

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**Li-Br / SU İLE ÇALIŞAN GÜNEŞ ENERJİLİ
İKLİMLENDİRME SİSTEMİ VE BİR UYGULAMA**

Makina Mühendisi Kadir Özkan TETİK

FBE Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Isı Proses Programında

Hazırlanan

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Olcay KINCAY

İSTANBUL, 2006

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**Li-Br / SU İLE ÇALIŞAN GÜNEŞ ENERJİLİ
İKLİMLENDİRME SİSTEMİ VE BİR UYGULAMA**

Makina Mühendisi Kadir Özkan TETİK

FBE Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Isı Proses Programında

Hazırlanan

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Olcay KINCAY

Prof. Dr. Galip TEMİR

Prof. Dr. Esen BOLAT

İSTANBUL, 2006

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	vii
KISALTMALAR.....	xi
ŞEKİL LİSTESİ.....	xii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xiii
ÖNSÖZ.....	xiv
ÖZET.....	xv
ABSTRAC.....	xvi
1. GİRİŞ	1
2. KAYNAK TARAMASI YAPILAN İLGİLİ ÇALIŞMALAR.....	3
2.1. Li-Br/su Absorbsiyon Sistemlerinin Ekserji Analizi.....	3
2.2. Hava Soğutmalı, Termal Şartlarda Yatay Tüpte Akan Su-(Li-Br + LiI + LiNO ₃ + LiCl) Filminde Su Buharı Apsorpsiyonu.....	4
2.3. Türkiye'nin Büyük Şehirlerinde Isıtma ve Soğutma için Enerji Potansiyeli.....	5
2.4. Li-Br/Su Absorpsiyon Makinasının Tasarımı.....	6
2.5. Li-Br/Su Akışkanları ile Çalışan Apsorpsiyonlu Soğutucunun Ekserji Analizi.....	7
2.6. Apsorpsiyonlu Soğutma Sistemlerinde Li-Br/su ile Amonyak-su Çözeltilerinin Karşılaştırılması.....	8
2.7. Jeotermal Soğutma Kaynaklı Apsorpsiyonlu Soğutma Sistemi ve Bir Uygulama...8	
2.8. Güneş Enerjisi ile Isıtma ve Soğutma Sistemleri, Antalya İlinde Uygulama.....	10
3. GÜNEŞ ENERJİSİ İLE ISITMA SİSTEMLERİ.....	11
3.1. Pasif sistem.....	11
3.1.1. Trombe duvarı.....	12
3.1.2. Doğrudan ısıtma.....	12
3.1.3. Isı depolama sistemi.....	13
3.1.4. Su sistemi.....	13

3.1.5.	Sera sistemi.....	14
3.1.6.	Pasif sistem tasarımında etkili olan parametreler.....	14
3.2.	Aktif sistem.....	15
4.	GÜNEŞ ENERJİSİNDEN TERMİK YARARLANMA	16
4.1.	Güneş Kollektörü Kapasite Hesabı.....	18
4.2.	Kullanma Sıcak Suyu Enerji İhtiyacı.....	27
5.	GÜNEŞ ENERJİSİ İLE SOĞUTMA SİSTEMLERİ.....	30
5.1.	Absorbsiyonlu (Soğurmalı) Soğutma Sistemleri.....	32
5.1.1.	Absorbsiyonlu Soğutma Temel Prensipleri.....	33
5.1.2.	Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimlerinin Çalışma Prensipleri.....	33
5.1.3.	Akışkan Çiftlerinin Karakteristik Özellikleri.....	36
5.2.	Li-Br / Su Akışkan Çiftli Çevrimler.....	38
5.2.1.	Li-Br/Su Soğutması.....	39
5.2.2.	Tek Etkili Li-Br / Su Absorbsiyon Çevrim Sistemlerinin Dizaynı.....	42
5.2.2.1.	Evaporatör Analizi.....	43
5.2.2.2.	Absorber Analizi.....	43
5.2.2.3.	Jeneratör Analizi.....	44
5.2.2.4.	Kondenser Analizi.....	45
5.2.2.5.	Performans Katsayısı.....	45
5.2.3.	Absorbsiyonlu Su - Lityum Bromid Çilleri.....	45
5.3.	Güneş Enerjisi Kaynaklı Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi Modellenmesi.....	48
6.	ALTERNATİF SOĞUTMA SİSTEMİ - DOĞALGAZLI SOĞUTMA.....	51
6.1.	Doğalgazlı Soğutmanın Avantajları.....	51
7.	ISI KAYBI HESAPLARI (DIN 4701).....	53
7.1.	Kullanım Alanı.....	53
7.2.	Hesaplama Yöntemine Genel Bakış Ve Bunun Esasları.....	53
7.3.	Alışılmış Durumlar İçin Norm Isı Kaybının Hesaplanması.....	55
7.4.	Norm İletimle Olan Isı Kaybı.....	57
7.5.	Norm Havalandırma (Enfiltrasyon) Kaybı.....	59

	Sayfa
7.5.1.	Enfiltrasyon Kaybı..... 60
7.6.	Norm Bina Isı İhtiyacı..... 66
7.7.	Isı Kaybı Hesabı Cetvelinin Doldurulması..... 67
7.8.	Toplam Isı Kaybı..... 73
8.	UYGULAMA ; BİR VİLLA’NIN Li-Br / SU İLE ÇALIŞAN GÜNEŞ ENERJİLİ İKLİMLENDİRME SİSTEMİYLE İKLİMLENDİRİLMESİ..... 74
8.1.	Villanın Isı Kaybı Hesabı..... 74
8.1.1.	Genel Isı Kaybı Toplamı..... 76
8.2	Kollektör Tiplerine Göre Anlık Verimlerinin Hesabı..... 77
8.2.1	Güneş Enerjisi İle Kullanım Sıcak Suyu’nun Isıtılması İçin Gerekli Kollektör Adedi Hesabı..... 83
8.3.	Villanın Soğutma Yüğü Hesabı..... 86
8.3.1.	Güneş Radyasyonunun Hesabı..... 86
8.3.2.	Toplam Soğutma Yüğüünün Hesabı..... 89
8.4.	Villada Kullanılacak Li-Br / Su İle Çalışan Absorbsiyonlu Soğutucunun Tasarımı..... 90
8.5.	Jeneratörde Gerekli Isının Temini..... 93
8.6.	Maliyet Analizi..... 95
9.	SONUÇ..... 98
	KAYNAKLAR..... 99
	EKLER..... 103
EK 1a.	Isı kazancı hesaplama tabloları..... 104
EK 1b.	Dış dizayn sıcaklığında yapılacak düzeltmeler..... 105
EK 1c.	Dış dizayn sıcaklığında yapılacak düzeltmeler (devamı)..... 106
EK 1d.	Yazın tavsiye edilen iç dizayn şartları..... 107
EK 1e.	Gerekli hava miktarı..... 108
EK 1f.	Yaz mevsiminde kapılardan giren infiltrasyon havası..... 109
EK 1g.	Yaz mevsiminde kapı infiltrasyonunu önleyen net dış hava..... 110
EK 1h.	Camdan geçen toplam güneş radyasyonu..... 111
EK 1i.	Gölgeleme faktörleri..... 112

EK 1i.	Gölgeleme faktörleri(devamı).....	113
EK 1j.	Eşdeğer sıcaklık tabloları.....	114
EK 1k.	Eşdeğer sıcaklık farklarında yapılacak düzeltmeler.....	115
EK 1l.	Çatılarda toplam eşdeğer sıcaklık farkı.....	116
EK 1m.	İnsanlardan gelen duyulur ve gizli ısılar.....	117
EK 1n.	Klima santralinden gelen ısı kazancı.....	118
EK 2a.	Dış ve iç kapılar ile ilgili ısı geçiş katsayıları, güneş düzeltmeleri, dış yüzey düzeltmeleri, komşu odalardaki sıcaklıklar, oda katsayısı, aynı anda etkili havalandırma ısı yüzdeleri	119
EK 2b.	Isıtılmayan merdiven boşluklarındaki sıcaklıklar ile ilgili hesap değerleri.....	120
EK 2c.	Isıtılan odalar ile ilgili norm iç sıcaklıklar.....	121
EK 2d.	Bina durum katsayısı.....	122
EK 2e.	Yapı kısımları fuga sızdırma katsayısı.....	123
EK 2f.	Yükseklik düzeltme faktörleri.....	124
EK 3.	Isı kaybı hesap tabloları.....	125
EK 4a.	Örnek kollektör katalogları.....	130
EK 4b.	Kollektör fiyat teklifi.....	138
EK 5.	Wilo pompa kataloğu.....	139
EK 6.	Uygulama yapılan villanın mimari projesi	
ÖZGEÇMİŞ.....		142

SİMGE LİSTESİ

a	Hava sızdırma katsayısı
A	Kollektör düzleminin tam güneyden sapma açısı ($^{\circ}$), yüzey alanı(m^2), Kollektöre gelen güneş radyasyonunun refleksiyon (yansıma), absorpsiyon, konveksiyon, kondüksiyon ve radyasyon yoluyla kayıp faktörü.
A_t	Toplayıcı yüzey alanı (m^2)
A_1	Düzeltilme faktörü
c	Özgül ısı (kJ/kg.K), suyun ısınma ısısı (kcal/kg $^{\circ}$ C)
D	Krischer değeri
d	Tabaka kalınlığı (m)
E	Enerji (kJ), özgül enerji (kJ/kg)
F	Faydalı alan (m^2)
f	Gölgeleme faktörü
F_t	Toplayıcı ısı kazanç faktörü
G	Yerçekimi ivmesi (m/s^2)
G	Su miktarı (lt/gün)
H	Entalpi (kJ), bina durum katsayısı
h	Özgül entalpi (kJ/kg)
I	Anlık ışıınım miktarı (W/m^2)
I_e	Birim eğik yüzeye düşen anlık ışıınım miktarı (W/m^2)
k	Isı iletim katsayısı ($W/m^2.K$), kolektörün toplam ısı transfer katsayısı($W/m^2.K$)
k'	Enerji kazancı katsayısı
K	Toplayıcı toplam ısı kayıp katsayısı($W/m^2.K$)
l	Uzunluk (m), fuga uzunluğu (m), pencere veya kapının açılan kısımlarının çevre uzunluğu (m)
m	Kütle (kg), hazırlanacak sıcak su miktarı(kg/gün, lt/gün)
\dot{m}	Kütle debisi (kg/s)
n	Kollektör adedi, saatteki hava değişimi sayısı
P	Basınç (kPa)
P_1	Yatay düzlem
P_2	Eğik kollektör düzlemi

R	Gaz sabiti (kJ/kg.K), yatay düzlemden eğik düzleme dönüşüm faktörü, ısı geçiş direnci, oda katsayısı.
S	Entropi (kJ/kg.K), eğim açısı ($^{\circ}$), kolektör düzleminin yatayla yaptığı açı ($^{\circ}$)
s	Özgül entropi (kJ/ kg.K)
T	Sıcaklık (K $^{\circ}$ C), taban suyuna kadar olan derinlik(m)
t	Zaman (s)
U	İç enerji (kJ)
u	Özgül iç enerji (kJ / kg)
q	Isı (kcal/kg)
Q	Isı transferi (kJ)
V	Hacim (m ³), norm sıcaklık ($^{\circ}$ C)
ϑ	Hız (m / s)
W	İş (kJ)
x	Li-Br kütle oranı (kg/kg)
Z	Yükseklik (m) , zenit başucu eksenini

Yunan Sembolleri

α	Kollektörün yutucu levhasının yutma katsayısı, absorpsiyon katsayısı
α_i	Isı taşınım (film) katsayısı
Ψ	Güneş ışınının başucu eksenini (Z) ile yaptığı açı ($^{\circ}$)
λ	Dalga boyu (m μ), ısı iletim katsayısı (W/m ² .K)
ρ	Çevreden yansıma faktörü, yoğunluk (kg/m ³)
ε	Neşretme katsayısı, yükseklik düzeltme faktörü
ψ	Kollektör eğim açısı ($^{\circ}$)
η	Verim (%)
τ	Geçirme katsayısı
σ	Boltzman sabiti (W/m ² K ⁴)
β	Debi katsayısı
ζ	Isı oranı
γ	Dış havanın yoğunluğu (kg/m ³)
ω	Pencere (veya kapı) enfiltrasyon aralığı uzunluğunun pencere alanına oranı
ϕ	Bağıl nem (%)
Θ	Güneş geliş açısı ($^{\circ}$)

İndisler

a	Akış , absorber , dış
A	Rüzgara maruz kalan
ab	Egzost havası
ahşap	Ahşaptan yapı kısımları
al	Ortalama
c	Kondenser
ç	Çıkış, çevre
d	Direkt
e , eğik	Eğik düzleme gelen, efektif
f	Faydalı
fl	Enfilitasyon
g	Giriş , jeneratör
gw	Ortalama taban suyu
G	Kat tipi bina
ges	İç ve dış yüzeyler
i	İç
k	Kolektör, çevreye olan
kalan	Diğer yapı maddelerinden yapı kısımları
l	Havalandırma, çekilen
m	Mekanik
min	Minumum
n	Norm
N	Rüzgara maruz kalmayan
p	Sabit basınç
rlt	İlave havalandırma
S	Şaft tipi bina
s	Güneş
ss	Sıcak su
sis	Sistem
şebeke	Şebeke suyu
t	Toplam, iletimle, anlık
top	Toprak

tr	Tersinir
u	Çevre, ortalama
üret	Üretilen
w	Giriş suyu, kullanım
v	Sabit hacim
y	Yaygın
yatay	Yatay düzleme gelen
zu	Giriş havası
0	Ölü hal, çevre hali
1	Başlangıç veya giriş hali
2	Son hali veya çıkış hali

Üsler

O	Standart referans hali
---	------------------------

KISALTMALAR

BF	Bypass Faktörü
COP	Soğutma Etkinlik Katsayısı (birimsiz)
EODI	Efektif Oda Duyulur Isısı (kcal/h)
EOTI	Efektif Oda Toplam Isısı (kcal/h)
EOGI	Efektif Oda Gizli Isısı (kcal/h)
GR	Güneş Radyasyonu (kcal/h)
GI	Gizli Isı (kcal/h)
KE	Kinetik Enerji (kJ)
PE	Potansiyel Enerji (kJ)
TSY	Toplam Soğutma Yüğü (kcal/h)
YTL	Yeni Türk Lirası

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 3.1 Trombe duvarı.....	12
Şekil 3.2 Doğrudan ısıtma.....	13
Şekil 3.3 Isı depolama sistemi.....	13
Şekil 3.4 Sera olayı.....	14
Şekil 3.5 Güneş enerjili aktif ısıtma sistemi.....	15
Şekil 4.1 Güneşten gelen ışın türleri.....	16
Şekil 4.2 Düz kollektörün yatay düzlem ve güneş ışını ile yaptığı açılar.....	17
Şekil 4.3 Eğik kollektöre dik gelen toplam güneş ışını.....	19
Şekil 4.4 Güneş ışınlarının kollektör düzlemiyle yaptıkları açılar ile R faktörü.....	20
Şekil 4.5 Kollektör tiplerine göre teorik verim grafiği.....	27
Şekil 5.1 Absorpsiyonlu soğutma sistemini şematik gösterimi.....	34
Şekil 5.2 Li-Br / su eriyikli tek kademeli absorpsiyonlu soğutma çevrimi.....	38
Şekil 5.3 Li-Br / su eriyikli tek kademeli absorpsiyonlu soğutma çevriminin basınç- sıcaklık diyagramı.....	40
Şekil 5.4 Tek etkili Li-Br / Su soğutması.....	41
Şekil 5.5 Tek etkili Li-Br / Su soğutması basınç sıcaklık diyagramı.....	41
Şekil 5.6 Duhring grafiği.....	42
Şekil 5.7 Endirekt ateşlemeli su-lityum bromid çilleri.....	46
Şekil 5.8 Güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu soğutma sisteminin şematik diagramı.....	50
Şekil 8.1 Tek camlı, seçici yüzeyle kollektörler için anlık verim eğrileri.....	79
Şekil 8.2 Çift camlı kollektörler için anlık verim eğrileri.....	80
Şekil 8.3 Tek camlı kollektörler için hesaplanan anlık verim eğrileri.....	81
Şekil 8.4 Mayıs, haziran ve temmuz ayları için anlık verim kıyaslaması.....	82
Şekil 8.5 Absorpsiyonlu soğutma sistemi.....	91
Şekil 8.6 İstanbul'da 4 adet kollektör için karşılama oranları.....	94
Şekil 8.7 İstanbul'da 10 adet kollektör için karşılama oranları.....	95

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 4.1 Enleme, mevsime ve kollektör eğim açısına göre R değerleri.....	21
Çizelge 4.2 Q_{yatay} (kcal/m ² .gün) tablosu.....	22
Çizelge 4.3 T_{top} (°C) değerleri.....	23
Çizelge 4.4 Aylara göre ortalama sıcaklıklar.....	23
Çizelge 4.5 A1 düzeltme faktörü çizelgesi.....	24
Çizelge 4.6 Enleme ve mevsime göre S açıları.....	24
Çizelge 4.7 Sıcak su ihtiyaçları.....	24
Çizelge 4.8 Bazı yutucu lehvaların yutma ve neşretme katsayıları.....	26
Çizelge 4.9 Avrupa ve ortalama enleminde çift cam kaplamalı tek ve çift cam örtülü, seçici yüzeyle ve 55°C sıcaklığında su hazırlayabilecek kollektörlerin mevsimlere göre verimleri.....	26
Çizelge 4.10 Sıcak su enerji ihtiyacı için gerekli yakıt miktarları (kg-m ³ -kW / kişi.yıl).....	29
Çizelge 4.11 Sıcak su enerji ihtiyacı için gerekli yakıt miktarlarının bedeli (YTL/kişi.yıl).....	29
Çizelge 7.1 Birleştirilmiş artırım katsayısı Z_d	68
Çizelge 7.2 Yön artırımı (% Z_h).....	69
Çizelge 7.3 Tavsiye olunan kat yükseklik artırımları (Z_w).....	69
Çizelge 7.4 Pencere ve kapı çerçevesinin hava sızdırma katsayısı (a).....	71
Çizelge 7.5 ω değerleri tablosu.....	72
Çizelge 7.6 Oda durumu katsayısı (R).....	73
Çizelge 7.7 Bina durum katsayısı (H).....	73
Çizelge 7.8 (H) için katsayı, E.....	73
Çizelge 8.1 Kollektör cinslerine göre kollektör parametreleri.....	77
Çizelge 8.2 Açık havada yatay düzleme gelen anlık toplam ışınlım(W/m ²).....	78
Çizelge 8.3 Tek camlı, seçici yüzeyli kollektörler için hesaplanan anlık verim değerleri.....	79
Çizelge 8.4 Çift camlı kollektörler için hesaplanan anlık verim değerleri.....	80
Çizelge 8.5 Tek camlı kollektörler için hesaplanan anlık verim değerleri.....	81
Çizelge 8.6 Ortalama anlık verim değerleri.....	84
Çizelge 8.7 Toplam soğutma yükü tablosu.....	89
Çizelge 8.8 Li-Br/su karışımı için entalpi değerleri.....	92
Çizelge 8.9 Trane firmasına ait bir absorpsiyonlu soğutucu cihaz için katalog değerleri.....	93

ÖNSÖZ

Son yıllarda, bilim insanları fosil yakıtların enerji maliyetlerinin yüksek oluşu ve çevresel problemlerden dolayı, güneş enerjisi gibi yenilenebilir alternatif enerji kaynakları üzerine odaklanmışlardır. Günümüzde, fosil yakıt rezervlerindeki azalma ve bu yakıtların oluşturduğu çevre kirliliği problemleri yüzünden güneş enerjisi gibi enerji kaynaklarının kullanılması daha da önem kazanmıştır. Güneş enerjisinin pek çok uygulama alanı mevcuttur. Bu uygulama alanlarından biri de soğutma ve ısıtma sistemlerinde kullanılmasıdır. Güneş enerjisi ile soğutma ve iklimlendirme uygulamaları için en çok kullanılanlardan biri absorpsiyonlu sistemlerdir. Absorpsiyonlu sistemlerde güneş enerjisinden sağlanan ısıl enerji, soğutma etkisi üretmek için direkt olarak kullanılır. Güneş enerjili iklimlendirme sistemlerinde en yaygın olarak Li-Br/ su akışkan çiftleri kullanılmaktadır. Günümüzde Türkiye'nin her bölgesinde güneş enerjisini verimli olarak kullanmak mümkündür. Bütün şehirlerde kuzeye yönlendirilmiş yüzeylerde toplamda %65 ile %75 arasında daha az güneş enerjisi üretilir. Türkiye, kuzey yarımküre'de 36-42 K° enlemi ve 26-45 D° boylamındaki konumundan ötürü yüksek güneş enerji potansiyeline sahiptir. Yıllık güneş ışınımı 1000 kWh/m² ile 1700 kWh/m² arasında olduğu düşünülürse, bu güneş enerji kaynağını araştırmaya ve kullanmaya değer olduğu görülür.

Yapılan bu çalışmada, Li-Br/su ile çalışan çevrimlerin özellikleri ve sistemlerinin tasarımı incelenecektir. Uygulama olarak, bir villanın Li-Br/su ile çalışan güneş enerjili iklimlendirme sistemiyle iklimlendirilmesi yapıldı. Ayrıca kollektör tiplerine göre anlık kollektör verimleri hesaplanarak kullanılabilirliği araştırıldı.

Tez çalışmamı hazırlamamda çok büyük desteği ve emeği olan, bütün bilgi birikimi ve arşivlerini benden esirgemeyen, yönlendirmeleriyle bana yardımcı olan tez danışmanım **Prof. Dr. Olcay KINCAY'a** ve bende emeği olan tüm hocalarıma, desteklerini her zaman hissettiğim aileme teşekkürlerimi sunarım.

ÖZET

Güneş enerjisinin birçok uygulama alanları vardır. Özellikle fosil yakıt rezervlerindeki azalma nedeniyle güneş enerjisi gibi alternatif enerji kaynaklarının kullanılması daha da önem kazanmıştır. Güneş enerjisi ile ısıtma ve kullanım sıcak suyu ısıtılması hali hazırda yaygın olan bir uygulama olmakla birlikte günümüzde soğutma için de güneş enerjisinin kullanılmasına yaygın olarak başlanmıştır. Soğutma, en önemli güneş enerjisi uygulamalarındandır. Bilhassa sistem hem ısıtma (kışın) hem de soğutma (yazın) için, çok amaçlı kullanılacaksa oldukça ekonomik olmaktadır. Güneş enerjisi ile soğutma ve iklimlendirme uygulamaları için kullanılan metodlardan biri de absorpsiyonlu sistemlerdir. Absorpsiyonlu sistemlerde değişik enerji kaynaklarından sağlanan ısı enerjisi, soğutma için direkt olarak kullanılmaktadır. Absorpsiyon yöntemi ile çalışan soğutma çevrimlerinde elektrik enerjisi yerine ısı enerjisi kullanılması nedeniyle bu çevrimler buhar sıkıştırımlı normal soğutma çevrimlerinden daha ekonomik olmaktadır. Li-Br/su sistemi ile çalışan soğutma çevrimleri ile 0°C'nin altında soğutma yapmak mümkün olmamakla beraber, bu sistemin düşük sıcaklıktaki artık su buharı veya sıcak sularla çalışmasının mümkün olması, son zamanlarda özellikle soğutma amacıyla geniş bir uygulama alanı bulmasına yol açmıştır.

Bu çalışmada, öncelikle güneş enerjisi ile ısıtma sistemleri incelenmiş, termik yararlanma için hesaplama yöntemleri açıklanmış, kullanılacak formüller verilmiştir. Daha sonra güneş enerjisi ile soğutma sisteminde kullanılan absorpsiyonlu soğutucu anlatılmıştır. Absorpsiyonlu soğutma sisteminde yaygın olarak kullanılan Li-Br/su akışkan çiftli çevrimlerin özellikleri verilmiş, tasarımı yapılmıştır. Absorpsiyon sisteminin elemanları için gerekli analizler yapılarak soğutma sistemi modellenmiştir. Günümüzde kullanımı yaygınlaşan doğalgazlı soğutma sisteminin avantajlarına kısaca değinilmiştir. Son bölümde ise uygulama olarak bir villanın soğutma yükü ve ısı kaybı hesaplanmıştır. Villa için kullanım sıcak suyu miktarı ve kollektör hesabı yapılarak kollektör tiplerine göre anlık verim değerleri hesaplanmıştır. Li-Br /su ile çalışan absorpsiyonlu soğutucunun tasarımı yapılmış ve jeneratörde gerekli ısının güneş enerjisi ile temini için kullanılacak kollektör adedi hesaplanmıştır.

Anahtar kelimeler: Güneş enerjisi, Li-Br/su, absorpsiyonlu soğutma, güneş enerjili soğutma.

ABSTRACT

Solar energy has lots of application areas. Especially because of depletion of fossil energy sources, the usage of alternative energy sources such as solar energy, gained more importance. Building and usage water heating with solar energy are just mostly used applications. In addition to this, nowadays using solar energy for cooling is just mostly used application. Cooling system is one of the most important solar energy applications. Especially, if the system is going to be used both for heating (in winter) and cooling (in summer), is to be rather economic. Absorption systems are used for cooling and heating with solar energy. In absorption systems thermal energy obtained from various energy sources, can be used directly to generate cooling effect. Absorption refrigeration systems are more economical than vapour compression systems, since in the previous one heat energy is used rather than electrical. In a Li-Br/ water system it is not possible to cool below 0°C. However, in this system hot water or waste steam can be used, and thus it can be applied for cooling purposes.

In this study, firstly solar energy heating systems were examined, the calculation methods for thermal usage were explained, and then equations were given. After that, absorption coolers used in solar energy systems were explained. The properties of the Li-Br/ water fluid couples widely used in absorption cooling system were given, and the system was designed. Every absorption system parts were analyzed, and the cooling system was modelled. The natural gas cooling system which is widely used nowadays, and its advantages were explained shortly. In the last part, as an application, a the cooling loads and heating losses were calculated carefully for a three level villa. The solar collector capacity value was calculated for hot usage water. Then for different collector types the efficiency values were calculated and compared. The absorption system with Li-Br/ water was designed, and the number of collectors necessary to supply the required heat for generator from solar energy were calculated.

Keywords: Solar energy, Li-Br/water, absorption machine(cooling), colling with solar energy

1. GİRİŞ :

Güneş enerjisi ile soğutma üzerine ilgi özellikle son yıllarda bütün Dünya'da artmıştır. Güneş enerjisi ile soğutmayı hayata geçirebilmek için üniversitelerde, araştırma kuruluşlarında ve özel sektörde birçok projeler yürütülmektedir (Büyükkalaca, 1999).

Yirminci yüzyılın ilk yarılarında absorpsiyonlu sistemler oldukça rağbet görmüş ve çeşitli uygulama alanları bulmuştur. Ancak klasik buhar sıkıştırmalı sistemler daha ekonomik olduğu için 1930 'lu yıllardan sonra uzun süre bu konuda fazla çalışma yapılmamıştır. Bunun nedeni ise bu yıllarda elektriğin ucuz olması ile değişik boyut ve kapasitelerdeki kompresörlerin kullanıma girmiş olmasıdır (Berköz, 1995).

Almanya'da 1991 yılından itibaren federal hükümet güneş enerjisi ile soğutma araştırmalarını desteklemektedir. Bu çerçevede bazı örnek sistemler (demonstrasyon amaçlı) imal edilmiş ve denenmiştir. Bu sistemler genellikle absorpsiyonlu (genellikle Li-Br/su), adsorpsiyonlu (silika gel) veya nem almalı (desisif) soğutma teknolojilerini kullanmışlardır. İmal edilen sistemlerin kapasiteleri 7 ile 247 kW arasında değişmektedir 1 kW'lık soğutma için tesis edilen kolektör yüzey alanı 0.5 m² ile 8 m² arasında değişmektedir.

Güneş enerjisi ile absorpsiyonlu soğutma sistemleri üzerine yapılan araştırmalara güzel bir örnek olarak Florida'da 'Welcome' istasyonu yolcu salonunun güneş enerjisi ile soğutulması verilebilir. Bu sistemde 250 m² si düz, 65 m² si de frenel aynalı olmak üzere toplam 315 m² kolektör kullanılmış, güneş enerjisinin olmadığı zamanlarda soğutmayı sağlamak için 37850 lt lik bir soğutma deposu ve absorpsiyonlu soğutma makinesi monte edilmiştir. Dolaştırılan akışkan debisi 25 tondur ve enerjinin %88 i güneş enerjisinden sağlanmaktadır (Taner, 2005).

Grassie ve Sheriden (Taner, 2005), absorpsiyonlu soğutma sisteminde güneş enerjisinden yararlanılması halinde soğu depolanmasının avantajlarını kısaca şöyle açıklamaktadır. Mümkün olan ısı değişimi ile mukayese edilirse birim hacim başına enerji depolanması, buharlaşma gizli ısısı gibi yüksektir. Depolanma sıcaklığı, oda sıcaklığına yakındır. Li-Br/su devresinde depolama uygulanır ise daha da avantaj sağlamaktadır. Su buharlaşma entalpisi diğerlerine nazaran daha yüksektir. Depolama basıncı alçaktır, böylece depo kabının mukavemeti kritik olmamaktadır.

Türkiye’de güneş enerjisi ile soğutma çalışmaları genelde üniversite ve devlete bağlı araştırma kuruluşlarında yapılmaktadır. TÜBİTAK Marmara Araştırma Merkezi (MAM) da Li-Br/su ile çalışan küçük ölçekli bir absorpsiyonlu soğutma kurulmuş ve denenmiştir (Büyükkalaca, 1999).

Ülkemizde tek gerçek boyuttaki güneş enerjisi ile soğutma, Alman solitem Güneş Enerjisi Teknolojileri Ltd.Şti. tarafından Antalya’da mevcut bir otele uygulanmıştır. Bu proje TÜBİTAK-TİDEB tarafından da desteklenmekte olup, 116 kW soğutma yükünün güneş enerjisi ile karşılanması hedeflenmiştir. Projede kullanılacak 20-24 adet parabolik oluk tipi kolektörün her biri 5 m boyunda ve 1,8 m enindedir. Güneşi izleme mekanizmasına sahip her bir kolektörden 5-6 kWh enerji sağlanacağı hesaplanmıştır. Güneş kolektörlerinde üretilen 180 °C sıcaklık ve 12 atm basınçtaki kızgın su, ortalama soğutma performansı 1,4 olan çift etkili absorpsiyonlu soğutma sistemini besleyecektir (Çolak, 2003).

Soğutma için ısı enerjisinin kullanıldığı absorpsiyonlu soğutma sistemleri 1850’li yıllarda bulunmasına rağmen günümüze kadar fazla önemsenmemiştir. Ancak günümüzdeki enerji kaynaklarında yaşanan sıkıntılar yüzünden tekrar önem kazanmaya başlamıştır. Sistem çevriminde iki farklı akışkan dolaşmaktadır. Akışkanın bir tanesi buharlaştırıcıda buharlaşarak soğutma yükünün ortamdaki çekilmesini sağlayarak soğutma işlemini gerçekleştirmektedir. Diğer akışkan ise, soğurma işlemini yerine getirerek, çevrimin belli bir kısmında soğutucu akışkanı taşıma görevini üstlenmektedir.

Absorpsiyonlu soğutma çevrimlerinin en büyük avantajı düşük sıcaklıklı ısı kaynaklarıyla çalışabilmeleridir. Sistemde gerekli olan ısı, güneş, endüstriyel atıklar, jeotermal enerji, buhar veya su kaynaklarından sağlanmaktadır.

2. KAYNAK TARAMASI YAPILAN İLGİLİ ÇALIŞMALAR

Güneş enerjisi ile ısıtma ve soğutma sistemleri ne dünyanın birçok ülkesinde örnekler bulmak mümkündür. Li-Br /su çözeltilisi ile çalışan absorpsiyonlu soğutma çevrimleri ve uygulamaları, absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılabilir enerji analizi üzerine yapılan çalışmalar uluslar arası dergilerde, makalelerde yayınlanmıştır. Bu çalışmada, kaynak oluşturan yazarlar ve yapmış oldukları çalışmaların özetleri aşağıda sunulmuştur. Bunlarla birlikte çalışmamın aşamalarında yapılan alıntılar da ayrıca belirtilecektir.

2.1. Li-Br/su Absorpsiyon Sistemlerinin Ekserji Analizi (Şencan, Yakut, Kalogirou, 2005)

Bu makalede ısıtma ve soğutma uygulamaları için, tek etkili Li-Br/su absorpsiyon sistemlerinin ekserji analizi gösterilmektedir. Ekserji kaybı, entalpi, entropi, sıcaklık, kütle akış oranı ve ısı oranı sistemin her bir bileşeni için hesaplanmıştır. Sonuçta, kondenser ve evaporatördeki ısı yüklerinin ve ekserji kayıplarının, jeneratör ve absorberden daha düşük olduğu görülmüştür. Bu, solüsyondaki karışım ısısına bağlıdır ve zayıf akışkanlarda görülmez. Bununla birlikte performans katsayısının (COP) ve ekserjik verimliliğinin, farklı çalışma şartlarında belirlemesi için simülasyon programlarının yazılıp kullanılabileceği anlatılmış ve bu çalışmada bir uygulama yapılmıştır. Sistemin ekserjik verimliliği, ısı kaynağı sıcaklığının artırıldığı zaman hem soğutma hemde ısıtma uygulamalarında azalmaktadır.

Simülasyon model bu çalışmada sistemin birinci ve ikinci yasa analizlerini araştırarak bir bilgisayar programı yazılmış ve kullanılmıştır. Bu bilgisayar programı FORTRAN 90 da yazılmıştır. Bilgisayar programı ısı ve kütle dengeleri, ısı transfer denklemleri, ve temel denklemler ile Li-Br/su çözeltilisinin termodinamik özellikleri için temellendirilmiştir. Verilen parametrelerle program, çevrimin her noktasındaki sıcaklık entalpi, entropi, kütle akış oranı konsantrasyon ve karışımın ekserji değerlerini hesaplamıştır. COP ve ekserji verimliliği belirlenmiştir.

Bu çalışmada, Li-Br/su absorpsiyon sisteminin termodinamik analizi soğutma ve ısıtma uygulamalarında gösterilmiş, ve her bir bileşen için ekserji kayıpları, jeneratör ve absorberden daha düşük olduğu görülmüştür. Bu durum solüsyondaki karışım ısısından kaynaklanmaktadır ki bu zayıf sıvılarda (akışkanlarda) görülmez.

Ayrıca, birinci ve ikinci yasanın sistem üzerindeki verimliliği, çeşitli işletim şartlarında çalışan sistemlerde araştırılmış ve kıyaslanmıştır. Sonuç olarak soğutma ve ısıtma COP katsayıları (sistemin) ısı kaynağı sıcaklığının artmasıyla birlikte gözle görülür biçimde arttığı görülmüştür.

Soğutma için yapılan COP analizlerinde evaporatör tarafından daha soğuk kapasiteye soğutulmuş sıvı giriş sıcaklığının daha soğuk olmasıyla birlikte COP da artış olduğu görülmüştür. Buna rağmen soğutma için sistemin ekserji verimi, soğutulmuş su giriş sıcaklığının artmasıyla azalır. Isıtma uygulamalarında sistemin ekserji verimliliği ve COP katsayısı soğutma suyu giriş sıcaklığının artmasıyla artar.

Ekserji kayıpları ve ekserji verimlilik her bileşen için hesaplanabilir. Bu sonuçlar absorpsiyon sistemlerinin geliştirilebilmesi için çok önemlidir. İlave olarak ayrıca, ekserji analizlerinin sonunda absorpsiyon sistemlerinin, ısıl ekonomik optimizasyonunda kullanılabileceği görülmüştür. Isıl ekonomik metod yardımıyla sistem optimizasyonları, potansiyel fiyat (maliyet)-verim gereksinimleri hakkında öneriler sağlar, ki bunlar sistemdeki yapıda meydana gelen değişikliklerde açığa çıkabilir, bunun için çok karışık matematiksel veya nümerikal tekniklere ihtiyaç kalmaz.

2.2. Hava Soğutmalı, Termal Şartlarda Yatay Tüpte Akan Su-(Li-Br + LiI + LiNO₃ + LiCl) Filminde Su Buharı Apsorpsiyonu (Bourouis, Vallès, Medrano, Coronas, 2005)

Temelde geniş soğutma kapasiteli uygulamalarla (endüstri, geniş binalar vb.) kullanılan su-lityum bromür (Li-Br) absorpsiyon sistemleri, ısıyı tekrar kendin bünyesine almamak için soğutma kulesinden su ihtiyacına gereksinim duyar. Absorpsiyon makineleri düşük kapasitelerde, hava soğutmalı olmalıdır. Son 109 senede absorpsiyon makineleri gaz yutucularıyla beraber imal edilen birçok Japon ve Koreli firmalar, su-lityum bromür asidinin tuzuyla hava soğutmalı absorpsiyon teknolojisini geliştirmek için projeler geliştirdiler. Hava soğutmalı makinelerin gelişimindeki en büyük problem; daha pahalı ve büyük araçlar içeren büyük ısı alışverişi yüzey ihtiyacı olmasından kaynaklanır. Bunun ötesinde, absorber ve yoğunlaştırucu içindeki çalışma şartları hava ortamına israf edilmiş ısı için daha yüksek sıcaklıklarla ve derişimlerle belirlenir. Ancak kristalizasyon riski artar. Eğer bu yeni ürün teknolojik olarak geliştirilirse, çeşitli problemlerin yeri belirlenmesi ve çözümü daha kolay olur.

Li-Br/su çözültisi yaratmak için soğurucu akışkana başka tuzlar eklenmelidir. Hava soğutmalı absorpsiyon soğutucu için yeni tuz karışımlarının, seçimi için kriter, sadece çözünürlük sırasındaki artışı içermemek değil, aynı zamanda buhar basıncı, viskozite, aşındırıcılık, termal ve kimyasal kararlılık vb. gibi makine operasyonun diğer halleri de içermemelidir. Önerilen şu anki yıllarda karışımlarının arasında su-(Li-Br + LiI + LiNO₃ + LiCl) mükemmel termofiziksel özelliklerden dolayı göze çarpar.

2.3. Türkiye'nin Büyük Şehirlerinde Isıtma ve Soğutma için Enerji Potansiyeli (Şaylan, Şen, Toros, Arısoy, 2002)

Çalışmalarında İstanbul, Ankara ve İzmir gibi Türkiye'nin büyük şehirlerinde dikey yüzeyler üzerindeki güneş enerji birikiminin saatlik yönlendirmelerle radyasyon hesaplarını yapmışlardır. Elde edilen bilgiler yapılan hesaplamalar ve oluşturulan tablolar eşliğinde çeşitli yönlere yönlendirilmiş yatay yüzeylerin toplam güneş ışınmaları aşağıdaki noktaları ortaya çıkarmaktadır.

-Yaz dönemi boyunca, dikey yüzeylerdeki toplam ışınlama doğu ve batı yönlerinde güney yönlerinden 1,44 kat daha fazladır.

-Kış dönemi boyunca, güney yönlerinde güneş enerji kazanımı bütün şehirlerde diğer yönlere nazaran daha fazladır. Bu dönemde maksimum güneş enerji kazanımı potansiyeli İzmir de olduğu görülmektedir.

-Temmuz boyunca, maksimum ortalama güneş ışınlama İzmir için doğu güneydoğu, Ankara için doğu,doğu güneydoğu ve istanbul için batı güneybatı yönleri olarak belirlenmiştir.

-Yaz boyunca, dikey ve yatay ışınlama arasındaki oranın Ankara ve İzmir için doğu güneydoğu'ya yönlendirilmiş yüzeylerde sırasıyla 0,51 ve 0,47 oranları ile maksimum olmakta iken İstanbul'da bununla birlikte batı güneybatı'da 0,50 değeriyle maksimum değerini almıştır.

-Kış dönemleri boyunca, bütün şehirler için güney yönlendirmelerde İstanbul, Ankara ve İzmir sırasıyla 0,93, 0,88, 0,87 oranları ile maksimum değerlerini almıştır.

-Aralık ayında bütün şehirler için kuzey, kuzey kuzeydoğu, kuzeybatı ve kuzey kuzeybatı yönleri minimum değerleri almıştır.

-Aylık ortalama ışınlama toplamı İstanbul için güney güneybatı, Ankara için güneydoğu ve İzmir için güney güneydoğu yönlerinde maksimum değerlerine ulaşmıştır.

2.4. Li-Br/Su Absorpsiyon Makinasının Tasarımı (Florides, Kalogirou, Tassou, Wrobel, 2002)

Bu makalede Li-Br/su absorpsiyon makinasının tasarımı ve yapımı için gerekli olan analizler yapılmıştır. Absorber (emici) Li-Br giriş ve çıkış kâr, komisyon oranları arasındaki fark, birimin performans katsayısının jeneratör sıcaklığı ile olan ilişkisi, birim veriminin solüsyon ısı değiştirici alanı ile olan ilişkisi, solüsyon genleşme etkisiyle, tesiriyle absorber solüsyonu çıkış sıcaklığı arasındaki ilişkiler incelenmiştir. Li-br/su absorber biriminin ısı değiştirgecinin tasarımı bilgileri de gösterilmiştir. Tek geçişli dikey tüp ısı değiştiricileri absorber ve evaporatörler için kullanılır. Isı değiştirici solüsyon tek geçişli halkalı ısı değiştirgeci gibi tasarım yapılmıştır. Kondenser ve jeneratör yatay tüp ısı değiştiricileri kullanılarak tasarım yapılmıştır. Hesaplanan teorik değerler, 1 kW nominal kapasiteye sahip küçük birimden türetilmiş deneysel sonuçlarla mukayese edildi. Sonuç olarak, bireysel tip absorber soğutucunun fiyat analizi gösterildi.

Sıcak iklimlerde, bireysel konutlarda ısıtma ve soğutma talebi iyi yapılmış yalıtımlarla, çift cam sistemleriyle, ısı kütellerin kullanılmasıyla ve havalandırılmasıyla yeterli derecede azaltılabilir. Bununla birlikte yüksek yaz sıcaklıklarına bağlı olarak, soğutma talebi pasif ve düşük enerjili soğutma teknikleriyle gerekli ısı konfor seviyelerine düşürülemez, ve bu yüzden aktif soğutma sistemlerine gereksinim vardır. Bütünüyle yakıtla bağlı (gereksinim duyan) ürünler, elektrikle çalışan sistemlere göre tercih sebebidir.

Güneş enerjisi; ki böyle iklimlere uyumludur, absorpsiyon çevrimi temelli aktif soğutma sistemlerinde kaynak olarak kullanılabilir. Düşük ücretli güneş kolektörleri makinenin jeneratör gücü olarak kullanıldığı sürece, li-Br/su absorpsiyon birimleri güneş enerjisi uygulamaları için en uygun olandır. Yine de birçok absorpsiyon birimleri, hali hazırda küçük oturma bölgeleri için henüz hazır uygulanabilir değildir. Dünya pazarlarında yapılan araştırmalardan sonra, sadece bir üretici firma (Yazaki of Japon) kâr amaçlı üretim olan Li-Br/su absorpsiyon buzdolaplarını bulmuştur. Bu yüzden güneş enerjisi destekli soğutucuların, küçük tip absorpsiyonlu hava soğutma sistemlerinin oturan binalar için üretilmesinin ekonomikliği ve ihtimali araştırılmaktadır.

Bu çalışmanın amacı tek etkili Li-Br/su absorpsiyon makinalarının, karakteristiklerini ve performanslarını hesaplama metodlarını göstermektedir. Gerekli olan ısı ve kütle transfer

denklemleri ve çalışan akışkanın özelliklerini belirleyen uygun denklemlerdir. Bu denklemler bilgisayar programında çalıştırılır ve hassas analizi görülür. Li-Br/su absorpsiyon ısı değiştirici biriminin tasarımıyla ilgili bilgilerde burada gösterilir. Tek geçişli dikey tüp ısı değiştiricileri absorber ve evaporatör için kullanılır. Isı değiştirici solüsyonları, tek geçiş halka ısı değiştiricileri gibi tasarımı yapılmıştır. Kondenser ve jeneratör, yatay tüplü ısı değiştiricileri kullanılarak tasarımı yapılır. Hesaplanan teorik değerler, 1 kW nominal kapasiteli küçük bir birim için türetilen, tecrübeyle elde edilen sonuçlarla kıyaslanır. Sonuçta bireysel tip absorber soğutucunun maliyet analizi gösterilir.

2.5. Li-Br/Su Akışkanları ile Çalışan Apsorpsiyonlu Soğutucunun Ekserji Analizi (Talbi, Agnew, 2000)

Tek kademeli Li-Br/su akışkan çiftli absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde birinci ve ikinci kanun üzerinde incelemelerde bulunmuşlar, sistemin ekserji analizini gerçekleştirmişlerdir. Bu analiz esnasında sistemin modellemesini yapmış ve sistem elemanları üzerindeki tersinmezlikleri hesaplamaya çalışmışlardır. Sistemdeki her bir ekipman ve karışım için enerjinin ve kütlenin korunumu eşitlikleri akışkanların termodinamik özelliklerine bağlı kalınarak hal denklemleri halinde yazılmıştır. Enerji dengeleri tablo haline getirilip listelenerek, çözümleri elde etmek için kullanılmıştır. Çalışmanın sonunda hal denklemleri oluşturulurken kullanılan eşitlikler detaylı bir şekilde ekler kısmında verilmiştir.

Simülasyonu gerçekleştirilen sistemde, jeneratör ısı kaynağı olarak 500°C'deki atık gazı kullanmaktadır. 35°C sıcaklığındaki dış ortam ise evaporatör, kondenser ve absorber için soğurucu ortam görevini üstlenmektedir. Model iç ve dış sistemlerden meydana geldiği düşünülerek hesaplanmıştır. Dış sistem, iç sistem ile çevre bağıntısını temsil etmektedir. İç sistem ise evaporatör, kondenser, absorber, jeneratör, eriyik pompası, iki genişleme valfi ve ısı değiştiricisini içine alan standart absorpsiyon çevrimi elemanlarından oluşmaktadır. Dış sistem 3 adet açık hava çevriminden oluşmaktadır ve iç sisteme ve iç sistemden çevreye ısı taşıyıcı kaynağı olarak verilmişlerdir.

Bu hesaplamalar esnasında kullanılacak formülleri ve ifadeleri bilgisayar ortamına aktararak fortran programlama dili yardımıyla çevrim içersindeki her bir noktadaki değerlerin analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Bu analizler sayesinde her bir ekipmandaki ekserji ve

ekserji kayıpları hesaplayarak, sistemdeki ekipmanların verimlerinin belirlenebilmesini sağlamışlardır.

Çalışma sonucunda, çıkan sonuca göre, kondenserdeki yük evaporatör yüküne göre bir parça daha fazladır. Kondenser ve evaporatör yükleri yaklaşık olarak %27,8 jeneratör ve absorber yüklerinden daha azdır. Bu fark saf sıvılarla olmamakla beraber, kanşım sıcaklığına bağılı olarak ta değışmektedir. Absorbsiyon soğutma çevrimi ekserji metodunun avantajlarını göstermesi açısından etkilidir. Isı transfer prosesinde oldukça büyük kayıplar vardır, bunlar ısı dengesiyle hesaplanamaz.

2.6. Apsorpsiyonlu Soğutma Sistemlerinde Li-Br/su ile Amonyak-su Çözeltilerinin Karşılaştırılması (Horuz, 1998)

Bu çalışmasında Li-Br/su akışkanlı absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin karşılaştırılmasını gerçekleştirilmiştir. Li-Br/su çözeltisinin kristalleşme riski üzerinde durmuş ve kristalleşme sıcaklığı ile ilgi analizlerde bulunmuştur.

Yine sistemde mevcut ekipmanların işletme sıcaklıklarında, COP üzerindeki etkileri grafikler yardımıyla analiz edilmiştir. Li-Br/su akışkan çiftinde suyun soğutucu olduğu ve sıfır derecenin altında katı faza dönüşerek kristalize olması sebebiyle, Li-Br/su akışkan çiftinin çok düşük sıcaklıklardaki soğutma işlemlerinde kullanılamayacağı söylenmiştir. Yine yaptığı karşılaştırmalar ve analizler sonucunda, Li-Br /su çözeltisinin, amonyak-su çözeltisinden daha iyi bir performans ortaya koyduğunu göstermiştir. Çalışma sonucunda yapılan değerlendirmede, buhar absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan su-lityum bromid çözeltisinin havalandırma uygulamalarından daha üstün olduğu görülmüştür.

2.7. Jeotermal Soğutma Kaynaklı Apsorpsiyonlu Soğutma Sistemi ve Bir Uygulama (Keçeciler, Acar, Canberk, 1997)

Bu çalışmalarında, sıcak çermik havzasının özelliğı dikkate alınarak, sosyal tesis ve otellerde iklimlendirme ve soğuk depolara olan ihtiyacı karşılamak amacıyla, alışılmış mekanik soğutma sistemlerine alternatif bir soğutma sistemi tasarlamışlardır. Bu nedenle mevcut jeotermal enerji kullanılması düşünülerek, Li-Br /su çifti ile çalışan absorpsiyonlu soğutma çevriminin termodinamik analizini yapmışlardır. Sistem etkinliğinin çeşitli parametrelere bağılı değışimleri grafiksel olarak verilmiş ve sonuçları irdelemişlerdir. Ayrıca seçtikleri modellemeye

uygun laboratuvar ortamında jeotermal kaynak kullanımına uygun bir deney düzeneği oluşturarak, ekipmanlarda gerekli analizleri yapmışlardır.

Sistemin analizinde bazı kabullerde bulunmuşlardır:

- Analizi sürekli rejim şartlarında gerçekleştirmişlerdir.
- Jeneratör çıkışındaki akışkan kızgın buhar olup sıcaklığı, jeneratör sıcaklığındadır.
- Kondenserden çıkan soğutucu akışkan, doymuş sıvı şartlarında su olduğunu ve kondenser sıcaklığında olduğunu kabul etmişlerdir.
- Evaporatörden çıkan soğutucu su buharı doymuş buhar şartlarında ve evaporatör sıcaklığındadır.
- Absorberden çıkan eriyik, absorber sıcaklığı ve basıncında denge halindedir.
- Jeneratörden çıkan eriyik, jeneratör basıncı ve sıcaklığında denge halindedir.
- Sistemde bütün basınç kayıpları ihmal edilmiştir.
- Çevreyle olan ısı etkileşimi ihmal edilmiştir.
- Sisteme iş girişi ihmal edilmiştir.
- Aynı sıcaklık ve konsantrasyon için, denge halindeki entalpi ile dengesiz haldeki entalpi eşit alınmıştır.

Absorbsiyon yöntemi ile çalışan soğutma çevrimlerinde, enerji olarak buhar veya sıcak su kullanılmaktadır. Bu durum özellikle jeotermal enerjinin soğutma amacıyla kullanılması bakımından büyük önem arz etmektedir.

Ülkemizde 100°C 'nin altında bir çok jeotermal kaynak mevcuttur. Bu kaynakların düşük verim nedeniyle elektrik enerjisi üretiminde kullanılması mümkün olmamaktadır. Ülkemizin günden güne artmakta olan soğuk depo ihtiyacı göz önüne alınacak olursa bu kaynakların soğutma amacıyla kullanılabilmesi ülkemiz açısından büyük ekonomik bir kazanç sağlamaktadır.

Yaptıkları deneysel çalışmada yaklaşık 225,57 kW kapasitesindeki bir tesis için 60°C sıcaklıkta jeotermal kaynaktan 12,5 kg/s suyun yeterli olacağını yaptıkları analiz ve hesaplamalarla bizlere göstermişlerdir. Li-Br /su soğutucu akışkan çifti ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemi elemanlarının, ısıl ve fiziksel özellikleri, termodinamik analiz ve boyutlandırmasına ilişkin gerekli çalışma ve araştırmaları gerçekleştirmişlerdir. Hesaplamalar için gerekli bağıntıları formülize etmişlerdir. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde, güneş enerjisi, atık ve yenilenebilir enerji kaynakları ideal enerji kaynaklarıdır. Bu araştırmalarında, doğal bir enerji kaynağı olan jeotermal enerjiyi kullanarak soğutma işlemini gerçekleştirmişlerdir.

Analizlerinde sistemin COP' si ECOP' u ve her birindeki ısı alışverişlerini hesaplamışlardır. Elde edilen sonuçları grafiklerle yorumlamışlardır. Jeotermal enerji kullanabilen sistemde ısı kaynağının sıcaklığı 55-80°C arasında değiştirmişlerdir. Kondenser sıcaklığını 30 - 40 - 50°C olarak farklı sıcaklıklardaki parametre değerlerini hesaplamışlardır.

2.8. Güneş Enerjisi ile Isıtma ve Soğutma Sistemleri, Antalya İlinde Uygulama (Şalvarlı, Yakut, Fişek, Ergenen, 1990)

Bu çalışmada güneş enerjili ısıtma ve soğutma sistemleri tanımlanmış ve Antalya'da ki bir bina için güneş enerjili bir soğutma sistemi tasarlanmıştır. Binanın ısı yükü örnek proje üzerinden alınmıştır. Yaz ve kış periyotlarında aylık güneş ışıması ve kolektörlerde toplanan yararlı ısı kazancı meteorolojik verilerin ışığı altında bilgisayar programı kullanılarak hesaplanmıştır. Bu hesaplamalardan elde edilen değerlere göre enerjinin ne kadarının güneş enerjisinden karşılanabileceği hesaplanmış, aylık kolektör performansı ve kolektör alanı belirlenmiştir. Böylece her bir ay için kolektör alanının elde edilebilir enerji oranına etkisi işaretlenmiştir.

Soğutma sistemi esas alınarak sistemin çalışma elemanları için sıcaklık, debi ve performans katsayısı hesaplanmıştır.

Tasarlanan soğutma sistemine göre en soğuk ay aralık için gerekli ısının %20 sinin yalnız güneş enerjisi kullanılarak karşılanabileceği görülmüştür.

Sonuç olarak güneş enerjisi ile ısıtma ve soğutma konusundaki çalışmalar için aşağıdaki önerilerin yapılabileceği belirtilmiştir.

Güneş enerjisinden sadece bina ısıtma ve soğutmasında yararlanmak amacıyla tesis kurma ekonomik olmamakla birlikte her ikisini bütünleyen bir tesis kurma çalışması yapılmalıdır. Araştırmalar sürdürülerek tesis maliyetinin düşürülmesine çalışılmalıdır. Bununla birlikte düz toplayıcıların yerine güneş havuzu alınırsa önemli ölçüde bir yer tasarrufu sağlanacak ve yatırım maliyeti de düşecektir. Örneğin, yapılan hesaplara göre, 1280 m² kolektör alanı yerine 1,8 m derinliğinde 335 m² lik yüzey alanı olan bir havuz gerekecektir. Böylece, bundan sonra yapılacak çalışmalarda güneş enerjisinden yararlanarak tasarlanan sistemler ülke ekonomisine enerji açısından daha büyük katkılarda bulunabilecektir.

3. GÜNEŞ ENERJİSİ İLE ISITMA SİSTEMLERİ (Şalvarlı, 1990), (Oral, 2003)

Güneş enerjisinden iki şekilde yararlanmak mümkündür. Birincisi , güneş enerjisini toplamak, depolamak ve dağıtmak için çeşitli elemanlardan oluşan aktif ısıtma sistemlerini kullanmaktır. İkincisi ise enerji kullanan aktif sistemleri işin dışında tutarak, tasarım parametrelerinin güneş enerjisinden optimum yarar sağlayacak şekilde belirlenmiş değerleri ile bina sistemini oluşturmaktır. Dolayısıyla güneş enerjisi ile ısıtma sistemlerini ;

- a) Pasif sistem,
- b) Aktif sistem,

olarak sınıflandırabiliriz.

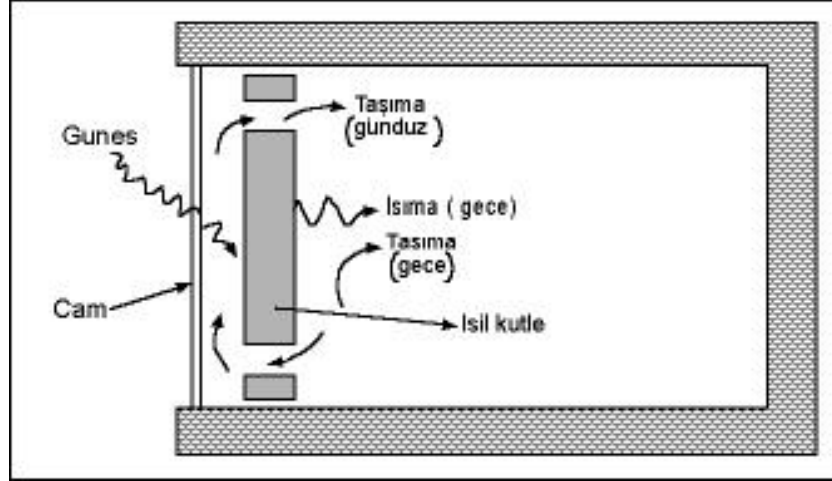
3.1. Pasif sistem

Pasif güneş sistemleri, kışın binalar için ısı toplamak ve yazın soğutmak için doğal bir şekilde doğada çalışan bir sistemdir. Sistemin çalışması için hiçbir dış enerjiye gereksinim yoktur. Çoğu pasif güneş enerjili ısıtma tasarımlarında, örneğin güneş kolektör elemanı olarak binalarda güneşe bakan pencereler ve termal depolama elemanı olarak binaların tamamı kullanılır. Doğal soğutma sistemleri genellikle geceleri binalarda ısıyı çıkarmak için buharlaşmayı ve kızıl ötesi radyasyonu kullanır. Pasif sistemlerin bir çok sayıda üstünlükleri vardır:

- 1) Çalışması tabiidir ve bakımı doğaldır.
- 2) Prensipleri basit ve kolaylıkla anlaşılabilir.
- 3) Sistemin maliyeti depolama elemanı olarak toprak seçilirse aktif sistemlerden daha düşüktür.
- 4) Birçok pasif tasarımlar güneş kolektör sistemlerinden daha estetik ve daha çok alıcısı vardır.
- 5) Sistem arızalanırsa bile yine çalışmaya devam edecektir.

Güneş enerjisini toplamak için yapının mimarı özelliklerinden yararlanan ve mekanik sistemler kullanmayan düzenlere pasif sistem denir. Binanın güneşe doğru yönlendirilmesi, cam yüzeylerin optimum şekilde hesaplanması ve yüksek düzeyde yalıtım malzemesi kullanılması sayesinde pasif sistemler yararlı sonuçlar vermektedir. Pasif sistemlerin çok önemli bir özelliği, aktif sistemler gibi pahalı olmayışı ve binanın konstrüksiyon sorunları içinde çözümlenmek suretiyle ekonomik olmasıdır. Pasif sistem olarak doğru tasarlanmış

binalar doğal enerji kaynaklarından maksimum yarar sağlayarak iç çevrede istenen iklimsel koşulları sağlarlar.



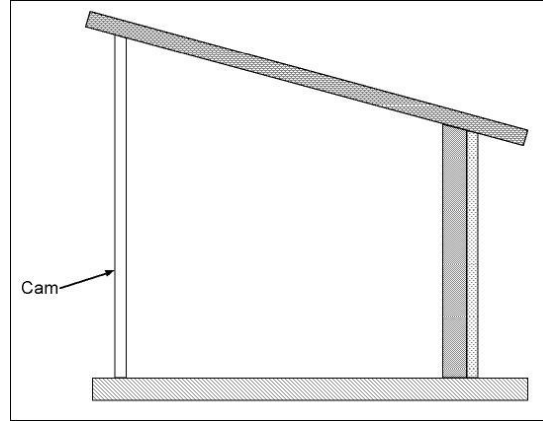
Şekil 3.1 Trombe duvarı (Şalvarlı, 1990)

3.1.1. Trombe duvarı

Şekil 3.1'de trombe duvarının çalışma prensibi görülmektedir. Binanın güneş alan güney cephesi camdır. Bir hava boşluğu bırakıldıktan sonra trombe duvarı örülür, bu duvar aynı zamanda enerji deposu görevi de yaptığından kalındır. Duvarın güney tarafı siyaha (bazen de kahverengiye veya koyu yeşile) boyanır. Duvarın alt ve üst tarafında hava mazgalları vardır. Camdan geçen güneş ışınları duvarın koyu yüzeyi üzerine yutulur ve enerjiyi duvara verirler, ısınan yüzeylerle temas halindeki hava enerji alarak yükselir ve sıcak hava olarak üst mazgallardan odaya geçer. Odayı ısıtıp kendisi biraz enerji kaybeden hava trombe duvarının alt mazgallarından tekrar ön tarafa ulaşarak yeniden ısınma durumuna gelir. Güney cephesinin duvarla örtülmüş olması yaşayanlar bakımından bir sakınca teşkil edeceğinden Trombe duvarına pencere açılması da denenmiştir.

3.1.2. Doğrudan ısıtma

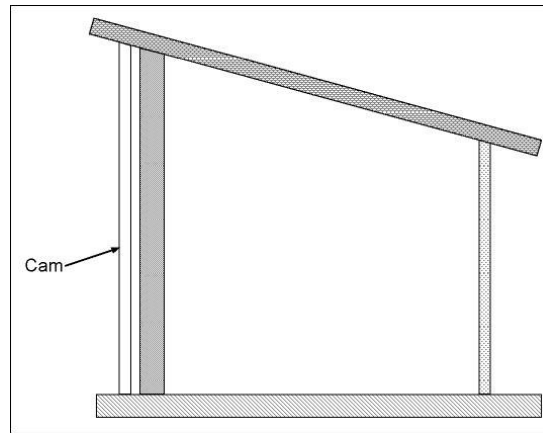
Şekil 3.2'de görüleceği gibi ısıtılan bölüm, güneş enerjisi güneşe bakan camdan direkt olarak geçerek ısınır. Bu güneş enerjisi binanın birkaç günlük ısı gereksinimini toplar ve fazla enerjiyi binanın katı elementleri (beton, tuğla veya döşeme, duvarlar ve çatı) depolar. Bu tür yaklaşımın üstünlüğü basit, sade olmasıdır. Sakıncası ise direkt güneş ışınımı ile dokuma ve diğer malzemelerin bozulması, parlaklığını gidermesidir.



Şekil 3.2 Doğrudan ısıtma (Şalvarlı, 1990)

3.1.3. Isı depolama sistemi

Isı depolama duvarındaki yaklaşım Şekil 3.3’de görüldüğü gibi güneye bakan camın arka tarafına binada ısı depolama görevini görecek bir malzemenin yerleştirilmesidir. Güneş ısı depolama duvarının üzerine doğacaktır ve günboyu ısıtacaktır. Isı enerjisi depolama elemanından taşınacak ve radyasyon, konveksiyon yoluyla binanın diğer bölümlerine iletilecektir.



Şekil 3.3 Isı depolama sistemi (Şalvarlı, 1990)

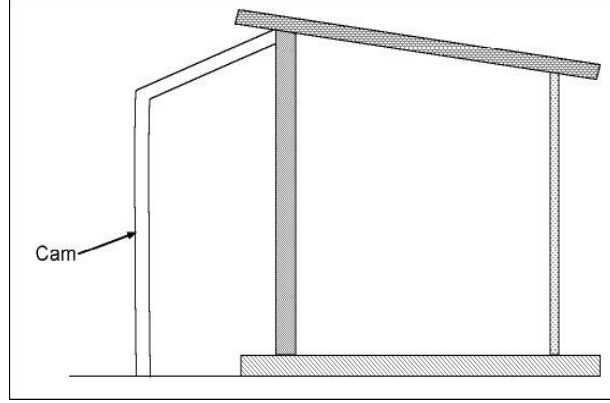
3.1.4. Su sistemi

Isıyı depolama elemanı olarak kullanılan malzeme fiçinin, bidonun, şişenin, tüpün veya tankın içerdiği sudur.

Termal depolamanın üstünlüğü bina çevresinin koruyucu içinde olmasıdır. Sıcaklık değişimleri azalır ve duvarın arkasındaki odalar göz kamaşmasından ve direkt güneş ışınımının malzemelere zarar vermesinden korunur.

3.1.5. Sera sistemi

Şekil 3.4’de şematik olarak termal depolama ve direkt kazanç sisteminin bileşimi olan sera olayını görebiliriz. Sera yapısının özelliği binanın çoğu elementlerinin güneye bakan bölümde olması ve odaların direkt güneşle temasta olacak biçimde bulunmasıdır. Sera ısı depolama duvarı sistemi ile evin oturulacak kısmından ayrılır. Evdeki sıcaklık dalgalanması küçüktür ve bu alan güneş ışınımı, parlaklık ve sıcaklık değişimlerinin fazlasından korunur.



Şekil 3.4 Sera olayı (Şalvarlı, 1990)

3.1.6. Pasif sistem tasarımında etkili olan parametreler (Berköz, 1995)

Binaların güneş enerjisinden yararlanarak pasif sistem olarak tasarımında etkili olan parametreler şöyle sıralanabilir.

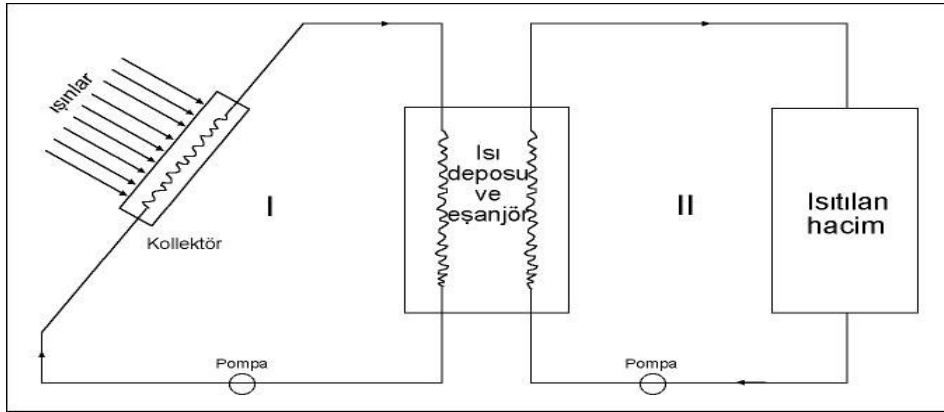
- yer
- bina aralıkları (yerleşme yoğunluğu)
- binanın yönlendiriliş durumu
- bina formu
- bina kabuğu optik ve termofiziksel özellikleri.

Yer parameresini, yerey parçasının eğimi, yönü, yamaca göre konumu, güneş ışınımı yutma ve yansıtma özellikleri gibi değişkenler ile tanımlanabilir. Yörenin iklimsel karakteri göz önünde bulundurularak güneş ışınımı kazançları açısından uygun bir yer seçimi, ısıtmanın istendiği dönemde güneş ışınımından maksimum ısı kazancı sağlayarak yakıt ihtiyacının azaltılmasını ve enerji kökenli hava kirliliğinin minimize edilmesini olanaklı kılmaktadır. Bina boyutları, bina aralıkları ve binaların birbirine göre konumları yerleşme birimi dokusunu oluşturan bileşenlerdir . Değişik bina boyutlarına ve bina aralıklarına sahip yerleşme birimi dokularından, ısıtmanın istendiği dönemde güneş ışınımı kazancını en üst seviyeye çıkaran yerleşme birimi dokusunun seçilmesi gerekli olmaktadır. Binanın yönlendiriliş durumu, güneş ışınımının direkt bileşeni yöne göre değiştiğinden güneş ışınımının ısıtıcı etkisinden

yararlanmada önemli bir değişkendir. Bina formu; biçim faktörü (plandaki bina uzunluğunun bina derinliğine oranı), bina yüksekliği, çatı türü (düz, beşik ve kırma çatı), çatı eğimi, cephe eğimi gibi binaya ilişkin geometrik değişkenler aracılığıyla tanımlanabilir. Taban alanları aynı, farklı formlara sahip binaların dış cephe alanları farklı olacağından, bu farklı formlara sahip binaların toplam ısı kayıpları ve ısıtma enerjisi ihtiyaçları da farklı olacaktır. Bina kabuğu optik ve termofiziksel özellikleri; güneş ışınımına ilişkin yutuculuk, geçirgenlik, yansıtıcılık gibi optik ve toplam ısı geçirme katsayısı, saydamlık oranı gibi termofiziksel özelliklerdir. Pasif ısıtma işlevi açısından bina kabuğunun tanımı, kabuğun bu optik ve termofiziksel özellikleri ile yapılmaktadır.

3.2. Aktif sistem

Güneş enerjisini toplamak ve insan için yararlı hale getirmek amacı ile düz toplayıcı veya yoğun toplayıcı, ayrıca pompa, depo boru şebekesi, fan ve termostat gibi mekanik araçlar vasıtasıyla kullanılan düzenlere aktif sistem denir.



Şekil 3.5 Güneş enerjili aktif ısıtma sistemi (Şalvarlı, 1990)

Aktif sistemde birbirinden bağımsız iki kapalı devre olduğu Şekil 3.5'de görülmektedir. Bunlardan 1.devrede dolanan akışkan (genellikle etilen-glikol-su veya propilenglikol-su karışımı) kolektörde ısıtılmakta ve eşanjöre gelerek enerjisini, 2. devrede dolaşan ve ısıtılan hacme giden taşıyıcı akışkana (genellikle su) aktarmaktadır. Isıtılan hacmin sıcaklığına bağlı olarak bazen kolektör devresinin yerine sadece ısı deposundan da ısı enerjisi çekilebilir. Bu maksatla 3-yollu vanalar ve termostatlar gibi çeşitli kontrol cihazları kullanılmaktadır. En yaygın aktif sistem uygulamasında düz toplayıcılar kullanılır.

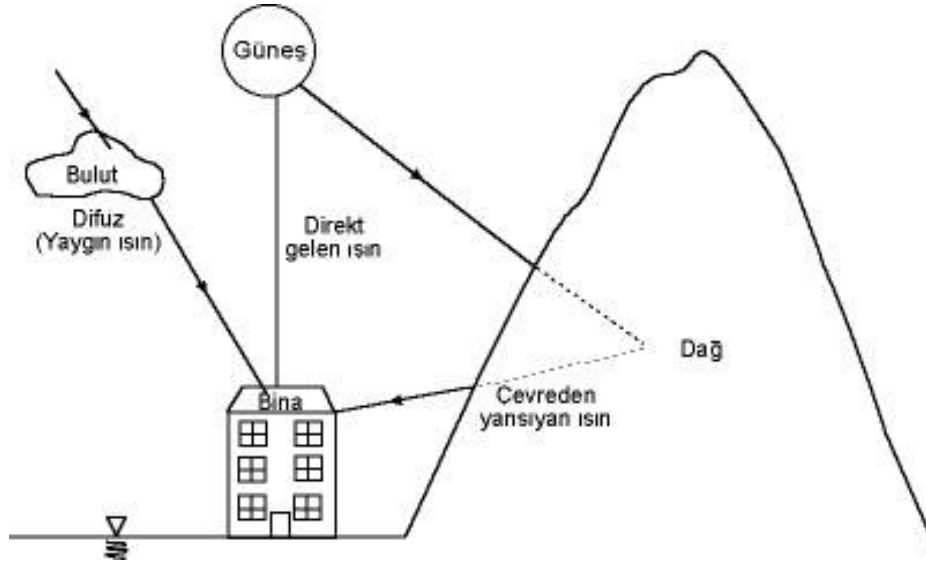
4. GÜNEŞ ENERJİSİNDEN TERMİK YARARLANMA (Arınç, 2005)

Güneş enerjisinden iki şekilde yararlanmak mümkündür. Aktif sistemler ve pasif sistemler. Aktif sistemleri ısıtma ve elektrik üretimi olarak ikiye ayırabiliriz. Isıtma uygulamalarında ise

Yüksek sıcaklık: $100\text{ }^{\circ}\text{C} < t < 300\text{ }^{\circ}\text{C}$

Düşük sıcaklık : $t < 100\text{ }^{\circ}\text{C}$: düşük sıcaklık uygulamaları mahal ısıtma, kullanım sıcak suyu üretimi ve yüzme havuzu suyu ısıtması gibi uygulamalardır. Radyatörlü ısıtmalarda 90-70 sistemi, döşemeden ısıtmada ise $55\text{ }^{\circ}\text{C} - 45\text{ }^{\circ}\text{C}$ sistemi tercihimiz olmaktadır.

Bütün literatürlerde 45° kuzey ile 45° güney arasındaki kuşakta yer alan ülkelerde güneş enerjisinden düşük sıcaklıklarda yararlanma işleminin oldukça ekonomik olduğu görülmektedir. Ülkemiz için güneşlenme süresi 2640 h/yıl ve güneş enerjisi şiddeti 290 W/m^2 dir. Ülkemiz için en uygun kollektör yerleşimi tam güneye doğrudur. Ancak 36° kuzey de ki güneyde bulunan yerlerde kollektörün tam güneye yönlendirilememesi durumunda 45° kuzey veya 45° güneye doğru açı yaparak %3 lük kayıpla aynı verim sağlanır. Karadeniz bölgemizde ise bu kayıp %8 olur.



Şekil 4.1 Güneşten gelen ışın türleri (Arınç, 2005)

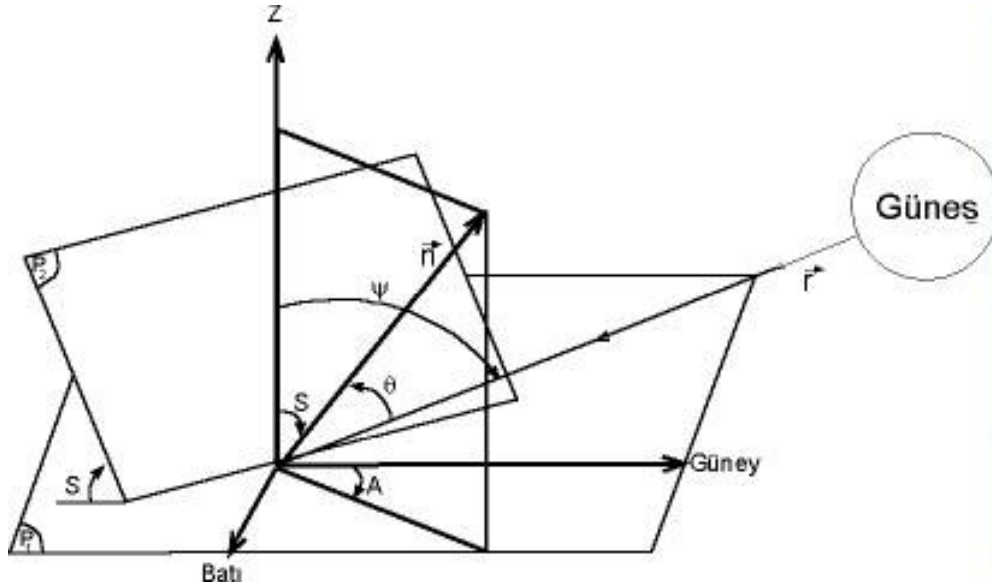
-Güneşten 3 tür ışın gelmektedir.

- 1) Direkt ışın: bulutsuz havalarda güneşi çıplak gözle gördüğümüz ışın,
- 2) Difüz(yaygın) ışın: araya bulut girdiği zaman buluttan süzülerek yansıyan ışın,
- 3) Çevreden yansıyan ışın: dağa, kayalıklara veya binanın camları gibi yerlere çarpıp yansıyan ışındır.

Güneş enerjisinin, soğutma ve ısıtma sistemlerinde kullanılabilir formda bir enerjiye dönüştürülebilmesi için değişik toplayıcılar geliştirilmiştir.

Kollektör tipleri şöyle sıralanabilir:

- Düz kollektörler: Güneşten gelen üç tür ışını da güneşin doğuşundan batışına kadar toplayan kollektörlerdir.
- Odaklayıcı kollektörler: Yalnızca direkt ışınları toplayan kollektörlerdir. 100°C 'nin üzerindeki sıcaklıkları elde edebilmek için kullanılan kollektörlerdir. Mutlaka düz kollektörlerle entegre olarak çalışırlar.
- Vakum tüplü kollektör: Bu tip kollektörlerde cam ile lehva arasındaki hava vakumlanarak boşaltılıyor. Sistemin kanatçıkları ayarlanabilir tiptedir ve ortasından su borusu geçmektedir. Bu tür kollektörlerin camları ince olmasından dolayı kırılmaları kolaydır. Bu durum dezavantaj oluşturmaktadır.
- Sabit, yoğunlaştırılmalı kollektörler.
- Çanak tipi, yoğunlaştırılmalı kollektörler.
- Güneş havuzları.
- Fotovoltaik.
- Termoelektrik.



Şekil 4.2 Düz kollektörün yatay düzlem ve güneş ışını ile yaptığı açılar (Arınç, 2005)

Şekil 4.2 de düz kolektörlerin yatay düzlem ve güneş ışını ile yaptığı açılar verilmiştir. Burada kolektör düzleminin tam güneyden doğu veya batıya saptığı açı ve diğer eksenler arasındaki açılar gösterilmiştir.

Bulunulan bölgenin aldığı güneş ışınımına, sistemin tasarımı ve imalat kalitesi gibi birçok parametreye bağlı olmakla birlikte, düzlem levhalı güneş kolektörleri ile verimli bir şekilde elde edilebilecek su sıcaklıkları maksimum 80°C mertebesindedir. Bu değer vakum tüplü kolektörler ile 180°C'ye parabolik yoğunlaştırıcı kolektörler ile 300°C'ye kadar çıkabilmektedir (Nguyen, 2001).

Günümüzde klasik olarak kullanılan kolektörlerin yanında günümüzde daha verimli, daha ucuz ve daha yüksek sıcaklıklarda ısıl enerji üretebilen güneş kolektörleri üzerinde birçok çalışma yürütülmektedir. Örneğin parabolik kolektörler tarafından bir fiber optik üzerine yoğunlaştırılan güneş ışınlarının daha uygun bir noktaya fiber optik hat vasıtasıyla iletilmesi ve burada kimyasal, elektrik veya ısıl enerjiye dönüştürülmesi üzerine çalışmalar yapılmaktadır. Yapılan bu çalışmalar sonucunda %80 mertebesinde yüksek bir toplama verimine ulaşılabileceği düşünülmektedir (Nguyen, 2001).

4.1. Güneş Kolektörü Kapasite Hesabı (Arınç, 2005)

Güneş kolektörlerinin, güneş ışınımı mevsime göre en fazla alacak şekilde yönlendirilmesi gerekmektedir. İdeali, kolektörlerin güneş ışınımı direkt olarak alacak şekilde tasarlanmasıdır. Güneş kolektörlü sistemler için ekonomik olan, kullanım sıcak suyu ve ısıtma için tasarlanmasıdır. Isıtma sezonu 15 ekim-15 nisan aralığıdır. Bu sezon süresince eğer sadece ısıtma için kullanılacaksa:

Kollektör eğimi açısı: (S) : [Avrupa ülkeleri ve Türkiye için geçerli]

$$\text{Ekim – mart ayları arası mahal ısıtması için: } S = \text{Enlem} + 20^\circ \quad (4.1)$$

Kullanım sıcak suyu için :

$$\text{a) bütün yıl için : } S = \text{Enlem} \times 0,9 \quad (4.2)$$

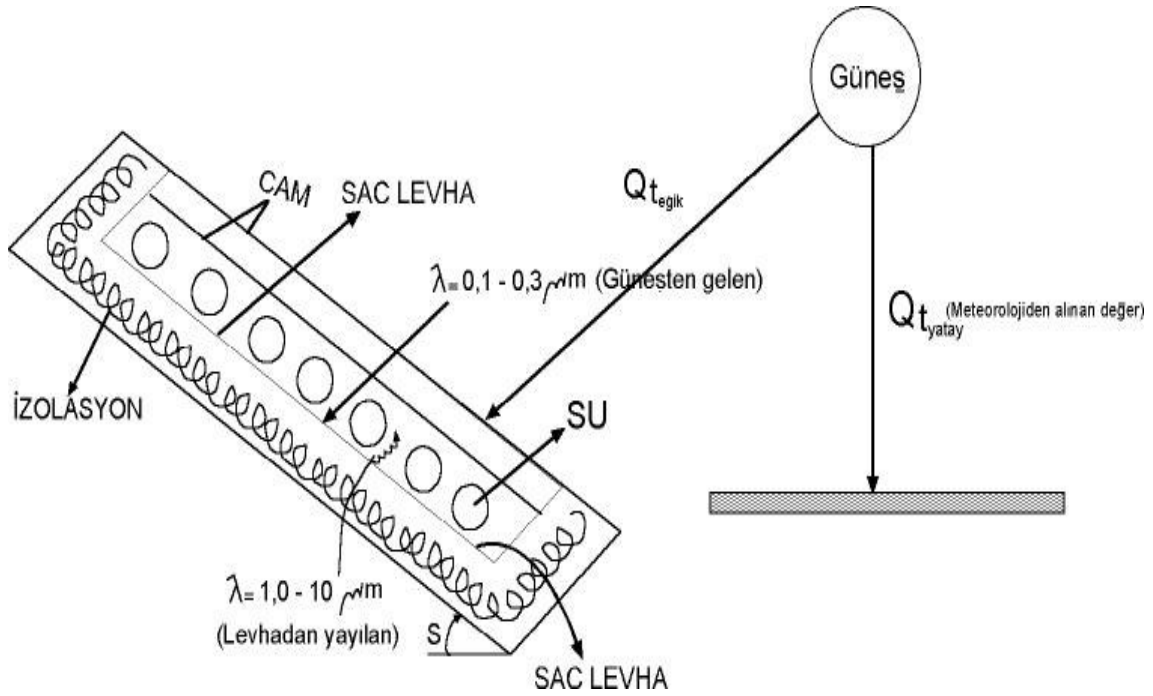
$$\text{b) yazlık binalar için : } S = \text{Enlem} - 20^\circ \text{ (haziran – ağustos)} \quad (4.3)$$

S açısı kışın büyümekte, yazın ise küçülmektedir. Mahal ısıtması için 55°C-45°C radyatörlü sistem kullanılır, en ideali ise döşemeden ısıtmadır. Ayağın temas ettiği döşeme sıcaklığı 29°C yi aşmamalıdır. Bu durum yerden ısıtmada önemlidir. Bunlarla birlikte düşük sıcaklıkta panel radyatörün m tül miktarları artacaktır. Yüzme havuzu suyu ısıtılmasında plastik kolektörler ve boru demetleri kullanılmaktadır. Böylece sistemin maliyeti düşürülebilmektedir. Mahal ısıtması ve kullanım sıcak suyu ısıtması için bir tek kolektör grubunun kullanılması durumunda,

$$S = \text{Enlem} + 25^\circ\text{C}$$

(4.4)

formülü dikkate alınmalıdır.



Şekil 4.3 Eğik kollektöre dik gelen toplam güneş ışını (Arıncı, 2005)

Sistemde iki cam kullanılır. Eğer yazlık sıcak su kullanılacaksa iki parça cama gerek yoktur. İç bölgelerimizde çift tabaka cam mutlaka koyulmalıdır. Ege, Akdeniz, Marmara ve iç Ege kıyılarında çift cama gereksinim yoktur. Kışın sistemdeki suya donmaya karşı önlem için antifiriz koyulabilir, veya sistemde ısı transfer yağı dolaştırılabilir.

- Güneş kollektörü çalışma prensibi

Güneşten gelen kısa dalga boylu ışın ($\lambda = 0,1-0,3 \mu\text{m}$) camdan geçiyor ve sac levhaya geliyor. Bu ışın sayesinde sac ısınıyor ve uzun dalga boylu ışın yayınmaya başlıyor. Uzun dalga boylu bu ışın camdan geçemiyor. Bu duruma sera etkisi denilmektedir. Uzun dalga boylu ($\lambda = 1,0-10,0 \mu\text{m}$) mertebesindedir. Sacın ısınmasıyla birlikte içinden dolaşan su da ısınıyor. Elde edilen bu sıcak su, döşemeden ısıtmada veya kullanım sıcak suyunda kullanılmaktadır.

$Q_{t,eğik}$: Toplam güneş ışınımı (eğik kollektöre dik gelen) formülünün izahatı ;

$$Q_{t,eğik} = [Q_{teğik} \times R] + [Q_y \times \{(1 + \cos S)/2\}] + [(Q_{dyatay} + Q_y) \times \{(1 - \cos S)/2\}] \quad (4.5)$$

Direkt ışın
Difüz ışın
Çevreden yansıyan ışın

Erzurum ve doğu illerinde ortamda bulunan karın çevreden yansımaya oranı 4 kat artmaktadır. Bu nedenle bu bölgede de rahatlıkla bu sistem kullanılabilir. Güneş enerjisinin şiddeti çevre temizliği arttıkça, denizden yükseldikçe ve nem miktarının az olduğu ortamlarda artmaktadır. Ayrıca enlem derecesinin düşük olduğu yerlerde artmaktadır. Örnek vermek gerekirse, Antalya ilimizin rakımı düşük, nemli havaya sahiptir ve endüstrisi gelişmiş olduğundan havası daha kirlidir. Bu sebeplerden dolayı güneş enerjisinin şiddeti Diyarbakır ve Erzuruma göre daha düşüktür.

$$Q_{teğik} : Q_{yatay} \times R \quad (\text{kcal/m}^2.\text{gün}) \quad (4.6)$$

Ortalama değeri yukarıdaki formülle hesaplanabilmektedir.

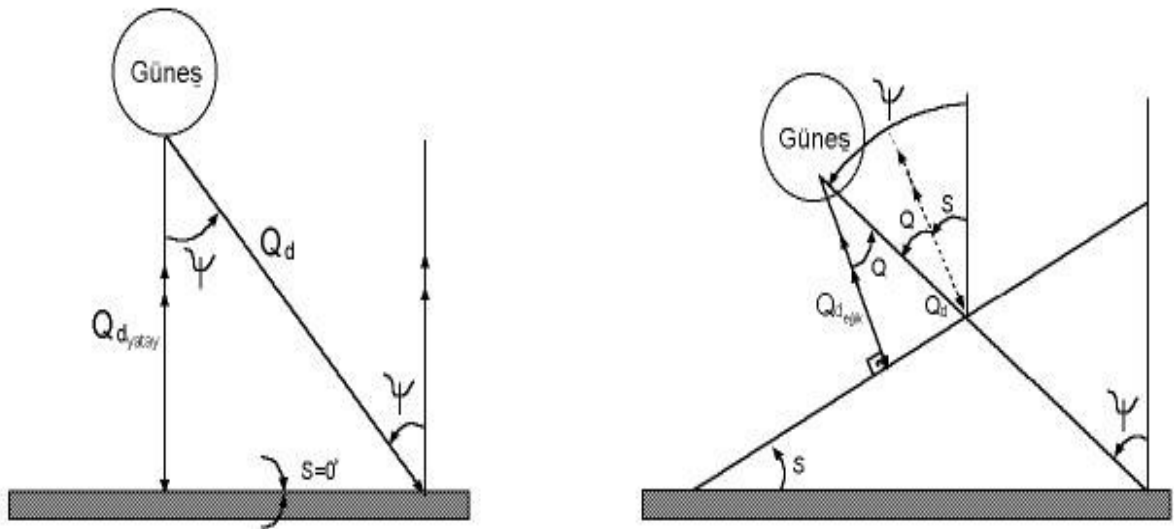
Yutucu lehvanın güneş ışını max seviyede yutması ancak minimum seviyede neşretmesi en uygun yutucu lehva (sac lehva) olduğunu göstermektedir.

- R dönüşüm faktörü

Dönüşüm faktörü, yatay ve eğik güneş ışınlarının kollektör düzlemleriyle yaptıkları açıların dikkate alınarak ve buradan iki türlü Q_d formülünün birbirlerine eşitlenmesiyle çıkarılabilir.

Elde edilen son denklem ise:

$$R = \cos(\psi - S) / \cos \psi \quad \text{dir.} \quad (4.7)$$



Şekil 4.4 Güneş ışınlarının kollektör düzlemleriyle yaptıkları açıların R faktörü (Arıncı, 2005)

Çizelge 4.1 Enleme, mevsime ve kolektör eğim açısına göre R değerleri (Arınç, 2005)

ENLEMİ	MEVSİMİ	ψ°	S			
			15°	30°	45°	60°
36°	Haz-Ağu	19,12	1,056	1,039	0,952	0,800
	Ekim-Mart	51,43	1,293	1,496	1,597	1,589
	Bütün yıl	36,00	1,154	1,229	1,221	1,129
38°	Haz-Ağu	20,00	1,060	1,059	0,964	0,815
	Ekim-Mart	51,87	1,296	1,503	1,608	1,603
	Bütün yıl	38,00	1,168	1,257	1,260	1,177
40°	Haz-Ağu	22,84	1,075	1,077	1,005	0,865
	Ekim-Mart	53,44	1,315	1,540	1,661	1,668
	Bütün yıl	40,00	1,183	1,286	1,301	1,227
42°	Haz-Ağu	24,28	1,083	1,092	1,026	0,891
	Ekim-Mart	55,98	1,349	1,607	1,755	1,783
	Bütün yıl	42,00	1,199	1,316	1,344	1,280

$$T_{\text{çevre}} : (t_7 + t_{14} + 2x t_{21}) / 4 \quad ^\circ\text{C} \quad (4.8)$$

t_7 = saat 7 de ölçülen sıcaklık

t_{14} = saat 14 de ölçülen sıcaklık

t_{21} = saat 21 de ölçülen sıcaklık

- A_1 Düzeltme Faktörleri

Güneş kolektörü düzleminin tam güneyden doğu veya batıya 45° kadar sapması sonucunda güneş kolektörünün yerleştirileceği yörenin enlem derecesine göre A_1 düzeltme faktörleri Çizelge 4.5'deki gibidir.

- Kolektör Sistemi İle İlgili Genel Bilgiler

Kolektörlerde cam tabaka kalınlığı arttıkça ısının geçirgenliği azalmaktadır, bu nedenle genellikle tek cam kullanılmaktadır. Ancak iç bölgelerimizde akşamları sıcaklık farkları fazla olduğundan, camın kırılma riskine karşılık çift cam kullanılabilir. Bu durumda da sistemin

izolasyonunu çok iyi yapmak gerekecektir. Sac lehva yutuculuğu yüksek olmalıdır ancak yayıcılığı düşük olmalıdır. Bu ikisinin eşit olduğu durum tercih edilmez.

Şebeke suyu sisteme temiz verilmelidir. Suyun korozif etkisi ve kireç yapması nedeniyle, bununla birlikte don yapma riski yüzünden açık sistemler tavsiye edilmez. Bunun yerine kapalı sistemler tercih edilir. Bu sistemde su eşanjörle kollektör arasında sürekli olarak devreder.

Çizelge 4.2 Q_{yatay} (kcal/m².gün) tablosu (Meteoroloji den alınan değer)(Arınç, 2005)

Ölçüm istasyonu	Enlemi	Haz.Tem.Ağu. Ortalama	Ekim-Mart ortalama	Bütün yıl ortalaması
Adana	36°, 59'	4890	2103	3255
Ankara	39°, 57'	4793	1867	3085
Antalya	36°, 53'	4817	2163	3279
Bursa	40°, 11'	4313	1598	2696
Diyarbakır	37°, 55'	5267	2142	3432
Erzurum	39°, 55'	4757	2020	3178
İstanbul	40°, 59'	4480	1570	2774
İzmir	38°, 24'	4717	1912	3089
G.antepe	37°, 05'	5053	2218	3407
Kayseri	38°, 43'	4733	1972	3116
Konya	37°, 52'	4613	2038	3122
Trabzon	41°, 00'	3477	2560	2385

Bu sistemlerde $h >$ veya $h=30$ cm olmalıdır. Bu değer daha düşük seviyede de tutulabilir, ancak bu durumda boru çapının büyük seçilerek basınç kaybının düşük tutulması sağlanmalıdır.

Faydalı ısı aşağıdaki denklem kullanılarak hesaplanabilir.

$$Q_{\text{faydalı}} = Q_{\text{yatay}} \times R \times \eta_{\text{kollektör}} \times \eta_m \times \eta_{\text{eşanjör}} \times A_1 \quad [\text{kcal/m}^2 \cdot \text{gün}] \quad (4.9)$$

Öncelikle kullanılacak ve gerekli olan su miktarını tesbit etmemiz gerekmektedir, bu da Q_{gerekli} ile ifade edilebilir. (4.10) denklemi ile bu değer hesaplanabilir.

$$Q_{\text{gerekli}} = m \times c \times (T_w - T_s)$$

(4.10)

Hazırlanacak sıcak su miktarı [kg/gün, lt/gün], olarak Çizelge 4.7'den alınabilir.

T_w = kullanım suyu sıcaklığı= 45°C

Şebeke suyu sıcaklığı (°C), olarak Çizelge 4.3'den alınabilir.

Çizelge 4.3 T_{top} (°C) değerleri (1 metre derinlikteki) (Arınç, 2005)

Ölçüm istasyonu	Haz.Tem.Ağu.	Ekim-mart	Bütün yıl
Adana	26,7	17,9	21,2
Ankara	20,6	11,0	14,6
Antalya	26,3	17,4	20,5
Bursa	23,7	12,3	16,5
Diyarbakır	24,9	15,2	18,7
Erzurum	14,5	5,3	8,5
İstanbul	21,3	13,1	16,0
İzmir	29,0	16,2	20,9
G.antep	23,2	13,5	16,9
Kayseri	20,8	10,6	14,3
Konya	19,8	10,8	14,1
Trabzon	20,2	13,0	15,6

Haziran, Temmuz, Ağustos aylarında

$T_{\text{şebeke}} : t_{\text{top}} - 5 \text{ } ^\circ\text{C}$ alınmalıdır.

Çizelge 4.4 Aylara göre ortalama sıcaklıklar (Arınç, 2005)

Ölçüm istasyonu	Haz.-Tem.Ağu. °C	Ekim-Mart °C	Bütün yıl °C
Adana	26,9	13,4	18,7
Ankara	22,1	4,9	11,8
Antalya	27,1	13,6	18,7
Bursa	23,2	8,9	14,4
Diyarbakır	29,1	7,5	15,9
Erzurum	17,9	-2,1	6,0
İstanbul	22,4	8,8	13,8
İzmir	26,6	12,1	17,6
G.antep	25,9	7,1	14,5
Kayseri	21,4	3,6	10,8

Konya	21,8	4,6	11,5
Trabzon	21,9	10,4	14,6

Çizelge 4.5 A1 düzeltme faktörü çizelgesi (Arınç, 2005)

Enlemi	36°	38°	40°	42°
45°	0,97	0,96	0,94	0,92

Not:Tam güneyde A:0 A1 : 1.0 dır.

Çizelge 4.6 Enleme ve mevsime göre S açıları (Arınç, 2005)

Mevsim		
Enlem	Haz.-Tem.-Ağu	Bütün yıl
36	15°	33°
38	17°	34°
40	18,5°	36°
42	20°	38°

Çizelge 4.7 Sıcak su ihtiyaçları (Arınç, 2005)

KONUTLARDA	Lt/gün.kişi
Düşük gelirlilerde	40-60
Orta gelirlilerde	60-100
Yüksek gelirlilerde	100-150
OTEL,PANSİYON,YURT VE MİSAFİRHANELERDE	
Ortalama	100
Lüks otellerde	200
ATÖLYE VE ENDÜSTRİ TESİSLERİNDE	
Ortalama	50
Lavabolarda	30
Küvetli duşlarda	80
Açık duşlarda	50

- Kollektör Alanı (Fk)

$$F_k = Q_{\text{gerekli}} / Q_{\text{faydalı}} = [m^2]$$

(4.11)

f_k = bir kolektörün faydalı alanı m^2 /kolektör (genellikle alınan değer 1,6 m^2 /kolektör dir)

- Kolektör Adedi (n)

Sonucu genellikle kesirli çıkar. Uygulamalarda bir üst tamsayıya yuvarlanır. Bu değer bize n¹ değerini verir. Bu durumda,

$$F_k^1 = n \times f_k \quad [m^2] \quad (4.12)$$

Kolektör adedi tam sayı olmalıdır. Çıkan sonuç eğer küsürlü ise bir üst değere yuvarlanarak kolektör adedini tespit ederiz.

- Kolektör Verimi,

$$\eta_k = Q_{\text{faydalı}} / Q_{\text{teğik}} \quad (4.13)$$

$$Q_{\text{faydalı}} = \underbrace{[Q_{\text{teğik}} \times k' \times A]}_1 - \underbrace{[k \times (T_k - T_u)]}_2 + \underbrace{[\varepsilon \times \sigma \times (T_k^4 - T_u^4)]}_3 \quad (4.14)$$

- 1- Güneşten kolektörün eğik konumdaki düzlemine gelen ışıma ısısı.
- 2- Kolektörden çevreye oluşan konveksiyon ve kondüksiyon ısı kaybı
- 3- Kolektörden çevreye oluşan radyasyon ısı kaybı.

Burada, k' , enerji kazancı katsayısıdır (tablolardan alınan değer).

α , kolektörün yutucu lehvasının yutma (absorbsiyon) katsayısıdır; Çizelge 4.8'den veya imalatçı firma kataloğundan alınabilir.

A 'nın değeri imalatçı kataloğundan elde edilir.

k 'nın değeri kolektör imalatçı kataloğundan alınabilir.

T_k , yani kolektör çalışma sıcaklığı, 40°C- 80°C kabul ediliyor. Kolektörün konstrüksiyonuna ve çevre sıcaklığına göre bulunur (+273 K°).

ε değeri imalatçı kataloğundan alınabilir.

σ = Boltzman sabiti = $5,66 \times 10^{-8} \text{ w/m}^2\text{K}^4$ olarak alınır.

Kolektör veriminin artması için α en önemli faktördür, α arttığı zaman verim de artar. Güneşten gelen ışın ne kadar çok yutulursa α o denli yüksek olur, dolayısıyla verim de artar. Bazı yutucu lehvaların yutma ve neşretme katsayıları ile bunların oranları Çizelge 4.8'de verilmiştir.

Eğer % 5 lik fark için, don olayı bölgede yoksa tek tabaka cam kullanılması uygun olur, ancak içanadolu ve doğu anadoluda çift tabakalı cam kullanılması daha uygun olur. Kirlilik, tozlanma vs etkenler %3 verimsizliğe neden oluyor ve ilk yağmurda yıkanmayla gideriliyor.

Çizelge 4.8 Bazı yutucu lehvaların yutma ve neşretme katsayıları (Arınç, 2005)

Sıra	Yutucu Lehva Kaplaması	α	ϵ	α / ϵ
1	sac lehva üzerine galvenizli nikel,galvenizli nikel üzerine nikel karası boyası	0,94	0,07	13,47
2	Al lehva üzerine bakıroksit	0,93	0,11	8,45
3	parlatılmış nikel lehva üzerine nikel karası boyası	0,91	0,11	8,27
4	galvanizli sac üzerinenikel karası boyası	0,89	0,12	7,41
5	paslanmaz çelik lehvanın sodyumdikromat ile yapılan kaplaması	0,90	0,15	6,00
6	emaye üzerine kalayoksit	0,92	0,17	5,41
7	bakır lehva üzerine bakıroksit	0,89	0,17	5,23
8	nikel lehva üzerine bakıroksit	0,81	0,17	4,76
9	Al lehva üzerine kurşunsülfür kristalleri	0,89	0,20	4,45
10	sac lehva üzerine katran boyası	0,86	0,86	1,00
11	sac lehva üzerine iskarası boyası	0,95	0,95	1,00
12	sac lehva üzerine siyah emaye boya	0,97	0,97	1,00

α / ϵ oranı büyük olan daha iyidir. Seçici yüzeyli kolektörler; ki en çok tercih edilen kolektörlerdir. Bu değer;

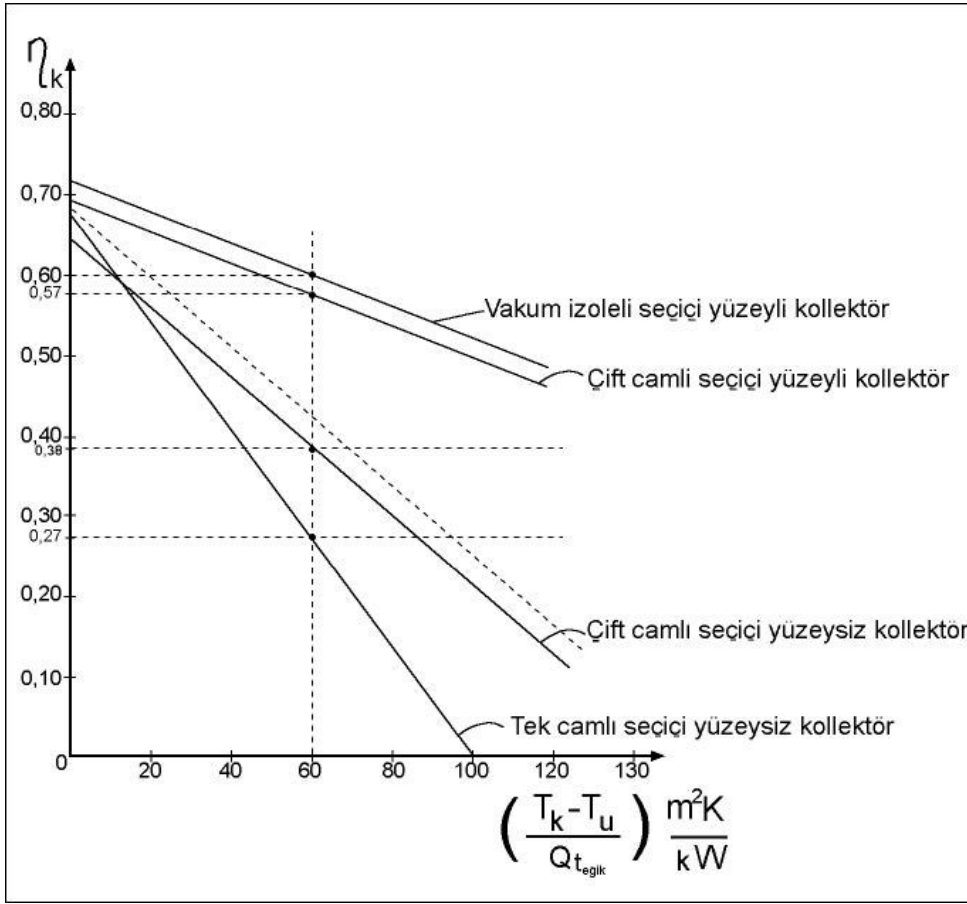
$$0,94 < \alpha < 1,0$$

$$\epsilon < 0,2$$

Bu değerler bulutlu havalarda dahi güneş ışınını seçer.

Çizelge 4.9 Avrupa ve ortalama enleminde çift cam kaplamalı tek ve çift cam örtülü, seçici yüzeyle ve 55°C sıcaklığında su hazırlayabilecek kolektörlerin mevsimlere göre verimleri (Arınç, 2005)

Kollektör türü		
Mevsimler	Tek cam örtülü seçici yüzeyli kolektör	Çift cam örtülü seçici yüzeyli kolektör
Haz-Tem-Ağust	0,65	0,6
Ekim-Mart	0,25	0,35
Bütün Yıl	0,4	0,45



Şekil 4.5 Kollektör tiplerine göre teorik verim grafiği (Arınç, 2005)

Gün uzunluğu = Güneşin doğuşundan batışına geçen süredir (h/gün)

Güneşlenme süresi = Direkt güneş ışınının gün boyunca geldiği süredir (h/gün)

- Kullanım Sıcak Su Deposu Hacmi

$$V = \beta_1 \times F'_k \text{ [m}^3\text{]} \quad , \quad \beta_1 = 0,06 \text{ [m}^3\text{/m}^2\text{kollektör]} \quad (4.13)$$

- Sirkülasyon Pompası Debisi

$$G = \beta_2 \times F'_k \text{ lt/dk} \quad , \quad \beta_2 = 1,0 \text{ [lt/dak.m}^2\text{kollektör]} \quad (4.14)$$

4.2. Kullanma Sıcak Suyu Enerji İhtiyacı (Uyarel, 1987)

Çeşitli amaçlar için kullanılan sıcak su miktarı değişik kültürler için farklılık göstermekte, hayat standardı yükseldikçe sıcak su kullanma miktarı da artmaktadır. Gelişmiş ülkelerde, ailenin bütün fertleri günde en az bir defa duş yaptığı halde, az gelişmiş ülkelerde değil günde, haftada bir ya da iki duş yeterli görülebilmektedir. Kişilerin kültür seviyesi de sıcak su

kullanımında etkili olabilmektedir. Bir konutta sıcak su kullanımı çamaşır ve bulaşık yıkama, banyo yada duş alma, el-yüz yıkama vb. amaçlarla olmaktadır. Kişilerin değişik amaçlarla kullandığı sıcak su miktarları yaklaşık olarak aşağıda verilmiştir.

Sıcak su kullanma amacı	Sıcak su miktarı (lt)
Duş alma	40
Banyo yapma	100
Makine ile çamaşır yıkama	60
Tıraş, el-yüz yıkama	2

Çamaşır yıkama için harcanan sıcak su miktarı bir kişiye ait olmayıp bütün aile fertleri içindir. Bu nedenle çamaşır yıkama için günde kişi başına 20 litre sıcak su kabul edilebilir. Duş ya da banyo yapılacağına göre ortalama, kişi başına 70 litre sıcak su kabul edilebilir. Diğer ihtiyaçlar da dikkate alınırsa günlük sıcak su miktarı 100 lt/gün. Kişi yeterli sayılabilir.

İnsan vücudu 40°C sıcaklıktaki suya dayanabilir. Yıkama maksadı ile daha sıcak su kullanılmaz. Güneşli ısıtıcılarda su sıcaklığı daha yüksek olur. 40°C'deki sıcak su, güneşli ısıtıcıdan sağlanan su ile soğuk suyun karıştırılmasından elde edilir. Konutlarda yüksek sıcaklıkta su pek gerekmemektedir. Bu nedenle bütün kullanımlar için su sıcaklığını 40°C kabul etmek yanlış sayılmaz.

Kullanma sıcak suyu enerji ihtiyacı aşağıdaki eşitlikten bulunabilir.

$$Q_{ss} = G \times C \times \Delta t \text{ [kcal/gün]} \quad (4.15)$$

Burada, G ısıtılacak su miktarını Δt ise suyun ısıtılmadan önceki sıcaklığı ile ısıtıldıktan sonraki sıcaklığı arasındaki farktır.

Kişi başına günlük sıcak su ihtiyacı 100 litre olarak belirtilmiştir. Şebeke suyu sıcaklığı 10 °C, kullanma suyu sıcaklığı 40°C alınır 100 litre suyun ısıtılması için gerekli enerji ihtiyacı;

$$Q_{ss} = 100 \times 1 \times (40-10) = 3000 \text{ kcal/kişi gün}$$

Yıllık sıcak su enerji ihtiyacı;

$$Q_{ss} = 3000 \times 365 = 1095000 \text{ kcal/kişi .yıl olur.}$$

Bu ısı miktarının kömür, odun, gazyağı, elektrik, havagazı vb. yakıtlarla sağlanması istenildiğinde gerekli yakıt miktarı, Çizelge 4.10'de verilmiştir (Uyarel, 1987).

Bir kişinin yıllık kullanma sıcak suyu ihtiyacı için, gerekli ısı miktarlarının çeşitli yakıtlar cinsinden bedeli ise Çizelge 4.11’de verilmiştir. (Yakıt giderlerinin bulunmasında 2006 yaz fiyatları esas alınmıştır).

Çizelgelerde görüldüğü gibi, sıcak su enerji ihtiyacı için harcanan para küçümsenemeyecek miktarlardadır. Güneşli sistemlerden elde edilecek suyu ısıtma maliyeti sadece tesis masraflarıdır. Klasik sıcak su ısıtma sistemlerinde de bir kuruluş maliyeti olduğu dikkate alınırsa güneşli sistemlerin üstünlüğü daha iyi anlaşılır.

Diğer taraftan enerji tasarrufuna yönelik gayretler sıcak su kullanımında da gösterilmeli, sıcak su kullanımı mümkünse azaltılmalı yada ekonomik bir şekilde kullanılmalıdır.

- S kolektör eğim açısının hesaplanması:

Kullanım sıcak suyu için S bütün yıla göre hesap edilirse,

$$S = \text{Enlem} \times 0,9 = S_{\text{byıl}}. \text{ (Arınç, 2005)} \quad (4.16)$$

Alınabilir; ancak mahal ısıtması ve kullanım sıcak suyu için bir tek kolektör grubu kullanılacağı için S = enlem +25 derece açı kabul edilecektir.

Çizelge 4.10 Sıcak su enerji ihtiyacı için gerekli yakıt miktarları (kg-m³-kW / kişi.yıl)

Yakıtın Cinsi	Yakıtın Isıl Değeri	Gerekli Yakıt Miktarı
Maden kömürü	4000 kcal/kg	1095000/4000 = 273 kg
Odun	2500 kcal/kg	1095000/2500 = 438 kg
Gazyağı	10000 kcal/kg	1095000/10000 = 110 kg
Likit petrol gazı	14500 kcal/kg	1095000/14500 = 76 kg
Doğalgaz	8250 kcal/m ³	1095000/8250 =133 m ³
Elektrik	860 kcal/kWh	1095000/860 = 1273 kWh

Çizelge 4.11 Sıcak su enerji ihtiyacı için gerekli yakıt miktarlarının bedeli (YTL/kişi.yıl) [7]

Yakıtın Cinsi	Fiyatı	Yanma verimi (%)	Yakıt bedeli (YTL)
Maden kömürü	0,26 YTL/kg	60	(273/0,6) . 0,26 = 118,3
Odun	0,2 YTL/kg	60	(438/0,6) . 0,2 = 146
Gazyağı	1,88YTL/kg	80	(110/0,8) . 1,88 = 258,5
Likit petrol gazı	1,38 YTL/kg	85	(76/0,85) . 1,38 = 123,4
Doğalgaz	0,523 YTL/m ³	90	(133/0,9) .0,523 = 77,28
Elektrik	0,16 YTL/kWh	90	(1273/0,9) . 0,16 = 227

5. GÜNEŞ ENERJİSİ İLE SOĞUTMA SİSTEMLERİ (Şalvarlı, 1990)

1824 yılında Faraday, amonyak gümüş klorid akışkan çiftini kullanarak, buharların absorbe edilmesi ve sıvının buharlaştırılması ilkesine dayanan ilk soğutma denemesini gerçekleştirmiştir. 1978 yılında Abel Pirfe güneş ısıtıcılarının elde ettiği buharı basit bir absorpsiyonlu soğutma uygulayarak buz elde etmeyi başarmış ve güneş enerjisini ilk kez soğutma çevrimine uygulamıştır.

Güneşten elde edilen ısının soğutma için kullanılmasının bir diğer uygulamasının 1936 yılında Florida Üniversitesince gerçekleştirildiği 'Buhar püskürtmeli sistemler' de yoğunlaştırıcı kollektörler yardımıyla buhar püskürtücünün çalışmaya başlayacağı yüksek basınçta buhar elde edilmekte, buharın püskürtülmesi suretiyle oluşan buharlaşmayla da soğutma sıvısının sıcaklığı düşürülmektedir.

Buhar püskürtmeli sistemlerde, soğutma iletkenliğinin düşük olması ve güneşi takir edecek yoğunlaştırıcı güneş kollektörlerin kullanılmasının zahmetli ve pahalı olması nedeniyle sistem ticari bakış açısından küçük çapta mekan soğutulmasında kullanılmaktadır.

Soğutma, en önemli güneş enerjisi uygulamalarındadır. Bilhassa sistem hem ısıtma (kışın) hem de soğutma (yazın) için, çok amaçlı kullanılacaksa oldukça ekonomik olmaktadır. Soğutma için gerekli optimal kollektör alanı, ısıtmadakinden bir miktar daha büyük olacaktır.

Bilindiği gibi, Termodinamiğin 2. Kanunu Clasius ifadesine göre; ısı, soğuk bir ortamdan sıcak bir ortama kendiliğinden geçemez. Sisteme dışarıdan bir müdahale gereklidir. Bu tesir için (kaynak olarak) güneş enerjisinden faydalanılabilir. Genel bir kural olarak; soğutma işini yapan akışkan (çalışma sıvısı) soğutulacak ortamdan ısıyı mümkün olduğu kadar düşük basınçlı iken alır. Böylece, soğutulacak ortamdan düşük sıcaklıkta ısı çekilebilir. Daha sonra, akışkan üzerine dışarıdan iş yapılarak enerjisi arttırıldıktan sonra, mümkün olduğu kadar yüksek basınçlı iken de dış ortama ısı atılır. Böylece Termodinamik Soğutma Çevrimi oluşturulur. Çalışma sıcaklıklarında, kullanılan akışkan, faz değişimine uğruyorsa, yoğunlaşma çevrim söz konusudur ve ısı alış-verişi işlemleri daha tesirlidir.

Soğutma çevrimi için gerekli iş, güneş kolektöründen enerji alan bir Rankin-Güç çevrimiyle elde edilebilir. Bu işle, soğutma çevrimi kompresörü çalıştırılır. Tamamen mekanik olan bu sistemde, iki termodinamik çevrim vardır ve termik verim oldukça düşük olacaktır.

Termik verimi yükseltmek için çevrime ısı verme işlemi yüksek sıcaklıklarda gerçekleşmelidir. Düzlem güneş toplayıcılarla, (uygun verimde) ulaşılabilecek sıcaklıklar ise oldukça düşüktür.

Güneş enerjisi uygulamaları için absorpsiyon soğutma çevrimleri daha uygun olmaktadır. Bu çevrimlerde, çok yüksek sıcaklıklara gerek duyulmamaktadır. Akışkana basınç kazandırılması da sıvı fazda gerçekleştirileceği için, sıvı pompası mekanik işi (dışarıdan verilen iş), kompresör için gerekli iş yanında çok küçüktür. Bu sistemler biraz daha büyük yer kaplar ve minimum sıcaklık (soğutulacak ortam sıcaklığı) sınırlıdır.

Genel olarak güneş enerjisiyle soğutmada uygulanabilen sistemler şöyle özetlenebilir;

- 1) Soğutma çevrimine ısı verilen sistemler.
 - a) Adsorpsiyonlu kapalı soğutma çevrimleri
 - b) Adsorpsiyonlu açık soğutma çevrimleri
 - c) Adsorpsiyonlu kesikli soğutma çevrimleri
 - d) Adsorpsiyonlu soğutma sistemleri ve 'Zeolit Uygulamaları'
- 2) Soğutmanın, mekanik, elektrik enerjisi verilerek uygulandığı sistemler.
 - a) Rankine buhar sıkıştırımalı sistemler
 - b) Fotovoltaik güneş hücreli ve elektirik kompresörlü sistemler
- 3) Edilgen Soğutma çevrimleri

Ayrıca çok kuru ortamlarda ıslak bez filitrelerinin kurutulması veya havadaki nemin çekilerek suyun buharlaştırılması suretiyle de soğutma elde edilebilir.

En çok kullanılan sistem, absorpsiyonlu soğutma çevrimi olup bu soğutma da biri soğutucu (refrigerant) diğeri taşıyıcı veya emici (absorbent) olmak üzere iki farklı akışkan kullanılmaktadır. Soğutma işi yine, düşük basınçtaki soğutucu akışkanın evaporatörde Q_1 ısını alarak buharlaştırılması ve yüksek basınçta kondenserde yoğunlaşırken Q_2 ısının atılması ile olmaktadır. Basınç yükselmesi absorber ile generatör arasındadır. Absorber içinde

Q_3 ısısı atılarak emici akışkana emdirilen soğutucu akışkanın buharıyla oluşan çözelti, generatöre W işi yapılarak pompalanmaktadır. Generatörde alınan Q_4 ısısı yardımıyla sıcaklık yükselmekte ve buhar basıncı kondenserdeki doyma basıncına eşit tutulmaktadır. Böylece çözülden ayrılan soğutucu akışkan kondensere, geri kalan çözelti ise eşanjör ve kısma vanası üzerinden absorbere gönderilmektedir.

Güneş enerjisinden yararlanan absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde, en çok kullanılan akışkan çifti amonyak-su ve Li-Br/su dur. Li-Br/su akışkan çiftinde suyun görevi, soğutucu akışkan olarak çevrimi dolaşmak ve yüksek buharlaşma ısısıyla daha yüksek etkinlikte soğutma sağlamaktır. Li-Br ise soğutucu akışkan görevi görmektedir.

Li-Br/su çiftiyle çalışan absorpsiyonlu çevrimler güneş enerjisi uygulamaları için özellikle uygun niteliklere sahiptir. Üreteçdeki buharlaşma için 77°C ile 100°C arasında bir sıcaklığa ihtiyaç duyan bu sistem düz lehva kolektörleri ile elde edilebilen sıcak sular yardımıyla işletilebilmektedir. Li-Br/su karışımı çevre sıcaklığının yüksek olduğu yerlerde tercih edilmektedir. Etkenliğin büyüklüğü ve fiyatının ucuzluğu nedeniyle bu akışkan sıcak iklimlerdeki güneş enerjili soğutma sistemleri için uygundur. Bu nedenle uygulamada, soğutma sistemi için absorpsiyonlu soğutma sistemi, maliyeti ve mükemmel veriminden dolayı soğutkan-absorbent çiftleri içinde Li-Br/su çifti seçilmiştir.

5.1. Absorpsiyonlu (Soğurmalı) Soğutma Sistemleri

Absorpsiyonlu soğutma sistemleri, birinci ve ikinci olarak adlandırılan, iki farklı akışkanla ve ısı enerjisi ile çalışan sistemlerdir. Buharlaştırıcıda buharlaşan gaz birinci akışkan olup, soğutucu görevini üstlenmektedir. Bu akışkanın çevrimi gerçekleştirebilmesi için ikinci bir akışkan tarafından yutulması gerekmektedir. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde soğutulan ortamdaki ısı çekerek ısınan soğutucu akışkan, bir absorbe edici sıvı tarafından absorbe edilir. Oluşan çözelti bir eriyik pompası yardımı ile yüksek basınçlara çıkarılır. Daha sonra bu çözelti jeneratör vasıtasıyla ısıtılarak yüksek sıcaklıktaki soğutucu akışkanın tekrar serbest kalması sağlanır. Yüksek sıcaklıktaki bu soğutucu akışkanın ısısını çevreye vererek soğuması sağlanır. Soğuyan akışkan soğutma etkisini yaratmak için tekrar soğutulan ortama gönderilir.

En yaygın olarak kullanılan sistemlerden ikisi; suyun (H_2O) soğutucu akışkan olduğu, Li-Br'ün soğurucu akışkan olduğu ve soğutucu akışkanın amonyak olduğu (NH_3), yutucu madde

olarak ta suyun (H_2O) kullanıldığı sistemlerdir. Bunların dışında suyun soğurucu akışkan olduğu, su-lityum klorür sistemleri de kullanılmaktadır. Ancak son sistemin uygulama alanı, soğutma sıcaklıklarının sıfır derecenin üzerinde olduğu yaz iklimlendirmesiyle sınırlıdır.

5.1.1. Absorbsiyonlu Soğutma Temel Prensibi

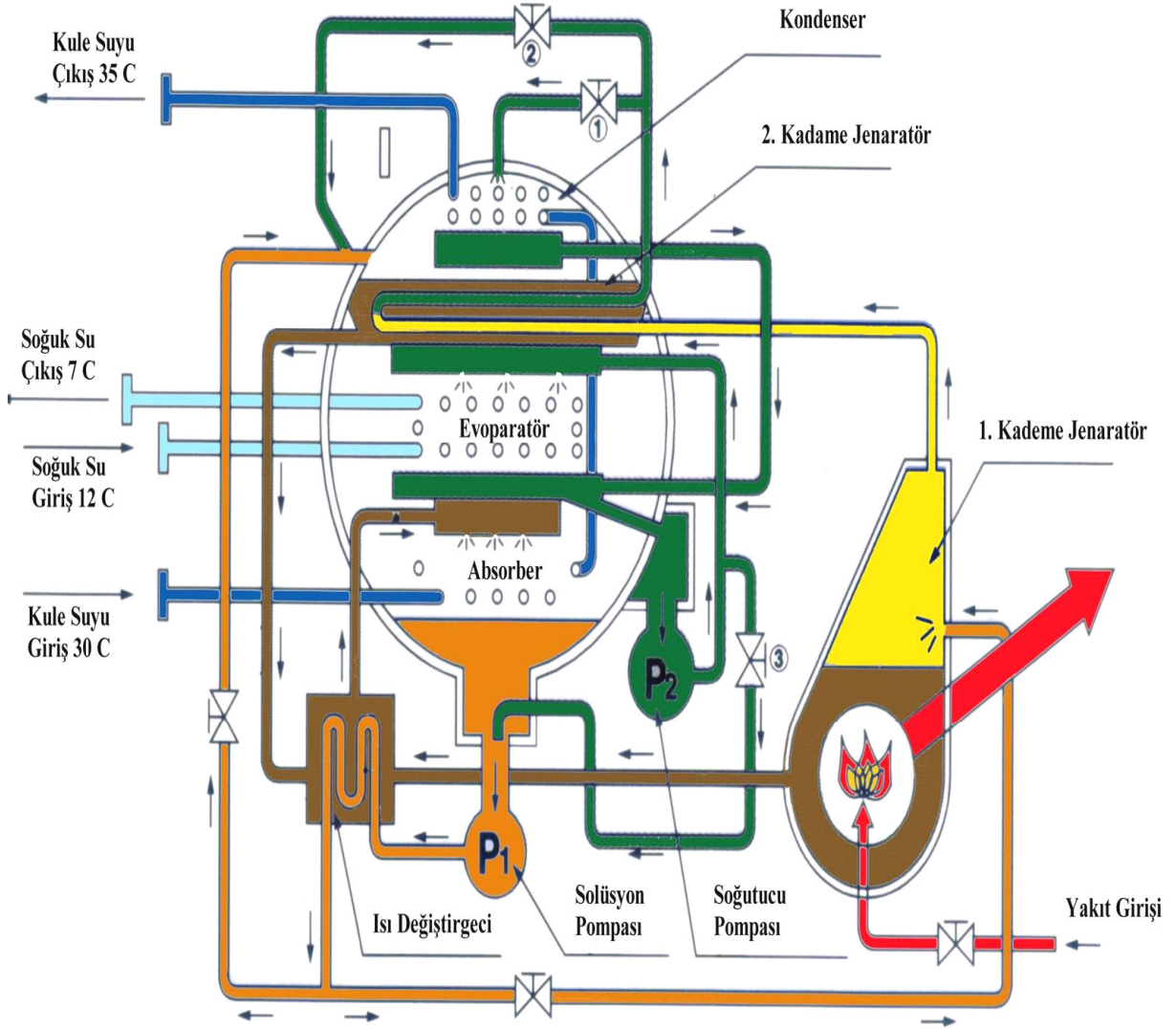
Bilindiği gibi, suyun kaynama noktası basınç ile doğrudan orantılıdır. Atmosferik basınçta (760 mmHg), su $100^{\circ}C$ ($212^{\circ}F$)'de kaynar. Daha düşük basınçta ise su daha düşük sıcaklıkta kaynar. 6 mmHg mutlak basınçta suyun kaynama noktası $3,7^{\circ}C$ ($38,7^{\circ}F$)'dir. Li-Br (Lityum Bromür), sofr tuzu (NaCl) ile kimyasal olarak benzerdir. Li-Br su içinde çözünebilir. Li-Br/Su solüsyonu, kendi kimyasal eğilimi sebebiyle, suyu absorbe etme özelliğine sahiptir. Li-Br solüsyonunun konsantrasyonu arttıkça ve sıcaklığı düştükçe suya karşı olan absorpsiyon eğilimi de artar. Buna ilave olarak, Li-Br'in ve suyun buhar basınçları arasında büyük bir fark vardır. Bu da demektir ki; eğer Li-Br/Su solüsyonun sıcaklığı artırılırsa, su buharlaşır ama Li-Br solüsyonda kalacağından solüsyon daha konsantre hale gelecektir.

Absorbsiyonlu sistemler soğutma etkisi yaratmak için ısı enerjisi kullanır. Bu sistemlerde soğutucu (Örnek: Su), evaporasyon sırasında düşük sıcaklıkta ve basınçta ısıyı absorbe eder ve kondensasyon sırasında da yüksek sıcaklıkta ve basınçta ısı açığa çıkartır. Absorbsiyonlu sistemler tek etkili ve çift etkili olmak üzere ikiye ayrılırlar. Tek etkili absorpsiyonlu sistemler yalnız soğutma amaçlı kullanılırken, çift etkili absorpsiyonlu sistemler ısı pompası şeklinde çalışarak hem soğutma hem de ısıtma amaçlı kullanılırlar [2].

5.1.2. Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimlerinin Çalışma Prensibi

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde amonyak-su ve Li-Br/su akışkan çiftlerinin kullanıldığı çevrimler olmak üzere iki çevrimden ağırlıklı olarak söz edebiliriz. İki çevrim arasındaki temel fark amonyak-su çiftinde soğurucu akışkan su iken, su-lityum bromid çiftinde soğurucu akışkan lityum bromiddir (Genceli, 1996).

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerini oluşturan parçalara ait bilgiler ve sistemin şematik gösterimi Şekil 5.1'de verilmiştir. Şekil 5.1'de verilen sistem parçalarının çalışma prensipleri açıklanarak soğutma sisteminin çalışmasını açıklamak gerekirse



Şekil 5.1 Absorpsiyonlu soğutma sistemini şematik gösterimi [2]

- Solüsyon Pompası

Emiş tankının dibinde düşük konsantrasyonlu Li-Br solüsyonu bulunur. Buradan, hermetik bir solüsyon pompası, solüsyonu borulu bir ısı değiştirgecine ön-ısıtma amaçlı olarak gönderir. Zayıf Li-Br solüsyonu bu ısı değiştirgecinde üst tanktan gelen konsantre solüsyon tarafından ısıtılır.

- Jeneratör

Zayıf Li-Br solüsyonu ısı değiştirgecini terk ettikten sonra üst tanka hareket eder. Zayıf Li-Br solüsyonu, hem buhar hem de sıcak su taşıyan boru demetini çevreler. Boru demetindeki

buhar ve sıcak su, zayıf Li-Br solüsyon havuzuna ısı transferi yapar ve zayıf solüsyon kaynamaya başlar. Bu sırada kaynama sonrası meydana gelen buharlaşma sonucu, zayıf Li-Br solüsyonu tankın üst kısmındaki kondensere soğutucu buhar gönderir ve tankın dibinde konsantre Li-Br solüsyonu kalır. Konsantre Li-Br solüsyonu, ısı değiştirgecine giderek jeneratöre pompalanan zayıf Li-Br solüsyonuna ön ısıtma yapar [2].

Jeneratördeki yüksek sıcaklık gereksiniminden dolayı (125-170°C) amonyak-su çiftli güneş kollektörlerinden kullanım için uyumlu değildir. Bu şekilde sadece orta konsantrasyon oranlı parabolik kollektörlerde elde edilebilir ki bunlar güneşi takip etmeye bağlı olarak bakım onarım gereksinimlerini yükseltir.

Li-Br/su çiftli için jeneratör sıcaklık gereksinimi daha düşüktür. (75-120°C) Bu sıcaklıklar yüksek performansta düz tabaka kollektörlerde, bileşik parabolik kollektörlerde ve boşaltılmış tüp kollektörlerden gerçekleştirilebilir ki bunlar orta konsantrasyon oranlı parabolik kollektörlerden daha ucuz ve kurması, çalıştırması daha kolaydır.

- Kondenser

Soğutucu buhar, nem tutuculardan geçerek kondenser boru demetine gider. Soğutucu buhar, borular üzerinde yoğuşur. Isı, tüplerin içinde hareket eden soğutma suyuna transfer olur. Soğutucu buhar, yoğunlaştıkça kondenserin dibindeki kaptan toplanır. Soğutma suyu ısınmış olarak kondenseri terk ederken, soğutucu buhar soğuyup yoğuşur [2].

- Evaporatör

Soğutucu sıvı, üst tanktaki kondenserdan alt tanktaki evaporatöre gider ve evaporatör boru demeti üzerine püskürtülür. Alt tanktaki büyük vakuma bağlı olarak (0,8 kPa = 6 mmHg), soğutucu sıvı 3,9°C (39°F)'de kaynar ve soğutucu etki yaratır. Vakum, tam alttaki absorberde higroskopik olarak üretilir. Bu proses sırasında soğuk su elde edilir.

- Absorber

Soğutucu buhar (büyük vakum altında kaynayıp buhara dönüşen soğutucu sıvı) evaporatörden absorbere hareket ettikçe jeneratördeki konsantre Li-Br solüsyonu, absorber boru demetinin üstüne püskürtülür. Konsantre Li-Br solüsyonu, evaporatörde büyük bir vakum yaratarak, soğutucu buharı solüsyona doğru çeker. Soğutucu buharın Li-Br solüsyonu içine absorbe

edilmesi ile ayrıca, soğutma suyu tarafından alınan ısı da üretilir. Artık zayıf Li-Br solüsyonu, solüsyon pompasına akmak üzere alt tankın dibinde birikir ve bu döngüye devam edilir [2].

5.1.3. Akışkan Çiftlerinin Karakteristik Özellikleri (Genceli, 1996)

Soğutucu akışkan ve absorbe edici çiftinden oluşan bir absorpsiyonlu soğutma sistemi için aşağıdaki şartların yerine getirilmesi gerekmektedir.

a) Katı fazın bulunmaması gerekmektedir. Göz önüne alınan sıcaklık ve derişiklik aralıklarında, hiçbir zaman soğutucu akışkan-absorbe edici çifti katı fazda bulunmamalıdır. Herhangi bir kısımda katılaşma olduğu durumda, bu kısımda akış duracağından buradaki cihazın devre dışı kalmasına neden olacaktır.

b) Buharlaşma oranı çok önemlidir. Soğutucu akışkan absorbe ediciye göre çok daha kolayca buharlaşabilmelidir. Bu şekilde iki akışkan birbirinden kolaylıkla ayrılabilir.

c) Birleşme eğilimi; Absorbent, soğutucuyla absorpsiyonun gerçekleştiği alandaki şartlar altında güçlü ilgi içinde almalıdır. Bu yakınlık aynı soğutucu etkinin daha az absorbentle sağlanmasına izin verir, ve böylece hassas ısı kayıpları azalır. Ayrıca ısıyı absorbentten basınçlı soğutucu absorbent solüsyonuna transfer edebilmek için biraz daha küçük sıvı ısı değiştiriciye gereksinim vardır. Dezavantaj olarak absorbentten soğutucuyu birbirinden ayırmak için jeneratörde ekstra ısıya ihtiyaç olacaktır.

d) Basınç; Orta işletme basınçları, ağır inşa edilmiş makinalardan (sistemlerden) sakınmak için kullanılabilir, ve düşük basınçlı bölümden yüksek basınçlı bölüme pompalamak için gerekli olan elektriksel gücü azaltır. Ayrıca geniş hacimli teçhizatlarda ve soğutucu buhar akışındaki basınç düşüşünü özel anlamda azaltmak için volume ihtiyaç vardır. Sistemde işletme basınçları normal seviyelerde bulunmalıdır. Yüksek basınçlar kalın cidarlı ekipmanlar gerektirmekte ve akışkanın pompalanması için önemli bir elektrik gücünü ihtiyaç doğurmaktadır. Alçak basınçlar ise büyük hacimli cihazları ve soğutucu akışkan buharlarının basınç düşümü için özel elemanları gerektirmektedir.

e) Kararlılık; Sistemdeki akışkanların uzun yıllar görev yapabilmesi ve zamanla özelliklerinin değişmemeleri için, devrede kullanılan akışkanların hemen hemen mutlak anlamda kararlı olması gerekmektedir.

f) Korozyon; Akışkanları korozif olmamalıdır. Eğer akışkanlar korozifse, korozyon indirgeciler kullanılabilir ki bunlar tehzizatın termodinamik performansına etki edebilir. Kararsızlık sonucunda akışkanlar veya çeşitli maddeler, sistem konstrüksiyonunda kullanılan bazı maddeleri aşındırabilir. Olumsuz etkileri azaltabilmek için sistemde korozyon önleyici maddeler gerekmektedir.

g) Emniyet; Konutlarda kullanılan soğutma devrelerindeki akışkanlar, zehirsiz ve yanmaz olmalıdır. Endüstriyel kullanımda bu şart fazla önemli değildir.

h) Taşınım özellikleri; Soğutucu akışkan ve absorbe edicinin viskozite, yüzey gerilme, ısı yayılım ve difüzyon katsayıları önemli karakteristik özelliklerdir. Örnek olarak, akışkanın düşük viskoziteye sahip olması, ısı ve kütle geçişini iyileştirirken, pompalama problemlerini azaltmaktadır.

ı) Gizli buharlaşma ısısı. Soğutma sisteminde dolaşan soğutucu akışkan ve absorbe edici miktarının en az değerde olabilmesi için, soğutucu akışkanın gizli buharlaşma ısısı büyük olmalıdır. Soğutucu, absorbent den daha fazla uçucu olmalıdır ki, ısıtılarak kolayca birbirlerinden ayrılabilirler

j) Denge: Gazların, katıların ve korozif maddelerin istenmeyen formlarından sakınmak için yüksek kimyasal dengeye ihtiyaç vardır.

k) Kayıp ısı: Soğutucu ve absorbent sirkülasyon oranını minimumda tutabilmek için, soğutucunun kayıp ısı mümkün olduğunca yüksek olmalıdır.

Absorpsiyon makinaları termal olarak aktive edilir, bu sebepleten yüksek güç girişi gereksinimi yoktur. Böylece, enerjinin pahalı veya zor elde edilebileceği durumlarda, yada atık gaz olan durumlarda veya güneş ısısının kullanılabilir olması durumunda absorpsiyon makinaları güvenilir ve sessiz bir soğutma sağlar. (1) Bir numara soğutucu (soğutkan) absorbent çiftinin kullanıldığı ki bunlar çoğunlukla Li-Br/su ve amonyak-su çiftleridir. Bu iki çift iyi termodinamik performans verir ve çevresel olarak da tehlikesizdir.

tekrar soğurucu haznesine aktarılır. Su buharı kondenserde ısısını verip kısılma vanasından geçtikten sonra sıvı fazında evaporatöre girerek çevrimi tamamlamış olur.

5.2.1. Li-Br/Su Soğutması (Florides, 2002), (Taner, 2005)

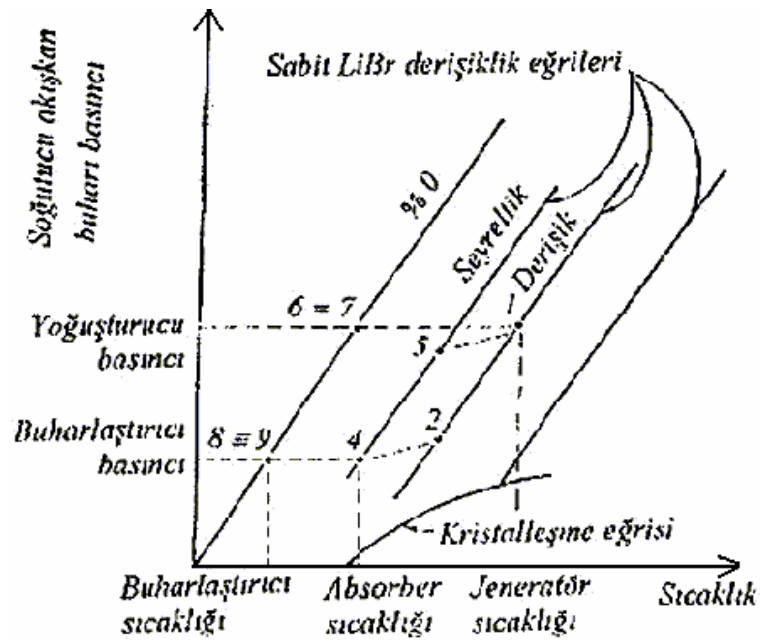
Li-Br/Su sistemleri, hava şartlandırmada ve diğer yüksek sıcaklıklı uygulamalarda yaygın olarak kullanılır. Fakat soğutucu su olduğundan, evaporatör sıcaklığı 0°C'den aşağı olan uygulamalarda kullanmak için uygun değildir. Li-Br, eriyik halinde olmadığı zaman higroskopik tuzdur ve su buharına daha fazla eğimlidir. Bununla beraber Li-Br/Su birleşiminin dezavantajı, sistemde meydana gelen uygun şartlar altında suda tamamen çözülemez. Sistemin dizaynında ve çalışmasında özel tedbirler almak gerekir. Çözücünün kristalleşmesine ve çökmesine izin verilmez. Li-Br/Su'lu sistemlerin esas avantajı ise çözücünün buharlaşmamasıdır. Şöyle ki; jeneratörden ayrılan soğutucu buhar ile çözücü karışmaz ve sistemde analizör ve ayırıcı istenmez.

Şekil 5.3'de ise bu çevrimin basınç-sıcaklık diyagramındaki değişimi görülmektedir. Su soğutucudur. Çalışma basınçları atmosfer basıncı altındadır. Örneğin evaporatör sıcaklığı 5°C ve kondenser sıcaklığı 38°C kabul edilirse, evaporatör ve kondenser basınçları sırasıyla 6,28 mmHg mutlak ve 48,88 mmHg mutlaklıdır. Düşük ve yüksek taraf basınçları arasındaki küçük basınç farklılıklarından dolayı, düşük ve yüksek taraf arasında basınç azaltıcı valfler genellikle istenmez. Boru bağlantıları ve püskürtme nozulları içinde basınç kayıpları gerekli basınç farklarını sağlar. Çözücünün soğutucu buharı absorbe etmesi, çözücünün izafi olarak absorbe edilmesine bağlıdır. Çözelti derişikliğini kontrol eden metodlar, jeneratöre verilen buhar veya sıcak su miktarının, kondenser suyu debisinin ve direkt olarak jeneratörden gelen çözeltinin fakirleştirilmesinin kontrolünü içerir.

Çevrimin işleyişi Dalton Kanunu esasına göre yapılır. Bu kanuna göre karışımın toplam basıncı, karışımındaki gazların her birinin tek tek kısmi basınçlarının toplamıdır. Bu tip sisteme göre, sistemdeki gaz ve buhar tarafından sisteme etki eden toplam basınç, sistemin bütün parçalarında aynıdır (Taner, 2005).

Li-Br/su sistemleri birincil jeneratörlerine ısı giriş metodlarına göre sınıflandırılırlar (yanma metodu) ve böylece absorpsiyon çevrimi tek ve çok etkili olarak belirlenir. Tek etkili absorpsiyon teknolojisi zayıf soğutma performansı katsayısı (COP) sağlar ki bu yaklaşık

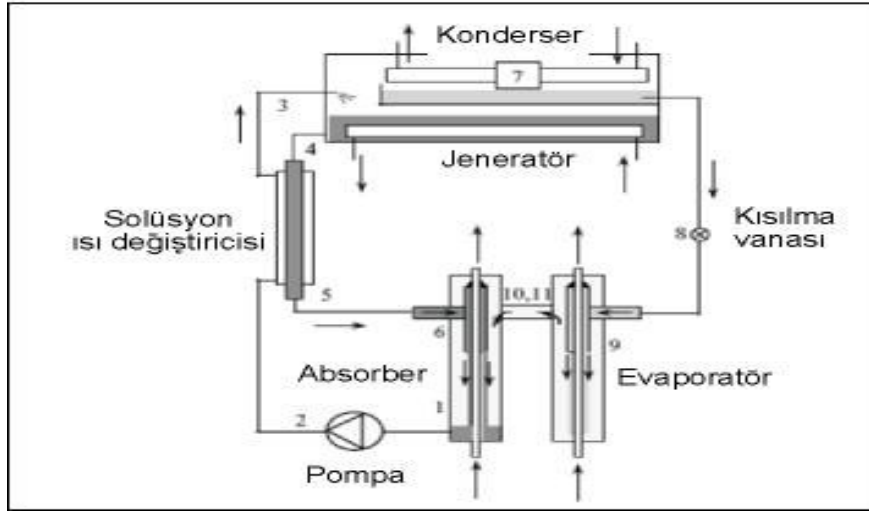
olarak 0.7 dir. Tek etkili absorpsiyon sistemi 75°C - 120°C oranları arasında ısı giriş sıcaklıklarında çalıştırılırlar. Çok etkili teknoloji daha yüksek COP verir fakat yüksek sıcaklıkta ısı kaynaklarının temin edilebildiği zamanlarda kullanılabilir. Çift etkili sistem, tek etkili çevrime en üst çevrim gibi ekstra kademe eklenerek yapılabilir. Böylece yüksek sıcaklık kademesinden geri çevrilen ısı, düşük sıcaklık kademesini beslemekte kullanılır. Li-Br/su sistemindeki soğutucu sudur, ve Li-Br absorber olarak rol oynar. Li-Br, su buharını absorbe eder, böylece absorberden jeneratör pompalama yapılması daha ekonomik ve kolay olur. Tek etkili Li-Br/su soğutması Şekil 5.4 de gösterilmiştir ve sistemin basınç sıcaklık diyagramının şematik gösterimi Şekil 5.5 de gösterilmiştir.



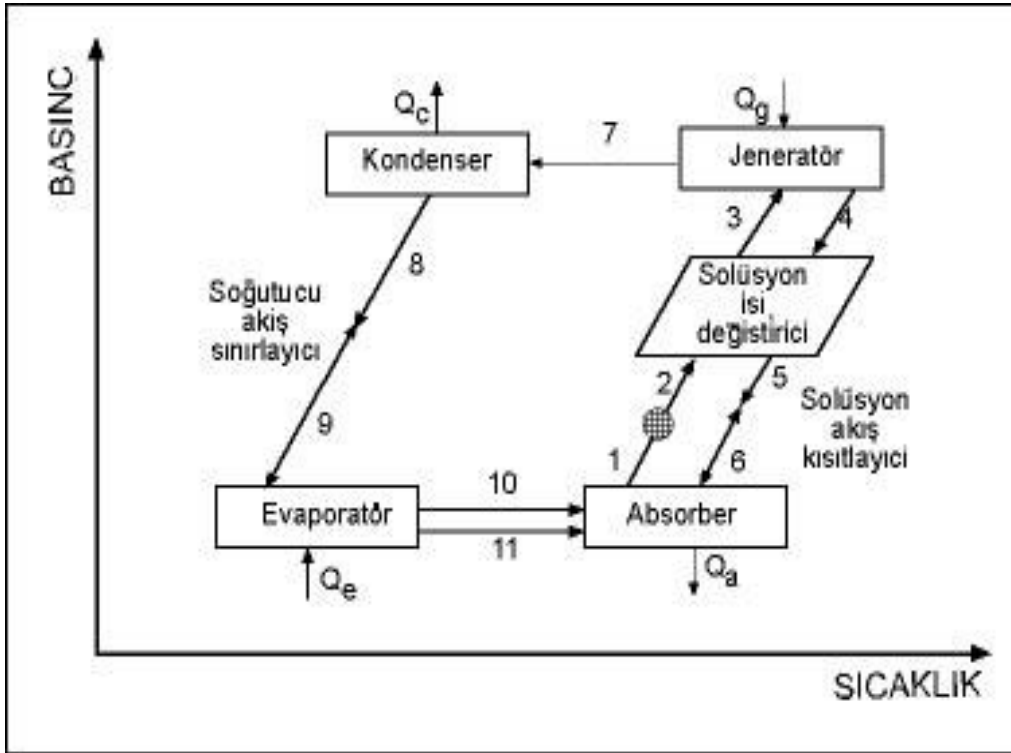
Şekil 5.3 Li Br / su eriyikli tek kademeli absorpsiyonlu soğutma çevriminin basınç- sıcaklık diyagramı (Genceli, 1996)

Şekil 5.4 de gösterilen sistemde verilen referans numaraları ile 1 nolu noktada, soğutucudaki solüsyon zengindir. 2 nolu noktada pompa, akışkanı ısı değiştiriciden jeneratöre doğru iter. 3 nolu noktada ısı değiştiricideki solüsyon sıcaklığı yükselmiştir.

Jeneratörde, ısıl enerji eklenmiştir ve solüsyondaki soğutucu kaynar. 7 nolu noktada soğutucu buhar kondensere doğru akar ve burada soğutucu kondens gibi ısı geri çevrilir. 8 ve 9 nolu noktalarda kondensi (yoğuşan) akışkan akış sınırlayıcıdan evaporatöre doğru akar .



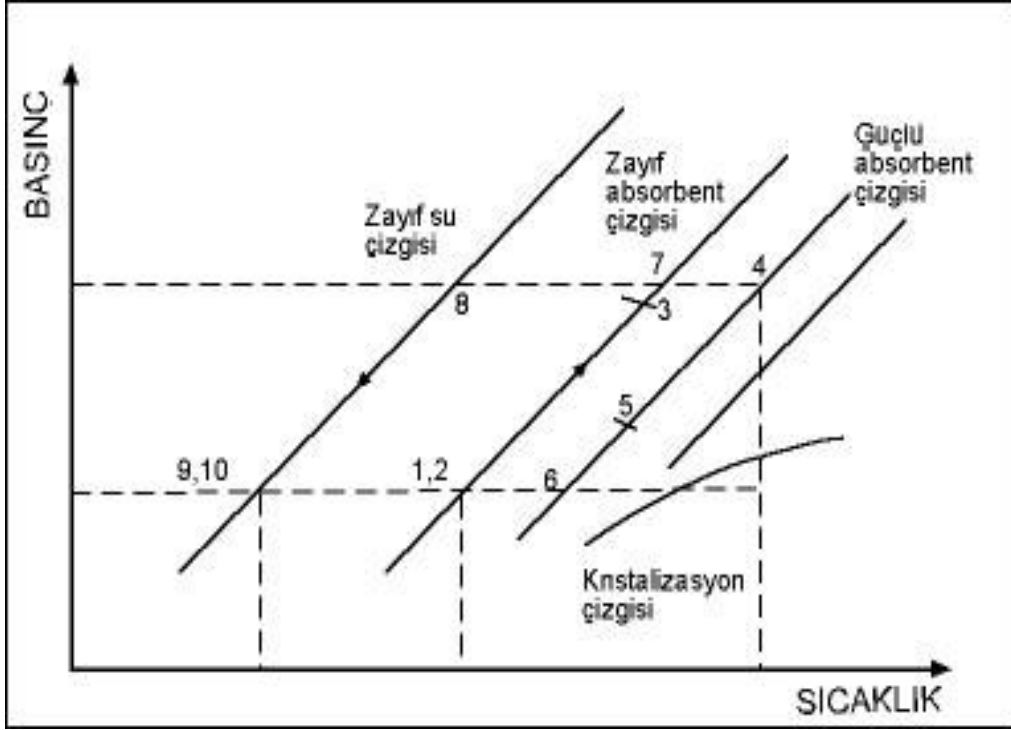
Şekil 5.4 Tek etkili Li -Br / Su soğutması (Florides, 2002)



Şekil 5.5 Tek etkili Li Br / Su soğutması basınç sıcaklık diyagramı (Florides, 2002)

10. 11. nolu noktada soğutucunun küçük bir kısmı evapatörden ayrılır, sıvı spillover gibi 4 nolu noktada jeneratör çıkışında akışkan absorbent soğutucu solüsyonu içerir ki bu ısı

değiştiricide soğutulmuştur. 6 dan 1 e kadar olan noktalarda solüsyon evaporatörden soğutucu buharını absorbe eder ve ısıyı ısı değiştiricisine doğru geri çevirir.



Şekil 5.6 Dühring grafiği (Florides, 2002)

Yukarıdaki prosedür Dühring grafiğinde gösterilebilir (Şekil 5.6). Bu grafik basınç sıcaklık grafiğidir burada diagonal çizgiler sabit Li-Br kütle parçalarını solda saf su çizgisiyle ve sağda kristalizasyon çizgisiyle gösterilmektedir.

5.2.2. Tek Etkili Li-Br / Su Absorbsiyon Çevrim Sistemlerinin Dizaynı (Florides, 2002)

Çevrim sisteminin modellenmesi yapılırken ve tek etkili Li-Br / su absorbsiyon soğutucularının performans değerlendirmesi yapılırken, basit sanılar ve giriş değerleri dikkate alınmalıdır. Şekil 5.4, 5.5, ve 5.6 daki numaralandırmalar ışığında aşağıdaki tespitleri yapabiliriz.

- Sabit kademeli durumunu soğutucu saf sudur.
- Akış sınırlayıcısından pompaya kadar olan bölümden ayrı olarak basınç değerini yoktur.
- 1,4,8 ve 11 noktalarında sadece ıslak doymuş sıvı vardır.
- 10 nolu noktada sadece doymuş buhar vardır.
- Akış sınırlayıcıları adyabatiktir.

- f) Pompa isentropik tir.
g) Gömlek ısı kaybı yoktur.

Tasarım yöntemi yukarıda gösterilmiştir.

5.2.2.1. Evaporatör Analizi (Florides, 2002)

Evaporatörde, soğutucu doymuş su buharı ve sıcaklığında (T_{10}) ki bu 6°C olarak görülür, 10 noktasındaki doyma basıncı, Şekil 5.6 daki eğriden $0,934$ kPa olarak hesaplanabilir, ve entalpisi $2511,8$ kJ/kg olarak bulunur. 11 nolu noktada soğutucu doymuş sıvı olduğundan entalpisi $23,5$ kJ/kg dir. 9 noktasının entalpisi kısılma prosesinden belirlenir ve soğutucu akış sınırlayıcısına ilave edilir ki bu durumda ise $h_8 = h_9$ olarak saptanır. Burada h_8 'i belirlemek için bu noktadaki basıncın belirlenmesi gerekmektedir. 4 noktasından sonra solüsyon kütle parçalarının %60 oranında Li-Br olacağı ve doyma kademesindeki sıcaklığın 90°C olacağı görülmektedir. Li-Br doyma basıncı olarak $9,66$ kPa ve $h_4 = 212,2$ kJ/kg verilmektedir. 4 noktasındaki basıncın 8 noktası ile aynı olduğunu dikkate alırsak, $h_8 = h_9 = 185,3$ kJ/kg olur. Evaporatörde ilişkilendirilen bütün noktaların entalpi değerleri bilinirse kütle ve enerji denge denklemleriyle soğutucu kütle akışı, ve evaporatör çıkış güçleri hesaplanabilir. Şekil 5.4 dikkate alınarak aşağıdaki denklemler yazılabilir.

Evaporatördeki kütle dengesi :

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} + \dot{m}_{11} \quad (5.1)$$

Evaporatördeki enerji dengesi :

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_{10}h_{10} + \dot{m}_{11}h_{11} - \dot{m}_9h_9 \quad (5.2)$$

5.2.2.2. Absorber Analizi (Florides, 2002)

Şekil 5.4 de absorber için :

m_{10} ve m_{11} değerleri bilindiğinde, absorber çevresinde kütle dengesi şöyle verilebilir;

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_{10} + \dot{m}_{11} + \dot{m}_6 \quad (5.3)$$

ve

$$x_1\dot{m}_1 = x_6\dot{m}_6 \quad (5.4)$$

Kütle parçacıkları x_1 ve x_6 değerleri (5.4) nolu denklemde yerlerine koyulursa m_1 ve m_6 değerleri hesaplanabilir.

Herbir ilişkilendirilen noktaların entalpi değerlerinden absorberin ısı transfer oranı belirlenebilir. 1 noktasında entalpi giriş kütle oranı ile (%55) belirlenebilir ve sanı şudur ki; evaporatör gibi aynı basınçtaki hali doymuş sıvıdır (0,934 kPa). Bu değer $h_1= 83$ kJ/kg dır. 6 noktasındaki entalpi değeri kısma modelinden belirlenebilir ve bu değer $h_6 = h_5$ dir. 5 noktasındaki entalpi değeri bilinmemektedir, fakat solüsyon ısı değiştiricisi üzerindeki enerji dengesiyle belirlenebilir. Adyabatik çevrim olduğu düşünülürse aşağıdaki denklem elde edilir.

$$\dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_4 h_4 = \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_5 h_5 \quad (5.5)$$

3 noktasındaki sıcaklık giriş değeri (65°C) ve aynı zamanda 1 den 3 noktasına kütleli debisi dikkate alındığında bu noktada entalpi değeri 145,4 kJ/kg bulunur. 2 noktasındaki entalpi değeri izentropik pompalama modeli ile belirlenebilir. Minimum iş girişi = W şu şekilde elde edilebilir;

$$W = m_1 \cdot v_1 \cdot (P_2 - P_1) \quad (5.6)$$

(5.6) denkleminde v (m^3/kg), özgül hacmi ifade eder ve sıvı solüsyon için 1 ve 2 noktalarında değişmediği görülmektedir. Sıvı solüsyonun özgül hacmi Şekil 5.6 daki eğriler yardımıyla belirlenebilir. Şimdiki çalışmalarda bütün değişkenler bilindiği takdirde pompa gücü aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$W = 0,29 \text{ Watt}$$

5 noktasında bilinmeyen entalpi değerini bulmak için (5.5) denklemi çözülür. Buradan $h_5 = 144,2$ kJ/kg değerini hesaplayabiliriz. Bulunan entalpi değerinden 5 noktasının sıcaklık değeri bulunabilir, bu değer 54,8°C olarak bulunur.

Sonuç olarak absorber için enerji dengesi :

$$Q_a = m_{10} \cdot h_{10} + m_{11} \cdot h_{11} + m_6 \cdot h_6 - m_1 \cdot h_1 \quad (5.7)$$

denkleminde elde edilir.

5.2.2.3. Jeneratör Analizi (Florides, 2002)

Jeneratöre ısı girişi enerji dengesinden belirlenir ki bu aşağıda verilen denklemle hesaplanabilir.

$$Q_g = m_4 \cdot h_4 + m_7 \cdot h_7 - m_3 \cdot h_3 \quad (5.8)$$

7 noktasındaki entalpi değeri bu noktadaki sıcaklık değeri, giriş değeri olduğu sürece belirlenebilir. Genel olarak 7 noktasında aşırı ısınmış su buharı vardır. Bu noktadaki basınç ve sıcaklığın bilinmesiyle entalpi değeri belirlenebilir.

5.2.2.4. Kondenser Analizi (Florides, 2002)

Kondenser ısısı enerji dengesinden belirlenebilir, buda şu denklemi verir:

$$Q_c = m_7 \cdot (h_7 - h_8) \quad (5.9)$$

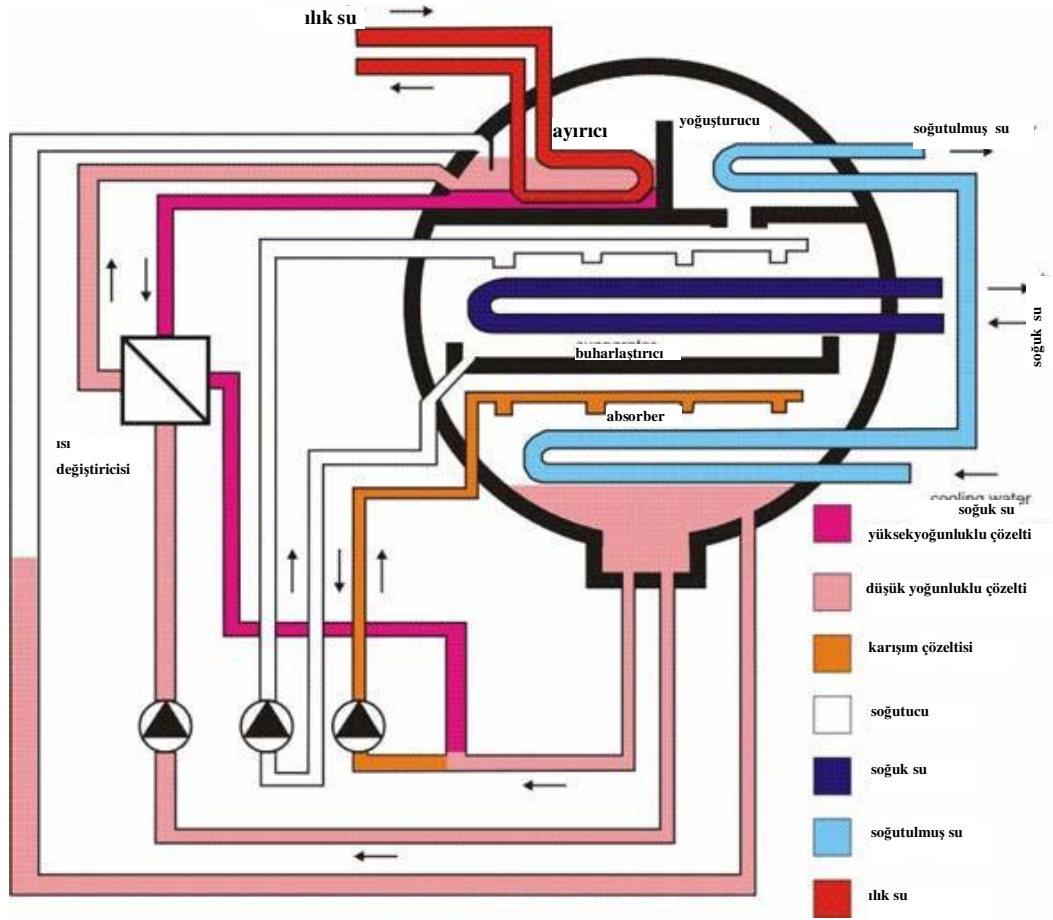
5.2.2.5. Performans Katsayısı (Gürsürer, 2005)

C.O.P şöyle belirlenebilir.

$$\text{COP} = \frac{\text{Soğutma etkisi}}{\text{Harcanan iş}} = \frac{Q_c}{Q_g}$$

5.2.3. Absorbsiyonlu Su - Lityum Bromid Çilleri

Şekil 5.7’de endirekt ateşlemeli, sıvı soğutucular halinde mevcut su-lityum bromid çillerinin şematik diyagramı verilmektedir. Sistemin çalışması şöyle özetlenebilir. Absorberde bulunan düşük yoğunluklu Li-Br/su eriyiği eriyik pompasının yardımıyla ısı değiştiricisine gelerek burada ayırıcıdan (kaynatıcı) gelen yüksek yoğunluklu çözelti tarafından bir miktar ısıtılarak ayırıcıya (kaynatıcı) gönderilir. Ayırıcıda ılık su giriş çıkışı vardır ve burada sisteme enerji verilmektedir. Jeneratörde yani diğer ismiyle kaynatıcıda verilen ısıyla soğutucu akışkan buharı, yani su buharı buharlaşarak eriyikten ayrılır. Buharlaşan su buharı hemen yan haznedeki yoğuşturucuya gelerek burada yoğuşur ve bu işlem esnasında dışarıya ısı atılır. Yoğuşturucudaki tamamen yoğuşmuş su halindeki soğutucu akışkan buradan buharlaştırıcıya gelerek buharlaşma için gerekli ısıyı tesisatta soğutucu olarak kullanılacak sudan çekerek buharlaşır. Şekil 5.7’de görüleceği gibi elde edilen soğuk su lacivert renkte gösterilmiştir. Buharlaştırıcıdan doymuş buhar halinde çıkan su buharı absorbere girer. Absorberde kaynatıcıdan dönen zengin eriyik, buharlaştırıcıdan gelen soğutucu akışkan buharını yutar. Yutma işlemi esnasında da yine bir miktar enerji açığa çıkar çünkü reaksiyon ekzotermiktir. Sonuçta absorber içerisinde yine düşük yoğunluklu eriyik elde edilmiş olunur ve döngü aynı şekilde devam eder. Bu sistemde hem soğutucu su hemde güçlü absorbent spreylenebilir. Bu sayede ısı transferleri daha verimli gerçekleşir.



Şekil 5.7 Endirekt ateşlemeli su-lityum bromid çilleri (Genceli, 1996)

Endirekt ateşlemeli su-lityum bromid çillerinde kullanılan ekipmanlar ve çalışma prensipleri aşağıda verilmiştir.

Jeneratör, çözeltiliye daldırılmış, buhar veya sıcak sıvılarla ısıtılan boru demetidir. Atmosferik gaz brülörü jeneratörü ateşler.

Yoğuşturucu, jeneratörün üzerindeki buhar boşluğuna yerleştirilmiş olan ve eliminatörlerle tuz taşınması engellenen, boru demetidir. Yoğuşturucuya gelen soğutma suyu önce absorberden geçer.

Absorber, üzerine güçlü absorbent spreylene boru demetidir. Soğutucu buharı, ısıyı geçmekte olan soğutma suyuna bırakarak absorberde yoğunlaşır.

Buharlaştırıcı, üzerine soğutucu suyu spreylene ve buharlaşan boru demetidir. Soğutulacak su, boruların içinden geçmektedir.

Çözelti ısı değiştiricisi, tamamen çelik gövde ve boru yapıdadır.

Çözelti ve buharlaştırıcı pompaları, genellikle soğutma ve yağlama için çevrim sıvıları kullanan hermetik tasarımlı, elektrik motoru tahrikli santrafuj pompalardır.

Temizleyici (Purger) bütün ekipmanlarda, yoğunlaşmayan gazları çıkarmak için kullanılır. Küçük miktarlarda bulunan yoğunlaşmayan gazlar, absorberdeki toplam basıncı, buharlaştırıcı basıncını önemli oranda değiştirmeye yetecek kadar yükseltebilir. Çok küçük basınç artışları, soğutucu buharlaşma sıcaklığında önemli değişmeye neden olabilir.

Mekanik genleşme vanaları absorpsiyon ünitelerinde kullanılmaz. Buharlaştırıcıya soğutucu sıvısının akışı, yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcı arasında bir delik veya başka bir sabit sınırlama ile kontrol edilebilir.

Kapasite kontrolüne ilişkin, bütün Li-Br/su çevrimli absorpsiyon makineleri yük varyasyonlarını karşılar ve absorbent çözeltisinin tekrar konsantrasyon oranını (hızını) değiştirerek soğutulmuş su sıcaklığı kontrolünü sağlar. Verilen herhangi bir sabit yükte, soğutulmuş su sıcaklığı, soğutucu ve soğutulmuş su arasında bir sıcaklık farkı ile muhafaza edilir. Soğutucu sıcaklığı, sırayla bir akış oranı ve çözelti konsantrasyonu ile beslenmekte olan absorber ve absorber soğutma suyu sıcaklığı ile muhafaza edilir.

Yük değişimleri, soğutulmuş su sıcaklığında karşılık gelen değişimlerle yansıtılır. Örneğin bir yük azalması, buharlaştırıcıda daha az sıcaklık farkı gerekmesine, çözelti akışı veya konsantrasyon gerekliliğinin azalmasına yol açar. Sonuçtaki soğutulmuş su sıcaklığı düşmesi, esas olarak absorberin azalan gerekliliklerine uymak için tekrar konsantrasyon oranının uyarlanması ile karşılanır. Cihazdan çıkan soğutulmuş sudaki bir termostat ile, bir yük değişikliğinden sonuçlanan soğutulmuş su sıcaklığı değişimlerini hisseder.

Soğutulmuş su termostatu aşağıdakilerden birini kontrol eder:

- Jeneratör pompasının akışını orantılayan, bir bölümünü jeneratöre gönderen ve kalanını, dönüş akışı ile karıştığı jeneratör çözeltisi geri dönüş bağlantısına saptıran (çeviren gönderen) bir otomatik üç yollu çözelti vanası. Isı girdisi, jeneratör ısı transfer yüzeyinin miktarı azaltılarak ve çözelti sıcaklığının yükselmesine izin verilerek bu kontrol aracı ile azaltılır.
- Buhar basıncı ve sıcaklığını azaltan bir otomatik buhar vanası. Isı girdisi, buhar ve çözelti arasında azalmış sıcaklık farkı ile düşürülmektedir.
- Jeneratöre giden çözelti akışını önceden belirlenen yüklerde bir veya daha fazla kademedeki azaltan bir saptırmayan (nondiverting) tipi çözelti vanası ile kombine bir otomatik buhar vanası. Çözelti akışı azalması genellikle %50'den fazla olmaz. Ana kontrol buhar vanasıdır.

- Bir öncesine benzer vana; saptırmayan (nondiverting) tipi solüsyon vanasının oranlı olarak kontrol edilmesi hariç, maksimum çözelti akış azalmasının genellikle %50'den az olmasını kontrol eder.

Yoğuşan su sıcaklığındaki değişmelerin -3 ile $+3$ derece aralığı içerisinde sınırlandırılması gerekmektedir. Bu genellikle, soğutma kulesi ve makina arasına takılan bir üç yollu kontrol vanası ile yapılmaktadır. Yoğuşan su sıcaklığından kontrol edilen bu vana, su sıcaklığını dizayn limitleri içerisinde tutmak için yoğunlaşan suyu tekrar dolaştıracak ve karıştıracaktır.

Ekipmanda kullanılan koruyucu cihazlar aşağıda verilmiştir;

- Düşük sıcaklık otomatik devre kesicisi
- Soğutma suyu düğmesi
- Soğutulmuş su düğmesi
- Sıvı seviye düğmesi
- Jeneratör gövde patlama diskisi

5.3. Güneş Enerjisi Kaynaklı Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi Modellenmesi (Atmaca, 2003)

Güneş enerjisi kaynaklı tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminin şematik diyagramı Şekil 5.8 de verilmiştir. Önceki bölümlerde anlatıldığı üzere absorpsiyonlu soğutma sistemini meydana getiren başlıca elemanlar yoğuşturucu, buharlaştırıcı, kaynatıcı, absorber ve eriyik eşanjörü olarak tanımlanır.

Şekil 5.8 de gösterilen Li-Br/su ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sisteminin çalışma prensibi şu şekilde özetlenebilir. Absorberde bulunan Li-Br bakımından fakir eriyik, eriyik eşanjöründe bir miktar ısınarak kaynatıcıya gelir. Kaynatıcıda verilen ısı ile, soğutucu akışkan buharı buharlaşarak eriyikten ayrılır. Buharlaşarak kaynatıcıyı terkeden soğutucu buharı yoğuşturucuya girer. Kaynatıcıda, içinden soğutucu buharının ayrılması ile Li-Br bakımından zenginleşen eriyik, ısı değiştiricisinden geçip fakir eriyiğe ısı verdikten sonra absorbere geri döner. Yoğuşturucuya giren soğutucu buharı burada yoğuşarak dışarıya ısı atar. Yoğuşturucudan tamamen yoğuşmuş olarak çıkan soğutucu akışkan bir kısımla vanasından geçerek buharlaştırıcıya girer. Buharlaştırıcıya kısımla giren soğutucu akışkan, burada buharlaşarak, buharlaşma için gerekli ısıyı iklimlendirme işleminde kullanılan soğutulan

sudan çeker. Buharlaştırıcıdan doymuş buhar veya kızgın buhar fazında çıkan soğutucu akışkan absorbere girer. Absorberde, kaynatıcıdan dönen zengin eriyik buharlaştırıcıdan gelen soğutucu buharını yutar. Yutma işlemi esnasında ısı açığa çıkar. Absorber içinde tekrar Li-Br bakımından fakir hale gelen eriyik bir pompa vasıtasıyla tekrar kaynatıcıya gönderilir ve döngü aynı şekilde devam eder.

Güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu soğutma sisteminde, güneş enerjisi ile ısıtılan sıcak su, sistem elemanlarından kaynatıcıda Li-Br/su eriyiğinden soğutucu akışkan olarak kullanılan suyu ayırmak için kullanılır. Sistemde, kaynatıcıda gerekli ısı güneş enerjili sistemden sağlandığı için, sisteme ek olarak kollektör, depolama tankı ve yardımcı enerji kaynağı gelmiştir.

Güneş enerjisi sistemi, kaynatıcıda kullanılan sıcak suyu depolayan, depo tank sıcaklığının anlık olarak tayini esas alınarak modellendirilmelidir. Depo tank sıcaklığının bulunabilmesi için, belli bir bölgede birim yüzeye düşen anlık ışıma miktarı ve buna bağlı olarak kollektörlerde toplanan faydalı enerji miktarı ve yardımcı enerji kaynağı ısıl gücünün hesaplanması gerekmektedir.

Kollektörlerde toplanan faydalı enerji aşağıdaki formülle hesaplanabilir;

$$Q_f = A_t \cdot I_e \cdot \eta_t \quad (5.10)$$

Buradan anlık toplayıcı verimi şu şekilde formülize edilebilir;

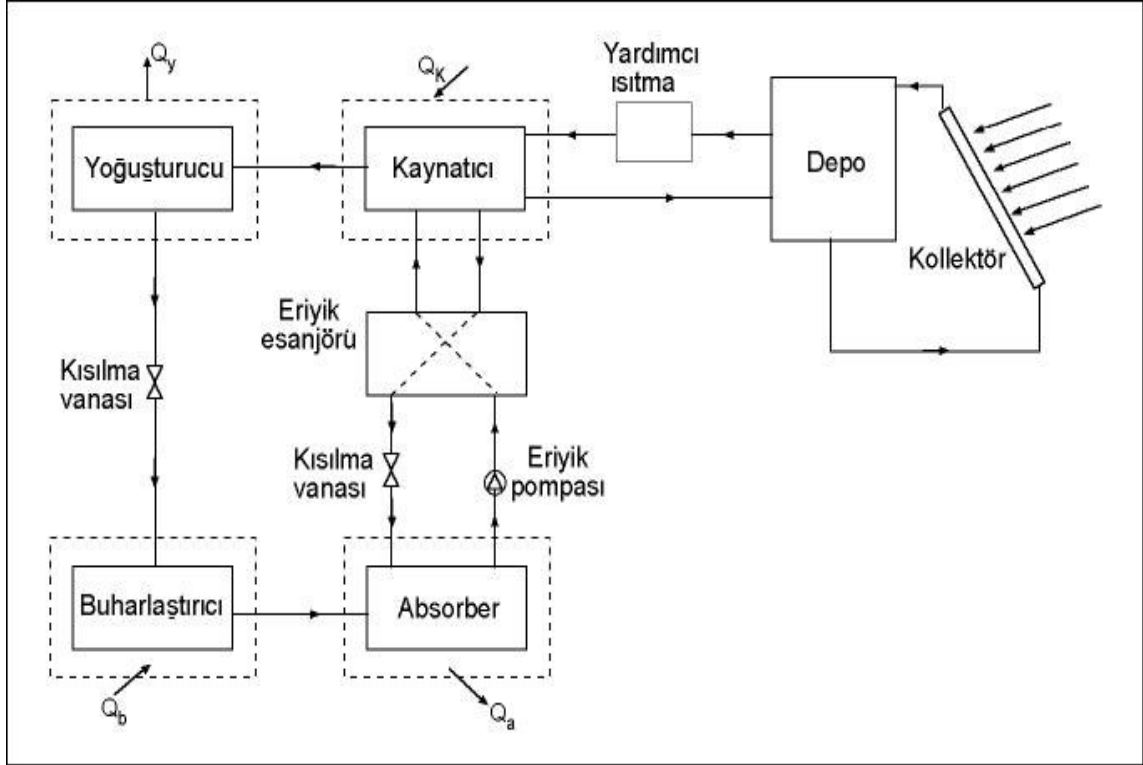
$$\eta_t = F_t \cdot (\tau\alpha)_e - F_t \cdot K \cdot ((T_g - T_c) / I_e) \quad (5.11)$$

(5.11) numaralı denklemde $(\tau\alpha)_e$, efektif yutma- geçirme katsayısıdır, Çizelge 8.1'den alınabilir.

Depoda bulunan su, kollektörlerde ısıtılmakta ve bu su kaynatıcıda ısıtıcı akışkan olarak kullanılmaktadır. Bu depoya kollektörler vasıtasıyla bir enerji girişi olurken aynı zamanda depolanan enerjinin bir kısmı kaynatıcıda kullanılmakta, bir kısım enerji de depo cidarından çevreye kayıp olarak transfer olmaktadır. Deponun enerji dengesini,

$$(m \cdot c_p)_d \cdot dT/dt = Q_f - Q_L - Q_k \quad (5.12)$$

şeklinde yazılabilir. Bu denklemde Q_f değeri denklem (5.10) ile hesaplanır.



Şekil 5.8 Güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu soğutma sisteminin şematik diagramı (Atmaca, 2003)

Absorpsiyonlu soğutma sisteminin çalışması için referans sıcaklıklar tayin edilmelidir. Referans sıcaklık, sistemin çalışması için gerekli minimum sıcaklıktır. Kaynaticıda sıcak akışkan olarak kullanılan suyun sıcaklığı 80°C 'nin altına düşerse kaynaticıda eriyikten yeterli miktarda soğutucu buharı ayıramamaktadır. 90°C 'nin üzerindeki sıcaklıklarda ise suyun buhar faza geçme tehlikesi bulunmaktadır. Depodaki su sıcaklığı belli saatlerde bu referans değere ulaşamamaktadır. Bu durumda depo çıkışına yerleştirilen bir yardımcı enerji kaynağı ile su referans sıcaklığa kadar ısıtılıp kaynaticıya gönderilmektedir.

6. ALTERNATİF SOĞUTMA SİSTEMİ - DOĞALGAZLI SOĞUTMA

Soğutma işleminin, yaygın olarak elektrikli sistemler ile yapıldığı bilinmektedir. Ancak, ticari soğutma işinde elektrik ve doğal gaz arasındaki rekabetin artışı ile birlikte, yeni doğal gaz yanmalı soğutma sistemleri, geçtiğimiz 10 yıl içerisinde önemli teknik gelişmeler kaydetmiştir. Günümüzde doğal gazlı soğutma, elektrikli soğutma teknolojilerine karşı daha az maliyetli ve çevre uyumludur [2].

6.1. Doğalgazlı Soğutmanın Avantajları [2]

Avantajlar şöyle sıralanabilir,

- 1). Direkt ateşlemeli brülörlü modellerin, kışın ısıtma kazanı yazın da soğutma grubu olarak kullanılabilmesi dolayısı ile ısıtma-soğutma ihtiyacına ortak olarak cevap verebilmesi.
- 2). Elektrikli soğutmada kullanılan soğutucu akışkan kloroflorokarbon'nun aksine doğalgaz da kullanılan Li-Br ve amonyak soğutucu akışkanlarının çevre dostu olması.
- 3). İşletme maliyetlerinin düşük olması.
- 4). Elektrik tesislerinde ve kablolamalarda klima santralleri için gelen ilave maliyetlerin azaltılması.
- 5). Gaz firmalarının teşvik edici fiyat indirimleri.
- 6). Teçhizatın daha uzun ömürlü olması.
- 7). Kullanım esnekliği (hem ısıtma hem soğutmada).
- 8). Kullanım kolaylığı.
- 9). Doğal gazın kesintisiz temini.
- 10). Oluşabilecek acil durumlara kısa zamanda müdahale (15 dakika).
- 11). Özellikle aşırı sıcak günlerde elektrik kullanımını düşürerek, enerji kullanımını dengelemesi.
- 12). Bina dışına konulduğunda dış etkenlere karşı dayanıklı olması.
- 13). Teçhizat için boş alan ihtiyacının düşük olması.
- 14). Çalıştırma sisteminin kolay olması.
- 15). Kullanım alanlarının geniş olması (kurumlar, okullar, hastaneler, üniversiteler, belediye binaları vs.).
- 16). Hareket eden parçası olmayan basit bir sistem olması.
- 17). Yüksek güvenilirlik.
- 18). Bakım maliyeti düşüklüğü.
- 19). Uzun ömürlü olması (en az 20 seneden başlayan).
- 20). Doğal gazın yaz-kış tüketimleri arasındaki farklılıkları dengelemesi.

- 21). Farklı ısı kaynakları ile kullanılabilmesi
- 22). Kojenerasyon ünitelerinde açığa çıkan atık ısı, absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde ısı girdisi olarak kullanılarak sistemlerin birbirlerine entegre edilmesi sağlanabilir (aynı sistemden elektrik, ısıtma, soğutma, sıcak su üretme imkanı).
- 23). Verimi arttırıcı yönde çalışmalarla birlikte yeni yüksek performanslı cihazların üretilebilmesi.
- 24). Düşük sıcaklıklar için amonyaklı absorpsiyonlu çillerlerin geliştirilmesi.
- 25). Düşük emisyon için çalışmaların olması.
- 26). Değişken yük ve şartları karşılayabilme kabiliyeti.
- 27). Doğal gazla bağlantılı soğutma sistemi üreten firmaların gün geçtikçe artması.

7. ISI KAYBI HESAPLARI (DIN 4701) (Isısan, 1998)

Isı kaybı hesaplarını yapabilmek için gereken sayısal değerler, mimari projeden edinilen ve bunlar esas alınarak seçilmiş veya hesaplanmış verilerden oluşur. Binanın her bir hacmi iki şekilde ısı kaybeder. Birincisi, yapı bileşenlerinden ısı geçişi şeklinde iletimsel ısı kaybı, ikincisi hava sızıntısı ısı kaybı olup, gerçek ısı kaybı bunların toplanması ile bulunur. Bu bölümde iletimsel ve hava sızıntısı ısı kayıplarının hesaplanması anlatılacak ve gerekli formüller verilecektir (MMO Yayın No:84, 1999).

7.1. Kullanım Alanı

Dın 4701 normu sürekli ve tamamen veya kısmen ısıtılan binalardaki odalar için geçerlidir. Burada tamamen ısıtılan binalar denilince, az sayıdaki ikinci derecedeki odalar istisna olmak üzere, tüm odaları belirlenen sıcaklıkta ısıtılan binalar anlaşılmalıdır. Kısmen ısıtılan binalar denince de komşu odalarda daha düşük sıcaklıklar oluşabilen binalar anlaşılmalıdır. Bu norma göre belirlenen ısı kaybına uygun şekilde tasarlanmış ısıtma sistemleri, zaman zaman (örneğin geceleri) belirli kısıtlamalar veya kesintiler ile işletildiklerinde bile tatminkar bir ısıtma sağlayabilir. Nadiren ısıtılan binalar için özel durumlar başlığı altında bir hesaplama yöntemi verilmiştir.

7.2. Hesaplama Yöntemine Genel Bakış ve Bunun Esasları (Isısan, 1998)

Alışılmış ve özel durumların hesaplama yöntemleri arasında bir ayrım yapılmaktadır.

- Alışılmış Durumlar

Alışılmış durumlarla ilgili yöntem pratikte karşılaşılan binaların bir çoğuna uygulanabilir. Örnek olarak; apartmanlar, büro ve idari binalar, okullar, kütüphaneler, hastaneler, bakım evleri, cezaevleri, restaurantlar, marketler ve diğer ticari binalar, işletme binaları sayılabilir.

- Özel Durumlar

Aşağıdaki özel durumlar için özel hesaplama yöntemleri verilmiştir.

- a) Nadiren ısıtılan odalar,
- b) Çok ağır yapıda odalar
- c) Oda yüksekliği fazla olan salonlar,
- d) Seralar

- Alışılmış Durumlara İlişkin Hesaplamaların Ana Hatları

Bir odanın norm-ısı kaybı olarak, talep edilen norm-iç oda şartlarının oluşması için, odaya norm-dış hava şartlarında verilmesi gereken ısı gücü gösterilmektedir.

Hesaplama için sürekli hal (yani tüm hesap büyüklüklerinin zamansal olarak değişmemesi) şart koşulmaktadır. Ayrıca ısıtılan komşu odalara sınır teşkil eden yüzey sıcaklığının sürekli hava sıcaklığına eşit olduğu ve dış duvarların sadece iç oda sınır alanlarıyla ışıyım alışverişinde bulunduğu kabul edilmektedir.

Norm-ısı kaybı bu şartlar altında bir bina özelliğidir. Bu değer konvansiyonel ısıtma cihazlarının yeterli doğrulukta seçiminde (bunlardan odaya olan ısı transferi yukarıdaki şartlardan belirli farklılıklar gösterse de) baz alınabilmektedir. Buna karşılık yüksek ışıyım oranına sahip ısıtma yüzeylerinin (örneğin dilimli radyatörler, panel radyatörler) cam alanların önüne yerleştirilmesi, ısıtma cihazların seçiminin norm-ısı kaybına göre yapılamamasına neden olan önemli farklılıklar oluşturmaktadır. Bu tür yerleşimler enerji sarfiyatını arttırdığı için önlenmelidir.

Bir odanın norm-ısı kaybı norm-iletimle oluşan (transmisyon) ısı kaybı ile norm-havalandırma (enfiltrasyon) ısı kaybından oluşmaktadır. Norm-iletimle oluşan ısı kaybı farklı ısı geçiş katsayısı veya sıcaklık farklarına sahip tüm kısmi alanlar için ayrı olarak hesaplanmak zorundadır. Burada soğuk dış yüzeylerin konfor azaltıcı etkileri ve güneş ışıyım etkisi ısı geçiş katsayıları ile ilgili düzeltmeler ile dikkate alınmaktadır.

Norm-havalandırma ısı ihtiyacının hesaplanması, aralıklardan sızarak belli şartlar altında odaya girebilen hava miktarlarının basitleştirilmiş olarak elde edilmesine dayanmaktadır. Bu, norm-dış hava sıcaklıklarında oluşan rüzgar şartları ile ilgili binadaki etkili, termik basınçları ve binanın dış ve iç kısımlarında bulunan hava sızabilen aralıktaki dirençleri dikkate almaktadır. Havalandırılmalı odalarda egzost havası fazlalığı nedeniyle giren ilave dış hava miktarı ile ilgili ilave havalandırma ısı kaybı dikkate alınmaktadır.

- Yeterli ısıtma

Isıtma sistemlerinin yeterli şekilde boyutlandırabilmesi, norm-ısı kaybının hesabında uygun düşük dış hava sıcaklıklarının, ilgili rüzgar hızlarının ve yapı malzemelerinin doğru ısı iletkenliği değerlerinin esas alınması ile sağlanmaktadır. Bir odanın yeterince ısıtılması için dış kısımların yeterli hava sızdırmazlığının özel bir önemi vardır. Hesaplama esas alınan

fuga sızdırma değerlerinin (pencerelerin veya kapıların arasındaki montaj aralıklarının ve yapı konstrüksiyonunun göz önüne alınmasıyla) uygulamada aşılmaması sağlanmalıdır.

- Homojen Isıtma

Isı kaybı hesabının amacı, yeterli bir ısıtmanın yanı sıra merkezi olarak kontrol edilen bir ısıtma sistemi veya grubu ile donatılan bir binanın odalarının hesaplamada baz alınan sıcaklıklarla yeterince homojen bir şekilde ısıtılmasının sağlanmasıdır. Ancak bu belirli sınırlar içinde mümkündür. İstenen sıcaklıklara ulaşılması ile ilgili doğal şart binanın tüm odalarının hesaplamaya uygun olarak ısıtılmasıdır. Müstakil odalarda rejim durumunda oluşan sıcaklıklar ısıtma yüzeylerinin gücü ile odanın ısı kayıpları arasındaki denge nedeniyle meydana gelmektedir. Teorik incelemeler, ancak bina veya bina alanları ile ilgili bir merkezi kontrolün yeterli bir homojen sıcaklık dağılımı sağladığını göstermiştir. Çünkü burada odaların birbiriyle iç duvarlar, tavanlar veya döşemeler üzerinden ve hava alış verişi ile termik olarak bağlantılı olması önemli rol oynamaktadır. Bu nedenle ısıtma sistemlerinin mantıklı bir şekilde alanlara ayrılması imkanları incelenmelidir. Konutlarda ısıtma sistemleri kullanıcılarına odaların bir kısmının sınırlı ısıtılması ile enerji sarfiyatının düşürülmesi imkanının sunabilmelidir. Isıtma yüzeylerinin ve boru şebekesinin bir kısmının, komşu odaların (Ek 2c) sınırlandırılmış sıcaklıklar ile işletilmesi durumunda da yeterli bir ısıtma sağlayacak şekilde boyutlandırılması gereklidir. Buna göre burada ısıtma yüzeyleri ve muhtemelen boru şebekesinin bir kısmı daha büyük olmaktadır. Binanın tüm odalarının tüm işletme şartları altında homojen bir şekilde ısıtılması problemine özel bir önem verilmelidir.

7.3. Alışılmış Durumlar İçin Norm Isı Kaybının Hesaplanması (Isısan, 1998)

Norm-ısı kaybı Q_n , norm-iletimle oluşan ısı kaybı Q_t ile norm-havalandırma ısı ihtiyacı Q_1 'den oluşmaktadır:

$$Q_n = Q_t + Q_1$$

- Norm Dış Sıcaklık

Norm-ısı kaybı hesabında bir yerin dış hava sıcaklığı için 1951'den 1970 yılına kadar olan zaman dilimi içinde on kez ulaşılan veya altına inilen en düşük iki günlük ortalama hava sıcaklığı değeri baz alınmaktadır. Bu dış sıcaklıklar (V_a') nüfusu 20.000'den fazla olan ve bir meteoroloji istasyonuna sahip bulunan tüm yerler için DIN 4701'de verilmiştir. Norm-dış hava şartlarının kısa sürmesinde iç sıcaklığın 1 K kadar düşmesine katlanılabileceği kabul

edilmektedir. Böylece norm-dış sıcaklık ile ilgili hesap değeri binanın depolama özelliğine (kabiliyetine) bağlı olmaktadır. Bu, dış sıcaklık düzeltmesi ΔV_a ile dikkate alınmaktadır. V_a' değeri dış sıcaklık düzeltmesi olmadan standartlarda verilen dış sıcaklık değeridir.

$$V_a = V_a' + \Delta V_a \quad (7.1)$$

Dış sıcaklık düzeltmesi (ΔV_a) yapı türünün ağırlığına bağlı olarak şu şekildedir:

Hafif yapı türü $\Delta V_a = 0$ K

Ağır yapı türü $\Delta V_a = 2$ K

Çok ağır yapı türü $\Delta V_a = 4$ K

Belirtilen yapı türleri için aşağıdaki yapı fiziği ile ilgili bağıntılar esas alınmaktadır.

$$\text{Hafif yapı türü : } \frac{m}{\Sigma A_a} < 600 \text{ kg/m}^2$$

$$\text{Ağır yapı türü: } 600 \leq \frac{m}{\Sigma A_a} \leq 1400 \text{ kg/m}^2$$

$$\text{Çok ağır yapı türü: } \frac{m}{\Sigma A_a} > 1400 \text{ kg/m}^2$$

Burada ΣA_a oda tüm dış yüzeylerinin (pencereler ve dış duvarlar) toplamıdır. Dış sıcaklık düzeltmesi standart olarak tüm bina için tespit edilmektedir. Dış yüzeylerle ilgili olarak depolama kütlesi bu nedenle sadece maksimum 2 dış duvara sahip olan en kötü (olumsuz) durumdaki oda için belirlenmektedir. (En düşük değer.)

$$M = \Sigma (0,5m_{\text{çelik}} + 2,5.m_{\text{ahşap}} + m_{\text{kalan}})_a + 0,5 \Sigma (0,5.m_{\text{çelik}} + 2,5.m_{\text{ahşap}} + Mm_{\text{kalan}})_i$$

Binanın seçilen yapı türü grubuna ait olması durumu ısı kaybı hesabı çerçevesinde ispatlanmamalıdır, çünkü bu karşılaşılan durumların çoğunda tecrübeye göre yeterli doğrulukta tahmin edilebilmektedir.

• Norm İç Sıcaklık

Norm-iç sıcaklık olarak hem hava sıcaklığını hem de ortalama çevre alanlarının sıcaklığını dikkate alan “algılanan sıcaklık” kullanılmaktadır. Norm-iç sıcaklıklar Ek 2c’de çeşitli kullanım amaçlı odalar için verilmiştir.

7.4. Norm İletimle Olan Isı Kaybı (Isısan, 1998)

Norm-iletimle oluşan ısı kaybı, oda tarafından ısı iletimi ile duvarlar, pencereler, kapılar, tavanlar, döşeme üzerinden verilen ısı miktarlarının toplamıdır;

$$Q_t = \sum A_j \cdot q_j \quad (7.2)$$

Dış hava veya komşu soğuk odalarla sınır oluşturan yapı bileşeni için şu yazılabilir:

$$q = k_N \cdot \Delta v \quad (7.3)$$

- Norm Isı Geçiş Katsayısı

Bir yapı elemanın ısı geçiş direnci R_K için şu geçerlidir:

$$R_K = R_i + \sum_j R_{\lambda_j} + R_a = \frac{1}{\alpha_i} + \sum_j \frac{d}{\lambda_j} + \frac{1}{\alpha_a} \quad (7.4)$$

Isı geçiş katsayısı k şu şekilde bulunmaktadır:

$$k = \frac{1}{R_k} \quad (7.5)$$

Isı geçiş katsayılarında dış yapı bileşenlerinde konforu azaltan düşük yüzey sıcaklıklarını ve pencerelerde ayrıca güneş ışınımını dengelemek için düzeltmeler yapılmalıdır. Bu düzeltmeler ile norm-ısı geçiş katsayısı k_n elde edilmektedir:

$$k_N = k + \Delta k_a + \Delta k_s \quad (7.6)$$

Dış yüzey düzeltmesi Δk_a Ek 2a'teki dış yüzey ile ilgili ısı geçiş katsayılarına bağlı olarak belirlenmelidir. Güneş düzeltmesi yayılı ışınım ile oluşan ısı kazancını dikkate almaktadır. Bu nedenle daima negatif bir değerdir ve güneşi görme açısından bağımsızdır. Ek 2a'da verilmiştir.

Normal camlı (toplam enerji geçirme derecesi $g_v = 0,85$) pencereler için şu bulunmaktadır:

$$\Delta k_s = -0,3 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

Toplam enerji geçirme dereceleri çok farklı olan özel camlar için geçerlidir:

$$\Delta k_s = -0,35 \cdot g_v \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

- Binanın Dış Elemanları

Eşitlik (7.3)'deki ısı akışı binanın dış elemanları için şu şekilde elde edilmektedir:

$$q = k_N \cdot (V_i - V_a) \quad (7.7)$$

- Binanın İç Elemanları

Binanın iç elemanları için ısı akışı q şu şekilde elde edilmektedir:

$$q = k \cdot (V_i - V_i')$$

Burada;

V_i' komşu odadaki norm-iç sıcaklık

- Binanın Toprak İle Temasta Olan Bileşenleri

Binanın toprak ile temasta olan bileşenlerinde toprak üzerinden dış havaya olan ısı kaybının yanı sıra taban (zemin) suyuna da ısı kaybı meydana gelmektedir. Toprak üzerinden dış havaya olan ısı depolama kabiliyeti nedeniyle kısa soğuk dönemler için geçerli olan norm-dış sıcaklık değil, bilakis daha uzun bir soğuk dönemi ile ilgili ortalama dış sıcaklık kullanılmalıdır. Toprakta dış havaya kadar olan ısı iletim direnci toprak yüzeyinin büyüklüğüne ve bina toprak altı kenarlarının oranına, taban suyuna kadar derinliğe bağlıdır. Taban suyuna olan ısı kaybı basitleştirilmiş olarak düz paralel levhalarla ilgili bilinen denklemlere göre hesaplanmaktadır. Sıcaklık farkı olarak iç sıcaklık ile ortalama taban suyu sıcaklığı arasındaki fark kullanılmalıdır. Odadan taban suyuna kadar olan ısı geçiş direnci, iç ısı geçiş direnci ile bina döşemesinin ve toprağın ısı iletim dirençlerinden oluşmaktadır.

Toprakla temasta olan tüm yüzeyler (düşey ve yatay) için ısı akışı q hesaplanmalıdır.

$$q = \frac{V_i - V_{al}}{R_{al}} + \frac{V_i - V_{gw}}{R_{gw}} \quad (7.8)$$

$$R_{al} = R_i + R\lambda_b + R\lambda_a + R_a$$

$$R_{gw} = R_i + R\lambda_b + R\lambda_e$$

$$R_\lambda = \frac{T}{\lambda_e}$$

Hemen hemen daima aşağıdaki sayısal değerlerden hareket edilebilmektedir.

$$V_{al} = V_a + 15, \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$V_{gw} = +10 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\lambda_e = 1,2 \text{ W/(m.k)}$$

Isıtılan müstakil bodrum odalarında $R\lambda_a$ 'nın belirlenmesi için bina ölçüleri L ve b yerine bodrum odasının döşemesinin ölçüleri kullanılmalıdır. Dikdörtgen kesitli olmayan birbiriyle ilişkili bodrum odalarında bir kenarı fiili kesitteki en büyük kenara karşılık gelen eşit alanlı bir dikdörtgen kabulü yapılmalıdır.

- Krischer değeri D

Krischer – değeri D bir odayı çevreleyen tüm yüzeylerin ortalama yüzey sıcaklığı ile ilgili karakteristik bir değerdir:

$$D = \frac{Q_T}{A_{ges} (V_i - V_a)} \quad (7.9)$$

Burada;

A_{ges} odanın tüm iç ve dış yüzeylerinin toplamıdır. Krischer – değeri D'ye, verilen norm-iç sıcaklıkta oda sıcaklığının hesaplanarak belirlenmesi için ihtiyaç duyulmaktadır.

7.5. Norm Havalandırma (Enfiltrasyon) Kaybı (Isısan, 1998)

Norm – havalandırma ısı kaybı Q_1 için şu geçerlidir:

$$Q_1 = Q_{fl} + \Delta Q_{rlt} \quad (7.10)$$

Veya,

$$Q_1 = Q_{Lmin}$$

Burada:

Q_{fl} = Enfiltrasyon ile ilgili havalandırma ısı kaybı, Eşitlik (7.14) veya (7.15)'ye göre

ΔQ_{rlt} = Mekanik aspirasyon sistemleri nedeniyle giren hava ile ilgili ilave havalandırma ısı kaybı, Eşitlik (7.18)'a göre

Q_{Lmin} = Norm –havalandırma ısı kaybının minimum değeri, Eşitlik (7.16)'e göre

7.5.1. Enfiltrasyon Kaybı

Konvansiyonel yapı türündeki binalar sınırlı miktarda hava geçirgenliğine sahiptir. Giren dış hava havası sıcaklığına (yaklaşık olarak norm-iç sıcaklık) ısıtılmak zorundadır.

Bu ısı kaybı için genelde şu geçerlidir:

$$Q_{fl} = V.c.\rho.(V_i - V_a) \quad (7.11)$$

Fugalardan olan hava sızıntısı aşağıdaki gibi kabul edilebilmektedir:

$$V = \Sigma(a.1) . (p_a - p_i)^n \quad (7.12)$$

Bina elemanlarındaki basınç farkı ile ilgili denklemdaki üs değeri n için yeterli doğrulukla 2/3 kullanılabilir.

Basınç fark ($p_a - p_i$) rüzgar ve ısıl kaldırma kuvvetleri ile oluşabilir. Alçak binalar (Yükseklik < 10 m) için kaldırma kuvvetleri ihmal edilebilir.

- Rüzgar basınçları

Rüzgar esmesi halinde bir binada rüzgara maruz kalan cephelerde genelde pozitif (atmosfer üstü) basınçlar, rüzgara maruz kalmayan taraflarda ise negatif (atmosfer altı) basınçlar oluşmaktadır. Bu basınçlar rüzgar hızına, binanın şekline ve akış şartlarına bağlıdır. Buna göre kaldırma kuvveti etkileri olmaması durumunda dış hava sadece üflenilen taraftan binaya girmekte ve bir havalandırma ısı kaybına neden olmakta, binanın diğer taraflarından ısıtılmış iç hava olarak tekrar dışarı çıkmaktadır. Yerden yükseklik arttıkça rüzgar hızı ve buna göre dış rüzgar basınçları artmaktadır.

- Kaldırma kuvveti basınçları

Soğuk dış hava ile sıcak iç hava arasındaki yoğunluk farkları neticesinde yüksek binalardaki düşey şartlarda (örneğin asansör boşlukları, merdiven boşlukları) dış havaya karşı, boşlukların yüksekliği ve yoğunluk farkı ile orantılı olan termik fark basınçları oluşmaktadır. Rüzgar etkileri yokken ısıl kaldırma kuvvetleri, binadaki sızdırmaların yaklaşık homojen dağılımı halinde yükseklik boyunca, kışın binanın alt kısmında dışarıya karşı negatif (atmosfer altı) basınç ve üst kısmında ise pozitif (atmosfer üstü) basınç hakim olacak şekilde etkilenmektedir. Buna göre alttan tüm cepheler üzerinden soğuk dış hava girmekte, yukarıdan

ısıtılmış iç hava olarak tekrar dışarı çıkmaktadır. Bu nedenle bir havalandırma ısı kaybı rüzgar etkisi olmadan sadece binanın alt kısmında, ancak tüm cephelerde oluşmaktadır.

- Rüzgar ve kaldırma kuvvetinin birleşik etkisi

Rüzgar ve kaldırma kuvvetinin aynı zamanda etkimesi durumunda bir binadaki akış sadece karmaşık hesaplama programları ile izah edilebilmektedir, çünkü iç basınçlar karmaşık bir şekilde binanın tüm dış ve iç akış dirençlerinin dağılımına bağlıdır. Bu normun amaçları doğrultusunda sadece birkaç sınır durum ile ilgili havalandırma ısı kaybı araştırılacaktır; bunlardan en olumsuz durumdaki değer, norm ısı ihtiyacı için esas alınmalıdır. Örneğin yüksek bir binanın rüzgara maruz tarafında havanın üst kotlarda dışarıdaki rüzgarın pozitif basınç nedeniyle içeriye mi girdiği yoksa içerdeki termik pozitif basınç nedeniyle dışarıya mı çıktığı konusu rüzgar hızına bağlıdır. Aynı şekilde yüksek bir binanın rüzgara maruz kalmayan taraflarında alt katlarda havanın dışarıdaki rüzgarın negatif basınç nedeniyle dışarıya mı çıktığı yoksa içerdeki termik negatif basıncın etkisiyle içeriye mi girdiği basitçe söylenemez.

Amaca uygun olarak şaft tipli ve kat tipli binalar arasında bir ayrım yapılmaktadır. Şaft tipli binalar aynı anda rüzgar ve kaldırma kuvvetleri etkilerine maruzdur. Akış ile ilgili önemli parametre rüzgara maruz kalan cephelerin geçirgenliklerinin $\Sigma(a.1)_A$ rüzgara maruz kalmayan cephelerin geçirgenliklerine $\Sigma(a.1)_N$ oranıdır. Bu parametre nispeten basit bir şekilde, bugüne kadar ki müstakil ev tipi ve sıra ev tipi olarak verilen bina türlerine karşılık gelen belirli plan tipleri ile ilişkilendirilebilir:

$$\text{Plan tipi I (müstakil ev tipi)} \quad \frac{\Sigma (a.1)_A}{\Sigma (a.1)_N} = \frac{1}{3}$$

$$\text{Plan tipi II (sıra ev tipi)} \quad \frac{\Sigma (a.1)_A}{\Sigma (a.1)_N} = 1$$

Şaft tipi binalarda binanın alt kısmı daima en olumsuz sınır durumu oluşturmaktadır. Hesaplama Yöntemine göre Eşitlik (7.11) ve (7.12)'e aşağıdaki ifade yerleştirilir

$$c.p.(P_a - P_i)^{2/3} = H_h = \varepsilon_h.H \quad (7.13)$$

Tarif edilen sınır durumları ile ilgili havalandırma (enfiltasyon) ısı kaybı için böylece şu bağıntılar elde edilir,

Şaft tipi bina için (geçerlilik bölgesi: $\varepsilon_{sn} \geq 0$):

$$Q_{fls} = [\varepsilon_{sa} \cdot \Sigma(a.1)_A + \varepsilon_{sn} \cdot \Sigma(a.1)_N] \cdot H.r. \cdot (V_i - V_a) \quad (7.14)$$

Kat tipi bina için:

$$Q_{flg} = \varepsilon_{ga} \cdot \Sigma(a.1)_A \cdot H.r. \cdot (V_i - V_a) \quad (7.15)$$

Burada:

ε değeri Ek 2f'den, a değeri Ek 2e'den, r değeri Ek 2a'dan alınabilir.

Eşitlik (7.14) veya (7.15)' ye göre belirlenecek olan her iki sınır değerinden büyük olan enfiltasyon ısı kaybı Q_{fl} olarak geçerlidir.

- Binanın Hava Geçirgenliği (Sızdırması)

Belirleyici hava sızma yerleri açılabilen pencere ve kapıların fugaları, pencere çerçevesi ile duvar konstrüksiyonu arasındaki montaj aralıkları veya müstakil dış duvar elemanları özellikle prefabrik yapı elemanları arasındaki açıklıklar olarak sayılabilir.

Rüzgara maruz kalma ile ilgili en olumsuz durumdaki geçirgenlik $\Sigma(a.1)_A$ kullanılmalıdır.

Köşe odalarda bu değer:

En büyük geçirgenliklere sahip birbirine bitişik her iki dış yüzeydir. Karşılıklı dış duvarlara sahip iç odalarda:

Kat tipi binada en büyük geçirgenliğe sahip duvar, şaft tipi binada rüzgara maruz kalan taraf için daha büyük geçirgenliğe sahip duvar ve rüzgara maruz kalmayan taraf için diğer duvar kullanılmalıdır.

Ek 2a'ya göre kapıları, pencereler ve diğer yapı kısımları ile ilgili aralık katsayıları verilmiştir.

- Bina Durum Katsayısı

Bina durum katsayısı rüzgar hızına bağlıdır. Bu binanın coğrafi konumu ve çevredeki kendi konumu tarafından belirlenmektedir (hesap değerleri için Ek 2d'ye bakınız.)

Rüzgar şiddeti bakımından rüzgarsız ve rüzgarlı bölge ayırtımı yapılmaktadır.

Bir binanın konumu ile ilgili olarak, rüzgar hızının zeminin hemen üzerinde veya eşit yükseklikteki birbirine çok yakın binaların hemen üzerinde, daha büyük yüksekliklerine göre daha düşük olduğu göz önüne alınmalıdır. Ancak yerin ve binaların üzerindeki belirli bir yükseklikteki rüzgar tüm şiddetiyle mevcuttur. Şu ayırım yapılmaktadır.

- Normal Konum

Yoğun iskanlı bölgelerdeki (şehir merkezi bölgeleri) ve seyrek yapılaşmalı bölgelerdeki binalar için

- Serbest Konum

Adalardaki, tam kıyıdaki, büyük iç suların kenarındaki, dağ zirvelerindeki ve serbest dağ sırtlarındaki evler (binalar) için. Bina tipinin akışa ve bina durum katsayısına etkisi binadaki rüzgar basıncı dağılımdan (rüzgara maruz kalan yüzeylerde pozitif basınç, rüzgara maruz kalmayan yüzeylerde negatif basınç) ve rüzgara maruz kalan ve kalmayan yüzeylerdeki sızdırmaların $[\Sigma(a.1)]$ dağılımdan oluşmaktadır. Rüzgara maruz kalmayan yüzeylerin sızdırması $[\Sigma(a.1)_N]$, rüzgara maruz kalan yüzeylerin sızdırmasına $[\Sigma(a.1)_A]$ göre ne kadar büyük ise iç dirençler bulunmayan bir binada oluşan iç basınç P_i o kadar küçük olmaktadır, yani eşitlik (7.12)'e göre rüzgara maruz taraftan içeri giren hava hacmi o kadar büyük olmaktadır.

Bu bakımdan müstakil evler ile sıra evler esas itibarıyla farklı davranmaktadır. Bir müstakil evde bir taraftan dik olarak giren hava binanın üç tarafından tekrar çıkabilir. Bu nedenle iç basınç rüzgara maruz kalmayan yüzeylerde iç ve dış taraf arasındaki basınç farkı ve böylece $\Sigma(a.1)_A$ 'ya göre olan hacimsel hava debisi maksimum değerlere ulaşmaktadır. Bir sıra evde akış ile ilgili aynı giriş şartlarında sadece bir çıkış yüzeyi bulunmaktadır.

İç basınç buna göre daha yüksek ve hava debisi daha düşük olmaktadır. Havanın iki veya daha fazla sayıda dış yüzey üzerinden dışarı çıktığı evler plan tipi I (müstakil ev tipi) ile ilgili evlere dahildir.

- Yükseklik Düzeltme Faktörü

Yükseklik düzeltme faktörleri rüzgar hızının yükseklik ile artmasını ve termik basınç etkilerini göz önüne almaktadır. Bunlar incelenen odanın zeminden yüksekliğine, ve plan tipine (müstakil ev tipi: I, sıra ev tipi: II) bağlıdır.

Genelde geçirgenliklerin $[\Sigma(a.1)_A]$ ve $[\Sigma(a.1)_N]$ göz önüne alınmasıyla ε_{sa} , ε_{sn} ve ε_{ga} değerlerinden daha hesap yapılmadan eşitlik (7.14) veya eşitlik (7.15)'nin hangisinin daha büyük havalandırma ısı kaybına verdiği anlaşılabilir. Aksi takdirde her iki eşitliğin değerlendirilmesi ve sonra maksimum değer seçilmesi gerekmektedir. 10m'ye kadar bina yükseklikleri için kaldırma kuvveti etkileri dikkate alınmaktadır. Aynı şekilde bu yükseklik bölgesinde 10m yükseklikteki rüzgar hızı sabit kabul edilmektedir. Bu nedenle 10m'ye kadar yüksekliği olan binalar için $\varepsilon_{ga} = \varepsilon_{sa} = 1,0$ ve $\varepsilon_{sn} = 0$ geçerlidir.

Ek 2f belirtilen tiplerle ilgili yükseklik düzeltme faktörlerini içermektedir.

- Oda Katsayısı

Oda katsayısı r , iç dirençler (kapı bulunan iç duvarlar) ile binadaki akışın azalmasını dikkate alan bir azaltma faktörüdür. Bu (tüm bina ile ilgili bina durum katsayısına benzer şekilde) incelenen oda için rüzgara maruz kalan dış yüzeylerin geçirgenliklerinin $[\Sigma(a.1)_A]$ iç kapıların ve rüzgara maruz kalmayan taraftaki pencerelerin geçirgenliklerine $[\Sigma(a.1)_N]$ oranına bağlıdır. Çıkış yollarının geçirgenliğinin giriş yollarınıninkine oranı ne kadar küçük ise oda katsayısı o kadar küçük olmaktadır.

Geçirgenliklerle ilgili büyük dalgalanma nedeniyle oda katsayısının kabaca kademelendirilmesi yeterlidir. Havanın sadece iç kapıları üzerinden çıktığı en sık görülen durum için Ek 2a'da oda katsayısı r iç kapıların sayısına ve kalitesine ve $[\Sigma(a.1)_A]$ bağlı olarak kademeli şekilde ($r = 0,7$ veya $r = 0,9$) verilmiştir. Hava giriş ve çıkış tarafı arasında iç kapı bulunmayan odalar (örneğin salonlar, büyük hacimli bürolar, bir taraftan diğer tarafa kadar uzanan oturma odaları, ev boyunca uzanan koridorlar) için $r = 1,0$ geçerlidir.

- Sıcaklık Farkı

Havanın doğrudan dışardan girdiği kabul edilen odalar için dış yüzeylerin iletimle olan ısı kaybının hesabındaki sıcaklık farkı kullanılmalıdır. İç taraftaki ıslak hacimler için içeri giren havanın sıcaklığı esas alınır.

- Norm-Enfiltrasyon Isı Kaybının Minimum Değeri

Sürekli oturlan odalar (oturma odaları, yatak odaları, bürolar vb.) için hijyen nedenleriyle gerekli olan havanın yenilenmesi ile ilgili bir minimum değer şart koşulması gerekmektedir. Burada minimum hacimsel hava debisi için amaca uygun olarak oda hacminin belirli bir katından (minimum hava değişim sayısı) hareket edilmektedir.

Norm-enfiltrasyon ısı kaybının minimum değeri için şu geçerlidir.

$$Q_{\text{Imin}} = \beta_{\text{min}} \cdot V_r \cdot c \cdot \rho (V_i - V_a) \quad (7.16)$$

Sürekli oturlan odalarda oda havasının saatte 0,5 kere değişmesi kabulü ile norm-havalandırma ısı kaybının minimum değeri şu şekilde elde edilmektedir.

$$Q_{\text{Imin}} = 0,17 \cdot V_r (V_i - V_a) \quad [\text{W}] \quad (7.17)$$

Diğer odalarda ve oda yüksekliği 3m'den oldukça fazla olan odalarda uygun bir hava değişim sayısı belirlenmelidir. Rüzgarsız bölgedeki, normal konumlu ve yüksekliği 10m'nin altında olan binaların nodaları için Eşitlik (7.17) aşağıdaki şartlar altında hemen hemen daima eşitlik (7.15) veya (7.16) ile hesaplanan norm-havalandırma ısı kaybı değerinden daha yüksek değerler vermektedir. Oda derinliği >3m, pencereler sadece bir dış duvarda, dış kapı yok, normal aralık uzunluğuna sahip pencereler $[\Sigma(a.1)_A / V_r < 0,17 / (H.r)]$

- Mekanik Havalandırmadaki Havalandırma Isı Kaybı

Mekanik havalandırma binadaki basınç şartları ve böylece sızdıran yerlerden giren dış hava miktarları hava şartlandırma sistemleri tarafından etkilenmektedir. Burada egzost havası fazlalığı olan ve olmayan sistemler farklılık göstermektedir.

- Egzost Havası Fazlalığı Olmayan Sistemler

Giriş havası fazlalığındaki ulaşılabilen pozitif basınç oluşan rüzgar veya kaldırma kuvveti basınçlarına göre hemen daima düşüktür. Bu nedenle bu tür sistemlerde havalandırma ısı kaybı doğal havalandırmadaki (enfiltrasyon) ile aynı şekilde bulunmaktadır. Yani

$\Delta Q_{\text{rt}} = 0$ geçerlidir.

- Egzost Havası Fazlalığı Olan Sistemler

Burada doğal havalandırmadaki havalandırma ısı ihtiyacının dışında, çevreden gelen havanın ısıtılması ile ilgili olan ısı kaybı da göz önüne alınmaktadır.

Şu eşitlik geçerlidir.

$$\Delta Q_{\text{rt}} = (V_{\text{ab}} - V_{\text{zu}}) \cdot c \cdot \rho (V_i - V_u) \quad [\text{W}] \quad (7.18)$$

- İç taraftaki Islak Hacimler

İç tarafta bulunan banyolar ve tuvaletler daima doğal havalandırma ile ilgili tertibatlar veya mekanik havalandırma sistemleri ile donatılmaktadır. Bu odalar için Doğal havalandırma ile ilgili tertibatlar mevcut ise ısı kaybının belirlenmesi için oda havasının saatte 4 kere değişmesi baz alınmalıdır.

Böylece norm-havalandırma ısı kaybı şu şekilde bulunmaktadır:

$$Q_l = Q_{fl} = 1,36 \cdot V_r (V_i - V_u) [W] \quad (7.19)$$

İçeri giren çevre havasının sıcaklığı V_u giriş şartlarına göre tespit edilmektedir.

Özel giriş havası kanallı odalar için $V_u = + 10^\circ C$, giriş havası kanalı bulunmayan odalar için giriş sıcaklığı havanın geldiği odaların sıcaklığına göre belirlenir.

7.6. Norm Bina Isı İhtiyacı (Isısan, 1998)

Norm – bina ısı ihtiyacının iletimle oluşan kısmı tüm odaların norm iletimle oluşan ısı kaybı değerlerinin toplamından oluşmaktadır. Buna karşılık norm – bina ısı ihtiyacının havalandırma ile oluşan kısmı tüm odaların norm havalandırma ısı kaybı değerlerinin toplamından daha azdır, çünkü bu her oda için söz konusu en olumsuz durum (örneğin rüzgar yönü) ile ilgili şarta göre elde edilmektedir. Bir binanın içindeki maksimum havalandırma ısı kaybı aynı anda sadece odaların bir kısmı için oluşmaktadır. Buna göre norm-bina ısı kaybı $Q_{N,geb}$ şu şekilde elde edilmektedir.

$$Q_{N,geb} = \sum_j Q_{t,j} + \zeta \cdot \sum_j Q_{l,j} \quad (7.20)$$

Hesabın Yapılması

Norm-ısı kaybının hesaplanabilmesi için yapı mimarından aşağıdaki dökümanlar temin edilmelidir:

- Vaziyet planı

Burada kuzey yönü ve rüzgar ile ilgili imkanlar görülebilmelidir. Ayrıca komşu binaların yüksekliği ve bina durum katsayısına olan diğer etkiler ile ilgili bilgiler mevcut olmalıdır .

- Üstten ve önden görünüşler, yapı ölçüleri pencere ve kapı ölçüleri işlenmiş olur.

- Kesitler

Bunlardan oda yükseklikleri (tavan ile döşeme arasındaki), döşemeden döşemeye kadar olan kat yükseklikleri ve pencere parapetleri, pencereler ve kapılar ile ilgili yükseklikler görülebilmelidir.

- Yapının tanımlanması

Tüm yapı elemanları için ısı geçiş veya ısı iletim dirençleri (rezerv olarak; konstrüksiyonları, yapı malzemeleri ve tabaka kalınlıkları) ve DIN 4108'e göre ısı iletim dirençlerini etkileyen özellikler ile ilgili bilgi gereklidir. Pencerelerin tanımlanmasında cam türü, pencere çerçevesinin malzemesi, pencere aralıklarının uzunluğu ve sızdırma katsayıları veya DIN 18055'e göre pencerelerin kalite sınırları ile ilgili bilgiler gerekmektedir. Açılmayan pencere kısımları ve hazır yapı elemanları için bunların aralık uzunluğu ve sızdırmazlıkları (garanti edilmiş veya edilmemiş sızdırmazlık) ile ilgili bilgi mevcut olmalıdır.

Kapılarda kapı kanadının malzeme ve cam miktarı ve hava geçirgenliği ile ilgili bilgi mevcut olmalıdır. Dış kapılarda bu, pencerelerdeki bilgilerin aynısıdır. İç kapılarda muhtemelen mevcut olan eşikler veya benzeri sızdırmazlık düzenekleri ile ilgili bilgi yeterlidir. Isıtma sistemi projecisi tarafından belirtilen birkaç oda ile ilgili olarak dış yüzeyin depolama kütlelerinin belirlenebilmesi için tüm yapı elemanlarının yoğunluğu verilmelidir. Her oda için kullanım amacı verilmelidir(eğer bu planlarda belli değil ise).

7.7. Isı Kaybı Hesabı Cetvelinin Doldurulması (MMO, 1999)

Isı kaybı hesabı cetvelinde yapı bileşeninin simgesi, bulunduğu yön, kalınlığı, boyu ve eni (veya yüksekliği) yazılarak alanı m^2 olarak bulunur. Duvarın ısı kaybı hesaplanıyorsa pencere ve kapı alanı çıkarılacak duvarın net alanı hesaplanır. Daha önce belirlenmiş ve tüm yapı bileşenleri için hazırlanmış olan çizelgeden duvarın (K) ısı geçirme katsayısı ile, ΔT sıcaklık farkı yerlerine yazılır. Yapı bileşeninin hesaba giren alanı ile, ΔT sıcaklık farkı için birim alanda kaybedilen ısı miktarı olan, $K \cdot \Delta T$ terimi çarpılarak iletimsel ısı kaybı bulunur. Bu iletimsel ısı kaybına artırısız ısı kaybı denir ve buna biraz ileride belirteceğimiz artırımların eklenmesi gerekir.

Bir hacmin ısı kaybı hesaplanırken pencere ve kapı ilk satırlara, bunların bulunduğu duvar ise sonraki satıra yazılırsa duvarın net alanını bulmak kolay olur ve hesap açık bir şekilde kontrol edilir. Farklı yönlerde bulunan duvarların kalınlıkları aynı olsa bile, her bir duvarın ısı kaybı hesabı ayrı satırlarda yapılmalıdır. Bu hesabın doğruluğunu kontrol edebilmek için gereklidir.

Bu şekilde, her hacmin ısı kaybeden pencere, kapı, duvar tavan ve döşemesinin ısı kayıpları hesaplanarak toplanır. Bulunan sonuç o hacmin artırısız iletimsel ısı kaybıdır.

Her hacmin artırısız ısı kaybına yüzde olarak Z_d Birleştirilmiş artırımı ve Z_h yön artırımı eklenerek artırılı iletimle ısı kaybı bulunur.

Çizelge 7.1 Birleştirilmiş artırım katsayısı Z_d (MMO, 1999)

İşletme Durumu	D			
	0,1-0,29	0,30-0,69	0,70-1,49	$\geq 1,50$
% Z_d				
1. İşletme	7	7	7	7
2. İşletme	20	15	15	15
3. İşletme	30	25	20	15

• Birleştirilmiş Artırım Katsayısı Z_d

Birleştirilmiş artırım katsayısı, soğuk dış yüzey ısı kaybı artırımı Z_a ile kesintili ısıtma rejimi artırımı Z_u toplamına eşittir. Z_a artırımı, ısıtılan hacimde soğuk dış yüzeylere radyasyonla olan ısı kaybının olumsuz etkilerini karşılamak için kabul edilen bir artırım katsayısıdır. Hacmi çevreleyen dış yüzey oranına bağlıdır.

Kesintili ısıtma rejimi artırımı, işletme rejiminin azaltılmasından veya işleme bir süre ara verilmesinden sonra, soğuyan yapı bileşenlerinin ve ısıtma sistemi elemanlarının kısa zamanda tekrar eski sıcaklıklarına getirilmesi için göz önüne alınan ısı kapasitesi artırımıdır. Yapı ve ısıtma sistemi ne kadar ağırsa ve ne kadar çok kesintili çalışıyorsa bu artırım o kadar büyük olmalıdır. Z_d artırımını D sayısı ve işletme durumu belirler. D sayısının formülü şudur:

$$D = \frac{Q_o}{A_{top} \cdot (T_i - T_d)} \quad \text{kcal/m}^2 \text{ h}^\circ \text{ (W/m}^2\text{K)} \quad (7.21)$$

Burada Q_o artırısız iletimsel ısı kaybı, A_{top} ise ısı kaybı hesaplanan hacmi çevreleyen tüm yüzeylerin m^2 olarak alanları toplamıdır.

Isıtma tesisatının çalıştırılmasında verilen araya göre üç tip işletme tanımlanmıştır.

- I. İşletme: Tesisat sürekli çalıştırılır ve yalnız geceleri ateş azaltılır.
- II. Ateş her gün 10 saat tamamen söndürülür.
- III. Ateş her gün 14 saat veya daha uzun süre tamamen söndürülür.

Hesaplanan D değerlerine ve saptanan işletme durumuna bağlı olarak Z_d birleştirmiş artırımı Çizelge 7.1'den alınır.

- Yön Artırımı (Z_h)

Bir hacmin iletimsel ısı kaybına dış duvarlarının baktığı yöne göre Z_h yön artırımı uygulanır. Çünkü, kuzey yarım kürede binaların güneye bakan odaları güneş ışınlarının radyasyonu etkisiyle bir miktar ısınır.

Z_h yön artırımı seçiminde, yalnız bir dış duvarı olan odalar için dış duvarın baktığı yön; köşe odalar için iki dış duvarın köşegeninin yönü esas alınır. (penceresi bulunan dış duvarın yönü de esas alınabilir). Dış duvarı ikiden fazla olan odalar için en yüksek yön artırımı seçilir.

İç hacimlerde yön zammı alınmaz. Z_h yön artırımı Çizelge 7.2'da verilmiştir.

Çizelge 7.2 Yön artırımı $Z_h\%$ (MMO, 1999)

YÖN	G	GB	B	KB	K	KD	D	GD
$\%Z_h$	-5	-5	0	5	5	5	0	-5

Çizelge 7.3 Tavsiye olunan kat yükseklik artırımları (Z_w) (MMO, 1999)

Bina Toplam Kat Adedi												$Z_w\%$
4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	
3,2,1	3,2,1	3,2,1	3,2,1	3,2,1	3,2,1	3,2,1	3,2,1	3,2,1	3,2,1	4,3,2,1	5,4,3,2,1	0
4	4	5,4	5,4	5,4	6,5,4	6,5,4	6,5,4	6,5,4	6,5,4	7,6,5	8,7,6	5%
	5	6	6	7,6	8,7	9,8,7	9,8,7	9,8,7	9,8,7	10,9,8	11,10,9	10%
			7	8	9	10	10	11,10	12,11,10	13,12,11	14,13,12	15%
							11	12	13	14	15	20%

- Yüksek Katlar ve Yüksek Kat Artırımı (Z_w)

Yapının konumu ne olursa olsun, belirli birkaç kattan yukarıda rüzgar hızı ve etkisi artmaktadır.

Artan rüzgar hızına ve etkisine bağlı olarak yüksek yapıların üst katlarında,

- a) Enfiltrasyonla ısı kaybı artar.
- b) Dış yüzeydeki ısı taşınım katsayısı artar.

Ayrıca kolonlarda ısı kaybı dolayısıyla su sıcaklığının düşmesine bağlı olarak üst kat radyatörlerinde verim düşer.

Bu nedenle, artırılmısz iletimsel ısı kayıplarına Çizelge 7.3'da belirtilen oranlarda kat yükseklik artırımları eklenmelidir. Diğer taraftan, ısıtılan herhangi bir hacmi dolduran havanın sıcaklığı her yerde aynı değildir. Kat yüksekliği arttıkça döşeme, tavan ve dış duvar önlerinde hava sıcaklıklarının farklılıkları büyür. Bu nedenle kat yüksekliği 4 metreden fazla olan hacimlerde her bir metre yükseklik farkı için yüzde 5 artırım uygulanmalıdır.

Her hacim için uygulanması gerekmeyen yüksek kat, kat yüksekliği ve asılan radyatörler için artırımlar, söz konusu edilemezse, iletimsel ısı kaybı şu şekilde belirlenir.

$$Q_i = Q_o(1 + \%Z_d + \%Z_h) W \text{ (kcal/h)} \quad (7.22)$$

- Hava Sızıntısı Isı Kaybı (Q_s)

Kapatılmış durumda olan pencere ve kapıların açılan kanatları kasaları ile tam çalışmamakta ve arada bir boşluk kalmaktadır. Dış hava ile hacmin iç havası arasındaki basınç farkı nedeniyle bu aralıktan içeriye soğuk olan dış hava sızmaktadır. Odaya sızan dış hava, aynı miktarda ve sıcak olan iç havanın dışarı sızmasına neden olmaktadır. Bu durumda, odaya sızan soğuk dış havanın oda sıcaklığına kadar ısıtılması gerekmektedir:

Bu soğuk sızıntı havasını ısıtmak için gereken ısı miktarına hava sızıntısı (enfiltrasyon) ısı kaybı denir.

Hava sızıntısı ısı kaybı,

$$Q_s = \sum a.l.R.H.\Delta T.Z_e \text{ kcal/h formülü ile hesaplanır.} \quad (7.23)$$

ΔT : $T_i - T_d$ iç ve dış sıcaklıklar farkı ($^{\circ}\text{C}$) olarak hesaplanır.

Z_e : Her iki dış duvarında pencere olan odalar için değeri 1,2 diğer odalar için değeri 1 olan katsayıdır,

Pencere ve kapının a hava sızdırma katsayısı çerçevenin yapıldığı malzemeye bağlıdır (Çizelge 7.4).

Çizelge 7.4 Pencere ve kapı çerçevesinin hava sızdırma katsayısı (a) (MMO, 1999)

Malzeme	Pencere veya kapı şekli	a
Ahşap	Tek pencere	3
	Çift camlı pencere	2,5
	Çift pencere	2
Plastik çerçeve	Tek veya çift camlı pencere	2
	Tek pencere	1,5
Çelik veya metal çerçeve	Çift camlı pencere	1,5
	Çift pencere	1,2
İç kapılar	Eşiksiz kapılar	40
	Eşikli kapılar	15
Dış kapılar aynen pencere gibi hesaplanır.		

Hava sızıntısı ısı kaybını hesaplamak için pencere ve kapıların açılan kısımlarının çevre uzunlukları önceden hesaplanmalıdır.

Pencerelerin açılan kısımlarının çevre uzunluğu bilinmiyorsa yaklaşık olarak hesaplanabilir. Bunun için, $\omega = L/A$ formülü ve Çizelge 7.5'deki bilgilerden yararlanılır. Ancak bu şekilde sağlıklı bir hesap yapılamayacağı açıktır.

Örnek:

Pencere yüksekliği $h = 1,25\text{m}$. $A = 3,00\text{m}^2$. Çizelge 7.5'den $\omega = 4,10$ bulunur.

$L = \text{Pencere (veya kapı) enfiltrasyon aralığı uzunluğu (m)}$

$L = \omega \cdot A = 4,1 \times 3,0 = 12,3 \text{ m}$ dir.

• Oda Durum Katsayısı

Oda durum katsayısı hesaplanan $\Sigma a.l$ değeri ile oda içine giren havanın akıp gidebilme durumunu belirtir. Çoğu halde pencereler vasıtası ile içeri sızan kapılardan dışarı sızar ve en gayri müsait halde giren hava kadar dışarı sızar. R katsayısı hesaplanan hava miktarına oda durumunun gösterdiği direnci belirtir. R katsayısının tam olarak hesabı imkansızdır. Normal boyutlarda pencere ve kapıları olan odalar için $R=0,9$ büyük pencereleri, buna mukabil bir tek iç kapısı olan odalar için ise $R=0,7$ değeri kullanılır. R katsayısının seçimi için Çizelge 7.6'de gerekli izahat verilmiştir.

- Bina Durum Katsayısı (H)

Bina durum katsayısı çeşitli inşaat tarzları ve bölgenin rüzgar durumunu kapsayan bir katsayıdır. Hesaplarda kullanılan H değerleri Çizelge 7.7’de seçilir. Ancak yüksek yapılarda üst katlarda rüzgar basıncı artacağından sızan hava miktarı da artar. Bunu göz önüne almak üzere h bina durum katsayıları DIN 4701’de yüksekliğe bağlı bir katsayı ile çarpılmaktadır. H için yüksekliğe bağlı, tarafımızdan tavsiye edilen artırım katsayıları Çizelge 7.8’de verilmiştir. Dış kapısı doğrudan dış havaya açılan hacimlerde (dükkan, mağaza, banka v.s. yerler) hava sızıntısından farklı olarak bir hava değişimi söz konusudur. Bu gibi yerlerde aşağıdaki formülden (7.24) hareket edilerek hava değişimi ısı kaybı hesaplanır.

$$Q_s = n \cdot \gamma \cdot C_p \cdot \Delta T \cdot V \quad (7.24)$$

Çizelge 7.5 ω değerleri tablosu (MMO, 1999)

Yapının şekli	pencere veya kapının yüksekliği -h-	$\omega=L/F$
Muhtelif çok kanatlı pencereler	0,5	7,2
	0,63	6,2
	0,75	5,3
	0,88	4,9
	1	4,5
	1,25	4,1
	1,5	3,7
	2	3,3
	2,5	3
İki kanatlı kapı Tek kanatlı kapı	2,5	3,3
	2,1	2,6

Çizelge 7.6 Oda durumu katsayısı (R) (MMO, 1999)

Pencere Cinsi	İç kapı	FA (Dış pencere alanı)	R
		FT (İç kapıların alanı)	
Tahta veya plastik pencere	Aralıklı	<3	0,9
	Aralıksız	<1,5	
Çelik veya metal pencere	Aralıklı	<6	
	Aralıksız	<2,5	
Tahta veya plastik pencere	Aralıklı	3 ile 9	0,7
	Aralıksız	1,5 ile 3	
Çelik veya metal pencere	Aralıklı	6 ile 20	
	Aralıksız	2,5 ile 6	

7.8. Toplam Isı Kaybı

Bir hacmin gerçek ısı kaybı, artırımı iletimsel ısı kaybı ile hava sızıntısı ısı kaybının toplanmasıyla bulunur.

$$Q_h = Q_i + Q_s \text{ kcal/h} \quad (7.25)$$

Çizelge 7.7 Bina Durum Katsayısı (H) (MMO, 1999)

Bölgenin durumu	Binanın durumu	H.Katsayısı	
		Bitişik Nizam	Ayrık Nizam
Normal bölge	Mahfuz Serbest	0,24	0,34
		0,41	0,58
		0,6	0,84
Rüzgarlı bölge	Mahfuz Serbest	0,41	0,58
		0,6	0,84
		0,82	1,13

Çizelge 7.8 (H) için katsayı,E (MMO, 1999)

Y (m)	5 10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70 75	80	85	90 95	100
E	1	1,2	1,4	1,5	1,6	1,7	1,9	2	2	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	2,7	2,7	2,8

8. UYGULAMA: BİR VİLLANIN Li-Br / SU İLE ÇALIŞAN GÜNEŞ ENERJİLİ İKLİMLENDİRME SİSTEMİYLE İKLİMLENDİRİLMESİ

İklimlendirmesi yapılan villa İstanbul ili Yenidoğan beldesindedir. Villa 3 katlı olup mimari projesi 1/50 ölçekli olarak ekler de verilmiştir. Villa toplam 188 m² dir. Dış duvarları ve çatısı izolasyonlu, pencereleri çift camlıdır. Bu bölümde öncelikle villanın ısı kaybı hesabı yapılacaktır. Daha sonra kullanım sıcak suyunun ısıtılması için gerekli ısı ve kolektör adedi hesaplanacaktır. Sonraki aşamada villanın soğutma yükü tespit edilerek, Li-Br/su ile çalışan absorpsiyonlu soğutucunun tasarımı yapılacaktır. Son bölümde ise jeneratörde gerekli ısının güneş enerjisinden elde edilebilmesi için gerekli kolektör adedi hesaplanacaktır. Kış aylarındaki güneş radyasyon miktarları ve güneşlenme süreleri dikkate alınarak, sistemin villanın ısıtılmasında tek başına yeterli olup olmadığına bakılacaktır.

8.1. Villanın Isı Kaybı Hesabı

Isı kaybı hesaplarının yapılabilmesi için alınan veya kabul edilen değerler aşağıda verilmiştir:

-İstanbul için kışın dış hava sıcaklığı -3°C ve rüzgarlı olarak tespit edildi (MMO, 1999).

-Çatı katında izolasyon olduğu kabul edildi.

-Kullanılan yapı elemanlarının iletimle ısı kayıp katsayıları (MMO, 1999).

Isı yalıtımlı çift cam dış pencere için $k_n=2,5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$,

Isı yalıtımlı dış duvar için $k_n=1,34 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$,

döşemeler için : $k_n=0,29 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$,

tavanlar için $k_n= 0,40 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ (Çatıda izolasyon olduğu için döşeme ile aynı)

İç duvarlar için $k_n=0,52 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ kabul edildi.

- Isı transfer alanlarının hesaplanması

1 Nolu Mahal Salon (25°C) :

Dış Pencere : Alan : $3,0 \times 1,5 = 4,5\text{m}^2$

Sıcaklık farkı : $\Delta t = 22 - (-3) = 25^\circ\text{C}$

$Q_T = 4,5\text{m}^2 \times 25^\circ\text{C} \times 2,5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} = 281,25 \text{ W}$

Dış Duvar : Doğu, batı ve kuzey duvar alanları toplamı = $15\text{m} \times 2,7 = 40,5\text{m}^2$

$\Delta t = 25^\circ\text{C}$

$Q_T = 40,5\text{m}^2 \times 25^\circ\text{C} \times 1,34 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} = 1356,75 \text{ W}$

İç Duvar : Alan : $9\text{m} \times 2,7\text{m} = 24,3 \text{ m}^2$

$$\Delta t = 25^\circ\text{C}$$

$$Q_T = 24,3 \times 25 \times 0,52 = 315,9 \text{ W}$$

Döşeme : Alan : $(4,5 \times 3) + (3 \times 2,5) = 21 \text{ m}^2$

$$\Delta t = 15^\circ\text{C}$$

$$Q_T = 21 \text{ m}^2 \times 15^\circ\text{C} \times 0,29 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} = 91,35 \text{ W}$$

$$Q_{\text{TAVAN}} = Q_{\text{DÖŞEME}} = 91,35 \text{ W}$$

Norm iletimle olan ısı kaybı : Q_T

$$Q_T = Q_{\text{TDD}} + Q_{\text{TDP}} + Q_{\text{TTD}} + Q_{\text{TTAVAN}} + Q_{\text{TDÖŞEME}}$$

$$Q_T = 281,25 + 1356,75 + 315,9 + 91,35 + 91,35$$

$$Q_T = 2136,6 \text{ W} \cdot (2136,6) = 1835,33 \text{ Kcal/h}$$

Norm havalandırma ısı kaybı = $Q_L = Q_S =$ Hava sızıntısı ısı kaybı

(7.23) nolu denklemden hava sızıntısı ısı kaybı hesaplanır.

$$Q_S = \Sigma a \cdot I \cdot R \cdot H \cdot \Delta T \cdot Z_e$$

$$a = 2,0 \text{ (Çizelge 7.4)}$$

$$I = \text{Pencerelerin açılan kısımlarının m uzunluğu} = L = \omega \cdot A$$

$$R = 0,9 \text{ (Çizelge 7.6)}$$

$$H = 0,84 \text{ (Çizelge 7.7)}$$

$$\Delta t = 22 - (-3) = 25^\circ\text{C}$$

$$Z_e = 1 \text{ (tek pencere içinalınan değer)}$$

$$Z_e = 1,2 \text{ (çift pencere için alınan değer)}$$

$$h = 1,5\text{m için } \omega = 3,7 \text{ (Çizelge 7.5)}$$

$$Q_S = 2,0 \times 3,7 \times 4,5 \times 0,9 \times 0,84 \times 25 \times 1$$

$$Q_S = 629,37 \text{ kcal/h}$$

$$Q_N = Q_T + Q_L (=Q_S)$$

$$Q_N = 1963,8\text{kcal/h} + 629,37\text{kcal/h} = 2593,21 \text{ kcal/h}$$

Tesisatta oluşabilecek kayıplar göz önüne alınarak %20 arttırım yapmak uygulama açısından uygun olacaktır. Bu durumda $Q_{\text{zamlı}}$ elde edilir.

$$Q_{\text{zamlı}} = 2593,21 \text{ kcal/h} \cdot 1,2 = 3118,8 \text{ kcal/h} = 3622,1 \text{ W}$$

2 Nolu Mahal Mutfak :

$$\text{Dış Pencere} : Q = 2,25\text{m}^2 \times 21^\circ\text{C} \times 2,5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} = 118,12 \text{ W}$$

$$\text{Dış Duvar} : Q = 12,6\text{m}^2 \times 21^\circ\text{C} \times 1,34 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} = 354,6 \text{ W}$$

$$\text{İç Duvar} : Q = 17,28 \text{ m}^2 \times 21^\circ\text{C} \times 0,52 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} = 188,7 \text{ W}$$

$$\text{Döşeme} : Q = 7,5 \text{ m}^2 \times 15^\circ\text{C} \times 0,29 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} = 32,6 \text{ W}$$

$$\text{Tavan} : Q = 7,5 \text{ m}^2 \times 15^\circ\text{C} \times 0,29 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} = 32,6 \text{ W}$$

İletimle olan toplam ısı kaybı: $Q_T = 118,12 + 354,6 + 188,7 + 32,6 + 32,6 = 777,5 \text{ W} = 667,9 \text{ kcal/h}$

$$Q_S = 2,0 \times 3,7 \times 2,25 \times 0,9 \times 0,84 \times 21 \times 1$$

$$Q_S = 264,33 \text{ kcal/h}$$

$$Q_N = 667,9 \text{ kcal/h} + 264,33 \text{ kcal/h} = 932,23 \text{ kcal/h} = 1085,1 \text{ W}$$

$$Q_{\text{zamlı}} = 932,23 \text{ kcal/h} \cdot 1,2 = 1118,7 \text{ kcal/h} = 1302,1 \text{ W}$$

Villanın teknik resminde her mahal için oda sıcaklıkları ve sıra numaraları verilmiştir. Yukarıda yapılan hesaplamalar bütün ısıtılacak mahaller için yapılmış, ve sonuçlar Ek 3'de verilmiştir.

8.1.1. Genel Isı Kaybı Toplamı

Sonuçları Ek 3'de verilen hesaplamalar sonucunda, genel ısı kaybı toplamı şöyle hesaplanır:

$$\text{Zemin Kat} = 01 + 03 + 02 + 05$$

$$\text{Zemin kat} = 3111,8\text{kcal/h} + 1264\text{kcal} + 1118,7\text{kcal} + 1454\text{kcal/h}$$

$$Q_{\text{ZEMİN KAT}} = 6948,5 = \sim 6950 \text{ kcal/h}$$

$$\text{1.Normal Kat} = 04 + 05 + 06 + 07 + 08$$

$$\text{1.Normal Kat} = 2460 + 1908 + 1130 + 570 + 1127$$

$$Q_{\text{1. NORMAL KAT}} = 7195 \text{ kcal/h}$$

$$\text{2.Normal Kat} = \text{1. Normal Kat}$$

$$Q_{\text{1. NORMAL KAT}} = Q_{\text{2. NORMAL KAT}} = 7195 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{\text{Toplam}} = Q_{\text{ZEMİN KAT}} + Q_{\text{1. NORMAL KAT}} + Q_{\text{2. NORMAL KAT}} = 6950 \text{ kcal/h} + 7195 \text{ kcal/h} + 7195 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{\text{Toplam}} = 21340 \text{ kcal/h}$$

Sistem olarak 30.000 kcal/h veya 26.000 kcal/h'lik bir kombi veya yoğuşmalı duvar tipi kazan seçilebilir. Sistemin güneş enerjili ısıtma sistemi ile entegre çalıştırması durumunda, kat kaloriferinin giriş suyu kolektör sisteminde ısıtıldığında yakıt verimi ve ısı verimi artacaktır.

8.2. Kollektör Tiplerine Göre Anlık Verimlerinin Hesabı (Atmaca, 2003)

Anlık verim hesaplamak için (5.11) numaralı denklemden faydalanacağız. Bu denkleme göre,

$$\eta_t = F_t \cdot (\tau\alpha)_e - F_t \cdot K \cdot ((T_g - T_c)/I_e)$$

Kollektör seçimimizi kollektör parametrelerini bildiğimiz 3 tip kollektör arasından yapabiliriz. Aşağıdaki Çizelge 8.1’de kollektör cinslerine göre kollektör parametreleri verilmiştir. $F_t \cdot (\tau\alpha)_e$ ve $F_t \cdot K$ değerleri A, B, C kollektörlerine göre Çizelge 8.1’den alınır. Açık havada yatay düzleme gelen anlık toplam ışıyım değerleri İstanbul için Çizelge 8.2’den alınarak denklem (5.11) de yerine koyulursa verim eğrileri elde edilir. Anlık toplam ışıyım değerleri mayıs, haziran, temmuz ve ortalama değerleri alınırsa kollektör tiplerine göre verim değerleri daha net görülecektir.

Çizelge 8.1 Kollektör cinslerine göre kollektör parametreleri (Kush, 1980)

Kollektör	Kollektör Tipi	$F_t \cdot (\tau\alpha)_e$	$F_t \cdot K$
A	Tek camlı , seçici yüzeyli kollektör	0,70	3,30
B	Çift camlı kollektör	0,75	6,50
C	Tek camlı kollektör	0,90	10,0

Örnek olarak tek camlı, seçici yüzeyli kollektör için Çizelge 8.1 den $F_t \cdot (\tau\alpha)_e = 0,7$ ve $F_t \cdot K = 3,3$ olarak tespit edilir. T_g değeri 80°C olarak kabul edilir. T_c değeri ise temmuz ayı için çizelge 8.2’den $23,2^\circ\text{C}$ olarak alınır. Günün saatleri için yine aynı çizelgeden anlık toplam ışıyım değerleri alınarak (5.11) nolu denklemde yerine konularak verim değeri bulunur:

$$\eta_t = F_t \cdot (\tau\alpha)_e - F_t \cdot K \cdot ((T_g - T_c)/I_e)$$

Saat 9 için verim değeri;

$$\eta_t = 0,7 - 3,3 \cdot ((80 - 23,2)/651) = 0,412 \text{ olarak bulunur.}$$

Mayıs, haziran, temmuz aylarında ve bütün ayların ortalaması ile 6 – 18 saatleri arasındaki verim değerlerini hesaplayıp verim eğrilerini çizelim. Yıl ortalaması hesaplanırken Çizelge 8.2’den bütün aylar için alınan ortalama değerleri (5.11) nolu denklemde yerine koyularak anlık verim değerleri elde edilir. Hesaplamalarda Isısan marka kolektörler için verilen değerler kullanılmıştır.

Mayıs, haziran ve temmuz ayları için kollektörlere göre hesaplanan verim değerleri kıyaslanırsa Şekil 8.4 deki eğriler elde edilebilir. Bu grafikler kollektör tiplerinin verim üzerindeki etkisini daha açık göstermektedir.

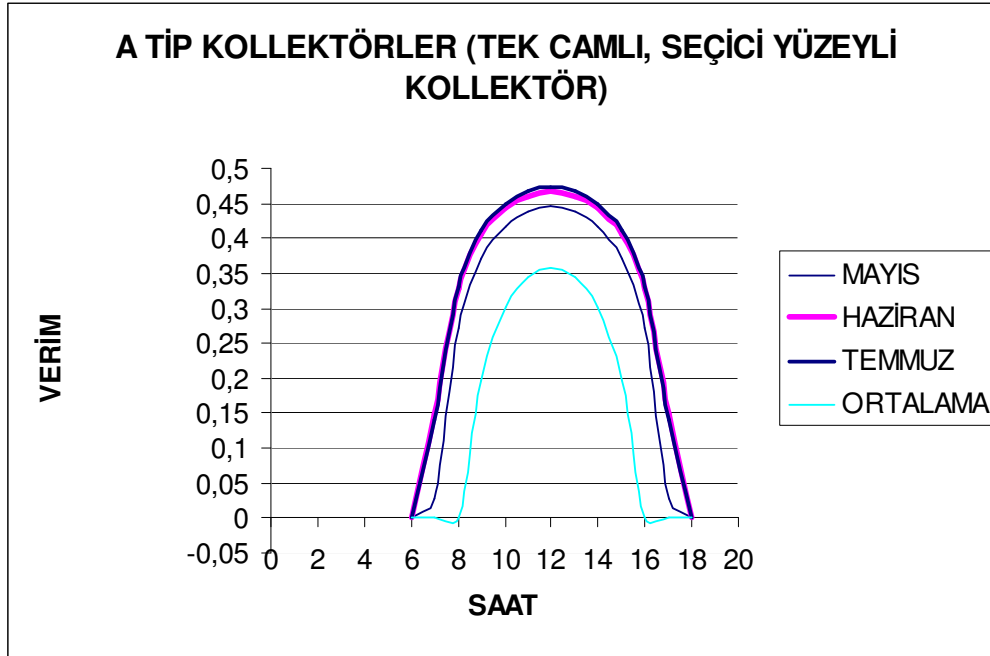
Çizelge 8.2 Açık havada yatay düzleme gelen anlık toplam ışınlım (W/m^2) (Isısan, 1998)

	OCAK	ŞUBAT	MART	NİSAN	MAYIS	HAZİRAN	TEMMUZ	AĞUSTOS	EYLÜL	EKİM	KASIM	ARALIK	ORTALAMA
Çevre Sıcaklığı (°C)	5,1	5,5	6,7	10,2	15,8	20,6	23,2	23,3	19,7	15,5	11,9	8	13,8
Maks. - Min. Sıcaklık Farkı (°C)	5,4	5,5	6,8	8,2	8,8	9,8	10,3	10,1	9,2	7,8	6,2	5,4	7,8
Şebeke Suyu Sıcaklığı (°C)	10,2	9	9,5	11,8	15,4	19,2	21,9	22,9	22,4	19,8	16,9	13,2	16
Güneşlenme Süresi (Saat/Gün)	2,5	3,6	4,3	6,6	8,9	10,6	10,7	10,2	8,2	6,2	4,3	2,8	6,6
Gün Uzunluğu (Saat/Gün)	9,4	10,5	11,7	13,1	14,3	14,9	14,6	13,6	12,3	10,9	9,7	9,1	12
SAAT	AÇIK HAVADA YATAY DÜZLEME GELEN ANLIK TOPLAM İŞİNİM (W/m^2)												
6....18	0	0	0	61	142	184	163	91	11	0	0	0	54
7....17	0	19	103	220	315	356	335	254	140	39	0	0	148
8....16	62	144	275	406	494	526	507	434	311	175	77	42	287
9....15	190	297	448	572	644	666	651	589	474	327	205	155	434
10...14	306	421	578	691	749	764	751	700	594	448	317	264	548
11...13	376	494	653	760	810	821	809	764	663	518	384	329	615
...12...	401	520	681	787	835	844	833	789	689	543	408	392	640

Elde edilen çizelgelerden de görüleceği gibi güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu soğutma sistemi için kollektör tipi oldukça önemlidir. Mutlaka seçici yüzeyli kollektörler kullanılmalı, hatta gerektiğinde yoğunlaştırıcı veya vakum tüplü kollektörler dahi düşünülmelidir. Çünkü bu tip kollektörlerde jeneratör sıcaklığı $90^{\circ}C$ nin çok üzerine çıkabilmektedir. Bu durumda sistem verimi artmakta ve dolayısıyla gerekli kollektör alanı azalmaktadır. Büyük kapasiteli uygulamalarda yoğunlaştırıcı kollektörler kullanılmalıdır. Tez de yapılan uygulama için en uygun kollektör tipi kollektör A, yani tek camlı seçici yüzeyli kollektördür. Seçici yüzeyli kollektörler bulutlu havalarda dahi güneş ışınlarını toplayabilmektedir.

Çizelge 8.3 Tek camlı, seçici yüzeyli kolektörler için hesaplanan anlık verim değerleri

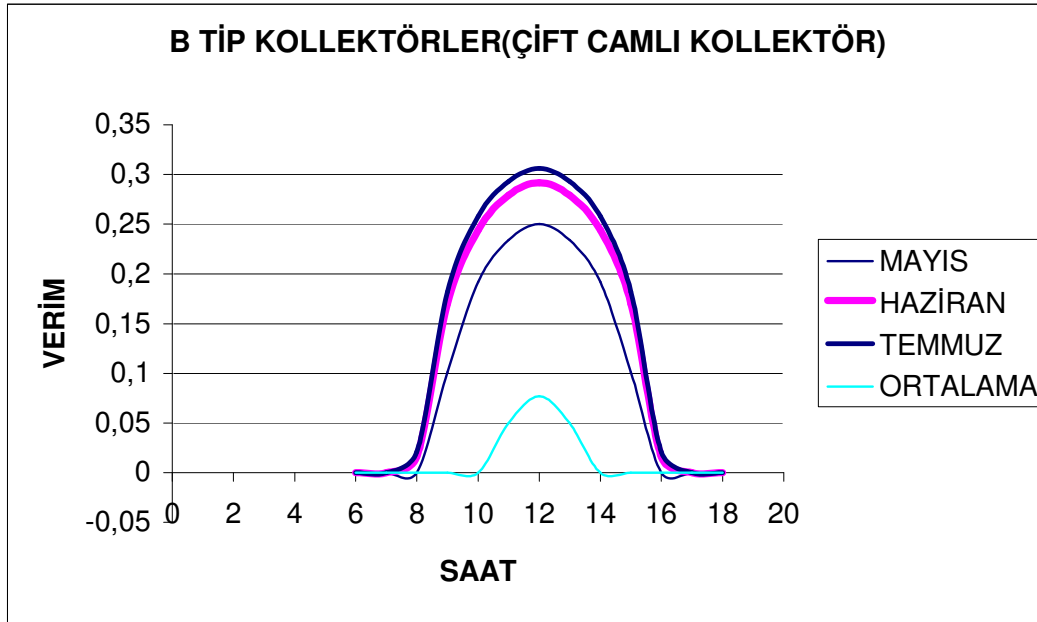
A TİP KOLLEKTÖR İÇİN SAATLERE GÖRE VERİM DEĞERLERİ (ISISAN)				
	MAYIS	HAZİRAN	TEMMUZ	YIL ORTALAMASI
SAATLER	VERİM	VERİM	VERİM	VERİM
6	0	0	0	0
7	0,027	0,1490	0,140	0
8	0,272	0,3270	0,330	0
9	0,371	0,4056	0,412	0,196
10	0,417	0,4430	0,450	0,301
11	0,438	0,4610	0,468	0,344
12	0,446	0,4670	0,474	0,358
13	0,438	0,4610	0,468	0,344
14	0,417	0,4430	0,450	0,301
15	0,371	0,4056	0,412	0,196
16	0,272	0,3270	0,330	0
17	0,027	0,1490	0,140	0
18	0	0	0	0



Şekil 8.1 Tek camlı, seçici yüzeyli kolektörler için anlık verim eğrileri.

Çizelge 8.4 Çift camlı kollektörler için hesaplanan anlık verim değerleri

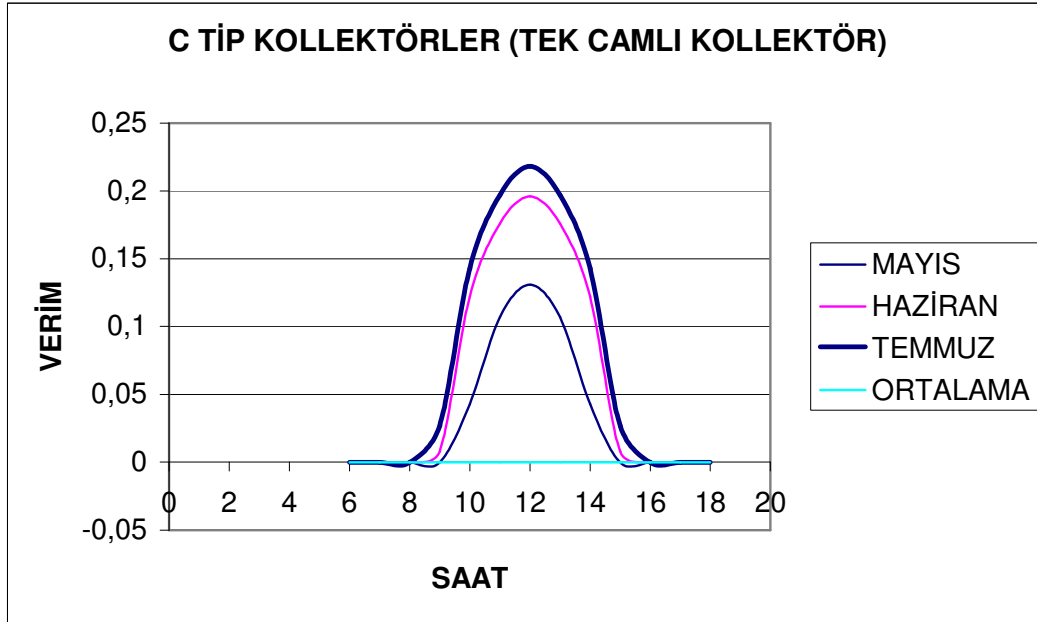
B TİP KOLLEKTÖR İÇİN SAATLERE GÖRE VERİM DEĞERLERİ (İSİSAN)				
	MAYIS	HAZİRAN	TEMMUZ	YIL ORTALAMASI
SAATLER	VERİM	VERİM	VERİM	VERİM
6	0	0	0	0
7	0	0	0	0
8	0	0,0159	0,021	0
9	0,101	0,1700	0,182	0
10	0,192	0,2440	0,258	0
11	0,234	0,2790	0,293	0,050
12	0,250	0,2920	0,306	0,077
13	0,234	0,2790	0,293	0,050
14	0,192	0,2440	0,258	0
15	0,101	0,1700	0,182	0
16	0	0,0159	0,021	0
17	0	0	0	0
18	0	0	0	0



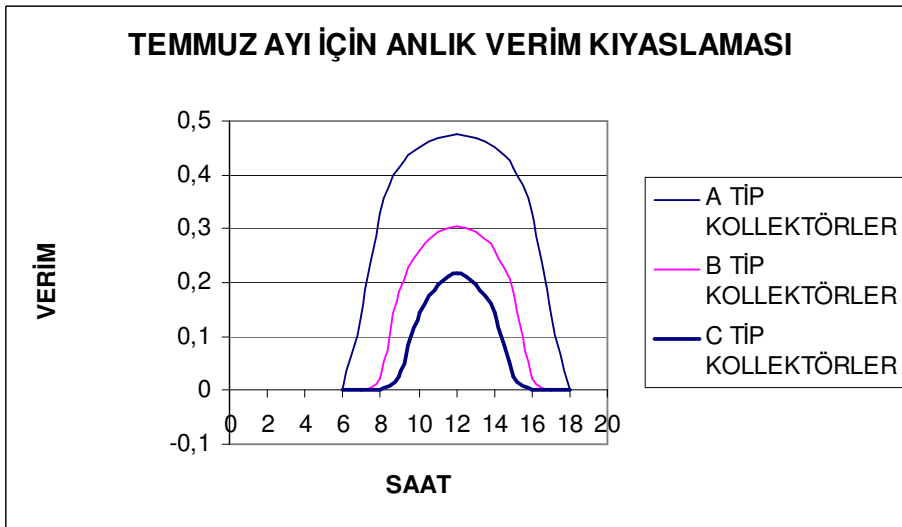
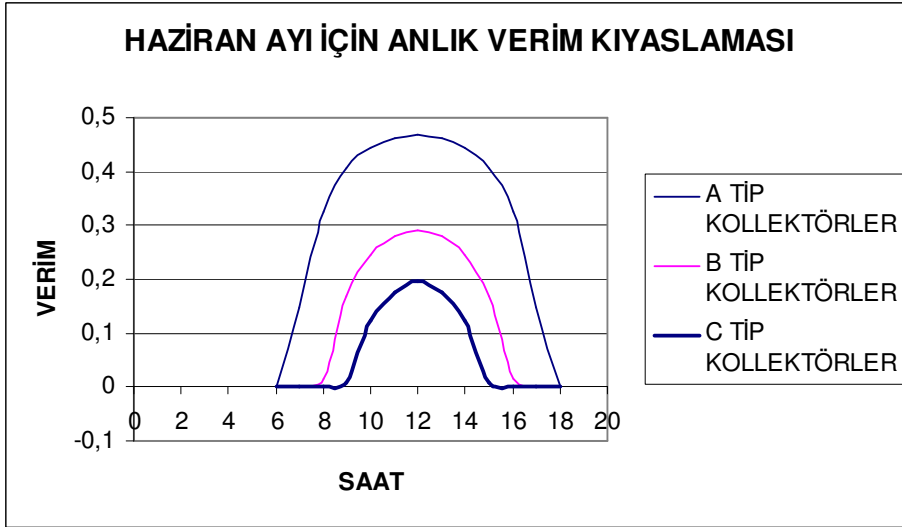
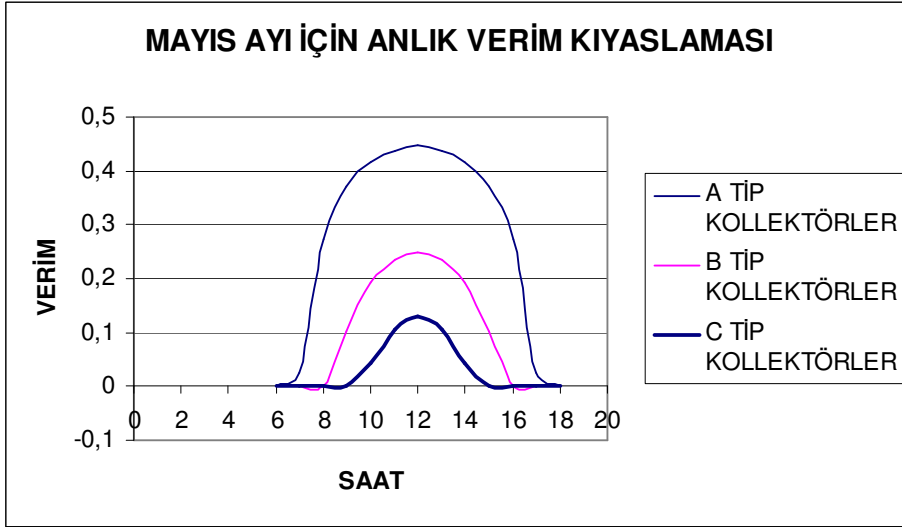
Şekil 8.2 Çift camlı kollektörler için anlık verim eğrileri.

Çizelge 8.5 Tek camlı kollektörler için hesaplanan anlık verim değerleri

C TİP KOLLEKTÖR İÇİN SAATLERE GÖRE VERİM DEĞERLERİ (ISISAN)				
	MAYIS	HAZİRAN	TEMMUZ	YIL ORTALAMASI
SAATLER	VERİM	VERİM	VERİM	VERİM
6	0	0	0	0
7	0	0	0	0
8	0	0	0	0
9	0	0,008	0,027	0
10	0,0428	0,122	0,143	0
11	0,1070	0,176	0,197	0
12	0,1310	0,196	0,218	0
13	0,1070	0,176	0,197	0
14	0,0428	0,122	0,143	0
15	0	0,008	0,027	0
16	0	0	0	0
17	0	0	0	0
18	0	0	0	0



Şekil 8.3 Tek camlı kollektörler için hesaplanan anlık verim eğrileri



Şekil 8.4 Mayıs, haziran ve temmuz ayları için anlık verim kıyaslaması

8.2.1. Güneş Enerjisi İle Kullanım Sıcak Suyunun Isıtılması İçin Gerekli Kollektör Adedi Hesabı

Villanın bütün yıl için gerekli kullanım sıcak suyunu ısıtmak için ihtiyaç duyulan kollektör adedini, sıcak su deposu hacmini ve sirkülasyon pompası debisini 4. bölümdeki açıklamalar ışığında ve verilen formülleri kullanarak hesaplayabiliriz.

Yerinde yapılan keşif neticesinde kollektör düzlemi tam güneyden 45° batıya yöneliktir.

Sistemde plakalı eşanjör kullanılmıştır.

η_k değeri kullanım sıcak suyu ısıtılması için yapılan hesaplamalarda bütün yıl ortalaması dikkate alınarak hesaplanacaktır. Çizelge 8.3'den bütün yıl ortalaması verim değerleri alınarak ,

$$\eta_{k \text{ yıllık}} = 2,04/13 = 0,156 \text{ olarak hesaplanır.}$$

Açık havada yatay düzleme gelen anlık toplam ışınım değerleri bütün gün için şu şekilde hesaplanır;

$$I_e = 54 + 148 + 287 + 434 + 548 + 615 + 640 + 615 + 548 + 434 + 287 + 148 + 54 = 4812 \text{ W/m}^2 \cdot \text{gün} = 4141,2 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{gün}$$

Yaz aylarında ise kolektör verim hesapları yapılırken soğutma işlemi nisan, ağustos ayları arasında çaiştirilacağı düşünülerek ortalama anlık verim değerleri elde edilecektir. Çizelge 8.3'den mayıs, haziran, temmuz aylarına ait anlık verim değerleri hesaplanabilir. Bu durumda;

$$\eta_{k \text{ mayıs}} = 3,496 / 13 = 0,268$$

$$\eta_{k \text{ haziran}} = 4,0382 / 13 = 0,310$$

$$\eta_{k \text{ temmuz}} = 4,074 / 13 = 0,313$$

Nisan ve ağustos aylarına ait anlık verim değerlerini hesaplamak için Çizelge 8.1 ve Çizelge 8.2 kullanılarak hesaplanır. Hesaplamalar sonucunda,

$$\eta_{k \text{ nisan}} = 0,7 - 3,3 \cdot ((80-10,2)/499,5) = 0,238$$

$$I_{e \text{ nisan}} = 499,5 \text{ W/m}^2 \text{ (Çizelge 8.2'den ortalama alınarak hesaplanmıştır)}$$

$$\eta_{k \text{ ağustos}} = 0,7 - 3,3 \cdot ((80-23,3)/517) = 0,338$$

$$I_{e \text{ ağustos}} = 517 \text{ W/m}^2 \text{ (Çizelge 8.2'den ortalama alınarak hesaplanmıştır)}$$

Soğutma hesaplarında kullanılmak üzere ortalama anlık verim değeri nisan, mayıs, haziran, temmuz, ve ağustos değerlerinin ortalaması alınarak hesaplanacaktır. Bu hesaplama sonucunda;

$$\eta_{k \text{ soğutma ort}} = 1,467 / 5 = 0,293$$

I_e nisan-ağustos ort. = $(6207 + 7143 + 7478 + 7265 + 6453) / 5 = 6909,2 \text{ W/m}^2 \cdot \text{gün} = 5945,95 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{gün}$ (Çizelge 8.2'den ortalama alınarak hesaplanmıştır)

Çizelge 8.6 Ortalama anlık verim değerleri

AYLAR	η_k
Nisan	0,238
Mayıs	0,268
Haziran	0,310
Temmuz	0,313
Ağustos	0,338

Soğutma hesaplarında kullanmak için $Q_{\text{faydalı}}$ ısıyı hesaplayalım,

$$Q_{\text{faydalı}} = Q_{t_{\text{yatay}}} \cdot R \cdot \eta_k \cdot \eta_m \cdot \eta_{\text{eşanjör}} \cdot A_1$$

Kolektör verimi değerini anlık verim olarak kullanacağımız için $Q_{t_{\text{yatay}}} \cdot A_1$ değeri yerine

I_e nisan-ağustos ort değerini kullanacağız. Bu durumda,

$$Q_{\text{faydalı}} = I_e \text{ nisan-ağustos ort} \cdot R \cdot \eta_k \cdot \eta_m \cdot \eta_{\text{eşanjör}}$$

$$Q_{\text{faydalı}} = 5945,95 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{gün} \cdot 1,227 \cdot 0,293 \cdot 0,8 \cdot 0,8$$

$$Q_{\text{faydalı}} = 1368 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{gün} \text{ (Soğutma hesaplarında kullanılmak üzere hesaplandı.)}$$

$$\eta_e = 0,80$$

Airfel Standartline L tip kollektör seçilmiştir. Kollektör tek camlı seçici yüzeylidir.

Kollektörün teknik özellikleri Ek 4a'da verilmiştir.

$Q_{\text{faydalı}}$ ısıyı hesaplayalım:

$$Q_{\text{faydalı}} = Q_{t_{\text{yatay}}} \cdot R \cdot \eta_k \cdot \eta_m \cdot \eta_{\text{eşanjör}} \cdot A_1$$

İstanbul ili için enlem = $40^\circ, 59'$

$$Q_{t_{\text{yatay}}} = 2774 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{gün} \text{ (Çizelge 4.2)}$$

Bu formülde anlık verim kullanılacağı için $Q_{t_{\text{yatay}}} \cdot A_1$ değeri yerine I_e değeri kullanılacaktır.

Villanın sıcak kullanım suyu ihtiyacı 50 lt / gün kişi ' dir (Tozer, 2004).

Villa da ortalama 8 kişi yaşamaktadır.

$$\text{Toplam sıcak su ihtiyacı} = 50 \text{ lt / gün kişi} \times 8 = 400 \text{ lt/gün}$$

$$Q_{\text{gerçek}} = m \cdot c \cdot (T_w - T_s)$$

T_s içten = $T_{\text{toprak}} - 5^\circ\text{C}$ yaz aylarında kullanılmalıdır

$$T_{s \text{ ist}} = T_{\text{bütünyıl}} = 16,0^\circ\text{C}$$

$$T_w = 45^\circ\text{C}$$

$$Q_{\text{gerçek}} = m \cdot c \cdot (T_w - T_s)$$

$$Q_{\text{gerçek}} = 400 \text{ lt/gün} \times 1 \times (45-16)$$

$$Q_{\text{gerçek}} = 11600 \text{ kcal/h} = Q_{\text{gerekli}}$$

$$Q_{\text{faydalı}} = Q_{\text{t yatay}} \cdot R \cdot \eta_k \cdot \eta_m \cdot \eta_e \cdot A_1$$

$$\eta_m = 0,8 \text{ (büyük tesisatlar için alınan verim)}$$

$$S = \text{enlem} + 25^\circ \text{ (bütün yıl için)}$$

$$S = 41 + 25 = 66^\circ$$

$$R = 1,227 \text{ (S = 66 ve enlem } 40^\circ \text{ için Çizelge 4.1'den alınan değer)}$$

$$\psi = 40 \text{ (Çizelge 4.1 den alınan değer)}$$

$$A_1 = \frac{0,94 + 0,92}{2} = 0,93 \text{ (Çizelge 4.5'den alınan değerler temelinde)}$$

$$Q_{\text{faydalı}} = 4141,2 \text{ kcal/m}^2 \text{gün} \cdot 1,227 \cdot 0,156 \cdot 0,8 \cdot 0,8$$

$$Q_{\text{faydalı}} = 507,31 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{gün} \text{ (Bu değer bütün yıl için bulunan değerdir)}$$

$$F_{\text{kolektörü}} = \frac{Q_{\text{gerekli}}}{Q_{\text{faydalı}}} = \frac{11600 \text{ kcal/gün}}{507,31 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{gün}} = 22,86 \text{ m}^2$$

$F_{\text{kolektör}} = 2,31 \text{ m}^2 / \text{kolektör}$ Ek 4a'da kolektör kataloğu verilmiştir. Kataloglarda kolektör alanı $2,31 \text{ m}^2 / \text{kolektör}$ olarak görülmektedir.

$$n = \text{kolektör sayısı} = n = \frac{F_{\text{koll}}}{f} = \frac{22,86 \text{ m}^2}{2,31 \text{ m}^2 / \text{kcal} / \text{kolektör}} = 10 \text{ adet kolektör}$$

$N = \text{kolektör adedi} = 10 \text{ adet kolektör seçildi}$

$$F_k = 10 \cdot 2,31 = 23,1 \text{ m}^2$$

$$V = B1 \cdot F_k = 0,06 \cdot 23,1 = 1,386 \text{ m}^3$$

TS 713 boyler standartlarından $V = 1,5 \text{ m}^3$ alınır

$$G = B \cdot F_k = 1,0 \text{ lt/dk} \cdot \text{m}^2 \cdot 23,1 \text{ m}^2 = 23,1 \text{ lt/dk}$$

$$G = 23,1 \text{ lt/dk ve } V = 1,5 \text{ m}^3$$

Sirkülasyon pompası seçiminde,

$G = 23,1 \text{ lt/dk} = 1,386 \text{ m}^3/\text{h}$ değeri kullanılarak pompa kataloğundan WILO-RS 25/7 tip sirkülasyon pompası seçildi. Sirkülasyon pompası maksimum yükde $H = 5,5 \text{ m}$ ye kadar

basabilmektedir. Seçilen sirkülasyon pompası rakor bağlantılı tekli monofazedir. Diğer teknik özellikleri Ek 5’de pompa seçim kataloğundan alınabilir.

8.3. Villanın Soğutma Yüğü Hesabı

Soğutma yüğü hesaplarını yapabilmek için soğutma yüğü hesap tabloları kullanılacaktır (Bilge, 2003).

İstanbul ili için dış hava dizayn şartları yaz mevsimi kuru termometre sıcaklığı 33°C , yaş termometre sıcaklığı 24°C. Aynı tablodan $\Delta t = 10,5^\circ\text{C}$ alınmıştır.

• İç Tasarım Şartları

Genel konfor şartları için; (Bilge, 2003), (Ek 1a)

$$\mathbf{KT}=33^\circ\text{C} \quad \mathbf{KT}= 23.3^\circ\text{C} \quad (\text{Ek 1d})$$

$$\mathbf{YT}=24^\circ\text{C} \quad \mathbf{\phi}=45$$

Mahallerin cam, duvar, tavan, döşeme ve dam alanları Ek 3 de, ısı kaybı hesaplarında verilmiştir.

8.3.1. Güneş Radyasyonunun Hesabı

$$q_{\text{kuzey}} = 38 \text{ kcal/h.m}^2 \quad (\text{Bilge, 2003}), (\text{Ek 1h})$$

$$q_{\text{güney}} = 146 \text{ kcal/h.m}^2 \quad (\text{Bilge, 2003}), (\text{Ek 1h})$$

$$q_{\text{doğu}} = 439 \text{ kcal/h.m}^2 \quad (\text{Bilge, 2003}), (\text{Ek 1h})$$

$$A_{\text{doğu}} = 5,25 \times 2 + 3 = 13,5 \text{ m}^2$$

$$A_{\text{kuzey}} = 4,5 \times 2 + 6.75 = 15,75 \text{ m}^2$$

$$A_{\text{güney}} = 2,25 \times 2 + 1,5 \times 2 + 2,25 \times 2 + 2,25 = 14,25 \text{ m}^2$$

$$f = 0,7 \quad (\text{Bilge, 2003}), (\text{Ek 1i})$$

$$\text{GR}_{\text{kuzey}} = 38 \text{ kcal/h.m}^2 \times 15,75 \text{ m}^2 \times 0,7 = 418,95 \text{ kcal/h}$$

$$\text{GR}_{\text{güney}} = 146 \text{ kcal/h.m}^2 \times 14,25 \text{ m}^2 \times 0,7 = 1456,35 \text{ kcal/h}$$

$$\text{GR}_{\text{doğu}} = 439 \text{ kcal/h.m}^2 \times 13,5 \text{ m}^2 \times 0,7 = 4148,55 \text{ kcal/h}$$

• Güneş ve İletim- Dış Duvar Dam Isısı

$$A_{\text{duvar}}: 32,2 + 15,4 + 16,8 + 32,2 + 21 \times 2 + 14,7 \times 2 + 5,6 \times 2 + 17,5 \times 2 + 32,2 = 246,4 \text{ m}^2$$

$$\Delta t : 10,5^\circ\text{C} \quad (\text{Ek 1a}) \quad k: 0,53 \text{ W/m}^2.\text{K}$$

$$246,4 \times 10,5 \times 0,53 = 1371,216 \text{ kcal/h}$$

- İletim Isısı

$$\text{Tüm Camlar : } A_{\text{cam}} : 43,5 \text{ m}^2$$

$$\Delta T: 7^\circ\text{C}$$

$$k: 2,8 \text{ W/m}^2.\text{K}$$

$$Q: 43,5 \times 7 \times 2,8 : 852,6 \text{ kcal/h}$$

Tavan ve Döşeme

$$A_t: 22,5 + 10 + 6 + (24 \times 2) + (9,62 \times 2) + (7 \times 2) + (5,95 \times 2) + (9,4 \times 2)$$

$$A_t: 150,44 \text{ m}^2$$

$$A_d: 150,44 \text{ m}^2$$

$$A: 300,88 \text{ m}^2$$

$$\Delta t: 5,5^\circ\text{C}$$

$$k: 0,6 \text{ W/m}^2.\text{K}$$

$$Q: 300,88 \times 5,5 \times 0,6 = 992,904 \text{ kcal/h}$$

- İç Isılar

Villada kış aylarında 4 kişi yaşamaktadır. Ancak soğutma yükü hesaplarını yaparken yaz aylarında gelecek misafirler de dikkate alınarak tam kapasite olacağı düşünülmelidir. Dolayısıyla ortalama maksimum 8 kişinini yaşayacağı dikkate alınmalıdır.

Genel konfor için $q_{\text{duyulur}} = 55 \text{ kcal/kişi}$, $q_{\text{gizli}} = 70 \text{ kcal/kişi}$ (Bilge, 2003), (Ek 1m)

8 kişi $\times 55 \text{ kcal/kişi h} : 440 \text{ kcal/h}$ iç ısı hesaplanır.

Motor 0,94 kW motor olduğu düşünülürse $0,94 \times 960 = 808,4 \text{ kcal/h}$

Villada 18 adet mahal vardır. Her mahalın 100 Watt ile aydınlandığı kabul edilirse, ışık 1800 Watt olarak hesaplanır. Işığın ortaya çıkardığı ısı; $1800 \times 0,86 = 1548 \text{ kcal/h}$ olarak hesaplanır.

$$\begin{aligned} \bullet \text{ Duyulur Isı} : & 4148,55 + 418,95 + 1456,35 + 1371,216 + 852,6 + 992,904 + 440 \\ & + 808,4 + 1548 = 12036,9 \text{ kcal/h} \end{aligned}$$

$$\text{Zam : Duyulan ısı} \times 0,05 = 12036,9 \times 0,05 = 602 \text{ kcal/h}$$

$$\text{Zam (Kanal): Oda duyulan ısı} \times 0,03 = 12638,9 \times 0,03 = 380 \text{ kcal/h}$$

Kişi başı gerekli hava miktarı = $27 \text{ m}^3/\text{h}$ (Ek 1e)

$$V_d = 27 \text{ m}^3/\text{h} \times 8 = 216 \text{ m}^3/\text{h}$$

- Dış Hava Isısı Hesabı

$$V_d \times \Delta t \times BF \times 0,29 = 216 \text{ m}^3/\text{h} \times 7 \times 0,2 \times 0,29 = 88 \text{ kcal/h}$$

$$\Delta t = 7^\circ\text{C}$$

$$BF = 0,2$$

Efektif oda duyulur ısısı = Oda duyulur ısısı +Zam + Dış hava ısısı

$$EODI = 12638,9 + 380 + 88$$

$$EODI = 13106,9 \text{ kcal/h}$$

- Gizli ısılar

$$Q \text{ gizli} = 70 \text{ kcal/h.kişi}$$

8 kişi için

$$GI = 8 \times 70 = 560 \text{ kcal/h}$$

$$Zam = GI \times 0,05 = 560 \times 0,05 = 28 \text{ kcal/h}$$

$$Zam(\text{kanal}) = 588 \times 0,03 = 17,7 \text{ kcal/h}$$

- Dış Hava Isısı

$$\Delta x = 0,5$$

$$BF = 0,2$$

$$V_d \cdot \Delta x \cdot BF \cdot 0,716 = 216 \times 0,5 \times 0,2 \times 0,716 = 15,5 \text{ kcal/h}$$

- Efektif Oda Gizli Isısı

$$EOGI = OGI + Zam + Dış Hava Isısı$$

$$EOGI = 588 + 17,7 + 15,5$$

$$EOGI = 621,2 \text{ kcal/h}$$

- Efektif Oda Toplam Isısı

$$EOTI = EODI + EOGI$$

$$EOTI = 13106,9 + 621,2 = 13728,1 \text{ kcal/h}$$

- Dış Hava Isısı (Duyulur Isı)

$$\text{Duyulur} = V_d \times \Delta t \times (1 - BF) \times 0,29 = 216 \times 7 \times 0,8 \times 0,29 = 350,8 \text{ kcal/h}$$

$$V_d = 216 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$1 - BF = 0,8$$

$$\Delta t = 7^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Gizli} = V_d \cdot \Delta x \cdot (1 - \text{BF}) \times 0,716 = 216 \times 0,5 \times 0,8 \times 0,716 = 61,9 \text{ kcal/h}$$

$$\Delta x = 0,5$$

$$\text{Zam (dönüş kanalı)} = \text{EOTI} \times 0,03 = 13728,1 \times 0,03 = 411,9 \text{ kcal/h}$$

8.3.2. Toplam Soğutma Yükünün Hesabı

$$\text{TOPLAM SOĞUTMA YÜKÜ} = \text{EOTI} + \text{DUYULUR} + \text{GİZLİ} + \text{ZAM}$$

$$\text{TSY} = 13728,1 + 350,8 + 61,9 + 411,9 = 14552,7 \text{ kcal/h}$$

Çizelge 8.7 Toplam soğutma yükü tablosu

MAHAL; VİLLA	MAX YÜK ZAMANI : 21 HAZİRAN			
	ÇALIŞMA ZAMANI: 08:00 - 17:00			
GÜNEŞ RADYASYON				
(D) CAM	13,5m ² x 439 q x 0,7 =		4148,55 kcal/h	
(K) CAM	15,75 x 38 x 0,7 =		418,95 kcal/h	
(G) CAM	14,25 x 146 x 0,7 =		1456,35 kcal/h	
GÜNEŞ VE İLETİM - DIŞ DUVAR DAM				
(T) DUVAR	m ² x Δt eş x k =			
(T) DUVAR	246,4 x 10,5 x 0,53 =		1371,216 kcal/h	
İLETİM ISISI				
TÜM CAMLAR	43,5m ² x 7 Δt x 2,8 k =		852,6 kcal/h	
TAVAN	300,88 x 5,5 x 0,6 =		992,904 kcal/h	
DÖŞEME				
İÇ ISILAR (DUYULUR ISI)				
İNSAN	8 adet x q 55 =		440 kcal/h	
MOTOR (KW)	0,94 x 860 =		808,4 kcal/h	
İŞIK (WATT)	1800 x 0,86 =		1548 kcal/h	
DI			12036,9 kcal/h	
ZAM = DI x 0,05	= 12036,9 x 0,05 =		602 kcal/h	
ODI			12638,9 kcal/h	
ZAM (KANAL)	= ODI x 0,03 = 12638,9 x 0,03 =		380 kcal/h	
DIŞ HAVA	V _d x Δt x BF x 0,29			
	216 x 7 x 0,20 x 0,29 =		88 kcal/h	
EODI			13106,9 kcal/h	
GİZLİ ISILAR				
İNSAN	8 adet x 70 q =		560 kcal/h	
GI			560 kcal/h	
ZAM = GI x 0,05	= 560 x 0,05 =		28 kcal/h	
OGI			588 kcal/h	
ZAM (KANAL)	= OGI x 0,03 = 588 x 0,03 =		17,7 kcal/h	
DIŞ HAVA	V _d x ΔX x BF x 0,716			
	216 x 0,5 x 0,20 x 0,716 =		15,5 kcal/h	
EOGI			621,2 kcal/h	

EOTI =	13728,1 kcal/h
DIŞ HAVA ISISI	
DUYULUR = $V_d \times \Delta t \times (1-BF) \times 0,29$	
$216 \times 0,7 \times 0,80 \times 0,29 =$	350,8 kcal/h
GİZLİ = $V_d \times \Delta X \times (1-BF) \times 0,716$	
$216 \times 0,5 \times 0,80 \times 0,716 =$	61,9 kcal/h
ZAM (DÖNÜŞ KANALI) EOTI $\times 0,03 =$	411,9 kcal/h
TOPLAM SOĞUTMA YÜKÜ =	14552,7 kcal/h

8.4. Villada Kullanılacak Li-Br / Su İle Çalışan Absorbsiyonlu Soğutucunun Tasarımı

Sistem, maksimum ısı yüküne göre tasarlanacaktır.

Gerekli soğutma yükü = 14552,7 kcal/h = 14552,7 kcal/h / 860 = 16,93 kW/h (Bölüm 8.3'de hesaplanmıştı.)

Gerekli sıcak su ısı miktarı = 11600 kcal/h = 11600 kcal/h / 860 = 13,48 kW/h (Bölüm 8.2.1'de hesaplanmıştı.)

Toplam ısı yükü = 16,93 + 13,48 = 30,41 kW = $q_{soğu}$

1 ton soğu = 3.516 kW olduğuna göre;

Ayrıca sıcak su hacmi $V= 0,6 \text{ m}^3$ (Bölüm 8.2.1'de hesaplanmıştı.)

$Q_t = 30,41 \text{ kW} / 3.516 \text{ kW} = 8,65 \text{ ton su}$ gerekmektedir.

Absorbsiyonlu soğutma sistemi Şekil 8.5'de gösterilmiştir.

Sistem aşağıdaki koşullara göre tasarlanacaktır;

1. Makine 8,65 ton soğu temin edecektir
2. Evaporatör sıcaklığı 7.2°C, absorber çıkış sıcaklığı 25°C ve kondenser sıcaklığı 32°C olacaktır.
3. Isı değiştirgecinde minumum sıcaklık farkı $\Delta T_{\min} = 5^\circ\text{C}$ olacaktır.
4. Jeneratör, düzlem kollektörlerle ısıtılacaktır ve soğutkanın buharlaşması için 74°C de tutulacaktır.
5. Evaporatör basıncı 1.02 kPa, kondenser basıncı 4.79 kPa olacaktır.
6. Çevrimdeki belirlenmiş noktalarda, belirlenmiş sıcaklıklarda soğutkan ve absorbent fazları dengededir.
7. Genleşme valfi hariç ısı değiştirgecindeki basınç azalmaları ihmal edilecektir.
8. Evaporatör ve kondenser basınçları,soğutkanın buharlaşma basıncına eşittir.
9. Li-Br/su karışımı için entalpi değerleri Çizelge 8.8'den alınabilir. Bu tablo (Şalvarlı, 1990) nolu kaynakta kullanılan absorbsiyonlu soğutucunun hesaplanan değerlerini göstermektedir.

Soğutucu makinasının tasarımının yapılması;

$$q_{\text{soğutucu}} = 30,41 \text{ kW}$$

$$q_{\text{soğutucu}} = m_s \cdot (h_9 - h_{10})$$

$$30,41 \text{ kW} = m_s \cdot (134 - 2474)$$

$$m_s = 0,01299 \text{ kg/s}$$

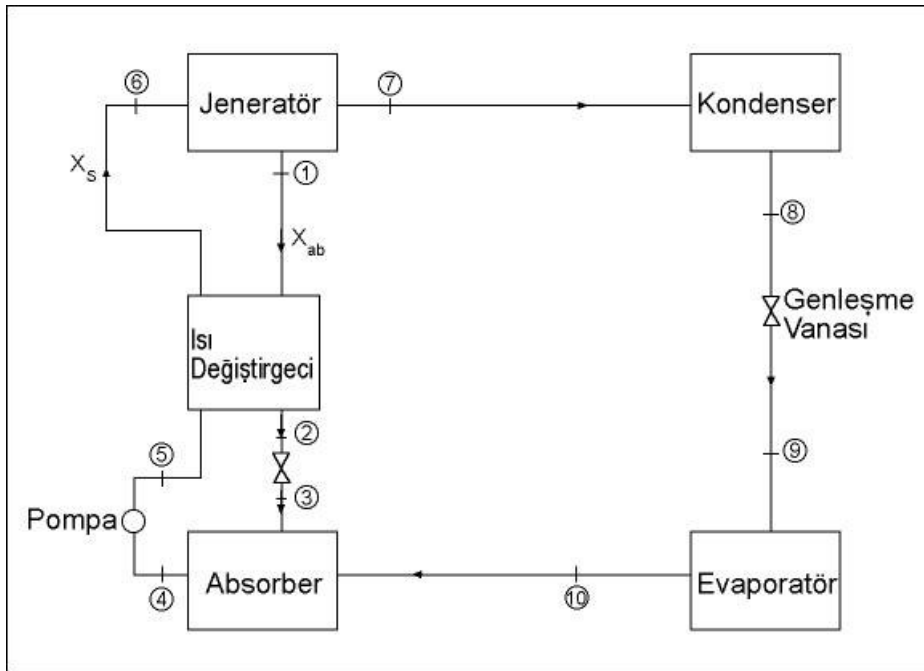
$$m_s = m_7$$

60 ton su için cihazın absorban debisi ve zengin eriyiğin debisi sırasıyla 1,255 kg/s, 1,345 kg/s dır (Şalvarlı, 1990).

$$q_{\text{kondens}} = m_s \cdot (h_7 - h_8)$$

$$q_{\text{kondens}} = 0,01299 \cdot (2603 - 134)$$

$$q_{\text{kondens}} = 32,07 \text{ kW}$$



Şekil 8.5 Absorbsiyonlu soğutma sistemi (Şalvarlı, 1990)

$$m_{\text{ab}}/m_z = 0,933$$

$$m_z = m_{\text{ab}} + m_s$$

$$m_z = m_{\text{ab}} + 0,01299$$

$$m_z = 0,1939 \text{ kg/s}$$

$$m_{\text{ab}} = m_z - m_s = 0,1939 - 0,01299$$

$$m_{ab} = 0,1809 \text{ kg/s}$$

$$q_{jeneratör} = m_s \cdot h_7 + m_{ab} \cdot h_1 - m_z \cdot h_6$$

$$q_{jeneratör} = 0,01299 \cdot 2603 + (0,1809 \cdot (-93)) - (0,1939 \cdot (-101,6))$$

$$q_{jeneratör} = 36,68 \text{ kW}$$

$$q_{1d} = m_{ab} \cdot (h_1 - h_2)$$

$$q_{1d} = 0,1809 \cdot (-93 - (-163))$$

$$q_{1d} = 12,66 \text{ kW}$$

Absorberden çekilen ısı q_a 'yı bulmak için,

$$q_a = q_{kondens} - q_{jeneratör} - q_{soğutucu}$$

$$q_a = 32,07 - 36,68 - 30,41$$

$$q_a = -35,02 \text{ kW}$$

$$COP_{soğutma} = q_{soğutucu} / q_{jeneratör} = 30,41 \text{ kW} / 36,68 \text{ kW} = \mathbf{0,82} = \mathbf{\%82}$$

Sistemin etkinlik tesir katsayısını hesaplırsak,

$$q_{kollektör} = q_{jeneratör} / \eta_k = 36,68 \text{ kW} / 0,293 = 125,18 \text{ kW}$$

$$COP_{sistem} = q_{evaporatör} / q_{kollektör} = 30,41 \text{ kW} / 125,18 \text{ kW} = \mathbf{0,242} = \mathbf{\%24}$$
 olarak hesaplanır.

Çizelge 8.8 Li-Br/su karışımı için entalpi değerleri (Şalvarlı, 1990)

Akım no	Sıcaklık(°C)	Basınç(kPa)	Li-Br konsantrasyonu(%)	Akış (kg/kg su)	Entalpi (kJ/kg)
1	74	4,79	60	14	-93
2	30	4,79	60	14	-163
3	30	1,02	60	14	-163
4	25	1,02	56	15	-167
5	25	4,79	56	15	-167
6	50	4,79	56	15	-101,6
7	74	4,79	0	1	2603
8	32	4,79	0	1	134
9	7,2	1,02	0	1	134
10	7,2	1,02	0	1	2474

Absorbsiyonlu soğutucu cihazlar, yüksek soğutma yükü olan sistemlerde daha verimli ve fizibil olmaktadır. Örnek olarak Çizelge 8.9'de Trane firmasına ait 1560,48 kW kapasiteli ABH-1 tek kademeli absorbsiyonlu soğutucunun katalog değerleri verilmiştir. Bu çalışmada uygulaması yapılan villanın soğutma yükü, piyasada hali hazırda yaygın olarak satılan ve

kullanılan cihazlara nazaran düşüktür. Bu nedenle absorpsiyonlu soğutma tasarımı yapılırken kataloglardan seçim yapılmamıştır. Yazlık bölgelerde içinde çok sayıda villanın bulunduğu villa sitelerinde seçilen büyük kapasiteli bir cihazla daha uygun ve ekonomik tasarımlar yapılabilir.

Çizelge 8.9 Trane firmasına ait bir absorpsiyonlu soğutucu cihaz için katalog değerleri (3H Soğutma Ltd.Şti, 2006) (25°C çevre sıcaklığında)

Marka	: Trane
Tip	: ABH-1 Tek kademe
Soğutma Kapasitesi	: 1560.48 kW
Çözelti	: Li-Br
Çözelti Debisi	: 1146 lt.
Soğutucu	: H ₂ O
Soğutucu Debisi	: 382 lt
Evaporatör	
Su Giriş/Çıkış Sıcaklığı	: 7/12°C
Su Debisi	: 32.75 lt/s.
Buharlaştırıcı ΔP	: -
Buharlaştırıcı Çalışma Basıncı	: 1 kPa
Soğutma Kulesi	
Su Giriş/Çıkış Sıcaklığı	: 28/36°C
Su Debisi	: 59 lt/s.
Jenaratör	
Su Giriş/Çıkış Sıcaklığı	: 90/70°C - Sıcak Su – Doymuş
Su Debisi	: 24,45 kg/s
Yoğuşturucu	
Çalışma Basıncı	: 10 kPa

8.5. Jeneratörde Gerekli Isının Temini

Soğutma sistemi için jeneratörde gerekli ısıyı güneş kolektörleri kullanarak elde edeceğiz. Dolayısıyla bu enerjiyi elde edebilmek için gerekli kolektör adedini hesaplamak gerekecektir.

$$Q_{\text{jeneratör}} = 36,68 \text{ kW (absorpsiyonlu soğutma hesaplarından Bölüm 8.4)}$$

$$Q_{\text{gerekli}} = Q_{\text{jeneratör}}$$

$$F_k = Q_{\text{gerekli}} / Q_{\text{faydalı}} \text{ [m}^2\text{]}$$

$$Q_{\text{faydalı}} = 1368 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{gün (Bölüm 8.2.1'de hesaplandı)}$$

$$Q_{\text{faydalı}} = 1368 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{gün} / 860 = 1,59 \text{ kW/m}^2$$

$$Q_{\text{faydalı}} = 1,59 \text{ kW/m}^2$$

$$F_k = (36,68 \text{ kW}) / (1,59 \text{ kW/m}^2) = 23,06 \text{ m}^2$$

$$n_{\text{kolektör}} = 23,06 \text{ m}^2 / 2,2 \text{ m}^2 = 10,48 = 11 \text{ kolektör.}$$

Tasarımı yapılan Li-Br/su ile çalışan güneş enerjili iklimlendirme sistemi için 11 adet kollektör gerekmektedir,

Sıcak su deposu hacmi = $24 \times 0,06 = 1,44 \text{ m}^3$ olarak bulunur.

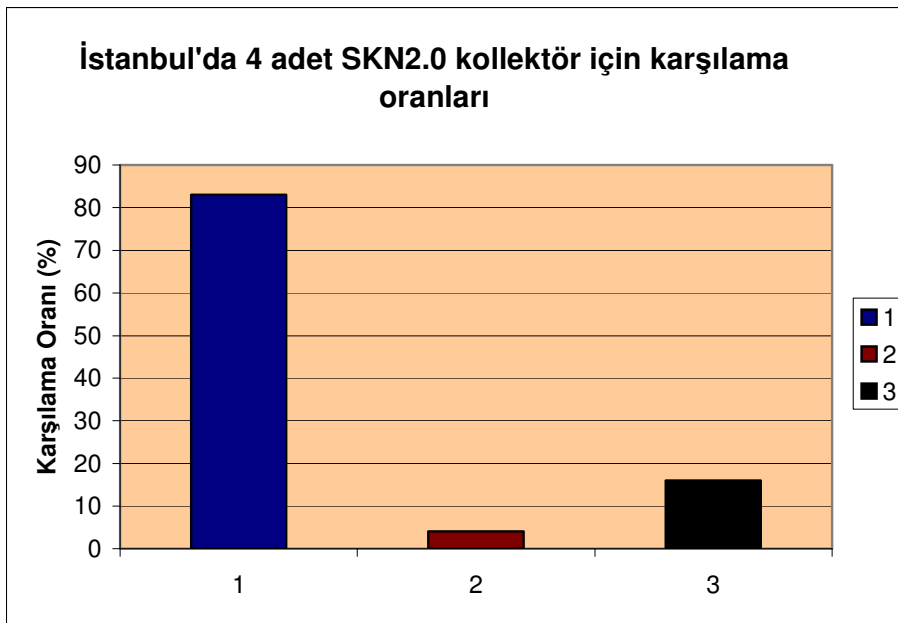
Yapılan ısı kaybı hesaplarında önceki bölümlerde hesaplandığı üzere $Q_{\text{toplam}} = 21340 \text{ kcal/h}$ olarak bulunmuştur. Jeneratörde $Q_{\text{jeneratör}} = 36,68 \text{ kW} = 36,68 \cdot 860 = 31545 \text{ kcal/h}$ ısı açığa çıkmaktadır .Bu ısı miktarı kış aylarında güneşlenme süresinin düşmesi ve güneş radyasyonu miktarının azalması nedeniyle bu değere ulaşamayacaktır, bu nedenle ısıtma için tek başına yeterli olmayacaktır. Dolayısıyla kışın ısıtma tesisatına yardımcı olarak kullanımı daha uygun olacaktır.

Kollektör sayılarına göre kollektör karşılama oranlarına bakacak olursak, Güneş Enerjisi Tesisatı, (Isısan, 2003) kaynağından alınan grafikler (Şekil 8.6 ve 8.7) incelenirse mahal ısıtılması karşılama oranının oldukça düşük olduğu ve sıcak su karşılama oranının yüksek olduğu görülmektedir. Şekil 8.6 ve 8.7’de SKN tip Isısan marka kolektörler kullanılan uygulamalarda elde edilen veriler gösterilmektedir. Bu grafiklerde ;

1 nolu seri : Sıcak su karşılama oranı (%)

2 nolu seri : Mahal karşılama oranı (%)

3 nolu seri : Toplam karşılama oranı (%) göstermektedir.



Şekil 8.6 İstanbul'da 4 adet kollektör karşılama oranları (Isısan, 2003)

1 nolu seri : Sıcak su karşılama oranı (%) = 83

2 nolu seri : Mahal karşılama oranı (%) = 4,1

3 nolu seri : Toplam karşılama oranı (%) =16



Şekil 8.7 İstanbul'da 10 adet kollektör karşılama oranları (Isısan, 2003)

1 nolu seri : Sıcak su karşılama oranı (%) = 92

2 nolu seri : Mahal karşılama oranı (%) = 13,7

3 nolu seri : Toplam karşılama oranı (%) =27

8.6. Maliyet Analizi

Isıtma ve soğutma sistemi için fancoil sistemi kullanılacaktır. Bu sistemle kışın fancoillerde sıcak su dolaştırılıp villanın ısıtılması sağlanacak, yazın ise yine aynı fan coillerde bu kez soğuk su dolaştırılarak soğutma işlemi gerçekleştirilecektir. Maliyeler açısından bu uygulama oldukça uygun olmaktadır. Villada iklimlendirme yapılacak mahal sayısı 14 dır. İlave olarak salonlara 2 şer adet fancoil koyulacaktır. Toplam 17 adet fancoil kullanılarak villanın iklimlendirilmesi sağlanabilir.

- Soğutma tesisatı maliyeti

17 adet fancoil (Birim fiyat 350 YTL) (Mavi Müh. Ltd.Şti., 2006) 17 x 350 = 5950 YTL

Al folyolu tesisat çekilmesi + işçilik + malzeme + montaj 3 x 600 = 1800 YTL

(Kat başına birim fiyat 600 YTL) (Mavi Müh. Ltd.Şti., 2006)

34 adet radyatör vanası (Birim fiyat 7,5 YTL)	$34 \times 7,5 = 255$ YTL
Kollektör grubu (Birim fiyat 100 YTL)	$2 \times 100 = 200$ YTL
(Mavi Müh. Ltd.Şti., 2006)	Toplam = 8205 YTL

Kışın ısıtma sistemine ilave olarak kombi koyulacak ve dolayısıyla güneş enerjisi sistemi yardımcı ısı kaynağı olarak kullanılacaktır. Kombide ısıtılan su radyatörler yerine fancoillerde dolaştırılarak mahallerin ısıtılması sağlanacaktır. Bu durumda ısıtma tesisatına ilave olarak

1 adet 26000 kcal/h Demirdöküm Aden kombi (Mavi Müh. Ltd.Şti., 2006)	= 1450 YTL
Kombi montaj malzemesi ve işçiliği (Mavi Müh. Ltd.Şti., 2006)	= 120 YTL
Toplam	1570 YTL

gelecektir.

Absorbsiyonlu soğutucu maliyeti kW başına 115 \$'dır (Şencan, 2003). Sistemde 17 kW lık bir soğutma kapasitesi olduğundan $115 \times 17 = 1955$ \$ dir. Bu değer $1955 \times 1,38 = 2690$ YTL' dir.

- Güneş kolektör sistemi maliyeti

Jeneratörde gerekli ısıyı temin edebilmek için 11 adet kolektör gerekmektedir (Bölüm 8.5). Airfel firmasından alınan fiyat teklifine göre selektif prizmatik camlı 2 kollektörlü 170 lt depolu (her bir kolektör grubunda) sistemlerin kullanılması maliyet açısından uygun olacaktır. Bu durumda Ek 4b'den alınan fiyatlara göre;

5 adet AGS 170 (toplam $2 \times 5 = 10$ kollektör) (Birim fiyat 1616 YTL)	$5 \times 1616 = 8080$ YTL
1 adet AGS 85 (toplam 1 kollektör) (Birim fiyat 1100 YTL)	$1 \times 1100 = 1100$ YTL
Montaj + işçilik (Mavi Müh. Ltd.Şti., 2006)	= 800 YTL
Toplam	9980 YTL

6 grup ve toplamda 11 adet kollektör villanın çatısına uygun konstrüksiyonlar yapılarak monte edilecektir. Eğer istenirse villanın bahçesinde de kollektör sistemini kurmak için uygun alan mevcuttur.

- Genel maliyet toplamı

Isıtma ve soğutma tesisat grubu toplamı	8205 YTL
Demirdöküm kombi ve montajı	1570 YTL
Absorbsiyonlu soğutucu maliyeti	2690 YTL

Güneş kolektör sistemi maliyeti	9980 YTL
Genel Toplam	22449 YTL

Aynı soğutma yükünü karşılamak için piyasada bulunan split tip kanallı klima cihazları kullanılacak olursa soğutma sisteminin maliyeti yaklaşık olarak %25 daha düşük olur. Ancak split tip kanallı klima cihazları kompresörlü sistemlerdir ve harcadığı enerji miktarı absorpsiyonlu soğutma sistemleri ile mukayese bile edilemeyecek kadar fazladır. Absorpsiyonlu sistemlerde eriyik pompasını çalıştırmak için sadece 100 W civarında bir enerjiye ihtiyaç vardır. Dolayısıyla ilk yatırım maliyetleri açısından dezavantajlı olan absorpsiyonlu sistemler, sağladığı enerji tasarrufu sayesinde ilk yatırım maliyetini amorti eder. Özellikle büyük kapasiteli uygulamalarda bu durum daha açık görülmektedir.

9. SONUÇ

Yapılan bu çalışmada güneş enerjisi ile ısıtma sistemi incelenmiş ve ısıl yararlanma için kollektör kapasite hesabı açıklanmıştır. Li-Br/su ile çalışan güneş enerjili iklimlendirme için absorpsiyonlu soğutma sisteminin tasarımı ve modellenmesi yapılarak elemanları analiz edilmiştir. İklimlendirilmesi yapılacak villanın ısı kaybı hesabı, soğutma yükü hesabı ve kullanım sıcak suyu ısıtılması için güneş radyasyonu ve düzlemsel güneş kollektör hesaplamaları yapılmıştır. Li-Br/su çifti ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sisteminin jeneratörü için gerekli ısı güneş radyasyonu ile güneş kollektörlerinden sağlanmıştır. Bu sistem için kollektör tipi oldukça önemlidir. Mutlaka seçici yüzeyli kollektörler kullanılmalı, yüksek kapasiteli uygulamalarda yoğunlaştırıcı veya vakum tüplü kollektörler düşünülmelidir.

Absorpsiyonlu soğutma sistemi tasarımında $COP_{\text{soğutma}}$ 0,82, COP_{sistem} ise 0,24 olarak hesaplanmıştır. Sıcak kullanım suyunun ısıtılması için 10 adet kollektör, soğutma için ise yapılan hesaplamalarda 11 adet kollektör gerekmektedir. Tasarımını yaptığımız sistemde 11 adet düzlemsel seçici yüzeyli güneş kollektörü kullanılmıştır. Bu kollektörler yazın villanın soğutulması için jeneratöre ısı enerjisi sağlayacak, kışın ise mevcut ısıtma sistemine yardımcı olacaktır. Yaz aylarında İstanbul için güneş radyasyonu değeri yüksek olduğundan soğutma ve sıcak su karşılama oranı yüksek olacaktır. Kışın ise güneş radyasyon değerleri tablolardan da görüleceği gibi oldukça azalmaktadır, dolayısıyla karşılama oranının oldukça düşeceği açıktır. Bu sebepten dolayı kışın güneş enerjili iklimlendirme sistemi mevcut ısıtma sistemine yardımcı olarak kullanılmalıdır. Absorpsiyonlu iklimlendirme sistemlerinde ilk yatırım maliyetleri yüksek olmasına rağmen, sistemin çalışması için gerekli enerji maliyeti çok düşük olduğundan kısa zamanda kendisini amorti eder.

KAYNAKLAR

Arınç, Ü.D., (2005) Güneş Enerjisi İle Isıtma Sistemleri, Yüksek Lisans Ders Notları, Yıldız Teknik Üniversitesi F.B.E

Atmaca, İ., Kaynaklı, Ö., Yiğit, A., (2003) “Bir Konutun Güneş Enerjisi Kaynaklı Absorbsiyonlu Sistem İle Soğutulmasının İncelenmesi”, TMMOB Makine Mühendisleri Odası Güneş Enerjisi Sistemleri Sempozyumu ve Sergisi, MMO yayın no; E/2003/321, 214-226.

Berköz, E. (1995), “Enerji Etkin Konut ve Yerleşme Tasarımı”, TÜBİTAK, İNTAG 201, İST.

Bilge, D., (2003), Klima Tesisatı, Lisans Ders Notları, Yıldız Teknik Üniversitesi.

Bourouis, M., Vallès, M, Medrano, M., Coronas, A., (2005), “Absorption of water vapour in the falling film of water-(LiBr+LiI+LiNO₃ +LiCl) in a vertical tube at air-cooling thermal conditions”, International Journal of Thermal Sciences 44; 491–498.

Büyükkalaca, O., Yılmaz, T., (1999), “Güneş Enerjisi ile Soğutma Teknolojilerine Genel Bir Bakış” TMMOB Makine Mühendisleri Odası Güneş Enerjisi Sistemleri Sempozyumu ve Sergisi, MMO yayın no; E/2003/321, 48-60

Çolak, L., Durmaz, A., Lokurlu, A., (2003), “Güneş Enerjisi ile Buhar Üretimi ve Absorpsiyolu Soğutma Uygulaması” , 22. Enerji Tasarrufu Haftası Etkinlikleri.

Florides, G. A., Kalogirou, S. A., Tassou, S. A. , Wrobel, L. C., (2002), “Design and Construction of a Li Br-Water Absorption Machine”, Energy Conversion and Management 44 (2003); 2483-2503

Genceli, O., (1996), ASHRAE Fundamentals, Termodinamik ve Soğutma Çevrimleri, (Çeviri) Teknik Yayıncılık, İstanbul.

Grossman, G., Bourne, J.R., Ben-Dror, J. , Kimchi, Y., Vardi, (1981), “Design improvements in LiBr Absorption Chillers for Solar Applications,” J. Solar Energy Eng. 103: 56-61.

Gürsürer, M., (2005), “Çevre Sıcaklığının Li-Br / Su Akışkanlı Tek Kademeli Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimine Etkinini Ekserji Analizi Temelinde İrdelenmesi”, YTÜ. Yüksek Lisans Tezi.

Horuz, İ., (1998), “A Comparation Between Ammonia-water and Water-lithium Bromide Solution in Vapour Absorption Refrigeration Systems”, International Commminute Heat and Mass Transfer 25: 711 – 721.

Isısan, Güneş Enerjisi Tesisatı, (2003), No; 325

Isısan, Isıtma Sistemlerindeki Gelişmeler, (1998), Yeni DIN 4701 Isı Kaybı Hesabı, No:177.

Keçeciler, A., Acar, H. İ. ve Canbek A., (1997), “Jeotermal Soğutma Kaynaklı Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi - Bir Uygulama”, Teskon97 , 12 Nisan 1997, Türkiye.

Klima Tesisatı, (2001), Isısan Çalışmaları No:305.

Kush, E.A., (1980), “Performance of Heat Pumps at Elevated Temperatures with Application to Solar Input,” J. Solar Energy Eng., 102: 203-210.

Mavi Mühendislik İnşaat Taahhüt Doğalgaz Ltd. Şti. (2006), (0216 498 98 75)

MMO Yayın no 84, (1999), Kalorifer Tesisatı Proje Hazırlama Teknik Esasları.

Nguyen, V.M., Riffat, S.B., Doherty, P.S., (2001),“ Development of a solar-powered passive ejector cooling system”, Applied Thermal Engineering, 21:157-168.

Oral, G. K., (2003), “Güneş Enerjisinden Yararlanmada Pasif Sistem Tasarımı”, TMMOB Makine Mühendisleri Odası Güneş Enerjisi Sistemleri Sempozyumu ve Sergisi, MMO yayın no; E/2003/321, 178-186.

Özkol, N., (2001), Soğutma Tesisatı, MMO/295.

Şalvarlı, H., Yakut, A. K., Fişek, S. F., Ergöner, N. E., (1990), ‘‘Güneş Enerjisi ile Isıtma ve Soğutma Sistemleri, Antalya İlinde Uygulama’’, Mühendis ve Makina cilt:31, sayı: 367, Akdeniz Üniversitesi Isparta Müh. Fak., ISPARTA.

Şaylan, L., Şen, O., Toros H., Arısoy, A., (2002), ‘‘Türkiye’nin Büyük Şehirlerinde Isıtma ve Soğutma için Enerji Potansiyeli’’, Energy Conversion and Management 43 (2002): 1829-1837.

Şencan, A., Yakut, A. K., Soteris, A. K., (2005), ‘‘Exergy Analysis of Lithium Bromide/Water Absorption Systems’’, Renewable Energy, 30: 645 – 657.

Şencan, A., Yakut, K.A., Kızılkın, Ö., (2003), ‘‘Li Br/Su İle Çalışan Güneş Enerjili İklimlendirme Sistemi ve Bir Uygulama’’, TMMOB Makine Mühendisleri Odası Güneş Enerjisi Sistemleri Sempozyumu ve Sergisi, MMO yayın no; E/2003/321, 172-177.

Taner, K., (2005), Soğutma, Nobel Yayın Dağıtım, Ankara.

Talbi, M., M., Agnew, B., (2000), ‘‘Exergy Analysis: An Absorption Refrigerator Using Lithium Bromide and Water As The Working Fluids’’, Applied Thermal Engineering, 20: 619-630.

Tozer, R., Syed, A., Maidment, G., (2004), ‘‘Extended temperature–entropy (T–s) diagrams for aqueous lithium bromide absorption refrigeration cycles’’, International Journal of Refrigeration, 1–9.

Uyarel, A.Y., Öz, E. S., (1987), ‘‘Güneş Enerjisi ve Uygulamaları’’, Birsen Yayınevi.

3H Soğutma ltd.şti, (2006), (0216 481 26 37)

İNTERNET KAYNAKLARI

[1] www.sciencedirect.com

[2] www.igdas.com.tr/ugetam

[3] www.elsevier.com

[4] www.fbe.yildiz.edu.tr

[5] www.f-chart.com

[6] www.airfel.com

[7] www.birimfiyat.com

BİLGİSAYAR PROGRAMLARI

(1) AUTOCAD

(2) MS OFFICE

EKLER

EK 1a. Isı kazancı hesaplama tabloları (Bilge, 2003)

ISI KAZANCI HESAPLAMA TABLOLARI												
Dış Hava Dizayn Şartları												
	KIŞ		YAZ				KIŞ		YAZ			
ŞEHİR	KT		KT	YT	Δt		ŞEHİR	KT	KT	YT		
	°C		°C	°C	°C			°C	°C	°C		
Adana	0	R	38	26	12,4		Mersin	3	-	35	29	7,4
Adapazarı	-3	R	35	25	-		Muğla	-3	R	37	22	13,2
Afyon	-12	R	34	21	17,1		Niğde	-15	R	34	20	15,5
Amasya	-12	-	35	22	-		Rize	-3	-	32	25	7,8
Ankara	-12	R	34	20	15		Samsun	-3	R	32	25	7,8
Antakya	0	R	37	28	7,3		Sivas	-18	-	33	20	17,8
Antalya	3	R	39	28	11,4		Siirt	-9	-	40	23	13
Aydın	-3	R	40	26	-		Sinop	-3	R	30	25	6,5
Balıkesir	-3	R	37	25	12,8		Tekirdağ	-6	R	33	25	9
Bandırma	-6	R	34	25	-		Trabzon	-3	-	31	25	5,8
Bilecik	-9	R	34	23	11,8		Urfa	-6	R	13	24	15,8
Bolu	-15	-	33	23	-		Uşak	-9	R	35	22	16,6
Burdur	-9	-	36	21	-		Van	-15	-	33	21	15,5
Bursa	-6	R	37	25	13,7		Yozgat	-15	-	32	20	-
Çanakkale	-3	R	34	25	11,9		Zonguldak	-3	R	32	25	8,1
Çankırı	-15	-	37	23	-							
Çorum	-15	-	35	22	16,8							
Denizli	-6	-	38	24	-							
Diyarbakır	-9	R	43	23	17,7							
Edirne	-9	-	37	25	14,4							
Elazığ	-12	-	38	21	13,9							
Erzincan	-13	-	36	22	17,4							
Erzurum	-21	-	30	19	14,7							
Esenboğa	-15	R	30	18	-							
Eskişehir	-12	R	34	22	15,9							
Gaziantep	-9	-	39	23	13,5							
Giresun	-3	-	29	25	6,3							
Gümüşhane	-12	-	36	22	-							
Iğdır	-18	R	36	25	16,1							
Isparta	-9	-	34	21	15,5							
İskenderun	3	-	37	29	8,3							
İstanbul	-3	R	33	24	10,5							
İzmir	0	R	37	24	12,8							
İzmit	-3	R	36	25	10,8							
Kars	-27	-	30	27	15,6							
Kastamonu	-12	-	34	22	16,2							
Kayseri	-15	-	36	22	20,1							
Kırşehir	-12	-	35	21	-							
Konya	-12	-	34	21	15,4							
Kütahya	-12	-	33	21	16							
Malatya	-12	-	38	21	14,4							
Manisa	-3	R	40	25	16,6							
Mardin	-6	-	38	23	10,4							

R: Rüzgar durumu
KT: Kuru termometre sıcaklığı
YT: Yaş termometre sıcaklığı
Δt: Günlük dış sıcaklık farkı: en sıcak aynı ortalama max ve ortalama min. Sıcaklıkları arasındaki farkdır.

Günün çeşitli Saatlerine Göre Dış Dizayn Sıcaklığında Yapılacak Düzeltmeler.											
Günlük Sıcaklık Farkı (°C)	Kuru veya Yaş Term. Sic. (°C)	G ü n e ş Z a m a n ı									
		8	10	12	14	15	16	18	20	22	24
5,5	Kuru T.	-5	-4	-3	-0,5	0	-0,5	-1	-3	-4,5	-5
	Yaş T.	-1	-1	-0,5	0	0	0	-0,5	-0,5	-1	-1
8,5	Kuru T.	-6,5	-5	-3	-0,5	0	-0,5	-1	-3,5	-5,5	-3
	Yaş T.	-1,5	-1	-0,5	0	0	0	-0,5	-0,5	-1,5	-2
11	Kuru T.	-8	-5,5	-3	-0,5	0	-0,5	-1,5	-4	-6	-9
	Yaş T.	-2	-1,5	-0,5	0	0	0	-0,5	-1	-1,5	-2
14	Kuru T.	-9	-5,5	-3	-0,5	0	-0,5	-1,5	-4,5	-7	-10
	Yaş T.	-2	-1,5	-0,5	0	0	0	-0,5	-1	-1,5	-3
16,5	Kuru T.	-10	-6,5	-3,5	-0,5	0	-0,5	-2	-5,5	-8,5	-11,5
	Yaş T.	-3	-1,5	-0,5	0	0	0	-0,5	-1,5	-2	-3,5
19,5	Kuru T.	-11,5	-3	-4	-0,5	0	-0,5	-3,5	-6,5	-10	-13,5
	Yaş T.	-3,5	-2	-1	0	0	0	-0,5	-1,5	-2	-4
22	Kuru T.	-13,5	-9	-4,5	-0,5	0	-0,5	-4	-8	-11,5	-15,5
	Yaş T.	-4	-2	-1	0	0	0	-1	-2	-3,5	-5
25	Kuru T.	-14,5	-9,5	-4,5	-1	0	-1	-4,5	-9	-13,5	-17
	Yaş T.	-4	-3	-1	0	0	0	-1	-2	-4,5	-5,5

Not: Herhangi bir saatteki dış Dizayn Sıcaklığı = Tablo 1'den alınarak Dış Dizayn Sıcaklığı + Tablo 2'den alınarak Düzeltme Faktörü

EK 1c. Dış dizayn sıcaklığında yapılacak düzeltmeler (devamı) (Bilge, 2003)

Yılın çeşitli aylarına göre dış dizayn sıcaklığında yapılacak düzeltmeler.						
Yıllık Sıcaklık Farkı (°c)	Kuru veya Yaş Term. Sic. (°C)	A y l a r				
		Mayıs	Haziran	Temmuz	Ağustos	Eylül
66,5	Kuru T.	-6	-2	0	0	-5
	Yaş T.	-3	-1	0	0	-2
64	Kuru T.	-6	-2	0	0	-4,5
	Yaş T.	-3	-1	0	0	-2
61	Kuru T.	-6	-2	0	0	-3,5
	Yaş T.	-3	-1	0	0	-1,5
58,5	Kuru T.	-6	-2	0	0	-3,5
	Yaş T.	-3	-1	0	0	-1,5
55,5	Kuru T.	-5,5	-1,5	0	0	-3,5
	Yaş T.	-3	-1	0	0	-1,5
53	Kuru T.	-5,5	-1,5	0	0	-3,5
	Yaş T.	-3	-1	0	0	-1,5
51	Kuru T.	-5,5	-1,5	0	0	-3,5
	Yaş T.	-3	-1	0	0	-1,5
50	Kuru T.	-5	-1,5	0	0	-3
	Yaş T.	-3,5	-1	0	0	-1,5
47	Kuru T.	-4,5	-1,5	0	0	-2
	Yaş T.	-2	-1	0	0	-1
41,5	Kuru T.	-2	-0,5	0	0	-1,5
	Yaş T.	-1	0	0	0	-1
39	kuru T.	-2	-0,5	0	0	-1
	Yaş T.	-1	0	0	0	-0,5
36	Kuru T.	-2	-0,5	0	0	-1
	Yaş T.	-1	0	0	0	-0,5
33,5	Kuru T.	-1,5	-0,5	0	0	-1
	Yaş T.	-1	0	0	0	-0,5
30,5	Kuru T.	-1,5	-0,5	0	0	-1
	Yaş T.	-1	0	0	0	-0,5
28	Kuru T.	-1,5	-0,5	0	0	-1
	Yaş T.	-0,5	0	0	0	-0,5

(+) Yıllık sıcaklık farkı; yaz ve kış normal dizayn sıcaklıkları arasındaki fark.
(-) Dış Dizayn Sıcaklığı = tablo 1'den alınacak Tablo 3'den alınacak

Dış dizayn Sıcaklığı + Düzeltme Faktörü

EK 1d. Yazın tavsiye edilen iç dizayn şartları (Bilge, 2003)

Yazın tavsiye edilen iç dizayn şartları				
Örnek	Konfor için		Ticari Kullanım	
	Kuru Ter. °C	Bağıl Nem%	Kuru Ter. °C	Bağıl Nem%
Genel Konfor Uygulamaları: Apartmanlar, evler, otel, ofis hastane, okul, vb.	23,3-24,4	50-45	25-26,1	50-45
Ticari Uygulamalar: Banka, berber, güzellik salonu, dükkanlar, süper marketler vb.	24,4-25,6	50-45	25,6-26,7	50-45
Gizli ısının yüksek olduğu uygulamalar: Konferans salonu, kilise, bar, restaurant, mutfak vb.	24,4-25,6	55-50	25,6-26,7	60-50
Fabrika Uygulaması: Makine daresi, montaj atölyesi vb.	25,0-26,7	55-45	26,7-29,4	60-50

EK 1e. Gerekli hava miktarı (Bilge, 2003)

GEREKLİ HAVA					
UYGULAMA		SİGARA	m ³ / h / kişi		DÖŞEME m ² si BAŞINA m ³ /h MİN
			NORMAL	MİN	
APARTMAN	ORTA	BAZEN	34	25	
	LÜKS	BAZEN	50	42	6
BANKA		KISMEN	17	13	
BERBER		OLDUKÇA	25	17	
GÜZELLİK SALONU		KISMEN	17	13	
	ÇOK	85	50	
KOKTEYLBAR		ÇOK	50	42	
KORİDOR	(ekzost veya basma)	4,5
DEPO		HİÇ	12	8,5	9
DİREKTÖR ODASI		ÇOK	85	50	
MARKET SATIŞ		OLDUKÇA	17	13	
FABRİKA		HİÇ	17	13	1,8
MAĞAZA		HİÇ	13	8,5	
CENAZE YERİ		HİÇ	17	13	
GARAJ		18
HASTANE	AMELİYATHANE	HİÇ	36,5
	ÖZEL ODA	HİÇ	50	42	6
	HİÇ	34	25	
OTEL ODASI		ÇOK	50	42	6
MUTFAK	RESTORAN	73
	EVLER	36
LABORATUVAR		BAZEN	34	25	
TOPLANTI SALONU		ÇOK	85	50	23
OFİS	GENEL	BAZEN	25	17	
	ÖZEL	HİÇ	42	25	4,5
	ÖZEL	OLDUKÇA	50	42	4,5
LOKANTA	KAFETERYA	OLDUKÇA	20	17	
	YEMEK SALONU	OLDUKÇA	25	20	
OKUL SINIFI		HİÇ	
DÜKKAN		HİÇ	17	12	
TİYATRO		HİÇ	12	8,5	
TİYATRO		KISMEN	25	17	
TUVALET	(EKZOST)	36,5

TÜM HAVA EKZOST EDİLMELİ. ANESTETİKLER YANICI OLDUĞUNDAN

EK 1f. Yaz mevsiminde kapılardan giren enfiltrasyon havası (Bilge, 2003)

Yaz Mevsiminde Kapılardan Giren Enfiltrasyon Havası			
MAHAL	Odadaki kişi başına m ³ / h hava		
	183 cm Döner Kapı	92 cm kanatlı Kapı	
		Antresiz	Antreli
Banka	11	13,5	10,2
Berber	6,8	8,5	6,5
Kitapçı	9,5	12	6,5
Büfe	9,5	12	9
Sigara Satışı	34,0	51	38,3
Elbise Satışı	3,4	4,2	3,2
Market	9,5	12	9
Kürkçü	3,4	4,2	3,2
Hastahane Odası	6	4,4
Yemekhane	6,8	8,5	6,5
Erkek Eşyası Satışı	4,6	6,3	4,8
Özel Yazıhane	4,2
Genel Yazıhane	6
Lokanta	3,4	4,2	3,2
Ayakkabı Mağazası	4,6	6	4,4

EK 1g. Yaz mevsiminde kapı enfiltrasyonunu önleyen net dış hava (Bilge, 2003)

Yaz mevsiminde kapı enfiltrasyonunu önleyen net dış hava			
Net Dış Hava	Kapı Enfiltrasyonu	Net Dış Hava	Kapı Enfiltrasyonu
(m ³)	(m ³)	(m ³)	(m ³)
238	170	2329	1870
459	340	2516	2040
697	510	2652	2210
901	680	2839	2380
1112	850	2992	2550
1343	1020	3213	2720
1564	1190	2519	3060
1751	1360	3825	3400
1955	1530	4165	3740
2142	1700	4505	4090
Net Dış Hava = Cihazdan geçen dış hava - ekzost havası			

EK 1h. Camdan geçen toplam güneş radyasyonu (Bilge, 2003)

40° Kuzey Enlem		kcal/h.(m ² pencere alanı)												
		G Ü N E Ş Z A M A N I												
GÜN	YÖN	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
	K	87	54	32	35	38	38	38	38	38	35	32	54	86
HAZİRAN	KD	320	360	303	198	81	38	38	38	38	35	32	27	16
21	D	341	436	439	385	257	119	38	38	38	35	32	27	16
	GD	138	238	291	301	268	192	92	38	38	35	32	27	16
	G	16	27	32	51	94	119	146	119	94	51	32	27	16
	GB	16	27	32	35	38	38	92	192	268	301	295	238	138
	B	16	27	32	35	38	38	33	119	257	385	439	436	341
	KB	16	27	32	35	38	38	38	38	81	198	303	360	320
	YAT	84	222	363	485	569	629	642	629	569	485	363	222	84
TEMMUZ	K	65	38	32	35	38	38	38	38	38	35	32	38	65
23	KD	287	344	284	179	70	38	38	38	38	35	32	27	13
	D	320	436	444	390	265	116	38	38	38	35	32	27	13
	GD	145	260	322	339	298	222	113	40	38	35	32	27	13
	G	13	27	35	70	119	170	187	170	119	70	35	27	13
MAYIS	GB	13	27	32	35	38	40	113	222	298	339	322	260	146
21	B	13	27	32	35	38	38	38	116	265	390	444	436	320
	KB	13	27	32	35	38	38	38	38	70	179	284	344	287
	YAT	65	198	341	463	550	610	631	610	550	463	341	198	65
AĞUSTOS	K	19	21	29	35	38	38	38	38	38	35	29	21	19
24	KD	184	276	222	124	43	38	38	38	38	35	29	21	88
	D	227	398	439	493	273	122	38	38	38	35	29	21	8
	GD	130	284	374	396	377	290	179	67	38	35	29	21	8
	G	8	21	65	138	241	263	276	263	241	138	65	21	8
	GB	8	21	29	35	38	67	179	290	377	396	374	284	130
NİSAN	B	8	21	29	35	38	38	38	122	273	393	439	398	227
20	KB	8	21	29	35	38	38	38	38	43	124	222	276	184
	YAT	24	127	271	406	501	556	580	556	501	406	271	127	24
EYLÜL	K	0	13	24	32	35	35	38	35	35	32	24	13	0
22	KD	0	138	157	70	35	35	38	35	35	32	24	13	0
	D	0	314	404	377	268	122	38	35	35	32	24	13	0
	GD	0	257	390	439	425	360	244	111	38	32	24	13	0
	G	0	32	119	219	298	330	379	330	298	219	119	32	0
	GB	0	13	24	32	38	111	244	360	425	439	390	257	0
MART	B	0	13	24	32	35	35	38	122	268	377	404	314	0
22	KB	0	13	24	32	35	35	38	35	35	70	157	138	0
	YAT	0	57	181	336	414	477	496	477	414	336	181	57	0
EKİM	K	0	5	16	27	29	32	32	32	29	27	16	5	0
23	KD	0	94	89	32	29	32	32	32	29	27	16	5	0
	D	0	230	317	330	238	105	32	29	29	27	16	5	0
	GD	0	219	358	336	442	390	290	170	54	27	16	5	0
	G	0	57	160	282	371	417	439	417	371	282	160	57	0
	GB	0	5	16	27	54	170	290	390	442	336	358	219	0
ŞUBAT	B	0	5	16	27	29	32	32	105	238	330	317	230	0
20	KB	0	5	16	27	29	32	32	32	29	32	89	94	0
	YAT	0	21	78	173	273	333	349	333	273	173	78	21	0

Çeşitli Cam Cinsleri ve Gölgelemler için Gölgeleme Faktörleri (sadece camdan geçen radyasyona uygulanacaktır.)									
GÖLGELEME FAKTÖRLERİ									
Gölgelemin Tipi	Güneşe bakan taraftaki renk	Tek kat Normal cam tam kapalı	Tek kat Normal cam yarı kapalı	Çift veya üç kat normal cam tam kapalı	Çift veya üç kat normal cam yarı kapalı	Tek kat ısı yutan cam tam kapalı	Tek kat ısı yutan cam yarı kapalı	Cam blokları tam kapalı	Cam blokları yarı kapalı
Tente gölgelik, yanları ve üstü binaya sıkıca bağlı	Koyu veya orta	0,35	0,35	0,32	0,3
Tente gölgelik, yanları ve üstü binadan açık	Koyu veya orta	0,25	0,25	0,22	0,2
Tente gölgelik, yanları ve üstü binaya sıkıca bağlı	Beyaz veya Alüminyum	0,25	0,25	0,22	0,2
Tente gölgelik, yanları ve üstü binadan açık	Beyaz veya Alüminyum	0,2	0,2	0,18	0,15
İç tarafta perde	Beyaz	0,45	0,72	0,5	0,75	0,55	0,78	0,72	0,86
İç tarafta perde	Krem	0,5	0,75	0,55	0,78	0,64	0,82	0,75	0,88
İç tarafta perde	Açık kahve	0,6	0,8	0,64	0,82	0,67	0,84	0,8	0,9
İç tarafta perde	Koyu yeşil veya kahverengi	0,3	0,9	0,32	0,91	0,85	0,93	0,9	0,95
İçte jaluzi, kanatlar 45°	Beyaz	0,6	0,8	0,64	0,82	0,67	0,84	0,8	0,9
İçte jaluzi, kanatlar 45°	Krem, bej	0,68	0,84	0,71	0,86	0,73	0,87	0,84	0,92
İçte jaluzi, kanatlar 45°	Alüminyum	0,68	0,84	0,71	0,86	0,73	0,87	0,84	0,92
İçte jaluzi, kanatlar 45°	Açık gri	0,75	0,88	0,78	0,89	0,8	0,9	0,88	0,94
İçte jaluzi, kanatlar 45°	Orta renkler	0,8	0,9	0,82	0,91	0,93	0,9	0,95
İçte jaluzi, kanatlar 45°	Koyu renkler	0,9	0,95	0,91	0,96	0,95	0,97
İçte jaluzi kanatlar düşey	perdedeki aynı faktörler uygulanacak								
Dışta jaluzi, kanatlar 45° pencereyi tamamen örtüyor	Alüminyum veya krem	0,3	0,3	0,25	0,2

Gölgeleşimin Tipi	Güneşe bakan tarafındaki renk	Tek kat Normal cam tam kapalı	Tek kat Normal cam yarı kapalı	GOLGELEME FAKTÖRLERİ					
				Çift veya üç kat normal cam tam kapalı	Çift veya üç kat normal cam yarı kapalı	Tek kat ısı yutan cam tam kapalı	Tek kat ısı yutan cam yarı kapalı	Cam blokları tam kapalı	Cam blokları yarı kapalı
Dışta jaluzi, kanatlar 45o pencereyi tamamen örtüyor	Dışta açık renk kanatların iç	0,2	0,2	0,18	0,15
Dışta jaluzi, kanatlar 45o kenarsız tente gibi, pencerenin tak. 2/3'ünü örter şekilde	Alüminyum veya krem	0,3	0,3	0,25	0,2
Dışta jaluzi, kanatlar 45o kenarsız tente gibi, pencerenin tak. 2/3'ünü örter şekilde	Dışta açık renk kanatların iç tarafında koyu renk	0,35	0,35	0,3	0,2

Güneşe maruz ve Gölgedeki Duvarlara ait Isı Kazançlarının hesaplanması için (Δt) eş Eşdeğer Sıcaklık Farkları																		
Kuzey yarım küresi duvar Yönü	G Ü N E Ş Z A M A N I																	
	8		10		12		14		16		18		20		22		24	
	K	A	K	A	K	A	K	A	K	A	K	A	K	A	K	A	K	A
20 cm delikli tuğla veya 20 cm briket																		
KD	5,5	4	5,5	4	20,5	11,5	18,3	11,1	12,7	8,9	13,9	10,6	14	10,6	12,2	9,5	9	7,2
D	7,2	4,5	7,2	4,5	25,6	14	26,7	15	20	12,2	15,6	11,1	15,6	11,1	13,9	10	10,6	7,8
GD	6,7	4,4	6,7	3,9	18,9	10	24,4	13,9	23,3	13,9	16,7	11,7	15	11,1	13,3	10	10	7,8
G	5,6	3,9	5,6	3,9	7,8	5	13,9	8,3	20	12,8	21,7	14,4	17,9	12,9	12,2	9,4	8,9	7,2
GB	6,7	4,4	6,7	3,9	8,9	5	11,1	7,2	15	10	25	15,6	28,3	17,9	13,9	15	10	7,8
B	7,2	4,4	7,2	4,4	8,9	5,6	11,7	7,2	13,9	9,4	21,1	13,9	30,6	18,9	30,6	13,3	10,6	7,8
KB	5,6	3,9	5,6	3,9	7,8	5	10	6,7	12,2	8,9	14,4	10,6	22,2	11,1	25,6	16,1	3,9	7,2
K	3,9	3,3	3,7	2,8	7,8	5	8,3	6,1	10,6	7,8	12,2	10	12,2	10	12,3	10	7,2	6,1
20 cm dolu tuğla veya betonarme veya 30 cm boşluklu tuğla veya 30 cm briket																		
KD	5,6	3,9	10,5	6,1	14,4	8,3	15,6	9,4	16,1	10,6	16,1	11,1	15,6	11,1	13,3	10	11,1	8,9
D	6,1	3,9	12,8	7,2	20	10,6	21,7	12,2	21,1	12,8	20	12,3	18,3	11,3	15,6	11,1	12,2	9,4
GD	5	3,3	9,4	5,6	16,1	8,9	20,6	11,7	21,7	12,8	20,6	12,8	18,3	12,3	15,6	11,1	12,8	9,4
G	3,9	2,8	2,9	2,8	7,2	4,4	12,8	7,8	17,8	11,1	20,1	12,8	18,9	12,3	15,6	11,6	12,8	9,4
GB	5	3,3	4,4	2,8	5,5	3,9	9,4	6,1	16,1	10,5	23,3	14,4	26,1	16,6	22,9	15	16,3	12,2
B	5,6	3,9	5	3,6	6,1	3,9	8,3	5,6	13,8	9,4	22,2	14,4	28,3	17,8	25,6	16,1	20	13,3
KB	5	3,3	4,4	2,8	5,6	3,3	7,8	5	11,1	7,8	16,7	11,7	22,2	14,4	20,5	13,9	16,7	11,7
K	3,9	2,8	4,4	2,8	6,1	3,9	7,8	5,5	10	7,2	12,2	3,9	13,3	10,5	12,3	10	10,5	8,3
20 cm tuğla + izolasyon veya hava boşluğu + 10 cm tuğla																		
KD	6,1	4,4	8,3	5,5	12,2	7,2	13,9	8,3	14,4	8,9	15	10	15	10,5	14,4	10	12,2	9,4
D	6,7	5	10	6,1	15,5	8,9	18,9	10,5	20	11,7	19,4	12,2	18,3	12,2	16,7	11,7	14,4	10,5
GD	6,1	4,4	7,8	5	12,2	7,2	16,7	9,4	19,4	11,1	19,4	12,2	18,9	12,2	17,2	11,7	14,4	10,5
G	5,5	4,4	5	2,3	6,1	3,9	9,4	6,1	13,9	8,9	17,2	11,1	17,3	11,7	16,7	11,7	14,4	10,5
GB	7,8	5,5	6,7	4,4	6,1	3,9	7,8	5	12,2	7,8	17,8	11,1	22,2	13,9	22,2	14,4	19,4	12,8
B	8,9	5,5	7,2	4,4	6,7	4,4	7,8	5	10,5	7,2	16,7	10,5	22,3	14,4	24,4	15,5	21,7	13,9
KB	7,2	5	6,1	3,9	6,1	3,9	7,2	4,4	8,9	6,1	12,8	8,9	17,8	11,7	19,4	12,8	17,2	11,7
K	5	3,9	5	3,3	5,5	3,9	6,7	4,4	8,3	6,1	10,5	7,8	11,7	8,9	12,2	9,4	11,1	8,9

EK 1k. Eşdeğer sıcaklık farklarında yapılacak düzeltmeler (Bilge, 2003)**EŞDEĞER SICAKLIK FARKLARINDA YAPILACAK DÜZELTMELER**

--Tablodaki değerler, iç ve dış sıcaklık farkı 11°C ' ye göre düzenlenmiştir.Eğer bu değer 11°C ' den büyük ise aradaki fark eşdeğer sıcaklık farkına eklenir, 11°C ' den küçük ise aradaki fark, eşdeğer sıcaklık farkından çıkarılır.

--Ayrıca tablo gündüz gece sıcaklık farkı 11°C ' için düzenlenmiştir.Bu nedenle klima yapılan bölgede Tablo'dan alınan gündüz-gece sıcaklık farkı Δt_G 11°C ' den küçük ise, her derece başına $0,25^{\circ}\text{C}$ ' lik fark, eşdeğer sıcaklık farkına eklenir.Eğer fark 11°C ' den büyük ise her fazla derece başına $0,25^{\circ}\text{C}$ ' , eşdeğer sıcaklık farkından çıkartılır.

EK 11. Çatılarda toplam eşdeğer sıcaklık farkı (Bilge, 2003)

Düz Çatılardan ısı kazancını hesaplamak için kullanılacak toplam eşdeğer sıcaklık farkı										
G ü n e ş Z a m a n ı										
Çatı Tipi	Ağırlık kg/m ²	8	10	12	14	16	18	20	22	24
Hafif Konstrüksiyonlu Düz Çatılar - Günele Maruz										
5 cm izolasyon + Metal levha	38,2	13,3	33,9	48,9	53,3	45	26,7	5,6	1,1	-1,7
2,5 cm izolasyon + 2,5 cm ahşap	41,1	6,7	26,1	42,8	51,1	47,8	33,9	13,9	3,9	0
5 cm izolasyon + 2,5 cm ahşap	41,6	4,4	22,8	40	50	48,9	36,1	16,7	5	0,5
Orta Konstrüksiyonlu Düz Çatılar - Güneşe Maruz										
2,5 cm izolasyon + 5 cm ağır beton	138,5	2,2	15	30	41,1	45	38,9	25	13,3	6,7
5 cm izolasyon + 5 cm ağır beton	140,1	1,1	12,8	27,2	38,9	43,9	39,4	27,2	15,5	8,3
10 cm hafif beton	87,1	0,5	15,5	32,8	45,5	48,9	41,1	24,4	10,5	3,3
15 cm hafif beton	119,9	-1,1	5	17,2	31,1	40	42,2	35,5	23,3	13,9
Ağır Konstrüksiyonlu Düz Çatılar - Güneşe Maruz										
2,5 cm izolasyon + 10 cm ağır beton	252,4	3,9	9,4	18,3	27,8	33,9	35	29,4	22,2	15,5
5 cm izolasyon + 10 cm ağır beton	254,9	3,9	9,3	16,7	25,5	32,2	33,9	30	22,8	17,2
2,5 cm izolasyon + 15 cm ağır beton	366,9	7,2	9,4	14,4	21,1	26,7	29,4	28,3	23,9	19,4
5 cm izolasyon + 15 cm ağır beton	368,9	8,3	9,4	13,9	20	25,5	28,3	27,8	23,9	20
Notlar:										
<p>osyonu+sıcaklık farkından olan toplam ısı geçişi) = (Tablodan alınan eşdeğer sıcaklık farkı)x(Isı Transfe</p> <p>Düzeltilme 1- Oda sıcaklığı 24oC 'dan az ise, 24oC ile oda sıcaklığı arasındaki farkı tablo değerine ekleyiniz. Eğer oda sıcaklığı 24oC den fazlaysa aynı farkı tablo değerinden çıkarınız.</p> <p>Düzeltilme 2- Günlük dış hava ortalama sıcaklığı 29,5oC 'den az ise 29,5oC ile günlük dış hava ortalama sıcaklığı arasındaki farkı tablo değerinden çıkarınız; fazlaysa aynı farkı tablo değerine ekleyiniz.</p> <p>Tablo değerleri, çok özel durumlar hariç koyu ve orta renkli çamurlar için kullanılır.</p>										

EK 1m. İnsanlardan gelen duyulur ve gizli ısılar (Bilge, 2003)

İnsanlardan gelen duyulur ve gizli ısılar.												
Hacmin kuru termometre sıcaklığı												
Beden Faaliyetinin Cinsi	Örnek	28oC		27oC		26oC		24oC		21oC		Topl.
		kcal/h		kcal/h		kcal/h		kcal/h		kcal/h		
		Duy	Giz	Duy	Giz	Duy	Giz	Duy	Giz	Duy	Giz	
Oturmuş istirahatatta	Tiyatro, Sinema	45	45	50	40	54	36	59	31	67	23	90
Oturmuş çok hafif iş	–	45	55	49	51	54	46	60	40	69	31	100
Orta iş ayakta veya ağır yürüyor	Ofis, Otel, Mağaza, Dükkan	45	70	50	65	55	60	63	52	73	42	115
Oturup kalkıyor ağır yürüyor	–	45	80	50	75	55	70	64	61	73	52	125
Oturmuş ve Yemekte	Lokanta	48	92	55	85	60	80	71	69	81	59	140
Hafif atelye işi	Fabrika hafif iş	48	142	55	135	62	128	74	116	92	98	190
Orta dans	Dans Salonu	55	160	62	153	69	146	82	133	101	114	215
Yürüyor km/h	Fabrika orta iş	68	182	76	174	83	167	96	154	116	134	250
Ağır iş Hafif Spor	Fabrika Spor Salonu	113	252	117	248	122	243	132	233	152	213	365

Not: Lokanta için verilen değerlere yemeklerden gelen (8 duy + 8 giz) = 16 kcal/h ısı kazancı dahildir.

EK 1n. Klima santralinden gelen ısı kazancı (Bilge, 2003)

KLİMA SANTRALİNDEN GELEN ISI KAZANCI						
	Fan Toplm.Bas mmSS	Oda ve üfleme havası sıcaklık farkı				16,6°C
		5,5°C	8,3°C	11,1°C	13,9°C	
Oda duyulur ısı yüzdesi olarak						
Fan motoru hava akımı ile doğrudan temasta değil	12,7	1,2	0,8	0,6	0,5	0,4
	19	1,9	1,3	1	0,8	0,6
	25,4	2,7	1,8	1,4	1,1	0,9
	31,7	3,9	2,6	1,9	1,6	1,3
	38,1	4,6	3,1	2,3	1,9	1,6
	44,4	5,4	3,6	2,7	2,2	1,8
	50,8	6,2	4,1	3,1	2,5	2,1
	76,2	10,4	6,9	5,2	4,2	3,5
	101,6	15,3	10,2	7,7	6,1	5,1
	127	19,2	12,8	9,6	7,7	6,4
	152,4	24,4	16,3	12,2	9,9	8,2
	203,2	38	25,4	19	15,2	12,7
Fan motoru hava akımı ile doğrudan temasta	12,7	1,6	1,1	0,8	0,6	0,5
	19	2,6	1,8	1,3	1,1	0,9
	25,4	3,6	2,4	1,8	1,5	1,2
	31,7	5	3,4	2,5	2	1,7
	38,1	6	4	3	2,4	2
	44,4	7	4,7	3,5	2,8	2,4
	50,8	8	5,4	4	3,2	2,7
	76,2	13,2	8,8	6,6	5,3	4,4
	101,6	19	12,7	9,5	7,6	6,4
	127	23,8	15,9	11,9	9,5	8
	152,4	30	20	15	12	10
	203,2	45,5	30,3	22,8	18,2	15,2

EK 2a. Dış ve iç kapılar ile ilgili ısı geçiş katsayıları, güneş düzeltmeleri, dış yüzey düzeltmeleri, komşu odalardaki sıcaklıklar, oda katsayısı, aynı anda etkili havalandırma ısısı yüzdeleri (Isısan, 1998)

ODALAR	Norm Dış Sıcaklıklar °C					Rüzgar Şartları	ζ	
	≥ -10	-12	-14	-16	≤-18		H m	≤10 >10
Kısmen sınırlı ısıtılan apartmanlardaki komşu odalar	-	-	-	-	-			
Oturma ve yatak odaları	15	15	15	15	15	Zayıf rüzgarlı bölge, normal konum	0,5	0,7
Geri kalan odalar siparişi veren ile karalaştırmaya göre	-	-	-	-	-	Tüm diğer durumlar	0,5	0,5
Isıtılmayan komşu odalar ¹⁾	-	-	-	-	-	Kapılar	k W/(m ² .K)	
Bina giriş kapıları içermeyen hacimler, bodrum odaları	7	6	5	4	3	Dış kapılar ¹⁾		
Bina giriş kapıları bulunan hacimler (örneğin ön koridor, rüzgar siperliği.	4	3	2	1	0	Ahşap, plastik	3,5	
Çıkmalı inşaa edilmiş merdiven boşlukları ²⁾	-5	-7	-9	-10	-11	Metal, ısı yalıtımlı	4	
Hariçten ısıtılan komşu odalar	15	15	15	15	15	Metal, ısı yalıtımsız	5,5	
Kazan daireleri	15	15	15	15	15	İç kapılar	2	
						1) %50'den daha fazla olan bir cam oranında pencere ile ilgili değerler geçerlidir.		
Dış yüzeylerin ısı geçiş katsayısı DIN 4108 W/(m ² .K)	0 ile 1,5 arası	1,6 ile 2,5 arası	2,6 ile 3,1 arası	3,2 ile 3,5 arası		Cam Türü	Güneş Düzeltmesi Δk _s W/(m ² .K)	
Dış yüzey düzeltmesi Δk _A W/(m ² .K)	0	0,1	0,2	0,3		Şeffaf cam (Normal cam)	-0,3	
						Özel cam	-0,35.g _F	
						g _F = Toplam enerji geçirme derecesi.		
İç Kayıplar		Çepnelerin geçirgenlikleri Σ(a.l)		Oda karakteristik sayısı r				
Kalite	Adet ¹⁾	m ³ /(m h Pa ^{2/3})						
Normal eşiksiz	1	≤30		0,9				
		>30		0,7				
	2	≤60		0,9				
		>60		0,7				
		≤90		0,9				
	>90		0,7					
Sızdırmaz eşikli	1	≤10		0,9				
		>10		0,7				
	2	≤20		0,9				
		>20		0,7				
		≤30		0,9				
	>30		0,7					
<p>1) Rüzgarın giriş ve çıkış tarafları arasında iç kapı bulunmayan odalar (örneğin salonlar, büyük odalı bürolar vb.) için r = 1,0 geçerlidir.</p> <p>2) a aralık geçirme katsayısı l aralık uzunluğu</p> <p>3) A rüzgara maruz kalan N rüzgara maruz kalmayan Her seferinde Q_{FL}' nin hesaplanmasında baz alınan Σ(a.l) değeri kullanılmaktadır:</p> <p>Kat tipi bina: Σ(a.l) = Σ(a.l)_A Kanal tipi bina: ε_{SN}> 0: Σ(a.l)=Σ(a.l)_A + Σ(a.l)_N ε_{SN}= 0: Σ(a.l)=Σ(a.l)_A</p>								

EK 2b. Isıtılmayan merdiven boşluklarındaki sıcaklıklar ile ilgili hesap değerleri (Isısan, 1998)

Binaya Termik bağlantı	Bina Yüksekliği	Kat	Norm Dış Sıcaklık				
			≥-10	-12	-14	-16	≤-18
Normal 1)3)	20' ye kadar	ZK ve Bk	6	5	4	3	2
		1. ÜK	11	10	9	9	8
		2. ÜK	12	11	11	10	-10
		3. ve 4. ÜK	12	12	11	11	10
		5. 6. ve 7. ÜK	13	12	12	11	11
	20'nin üzerinde	ZK ve Bk	1	-1	-2	-3	-4
		1. ÜK	6	5	4	3	2
		2. ÜK	9	8	7	6	5
		3. ve 4. ÜK	10	10	9	-8	7
		5. 6. ve 7. ÜK	11	11	10	10	9
7. ÜK'in üzerinde	12	12	-11	-11	10		
Kötü 2)3)	20' ye kadar	ZK ve Bk	4	3	1	0	-1
		1. ÜK	7	6	5	4	3
		2. ÜK	8	7	6	5	4
		3. ve 4. ÜK	8	7	6	6	5
		5. 6. ve 7. ÜK	8	7	6	6	5
	20'nin üzerinde	ZK ve Bk	-1	-2	-4	-5	-6
		1. ÜK	3	2	1	0	-1
		2. ÜK	6	5	4	3	2
		3. ve 4. ÜK	7	6	5	4	3
		5. 6. ve 7. ÜK	7	7	5	5	4
7. ÜK'in üzerinde	8	7	6	6	5		

1) Kabül $\frac{\Sigma(k.A)b}{\Sigma(k.A)a} = 3.0$ (örneğin dar tarafta kat başına 2 m2 tek camlı pencere, şekil 8b' ye bakınız)

2) Kabül $\frac{\Sigma(k.A)b}{\Sigma(k.A)a} = 1.5$ (örneğin dar tarafta tüm yüzeyde tek camlı pencere, şekil 8c' ye bakınız)

3) Normal ve kötü durumları ile ilgili belirleme alışıldığı üzere şekil 8 (a,b,c) yardımıyla tahmin edilmektedir. Hesaba dayanan bir ispat norm ısı kaybının hesaplanmasına dahil değildir.

4) Çeşitli yükseklik bölgeleri ile ilgili değerler arasında bölge sınırına yakın binalarda enterpolasyon yapılabilmektedir. Dipnotlardaki Anlamlar:

k eşdeğer ısı geçiş katsayısı (havalandırma ısı kaybı dahil)

A yüzey

Index a dışarı doğru

Index b ısıtılan odaları doğru

EK 2c. Isıtılan odalar ile ilgili norm iç sıcaklıklar (Isısan, 1998)

Oda Türü	Norm-İç Sıcaklık °C
Oturma odaları	
Tam ısıtılan binalar	
Oturma ve yatak odaları	20
Mutfaklar	20
Banyolar	24
Helalar	20
Isıtılan yan odalar (ön(ara) odalar). anreler, koridorlar ²⁾	15
Merdiven boşlukları	10
Kısmen sınırlı ısıtılan binalar ³⁾	
a) Her bir hesaplanan oda için No.1.1' deki gibi	
b) Her bir hesaplanan odaya komşu (sınır) odalar için Tablo 5'e göre	
Yönetim binası	
Büro odaları, oturma odası (salonu), Sergi odası (salonu), gişe salonları ve v.b.. Ana merdiven boşlukları	20
Helalar	15
Yan odalar ve yan merdiven boşlukları 1' deki gibi	
Ticari binalar (ticarethaneler) Satış odaları ve dükkanlar genel,	
Ana merdiven boşlukları	20
Gıda maddesi satışı	18
Depo genel	18
Peynir genel	12
Sosis deposu, et ürünleri işlenmesi ve satışı	15
Helalar, yan odalar ve yan merdiven boşlukları 2'deki gibi	
Oteller ve lokantalar	
Otel odaları	20
Banyolar	24
Otel salonları, oturma odası, eğlence salonları, ana merdiven boşlukları	20
Helalar, yan odalar ve yan merdiven boşlukları 1'deki gibi	
Eğitim binaları	
Eğitim odaları genel, öğretmenler odası, kütüphaneler, yönetim odaları, teneffüs salonları ve çok amaçlı eğlence salonları, çocuk bahçeleri	20
Eğitim mutfakları	18
Atölye odaları, bedensel çalışmaya bağlı olarak	15 ile 18 arası
Banyo ve duş odaları	24
Doktor ve muayene odaları	24
Beden eğitimi salonları	20
Jimnastik salonları	20
Helalar, yan odalar ve yan merdiven boşlukları 2'deki gibi	
Tiyatro ve konser salonları, ön odalar dahil	
Helalar, yan odalar ve yan merdiven boşlukları 1' deki gibi	20
Kiliseler ⁴⁾	
Kilise salonu genel	15
Korunması gereken objelere sahip kiliselerde	sözleşmeye göre
Helalar, yan odalar ve yan merdiven boşlukları 2'deki gibi	
Hastaneler ⁵⁾	
Ameliyat, hazırlık ve anestezi odaları, erken doğan bebek odaları	25
Diğer tüm odalar	22
İmalat ve atölye odaları	
Genel, minimum	15
Oturularak yapılan işlerde	20
Kışlalar	
Konaklama odaları	
Diğer tüm odalar 5teki gibi	20
Yüzme havuzları	
Salonlar (ancak su sıcaklığının en az 2 K üzerinde)	28
Diğer banyo odaları (duş odaları)	24
Soyunma odaları, yan odalar ve merdiven boşlukları	22
Hapishaneler	
Konaklama odaları	20
Diğer tüm odalar 5teki gibi	
Sergi salonları	
Siparişi verilen bilgilerine göre, ancak en az	15
Müzeler ve galeriler	
Genel	20
Tren istasyonları	
Kapalı yapı türündeki kabul, gişe ve işlem odaları ve işlemsiz bekleme odaları	15
Hava limanları (alanları)	
Kabul, işlem ve bekleme odaları	20
Dona karşı korunması gereken odalar	5
6 Bölüm 4'ün uygulama alanına giren sistemlere sahip odalar için oradaki belirlemeler geçerlidir. İdarinde iç tarafta bulunan koridorlar hemen hiç ısıtılmamaktadır. sınırlı ısıtılan komşu odalarda oda ısıtma gücünün belirlenmesi için kabul görmüş diğer (Tablo 2 ile ilgili açıklamalara bakınız.) yöntemlerinin kullanılması kararlaştırılabilmektedir.	
5°C' lik bir minimum sıcaklık sürekli olarak sağlanmaktadır.	
6 Bölüm 4'e hastanelerdeki hava şartlandırma sistemleri bakınız.	
bina türlerinde hesapta baz alınacak sıcaklıklar siparişi verenle kararlaştırılmalıdır.	

EK 2d. Bina durum katsayısı (Isısan, 1998)

	Odalarda	Norm dış sıcaklık					
		>,= -10	-12	-14	-16	<,= -18	
Kapalı Çatı Arası							
	Isı geçiş direnci R_k $m^2 \cdot K/W$						
Sızdıran ²	0,2	0,8	-6	-8	-10	-12	-13
		1,6	-8	-10	-12	-14	-15
	0,4	0,8	-4	-6	-7	-9	-11
		1,6	-7	-9	-10	-12	-14
Sızdırmayan ³	0,2	0,8	-6	-8	-9	-11	-13
		1,6	-8	-10	-11	-13	-15
	0,4	0,8	-3	-4	-6	-7	-9
		1,6	-6	-8	-9	-11	-13
	0,8	0,8	1	0	-1	-3	-4
		1,6	-3	-5	-6	-8	-9
	1,6	0,8	5	4	3	2	1
		1,6	0	-1	-2	-4	-5
Havalandırılan düz çatıların hava tabakası ⁴			-7	-9	-11	-13	-15
1) Tablo ortalama 1 ila 2 m lik çatı arası yükseklikleri ve yüzey oranları(Aa'nın (dışarıya doğru) Ab'ye göre (ısıtılan odaya doğru) Aa/Ab = 1,5 için hesaplanmıştır.							
2) Hesapla ilgili saatlik hava değişimi $B=2,5 m^3/(h \cdot m^3)$							
3) Hesapla ilgili saatlik hava değişimi $B=0,5 m^3/(h \cdot m^3)$							
4) Isı iletim direnci iç odalardan hava tabakasına kadar hesaplanmalıdır. Dış ısı taşınım direnci $R_a = 0,08 m^2 \cdot K/W$ kabul edilmelidir.							

Bölge	Binanın Konumu	Bina Durum Katsayısı $H \cdot W \cdot h \cdot Pa^{2/3} / (m^3 \cdot K)$		Baz Alınan Rüzgar Hızları m/s
		Plan 1	Plan 2	
Rüzgarsız Bölge	Normal Konum	0,72	0,52	2
	Serbest Konum	1,8	1,3	4
	Normal Konum	1,8	1,3	4
Rüzgarlı Bölge	Serbest Konum	3,1	2,2	8

EK 2e. Yapı kısımları fuga sızdırma katsayısı (Isısan, 1998)

No	Tanımlama		Kalite Özellikleri	Fuga Sızdırması ²⁾		
				Fuga Sızdırma Katsayısı a m ³ /(m.h.Pa ^{2/3})	a.l.	
1	Pencereler	Açılabilen		Yüklenme grupları B,C,D ⁴⁾	0.3	-
2				Yüklenme grubu A	0.6	-
3		Açılamayan		Normal	0.1	-
4	Kapılar	Dış kapılar	Döner ve sürgü kapılar	Sızdırmazlığı çok iyi çepeçevre sızdırmaz şekilde binmeli	1	-
5				Normal eşikli veya sızdırmazlık çıtalı	2	-
6		İki tarafta açılan kapılar	Normal	20	-	
7			Normal	30	-	
8			İç kapılar	Sızdırmaz eşikli	3	-
9	Normal eşiksiz	9		-		
10	Dış duvar elemanları	Hazır parça elemanların arasında sürekli aralıklar ³⁾		Sızdırmazlığı çok iyi garanti edilmiş sızdırmazlık	0.1	-
11				Garanti edilmemiş sızdırmazlık	1	-
12	Kepen (panjur) ve dış jaluiler	Döndürme mekanizmasına dıştan ulaşıyor		Normal	-	0.2
13				Normal	-	4
14	Sürekli havalandırıcı (kapalı)			Sızdırmazlığı çok iyi	4 ⁵⁾	-
15				Normal	7 ⁵⁾	-

1) Fonksiyon ve kalite özellikleri sipariş sahibi tarafından verilmelidir. Tablo 9'dakinden daha küçük aralık geçirgenlikleri sadece eğer bunla montaj sızdırmalarının göz önüne alınmasıyla uygun tedbirlerle yeterli bir zaman dilimi için sağlanabiliyorsa kullanılabilir.

2) Verilen değerlerde sızdırmalar muhtemel montaj aralıkları ile birlikte göz önüne alınmıştır.

3) Çerçeve yapı tarzlarında her iki tarafta destek ve kuşaklara aralıklar şart koşulmuştur.

4) DIN 18055'e göre

5) Değerler 1 m sürgü uzunluğuna ve 100 m toplam yüksekliğe göre.

EK 2f. Yükseklik düzeltme faktörleri (Isısan, 1998)

Bölge	Konum	Bina Karakteristik Büyüklüğü $H \frac{W.h.Pa^{2/3}}{m^3.K}$	Bina Yüksekliği $i^{1/2}$ m	É	Toprak üstündeki Yükseklik h m																				
					0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	95
					É _{Gr}	1	1	1	1,2	1,4	1,5	1,6	1,7	1,9	2	2	2,1	2,2	2,3	2,4	2,4	2,5	2,6	2,7	2,7
Zayıf rüzgarlı	Normal	0,72	100	É _{SA}	9,4	8,8	8,1	7,5	6,8	6,1	5,4	4,5	3,7	2,6	1,3	0	0	0	0	0	0	0	0		
				É _{SN}	9,1	8,5	7,8	7	6,2	5,4	4,5	3,5	2,4	0,7	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
			80	É _{SA}	8,2	7,5	6,7	6	5,3	4,5	3,6	2,6	1,3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
				É _{SN}	7,8	7,1	6,4	5,6	4,7	3,7	2,5	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
			60	É _{SA}	6,8	6	5,2	4,4	3,5	2,5	1,2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
				É _{SN}	6,5	5,7	4,8	3,8	2,7	1,3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
			40	É _{SA}	5,3	4,4	3,4	2,4	1,1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
				É _{SN}	4,9	4	2,9	1,6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
			20	É _{SA}	3,5	2,4	0,9	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
				É _{SN}	3	1,8	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
			10	É _{SA}	1	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
				É _{SN}	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	Serbest	1,8	100	É _{SA}	3,9	3,6	3,4	3,2	3,1	2,9	2,7	2,5	2,3	2	1,8	1,5	1,2	0,8	0,3	0	0	0	0	0	
				É _{SN}	3,4	3,2	2,9	2,5	2,2	1,8	1,4	0,9	0,1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
			80	É _{SA}	3,4	3,2	2,9	2,7	2,5	2,3	2,1	1,9	1,6	1,3	1	0,6	0	0	0	0	0	0	0	0	0
				É _{SN}	2,9	2,6	2,3	1,9	1,5	1,1	0,4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
			60	É _{SA}	2,9	2,6	2,3	2,1	1,9	1,7	1,4	1,1	0,8	0,3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
				É _{SN}	2,4	2	1,7	1,2	0,7	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
			40	É _{SA}	2,4	2	1,7	1,5	1,2	0,9	0,5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
				É _{SN}	1,7	1,4	0,9	0,1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
			20	É _{SA}	1,7	1,3	0,9	0,6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
				É _{SN}	1	0,4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
			10	É _{SA}	1	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
				É _{SN}	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

1) Bina yüksekliği olarak üstündeki ısıtılan katların kat yükseklikleri toplamı geçerlidir.

2) 10 m.lık bina yüksekliği toprak üstündeki ısıtılan maksimum 4 katı apartmanlarda, genel olarak tüm evler için kullanılabilir.

EK 3. Isı kaybı hesap tabloları

ISI KAYBI HESABI														Sayfa		
Tesisin Adı : TRIPLEX VİLLA														Kat		
														Tarih		
Yapı Bileşeni			Alan Hesabı					Isı Kaybı Hesabı					Zamlar		Toplam Isı İhtiyacı	
İşaret	Yön	Kalınlık	Uzunluk	Yükseklik veya Genişlik	Toplam Alan	Miktar	Çıkarılan Alan	Hesaba Giren Alan	Isı İletim Katsayısı	Sıcaklık Farkı	Zamsız Isı Kaybı	İşletme	Kat Yükseklik	Yön		Toplam
		cm	m	m	Ao m ²	Ad	m ²	A m ²	k W/K	Δt °C	Qo W/h	Zo %	Zw %	Zh %	1+%	Q Kcal/h
01 SALON (22°C)																
Dış Pencere		3,0	1,5	4,5	1	-	4,5	2,5	25	281,25						
Dış Duvar		15	2,7	40,5	1	-	40,5	1,34	25	1356,7						
İç Duvar		9	2,7	24,3	1	-	24,3	0,52	25	315,9						
Döşeme				21	1	-	21	0,29	15	91,35						
Tavan				21	1	-	21	0,29	25	91,35						
$+ \text{-----}$ $Q_T = 2136,5W \times 1,07 = 2286$ $Q_S = 629,37 \text{ kcal/h}$ $+ \text{-----}$ $Q_N = 2593,21 \text{ kcal}$ $Q_{zamlı} \%20 \text{ arttırırsak}$ $Q_{zamlı} = 3111,8 \text{ kcal/h}$																
02 MUTFAK (18°C)																
Dış Cephe		1,5	1,5	2,25	1	-	2,25	2,5	21	118,12						
Dış Duvar		5,5	2,7	14,85	1	2,25	12,6	1,34	21	354,6						
İç Duvar		7,5	2,7	20,25	1	2,97	17,28	0,52	21	188,7						
Döşeme		3,75	2,0	7,5	1	-	7,5	0,29	15	32,6						
Tavan				7,5	1	-	7,5	0,29	15	32,6						
$+ \text{-----}$ $Q_T = 726,62 \times 1,07 = 777,5W$ $Q_T = 667,9 \text{ kcal/h}$ $Q_S = 2,0 \times 3,7 \times 2,25 \times 0,9 \times 0,84 \times 21 = 264,33 \text{ kcal}$ $Q_N = 932,23 \text{ kcal/h}$ $Q_{zamlı} = 1118,7 \text{ kcal/h}$																

ISI KAYBI HESABI															Sayfa	
Tesisin Adı : TRIPLEX VİLLA															Kat	
															Tarih	
Yapı Bileşeni			Alan Hesabı					Isı Kaybı Hesabı					Zamlar		Toplam Isı İhtiyacı	
İşaret	Yön	Kalınlık	Uzunluk	Yükseklik veya Genişlik	Toplam Alan	Miktar	Çıkarılan Alan	Hesaba Giren Alan	Isı İletim Katsayısı	Sıcaklık Farkı	Zamsız Isı Kaybı	İşletme Kat	Yükseklik	Yön		Toplam
		cm	m	m	m ²	Ad	m ²	m ²	W/K	°C	Kcal/h	%	%	%	1+%	Kcal/h
03 GİRİŞ HOLÜ (18°C)																
Dış Pencere	1		1,5	1,5	2	-	3,0	2,5	21	157,5						
Dış Duvar		4,5	2,7	12,15	1	-	12,15	1,34	21	341,9						
İç Duvar		4,0	2,7	10,8	1	2,97	7,83	0,52	21	85,5						
Döşeme		3,25	2,0	6,5	1	-	6,5	0,29	21	39,6						
Tavan		3,25	2,0	6,5	1	-	6,5	0,29	21	39,6						
$+ \frac{661,4}{1,07} = 710,6$ $Q_T = 661,4 \times 1,07 = 710,6$ $Q_T = 610,4 \text{ kcal/h}$ $Q_S = 2,0 \times 3,7 \times 3 \times 0,9 \times 0,9 \times 0,84 \times 21 \times 1,2 = 443 \text{ kcal}$ $+ \frac{443}{1,07} = 413,1$ $Q_N = 1053,4 \text{ kcal/h}$ $Q_{\text{zamlı}} = 1264 \text{ kcal/h}$																
04 SALON (22°C)																
Dış Pencere		3,0	1,5	4,5	1	-	4,5	2,5	25	281,25						
Dış Duvar		9,5	2,7	25,65	1	4,5	21,15	1,34	25	708,6						
İç Duvar		9,0	2,7	24,3	1	-	24,3	0,52	25	315,9						
Döşeme		5,5	5,0	27,5	1	-	27,5	0,29	15	119,62						
Tavan		5,5	5,0	27,5	1	-	27,5	0,29	15	119,62						
$+ \frac{1544,9}{1,07} = 1653,2 \text{ W}$ $Q_T = 1544,9 \times 1,07 = 1653,2 \text{ W}$ $Q_T = 1420 \text{ kcal/h}$ $Q_S = 629,37 \text{ kcal}$ $Q_N = 2049,3 \text{ kcal/h}$ $Q_{\text{Nzamlı}} = 2460 \text{ kcal/h}$																

Tesisin Adı : TRIPLEX VİLLA											Kat	Tarih					
Yapı Bileşeni			Alan Hesabı					Isı Kaybı Hesabı				Zamlar					
İşaret	Yön	Kalınlık	Uzunluk	Yükseklik veya Genişlik	Toplam Alan	Miktar	Çıkarılan Alan	Hesaba Giren Alan	Isı İletim Katsayısı	Sıcaklık Farkı	Zamsız Isı Kaybı	İşletme	Kat	Yükseklik	Yön	Toplam	İhtiyacı
		cm	m	m	m ²	Ad	m ²	m ²	W/K	°C	W/h	%	%	%	1+%	Kcal/h	
08 Y.ODASI (20°C)																	
Dış Pencere		1	1,5	1,5	1	-	1,5	2,5	23	87							
Dış Duvar		6,25	2,7	16,8	1	1,5	15,4	1,34	23	474							
İç Duvar		6,25	2,7	16,8	1	2,9	13,9	0,52	23	167							
Döşeme		3,75	2,5	9,4	1	-	9,4	0,29	15	41							
Tavan		3,75	2,5	9,4	1	-	9,4	0,29	15	41							
$Q_T = 810 \times 1,07 = 867 \text{ W}$ $Q_S = 2,0 \times 3,7 \times 1,5 \times 0,9 \times 0,84 \times 23 = 194 \text{ kcal/h}$ $Q_N = 939 \text{ kcal/h}$ $Q_{Zamlı} = 1127 \text{ kcal/h}$																	
09 BANYO (26°C)																	
Dış Cephe		1,5	1,5	0,75	1	-	0,75	2,5	29	55							
Dış Duvar		7,5	2,7	20,2	1	0,7	19,5	1,34	29	758							
İç Duvar		7,5	2,7	20,2	1	2,9	17,3	0,52	29	261							
Döşeme		5,0	2,5	12,5	1	-	12,5	0,29	15	55							
Tavan		5,0	2,5	12,5	1	-	12,5	0,29	15	55							
$Q_T = 1184 \times 1,07 = 1267 \text{ W}$ $Q_S = 2,0 \times 3,7 \times 0,75 \times 0,9 \times 0,84 \times 29 = 122 \text{ kcal}$ $Q_N = 1211 \text{ kcal/h}$ $Q_{Zamlı} = 1454 \text{ kcal/h}$																	

EK 4a. Örnek kolektör katalogları [6]



Kolektör

Özellikleri



Üstün Teknoloji Ürünü

AIRFEL

Güneş Kolektörleri

ULTRASONİK DİKİŞ KAYNAĞI
Taşıyıcı kanallarla seçici yüzey birleştirmesi son teknoloji ürünü ultrasonik dikiş kaynağı ile yapılmaktadır.

TAŞIYICI KANALLAR
Günün her saati kolektörlerin güneş enerjisini verimli kullanabilmesi için taşıyıcı kanallar yüksek ısı iletkenlik özelliğine sahip bakır malzemeden yapılmıştır.

ÜST ÖRTÜ
Toplam %91 geçirgenlik özelliğine sahip, mukavemeti yüksek, düşük demirli temperli prizmatik cam kullanılmıştır.

FLEKSİBLE BAĞLANTI
Manifold iç genişlemesini önlemek amacıyla fleksible bağlantı kullanılmıştır.

SIZDIRMAZLIK
Sızıntıları önlemek amacıyla köşe kaynakları ile birleştirilerek yekpare hale getirilmiş yüksek sıcaklığa dayanıklı EPDM malzeme kullanılmıştır.

HAVALANDIRMA DELİĞİ
Muhtemel iç nemlenmeyi önlemek amacıyla dizayn edilmiştir.

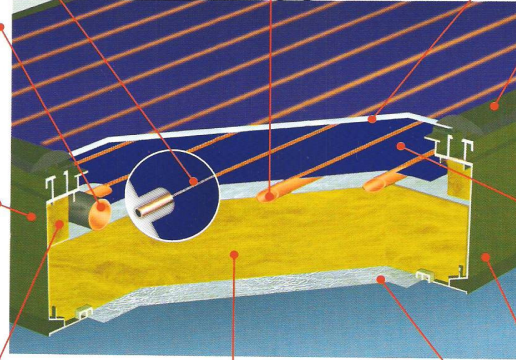
SEÇİCİ YÜZEY
Selektif yüzeyli, ultrasonik dikiş kaynaklı, titanyum ve quartz kaplamalı bakır levhayla ortamdaki ışınım en üst seviyede emilerek maksimum verim sağlanmıştır.

YAN DUVAR İZOLASYONU
Yan duvar izolasyonunda 35 dansite cam tüllü klima levhası kullanılmıştır.

ALÜMİNYUM KASA
Kolektör kasaları siyah elektrostatik boyalı alüminyumdandır.

ALT İZOLASYON
Kolektörün içerisindeki sıvı akışkanını iletilecek ısı enerjisini muhafaza etmek için 52 Dansite kaya yünü kullanılmıştır.

GOFRAJLI ALÜMİNYUM LEVHA
Dış etkilere karşı kolektörü koruyan gofraj desenli alüminyum levha.





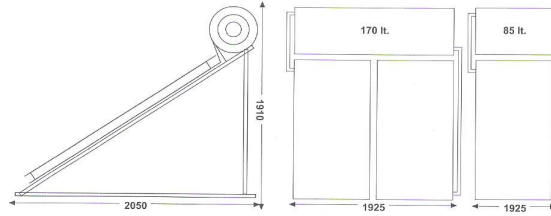
Güneş Enerji Sistemi

Kollektör

Niçin Solar Enerji ?

- Çevremizi ve Atmosferi korur
- Hammadde rezervlerini korur
- Enerji tasarrufu sağlar ve dünya barışına katkıda bulunur.
- Hayat kalitesini yükseltir ve güvenlik temin eder
- Ekonomiktir.

- Ülkemizde yaygın olarak kullanılan dik depolu açık sistemlere göre;
- Şamandıra olmadığı için şamandıra arızası söz konusu değildir.
- Kollektör devresine ilaveten soğuk su – sıcak su devresi de kapalı olduğu için musluktan istenilen basınçta sıcak su temini.
- Buharlaşma olmadığı için su ilave ihtiyacı olmaması,
- İki kat emaye olduğu için hijyenik bir ortam ve çok uzun ömürlü olması,
- Depo poliüretan izolasyonlu olduğu için sıcak su'dan 24 saat faydalanma imkanı,
- Yatık, estetik bir görünüme sahip olduğu için görüntü kirliliği yaratmaması



KOLLEKTÖR

Ebat	1945 x 945 x 105 mm
Ağırlık	37.5 kg
Sıvı Hacmi	2.36 litre
Akış Hacmi	100 lt/h
Test Basıncı	20 bar
Mat. Çalışma Basıncı	10 bar
Basınç Kaybı	1.0 mbar
Absorber Yüzey	Selektif Kaplama
Absorber Yüzey	Bakır Şerit
Manifold / Absorber Boru	Ø 24 / Ø 12,7 mm
Üst Örtü	Düşük Demirli, Temperli Cam
Cam Toplam Geçirgenlik	%91
İzolasyon	CE sertifikalı, 52 Dansite Taş Yünü
Sızdırmazlık	Epdm / Silikon
Kasa	Elektrostatik Boyalı Alüminyum
Isı Dayanımı	232 0 C
Arka Örtü	Gofrajlı Alüminyum Levha
Yüzey Kaynağı	Ültrasonik
Absorber Boru Sayısı	8 Adet

AYAK

Malzeme	Kare Profil
Koruyucu kaplama	Galvaniz
Montaj Açısı	35°
Montaj Yönü	Güney

BOYLER

MODEL	KS 85	KS 170
Kapasite	85 lt.	170 lt.
Boyutlar	Ø 510 x 950 mm.	Ø 510 x 1690 mm.
Ağırlık (susuz)	50 kg.	80 kg.
İç Yüzey Kaplama	Çift Kat Emaye	
İzolasyon	50 mm PU	
Diş Örtü	0.7 mm Sac	
Diş Örtü Üzeri	Elektrostatik Toz Boya	
İşletme Basıncı	10 bar	

AKSESUARLAR

Elektrikli Isıtıcı	2000 watt/h
Otomatik Termostat	30 °C - 90 °C
Magneyum Anot	Ø22 x 350
Emniyet Ventili	5 bar - Italy
Basınç Düşürücü	3,5 bar - Italy
Kapalı Genleşme Tankı	2 lt. - Italy
Bağlantılar	3/4"

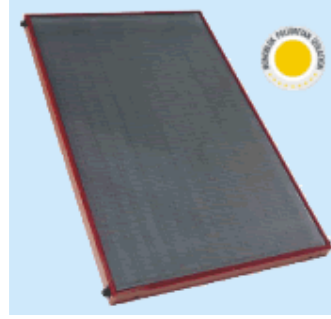
KULLANIM

Günlük Minimum	85 lt.	170 lt.
Kullanıcı Sayısı	1-3 Kişi	3-5 Kişi
Antifriz Miktarı (%50)	4 lt.	8 lt.

(6063) kalite alüminyumdan
üretimiştir. -

Özellikleri:

- Üzeri yansıtıcı alüminyum folyo kaplı ozon dostu monoblok poliüretan izolasyonlu
- Vakum ortamında otomatik makinada yıkanıp monte edilmiş kollektör camları
- UV. Dayanıklı sızdırmazlık sağlayan tek parça cam fitili ve contalar (EPDM)
- Çevre şartlarına dayanıklı elektrostatik toz boyalı kasa
- Alt örtüsü gofrajlı alüminyum levha olan çok özel kasa
- Gereken durumlarda kolayca cam değiştirmeye uygun cam çitası dizaynı.
- Kollektör kasa ve cam çitası profilleri ALMgSi 0.5



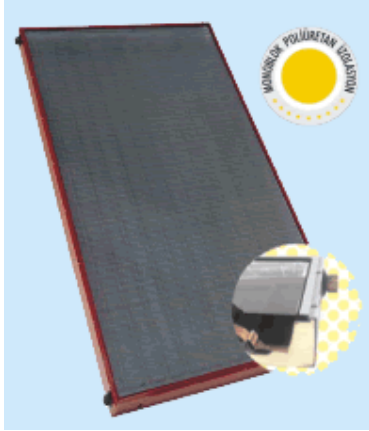
Opsiyonel Panel Tipleri	XBS 11	Selektif XBB 11	XBA11	XAA 11
	Selektif	Selektif	Selektif	Selektif
	Temperli	Temperli	Temperli	Temperli
Panel Yüzeyi Opsiyonel	Cam veya	Cam veya	Cam veya	Cam veya
Cam Çesitleri	Düşük	Düşük	Düşük	Düşük
	Demiroksitli	Demiroksitli	Demiroksitli	Demiroksitli
	Temperli	Temperli	Temperli	Temperli
Sıvı Kapasitesi	4,6	4,6	4,6	3,8
Test Basıncı	9 Bar	9 Bar	9 Bar	9 Bar
Max. Çalışma Basıncı	6 Bar	6 Bar	6 Bar	6 Bar
Net Panle Alanı (m ²)	2,13	2,13	2,13	2,13
Kollektör Alanı (m ²)	2,31	2,31	2,31	2,31
Kasa Yüksekliği(mm)	85	85	85	85
En (mm)	1215	1215	1215	1215
Boy(mm)	1906	1906	1906	1906
Toplayıcı Kanal Sayısı	11	11	11	11

Standartline L kolektörün bölgelere göre üreteceği kalori miktarı Kcal / yıl

Standartline L	XSB 11 Sel.	XBB 11	XBA 11	XAA 11	
Marmara Bölgesi	Düşük D. Oksitli Cam	1,966,517	1,727,346	1,594,473	1,514,750
	Temperli Cam		1,674,197	1,541,324	1,461,601
Batı Karadeniz Bölgesi	Düşük D. Oksitli Cam	1,863,285	1,636,669	1,710,772	1,435,233
	Temperli Cam		1,558,310	1,460,412	1,384,874
Doğu Karadeniz Bölgesi	Düşük D. Oksitli Cam	1,559,828	1,370,119	1,264,725	1,201,489
	Temperli Cam		1,327,961	1,222,568	1,159,331
Ege Bölgesi	Düşük D. Oksitli Cam	2,352,787	2,066,637	1,907,665	1,812,282
	Temperli Cam		2,003,048	1,844,076	1,748,693
İç Anadolu Bölgesi	Düşük D. Oksitli Cam	2,258,630	1,983,932	1,831,322	1,739,756

	Temperli Cam	1,922,888	1,770,278	1,668,712
	Düşük D. Oksitli Cam	2,338,040	2,053,683	1,895,708
Doğu Anadolu Bölgesi	Temperli Cam	1,990,493	1,832,518	1,737,738
Akdeniz Bölgesi	Düşük D. Oksitli Cam	2,402,702	2,110,481	1,948,136
	Temperli Cam		2,045,543	1,883,199
Güneydoğu Anadolu Böl.	Düşük D. Oksitli Cam	2,451,482	2,153,328	1,987,688
	Temperli Cam		2,087,072	1,921,432

Standartline S



Özellikleri:

- Üzeri yansıtıcı alüminyum folyo kaplı ozon dostu monoblok poliüretan izolasyonlu
- Vakum ortamında otomatik makinada yıkanıp monte edilmiş kollektör camları
- UV. Dayanıklı sızdırmazlık sağlayan cam fitili ve contalar (EPDM)
- Çevre şartlarına dayanıklı elektrostatik toz boyalı kasa
- Alt örtüsü gofrajlı alüminyum levha olan çok özel kasa
- Gereken durumlarda kolayca cam değiştirmeye uygun cam çitası dizaynı.
- Kollektör kasa ve cam çitası profilleri ALMgSi 0.5 (6063) kalite alüminyumdan üretilmiştir.

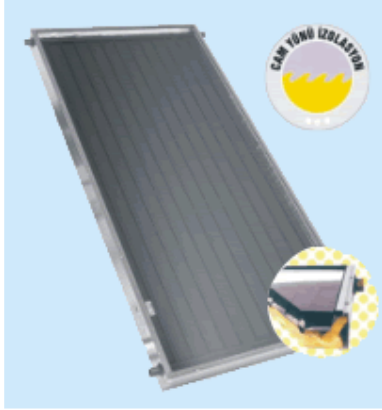
Opsiyonel Panel 77Tipleri	XAA 10	XBS 8 Selektif	XBB 8	XBA 8	XAA 8	PAY 12	PAO 10
Panel Yüzeyi	Siyah	Selektif	Siyah Boya	Siyah Boya	Siyah Boya	Siyah Boya	Siyah Boya
Opsiyonel Cam	Düz	Cam veya	Cam veya	Cam veya	Cam veya	Cam veya	Cam veya
Çeşitleri	Cam	Düşük	Düşük	Düşük	Düşük	Düşük	Düşük
	Temperli	Demiroksitli	Demiroksitli	Demiroksitli	Demiroksitli	Demiroksitli	Demiroksitli
Sıvı Kapasitesi	3,5	3,5	3,5	3,5	3	4,2	5,8
Test							
Basıncı(Bar)	9	9	9	9	9	9	9
Max. Çalışma							
Basıncı(Bar)	6	6	6	6	6	6	6
Net Panle Alanı (m ²)	2,13	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6
Kollektör Alanı (m ²)	2,31	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8
Kasa	85	85	85	85	85	85	85

Yüksekliği(mm)							
En (mm)	1215	930	930	930	930	930	930
Boy(mm)	1906	1930	1930	1930	1930	1930	1930
Toplayıcı Kanal Sayısı	11	8	8	8	8	8	8

Standartline S kolektörün bölgelere göre üreteceği kalori miktarı Kcal / yıl

Standartline L	XBS 8 SEL.	XBB 8	XBA 8	XAA 8	PAY 12	PAO 10
Marmara Bölgesi	Düşük D. Oksitli Cam	1,498,299				
	Temperli Cam	1,457,804	1,275,579	1,174,342	1,113,600	1,113,600
	Düşük D. Oksitli Cam	1,419,646				
Batı Karadeniz Bölgesi	Temperli Cam	1,381,277	1,208,617	1,112,695	1,055,142	1,055,142
	Düşük D. Oksitli Cam	1,188,440				
	Temperli Cam	1,156,320	1,011,780	931,48	883,3	883,3
Ege Bölgesi	Düşük D. Oksitli Cam	1,792,600				
	Temperli Cam	1,744,151	1,526,132	1,405,011	1,332,338	1,332,338
	Düşük D. Oksitli Cam	1,720,861				
İç Anadolu Bölgesi	Temperli Cam	1,664,351	1,465,057	1,348,783	1,279,018	1,279,018
	Düşük D. Oksitli Cam	1,830,630				
	Temperli Cam	1,781,153	1,516,566	1,396,204	1,323,986	1,323,986
Doğu Anadolu Bölgesi	Düşük D. Oksitli Cam	1,867,796				
	Temperli Cam	1,817,315	1,558,509	1,434,818	1,360,603	1,360,603
	Düşük D. Oksitli Cam	1,781,364				
Güneydoğu Anadolu Böl.	Temperli Cam	1,733,214	1,590,150	1,463,948	1,388,226	1,388,226

EKOLINE



Özellikleri:

- Üzeri yansıtıcı alüminyum folyo kaplı ozon dostu monoblok poliüretan izolasyonlu
- Vakum ortamında otomatik makinada yıkayıp monte edilmiş kollektör camları
- UV. Dayanıklı sızdırmazlık sağlayan cam fitili ve contalar (EPDM)
- Çevre şartlarına dayanıklı elektrostatik toz boyalı kasa
- Alt örtüsü gofrajlı alüminyum levha olan çok özel kasa
- Gereken durumlarda kolyuca cam değiştirmeye uygun cam çitası dizaynı.
- Kollektör kasa ve cam çitası profilleri ALMgSi 0.5 (6063) kalite alüminyumdan üretilmiştir.

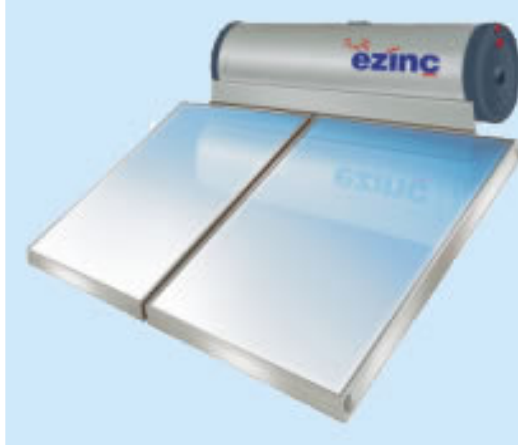
Opsiyonel Panel Tipleri	XAA 10	XBB 8	XBA 8	XAA 8	PAY 12	PAO 10
Panel Yüzeyi	Siyah Boya	Siyah Boya	Siyah Boya	Siyah Boya	Siyah Boya	Siyah Boya
Opsiyonel Cam Çeşitleri	Düz Cam Temperli Cam	Düz Cam Temperli Cam	Düz Cam Temperli Cam	Düz Cam Temperli Cam	Düz Cam Temperli Cam	Düz Cam Temperli Cam
Sıvı Kapasitesi	3,5	3,5	3,5	3	4,2	5,8
Test Basıncı(Bar)	9	9	9	9	9	9
Max. Çalışma Basıncı(Bar)	6	6	6	6	6	6
Net Panle Alanı (m ²)	2,13	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6
Kollektör Alanı (m ²)	2,31	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8
Kasa Yüksekliği(mm)	85	85	85	85	85	85
En (mm)	1215	930	930	930	930	930
Boy(mm)	1906	1930	1930	1930	1930	1930
Toplayıcı Kanal Sayısı	11	8	8	8	8	8

Ekoline kolektörün bölgelere göre üreteceği kalori miktarı Kcal / yıl

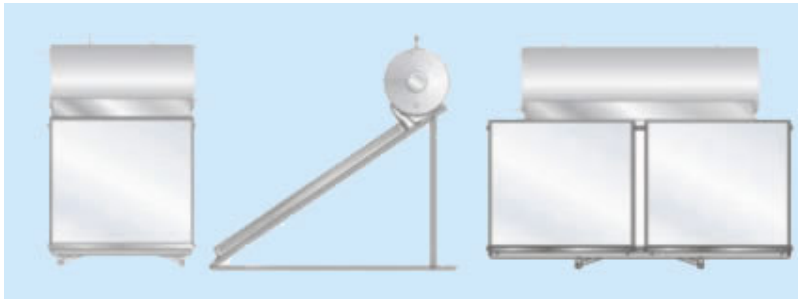
Standartline L	XBB 8	XBA 8	XAA 8	PAY 12	PAO 10
Marmara Bölgesi	1,235,084	1,133,084	1,073,103	1,073,103	1,073,103
Batı Karadeniz Bölgesi	1,170,248	1,074,326	1,016,773	1,016,773	1,016,773
Doğu Karadeniz Bölgesi	979,66	889,36	851,18	851,18	851,18
Ege Bölgesi	1,477,684	1,356,562	1,283,889	1,283,889	1,283,889
İç Anadolu Bölgesi	1,418,548	1,302,273	1,232,509	1,232,509	1,232,509
Doğu Anadolu Bölgesi	1,468,421	1,348,059	1,275,841	1,275,841	1,275,841
Akdeniz Bölgesi	1,509,033	1,385,341	1,311,127	1,311,127	1,311,127
Güneydoğu Anadolu Böl.	1,539,669	1,413,467	1,337,735	1,337,735	1,337,735

GÖKKUŞAĞI SİSTEMLER

Bu sistemlerde soğuk su beslemesi ilave bir şamandıralı depo olmaksızın direkt şebekeden sıcak su deposu içerisine yapılır. Dolayısıyla sistem daha çalışmaya başlamadan şebeke basıncına ulaşır. Sistem çalışmaya başladığında da sıcaklık arttıkça basınç da artar. Kapalı kaplar prensibine göre de basınç arttıkça deponun içindeki suyun sıcaklığı diğer şamandıralı sistemlere göre daha yüksek değerlere ulaşır.



Basıncılı sistemlerin şamandıralı sistemlere göre bir avantajı da kullanım yerinde soğuk su ile aynı veya daha yüksek basınç da olmasıdır. Bu sayede banyoda çok sıcak su ile haşlanma riski daha azdır. Şamandıralı sistemlerde sıcak su basıncı sadece depo seviyesi ile kullanım yeri arasındaki kot (kat yükseklik) farkından kaynaklanan statik basınç kadardır. Bu ise armatürlerde soğuk suyun sıcak suya yukarıya ötelemesine (soğuk ve sıcak suyun şebeke basınçlarının birbirinden farklı olmasından dolayı dengesiz bir sıcaklıkta su akışına neden olmaktadır.



GÖKKUŞAĞI 170 E- Güneş Enerjisi Sistemi

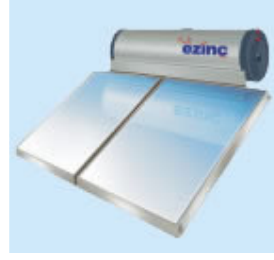
Sistemde sunulan parçalar:

1 adet Gökkuşığı 170 E depo

2 adet Standartline L- XBA 11 Kollektör

1 takım demonte sehpa

5-6 kişilik aileler için ideal sıcak su kaynağıdır.



EK 4b. Kollektör fiyat teklifi



GÜNEŞ ENERJİSİ SİSTEMLERİ
BAYI ALIŞ FİYAT LİSTESİ

GÜNEŞ ENR. PAKET SİSTEM	Peşin (YTL)	Vadeli Fiyatlar (YTL)			
		30 Gün	60 Gün	90 Gün	120 Gün
AGS 85 Selektif Prizmatik Camlı 1 Kollektör 85 lt. emayelli depo Depo Aksesuar Kiti Çenleşme Tankı Sepha Bağlantı Seti	1100	1117	1133	1150	1186
AGS 170 Selektif Prizmatik Camlı 2 Kollektör 170 lt. Emayelli Depo Depo Aksesuar Kiti Çenleşme Tankı Sepha Bağlantı Seti	1616	1640	1664	1689	1713

Peşini: %5 iskonto
Vadeli: Net

1- Fiyatımıza %18 KDV dahildir. KDV, Fon ve diğer vergi oranları netaki değişiklikler değişiklik tarihinden itibaren fiyatlarımızı aynen yansıtacaktır.
2- Ödemeler YTL cinsinden nakit olarak yapılacaktır. Peşin fiyatlar, ürün siparişlerinin geçirdiği gündün itibaren 5 iş günü içerisinde nakit ya da havaleyle gerçekleştirilen ödemeler için geçerlidir.

3- Vadeli alımlar YTL ödemede aylık % 1,5 vade farkıyla fiyalandırma yapılacaktır.

4- Herhangi bir nedenle ödeme planı dışına çıkılan ödemelerde aylık % 4 vade farkı uygulanacaktır.

5- Yukarıdaki fiyatlarımız 07.07.2006 tarihinden itibaren geçerli olup, firmamız haber vermeden fiyat değişikliği hakkını saklı tutar.

6- Firmamız önceden haber vermeksizin ürün özelliklerini ve tasarımlarını değiştirme hakkını saklı tutar.

7- Fiyatlarımız stoklarla sınırlıdır.

8- Sipariş edilen cihazlar adresinize teslim edilecektir.

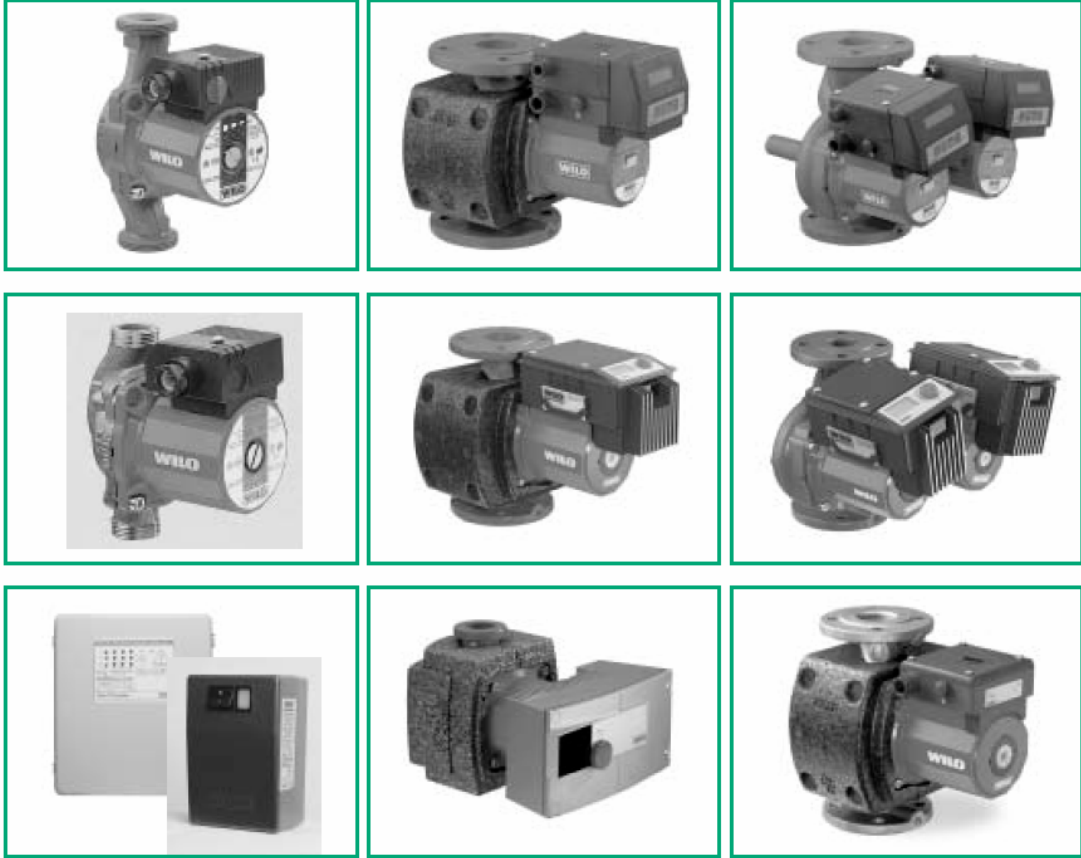
LUNGSAN ISI ve İNŞAAT
K. Karabakkır Mah. Akdeniz
SAN. TIC. A.Ş.
Ömerliye / İSTANBUL
Tic. Sic. No: 270
Yat. (0216) 632 36 40 (Pbx) Faks: 632 36 42
Ünvanı: U.D. No: 497/010/14.04

AIRFEL PAZARLAMA İTHALAT İHRACAT A.Ş.
MERKEZ : Hünerli Mah. E.5. Yanıçlı Dışarı No:57 24878. Yereği / İSTANBUL
Tel: 0 216 632 37 00 (Pbx) Fax: 0 216 671 06 00 - 671 06 01
İZMİR BÖLGE : Tel: 0 232 446 10 15 Fax: 0 232 446 06 46
GAZİANTEP BÖLGE : Tel: 0 342 338 17 00 Fax: 0 342 338 74 00
ANKARA BÖLGE : Tel: 0 312 219 02 82 Fax: 0 312 223 43 33



SANKO

EK 5. Wilo pompa kataloğu



Islak Rotorlu Sirkülasyon Pompaları ve Elektrik Kontrol Panoları

- DN 32 - DN 100 arası bağlantı ölçülerinde, PN 6 ve PN 16 basınç sınıflarında kullanılabilen tekli ve ikiz tip ıslak rotorlu pompalar
- Güç gereksinimini tesisatın şartlarına göre otomatik olarak ayarlayabilen frekans konvertörlü ve yüksek verimli tipleri vardır
- Oksijen ve kireç oranı yüksek akışkanlar için üretilmiş, yarı ıslak rotorlu özel tipleri vardır
- Yüksek verimlidir, elektrik tüketimi düşük, işletimi ekonomiktir
- Kontrol ve otomasyon amaçlı elektrik kontrol panoları, bağlantı elemanları, çek valf ve vanaları ile birlikte komple sistem bazında teslim edilebilmektedir
- Yedek parça ve servis garantili uzun kullanım ömrü vardır



Mükemmel Pompa
ve fazlası ...





**Rakor Bağlantılı
Tekli ve İkiz Tip Monofaze
Sirkülasyon Pompaları**

RS / RSD.. Serisi

- **Islak rotorludur, sessiz ve sarsıntısız çalışır**
- **Dişli tip bağlantılı gövdesi 130 veya 180 mm boylarında mevcuttur**
- **-10 °C ile +110 °C arası su sıcaklıklarında ve 10 bar işletme basınçlarına kadar kullanılabilir**
- **Elektrik tüketimi düşük, işletimi ekonomiktir**
- **Elle ayarlanabilen üç değişik hız kademesi vardır**
- **Motor termik koruma fonksiyonu üzerinde mevcuttur**
- **Gövdesine hava purjörü takılabilen tipleri vardır**
- **Yedek parça ve servis güvencelidir**



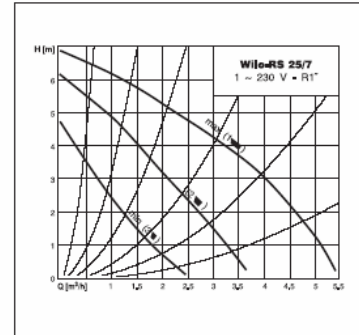
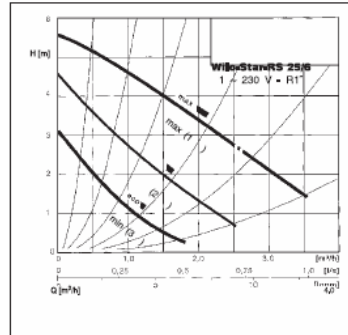
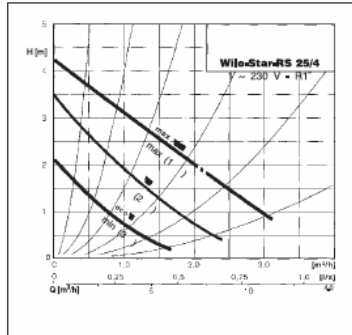
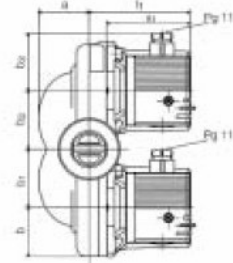
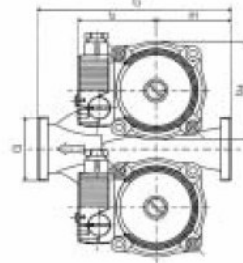
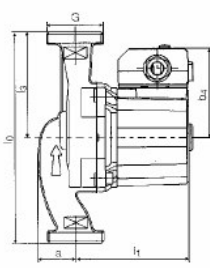
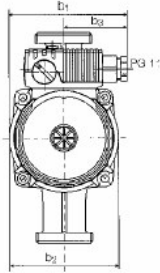
Rakor Bağlantılı Tekli ve İkiz Tip Monofaze Sirkülasyon Pompaları



RS / RSD.. Serisi

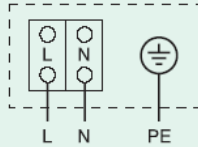
TEKNİK BİLGİLER

Pompa Tipi	DN	G	l ₀	l ₁	l ₂	β	Boyutlar (mm)						Ağırlık (kg)		
							m	a	a1	b	b1	b2		b3	b4
RS 25 / 4	R1"	1½"	180	97	-	90	-	33	-	-	100	92.5	73	54	2.4
RS 25 / 6	R1"	1½"	180	97	-	90	-	33	-	-	100	92.5	76	54	2.4
RS 25 / 7	R1"	1½"	180	110	-	90	-	32	-	-	121	121	52	75	2.6
RSD 30 / 4	R1¼"	2"	180	94	73	-	70	47	78	46	55	55	54	92,5	5,3
RSD 30 / 6	R1¼"	2"	180	94	76	-	70	47	78	46	55	55	54	92,5	5,6

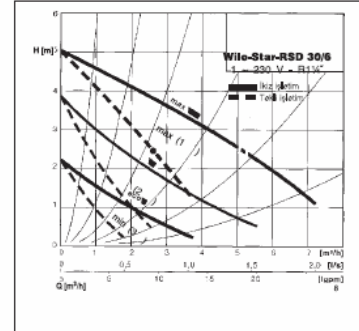
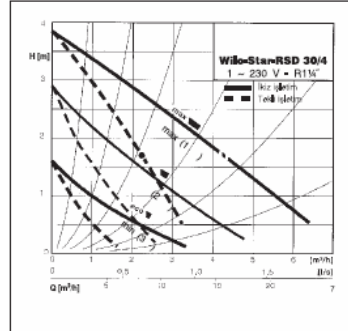


ELEKTRİK BAĞLANTISI

1~220 Volt - 50 Hz Monofaze



Kondansatör Memens kutusunun içindedir



ÖZGEÇMİŞ

Doğum Tarihi : 29.04.1982
Doğum yeri : İstanbul-Üsküdar
Lise : 1995-1999 Haydarpaşa Lisesi
Lisans : 1999-2003 Yıldız Teknik Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi Makine Müh. Bölümü
Yüksek Lisans : 2003-2006 Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri
Enstitüsü Makine Müh. Anabilim Dalı,
Isı Proses Programı

Çalıştığı Kurumlar:

2002-2004 Doğu Karadeniz Mühendislik İnş.Taah.Doğalgaz.Ltd.Şti'nde
makine mühendisi olarak çalıştı.
2004-2006 Mavi Mühendislik İnş.Taahhüt Doğalgaz.Ltd.Şti.'nin
kurucusu ve ortağı olarak çalışmaya devam etmektedir.