla şebekenin enerji veriminin azaldığı gözlenmektedir. Bu sonuçlar [26]’nın çalışması ile benzerlik içermektedir. Sıcaklığın artmasıyla enerji verimindeki azalmanın sebebi, bölgenin ısı talebindeki azalmada meydana gelen oranın şebeke borularındaki ısı kaybında meydana gelen orandan daha fazla olmasından kaynaklanmaktadır. Ayrıca; aynı sıcaklık incelendiğinde verimi en yüksek olan BIS uygulaması senaryo V olan DSBIS uygulamasıdır. Çünkü bu senaryoda gidiş/dönüş sıcaklıkları 60/30 °C olup diğer senaryolara göre boru ısı kayıpları daha azdır. Diğer bir sonuç ise senaryo I ve II ile senaryo III ve IV’ün kendi aralarındaki karşılaştırmadan ortaya çıkar. Buna göre değişken sıcaklık uygulaması olan senaryo I ve senaryo III’ün verimleri yaklaşık 2.5 °C’ye kadar senaryo II ve IV’ten düşük iken 2.5 °C’den sonra verimleri daha yüksektir.



BÖLÜM 6

TERMODİNAMİK VE TERMOEKONOMİK ANALİZ SONUÇLARI

Bu bölümde termodinamik analiz kapsamında santralin orijinal hali ile santralde dönüşüm yapılması sonucunda oluşan yeni sistemin enerji ve ekserji analizleri yapılacaktır. Bulunan ekserji değerleri ile maliyet analizleri birleştirilerek termoeconomik analiz sonuçları sunulacaktır.

6.1 ENERJİ ANALİZİ

6.1.1 Santralin Özellikleri

Elektrik üretmek amacıyla kurulu olan termik santral her biri 157.34 MW güç üreten birbirine benzer iki üniteden oluşmuştur. Kazandan 535 °C sıcaklık ve 13337 kPa basınçta çıkan kızgın buhar yüksek basınç türbinine (YBT) gönderilir. YBT’de kızgın buharın genişlemesiyle türbin döndürülür ve YBT çıkışında sıcaklığı 367.4 °C, basıncı ise 3952 kPa’a düşer. YBT’den çıkan buharın bir kısmı YBID-2’ye kalan kısmı ise yeniden kızdırılmak üzere (rejenerasyon işlemi) tekrar kazana gönderilir ve sıcaklığı 535 °C’ye çıkartılır. Yeniden kızdırılmış olan buhar orta basınç türbini (OBT) ve oradan da alçak basınç türbinine (ABT) gönderilir ve bu türbinlerde de genişleyerek dönme işlemi gerçekleşir. Birbirine eş merkezli bir mil aracılığıyla bağlı olan YBT, OBT ve ABT elektrik üretmek amacıyla bir jeneratöre (GEN) bağlıdır ve bu sayede elektrik üretimi gerçekleşir. OBT ve ABT’nin değişik kademelerinden buhar alınarak üç adet alçak basınç ısı değiştiricisi ABID-1, ABID-2, ABID-3, bir adet deaerör ve YBID-2’ye ön ısıtma yapmak amacıyla gönderilir. ABT’den 35.5 °C sıcaklık ve 5.784 kPa basınçta çıkan ıslak buhar yoğunlaştırıcıya gönderilir ve burada soğutma suyu olarak kullanılan deniz suyuna ısını aktararak yoğunlaşır. Yoğuşan su, yoğunlaşma suyu pompası (YP) ile deaerör basıncına yükseltilir. Aynı zamanda ısıtıcı tahliye pompası (ITP) ile üç adet ABID’den gelen su, deaerör basıncına yükseltilerek ABID-1 çıkışında tekrar çevrime verilir. Kazan besleme pompası (KBP) ile su

3. Her bir noktadaki enerji akımı $E_i = \dot{m}_i h_i$ bağıntısından bulunmuştur.
4. Her bir elemana enerji dengesi uygulanmıştır. Santraldeki ısı kayıplarının sadece kazanda gerçekleştiği, diğer elemanlarda ise ısı kaybı olmadığı varsayılmıştır.

Elemanlar için enerji dengeleri:

Kazan:

$$\dot{Q}_{\text{kömür}} = \dot{E}_{11} + \dot{E}_{14} - \dot{E}_{10} - \dot{E}_{13} - \dot{Q}_{\text{baca}} - \dot{Q}_{\text{kazan,ısı kaybı}}$$

$$\dot{Q}_{\text{kömür}} = \dot{m}_{\text{kömür}} \times AID_{\text{kömür}}$$

YBT / OBT / ABT / G

$$\dot{W}_{YBT} = \dot{E}_{11} - \dot{E}_{12}$$

$$\dot{W}_{OBT} = \dot{E}_{14} - \dot{E}_{20} - \dot{E}_{23} - \dot{E}_{15}$$

$$\dot{W}_{ABT} = \dot{E}_{15} - \dot{E}_{24} - \dot{E}_{27} - \dot{E}_{30} - \dot{E}_{16}$$

$$\dot{W}_{GEN} = (\dot{W}_{YBT} + \dot{W}_{OBT} + \dot{W}_{ABT}) \times \eta_{GEN}$$

Yoğuşturucu:

$$\dot{E}_{16} - \dot{E}_1 = \dot{E}_{34} - \dot{E}_{33}$$

(Yoğuşturucuya giren (33) ve çıkan (34) noktalarının deniz suyu sıcaklıkları belli olduğundan öncelikle deniz suyu debisi hesaplanıp daha sonra bu noktalara ait enerji akımı belirlenmiştir.)

ABID-1 / Karışım noktası / ABID-2 / ABID-3 / Dearatör / YBID-1 / YBIS-2

$$\dot{E}_3 - \dot{E}_2 = \dot{E}_{30} + \dot{E}_{29} - \dot{E}_{31}$$

$$\dot{E}_4 = \dot{E}_3 + \dot{E}_{32}$$

$$\dot{E}_5 - \dot{E}_4 = \dot{E}_{27} + \dot{E}_{26} - \dot{E}_{28}$$

$$\dot{E}_6 - \dot{E}_5 = \dot{E}_{24} - \dot{E}_{25}$$

$$\dot{E}_7 = \dot{E}_6 + \dot{E}_{23} + \dot{E}_{22}$$

$$\dot{E}_9 - \dot{E}_8 = \dot{E}_{20} + \dot{E}_{19} - \dot{E}_{21}$$

$$\dot{E}_{10} - \dot{E}_9 = \dot{E}_{17} - \dot{E}_{18}$$

YP / ITP / KBP

$$\dot{W}_{YP} = (\dot{E}_2 - \dot{E}_1) / \eta_{YP}$$

$$\dot{W}_{ITP} = (\dot{E}_{32} - \dot{E}_{31})/\eta_{ITP}$$

$$\dot{W}_{KBP} = (\dot{E}_8 - \dot{E}_7)/\eta_{KBP}$$

Santral termik ya da birinci yasa verimi:

$$\eta_I = \frac{\dot{W}_{GEN} - \sum_P \dot{W}_i}{\dot{Q}_{k\u00f6m\u00fcr}}$$

şeklinde olmuştur.

5. Pompa ve jeneratör verimi %95 olarak alınmıştır.
6. Kısılma vanaları giriş ve çıkışlarında enerji akımları birbirine eşit alınmıştır.

EES'de oluşturulan denklemler ile simülasyon sonucu santralde belirlenen akım noktalarına ait özellikler Çizelge 6.2'de gösterilmiştir. Simülasyondan elde edilen veriler ile santralden elde edilen veriler kıyaslanmıştır. Türbinlerin değişik kademelerinden çekilen buhar miktarı simülasyon sonucu bulunmuştur. Bu debiler santralin gerçek debileri ile kıyaslanarak hata oranının %1'in altında olduğu görülmüştür.

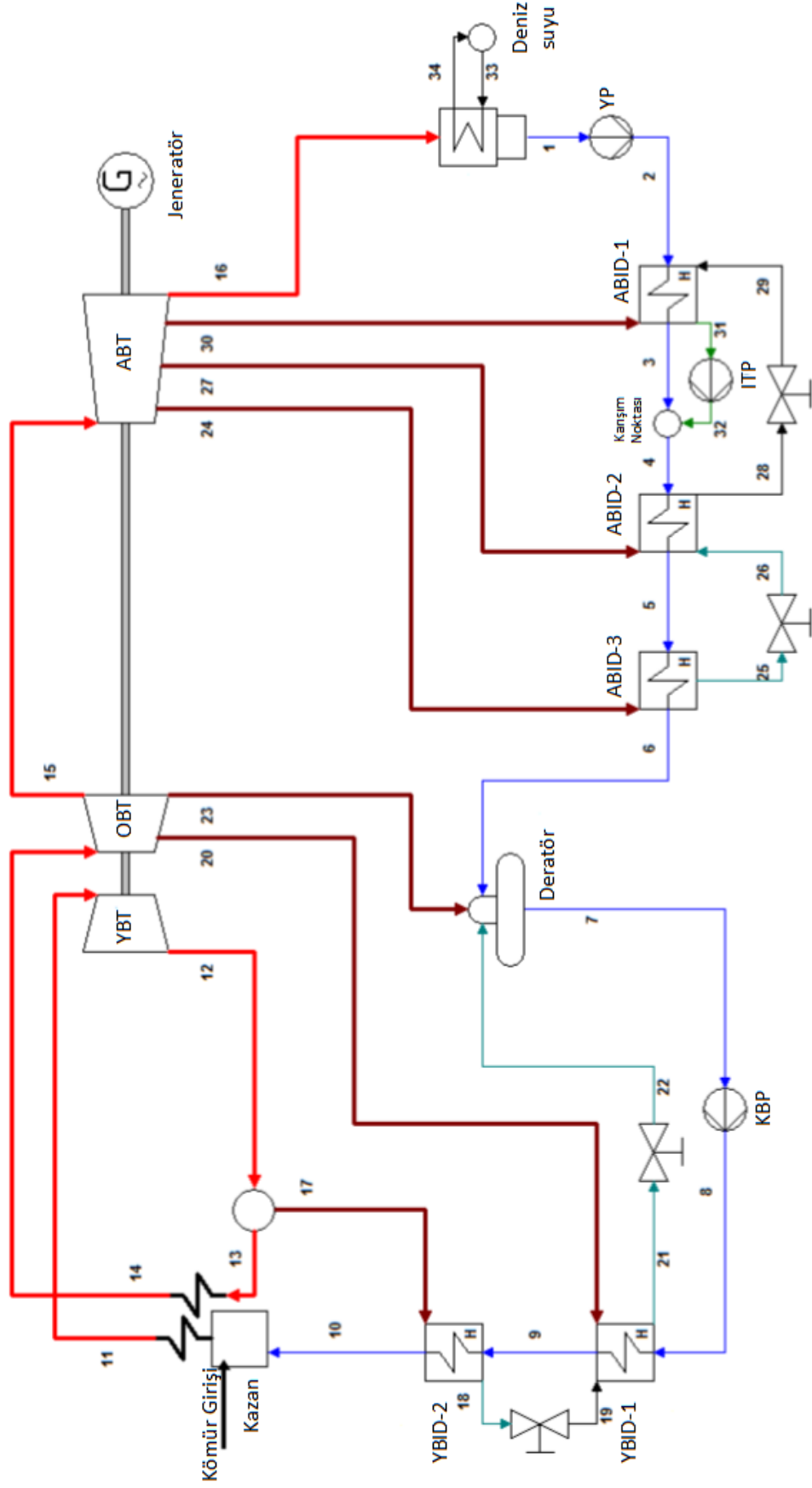
Aynı zamanda simülasyon sonucu;

- Santralde kömürün yakılması sonucu ortaya çıkan ısı enerjisi 431063 kW,
- Santral türbininde üretilen güç 165427 kW,
- Santral jeneratöründe üretilen güç 157155 kW, (Santralde üretilen gerçek gücün ise 157340 MW olduğu daha önce belirtilmişti. Dolayısıyla yapılan simülasyonun gerçeğe yakın bir simülasyon olduğu bu sonuçlardan anlaşılabilir.)
- Santralda bulunan pompalardan YP / ITP / KBP'lerinin harcadıkları güç sırasıyla 430.4 kW, 48.81 kW ve 3328 kW; toplam harcanan pompa gücü ise 3807 kW,
- Soğutma suyu olarak kullanılan deniz suyuna verilen ısı enerjisi miktarı 205009 kW,
- Baca gazı kaybı 30873 kW, kazan ısı kaybı 29754 kW,
- Santralde üretilen net güç 153348 kW,
- Santralin termik ya da 1. yasa verimi %35.57

olarak bulunmuştur. Aynı zamanda santralin orijinal halinin enerji bilançosu Çizelge 6.3'te özetlenmiştir.

Çizelge 6.2 Santralin orijinal hali için akım noktalarının özellikleri.

| Akım Noktası | Sıcaklık (°C) | Basınç (kPa) | Debi (kg/h) | Entalpi (kJ/kg) | Entropi (kJ/kgK) | Enerji akımı (kW) |
|--------------|---------------|--------------|-------------|-----------------|------------------|-------------------|
| 0 | -5 | 101.325 | - | -343.4 | -1.259 | - |
| 1 | 35.5 | 5.784 | 333551 | 148.6 | 0.5117 | 13771 |
| 2 | 36.4 | 674.6 | 333551 | 153 | 0.5237 | 14180 |
| 3 | 72.9 | 674.6 | 333551 | 305.7 | 0.9898 | 28322 |
| 4 | 73.43 | 674.6 | 394980 | 307.9 | 0.9962 | 33781 |
| 5 | 106.5 | 674.6 | 394980 | 446.9 | 1.379 | 49035 |
| 6 | 133.2 | 674.6 | 394980 | 560.3 | 1.668 | 61479 |
| 7 | 163.4 | 674.6 | 487150 | 690.5 | 1.977 | 93431 |
| 8 | 166.9 | 14934 | 487150 | 713.8 | 1.994 | 96593 |
| 9 | 203.6 | 14934 | 487150 | 874 | 2.344 | 118272 |
| 10 | 248.2 | 14934 | 487150 | 1077 | 2.751 | 145766 |
| 11 | 535 | 13342 | 487150 | 3427 | 6.542 | 463679 |
| 12 | 365.4 | 3952 | 487150 | 3131 | 6.648 | 423692 |
| 13 | 365.4 | 3952 | 442923 | 3131 | 6.648 | 385226 |
| 14 | 535 | 3698 | 442923 | 3528 | 7.231 | 434118 |
| 15 | 306.1 | 710 | 394980 | 3071 | 7.312 | 336950 |
| 16 | 35.5 | 5.784 | 333551 | 2361 | 7.68 | 218780 |
| 17 | 365.4 | 3904 | 44227 | 3132 | 6.655 | 38479 |
| 18 | 209.1 | 3903 | 44227 | 894.1 | 2.412 | 10984 |
| 19 | 203.1 | 1657 | 44227 | 894.1 | 2.418 | 10984 |
| 20 | 421.2 | 1657 | 27567 | 3299 | 7.288 | 25264 |
| 21 | 172.5 | 1657 | 71794 | 730.6 | 2.065 | 14570 |
| 22 | 165.5 | 710 | 71794 | 730.6 | 2.068 | 14570 |
| 23 | 306.1 | 710 | 20376 | 3071 | 7.312 | 17382 |
| 24 | 231.2 | 342.2 | 18208 | 2927 | 7.378 | 14805 |
| 25 | 111.3 | 342.2 | 18208 | 466.9 | 1.433 | 2361 |
| 26 | 110.4 | 145.1 | 18208 | 466.9 | 1.433 | 2361 |
| 27 | 148 | 145.1 | 21449 | 2769 | 7.425 | 16496 |
| 28 | 78.12 | 145.1 | 39657 | 327.1 | 1.053 | 3603 |
| 29 | 75.85 | 40 | 39657 | 327.1 | 1.053 | 3603 |
| 30 | 76.6 | 40 | 21772 | 2638 | 7.673 | 15951 |
| 31 | 75.77 | 40 | 61429 | 317.2 | 1.025 | 5413 |
| 32 | 76.3 | 674.6 | 61429 | 319.9 | 1.031 | 5459 |
| 33 | 8 | 315 | 8819968 | 33.92 | 0.1213 | 82379 |
| 34 | 28 | 315 | 8819968 | 117.6 | 0.4087 | 287388 |



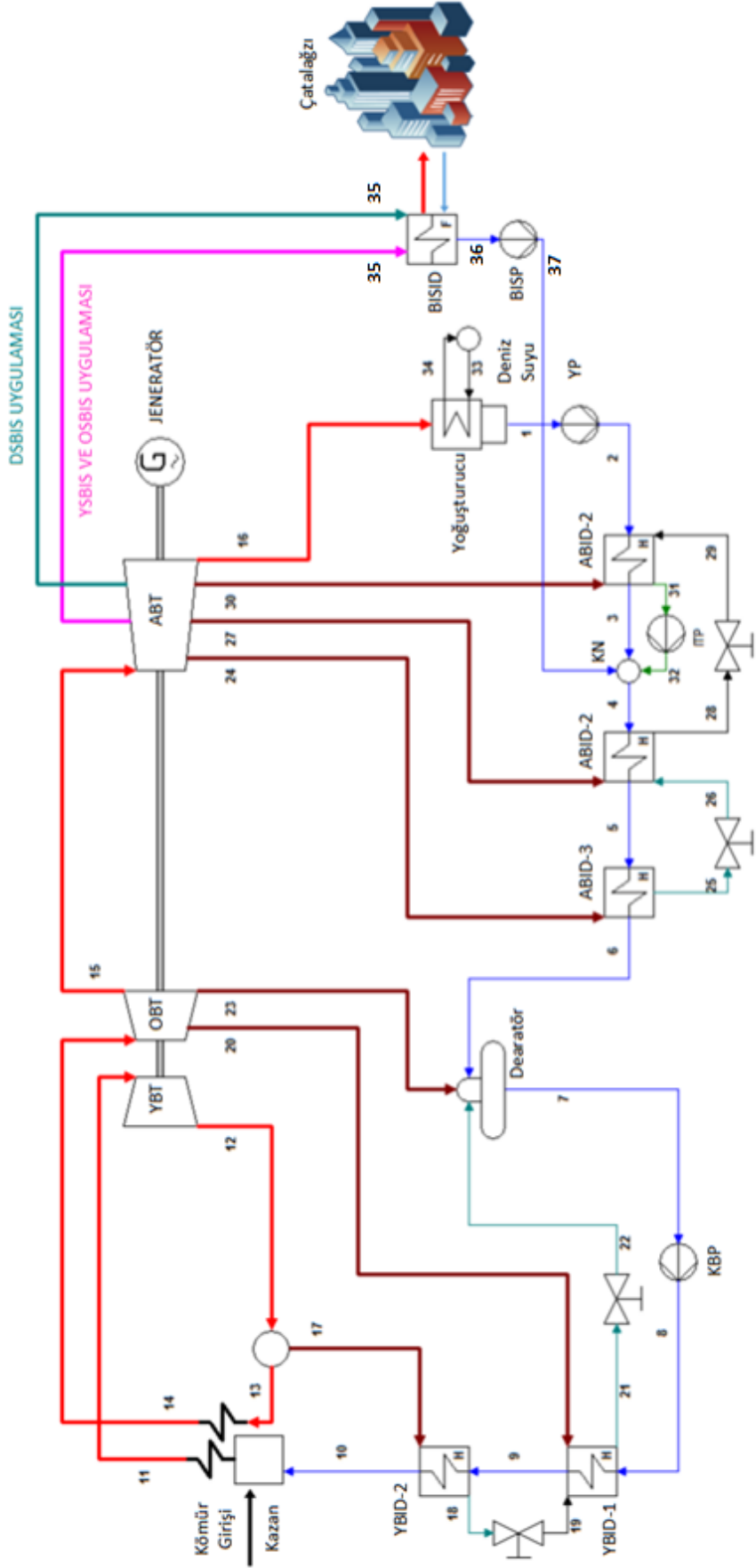
Şekil 6.1 Santralin orijinal halinin kütle akış şeması.

Çizelge 6.3 Santralin orijinal dizayn durumuna göre enerji bilançosu, kW.

| | Giriş | Çıkış | Giriş | Çıkış |
|-------------------------------------|--------|--------|--------|--------|
| Yakıt enerjisi | 431063 | - | 100.00 | |
| Türbinde üretilen toplam güç | | 165427 | | 38.38 |
| YBT | | 39988 | | 9.27 |
| OBT | | 54521 | | 12.64 |
| ABT | | 70918 | | 16.45 |
| Soğutma suyuna verilen ısı enerjisi | | 205009 | | 47.55 |
| Baca gazı kaybı | | 30873 | | 7.16 |
| Kazan ısı kaybı | | 29754 | | 6.90 |
| Diğer elemanlardaki ısı kaybı | | 0 | | - |
| Toplam | 431063 | 431063 | 100.00 | 100.00 |

6.1.3 Santral ile Bölgesel Isıtma Uygulamasının Enerji Analizi

Bu çalışmadaki temel amaç santralden buhar çekerek Çatalağzı ilçesindeki konutların ısınma ve sıcak su ihtiyaçlarını karşılamak ve meydana gelen yeni durumun termodinamik ve termoeconomik analizlerini yapmaktır. Dolayısıyla yapılacak olan dönüşümde hem santralin elektrik üretiminde meydana gelecek azalmayı minimuma indirecek hem de binaların ısıtılmasına olanak sağlayacak akım noktasını tayin etmek gerekir. Bu husus dikkate alınarak YSBIS ve OSBIS uygulaması için santraldeki ABT'nin ikinci kademesinden (akım noktası 27) DSBIS uygulaması için ABT'nin üçüncü kademesinden (akım noktası 30) buhar çekilecektir. Çekilen buhar, bölgesel ısıtma ısı değiştiricisinden (BISID) geçirilerek bölgeye iletilecek sıcak suyun ısıtılması sağlanacaktır. BISID'e giren akımın termodinamik özellikleri ABT'den çekilen ara buharın termodinamik özellikleri ile aynı alınmıştır. BISID çıkışında akışkan ABT'den çekilen buhar basıncındaki doymuş sıvı halindedir. Doymuş sıvı halindeki akışkanın basıncı bir pompa vasıtası ile (BISP) deaerator basıncı olan 674.6 kPa'a yükseltir. Bu esnada sıcaklığı 1 °C artar. Bu şekilde santral hem elektrik hem de ısı üreten birleşik ısı güç çevrimi (kojenerasyon) sistemine dönüşür. BIS uygulaması için santralden çekilecek ara buhar miktarını dolayısıyla santralde üretilmesi gereken enerji miktarını; konutların ısınma ve sıcak



Şekil 6.2 Santral ile bölgesel ısıtma uygulanması halindeki kütle akış şeması.

kullanım suyu ısı talebi ile önizolasyonlu borularda meydana gelen ısı kaybının toplamı belirler. Dönüşümü yapılan santralin yeni halinin kütle akış şeması Şekil 6.2’de verilmiştir.

Yapılan dönüşüm sonrasında meydana gelen yeni sistemin termodinamik analizi aynı biçimde EES programı ile yapılmıştır. Bunun için;

1. Santralin orijinal halinde türbinlerin değişik kademelerinde çekilen ara buhar miktarını belirlemek için atanan bilinmeyenlere bir bilinmeyen daha eklenerek yeni ara buhar alma akım noktası tayin edilmiştir.
2. Konutların ve önizolasyonlu borulardaki ısı kaybının toplam ısı enerjisinin tamamının, santrale eklenen BISID’de üretildiği ve BISID’de ısı kaybının olmadığı varsayılmıştır $\dot{Q}_{BIS,i} = \dot{Q}_{ISITMA}$.
3. Santralin orijinal hali için oluşturulan enerji dengeleri yeni sistem için de oluşturulmuştur. Yeni eklenen elemanların enerji dengesi:

BISID:

$$\dot{Q}_{BIS,i} = \dot{E}_{35} - \dot{E}_{36} \text{ (i; YSBIS, OSBIS ve DSBIS’ni gösterir.)}$$

BISP:

$$\dot{W}_{BISP} = (\dot{E}_{37} - \dot{E}_{36})/\eta_{BISP}$$

4. Birçok elemanın enerji dengesi aynı kalırken aşağıda özetlenen elemanların enerji dengesinde değişiklik olmuştur.

ABT:

$$\dot{W}_{ABT} = \dot{E}_{15} - \dot{E}_{24} - \dot{E}_{27} - \dot{E}_{30} - \dot{E}_{16} - \dot{E}_{35}$$

Karışım noktası:

$$\dot{E}_4 = \dot{E}_3 + \dot{E}_{32} + \dot{E}_{37}$$

Santralde toplam enerjiden yararlanma oranı:

$$\eta_{EYO} = \frac{W_{GEN} - \sum_P W_i + \dot{Q}_{BIS,i}}{\dot{Q}_{k\ddot{o}m\ddot{u}r}}$$

Burada $\dot{Q}_{BIS,i}$ konutların ısınma ve sıcak su talebi için gerekli olan ısı enerjisi ile izolasyonlu borularda meydana gelen ısı kayıpları ihtiyaçları toplamıdır.

5. Yeni eklenen pompanın elektrik motor verimi %95 alınmıştır.

Oluşturulan yeni denklem takımlarının EES'te çözülmesiyle akım noktalarının bazılarında değişiklik olmuş bazılarında ise olmamıştır. YSBIS, OSBIS ve DSBIS uygulamaları için değişen akım noktaları özellikleri Çizelge 6.4, Çizelge 6.5 ve Çizelge 6.6'da verilmiştir.

-5 °C dizayn sıcaklığında YSBIS, OSBIS ve DSBIS uygulamaları için sırasıyla;

- Türbinde üretilen güç 162073 kW, 162133 kW ve 163242 kW olarak gerçekleşirken türbinde üretilen güç miktarında azalma 3354 kW, 3294 kW ve 2185 kW,
- Jeneratörde üretilen güç 153969 kW, 154027 kW ve 155080 kW olarak gerçekleşirken jeneratörde üretilen güç miktarındaki azalma 3186 kW, 3128 kW ve 2075 kW,
- Yoğuşturucuda soğutma suyu olarak kullanılan deniz suyuna transfer olan ısı enerjisi 187172 kW, 187491 kW, 186866 KW olarak gerçekleşirken, ısı transferinde meydana gelen azalma 17837 kW, 17518 kW ve 18143 kW,
- Santralde bulunan pompaların toplam tükettikleri güç tüm uygulamalar için 3811 kW ,
- Santralde üretilen net güç 150157 kW, 150215 kW ve 151269 kW oluyorken santralde üretilen net güçteki azalma 3191 kW, 3133 kW ve 2079 kW,
- Santralin enerjiden yararlanma oranları %39.38, %39.39 ve %39.64 (Şebekeye suyunu ileten pompanın tükettiği güç ve izolasyonlu borulardaki ısı kayıpları dahil).
- Bölgenin ısı talebi $\dot{Q}_{BIS,i}$ 'nin santralin net güç azalışındaki oranı da sistemin toplam performansını değerlendirmek için uygun bir parametre olacaktır. Yani bu oran santraldeki 1 kW net güç üretimindeki azalmaya karşılık ne kadarlık ısı üretileceği hakkında fikir verir. Santralin -5°C'de üretmesi gerek ısı miktarı üç farklı uygulama için sırasıyla 21198 kW, 20815 kW ve 20331 kW ve güç üretimindeki azalma miktarı 3191 kW, 3133 kW ve 2079 kW olduğundan bu oran YSBIS için 6.643, OSBIS için 6.643 DSBIS için 9.779,

Çizelge 6.4 YSBIS uygulamasında santralin değişen akım noktaları için termodinamik özellikleri.

| Akım Noktası | Sıcaklık (°C) | Basınç (kPa) | Debi (kg/h) | Entalpi (kJ/kg) | Entropi (kJ/kgK) | Enerji (kW) |
|--------------|---------------|--------------|-------------|-----------------|------------------|-------------|
| 0 | -5 | 101.325 | - | -343.6 | -1.259 | - |
| 1 | 35.5 | 5.784 | 304525 | 148.6 | 0.5117 | 12573 |
| 2 | 36.4 | 674.6 | 304525 | 153 | 0.5237 | 12946 |
| 3 | 72.9 | 674.6 | 304525 | 305.7 | 0.9898 | 25857 |
| 4 | 76.63 | 674.6 | 394980 | 321.3 | 1.035 | 35252 |
| 16 | 35.5 | 5.784 | 304525 | 2361 | 7.68 | 199741 |
| 27 | 148 | 145.1 | 19280 | 2769 | 7.425 | 14828 |
| 28 | 78.12 | 145.1 | 37488 | 327.1 | 1.053 | 3406 |
| 29 | 75.85 | 40 | 37488 | 327.1 | 1.053 | 3406 |
| 30 | 76.6 | 40 | 19872 | 2638 | 7.673 | 14559 |
| 31 | 75.77 | 40 | 57360 | 317.2 | 1.025 | 5054 |
| 32 | 76.3 | 674.6 | 57360 | 319.9 | 1.031 | 5097 |
| 33 | 8 | 315 | 8052332 | 33.92 | 0.1212 | 75869 |
| 34 | 28 | 315 | 8052332 | 117.6 | 0.4087 | 263038 |
| 35 | 148 | 145.1 | 33096 | 2769 | 7.425 | 25454 |
| 36 | 110.4 | 145.1 | 33096 | 462.9 | 1.423 | 4255 |
| 37 | 111.4 | 674.6 | 33096 | 467.5 | 1.433 | 4298 |

Çizelge 6.5 OSBIS uygulamasında santralin değişen akım noktaları için termodinamik özellikleri.

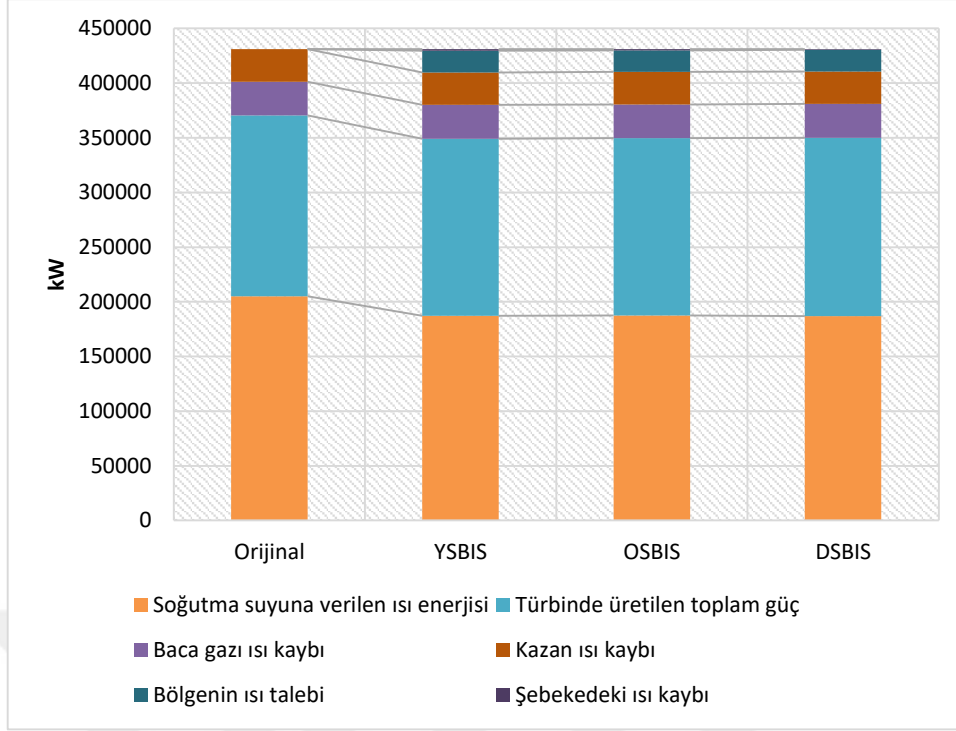
| Akım Noktası | Sıcaklık (°C) | Basınç (kPa) | Debi (kg/h) | Entalpi (kJ/kg) | Entropi (kJ/kgK) | Enerji (kW) |
|--------------|---------------|--------------|-------------|-----------------|------------------|-------------|
| 0 | -5 | 101.325 | - | -343.6 | -1.259 | - |
| 1 | 35.5 | 5.784 | 305050 | 148.6 | 0.5117 | 12594 |
| 2 | 36.4 | 674.6 | 305050 | 153 | 0.5237 | 36.4 |
| 3 | 72.9 | 674.6 | 305050 | 305.7 | 0.9898 | 72.9 |
| 4 | 76.57 | 674.6 | 394980 | 321.1 | 1.034 | 76.57 |
| 16 | 35.5 | 5.784 | 305050 | 2361 | 7.68 | 200086 |
| 27 | 148 | 145.1 | 19319 | 2769 | 7.425 | 14858 |
| 28 | 78.12 | 145.1 | 37527 | 327.1 | 1.053 | 3410 |
| 29 | 75.85 | 40 | 37527 | 327.1 | 1.053 | 3410 |
| 30 | 76.6 | 40 | 19906 | 2638 | 7.673 | 14584 |
| 31 | 75.77 | 40 | 57434 | 317.2 | 1.025 | 5061 |
| 32 | 76.3 | 674.6 | 57434 | 319.9 | 1.031 | 5104 |
| 33 | 8 | 315 | 8066056 | 33.92 | 0.1212 | 76000 |
| 34 | 28 | 315 | 8066056 | 117.6 | 0.4087 | 263491 |
| 35 | 148 | 145.1 | 32497 | 2769 | 7.425 | 24993 |
| 36 | 110.4 | 145.1 | 32497 | 462.9 | 1.423 | 4178 |
| 37 | 111.4 | 674.6 | 32497 | 467.5 | 1.433 | 4220 |

Çizelge 6.6 DSBIS uygulamasında santralin değişen akım noktaları için termodinamik özellikleri.

| Nokta | Sıcaklık (°C) | Basınç (kPa) | Debi (kg/h) | Entalpi (kJ/kg) | Entropi (kJ/kgK) | Enerji (kW) |
|-------|------------------|-----------------|----------------|--------------------|---------------------|----------------|
| 0 | -5 | 101.325 | - | -343.6 | -1.259 | - |
| 1 | 35.5 | 5.784 | 304032 | 148.6 | 0.5117 | 12552 |
| 2 | 36.4 | 674.6 | 304032 | 153 | 0.5237 | 12925 |
| 3 | 72.9 | 674.6 | 304032 | 305.7 | 0.9898 | 25815 |
| 4 | 76.68 | 674.6 | 394980 | 321.5 | 1.035 | 35277 |
| 16 | 35.5 | 5.784 | 304032 | 2361 | 7.68 | 199418 |
| 27 | 148 | 145.1 | 19243 | 2769 | 7.425 | 14800 |
| 28 | 78.12 | 145.1 | 37451 | 327.1 | 1.053 | 3403 |
| 29 | 75.85 | 40 | 37451 | 327.1 | 1.053 | 3403 |
| 30 | 76.6 | 40 | 19840 | 2638 | 7.673 | 14536 |
| 31 | 75.77 | 40 | 57291 | 317.2 | 1.025 | 5048 |
| 32 | 76.3 | 674.6 | 57291 | 319.9 | 1.031 | 5091 |
| 33 | 8 | 315 | 8039168 | 33.92 | 0.1212 | 151450 |
| 34 | 28 | 315 | 8039168 | 75.76 | 0.4087 | 338316 |
| 35 | 76.6 | 40 | 33658 | 2638 | 7.673 | 24659 |
| 36 | 110.4 | 145.1 | 33658 | 462.9 | 1.423 | 4327 |
| 37 | 111.4 | 674.6 | 33658 | 467.5 | 1.433 | 4371 |

Çizelge 6.7 Santral ile BIS yapılması durumunda üç farklı dizayna göre enerji bilançosu, kW.

| | YSBIS | OSBIS | DSBIS |
|-------------------------------------|--------|--------|--------|
| Türbinde üretilen toplam güç | 162073 | 162133 | 163242 |
| YBT | 39988 | 39988 | 39988 |
| OBT | 54521 | 54521 | 54521 |
| ABT | 67564 | 67618 | 68733 |
| Soğutma suyuna verilen ısı enerjisi | 187172 | 187491 | 186866 |
| Baca gazı kaybı | 30873 | 30873 | 30873 |
| Kazan ısı kaybı | 29754 | 29754 | 29754 |
| Bölgenin ısı talebi | 19720 | 19720 | 19720 |
| Şebekedeki ısı kaybı | 1478 | 1095 | 611 |
| Toplam | 431066 | 431066 | 431066 |
| Jeneratörde üretilen net güç | 150157 | 150215 | 151269 |
| Şebeke pompasının harcadığı güç | 127.5 | 138.9 | 132.8 |
| Verim % | 39.38 | 39.39 | 39.64 |



Şekil 6.3 Farklı durumlar için orijinal santralin ve BIS uygulamasının enerji bilançosu.

olarak bulunmuştur. Ayrıca, santral yakıtı kömürün ısı enerjisi, baca gazı ve kazan ısı kayıplarının değişmediği varsayılmıştır. Her üç durum için enerji bilançosu sayısal değerleri Çizelge 6.7’de, santralin orijinal hali ve BIS uygulamaları arasındaki ilişkiyi daha iyi anlayabilmek dört farklı durumun enerji bilanço grafiği Şekil 6.3’te verilmiştir.

Bu verilerden santral ile bölgesel ısıtma uygulamasının, santralin verimini artırdığı, yoğunlaştırıcıya denize transfer edilen ısının azaldığını söylemek mümkündür. Her ne kadar santral elektrik üretiminde azalma meydana geliyor olsa da, buna karşılık santralden elde edilen ısı enerjisi, elektrik üretimindeki azalma oranına karşı oldukça yüksektir. Ayrıca santral ile bölgesel ısıtma uygulamasının, türbinin daha düşük basınç kademelerinden çekilen buhar ile yapılması, santral verimini daha yukarıya çekmektedir. Bu çalışma için alçak basınç türbininin son basınç kademesinden (yoğuşturucuya girmeden önceki kademe) buhar çekerek bölgesel ısıtma yapılması, santralin toplam enerjiden yararlanma oranının en fazla olduğu durum olarak gözlenmiştir.

Vurgulanması gereken diğer bir husus, bu çalışmada yapılan 300 binalık bir ısıtma yerine, daha fazla binanın ısıtılmasını gerektiren durumlar olduğunda, santralden çekilecek buharın daha fazla olması, bunun neticesinde santralin enerjiden yararlanma oranının artacağı [29] ve [7]’de

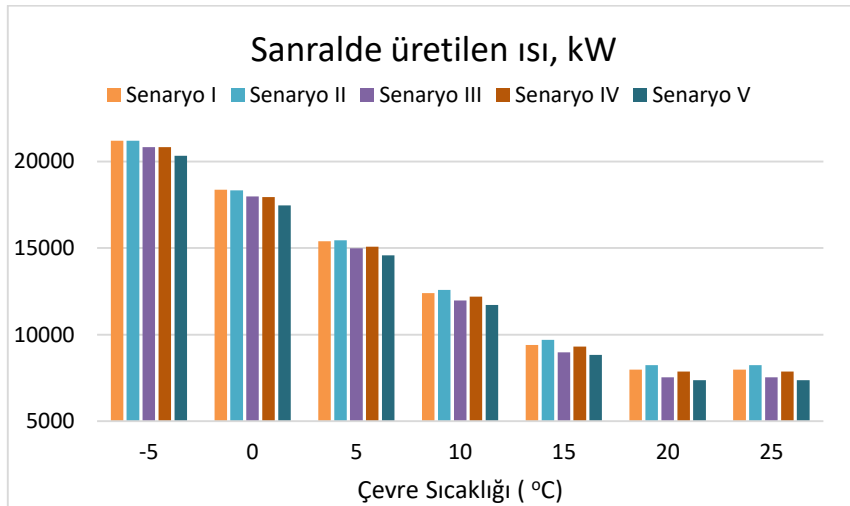
gösterilmiştir. Bölgesel ısıtma sahasının ne kadar büyüyeceğinin kararı, elektrik enerjisi ihtiyacı ve ekonomik kriterlere de bağlıdır.

Bu bilgiler ışığında hem ısı hem güç üreten santrallerin, enerji verimliliği açısından çok daha uygun sistemler olduğu, enerjiyi verimli kullanmanın ekonomik ve çevresel katkılarının oldukça yüksek olduğunu tekrar ifade etmek gerekir.

6.1.4 Farklı Senaryolar İçin Değişen Çevre Sıcaklığına Göre Enerji Analizi

BIS uygulamaları dizaynı -5 °C dizayn sıcaklığına göre yapılmış ve değişen çevre sıcaklığına göre farklı senaryolar kurgulanmış bölgesel ısıtma şebekesinin verimi bulunmuştu. Burada ise değişen çevre sıcaklığına göre farklı senaryolar için santraldeki değişim incelenecektir.

Çevre sıcaklığının değişmesine bağlı olarak konutların ısınma enerjisi ihtiyaçları ile sıcak kullanım suyu ısı enerjisi ihtiyaçları toplamının değişmesi, santralden çekilen ara buhar miktarını değiştirecektir. Dolayısıyla santralin enerji performansı, çevre sıcaklığından etkilenecektir. Bu nedenle değişen çevre sıcaklığına göre santralin performansını incelemek gereklidir. Çevre sıcaklığının değişmesine bağlı enerji analizi yapılırken, santrale verilen yakıt enerjisinin ve santralin orijinal haline göre üretilen net güç miktarının çevre sıcaklığına göre değişmediği varsayılmıştır.

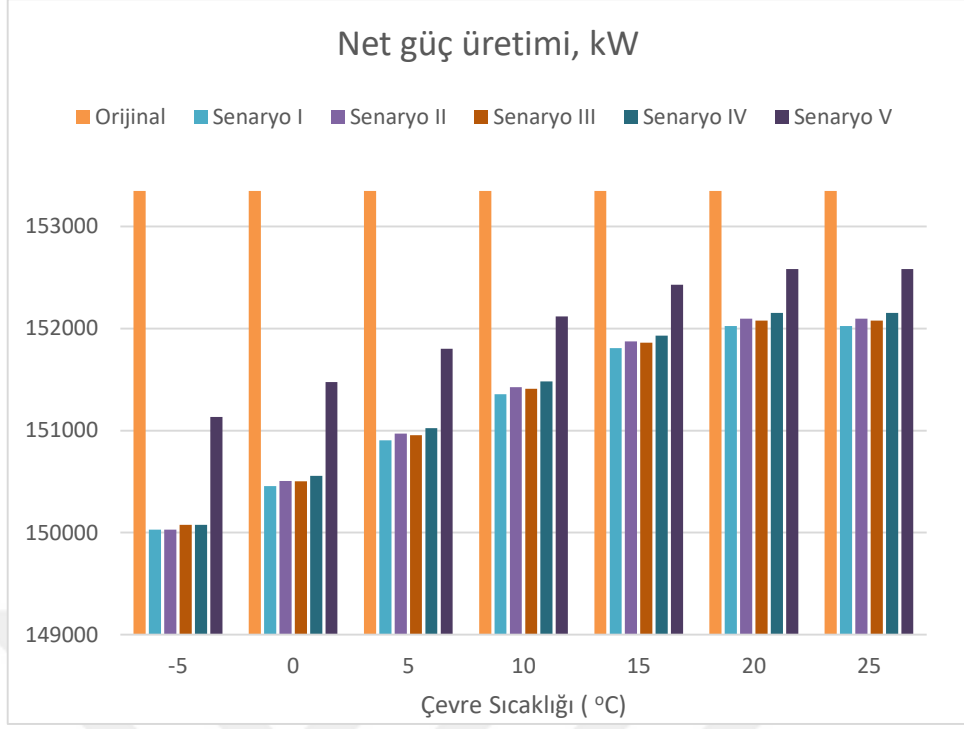


Şekil 6.4 Farklı senaryolar için santralde üretilmesi gereken ısının çevre sıcaklığına göre değişimi.

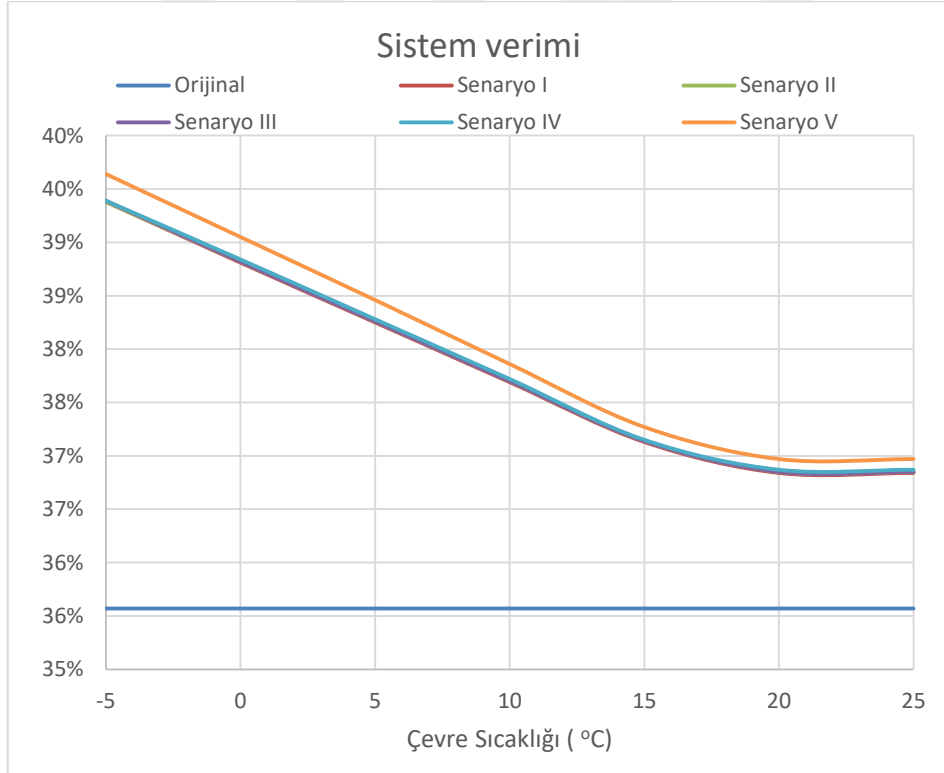
Şekil 6.4'te farklı senaryolar için çevre sıcaklığının artmasına göre, santralde üretilmesi gereken ısı miktarı gösterilmiştir. Buna göre, çevre sıcaklığı arttıkça santralde üretilen ısı enerjisinin azaldığı görülmektedir. Bunun nedeni, çevre sıcaklığının artmasıyla, bölgenin ihtiyaç duyulan toplam ısı talebinin azalmasından kaynaklıdır. Ayrıca senaryoların kendi arasında da bölgede üretilecek ısı miktarı için farklılıkları gözlenmektedir. Aynı çevre sıcaklığında binaların ısı talebi tüm senaryolar için aynı olsa da, YSBIS, OSBIS ve DSBIS gibi farklı uygulamalar ve bu uygulamaların kendi içerisindeki işletme stratejilerindeki farklılıklar, aynı çevre sıcaklığı içerisinde her bir senaryoda üretilen ısı miktarının birbirinden farklı olduğu gözlemlenmektedir.

Şekil 6.5'te çevre sıcaklığının değişmesi durumunda santralin orijinal hali ile farklı senaryolar için santralde üretilecek net güç miktarı gösterilmiştir. Bu net güç hesabında bölgesel ısıtma şebekesinde kullanılan pompanın harcadığı güç de dikkate alınmıştır. Net güç üretimi çevre sıcaklığı arttıkça artmaktadır. Bunun sebebi, çevre sıcaklığı arttıkça bölgenin azalan ısı talebi nedeniyle santralden çekilen ara buharın azalmasındandır. Ayrıca Senaryo V, tüm çevre sıcaklıkları için BIS uygulamasında net güç üretiminin en fazla olduğu senaryodur. Bunun nedeni, Senaryo V'in DSBIS uygulaması olması nedeniyle ara buharın, ABT'nin en düşük basınç kademesinden ara buhar çekiliyor olmasındandır. Senaryo I ve Senaryo II YSBIS'nin işletme senaryoları, Senaryo III ve Senaryo IV OSBIS'nin işletme senaryoları olmasına rağmen, kendi içlerinde de her bir farklı senaryoda, santralde üretilen net güç birbirinden küçük de olsa farklıdır. Senaryo II'de Senaryo I'e göre; Senaryo IV'te Senaryo III'e göre daha fazla net güç üretimi olmaktadır. Bu da BIS işletme stratejilerinin, santral verimi üzerinde etkili olduğunu göstermektedir. Burada bu fark çok büyük olmasa da çok daha büyük alana BIS uygulamalarında bu stratejilerin önemi daha da artacaktır.

Şekil 6.6'da farklı senaryolar için tüm sistemin toplam enerjiden yararlanma oranı verilmiştir. Santralin orijinal halinin verimi tüm çevre sıcaklığında santralde üretilen net güç ve santrale verilen ısı enerjisi aynı kabul edildiğinden değişmemiştir. Bölgesel ısıtma uygulanması durumunda ise santralin toplam enerjiden yararlanma oranı artmıştır. -5 °C'de santralin enerjiden yararlanma oranı tüm senaryolar içinde en yüksek değerindedir. Sıcaklık arttıkça enerjiden yararlanma oranının düştüğü gözlemlenmiştir. Tüm senaryolar içinde enerjiden yararlanma oranı tüm sıcaklıklar için Senaryo V'te yani DSBIS uygulamasında diğer senaryolara göre daha yüksektir.



Şekil 6.5 Farklı senaryolar için santral net güç üretiminin çevre sıcaklığına göre değişimi.



Şekil 6.6 Farklı senaryolar için tüm sistemin toplam enerjiden yararlanma oranının çevre sıcaklığına göre değişimi.

6.2 EKSERJİ ANALİZİ

Ekserji analizi, santralin orijinal hali ile BIS uygulamalarının farklı durumlarına göre yapılacaktır. Bu işlem için öncelikle kömürün kimyasal ekserjisi bulunacak, ardından ekserji yok oluşunun baca gazı kaybıyla olan büyüklüğünü bulmak için baca gazı ekserjisi bulunacak, son olarak ise santral ve bölgedeki elemanların tümüne ekserji denge denklemi uygulanacaktır. Santral elemanlarının ekserji analizinde çevre sıcaklığı ya da ölü sıcaklık, dizayn sıcaklığı olan $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ alınacaktır.

6.2.1 Kömürün Kimyasal Ekserjisi

Yakıt olarak kullanılan kömürün bileşenleri C, H, N, S, O, su ve küldür. Her bileşenin kömür içindeki kütle oranı Çizelge 6.8’de verilmiştir. Yanma reaksiyonuna su ve kül katılmaz. Diğer bileşenler yanma reaksiyonuna girer. Kömürün yanma denklemini yazabilmek için kömürün kimyasal denklemi elde edilmelidir. Bunun için kömürün içindeki su ve külün çıkarılmasıyla ortaya çıkan yeni kütlelerin içindeki C, H, N, S ve O’nun bileşen içindeki kütle oranları bulunur. Bileşen içindeki C, H, N, S, ve O’nun mol kütleleri sırasıyla 12.0107, 1.0079, 14.0067, 32.065 ve 15.9994 kmol/kg alındığında 1 kg kuru ve külsüz kömür içindeki her bileşenin mol sayısı c, h, n, s ve o olarak bulunur. Bu değerler de Çizelge 6.8’de görülebilir. Kömürün kimyasal formülü genelde $C_xH_yO_zN_tS$ biçiminde ifade edilir. S’nin mol sayısını 1’e eşitleyecek biçimde Çizelge 6.8’e göre veriler düzenlenirse santralde kullanılan kömürün kimyasal formülü $C_{194.9}H_{152.7}O_{17.63}N_{3.66}S$ şeklinde ortaya çıkar. Böylece kömürün mol kütlesi $M_{kömür} = 2860.2\text{ kg/kmol}$ olarak bulunur.

Çizelge 6.8 Kömür kompozisyonu (içeriği).

| Kömür için kuru ve külsüz durumda | | | | | |
|-----------------------------------|-----------------|-----------------|---|--|--------|
| Bileşen | Kütle oranı (%) | Kütle oranı (%) | 1 kg kömür içindeki bileşenlerin mol sayıları | | |
| C | 36.5 | 81.838 | c | | 0.0681 |
| H | 2.4 | 5.381 | h | | 0.0534 |
| N | 0.8 | 1.793 | n | | 0.0013 |
| S | 0.5 | 1.112 | s | | 0.0003 |
| O | 4.4 | 9.865 | o | | 0.0062 |
| W (H ₂ O) | 18 | - | | | - |
| Kül | 37.4 | - | | | - |

[42]'ye göre kömürün yanması ile ortaya çıkan ekserji değeri; Çizelge 6.8'deki değerlere göre kuru ve külsüz kömürün T_0 ve P_0 şartlarında kontrol hacmine girerek aynı şartlarda O_2 ile reaksiyona girmesi ve yine aynı şartlarda CO_2 , SO_2 , N_2 ve $H_2O(sıvı)$ formunda kontrol hacminden ayrılması şeklinde belirlenir. Tüm ısı transferleri T_0 sıcaklığında gerçekleşir. Bu durumda 1 kg kuru ve külsüz kömürün oksijenle yanarak reaksiyona girmesiyle;

$$(0.0681C + 0.0534H + 0.0062O + 0.0013N + 0.0003S) + 0.07875O_2 \\ \rightarrow 0.0681CO_2 + 0.02667H_2O(sıvı) + 0.00064N_2 + 0.0003SO_2$$

biçiminde yanma reaksiyonu gerçekleşir. Kuru külsüz kömürün üst ısıl ve mutlak entropi değerleri;

$$\begin{aligned} \dot{U}ID_{kuru-külsüz-kömür} &= (152.19 \times 0.05381 + 98.767) \\ &\times \left[\frac{0.81838}{3} + 0.05381 - \frac{0.09865 - 0.01112}{8} \right] \end{aligned}$$

$$\dot{U}ID_{kuru-külsüz-kömür} = 33775 \text{ kJ/kg}$$

$$\begin{aligned} S_{kuru-külsüz-kömür} &= 0.0681 \\ &\times \left[37.1653 - 31.4767 \exp \left(-0.564682 \frac{0.0534}{0.0681 + 0.0013} \right) \right. \\ &+ 20.1145 \frac{0.0062}{0.0681 + 0.0013} + 54.3111 \frac{0.0013}{0.0681 + 0.0013} \\ &\left. + 44.6712 \frac{0.0003}{0.0681 + 0.0013} \right] \end{aligned}$$

$$S_{kuru-külsüz-kömür} = 1.3485 \text{ kJ/kgK}$$

şeklinde bulunur.

Reaksiyona giren ya da çıkan maddelere ait mutlak entropi \bar{s}_i^o ve standart molar ekserji $\bar{e}x_i^{kim}$ değerleri;

$$\bar{s}_{O_2}^o = 205.15 \text{ kJ/kmolK} \quad \bar{s}_{CO_2}^o = 213.79 \text{ kJ/kmolK}$$

$$\bar{s}_{H_2O}^o = 69.95 \text{ kJ/kmolK} \quad \bar{s}_{SO_2}^o = 248.09 \text{ kJ/kmolK}$$

$$\bar{s}_{N_2}^o = 191.61 \text{ kJ/kmolK}$$

ve

$$\bar{e}x_{O_2}^{KİM} = 3951 \text{ kJ/kmol} \quad \bar{e}x_{CO_2}^{KİM} = 14176 \text{ kJ/kmol}$$

$$\bar{e}x_{H_2O}^{KİM} = 45 \text{ kJ/kmol} \quad \bar{e}x_{SO_2}^{KİM} = 301939 \text{ kJ/kmol}$$

$$\bar{e}x_{N_2}^{KİM} = 639 \text{ kJ/kmol}$$

olarak tablolardan okunur.

Bu durumda kuru külsüz kömürün $T_0 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ sıcaklığında birim ekserjisi;

$$\begin{aligned} ex_{kuru-külsüz-kömür}^{KİM} &= 33775 \\ &- 298.15[1.3485 + 0.07875 \times 205.15 - 0.0681 \times 213.79 - 0.02667 \\ &\times 69.95 - 0.000349 \times 248.09 - 0.00064 \times 191.61] \\ &+ [0.0681 \times 14176 + 0.02667 \times 45 + 0.000349 \times 301939 + 0.00064 \\ &\times 639 - 0.07875 \times 3951] \end{aligned}$$

$$ex_{kuru-külsüz-kömür}^{KİM} = 34281 \text{ kJ/kg}$$

olarak bulunur.

Dikkat edildiğinde yakıtın kimyasal ekserjisinin çok büyük oranda yakıtın üst ısıl değerine bağlı olduğu görülmektedir. Literatürde, üst ısıl değer yaklaşık olarak yakıtın ekserji değerine eşit olarak alınabileceği ve hesaplamalarda çok büyük hatalara neden olmayacağı ifade edilmiştir.

Bulunan $ex_{kuru-külsüz-kömür}^{kim}$ değeri daha önce de ifade edildiği gibi kuru ve külsüz 1 kg'lık kömürün ekserjisi idi. Ancak kullanılan kömürün içerisinde su ve külün de dikkate alınarak birim yakıt başına kömürün ekserjisinin bulunması gerekir. Bu durumda birim kütle başına kömürün ekserjisi;

$$ex_{kömür} = 0.446 \times 34281 + \frac{0.18}{18.015}$$

$ex_{kömür} = 15290 \text{ kJ/kmol}$ olarak bulunur.

Vurgulanması gereken diğer bir husus ise bu yöntemle bulunan kömürün üst ısıl değerinin, Çatalağzı lavvarından elde edilen ve Türkiye Taş Kömürü (TTK) kömür analiz sonuçlarında verilen kömürün üst ısıl değeri ile karşılaştırılmasıdır. TTK internet adresinde Çatalağzı lavvarında elde edilen kömürün üst ısıl değeri $3645 \mp 150 \text{ kcal/kg}$ olarak verilmiştir. $1 \text{ cal}=4.184 \text{ kJ}$ olduğundan bu değer yaklaşık $15250 \mp 627 \text{ kJ/kg}$ olarak ifade edilebilir. Bu çalışmada ise kömürün üst ısıl değeri; kuru ve külsüz olarak elde edilen $\dot{U}D_{kuru-külsüz-kömür}$ değerine nem ve külün de etkisi dahil edilerek $\dot{U}D_{kömür} = 33775 \times 0.446 = 15063 \text{ kJ/kg}$ olarak bulunabilir. Bulunan değer TTK'nın kömür için vermiş olduğu üst ısıl değer ile uyumlu olduğu kolaylıkla söylenebilir.

6.2.2.1 Alternatif Formda Kömürün Kimyasal Ekserjisinin Bulunması

Kotas'a [41] göre, Karbon (C), Hidrojen (H), Oksijen (O) ve N'den (Azot) oluşan ve nem içermeyen katı fosil yakıtlarda karbon/oksijen kütle oranı 0.667'den az olması durumunda;

$$\varphi_{kuru} = 1.0437 + 0.1882 \frac{H}{C} + 0.0610 \frac{O}{C} + 0.0404 \frac{N}{C} \quad (6.1)$$

ifadesi türetilmiştir. Burada; C, H, O ve N değerleri Çizelge 6.8'den okunur. Bu ifadenin doğruluğu $\pm\%1$ olarak tahmin edilmektedir.

φ_{kuru} ifadesi nemli yakıtların ekserjisini hesaplarken kullanılırsa; yakıtın alt ısıl değerinin sadece kuru kısmına karşılık geldiği ve nemin de dikkate alınması gerektiği vurgulanmalıdır. Aynı zamanda φ_{kuru} ifadesinde kükürtün (S) etkisi de ihmal edilmiştir. Tüm bu etkileri göz önüne alarak endüstride kullanılan katı fosil yakıtların kimyasal ekserjisi;

$$ex = [AID + 2442w]\varphi_{kuru} + 9417s \quad (6.2)$$

şeklinde bulunur.

Bu ifadeye göre santralde kullanılan kömürün ekserjisi;

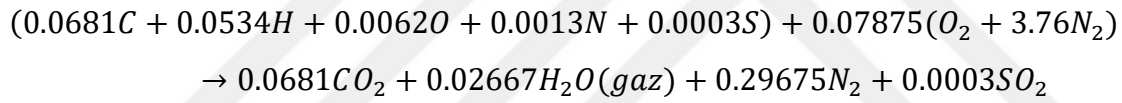
$$\varphi_{kuru} = 1.0437 + 0.1882 \frac{0.024}{0.365} + 0.0610 \frac{0.044}{0.365} + 0.0404 \frac{0.008}{0.365} = 1.0643$$

$$ex_{kömür} = [13794 + 2442 \times 0.18] 1.0643 + 9417 \times 0.005 = 15195 \text{ kJ/kg}$$

olarak bulunur. Bulunan bu sonucun da bir önceki yöntemle bulunan kömürün birim ekserji değerine oldukça yakın olduğu görülmektedir. Bu çalışmada ise ekserji analizinde ilk yöntem ile bulunan kömürün ekserjisi kullanılmıştır.

6.2.2 Baca Gazı Ekserjisinin Belirlenmesi

Yakıt olarak kullanılan kömür kimyasal formülü $C_{194.9}H_{152.7}O_{17.63}N_{3.66}S$ olarak verilmiştir. Kömürün hava içindeki CO_2 ve suyun göz ardı edilmesiyle yanma reaksiyonu;



biçiminde elde edilir. Bu reaksiyonda eşitliğin sağ tarafındaki ürünler $T = 150 \text{ }^\circ\text{C}$ sıcaklığında bacadan atılır. Baca gazlarının hem fiziksel hem de kimyasal ekserjisi vardır. Baca gazının fiziksel ekserjisinde $\bar{c}_{p,k}^{ex}$ değerlerini bulmak gerekir. Bu değerler [41]'den baca gazı çıkış sıcaklığı olan $T = 150 \text{ }^\circ\text{C}$ için Çizelge 6.9'da verilmiştir.

Çizelge 6.9 Baca gaz karışımına ait bazı özellikler.

| Gaz | Mol fraksiyonu | $\bar{c}_{p,k}^{ex}$ (kJ/kmolK) | $\bar{e}x_k^0$ (kJ/kmol) |
|--------|----------------|---------------------------------|--------------------------|
| CO_2 | 0.17380 | 6.82 | 20140 |
| H_2O | 0.06807 | 5.52 | 11710 |
| N_2 | 0.75736 | 4.87 | 3970 |
| SO_2 | 0.00077 | 7.04 | 303500 |

Bu verilere göre $T_0 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$, $P_0 = 101.325 \text{ kPa}$ $P_{baca\ gazı} = 130 \text{ kPa}$ için $\bar{e}x_{kar}^{fiz} = 1273 \text{ kJ/kmol}$ olur.

Kimyasal ekserji ise $\bar{e}x_{kar}^{KiM} = 5794 \text{ kJ/kmol}$ olarak bulunur. Böylece baca gazının birim mol başına toplam ekserjisi $\bar{e}x_{kar} = 7068 \text{ kJ/kmol}$ olur.

Baca gazı toplam ekserjisi bacadan atılan gazın mol sayısı ile baca gazı ekserjisinin çarpımıdır. Baca gazı molar debisi mükemmel gaz hal denklemi ile bulunursa;

$$\dot{n}_{baca \text{ gazı}} = \frac{P_{baca \text{ gazı}} \dot{V}_{baca \text{ gazı}}}{\bar{R}T_{baca \text{ gazı}}}$$

$$\dot{n}_{baca \text{ gazı}} = \frac{130 \times 166.67}{8.31447 \times 423.15} = 6.158 \text{ kmol/s}$$

olarak bulunur. Bu durumda baca gazının sahip olduğu ekserji değeri $\dot{E}x_{baca \text{ gazı}} = 43526 \text{ kW}$ olarak bulunur. Baca gazının ekserjisi 25 °C için bulunmuştur. Santral kazanı ekserji analizi –5 °C’de yapılacaktır. Burada sadece baca gazı ile olan ekserji yok oluşunun büyüklüğünü anlamak için baca gazının ekserji analizi yapılmıştır. Kazana genişletilmiş çevre için ekserji dengesi uygulanacağından, ekserji denge denklemlerinde baca gazı ekserjisi görünmeyecektir.

6.2.3 Santral Orijinal Hali ile BIS Uygulanması Halindeki Ekserji Analizi

Santralin ve bölge elemanlarının ekserji analizi, EES’te geliştirilen enerji denklemlerine ek olarak ekserji denklemlerinin yazılmasıyla yapılmıştır. Bunun için; santral elemanlarının her bir akım noktasının ekserji değeri, akım noktasına ait birim ekserji değeri ile akım noktasının kütledebisinin çarpılması biçiminde bulunmuştur $\dot{E}x = \dot{m} \times ex$. Herhangi bir elemanda meydana gelen ekserji yok oluşu ya da tersinmezlik miktarı, o elemana sağlanan ekserjinin o elemandan elde edilen ekserjiden çıkarılmasıyla bulunmuştur. Bir elemanın ekserji ya da 2. Yasa verimi, o elemandan elde edilen ekserjinin o elemana sağlanan ekserjiye oranı olacak biçimde bulunmuştur. Bir elemandaki ekserji yok oluş oranı, o elemandaki ekserji yok oluşunun santrale verilen kömür ekserjisine oranı olacak biçimde bulunmuştur. Bu oranların toplamı 1 olmalıdır. Tüm sistemdeki toplam ekserji yok oluşu, her bir elemandaki ekserji yok oluşunun toplamı şeklindedir. Santralin ekserji verimi, santralden elde edilen net iş ile santralde üretilen ısı enerjisinin ekserji toplamlarının, kömürün ekserjisine oranı olacak biçimde bulunmuştur. Bu oran aynı zamanda, santraldeki toplam ekserji yok oluşunun kömürün ekserjisine oranlanıp

sonucun 1'den çıkarılması şeklinde de bulunabilir. Santral elemanlarına uygulanan ekserji denge denklemleri Çizelge 6.10'da gösterilmiştir.

Çizelge 6.10 Santral ve bölge elemanlarına sağlanan ve elde edilen ekserji değer ifadeleri.*

| Eleman | Sağlanan ekserji | Elde Edilen Ekserji |
|--------------------------|--|---|
| Kazan | $\dot{E}x_{\text{kömür}}$ | $\dot{E}x_{11} - \dot{E}x_{10} + \dot{E}x_{14} - \dot{E}x_{13}$ |
| YBT | $\dot{E}x_{11} - \dot{E}x_{12}$ | \dot{W}_{YBT} |
| OBT | $\dot{E}x_{14} - \dot{E}x_{15} - \dot{E}x_{20} -$ $\dot{E}x_{23}$ | \dot{W}_{OBT} |
| ABT | $\dot{E}x_{15} - \dot{E}x_{16} - \dot{E}x_{24}$ $- \dot{E}x_{27}$ $- \dot{E}x_{30}$ $- \dot{E}x_{35}$ | \dot{W}_{ABT} |
| Jeneratör | $\dot{W}_{\text{YBT}} + \dot{W}_{\text{OBT}} + \dot{W}_{\text{ABT}}$ | $(\dot{W}_{\text{YBT}} + \dot{W}_{\text{OBT}} + \dot{W}_{\text{ABT}})\eta_{\text{GEN}}$ |
| Yoğuşturucu | $\dot{E}x_{16} - \dot{E}x_1$ | $\dot{E}x_{34} - \dot{E}x_{33} / 0$ |
| ABID-1 | $\dot{E}x_{30} - \dot{E}x_{31}$ | $\dot{E}x_3 - \dot{E}x_2 - \dot{E}x_{29}$ |
| Karışım Noktası | | |
| ABID-2 | $\dot{E}x_{27} + \dot{E}x_{26} - \dot{E}x_{28}$ | $\dot{E}x_5 - \dot{E}x_4$ |
| ABID-3 | $\dot{E}x_{24} - \dot{E}x_{25}$ | $\dot{E}x_6 - \dot{E}x_5$ |
| Dearatör | $\dot{E}x_{23} + \dot{E}x_6 + \dot{E}x_{22}$ | $\dot{E}x_7$ |
| YBID-1 | $\dot{E}x_{19} + \dot{E}x_{20} - \dot{E}x_{21}$ | $\dot{E}x_9 - \dot{E}x_8$ |
| YBID-2 | $\dot{E}x_{10} - \dot{E}x_9$ | $\dot{E}x_{17} - \dot{E}x_{18}$ |
| YP | \dot{W}_{YP} | $\dot{E}x_2 - \dot{E}x_1$ |
| ITP | \dot{W}_{ITP} | $\dot{E}x_{32} - \dot{E}x_{31}$ |
| KBP | \dot{W}_{KBP} | $\dot{E}x_8 - \dot{E}x_7$ |
| <i>Eklenen elemanlar</i> | | |
| BISID | $\dot{E}x_{35} - \dot{E}x_{36}$ | $\dot{E}x_{38} - \dot{E}x_{39}$ |
| BISP | \dot{W}_{BISP} | $\dot{E}x_{37} - \dot{E}x_{36}$ |

*:Yoğuşturucuda elde edilen ekserji değeri, yoğuşturucunun ekserji verim ifadesinde $\dot{E}x_{34} - \dot{E}x_{33}$, sistemin toplam tersinmezliğinin bulunmasında yoğuşturucudan çıkan su tekrar denize döküldüğünden 0 olarak alınmıştır.

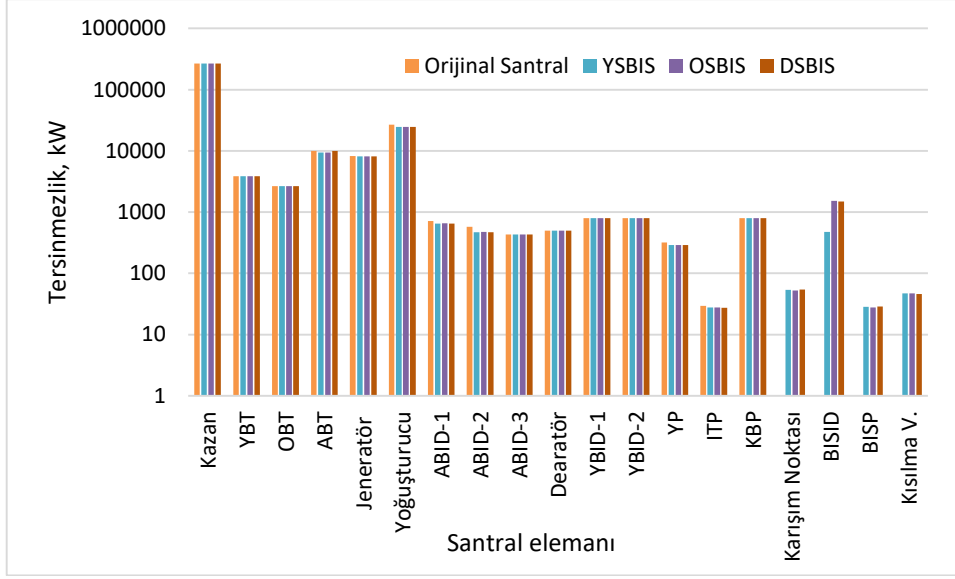
Santral ile bölgesel ısıtma uygulamasındaki ekserji analizleri ölü (referans) sıcaklığı olarak seçilen dizayn sıcaklığı -5 °C'de yapılmıştır. Santralin orijinal hali ile YSBIS, OSBIS ve DSBIS uygulanması durumunda santral içindeki elemanlara ait akım noktalarının ekserji değerleri Çizelge 6.11'de özetlenmiştir. Santrale ait ekserji analiz sonuçları Çizelge 6.10'da verilen denklemlerden faydalanarak Çizelge 6.12'de gösterilmiştir.

Çizelge 6.11 Santralin orijinal hali ile BIS uygulanması halinde akım noktalarına ait ekserji değerleri.

| Akım noktası | Orijinal hal | YSBIS | OSBIS | DSBIS |
|--------------|--------------|--------|--------|--------|
| 1 | 1598 | 1459 | 1461 | 1456 |
| 2 | 1710 | 1561 | 1564 | 1559 |
| 3 | 4272 | 3900 | 3907 | 3894 |
| 4 | 5113 | 5451 | 5445 | 5457 |
| 5 | 9096 | 9096 | 9096 | 9096 |
| 6 | 13046 | 13046 | 13046 | 13046 |
| 7 | 22491 | 22491 | 22491 | 22491 |
| 8 | 25020 | 25020 | 25020 | 25020 |
| 9 | 34013 | 34013 | 34013 | 34013 |
| 10 | 46731 | 46731 | 46731 | 46731 |
| 11 | 227089 | 227089 | 227089 | 227089 |
| 12 | 183238 | 183238 | 183238 | 183238 |
| 13 | 166602 | 166602 | 166602 | 166602 |
| 14 | 196290 | 196290 | 196290 | 196290 |
| 15 | 122458 | 122458 | 122458 | 122458 |
| 16 | 28502 | 26022 | 26067 | 25980 |
| 17 | 16626 | 16626 | 16626 | 16626 |
| 18 | 3109 | 3109 | 3109 | 3109 |
| 19 | 3090 | 3090 | 3090 | 3090 |
| 20 | 10345 | 10345 | 10345 | 10345 |
| 21 | 3642 | 3642 | 3642 | 3642 |
| 22 | 3626 | 3626 | 3626 | 3626 |
| 23 | 6317 | 6317 | 6317 | 6317 |
| 24 | 4828 | 4828 | 4828 | 4828 |
| 25 | 448.2 | 448.2 | 448.2 | 448.2 |
| 26 | 447.4 | 447.4 | 447.4 | 447.4 |
| 27 | 4668 | 4196 | 4204 | 4188 |
| 28 | 557.8 | 527.3 | 527.8 | 526.7 |
| 29 | 556.6 | 526.1 | 526.7 | 525.6 |
| 30 | 3543 | 3234 | 3240 | 3229 |
| 31 | 823 | 768.5 | 769.5 | 767.6 |
| 32 | 842.3 | 786.5 | 787.5 | 785.6 |
| 33 | 17180 | 16202 | 16230 | 16176 |
| 34 | 33781 | 30919 | 30972 | 30869 |
| 35 | - | 7202 | 7072 | 5478 |
| 36 | - | 802.1 | 787.6 | 815.7 |
| 37 | - | 818.5 | 803.7 | 832.4 |

Çizelge 6.12 Santralin orijinal hali ile BIS uygulanması halindeki durumları için ekserji analiz sonuçları, kW.

| Eleman | Orijinal santral | | | | | YSBIS | | | | |
|---------------------------------|-------------------|---------------------|------------------|--------------|------------|------------------|---------------------|------------------|--------------|------------|
| | Sağlanan ekserji. | Elde edilen ekserji | Yok olan ekserji | ϵ % | γ % | Sağlanan ekserji | Elde edilen ekserji | Yok olan ekserji | ϵ % | γ % |
| Kazan | 477812 | 210046 | 267766 | 43.96 | 56.04 | 477812 | 210046 | 267766 | 43.96 | 56.04 |
| YBT | 43851 | 39988 | 3863 | 91.19 | 0.81 | 43851 | 39988 | 3863 | 91.19 | 0.81 |
| OBT | 57170 | 54521 | 2648 | 95.37 | 0.55 | 57170 | 54521 | 2648 | 95.37 | 0.55 |
| ABT | 80916 | 70918 | 9999 | 87.64 | 2.09 | 76976 | 67564 | 9412 | 87.77 | 1.97 |
| Jeneratör | 165427 | 157155 | 8271 | 95 | 1.73 | 162073 | 153969 | 8104 | 95 | 1.70 |
| Yoğuşturucu | 26905 | 0 | 26905 | 61.70 | 5.63 | 24563 | 0/14717 | 24563 | 59.91 | 5.14 |
| ABID-1 | 2720 | 2005 | 715.4 | 73.7 | 0.15 | 2466 | 1813 | 653.2 | 73.51 | 0.14 |
| ABID-2 | 4557 | 3982 | 574.9 | 87.39 | 0.12 | 4116 | 3644 | 471.5 | 88.54 | 0.10 |
| ABID-3 | 4380 | 3950 | 429.6 | 90.19 | 0.09 | 4380 | 3950 | 429.6 | 90.19 | 0.09 |
| Dearatör | 22989 | 22491 | 498.5 | 97.83 | 0.10 | 22989 | 22491 | 498.5 | 97.83 | 0.10 |
| YBID-1 | 9793 | 8993 | 800.4 | 91.83 | 0.17 | 9793 | 8993 | 800.4 | 91.83 | 0.17 |
| YBID-2 | 13517 | 12718 | 799 | 94.09 | 0.17 | 13517 | 12718 | 799 | 94.09 | 0.17 |
| YP | 430.4 | 112.2 | 318.1 | 26.08 | 0.07 | 392.9 | 102.5 | 290.4 | 26.08 | 0.06 |
| ITP | 48.81 | 19.3 | 29.51 | 39.53 | 0.01 | 45.58 | 18.02 | 27.56 | 39.53 | 0.01 |
| KBP | 3328 | 2529 | 798.8 | 76 | 0.17 | 3328 | 2529 | 798.8 | 76 | 0.17 |
| Karışım Noktası | 5114 | 5113 | 0.7754 | 99.99 | 0.00 | 5505 | 5451 | 53.52 | 99.99 | 0.01 |
| BISID | - | - | - | - | - | 6400 | 5927 | 473.4 | 66.04 | 0.45 |
| BISP | - | - | - | - | - | 44.68 | 16.38 | 28.3 | 36.67 | 0.01 |
| Kısıllama V. | - | - | 47 | - | - | - | - | 47 | - | - |
| Toplam ekserji yok oluşu | | | 324464 | | | | | 321727 | | |
| Net güç | | | 153348 | | | | | 150157 | | |
| Üretilen ısı ekserjisi | | | 0 | | | | | 5927 | | |
| Eleman | OSBIS | | | | | DSBIS | | | | |
| | Sağlanan ekserji | Elde edilen ekserji | Yok olan ekserji | ϵ % | γ % | Sağlanan ekserji | Elde edilen ekserji | Yok olan ekserji | ϵ % | γ % |
| Kazan | 477812 | 210046 | 267766 | 43.96 | 56.04 | 477812 | 210046 | 267766 | 43.96 | 56.04 |
| YBT | 43851 | 39988 | 3863 | 91.19 | 0.81 | 43851 | 39988 | 3863 | 91.19 | 0.81 |
| OBT | 57170 | 54521 | 2648 | 95.37 | 0.55 | 57170 | 54521 | 2648 | 95.37 | 0.55 |
| ABT | 77047 | 67624 | 9423 | 87.77 | 1.97 | 78755 | 68733 | 10023 | 87.27 | 2.10 |
| Jeneratör | 162133 | 154027 | 8107 | 95 | 1.70 | 163242 | 155080 | 8162 | 95 | 1.71 |
| Yoğuşturucu | 24606 | 0 | 24606 | 59.91 | 5.15 | 24524 | 0 | 24524 | 59.91 | 2.06 |
| ABID-1 | 2470 | 1816 | 654.3 | 73.51 | 0.14 | 2461 | 1809 | 652.1 | 73.51 | 0.14 |
| ABID-2 | 4124 | 3650 | 473.3 | 88.52 | 0.10 | 4108 | 3638 | 469.8 | 88.56 | 0.10 |
| ABID-3 | 4380 | 3950 | 429.6 | 90.19 | 0.09 | 4380 | 3950 | 429.6 | 90.19 | 0.09 |
| Dearatör | 22989 | 22491 | 498.5 | 97.83 | 0.10 | 22989 | 22491 | 498.5 | 97.83 | 0.10 |
| YBID-1 | 9793 | 8993 | 800.4 | 91.83 | 0.17 | 9793 | 8993 | 800.4 | 91.83 | 0.17 |
| YBID-2 | 13517 | 12718 | 799 | 94.09 | 0.17 | 13517 | 12718 | 799 | 94.09 | 0.17 |
| YP | 393.6 | 102.6 | 290.9 | 26.08 | 0.06 | 392.3 | 102.3 | 290 | 26.08 | 0.06 |
| ITP | 45.63 | 18.04 | 27.59 | 39.53 | 0.01 | 45.52 | 18 | 27.53 | 39.53 | 0.01 |
| KBP | 3328 | 2529 | 798.8 | 76 | 0.17 | 3328 | 2529 | 798.8 | 76 | 0.17 |
| Karışım Noktası | 5498 | 5445 | 52.66 | 99.04 | 0.01 | 5512 | 5457 | 54.33 | 99.01 | 0.01 |
| BISID | 6284 | 4758 | 1526 | 47.27 | 0.69 | 4662 | 3175 | 1487 | 27.14 | 0.71 |
| BISP | 43.87 | 16.09 | 27.78 | 36.67 | 0.01 | 45.44 | 16.66 | 28.78 | 36.67 | 0.01 |
| Kısıllama V. | - | - | 47 | - | - | - | - | 46 | - | - |
| Toplam ekserji yok oluşu | | | 322838 | | | | | 323368 | | |
| Net güç | | | 150215 | | | | | 151269 | | |
| Üretilen ısı ekserjisi | | | 4758 | | | | | 3175 | | |



Şekil 6.7 Santraldeki elemanların orijinal, YSBIS, OSBIS ve DSBIS için tersinmezlikleri.

. Bu sonuçlara göre;

- Santralde kullanılan kömürün ekserjisi 477812 kW,
- Santralin orijinal halindeki toplam ekserji yok oluşu 324464 kW olarak bulunurken, YSBIS, OSBIS ve DSBIS uygulanması durumundaki ekserji yok oluşları sırasıyla 321727 kW, 322838 kW, 323368 kW,
- Santraldeki en fazla ekserji yok oluşu her 4 durum için de kazanda gerçekleşmiş olup değeri 267766 kW,
- Santralden bölgeye iletilecek ısı enerjisinin ekserjisi BISID'den elde edilen ekserji olup değeri sırasıyla 5927 kW, 4758 kW ve 3175 kW,
- BISID 'de meydana gelen ekserji yok oluşu 473 kW, 1526 kW ve 1487 kW,
- Santralin orijinal halindeki ekserji verimi %32.09 iken YSBIS, OSBIS ve DSBIS için ekserji verimleri sırasıyla %32.66, %32.43 ve %32.32

olarak bulunmuştur. Buna göre sadece santral göz önüne alındığında ekserji veriminde küçük de olsa bir artış olmuştur.

6.2.5 Bölgesel Isıtma Sistemi Şebeke Elemanlarının Ekserji Analizi

Santralde üretilen sıcak suyun bölgeye sağladığı ekserji, BISID'den elde edilen ekserjidir. Bu ekserji değerinin belli bir miktarı önizolasyonlu borularda yok olur. YSBIS ile OSBIS'nde

binaların ısıtılması için bina alt istasyonunda plakalı ısı değiştirici (PID) kullanıldığı ifade edilmişti. PID’de birincil devre akışkandan ikincil devre akışkana ısı transferi gerçekleşir. Dolayısıyla onizolasyonlu borularda elde edilen ekserjinin bir kısmı da PID’de yok olur ve bir miktarı da ikincil devre akışkana aktarılır. PID’den elde edilen ya da ikincil devre akışkanın sahip olduğu ekserji tersinir bir şekilde (ısı-basınç kayıpları yok) direkt radyatörlere gönderilir. Radyatörün sağladığı ekserji ile bina i havası ısıtılırken, bu ısı transferi nedeniyle radyatörde ekserji yok oluşu meydana gelir. Bina i havasının ekserjisi bina kabuğundan çıkararak evre şartlarına gelir ve ekserjisi tamamen biter. Benzer fiziksel yapı DSBIS’de bina alt istasyonunda PID kullanılmaması durumuna göre ilerler. Ayrıca, onizolasyonlu boru şebekesinden elde edilen ekserjinin bir kısmı da sıcak su depolama tankında (SDT) sıcak kullanım suyunu (SKS) ısıtmak için kullanılır ve SDT’de ekserji yok oluşu meydana gelir. SDT’de üretilen SKS tersinir bir biçimde tüketicilere gönderilir. Kullanıcıların tükettiği SKS’nin ekserji değeri SKS sıcaklığı ile evre sıcaklığı arasındaki suyun ekserjisidir. Ayrıca bölgenin ekserji analizinde;

- onizolasyonlu borulardaki ısı kaybı nedeniyle meydana gelen sıcaklık dşuş göz önüne alınmıştır.
- Sirkülasyon pompası veya bina içi dağıtım sisteminde kullanılan pompalar ekserji analizinde dikkate alınmamıştır.
- onizolasyonlu borulardan gelen ve plakalı ısı değiştiricisi ile sıcak su depolama tankına giren şebeke suyunun sıcaklığı aynı alınmıştır.
- Plakalı ısı değiştiricisi ile sıcak su depolama tankından çıkan şebeke suyunun sıcaklıkları aynı alınmış ve karışımların tersinir olduğu düşünülmüştür.
- Plakalı ısı değiştiricisi ile sıcak su depolama tankında ısı kaybı olmadığı düşünülmüştür. Bina içi dağıtım sisteminde ısı ve basınç kaybının olmadığı düşünülmüştür.
- Bina içi hava sıcaklığı $T_i = 22 \text{ }^\circ\text{C}$ alınmıştır.
- Santral ve bölge elemanlarına ait her bir elemana sağlanan ekserji ile elemandan elde edilen ekserji değeri izelge 6.13’te bulunan denklemlere göre bulunmuştur.

Çizelge 6.13’te bölge elemanlarına ait, sağlanan ve elde edilen ekserji ifadelerinde basitlik sağlanması amacıyla, tablo değerleri olan entalpi ve entropi ifadelerinden kaçınılarak sıcaklığa, özgül ısıya ve debiye bağlı ifadeler türetilmiştir. Bölge elemanlarının ekserji değerlerinin daha iyi anlaşılabilmesi için şekil 5.2, şekil 5.3 ve şekil 5.4 tekrar incelenebilir.

Çizelge 6.13 Bölge elemanları için ekserji denklemleri.

| Eleman | Sağlanan ekserji | Elde Edilen Ekserji |
|--|---|--|
| <i>BIS şebekesi</i> | | |
| BIS önziolasyonlu boru şebekesi (BİSS) | $\dot{m}_{BİSS}c_p \left((T_{BİSS,g} - T_{BİSS,d}) - T_0 \ln \left(\frac{T_{BİSS,g}}{T_{BİSS,d}} \right) \right)$ | $\dot{E}x_{sağ,PID} + \dot{E}x_{sağ,SDT}$ |
| <i>Bina alt istasyonu</i> | | |
| Plakalı sı değıştirci (PID) | $\dot{m}_{PID}c_p \left((T_{PID,g} - T_{PID,d}) - T_0 \ln \left(\frac{T_{PID,g}}{T_{PID,d}} \right) \right)$ | $\dot{E}x_{sağ,RAD}$ |
| Sıcak su depolama tankı (SDT) | $\dot{m}_{SDT}c_p \left((T_{SDT,g} - T_{SDT,d}) - T_0 \ln \left(\frac{T_{SDT,g}}{T_{SDT,d}} \right) \right)$ | $\dot{m}_{SKS}c_p \left((T_{SKS} - T_{soğuksu}) - T_0 \ln \left(\frac{T_{SKS}}{T_{soğuksu}} \right) \right)$ |
| <i>Bina içi</i> | | |
| Radyatör (RAD) | $\dot{m}_{RAD}c_p \left((T_{RAD,g} - T_{RAD,d}) - T_0 \ln \left(\frac{T_{RAD,g}}{T_{RAD,d}} \right) \right)$ | $\dot{E}x_{sağ,bina-iç-havası}$ |
| Bina iç havası | $\left(1 - \frac{T_0}{T_{RAD-yüzey}^{***}} \right) \dot{Q}_{ISITMA}$ | $\dot{E}x_{sağ,bina-kabuğu}$ |
| Bina kabuğu | $\left(1 - \frac{T_0}{T_i} \right) \dot{Q}_{ISITMA}$ | 0 |

$$*** T_{RAD-yüzey} = \frac{T_{RAD,g} - T_{RAD,ç}}{2 \ln \left(\frac{T_{RAD,g} - T_i}{T_{RAD,ç} - T_i} \right)} + T_i$$

Bölge elemanlarına ait ekserji analiz sonuçları Çizelge 6.14’te verilmiştir. Bölgeye ait ekserji analizi incelendiğinde; bina iç havası ile sıcak kullanım suyu ekserji ihtiyaçları yaklaşık 2004 kW ile tüm ısıtma durumları için aynıdır. Ancak her bir BIS uygulaması için ekserji yok oluşları birbirinden farklıdır. YSBIS, OSBIS ve DSBIS için bölgeye sağlanan ekserji sırasıyla 5927 kW, 4758 kW ve 3175 kW olduğundan her bir uygulamanın ekserji verimi sırasıyla, %33.81, %42.12 ve %63.13 olarak bulunmuştur. Bina kabuğundan çevreye geçen ısı transferi sonucu tersinmezlikler göz önünde alınmadığında YSBIS, OSBIS ve DSBIS için ekserji yok oluşları sırasıyla 3922 kW, 2753 kW ve 1170 kW olarak bulunmuştur. Bu ekserji yok oluşları Çizelge 6.12’deki ekserji yok oluşlarına eklendiğinde santralle birlikte YSBIS, OSBIS ve DSBIS için

ekserji yok oluşları sırasıyla 325649 kW, 325591 kW ve 324538 kW olur. Tüm sistemin ekserji verimleri ise sırasıyla %31.84, %31.85 ve %32.07 olarak bulunur.

Çizelge 6.14 Bölge elemanlarının ekserji analiz sonuçları, kW.

| Eleman | YSBIS | | OSBIS | | DSBIS | |
|--|-------------------|---------------------|-------------------|---------------------|-------------------|---------------------|
| | Sağlanan ekserji | Elde Edilen Ekserji | Sağlanan ekserji | Elde Edilen Ekserji | Sağlanan ekserji | Elde Edilen Ekserji |
| <i>BIS şebekesi</i> | | | | | | |
| BIS önizolasyonlu boru şebekesi (BIŞŞ) | 5927 | 5503 | 4758 | 4501 | 3175 | 3071 |
| <i>Bina alt istasyonu</i> | | | | | | |
| Plakalı sı değiştirici (PID) | 3615 | 3104 | 2957 | 2601 | - | - |
| Sıcak su depolama tankı (SDT) | 1888 | 819.4 | 1544 | 819.4 | 1054 | 819.4 |
| <i>Bina içi</i> | | | | | | |
| Radyatör (RAD) | 3104 | 1980 | 2601 | 1932 | 2017 | 1556 |
| Bina i havası | 1980 | 1185 | 1932 | 1185 | 1556 | 1185 |
| Bina kabuğu | 1185 | 0 | 1185 | 0 | 1185 | 0 |
| Eleman | YSBIS | | OSBIS | | DSBIS | |
| | Ekserji yok oluşu | Ekserji verimi% | Ekserji yok oluşu | Ekserji verimi% | Ekserji yok oluşu | Ekserji verimi% |
| <i>BIS şebekesi</i> | | | | | | |
| BIS önizolasyonlu boru şebekesi (BIŞŞ) | 424 | 92.85 | 257 | 94.60 | 104 | 96.72 |
| <i>Bina alt istasyonu</i> | | | | | | |
| Plakalı sı değiştirici (PID) | 511 | 85.86 | 356 | 87.96 | | |
| Sıcak su depolama tankı (SDT) | 1068.6 | 43.40 | 724.6 | 53.07 | 234.6 | 77.71 |
| <i>Bina içi</i> | | | | | | |
| Radyatör (RAD) | 1124 | 63.79 | 669 | 74.28 | 461 | 77.14 |
| Bina i havası | 795 | 59.85 | 747 | 61.34 | 371 | 76.15 |
| Bina kabuğu | 1185 | - | 1185 | - | 1185 | - |

Ekserji verimi sadece santral için YSBIS, OSBIS ve DSBIS için ekserji verimleri sırasıyla %32.66, %32.43 ve %32.32 idi. Sadece santral göz önüne alındığında ekserji veriminin orijinal haline göre biraz daha büyük çıkıp, tüm sistemin ekserji veriminin biraz daha küçük çıkmasının nedeni, santralde üretilen ısı ekserjisinin önizolasyonlu borularda belli bir miktarının tükenerek konutlara ulaşmasındandır. İlginç bir şekilde sadece santralin ekserji verimi dikkate alındığında, DSBIS durumunda ekserji verimi en küçük çıkarken, santral ve bölge elemanlarının tamamı göz önüne alındığında ekserji verimi en yüksek DSBIS için çıkmaktadır. Bunun nedeni önizolasyonlu borularda yok olan ekserji kaybı nedeniyledir. DSBIS için santraldeki ekserji verimi düşüşü %0.2 ile en az düşüş olarak gerçekleşmiştir. Santralin 1. Yasa veriminin %35'ten %39'a çıkması ve iş potansiyelindeki düşüşün oldukça az olması santral ile bölgesel ısıtmanın yapılmasını termodinamik açıdan cazip kılmaktadır.

6.3 EKONOMİK ANALİZ

6.3.1 Santralin Ekonomik Analizi

Santral elemanlarındaki maliyet oranları belirlenirken [12] 'nin yakın zamanda yapmış olduğu çalışmadan faydalanılmıştır. Her bir santral elemanına ait satın alma maliyeti (PEC) değeri [12]'den faydalanılarak bulunmuştur. Termoeconomik hesaplarda kullanılacak olan seviyelendirilmiş satın alma maliyeti olan \dot{Z}_k ifadesinin bulunmasında gerekli değerlerden faiz oranı i , hurda değer oranı μ , bakım faktörü \emptyset , sistemin yıllık çalışma süresi τ , sistemin ömrü n sırasıyla %10, %12, 0.06, 8760 ve 30 yıl olarak alınmıştır. Şimdiki değer faktörü PWF ve geri kazanım faktörü CRF değerleri sırasıyla 0.0573 ve 0.106 olarak bulunmuştur.

Çizelge 6.15 Santral elemanlarının satın alma (ilk yatırım) maliyetleri.

| Santral elemanı | Satın alma maliyetleri (PEC×1000 \$) |
|--|---|
| Kazan (ekonomizör ve ara kızdırma ısı değiştiricileri dahil) | 8200 |
| YBT | 9000 |
| OBT | 11000 |
| ABT | 17000 |
| Jeneratör | 13750 |
| Kondanser | 4250 |
| ABID-1 | 500 |
| ABID-2 | 750 |
| ABID-3 | 500 |
| Dearatör | 250 |
| YBIS-1 | 600 |
| YBID-2 | 600 |
| Kondens pompası | 150 |
| Isıtıcı tahliye pompası | 50 |
| Kazan besleme pompası | 700 |
| Toplam PEC | 67300 |
| Yapısal maliyetler (kurulum, arazi vb.) | 21500 |
| Orijinal santral toplam ilk yatırım maliyeti | 88800 |

Çizelge 6.15'e göre santralin;

- Toplam ilk yatırım maliyeti TCI = 88.800.000 \$
- Hurda değeri SV = 10.656.000 \$
- Şimdiki değer PV = 88.189.411 \$

- Yıllık yatırım maliyeti $\dot{A}C = 9.348.077$ \$/yıl
- Tüm sistemin seviyelendirilmiş satın alma maliyeti ya da toplam saatlik yatırım maliyet akışı $\dot{Z}_{sis}^T = 1131.16$ \$/h

olarak bulunmuştur.

6.3.2 BIS sisteminin ekonomik analizi

BIS’de binalara önizolasyonlu borular ile sıcak su iletilecektir. Santralde üretilen ısıyı bölgeye taşıyacak olan boruların maliyeti İZOBOR’dan temin edilmiştir. Aynı zamanda bina altlarına sıcak su tankları ile YSBIS ve OSBIS için plakalı ısı değiştiricisi kurulacaktır. Santral elemanlarına ek olarak ise bölgeye iletilecek sıcak suyu hazırlayan bir ısı değiştiricisi ve bu ısı değiştiricisinden çıkan suyu tekrar santrale besleyen bir pompa kurulması düşünülmektedir. Bina içi sistem olarak değerlendirilen radyatör fiyatları bu çalışmada göz önüne alınmamıştır. BIS için kurulacak tüm elemanların fiyatları ve santralin toplam maliyetinin de eklenmesiyle oluşan tüm sisteme ait fiyatlar ve seviyelendirilmiş satın alma maliyetleri Çizelge 6.16’da gösterilmiştir.

Çizelge 6.16’ya göre santrale eklenen yeni elemanlar ile bölgesel ısıtma sistemi için eklenen elemanlardan;

YSBIS için,

- Toplam ilk yatırım maliyeti TCI = 3.807.000 \$
- Hurda değeri SV = 456.840 \$
- Şimdiki değer PV = 3.780.823 \$
- Yıllık yatırım maliyeti $\dot{A}C = 400.767$ \$
- Seviyelendirilmiş satın alma maliyeti ya da toplam saatlik yatırım maliyet akışı $\dot{Z}_{sis}^T = 48.5$ \$/h

OSBIS için,

- Toplam ilk yatırım maliyeti TCI = 4.060.000 \$
- Hurda değeri SV = 487.200 \$

- Şimdiki değer PV = 4.032.083 \$
- Yıllık yatırım maliyeti $\dot{A}C = 427.400$ \$
- Seviyelendirilmiş satın alma maliyeti ya da toplam saatlik yatırım maliyet akışı
 $\dot{Z}_{sis}^T = 51.7$ \$/h

DSBIS için;

- DSBIS için ilk yatırım maliyeti TCI = 2.560.000 \$
- Hurda değeri SV = 307.200 \$
- Şimdiki değer PV = 2.542.397 \$
- Yıllık yatırım maliyeti $\dot{A}C = 269.494$ \$
- Seviyelendirilmiş satın alma maliyeti ya da toplam saatlik yatırım maliyet akışı
 $\dot{Z}_{sis}^T = 32.6$ \$/h

olarak bulunur. Santralin de dahil edilmesiyle birlikte YSBIS, OSBIS ve DSBIS için seviyelendirilmiş satın alma maliyeti \dot{Z}_{sis}^T değerleri sırasıyla; 1179.5 \$/h, 1182 \$/h ve 1167.7 \$/h olarak bulunur.

Çizelge 6.16 BIS için eklenen elemanlara ve toplam sisteme ait satın alma ve seviyelendirilmiş satın alma maliyetleri.

| | Satın alma maliyetleri (PEC×1000 \$) | | |
|---|--------------------------------------|-------------|-------------|
| | YSBIS | OSBIS | DSBIS |
| Boru maliyetleri (%15 birleştirme elemanları dahil) | 1007 | 1200 | 1200 |
| Kurulum maliyeti (%30 borulama maliyeti) | 300 | 360 | 360 |
| Bina alt istasyonu | | | |
| Plakalı ısı değiştirici | 4x300=1200 | 4x300=1200 | - |
| Sıcak su tankı | 2.5x300=750 | 2.5x300=750 | 2.5x300=750 |
| Santrale eklenen elemanlar | | | |
| BISID | 500 | 500 | 50 |
| BISP | 50 | 50 | 50 |
| Tüm sistem maliyeti | 3870 | 4060 | 2560 |
| Santral ile birlikte toplam maliyet | 92670 | 92860 | 91360 |

6.4 TERMOEKONOMİK ANALİZ

6.4.1 Santralin Orijinal Halinin Termoekonomik Analizi

Termoekonomik analiz ekserji analizi ile ekonomik analizin birleşmesi olduğundan, santrale uygulanan ekserji analizine ek olarak geliştirilen Çizelge 6.17'deki denklemlere göre santralin termoekonomik analizi EES programı ile yapılmıştır. Çizelge 6.18'de her bir akım noktasının ekserjisi, toplam ekserji maliyeti ve birim ekserji maliyeti verilmiştir.

Santralin orijinal hali ile farklı BIS uygulamalarının termoekonomik analizlerinde kullanılacak olan her bir elemana ait \dot{Z}_k^T değerleri ise Çizelge 6.19'da verilmiştir.

Yapılan analiz sonuçlarına göre;

- Kömürün maliyeti 100 \$/ton olması durumuna göre yıllık kömür maliyeti 98,550,000 \$/yıl olmaktadır.
- Kömürün saatlik ekserji maliyeti ise 10149 \$/h bulunmuştur.
- Santralde üretilen buharın toplam ekserji maliyeti 11 ve 14 akım noktalarının ekserji akım maliyeti olup değeri 21385 \$/h'tir.
- Deniz suyuna atılan enerjinin sahip olduğu saatlik ekserji maliyeti 34 noktasına ait ekserji maliyeti olup değeri 1409 \$/h'tir.
- Santralde üretilen birim elektrik gücü maliyeti 16.53 \$/GJ olarak bulunmuştur. 1 GJ=277.77778 kWh ve dolar kuru 5.75 TL/\$ alındığında birim elektrik gücü ekserji maliyeti 0.342 TL/kWh olarak bulunur.

Santral elemanlarına sağlanan ve elde edilen birim ekserji maliyetleri, ekserji yok oluşundan kaynaklı ekserji maliyeti, elemanların saatlik seviyelendirilmiş satın alma maliyeti, bağlı maliyet farkı eksergoekonomik faktör değerleri Çizelge 6.20'de gösterilmiştir.

Çizelge 6.17 Santral elemanlarının maliyet denge denklemleri ve yardımcı denklemler.

| Eleman | Maliyet Denge Denklemi | Yardımcı denklem |
|---|--|--|
| Kazan | $\dot{C}_{\text{kömür}} + \dot{C}_{10} + \dot{C}_{13} + \dot{Z}_{\text{kazan}}^T = \dot{C}_{11} + \dot{C}_{14}$ | $\frac{\dot{C}_{11} - \dot{C}_{10}}{\dot{E}x_{11} - \dot{E}x_{10}} = \frac{\dot{C}_{14} - \dot{C}_{13}}{\dot{E}x_{14} - \dot{E}x_{13}}$ |
| YBT | $\dot{C}_{11} + \dot{Z}_{YBT}^T = \dot{C}_{12} + c_{YBT} \dot{W}_{YBT}$ | $\frac{\dot{C}_{11}}{\dot{E}x_{11}} = \frac{\dot{C}_{12}}{\dot{E}x_{12}} = \frac{\dot{C}_{17}}{\dot{E}x_{17}} = \frac{\dot{C}_{12}}{\dot{E}x_{13}}$ |
| OBT | $\dot{C}_{14} + \dot{Z}_{OBT}^T = \dot{C}_{15} + \dot{C}_{20} + \dot{C}_{23} + c_{OBT} \dot{W}_{OBT}$ | $\frac{\dot{C}_{14}}{\dot{E}x_{14}} = \frac{\dot{C}_{15}}{\dot{E}x_{15}} = \frac{\dot{C}_{20}}{\dot{E}x_{20}} = \frac{\dot{C}_{23}}{\dot{E}x_{23}}$ |
| ABT | $\dot{C}_{15} + \dot{Z}_{ABT}^T = \dot{C}_{16} + \dot{C}_{24} + \dot{C}_{27} + \dot{C}_{30} + c_{ABT} \dot{W}_{ABT}$ | $\frac{\dot{C}_{15}}{\dot{E}x_{15}} = \frac{\dot{C}_{16}}{\dot{E}x_{16}} = \frac{\dot{C}_{24}}{\dot{E}x_{24}} = \frac{\dot{C}_{27}}{\dot{E}x_{27}} = \frac{\dot{C}_{30}}{\dot{E}x_{30}}$ |
| Jeneratör | $c_{YBT} \dot{W}_{YBT} + c_{OBT} \dot{W}_{OBT} + c_{ABT} \dot{W}_{ABT} + \dot{Z}_{GEN}^T = c_{GEN} \dot{W}_{GEN}$ | - |
| Yoğuşturucu | $\dot{C}_{16} + \dot{C}_{33} + \dot{Z}_{YOĞ}^T = \dot{C}_1 + \dot{C}_{34}$ | $\frac{\dot{C}_1}{\dot{E}x_1} = \frac{\dot{C}_{16}}{\dot{E}x_{16}} \quad c_{33} = 0$ |
| ABID-1 | $\dot{C}_2 + \dot{C}_{30} + \dot{C}_{29} + \dot{Z}_{ABID1}^T = \dot{C}_3 + \dot{C}_{31}$ | $\frac{\dot{C}_{30}}{\dot{E}x_{30}} = \frac{\dot{C}_{31}}{\dot{E}x_{31}}$ |
| ABID-2 | $\dot{C}_4 + \dot{C}_{27} + \dot{C}_{26} + \dot{Z}_{ABID2}^T = \dot{C}_5 + \dot{C}_{28}$ | $\frac{\dot{C}_{27}}{\dot{E}x_{27}} = \frac{\dot{C}_{28}}{\dot{E}x_{28}}$ |
| ABID-3 | $\dot{C}_5 + \dot{C}_{24} + \dot{Z}_{ABID3}^T = \dot{C}_6 + \dot{C}_{25}$ | $\frac{\dot{C}_{24}}{\dot{E}x_{24}} = \frac{\dot{C}_{25}}{\dot{E}x_{25}}$ |
| Dearatör | $\dot{C}_6 + \dot{C}_{22} + \dot{C}_{23} + \dot{Z}_{DEA}^T = \dot{C}_7$ | - |
| YBID-1 | $\dot{C}_8 + \dot{C}_{19} + \dot{C}_{20} + \dot{Z}_{YBID1}^T = \dot{C}_9 + \dot{C}_{21}$ | $\frac{\dot{C}_{20}}{\dot{E}x_{20}} = \frac{\dot{C}_{21}}{\dot{E}x_{21}}$ |
| YBID-2 | $\dot{C}_9 + \dot{C}_{17} + \dot{C}_{20} + \dot{Z}_{YBID2}^T = \dot{C}_{10} + \dot{C}_{18}$ | $\frac{\dot{C}_{17}}{\dot{E}x_{17}} = \frac{\dot{C}_{18}}{\dot{E}x_{18}}$ |
| YP | $c_{GEN} \dot{W}_{YP} + \dot{C}_1 + \dot{Z}_{YP}^T = \dot{C}_2$ | - |
| ITP | $c_{GEN} \dot{W}_{ITP} + \dot{C}_{31} + \dot{Z}_{ITP}^T = \dot{C}_{32}$ | - |
| KBP | $c_{GEN} \dot{W}_{KBP} + \dot{C}_7 + \dot{Z}_{KBP}^T = \dot{C}_8$ | - |
| Kısılma Vanaları için yardımcı denklemler | - | $c_{28} = c_{29}$ $c_{25} = c_{26}$ $c_{21} = c_{22}$ |

Çizelge 6.18 Santralin orijinal durumundaki her bir noktaya ait birim ekserji maliyetleri.

| Akım Noktası | $\dot{E}x$ (GJ/h) | \dot{C} (\$/h) | c (\$/GJ) |
|-----------------|-------------------|------------------|-------------|
| 1 | 5.75 | 80.47 | 13.99 |
| 2 | 6.16 | 108 | 17.54 |
| 3 | 15.38 | 279.4 | 18.17 |
| 4 | 18.41 | 324.4 | 17.62 |
| 5 | 32.75 | 563.5 | 17.21 |
| 6 | 46.97 | 790.4 | 16.83 |
| 7 | 80.97 | 1294 | 15.99 |
| 8 | 90.07 | 1501 | 16.67 |
| 9 | 122.45 | 2003 | 16.36 |
| 10 | 168.23 | 2695 | 16.02 |
| 11 | 817.52 | 11499 | 14.07 |
| 12 | 659.66 | 9279 | 14.07 |
| 13 | 599.77 | 8436 | 14.07 |
| 14 | 706.64 | 9886 | 13.99 |
| 15 | 440.85 | 6167 | 13.99 |
| 16 | 102.61 | 1435 | 13.99 |
| 17 | 59.85 | 841.9 | 14.07 |
| 18 | 11.19 | 157.4 | 14.07 |
| 19 | 11.12 | 156.5 | 14.07 |
| 20 | 37.24 | 521 | 13.99 |
| 21 | 13.11 | 183.4 | 13.99 |
| 22 | 13.05 | 182.6 | 13.99 |
| 23 | 22.74 | 318.2 | 13.99 |
| 24 | 17.38 | 243.2 | 13.99 |
| 25 | 1.61 | 22.57 | 13.99 |
| 26 | 1.61 | 22.53 | 13.99 |
| 27 | 16.80 | 235.1 | 13.99 |
| 28 | 2.01 | 28.09 | 13.99 |
| 29 | 2.00 | 28.03 | 13.99 |
| 30 | 12.75 | 178.5 | 13.99 |
| 31 | 2.96 | 41.45 | 13.99 |
| 32 | 3.03 | 44.99 | 14.84 |
| 33 | 61.85 | 0 | 0 |
| 34 | 121.61 | 1409 | 11.59 |
| YBT | 143.96 | 2335 | 16.22 |
| OBT | 196.28 | 3019 | 15.38 |
| ABT | 255.30 | 4292 | 16.81 |
| GEN | 552.05 | 9125 | 16.53 |
| YP | 1.55 | 25.6 | 16.53 |
| ITP | 0.18 | 2.9 | 16.53 |
| KP | 11.98 | 198 | 16.53 |

Çizelge 6.19 Sistem elemanlarına ait \dot{Z}_k^T değerleri.

| Eleman | Orijinal santral | YSBIS | OSBIS | DSBIS |
|--|------------------|--------|--------|--------|
| Kazan (ekonomizör ve ara kızdırma ısı değiştiricileri dahil) | 104.45 | 104.37 | 104.38 | 104.81 |
| YBT | 114.64 | 114.55 | 114.56 | 115.03 |
| OBT | 140.12 | 140.01 | 140.02 | 140.59 |
| ABT | 216.55 | 216.38 | 216.39 | 217.28 |
| Jeneratör | 175.15 | 175.01 | 175.02 | 175.74 |
| Kondanser | 54.14 | 54.09 | 54.10 | 54.32 |
| ABID-1 | 6.37 | 6.36 | 6.36 | 6.39 |
| ABID-2 | 9.55 | 9.55 | 9.55 | 9.59 |
| ABID-3 | 6.37 | 6.36 | 6.36 | 6.39 |
| Dearatör | 3.18 | 3.18 | 3.18 | 3.20 |
| YBIS-1 | 7.64 | 7.64 | 7.64 | 7.67 |
| YBID-2 | 7.64 | 7.64 | 7.64 | 7.67 |
| Kondens pompası | 1.91 | 1.91 | 1.91 | 1.92 |
| Isıtıcı tahliye pompası | 0.64 | 0.64 | 0.64 | 0.64 |
| Kazan besleme pompası | 8.92 | 8.91 | 8.91 | 8.95 |
| Önizolasyonlu borular | - | 12.82 | 15.27 | 15.34 |
| Plakalı ısı değiştirici | - | 15.27 | 15.27 | - |
| Sıcak su tankı | - | 9.55 | 9.55 | 9.59 |
| BISID | - | 6.36 | 6.36 | 6.39 |
| BISP | - | 0.64 | 0.64 | 0.64 |
| BIS Şebekesi | - | 12.82 | 15.27 | 15.34 |
| Plakalı ısı değiştirici | - | 15.27 | 15.27 | - |
| Sıcak su tankı | - | 9.55 | 9.55 | 9.59 |
| Radyatör | - | - | - | - |

Çizelge 6.20 Santral elemanlarının bazı termoekonomik verileri

| Eleman | Sağlanan birim maliyet $c_{sağlanan} (\$/GJ)$ | Elde edilen birim maliyet $c_{elde edilen} (\$/GJ)$ | Yok olan ekserji maliyeti $\dot{C}_{yok olan} (\$/h)$ | İzafi maliyet farkı $r \%$ | Eksergoekonomik faktör $f \%$ |
|-------------|---|---|---|----------------------------|-------------------------------|
| Kazan | 6.123 | 14.07 | 5902 | 56.48 | 1.73 |
| YBT | 14.07 | 16.22 | 195.6 | 15.32 | 36.95 |
| OBT | 13.99 | 15.38 | 133.4 | 9.96 | 51.23 |
| ABT | 13.99 | 16.81 | 503.5 | 20.16 | 30.07 |
| Jeneratör | 15.41 | 16.53 | 458.7 | 7.273 | 27.63 |
| Yoğuşturucu | 13.99 | 23.58 | 518.9 | 68.54 | 9.448 |
| ABID-1 | 13.99 | 19.86 | 36.03 | 41.99 | 15.02 |
| ABID-2 | 13.99 | 16.68 | 28.95 | 19.2 | 24.8 |
| ABID-3 | 13.99 | 15.96 | 21.64 | 14.08 | 22.75 |
| Dearatör | 13.99 | 14.34 | 25.1 | 2.497 | 11.24 |
| YBID-1 | 13.99 | 15.47 | 40.31 | 10.59 | 15.93 |
| YBID-2 | 14.07 | 15.12 | 40.46 | 7.469 | 15.88 |
| YP | 16.53 | 68.1 | 18.93 | 75.72 | 9.167 |
| ITP | 16.53 | 51.02 | 1.756 | 67.60 | 26.71 |
| KBP | 16.53 | 22.73 | 47.53 | 37.51 | 15.8 |

Santral elemanlarına sağlanan ve elde edilen birim ekserji maliyetleri, ekserji yok oluşundan kaynaklı ekserji maliyeti, elemanların saatlik seviyelendirilmiş satın alma maliyeti, bağlı maliyet farkı eksergoekonomik faktör değerleri Çizelge 6.20’de gösterilmiştir.

6.4.2 Bölge Elemanlarının Termoekonomik Analizi

Bölgesel ısıtma yapılan alanın termoekonomik hesaplarında santral elemanlarının \dot{Z}_k^T değerleri santralin orijinal haline göre neredeyse değişmemektedir. Bu durum Çizelge 6.19’da görülebilir. Bu nedenle santraldeki her bir akım noktasına ait birim ekserji maliyeti yeniden hesaplanmayacaktır.

Santralden bölgesel ısıtma için 35 akım noktasından buhar çekileceğinden, bölgeye sağlanan ekserjinin birim maliyeti 35 noktasının birim maliyetidir. 35 noktasının birim maliyeti ABT’nin diğer ara buhar alma akım noktalarındaki maliyetleri ile aynıdır. Bu durumda 35 akım noktasının ekserji akım maliyeti 13.99 \$/GJ alınabilir.

Bu durumda BISID ekserji maliyet dengesi;

$$c_{sağlanan,BISID} \dot{E}x_{sağlanan,BISID} + \dot{Z}_{BISID}^T = c_{elde edilen,BISID} \dot{E}x_{elde edilen,BISID} \quad (6.3)$$

olur. $c_{sağlanan,BISID} = 13.99$ \$/GJ ve $\dot{E}x_{sağlanan,BISID}$ ve $\dot{E}x_{elde edilen,BISID}$ değerleri Çizelge 6.12’den, \dot{Z}_{BISID}^T değeri de Çizelge 6.19’dan okunduğunda $c_{elde edilen,BISID}$ değeri YSBIS, OSBIS ve DSBIS için sırasıyla 15.40 \$/GJ, 18.84 \$/GJ, 21.10 \$/GJ olarak bulunur.

Bölge elemanlarının termoekonomik analizi her bir elemana ekserji maliyet dengesi kurularak yapılacaktır. Buna göre;

BIS şebekesi için ekserji maliyet dengesi:

$$c_{sağlanan,BIS} \dot{E}x_{sağlanan,BIS} + \dot{Z}_{BIS}^T = c_{elde edilen,BIS} \dot{E}x_{elde edilen,BIS} \quad (6.4)$$

Plakalı ısı değiştirici için ekserji maliyet dengesi:

$$C_{sağlanan,PID} \dot{E}x_{sağlanan,PID} + \dot{Z}_{PID}^T = C_{elde edilen,PID} \dot{E}x_{elde edilen,PID} \quad (6.5)$$

Sıcak su depolama tankı (SDT) için ekserji maliyet dengesi:

$$C_{sağlanan,SDT} \dot{E}x_{sağlanan,SDT} + \dot{Z}_{SDT}^T = C_{elde edilen,SDT} \dot{E}x_{elde edilen,SDT} \quad (6.6)$$

Radyatör için ekserji maliyet dengesi:

$$C_{sağlanan,RAD} \dot{E}x_{sağlanan,RAD} = C_{elde edilen,RAD} \dot{E}x_{elde edilen,RAD} \quad (6.7)$$

Bina iç havası için ekserji maliyet dengesi:

$$C_{sağlanan,i} \dot{E}x_{sağlanan,i} = C_{elde edilen,i} \dot{E}x_{elde edilen,i} \quad (6.8)$$

Bina kabuğu için ekserji maliyet dengesi:

$$C_{sağlanan,BİNA} \dot{E}x_{sağlanan,BİNA} = C_{elde edilen,BİNA} \dot{E}x_{elde edilen,BİNA} \quad (6.9)$$

olarak yazılır. Bölge elemanlarına sağlanan ve elde edilen ekserji değerleri her farklı BIS uygulaması için Çizelge 6.14'ten ve \dot{Z}_k^T değerleri her farklı BIS uygulaması için Çizelge 6.19'dan alındığında elde edilen sonuçlar Çizelge 6.21'de verilmiştir.

Elde edilen sonuçlara göre;

- BIS şebekesine sağlanan toplam maliyet YSBIS, OSBIS ve DSBIS sistemlerinde sırasıyla 328 \$/h, 322 \$/h ve 241 \$/h olmaktadır.
- İç hava ortamına sağlanan toplam ekserji maliyeti YSBIS, OSBIS ve DSBIS için sırasıyla 239 \$/h, 237 \$/h ve 168 \$/h olmaktadır. Bölge 300 binadan oluştuğundan ve her bir binanın 6 daireden oluştuğu varsayımıyla bir daireye düşen ekserji maliyeti 0.132 \$/h, 0.131 \$/h ve 0.093 \$/h olur. Çalışmanın doğruluğunu kontrol amacıyla literatür incelendiğinde [23] yapmış olduğu çalışmada 45 m²'lik bir alan için ısıtma

maliyetini 0.109 \$/h bulmuştur. Aradaki fark ekonomik faktörler ve bu çalışmada dikkate alınmayan radyatör fiyatından kaynaklanmaktadır.

Çizelge 6.21 Bölge elemanlarının termoekonomik analiz sonuçları.

| Eleman | Sağlanan birim maliyet $C_{sağlanan} (\$/GJ)$ | Elde edilen birim maliyet $C_{elde edilen} (\$/GJ)$ | Sağlanan toplam ekserji maliyeti $\dot{C}_{sağlanan} (\$/h)$ | Elde edilen ekserji maliyeti $\dot{C}_{elde edilen} (\$/h)$ |
|--------------|--|--|---|--|
| YSBIS | | | | |
| BIS Şebekesi | 15.40 | 17.23 | 328 | 341 |
| PID | 17.23 | 21.44 | 224 | 239 |
| SDT | 17.23 | 42.95 | 117 | 126 |
| RAD | 21.44 | 33.61 | 239 | 239 |
| İç hava | 33.61 | 56.16 | 239 | 239 |
| Bina | 56.16 | 0 | 239 | 0 |
| OSBIS | | | | |
| BIS Şebekesi | 18.84 | 20.86 | 322 | 338 |
| PID | 20.86 | 25.35 | 222 | 237 |
| SDT | 20.86 | 42.55 | 115 | 125 |
| RAD | 25.35 | 34.13 | 237 | 237 |
| İç hava | 34.13 | 55.65 | 237 | 237 |
| Bina | 55.65 | 0 | 237 | 0 |
| DSBIS | | | | |
| BIS Şebekesi | 21.10 | 23.20 | 241 | 256 |
| PID | - | - | - | - |
| SDT | 23.20 | 31.79 | 88 | 93 |
| RAD | 23.20 | 30.07 | 168 | 168 |
| İç hava | 30.07 | 39.49 | 168 | 168 |
| Bina | 39.49 | 0 | 168 | 0 |

- Dolar kuru 5.75 TL/\$ alındığında, ısınma amacıyla bir daireye düşen ekserji maliyeti YSBIS, OSBIS ve DSBIS sistemleri için sırasıyla; 0.76 TL/h, 0.75 TL/h ve 0.53 TL/h olarak hesaplanır. Isıtma sezonu toplam 180 gün alınırsa bir dairenin yıllık ekserji maliyeti YSBIS için 3283 TL, OSBIS için 3240 TL ve YSBIS için 2290 TL bulunur. Bu hesap yaklaşık bir hesaptır. Çünkü ekserji hesapları $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'ye göre yapılmıştır.
- Sıcak su için ihtiyaç duyulan ekserji maliyetleri YSBIS, OSBIS ve DSBIS için sırasıyla 117 \$/h, 115 \$/h ve 88 \$/h olarak bulunmuştur. Bir daireye düşen maliyet ise sırasıyla dolar cinsinden 0.065 \$/h, 0.063 \$/h ve 0.048\$/h iken TL cinsinden 0.37 TL/h, 0.36 TL/h ve 0.28 TL/h olarak bulunur. [23] yapmış olduğu çalışmada bu değeri 0.053 \$/h olarak bulmuştur. TL karşılığı ise 0.30 TL/h'tir.



BÖLÜM 7

SONUÇ VE DEĞERLENDİRME

Teknolojinin ilerlemesine bağılı olarak insanlığın enerji ihtiyacı Dünya üzerinde gün geçtikçe artmaktadır. Enerji ihtiyacının artması fosil kökenli yakıtların hızlı bir şekilde tüketilmesine neden olmakta, bu durum ise hem çevre kirliliğini artırmakta hem de gelecek kuşakların yakıt ihtiyacını tehlikeye sokmaktadır.

Günümüz dünyasında her ne kadar yenilenebilir enerjiye ilgi artsa da insanlığın temel enerji ihtiyacı hala petrol, doğal gaz, kömür gibi fosil kökenli yakıtların kullanılmasıyla karşılanmaktadır. Bu nedenle yenilenebilir enerji kullanımının yanında, fosil kökenli yakıtların daha verimli bir şekilde kullanılması amacıyla hem devletler hem de bilim insanları faaliyetlerini sürdürmektedir.

Günümüz dünyasında insanlığın enerji talebinin en çok olduğu alan elektrik enerjisi ile ısınma enerjisi ihtiyacıdır. Dünya nüfusunun artması ve teknolojinin ilerlemesi ile bu talepler de arttığından, elektrik ve ısı enerjisini fosil yakıt kullanarak üreten termal sistemlerin iyileştirilmesi kaçınılmaz görünmektedir.

Birleşik ısı güç üretim santralleri hem elektriğin hem de ısıtmanın aynı anda yapıldığı, yakıt olarak ise çok büyük oranda fosil kökenli yakıtların kullanıldığı sistemlerdir. Bu santrallerin iyileştirilmesi ile ilgili çalışmalar yoğun olarak sürmektedir.

Birleşik ısı güç üretim sistemlerinde üretilen ısı enerjisi yüksek miktarda buhar gerektiren kimya tesislerinde kullanılabileceği gibi, bu tesislerde üretilen sıcak su ile bir bölgenin ısıtılması mümkündür. Bölgesel ısıtma sistemi olarak nitelendirilen bu ısıtma yöntemi ile birleşik ısı güç üretim santralinde üretilen sıcak su; yer altına döşenmiş önizolasyonlu borular ile bir bölgeye ulaştırılarak, bu bölgedeki binaların ve diğer büyük işletmelerin hem ısınma ihtiyacı hem de sıcak su ihtiyacı karşılanabilir.

Bu bilgiler doğrultusunda, yapılan bu tez çalışmasında, Zonguldak İli Çatalağzı ilçesinde bulunan ve sadece elektrik üreten kömür yakıtlı termik santralin alçak basınç türbininin farklı kademelerinden ara buhar çekerek, Çatalağzı ilçesinde toplam 300 binadan oluşan 5 farklı mahallenin ısıtılması durumunun termoeconomik analizi yapılmıştır. Bu amaç doğrultusunda, bölgedeki mahallelerin santrale göre konumları bulunarak, bu mahallelere sıcak suyu taşıyacak olan boru çapları, yüksek sıcaklık bölgesel ısıtma sistemi (YSBIS), orta sıcaklık bölgesel ısıtma sistemi (OSBIS) ve düşük sıcaklık bölgesel ısıtma sistemi (DSBIS) olacak biçimde üç farklı tasarım şartına göre belirlenmiştir. Bölgedeki binaların ısınma ihtiyacı talepleri ve sıcak kullanım suyu ısı enerji ihtiyaçları belirlenerek, YSBIS ve OSBIS için alçak basınç türbininin ikinci kademesinden, DSBIS için üçüncü kademedan buhar çekilerek oluşan santralin yeni halinin ve bölgenin termodinamik ve termoeconomik analizleri yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar -5 °C dizayn sıcaklığına göre şu şekilde sıralanabilir.

- Bölgenin toplam ısı ihtiyacı 19720 kW olarak bulunmuştur.
- YSBIS, OSBIS ve DSBIS için önizolasyonlu borulardaki ısı kaybı sırasıyla 1478 kW, 1095 kW ve 612 kW olarak bulunmuştur.
- YSBIS, OSBIS ve DSBIS için santralden üretilmesi gereken ısı enerjisi toplamı 21198 kW, 20815 kW ve 20331 kW olarak bulunmuştur.
- Santralden çekilen buhar sonucu santralin net güç üretimindeki azalma miktarı YSBIS, OSBIS ve DSBIS için sırasıyla, 3191 kW, 3133 kW ve 2079 kW olarak bulunmuştur.
- Santralin orijinal halinin termik verimi %35.7 iken, YSBIS, OSBIS ve DSBIS uygulamaları için sırasıyla %39.38, %39.39 ve %39.64 olarak bulunmuştur.
- Santralin orijinal halindeki ekserji yok oluşu 324464 kW iken, YSBIS, DSBIS ve OSBIS uygulamalarında ekserji yok oluşu sırasıyla 321727 kW, 322838 kW, 323368 kW olarak bulunmuştur.
- Santralin orijinal halinin ekserji verimi %32.09 iken YSBIS, OSBIS ve DSBIS için ekserji verimleri sırasıyla %32.66, %32.43 ve %32.32 olarak bulunmuştur.
- Bölgeye sağlanan ekserji YSBIS, OSBIS ve DSBIS için sırasıyla 5927 kW, 4758 kW ve 3175 kW olarak bulunmuştur.
- Bölgenin ısıtma ve sıcak kullanım suyu ekserji talebi YSBIS, OSBIS ve DSBIS için aynı olup 2004 kW olarak bulunmuştur.

- Bölgedeki ekserji yok oluşu YSBIS, OSBIS ve DSBIS için sırasıyla 3922 kW, 2753 kW ve 1170 kW olarak bulunmuştur.
- Bölgenin ekserji verimi YSBIS, OSBIS ve DSBIS için sırasıyla %33.81, %42.12 ve %63.13 olarak bulunmuştur.
- Bölgesel ısıtma sistemi ve santralin tamamının ekserji verimleri YSBIS, OSBIS ve DSBIS için sırasıyla %31.84, %21.85 ve %32.07 olarak bulunmuştur.
- Santralin toplam ilk yatırım maliyeti 88.800.000 \$ olarak bulunmuştur.
- Santralin yıllık yatırım maliyeti 9.348.077 \$/yıl, saatlik yatırım maliyeti 1131.16 \$/h olarak bulunmuştur.
- YSBIS, OSBIS ve DSBIS için toplam ilk yatırım maliyeti sırasıyla 3.807.000 \$, 4.060.000 \$ ve 2.560.000 \$ olarak bulunurken, saatlik yatırım maliyetleri sırasıyla, 48.5 \$/h, 51.7\$/h ve 32.6 \$/h olarak bulunmuştur.
- Santralin yıllık kömür maliyeti 98.550.000 \$/yıl, kömürün saatlik ekserji maliyeti ise 10149 \$/h olarak bulunmuştur.
- Santralde üretilen elektriğin birim maliyeti (termoekonomik analiz ile bulunan) 16.53 \$/GJ veya 0.342 TL/kWh olarak bulunmuştur.
- Isınma için toplam ekserji maliyeti YSBIS, OSBIS ve DSBIS için sırasıyla 239 \$/h, 237 \$/h ve 241 \$/h bulunmuştur. Bir daireye düşen ısınma için ekserji maliyeti dolar kurunun 5.75 TL/\$ olması durumuna göre 0.76 TL/h, 0.75 TL/h ve 0.53 TL/h olmuştur.
- Sıcak su için ihtiyaç duyulan YSBIS, OSBIS ve DSBIS için sırasıyla 117 \$/h, 115 \$/h ve 88 \$/h olarak bulunmuştur. Bir daireye düşen maliyet ise sırasıyla 0.37 TL/h, 0.36 TL/h ve 0.28 TL/h olarak bulunmuştur.

Tüm bu sonuçlardan elde edilen verilere göre DSBIS sistemi, hem termodinamiğin birinci yasası, hem termodinamiğin ikinci yasası, hem ekonomik hem termoekonomik analizler doğrultusunda en avantajlı bölgesel ısıtma uygulaması olarak görülmektedir. Bu tipte bir çalışmanın daha önceden yapılmamış olması, literatüre bu anlamda önemli bir kazanım sağlayacaktır. Böyle bir çalışmanın doğalgaz, kömür, elektrik gibi ısınma türleri ile kıyaslanarak, bölgesel ısıtmanın avantajını daha da göz önüne serecek ileriye dönük çalışmalar yapmak enerji ve ekonominin bir arada değerlendirilmesi amacıyla oldukça ilgi çekici görünmektedir.



KAYNAKLAR

- [1] **Rosen M A, Le M N and Dincer I** (2005) Efficiency Analysis of a Cogeneration and District Energy System. *Applied Thermal Engineering*, 25 (1): 147–159.
- [2] **Colpan C O and Yeşin T** (2006) Energetic, Exergetic and Thermoeconomic Analysis of Bilkent Combined Cycle Cogeneration Plant, *International Journal of Energy Research*, 30 (11): 875–894.
- [3] **Kopac M and Hilalci A** (2007) Effect of Ambient Temperature on the Efficiency of the Regenerative and Reheat Çatalağzı Power Plant in Turkey. *Applied Thermal Engineering*, 27 (8-9): 1377–1385.
- [4] **Erdem H H, Dagdas A, Sevilgen S H, Cetin B, Akkaya A V, Sahin B, Teke I, Gungor C and Atas S** (2010) Thermodynamic Analysis of an Existing Coal-Fired Power Plant for District Heating/Cooling Application. *Applied Thermal Engineering*, 30 (2): 181–187.
- [5] **Balli O, Aras H and Hepbasli A** (2010) Thermodynamic and Thermoeconomic Analyses of A Trigenation (TRIGEN) System With a Gas-Diesel Engine: Part I – Methodology. *Energy Conversion and Management*, 51 (11): 2252–2259.
- [6] **Petrakopoulou F, Tsatsaronis G, Morosuk T and Carassai A** (2012) Conventional and Advanced Exergetic Analyses Applied to a Combined Cycle Power Plant. *Energy*, 41 (1): 146–152.
- [7] **Liao C, Ertesvåg I S and Zhao J** (2013) Energetic and Exergetic Efficiencies of Coal-Fired CHP (Combined Heat and Power) Plants Used in District Heating Systems of China. *Energy*, 57: 671–681.
- [8] **Sartor K, Quoilin S and Dewallef P** (2014) Simulation and Optimization of a CHP Biomass Plant and District Heating Network. *Applied Energy*, 130: 474–483.
- [9] **Li P, Ge Z, Yang Z, Chen Y and Yang Y** (2014) District Heating Mode Analysis Based on an Air-cooled Combined Heat and Power Station. *Entropy*, 16 (4): 1883–1901.
- [10] **Li P, Nord N, Ertesvåg I S, Ge Z, Yang Z and Yang Y** (2015) Integrated Multiscale Simulation of Combined Heat and Power Based District Heating System. *Energy Conversion and Management*, 106: 337–354.
- [11] **Ahmadi G R and Toghraie D** (2016) Energy and Exergy Analysis of Montazeri Steam Power Plant in Iran. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 56: 454–463.
- [12] **Uysal C, Kurt H and Kwak H Y** (2017) Exergetic and Thermoeconomic Analyses of a Coal-Fired Power Plant. *International Journal of Thermal Science*, 117: 106–120.

KAYNAKLAR (devam ediyor)

- [13] **Bohm B** (2000) On Transient Heat Losses From Buried District Heating Pipes. *International Journal of Energy Research*, 24: 1311–1334.
- [14] **Verda V, Borchellini R and Cali M** (2001) A Thermoeconomic Approach for the Analysis of District Heating Systems. *International Journal of Applied Thermodynamics*, 4 (4):183–190.
- [15] **Çomaklı K, Yüksel B and Çomaklı Ö** (2004) Evaluation of Energy and Exergy Losses in District Heating Network, *Applied Thermal Engineering*, 24 (7): 1009–1017.
- [16] **Yıldırım N, Toksoy M and Gökçen G** (2006) District Heating System Design for a University Campus. *Energy and Buildings*, 38 (9): 1111–1119.
- [17] **Yildiz A and Güngör A** (2009) Energy and Exergy Analyses of Space Heating in Buildings. *Applied Energy*, 86 (10): 1939–1948.
- [18] **Rosa A D and Christensen J E** (2011) Low-Energy District Heating in Energy-Efficient Building Areas. *Energy*, 26 (12): 6890–6899
- [19] **Yucer C T and Hepbasli A** (2011) Thermodynamic Analysis of a Building Using Exergy Analysis Method. *Energy and Buildings* 43 (2–3): 536–542.
- [20] **Tol H İ and Svendsen S** (2012) Improving the Dimensioning of Piping Networks And Network Layouts in Low-Energy District Heating Systems Connected to Low-Energy Buildings: A case study in Roskilde, Denmark. *Energy*, 38 (1): 276–290.
- [21] **Li H and Svendsen S** (2012) Energy and Exergy Analysis of Low Temperature District Heating Network. *Energy*, 45 (1): 237–246.
- [22] **Pirouti M, Bagdanavicius A, Ekanayake J, Wu J and Jenkins N** (2013) Energy Consumption and Economic Analyses of A District Heating Network. *Energy*, 57: 149–159.
- [23] **Baldvinsson I and Nakata T** (2014) A Comparative Exergy and Exergoeconomic Analysis of a Residential Heat Supply System Paradigm of Japan And Local Source Based District Heating System Using SPECO (Specific Exergy Cost) Method. *Energy*, 74: 537–554.
- [24] **Tol H İ and Svendsen S** (2015) Effects of Boosting the Supply Temperature on Pipe Dimensions of Low-Energy District Heating Networks: A Case Study in Gladsaxe, Denmark. *Energy and Buildings*, 88: 324–334.
- [25] **Jie P, Kong X, Rong X and Xie S** (2016) Selecting the Optimum Pressure Drop Per Unit Length of District Heating Piping Network Based on Operating Strategies. *Applied Energy*, 77: 341–353.

KAYNAKLAR (devam ediyor)

- [26] **Baldvinsson I and Nakata T** (2016) A Feasibility and Performance Assessment of a Low Temperature District Heating System – A North Japanese Case Study. *Energy*, 95: 155–174.
- [27] **Eyriboyun M** (2011) Zonguldak'ta Termik Elektrik Santrallerinin Atık Isısından Yararlanma ile Bölgesel Isıtma ve Bunun Sera Gazı Salınımı Üzerine Etkisi. *X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, 13-16 Nisan 2011, İzmir, Türkiye, 21–31.
- [28] **Eyriboyun M ve Çalık K** (2010) Çates Kondens Atık Isısından Konut Isıtılmasında Yararlanılması. *Tesisat Mühendisliği Dergisi* 84: 35–49.
- [29] **Topal H İ, Kopaç M ve Eyriboyun M** (2017) Çatalağzı Termik Elektrik Santrali ile Bölgesel Isıtma Yapılabilirliğinin Enerji Analizi. *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 37 (1): 139–146.
- [30] **Rezaie B and Rosen M A** (2012) District Heating and Cooling: Review of Technology and Potential Enhancements. *Applied Energy*, 93:2–10.
- [31] **Lund H, Werner S, Wiltshire R, Svendsen S, Thorsen J E, Hvelplund F and Mathiesen B V** (2014) 4th Generation District Heating (4GDH): Integrating Smart Thermal Grids Into Future Sustainable Energy Systems. *Energy*, 68: 1-11.
- [32] **Phetteplace G** (2013) *District Heating Guide*. ISBN: 978-1-936504-43-5, ASHARE, Atlanta, 374 pp.
- [33] **Danielewicz J, Śniechowska B, Sayegh M A, Fidorów N and Jouhara H** (2016) Three-dimensional numerical model of heat losses from district heating network pre-insulated pipes buried in the ground. *Energy*, 108:172–184.
- [34] **Euroheat and Power Board** (2008) *Guidelines for District Heating Substations*. Euroheat & Power, 68 pp.
- [35] **Wittchen K B and Aggerholm S** (2000) Calculation of building heating demand in EPIQR. *Energy and Buildings*, 31 (2): 137–141.
- [36] **Phetteplace G** (1995) *Optimal Design of Piping Systems for District Heating*. ISBN: 19951102 065, U.S. Army Corps of Engineers Cold Regions Research & Engineering Laboratory, Hanover, 93 pp.
- [37] **Küçükçalı R** (2001) Lejyoner Hastalığına Karşı Mekanik Tesisatta Alınması Gereken Önlemler. *V. Ulusal Tesisat Mühendisliği Sergisi*, 3-6 Ekim 2001, İzmir, Türkiye, 115–137.
- [38] **Wallenten P** (1991) Steady State Heat Loss from Insulated Pipes. *PhD Thesis*, Lund University, Lund Institute of Technology, Department of Building Physics, Lund, 201 pp.

KAYNAKLAR (devam ediyor)

- [39] **Çengel Y A and Boles M A** (2015) *Thermodynamics an Engineering Approach*, ISBN: 978-0-07-3393817-4, Mc Graw Hill Education, New York, 1023 pp.
- [40] **Yüncü H** (2010) *Ekserji Analizi (İkinci Kanun Verimi ve Termoekonomi)*. ODTÜ Basım İşliği, Ankara, 403 s.
- [41] **Kotas T J** (1985) *The exergy method of thermal plant analysis*. ISBN: 0-408-01350-8, Great Britain by Anchor Brendon, Essex, 311 pp.
- [42] **Bejan A, Tsatsaronis G and Moran M** (1996) *Thermal Design and Optimization*. ISBN: 0-471-58467-3, John Wiley & Sons Inc., New York, 542 pp.



ÖZGEÇMİŞ

Halil İbrahim TOPAL 1987'de Çatalzeytin'de doğdu; Lisans eğitimini 2009 yılında Niğde Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde, Yüksek Lisans eğitimini 2013 yılında Zonguldak Bülent Ecevit Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda tamamladı. 2011 yılında Zonguldak Bülent Ecevit Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde Araştırma Görevlisi olarak göreve başladı. 2013 yılında Zonguldak Bülent Ecevit Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda başladığı doktora eğitimine halen devam etmektedir.

ADRES BİLGİLERİ

Adres : Bülent Ecevit Üniversitesi
Makine Mühendisliği Bölümü Kat:2 No:201
İncivez Merkez/ZONGULDAK

Tel : (+90) 530 116 78 57

E-posta : h.ibrahimtopal@gmail.com