

**DOĞALGAZLA ÇALIŞAN ABSORBSİYONLU İKLİMLENDİRME
SİSTEMLERİNİN TEKNİK VE EKONOMİK AÇIDAN
KARŞILAŞTIRILMASI**

Ferhat DÖN

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**MAYIS 2010
ANKARA**

Ferhat DÖN tarafından hazırlanan Doğalgazla Çalışan Absorbsiyonlu İklimlendirme Sistemlerinin Teknik ve Ekonomik Açıdan Karşılaştırılması adlı bu tezin Yüksek Lisans tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Yrd. Doç. Dr. Hüseyin TOPAL

.....

Tez Danışmanı, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği ile Makina Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Mecit SİVRİOĞLU

.....

Makina Mühendisliği, Gazi Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. Hüseyin TOPAL

.....

Makina Mühendisliği, Gazi Üniversitesi

Doç. Dr. Nail YAŞYERLİ

.....

Kimya Mühendisliği, Gazi Üniversitesi

Tarih : 18/05/2010

Bu tez ile G.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu Yüksek Lisans derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Bilal TOKLU

.....

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

Ferhat DÖN

**DOĞALGAZLA ÇALIŞAN ABSORBSİYONLU İKLİMLENDİRME
SİSTEMLERİNİN TEKNİK VE EKONOMİK AÇIDAN
KARŞILAŞTIRILMASI
(Yüksek Lisans Tezi)**

Ferhat DÖN

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
Mayıs 2010**

ÖZET

Küresel ısınmanın yaşandığı günümüzde, enerji ihtiyaçları artarken kaynaklar hızla tükenmektedir. Doğalgazla çalışan absorbsiyonlu ısı pompaları, daha az birincil enerji tüketimleri, düşük CO₂ emisyonları ve ozon tabakasına zarar vermeyen akışkanları ile iklimlendirme sistemleri içerisinde ön plana çıkmaya başlamışlardır. Bu çalışmada, Ankara'daki bir işyerinin ısıtma ve soğutma sistemi için doğalgazla çalışan absorbsiyonlu bir ısı pompası seçimi yapılmıştır. Bu absorbsiyonlu ısı pompası için, teorik ve deneysel analizleri yapılmış ve ticari olarak uygulanan NH₃-H₂O akışkan çifti kullanılan tek etkili basit bir absorbsiyonlu ısı pompası çevrimi referans çevrim olarak alınmıştır. Referans çevrimin termodinamik analizi için sistem parametreleri tespit edilmiştir. Termodinamik analizle sistem elemanlarının, ısı kapasiteleri, ısıtma ve soğutma tesir katsayıları ve f dolaşım oranı hesaplanmıştır. Sistemin ekserji analizi yapılmıştır. Daha sonra referans çevrimin, f dolaşım oranını düşürerek, ısıtma ve soğutma tesir katsayılarının yükselmesini sağlamak için yeni bir çevrim geliştirilmiştir. Geliştirilen çevrimde, soğurucudan çıkan çözelti konsantrasyonu yükselterek referans çevrimde 5,5 olan f dolaşım oranı düşürülmüş ve İTK ve STK değerlerinde yükselme sağlanmıştır. Sistemin ekserji kayıpları azaltılmıştır. Son olarak da doğalgazlı absorbsiyonlu ısı pompaları ile konvansiyonel ısıtma soğutma sistemlerini karşılaştırmak için

ekonomik analiz yapılmıştır. Absorbsiyonlu ısı pompalarının fiyatlarına fazla bir maliyet getirmeden tesir katsayılarını yükseltecek yeni bir çevrim sunabilmek, bu çalışmada hedeflenen sonuç olmuştur.

Bilim Kodu	: 914.1.038
Anahtar Kelimeler	: Absorbsiyonlu ısı pompası, Doğalgaz, $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, Termodinamik analiz, Ekonomik analiz
Sayfa Adedi	: 157
Tez Yöneticisi	: Yrd. Doç. Dr. Hüseyin TOPAL

**TECHNICAL AND ECONOMICAL COMPARISON OF NATURAL GAS
DRIVEN ABSORPTION AIR CONDITIONING SYSTEMS**

(M. Sc. Thesis)

Ferhat DÖN

**GAZİ UNIVERSITY
INSTITUTE OF SCIENCE AND TECHNOLOGY**

May 2010

ABSTRACT

Today is experiencing global warming, increased energy needs are quickly running out of resources. Natural gas driven absorption heat pumps have come to the fore in air conditioning systems with less primary energy consumption, lower CO₂ emissions and working fluids which does not cause ozone depletion. In this study, natural gas driven absorption heat pump selection is made for heating and cooling to a permanent establishment in Ankara. Single effect a simple absorption cycle with NH₃-H₂O fluid pair that theoretical and experimental analysis has been done and applied commercially, was taken as the reference cycle. System parameters of reference cycle have been identified for thermodynamics analysis. Heat capacity, heating and cooling coefficients of performance and f circulation rate of the system components are calculated with thermodynamics analysis. Exergy analysis was made of the system. Then, developed to ensure that a new cycle for increased heating and cooling effect of coefficients with the circulation rate f of reference circulation decreases. Developed in cycles, f circulation rate was 5,5 of the reference cycle has been reduced by increasing concentration of the solution from the absorber and heating and cooling COP value increase has been achieved. Exergy losses of the system is reduced. Finally the economic analysis has been done , natural gas driven absorption heat pump and conventional heating and cooling systems for comparison. Results of this study was target what provide a new cycle that will

increase the coefficients of performance but without much cost absorption heat pump prices.

Science Code	: 914.1.038
Key Words	: Absorption heat pump, Natural gas, NH₃-H₂O, Thermodynamics analysis, Economic analysis
Page Number	: 157
Adviser	: Assist. Prof. Dr. Hüseyin TOPAL

TEŞEKKÜR

Çalışmalarım boyunca değerli yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren hocam Yrd. Doç. Dr Hüseyin TOPAL' a ve çalışmalarım boyunca beni her zaman destekleyen ve anlayış gösteren aileme teşekkürü bir borç bilirim.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

İÇİNDEKİLER.....	ix
SİMGELER VE KISALTMALAR	xvi
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR TARAMASI.....	6
3. ISI POMPALARI	14
3.1. Isı Pompaları Yapı Elemanları ve Çalışma Prensibi	15
3.2. Isı Pompalarının Seçimi.....	17
3.2.1. Isı pompası sistem tipinin seçimi.....	17
3.2.2. Isıtma / soğutma yüklerinin hesaplanması	20
3.2.3. Dağıtım sistemi sıcaklığının belirlenmesi	21
3.2.4. Isı pompası işletim sisteminin seçilmesi	22
3.2.5. Isı pompası tipinin seçilmesi	24
3.3. Isı Pompalarında Etkinlik ve Verimlilik Tanımları.....	24
3.3.1. Tesir (etkinlik) katsayısı (TK veya COP).....	24
3.3.2. Enerji verimlilik oranı (EVO veya EER)	26
3.4. Absorbsiyonlu Isı Pompası	27
3.4.1. Absorbsiyonlu ısı pompası temel prensibi	27
3.4.2. Absorbsiyonlu ısı pompasının temel yapı elemanları.....	30
3.4.3. Sistemde kullanılan akışkan çiftleri	32
3.4.4. Absorbsiyonlu sistem çevrimleri	34
3.4.5. Termodinamik analiz	58
3.4.6. Termodinamik özellikler	66

Sayfa

3.4.7. CO ₂ Emisyonu ve birincil enerji gereksinimi	74
3.4.8. Isı pompalarında kullanılan akışkanların çevreye olan etkileri	79
3.5. Doğalgaz ve Özellikleri	81
3.5.1. Doğalgazın tanımı	81
3.5.2. Doğalgazın tarihi	82
3.5.3. Doğalgazın özellikleri	83
3.5.4. Doğalgazın yanma özellikleri	86
3.5.5. Doğalgaz brülörleri	88
4. SİSTEM PARAMETRELERİNİ OLUŞTURMA VE HESAPLAMALAR	91
4.1. Isı Pompası Seçimi	91
4.2. Referans Çevrim Oluşturma ve Sistem Parametrelerinin Seçimi	97
4.2.1. Yoğuşturucu sıcaklığı	102
4.2.2. Buharlaştırıcı sıcaklığı	102
4.2.3. Soğurucu sıcaklığı	103
4.2.4. Kaynatıcı sıcaklığı	103
4.2.5. İdeal Tesir Katsayısı	104
4.3. Hesaplamalar	105
4.3.1. Referans çevrim için hesaplamalar	105
4.3.2. Geliştirilmiş çevrim için hesaplamalar	117
4.4. Maliyet Analizi	133
5. SONUÇ VE ÖNERİLER	137
KAYNAKLAR	142

Sayfa

EKLER.....	148
EK-1 Amonyak-su çözeltili için hazırlanmış doyma basıncı hesaplama örneği.....	149
EK-2 Amonyak-su çözeltili için hazırlanmış entalpi hesaplama örneği.....	150
EK-3 Güneş enerjili iki kademeli konsantrasyon yükseltmeli çevrim	151
EK-4 Konsantrasyon oranının soğutma tesir katsayısına etkisi.....	152
EK-5 Paralel akışlı çift kaynatıcılı absorpsiyonlu soğutma çevrimi	153
EK-6 Seri akışlı çift kaynatıcılı absorpsiyonlu soğutma çevrimi.....	154
EK-7 İki akış şekli için COP değerinin T_{17} sıcaklığı (Kaynatıcı) ile değişimi	155
EK-8 NH_3-H_2O çözeltili çözeltili ısı değiştiricisi ilave edilmiş soğutma çevrimi	156
ÖZGEÇMİŞ	157

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 2.1. Lord Kelvin ısı pompası	6
Şekil 2.2. Absorbsiyonlu Einstein çevrimi.....	9
Şekil 3.1. Isı pompasının genel çalışma prensibi.....	14
Şekil 3.2. Buhar sıkıştırırmalı ısı pompasının yapı elemanları ve çalışma prensibi.....	16
Şekil 3.3. Buhar sıkıştırırmalı ısı pompası enerji çevrimi.....	16
Şekil 3.4. Basit absorbsiyonlu çevrim.....	28
Şekil 3.5. Basit absorbsiyonlu çevrimin P-T diyagramı	29
Şekil 3.6. Tek etkili basit absorbsiyonlu çevrim	35
Şekil 3.7. Çift ısı değıştiricili tek etkili basit bir absorbsiyonlu çevrim	36
Şekil 3.8. NH ₃ -H ₂ O akışkan çifti için tek etkili basit bir absorbsiyonlu çevrim.....	37
Şekil 3.9. Çift etkili iki basınç seviyeli absorbsiyonlu çevrim.....	37
Şekil 3.10. Çift etkili üç basınç seviyeli seri akışlı absorbsiyonlu çevrim.....	38
Şekil 3.11. Çift etkili üç basınç seviyeli paralel akışlı absorbsiyonlu çevrim.....	39
Şekil 3.12. Çoklu etkili (üç etkili) absorbsiyonlu çevrimin şematik gösterimi.....	40
Şekil 3.13. Absorbsiyonlu ısı yükselticisi	41
Şekil 3.14. GAX tipi çevrim şeması	42
Şekil 3.15. Soğurucu-ısı kazanımlı absorbsiyon çevrim.....	43
Şekil 3.16. Yarım etkili absorbsiyon çevrimi.....	44
Şekil 3.17. Birleştirilmiş buhar absorbsiyon/sıkıştırma çevrimi	45
Şekil 3.18. Çift etkili absorbsiyon/sıkıştırma çevrimi	46
Şekil 3.19. Caccoila ve arkadaşları buhar absorbsiyon/sıkıştırma çevrimi.....	46
Şekil 3.20. Resorpsiyon çevrimi.....	47

Şekil	Sayfa
Şekil 3.21. İki farklı akışkan çiftli çift çevrimli soğutma	48
Şekil 3.22. Yoğuşturucusuz çift etkili püskürtücülü absorbsiyon çevrimi	49
Şekil 3.23. Birleşik püskürtücülü absorbsiyon çevrimi	50
Şekil 3.24. Birleşik püskürtücü-soğurucu sistemi	50
Şekil 3.25. Aphornratana ve Eames tarafından öne sürülen sistem şeması	51
Şekil 3.26. Eames ve Wu tarafından ortaya atılan çevrim	52
Şekil 3.27. Geçirmeli membranlı absorbsiyon sistemi	53
Şekil 3.28. Kabarcık pompalı kaynatıcı grubu	55
Şekil 3.29. Difüzyon absorbsiyon soğutma çevrimi (DAR)	56
Şekil 3.30. Sıralı sistem- buhar sıkıştırırmalı çevrimden absorbsiyonlu çevrime	57
Şekil 3.31. Sıralı sistem- absorbsiyonlu çevrimden buhar sıkıştırırmalı çevrime	58
Şekil 3.32. Birim enerji başına CO ₂ emisyon değerleri	76
Şekil 3. 33. İzafi olarak CO ₂ emisyon salınımları	76
Şekil 3.34. Elektrikli ısı pompaları için yakıttan mekanik enerji dönüşüm süreci.....	77
Şekil 3.35. Birincil enerji tasarruf oranı (DYK – BSIP).....	78
Şekil 3.36. Birincil enerji tasarruf oranı (DK – BSIP).....	78
Şekil 3.37. Birincil enerji tasarruf oranı (DAIP – BSIP)	79
Şekil 3.38. Doğalgazlı absorbsiyonlu ısı pompasının şematik baca görünümü	87
Şekil 3.39. Üflemeli doğalgaz brülörü ana parçaları	90
Şekil 4.1. Ankara şartlarında örnek işyerinin ısıtma yük profili	92
Şekil 4.2. Ankara şartlarında örnek işyerinin soğutma yük profili.....	92
Şekil 4.3. Ankara ili aylık ortalama sıcaklık değerleri (1975-2008)	93

Şekil	Sayfa
Şekil 4.4. Ankara ili aylık en yüksek ve en düşük sıcaklık değerleri (1975-2008)....	93
Şekil 4.5. DAIP ısıtma kapasitesi (Robur GAHP-A).....	94
Şekil 4.6. Denge Sıcaklığı.....	95
Şekil 4.7. Isıtma Sistem Kapasiteleri	96
Şekil 4.8. Isıtma Sistemleri Verim Değerleri	97
Şekil 4.9. Robur marka ısı pompasının şematik soğutma çevrimi	98
Şekil 4.10. Robur marka ısı pompasının şematik ısıtma çevrimi	99
Şekil 4. 11. Tek etkili $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ çözültüli soğutma çevrimi.....	100
Şekil 4.12. Horuz ve Callander tarafından yapılan deneysel çalışmanın sonuçları..	100
Şekil 4.13. Buharlaştırıcı ve Kaynatıcı kapasiteleri için mukayese.....	101
Şekil 4.14. Kaynatıcı kapasitesi ile COP değişimi	101
Şekil 4.15. Referans çevrim	112
Şekil 4.16. Yoğuşturucu/soğurucu akış şeması	114
Şekil 4.17. Buharlaştırıcı akış şeması	115
Şekil 4.18. Kaynatıcı ve Buharlaştırıcı kapasiteleri.....	117
Şekil 4.19. Geliştirilmiş absorpsiyonlu ısı pompası çevrimi.....	126
Şekil 4.20. T16 sıcaklığı ile düşük basınç kaynatıcı kapasitesi değişimi	127
Şekil 4.21. D.B.kaynatıcı kapasitesi ile NH_3 konsantrasyonu değişimi	127
Şekil 4.22. Düşük basınç kaynatıcı kapasitesi ile dolaşım oranı değişimi.....	128
Şekil 4.23. Düşük basınç kaynatıcı kapasitesi (kW) ile ITK-STK değişimi.....	128
Şekil 4.24. Yoğuşturucu/soğurucu akış şeması	130
Şekil 4.25. Buharlaştırıcı akış şeması	130

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 3.1. Tek etkili sistemde akışkan çifti mukayesesi [37].	34
Çizelge 3.2. Eşitlik 3.39'da kullanılan katsayılar	68
Çizelge 3.3. Eşitlik 3.40'da kullanılan katsayılar	68
Çizelge 3.4. Eşitlik 3.41'de kullanılan katsayılar	69
Çizelge 3.5. Eşitlik 3.43'de kullanılan katsayılar	69
Çizelge 3.6. Eşitlik 3.42'de kullanılan katsayılar	70
Çizelge 3.7. Eşitlik 3.44'de kullanılan katsayılar	71
Çizelge 3.8. Eşitlik 3.45d'de kullanılan katsayılar	72
Çizelge 3.9. Eşitlik 3.47'de kullanılan katsayılar	73
Çizelge 3.10. Eşitlik 3.48'de kullanılan katsayılar	74
Çizelge 3.11. Eşitlik 3.49'de kullanılan katsayılar	74
Çizelge 3.12. Bazı soğutucu akışkanların çevresel etkileri [3].	81
Çizelge 3.13. Rusya'dan ithal edilen doğalgazın garanti edilen özellikleri [50].	84
Çizelge 3.14. Doğalgazın evsel kullanımda diğer gazlarla karşılaştırılması [50].	84
Çizelge 3.15. Doğalgazın ısıtmada kullanımda diğer yakıtlarla karşılaştırılması	85
Çizelge 4.1. Soğutma Sıcaklıkları ve Uygulama Alanları [55].	102
Çizelge 4.2. Referans çevrim sistem noktaları ve değerleri	113
Çizelge 4.3. Geliştirilmiş çevrimin sistem noktaları ve değerleri	125
Çizelge 4.4. Çevrimlerin karşılaştırması	132
Çizelge 4.5. Isıtma sistemleri maliyeti	136
Çizelge 4.6. Isıtma, soğutma sistemleri maliyeti	136

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış bazı simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklama
AF	Amortisman faktörü [-]
B	CO ₂ emisyonu; kWh başına
C_A	İlk yatırımın yıllık maliyeti [TL/yıl]
C_{OM}	Eşdeğer yıllık işletme maliyeti [TL/yıl]
(C_{OM})_{PW}	Yıllık işletme maliyeti [TL/yıl]
COP	Isıl performans katsayısı [-]
C_T	Yıllık toplam maliyet [TL/yıl]
ΔĖ	Ekserji kaybı [kJ/sn]
e_r	Yıllık eskalasyon oranı [%]
EITK	Ekserji ısıtma tesir katsayısı [-]
ESTK	Ekserji soğutma tesir katsayısı [-]
E_α	Enerji tüketimi (kWh/yıl)
f	Dolaşım oranı [-]
g_T	Birim ısı enerjisi maliyeti [TL/kWh]
GWP	Sera etkisi potansiyeli [-]
h	Özgül entalpi [kJ/kg]
H_u	Doğalgaz alt ısı değeri [kcal/m ³]
I_A	Toplam ilk yatırım maliyeti [TL]
(I_{OM})_{PW}	Bugünkü koşullarda yıllık işletme maliyeti [TL]
ITK	Isıtma tesir katsayısı [-]
ITKI	İdeal ısıtma tesir katsayısı [-]
i	Yıllık nominal faiz oranı [%]
L	Kaçak (kg/yıl)
M	Soğutucu madde dolum miktarı (kg)
n	Toplam sistem ömrü [yıl]

N	İşletim ömrü (yıl)
ODP	Ozon delme potansiyeli [-]
s	Özgül entropi [kJ/kg.K]
STK	Soğutma tesir katsayısı [-]
STKI	İdeal soğutma tesir katsayısı [-]
Q_y	Isıtıcı kapasitesi [kcal/h]
TEWI	Toplam eşdeğer ısıtma etkisi
TK	Tesir katsayısı [-]
V	Doğalgaz tüketimi [m ³ /h]
X	Kütle konsantrasyonu [%]
α_R	Cihaz ömrü sonunda geri kazanım oranı
η_{ITK}	II. Yasa verimi (ısıtma)
η_{STK}	II. Yasa verimi (soğutma)
ψ	Ekserji [kJ/sn]

Kısaltmalar

Açıklama

BSIP	Buhar sıkıştırırmalı ısı pompası
BDGM	Bir değere getirilmiş maliyet
DAIP	Doğalgazlı absorbsiyonlu ısı pompası
DBK	Düşük basınç kaynatıcısı
DK	Doğalgazlı kazan
DYK	Doğalgazlı yoğuşmalı kombi
ENVER	Enerji verimliliği yasası
HKIP	Hava kaynaklı ısı pompası
SK	Split klima

1. GİRİŞ

Yaklaşık olarak son 150 yıldır gittikçe artan ve aşırı miktarda tüketilen petrol, kömür, doğalgaz gibi fosil yakıtlar ve arazi örtüsündeki değişimler nedeniyle, büyük miktarda zararlı gaz ve parçacıklar atmosfere salınmaktadır. Bunların sonucu olarak, atmosferdeki ozonu seyrelten kloroflorokarbon (CFC) gazları ve karbondioksit (CO_2), metan (CH_4) ile diazotmonoksit (N_2O) gibi sera gazlarının miktarlarında önemli artışlar olmuştur. Bu artışlardan dolayı atmosferde kuvvetlenen sera işlemi de beraberinde günümüzdeki küresel iklim değişimi ve küresel ısınma problemini ortaya çıkartmıştır [1]. Ayrıca dünya enerji ihtiyacının önemli bir bölümünü karşılamakta olan fosil yakıtların rezervleri de gün geçtikçe hızla tükenmektedir. Bugün tüm dünyada çözülmesi gereken en önemli küresel sorunların başında, sürdürülebilir enerji güvenliği gelmektedir [2].

Dünya genelinde fosil kökenli yakıtlara, küresel ısınmaya olan etkileri, sürdürülebilir olmayışları ve maliyetlerindeki sürekli artış nedeni ile her geçen gün daha fazla endişe ile bakılmakta iken, birincil enerji kaynağı olarak yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımının yaygınlaştırılmasına yönelik çalışmalar da devam etmektedir [3].

Enerji darboğazına dönük çözüm çalışmalarında, fosil yakıt rezervlerinin tükenmesi sonucu oluşacak sorunların aşılması olmasa da, bu kaynakların tükenmesinin geciktirilmesini merkeze koyarak, insanlığa bir miktar daha zaman kazandırmayı hedefleyen çalışmalarda önemli bir yer tutmaktadır [4]. Doğalgazlı absorpsiyonlu ısı pompaları da bu çalışmalar içerisinde sayılabilir çünkü ısınma için doğalgaz kullanılırken çevre enerjisi ile elde edilen kazanç doğalgaz tüketimini azaltmakta ve böylece doğalgaz rezervlerinin tükenmesine geciktirici bir katkıda bulunmaktadır.

Günümüzde alternatif enerjilerden faydalanmak için çokça tercih edilen yöntemlerden bir tanesi olan ısı pompalarından, toprak kaynaklı ısı pompası, 1 kWh

elektrik enerjisi ile yaklaşık 4 kWh ısı enerjisi üretmektedir [5]. Binaların ısıtılmasında kullanıldığı durumlarda günümüzün ileri teknolojisine sahip bu tip cihazların ısı tesir katsayısı, COP, 5'e hatta daha yüksek değerlere ulaşmakla birlikte, ülkemizdeki mevcut uygulamalara bakarak mevsimlik ortalama değeri 2,8 olarak kabul edilebilir. Kullanıcı açısından bunun anlamı; ısı pompasının tahrikinde kullanılacak elektrik gücü bina ısı yükünün yaklaşık 1/3'ü dür ve ekonomiklik hesapları bu noktada son bulmaktadır. Acaba böyle bir uygulama çevrenin korunması, sürdürülebilirlik ve küresel ısınmanın önlenmesi açılarından gerçekten yararlıdır [6].

Sürdürülebilir bir çevre ve ulusal bütçe açılarından olaya bakıldığında durum oldukça değişiktir. Enterkonnekte sistemden sağlanan elektrik gücünün bir termik santralden sağlandığı varsayımı ile santrale giren fosil yakıt noktasından itibaren yapılan enerji çevrimleri ve enerji iletimi hesaplarına göre elektrik gücü binaya ortalama %35 verimle ulaşmaktadır. Bu çerçevede, ısı pompasının tahriki için termik santralde tüketilen fosil yakıt bazında bina ısıtmasının ısı verimi (Birincil Enerji Oranı) sadece $2,8 \times 0,35 = 0,98$ olarak bulunur ki, bu değer doğal gazlı, yoğunlaşmalı bir ısıtma kazanından veya kombi cihazından daha iyi değildir. O halde ısı pompalarını prize takıp çalıştırma seçeneğine geniş bir sürdürülebilir ulusal enerji politikası, ulusal ekonomi ve daha temiz bir çevre gözlüğü ile baktığımızda önemli bir yarar görülmemektedir. Bu bakış açısı bizlere, ısı pompalarının daha değişik ve yaratıcı yöntemlerle kullanılması gerekliliğine işaret etmektedir [6].

Daha yaygın şekilde kullanılan buhar sıkıştırırmalı ısı pompalarının, birincil enerji oranındaki düşüklüğün sebebi elektrik üretimi ve iletimindeki kayıplardır. Eğer ısı pompalarında hiç elektrik kullanılmaz veya çok az miktarda kullanılırsa birincil enerji oranı daha yüksek değerlere ulaşacaktır.

Absorbsiyonlu ısı pompalarının, buhar sıkıştırırmalı ısı pompalarından farklı yanı elektrik enerjisini yok denecek kadar az kullanmalarındır. Absorbsiyonlu ısı

pompalarında enerji girişı olarak sıcak ısı kaynağı kullanılır. Sıcak ısı kaynağı farklı tiplerde olabilir. En çok yaygın olarak kullanılanlar; sıcak su, buhar veya direkt olarak herhangi bir brülörle yakılan gaz veya sıvı haldeki yakıtlardır. Bu enerji kaynakları içerisinde doğalgaz ise, bugün için kullanılabilir en ucuz yakıt cinsi olarak görülmektedir. Ayrıca taşınmasının kolaylığı, çevreye zarar vermemesi, zehirsiz olması gibi nedenlerden dolayı doğalgaz ideal bir enerji kaynağıdır [7].

1992 yılında Montreal protokolü ile, 1997 yılından itibaren kloroflorokarbon (CFC), 2020 yılından itibaren de hidrokloroflorokarbon (HCFC) kullanımı yasaklanmıştır. Aralık 1997’de Kyoto protokolünde küresel ısınmadan dolayı hidroflorokarbon (HFC) kullanımının yasaklanması tavsiye edilmiştir. 1990 yılında Japonya, Amerika Birleşik Devletleri ve Avrupa Birliği, CO₂ emisyonlarını sırasıyla 6.0, 7.0 ve 8.0% oranlarına düşürmeyi kararlaştırmışlardır. Termal enerjili absorbsiyonlu çevrimler, CFCs, HCFCs ve HCFs yerlerine domestik ve hafif ticari ürünlerde NH₃- H₂O sistemlerini, büyük ticari soğutmalarda LiBr-H₂O sistemlerini alternatif olarak sunmaktadır. Doğalgaz ile çalışan absorbsiyonlu sistemler insanlığa ve çevreye faydalar sağlamaktadır. Birincisi, ısı verimlilik sebebiyle ekonomik geri dönüş cazibesi sunmasıdır. İkincisi doğalgaz kullanılmasından dolayı pik elektrik yüklerinin düşmesi üçüncüsü de CO₂ emisyonunun azalmasından dolayı da küresel ısınmanın azalmasına katkısıdır [8].

Buhar sıkıştırırmalı çevrimler ile absorbsiyonlu çevrimler tesir katsayıları bakımından karşılaştırıldığında absorbsiyonlu çevrimlerin tesir katsayılarının daha düşük olduğu görülmektedir. Dünyanın bugün içerisinde bulunduğu enerji darboğazı ve çevre sorunları dikkate alındığında, eldeki enerjinin en az maliyetle, en ekonomik şekilde kullanılması gerekmektedir. Bu zorunluluk özellikle son yıllarda araştırmacıları absorbsiyonlu çevrimlerin verimliliğini yükseltmek için yoğun bir çaba sarf etmeye itmiştir. Çalışmalar yeni bir çevrim bulma veya hibrid çevrim oluşturma üzerine odaklanmış, yeni çalışma akışkanları bulunmuş, ısı ve kütle transferlerinde gelişmeler kaydedilmiştir [9].

Ancak absorbsiyonlu ısı pompalarının tesir katsayılarındaki tüm bu iyileştirme çalışmalarına rağmen ticari olarak yaygınlaşamamıştır. Bunda da ilk yatırım maliyetlerindeki yüksek fiyatlar oldukça büyük etken olmuştur. Onun için bu çalışmada da ilk yatırım maliyetleri yüksek olan absorbsiyonlu ısı pompalarının ilk yatırım maliyetlerine daha fazla bir yük getirmeden veya çok az bir maliyetle ısıtma (ITK) ve soğutma (STK) tesir katsayılarında iyileşmeler sağlayacak yeni bir çevrim oluşturmak hedeflenmiştir.

Absorbsiyonlu ısı pompası sistemlerinde, tesir katsayısına etki eden bir çok faktör bulunmaktadır. Dolaşım oranı f in düşürülmesinin de tesir katsayılarının iyileştirilmesine olumlu yönde etkisi bulunmaktadır. Dolaşım oranının düşürülebilmesi için ya zengin çözelti miktarının azaltılması ya da soğutucu akışkan miktarının artırılması gerekir. Ancak sistem kütle dengesini sağlayabilmek açısından bunu sağlayabilmek oldukça zordur ve çözelti pompasının çektiği güce de olumsuz bir etkisi bulunmaktadır. Dolaşım oranını düşürmek için bir başka yöntem olarak, fakir çözelti konsantrasyonu azaltılabilir ancak bunun için de kaynatıcıya yüksek sıcaklıkta enerji girdisi sağlamak gerekir ya da zengin çözelti konsantrasyonu artırılabilir ki bunun içinde soğurucu sıcaklığının düşürülmesi gerekir.

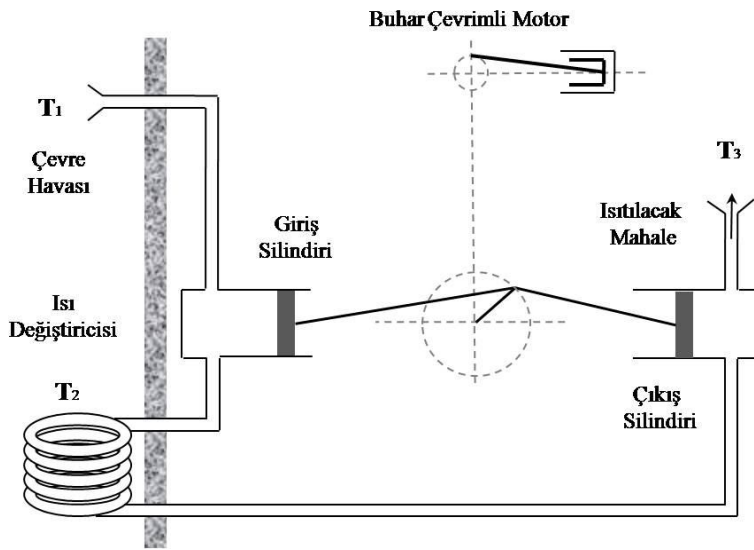
Bu çalışmada kaynatıcıya yüksek enerji girdisi sağlamadan ve soğurucu sıcaklığını sistem şartlarının altına indirmeden dolaşım oranının düşürülmesi üzerine bir çalışma yapılmıştır. Bunun için de soğurucudan çıkıp kaynatıcıya giden zengin çözelti konsantrasyonunun artırılması üzerine yeni bir absorbsiyonlu çevrim geliştirilmiştir.

Çalışma yapılırken öncelikle Ankara ilinde 200 m² büyüklüğündeki bir iş yerinin, ısıtma ve soğutma yük kapasitesine göre doğalgazla çalışan hava kaynaklı, absorbsiyonlu ısı pompası seçimi yapılmıştır. Seçilen ısı pompası için, üzerinde teorik ve deneysel çalışmalar yapılmış ve ticari olarak uygulanan doğalgazla çalışan, tek etkili NH₃-H₂O akışkan çiftli, bir ısı pompası çevrimi referans çevrim olarak alınmış ve bu çevrimin termodinamik analizi yapılarak daha önce yapılan

alışmalarla paralellik sağlanmaya çalışılmıştır. Daha sonra bu mevcut referans çevrim geliştirilerek, zengin çözelti konsantrasyonunu yükseltmede kullanılacak amonyak üretimini yapacak ikinci bir kaynatıcı, çevrime ilave edilmiştir. Soğurucu basıncında çalışacak düşük basınç kaynatıcısı olarak tasarlanan bu kaynatıcı için dışarıdan bir enerji beslemesi yapılmayıp, birinci kaynatıcıdan soğurucuya dönen fakir çözelti konsantrasyonunun enerjisi ile ikinci kaynatıcının ihtiyaı olan enerjinin karşılanması planlanmıştır. Literatürde yapılan çalışmalarda genellikle kaynatıcıdan çıkıp soğurucuya giden bu fakir çözeltiden ısı değiştirici kullanarak yararlanılmaya çalışılmaktadır. Isı değiştirici ile kaynatıcıdan çıkıp soğurucuya giden fakir çözeltinin sıcaklığı düşürölürken soğurucudan çıkan zengin çözeltinin sıcaklığı da yükseltilmektedir. Bu çalışmada, bu fakir çözelti sayesinde elde edilecek amonyak ile yoğuşturucudan çıkan zengin çözelti konsantrasyonunun daha da artırılması dolayısı ile f dolaşım oranının düşürölerek daha yüksek tesir katsayılarına ulaşılması hedeflenmiştir.

2. LİTERATÜR TARAMASI

Isı pompası teknolojisi temel prensip olarak ilk defa 1824 yılında ortaya çıkmıştır. Nicolas Leonard Sadi Carnot, buharlı güç çevriminin ters çalışması ile çevreden alınan ısıнын başka bir ortama aktarılabilceğini fark etmiş ancak pratikte uygulanabilirliği fikri ilk defa Lord Kelvin tarafından 1852 yılında ortaya atılmıştır. Lord Kelvin, iş yapan akışkan olarak havayı kullanmak sureti ile bir ısı pompası yapmıştır (Şekil 2.1). Bu makinede, çevre havası silindire çekilerek genişletilmiş, böylece havanın basınç ve sıcaklığı düşürülmüştür. Bu düşük sıcaklık ve basınçtaki hava, dışarıya yerleştirilen bir havadan havaya ısı değiştiricisinden geçirilerek çevre havasından ısı çekilmiştir. Bu ısıtılmış hava, binanın içine verilmeden önce, atmosferik basınç üzerine çıkartılmıştır. İsviçre’de tasarlanan bu makinenin başarılı bir uygulama olduğu görülmüştür [10].



Şekil 2.1. Lord Kelvin ısı pompası

Kelvin tarafından 1852 yılında yapılan bu çalışmaya rağmen ısı pompaları üzerine ciddi çalışmalar 1920’li 1930’lu yıllara kadar yapılmamıştır. Morley, Kelvin’in çalışmalarını 1922 yılında canlandırmış, Haldane 1938 yılında ısı pompalarının ısıtma potansiyellerini deneysel olarak analiz etmiştir. Kendi evini deneyde

kullandığı ısı pompası ile ısıtarak çeşitli testler yapmıştır. Homkes’de 1930 yılında ısı pompası araştırmalarına katılarak sıcak su üretimini gerçekleştirmiştir.

Avrupa’da ilk uygulama, bir evin ısıtılması amacıyla 1927 yılında İskoçya’da bir ısı pompası tesisatı kurulmasıyla gerçekleştirilmiştir. Bu ünite, sıcak su temini ve hacim ısıtılması için ısı kaynağı olarak atmosferik çevre havası kullanmıştır. İlk ısı pompalarından biri de Avrupa’da 1938 yılında Zürih’te kurulmuştur. Bu ünite ısı kaynağı olarak nehir suyu, iş yapan akışkan olarak Freon-12 ve bir rotorlu kompresör kullanılmıştır. 1945 yılında ise İngiltere’de soğutucu akışkan olarak SO₂ (kükürtdioksit) kullanan ve kaynak olarak nehir suyundan faydalanan bir ısı pompası sistemi ile büyük bir binanın ısıtılması sağlanmıştır. Avrupa ülkeleri dışında ise ısı pompası 1940 yılından sonra Amerika’da kullanılmaya başlanmıştır. 1952 yılında 1000 ısı pompası imal edilerek piyasaya sürülmüştür. Isı pompası imalatı 1954 yılında iki misline, 1957 yılında 10 misline çıkartılmıştır. 1963 yılında ise 76000 ısı pompası ünitesi imal edilmiştir. Bu tesisatların birçoğu Güney Amerika’da kurulmuştur. Bu bölgelerde kış aylarında ısıtma ihtiyacı sağlayabilecek şekilde kurulan kombine ısı pompaları klasik sistemlerle rekabet etme imkanına kavuşmuştur. Buna rağmen ısı pompaları daha soğuk bölgelerde kullanıldığında bazı problemler ortaya çıkmıştır. Bu durum ısı pompası ünitelerinde güvenilirliğin azalmasına neden olmuştur. 1960’lı yıllarda ısı pompası endüstrisindeki gerileme 1971 yılına kadar devam etmiştir. Elektrik fiyatlarındaki düşmeye rağmen 1960 yıllarında Amerika’da ısı pompalarından, doğrudan elektrikle ısıtmaya doğru bir yönelme olmuştur. Bunun nedeni, çeşitli sebeplerle ısı pompasına güvenilirliğin azalmasından kaynaklanmıştır. 1973 yılındaki enerji krizinden sonra ısı pompası endüstrisinde büyük bir düzelme olmuştur. İmalatı iyi bilen mühendis ve üreticiler daha güvenilir üniteler geliştirmişlerdir. 1973 yılındaki enerji krizinden sonra ısı pompalarına ilgi artarak 1976 yılında 300 000 ünite imal edilmiştir. Amerika’da 1978 yılının sonuna kadar imal edilen ısı pompalarının toplam sayısı 2 000 000’u aşmaktadır. Amerika’da 1978 ‘den sonra yapılan binaların %25’inin ısı pompası ile ısıtılması planlanmış ve uygulanmıştır. Dünya da özellikle Amerika, Kanada,

Almanya, İsviçre vb. gelişmiş ülkelerde ısı pompaları bugün hem evsel hem de endüstriyel alanda yaygın olarak kullanılmaktadır [10].

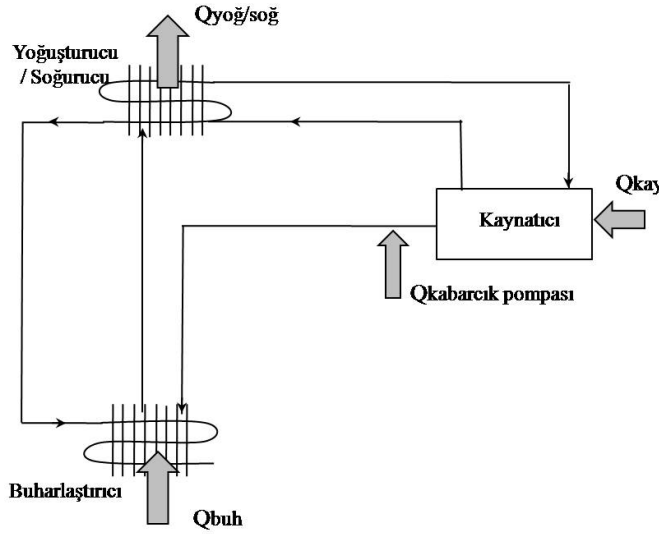
Ülkemizde ısı pompası kullanımının pek yaygın olduğu söylenemez. Doğalgazın yaygın ve elektrik giderlerine göre nispeten ucuz olması nedeniyle, ısıtmada doğalgaz yaygın olarak tercih edilmektedir. Buna rağmen son yıllarda, hava kaynaklı sistemlerin yanında, toprak ve su kaynaklı sistem uygulamaları da artmaktadır.

Absorbsiyonlu çevrimin geçmişi de 1700'lü yıllara kadar uzanmaktadır. O tarihlerde sülfürik asit ile sudan emici ve soğutucu akışkan olarak yararlanılarak buz üretimi yapılması biliniyordu. Ancak buhar sıkıştırmalı çevrimler ve amonyaklı absorbsiyonlu çevrimli soğutmalı sistemlerde en ciddi çalışmalar 1860'lı ve 1870'li yıllarda başlamıştır.

1859 yılında Amerika Birleşik Devletlerinde Ferdinand Carre tarafından soğutucu akışkan olarak NH_3 , soğurucu olarak H_2O kullanılarak ilk absorbsiyonlu soğutma makinası yapılmış ve 1860 yılında patenti alınmıştır [11].

1900'lü yılların başında absorbsiyonlu soğutma sistemi oldukça rağbet görmüştür. O dönemde ünlü fizikçi Albert Einstein bile absorbsiyonlu soğutma çevrimi üzerine çalışmalar yapmıştır. Albert Einstein ve Lo Szilard 1928 yılında tek basıncılı absorbsiyonlu çevrimin patentini almışlardır. Einstein çevrimi olarak bilinen bu çevrimde bütan soğutucu akışkan, su emici ve amonyak basınç dengeleyici akışkan olarak kullanılmıştır (Şekil 2.2).

Ancak klasik soğutma sistemleri ile soğutma daha ekonomik olduğu için 1930'lu yıllardan sonra uzun süre bu konuda bir çalışma yapılmamıştır. 1970'li yıllarda dünya genelinde yaşanan büyük enerji krizi ile birlikte absorbsiyonlu soğutma sistemleri tekrar önem kazanmış ve bu konuda araştırmalar tekrar başlamıştır.



Şekil 2.2. Absorbsiyonlu Einstein çevrimi

1992 yılında Montreal protokolü ile, 1997 yılından itibaren kloroflorokarbon (CFC), 2020 yılından itibaren de hidrokloroflorokarbon (HCFC) kullanımı yasaklanması ile birlikte ise klasik buhar sıkıştırmalı sistemlere en iyi alternatif olan absorbsiyonlu çevrimli sistem üzerine çalışmalar tekrar yoğunlaşmaya başlamıştır [12].

Absorbsiyonlu çevrimli sistemler 50 yılın üzerinde bir süredir iklimlendirme amaçlı kullanılmaktadır. 1950'li yılların sonundan itibaren de büyük kapasiteli endüstriyel uygulamalarda, amonyak-su ile birlikte lityum bromür-su akışkan çifti de kullanılmaya başlamıştır. 1960'lı yıllarda doğalgaz, absorbsiyonlu sistemlerin, elektrikli soğutma sistemlerine iyi bir alternatif olmasında etkili bir rol oynamış ve gelişimine katkıda bulunmuştur. Doğalgaz ile daha yüksek sistem verimliliği ve düşük işletim giderleri ile sektörde başarı sağlanmıştır. Günümüzde Japonya, Kore gibi uzak doğu ülkelerinde doğalgazlı soğutma sistemleri yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Ancak ısıtma amaçlı doğalgazlı absorbsiyonlu ısı pompaları üzerinde pek fazla çalışma yapılmamıştır. Doğalgazın olduğu yerde ısıtmanın, yoğunmalı doğalgaz cihazları ile yapılması ve bu cihazların verimlerinin çok yüksek olması, ilk yatırım maliyetlerindeki uygunluk doğalgazlı absorbsiyonlu ısı pompaları üzerinde ciddi çalışmalar yapılmamasında da etkili olmuştur.

Son dönemlerde gittikçe artan ve Türk bilim adamlarının da içerisinde yer aldığı absorbsiyonlu sistemlerle ilgili çalışmalardan bazı örnekler aşağıda sunulmuştur.

Sun D.W (1998), $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$, $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ akışkan çiftlerinin tek etkili absorbsiyonlu soğutma çevriminde termodinamik analizlerini yapmış ve en yüksek COP değerine $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ akışkan çiftinin ulaştığını en küçük COP değerine ise $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ akışkan çiftinin sahip olduğu sonucuna ulaşmıştır [13].

Kang, Akisawa ve Kashiwagi (1998), Standart GAX (Kaynatıcı-Soğurucu-Isı Değiştirici) çevriminin yeni üç farklı versiyonu ile belirli sıcaklık değerlerinde COP değerlerini incelemişler ve ekserji kayıpları ile birlikte çevrimlerin avantajlı ve dezavantajlı oldukları noktaları tespit etmişlerdir [8].

Jeong, Kang ve Karng (1998), düşük değerdeki atık ısı için absorbsiyonlu ısı pompası çalışması yapmışlar ve kaynatıcıya verilen yük arttıkça ısıtma kapasitesinin arttığı ancak COP değerinin düştüğü sonucuna varmışlardır [14].

Göktun ve Er (2000), Sıralı ve çift etkili çevrimler üzerine yaptıkları çalışmada etki katsayısı bakımından sıralı sistemlerin daha yüksek değere sahip olduğu sonucuna varmışlar [15].

Seara ve Vazquez (2001), $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ absorbsiyonlu sistemlerinin ne uygun kaynatıcı çalışma ve kontrol sıcaklığının tespiti için çalışma yapmışlar ve bazı Eş.ler sunmuşlardır [16].

Sözen (2001), Amonyak su ile çalışan absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde yer alan ısı değiştiricilerinin, sistem performansı üzerindeki etkilerini incelemiştir. Yalnız soğutucu ısı değiştiricisinin bulunduğu durum, yalnız karışım ısı değiştiricisinin bulunduğu durum ve iki ısı değiştiricisinin de bulunduğu durum için sistemin termodinamik analizi 1.yasa ve 2. yasaya göre yapılmıştır. Sistemin etkinliği (COP),

ekserji etkinliği (ECOP) ve dolaşım oranı (f) farklı buharlaştırıcı, ayırıcı ve yoğuşturucu sıcaklıkları için hesaplayarak ısı değiştircilerinin sistem performansına etkilerini incelemiştir [17].

Kurem ve Horuz (2001), amonyak-su ve lityum bromür-su akışkan çiftlerini absorbsiyonlu ısı pompaları için mukayese etmişler ve lityum bromür-su akışkan çiftinin amonyak-su çiftine göre daha iyi performans sergilediği sonucuna varmışlardır [18].

Florides, Kalogriou, Tassou ve Wrobel (2003), yaptıkları çalışmada LiBr-su ile çalışan absorbsiyonlu bir sistemin tasarım ve imalatı için 1kW ‘lık nominal kapasiteyi baz alarak bir çalışma yapmışlar ve sistemi termodinamik ve ekonomik olarak irdelemişlerdir [19].

Zhao, Ma ve Chen (2003), Yeni tip bir çift soğuruculu çevrim üzerinde çalışma yapmışlar ve bu yeni çevrimin mevcut çift soğuruculu sistemlerden daha yüksek tesir katsayısına ulaştığı sonucuna varmışlardır. Bu alışmada 60-100°C sıcaklık için ulaştıkları maksimum COP değerı 0,32 olmuştur [20].

Adewusi ve Zubair (2004), termodinamiğin ikinci yasası temelinde tek ve çift etkili $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ absorbsiyon çevriminin termodinamik analizini yapmışlar ve tek etkili çevrimin toplam entropi ve COP’ sinin düşükken çift etkili çevrimin toplam entropi ve COP’ sini yüksek olduğu dolayısı ile COP’ nin artması ile entropinin de arttığı sonucuna varmışlardır [21].

Seara ve Sieres (2006), $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ absorbsiyonlu sistemlerinde, amonyak arıtma sistemlerinin yani ayırıcıların ne kadar önemli olduğuna dair bir çalışma yapmışlardır [22].

Chen, Chang ve Chen S.R. (2006), yeni bir delikli fiber membranın kullanıldığı hibrid soğurucu-ısı değıştircili $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ akışkan çiftli bir çevrimin analizini yapmışlar ve COP değeriinde artış sağlarken ekserji kayıplarında da düşme elde etmişlerdir [23].

Kaynaklı ve Yamankaradeniz (2007), entropi temelinde lityum bromür – su akışkanlı tek etkili bir soğutma sisteminin birinci ve ikinci yasa analizlerini yapmışlar ve bu yöntemin güç ve enerji sistemlerinin mühendislik tasarım ve en iyiyi bulmada çok faydalı bir yöntem olduğu sonucuna varmışlar [24].

Kızıllkan, Şencan ve Kalogirou (2007), LiBr absorpsiyonlu sistemin termoeconomik analizlerini yapmışlar ve en uygun sistem tasarımlarında bu tip analizlerin önemli olduğu sonucuna varmışlardır [25].

Chaoucachi ve Gabri (2007), Güneş enerjili çözelti pompası kullanılmayan difüzyon absorpsiyon soğutma çevrimi üzerine çalışma yapmışlar ve en iyi COP değeriine düşük kaynatıcı sıcaklığı ve yüksek basınçta ulaşıldığını ve önemli etkenlerden birisinin güneş enerjisinden güç alan babble pompasının olduğu sonucuna varmışlardır [26].

Kılıç ve Kaynaklı (2007), tek kademeli $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ akışkan çiftli bir çevrimin birinci ve ikinci yasa bazında yaptıkları termodinamik analiz sonucunda STK değeriinin kaynatıcı ve buharlaştırıcı sıcaklığının yükselmesi ile düştüğü ve genişleme vanası, çözelti pompası ve ısı değıştircilerin en düşük ekserji kaybına sahip oldukları sonucuna varmışlardır [27].

Kaynaklı (2008), lityum bromür – su akışkan karışımı sarmal soğurucunun birinci ve ikinci yasa analizlerini yapmış ve soğutucu su akış oranı ile giriş sıcaklığının çözelti akış oranı ve konsantrasyonundan daha fazla ikinci yasa veriminde etkili olduğu sonucuna varmıştır [28].

Darwish, Al-Hashimi ve Al-Mansoori (2008), İtayan Robur firmasının doğalgazlı absorbsiyonlu amonyak-su soğutma makinasının çevrimi için tüm parçaların analizlerini yapmışlar ve literatürdeki deneysel çalışmalarla aynı sonuçlara ulaşmışlardır [29].

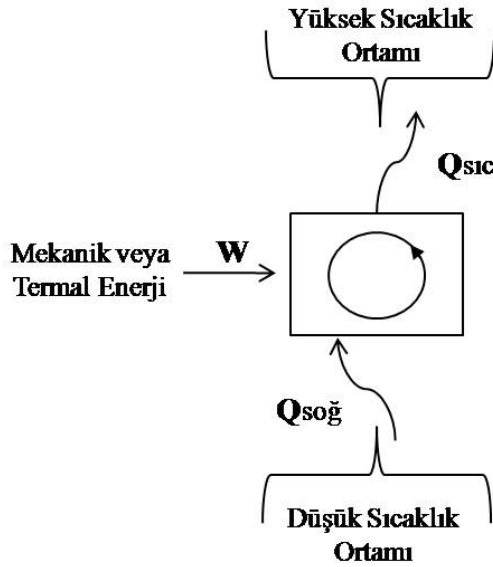
Rameshkumar, Udayakumar ve Saravanan (2009), $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ absorbsiyonlu sistemlerindeki kaynatıcı, soğurucu ve ısı değiştiricilerinin ısı transfer katsayıları üzerine bir çalışma yapmışlar ve UA değerinin sistem COP' si üzerine etkilerini irdemişlerdir. Özellikle kaynatıcı ve soğurucu UA (kW/K) değerlerinin önemli olduğu sonucuna varmışlardır [30].

Kumar, Dhar, Jain ve Asati (2009), referans olarak aldıkları Jain çevriminde çoklu soğurucu kullanarak iki farklı şekilde çevrimi modifiye etmişler ve COP değerlerinde %67 ve %116 oranlarında artışlar sağlamışlardır [31].

Wang, Dai, Zhang ve Ma (2009), püskürtücülü yeni bir çevrim üzerine yaptıkları parametrik analizde daha karmaşık püskürtücülü çevrimlere göre daha iyi tesir katsayısı değerlerine ulaşmışlar [32].

3. ISI POMPALARI

Bilindiği üzere enerji vardan yok, yoktan var edilemez sadece ya biçim değiştirir yada bir yerden bir yere taşınır. Isı pompaları, düşük sıcaklıktaki bir ısı kaynağından, daha yüksek sıcaklıktaki bir ısı kaynağına ısı transferinin yapıldığı termodinamik sistemlerdir (Şekil 3.1). Isı pompası da adını, ısı enerjisini bir ortamdan diğer ortama “pompalama” yada “taşımaya” yapabilmesinden alır. Isı pompaları bir ısı üretici değildirler sadece ısı transferi sağlayan sistemlerdir. Bunun içinde ısı alınacağı bir ısı çukuruna ihtiyaç vardır. Bu düşük ısı çukurları hava, toprak veya su olabilir. Termodinamiğin II. Yasasından da bilindiği gibi düşük sıcaklık kaynağından yüksek sıcaklıktaki ortama ısı geçişi ancak ikinci bir enerji kaynağının varlığı ile mümkün olabilmektedir. Bu ikinci enerji kaynağı termal ve mekanik enerji olabilir ve ısı, soğuk ısı kaynağından sıcak ortama aktarılması çeşitli şekillerde gerçekleştirilebilir. Buna göre ısı pompası çeşitleri aşağıdadır.



Şekil 3.1. Isı pompasının genel çalışma prensibi

Buhar sıkıştırımlı çevrimli ısı pompası

Absorbsiyonlu ısı pompası

Adsorbsiyonlu ısı pompası
 Gaz çevrimli ısı pompası
 Jet buhar püskürtmeli ısı pompası
 Stirling çevrimli ısı pompası
 Resorbsiyonlu ısı pompası
 Rankine/buhar sıkıştırırmalı çevrimli ısı pompası
 Termoelektrik ısı pompası

Bunlardan yaygın olarak kullanılanları mekanik enerji ile çalışan “Buhar sıkıştırırmalı çevrimli” ısı pompaları ve termal enerji ile çalışan “Absorbsiyonlu ve Adsorbsiyonlu” ısı pompalarıdır.

3.1. Isı Pompaları Yapı Elemanları ve Çalışma Prensibi

Isı pompaları dört ana parçadan oluşur (Şekil 3.2).

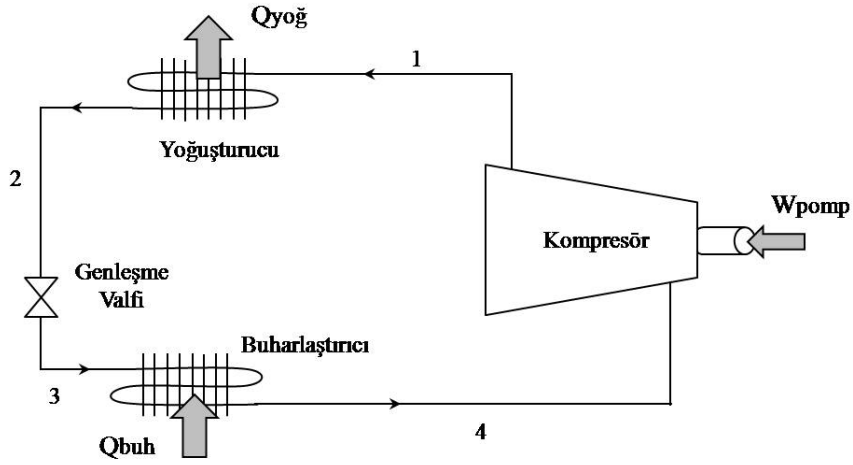
Buharlaştırıcı (Evaporatör) : Soğutucu akışkanı buharlaştırır ve ısıyı, ısı taşıyıcı akışkandan soğutucu akışkan çevrimine aktarır.

Yoğuşturucu (Kondenser) : Gaz fazındaki soğutucu akışkanı yeniden sıvı hale yoğuşturur ve ısıyı ısıtma tesisatına aktarır.

Genleşme vanası (valfi) : Soğutucu akışkanın basıncını düşürür.

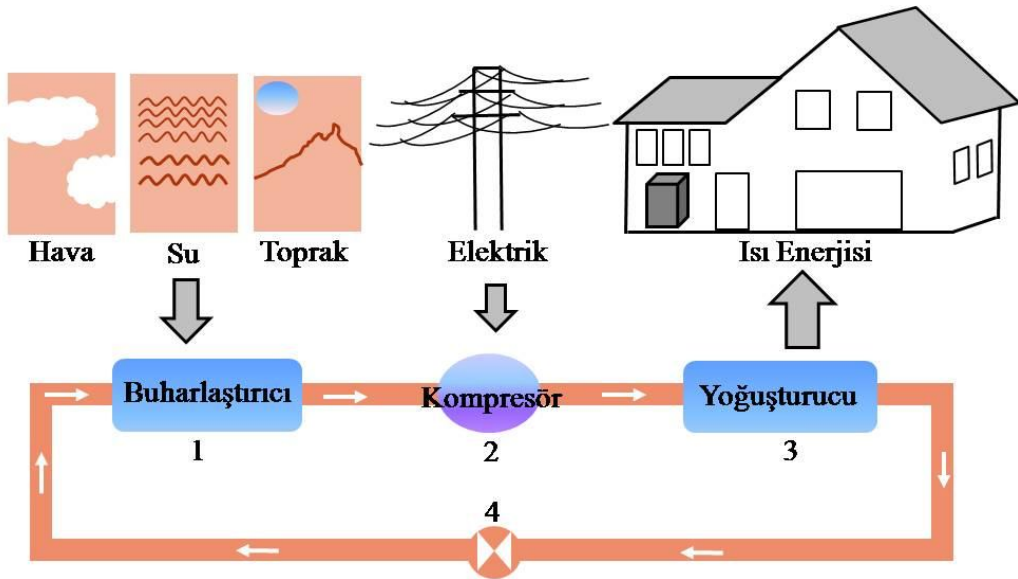
Kompresör : Soğutucu akışkanın basıncını ve sıcaklığını artırır.

Soğutucu akışkan kompresöre buhar olarak girer ve burada yoğuşturucu basıncına sıkıştırılır. Kompresör çıkışında kızgın buhar halinde olan akışkan, yoğuşturucu da ortama ısı vererek soğur ve yoğuşur. Akışkan yoğuşturucudan sonra kılcal borulara girer ve kısılma etkisi ile basıncı ve sıcaklığı büyük ölçüde azalır. Soğutucu akışkan daha sonra buharlaştırmacıda soğutulan ortamdan ısı alarak buharlaşır. Çevrim, buharlaştırmacıdan çıkan akışkanın kompresöre girmesi ile tamamlanır.



Şekil 3.2. Buhar sıkıştırırmalı ısı pompasının yapı elemanları ve çalışma prensibi

Isı pompalarında, ısı enerji kaynağı olarak genellikle toprak, hava ve su çevrim enerji kaynağı olarak ta elektrik enerjisi kullanılmaktadır (Şekil 3.3)



Şekil 3.3. Buhar sıkıştırırmalı ısı pompası enerji çevrimi

3.2. Isı Pompalarının Seçimi

Isı pompasının performansı çeşitli faktörlere bağlı olduğundan ısı pompasının seçimi yapılırken uygulamaya ait tüm karakteristiklerin göz önüne alınması gereklidir. Isı pompalarının seçilmesinde su/soğutucu akışkan serpantininin basınç kaybı, verim, su/soğutucu akışkan tipi ve debileri, kaynak sıcaklığı, fiyat ve yerleşim vb. parametreler dikkate alınmalıdır. Isı pompası seçimleri şu aşamalarda oluşmaktadır [33].

1. Isı pompası sistem tipinin seçimi
2. Isıtma/soğutma yüklerinin hesaplanması
3. Dağıtım sistemi sıcaklığının belirlenmesi
4. Isı pompası işletim sisteminin seçimi
5. Isı pompası tipinin seçimi

3.2.1. Isı pompası sistem tipinin seçimi

Bir ısı pompasının teknik ve ekonomik performansı kullanılan ısı kaynağının nitelikleri ile yakından ilgilidir. Bu nedenle bir yapı için ısı pompası sistem seçimi büyük ölçüde kullanılacak ısı kaynağının ve ısı çukurunun türüne bağlıdır. Sistem tipinin seçiminde yerleşim yerinin konumu, dış hava sıcaklığındaki değişiklik, toprak koşulları, yer altı veya yerüstü sularının bulunabilirliği, mimari yapı, gürültü, yer darlığı ve ekonomik kısıtlamalar gibi pek çok faktör rol oynamaktadır. Bu faktörler göz önünde bulundurularak sistem için ısı kaynağı/ısı çukuru seçimi yapılır. Söz konusu faktörler büyük ölçüde yer ve konuma bağlı olduğundan, en uygun sistem tipine karar verilmesinde yerleşim alanının değerlendirilmesi ilk adım olacaktır [33].

Çevre havası

Hava, en kolay ulaşılan ve ısı pompalarında kullanımı kolay ve ekonomik olduğu için en çok kullanılan ısı kaynağıdır. Ancak ısı kaynağı olarak havanın en büyük dezavantajı kararlı bir sıcaklığa sahip olmaması ve hava sıcaklığının kış aylarında özellikle karasal iklimlerde çok düşmesidir. Hatta hava sıcaklığı gün içinde bile değişkenlik gösterebilmektedir. Dış hava sıcaklığının düşmesi ısı pompasının kapasite ve performansını düşürmektedir. Hava kaynaklı ısı pompalarının yıllık performans katsayısı, toprak kaynaklı ısı pompalarından %10-30 daha düşüktür [3].

Toprak

Toprak sıcaklığının hava sıcaklığına göre yıl içinde fazla değişmemesi ve kışın kullanılabilir sıcaklık aralıklarında olması toprak kaynaklı sistemlerin özellikle karasal iklimlerde kullanımına imkan sağlamaktadır.

Toprak kaynaklı ısı pompaları boş toprak alanına duyulan ihtiyaçtan ve ilk yatırım maliyetinin yüksek oluşundan dolayı genellikle müstakil yapılarda, özellikle villa tipi evlerde ve çeşitli ticari/kurumsal binalarda kullanılmaktadır [3].

Yüzey suları

Yüzey suyu kaynaklı sistemler, deniz, göl, gölet vb büyük su kütlelerini ısı kaynağı olarak kullanırlar. Deniz ve göl suyu sıcaklıkları mevsimlere göre değişmesine rağmen havaya oranla fazla bir değişiklik göstermez. Bazen yağmur suyunun drenajı, amacıyla veya estetik açıdan bir bölgeye, göl veya göletler oluşturulur. Bunlar ısı pompası sistemleri için olası ısı kaynakları olarak görülebilir. Nehir ve göl suyu kaynaklı ısı pompalarında, su derinliğinin 2 m' den az olmaması ve yüzey alanının kurulu ısı pompası kapasitesinin her bir kW' ı için en büyük dezavantajı kışın sıcaklıklarının yaklaşık °C' ye kadar düşmesidir [3].

Yer altı suları

Yıl boyunca sıcaklık değişimi azdır. Suyun taşınması için kullanılan pompalar ek enerji gereksinimi yaratmaktadır. Isı değiştiricilerinin yer altına gömülmesi korozyona neden olabilir ve maliyeti artırır. Yer altı suyu kaynağının yeterli miktarda ve kalitede olması ayrıca uygun derinlikte bulunması durumunda ısı kaynağı olarak kullanımı mümkündür. Yer altı sularını ısı kaynağı olarak oldukça çekici kılan, 10 metre ve daha fazla derinliklerde yer altı suyunun sıcaklığının yüksek ve neredeyse sabit oluşudur. Yer altı suları pek çok bölgede 4-10°C arasında kararlı sıcaklığa sahiptir. Suyun sıcaklığı; çıkarıldığı derinliğe, iklime ve bölgenin jeolojik yapısına bağlıdır. Bu ısı kaynağından yararlanmak için açık veya kapalı sistemler kullanılmaktadır. Yeraltı suyu sıcaklığı mevsiminden mevsime çok az değiştiğinden yer altı suyu sistemleri özellikle hava sıcaklığının yaz ile kış arasında büyük değişim gösterdiği karasal iklimler için cazip bir ısı kaynağı olarak göze çarpmaktadır [3].

Atık hava

Ev ve ticari binalardaki ısı pompaları için önemli bir ısı kaynağıdır. Isı pompası, havalandırmadan aldığı ısıyı mahal ve su ısıtmak için kullanır. Evlere ve küçük işyerlerinde kullanılabilen ortak ısı kaynağıdır. Atık hava ile çalışan ısı pompaları, kullanılmış havanın ısınısını geri kazanmak suretiyle mahal'in ısıtılması sağlar. Ortam havasını ısıtmak için kullanılan atık havaya kaynaklı ısı pompaları, iç ortamın ılık havasını ısı kaynağı olarak kullanarak soğutucu akışkan vasıtasıyla havalandırma sisteminden gelen taze havayı ısıtır ve bu havayı iç ortama vererek ısıtma yapabilirler. Ancak bu sistemin uygulanabilmesi için binada havalandırma sisteminin olması şarttır [3].

Atık sızılar

Atık sular, arıtılmış veya arıtılmamış kanalizasyon suları, endüstriyel sıvı atıklar,

endüstriyel proseslerin/motorların kompresörlerin soğutma suları ve soğutma makinelerinin yoğuşma suları bu ısı kaynaklarının en büyük avantajı nispeten yüksek ve sabit sıcaklıklara sahip olmaları, en büyük dezavantajları ise miktarlarındaki değişkenliktir. Bu yüzden ısı pompalarının düzenli çalışmasını temin etmek amacıyla depolama tanklarına gereksinim duyulabilmektedir. Atık su ve sıvı atıkların gerek miktarlarındaki düzensiz değişimler ve gerekse uzaklık nedeniyle evlerde ve ticari/kurumsal binalarda ısı kaynağı olarak kullanımları genellikle sınırlıdır. Ancak atık sular ve sıvı atıklar endüstriyel işlemlerde enerji tasarrufu sağlayan endüstriyel ısı pompaları için ideal ısı kaynaklarıdır [3].

3.2.2. Isıtma / soğutma yüklerinin hesaplanması

Uygun bir ısı pompası cihazının seçiminde, yapının ısıtma/soğutma yük hesabının yapılması başlangıç noktasıdır. Isı pompasının kapasitesinin belirlenmesi için ısıtma/soğutma yük hesabı yapılmalıdır. Türkiye’de TS 2164 normlarına göre ısı yükü hesapları yapılır.

Hava kaynaklı ısı pompası kullanılması düşünülen uygulamalarda, cihaz kapasite aralıklarının çok yakın olması, sistem ve cihaz seçimini çok önemli kılmaktadır. 150-200 m² bir konut uygulamasında, gaz yakıtlı 24 kW bir kombi kullanımı dışında çok fazla kapasite seçeneği yoktur. Bu kapasite aynı zamanda konforlu sıcak su kullanımı için de gereklidir. Kombi kapasite seçiminde seçeneğin sınırlı olması ısıtma yük hesabının ayrıntılı olarak yapılmamasına neden olmaktadır. Oysa ki, ısı pompası seçiminde ısı kaybı hesabındaki küçük farklılıklar, cihaz seçimini, dolayısıyla yatırım ve işletme maliyetini ciddi şekilde etkilemektedir [3].

3.2.3. Dağıtım sistemi sıcaklığının belirlenmesi

Isıtma yaklaşımı

Kullanılan ısı değiştiricisine göre, çalışma sıcaklıkları en düşük seviyelerde tutularak sistem verimleri yüksek değerlere çıkarılabilir. Isı pompalarında ısı değiştiricisi olarak genellikle döşemeden ısıtma, fancoil ve radyatör kullanılmaktadır.

Geniş ısıtma yüzeyine sahip olan döşemeden ısıtma sistemi en düşük su sıcaklıklarına ihtiyaç duymaktadır. Genellikle dış hava sıcaklığına bağlı olarak 40-30 °C aralığında çıkış su sıcaklıklarında tasarlanırlar. Bu sıcaklık aralığında ısı pompaları en yüksek verimde çalışmaktadırlar.

Isı pompalarında fancoil kullanımı, tek tip ısı değiştiricisi ile hem ısıtma hem soğutma yapılabilmesini sağlar. Fancoiller genellikle 45-35°C aralığında çıkış su sıcaklıklarında tasarlanırlar.

Isı pompası sistemlerinde kullanılan radyatör çalışma sıcaklıkları, ısı pompalarının verimli çalışma sıcaklıklarına göre yüksek, kazan kullanılan radyatör sistemlerine göre ise düşüktür. Klasik ısıtma sistemlerinde 90-70°C ile başlayan tasarım su sıcaklıkları, yakıt türlerinin değişimi ve enerjinin verimli kullanılma gereksiniminden dolayı, son 20 yıldan bu yana yerlerini 75-60°C ve 65-50°C gibi düşük sıcaklık değerlerine bırakmışlardır.

Soğutma yaklaşımı

Tüm ısı pompalarının ısıtmada olduğu gibi, soğutmada da yüksek verimli olabilmesi için, sistem çalışma sıcaklıklarının, tasarımda dikkatle belirlenmesi gereklidir. Soğutma işletiminde yaygın olarak fancoiller kullanılmakta, çok özel uygulamalarda döşemeden serinletme gündeme gelebilmektedir.

Klasik soğutma sistemlerinde kullanılan 6-10°C, 7-12°C gibi çalışma sıcaklıkları hava kaynaklı ısı pompalarında da tercih edilebilir. Döşemeden serinletme çoğunlukla, bağıl nemin düşük olduğu ve hava sıcaklığının çok yüksek olmadığı bölgelerde uygulama imkanı bulmaktadır. Isıtma için kullanılan döşemeden ısıtma sistemindeki borulara 18-22°C aralığında soğutulmuş su gönderilerek, döşemeden serinletme yapılabilir. Döşemeden serinletme sistemlerinde yaşanan yoğuşma sorunlarından dolayı çok düşük sıcaklıklara inilemez.

3.2.4. Isı pompası işletim sisteminin seçilmesi

Mahal ısıtması sağlayan ısı pompaları, sınır şartlarına bağlı olarak esas itibariyle çeşitli şekillerde işletilebilmektedir. Seçilen işletim tarzı, öncelikle binadaki mevcut veya planlanan ısıtma sistemine ve seçilen ısı kaynağına göre belirlenmektedir. Yatırım maliyetleri işletim maliyetleri arasındaki dengenin kullanıcı yararına optimize edilmesi gerekir.

Tekli (monovalent) işletim

Isı pompası, sistemdeki tek ısı kaynağıdır ve yılın en soğuk gününde ısınma ihtiyacının %100'ünü karşılayacak şekilde boyutlandırılır. Monovalent işletimde en yüksek enerji tasarrufu sağlanmasına karşın ısı pompası ısıtma sezonunun büyük bir bölümünde kısmi yükte çalışır ve ilk yatırım maliyeti tek enerjili işleme göre daha yüksektir. Burada toprak ve yeraltı suyu optimum ısı kaynaklarıdır, çünkü bu ısı kaynakları dış sıcaklıktan hemen hemen bağımsız olup düşük dış hava sıcaklarında da yeterince ısı verebilmektedir. Teknik nedenlerden dolayı kullanılan ısı pompasına bağlı olarak ısıtma devresi tasarım sıcaklıkları 55°C veya 60°C' yi geçmemelidir.

Tek enerjili (monoenerjik) işletim

Isı pompası yıllık ısınma ihtiyacının %80-90'ını karşılayacak şekilde boyutlandırılır. Isı pompası, yılın en soğuk günlerinde ortaya çıkan ek ısınma ihtiyacının

karşılanması için elektrikli ısıtıcı ile desteklenir. Bu ek ısıtıcı hem kullanım suyu, hem de mahal ısıtmasını ideal olarak destekleyebilir. Bu durumda termik dezenfeksiyon işletimi için kullanım suyu sıcaklığının artırılması da mümkündür. Tek enerjili işletim ile ısı pompalarının biraz daha küçük boyutlandırılabilmesi ve optimum işletim bölgesinde daha uzun çalışabilmesi sayesinde yatırım maliyetleri ile işletim maliyeti arasında optimum denge sağladığından ısı pompası uygulamalarının büyük bir çoğunluğunda bu sistem önerilir. Burada, ek ısıtıcının elektrik sarfiyatını mümkün olduğunca düşük tutabilmek için doğru bir tasarım önemlidir.

İkili (bivalent) işletim

Isı pompasının yani sıra daima ikinci bir ısı üreticisi, genellikle mevcut sıvı yakıtlı bir kazan kullanılmaktadır. Villa ve ikiz villalarda bu işletme tarzı özellikle klasik hava kaynaklı ısı pompaları ile kombine edilebilir. Denge noktası sıcaklığına kadar ihtiyaç, ısı pompası ile karşılanmakta ve belirli bir dış hava sıcaklığından itibaren, örneğin 0°C' in altında sıvı yakıtlı bir kazan devreye girmektedir. Bu sistemler, daima iki ısı üreticisi gerektirdiğinden, ekonomik nedenlerle artık tercih edilmemekte ve nadiren uygulanmaktadır. Bivalent işletim paralel veya seri olabilir.

Paralel bağlı bivalent işletim

Mevcut ısıtma sistemi yılın en soğuk gününde tüm kapasiteyi karşılayacak şekilde boyutlandırılırken, ısı pompası, ısıtma sezonunun çoğunda enerji tüketimini azaltarak ısıtma sağlar.

Seri bağlı bivalent işletim

Isı pompasının seri bağlanması durumunda, yılın en soğuk günündeki kapasite mevcut ısıtma sistemi ile birlikte çalışma ile karşılanır.

3.2.5. Isı pompası tipinin seçilmesi

Esasen dört farklı tip ısı pompası mevcuttur. Hava/hava, hava/su, su/su, su/hava şeklinde ısı pompa tipleri bulunmaktadır. Hava/hava ısı pompası sistemleri ısı kaynağı olarak dış havayı kullanırlar ve direkt olarak ısıyı mahal havasına yada mahal havasından dışarıya transfer ederler. Hava/su ısı pompası sistemlerinin ısı kaynağı yine hava olup, suyu binanın içerisinde ısı dağıtım aracı olarak kullanırlar. Su/hava ısı pompası sistemlerinde ise ısı kaynağı su olup, bu tip ısı pompaları enerjiyi doğrudan mahal havasına transfer ederler veya mahal havasından dışarı çekerler. Su/su ısı pompası sistemleri ise ısı kaynağı olarak suyu kullanırlar ve su dağıtım sistemi vasıtası ile ısıtma/soğutma enerjisini binaya dağıtırlar.

3.3. Isı Pompalarında Etkinlik ve Verimlilik Tanımları

Enerji fiyatlarının günden güne artması, tüketicilerin bilinçlenmesi ve çıkarılan yasal yönetmelikler, enerjinin daha verimli ve etkin bir biçimde kullanımını zorunlu kılmaktadır. Bu çerçevede, enerjinin ne kadar verimli kullanıldığının belirlenmesinde, verimlilik (veya etkinlik) ile ilgili kavramların ve bunların standart değerlerinin bilinmesi büyük önem taşır. Isıtma, iklimlendirme ve soğutma endüstrisinde, sırasıyla, etkinlik katsayısı (COP) ve yanma verimi gibi, etkinlik ve verimi açıklayan birçok terim kullanılır [34].

Genelde, bu terimlerin birçoğu eş anlamlıdır. Değişik HVAC (Isıtma, Havalandırma ve İklimlendirme) sistemleri kıyaslandığı zaman, bu terimlerin nasıl belirlendiğini ve ilişkisini anlamak çok önemlidir.

3.3.1. Tesir (etkinlik) katsayısı (TK veya COP)

TK (EK) veya COP, soğutucu akışkan kullanılan sistemlerin verimini belirlemek için kullanılan temel bir parametredir. Bu terim, ısı pompası gibi, ısıtma verimi veya

soğutma verimlerinin her ikisini de belirtmek için kullanılır. Soğutma için, soğutma etkinlik katsayısı (STK veya SEK) adını alır ve birbirine uygun verimlerde, çekilen ısı miktarının kompresöre verilen enerji miktarına oranı olarak tanımlanır. Başka bir deyişle, cihazın kW soğutma başına ürettiği enerjinin, toplam çektiği enerjiye (kW) oranıdır [34].

$$STK = \text{Soğutma Etkisi} / \text{İş Girişi} = \dot{Q}_{\text{soğ}} / \dot{W}_{\text{net.g}} \quad (3.1)$$

Isıtma için ise, ısıtma etkinlik katsayısı (ITK) adını alır ve uygun birimlerde, elde edilen ısı miktarının, kompresöre verilen enerji miktarına oranı olarak açıklanır.

$$ITK = \text{Isıtma Etkisi} / \text{İş Girişi} = \dot{Q}_{\text{ısıtma}} / \dot{W}_{\text{net.g}} \quad (3.2)$$

Eş. 3.1 ve Eş. 3.2 karşılaştırıldığı zaman, belirli $\dot{Q}_{\text{soğutma}}$ ve $\dot{Q}_{\text{ısıtma}}$ değerleri için,

$$ITK = STK + 1 \text{ olduğu görülür.} \quad (3.3)$$

TK, aynı zamanda anlık (standart ve standart dışı) değerde veya ağırlıklı ortalama (mevsimsel) koşulunda verimi belirlemek için kullanılabilir. Kullanımına bağlı olarak, bu terim; iç dış ünite fanları, soğutulmuş su pompaları veya su kuleleri gibi, yardımcı sistemlerin enerji tüketimlerini içerebilir yada içermez.

Kıyaslanma amaçlı kullanıldığı zaman, TK ne kadar büyükse, sistem o kadar fazla verimlidir. Elektrikli ısıtıcı için TK=1 olduğundan 1'den daha yüksek değerler, aynı miktarda elektrik enerjisi verilirken, daha fazla ısının elde edildiğini gösterir.

TK, dış hava sıcaklığıyla değişir, sıcaklık düştükçe TK da düşer. Çünkü ısı pompası daha düşük sıcaklıklarda daha az verimlidir. TK, kompakt ısı pompalarında, ARI (Air-Conditioning and Refrigeration Institute, İklimlendirme ve Soğutma Enstitüsü) standartlarına göre, 17°F (-8,3 °C) ve 47°F (8,3 °C)'lık iki standart dış hava sıcaklığı

için tipik olarak belirtilir. ARI Amerika’da ısıtma, iklimlendirme ve soğutma imalatçılarını içine alan, kar amacı gütmeyen, gönüllülerden oluşan bir organizasyondur. Bu kuruluş, kullanıcılara standart kıyaslama değerini sunmak amacıyla, ısı pompaları ve iklimlendirme cihazlarının testi ve kapasitelerinin belirlenmesi için standartlar yayınlar.

Tersinir soğutma makinası ve ısı pompasının, STK ve ITK değerleri şu bağlantılarla hesaplanabilir.

$$STK_{SM,tr} = 1 / ((T_H / T_L) - 1) \quad (3.4)$$

$$ITK_{IP,tr} = 1 / ((T_L / T_H) - 1) \quad (3.5)$$

Yukarıda verilen Eş. 3.4 ve Eş. 3.5, T_L ve T_H sıcaklık sınırları arasında çalışan bir soğutma makinasının veya bir ısı pompasının sahip olabileceği en yüksek etkinlik katsayılarını gösterir.

3.3.2. Enerji verimlilik oranı (EVO veya EER)

EER’ nin hesaplanmasında kullanılan terimlerin ikisi, TK’ da kullanılan iki terimle aynı olup, sadece farklı birimlerde belirtilir. EER, kullanıcılar tarafından daha kolay kullanılması ve anlaşılması amacıyla geliştirilmiştir. Cihazın belirli değerleri için EER’ yi etikete yazmak imalatçılar tarafından yasal bir gereklilik olmuştur. Bu EER’ ler, belirli bir dizi standart sıcaklıklarda, ARI tarafından belirlenen test koşullarında ölçülür.

EER, ünite şeklinde klima cihazlarının ve ısı pompası sistemlerinin soğutma verimini belirlemek için genellikle kullanılan bir terimdir. Bu terim, verimin, uygun ekipman standartlarıyla, belirli tek kapasite koşulunda belirlendiğini açıklar ve net soğutma kapasitesinin, $\dot{Q}_{ns}$ (kW olarak çekilen ısı) verilen toplam elektrik enerjisine, $\dot{W}_{te}$ (kW) oranı olarak tanımlanır.

$$EER = \dot{Q}_{ns} \text{ (kW)} / \dot{W}_{te} \text{ (kW)} \quad (3.6)$$

Bu terimin, iç ve dış ünite fanları gibi yardımcı sistemlerin enerjilerini de içerdiği göz ardı edilmemelidir. Kıyaslama amaçları için, EER ne kadar yüksek ise sistem o kadar verimlidir [3].

3.4. Absorbsiyonlu Isı Pompası

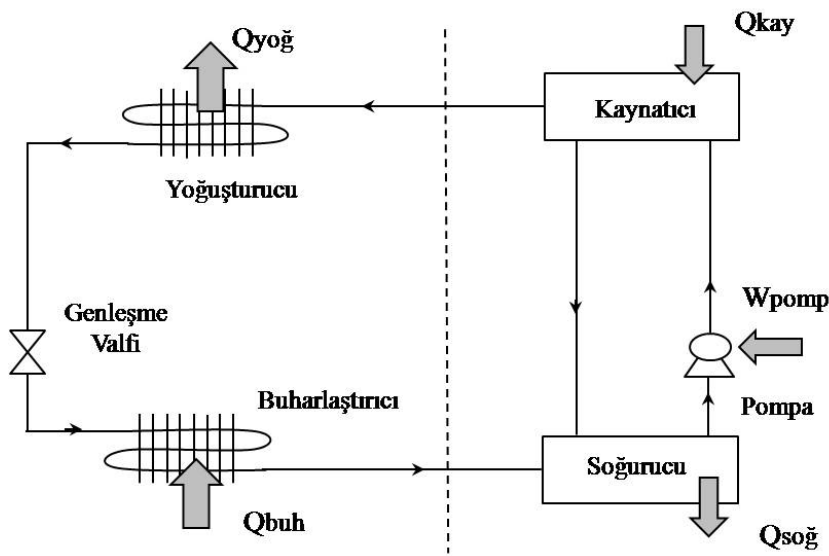
Mekanik buhar sıkıştırırmalı ısı pompalarında kullanılan çalışma akışkanlarının ozon tabakasına zararlı etkileri ve günümüzde yaşanan enerji darboğazı nedeniyle alternatif sistemler ve özellikle de absorbsiyonlu sistemler büyük bir önem kazanmıştır. Absorbsiyonlu sistemlerde kullanılan akışkan çiftlerinin ozon tabakasına zarar vermemesi, enerji girdisi olarak daha az maliyetli enerji kaynaklarının kullanılabilmesi bu sistemi daha avantajlı bir konuma getirmiştir.

3.4.1. Absorbsiyonlu ısı pompası temel prensibi

Absorbsiyonlu ısı pompası çevrimi, buhar sıkıştırırmalı çevrime oldukça benzerdir. Buhar sıkıştırırmalı çevrimdeki mekanik işlem yerini absorbsiyonlu çevrimde fiziko-kimyasal işlemler alır [10]. Buhar sıkıştırırmalı çevrimlerdeki yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve genleşme vanaları absorbsiyonlu çevrimlerde de aynen kullanılmaktadır. Burada sadece kompresörün yerini daha karmaşık bir düzenek almaktadır (Şekil 3.4).

Absorbsiyonlu sistemlerde soğutucu akışkan, genellikle iki farklı akışkandan (Amonyak-su, Lityum Bromür-su vb.) oluşmaktadır. Amonyak-su sisteminde soğutucu akışkan amonyak, soğurucu akışkan sudur. Lityum bromür-su sisteminde ise soğutucu akışkan su soğurucu akışkan lityum bromürdür. Soğutucu akışkan yüksek basınç ve sıcaklıkta kaynatıcıda ısıtılmakta buharlaşma sıcaklığı düşük olan akışkan buharlaştırılarak yoğuşturucuya aktarılmaktadır. Yoğuşturucuda yoğuşan

buhar, genleşme vanasından genişletilerek buharlaştırıcıya aktarılmakta ve burada düşük sıcaklık ve basınçta tekrar buharlaştırılmaktadır. Buharlaştırıcıda buharlaşan akışkan soğurucuda, kaynatıcıdan gelen zayıf uçucu madde çözeltisi (örneğin, amonyakça fakir su çözeltisi) içinde soğrulmaktadır. Elde edilen zengin çözelti ise kaynatıcıya geri pompalanmakta ve çevrim tamamlanmaktadır. Basit absorpsiyonlu çevrimin P-T diyagramı Şekil 3.5’de verilmiştir.



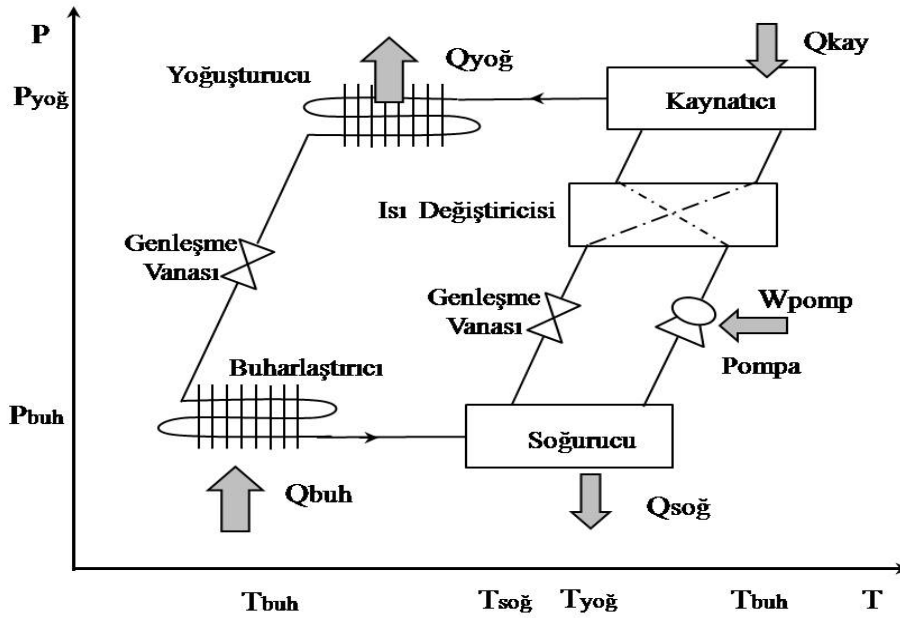
Şekil 3.4. Basit absorpsiyonlu çevrim

Bu çevrimde buhar, buharlaştırıcı ve yoğuşturucu arasında sıkıştırılmaz onun yerine absorpsiyonlu sistem soğutucu akışkan, soğurucu adlı başka bir madde tarafından soğrularak sıvı bir çözelti (eriyik, solüsyon) oluşturur. Bu sıvı çözelti daha sonra daha yüksek bir basınca pompalanır. Sıvı çözeltinin ortalama spesifik hacmi, soğutucu akışkan buharından çok daha düşük olduğu için daha az iş gerektirir. Buna bağlı olarak absorpsiyonlu sistemler buhar basınçlı sistemlere oranla daha az girdi avantajına sahiptir.

Absorpsiyonlu ısı pompalarında akışkan buharı yoğuşturucuya girmeden önce soğutucu buharın sıvı çözeltiden yeniden elde edilmesi gerekmektedir. Bu da daha

yüksek ısı kaynağından ısı transferini gerektirmektedir.

Soğurucudaki sıvı çözeltinin oluşumu ekzotermiktir [35]. Soğutucu akışkanın soğurucuya girmesi ile oluşan enerjiden ısı pompalarının ısıtma devresinde yoğuşturucu ile birlikte yararlanılır. Zengin çözelti soğurucuyu terk eder ve basıncının kaynatıcıya yükseltildiği pompaya girer. Kaynatıcıda daha yüksek dereceli kaynaktan ısı transferi soğutucu akışkan buharını çözeltiden çıkararak (endotermik bir aşama) kaynatıcıda zayıf çözeltisi bırakır. Açığa çıkan buhar yoğuşturucuya geçer ve geri kalan zayıf çözelti bir vana boyunca tekrar soğurucuya doğru akar. Tek iş girdisi pompayı harekete geçirmek için gereken enerjidir ve bunun için gereken enerji aynı basınç seviyesinde soğutucu buharını sıkıştırmak için harcanan enerjiye göre çok daha azdır. Ancak buhar-basınçlı sistemlerinde gerekli olmayan ısı kaynağı ve ekstra ekipmanlar için yapılan harcamalar daha az iş girdisinin sağladığı avantajları yok edebilir.



Şekil 3.5. Basit absorpsiyonlu çevrimin P-T diyagramı

Absorpsiyonlu çevrimde soğutucu akışkan iki kere yoğuşturulup buharlaştırılırken

buhar sıkıştırılmalı çevrimde bu işlem bir kere gerçekleşir.

3.4.2. Absorbsiyonlu ısı pompasının temel yapı elemanları

Çözelti (solüsyon, eriyik) pompası

Amonyak-su sistemlerindeki soğurucuların en altında zengin çözelti bulunur. Buradan, çözelti pompası, zengin çözeltisi genellikle bir ısı değiştiricisine ön-ısıtma amaçlı olarak gönderir. Zengin çözelti bu ısı değiştiricide kaynatıcıdan gelen fakir çözelti tarafından ısıtılır. Çözelti pompası çözeltisin basıncını buharlaştırıcı basıncından yoğunlaştırucu basıncına yükseltir.

Kaynatıcı (jeneratör, üreteç)

Zengin çözelti ısı değiştiriciyi terk ettikten sonra kaynatıcıya hareket eder, zengin çözelti, kaynatıcıya dışarıdan verilen ısı ile kaynamaya başlar. Bu sırada kaynama sonrası meydana gelen buharlaşma sonucu, zengin çözelti yoğunlaştırucuya, amonyak buharı gönderir ve kaynatıcının dibinde zayıf çözelti kalır. Zayıf çözelti, ısı değiştiricisine giderek kaynatıcıya pompalanan zengin eriyiğe ön ısıtma yapar.

Yoğuşturucu (kondenser)

Amonyak buharı, ayrıştırıcıdan geçerek yoğunlaştırucuya gider. Amonyak buharı burada yoğunlaşır. Isı, kalorifer ısıtma suyuna transfer olur. Kalorifer suyu ısınmış olarak yoğunlaştırucuyu terk ederken, amonyak buharı soğuyup yoğunlaşır.

Buharlaştırıcı (evaporatör)

Sıvı haldeki amonyak, genleşme vanasında basıncı düşürülerek buharlaştırıcıya gider. Buharlaştırıcıda soğuk su (chilled water) elde edilir ve amonyak tekrar buhar

haline gelir.

Soğurucu (absorber, emici)

Amonyak buharı (büyük vakum altında kaynayıp buhara dönüşen akışkan) buharlaştırıcıdan soğurucuya hareket ettikçe kaynatıcıdaki fakir çözelti, soğurucu boru demetinin üstüne püskürtülür. Fakir çözelti, buharlaştırıcıda büyük bir vakum yaratarak amonyak buharını eriyiğe doğru çeker. Buharın çözelti içine soğurulması kimyasal bir reaksiyon olup bu reaksiyon ekzotermik başka bir ifade ile ısı veren bir reaksiyondur. Soğurucu sıcaklığını olabildiğince düşük tutmak ve buna bağlı olarak soğrulabilen buhar miktarını artırmak için soğurucudan ısı çekilir [35]. Soğurucu sıcaklığı ile ayrıca ısıtma suyu tarafından alınan ısı da üretilir. Artık zengin çözelti, çözelti pompasına akmak üzere soğurucunun dibinde birikir ve bu çevrime devam edilir.

Isı değıştiricisi (eşanjör)

Basit çevrimlerde ön ısıtıcı ve ön soğutucu olmak üzere iki adet ısı değıştiricisi kullanılabilir. Genellikle karşı akımlıdırlar.

Genleşme vanası (valfi)

Soğutucu akışkanın ve zayıf çözeltisin basıncını düşürmede kullanılmaktadır.

Ayrıştırıcı (reflektör, rektifiye, deflakmatör)

Sistemde $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ akışkan çifti kullanılıyorsa ayrıştırıcı kullanılması gerekir. Ayrıştırıcı, kaynatıcıyı tamamlayan bir kısımdır. Kaynatıcıdan gelen amonyak buharının içindeki çok az miktardaki suyu yoğuşturarak kuru çalışma buharı sağlamaktadır.

3.4.3. Sistemde kullanılan akışkan çiftleri

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan akışkan çiftlerinde bazı özelliklerin olması gereklidir. Bunlar; arandığında hemen bulunabilir olması, viskozitelerinin düşük olması, ucuz olması, soğutucunun için yüksek buharlaşma ısısı, zehirli olmaması, kararlı ve soğurucu içinde soğutucunun yüksek eriyebilirlikte olması istenir.

Absorbsiyonlu soğutma sisteminde kullanılan bir çok akışkan çiftleri vardır. Fakat günümüzde pratikte kullanılan başlıca akışkan çiftleri şunlardır [10];

- a) Soğutucu akışkan olarak amonyak, soğurucu akışkan olarak su-amonyak çözeltisi.
- b) Soğutucu akışkan olarak amonyak, soğurucu akışkan olarak su-amonyak ve hidrojen çözeltisi.
- c) Soğutucu akışkan olarak su, soğurucu akışkan olarak LiBr-Su çözeltisi.
- d) Soğutucu akışkan olarak dichloromethane, soğurucu akışkan olarak demetroxy tetra ethylene glycol çözeltisi.
- e) Soğutucu akışkan olarak amonyak, soğurucu akışkan olarak sodyum thioc yanete (NaSCN) ve amonyak çözeltisi
- f) Soğutucu akışkan olarak su, soğurucu akışkan olarak lithiumchoride-su çözeltisi.
- g) Soğutucu akışkan olarak su, soğurucu akışkan olarak triethylene glycol-su çözeltisi şeklinde sıralanabilir.

Kullanılacak akışkan çifti seçiminde göz önünde bulundurulması gereken bazı özellikler şunlardır [36];

1. Çalışma şartlarında soğurucunun katı halde bulunmaması gerekir.
2. Soğutucu akışkanın soğurucu akışkandan daha uçucu olması böylece zengin çözeltiden kolayca ayrılması gerekir.
3. Soğutucu akışkanın buharlaşma ısısı yüksek olmalıdır..

4. Soğurucu içindeki soğutucu akışkanın çözünübilirliği yüksek olmalıdır.
5. İyi bir soğurma işleminin gerçekleşmesi için soğutucu akışkanın ve soğurucu akışkanın birbirine karşı afinitesi (ilgisi) yüksek olmalıdır.
6. Çözeltilerin viskoziteleri çalışma şartlarında düşük olmalıdır.
7. Uzun çalışma periyotlarında akışkan çifti stabil olmalıdır.
8. Korozyon tesiri az ve emniyetli olmalıdır.

Son yıllarda absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan en önemli akışkan çiftleri LiBr-H₂O ve NH₃-H₂O çiftleridir.

LiBr-H₂O bileşiminde; su soğutucu, LiBr (absorbent) soğurucudur. Suyun buharlaşma ısısı yüksek, maliyeti oldukça düşük, kolay bulunur ve zehirleyici etkisi yoktur. LiBr ise uçucu değildir. Su kaynatıcıda LiBr' den kolaylıkla ayrılır ve arıtma cihazı gerektirmez. Aynı sıcaklıklar arasında çalışan diğer akışkan çiftlerine göre daha yüksek tesir katsayısı sağlar. Dolaşım pompası için gerekli olan mekanik işi çok azdır. Bu iş NH₃-H₂O çifti ile çalışan sistemin işinin %1'i kadardır. Bu sistemin olumsuzluğu ise soğutucu akışkanın su buharı olmasından dolayı buharlaştırıcısının 4°C' nin altında çalışmaması ve LiBr' nin düşük sıcaklıklarda kristalleşerek sistemin çalışmasına engel olmasıdır.

NH₃-H₂O bileşiminde; amonyak yüksek buharlaşma ısısına sahiptir. Fakat yanabilir ve zehirli olması, sistemde oluşacak herhangi bir sızıntıya karşı dikkatli olmayı gerektirir. Ayrıca bu sistemde kaynatıcıda amonyak ve su buharını ayırmak için bir ayırıcıya ihtiyaç vardır. Aksi halde buharlaştırıcıya giden devrede amonyak içerisinde su buharı bulunacak olursa orada donma yapacaktır. Amonyak tahriş edici bir madde olup hava ile karıştığında uçucu olabilir. Yüksek soğutma tesir katsayısı için yüksek buharlaştırıcı sıcaklıklarına ihtiyaç vardır.

Çizelge 3.1. Tek etkili sistemde akışkan çifti mukayesesi [37].

Akışkan Çifti	LiBr-H ₂ O	NH ₃ -H ₂ O
Soğutucu	H ₂ O	NH ₃
Mümkün olan en düşük buharlaştırıcı sıcaklığı	0°C	- 60°C
COP (T _{soğ} =35°C)	0,7-1,2	0,6-0,7
Kristilizasyon	Var	Yok
Ayırıcı	Gereksiz	Gerekli
Hava soğutmalı tip	Çok zor	Mümkün
Hava soğutmalı tip ısı pompası	İmkansız	Mümkün
Sistem basıncı	Vakum	Yüksek (20 bar üstü)
Ozon delme etkisi	Yok	Yok
Sera etkisi	Yok	Yok

3.4.4. Absorbsiyonlu sistem çevrimleri

Absorbsiyonlu çevrimlerin tesir katsayılarında iyileştirmeler yapabilmek için son zamanlarda araştırmalar oldukça yoğunlaşmıştır. Özellikle çoklu kademeli ve çoklu etkili çevrimler üzerine inceleme ve çalışmalar artmış ve bir çok çevrim önerileri sunulmuştur. Bu çevrimlerde ulaşılan yüksek tesir katsayıları da bu çevrimlere olan ilgiyi artırmıştır. Ancak birkaç çalışma dışında, bu çevrimlerin tesir katsayılarındaki iyileşmeler deneysel çalışmalarla desteklenmemiştir. Ayrıca bu çevrimlerde çok sayıda ısı değiştiricisi kullanmak gerekli olduğu içinde sistem oldukça karışık ve pahalı olmakla birlikte, daha yüksek ısı kaynağına ihtiyaç duymaktadırlar.

GAX çevrimleri ise tek kademeli çevrimlere oldukça benzer çevrimlerdir ancak bu çevrimler için oldukça önemli olan kaynatıcı ve soğutucu arasındaki ısı transferini sağlamak hiç de kolay değildir. Bu çevrimle ilgili teorik çalışmaların yanı sıra deneysel çalışmalarda yapılmıştır.

Absorbsiyonlu ısı pompalarının tesir katsayılarını yükseltebilmek için sunulan alternatif çevrimlerden bir diğeri de hibrid çevrimlerdir. Bu çevrimlerin en önemli özelliği, mekanik sıkıştırımlı çevrimlerde kullanılan kompresörlerde yüksek enerji

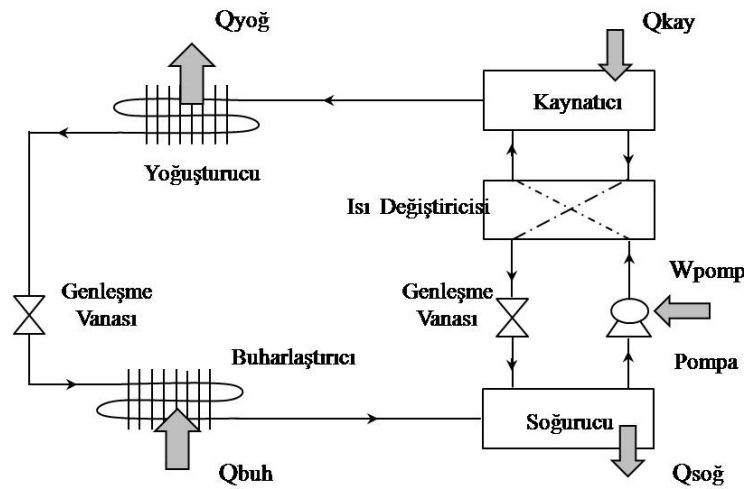
giriş ihtiyacı varken hibrid çevrimlerdeki kompresörlere daha düşük enerji giriş sağlayan ısı kaynağı yeterli olmaktadır.

Absorbsiyonlu çevrimlerde ejektör kullanılarak da tesir katsayılarında iyileştirmeler sağlanabildiği teorik ve deneysel çalışmalarla gösterilmiş olup bu uygulamaların maliyeti de diğer uygulamalara göre oldukça düşüktür. Fazla karışık çevrim yapısına ihtiyaç duymayan ejektörlü absorbsiyonlu çevrimler daha yüksek ısı kaynağına ihtiyaç duyarlar.

Aşağıda farklı tasarımlara sahip absorbsiyonlu çevrimlerden bazıları hakkında kısa bilgiler sunulmuştur.

Tek etkili absorbsiyon çevrimleri

Tek etkili absorbsiyon çevrimler, en çok ilgi duyulan ve ticari olarak uygulanan çevrimlerdir (Şekil 3.6). Tek etkili basit bir absorbsiyonlu ısı pompası çevriminin verimini arttırmak için kaynatıcı-soğurucu ve buharlaştırıcı-yoğunlaştırıcı arasında ısı değişticileri kullanılabilir (Şekil 3.7). Ayrıca son yıllarda üretici firmalar tarafından çeşitli yöntemler uygulanarak sistemin verimi arttırılmaya çalışılmaktadır.

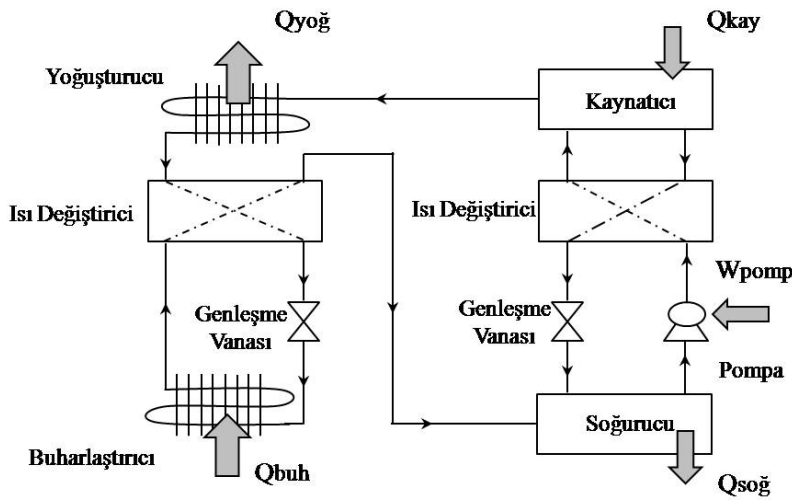


Şekil 3.6. Tek etkili basit absorpsiyonlu çevrim

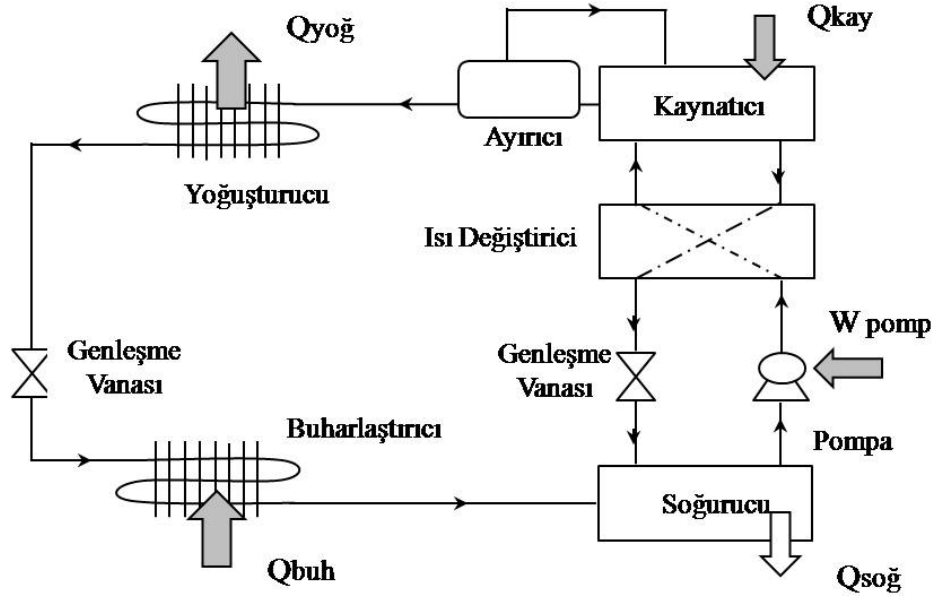
Amonyak-su sistemleri normalde yukarıda belirtilen basit absorpsiyonlu çevrimin birçok modifikasyonları kullanılır. İki temel modifikasyon (Şekil 3.8)'de belirtilmiştir. Bu çevrimde kaynatıcı emici arasında kaynatıcıya giren zengin amonyak-su çözeltisinin ısıtıcıdan (kaynatıcı) soğurucuya göre dönen fakir çözelti tarafından tekrar ısıtılmasını sağlayan ve buna bağlı olarak da ısıtıcıya ısı transferinin azalmasına sebep olması için ısı değiştirici eklenmiştir. Şekilde gösterilen diğer modifikasyon ise ısıtıcı ve yoğusturucu arasına yerleştirilmiş (rektifiye) ayırıcıdır. Ayırıcının fonksiyonu amonyak yoğusturucuya girmeden önce amonyak içerisinde bulunabilecek suyu tamamen ortadan kaldırmaktır. Bu da genişleme vanası ve buharlaştırıcıda buz oluşma riskini ortadan kaldırır.

Çift etkili absorpsiyon çevrimleri

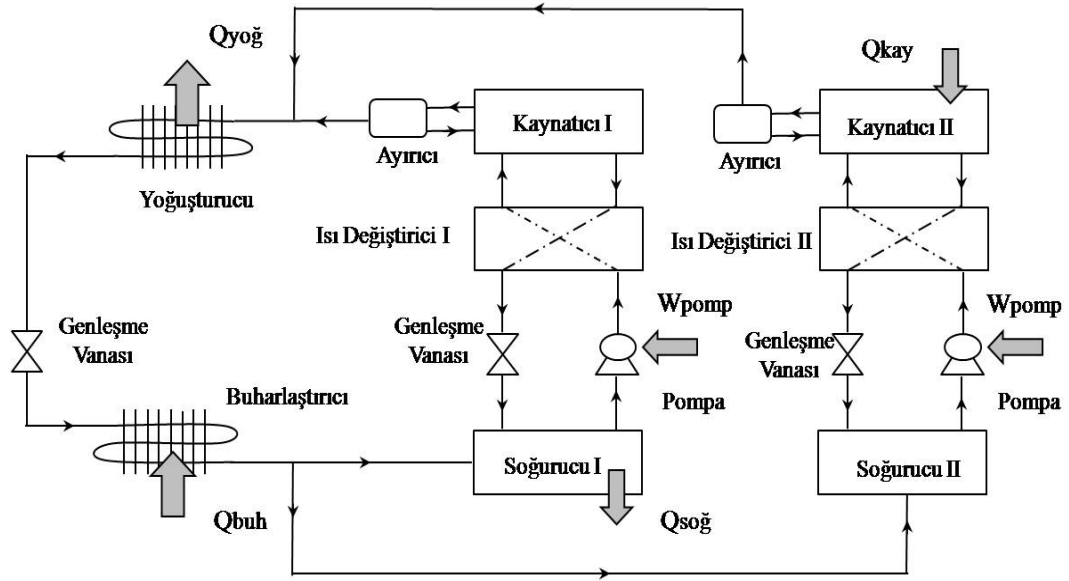
Çift etkili absorpsiyon çevrimler de tek etkili absorpsiyonlu çevrimler gibi en çok ilgi duyulan ve ticari olarak uygulanan çevrimlerdir. Çift etkili absorpsiyonlu soğutma çevrimleri 1956-1958 yıllarında sunulmaya başlanmıştır [11]. Şekil 3.9'da görülen çift etkili çevrim, iki tek etkili çevrimin paralel birleştirilmesi ile oluşturulmuştur. Burada sadece yoğusturucu ve buharlaştırıcı ortaktır. Bu çevrimde sadece II numaralı kaynatıcıya dışarıdan ısı verilmektedir.



Şekil 3.7. Çift ısı değiştiricili tek etkili basit bir absorpsiyonlu çevrim



Şekil 3.8. $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ akışkan çifti için tek etkili basit bir absorpsiyonlu çevrim



Şekil 3.9. Çift etkili iki basınç seviyeli absorpsiyonlu çevrim

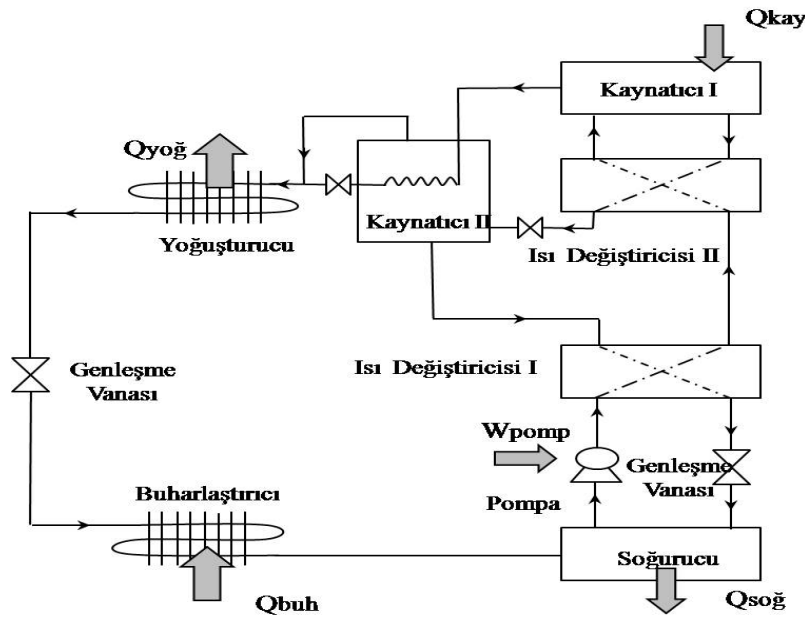
Çift etkili absorpsiyonlu soğutma sistemleri çözeltinin akış tipine genel olarak iki ana bölümde incelenebilir. Bunlar;

Seri akışlı:

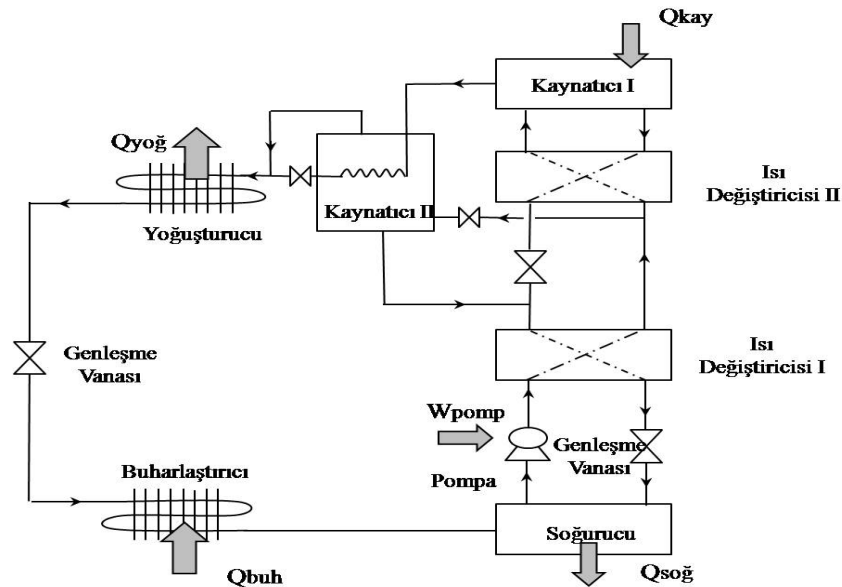
Soğurucudan çıkan çözelti sırasıyla düşük sıcaklık ısı değiştiricisi yüksek sıcaklık ısı değiştiricisi, yüksek sıcaklık kaynatıcı, yüksek sıcaklık ısı değiştiricisi, düşük sıcaklık kaynatıcı ve buradan da yoğuşturucu tankı üzerinden düşük sıcaklık ısı değiştiricisine girerek soğurucuya ulaşır ve çevrimi tamamlar (Şekil 3.10).

Paralel akışlı:

Soğurucudan çıkan çözelti, yüksek sıcaklık ısı değiştiricisi üzerinden yüksek sıcaklık kaynatıcısına, düşük sıcaklık ısı değiştiricisi üzerinden düşük sıcaklık kaynatıcısına ayrı ayrı pompalanır. Her iki kaynatıcıda da yoğunlaştırılmış hale gelen çözelti ısı değiştiricisi üzerinden tekrar yoğuşturucuya döner (Şekil 3.11).



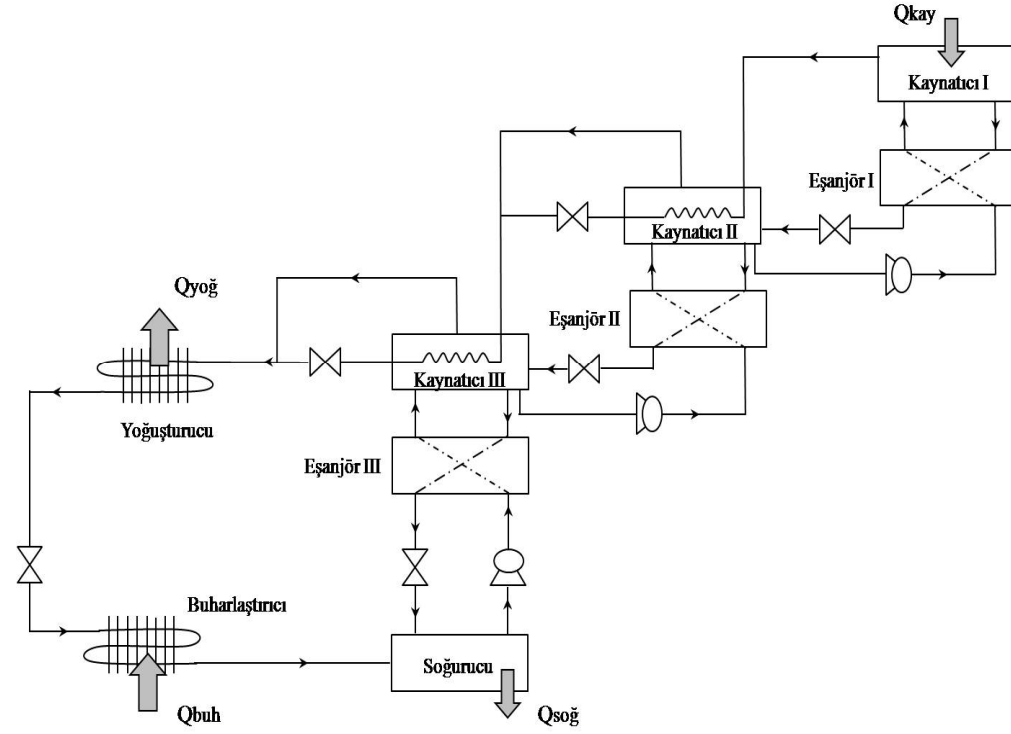
Şekil 3.10. Çift etkili üç basınç seviyeli seri akışlı absorpsiyonlu çevrim



Şekil 3.11. Çift etkili üç basınç seviyeli paralel akışlı absorbsiyonlu çevrim

Çoklu etkili absorbsiyon çevrimleri

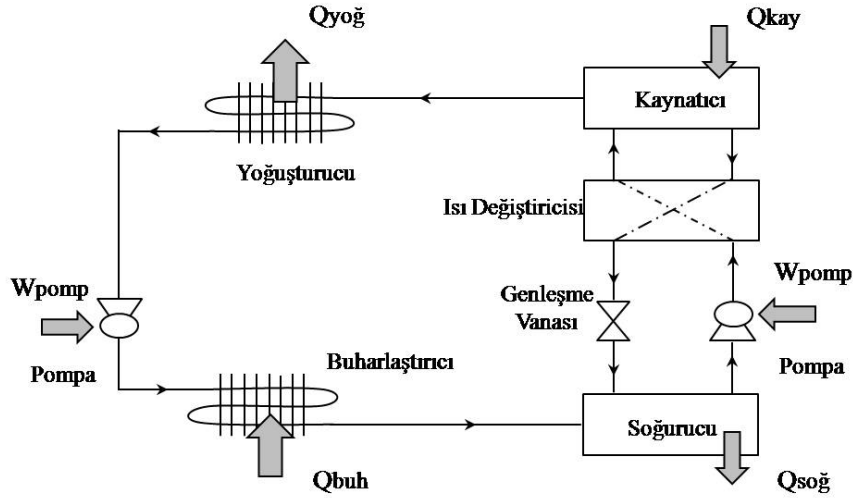
Çoklu etkili bir çevrimin temel hedefi yüksek sıcaklıkta ısı kaynaklarının mevcut olması durumunda sistem etki katsayısını arttırmaktır. Çoklu etkili terimiyle çevrimin, yüksek sıcaklıktaki bir kademedan dışarı verilen ısı, düşük sıcaklıktaki bir kademede ısı girdisi olarak kullanılacak biçimde düzenlenmesi gerekir. Farklı tipteki çoklu etkili absorpsiyonlu çevrimlerin termodinamik analizi üç etkili ve dört etkili çevrimler gibi yapılır. Ancak tesir katsayısındaki gelişme etki sayısına direk bağlantılı olarak sağlanamamaktadır [11]. Yedi etki sayısına kadar çevrimler mevcuttur ancak çoklu etkili çevrimler üzerine deneysel çalışmalar da pek bulunmamaktadır. Bu sistemler çok karışık oldukları ve birçok parçadan oluştukları için ticari olarak değerlendirilmeleri de mümkün görülmemektedir (Şekil 3.12).



Şekil 3.12. Çoklu etkili (üç etkili) absorpsiyonlu çevrimin şematik gösterimi

Absorpsiyonlu ısı yükselticileri

Bir başka tip absorpsiyon çevrimi de “absorpsiyonlu ısı yükselticisi” veya “ters absorpsiyonlu ısı pompası” olarak da bilinir. Bu sistem, ara sıcaklıkta bir ısı kaynağından gelen ısıyı kullanır. (Normalde endüstriyel atık ısıdan kullanılır) Sistem ısıyı düşük bir sıcaklık seviyesinde dışarı verir (normalde çevreye verir). Faydalı çıktı en yüksek sıcaklık seviyesinde elde edilir. Absorpsiyonlu ısı yükselticisi kullanımı, atık ısının, çalışma sıvısını sirküle edebilmek için gerekli olan bazı işler dışında başka bir ısı girdisi olmaksızın daha yüksek bir sıcaklığa çıkarılmasını sağlar.

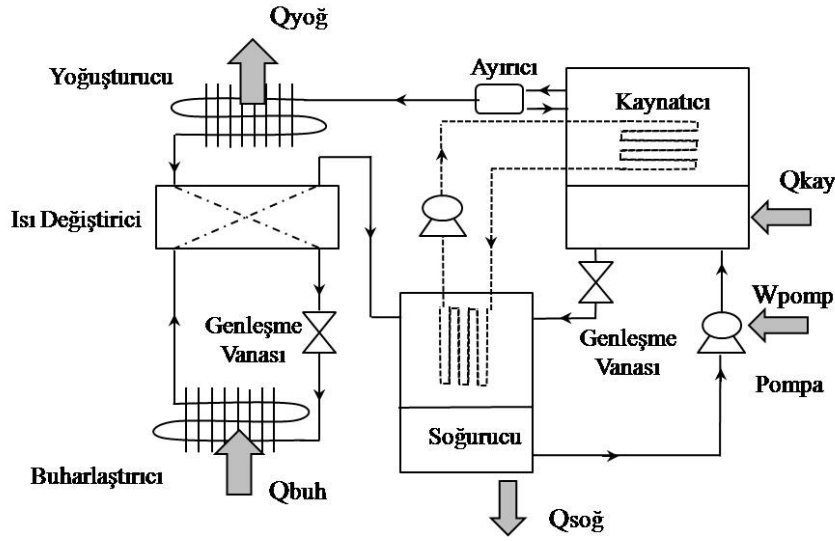


Şekil 3.13. Absorbsiyonlu ısı yükselticisi

Şekil 3.13’de görülen bu çevrim tek kademeli bir absorbsiyon çevrimiyle benzer yapı elemanlarına sahiptir. Aradaki fark, yoğusturucu ile buharlaştırıcı arasında kurulmuş olan genleşme valfi, yerini bir pompaya bırakmış olmasıdır. Alışıldık biçimde soğutucu akışkanı ayırıştırmak için kaynatıcıya nispeten düşük sıcaklıkta bir atık ısı verilir. Yoğusturucudan gelen sıvı soğutucu yükseltilmiş basınçla buharlaştırıcıya pompalanır. Buharlaştırıcıda, kaynatıcıyı çalıştırmak için kullanılan düşük sıcaklıktaki atık ısı buharlaştırma için kullanılır. Daha sonra buhar halindeki soğutucu soğurucudaki çözelti tarafından emilir ve faydalı ısı yüksek bir sıcaklıkta dışarıya verilir [11].

GAX absorbsiyonlu çevrim

GAX (Generator-Absorber-Heat Exchanger) olarak adlandırılır. Tek kademeli bir absorbsiyon sistemiyle yüksek tesir katsayısı elde etmek mümkündür. Daha önce bahsedilen paralel akışlı çift etkili absorbsiyon çevrimine göre sistem, birbirine paralel olarak çalışan iki tek etkili çevrimden oluşur. GAX konsepti, bu iki aşamalı çift etkili absorbsiyon çevrimini basitleştirmekle birlikte aynı performansı sağlar.



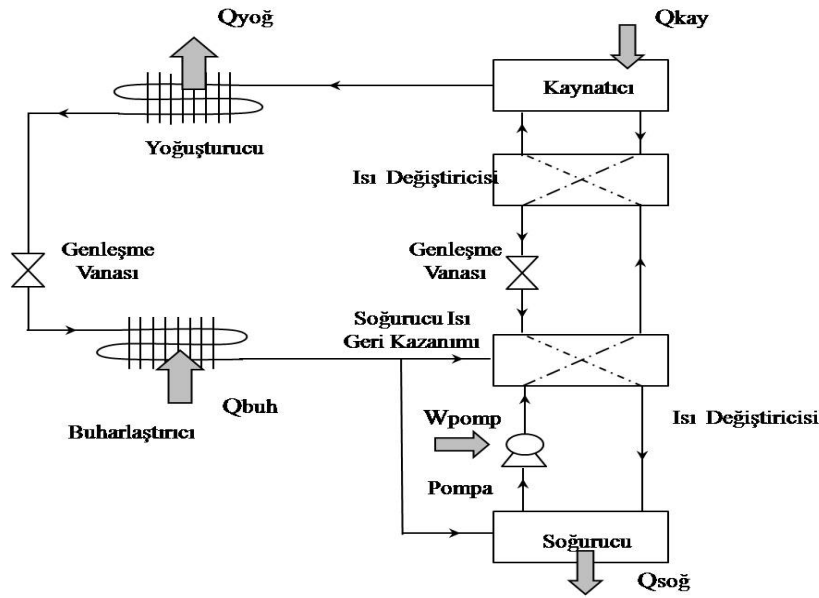
Şekil 3.14. GAX tipi çevrim şeması

Soğurucu ve kaynatıcı, ters akışlı ısı değiştirici olarak kabul edilebilir. Soğurucuda kaynatıcıdan gelen zayıf ya da fakir soğutucu çözelti ve buharlaştırıcıdan gelen buhar halindeki soğutucu akışkan üst kısma girer. Soğurma işlemi boyunca üretilen ısı, soğutucu buharını emme kabiliyetinin korunması için dışarı verilmelidir. Üst kısımda, ısı yüksek bir sıcaklıkta dışarı verilir. Alt kısımda ise, çözelti buharı emmeye devam ederken, çevreye ısı vererek soğur. Kaynatıcıda soğurucudan gelen güçlü soğutucu çözelti üst kısma girer. Bu kısımda soğurucunun üst kısmından dışarı verilen ısı kullanılarak, çözelti harici ısı kaynağıyla ısıtılarak biraz daha kurutulur. Soğurucu ve kaynatıcı arasında ısı transferi için kullanılan ek bir ikincil sıvı bulunur. Bu yüzden, tek kademeli bir absorpsiyon sisteminde GAX kullanılarak iki aşamalı çift etkili absorpsiyon sisteminin STK' sı kadar yüksek bir STK elde edilebilir (Şekil 3.14). Bu sistem üzerinde çalışmalar devam etmektedir [11].

Soğurucu-ısı geri kazanımlı absorpsiyonlu çevrim

Çözelti ısı değiştiricisi kullanımının sistemin STK' sını arttırdığı daha önce vurgulanmıştı. Soğurucudan gelen zengin soğutucu çözelti kaynatıcıdan gelen sıcak çözeltiden ısı transfer edilerek, kaynatıcıya girmeden önce ısıtılabilir. Soğurucu ısı

tutuşu sağlanarak, zengin soğutucu çözeltisinin sıcaklığı artırılabilir. GAX sistemine benzer şekilde, soğurucu iki kısma ayrılır. Isı farklı bir sıcaklıkta atılır. Düşük sıcaklığa sahip kısım ısıyı çevreye alışıldık biçimde verir. Fakat daha yüksek sıcaklığa sahip kısım, Şekil 3.15’de görüldüğü gibi, zengin soğutucu çözeltisini ısıtmak için kullanılır. Bu yüzden, kaynatıcıya giden ısı girdisi azaltılır ve STK artar. Soğurucu-ısı tutuşlu bir döngünün STK’ında %10 artış gözlenmiştir. Fakat bu soğurucu dizaynına dayalı bir makine henüz mevcut değildir [11].

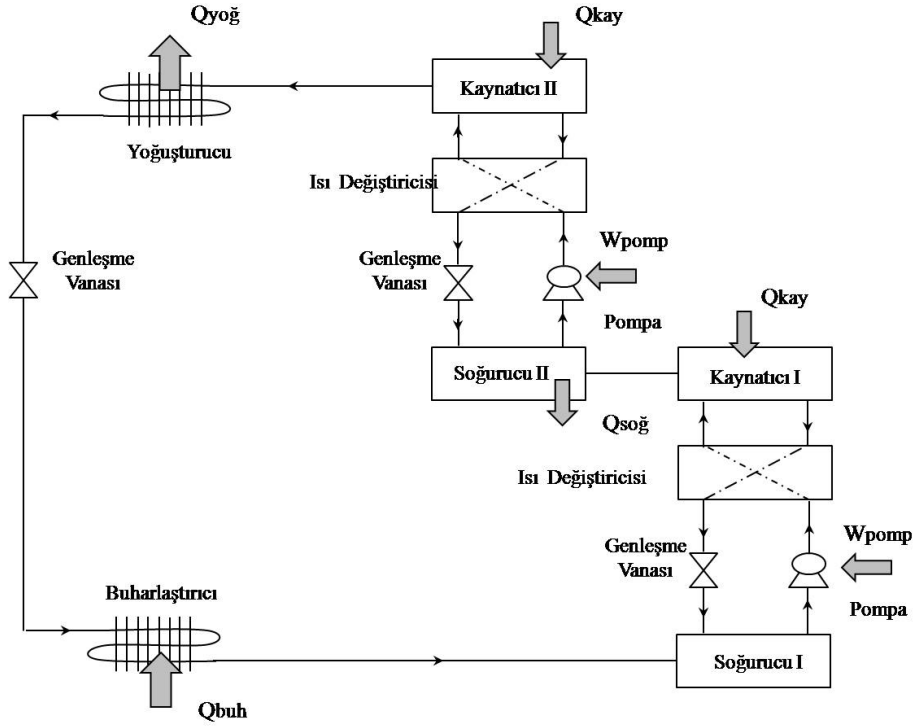


Şekil 3.15. Soğurucu-ısı kazanımlı absorpsiyon çevrim.

Yarım etkili absorpsiyonlu çevrim

Herhangi bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin sadece, soğurucudaki çözelti soğutucu bakımından kaynatıcıdaki soğutucudan daha zengin olması durumunda çalıştırılabileceği unutulmamalıdır. Sıcaklık artar ya da basınç düşerse çözelti içindeki soğutucu fraksiyonu düşer, bunun tersi de geçerlidir. Kaynatıcı sıcaklığı düşerse, çözelti sirkülasyonu oranı da artacak ve STK’ı düşürecektir. Eğer çok düşükse, sistemi çalıştırmak mümkün olmaz [11]. Yarım kademeli absorpsiyon sistemi, nispeten düşük sıcaklıkla bir ısı kaynağının kullanılacağı bir uygulama için

oluşturulmuştur (Şekil 3.16). Çevrimin şekli, ısı akış yönlerinin farklı olması dışında, $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ kullanılan çift etkili absorpsiyon çevrimin aynısıdır.



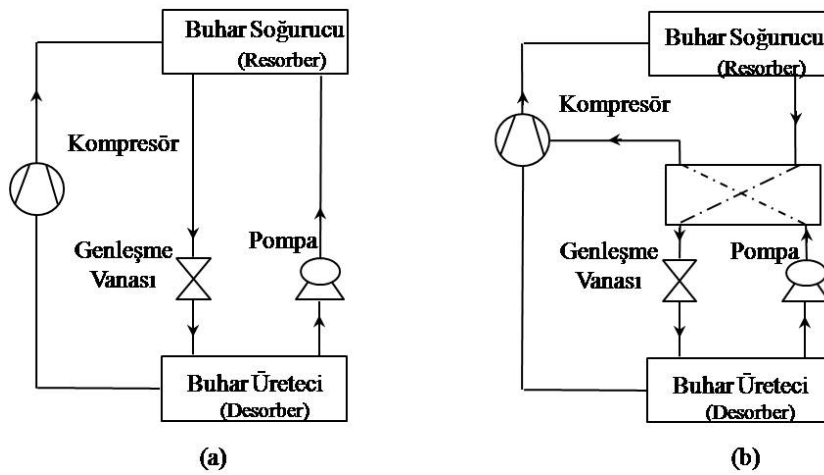
Şekil 3.16. Yarım etkili absorpsiyon çevrimi

Harici bir kaynaktan gelen yüksek sıcaklıktaki ısı her iki kaynatıcıya da gider. Her iki soğurucu çevreye ısı verir. Soğurucu 2 ve kaynatıcı 1 ortalama bir basınç düzeyinde çalışırlar. Bu yüzden kaynatıcı 1 ve soğurucu 1 ile kaynatıcı 2 ile soğurucu 2 arasındaki sirkülasyon oranı kabul edilebilir düzeylerde muhafaza edilebilir. Yarım kademeli bir absorpsiyon çevrimi, farklı basınç düzeylerinde çalışan iki tek etkili çevrimin bir kombinasyonudur. Aynı basınç düzeyinde çalışan bir tek etkili çevrim için, ısı kaynağı sıcaklığının minimum ısıdan daha düşük olması gerekir.

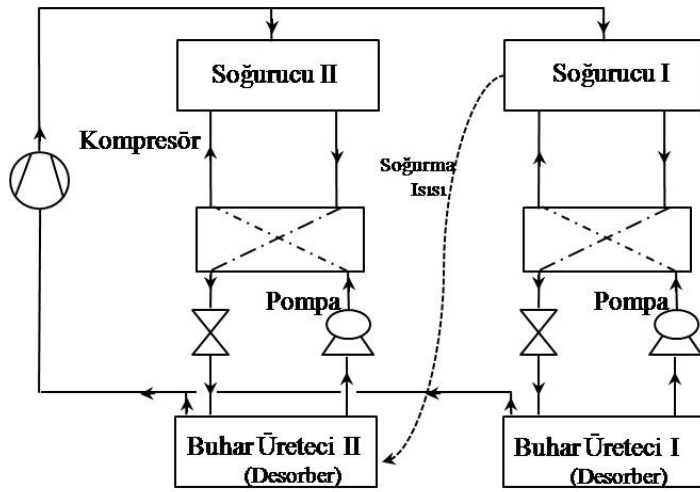
Kombine buhar absorbsiyon sıkıştırma çevrimi

Bu sistem genelde absorbsiyon sıkıştırma sistemi olarak bilinir. Tipik bir absorbsiyon/sıkıştırma çevrimi şeması Şekil 3.17 (a)'da gösterilmiştir. Bu çevrimde konvansiyonel bir buhar sıkıştırma sistemindeki yoğuşturucu ve buharlaştırıcı, bir resorber (buhar soğurucu) ve desorber (buhar kaynatıcısı) ile değiştirilmiştir. Belli çevre sıcaklığı ve soğutma sıcaklıklarında kompresör içindeki basınç diferansiyeli, konvansiyonel buhar sıkıştırma sistemindekinden çok daha düşüktür. Dolayısıyla STK' nın konvansiyonel buhar sıkıştırma sisteminin STK' sından daha iyi olması beklenir. Altenkirch bu konuda ilk araştırmayı 1950 yılında yapmış ve enerji tasarrufu için bir potansiyel sunmuştur. Çevrim, bir ısı pompası çevrimi olarak yapılandırılabilir. Isı pompası çevrimini Machielsen geliştirmiştir (Şekil 3.17 (b)). [11].

İlginç bir yapılandırma da Şekil 3.18'de verilen tek kademe soğurucudan çift kademeli buhar absorbsiyon / sıkıştırma çevrimidir. İlk kademe soğurucudan verilen ısı ikinci kademe kaynatıcıya gelir. Isı transferi dahili olarak gerçekleşir, böylece ortalama basınç oranındaki büyük sıcaklık farklılıklarının üstesinden gelinir. Bu konsept farklı çalışmalarda başarıyla sergilenmiştir [11].

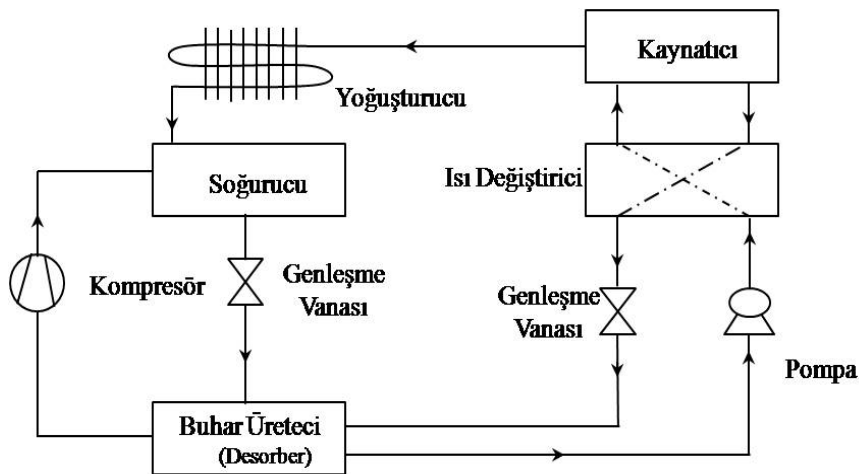


Şekil 3.17. Birleştirilmiş buhar absorbsiyon/sıkıştırma çevrimi



Şekil 3.18. Çift etkili absorpsiyon/sıkıştırma çevrimi

Cacciola ve arkadaşları tarafından öne sürülen, buhar absorpsiyon sıkıştırma çevriminin şematik gösterimi Şekil 3.19’da gösterilmekte olup bu konfigürasyonda iki çalışma sıvısı birleşimi bulunur. $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ve $\text{KHO-H}_2\text{O}$. Bu, $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ çevrimi $\text{KHO-H}_2\text{O}$ çevriminin bir araya geldiği bir sistemdir. En yüksek sistem basıncı indirgenir ve $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ sisteminin ayırıcısı korunmuş olur. Bu çevrim, donma veya kristalleşme problemleri olmaksızın 0°C ’nin altında sıcaklıklarda çalışabilir [11].

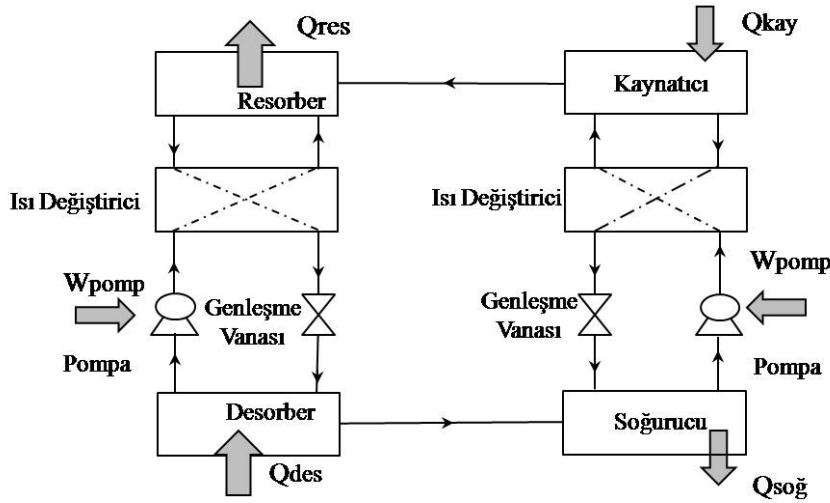


Şekil 3.19. Cacciola ve arkadaşları buhar absorpsiyon/sıkıştırma çevrimi

Kombine buhar Absorbsiyon /sıkıştırma çevriminin farklı tasarımları söz konusudur. Bunlar oldukça yüksek STK değerlerine sahiptirler. Fakat karmaşıktırlar ve itici enerji de mekanik iş şeklindedir. Dolayısıyla, ısıyla çalışan sistemler olarak düşünülmezler.

Emme – Emilme (Sorpsiyon-Resorpsiyon) çevrimi

Altenkirch, sorpsiyon-resorpsiyon çevrimi fikrini 1913 yılında ortaya atmıştır. Çevrimde bir yerine iki çözelti devresi yer alır. Şekil 3.20’de görüldüğü gibi, konvansiyonel bir tek kademeli absorbsiyon sisteminin yoğunlaştırıcısı ve buharlaştırıcısı yerine bir resorber ve bir desorber bulunur. Bu sayede, çevrim dizayn ve operasyonları daha çok esneklik kazanır. Çözelti devre konsantrasyonları değişebilir, bu sayede yapı parçalarının sıcaklıkları ve basınçları istendiği şekilde ayarlanabilir.

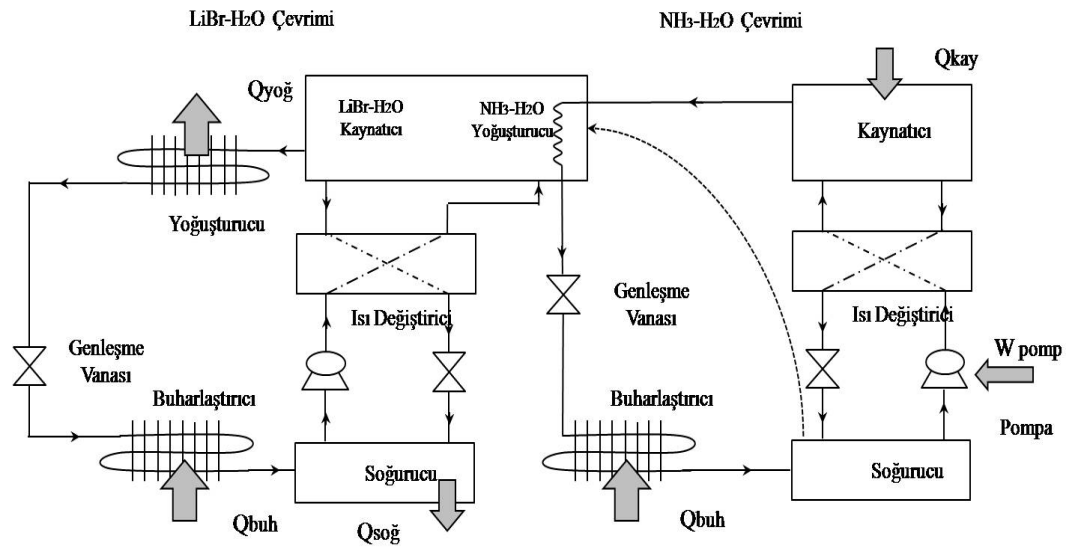


Şekil 3.20. Resorpsiyon çevrimi

Çift çevrimli absorbsiyonlu Soğutma

Çift çevrimli absorbsiyon sistemi yapısı, paralel çift etkili absorbsiyon sistemine benzer (Şekil 3.21). Fakat bu sistem, farklı çalışma sıvıları kullanılan, birbirinden tamamen ayrı çevrimden oluşur. Hanna ve arkadaşları çift çevrimli bir absorbsiyonlu

soğutucu ve ısı pompası keşfetmiştir. Bu sistem, $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ve $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ kullanılan iki tek kademeli absorpsiyon çevriminden oluşur. NH_3 sistemi harici ısı kaynağından elde edilen ısıyla çalışır. Soğurucu ve yoğuşturucudan gelen ısı, $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ sistemi için kaynak ısı olarak kullanılır. LiBr sistemi, alışıldık biçimde yoğuşturucu ve soğurucudan dışarıya ısı verir. Soğutma etkisi her iki buharlaştırıcıdan elde edilebilir [11].



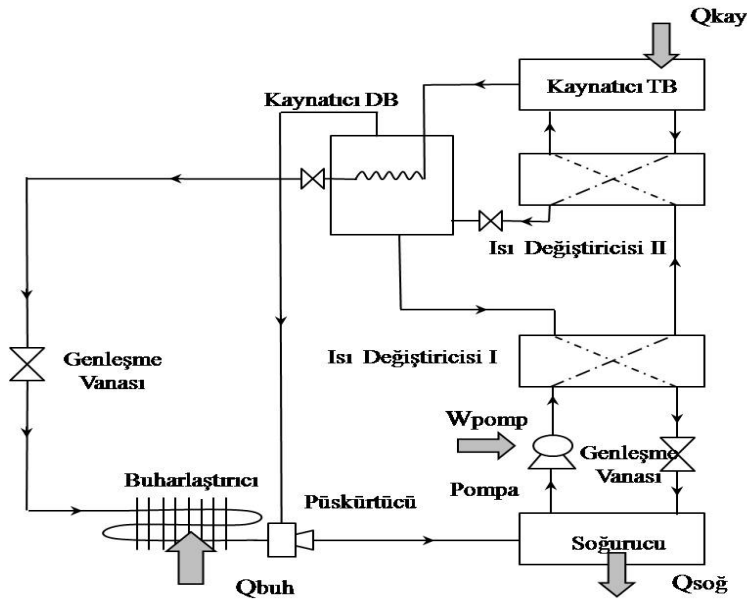
Şekil 3.21. İki farklı akışkan çiftli çift çevrimli soğutma

Kombine püskürtücü (ejektör) - absorpsiyonlu soğutma çevrimi

Absorpsiyonlu sistemlerde püskürtücü (ejektör) kullanılması tesir katsayılarında iyileştirmeler sağlayabildiği gibi daha küçük çözelti pompası kullanılması ve onun yağlanmaya ihtiyaç göstermemesi, ilk yatırım maliyeti ile bakım onarım ve işletme maliyetlerinin düşürülmesi gibi avantajlar sağlarlar [38].

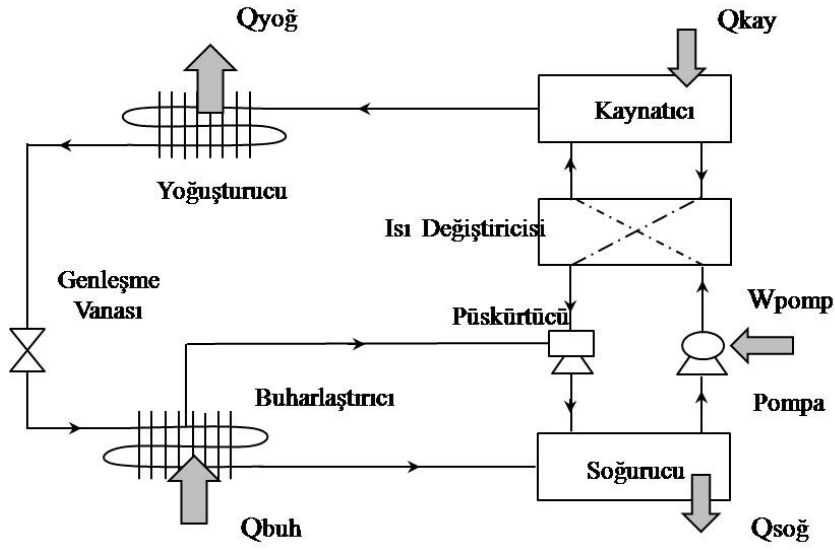
Şekil 3.22’de Kuhlenschmidt tarafından $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ akışkan çifti için, çift etkili çevrimden geliştirilmiş ve yoğuşturucu kullanılmamış bir çevrim görülmektedir. Bu çevrim düşük buharlaştırıcı sıcaklığında çalışabilen ve hava soğutmalı soğurucu kullanılan sistemlerde kristalleşme sorununu engellemek için kullanılabilir. Çünkü

Bu sistemde soğurucu basıncı yoğuşturucu basıncından daha yüksektir. Bu sistem hakkında teorik ve deneysel sonuçlar henüz elde edilmemiştir. Fakat, bu sistemin STK' sının tek etkili bir absorpsiyon sisteminin STK' sın dan daha yüksek olması beklenmemektedir. Çünkü üretilen buhar soğutucunun bir kısmı doğrudan soğurucuya tahliye edilmektedir ve herhangi soğutma etkisi meydana getirmemektedir. Ayrıca, kullanılan soğurucunun aynı soğutma kapasitesine sahip diğer absorpsiyon sistemlerinden çok daha yüksek bir absorpsiyon kapasitesine sahip olması gerekir [11].

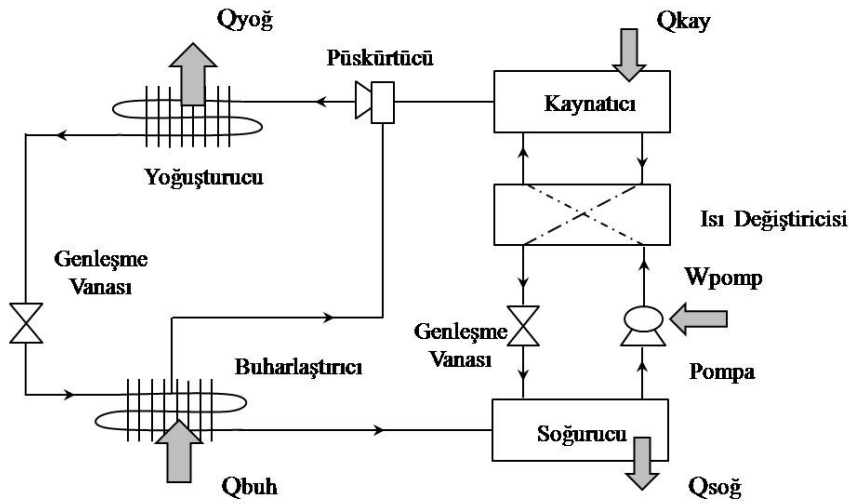


Şekil 3.22. Yoğuşturucusuz çift etkili püskürtüclü absorpsiyon çevrimi

Absorpsiyon sisteminde ejektör kullanımına bir başka yaklaşım, Chung ve arkadaşları ile Chen tarafından geliştirilmiştir, soğurucu basıncını, buharlaştırıcı basıncından yüksek bir seviyede tutmak için püskürtücü kullanılmaktadır (Şekil 3.23).



Şekil 3.23. Birleşik püskürtüclü absorpsiyon çevrimi



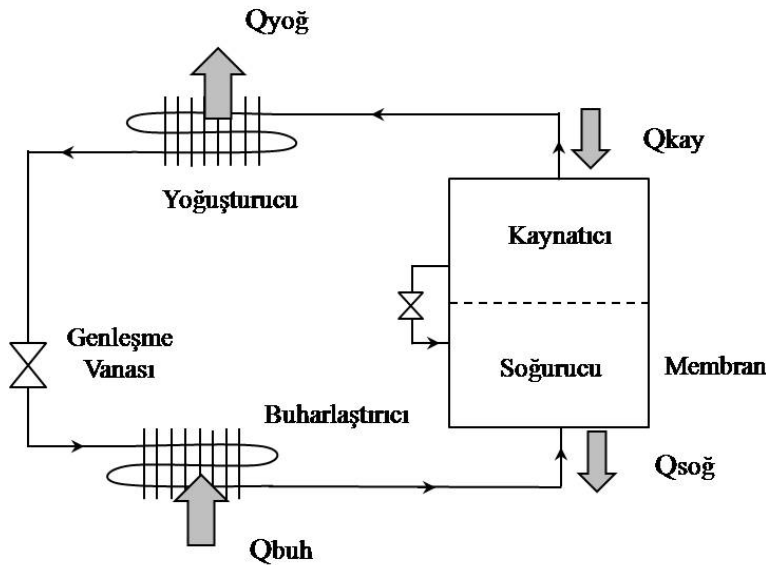
Şekil 3.24. Birleşik püskürtücü-soğurucu sistemi

Önceki sistemin tersine, püskürtücünün itici akışkanı kaynatıcıdan gelen yüksek basınçlı sıvı çözeltilidir. Bu yüzden, sadece yüksek basınçlı ve yüksek yoğunluklu soğutucu kullanılabilir. Çünkü sıvı akışkanla çalışan bir püskürtücü, LiBr-H₂O kullanan sistemlerde olduğu gibi, su gibi düşük yoğunluklu buharla çalışamaz. Deneysel çalışmalar, çalışma sıvısı olarak DMETEG/R22 ve DMETEG/R21

Geçirmeli - Diyafram (osmotic - membran) absorbsiyon çevrimi

Sistem bildik bir şekilde bir yoğuşturucu ve bir buharlaştırıcıdan oluşur. Şekil 3.27’de Zerweck tarafından geliştirilmiş böyle bir çevrim görülmektedir. Soğurucudaki zengin soğutucu çözeltisi ve kaynatıcıdaki fakir soğutucu çözeltisi geçirmeli bir membran kullanılarak birbirinden ayrılır. Ozmotik membran sadece bir soğutucunun geçmesine izin verir. Dolayısıyla, soğurucudan gelen soğutucu, herhangi bir mekanik pompa olmaksızın, membran aracılığıyla ozmotik, difüzyonla kaynatıcıya transfer edilir.

Kaynatıcı ve soğurucu içindeki basınç ayrıca kullanılan membran tipine de bağlıdır. Normalde, membran kusursuz değildir. Soğurucudan gelen soğurucu kaynatıcıya giden soğutucuyla birlikte difüze edilebilir. Dolayısıyla, soğurucudaki çözeltisi güçlendirmek için bir boşaltma supabı gereklidir. Pratikte, membranın tüm çalışma şartlarına dayanıklı olması gereklidir. Basınç, sıcaklık ve oldukça zorlayıcı çalışma sıvısı. Membran kaynatıcı ve soğurucu arasındaki ısı transferini en aza indirmelidir [11].



Şekil 3.27. Geçirmeli membranlı absorbsiyon sistemi

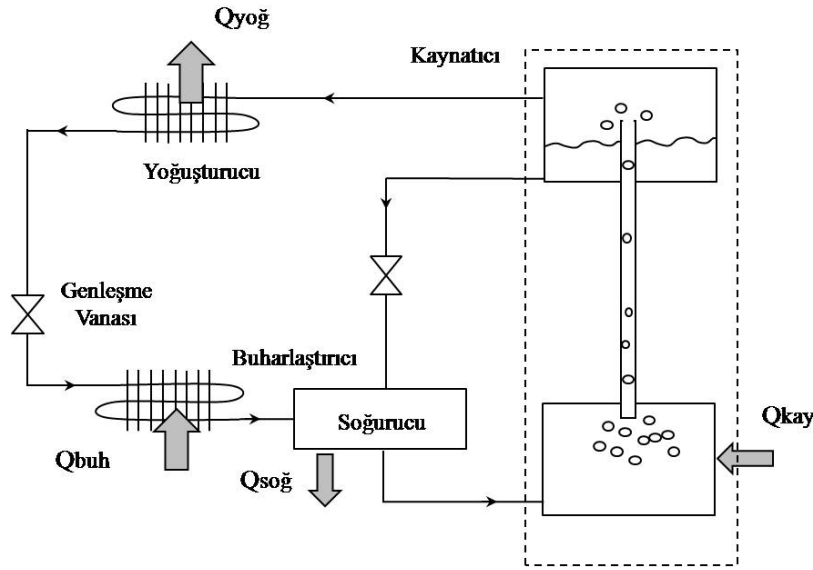
LiBr-H₂O kullanan kendinden sirkülasyonlu absorbsiyon sistemi

Absorbsiyonlu bir soğutma sistemi için gerekli olan birincil enerji, ısı forumunda olsa da, sirkülasyon pompasını çalıştırmak için bir miktar elektrige ihtiyaç vardır. Fakat sirkülasyon pompası olmadan çalışan bazı sistemler mevcuttur. Böyle bir sistemde çalışma sıvısı, kabarcık pompası olarak bilinen bir termosifon etkisiyle çalışma sirküle edilir.

Japon Yazaki Inc. Firması LiBr/H₂O kullanan ve tek kademeli sisteme dayanan bir kendinden sirkülasyonlu absorbsiyon soğutma sistemi geliştirmiştir. Soğutucu olarak suyun kullanıldığı bu sistemde yoğuşturucu ile buharlaştırıcı arasındaki basınç farklılığı oldukça düşüktür ve hidrostatik seviye ilkesinden yararlanılarak muhafaza edilebilmektedir. Soğurucudan gelen çözelti, kaynatıcıya bir kabarcık pompası sirküle edilir. Zayıf soğutucu çözelti, yerçekimiyle soğurucuya geri döner. Kabarcık pompasının etkisiyle çözelti aynı zamanda kaynatılır ve pompalanır (Şekil 3.28).

Smith ve Khahra propan gaz kullanan CH-900-B Yazaki absorbsiyonlu su soğutucuların performansı üzerine bir çalışma gerçekleştirilmiştir [11].

Eriksson ve Jernqvist NaOH-H₂O kullanarak 10 kW' lık kendinden sirkülasyonlu ısı yükselticisi geliştirmişlerdir. Yüksek sıcaklık ve yoğuşturucu ile buharlaştırıcı arasındaki basınç farklılığı yüzünden absorber ve evaporatör sırasıyla kondenser ve kaynatıcının 7 ve 10 m altına yerleştirilmiştir. Bu makinenin en alçak ve en yüksek noktası 14 m' dir, bu da sistem içindeki 1 barlık basınç farkına eşittir.



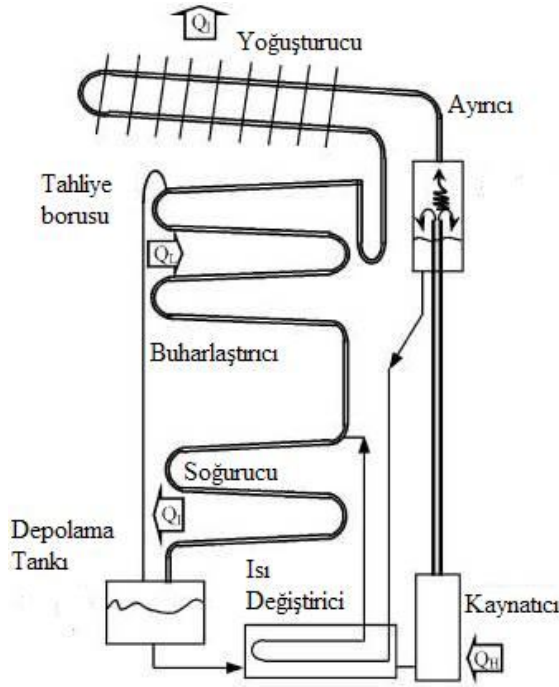
Şekil 3.28. Kabarcık pompalı kaynatıcı grubu

Difüzyon (yayılma) absorpsiyonlu soğutma çevrimi

DAR, $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ kullanılan kendinden sirkülasyonlu soğutma sisteminin bir başka çeşididir (Şekil 3.29). NH_3 çalışma sıvısı olarak kullanılırken, yoğusturucu ve buharlaştırıcı arasındaki basınç farklılığı kabarcık pompasıyla aşılamayacak kadar yüksektir. DAR fikri Stockholm'deki Kraliyet Enstitü ve Teknoloji öğrencilerinden Platen ve Muhters tarafından geliştirilmiştir. Buharlaştırıcı ve soğurucuya yardımcı bir gaz verilir. Bu yüzden bu sistemde basınç farklılığı ve kabarcık pompası bulunmaz. Soğutma etkisi kısmi basınç ilkesi temelinde elde edilir.

Buharlaştırıcı ve soğurucuya yardımcı bir gaz verildiği için, yine buharlaştırıcı ve soğurucudaki amonyak miktarı, buharlaştırıcı içindeki gerekli olan sıcaklığa karşılık gelecek şekilde düşük tutulur. Yardımcı gaz, hidrojen veya helyum gibi yoğunlaştırılmaz bir gaz olmalıdır. Bu sistemin üstün özelliklerinden birisi elektrik olmayan yerlerde çalıştırılabilir olmasıdır. Sistem uzun bir süre ev buzdolaplarında kullanılmıştır. Hareketli parçası yoktur, yani bakım gerektirmez ve çalışırken fazla ses çıkarmaz. Fakat geleneksel modellerde soğutma kapasitesi oldukça düşüktür ve

50 Watt' tan azdır. Bu soğutma kapasitesiyle ancak otel odalarında veya eğlence araçlarında kullanılabilir.



Şekil 3.29. Difüzyon absorpsiyon soğutma çevrimi (DAR)

Geleneksel model makinelerde bazı modifikasyonlar yapılmıştır. Örneğin yardımcı gaz helyum olarak değiştirilmiş ve sistem performansı artırılmıştır. Orijinal DAR' da yardımcı gaz olarak hidrojen kullanılmaktadır. Hidrojenin sızıntı durumunda tehlikeli olacağı bilinmektedir. Helyum, hidrojenin yerine geçecek alternatif bir yardımcı gazdır. Literatürde yardımcı gaz olarak hidrojen ve helyumu karşılaştıran çalışmalar mevcuttur [11].

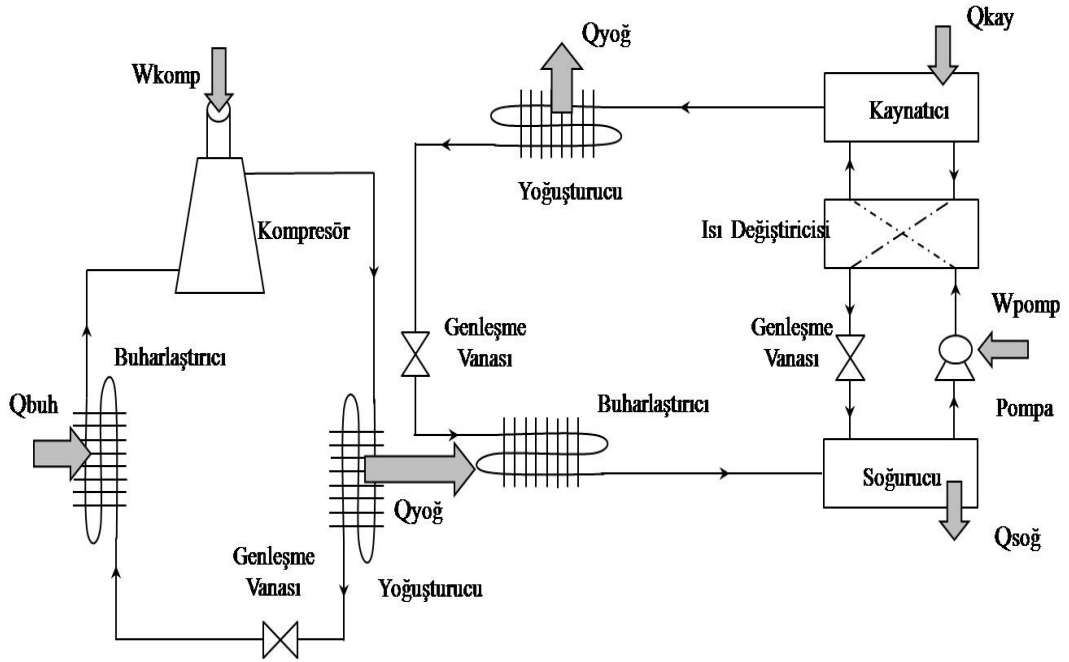
Sıralı (Cascade) sistem çevrimi

Sıralı sistem çevrimleri, buhar sıkıştırmalı ve absorpsiyonlu çevrimlerin bir arada çalışması ile oluşturulan çevrimlerdir. Bu çevrimlerin dezavantajı hem buhar

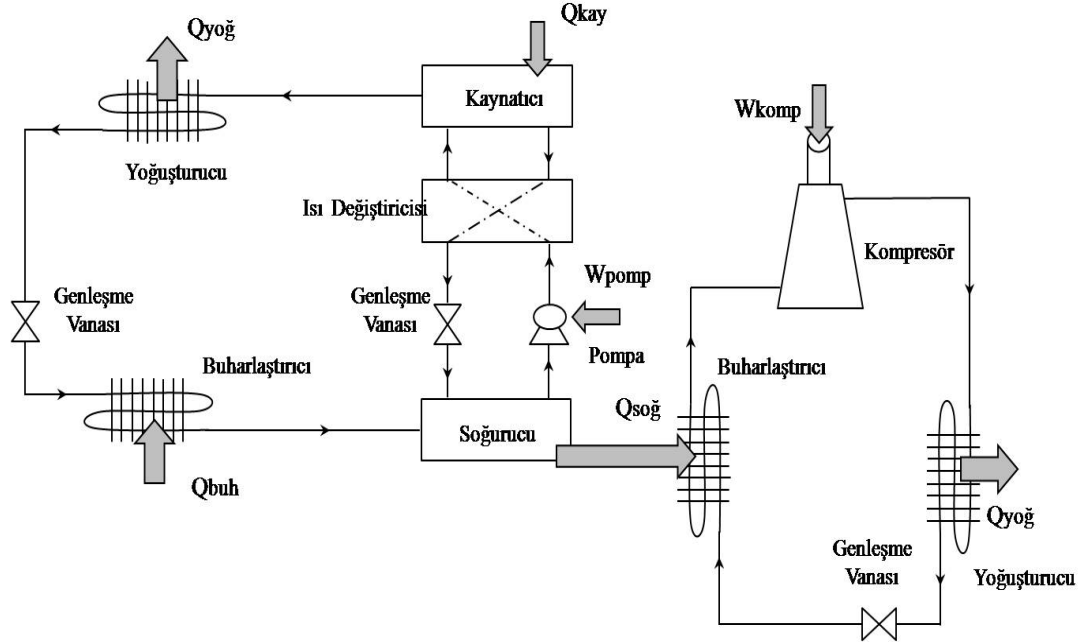
sıkıştırılmalı hem de absorbsiyonlu çevrime ayrı ayrı iş verme zorunluluğu bulunmasıdır [39].

Buhar sıkıştırılmalı çevrimden absorbsiyonlu çevrime olan sıralı sistem çevrimlerinde ortam sıcaklığından daha yüksek buharlaştırıcı sıcaklığına ihtiyaç duyulduğunda buhar sıkıştırılmalı çevrim ile bina sıcaklığı buharlaştırıcıya verilir (Şekil 3.30).

Absorbsiyonlu çevrimden buhar sıkıştırılmalı çevrime olan sıralı sistem çevrimlerinde ortam sıcaklığından daha yüksek buharlaştırıcı sıcaklığına ihtiyaç duyulduğunda absorbsiyonlu çevrim soğurucu sıcaklığı buharlaştırıcıya verilir (Şekil 3.31).



Şekil 3.30. Sıralı sistem- buhar sıkıştırılmalı çevrimden absorbsiyonlu çevrime



Şekil 3.31. Sıralı sistem- absorpsiyonlu çevrimden buhar sıkıştırırmalı çevrime

3.4.5. Termodinamik analiz

Absorpsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik analizine temel oluşturacak birtakım kabuller yapılması gerekir. Temel kabuller aşağıdaki gibi sıralanabilir.

1. Her bir elemanın sıcaklıkları üniform ve sabit değerlerdir.
2. Kaynatıcı ve yoğurturucu basıncı, yoğurturucu ortalama sıcaklığına karşılık gelen soğutucu akışkan doyma basıncıdır.
3. Buharlaştırıcı ve soğurucu basıncı, buharlaştırıcı ortalama sıcaklığına karşılık gelen soğutucu akışkan doyma basıncıdır.
4. Kaynatıcıdan ayrılan soğutucu buharının sıcaklığı ve basıncı, kaynatıcı sıcaklığı ve basıncındadır. Örnek çalışmada ayırıcı kullanıldığı için ayırıcı sıcaklığı soğutucu akışkanın sıcaklığı olarak alınmıştır.
5. Yoğurturucudan ayrılan soğutucu akışkan, doymuş sıvı fazındadır.
6. Buharlaştırıcıdan ayrılan soğutucu akışkan, doymuş buhar fazındadır.
7. Soğurucudan ayrılan çözelti, soğurucu basınç ve sıcaklığında denge halindedir.

8. Aynı sıcaklık ve konsantrasyon için, denge halindeki çözelti entalpisi ile dengesiz haldeki entalpi eşittir.
9. Soğurucu, kaynatıcı, buharlaştırıcı, yoğuşturucu içerisinde ve boru donanımında basınç kaybı meydana gelmemektedir.
10. Pompa yüklerinde değişim olduğu için pompa işi ihmal edilmemiştir.
11. Yoğuşturucu ve soğurucu aynı kaynak tarafından soğutulduğundan soğurucu çıkış sıcaklığı, yoğuşturucu çıkış sıcaklığına eşittir.

Absorbsiyonlu soğutma sistemini oluşturan her bir eleman Sürekli Akışlı Sürekli Açık Sistem (SASA) olarak ele alınıp, her biri için ayrı ayrı süreklilik eşitliği ve Termodinamiğin I.Kanunu yazılırsa ısıl kapasitelerin tespiti mümkün olur.

Süreklilik Eşitliği;

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_\phi \quad (3.7)$$

Burada;

$\dot{m}_g$: giren kütle miktarı (kg/s)

$\dot{m}_\phi$: çıkan kütle miktarı (kg/s)

Termodinamiğin I.kanunu,

$$\sum \dot{Q} - \sum \dot{W} = \sum \dot{H}_\phi - \sum \dot{H}_g \quad (3.8)$$

Burada;

$\dot{Q}$: Alınan veya verilen ısı miktarı (kW)

$\dot{W}$: Alınan veya verilen iş miktarı (kW)

$\dot{H}_\phi$: Çıkan entalpi (kW)

$\dot{H}_g$: Giren entalpi (kW)

Entalpi, kütle miktarı ile özgül entalpi çarpımından elde edilir;

$$\dot{H} = \dot{m} \cdot h \quad (3.9)$$

Dolaşım oranı,

$$f = \frac{\text{Zengin çözelti debisi}}{\text{Soğutucu akışkan debisi}} \quad (3.10)$$

Kaynatıcı, yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve soğurucu ısıl kapasitesinin tespiti için daha önce belirtildiği gibi süreklilik eşitliği ve Termodinamiğin I.kanunu yazılırsa,

$$\sum \dot{Q} - \sum \dot{W} = \sum \dot{H}_\varphi - \sum \dot{H}_g \quad (3.11)$$

Kaynatıcı, yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve soğurucunun basıncı sabit olduğundan $\sum \dot{W} = 0$ olur ve yukarıdaki eşitlik,

$$\dot{Q}_{kay} = \sum \dot{H}_\varphi - \sum \dot{H}_g \quad (3.12)$$

$$\dot{Q}_{yoğ} = \sum \dot{H}_\varphi - \sum \dot{H}_g \quad (3.13)$$

$$\dot{Q}_{buh} = \sum \dot{H}_\varphi - \sum \dot{H}_g \quad (3.14)$$

$$\dot{Q}_{soğ} = \sum \dot{H}_\varphi - \sum \dot{H}_g \quad (3.15)$$

halini alır.

Absorbsiyonlu soğutma sisteminin çalışması için, soğurucudan çıkan çözelti konsantrasyonunun , kaynatıcıdan çıkan çözelti konsantrasyonundan daha yüksek olması gerekir [10]. Amonyakça zengin çözelti konsantrasyonu (X_z) ve amonyakça fakir çözelti konsantrasyonu (X_f) arasındaki bu fark “gazlaştırma genişliği” olarak adlandırılır ve NH_3-H_2O sistemlerinde bu değer genellikle %10 ile %25 arasında bulunur [40].

$$X_z - X_f = \text{Gazlaştırma genişliği} \quad (3.16)$$

Kaynatıcı sıcaklığının çok düşük olduğu durumlarda, sistem daha fazla çalışamaz. Belirlenmiş buharlaştırıcı, soğurucu ve yoğuşturucu sıcaklıklarında kaynatıcının çalışmayacağı sıcaklık, kaynatıcıya gelen ve kaynatıcıdan ayrılan çözelti

konsantrasyonlarının eşit olduğu sıcaklıkla (cut-in, cut-off sıcaklığıyla) belirlenmektedir [41].

Absorbsiyonlu soğutma sisteminin, soğutma tesir katsayısı (STK) değeri, birim iş başına yapılan soğutma olarak tarif edildiğinden aşağıdaki ifade ile hesaplanır;

$$STK = \frac{\dot{Q}_{buh}}{\dot{Q}_{kay}} \quad (3.17)$$

$\dot{W}_{pompa}$ değeri ihmal edilmediği için STK ifadesi,

$$STK = \frac{\dot{Q}_{buh}}{\dot{Q}_{kay} + \dot{W}_{pompa}} \quad (3.18)$$

şeklini alır.

Isıtma tesir katsayısı (ITK) ise, birim iş başına yapılan ısıtma olarak tarif edilir ve

$$ITK = \frac{\dot{Q}_{yoğ} + \dot{Q}_{abs}}{\dot{Q}_{kay} + \dot{W}_{pompa}} \quad (3.19)$$

şeklinde ifade edilir.

Yukarıda hesaplanan STK ve ITK değerlerinin ulaşabileceği maksimum değerler, aynı kaynaklar arasında çalışan ideal absorbsiyonlu sisteminin STKI ve ITKI değerleridir. Gerçek değerlerin ideal değerlere mümkün olduğunca yaklaşması istenir.

İdeal soğutma tesir katsayısının bulunması (SITKI) :

Sistem için enerji dengesi yazılırsa;

$$\dot{Q}_{buh} + \dot{Q}_{kay} + \dot{W}_{pompa} = \dot{Q}_{yoğ} + \dot{Q}_{abs} \quad (3.20)$$

$\dot{W}_{pompa}$ değeri ihmal edilirse,

$$\dot{Q}_{buh} + \dot{Q}_{kay} = \dot{Q}_{yoğ} + \dot{Q}_{abs} \quad (3.21)$$

şeklini alır.

Sisteme Carnot teoremi uygulanırsa yukarıdaki eşitlik aşağıda sunulan formata dönüşür;

$$\frac{\dot{Q}_{buh}}{T_{buh}} + \frac{\dot{Q}_{kay}}{T_{kay}} = \frac{\dot{Q}_{yoğ}}{T_{yoğ}} + \frac{\dot{Q}_{abs}}{T_{abs}} \quad (3.22)$$

Yoğuşturucu ile soğurucu aynı kaynak tarafından soğutulduğundan $T_{yoğ} = T_{soğ}$ dur. Dolayısıyla,

$$\frac{\dot{Q}_{buh}}{T_{buh}} + \frac{\dot{Q}_{kay}}{T_{kay}} = \frac{\dot{Q}_{yoğ} + \dot{Q}_{abs}}{T_{yoğ}} \quad (3.23)$$

$\dot{Q}_{yoğ} + \dot{Q}_{abs}$ değeri yerine, Eş. (3.36)'den $\dot{Q}_{buh} + \dot{Q}_{kay}$ değeri yazılırsa,

$$\frac{\dot{Q}_{buh}}{T_{buh}} + \frac{\dot{Q}_{kay}}{T_{kay}} = \frac{\dot{Q}_{buh} + \dot{Q}_{kay}}{T_{yoğ}} \quad (3.24)$$

ve eşitliğin her iki tarafı $T_{kay}/\dot{Q}_{kay}$ ile çarpılırsa,

$$\frac{\dot{Q}_{buh}}{\dot{Q}_{kay}} \cdot \frac{T_{kay}}{T_{buh}} + 1 = \frac{(\dot{Q}_{buh} + \dot{Q}_{kay})}{T_{yoğ}} \cdot \frac{T_{kay}}{\dot{Q}_{kay}} \quad (3.25)$$

$$\frac{\dot{Q}_{buh}}{\dot{Q}_{kay}} \cdot \frac{T_{kay}}{T_{buh}} + 1 = \frac{\dot{Q}_{buh}}{\dot{Q}_{kay}} \cdot \frac{T_{kay}}{T_{yoğ}} + \frac{T_{kay}}{T_{yoğ}} \quad (3.26)$$

$$1 - \frac{T_{kay}}{T_{buh}} = \frac{\dot{Q}_{buh}}{\dot{Q}_{kay}} \left(\frac{T_{kay}}{T_{yoğ}} - \frac{T_{kay}}{T_{yoğ}} \right) \quad (3.27)$$

$$\frac{\dot{Q}_{buh}}{\dot{Q}_{kay}} = \left(\frac{T_{yoğ} - T_{kay}}{T_{yoğ}} \right) \left(\frac{T_{kay} \cdot T_{buh}}{T_{kay} \cdot (T_{buh} - T_{yoğ})} \right) \quad (3.28)$$

$$STKI = \frac{\dot{Q}_{buh}}{\dot{Q}_{kay}} = \left(\frac{T_{buh}}{T_{kay}} \right) \left(\frac{T_{kay} - T_{yoğ}}{T_{yoğ} - T_{buh}} \right) \quad (3.29)$$

İdeal ısıtma tesir katsayısının bulunması (ITKI) :

Eş. 3.22 göz önüne alınırsa,

$$\frac{\dot{Q}_{buh}}{T_{buh}} + \frac{\dot{Q}_{kay}}{T_{kay}} = \frac{\dot{Q}_{yoğ}}{T_{yoğ}} + \frac{\dot{Q}_{abs}}{T_{abs}} \quad (3.30)$$

ve eşitliğin her iki tarafı $T_{yoğ}/Q_{kay}$ ile çarpılırsa,

$$\frac{\dot{Q}_{buh}}{\dot{Q}_{kay}} \cdot \frac{T_{yoğ}}{T_{buh}} + \frac{T_{yoğ}}{T_{kay}} = \frac{(\dot{Q}_{abs} + \dot{Q}_{yoğ})}{\dot{Q}_{kay}} \quad (3.31)$$

$$STKI = \frac{\dot{Q}_{buh}}{\dot{Q}_{kay}} \text{ olduğundan}$$

$$\frac{\dot{Q}_{abs} + \dot{Q}_{yoğ}}{\dot{Q}_{kay}} = \frac{T_{yoğ}}{T_{buh}} STKI + \frac{T_{yoğ}}{T_{kay}} \quad (3.32)$$

STKI değeri yerine yazılırsa,

$$\frac{\dot{Q}_{abs} + \dot{Q}_{yoğ}}{\dot{Q}_{kay}} = \frac{T_{yoğ} \cdot (T_{kay} - T_{yoğ})}{T_{buh} \cdot (T_{yoğ} - T_{buh})} + \frac{T_{yoğ}}{T_{kay}} \quad (3.33)$$

$$ITKI = \frac{\dot{Q}_{abs} + \dot{Q}_{yoğ}}{\dot{Q}_{kay}} = \frac{T_{yoğ}}{T_{kay}} \cdot \left(\frac{T_{kay} - T_{buh}}{T_{yoğ} - T_{buh}} \right) \quad (3.34)$$

Enerji ve ekserji (kullanabilirlik)

Doğalgazla çalışan absorpsiyonlu ısı pompaları, doğalgazın olduğu her yerde rahatlıkla kullanılabilmesi için daha çok hava kaynaklı tip olarak tasarlanmaktadır. Hava kaynaklı tip ısı pompalarının tasarımında da hava sıcaklığı değişimi oldukça büyük bir etkidir.

Ekserji analizi, bir sistemin ne kadar iyileştirilebileceğinin potansiyelini ortaya koymaktadır. Bu potansiyel çevre sıcaklığı ile orantılıdır. Dolayısı ile değişken çevre sıcaklığı, sistem performansını hem artırıcı hem de azaltıcı yönde sistemi etkileyebilmektedir. Ancak bu etkinin performansı ne zaman artırıcı yönde ne zaman performansı azaltıcı yönde olduğunun tespiti enerji maliyetlerinin azaltılması açısından faydalı olacaktır [42]. Bu nedenle özellikle hava kaynaklı ısı pompalarının ekserji analizi çok önemlidir.

Termodinamik bakış açısından ekserji; bir referans çevre ile denge haline gelirken, bir sistem yada madde veya enerji akışı ile üretilebilecek maksimum miktarda iş olarak tanımlanır. Ekserji, referans çevreye göre tamamen kararlı dengede olmamanın sonucu olarak, değişime neden olan akış yada sistemin potansiyelinin bir ölçüsüdür. Enerjiden farklı olarak, ekserji; korunum yasasına uğramaz (ideal veya

tersinir prosesler hariç olmak üzere). Ekserji daha çok, gerçek proseslerdeki tersinmezler nedeni ile tüketilir ya da yok edilir. Bir proses boyunca ekserji tüketimi, proses ile ilişkili tersinmezlikler nedeni ile ortaya çıkan entropi ile orantılıdır [43].

Ekserji analizi yapmanın önemini aşağıdaki şekilde sıralayabiliriz [43];

- a) Enerji kaynakları kullanımının çevreye olan etkilerinin en iyi şekilde belirlenmesinde ana bir araçtır.
- b) Enerji sistemlerinin tasarımı ve analizi için termodinamiğin ikinci yasası ile birlikte kütle ve enerjinin korunumu prensiplerini kullanan etkin bir yöntemdir.
- c) Daha fazla verimli kaynak kullanılma amacını destekleyen uygun bir tekniktir. Belirlenmesi gereken atık ve kayıpların yerleri, tipleri ve gerçek büyüklükleri ortaya çıkarılır.
- d) Mevcut sistemlerdeki verimsizlikleri azaltarak, daha verimli enerji sistemlerini tasarlamada nasıl mümkün olup olamayacağını gösteren etkin bir tekniktir.
- e) Sürdürülebilir gelişmenin elde edilmesinde anahtar bir bileşendir.
- f) Enerji politikalarının oluşturulmasında kullanılabilecek önemli bir araçtır.

Termodinamiğin birinci kanunu enerjinin korunumu yasası olup ısıнын işe dönüşebileceğini söyler ancak bu ısıнын ancak bir bölümü işe dönüşmekte diğer bölümü ekserji kaybı olarak enerji ile birlikte atılmaktadır. Mühendislik bilimi bu ekserji kaybını en aza indirerek verimliliği artırma çabası içerisinde.

Ekserji analizi termodinamiğin birinci ve ikinci kanunlarının bir kombinasyonu olup çevre şartlarında bir akışın veya materyalin maksimum iş potansiyeli olarak tanımlandığına göre bir akışın ekserjisi aşağıdaki şekilde ifade edilir [44].

$$\psi = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) \quad (3.35)$$

Buradaki h_0 ve s_0 akışın çevre sıcaklığındaki T_0 (K) entalpi ve entropisidir.

Her bir parçanın ekserji kaybı ise,

$$\Delta \dot{E} = \sum \dot{m}_i \psi_i - \sum \dot{m}_o \psi_o + \left[\sum \dot{Q} \left(1 - \frac{T_o}{T} \right)_i - \sum \dot{Q} \left(1 - \frac{T_o}{T} \right)_o \right] + \sum \dot{W} \quad (3.36)$$

şeklinde ifade edilir.

Absorbsiyonlu sistemlerde toplam ekserji kaybı her bir parçanın ekserji kayıplarının toplamı ile bulunur.

$$\Delta \dot{E}_{\text{Toplam}} = \Delta \dot{E}_1 + \Delta \dot{E}_2 + \Delta \dot{E}_3 + \Delta \dot{E}_4 + \Delta \dot{E}_5 + \Delta \dot{E}_6 + \dots \quad (3.37)$$

3.4.6. Termodinamik özellikler

Amonyak-Su (NH₃-H₂O) Termodinamik Özellikleri

Amonyak-su karışımının sıvı haldeki doyma basıncı ve sıcaklığı arasındaki ilişki, karışımın konsantrasyonuna bağlı olarak aşağıda verilmiştir [45].

$$\text{LogP}(T, X) = A - \frac{B}{(T + 273,16)} \quad (3.38)$$

Burada;

$$A = 7,44 - 1,767.X + 0,9823.X^2 + 0,3627.X^3 \quad (3.38a)$$

$$B = 2013,8 - 2155.X + 1540,9.X^2 - 194,7.X^3 \quad (3.38b)$$

Amonyak-su karışımının buhar haldeki konsantrasyon oranı için X ifadesi yerine Y ifadesi kullanılmıştır. Buhar haldeki hesaplamalar için X görülen yerlere Y değerleri

yazılarak hesaplamalar yapılmıştır.

Doymuş sıvı haldeki amonyak su çözeltisinin entalpisi, sıcaklık ve konsantrasyona bağlı olarak aşağıda verilmiştir [19].

$$h(T, \bar{X}) = 100. \sum_{i=1}^{16} a_i \left(\frac{T + 273,16}{273,16} - 1 \right)^{m_i} \cdot \bar{X}^{n_i} \quad (3.39)$$

$$T(P, \bar{X}) = 100. \sum_{i=1}^{14} a_i (1 - \bar{X})^{m_i} \cdot \left[\ln \left(\frac{2000}{P} \right) \right]^{n_i} \quad (3.40)$$

Burada $\bar{X}$ amonyağın mol oranı olup Eş. 4.48a ile bulunabilir [19].

$$\bar{X} = \frac{17,03.X}{17,03.X + 18,015.(1 - X)} \quad (3.39a)$$

Doymuş buhar haldeki amonyak su çözeltisinin entalpisi, sıcaklık ve konsantrasyona bağlı olarak aşağıda verilmiştir [17].

$$h(T, \bar{Y}) = 1000. \sum_{i=1}^{17} a_i \left(1 - \frac{T}{324} \right)^{m_i} \cdot (1 - \bar{Y})^{n_i/4} \quad (3.41)$$

$$T(P, Y) = 100. \sum_{i=1}^{17} a_i (1 - Y)^{m_i/4} \cdot \left[\ln \left(\frac{2000}{P} \right) \right]^{n_i} \quad (3.42)$$

Amonyak-su çözeltisinin özgül hacmi, sıcaklık ve konsantrasyona bağlı olarak aşağıda verilmiştir [19].

$$\bar{Y} = \frac{17,03.Y}{17,03.Y + 18,015.(1 - Y)} \quad (3.41a)$$

$$v(T, X) = \sum_{j=0}^3 \sum_{i=0}^3 a_{ij} \cdot T^i \cdot X^j \quad (3.43)$$

Çizelge 3.2. Eşitlik 3.39'da kullanılan katsayılar

i	m_i	n_i	a_i	i	m_i	n_i	a_i
1	0	1	-7,61080.10 ⁰	9	2	1	2,84170.10 ⁰
2	0	4	2,56905.10 ¹	10	3	3	7,41609.10 ⁰
3	0	8	-2,47092.10 ²	11	5	3	8,91844.10 ²
4	0	9	3,25952.10 ²	12	5	4	-1,61309.10 ³
5	0	12	-1,58854.10 ²	13	5	5	6,22106.10 ²
6	0	14	6,19084.10 ¹	14	6	2	-2,07588.10 ²
7	1	0	1,14314.10 ¹	15	6	4	-6,87393.10 ⁰
8	1	1	1,18157.10 ⁰	16	8	0	3,50716.10 ⁰

Çizelge 3.3. Eşitlik 3.40'da kullanılan katsayılar

i	m_i	n_i	a_i
1	0	0	3,22302.10 ⁰
2	0	1	-3,84206.10 ⁻¹
3	0	2	4,60965.10 ⁻²
4	0	3	-3,78945.10 ⁻³
5	0	4	1,3561.10 ⁻⁴
6	1	0	4,87755.10 ⁻¹
7	1	1	-1,20108.10 ⁻¹
8	1	2	1,06154.10 ⁻²
9	2	3	-5,33589.10 ⁻⁴
10	4	0	7,85041.10 ⁰
11	5	0	-1,15941.10 ⁻¹
12	5	1	-5,2315.10 ⁻²
13	6	0	4,89596.10 ⁰
14	13	1	4,21059.10 ⁻²

Çizelge 3.4. Eşitlik 3.41’de kullanılan katsayılar

i	m_i	n_i	a_i
1	0	0	$1,28827.10^0$
2	1	0	$1,25247.10^{-1}$
3	2	0	$-2,08748.10^0$
4	3	0	$2,17696.10^0$
5	0	2	$2,35687.10^0$
6	1	2	$-8,86987.10^0$
7	2	2	$1,02635.10^1$
8	3	2	$-2,3744.10^0$
9	0	3	$-6,70515.10^0$
10	1	3	$1,64508.10^1$
11	2	3	$-9,36849.10^0$
12	0	4	$8,42254.10^0$
13	1	4	$-8,58807.10^0$
14	0	5	$-2,77049.10^0$
15	4	6	$-9,61248.10^{-1}$
16	2	7	$9,88009.10^{-1}$
17	1	10	$3,08482.10^{-1}$

Çizelge 3.5. Eşitlik 3.43’de kullanılan katsayılar

i	j	a_{ij}	i	j	a_{ij}	i	j	a_{ij}	i	j	a_{ij}
0	0	$9,9842.10^{-4}$	0	1	$3,5489.10^{-4}$	0	2	$-1,2006.10^{-4}$	0	3	$3,2426.10^{-4}$
1	0	$-7,8161.10^{-8}$	1	1	$5,2610.10^{-6}$	1	2	$-1,0567.10^{-5}$	1	3	$9,8890.10^{-6}$
2	0	$8,7601.10^{-9}$	2	1	$-8,4137.10^{-8}$	2	2	$2,4056.10^{-7}$	2	3	$-1,8715.10^{-7}$
3	0	$-3,9076.10^{-11}$	3	1	$6,4816.10^{-10}$	3	2	$-1,9851.10^{-9}$	3	3	$1,7727.10^{-9}$

Çizelge 3.6. Eşitlik 3.42'de kullanılan katsayılar

i	m _i	n _i	a _i
1	0	0	3,24004.10 ⁰
2	0	1	-3,9592.10 ⁻¹
3	0	2	4,35624.10 ⁻²
4	0	3	-2,18943.10 ⁻³
5	1	0	-1,43526.10 ⁰
6	1	1	1,05256.10 ⁰
7	1	2	-7,19281.10 ⁻²
8	2	0	1,22362.10 ¹
9	2	1	-2,24368.10 ⁰
10	3	0	-2,0178.10 ¹
11	3	1	1,10834.10 ⁰
12	4	0	1,45399.10 ¹
13	4	2	6,44312.10 ⁻¹
14	5	0	-2,21246.10 ⁰
15	5	2	-7,56266.10 ⁻¹
16	6	0	-1,35529.10 ⁰
17	7	2	1,83541.10 ⁻¹

Doymuş sıvı haldeki amonyak su çözeltisinin entropisi, sıcaklık ve konsantrasyona bağlı olarak aşağıda verilmiştir [46].

$$s_{\text{SIVİ}}(T, X) = \sum_{i=1}^3 \left(\sum_{j=0}^5 a_{ij} \cdot T^j \right) \cdot X^i \quad (3.44)$$

$$-40 \leq T \leq 140 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ ve } 0 \leq X \leq 1$$

Çizelge 3.7. Eşitlik 3.44’de kullanılan katsayılar

i	j	a_{ij}	i	j	a_{ij}
0	0	$2,1713.10^{-2}$	2	0	$1,2675.10^{-1}$
0	1	$1,5910.10^{-2}$	2	1	$2,4487.10^{-2}$
0	2	$-5,0981.10^{-5}$	2	2	$-3,9966.10^{-4}$
0	3	$3,2942.10^{-7}$	2	3	$3,5886.10^{-6}$
0	4	$-1,0652.10^{-9}$	2	4	$-2,3771.10^{-8}$
0	5	0	2	5	$5,5948.10^{-11}$
1	0	$7,8243.10^{-1}$	3	0	$5,7267.10^{-1}$
1	1	$-6,6703.10^{-3}$	3	1	$-1,6800.10^{-2}$
1	2	$2,0955.10^{-4}$	3	2	$2,1541.10^{-4}$
1	3	$-2,5047.10^{-6}$	3	3	$-1,5282.10^{-6}$
1	4	$1,7901.10^{-8}$	3	4	$1,0844.10^{-8}$
1	5	$-4,6583.10^{-11}$	3	5	$-2,3703.10^{-11}$

Doymuş buhar haldeki amonyak su çözeltisinin entropisi, sıcaklık ve konsantrasyona bağlı olarak aşağıda verilmiştir [46].

$$s_{\text{buhar}}(X, T) = Xs_{\text{b},\text{NH}_3}(T) + (1 - X) s_{\text{b},\text{H}_2\text{O}}(T) - \frac{\bar{R}}{M_{\text{karışım}}} [\xi \ln (\xi) + (1 - \xi) \ln (1 - \xi)] + \Delta s_{\text{r},X,T} \quad (3.45)$$

$$-40 \leq T \leq 140 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ ve } 0 \leq X \leq 1$$

$$\xi = \frac{X (M_{\text{H}_2\text{O}}/M_{\text{NH}_3})}{(1 - X - XM_{\text{H}_2\text{O}}/M_{\text{NH}_3})} \quad (3.45a)$$

$$M_{\text{karışım}} = (1 - \xi)M_{\text{H}_2\text{O}} + \xi M_{\text{NH}_3} \quad (3.45b)$$

$$R_{\text{karışım}} = \frac{\bar{R}}{M_{\text{karışım}}} \quad (3.45c)$$

$$\Delta s^r(X, T) = \left(X \sum_{i=0}^4 c_i T^i + X^2 \sum_{i=0}^4 d_i T^i - X^3 \sum_{i=0}^4 (c_i - d_i) T^i \right) / (1 - 0,96X) \quad (3.45d)$$

$$\bar{R} = 8,314471 \text{ kJ/kmol.K}$$

$$M_{\text{NH}_3} = 17,03026 \text{ kg/kmol}$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = 18,015268 \text{ kg/kmol}$$

Çizelge 3.8. Eşitlik 3.45d’de kullanılan katsayılar

i	c _i	d _i
0	2,5846.10 ⁰	-2,2119.10 ⁰
1	-1,2182.10 ⁻²	3,3271.10 ⁻⁴
2	1,4634.10 ⁻⁴	2,4253.10 ⁻⁵
3	-1,5161.10 ⁻⁶	-3,5006.10 ⁻⁷
4	7,6718.10 ⁻⁹	5,7461.10 ⁻¹⁰

Sıvı-buhar dengesi aşağıdaki ifadeden bulunur.

$$Y_B = 1 - (1 - X_s)^R \quad (3.46)$$

Burada R değeri

$$\begin{aligned} R = & 7,1588 - 0,6171.10^{-6}.P \\ & + \left(\left((10,7490X_s - 17,8690)X_s + 4,0297 \right)X_s - 1,3086 \right) X_s \\ & + 0,3715.10^{-6}.P)X_s \end{aligned}$$

Şeklinde ifade edilir. $P > 5,52.105 \text{ Pa}$

Suyun (H₂O) Termodinamik Özellikleri

Doymuş sıvı haldeki suyun entalpisi, sıcaklık bağılı olarak aşağıda verilmiştir [19].

$$h(T) = 2099,3 \left(a_1 + \sum_{i=2}^8 a_i T_R^{i-1} \right) \quad (3.47)$$

$$T_R = \frac{647,3 - T}{647,3} \quad (3.47a)$$

Çizelge 3.9. Eşitlik 3.47’de kullanılan katsayılar

i	a_i
1	8,839230108.10 ⁻¹
2	-2,67172935.10 ⁰
3	6,22640035.10 ⁰
4	-1,31789573.10 ¹
5	-1,91322436.10 ⁰
6	6,87937653.10 ¹
7	-1,24819906.10 ²
8	7,21435404.10 ¹

$$s_{\text{buhar,H}_2\text{O}}(T) = \sum_{i=0}^3 a_i \cdot T^i \quad (3.48)$$

$$s_{\text{kbn}}(P, T) = \sum_{i=0}^8 a_i \cdot P^i + \sum_{i=1}^4 \left(\sum_{j=0}^5 b_{ij} \cdot P^j \right) \cdot T^i \quad (3.49)$$

$$s_{\text{svl}} = 0,00 + 1,53575 \cdot 10^{-2} \cdot T - 2,8758 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 + 6,544 \cdot 10^{-8} \cdot T^3 \quad (3.50)$$

$0 \leq T(^{\circ}\text{C}) \leq 100$ $\bar{\Delta}(\%) = 0,00$

Çizelge 3.10. Eşitlik 3.48’de kullanılan katsayılar

i	a _i
0	9,1536.10 ⁰
1	-2,6289.10 ⁻²
2	1,20505.10 ⁻⁴
3	-2,2033.10 ⁻⁷

Çizelge 3.11. Eşitlik 3.49’de kullanılan katsayılar

i	a _i	i	j	b _{ij}	i	j	b _{ij}
0	7,0751.10 ⁰	1	0	6,5556.10 ⁻³	3	0	1,1559.10 ⁻⁸
1	-4,1431.10 ⁻³	1	1	7,0450.10 ⁻⁶	3	1	4,4989.10 ⁻¹¹
2	3,8106.10 ⁻⁶	1	2	-1,9181.10 ⁻¹⁰	3	2	-4,5240.10 ⁻¹⁵
3	-2,5381.10 ⁻⁹	1	3	2,6552.10 ⁻¹³	3	3	2,0802.10 ⁻¹⁸
4	9,5459.10 ⁻¹³	1	4	-2,3718.10 ⁻¹⁷	3	4	-1,9338.10 ⁻²²
5	-2,1065.10 ⁻¹⁶	1	5	1,3882.10 ⁻²¹	3	5	9,6783.10 ⁻²⁷
6	2,6684.10 ⁻²⁰	2	0	-9,0999.10 ⁻⁶	4	0	-6,8293.10 ⁻¹²
7	-1,7898.10 ⁻²⁴	2	1	-2,6507.10 ⁻⁸	4	1	-2,8631.10 ⁻¹⁴
8	4,9037.10 ⁻²⁹	2	2	1,7636.10 ⁻¹²	4	2	3,7044.10 ⁻¹⁸
-	-	2	3	-1,1250.10 ⁻¹⁵	4	3	-1,4148.10 ⁻²¹
-	-	2	4	1,0287.10 ⁻¹⁹	4	4	1,3312.10 ⁻²⁵
-	-	2	5	-5,5110.10 ⁻²⁴	4	5	-6,3223.10 ⁻³⁰

3.4.7. CO₂ Emisyonu ve birincil enerji gereksinimi

Ülkemizde binaların konfor ısıtması, doğalgaz kazanları ve kombi cihazların kullanımı ile adeta özdeşleşmiştir. Elektrik gücü ise, çok büyük oranda enterkonnekte sistemden sağlanmaktadır. Konuya sadece cihazdaki enerji verimi açısından baktığımızda büyük bir sorun yokmuş gibi görmekte, ayrıca nakil hatlarındaki kayıpları ve diğer verimsizlikleri de çoğu kez göz ardı etmekteyiz [6].

$$\sum CO_{2i} = CO_{2i} + \Delta CO_{2j} = \left(\frac{c_i}{\eta_i} \right) + \left(\frac{c_j}{\eta_i \eta_T} \right) (1 - \psi_{Ri}) + \left(\frac{c_j}{\eta_j \eta_T} \right) \quad (3.51)$$

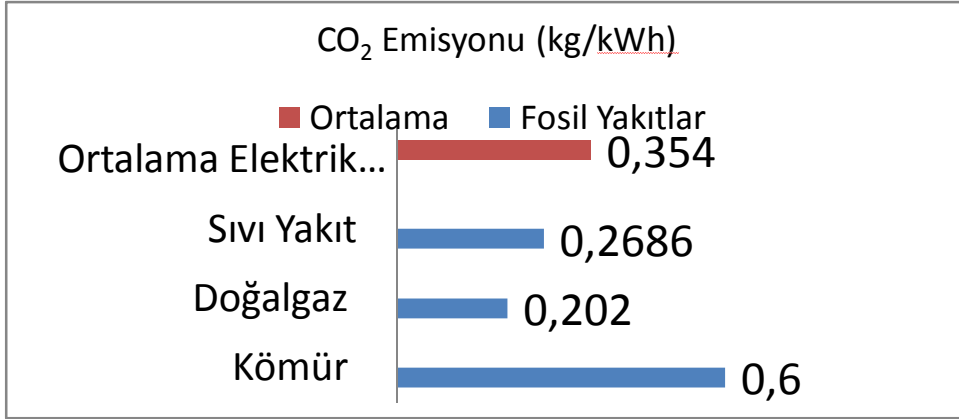
Bir binanın üç ayrı karbon salan bacası vardır ve bu Eş. 3.51 ile ifade edilmiştir. Buradaki ilk terim bir (i) binasındaki kazan verimine bağlı karbon salımı, ikinci terim kazanın neden olduğu ekserji yıkımına ilişkin ve büyük bir ölçüde önlenabilir karbon salımı, son terim ise kazanın bulunduğu binadaki elektrik talebinin santralde neden olduğu karbon salımıdır [6].

Eş. 3.51'deki ψ_{Ri} akılcı ekserji yönetimi verimini, c_i tüketilen yakıtın ısısal değerine bağlı birim karbon çıktısını ($\text{kg CO}_2/\text{kW-h}$), η_i ısısal verimi, η_T şebeke ve enerji dönüşüm kayıplarını ifade etmektedir.

Bir ısıtma kazanının sağladığı her birim ısı (kW) için atılan CO_2 (c_i) değeri doğalgaz için yaklaşık $0,2 \text{ kg CO}_2 / \text{kW}$ civarında iken kömür kullanan bir santral için CO_2 (c_i) değeri $0,6 \text{ kg CO}_2 / \text{kW}$ ' dir ve burada, η_T yaklaşık $0,35$ mertebelerindedir.

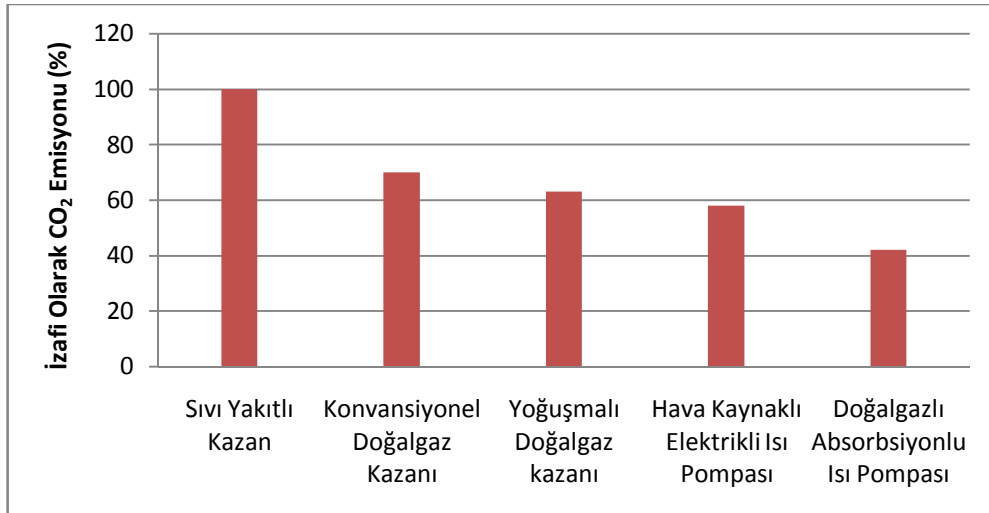
2008 yılında Türkiye'de elektrik üretimi, %48,17 pay ile doğal gaz, %28,98 pay ile kömür, %16,77 pay ile hidroelektrik olmak üzere üç ana kaynaktan temin edilmiştir [47]. Türkiye'de elektrik ve fosil yakıttan kaynaklanan CO_2 emisyonu Şekil 3.32'de gösterilmiştir.

Son yıllarda yaşanan kuraklıklar hidroelektrik santrallerinden beklenen katkının sağlanamamasına neden olmuştur. 2004 yılında hidroelektrik santrallerinden 46 milyar kWh üretim yapılmıştır. Oysa 2004-2008 döneminde 600 MW gücünde yeni hidroelektrik santral işletmeye alınmış olmasına karşın, 2008 yılında hidroelektrik üretimimiz 33 milyar kWh düzeyinde kalmıştır. Artan elektrik talebini karşılamak üzere, mevcut kurulu gücümüzün 2020 yılına kadar olan dönemde en az iki katına çıkarılması gerekmektedir [47].



Şekil 3.32. Birim enerji başına CO₂ emisyon değerleri

Hidroelektrik santrallerinden gerektiği gibi yararlanamadığımız göz önüne alınırsa buda bize fosil yakıtlı elektrik santralleri ile elektrik üretim oranının her geçen gün daha da artacağını ifade etmektedir. Dolayısı ile elektrik kullandıkça birim enerji başına CO₂ emisyonu salınımı artacaktır. Şekil 3.33’de izafi olarak cihazların CO₂ salınımları verilmiştir. CO₂ salınımlarını azaltmak için çevreci cihazlar kullanmak gereklidir. Doğalgazlı absorpsiyonlu ısı pompaları yok denecek kadar az elektrik enerjisi kullanmaları sebebi ile oldukça çevrecidirler.



Şekil 3. 33. İzafi olarak CO₂ emisyon salınımları

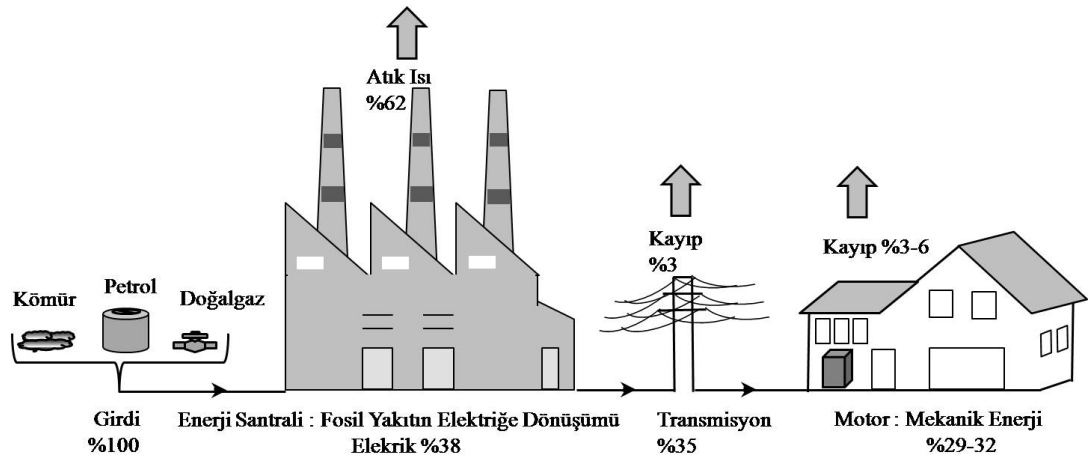
Farklı ısıtma teknolojilerinin enerji tüketim ve emisyonları karşılaştırılırken, birincil enerji girişinden faydalı ısı enerjisi üretimine kadar tüm proses dikkate alınmalıdır [3].

Birincil enerji oranı ;

$$BEO = \text{Elektrik üretim, iletim verimi} \times EK \text{ (COP)} \quad (3.52)$$

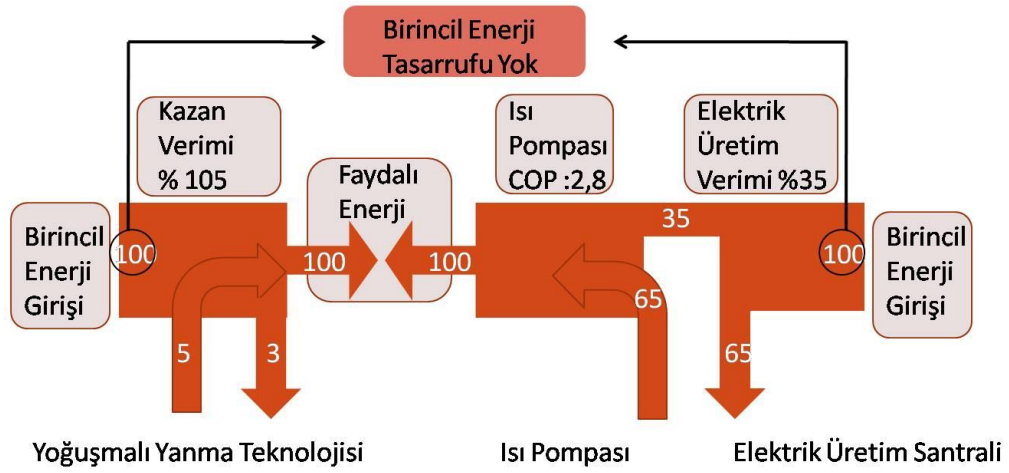
İle ifade edilir ve ısı pompası ve benzeri cihazların gerçekte ne kadar çevreci olduklarının bir göstergesidir.

Buhar sıkıştırırmalı bir ısı pompası için termik santralden mekanik enerjiye dönüşüm süreci Şekil 3.34’de verilmiştir.

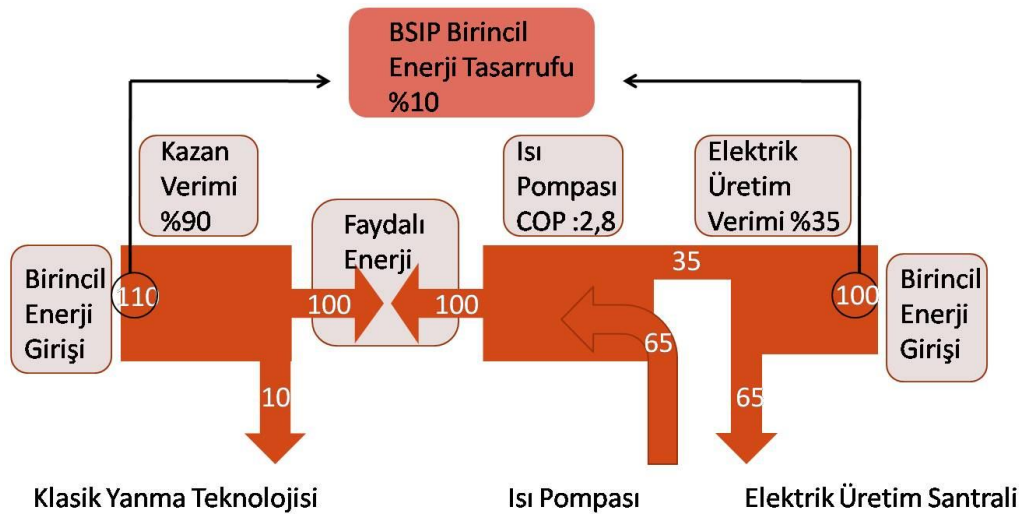


Şekil 3.34. Elektrikli ısı pompaları için yakıttan mekanik enerji dönüşüm süreci

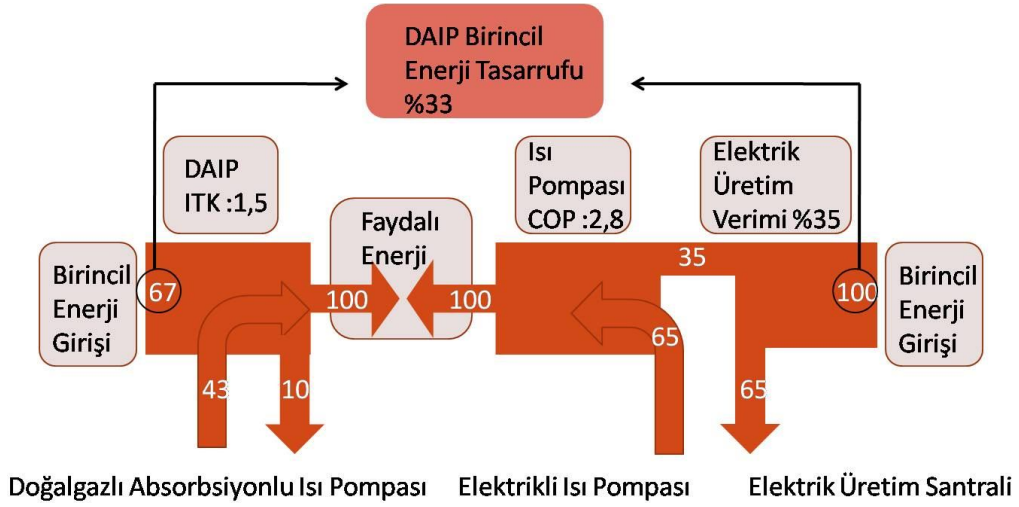
Isı pompasının tahrikinde kullanılan elektrik gücü uzaktaki bir termik santralde üretiliyorsa ve toplam üretim ve iletim verimi, η_T 0,35, ısı pompasının ısıtmadaki etkinlik katsayısı (COP) 2,8 ise gerçek anlamda bir enerji tasarrufu doğal gazlı, yoğunlaşmalı kazana göre yok sayılacak kadar azdır.



Şekil 3.35. Birincil enerji tasarruf oranı (DYK – BSIP)



Şekil 3.36. Birincil enerji tasarruf oranı (DK – BSIP)



Şekil 3.37. Birincil enerji tasarruf oranı (DAIP – BSIP)

Elektrikle çalışan buhar sıkıştırırmalı ısı pompasının mevsimsel COP' si 2,8 alınarak, doğalgaz alt ısı değeri kullanılarak doğalgazlı yoğunlaşma kazan verimi %105 (Şekil 3.35), konvansiyonel doğalgaz kazanı verimi %90 (Şekil 3.36) ve doğalgazlı absorpsiyonlu ısı pompasının ısıtma tesir katsayısı 1,5 alarak (Şekil 3,37), sistemlerin birincil enerji kullanımı tasarruf oranları mukayese edilmiştir. Şekillerde de görüldüğü gibi doğalgazlı absorpsiyonlu ısı pompaları, birincil enerji tasarrufları bakımından oldukça avantajlı sistemlerdir.

3.4.8. Isı pompalarında kullanılan akışkanların çevreye olan etkileri

Isı pompalarında kullanılan ve soğutma tekniğinin gereklerini ideal olarak sağlayan kloroflorokarbon (CFCs) akışkanlar çevreye zararlıdır, çünkü ozon tabakasına zarar vermekte ve sera etkisi yaratmaktadırlar. Ozon tabakasına verilen zararı tanımlamak için ozon parçalama potansiyeli (relative ozone depletion potential) ODP terimi kullanılır, bu terim için R 11=1 değeri esas alınır. Sera etkisi, dünya yüzeyinin yaptığı ısı ışınımının dünya atmosferindeki gaz yoğunlaşması nedeni ile azalmasıdır. Sera etkisini belirlemek için sera etkisi potansiyeli (global warming potential) GWP kavramı kullanılır. GWP, 100 yıllık CO₂ =1 olacak şekilde tanımlanmaktadır [48].

Isı pompasının sera gazı salınımına etkisi değerlendirilirken cihazın sadece bir defalık dolum miktarı yeterli değildir, sızıntı miktarı ve en önemlisi enerji tüketimi de tanıma girmelidir. Bu nedenle TEWI (total equivalent warming impact) tanımı yapılmıştır [49]. TEWI değeri (toplam eşdeğer ısıtma etkisi) kaçaklar, servis (doğrudan) ve enerji tüketimi (dolaylı) değerlerini içerir. İşletme ömrü ve ısı pompası işletimi süresince salınan CO₂ gazına eşdeğer sera gazı toplamını verir [3].

$$TEWI = (GWP \cdot L \cdot n) + GWP \cdot m \cdot (1 - \alpha_R) + n \cdot E_a \cdot \beta \dots \dots \dots (3.53)$$

Araştırmalar GWP' nin TEWI üzerindeki etkisinin az olduğunu göstermektedir. Alternative Fluorocarbons Environmental Acceptability Study (AFEAS) çerçevesinde dünyanın önde gelen uzman bilim adamları 1989 yılında kloroflorokarbon (CFCs) akışkanın alternatifi olarak hidrokloroflorokarbon (HCFCs) ve hidroflorakarbonların (HFCs) akışkanların çevresel etkilerini yeniden irdelemişler ve kloroflorokarbon (CFCs) akışkana göre daha düşük RODPs ozon delme ve GWPs sera etkisi potansiyeline sahip oldukları sonucuna varmışlardır [49]. Her ne kadar alternatif olarak düşünülen bu akışkanların kloroflorokarbon (CFC) akışkanlara göre çevresel zararları daha az olsa bile yinede belli bir oranda çevreye zararları oldukları da bu çalışmalar çerçevesinde ortaya çıkmıştı.

1987 yılında imzalanan orijinal Montreal protokolü ile kloroflorokarbon (CFC) kullanımına sınırlamalar getirilmeye başlanmış, 1990 yılında Londra mutabakatı ile Montreal protokolünün etkinliği artırılmış ve nihayetinde de 1992 yılında Kopenhag'da alınan kararlar ile Montreal protokolü çerçevesinde, 1997 yılından itibaren kloroflorokarbon (CFC), 2020 yılından itibaren de hidrokloroflorokarbon (HCFC) kullanımı yasaklanmıştır.

Çizelge 3.12. Bazı soğutucu akışkanların çevresel etkileri [3].

Soğutucu Akışkan	Ozon Delme Potansiyeli (ODP)	Sera Etkisi Potansiyeli (GWP)
	relatif, CFC-11 =1	relatif, CO ₂ =1
CFC-11	1,00	1300
CFC-12	0,93	3700
CFC-113	0,83	1900
HCFC-22	0,05	510
HCFC-123	0,02	28
HCFC-141B	0,03	65
HFC-404A	0	3748
HFC-407C	0	1610
HFC-410A	0	1890
R717 Amonyak (NH ₃)	0	0

Absorbsiyonlu sistemlerde kullanılan akışkanlardan amonyağın (NH₃), ozon delme ve sera etkisi potansiyeli sıfırdır. Çevre ile dost akışkan kullanan absorbsiyonlu ısı pompaları bu özellikleri ile de buhar sıkıştırılmalı ısı pompalarına bir üstünlük sağlamış oluyorlar.

3.5. Doğalgaz ve Özellikleri

3.5.1. Doğalgazın tanımı

Doğalgaz, bitki ve hayvan artıklarından meydana gelen organik maddelerin yeryüzünün alt katmanlarında milyonlarca yıl süren doğal dönüşümü sonucunda oluşmuştur. Bu organik maddeler, doğal süreçler sonucu göl ve okyanuslarla taşıyıp dibe çökerek çamur ve kumla kaplanarak kayalaşmıştır. Giderek daha derine gömülen bu organik madde, basınç, sıcaklık ve bir ihtimalle de bakteri ve radyo aktivitenin etkisiyle ayrışarak doğalgazı meydana getirmiştir. Genelde doğalgaza sıra dağ yamaçlarında, petrol yatakları ile birlikte veya serbest olarak rastlanılmaktadır.

Doğalgaz esas olarak metan (CH₄) ve daha az oranda etan (C₄H₁₀) ve propan (C₃H₈) gibi hidrokarbonlardan meydana gelir. Ayrıca bileşiminde azot (N₂), karbondioksit

(CO₂), hidrojen sülfür (H₂S) ile helyum(He) gazları da bulunabilir. Ancak H₂S zararlı bir bileşen olduğundan, doğalgaz üretim noktasında bu bileşenden temizlenerek boru hattına pompalanır [50].

3.5.2. Doğalgazın tarihi

M.Ö.50'de Roma'da Uesta Tapınağı'ndaki aşk tanrıçası heykelinin doğalgazdan elde edilen sürekli alev ile aydınlatıldığı bilinmektedir. M.S.150'de Çin Sichuan'da tuzun çökertilmesi işleminde, yakıt olarak kullanılmak için yeraltı rezervuarlarından sızan doğalgazın bambu borularla taşındığı kayıtlara geçmiştir. Marco Polo gezileri sırasında Bakü'deki Zoroastrian ateş tapınağında yüzyıllardan beri yanmakta olan doğalgaz alevlerini tespit etmişti. Avrupa kıtasında, 1659'da İngiltere'de bulunan doğalgaz, ancak 1790'da yaygın kullanıma girmiştir. Doğalgazın ilk olarak modern üretim ve tüketim tekniklerine A.B.D.'de rastlanılmaktadır. William Hart 1821 yılında doğalgazı ilk defa şehir aydınlatmasında kullanmış, ilk endüstriyel kullanım da 1841 yılında ABD'nin West Virginia eyaletinde yapılan tuz üretimi ile olmuştur. 1855 yılında ise Robert Wilhem Bunsen'in mavi alev gaz ocağını geliştirmesi ile evsel kullanıma da geçilmiştir.

Sokakların ve evlerin aydınlatılmasında, içten yanmalı motorların çalıştırılmasında büyük ölçüde doğalgazdan yararlanıldı. 1920'lerde boru hattı taşımacılığı yöntemlerinin uygulamaya konulmasıyla hızla artan doğalgaz kullanımı, özellikle II.Dünya Savaşı'ndan sonra sürekli olarak gelişti.

Türkiye'de ilk defa 1970 yılında Kumrular Bölgesinde varlığı tespit edilen doğal gaz 1976 yılında Pınarhisar Çimento Fabrikasında kullanılmaya başlanmıştır. 1975 Çamurlu sahasında bulunan doğal gaz 1982 yılında Mardin Çimento Fabrikasına verilmiştir. Türkiye'de doğal gazın evsel kullanımına 1988 yılı sonunda Ankara'da başlanmış olup, bugün itibari ile 63 ilde doğalgaz kullanılmakta, 4 ilin boru hattı

yapım inşaatı devam etmekte, 5 il yapım ihalesi aşamasında, 9 il ise planlama aşamasındadır [51].

3.5.3. Doğalgazın özellikleri

Doğalgaz temiz bir yakıttır: Doğalgaz yandığında fuel oil ve kömürde olduğu gibi kül ve kurum oluşturmaz. Bu nedenle kazan boruları ve baca temizliğine ihtiyaç duyulmaz ve kazanlar kül ve kurum tabakasından kaynaklı verim kaybına uğramaz.

Doğalgaz zehirsizdir: Yanıcı ,gazların çoğu zehirlenmeye yol açabilir. Bu zehirlenmeler Karbon monoksit (CO)'e bağlıdır. CO kandaki oksijen ile yer değiştirerek kanın vücuda oksijen taşımaması önler ve böylece vücudun zehirlenmesine sebep olur. Doğalgaz karbon monoksit içermediğinden zehirleyici değildir. Doğalgazın en önemli özelliklerinden birisi zehirsiz olmasıdır. Doğalgazın solunması halinde zehirleyici ve öldürücü etkisi yoktur. Ancak ortamda çok fazla birikmişse teneffüs edilecek oksijen azaldığından dolayı boğulma etkisi vardır. Bu yüzden şehre dağıtmadan önce çürük sarımsak kokusu veren THT (Tetrahidroteofen) ve TBT (Tetrabutylmercaptan) maddesi katılarak doğalgaz kokulandırılmaktadır. Böylece ortamda varlığını hissetmek mümkün olmaktadır.

Doğalgaz havadan hafiftir: Doğalgaz havadan hafif bir gaz olduğu için doğalgaz kullanılan mekanların en üst bölümünde aspirasyon sağlanarak doğalgaz kaçaklarına karşı tedbir almak mümkün olabilmektedir. Ayrıca yapının en üst seviyelerine metan algılayıcıları da yerleştirilerek doğalgaz kaçaklarına karşı önlem alınabilir.

Doğalgazın patlama özelliği: Doğalgaz, diğer gaz yakıtlarda da olduğu gibi belirli oranlarda hava ile karışması halinde patlayıcı bir gazdır. Havadaki doğalgaz çok az veya çok fazla ise herhangi bir patlama olmaz. Ancak %5-15 aralığında bir karışım söz konusu olduğunda patlama gerçekleşir.

Çizelge 3.13. Rusya'dan ithal edilen doğalgazın garanti edilen özellikleri [50].

	Garanti Edilen	Fiili
Metan (CH ₄)	min. %85	98,68%
Etan (C ₂ H ₆)	max. %7	0,211%
Propan (C ₃ H ₈)	max. %3	0,043%
Bütan (C ₄ H ₁₀)	max. %2	0,017%
Diğer Hidrokarbonlar (C _m H _n)	max. %1	0,035%
Karbondioksit (CO ₂)	max. %3	0,211%
Oksijen (O ₂)	max. %0,02	
Azot (N ₂)	max. %5	0,829%
Hidrojen Sülfür (H ₂ S)	max. 5,1 mg/m ³	
Toplam Kükürt (S)	max. 102 mg/m ³	
Üst Isıl Değer	Max. MJ/m ³ (Kcal/m ³)	39,02 (9335)
	Ortalama MJ/m ³ (Kcal/m ³)	37,62 (9000)
	Min. MJ/m ³ (Kcal/m ³)	36,57 (8750)
Not: m ³ , 15°C sıcaklık, 1,01325 bar basınçtaki gaz hacmine karşı gelir.		

Çizelge 3.14. Doğalgazın evsel kullanımda diğer gazlarla karşılaştırılması [50].

	Havagazı	Tüp gaz (LPG)	Doğalgaz
Yoğunluk kg/m ³	0,56	2,59	0,76
Isıl değer MJ/m ³ (kcal/m ³)	19,45 (4650)	114,72 (27445)	35,86 (8580)
Zehirlilik	Zehirli	Zehirli	Zehirsiz
Patlama aralığı	%5-30	%1,5-9	%5-15

Doğalgazın Isıl değeri: Doğalgazın ısı değeri hava gazına göre daha fazla, tüp gazına göre daha düşüktür. Bu sebeple doğalgaz tesisatlarında kullanılan borunun çapı hava gazı tesisatlarındaki boru çaplarından küçük, tüp gaz tesisatlarındaki boru çaplarından daha büyük olmaktadır.

Doğalgaz kuru bir gazdır: Doğalgaz rutubetsiz kuru bir gazdır. Bu özelliğinden dolayı dişli birleştirme bağlantılarda doğalgaz için özel sızdırmazlık macunları kullanılmaktadır.

Otomatik kontrole uygundur: Doğalgaz brülörleri tamamen otomatik kontrole,

emniyetli bir şekilde çalışırlar. Devreye çabuk girip çabuk çıkabilir olmaları otomatik kontrolde bir avantaj teşkil etmektedir.

Çizelge 3.15. Doğalgazın ısıtmada kullanımında diğer yakıtlarla karşılaştırılması

	Kömür	Fuel oil	Doğalgaz
Karbon oranı %	77,4	84,58	73,98
Hidrojen oranı %	1,4	10,90	24,57
Kükürt oranı %	1	4,00	
Kül oranı %	8		
Nem Oranı %	7		
Isıl değer kJ/kg (kcal/kg)	29600 (7080)	49220 (9380)	49085 (11780)
Baca gazındaki buhar oranı %	1,8	8,1	16,9
Baca gazındaki SO ₂ oranı ppm	1,644	5,5	
Baca gazı su çığ. Noktası °C	35	49	56
Ocak yükü kJ/m ³ h	0,4-1,2.10 ⁶	1,2-3,1.10 ⁶	1,6-4.10 ⁶
Ocak sıcaklığı yaklaşık °C	900	1200	1500
Teorik özgül hava miktarı	6,3 Nm ³ /kg	10,4 Nm ³ /kg	9,3 Nm ³ /kg
Gerçek özgül hava miktarı	10,1 Nm ³ /kg	13,0 Nm ³ /kg	10,3 Nm ³ /kg
Teorik özgül duman miktarı	6,7 Nm ³ /kg	10,8 Nm ³ /kg	10,7 Nm ³ /kg
Gerçek özgül duman miktarı	10,5 Nm ³ /kg	13,4 Nm ³ /kg	11,63 Nm ³ /kg
Hava fazlalığı	1,4-2,0	1,2-1,3	1,05-1,1
Alev ısıtım katsayısı	0,55-9,8	0,45-0,8	0,3-0,5

Doğalgaz çevreyi kirletmeyen yakıttır: Doğalgazın bileşiminde kükürt oksitlerin olmaması yanma sonucu sülfürik asit oluşmaması demektir. Bu özelliği ile diğer yakıtlara göre oldukça çevreci bir yakıttır. Ayrıca yanma sonucu is, kurum ve kül oluşumu olmaması, karbonmonoksit ve azotoksit emisyon oranlarının düşük olması doğalgazın diğer avantajlarıdır.

Doğalgazın yakılması için ön hazırlama ve depolama gerekmez: Fosil yakıtlardan sadece doğalgaz depolanma ihtiyacı göstermez. Doğalgaz şebeke hattı büyük bir depo vazifesi yapar ve sürekli gaz tüketim noktalarına gaz arzı sağlar. Bu nedenle fuel oil ve kömür için kazan dairelerinde yakıt tankı veya kömürlük hacimleri oluşturulması gerekirken doğalgaz kullanılan yerlerde bu tip hacimlere ihtiyaç duyulmaz. Yakılmadan önce fuel oil ısıtılmak, filtrelemek ve basınçlandırılmak

zorundadır. Kömür ise kırılmak, taşınmak ve kurutulmak gibi işlemlere gerek gösterir. Doğalgaz ise tüketim noktasında sadece ölçüm ve basınç kontrolü dışında bir işleme tabi tutulmaz.

Doğalgaz kazanları yüksek verimlidir: Doğalgazlı kazanlarda ısı veriminde yüksektir. Bir kazanın ısı veriminin yüksek olması, kazanı terk eden duman gazlarının sıcaklığının düşük olmasına bağlıdır. Fuel oil veya kömür yakılması halinde, daha önce sözü edilen, kükürt oksitlere bağlı asit korozyonu nedeniyle duman sıcaklıkları fazla düşürülmez. Halbuki doğalgazda böyle bir sorun olmadığından daha verimli kazanlar yapmak mümkündür.

Doğalgaz ekonomiktir: İşletme maliyeti olarak, depolama, yakıt hazırlama, bakım onarım, temizlik ve kül atma maliyetleri bakımından doğalgaz oldukça ekonomiktir. Teknolojinin ilerlemesi ile birlikte ve rekabetçi ortam doğalgazı ilk yatırım maliyeti olarak ta ekonomik hale getirmektedir.

3.5.4. Doğalgazın yanma özellikleri

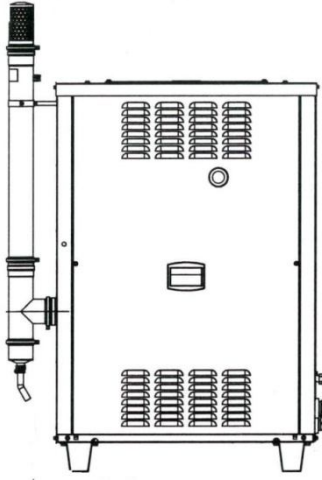
Doğalgaz, diğer fosil yakıtlar olan kömür ve fuel oil ile karşılaştırıldığında yanma özellikleri açısından mükemmel bir yakıttır.

Doğalgaz ısı değeri yüksek bir gazdır: Yanma sonucu 8 250 kcal ısı açığa çıkar. Doğalgazın yanma hızı 34 cm/sn' dir.

Doğalgazlı kazanlarda asıl ısı geçişi konveksiyonla olur: Yanma sonucu yanma ürünü sıcak duman gazlarına geçen yakıt ısı, büyük ölçüde ocak dışında kalan konveksiyon yüzeylerinde suya geçer.

Ocak yükü fazla,gerekli ocak hacmi düşüktür: Alev boyu fuel oile göre daha kısadır.Yanmayı tamamlamak için gereken zaman 0,4-0,6 sn mertebesinde olup

kısadır. Ocak hacimleri küçük yapıldığı için doğalgaz kazanlarının ebatları diğer fosil yakıtlı kazanlara göre küçük olmaktadır.



Şekil 3.38. Doğalgazlı absorpsiyonlu ısı pompasının şematik baca görünümü

Doğalgazlı absorpsiyonlu ısı pompasının, baca şapkası, paslanmaz çelik baca gövdesi, te parçası, yoğuşma gideri Şekil 3.38’de gösterilmektedir.

Duman gazları içinde su buharı oranı yüksektir: Özellikle metan kaynaklı olarak doğalgazın içerisinde yüksek miktarda hidrojen bulunur ve hidrojen yanması sonucu duman gazı içerisinde yüksek oranda su buharı oluşur. Bu su buharının yoğuşması nedeniyle hem kazanın yüzeylerinde korozyon, hem de bacada ve komşu duvarlarda kirlilik ve rutubet oluşur. Yoğuşmanın önlenmesi için kazanlar belirli sıcaklıkların altında çalıştırılmaz ve bacalar paslanmaz çelik kılıflar ile kaplanırlar.

Ocak sıcaklığı yüksektir: Doğalgazın tutuşma sıcaklığı 650°C ’ dir. Gerek ocak yükünün fazla olması, gerekse alevde is ve katı tanecik radyasyonun olmayışı nedeniyle alev radyasyon kabiliyetinin az olmasında dolayı, ocak sıcaklığı yüksektir. Doğalgaz is radyasyonu olmadığı için mavi renklidir. Bu alevden ocağı çevreleyen soğutucu cidarlara geçen ısı nispeten azdır. Daha az soğutmaya bağlı olarak da ocak

sıcaklıkları daha yüksektir. 1 500 °C mertebelerine ulaşabilen oda sıcaklıkları nedeniyle kazan konstrüksiyonunda bazı önlemler alınmalıdır.

Gerekli hava fazlalığı düşüktür: Doğalgaz iyi bir yakıt olduğundan, tam yanma için gerekli fazla hava değeri düşüktür. En iyi yanma karışımı yaklaşık %10 doğalgaz %90 havadır. Yanma için gerekli hava miktarı ve yanma sonucu oluşan duman miktarı diğer yakıtlara göre çok önemli bir farklılık göstermez. Doğalgaz tam yanma anında mavi bir alevle yanar. Kötü yanmada kırmızı yıldızlı alev verir.

3.5.5. Doğalgaz brülörleri

Doğalgaz brülörlerinin temel görevi yakıt ve havayı karıştırmak ve ateşlemektir. Ayrıca yanmanın kontrolü ve güvenlikle ilgili fonksiyonları da vardır. Doğalgaz brülörleri üflemleri ve atmosferik olmak üzere iki ana gruba ayrılır.

Atmosferik doğalgaz brülörleri

Bu tip brülörlerde birincil hava, basınçlı doğalgazın bir lülede genişlemesi sırasında enjeksiyon prensibi ile çevreden emdiği hava ile karşılaşır. İkincil hava ise termik olarak, alevle ısınıp yükselen gazların yerine, açık olan yakıcının altından emilir.

Atmosferik normal tip brülörlerde tam yükte hava fazlalığı %20 mertebesinde dir. Ancak düşük yüklerde gaz miktarı azaldıkça aynı oranda hava miktarını ayarlamak mümkün olmamaktadır. Bu nedenle düşük yüklerde, özel önlem alınmamış klasik atmosferik brülörlerde artan hava fazlalığına bağlı olarak, kazan verimi düşer. Halbuki üflemleri brülörlerde hava ve yakıt miktarını birlikte ayarlamak mümkün olduğundan böyle bir düşme görülmez. Belli bir kapasitenin üzerinde bu tip brülörler gerekli hava miktarını sağlayamadıkları için kullanılmazlar.

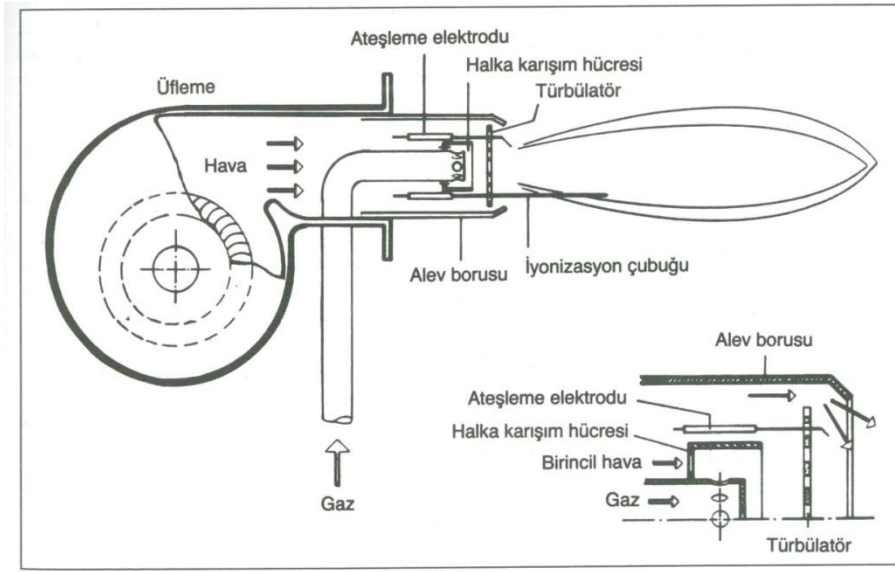
Doğalgaz yanmasında sadece iki zararlı madde emisyonu söz konusudur. Bunlar

Karbonmonoksit (CO) ve Azotoksitler (NO_x)'dir. Bu iki zararlının oluşum mekanizmaları birbirlerine ters yönde çalışmaktadır. Alev sıcaklığı ne kadar yüksek olursa CO azalırken NO_x artmaktadır. Bunun için iyi bir yanma ve düşük sıcaklıkta alev gereklidir. Atmosferik brülörlerde NO_x değerini düşürmek için alev soğutma çubukları kullanılır.

Üflemeli doğalgaz brülörleri

Üflemeli brülörlerde basınçlı doğalgaz çok sayıdaki lülelerden içinde bulundukları hava akımına (karışım hücrelerine) yüksek hızda püskürtülür (Şekil 3.39). Hava bir vantilatör tarafından cebri olarak temin edilir. Yüksek bir hızla karışan hava ile yakıt, bir türbülátörde dönme hareketi verilerek yanma odasına gönderilir. Vantilatörde sağlanan hava iki yoldan ilerler. İlk yakıtla karışan iç hava birincil hava olarak değerlendirilir. Çevreden gelen ve daha sonra yakıtla karışan hava ise ikincil havadır ve alev formunu bu hava verir. Brülör üzerinde ayrıca bir ateşleme elektrodu ve bir alev emniyet düzeni bulunur. Türbülátör olarak isimlendirilen parça alev tutucudur. Alevin stabilitesini ve geri tepmemesini sağlar [50].

Üflemeli brülörlerde yük değişimine göre yakıtla birlikte hava ayarı da yapmak mümkündür. Dolayısı ile kazan veriminde azalma olmadan oransal kontrolle düşük yüklere inmek mümkündür. Hava fazlalık katsayısı bu brülörlerde 1,05-1,10 arasında tutulabilir ve bu durumda CO oranı %0,1 değerini aşmamalıdır.



Şekil 3.39. Üflemlı doğalgaz brülörü ana parçaları

Üflemlı doğalgaz brülörünün ana parçaları Şekil 3.39’da gösterilmektedir [49]. Üflemlı brülörler kontrol sistemine göre üçe ayrılır. Tek kademe ON-OFF kontrollü brülörlerde, çekilen ısıya göre brülör dur kalk yaparak çalışır. İki kademe ON-OFF kontrollü brülörde, brülör kalkışı birinci kademe olur. Birinci kademe ihtiyacı karşılayamazsa ikinci kademe belli bir süre sonra devreye girer. Oransal kontrollü brülörlerde, brülör kalkışı birinci kademe olur. İkinci kademe yükü orantılı olarak gönderilen yakıt miktarı ayarlanır.

50 kW < İki kademeli veya oransal kontrollü brülörler < 500 kW

Oransal kontrollü brülörler > 500 kW

Ankara’da Başkent doğalgaz dağıtım A.Ş.’ nin 2010 yılı Ocak ayından itibaren yürürlüğe koymuş olduğu merkezi sistemlerdeki cebri brülör kapasite kademe oranları yukarıdaki şekilde değişmiştir.

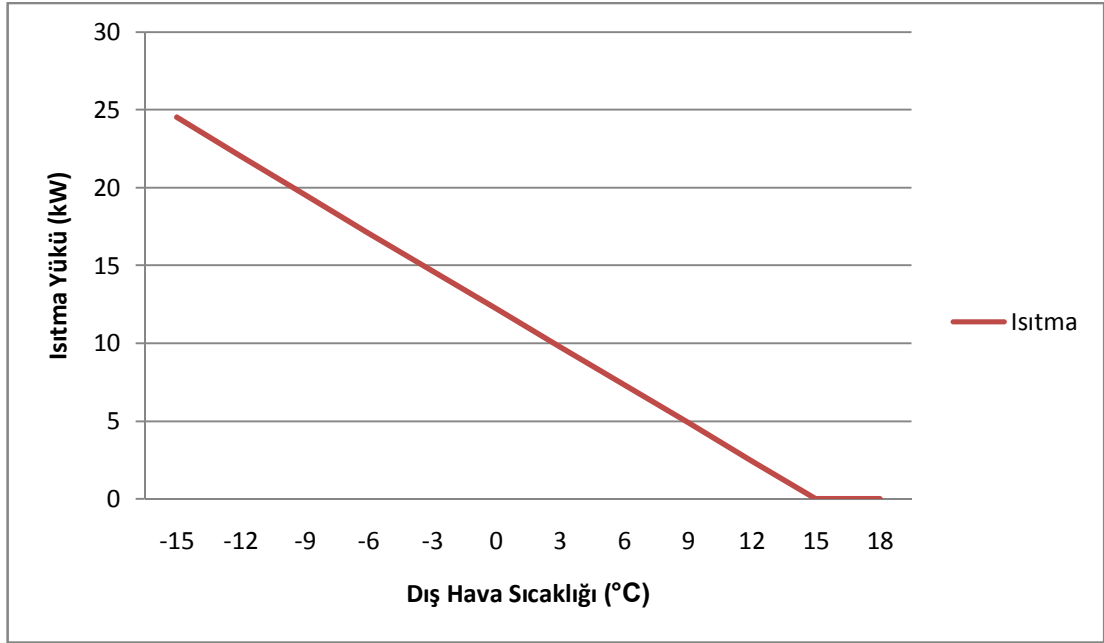
4. SİSTEM PARAMETRELERİNİ OLUŞTURMA VE HESAPLAMALAR

4.1. Isı Pompası Seçimi

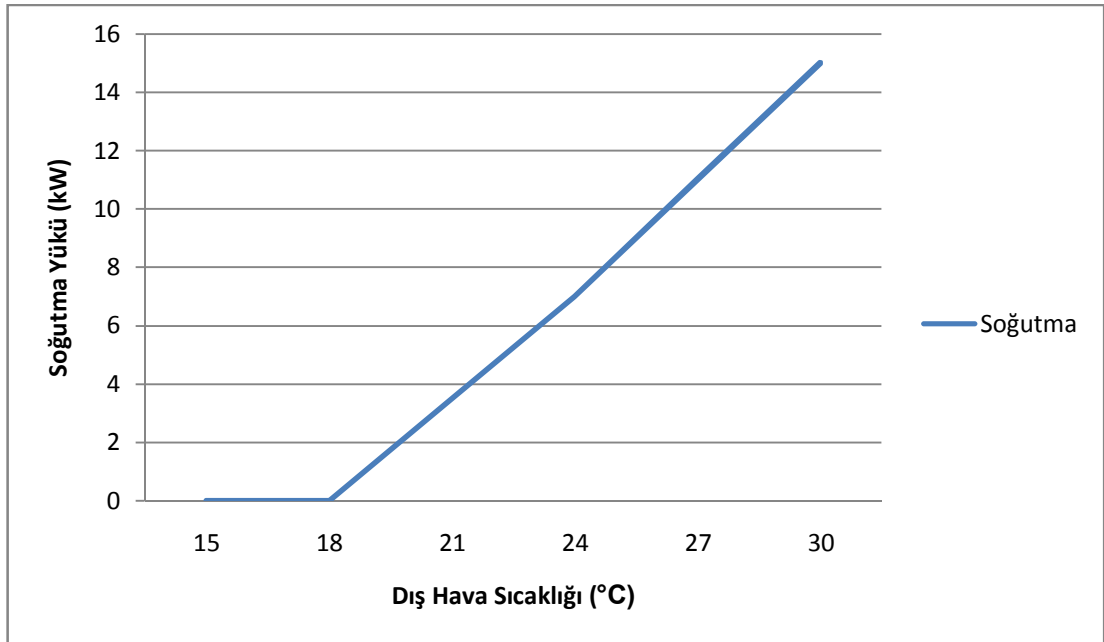
Bu çalışmada Ankara ilinde 200 m² büyüklüğünde bir işyerinin iklimlendirmesinin, doğalgaz ile çalışan absorpsiyonlu ısı pompası ile yapılacağı tasarlanmıştır. Isı pompası, hava kaynaklı tip olarak seçilmiştir. Isı pompasının elemanları olarak; kaynatıcı, ayırıcı, yoğuşturucu, ısı değiştirici, çözelti pompası, soğurucu, buharlaştırıcı, üflemeli doğalgaz brülörü olarak belirlenmiştir.

Isı kaybı ve kazancı hesaplanan sistemin, ısıtma ve soğutmada kullanılacak ısı değiştiricileri belirlendikten sonra, hava kaynaklı ısı pompası kapasitesi seçilmelidir. Bu çalışmada Ankara ilindeki bir işyerinin ısıtma ve soğutma yük profilleri Şekil 4.1 ve Şekil 4.2’de gösterildiği şekilde olduğu kabul edilmiştir.

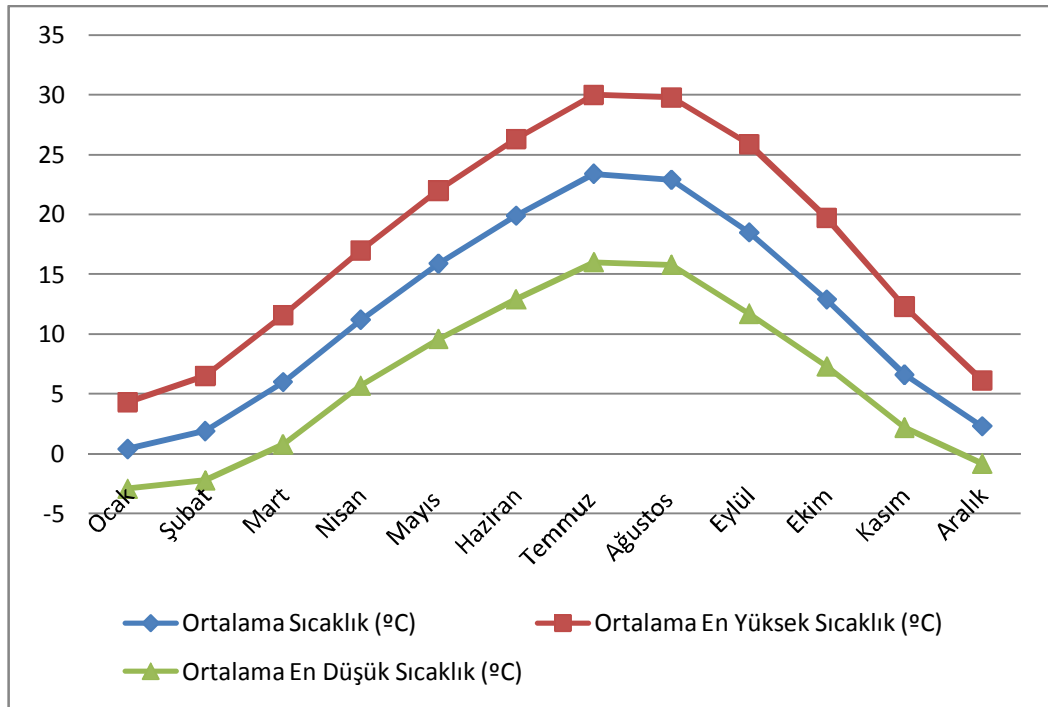
Isı pompası kapasitesi seçimi için öncelikle sistemin ısıtma veya soğutma öncelikli olduğuna karar verilmelidir. Türk Standartları (TS) 825’ e göre Türkiye dört farklı derece-gün bölgesine sahiptir ve iklim şartları binalardaki enerji ihtiyaçlarını (ısıtma/soğutma) belirleyen en önemli faktörlerdir [52]. Cihaz seçimi yapılırken, İstanbul, Bursa, ve Ankara gibi şehirlerde genellikle ısıtma yükleri belirleyici olurken, İzmir, Antalya, ve Adana gibi şehirlerde soğutma yükleri belirleyicidir [3]. Seçtiğimiz işyerinin ısıtma ve soğutma yük profiline göre ısıtma yükü belirleyici olarak cihaz seçimi yapılır. Ankara ilinin yıllara göre sıcaklık dağılımları Şekil 4.3 ve Şekil 4.4’de verilmiştir [53].



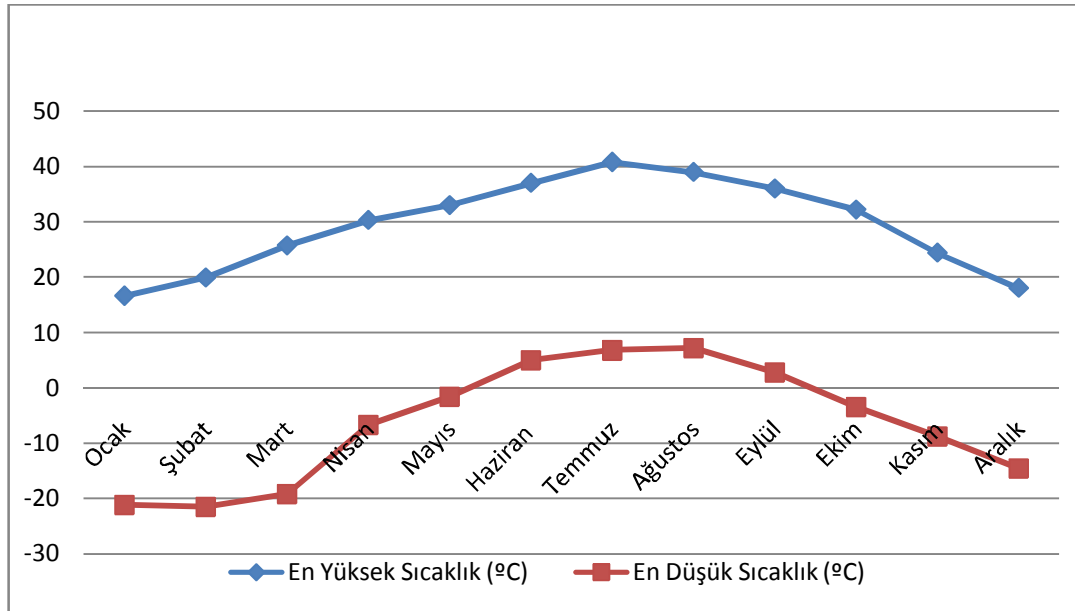
Şekil 4.1. Ankara şartlarında örnek işyerinin ısıtma yük profili



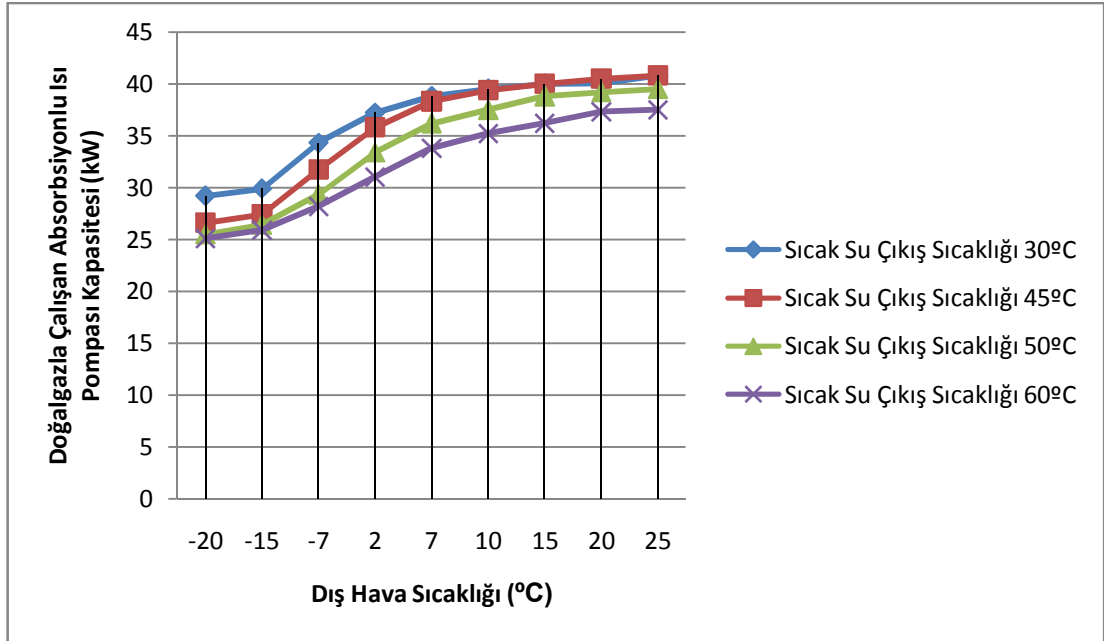
Şekil 4.2. Ankara şartlarında örnek işyerinin soğutma yük profili



Şekil 4.3. Ankara ili aylık ortalama sıcaklık değerleri (1975-2008)



Şekil 4.4. Ankara ili aylık en yüksek ve en düşük sıcaklık değerleri (1975-2008)



Şekil 4.5. DAIP ısıtma kapasitesi (Robur GAHP-A)

Seçtiğimiz işyerinin iklimlendirme sistemi 35-45°C ısıtma ve 7-12°C soğutma sistemine göre fancoil olarak dizayn edildiği için hesaplarda cihazın 45°C sıcak su çıkışındaki kapasitesi kullanılacaktır (Şekil 4.5).

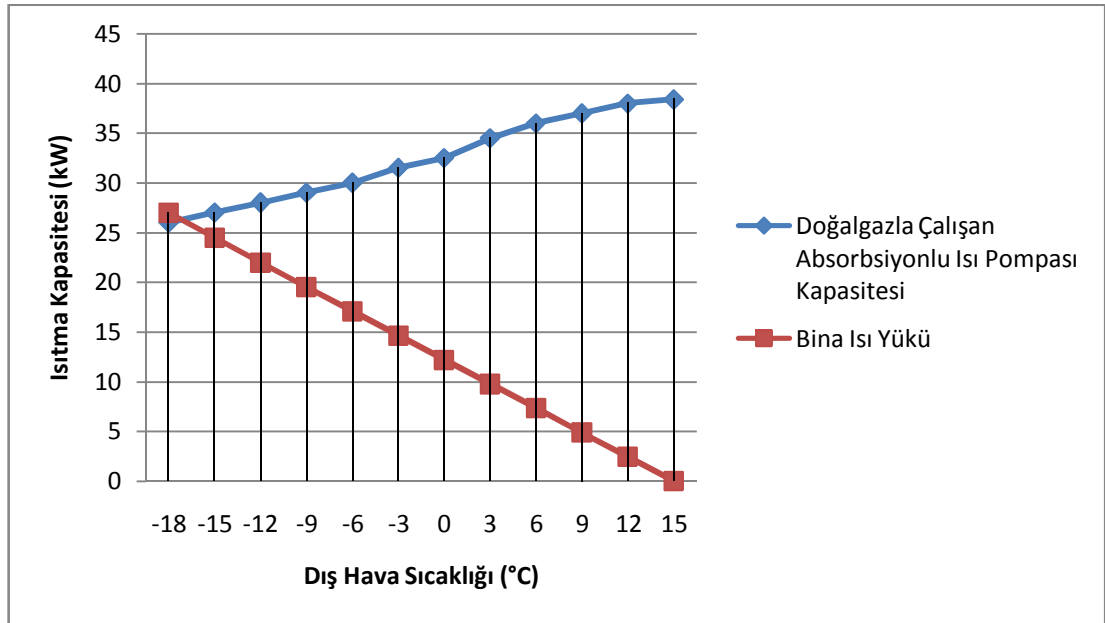
Hava kaynaklı ısı pompalarında, ısıtma yüklerine göre cihaz kapasitesi seçiminde en önemli adım “denge sıcaklığı”nın belirlenmesidir. Denge sıcaklığı, cihazın ısıtma kapasitesinin, sistemin ısı gereksinimine eşit olduğu durumdaki dış hava sıcaklığıdır. Başka bir deyişle, dış hava sıcaklığına bağlı cihaz ısıtma kapasitesi eğrisi ile bina ısı gereksinimi eğrisinin kesişme noktasındaki dış hava sıcaklığıdır.

Denge noktasından düşük sıcaklıklarda, ısı pompasının ısıtma kapasitesi, binanın ısıtma gereksiniminden daha düşüktür. Bu sıcaklıklarda sisteme ek ısıtıcı ile destek verilmelidir.

Doğalgaz ile çalışan absorpsiyonlu ısı pompaları, monovalent işletim sistemine göre tasarlandıkları için ayrıca elektrikli ısıtıcılar ve farklı enerji kaynaklı sistemler ile

birlikte kullanılmazlar. Bu tip cihazlar, binanın ısı yükünü, tek başına karşılamalıdır yani denge sıcaklığı, en soğuk dış hava sıcaklığına eşit veya daha düşük olacak şekilde cihaz seçimi yapılmalıdır.

Denge sıcaklığı -17°C bulunmuştur. Seçeceğimiz ısı pompası, en soğuk günlerde dahi hiçbir ilave ısıtıcıya gerek kalmadan bina ısı yükünü karşılayacak kapasiteyi sağlamalıdır (Şekil 4.6).



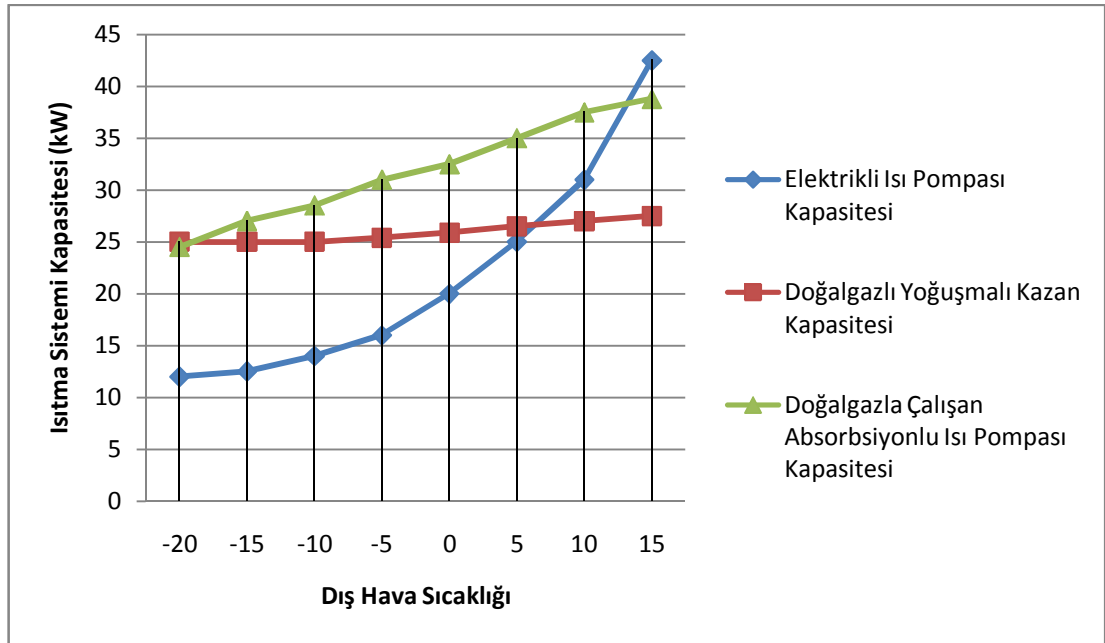
Şekil 4.6. Denge Sıcaklığı

TS 2164 ve TS 825'e göre ısı kaybı hesabında Ankara ili dış hava sıcaklığı -12°C alınmaktadır. Meteorolojik verilere göre ortalama sıcaklıklar gün geçtikçe değişiklikler göstermektedir ve çok eski olan TS 2164 normlarında da değişiklikler yapılması söz konusudur. Bu nedenle bu çalışmada Ankara ilinde yaşanan en soğuk gün olarak yapılan en yakın tarihli ölçüm olan 27 Aralık 2002 tarihli $-14,6^{\circ}\text{C}$ değeri dış hava sıcaklığı olarak baz alınmıştır. Bu sıcaklık değerinde bina ısı yükü olarak yaklaşık 25 kW kapasiteyi karşılayacak olan bir ısı pompası seçimi yapılmalıdır.

$$Q_{\text{kay}} = Q_{\text{yoğ}} + Q_{\text{soğ}} = 25 \text{ kW}$$

$$\text{ITK} = 1$$

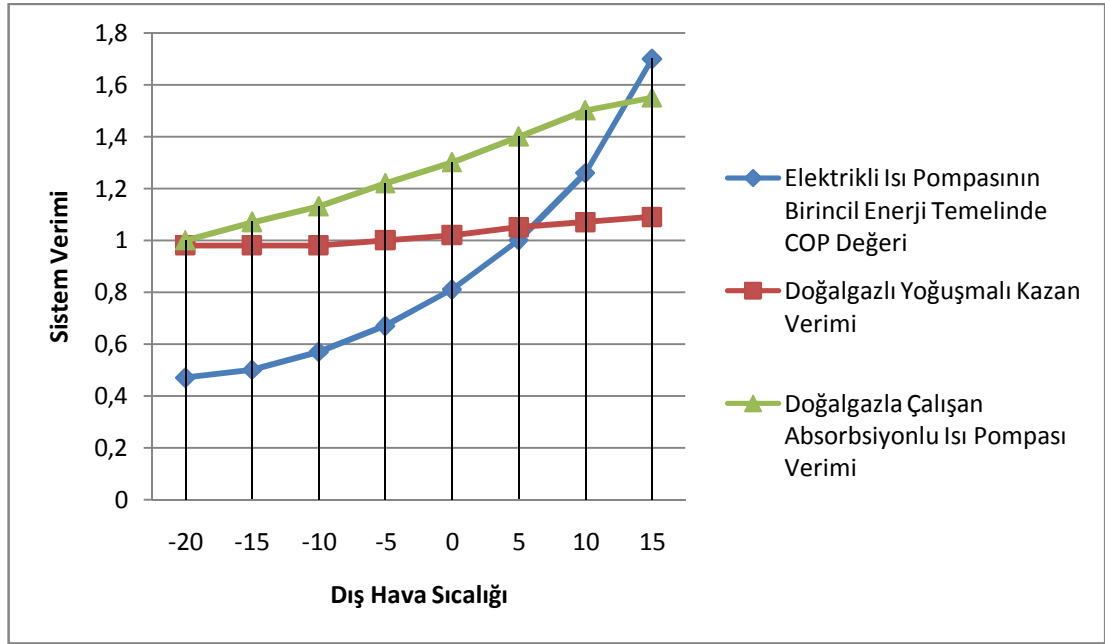
İlk yatırım maliyeti de düşünülerek, kaynatıcıda kullanılan doğalgaz brülörünün dolayısı ile kaynatıcıya verilen ısı yükünün 25 kW olan bir ısı pompası sistemimiz için uygundur. Bulmuş olduğumuz -17°C 'lik denge sıcaklığı, Ankara için en soğuk sıcaklık değeri olarak aldığımız $-14,6^{\circ}\text{C}$ 'den daha soğuk bir değer olduğu için bu hesaba göre de cihaz seçimimiz uygundur.



Şekil 4.7. Isıtma Sistem Kapasiteleri

25 kW kapasiteli bir buhar sıkıştırırmalı ısı pompası 5°C sıcaklığın altındaki sıcaklıklarda elektrikli ısıtıcıya ihtiyaç duymaktadır (Şekil 4.7). Daha büyük kapasiteli bir ısı pompası seçiminde de ilk yatırım maliyetleri oldukça fazla çıkacaktır.

Ayrıca (Şekil 4.8.)’de görüldüğü gibi 25 kW kapasiteli bir buhar sıkıştırma ısı pompası yaklaşık 13°C’ lik bir dış hava sıcaklığında absorpsiyonlu ısı pompasının verimine ulaşabilmektedir.

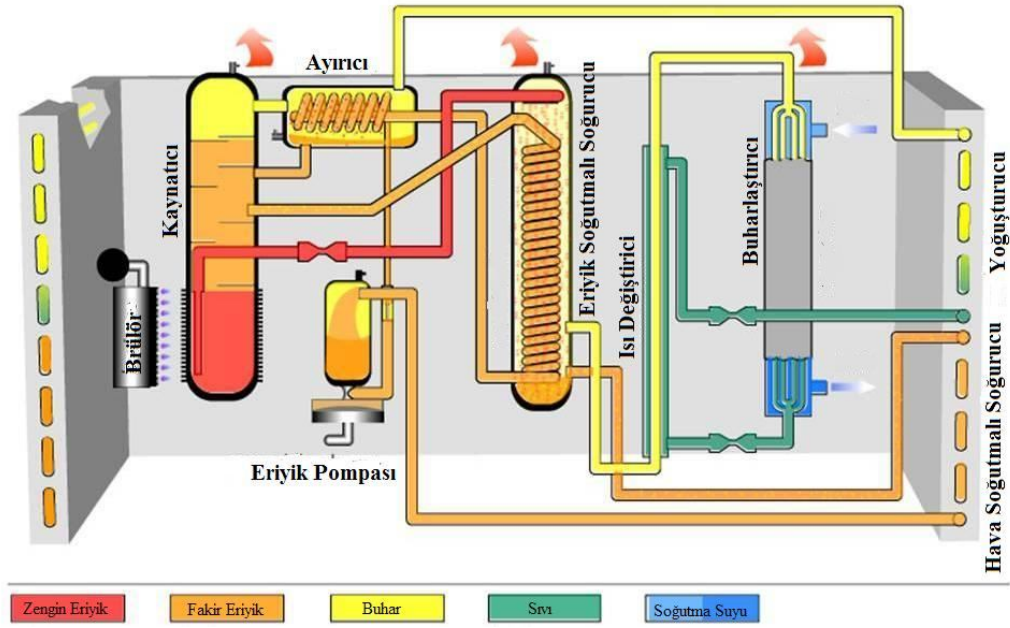


Şekil 4.8. Isıtma Sistemleri Verim Değerleri

4.2. Referans Çevrim Oluşturma ve Sistem Parametrelerinin Seçimi

Literatürde tesir katsayılarını iyileştirmek üzerine yapılan teorik yeni çevrim çalışmalarının bir çoğunun deneysel çalışmalarla desteklenmemiş olması, deneysel çalışmaları yapılan çevrimlerin bir çoğunun ise teorik çalışmadaki sonuçlarla farklılıklar arz etmesi, ve bazı çevrimlerinde çok karışık olması ve dolayısı ile ilk yatırımı bakımından uygulanabilir olmaması gibi sorunlardan dolayı bu çalışmada hem teorik hem deneysel hem de ticari olarak yapılan çalışmaların hepsinde aynı sonuçları veren, tek etkili $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ çözeltisi bir çevrim referans olarak alınmış ve bu çevrimin termodinamik analizleri yapılarak hem teorik hem deneysel hem de ticari ürünün literatüre açık olan bilgileri ile paralellik sağlanmaya çalışılmıştır. $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ (amonyak-su) ile çalışan referans çevrim için kaynatıcı, soğurucu, buharlaştırıcı ve

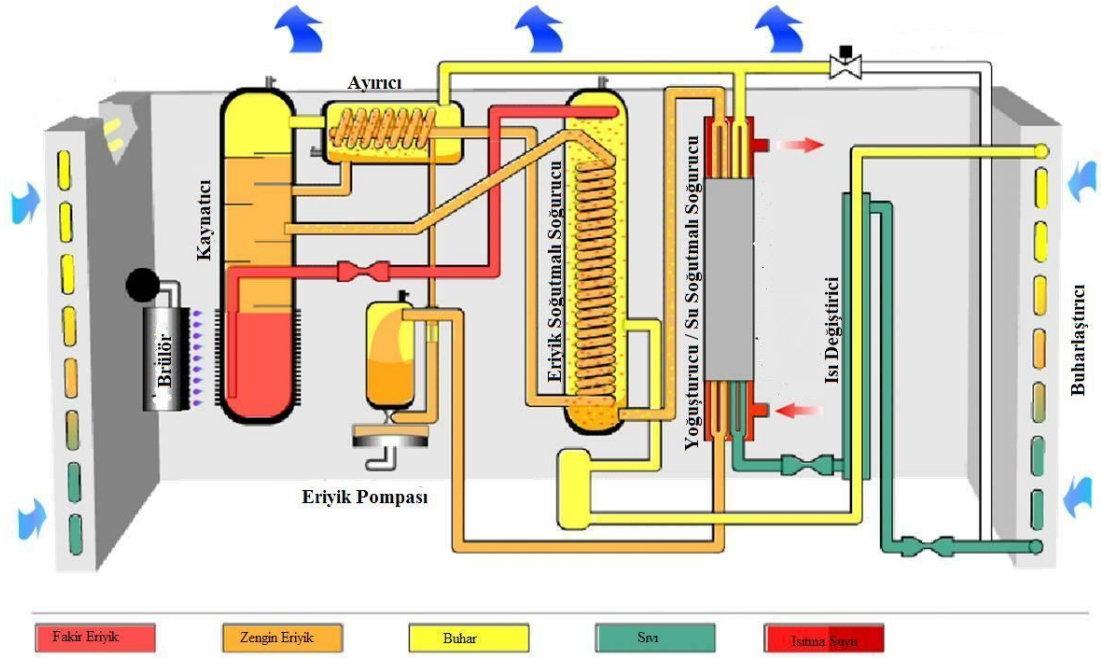
yoğuşturucu sıcaklıkları tespit edilerek sistemin ısıtma (ITK) ve soğutma (STK) tesir katsayıları bulunmuştur. Böylelikle hem yapılan kabullerin doğruya yakın olması hedeflenmiş hem de çalışmanın doğru bir sonuca varması amaçlanmıştır. Burada akışkanların termodinamik özelliklerini bulmada, bölüm 3.4.6'da verilen eşitliklerden faydalanılmıştır.



Şekil 4.9. Robur marka ısı pompasının şematik soğutma çevrimi

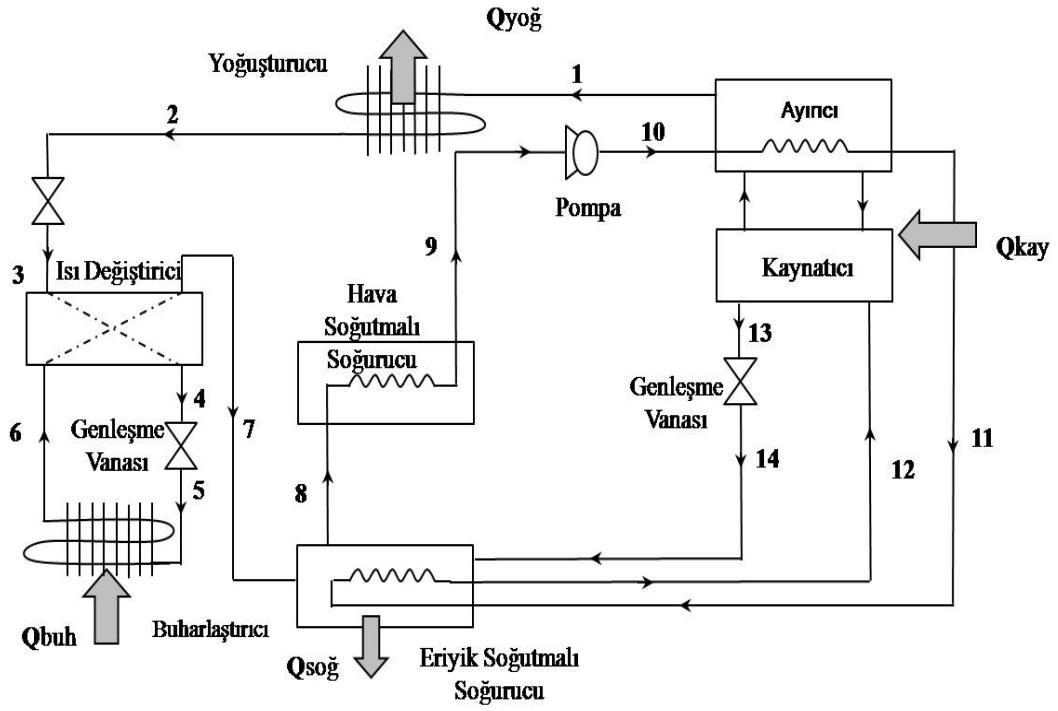
İtalyan Robur firmasının ürün gamında doğalgazla çalışan absorpsiyonlu ısı pompası da yer almaktadır (Şekil 4.9 ve Şekil 4.10). Bu absorpsiyonlu ısı pompasının çevrimi de referans olarak seçilen çevrimle aynı olması sebebi ile Robur firmasının literatüre açık olan dökümanlarından da referans çevrimin termodinamik analizleri yapılırken yararlanılmıştır. Robur firmasının literatüre açık olan dökümanlarında Kaynatıcı sıcaklığı 130 °C ve 19 bar verilirken kaynatıcıya verilen enerji için 25,7 kW kapasiteli tek kademeli doğalgaz brülörü kullanıldığı bildirilmektedir. Sistemin düşük basıncı 4 bar ve ayırıcıdan ayrılan buharın sıcaklığı ise 75°C olarak verilmektedir. Ayrıca çözelti pompası ve buharlaştırıcı fanı için toplamda 0,6 kW elektrik tüketimi olduğu yine literatüre açık bilgilerde yer almaktadır. ITK değerinin

ise dış hava sıcaklığına ve yoğuşturucudan çıkan suyun sıcaklığına bağlı olarak verdikleri tablolardan referans çevrim için yapılan hesaplarla paralel olduğu görülmektedir.

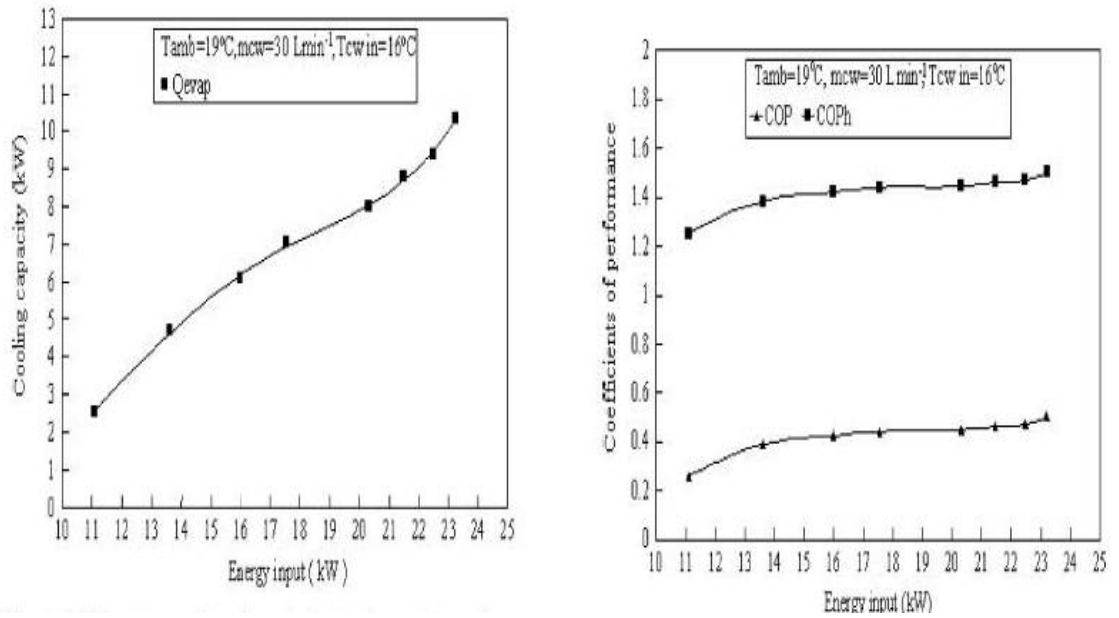


Şekil 4.10. Robur marka ısı pompasının şematik ısıtma çevrimi

Horuz ve Callander, Şekil 4.11’de gösterilen soğutma çevriminde, buharlaştırıcıdan alınan kapasiteyi 10 kW olarak deneysel bir çalışma yapmışlar ve Şekil 4.12’de gösterilen sonuçlara ulaşmışlardır [54]. Bu deneyde sisteme 23,2 kW’lık ısı enerjisi girdisi sağlanırken çözelti pompası ve soğutma suyu pompası için 0,37 kW, fan için ise 0,25 kW’lık elektrik ihtiyacı olmuştur. Bu deney sonucunda elde edilen değerlerde referans çevrim hesaplarında elde edilen değerlerle paralellik sağlamaktadır.

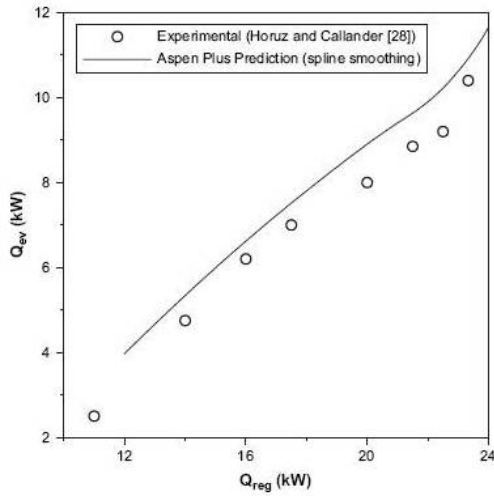


Şekil 4. 11. Tek etkili $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ çözeltili soğutma çevrimi

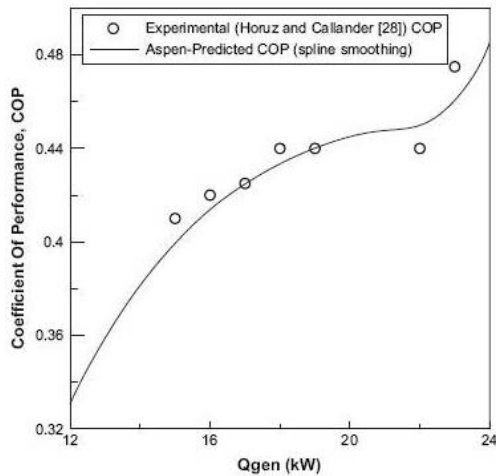


Şekil 4.12. Horuz ve Callander tarafından yapılan deneysel çalışmanın sonuçları

Darwish, Al-Hashimi ve Al-Mansoori (2008), Şekil 4.11’de verilen soğutma çevrimine sahip Şekil 4.9’da gösterilen Robur firmasının doğalgazla çalışan ısı pompasını Aspen Plus yönetimi ile performans analizini yapmışlardır [29]. Bu çalışmada yüksek basınç 15,55 bar düşük basınç 3,25 bar soğutucu akışkan amonyak konsantrasyonu %99,99 olarak alınmıştır. Deneysel çalışma yapan Horuz ve Callander ile sonuçlar paralellik arz etmiştir (Şekil 4.13, Şekil 4.14).



Şekil 4.13. Buharlaştırıcı ve Kaynatıcı kapasiteleri için mukayese



Şekil 4.14. Kaynatıcı kapasitesi ile COP değişimi

$\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ile çalışan absorpsiyonlu ısı pompası hesaplamalarının yapılabilmesi için öncelikle sistem sıcaklıkları belirlenmelidir. Temel çalışma sıcaklıkları, yoğuşturucu sıcaklığı, kaynatıcı sıcaklığı, buharlaştırıcı sıcaklığı ve soğurucu sıcaklığıdır.

4.2.1. Yoğuşturucu sıcaklığı

Isıtma sistemi $35\text{-}45^\circ\text{C}$ göre tasarlanmış fancoil ısıtma sistemi olduğu için yoğuşturucu sıcaklığı 5°C fark ile $T_{\text{yoğ}} = 50^\circ\text{C}$ seçilmiştir.

Seçilen sıcaklık için Eş. 3.38c kullanılarak ;

Ayırıcıdan çıkan amonyak konsantrasyonu $Y_1 = 0,99$ alınarak ve $T_{\text{yoğ}} = 50^\circ\text{C}$ için amonyak su buharının doyma basıncı $P_{\text{yoğ}} = 1935 \text{ kPa}$ bulunur. Bu basınç sistemin yüksek basıncını tanımlamaktadır. Yoğuşturucu sıcaklığı ne kadar yüksek tanımlanırsa buna bağlı olarak da sistemin yüksek basınç değeri o kadar yüksek olmaktadır.

4.2.2. Buharlaştırıcı sıcaklığı

Çizelge 4.1. Soğutma Sıcaklıkları ve Uygulama Alanları [55]

Soğutma Sıcaklıkları	Uygulama Alanları
$4^\circ\text{C} < T < 25^\circ\text{C}$	Özellikle iklimlendirme uygulamaları
$-10^\circ\text{C} < T < 4^\circ\text{C}$	Genel amaçlı soğutma
$-20^\circ\text{C} < T < -10^\circ\text{C}$	Düşük sıcaklık uygulamaları

Çizelge 4.1’de belirtildiği gibi soğutma sisteminin iklimlendirme amaçlı kullanımında soğutma sıcaklıkları 4°C ’den büyük olmaktadır. Soğutma için seçtiğimiz fan coil çalışma sıcaklığı $7\text{-}12^\circ\text{C}$ göre tasarlanmış soğutma sistemi için $T_{\text{buh}} = 5^\circ\text{C}$ seçilmiştir.

Seçilen sıcaklık için Eş 3.38 kullanılarak ;

$T_{buh} = 5^{\circ}\text{C}$ için amonyak su buharının doyma basıncı $P_{buh} = 484 \text{ kPa}$ bulunur. Bu basınç sistemin düşük basıncını tanımlamaktadır.

4.2.3. Soğurucu sıcaklığı

$T_{soğ} = T_{yoğ} = 50^{\circ}\text{C}$ kabul edilmiştir.

Ayırıcıdan çıkan amonyak konsantrasyonu $Y_1 = 0,99$ kabul edilirse Eş. 3.42 ile $T_1 = 78^{\circ}\text{C}$ bulunur.

Su soğutmalı soğurucuda, soğutma suyu sıcaklığı göz önüne alınarak ve yoğuşturucu giriş sıcaklığı ile dengede olması için çözelti soğutmalı soğurucu çıkış sıcaklığı 78°C , su soğutmalı soğurucu sıcaklığı 50°C olarak alınmıştır.

$P_{buh} = P_{soğ} = 484 \text{ kPa}$ dır.

4.2.4. Kaynatıcı sıcaklığı

484 kPa basınçta ve 50°C sıcaklıkta çalışan soğurucudaki doymuş haldeki zengin çözeltisin konsantrasyonu X_{zengin} Eş. 3.38 kullanılarak;

$X_{zengin} = 0,427$ olarak hesaplanmıştır.

Kaynatıcıdan ayrılan çözelti konsantrasyonunun $X_{zengin} = X_{fakir} = 0,427$ ve kaynatıcı basıncının 1935 kPa olduğu durumdaki kaynatıcı sıcaklığı Eş. 3.38 kullanılarak $T_{cut-off} = 103,8^{\circ}\text{C}$ olarak hesaplanmıştır.

Bu sıcaklık, kaynatıcıya gelen ve kaynatıcıdan ayrılan çözelti konsantrasyonlarının eşit olduğu sıcaklık olup kaynatıcıdan soğutucu akışkan buharlaşmamıştır ve bu sıcaklıkta sistem çalışmamaktadır.

$\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ sistemlerinde soğurucudan çıkan çözelti konsantrasyonu (X_{zengin}) ve kaynatıcıdan çıkan çözelti konsantrasyonu (X_{fakir}) arasındaki “ gazlaştırma genişliği olarak adlandırılan fark %10 ile %25 arasında bulunur [40]. %10’luk gazlaştırma genişliği için X_{fakir} ;

$$X_{\text{fakir}} = X_{\text{zengin}} - 0,1 = 0,427 - 0,10 = 0,327 \text{ olarak bulunur.}$$

Kaynatıcıdan çıkan çözelti konsantrasyonunun, $X_{\text{fakir}} = 0,327$ olduğu durum için Eş. 3.38 kullanılarak $T_{\text{kay}} = 124,1^\circ\text{C}$ bulunur. $124,1^\circ\text{C}$ ve üzerindeki sıcaklıklarda sistem çalışmaktadır. Seçilen sistem şartlarında kaynatıcı sıcaklığı $T_{\text{kay}} = 130^\circ\text{C}$ olarak seçilmiştir.

$$T_{\text{kay}} = 130^\circ\text{C} , P_d = 1935 \text{ kPa} = 19,35 \text{ atm}$$

4.2.5. İdeal Tesir Katsayısı

Seçilen çalışma sıcaklıklarına göre ideal ısıtma ITKI ve soğutma STKI’ ları aşağıdaki şekilde bulunur. Burada $T_{\text{kay}}=130^\circ\text{C}$ olarak Bölüm 4.3’de hesap edilerek bulunmuştur.

$$\begin{aligned} \text{STKI} &= \frac{Q_{\text{buh}}}{Q_{\text{kay}}} = \left(\frac{T_{\text{buh}}}{T_{\text{kay}}} \right) \left(\frac{T_{\text{kay}} - T_{\text{yoğ}}}{T_{\text{yoğ}} - T_{\text{buh}}} \right) \\ \text{STKI} &= \left(\frac{278,15 \text{ K}}{403,15 \text{ K}} \right) \left(\frac{403,15 \text{ K} - 323,15 \text{ K}}{323,15 \text{ K} - 278,15 \text{ K}} \right) = 1,227 \\ \text{ITKI} &= \frac{Q_{\text{abs}} + Q_{\text{yoğ}}}{Q_{\text{kay}}} = \frac{T_{\text{yoğ}}}{T_{\text{kay}}} \cdot \left(\frac{T_{\text{kay}} - T_{\text{buh}}}{T_{\text{yoğ}} - T_{\text{buh}}} \right) \\ \text{ITKI} &= \left(\frac{323,15 \text{ K}}{403,15 \text{ K}} \right) \left(\frac{403,15 \text{ K} - 278,15 \text{ K}}{323,15 \text{ K} - 278,15 \text{ K}} \right) = 2,227 \end{aligned}$$

Çevrimlerde yapılacak iyileştirmeler ile ITK değerinde 2,227’ ye, STK değerinde ise 1,227’ ye kadar yaklaşılabilmektedir.

4.3. Hesaplamalar

4.3.1. Referans çevrim için hesaplamalar

Eş. 3.38 kullanarak $X_{13} = 0,301$ bulunur.

$X_8 - X_{13} = 0,427 - 0,301 = 0,126 = \%12,6$ olup $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ sistemleri için belirtilmiş olan $\%10\text{-}25$ aralığında kalmaktadır.

Kaynatıcıdan çıkan 1_a buharı, kaynatıcıdan $T_{\text{kay}} = 130^\circ\text{C}$ kaynatıcı sıcaklığında, doymun halde çıkmaktadır ve $X_{13} = 0,301$ konsantrasyonuna sahip 13 numaralı akımla Eş. 3.46'da belirtildiği şekilde denge halindedir.

1_a akımının amonyak konsantrasyonu sıvı-buhar dengesini veren Eş. (3.46) ile $Y_B = Y_{1a} = 0,919$ olarak hesaplanır.

1_a akımının doymuş buhar entalpisi Eş. 3.41 ile $h_{1a} = 1600,87 \text{ kJ/kg}$ olarak bulunur.

1_a akımı 0,919 amonyak konsantrasyonu ile ayırıcıya girer. Ayırıcıda gerekli soğutma sağlanarak, ayırıcı çıkışındaki buhar (1 numaralı akım) kütlege 0,99'luk amonyak konsantrasyonuna sahip olarak çıkar. ($Y_1 = 0,99$ kabul edilmiştir.)

Eş. 3.42 ile $T_1 = 78^\circ\text{C}$ ve

Eş. 3.41 ile $h_1 = 1406,72 \text{ kJ/kg}$ olarak bulunur.

Ayırıcıyı terk eden sıvı çözelti (1_b akımı) ayırıcıyı terk eden buhar (1 numaralı akım) ile denge halindedir.

Ayırıcı çıkışının 0,99'luk amonyak konsantrasyonuna sahip olduğu kabulü ile dengede olduğu sıvı çözeltisinin (1_b akımı) konsantrasyonu Eş. 3.46 ile ,

$X_s = X_{1b} = 0,572$ olarak hesaplanır.

Eş. 3.40 ile $T_{1b} = 102,62^\circ\text{C}$ olarak bulunur.

Eş. 3.39 ile $h_{1b} = 239,74 \text{ kJ/kg}$ olarak bulunur.

$T_2 = 50^\circ\text{C}$ $h_2 = 229,23$ Eş. 3.39 ile bulunur.

$h_2 = h_3 = 229,23 \text{ kJ/kg}$ olarak bulunur.

Eş. 3.40 ile $T_3 = 35,7^\circ\text{C}$ olarak bulunur.

$$E_{\text{ısı değiştirici}} = \frac{Q_{\text{gerçek}}}{Q_{\text{maksimum}}}$$

$$E_{\text{ısı değiştirici}} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_6}$$

Buharlaştırıcıdan çıkan doymuş buhar fazındaki akışkanın, buharlaştırıcı sıcaklığında olduğu kabul edilerek $T_6 = 10^\circ\text{C}$ alınmıştır.

Eş. 3.41 ile $h_6 = 1320,39 \text{ kJ/kg}$ olarak bulunur.

Burada $E_{\text{ısı değiştiricisi}} = 0,5$ alınırsa $T_4 = 22,9^\circ\text{C}$ bulunur.

Eş. 3.39 ile $h_4 = 95,43 \text{ kJ/kg}$ olarak bulunur.

$h_4 = h_5 = 95,43 \text{ kJ/kg}$ olarak bulunur.

$$Q_{\text{ısı değiştirici}} = \dot{m}_3 \cdot (h_3 - h_4) = \dot{m}_6 \cdot (h_7 - h_6)$$

$h_7 = 1463,29 \text{ kJ/kg}$ olarak bulunur.

$T_8 = 78^\circ\text{C}$ kabul edilmiştir. $P_8 = 484 \text{ kPa}$ $X_8 = 0,427$

Eş. 3.39 ile $h_8 = 104,15 \text{ kJ/kg}$ bulunur.

$T_2 = T_9 = 50^\circ\text{C}$ kabul edilmiştir $P_9 = 484 \text{ kPa}$ $X_9 = 0,427$

Eş. 3.39 ile $h_9 = -26,74 \text{ kJ/kg}$ bulunur.

Su soğutmalı soğurucudan çıkan akışkan pompa ile kaynatıcı basıncına çıkarılmaktadır. Çözeltisin pompa çıkışındaki entalpisi;

$$\dot{W}_p = \dot{m}_9 \cdot (h_{10} - h_9) = (P_{10} - P_9) \cdot v_9 \cdot \dot{m}_9 / \eta_p$$

$$\eta_p = 0,9 \text{ alınır}$$

$$h_{10} = h_9 + (P_{10} - P_9) \cdot v_9 / \eta_p \text{ ifadesi ile bulunur.}$$

Sıkıştırılmaz akışkan için $v_8 \approx v_9$ kabulü ile soğurucudan çıkan zengin çözeltisin özgül hacim değeri v_8 Eş. 3.43 kullanarak $v_9 = 0,002568$ bulunur.

$$h_{10} = -26,74 \text{ kJ/kg} + (1935 \text{ kPa} - 484 \text{ kPa}) \cdot 0,002568 \text{ m}^3/\text{kg} \cdot 1 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3 / 0,9$$

$$h_{10} = -22,60 \text{ kJ/kg bulunur.}$$

$$\text{Eş. 3.39 ile } T_{10} = 51,2 \text{ }^\circ\text{C bulunur.}$$

$$T_{13} = 130 \text{ }^\circ\text{C} \quad P_{13} = 1935 \text{ kPa}$$

$$\text{Eş. 3.38 kullanarak } X_{13} = 0,301 \text{ bulunmuştur.}$$

$$\text{Eş. 3.39 ile } h_{13} = h_{14} = 386,81 \text{ kJ/kg bulunur.}$$

Kaynatıcıdan buhar fazında çıkan çözeltisin, ayırıcıda oluşturduğu tüm enerjiyi, absorberden çıkan çözeltisin ayırıcıdan geçirilmesi aşamasında eriyiğe aktardığı kabulü yapılırsa,

$$\dot{Q}_{\text{ayırıcı}} = \dot{m}_{1b} \cdot h_{1b} + \dot{m}_1 \cdot h_1 - \dot{m}_{1a} \cdot h_a$$

$$\dot{Q}_{\text{ayırıcı}} = \dot{m}_{11} \cdot h_{11} - \dot{m}_{10} \cdot h_{10}$$

$$\dot{m}_{1a} \cdot Y_{1a} = \dot{m}_1 \cdot Y_1 + \dot{m}_{1b} \cdot X_1$$

$$\dot{m}_{1a} \cdot Y_{1a} = \dot{m}_1 \cdot Y_1 + (\dot{m}_{1a} - \dot{m}_1) \cdot X_{1b}$$

Amonyak dengesini düzenleyerek kaynatıcıdan çıkan $\dot{m}_{1a}$ ve ayırıcıdan yoğunlaşarak kaynatıcıya dönen $\dot{m}_{1b}$ kütle debilerini bulabiliriz.

$$\dot{m}_{1a} = \dot{m}_1 \frac{Y_1 - X_{1b}}{Y_{1a} - X_{1b}}$$

$$\dot{m}_{1b} = \dot{m}_1 \frac{Y_{1a} - Y_1}{X_{1b} - Y_{1a}}$$

$$q_{ay} = \frac{\dot{Q}_{ay}}{\dot{m}_1} = f \cdot (h_{11} - h_{10}) = h_{1b} \frac{Y_{1a} - Y_1}{X_{1b} - Y_{1a}} + h_1 - h_{1a} \frac{Y_1 - X_{1b}}{Y_{1a} - X_{1b}}$$

$$f = \frac{\dot{m}_{12}}{\dot{m}_1} = \frac{Y_1 - X_{13}}{X_{12} - X_{13}}$$

$$= \frac{0,99 - 0,301}{0,427 - 0,301}$$

$$f = 5,5$$

$h_{11} = 63,76$ kJ/kg bulunur.

Eş. 3.39 ile $T_{11} = 69,5$ °C bulunur.

Çözeltisin absorberden geçirilmesi ile 20°C artış olduğu kabul edilirse,

$T_{12} = T_{11} + 20^\circ\text{C} = 90^\circ\text{C}$ bulunur.

Eş. 3.39 ile $h_{12} = 162,39$ kJ/kg bulunur.

Kütle, Enerji ve Amonyak Dengeleri

Ayırıcı :

Kütle Dengesi

$$\dot{m}_{1a} = \dot{m}_1 + \dot{m}_{1b}$$

Amonyak Dengesi

$$\dot{m}_{1a} \cdot Y_{1a} = \dot{m}_1 \cdot Y_1 + \dot{m}_{1b} X_1$$

$$\dot{m}_{1a} \cdot Y_{1a} = \dot{m}_1 \cdot Y_1 + (\dot{m}_{1a} - \dot{m}_1) \cdot X_{1b}$$

Amonyak dengesini düzenleyerek kaynatıcıdan çıkan $\dot{m}_{1a}$ ve ayırıcıdan yoğunlaşarak kaynatıcıya dönen $\dot{m}_{1b}$ kütle debilerini bulabiliriz.

$$\dot{m}_{1a} = \dot{m}_1 \frac{Y_1 - X_{1b}}{Y_{1a} - X_{1b}}$$

$$\dot{m}_{1b} = \dot{m}_1 \frac{Y_{1a} - Y_1}{X_{1b} - Y_{1a}}$$

Enerji Dengesi

$$\dot{Q}_{ay} = \dot{m}_{1b} \cdot h_{1b} + \dot{m}_1 \cdot h_1 - \dot{m}_{1a} \cdot h_a$$

$$\dot{Q}_{ay} = \dot{m}_{10} h_{10} - \dot{m}_{11} \cdot h_{11}$$

$$q_{ay} = \dot{Q}_{ay} / \dot{m}_1 = h_{1b} \frac{Y_{1a} - Y_1}{X_{1b} - Y_{1a}} + h_1 - h_{1a} \frac{Y_1 - X_{1b}}{Y_{1a} - X_{1b}}$$

$$q_{ay} = \dot{Q}_{ay} / \dot{m}_1 = f \cdot (h_{11} - h_{10})$$

$$q_{ay} = 472,25 \text{ kJ/kg}$$

Kaynatıcı :

Kütle Dengesi

$$\dot{m}_{13} + \dot{m}_{1b} = \dot{m}_{1a} + \dot{m}_{14}$$

Amonyak Dengesi

$$\dot{m}_{13} \cdot X_{13} + \dot{m}_{1b} \cdot X_{1b} = \dot{m}_{1a} \cdot Y_{1a} + \dot{m}_{14} \cdot X_{14}$$

Enerji Dengesi

$$\dot{Q}_{kay} = \dot{m}_{1a} \cdot h_{1a} + \dot{m}_{13} \cdot h_{13} - \dot{m}_{12} \cdot h_{12} - \dot{m}_{1b} \cdot h_{1b}$$

$$q_{kay} = \frac{\dot{Q}_{kay}}{\dot{m}_1} = h_{1a} \frac{Y_1 - X_{1b}}{Y_{1a} - X_{1b}} + (f - 1) \cdot h_{13} - f \cdot h_{12} - h_{1b} \frac{Y_{1a} - Y_1}{X_{1b} - Y_{1a}}$$

$$q_{kay} = 2719,34 \text{ kJ/kg}$$

Yoğuşturucu / Su Soğutmalı Soğurucu

Kütle Dengesi

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9$$

Amonyak Dengesi

$$\dot{m}_1 \cdot Y_1 = \dot{m}_2 \cdot X_2$$

$$\dot{m}_8 \cdot Y_8 = \dot{m}_9 \cdot X_9$$

Enerji Dengesi

$$\dot{Q}_{\text{yoğ/soğ(ss)}} = \dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_9 \cdot h_9 - \dot{m}_1 \cdot h_1 - \dot{m}_8 \cdot h_8$$

$$q_{\text{yoğ/soğ(ss)}} = \dot{Q}_{\text{yoğ/soğ(ss)}} / \dot{m}_1 = h_2 - h_1 + f \cdot (h_9 - h_8)$$

$$q_{\text{yoğ/soğ(ss)}} = -1893,23 \text{ kJ/kg}$$

Buharlaştırıcı

Kütle Dengesi

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6$$

Amonyak Dengesi

$$\dot{m}_5 \cdot X_5 = \dot{m}_6 \cdot X_6$$

Enerji Dengesi

$$\dot{Q}_{\text{buh}} = \dot{m}_6 \cdot h_6 - \dot{m}_5 \cdot h_5$$

$$q_{\text{buh}} = \dot{Q}_{\text{buh}} / \dot{m}_1 = h_6 - h_5$$

$$= 1234,06 \text{ kJ/kg}$$

Soğurucu

Kütle Dengesi

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_7 + \dot{m}_{14}$$

Amonyak Dengesi

$$\dot{m}_8 \cdot X_8 = \dot{m}_7 \cdot Y_7 + \dot{m}_{14} \cdot X_{14}$$

Enerji Dengesi

$$\dot{Q}_{\text{soğ(es)}} = \dot{m}_8 \cdot h_8 - \dot{m}_7 \cdot h_7 - \dot{m}_{14} \cdot h_{14} + \dot{m}_{12} \cdot h_{12} - \dot{m}_{11} \cdot h_{11}$$

$$q_{\text{soğ(es)}} = \dot{Q}_{\text{soğ(es)}} / \dot{m}_1 = f \cdot h_8 - h_7 - (f-1) \cdot h_{14} + f \cdot (h_{12} - h_{11})$$

$$= -2080,43 \text{ kJ/kg}$$

Pompa

$$\dot{W}_p = \dot{m}_9 \cdot (h_{10} - h_9) = (P_{10} - P_9) \cdot v_9 \cdot \dot{m}_9 / \eta_p$$

$\eta_p = 0,9$ kabul edilmiştir.

$$w_p = W_p / \dot{m}_1 = (P_{10} - P_9) \cdot v_9 \cdot f / \eta_p$$

$$w_p = 22,64 \text{ kJ/kg}$$

Isıtma (ITK) ve Soğutma (STK) Tesir Katsayıları

İhtiyacımız olan ısı pompasının en soğuk gün olarak kabul ettiğimiz $-14,6^\circ\text{C}$ için 25 kW'lık bir ısıyı sağlamasını istediğimiz ve ısı pompamızda tekli işleme göre çalışacağı için,

ITK = 1 olmalı yani,

$$\dot{Q}_{\text{yog}} + \dot{Q}_{\text{soğ}} = \dot{Q}_{\text{kay}}$$

İfadesinden $Q_{\text{kay}} = 25 \text{ kW}$ olmalıdır.

Kaynatıcıya verilen ısı net 25 kW'lık bir ısı olduğuna göre;

$$\dot{m}_1 = \frac{\dot{Q}_{\text{kay}}}{q_{\text{kay}}} = \frac{25 \text{ kW} (= 25 \frac{\text{kJ}}{\text{sn}})}{2719,34 \text{ kJ/kg}} = 0,0092 \text{ kg/sn}$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_7 = 0,0092 \text{ kg/sn}$$

$$f = \frac{\dot{m}_{12}}{\dot{m}_1} = \frac{Y_1 - X_{13}}{X_{12} - X_{13}}$$

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_1 \cdot f = 0,0092 \text{ kg/sn} \cdot 5,5 = 0,0506 \text{ kg/sn}$$

$$\dot{m}_{1a} = \dot{m}_1 \frac{Y_1 - X_{1b}}{Y_{1a} - X_{1b}} = 0,0092 \text{ kg/sn} \frac{0,99 - 0,572}{0,937 - 0,572} = 0,0105 \text{ kg/sn}$$

$$\dot{m}_{1b} = \dot{m}_1 \frac{Y_{1a} - Y_1}{X_{1b} - Y_{1a}} = 0,0092 \text{ kg/sn} \frac{0,937 - 0,99}{0,572 - 0,937} = 0,0013 \text{ kg/sn}$$

$$\dot{m}_{12} + \dot{m}_{1b} = \dot{m}_{1a} + \dot{m}_{13}$$

$$\dot{m}_{13} = 0,0414 \text{ kg/sn}$$

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14}$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_7 + \dot{m}_{14} = 0,0506 \text{ kg/sn}$$

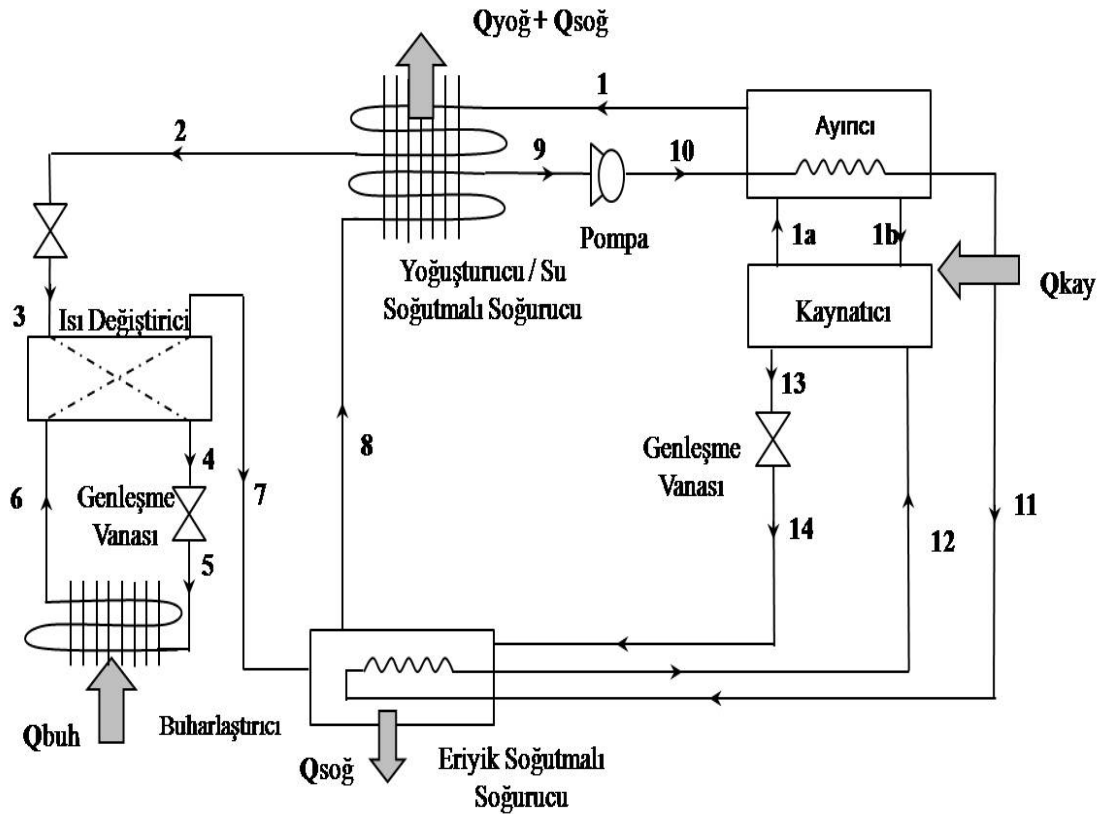
$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} = 0,0506 \text{ kg/sn}$$

$$\dot{Q}_{\text{yoğ/soğ}} = \dot{m}_1 \cdot q_{\text{yoğ/soğ}} = 0,0092 \frac{\text{kg}}{\text{sn}} \cdot -1893,23 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = -17,42 \frac{\text{kJ}}{\text{sn}} = -17,42 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{\text{soğ}} = \dot{m}_1 \cdot q_{\text{soğ}} = 0,0092 \frac{\text{kg}}{\text{sn}} \cdot -2080,43 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = -19,14 \frac{\text{kJ}}{\text{sn}} = -19,14 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{\text{buh}} = \dot{m}_1 \cdot q_{\text{buh}} = 0,0092 \frac{\text{kg}}{\text{sn}} \cdot 1234,06 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 11,35 \frac{\text{kJ}}{\text{sn}} = 11,35 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_p = \dot{m}_1 \cdot w_p = 0,0092 \frac{\text{kg}}{\text{sn}} \cdot 22,64 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 0,21 \frac{\text{kJ}}{\text{sn}} = 0,21 \text{ Kw}$$



Şekil 4.15. Referans çevrim

Çizelge 4.2. Referans çevrim sistem noktaları ve değerleri

Sistem Noktaları ve Değerleri									
Nokta	P (kPa)	T (°C)	X (%)	h (kJ/kg)	h _o	s (kJ/kg.K)	s _o	Ψ (kJ/kg)	m (kg/sn)
1	1935	78	0,99	1406,72	1324,06	5,851	6,580	286,89	0,0092
1a	1935	130	0,919	1600,87	1421,21	6,173	8,182	742,48	0,0105
1b	1935	102,62	0,572	239,74	-218,50	2,134	0,736	66,59	0,0013
2	1935	50	0,99	229,23	19,93	2,270	1,594	19,92	0,0092
3	1300	35,7	0,99	229,23	19,93	2,050	1,594	81,55	0,0092
4	1300	22,9	0,99	95,43	19,93	1,850	1,594	3,78	0,0092
5	484	4,9	0,99	95,43	19,93	1,560	1,594	85,03	0,0092
6	484	10	0,99	1329,49	1324,06	6,522	6,580	21,68	0,0092
7	484	54	0,99	1463,29	1324,06	5,653	6,580	398,93	0,0092
8	484	78	0,427	104,15	-218,01	1,565	0,536	33,89	0,0506
9	484	50	0,427	-26,74	-218,01	1,181	0,536	10,57	0,0506
10	1935	51,6	0,427	-22,60	-218,01	1,203	0,536	8,55	0,0506
11	1935	69,5	0,427	63,76	-218,01	1,450	0,536	25,71	0,0506
12	1935	90	0,427	162,39	-218,01	1,726	0,536	47,02	0,0506
13	1935	130	0,301	386,81	-172,72	2,050	0,393	95,31	0,0414
14	1935	73,7	0,301	386,81	-172,72	1,335	0,393	295,62	0,0414
15		30		125,06	28,68	0,436	0,106	3,93	0,0006
16		45		188,45	28,68	0,638	0,106	10,73	0,0006
17		12		49,42	28,68	0,181	0,106	-0,27	0,0007
18		7		28,68	28,68	0,106	0,106	0,00	0,0007

1.Kanun Analizi:

$$\dot{Q}_{kay} + \dot{Q}_{buh} + \dot{W}_{pompa} = \dot{Q}_{yoğ/soğ} + \dot{Q}_{soğ}$$

$$25,0kW + 11,35kW + 0,21kW - (17,42kW + 19,14kW) = 0$$

olarak hesaplanmıştır.

$$ITK = \frac{\dot{Q}_{yoğ/soğ} + \dot{Q}_{soğ}}{\dot{Q}_{kay} + \dot{W}_p} = \frac{17,42 \text{ kW} + 19,14 \text{ kW}}{25 \text{ kW} + 0,21 \text{ kW}} = 1,4502$$

$$STK = \frac{\dot{Q}_{buh}}{\dot{Q}_{kay} + \dot{W}_p} = \frac{11,35 \text{ kW}}{25 \text{ kW} + 0,21 \text{ kW}} = 0,4502$$

Ekserji Analizi:

Ekserji analizinde referans çevre sıcaklığı belirlenmelidir. Ankara için ısı pompası seçimi ısıtma değerleri göz önüne alınarak yapıldığı için ekserji analizi de 280,15 K sıcaklığına göre yapılmıştır.

Kaynatıcı için ekserji analizi

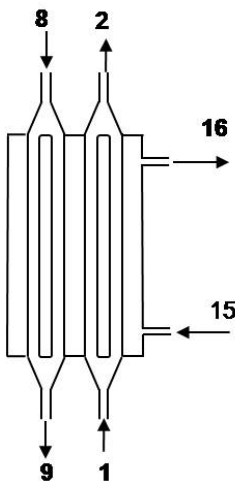
$$\Delta \dot{E}_{\text{kay}} = \dot{m}_{1b} \psi_{1b} + \dot{m}_{12} \psi_{12} - \dot{m}_{1a} \psi_{1a} - \dot{m}_{13} \psi_{13} + \dot{Q}_{\text{kay}} \left(1 - \frac{T_o}{T_{\text{kay}}} \right)$$

Değerler çizelge 4.3'den yerlerine konulursa,

$$\Delta \dot{E}_{\text{kay}} = 1,65 \text{ kJ/sn olarak bulunur.}$$

Yoğuşturucu/Soğurucu için ekserji analizi

$$\begin{aligned} \Delta \dot{E}_{\text{yoğ/soğ}} = & (\dot{m}_1 \psi_1 + \dot{m}_8 \psi_8 + \dot{m}_{16} \psi_{16}) - (\dot{m}_2 \psi_2 + \dot{m}_9 \psi_9 + \dot{m}_{15} \psi_{15}) \\ & - \dot{Q}_{\text{yoğ/soğ}} \left(1 - \frac{T_o}{T_{\text{yoğ/soğ}}} \right) \end{aligned}$$



Şekil 4.16. Yoğuşturucu/soğurucu akış şeması

Değerler çizelge 4.3'den yerlerine konulursa,

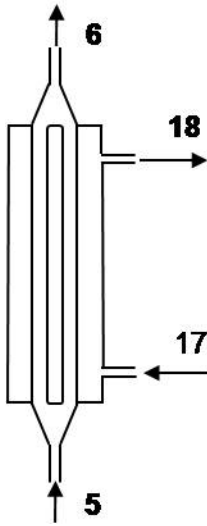
$$\Delta \dot{E}_{\text{yoğ/soğ}} = 0,14 \text{ kJ/sn olarak bulunur.}$$

Buharlaştırıcı için ekserji analizi

$$\Delta \dot{E}_{\text{buh}} = (\dot{m}_5 \psi_5 + \dot{m}_{18} \psi_{18}) - (\dot{m}_{16} \psi_6 + \dot{m}_{17} \psi_{17}) + \dot{Q}_{\text{buh}} \left(1 - \frac{T_o}{T_{\text{buh}}}\right)$$

Değerler çizelge 4.3'den yerlerine konulursa,

$$\Delta \dot{E}_{\text{buh}} = 0,49 \text{ kJ/sn olarak bulunur.}$$



Şekil 4.17. Buharlaştırıcı akış şeması

Soğurucu için ekserji analizi

$$\Delta \dot{E}_{\text{soğ}} = (\dot{m}_7 \psi_7 + \dot{m}_{10} \psi_{10} + \dot{m}_{14} \psi_{14}) - (\dot{m}_8 \psi_8 + \dot{m}_{11} \psi_{11}) - \dot{Q}_{\text{soğ}} \left(1 - \frac{T_o}{T_{\text{soğ}}}\right)$$

Değerler çizelge 4,3'den yerlerine konulursa,

$$\Delta \dot{E}_{\text{soğ}} = 11,96 \text{ kJ/sn olarak bulunur.}$$

Isı Değiştirici için ekserji analizi

$$\Delta \dot{E}_{ID} = (\dot{m}_6 \psi_6 + \dot{m}_3 \psi_3) - (\dot{m}_4 \psi_4 + \dot{m}_7 \psi_7)$$

Değerler çizelge 4.3'den yerlerine konulursa,

$$\Delta \dot{E}_{ID} = 2,76 \text{ kJ/sn olarak bulunur.}$$

Çözelti Pompası için ekserji analizi

$$\Delta \dot{E}_{pompa} = \dot{m}_9 \psi_9 - \dot{m}_{10} \psi_{10} + \dot{W}_{pompa}$$

Değerler çizelge 4.3'den yerlerine konulursa,

$$\Delta \dot{E}_{pompa} = 0,54 \text{ kJ/sn olarak bulunur.}$$

Sistemdeki toplam ekserji kaybı ;

$$\Delta \dot{E}_{Toplam} = \Delta \dot{E}_{kay} + \Delta \dot{E}_{yoğ/soğ} + \Delta \dot{E}_{buh} + \Delta \dot{E}_{soğ} + \Delta \dot{E}_{ID} + \Delta \dot{E}_{pompa}$$

$$\Delta \dot{E}_{Toplam} = 14,67 \text{ kJ/sn}$$

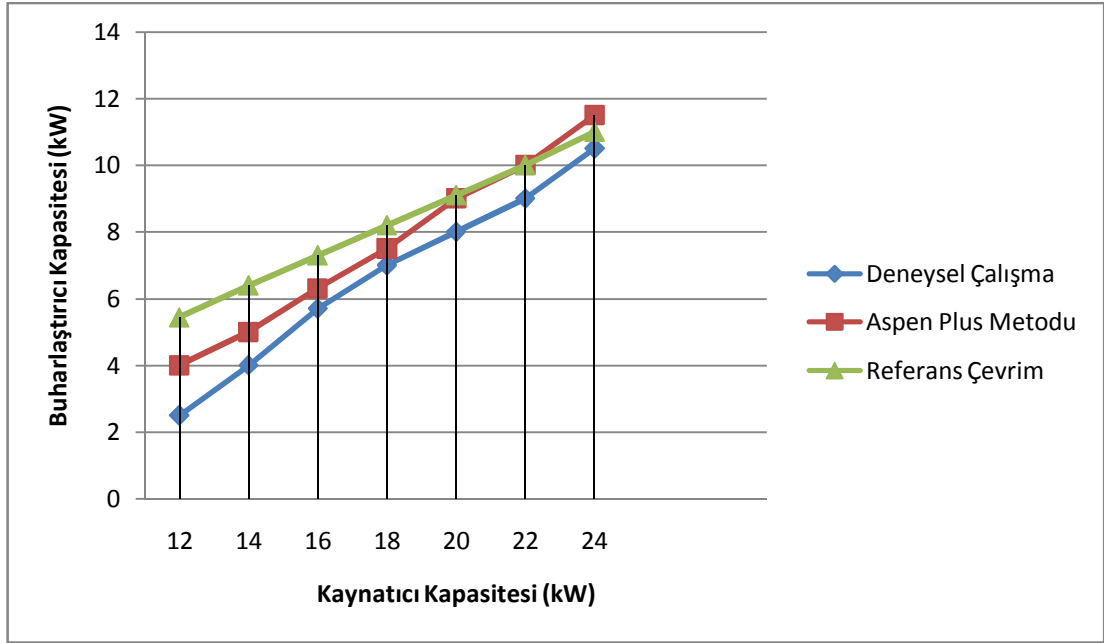
Ekserji ısıtma ve soğutma tesir katsayısı

$$EITK = \frac{q_{yoğ} (1 - T_0/T_{yoğ}) + q_{soğ} (1 - T_0/T_{soğ})}{q_{kay} (1 - T_0/T_{kay}) + \dot{W}_p} = 0,6207$$

$$ESTK = \frac{q_{buh} (1 - T_0/T_{yoğ})}{q_{kay} (1 - T_0/T_{kay}) + \dot{W}_p} = 0,1927$$

bulunur.

Horuz ve Callender tarafından yapılan deneysel çalışma, Darwish, Al-Hashimi ve Al-Mansoori tarafından yapılan aspen plus yöntemi ile yapılan çalışmalar ile bu çalışmada oluşturulan referans çevrimin kaynatıcı ve buharlaştırıcı kapasiteleri Şekil 4.18'de sunulmuştur.



Şekil 4.18. Kaynatıcı ve Buharlaştırıcı kapasiteleri

4.3.2. Geliştirilmiş çevrim için hesaplamalar

484 kPa basınçta ve 50°C sıcaklıkta çalışan soğurucudaki doymuş haldeki zengin çözeltisin konsantrasyonu X_{zengin} Eş. 3.38 kullanılarak,

$X_{zengin} = 0,427$ olarak hesaplanmıştır.

II.Kaynatıcıdan ayrılan çözelti konsantrasyonunun $X_{zengin} = X_{fakir} = 0,427$ ve kaynatıcı basıncının 484 kPa olduğu durumdaki kaynatıcı sıcaklığı Eş. 3.38 kullanılarak $T_{cut-off} = 49,9^{\circ}\text{C}$ olarak hesaplanmıştır.

Bu sıcaklık, kaynatıcıya gelen ve kaynatıcıdan ayrılan çözelti konsantrasyonlarının eşit olduğu sıcaklık olup kaynatıcıdan soğutucu akışkan buharlaşmamıştır ve bu sıcaklıkta sistem çalışmamaktadır.

$\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ sistemlerinde soğurucudan çıkan çözelti konsantrasyonu (X_{zengin}) ve kaynatıcıdan çıkan çözelti konsantrasyonu (X_{fakir}) arasındaki “ gazlaştırma genişliği olarak adlandırılan fark %10 ile %25 arasında bulunur [13]. %10’luk gazlaştırma genişliği için X_{fakir} ;

$$X_{\text{fakir}} = X_{\text{zengin}} - 0,1 = 0,427 - 0,10 = 0,327 \text{ olarak bulunur.}$$

Kaynatıcıdan çıkan çözelti konsantrasyonunun, $X_{\text{fakir}} = 0,327$ olduğu durum için Eş. 3.38 kullanılarak $T_{\text{kay}} = 68,4^\circ\text{C}$ bulunur. $68,4^\circ\text{C}$ ve üzerindeki sıcaklıklarda sistem çalışmaktadır. Seçilen sistem şartlarında kaynatıcı sıcaklığı $T_{\text{kay}} = 75^\circ\text{C}$ olarak seçilmiştir.

$$T_{\text{kay}} = 75^\circ\text{C} , P_d = 484 \text{ kPa} = 4,84 \text{ atm}$$

$$\text{Eş. 3.38 kullanarak } X_{23} = 0,295 \text{ bulunur.}$$

$$X_8 - X_{13} = 0,427 - 0,295 = 0,132 = \%13,2 \text{ olup } \text{NH}_3/\text{H}_2\text{O} \text{ sistemleri için belirtilmiş olan \%10-25 aralığında kalmaktadır.}$$

Kaynatıcıdan çıkan 18_a buharı, kaynatıcıdan $T_{\text{kay}} = 75^\circ\text{C}$ kaynatıcı sıcaklığında, doymun halde çıkmaktadır ve $X_{23}=0,295$ konsantrasyonuna sahip 23 numaralı akımla Eş. 3.46’ belirtildiği şekilde denge halindedir.

1_a akımının amonyak konsantrasyonu sıvı-buhar dengesini veren Eş. 3.46 ile $Y_B = Y_{1a} = Y_{18a} = 0,915$ olarak hesaplanır.

18_a akımının doymuş buhar entalpisi Eş. 3.41 ile

$$h_{1a} = h_{18a} = 1555,81 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

18_a akımı 0,915 amonyak konsantrasyonu ile ayırıcıya girer. Ayırıcıda gerekli soğutma sağlanarak, ayırıcı çıkışındaki buhar (18 numaralı akım) kütlece 0,99’luk amonyak konsantrasyonuna sahip olarak çıkar. ($Y_{18}=0,99$ kabul edilmiştir.)

Eş. 3.42 ile $T_{18} = 47\text{ °C}$ ve

Eş. 3.41 ile $h_{18} = 1385,02\text{ kJ/kg}$ olarak bulunur.

Ayırıcıyı terk eden sıvı çözelti (18_b akımı) ayırıcıyı terk eden buhar (18 numaralı akım) ile denge halindedir.

Ayırıcı çıkışının $0,99$ 'luk amonyak konsantrasyonuna sahip olduğu kabulü ile dengede olduğu sıvı çözeltisin (18_b akımı) konsantrasyonu Eş. 3.46 ile

$X_s = X_{18b} = 0,572$ olarak hesaplanır.

Eş. 3.40 ile $T_{18b} = 51,06\text{ °C}$ olarak bulunur.

Eş. 3.39 ile $h_{18b} = -16,75\text{ kJ/kg}$ olarak bulunur.

$T_{19} = 35\text{ °C}$ $P_{19} = 484\text{ kPa}$

Eş. 3.39 ile $h_{19} = 154,61\text{ kJ/kg}$ bulunur.

Zengin çözelti elde edebilmek için karışım oranını ve miktarını bulmak gerekir.

$$\dot{m}_{11}.X_{11} + \dot{m}_{19}.X_{19} = \dot{m}_{12}.X_{12}$$

$$X_{11} = 0,427, X_{19} = 0,99$$

$$\dot{m}_{18} = \dot{m}_{19} = 0,0061\text{ kg/sn}$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} = 0,0578\text{ kg/sn}$$

Buradan,

$$X_{12} = 0,481\text{ bulunur.}$$

I. Kaynatıcı için dolaşım oranı

$$f = \frac{\dot{m}_{14}}{\dot{m}_1} = \frac{Y_1 - X_{15}}{X_{14} - X_{15}}$$

$$f = 3,8\text{ bulunur.}$$

Soğurucudan 0,427 konsantrasyon oranı ile çıkan sıvı çözeltisin konsantrasyonu kaynatıcıya girmeden önce 0,481 'e yükseltilerek kaynatıcı giriş konsantrasyon oranı yükseltilmiş oldu. Böylece referans çevrimde 5,5 olarak bulunan dolaşım oranı konsantrasyon yükseltme ile 3,8 değerine düşürülmüştür.

II. Kaynatıcı için dolaşım oranı

$$f' = \frac{\dot{m}_{21}}{\dot{m}_{18}} = \frac{Y_{18} - X_{22}}{X_{21} - X_{22}}$$

$$T_{22} = 75 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad P_{13} = 484 \text{ kPa}$$

Eş. 3.38 kullanarak $X_{22} = 0,295$ bulunmuştur.

$f' = 3,7$ bulunur.

$$q_{ay} = \frac{\dot{Q}_{ay}}{\dot{m}_1} = f \cdot (h_{10} - h_9) = h_{1b} \frac{Y_{1a} - Y_1}{X_{1b} - Y_{1a}} + h_1 - h_{1a} \frac{Y_1 - X_{1b}}{Y_{1a} - X_{1b}}$$

$h_{10} = 52,55 \text{ kJ/kg}$ bulunur.

Eş. (3.39) ile $T_{10} = 67,2 \text{ }^{\circ}\text{C}$ bulunur.

Çözeltisin absorberden geçirilmesi ile 20°C artış olduğu kabul edilirse,

$$T_{11} = T_{10} + 20^{\circ}\text{C} = 87^{\circ}\text{C} \text{ bulunur.}$$

Eş. 3.39 ile $h_{11} = 147,70 \text{ kJ/kg}$ bulunur.

$$T_{12} = 85 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Eş. 3.39 ile $h_{12} = 147,48 \text{ kJ/kg}$ bulunur.

$$\dot{W}_p = \dot{m}_{12} \cdot (h_{13} - h_{12}) = (P_{13} - P_{12}) \cdot v_{12} \cdot \dot{m}_{12} / \eta_p$$

$$\eta_p = 0,9 \text{ alınır}$$

$$h_{13} = h_{12} + (P_{13} - P_{12}) \cdot v_{12} / \eta_p \text{ ifadesi ile bulunur.}$$

Sıkıştırılamaz akışkan için $v_{12} \approx v_{13}$ kabulü ile soğurucudan çıkan zengin çözeltisin özgül hacim değeri v_8 Eş. 3.43 kullanarak $v_{12} = 0,004236$ bulunur.

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{11} + \dot{m}_{19}$$

$$\dot{m}_{12} = 0,0639 \text{ kg/sn}$$

$$h_{13} = 155,19 \text{ kJ/kg bulunur.}$$

$$\text{Eş. 3.39 ile } T_{13} = 89 \text{ }^{\circ}\text{C bulunur.}$$

$$h_{13} = h_{14} = h_{20} = h_{21} = 155,19 \text{ kJ/kg bulunur.}$$

$$q_{\text{kay-II}} = \frac{\dot{Q}_{\text{kay-II}}}{\dot{m}_{18}} = f. (h_{15} - h_{16}) = h_{18b} \frac{Y_{18a} - Y_{18}}{X_{18b} - Y_{18a}} + h_{18} - h_{18a} \frac{Y_{18} - X_{18b}}{Y_{18a} - X_{18b}}$$

$$T_{16} = 75 \text{ }^{\circ}\text{C kabulü ile}$$

$$h_{16} = 127,95 \text{ kJ/kg bulunur.}$$

Kütle, Enerji ve Amonyak Dengeleri

Ayırıcı I :

Kütle Dengesi

$$\dot{m}_{1a} = \dot{m}_1 + \dot{m}_{1b}$$

Amonyak Dengesi

$$\dot{m}_{1a} \cdot Y_{1a} = \dot{m}_1 \cdot Y_1 + \dot{m}_{1b} \cdot X_1$$

$$\dot{m}_{1a} \cdot Y_{1a} = \dot{m}_1 \cdot Y_1 + (\dot{m}_{1a} - \dot{m}_1) \cdot X_{1b}$$

Amonyak dengesini düzenleyerek kaynatıcıdan çıkan $\dot{m}_{1a}$ ve ayırıcıdan yoğunlaşarak kaynatıcıya dönen $\dot{m}_{1b}$ kütle debilerini bulabiliriz.

$$\dot{m}_{1a} = \dot{m}_1 \frac{Y_1 - X_{1b}}{Y_{1a} - X_{1b}}$$

$$\dot{m}_{1b} = \dot{m}_1 \frac{Y_{1a} - Y_1}{X_{1b} - Y_{1a}}$$

Enerji Dengesi

$$\dot{Q}_{ay} = \dot{m}_{1b} \cdot h_{1b} + \dot{m}_1 \cdot h_1 - \dot{m}_{1a} \cdot h_a$$

$$\dot{Q}_{ay} = \dot{m}_{10} \cdot h_{10} - \dot{m}_{11} \cdot h_{11}$$

$$q_{ay} = \dot{Q}_{ay} / \dot{m}_1 = h_{1b} \frac{Y_{1a} - Y_1}{X_{1b} - Y_{1a}} + h_1 - h_{1a} \frac{Y_1 - X_{1b}}{Y_{1a} - X_{1b}}$$

$$q_{ay} = \dot{Q}_{ay} / \dot{m}_1 = f \cdot (h_{10} - h_9)$$

Kaynatıcı I :

Kütle Dengesi

$$\dot{m}_{14} + \dot{m}_{1b} = \dot{m}_{1a} + \dot{m}_{15}$$

Amonyak Dengesi

$$\dot{m}_{14} \cdot X_{14} + \dot{m}_{1b} \cdot X_{1b} = \dot{m}_{1a} \cdot Y_{1a} + \dot{m}_{15} \cdot X_{15}$$

Enerji Dengesi

$$\dot{Q}_{kay} = \dot{m}_{1a} \cdot h_{1a} + \dot{m}_{15} \cdot h_{15} - \dot{m}_{14} \cdot h_{14} - \dot{m}_{1b} \cdot h_{1b}$$

$$\dot{Q}_{kay} = 25 \text{ kW}$$

Yoğuşturucu / Su Soğutmalı Soğurucu

Kütle Dengesi

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9$$

$$\dot{m}_{18} = \dot{m}_{19}$$

Amonyak Dengesi

$$\dot{m}_1 \cdot Y_1 = \dot{m}_2 \cdot X_2$$

$$\dot{m}_8 \cdot Y_8 = \dot{m}_9 \cdot X_9$$

$$\dot{m}_{18} \cdot Y_{18} = \dot{m}_{19} \cdot X_{19}$$

Enerji Dengesi

$$\dot{Q}_{yoğ/soğ(ss)} = \dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_9 \cdot h_9 + \dot{m}_{19} \cdot h_{19} - \dot{m}_1 \cdot h_1 - \dot{m}_8 \cdot h_8 - \dot{m}_{18} \cdot h_{18}$$

$$\dot{Q}_{yoğ/soğ(ss)} = -28,43 \text{ kW}$$

Buharlaştırıcı

Kütle Dengesi

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6$$

Amonyak Dengesi

$$\dot{m}_5 \cdot X_5 = \dot{m}_6 \cdot X_6$$

Enerji Dengesi

$$\dot{Q}_{\text{buh}} = \dot{m}_6 \cdot h_6 - \dot{m}_5 \cdot h_5$$

$$\dot{Q}_{\text{buh}} = 13,22 \text{ kW}$$

Soğurucu

Kütle Dengesi

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_7 + \dot{m}_{14}$$

Amonyak Dengesi

$$\dot{m}_8 \cdot X_8 = \dot{m}_7 \cdot Y_7 + \dot{m}_{14} \cdot X_{14}$$

Enerji Dengesi

$$\dot{Q}_{\text{soğ(es)}} = \dot{m}_8 \cdot h_8 - \dot{m}_7 \cdot h_7 - \dot{m}_{17} \cdot h_{17} - \dot{m}_{22} \cdot h_{22} + \dot{m}_{11} \cdot h_{11} - \dot{m}_{10} \cdot h_{10}$$

$$\dot{Q}_{\text{soğ(es)}} = -10,23 \text{ kW}$$

Pompa

$$\dot{W}_p = \dot{m}_9 \cdot (h_{10} - h_9) = (P_{10} - P_9) \cdot v_9 \cdot \dot{m}_9 / \eta_p$$

$$\eta_p = 0,9 \text{ kabul edilmişti.}$$

$$\dot{W}_p = 0,44 \text{ kW}$$

1.Kanun Analizi:

$$\dot{Q}_{\text{kay}} + \dot{Q}_{\text{buh}} + \dot{W}_{\text{pompa}} = \dot{Q}_{\text{yoğ/soğ}} + \dot{Q}_{\text{soğ}}$$

$$25,0 \text{ kW} + 13,22 \text{ kW} + 0,44 \text{ kW} - (28,43 \text{ kW} + 10,23 \text{ kW}) = 0$$

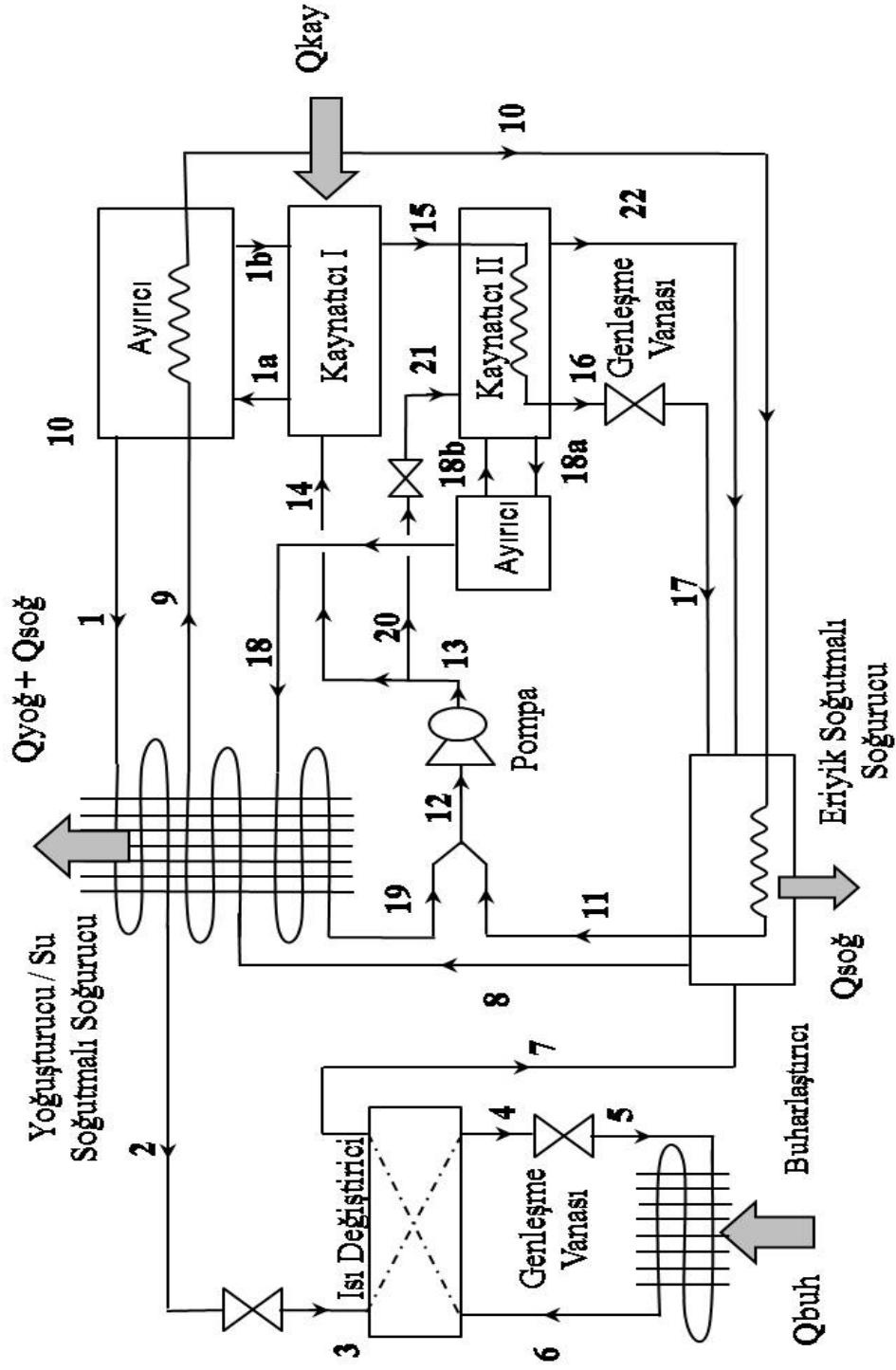
olarak hesaplanmıştır.

$$ITK = \frac{\dot{Q}_{yoğ/soğ} + \dot{Q}_{soğ}}{\dot{Q}_{kay} + \dot{W}_p} = \frac{28,43 \text{ kW} + 10,23 \text{ kW}}{25 \text{ kW} + 0,44 \text{ kW}} = 1,5197$$

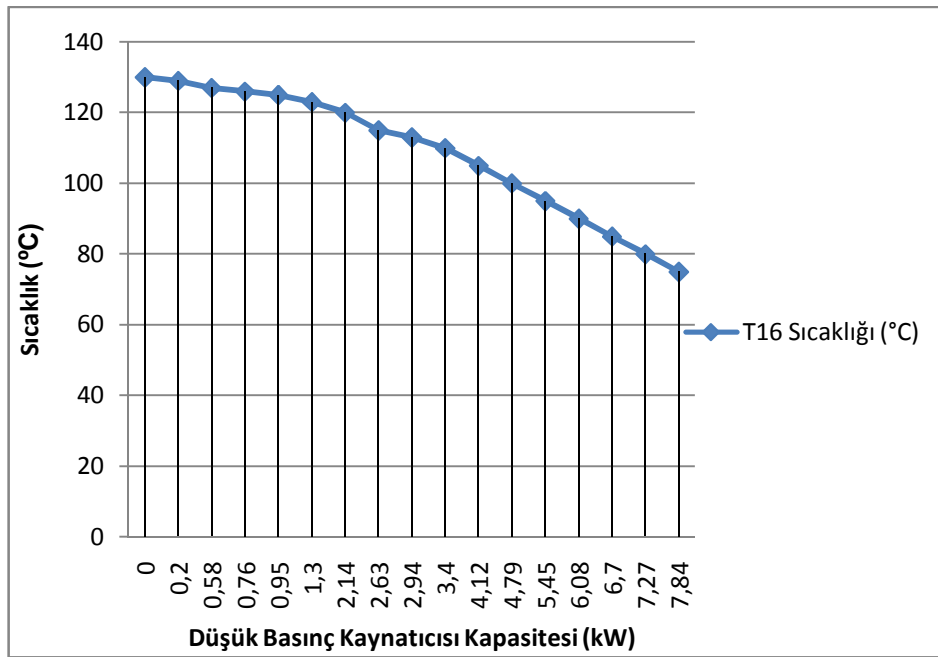
$$STK = \frac{\dot{Q}_{buh}}{\dot{Q}_{kay} + \dot{W}_p} = \frac{13,22 \text{ kW}}{25 \text{ kW} + 0,44 \text{ kW}} = 0,5197$$

Çizelge 4.3. Geliştirilmiş çevrimin sistem noktaları ve değerleri

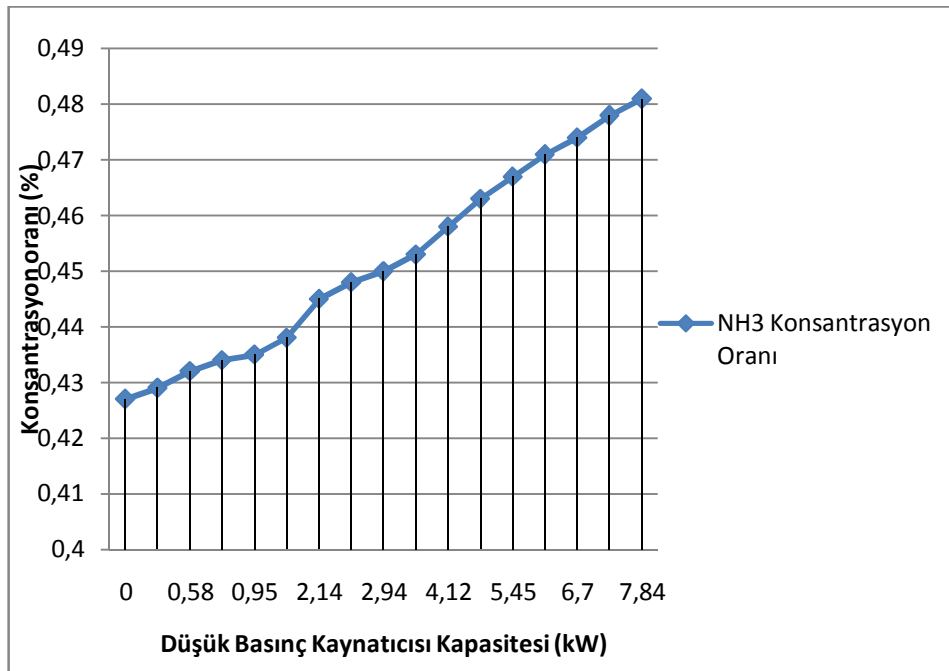
Sistem Noktaları ve Değerleri									
Nokta	P (kPa)	T (°C)	X (%)	h (kJ/kg)	h _o	s (kJ/kg.K)	s _o	Ψ (kJ/kg)	m (kg/sn)
1	1935	78	0,99	1406,72	1324,06	5,851	6,580	286,89	0,0107
1a	1935	130	0,919	1600,87	1421,21	6,173	8,182	742,48	0,0129
1b	1935	102,62	0,572	239,74	-218,50	2,134	0,736	66,59	0,0022
2	1935	50	0,99	229,23	19,93	2,270	1,594	19,92	0,0107
3	1300	35,7	0,99	229,23	19,93	2,050	1,594	81,55	0,0107
4	1300	22,9	0,99	95,43	19,93	1,850	1,594	3,78	0,0107
5	484	4,9	0,99	95,43	19,93	1,560	1,594	85,03	0,0107
6	484	10	0,99	1329,49	1324,06	6,522	6,580	21,68	0,0107
7	484	54	0,99	1463,29	1324,06	5,653	6,580	398,93	0,0107
8	484	78	0,427	104,15	-218,01	1,565	0,536	33,89	0,0581
9	484	50	0,427	-26,74	-218,01	1,181	0,536	10,57	0,0581
10	484	67	0,427	51,88	-218,01	1,416	0,536	23,36	0,0581
11	484	87	0,427	147,70	-218,01	1,686	0,536	43,54	0,0581
12	484	87	0,481	147,48	-225,46	1,769	0,606	47,13	0,0643
13	1935	88,5	0,481	155,19	-225,46	1,790	0,606	48,95	0,0643
14	1935	88,5	0,481	155,19	-225,46	1,790	0,606	48,95	0,0411
15	1935	130	0,301	386,81	-172,72	2,050	0,393	95,32	0,0305
16	1935	75	0,301	127,95	-172,72	1,352	0,393	32,01	0,0305
17	484	15,6	0,301	-116,29	-172,72	0,524	0,393	19,73	0,0305
18	484	47,13	0,99	1507,35	1324,06	6,055	6,580	330,37	0,0062
18a	484	75	0,915	1555,81	1426,38	6,823	8,211	518,28	0,0075
18b	484	51,06	0,572	-16,75	-218,50	1,418	0,736	10,69	0,0013
19	484	35	0,99	154,61	19,93	2,039	1,594	10,01	0,0062
20	1935	88,5	0,481	155,19	-225,46	1,790	0,606	48,95	0,0231
21	484	84,5	0,481	155,19	-225,46	1,736	0,606	64,08	0,0231
22	484	75	0,295	130,71	-169,58	1,345	0,387	31,91	0,0171
23		30		125,06	28,68	0,436	0,106	3,93	0,0006
24		45		188,45	28,68	0,638	0,106	10,73	0,0006
25		12		49,42	28,68	0,181	0,106	-0,27	0,0007
26		7		28,68	28,68	0,106	0,106	0,00	0,0007



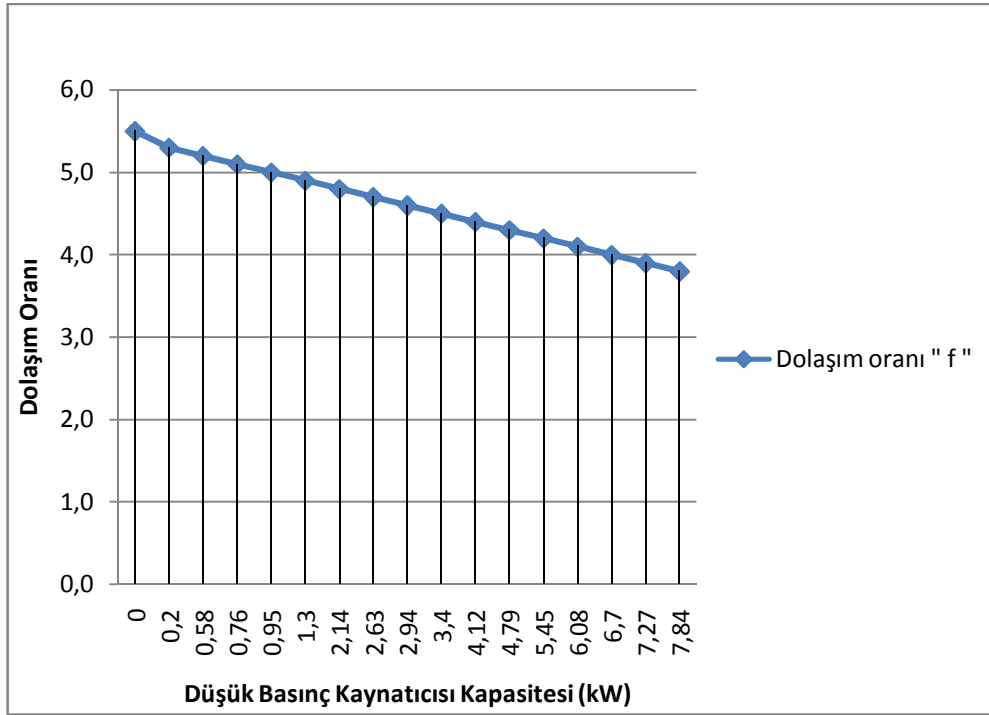
Şekil 4.19. Geliştirilmiş absorpsiyonlu ısı pompası çevrimi



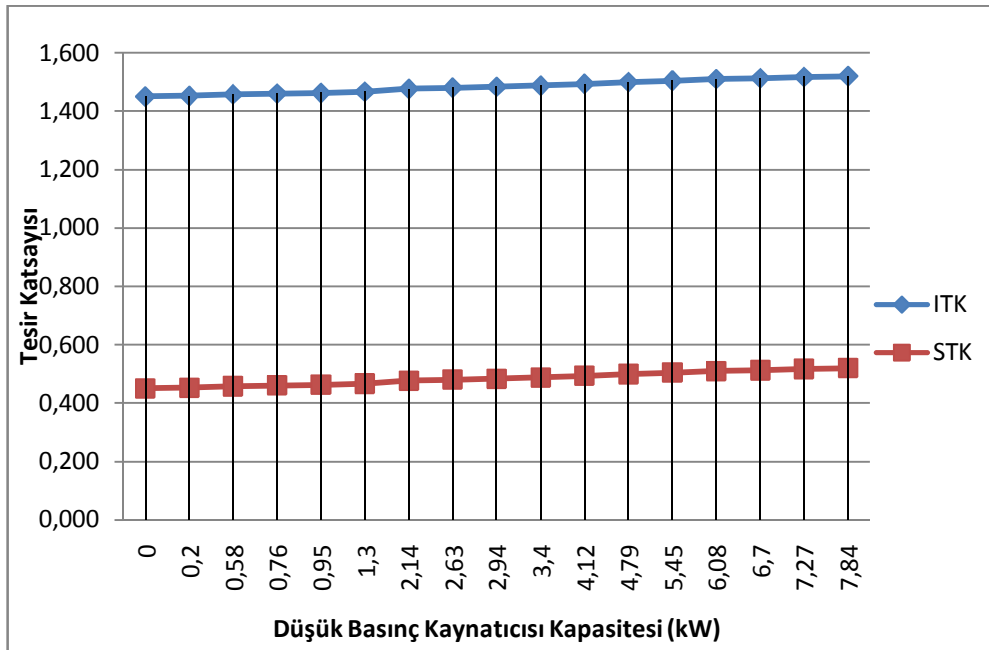
Şekil 4.20. T16 sıcaklığı ile düşük basınç kaynatıcısı kapasitesi değişimi



Şekil 4.21. D.B.kaynatıcısı kapasitesi ile NH₃ konsantrasyonu değişimi



Şekil 4.22. Düşük basınç kaynatıcı kapasitesi ile dolaşım oranı değişimi



Şekil 4.23. Düşük basınç kaynatıcı kapasitesi (kW) ile ITK-STK değişimi

T_{16} sıcaklığı ile düşük basınç kaynatıcısının kapasitesi değişmektedir (Şekil 4.20). Düşük basınç kaynatıcısının kapasitesi ile de soğurucudan çıkan zengin eriyik konsantrasyonu (Şekil 4.21), dolaşım oranı (Şekil 4.22) ve ITK ve STK değerleri (Şekil 4.23) değişmektedir.

Ekserji Analizi:

Ekserji analizinde referans çevre sıcaklığı belirlenmelidir. Ankara için ısı pompası seçimi ısıtma değerleri göz önüne alınarak yapıldığı için ekserji analizi de 280,15 K sıcaklığına göre yapılmıştır.

Kaynatıcı I. için ekserji analizi

$$\Delta \dot{E}_{\text{kay-I}} = \dot{m}_{1b}\psi_{1b} + \dot{m}_{14}\psi_{14} - \dot{m}_{1a}\psi_{1a} - \dot{m}_{15}\psi_{15} + \dot{Q}_{\text{kay-I}} \left(1 - \frac{T_o}{T_{\text{kay-I}}} \right)$$

Değerler çizelge 4.3'den yerlerine konulursa,

$$\Delta \dot{E}_{\text{kay-I}} = 2,70 \text{ kJ/sn olarak bulunur.}$$

Kaynatıcı II. için ekserji analizi

$$\Delta \dot{E}_{\text{kay-II}} = \dot{m}_{21}\psi_{21} - \dot{m}_{18}\psi_{18} - \dot{m}_{22}\psi_{22} + \dot{Q}_{\text{kay-II}} \left(1 - \frac{T_o}{T_{\text{kay-II}}} \right)$$

Değerler çizelge 4.3'den yerlerine konulursa,

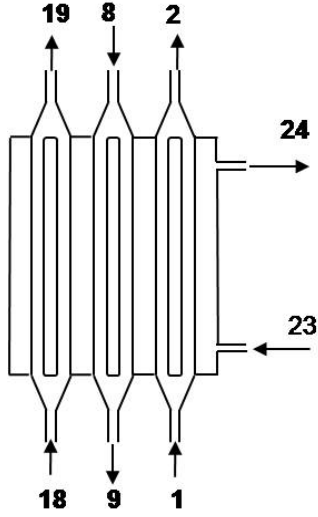
$$\Delta \dot{E}_{\text{kay-II}} = 2,65 \text{ kJ/sn olarak bulunur.}$$

Yoğuşturucu/Soğurucu için ekserji analizi

$$\begin{aligned} \Delta \dot{E}_{\text{yoğ/soğ}} = & (\dot{m}_1\psi_1 + \dot{m}_{18}\psi_{18} + \dot{m}_8\psi_8 + \dot{m}_{24}\psi_{24}) - (\dot{m}_2\psi_2 + \dot{m}_9\psi_9 + \dot{m}_{19}\psi_{19} \\ & + \dot{m}_{23}\psi_{23}) - \dot{Q}_{\text{yoğ/soğ}} \left(1 - \frac{T_o}{T_{\text{yoğ/soğ}}} \right) \end{aligned}$$

Değerler çizelge 4.3'den yerlerine konulursa,

$$\Delta \dot{E}_{\text{yoğ/soğ}} = 2,42 \text{ kJ/sn olarak bulunur.}$$



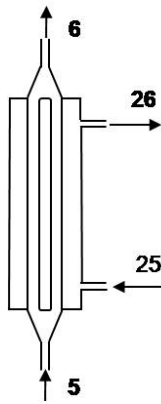
Şekil 4.24. Yoğuşturucu/soğurucu akış şeması

Buharlaştırıcı için ekserji analizi

$$\Delta \dot{E}_{\text{buh}} = (\dot{m}_5 \psi_5 + \dot{m}_{26} \psi_{26}) - (\dot{m}_6 \psi_6 + \dot{m}_{25} \psi_{25}) + \dot{Q}_{\text{buh}} \left(1 - \frac{T_o}{T_{\text{buh}}} \right)$$

Değerler çizelge 4.3'den yerlerine konulursa,

$$\Delta \dot{E}_{\text{buh}} = 0,58 \text{ kJ/sn olarak bulunur.}$$



Şekil 4.25. Buharlaştırıcı akış şeması

Soğurucu için ekserji analizi

$$\Delta \dot{E}_{\text{soğ}} = (\dot{m}_7 \psi_7 + \dot{m}_{10} \psi_{10} + \dot{m}_{17} \psi_{17} + \dot{m}_{22} \psi_{22}) - (\dot{m}_8 \psi_8 + \dot{m}_{11} \psi_{11}) - \dot{Q}_{\text{soğ}} \left(1 - \frac{T_o}{T_{\text{soğ}}} \right)$$

Değerler çizelge 4,3'den yerlerine konulursa,

$$\Delta \dot{E}_{\text{soğ}} = 0,91 \text{ kJ/sn olarak bulunur.}$$

Isı Değiştirici için ekserji analizi

$$\Delta \dot{E}_{\text{ID}} = (\dot{m}_6 \psi_6 + \dot{m}_3 \psi_3) - (\dot{m}_4 \psi_4 + \dot{m}_7 \psi_7)$$

Değerler çizelge 4.3'den yerlerine konulursa,

$$\Delta \dot{E}_{\text{ID}} = 3,20 \text{ kJ/sn olarak bulunur.}$$

Çözelti Pompası için ekserji analizi

$$\Delta \dot{E}_{\text{pompa}} = \dot{m}_{12} \psi_{12} - \dot{m}_{13} \psi_{13} + \dot{W}_{\text{pompa}}$$

Değerler çizelge 4.3'den yerlerine konulursa,

$$\Delta \dot{E}_{\text{pompa}} = 0,32 \text{ kJ/sn olarak bulunur.}$$

Sistemdeki toplam ekserji kaybı ;

$$\Delta \dot{E}_{\text{Toplam}} = \Delta \dot{E}_{\text{kay-I}} + \Delta \dot{E}_{\text{kay-II}} + \Delta \dot{E}_{\text{yoğ/soğ}} + \Delta \dot{E}_{\text{buh}} + \Delta \dot{E}_{\text{soğ}} + \Delta \dot{E}_{\text{ID}} + \Delta \dot{E}_{\text{pompa}}$$

$$\Delta \dot{E}_{\text{Toplam}} = 12,79 \text{ kJ/sn}$$

Ekserji ısıtma ve soğutma tesir katsayısı

$$EITK = \frac{q_{yoğ} (1 - T_0/T_{yoğ}) + q_{soğ} (1 - T_0/T_{soğ})}{q_{kay} (1 - T_0/T_{kay}) + \dot{W}_p} = 0,6377$$

$$ESTK = \frac{q_{buh} (1 - T_0/T_{yoğ})}{q_{kay} (1 - T_0/T_{kay}) + \dot{W}_p} = 0,2181$$

bulunur.

II.Yasa verimi

$$\eta_{ITK} = \frac{ITK}{ITKI} = \frac{1,5197}{2,227} = 0,682$$

$$\eta_{STK} = \frac{ITK}{STKI} = \frac{0,5197}{1,227} = 0,424$$

Çizelge 4.4. Çevrimlerin karşılaştırması

	Referans Çevrim	Geliştirilmiş Çevrim
Kaynatıcı (kW)	25	25
Yoğusturucu (kW)	17,42	28,43
Buharlaştırıcı (kW)	11,35	13,22
Soğurucu (kW)	19,14	10,23
Pompa (kW)	0,21	0,44
f dolaşım oranı	5,5	3,8
Amonyak konsantrasyonu (%)	0,99	0,99
Zengin eriyik konsantrasyonu (%)	0,427	0,481
Fakir eriyik konsantrasyonu (%)	0,301	0,301
ITK	1,4502	1,5197
STK	0,4502	0,5197
Toplam ekserji kaybı (kW)	14,67	12,79

4.4. Maliyet Analizi

Isı pompasını termodinamik bakımdan incelemek yeterli değildir. Bir sistemin uygulanabilir olabilmesi için ekonomik bakımdan da uygun bir maliyette olması şarttır [56].

Buhar sıkıştırılmalı çevrimler gibi yoğunlaştırıcı, buharlaştırıcı ve genleşme vanaları kullanan absorpsiyonlu çevrimli sistemlerin elektrik fiyatlarının çok yüksek olduğu günümüzde daha ekonomik olabileceği düşünülmektedir [57]. Bu nedenle ısıtma soğutma sistemleri tesis edilmeden önceki maliyet analizlerinde mutlaka absorpsiyonlu çevrimlerde hesaba katılmalıdır.

Bu çalışmada ısıtma-soğutma ihtiyaçları göz önüne alınarak bir çalışma yapılmış ve ısıtma-soğutma ihtiyacını karşılayacak sistemlerin maliyet analizlerinin yapılmasında bir değere getirilmiş maliyet (BDGM) yöntemi kullanılmıştır.

Bu yöntemin tercih edilmesinin sebebi, kullanılacak cihazın kurulumu ve çalışma süresi boyunca oluşan masrafların, daha iyi bir karşılaştırma için belli bir referans tarihine getirilerek o tarihteki enerji ihtiyacına bölünmesi ile toplam enerji maliyetlerinin bulunabilmesidir.

İlk yatırımın yıllık maliyeti, toplam ilk yatırım maliyeti ile amortisman faktörünün çarpılması ile bulunur.

$$C_A = I_A \cdot AF \quad (4.1)$$

Bu ifadedeki amortisman faktörü (AF), aşağıdaki formülden hesaplanır.

$$AF = \frac{(1 + i)^n \cdot i}{(1 + i)^n - 1} \quad (4.2)$$

Bugünkü koşullarda yıllık işletme maliyeti;

$$(I_{OM})_{PW} = (C_{OM})_{PW} \cdot \frac{1}{(i - e_f)} \cdot [1 - (1 + e_f)^n (1 + i)^{-n}] \quad (4.3)$$

Bu ifadedeki bugünkü koşullarda yıllık işletme maliyeti $(C_{OM})_{PW}$, yakıt masraflarını ve yıllık bakım masraflarını kapsamaktadır.

Yıllık doğalgaz ihtiyacı;

$$V = \frac{Q_y}{H_u \cdot \eta} \quad (4.4)$$

Yıllık elektrik ihtiyacı;

$$E = \frac{Q_y}{COP} \quad (4.5)$$

$$(C_{OM})_{PW} = (\text{Yıllık Yakıt Miktarı} \times \text{Yakıt Birim Fiyatı}) + \text{Yıllık Bakım Masrafı} \quad (4.6)$$

Bir değere getirilmiş maliyet hesabında eşdeğer yıllık işletme maliyeti;

$$C_{OM} = (I_{OM})_{PW} \cdot AF \quad (4.7)$$

Yıllık toplam yatırım maliyeti ile yıllık işletme maliyetinin toplanması yıllık toplam maliyeti belirler.

$$C_T = C_A + C_{OM} \quad (4.8)$$

Birim ısıtma enerjisi maliyeti aşağıdaki ifade yardımı ile hesaplanır.

$$g_T = C_T / \text{Yıllık Isı Enerjisi İhtiyacı} \quad (4.9)$$

İşletme giderleri hesaplanırken, cihazların, ısıtma sezonunda, 25 kW ısı yükünde, 10 saat 180 gün, soğutma sezonunda 15 kW soğutma yükünde 6 saat 120 gün çalışacağı düşünülmüştür.

Doğalgazlı yoğuşmalı kombi ile ısıtma, multi inverter split klima ile soğutma yapılacağı düşünülerek, elektrikle çalışan ısı pompası ve doğalgazla çalışan absorpsiyonlu ısı pompası mukayesesi yapılmıştır.

Yıllık nominal faiz oranı, $i = \%10$, toplam sistem ömrü; $n = 20$ yıl alınarak amortisman faktörü $AF = 0,1175$ hesaplanmıştır.

İşletme bakım masraflarının geleceği yönelik yıllık eskalasyon oranı (e_f), OECD ortalaması olarak doğalgaz için $\%2,1$ ve elektrik için $\%4$ olarak literatürden alınmıştır [58].

Başkent Doğalgaz Dağıtım A.Ş. Mayıs 2010 doğalgaz fiyatı 0,05757528 TL/kWh [59].

Başkent Elektrik Dağıtım A.Ş. Mayıs 2010 tek zamanlı elektrik fiyatı 0,25238 TL/kWh [60].

Yoğuşmalı Kombi alt ısıl değere göre verimi $\%105$, absorpsiyonlu ısı pompasının ısıtma tesir katsayısı 1,5 ve hava kaynaklı ısı pompası COP değeri 2,8 olarak alınmıştır.

Çizelge 4.5. Isıtma sistemleri maliyeti

Sistem	I_A	C_A	$C_{(OM)PW}$	$I_{(OM)PW}$	C_{OM}	C_T	g_T
	(TL)	(TL/Yıl)	(TL/Yıl)	(TL)	(TL/Yıl)	(TL/Yıl)	(TL/kWh)
DAIP	40000	4700	1994	19501	2291	6991	0,264
DYK	25000	2938	2996	29301	3443	6381	0,155
HKIP	37000	4348	3406	37875	4450	8798	0,587

Çizelge 4.6. Isıtma, soğutma sistemleri maliyeti

Sistem	I_A	C_A	$C_{(OM)PW}$	$I_{(OM)PW}$	C_{OM}	C_T	g_T
	(TL)	(TL/Yıl)	(TL/Yıl)	(TL)	(TL/Yıl)	(TL/Yıl)	(TL/kWh)
DAIP	40000	4700	3139	32554	3825	8525	0,203
DYK + SK	30000	3525	5404	56752	6668	10193	0,196
HKIP	37000	4348	4276	47549	5587	9935	0,534

Çizelge 4.5’de görüldüğü gibi bir değere getirilmiş maliyet analizi, sadece ısıtma için yapılmış ve doğalgazlı absorpsiyonlu ısı pompasının ilk yatırım maliyeti, yoğunlaşma kombiye göre yaklaşık %60 fazla iken birim ısıtma enerjisi maliyetinin de %70 fazla olduğu görülmüştür. Buda bize ilk yatırım maliyetleri arasındaki fark kapanmadığı müddetçe doğalgazlı absorpsiyonlu ısı pompasının sadece ısıtmada kullanımının ekonomik açıdan cazip hale gelemeyeceği fikrini vermektedir. Hava kaynaklı buhar sıkıştırılmalı ısı pompaları hem ilk yatırım maliyeti bakımından hem de birim ısıtma enerjisi maliyeti bakımından günümüz için cazip ısıtma sistemleri değildirler.

Çizelge 4.6’da ısıtma ve soğutma olarak sistemler mukayese edildiğinde doğalgazlı absorpsiyonlu ısı pompalarının, birim ısıtma enerjisi g_T değeri oldukça cazip hale geldikleri görülmektedir. Doğalgazlı absorpsiyonlu ısı pompalarını ısıtma ve soğutmada birlikte kullanmak bugün için uygun bir yatırım olmaktadır. Ancak daha cazip hale gelebilmesi için mutlaka ilk yatırım maliyetinin düşürülmesi gerekmektedir. Elektrikle çalışan buhar sıkıştırılmalı ısı pompaları ise elektrik fiyatlarının oldukça yüksek olduğu günümüzde ısıtma ve soğutma olarak birlikte kullanılmasında dahi cazip sistemler olmadıkları görülmektedir.

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Günümüzde hemen hemen her alanda ihtiyaç duyulan enerjinin, düşük maliyetle elde edilmesi ve eldeki enerjinin de tasarruflu bir şekilde kullanılması, özellikle ülkemizin sürdürülebilir enerji politikaları açısından oldukça önem arz etmektedir.

Doğalgazın tasarruflu kullanımı söz konusu olduğunda ilk akla gelen yoğunlaşmalı kazan teknolojisi olmaktadır ancak bu teknolojiye de %100'e yakın verim ile termodinamiğin 2. kanununa göre varılabilecek en uç noktaya gelinmiş bulunmaktadır. Doğalgazın daha tasarruflu bir şekilde tüketilebilmesi, ancak yenilenebilir enerji kaynakları ile bir arada kullanılmasıyla mümkün olacaktır. Doğalgazla çalışan ısı pompaları, özellikle ısıtmada doğalgazın daha tasarruflu kullanılmasını sağlayacak yüksek verimli cihazlar olarak karşımıza çıkarlarken, soğutmada da yaz aylarındaki elektrik pik yüklerinin azaltılmasında oldukça büyük katkı sağlayacaklardır.

Doğalgazlı absorpsiyonlu ısı pompaları, CO₂ emisyonunun azaltılmasına olan katkıları ve ozon tabakasına zarar vermeyen soğutucu akışkanlar kullanmaları ile de çevrenin korunması anlamında oldukça avantajlı cihazlardır.

Ülkemizde yeni uygulamaya konulan Enerji Verimliliği Yasası (ENVER)'e göre yeni yapılacak 20 000 m² ve üzerindeki binalarda, ilk yatırım maliyeti enerji ekonomisi göz önünde bulundurularak 15 yılda geri kazanılması durumunda, hava, toprak ve su kaynaklı ısı pompalarının kullanılması zorunlu hale getirilmiştir. Ancak ülkemizde elde edilen elektriğin yaklaşık %80'ine yakını termik santrallerden elde edilmektedir. Bu nedenle ısı pompası kullanımında sadece ilk yatırım maliyeti enerji ekonomisi göz önünde bulundurularak değil aynı zamanda birincil enerji tüketimi ve CO₂ emisyonu da dikkate alınarak ısı pompası kullanımına karar verilmesi küresel ısınmanın azaltılmasına verilecek destek bakımından oldukça çok önemlidir. Çünkü günümüz için en büyük CO₂ salınımları fosil yakıt kullanan termik santraller tarafından sağlanmaktadır. Doğalgazlı absorpsiyonlu ısı pompalarının bu yönetmelik

çerçevesinde kullanılması ise hem birincil enerji ekonomisi hem de CO₂ salınımları bakımından oldukça faydalı olacaktır.

Bu çalışma yapılırken öncelikle Ankara'daki bir işyerinin ısıtma ve soğutma yükleri baz alınarak doğalgazla çalışan hava kaynaklı absorpsiyonlu ısı pompasının ısıtma ve soğutma kapasitesi tayini yapılmıştır. Bu kapasiteler üzerinden ısıtma ve soğutmayı sağlayacak doğalgazlı absorpsiyonlu bir ısı pompası seçimi yapılmıştır.

Absorpsiyonlu ısı pompası için daha sonra literatürden ve bir ticari üründen yararlanarak referans bir çevrim oluşturulmuş ve bu çevrimin termodinamik analizi yapılmıştır. Daha sonra bu referans çevrim üzerinde soğurucudan çıkıp kaynatıcıya giden zengin çözelti konsantrasyonunu artırmak için sisteme düşük basınç kaynatıcısı ilave edilmiştir. İkinci kaynatıcıya dışarıdan bir enerji girişi verilmemiş, bu kaynatıcı enerjisini birinci kaynatıcıdan çıkan yüksek sıcaklıktaki fakir çözültiden almıştır. İkinci kaynatıcıda üretilen 0,99 amonyak konsantrasyonuna sahip soğutucu akışkan, yoğunlaştırıcıdan geçirilerek hem enerjisinden faydalanılmaya çalışılmış hem de buhar fazından sıvı faza geçiş sağlanmıştır. Bu soğutucu akışkan, soğurucudan çıkan zengin çözelti ile pompa öncesinde karıştırılarak konsantrasyonu artırılmıştır. Konsantrasyon artırılırken de literatürde geçen NH₃-H₂O için gazlaştırma genişliği olan %10-25 değeri baz alınarak çıkılabilecek maksimum konsantrasyon oranı elde edilmeye çalışılmış ancak düşük sıcaklık kaynatıcısının ekserjisi %25'lik oranı sağlayacak düzeyde olmadığı için sistem şartlarının verdiği maksimum orana ulaşılmaya çalışılmıştır. Çözelti pompası ile her iki kaynatıcıya da konsantrasyonu yükseltilmiş çözelti pompalanmıştır. Pompa üzerinden geçen debi arttığı içinde pompanın çektiği güç artmıştır bu nedenle daha sağlıklı bir değerlendirme yapabilmek için pompanın kapasitesi de ITK ve STK hesapları yapılırken hesaplara katılmıştır.

Yapılan çalışma sonucunda tesir katsayılarında %5'e yakın bir iyileştirme sağlanmıştır. Ekserji kayıplarında da düşme olmuştur. Ancak pompaya verilmesi gereken enerji miktarında bir artış olmuştur..

Literatürde, tek etkili, çift kaynatıcılı, konsantrasyon yükselterek tesir katsayılarında iyileştirme sağlamak üzere yeni bir çevrim oluşturma çalışmasına rastlanılmamıştır. Ancak çift kademeli, çift kaynatıcılı, konsantrasyon yükselterek tesir katsayılarında iyileştirme sağlamak üzere Wan ve arkadaşları tarafından bir çalışma yapılmıştır.

Wan ve arkadaşları güneş enerjili iki kademeli LiBr-H₂O akışkan çiftli bir çevrim üzerinde konsantrasyon yükselterek soğutma tesir katsayısını yükseltme çalışmaları yapmışlardır (EK 3). Bu çevrimde, düşük basınç soğurucudan çıkan zayıf çözelti ile yüksek basınç kaynatıcıdan gelen zengin çözeltinin oluşturdukları karışım, ilave edilmiş yüksek basınç kaynatıcıya gider. Soğutucu akışkan buharı buradan yoğunlaştırucuya giderken ilave yüksek basınç kaynatıcıdan çıkan zengin çözelti ısı değiştiricisinden geçtikten sonra düşük basınç kaynatıcıya ve yüksek basınç soğurucuya gider. Düşük basınç kaynatıcıdan çıkan zengin çözelti düşük basınç soğurucuya giderken buharlaştırıcıdan çıkan soğutucu buharda soğurucuya gelir. İlave edilmiş yüksek basınç kaynatıcı ile diğer yüksek basınç kaynatıcıdan çıkan soğutucu buhar yoğunlaştırucuda yoğunlandıktan sonra buharlaştırıcıya gider. 4 No' lu akımın konsantrasyonu sistem soğutma tesir katsayısı için önemlidir (EK 4). Konsantrasyonun yükselmesi ile etkinlik katsayısı da artmaktadır [61].

Wan ve arkadaşları tarafından yapılan çalışma iki kademeli olduğu için tek kademeli iki kaynatıcılı olarak tasarladığımız yeni çevrim ile mukayese etmek pek doğru sonuçlar vermeyebilir. Ben Ezzine ve arkadaşları tek kademeli paralel ve seri akışlı çift kaynatıcılı çevrimler üzerine mukayeseli bir çalışma yapmışlardır [62]. Ancak bu çalışmada konsantrasyon yükseltme üzerine dolayısı ile f dolaşım oranı düşürülerek ITK ve STK değerlerini artırma üzerine yapılmış bir çalışma değildir. Ayrıca bu çalışmada çok sayıda ısı değiştirici, yoğunlaştırucu ve çözelti pompası kullanılmıştır ve bunlarda ilk yatırım maliyetini artırıcı unsurlardır (EK 5 ve 6).

Ben Ezzine ve arkadaşları, kaynatıcı sıcaklığı ile COP değişimini EK 7'de gösterildiği şekilde olduğu sonucuna varmışlardır.

Yeni tasarlanan çevrimi en sağlıklı mukayese EK 8’de görülen çevrimle yapmak daha doğru olacaktır. Çünkü konsantrasyon yükseltmek için tasarlanan çevrimde kaynatıcıdan çıkan fakir çözeltinin enerjisinden faydalanılmıştır. Kaynatıcıdan çıkan fakir çözeltiden yararlanarak ITK ve STK değerlerini artırmak için ısı değiştirici kullanılmıştır ve her iki çevrimde ilk yatırım maliyetine fazla bir yük getirmeyecek bir çalışmadır.

Chua ve arkadaşları EK 8’de gösterilen çözelti ısı değiştiricisi ilave edilmiş çevrim üzerine yaptıkları çalışmada Kaynatıcı sıcaklığını 125°C yoğunlaştırıcı sıcaklığını 50°C buharlaştırıcı sıcaklığını 5°C ve soğurucu sıcaklığını 50°C alarak yaptıkları çalışmada 6177,8 W buharlaştırıcı kapasitesinde çözelti pompasının güç tüketimini hesaplara katmadan buldukları STK değeri 0,519’dur [63]. Aynı değerlere göre çalışan zengin çözelti konsantrasyonu yükseltilmiş çevrimlerin tesir katsayılarının EK 8’de gösterilen çevrimden daha iyi olması kaçınılmazdır ancak çözelti ısı değiştiricisi kullanarak mı yararlanmak yoksa düşük basınç kaynatıcı kullanarak mı yararlanmak, hem kullanılan parçaların maliyeti hem de tesir katsayılarındaki iyileştirmeler göz önüne alınarak yani fayda/maliyet analizi yapılarak çevrim seçimi yapımı daha doğru olacaktır.

Kaynatıcıdan çıkan fakir çözeltinin enerjisinden yararlanarak ITK ve STK değerlerini artırıcı çalışmalar farklı tasarım ve çevrimler için mutlaka yapılmalıdır. Çünkü bu enerjiden yararlanmak için yapılabilecek çalışmaların önü açıktır.

Bu çalışmada ayrıca bir değere getirilmiş maliyet analizi ile ekonomik mukayese de yapılmıştır. Isı pompalarının ekonomik olarak en büyük dezavantajlarının ilk yatırım maliyetleri olduğu görülmüştür. Global krizin yaşandığı dünyamızda ilk yatırım maliyeti sistem seçimlerinde çok büyük etken olmaktadır. Üretici firmaların maliyet unsurlarını düşürücü tedbirler alması, ülkelerin teşvik ve zorlayıcı yasalar çıkarması ısı pompalarının yaygınlaşmasında çok büyük etkisi olacaktır.

Bugünkü yüksek ilk yatırım maliyetlerine rağmen doğalgazlı absorpsiyonlu ısı pompaları birim enerji maliyetinde yoğunlaşmalı kombi ve split klima sistemleri ile rekabet edecek düzeydedir. Absorpsiyonlu ısı pompalarının, ilk yatırım maliyetindeki iyileştirmelerle birlikte ısıtma ve soğutmanın bir arada kullanıldığı sistemlerde daha çok tercih edilir olmaları kaçınılmazdır.

KAYNAKLAR

1. Kadioğlu, M., “Küresel İklim Değişimi ve Türkiye”, *MMO Mühendis ve Makina Dergisi*, 50 (593): 15-25 (2009).
2. Karadağ, Ç., Gülsaç, I., Ersöz, A., Çalışkan M., “Çevre Dostu ve Temiz Yenilenebilir Enerji Kaynakları”, *Tübitak Bilim ve Teknik Dergisi*, 498: 24-27 (2009).
3. Küçükçalı, R., “Yenilenebilir Enerjiler Alternatif Sistemler, 375”, *Isısan Çalışmaları*, İstanbul, 12-18, 296-348, 348-392 (2008).
4. Hepbaşlı, A., Erbay, Z., İçier, Z., Çolak N., Hancıoğlu E., “Gaz Motoru Tahrirli Isı Pompası (GMIP) Sistemi Uygulamaları”, *Türk Tesisat Mühendisleri Dergisi*, 53: 37-45 (2008).
5. Yoldaş, T., Durmaz, Ş., “Isı Pompası Sistemleri ve Toprak Kaynaklı Bir Isı Pompasının Bir Villaya Uygulanması”, *Türk Tesisat Mühendisleri Dergisi*, 55: 31-38 (2008).
6. Kılış, B.İ., “Isı Pompalı Birleşik Isı ve Güç Sistemlerinin Parametrik Değerlendirmesi”, *Türk Tesisat Mühendisleri Dergisi*, 53: 22-25 (2008).
7. Gedik, M., “Doğalgazla çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin analizi”, Yüksek Lisans Tezi, *Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Isparta, 1-3 (2001).
8. Kang, Y.T., Akisawa, A., Kashiwagi, T., “An advanced GAX cycle for waste heat recovery: WGAX cycle”, *Applied Thermal Engineering*, 19: 933-947 (1999).
9. Wu, S., Eames, I.W., “Innovations in vapour-absorption cycles”, *Applied Energy*, 66: 251-266 (2000).
10. Yamankaradeniz, R., Horuz, İ., Kaynaklı, Ö., Coşkun, S., Yamankaradeniz N., “Soğutma Tekniği ve Isı Pompası Uygulamaları”, *Dora Yayın*, Bursa, 505-562, 253-330 (2009).
11. Sirikhirin, P., Aphornratana, S., Chungpaibulpatana, S., “A review of absorption refrigeration technologies”, *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, 5: 343-372 (2001).
12. Dieng, A.O., Wang, R.Z., “Literature review on solar adsorption technologies for ice-making and air-conditioning purposes and recent developments in solar technology”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 5: 313-342 (2001).

13. Sun, D.W., "Comparison of the performances of $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$, $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ absorption refrigeration system", *Energy Conversion and Management*, 39 (5-6): 357-368 (1998).
14. Jeong, S., Kang, B.H., Karng, S.W., "Dynamic simulation of an absorption heat pump for recovering low grade waste heat", *Applied Thermal Energy*, 18(1-2): 1-12 (1998).
15. Göktun, S., Er, İ.D., "Optimum performance of irreversible cascaded and double effect absorption refrigerators", *Applied Energy*, 67: 265-279 (2000).
16. Seara, J.F., Vazquez, M., "Study and control of the optimal generation temperature in $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ absorption refrigeration systems", *Applied Thermal Engineering*, 21: 343-357 (2001).
17. Sözen, A., "Effect of heat exchangers on performance of absorption refrigeration system", *Energy Conversion and Management*, 42: 1699-1716 (2001).
18. Kurem, E., Horuz, I., "A comparison ammonia-water and water-lithium bromide solutions in absorption heat transformers", *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, 28(3): 427-438 (2001).
19. Florides, G.A., Kalogriou, S.A., Tassou, S.A., Wrobel, L.C., "Design and construction of a LiBr-water absorption machine", *Energy Conversion and Management*, 44: 2483-2508(2003).
20. Zhao, Z., Ma, Y., Chen, J., "Thermodynamic performance of a new type of double absorption heat transformer", *Applied Thermal Engineering*, 23: 2407-2414 (2003).
21. S.A.Adewusi, S.A., Zubair, S.M., "Second law based thermodynamic analysis of ammonia-water absorption system", *Energy Conversion and Management*, 45: 2355-2369 (2004).
22. Seara, J.F., Sieres, J., "The importance of the ammonia purification process in ammonia-water absorption systems", *Energy Conversion and Management*, 47: 1975-1987 (2006).
23. Chen, J., Chang, H., Chen, S.R., "Simulation study of a hybrid absorber-heat exchanger using hollow fiber membrane module for the ammonia-water absorption cycle", *International Journal of Refrigeration*, 29: 1043-1052 (2006).

24. Kaynaklı, O., Yamankaradeniz, R., “Thermodynamic analysis of absorption refrigeration system based on entropy generation”, *Current Science*, 92(4): 472-479 (2007).
25. Kızıllan, Ö., Şencan, A., Kalogirou, S.A., “Thermoeconomic optimization of a LiBr absorption refrigeration system”, *Chemical Engineering and Processing*, 46: 1376-1384 (2007).
26. Chaoucachi, B., Gabri, S., “Design and simulation of an absorption diffusion solar refrigeration unit”, *American Jof Applied Sciences*, 4(2): 85-88 (2007).
27. Kılıç, M., Kaynaklı, Ö., “Second law-based thermodynamic analysis of water lithium bromide absorption refrigeration system”, *Energy*, 32: 1505-1512 (2007).
28. Kaynaklı, O., “The first and second law analysis of of a lithium bromide / water coil absorber”, *Energy*, 33: 804-816 (2008).
29. Darwish, N.A., Al-Hashimi, S.H., Al-Mansoori, A.S., “Performance analysis and evaluation of a commercial absorption-refrigeration water-ammonia (ARWA) system”, *International Journal of Refrigeration*, 31: 1214-1223 (2008).
30. Rameshkumar, A., Udayakumar, M., Saravanan, R., “Heat transfer studies on a GAXAC (generator-absorber-exchange absorption compression) cooler”, *Applied Energy*, 86: 2056-2064 (2009).
31. Kumar, R., Dhar, P.L., Jain, S., Asati, A.K., “Multi absorber stand alone liquid desiccant air-conditioning system for higher performance”, *Solar Energy*, 83: 761-772 (2009).
32. Wang, J., Dai Y., Zhang, T., Ma, S., “Parametric analysis for a new combined power and ejector-absorption refrigeration cycle”, *Energy*, 34: 1587-1593 (2009).
33. Erdoğan, S., Yılmaz, M., Şahin, B., Özyurt, Ö., “Isı pompası sistemlerinin seçimi”, *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 92: 40-49 (2006).
34. Hepbaşlı, A., Ertöz, A.Ö., “Geleceğin teknolojisi: yer kaynaklı ısı pompaları”, *IV. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi*, İzmir, 445-492 (1999).
35. Çengel, Y.A., Boles, M.A., “Thermodynamics: An Engineering Approach ”, Derbentli, T., *Mc Graw Hill*, 2: 31-38 (1996).

36. Şencan, A., “Absorbsiyonlu soğutma sisteminin tasarımı ve S.D.Ü. Oditoryumunda uygulanabilirliğinin araştırılması”, Yüksek Lisans Tezi, **Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Isparta, 7-11 (1999).
37. Kang, Y.T., Akisawa, A., Sambe, Y., Kashiwagi, T., “Absorption heat pump system for solution transportation at ambient temperature-STA cycle”, **Energy**, 25: 355-370 (2000).
38. Alexis, G.K., Rogdakis, E.D., “Performance characteristics of two combined ejector-absorption cycles”, **Applied Thermal Engineering**, 22: 97-106 (2002).
39. Zogg, R., Feng, M.Y., Westphalen, D., “Guide to developing air-cooled LiBr Absorption for combined heat and power applications”, **Energy Efficiency and Renewable Energy**, 1-41 (2005).
40. Goralı, E., “Güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sistemi”, Yüksek Lisans Tezi, **İstanbul Teknik Üniversitesi Enerji Enstitüsü**, İstanbul, 18-19 (2007).
41. Ataer, E., Göğüş, Y., “Comparative study of irreversibilities in an aqua-ammonia absorption refrigeration system”, **International Journal of Refrigeration**, 14: 86-92 (1991).
42. Çamdalı, Ü., “Termodinamik analizlerde çevre sıcaklığının değişiminin etkisi ve endüstriyel uygulamalar”, **Türk J.Engin Environ SCI TÜBİTAK**, 25: 537-544 (2001).
43. Hepbaşlı, A., “Güneş enerjili sistemlerde ekserji analizinin gerekliliği ve uygulamaları”, **Güneş Enerjisi Sistemleri Sempozyumu ve Sergisi Bildiriler Kitabı MMO 321**, Mersin: 197-206 (2003).
44. Şencan, A., Yakut, K.A., Kalogirou, S.A., “Exergy analysis of lithium bromide/water absorption system”, **Renewable Energy**, 30: 645-657 (2005).
45. Sun, D.W., “Thermodynamic design data and optimum design maps for absorption refrigeration system”, **Applied Thermal Engineering**, 17 (3): 211-221 (1997).
46. Alamdari, G.S., “Simple equations for predicting entropy of ammonia-water mixture”, **International Journal of Engineering**, 20 (1): 97-106 (2007).
47. İnternet : T.C. Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı “Elektrik”, <http://www.enerji.gov.tr/index.php?dil=tr&sf=webpages&b=elektrik&bn=219&hn=219&nm=384&id=386> (2009).

48. Recknagel, H., Sprenger, E., Schramek, E.R., “Isıtma + Klima Tekniği, Yayın No:11”, Saraçoğlu O., Razgat A., **Türk Tesisat Mühendisleri Derneği**, İstanbul 1755-1766 (2003).
49. İnternet : Alternative Fluorocarbons Environmental Acceptability Study (AFEAS) “AFEAS research and assessment program” <http://www.afeas.org/about.html> (2009).
50. Küçükçalı, R., “Doğalgaz ve LPG Tesisatı, 172”, **Isısan Çalışmaları**, İstanbul, 8-11, 31-36 (1998).
51. İnternet : Boru Hatları ile Petrol Taşıma A.Ş. “İllere Doğalgaz Arzı” <http://www.botas.gov.tr/images/main/arz2009T.jpg> (2009).
52. Dombaycı, Ö.A., “Türkiye’nin en sıcak iklim bölgesindeki kentleri için aylık soğutma derece-gün sayılarının belirlenmesi”, **Sigma Mühendislik ve Fen Bilimleri Dergisi**, 27: 208-215 (2009).
53. İnternet : Devlet Meteoroloji İşleri Genel Müdürlüğü “İl ve ilçelerimize ait istatistiki veriler”, <http://www.dmi.gov.tr/veridegerlendirme/il-ve-ilceler-istatistik.aspx?m=ANKARA> (2009).
54. Horuz, I., Callender, T.M.S., “Experimental investigation of vapor absorption refrigeration system”, **International Journal of Refrigeration**, 27: 10-16 (2004).
55. Büyükalaca, O., Yılmaz, T., “Güneş enerjisi ile soğutma teknolojilerine genel bir bakış”, **Tesisat Mühendisliği Dergisi**, 75: 45-46 (2003).
56. Kaya, M., “Isı pompası ve kombi ısıtma sistemleri maliyet analizlerinin karşılaştırılması üzerine bir alan araştırması”, **Makina Teknolojileri Elektronik Dergisi**, 6(4): 39-47 (2009).
57. Sivrioğlu, M., Yurdakul, M., İlbilgi, L., Y.T. İç., “Jeotermal enerji ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sisteminin buhar sıkıştırımlı soğutma sistemleriyle ekonomiklik yönünden karşılaştırılması”, **Tübav Bilim Dergisi**, 2(1): 58-68 (2009).
58. Akbulut, U., Kıncay, O., Köşker F., “Güneş enerjisinin kapalı olimpik yüzme havuzlarında kullanımı -2”, **Türk Tesisat Mühendisleri Dergisi**, 98: 31-38 (2007).
59. İnternet : Başkent Doğalgaz Dağıtım A.Ş. “Mayıs 2010 Doğalgaz Fiyatları”, <http://www.baskentdogalgaz.com.tr/inc/tarife.asp> (2010).

60. İnternet : Türkiye Elektrik Dağıtım Anonim Şirketi “2010 Tarifeleri”, <http://www.baskentelektrik.com.tr/publishDocument.php?id=357> (2010).
61. Wan, Z., Shu, S., Hu, X., Wang, B., “Research on performance of mixed absorption refrigeration for solar air-conditioning”, *Front. Energy Power Eng.*, 2(2): 222-226 (2008).
62. Ben Ezzine, N.Z., Barhoumi, M., Mejbri, K., Bellagi, A., “Irreversibilities in two configurations of the double generator absorption chiller”, *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 80: 471-475 (2005).
63. Chua, H.T., Toh, H.K., Ng, K.C., “Thermodynamic modeling of an ammonia – water absorption chiller”, *International Journal of Refrigeration*, 25: 896-906 (2002).

EKLER

EK-1 Amonyak-su çözeltisi için hazırlanmış doyma basıncı hesaplama örneği

$$\text{Log}P(T,X) = A - (B / (T+273.16))$$

$$A = 7,44 - 1,767 \cdot X + 0,9823 \cdot X^2 + 0,3627 \cdot X^3$$

$$B = 2013,8 - 2155 \cdot X + 1540,9 \cdot X^2 - 194,7 \cdot X^3$$

T : Sıcaklık (°C)

X : Karışım konsantrasyonu (%)

T(°C)	X
50	0,990 ←

SONUÇLAR:

A 7,00535

B 1201,7

LogP(T,X) 3,2869 P= 1935,8

$$\bar{X} = \frac{17,03 \cdot X}{17,03 \cdot X + 18,015 \cdot (1 - X)}$$

:Amonyakın mol oranı

$\bar{X}$ 0,98943

EK-2 Amonyak-su çözeltisi için hazırlanmış entalpi hesaplama örneği

Amonyak-su eriyiğinin sıvı hal için entalpisi, sıcaklık ve konsantrasyona bağlı olarak aşağıda verilmiştir;

T : Sıcaklık (°C)

X : Karışım konsantrasyonu (%)

	T(°C)	X	
→	50	0,990	←

SONUÇLAR:

$$\bar{X} = \frac{17,03.X}{17,03.X + 18,015.(1 - X)}$$

$\bar{X}$:Amonyakın mol oranı

$$\bar{X} = 0,98943$$

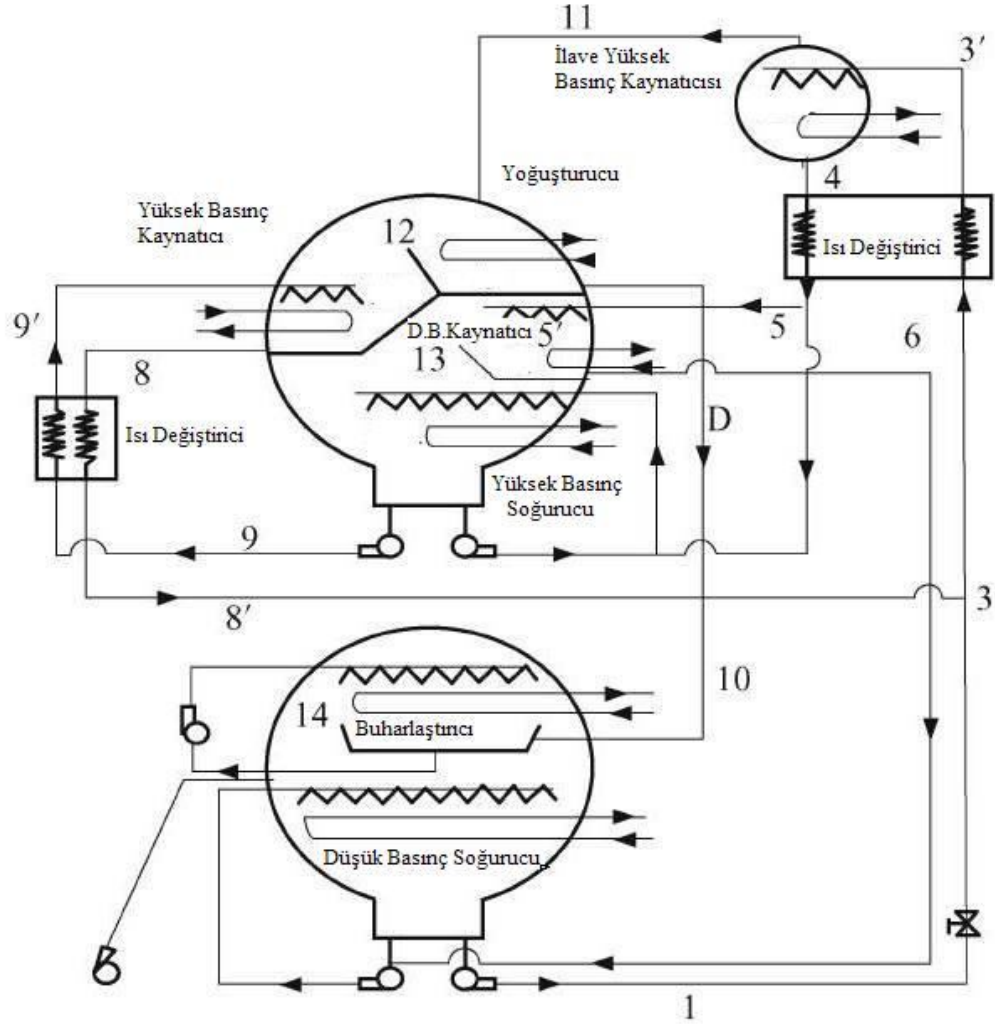
$$h(T, \bar{X}) = 100. \sum_{i=1}^{16} a_i \left(\frac{T + 273,16}{273,16} - 1 \right)^{m_i} \cdot \bar{X}^{n_i}$$

	h_i
1	-7,53033750995690000
2	24,621179673511000000
3	-226,950574233273000000
4	296,217236944845000000
5	-139,832156984010000000
6	53,349042874395000000
7	2,092436667154780000
8	0,213991454761390000
9	0,094206714406934500
10	0,044054057876637100
11	0,177502969060699000
12	-0,317657710179821000
13	0,121213018745971000
14	-0,007643421274180040
15	-0,000247775754689541
16	0,000004419557428613

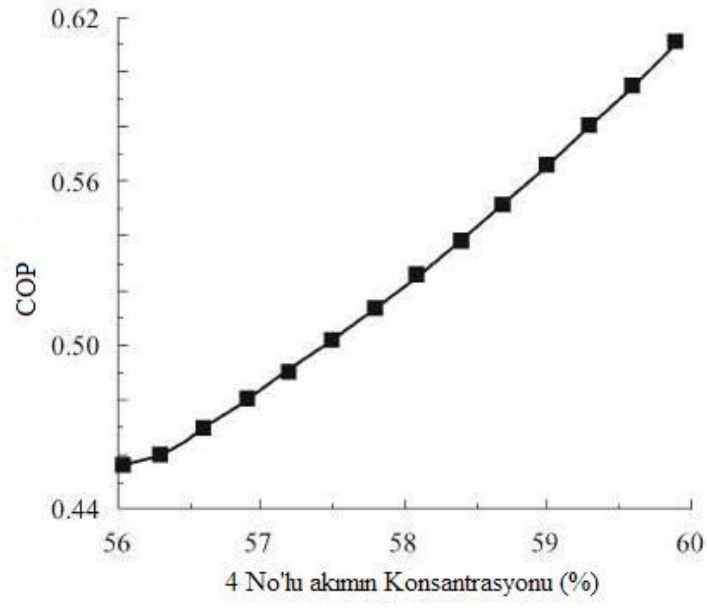
i	a	m	n
1	-7,610801	0	1
2	25,6905	0	4
3	-247,092	0	8
4	325,952	0	9
5	-158,854	0	12
6	61,9084	0	14
7	11,4314	1	0
8	1,18157	1	1
9	2,84179	2	1
10	7,41609	3	3
11	891,844	5	3
12	-1613,09	5	4
13	622,106	5	5
14	-207,588	6	2
15	-6,87393	6	4
16	3,50716	8	0

h	229,23 kJ/kg
----------	---------------------

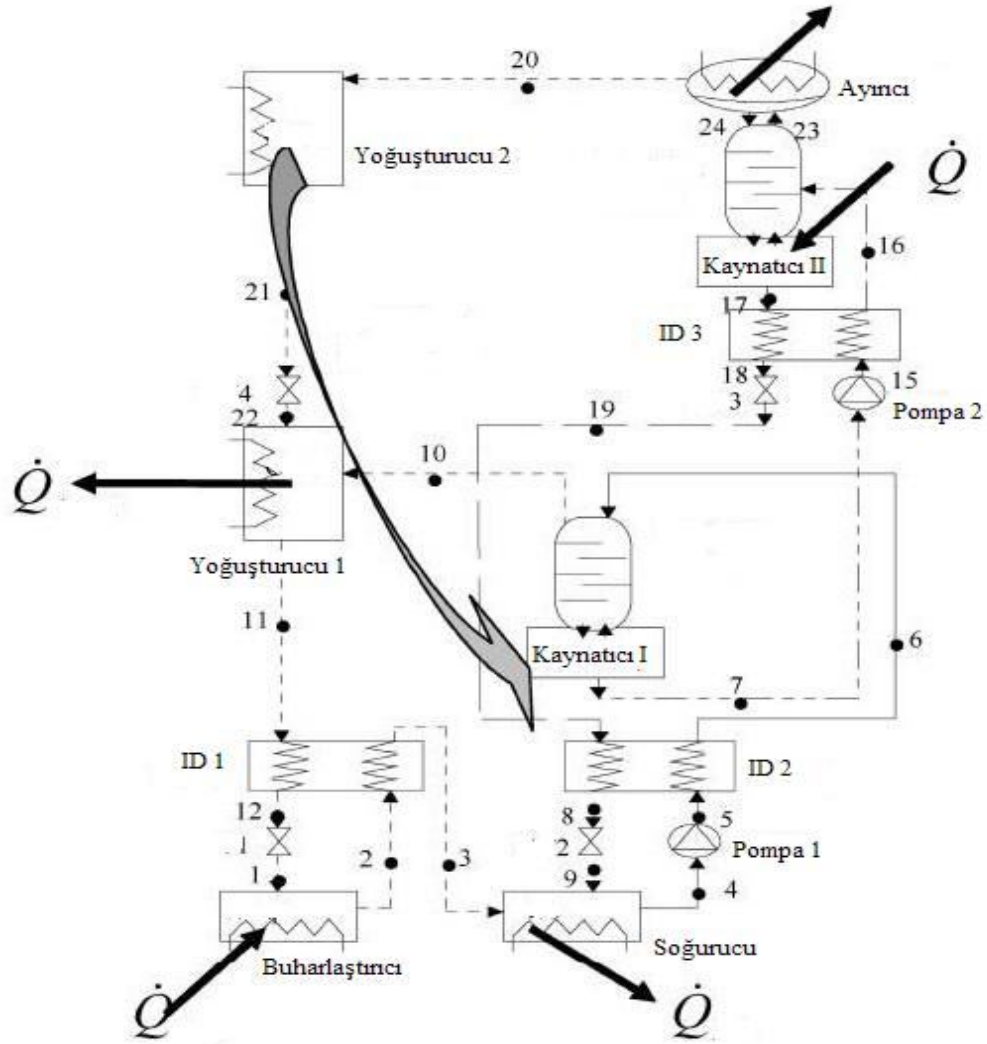
EK-3 Güneş enerjili iki kademeli konsantrasyon yükseltmeli çevrim



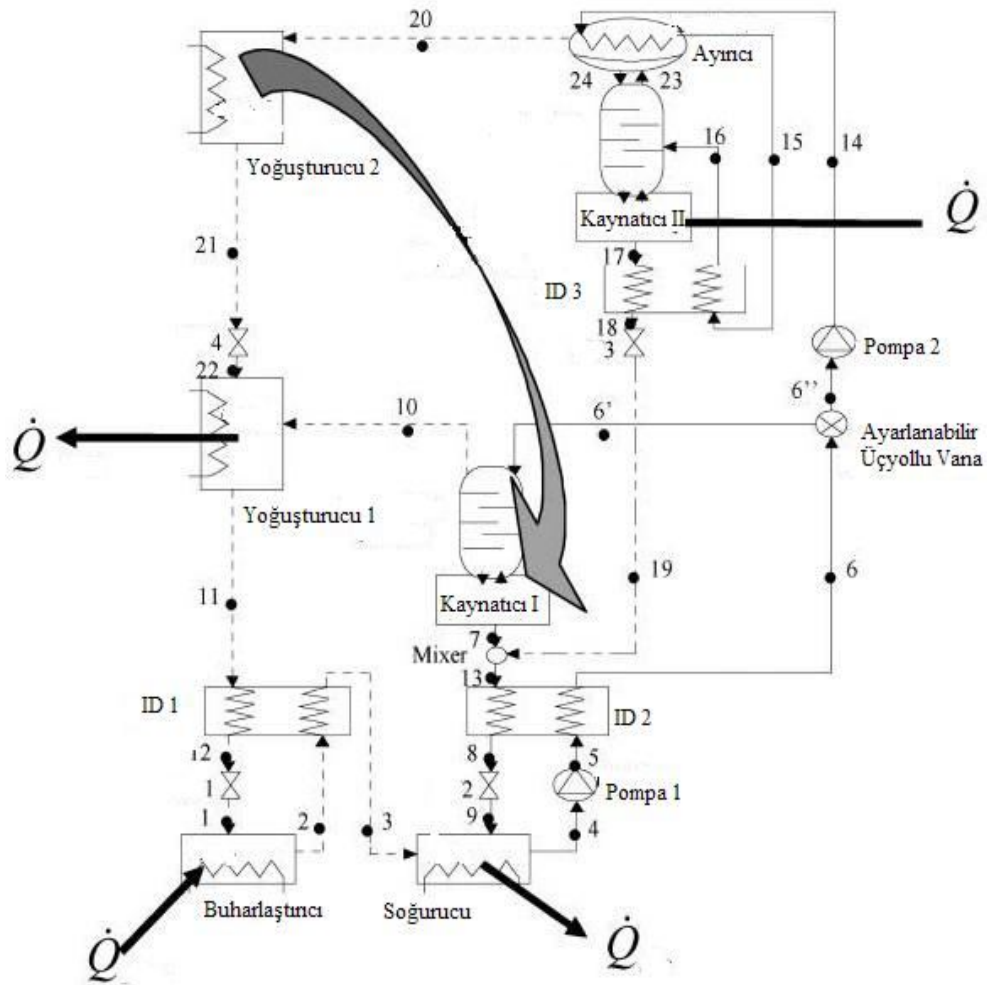
EK-4 Konsantrasyon oranının soğutma tesir katsayısına etkisi



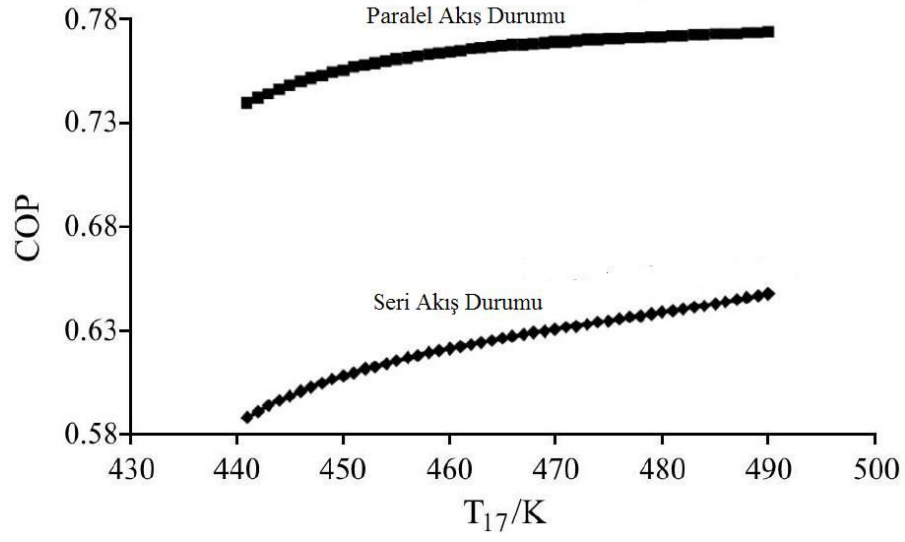
EK-5 Paralel akışlı çift kaynatıcılı absorpsiyonlu soğutma çevrimi

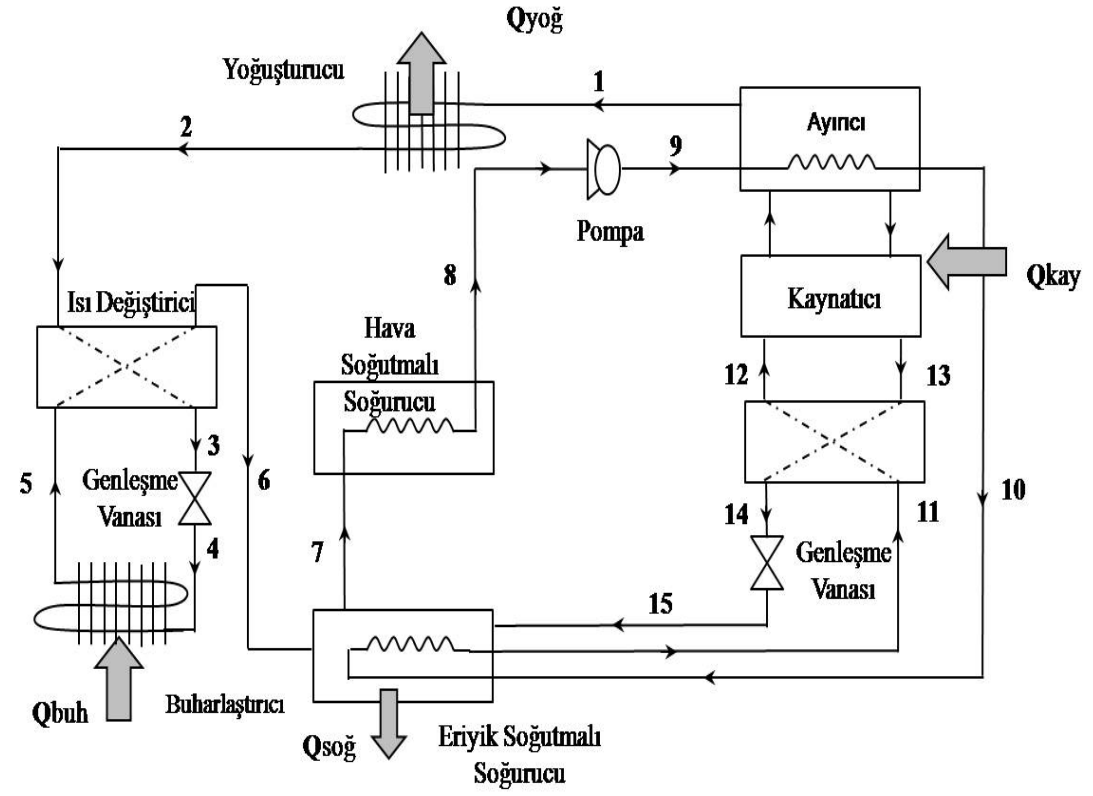


EK-6 Seri akışlı çift kaynatıcılı absorpsiyonlu soğutma çevrimi



EK-7 İki akış şekli için COP değerinin T_{17} sıcaklığı (Kaynatıcı) ile değişimi



EK-8 $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ çözelti çözelti ısı değiştiricisi ilave edilmiş soğutma çevrimi

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : DÖN, Ferhat
Uyruğu : T.C.
Doğum Tarihi ve Yeri : 02.01.1971 – Bor
Medeni Hali : Evli
Telefon : 0532 562 61 26
Mail : ferhat@boray.com.tr

Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet Tarihi
Lisans	Erciyes Üniversitesi /Mühendislik Fakültesi	1993
Lise	Kayseri Aydınlikövrler Lisesi	1988

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
1993-1995	Intergas Ltd.Şti.	Makina Mühendisi
1995-2001	Gastern Ltd.Şti.	Teknik Müdür
2001-	Boray Ltd.Şti.	Şirket Müdürü

Yabancı Dil

İngilizce

Hobiler

Astrofizik, Futbol