



**ABSORBSİYONLU ISI POMPASININ OKUL ISITMASINDA
KULLANIMININ İNCELENMESİ**

Aykut KUMAŞ

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

HAZİRAN 2022

ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmasında;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmasında yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Aykut KUMAŞ

29/06/2022

ABSORBSİYONLU ISI POMPASININ OKUL ISITMASINDA KULLANIMININ İNCELENMESİ

(Yüksek Lisans Tezi)

Aykut KUMAŞ

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Haziran 2022

ÖZET

Dünyada teknolojiler yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımının artırılıp enerjiyi daha verimli kullanma üzerine gelişmektedir [1]. Okullarda bulunan ısıtma sistemlerinde genelde yoğunlaşmaz doğalgazlı veya sıvı-katı yakıtlı verimleri düşük kazanlar kullanılmaktadır. Okul yönetimleri işletme maliyetlerini dikkate alarak sınıf sıcaklıklarını, konfor sıcaklıklarının çok altında tutulabilmektedir. Daha az yakıtla konfor sıcaklıkları oluşturulabilmesi için işletme giderleri düşük sistemlere ihtiyaç vardır. Bu çalışmada absorbsiyonlu ısı pompalarının (AIP) okullardaki kullanımının uygunluğu ekonomik parametreler göz önünde bulundurularak araştırılmıştır. Isıtma gün dereceleri kullanılarak AIP ve yoğunlaşmalı kazan entegrasyonu sonucunda meydana gelen yakıt kullanımı sayısal olarak hesaplanmıştır. Seviyelendirilmiş enerji maliyeti ve geri ödeme süresi hesaplanarak okullarda AIP kullanımının uygulanabilirliği incelenmiştir. Bu inceleme yapılırken son zamanlardaki döviz kurundaki artıştan dolayı geri ödeme süresinin artmasına rağmen Çevre, Şehircilik ve İklim Değişikliği Bakanlığı'nda yapılan Kamu Binaları Enerji Verimliliği Uygulamaları Projesine (KABEV) uygun olarak 5, 10 ve 20 yıllık geri ödeme sürelerinde %20 tasarruf oranının toplam yükün hangi oranlardaki AIP-kazan entegrasyonu ile karşılandığı ve yatırım maliyetinin en çok ne kadar olması gerektiği araştırılmıştır.

Bilim Kodu : 91441
Anahtar Kelimeler : Absorbsiyonlu ısı pompası, okul ısıtması, enerji verimliliği
Sayfa Adedi : 100
Danışman : Doç. Dr. Tolga PIRASACI

INVESTIGATION OF THE USAGE OF ABSORPTION HEAT PUMP IN SCHOOL HEATING

(M. Sc. Thesis)

Aykut KUMAŞ

GAZİ UNIVERSITY
GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

June 2022

ABSTRACT

Technologies are developing on increasing the use of renewable energy sources and using energy more efficiently [1]. Non-condensing natural gas or liquid-solid fuel boilers with low efficiency are generally used in schools for heating. School principals may keep school below comfort temp, considering operating costs. To create thermal comfort with less fuel, low operation costings are needed. In this study, convenience of using absorption heat pumps (AIP) in schools was investigated according to economic parameters. The fuel usage due to the integration of AIP and condensing boiler was calculated with heating day degrees. The feasibility of AIP in schools was analyzed by calculated leveled energy cost and payback period. Despite the increase in the payback period due to the recent increase in the exchange rate, in accordance with the Energy Efficiency Project (KABEV) conducted by the Ministry of Environment, Urbanization and Climate Change, the 20% savings rate in the payback periods of 5, 10 and 20 years has been increased. It has been researched that which rates are covered by the AIP-boiler integration and how much the investment cost should be.

Science Code	: 91441
Key Words	: Absorption heat pump, school heating, energy efficiency
Page Number	: 100
Supervisor	: Assoc. Prof. Dr.Tolga PIRASACI

TEŞEKKÜR

Bu çalışmanın hazırlanmasında kıymetli yardım ve katkılarıyla bana yol gösteren tez danışman hocam Doç. Dr. Tolga PIRASACI'ya ve beni her zaman destekleyen ve anlayış gösteren sevgili eşime teşekkürü bir borç bilirim.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	ix
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	x
RESİMLERİN LİSTESİ	xii
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xiii
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR TARAMASI	3
3. YILLIK ISITMA ENERJİSİ İHTİYACI	9
3.1. Yıllık Yakıt Tüketiminin Belirlenmesi	11
3.2. Yıllık Isıtma Enerjisi İhtiyacı Hesabı.....	11
3.3. Meteorolojik Verilerin Temini	12
3.4. Isıtma Gün Derece Hesabı (IGD).....	12
3.5. Günlük Isıtma Enerjisi Hesabı	13
3.6. Saatlik Isıtma Enerjisi Hesabı	14
4. ISITMA SİSTEM KONFIGÜRASYONLARI.....	15
5. ABSORBSİYONLU ISI POMPASI (AIP) ANALİZLER	21
5.1. Buhar Sıkıştırılmalı Isı Pompaları	21
5.2. Absorbsiyonlu Isı Pompası	23
5.3. Amonyak-Su ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$) ve Su-Lityum Bromür ($\text{H}_2\text{O-LiBr}$) Akışkanların İncelenmesi	26
5.4. Termodinamik Analizler	28
5.4.1. $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ sistemi için teorik verim hesabı	28

	Sayfa
5.4.2. H ₂ O- LiBr sistemi için teorik verim hesabı.....	40
6. EKONOMİK ANALİZLER	51
6.1. Geri Ödeme Süresi Hesap Formülasyonu	51
6.2. SIEM Hesap Formülasyonu	51
7. BULGULAR VE TARTIŞMA	53
7.1. Yıllık Yakıt Tüketiminin Belirlenmesi	54
7.2. Yıllık Isıtma Enerjisi İhtiyacı Hesabı.....	55
7.3. Meteorolojik Verilerin Temini	55
7.4. Isıtma Gün Derece Hesabı (IGD).....	56
7.5. Günlük Isıtma Enerjisi Hesabı	57
7.6. Saatlik Isıtma Enerjisi Hesabı	58
7.7. Isı Pompası Termodinamik Analizleri	61
7.7.1. H ₂ O-LiBr akışkan çifti kullanan AIP verim hesabı	62
7.7.2. NH ₃ -H ₂ O Akışkan Çifti Kullanan AIP Verim Hesabı	65
7.8. Kazan ve AIP Yıllık Kapasitelerin Belirlenmesi	68
7.8.1. H ₂ O-LiBr akışkan çifti ile çalışan AIP – kazan entegrasyon sistemi.....	68
7.8.2. NH ₃ -H ₂ O akışkan çifti ile çalışan AIP – kazan entegrasyon sistemi	73
8. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	81
KAYNAKLAR	83
EKLER.....	87
EK-1. H ₂ O-LiBr akışkan çifti kullanan AIP sistemi çevrim özellikleri.....	88
EK 2. NH ₃ -H ₂ O akışkan çifti kullanan AIP sistemi çevrim özellikleri	93
ÖZGEÇMİŞ	100

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 5.1. “Eş. 5.3”te kullanılan katsayılar	32
Çizelge 5.2. “Eş. 5.6” da kullanılan katsayılar	34
Çizelge 5.3. “Eş. 5.22.a” da kullanılan katsayılar	42
Çizelge 5.4. “Eş. 5.24” de kullanılan katsayılar	43
Çizelge 5.5. “Eş. 5.26” de kullanılan katsayılar	45
Çizelge 5.6. “Eş. 5.27” de kullanılan katsayılar	46
Çizelge 7.1. Pursaklar İMKB Lisesi’nin 2018-2020 arasındaki doğalgaz yakıt gider çizelgesi.....	54
Çizelge 7.2. Isı pompası-kazan ısıtma üretim-tüketim payları çizelgesi- $H_2O-LiBr$	72
Çizelge 7.3. Isıtma paylarına göre 5-10-20 yıllık geri ödeme sürelerini sağlayacak maksimum maliyet karşılaştırma çizelgesi- $H_2O-LiBr$	73
Çizelge 7.4. Isı pompası-kazan ısıtma üretim-tüketim payları çizelgesi- NH_3-H_2O	78
Çizelge 7.5. Isıtma paylarına göre 5-10-20 yıllık geri ödeme sürelerini sağlayacak maksimum maliyet karşılaştırma çizelgesi- NH_3-H_2O	79

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil-3.1. Yapı elemanlarından bağımsız okulun ısıtma enerji ihtiyacını belirleme şeması.....	11
Şekil 3.2. MGM uzun yıllar ekim ayı ısıtma gün-dereceleri haritası.....	13
Şekil 4.1. Okullarda kullanılan katı yakıtlı kazanlar	16
Şekil 4.2. Okullarda kullanılan sıvı yakıtlı kazanlar	16
Şekil 4.3. Anaokullarında-kreşlerde yerden ısıtma örneği.....	17
Şekil 4.4. AIP entegreli okul ısıtma sistemi şeması	19
Şekil-5.1. Buhar sıkıştırılmalı ısı pompa şeması	22
Şekil 5.2. Rober marka gaz yakıtlı absorpsiyonlu ısı pompasının şematik gösterimi..	26
Şekil 5.3. $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ eriyi kullanan absorpsiyonlu ısı pompası sistem şeması	29
Şekil 5.4. $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ eriyi kullanan absorpsiyonlu ısı pompası sistem şeması.....	40
Şekil 7.1. Ankara saat bazında yıllık dış ortam sıcaklık grafiği.....	56
Şekil 7.2. Ankara ısıtma gün derece (IGD) grafiği	57
Şekil 7.3. Ankara Pursaklar IMKB Lisesi için günlük ısıtma enerjisi ihtiyaç grafiği..	58
Şekil 7.4. Isıtma saat derece (ISD) grafiği	59
Şekil 7.5. Pursaklar IMKB Lisesi'nin saatlik ısıtma enerji grafiği (Q-h)	60
Şekil 7.6. Pursaklar IMKB Lisesi'nin saatlik yakıt maliyet grafiği (TL-h)	61
Şekil 7.7. 10°C Dış ortam sıcaklığı için basınç-entalpi (lnP-h) diyagramı- $\text{H}_2\text{O-LiBr}$	62
Şekil 7.8. 10°C Dış ortam sıcaklığı için basınç-sıcaklık (lnP-1/T) diyagramı- $\text{H}_2\text{O-LiBr}$	63
Şekil 7.9. Dış ortam sıcaklığına bağlı $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ kullanan AIP sistemi ısıtma verim eğrisi.....	63
Şekil 7.10. Yıl bazında saatlik dış ortam sıcaklığına bağlı $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ kullanan AIP sistemi	64
Şekil 7.11. 10°C Dış ortam sıcaklığı için basınç-entalpi (lnP-h) diyagramı- $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$.	65
Şekil 7.12. 10°C Dış ortam sıcaklığı için basınç-sıcaklık (lnP-1/T) diyagramı- $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ [30].....	66

Şekil	Sayfa
Şekil 7.13. Dış ortam sıcaklığına bağlı $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ kullanan AIP sistemi-ısıtma verim eğrisi.....	67
Şekil 7.14. Yıl bazında saatlik dış ortam sıcaklığına bağlı $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ kullanan AIP sistemi-ısıtma verim grafiği	68
Şekil 7.15. Yıl bazında saatlik dış ortam sıcaklığına bağlı $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ kullanan kazan-AIP sistemi-üretilen enerjide kazan payı grafiği.....	69
Şekil 7.16. Yıl bazında saatlik dış ortam sıcaklığına bağlı $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ kullanan kazan-AIP sistemi-üretilen enerjide AIP payı grafiği	70
Şekil 7.17. Yıl bazında saatlik dış ortam sıcaklığına bağlı $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ kullanan kazan-AIP sistemi-tüketilen enerjide kazan payı grafiği.....	71
Şekil 7.18. Yıl bazında saatlik dış ortam sıcaklığına bağlı $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ kullanan kazan-AIP sistemi-tüketilen enerjide AIP payı grafiği.....	72
Şekil 7.19. Yıl bazında saatlik dış ortam sıcaklığına bağlı $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ kullanan kazan-AIP sistemi-üretilen enerjide kazan payı grafiği.....	74
Şekil 7.20. Yıl bazında saatlik dış ortam sıcaklığına bağlı $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ kullanan kazan-AIP sistemi-üretilen enerjide AIP payı grafiği	75
Şekil 7.21. Yıl bazında saatlik dış ortam sıcaklığına bağlı $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ kullanan kazan-AIP sistemi-tüketilen enerjide kazan payı grafiği.....	76
Şekil 7.22. Yıl bazında saatlik dış ortam sıcaklığına bağlı $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ kullanan kazan-AIP sistemi-tüketilen enerjide AIP payı grafiği.....	77

RESİMLERİN LİSTESİ

Resim	Sayfa
Resim 7.1. Pursaklar İMKB Mesleki ve Teknik Anadolu Lisesi	54

SİMGELER VE KISALTMALAR

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

Simgeler	Açıklamalar
$\dot{V}_{YIL}$	Yıllık ortalama yakıt (doğalgaz) tüketimi
$^{\circ}\text{C}$	Santigrat derece
A_t	Her t yıl için yakıt maliyeti(doğalgaz + elektrik) (TL)
COP	Isıl performans katsayısı [-]
DOS	Dış ortam sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)
E	Eşanjör verimi
f	Dolaşım oranı [-]
h	Özgül entalpi [kJ/kg]
I₀	Yatırım maliyeti (TL)
i	Yıllık reel faiz oranı (%)
kg	Kilogram
kj	Kilojoule
kj/kg	Kilojoule/Kilogram
kpa	Kilopaskal
KS	Kalorifer giriş sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)
kw	Kilowatt
kW/K	Kilowatt / Kelvin
kwh	Kilowattsaat
m²	Metrekare
m³	Metreküp
M_t	Yıllık üretilen enerji (kwh)
n	Yıllık reel faiz oranı (%)
η_k	Kazan verimi
P	Basınç (kpa)
Q	Isıtma enerjisi (kj)
SIEM	Isıtma enerjisi maliyeti (TL/kwh)
T	Sıcaklık ($^{\circ}\text{C}$)

Simgeler	Açıklamalar
TL	Türklirası
UA	Toplam iletim katsayısı [kW/K]
X	Amonyak konsantrasyonu [-]
ΔT	Sıcaklık farkı

Kısaltmalar	Açıklamalar
AID	Doğalgaz alt ısıt değeri
AIP	Absorbsiyonlu ısı pompası
CH₄	Metan
CO₂	Karbondioksit
H₂O	Su
HDD	Heating degree days (ısıtma gün derece)
IGD	Isıtma gün derece
ITK	Isıtma tesir katsayısı [-]
İMKB	İstanbul menkul kıymetler borsası
KABEV	Kamu binalarında enerji verimliliği
LiBr	Lityum bromür
MEB	Milli Eğitim Bakanlığı
MGM	Meteoroloji Genel Müdürlüğü
N₂O	Diazotmonoksit
NaSCN	Sodyum tiyosiyanat
NH₃	Amonyak
SID	Saatlik ısı dağılımı
SIEM	Seviyelendirilmiş ısıtma maliyeti
TS	Türk standartı
XPS	Ekstrude polistren
YDT	Yıllık doğalgaz tüketimi

1. GİRİŞ

Günümüzde enerji üretim maliyetlerinin artması nedeni ile enerjiyi verimli kullanmak çok önem arz etmektedir. Kaynaklar hızla tükenirken enerji ihtiyacı artmaktadır. Enerji verimliliğini arttırmak için harcanan enerji miktarının ve maliyetinin azaltılması gerekmektedir. Enerji miktarının en aza indirilmesi ve kullanılan enerjinin de yenilenebilir enerji kaynaklarından elde edilmesi sıfır enerji tüketim kavramını ortaya çıkarmıştır.

Ankara gibi soğuk iklimlerde ilk ve orta dereceli okulların yıllık giderleri içerisinde ısıtma giderleri önemli bir yer tutmaktadır ve ısıtmada genellikle doğalgazlı kazanlar kullanılmaktadır. Kırsalda ise okulların büyük bölümünde eski tip çelik kazanlar bulunmaktadır. Bu kazanların verimleri yaklaşık %90 civarındadır. Yeni tip yoğuşmalı kazanların kullanıldığı sistemlerde ise kazan verimleri %110 mertebesine kadar yükselmektedir [2]. Doğalgazlı absorpsiyonlu ısı pompalarında (AIP) ise %150 verim değeri elde edilebilmektedir.

Literatürdeki çalışmalar her ne kadar AIP kullanımının bina enerji verimliliği üzerindeki etkisini ortaya koysa da okullarda AIP kullanımı ile ilgili bir çalışma yapılmamıştır. Bununla birlikte geri ödeme süreleri, seviyelendirilmiş maliyet (LCOE) yatırımın uygulanabilirliği için en önemli kıstaslardır. Literatürde bu kıstaslar dikkate alınarak AIP lerin okullarda kullanılabilirliği ile ilgili bir çalışma bulunmamaktadır.

Bu çalışmada okullarda AIP kullanımının incelenmesi ve uygulanabilirliğinin değerlendirilmesi amaçlanmıştır. Çalışmada AIP kullanımının doğalgaz tüketimi ve dolayısıyla ısıtma enerjisi üretim maliyeti üzerindeki etkisi araştırılmış, yatırım maliyeti de dikkate alınarak geri ödeme süresi temelinde uygulanabilirliği incelenmiştir.

Çalışmada öncelikle bir okulun yıllık doğalgaz tüketimi ve işletme koşulları dikkate alınarak saatlik enerji tüketimi elde edilmiştir. (Bölüm 3).

Daha sonra bu enerji tüketimini karşılayabilecek ısıtma sisteminin konfigürasyonları belirlenmiştir (Bölüm 4).

Sonraki aşamada sistemde kullanılması planlanan AIP ler için hesaplamalar yapılarak dış ortam sıcaklığına bağlı verim değerleri elde edilmiştir (Bölüm 5).

Bundan sonra ekonomik analizler yapılarak seviyelendirilmiş ısıtma maliyeti ve geri ödeme süresi hesaplanmıştır (Bölüm 6).

Daha sonra Ankara’da bulunan bir ortaöğretim okulu (Pursaklar İMKB Teknik Lisesi) için örnek hesaplamalar yapılarak yatırımın uygulanabilir kabul edileceği sistem maliyeti geri ödeme süresi dikkate alınarak hesaplanmıştır (Bölüm 7).

Son olarak sonuçların değerlendirilmesi yapılmış ve AIP’lerin okullarda uygulanabilirliği konusunda önerilerde bulunulmuştur (Bölüm 8).

2. LİTERATÜR TARAMASI

Yapılan araştırmalar mevsim şartlarına ve uygulamaya göre kazan yerine doğalgaz yakıtlı absorpsiyonlu ısı pompalarının (AIP) kullanımının enerji üretim maliyetinin düşürülmesi açısından önemini ortaya koymuştur [1, 3, 4].

Horuz (1990), çalışmasında $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ve $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ akışkan çiftlerinin kullanıldığı absorpsiyonlu soğutma sistemlerini hem diyagram hem de bilgisayar destekli karşılaştırılmış, birçok açıdan $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ çiftinin daha avantajlı olduğunu, fakat bunun yanında $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ çiftinin en önemli dezavantajının ise kristalizasyon olduğunu belirtmiştir [5].

Sun (1996), çalışmasında $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$, $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ akışkan çiftlerinin tek etkili absorpsiyonlu soğutma çevriminde termodinamik analizlerini yapmış ve en yüksek COP değerine $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ akışkan çiftinin ulaştığını ve en küçük COP değerine ise $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ akışkan çiftinin sahip olduğu sonucuna ulaşmıştır [6].

Kaynaklı, Yamankaradeniz (2003), çalışmasında $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ve $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ akışkan çifti kullanan tek kademeli soğurmalı soğutma sistemlerinin termodinamik analizini yapmış, her iki sistemin de performansı ısıtıcı ve buharlaştırıcı sıcaklıklarının artışıyla arttığını ancak yoğunlaştırıcı ve soğurucu sıcaklıklarının artışıyla azaldığını; genel olarak $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ eriyiği kullanan sistemin performansı $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ eriyiği kullanan sisteme göre daha iyi olduğunu belirtmiştir [7].

Demir, Mobedi, Ülkü (2004), çalışmalarında adsorpsiyonlu ısı pompalarının tarihçesi, çalışma prensipleri, uygulama alanları ile buhar sıkıştırıcı, absorpsiyonlu ve adsorpsiyonlu ısı pompalarının avantaj ve dezavantajları hakkında bilgi verilmiştir [8].

Kurem, Horuz (2004), çalışmalarında amonyak-su ve lityum bromür su akışkan çiftleri ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin karşılaştırılması yapılmış, lityum bromür-su akışkan çiftinin daha iyi sonuçlar verdiği sonucuna ulaşmışlardır. Ayrıca sistemden geçen ısı ve kütle geçişine göre akışkanlar değerlendirilip çiftlerin sisteme sağladıkları katkılar ve zararlar da değerlendirilmiştir [9].

Goralı (2007), çalışmasında 20 kW kapasitesindeki $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ akışkan çifti ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sisteminin çalışma koşulları belirlenip sisteme etki eden parametreleri etüt edilmiş; Antalya için güneş ışıyım değerleri kullanılarak yaz sezonu için hesaplamalar yapılmış, üreteç sıcaklığı $75\text{ }^\circ\text{C}$, absorber sıcaklığı $30\text{ }^\circ\text{C}$, buharlaştırıcı sıcaklığı $5\text{ }^\circ\text{C}$, yoğuşturucu sıcaklığı $30\text{ }^\circ\text{C}$, amonyak konsantrasyonu 0,999, güneşten yararlanma oranı %79,6 ve soğutma tesir katsayısı=0,622 olan absorpsiyonlu soğutma sistemi ile performans katsayısı 2,5 olan konvansiyonel soğutma sistemi karşılaştırılmış ve konvaksiyonel sisteme göre birincil enerji tüketimi % 62 daha az olduğunu görmüştür [10].

Orhan, Güngör (2007), çalışmalarında absorpsiyonlu ve adsorpsiyonlu su soğutucu sistemi kullanan ticari uygulamalar incelenmiş, karşılaştırmalar yapılmış ve çalışmalar sonucu ortaya çıkan performans değerleri tartışılmıştır. Çalışma sonucunda absorpsiyonlu ve adsorpsiyonlu sistemler temel prensip olarak birbirlerine benzeseler de çalışma özellikleri ve performanslarının farklılıklar gösterdiği, düşük sıcaklıktaki kaynaklarda absorpsiyonlu soğutucuların verim değerleri düştüğü için çok tercih edilmediği, yüksek sıcaklık kaynaklarında tercih edildikleri; adsorpsiyonlu soğutucuların absorpsiyonlu soğutuculara göre daha yeni teknolojiye sahip oldukları ancak yüksek ilk kurulum maliyetlerine rağmen sağlam yapısı, işletme kolaylığı, kristalleşme ve sağlığa zararlı madde sızıntı sorunlarının bulunmaması avantajlı yönlerinin olduğu belirtilmektedir [11].

Dön (2010), çalışmasında Ankara’da bir iş yerinin ısıtma ve soğutmasını $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ çifti ile çalışan tek etkili bir absorpsiyonlu ısı pompası kullanarak geliştirdiği yeni bir çevrimle yapmayı incelemiş ve geliştirdiği çevrimde f dolaşım oranını düşürüp ısıtma ve soğutma tesir katsayılarını yükselterek sağlanmıştır. Ayrıca doğalgaz ile çalışan absorpsiyonlu ısı pompaları ile konveksiyonel ısı sistemleri karşılaştırılmıştır [1].

Yenigün (2010), çalışmasında tasarladığı güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sistemi ile Muğla Üniversitesi Mediko binasının toplam soğutma yükünün karşılanması için gerekli toplayıcı alanı ve kullanılacak kolektörlerin kış aylarında ısıtmaya katkısı ile tüm sistemin sağlayacağı tasarruf miktarının hesaplanması amaçlanmıştır. Tasarlanan sistemin parabolik oluklu kollektörlerden oluştuğu, yılda her m^2 kollektör alanı başına 558,9 kWh enerji sağlayacağı ve bu sistem ile yaz aylarında toplam soğutma yükünün tamamını; kış aylarında ise ısıtma yükünün % 7,27’sini karşılanacağı, hesaplanan toplam tasarruf yıllık 195924TL olmuş ve yatırımın kendini 4 yılda geri ödeyeceği belirtilmiştir [12].

Li, Wu, Zhang, Shi, Wang (2012), çalışmasında verimliliği artırmak ve kirlilik emisyonunu azaltarak düşük sıcaklıkta sıcak su üretmek için hava kaynaklı absorpsiyonlu ısı pompasına (ASAHP) dayalı bir ısıtma sistemi önerilmiştir. Çalışma akışkanları olarak H₂O/LiBr ve NH₃/LiNO₃ kullanan ASAHP, farklı hava sıcaklıklarında simüle edilmiştir. Simüle edilen performansa dayalı olarak, önerilen sistemin enerji tasarrufu potansiyeli dört tipik Çin şehrinde uygulanarak analiz edilmiştir. Sonuçlar, önerilen sistemin enerji tasarrufu sağlayabileceğini göstermektedir. Önerilen sistem düşük sıcaklıkta sıcak su üretiminde Shenyang, Pekin, Şanghay ve Guangzhou'da sırasıyla %18, %28,5, %37 ve %42 oranlarında enerji tasarrufu sağlanarak gelecek için büyük potansiyel göstermiştir [13].

Demir, Günhan, Yalçın, Karacabey, Bilgen (2012), çalışmalarında absorpsiyonlu soğutma sistemleri tanıtılmış ve absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin tarımsal amaçlı kullanımları incelenmiştir. Tarım sektöründe yenilenebilir enerji kaynaklarının ekonomik uygulanabilirliği ve uygulama yönteminin bölgesel koşullara bağlı olduğu, tarımsal amaçlı olarak absorpsiyonlu sistemlerde güneş enerjisi, jeotermal enerji ve endüstriyel tesislerden atılan atık ısıların kullanımlarının verimli ve çevre dostu uygulamalar olacağı belirtilmektedir [14].

Wu, Wang, Shi, Li (2014), çalışmasında farklı absorpsiyon ısıtma döngülerinin sınıflandırmalarını ve prensiplerini; farklı uygulama alanlarındaki durumlarını ve gelişimlerini kapsamlı bir şekilde gözden geçirmiştir. Absorpsiyonlu ısı pompalarının evsel, endüstriyel ve kırsal uygulamaları incelenip karşılaştırılmıştır. Absorpsiyonlu ısıtma teknolojilerinin giderek daha fazla hale gelmesinin enerji tasarrufu yapılmasında ve emisyonların azaltılmasında önemli olduğu belirtilmiş; sanayi uygulamalarında bu teknolojilerin nispeten erken benimsendiği ve birçok güncel projeye absorpsiyonlu ısıtma sistemleri entegre edildiği; evsel uygulamaların konvansiyonel ısıtma sistemlerinin yakıt yakmaya olan bağımlılıktan dolayı ve buhar sıkıştırırmalı ısı pompalarının popüleritesi nedeniyle daha az hızlı geliştiği; kırsal uygulamalarda ise absorpsiyonlu ısı pompaları ile ısıtmanın neredeyse yok denecek kadar az olduğu görülmüştür [15].

Qu, Abdelaziz, Yin (2014), çalışmalarında doğalgaz kazanlarına atık ısı geri kazanım sağlayarak kazan verimini arttırmak için absorpsiyonlu ısı pompası entegre edilmiş, üç konfigürasyon ısı ve kütle transfer süreçlerinin analitik modelleri geliştirilerek çalışma yapılmıştır. Bu konfigürasyonlar, egzoz gaz ile çalışan, sıcak su tahrikli ve direk ateşlemeli

sistemler şeklindedir. Sonuçta genel olarak kazan verimliliğinde %5–10 iyileşme olduğunu görülmüştür. Üç sistem konfigürasyonu arasında, sıcak su tahrikli ve direk ateşlemeli sistemler ısı verimliliğinde %10'luk bir iyileşme ile en iyi performansı elde etti. Egzoz gazı tahrikli sistem, verimlilikte daha az bir iyileştirme sağladı ancak mevcut kazanlara eklenebilir ve 1,7 yıl kadar nispeten hızlı bir geri ödeme süresine sahiptir. Egzoz gazı tahrikli sistem, mevcut sisteme kolayca entegre edilebilmesi için AHP'nin en küçük kapasitesi olmasını gerektirir. Sıcak su ile çalışan sistem, direk ateşlemeli sisteme göre daha düşük bir COP'a sahip olmasına rağmen daha hızlı bir geri ödeme ve daha fazla yıllık tasarruf sağladığı görülmüştür. Sonuçta, doğrudan ateşlemeli sistem daha uzun geri ödeme süresine rağmen, sistemin işleyişindeki esneklik ve genel sistem kapasitesini artırma potansiyeli nedeniyle daha uygun olabileceği sonucuna varıldı [4].

Zhu, Xia, Xie, Jiang (2014), çalışmalarında absorpsiyonlu ısı pompası ve doğrudan temaslı ısı eşanjörün entegrasyonu yapılarak yeni bir teknoloji incelemiş, gaz kazanlarının doğalgaz özelliklerinin ve termal verimliliğinin analizine dayanarak, gaz kazanının toplam ısı geri kazanımını gerçekleştirmek için önemli olan, baca gazı ısının çiğlenme noktasının altında olabileceği bir noktaya çıkarılmasına odaklanmak olduğunu; baca gazının yoğunlaşma ısını geri kazanmak için iki problemin çözülmesi gerektiği, bunlardan birinin baca gazını soğutmak için düşük sıcaklıkta bir soğuk kaynak bulmak olduğu, diğerinin ise ısı transfer sıcaklık farkını azaltmak için ısı transfer kabiliyetini arttırmak olduğu belirtmiştir. Ayrıca sistemde, baca gazını soğutmak için 20 °C'de soğutma suyu oluşturmak için absorpsiyonlu ısı pompasını ve büyük ısı transfer katsayısı sağlamak için doğrudan temaslı ısı eşanjörü kullanıldığı; hem kazanın hem de absorpsiyonlu ısı pompasının birlikte kullanılması baca gazını geri kazanarak 35 °C'nin altında soğutulan bu teknoloji, gaz yakıtlı kazanlar için ısı geri kazanımı sağlayabildiği ve bu teknolojinin performansı test edildiği belirtilmiştir. Sonuçta, gaz kazanının fazla hava oranı makul bir aralıkta ise toplam ısı kapasitesi %12 oranında iyileştirilebilmekte olduğu ve baca gazının beklenilenin ötesinde 30 °C'nin altına soğutulabildiği; buharın yaklaşık %70'inin yoğunlaşabilir olduğu ve çoğu yoğunlaşan ısı geri kazanıldığı; ancak gaz kazanının fazla hava oranı nispeten yüksek olduğu için baca gazının yoğunlaşma noktası beklenenden daha düşük olduğu ve bunun da yoğunlaşma oranını etkilediği ve düşük kazan yüklerinde fazla hava oranı kontrol edilebilirse sistem daha iyi performans gösterebileceği bildirilmiştir [3].

Scoccia, Toppi, Aprile, Motta (2018), çalışmalarında Avrupa bölgesine özgü koşullar altında, en yaygın olarak kullanılan ısıtma teknolojilerinin birleştirilmesiyle elde edilen altı sistem konfigürasyonunun mevsimsel performansları karşılaştırılmıştır. Bu konfigürasyonlar; yoğuşmalı kazan kullanımı, evsel sıcak su üretiminde güneş enerjisi ile birlikte yoğuşmalı kazan kullanımı, elektrik yedeklemeli ısıtıcı ile elektrikli ısı pompası kullanımı, elektrikli ısı pompası ile yoğuşmalı kazan kullanımı, sadece gaz yakıtlı ısı pompası kullanımı ve gaz yakıtlı ısı pompası ile yoğuşmalı kazan kullanımı şeklindedir. Karşılaştırma üç iklim koşulu için birincil enerji tüketimi, bina yalıtımının kalitesi ve emisyon sistemi için yapılmıştır. Sonuçta güneş sistemlerinin sağladığı faydalar, ılık iklimlerde ve ortam ısıtılması ile birlikte sıcak su için enerji ihtiyacının da olduğu yeni binalarda daha yüksek olduğu protatif çalışmalarının olumlu gitmesi halinde gaz yakıtlı ısı pompaları soğuk iklimlerdeki radyatör ile ısıtılan mevcut binalar gibi yüksek ısı ihtiyacına sahip uygulamalar için umut verici bir seçenek ortaya çıkacağı, buna karşılık, yerden ısıtma ve ılık iklime sahip yeni binalarda, özellikle düşük performans dikkate alındığında, elektrikli ısı pompaları en düşük birincil enerji tüketimine sahip seçenek olduğu, ısıtma sistemi seçiminde doğalgaz ve elektrik fiyatları önemli ölçütler olduğu, özellikle, eski binalarda, Almanya, İtalya veya İngiltere gibi yüksek elektrik fiyatlarına sahip ülkelerde, elektrikli ısı pompasının ekonomik olarak uygun olması için yoğuşmalı kazanlardan daha ucuz olması gerektiği belirtilmektedir [16].

Özcan (2020), çalışmasında gıda ürünlerinin soğutulması ve iklimlendirme amacıyla lityum bromür-su akışkan çifti ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemi incelenmiş, seçilen çalışma parametrelerine bağlı olarak kütle ve enerji eşitlikleri elde edilip her bir bileşenin ısı güçleri ve ısı transfer alanları hesaplanmıştır. Sistemin önemli bileşenlerinden olan absorberin ısı kapasitesi ve absorberdeki akışkanların ısı taşınım katsayılarının hesaplamaları Matlab programı kullanılarak yapılmıştır. Seçilen ısı değiştiricilerinin tüm termodinamiksel hesapları yapıp sistem elemanlarının kendine özgü toplam ısı transfer katsayıları, gereken en az yüzey alanı ve uzunluk değerleri hesaplanmış, sistemin evaporatör ve kondenser sıcaklığının ısı verime etkileri incelenmiş ve evaporatörün sıcaklığının değişiminden ziyade kondenser sıcaklığının değişiminin verim üzerinde oldukça etkili olduğu bulunmuştur [17].

3. YILLIK ISITMA ENERJİSİ İHTİYACI

Bir binanın ısıtma enerjisi ihtiyacı, binanın dış cephe duvar türü ve kalınlığı, yalıtım türü ve kalınlığı, kuzey-güney-doğu-batı yönü, pencere alanı ve türü, kapı alanı ve türü gibi faktörlere bağlıdır. Ayrıca bina yaşı ile bu yapı elemanlarının ömürlerinin durumu da önemlidir.

Milli Eğitim Bakanlığı'nın 2015 yılında çıkarttığı “ Eğitim Yapıları Asgari Tasarım Standartları Klavuzu'na göre dış duvarlar ile ilgili olarak mekanik montajlı giydirme cephe yapılmayacağı, dış yüzeylerde binanın olumsuz hava koşullarından korunması ve enerji sakınımı sağlanması gerektiği, bulunduğu iklim bölgesine, hakim rüzgar yönüne ve yönlenmesine bağlı olarak dış duvarlarda ısı kaybı ve neme karşı ayrıca önlem alınması gerektiği, dış duvar malzemesi olarak gaz beton, tuğla, bims, kullanılabileceği, sandviç duvar uygulaması yapılması gerektiği ve binanın toprakla temas eden yüzeylerinde yer altı ve yer üstü suları için su ve ısı yalıtımının yapılması gerektiği belirtilmektedir. Pencereler, binanın dış yüzeylerinde aydınlanma, havalandırma ve çevreyle özellikle görsel bağ kurulması amacıyla bırakılan pencereler aynı zamanda ısı kayıplarındaki yüksek pay oranları nedeniyle tasarımdaki yerleri ve büyüklükleri açısından iyi analiz edilmelidir. Derslik ve diğer ders yapılan bölümlerin pencerelerinin taban alanına oranı en az % 25 olmalıdır [18].

Dış cephe yalıtımı binaların enerji performansları için çok önemlidir. Bir bina ne kadar az ısı kaybederse ısıtma için o kadar az harcama yapar. Bu nedenle ısı yalıtım kalınlık değerleri için maliyeti de göz önünde bulundurarak optimum değer seçilmelidir. Binalarda dış cephe yalıtım malzemesi olarak EPS, XPS ve taş yünü kullanılmaktadır. Özellikle son zamanlarda yangın dayanımı nedeniyle taş yünü kullanımı artmıştır. Çevre ve Şehircilik Bakanlığı artık yaptığı tüm projelerde dış cephede taş yünü kullanmaktadır [19]. Ayrıca yine Çevre, Şehircilik ve İklim Değişikliği Bakanlığınca yapılan okullar da dahil tüm projelerde bodrum katlar genellikle ısıtılmayan mahaller oldukları için bodrum kat tavanları en fazla 0,05 W/mK lamda değerinde olan 5 cm ısı yalıtım plağı ile yalıtılmaktadır. Isıl konforun bu şekilde artırılarak ısı giderlerinin azaltılması ve çocukların daha konforlu ortam koşullarında eğitim görmeleri sağlanmak istenmektedir.

Yine MEB klavuzuna göre binalarda kullanılacak her türlü yalıtım malzemesi ve detayları TSE standartlarında ve bulunduğu iklimsel bölge koşullarına uygun olmalı, soğuk

bölgelerde, gece ve gündüz sıcaklık farklarının yüksek olduğu bölgelerde malzemelerin donma karşı direnç oranları ve elastikiyet katsayıları yüksek tutulmalıdır. Binalarda kullanılacak ısı yalıtım malzemelerinin cinsi ve kalınlığı ısı yalıtım hesabına göre seçilmeli ve ısı yalıtımı yönetmeliğine uygun olmalıdır. Seçilecek malzemelerin yangın dirençleri binaların yangından korunması hakkında yönetmeliğe göre yüksek olmalıdır. Bulunduğu iklim bölgesi verilerine bağlı olarak yapının farklı bölgelerinde ayrı uygulamalar yapılmalıdır. Ayrıca mekanik tesisat sistemleri, bina enerji performansı yönetmeliğine göre projelendirilmelidir [18].

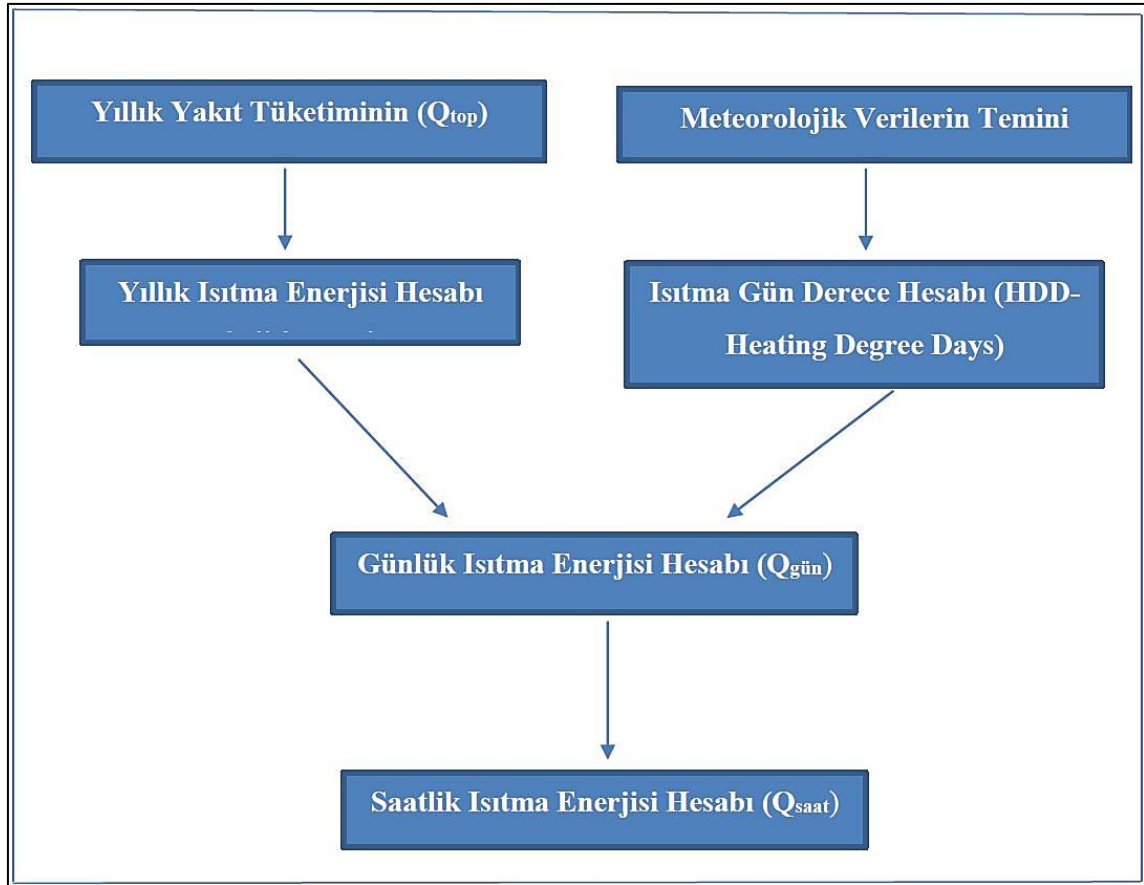
Bayraktar (2018), çalışmasında Antalya’da 12 ve 24 derslikli bir okulda taban ve tavanda 4 cm XPS, dış cephede ise 5 cm XPS ile yalıtım yapıldığı takdirde ısıtma ve soğutma maliyetlerinin %35-50 oranında azaldığını belirtmiştir [20].

İzmir Yüksek Teknoloji Fakültesinde yapılan araştırmada kış aylarında gaz betonla yapılan bina tuğla ile yapılan binaya göre %30, bims blok ile yapılan binaya göre %25; yaz aylarında ise gaz betonla yapılan bina tuğla ve bims blok ile yapılan binalara göre %15 daha az enerji tükettiği ve ayrıca gaz betonun ısı depolama özelliği bims blok ve tuğlaya göre daha fazla olduğu belirtilmiştir [21].

Ülkemizde ilk ve orta dereceli okulların yıllık giderleri içerisinde ısıtma giderleri önemli bir yer tutmaktadır ve ısıtmada genellikle doğalgazlı kazanlar kullanılmaktadır.

Okul yönetimleri işletme maliyetlerini dikkate alarak sınıf sıcaklıklarını, konfor sıcaklıklarının çok altında tutulabilmektedir. Okullar genellikle 7:00–17:00 saatleri arası eğitim vermekte, ders zamanlarında ısıtma yapılırken ders dışı zamanlarda da gerek binanın ısı kaybedip ders zamanı istenilen sıcaklığa gelmesi için harcanacak zaman ve enerji miktarı, gerek de borularda oluşabilecek donma durumlarının önüne geçebilmek için kazan tamamen kapatılmamakta ve mahallerin sıcaklıkları belli bir derecede tutulmaktadır.

Bu çalışmada temel olarak okullarda AIP kullanımının fizibilitesinin incelenmesi amaçlanmıştır. Bu amaçla okul ısı enerji ihtiyacının belirlenmesi için vaziyet ve kat planları ile yapı elemanlarının özelliklerinden bağımsız bir model geliştirilerek kullanılmıştır. Bu model yıllık yakıt tüketimi ve ısıtma gün derecelerine bağlı olarak saatlik ısıtma enerjisi ihtiyacının hesaplanmasına dayanır. Modelin akış şeması şekil-2.1’de gösterilmiştir.



Şekil 3.1. Yapı elemanlarından bağımsız okulun ısı enerji ihtiyacını belirleme şeması

3.1. Yıllık Yakıt Tüketiminin Belirlenmesi

Bina ısı enerji ihtiyacının hesaplanmasına bina yıllık yakıt tüketiminin belirlenmesi ile başlamıştır. Bu amaçla bir okulun birkaç yıllık toplam yakıt tüketimi okul idaresi ile konuşularak belirlenmiş ve bu tüketimlerin ortalaması alınarak okulun ortalama yıllık yakıt tüketimi, $\dot{V}_{YIL}$ hesaplanmıştır.

3.2. Yıllık Isıtma Enerjisi İhtiyacı Hesabı

Okulun yıllık ısıtma enerjisi ihtiyacı yıllık ortalama yakıt tüketimi ($\dot{V}_{YIL}$ - YDT) ile yakıt alt ısı değeri (AID) ve kazan verimi (η_K) çarpılarak hesaplanmıştır “Eş. 2.1”.

$$\dot{Q}_{YIL} = \dot{V}_{YIL} \times AID \times \eta_K \text{ (kw)} \quad (3.1)$$

3.3. Meteorolojik Verilerin Temini

Çalışmada okulun bulunduğu konumun 10 yıllık ortalama sıcaklık değerleri kullanılmıştır. 2008-2017 yılları arasındaki saatlik sıcaklık değerleri okulun konumu için Meteoroloji Genel Müdürlüğü'nden temin edilmiştir.

Her bir saat için ortalama değer bulunarak yıllık ortalama dış ortam sıcaklıkları hesaplanmıştır “Eş. 3.2”.

$$T_{saat,ort} = \sum_{yil=1}^{10} T_{saat,yil} / 10 \quad (3.2)$$

3.4. Isıtma Gün Derece Hesabı (IGD)

Isıtma gün derece (IGD) değeri belirli bir zamanda dış ortam ve mahal sıcaklıklarını hesaba katarak soğuk havanın şiddetini açıklayan kavramdır birçok ülkede farklı şekilde yapılsa da karşılaştırılabilir ve ortak kullanım için Avrupa Topluluğu İstatistik Ofisi (Eurostat) “Eş. 3.3” önermektedir [22].

Binaların ısıtılması veya soğutulması sırasında gerekli enerjinin hesaplanabilmesi için ısıtma veya soğutma gün derecelerinin bilinmesi önem arz etmektedir. Ayrıca yeni binalar yapılırken yalıtım, ısıtma ve soğutma giderlerinin hesaplanması için de ısıtma gün derece verilerine ihtiyaç duyulur [22]. Türkiye IGD değerleri “Şekil 3.2” de gösterilmiştir.

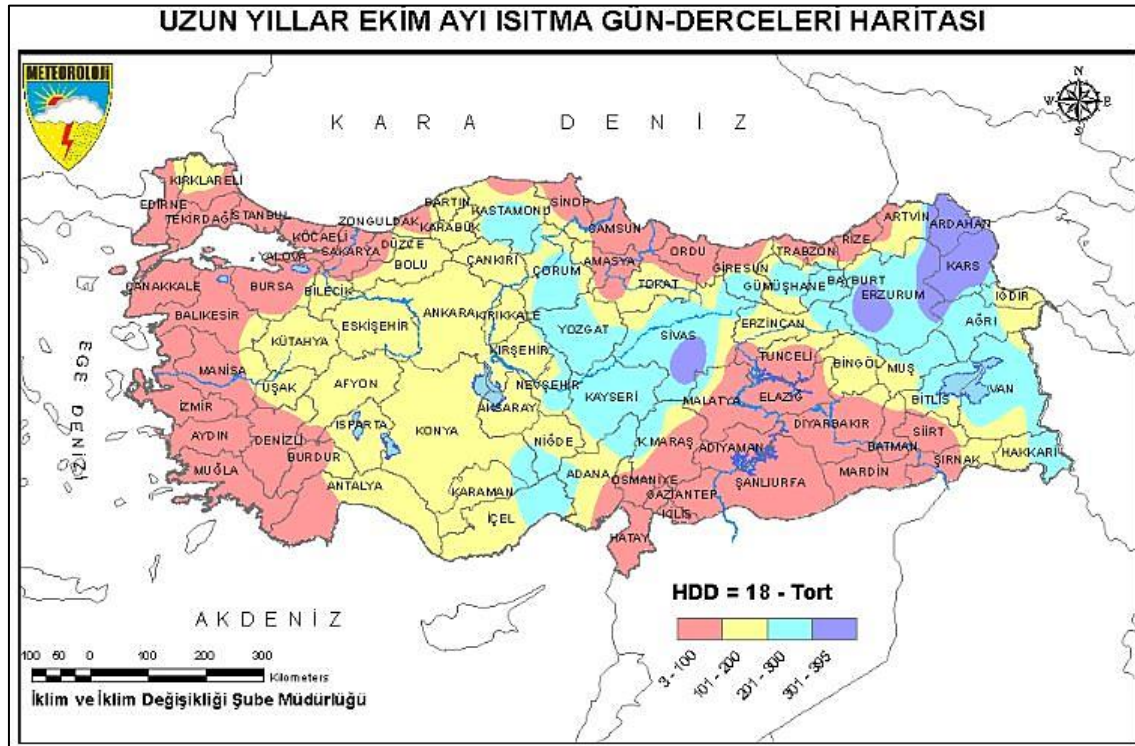
Isıtma gün derece (IGD) değeri Meteoroloji Genel Müdürlüğü'nün 2008-2017 yılları arasındaki 10 yıllık sıcaklık verilerinin saat bazında ortalamaları kullanılarak yazılan matlab programı ile hesaplanmıştır. Yıl içindeki saatlik ortalama veriler toplam 8784 adettir.

Bu çalışmada IGD (HDD-Heating Degree Days) günlük ortalama sıcaklıklardan 15°C ‘ye eşit ve küçük olanlar referans değeri olan 18°C’den çıkartılarak hesaplanmıştır “Eş. 3.3” [23]. Meteoroloji Genel Müdürlüğü'nün ısıtma ve soğutma gün dereceleri verilerine göre $T_{gün,ort}$ 15°C ‘den büyükse binanın ısıtılmasına gerek yoktur. Bu durumda ısıtma sistemi çalışmayacaktır [22].

$$IGD = 18 - T_{gün,ort} \quad (3.3)$$

burada

$$T_{gün,ort} = \sum_{saat=1}^{24} T_{saat} / 24 \quad (3.4)$$



Şekil 3.2. MGM uzun yıllar ekim ayı ısıtma gün-dereceleri haritası [22]

3.5. Günlük Isıtma Enerjisi Hesabı

Binanın günlük ısıtma enerjisinin belirlenmesinde IGD değerleri kullanılmıştır. Bunun için önce IGD verileri toplanarak yıllık IGD_{YIL} hesaplanmıştır “Eş. 3.5”.

$$IGD_{YIL} = \sum_{gün=1}^{365} IGD \quad (3.5)$$

Yıllık ısıtma enerjisi (Q_{YIL}) toplam yıllık IGD değerine bölünerek IGD başına ısıtma enerjisi hesaplanmıştır “Eş. 3.6”.

$$Q_{IGD} = Q_{YIL} / IGD_{YIL} \quad (3.6)$$

IGD başına ısıtma enerjisi ihtiyacı ile günlük IGD değeri çarpılarak günlük ısıtma enerjisi değeri belirlenmiştir “Eş. 3.7”.

$$Q_{gün} = Q_{IGD} \times IGD \quad (3.7)$$

3.6. Saatlik Isıtma Enerjisi Hesabı

Saatlik ısıtma enerjisi hesaplanırken; ısıtma saat derece (ISD) değerlerinden yararlanılmıştır. ISD değeri iç ve dış sıcaklıkların farkı alınarak belirlenmiştir (Eş. 3.8).

$$ISD = T_{iç} - T_{dış} \quad (3.8)$$

Gün içindeki saatlik ISD verileri toplanarak günlük ISD değeri hesaplanmıştır “Eş. 3.9”.

$$ISD_{gün} = \sum_{saat=1}^{24} ISD \quad (3.9)$$

Günlük ısıtma enerjisi miktarı toplam ISD değerine bölünerek ISD başına gerekli enerji hesaplanmıştır “Eş. 3.10”.

$$Q_{ISD} = Q_{gün} / ISD_{gün} \quad (3.10)$$

ISD başına gerekli enerji, saatlik ISD verisi ile çarpılarak saatlik ısıtma enerjisi hesaplanmıştır “Eş. 3.11”.

$$Q_{saat} = Q_{ISD} \times ISD \quad (3.11)$$

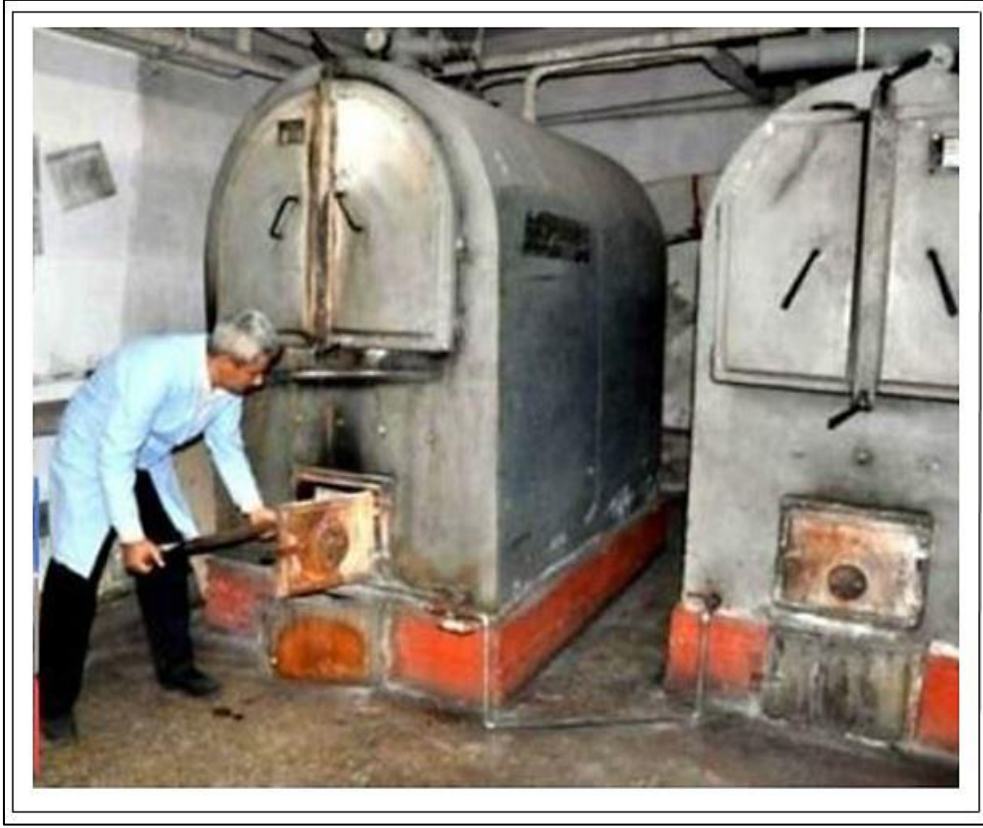
4. ISITMA SİSTEM KONFIGÜRASYONLARI

Mevcut okullarda ısı konforu etkileyen önemli unsurlar arasında binanın dış cephe yalıtım durumu, pencere ve kapıların yalıtım durumu, ısıtma tesisat borularının durumu, kalorifer radyatörlerin durumları ve ısıtma hattı sirkülasyon pompaların durumu bulunmaktadır.

Mevcut binaların yıllık enerji tüketimlerinin ve enerji maliyetlerinin belirlenmesi amacıyla enerji modelleme (simülasyon) çalışmaları yapılmalıdır. Duvarların ve pencerelerin U değerlerinin hesaplanması için yüzey sıcaklıkları termal kamera ve termometre ile ölçülerek hesaplar yapılmalıdır. Kazan dairesinde verimliliği etkileyen parametreler incelenmelidir (baca gazı ölçümü, termal kamera görüntüleme, kazan/boru izolasyonu kontrolü vb.).

Yalıtım olmayan binalarda öncelikle uygun kalınlıkta taş yünü ile yalıtım yapılmalıdır. Isıtma tesisat borulamaları çok eskimiş ise değiştirilmeli, mümkünse ısı iletkenlik değeri 0,35 W/mK geçmeyen cam elyaf takviyeli PPRC borular kullanılmalı, borularda yalıtım bulunmuyorsa yalıtılmalıdır. Radyatörlerin yeni ısıtma rejimine uygun büyüklükte olup olmadığı etüt edilmeli, verimleri çok düşük eskimiş radyatörler değiştirilmelidir.

Okullar genellikle yoğuşmasız doğalgazlı veya sıvı yakıtlı “Şekil 4.1” ve katı yakıtlı “Şekil 4.2” gibi verimleri düşük kazanlar kullanılarak ısıtılmaktadır.



Şekil 4.1. Okullarda kullanılan katı yakıtlı kazanlar [24]



Şekil 4.2. Okullarda kullanılan sıvı yakıtlı kazanlar [24]

Ayrıca son yıllarda buhar sıkıştırılmalı ısı pompaları yerden ısıtma sistemleri ile birlikte çoğunlukla anaokullarında ve kreşlerde uygulanmaktadır. Mevcut binalarda yerden ısıtma sistemlerinin yapılandırılması maliyetli olacağı için yeni bina tasarımlarında ısı pompaları ile yerden ısıtma sistemleri uygun olmaktadır. Ayrıca yerden ısıtma sistemlerinde su 25-40 °C arasında dolaştığı için absorpsiyonlu ısı sistemlerinin verimli çalışabilme imkanı sunmaktadır [25]. İlk ve orta dereceli okullarda sıraların sabitlenmesi ile borulara zarar verilme durumlarının oluşabilmesinden dolayı yerden ısıtma sistemi tercih edilmemektedir “Şekil 4.3”.



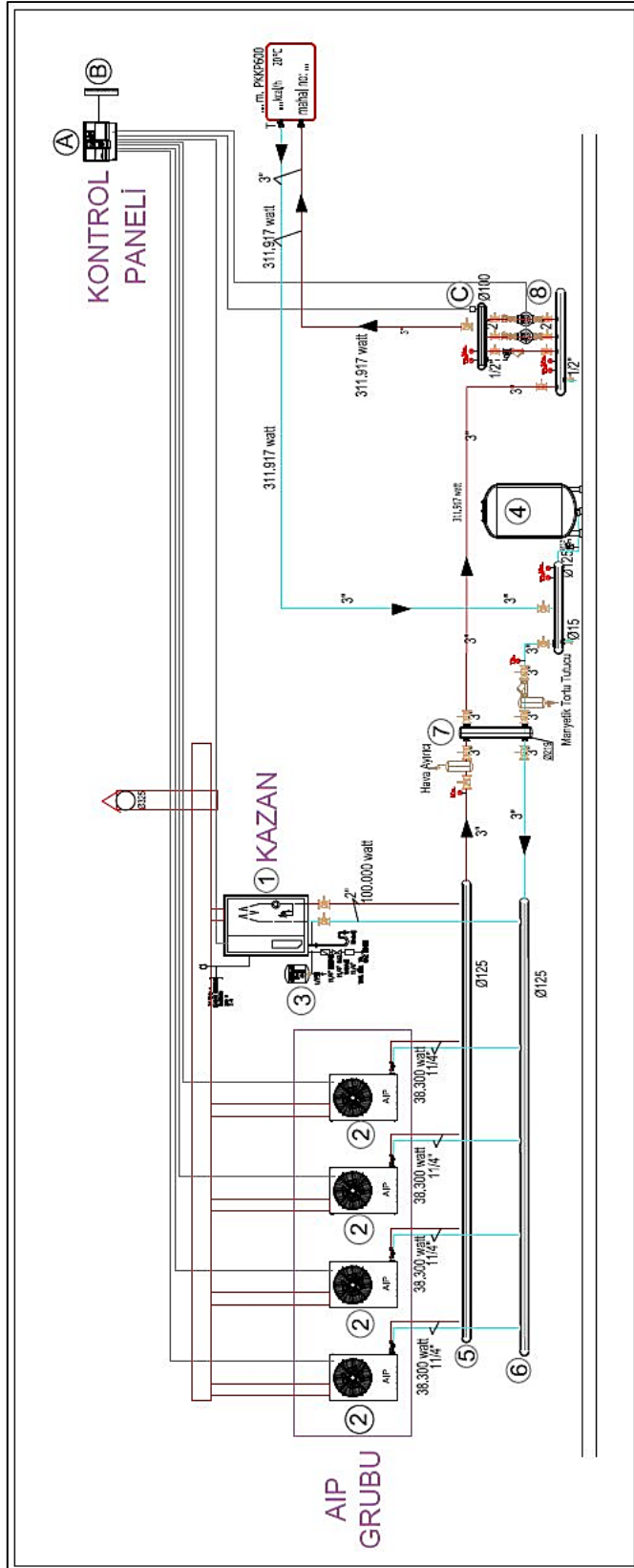
Şekil 4.3. Anaokullarında-kreşlerde yerden ısıtma örneği [26]

Isınma giderleri düşürülmek için sınıflar olması gereken konfor sıcaklıklarının altında tutulabilmektedir. Okullarda genellikle doğal yollarla pencere açılarak havalandırma yapılmaktadır. Yeterli ısınmayan sınıflarda ısı kaybını önlemek için havalandırma kısıtlı yapılabilmekte ve bu şekilde hem soğuk hem havasız sınıflarda eğitim öğrenim kalitesi ve kapasitesi düşmektedir. Sürdürülebilir olarak tasarlanan okul binalarında temiz hava, gün ışığı kullanımı, düşük kirleticiliği olan malzemelerin kullanılması gibi çocuklar için daha sağlıklı ve üretici bir ortamın oluşturulması ön plana alınmaktadır. Ayrıca okullarda öğrenmeyi destekleyen ısı konforu olan, gün ışığı ve temiz havanın mevcut olduğu sınıflar çok önem arz etmektedir [27].

Bu çalışmada kapsamında okuldaki mevcut sisteme sadece AIP entegrastonu incelenmiş, radyatör değişimi, dış cephe yalıtımı, ısıtma sistem boru ve pompa değişimi gibi maliyetler göz önüne alınmamıştır. Çalışmada absorpsiyonlu ısı pompalarının (AIP) okullardaki

kullanımının uygunluğu ekonomik parametreler göz önünde bulundurularak araştırılmıştır. Okullarda hali hazırda kullanılan mevcut ısıtma sisteme AIP entegrasyonu yapılarak geçiş mevsimlerinde ve kışın çok soğuk olmayan günlerinde ana kazanı kullanmayarak ısıtmayı sadece AIP ile yaparak enerji tasarrufu yapmak ve sınıfları olması gereken konfor sıcaklığında tutabilmek amaçlanmıştır. Bu amaçla mevcut sistem üzerine AIP ısı pompaları paralel çalışacak şekilde bağlanmıştır. Modellenen ısıtma sistemi şeması şekil-4.4'te gösterilmiştir. Modellenen şemada tüm sistem dış hava kompanzasyonlu kontrol paneli ile kontrol edilecektir.

Sistem (50-30)°C rejiminde çalışacaktır. AİPler eş yaşlandırma durumuna ve gerekli ısı ihtiyaca göre çalışacak olup belirli bir ısıtma gücü gereksinimine kadar AIP çalışacak, bu gücün üstünde duvar tipi yoğuşmalı kazan devreye girecektir. Radyatörler, 50°C gidiş suyu ve 30°C dönüş suyu olacak şekilde verimlerine göre boyutlandırılır. Isıtma ihtiyacının azalması ile termostatik vanaların radyatöre giren su debisi azalmakta ve radyatör dönüş sıcaklığı 30 °C'den daha yüksek ise, önce yoğuşmalı kazan sonra eş yaşlandırma durumuna göre AİPler devreden çıkacaktır. Termostatik vanaların su ihtiyacını azaltması sonucu oluşan değişken debiyi frekans kontrollü pompalar kontrol edecektir. Radyatörlere gidiş ve dönüş suyundaki ısı dengersizlikleri ortadan kaldırmak için 7 numaralı denge kabı, basınç dalgalanmalarını tolerize etmek için 4 numaralı genleşme deposu kullanılmıştır. Ayrıca radyatörlerden kazana giden hatta, denge kabından önce tortuları ve manyetik parçaların tutulması için süzgeçli manyetik tortu tutucu ve kazandan gelip denge kabına giren hatta ise hava ayırıcı eklenmiştir.



Şekil 4.4. AIP entegreli okul ısıtma sistemi şeması

5. ABSORBSİYONLU ISI POMPASI (AIP) ANALİZLER

Ana hatlarıyla ısı pompaları ilk defa 1824 yılında ortaya çıkmıştır. Sadi Carnot, buharlı güç çevriminin ters çalışabileceğini; dış ortamdan alınan ısıнын bir başka bir ortama aktarabileceğini görmüştür. Isı pompasının uygulanabilirliği ilk defa Lord Kelvin tarafından 1852 yılında gündeme getirilmiştir. Lord Kelvin'in ısı pompası sisteminde akışkan olarak hava kullanılmıştır. Çevre havası silindire alınarak genişletilip havanın basınç ve sıcaklığı düşürülmüştür. Düşük basınç ve sıcaklıktaki hava dış ortamdaki havadan havaya ısı eşanjöründen geçirilerek havadan ısı çekilmiş ve bu ısınmış hava mahale verilmeden önce atmosferik basıncı üzerine çıkartılmıştır.

1852 yılında Kelvin tarafından yapılan çalışmadan sonra 1930'lara kadar önemli çalışmalar yapılmamıştır. Morley 1922'de, Haldane 1938'de ısı pompaları üzerine çalışmalar yapmış; Homkes de 1930 yılında ısı pompası kullanarak sıcak su üretimi yapmıştır. Isı pompası ile ısıtma sistemi Avrupa'da ilk defa bir evin ısıtılması amacıyla İskoçya'da 1927 yılında uygulanmıştır. Sıcak su üretimi ve hava ısıtılması için ısı kaynağı olarak dış ortam havası kullanılmıştır [8].

II. Dünya Savaşı sonrası ısı pompası ile ilgili birçok mühendis ve bilim insanı araştırma ve çalışma yapmıştır. Savaş yıllarındaki aciliyetlerin farklı yönde oluşu çalışmaları yavaşlatsa da savaştan sonra tekrar hızlanmış fakat o yıllarda petrol ve doğalgazın bol bulunması ile enerjinin daha ucuza mal edilmesi gibi nedenlerle 1960'lı yıllarda çalışmalar tekrar yavaşlamıştır. 1973 yılındaki enerji krizinden sonra artan nüfus enerji kaynaklarının tükenmesi tekrar çalışmalar hızlanmış ve özellikle Amerika ve Avrupa'da ısı pompasının kullanımı artmıştır [28]. Avrupa'da her geçen gün ısı pompası teknolojisi gelişip kullanımı artarken Türkiye'de ısı pompasının ilk uygulamaları 1990'lı yılların ortalarında olmuştur. Türkiye'de doğalgazın yaygın ve elektrik giderlerine göre nispeten ucuz olması ve döviz kuru dolayısıyla ilk yatırım maliyetlerinin artması nedenleriyle kullanımları Avrupa'ya nispeten daha azdır [1, 8, 28].

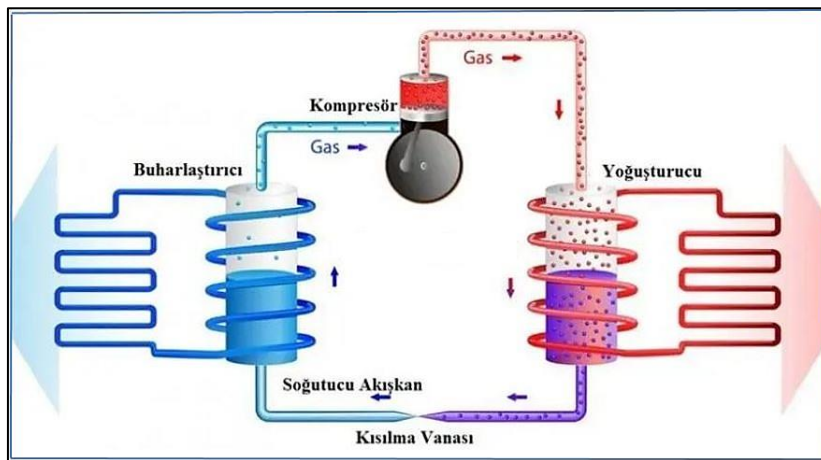
5.1. Buhar Sıkıştırılmalı Isı Pompaları

Isı Pompaları kullanılan enerji türüne göre, mekanik ve termal enerji ile tahrik edilen ısı pompaları şeklinde iki ana grupta toplanabilir. Buhar sıkıştırılmalı ısı pompaları mekanik

enerji ile tahrik edilen ısı pompası grubunda yer almaktadır. Isı pompaları birincil enerji kaynaklarının kullanımıyla (doğalgaz, kömür, fuel oil v.b) üretilen elektrik enerjisini mekanik güce dönüştürerek çalışmaktadır. Endüstriyel veya evsel olarak ısıtma ve soğutmada önemi artmış; birincil enerji kaynaklarının da azalmasıyla atık ısıların veya yenilenebilir enerji kaynaklarının (hava, yeraltı-yerüstü suları, toprak, atık ısı ve güneş vb.) kullanımını arttıracak şekilde teknolojileri evrimleşmektedir. Isı pompaları kullanılan ısı kaynaklarına göre hava kaynaklı, su kaynaklı, toprak kaynaklı, jeotermal enerji kaynaklı ve güneş enerjisi kaynaklı olarak gruplandırılır [29].

Isı pompaları genel anlatımla düşük sıcaklıktaki ısı kaynağından daha yüksek sıcaklıktaki ısı kaynağına ısı geçişinin gerçekleştiği termodinamik sistemlerdir.

Buhar sıkıştırımlı ısı pompaları ana hatlarıyla buharlaştırıcı(evaporatör), yoğunlaştırıcı(kondenser), kompresör ve genişleme valfinden oluşmaktadır. Çalışma akışkanı veya diğer adıyla soğutucu akışkan bu dört parça arasında çevrim yapar. Sistemin çalışması şekil-1'deki şemada görülmektedir. Ortam soğutulurken; buharlaştırıcıda, soğutucu akışkan soğutulacak ortamdan ısı alarak buharlaştıracak şekilde ortam sıcaklığının altında bir sıcaklıkta olur. Ortamdan ısı alarak buharlaşan düşük basınçtaki akışkan kompresörde sıkıştırılarak basınç ve sıcaklığı artırılır ve sıcak buhar halindeki akışkan yoğunlaştırıcıya girerek yoğunlaşır ve ısınıp dış ortama verir. Son olarak sıcaklığı düşmüş yüksek basınçtaki akışkan kısılma vanasından geçerek buharlaştırıcı basıncına düşürülür ve bu şekilde döngü tamamlanmış olur [8].



Şekil 5.1. Buhar sıkıştırımlı ısı pompa şeması [29]

Ortam ısıtılırken ise döngü ters olarak çalışmaktadır yani; buharlaştırıcı, yoğusturucu; yoğusturucu buharlaştırıcı olarak çalışmış olur. Buharlaştırıcıda akışkan soğuk olan dış ortamdaki daha düşük sıcaklıkta tutulur ve soğuk ortamdaki ısı alarak buharlaşır, ısınan akışkanın kompresörde basıncı yükseltilerek yoğusturucuya gelir; yoğusturucuda ısıtılacak ortama ısısını vererek yoğunlaşan ve soğuyan akışkan kısılma vanasından geçerek basıncı buharlaştırma basıncına düşürülerek döngü tamamlanır. En basit şekliyle evlerimizde bulunan buzdolapları ve klimalar birer hava kaynaklı buhar sıkıştırma ısı pompalarıdır [8, 28]

5.2. Absorbsiyonlu Isı Pompası

Absorbsiyonlu ısı pompası sistemlerinde buhar sıkıştırma sistemlerinde kullanılan kompresörün görevini çok daha az enerji harcayan eriyik pompası, kaynatıcı ve soğurucu yerine getirmektedir. Buhar sıkıştırma sistemlerden farklı olarak sistemde iki adet akışkan kullanılmaktadır. Bu akışkanlardan biri soğutucu akışkan diğeri ise bu soğutucu akışkanı soğurucuda absorbe eden soğurucu akışkandır. Kullanılan akışkan çiftleri soğutucu/soğurucu şeklinde isimlendirilmektedir. Kullanılan akışkan çiftleri olarak genellikle amonyak-su($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$) ve su-lityumbromür ($\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$) kullanılmaktadır [5, 7, 30].

Absorbsiyonlu çevrimin geçmişi de 1700'lü yıllara kadar uzanmaktadır. O zamanlarda sülfürik asit ile sudan soğutucu ve emici akışkan olarak yararlanılarak buz üretimi yapıldığı biliniyordu. Ancak buhar sıkıştırma çevrimler ve amonyaklı absorbsiyonlu çevrimli soğutma sistemlerinde en ciddi çalışmalar 1860'lı ve 1870'li yıllarda başlamıştır [1]. Absorbsiyonlu ısı pompa sistemi fikri ilk defa Fransız Ferdinand Carre tarafından ortaya atılmış soğutucu akışkan olarak NH_3 , soğurucu akışkan olarak H_2O kullanılmış ve patenti 1860 yılında Amerika'da kendisi tarafından alınmıştır. 20. yy başlarında absorbsiyonlu ısı pompaları kullanımı artmaya başlamıştır. Özellikle 1920'den sonra Amerika ve Avrupa'da absorbsiyonlu ısı pompa dizayn ve teknolojisi gelişmeye başlamıştır. 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, su emici ve amonyak basınç dengeleyici akışkandır.

Klasik buhar sıkıştırırmalı ısı pompaları daha ekonomik olduğu için 1930'dan 1970'li yıllara kadar absorpsiyonlu ısı pompaları hakkında çok önemli bir çalışma yapılmamıştır. 1970'li yıllarda yaşanan büyük enerji buhranı absorpsiyonlu ısı pompaları üzerinde tekrar çalışmaya yöneltmiştir.

1992 yılında Montreal protokolü ile 1997 yılından itibaren kloroflorokarbon (CFC), 2020 yılından sonra da hidrokloroflorokarbon (HCFC) kullanımı yasaklanması ile birlikte klasik buhar sıkıştırırmalı sistemlere en iyi alternatif olan absorpsiyonlu ısı pompası üzerine çalışmalar yoğunlaşmaya başlamıştır. Absorpsiyonlu ısı pompaları genellikle soğutma amaçlı veya hem ısıtma hem soğutma amaçlı kullanılmaktadır [1, 14].

Çin'de yapılan bir çalışmada hava kaynaklı absorpsiyonlu ısı pompasının evsel ısıtmada kullanımı incelenmiş; akışkan çifti olarak $H_2O/LiBr$ ve $NH_3/LiNO_3$ kullanan ASAHP'nin performansları farklı hava sıcaklıklarında simüle edilmiştir. Simüle edilen performansa dayanarak, dört tipik Çin şehrinde uygulanan sistemin enerji tasarrufu potansiyeli analiz edilir. Sonuçlar, sistemin sırasıyla Shenyang, Pekin, Şangay ve Guangzhou'da %18, %28.5, %37 ve %42 enerji tasarrufu sağlayabildiğini ve bu gelecekteki düşük sıcaklıklı sıcak sulu uygulamaların gelecekte büyük potansiyeller sağladığını göstermektedir [13].

Absorpsiyonlu ısıtma, enerji tasarrufu ve oluşan çevresel emisyon kirliliğinin azaltılmasındaki yeri doldurulamaz avantajları nedeniyle daha fazla dikkat çekmeye başlamıştır.

Evsel uygulamalarda, direk ateşlemeli chiller ve kazanlar, yakıt destekli absorpsiyonlu ısı pompaları, buharların gizli ısı geri kazanımı, hibrit sıkıştırma-absorpsiyonlu ısıtma, güneş destekli absorpsiyonlu ısı pompaları, absorpsiyon tabanlı bölgesel ısıtma, termal enerji depolama ve taşıma, toprak kaynaklı absorpsiyonlu ısı pompaları bulunmaktadır.

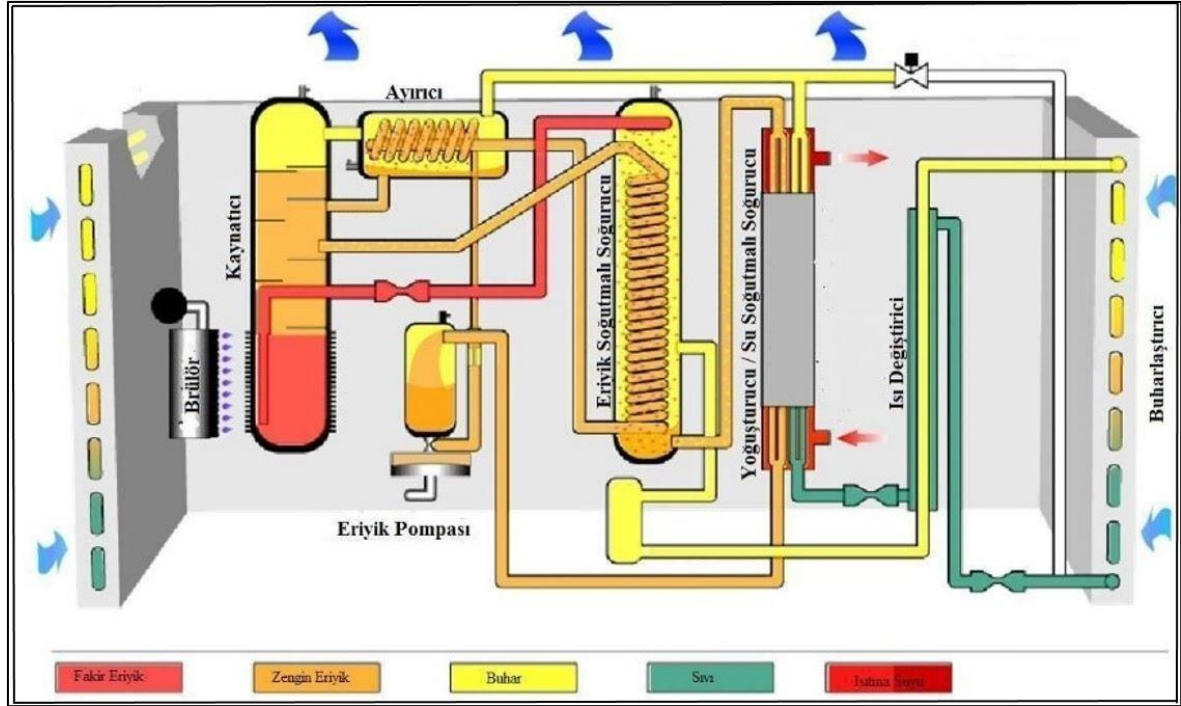
Endüstriyel uygulamalar arasında absorpsiyon destekli kurutma, absorpsiyon destekli buharlaşma, absorpsiyon destekli damıtma ve absorpsiyon destekli atık ısı geri kazanımı bulunur [15].

Son zamanlarda artan ısı yükleriyle birlikte soğutma uygulamaları için gerekli enerji ihtiyacının artması nedeniyle, absorpsiyonlu ısı pompası uygulamalarının buhar sıkıştırırmalı sistemlere göre avantaj ve dezavantajları konusundaki çalışmalar artmıştır. Yapılan

çalışmalarda absorpsiyonlu ısı pompa sistemleri enerji tasarrufu sağlamasına rağmen, performans katsayılarının (COP) buhar sıkıştırma sistemlere göre düşük olması, hacimli ve ağır olması, korozyona neden olan kimyasallar kullanıldığından ömrünün sınırlı olması, soğutmada hedeflenen yeni duruma yavaş ulaşması gibi dezavantajlara sahip olduğu belirtilmektedir [8]. Bununla birlikte absorpsiyonlu ısı pompası sistemlerinde doğrudan birincil ısı kaynakları ile çalışılabilmesi, sürekli çalışma prensibine sahip olması, buhar sıkıştırma ısı pompaları kadar hareketli parçalar içermemesi, çalışma akışkanı olarak çevreye ve insan sağlığına zarar verici kimyasal maddeler kullanılmaması, sarsıntısız ve gürültüsüz çalışması, jeotermal enerji ve güneş enerjisi gibi yenilenebilir enerji kaynakları ile endüstriyel olarak ortaya çıkan atık ısıdan yararlanılabilmesi, otomasyon ve kontrol sistemlerindeki gelişmelerle birlikte absorpsiyonlu ısı pompalarında çokca karşılaşılan ilk devreye alma ve işletme sorunlarının büyük ölçüde giderilmesi ile tekrar popülerliği artmaya başlamışlardır [8, 14].

Literatürde absorpsiyonlu ısı pompalarının genelde soğutmada veya hem ısıtmada hem soğutmada kullanımları ile ilgili çalışmalar bulunmaktadır. Çünkü AIP lerin soğutma verimleri ısıtma verimlerinden daha yüksektir. Bunun nedeni yaz aylarında güneş enerjisinden yararlanabilme potansiyelinin fazla olmasıdır ve bu konuda çok fazla akademik çalışma bulunmaktadır. Ayrıca hava kaynaklı AIP lerin yanında daha verimli fakat yatırım maliyeti daha yüksek olan toprak veya su kaynaklı AIP ler de kullanılabilir. Eğer bölgenin özelliğine göre termal kaynakların kullanımı da güneş enerjisi kullanımı gibi AIPlerin kaynatıcı bölümüne bedava ısı sağlanması nedeniyle doğalgaz ile çalışan hava kaynaklı AIP lere göre daha verimli çalışmaktadır. Mevcut pazarda ısıtma amacıyla kullanılan AIP ler genellikle yoğuşmalı kazanlarla ortak kullanılmakta ve bu şekilde AIP'lerin verimlerinin düştüğü sıcaklıklarda geri ödeme maliyetleri artacağı için yoğuşmalı kazanlar kullanılarak maksimum verim sağlanmaya çalışılmaktadır. Bu çalışma kapsamında mevcut pazarda hali hazırda kullanılmakta olan AIP lerin okullarda kullanımı incelenmiş ve hesaplamalar bu sistemler dikkate alınarak yapılmıştır.

Bu çalışma kapsamında ele alınan sistemin şeması Şekil 5.2. de gösterilmiştir.



Şekil 5.2. Rober marka gaz yakıtlı absorpsiyonlu ısı pompasının şematik gösterimi [1]

5.3. Amonyak-Su ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$) ve Su-Lityum Bromür ($\text{H}_2\text{O-LiBr}$) Akışkanların İncelenmesi

Son zamanlarda absorpsiyonlu ısı pompalarında tercih edilen akışkan çiftleri amonyak-su ve su-lityum bromürdür. Amonyak-su çiftinde soğutucu akışkan amonyak ve soğurucu akışkan su iken su-lityum bromür çiftinde soğutucu akışkan su ve soğurucu akışkan lityum bromürdür. Absorpsiyonlu ısı pompalarındaki akışkan çiftlerinin başlıca özellikleri şu şekildedir [5, 7, 30].

- Akışkanlar çevrimin çalışacağı sıcaklıkta katı halde bulunmamalıdır.
- Sistemde soğutucu akışkan özelliklerinin çok değişeceği çok yüksek veya çok düşük basınç olmamalı.
- Akışkanların korozyif etkileri olmamalı.
- Absorpsiyonun oluşacağı durumda soğurucu akışkanın soğurucu akışkana eğilimi fazla olmalıdır.
- Soğutucu akışkan soğurucu akışkandan daha çabuk buharlaşabilmelidir.
- Soğutucu ve soğurucu akışkanlar zehirleyici olmamalı
- Soğutucu ve soğurucu akışkanlar viskozitesi düşük olmalı

Amonyanın soğutucu akışkan olarak kullanıldığı $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ sistemleri yaklaşık -10°C buharlaştırıcı sıcaklığına kadar çalışabilirken suyun soğutucu akışkan olarak kullanıldığı $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ sistemlerde suyun donma riskinden dolayı buharlaştırıcı sıcaklığı yaklaşık 4°C 'ye kadar çalışmaktadır [7].

$\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ akışkan kullanan absorpsiyonlu ısı pompalarının kullanılmasının başlıca avantajları şöyle sıralanabilir.

- Amonyanın üretimi kolaydır ve maliyeti düşüktür.
- Amonyanın kokusu olduğu için tesisatta kaçak olup olmadığı anlaşılabilir.
- Amonyanın buharlaşma gizli ısısı yüksektir.
- Amonyanın yoğunlaşma basıncı ve sıcaklığı düşüktür.
- Amonyak suda kolayca eriyip sudan kolayca ayrılabilir.

$\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ akışkan kullanan absorpsiyonlu ısı pompalarının kullanılmasının başlıca dezavantajları şöyle sıralanabilir [7].

- Amonyanın bakır, çinko-bakır alaşımları ve galvaniz malzemelere karşı korozyon etkisi çoktur bu nedenle tesisatın çelik veya dökme demirden yapılması gerekir.
- Amonyak zehirli bir gazdır ve cilde, gözlere zarar verir. Bu nedenle tesisatta sızıntılara karşı önlem alınması gerekir.
- Sistemde dolaşan akışkan miktarı çok az olacağı için küçük yükler için çok elverişli değildir, ayar ve kontrol zorlaşır.

$\text{H}_2\text{O-LiBr}$ akışkan kullanan absorpsiyonlu ısı pompalarının kullanılmasının başlıca avantajları şöyle sıralanabilir [7].

- $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ akışkan kullanan absorpsiyonlu ısı pompalarına nispeten basit parçalardan meydana gelir.
- Aynı sıcaklıklarda çalışan diğer akışkan çiftlerinden daha verimlidir.
- $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ akışkan kullanan absorpsiyonlu ısı pompalarına göre eriyik pompasında yüzde bir kadar mekanik iş mevcuttur.

H₂O-LiBr akışkan kullanan absorpsiyonlu ısı pompalarının kullanılmasının başlıca dezavantajları şöyle sıralanabilir [7].

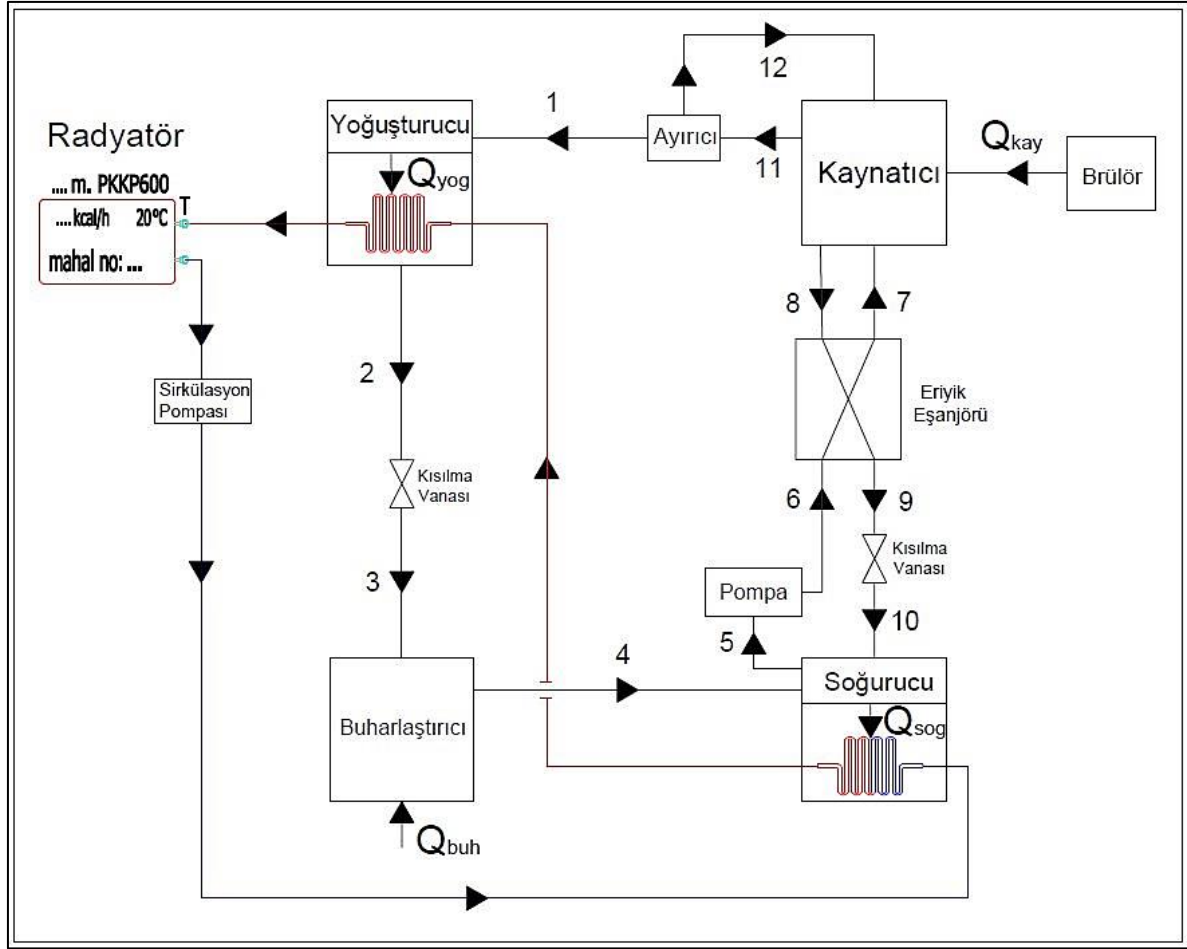
- Sistem düşük basınçlarda çalışır, bu durum hava sızıntılarına neden olur.
- Lityum bromür katı iken kristal yapıdadır. Su ile yaptığı çözeltinin belirli konsantrasyon değerinde belirli bir minimum sıcaklığı bulunur ve bu sıcaklığın altında lityum bromür çözeltiden ayrılıp katılaşmaya başlar ve kristal yapı alır. Kristalleşme çevrimin şartlarını kısıtlar.
- Buharlaştırma sıcaklığı suyun donma noktası ile sınırlanmıştır.

5.4. Termodinamik Analizler

Çalışma kapsamında okullardaki mevcut sisteme entegre edilen doğalgaz yakıtlı AIP lerin okul enerji maliyeti üzerindeki etkisi araştırılacaktır. Bu kapsamda AIP lerin doğalgaz tüketimi termodinamik analizler kullanılarak hesaplanmıştır.

5.4.1. NH₃-H₂O sistemi için teorik verim hesabı

NH₃-H₂O eriği kullanan absorpsiyonlu ısı pompası sistem şeması “Şekil 5.3” te gösterilmiştir.



Şekil 5.3. $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ eriği kullanan absorpsiyonlu ısı pompası sistem şeması [30]

Sistem; buharlaştırıcı, kaynatıcı, ayırıcı, yoğuşturucu, eriyik eşanjörü ve radyatör hattı sirkülasyon pompasından oluşmaktadır. Kaynatıcı, ayırıcı, yoğuşturucu ve eriyik eşanjörü yüksek basınçta; buharlaştırıcı ve soğurucu ise düşük basınçta çalışmaktadır. Eriyik pompası ile sistem alt basıncı (düşük basınç) sistem üst basıncına (yüksek basınç) çıkarılmakta; kısılma vanaları ile de sistem üst basıncı sistem alt basıncına düşürülmektedir. Sistemde akışkan çifti olarak Amonyak-Su ($\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$) kullanılmaktadır.

Hesaplamalar yapılırken aşağıdaki sistem parametreleri için kabuller yapılır.

- Yoğuşturucu çıkışında (T_2) akışkan T_{yog} sıcaklığında doymuş sıvıdır. Yoğuşturucu sıcaklığı, ısıtma tesisatına beslenecek su sıcaklığından 5°C daha yüksek olacak şekilde seçilmiştir. [31]

- Buharlaştırıcı çıkışında (T_4) akışkan T_{buh} sıcaklığında doymuş buhardır; Buharlaştırıcı sıcaklığı dış ortam sıcaklığına bağlı olarak değişmekte olup dış ortam sıcaklığından 5°C daha düşük olduğu kabul edilmektedir.
- Soğurucu çıkışında ($T_5 = T_2$) akışkan T_{sog} sıcaklığındadır.
- Eşanjör Verimi E ile gösterilmiştir.
- Ayırıcı çıkışı (1) amonyak konsantrasyonu X_1 ile gösterilmiştir.
- 4 nolu akışta X_4 , 3 nolu akışta X_3 ve 2 nolu akışta X_2 konsantrasyonları X_1 konsantrasyonuna eşit kabul edilir.
- Genleşme genliği GG ile gösterilmiştir.

Bu kabullere göre işletme parametreleri belirlenmiştir. Öncelikle sistem çalışma basınçları P_{alt} ve $P_{üst}$ hesaplanmıştır.

Basınçlar hesaplanırken amonyak-su ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$) eriği doymuş sıvı özelliklerinden “Eş. 5.1” [5, 6, 7]) yararlanılmıştır.

$$\text{Log}_{10}P = a - \frac{b}{(T + 273,16)} \quad (5.1)$$

Burada P eriyik doyma basıncıdır. A ve b eriyikteki soğutucu akışkan kütle yüzdesine (X) bağlı katsayılar olup “Eş. 5.1a” ve “Eş. 5.1b” [5, 6, 7], kullanılarak hesaplanır. T ise eriyik sıcaklığıdır.

$$a = 10,44 - 1,767X + 0,9823X^2 + 0,3627X^3 \quad (5.1a)$$

$$b = 20138 - 2155,7X + 1540,9X^2 - 194,7X^3 \quad (5.1b)$$

“Eş.5.1” kullanılarak $P_1 = P_2 = P_6 = P_7 = P_8 = P_9 = P_{11} = P_{12} = P_{üst}$ ve $P_3 = P_4 = P_5 = P_{10} = P_{alt}$ hesaplanır. $P_{üst}$ sistemin üst-yüksek basıncı; P_{alt} sistemin alt-düşün basıncıdır.

Kaynatıcı

Basınçların hesaplanmasından sonra soğurucudan çıkıp kaynatıcıya giden doymuş haldeki amonyak bakımından zengin çözeltinin konsantrasyonu (X_5), “Eş. 5.1” ile hesaplanır. Kaynatıcıya gelen (X_5) ve kaynatıcıdan ayrılan (X_8) fakir çözelti konsantrasyonlarının eşit olduğu sıcaklıkta ($T_{cut-off}$) kaynatıcıdan soğutucu akışkan buharlaşmayacak ve bu sıcaklıkta sistem çalışmayacaktır [10].

$T_{cut-off}$, “Eş. 5.1” kullanılarak $X = X_5$ için hesaplanır.

Sistemin çalışabilmesi için kaynatıcı sıcaklığının $T_{cut-off}$ sıcaklığından yüksek olması gereklidir. Ayrıca $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ sistemlerinde soğurucudan çıkan çözelti konsantrasyonu (X_5) ile kaynatıcıdan çıkan çözelti konsantrasyonu (X_8) arasındaki “gazlaştırma genişliği” olarak adlandırılan fark %10 ile %25 arasında seçilir [10].

Minumum gazlaştırma genişliği (%10) için X_8 yerine X_{8k} alınırsa;

$X_{8k} = X_5 - 0,10$ ile hesaplanır.

Kaynatıcıdan çıkan çözelti konsantrasyonunun, X_{8k} olduğu durum için, “Eş. 5.1” ile minumum gazlaştırma genişliğine göre kaynatıcı sıcaklığı (T_k) hesaplanır.

AKİŞ-11- (kaynatıcı çıkışı-ayırıcı girişi)

Akış-11 ile gösterilen kaynatıcı çıkışı ayırıcı girişindeki akışkan, kaynatıcı sıcaklığında ($T_{11} = T_k$) doymuş buhar olarak çıktığı kabul edilir.

$$T_{11} = T_k = T_8$$

$$P_8 = P_{üst}$$

Kaynatıcıdan çıkan buhar akışının konsantrasyonu X_{11} yine kaynatıcıdan çıkan fakir karışım konsantrasyonu X_8 ile denge halindedir. X_{11} sıvı-buhar dengesini veren “Eş. 5.2” kullanılarak hesaplanır [1], [10].

$$X_{11} = 1 - (1 - X_8)^R \quad (5.2)$$

$$R = 7,1588 - 0,6171 \cdot 10^{-6} P_8 + (((10,7490 X_8 - 17,8690) X_8 + 4,0297) X_8 - 1,3086) X_8 + 0,3715 \cdot 10^{-6} P_8 X_8 \quad (5.2.a)$$

$$P > 5,52 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

11 nolu koldaki doymuş buhar entalpisi (h_{11}) “Eş. 5.3” kullanılarak hesaplanır.

$$h_{11}(T, \bar{X}) = 1000 \sum_{i=1}^{17} a_i \left(\frac{T}{324} \right)^{m_i} (1 - \bar{X})^{n_i/4} \quad (5.3)$$

$$\bar{X} = \frac{18,015}{18,015X + 17,03(1 - X)} \quad (5.3.a)$$

Bu eşitlikte X , amonyağın kütle oranını, $\bar{X}$ ise amonyağın mol oranını göstermektedir. m_i , n_i , a_i ise eşitlik katsayılarıdır. Katsayılar “Çizelge 5.1” de gösterilmiştir.

Çizelge 5.1. “Eş. 5.3’te kullanılan katsayılar [7]

i	m_i	n_i	a_i	i	m_i	n_i	a_i
1	0	0	1,28827	10	1	3	$1,64508 \cdot 10^1$
2	1	0	$1,25247 \cdot 10^{-1}$	11	2	3	-9,36849
3	2	0	-2,08748	12	0	4	8,42254
4	3	0	2,17696	13	1	4	-8,58807
5	0	2	2,35687	14	0	5	-2,77049
6	1	2	-8,86987	15	4	6	$-9,61248 \cdot 10^{-1}$
7	2	2	$1,02635 \cdot 10^1$	16	2	7	$9,88009 \cdot 10^{-1}$
8	3	2	-2,3744	17	1	10	$3,08482 \cdot 10^{-1}$
9	0	3	-6,70515				

Akış-12- (ayırıcı çıkışı-kaynatıcı girişi)

Ayırıcı çıkışı-kaynatıcı girişindeki akış-1 sıcaklığında ($T_{12} = T_1$) sıvı olduğu, akış-12 ve akış-1 denge halinde olduğu kabul edilir. X_{12} “Eş. 5.4” kullanılarak hesaplanır [1, 10].

$$X_{12} = 1 - (1 - X_1)^{1/R} \quad (5.4)$$

$$R = 7,1588 - 0,6171 \cdot 10^{-6} P_1 + (((10,7490 X_{12} - 17,8690) X_{12} + 4,0297) X_{12} - 1,3086) X_{12} + 0,3715 \cdot 10^{-6} P_1) X_{12} \quad (5.4.a)$$

$$P > 5,52 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

12 numaralı koldaki akışkanın entalpisi (h_{12}) “Eş. 5.5” kullanılarak hesaplanır [1, 5, 7, 10].

$$h_{12}(T, \bar{X}) = 100 \sum_{i=1}^{16} a_i \left(\frac{T}{273,16} - 1 \right)^{mi} \bar{X}^{ni} \quad (5.5)$$

$$\bar{X} = \frac{18,015}{18,015X + 17,03(1 - X)} \quad (5.5.a)$$

h_{12} : Amonyak sıvı hal entalpisi (kJ/kg)

Bu eşitlikte h_{12} , amonyak sıvı hal entalpisini (kJ/kg) göstermektedir.

Akış-1-(ayırıcı çıkışı-yoğusturucu girişi)

Ayırıcıdan çıkan 1 numaralı akışın ayırıcıdan kütlece %99,9 luk amonyak konsantrasyonuna sahip doymuş buhar olarak çıktığı kabul edilmiştir. Doymuş buhar haldeki akış-1 sıcaklığı T_1 , “Eş. 5.6” kullanılarak hesaplanır [1, 10].

$$T_1(P_1, X_1) = T_0 \sum_{i=1}^{16} a_i (1 - X_1)^{mi/4} \left[\ln\left(\frac{P_0}{P_1}\right) \right]^{ni} \quad (5.6)$$

$$T_0 = 100\text{K}, P_0 = 2 \text{ Mpa}$$

Çizelge 5.2. “Eş. 5.6” da kullanılan katsayılar [7]

i	m _i	n _i	a _i
1	0	0	$0,324004 \cdot 10^1$
2	0	1	$-0,395920 \cdot 10^0$
3	0	2	$0,435624 \cdot 10^{-1}$
4	0	3	$-0,218943 \cdot 10^{-2}$
5	1	0	$-0,143526 \cdot 10^1$
6	1	1	$0,105256 \cdot 10^1$
7	1	2	$-0,719281 \cdot 10^{-1}$
8	2	0	$0,122362 \cdot 10^2$
9	2	1	$-0,224368 \cdot 10^1$
10	3	0	$-0,20178 \cdot 10^2$
11	3	1	$0,110834 \cdot 10^1$
12	4	0	$0,145399 \cdot 10^2$
13	4	2	$0,644312 \cdot 10^0$
14	5	0	$-0,221246 \cdot 10^1$
15	5	2	$-0,756266 \cdot 10^0$
16	6	0	$-0,135529 \cdot 10^0$
17	7	2	$0,1835410 \cdot 10^0$

Akış-1 doymuş buhar entalpisi (h_1) “Eş. 5.3” kullanılarak hesaplanır.

Akış-2-yoğuşturucu çıkışı-kısılma vanası girişi

“Eş. 5.1” kullanılarak $P_{üst} = P_2$ hesaplanır.

“Eş. 5.5” kullanılarak h_2 hesaplanır.

Akış-3 kısılma vanası çıkışı-buharlaştırıcı girişi

Kısılma vanası çıkışındaki 3 nolu akış sıcaklığının 4 nolu akış sıcaklığına; basıncının düşük basınca; entalpisinin ise 2 nolu akış entalpisine eşit olduğu kabul edilir.

$$T_3 = T_4$$

$$P_3 = P_{alt}$$

$$h_3 = h_2$$

Akış-4 buharlaştırıcı çıkışı-soğurucu girişi

T_4 = dış ortam sıcaklığı

$$X_4 = X_2 = 0,999$$

“Eş. 5.1” kullanılarak $P_4 = P_{alt}$ hesaplanır.

NH₃ Doymuş buhar entalpisi “Eş. 5.7” kullanılarak h_4 hesaplanır [1, 10].

$$h_{b,d} = 1234,944 + (1,8T + 32).(0,9672 + (1,8T + 32).(-11,5081 \times 10^{-6})(1,8T + 32) + 3,4775 \times 10^{-3})) \quad (5.7)$$

$$3,45 \times 10^5 \text{ Pa} < P \leq 5,52 \times 10^5 \text{ Pa} \quad T : [^{\circ}C]$$

$h_{b,d}$ = Amonyak doymuş buhar entalpisi (kj/kg)

Akış-5 soğurucu çıkışı-eriyik pompası girişi

Soğurucu çıkışındaki 5 nolu akış sıcaklığının 2 nolu akış sıcaklığına; basıncının ise düşük basınca eşit olduğu kabul edilir.

$$T_5 = T_2$$

$$P_5 = P_{alt}$$

“Eş. 5.1” kullanılarak X_5 hesaplanır.

“Eş. 5.5” kullanılarak h_5 hesaplanır.

Akış-6 eriyik pompası çıkışı-eriyik eşanjörü girişi

Eriyik pompası çıkışındaki 6 nolu akış sıcaklığının 5 nolu akış sıcaklığına; basıncının yüksek basınca; konsantrasyonunun 5 nolu akış konsantrasyonuna; entalpisinin ise 5 nolu akış entalpisine eşit olduğu kabul edilir.

$$T_6 = T_5$$

$$P_6 = P_{üst}$$

$$X_6 = X_5$$

$$h_6 = h_5$$

Akış-8 kaynatıcı çıkışı-eriyik eşanjörü girişi

Kaynatıcı çıkışındaki 8 nolu akış sıcaklığının kaynatıcı sıcaklığına; basıncının ise yüksek basınca eşit olduğu kabul edilir.

$$P_k = P_{üst}$$

$$T_8 = T_k$$

$$P_8 = P_{üst}$$

X_8 “Eş. 5.1” kullanılarak hesaplanır.

$$GG = X_5 - X_8 \text{ (genleşme genliği)}$$

h_8 “Eş. 5.5” kullanılarak hesaplanır.

Akış-9 eriyik eşanjörü çıkışı-kısılma vanası girişi

Eriyik eşanjörü çıkışındaki 9 nolu akış basıncının yüksek basınca eşit olduğu kabul edilir.

$$P_9 = P_{üst}$$

Basınç kaybı olmadığı ve kabul edilen verime (E) göre

Eşanjörde amonyak konsantrasyonu değişmediği için $X_9 = X_8$ şeklindedir.

$$E = \frac{\text{Gerçek} - \text{ısı} - \text{geçiş}}{\text{Olabilecek} - \text{en} - \text{büyük} - \text{ısı} - \text{geçiş}} \quad (5.8.a)$$

$$E = \frac{T_{SIS,g} - T_{SIS,\zeta}}{T_{SIS,g} - T_{SOG,g}} = \frac{T_8 - T_9}{T_8 - T_6} \quad (5.8.b)$$

$$E = \frac{h_8 - h_9}{h_8 - h_6} \quad (5.8.c)$$

$$h_9 = h_8 + E(h_8 - h_6) \quad (5.9)$$

$$T_9 = T_8 + E(T_8 - T_6) \quad (5.10)$$

“Eş. 5.9” kullanılarak h_9 hesaplanır [5, 30].

“Eş. 5.10” kullanılarak T_9 hesaplanır.

Akış-10-kısılma vanası çıkışı-soğurucu girişi

Kısılma vanası çıkışında sıcaklık, entalpi ve amonyak konsantrasyon değerleri 9 numaralı akış ile aynı kalmakta, basınç değeri ise P_{alt} basıncına kısılmaktadır.

$$T_{10} = T_9$$

$$h_{10} = h_9$$

$$X_{10} = X_9$$

$$P_{10} = P_{alt}$$

Akış-7 eşanjör çıkışı-kaynatıcı girişi

Eşanjör çıkışında basınç ve amonyak konsantrasyonu, eşanjör girişindeki 6 nolu akışla aynı değere sahipken entalpi ve sıcaklık değerleri eşanjör dengesinden hesaplanan “Eş. 5.13” ve “Eş. 5.14” ile hesaplanır [1, 5, 10, 30].

$$X_7 = X_6$$

$$P_7 = P_6$$

Eşanjör dengesi

Amonyak bakımından zengin çözelti ve soğutucu buharı arasındaki debi oran ilişkisi, dolaşım oran ilişkisi literatürde (f); amonyak bakımından fakir çözelti ve soğutucu buharı arasındaki debi oran ilişkisi literatürde ($1 - f$) olarak tanımlanır.

Bu çalışmada f yerine WZ ; $1 - f$ yerine WF kullanılacaktır.

$$f = WZ = \frac{\text{zengin} - \text{çözelti} - \text{debisi}}{\text{soğutucu} - \text{akışk} - \text{debisi}} = \frac{\dot{m}_7}{\dot{m}_1} = \frac{1 - X_8}{X_7 - X_8} \quad (5.11)$$

$$1 - f = WF = \frac{1 - X_7}{X_7 - X_8} \quad (5.12)$$

$$h_7 = h_6 + \frac{WF}{WZ} (h_8 - h_9) \quad (5.13)$$

$$T_7 = T_6 + \frac{WF}{WZ}(T_8 - T_9) \quad (5.14)$$

“Eş. 5.11” kullanılarak WZ ; “Eş. 5.12” kullanılarak WF ; “Eş. 5.13” kullanılarak h_7 ; “Eş. 5.14” kullanılarak T_7 hesaplanır [1, 5, 10, 30].

Sistemin 7°C dış ortam sıcaklığındaki basınç-entalpi diyagramı “Şekil 5.6” da gösterildiği gibidir.

Sistemden alınan ve sisteme verilen ısı hesabı

Yoğuşturucuda açığa çıkan ısı miktarı q_{yog} “Eş. 5.15” kullanılarak; buharlaştırıcının ortamdaki çektiği ısı miktarı q_{buh} “Eş. 5.16” kullanılarak; kaynatıcıya verilmesi gereken ısı miktarı q_{kay} “Eş. 5.17” kullanılarak; soğurucuda açığa çıkan ısı miktarı q_{sog} “Eş. 5.18” kullanılarak hesaplanır [5, 30].

$$q_{yog} = h_2 - h_1 \quad (5.15)$$

$$q_{buh} = h_4 - h_3 \quad (5.16)$$

$$q_{kay} = h_1 + WFxh_8 - WZxh_7 \quad (5.17)$$

$$q_{sog} = WZxh_5 - WFxh_{10} - h_4 \quad (5.18)$$

Sisteme verilen toplam ısı miktarı “Eş. 5.19” kullanılarak; sistemden alınan toplam ısı miktarı “Eş. 5.20” kullanılarak hesaplanır [5, 30]. Sistemden alınan ve sisteme verilen ısılar enerji korunumu yasasına göre eşittir.

$$\text{Sisteme verilen ısı} = q_{kay} + q_{buh} \quad (5.19)$$

$$\text{Sistemden alınan ısı} = q_{yog} + q_{sog} \quad (5.20)$$

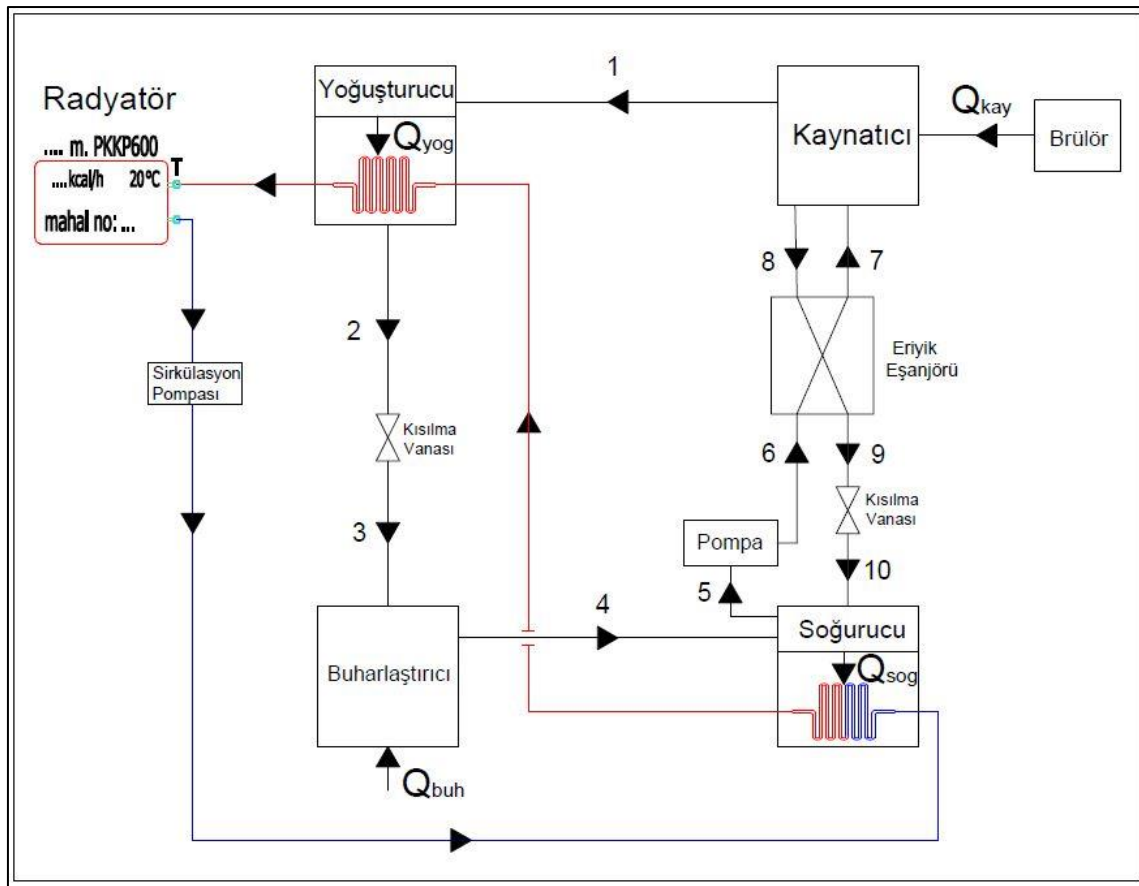
Verim hesabı

Absorbsiyonlu ısı pompası sisteminin ısıtma tesir katsayısı (ITK) “Eş. 5.21” kullanılarak hesaplanır [5, 30].

$$ITK = \frac{q_{yog} + q_{sog}}{q_{kay}} \quad (5.21)$$

5.4.2. H₂O- LiBr sistemi için teorik verim hesabı

H₂O-LiBr eriği kullanan absorpsiyonlu ısı pompası sistem şeması “Şekil 5.4” te gösterilmiştir.



Şekil 5.4. H₂O-LiBr eriği kullanan absorpsiyonlu ısı pompası sistem şeması [30]

Sistem; buharlaştırıcı, kaynatıcı, yoğuşturucu, eriyik eşanjörü ve radyatör hattı sirkülasyon pompasından oluşmaktadır. Kaynatıcı, yoğuşturucu ve eriyik eşanjörü yüksek basınçta;

buharlaştırıcı ve soğurucu ise düşük basınçta çalışmaktadır. Eriyik pompası ile sistem alt basıncı (düşük basınç) sistem üst basıncına (yüksek basınç) çıkarılmakta; kısılma vanaları ile de sistem üst basıncı sistem alt basıncına düşürülmektedir. Sistemde akışkan çifti olarak su-lityum bromür ($H_2O - LiBr$) kullanılmaktadır.

Hesaplamalar yapılırken aşağıdaki sistem parametreleri için kabuller yapılır.

- Yoğuşturucu çıkışında (T_2) akışkan T_{yog} sıcaklığında doymuş sıvıdır. Yoğuşturucu sıcaklığı, ısıtma tesisatına beslenecek su sıcaklığından $5^\circ C$ daha yüksek olacak şekilde seçilmiştir.
- Buharlaştırıcı çıkışında (T_4) akışkan T_{buh} sıcaklığında doymuş buhardır; Buharlaştırıcı sıcaklığı dış ortam sıcaklığına bağlı olarak değişmekte olup dış ortam sıcaklığından $5^\circ C$ daha düşük olduğu kabul edilmektedir.
- Soğurucu çıkışında ($T_5 = T_2$) akışkan T_{sog} sıcaklığındadır.
- Eşanjör Verimi E ile gösterilmiştir.
- Kaynatıcı çıkışı (1) su konsantrasyonu X_1 ile gösterilmiştir ve $X_1=1$ (%100) kabul edilir.
- 4 nolu akışta X_4 , 3 nolu akışta X_3 ve 2 nolu akışta X_2 konsantrasyonları X_1 konsantrasyonuna eşit kabul edilir.
- Genleşme genliği GG ile gösterilmiştir.
- h , entalpi (kJ/kg)
- T , sıcaklık ($^\circ C$)
- P , basınç (kpa)

Bu kabullere göre işletme parametreleri belirlenmiştir. Öncelikle sistem çalışma basınçları P_{alt} ve $P_{üst}$ hesaplanmıştır.

Basınçlar hesaplanırken su-lityum bromür ($H_2O-LiBr$) eriği doymuş sıvı özelliklerinden “Eş. 5.22” [5, 7]) yararlanılmıştır.

$$P(T) = 10^{A.6,89643} \quad (5.22)$$

Burada P, su buharının su sıcaklığına (T) bağlı doyma basıncıdır. A su sıcaklığına bağlı katsayılar olup “Eş. 5.22.a” [5, 7], kullanılarak hesaplanır.

$$A = a_0 + \frac{a_1}{(T \cdot 1,8 + 491,7)} + \frac{a_2}{(T \cdot 1,8 + 491,7)^2} \quad (5.22.a)$$

P, suyun doyma basıncı (kpa)

T, suyun sıcaklığı (°C)

“Eş. 5.22.a” da kullanılan katsayılar “Çizelge 5.4” te verilmiştir.

Çizelge 5.3. “Eş. 5.22.a” da kullanılan katsayılar [5, 6, 7]

i	a
0	6,21147
1	-2886,373
2	-337269,46
3	-

“Eş.5.1” kullanılarak $P_1 = P_2 = P_6 = P_7 = P_8 = P_9 = P_{üst}$ ve $P_3 = P_4 = P_5 = P_{10} = P_{alt}$ hesaplanır. $P_{üst}$ sistemin üst-yüksek basıncı; P_{alt} sistemin alt-düşün basıncıdır.

Sistemin çalışabileceği en düşük kaynatıcı sıcaklığı ($T_{cut-off}$)

Sistemin çalışabilmesi için kaynatıcı sıcaklığının $T_{cut-off}$ sıcaklığından yüksek olması gereklidir. $T_{cut-off}$ sıcaklığı yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve soğurucu sıcaklıklarına bağlı olarak “Eş. 5.23” ile hesaplanmaktadır [31].

$$T_{cut-off} = -1,0428367 + 1.13286064T_{yoğ} + 3,0451987310^{-5} \cdot T_{yoğ}^2 + 1.04270829T_{soğ} + 4.8137515210^{-4} \cdot T_{yoğ}^2 + 1.34185330T_{buh} + 5.9776810010^{-3} \cdot T_{buh}^2 \quad (5.23)$$

Akış-1-(kaynatıcı çıkışı-yoğuşturucu girişi)

Kaynatıcıdan çıkan 1 numaralı akışın kütlece %100 lük su konsantrasyonuna sahip kızgın su buharı olarak çıktığı kabul edilmiştir. Kızgın buhar halindeki suyun (akış-1) entalpisi h_1 , “Eş. 5.24” kullanılarak hesaplanır [5, 7].

$$h(P, T) = 2,326. \{ [b_0.(T.1,8 + 32) + b_1] + P.[b_2.(T.1,8 + 32) + b_3] \} \quad (5.24)$$

Bu eşitlikte T, suyun sıcaklığını ($^{\circ}\text{C}$); P, suyun basıncını (kpa); h, doymuş sıvı fazındaki su buharının entalpisini (kJ/kg) göstermektedir.

“Eş. 5.24” de kullanılan katsayılar “çizelge 5.5” te verilmiştir.

Çizelge 5.4. “Eş. 5.24” de kullanılan katsayılar [5]

i	b
0	0,44942
1	1060,80
2	0,00274
3	-0,989805

Akış-2-yoğuşturucu çıkışı-kısılma vanası girişi

“Eş. 5.22” kullanılarak $P_{üst} = P_2$ hesaplanır.

“Eş. 5.25” kullanılarak h_2 hesaplanır.

$$h(P, T) = 2,326. [1,001.(T.1,8 + 32) - 32,05] \quad (5.25)$$

Bu eşitlikte T, suyun sıcaklığını ($^{\circ}\text{C}$); h, doymuş sıvı fazındaki su buharının entalpisini (kJ/kg) göstermektedir.

Akış-3 kısılma vanası çıkışı-buharlaştırıcı girişi

Kısılma vanası çıkışındaki 3 nolu akış sıcaklığının 4 nolu akış sıcaklığına; basıncının düşük basınca; entalpisinin ise 2 nolu akış entalpisine eşit olduğu kabul edilir.

$$T_3 = T_4$$

$$P_3 = P_{alt}$$

$$h_3 = h_2$$

Akış-4 buharlaştırıcı çıkışı-soğurucu girişi

$T_4 =$ dış ortam sıcaklığı

$$X_4 = X_2 = 1,0$$

“Eş. 5.22” kullanılarak $P_4 = P_{alt}$ hesaplanır.

Doymuş buhar fazındaki suyun entalpisini “Eş. 5.24” kullanılarak h_4 hesaplanır [5, 7].

Akış-5 soğurucu çıkışı-eriyik pompası girişi

Soğurucu çıkışındaki 5 nolu akış sıcaklığının 2 nolu akış sıcaklığına; basıncının ise düşük basınca eşit olduğu kabul edilir.

$$T_5 = T_2$$

$$P_5 = P_{alt}$$

“Eş. 5.26” kullanılarak X_5 hesaplanır.

$$T = (a_0 + a_1 X + a_2 X^2 + a_3 X^3).T_{AK} + (b_0 + b_1 X + b_2 X^2 + b_3 X^3) \quad (5.26)$$

$$T_{AK} = T_4$$

Bu eşitlikte T, eriyik sıcaklığını (°C); X, lityum bromür kütle yüzdesini (konsantrasyon); T_{AK} , soğutucu akışkan sıcaklığını (°C) göstermektedir.

(5.26.a)

“Eş. 5.26” de kullanılan katsayılar “çizelge 5.5” te verilmiştir.

Çizelge 5.5. “Eş. 5.26” de kullanılan katsayılar [5, 7]

a_0	-2,00755	b_0	124,937
a_1	0,16976	b_1	-7,7165
a_2	-3,1333E-3	b_2	0,152286
a_3	1,97668E-5	b_3	-7,9509E-4

“Eş. 5.27” kullanılarak su-lityum bromür erişimin entalpisi h_5 , sıcaklık ve konsantrasyona bağlı olarak hesaplanır .

$$h(T, X) = 2,326 \left[A + B.(T.1,8 + 32) + C.(1,8.T + 32)^2 \right] \quad (5.27)$$

$$A = a_0 + a_1 X + a_2 X^2 + a_3 X^3 + a_4 X^4 \quad (5.27.a)$$

$$B = b_0 + b_1 X + b_2 X^2 + b_3 X^3 + b_4 X^4 \quad (5.27.b)$$

$$C = c_0 + c_1 X + c_2 X^2 + c_3 X^3 + c_4 X^4 \quad (5.27.c)$$

Bu eşitlikte T, eriyik sıcaklığını (°C); X, lityum bromür kütle yüzdesini (konsantrasyon); h, eriyik entalpisini (kJ/kg) göstermektedir.

“Eş. 5.27” de kullanılan katsayılar “çizelge 5.6” te verilmiştir.

Çizelge 5.6. “Eş. 5.27” de kullanılan katsayılar [5, 7]

i	a	b	c
0	-1015,07	4,68108	-4,9107.10 ⁻³
1	79,5387	-0,3037766	3,83184.10 ⁻⁴
2	-2,358016	8,44845.10 ⁻³	-1,078963.10 ⁻⁵
3	3,031583.10 ⁻²	-1,047721.10 ⁻⁴	1,3152.10 ⁻⁷
4	1,400261.10 ⁻⁴	4,80097.10 ⁻⁷	-5,8970.10 ⁻¹⁰

Akış-6 eriyik pompası çıkışı-eriyik eşanjörü girişi

Eriyik pompası çıkışındaki 6 nolu akış sıcaklığının 5 nolu akış sıcaklığına; basıncının yüksek basınca; konsantrasyonunun 5 nolu akış konsantrasyonuna; entalpisinin ise 5 nolu akış entalpisine eşit olduğu kabul edilir.

$$T_6 = T_5$$

$$P_6 = P_{üst}$$

$$X_6 = X_5$$

$$h_6 = h_5$$

Akış-8 kaynatıcı çıkışı-eriyik eşanjörü girişi

Kaynatıcı çıkışındaki 8 nolu akış sıcaklığının kaynatıcı sıcaklığına; basıncının ise yüksek basınca eşit olduğu kabul edilir.

$$P_k = P_{üst}$$

$$T_8 = T_k$$

$$P_8 = P_{üst}$$

X_8 “Eş. 5.25” kullanılarak hesaplanır.

h_8 “Eş. 5.26” kullanılarak hesaplanır.

Akış-9 eriyik eşanjörü çıkışı-kısılma vanası girişi

Eriyik eşanjörü çıkışındaki 9 nolu akış basıncının yüksek basınca eşit olduğu kabul edilir.

$$P_9 = P_{üst}$$

Basınç kaybı olmadığı ve kabul edilen verime (E) göre

Eşanjörde amonyak konsantrasyonu değişmediği için $X_9 = X_8$ şeklindedir.

$$E = \frac{\text{Gerçek} - \text{ısı} - \text{geçiş}}{\text{Olabilecek} - \text{en} - \text{büyük} - \text{ısı} - \text{geçiş}} \quad (5.28.a)$$

$$E = \frac{T_{SIS,g} - T_{SIS,\phi}}{T_{SIS,g} - T_{SOG,g}} = \frac{T_8 - T_9}{T_8 - T_6} \quad (5.28.b)$$

$$E = \frac{h_8 - h_9}{h_8 - h_6} \quad (5.28.c)$$

$$h_9 = h_8 + E(h_8 - h_6) \quad (5.29)$$

$$T_9 = T_8 + E(T_8 - T_6) \quad (5.30)$$

“Eş. 5.29” kullanılarak h_9 hesaplanır [5, 30].

“Eş. 5.30” kullanılarak T_9 hesaplanır.

Akış-10-kısılma vanası çıkışı-soğurucu girişi

Kısılma vanası çıkışında sıcaklık, entalpi ve amonyak konsantrasyon değerleri 9 numaralı akış ile aynı kalmakta, basınç değeri ise P_{alt} basıncına kısılmaktadır.

$$T_{10} = T_9$$

$$h_{10} = h_9$$

$$X_{10} = X_9$$

$$P_{10} = P_{alt}$$

Akış-7 eşanjör çıkışı-kaynatıcı girişi

Eşanjör çıkışında basınç ve amonyak konsantrasyonu, eşanjör girişindeki 6 nolu akışla aynı değere sahipken entalpi ve sıcaklık değerleri eşanjör dengesinden hesaplanan “Eş. 5.33” ve “Eş. 5.34” ile hesaplanır [1, 5, 30].

$$X_7 = X_6$$

$$P_7 = P_6$$

Eşanjör dengesi

Lityum bromür bakımından zengin çözelti ve soğutucu buharı arasındaki debi oran ilişkisi, dolaşım oran ilişkisi literatürde (f); lityum bromür bakımından fakir çözelti ve soğutucu buharı arasındaki debi oran ilişkisi literatürde ($1 - f$) olarak tanımlanır.

Bu çalışmada f yerine WZ ; $1 - f$ yerine WF kullanılacaktır.

$$f = WZ = \frac{\text{zengin} - \text{çözelti} - \text{debisi}}{\text{soğutucu} - \text{akıkışk} - \text{debisi}} = \frac{\dot{m}_8}{\dot{m}_1} = \frac{X_7}{X_8 - X_7} \quad (5.31)$$

$$1 - f = WF = \frac{X_8}{X_8 - X_7} \quad (5.32)$$

$$h_7 = h_6 + \frac{WZ}{WF} (h_8 - h_9) \quad (5.33)$$

$$T_7 = T_6 + \frac{WZ}{WF} (T_8 - T_9) \quad (5.34)$$

“Eş. 5.31” kullanılarak WZ ; “Eş. 5.32” kullanılarak WF ; “Eş. 5.33” kullanılarak h_7 ; “Eş. 5.34” kullanılarak T_7 hesaplanır [1, 5, 30].

Sistemden alınan ve sisteme verilen ısı hesabı

Yoğuşturucuda açığa çıkan ısı miktarı q_{yog} “Eş. 5.35” kullanılarak; buharlaştırıcının ortamdan çektiği ısı miktarı q_{buh} “Eş. 5.36” kullanılarak; kaynatıcıya verilmesi gereken ısı miktarı q_{kay} “Eş. 5.37” kullanılarak; soğurucuda açığa çıkan ısı miktarı q_{sog} “Eş. 5.38” kullanılarak hesaplanır [5, 30].

$$q_{yog} = h_2 - h_1 \quad (5.35)$$

$$q_{buh} = h_4 - h_3 \quad (5.36)$$

$$q_{kay} = h_1 + WZxh_8 - WFxh_7 \quad (5.37)$$

$$q_{sog} = WFxh_5 - WZxh_{10} - h_4 \quad (5.38)$$

Sisteme verilen toplam ısı miktarı “Eş. 5.39” kullanılarak; sistemden alınan toplam ısı miktarı “Eş. 5.40” kullanılarak hesaplanır [5, 30]. Sistemden alınan ve sisteme verilen ısılar enerji korunumu yasasına göre eşittir.

$$\text{Sisteme verilen ısı} = q_{kay} + q_{buh} \quad (5.39)$$

$$\text{Sistemden alınan ısı} = q_{yog} + q_{sog} \quad (5.40)$$

Verim hesabı

Absorbsiyonlu ısı pompası sisteminin ısıtma tesir katsayısı(ITK) “Eş. 5.41” kullanılarak hesaplanır [5, 30].

$$ITK = \frac{q_{yog} + q_{sog}}{q_{kay}} \quad (5.41)$$

6. EKONOMİK ANALİZLER

Bir yatırımın uygulanabilirliğini anlayabilmek için fizibilite çalışması yapılması önemli bir argümandır. Fizibilite çalışması, bir araştırma incelemesinin veya bir değerlendirmenin sonucunu tahmin etme prosedürüdür [32]. Fizibilite çalışmaları teknik, ekonomik, hukuki ve finansal araştırmaları kapsar ve yatırımlar hakkındaki belirsizliği gidermeye çalışarak projenin hem karar aşamasında hem de uygulama aşamasında kullanılır [33]. Bu çalışmada fizibilite çalışması olarak yatırımın geri ödeme süresi ve seviyelendirilmiş ısıtma enerji maliyeti (SIEM) hesaplanmıştır.

6.1. Geri Ödeme Süresi Hesap Formülasyonu

Geri ödeme süresi hesabı yatırımların uygulanabilirliğini gösteren en önemli verilerdendir. Yatırım projeleri, ekonomik kalkınma için önemli bir araçtır. Genel anlamda yatırım projesi, belirli bir sürede, hizmet ve mal üretimini arttırmak için, bazı imkanlar oluşturma, genişletme ve geliştirmeye yönelik öneriler olarak değerlendirilebilir. Bu nedenden dolayı, yatırım projeleri uygulanmadan önce dikkatli bir şekilde analiz edilmelidirler. Fizibilitenin etüt edilmesi, yatırım projelerinin finansal ve ekonomik analizleri en önemli bölümüdür [34].

Bu çalışmada ısı pompası kullanımı ile yıllık yakıt giderinin düşürülmesi hedeflenmiştir. Bu nedenle geri ödeme süresi hesabında karlılık parametresi olarak yıllık yakıt tasarrufu dikkate alınmıştır.

Geri ödeme süresi “Eş. 6.1” kullanılarak hesaplanmıştır [34].

$$\text{Geri Ödeme Süresi (yıl)} = \text{Toplam Yatırım Maliyeti(TL)} / \text{Yıllık Tasarruf Miktarı(TL)} \quad (6.1)$$

6.2. SIEM Hesap Formülasyonu

Seviyelendirilmiş ısıtma enerjisi maliyeti (SIEM), ilişkili tüm maliyetleri (yatırım ve işletme) ve yaşam döngüsü boyunca üretilen toplam enerjiyi göz önünde bulundurarak üretilen bir ürünün enerji normalleştirilmiş maliyetini hesaplar. SIEM seviyelendirilmiş bir değer olduğundan, farklı enerji kaynağı teknolojilerini farklı özelliklerle karşılaştırmak için hızlı ve kolay bir ölçüm sağlar [35]. Diğer potansiyel birim enerji maliyeti ölçümleriyle karşılaştırıldığında, yaygın olarak benimsenmesi nedeniyle SIEM'in önemini arttırmıştır

[36]. SIEM elektrik üretiminde seviyelendirilmiş elektrik maliyeti (SIEM) olarak isimlendirilir ve SEM, güneş fotovoltaïği (PV) yönünden düşünöldüğünde, PV projelerinin ekonomik fizibilitesi, diğér elektrik üretim teknolojileriyle karşılaştırılmak üzere kullanılarak giderek daha fazla değérlendirilmektedir [37]. SIEM, ısıtma enerjisi teknolojilerinin uzun vadede ekonomik rekabet gücünü değérlendirmek için popüler bir metodolojidir. SIEM yaklaşımı, yatırım, işletme ve bakım (O & M), yakıt ve kullanımdan kaldırma maliyetleri gibi ana maliyet bileşenlerini dikkate alarak bir tesisin ömrü boyunca ortalama ısıtma enerjisi maliyetini hesaplar [38].

SIEM değeri “Eş. 6.2” kullanılarak hesaplanmıştır [35].

$$SIEM = \frac{I_0 + \sum_{t=1}^n \frac{A_t}{(1+i)^t}}{\sum_{t=1}^n \frac{M_t}{(1+i)^t}} = \text{Ömürdeki Tüm Maliyet} / \text{Ömürdeki Tüm Enerji Üretimi} \quad (6.2)$$

SIEM=Seviyelendirilmiş Isıtma Enerjisi Maliyeti (TL/kwh)

I_0 =Yatırım maliyeti (TL)

A_t = Her t yıl için yakıt maliyeti(doğalgaz + elektrik) (TL)

M_t =Yıllık üretilen enerji (kwh)

$\dot{i}$ = Yıllık reel faiz oranı (%) [37]

n= Yıl bazında ömür (1,2,3...n)

7. BULGULAR VE TARTIŞMA

Araştırmalar yapılırken Ankara’da bulunan Pursaklar İMKB Mesleki ve Teknik Anadolu Lisesi “Resim 7.1” incelenmiştir. Yerleşke beş bloktan oluşmaktadır. Ana Bina bodrum+zemin+3 olmak üzere toplam 5 kattan oluşmaktadır. Yönetim binası da olarak kullanılan binanın toplam kapalı alanı 4.526m²’dir. Bilgisayar bloğu olarak adlandırılan 2. Binada bodrum+zemin+2 olmak üzere toplam 4 kattan oluşmaktadır, binanın kullanım alanı 2.655,01m² dir. Elektrik elektronik bloğunda durum yine benzer şekildedir, bodrum+zemin+2 olmak üzere toplam 4 kattan oluşmaktadır, binanın kullanım alanı 2.655,01m² dir. Metal bloğu olarak adlandırılan binada tek kattan oluşmakta ve 1.164,59m² lik bir alan kapsamaktadır. Son olarak Mobilya bloğu tek kattan oluşmakta 1.590,34m² dir.

Kuruluş Tarihi : 2003

İnşaa Yılı : 2002

Yeri : Ankara Pursaklar

Sermaye Şekli : Endüstri Meslek Lisesi -Devlet Kurumu

Hizmet Şekli : Öğrenim Binası

Çalışan Sayısı : Öğrenci 1.600 kişi, Öğretmen 95 kişi, çalışan 7 kişi

Ağırlıklı Enerji Türü : Doğalgaz, Elektrik

Hesaplamalar yapılırken okulun yıllık mevcut ısıtma verileri kullanılmıştır. Okulun Ankara’da olması ile kolay iletişim kurulup yerinde görülebilmesi, AIP entegrasyonu kolaylığı açısından doğalgaz yakıtlı kazan kullanması, binalarda dış cephe yalıtımının bulunması ve binanın MEB tip projesine uygun olarak inşa edilmesi (MEB.Lİ.32.BE3) nedeniyle mevcut okulların durumunu yansıtabilecek olması incelenme nedenleri arasındadır. İncelenen okul olan Pursaklar İMKB Mesleki ve Teknik Anadolu Lisesi’nin 2018-2021 yılları arasındaki 3 yıllık doğalgaz yakıt giderlerinin ortalaması alınarak yıllık gerekli yakıt tüketimi V_{YIL} hesaplanmıştır.



Resim 7.1. Pursaklar İMKB Mesleki ve Teknik Anadolu Lisesi

7.1. Yıllık Yakıt Tüketiminin Belirlenmesi

Pursaklar İMKB Mesleki ve Teknik Anadolu Lisesi'nin 2018-2020 yılları arasındaki 3 yıllık doğalgaz yakıt tüketimi, çizelge-6.1'de gösterilmiştir.

Pursaklar İMKB Lisesi'nin ortalama yıllık yakıt tüketimi (V_{YIL}) 61767 m³ olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 7.1. Pursaklar İMKB Lisesi'nin 2018-2020 arasındaki doğalgaz yakıt gider çizelgesi

Pursaklar İMKB Mesleki ve Teknik Anadolu Lisesi'nin 2018-2020 yılları arasında 3 yıllık doğalgaz yakıt gider tablosu				
Yıl	2018	2019	2020	ortalama
Yakıt Tüketimi (m3)	60562	62805	61935	61767

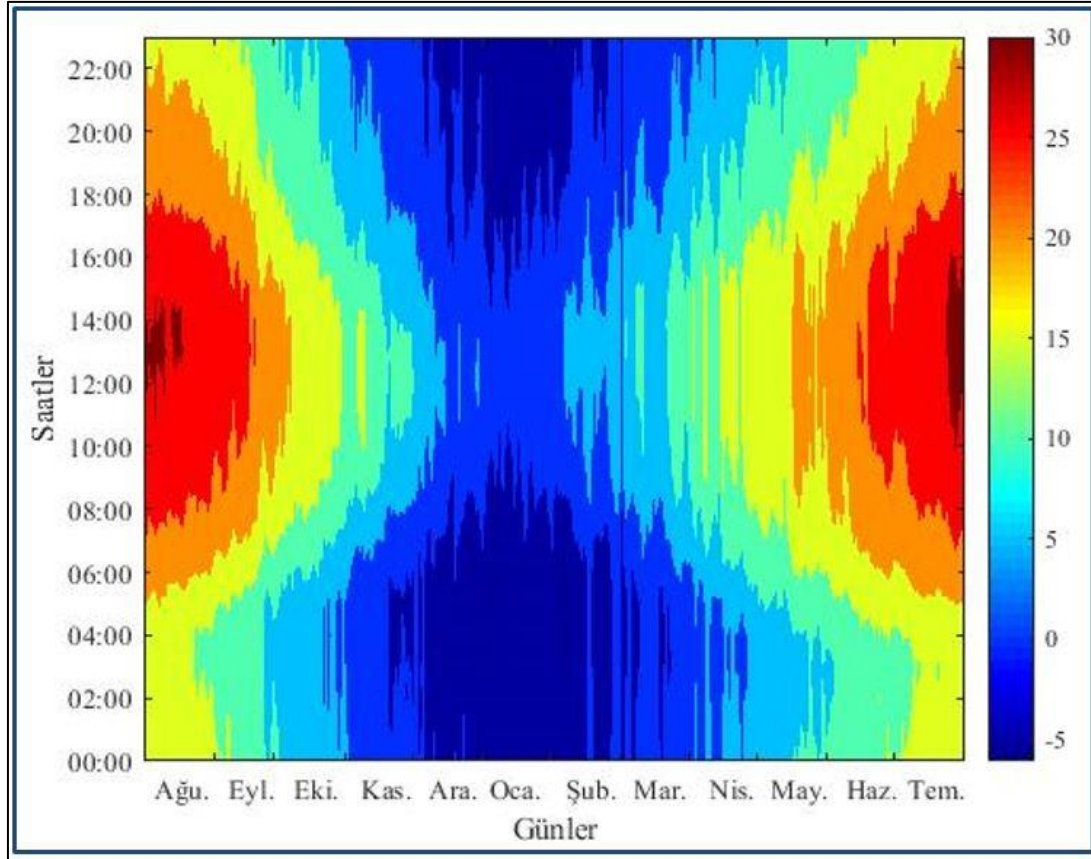
7.2. Yıllık Isıtma Enerjisi İhtiyacı Hesabı

Pursaklar İMKB Lisesi'nde ısıtma amacıyla doğalgaz kullanılmaktadır. Binada kullanılan kazanların verimi %110 civarındır. Okulun yıllık ısıtma enerjisi ihtiyacı ($\dot{Q}_{YIL}$), yıllık ortalama yakıt (doğalgaz) tüketimi (V_{YIL} - YDT), doğalgaz alt ısı değeri (AID-8250 kcal/m³) ve kazan verimi (η_K) kullanılarak 651900 kwh olarak hesaplanmıştır “Eş. 2.1”.

7.3. Meteorolojik Verilerin Temini

Analizlerde Ankara'nın 10 yıllık ortalama sıcaklık değerleri kullanılmıştır. 2008-2017 yılları arasındaki saatlik sıcaklık değerleri Ankara İli için MGM'den temin edilmiştir.

Her bir saat için ortalama değer bulunarak yıllık ortalama dış ortam sıcaklıkları bulunmuştur “Eş. 2.2”. Ankara için ortalama dış ortam sıcaklık değerleri “Şekil 6.2” 'de grafik olarak gösterilmiştir.



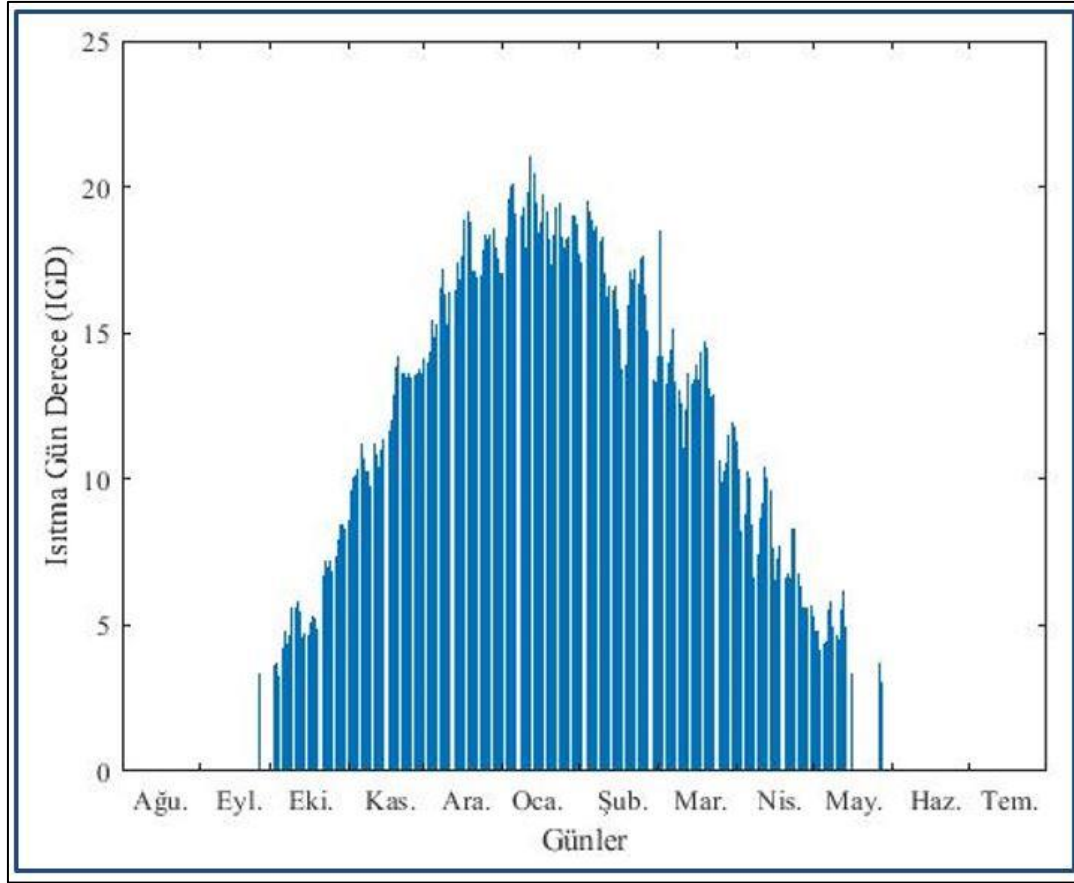
Şekil 7.1. Ankara saat bazında yıllık dış ortam sıcaklık grafiği

Ankara saat bazında yıllık dış ortam sıcaklık grafiğine göre Ankara’da yıl boyunca hava sıcaklıkları -6°C ile 30°C arasında değişmektedir. Ocak ayında gece ile gündüz arasındaki sıcaklık farkı yaklaşık 10°C , ağustos ayında ise yaklaşık 12°C ’dir. Sıcaklıklar gün içinde 14:00 civarında en yüksek değerde olmaktadır. Aynı zamanda ocak ayı ile ağustos ayı arasındaki öğle saatlerindeki sıcaklık farkı yaklaşık 25°C ’dir. Sıcaklıklardaki mevsim normalleri dışındaki dalgalanmalar nedeniyle grafikte düzensizler, kopukluklar, ay içinde beklenmeyen sıcaklıklar oluşmuştur.

7.4. Isıtma Gün Derece Hesabı (IGD)

Yıllık ısıtma enerjisi miktarının günlere dağıtılmalarında ısıtma derece gün (IGD) değeri kullanılmıştır. Isıtma gün derece değeri hesaplanırken günlük ortalama sıcaklıklardan 15°C ’ye eşit ve küçük olanlar referans değeri olan 18°C ’den çıkartılmıştır “Eş. 2.3” [23].

Isıtma gün derece (IGD) değerleri “Şekil-6.3” ’te gösterilmiştir.



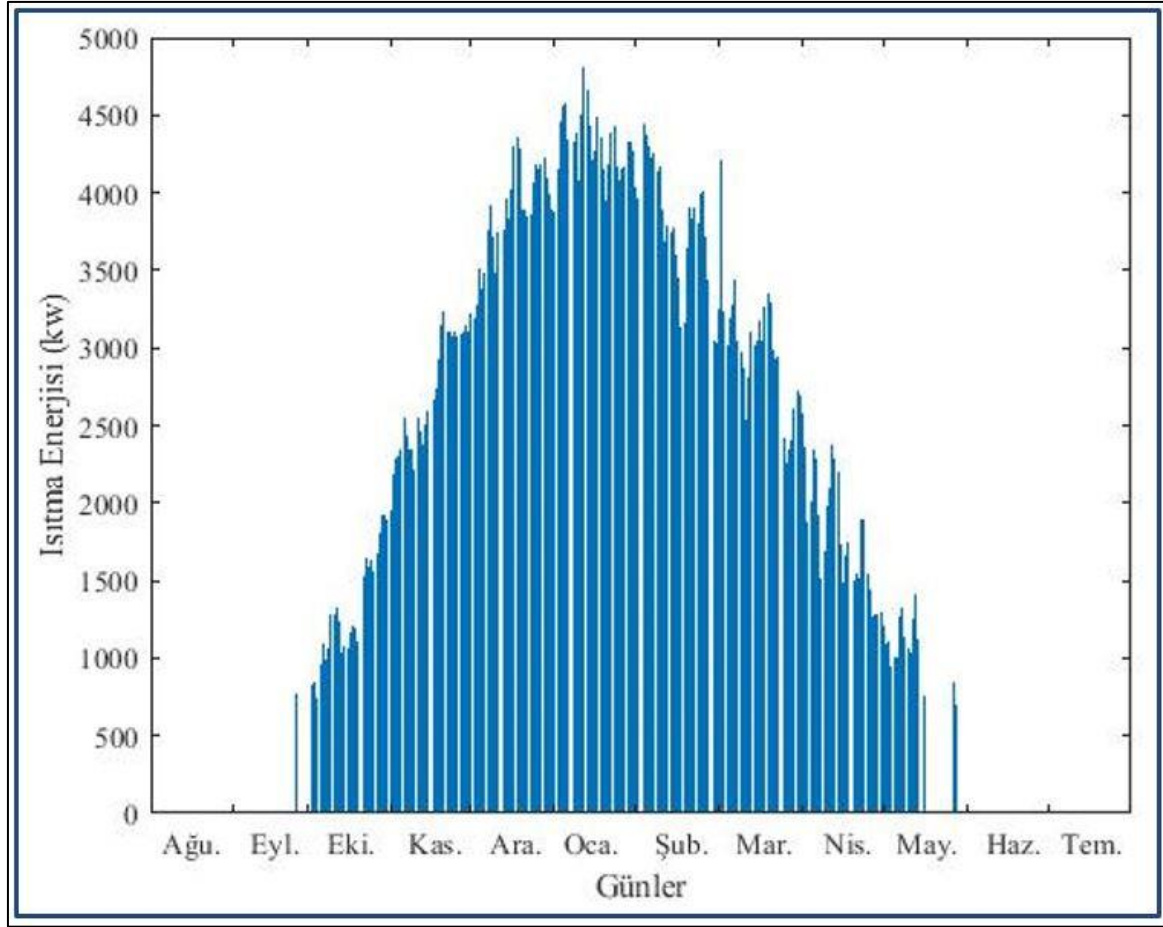
Şekil 7.2. Ankara ısıtma gün derece (IGD) grafiği

Ankara ısıtma gün derece (IGD) grafiğine göre Ankara Pursaklar IMKB Lisesi için ısıtma mevsimi ekim ba larında ba layıp mayıs ayı ortalarında bitmiştir. Eylül ve mayıs aylarının sonlarında görülen IGD değerleri çok kısa süreli sıcaklık artışları nedeniyle olduğu için zamanlarda ısıtma öngörülmemektedir. En fazla IGD değeri yaklaşık 22 olarak ocak ayı içinde gerçekleşirken en düşük IGD değerleri ısıtma sezonu başlangıç ve bitiş noktaları olan ekim ayı ba ı ile mayıs ayı ortasında yaklaşık 4 olarak gerçekleşmiştir. Yıllık toplam ısıtma gün değeri 2862,14 olarak hesaplanmıştır.

7.5. Günlük Isıtma Enerjisi Hesabı

Pursaklar IMKB Lisesi'nin yıllık enerji tüketimi ($Q_{yıl}$) 651 900,09 kwh ve yıllık toplam IGD değeri ($IGD_{yıl}$) 2862,14'tür "E . 2.5". Dolayısıyla bu okul için IGD başına gerekli ısı miktarı (Q_{IGD}) "E . 2.6" kullanılarak 227,76 kwh olarak hesaplanmıştır.

Pursaklar IMKB Lisesi için günlük ısıtma enerjisi miktarı ($Q_{gün}$) ise "E . 2.7" kullanılarak yıl boyunca hesaplanmıştır. Günlük ısıtma enerjisi miktarı " ekil 6.4" de gösterilmiştir.



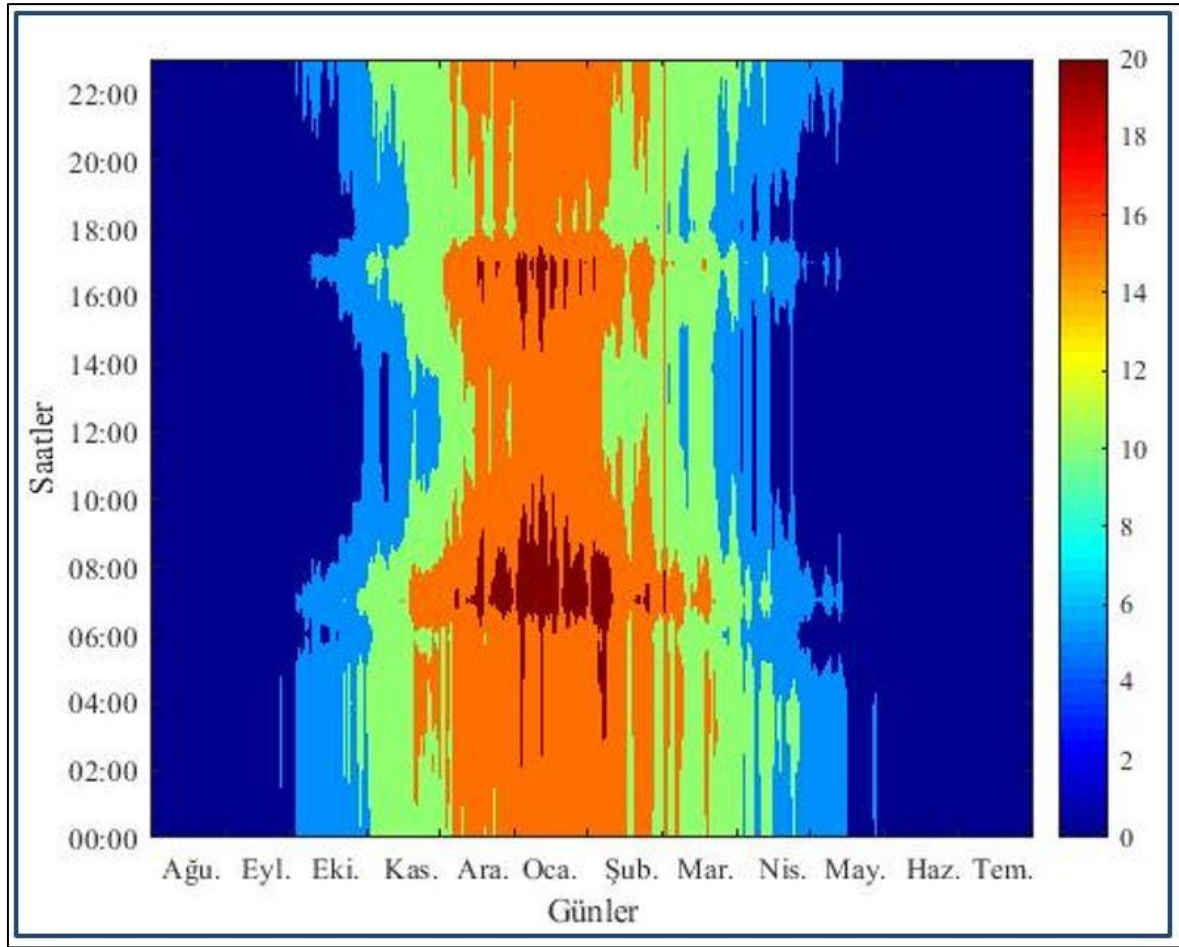
Şekil 7.3. Ankara Pursaklar IMKB Lisesi için günlük ısıtma enerjisi ihtiyaç grafiği

Ankara Pursaklar IMKB Lisesi için günlük ısıtma enerjisi ihtiyaç grafiği IGD verilerinden elde edildiği için IGD grafiği ile paralel şekillenmiştir. En fazla ısıtma enerjisi ihtiyacı değeri yaklaşık 4750 kw olarak ocak ayı içinde gerçekleşirken en düşük ısıtma enerjisi değerleri ısıtma sezonu başlangıç ve bitiş noktaları olan ekim ayı başı ile mayıs ayı ortasında yaklaşık 800 kw olarak gerçekleşmiştir.

7.6. Saatlik Isıtma Enerjisi Hesabı

Saatlik ısıtma enerjisi hesabında ilk olarak ısıtma yapılan günler için ısıtma saat derece (ISD) değerleri belirlenmiştir. Bu değerler belirlenirken iç ve dış ortam sıcaklık arasındaki farktan yararlanılmıştır “Eş. 2.8”. İç ortam sıcaklıkları eğitim ve öğretimin yapıldığı 07:00-17:00 saatleri arasında 20 °C, bu saatler dışında ise okulun ısı kaybetmemesi ve borularda donma durumlarının yaşanmaması için ısıtma sisteminin sürekli çalıştığından mahal sıcaklığı 15°C olarak kabul edilmiştir.

Pursaklar IMKB Lisesi için ISD değerleri şekil-6.5'te gösterilmiştir.



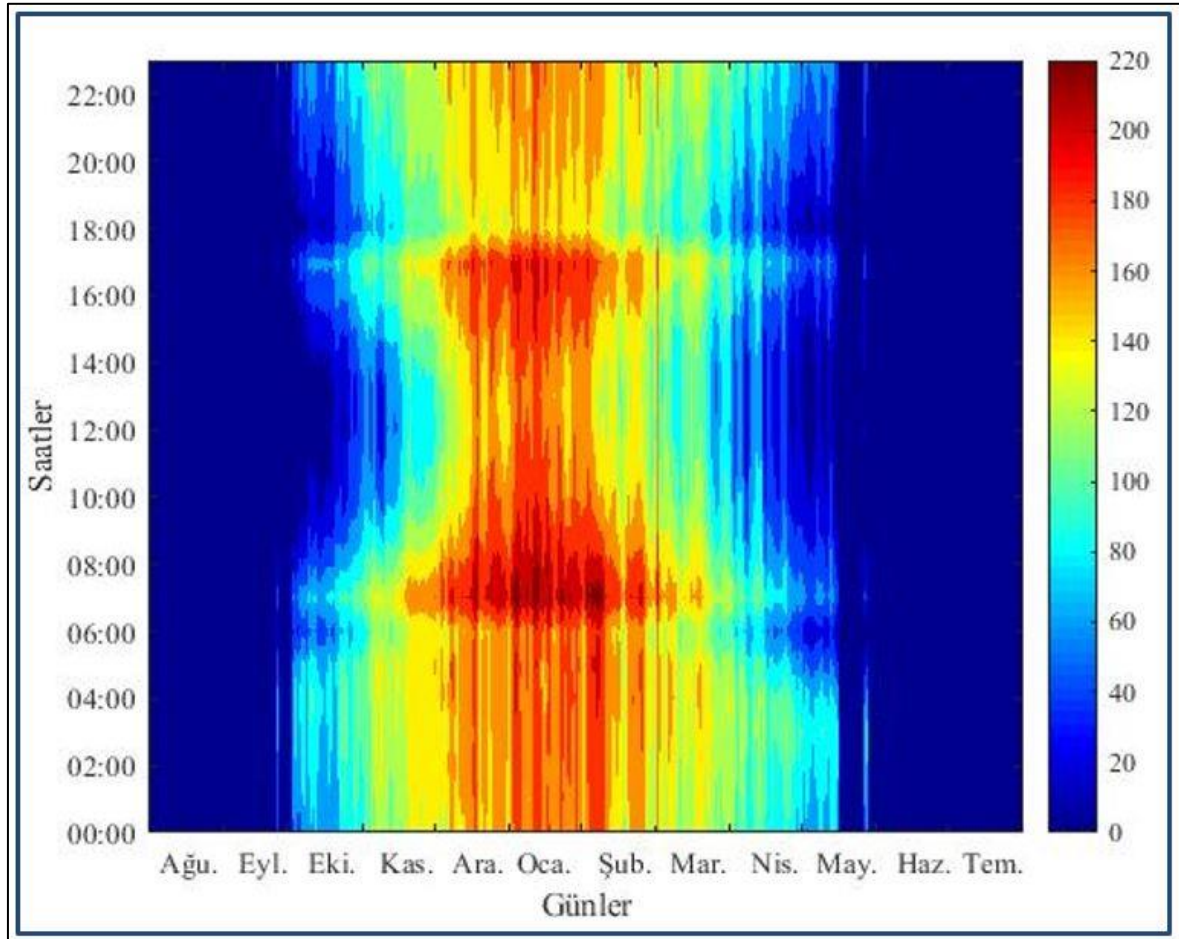
Şekil 7.4. Isıtma saat derece (ISD) grafiği

Isıtma saat derece (ISD) grafiğine göre en yüksek ISD değeri ocak ayında yaklaşık 20 değerindedir. Isıtma ihtiyacının olmadığı mayıs ayının ortaları ile ekim ayı başı arası ISD değeri sıfır olmaktadır. Isıtma sezonunda gün içinde okulun eğitime başladığı 07:00'de ortam sıcaklığı 15°C'den 20°C'ye çıkmakta; eğitimin bittiği 17:00'de ise 20°C'den 15°C'ye düşmektedir. Bu ısı geçişleri grafikte atlama şeklinde görülmektedir.

IGD değerleri saatlik dış ortam sıcaklık verileri ile değil günlük ortalama dış ortam sıcaklık verileri ile hesaplandığı ve dış ortam sıcaklığının 15 °C'nin üstünde olduğu günlerde ısıtma yapılmadığı esasına göre hesaplamalar yapıldığı için saatlik ısıtma enerji ihtiyaç hesabında ortalama dış ortam sıcaklığı 15 °C'nin üstünde olduğu günlerdeki saatlik dış ortam sıcaklıklarının 15°C'nin altında olduğu saatlere karşılık gelen saatlik ısı ihtiyacı değeri sıfır olmaktadır. Bu nedenle ortalama dış ortam sıcaklığı 15 °C'nin üstünde olan ısıtma

yapılmayan günlerde bazı saatlik olarak dış ortam sıcaklıkları 15 °C'nin altında bile olsa ısıtma ihtiyacı sıfır kabul edildiğinden hesaplama mevcut ısıtma koşullarına uymaktadır.

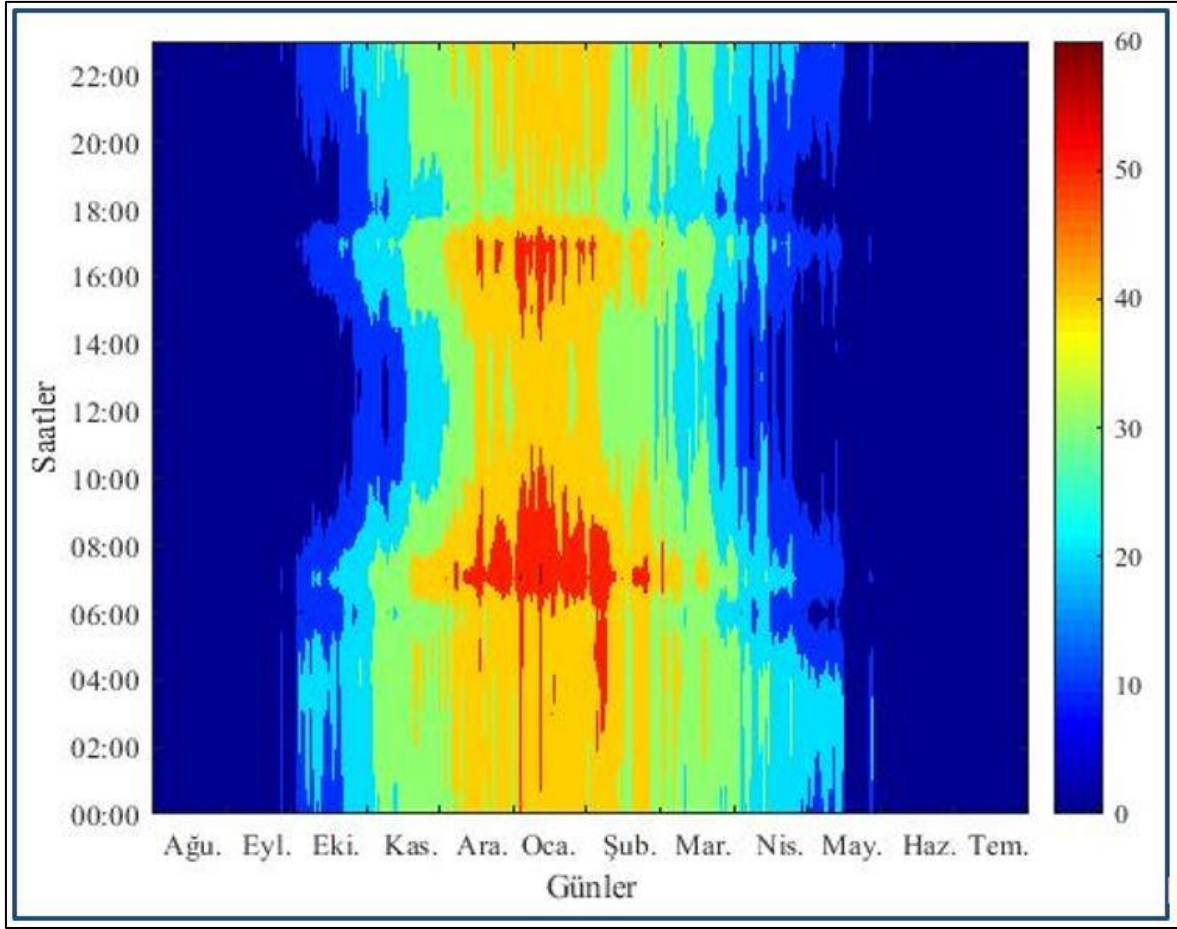
Günlük ısıtma değerleri saatlere dağıtıldığında binanın saatlik enerji ihtiyacı (Q_{saat}) kullanılarak oluşturulan Q-h grafiği şekil-6.6'da gösterildiği gibi belirlenmiştir “Eş. 2.11”.



Şekil 7.5. Pursaklar IMKB Lisesi'nin saatlik ısıtma enerji grafiği (Q-h)

Pursaklar IMKB Lisesi'nin saatlik ısıtma enerji grafiği ISD verileriyle doğru orantılı olduğu için grafikler paralel olmaktadır. En yüksek ısıtma ihtiyacı ocak ayında yaklaşık 220 kw olmaktadır. Isıtma ihtiyacının olmadığı mayıs ayının ortaları ile ekim ayı başı arasında ısıtma ihtiyacı sıfır olmaktadır. ISD grafiğinde olduğu gibi ısıtma sezonunda gün içinde okulun eğitime başladığı ve bittiği 07:00 ve 17:00 saatlerinde ısı geçişleri olmakta ve grafikte atlama şeklinde görülmektedir.

Saatlik ısı ihtiyacı yakıt birim fiyatı ile çarpılarak saatlik yakıt maliyeti (TL-h) grafiği hazırlanmış ve (Q-h) grafiği ile paraleldir, şekil-6.7'de gösterilmiştir.



Şekil 7.6. Pursaklar IMKB Lisesi'nin saatlik yakıt maliyet grafiği (TL-h)

Pursaklar IMKB Lisesi'nin saatlik yakıt maliyet grafiği saatlik ısıtma enerjisi grafiği verileriyle doğru orantılı olduğu için grafikler paralel olmaktadır. En yüksek maliyet ocak ayında yaklaşık 60 TL olmaktadır. Isıtma ihtiyacının olmadığı mayıs ayının ortaları ile ekim ayı başı arasında ısıtma ihtiyacı sıfır olmaktadır. ISD grafiğinde olduğu gibi ısıtma sezonunda gün içinde okulun eğitime başladığı ve bittiği 07:00 ve 17:00 saatlerinde ısı geçişleri olmakta ve grafikte atlama şeklinde görülmektedir.

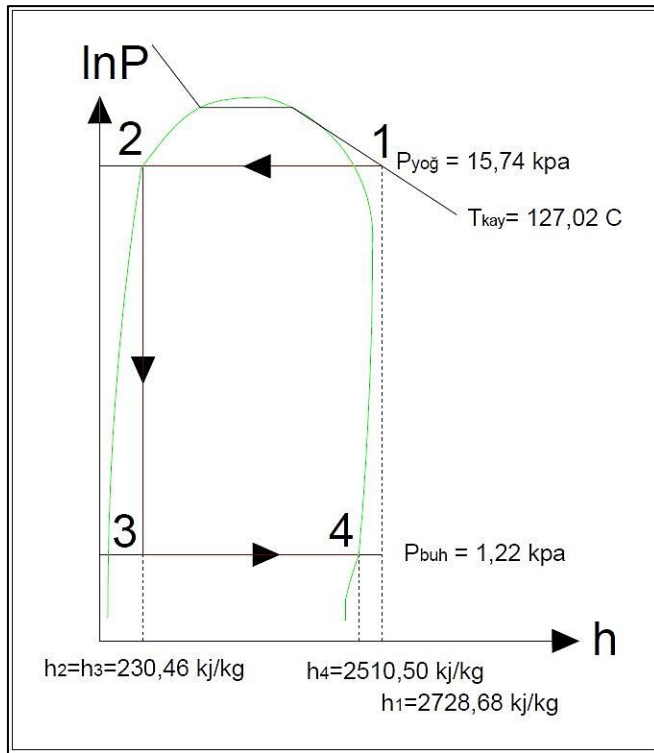
7.7. Isı Pompası Termodinamik Analizleri

Pursaklar IMKB lisesinin saatlik ısı enerji ihtiyacının belirlenmesinin ardından bu ihtiyacın AIP kullanılarak karşılanması durumunda sağlanacak tasarruf miktarı belirlenmiştir. Bunun için çalışma durumlarına göre AIP tarafından sağlanması gereken ısı miktarı AIP verimi ile çarpılmış ve AIP doğalgaz tüketimi hesaplanmıştır. Bu tüketim değeri mevcut tüketim ile karşılaştırılarak tasarruf miktarı belirlenmiştir.

7.7.1. H₂O-LiBr akışkan çifti kullanan AIP verim hesabı

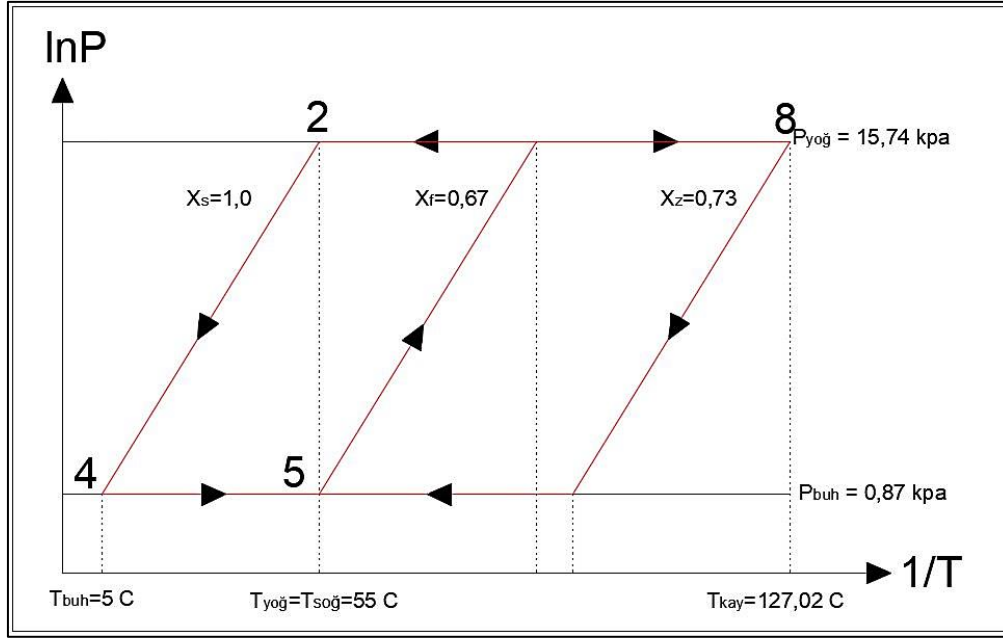
Bu çalışma kapsamında AIP sistemlerinde daha yüksek verim değerleri elde edilebilmesi için buharlaştırıcı sıcaklığının dış ortam şartlarına bağlı olarak kontrol edildiği dikkate alınarak sistem analizleri gerçekleştirilmiştir. Buharlaştırıcı sıcaklığının değişmesi ise verim değerinde değişime neden olmaktadır. Değişen dış ortam şartlarına bağlı olarak verim değerinin elde edilmesi için çalışma şartlarında belirli aralıklarda “Bölüm 5” de detayları anlatılan termodinamik analizler gerçekleştirilerek dış ortam sıcaklığına bağlı verim eğrisi elde edilmiştir.

Dış ortam sıcaklığının 10 C olduğu durum için AIP çevrimine ait lnP-h ve lnP-1/T diyagramları “Şekil 7.7” ve “Şekil 7.8” de verilmiştir.



Şekil 7.7. 10°C Dış ortam sıcaklığı için basınç-entalpi (lnP-h) diyagramı-H₂O-LiBr [30]

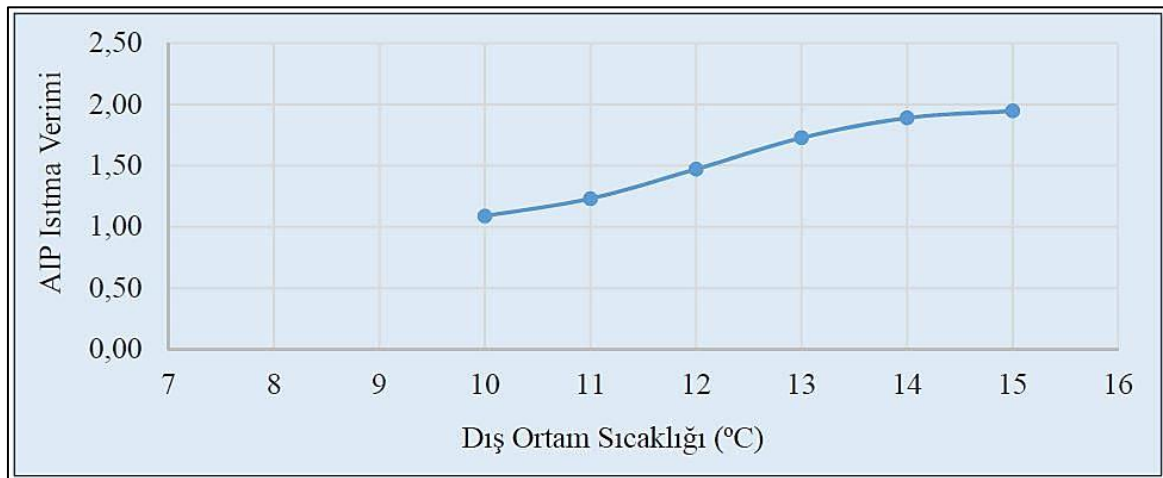
“Şekil 7.7” de görüldüğü gibi 2 ve 3 nolu koldaki entalpiler h_2 ve 3 nolu koldaki entalpi h_3 230,46 kJ/kg iken 4 nolu koldaki entalpi h_4 , 2510,50 kJ/kg olmaktadır. 1 nolu koldaki entalpi h_1 ise 2728,68 kJ/kg olmaktadır. Buharlaştırıcı basıncı P_{buh} 1,22 kPa iken yoğuşurucu basıncı $P_{yoğ}$ 15,74 kPa olmaktadır.



Şekil 7.8. 10°C Dış ortam sıcaklığı için basınç-sıcaklık ($\ln P$ - $1/T$) diyagramı- H_2O - LiBr [30]

“Şekil 7.8” de görüldüğü gibi buharlaştırıcı sıcaklığı $T_{buh} 5^\circ \text{C}$ iken yoğuşturucu sıcaklığı $T_{yoğ} 55^\circ \text{C}$ olmaktadır. Kaynatıcı sıcaklığı T_{kay} ise $127,02^\circ \text{C}$ olmaktadır. Lityum bromür bakımından fakir karışım konsantrasyonu $X_f 0,67$ iken zengin karışım konsantrasyonu $X_z 0,73$ olmaktadır.

Su-lityum bromür akışkan çifti kullanılan absorpsiyonlu ısı pompası verim grafiği ve eğri denklemi “Şekil. 7.9” da verilmiştir.



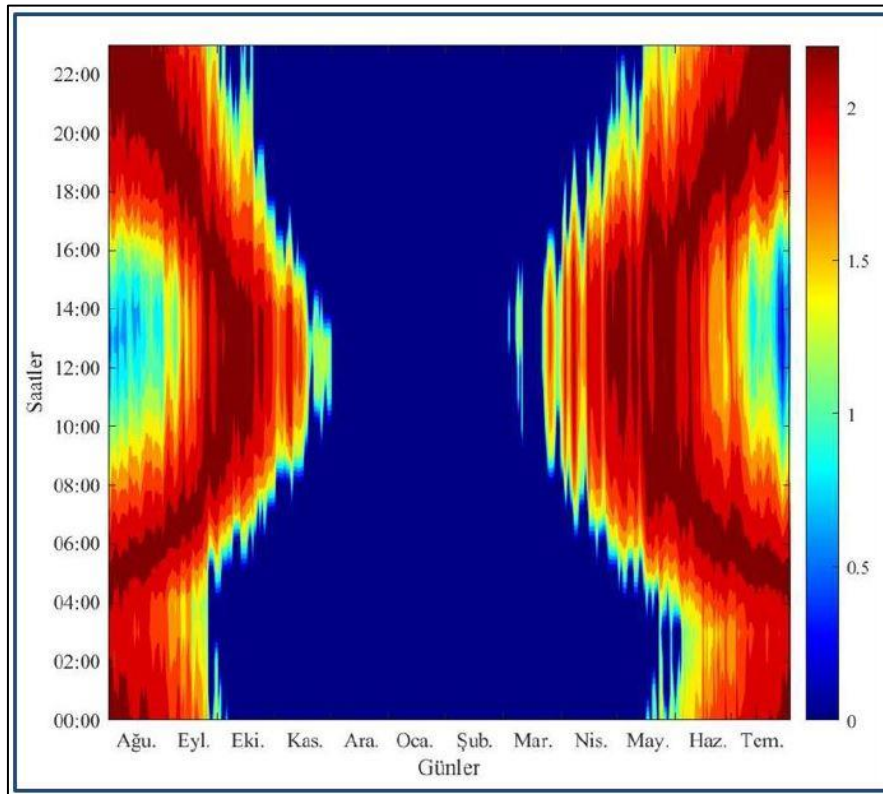
Şekil 7.9. Dış ortam sıcaklığına bağlı H_2O - LiBr kullanan AIP sistemi ısıtma verim eğrisi

“Şekil 7.9” da dış ortam sıcaklık değerleri arttıkça verim değerlerinin doğrusala yakın orantıyla arttığı; 15 °C dış ortam sıcaklığı için verimin (ITK) yaklaşık 1,95; 10 °C dış ortam sıcaklığı için ise 1,09 olduğu görülmektedir. 10 °C dış ortam sıcaklığında buharlaştırıcı sıcaklığı 5 °C olmaktadır. 5 °C buharlaştırıcı sıcaklığı altında suyun donma riskinden dolayı bu sistemler tercih edilmemektedir. Bu nedenle çalışma şartları 10 °C -15 °C dış ortam sıcaklığı olarak ele alınmıştır.

LiBr-H₂O akışkan çifti kullanılan AIP için verimin dış ortam sıcaklığına bağlı olarak değişimi “Eş 7.1” de gösterildiği şekilde elde edilmiştir.

$$n = -0,0131.T_{DIS}^2 + 0,5139.T_{DIS} - 2,7792 \quad (7.1)$$

Bu denklem kullanılarak AIP veriminin yıl boyunca değişimi elde edilmiştir. Verimdeki değişim “Şekil 7.10” da gösterilmiştir.



Şekil 7.10. Yıl bazında saatlik dış ortam sıcaklığına bağlı H₂O-LiBr kullanan AIP sistemi ısıtma verim grafiği

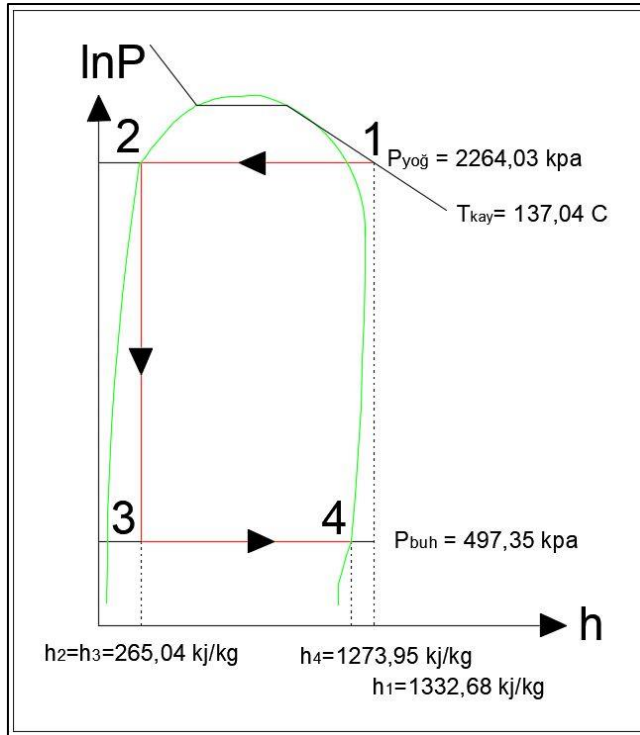
“Şekil 7.10” da görüldüğü gibi 10 °C dış ortam sıcaklığının altında sistem çalışmadığı için yaklaşık olarak kasım ortaları ile mart ortaları arasında verim değeri de sıfır olmaktadır. Dış ortam sıcaklığı yükseldikçe verim değeri artmaktadır.

Çalışma şartlarında 1 er derece aralıkla elde edilen çevrim özellikleri EK1’de verilmiştir.

7.7.2. NH₃-H₂O Akışkan Çifti Kullanan AIP Verim Hesabı

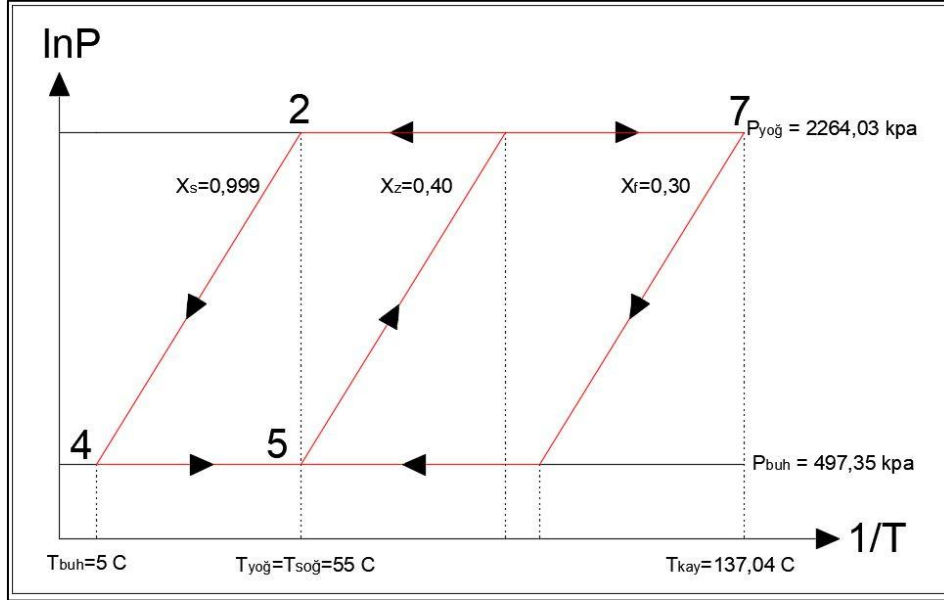
Bu çalışma kapsamında da LiBr-H₂O kullanan AIP sistemlerinde olduğu gibi daha yüksek verim değerleri sağlamak amaçlanarak buharlaştırıcı sıcaklığının dış ortam şartlarına bağlı olarak kontrol edildiği düşünülerek sistem analizleri gerçekleştirilmiştir. Buharlaştırıcı sıcaklığının değişmesi ise verim değerinde değişime neden olmaktadır. Değişen dış ortam şartlarına bağlı olarak verim değerinin elde edilmesi için çalışma şartlarında belirli aralıklarda “Bölüm 5” de detayları anlatılan termodinamik analizler gerçekleştirilerek dış ortam sıcaklığına bağlı verim eğrisi elde edilmiştir.

Dış ortam sıcaklığının 10° C olduğu durum için AIP çevrimine ait lnP-h ve lnP-1/T diyagramları “Şekil 7.11” ve “Şekil 7.12” de verilmiştir.



Şekil 7.11. 10°C Dış ortam sıcaklığı için basınç-entalpi (lnP-h) diyagramı-NH₃-H₂O [30]

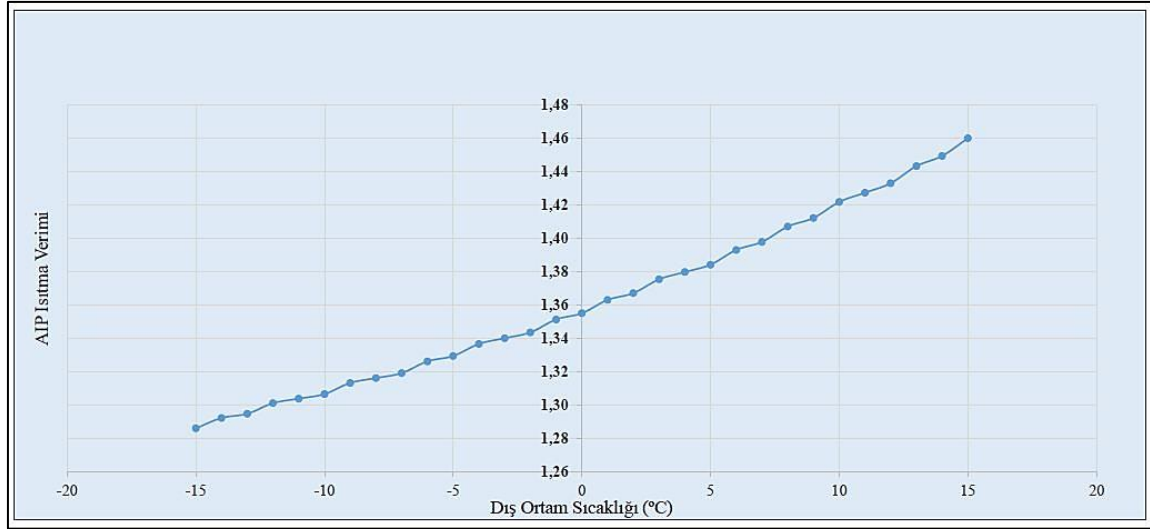
“Şekil 7.11” de görüldüğü gibi 2 ve 3 nolu koldaki entalpiler h_2 ve 3 nolu koldaki entalpi h_3 265,04 kJ/kg iken 4 nolu koldaki entalpi h_4 , 1273,95 kJ/kg olmaktadır. 1 nolu koldaki entalpi h_1 ise 1332,68 kJ/kg olmaktadır. Buharlaştırıcı basıncı P_{buh} 497,35 kpa iken yoğuşturucu basıncı $P_{yoğ}$ 2264,03 kpa olmaktadır.



Şekil 7.12.. 10°C Dış ortam sıcaklığı için basınç-sıcaklık (lnP-1/T) diyagramı-NH₃-H₂O [30]

“Şekil 7.12” de görüldüğü gibi buharlaştırıcı sıcaklığı T_{buh} 5°C iken yoğuşturucu sıcaklığı $T_{yoğ}$ 55° C olmaktadır. Kaynatıcı sıcaklığı T_{kay} ise 137,04° C olmaktadır. Amonyak bakımından fakir karışım konsantrasyonu X_f 0,30 iken zengin karışım konsantrasyonu X_z 0,40 olmaktadır.

Amonyak-su akışkan çifti kullanılan absorpsiyonlu ısı pompası verim grafiği ve eğri denklemi “Şekil. 7.13” da verilmiştir.



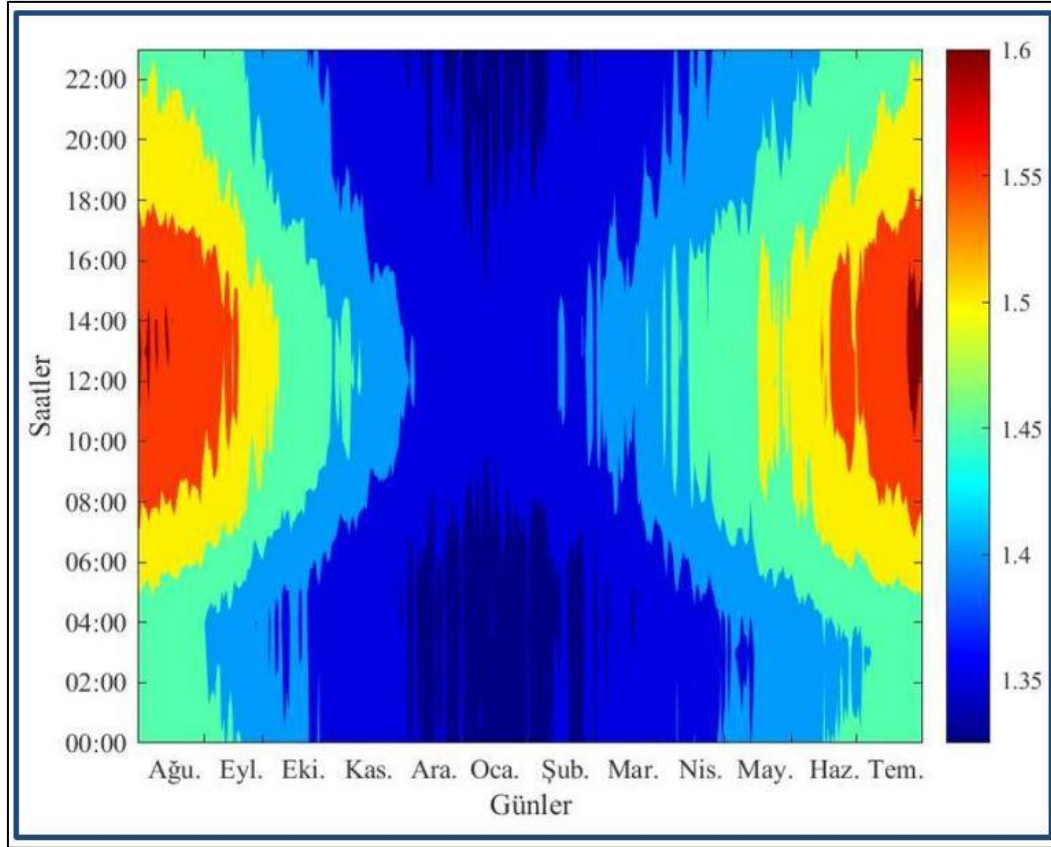
Şekil 7.13. Dış ortam sıcaklığına bağlı NH₃-H₂O kullanan AIP sistemi-ısıtma verim eğrisi

“Şekil 7.13” te dış ortam sıcaklık değerleri arttıkça verim değerlerinin doğrusala yakın orantıyla arttığı; 15 °C için verimin (ITK) yaklaşık 1,46; -15 °C’de ise 1,29 olduğu görülmektedir.

NH₃-H₂O akışkan çifti kullanılan AIP için verimin dış ortam sıcaklığına bağlı olarak değişimi “Eş 7.2” de gösterildiği şekilde elde edilmiştir.

$$n = 0,00008.T_{DIS}^2 + 0,0056.T_{DIS} + 1,3562 \quad (7.2)$$

Bu denklem kullanılarak AIP veriminin yıl boyunca değişimi elde edilmiştir. Verimdeki değişim “Şekil 7.14” de gösterilmiştir.



Şekil 7.14. Yıl bazında saatlik dış ortam sıcaklığına bağlı $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ kullanan AIP sistemi-ısıtma verim grafiği

“Şekil 7.14” te görüldüğü gibi dış ortam sıcaklığı yükseldikçe verim değeri 1,6’ya kadar artmakta ve kışın 1,35 değerine kadar düşmektedir.

Çalışma şartlarında 1 er derece aralıkla elde edilen çevrim özellikleri EK2’de verilmiştir.

7.8. Kazan ve AIP Yıllık Kapasitelerin Belirlenmesi

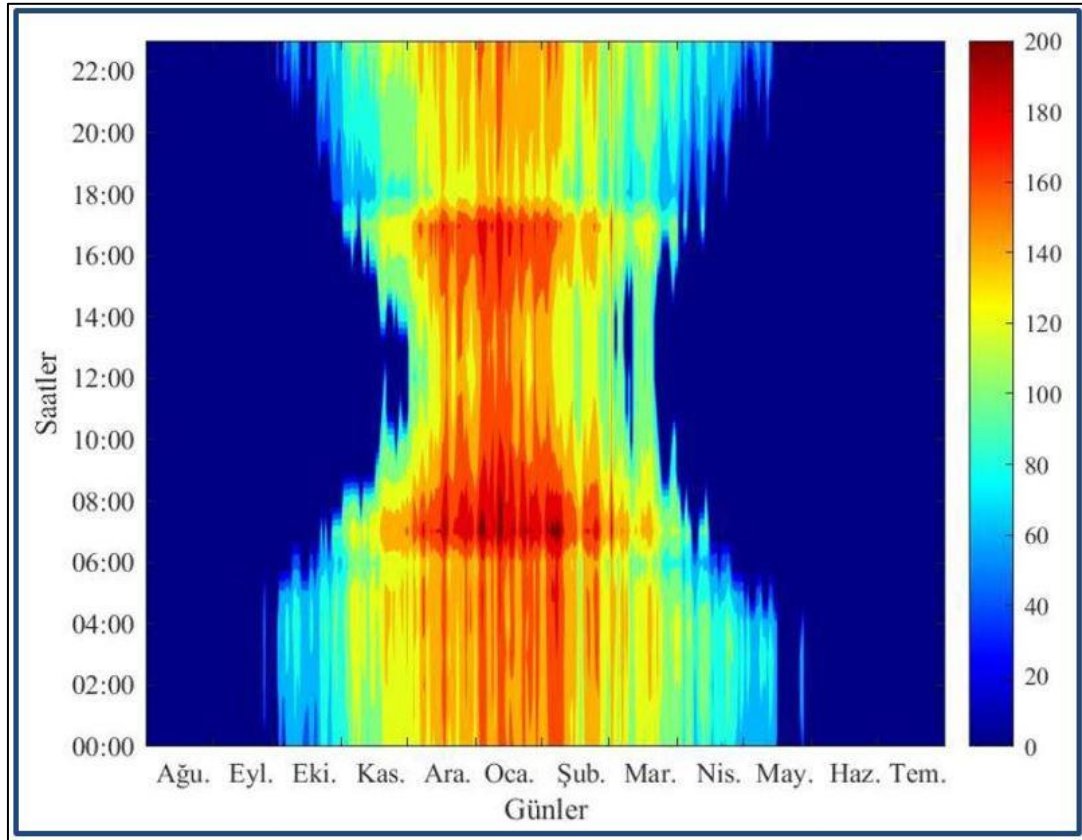
Hesaplamalar amonyak-su ve lityum bromür-su akışkan çiftleri ile çalışan AIP ve kazan entegrasyon sistemleri için yapılmıştır.

7.8.1. $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ akışkan çifti ile çalışan AIP – kazan entegrasyon sistemi

$\text{H}_2\text{O-LiBr}$ akışkan çifti kullanan absorpsiyonlu ısı pompaları $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ buharlaştırıcı sıcaklığı altında suyun donma riskinden dolayı tercih edilmemektedir. $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ buharlaştırıcı sıcaklığı için dış ortam sıcaklığı $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ olmaktadır. $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ dış ortam sıcaklığı ve üstü için $\text{H}_2\text{O-LiBr}$

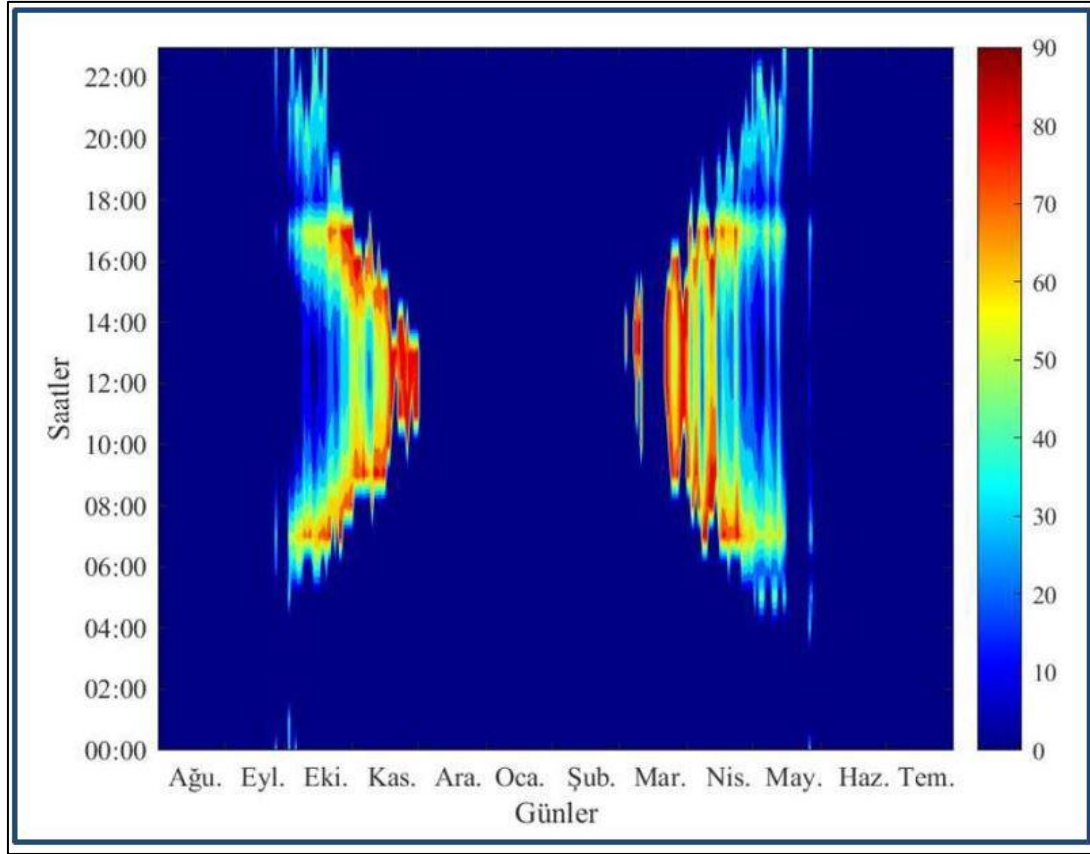
akışkan çifti ile çalışan AIP; 10 °C üstü dış ortam sıcaklığı için yoğuşmalı kazan kullanılacağı öngörülmüştür.

Bu şartlar için kazan ve AIP sistemin saatlik enerji üretim miktarları “Şekil 7.15” ve “Şekil 7.16” da gösterilmiştir.



Şekil 7.15. Yıl bazında saatlik dış ortam sıcaklığına bağlı LiBr-H₂O kullanan kazan-AIP sistemi-üretilen enerjide kazan payı grafiği

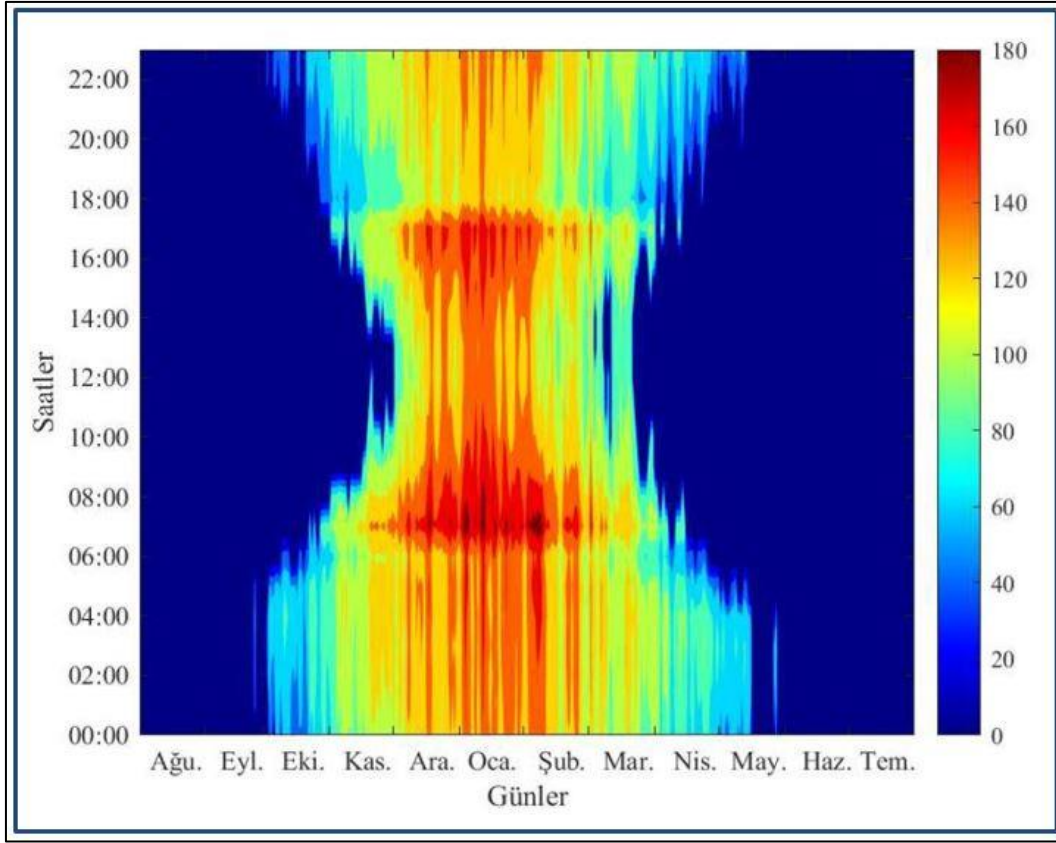
“Şekil 7.15” de görüldüğü gibi toplam üretilen enerjinin %90’ının kazan ve %10’unun AIP tarafından karşılandığı için ocak ayında yaklaşık 200 kw yüke kadar kazan tarafından üretilmektedir. Okulun gün içindeki eğitim başlangıç ve bitiş saatleri olan 07:00 ve 17:00 saatlerinde ısıtmanın artma ve azalma durumlarındaki ısıl geçişler grafikte görülmektedir.



Şekil 7.16. Yıl bazında saatlik dış ortam sıcaklığına bağlı LiBr-H₂O kullanan kazan-AIP sistemi-üretilen enerjide AIP payı grafiği

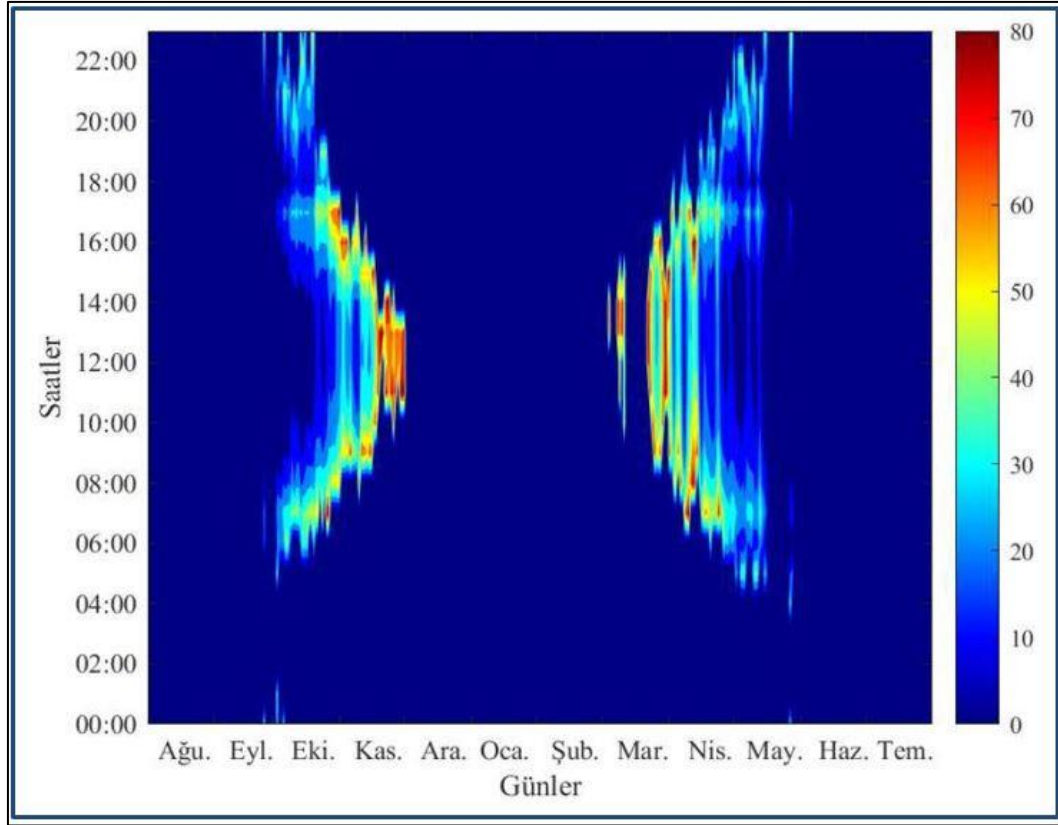
“Şekil 7.16” de görüldüğü gibi toplam üretilen enerjinin %90’ının kazan ve %10’unun AIP tarafından karşılandığı için kasım ayı ve mart ayı ortalarında yaklaşık 90 kw yüke kadar AIP tarafından üretilmektedir.

Bu şartlar için kazan ve AIP sistemin saatlik enerji tüketim miktarları “Şekil 7.17” ve “Şekil 7.18” da gösterilmiştir.



Şekil 7.17. Yıl bazında saatlik dış ortam sıcaklığına bağlı LiBr-H₂O kullanan kazan-AIP sistemi-tüketilen enerjide kazan payı grafiği

“Şekil 7.17” te görüldüğü gibi toplam üretilen enerjinin %90’ının kazan ve %10’unun AIP tarafından karşılandığı için ocak ayında yaklaşık 180 kw yüke kadar kazan tarafından tüketilmektedir. Kazan verimi 1,00’in üzerinde olduğu için tüketimin üretimden az olduğu görülmektedir. Okulun gün içindeki eğitim başlangıç ve bitiş saatleri olan 07:00 ve 17:00 saatlerinde ısıtmanın artma ve azalma durumlarındaki ısıl geçişler grafikte görülmektedir.



Şekil 7.18. Yıl bazında saatlik dış ortam sıcaklığına bağlı LiBr-H₂O kullanan kazan-AIP sistemi-tüketilen enerjide AIP payı grafiği

“Şekil 7.18” de görüldüğü gibi toplam üretilen enerjinin %90’ının kazan ve %10’unun AIP tarafından karşılandığı için ocak ayında yaklaşık 80 kw yüke kadar kazan tarafından tüketilmektedir. AIP verimi 1,00’in üzerinde olduğu için tüketimin üretimden az olduğu görülmektedir.

Hesaplamalar sonucunda yıllık toplam ısı ihtiyacının sadece %10’unun AIP ile karşılanabileceği görülmüştür.

Çizelge-7.2’de ısı enerji ihtiyacının %10’unun AIP ile %90’unun ise yoğuşmalı kazan ile karşılanma durumunda üretilen ve tüketilen enerjiler kwh cinsinden incelenmiştir.

Çizelge 7.2. Isı pompası-kazan ısıtma üretim-tüketim payları çizelgesi- H₂O-LiBr

Toplam Yıllık Üretim (kWh)					Toplam Yıllık Tüketim (kWh)		
Kazan		AIP		Toplam	Kazan	AIP	Toplam
KW	%	KW	%				
527.589,03	90,00	59.868,73	10,00	587.457,76	479.626,39	38.423,73	518.050,12

Sistemin bu şekilde çalışması durumunda yıllık tasarruf miktarı sadece kazan kullanılan mevcut sisteme kıyasla 16002,39 kWh olmaktadır. AIP entegrasyonu ile birlikte yıllık doğalgaz tüketim miktarı 1667,83 m³ azalarak 53993,08 m³ e düşmüştür.

“Çizelge-7.3” te kazan ve AIP lerin ısıtma toplam yükünü karşılama paylarına göre 5-10-20 yıllık geri ödeme sürelerini sağlayacak şekilde yatırımın toplam maliyetinin en fazla ne kadar olması gerektiği incelenmiştir. Ayrıca sistemin SİEM değeri ve sistemin yıllık tasarruf oranı hesaplanmıştır.

Çizelge 7.3. Isıtma paylarına göre 5-10-20 yıllık geri ödeme sürelerini sağlayacak maksimum maliyet karşılaştırma çizelgesi- H₂O-LiBr

Isıtıcıların ısıtma yük payı (%)		AIP yük payı (kw)	Geri ödeme süresini (5-10-20) karşılayacak AIP ve kazan için en fazla toplam maliyet (dolar)			AIP ve kazan için	Sistem Yıllık Tasarruf oranı
Kazan	Isı Pompası		5 yıl	10 yıl	20 yıl	SIEM (TL/KWh)	
90%	10%	59.868,73	7.724,28	15.448,56	30.897,12	0,39	11,81%

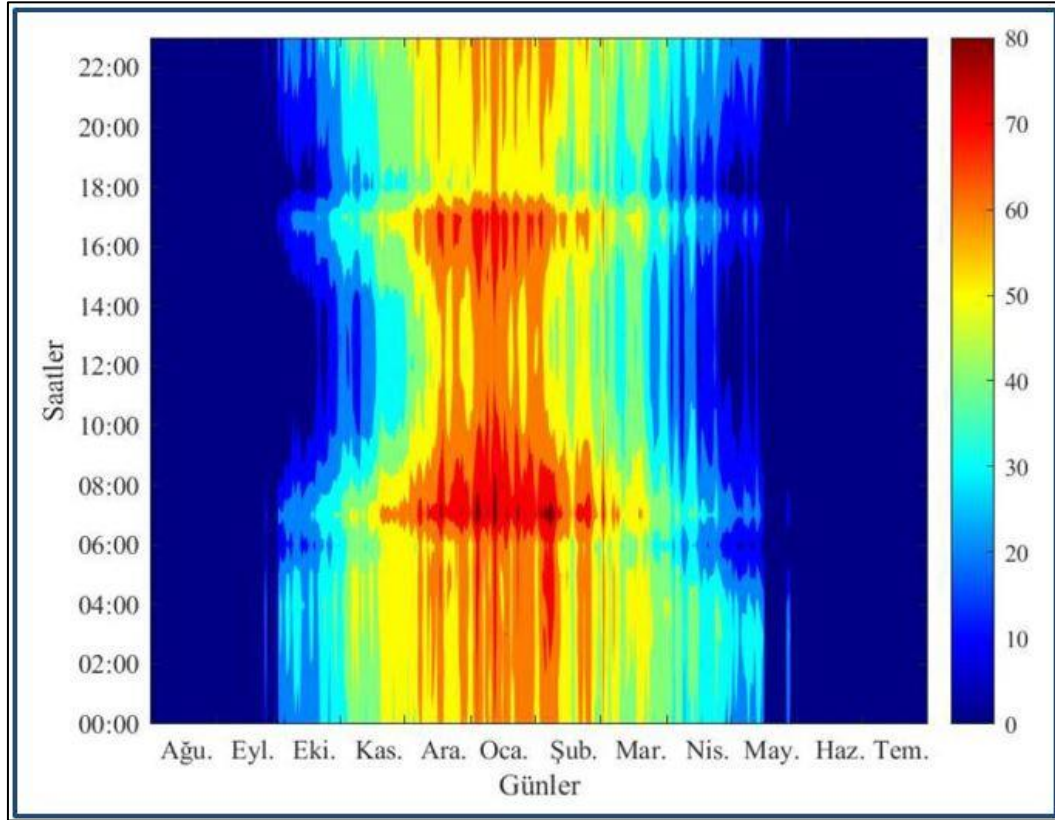
“Çizelge 7.3” e göre yatırımın 10 yıllık sürede geri ödeyebilmesi için yatırım maliyetinin en çok 15448,56 dolar olması gerekiyor. Ayrıca yatırımın SİEM değerinin de 0,39 TL/kwh olduğu görülmektedir.

Dünya Bankası kapsamında yapılan Çevre, Şehircilik ve İklim Değişikliği Bakanlığı KABEV projesine göre kamu binalarında enerji verimliliği projelerinde baz senaryoyu gerçekleştirilme şartı en az %20 tasarrufla 12 yıl geri ödeme süresine uygun olmasıdır. Bu duruma göre H₂O-LiBr akışkan çifti ile çalışan absorpsiyonlu ısı pompası kullanımı ile yıllık tasarruf oranı %11,81 hesaplanmış ve KABEV projesine göre bu sistemin uygulanabilir olmadığı görülmüştür.

7.8.2. NH₃-H₂O akışkan çifti ile çalışan AIP – kazan entegrasyon sistemi

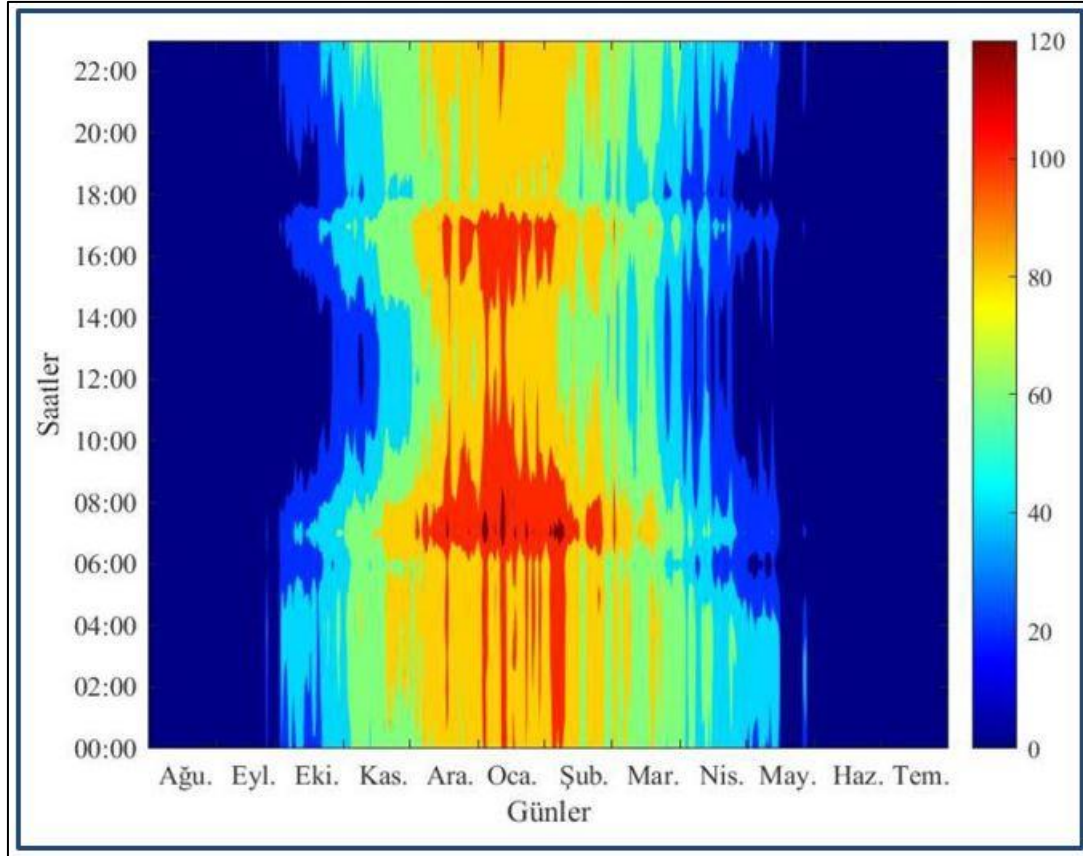
NH₃-H₂O akışkan çifti kullanan absorpsiyonlu ısı pompalarının -15 °C dış ortam sıcaklık şartlarına kadar çalışabildiği ve 15 °C üstü sıcaklıklarda ısıtma yapılmadığı düşünülerek hesaplamalar yapılmıştır. Aşağıda verilen çalışmalar, üretilen toplam enerjinin %40'ının kazan ve %60'ının AIP tarafından karşılanma durumu göz önüne alınarak hazırlanmıştır.

Bu şartlar için kazan ve AIP sistemin saatlik enerji üretim miktarları “Şekil 7.19” ve “Şekil 7.20” da gösterilmiştir.



Şekil 7.19. Yıl bazında saatlik dış ortam sıcaklığına bağlı $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ kullanan kazan-AIP sistemi-üretilen enerjide kazan payı grafiği

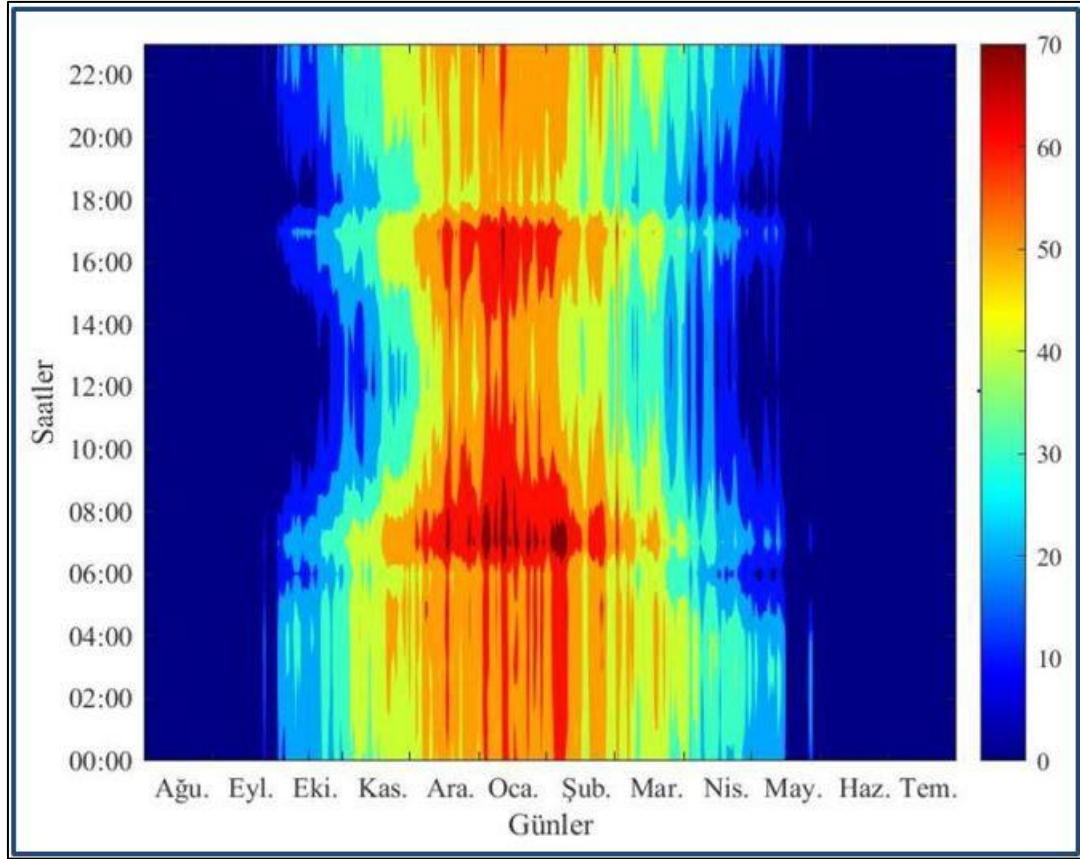
“Şekil 7.19” da görüldüğü gibi toplam üretilen enerjinin %40’ının kazan ve %60’ının AIP tarafından karşılama durumunda aralık-ocak-şubat aylarında yaklaşık 80kw yüke kadar kazan tarafından üretilmektedir. Okulun gün içindeki eğitim başlangıç ve bitiş saatleri olan 07:00 ve 17:00 saatlerinde ısıtmanın artma ve azalma durumlarındaki ısıl geçişler grafikte görülmektedir.



Şekil 7.20. Yıl bazında saatlik dış ortam sıcaklığına bağlı NH₃-H₂O kullanan kazan-AIP sistemi-üretilen enerjide AIP payı grafiği

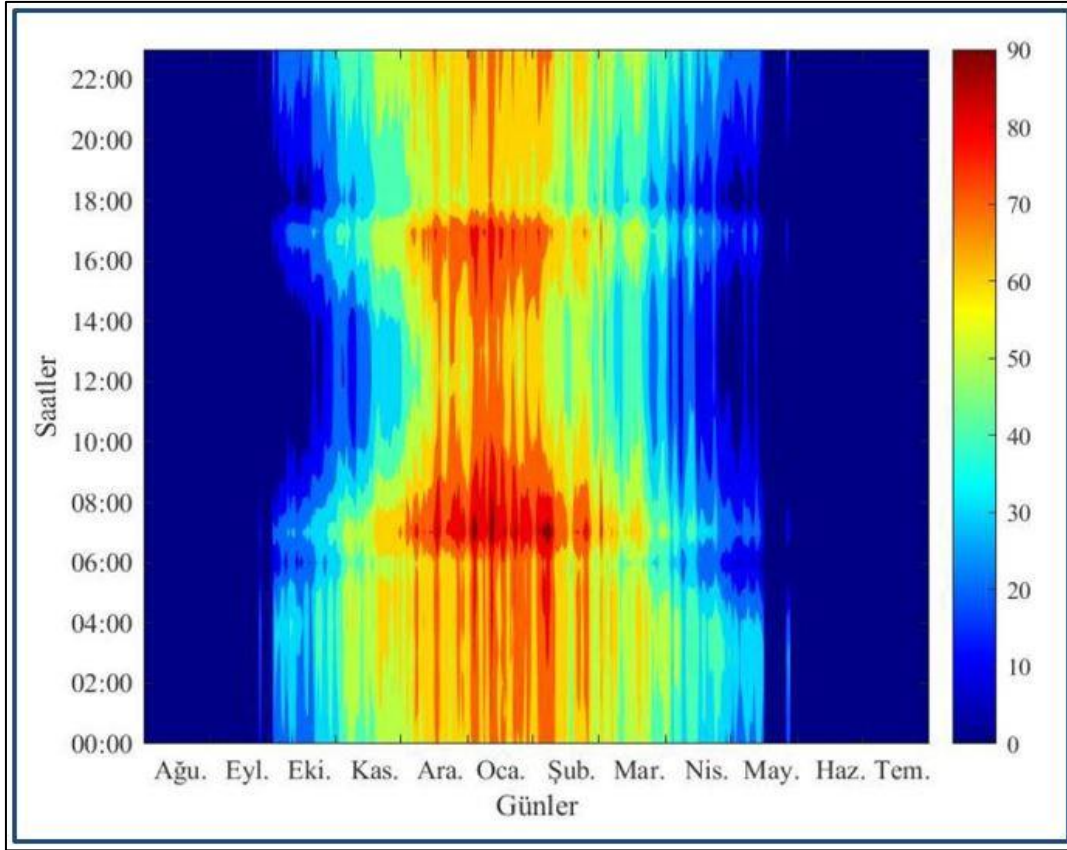
“Şekil 7.16” de görüldüğü gibi toplam üretilen enerjinin %40’ının kazan ve %60’ının AIP tarafından karşılama durumunda aralık-ocak-şubat aylarında yaklaşık 120 kw yüke kadar AIP tarafından üretilmektedir. Okulun gün içindeki eğitim başlangıç ve bitiş saatleri olan 07:00 ve 17:00 saatlerinde ısıtmanın artma ve azalma durumlarındaki ısı geçişler grafikte görülmektedir.

Bu şartlar için kazan ve AIP sistemin saatlik enerji tüketim miktarları “Şekil 7.21” ve “Şekil 7.22” de gösterilmiştir.



Şekil 7.21. Yıl bazında saatlik dış ortam sıcaklığına bağlı NH₃-H₂O kullanan kazan-AIP sistemi-tüketilen enerjide kazan payı grafiği

“Şekil 7.21” de görüldüğü gibi toplam üretilen enerjinin %40’ının kazan ve %60’ının AIP tarafından karşılama durumunda aralık-ocak-şubat ayılarında yaklaşık 70 kw yüke kadar kazan tarafından tüketilmektedir. Kazan verimi 1,00’in üzerinde olduğu için tüketimin üretimden az olduğu görülmektedir. Okulun gün içindeki eğitim başlangıç ve bitiş saatleri olan 07:00 ve 17:00 saatlerinde ısıtmanın artma ve azalma durumlarındaki ısıl geçişler grafikte görülmektedir.



Şekil 7.22. Yıl bazında saatlik dış ortam sıcaklığına bağlı $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ kullanan kazan-AIP sistemi-tüketilen enerjide AIP payı grafiği

“Şekil 7.22” de görüldüğü gibi toplam üretilen enerjinin %40’ının kazan ve %60’ının AIP tarafından karşılama durumunda aralık-ocak-şubat aylarında yaklaşık 90 kw yüke kadar AIP tarafından tüketilmektedir. AIP verimi 1,00’in üzerinde olduğu için tüketimin üretimden az olduğu görülmektedir. Okulun gün içindeki eğitim başlangıç ve bitiş saatleri olan 07:00 ve 17:00 saatlerinde ısıtmanın artma ve azalma durumlarındaki ısıl geçişler grafikte görülmektedir.

“Çizelge-7.4” te ısıl enerji ihtiyacının tamamının kazan ile karşılanması ile tamamının AIP ile karşılanması arasındaki kazan-AIP ihtiyacı karşılama oranları incelenmiştir. Sistemde kullanılan kazan ve AIP’lerin yıllık ısıl ihtiyacı karşılama oranlarına göre üretilen ve tüketilen enerji miktarları kwh cinsinden hesaplanmıştır.

Çizelge 7.4. Isı pompası-kazan ısıtma üretim-tüketim payları çizelgesi- NH₃-H₂O

Toplam Yıllık Üretim (kWh)					Toplam Yıllık Tüketim (kWh)		
Kazan		AIP		Toplam	Kazan	AIP	Toplam
KW	%	KW	%				
587.457,76	100	0,00	0	587.457,76	534.052,51	0,00	534.052,51
528.711,98	90,00	58.745,78	10,00	587.457,76	480.647,26	42.716,66	523.363,92
469.966,21	80,00	117.491,55	20,00	587.457,76	427.242,01	85.433,33	512.675,33
411.220,43	70,00	176.237,33	30,00	587.457,76	373.836,76	128.149,99	501.986,75
352.474,65	60,00	234.983,10	40,00	587.457,76	320.431,50	170.866,66	491.298,16
293.728,88	50,00	293.728,88	50,00	587.457,76	267.026,25	213.583,32	480.609,57
234.983,10	40,00	352.474,65	60,00	587.457,76	213.621,00	256.299,98	469.920,99
176.237,33	30,00	411.220,43	70,00	587.457,76	160.215,75	299.016,65	459.232,40
117.491,55	20,00	469.966,21	80,00	587.457,76	106.810,50	341.733,31	448.543,81
58.745,78	10,00	528.711,98	90,00	587.457,76	53.405,25	384.449,98	437.855,23
0,00	0,00	587.457,76	100,00	587.457,76	0,00	427.166,64	427.166,64

Sistemin toplam üretilen enerjinin %40'ının kazan ve %60'ının AIP tarafından karşılama durumunda yıllık tasarruf miktarı sadece kazan kullanılan mevcut sisteme kıyasla 64131,52 kWh olmaktadır. AIP entegrasyonu ile birlikte yıllık doğalgaz tüketim miktarı 6684,02 m³ azalarak 48976,89 m³ e düşmüştür.

“Çizelge-7.5” te kazan ve AIP lerin ısıtma toplam yükünü karşılama paylarına göre 5-10-20 yıllık geri ödeme sürelerini sağlayacak şekilde yatırımın toplam maliyetinin en fazla ne kadar olması gerektiği incelenmiştir. Ayrıca sistemin SIEM değeri ve sistemin yıllık tasarruf oranı hesaplanmıştır.

Çizelge 7.5. Isıtma paylarına göre 5-10-20 yıllık geri ödeme sürelerini sağlayacak maksimum maliyet karşılaştırma çizelgesi- NH₃-H₂O

Isıtıcıların ısıtma yük payı (%)		AIP yük payı (kw)	Geri ödeme süresini (5-10-20) karşılayacak AIP ve kazan için en fazla toplam maliyet (dolar)			AIP ve kazan için SIEM (TL/KWh)	Sistem Yıllık Tasarruf oranı
Kazan	Isı Pompası		5 yıl	10 yıl	20 yıl		
100%	0%	0,00	5.943,40	11.886,79	23.773,59	0,39	9,09%
90%	10%	58.745,78	7.132,91	14.265,83	23.773,59	0,39	10,91%
80%	20%	117.491,55	8.322,43	16.644,86	33.289,73	0,40	12,73%
70%	30%	176.237,33	9.511,95	19.023,90	33.289,73	0,40	14,55%
60%	40%	234.983,10	10.701,47	21.402,94	42.805,87	0,40	16,37%
50%	50%	293.728,88	11.890,99	23.781,97	47.563,95	0,41	18,19%
40%	60%	352.474,65	13.080,50	26.161,01	52.322,02	0,41	20,01%
30%	70%	411.220,43	14.270,02	28.540,05	57.080,09	0,41	21,83%
20%	80%	469.966,21	15.459,54	30.919,08	61.838,16	0,42	23,65%
10%	90%	528.711,98	16.649,06	33.298,12	66.596,23	0,42	25,47%
0%	100%	587.457,76	17.838,58	35.677,15	71.354,31	0,42	27,29%

“Çizelge 7.5” e göre Dünya Bankası kapsamında yapılan Çevre, Şehircilik ve İklim Değişikliği Bakanlığı KABEV projesine göre kamu binalarında enerji verimliliği projelerinde baz senaryoyu gerçekleştirilme şartı en az %20 tasarrufla 12 yıl geri ödeme süresine uygun olmasıdır. Buna göre toplam yükün %60’ının AIP ve %40’nın ise kazan ile karşılanma durumunda tasarruf %20,01 ile KABEV kapsamında değerlendirilebilir. Toplam yükün %60’ının AIP ile, %40’nın ise kazan ile karşılanma durumunda yatırımın 10 yıllık sürede geri ödeyebilmesi için yatırım maliyetinin en çok 26161,01 dolar olması gerekiyor “Eş. 6.1”. Ayrıca SIEM değeri de 0,41 TL/Kwh olmaktadır “Eş. 6.2”.

8. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Günümüzde enerji verimliliği enerji kaynaklarının tükenmesi ile büyük önem arz etmektedir ve çalışmalar her alanda enerji verimliliğini en fazla sağlayacak yönde olmaktadır. Doğalgaz ile çalışan kazanların da verimlilikleri %100'e yaklaşmış ve termodinamiğin 1. kanununa göre %100 verim yani tüketilen enerjinin üretilen enerjiye eşit olma durumu son noktadır [30]. Bunun üzerindeki verimler ancak maliyeti olmayan yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımıyla mümkün olmaktadır.

Çalıştığımız sistemde doğalgaz ve pompa enerji tüketimi azaltılıp ortam havasından çekilen bedava enerji kullanılarak ısıtma verimi %100'ün üstüne çıkartılmıştır.

H₂O-LiBr ve NH₃-H₂O akışkan çifti ile çalışan absorpsiyonlu ısı pompaları genellikle soğutma veya soğutma/ısıtma amaçlı kullanılsa da NH₃-H₂O akışkan çifti ile çalışan absorpsiyonlu ısı pompalarının sadece ısıtma amaçlı kullanımının da uygun olduğu görülmektedir.

H₂O-LiBr akışkan çifti ile çalışan absorpsiyonlu ısı pompa sisteminin ısıtma verimi (ITK) matlab programı kullanılarak 15 °C dış ortam sıcaklığı için yaklaşık 1,95; 10 °C dış ortam sıcaklığı için ise 1,09 olduğu görülmektedir. 10 °C dış ortam sıcaklığında buharlaştırıcı sıcaklığı 5 °C olmaktadır. 5 °C buharlaştırıcı sıcaklığı altında suyun donma riskinden dolayı bu sistemler tercih edilmemektedir.

NH₃-H₂O akışkan çifti ile çalışan absorpsiyonlu ısı pompa sistemin ısıtma verimi (ITK) matlab programı kullanılarak 7 °C dış ortam sıcaklığı için 1,40 (%140); Ankara için en soğuk gece sıcaklığı -15 °C dış ortam sıcaklığı için 1,29 (%129); ısıtma sezonunda ısıtmanın yapıldığı en büyük sıcaklık 15 °C dış ortam sıcaklığı için 1,46 (%146) olarak hesaplanmıştır.

Saatlik ısı ihtiyacı değerleri dış ortam sıcaklığı-verim eğrisi ile hesaplanan saatlik verim değerlerine bölünerek her AIP ve yoğunlaşmalı kazanın saatlik enerji (kw) ve doğalgaz (m³) tüketimi hesaplandı.

Sistemin toplam tüketim hesabı AIP ve kazan kullanımının 11 farklı yük paylaşımı şeklinde tasarlanmıştır. Bu yük paylaşımları sadece AIP kullanımı ile sadece kazan kullanımı

arasında düzenli olarak artıp azalan yük paylaşımları şeklindedir. 5, 10 ve 20 yıllık geri ödeme sürelerini sağlayacak şekilde maksimum yatırım maliyetleri hesaplanmıştır. 10 yıllık geri ödeme süresi için SIEM (seviyelendirilmiş ısıtma enerjisi maliyeti) hesaplanmış ve yatırım maliyeti ve SIEM değeri ile yatırımın uygulanabilir olduğu durumlar belirlenmiştir.

Sonuç olarak Dünya Bankası kapsamında yapılan Çevre, Şehircilik ve İklim Değişikliği Bakanlığı Kamu Binaları Enerji Verimliliği (KABEV) projesine göre enerji verimliliği baz senaryoyu gerçekleştirilme şartı olan en az %20 tasarrufla 12 yıl geri ödeme süresine göz önüne alındığında H_2O -LiBr akışkan çifti ile çalışan absorpsiyonlu ısı pompası kullanımı ile yıllık tasarruf oranı %11,81 hesaplanmış ve KABEV projesine göre uygulanabilir olmadığı görülmüştür.

NH_3 - H_2O akışkan çifti ile çalışan absorpsiyonlu ısı pompası kullanımı ile toplam yükün %60'ının AIP ve %40'nın ise kazan ile karşılanma durumundaki tasarruf oranı olan %20 ve 10 yıllık geri ödeme süresi için KABEV projesine göre uygulanabilir olduğu ve toplam yatırım maliyetinin ise en çok 26161,01 dolar olması gerektiği görülmüştür.

Son zamanlardaki döviz kurundaki artıştan dolayı geri ödeme süreleri artmakta hesaplanan geri ödeme süreleri için olması gereken maksimum maliyet hedeflerinin yakalanması güçleşmektedir. Enerji verimliliği dünya ekonomilerine yön veren çok önemli bir parametre olduğu için AIP maliyetleri düşürülebilirse ve devlet destekli olarak da AIP teknolojileri geliştirilebilirse, tamamen yerli üretim ile AIP maliyetleri düşürülüp AIP'lerin kullanımı yaygınlaştırılabilir.

KAYNAKLAR

1. Dön, F. (2010). *Doğalgazla Çalışan Absorpsiyonlu İklimlendirme Sistemlerinin Teknik ve Ekonomik Açından Karşılaştırılması*, Ankara.
2. Bilgin, A. (2006). «Kazanlarda Enerji Verimliliği,» *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, no. 95, pp. 13-18.
3. Zhu, K., Xia, J., Xie, X., ve Jiang, Y. (2014). «Total heat recovery of gas boiler by absorption heat pump and directcontact heat exchanger,» *Applied Thermal Engineering*, pp. 213-218.
4. Qu, M., Abdelaziz, O. ve Yin, H. (2014). «New configurations of a heat recovery absorption heat pump integrated with a natural gas boiler for boiler efficiency improvement,» *Energy Conversion and Management*, pp. 175-184.
5. Horuz, İ. (1990). *Absorpsiyonlu Soğutma Sistemlerinden Amonyak-Su Çifti İle Lityum Bromür- Su Çiftinin Mukayesesi*, Bursa.
6. Sun, D.-W. (1996). «Comparison of the performances NH₃-H₂O, NH₃-LiNO₃, NH₃-NaSCN absorbtion refrigeration systems,» *Energy converison and management*, pp. 39 (5-6): 357-368.
7. Kaynaklı, Ö. ve Yamankaradeniz R. (2003). «H₂O-LiBr ve NH₃-H₂O Eriyiği Kullanan Tek Kademeli Soğurmalı Soğurma sistemlerinin Karşılaştırılması,» *DEÜ Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi*, cilt 5, no. 2, pp. 73-87.
8. Demir, H., Mobedi, M. ve Ülkü, S. (2004) «Adsorpsiyonlu Isı Pompaları,» .
9. Kurem, E. ve Horuz, İ. (2001). «A comparison ammonia-water and water-lithium bromide solutions in absorption heat transformers,» *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, cilt 28, no. 3, pp. 427-438.
10. Goralı, E. (2007). *Güneş Enerjili Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi*, İstanbul.
11. Güngör, B. O. A. (2007). «Absorpsiyonlu ve Adsorpsiyonlu İklimlendirme Sistemleri Performans Değerlendirmesi,».
12. Yenigün, E. D. (2010). *Güneş Enerjili Absorpsiyonlu Soğutma Sistem Tasarımı*, Muğla.
13. Li, X., Wu, W., Zhang, X., Shi, W. ve Wang, B. (2012). «Energy saving potential of low temperature hot water system based on air source absorption heat pump,» *Applied Thermal Engineering*, pp. 317-324.
14. Demir, V., Günhan, T., Yalçın, Ç., Karacabey, E. ve Bilgen, H. (2012). «Absorpsiyonlu Soğutma Sistemleri ve Tarımsal Amaçlı Kullanabilirliği,» *Tarım Makinaları Bilimi Dergisi*, pp. 421-431.
15. Wu, W., Wang, B., Shi, W. ve Li, X. (2014). «Absorption heating technologies: A review and perspective,» *Applied Energy*, pp. 51-71.

16. Scoccia, R., Toppi, T., Aprile, M. ve Motta, M. (2018). «Absorption and compression heat pump systems for space heating and DHW in European buildings: Energy, environmental and economic analysis,» *Journal of Building Engineering*, pp. 94-105.
17. Özcan, R. (2020). *Güneş Enerjisi Kaynaklı Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Tasarımı, Modellenmesi ve Analizi*, İzmir.
18. Milli Eğitim Bakanlığı, (2015). *Eğitim Yapıları Asgari Tasarım Standartları Klavuzu*.
19. Çevre, Şehircilik ve İklim Değişikliği Bakanlığı, (2008). *Binalarda Isı Yalıtım Yönetmeliği*, Ankara.
20. Bayraktar, D. ve Bayraktar, E. A. (2018). «Okul Binalarında Isı Yalıtım Maliyetinin Araştırılması,» *Çukurova Üniversitesi Mimarlık Mühendislik Fakültesi Dergisi*, cilt 33, no. 2, pp. 57-72.
21. İzmir Yüksek Teknoloji Fakültesi, (2017). *Gazbeton, Bimsblok ve Tuğla Binalarda Isıl Davranış*.
22. Meteoroloji Genel Müdürlüğü, (2022). «Isıtma ve soğutma gün dereceleri». [Çevrimiçi]. Available: <https://mgm.gov.tr/veridegerlendirme/gun-derece.aspx>.
23. Pusat, Ş. ve Akkoyunlu, M. T. (2017). «Seçilen şehirler için ısıtma derece-saat hesabı,» *Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, cilt 22, no. 2, pp. 314-321.
24. dersimiz.com, (2022). «Kalorifer ateşçisi,» [Çevrimiçi]. Available: <https://www.dersimiz.com/meslekler-hakkinda-bilgiler/kalorifer-atescisi-oku-23034>.
25. Hakenerji, (2021). «<https://www.hakenerji.com.tr/icerik/5642/sulu-yerden-istima-sistemleri-hakenerji>,» [Çevrimiçi].
26. Modpan, (2015). «Modpan yerden ısıtma,» [Çevrimiçi]. Available: <https://www.modpan.com/>.
27. Şahin, B. E. ve Dostoğlu, N. (2015). «Okul Binaları Tasarımında Sürdürülebilirlik,» *Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Dergisi*, cilt 20, no. 1.
28. c.ogren-sen.com, (2018). [Çevrimiçi]. Available: <https://c.ogren-sen.com/dogru/3970/index.html>.
29. Leblebicioğlu, E. (2018). [Çevrimiçi]. Available: <https://muhendistan.com/isi-pompasi-nedir/>.
30. Yamankaradeniz, P. D. R., Horuz, İ., Kaynaklı, Ö., Coşkun, S. ve Yamankaradeniz, N. (2013). *Soğutma Tekniği ve Isı Pompası Uygulamaları*, Bursa: Dora Yayın.
31. Pandya, B., Patelb, J. ve Mudgalc, A. (2016). «Thermodynamic Evaluation of Generator Temperature in LiBr-Water Absorption System for Optimal Performance,» *Energy Procedia*, no. 109(2017), pp. 270-278.

32. Mukherjee, M. ve Roy, S. (2017). «Feasibility Studies and Important Aspect of Project Management,» *International Journal of Advanced Engineering and Management*, cilt 2 , no. 4, pp. 98-100.
33. Gümüşkaynak, H. (2004). *Fizibilite Raporlarının Hazırlanmasında Risk ve Belirsizlik Analizlerinin Kullanılması*, İstanbul.
34. Armaneri, Ö. (2007). «A Feasibility Study For The İnvestment Project On Battery Production Industry».*Afyon Kocatepe Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi*.
35. Lotfi, H., Majzoobi, A. ve Khodaei, A. (2016). «Levelized cost of energy calculation for energy storage systems,» *CIGRE US National Committee 2016 Grid of the Future Symposium*.
36. Williams, J. A. ve Rubertb, T. (2019). «Levelised cost of energy – A theoretical justification and critical assessment,» *Energy Policy*, pp. 169-179.
37. Branker, K., Pathak, M. ve Pearce, J. M. (2011). «A review of solar PV levelized cost of electricity,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*.
38. Niana, V., Sunb, Q., Mac Z. ve Lid, H. (2016). «A comparative cost assessment of energy production from central heating plant or combined heat and power plant,» *Energy Procedia*, pp. 556-561.
39. Monlahasan A. (2005). *Güneş Enerjili Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi*.

EKLER

EK-1. H₂O-LiBr akışkan çifti kullanan AIP sistemi çevrim özellikleriÇizelge 1.1. H₂O-LiBr akışkan çifti kullanan AIP sistemi için dış ortam sıcaklığına bağlı sıcaklık değerleri (°C)

Seçilen Dış Sıcaklık	Tcut-off	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9	T10
10	127,02	127,02	55	5	5	55	55	95,25	128	84,2	84,2
11	128,43	128,43	55	6	6	55	55	95,53	129	84,6	84,6
12	129,85	129,85	55	7	7	55	55	95,80	130	85	85
13	131,28	131,28	55	8	8	55	55	96,49	132	85,8	85,8
14	132,72	132,72	55	9	9	55	55	96,73	133	86,2	86,2
15	134,18	134,18	55	10	10	55	55	97,38	135	87	87

Çizelge 1.2 H₂O-LiBr akışkan çifti kullanan AIP sistemi için dış ortam sıcaklığına bağlı basınç değerleri (kpa)

Seçilen Dış Sıcaklık	P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8	P9	P10
10	15,74	15,74	0,87	0,87	0,87	15,74	15,74	15,74	15,74	0,87
11	15,74	15,74	0,93	0,93	0,93	15,74	15,74	15,74	15,74	0,93
12	15,74	15,74	1,00	1,00	1,00	15,74	15,74	15,74	15,74	1,00
13	15,74	15,74	1,07	1,07	1,07	15,74	15,74	15,74	15,74	1,07
14	15,74	15,74	1,15	1,15	1,15	15,74	15,74	15,74	15,74	1,15
15	15,74	15,74	1,23	1,23	1,23	15,74	15,74	15,74	15,74	1,23

EK-1. (devam) H₂O-LiBr akışkan çifti kullanan AIP sistemi çevrim özellikleri

Çizelge 1.3. H₂O- akışkan çifti kullanan AIP sistemi için dış ortam sıcaklığına bağlı entalpi değerleri (kJ/kg)

Seçilen Dış Sıcaklık	h1	h2	h3	h4	h5	h6	h7	h8	h9	h10
10	2728,68	230,46	230,46	2510,50	-1754,88	-1754,88	826,76	2927,40	118,03	118,03
11	2731,58	230,46	230,46	2512,41	60,26	60,26	1003,20	1781,93	748,93	748,93
12	2734,51	230,46	230,46	2514,32	475,75	475,75	838,87	1143,29	742,77	742,77
13	2737,46	230,46	230,46	2516,24	512,67	512,67	653,43	773,91	617,17	617,17
14	2740,44	230,46	230,46	2518,15	450,41	450,41	496,58	536,71	484,93	484,93
15	2743,44	230,46	230,46	2520,07	371,21	371,21	379,38	386,63	377,38	377,38

Çizelge 1.4. H₂O-LiBr akışkan çifti kullanan AIP sistemi için dış ortam sıcaklığına bağlı konsantrasyon değerleri

Seçilen Dış Sıcaklık	E	X5	X6	X7	X8	X9	X10
10	0,6	67,11	67,11	67,11	73,03	73,03	73,03
11	0,6	66,64	66,64	66,64	73,00	73,00	73,00
12	0,6	66,17	66,17	66,17	72,98	72,98	72,98
13	0,6	65,69	65,69	65,69	73,15	73,15	73,15
14	0,6	65,20	65,20	65,20	73,13	73,13	73,13
15	0,6	64,72	64,72	64,72	73,29	73,29	73,29

EK-1. (devam) H₂O-LiBr akışkan çifti kullanan AIP sistemi çevrim özellikleri

Çizelge 1.5. H₂O-LiBr akışkan çifti kullanan AIP sistemi için dış ortam sıcaklığına bağlı enerji (kj/kg) ve verim değerleri

Seçilen Dış Sıcaklık	WF	WZ	q _{yog}	q _{buh}	q _{kay}	q _{sog}	ITK
10	12,34	11,34	2498,22	2280,04	25715,64	25497,46	1,09
11	11,47	10,47	2501,12	2281,95	9881,30	9662,13	1,23
12	10,71	9,71	2504,05	2283,86	4850,91	4630,72	1,47
13	9,80	8,80	2507,00	2285,77	3144,78	2923,56	1,73
14	9,23	8,23	2509,98	2287,69	2574,17	2351,88	1,89
15	8,55	7,55	2512,98	2289,61	2418,79	2195,42	1,95

EK-1. (devam) H₂O-LiBr akışkan çifti kullanan AIP sistemi çevrim özellikleriÇizelge 1.6. H₂O-LiBr akışkan çifti kullanan AIP sisteminde saatlik dış ortam sıcaklığına göre AIP kazan üretilen-tüketilen enerji hesap örneği

					Üretim (kw)		Verim		Tüketim (kw)		
					Kazan	AIP					
Ay	Gün	Saat	Dış Sıcaklık (°C)	Toplam Isı İhtiyacı (kw)	Üretim (kw)	Üretim (kw)	Kazan	AIP	Kazan	AIP	Toplam
11	3	0	3,83	102,01	102,01	0	1,1	-1,01	92,74	0	92,74
11	3	1	3,41	105,77	105,77	0	1,1	-1,18	96,16	0	96,16
11	3	2	1,99	118,77	118,77	0	1,1	-1,81	107,97	0	107,97
11	3	3	1,61	122,22	122,22	0	1,1	-1,99	111,11	0	111,11
11	3	4	1,37	124,45	124,45	0	1,1	-2,10	113,14	0	113,14
11	3	5	1,50	123,23	123,23	0	1,1	-2,04	112,03	0	112,03
11	3	6	3,06	109,03	109,03	0	1,1	-1,33	99,12	0	99,12
11	3	7	5,68	130,74	130,74	0	1,1	-0,28	118,85	0	118,85
11	3	8	8,10	108,63	108,63	0	1,1	0,52	98,75	0	98,75
11	3	9	10,40	87,63	0	87,63	1,1	1,15	0,00	76,30	76,30
11	3	10	12,18	71,40	0	71,40	1,1	1,54	0,00	46,48	46,48
11	3	11	13,21	61,97	0	61,97	1,1	1,72	0,00	35,95	35,95
11	3	12	13,90	55,68	0	55,68	1,1	1,83	0,00	30,38	30,38
11	3	13	13,99	54,87	0	54,87	1,1	1,85	0,00	29,72	29,72
11	3	14	13,66	57,91	0	57,91	1,1	1,80	0,00	32,25	32,25
11	3	15	11,67	76,07	0	76,07	1,1	1,43	0,00	53,07	53,07
11	3	16	9,74	93,62	93,62	0	1,1	0,98	85,11	0	85,11
11	3	17	8,19	107,82	107,82	0	1,1	0,55	98,01	0	98,01
11	3	18	6,31	79,31	79,31	0	1,1	-0,06	72,10	0	72,10
11	3	19	5,17	89,76	89,76	0	1,1	-0,47	81,60	0	81,60
11	3	20	4,56	95,34	95,34	0	1,1	-0,71	86,67	0	86,67
11	3	21	3,72	102,95	102,95	0	1,1	-1,05	93,59	0	93,59
11	3	22	2,86	110,86	110,86	0	1,1	-1,42	100,78	0	100,78
11	3	23	2,59	113,30	113,30	0	1,1	-1,54	103,00	0	103,00

EK-1. (devam) H₂O-LiBr akışkan çifti kullanan AIP sistemi çevrim özellikleriÇizelge 1.7. H₂O-LiBr akışkan çifti kullanan AIP sistemi SIEM hesabı

H2O-LiBr akışkan çifti kullanan AIP %10-KAZAN %90 üretim payında 10 yıl geri ödeme için hesap							
			192.215,37	587.457,76			
t	i (%)	I_0 (TL)	A_t (TL)	M_t (kwh)	$\sum_{t=1}^n \frac{A_t}{(1+i)^t}$	$\sum_{t=1}^n \frac{M_t}{(1+i)^t}$	$SIEM$ (TL / kwh)
1	0,14		192.215,37	587.457,76	168.609,97	515.313,82	
2	0,14		192.215,37	587.457,76	147.903,49	452.029,67	
3	0,14		192.215,37	587.457,76	129.739,90	396.517,25	
4	0,14		192.215,37	587.457,76	113.806,93	347.822,15	
5	0,14		192.215,37	587.457,76	99.830,64	305.107,15	
6	0,14		192.215,37	587.457,76	87.570,74	267.637,85	
7	0,14		192.215,37	587.457,76	76.816,44	234.770,05	
8	0,14		192.215,37	587.457,76	67.382,84	205.938,64	
9	0,14		192.215,37	587.457,76	59.107,75	180.647,93	
10	0,14		192.215,37	587.457,76	51.848,91	158.463,09	
11	0,14		192.215,37	587.457,76	45.481,50	139.002,71	
12	0,14		192.215,37	587.457,76	39.896,05	121.932,21	
13	0,14		192.215,37	587.457,76	34.996,53	106.958,07	
14	0,14		192.215,37	587.457,76	30.698,71	93.822,87	
15	0,14		192.215,37	587.457,76	26.928,70	82.300,77	
16	0,14		192.215,37	587.457,76	23.621,66	72.193,65	
17	0,14		192.215,37	587.457,76	20.720,76	63.327,77	
18	0,14		192.215,37	587.457,76	18.176,10	55.550,67	
19	0,14		192.215,37	587.457,76	15.943,95	48.728,66	
20	0,14		192.215,37	587.457,76	13.985,92	42.744,44	
		237.811,37			1.273.067,49	3.890.809,43	0,39

EK 2. NH₃-H₂O akışkan çifti kullanan AIP sistemi çevrim özellikleriÇizelge 2.1. NH₃-H₂O akışkan çifti kullanan AIP sistemi için dış ortam sıcaklığına bağlı sıcaklık değerleri (°C)

Seçilen Dış Sıcaklık	TB	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9	T10	Tcut_off	Tk
-15	177	57,52	55	-20	-20	55	55	119,63	177	103,8	103,8	150,78	176,98
-14	176	57,52	55	-19	-19	55	55	118,87	176	103,4	103,4	149,32	175,34
-13	174	57,52	55	-18	-18	55	55	117,85	174	102,6	102,6	147,86	173,70
-12	173	57,52	55	-17	-17	55	55	117,09	173	102,2	102,2	146,40	172,07
-11	171	57,52	55	-16	-16	55	55	116,08	171	101,4	101,4	144,95	170,44
-10	169	57,52	55	-15	-15	55	55	115,06	169	100,6	100,6	143,51	168,82
-9	168	57,52	55	-14	-14	55	55	114,31	168	100,2	100,2	142,07	167,20
-8	166	57,52	55	-13	-13	55	55	113,30	166	99,4	99,4	140,64	165,58
-7	164	57,52	55	-12	-12	55	55	112,29	164	98,6	98,6	139,21	163,97
-6	163	57,52	55	-11	-11	55	55	111,54	163	98,2	98,2	137,79	162,36
-5	161	57,52	55	-10	-10	55	55	110,53	161	97,4	97,4	136,38	160,76
-4	160	57,52	55	-9	-9	55	55	109,78	160	97,0	97,0	134,96	159,15
-3	158	57,52	55	-8	-8	55	55	108,78	158	96,2	96,2	133,56	157,56
-2	156	57,52	55	-7	-7	55	55	107,78	156	95,4	95,4	132,16	155,96
-1	155	57,52	55	-6	-6	55	55	107,03	155	95,0	95,0	130,76	154,37
0	153	57,52	55	-5	-5	55	55	106,04	153	94,2	94,2	129,37	152,78
1	152	57,52	55	-4	-4	55	55	105,29	152	93,8	93,8	127,98	151,19
2	150	57,52	55	-3	-3	55	55	104,30	150	93,0	93,0	126,60	149,61
3	149	57,52	55	-2	-2	55	55	103,56	149	92,6	92,6	125,23	148,03
4	147	57,52	55	-1	-1	55	55	102,57	147	91,8	91,8	123,86	146,45
5	145	57,52	55	0	0	55	55	101,58	145	91,0	91,0	122,49	144,88
6	144	57,52	55	1	1	55	55	100,84	144	90,6	90,6	121,13	143,31
7	142	57,52	55	2	2	55	55	99,86	142	89,8	89,8	119,77	141,74
8	141	57,52	55	3	3	55	55	99,12	141	89,4	89,4	118,42	140,17
9	139	57,52	55	4	4	55	55	98,14	139	88,6	88,6	117,07	138,60
10	138	57,52	55	5	5	55	55	97,41	138	88,2	88,2	115,73	137,04
11	136	57,52	55	6	6	55	55	96,43	136	87,4	87,4	114,39	135,48
12	134	57,52	55	7	7	55	55	95,45	134	86,6	86,6	113,06	133,92
13	133	57,52	55	8	8	55	55	94,72	133	86,2	86,2	111,73	132,37
14	131	57,52	55	9	9	55	55	93,74	131	85,4	85,4	110,41	130,81
15	130	57,52	55	10	10	55	55	93,02	130	85,0	85,0	109,09	129,26

EK 2. (devam) NH₃-H₂O akışkan çifti kullanan AIP sistemi çevrim özellikleriÇizelge 2.2. NH₃-H₂O akışkan çifti kullanan AIP sistemi için dış ortam sıcaklığına bağlı basınç değerleri (kpa)

Seçilen Dış Sıcaklık	P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8	P9	P10
-15	2.264,03	2.264,03	186,23	186,23	186,23	2.264,03	2.264,03	2.264,03	2.264,03	186,23
-14	2.264,03	2.264,03	194,41	194,41	194,41	2.264,03	2.264,03	2.264,03	2.264,03	194,41
-13	2.264,03	2.264,03	202,89	202,89	202,89	2.264,03	2.264,03	2.264,03	2.264,03	202,89
-12	2.264,03	2.264,03	211,66	211,66	211,66	2.264,03	2.264,03	2.264,03	2.264,03	211,66
-11	2.264,03	2.264,03	220,74	220,74	220,74	2.264,03	2.264,03	2.264,03	2.264,03	220,74
-10	2.264,03	2.264,03	230,13	230,13	230,13	2.264,03	2.264,03	2.264,03	2.264,03	230,13
-9	2.264,03	2.264,03	239,85	239,85	239,85	2.264,03	2.264,03	2.264,03	2.264,03	239,85
-8	2.264,03	2.264,03	249,90	249,90	249,90	2.264,03	2.264,03	2.264,03	2.264,03	249,90
-7	2.264,03	2.264,03	260,28	260,28	260,28	2.264,03	2.264,03	2.264,03	2.264,03	260,28
-6	2.264,03	2.264,03	271,02	271,02	271,02	2.264,03	2.264,03	2.264,03	2.264,03	271,02
-5	2.264,03	2.264,03	282,11	282,11	282,11	2.264,03	2.264,03	2.264,03	2.264,03	282,11
-4	2.264,03	2.264,03	293,56	293,56	293,56	2.264,03	2.264,03	2.264,03	2.264,03	293,56
-3	2.264,03	2.264,03	305,39	305,39	305,39	2.264,03	2.264,03	2.264,03	2.264,03	305,39
-2	2.264,03	2.264,03	317,60	317,60	317,60	2.264,03	2.264,03	2.264,03	2.264,03	317,60
-1	2.264,03	2.264,03	330,21	330,21	330,21	2.264,03	2.264,03	2.264,03	2.264,03	330,21
0	2.264,03	2.264,03	343,21	343,21	343,21	2.264,03	2.264,03	2.264,03	2.264,03	343,21
1	2.264,03	2.264,03	356,62	356,62	356,62	2.264,03	2.264,03	2.264,03	2.264,03	356,62
2	2.264,03	2.264,03	370,45	370,45	370,45	2.264,03	2.264,03	2.264,03	2.264,03	370,45
3	2.264,03	2.264,03	384,71	384,71	384,71	2.264,03	2.264,03	2.264,03	2.264,03	384,71
4	2.264,03	2.264,03	399,41	399,41	399,41	2.264,03	2.264,03	2.264,03	2.264,03	399,41
5	2.264,03	2.264,03	414,56	414,56	414,56	2.264,03	2.264,03	2.264,03	2.264,03	414,56
6	2.264,03	2.264,03	430,16	430,16	430,16	2.264,03	2.264,03	2.264,03	2.264,03	430,16
7	2.264,03	2.264,03	446,23	446,23	446,23	2.264,03	2.264,03	2.264,03	2.264,03	446,23
8	2.264,03	2.264,03	462,78	462,78	462,78	2.264,03	2.264,03	2.264,03	2.264,03	462,78
9	2.264,03	2.264,03	479,81	479,81	479,81	2.264,03	2.264,03	2.264,03	2.264,03	479,81
10	2.264,03	2.264,03	497,35	497,35	497,35	2.264,03	2.264,03	2.264,03	2.264,03	497,35
11	2.264,03	2.264,03	515,39	515,39	515,39	2.264,03	2.264,03	2.264,03	2.264,03	515,39
12	2.264,03	2.264,03	533,95	533,95	533,95	2.264,03	2.264,03	2.264,03	2.264,03	533,95
13	2.264,03	2.264,03	553,04	553,04	553,04	2.264,03	2.264,03	2.264,03	2.264,03	553,04
14	2.264,03	2.264,03	572,67	572,67	572,67	2.264,03	2.264,03	2.264,03	2.264,03	572,67
15	2.264,03	2.264,03	592,85	592,85	592,85	2.264,03	2.264,03	2.264,03	2.264,03	592,85

EK 2. (devam) NH₃-H₂O akışkan çifti kullanan AIP sistemi çevrim özellikleriÇizelge 2.3. NH₃-H₂O akışkan çifti kullanan AIP sistemi için dış ortam sıcaklığına bağlı entalpi değerleri (kJ/kg)

Seçilen Dış Sıcaklık	h1	h2	h3	h4	h5	h6	h7	h8	h9	h10	h11	h12
-15	1.332,68	265,04	265,04	1.231,06	55,76	55,76	342,67	658,87	333,93	333,93	2.053,98	132,29
-14	1.332,68	265,04	265,04	1.232,81	52,37	52,37	336,18	652,43	329,83	329,83	2.040,82	129,70
-13	1.332,68	265,04	265,04	1.234,56	49,04	49,04	329,00	639,67	321,63	321,63	2.015,06	124,54
-12	1.332,68	265,04	265,04	1.236,30	45,76	45,76	322,72	633,33	317,53	317,53	2.002,44	121,97
-11	1.332,68	265,04	265,04	1.238,05	42,56	42,56	315,83	620,75	309,34	309,34	1.977,74	116,83
-10	1.332,68	265,04	265,04	1.239,80	39,43	39,43	309,10	608,27	301,16	301,16	1.953,73	111,72
-9	1.332,68	265,04	265,04	1.241,54	36,36	36,36	303,14	602,07	297,07	297,07	1.941,98	109,16
-8	1.332,68	265,04	265,04	1.243,28	33,37	33,37	296,66	589,71	288,92	288,92	1.918,99	104,09
-7	1.332,68	265,04	265,04	1.245,03	30,46	30,46	290,30	577,43	280,79	280,79	1.896,66	99,04
-6	1.332,68	265,04	265,04	1.246,77	27,63	27,63	284,63	571,30	276,73	276,73	1.885,73	96,53
-5	1.332,68	265,04	265,04	1.248,50	24,89	24,89	278,49	559,10	268,64	268,64	1.864,37	91,54
-4	1.332,68	265,04	265,04	1.250,24	22,22	22,22	273,00	553,01	264,61	264,61	1.853,92	89,06
-3	1.332,68	265,04	265,04	1.251,97	19,65	19,65	267,04	540,86	256,58	256,58	1.833,50	84,14
-2	1.332,68	265,04	265,04	1.253,69	17,18	17,18	261,17	528,73	248,59	248,59	1.813,68	79,28
-1	1.332,68	265,04	265,04	1.255,41	14,79	14,79	255,95	522,68	244,61	244,61	1.803,99	76,87
0	1.332,68	265,04	265,04	1.257,13	12,51	12,51	250,24	510,58	236,69	236,69	1.785,05	72,11
1	1.332,68	265,04	265,04	1.258,84	10,33	10,33	245,19	504,54	232,76	232,76	1.775,80	69,75
2	1.332,68	265,04	265,04	1.260,55	8,25	8,25	239,64	492,47	224,94	224,94	1.757,72	65,10
3	1.332,68	265,04	265,04	1.262,25	6,28	6,28	234,77	486,44	221,05	221,05	1.748,89	62,81
4	1.332,68	265,04	265,04	1.263,94	4,42	4,42	229,37	474,38	213,34	213,34	1.731,63	58,30
5	1.332,68	265,04	265,04	1.265,63	2,67	2,67	224,03	462,33	205,72	205,72	1.714,90	53,88
6	1.332,68	265,04	265,04	1.267,31	1,04	1,04	219,43	456,32	201,94	201,94	1.706,73	51,71
7	1.332,68	265,04	265,04	1.268,98	-0,46	-0,46	214,24	444,29	194,45	194,45	1.690,77	47,47
8	1.332,68	265,04	265,04	1.270,65	-1,85	-1,85	209,82	438,29	190,74	190,74	1.682,98	45,39
9	1.332,68	265,04	265,04	1.272,30	-3,11	-3,11	204,78	426,30	183,42	183,42	1.667,76	41,33
10	1.332,68	265,04	265,04	1.273,95	-4,24	-4,24	200,57	420,32	179,80	179,80	1.660,33	39,35
11	1.332,68	265,04	265,04	1.275,59	-5,25	-5,25	195,68	408,38	172,66	172,66	1.645,82	35,51
12	1.332,68	265,04	265,04	1.277,22	-6,11	-6,11	190,86	396,49	165,66	165,66	1.631,77	31,82
13	1.332,68	265,04	265,04	1.278,83	-6,85	-6,85	186,95	390,56	162,21	162,21	1.624,92	30,03
14	1.332,68	265,04	265,04	1.280,44	-7,44	-7,44	182,30	378,75	155,43	155,43	1.611,53	26,60
15	1.332,68	265,04	265,04	1.282,04	-7,89	-7,89	178,62	372,88	152,11	152,11	1.604,99	24,95

EK 2. (devam) NH₃-H₂O akışkan çifti kullanan AIP sistemi çevrim özellikleriÇizelge 2.4. NH₃-H₂O akışkan çifti kullanan AIP sistemi için dış ortam sıcaklığına bağlı konsantrasyon değerleri

Seçilen Dış Sıcaklık	E	X1	X2	X3	X4	X5	X6	X7	X8	X9	X10	X11	X12
-15	0,6	0,999	0,999	0,999	0,999	0,24	0,24	0,24	0,14	0,14	0,14	0,60	0,14
-14	0,6	0,999	0,999	0,999	0,999	0,25	0,25	0,25	0,15	0,15	0,15	0,61	0,15
-13	0,6	0,999	0,999	0,999	0,999	0,26	0,26	0,26	0,16	0,16	0,16	0,63	0,16
-12	0,6	0,999	0,999	0,999	0,999	0,26	0,26	0,26	0,16	0,16	0,16	0,64	0,16
-11	0,6	0,999	0,999	0,999	0,999	0,27	0,27	0,27	0,17	0,17	0,17	0,66	0,17
-10	0,6	0,999	0,999	0,999	0,999	0,27	0,27	0,27	0,17	0,17	0,17	0,67	0,17
-9	0,6	0,999	0,999	0,999	0,999	0,28	0,28	0,28	0,18	0,18	0,18	0,68	0,18
-8	0,6	0,999	0,999	0,999	0,999	0,29	0,29	0,29	0,19	0,19	0,19	0,70	0,19
-7	0,6	0,999	0,999	0,999	0,999	0,29	0,29	0,29	0,19	0,19	0,19	0,72	0,19
-6	0,6	0,999	0,999	0,999	0,999	0,30	0,30	0,30	0,20	0,20	0,20	0,72	0,20
-5	0,6	0,999	0,999	0,999	0,999	0,31	0,31	0,31	0,20	0,20	0,20	0,74	0,20
-4	0,6	0,999	0,999	0,999	0,999	0,31	0,31	0,31	0,21	0,21	0,21	0,75	0,21
-3	0,6	0,999	0,999	0,999	0,999	0,32	0,32	0,32	0,22	0,22	0,22	0,76	0,22
-2	0,6	0,999	0,999	0,999	0,999	0,32	0,32	0,32	0,22	0,22	0,22	0,78	0,22
-1	0,6	0,999	0,999	0,999	0,999	0,33	0,33	0,33	0,23	0,23	0,23	0,78	0,23
0	0,6	0,999	0,999	0,999	0,999	0,34	0,34	0,34	0,24	0,24	0,24	0,80	0,24
1	0,6	0,999	0,999	0,999	0,999	0,34	0,34	0,34	0,24	0,24	0,24	0,80	0,24
2	0,6	0,999	0,999	0,999	0,999	0,35	0,35	0,35	0,25	0,25	0,25	0,81	0,25
3	0,6	0,999	0,999	0,999	0,999	0,36	0,36	0,36	0,25	0,25	0,25	0,82	0,25
4	0,6	0,999	0,999	0,999	0,999	0,36	0,36	0,36	0,26	0,26	0,26	0,83	0,26
5	0,6	0,999	0,999	0,999	0,999	0,37	0,37	0,37	0,27	0,27	0,27	0,84	0,27
6	0,6	0,999	0,999	0,999	0,999	0,38	0,38	0,38	0,27	0,27	0,27	0,85	0,27
7	0,6	0,999	0,999	0,999	0,999	0,38	0,38	0,38	0,28	0,28	0,28	0,86	0,28
8	0,6	0,999	0,999	0,999	0,999	0,39	0,39	0,39	0,29	0,29	0,29	0,86	0,29
9	0,6	0,999	0,999	0,999	0,999	0,40	0,40	0,40	0,29	0,29	0,29	0,87	0,29
10	0,6	0,999	0,999	0,999	0,999	0,40	0,40	0,40	0,30	0,30	0,30	0,88	0,30
11	0,6	0,999	0,999	0,999	0,999	0,41	0,41	0,41	0,31	0,31	0,31	0,88	0,31
12	0,6	0,999	0,999	0,999	0,999	0,42	0,42	0,42	0,32	0,32	0,32	0,89	0,32
13	0,6	0,999	0,999	0,999	0,999	0,42	0,42	0,42	0,32	0,32	0,32	0,90	0,32
14	0,6	0,999	0,999	0,999	0,999	0,43	0,43	0,43	0,33	0,33	0,33	0,90	0,33
15	0,6	0,999	0,999	0,999	0,999	0,44	0,44	0,44	0,33	0,33	0,33	0,91	0,33

EK 2. (devam) NH₃-H₂O akışkan çifti kullanan AIP sistemi çevrim özellikleri

Çizelge 2.5. NH₃-H₂O akışkan çifti kullanan AIP sistemi için dış ortam sıcaklığına bağlı enerji (kJ/kg) ve verim değerleri

Seçilen Dış Sıcaklık	h1	h2	h3	h4	h5	h6	h7	h8	h9	h10	h11	h12
-15	1.332,68	265,04	265,04	1.231,06	55,76	55,76	342,67	658,87	333,93	333,93	2.053,98	132,29
-14	1.332,68	265,04	265,04	1.232,81	52,37	52,37	336,18	652,43	329,83	329,83	2.040,82	129,70
-13	1.332,68	265,04	265,04	1.234,56	49,04	49,04	329,00	639,67	321,63	321,63	2.015,06	124,54
-12	1.332,68	265,04	265,04	1.236,30	45,76	45,76	322,72	633,33	317,53	317,53	2.002,44	121,97
-11	1.332,68	265,04	265,04	1.238,05	42,56	42,56	315,83	620,75	309,34	309,34	1.977,74	116,83
-10	1.332,68	265,04	265,04	1.239,80	39,43	39,43	309,10	608,27	301,16	301,16	1.953,73	111,72
-9	1.332,68	265,04	265,04	1.241,54	36,36	36,36	303,14	602,07	297,07	297,07	1.941,98	109,16
-8	1.332,68	265,04	265,04	1.243,28	33,37	33,37	296,66	589,71	288,92	288,92	1.918,99	104,09
-7	1.332,68	265,04	265,04	1.245,03	30,46	30,46	290,30	577,43	280,79	280,79	1.896,66	99,04
-6	1.332,68	265,04	265,04	1.246,77	27,63	27,63	284,63	571,30	276,73	276,73	1.885,73	96,53
-5	1.332,68	265,04	265,04	1.248,50	24,89	24,89	278,49	559,10	268,64	268,64	1.864,37	91,54
-4	1.332,68	265,04	265,04	1.250,24	22,22	22,22	273,00	553,01	264,61	264,61	1.853,92	89,06
-3	1.332,68	265,04	265,04	1.251,97	19,65	19,65	267,04	540,86	256,58	256,58	1.833,50	84,14
-2	1.332,68	265,04	265,04	1.253,69	17,18	17,18	261,17	528,73	248,59	248,59	1.813,68	79,28
-1	1.332,68	265,04	265,04	1.255,41	14,79	14,79	255,95	522,68	244,61	244,61	1.803,99	76,87
0	1.332,68	265,04	265,04	1.257,13	12,51	12,51	250,24	510,58	236,69	236,69	1.785,05	72,11
1	1.332,68	265,04	265,04	1.258,84	10,33	10,33	245,19	504,54	232,76	232,76	1.775,80	69,75
2	1.332,68	265,04	265,04	1.260,55	8,25	8,25	239,64	492,47	224,94	224,94	1.757,72	65,10
3	1.332,68	265,04	265,04	1.262,25	6,28	6,28	234,77	486,44	221,05	221,05	1.748,89	62,81
4	1.332,68	265,04	265,04	1.263,94	4,42	4,42	229,37	474,38	213,34	213,34	1.731,63	58,30
5	1.332,68	265,04	265,04	1.265,63	2,67	2,67	224,03	462,33	205,72	205,72	1.714,90	53,88
6	1.332,68	265,04	265,04	1.267,31	1,04	1,04	219,43	456,32	201,94	201,94	1.706,73	51,71
7	1.332,68	265,04	265,04	1.268,98	-0,46	-0,46	214,24	444,29	194,45	194,45	1.690,77	47,47
8	1.332,68	265,04	265,04	1.270,65	-1,85	-1,85	209,82	438,29	190,74	190,74	1.682,98	45,39
9	1.332,68	265,04	265,04	1.272,30	-3,11	-3,11	204,78	426,30	183,42	183,42	1.667,76	41,33
10	1.332,68	265,04	265,04	1.273,95	-4,24	-4,24	200,57	420,32	179,80	179,80	1.660,33	39,35
11	1.332,68	265,04	265,04	1.275,59	-5,25	-5,25	195,68	408,38	172,66	172,66	1.645,82	35,51
12	1.332,68	265,04	265,04	1.277,22	-6,11	-6,11	190,86	396,49	165,66	165,66	1.631,77	31,82
13	1.332,68	265,04	265,04	1.278,83	-6,85	-6,85	186,95	390,56	162,21	162,21	1.624,92	30,03
14	1.332,68	265,04	265,04	1.280,44	-7,44	-7,44	182,30	378,75	155,43	155,43	1.611,53	26,60
15	1.332,68	265,04	265,04	1.282,04	-7,89	-7,89	178,62	372,88	152,11	152,11	1.604,99	24,95

EK 2. (devam) NH₃-H₂O akışkan çifti kullanan AIP sistemi çevrim özellikleriÇizelge 2.6. NH₃-H₂O akışkan çifti kullanan AIP sisteminde saatlik dış ortam sıcaklığına göre AIP kazan üretilen-tüketilen enerji hesap örneği

					Üretim (kw)				Verim		Tüketim (kw)		
					Kazan		AIP						
Ay	Gün	Saat	Dış Sıcaklık (°C)	Toplam Isı İhtiyacı (kw)	Üretim (kw)	Üretim (%)	Üretim (kw)	Üretim (%)	Kazan	AIP	Kazan	AIP	Toplam
11	3	0	3,83	102,01	40,80	40	61,21	60	1,1	1,38	37,09	44,39	81,48
11	3	1	3,41	105,77	42,31	40	63,46	60	1,1	1,38	38,46	46,11	84,58
11	3	2	1,99	118,77	47,51	40	71,26	60	1,1	1,37	43,19	52,10	95,29
11	3	3	1,61	122,22	48,89	40	73,33	60	1,1	1,37	44,44	53,71	98,15
11	3	4	1,37	124,45	49,78	40	74,67	60	1,1	1,36	45,25	54,74	100,00
11	3	5	1,50	123,23	49,29	40	73,94	60	1,1	1,36	44,81	54,18	98,99
11	3	6	3,06	109,03	43,61	40	65,42	60	1,1	1,37	39,65	47,61	87,26
11	3	7	5,68	130,74	52,29	40	78,44	60	1,1	1,39	47,54	56,41	103,95
11	3	8	8,10	108,63	43,45	40	65,18	60	1,1	1,41	39,50	46,33	85,83
11	3	9	10,40	87,63	35,05	40	52,58	60	1,1	1,42	31,87	36,95	68,81
11	3	10	12,18	71,40	28,56	40	42,84	60	1,1	1,44	25,96	29,83	55,79
11	3	11	13,21	61,97	24,79	40	37,18	60	1,1	1,44	22,53	25,75	48,28
11	3	12	13,90	55,68	22,27	40	33,41	60	1,1	1,45	20,25	23,05	43,30
11	3	13	13,99	54,87	21,95	40	32,92	60	1,1	1,45	19,95	22,70	42,66
11	3	14	13,66	57,91	23,17	40	34,75	60	1,1	1,45	21,06	24,00	45,06
11	3	15	11,67	76,07	30,43	40	45,64	60	1,1	1,43	27,66	31,86	59,52
11	3	16	9,74	93,62	37,45	40	56,17	60	1,1	1,42	34,04	39,60	73,64
11	3	17	8,19	107,82	43,13	40	64,69	60	1,1	1,41	39,21	45,96	85,17
11	3	18	6,31	79,31	31,73	40	47,59	60	1,1	1,39	28,84	34,12	62,96
11	3	19	5,17	89,76	35,90	40	53,86	60	1,1	1,39	32,64	38,82	71,46
11	3	20	4,56	95,34	38,14	40	57,20	60	1,1	1,38	34,67	41,35	76,02
11	3	21	3,72	102,95	41,18	40	61,77	60	1,1	1,38	37,44	44,82	82,25
11	3	22	2,86	110,86	44,34	40	66,51	60	1,1	1,37	40,31	48,45	88,76
11	3	23	2,59	113,30	45,32	40	67,98	60	1,1	1,37	41,20	49,58	90,78

EK 2. (devam) NH₃-H₂O akışkan çifti kullanan AIP sistemi çevrim özellikleriÇizelge 2.7. NH₃-H₂O akışkan çifti kullanan AIP sistemi SIEM hesabı

NH ₃ -H ₂ O akışkan çifti kullanan AIP %60-KAZAN %40 üretim payında 10 yıl geri ödeme için hesap							
			174.357,72	587.457,76			
t	i (%)	I_0 (TL)	A_t (TL)	M_t (kwh)	$\sum_{t=1}^n \frac{A_t}{(1+i)^t}$	$\sum_{t=1}^n \frac{M_t}{(1+i)^t}$	$SIEM$ (TL / kwh)
1	0,14		174.357,72	587.457,76	152.945,37	515.313,82	
2	0,14		174.357,72	587.457,76	134.162,60	452.029,67	
3	0,14		174.357,72	587.457,76	117.686,49	396.517,25	
4	0,14		174.357,72	587.457,76	103.233,77	347.822,15	
5	0,14		174.357,72	587.457,76	90.555,94	305.107,15	
6	0,14		174.357,72	587.457,76	79.435,03	267.637,85	
7	0,14		174.357,72	587.457,76	69.679,85	234.770,05	
8	0,14		174.357,72	587.457,76	61.122,68	205.938,64	
9	0,14		174.357,72	587.457,76	53.616,38	180.647,93	
10	0,14		174.357,72	587.457,76	47.031,92	158.463,09	
11	0,14		174.357,72	587.457,76	41.256,07	139.002,71	
12	0,14		174.357,72	587.457,76	36.189,53	121.932,21	
13	0,14		174.357,72	587.457,76	31.745,20	106.958,07	
14	0,14		174.357,72	587.457,76	27.846,67	93.822,87	
15	0,14		174.357,72	587.457,76	24.426,90	82.300,77	
16	0,14		174.357,72	587.457,76	21.427,11	72.193,65	
17	0,14		174.357,72	587.457,76	18.795,71	63.327,77	
18	0,14		174.357,72	587.457,76	16.487,46	55.550,67	
19	0,14		174.357,72	587.457,76	14.462,69	48.728,66	
20	0,14		174.357,72	587.457,76	12.686,57	42.744,44	
		436.104,02			1.154.793,93	3.890.809,43	0,41



GAZİ GELECEKTİR..