



ÇOK AMAÇLI ENERJİ KULLANIMININ ANALİZİ VE UYGULAMASI

Poyraz KANDEMİR



T.C.
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ÇOK AMAÇLI ENERJİ KULLANIMININ ANALİZİ VE UYGULANMASI

Poyraz KANDEMİR

Prof. Dr. Atakan Avcı
Danışman

YÜKSEK LİSANS
TERMODİNAMİK ANABİLİM DALI


BURSA – 2019

TEZ ONAYI

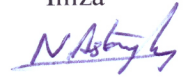
Poyraz KANDEMİR tarafından hazırlanan “ÇOK AMAÇLI ENERJİ KULLANIMININ ANALİZİ VE UYGULANMASI” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Bursa Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Termodinamik Anabilim Dalı’nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Prof. Dr. Atakan AVCI

Başkan : Prof. Dr. Atakan AVCI
Uludağ Üniversitesi, Makina Mühendisliği
Fakültesi,
Termodinamik Anabilim Dalı

İmza


Üye : Doç. Dr. Nurullah ASLANOĞLU
Uludağ Üniversitesi, Makina Mühendisliği
Fakültesi,
Termodinamik Anabilim Dalı

İmza


Üye : Dr. Öğr. Üyesi Furkan Sökmen
Bursa Teknik Üniversitesi, Makina Mühendisliği
Fakültesi,
Termodinamik Anabilim Dalı

İmza


Yukarıdaki sonucu onaylarım

Prof. Dr. Hüseyin Aksel Eren
Enstitü Müdürü
27/09/2019

U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

27/09/2019

Poyraz KANDEMİR

ÖZET

Yüksek Lisans

ÇOK AMAÇLI ENERJİ KULLANIMININ ANALİZİ VE UYGULANMASI

Poyraz KANDEMİR

Bursa Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Termodinamik Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Atakan AVCI

Trijenerasyon sisteminde elektrik ve ısı enerjisine ek olarak absorpsiyonlu soğutma ile soğutma enerjisi üretilmektedir. Bu çalışmada örnek bir endüstriyel tesiste uygulama yapılmıştır. Tesisin elektrik ihtiyacı ve atık ısının kullanılabilceği alanlar tespit edilmiştir. Elektrik ihtiyacından yola çıkarak atık ısılar tesisin proses ve konfor ısıtmasında maksimum verimde kullanılmıştır. Atık ısı kullanılarak prosesde ihtiyaç duyulan soğuk suyun eldesi absorpsiyonlu soğutma ile sağlanmıştır. Atık ısıların daha faydalı kullanılması nedeniyle kış aylarında tasarrufların arttığı gözlenmiştir. Bu tesis uygulamasında trijenerasyon sisteminin, yatırım ve işletme maliyetleri belirlenmiş, sistem fizibilitesi yapılmış ve geri ödeme süreleri alternatifli koşullarda belirlenmiştir.

Geri ödeme süresi fabrikanın 1, 2 ve 3 vardiya çalışması koşullarında incelendiğinde; en kısa geri ödeme süresinin 3 vardiya çalışma koşulunda 1,46 yılda, 2 vardiya çalışma koşulunda 2,24 yılda, 1 vardiya çalışma koşulunda 4,82 yıl gibi kısa bir süre olduğu görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Enerji, Trijenerasyon, Atık ısı geri kazanımı, Absorpsiyonlu soğutma

2019, x + 79 sayfa.

ABSTRACT

MSc

MULTIPURPOSE ENERGY USAGE ANALYSIS AND IMPLEMENTATION

Poyraz KANDEMİR

Bursa Uludağ University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Thermodynamics

Supervisor: Prof. Dr. Atakan AVCI

Electricity and heating energy are produced at the cogeneration system. In addition to electricity and heating energy, cooling energy by absorption cooling can be produced at the trigeneration system. In a sample industrial plant are as where electrical power and waste heat can be used have been detected. Starting from the electricity demand, waste heat is used in the process and comfort heating in maximum efficiency. Processed by the use of waste heat, the cold water needed is provided by absorption cooling. In this study, it is explain how a trigeneration system designed, investment and operating costs determined, feasibility of the system has done ve repayment periods are determined in alternative conditions.

Key words: Energy, Trigeneration, Waste Heat Recovery, Absorption Cooling

2019, x + 79 pages.

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Üretimde hammaddeden sonra üretim maliyetini etkileyen en büyük unsur tartışmasız enerjidir. Ülkemizin enerji kaynaklarında %70 dışa bağımlı olduğu göz önüne alındığında enerjinin önemi bir kat daha artmaktadır.

Enerji kaynaklarını verimli kullanma metotlarından bir tanesi de “trijenerasyon” sistemidir. Trijenerasyon sisteminde atık ısıdan abasorpsiyonlu soğutma ile soğutma enerjisi üretilir. Elektrik üretimi, ısıtma ve soğutma gibi üç enerji bir arada elde edilmektedir.

Enerji maliyetlerini aşağı çekme, üretimde rekabetçi bir ülke pozisyonuna gelme ve bunlar olurken çevre kirliliğini de azaltmada yardımcı olma konusunda trijenerasyon sistemi kullanımı ülkemiz açısından önem arz etmektedir.

Bu nedenle beni bu konuda çalışma yapmaya teşvik eden, kıymetli bilgilerini paylaşan ve her konuda destekleyen hocam Prof. Dr. Atakan Avcı ‘ya teşekkürü bir borç bilirim.

Poyraz KANDEMİR

27/10/2019

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜRLER.....	iii
İÇİNDEKİLER.....	iv
SİMGELER DİZİNİ.....	vii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	ix
TABLolar DİZİNİ.....	x
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR TARAMASI.....	2
3. KOJENERASYON SİSTEMİ.....	5
3.1. Kojenerasyon Uygulamaları.....	7
3.1.1. Absorpsiyon Chiller ile Soğutma.....	7
3.1.2. Kurutma Havası Üretimi.....	8
3.1.3. Kızgın Yağ ve Endüstriyel Isıtma.....	8
3.1.4. Merkezi Isıtma.....	8
3.1.5. Endüstriyel ve Merkezi Isıtma.....	8
3.1.6. Sera Isıtması.....	8
3.1.7. Desalinizasyon ile Suyun Tuzdan Ayrılması Uygulaması.....	8
3.1.8. Çöp Gazı Uygulaması.....	9
3.2. Kojenerasyon Sisteminin Avantajları.....	9
3.3. Otoprodüktörlük ve Gelecekte Kojenerasyon.....	10
4. TRİJENERASYON SİSTEMİ.....	12
4.1. Trijenerasyon Tesisi.....	12
4.1.1. Trijenerasyon Tesisinde Makine Ekipmanları.....	13
4.1.1.1. Gaz Türbini.....	14
4.1.1.2. Gaz(otto) Motoru.....	15

4.1.1.3. Dizel Motor.....	17
4.1.1.4. Atık Isı Kazanı.....	18
4.1.1.5. Buhar Türbini.....	19
4.1.1.6. Absorpsiyonlu Soğutucu.....	19
4.1.1.6.1. Jeneratör (Generator).....	21
4.1.1.6.2. Kondenser.....	21
4.1.1.6.3. Evaporatör.....	21
4.1.1.6.4. Absorber.....	21
4.1.2. Trijenerasyon Tesisinde Kullanılan Yakıtlar.....	22
5. ABSORPSİYONLU SOĞUTMA.....	23
5.1. Absorpsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Çalışma Prensibi.....	23
5.2. Akışkan Çiftinin Karakteristikleri.....	26
6. KURAMSAL ESASLAR.....	30
7. BİR ENDÜSTRİYEL TESİSTE TRİJENERASYON UYGULAMASI ve	
TERMODİNAMİK ANALİZİ.....	37
7.1. Sistem Gereksinimleri.....	37
7.2. Motor Seçimi ve Teknik Verileri.....	38
7.3. Atık Isıların Geri Kazanımı.....	41
7.3.1. Buhar Üretimi.....	42
7.3.1.1. Atık Isı Geri Kazanım Kazanı Dizaynı.....	43
7.3.1.2. Tesiste Buhar Kullanımı.....	47
7.3.2. 70 °C – 90 °C Sıcak Su Üretimi.....	47
7.3.2.1. Isı Geri Kazanımlı Havalandırma Cihazları.....	48
7.3.2.2. Taze Hava Santrali.....	48
7.3.2.3. Sıcak Su Boyleri.....	49
7.3.2.4. Konfor Isınması.....	49
7.3.3. Absorpsiyonlu Soğutma ile Soğuk Su Üretimi.....	50
7.3.4. Tesiste Soğuk Su Kullanımı.....	55

8. TRİJENERASYON FİZİBİLİTE ETÜDÜ.....	56
8.1. Veri ve Kabuller.....	56
8.2. Trijenerasyon Sisteminde Üretim Gelirleri.....	57
8.2.1. Elektrik Üretim Gelirleri.....	57
8.2.2. Atık Isı Gelirleri.....	57
8.2.2.1. Soğuk Su Üretimi Geliri.....	57
8.2.2.2. Buhar Üretim Geliri.....	58
8.2.2.3. Sıcak Su Üretim Gelirleri.....	59
8.2.2.3.1. Isı Geri Kazanımlı Havalandırma Cihazı Geliri.....	59
8.2.2.3.2. Taze Hava Santrali Geliri.....	59
8.2.2.3.3. Sıcak Su Boyleri Geliri.....	60
8.2.2.3.4. Konfor Isıtması Geliri.....	61
8.2.2.3.5. Tır Parkı Buz Çözme Geliri.....	61
8.3. Trijenerasyon Sisteminde Üretim Giderleri.....	62
8.3.1. Doğalgaz Gideri.....	62
8.3.2. Bakım Gideri.....	63
8.4. Maliyet Analizi.....	63
8.4.1. Yatırım Maliyeti.....	63
8.4.2. Geri Ödeme Süresi.....	64
8.4.3. Fiyat Değişikliklerinin Maliyet Analizi Etkileri.....	65
9. SONUÇ.....	69
KAYNAKLAR.....	71
EKLER.....	73
ÖZGEÇMİŞ.....	76

SİMGELER DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
B	Birim kütle için kullanılabilirlik
h	entalpi
h _o	Ortam şartlarındaki entalpi
T _o	Ortamın sıcaklığı(K)
s	Entropi
s _o	Ortam şartlarındaki entropi
RE	Buharlaştırıcıdaki soğutucu akışkan
QE	Buharlaştırıcı soğutma yükü
Hv	Buharlaştırıcı çıkışında soğutucu akışkan
HI	Yoğuşturucudan gelen sıvı soğutucu akışkan
RA	Absorberden çıkan eriyik içindeki soğutucu akışkan
RG	Jeneratörden çıkan eriyik içindeki soğutucu akışkan
X	Absorberden çıkan eriyik kütlesi
X-1	Jeneratörden çıkan eriyik kütlesi
I	Soğutucu akışkan birim kütlesi
WFSA	Absorberden çıkan eriyikteki lityum bromür kütlesi
WFSG	Jeneratörden çıkan eriyikteki lityum bromür kütlesi
T	Sıcaklık
X	Derişim
α	Isı transfer katsayısı
HRV	Isı geri kazanımlı havalandırma cihazı
AHU	Taze hava santrali
f	Dolaşım oranı
STK	Soğutma tesir katsayısı

ITK	Isıtma tesir katsayısı
STKI	İdeal soğutma tesir katsayısı
ITKI	İdeal ısıtma tesir katsayısı



ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil-1 Kojenerasyonun şematik görünüşü.....	5
Şekil-2: Kojenerasyon sistemi verimi.....	6
Şekil-3: Elektrik ve ısı enerjisinin ayrı ayrı üretilmesindeki verimler.....	6
Şekil-4: Trijenerasyonun şematik görünüşü.....	12
Şekil-5: Gaz Türbini.....	15
Şekil-6: Gaz Motoru.....	16
Şekil-7: Dizel Motor.....	17
Şekil-8: Atık Isı Kazanı.....	18
Şekil-9: Buhar Türbini.....	19
Şekil-10: Absorpsiyonlu Soğutucu.....	20
Şekil-11: Lityum Bromid - Su eriyikli tek kademeli absorpsiyonlu soğutma çevrimi....	25
Şekil-12: Lityum Bromid - Su eriyikli tek kademeli absorpsiyonlu soğutma çevrimi şeması.....	25
Şekil-13: Nominal Çalışma Durumu İçin Sistem Şeması.....	39
Şekil-14: Motor Termal Çıkış Çevrimleri.....	39
Şekil-15: Baca Kaynaklı Atık Isı Geri Kazanım Şematik Gösterimi.....	42
Şekil-16: Isı Eşanjöründe Sıcaklık Değişimi.....	42
Şekil-17: Lityum Bromid – Su Eriyikli Tek Kademeli Isı Değiştiricili Absorpsiyonlu Soğutma Çevrimi.....	50
Şekil-18: Trijenerasyon Aylık Tasarruf Grafiği (6000 saat için).....	67
Şekil-19: Kış Dönemi Gelir Dağılımı Grafiği (6000 saat için).....	67
Şekil-20: Yaz Dönemi Gelir Dağılımı Grafiği (6000 saat için).....	68
Şekil-21: Mevsim Geçiş Dönemi Gelir Dağılımı Grafiği (6000 saat için).....	68

TABLolar DİZİNİ

	Sayfa
Tablo-1 Motor Teknik Verileri (Kaynak :Topkapı Endüstri).....	40
Tablo-2 Motorun Termal Enerji Balansı (Kaynak :Topkapı Endüstri).....	41
Tablo-3 Motorun Egzos Gazı Verileri (Kaynak :Topkapı Endüstri).....	41
Tablo-4 Motorun Yanma Havası Verileri(Kaynak :Topkapı Endüstri).....	41
Tablo-5 Örnek Trijenerasyon Aylık Gelir-Gider Tablosu (6000 saat için).....	66



1 GİRİŞ

Dünyada tüketim artışının üretim artışını tetiklemesi sonucu son yıllarda enerji ihtiyacı son derece artmıştır. Fosil yakıt dayalı enerji tedariklerinde fiyat artış ve globalleşen dünyada rekabet şartlarının sertleşmesi enerji üretimi anlamında alternatif arayışına neden olmuştur. Alternatif enerji kaynaklarından yenilenebilir enerji kaynakları son yıllarda enerji politikalarını etkileyerek fosil yakıtlara alternatif olmuştur. Yüksek yatırım maliyetleri ve uzun geri ödeme süreleri nedeniyle yenilenebilir enerjilere de alternatifler aranmaktadır. Bu arayışta fosil yakıttan üretilen enerjinin atıklarından faydalanılarak fosil yakıt ihtiyacını azaltılması hedefiyle kojenerasyon ve trijenerasyon sistemleri ön plana çıkmaktadır.

Bu çalışmada fosil yakıt tüketiminin azaltılması hedefine uygun olarak örnek bir endüstriyel tesiste trijenerasyon uygulaması yapılmıştır. Örnek bir endüstriyel tesiste kojenerasyon sistemine ek absorpsiyonlu soğutma ilavesiyle trijenerasyon sistemi tasarlanmış, değişen koşullara göre mali avantajların aylık bazda güncel rakamlar ile ne olduğunu gösterilmiştir. En verimli kullanım koşullarının ülkemiz ve günümüz şartlarında nasıl olacağını detaylı bir şekilde irdelenmiştir.

2 LİTERATÜR TARAMASI

Trijenerasyon uygulamaları dünya genelinde gittikçe yaygınlaşmaktadır. Geniş kapasite aralığında ve farklı alanlarda uygulama alanı bulmaktadır. Değişik faktörlerin etkisini dikkate alan çok sayıda akademik çalışma bulunmaktadır. Bu kapsamda yapılan bazı çalışmalar bu çalışmada verilmiştir.

Minciuc, Le Corree ve ark (2003) yaptıkları çalışmada trijenerasyon sistemini termodinamik açıdan incelemişlerdir. Bu çalışmada trijenerasyon uygulamasında absorpsiyonlu soğutmanın önemini ve enerji verimliliğinde ki etkisini gösterilmiştir.

Orhan ve Karakoç (2003) çalışmalarında kojenerasyon tesislerinden kullanılan güç teknolojilerinden bahsedilmiş ve bunlar dünyadaki ve Türkiye deki örneklerle anlatmıştır. Trijenerasyon sisteminde tesisin elektrik, ısıtma ve soğutma gereksinimlerini karşıladığından bahsedilerek çevre ve sağlık etkileri ön plana çıkarılmıştır.

Şencan ve Yakut (2004) çalışmalarında absorpsiyonlu soğutma sistemi tüm aşamaları ile modellenerek enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Bu çalışmada LiBr-Su eriyiği kullanılmıştır. YSA metodu kullanılarak daha hızlı ve basit çözümlere ulaşılmıştır. Soğutma sistemi değişik şart ve koşullarda modellenerek ekserji analizleri yapılmıştır. Ekserji kayıpları tablolar halinde verilerek aradaki farkların rahatlıkla görülmesi sağlanmıştır. Ayrıca performans katsayıları (COP) da hesaplanarak karşılaştırılmıştır. 1 kW soğutma kapasitesi sahip LiBr-su ile çalışan absorpsiyonlu soğutma makinası imal edilerek deneysel bir çalışmada yapılmıştır. Bu çalışma teorik yapılan çalışmalarla karşılaştırılmıştır.

Cardona E. ve Piacentino (2004) çalışmalarında Akdeniz bölgesindeki oteller için trijenerasyon sisteminin verimliliği ve tasarımını incelemişlerdir. Doğru tasarlanmış bir trijenerasyon sisteminin kojenerasyon sistemine göre çok daha verimli olduğu görülmüştür. Ayrıca değişik soğutma yüklerinde enerji verimliliği incelenmiş olup soğutma grubu kapasitesi için en verimli sonuç %70 yükte alınmıştır. Bu yükte çalışan bir trijenerasyon sisteminin ısı talebi %48 olduğunu görülmüştür.

İster ve Koyun (2006) çalışmalarında trijenerasyon ve kojenerasyon sistemlerinde elektrik enerjisi üretimi yanında atık ısının kullanılabilceği yerler ve kullanma metodları ortaya konmuştur. Trijenerasyondan absorpsiyonlu soğutmanın sisteme entegrasyonu ve kullanım alanları belirtilmiştir. Mevcut bir fabrikada kullanılması muhtemel trijenerasyon sisteminin analizleri ve fizibilitesi yapılmıştır.

Özkök ve Başkaya (2010) çalışmalarında enerji yoğun tesislerde enerji verimliliği üzerine proje tasarımları ve uygulama çalışmaları yapmıştır. Ankara'da örnek bir otel projesinde elektrik enerjisini gaz motorundan elde edilip atık ısı ile absorpsiyonlu soğutma yapılmıştır. Tasarım esnasında trijenerasyon sistemindeki ekipmanların seçimi yapılmış olup yatırım maliyetleri ve yapılan tasarruflar belirlenmiştir. Geri ödeme süreleri ile sistemin fizibil olup olmadığı irdelenmiştir.

Turgut ve Sahil (2010) çalışmalarında büyük Ankara Oteli yenilenme süreci incelemiştir. Yenilenme sürecinde enerji verimliliklerini arttırmaya yönelik yapılan çalışmalardan olan trijenerasyon sistemi irdelenmiştir. Şehir elektrik şebekesine alternatif olarak elektrik üretimi yapılarak bunların atık ısılarından nasıl yararlandırıldığı üzerinde durulmuş olup kojenerasyon ve trijenerasyon sistemleri anlatılmıştır.

Sancar ve Sevilgen (2010) yaptıkları tez çalışmasında özellikle ticari bina kampüslerde kullanılan kojenerasyon ve trijenerasyon sistemlerinin doğru seçimlerle dizayn edilerek maksimum verime ulaşmada izlenecek yollara dikkat çekilmiştir. Düşük yüklerde ve dur kalk çalışmalarda verimlerin oldukça düştüğü gözlenmiş ve buradan saatlik enerji tüketimlerinin analiz edilme gereği görülmüştür. Örnek olarak Sabancı Üniversitesinin saatlik enerji tüketimleri kullanılarak en verimli tesis kapasitesi belirlenmiştir.

Liu, Shi ve Crawford (2010) çalışmaları ise trijenerasyon sisteminde elektrik üretimi, atık ısı kullanımı ve atık ısıdan soğutma üretimini dizayn ve simülasyonunu içermektedir. Atık ısıların kullanılma metodları ve bunların boyutlandırılmaları üzerine çalışmalar yapılmıştır. Sistem optimizasyonu ile verimlilik ve fizibilite çalışmaları yapılmıştır.

Kaya ve Üst (2011) tek etkili absorpsiyonlu soğutma sistemini incelemiştir. LiBr-su ve amonyak-su akışkan çiftlerinin kullanıldığı tek etkili absorpsiyonlu soğutma sistemi için ekserji analizleri yapılarak sisteme ait elemanların ekserji değer kayıpları

değerlendirilmiştir. Bunu takiben aynı sistem sıcaklıklarını temel alarak sonlu zaman termodinamiği kullanılarak EPC kriterine göre performans analizi yapılarak sonuçlar karşılaştırılıp değerlendirilmiştir.

Gluesenkamp ve Redermacher (2012) yaptıkları çalışmada Amerika Birleşik Devletlerinde ki kombine enerji üretim sistemlerinin bugünü ve geleceği incelenmiştir. Kojenerasyon sistemine nazaran trijenerasyon sisteminin ne kadar daha verimli olduğu vurgulanmıştır. Absorbsiyonlu soğutmada performans artırma metodları analitik hesap ve örneklerle irdelenmiştir.

Ilık ve Şencan (2012) enerjinin verimli kullanılması adına kojenerasyon ve trijenerasyon sistemlerini incelemiştir. Trijenerasyon sisteminde enerji ve ekserji analizi yaparak ekserji kayıplarının yaşandığı noktaları oransal olarak tespit etmişlerdir. Kayıpların nedenleri, iyileştirme önerileri ve olası çözüm yolları ortaya konmuştur. 91 MW'lık örnek bir kojenerasyon sisteminde enerji ve ekserji verimlilikleri hesaplanmış, bu sisteme absorbsiyonlu soğutma eklendiğinde verimlerdeki değişimler belirlenerek bunların literatür çalışmalar ile paralelliği gösterilmiştir.

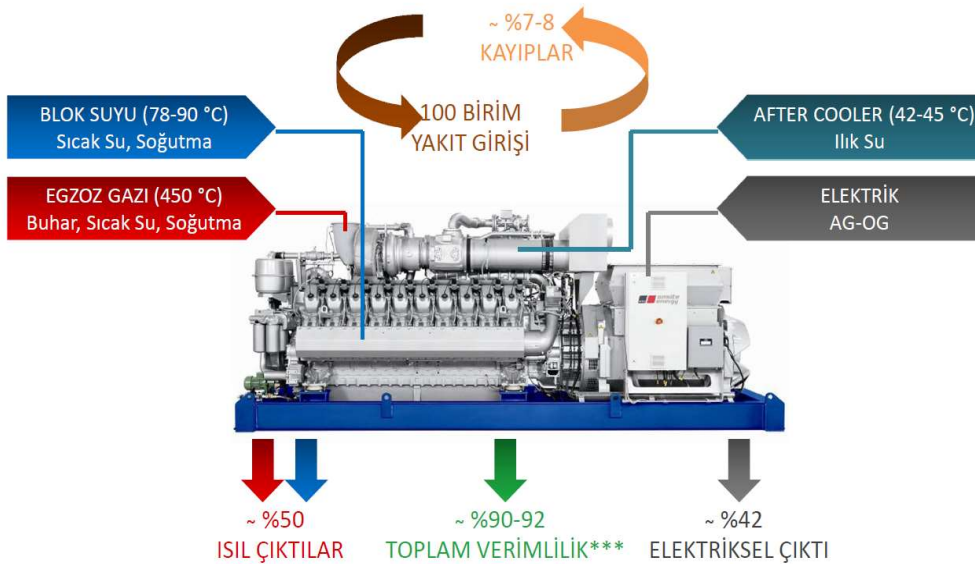
Görgülü ve Yakut (2013) yaptıkları çalışmada bir endüstriyel tesiste baca gazından çıkan atık ısı ile soğutma yapılması hedeflenmiştir. Atık ısıyı çift etkili absorbsiyonlu soğutma sisteminde kullanarak soğutma işlemi düşünülmüştür. LiBr-su eriyiği kullanılan sistem için termodinamik açıdan incelenerek ekserji analizleri yapılmıştır. Farklı sıcaklıklardaki COP değerleri hesaplanarak sistemin en verimli koşulları tespit edilmeye çalışılmıştır.

3 KOJENERASYON SİSTEMİ

Genel anlamda kojenerasyon gaz türbini, gaz motoru, dizel motoru, buhar türbini veya yakıt hücresi vasıtasıyla ısı ile birlikte elektrik üretimidir. Enerjinin daha verimli kullanılması amacıyla atık ısıdan faydalanarak aynı zamanda soğutma ihtiyacının karşılanması trijenerasyon olarak isimlendirilir. Bu bölümde kojenerasyon ve trijenerasyon çevrimleri ve uygulamaları anlatılmıştır. Bir örnek olarak İster ve Koyun (2006) yaptıkları çalışmada kojenerasyon sisteminde gaz türbini veya gaz/dizel motoru belirli bir miktar elektrik üretmek üzere elektrik jeneratörünü döndürürken, egzost gazları veya motor soğutma suyu vasıtasıyla türbin veya motorun ürettiği önemli miktarda faydalı atık ısı, atık ısı kazanı veya ısı eşanjörleri kullanılarak buhar, sıcak su veya sıcak hava üretiminde kullanılır.

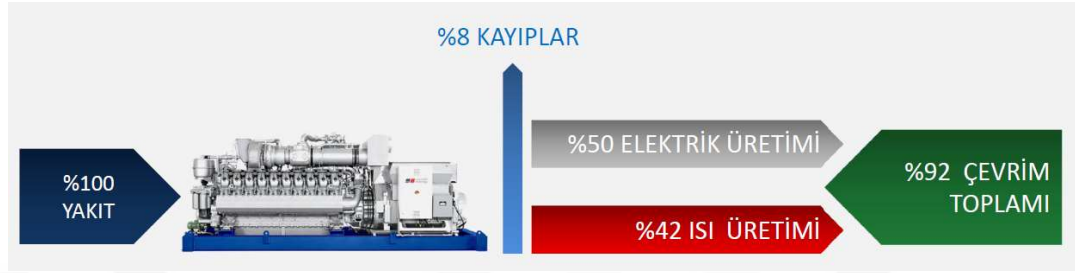
Bu durumda, kojenerasyon tesisleri sadece yakıt girdisi kullanarak yüksek ısıl verimde elektrik üretirken atık ısıdan buhar, sıcak su veya sıcak hava formunda ısı üretirler.

Kojenerasyon, İngilizce "CombinedGeneration" ın kısaltması olan "Cogeneration" anlamına gelmektedir. Diğer bir deyişle, "Birleşik Jenerasyon" un kısaltılmış haline "Kojenarasyon denmektedir. Kojenerasyonun şematik olarak görüntüsü Şekil-1'de gösterilmektedir.



Şekil-1: Kojenerasyonun şematik görünüşü

Kojenerasyon, aynı makinadan hem elektrik enerjisi hem de ısı enerjisi üretmek demektir. Bu özelliğinden dolayı kojenerasyon sistemleri, konvansiyonel sistemlerden elektrik ve ısı enerjisinin ayrı ayrı üretilmesi ile karşılaştırdığınızda büyük bir enerji tasarrufu sağlamaktadır.Şekil-2 ve Şekil-3 te konvansiyonel sistemlere nazaran birincil enerji kaynaklarında ne kadar tasarruf sağlanacağı gösterilmiştir.



Şekil-2: Kojenerasyon sistemi verimi



Şekil-3: Elektrik ve ısı enerjisinin ayrı ayrı üretilmesindeki verimler

Kojenerasyon sistemine giren 100 birimlik enerjinin, 50 birimi elektrik enerjisi ve 42 birimlik kısmı da ısıl enerji olmak üzere toplam 92 birime kadar geri kazanılmaktadır.

Aynı ısıl ve elektrik enerjisini konvansiyonel sistemlerden yararlanarak üretmek istenirse durum farklı olacaktır. Kojenerasyon sisteminden elde ettiğimiz 50 birimlik elektrik enerjisinin elde edebilmek için, jeneratörde 110 birimlik bir enerji girişi, 42 birimlik ısı enerjisini elde etmek için ise kazana 48 birimlik bir enerji girişi vermek gerekir. Sonuç olarak kojenerasyon sisteminden 100 birim enerji kullanarak üretebileceğiniz enerjiyi, konvansiyonel sistemler ile 158 birim enerji kullanarak üretilir. Sonuçta 58 birimlik bir enerji tasarrufu sağlanır. Bu miktardaki enerji tasarrufu büyük maddi ve toplumsal getiriler sağlamaktadır.

Birleşik ısı güç santrallerinde, buhar türbinli çevrim (Rankine Çevrimi), gaz türbinli çevrim (Brayton Çevrimi) veya birleşik gaz buhar çevrimi kullanılabilir. Çevrimde elektrik eldesi, gaz ve dizel motorlar veya gaz türbinlerinde, sağlanan birincil yakıt enerjisinin şaft gücüne çevrilmesiyle elde edilir. Bu şaft gücü bir alternatör yardımıyla elektrik enerjisi şekline dönüştürülür. Bu işlem esnasında ortaya çıkan atık ısının geri kazanımıyla da atık ısı elde edilmiş olur. En verimli kojenerasyon çevrimi birleşik gaz buhar çevrimidir. Bu çevrim Brayton ve Rankine çevriminin birleştirilmesinden meydana gelmektedir. Gaz türbini veya motora, hava yakıt karışımı sağlanır ve yanma sonucu burada iş elde edilip, çıkan sıcak gazlar ısı geri kazanımlı buhar üreticiden geçirilir. Burada buhar çevrimine aktarılır ve ısıyı alan çevrimde yüksek basınçlı buhar elde edilir. Buhar daha sonra buhar türbininde elektrik elde etmek hedeflenmektedir. Böylece ihtiyaç fazlası olabilecek elektrik şebekeye ülkenin kanunlarına da bağlı olarak satılabilir. Karar aşamasında ekonomik açıdan da, elde edilen ısı ve elektriğin sağladığı mali fayda ile bu üretim için harcanan enerji maliyeti, ilk yatırım, işletme giderleri gibi etkiler dikkate alınır.

3.1 Kojenerasyon Uygulamaları

Bir kojenerasyon sisteminde, giren yakıt yanma sonucu ısı enerjisine ve ana tahrik ünitesi olan türbin ya da motor sayesinde hareket enerjisine ve tahrik ettiği jeneratörden de elektrik enerjisine dönüştürülür. Elektrik üretilirken, kojenerasyon sistemlerinin tahrik makinaları olan motor ve türbinlerin egzoz gazlarından ve motorların gövde, yağlama yağı ve turbo şarj ünitelerinin soğutmasından kazanılan ısı enerjisi buhar, sıcak su yada hem sıcak su hem buhar olarak günlük kullanıma sunulur. Aşağıda elektrik üretiminin yanı sıra üretilen sıcak su ve/veya buhar ile gerçekleştirilmiş çeşitli kojenerasyon uygulamaları verilmiştir.

3.1.1 Absorpsiyon Chiller ile Soğutma

Vakumlu ortamda, sıcak su yada buhar ile karşılaşıldığında soğutucu etki gösteren (Lityum Bromid gibi) kimyasalından yararlanılarak yapılmış olan absorpsiyon chiller'ler, kojenerasyon sistemlerinden elde edilen sıcak su yada buhar ile tahrik edildiğinde soğutmada da sağlayabilmektedir.

3.1.2 Kurutma Havası Üretimi

Kojenerasyon sisteminden elektrik enerjisi üretilirken aynı zamanda atık ısı geri kazanılarak bu ısı enerjisinden sıcak hava üretilerek mevcut tesisin ihtiyacı olan kurutma havası sağlanır.

3.1.3 Kızgın Yağ ve Endüstriyel Isıtma

Elektrik enerjisi ihtiyacının yanı sıra, mevcut prosesinde kızgın yağ ve sıcak su ihtiyacı olan bir tesiste, kojenerasyon ünitesinin enerjisinden yararlanılarak kızgın yağ ve düşük basınçlı buhar üretilir. Aynı zamanda atık ısı kullanılarak endüstriyel prosesin/tesisin ısıtması ve sıcak su ihtiyacı karşılanır.

3.1.4 Merkezi Isıtma

Elektrik enerjisinin yanı sıra, kojenerasyon sisteminden elde edilen sıcak su veya buhar ile civardaki mevcut yerleşim birimlerinin ısıtılması amacıyla merkezi ısıtma uygulaması yapılır. Böylece, bir yerleşim biriminin hem elektrik hem de ısıtma enerjisi ihtiyacı tek bir enerji santralinden sağlanmış olur.

3.1.5 Endüstriyel ve Merkezi Isıtma

Örnek olarak büyük ekmek fırınları için gerekli enerji için önce elektrik enerjisi üretilirken bunun yanında fırının ihtiyacı olan düşük ve yüksek basınçlı buhar üretilir. Aynı zaman buhar sisteminden geri kalan ısıl enerji ise eşanjörler yardımıyla merkezi ısıtma amacıyla da kullanılabilir. Ve bu sayede enerji verimliliği üst düzeye çıkarılabilir.

3.1.6 Sera Isıtması

Elektrik üretilirken aynı zamanda üretilen ısı enerjisi ile de sera ısıtması yapılmaktadır. Kojenerasyon sistemi yardımı ile yaz-kış ekonomik olarak sabit sıcaklıkta ısıtma sağlanabilmekte dolayısıyla daha kaliteli ve fazla miktarda üretim yapılabilmektedir.

3.1.7 Desalinizasyon ile Suyun Tuzdan Ayrılması Uygulaması

Desalinatör sistemleri, atmosferik basınçtan daha düşük bir ortamda suyun kaynama noktasının düşmesi ilkesine dayanılarak yapılmışlardır.

Desalinasyon ünitesine tuzdan ayırıştırarak üzere alınan tuzlu deniz suyu, desalinasyon ünitesinde vakumlu ortamda, kojenerasyon ünitesinden elde edilen ısı enerjisi ile kaynatılıp tuzdan ayırıştırılır. PH ayarlaması ve de kimyasal yumuşatmadan sonra içme ve kullanma suyu elde edilir.

3.1.8 Çöplük Gazı Uygulaması

Sistemin projelendirme farklılığından ziyade kullandığı yakıttır. Yakıt olarak kullanılan gaz, çöplüklerin bozunması sırasında oluşan metan orijinli bir yakıttır. Çöplük gazları, ozon tabakasına ulaşır zarar vermesi yada depolandığı yerde parlayıp insanların ölümüne sebebiyet vermesi yerine elektrik ve ısı enerjisi üretmek amaçlı kojenerasyon sistemlerinde kullanılabilir.

3.2 Kojenerasyon Sisteminin Avantajları

Kojenerasyonun en büyük avantajı ihtiyaç duyulan enerji türlerinin istenildiği zaman ve miktarda üretilmesi, diğer bir deyişle "Enerji Bağımsızlığı"dır. Bu avantaj için en iyi örnek toplu yerleşime uzak konumda olan bir konut veya site olabilir. Bu mekana kurulacak bir kojenerasyon tesisi ile bütün ihtiyaçlar karşılanabilir. Böyle bir tesiste herhangi bir yakıt enerji ihtiyacını kolaylıkla giderebilecektir. Genelde kojenerasyon sistemleri bir kaç yakıtı kullanabilecek şekilde dizayn edilmektedir.

Enerji bağımsızlığının yanında ikinci avantaj olarak enerji kalitesi ve devamlılığı sıralanabilir. Bu konuyu daha iyi anlayabilmek için elektrik kesintilerini, voltaj ve frekans düzensizliklerini ve bu yüzden oluşan insan sağlığını tehdit edebilecek nitelikteki şartları, ürün ve işçilik kaybını, aleyhte oluşan rekabet şartlarını ve daha sayılabilecek benzeri bir çok neden rahatlıkla bulunabilmektedir.

Kojenerasyon sistemlerinin fizibilite çalışmalarında basit geri ödeme süresi çoğu zaman üç yılın altında çıkmakta, diğer bir anlatım tarzı ile kojenerasyon için yapılan yatırımın karşılığı üç yıllık bir süre içerisinde mevcut sistemden daha ucuza temin edilecek enerji üretimindeki tasarruf ile geri kazanılmaktadır.

Bir diğer önemli avantaj ise kojenerasyonun çevre dostu olmasıdır. Çevre mevzuatı ile uyumlu bir ekipman olması sayesinde Kyoto Protokolü ile ülkelere getirilen sorumluluklara rahatlıkla karşılayabilecek durumdadır.

Kojenerasyon tesisleri bir çok yönden birbirlerinden ayrılırlar. Farklılığı esas olarak projede hangi ısı formundan yararlanılacağı belirler. Tesislerin kapasiteleri projeden projeye güç ve ısı ihtiyaç miktarına ve aynı zamanda bunların aralarındaki dengeye göre değişir. Tesisin kapasitesine ve elektrik ve ısı üretiminin dengesine bağlı olarak her proje için kullanılacak türbin/motor tipleri ve kapasiteleri farklılık gösterir.

3.3 Otoprodüktörlük ve Gelecekte Kojenerasyon

Otoprodüktörlük "Auto Production"ın Türkçe karşılığı olup, kendi ihtiyacı için enerji üretimi yapan gerçek veya tüzel kişi anlamına gelmektedir. Sonuç olarak, kendi veya ortaklarının ihtiyacını karşılayacak miktarda çeşitli enerji kaynaklarının kullanımıyla kendi mekanında elektrik, ısı ve soğuk su üretilmesi olmaktadır. Otoprodüktörlük veya kojenerasyon uygulamaları ülkemizde 1990 yılından itibaren ve özellikle büyük sanayi kuruluşları tarafından kullanılmaya başlanmış ve gelişmeye devam etmektedir.

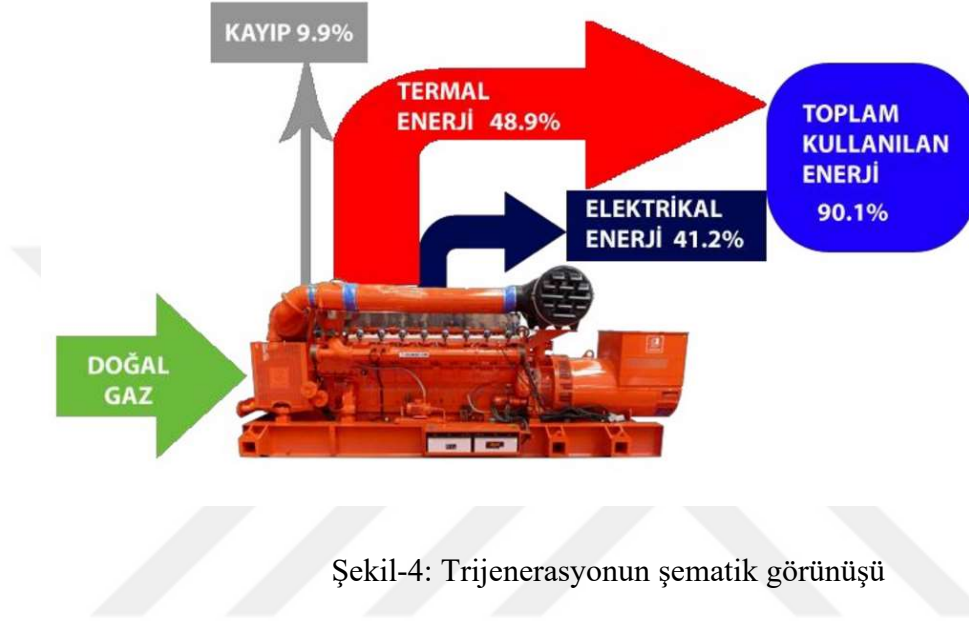
Kojenerasyon ve otoprodüktör uygulamalarının, öncelikle bir önceki bölümde açıklanmış olan nedenlerinden dolayı, özellikle sanayi şirketlerinde başlamış olması en fazla sanayi şirketlerinin bu nedenlerden etkilendiğinin ve aynı zamanda da ilgili kanun ve kararnamelerin onları kapsadığı gerçeğidir. Ancak, teknolojik olarak en gelişmiş sistemleri bulunan Amerika Birleşik Devletleri' de artık kojenerasyon uygulamalarının en küçük birimlerde bile kullanılır olması, ilgili kanun ve yönetmeliklerle teşvik etmede olan kararlılığı ile ilişkili olup kojenerasyon kullanımında büyük bir gelişme sağlamıştır. Avrupa'daki uygulamalar da aynı Amerika Birleşik Devletleri'nde olduğu gibi gün geçtikçe yaygınlaşmakta ve yatırım maliyetlerinin azalmasıyla birlikte sayıca hızla artmaktadır.EK-2'de Türkiye'deki otoprodüktörlerin yakıt cinsine göre dağılımı görülmektedir.

Kojenerasyonun Türkiye'deki yakın geleceği yeni kurulacak tesislerle birlikte daha geniş bir alana yayılarak uygulanmasıyla şekillenecektir. Yani Amerika Birleşik Devletleri'nde veya Avrupa'da nasıl yaygın olarak değişik sektörlerde kullanılıyorsa, ülkemizde de aynı uygulamaların kısa süre içerisinde gerçekleşeceği söylenebilir. Zaten son 10 yıl içinde kojenerasyon ve otoprodüktörlüğün ülkemizde geldiği nokta, bundan sonra nerelere gidebileceğini bize açıkça göstermektedir.

Avrupa ve ABD'deki en küçük uygulamaları villalarda ve ufak tip meskenlerde 5 kw olarak, birkaç 5 kw'lık ünitenin paralel kullanımıyla da ufak boyutta binaların ve motellerin kojenerasyon sistemleriyle donatıldığını görmekteyiz. ABD'de ve Avrupa ülkelerinde yaygın olarak kullanılmaya başlanan bu sistem özellikle ticaret merkezlerinde, üniversitelerde, otellerde, hastanelerde, seralarda ve benzeri mekanlarda bulunmaktadır. Bu tür sistemler genellikle paralel çalışan gaz türbin veya motor sistemlerinden oluşmakta olup, ihtiyaca uygun seçimlerle çeşitli büyüklükte ve adette makine, cihaz ve ekipmandan oluşmaktadır. Bu tür uygulamaların ülkemiz için kanun ve kararnamelerle belirlenmiş olan üst sınırı 1500 kW'a kadar çıkabilmektedir. Bir üst sistem ise büyük boyutta ticaret merkezi, otel, hastane ve benzeri kuruluşlardan başlayarak sanayi kuruluşlarını da içine alan ve megawatt (MW) seviyesinden başlayan sistemleri kapsamaktadır. Bu tür kojenerasyon sistemleri 100 MW'lık sistemlere kadar yükselebilmektedir.

4 TRİJENERASYON SİSTEMİ

Kojenerasyonun bir adım ilerisiyse "Trijenerasyon" olarak adlandırılmakta olup elektrik, ısı ve soğutma olarak üçlü kombine jenerasyon şeklinde tanımlanmaktadır.



Trijenerasyonda, absorpsiyonlu soğutma sistemi kullanılarak kojenerasyonun atık enerjisinden elde edilen sıcak su veya buhar ile soğuk su üretilmektedir.

4.1 Trijenerasyon Tesisi

Minciuc ve ark. (2003) çalışmasında trijenerasyon tesisi çalışma prensibini şöyle açıklamaktadır; birleşik olarak soğutma, ısıtma ve güç üretimini sağlayan sistemler, aynı zamanda trijenerasyon (santralleri) olarak da adlandırılır. Diğer bir tanımla kojenerasyon (santralleri) ve absorpsiyonlu soğutucuların birlikte çalışmalarına trijenerasyon (santralleri) denir. Bu santraller, işletmenin mevsimsel yada sürekli havalandırma ve/veya soğutmaya ihtiyaç duyulması halinde daha iyi bir çözüm sunmaktadır. Absorpsiyonlu soğutucular, konvansiyonel soğutmalı kompresörlü soğutuculara göre daha ekonomik bir alternatiftir. Yüksek verimliliği, kojenerasyon ekipmanlarının düşük emisyon değerleriyle absorpsiyonlu soğutucuları birleştirerek maksimum oranda yakıt verimliliği sağlar, soğutuculardaki hidroflorokarbon/

kloroflorokarbon emisyonunu ortadan kaldırır ve böylelikle ortalama kirletici hava emisyonunu azaltırlar.

Orhan ve Karakoç (2003) çalışmasında belirttiği gibi, ilk trijenerasyon tesisi 1980'li yılların başında Amerika Birleşik Devletlerinde kurulmuştur. Bu teknoloji sayesinde ısı ihtiyacı yanında soğutma ihtiyacı olan tesis ve binalarda, özellikle sanayi kuruluşlarında taleplere cevap verebilen verimlilikleri üst düzeyde çözümler elde edilmiştir. Kojenerasyon tesislerine, çeşitli şekillerde sistemler eklenerek trijenerasyon sağlanabilir. Bunlarda birincisi tesisten atılan ısıyı geri kazanım şeklinde alıp bir absorpsiyonlu soğutma sistemine vererek soğutulmuş su elde etme yoludur. İkincisi de buhar sıkıştırılmalı bir çevrim ile soğutulmuş su sağlanmasıdır ve bu soğutma için ihtiyaç duyulan shaft gücünün direk olarak motordan veya türbinden elde edilmesi yöntemi ile sistemler birleştirilebilir. Diğer bir yöntem ise tamamen dönen kısımlardan bağımsız, elektrik ile çalışan bir buhar sıkıştırılmalı konvansiyonel makina ile soğutma elde edilmesidir. Bu yöntemler içinde en verimli ve en çok uygulanan absorpsiyonlu soğutma sistemidir.

4.1.1 Trijenerasyon Tesisinde Makina Ekipmanları

İster ve Koyun (2006) çalışmalarında trijenerasyon sisteminde kullanılan makine ekipmanları incelemiştir. Aşağıda trijenerasyon sistemini oluşturan makine ve ekipmanları hakkında bilgi verilmiştir.

4.1.1.1 Gaz Türbini

Havanın sıkıştırılarak yanma odasında yakıt ilavesi ile yanma sonucu oluşan yüksek sıcaklıkta ve basınçta duman gazlarının gaz türbininde genişlemesi ile elde edilen iş mil üzerinden alınır. Milin dönme hareketi devamlı ve düzenli olarak devam eder. Bu özelliği yönünden benzin ve dizel motorlarından fark eder. Benzin ve dizel motorlarında dönme hareketini elde etmek için ihtiyaç duyulan krank miline burada gerek yoktur. Gaz türbinleri yaygın olarak kullanılır.

En yaygın ve basit gaz türbini "açık devreli" olanıdır. Jet motorlarında bu genişleme bir lülede gerçekleştirilir. Türbin ve kompresör bir milde birleştirilmiş olup türbin aynı zamanda kompresörü çalıştırır. Sıkıştırma ve genişleme basınçları oranları hemen hemen aynıdır. Türbine giren gaz yüksek sıcaklıktadır ve genişlemesi sonucu, sıkıştırma için gerekli olandan daha fazla iş ortaya çıkar. Bu fazlalık motorda kullanılır.

"Kapalı devreli" gaz türbininde çoğu zaman havadan daha uygun özelliklere sahip olan belirli miktardaki gaz sistemde mevcuttur ve devreder. Bu tür motorlarda türbini terk eden ve kompresöre girecek olan gazın soğutulması gereklidir. Ancak gazın iç basıncı normal olarak atmosferik basınçtan daha büyük olduğu için daha fazla güç ortaya çıkar.

Gaz türbinlerinin diğer içten yanmalı motorlara nazaran en önemli üstünlüğü, onun dönme hareketinin motor parçalarının daha yüksek hızla dönmesini sağlamasıdır.

Bu sebepten verilen bir büyüklükten daha fazla güç elde edilir. Buharlı türbinlere göre ise yakıt hızlı hareket eden bir akımda yüksek basınçta yandığı için, daha küçük yanma odasına ve yüksek saflıktaki su yerine, havaya ihtiyaç duyar.

Ancak en önemli mahzuru diğer içten yanmalı motorlara nispeten daha düşük verime sahip olmasıdır. Sebebi de, türbinin kanatlarının devamlı olarak yüksek sıcaklığa maruz kalması ve bunun sonucu olarak müsaade edilen malzeme gerilmelerinin sınırlı olmasıdır. Ayrıca her devrede alınan hava ile piston ve silindirin soğutulması gerekir. Bu da verimin düşmesine sebep olur.

Gaz türbinleri, kısmı yüklemeli işlemlere pek uygun değildir. Çünkü yükleme düştükçe verim hızla düşer. Gaz türbininin verimi, sıkıştırmanın gaz (hava) ile yapılması

yönünden, sıvı (su) pompalayan buhar türbinlerine göre daha düşüktür. Aynı şartlarda, bir gazın sıkıştırılması, bir sıvının pompa edilmesinden çok daha fazla iş gerektirir.



Şekil-5: Gaz Türbini

4.1.1.2 Gaz(otto) Motoru

Gaz motorlu kojenerasyon sistemleri; gaz türbinli sistemlere göre daha düşük atık ısı enerjisi sağladıklarından ve çok çeşitli güçlerde üretilebildiklerinden dolayı, özellikle elektrik ihtiyacı, ısı ihtiyacından daha fazla olan yani elektrik ısı oranı (Birleşik ısı güç santralinde üretilen ısı-elektriğin, kullanılan ısıya oranı) yüksek olan endüstriyel uygulamalarda (toplu konut, tatil köyleri, büyük oteller) optimum çözümler olarak karşımıza çıkmaktadır.

Gaz motorları; düşük devirli, otto çevrimli, çok silindirli ve 50-3500 kw güç aralığında çalışan sistemdir ve ısı üretimleri güç çıkışınının 1-1,5 katı kadar olmaktadır. Gaz motorları; doğalgaz, propan veya biogaz ile çalışabilmektedir Azot oksit emisyonu düşük olduğundan çevre dostudur.



Şekil-6: Gaz Motoru

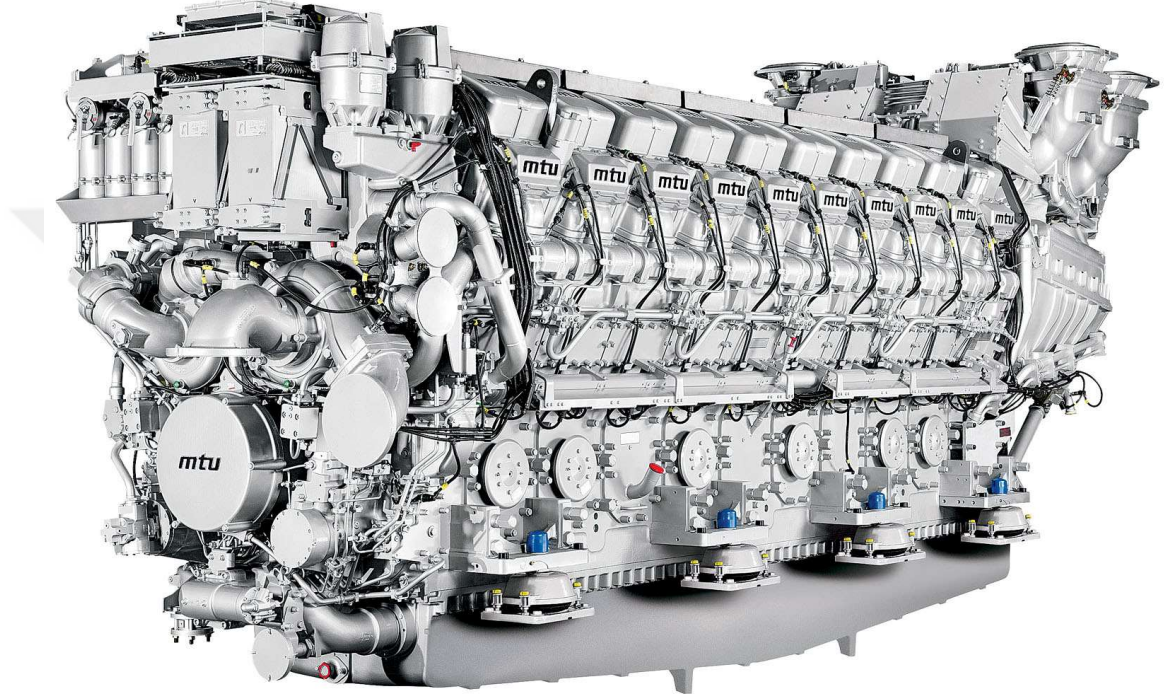
Pistonlu bir gaz motorunda yanan yakıtın enerjisinin (birincil enerjinin);

- %35-40'lık bir kısmı mekanik güce,
- %30-35'lik bir kısmı motor gömlek ısısına,
- %25-30'luk bir kısmı egzoz ısısına,
- %7-10'luk bir kısmı radyasyon enerjisi şeklinde kayıp enerjiye dönüşmektedir.

Enerji dağılımından yola çıkarak, ortaya çıkan atık ısı enerjisi, sistemdeki üç unsurdan elde edilir. Bunlar; gaz motorunun yağlama devresi, egzoz gazları, silindir bloğu soğutma devresidir.

4.1.1.3 Dizel Motor

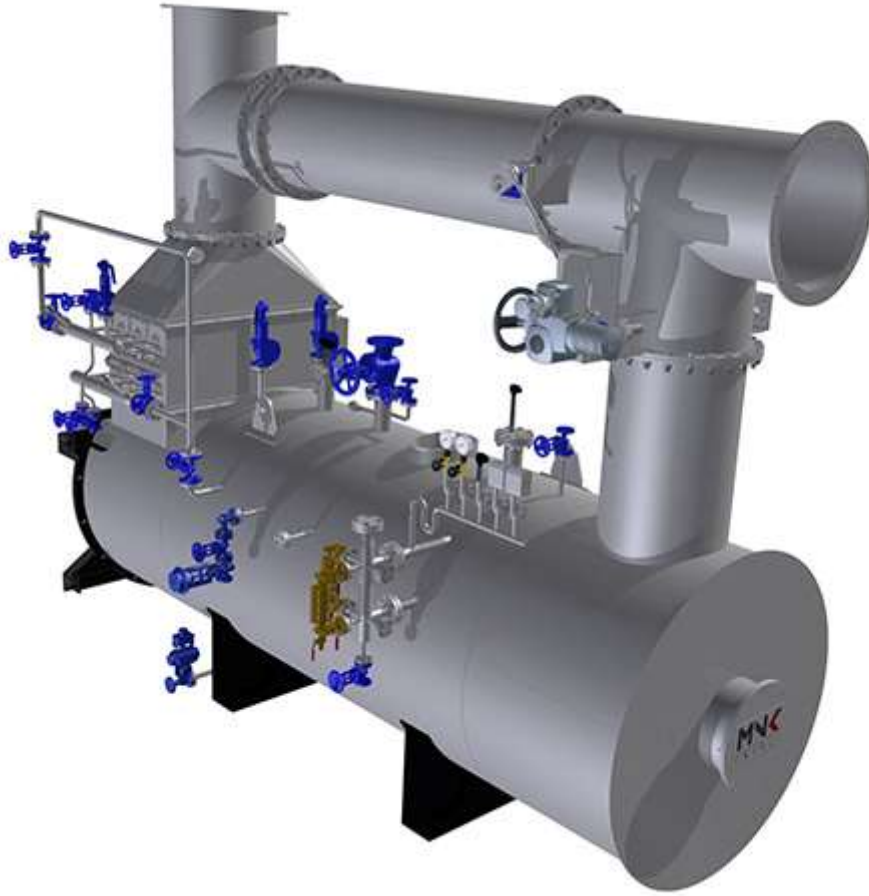
Dizel motorlar çok silindirli olup 200-22000 kW çıkış güçleri arasında çalışmaktadır. Dizel motorlarda motorin ya da ağır fueloil yakıtlar kullanılmaktadır. Elektrik üretim verimi yüksek, atık ısı üretimi düşüktür. Genellikle güç çıkışına eşit bir ısı üretimine sahiptir.



Şekil-7: Dizel Motor

4.1.1.4 Atık Isı Kazanı

Kojenerasyon tesislerinin diğere önemli elemanını egzoz gazlarının değeriendirildiği atık ısı kazanları oluşturulmaktadır. Atık ısı kazanları gaz türbinleri, gaz motorları ya da dizel motorların egzoz çıkışlarına monte edilmektedir. Egzoz gazları, kazana besleme suyu ve kondenser ile giren suyu kızdırma sıcaklığı değeriine getirerek buhara dönüştürmektedir. Oluşan buhar da amaca uygun olarak sıcak su veya buhar olarak sisteme verilmektedir.



Şekil-8: Atık Isı Kazanı

4.1.1.5 Buhar Türbini

Buhar türbinleri, atık ısı kazanından gelen yüksek basınçlı buhar ile çalışmaktadır. Buhar türbini gelen buhar ile dönüş hareketi elde etmekte ve jeneratörü çevirerek ikinci kez elektrik enerjisi üretmektedir. İsteğe bağlı olarak basınçlı buharı direk olarak sisteme, buhar ya da sıcak su olarak verebilmektedir.



Şekil-9: Buhar Türbini

4.1.1.6 Absorbsiyonlu Soğutucu

Absorbsiyonlu soğutucunun ana mantığı kompresör yerine soğutucu akışkanın soğurucu akışkan içinde alınarak karışımın pompa ile sıkıştırılması ve ısı kaynağı kullanılarak soğutucu akışkanın buharlaştırılarak soğutma devresine soğurucunun ise sıvı olarak geri döndürülmesi esasına dayanır. Uygulamada değişik akışkan çiftleri kullanılmaktadır. En çok lityum bromid-su çifti kullanılır. Burada su soğutucu lityum bromid ise soğurucu olarak iş görür.

Absorbsiyon soğutucu 4 ana eleman ve 2 pompadan oluşur.

- Evaporatör
- Kondenser
- Absorber
- Jeneratör
- (Eriyik)Solusyon(su+lityum bromid karışımı) pompası
- Soğutucu (Refigerant) pompası

Sistem atmosfer basıncının çok çok altında çalışmaktadır. Yani bu cihazlar vakum altında çalışır. Sistemde suyu emen yani sisteme adını veren absorber (lityum bromid, bir çeşit tuz) ve soğutucu (refigerant) olarak su kullanılmaktadır. Eriyikteki soğurucu ve soğutucu oranı için

Zengin karışım; tuz oranı yüksek olan eriyik

Fakir karışım ; su oranı fazla olan eriyik tanımları kullanılır.



Şekil-10: Absorbsiyon Soğutucu

4.1.1.6.1 Jeneratör (Generator)

Solüsyon(erişik) pompası vasıtasıyla ön ısıtma eşanjöründen üst kısımdaki jeneratöre gelen solüsyon, bu bölümdeki buhar/sıcak su (steam/hotwater) bataryası vasıtasıyla yüksek sıcaklıklarda ısıtılır (işte burada güneş enerjisi, atık ısı, doğalgaz ya da baca gazı kullanılır) ve içinde ihtiva ettiği suyun bir miktarı buharlaşarak ayrılır. Ayrılan su-soğutucu akışkan buharı kondenser bölümüne geçer ve geride kalan Li-Br oranı artmış solüsyon, zengin karışım haline gelir ve buradan tekrar geriye ısı eşanjörüne döndürülerek kendisi gibi absorberden jeneratöre pompalanan fakir karışım tarafından soğutulur.

4.1.1.6.2 Kondenser

Jeneratörden gelen su buharı, eliminatörden geçerek bu bölümdeki soğutma kulesinden gönderilen soğutma suyu ihtiva eden batarya vasıtasıyla ısısı alınarak yoğuşturulur ve su haline getirilerek alt tavada biriktirilir.

4.1.1.6.3 Evaporatör

Kondenserde biriken su (refrigerant liquid) buradan evaporatörde nozuller vasıtasıyla soğutma bataryası üzerine püskürtülür. Bu haznedeki alçak basınç (6 mm Hg), su zerreciklerinin 3-4°C gibi sıcaklıklarda buharlaşmasına sebebiyet verir. Buharlaşmanın etkisi ile soğutma bataryası içinden geçmekte olan akışkanın (chilled water) ısısı alınarak soğutma işlemi yapılır. Buharlaşmayan su partikülleri (refrigerant liquid) evaporatörün alt kısımdaki tavada biriktirilerek buradan pompa vasıtasıyla tekrar nozullere gönderilir. Bu şekilde buharlaşmayan refiğerant tekrar kullanılmış olur.

4.1.1.6.4 Absorber

Jeneratörden gelip ısı eşanjöründe bir miktar soğutulan orta konsantreli (intermediate) Li-Br solüsyonu, bu bölümdeki nozullerden püskürtülür. Püskürtülen Li-Br zerrecikleri, evaporatör deki su buharını absorber bölümüne çekme ve emme (absorption) gücünü göstererek evaporatör de ekstra bir vakum etkisi yapar. Absorber kısmına çekilen su buharı, yine bu bölümde mevcut soğutma suyu bataryası (soğutma kulesinden gelen su, kondansere oradan da absorbere gönderilmektedir) ile ısı alınıp yoğuşturulur.

Absorberin alt kısmında Li-Br ile karışıp seyreltilmiş fakir karışım haline gelir. Böylelikle gene çevrimin başlangıç noktasına gelinmiş olunur.

4.1.2 Trijenerasyon Tesisinde Kullanılan Yakıtlar

İster ve Koyun (2006) trijenerasyon tesisinde kullanılan yakıtların üzerine çalışmalar yapmışlardır. Kojenerasyon tesislerinde kullanılan yakıt tipi genel olarak doğalgazdır. Doğalgazın ekonomik oluşu, depolanma gereksiniminin olmaması, yanma özelliğinin iyi olması ve çevre dostu olması kullanım alanını genişletmektedir. Doğalgazı izleyen diğer yakıtlar,; propan, mazot, sıvı yakıt no 4, sıvı yakıt no 6 ve nafta olarak sıralanabilir.

Doğalgaz ve propan ticari olarak kullanılırken biogaz, kok gazı ve odun gazı çöplükler ya da özel gazlar üreten tesislerde kullanılmaktadır. Dizel yakıtının yanması verimli, emisyon oranı düşüktür. Fiyatı sebebiyle kojenerasyon sistemlerinde ana yakıt olarak kullanılması ekonomik değildir. Ancak gaz kesintilerine karşı ek yakıt olarak ve elektrik kesintilerinde dizel jeneratörü çalıştırılması sırasında kullanılması uygun görünmektedir. Sıvı yakıtların emisyonları arıtma gerektirmektedir.

Gaz yakıtların türbin ve motorlarda yakılabilmesi için en önemli kriterler metan sayısı, ısıl değeri ve doğrusal alev hızıdır. Bu özelliklerden oluşan ve uygulamada kullanılan gazlar Ek-1'de gösterilmektedir.

5 ABSORPSİYONLU SOĞUTMA

Ülkemizde kojenerasyon sistemlerinin kullanımı artışı ile birlikte absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin kullanımı da artmıştır. Absorpsiyonlu soğutma kojenerasyon sistemlerinin oluşturduğu atık ısılarla yapıldığından soğutma maliyeti oldukça düşüktür. Minciuc ve ark., (2003) atık ısı ile absorpsiyonlu soğutma eklenerek kojenerasyon sistemlerinin trijenerasyon sistemine dönüşmesini incelemiştir. Atık ısıdan kasıt buhar türbinlerinden alınan buhar, motor soğutma suları, baca gazı ısısının ısı değiştiricilerle suya aktarılmasından elde edilen sıcak sular ve proseste kullanılan makinaların soğutma sularıdır.

Yakıt maliyetlerinin artmasından sonra atık ısıların daha verimli kullanılma önemi daha da artmıştır. Proseste oluşan düşük sıcaklıktaki (90-100°C) enerjiler çevreye salınırken, absorpsiyonlu soğutma kullanılarak bu atık ısılar da işletmelerdeki soğutma yükleri karşılanabilmesi büyük avantaj sağlamaktadır.

Absorpsiyonlu sistemlerde iki madde çifti kullanılır. En çok kullanılan akışkan çiftleri lityum bromür-su çifti ve su-amonyak çiftidir. Birincisinde su soğutucu ikincisinde soğurucu görevi görür.

5.1 Absorpsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Çalışma Prensibi

Minciuc ve ark. (2003) da belirttiği gibi, soğutucu akışkan sistemde kullanılan kompresör ve diğer elemanların performansına uygun olarak seçilir. Absorpsiyonlu soğutma sisteminin buharlaştırıcısının da soğutucu akışkan bulunmaktadır. Absorber buharlaştırıcının yanındadır ve kuvvetli bir eriyik içerir. Buharın kaplar arasında rahat akabilmesi için birbirine bağlantılıdır. Kapların havası boşaltılmıştır ve düşük basınçta. Buharlaştırıcı akışkan soğutma sırasında aldığı ısı ile gaz fazına geçer. Daha çok soğutucu akışkan buharlaştıkça buharlaştırıcıdaki basınç da gittikçe artacaktır. Bu sebepten elde edilen soğutma etkisi de kaybolacaktır. Ancak bu durum absorberin hareketi ile önlenir. Soğutucu akışkan buharı absorberde olduğu anda buharlaştırıcıda basıncı ve sıcaklığı düşürmesi ile uzaklaştırır. Bileşenlerin sızdırmazlığı buharlaştırıcıda basıncın çok düşük olmasından dolayı önemlidir. Buharlaştırıcıda ki boru demeti içerisindeki suyu soğutmak için soğutucu akışkan kullanılır.

Buharlaştırıcıda ki boruların üzerine soğutucu akışkan sürekli olarak soğutucu akışkan pompası vasıtasıyla nozullerle püskürtülür.

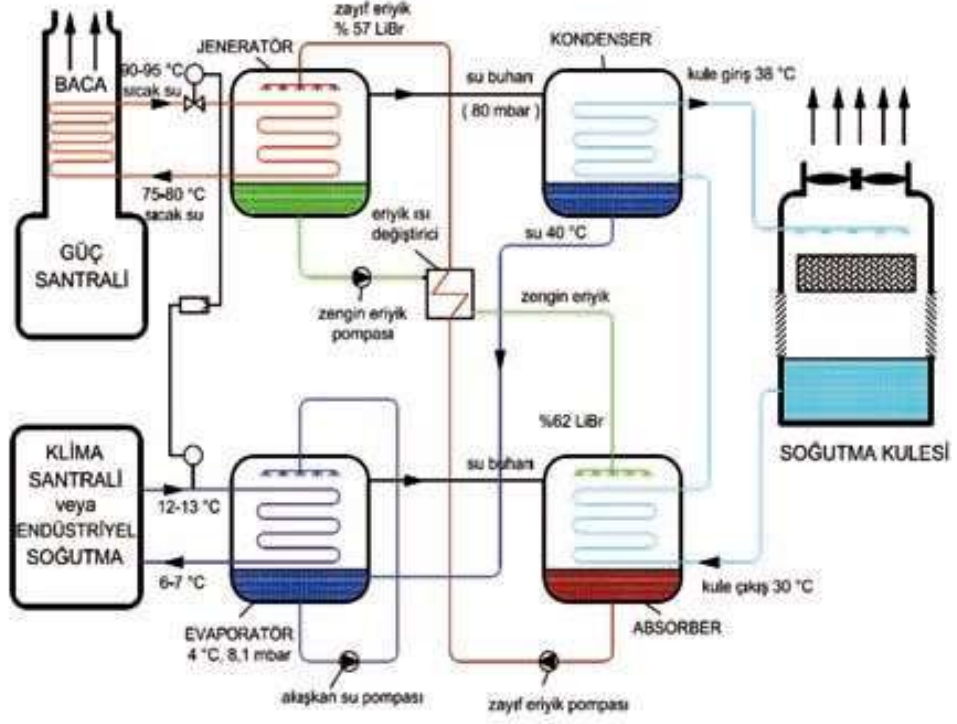
Soğutucu akışkanın tekrar tekrar kullanılması jeneratör vasıtası ile sağlanarak sistemin sürekliliği sağlanır. Absorberdeki zayıf eriyik jeneratöre pompalanır. Soğutucu akışkanın kaynatarak ayrılması eriyiğe ısı verilerek sağlanır. Buradaki ısı kaynağı genelde serpantinlerde dolaşan sıcak su, sıcak yanma gazları veya buhardır. Kondenser ve jeneratörü oluşan soğutucu akışkan buharı doldurur. Kondenserde ki boru demetinde soğuk su dolaşır. Akışkan buharının kondenser basıncındaki yoğuşma sıcaklığı su sıcaklığından yüksektir. Böylece soğutucu akışkan buharı yoğuşma gizli ısını bırakır ve sıvı hale gelerek kondenser tabanında birikir.

Jeotermal ısı kaynakları, güneş enerjisi ve çeşitli endüstriyel faaliyetler sonucu açığa çıkan atık ısı enerjisini kullanarak soğutma yapabilmesi absorpsiyonlu soğutmanın en önemli özelliğidir. Bu soğutma işlemi çok amaçlı olarak kullanılabilir. Özellikle enerji maliyetlerinin yüksek olduğu ve ekonominin ön plana çıktığı günümüzde yenilenebilir enerji kaynaklarının ve atık ısılarının değerlendirilmesi bakımından bu tip soğutma ve ısıtma makinalarında buhar sıkıştırma veya absorpsiyonlu çevrimler kullanılır. Absorpsiyonlu çevrimde elektrik enerjisini buhar sıkıştırma çevrime göre çok daha az kullanılır. Buhar sıkıştırma çevrimde yer alan kompresörün işi yerine sadece pompa işi için elektrik kullanımı olduğundan daha az elektrik harcanır.

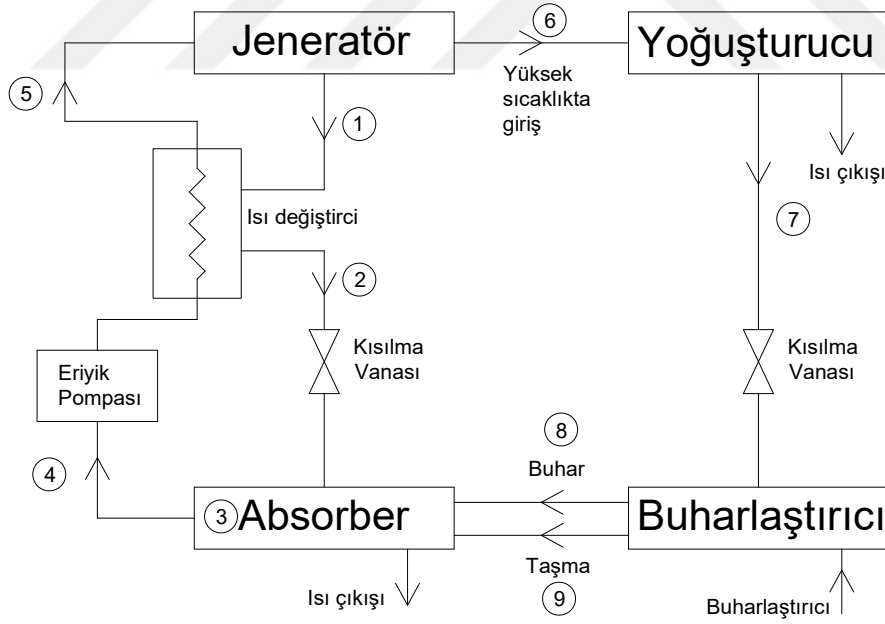
Absorpsiyonlu sistemler genel olarak 2 gruba ayrılırlar. Bunlardan birincisi düşük atık ısı enerjili tek etkili direk yakmalı sistem ikincisi ise yüksek ısı enerjili buhar veya atık ısı kullanan çift etkili sistemdir.

Rejenerasyon yapılmış yutucu madde, normal olarak bir miktar soğutucu akışkan içerir. Su-lityum bromid sisteminde olduğu gibi, yutucu madde katılaşmaya meyleder ise, her zaman çözünür halde yutucu maddeyi tutabilmek için, yeterli soğutucu akışkan mevcut olmalıdır. Bazı pratik yöntemler ile, özellikle jeneratör içinde yüksek sıcaklıklardan sakınılarak rejenerasyon edilmiş yutucu içinde istenilen miktarda soğutucu akışkan bırakılabilir.

Su- lityum bromid çiftinin kullanıldığı tek kademeli bir absorpsiyon çevrimi şekil-15 de şeması da şekil-16 da verilmiştir.



Şekil-11: Lityum Bromid - Su eriyikli tek kademeli absorpsiyonlu soğutma çevrimi



Şekil-12: Lityum Bromid - Su eriyikli tek kademeli absorpsiyonlu soğutma çevrimi şeması

1-2 hal değişimi: Sıcak ve zengin eriyik (1) yoğuşturucu basıncında jeneratörden çıkar. Bu eriyik, absorberden gelen eriyik ile bir ısı değiştricisinde soğutularak (2) haline gelir. Bu halde kısılarak absorbere gönderilir.

2-4 hal değişimi: 2 halde ki soğuk ve zengin eriyik, absorber içinde buharlaşma basıncı ile aynı olan düşük basınçta ki 8 ve 9 haldeki soğutucu akışkanı absorbe eder.

4-5 hal değişimi: 4 halindeki eriyik ısı değiştiricide ısı alarak 5 haline gelir. Buradan jeneratöre pompalanır.

5-1 hal değişimi: sıcak ve fakir olarak jeneratöre giren 5 haldeki eriyikte ısı ilavesi ile soğutucu akışkan buharlaşır. Soğutucu akışkan 6 halinde jeneratörden çıkarken, sıcak ve zengin eriyik ise jeneratörü 1 halinde terk eder.

6-7 hal değişimi: Sıcak ve yüksek basınçta 6 halde yoğuşturucuya giren soğutucu akışkan buharı yoğuşarak yoğuşturucudan 7 halinde çıkar.

7-8 hal değişimi: Sıcak sıvı halde olan soğutucu akışkan bir kısılma vanasından geçirilerek düşük basınçta buharlaştırıcıya gönderilir. Buharlaştırıcıda soğutulan ortamdan çekilen ısı ile buharlaşan soğutucu ortamı soğutur. Soğuk ve düşük basınçta 8 halinde ki soğutucu akışkan buharı 3 halindeki absorber içinde eriyik tarafından absorber edilir.

5.2 Akışkan iftinin Karakteristikleri

Absorbsiyonlu soğutma sisteminde kullanılacak soğutucu ve soğurucu akışkanlarda beklenen zelikler aşağıda verilmiştir.

1. Katı Fazın Oluşmaması: Gz önüne alınan sıcaklık ve derişiklik aralıklarında, hiçbir zaman soğutucu akışkan - absorbe edici çifti katı fazda olmamalıdır. Herhangi bir yerde katılaşma olduğu taktirde, burada akış duracağından buradaki cihazın devre dışı kalmasına neden olacaktır.
2. Buharlaşma Oranı: Soğutucu akışkan, absorbe ediciye göre çok daha kolayca buharlaşabilmelidir. Bu şekilde iki akışkan kolaylıkla birbirinden ayrılabilir.

3. Birleşme Eğilimi: Absorbe edici, absorpsiyonun olduğu şartlarda soğutucu akışkan ile kuvvetli bir birleşme eğiliminde olmalıdır. Bu eğilim:
 - a. Raoult kanunundan negatif bir sapmaya neden olur ve bunun sonucunda soğutucu akışkan için aktivite katsayısını bir değerinin altına düşürür.
 - b. Sistemde devreden absorbe edici miktarını azaltır ve sonuçta duyulur ısı etkilerinden enerji kaybını azaltır.
 - c. Isı değiştirici boyutlarını küçültür.

Jacop, Albright ve Tucker tarafından yapılan hesaplarda, kuvvetli birleşme eğiliminin de sakıncaları olabildiği gösterilmiştir. Seyreltik eriyiklerde bu eğilimin olması, jeneratörde absorbe edici ile soğutucu akışkanın birbirinden ayrılması için ilave ısıya gerek duyulur.

4. Basınç: Sistemdeki işletme basınçları normal seviyelerde olmalıdır. Yüksek basınçlar kalın cidarlı cihazlar gerektirir ve akışkanın pompalanması için önemli elektrik enerjisine ihtiyaç doğurur. Alçak basınçlar (vakum) ise büyük hacimli cihazları ve soğutucu akışkan buharlarının basınç düşümü için özel elemanları gerektirir.
5. Kararlılık: Sistemdeki akışkanların yıllarca görev yapabilmesi ve zamanla özelliklerinin değişmemeleri için, devrede kullanılan akışkanların hemen hemen mutlak anlamada kararlı olması istenir.
6. Korozyon: Kararsızlık sonucunda akışkanlar veya çeşitli maddeler, konstrüksiyonda kullanılan malzemeleri aşındırabilir. Olumsuz etkileri azaltmak için devrede korozyon önleyici maddeler kullanılmalıdır.
7. Emniyet: Konutlarda kullanılan soğutma devrelerindeki akışkanlar, zehirsiz ve de yanmaz olmalıdır. Endüstriyel kullanımlarda bu şart, fazla önemli değildir.
8. Taşınım Özellikleri: Soğutucu akışkanın ve absorbe edicinin viskozite, yüzey gerilme, ısı yayılım ve iletim katsayıları önemli karakteristik özellikleridir. Örnek olarak, akışkanın düşük viskoziteye sahip olması, ısı ve kütle geçişini iyileştirirken, pompalama problemlerini azaltır.

9. Gizli Buharlaşma Isısı: Devrede dolaşan soğutucu akışkan ve absorbe edici miktarının en az değerde olabilmesi için, soğutucu akışkanın gizli buharlaşma ısısı büyük olmalıdır.

Burada sıralanan bütün istekleri gerçekleştiren bir soğutucu akışkan - absorbe edici çiftini pratikte bulmak mümkün değildir. Amonyak - su ve su - lityum bromid çiftleri bu istekleri belirli şartlarsa yerine getirdiklerinden ticari olarak çok kullanılır.

Amonyak - su çifti birçok isteği karşılamasına rağmen, buharlaşma oranı çok küçük ve çalışma basıncı oldukça yüksektir. Ayrıca amonyağın bina içi kullanımları için sınırlamalar vardır.

Su - lityum bromid çiftinin üstünlükleri; yüksek emniyet, büyük buharlaşma oranı, büyük birleşme eğilimi, büyük kararlılık ve büyük gizli buharlaşma ısısı olarak sayılabilir. Bununla beraber bu çift; katılaşmaya meyillidir. Soğutucu akışkan, 0°C sıcaklıkta buz haline dönüştüğünde, bu çift düşük sıcaklıklardaki soğutma için kullanılmaz. Absorberde özellikle hava ile soğutma veya bazı sınırlı uygulamalarda ise su ile soğutma kullanılıyorsa, orta derişiklerde lityum bromid kristalleşir. Bununla beraber, absorbe edici için bazı tuz karışımları kullanmak, hava ile soğutma halinde kristalleşme tehlikesini azaltabilir. Su - lityum bromid çiftinin diğer sakıncaları ise, bu çiftin düşük çalışma basınçları gerektirmesi ve bu basınçlarda, lityum bromid eriyiğinin vizkozitesinin büyük olmasıdır. Pratikte uygun cihaz dizaynları kullanılarak, bu sakıncalar yok edilebilir. Diğer bazı önemli soğutucu akışkan - absorbe edici çiftleri aşağıda sıralanmıştır.

1. Amonyak - çeşitli tuzlar
2. Metil amin - çeşitli tuzlar
3. Alkoller - çeşitli tuzlar
4. Amonyak - çeşitli organik çözücüler
5. Kükürt dioksit - çeşitli organik çözücüler
6. Halojenize edilmiş hidrokarbonlar - çeşitli organik çözücüler

Bu çiftlerden birkaçı, nispeten basit çevrimler için uygun olup, su - lityum bromid çiftinde görülen kristalizasyon problemi bu çiftlerde yoktur. Henüz bu çiftlerin çoğu hakkında kararlılık ve korozyon bilgileri yetersizdir. Bununla beraber, fluoro soğutucu akışkanlar dışındaki diğer soğutucu akışkanların bir miktar zararlı olduğu bilinmektedir. Karşılaşılabilen bazı problemler, korozyon giderici, kristalleşmeyi önleyici veya ısı geçişini artırıcı katkı maddeleri ile çözülebilir.



6 KURAMSAL ESASLAR

Trijenerasyon sisteminde kullanılan cihaz ve makineler ile çevre arasında ısı ve iş alışverişi gerçekleşir. Türbin, motor, pompa ve kompresör gibi makinelerde iş alışverişi gerçekleşir. Bu cihazlarda çevreyle yapılan ısı alışverişi ihmal edilebilir. Motorlarda ise ilave olarak soğutma sırasında yapılan ısı alışverişi vardır. Diğer ısı cihazlarında ise iş yapılmaz ısı alışverişi olur. Bu tür makine ve cihazlarda giriş ve çıkış arasında kinetik ve potansiyel enerji farkları ihmal edilebilir. Bu kabuller altında sürekli akışlı sürekli açık bir sistem için Termodinamiğin birinci kanunu;

$$\dot{Q} = \sum \dot{m}_{ci} h_{ci} - \sum \dot{m}_{gi} h_{gi} \quad (1)$$

şeklinde ifade edilir. Bir giriş ve bir çıkış olması halinde ısı alışverişi yapan cihazlar için bu kanun,

$$\dot{Q} = \dot{m}_c h_c - \dot{m}_g h_g = \dot{m}(h_c - h_g) \quad (2)$$

halini alır. Eğer akışkanda faz dönüşümü yoksa ve özgül ısı sabit kabul edilebilirse sürekli akışlı sistem için üstteki ilişki

$$\dot{Q} = \dot{m} c_p (T_c - T_g) \quad (3)$$

yazılabilir. Kapalı bir sistem için sistemin kütlesi m ise bu ilişki,

$$Q = m c_p (T_c - T_g) \quad (4)$$

halini alır. Isı değiştiricileri, karışım odaları gibi cihazlarda ısı ve iş alışverişi olmaz veya ihmal edilebilir. Bu durumda TD birinci kanunu,

$$\sum \dot{m}_{ci} h_{ci} = \sum \dot{m}_{gi} h_{gi} \quad (5)$$

Halini alır. Burada,

\dot{Q} birim zamanda yapılan ısı alışverişi (W, kW, J/s, kcal/h)

Q yapılan ısı alışverişi (J, kJ, kWh, ca, kcal)

\dot{m} akışkanın kütleli debisi (kg/s, kg/h)

m maddenin kütlesi (kg)

m_g giren kütle miktarı (kg/s)

$m_ç$ çıkan kütle miktarı (kg/s)

h özgül entalpi (kJ/kg)

h_c çıkan akışkanın entalpisi (kJ/kg)

h_g giren akışkanın entalpisi (kJ/kg)

T sıcaklık (K, C)

T_c çıkan akışkanın sıcaklığı (K, C)

T_g giren akışkanın sıcaklığı (K, C)

C_p akışkanın veya maddenin özgül ısısı (kJ/kgK , kcal/kgK)

iş alışverişi olan sürekli akışlı sürekli açık makinelerde termodinamiğin birinci kanunu

$$\dot{W} = -\dot{m}(h_c - h_g) \quad (6)$$

şeklinde yazılabilir. Isı alışverişi olması halinde

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}(h_c - h_g) \quad (7)$$

halini alır. Burada

\dot{W} birim zamanda yapılan iş alışverişi veya makinenin gücüdür(W, kW, kcal/h)

Sistemin ısı verimi; sistemde faydalanılan net faydalı iş ve ısı enerjilerin toplamının harcanan enerjiye oranı olarak tanımlanır. Buna göre;

$$\eta_i = \frac{\dot{W}_{net} + \sum \dot{Q}_i}{\dot{Q}_y} \quad (8)$$

şeklinde ifade edilir. Burada,

\dot{W}_{net} sistemde üretilen faydalı iş veya elektrik ile tüketilen işlerin(pompaların) farkı olup net faydalı işi (güç)tanımlar (kW, MW..).

\dot{Q}_i sistemde ısıtma, proses ısısı, kurutma, sıcak su kullanımı ve soğutma için kullanılan faydalı enerjileri tanımlar(kW, MW..).

\dot{Q}_y yakıtla sisteme verilen enerjidir(kW, MW..).

η_i sistemin ısı verimidir.

Absorpsiyonlu soğutma sistemini oluşturan her bir eleman Sürekli Akışlı Sürekli Açık Sistem olarak ele alınıp, her biri için ayrı ayrı Süreklilik Denklemi ve Termodinamiğin I. Kanunu yazılırsa ısı kapasitelerinin tespiti mümkün olur.

Süreklilik Denklemi;

$$\Sigma m_g = \Sigma m_ç \quad (9)$$

m_g giren kütle miktarı (kg/s)

$m_ç$ çıkan kütle miktarı (kg/s)

Termodinamiğin I. kanunu,

$$\Sigma Q - \Sigma W = \Sigma H_ç - \Sigma H_g \quad (10)$$

Entalpi, kütle miktarı ile özgül entalpi çarpımından elde edilir.

$$H = m h \quad (11)$$

Absorpsiyonlu soğutma sistemi elemanlarının kapasitelerini kütlelerden bağımsız olarak dolaşım oranı (f) hesaplanır;

$$f = \frac{\text{Zengin eriyik debisi}}{\text{soğutucu akışkan debisi}} \quad (12)$$

Absorpsiyonlu soğutma halinde soğutma ve ısıtma tesir katsayıları için faydalı enerji ve harcanan enerji oranları kullanılır. Buna göre soğutma tesir katsayısı(STK);

$$STK = \frac{\dot{Q}_b}{\dot{W}_p + \dot{Q}_k} \quad (13)$$

Isıtma tesir katsayısı (ITK);

$$ITK = \frac{\dot{Q}_s}{\dot{W}_p + \dot{Q}_k} \quad (14)$$

şeklinde tanımlanır. Burada sırasıyla,

\dot{Q}_b soğutma makinasından alınan soğutma gücü(kW,)

\dot{Q}_s ısı pompası halinde alınan ısıtma gücü(kW,)

\dot{Q}_k soğutma makinasına verilen ısı gücü(kW,)

\dot{W}_p soğutma makinasında kullanılan pompaların toplam gücü(kW,)

f dolaşım oranı

olarak verilir.

Sistemde kullanılan ısı cihazlarının ısı hesapları için ısı transferi ve akışkanlar mekaniği bilimlerin esasları kullanılarak boyutlandırma yapılır. Bu amaçla kullanılan ilişkiler aşağıda verilmiştir.

Bir ısı değiştiricide akışkanlar arası ısı geçişi Newton un soğuma kanununa göre

$$\dot{Q} = UAF\Delta T_{losf} \quad (15)$$

şeklinde ifade edilir. Burada,

\dot{Q} transfer edilen ısı miktarı (W, kW,)

U toplam tarafa ısı geçiş katsayısı(W/m²K)

F düzeltme faktörü,

ΔT_{losf} logaritmik sıcaklık farkı (C, K,)

Logaritmik sıcaklık farkını bulmak için giriş ve çıkış sıcaklık farklarından faydalanılır ve

$$\Delta T_{losf} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\left\{ \ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right) \right\}} \quad (16)$$

bağıntısından hesaplanır. Burada,

ΔT_1 Girişteki sıcaklık farkı ($T_1 - T_b$)

ΔT_2 Çıkıştaki sıcaklık farkı ($T_2 - T_b$)

Gövde boru tipi bir ısı değiştiricide toplam tarafa ısı geçiş katsayısı iç veya dış yüzeye göre tanımlanabilir. Dış yüzeye göre tanımlanırsa,

$$U_d = \frac{1}{\left\{ \frac{r_d}{r_i h_i} + \frac{r_d}{r_i + f_i} + \frac{r_d}{k} \ln\left(\frac{r_d}{r_i}\right) + f_d + \frac{1}{h_d} \right\}} \quad (17)$$

şeklinde ifade edilir. Burada boru iç ve dış yüzey taşınım katsayıları h_i ve h_d için akış rejimine bağlı olarak ve boru düzenlemesine bağlı olarak değişik bağıntılar kullanılır. Bu amaçla boyutsuz sayılardan istifade edilir. Zorlanmış harekette kullanılan ana boyutsuz sayılar Nusselt sayısı Reynolds sayısı ve Prandtl sayısı olup türbülanslı akışta boru içindeki taşınım katsayısı h_i Nusselt sayısından bulunur.

Boyutsuz sayı Nusselt (Nu) karakteristik boyut içinde taşınım ile ısı transferinin iletimle ısı transferine oranıdır.

$$Nu = \frac{h_i D}{k} \quad (18)$$

Nu=1 olması durumunda taşınım ile ısı transferi, iletimle ısı transferine eşit olur. Diğer bir ifadeyle ısı transferi iletimle olmaktadır.

Kanallar içinde akış için boyutsuz Reynolds (Re) sayısı şöyle tanımlanır;

$$Re = \frac{vD}{\nu} \quad (19)$$

Re>2300 olduğu koşullarda akış türbülanslı olmaktadır.

Bir diğer boyutsuz sayı Prandtl (Pr) sayısı moleküler momentum yayınıının moleküler ısı yayınıına oranıdır ve şöyle tanımlanır;

$$Pr = \frac{\mu c_p}{k} \quad (20)$$

Gazlarda Pr~1, yani momentum yayını ısı yayınıına yaklaşık eşittir. Hız ve ısı sınır tabaka beraber gelişir. Yağlarda, Pr>>1, momentum yayını ısı yayınıından daha büyüktür ve hız sınır tabaka ısı sınır tabakadan daha önce gelişir. Sıvı metallerde, Pr<<1, ısı yayınıını momentum yayınıından daha büyüktür ve ısı sınır tabaka daha hızlı gelişir.

Bir diğer boyutsuz sayı Nusselt (Nu) karakteristik boyut içinde taşınım ile ısı transferinin iletimle ısı transferine oranıdır.

Türbülanslı, tam geçişli, $0,7 < Pr < 160$, $Re > 10000$ ısıtma kullanım şartlarında Nusselt (Nu) sayısı şu şekilde belirlenir;

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,3} \quad (21)$$

bağıntılarından hesaplanır. Silindir demeti için dış yüzey taşınım katsayısı h_d ise benzer olarak

$$Nu = \frac{h_d D}{k} \quad (22)$$

Boru demetleri diziliş şekline göre hız şu şekilde hesaplanır;

$$V = \frac{v_s S}{s-D} \quad (23)$$

Silindir demetinde $2000 < Re < 40000$, $Pr > 0,7$ kullanım şartlarında Nusselt (Nu) sayısı şu şekilde belirlenir;

$$Nu = 1,13 C_o Re^m Pr^{1/3} \quad (24)$$

bağıntılarından hesaplanır. Burada,

U_d Toplam ısı transfer katsayısı (W/m^2K)

r_d Boru dış yarıçapı (m)

r_i Boru iç yarıçapı (m)

h_d Dış taraftaki akışta ısı taşınım katsayıları (W/m^2K)

h_i İç taraftaki akışta ısı taşınım katsayıları (W/m^2K)

F_d Dış taraftaki kirlilik direnci (m^2K/W)

F_i İç taraftaki kirlilik direnci (m^2K/W)

k Isı iletim katsayısı (W/mK)

Nu Nusselt sayısı

h_i İç ısı taşınım katsayısı (W/m^2K)

h_d Dış ısı taşınım katsayısı (W/m^2K)

D Boru çapı (m)

k Isı iletim katsayısı (W/mK)

Re Reynolds sayısı

Pr Prandtl Sayısı

Co Düzeltme sabiti

m Düzeltme sabit



7 BİR ENDÜSTRİYEL TESİSTE TRİJENERASYON UYGULAMASI ve TERMODİNAMİK ANALİZİ

Örnek endüstriyel tesisimiz Bursa ilinde bulunan otomotiv yan sanayi için motorların ısı kalkanları ve yakıt hortumları üreten bir tesistir. Gaz motoru kullanılarak elektrik üretimi sağlanacaktır. Motorun atık ısıları konfor ısıtması ve proseste kullanılacaktır. Ayrıca atık ısının bir kısmı Absorpsiyonlu soğutma yoluyla proses soğutmalarında kullanılarak. Sistemden maksimum verim alınması hedeflenmektedir.

7.1 Sistem Gereksinimleri

Tesiste otomotiv yan sanayine yönelik yapılan üretimde proseste ve idari amaçlı kullanılan elektrik, ısı ve soğutma ihtiyaçları vardır. Trijenerasyon tasarımı için bu ihtiyaçların doğru tespit edilmesi önem arz etmektedir.

Bu sebepten elektrik ihtiyacı için tesis tasarımcısı elektrik mühendisinden, ısı ve soğutma ihtiyacı için tesis tasarımcısı makine mühendisinden sistem gereksinimleri alınmıştır.

Tesisin max. Elektrik tüketimi	1500 kW
Tesisin min. Elektrik tüketimi	1000 kW
4 adet ısı geri kazanımlı havalandırma cihazı	8.3kW, 5.5 kW, 15 kW, 4.8 kW
1 adet taze hava santrali	280 kW
1 adet sıcak su boyleri	58 kW
30,8 metre radyatör	71 kW
11 adet buhar form makinası	430 kW
Hidrolik pres soğutma suyu	121,44 kW
Tır girişi buz çözücü	102 kW

7.2 Motor Seçimi ve Teknik Verileri

Atık ısıların kullanımını doğalgaz tedarikinin bölgede kolaylığı ve atık ısı kullanım verimlerinin tesis ihtiyaçları ile örtüşmesinden kaynaklı gaz motor kullanımını tercih edilmiştir.

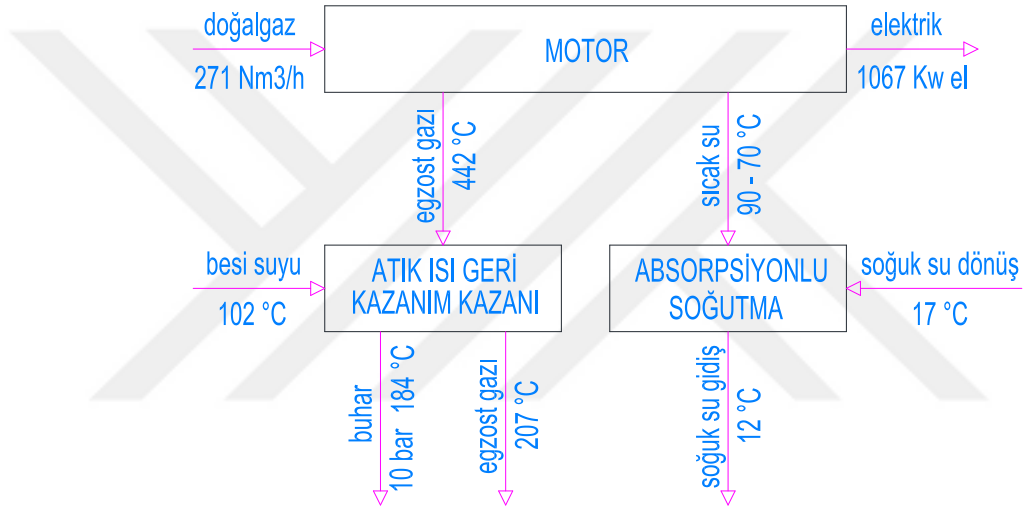
Elektrik tüketimine bakıldığında 1500 kW ihtiyacın her an olmadığı gün içerisinde prosesin durumuna göre bu ihtiyacın azaldığı ve 1000 kW ın altına da düşmediği görülmektedir. Motor kapasitesi seçiminde 1500 kW elektrik üreten bir motor seçildiğinde motorun zaman zaman kısmı yükte çalışması gerekmektedir. Ayrıca 1500 kW elektrik üretim kapasitesindeki motordan ısı çıkışlarına bakıldığında tesisin ihtiyacının üzerinde olduğu bu sebepten motorun verimli kullanılamayacağı kanaatine varılmıştır.

Yukardaki gerekçeyle 1067 kW elektrik üretimi sağlayan motor tercih edilerek tesisin elektrik ihtiyacı minimumda olduğu anlarda dahi motor tam yükte çalışarak elektrik üreteceği, daha fazla elektrik ihtiyacının olduğu anlarda şebekeden satın alınacağı öngörülmüş. Bu esnada oluşan atık ısılarda fabrikanın çeşitli bölümlerinde maksimum verim ile kullanılacaktır. Aşağıda detaylı olarak göreceğiz.

Marka	GE Jenbacher
Model	TS JMS 320
Yakıt	Doğalgaz
Enerjisi Girişi	2606 kW
Alt ısı değer	8250 kcal/Nm ³ 34535kj/Nm ³
Doğalgaz ısı değeri (gerçek)	9199,31 kcal/Nm ³ 38509kj/Nm ³
Tüketilen Doğalgaz Hacmi	271 Nm ³ /h
Elektirik Enerjisi Çıkışı	1067 kW
Termal Isı Çıkışı	1209 kW

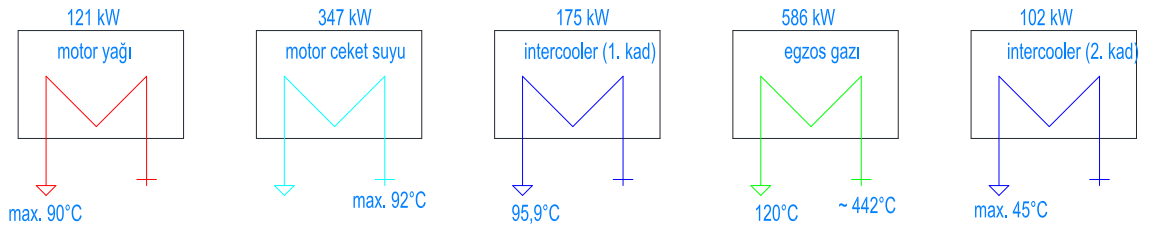
Motor Ceket Suyu	347 kW
Motor Yağı	121 kW
İntercooler (1. kademe)	175 kW
Egzos Gazı	566 kW
İntercooler (2. kademe)	102 kW

Not: Motorun teknik verileri motor üreticisinden alınmıştır. (GE Jenbacher Topkapı Endüstriyel)



Şekil-13: Nominal Çalışma Durumu İçin Sistem Şeması

Sıcak su çevrimi (%37 glikoz çözeltisi ile hesaplandı)
 Termal ısı çıkışı = 1209 kW



Şekil-14: Motor Termal Çıkış Çevrimleri

Tablo-1: Motor Teknik Verileri (Kaynak :Topkapı Endüstri)

Tam Yük Kısmi Yük

Yanıcı Gaz (Isıl Değeri) (LHV)	kWh/Nm ³	9.6		
Yük Durumu		1	0.75	0.5
Enerji girişi	kW	2606	2007	1409
Gaz hacmi	Nm ³ /h	271	209	147
Mekanik çıkışı	kW	1095	821	548
Elektrik çıkışı	kW	1067	798	529
Geri kazanılabilir termal çıkış				
~ İntercooler 1. kademe	kW	175	88	21
~ Motor yağı	kW	121	109	95
~ Motor ceket suyu	kW	347	317	270
~ Egzos gazı	kW	566	445	330
Toplam geri kazanılabilir termal çıkış	kW	1209	959	716
Toplam enerji çıkışı	kW total	2276	1757	1245
Ekstra ısı çıkışı				
~ İntercooler 2. kademe	kW	102	79	42
~ Motor yağı	kW	~	~	~
~ Yüzeysel ısı	kW	91	~	~
Motorun standart yakıt tüketimi(elektriksel)	kWh/kWh	2.44	2.52	2.66
Motorun standart yakıt tüketimi	kWh/kWh	2.38	2.45	2.57
Motor yağı tüketimi	kg/h	0.33		
Elektriksel verim	%	0.409	0.398	0.375
Termal verim	%	0.464	0.478	0.508
Toplam verim	%	0.873	0.875	0.884
Sıcak su devresi:				
Gidiş sıcaklığı	°C	95	91.9	88.9
Dönüş sıcaklığı	°C	80	80	80
Sıcak su yoğunluğu	m ³ /h	77.6	77.6	77.6

Tablo-2: Motorun Termal Enerji Balansı (Kaynak :Topkapı Endüstri)

Enerji girişi	kW	2606
İntercooler	kW	277
Motor yağı	kW	121
Ceket suyu	kW	347
Egzos gazı (180°C)	kW	464
Egzos gazı (100°C)	kW	600
Yüzeysel ısı	kW	54

Tablo-3: Motorun Egzos Gazı Verileri (Kaynak :Topkapı Endüstri)

Tam yükte egzoz gazı sıcaklığı	°C	442
Egzos gazı kütleli debisi (yaş)	kg/h	5665
Egzos gazı kütleli debisi (kuru)	kg/h	5260
Egzos gazı hacimsel debisi (yaş)	Nm ³ /h	4497
Egzos gazı hacimsel debisi (kuru)	Nm ³ /h	3992
Motorun sonraki maksimum egzoz basıncı	mbar	60

Tablo-4: Motorun Yanma Havası Verileri (Kaynak :Topkapı Endüstri)

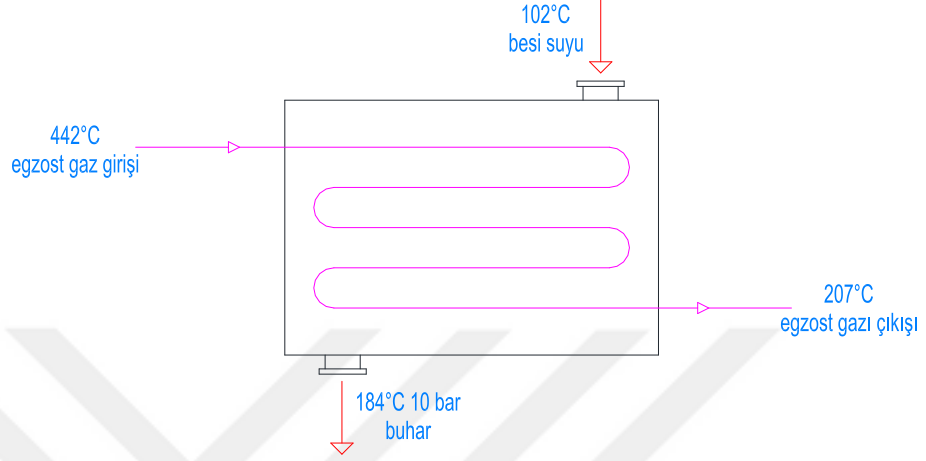
Yanma havası kütleli debisi	kg/h	5485
Yanma havası hacimsel debisi	Nm ³ /h	4244
Hava giriş filtresindeki maksimum basınç	mbar	10

7.3 Atık Isıların Geri Kazanımı

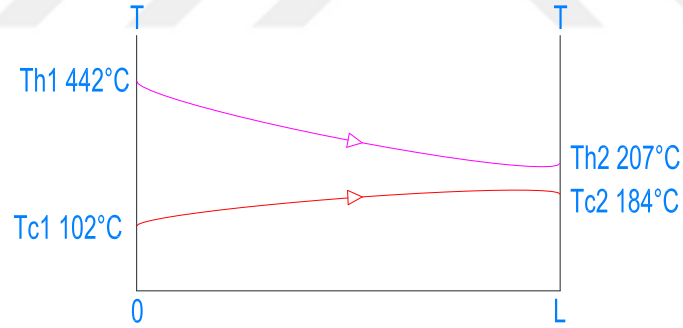
Atık ısıların tesisin değişik yerlerinde nasıl kullanılacağını incelerken tesis ihtiyaçlarını irdelemek gereklidir. İhtiyaçların başlıcaları buhar, havalandırma ısıtması, konfor ısıtması, kullanım sıcak suyu, proses soğuk suyudur.

7.3.1 Buhar Üretimi

Atık ısı kazanı ile tesisin ihtiyacı olan 10 bar basınçta doymuş buhar üretimi yapılacaktır. Atık ısı geri kazanımı aşağıdaki gibidir.



Şekil-15: Baca Kaynaklı Atık Isı Geri Kazanım Şematik Gösterimi



Şekil-17: Isı Eşanjöründe Sıcaklık Değişimi

Egzostaki atık ısı (3) bağıntısı ile hesaplanır;

$$\dot{Q} = \dot{m} c_p (T_c - T_g)$$

Egzos giriş sıcaklık 442 °C

Egzos çıkış sıcaklık 207°C

Egzos Debisi 5665 kg/h

Egzos C_p 1,163 kJ/kg °C

$\dot{Q} = 5665 \text{ kg/h} \cdot 1,163 \text{ kJ/kg °C} \cdot (442-207) \text{ °C}$

$\dot{Q} = 1548273 \text{ kJ/h}$

$\dot{Q} = 430 \text{ kW}$

Üretilen buhar miktarını hesaplamak için (2) bağıntısı kullanılır;

$\dot{Q} = \dot{m}_c h_c - \dot{m}_g h_g = \dot{m}(h_c - h_g)$

Giriş suyu sıcaklığı 102 °C

Giriş suyu entalpy 427 kJ/kg

Çıkış Buhar sıcaklığı 184 °C

Çıkış Buhar entalpy 2776 kJ/kg

Çıkış Buhar Basıncı 10 bar

$\dot{Q} = \dot{m} \cdot (h_{\text{buhar}} - h_{\text{su}})$

$1548273 = \dot{m} \cdot (2776 - 427)$

$\dot{m} = 660 \text{ kg/h}$

Buhar üretimi esnasında kayıpların yaklaşık %5 olduğu kabulüyle üretilen buhar miktarı 627 kg/h dır.

7.3.1.1 Atık Isı Geri Kazanım Kazanı Dizaynı

Egzos dumanındaki atık ısıyı suya aktarmak için kullanılacak atık ısı geri kazanım kazanı dizaynı için bazı kabuller şu şekildedir;

Egzos giriş sıcaklık 442 °C

Egzos çıkış sıcaklık 207°C

Egzos Debisi (kütlesel) 5665 kg/h

Egzos Debisi (hacimsel) 4580m³/h

Egzos C_p 1,163 kJ/kg °C (0,278 kcal/kg°C)

Buhar Basıncı 10 bar

Buhar sıcaklığı 184 °C

Su giriş sıcaklığı	102 °C	
Atık ısı kazan tipi	Duman borulu	
Geçiş sayısı	15 geçişli	
Kullanılan boru çapı	70/76 mm	$d_o=73$ mm

Boru içindeki ısı taşınım katsayısı (h_i) bulunması için (18, 19, 20, 21) bağıntıları kullanılır;

$$Nu = \frac{h_i D}{k}$$

$$Re = \frac{v D}{\nu}$$

$$Pr = \frac{\mu c_p}{k}$$

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,3}$$

Gaz tarafı 600 °K için EK3 tablodan,

$$\nu = 51 * 10^{-6} \text{m}^2/\text{s} \text{ (EK3 tablodan okunmuştur)}$$

$$c_p = 1,088 \text{ kJ/kgK} \text{ (EK3 tablodan okunmuştur)}$$

$$k = 0,044 \text{ W/mK} \text{ (EK3 tablodan okunmuştur)}$$

$$\mu = 286 * 10^{-7} \text{ kg/ms} \text{ (EK3 tablodan okunmuştur)}$$

$$V = 22 \text{ m/s} \text{ (egzost gazının boru içerisindeki akış hızı)}$$

$$Re = \frac{22 * 0,076}{51 * 10^{-6}}$$

$$Re = 32784$$

$$Pr = \frac{286 * 10^{-7} * 1,088}{0,044 * 10^{-3}}$$

$$Pr = 0,707$$

$$h_i = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,3} \frac{k}{D}$$

$$h_i = 0,023 32784^{0,8} 0,707^{0,3} \frac{0,044}{0,076}$$

$$h_i = 49,2 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Boru dışındaki ısı taşınım katsayısı (h_d) bulunmalı için (19, 20, 22, 23, 24) bağıntıları kullanılır;

$$Nu = \frac{h_d D}{k}$$

$$Re = \frac{v D}{\nu}$$

$$V = \frac{v_s S}{S - D}$$

$$Pr = \frac{\mu c_p}{k}$$

$$Nu = 1,13 C_o Re^m Pr^{1/3}$$

Su tarafı 416 °K için EK4 tablodan,

$$v_s = 0,25 \text{ m/s}$$

$$S = 152 \text{ mm}$$

$$D = 76 \text{ mm}$$

$$V = (0,25 * 152) / (152 - 76)$$

$$V = 0,5 \text{ m/s}$$

$$\nu = 2,09 * 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s} \text{ (EK4 tablodan okunmuştur)}$$

$$k = 0,688 \text{ W/mK} \text{ (EK4 tablodan okunmuştur)}$$

$$c_p = 4,3 \text{ kJ/kgK} \text{ (EK4 tablodan okunmuştur)}$$

$$\mu = 0,193 * 10^{-3} \text{ kg/ms} \text{ (EK4 tablodan okunmuştur)}$$

$$m = 0,632 \text{ (EK4 tablodan okunmuştur)}$$

$$C_o = 0,229 \text{ (EK4 tablodan okunmuştur)}$$

$$Re = \frac{0,5 * 0,076}{2,09 * 10^{-7}}$$

$$Re = 181818$$

$$Pr = \frac{0,193 * 10^{-3} * 4,3}{0,688 * 10^{-3}}$$

$$Pr = 1,2$$

$$h_d = 1,13 Co Re^m Pr^{1/3} \frac{k}{D}$$

$$h_d = 1,13 0,229 181818^{0,632} 1,2^{1/3} \frac{0,688}{0,076}$$

$$h_d = 5250 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Dış yüzeye göre tanımlanmış toplam ısı geçiş katsayısı (U_d) bulunmalı için (17) bağıntısı kullanılır;

$$U_d = \frac{1}{\left\{ \frac{r_d}{r_i h_i} + \frac{r_d f_i}{r_i} + \frac{r_d}{k} \ln\left(\frac{r_d}{r_i}\right) + f_d + \frac{1}{h_d} \right\}}$$

$$U_d = \frac{1}{\left\{ \frac{0,076}{0,07 \cdot 49,2} + \frac{0,076 \cdot 0,0002}{0,07} + \frac{0,076}{54} \ln\left(\frac{0,076}{0,07}\right) + 0,0001 + \frac{1}{5250} \right\}}$$

$$U_d = 40,97 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Isı değiştiricide transfer edilen ısı miktarı (\dot{Q}) bulunması için (3) bağıntısı kullanılır;

$$\dot{Q} = \dot{m} c_p (T_c - T_g)$$

$$\dot{Q} = 5665 * 0,278 * (442 - 207)$$

$$\dot{Q} = 370094 \text{ kcal/h}$$

Logaritmik sıcaklık farkını (ΔT_{losf}) bulmak için (16) bağıntısı kullanılır;

$$\Delta T_{losf} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\left\{ \ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right) \right\}}$$

$$\Delta T_{losf} = \frac{258 - 23}{\left\{ \ln\left(\frac{258}{23}\right) \right\}}$$

$$\Delta T_{losf} = 97,2 \text{ }^\circ\text{C}$$

Boru ısıtma yüzey alanının bulmak için (15) bağıntısı kullanılır;

$$\dot{Q} = UAF\Delta T_{losf}$$

$$F=0,85 \text{ (P-R grafiğinden okunmuştur)}$$

$$370094 = 40,97 * A * 0,85 * 97,2$$

$$A = 109,34 \text{ m}^2$$

Hesaplanan boru ısıtma yüzey alanıyla atık ısı geri kazanım kazanı dizaynı yapılacaktır.

7.3.1.2 Tesiste Buhar Kullanımı

Tesiste 10 bar basınç buhar tüketimi yapan 10 adet buhar form makinası ile yakıt hortumu üretimi yapılmaktadır.

Buhar kazanın da 627 kg/h buhar üretimi yapılmaktadır.

Her bir form makinası 10 bar da 60 kg/h buhar ihtiyacı vardır.

Bu sebeple 10 adet buhar form makinasına yeterli buhar üretimi vardır.

10 adet Form Makinası için Toplam Isı İhtiyacı = 430 kW

Egzos gazı atık ısı kapasitesi atık ısı kazanı kapasitesinden büyük olmalıdır.

Egzos Gazı Kapasitesi 566 kW

Atık Isı Kazanı Kapasitesi 430 kW

566 kW > 430 kW olduğundan sistem yeterlidir.

7.3.2 70 °C – 90 °C Sıcak Su Üretimi

Motor ceket suyu ve motor yağının atık ısı ile gidişi 90 °C dönüş 70 °C olan ısınma amaçlı kullanılan sıcak su üretimi yapılacaktır. Bu sayede doğalgazlı sıcak su kazanının kullanılmasına gerek kalmayacaktır.

Enerji Kaynağı Motor Ceket Suyu ve Motor Yağı

Motor Ceket Suyu Kapasitesi 347 kW

Motor Yağı Kapasitesi 121 kW

Toplam Kapasite 468 kW

Üretilen sıcak su miktarı (3) bağıntısı ile hesaplanır.

$$\dot{Q} = \dot{m} c_p (T_c - T_g)$$

$$\dot{Q} = 468 \text{ kW} = 402408 \text{ kcal/h}$$

$$402408 \text{ kcal/h} = \dot{m} * 1 * (90-70)$$

$$\dot{m} = 20120 \text{ kg/h}$$

7.3.2.1 Isı Geri Kazanımlı Havalandırma Cihazları

Tesiste idari binada bazı mahallerde havalandırma amaçlı kullanılan çeşitli kapasitelerde 4 adet ısı geri kazanımlı havalandırma cihazı vardır. Bu cihazlarda kış aylarında dışarıdan alınan havanın ısı yükünü karşılama amaçlı sulu batarya vasıtasıyla havanın ısınarak mahal konfor sıcaklığında üflenmesi sağlanır. Cihazın geri kazanım oranı %40 olarak seçilmiştir.

Isı geri kazanım cihazlarındaki ısıtma bataryası kapasitesi (3) bağıntısı ile hesaplanır.

$$\dot{Q} = \dot{m} c_p (T_c - T_g)$$

İç hava sıcaklığı 20 °C Dış hava sıcaklığı -6 °C (Bursa için)

Geri kazanım oranı %40

$c_p = 0.279 \text{ wh/kg } ^\circ\text{C}$ (20 °C de havanın özgül ısısı)

$\rho = 1.2 \text{ kg/ m}^3$ (20 °C de havanın yoğunluğu)

	<u>Hava Debisi</u>	<u>Isıtma Batarya Kapasitesi</u>
HRV-1	1590 m ³ /h (1908 kg/h)	8,3 kW
HRV-2	1050 m ³ /h (1260 kg/h)	5,5 kW
HRV-3	2880 m ³ /h (3456 kg/h)	15 kW
HRV-4	920 m ³ /h (1104 kg/h)	4,8 kW

HRV Isıtma Bataryası Toplam Isı İhtiyacı 33,6 kW

7.3.2.2 Taze Hava Santrali

Tesiste üretim kısmında genel havalandırma amaçlı kullanılan taze hava santrali vardır. Santralde kış aylarında dışarıdan alınan havanın ısı yükünü karşılama amaçlı sulu batarya vasıtasıyla havanın ısınarak mahal konfor sıcaklığında üflenmesi sağlanır.

Taze hava santralindeki ısıtma bataryası kapasitesi (3) bağıntısı ile hesaplanır.

$$\dot{Q} = \dot{m} c_p (T_c - T_g)$$

İç hava sıcaklığı 20 °C Dış hava sıcaklığı -6 °C (Bursa için)

$c_p = 0.279 \text{ wh/kg } ^\circ\text{C}$ (20 °C de havanın özgül ısısı)

$\rho = 1.2 \text{ kg/ m}^3$ (20 °C de havanın yoğunluğu)

<u>Hava Debisi</u>	<u>Isıtma Batarya Kapasitesi</u>
AHU 32200 m ³ /h (38640 kg/h)	280 kW

AHU Isıtma Bataryası Toplam Isı İhtiyacı 280 kW

7.3.2.3 Sıcak Su Boyleri

Tesiste soyunma odalarında kullanılmak üzere kullanım sıcak suyu üretimi boylerde yapılır. Soyunma odasında 39 adet lavabo, 5 adet duş bulunmaktadır. Sıcak su talebini karşılamak için 1000 lt'lik sıcak su boyleri kullanılmaktadır.

1000 lt boylar için 49815 kcal/h ısı çekmektedir. (üreticiden alınan değer).

Boylar Isıtma Serpantini Toplam Isı İhtiyacı	58 kW
--	-------

7.3.2.4 Konfor Isınması

Tesiste idari bina konfor ısınması mahallerde toplam 30.8 metre PKK/600 tip panel radyatör ile yapılmaktadır.

1 metre radyatör (PKK/600) 2302W ısı çekmektedir. (üreticiden alınan değer).

Radyatör Toplam Isı İhtiyacı	71 kW
------------------------------	-------

Motor Ceket Suyu ve Motor Yağ toplam atık ısısı ısıtma kollektöründeki toplam ısıdan büyük olmalıdır.

HRV Isıtma Bataryası Kapasitesi	33,6 kW
---------------------------------	---------

AHU Isıtma Bataryası Kapasitesi	280 kW
---------------------------------	--------

Boylar Isıtma Serpantini Kapasitesi	58 kW
-------------------------------------	-------

Konfor Isınma Kapasitesi	71 kW
--------------------------	-------

Isıtma Kollektörü Toplam Kapasitesi	442,6 kW
--	-----------------

Motor Ceket Suyu Kapasitesi	347 kW
-----------------------------	--------

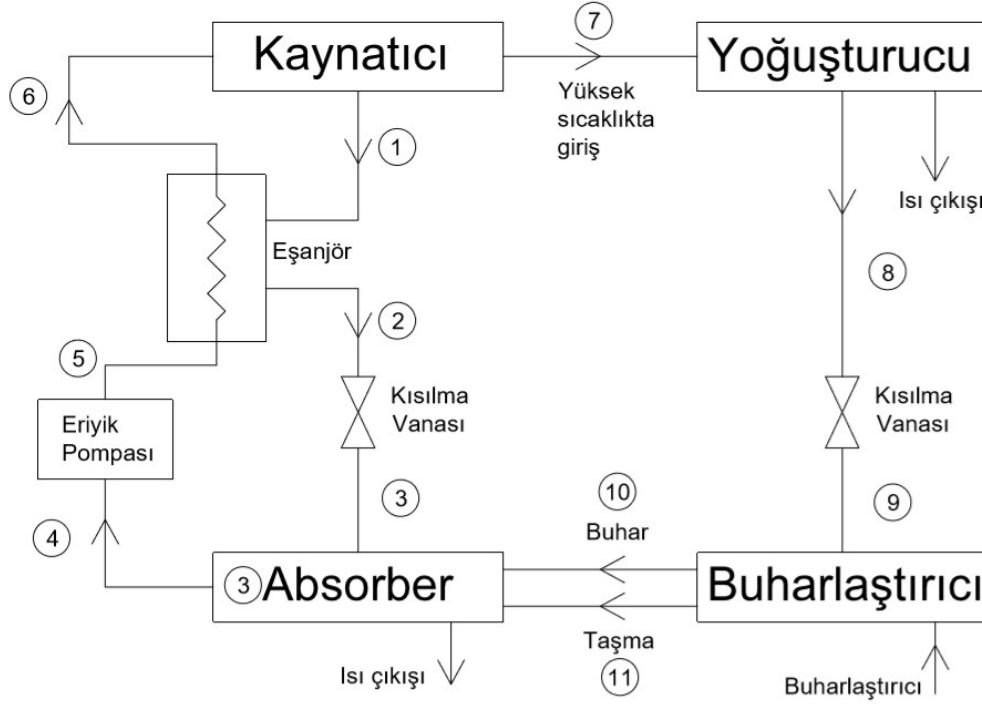
Motor Yağı Kapasitesi	121 kW
-----------------------	--------

Toplam Kapasite	468 kW
------------------------	---------------

468 kW > 442,6 kW olduğundan sistem yeterlidir.

7.3.3 Absorpsiyonlu Soğutma ile Soğuk Su Üretimi

Tesiste bulunan hidrolik preslerde yaklaşık 10 °C sıcaklığında soğutma suyuna ihtiyaç vardır.



Şekil-17: Lityum Bromid – Su Eriyikli Tek Kademeli Isı Değiştiricili Absorpsiyonlu Soğutma Çevrimi

Sistem gereksinimi nedeniyle bazı kabuller şu şekildedir;

Absorpsiyonlu soğutma makinesiyle 10 °C soğutma yapılmak isteniyor.

Yoğuşturucudan çıkan yoğuşma sıcaklığı 40 °Cdir.

Jeneratörden çıkış sıcaklığı 100 °Cdir.

Fakir eriyiğin eriyik eşanjöründen çıkış sıcaklığı 60 °Cdir.

T sıcaklık(K, C)

P basınç (kPa)

x_f fakir eriyik konstrasyonu

x_z zengin eriyik konstrasyonu

- h özgül entalpi
 f dolaşım oranı
 Q soğutma yükü
 \dot{Q} birim soğutma yükü

Sıcaklık ve eriyik konsantrasyonu ile özgül entalpi diagramdan (EK5, EK6, EK7) okunur.

$T_{10} = 10\text{ °C}$	$P_{10} = 1,227\text{ kPa} = 9,203\text{ mmHg}$	
$T_8 = 40\text{ °C}$	$P_8 = 7,375\text{ kPa} = 55,317\text{ mmHg}$	
$T_7 = 100\text{ °C}$	$P_7 = 7,375\text{ kPa} = 55,317\text{ mmHg}$	$h_7 = 2682,6\text{ kJ/kg}$
$T_8 = 40\text{ °C}$	$x_8 = 0,0$ (doymuş sıvı)	$h_8 = 167,45\text{ kJ/kg}$
$T_{10} = 10\text{ °C}$	$x_{10} = 1,0$ (doymuş buhar)	$h_{10} = 2519,9\text{ kJ/kg}$
$T_4 = 40\text{ °C}$	$X_4 = X_f = 0,55$	$P_4 = 1,227\text{ kPa}$ $h_4 = 94\text{ kJ/kg}$
$T_6 = 60\text{ °C}$	$X_6 = 0,55$	$h_6 = 135\text{ kJ/kg}$
$T_1 = 100\text{ °C}$	$X_1 = X_z = 0,66$	$P_1 = 7,375\text{ kPa}$ $h_1 = 255\text{ kJ/kg}$

Dolaşım oranı (f) (12) bağıntısı ile bulunur,

$$f = \frac{\dot{m}_z}{\dot{m}_{sb}} = \frac{x_f}{x_z - x_f}$$

$$f = \frac{0,55}{0,66 - 0,55}$$

$$f = 5$$

Birim kg soğutucu akışkan miktarı hesaplamak için;

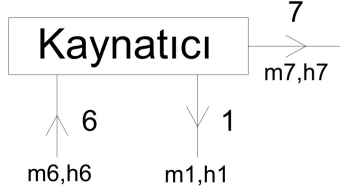
$$\dot{Q}_{es} = (f + 1) (h_6 - h_5)$$

$$\dot{Q}_{es} = f (h_1 - h_2)$$

$$h_2 = 205,8\text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = 205,8\text{ kJ/kg} \quad X_2 = 0,66 \quad T_2 = 72\text{ °C}$$

Kaynaticıda birim soğutma yükünü (\dot{Q}_k) bulmak için termodinamiğin I. kanunu uygulanır ve kaynaticı basıncı sabit olduğundan $\Sigma W = 0$ olur (10) bağıntısı ile hesaplanır;

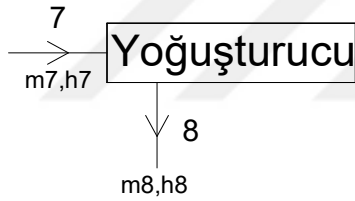


$$\dot{Q}_k = f h_1 + h_7 - (f+1) h_6$$

$$\dot{Q}_k = 5 * 255 + 2682,6 - 6 * 135$$

$$\dot{Q}_k = 3147,6 \text{ kJ/kg}$$

Yoğuşturucuda birim soğutma yükünü (\dot{Q}_y) bulmak için termodinamiğin I. kanunu uygulanır ve yoğuşturucu basıncı sabit olduğundan $\Sigma W = 0$ olur (10, 11) bağıntıları ile hesaplanır;

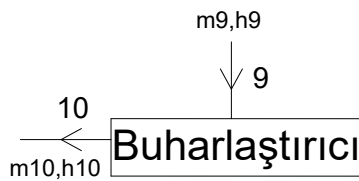


$$\dot{Q}_y = h_8 - h_7$$

$$\dot{Q}_y = 167,45 - 2682,6$$

$$\dot{Q}_y = -2515,15 \text{ kJ/kg}$$

Buharlaştırıcıda birim soğutma yükünü (\dot{Q}_b) bulmak için termodinamiğin I. kanunu uygulanır ve buharlaştırıcı basıncı sabit olduğundan $\Sigma W = 0$ olur (10, 11) bağıntıları ile hesaplanır;

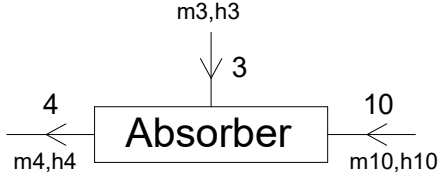


$$\dot{Q}_b = h_{10} - h_9$$

$$\dot{Q}_b = 2519,9 - 167,45$$

$$\dot{Q}_b = 2352,45 \text{ kJ/kg}$$

Absorberde birim soğutma yükünü (\dot{Q}_a) bulmak için termodinamiğin I. kanunu uygulanır ve absorber basıncı sabit olduğundan $\Sigma W = 0$ olur (10, 11) bağıntıları ile hesaplanır;

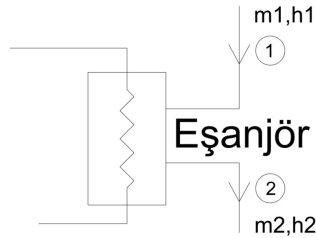


$$\dot{Q}_a = (f+1) h_4 - h_{10} - f h_3$$

$$\dot{Q}_a = 6 * 94 - 2519,9 - 5 * 205,8$$

$$\dot{Q}_a = -2984,9 \text{ kJ/kg}$$

Eşanjörde birim soğutma yükünü ($\dot{Q}_{eş}$) bulmak için termodinamiğin I. kanunu uygulanır ve eşanjör basıncı sabit olduğundan $\Sigma W = 0$ olur (10, 11) bağıntıları ile hesaplanır;



$$\dot{Q}_{eş} = f (h_1 - h_2)$$

$$\dot{Q}_{eş} = 5 * (255 - 205,8)$$

$$\dot{Q}_{eş} = 246 \text{ kJ/kg}$$

Sistemin dengesini kontrol etmek için;

$$\dot{Q}_j + \dot{Q}_b = \dot{Q}_a + \dot{Q}_y$$

$$3147,6 + 2352,45 = 2984,9 + 2515,15$$

$$5500,05 = 5500,05$$

Sonuçlar eşit olduğu için sistem dengedir.

Soğutma tesir katsayısı (STK) faydalı enerji ile harcanan enerjiye oranı (9) bağıntısı ile bulunur.

Pompa gücü (\dot{W}_p) yaklaşık 10 kw olacağı bilgisi üreticiden alınmıştır. Pompa gücü soğutma makinasına verilen ısıl güce göre çok küçük olduğundan pratikte ihmal edilebilir.

Soğutma tesir katsayısı (STK) (13) bağıntısı ile bulunur.

$$STK = \frac{\dot{Q}_b}{\dot{W}_p + \dot{Q}_k}$$

$$STK = \frac{2352,45}{10 + 3147,6}$$

$$STK = 0,745$$

1 kW soğutma yükü için soğutucu akışkan miktarı;

$$\dot{m}_{soğ} = \frac{\dot{Q}_b}{\dot{Q}_b}$$

$$\dot{m}_{soğ} = \frac{1}{2352,45}$$

$$\dot{m}_{soğ} = 0,000425 \text{ kg/sn}$$

Yoğuşturucu soğutma yükünü bulmak için;

$$Q_y = \dot{m} \dot{Q}_y$$

$$Q_y = 0,000425 * (-2515,15)$$

$$Q_y = -1,069 \text{ kW}$$

Kaynatıcı soğutma yükünü bulmak için;

$$Q_k = \dot{m} \dot{Q}_k$$

$$Q_k = 0,000425 * 3147,6$$

$$Q_k = 1,338 \text{ kW}$$

Absorber soğutma yükünü bulmak için;

$$Q_a = \dot{m} \dot{Q}_a$$

$$Q_a = 0,000425 * (-2984,9)$$

$$Q_a = -1,269 \text{ kW}$$

Eşanjör soğutma yükünü bulmak için;

$$Q_e = \dot{m} \dot{Q}_e$$

$$Q_e = 0,000425 * 246$$

$$Q_e = 0,105 \text{ kW}$$

Sıcak su kaynağı kapasitesi 175 kW

1 kW soğutma yükü için kaynatıcı ısı yükü 1,338 kW

Absorbsiyonlu Chiller soğutma kapasitesi bulmak için sıcak su kaynağı kapasitesinin 1 kW soğutma yükü için kaynatıcı ısı yüküne bakılır;

Absorbsiyonlu Chiller soğutma kapasitesi 130,79 kW dir.

7.3.4 Tesiste Soğuk Su Kullanımı

Tesiste 11 adet buhar form makinasından çıkan ürünün soğutulma için her birisine 12°C de 1,9 m³/h debide soğuk suya ihtiyaç vardır. Soğuk suyun dönüş sıcaklığı 17 °C olacaktır.

Soğutma kapasitesini bulmak için (3) bağıntısı kullanılır;

$$\dot{Q} = \dot{m} c_p (T_c - T_g)$$

$$\dot{Q} = 1900 \text{ kg/h} * 1 * (17-12)$$

$$\dot{Q} = 9500 \text{ kcal/h} = 11,04 \text{ kW}$$

$$\Sigma \dot{Q} = 11 * 11,04 \text{ kW}$$

$$\Sigma \dot{Q} = 121,44 \text{ kW}$$

Absorbsiyonlu chiller soğutma kapasitesi toplam soğutma kapasitesinden büyük olmalıdır ki ihtiyacı karşılasın.

Absorbsiyonlu Chiller Soğutma Kapasitesi : 130,79 kW

Toplam Soğutma Kapasitesi : 121,44 kW

130,79 kW > 121,44 kW olduğundan yeterlidir.

8 TRİJENRASYON FİZİBİLİTE ETÜDÜ

Trijenerasyon yatırımın yapılıp yapılmayacağına anca yatırım gelir giderlerinin hesaplanması ile karar verilebilir. Kuşkusuz ki bir yatırımcı için yatırımın geri ödeme süresi ile daha sonrasında kazandırdıkları çok önemlidir. Bunların en başından anlaşılabilmesi için gerçeğe yakın değerlerle fizibilite etüdü yapılması şarttır.

8.1 Veri ve Kabuller

Hesaplamaların yapılabilmesi için bir güncel veri ve kabullere ihtiyaç vardır.

Doğalgaz birim fiyatı	1,2107 TL/Nm ³ = 0,195 €/Nm ³ (2019 ağustos ayı ser. san. tüketicisi Bursa)
Elektrik alış birim fiyatı	0,6129 TL/kW = 0,1 €/kW (2019 2. dönem sanayi tüketicisi Bursa)
Motorun rutin bakım gideri	5 €/h (üreticiden alındı)
Motorun işletme gideri	1 €/h (üreticiden alındı)
Motorun görünmeyen ek gideri	1 €/h (üreticiden alındı)
Güncel döviz kuru (2019 ağustos ayı ort.)	6,19 TL/€
Doğalgaz alt ısıl değeri	8250 kcal/m ³ = 9,64 kWh/Nm ³
Doğalgaz ısıl değeri (gerçek)	9199,31 kcal/m ³ = 10,75 kWh/Nm ³
İşletme elektrik talebi	1067kWel
İşletme soğuksu talebi	121,44 kW
İşletme buhar talebi (10bar)	0,66 ton/h
İşletme sıcak su talebi (HRV)	33 kW
İşletme sıcak su talebi (Taze Hava Santrali)	280 kW
İşletme sıcak su talebi (Sıcak Su Boyleri)	58 kW
İşletme sıcak su talebi (Radyatör)	71 kW
İşletme sıcak su talebi (buz çözme)	102 kW
Yıllık çalışma saati(fabrika)	6000 saat
Yıllık çalışma saati(elektrik üretimi)	6000 saat

Yıllık çalışma saati(buhar üretimi) 6000 saat

Yıllık çalışma saati(bina ısıtma) 2000 saat

Yıllık çalışma saati (absorbsiyonlu chiller) 6000 saat

Not: Örnek tesisimiz günde 3 vardiya olarak yılda 6000 saat esasına göre çalışmaktadır.

8.2 Trijenerasyon Sisteminde Üretim Gelirleri

Trijenerasyon sisteminde elektrik üretiminin yanı sıra atık ısılardan da istifade edilir. Fizibilite etüdü yapılırken bu kazanımları üretim geliri olarak hesaplamamız gerekmektedir.

8.2.1 Elektrik Üretim Gelirleri

Trijenerasyonda üretilen ve tesiste tüketilen elektrik şebekeden satın alınmadığı için trijenerasyonun çıktısı olarak kabul edilir. Elektrik üretiminden elde edilen gelirin hesabında sistemin ürettiği ve tüketilen elektriğin şebekeden alış birim fiyatı ile çarpılmasıyla bulunur.

$$\text{Elektrik Üretimi Geliri} = 1067\text{kW} * 0,1 \text{ €/kW}$$

$$\text{Elektrik Üretimi Geliri} = 106,7 \text{ €/h}$$

Yılın 12 ayı ayda 500 saat elektrik üretimi yapılmaktadır. Saatlik üretim geliri ile ayda çalışma saati çarpıldığında aylık üretim geliri bulunur.

$$106,7 \text{ €/h} * 500 \text{ h} = 53.350\text{€} \text{ (Yılın 12 ayı ayda elde edilen gelir)}$$

8.2.2 Atık Isı Gelirleri

Atık ısılar tesisin çeşitli yerlerinde kullanılınca buradaki ihtiyaçların üretilmesi için tüketilecek doğalgaz veya elektrik tesise sistemin geliri olarak kalacaktır. Atık ısının kullanıldığı noktalarda bir bir bunlar hesaplanmalıdır.

8.2.2.1 Soğuk Su Üretimi Geliri

Soğuk su eldesin deki üretim geliri hesaplanırken bu soğuk suyun bir soğutma makinasında ortalama 4 performans katsayısı ile üretilmesi gerektiği kabul edilerek elektriğin şebekeden alış birim fiyatı ile kWh başına birim soğutma maliyeti hesaplanır.

Soğutma Maliyeti = Elektrik alış fiyatı / COP

Soğutma Maliyeti = 0,1 €/kW / 4

Soğutma Maliyeti = 0,025 €/kWh

Soğutma ihtiyacı ile birim maliyet çarpılarak saatteki üretim maliyeti hesaplanır.

Soğutma Su Üretimi Geliri = 121,44 kW * 0,025 €/kWh

Soğutma Su Üretimi Geliri = 3,036 €/h

Yılın 12 ayı ayda 500 saat soğuk su üretimi yapılmaktadır. Saatlik üretim geliri ile ayda çalışma saati çarpıldığında aylık üretim geliri bulunur.

3,036 €/h * 500 h = 1.518 € (Yıllık 12 ayı ayda elde edilen gelir)

8.2.2.2 Buhar Üretim Geliri

Atık ısı kazanında üretilen buharın doğalgazlı bir buhar kazanında üretildiği düşünülürse ton-buhar başına buhar üretim maliyeti çıkar.

Buhar Maliyeti = [(Atık Isı Kazan Kapasitesi) / Kazan Verimi] / Doğalgaz Alt Isıl Değeri] * Doğalgaz Birim Fiyatı

Buhar Maliyeti = [(651 kW/ton-buhar / 0,85) / 9,64kWh/Nm³] * 0,168 €/Nm³

Buhar Maliyeti = 15,5 €/ton-buhar

Buhar ihtiyacı ile birim maliyet çarpılarak saatteki üretim maliyeti hesaplanır.

Buhar Üretim Geliri = 15,5 €/ton-buhar * 0,6 ton/h

Buhar Üretim Geliri = 9,3€/ h

Yılın 12 ayı ayda 500 saat buhar üretimi yapılmaktadır. Saatlik üretim geliri ile ayda çalışma saati çarpıldığında aylık üretim geliri bulunur.

9,3 €/h * 500 h = 4.650 € (Yıllık 12 ayı ayda elde edilen gelir)

8.2.2.3 Sıcak Su Üretim Gelirleri

Havalandırma cihazları, konfor ısıtması ve kullanım sıcak suyu gibi yerlerde kullanılmak üzere sıcak su üretimi vardır.

8.2.2.3.1 Isı Geri Kazanımlı Havalandırma Cihazı Geliri

Isı geri kazanımlı havalandırma cihazlarında (HRV) yapılacak ısıtma için tüketilmesi gereken doğalgaz miktarı hesaplanmalıdır.

Doğalgaz Miktarı = Verilen Isı / (Doğalgaz Alt Isıl Değeri * Kazan Verimi)

Doğalgaz Miktarı = 33 kW / (9,64kWh/Nm³* 0,92)

Doğalgaz Miktarı = 3,72 Nm³/h

Tüketilen doğalgaz birim doğalgaz maliyeti ile hesaplanır.

Sıcak Su Geliri (HRV) = 3,72 Nm³/h * 0,195 €/Nm³

Sıcak Su Geliri (HRV)= 0,725 €/ h

Kış aylarında (aralık, ocak, şubat) ayda 500 saat HRV kullanılacaktır. Mevsim geçiş aylarında (mart, kasım) yarım kullanımla ayda 250 saat HRV kullanılacağı ön görülmüştür. Diğer aylarda (nisan, mayıs, haziran, temmuz, ağustos, eylül, ekim) HRV kullanımı olmayacaktır. Saatlik üretim geliri ile ayda çalışma saati çarpıldığında aylık üretim geliri bulunur.

0,725 €/h * 500 h = 362,5 € (Aralık, ocak, şubat aylarında elde edilen gelir)

0,725€/h * 250 h = 181,25€ (Mart, kasım aylarında elde edilen gelir)

8.2.2.3.2 Taze Hava Santrali Geliri

Taze hava santrali ısıtma bataryasında kullanılacak sıcak su için tüketilmesi gereken doğalgaz miktarı hesaplanmalıdır.

Doğalgaz Miktarı = Verilen Isı / (Doğalgaz Alt Isıl Değeri * Kazan Verimi)

Doğalgaz Miktarı = 280 kW / (9,64kWh/Nm³* 0,92)

Doğalgaz Miktarı = 31,571 Nm³/h

Tüketilen doğalgaz birim doğalgaz maliyeti ile hesaplanır.

Sıcak Su Geliri (Taze Hava Santrali) = 31,571 Nm³/h * 0,195 €/Nm³

Sıcak Su Geliri (Taze Hava Santrali) = 6,16 €/ h

Kış aylarında (aralık, ocak, şubat) ayda 500 saat taze hava santrali kullanılacaktır.

Mevsim geçiş aylarında (mart, kasım) yarım kullanımla ayda 250 saat taze hava santrali kullanılacağı ön görülmüştür. Diğer aylarda (nisan, mayıs, haziran, temmuz, ağustos, eylül, ekim) taze hava santrali kullanımı olmayacaktır. Saatlik üretim geliri ile ayda çalışma saati çarpıldığında aylık üretim geliri bulunur.

6,16 €/h * 500 h = 3080 € (Aralık, ocak, şubat aylarında elde edilen gelir)

6,16 €/h * 250 h = 1540 € (Mart, kasım aylarında elde edilen gelir)

8.2.2.3.3 Sıcak Su Boyleri Geliri

Kullanım sıcak su boyleri ısıtma bataryasında kullanılacak sıcak su için tüketilmesi gereken doğalgaz miktarı hesaplanmalıdır.

Doğalgaz Miktarı = Verilen Isı / (Doğalgaz Alt Isıl Değeri * Kazan Verimi)

Doğalgaz Miktarı = 58 kW / (9,64 kWh/Nm³* 0,92)

Doğalgaz Miktarı = 6,54 Nm³/h

Tüketilen doğalgaz birim doğalgaz maliyeti ile hesaplanır.

Sıcak Su Geliri (Sıcak Su Boyleri) = 6,54 Nm³/h * 0,195 €/Nm³

Sıcak Su Geliri (Sıcak Su Boyleri) = 1,28 €/ h

Yılım 12 ayı ayda 500 saat kullanım sıcak suyu üretimi yapılmaktadır. Saatlik üretim geliri ile ayda çalışma saati çarpıldığında aylık üretim geliri bulunur.

1,28 €/h * 500 h = 640 € (Yıllık 12 ayı ayda elde edilen gelir)

8.2.2.3.4 Konfor Isıtma Geliri

Konfor ısıtma için kullanılacak radyatörlerde tüketilmesi gereken doğalgaz miktarı hesaplanmalıdır.

$$\text{Doğalgaz Miktarı} = \text{Verilen Isı} / (\text{Doğalgaz Alt Isıl Değeri} * \text{Kazan Verimi})$$

$$\text{Doğalgaz Miktarı} = 71 \text{ kW} / (9,64 \text{ kWh/Nm}^3 * 0,92)$$

$$\text{Doğalgaz Miktarı} = 8,006 \text{ Nm}^3/\text{h}$$

Tüketilen doğalgaz birim doğalgaz maliyeti ile hesaplanır.

$$\text{Sıcak Su Geliri (Radyatör)} = 8,006 \text{ Nm}^3/\text{h} * 0,195 \text{ €/Nm}^3$$

$$\text{Sıcak Su Geliri (Radyatör)} = 1,56 \text{ €/h}$$

Kış aylarında (aralık, ocak, şubat) ayda 500 saat ısınma yapılacaktır. Mevsim geçiş aylarında (mart, kasım) yarım kullanımla ayda 250 saat ısınma yapılacağı ön görülmüştür. Diğer aylarda (nisan, mayıs, haziran, temmuz, ağustos, eylül, ekim) ısınma yapılmayacaktır. Saatlik üretim geliri ile ayda çalışma saati çarpıldığında aylık üretim geliri bulunur.

$$\text{Saatlik maliyet} * \text{Aylık çalışma saati} = \text{Aylık maliyet}$$

$$1,56 \text{ €/h} * 500 \text{ h} = 780 \text{ € (Aralık, ocak, şubat aylarında elde edilen gelir)}$$

$$1,56 \text{ €/h} * 250 \text{ h} = 390 \text{ € (Mart, kasım aylarında elde edilen gelir)}$$

8.2.2.3.5 Tır Parkı Buz Çözme Geliri

Atık ısıyı ideal olarak kullanmak için açık havada bulunan tır parkında saha betonun altında atık ısı olan sıcak su dolaştırılır. Eğer bunu doğalgaz kazanında ısıtarak yapacak olsaydık tüketeceğimiz doğalgaz miktarını hesaplayalım.

$$\text{Doğalgaz Miktarı} = \text{Verilen Isı} / (\text{Doğalgaz Alt Isıl Değeri} * \text{Kazan Verimi})$$

$$\text{Doğalgaz Miktarı} = 102 \text{ kW} / (9,64 \text{ kWh/Nm}^3 * 0,92)$$

$$\text{Doğalgaz Miktarı} = 11,501 \text{ Nm}^3/\text{h}$$

Tüketilen doğalgaz birim doğalgaz maliyeti ile hesaplanır.

$$\text{Sıcak Su Geliri (Buz Çözme)} = 11,501 \text{ Nm}^3/\text{h} * 0,195 \text{ €/Nm}^3$$

$$\text{Sıcak Su Geliri (Buz Çözme)} = 2,24 \text{ €/h}$$

Ocak ayında ayda 100 saat, aralık ve şubat aylarında ayda 50 saat buz çözme ihtiyacı olacaktır. Diğer aylarda buz çözme ihtiyacı olmayacaktır. Saatlik üretim geliri ile ayda çalışma saati çarpıldığında aylık üretim geliri bulunur.

$$\text{Saatlik maliyet} * \text{Aylık çalışma saati} = \text{Aylık maliyet}$$

$$2,24 \text{ €/h} * 100 \text{ h} = 224 \text{ € (Ocak ayında elde edilen gelir)}$$

$$2,24 \text{ €/h} * 50 \text{ h} = 112 \text{ € (Aralık, şubat aylarında elde edilen gelir)}$$

Tesiste gelirler toplanırsa bir yılda yani 6000 saat çalışma sonucunda enerji geliri hesaplanır.

$$\text{Yıllık Toplam Gelir} = 736.234 \text{ €/yıl (6000 saat için)}$$

8.3 Trijenerasyon Sisteminde Üretim Giderleri

Trijenerasyonda elektrik üretimi yapmak için bir takım giderler olacaktır. Bunun başında da motorda tüketilen doğalgaz gelmektedir. Ayrıca bakım giderleri de olacaktır.

8.3.1 Doğalgaz Gideri

Motorda tüketilen doğalgaz güncel doğalgaz fiyatına ile hesaplanır.

$$\text{Doğalgaz Tüketimi} = 271 \text{ Nm}^3/\text{h} * 0,195 \text{ €/Nm}^3$$

$$\text{Doğalgaz Tüketimi} = 52,85 \text{ €/h}$$

Yılın 12 ayı ayda 500 saat kullanım doğalgaz tüketimi yapılmaktadır. Saatlik üretim geliri ile ayda çalışma saati çarpıldığında aylık üretim gideri bulunur.

$$\text{Saatlik maliyet} * \text{Aylık çalışma saati} = \text{Aylık maliyet}$$

$$52,85 \text{ €/h} * 500 \text{ h} = 26.425 \text{ € (Yıllık 12 ayı ayda elde edilen gelir)}$$

8.3.2 Bakım Gideri

Motorun rutin bakım ve işletme giderleri vardır. Çalıştığı sürece saat başında yapılan bakım gideri üreticiden alına bilgiye göre toplamada saatte 7€ dur.

Yılın 12 ayı ayda 500 saat kullanımda bakım gideri vardır. Saatlik bakım gideri ile ayda çalışma saati çarpıldığında aylık bakım gideri bulunur.

Saatlik maliyet * Aylık çalışma saati = Aylık maliyet

7 €/h * 500 h = 3.500 € (Yıllık 12 ayı ayda elde edilen gelir)

Tesiste üretim giderler toplanırsa bir yılda yani 6000 saat çalışma sonucunda toplam giderler hesaplanır.

Yıllık Toplam Gider = 359.100 €/yıl (6000 saat için)

8.4 Maliyet Analizi

Maliyet analizi yapılırken öncelikle trijenerasyonda elektrik üretimi için tesise yapılacak yatırımlar belirlenmelidir.

8.4.1 Yatırım Maliyeti

Üreticilerden ve montaj ekiplerinden alınan yaklaşık yatırım maliyetleri aşağıdaki gibidir;

Gaz Motoru Yatırımı	310.000 €
Atık Isı Kazanı Yatırımı	45.000 €
Şalt Kuplajı ve Kablaj	75.000 €
Mekanik Montaj	28.000 €
Absorbsiyonlu Chiller Yatırımı	72.000 €
Toplam Santral Yatırımı	530.000 €

Bu yatırım yapılırken tesise bağlanacak finansmanın geri döneme süresi sonuna kadar yatırımcı için finansman maliyeti de olacaktır. 1, 2 veya 3 vardiya çalışma durumuna göre finansman maliyetleri değişmektedir.

Finansman maliyeti bulmak için bileşik faiz oranı yöntemi kullanılır;

$$\text{Gelecekteki Değer} = \text{Şimdiki Değer} * (1 + \text{Faiz Oranı})^{\text{Vade}}$$

1 vardiya için geri ödeme süresi yaklaşık 1,5 yıl olduğu ve euro için faiz oranı yıllık yaklaşık olarak %3 olarak ön görülmüştür.

$$\text{Gelecekteki Değer} = 530.000 \text{ €} * (1 + 0,03)^{1,5}$$

$$\text{Gelecekteki Değer (1 vardiya için)} = 554.028 \text{ €}$$

2 vardiya için geri ödeme süresi yaklaşık 2,25 yıl olduğu ve euro için faiz oranı yıllık yaklaşık olarak %3 olarak ön görülmüştür.

$$\text{Gelecekteki Değer} = 530.000 \text{ €} * (1 + 0,03)^{2,25}$$

$$\text{Gelecekteki Değer (2 vardiya için)} = 566.447 \text{ €}$$

3 vardiya için geri ödeme süresi yaklaşık 4,8 yıl olduğu ve euro için faiz oranı yıllık yaklaşık olarak %3 olarak ön görülmüştür.

$$\text{Gelecekteki Değer} = 530.000 \text{ €} * (1 + 0,03)^{4,8}$$

$$\text{Gelecekteki Değer (3 vardiya için)} = 610.794 \text{ €}$$

8.4.2 Geri Ödeme Süresi

Örnek tesisimiz günde 3 vardiya olarak yılda 6000 saat esasına göre çalışmaktadır. İlerleyen zamanlarda vardiya sayısının 2 veya 1 e düşmesi olasılığa ve bunun etkisini görmek amacıyla alternatifli çalışma yapılmıştır.

Yıllık tasarrufu bulmak için yıllık gelirden gideri çıkarmak gerekmektedir.

$$\text{Yıllık tasarruf (3 vardiya 6000 saat için)} = 380.134 \text{ €/yıl}$$

$$\text{Yıllık tasarruf (2 vardiya 4000 saat için)} = 253.423 \text{ €/yıl}$$

Yıllık tasarruf (1 vardiya 2000 saat için) : 126.711 €/yıl

Geri ödeme süresi bulunurken toplam trijenerasyon yatırımı tesisin yıllık yaptığı tasarrufa bölünür. Böylelikle geri ödeme süresinin ne kadar olduğu hesaplanır.

Geri Ödeme Süresi (3 vardiya 6000 saat için) = 554.028 € / 380.134 €

Geri Ödeme Süresi (3 vardiya 6000 saat için) = **1,46 yıl**

Geri Ödeme Süresi (2 vardiya 4000 saat için) = 566.447 € / 253.423 €

Geri Ödeme Süresi (2 vardiya 4000 saat için) = **2,24 yıl**

Geri Ödeme Süresi (1 vardiya 2000 saat için) = 610.794 € / 126.711 €

Geri Ödeme Süresi (1 vardiya 2000 saat için) = **4,82 yıl**

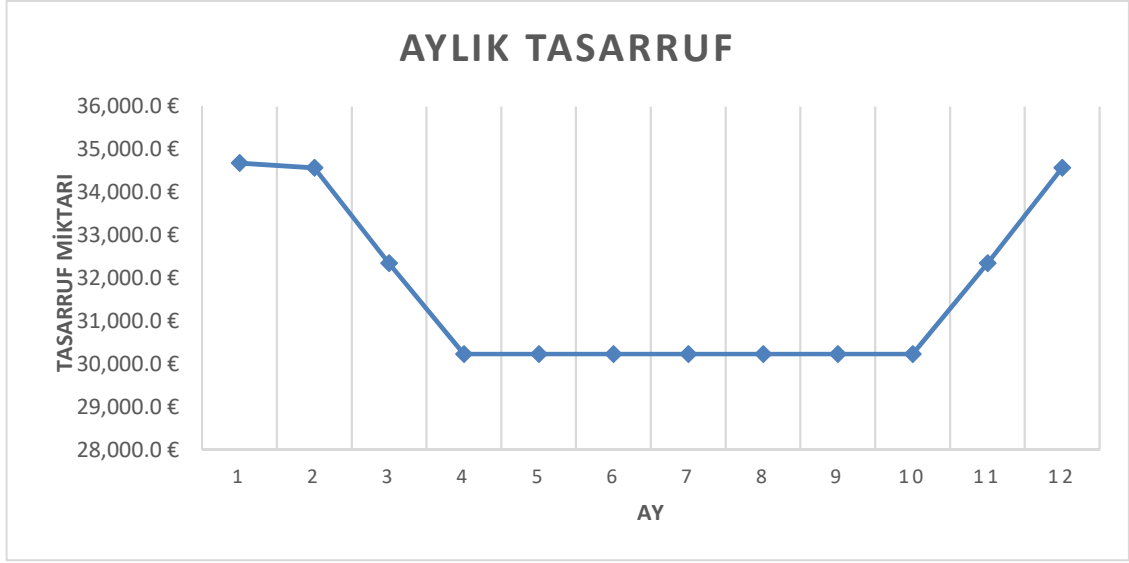
8.4.3 Fiyat Değişikliklerinin Maliyet Analizi Etkileri

Örneğimizde yatırım maliyetleri içerisinde makine ekipman yatırımının yanı sıra ürünlerin tüm bakım maliyetleri konmuştur. Ayrıca yatırımın bir finansman kurumu aracılığı ile kredilendirildiği göz önüne alınarak farklı vardiya sayılarında geri ödeme sürelerine göre finansman maliyetleri yatırım maliyeti içerisine eklenmiştir. Ülke koşullarımızda enerji maliyetlerinde ve döviz kurlarındaki değişim çalışma yaptığımız 3 yıllık süre içerisinde dahi büyük farklılık göstermesine rağmen yatırımın büyük kısmının ve fosil yakıt kaynaklı enerjinin döviz kuruna bağlı olması sistemin mali verimliliğini çok değiştirmemiştir. Yatırım dövizle bağlı olmayan yerli malzeme ve işçiliğin çok düşük miktarda olmasından dolayı etkisinin olmadığı görülmüştür.

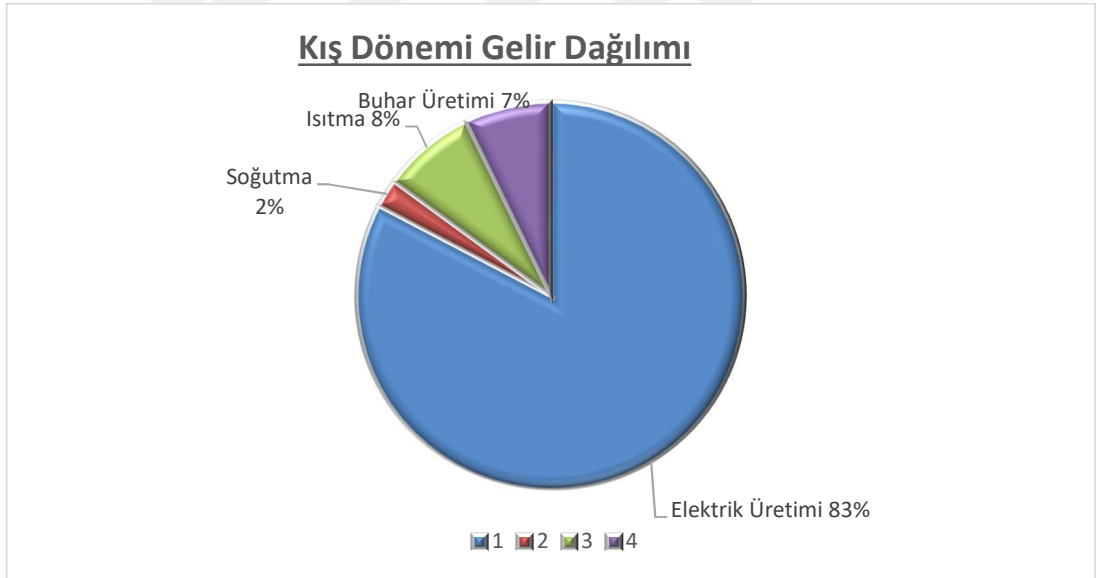
Tablo-5: Örnek Trijenerasyon Aylık Gelir-Gider Tablosu (6000 saat için)

	Kapasite	Birim Gider (€/h)	OCAK (€)	ŞUBAT (€)	MART (€)	NİSAN (€)	MAYIS (€)	HAZİRAN (€)
Elektrik Üretim Geliri	1067 kW	106.7	53,350.0 €	53,350.0 €	53,350.0 €	53,350.0 €	53,350.0 €	53,350.0 €
Soğuk Su Üretimi Geliri	121.44 kW	3.036	1,518.0 €	1,518.0 €	1,518.0 €	1,518.0 €	1,518.0 €	1,518.0 €
Buhar Üretimi Geliri	0.66 ton/h	9.3	4,650.0 €	4,650.0 €	4,650.0 €	4,650.0 €	4,650.0 €	4,650.0 €
HRV Geliri	33 kW	0.725	362.5 €	362.5 €	181.3 €	0.0 €	0.0 €	0.0 €
Taze Hava Santrali Geliri	280 kW	6.16	3,080.0 €	3,080.0 €	1,540.0 €	0.0 €	0.0 €	0.0 €
Sıcak Su Boyleri Geliri	58 kW	1.28	640.0 €	640.0 €	640.0 €	640.0 €	640.0 €	640.0 €
Radyatör Geliri	71 kW	1.56	780.0 €	780.0 €	390.0 €	0.0 €	0.0 €	0.0 €
Buz Çözme Geliri	102 kW	2.24	224.0 €	112.0 €	0.0 €	0.0 €	0.0 €	0.0 €
ÜRETİM GELİRLERİ			64,604.5 €	64,492.5 €	62,269.3 €	60,158.0 €	60,158.0 €	60,158.0 €
Doğalgaz Gideri (Elektrik Üretimi)	271 Nm ³ /h	52.85	26,425.0 €	26,425.0 €	26,425.0 €	26,425.0 €	26,425.0 €	26,425.0 €
Bakım Gideri		7	3,500.0 €	3,500.0 €	3,500.0 €	3,500.0 €	3,500.0 €	3,500.0 €
ÜRETİM GİDERLERİ			29,925.0 €	29,925.0 €	29,925.0 €	29,925.0 €	29,925.0 €	29,925.0 €
Tasarruf		71.2 €	34,679.5 €	34,567.5 €	32,344.3 €	30,233.0 €	30,233.0 €	30,233.0 €

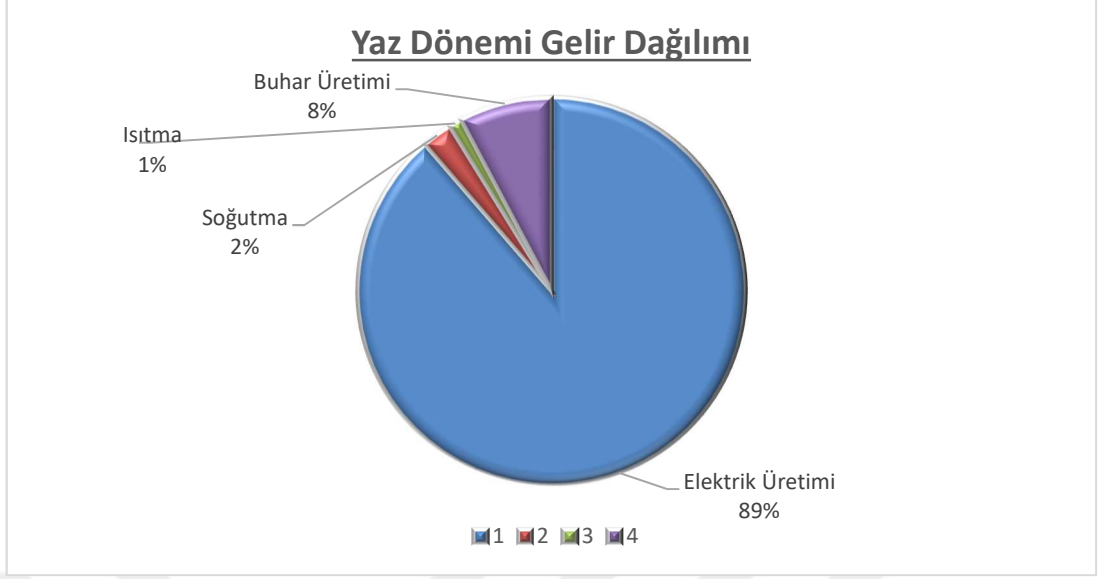
	TEMMUZ (€)	AĞUSTOS (€)	EYLÜL (€)	EKİM (€)	KASIM (€)	ARALIK (€)	Yıllık Toplam (€)
Elektrik Üretim Geliri	53,350.0 €	53,350.0 €	53,350.0 €	53,350.0 €	53,350.0 €	53,350.0 €	640,200.0 €
Soğuk Su Üretimi Geliri	1,518.0 €	1,518.0 €	1,518.0 €	1,518.0 €	1,518.0 €	1,518.0 €	18,216.0 €
Buhar Üretimi Geliri	4,650.0 €	4,650.0 €	4,650.0 €	4,650.0 €	4,650.0 €	4,650.0 €	55,800.0 €
HRV Geliri	0.0 €	0.0 €	0.0 €	0.0 €	181.3 €	362.5 €	1,450.0 €
Taze Hava Santrali Geliri	0.0 €	0.0 €	0.0 €	0.0 €	1,540.0 €	3,080.0 €	12,320.0 €
Sıcak Su Boyleri Geliri	640.0 €	640.0 €	640.0 €	640.0 €	640.0 €	640.0 €	7,680.0 €
Radyatör Geliri	0.0 €	0.0 €	0.0 €	0.0 €	390.0 €	780.0 €	3,120.0 €
Buz Çözme Geliri	0.0 €	0.0 €	0.0 €	0.0 €	0.0 €	112.0 €	448.0 €
ÜRETİM GELİRLERİ	60,158.0 €	60,158.0 €	60,158.0 €	60,158.0 €	62,269.3 €	64,492.5 €	739,234.0 €
Doğalgaz Gideri (Elektrik Üretimi)	26,425.0 €	26,425.0 €	26,425.0 €	26,425.0 €	26,425.0 €	26,425.0 €	317,100.0 €
Bakım Gideri	3,500.0 €	3,500.0 €	3,500.0 €	3,500.0 €	3,500.0 €	3,500.0 €	42,000.0 €
ÜRETİM GİDERLERİ	29,925.0 €	29,925.0 €	29,925.0 €	29,925.0 €	29,925.0 €	29,925.0 €	359,100.0 €
Tasarruf	30,233.0 €	30,233.0 €	30,233.0 €	30,233.0 €	32,344.3 €	34,567.5 €	380,134.0 €



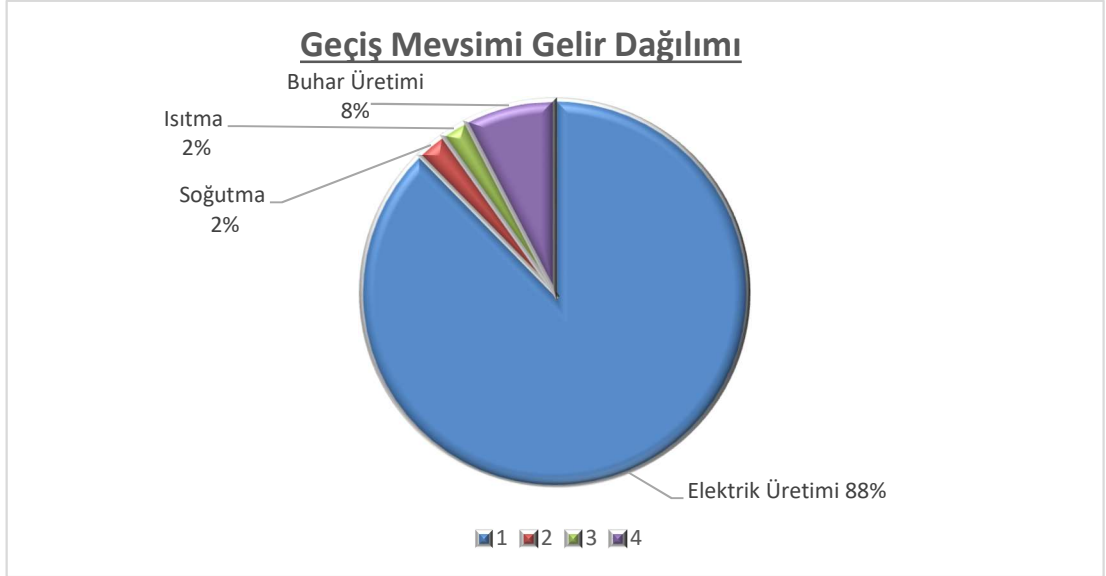
Şekil-18: Trijenerasyon Aylık Tasarruf Grafiği (6000 saat için)



Şekil-19: Kış Dönemi (aralık, ocak, şubat) Gelir Dağılım Grafiği (6000 saat için)



Şekil-20: Yaz Dönemi (haziran, temmuz, ağustos) Gelir Dağılımı Grafiği (6000 saat için)



Şekil-21: Geçiş Mevsimi Dönemi (mart, nisan, mayıs, eylül, ekim, kasım) Gelir Dağılımı Grafiği (6000 saat için)

9 SONUÇ

Örnek alınan endüstriyel tesisimizde asgari elektrik ihtiyacı gaz motorundan karşılanmakta üzerindeki talepleri şebekeden satın alma yolu ile temin edilmektedir. Bu tercih sebebiyle üretilen elektriğin tamamı tesiste tüketilmektedir. Tam yükte çalışan motorun kısmı yüklerden daha verimli olduğu Tablo-1’de görülmüştü. Ayrıca bu kapasitedeki gaz motorunun atık ısısından tümüyle tesiste istifade edilebilmektedir.

Gaz motorunun atık ısıları muhtelif proses ve konfor ihtiyaçlarında bir takım yatırımlar ile değerlendirilmektedir. Üretimlerin büyük kısmının yılın her döneminde elektrik olduğu görülmektedir. Yaz ve kış dönemleri arasında ısıtma ihtiyacı ile ilgili farklılıklar bulunmaktadır.

Enerji maliyetlerinde Türk Lirası bazlı fiyat değişiminin döviz karşısında kurdan dolayı çok değişmemesi ve yatırım ekipmanlarının büyük kısmının dış kaynaklardan temin edilip dövize bağlı olmasından ötürü geri ödeme süresi fiyat değişimlerinden etkilememiştir.

Yapılan tesis yatırımın 3 vardiya çalışılması durumunda 1,46 yıl, 2 vardiya çalışılması durumunda 2,24 yıl, 1 vardiya çalışması durumun 4,82 yıl gibi bir sürede kendini ödeyeceği gözükmektedir. Geri ödeme sürelerinin kısa çıkmasının en önemli sebebi tüm üretilen elektriğin ve atık ısının tesisin minimum ihtiyacında olması ile makinaların tam yükte verimli bir şekilde çalıştırılmasından kaynaklıdır. Yapılan yatırımında gaz motorunun yaklaşık 20 yıl, diğer ekipmanlarında yaklaşık 15 yıl ekonomik ömürleri bulunduğu göz önüne alınırsa her koşulda yapılan yatırımın fizibil olduğu ve işletme için çok kazançlı olduğu gözükmektedir.

Daha önce bu konuda yapılan fizibilite çalışmalarında yaklaşık sürelerde geri ödeme süreleri gözüksede yatırım esnasındaki bakım ve finansman maliyetlerinin göz arda edildiği, atık ısıların da verimli kullanılmadığı gözükmektedir. Hesaplamalarımızda kabuller gerçeğe yakın ve aylık yapıldığından daha hassas bir çalışma olmuştur.

Örnek tesisimizde kullandığımız motora verdiğimiz 2606 kW enerji girdisine karşılık 1209 kW lık mekanik çıktı, 1067 kW elektriksel çıktı olacaktır. Bu değerlerde %46

mekanik, %41 elektriksel çıktı ve %13 kayıp olmaktadır. Değerler gösteriyor ki pratikte alınan sonuçlar teorideki sonuca çok yakındır.

Çalışmamızdan anlaşılıyor ki trijenerasyon sistemi üretim maliyetindeki en önemli unsur olan enerji giderlerini düşürmekte ve rekabet gücünü arttırmaktadır. Ayrıca enerji girdisinin azalması da çevre bilincindeki tesislerin karbon salınımlarını azaltarak karbon ayak izlerini küçültmektedirler. Ülkemizin dışa bağımlılığını azaltacak olması bu tür tesislerin sayısının artmasının ülkenin geleceğine faydalı olduğunu göstermektedir.



KAYNAKLAR

- Termodinamik ve Soğutma Çevrimleri, 1996, ASHRAE Temel El Kitabı,
Muhsin Kılıç, Abdulvahap Yiğit, Isı Transferi
Türk Tesisat Mühendisleri Derneği Dergisi, sayı 15, 2001
Türk Tesisat Mühendisleri Derneği Dergisi, sayı 22, 2002
- Prof. Dr. Recep Yamankaradeniz, Prof Dr. İlhami Horuz, Doç Dr. Ömer Kaynaklı, Yrd.
Doç. Dr. Salih Çoşkun, Öğr. Gör. Nurettin Yamankaradeniz, Soğutma Tekniği ve Isı
Pompası Uygulamaları
- Dr. Yunus A. Çengel, Dr. Michael A. Boles, Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik
Prof. Dr. Ahmet Rasim Büyüktür, Termodinamiğin Temel Yasaları, cilt 1-2
- Yumurtacı, Z., Bekiroğlu, N., Akaryıldız, E., 'Kojenerasyon Sistemleri ve Bir
Uygulama Örneği', TMMOB Makine Mühendisleri Odası Tesisat Mühendisliği Dergisi,
39-52, Eylül-Ekim 2002
- Ilık A., 2012. Trijenerasyon sistemlerinin enerji ve ekserji analizi. Süleyman Demirel
Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Isparta
- İster İ., 2006. Mevcut Bir Fabrikada Trijenerasyon Uygulaması. Yıldız Teknik
Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul
- Özkök M., 2010. Enerji Yoğun Bir Tesiste Enerji Verimliliği Proje Tasarımı ve
Uygulama Çalışması. Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi,
Ankara
- Turgut G., 2010. Enerji Etkin Bir Bina Tasarımı Kapsamında Büyük Ankara Oteli
Yenileme Süreci ve Trijenerasyon Uygulaması. Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri
Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Ankara
- Sancar O, 2010. Ticari Binalarda Uygulanan Kojenerasyon ve Trijenerasyon
Sistemlerinin Teknoekonomik Analizi. Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri
Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul
- Minciuc, E., Le Corree, O., Athanasovici, V., Tazerout, M., Bitir, I., 2003
Thermodynamic analysis of Trigeneration with Absorption Chilling machine.
Applied Thermal Engineering
- Şencan, A., 2004. Atık Isı ile Çalışan Absorpsiyonlu Sistemlerin Modellenmesi, Ekserji
Analizi ve Optimizasyonu. Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü,
Doktora Tezi, Isparta.
- Orhan, İ., 2003. Kojenerasyon Tesislerinde Kullanılan Güç Teknolojileri. Anadolu
Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Eskişehir.

Görgülü, B., 2013. Atık Isı Kaynaklı Çift Etkili Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Termodinamik Analizi. Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Isparta.

Kaya, A., 2011. Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Performans Analizi ve Optimizasyonu. Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul.

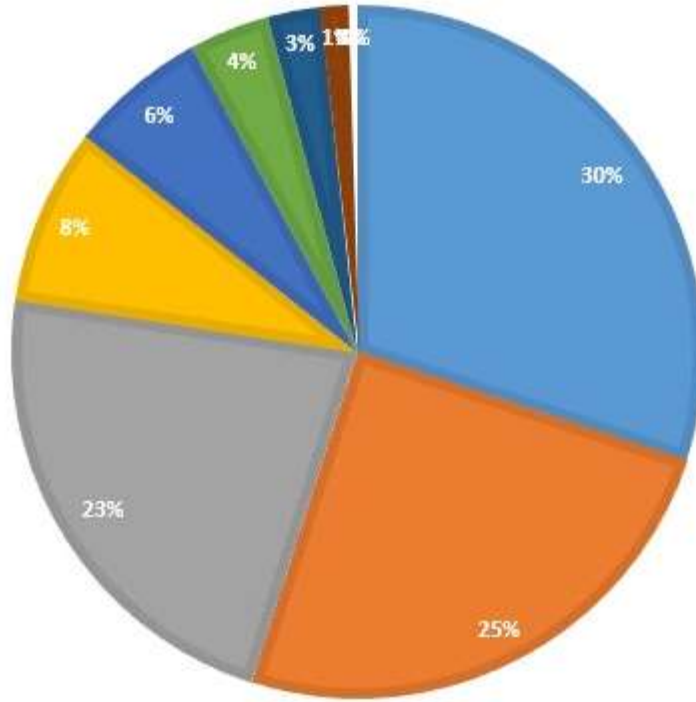
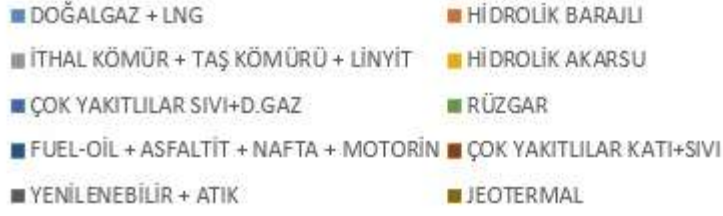
MingxiLiu, YangShi, CurranCrawford, 2012 Energy Efficient Operation Strategy Design for the Combined Cooling, Heating and Power System. Harbin Institute of Technology

Gluesenkamp K., Radermacher R., 2012 Development and Analysis of Micro Polygeneration Systems and Adsorption Chillers. University of Maryland, The Degree of Doctor

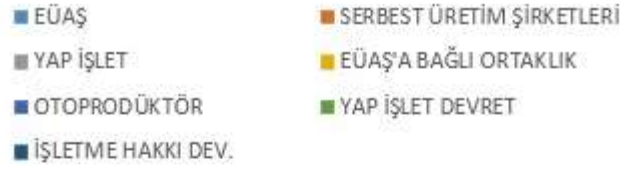


EKLER

EK 1: Türkiye'deki otoprodüktörlerin yakıt cinsine göre dağılımı (Kaynak: 2012-TEİAŞ)



EK 2: Türkiye'deki kurulu gücün yakıt cinsine göre dağılımı (Kaynak: 2012-TEİAŞ)



EK 3: Atmosfer Basıncında Karbon Monoksit (CO) Termodinamik Özellikleri

T (K)	ρ (kg/m ³)	C_p (kj/kgK)	$\mu \cdot 10^7$ (N s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/mK)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
600	0.56126	1.088	286	51	44	72.1	0.707
650	0.51806	1.101	301	58.1	47	82.4	0.705
700	0.48102	1.114	315	65.5	50	93.3	0.702
750	0.44899	1.127	329	73.3	52.8	104	0.702
800	0.42095	1.14	343	81.5	55.5	116	0.705

EK 4: Doymuş Suyun Termodinamik Özellikleri

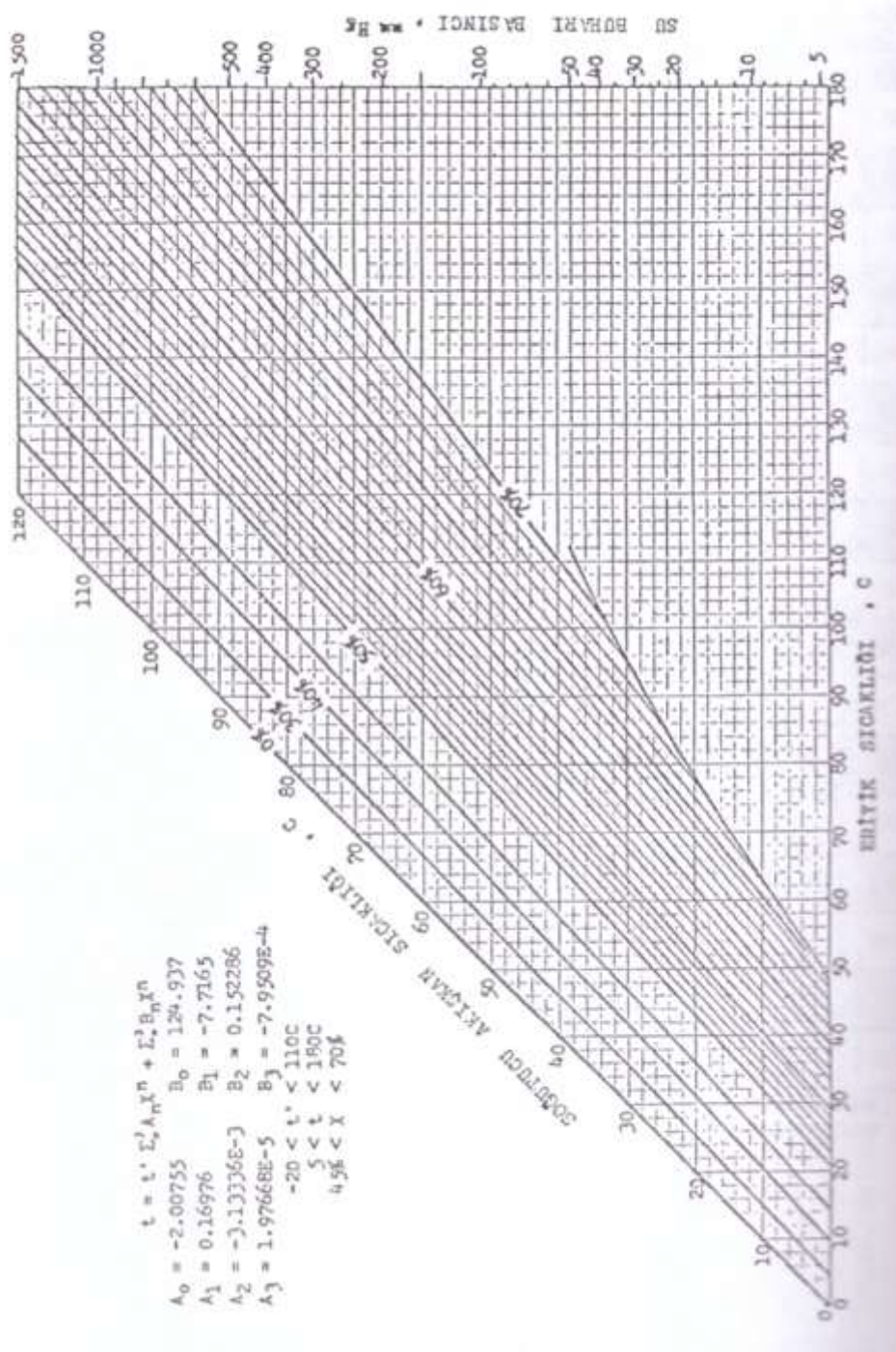
T (K)	P (bar)	ρ (kg/m ³)	h_{sb} (kJ/kg)	C_p (kJ/kgK)	$\mu \cdot 10^7$ (N s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/mK)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
273	0.00611	1000	2502	4.217	1.75	1.75	569	0.135	13
275	0.00697	1000	2497	4.211	1.652	1.652	574	0.136	12.1
280	0.0099	1000	2485	4.198	1.422	1.422	582	0.139	10.3
285	0.01387	1000	2473	4.189	1.225	1.225	590	0.141	8.7
290	0.01917	999	2461	4.184	1.08	1.081	598	0.143	7.6
295	0.02617	998	2449	4.181	0.959	0.961	606	0.145	6.6
300	0.03531	997	2438	4.179	0.855	0.858	613	0.147	5.8
305	0.04712	995	2426	4.178	0.769	0.773	620	0.149	5.2
310	0.06221	993	2414	4.178	0.695	0.7	628	0.151	4.6
315	0.08132	991.1	2402	4.179	0.631	0.637	634	0.153	4.2
320	0.1053	989.1	2390	4.18	0.577	0.583	640	0.155	3.8
325	0.1351	987.2	2378	4.182	0.528	0.535	645	0.156	3.4
330	0.1719	984.3	2366	4.184	0.489	0.497	650	0.158	3.1
335	0.2167	982.3	2354	4.186	0.453	0.461	656	0.16	2.9
340	0.2713	979.4	2342	4.188	0.42	0.429	660	0.161	2.7
345	0.3372	976.6	2329	4.191	0.389	0.398	668	0.163	2.4
350	0.4163	973.7	2317	4.195	0.365	0.375	668	0.164	2.3
355	0.51	970.9	2304	4.199	0.343	0.353	671	0.165	2.1
360	0.6209	967.1	2291	4.203	0.324	0.335	674	0.166	2
365	0.7514	963.4	2278	4.209	0.306	0.318	677	0.167	1.9
370	0.904	960.6	2265	4.214	0.289	0.301	679	0.168	1.8
373	1.0133	957.9	2257	4.217	0.279	0.291	680	0.168	1.7
375	1.0815	956.9	2252	4.22	0.274	0.286	681	0.169	1.7
380	1.2869	953.3	2239	4.226	0.26	0.273	683	0.17	1.6
385	1.5233	949.7	2225	4.232	0.248	0.261	685	0.17	1.5
390	1.794	945.2	2212	4.239	0.237	0.251	686	0.171	1.5
400	2.455	937.2	2183	5.256	0.217	0.232	688	0.172	1.3
410	3.302	928.5	2153	4.278	0.2	0.215	688	0.173	1.2
420	4.37	919.1	2123	4.302	0.185	0.201	688	0.174	1.2
430	5.699	909.9	2091	4.331	0.173	0.19	685	0.174	1.1
440	7.333	900.9	2059	4.36	0.162	0.18	682	0.174	1

EK 5: Lityum Bromür-Su Eriyiğinin Termodinamik Özellikleri

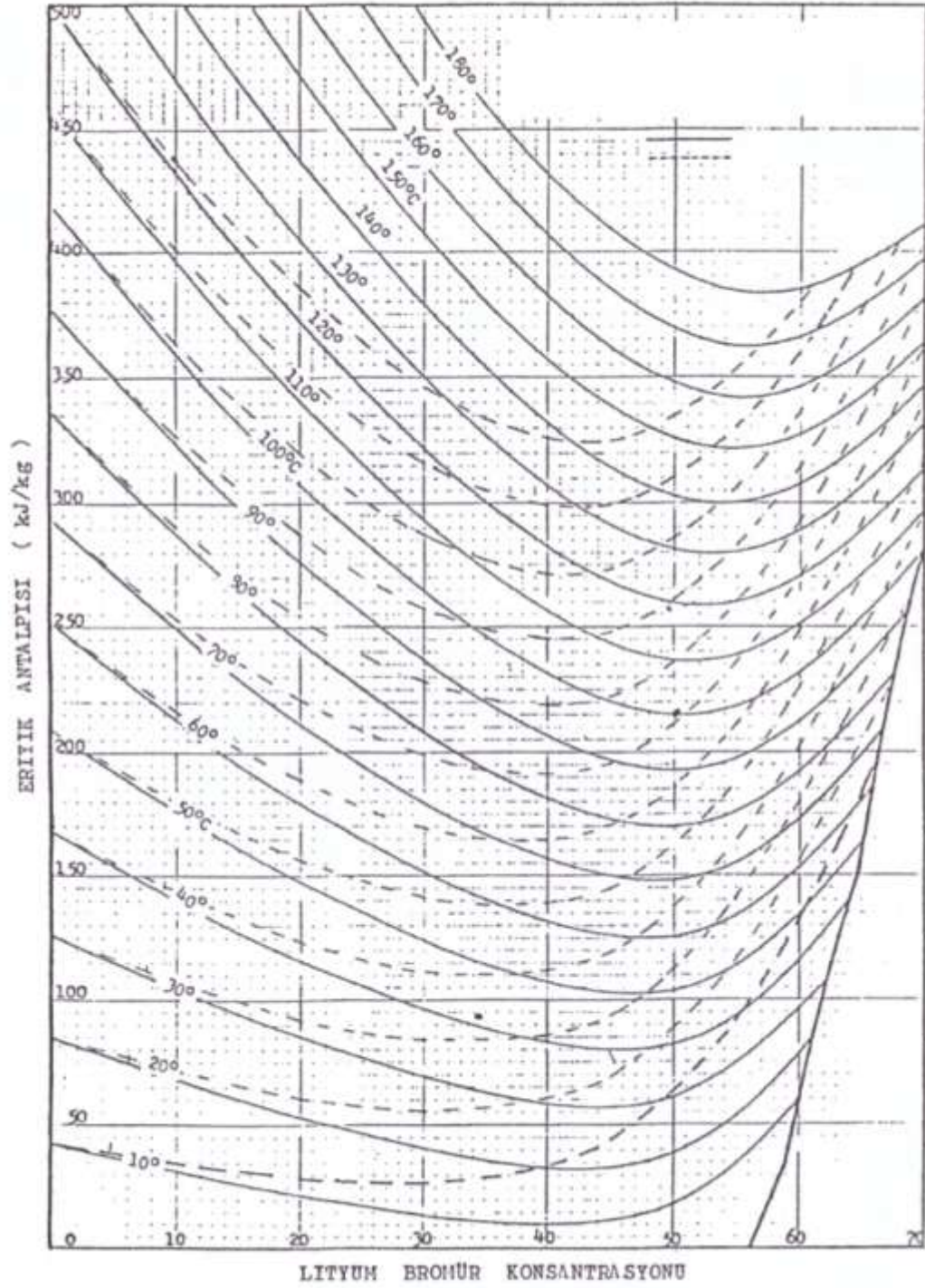
Sıcaklık (°C)	LiBr Yüzdesi											
	0	10	20	30	40	45	50	55	60	65	70	
20	t	20	19.1	17.7	15	9.8	5.8	-0.4	-7.7	-15.8	-23.4	-29.3
	h	84	67.4	52.6	40.4	33.5	33.5	38.9	53.2	78	111	145
30	t	30	29	27.5	24.6	19.2	15	8.6	1	-7.3	-15.2	-21.6
	h	125.8	103.3	84	68.6	58.3	56.8	60.5	73.5	96.8	128.4	161.7
40	t	40	38.9	37.3	34.3	28.5	24.1	17.5	9.8	1.3	-7	-14
	h	167.6	139.5	115.8	96	82.5	79.7	82.2	93.5	115.4	146	178.3
50	t	50	48.8	47.2	44	37.9	33.3	26.5	18.5	9.9	1.3	-6.3
	h	209.3	175.2	147	123.4	106.7	102.6	103.8	114	134.5	163.5	195
60	t	60	58.8	57	53.6	47.3	42.5	35.5	27.3	18.4	9.5	1.4
	h	251.1	211.7	179.1	151.4	131.7	125.8	125.8	134.7	153.7	181.4	211.9
70	t	70	68.7	66.8	63.3	56.6	51.6	44.4	36.1	27	17.7	9
	h	293	247.7	215	178.8	155.7	148.9	148	155.6	173.2	199.4	228.8
80	t	80	78.6	76.3	73	66	60.8	53.4	44.8	35.6	26	16.7
	h	334.9	287.8	243.6	207.3	181	172.8	170	176.2	192.6	217.2	245.7
90	t	90	88.6	86.5	82.6	75.4	70	62.3	53.6	44.1	34.2	24.3
	h	376.9	321.1	275.6	235.4	206.1	195.8	192.3	197.1	212.2	235.6	262.9
100	t	100	98.5	96.3	92.3	84.7	79.1	71.3	62.4	52.7	42.4	32
	h	419	357.6	307.9	263.8	231	219.9	214.6	218.2	231.5	253.5	279.7
110	t	110	108.4	106.2	101.9	94.1	88.3	80.2	71.1	61.3	50.6	39.7
	h	461.3	394.3	340.1	292.4	255.9	243.3	236.8	239.1	251	271.4	296.3
120	t	120	118.3	116	111.6	103.4	97.5	89.2	79.9	69.8	58.9	47.3
	h	503.7	431	372.5	320.9	281	267	259	260	270.2	289.5	313.4
130	t	130	128.3	125.8	121.3	112.8	106.7	92.8	88.7	78.4	67.1	55
	h	546.5	546.5	468.4	404.5	349.6	306.2	290.7	280.4	289.1	306.9	330.2
140	t	140	138.2	135.7	130.9	122.2	115.8	107.1	97.4	87	75.3	62.7
	h	589.1	505.6	437.8	377.9	331.3	314.2	303.2	301.1	308.1	324.7	346.9
150	t	150	148.1	145.5	140.6	131.5	125	116.1	106.2	95.5	83.5	70.3
	h	632.2	542.7	470.5	406.8	356.6	337.8	325.5	321.6	327.3	342.7	363.6
160	t	160	158.1	155.3	150.3	140.9	134.2	125	115	104.1	91.8	78.9
	h	675.6	580.8	503.1	435.4	381.9	361.2	347.7	342.2	346.1	360.3	380.1
170	t	170	168	165.2	159.9	150.3	143.3	134	123.7	112.7	100	85.7
	h	719.2	618.9	536.1	464.3	406.8	384.9	369.9	362.9	365.4	378.3	396
180	t	180	177.9	175	169.6	159.6	152.5	142.9	132.5	121.2	108.2	93.3
	h	763.2	657.1	569.4	493.4	432.1	408.8	392.1	383.4	384.3	395.8	411.3

t: Soğutucu akışkan sıcaklığı (°C)
h: Entalpi (kJ/kg)

EK 6: Lityum Bromür-Su Eriyiği için Basınç-Sıcaklık-Konsantrasyon Diyagramı



EK 6: Lityum Bromür-su eriyiği için entalpi-konsantrasyon diyagramı



ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Poyraz Kandemir

Doğum Yeri ve Tarihi : Bursa 14.05.1985

Yabancı Dil : İngilizce

Eğitim Durumu

Lise : Bursa Anadolu Lisesi

Lisans : Yıldız Teknik Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi
Makine Mühendisliği Bölümü

Yüksek Lisans : Uludağ Üniversitesi
Termodinamik Anabilim Dalı

Çalıştığı Kurum/Kurumlar : Elmaksan Mekanik LTD. ŞTİ – İSTANBUL
Hershey's Chocolate Factory – Hershey USA
ISI-GAZ Tes. Tah. LTD. ŞTİ. - BURSA

İletişim (e-posta) : pkandemir@isigaz.com.tr