

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ ENERJİ ENSTİTÜSÜ

**BİR ALÜMİNYUM PROFİL FABRİKASINDAKİ SOĞURMALI SOĞUTMA
SİSTEMİNİN KARŞILAŞTIRMALI TERMODİNAMİK ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Erdem TURHAN

Enerji Bilim ve Teknoloji Anabilim Dalı

Enerji Bilim ve Teknoloji Programı

HAZİRAN 2018

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ ENERJİ ENSTİTÜSÜ

**BİR ALÜMİNYUM PROFİL FABRİKASINDAKİ SOĞURMALI SOĞUTMA
SİSTEMİNİN KARŞILAŞTIRMALI TERMODİNAMİK ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Erdem TURHAN
(301131040)**

Enerji Bilim ve Teknoloji Anabilim Dalı

Enerji Bilim ve Teknoloji Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Üner ÇOLAK

HAZİRAN 2018

İTÜ, Enerji Enstitüsü'nün 301131040 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Erdem TURHAN, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “BİR ALÜMİNYUM PROFİL FABRİKASINDAKİ SOĞURMALI SOĞUTMA SİSTEMİNİN KARŞILAŞTIRMALI TERMODİNAMİK ANALİZİ” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Üner ÇOLAK**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Ahmet DURMAYAZ**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Dr. Barış YILMAZ
Marmara Üniversitesi

Teslim Tarihi : **11 Mayıs 2018**
Savunma Tarihi : **8 Haziran 2018**





Aileme,



ÖNSÖZ

Bu çalışma sırasında desteklerini benden esirgemeyen, sorunları çözmemde bana rehberlik edip yol gösteren tez danışmanım Prof. Dr. Üner ÇOLAK'a teşekkür ederim. Ayrıca her zaman yanımda olan, tezi bitirmemde bana büyük katkı sağlayan, beni ben yapan her şeyi borçlu olduğum aileme ve sevdiklerime de teşekkürü bir borç bilirim.

Haziran 2018

Erdem TURHAN
Makine Mühendisi





İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
SEMBOLLER	xiii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xv
ŞEKİL LİSTESİ.....	xvii
ÖZET.....	xix
SUMMARY... ..	xxi
1. GİRİŞ.....	1
1.1 Tezin Amacı	3
1.2 Literatür Araştırması	3
2. BİLEŞİK ISI-GÜÇ ÜRETİMİ VE BİLEŞİK SOĞUTMA-ISI-GÜÇ ÜRETİMİ SİSTEMLERİ.....	11
2.1 Bileşik Isı-Güç Üretimi Sistemlerinin Tanımı ve Avantajları	11
2.2 Bileşik Isı-Güç Üretim Sistemi Ekipmanları	13
2.2.1 Buhar türbinli bileşik ısı-güç üretim sistemleri.....	14
2.2.1.1 Karşı basınçlı buhar türbinleri.....	14
2.2.1.2 Ara buhar almalı yoğuşturuculu buhar türbinleri.....	16
2.2.2 Gaz türbinli bileşik ısı-güç üretim sistemleri.....	17
2.2.3 Kombine çevrimli bileşik ısı-güç üretim sistemleri	18
2.2.4 İçten yanmalı pistonlu motor ile bileşik ısı-güç üretim sistemi	19
2.2.4.1 Sıkıştırma ateşlemeli motorlar (Dizel).....	20
2.2.4.2 Buji ateşlemeli motorlar (Otto)	21
2.2.5 Mikrotürbinli bileşik ısı-güç üretim sistemleri	21
2.2.6 Yakıt pilli bileşik ısı-güç üretim sistemleri.....	22
2.3 Bileşik Soğutma-Isı-Güç Üretim Sistemleri	23
3. SOĞURMALI SOĞUTMA SİSTEMİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ... ..	27
3.1 Termodinamik Analiz	27
3.2 EES (Engineering Equation Solver) ile Akışkanların Termal Özelliklerinin Hesabı.....	35
3.2.1 LiBr – Su karışımının termodinamik özelliklerinin hesabı.....	36
3.2.2 Suyun termodinamik özelliklerinin hesaplanması	39
4. BİR ALÜMİNYUM PROFİL FABRİKASINDA KURULAN SOĞURMALI SOĞUTMA ÇEVİRİMİNİN İNCELENMESİ.....	43
4.1 Soğurmalı Soğutma Sisteminin Tasarım Parametreleri ve EES ile Yapılan Termodinamik Modeli.....	43
4.2 Sıcaklığın Soğutma Tesir Katsayısına Etkisi	47
4.3 Kristalizasyon Olayının Soğurmalı Soğutma Sistemine Etkisi.....	52
4.4 NH ₃ – H ₂ O Çözeltisi Kullanılan Soğurmalı Soğutma Sisteminin Termodinamik Analizi	53

5. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	57
KAYNAKLAR.....	59
EKLER.....	63
ÖZGEÇMİŞ.....	73



KISALTMALAR

AG	: Alçak gerilim
b	: Buharlaştırıcı
DS	: Düşük sıcaklık
EES	: Engineering equation solver
IM	: Isı makinesi
kbü	: Kızgın buhar üretici
LFO	: Hafif fuel-oil (Light fuel-oil)
PAFC	: Fosforik asit elektrolit yakıt pilleri (Phosphoric acid fuel cell)
PEM	: Proton değişim membranlı yakıt pilleri (Proton exchange membrane fuel cell)
s	: Soğurucu
SM	: Soğutma makinesi
SOFC	: Katı oksit yakıt pilleri (Solid oxide fuel cell)
ss	: Soğurmalı soğutucu
STK	: Soğutma tesir katsayısı (Coefficient of performance)
tr	: Tersinir
y	: Yoğuşturucu
YG	: Yüksek gerilim
YS	: Yüksek sıcaklık



SEMBOLLER

c_p	: Sabit basınçta özgül ısı, J/(kg.K)
CO_2	: Karbondioksit
F	: Dolaşım oranı
h	: Entalpi, kJ/kg
h_{fg}	: Buharlaşma gizli ısısı, kJ/kg
H_2	: Hidrojen
H_2O	: Su
k	: Isı iletim katsayısı, W/(m.K)
$LiBr$: Lityum bromür
\dot{m}	: Kütleli debi, kg/s
NO	: Azotoksit
NH_3	: Amonyak
O_2	: Oksijen
P	: Basınç, kPa
q_b	: Buharlaştırıcıdaki birim kütle başına düşen enerji, kJ/kg
$q_{kbü}$: Kızgın buhar üreticideki birim kütle başına düşen enerji, kJ/kg
q_s	: Soğurucudaki birim kütle başına düşen enerji, kJ/kg
q_y	: Yoğuşturucudaki birim kütle başına düşen enerji, kJ/kg
\dot{Q}_b	: Buharlaştırıcıda birim zamanda açığa çıkan enerji miktarı, kW
$\dot{Q}_{kbü}$: Kızgın buhar üreticisinde birim zamanda açığa çıkan enerji miktarı
\dot{Q}_s	: Soğurucuda birim zamanda açığa çıkan enerji miktarı, kW
\dot{Q}_y	: Yoğuşturucuda birim zamanda açığa çıkan enerji miktarı, kW
Q_H	: Yüksek sıcaklıktaki ortama atılan ısı, kJ
Q_L	: Düşük sıcaklıktaki ortamdan alınan ısı, kJ
S	: Entropi, kJ/kgK
SO	: Kükürtoksit
STK_{ss}	: Soğurmalı soğutucunun soğutma tesir katsayısı
$STK_{ss,tr}$: Soğurmalı soğutucunun tersinir soğutma tesir katsayısı
T	: Sıcaklık, °C
$T_ç$: Çevre sıcaklığı, °C
T_D	: Düşük sıcaklıktaki soğutulan ortam sıcaklığı, °C
T_H	: Yüksek sıcaklıktaki ortam sıcaklığı, °C
T_K	: Kaynak sıcaklığı, °C
T_L	: Düşük sıcaklıktaki ortam sıcaklığı, °C
w	: Pompa işi, kJ/kg
x	: Lityum bromür konsantrasyonu
x_f	: Fakir lityum bromür konsantrasyonu
x_{kd}	: Kuruluk derecesi
x_z	: Zengin lityum bromür konsantrasyonu
μ	: Dinamik viskozite, kg/(m.s)
ρ	: Yoğunluk, kg/m ³
v	: Kinematik viskozite, m ² /s



ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1 : Yaygın olarak kullanılan bileşik ısı-güç üretim sistemlerinin özellikleri	13
Çizelge 4.1 : LiBr-H ₂ O çözeltilisini kullanan ve ısı değiştiricisi olmayan soğutma sisteminin tasarım parametreleri.	44
Çizelge 4.2 : LiBr-H ₂ O çözeltilisini kullanan ve ısı değiştiricisi olan soğutma sisteminin tasarım parametreleri.	46
Çizelge 4.3 : MWM-TCG 2032 V16 gaz motoru katalogunda belirtilen bazı parametrelerin değerleri.	47
Çizelge 4.4 : EES'den elde edilen STK'nın kızgın buhar üretici sıcaklığı ile değişimi.	48
Çizelge 4.5 : EES'den elde edilen STK'nın yoğunlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi.	49
Çizelge 4.6 : EES'den elde edilen STK'nın soğurucu sıcaklığı ile değişimi.	50
Çizelge 4.7 : EES'den elde edilen STK'nın buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi.	51
Çizelge 4.8 : NH ₃ -H ₂ O çözeltilisini kullanan ve ısı değiştiricisi olmayan soğutma sisteminin tasarım parametreleri.	54
Çizelge 4.9 : NH ₃ -H ₂ O ve LiBr-H ₂ O çözeltilerinin termodinamik özellikleri.	55
Çizelge 4.10 : Birim kütle başına transfer edilen enerji miktarlarının karşılaştırılması... ..	56



ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : Bileşik ısı-güç üretim ve konvansiyonel sistemlerin karşılaştırılması	11
Şekil 2.2 : Yıllara göre Türkiye'deki bileşik ısı-güç üretim santrali kurulu gücü	12
Şekil 2.3 : Türkiye ve Avrupa'nın bileşik ısı-güç üretim santrali kurulu güçlerinin oranı .	12
Şekil 2.4 : Karşı basınçlı buhar türbini .	15
Şekil 2.5 : Ara buhar almalı yoğuşturuculu buhar türbin çevrimi .	16
Şekil 2.6 : Gaz türbinli bileşik ısı-güç üretimi ve harici yanma tesisi şeması .	17
Şekil 2.7 : Kombine çevrimli bileşik ısı-güç üretim sistemi .	19
Şekil 2.8 : İçten yanmalı pistonlu motora sahip bileşik ısı-güç üretim santrali .	20
Şekil 2.9 : Mikrotürbinli bileşik ısı-güç üretim santrali .	22
Şekil 2.10 : Yakıt pilinin çalışma prensibi .	23
Şekil 2.11 : Gaz motoruyla çalışan bileşik soğutma-ısı-güç üretim sistemi .	24
Şekil 2.12 : Soğurmalı soğutma çevrimi çalışma prensibi .	25
Şekil 3.1 : Tek etkili soğurmalı soğutma sistemi.	27
Şekil 3.2 : Carnot ısı makinesinin T-s diyagramı .	33
Şekil 3.3 : Carnot soğutma makinesinin T-s diyagramı .	33
Şekil 3.4 : Tersinir soğurmalı soğutma çevrimi.	34
Şekil 4.1 : Soğurmalı soğutma sisteminin termodinamik modeli.	44
Şekil 4.2 : EES program çıktılarının ekran görüntüsü.	45
Şekil 4.3 : Isı değiştiricili soğutma çevriminin termodinamik modeli.	45
Şekil 4.4 : Isı değiştiricili sistemin EES program çıktılarının ekran görüntüsü.	46
Şekil 4.5 : EES'den elde edilen STK ve kızgın buhar üretici sıcaklığı arasındaki değişim grafiği.	48
Şekil 4.6 : EES'den elde edilen STK ve yoğuşturucu sıcaklığı arasındaki değişim grafiği.	49
Şekil 4.7 : EES'den elde edilen STK ve soğurucu sıcaklığı arasındaki değişim grafiği.	50
Şekil 4.8 : EES'den elde edilen STK ve buharlaştırıcı sıcaklığı arasındaki değişim grafiği.	51
Şekil 4.9 : LiBr-H ₂ O çözeltisi konsantrasyon, sıcaklık ve basınç diyagramı .	53
Şekil 4.10 : NH ₃ -H ₂ O çözelteli soğurmalı soğutma sisteminin termodinamik modeli.	53
Şekil 4.11 : NH ₃ -H ₂ O çözeltisi kullanıldığında EES program çıktılarının ekran görüntüsü.	55



BİR ALÜMİNYUM PROFİL FABRİKASINDAKİ SOĞURMALI SOĞUTMA SİSTEMİNİN KARŞILAŞTIRMALI TERMODİNAMİK ANALİZİ

ÖZET

Bu tez çalışmasında alüminyum profil fabrikasına ait bir bileşik soğutma-ısı-güç üretim sisteminin soğutma çevrimi ele alınmıştır. Tek etkili soğurmalı soğutma sisteminin termodinamik modeli oluşturulmuş ve akış şeması ortaya konulmuştur. LiBr – H₂O ikilisi kullanılan soğutma çevriminde soğutucu olarak su, soğurucu madde olarak LiBr kullanılmıştır.

Buharlaştırıcıdan soğutmanın sağlandığı bu sistemde, alüminyum profil fabrikası içerisinde üretilen profillerin eloksal kaplamasının yapıldığı havuzları ve fabrika ortamını soğutmak amaçlanmıştır.

Gaz motorunun atık egzoz gazlarından yararlanarak, kızgın buhar üreticiden su ve lityum bromür birbirinden ayrılır ve soğutucu akışkan olan su kızgın buhar üreticiden kızgın buhar olarak çıkar. Yoğurturucuda yoğuşan soğutucu akışkan olan su daha sonra kısılma vanasından geçerek basıncı düşürülür. Sonrasında buharlaştırıcıdan geçerek eloksal kaplamanın yapılacağı havuz için gerekli olan soğutma enerjisini aktararak soğurucuya girer. Soğurucuda lityum bromür tarafından soğurulan su ile fakir eriyik oluşur. Oluşan fakir eriyik, eriyik pompası yardımıyla kızgın buhar üreticisine doğru gönderilir. Varsa eriyik eşanjöründen geçen fakir eriyik kızgın buhar üreticisine girerek su ve lityum bromür birbirinden ayrılır. Kızgın buhar üreticisinden çıkan sudan arındırılmış LiBr ise zengin eriyik olarak adlandırılır ve kısılma vanasından geçip basıncı düşürülerek, soğurucuya girer ve burada suyla karışarak fakir eriyiği oluşturur. Bu şekilde çevrimin devamlılığı sağlanır.

Tezin devamında LiBr – H₂O ikilisinin kullanıldığı tek etkili soğutma çevriminin soğutma performans katsayısı hem eşanjörlü durumda hem de eşanjörün olmadığı durumda, EES (Engineering Equation Solver) programı ile hesaplanmıştır. Sonrasında eşanjörsüz sistem için her bir bileşenin tasarım parametreleri yani çalışma sıcaklıkları değiştirilerek, soğutma performans katsayısı tekrar hesaplanmıştır. Her bir eleman için sıcaklık ve soğutma performans katsayısı arasındaki ilişki grafikler ile gösterilmiştir. Bu yöntem ile optimum çalışma sıcaklıkları belirlenmeye çalışılmış ve verim hangi durumlarda daha fazla artırılabilir bulunmuştur.

Son olarak soğutucu akışkan olarak su yerine amonyak kullanılarak çevrimin soğutma verimi bir daha hesaplanmıştır. Çıkan sonuçlar karşılaştırılarak hangi ikilinin belirtilen sıcaklık değerlerinde daha verimli olacağı tesbit edilmeye çalışılmıştır. Bu karşılaştırma da yapıldıktan sonra en uygun çalışma şartları belirlenerek, kızgın buhar üreticisinde ihtiyaç duyulan ısı gücüne göre kataloglardan uygun gaz motoru seçilmiş ve çalışma sonlandırılmıştır.



COMPARATIVE THERMODYNAMIC ANALYSIS FOR AN ABSORPTION REFRIGERATION SYSTEM ON AN ALUMINUM PROFILE FACTORY

SUMMARY

Energy sector has an important role to provide social and economic improvements for countries. Fossil fuels are used widely in the world and also in Turkey. Because of using fossil resources, negative environmental impacts continuously increase. As a result of fossil fuel consumption, CO₂ emissions are going up and climate change is observed around the world.

Despite ever-growing energy demand depends on growing population and industrial activities in Turkey, natural resources are limited. Accordingly, Turkey imports its energy raw materials. It means that Turkey is a country dependent on foreign supplies. Currently, our country is dependent to foreign oil with 98% and natural gas with 91%. Considering these dependencies, the importance of long term and effective planning increase significantly in the energy sector.

If our country is considered to have limited energy sources, the project of minimizing the losses and increasing the efficiency during energy production and utilization has become more significant. Cogeneration, in other words combined heat and power generation systems, means that both heat and electricity production are made by a single energy source. Producing energy by the combined heat and power system is more efficient than conventional energy systems producing heat and electricity separately. Besides, establishing the cogeneration systems in the facility where it is used is important in terms of availability and economy.

Waste energy utilization is also another area to consider. In this direction, even the cogeneration systems with higher efficiency compared to conventional systems, some exhaust gas is released. Especially in summer times, absorption refrigeration systems can be used to benefit from waste heat for cooling. In the same way, if electricity, heat and cooling are produced from a single energy source this kind of systems are called trigeneration. There are two types of absorption cooling systems that are widely used in practice. These are systems using ammonia-water and lithium bromide-water solutions.

The purpose of this thesis is evaluating the cooling load of the factory under consideration. This load is a design parameter for absorption refrigeration system. Specifying the working temperatures of cooling system components and carrying on thermal analysis of absorption cooling system by using stated data on EES (Engineering Equation Solver) software are also aimed. Once the coefficient of performance of the cooling cycle is calculated on EES programme, some design parameters are changed and calculated again on EES to find the most efficient system.

In this study, a cooling cycle of the trigeneration system belongs to an aluminum extrusion rail factory is examined. Thermodynamic model of the single-effect absorption cooling system is created and thermodynamic flow scheme is shown. LiBr-

H₂O binary solution is used for absorption refrigerant system and water is used as refrigerant while LiBr used as absorbant.

In this system, cooling process is made from evaporator. The energy of cooling is used in the pool which is made of anodic coating of aluminum extrusion rails in the factory in order to provide cooling and is used for air cooling in the factory.

Cooling cycle of absorption refrigeration system runs through these stages; water and lithium bromide separate from each other in the generator. Water, which is refrigerant exits from generator as superheated vapor. After that, superheated water vapor comes to condenser and condenses there. Condensing water passes through the throttling valve and its pressure is reduced to minimum pressure of the cycle. After water enters to evaporator and transfer its cooling energy to the pool which is used to make of anodic coating, the refrigerant comes into the absorber. In the absorber, refrigerant water is absorbed by the lithium bromide and poor solution is constituted. This poor solution is pumped to the generator. If there is a heat exchanger in the system, the poor solution passes through the heat exchanger and water and lithium bromide are separated from each other in the generator. Dewatered LiBr in the generator is called rich solution and passes through throttling valve by reducing the pressure after exiting the generator. Then, it enters the absorber and there it becomes a mixture of refrigerant water again. Thus, the continuity of the cycle is ensured.

The coefficient of cooling performance of the single-effect cooling cycle in which LiBr and water binary solution is used is calculated by EES for each system; with heat exchanger and without it. After that the working temperatures of each component for the system without heat exchanger are changed and coefficient of performance of the refrigeration system is analysed again. The relationship between temperature and coefficient of performance for each device is shown graphically and optimum working temperatures are specified with this method. Also, in which cases the efficiency can be increased more is investigated.

An other important point for absorption cooling cycle is crystallization. Crystallization is a phenomenon in which a solid material dissolved in a solvent is precipitated and separated from the liquid under certain conditions. This phenomenon usually occurs at the exit of the generator and inlet of the absorber of cooling system because of the high temperature and low pressure values respectively. At high temperature rich solution exiting from generator may start to crystallize when it started cooling. Accordingly, it is very difficult to pump the mixture via the pump and the cycle can not be completed. As a result of this event, cooling process stops.

Finally, ammonia is used as refrigerant in the cycle instead of water and accordingly the cooling performance of the system is estimated once again. Due to the low freezing point of ammonia, it is more suitable to work at temperatures below 0°C. This wide operating temperature and pressure range of ammonia makes the ammonia water fluid couple one of the most used pairs for absorption cooling systems. Also, due to its extreme volatility, it is much easier to separate the water from the generator. In this case, the design parameters are the same as before cases but due to the high volatility characteristic of the ammonia, the degree of dryness in the steps after the generator is entered as "1" to EES software because of the presence of vapour phase of ammonia. In the light of this information output of the analysis is compared and it is decided which binary solution is more efficient at the specified temperature values. After all these comparisons, by determining the most suitable working conditions, the

appropriate gas engine is selected from the catalogs according to the heat power required by the generator and the study is terminated.





1. GİRİŞ

Ülkelerin sosyal ve ekonomik gelişmeyi sağlamasında en önemli rolü enerji sektörü oluşturmaktadır. Dünya’da ve Türkiye’de fosil yakıtlar yüksek oranlarda kullanılmaktadır. Bunların kullanılmasından kaynaklanan çevresel etkiler gün geçtikçe artmakta, çevreye ve insan sağlığına olumsuz etki etmektedir. Fosil yakıtların kullanılmasının sonucu olarak CO₂ emisyonları artmakta ve dünya üzerinde küresel iklim değişiklikleri görülmektedir [1].

Dünyadaki nüfus ve refah seviyesinin artmasıyla enerji tüketimi de yoğun bir şekilde artmıştır. 1950’den bu yana dünya nüfusu iki kattan fazla artmıştır ve 2050’ye kadar %40 daha artması öngörülmektedir. Bu veriler ışığında enerji sorununa bir çözüm bulunulması kaçınılmaz hale gelmiştir. Artan enerji talebini karşılamak ve bununla birlikte emisyonları en aza indirmek için ekonomik, çevresel ve sosyal yönden duyarlı teknolojiler kullanılmalı ve yenilenebilir enerji kaynaklarına önem verilmelidir. Aynı zamanda da insanların bu konular hakkında bilinçlendirilmesi önemlidir.

Türkiye artan nüfusu ve gelişen sanayisiyle birlikte enerji ihtiyacı sürekli artan, buna karşılık doğal kaynakları sınırlı olan dolayısıyla da enerji kaynaklarını ithal eden yani enerji talebinin karşılanmasında dışa bağımlı bir ülkedir. Bugün için ülkemizin petrol talebinin karşılanmasında dışa bağımlılığı %98, doğalgaz talebinin karşılanmasında dışa bağımlılığı %91 olduğundan, enerji sektöründe uzun vadeli ve etkin planlamaların önemi çok artmaktadır.

Ülkemizin enerji kaynaklarının kısıtlı olduğu düşünülürse, enerjinin üretimi ve kullanılması sırasında kayıpların en aza indirilerek verimliliğin artırılması çalışmaları daha fazla önem kazanmaktadır. Bileşik ısı-güç üretim sistemleri tek bir kaynaktan aynı tesis içerisinde hem ısı hem de elektrik enerjisi üretilmesi anlamına gelmektedir. Bileşik ısı-güç üretim sistemi ile enerji üretilmesi, ısı ve elektriğin ayrı ayrı üretildiği konvansiyonel sistemlere göre daha verimlidir. Ayrıca, bu tesisler tüketimin olduğu merkezlere veya yakınlarına kurulacağından kullanılabilirlik ve ekonomik açılarından da avantajlı hale gelmektedir [2].

Elektrik ve ısının ayrı ayrı üretildiği konvansiyonel sistemlerde elektrik üretimi için verim %35-40 civarlarındayken, ısı üretim verimi yaklaşık %85-90 olmaktadır. Bunlara karşılık konvansiyonel sistemin toplam verimi en modern ekipmanlarla bile ancak %50-55 dolaylarındadır. Bileşik ısı-güç üretim sisteminin enerjiden yararlanma oranı ise tek kaynaktan elektrik ve ısı üretimi olduğu için %90'lara kadar çıkmaktadır. Bileşik ısı-güç sistemleri elektrik enerjisinin kullanıldığı yerde elektrik üretimi yaparak, elektrik dağıtım kayıplarının en aza indirilmesini sağlayarak, iletim hatlarına yapılacak yatırımların azalmasını sağlar. Yük değişimlerine hızlı uyum sağlayabilmesi, ihtiyaç dahilinde ısı veya elektriği istenildiği zamanda ve miktarda üretebilmesine olanak sağlar. Yüksek enerjiden yararlanma oranlarından dolayı yakıt tüketimini ve zararlı emisyonları azaltır. Bileşik ısı-güç üretim tesisleri, ihtiyaç duyulan ısı ve elektrik enerjisini kendi ürettiği için dışa bağımlılığı yoktur. Ürettiği enerjideki kalite ve devamlılığı ile elektrik kesilmesi, voltaj ve frekanstaki dalgalanmalar ortadan kalkmış olmaktadır. Bileşik ısı-güç üretim sistemleri, burada belirtilen üstünlüklerinden dolayı işletmeler tarafından her geçen gün daha çok tercih edilmektedir [3].

Enerji kaynaklarının kısıtlı olduğu ülkemizde, enerjiyi daha verimli kullanabilmek adına açığa çıkan bütün atık enerji türlerinin yararlı hale getirilmesi için çalışmalar yapmalıyız. Bu doğrultuda düşünecek olursak, verimi diğer sistemlere göre oldukça yüksek olan bileşik ısı-güç üretim sistemlerinde bile bir miktar egzoz gazı açığa çıkmaktadır. Özellikle yaz aylarında bacadan atılan atık ısıdan faydalanmak için soğurmalı soğutma sistemleri kullanarak soğutma işlemi yapılabilir. Elektrik ve ısıya ilave olarak aynı tesiste tek bir kaynaktan yararlanarak soğutma da yapılmasına bileşik soğutma-ısı-güç üretim sistemi adı verilir. Uygulamada yaygın olarak kullanılan iki tip soğurmalı soğutma sistemi vardır. Amonyak-su ve su-lityum bromür ikili çözeltilerini kullanan sistemlerdir.

Bahsedildiği gibi enerji fiyatlarının yükselmesi ve özellikle endüstride enerjinin yoğun bir şekilde kullanılmasıyla çevreye salınan zararlı gazların artması, enerji dönüşüm teknolojilerine ve olumsuz çevresel etkilerin azaltılmasına yönelik çeşitli yaklaşımların ve çözümlerin ortaya çıkmasına neden olmaktadır. Bunlardan biri de yenilenebilir enerji kaynaklı sistemleri, endüstriyel proseslerde ısı üretimi, güç üretimi veya soğutma için hali hazırda kullanılan sistemlere entegre etmektir. Endüstriyel proseslerin enerji kaynaklarının sürekli ve güvenilir olması önem arz etmektedir.

Bu durum göz önüne alınacak olursa, enerji üretim tesisinde yenilenebilir enerji kaynaklarının fosil yakıtlar, biyoyakıtlar veya proses atık ısısı gibi diğer enerji kaynakları ile birlikte kullanılması önemlidir.

Tezin ilerleyen aşamalarında bir alüminyum profil fabrikası için bileşik soğutma-ısı-güç üretim sistemi içerisindeki soğurmalı soğutma çevriminin termodinamik analizi yapılacak ve soğutma performans katsayısı çeşitli durumlar için hesaplanarak birbirleriyle karşılaştırıldıktan sonra en verimli sistem oluşturulmaya çalışılacaktır.

1.1 Tezin Amacı

Tezin amacı, üstünde çalışılan fabrikanın soğutma yükünün tasarım parametresi olarak atanması ve oluşturulacak soğurmalı soğutma sisteminin elemanlarının hangi sıcaklıklarda çalışacağı belirlenerek termal analizinin EES programı yardımıyla yapılması ve soğutma performans katsayısının hesaplanmasıdır. Buna ek olarak sisteme eriyik eşanjörü ekleyerek soğutma veriminin nasıl değişeceği incelenecek ve soğutucu akışkan olan su yerine amonyak kullanılarak çevrimin soğutma verimi açısından hangisinin daha avantajlı olduğu belirlenecektir. Sonuç olarak da kızgın buhar üreticisinin ısı güç ihtiyacına göre sistemi çalıştıracak gaz motoru kapasitesini belirlemek tezin amaçları arasındadır.

1.2 Literatür Araştırması

Literatürde yer alan bir çalışmada, amonyak-su çifti ile çalışan soğurmalı bir soğutma çevrimindeki ısı değiştiricilerin sistemin soğutma performansı üzerindeki etkisi ele alınmıştır. Üç farklı durum için sistemin 1. ve 2. yasa verimleri hesaplanmıştır. Bu durumlar sadece soğutucu tarafındaki ısı değiştiricisinin olduğu, sadece eriyik tarafındaki ısı değiştiricisinin olduğu ve ikisinin birlikte olduğu durumlardır. Bir bilgisayar programı yardımıyla sistemin verimi, ekserji etkinliği ve dolaşım oranı, değişik buharlaştırıcı, yoğuşturucu ve kızgın buhar üretici sıcaklıklarında hesaplatılarak, ısı değiştiricilerin sistem performansına etkisi irdelenmiştir [4].

Diğer bir çalışmada soğurmalı soğutma sistemi ile klasik soğutma sistemi arasında karşılaştırma yapılmıştır. Lityum brömür-su ikilisini kullanan soğurmalı soğutma sisteminin içerisindeki komponentlerin termodinamik analizi yapılmış ve hem eşanjörlü hem de eşanjörsüz sistemlerin soğutma performans katsayıları hesaplanarak,

karşılaştırması yapılmıştır. Aynı zamanda 23 kW'lık soğutma yükü olan bir villanın soğutulması için kurulan soğurmalı sistemin ve klasik soğutma sistemin ilk yatırım ve işletme giderlerine yönelik karşılaştırmalı bir çalışma yapılmıştır [5].

Literatürdeki diğer bir çalışmada soğurmalı ısı yükseltici sistemi tasarlanarak, göreceli olarak düşük sıcaklıklardaki atık ısı kaynağını, daha yüksek sıcaklıklara çıkarmak amacıyla endsütriyel bir kuruluşa uygulanışı teorik olarak incelenmiştir. Soğurmalı ısı yükselticilerin çalışma prensibi açıklanmış ve bilgisayar programı yardımıyla sistem performansına etkisi olan parametreler belirlenerek, elde edilen sonuçlar grafikler içinde sunulmuştur. Sonuçta, soğurmalı ısı yükselticisinin ısıtma tesir katsayısını arttırmak için sistem üzerinde hangi değişikliklerin yapılması gerektiği ve bunların sisteme etkileri karşılaştırmalı olarak verilmiştir [6].

Literatürde yer alan başka bir çalışmada jeotermal enerji ile çalışan lityum bromür-su çiftini kullanan çift etkili bir soğurmalı soğutma sisteminin her bir noktasının termodinamik özellikleri belirlenmiş ve ekserji analizi yapılmıştır. Kızgın buhar üreticisinde ısı kaynağı olarak jeotermal enerjinin kullanıldığı çift etkili sistemin analizi sonucu, soğutma performans katsayısı 1'in üzerinde bulunmuş, tek etkili soğurmalı soğutma sistemlerinde bu değer 1'in altında olduğu belirtilmiştir. Son olarakta sistemin ekserji verimliliği incelenip, çalışma tamamlanmıştır [7].

Diğer bir çalışmada, 7,5 kW soğutma kapasitesine sahip tek etkili bir soğurmalı soğutma sisteminin ısı analizlerini yapmış ve tasarımı tamamlanmıştır. Çevrim akışkanı olarak lityum bromür-su çifti kullanılmıştır. Çevrimin her bir noktasının termodinamik özellikleri çıkartılarak, tablolar halinde sunulmuş ve sonuçlara bağlı olarak sistem elemanlarının boyutlandırılması yapılmıştır [8].

Başka bir çalışmada soğurmalı soğutma sisteminin bir sanayi kuruluşuna uygulanmasını incelenmiştir. Bu kuruluştaki baca gazı atık ısı kaynağı olarak kullanılarak, soğurmalı soğutucuyu tahrik etmesi ve yaz aylarında soğutmayı sağlaması amaçlanmıştır. Sanayi kuruluşunun soğutma yükü belirlendikten sonra, termodinamik analizler yapılmış ve sistem elemanlarının tasarımı tamamlanmıştır. Bu sistem için yatırım ve işletme maliyetleri belirlenerek, alternatif sistemlerle karşılaştırılması yapılmış ve çalışma tamamlanmıştır [9].

Literatürde yer alan diğer bir çalışmada, lityum bromür-su akışkan çifti kullanarak, soğurmalı soğutma sistemindeki soğurucunun çalışma sıcaklığı değiştirilip, sistem

verimine olan etkisi termodinamik ve termoekonomik açıdan incelenmiştir. Termodinamiğin birinci kanun analizi uygulanarak soğutma verimi, ardından ikinci kanun analizi uygulanarak tersinmezlikler ve ekserji yok oluşu hesaplanmıştır. Sonrasında soğurucu sıcaklığıyla birlikte kızgın buhar üretici, buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcı sıcaklıkları da sırasıyla değiştirilerek termoekonomik optimizasyon yöntemiyle optimum eşanjör alanları ve buna karşılık gelen optimum sıcaklıklar bulunmuş ve çalışma tamamlanmıştır [10].

Bir diğer çalışmada, tek etkili, lityum bromür-su çifti kullanılan ve güneş enerjisi destekli soğurmalı soğutma sisteminin enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Enerji analiziyle sistemin etkinlik katsayısı 0,71, ekserji analiziyle etkinlik katsayısı 0,17 olarak hesaplanmıştır. Sistem içerisindeki her bir elemanın ekserji kaybı hesaplanmış ve en büyük ekserji kaybının kızgın buhar üreticisinde olduğu tespit edilmiştir. Sonuçta, sistemdeki elemanların optimum ısı transfer yüzey alanları termoekonomik analiz yöntemiyle hesaplanmış ve sistemin performansını artırma yolları araştırılmıştır [11].

Literatürde yer alan diğer bir çalışmada, otobüslerdeki egzoz gazının atık ısılarından yararlanarak soğurmalı soğutma sisteminin kullanılabilirliği incelenmiştir. Bu çalışmada amaç kompresör tarafından tahrik edilen klasik buhar sıkıştırıcı soğutma yerine soğurmalı soğutma sisteminin yerleştirilmesidir. Bu kapsamda bir dizel motorunun deney sonuçları incelenmiş ve otobüslerde soğurmalı soğutma için gerekli atık ısı kapasitesinin bulunduğu sonucuna varılmıştır. Bu atık ısıyı değerlendirmek için kızgın buhar üreticisinin dizaynı üzerinde değişik çalışma koşulları da göz önüne alınarak çalışılmıştır [12].

Bir diğer çalışmada, lityum bromür-su akışkan çifti kullanılarak, beş farklı tip soğurmalı soğutucu sisteminin termodinamik analizi yapılmıştır. Değişik sıcaklık çalışma şartlarının soğutma performans katsayısına, sistem elemanlarının termal yüklerine, ekserji verimine ve sistemdeki toplam ekserji değişimine nasıl etki ettiği araştırılmıştır. Soğutma kapasitesi 300 kW olan yarım etkili, tek etkili, seri bağlı çift etkili, paralel bağlı çift etkili ve üç etkili soğurmalı soğutma sistemleri için bahsedilen analizler yapılmıştır. Enerji ve ekserji analizlerinin sonucunda, soğutma performans katsayısı ve ekserji verimliliği yarım kademeliden üç etkiliye doğru artmışken, ekserji yok oluşu azalmıştır [13].

Yapılan diğler bir çalışmada elektrik, ısıtma ve soğutma sağlayan endüstrideki termal enerji dönüşüm sistemlerine solar enerjinin sistematik bir yaklaşımla entegre edilmesi üzerine çalışılmıştır. Üretilen enerjinin istikrarlı ve sürekli olabilmesi için solar enerjinin diğler yakıt türleriyle birlikte kullanılması gerektiği belirtilmiştir. Buna yönelik olarak, solar enerji ve fosil yakıtla çalışan bileşik ısı-güç üretim sistemi tasarımı, solar-biyoyakıt-fosil yakıt ile çalışan bileşik ısı-güç üretim sistemi tasarımı, solar destekli soğurmalı soğutma sistemi tasarımı ve bunun üretim yapılan işleme entegrasyonu ve son olarak solar destekli bileşik soğutma-ısı-güç üretim sistem tasarımı yapılarak, bu tasarımların optimizasyon çalışması yapılmıştır. Optimizasyon çalışması, prosese sağlanacak olan optimum enerji formu (solar, fosil, bio yakıt) karışımının belirlenmesi, sistem spesifikasyonlarının belirlenmesi ve sistem çalışmasının programlanması için yapılmıştır. Sonuç olarak, solar bileşik soğutma-ısı-güç üretim sisteminin toplam performansı diğler dizaynlardan daha yüksek bulunmuş ve soğurmalı soğutucunun atık enerji kullanımını arttırarak soğutma yüklerini karşıladığı görülmüştür [14].

Literatürdeki bir diğler çalışmada, doğalgaz ile çalışan bir bileşik soğutma-ısı-güç üretim sisteminin enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Sistemdeki her bir nokta için entalpi, entropi, basınç ve sıcaklık değerleri bulunarak, sistemdeki her ünitenin tersinmezlikleri, entropi üretimleri, ekserji yok oluşları bulunmuş ve ikinci kanun verimi hesaplanmıştır. Bunların sonucunda bileşik ısı-güç üretim sistemi içerisinde en fazla ekserji kaybının yaşandığı üniteler %32 ile yoğunlaştırıcı, %25 ile yanma odası, %23 ile atık ısı kazanı olarak belirlenmiştir. Soğurmalı soğutma sistemindeki ünitelerin ekserji kayıpları ise %37 ile yoğunlaştırıcı, %31 ile kızgın buhar üretici ve %18 ile buharlaştırıcıda olduğu saptanmıştır. Bu bilgilerin ışığında en fazla ekserji kaybının yaşandığı ünitelerde öncelikli olarak iyileştirme yapılması gerektiği belirlenmiş ve kayıpların nedenleri belirtilerek çözüm yolları sunulmuştur [15].

Yapılan diğler bir çalışmada solar enerjiyi elektrik üreten, ısıtma ve soğutma sağlayan bileşik soğutma-ısı-güç üretim sistemiyle birlikte kullanabilmek için eksergoekonomik optimizasyon modeli geliştirilmiştir. Öncelikle termodinamik model oluşturularak enerji ve ekserji analizleri tamamlanmıştır. Sonrasında termodinamiğin ikinci yasası, ekonomik verilerle birlikte sunularak eksergoekonomik adı verilen ve enerji sistemlerinde optimizasyonu ve sistematik çalışmayı kolaylaştıracak model oluşturulmuştur. Bileşik soğutma-ısı-güç üretim sistemi için

optimum çözüm seçilerek, üretilenlerin birim maliyetlerinin %11,5 düştüğü, ekserji verimliliğinin ise %44,38'den %56,07'ye arttığı tespit edilmiştir [16].

Literatürde yer alan diğer bir çalışmada, bileşik soğutma-ısı-güç üretim sistemini desteklemek için yenilenebilir enerji teknolojilerinin potansiyeline dikkat çekilmiştir. Tasarlanan sistem fotovoltaik termal, solar termal, yakıt hücreleri, mikrotürbin ve soğurmalı soğutma-su sistemleriyle birlikte çalıştırılmıştır. Sonrasında çoklu kriter analizi yapılarak, sistemin işletme maliyetleri, enerji tasarrufu ve çevresel etki gibi kriterler incelenmiştir. Yapılan optimizasyon çalışması sonucunda %80 oranında mikrotürbin, %10 fotovoltaik termal sistem ve %10 yakıt hücresi teknolojisi kullanılarak, işletme maliyetlerini düşürme, enerji tasarrufunu arttırma ve çevresel etkileri en aza indirme açısından optimum sistem kompozisyonu elde edilmiştir [17].

Literatürde bulunan başka bir çalışmada, atık gazlardan soğutma elde etmek için kullanılan gaz türbinli bir bileşik ısı-güç üretim sisteminin termoeconomik analizi yapılmıştır. Gaz türbini, atık ısı kazanı, buhar türbini, ve soğurmalı soğutucudan oluşan sistemin matematiksel modeli oluşturulmuş ve modelin hesaplamaları için Fortran dilinde iki program yazılmıştır. İlk program ile sistemin her noktasındaki basınç, sıcaklık ve ekserji akıları bulunmuş, ikinci program ile birim ekserji maliyetleri hesaplanmıştır. Sonuç olarak, elde edilecek elektriğin fiyatının ve soğutma etkisinin maliyetinin o dönem piyasa fiyatlarının altında olduğu saptanmıştır. Sistem verimliliği %70 olarak hesaplanmış ve geri ödeme süresi 7-9 yıl arasında bulunmuştur [18].

Bir diğer çalışmada, Sabancı Üniversitesine kurulacak basit çevrimli bileşik soğutma-ısı-güç üretim santral kapasitesinin belirlenmesi için Excel'de saatlik enerji tüketimi üzerinden bir program geliştirilmiştir. Buna göre üniversitenin saatlik enerji tüketimleri girilerek kampüse kurulabilecek bir bileşik soğutma-ısı-güç üretim santralinin o zamanki duruma göre elde edilebilecek maksimum net karı ve kurulacak tesisin kapasitesinin ne kadar olması gerektiği belirlenmiştir [19].

Literatürde yer alan başka bir çalışmada, 30 daireden oluşan ve her dairede 4 kişilik ailenin oturduğu bir apartmanın elektrik ve sıcak su kullanımına yönelik ihtiyaçlar belirlenmiş ve bu ihtiyaçlar doğrultusunda katı oksit yakıt pili ile çalışan bileşik ısı-güç üretim santrali tasarlanmıştır. Yakıtın kimyasal enerjisini, elektrik ve ısıya çeviren bu pillerin yüksek verimliliğinden ve düşük NO_x – SO_x emisyonlarından yararlanmak istenmiştir [20].

Yapılan başka bir çalışmada, Sağlık Bakanlığı'nın 2012 yılında çıkarttığı genelgeyle 20.000 m² ve üzeri kapalı alanlarda yeni inşa edilecek sağlık tesislerinde bileşik soğutma-ısı-güç üretim sistemi uygulamasını zorunlu hale getirmesinden sonra, Erzurum'da o dönem yapılması planlanan Sağlık Kampüsü için bileşik soğutma-ısı-güç üretim sistemi kapasitesinin ve çalışma şartlarının tespit edilmesi amaçlanmıştır. Hastahänenin yıl boyu çalışması durumunda ihtiyacı olan enerji tahmin edilerek, bileşik soğutma-ısı-güç üretim sisteminin simülasyonu oluşturulmuştur. Simülasyonda yapının bulunduğu coğrafyanın fiziki şartları da göz önüne alınarak, sistem içerisindeki ünitelerin matematiksel modeli inşa edilmiştir. Belirlenen şartlarda sistemin tüm maliyetleri ayrıntılı olarak çıkartılarak, ağır bakıma kadar olan süreç göz önüne alınıp sistemin geri ödeme süresi yaklaşık olarak üç yıl bulunmuştur [21].

Yapılan bir diğer çalışmada, ısınma ihtiyacı doğalgaz kazanı, soğutma ihtiyacı split klima ve elektrik ihtiyacı şebekeden karşılanan bir üniversite için bileşik soğutma-ısı-güç üretim sisteminin modeli oluşturulmuştur. Bu model üzerinden yapılan hesaplarla bileşik soğutma-ısı-güç üretim santralının termoekonomik analizi yapılmış ve sistemin geri ödeme süresi 3,22 yıl olarak hesaplanmıştır. Ayrıca, sistem içerisindeki ünitelerin ekserji yok oluşları da hesaplanarak, bu kayıpların en çok % 32,12 ile çift etkili soğurmalı sistemin yüksek sıcaklıktaki kızgın buhar üreticisinde olduğu görülmüştür. Bunu % 21,36 ile yüksek sıcaklık eşanjörü ve % 14,60 ile soğurmalı sistemin düşük sıcaklıktaki kızgın buhar üreticisi takip etmiştir. Bu hesaplamalar ile sistemde yapılacak optimizasyon çalışmalarının yerleri belirlenmiştir [22].

Literatürde yer alan bir diğer yayında, jeotermal ve solar enerji ile desteklenen küçük bir bileşik soğutma-ısı-güç üretim santralının dizaynı, simülasyonu ve optimizasyonu konusunda çalışılmıştır. 6 kW_e kapasitesindeki mikro organik Rankine çevrimine göre çalışan türbin, 30 kW tek etkili su-lityum bromür çözeltisiyle çalışan soğurmalı soğutucu, jeotermal kuyu ve düz plakalı vakumlanmış solar kollektörlerden oluşan teknolojiler kullanılarak, dinamik simülasyon modeli oluşturulmuştur. TRNSYS programında yapılan bu modellemede, organik Rankine çevrimi 95°C sıcaklıktaki jeotermal kuyudan çıkan suyla desteklenmiştir. Sistem performansını daha iyi hale getirmek için 25 m²'lik solar panellerden ısıtma sağlanmıştır. Ayrıca, soğurmalı soğutucu, yaz aylarında kullanıma açılarak, sadece jeotermal enerji tarafından beslenmiştir. Bu oluşturulan model Ischia'da (Napoli, İtalya) bulunan ve çevresinde jeotermal kaynakların bulunduğu bir otelde uygulanmıştır. TRNSYS ile sistem dizayn

parametrelerinin optimizasyonu ve termoekonomik analiz yapıldıktan sonra ulaşılan sonuçlarda, sistem performansının solar enerjiden daha fazla jeotermal enerjiye bağlı olduğu görülmüştür. Ekonomik parametreler incelendiğinde de en kötü çalışma şartlarında bile böyle tasarlanmış bir sistemin geri ödeme süresinin 7,6 yıl, üretilen termal enerjinin tam kullanımının söz konusu olduğu çalışma şartlarında ise 2,5 yıl olduğu hesaplanmıştır [23].

Yapılan başka bir bilimsel araştırmada, bir atık su arıtma tesisinde kurulan bileşik ısı-güç üretim santralının bileşik soğutma-ısı-güç üretim santraline dönüştürülmesi üzerine çalışılmıştır. Özellikle yaz aylarında tesisin ısıtma yükü çok düşük seviyelerde olduğundan büyük miktarlarda atık ısının çevreye salındığı belirtilmiştir. Bunu engellemek adına bu atık ısıdan faydalanmak için ortam soğutmaya sağlayacak soğurmalı soğutucu bulunduran bileşik soğutma-ısı-güç üretim sistemi tasarlanmıştır. Dört farklı şekilde beslenen tek ve çift etkili soğurmalı soğutucular arasında saatlik dinamik enerji performans analizi, MATLAB üzerinde matematik model oluşturularak tamamlanmıştır. Sonrasında dört sistem için de detaylı ekonomik analiz yapılmış, 450 °C sıcaklıkta baypas edilerek getirilen baca gazının ısıyla çalışan çift etkili soğurmalı soğutma sistemi bulunan bileşik soğutma-ısı-güç üretim sisteminin en yüksek termal verimliliğe, en kısa geri ödeme periyoduna, en stabil ve kontrolü en kolay sisteme sahip olduğu görülmüştür [24].

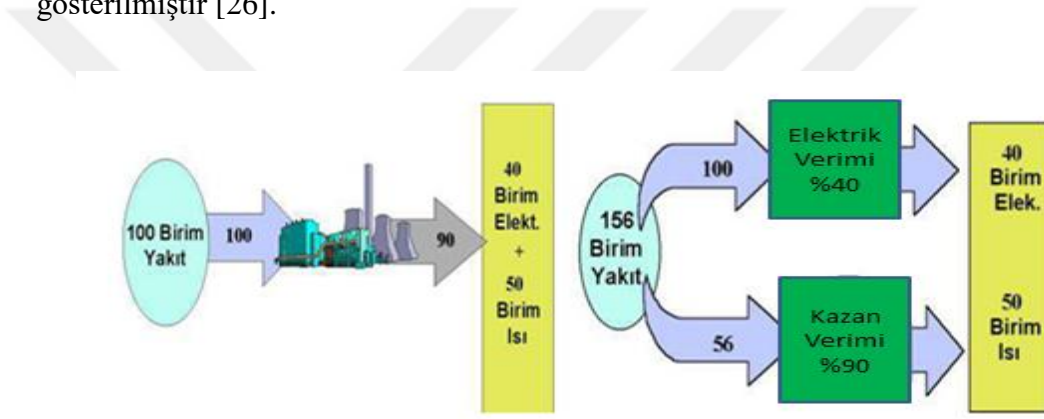
Bir diğer çalışmada, jeotermal enerjiyle çalışan trijenerasyon sistemi için iki farklı dizayn yapılarak, karşılaştırmalı termodinamik analizi ve optimizasyonu yapılmıştır. Bu iki tasarlanan sistemden biri organik Rankine çevrimine göre, diğeri ise Kalina çevrimine göre çalıştırılmıştır. İki çevrimde de soğutma ve ısıtma yükleri sırasıyla lityum-bromür çözeltili soğurmalı soğutma sistemi ve su ısıtma ünitesiyle karşılanmaktadır. Sistemlerin performansının değerlendirilmesi için termodinamik modeller oluşturulmuş ve ikinci yasa verimliliğine göre optimizasyon çalışması yapılmıştır. Bunun yanında, sistemdeki elemanların tersinmezliklerini belirlemek için ekserji yok oluşları hesaplanmıştır. Çalışmanın sonucunda %50,36 ikinci yasa verimliliğine sahip Kalina çevriminin, %46,51 ikinci yasa verimliliğine sahip Rankine çevrimine üstünlük sağladığı belirtilmiştir [25].



2. BİLEŞİK ISI-GÜÇ ÜRETİMİ VE BİLEŞİK SOĞUTMA-ISI-GÜÇ ÜRETİMİ SİSTEMLERİ

2.1 Bileşik Isı-Güç Üretimi Sistemlerinin Tanımı ve Avantajları

Bileşik ısı-güç üretim sistemleri, tek bir kaynaktan ısı ve elektriğin birlikte üretildiği sistemlerdir. Elektrik ve ısının ayrı ayrı üretildiği konvansiyonel sistemlerde bazı kayıplar meydana gelmektedir. Şekil 2.1’de bahsedilen iki sistemin karşılaştırılması gösterilmiştir [26].



Şekil 2.1 : Bileşik ısı-güç üretim ve konvansiyonel sistemlerin karşılaştırılması [26].

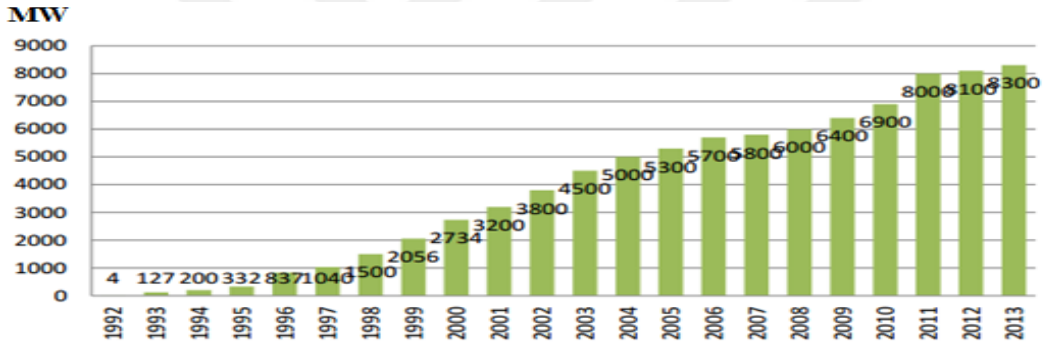
Sağdaki sistem elektrik ve ısının ayrı ayrı üretildiği sistem olup, sol taraftaki bileşik ısı-güç üretim sistemidir. İki sistemde de aynı miktarda elektrik ve ısı enerjisi üretilirken kullanılan yakıt miktarları konvansiyonel sistemde çok daha fazladır. Bileşik ısı-güç üretim sisteminin enerjiden faydalanma oranı %90 iken, konvansiyonel sistemin %58 civarındadır. Bu veriler göz önüne alınacak olursa, bileşik ısı-güç üretim sistemi yüksek verimliliği yanı sıra daha az yakıt kullanarak çevreye atılan zararlı gaz miktarını da azaltmaktadır.

Bileşik ısı-güç üretim santralleri, genellikle üretilen elektrik ve ısının hemen kullanılacağı işletmeler içerisine veya yakınına kururlar. Bu sayede üretilen elektriğin kullanılabilmesi için yeni bir iletim ve dağıtım hattı kurmaya gerek olmadığından, kayıplarda minimize edilmiş olur. Aynı zamanda, ekstradan iletim ve dağıtım hatlarının kurulmaması yatırım masraflarını düşürmektedir. Üretilen elektrik

ve ısının büyük bir bölümü üretildiği yerde tüketildiğinden enerji güvenilirliği artmaktadır. Ayrıca, bu sistemler şebekeye bağlı olarak çalışmadıklarından elektrik kesintilerinden etkilenmezler.

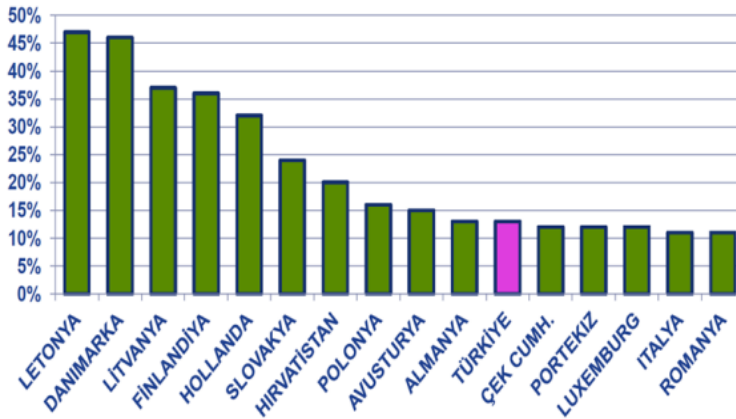
Bileşik ısı-güç üretim sistemleri, özellikle elektrik ve ısı ihtiyacına birlikte gereksinim duyan endüstri kuruluşlarında ve bölgesel ısıtmada kullanılmaktadır. Sektörel olarak sayacak olursak; tekstil, kağıt, seramik, gıda, demir çelik, çimento sektörlerinde, atık arıtma ve baskı matbaada kullanılmaktadır. Bina uygulamalarında ise daha çok üniversiteler, hastahaneler, oteller, toplu konutlar ve alışveriş merkezlerinde görülmektedir.

Türkiye'deki bileşik ısı-güç üretim santrallerinin kurulumu 1992 yılından bu yana sürekli artmaktadır. Şekil 2.2'de 2013 yılına kadar olan artış gösterilmiştir ve günümüze kadar kurulu güç kapasitesi artmaya devam etmiştir [27].



Şekil 2.2 : Yıllara göre Türkiye'deki bileşik ısı-güç üretim santrali kurulu gücü [27].

Şekil 2.3'de ise Türkiye'nin bileşik ısı-güç üretimi santrallerinin kurulu gücünün toplam kurulu gücüne oranı Avrupa ülkeleri ile birlikte gösterilmiştir [28].



Şekil 2.3 : Türkiye ve Avrupa'nın bileşik ısı-güç üretim santrali kurulu güçlerinin oranı [28].

Bileşik ısı-güç üretim sistemlerinden daha verimli sistemler, santrale soğurmalı soğutma sistemi eklenmesiyle elde edilir. Soğurmalı soğutma sistemi sayesinde elektrik ve ısıtma enerjisi yanı sıra soğutma enerjisi de sağlanır. Böyle sistemlere bileşik soğutma-ısı-güç üretim sistemleri adı verilmektedir.

2.2 Bileşik Isı-Güç Üretim Sistemi Ekipmanları

Bileşik ısı-güç üretim sistemleri dört esas kısımdan oluşmaktadır. Bu kısımlar; güç üreticisi, ısı geri kazanım ünitesi, jeneratör ve elektrik ekipmanları, son olarakta kontrol sistemleridir. Bileşik ısı-güç üretim sistemlerinde çeşitli güç üreticileri kullanılmaktadır ve genellikle güç üreticisi ve kullanılan yakıt türüne göre adlandırılmaktadırlar. Buhar türbini, gaz türbini, pistonlu motorlar güç üretimi için kullanılan ekipmanlar olup, yeni yeni geliştirilmekte olan ve ekonomik açıdan uygulanabilir hale getirilmeye çalışılan mikrotürbinler, yakıt pilleri ve Stirling motorları da güç üretimi için kullanılabilirler.

Bileşik ısı-güç üretim santrali tasarlarken, kurulumun yapılacağı tesisin enerji ihtiyaçları detaylı bir şekilde incelenmelidir. Tesisin elektrik ihtiyacı, ısıtma ihtiyacı, sıcak su ihtiyacı gerekiyorsa soğutma ihtiyacı çıkartılmalıdır. Bu sonuçlardan yola çıkarak tesisin ısı enerjisi ihtiyacı ve güç ihtiyacı belirlenmelidir. Isı-güç oranına göre de bileşik ısı-güç üretim sisteminin güç üretim ünitesi seçilmelidir.

Çizelge 2.1'de yaygın olarak kullanılan bileşik ısı-güç üretim sistemlerinin kapasiteleri, ısı-güç oranları ve verimleri gösterilmiştir [21].

Çizelge 2.1 : Yaygın olarak kullanılan bileşik ısı-güç üretim sistemlerinin özellikleri [21].

Tipi	Kapasite MW _e	Isı-güç oranı	Elektrik Üretim Verimi	Sistem Verimi
Buhar Türbini	1-100	3:1-8:1	%10-20	%80
Karşı Basıncılı Buhar Türbini	0,5-500	3:1-10:1	%7-20	%80
Kombine Çevrimli Gaz Türbini	3-300	1:1-3:1	%35-55	%73-90
Açık Çevrim Gaz Türbini	0,25-50	1,5:1-5:1	%25-42	%65-87
Diesel Motoru	0,2-20	0,5:1-3:1	%35-45	%65-90
Gaz Motoru	0,003-6	1:1-3:1	%25-43	%70-92

2.2.1 Buhar türbinli bileşik ısı-güç üretim sistemleri

Buhar türbinleri genellikle ısı-güç oranı yüksek olan bileşik ısı-güç üretim santrallerinde kullanılmaktadır. Katı, sıvı ve gaz yakıtlar gibi her türlü yakıtın kullanılabilmesi önemli bir avantajdır. Bu yüzden, buhar türbinleri bileşik ısı-güç üretim sistemlerinde uzun yıllardan beri güç üreticisi olarak kullanılmaktadır.

Buhar türbinlerini çalıştırmak için gerekli enerji buhardan sağlanmaktadır. Rankine çevrimine göre çalışan bu sistemlerde iş akışkanı olarak genellikle su kullanılmaktadır. Kazanda yakılan yakıt sayesinde elde edilen enerji suya verilerek buharlaştırılması sağlanır ve yüksek basınçlı ve sıcaklıktaki buhar, yüksek hızlarda türbin kanatlarından geçirilerek, türbin ve jeneratörü birbirine bağlayan şaftı tahrik edecek mekanik enerjiyi üretmek için türbinde genişletilmektedir. Üretilen bu mekanik enerji, jeneratör vasıtasıyla elektrik enerjisine dönüştürülmektedir. Buhar türbin kademelerinde ne kadar genişletilebilirse, üretilen elektrik enerjisi miktarı da o kadar fazla olmaktadır. Türbin kademelerinde genişleyen buhar proses için kullanılacak koşullara geldiğinde çekilerek, türbinden ayrılmaktadır ve tesis içerisinde ihtiyaç duyulan kısma gönderilmektedir.

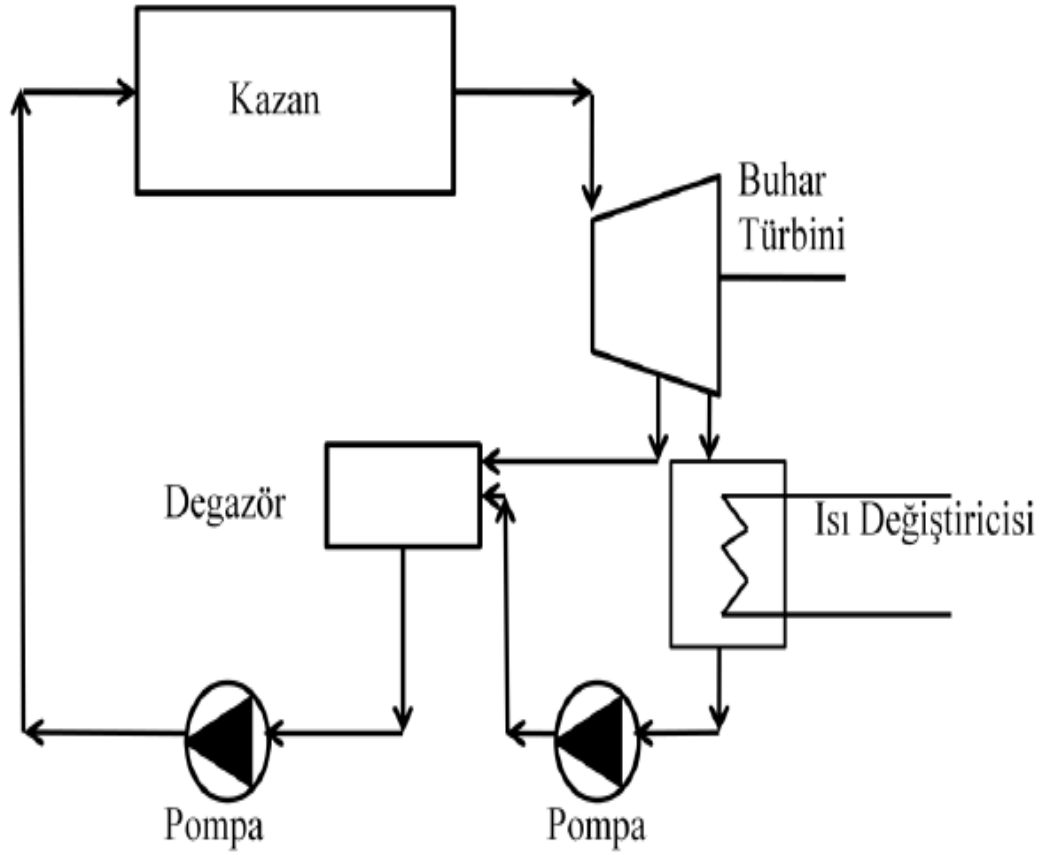
Buhar türbinli bileşik ısı-güç üretim sistemleri genellikle ara buhar almalı yoğuşturuculu ve karşı basınçlı buhar türbinlerinden oluşmaktadır. Hangi sistemin seçileceğinin belirlenmesi için kurulumun yapılacağı tesisin ısı-güç oranı, proseste kullanılacak buharın kalitesi ve ekonomik faktörler dikkate alınmalıdır.

2.2.1.1 Karşı basınçlı buhar türbinleri

Karşı basınçlı buhar türbinli bileşik ısı-güç üretim sistemlerinde, yüksek basınçlı buhar türbin kademelerinden geçirilerek genişletilmektedir ve çıkan buhar kalitesine göre tesis içi proseslerde kullanılmaktadır veya düşük basınç türbin kademelerinden geçirilmeye devam edilerek ısıtma amaçlı proseslerde kullanılmaktadır. Ancak türbin kademelerinden çekilen buhar miktarı arttıkça güç üretimindeki verimlilik azalmaktadır [21].

Bu türbinlerde buharın türbin çıkış sıcaklık ve basıncı işletme içerisinde kullanılacağı yere göre değişiklik göstermektedir ve çıkış basıncı atmosfer basıncından daha fazladır. Alçak basınçta çıkan buhar ile tesis içi ısıtmanın sağlanabileceği gibi, yüksek basınçta çıkan buhar kurulum yapılan tesisin bağlı olduğu sektöre göre kurutma

amaçlı, buhar elde etme amaçlı veya bölgesel ısıtma amaçlı kullanılmaktadır. Şekil 2.4’de karşı basınçlı buhar türbininin kullanıldığı çevrime bir örnek verilmiştir [29].



Şekil 2.4 : Karşı basınçlı buhar türbinini [29].

Karşı basınçlı buhar türbinleri; bileşik ısı-güç üretimi sistem verimi olarak %80 gibi değerlere ulaşabilirler. Kullanılan yakıt türleri çok çeşitli olup biyokütle veya endüstriyel atıklar bile kullanılabilir. Kurulumu ve işletmesi kolay tesislerdir, yüksek sıcaklık ve basınç değerlerinde buhar elde edilebildiği için ısıtma amaçlı kullanımlarda ve endüstriyel işletmelerde elverişli bir sistemdir. Buna karşın benzer sistemlere kıyasla elektriksel verimleri daha düşüktür. Üretilen buhar yüksek sıcaklık ve basınç değerlerinde olduğu için işletme basıncı yüksek bir kazana ihtiyaç duyulur. Bunun yanı sıra kullanılan ısıl ekipmanlar da üretilen buharın termal özelliklerine uygun olarak seçilmelidir. Bu sayılan özellikler de yatırım maliyetlerini doğrudan etkilemektedir. Yanlış seçimlerin yapılması yatırım ve bakım maliyetlerini arttırmaktadır. Buhar türbinlerinin devreye alınması ve çalışmasının düzene girmesi için uzun bir zaman gerekmektedir ve fazladan yakıt yakımına sebep olmaktadır. Güç talebinin düşük olduğu durumlarda sistemin tam yükte çalışması verimini olumsuz etkilemektedir ve

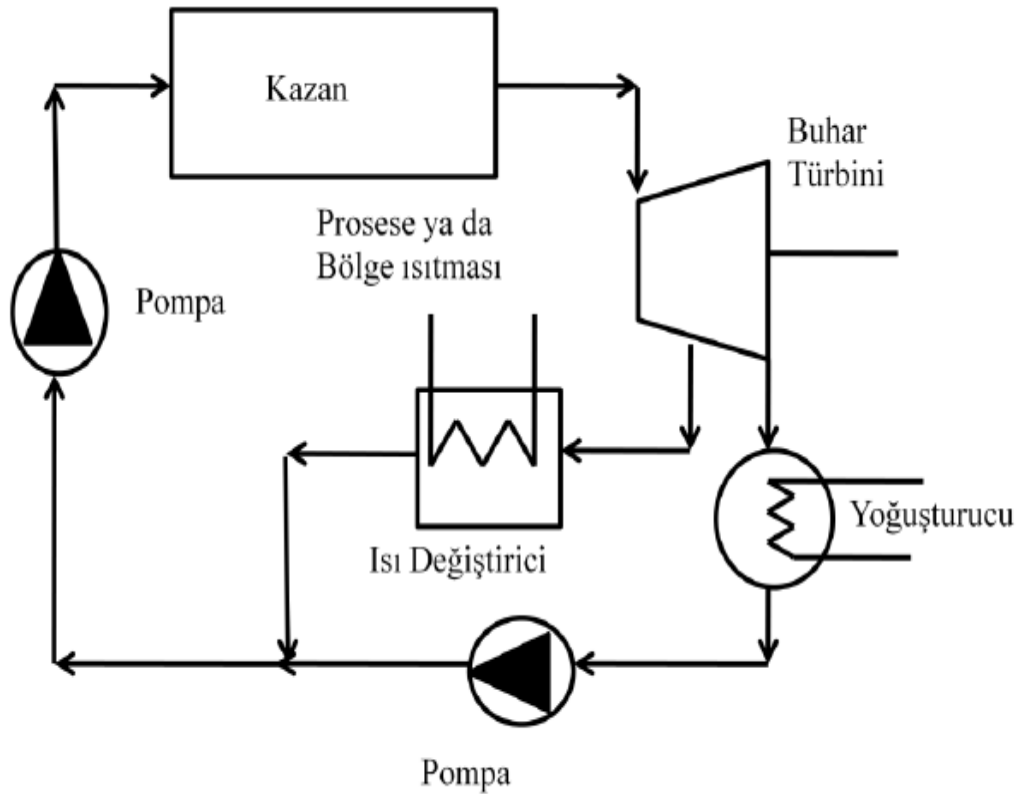
üretilen gücün birim maliyetini arttırmaktadır. Bu yüzden değişken yükler söz konusu olduğunda elverişli sistemler değildir [21].

2.2.1.2 Ara buhar almalı yoğuşturuculu buhar türbinleri

Yoğuşturuculu türbinler buharı 10 kPa dolaylarındaki vakum ortamına bir kondenser yardımıyla genişleterek maksimum güç çıkışı elde etmektedirler. Bu durum göz önüne alınacak olursa yoğuşturuculu türbinler, kondenseri olmayan türbin çevrimlerine göre daha fazla güç üretmektedirler ancak; türbin çıkışındaki buharın termal özellikleri ısı amaçlarında kullanmak için daha yetersiz olacağından toplam verimleri daha düşüktür.

Ara buhar almalı yoğuşturuculu buhar türbinlerinde üretilen elektriksel güç tesisin ısıl ihtiyacına bağlı olarak değişkenlik göstermektedir. Proseste kullanılmak üzere tesis ısıl ihtiyacını karşılamak için gereken buhar, türbin ara kademelerinden çekilir ve bu buharın hangi türbin basınç kademesinden çekileceği, buhar ihtiyacı olan yerdeki buhar basınç değerine göre belirlenir.

Şekil 2.5’de ara buhar almalı yoğuşturuculu bir buhar türbin çevrimine örnek verilmiştir [29].

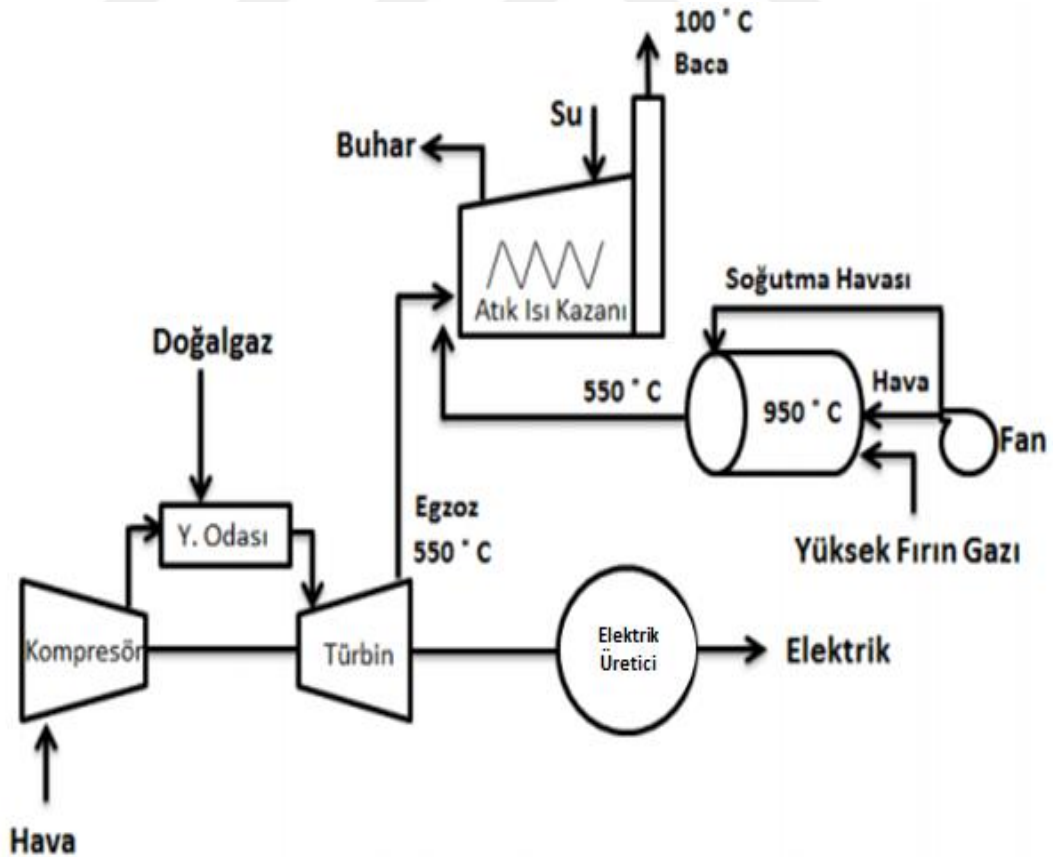


Şekil 2.5 : Ara buhar almalı yoğuşturuculu buhar türbin çevrimi [29].

2.2.2 Gaz türbinli bileşik ısı-güç üretim sistemleri

Gaz türbinleri büyük ölçekli bileşik ısı-güç üretim sistemlerinde yaygın olarak kullanılan güç üreticilerindedir. Bu sistemlerde hava kompresöre girerek sıkıştırılır ve basıncı artırılır. Basınçlandırılmış ve sıcaklığı arttırılmış hava yanma odasına girerek yakıtla birlikte yakılır. Çok yüksek sıcaklık ve basınç değerlerine ulaşan yanmış gazlar türbine girip genişler ve türbin milinin dönmesini sağlar. Türbin miline bağlı olan jeneratör sayesinde güç üretilir ve üretilen bu gücün bir kısmı sistemin çalışması ve kompresörü tahrik etmek için kullanılır.

Gaz türbinli sistemlerde yakıt olarak genellikle doğalgaz kullanılmaktadır. Bu sistemlerde ısı egzoz gazlarından elde edilip, bir atık ısı kazanı yardımıyla yüksek sıcaklık ve basınçta buhar üretimi yapılmaktadır. Üretilen buhar, ısıtma işleminde veya tesis içi proseslerinde kullanılmaktadır [30]. Şekil 2.6'da gaz türbini ile çalışan bir bileşik ısı-güç üretim sisteminin şeması verilmiştir [31]. Bu şemadaki harici yanma tesisi gaz türbini ile paralel çalışabildiği gibi gaz türbininin devrede olmadığı zamanlarda atık ısı kazanı vasıtasıyla buhar üretimini gerçekleştirmektedir.



Şekil 2.6 : Gaz türbinli bileşik ısı-güç üretimi ve harici yanma tesisi şeması [31].

Gaz türbininden çıkan yüksek sıcaklıktaki egzoz gazlarının kullanılabilceği yerler şu şekilde sıralanabilir [19]:

- Egzoz gazlarının sahip olduğu yüksek sıcaklıklar sayesinde tesis içerisinde kurutma işlemlerinde kullanılmaktadır.
- Atık ısı kazanı olan bir sistemde tesis içi proseslerde, alan ısıtmada veya bölgesel ısıtmada kullanılmak üzere orta veya düşük basınçta (8-18 bar) buhar üretmek için kullanılmaktadır.
- Buhar türbinlerinde kullanmak için atık ısı kazanı yardımıyla yüksek basınçlı buhar elde etmek amacıyla kullanılmaktadır.
- Yüksek sıcaklıkta sıcak su üretmek amacıyla kullanılmaktadır.

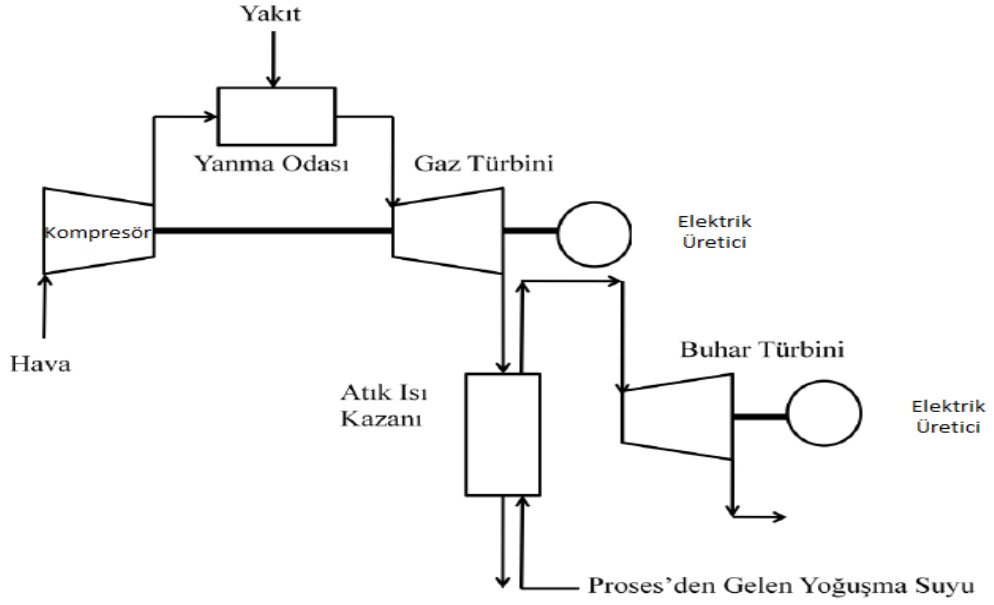
Gaz türbin sistemlerinin, buhar türbinlerine göre kurulması daha kolaydır ve daha küçük alanlara daha az maliyetle kurulmaktadır. Sistem kapasitesi arttıkça, sistem verimi de yükselmektedir. Sistem değişen yüklere hızla ayak uydurmaktadır. Bunun yanında yüksek sıcaklıktaki buhar üretimini sağlayabilmektedir.

Gaz türbin sistemlerinin düşük yüklerde çalıştırılması durumunda verim azalmaktadır. Yüksek sıcaklıklarda çalıştığı için malzeme dayanımı önemlidir ve buna bağlı olarak sistem iyileştirmesi yapmak zorlaşmaktadır. Gaz türbinli sistemlerde yakıt güvencesi ve bu yakıtın özelliklerinin kararlı olması önemlidir. Yüksek sıcaklıklar ve yüksek rakım gaz türbin performansını olumsuz yönde etkilemektedir [21].

2.2.3 Kombine çevrimli bileşik ısı-güç üretim sistemleri

Güç ihtiyacının daha yoğun olduğu yerlerde buhar ve gaz türbinleri birlikte kullanılabilir. Bu tür sistemlerde ilk çevrim içerisinde bulunan gaz türbininden alınan yüksek sıcaklıktaki egzoz gazları atık ısı kazanına girerek, buhar türbininin iş akışkanı olan buharı elde etmek için kullanılmaktadır. Bu sayede, ikinci çevrim veya alt çevrim içerisindeki buhar türbininden de ilave güç üretimi gerçekleştirilmektedir. Kombine çevrimli sistemlerde üretilen buharın bir kısmı da ısıl proses ihtiyaçlarını karşılamak için kullanılmaktadır. Kombine çevrimlerin güç – ısı oranları yüksek olup, elektriksel verimlilikleri yüksektir. Bu sistemler genellikle yılda 6000 saat üzerinde çalışabilen esas yük santralleridir [32].

Şekil 2.7'de kombine çevrimli bileşik ısı-güç üretim sisteminin çalışma prensibi, ekipmanlarıyla birlikte gösterilmektedir [29].



Şekil 2.7 : Kombine çevrimli bileşik ısı-güç üretim sistemi [29].

2.2.4 İçten yanmalı pistonlu motor ile bileşik ısı-güç üretim sistemi

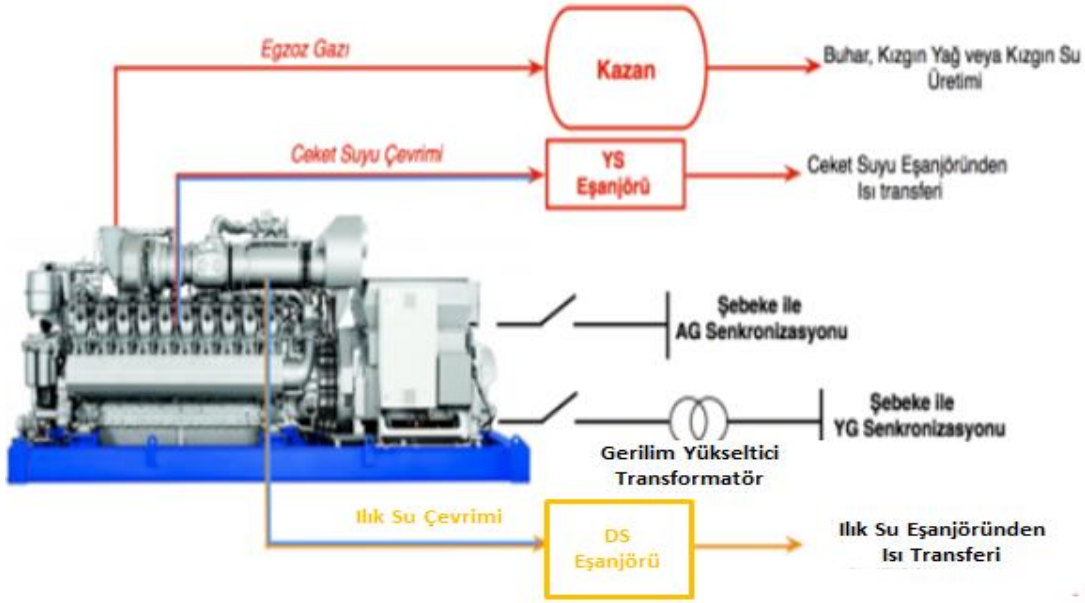
Bileşik ısı-güç üretim sistemlerinde ısı ve güç üretimi için kullanılan diğer bir teknoloji de içten yanmalı pistonlu motorlardır. Bunlar sıkıştırma ateşlemeli (Dizel) ve kıvılcım ateşlemeli (Otto) otomobil motorları prensibine benzer şekilde çalışmaktadır. Pistonlu motorların elektriksel verimlilikleri yüksek olup, pik yükte elektrik üretimine ihtiyaç duyan tesislerde veya orta büyüklükteki bileşik ısı-güç üretim sistemlerinde kullanılmaktadır. Termal enerji ihtiyacı genellikle yüksek sıcaklıktaki egzoz gazlarından ve motorun düzenli çalışmasını sağlayan soğutma sistemlerinden elde edilmektedir.

İçten yanmalı pistonlu motorlar tarafından üretilen termal enerjinin kullanılabilceği yerler şu şekilde sıralanmaktadır [19]:

- Yüksek sıcaklıktaki egzoz gazları kullanılarak 15 bar basınca kadar buhar üretimi ve motor bloğunun ısısını çeken soğutma sisteminden 85-90 °C sıcaklıkta sıcak su üretimi
- Egzoz gazlarının kurutma ve CO₂ üretimi gibi proseslerde aralarında ısı değiştiricisi olmadan direkt olarak kullanılması
- Gerekli ısı transfer elemanlarının kullanılması ile birlikte atık ısıdan sıcak havanın elde edilmesi

Pistonlu motorlar, çalıştıkları sırada ortaya çıkan titreşimleri absorbe edecek şekilde tasarlanmaktadır. Çalışma sırasında ortaya çıkan gürültü seviyesinin rahatsız edecek boyutlara çıkmasını engellemek için ses izolasyonu da gerekmektedir. Ayrıca, pistonlu motorlar türbinlere göre daha fazla dinamik parçaya sahip olduklarından daha kısa periyotlarla bakım ve onarıma ihtiyaç duymaktadırlar.

Şekil 2.8’de içten yanmalı pistonlu bir motor çevrimine örnek verilmektedir [33].



Şekil 2.8 : İçten yanmalı pistonlu motora sahip bileşik ısı-güç üretim santrali [33].

2.2.4.1 Sıkıştırma ateşlemeli motorlar (Dizel)

Araçlarda kullanılan dizel motorlar ile aynı prensibe dayalı olarak çalışmaktadırlar. Bu motorlar genellikle dört stroklu, direkt enjeksiyonlu, turbo şarjlı ve ara soğutuculu olarak, 75 kW ile 60 MW kapasitelerindeki bileşik ısı-güç üretim santralleri için kullanılmaktadırlar. Elektriksel verimlilikleri de %35 ile %45 arasında değişmektedir [34].

Dizel motorlarda sıkıştırma stroğunda piston alınan havayı sıkıştırarak, basıncını arttırmaktadır. Basıncın artmasının sonucu olarak havanın sıcaklığı da artmaktadır. Bu sıkıştırma işlemi havanın sıcaklığı tutuşurma sıcaklığına ulaşmaya kadar devam etmektedir. Yüksek basınçlı yakıt enjektörleri, yakıtı sıkıştırılmış havanın içine püskürterek hızlı yanma sağlanmaktadır ve güç stroğu tamamlanmaktadır. Doğalgaz ve benzinin alev alma sıcaklıkları daha yüksek olduğu için bu yöntem ile yakılmaları çok zordur ve ateşleme bujileri kullanılarak yanma sağlanmaktadır [21].

2.2.4.2 Buji ateşlemeli motorlar (Otto)

Otto motorlarında da dizel motorlarında kullanılan sıkıştırma çevrimi vardır ve ateşleme işlemine hazırlık olarak daha iyi bir yanmanın sağlanması amacıyla kullanılır ve ateşleme için bujiler kullanılmaktadır. Buji ateşlemeli motorların kapasiteleri 10 kW ile 15 MW arasında olup, elektriksel verimliliği %25 ile %43 arasında değişmektedir.

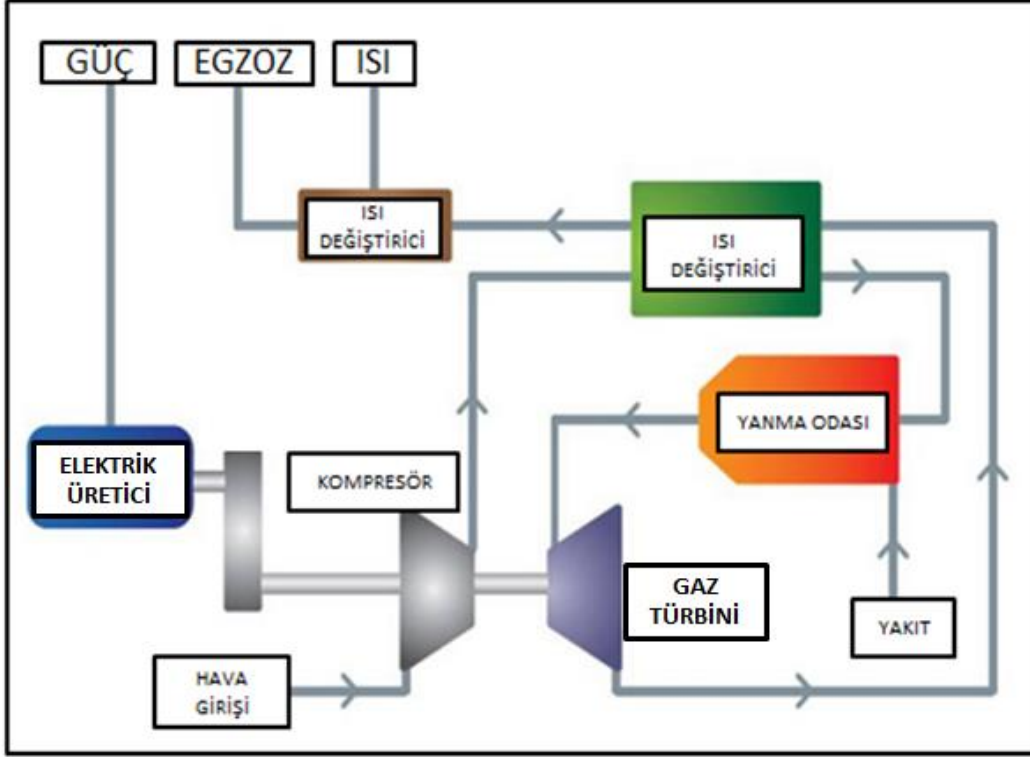
Ekonomiklik göz önüne alınacak olursa, bileşik ısı-güç üretim sistemlerinde kullanılan buji ateşlemeli motorlarda benzin yerine doğalgaz kullanılmalıdır. Bunun yanı sıra biyogaz, çöp gazı veya hava gazı gibi çevreci yakıtlarda kullanılmaktadır [21].

İçten yanmalı pistonlu motora sahip bileşik ısı-güç üretim sistemlerinin ilk yatırım maliyetlerinin düşük olması, değişken yüklerde çalıştırıldığında verimin diğer sistemlere göre daha az etkilenmesi, devreye alma süresinin çok kısa olması buna bağlı olarakta yedek güç sistemi gereken yerlerde çoğu zaman motorlu sistemlerin tercih edilmesi ve güvenilirliğinin fazla olması avantajlarındandır.

2.2.5 Mikrotürbinli bileşik ısı-güç üretim sistemleri

Mikrotürbinler 25 kW ile 500 kW arasında güç üretebilen küçük ve kompakt yapılu türbinlerdir. Otomobil ve kamyon turbo şarjlarından, uçakların yardımcı güç ünitelerinden ve küçük jet motorlarından esinlenerek oluşturulmuşlardır. Kompresör, yanma odası, türbin, reküperatör ve jeneratör gibi ekipmanlardan oluşmaktadır. Şekil 2.9'da mikrotürbinli bir bileşik ısı-güç üretim santralinin çalışma prensibi ve ekipmanları gösterilmektedir [35]. Burada görülen sistem reküperatörlü olup, havanın yanma odasına girmeden önce ısıtılmasını sağlamaktadır. Böylece %30-40 oranlarında yakıt tasarrufu sağlanmaktadır. Yakıt olarak genellikle doğalgaz kullanılsa da dizel, benzin veya diğer fosil yakıtlarla da çalışabilmektedir. Şekilden de anlaşılacağı gibi sistemin atık ısı, tesis içi ısı proseslerde kullanılabilir. Bileşik ısı-güç üretim sistemleri içerisinde kullanıldığında %80'lere varan toplam verimler elde edilmektedir.

Mikrotürbinler; kompakt yapıları, nispeten düşük yatırım maliyetleri, düşük işletme ve bakım giderleri ile birlikte düşük emisyon değerleri gibi avantajları sayesinde gelecekte üretim pazarında önemli bir yer sahibi olabilir [36].

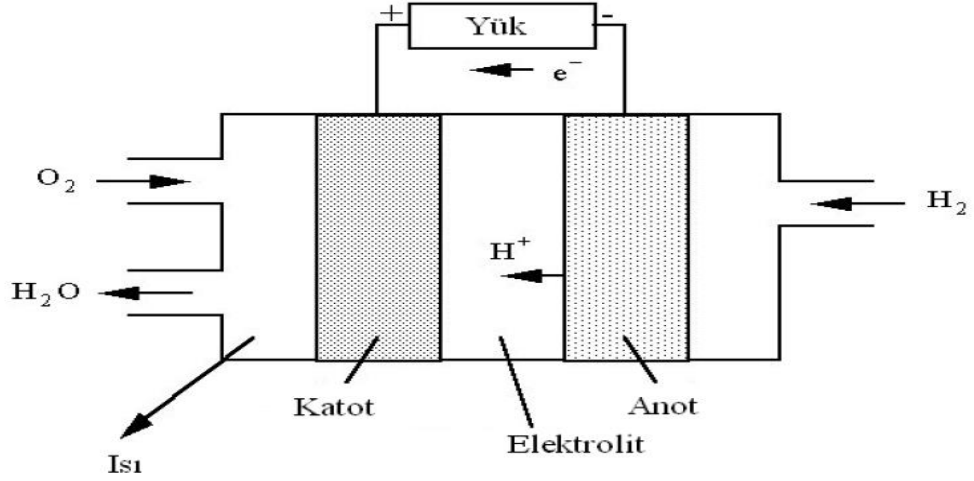


Şekil 2.9 : Mikrotürbinli bileşik ısı-güç üretim santrali [35].

2.2.6 Yakıt pilli bileşik ısı-güç üretim sistemleri

Küçük güçlere olan talebin sürekli artmasından dolayı yakıt pilli sistemler güç üretici olarak kullanılmaya başlanmıştır. Bu sistemler hem yüksek verimlilikte çalışırlar, hem de zararlı çevresel etkileri yoktur. Hidrojen ve oksijen arasındaki elektrokimyasal reaksiyon ile oluşturulan yakıt hücreleri elektrokimyasal piller olarak adlandırılmaktadırlar. Yakıt hücrelerinde yakıtın kimyasal enerjisi elektrolit sistem yardımıyla devamlı olarak elektrik enerjisine dönüştürülmektedir. Buhar kazanı veya türbin kullanılmadan, sadece yakıtın kimyasal enerjisi kullanılarak elektrik enerjisi üretilmektedir. Atık olarak su ve ısı elde edilmesi de bu teknolojiyi bileşik ısı-güç üretim sistemleri için önemli bir hale getirmektedir. Şekil 2.10'da yakıt pillerinin çalışma prensibi gösterilmektedir [29, 37].

Yakıt pilleri, yakıt olarak hidrojenin negatif kutba, içinde oksijeni bulunduran havanın pozitif kutba gelmesiyle güç üretimine başlamaktadır. Bu piller, pil içerisindeki elektrokimyasal reaksiyonun başlamasını sağlayan ortam adına göre isimlendirilmektedirler. Fosforik asit elektrolit yakıt pilleri (PAFC), katı oksit yakıt pilleri (SOFC) ve proton değişim membranlı yakıt pilleri (PEM) bunlardan bazılarıdır [21].



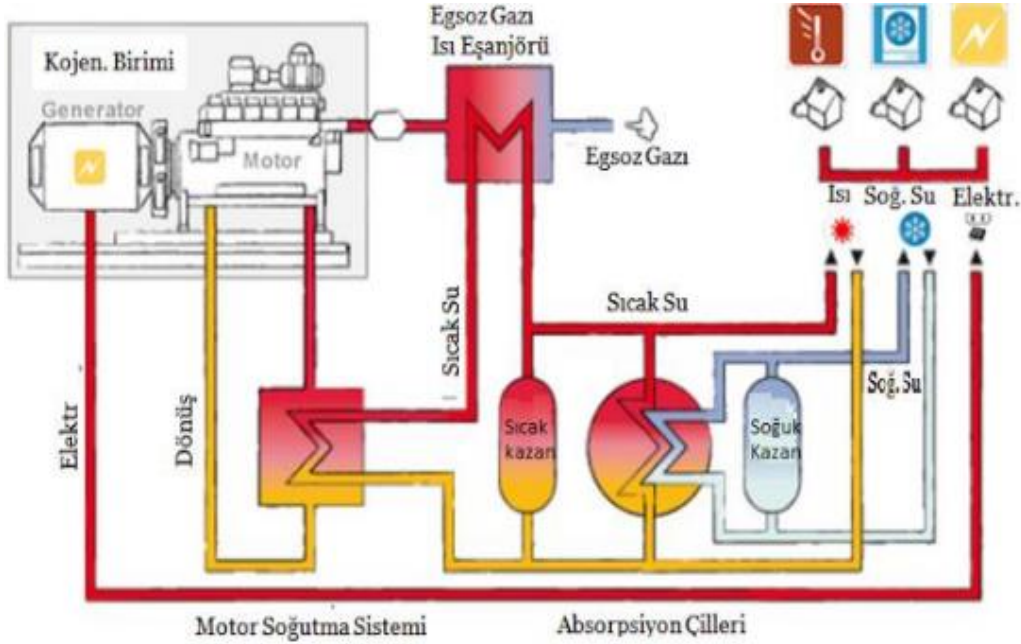
Şekil 2.10 : Yakıt pilinin çalışma prensibi [37].

2.3 Bileşik Soğutma-Isı-Güç Üretim Sistemleri

Bileşik ısı-güç üretim sistemleri ısı ve elektriğin birlikte üretildiği sistemler olup, yaz aylarında genellikle ısı talebinde azalma olacağı için toplam verimlerinde de azalma görülmektedir. Bu durumun nedeni, ihtiyaç fazlası ısının yaz aylarında daha fazla çevreye atılarak, enerjisinden yararlanamamaktır. Atık ısıdan daha fazla yararlanabilmek için bileşik ısı-güç üretim sistemleri daha da geliştirilerek, ısıtma, soğutma ve güç üretiminin birlikte yapılabileceği bileşik soğutma-ısı-güç üretim sistemleri ortaya çıkmıştır. Bileşik soğutma-ısı-güç üretim sistemleri, bileşik ısı-güç üretim sistemlerinde üretilen sıcak su veya buharın kullanılmasıyla ısı ve güç üretiminin yanında soğutucular sayesinde soğutma enerjisinin de elde edildiği sistemlerdir. Soğutma işlemi, bileşik soğutma-ısı-güç üretim sistemi içerisinde üretilen elektriğin bir kısmını kullanan elektrik tahrikli soğutma ünitelerinde veya atık ısıyı kullanan soğurmalı veya adsorbsiyonlu (yüzeğe verme) soğutma ünitelerinde yapılmaktadır. Bileşik ısı-güç üretim sistemlerinde olduğu gibi tek bir yakıt kaynağından güç, ısı ve ilave olarak soğutma enerjileri karşılanabildiğinden, yakıttan yararlanma oranı maksimum seviyededir ve buna bağlı olarak toplam verim artırılmıştır. [38] Soğutma işlemi için genellikle iki tip soğutma tekniği kullanılmaktadır. Biri elektriğin kullanıldığı kompresörlü soğutma, diğeri ise bileşik ısı-güç üretim sisteminden gelen atık ısının kullanıldığı soğurmalı soğutmadır. Bileşik soğutma-ısı-güç üretim sistemlerinde genellikle soğurmalı soğutucular kullanılmaktadır. Çünkü elektrik tahrikli kompresörlerden daha verimli sistemlerdir. Düşük enerjili atık ısı kullanan soğurmalı sistemlere tek etkili, yüksek sıcaklıkta buhar

kullanan termal verimi daha yüksek olan soğurmalı soğutuculara ise çift etkili sistemler denmektedir. Soğurmalı soğutucularda bulunan parça sayısı diğer soğutma ünitelerine göre daha az olduğundan, arıza riski ve aynı zamanda bakım ihtiyacı daha azdır [39].

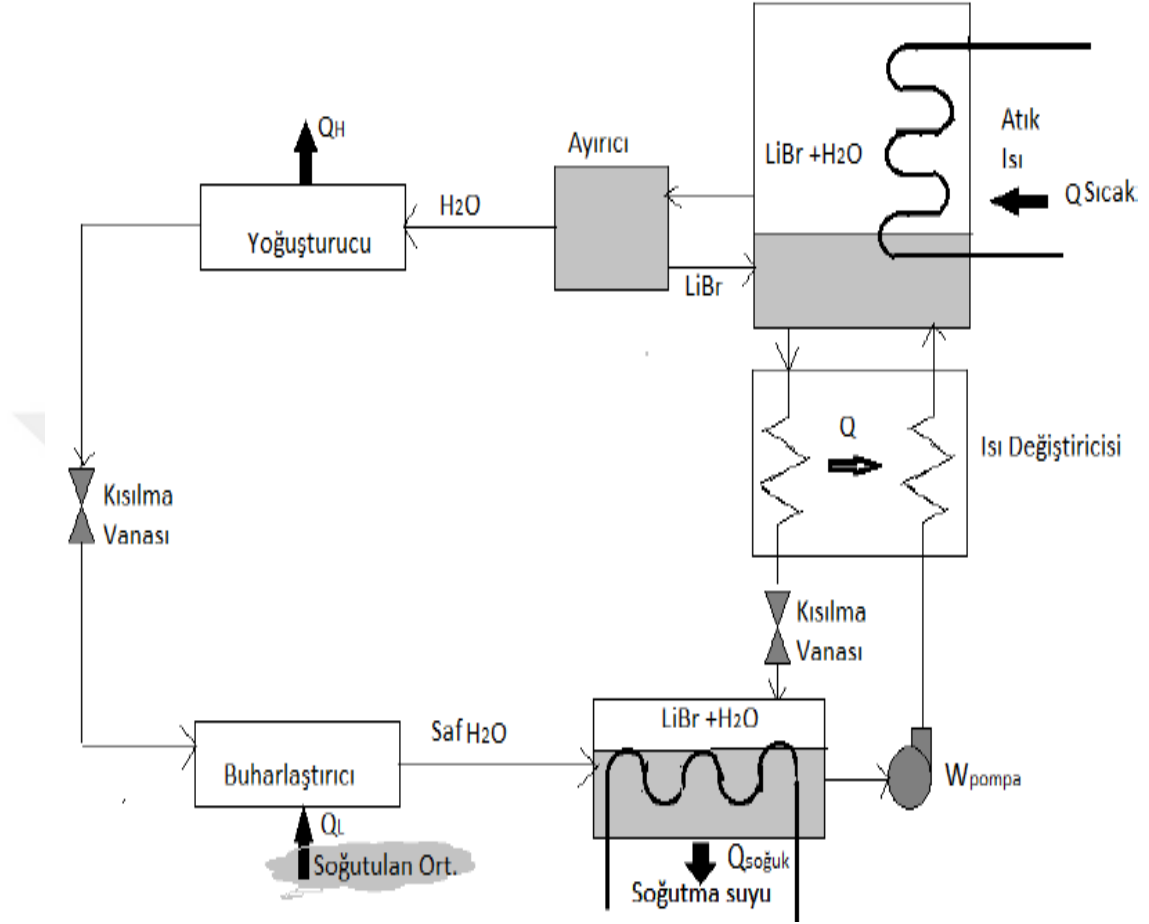
Şekil 2.11’de gaz motoruyla güç üretiminin yapıldığı bir bileşik soğutma-ısı-güç üretim sisteminin çalışma prensibi gösterilmektedir [40].



Şekil 2.11 : Gaz motoruyla çalışan bileşik soğutma-ısı-güç üretim sistemi [40].

Soğurmalı soğutma çevrimlerinde genellikle soğutucu akışkan olarak su kullanılmaktadır. Bu çevrim içerisinde; soğurucu, pompa, kızgın buhar üretici, ısı değiştirici, kısılma vanası, yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve ayırıcı gibi ekipmanlar kullanılmaktadır. Su, buharlaştırıcıdan geçirilerek buharlaştırılır ve soğurucuya gelerek lityum bromür (LiBr) tarafından soğurularak, LiBr-su çözeltisi elde edilmektedir. Şekil 2.12’de de görülebileceği gibi bu çözeltinin oluşması sırasında çevreye ısı verilir yani egzotermiktir. Çözelti içerisinde soğurulan su miktarı sıcaklık ile ters orantılı olarak değişmektedir. Buna bağlı olarak soğurulan su miktarını arttırmak ve soğurucu sıcaklığını düşük değerlerde tutmak için soğurucudan ısı çekilmektedir. Sonrasında fazla miktarda su bulunduran LiBr-su çözeltisi kızgın buhar üreticisine pompalanır ve çözelti burada ısıtılarak buharlaştırılır ve ayırıcıya gönderilir. Burada LiBr, karışımdan ayrılarak kızgın buhar üreticisine geri dönerken, saf su buharı yoğuşturucuya giderek çevrime devam etmektedir. Kızgın buhar

üreticisine geri dönen su bakımından zayıf LiBr-su çözeltisi ısı değiştiricisinden geçerek, pompalanan su bakımından zengin çözeltiliye ısı verir ve sonrasında soğurucu basıncına kısılmaktadır [21].



Şekil 2.12 : Soğurmalı soğutma çevrimi çalışma prensibi [21].

Kızgın buhar üretici: Kazan veya ısıtıcı olarak da anılmaktadır. İç içe geçmiş iki borudan oluşan bu sistemin iç kısmındaki boruda soğutucu akışkan bulunmaktadır. Bileşik soğutma-ısı-güç üretim sisteminden gelen atık ısı kızgın buhar üreticisine verilerek LiBr-su çözeltisi ayrıştırılır.

Yoğuşturucu: Sistem tasarımına göre su veya hava soğutmalı olmaktadır. Kızgın buhar üreticisinden gelen soğutucu akışkan buharının sıcaklığını düşürerek, yoğuşturur ve çevrimin devam etmesini sağlayarak, soğutucu akışkanın buharlaştırıcıya sıvı halde gelmesine yardımcı olmaktadır.

Buharlaştırıcı: Yoğuşturucudan çıkan soğutucu akışkan kısılma vanası yardımıyla kısılarak basıncı düşürülür ve düşük basınçta ortam ısısının çekilmesiyle birlikte soğutucu akışkan buhar haline getirilmektedir.

Soğurucu: LiBr'nin suda çözünmesini sağlayan soğutma ünitesidir. Çalışma prensibi biraz yoğuşturucuya benzemektedir. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıdan çıktıktan sonra buraya gelir ve maksimum miktarda soğutucu akışkanın çözelti içerisinde olması için sistemden ısı çekilmektedir [15].

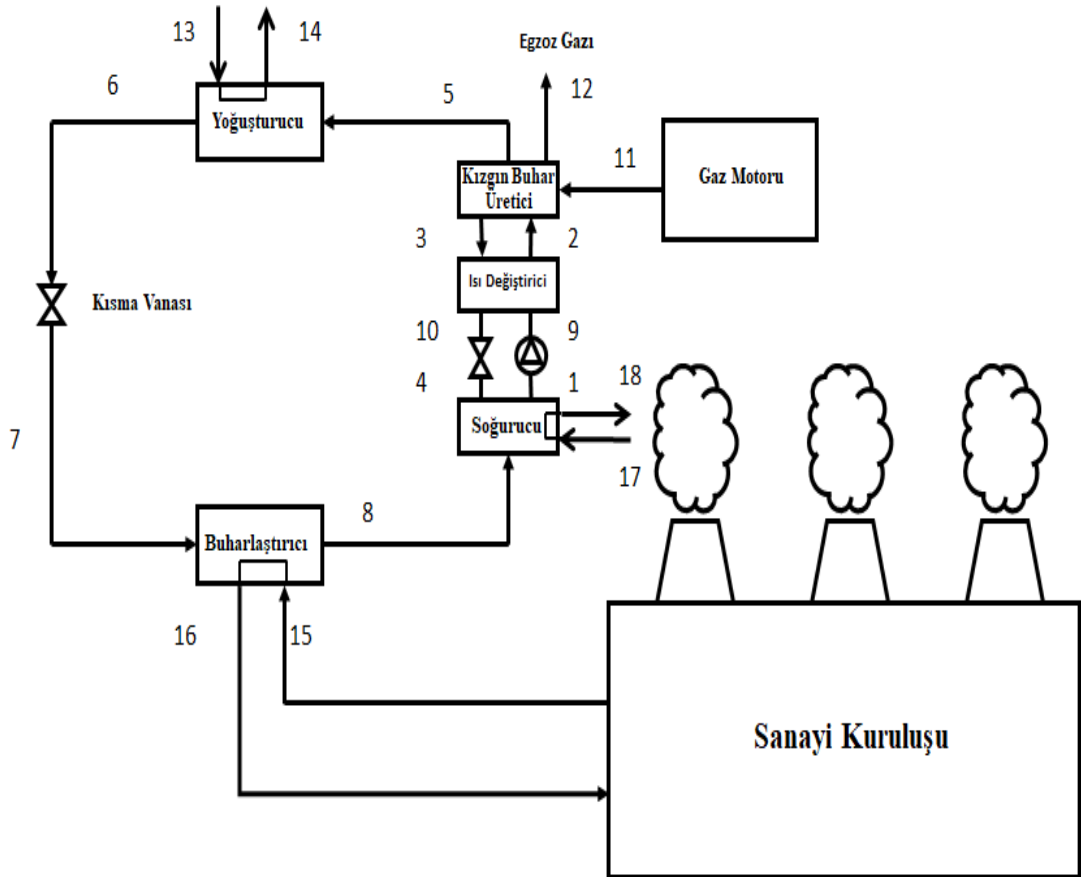


3. SOĞURMALI SOĞUTMA SİSTEMİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ

Tezin bu bölümünde soğurmalı soğutma sisteminin termodinamik analizini tamamlamak için yapılan kabullerden ve sistemdeki her bir elemanın kütle ve enerji korunumu denklemlerinin nasıl çıkarıldığından bahsedilmiştir. Ayrıca denklemlerin yazıldığı programın içerisinde bulundurduğu termal özellikler ile ilgili fonksiyonların hangi denklemlere dayandığı da belirtilmiştir.

3.1 Termodinamik Analiz

Şekil 3.1’de şematik olarak gösterilen gaz motoruyla çalışan bir soğurucu, bir kızgın buhar üretici, bir yoğuşturucu ve bir buharlaştırıcısı olan tek etkili bir soğurmalı soğutma çevriminin üzerindeki numaralar takip edilerek termodinamik analizi yapılmıştır.



Şekil 3.1 : Tek etkili soğurmalı soğutma sistemi.

1-9 arasında, soğurucuda karışan soğutucu akışkan ile soğutucu akışkanı soğuran soğurucu akışkandan oluşan fakir karışım bir pompa aracılığıyla ısı değiştiricisine pompalanır.

9-2 arasında, fakir karışım ısı değiştiricisinden geçerek bir miktar ısı çeker. Isı değiştiricisi içinde kızgın buhar üreticisinden gelen soğurucu madde açısından zengin olan eriyik, sahip olduğu ısının bir kısmını soğurucu madde olarak fakir olan karışıma aktarır ve soğurucuya geri döner.

2-3-5 arasında, fakir eriyik kızgın buhar üreticisine gelerek, buradan elde edilen ısı enerjisi yardımıyla eriyik içindeki soğutucu akışkanın soğurucu akışkandan ayrılarak kızgın buhar üreticisinden kızgın buhar olarak çıkması sağlanır. Soğurucu akışkan ise zengin eriyik haline gelerek, ısı değiştiricisine yollanır.

3-10 arasında, soğurucu madde açısından zengin olan eriyik kızgın buhar üreticisinden çıkarak ısı değiştiricisine girer. Burada kızgın buhar üreticisinden alınan ısının bir kısmını fakir eriyiğe vererek ısıtılmasını sağlar.

10-4 arasında, yüksek basınca sahip zengin eriyik, kısılma vanasından kısılarak basıncı düşürülür ve düşük basınçta soğurucuya girer.

5-6 arasında, kızgın buhar üreticisinden kızgın buhar olarak çıkan soğutucu akışkan yoğuşturucuya girer ve yoğuşturucuda soğutulup sıvı hale geçerken, dışarıya ısı verilir.

6-7 arasında, yüksek basınçtaki soğutucu akışkan kısılma vanasından geçerek basıncı düşer ve buharlaştırıcıya girer.

7-8 arasında, düşük basınçtaki soğutucu akışkan, buharlaştırıcıda dış ortamdan ısıyı alarak buhar haline geçer ve tekrar soğurucuya girerek fakir karışımı oluşturup çevrime devam eder.

11-12 noktaları, kızgın buhar üreticisine gaz motoru tarafından verilen egzoz gazının giriş çıkış noktalarını göstermektedir. Egzoz gazından verilen ısı ile soğutucu akışkan ile soğurucu akışkanın birbirinden ayrılması sağlanır.

13-14 noktaları, soğutma kulelerinden yoğuşturucuya gelen soğutma suyunun giriş çıkışını göstermektedir. Kızgın buhar olarak yoğuşturucuya giriş yapan soğutucu akışkanın soğutulup yoğuşturulması için kullanılır.

15-16 noktaları, buharlaştırıcıya girip çıkan, ortam soğutmak için kullanılan soğutma suyunu temsil etmektedir.

17-18 noktaları, soğutma kulesinden gelen soğutma suyunun soğurucuya giriş çıkış noktalarını göstermektedir. Buhar halinde soğurucuya giren soğutucu akışkanın yoğuşmasını sağlayarak, soğurucu akışkan ile karışmasını sağlamak için kullanılır.

Termodinamik analiz yaparken hesapları basitleştirmek ve bir sonuca ulaşabilmek adına yapılan bazı kabuller aşağıda listelenmektedir.

1. Sistem elemanlarının sıcaklığı elemanın her noktasında aynı ve sabit değerdedir.
2. Kızgın buhar üretici ve yoğuşturucu basınçları, yoğuşturucu sıcaklığına karşılık gelen doyma basıncı olarak alınmıştır.
3. Buharlaştırıcı ve soğurucu basıncı, buharlaştırıcı sıcaklığına karşılık gelen doyma basıncı olarak alınmıştır.
4. Kızgın buhar üreticisinden ayrılan soğutucu akışkanın sıcaklığı ve basıncı, kızgın buhar üreticisi sıcaklığı ve basıncında alınmıştır.
5. Yoğuşturucudan ayrılan soğutucu akışkanın sıcaklığı ve basıncı, yoğuşturucu sıcaklığı ve basıncında alınmıştır.
6. Buharlaştırıcıdan ayrılan soğutucu akışkanın sıcaklığı ve basıncı, buharlaştırıcı sıcaklığı ve basıncında alınmıştır.
7. Yoğuşturucudan ayrılan soğutucu akışkan doymuş sıvı fazındadır.
8. Buharlaştırıcıdan ayrılan soğutucu akışkan doymuş buhar fazındadır.
9. Soğurucudan ayrılan fakir eriyik, soğurucu basınç ve sıcaklığında alınmıştır.
10. Kızgın buhar üreticisinden ayrılan zengin eriyik, kızgın buhar üreticisi basınç ve sıcaklığında alınmıştır.
11. Sistem içerisinde ve boru donanımlarında basınç kayıpları ihmal edilmiştir.
12. Pompa işi çok küçük olduğundan ihmal edilmiştir.
13. Sistem içerisindeki elemanlar adyabatik olarak kabul edilmiştir.

Şekil 3.1'de gösterilen soğurmalı soğutma sisteminin kütle ve enerji korunumu denklemleri, dolaşım oranı da kullanılarak gösterilmektedir.

Kızgın buhar üreticisinde kütle ve enerji korunumu ile dolaşım oranı denklemleri:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 + \dot{m}_5 \text{ (kg/s)} \quad (3.1)$$

$$\dot{m}_2 x_2 = \dot{m}_3 x_3 + \dot{m}_5 x_5 \quad (3.2)$$

x_2 : Fakir LiBr konsantrasyonu (%)

x_3 : Zengin LiBr konsantrasyonu (%)

x_5 : Soğutucu akışkan içerisindeki LiBr konsantrasyonu (%)

F: Dolaşım oranı

$$F = \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_5} \quad (3.3)$$

$$(\dot{m}_3 + \dot{m}_5)x_2 = \dot{m}_3 x_3 \quad (3.4)$$

$$\dot{m}_5 x_2 = \dot{m}_3 (x_3 - x_2) \quad (3.5)$$

$$F = \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_5} = \frac{x_2}{x_3 - x_2} \quad (3.6)$$

$$\dot{Q}_{kbü} = \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_5 h_5 - \dot{m}_2 h_2 \text{ (kW)} \quad (3.7)$$

$$q_{kbü} = \frac{\dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_5 h_5 - \dot{m}_2 h_2}{\dot{m}_5} \text{ (kJ/kg)} \quad (3.8)$$

$$q_{kbü} = F h_3 + h_5 - (F + 1) h_2 \text{ (kJ/kg)} \quad (3.9)$$

Yoğuşturucuda kütle ve enerji korunumu denklemleri:

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \text{ (kg/s)} \quad (3.10)$$

$$q_y = h_6 - h_5 \text{ (kJ/kg)} \quad (3.11)$$

Kısılma vanasında kütle ve enerji korunumu denklemleri:

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 \text{ (kg/s)} \quad (3.12)$$

$$h_6 = h_7 \text{ (kJ/kg)} \quad (3.13)$$

Buharlaştırıcıda kütle ve enerji korunumu denklemleri:

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 \text{ (kg/s)} \quad (3.14)$$

$$q_b = h_8 - h_7 \text{ (kJ/kg)} \quad (3.15)$$

Soğurucuda kütle ve enerji korunumu denklemleri:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_4 + \dot{m}_8 \text{ (kg/s)} \quad (3.16)$$

$$\dot{m}_1 x_1 = \dot{m}_4 x_4 + \dot{m}_8 x_8 \quad (3.17)$$

x_1 : Fakir LiBr konsantrasyonu (%)

x_4 : Zengin LiBr konsantrasyonu (%)

x_8 : Soğutucu akışkan içerisindeki LiBr konsantrasyonu (%)

$$F = \frac{\dot{m}_4}{\dot{m}_8} \quad (3.18)$$

$$(\dot{m}_4 + \dot{m}_8)x_1 = \dot{m}_4 x_4 \quad (3.19)$$

$$\dot{m}_8 x_1 = \dot{m}_4 (x_4 - x_1) \quad (3.20)$$

$$F = \frac{\dot{m}_4}{\dot{m}_8} = \frac{x_1}{x_4 - x_1} \quad (3.21)$$

$$\dot{Q}_s = \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_8 h_8 - \dot{m}_4 h_4 \text{ (kW)} \quad (3.22)$$

$$q_s = \frac{\dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_8 h_8 - \dot{m}_4 h_4}{\dot{m}_8} \text{ (kJ/kg)} \quad (3.23)$$

$$q_s = (F + 1)h_1 - h_8 - Fh_4 \text{ (kJ/kg)} \quad (3.24)$$

Eriyik pompasında kütle ve enerji korunumu denklemleri:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_9 \text{ (kg/s)} \quad (3.25)$$

$$x_1 = x_9 \quad (3.26)$$

$$w_{19} = h_9 - h_1 \text{ (kJ/kg)} \quad (3.27)$$

Isı değiştiricisinde kütle ve enerji korunumu denklemleri:

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_2 \text{ (kg/s)} \quad (3.28)$$

$$x_9 = x_2 \quad (3.29)$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_{10} \text{ (kg/s)} \quad (3.30)$$

$$x_3 = x_{10} \quad (3.31)$$

$$\dot{m}_2(h_2 - h_9) = \dot{m}_3(h_3 - h_{10}) \text{ (kW)} \quad (3.32)$$

Karışım tarafındaki kısılma vanasında kütle ve enerji korunumu denklemleri:

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_4 \text{ (kg/s)} \quad (3.33)$$

$$x_{10} = x_4 \quad (3.34)$$

$$h_{10} = h_4 \text{ (kJ/kg)} \quad (3.35)$$

Birim kütle başına hesaplanan enerji değerlerinin çevrimde kullanılan soğutucu akışkanın kütlelel debisi ile çarpılması sonucu açığa çıkan enerji korunumu denklemleri ve çevrimin performans katsayısını veren denklemler aşağıda verilmektedir.

$$\dot{Q}_{kbü} = q_{kbü}\dot{m}_5 \text{ (kW)} \quad (3.36)$$

$$\dot{Q}_y = q_y\dot{m}_5 \text{ (kW)} \quad (3.37)$$

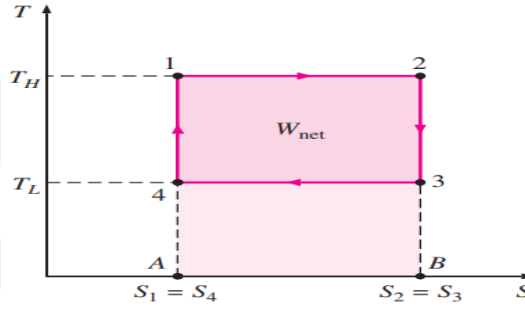
$$\dot{Q}_s = q_s\dot{m}_5 \text{ (kW)} \quad (3.38)$$

$$\dot{Q}_b = q_b\dot{m}_5 \text{ (kW)} \quad (3.39)$$

$$STK_{ss} = \frac{\dot{Q}_b}{\dot{Q}_{kbü}} \quad (3.40)$$

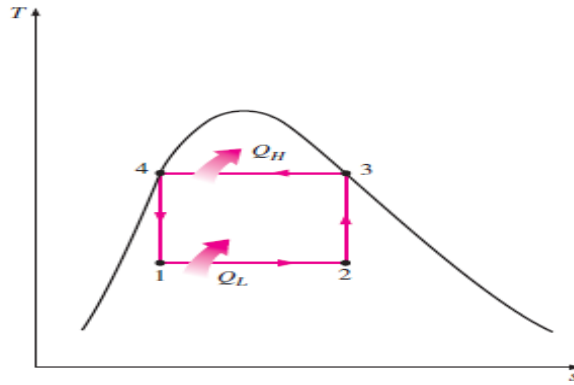
Ulaşılabilecek ideal durumdaki, tersinmezliklerin olmadığı maksimum değerdeki soğutma tesir katsayısını hesaplayabilmek için soğurmalı soğutma çevrimi tersinir

kabul edilmelidir. Tersinir proses, sistem ve çevreleyenlerinin sonsuz sürede gerçekleştiği varsayılan proses sonunda başlangıç haline gelmesi olarak tanımlanmaktadır. En iyi bilinen tersinir çevrim Carnot çevrimidir. Tersinir ısı makineleri de Carnot ısı makineleri olarak adlandırılmaktadır. Ters Carnot çevrimi ise, Carnot ısı makineleri proseslerinin ters çevrilmiş halidir ve Carnot soğutma çevrimi olarak adlandırılmaktadır. Tersinir Carnot çevrimine göre çalışan bu makinelere Carnot soğutma makinesi de denmektedir. Tersinir çevrimlerin analizinde proseslerin sonsuz sürede gerçekleştiği kabulü ile hesaplama yapıldığından birim zaman için analiz yapmak yerine proseslerin tamamını kapsayacak şekilde ve kJ birimi ile analiz yapılır. Buna göre soğurmalı soğutma sistemini oluşturan tersinir ısı makinesi ve soğutma makinesinin T-s diyagramları Şekil 3.2 ve 3.3’de gösterilmektedir [41].



Şekil 3.2 : Carnot ısı makinesinin T-s diyagramı [41].

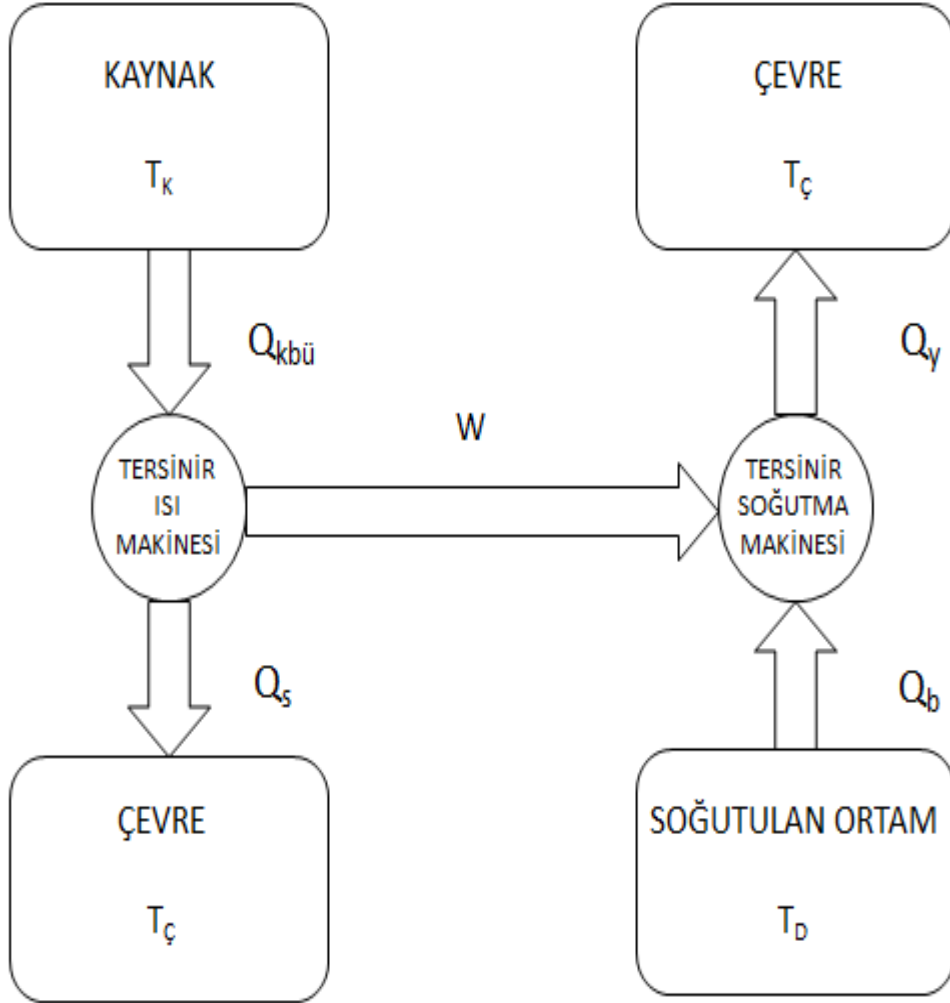
Şekil 3.2’deki tersinir ısı makinesinin 1-2 prosesinde akışkan sabit sıcaklıkta ısıtılır, 2-3 prosesinde sabit entropide genişletilerek sıcaklığı azaltılır, 3-4 prosesinde sabit sıcaklıkta yoğuşturularak dış ortama ısı atılır, 4-1 prosesinde ise sabit entropide sıkıştırılarak sıcaklığı artırılır.



Şekil 3.3 : Carnot soğutma makinesinin T-s diyagramı [41].

Şekil 3.3'deki tersinir soğutma makinesinin 1-2 prosesinde soğutucu akışkan ısıyı düşük sıcaklıktaki kaynaktan sabit sıcaklıkta çeker, 2-3 prosesinde sabit entropide yüksek sıcaklıktaki ortama sıkıştırılır, 3-4 prosesinde sabit sıcaklıkta yüksek sıcaklıktaki ortama ısı atılır, 4-1 prosesinde ise sabit entropide genişleyerek düşük sıcaklık değerine ulaşır.

Şekil 3.4'de tersinir bir soğurmalı soğutucu çevrimi gösterilmiştir. Bu çevrimde kızgın buhar üretici ile soğurucu arasında çalışan sistem ısı makinesi olarak adlandırılırken, buharlaştırıcı ile yoğuşturucu arasındaki sistem soğutma makinesi olarak adlandırılmaktadır. Bu tersinir iki makinenin birbiriyle çalışması sonucu tersinir soğurmalı soğutucu sistem oluşturulur ve soğutma verimi denklemleri aşağıda gösterilmiştir.



Şekil 3.4 : Tersinir soğurmalı soğutma çevrimi.

$$W_{tr} = Q_{kbü} - Q_s = \eta_{LM,tr} Q_{kbü} \text{ (kJ)} \quad (3.41)$$

$$\eta_{LM,tr} = \frac{W_{tr}}{Q_{kbü}} = \frac{T_{kbü} - T_s}{T_{kbü}} = 1 - \frac{T_s}{T_{kbü}} \quad (3.42)$$

$$STK_{SM,tr} = \frac{Q_b}{W_{tr}} = \frac{T_b}{T_y - T_b} \quad (3.43)$$

$$STK_{SS,tr} = \frac{Q_b}{Q_{kbü}} \quad (3.44)$$

Denklem 3.42 ve 3.43 kullanılarak, 3.44 de yerine yazılırsa,

$$STK_{SS,tr} = \left(1 - \frac{T_s}{T_{kbü}}\right) \left(\frac{T_b}{T_y - T_b}\right) \quad (3.45)$$

3.2 EES (Engineering Equation Solver) ile Akışkanların Termal Özelliklerinin Hesabı

EES lineer denklemlerin ve lineer olmayan denklem sistemlerinin çözümü için kullanılan ticari bir yazılımdır. Isı transferi ve termodinamik problemlerin çözümü için birçok özel fonksiyon ve eşitlik sunmaktadır. Özellikle bu alanda çalışan makine mühendisleri tarafından sıklıkla kullanılan, yararlı bir programdır. EES termodinamik özellik tablolarını bünyesinde barındırarak, elle problem çözümü yapma zorluğundan bizi kurtarmaktadır. Hazır fonksiyon ve özellikler sayesinde sıcaklık ve basınç ile değişen malzeme özellikleri program tarafından hesaplanmaktadır ve buna bağlı dinamik çözümler yapmamızı sağlamaktadır. Buna ek olarak kendi yazdığımız fonksiyonlar da programa eklenebilmektedir.

İki termal özelliği bilinen termodinamik dengedeki bir akışkanın geriye kalan bütün termal özellikleri belli bir matematiksel hesaba göre bulunabilir ve hesaplamalar program veritabanında mevcuttur. Bu matematiksel hesapların temeli ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating, Air-Conditioning Engineers) Temel El Kitabı içindeki denklemlere dayanmaktadır [41]. Bu tez çalışmasında soğurucu akışkan olarak LiBr çözeltisi, soğutucu akışkan olarakta su kullanıldığı için bu ikisine ait termal özellik hesaplama denklemleri aşağıda sunulmaktadır. Sonrasında çevrimin soğutma tesir katsayılarını karşılaştırmak amacıyla LiBr – Su çözeltisi yerine NH₃ –

Su çözültisi de kullanılmıştır. Bu karışımın da LiBr – Su karışımına benzer hesaplamaları mevcuttur.

3.2.1 LiBr – Su karışımının termodinamik özelliklerinin hesabı

LiBr-Su karışımının entalpisi [42]:

$$h = \sum A + T \sum B + T^2 \sum C \quad (3.46)$$

$$A_0 = -2024.33 \quad (3.47)$$

$$A_1 = 163.309 \quad (3.48)$$

$$A_2 = -4,88161 \quad (3.49)$$

$$A_3 = 0,06302948 \quad (3.50)$$

$$A_4 = -0,0002913704 \quad (3.51)$$

$$B_0 = 18,2829 \quad (3.52)$$

$$B_1 = -1,1691757 \quad (3.53)$$

$$B_2 = 0,03248041 \quad (3.54)$$

$$B_3 = -0,0004034184 \quad (3.55)$$

$$B_4 = 0,0000018520569 \quad (3.56)$$

$$C_0 = -0,037008214 \quad (3.57)$$

$$C_1 = 0,0028877666 \quad (3.58)$$

$$C_2 = -0,000081313015 \quad (3.59)$$

$$C_3 = 0,00000099116628 \quad (3.60)$$

$$C_4 = -0,0000000044441207 \quad (3.61)$$

$$\sum A = A_0x^0 + A_1x^1 + A_2x^2 + A_3x^3 + A_4x^4 \quad (3.62)$$

$$\sum B = B_0x^0 + B_1x^1 + B_2x^2 + B_3x^3 + B_4x^4 \quad (3.63)$$

$$\sum C = C_0x^0 + C_1x^1 + C_2x^2 + C_3x^3 + C_4x^4 \quad (3.64)$$

Değişim aralığı %40 < x < %70 LiBr

T=Karışım sıcaklığı (°C), değişim aralığı 15 °C < T < 165 °C

h=entalpi (kJ/kg)

x= LiBr konsantrasyonu (%)

LiBr – Su karışımının ve soğutucu akışkanın basıncı ve sıcaklığı [42]:

$$\log P = C + D/(T_s + 273) + E/(T_s + 273)^2 \quad (3.65)$$

$$T_s = (-2E/(D + (D^2 - 4E(C - \log P))^{0,5})) - 273 \quad (3.66)$$

$$T_E = \sum B + T_s \sum A \quad (3.67)$$

$$A_0 = -2,00755 \quad (3.68)$$

$$A_1 = 0,16976 \quad (3.69)$$

$$A_2 = -0,003133362 \quad (3.70)$$

$$A_3 = 0,0000197668 \quad (3.71)$$

$$B_0 = 124,937 \quad (3.72)$$

$$B_1 = -7,71649 \quad (3.73)$$

$$B_2 = 0,152286 \quad (3.74)$$

$$B_3 = -0,0007959 \quad (3.75)$$

$$\sum A = A_0x^0 + A_1x^1 + A_2x^2 + A_3x^3 \quad (3.76)$$

$$\sum B = B_0x^0 + B_1x^1 + B_2x^2 + B_3x^3 \quad (3.77)$$

$$C = 7,05 \quad (3.78)$$

$$D = -1596,49 \quad (3.79)$$

$$E = -104095,5 \quad (3.80)$$

Değişim aralığı %45 < x < %70 LiBr

T_E=Karışım sıcaklığı (°C), değişim aralığı 5 °C < T_E < 175 °C

T_S=Suyun doyma sıcaklığı (°C), değişim aralığı -15 °C < T_S < 110 °C

P=Doyma basıncı (kPa)

LiBr – Su karışımının yoğunluğu [42]:

$$\rho_x = 1145,36 + 470,84(x_0) + 1374,79(x_0)^2 - (0,333393 + 0,571749(x_0))(273 + T) \quad (3.81)$$

Değişim aralığı %20 < x < %60

T=Karışım sıcaklığı (°C), değişim aralığı 0 < T < 200 °C

ρ_x=Karışım yoğunluğu (kg/m³)

$$x = \text{LiBr konsantrasyonu } x_0 = x/100 \quad (3.82)$$

LiBr – Su karışımının mutlak viskozitesi [42]:

$$\mu = e^B / 100 \quad (3.83)$$

$$A_1 = -494,122 + 16,3967x - 0,14511x^2 \quad (3.84)$$

$$A_2 = 28606,4 - 934,568x + 8,52755x^2 \quad (3.85)$$

$$A_3 = 70,3848 - 2,35014x + 0,0207809x^2 \quad (3.86)$$

$$B = A_1 + (A_2/T_K) + A_3 \ln(T_K) \quad (3.87)$$

Değişim aralığı %45 < x < %65

T_K =Karışım sıcaklığı (K)

μ =Dinamik viskozite [kg/(m.s)]

LiBr – Su karışımının sabit basınçta özgül ısısı [42]:

$$c_p = 0,0976x^2 - 37,512x + 3825,4 \quad (3.88)$$

x=LiBr konsantrasyonu (%)

c_p =LiBr eriyiğinin sabit basınçta özgül ısısı [J/(kgK)]

LiBr – Su karışımının ısı iletim katsayısı [42]:

$$k = K_1 + D_{12} \quad (3.89)$$

$$K_1 = -0,3081(x/100) + 0,62979 \quad (3.90)$$

$$K_2 = -0,3191795(x/100) + 0,65388 \quad (3.91)$$

$$D_{12} = ((K_2 - K_1)/20)(T_K - 313) \quad (3.92)$$

T_K =Karışım sıcaklığı (K), $T_K \geq 313$ K koşuluyla

x=LiBr konsantrasyonu (%)

k=LiBr eriyiğinin ısı iletim katsayısı [W/(mK)]

3.2.2 Suyun termodinamik özelliklerinin hesaplanması

Su buharının doyma basıncı [42]:

$$P_{doy} = 2x10^{-12}T^6 - 3x10^{-9}T^5 + 2x10^{-7}T^4 + 3x10^{-5}T^3 + 0,0014T^2 + 0,0444T + 0,6108 \quad (3.93)$$

P_{doy} =Doyma basıncı (kPa)

T= Doyma sıcaklığı (°C) = T_{doy}

Doymuş su buharının entalpisi [42]:

$$h_g = -0,00125397T^2 + 1,88060937T + 2500,559 \quad (3.94)$$

h_g =Doymuş su buharının entalpisi (kJ/kg)

T = Doyma sıcaklığı (°C) = T_{doy}

Doymuş su buharının buharlaşma gizli ısısı [42]:

$$h_{fg} = -0,00132635T^2 - 2,29983657T + 2500,43063 \quad (3.95)$$

h_{fg} = Buharlaşma gizli ısısı (kJ/kg)

T = Doyma sıcaklığı (°C) = T_{doy}

Doymuş su buharının yoğunluğu [42]:

$$\rho_g = 1/(0,00001147965T^4 - 0,00297197798T^3 + 0,28077931731T^2 - 11,83083758T + 202,9035477661) \quad (3.96)$$

ρ_g =Doymuş su buharının yoğunluğu (kg/m³)

T = Doyma sıcaklığı (°C) = T_{doy}

Kızgın su buharının entalpisi [42]:

$$h_{kız} = ((h_{kız,2} - h_{kız,1})/100)T + h_{kız,1} \quad (3.97)$$

$$T = T_{g,buh} - T_{doy} \quad (3.98)$$

$$h_{kız,1} = 32,508 \ln(P) + 2513,2 \quad (3.99)$$

$$h_{kız,2} = 0,00001P^2 - 0,1193P + 2689 \quad (3.100)$$

$h_{kız}$ =Kızgın su buharı entalpisi (kJ/kg)

T=Kızgın buhar sıcaklığı (°C)

T_{doy}=Suyun doyma sıcaklığı (°C)

T_{g,buh}= Gerçek buhar sıcaklığı (°C)

P= Doymuş buhar basıncı (kPa)

Suyun diğer termofiziksel özellikleri [42]:

$$k = -6,5104167x10^{-10}T^4 + 0,00000018923611T^3 - 2,671875x10^{-5}T^2 + 0,0027103175T + 0,5520119 \quad (3.101)$$

$$\rho = 0,000015451T^3 - 0,0059003T^2 - 0,019075T + 1002,3052 \quad (3.102)$$

$$\mu = 0,000001(0,000031538716146T^4 - 8,913055428199999x10^{-3}T^3 + 0,9795876934T^2 - 55,4567974T + 1791,74424) \quad (3.103)$$

$$v = 0,000001(3,1770833333x10^{-8})T^4 - 0,0000089652777778T^3 + 0,00098270833333T^2 - 0,055322222222T + 1,7876666667 \quad (3.104)$$

$$c_p = 0,000003216145833T^4 - 0,000798668982T^3 + 0,0780295139T^2 - 3,0481614T + 4217,7377 \quad (3.105)$$

T=Su sıcaklığı (°C)

k=Isı iletim katsayısı [W/(m.°C)]

ρ=Yoğunluk (kg/m³)

μ=Dinamik viskozite [kg/(m.s)]

v=Kinematik viskozite (m²/s)

c_p=Sabit basınçta özgül ısı [J/(kg.K)]



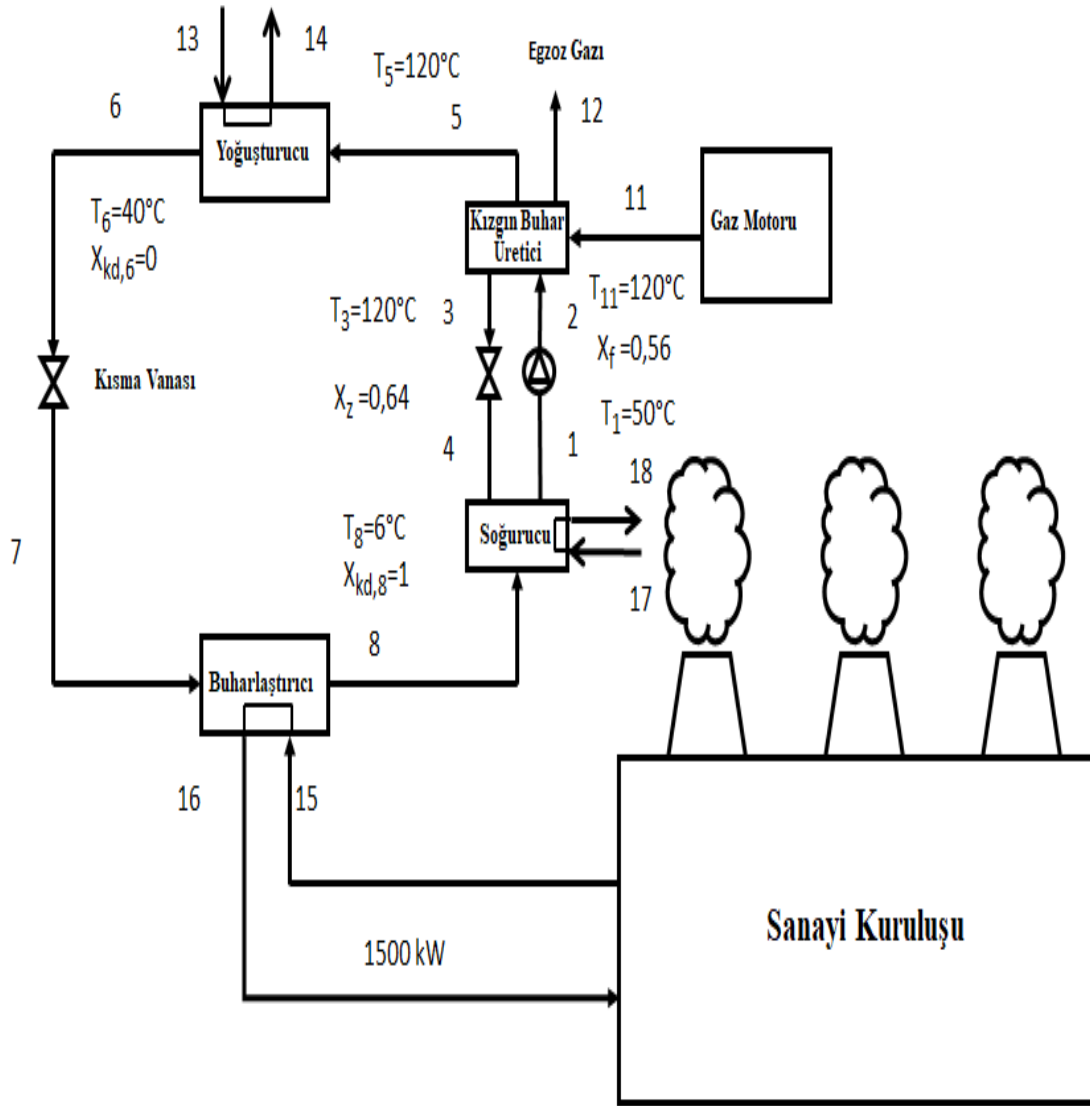
4. BİR ALÜMİNYUM PROFİL FABRİKASINDA KURULAN SOĞURMALI SOĞUTMA ÇEVİRİMİNİN İNCELENMESİ

Sakarya’da kurulan bir alüminyum fabrikasında alüminyum profil, kompozit panel, alüminyum yassı mamül, PVC profil ve panjur gibi ürünler üretilmektedir. Aynı zamanda üretilen alüminyum profillerin korozyona karşı dayanıklı olması için profiller eloksal malzeme ile kaplanmaktadır. Mühendislik uygulamaları için alüminyumun üzerinde sert ve sürtünmeye dayanıklı bir malzeme istendiğinde sert eloksal yöntemi uygulanır. Bu yöntem düşük sıcaklıklarda yapılmalıdır çünkü sıcaklık belli bir değerin üzerine çıktığında eloksal kaplama kalitesi bozulur. Bunun önüne geçmek için eloksal banyoların soğutulması gerekmektedir. Soğurmalı soğutma çevriminden sağlanan soğuk su hem banyoyu soğutmak için hem de ortam soğutmasında kullanılmaktadır.

4.1 Soğurmalı Soğutma Sisteminin Tasarım Parametreleri ve EES ile Yapılan Termodinamik Modeli

Şekil 4.1’de alüminyum profil fabrikası için hazırlanan tek etkili LiBr – Su ile çalışan ve ısı değiştiricisi olmayan soğurmalı soğutma çevriminin termodinamik modeli görülmektedir. 1,5 MW soğutma kapasitesine sahip bu çevrimin tasarım parametreleri Şekil 4.1’in yanısıra, Çizelge 4.1’de de verilmiştir.

Sonrasında bu alüminyum profil fabrikasının soğurmalı soğutma çevrimi için EES programı ile yazılmış enerji ve kütle korunum denklemleri ve soğutma tesir katsayısı denklemleri ile oluşturulan EES programının listesi verilmiştir. EES programında öncelikle dizayn parametreleri girilmiş, ardından gerekli denklemler notasyonlara uyularak yazılmış ve soğurucu ile kızgın buhar üretici arasındaki çevrimden gelen, zengin LiBr çözelti kütleli debisinin soğutucu akışkan kütleli oranını ifade eden dolaşım oranı da hesap edilerek, her bir komponentte açığa çıkan veya ihtiyaç duyulan enerji miktarları bulunmuştur. Sonunda da soğutma tesir katsayısı denklemi yazılarak sonuçların EES üzerinden ekran çıktısı alınmıştır. Daha sonra bu sonuçlar ısı değiştiricisinin olduğu sistem için de alınmış ve soğutma verimi açısından karşılaştırma yapılmıştır.



Şekil 4.1 : Soğurmalı soğutma sisteminin termodinamik modeli.

Çizelge 4.1 : LiBr-H₂O çözeltilisini kullanan ve ısı değıştircisi olmayan soğutma sisteminin tasarım parametreleri.

Parametre	Sembol	Değer
Buharlaştırıcı Kapasitesi	\dot{Q}_b	1500 kW
Kızgın Buhar Üretici Sıcaklığı	T_3-T_5	120°C
Yoğuşturucu Sıcaklığı	T_6	40°C
Yoğuşturucu Çıkışı Kuruluk Derecesi	$x_{kd,6}$	0
Buharlaştırıcı Sıcaklığı	T_8	6°C
Buharlaştırıcı Çıkışı Kuruluk Derecesi	$x_{kd,8}$	1
Soğurucu Sıcaklığı	T_1	50°C
LiBr Çözelti Konsantrasyonu (Fakir)	X_f	%56
LiBr Çözelti Konsantrasyonu (Zengin)	X_z	%64

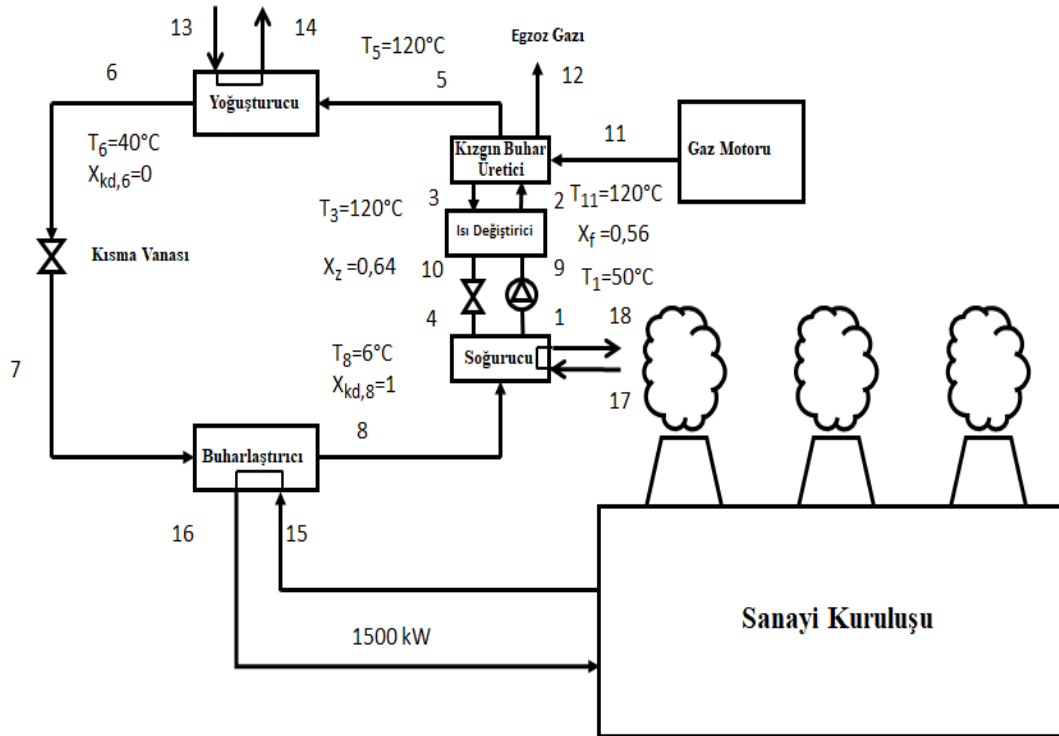
Şekil 4.1’de gösterilen soğurmalı soğutma sisteminin EES program listesi Ek A’da sunulmuştur.

Listesi sunulan EES programının sonuçları Şekil 4.2’de ekran görüntüsü olarak gösterilmektedir.

$F = 7$	$H_1 = 117,7 \text{ [kJ/kg]}$	$H_2 = 117,7 \text{ [kJ/kg]}$
$H_3 = 284,7 \text{ [kJ/kg]}$	$H_4 = 284,7 \text{ [kJ/kg]}$	$H_5 = 2725 \text{ [kJ/kg]}$
$H_6 = 167,5 \text{ [kJ/kg]}$	$H_7 = 167,5 \text{ [kJ/kg]}$	$H_8 = 2512 \text{ [kJ/kg]}$
$M_1 = 5,119 \text{ [kg/s]}$	$M_4 = 4,479 \text{ [kg/s]}$	$M_5 = 0,6399 \text{ [kg/s]}$
$M_8 = 0,6399 \text{ [kg/s]}$	$P_{MAX} = 7,381 \text{ [kPa]}$	$P_{MIN} = 0,9354 \text{ [kPa]}$
$Q_b = 1500 \text{ [kW]}$	$Q_{kbü} = 2417$	$Q_s = -2280$
$Q_y = -1637$	$q_b = 2344 \text{ [kW]}$	$q_{kbü} = 3777$
$q_s = -3563$	$q_y = -2558$	$STK_{ss} = 0,6206$
$STK_{ss, tr} = 1,462$	$T_1 = 50 \text{ [C]}$	$T_2 = 50 \text{ [C]}$
$T_3 = 120 \text{ [C]}$	$T_4 = 52,68 \text{ [C]}$	$T_5 = 120 \text{ [C]}$
$T_6 = 40 \text{ [C]}$	$T_7 = 6,002 \text{ [C]}$	$T_8 = 6 \text{ [C]}$
$X_1 = 56 \text{ [%]}$	$X_3 = 64 \text{ [%]}$	$X_{kd,6} = 0$
$X_{kd,8} = 1$		

Şekil 4.2 : EES program çıktılarının ekran görüntüsü.

Şekil 4.1’deki soğurmalı soğutucu çevrimini kurarken soğurucu ve kızgın buhar üretici arasında verimliliği daha da arttıracak olan ısı değiştiricisi kullanılmamıştır. Şekil 4.3’de ısı değiştiricili soğutma çevriminin termodinamik modeli ve Çizelge 4.2’de ise bu modelin tasarım parametreleri görülmektedir.



Şekil 4.3 : Isı değiştiricili soğutma çevriminin termodinamik modeli.

Çizelge 4.2 : LiBr-H₂O çözeltilisini kullanan ve ısı değiştiricisi olan soğutma sisteminin tasarım parametreleri.

Parametre	Sembol	Değer
Buharlaştırıcı Kapasitesi	\dot{Q}_b	1500 kW
Kızgın Buhar Üretici Sıcaklığı	T ₃ -T ₅	120°C
Yoğuşturucu Sıcaklığı	T ₆	40°C
Yoğuşturucu Çıkışı Kuruluk Derecesi	x _{kd,6}	0
Buharlaştırıcı Sıcaklığı	T ₈	6°C
Buharlaştırıcı Çıkışı Kuruluk Derecesi	x _{kd,8}	1
Soğurucu Sıcaklığı	T ₁	50°C
LiBr Çözelti Konsantrasyonu (Fakir)	X _f	%56
LiBr Çözelti Konsantrasyonu (Zengin)	X _z	%64

şekil 4.3’de gösterilen ısı değiştiricili soğutma çevrimi için oluşturulan EES programının listesi ise EK B’de sunulmaktadır.

Kızgın buhar üreticisinden ısınarak çıkan LiBr açısından zengin eriyik, ısı eşanjöründe enerjisinin bir kısmını LiBr açısından fakir eriyiğe aktararak kızgın buhar üreticisine girmeden önce sıcaklığının artmasını sağlar. Bu sayede kızgın buhar üreticisinden daha az miktarda enerji çekilir ve sistemin daha verimli çalışması sağlanır. şekil 4.4’deki sonuçlar incelenecek olursa, eşanjör olmayan sistemde kızgın buhar üreticisinde çekilen güç 2417 kW ve STK yani soğutma tesir katsayısı 0,62 iken eşanjör olan sistemde kızgın buhar üreticisinde çekilen güç miktarı 2151 kW ve STK’sı 0,7’ye artmaktadır. Görüldüğü gibi eşanjörlü sistemden alınan soğutma gücü aynıken, kızgın buhar üreticisi sayesinde verilen güç azalmaktadır ve çevrimin soğutma tesir katsayısı da bu oranda artmaktadır.

F = 7	H ₁ = 117.7 [kJ/kg]	H ₁₀ = 236.5 [kJ/kg]
H ₂ = 169.6 [kJ/kg]	H ₃ = 284.7 [kJ/kg]	H ₄ = 236.5 [kJ/kg]
H ₅ = 2725 [kJ/kg]	H ₆ = 167.5 [kJ/kg]	H ₇ = 167.5
H ₈ = 2512 [kJ/kg]	H ₉ = 117.7 [kJ/kg]	M ₁ = 5.119 [kg/s]
M ₄ = 4.479	M ₅ = 0.6399	M ₈ = 0.6399
P _{MAX} = 7.381 [kPa]	P _{MIN} = 0.9354 [kPa]	Q _b = 1500 [kW]
Q _{kbü} = 2151	Q _s = -2064	Q _y = -1637
q _b = 2344	q _{kbü} = 3362	q _s = -3226
q _y = -2558	STK _{ss} = 0.6973	STK _{ss,tr} = 1.462
T ₁ = 50 [C]	T ₁₀ = 93.45 [C]	T ₂ = 75.42 [C]
T ₃ = 120 [C]	T ₄ = 52.68 [C]	T ₅ = 120 [C]
T ₆ = 40 [C]	T ₇ = 6.002 [C]	T ₈ = 6 [C]
T ₉ = 50 [C]	X ₁ = 56 [%]	X ₃ = 64 [%]
X _{kd,6} = 0	X _{kd,8} = 1	

şekil 4.4 : Isı değiştiricili sistemin EES program çıktılarının ekran görüntüsü.

Gaz motoru ile çalışan bileşik soğutma-ısı-güç üretim sistemi için kataloglar incelendiğinde bahsedilen gücü karşılayabilecek motorlardan biri olarak MWM (Mechanical Workshop Mannheim) markasına ait TCG 2032 V16 model gaz motoru seçilmiştir. Egzoz gazı sıcaklığı 120°C olan bu motor aynı zamanda bu sıcaklıkta 2240 kW'lık ($\pm\%8$) bir ısı gücü vermektedir. Enerji değerleri için katalog bilgileri Çizelge 4.3'de gösterilmektedir.

Çizelge 4.3 : MWM-TCG 2032 V16 gaz motoru kataloğunda belirtilen bazı parametrelerin değerleri.

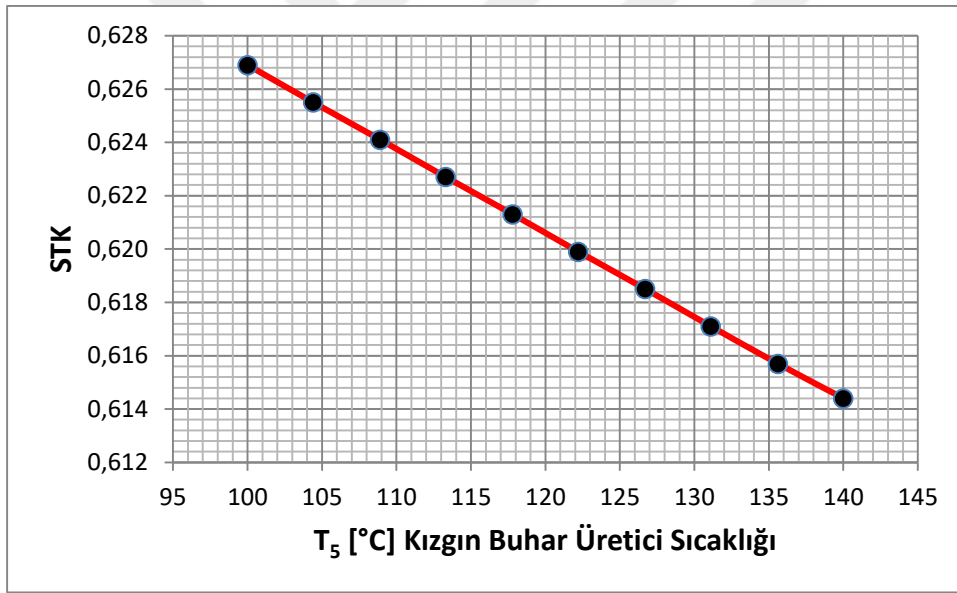
TCG 2032 V16 Enerji Değerleri		
Elektrik çıkış gücü	4300	kW
Ceket suyu ısı gücü	1538	kW $\pm\%8$
Ara soğutucu ısı gücü	326	kW $\pm\%8$
Egzoz ısı gücü (120°C'ye)	2240	kW $\pm\%8$
Yağlama yağı ısı gücü	543	kW $\pm\%8$
Motor ve jeneratör radyasyonu ısı gücü	310	kW
Yakıt tüketimi	9914	kW $\pm\%5$
Özgül yakıt tüketimi	2,25	kWh/kWh $\pm\%5$
Elektrik verimi	43,5	%
Isıl verim	47	%
Toplam verim	90,5	%

4.2 Sıcaklığın Soğutma Tesir Katsayısına Etkisi

Bu bölümde ısı değiştiricisi kullanılmayan soğurmalı soğutma sistemi içindeki elemanların sıcaklık değişiminin soğutma tesir katsayısına olan etkisi incelenmektedir. Kızgın buhar üreticisi sıcaklığı değiştirilerek soğutma tesir katsayısının hangi değerleri aldığı Çizelge 4.4'de gösterilmektedir. Şekil 4.5'de ise bu değerler ve ara değerleri grafik üstünde gösterilmiş ve soğutma tesir katsayısının, sıcaklık artışı veya azalışıyla nasıl değiştiği anlaşılmaya çalışılmıştır.

Çizelge 4.4 : EES'den elde edilen STK'nın kızgın buhar üretici sıcaklığı ile değişimi.

	STK _{ss}	T ₅ [°C] (Kızgın Buhar Üretici)
1	0,6269	100
2	0,6255	104,4
3	0,6241	108,9
4	0,6227	113,3
5	0,6213	117,8
6	0,6199	122,2
7	0,6185	126,7
8	0,6171	131,1
9	0,6157	135,6
10	0,6144	140



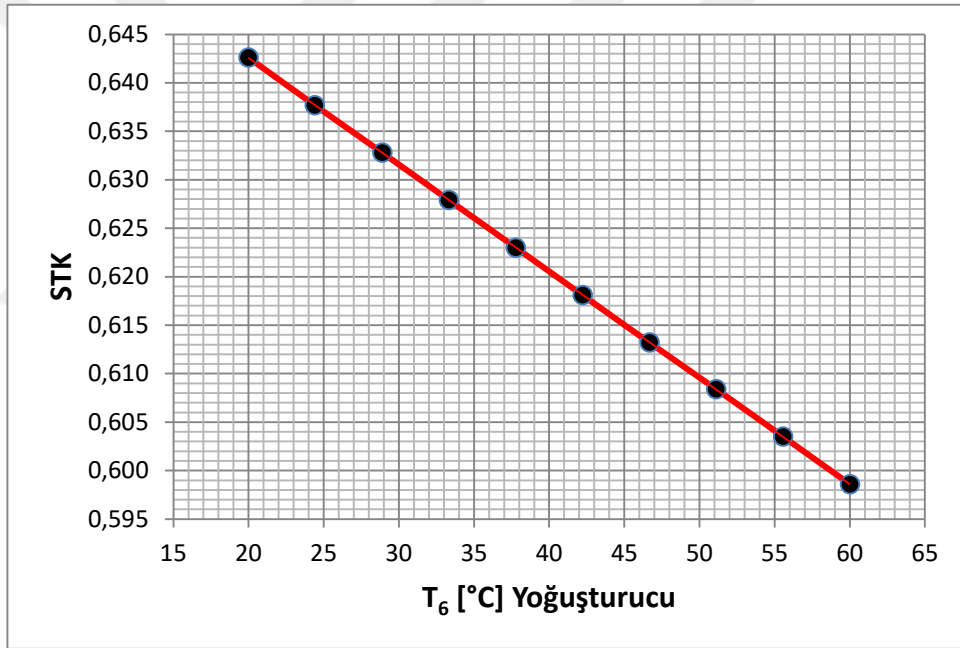
Şekil 4.5 : EES'den elde edilen STK ve kızgın buhar üretici sıcaklığı arasındaki değişim grafiği.

Çıkan sonuçlara göre gaz motorundan alınan egzoz sıcaklığı, dolayısıyla egzoz ısısı azaltılırsa, soğutma performans katsayısı yani çevrimin verimi artmaktadır. Bunun nedeni, sistemin tasarım parametresi olan buharlaştırıcıdan alınacak soğutma enerjisinin, kızgın buhar üreticisine daha az bir enerji girdisiyle elde edilmesidir.

Benzer şekilde yoğuşturucunun sıcaklık değeri değiştirilip diğer parametreler sabit tutularak, bunun soğutma verimine olan etkisi incelenmiştir. Bu değerler Çizelge 4.5'de gösterilmektedir. Şekil 4.6'da ise grafikte ara değerleriyle birlikte çizilmiştir.

Çizelge 4.5 : EES'den elde edilen STK'nın yoğuşturucu sıcaklığı ile değişimi.

	STK _{ss}	T ₆ [°C] (Yoğuşturucu)
1	0,6426	20
2	0,6377	24,4
3	0,6328	28,89
4	0,6279	33,33
5	0,623	37,78
6	0,6181	42,22
7	0,6132	46,67
8	0,6084	51,11
9	0,6035	55,56
10	0,5986	60



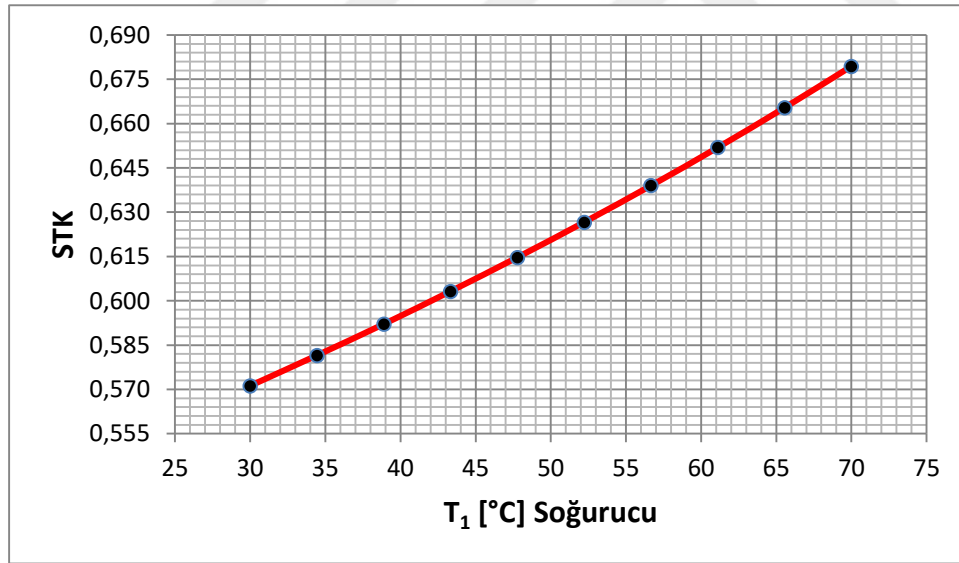
Şekil 4.6 : EES'den elde edilen STK ve yoğuşturucu sıcaklığı arasındaki değişim grafiği.

Sonuç olarak sıcaklık artışı ile birlikte sistemin soğutma verimi düşmektedir. Bunun sebebi, yoğuşturucuda yapılan soğutma ne kadar fazla olursa sistemin soğutma kapasitesi de o kadar artar. Daha yüksek sıcaklıklardaki yoğuşturucu, soğutma kapasitesini düşüreceğinden soğutma katsayısını da düşürmektedir. Ayrıca tasarım parametreleri değişmeyeceğinden, buharlaştırıcıdan alınan soğutma gücü de değişmeyecek ama sistemde dolaşan akışkanın debisi artacaktır. Buna bağlı olarak kızgın buhar üreticisine verilen güç miktarı da artacak ve soğutma verimi düşecektir.

Soğurucu sıcaklığının da çevrimin soğutma verimine etkisini incelemek için, sıcaklığa bağlı STK değerleri Çizelge 4.6'daki parametrik tabloda verilmiştir. Şekil 4.7'de ise parametrik tablodaki değerler ara değerleriyle birlikte grafiğe dökülmüştür.

Çizelge 4.6 : EES'den elde edilen STK'nın soğurucu sıcaklığı ile değişimi.

	STK _{ss}	T ₁ [°C] (Soğurucu)
1	0,5712	30
2	0,5815	34,44
3	0,5921	38,89
4	0,6032	43,33
5	0,6147	47,78
6	0,6266	52,22
7	0,639	56,67
8	0,6519	61,11
9	0,6654	65,56
10	0,6794	70



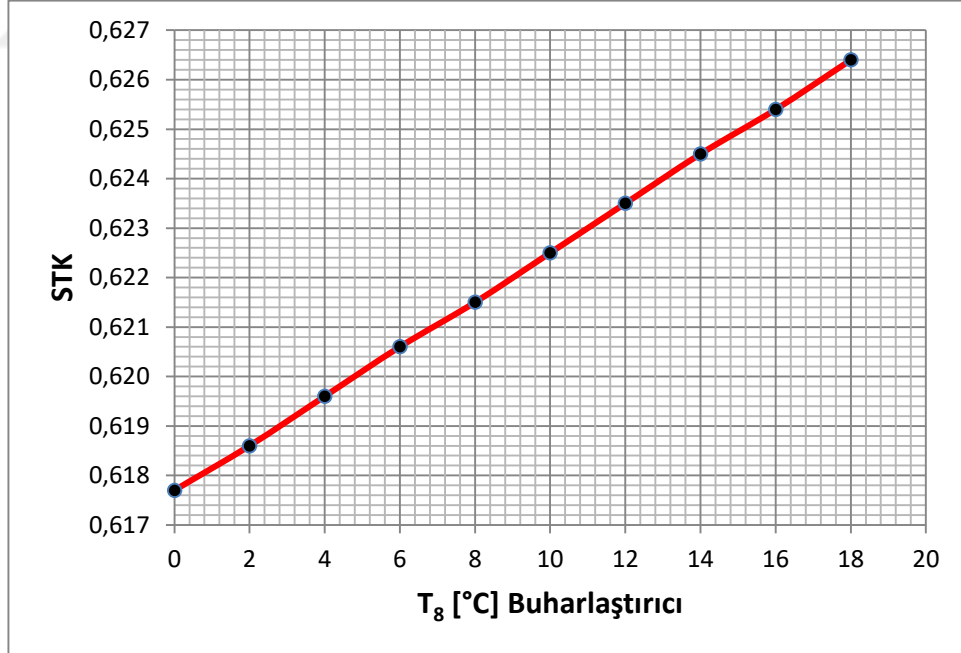
Şekil 4.7 : EES'den elde edilen STK ve soğurucu sıcaklığı arasındaki değişim grafiği.

Tablo ve grafiğe bakarak soğurucudaki sıcaklık artışı ile birlikte sistemin soğutma performansı da artmaktadır. Bunun nedeni, kızgın buhar üreticisine daha yüksek sıcaklıkta gelen eriyiği, su buharına ve LiBr çözeltilisine ayırtırmak için daha az miktarda enerjiye gereksinim olmasıdır. Kızgın buhar üreticisine verilen enerji ne kadar düşük olursa soğutma performansı da o kadar iyi olur.

Son olarak buharlaştırıcı sıcaklığının soğutma verimine olan etkisini bulmak için, sıcaklıklar ve buna bağlı olarak değişen soğutma verimleri Çizelge 4.7’deki parametrik tabloda verilmiştir. Şekil 4.8’de ise soğutma tesir katsayısının sıcaklığa bağlı değişim grafiği gösterilmiştir.

Çizelge 4.7 : EES’den elde edilen STK’nın buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi.

	STK _{ss}	T ₈ [°C] (Buharlaştırıcı)
1	0,6177	0
2	0,6186	2
3	0,6196	4
4	0,6206	6
5	0,6215	8
6	0,6225	10
7	0,6235	12
8	0,6245	14
9	0,6254	16
10	0,6264	18



Şekil 4.8 : EES’den elde edilen STK ve buharlaştırıcı sıcaklığı arasındaki değişim grafiği.

Tablo ve grafikten çıkan sonuca göre buharlaştırıcıdaki sıcaklık artışı soğutma verimini olumlu yönde etkilemektedir. Çünkü, buharlaştırıcıdan alınacak soğutucu

gücün tasarım parametresi olduğu düşünülüp, sabit olduğu kabul edilerek, sıcaklığının artması çevrim içerisinde dolaşan akışkanın kütleli debisinin düşmesine neden olur. Buna bağlı olarak kızgın buhar üreticisinde ihtiyaç duyulan enerji miktarı da azalır ve sistemin soğutma performans katsayısı artar.

4.3 Kristalizasyon Olayının Soğurmalı Soğutma Sistemine Etkisi

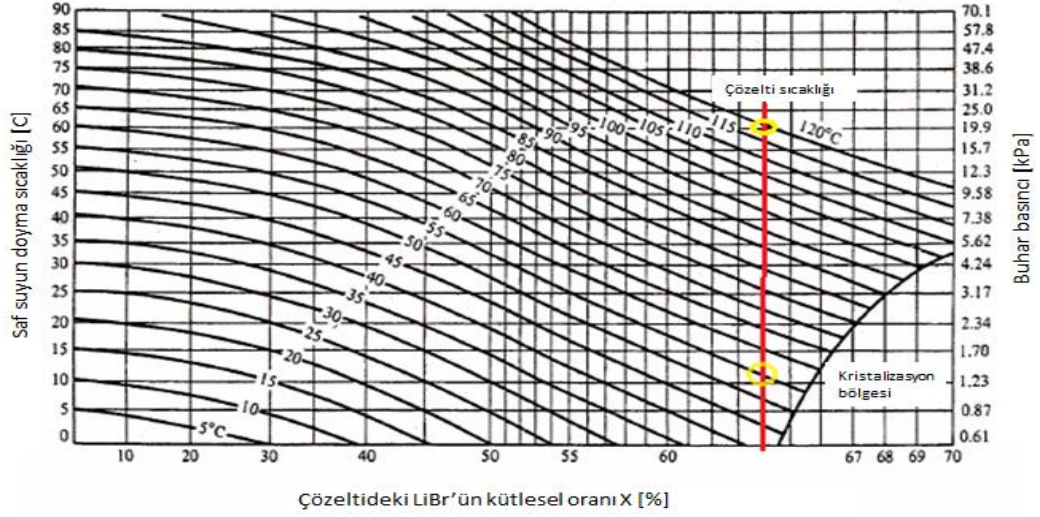
Soğurmalı soğutma sistemlerinde LiBr'ü soğurucu madde olarak kullandığımızda dikkat etmemiz gereken bir diğer nokta ise kristalizasyon olayıdır. Kristalizasyon, bir çözücünün içerisinde çözülmüş olarak bulunan katı bir maddenin belli koşullarda çöktürülerek sıvısından ayrılması olayıdır.

Kristalizasyon olayı genellikle LiBr eriyiğinin kızgın buhar üreticiden çıktıktan sonraki sistem koşullarında oluşmaktadır. Kristalizasyon oluşumu daha çok düşük basınç ve sıcaklıklarda görülmektedir. Bu nedenle yeni nesil sistemlerde buhar basıncı daha yüksek değerlerde tutulmaktadır.

Yüksek sıcaklıkta kızgın buhar üreticisinden çıkan zengin eriyik soğumaya başladığında kristalleşmeye de başlayabilir. Bunun sonucu olarak ortaya çıkan karışımın pompa tarafından sirküle edilmesi çok zor olur ve çevrim tamamlanamayarak, soğutma işlemi durur.

Alüminyum fabrikasındaki soğurmalı soğutma sisteminin tasarım parametreleri göz önüne alınarak Şekil 4.9'daki grafiğe yerleştirilmiştir ve kristalizasyon oluşumu ile ilgili özellikle kızgın buhar üretici çıkışı ve sonrasındaki noktalarda herhangi bir sorun var mı incelenmiştir. Şekil 4.9'da LiBr – H₂O çözeltilisinin konsantrasyon, sıcaklık ve basınç diyagramı gösterilmektedir.

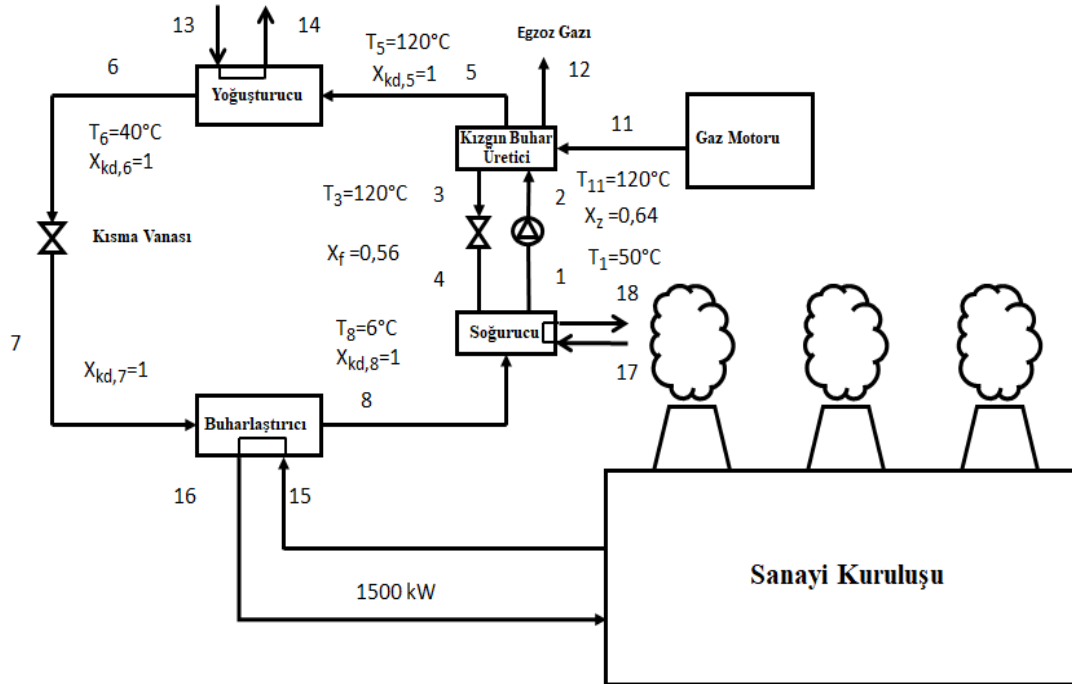
Bu diyagrama göre kızgın buhar üretici çıkışı olan 3 ve 4 noktalarındaki LiBr konsantrasyonuna ve sıcaklıklara bakıldığında, 3 noktasındaki çözeltideki oranı %64 olarak bulunan LiBr zengin eriyiği, 120°C sıcaklıkta kristalizasyon bölgesi dışında kalmaktadır. Aynı şekilde 4 noktasındaki soğurucu girişine baktığımızda yine %64 oranında çözeltide bulunan LiBr eriyiği yaklaşık olarak 53°C de kristalizasyon bölgesi dışında kalarak, soğutma çevriminin devamı için uygun değerlerdedir. Sistem çalışmasına devam etmekte yani eriyiğin katı hale geçmeden pompalar tarafından sirküle edilebilmesi kolaylıkla sağlanmaktadır. Bu noktalar grafikte sarı daireler içerisinde gösterilmektedir.



Şekil 4.9 : LiBr–H₂O çözeltisi konsantrasyon, sıcaklık ve basınç diyagramı [15].

4.4 NH₃ – H₂O Çözeltisi Kullanılan Soğurmalı Soğutma Sisteminin Termodinamik Analizi

Şekil 4.10’da gösterilen NH₃-H₂O çözeltisi ile soğutma işleminin yapıldığı soğurmalı soğutma sistemi, bir önceki başlıkta anlatılan LiBr-H₂O çözeltisi kullanılarak soğutmanın yapıldığı sistem ile aynı tasarım parametrelerine sahip olup, iki sistem arasındaki soğutma tesir katsayıları karşılaştırılacaktır.



Şekil 4.10 : NH₃-H₂O çözeltisi soğurmalı soğutma sisteminin termodinamik modeli.

Verilen sistemde soğutucu akışkan olarak amonyak, soğurucu akışkan olarak ise su kullanılmaktadır. Amonyak donma noktasının çok düşük olmasından dolayı 0°C'nin altındaki sıcaklıklarda çalışmak için daha uygundur. Amonyakın bu geniş çalışma sıcaklık ve basınç aralığına sahip olması amonyak-su akışkan çiftini soğurmalı soğutma sistemleri için en çok kullanılan çiftlerden biri yapmaktadır. Ayrıca aşırı uçucu olması sayesinde kızgın buhar üreticisinde sudan ayrılması çok daha kolay olmakta ve amonyağın saf bir şekilde tekrar soğurucuya gelmesi sağlanmaktadır.

Çizelge 4.8'de karşılaştırma yapabilmek amacıyla, aynı tasarım parametreleri kullanılan NH₃-H₂O çözeltisinin EES programına girilen değerleri gösterilmiştir. Kızgın buhar üretici, yoğuşturucu ve soğurucu sıcaklıkları ile fakir ve zengin çözelti derişimleri aynıdır ancak; amonyağın yüksek uçuculuk özelliği sebebiyle kızgın buhar üreticisinde sudan ayrıldıktan sonraki basamaklarda kuruluk derecesi, sadece buhar fazda bulunduğundan 1 olarak girilmiştir.

Çizelge 4.8 : NH₃-H₂O çözeltisini kullanan ve ısı değıştiricisi olmayan soğutma sisteminin tasarım parametreleri.

Parametre	Sembol	Değer
Buharlaştırıcı Kapasitesi	\dot{Q}_b	1500 kW
Kızgın Buhar Üretici Sıcaklığı	T ₃ -T ₅	120°C
Yoğuşturucu Sıcaklığı	T ₆	40°C
Yoğuşturucu Çıkışı Kuruluk Derecesi	x _{kd,6}	1
Buharlaştırıcı Sıcaklığı	T ₈	6°C
Buharlaştırıcı Çıkışı Kuruluk Derecesi	x _{kd,8}	1
Soğurucu Sıcaklığı	T ₁	50°C
LiBr Çözelti Konsantrasyonu (Fakir)	X _f	%56
LiBr Çözelti Konsantrasyonu (Zengin)	X _z	%64

Şekil 4.10'da gösterilen NH₃-H₂O çözelteli soğurmalı soğutma sistemi için oluşturulan EES programının listesi Ek C'de ve bulunan sonuçlar EES programının çıktısı olarak Şekil 4.11'de sunulmuştur.

Çizelge 4.9'da NH₃-H₂O ve LiBr-H₂O çözeltilerinin çevrimdeki kızgın buhar üretici, yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve soğurucu giriş çıkışlarındaki termodinamik özellikleri gösterilmektedir. Çizelge 4.10'da ise bahsedilen bileşenlerde birim kütle başına transfer edilen enerji miktarları karşılaştırmalı olarak gösterilmektedir.

F = 7	H ₁ = 480,8 [kJ/kg]	H ₂ = 480,8 [kJ/kg]	H ₃ = 866,2 [kJ/kg]
H ₄ = 866,2 [kJ/kg]	H ₅ = 1521 [kJ/kg]	H ₆ = 190,3 [kJ/kg]	H ₇ = 190,3 [kJ/kg]
H ₈ = 1274 [kJ/kg]	M ₁ = 9,685 [kg/s]	M ₄ = 8,301 [kg/s]	M ₅ = 1,384 [kg/s]
M ₈ = 1,384 [kg/s]	P ₁ = 5,3 [bar]	P ₃ = 15,5 [bar]	P ₅ = 15,5 [bar]
P ₆ = 15,5 [bar]	P ₈ = 5,3 [bar]	P _{MAX} = 15,49 [bar]	P _{MIN} = 5,319 [bar]
Q _b = 1500 [kW]	Q _{kbü} = 5172 [kW]	Q _s = -4830 [kW]	Q _{u1} = 0,3516
Q _{u3} = 0,4148	Q _{u5} = 1,001	Q _{u6} = -0,001	Q _{u8} = 1,001
Q _y = -1842 [kW]	q _b = 1084 [kJ/kg]	q _{kbü} = 3738 [kJ/kg]	q _s = -3491 [kJ/kg]
q _y = -1331 [kJ/kg]	STK _{ss} = 0,29	STK _{ss,tr} = 1,462	s ₁ = 2,122 [kJ/kg·K]
s ₃ = 2,981 [kJ/kg·K]	s ₅ = 4,813 [kJ/kg·K]	s ₆ = 0,6547 [kJ/kg·K]	s ₈ = 4,561 [kJ/kg·K]
T ₁ = 323 [K]	T ₃ = 393 [K]	T ₅ = 393 [K]	T ₆ = 313 [K]
T ₈ = 279 [K]	T ₁ = 323 [K]	T ₃ = 393 [K]	T ₅ = 393 [K]
T ₆ = 313 [K]	T ₈ = 279 [K]	u ₁ = 427,4 [kJ/kg]	u ₃ = 791,5 [kJ/kg]
u ₅ = 1341 [kJ/kg]	u ₆ = 187,6 [kJ/kg]	u ₈ = 1149 [kJ/kg]	v ₁ = 0,1008 [m ³ /kg]
v ₃ = 0,04816 [m ³ /kg]	v ₅ = 0,1165 [m ³ /kg]	v ₆ = 0,001732 [m ³ /kg]	v ₈ = 0,2369 [m ³ /kg]
x ₁ = 0,64	x ₃ = 0,56	x ₅ = 1	x ₆ = 1
x ₈ = 1	X ₁ = 0,64	X ₃ = 0,56	X ₅ = 1
X _{kd,6} = 1	X _{kd,7} = 1	X _{kd,8} = 1	

Şekil 4.11 : NH₃-H₂O çözeltilisi kullanıldığında EES program çıktılarının ekran görüntüsü.

Çizelge 4.9 : NH₃-H₂O ve LiBr-H₂O çözeltilerinin termodinamik özellikleri.

Nokta	T (K)	P (kPa)	x (%)	h (kJ/kg)
NH ₃ -H ₂ O				
Kızgın buhar üretici çıkışı (5)	393	1550	100	1521
Yoğuşturucu çıkışı (6)	313	1550	100	190,3
Buharlaştırıcı çıkışı (8)	279	530	100	1274
Soğurucu çıkışı (1)	323	530	64	480,8
Kızgın buhar üretici çıkışı (3)	393	1550	56	866,2
LiBr-H ₂ O				
Kızgın buhar üretici çıkışı (5)	393	7,381	0	2725
Yoğuşturucu çıkışı (6)	313	7,381	0	167,5
Buharlaştırıcı çıkışı (8)	279	0,9354	0	2512
Soğurucu çıkışı (1)	323	0,9354	56	117,7
Kızgın buhar üretici çıkışı (3)	393	7,381	64	284,7

Çizelge 4.10 : Birim kütle başına transfer edilen enerji miktarlarının karşılaştırılması.

NH ₃ -H ₂ O		
Kızgın buhar üretici (q _{kbü})	3738	kJ/kg
Yoğuşturucu (q _y)	1331	kJ/kg
Buharlaştırıcı (q _b)	1084	kJ/kg
Soğurucu (q _s)	3491	kJ/kg
STK	0.29	
LiBr-H ₂ O		
Kızgın buhar üretici (q _{kbü})	3593	kJ/kg
Yoğuşturucu (q _y)	2558	kJ/kg
Buharlaştırıcı (q _b)	2344	kJ/kg
Soğurucu (q _s)	3379	kJ/kg
STK	0.62	

Çizelgelerdeki sonuçlara bakarak aynı tasarım parametreleri ile çalıştırılan 2 farklı çevrimde, soğutucu akışkan olarak amonyağın kullanılması hem kızgın buhar üreticisinde daha çok enerji kullanılmasına hem de birim kütle başına elde edilen soğutma enerjisinin buharlaştırıcıda daha az olmasına neden olmuştur. Bununla birlikte soğutucu akışkan olarak amonyağın kullanıldığı sistemlerde her ne kadar geniş çalışma basınç ve sıcaklıklarına sahip olsa dahi yüksek sıcaklıklarda o kadar da verimli olmadığı görülmektedir. Aynı sıcaklıklarda, sistemin soğutma performans ölçütü olan soğutma tesir katsayısı yani sistemin harcadığı birim enerji için verdiği soğutma enerjisi LiBr-H₂O çözeltisi için 0,62 iken NH₃-H₂O çözeltisi için 0,29'dur. Ayrıca çevrimlerde dolaşan soğurucu ve soğutucu akışkanın toplam kütleli debileri karşılaştırıldığında amonyaklı sistemin debisinin daha fazla çıktığı görülmektedir. Debinin ve dolaşım oranının artması hesaplamalarda ihmal edilen pompalama gücünün daha fazla olması anlamına gelmektedir. Amonyağın soğutucu akışkan olarak kullanıldığı sistemlerde çalışma basıncının, soğutucu akışkan olarak suyun kullanıldığı çevrimlere göre çok daha fazla olması sistemin kuruluş maliyetinde de bir artış sağlamaktadır. Bu durumlar göz önüne alındığında belirlenen tasarım parametrelerinde çalıştırmak için maliyet ve sistemin soğutma verimi düşünüldüğünde LiBr – H₂O ikilisinin kullanıldığı çevrimi oluşturmak en mantıklı çözümdür.

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada alüminyum profil fabrikasında kurulmuş olan gaz motoruyla çalışan bir bileşik soğutma-ısı-güç üretim sisteminin soğutma çevrimi incelenmiş ve LiBr – H₂O çiftiyle çalışan sistemin tasarım parametreleri değiştirilerek soğutma tesir katsayısının nasıl değiştiği incelenmiştir. Buna ilave olarak eriyik eşanjörü kullanıldığında sistem veriminin nasıl değiştiği hesaplanmış ve ayrıca soğutucu akışkan olarak su yerine amonyak kullanılmış olsa, aynı sıcaklık değerlerinde soğutma veriminin nasıl değişeceği EES programında yazılarak çıkan sonuçlar karşılaştırılmıştır.

Çalışmanın ilk aşamasında termodinamik model oluşturulmuş ve soğutma çevrimi için tasarım parametrelerinin de üzerinde bulunduğu akış şeması çıkartılmıştır. Bu veriler ışığında çevrimin soğutma verimi EES programı ile hesaplanmıştır. Sonrasında soğutma verimi nasıl daha yükseltilebilir diye çevrim içindeki komponentler sırasıyla belirli sıcaklık aralıklarında çalıştırılarak sıcaklık ve verim arasındaki ilişkiler grafiğe dökülerek bulunmuştur. Bulunan sonuçlar göz önüne alındığında kızgın buhar üretici ve yoğuşturucu çalışma sıcaklıkları yükseldikçe soğutma verimi düşmekte, soğurucu ve buharlaştırıcının çalışma sıcaklıklarının yükselmesi ile birlikte soğutma verimi de yükselmektedir.

Soğutma çevriminin devam edebilmesi için kristalizasyon olayının da incelenmesi gerekmektedir. Bu nedenle kristalizasyon riskinin en fazla olabileceği noktalarda yani kızgın buhar üretici çıkışı ve soğurucu girişinde çözelti derişimi ve sıcaklıklarına bakılarak, bu noktaların kristalizasyon eğrisi dışında olduğu görülmüştür.

Çevrimin verimini daha da arttırmak ve kızgın buhar üreticisine verilen ısıyı azaltmak amacıyla kızgın buhar üreticisi ve soğurucu arasına eriyik eşanjörü konulmuş ve EES’de tekrar hesaplanmıştır. Buna göre eşanjörsüz sistemin soğutma verimi katsayısı 0,62 iken, eşanjör kullanıldığında verim 0,69’a ulaşmıştır. Kızgın buhar üreticisinden çıkan zengin eriyiğin yüksek sıcaklığı eşanjörde değerlendirilerek, fakir karışımın sıcaklığını kızgın buhar üreticisine girmeden önce arttırmış, böylece kızgın buhar üreticisinde soğutucu akışkan ve LiBr’yi birbirinden ayırmak için daha az miktarda ısı girdisine ihtiyaç duyulmuştur.

Son olarak yapılan karşılaştırmada soğutucu akışkan olarak suyun yerine amonyak kullanılarak, sistem aynı çalışma sıcaklıkları arasında yeniden tasarlanmış ve çevrimin soğutma verimi EES üzerinden tekrar hesaplanmıştır. Amonyak su ikilisi çalışma basıncı ve sıcaklık aralığının geniş olması gibi bir avantaja sahip olmasına rağmen, tasarlanan sıcaklık değerlerinde soğutma verimi lityum bromür su ikilisine göre önemli oranda düşük çıkmış ve 0,29 olarak hesaplanmıştır.

Gaz motoruyla çalışan bileşik soğutma-ısı-güç üretim sisteminin soğutucu kısmında,soğutucu akışkan olan su ile LiBr'yi birbirinden ayırmak için kızgın buhar üreticisinde ihtiyaç duyulan sıcaklık 120°C ve buna karşılık gelen güç 2417 kW olarak bulunmuştur. Eriyik eşanjörü kullanıldığında ise kızgın buhar üreticisine verilen güç 2151 kW olarak hesaplanmıştır. Gaz motoru katalogları incelendiğinde bu gücü karşılayabilecek motorlardan biri olarak MWM (Mechanical Workshop Mannheim) markasına ait TCG 2032 V16 model gaz motoru seçilmiştir. Egzoz gazı sıcaklığı 120°C olan bu motor aynı zamanda bu sıcaklıkta 2240 kW'lık ($\pm\%8$) bir ısı gücü vermektedir.

Bu çalışmada yapılan karşılaştırmalı hesaplamalar sonucunda optimum sıcaklıklarda çalışacak sistemi tasarlamak için kristalizasyon riski de göz önüne alınarak, kızgın buhar üretici ve yoğuşurucu çalışma sıcaklıkları düşürülüp, soğurucu ve buharlaştırıcı sıcaklıkları arttırılabilir. Bunun yanı sıra sistem içerisinde eriyik eşanjörü yoksa eklenerek sistem veriminde %11'lik bir artış sağlanabilir. Ayrıca çevrimde kullanılan soğutma ve soğurmayı sağlayan ikililere de verimlilik açısından dikkat edilmelidir. LiBr – su ikilisi suyun soğutucu olarak kullanılmasından dolayı donma riski göze alınarak 0°C'nin altındaki uygulamalarda uygun değildir. Bu yüzden bu ikiliyi kullanan çevrimler daha çok iklimlendirme amaçlı olarak kullanılırlar. Amonyak – su ikilisi ise amonyağın soğutucu akışkan olarak kullanılması ve çok düşük sıcaklıklarda donması yüzünden derin soğutma işlemlerinde kullanılabilirler. Amonyagın aynı sıcaklıktaki doyma basıncı suya oranla çok daha yüksek olması nedeniyle sistem içerisinde bu basınca dayanıklı boruların kullanılması gerekmektedir ve bu durum çevrim maliyetlerini arttıracak bir etken olduğundan göz ardı edilmemelidir.

KAYNAKLAR

- [1] **Ballı, Ö.** (2008). *Kojenerasyon Sistemlerinin Enerji, Kullanabilirlik(Ekserji) ve Ekserjiekonomik Analiz Yöntemleri Kullanılarak Performansının Değerlendirilmesi.*(Doktora Tezi). Eskişehir Osmangazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Eskişehir.
- [2] **İnalı, M., Işık, E. ve Yücel, H.** (2002). Kojenerasyon Sistemlerin Teknik ve Ekonomik Uygulanabilirliği. *Mühendis ve Makine Dergisi MMO Yayınları, Sayı 506* .
- [3] **Çetin, B.** (2006). Gaz Türbinlerinin Optimal Performans Analizi, *Doğuş Üniversitesi Dergisi, 7(1), 59-71*.
- [4] **Sözen, A.E. ve Ataer, Ö.E.** (2000). Amonyak/Su ile Çalışan Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinde Isı Değiştiricilerin Performansa Etkisi, *4. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi, 403-413, İzmir*.
- [5] **Çelik, M. ve Halıcı, F.** (2003). Absorbsiyonlu Soğutma Sistemleri ile Klasik Sistemlerin Karşılaştırılması, Sakarya Üniversitesi, *Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi, 7(1)*.
- [6] **Horuz, İ.** (2011). Absorbsiyonlu Isı Yükselticileri ve Bir Endüstriyel Uygulama, *10. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 13-16 Nisan, İzmir*.
- [7] **Solum, C. ve Heperkan, H.** (2015). Jeotermal Enerjili Çift Etkili Lityum Bromür-Su Akışkanlı Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Ekserji Analizi, *Tesisat Mühendisliği Dergisi, Sayı 147, 27-34*.
- [8] **Yalçın, R.Ç.** (2012). *Bir Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Isıl Analizi ve Tasarımı.* (Yüksek Lisans Tezi). Dokuz Eylül Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir.
- [9] **Kurtulmuş, N.** (2014). *Absorpsiyonlu Sistemlerin Sanayiye Uygulanması.* (Yüksek Lisans Tezi). Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- [10] **Selbaş, R.** (2006). Absorpsiyonlu Soğutma Sistemlerinde Absorber Sıcaklığının Etkisinin Termodinamik ve Termoekonomik Analizi, Süleyman Demirel Üniversitesi, *Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi, 10(1), 136-143, Isparta*.
- [11] **Yılmazoğlu, M.Z.** (2009). Tek Etkili Bir Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Termodinamik Analizi, Gazi Üniversitesi, *Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi, 25(2), 397-404, Ankara*.
- [12] **Yalçın, E. ve Kavaklı, A.** (2010). Absorbsiyonlu Soğutma Sistemleri ile Egzoz Gazı Atık Isısından Faydalanarak Otobüs Kliması Sistemleri İçin Kaynaticı Tasarımı, Balıkesir Üniversitesi, *Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi, 12(1), 136-152, Balıkesir*.

- [13] **Maryami, R. ve Dehghan, A.A.** (2017). An Exergy Based Comparative Study Between LiBr/Water Absorption Refrigeration Systems from Half Effect to Triple Effect, *Applied Thermal Engineering*, 124, 103-123.
- [14] **Tora, E.A.H.A.M.** (2010). *Integration and Optimization of Trigeration Systems with Solar Energy, Biofuels, Process Heat and Fossil Fuels.* (Doktora Tezi). ProQuest Bilimsel İncelemeler ve Tezler Veritabanı (UMI No. 3446618).
- [15] **İlk, A.** (2012). *Trijenerasyon Sistemlerinin Enerji ve Ekserji Analizi.* (Yüksek Lisans Tezi). Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Isparta.
- [16] **Baghernejad, A., Yaghoubi, M. ve Jafarpur, K.** (2016). Exergoeconomic Optimization and Environmental Analysis of a Novel Solar-Trigeration System for Heating, Cooling and Power Production Purpose, *Solar Energy*, 134, 165-179.
- [17] **Chua, K.J., Yang, W.M., Wong, T.Z. ve Ho, C.A.** (2011). Integrating Renewable Energy Technologies to Support Building Trigeration-A Multi-Criteria Analysis, *Renewable Energy*, 41, 358-367.
- [18] **Elhanan, A.E.M.E.** (2006). *Cogeneration of Electricity and Cooling by Gas Turbines.* (Yüksek Lisans Tezi). İstanbul Teknik Üniversitesi, Bilim ve Teknoloji Enstitüsü, İstanbul.
- [19] **Sancar, O.** (2010). *Ticari Binalarda Uygulanan Kojenerasyon ve Trijenerasyon Sistemlerinin Termoekonomik Analizi.* (Yüksek Lisans Tezi). Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [20] **Çınar, Y.** (2011). *Katı Oksit Yakıt Pili Kojenerasyon Sistemlerinin Konutlarda Uygulanması.* (Yüksek Lisans Tezi). Niğde Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Niğde.
- [21] **Ekinci, D.A.** (2013). *Erzurum Kampüs Hastahanesine Uygulanacak Trijenerasyon Sisteminin Fizibilitesi.* (Doktora Tezi). Atatürk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum.
- [22] **Yazman, E.** (2015). *0,4 MW Trijenerasyon Sisteminin Modellenmesi, Motor Seçimi ve Verim Analizleri.* (Yüksek Lisans Tezi). Akdeniz Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Antalya.
- [23] **Buonomano, A., Calise, F., Palombo, A. ve Vicidomini, M.** (2015). Energy and Economic Analysis of Geothermal-Solar Trigeration Systems: A Case Study for a Hotel Building in Ischia, *Applied Energy*, 138, 224-241.
- [24] **Chen, Y., Zhang, T., Yang, H. ve Peng, J.** (2015). Study on Energy and Economic Benefits of Converting a Combined Heating and Power System to a Trigeration System for Sewage Treatment Plants in Subtropical Area, *Applied Thermal Engineering*, 94, 24-39.
- [25] **Zare, V.** (2016). A Comparative Thermodynamic Analysis of Two Trigeration Systems Utilizing Low-Grade Geothermal Energy, *Energy Conversion and Management*, 118, 264-274.
- [26] **Url-1** <<http://kojenerasyon.info/>>, alındığı tarih 13.08.2016

- [27] **Url-2** <http://www.cogeneurope.eu/medialibrary/2013/11/18/3d2b9d0e/TURKOTED_%20Country%20Report%202013_COGEN%20Europe.pdf> alındığı tarih: 25.08.2016
- [28] **Aydın, Y.** (2014). “Enerji Tasarrufunda Kombine Çevrim ve Kojenerasyonun Yeri ve Önemi”, 5. *Enerji Verimliliği Forumu ve Fuarı*.
- [29] **Mete, S.** (2012). *Buhar Çevrimli Kojenerasyon Sistemlerinin Termoekonomik Optimizasyonu*. (Yüksek Lisans Tezi). İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [30] **Breeze, P.** (2014). *Power Generation Technologies*, 2.baskı, Elsevier Ltd.
- [31] **Url-3** <http://www.emo.org.tr/ekler/f792581f506b7b2_ek.pdf> alındığı tarih: 28.08.2016
- [32] **Kreith, F., Goswami, D.Y.** (2007). *Handbook of Energy Efficiency and Renewable Energ*, CRC Press.
- [33] **Zor, K., Teke, A., Çelik, Ö. ve Latran, M.B.** Türkiye’de Gaz Motorlu Kojenerasyon ve Trijenerasyon Santralleri ile Elektrik Enerjisi Üretimi. Alındığı tarih 28 Ağustos 2016. http://www.emo.org.tr/ekler/bc27f11539d6ec2_ek.pdf
- [34] **Çakır, U.** (2007). *Aziziye Araştırma Hastanesi Enerji Gereksinimi İçin Kojenerasyon Sisteminin Uygulanabilirliği*. (Yüksek Lisans Tezi). Atatürk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum.
- [35] **Url-4** <<https://www.haikudeck.com/microturbinas-america-latina-business-presentation-FLL3URXEFx#slide7>> alındığı tarih: 15.09.2016
- [36] **Url-5** <<http://physics.oregonstate.edu/~hetheriw/projects/energy/topics/doc/elec/natgas/micro/>> alındığı tarih: 15.09.2016
- [37] **Ural, Z.** (2009). Yakıt Pillerinin Konutsal Uygulamalarda Kullanımı, 5. *Yenilenebilir Enerji Kaynakları Sempozyumu*, 149-154, Diyarbakır.
- [38] **Çaka, D.** (2006). *Isıl Sistem Bileşenlerinin Yatırım Maliyetleri*. (Yüksek Lisans Tezi). İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [39] **Orhan, İ.** (2003). *Kojenerasyon Tesislerinde Kullanılan Güç Teknolojileri*. (Yüksek Lisans Tezi). Anadolu Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Eskişehir.
- [40] **Bilkent Ankara Entegre Sağlık Hizmetleri Yatırım ve İşletme A.Ş.** (2017). *Trijenerasyon ve Kazan Tesisi Proje Tanıtım Dosyası*, Ankara.
- [41] **Y. A. Çengel and M. A. Boles.** (2006). *Thermodynamics: An Engineering Approach*, (5. Baskı). McGraw-Hill.
- [42] **Florides, G. A., Kalogirou, S.A., Tassou, S.A. ve Wrobel, L. C.** (2003). Design and Construction of a LiBr-Water Absorption Machine, *Energy Conversion and Management*, 44, 2483-2508.



EKLER

EK A: Şekil 4.1’de Gösterilen Soğurmalı Soğutma Sistemi İçin Oluşturulan EES Programı

EK B: Şekil 4.3’de Gösterilen Isı Değişiricili Soğurmalı Soğutma Sistemi İçin Oluşturulan EES Programı

EK C: Şekil 4.10’da Gösterilen $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ Çözeltili Soğurmalı Soğutma Sistemi İçin Oluşturulan EES Programı





EK A : "Dizayn Parametreleri"

$$T_5 = 120 \text{ [C]}$$

$$T_6 = 40 \text{ [C]}$$

$$X_{kd.6} = 0$$

$$T_8 = 6 \text{ [C]}$$

$$X_{kd.8} = 1$$

$$T_1 = 50 \text{ [C]}$$

$$X_1 = 56 \text{ [%]}$$

$$X_3 = 64 \text{ [%]}$$

$$T_3 = 120 \text{ [C]}$$

$$Q_b = 1500 \text{ [kW]}$$

"Termodinamik özellikler"

$$P_{MAX} = P_{SAT}(Steam; T = T_6)$$

$$P_{MIN} = P_{SAT}(Steam; T = T_8)$$

$$H_5 = ENTHALPY(Steam; T = T_5; P = P_{MAX})$$

$$H_6 = ENTHALPY(Steam; T = T_6; X = X_{kd.6})$$

$$H_8 = ENTHALPY(Steam; T = T_8; X = X_{kd.8})$$

$$H_1 = H_{LIBR}('SI' ; T_1; X_1)$$

$$H_3 = H_{LIBR}('SI' ; T_3; X_3)$$

$$H_1 = H_2$$

$$H_6 = H_7$$

$$H_3 = H_4$$

$$T_4 = T_{LIBR}('SI'; P_{MIN}; X_3)$$

$$T_1 = T_2$$

$$T_7 = TEMPERATURE(Steam; h = H_7; P = P_{MIN})$$

"Dolasım Oranı ve Kütle Korunumu"

$$F = X_1/(X_3 - X_1)$$

$$M_1 = M_4 + M_8$$

$$M_5 = M_8$$

$$F = M_4/M_5$$

"Enerji Korunumu Denklemleri"

$$q_{kbü} = F * H_3 + H_5 - (F + 1) * H_2$$

$$q_y = H_6 - H_5$$

$$q_b = Qb/M_5$$

$$q_b = H_8 - H_7$$

$$q_s = (F + 1) * H_1 - H_8 - F * H_4$$

$$Qkbü = q_{kbü} * M_5$$

$$Qy = q_y * M_5$$

$$Qs = q_s * M_5$$

"Soğutma Tesir Katsayıları"

$$STK_{ss} = Qb/Qkbü$$

$$STK_{ss.tr} = ((T_3 - T_1)/(T_3 + 273)) * (T_8 + 273)/(T_6 - T_8)$$

EK B : "Dizayn Parametreleri"

$$T_5 = 120 \text{ [C]}$$

$$T_6 = 40 \text{ [C]}$$

$$X_{kd.6} = 0$$

$$T_8 = 6 \text{ [C]}$$

$$X_{kd.8} = 1$$

$$T_1 = 50 \text{ [C]}$$

$$X_1 = 56 \text{ [%]}$$

$$X_3 = 64 \text{ [%]}$$

$$T_3 = 120 \text{ [C]}$$

$$Qb = 1500 \text{ [kW]}$$

"Termodinamik Özellikler"

$$P_{MAX} = P_{SAT}(Steam; T = T_6)$$

$$P_{MIN} = P_{SAT}(Steam; T = T_8)$$

$$H_5 = ENTHALPY(Steam; T = T_5; P = P_{MAX})$$

$$H_6 = ENTHALPY(Steam; T = T_6; X = X_{kd.6})$$

$$H_8 = ENTHALPY(Steam; T = T_8; X = X_{kd.8})$$

$$H_1 = H_{LIBR}('SI' ; T_1; X_1)$$

$$H_3 = H_{LIBR}('SI' ; T_3; X_3)$$

$$H_1 = H_9$$

$$H_6 = H_7$$

$$H_{10} = H_4$$

$$T_4 = T_{LIBR}('SI'; P_{MIN}; X_3)$$

$$T_1 = T_9$$

$$T_7 = TEMPERATURE(Steam; h = H_7; P = P_{MIN})$$

$$T_2 = T_{LIBR}('SI'; P_{MAX}; X_1)$$

$$H_2 = H_{LIBR}('SI'; T_2; X_1)$$

$$T_{10} = T_{LIBR}('SI'; P_{MAX}; X_3)$$

$$H_{10} = H_{LIBR}('SI'; T_{10}; X_3)$$

"Dolasım Oranı ve Kütle Korunumu"

$$F = X_1 / (X_3 - X_1)$$

$$M_1 = M_4 + M_8$$

$$M_5 = M_8$$

$$F = M_4 / M_5$$

"Enerji Korunumu Denklemleri"

$$q_{kbü} = F * H_3 + H_5 - (F + 1) * H_2$$

$$q_y = H_6 - H_5$$

$$q_b = Qb / M_5$$

$$q_b = H_8 - H_7$$

$$q_s = (F + 1) * H_1 - H_8 - F * H_4$$

$$Qkbü = q_{kbü} * M_5$$

$$Qy = q_y * M_5$$

$$Q_s = q_s * M_5$$

"Soğutma Tesir Katsayıları"

$$STK_{ss} = Q_b / Q_{kbü}$$

$$STK_{ss.tr} = ((T_3 - T_1) / (T_3 + 273)) * (T_8 + 273) / (T_6 - T_8)$$





EK C : "Dizayn Parametreleri"

$$T_5 = 393$$

$$X_{kd.5} = 1$$

$$T_6 = 313$$

$$X_{kd.6} = 1$$

$$X_{kd.7} = 1$$

$$T_8 = 279$$

$$X_{kd.8} = 1$$

$$T_1 = 323$$

$$X_1 = 0,64$$

$$X_3 = 0,56$$

$$T_3 = 393$$

$$Qb = 1500$$

"Termodinamik Özellikler"

$$P_{MAX} = P_{SAT}(Ammonia; T = T_6)$$

$$P_{MİN} = P_{SAT}(Ammonia; T = T_8)$$

$$Call NH3H2O(123; T_1; 5,3; X_1:T1; P_1; x1; H_1; s_1; u_1; v_1; Qu_1)$$

$$H_1 = H_2$$

$$Call NH3H2O(123; T_3; 15,5; X_3:T3; P_3; x3; H_3; s_3; u_3; v_3; Qu_3)$$

$$H_3 = H_4$$

$$Call NH3H2O(123; T_5; 15,5; X_{kd.5}:T5; P_5; x5; H_5; s_5; u_5; v_5; Qu_5)$$

Call NH3H2O(123; T_6; 15,5; X_kd.6:T6; P_6; x6; H_6; s_6; u_6; v_6; Qu_6)

$$H_6 = H_7$$

Call NH3H2O(123; T_8; 5,3; X_kd.8:T8; P_8; x8; H_8; s_8; u_8; v_8; Qu_8)

"Dolasım Oranı ve Kütle Korunumu"

$$F = X_3/(X_1 - X_3)$$

$$M_1 = M_4 + M_8$$

$$M_5 = M_8$$

$$F = M_1/M_5$$

"Enerji Korunumu Denklemleri"

$$q_{kbü} = F * H_3 + H_5 - (F + 1) * H_2$$

$$q_y = H_6 - H_5$$

$$q_b = Qb/M_5$$

$$q_b = H_8 - H_7$$

$$q_s = (F + 1) * H_1 - H_8 - F * H_4$$

$$Qkbü = q_{kbü} * M_5$$

$$Qy = q_y * M_5$$

$$Qs = q_s * M_5$$

"Soğutma Tesir Katsayıları"

$$STK_{ss} = Qb/Qkbü$$

$$STK_{ss.tr} = ((T_3 - T_1)/(T_3 + 273)) * (T_8 + 273)/(T_6 - T_8)$$

ÖZGEÇMİŞ



Ad-Soyad : Erdem TURHAN
Doğum Tarihi ve Yeri : 01.10.1990 / Balıkesir
E-posta : erdemturhan90@hotmail.com

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2013, Yıldız Teknik Üniversitesi, Makine Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü

MESLEKİ DENEYİM:

- 2014-2015 yılları arasında İTÜ Enerji Enstitüsü'nde "CITYFiED" isimli Avrupa Birliği projesinde çalıştı.
- 2017- Halen İzmir Efe Endüstri A.Ş.'de Ar&Ge mühendisi olarak çalışmaktadır.