T.C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YENİ TİP GÜNEŞ KOLEKTÖRLERİNİN ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİNDE KULLANILABİLİRLİĞİNİN ARAŞTIRILMASI

KEVSER BİRİNCİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA 2005

T.C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YENİ TİP GÜNEŞ KOLEKTÖRLERİNİN ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİNDE KULLANILABİLİRLİĞİNİN ARAŞTIRILMASI

KEVSER BİRİNCİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Bu tez ……....tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği /oy çokluğu ile kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Abdulvahap YİĞİT …… …….
(Danışman)

ÖZET

Enerji, bilindiği gibi gelişmiş ve gelişmekte olan ülkelerin temel ihtiyaçlarından biridir. Günümüz enerji ihtiyacının büyük bir bölümü birincil enerji kaynakları olan petrol, tabii gaz, kömür ve odundan elde edilmektedir. Bu enerji kaynakları tükenebilir olup kullanılmaları sırasında çevre problemlerine de sebep olurlar. Gelecekte güneş, rüzgar gibi yenilenebilir enerji çeşitlerinin önem ve kullanımlarının artacağı beklenmektedir.

Ülkemiz güneş enerjisi bakımından çok önemli bir potansiyele sahiptir. Güneş enerjisi, yaygın kullanımında yüksek ve özel teknoloji gerektirmemektedir. Kullanılması sırasında hiçbir önemli çevre kirliliği de yaratmamaktadır.

Bu çalışmada vakum tüplü güneş kolektörlerinde verim ifadesi incelenmiş ve diğer güneş kolektör tipleriyle karşılaştırılması yapılmıştır. LiBr / Su çifti ile çalışan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde en yüksek sistem verimi vakum tüplü güneş kolektörleri ile, en düşük sistem verim değeri ise çift camlı güneş kolektörlerinin kullanımında olduğu tespit edilmiştir. Simülasyon programı için Compaq Visual Fortran 6 programından yararlanılmıştır. Bu program ile Mayıs ayından Eylül ayına kadar ve günün belirli çalışma saatlerinde tek cam seçici yüzeyli kolektörler, vakum tüplü güneş kolektörleri, çift camlı kolektörler değerlendirmeye alınmıştır. Faydalı enerjiden verime, depo sıcaklığından yardımcı ısı kaynağı gücüne kadar değişik parametreler belirtilen aylar ve günler için değerlendirilmiştir.

Yapılan çalışma sonucunda en yüksek verim değerinin vakum tüplü kolektörler ile elde edildiği, özellikle Ağustos ayının 10, 11, 12 gibi öğle saatlerinde verim değerinin %65' lere ulaştığı hesaplanmıştır.

ANAHTAR KELİMELER : Güneş Enerjisi, Vakum Tüplü Kolektörler, Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi, Simülasyon, Verim

ABSTRACT

As known, energy is the one of the fundamental requirement for the developed and developing countries. Today, the demand of energy is obtained from natural gas, petroleum, coal and wood, which are the primary energy sources. These energy sources are not renewable and usage of these energy kinds may be cause environmental problems. In future, it is expected that, importance and usage of renewable energy sources such as solar energy and wind energy will increase.

Turkey is a fortune country because of its potential of solar energy. Solar energy has not required for advanced and specific technology. Usage of this energy kind has also not caused any environmental problems.

In this study, efficiency equations of the evacuated – tube collectors are investigated and their results are compared with other collector types. It is determined that the highest system efficiency obtained with usage of evacuated – tube collectors and the lowest system efficiency obtained with double – glazed collectors in the single stage absorption cooling system, using water – lithium bromide solution. Compaq Visual FORTRAN 6 is used for the simulation. In the simulation from May to September, single glazed – selective surface collectors, evacuated – tube collectors and double – glazed collectors are evaluated in the system. Various parameters such as useful energy rate, efficiency, storage tank temperature and auxiliary energy source rate are investigated in the mentioned months.

As a result, the highest efficiency is obtained with evacuated – tube collectors and especially in August, its value reaches 65% in midday.

KEYWORDS: Solar Energy, Evacuated – tube Collector, Absorption Cooling System, Simulation and Efficiency.

İÇİNDEKİLER

ÖZET i

ABSTRACT ii

İÇİNDEKİLER iii

SİMGELER DİZİNİ vi

ŞEKİLLER DİZİNİ viii

ÇİZELGELER DİZİNİ xi

1. GİRİŞ 1

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI 3

3. MATERYAL VE YÖNTEM 5

3.1. Giriş 5

3.1.1. Güneş Işınları 5

3.2. Güneş Kolektörleri 7

3.3. Düz Yüzeyli Kolektörler 9

3.3.1. Seçici Yüzeyli Kolektörler 10

3.4. Vakum Tüplü Güneş Kolektörleri 11

3.4.1. İnorganik Vakumlu Isıl Boru Tüp Sistemleri 13

3.4.2. Vakum Tüplü Kolektörlerle Düzlemsel Güneş Kolektörlerinin Karşılaştırılması 22

3.5. Tek Kademeli Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Tanıtılması 23

3.5.1. LiBr/H_2O Eriyiği Kullanan Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Çalışma Prensibi 25

3.5.2. LiBr/H_2O Akışkan Çifti İle Çalışan Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Termodinamik Analizi 28

3.6. Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Modellenmesi 33

3.6.1. Buharlaştırıcı Modeli 33

3.6.2. Kaynatıcı Modeli 35

3.6.3. Yoğuşturucu Modeli 37

3.6.4. Eriyik Eşanjörü Modeli 39

3.6.5. Absorber Modeli 40

3.6.6. Kısılma Vanası Modeli 42

3.6.7. Eriyik Pompası Modeli 42

3.7. Güneş Enerjisi Kaynaklı Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Modellenmesi 43
3.7.1. Atmosfer Dışındaki Düzleme Gelen Güneş Işınımı 44
3.7.2. Yeryüzüne Gelen Güneş Işınımı 46
3.7.2.1. Yatay Düzleme Gelen Aylık Ortalama Tüm Güneş Işınımı 46
3.7.2.2. Yeryüzünde Eğik Düzleme Gelen Aylık Ortalama Güneş Işınımı 49
3.7.3. Kolektör Modeli 51
3.7.4. Depo Tank Sıcaklığının Tayini 52
3.7.5. Yardımcı Enerji Kaynağı 54
3.7.6. Güneşten Yararlanma Oranı FNP 54
3.8. Sistem Simülasyonu Ve Çözümü 55
3.8.1. Güneş Enerjili Sistemin Modellenmesi 55
3.8.2. Çalışma Şartlarının Belirlenmesi 56
4 . ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA 58
4.1. Anlık Kolektör Veriminin Değişimi 58
4.2. FNP (Güneşten Yararlanma Oranı)'nın Değişimi 63
4.3. Faydalı Enerjinin Değişimi 64
4.4. Kullanılan Yardımcı Enerji Kaynağı Kapasitesi 69
4.5. Depo Sıcaklığının Değişimi 74
4.6. Soğutma Kapasitesinin Sisteme Etkisinin İncelenmesi 79
4.7. Tartışma ve Öneriler 84
5. KAYNAKLAR 86
EK – 1 Absorpsiyonlu Soğutma Sistemini Elemanlarının Boyutlarını ve Çalışma Parametrelerini Tespit Eden Simülasyon Çalışmasının Algoritması 87
EK –2 Güneş Enerjisi Hesaplamalarının Yapıldığı Simülasyon Çalışması Algoritması 92
EK –3 Güneş Enerjisi Hesaplamalarının Yapıldığı Programın Listesi 95

TEŞEKKÜR 99
ÖZGEÇMİŞ 100

SİMGELER DİZİNİ

A	Alan , (m^2)
c_p	Özgül ısı, (kJ/kg K)
d	Deklinasyon açısı
FNP	Güneşten yararlanma oranı
F_t	Toplayıcı ısı kazanç faktörü
f	Güneş sabitini düzeltme faktörü, sürtünme faktörü
h	Isı taşınım katsayısı (W/m^2 K), entalpi (kj/kg)
H	Saat açısı, gün doğuş ve batışında saat açısı
H_g	Güneye dönük düzlemlerde gün doğuş ve batışında saat açısı
I	Güneş ışınımı miktarı, (W/m^2)
K_y	Yayılı ışınım oranı
K_t	Berraklık indeksi
K	Toplam ısı transfer katsayısı, (W/m^2K)
k	Isı iletim katsayısı, (W/mK)
m	Debi, (kg/s)
n	Yılın kaçıncı günü olduğu
q	Isı akısı (W/m^2)
Q	Isıl yük, (kW)
R_d	Katsayı
r_y	Katsayı
s	Kolektör eğim açısı
t/t_o	İzafi güneşlenme süresi
t_o	Gün uzunluğu
Z	Deniz seviyesinden yükseklik, (m)
Z	Zenit açısı
T	Sıcaklık

Yunan Harfleri

ψ	Katsayı

İndisler

ç	Çevre
d	Direkt
e	Eriyik
e	Eğik düzlem
ey	Eğik düzleme yayılı
ed	Eğik düzleme direkt
f	Faydalı
kay	Kaynatıcı
o	Atmosfer dışı
t	Toplayıcı
tg	Toplayıcı giriş
ya	Yansıyan

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 3.1. Güneş Işınları 5
Şekil 3.2. Vakum tüplü güneş kolektörü 11
Şekil 3.3. Vakum tüplü güneş kolektörüne gelen güneş ışınları 12
Şekil 3.4. Cam vakum tüp, bakır boru ve ısı transfer kanatlarına sahip alüminyum 13
Şekil 3.5. Vakum tüplü kolektörlerin montaj şekli 15
Şekil 3.6. Manifold kaplama 16
Şekil 3.7. Manifold boruları 17
Şekil 3.8. Isıl boru modeli 17
Şekil 3.9. Güneşin radyasyon ve absorpsiyon özellikleri 20
Şekil 3.10. Tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemi akış diyagramı 23
Şekil 3.11. Tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemi şematik diyagramı 24
Şekil 3.12. Solüsyon pompası ve ısı eşanjörünün detaylı gösterimi 25
Şekil 3.13. Kaynatıcının detaylı gösterimi 26
Şekil 3.14. Yoğuşturucunun detaylı gösterimi 26
Şekil 3.15. Buharlaştırıcının detaylı gösterimi 27
Şekil 3.16. Absorberin detaylı gösterimi 27
Şekil 3.17. Termodinamik analiz için gerekli noktaların absorpsiyonlu soğutma sisteminin basitleştirilmiş akış diyagramında gösterimi 30
Şekil 3.18. Buharlaştırıcı uzunluğu boyunca sıcaklık farkının değişimi 33
Şekil 3.19. Kaynatıcı uzunluğu boyunca sıcaklık farkı değişimi 36
Şekil 3.20. Yoğuşturucu uzunluğu boyunca sıcaklık farkı değişimi 37
Şekil 3.21. Eriyik eşanjörü uzunluğu boyunca sıcaklık farkı değişimi 40
Şekil 3.22. Absorber uzunluğu boyunca sıcaklık farkı değişimi 41
Şekil 3.23. Güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sisteminin şematik diyagramı 43

Şekil 3.24. Güneş enerjisiyle ısıtılan suyun kaynatıcıda kullanımı 43
Şekil 4.1. Mayıs ayında belirli saatlerde, anlık kolektör veriminin kolektör tipine bağlı olarak değişimi 58
Şekil 4.2. Haziran ayında belirli saatlerde, anlık kolektör veriminin kolektör tipine bağlı olarak değişimi 59
Şekil 4.3. Temmuz ayında belirli saatlerde, anlık kolektör veriminin kolektör tipine bağlı olarak değişimi 60
Şekil 4.4. Ağustos ayında belirli saatlerde, anlık kolektör veriminin kolektör tipine bağlı olarak değişimi 61
Şekil 4.5. Eylül ayında belirli saatlerde, anlık kolektör veriminin kolektör tipine bağlı olarak değişimi 62
Şekil 4.6. Aylara göre kolektör çeşitlerinde güneş enerjisinden yararlanma oranı FNP değişimi 63
Şekil 4.7. Mayıs ayında belirli saatlerde, kolektörlerde toplanan faydalı enerjinin kolektör tipine göre değişimi 64
Şekil 4.8. Haziran ayında belirli saatlerde, kolektörlerde toplanan faydalı enerjinin kolektör tipine göre değişimi 65
Şekil 4.9. Temmuz ayında belirli saatlerde, kolektörlerde toplanan faydalı enerjinin kolektör tipine göre değişimi 66
Şekil 4.10. Ağustos ayında belirli saatlerde, kolektörlerde toplanan faydalı enerjinin kolektör tipine göre değişimi 67
Şekil 4.11. Eylül ayında belirli saatlerde, kolektörlerde toplanan faydalı enerjinin kolektör tipine göre değişimi 68
Şekil 4.12. Mayıs ayında belirli saatlere göre, değişik kolektör tipleri için Qy (kullanılan yardımcı enerji kaynağı ısıl gücü), değişimi 69
Şekil 4.13. Haziran ayında belirli saatlere göre,değişik kolektör tipleri için Qy (kullanılan yardımcı enerji kaynağı ısıl gücü), değişimi 70
Şekil 4.14. Temmuz ayında belirli saatlere göre,değişik kolektör tipleri için Qy (kullanılan yardımcı enerji kaynağı ısıl gücü), değişimi 71

Şekil 4.15. Ağustos ayında belirli saatlere göre,değişik kolektör tipleri için Qy (kullanılan yardımcı enerji kaynağı ısıl gücü), değişimi 72
Şekil 4.16 Eylül ayında belirli saatlere göre, değişik kolektör tipleri için Qy (kullanılan yardımcı enerji kaynağı ısıl gücü), değişimi 73
Şekil 4.17. Mayıs ayında belirli saatlerde, depo sıcaklığının kolektör tipine göre değişimi 74
Şekil 4.18. Haziran ayında belirli saatlerde, depo sıcaklığının kolektör tipine göre değişimi 75
Şekil 4.19. Temmuz ayında belirli saatlerde, depo sıcaklığının kolektör tipine göre değişimi 76
Şekil 4.20. Ağustos ayında belirli saatlerde, depo sıcaklığının kolektör tipine göre değişimi 77
Şekil 4.21. Eylül ayında belirli saatlerde, depo sıcaklığının kolektör tipine göre değişimi 78
Şekil 4.22. Mayıs ayında belirli saatlere göre,değişik kolektör tipleri için Qy değişimi 79
Şekil 4.23. Haziran ayında belirli saatlere göre,değişik kolektör tipleri için Qy değişimi 80
Şekil 4.24. Temmuz ayında belirli saatlere göre,değişik kolektör tipleri için Qy değişimi 81
Şekil 4.25. Ağustos ayında belirli saatlere göre,değişik kolektör tipleri için Qy değişimi 82
Şekil 4.26. Eylül ayında belirli saatlere göre,değişik kolektör tipleri için Qy değişimi 83

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 3.1.	Örnek bir vakum tüplü kolektörle ilgili teknik bilgiler	19
Çizelge 3.2.	Örnek bir vakum tüple ilgili teknik bilgiler	20
Çizelge 3.3.	Örnek bir ısıl boru ile ilgili teknik bilgiler	20
Çizelge 3.4.	Aylık ortalama güneş ışınım miktarları için alınması gereken n değerleri	45
Çizelge 3.5.	Kolektör cinslerine göre kolektör parametreleri	52

1. GİRİŞ

Tüm dünyada en çok tanınan ve en geniş yararlanma kapasitesine sahip olması sebebiyle güneş enerjisi bir anlamda yenilebilir enerji olgusunun sembolü olmuştur. Yenilebilir enerji kaynaklarının önemi, ülkelerdeki potansiyeline göre değişmektedir.

- Bol ve tükenmeyen enerji kaynağı oluşu
- Yerel uygulamalar için uygun oluşu
- Dışa bağımlı olmayışı
- İşletme masraflarının çok az oluşu gibi avantajlarına karşılık
- Yüksek yatırım maliyetleri ve çok uzun geri ödeme süreleri
- Kesikli ve değişken karakterinin tek başına yeterli olmasını engellemesi
- Yoğunluğunun düşük olması nedeniyle geniş ve serbest alanlara ihtiyaç göstermesi bugün için güneş enerjisinin yaygın olarak kullanılmasını engellenmekte ise de fosil yakıt fiyatlarındaki artışa bağlı olarak, güneş enerjili sistemlerin sayısı her geçen gün artmaktadır.

Türkiye coğrafi konumu itibariyle güneş kuşağı içerisinde yer almakta olup, güneş enerjisinden yaralanma potansiyeli, Doğu Karadeniz Bölgesi dışında tüm bölgelerimiz için önemle ele alınması gereken bir büyüklüktedir. Güneş enerjisinden su ısıtma, konut ısıtma, pişirme, kurutma, soğutma gibi ısıl amaçlarla yararlanılabileceği gibi, güneş enerjisini elektrik enerjisine dönüştürmekte olanaklıdır.

Güneş, yeryüzünü milyarlarca yıldan beri ışık ve ısı ile beslemekte ve canlıların yaşamalarına olanak sağlamaktadır. Dünyanın var oluşundan beri güneşin ısısından yararlanmaktayız.

Bugün, doğanın milyonlarca sene boyunca topladığı bir yakıt stokuna sahibiz. Bu kaynakların idareli olarak kullanılması için ısı tekniği sektörü tarafından tutarlı adımlar atılmıştır. Bu çalışmaların en önemlilerinden biri, kolektör ile güneş enerjisinden direkt olarak yararlanmaktır.

Yüksek kaliteli kolektörler ve bunlara uyumlu bir sistem tekniği kullanarak güneş enerjisinden ekonomik olarak yararlanmak, bugün için artık bir hayal değil, günlük kullanımda kendini ispatlamış bir gerçektir.

Ülkemizde güneş teknolojisindeki deneyim, bilgi birikimi ve kısa vadede ulaşılması beklenen teknoloji düzeyi göz önüne alındığında, güneş enerjisinin enerji üretimimize önemli katkılarda bulunması beklenmektedir.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Vakum tüplü güneş kolektörleri günümüzde halen çalışmaları süren yeni bir teknolojidir. Bu konuyla ilgili yapılan çalışmalar aşağıda sıralanmıştır.

Taktakoğlu ve Oğulata (1996), yaptıkları çalışmada vakum tüplü güneş kolektörlerinde verim ifadesini incelemişler, sonuç olarak verim değerlerinin ortam sıcaklığı ve rüzgar hızı gibi çevre şartlarından pek fazla etkilenmediğini ancak vakum basıncı ile kolektör uzunluğu, genişliği, kalınlığı gibi boyut parametrelerine bağlı olarak değiştiğini belirtmişlerdir.

Zhıqıang ve Changzhı (1999), yaptıkları çalışmada tüm cam yüzeyler için ayrılmış Al-N / Al elementlerinin vakum borulu kolektörlerde emilmesini incelenmiştir.

Roberts (1978), yaptığı çalışmada vakum tüplü güneş kolektörlerinin sıcaklık kaybı karakteristiklerini incelemiştir.

Huang ve arkadaşları (2001), yaptıkları çalışmada üç farklı tip kolektör – konvansiyonel tip düzlem, yüksek verimli düzlem ve vakum tüplü kolektör kullanılarak simüle edilen bir solar enjektör soğutma sisteminin performansını incelemişlerdir. Doğru bir üretim sıcaklığı seçimi ile optimum bir COP değeri elde edilebildiğini göstermişlerdir. Optimum üretim sıcaklığında işletilen, tek camlı güneş kolektör kullanan seçici yüzeyli ve yalıtım tabakasıyla iyileştirilmiş bir soğutma sistemi en ekonomik soğutma sistemidir.

Yattara ve arkadaşları (2003) yaptıkları çalışmada, standart tek etkili ve standart çift etkili absorpsiyon makinelerini belli bir çıkış sıcaklığı için ve aynı kolektör modeli için karşılaştırmışlardır. Kolektör verimindeki belirgin artıştan dolayı %2,5 ten %18'e kadar değişen oranda geri dönüşümsüz enerji kurtarılabilmektedir. 20 yıllık ekonomi analizinde kazanılan enerjinin meydana getirdiği kazanç, kullanılan kolektör yüzey alanından dolayı harcanan masraftan fazla olduğunu tespit etmişlerdir. Kullanılan su

sıcaklığının 100ºC' den büyük olduğu durumlarda vakum tüplü kolektörlerin karlı olduğunu vurgulamışlardır.

Kalogirou (2004), yaptığı çalışmada çeşitli tipteki güneş kolektörlerini incelemiştir. Çevre problemlerinin mevcut enerji kaynaklarından ortaya çıktığını ve geri dönüşümlü enerjinin önemini vurgulamıştır. Düzlem-bileşik parabolik-vakum tüplü-parabolik sıralamasıyla güneş kolektörlerinin tarihsel gelişimine yer vermiştir. Bunu takiben, kolektörlerin optik, termal ve termodinamik analizleri ile performanslarını değerlendirmek için kullanılan metotlara değinmiştir. Uygulama alanındaki genişliği sergilemek için değişik tipteki kolektörlerin tipik bazı uygulamaları gösterilmiştir. Esas olarak, mümkün olan her yerde bu sistemlerin kullanılması gerektiğini vurgulamıştır.

Atmaca (2002), yaptığı yüksek lisans çalışmasında güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu soğutma sistemini simüle etmiştir. Belli bir soğutma yükü için sistemin boyutlarını ve performans değerlerini bulmuş ve bu sistemde güneş enerjisinin kullanılabileceğini göstermiştir.

Yiğit ve Atmaca (2002), yaptığı çalışmada , LiBr-su akışkan çifti ile çalışan tek kademeli güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu soğutma sistemi simüle edilmiştir. Yapılan programla bu sistem ile güneş enerjisi kullanılabilirliği araştırılmış ve kolektör tipi ile depo hacminin değişimi ile güneşten yararlanma oranı FNP'nin değişimi elde edilen grafikler ile incelenmiştir.

Bu çalışmada Antalya ili için izafi güneşlenme süresi (t/to), enlem açısı (e), deniz seviyesinden yükseklik (Z) değerleri baz alınarak vakum tüplü güneş kolektörlerinin gün içinde belirli saatlerde verim değerleri tespit edilmiş ve diğer tip güneş kolektörleri ile karşılaştırılmıştır. Bu kolektörlerin LiBr / H_2O ile çalışan tek kademeli absorbsiyonlu soğutma sisteminde kullanılabilirliği araştırılmıştır.

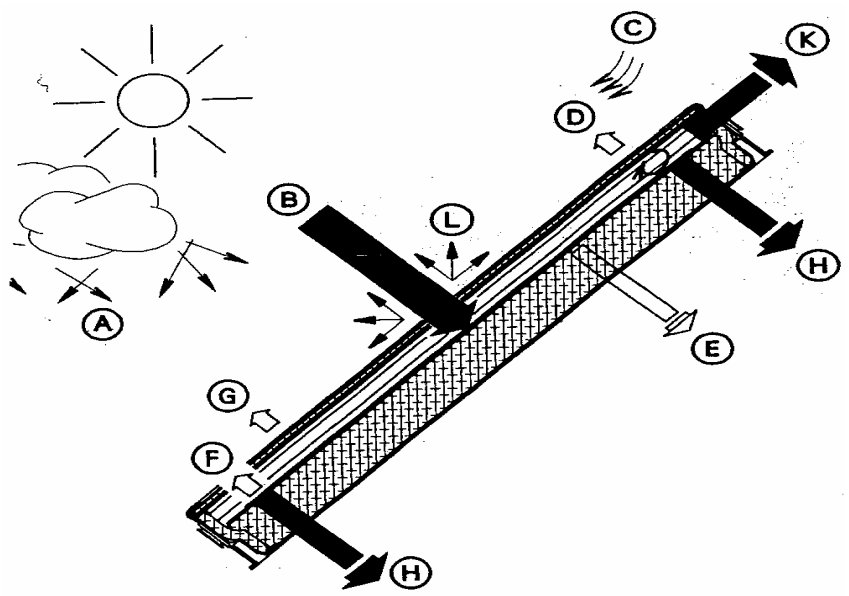
3 . MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. Giriş

Bu çalışmada belli bir bölgede günlük ve anlık tüm güneş ışınım hesaplanabilmektedir. Çalışmada 1'er saatlik çalışma periyotları seçilmiştir. Sabah saat 10.00 ile akşam saat 18.00 arasında 1'er saatlik arayla belli bir kolektör yüzeyine düşen faydalı enerji miktarı, FNP (güneşten yararlanma oranı) gibi birçok parametre değerleri incelenmiştir. Bu değişimler diyagramlar halinde verilerek gerekli yorumlar yapılmıştır. Bu kısımda ilk önce güneş ışınlarından, güneş kolektörlerinden ve çeşitlerinden bahsedilmiş, son olarak da güneş enerjili sistemin modellenmesine değinilmiştir. Sistemin modellenmesi için gerekli olan algoritmalar verilmiştir.

3.1.1. Güneş ışınları

Güneş ışınları her yöne düzgün bir şekilde dağılan bir enerji akımıdır. Bu ışınlardan dünya atmosferinin üst tabakasında 1,353 kW/m^2 'lik bir ışınım gücü sürekli olarak düşer. Bu değer güneş sabiti olarak tanımlanmaktadır.



Şekil 3.1. Güneş Işınları [Viessmann Kataloğu]

A- Gökyüzündeki difüz ışınım
B- Direkt güneş ışınımı
C- Rüzgar, yağmur, kar, konveksiyon
D- Konveksiyon (taşınım) kayıpları
E- Kondüksiyon (iletim) kayıpları
F- Absorberin ısıl radyasyonu
G- Cam kapağın ısıl radyasyonu
H- Kolektörün faydalı gücü
K- Konveksiyon (taşınım)
L- Refleksiyon (yansıma)

Toplam Işınım

Güneş ışınları atmosferi geçerken, toz partikülleri ve gaz moleküller tarafından yansıtılır, saptırılır ve absorbe edilir. Bu da ışınların zayıflamasına neden olur. Güneş ışınlarının, atmosferi hiçbir engel olmadan geçen ve direkt olarak yeryüzüne düşen bileşeni **direkt ışınım** olarak tanımlanır.

Güneş ışınlarının, toz partikülleri ve gaz molekülleri tarafından yansıtılan veya absorbe edilip yeniden aksettirilen ve yönsüz olarak yeryüzüne ulaşan bölümü ise **difuz ışınım** olarak tanımlanır.

Yeryüzüne düşen ışınım **Toplam Işınım =** direkt ışınım + difuz ışınım olarak tanımlanır.

Bizim içinde bulunduğumuz enlemlerde toplam ışınım, optimum şartlar altında (bulutsuz, açık havada, öğlen saatlerinde) maksimum 1000W/m^2 ' ye ulaşmaktadır.
Güneş kolektörleri ile, kolektör tipine bağlı olarak toplam ışınımın %75 'e kadar olan bölümünden yararlanılabilinir. (Viessmann kataloğu)

3.2. Güneş Kolektörleri

Güneş kolektörleri, güneş radyasyonunu alıp bir akışkan (sıvı yada hava) bünyesine geçiren birer ısı değiştirici (eşanjör)'dirler. Dört grupta sınıflandırılırlar. Birinci grup düz yüzeyli kolektörler olup güneş ışığını odaklamazlar. Genellikle sabit olarak çalışırlar ve akışkan sıcaklıkları 95°C' nin altındadır.

İkinci grup odaklamalı kolektörlerdir. Güneş ışınlarını sürekli olarak bir odak noktasına toplarlar. Sadece direkt radyasyondan faydalanırlar. Yüksek sıcaklık temin edebilirler. Bunların arasında hem düz yüzeyli hem de odaklamalı kolektörlerin özelliklerini taşıyan kolektörler üçüncü grubu oluştururlar. Bir diğer grup ise vakum tüplü güneş kolektörleridir. Odaklamalı kolektörler kadar yüksek sıcaklık sağlayamazlar. Ancak sıcaklık yine de bir hayli yüksektir. Her grubun uygulama alanları farklıdır. Isıtma ve soğutma uygulamalarında düz yüzeyli kolektörler yaygın olarak kullanılırlar.
Kolektörlerden aşağıdaki özellikler beklenir :

1- Yüksek verimlilik
2- Uzun ömür
3- Ucuz fiyat, kolay montaj

Bir kolektörün verimliliği topladığı kullanılabilir enerji miktarının üzerine düşen enerji miktarına oranı olarak tanımlanır. Tanıma göre verim;

$$\text{verim} = \frac{\text{kolektörün topladığı kullanılabilir enerji miktarı}}{\text{kolektör üzerine düşen enerji miktarı}}$$

Verimli bir kolektör aşağıdaki özelliklere sahip olmalıdır.

1- Üzerine düşen güneş enerjisini miktarının çoğunu absorbe edebilmelidir.
2- Kolektörlerden çevreye olan ısı kayıpları en az düzeyde olmalıdır.
3- Absorbe ettiği enerjiyi içindeki ısı taşıyıcı akışkana yüksek bir verimlilikle geçirebilmelidir.

Kolektörlerin uzun ömürlü olabilmeleri için

1- Çok soğuk iklim şartlarına dayanabilmeleri
2- Günlük sıcaklık değişimlerinde olabilecek iç ısıl gerilmelerden zarar görmemeleri
3- Güneş radyasyonundaki sürekli morötesi ışın bombardımanından etkilenmemeleri
4- İçlerindeki ısı taşıyıcı akışkan ve diğer kaynaklardan oluşabilecek korozyona karşı dayanıklı olmaları gerekir.

Fiyatlarının ucuz, montajlarının kolay olması için ;

1- Yerli malzeme ve teknoloji ihtiva etmeleri ,
2- Dayanıklı ve hafif olmaları,
3- Birbirlerine eklenmeleri ve bağlantılarının kolay olması,
4- En az temizlik ve tamir ihtiyacı gerektirmeleri,
5- Aşırı şartlarda güvenli olmaları (içlerindeki ısı taşıyıcı akışkanın donmaması yada kaynamaması) gerekir.

3.3. Düz Yüzeyli Kolektörler

Düz yüzeyli kolektörlerde ısı taşıyıcı akışkan olarak hava ve sıvı kullanılabilir. Isı taşıyıcı akışkana göre isimlendirilirlerse, düz yüzeyli kolektörler, hava ve sıvılı tip olmak üzere iki grupta incelenebilirler. Bir fırının kazandan daha iyi ısı kaynağı

olduğunu söylemek ne kadar anlamsız ise, havalı kolektörün sıvılı kolektörden daha iyi olduğunu söylemekte aynıdır.

Her iki tip kolektör değişik bir teknoloji ve kullanma amacı gerektirir. Havalı kolektörlerin konutların ve küçük ticari binaların ısıtılmasında ve kurutma işlemlerinde kullanılmaları artarken, sıvılı kolektörler de büyük binaların ısıtılmasında, endüstriyel ısıtma işlemlerinde ve güneşli soğutmada kullanılmaktadır.

Sıvılı kolektörler daha fazla enerji toplar ve daha verimli olur. Buna sebep, havalı kolektörlerin saha fazla ısı kaybetmesidir. Havalı kolektörün emici plakasının sıcaklığı daha yüksek olacağından çevreye olan ısı kaybı da artar. Suyun ısı taşımadaki verimliliği daha yüksek olduğundan, sıvılı kolektörlerde emici plakanın sıcaklığı, içindeki ısı taşıyıcı akışkandan sadece birkaç derece yüksektir. Hava iyi bir ısı taşıyıcı değildir. Bu nedenle hava kolektörlerinin emici plaka sıcaklığı, içlerinde dolaşan hava sıcaklığından 15°C daha fazla olabilmektedir. Emici plakanın sıcak olması daha fazla ıs kaybına neden olmakta ve dolayısıyla verim düşmektedir.

Sıvı ve hava kolektörlerinin karşılaştırılmalarında başka değişkenler de vardır. Güneşli ısıtma sistemlerinde akışkan giriş sıcaklığı sürekli aynı değerde olmayacaktır. Hava kolektörlerinde hava giriş sıcaklığı 15-30° C olabilir. Isı taşıyıcı akışkan olarak su kullanılıyorsa kolektöre su giriş sıcaklığı 45-55° C yada daha fazladır. Diğer faktörlerde farklı olacaktır. Belirli şartlarda sıvı kolektörleri daha verimli olabildikleri halde, havalı kolektörler konut ısıtmasında daha kullanışlı olmaktadır. Sonuç olarak hava ve sıvı kolektörlerinin direkt karşılaştırılmaları yanlış değerlendirmeye neden olabilir.

3.3.1. Seçiçi Yüzeyli Kolektörler

Seçici yüzeyler, emici plaka üzerini, elektroliz yada vakumla kaplanmasıyla elde edilir. Görünür güneş ışınlarını iyi absorbe eden birçok yüzey, aynı zamanda iyi bir ısı neşredicidir. Bazı yüzeylerin emiciliği ve ısı radyasyonu yayıcılığı aynı oranlarda ve %95' e yakın olabilir. Yüzeyin belirli kombinasyonları güneş radyasyonunu çok iyi absorbe ettiği halde çok daha düşük oranda ısı neşreder. Bu yüzeyler seçici yüzey olarak isimlendirilir. Bu, özellikle yüksek sıcaklıktaki emici plaka yüzeyinde önem kazanır.

Seçici yüzeyler, sıcaklık yükselmesinde bile daha az radyasyon yayarlar. Bu kolektör verimliliğini yükseltir. Bir güneş kolektörünün çalışma sıcaklığı yüksek yada düşük olabilir. Bu, ısıtıcı akışkanın kolektördeki sirkülasyon hızına bağlıdır. Akışkan yavaş sirküle ediyorsa daha yüksek sıcaklıkta, hızlı sirküle ediyorsa düşük sıcaklıktadır. Yüksek sıcaklıktaki emici plakanın kaybettiği ısı miktarı fazla olacağından verimi düşüktür.

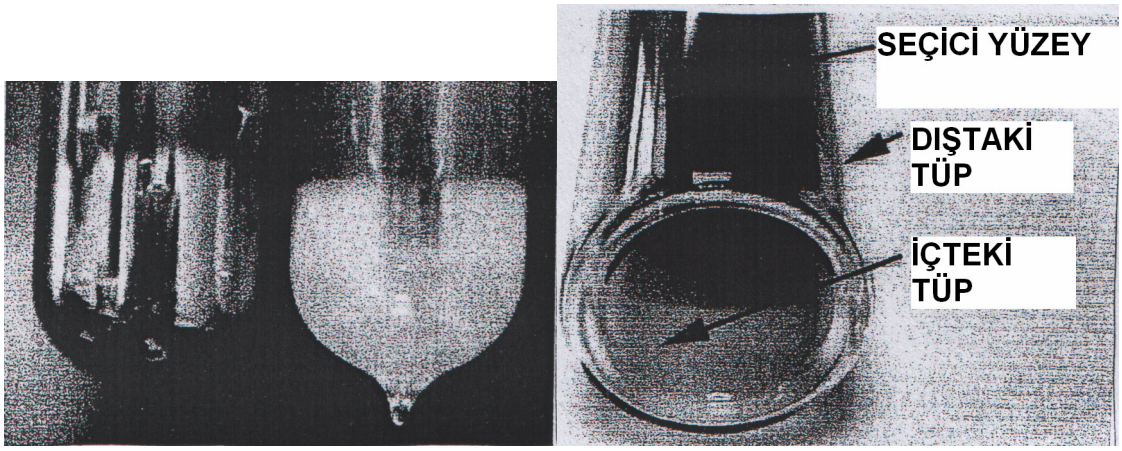
Pratik bir seçici yüzey parlak metal zemini, çok ince siyah metalik oksit tabakası ile kaplamakla elde edilir. Siyah oksit kaplama güneş ışınlarını yaklaşık %95 oranında absorbe eder. Absorbe edilerek alttaki parlak metale geçen ısıyı parlak metal tekrar geriye yansıtmaz.

Seçici yüzeyde;

a) Siyah cisim çok iyi ısı neşredicidir. (kızıl ötesi ışın yayıcı)
b) Parlak, yansıtıcı metal ve cisimler siyah cisimle karşılaştırıldıklarında, iyi bir ısı neşredici değillerdir.
c) Parlak metal üzerine, ince metal oksit kaplama görünür ışınları emer kızılötesi ışınları yayar.
d) Görünür ışınları emerken ısı neşretme özellikleri zayıftır.

3.4. Vakum Tüplü Güneş Kolektörleri

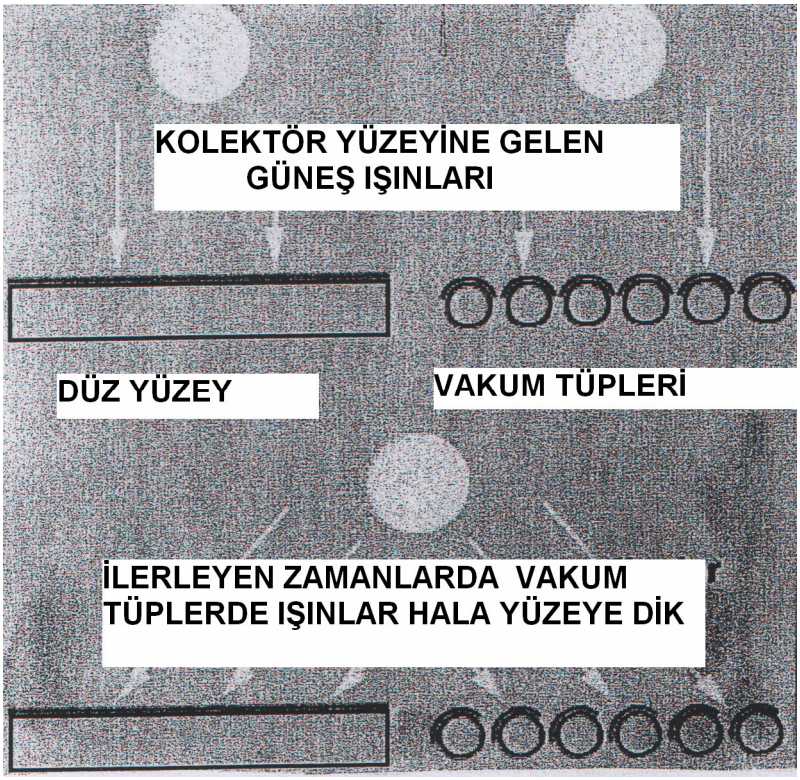
Cam vakum tüpleri vakumlu güneş kolektörlerinin en önemli elemanıdır. Şekil 3.2' den görüldüğü üzere her bir vakum tüpü iki cam tüpten oluşmaktadır. Dış tüp çok güçlü borosilikat saydam bir camdan yapılır.



Şekil 3.2. Vakum tüplü güneş kolektörü [2002 Focus Ltd.]

25 mm iç çapında yapılması borunun dış etkilerden korunmasını sağlar. İç tüpte aynı zamanda Borosilikat camdan yapılır. Fakat özel bir kaplama malzemesiyle kaplanır (Al-N/Al).Bu malzeme mükemmel ısı absorpsiyon ve minimum ısıl yansıtma özelliğine sahiptir. Hava bu iki cam arasındaki boşluktan vakumla alınmıştır ki; bu da ısı kayıplarını önlemek için yapılır.

İki cam tabaka arasındaki boşluğun sürekli olabilmesi için Baryum gazı kullanılır (aynı televizyon tüplerinde olduğu gibi). Üretim sırasında, bu tabaka yüksek sıcaklıklar açığa çıkarır bu da vakumlu tüpün alt kısmının saf Ba tabakasıyla kaplanmasına neden olur. Baryum aktif olarak işlem sırasında CO, CO_2, NO_2, N, O_2, H_2O ve H_2 dış gazlarıyla emilir bu da vakum sürekliliği içindir. Ayrıca baryum tabakası aynı zamanda net bir vakum durumu göstergeci sağlamaktadır.



Şekil 3.3. Vakum tüplü güneş kolektörlerine gelen güneş ışınları [2002 Focus Ltd.]

Şekil 3.3.'den de görüldüğü gibi vakum tüplü kolektörlerde ışın devamlı yüzeye dik konumda gelmektedir.

Vakum kaybolursa gümüş renkteki baryum tabakası beyaza dönecektir. Ve bu da işlemin doğru olarak yapılıp yapılmadığını tespit etmemizi kolaylaştıracaktır.

Diğer kolektörlerde olmayan bir özellik olarak vakumlu kolektörler bulutlu havalarda mükemmel sonuç elde etmemizi sağlar. Çünkü tüpler bulutların arasında geçen kızılötesi ışınları da emme özelliğine sahiptir. Rüzgarlı ve soğuk havalarda, normal apartman tipi kolektörlerle karşılaştırıldığında tüpün fonksiyonları daha az etkilenir.

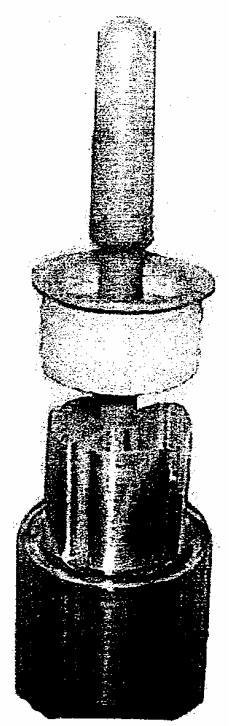
Cam vakumlu tüpler sizin bulunduğunuz yörenin konumuna göre değişen açılarla paralel olarak yerleştirilir. Kuzey-güney yöneliminde tüpler bütün gün güneş

ısısını aldığından dolayı sabit olarak yerleştirilir. Doğu – batı doğrultusunda yerleştirilmiş tüpler bütün yıl boyunca ışınımı emebilirler.

Cam vakumlu tüpler düz kolektörlerle karşılaştırıldığında tüpün şekli birkaç sebepten dolayı üstün özellik sağlar. Tüp dairesel olduğu için güneş ışınları yüzeye her zaman doğru açıyla gelir yani minimum yansıma vardır. Eğer kolektör yüzeyi düzse ışınım gün ortasında maksimum düzeye ulaşır. Çünkü güneş ışınları dik olarak gelmektedir. Sabahları ve öğleden sonraları ise güneş ışınları yüzeye açılı olarak geldiğinden dolayı kolektörler ışınımının bir kısmını kaybederler.

3.4.1. İnorganik Vakumlu Isıl Boru Tüp Sistemleri

İnorganik vakumlu tüp, yukarıda vakumlu tüplerin tanımlandığı gibi camdan oluşmuştur. Şekil 3.4'den görüldüğü üzere ek olarak bakır bir boru tüpün içerisine yerleştirilmiştir. Bakır boru ısının suya nakledilmesini sağlar.



Şekil 3.4. Cam vakum tüp, bakır boru ve ısı transfer kanatlarına sahip alüminyum

[2002 Focus Ltd.]

Isıl boru cam tüpün içerisine basitçe yerleştirilmiştir. Ve iki alüminyum kanat arasında sıkıştırılmıştır. Tüm kanatlarda olduğu gibi alüminyumun kalıplanma şekli ısıl boru ile cam tüpün arasındaki temas yüzeyinin maksimum olmasını sağlamaktadır.

Manifolddan ısı transferi çok basit bir yolla olmaktadır. Bakır borunun içi boştur ve patentli inorganik zehirsiz ısı transfer sıvısıyla doludur. Sıcaklık 25 -30°C' de olsa bile sıvının buharlaşabilmesi için boru merkezi boşaltılmıştır.

Manifolda doğru akan suya, ısı transferinin olduğu yerde ısıtılan buhar kondenser sıcaklığına yükselir. Isı kaybı bir döngü içerisinde akışkanın geri hareketinden ve kondensere olan hareketinden kaynaklanmaktadır. Isıl borularda inorganik ısı transfer maddeleri kullanılır ki bunlar transfer verimini 30000 kat arttırmaktadır.

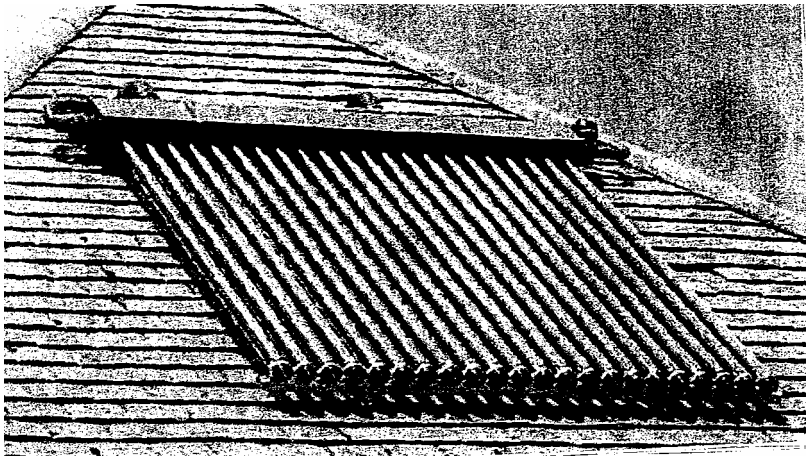
İnorganik ısıl boruları kullanarak cam vakumlu tüpten suya etkin bir transfer sağlanabilir. Isıl borular birçok geniş alanda kullanılır. Uzun süreli etkin performans sağlanır.

İnorganik ısı transfer bileşimleri kullanılır. Bu bileşik zehirsiz, gözler ve cilt için de zararsız olan bir bileşiktir. Böyle olsa bile normal kullanım sırasında bu, ısıl boru dıştaki boruya doğru olan sıvı döngüsüyle direk temasta bulunmaz.

İnorganik ısıl boru 4.10^{-6} pascal mertebesinde bir vakuma sahiptir. Bu basınç ısı transfer bileşimini 25-30°C gibi düşük sıcaklıklarda emilmesine izin verir.

Kullanılan her ısıl boru istisnasız transfer performansı ve ısıl dayanım kalitesi açısından kullanım kabulünden önce test edilir.

Vakum tüplü kolektörler, görünümün önemli olduğu yerlerde kullanım için uygundurlar. Kolay montaj, estetik görünüş, %100 yeniden kullanılabilirlik ve geniş aralıkta renk seçeneklerine sahiptirler.



Şekil 3.5. Vakum tüplü kolektörlerin montaj şekli [2002 Focus Ltd.]

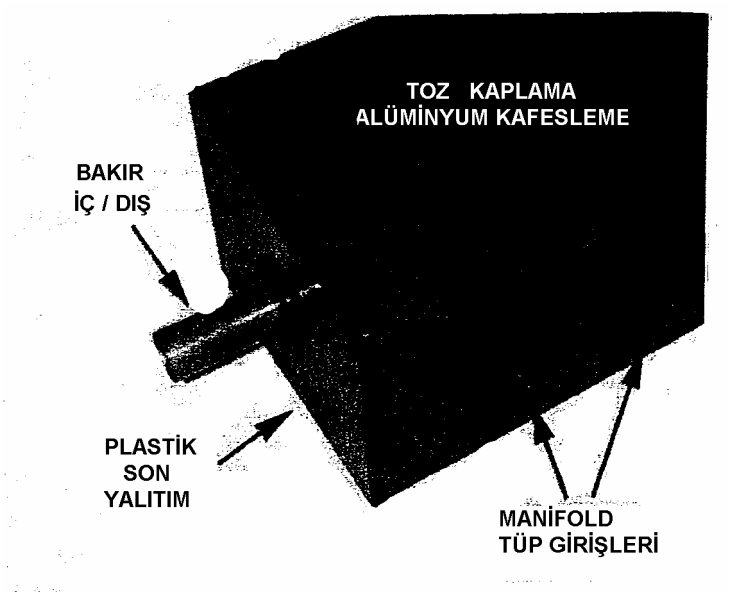
Şekil 3.5.'de gösterildiği gibi vakum tüplü kolektörler hem tek ünitelerin montajı hem de geniş aralıktaki kolektör montajları için uygundurlar.

Ana özellikler aşağıda sıralanmıştır:

- Yüksek kalitede, toz alüminyum kaplama veya paslanmaz çelik örtü
- 47*1500 mm cam, cam vakumlu tüp yüksek performanslı zehirsiz ısıl borular
- Çevreyle dost, yanmaz sıkıştırılmış taş yünü yalıtım
- Paslanmaz çelik, ayarlanabilir genişlikte çerçeve
- Isı sensör girişi

MANİFOLD KAPLAMA

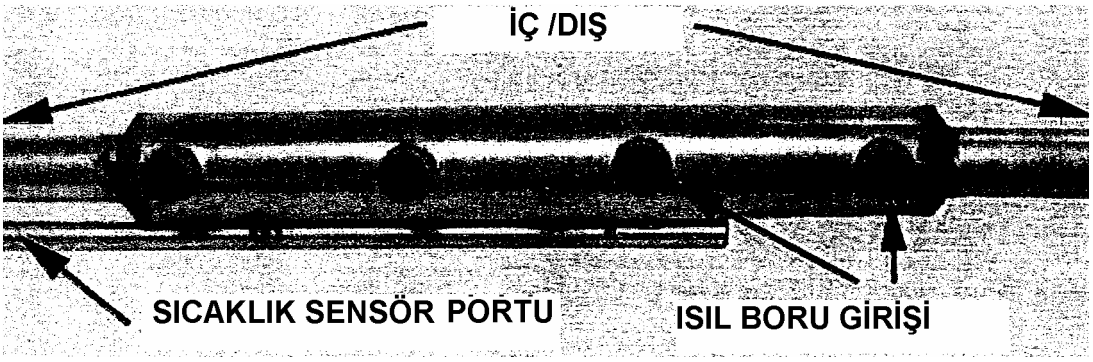
Kolektör manifold kaplama 304 paslanmaz çelik veya son alüminyum toz kaplama ile yapılabilir. Manifoldun bitişi yüksek kalite UV rezistansı ile yalıtılmıştır. Bakırın 22 mm çıkıntısı vardır. Standart metrik boyutlara sabitlemek için bakır, bakır çinko alaşım ile sıkıştırılır.



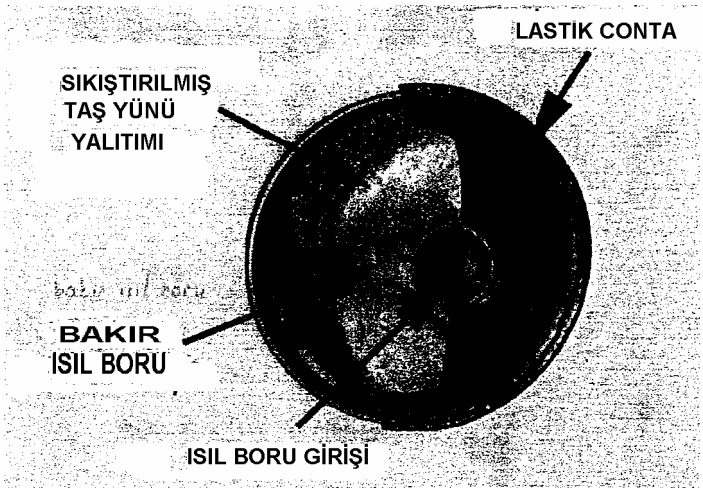
Şekil 3.6. Manifold Kaplama [2002 Focus Ltd.]

MANİFOLD ÖZELLİKLERİ

- 0,8 mm ince alüminyum veya paslanmaz çelik kaplama
- 4.2 mm sıkıştırılmış taş yünü yalıtkan min. kalınlık 50mm



Şekil 3.7. Manifold boruları [2002 Focus Ltd.]



Şekil 3.8. Isıl boru modeli [2002 Focus Ltd.]

Şekil 3.8.' de cam vakumlu tüpten kolektör manifolduna ısı transferi için yüksek kalitede ısıl boru gösterilmiştir.

Isıl boru ile manifold arasındaki bağlantı optimum ısı transferi sağlamak için kritik bir öneme sahiptir.

Kauçuk keçe birçok özellik sunmaktadır :

1- Manifold keçeleri (taş yününü) nemden korur.
2- Vakumlu tüpe biraz hareket imkanı sağlar ki bu tüpün sıcakta genişlemesi ve soğukta kısalması durumu için gereklidir. Ve aynı zamanda çatı hareketleri sırasında şiddetli rüzgar ve deprem gibi durumlardaki çatı hareketlerinde de buna ihtiyaç vardır.

TAŞ YÜNÜ YALITIM

Enjekte edilmiş poliüretan kullanılan bazı güneş kolektörlerinin aksine biz bir dolgu malzemesi olarak taş yününü kullanmayı tercih ettik.Çünkü; taş yünü çevreye dost bir malzemedir. Üretim prosesinde düşük oranda metal kullanıldığı için geri dönüşüm kolaydır.

1- Taş yünü yüksek sıcaklıklara dayanabilir. Poliüretanın yok olduğu yüksek sıcaklıklarda bile taş yünü dayanır.
2- Taş yünü ucuzdur, hafiftir, kolay temizlenebilir ve montaj sırasında kolaylıkla kullanılabilir.
3- Taş yününün manifold boşluğunu kaplaması çok kolay değildir. Taş yünü bir kalıbın içerisine sıkıştırılır ki bu kalıbın şekli giriş borusu ve vakumlu tüp girişine uymaktadır. Bu durum mükemmel yalıtım özelliklerinin elde edilmesini sağlar. Minimum taş yünü kalınlığı ise 50mm' dir.

KOLEKTÖR ÇERÇEVESİ

Birçok farklı tipte çatı malzemesi vardır. Bunun da ötesinde güneş kolektörleri her zaman açılı yüzeylere monte edilmezler. Bunun için çerçeve özel uygulamalara ihtiyaç duyar. Vakum tüplü kolektörler paslanmaz çelik çerçeveden yapılırlar. Bu çerçeve kolay ve hızlı monte edilebilir şekilde tasarlanmıştır. Ayrıca herhangi bir çatı

malzemesine uygun esneklikte yapı sağlanmaktadır. Çerçeve genişliği çatının tipine, çatı malzemesine göre belirlenmelidir.

Bir kere manifold portuna sokulunca her bir tüp paslanmaz çelikten yapılmış bağlantı elemanıyla tutturulur. Bu elemanı çözmek kolaydır yani gerektiğinde geri sökülebilir veya yer değiştirilebilir.

Bir manifolda 2 (20 tüplü kolektör) ya da 3 (30 tüplü kolektör) bağlantı elemanı monte edilir. Her bir bağlantı elemanı 2 cıvataya ihtiyaç duyar.

Sonuçta çerçevenin montajı 5-10 dakikayı aşmaz.

İÇERİK- DETAYLAR

- Paslanmaz çelik çerçeve
- Alüminyum veya paslanmaz çelik manifold
- Bakır su akış tüpü
- Isı transferi için bakır boru
- Sıfırın altındaki sıcaklıklarda müdahale imkanı
- Kolay montaj

Çizelge 3.1. Vakum tüplü kolektörler ile ilgili teknik bilgiler

Uzunluk	1650mm	1650mm
Genişlik	1700mm	2550mm
Yükseklik	160mm	160mm
Brüt yüzey alanı	2.64m^2	3.82m^2
Net iç yüzey alanı	1.36m^2	2.045m^2
Standart basınç oranı	6kg/cm^2	6kg/cm^2

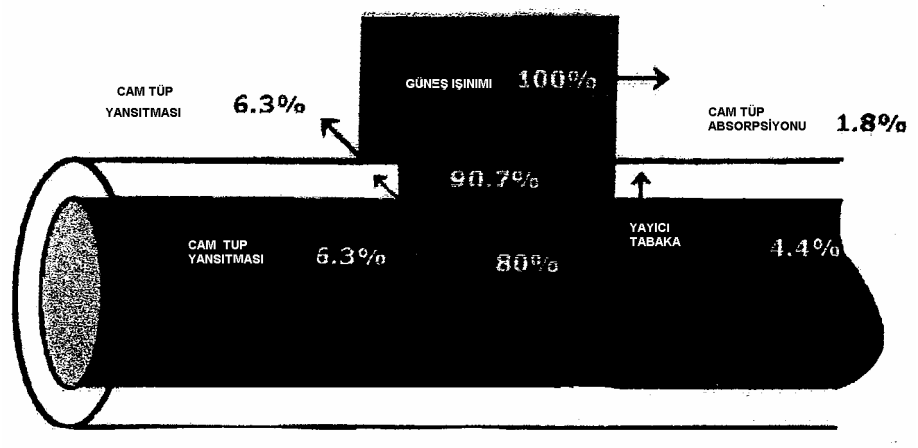
SU AKIŞ BORUSU

Su borusu manifoldun en önemli elemanıdır. Bu ısıl boru maksimum temas alanı sağlamak ve bağlantının sağlamlığından emin olmak amacıyla konik yapılır.

VAKUMLU TÜP

Çizelge 3.2. Örnek bir vakum tüple ilgili teknik bilgiler

Uzunluk	1500mm
İç tüp çapı	47mm
Dış tüp çapı	73mm
Cam kalınlığı	1.6mm
Isıl genleşme	$3.3*10^{-6}$°C
Malzeme	Borosilikat cam 3.3
Vakum	$P<5*10^{-3}$Pa
Maksimum mukavemet	0.8Mpa
Garanti süresi	5yıl



Şekil 3.9. Güneşin radyasyon ve absorbsiyon özellikleri [2002 Focus Ltd.]

ISIL BORU

Çizelge 3.3. Örnek bir ısıl boru ile ilgili teknik bilgiler

Isıl boru	Bakır
Absorber kanat	Alüminyum L*W*H=158*30*0.5(mm)
Isıl boru uzunluğu çapı	1500mm

ÖZELLİKLER

- Vakum tüplü güneş kolektörleri Türkiye'nin bütün bölgelerinde ve tüm zamanlarda kullanılabilir. Normal bulutlu havalarda da ısıtma kapasitesine sahiptir. Ancak çok bulutlu ve yağmurlu havalarda ilave ısıtıcı gerekir.
- Vakum tüplü kolektörler normal koşullarda hiçbir bakım gerektirmez. Tüpün şeklinden dolayı yağmur ve rüzgar tüpün temiz kalmasını sağlar.
- Vakum tüplü kolektörler seri olarak bağlandığında büyük çaplı ısıtmalarda kullanılabilir. Okul, hasta hane, otel, havuz gibi büyük çaplı sıcak su ihtiyacını karşılayabilir. Sistemin büyüklüğü için herhangi bir limit yoktur.
- Vakum tüplü kolektörlerde su dolaşımı için ilave bir güç kaynağına gerek yoktur. Tüplerin içinde ısınan su doğal olarak sıcak su tankının üstüne çıkacak ve sirkülasyon kendiliğinden sağlanmış olacaktır. Kolektör sistemi çatı gibi yüksek bir yere kurulacağından sıcak suyun kullanım alanına gelmesi de suyun kendi doğal basıncı ile sağlanmış olacaktır.

3.4.2. Vakum Tüplü Kolektörlerle Düzlemsel Güneş Kolektörlerinin Karşılaştırılması

Vakumlu güneş kolektörlerinin, yüksek sıcaklıklarda su elde edilmesi, az yer kaplaması, kolay monte edilmesi, mimari görünüme uygunluğu gibi avantajları yanında düzlemsel kolektörlere göre teknolojinin zorluğu ve yüksek ilk yatırım maliyeti yaygın olarak kullanılmasını engellemektedir.

Vakumlu kolektörlerde emniyetli arttıran en önemli etkenler vakum ve cam tüplerdir. Ayrıca kullanım sırasında kolektörlerde vakum kaybı olmakta ve yeniden vakumlamak ilave bir mali külfet getirmektedir. Uygulamadaki en önemli problem budur. Teknolojideki yeniliklerle vakum problemi çözüldüğünde düzlemsel kolektörlerin yerini alması beklenmektedir.

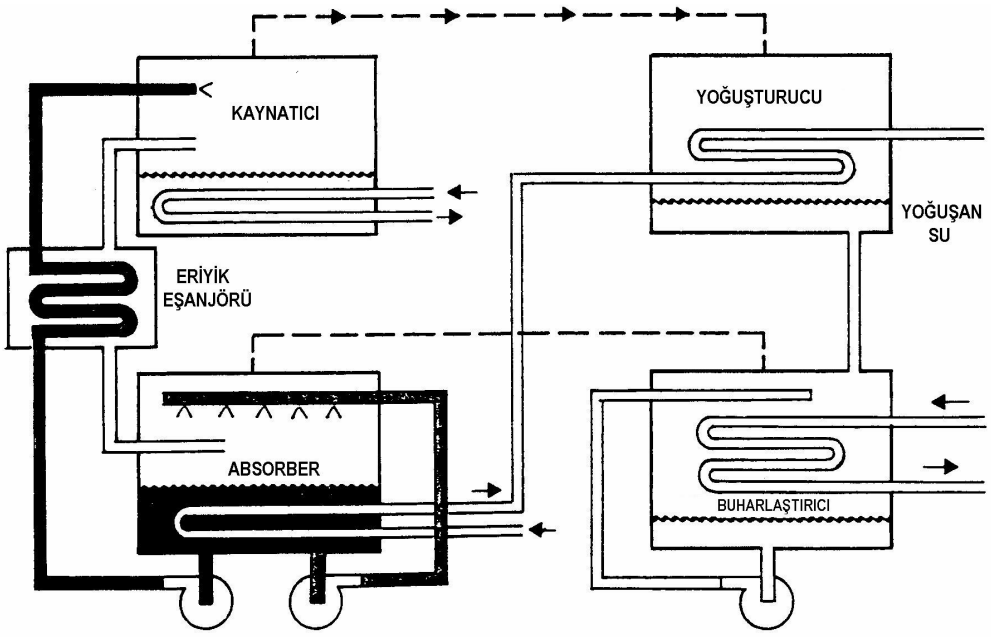
Vakumlu güneş kolektörlerinin verimi, eşit levha alanları söz konusu olduğunda klasik düzlemsel kolektörlerin veriminden iki ila beş kat daha yüksektir.

Tüplerin silindir şeklinde olmasından dolayı güneş günün çoğu zamanında tüp yüzeyine dik olarak gelmekte yansıma olayı azalmaktadır. Düz kolektörlerde sadece gün ortasında güneş ışınlarını dik alma şansı vardır. Vakum tüpleri içinde isminden de anlaşıldığı gibi vakum vardır. Bu nedenle tüpün içinde iletimle ve taşınımla kaybolan ısı minimuma indirilmiş olur. Ayrıca soğuk, yağmurlu, rüzgarlı havaların tüpün içindeki ısıyı alması vakum sayesinde önlenmiş olur.

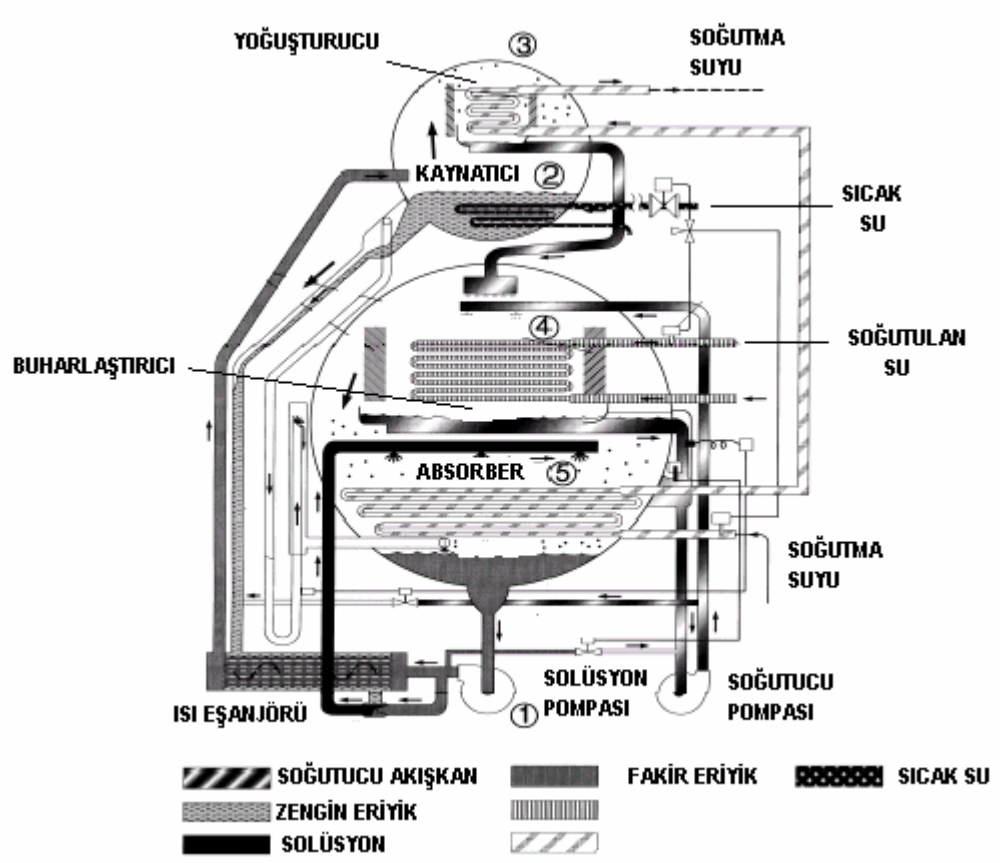
Vakum tüplü kolektörler sıfırın altındaki sıcaklıklarda (-20°C) kullanılır. Düz kolektörlere ilave antifiriz konulması gerekir. Ayrıca düz kolektörler ısı kaybı çok olacağından soğuk havalarda verimli çalışması mümkün değildir.

3.5. Tek Kademeli Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Tanıtılması

Absorpsiyonlu soğutma sisteminde iki farklı akışkan dolaşır. Bunlardan birisi soğutucu akışkandır. Bu akışkan buharlaştırıcıda buharlaşarak soğutma yükünün ortamdan çekilmesini sağlar. Diğer akışkan, yutucu (absorbent veya soğurucu) akışkandır. Bu akışkan çevrimin belirli bir kısmında soğutucu akışkanı taşır. Şekil 3.10. ve Şekil 3.10' dan görüleceği üzere, soğutma sistemini meydana getiren başlıca elemanlar kaynatıcı, yoğuşturucu, buharlaştırıcı, absorber ve eriyik eşanjörü (ekonomizör) olarak tanımlanır. Soğutucu akışkan, soğutma sisteminin her tarafında dolaşır. Yutucu akışkan ise sadece kaynatıcı, absorber ve eriyik eşanjörü arasında dolaşır.



Şekil 3.10. Tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemi akış diyagramı



Şekil 3.11. Tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemi şematik diyagramı (YORK – YIE Tek Kademeli Absorpsiyonlu Su Soğutma Sistemi)

a) Absorpsiyonlu soğutma sisteminde kullanılan bir çok soğutucu akışkan – absorbent çifti vardır.

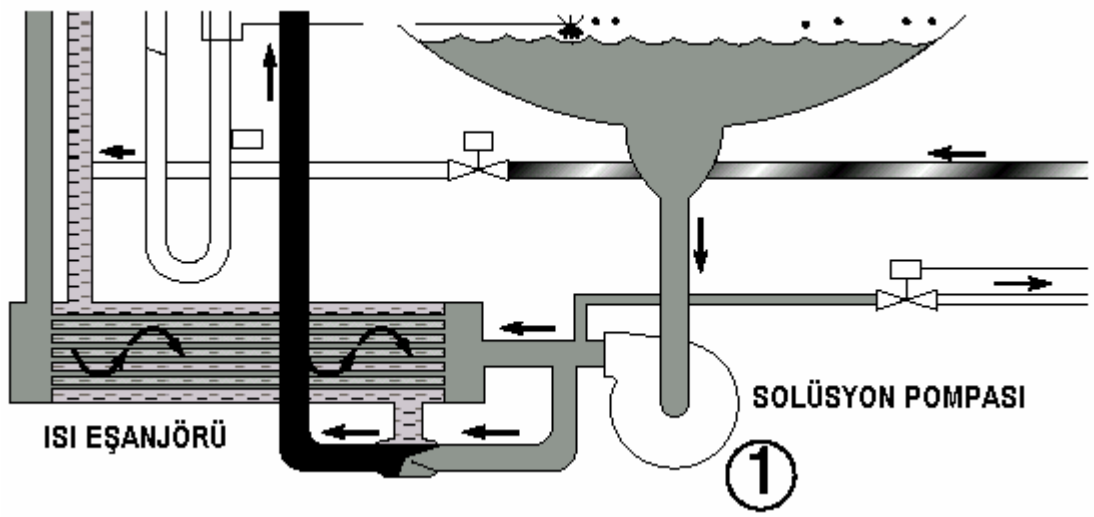
Absorpsiyonlu soğutma, buharlaşma sırasında ısıyı absorbe ederken, absorpsiyon işleminde ısı açığa çıkaran soğutucu çiftlerin kimyasal olarak birleşmesi esasına dayanır.

Absorpsiyonlu soğutma sisteminde soğutucu akışkan absorber içinde çözülebilmeli ve sistemdeki iki akışkanın çok farklı kaynama sıcaklıklarına sahip olması gerekmektedir. Günümüzde ticari olarak kullanılan iki ana sistem vardır. İlki özellikle iklimlendirme uygulamalarında kullanılan kullanılan LiBr – su çiftidir. Bu çiftin soğutma limiti yaklaşık olarak $4^{o}C$ dolaylarındadır. İkincisi amonyak – su çiftidir. Bu çift genelde $4^{o}C$' nin altında soğutma istenen uygulamalarda kullanılır. İstendiğinde $-50^{o}C$' ye kadar soğutma yapılabilmektedir.

Simülasyonunu yaptığımız sistemde, soğutucu akışkan – absorbent çifti olarak, yukarıdaki karşılaştırmada gördüğümüz avantajlarından dolayı, LiBr – Su çifti seçilmiştir.

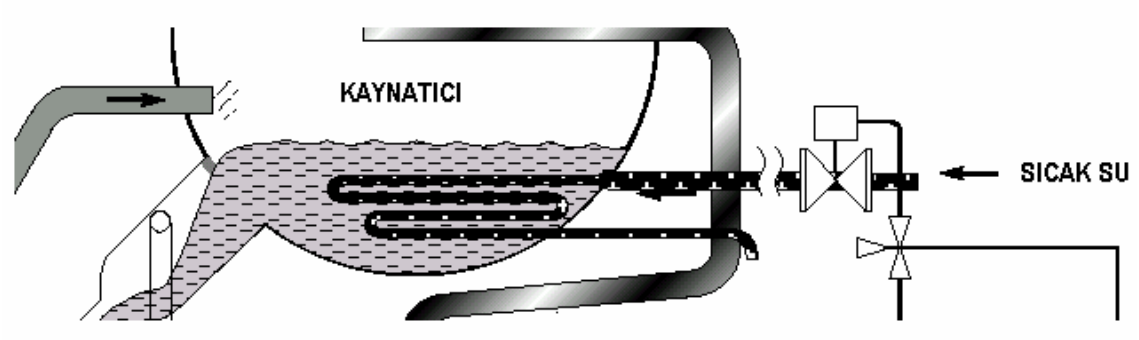
3.5.1. Lityum Bromür – Su Eriyiği Kullanan Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Çalışma Prensibi

Soğutucu akışkan olarak su, absorbent olarak da lityum bromür kullanılır. Soğutma, sıvının buharlaşması esnasında etrafından ısı absorbe etmesi prensibine dayanılarak yapılmaktadır. Sistemin çalışma prensibi, Şekil 3.11.' de verilen tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemi şematik diyagramında gösterilen her bir elemanın detaylı resimleri incelenerek aşağıda anlatılmıştır.



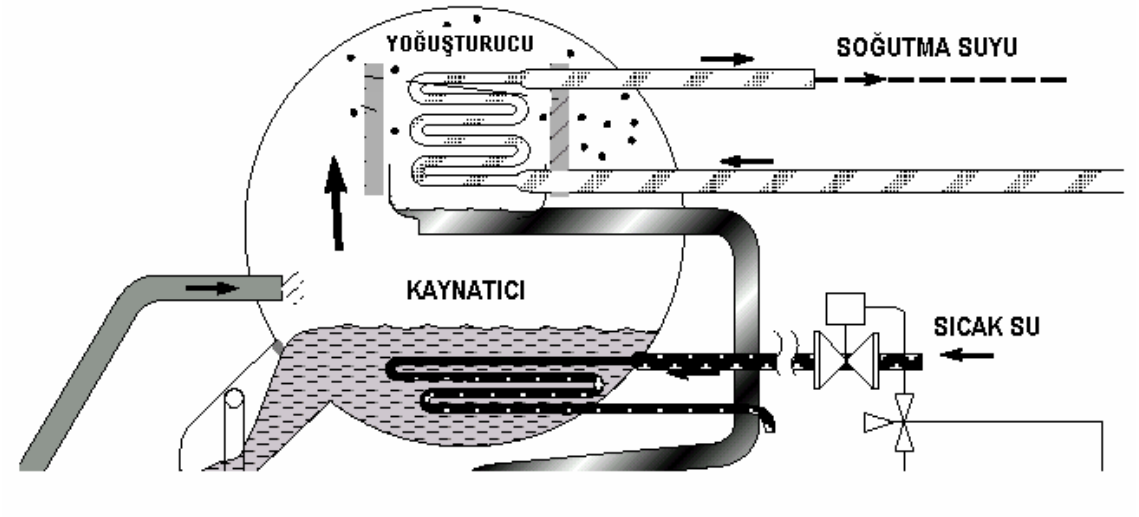
Şekil 3.12. Solüsyon pompası ve ısı eşanjörünün detaylı gösterimi (YORK – YIE Tek Kademeli Absorpsiyonlu Su Soğutma Sistemi)

Şekil 3.12.' de görüldüğü gibi, LiBr bakımından fakir eriyik absorber gövdesinin alt kısmında toplanmıştır. Buradan, bir eriyik pompası tarafından fakir eriyik, bir ön ısıtma için, gövde – boru tipli bir ısı değiştiricisinden geçirilir. Absorberden çıkıp bir pompa vasıtasıyla ısı değiştiricisinden geçerek ısınan LiBr bakımından fakir eriyik kaynatıcıya gelir.



Şekil 3.13. Kaynatıcının detaylı gösterimi (YORK – YIE Tek Kademeli Absorpsiyonlu Su Soğutma Sistemi)

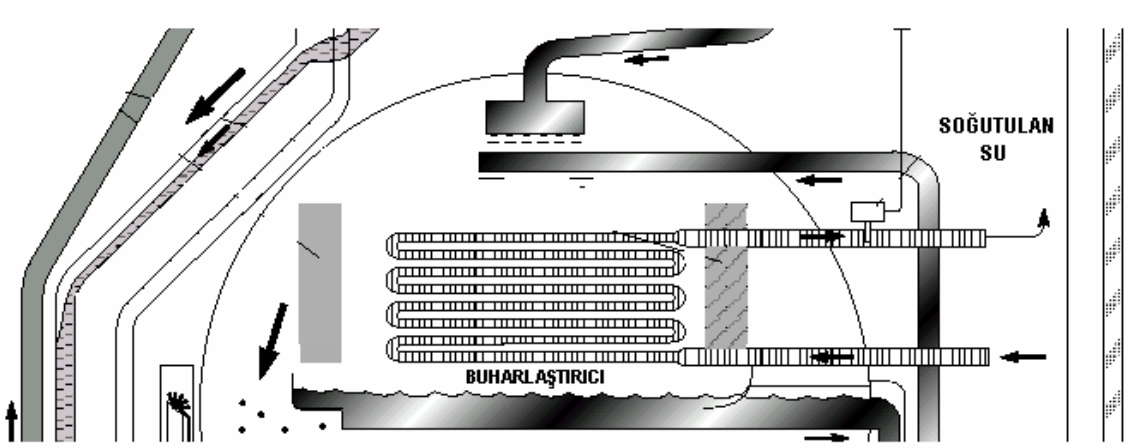
Şekil 3.13.' de detayı verilen kaynatıcıda, dışarıdan verilen ısıyla, soğutucu akışkan buharı buharlaşarak eriyikten ayrılır. Buharlaşarak kaynatıcıyı terkeden soğutucu buharı, yoğuşturucuya girer. Kaynatıcıda, içinden soğutucu buharının ayrılmasıyla LiBr bakımından zenginleşen eriyik (zengin eriyik), ısı değiştiricisinden geçip, fakir eriyiğe ısı verdikten sonra absorbere geri döner.



Şekil 3.14. Yoğuşturucunun detaylı gösterimi (YORK – YIE Tek Kademeli Absorpsiyonlu Su Soğutma Sistemi)

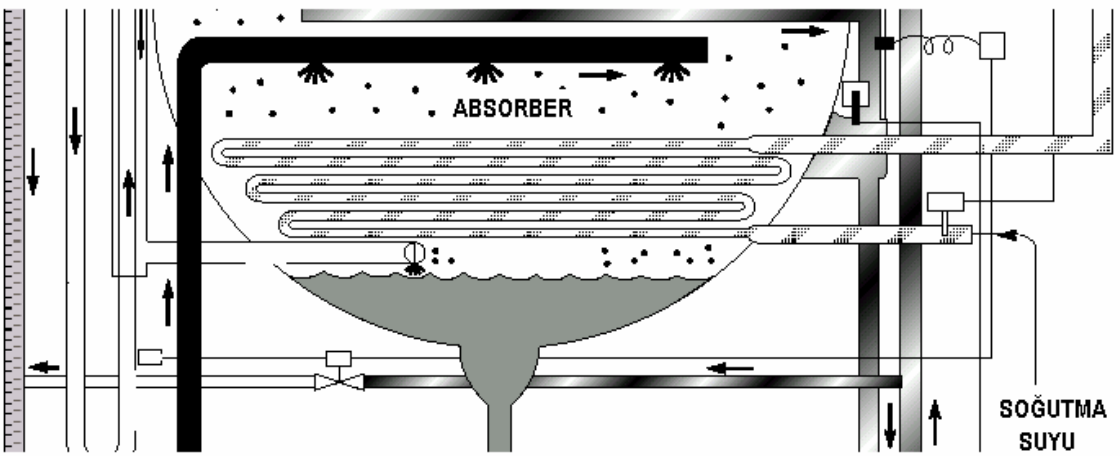
Kaynatıcıdan buharlaşarak Şekil 3.14.' de detaylı resmi görülen yoğuşturucuya giren soğutucu buharı burada yoğuşarak dışarıya ısı atar. Yoğuşma basıncı, izafi olarak buharlaşma basıncından büyüktür. Her iki basınç mutlak olarak atmosfer basıncının altındadır. Basınç kayıpları düşünülmezse, kaynatıcı yoğuşturucu basıncında, absorber ise buharlaştırıcı basıncındadır. Yoğuşturucudan tamamen yoğuşmuş olarak çıkan

soğutucu akışkan, izafi olarak düşük basınçta çalışan buharlaştırıcıya girmeden önce bir kısılma vanasından geçirilir.



Şekil 3.15. Buharlaştırıcının detaylı gösterimi (YORK – YIE Tek Kademeli Absorpsiyonlu Su Soğutma Sistemi)

Şekil 3.15.' da detaylı olarak gösterilen buharlaştırıcıya kısılarak giren soğutucu akışkan, burada buharlaşarak, buharlaşma için gerekli ısıyı iklimlendirmede soğutma işleminde kullanılan soğutulan sudan çeker. Buharlaştırıcıdan doymuş buhar veya kızgın buhar fazında çıkan soğutucu akışkan absorbere girer.



Şekil 3.16. Absorberin detaylı gösterimi (YORK – YIE Tek Kademeli Absorpsiyonlu Su Soğutma Sistemi)

Şekil 3.16.' de detaylı olarak gösterilen absorberde, ısı değiştiricisinden geçip ısı verdikten sonra bir kısılma vanasında absorber basıncına kısılan zengin eriyik, buharlaştırıcıdan gelen soğutucu buharını yutar (absorbe eder). İşlem esnasında ısı açığa çıkar. Yutma işleminin iyi bir şekilde gerçekleşmesi için, açığa çıkan ısının, absorberden atılması gerekir. Absorber içinde tekrar LiBr bakımından fakir hale gelen eriyik, bir pompa vasıtasıyla tekrar kaynatıcıya gönderilir. Isı ekonomisi için, absorberden kaynatıcıya gönderilen fakir eriyik, kaynatıcıdan dönen zengin eriyik tarafından bir ısı değiştiricisinde ısıtılır.

Görüldüğü gibi, pompaya verilen küçük bir enerji haricinde, absorpsiyonlu soğutma sisteminin çalışması için dış bir mekanik enerjiye ihtiyaç yoktur. Kaynatıcıda verilen ısı enerjisi ile sistem çalışır.

3.5.2. LiBr – Su Akışkan Çifti ile Çalışan Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Termodinamik Analizi

Su - Lityum bromür eriyiği kullanan absorbsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik analizini yapmak için kullanılan şematik sistem aşağıdaki Şekil 3.17.' de gösterilmiştir. Absorpsiyonlu soğutma çevriminin termodinamik analizinin yapılabilmesi için çeşitli kabullerin yapılması gerekir. Bu kabulleri şöyle sıralıyabiliriz;

a) Değişik elemanların sıcaklıkları üniform ve sabit değerlerdedir.

b) Kaynatıcı ve yoğuşturucu basıncı, yoğuşturucu sıcaklığına karşılık gelen doyma basıncıdır.

c) Buharlaştırıcı ve absorber basıncı, buharlaştırıcı sıcaklığına karşılık gelen doyma basıncıdır.

d) Kaynatıcıdan ayrılan soğutucu buharının sıcaklığı ve basıncı, kaynatıcı sıcaklığı ve basıncındadır.

e) Yoğuşturucudan ayrılan soğutucu akışkan, doymuş sıvı halindedir (x=0).

f) Buharlaştırıcıdan ayrılan soğutucu akışkan, doymuş buhar fazındadır (x=1).

g) Absorberden ayrılan eriyik, absorber basınç ve sıcaklığında denge halindedir.

h) Kaynatıcıdan ayrılan eriyik, kaynatıcı basınç ve sıcaklığında denge halindedir.

i) Absorber, kaynatıcı, yoğuşturucu ve buharlaştırıcı gibi elemanlarda basınç sabittir.

j) Sisteme iş girişi ihmal edilebilir (pompa işi).

k) Yoğuşturucu ve absorberde aynı soğutma suyu kullanıldığından eriyiğin absorberden çıkış sıcaklığı yoğuşturucu sıcaklığına eşittir.

Dolaşım oranı (FR), zengin eriyik ve soğutucu akışkan debilerinin oranı olarak tanımlanır.

$$FR = \frac{\text{Zengin eriyiğin debisi}}{\text{Soğutucu akışkanın debisi}}$$

$$FR = \frac{\dot{m}_z}{\dot{m}_s} \tag{3.1}$$

Burada, Şekil 3.11.'de kullanılan notasyonlar cinsinden,

Soğutucu akışkan debisi,

$$\dot{m}_s = \dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{10}$$

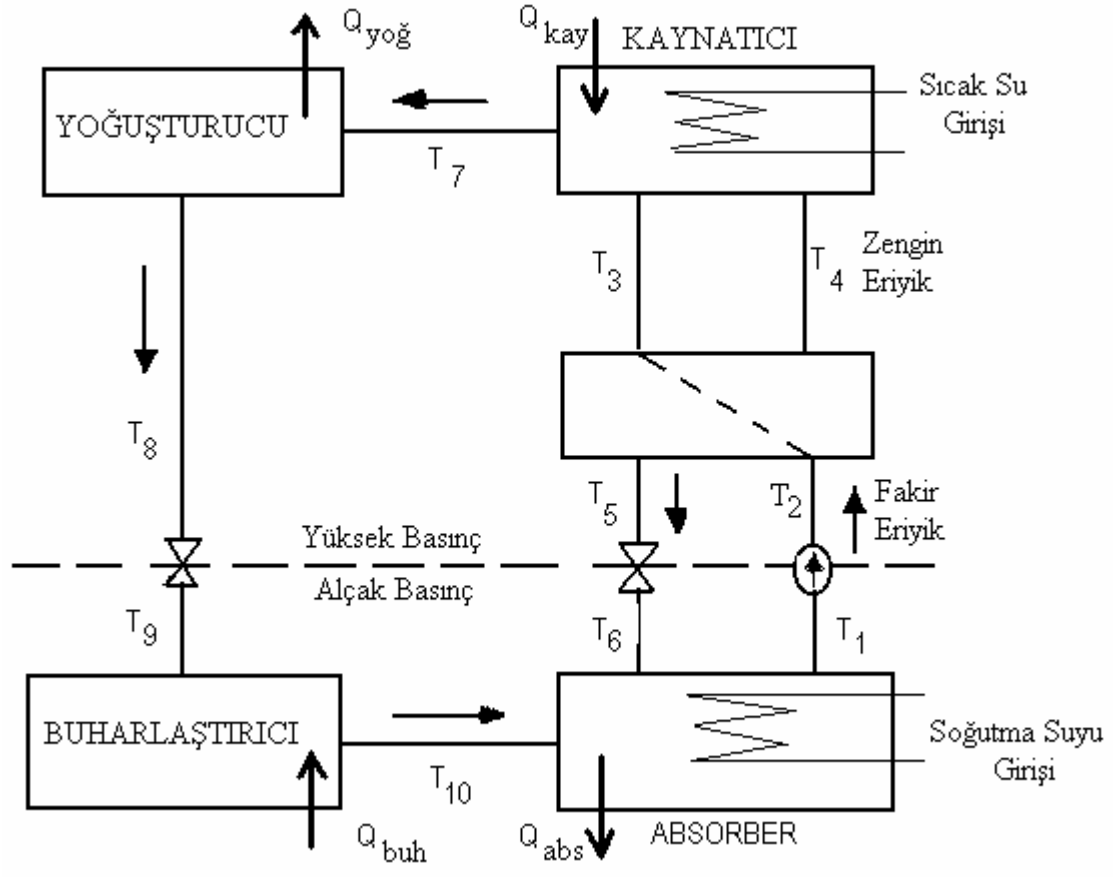
zengin eriyiğin debisi,

$$\dot{m}_z = \dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_6$$

fakir eriyiğin debisi,

$$\dot{m}_f = \dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3$$

olarak yazılabilir.



Şekil 3.17. Termodinamik analiz için gerekli noktaların absorpsiyonlu soğutma sisteminin basitleştirilmiş akış diyagramında gösterimi

Kaynatıcı Analizi

Şekil 3.17.'de verilen indislerle kaynatıcının analizi yapılırsa;

Süreklilik denklemi : $\dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7$ ve Şekil 3.17.' den görüldüğü gibi,

X_3 : fakir eriyik konsantrasyonu

X_4 : zengin eriyik konsantrasyonu

olmak üzere

Kaynatıcıdaki LiBr dengesi : $\dot{m}_3 \cdot X_3 = \dot{m}_4 \cdot X_4$

şeklinde yazalabilir. Buradan, dolaşım oranı FR' yi

$$(\dot{m}_4 + \dot{m}_7) \cdot X_3 = \dot{m}_4 \cdot X_4 \qquad \Rightarrow \qquad \dot{m}_7 \cdot X_3 = \dot{m}_4 (X_4 - X_3)$$

$$FR = \frac{\dot{m}_4}{\dot{m}_7} = \frac{X_3}{X_4 - X_3} \tag{3.2}$$

şeklinde hesaplayabiliriz.

Süreklilik denkleminin her iki tarafı soğutucu akışkan debisine bölünürse,

$$\frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_7} = \frac{\dot{m}_4}{\dot{m}_7} + 1 \qquad \Rightarrow \qquad \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_7} = FR + 1 \tag{3.3}$$

denklemleri elde edilebilmektedir. Bu denklemler işlemleri oldukça kolaylaştırmaktadır.

Kaynatıcı için termodinamiğin I. kanunu yazılırsa,

$$\sum Q - \sum W = \sum H_{ç} - \sum H_{g} \tag{3.4}$$

Kaynatıcıda herhangi bir iş kaybı olmadığı (ΣW = 0) düşünülerek denklem,

$$Q_{kay} = \dot{m}_7 \cdot h_7 + \dot{m}_4 \cdot h_4 - \dot{m}_3 \cdot h_3 \tag{3.5}$$

şeklinde yazılabilir. Birim kg soğutucu akışkan için kaynatıcı kapasitesi,

$$q_{kay} = h_7 + FR.h_4 - (FR+1).h_3 \tag{3.6}$$

olarak yazılabilir.

Yoğuşturucunun Analizi

Yoğuşturucu analizi Şekil 3.17.' de verilen indisler yardımıyla yapılmıştır. Yoğuşturucuda herhangi bir iş kaybı olmadığı (ΣW = 0) düşünülerek denklem 3.4 ile verilen termodinamiğin I. kanunu yoğuşturucu için yazıldığında,

$$Q_{yoğ} = H_8 - H_7 = \dot{m}_8 \cdot h_8 - \dot{m}_7 \cdot h_7 \tag{3.7}$$

elde edilir ve bu burada $\dot{m}_8 = \dot{m}_7$' dir. Denklemin her iki tarafı soğutucu akışkan debisine bölünürse, birim kg soğutucu akışkan için,

$$q_{yoğ} = h_8 - h_7 \quad (3.8)$$

olarak bulunur.

Buharlaştırıcı Analizi

Buharlaştırıcı analizi Şekil 3.17.' de verilen indisler yardımıyla yapılmıştır. Buharlaştırıcıda iş kaybı olmadığı (ΣW = 0) düşünülerek denklem 3.4 ile verilen termodinamiğin I. kanunu buharlaştırıcı için yazıldığında,

$$Q_{buh} = H_{10} - H_9 = \dot{m}_{10} \cdot h_{10} - \dot{m}_9 \cdot h_9 \quad (3.9)$$

elde edilir ve bu burada $\dot{m}_{10} = \dot{m}_9 = \dot{m}_7$' dir. Denklemin her iki tarafı soğutucu akışkan debisine bölünürse, birim kg soğutucu akışkan için,

$$q_{buh} = h_{10} - h_9 \quad (3.10)$$

olarak bulunur.

Absorber Analizi

Absorber analizi Şekil 3.17.' de verilen indisler yardımıyla yapılmıştır. Absorberde herhangi bir iş kaybı olmadığı (ΣW = 0) düşünülerek denklem 3.4 ile verilen termodinamiğin I. kanunu absorber için yazıldığında,

$$Q_{abs} = \dot{m}_1 \cdot h_1 - \dot{m}_{10} \cdot h_{10} - \dot{m}_6 \cdot h_6 \quad (3.11)$$

elde edilir ve bu burada $\dot{m}_1 = \dot{m}_3$, $\dot{m}_{10} = \dot{m}_7$ ve $\dot{m}_6 = \dot{m}_4$' dir. Denklemin her iki tarafı soğutucu akışkan debisine bölünürse, birim kg soğutucu akışkan için,

$$q_{abs} = (FR+1).h_1 - h_{10} - FR.h_6 \quad (3.12)$$

olarak bulunur.

Bu durumda, sistemin soğutma tesir katsayısı COP, birim iş başına yapılan soğutma olarak;

$$COP = \frac{Q_{buh}}{Q_{kay} + W_{pompa}} \cong \frac{Q_{buh}}{Q_{kay}} \tag{3.13}$$

şeklinde bulunur. Soğutucu akışkan olarak su, absorbent olarak da lityum bromür kullanılır. Soğutma, sıvının buharlaşması esnasında etrafından ısı absorbe etmesi prensibine dayanılarak yapılmaktadır.

3.6. Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Modellenmesi

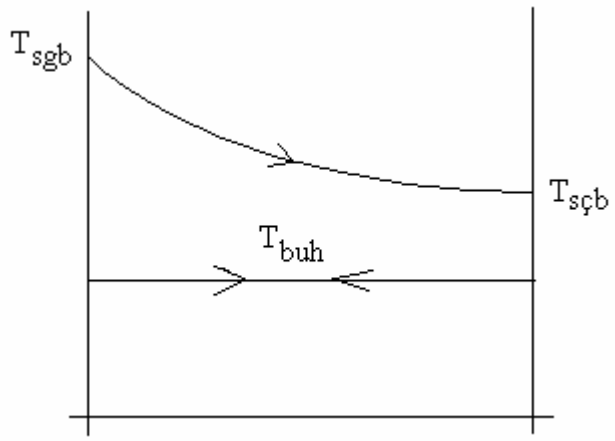
3.6.1. Buharlaştırıcı Modeli

Buharlaştırıcı, tek geçişli, ters akışlı, gövde – boru tipli ısı eşanjörü olarak modellenmiştir. Boru içinde su buharı ve boru dışında ise ısı çekilecek soğutulan su akışı vardır.

Soğutulan sudan çekilen ısıtma yükü için,

$$Q_{buh} = \dot{m}_s \cdot c_{ps} \cdot (T_{sgb} - T_{sçb}) \tag{3.14}$$

bağıntısı yazılabilir. Bu bağıntı yardımıyla, buharlaştırıcı su çıkış sıcaklığı ($T_{sçb}$) buharlaşma sıcaklığı (T_{buh})' dan büyük olacak şekilde $\dot{m}_s$ debisi kontrol edilir.



Şekil 3.18. Buharlaştırıcı uzunluğu boyunca sıcaklık farkının değişimi

Boyutlandırmaya su – subuharı akışı için Genceli' nin (1999) verdiği tahmini bir toplam ısı transfer katsayısı (K) alınarak başlanmıştır. Buharlaştırıcı uzunluğu boyunca sıcaklık farkının değişimi Şekil 3.18.' den görülmektedir. Logaritmik sıcaklık farkı

(ΔT_m) denklem 3.14' den hesaplanarak, soğutma kapasitesi belli olduğu için K tahminine dayalı olarak bir boru sayısı bulunmuştur.

$$\Delta T_m = \frac{(T_{sgb} - T_{buh}) - (T_{sçb} - T_{buh})}{\ln \frac{T_{sgb} - T_{buh}}{T_{sçb} - T_{buh}}} \tag{3.15}$$

Bu formülde;

T_{sgb}= buharlaştırıcı su giriş sıcaklığı

$T_{sçb}$= buharlaştırıcı su çıkış sıcaklığı

T_{buh}= buharlaşma sıcaklığı

olarak gösterilmiştir.

Bir önceki konuda verilen formüller yardımıyla demet çapı (D_{demet}) hesaplanarak, bu değer en yakın standart gövde çapı değeri (D_s)' e atanmıştır. Bu standart gövde çapına sığacak boru sayısı da yine bir önceki konuda verilen denklemler yardımıyla hesaplanarak, bu boru sayısı esas alınarak gerçek toplam ısı transfer katsayısı hesaplanmıştır.

Boru içinden akan suyun buharlaşması halinde ısı taşınım katsayısı (Yiğit 1990),

$(2.5) \cdot 10^{10} < Re^2.k_f < (1.5) \cdot 10^{12}$

$x_{çık}>0.9, \quad k_f = \frac{Q_{buh}}{G \cdot h_{sb}}$

$$h_{ort} \cdot \left(\frac{D}{k}\right) = 0.021 \cdot Re^{0.8} \cdot \left(\frac{c_p \cdot \mu}{k}\right)^{0.4} \tag{3.16}$$

formülüyle bulunmuştur. Burada,

k_f= buharlaştırıcıda çekilen toplam soğutma yükünün, buharlaşma gizli ısısına oranı

$x_{çık}$= buharlaştırıcı çıkışındaki kuruluk derecesi

h_{sb}= buharlaşma gizli ısısı

olarak alınmıştır.

Yukarıdaki aralığın dışında ısı taşınım katsayısı,

$$h_{ort} = 0.0082 \cdot Re^{0.8} \cdot k_f^{0.4} \tag{3.17}$$

formülüyle bulunmaktadır.

Boru demetine dik akış halinde gövde tarafındaki ısı taşınım katsayısı (Yiğit 1990),

$$\frac{h \cdot D_e}{k} = 0.36 \cdot \left(\frac{\dot{m} \cdot D_e}{\mu \cdot A_e} \right)^{0.55} \cdot \left(\frac{c_p \cdot \mu}{k} \right)^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu_{ort}}{\mu_{cid}} \right)^{0.14} \tag{3.18}$$

Bu denklemde, bir önceki konuda verildiği gibi, A_e; akış kesiti, D_e; eşdeğer çapdır.

Boru içindeki ve gövde tarafındaki akış için yukarıdaki ifadelerle ısı taşınım katsayıları bulunduktan sonra toplam ısı transfer katsayısı (K) bulunarak, bulunan bu değer tahmin edilen ilk değerle karşılaştırılmıştır. Tahmin edilen değerle bulunan değer yakınsadığı zaman işlem durdurularak, denklem 3.24 yardımı ile gerekli alan bulunarak, standart değerler üzerinden boru uzunluğu tesbit edilmiştir.

$$Q_{buh} = K \cdot A \cdot \Delta T_m \tag{3.24}$$

3.6.2. Kaynatıcı Modeli

Kaynatıcıda, buharlaştırıcı gibi, tek geçişli, ters akışlı gövde – boru tipli ısı değiştiricisi olarak modellenmiştir.

Kaynatıcıda eriyiğin birim zamanda almış olduğu ısı miktarını, termodinamik analiz sırasında denklem 3.6 ile bulmuştuk. Isıtma suyunun vermiş olduğu ısıyı ise,

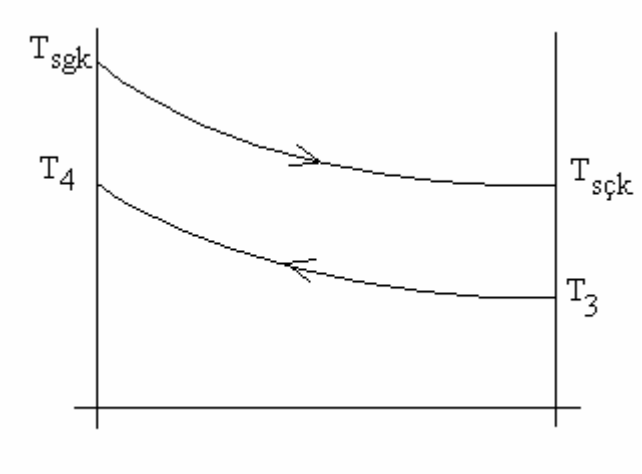
$$Q_{kay} = \dot{m}_s \cdot c_p \cdot (T_{sgk} - T_{sçk}) \tag{3.25}$$

bağıntısıyla hesaplayabilmekteyiz. Bu denklem ile, $T_{sçk}$ bulunarak, $T_{sçk} > T_3$ olacak şekilde $\dot{m}_s$ debisi kontrol edilmiştir. Bu denklemde,

T_{sgk}= kaynatıcı su giriş sıcaklığı

$T_{sçk}$= kaynatıcı su çıkış sıcaklığı

olarak ifade edilmiştir.



Şekil 3.19. Kaynatıcı uzunluğu boyunca sıcaklık farkının değişimi

Güneş enerjisiyle ısıtılan ısıtma suyu, borular içinden akmaktadır. Boru içinden akış durumunda ısı taşınım katsayısı Gniolinski eşitliği ile (Kılıç ve Yiğit 2000),

$$Nu = \frac{(f/8)\cdot(Re-1000)\cdot Pr}{1+12.7\cdot(f/8)^{1/2}\cdot\left(Pr^{2/3}-1\right)} \tag{3.26}$$

ifadesinden bulunmuştur. Bu ifade,

$$0.5 < Pr < 2000 \quad \text{ve} \quad 5.10^6 > Re > 3000$$

aralığı için geçerlidir. Burada pürüzsüz borular için sürtünme faktörü,

$$f = (0.79\cdot \ln Re - 1.64)^{-2} \tag{3.27}$$

eşitliğinden bulunmuştur.

Fakir eriyik ise gövde tarafında, yani boru dışından akmaktadır. Buradaki kaynama, su buharının eriyik içinden ayrılması, yani buharlaşması şeklindedir. Gövde tarafında, boru demetine dik akış için verilen denklem 3.23 ile gövde tarafı ısı taşınım katsayısı bulunmuştur.

Boyutlandırmaya, buharlaştırıcıda olduğu gibi, toplam ısı transfer katsayısı tahmini yapılarak başlanmıştır. Yukarıdaki denklemler vasıtasıyla bulunan ısı taşınım katsayıları ile gerçek toplam ısı transfer katsayısı bulunarak, bu değer tahmin edilen değere yakınsatılmaya çalışılmıştır. Yakınsama sağlandığı durumda,

$$Q_{kay} = K \cdot A \cdot \Delta T_m \tag{3.28}$$

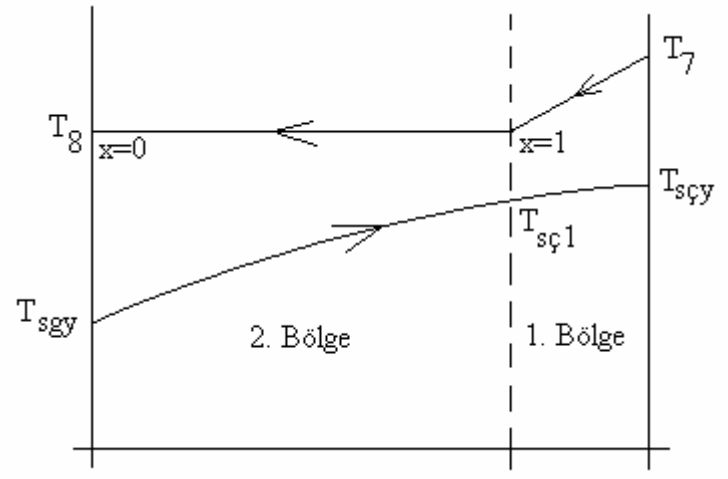
formülünden gerekli alan hesaplanarak, standart değerler üzerinden gerekli boru boyları tesbit edilmiştir. Kaynatıcı uzunluğu boyunca sıcaklık farkının değişimi Şekil 3.15.' de verilmiştir. Kaynatıcıdaki bu sıcaklık dağılımına göre, 3.28 denkleminden logaritmik sıcaklık farkı,

$$\Delta T_m = \frac{(T_{sgk} - T_4) - (T_{sçk} - T_3)}{\ln \frac{T_{sgk} - T_4}{T_{sçk} - T_3}} \tag{3.29}$$

şeklinde hesaplanmıştır. Burada, T_3 ve T_4 sıcaklıkları, sırasıyla eriyiğin giriş ve çıkış sıcaklıkları olarak Şekil 3.11.' de görülmektedir.

3.6.3. Yoğuşturucu Modeli

Yoğuşturucu, ters akışlı, iki geçişli, gövde – boru tipli ısı eşanjörü olarak modellenmiştir. Soğutucu akışkanın kızgınlığının alındığı bölgede ısı miktarı büyük olduğundan yoğuşturucu, yoğuşma bölgesi ve kızgınlığın alındığı bölge olmak üzere iki kısımda incelenmiştir. Bu iki bölge için yoğuşturucu uzunluğu boyunca sıcaklık farkının değişimi Şekil 3.20.' da gösterilmiştir. Şekil 3.20.' dan görüldüğü gibi 1. bölge soğutucu akışkanın kızgınlığının alındığı bölge, 2. bölge ise yoğuşma bölgesidir.



Şekil 3.20. Yoğuşturucu uzunluğu boyunca sıcaklık farkının değişimi

Yoğuşturucu, soğutma suyunun gövde tarafında boru demeti üzerinden geçtiği, soğutucu akışkan buharının ise borular içinde yoğuştuğu düşünülerek modellenmiştir.

Diğer sistem elemanlarının tersine, yoğuşturucu iki geçişli olarak tasarlanmıştır. Bunun sebebi, borular içinden akan soğutucu akışkan buharının debisinin çok küçük olmasından dolayı tek geçişli sistem kullanılması durumunda akışın laminer olmasıdır. Bilindiği üzere laminer akışta ısı taşınım katsayıları düşük olmakta, bunun neticesinde de büyük yüzey alanlarına gereksinim olmaktadır.

Yoğuşturucuda atılan toplam ısı ($Q_{yoğ}$) termodinamik analiz kısmında denklem 3.8. ile verilmiştir. Yoğuşma bölgesinde, soğutucu akışkan buharının soğutma suyuna verdiği ısıyı;

$$Q_2 = \dot{m}_b \cdot (h_b - h_s) \tag{3.30}$$

bağıntısıyla bulabiliriz. Bu denklemde;

h_b= doymuş su buharının entalpisi (x=1)

h_s= doymuş suyun entalpisi (x=0)

olarak tanımlanmıştır.

Kızgınlığın alındığı bölgede soğutma suyuna verilen ısı;

$$Q_1 = Q_{yoğ} - Q_2 \tag{3.31}$$

şeklinde bulunabilmektedir.

Şekil 3.20.' den görüldüğü gibi, yoğuşma bölgesi çıkışındaki soğutma suyu sıcaklığı ($T_{sç1}$);

$$Q_2 = \dot{m}_s \cdot c_{ps} \cdot (T_{sç1} - T_{sgy}) \tag{3.32}$$

ifadesinden çekilebilmektedir. Burada, T_{sgy} yoğuşturucuya soğutma suyunun giriş sıcaklığıdır. Ayrıca, yoğuşturucu çıkışındaki soğutma suyu sıcaklığı $T_{sçy}$' da

$$Q_{yoğ} = \dot{m}_s \cdot c_{ps} \cdot (T_{sçy} - T_{sgy}) \tag{3.33}$$

bağıntısından çekilebilmektedir.

Böylece soğutma suyu debisi ($\dot{m}_s$), yoğuşma bölgesi çıkışındaki soğutma suyu sıcaklığı $T_{sç1}$ subuharının yoğuşturucudan çıkış sıcaklığı T_8' den küçük olacak şekilde ve yine soğutma suyunun yoğuşturucudan çıkış sıcaklığı $T_{sçy}$' de subuharının yoğuşturucuya giriş sıcaklığı T_7' den küçük olacak şekilde kontrol edilmektedir.

Boyutlandırmaya diğer sistem elemanlarında olduğu gibi, tahmini bir toplam ısı transfer katsayısı (K) ile başlanmış ve bulunan boru sayısına bağlı olan gerçek toplam ısı transfer katsayısı bu tahmine yakınsatılmaya çalışılmıştır. Yakınsatma işlemi tamamlandığında standartlar üzerinden boru uzunluğu tayin edilmiştir.

Yoğuşturucunun birinci bölgesi olan kızgınlığın alındığı bölgede boru içindeki buhar akışı için ısı taşınım katsayısı daha önce verilen denklem 3.26' dan, gövde tarafındaki soğutma suyu için ısı taşınım katsayısı denklem 3.23' den bulunmuştur.

Yoğuşturucunun ikinci bölgesi olan yoğuşma bölgesinde ise, gövde tarafındaki soğutma suyu için ısı taşınım katsayısı denklem 3.23 ile, boru içinde su buharının yoğuşması durumunda ise ısı taşınım katsayısı (Yiğit 1990),

Re > 40 için,

$$\frac{h}{k}\cdot\left[\frac{\mu^2}{\rho_1\cdot(\rho_1-\rho_g)\cdot g}\right]^{1/3} = 0.023\cdot \mathrm{Re}^{1/4}\cdot \mathrm{Pr}^{0.33} \qquad (3.34)$$

Re ≤ 40 için,

$$\frac{h}{k}\cdot\left[\frac{\mu^2}{\rho_1\cdot(\rho_1-\rho_g)\cdot g}\right]^{1/3} = 1.1\cdot \mathrm{Re}^{-1/3} \qquad (3.35)$$

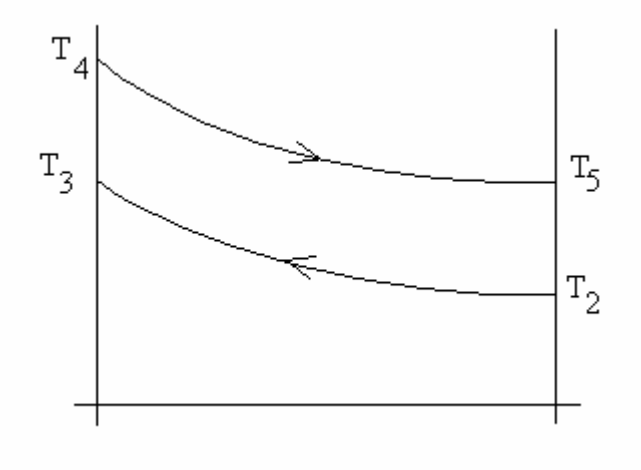
ifadelerinden bulunmuştur. Bu denklemde ρ_l sıvı fazındaki, ρ_g ise buhar fazındaki akışkanın yoğunluğudur.

3.6.4. Eriyik Eşanjörü (Ekonomizör) Modeli

Eriyik eşanjörü, ters akışlı, tek geçişli, gövde – boru tipli ısı eşanjörü olarak modellenmiştir. Absorberden dönen fakir eriyik boru içinden akarken, kaynatıcıdan dönen zengin eriyik gövde tarafında boru demeti üzerinden akmaktadır. Boru tarafındaki fakir eriyik akışında debi çok küçük olduğundan geçiş sayısı artırılsa bile akışın laminer olduğu gözlenmiştir. Bu nedenle, boru tarafındaki akış için, laminer akış halinde sabit ısı akısı kabulü yapılarak Nusselt sayısı 3.66 alınarak ısı taşınım katsayısı

bulunmuştur. Borular dışında gövde tarafındaki zengin eriyik akışında ısı taşınım katsayısı daha önce verilen denklem 3.23 ile bulunmuştur.

Boyutlandırmaya yine tahmini bir toplam ısı transfer katsayısı ile başlanmış ve bulunan gerçek toplam ısı transfer katsayısı bu tahmini değere yakınsatılmaya çalışılmıştır. Yakınsama sağlandığında, standart değerler üzerinden bir boru uzunluğu tayin edilmiştir. Eriyik eşanjöründeki sıcaklık farkının değişimi Şekil 3.21.' de gösterilmiştir.



Şekil 3.21. Eriyik eşanjörü uzunluğu boyunca sıcaklık farkının değişimi

3.6.5. Absorber Modeli

Absorpsiyonlu soğutma sistemi modellenirken, absorber olarak düşey borular etrafında ince film akışlı olarak düşünülen film absorberler seçilmiştir. Absorber de yine diğer sistem elemanları gibi ters geçişli bir ısı eşanjörü gibi boyutlandırılmıştır. Bu eşanjörde borular içinde soğutma suyu akarken, boruların dışında ise kaynatıcıdan dönen zengin eriyik buharlaştırıcıdan dönen su buharını absorbe etmektedir. Yani absorberde ısı transferinin yanında kütle transferi de söz konusudur. Isı ve kütle transferinin gerçekleşmesi için bir potansiyel bulunması gereklidir. Absorberde bu potansiyel, ısı transferi için sıcaklık farkı, kütle transferi için konsantrasyon farkıdır.

Kütle transferi açısından absorber verimini, absorber içindeki konsantrasyon değişiminin absorber içindeki ideal konsantrasyon değişimine oranı olarak ifade edebiliriz. Bu genel ifadeden absorber verimini şöyle yazabiliriz,

$$\eta = \frac{X_{FAK} - X_{ZEN}}{X_{FAKi} - X_{ZEN}} \tag{3.36}$$

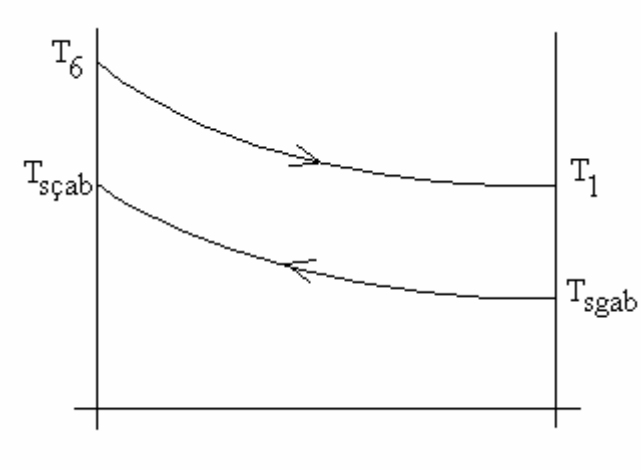
Bu bağıntıda X_{ZEN}; zengin eriyik derişikliği, X_{FAK}; fakir eriyik derişikliği, $X_{FAKi;}$ ideal fakir eriyik derişikliğidir. Denklem 3.36' dan görüleceği gibi, absorber verimini arttırmak için; $(X_{FAKi} - X_{ZEN})$ farkının azaltılması, $(X_{FAK} - X_{ZEN})$ farkının arttırılması gerekir.

Absorberin, soğutma sistemi üzerindeki büyük etkilerinden dolayı, veriminin mümkün olduğu kadar yüksek tutulması gerekmektedir.

Termodinamik analiz yardımıyla absorberden çekilen ısıyı denklem 3.12 ile daha önce bulmuştuk. Soğutma suyunun çektiği ısı ise,

$$Q_{abs} = \dot{m}_s \cdot c_{ps} \cdot (T_{sçab} - T_{sgab}) \tag{3.37}$$

ile bulunmaktadır. Burada, $T_{sçab}$, absorber su çıkış sıcaklığı ve T_{sgab}' de absorber su giriş sıcaklığıdır. Absorber uzunluğu boyunca sıcaklık farkının değişimi Şekil 3.22.' den görülmektedir.



Şekil 3.22. Absorber uzunluğu boyunca sıcaklık farkının değişimi

Şekil 3.22.' de verilen sıcaklık farkından yararlanılarak, absorberdeki logaritmik sıcaklık farkı,

$$\Delta T_m = \frac{(T_6 - T_{sçab}) - (T_1 - T_{sgab})}{\ln \dfrac{T_6 - T_{sçab}}{T_1 - T_{sgab}}} \tag{3.38}$$

şeklinde yazılabilmektedir. Logaritmik sıcaklık farkı ΔT_m ve absorberden atılan ısı miktarı Q_{abs} bulunduğuna göre, boyutlandırmanın yapılabilmesi için gerekli tek bilinmeyen toplam ısı transfer katsayısı K olmaktadır. Boru içinden soğutma suyunun akması durumunda ısı taşınım katsayısı (Kılıç ve Yiğit 2000),

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{1/3} \tag{3.39}$$

eşitliğinden bulunmuştur. Bu formül,

$$0.7 < Pr < 160, \qquad Re > 10000$$

aralığı için geçerli olan bir formüldür.

3.6.6. Kısılma Vanası Modeli

Sistemde iki kısılma vanası kullanılmıştır. Bunlardan birincisi yoğuşturucu ile buharlaştırıcı arasında, ikincisi eriyik eşanjörüyle absorber arasındadır. Bu vanaların çok iyi bir şekilde yalıtıldığı düşünülerek herhangi bir ısı kaybının olmadığı varsayılmıştır. Vanalarda herhangi bir iş değişimi de olmadığına göre, termodinamiğin birinci kanununa göre Şekil 3.10.' deki indislerle;

$$h_5 = h_6 \quad ve \quad h_8 = h_9$$

olarak yazabiliriz.

3.6.7. Eriyik Pompası Modeli

Su sıkıştırılamaz bir akışkan olduğundan özgül hacim (v) sabittir. Özgül tersinir iş, 1 ve 2 noktası sırasıyla pompa giriş ve çıkışı olmak üzere;

$$-w_p = \int_1^2 v \cdot dP = v \cdot (P_2 - P_1) \tag{3.40}$$

şeklinde yazılabilir. Ayrıca birinci kanun uygulanırsa,

$$q_p - w_p = h_2 - h_1 \tag{3.41}$$

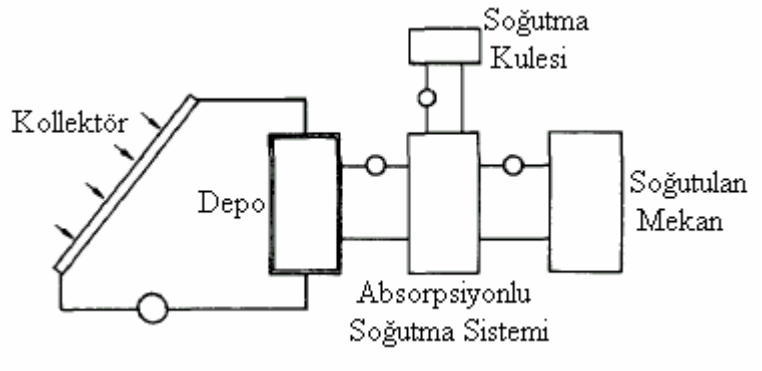
şeklinde bulunur. Pompada ısı kaybı olmadığı kabul edilirse,

$$-w_p = h_2 - h_1 = v \cdot (P_2 - P_1) \tag{3.42}$$

elde edilir.

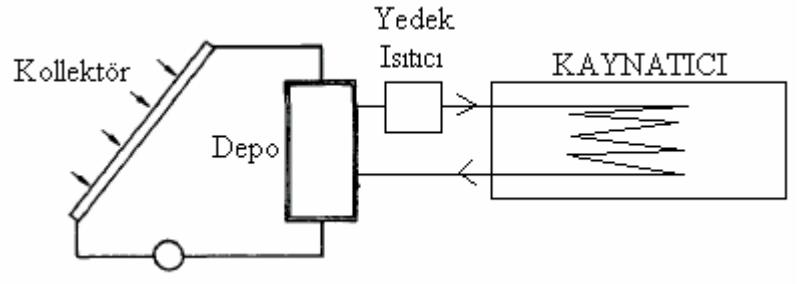
3.7. Güneş Enerjisi Kaynaklı Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Modellenmesi

Absorpsiyonlu soğutma sisteminde, kaynatıcıda kullanılacak ısıtma suyunu depolayan depo tank sıcaklığının anlık olarak tayini esas alınarak modellenmiştir. Depo tank sıcaklığının bulunabilmesi için gerekli olan, belli bir bölgede birim yüzeye düşen anlık ışınım miktarı ve buna bağlı olarak kolektörlerde toplanan faydalı enerji miktarı ve yedek enerji kaynağı ısıl gücünün tayin edilmesi için gerekli eşitlikler bu bölümde verilmiştir.



Şekil 3.23. Güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sisteminin şematik diyagramı

Şekil 3.23.' de güneş enerjisiyle çalışan absorpsiyonlu soğutma sisteminin şematik diyagramı verilmiştir. Tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminin çalışma prensibi aynıdır. Güneş enerjili sistemde, kaynatıcıda gerekli ısı güneş enerjili sistemden sağlandığı için, sisteme ek olarak kolektör, depolama tankı ve yardımcı enerji kaynağı gelmiştir. Güneş enerjisiyle ısıtılan suyun kaynatıcıda kullanımı detaylı olarak Şekil 3.24.' de gösterilmiştir.



Şekil 3.24. Güneş enerjisiyle ısıtılan suyun kaynatıcıda kullanımı

3.7.1.Atmosfer Dışındaki Düzleme Gelen Güneş Işınımı

Yeryüzüne gelen güneş ışınımını bulabilmek için atmosfer dışında yatay düzleme gelen ışınımını hesaplamamız gerekmektedir. Bu bölümde kullanılan tüm formüller ve veriler Kılıç ve Öztürk (1983)' den alınmıştır. Atmosfer dışında yatay birim düzleme bir anda gelen güneş ışınımı,

$$I_O = I_{gs} \cdot f \cdot \cos z \tag{3.43}$$

ile bulunabilmektedir. Burada, I_{gs} değeri 1353 W/m^2 olan güneş sabiti, f güneş sabitini düzeltme faktörü ve z zenit açısı olmak üzere,

$$f = 1 + 0.033 \cdot \cos(360 \cdot \frac{n}{365}) \tag{3.44}$$

$$\cos z = \cos d \cdot \cos e \cdot \cosh + \sin d \cdot \sin e \tag{3.45}$$

şeklinde bulunabilmektedir. Bu formüllerde kullanılan n, yılın kaçıncı günü olduğunu göstermektedir ve aylara göre aldığı değer Çizelge 3.2.' de verilmiştir. Bölgenin konumuna bağlı olan enlem açısı e çeşitli kaynaklarda mevcuttur. Güneş ışınlarının ekvator düzlemi ile yaptığı açı olan deklinasyon açısı d ,

$$d = 23.45 \cdot \sin(360 \cdot \frac{n + 284}{365}) \tag{3.46}$$

eşitliğinden bulunabilmektedir. Anlık olarak değeri bulunan (GS)' ye bağlı olarak saat açısı h,

$$h = 15 \cdot (GS - 12) \tag{3.47}$$

denkleminden bulunabilmektedir.

Atmosfer dışındaki yatay birim düzleme belli bir zaman aralığında gelen güneş ışınımı

$$dQ_O = I_{gs} \cdot f \cdot \cos z \cdot dt \tag{3.48}$$

şeklinde bulunabilmektedir. Saat açısı (h)' a bağlı olan t=12/π.h olarak yazılarak,

$$dQ_O = \frac{12}{\pi} \cdot I_{gs} \cdot f \cdot \cos z \cdot dh \tag{3.49}$$

şeklinde yazılabilir. Atmosfer dışında yatay birim düzleme bir gün boyunca gelen güneş ışınımı,

$$Q_o = \frac{12}{\pi} \cdot I_{gs} \cdot f \int_{H_1}^{H_2} (\cos d \cdot \cosh \cdot \cos e + \sin d \cdot \sin e) \cdot dh$$

$$= \frac{24}{\pi} \cdot I_{gs} \cdot f \cdot (\cos d \cdot \cos e \cdot \sin H + \frac{\pi}{180} \cdot H \cdot \sin d \cdot \sin e) \qquad (3.50)$$

Biz bu çalışmada aylık ortalama değerleri hesaplayacağız. Bir gün boyunca yatay düzleme gelen güneş ışınımı Q_{oi} ise n_1 gününden n_2 gününe kadar olan değerlerin ortalaması alınarak belli bir zaman aralığında ortalama güneş ışınımı hesaplanabilir. n_1 ve n_2 herhangi bir ayın sıra ile ilk ve son günleri ise, atmosfer dışında yatay birim düzleme gelen aylık ortalama güneş ışınımı,

$$Q_o = \frac{1}{n_2 - n_1} \sum_{n_1}^{n_2} Q_{oi} \qquad (3.5.1)$$

şeklinde hesaplanabilir. Fakat bu hesap şekli oldukça uzundur. Bu nedenle, aylık ortalama hesaplar, aylık ortalama değerleri veren günlerde hesaplanır.

Çizelge 3.4. Aylık ortalama güneş ışınımı miktarları için alınması gerekli n değerleri

	GÜN	n
Ocak	17	17
Şubat	16	47
Mart	16	75
Nisan	15	105
Mayıs	15	135
Haziran	11	162
Temmuz	17	198
Ağustos	16	228
Eylül	15	258
Ekim	15	288
Kasım	14	318

3.7.2. Yeryüzüne Gelen Güneş Işınımı

Güneş enerjili sistemi dizayn ederken ilk önce faydalanabildiğimiz güneş ışınımını bulmamız gerekir. Bu bölümde, ilk önce güneş ışınımının atmosferde azalmasından söz edilecek ondan sonra da yeryüzüne gelen güneş ışınımı şiddetinin ölçülen büyüklüklere bağlı hesap metotları ele alınacaktır.

Bu bölümde kullanılan tüm formül ve veriler yine Kılıç ve Öztürk (1983)' den alınmıştır.

Güneş ışınımı atmosferi geçerken, atmosferde bulunan foton, molekül, toz v.s gibi parçacıklar tarafından yutulur ve saçılır. Bu nedenle, atmosfer dışına gelen ışınımın 0.1 ila 0.8 arasında bir kesri yeryüzüne ulaşır (Kılıç ve Öztürk 1983). Doğrudan yeryüzüne gelen kısmına 'direkt güneş ışınımı', saçılan ışınımların yeryüzüne gelen kısmına'yayılı güneş ışınımı' adı verilir. Direkt ve yayılı ışınımların toplamı 'tüm güneş ışınımı' olarak bilinir.

3.7.2.1. Yatay Düzleme Gelen Aylık Ortalama Tüm Güneş Işınımı

Güneş ışınımı hesaplarında, ölçülen güneş ışınımı verilerinden yararlanılarak geliştirilen ampirik bağıntılar kullanılmıştır.

Günlük Tüm Güneş Işınımı

Yatay düzleme gelen günlük tüm güneş ışınımı bağıntıları, güneşlenme süresi izafi nem, mutlak nem, atmosferik basınç, sıcaklık ve bulutluluk oranı gibi meteoroloji verilerinden birine veya birkaçına bağlı olarak verilmektedir. Güneşlenme süresinin fonksiyonu olarak verilen bağıntılar, tüm güneş ışınımı hesaplamalarında en çok kullanılan bağıntılardır.

Bu formül daha sonra geliştirilmiştir ve yatay bir düzleme gelen günlük tüm güneş ışınımı Q, atmosfer dışına gelen güneş ışınımı Q_o, güneşlenme süresi t ve gün uzunluğu t_o olmak üzere,

$$\frac{Q}{Q_O} = a + b \cdot \frac{t}{t_O} \tag{3.52}$$

şeklinde ifade edilmektedir. Denklemdeki a ve b sabitleri; tüm güneş ışınımı ve güneşlenme süresi verilerine dayanarak, sabitlerin hesaplanmasında faydalanılan

verilerin uzun yıllar ortalaması ile elde edilen istatistik metotlarla tayin edilmektedir. Bu sabitler bölgenin çeşitli özelliklerine (bitki örtüsüne, iklim durumuna, topoğrafik yapıya) bağlı olarak belli değerler arasında değişmektedir. Denklem 3.52' de kullanılan a ve b katsayıları, Z hesapların yapıldığı yerin m. olarak deniz seviyesinden yüksekliği olmak üzere, aşağıdaki ifadelerle hesaplanabilmektedir.

$$a = 0{,}103 + 0.000017 \cdot Z + 0{,}198 \cdot \cos(e - d) \tag{3.53}$$

$$b = 0{,}533 - 0{,}165 \cdot \cos(e - d) \tag{3.54}$$

Anlık Tüm Güneş Işınımı

Anlık tüm güneş ışınımı, günlük toplam tüm güneş ışınımına bağlı olarak hesaplanabilmektedir. Anlık tüm güneş ışınımının (I) günlük toplam tüm güneş ışınımına (Q) oranı (r_t=I/Q), gün boyunca anlık tüm güneş ışınımının eksponansiyel ve sinüzoidal değişimleri birlikte göz önüne alınarak,

$$\Psi = \exp\left\{-4 \cdot (1 - \frac{|h|}{H})^2\right\} \tag{3.55}$$

olmak üzere,

$$r_t = \frac{I}{Q} = \frac{\pi}{4 \cdot t_o}\left\{\cos(\frac{180}{2} \cdot \frac{h}{H}) + \frac{2}{\sqrt{\pi}} \cdot (1 - \Psi)\right\} \tag{3.56}$$

şeklinde hesaplanmaktadır. Burada, daha önce verildiği gibi, H güneş batış saat açısı, h saat açısıdır. Gün uzunluğu t_o,

$$t_o = \frac{2}{15} H \tag{3.57}$$

ile hesaplanabilmektedir.

Günlük Direkt ve Yayılı Güneş Işınımı

Günlük direkt (veya yayılı) güneş ışınımının hesaplanabileceği tüm güneş ışınımının fonksiyonu olan ampirik ifadeler bulunmaktadır. Ampirik ifadeler, genellikle yayılı ışınım oranı,

$$K_y = \frac{Q_y}{Q} \tag{3.58}$$

veya berraklık indeksinin (cloudiness index) fonksiyonu,

$$K_t = \frac{Q}{Q_o} \tag{3.59}$$

olarak hesaplanmaktadır.

Yayılı ışınım oranının ($K_y=Q_y/Q$) berraklık indeksi ($K_t=Q/Q_o$) ile değişimi konusunda ilk geniş çalışma Liu ve Jordan (1960) tarafından yapılmıştır. Liu ve Jordan yayılı ışınım oranının berraklık indeksi ile değişimini bir diyagramla vermiş, daha sonra Klein (1976) bu değişimi üçüncü dereceden bir polinomla,

$$K_y = 1{,}390 - 4{,}027 \cdot K_t + 5{,}531 \cdot K_t^2 - 3{,}018 \cdot K_t^3 \tag{3.60}$$

şeklinde ifade etmiştir. Page (1963) yayılı ışınım oranının berraklık indeksi ile değişimini

$$K_y = 1 - 1{,}13 \cdot K_t \tag{3.61}$$

olarak vermiştir (Kılıç ve Öztürk 1983). Hesaplamalarda bu ifadelerden yararlanılmıştır.

Anlık Direkt ve Yayılı Güneş Işınımı

Uzun yıllar ortalamasında, bir anda birim yatay düzleme gelen aylık ortalama yayılı ışınımın (I_y) günlük toplam yayılı ışınıma (Q_y) oranı (r_y), genellikle atmosfer dışında yatay düzleme bir anda gelen ışınımın (I_o) atmosfer dışında bir gün boyunca gelen ışınıma (Q_o) oranına eşit alınmaktadır (Kılıç ve Öztürk 1983). Böylece,

$$r_y = \frac{I_y}{Q_y} = \frac{I_o}{Q_o} \tag{3.62}$$

denklemi elde edilebilir. Atmosfer dışındaki formüller kullanarak I_o ve Q_o modifiye edilirse,

$$r_y = \frac{\pi}{24} \cdot \frac{\cosh - \cos H}{\sin H - \frac{\pi}{180} \cdot H \cdot \cos H} \tag{3.63}$$

elde edilmektedir. Anlık direkt güneş ışınımı,

$$I_d = I - I_y \tag{3.64}$$

şeklinde hesaplanabilmektedir.

3.7.2.2. Yeryüzünde Eğik Düzleme Gelen Aylık Ortalama Güneş Işınımı

Düzlemin eğimine, azimut açısına, çevrenin yansıtma katsayısına ve yatay düzleme gelen tüm ışınımların direkt ve yayılı bileşenlerinin miktarlarına bağlı olarak eğik düzleme gelen güneş ışınımı miktarı hesaplanabilmektedir.

Anlık Direkt Güneş Işınımı

Eğik düzleme gelen anlık direkt güneş ışınımını bulmak için,

$$R_d = \frac{I_{ed}}{I_d} \tag{3.38}$$

şeklinde bir R_d katsayısı tanımlanmıştır. R_d katsayısı açılar cinsinden şu şekilde ifade edilmiştir.

$$R_d = \frac{\cos(e - s) \cdot \cos d \cdot \cosh + \sin(e - s) \cdot \sin d}{\cos e \cdot \cos d \cdot \cosh + \sin e \cdot \sin d} \tag{3.39}$$

Anlık Toplam Güneş Işınımı

Direkt ve yayılı güneş ışınımları ile yansıyarak gelen ışınımların toplamı eğik düzlem üzerine gelen toplam güneş ışınımı değerini vermektedir. Düzlemin eğimi s ve yatay düzleme bir anda gelen yayılı güneş ışınımı I_y olmak üzere eğik düzleme gelen yayılı ışınım,

$$I_{ey} = I_y \cdot \frac{1+\cos s}{2} \tag{3.40}$$

ifadesiyle bulunabilmektedir. Çevrenin yansıtma oranı ρ ve yatay düzleme gelen tüm güneş ışınımı I olmak üzere, eğik düzleme yansıyarak gelen ışınım,

$$I_{ya} = I \cdot \rho \cdot \frac{1-\cos s}{2} \tag{3.41}$$

şeklinde hesaplanabilmektedir. Çevrenin yansıtma oranının ortalama değeri 0,2 olarak alınmıştır (Kılıç ve Öztürk 1983).

Eğik düzlem üzerine gelen toplam ışınım, direkt, yayılı ve yansıyarak gelen ışınımların toplamı olarak yazarsak,

$$I_e = I_{ed} + I_{ey} + I_{ya} \tag{3.42}$$

şeklinde hesaplanabilir.

Günlük Toplam Güneş Işınımı

Eğik düzleme bir gün boyunca gelen toplam ışınımın yatay düzleme bir gün boyunca gelen tüm ışınıma oranı,

$$R = \frac{Q_e}{Q} = R_d \cdot \frac{Q_d}{Q} + \frac{Q_y}{Q} \cdot \frac{1+\cos s}{2} + \rho \cdot \frac{1-\cos s}{2} \tag{3.43}$$

şeklinde yazılabilir. Bu ifadede R_d güneye dönük düzlemler için,

$$R_d = \frac{\cos(e-s)\cdot\cos d\cdot\sin H_g + \frac{\pi}{180}\cdot H_g\cdot\sin(e-s)\cdot\sin d}{\cos e\cdot\cos d\cdot\sin H + \frac{\pi}{180}\cdot H\cdot\sin e\cdot\sin d} \tag{3.44}$$

şeklinde yazılabilir. Bu denklemde, güneye dönük düzlemler için gün doğuş ve batışındaki saat açısı H_g,

$$H_g = \min\left[\arccos(-\tan e\cdot\tan d), \arccos(-\tan(e-s)\cdot\tan d\right] \tag{3.45}$$

şeklinde hesaplanmaktadır.

3.7.3. Kolektör Modeli

Bir kolektörün topladığı faydalı enerjiyi (Kılıç ve Öztürk 1983),

$$Q_f = A_t \cdot I_e \cdot \eta_t \tag{3.46}$$

ile hesaplayabilmekteyiz. Bu formülde,

A_t: Toplayıcı yüzey alanı,

I_e: Birim eğik yüzeye düşen anlık ışınım miktarı,

η_t: Kolektör anlık verimi

olarak tarif edilmiştir. Anlık toplayıcı verimini (Kılıç ve Öztürk 1983),

$$\eta_t = F_t \cdot \left[(\tau\alpha)_e - K \cdot \frac{T_{tg} - T_ç}{I_e} \right] \tag{3.47}$$

ifadesiyle bulabilmekteyiz. Bu formülde,

F_t : Toplayıcı ısı kazanç faktörü,

$(\tau\alpha)_e$: Efektif yutma katsayısı,

K : Toplayıcı toplam ısı kayıp katsayısı,

T_{tg} : Suyun toplayıcıya giriş sıcaklığı,

$T_ç$: Çevre sıcaklığı

olarak verilmiştir. Denklem 3.46, denklem 3.47' de yerine yazılırsa,

$$Q_f = A_t \cdot \left[F_t \cdot (\tau\alpha)_e \cdot I_e - F_t \cdot K \cdot (T_{tg} - T_ç) \right] \tag{3.48}$$

elde edilir. Bu formülle kolektörlerde toplanan faydalı enerji miktarı bulunabilmektedir.

Çizelge 3.5. Kolektör cinslerine göre kolektör parametreleri (Huang ve arkadaşlarının makalesinden 2001)

Kolektör Adı	Kolektör Tipi	F_t . $(\tau\alpha)_e$	F_t .K
A	Tek camlı, seçici yüzeyli-1 kolektör	0.80	5,7
B	Çift camlı kolektör	0.75	6,5
C	Tek camlı,seçici yüzeyli-2 kolektör	0.80	3,5
D	Vakum tüplü güneş kolektörü	0.80	2

Denklem 3.47' de verilen toplayıcı ısı kazanç faktörüyle efektif yutma katsayısının çarpımının (F_t. $(\tau\alpha)_e$) ve yine toplayıcı ısı kazanç faktörüyle toplayıcı toplam ısı kayıp katsayısının çarpımının (F_t.K) çeşitli kolektör tiplerine göre değerleri Ergül' ün (1991) çalışmasında verilmiştir. Bu çalışmada, Çizelge 3.5.' de verilen bu kolektör tipleri incelenmiştir.

3.7.4. Depo Tank Sıcaklığının Tayini

Depoda bulunan su kolektörlerde ısıtılmakta ve bu su kaynatıcıda ısıtıcı akışkan olarak kullanılmaktadır. Bu depoya kolektörler vasıtasıyla bir enerji girişi olurken aynı zamanda depolanan enerjinin bir kısmı kaynatıcıda kullanılmakta, bir kısım enerjide depo cidarlarından çevreye kayıp olarak transfer olmaktadır. Depo tank sistemindeki enerji dengesini (Ergül 1991 , Kılıç ve Öztürk 1983),

$$(m \cdot c_p)_d \cdot \frac{dT}{dt} = Q_f - Q_L - Q_k \qquad (3.49)$$

şeklinde yazabiliriz. Bu denklemde,

Q_f : Denklem 3.46 ile hesaplanan faydalı enerji,

Q_L : İhtiyaç için depodan çekilen ısı (Kaynatıcıda kullanılan enerji),

Q_k : Depo cidarlarından depo çevresine olan ısı kaybıdır.

Belli bir zamandaki depo sıcaklığını, deponun Δt süre önceki sıcaklığı ve bu Δt zaman aralığı boyunca sisteme enerji giriş ve çıkış miktarlarının bilinmesi ile (Ergül 1991 , Kılıç ve Öztürk 1983),

$$T_{d,yeni} = T_{d,eski} + \frac{\Delta t}{(m \cdot c_p)_d} \cdot \left[Q_f - Q_L - (K \cdot A)_d \cdot (T_d - T_ç) \right] \qquad (3.50)$$

şeklinde hesaplayabiliriz. Bu formülde, m depo hacmi, $T_ç$ çevre sıcaklığı, K deponun toplam ısı kayıp katsayısıdır.

Depo için $(K.A)_d$ değeri 11.1 W/^oC olarak alınmıştır (Duffie ve Beckman 1980). Bu denklemde Q_L, depodan çekilen ısıdır. Bilindiği gibi depodan çekilen ısı absorpsiyonlu soğutma sisteminde kaynatıcıda kullanılmaktadır. Yani kaynatıcı ısıl gücü Q_L değeri olarak alınabilmektedir. Q_L, değeri şu şekilde de ifade edilebilir,

$$Q_L = (\dot{m} \cdot c_p)_L \cdot (T_d - T_y) \qquad (3.51)$$

Bu denklemde $\dot{m}$ kaynatıcıda kullanılan ısıtma suyu debisi, T_d depo sıcaklığı ve T_y kaynatıcıda kullanılarak ısısını eriyiğe verip soğuyan ve depoya dönen ısıtma suyu sıcaklığıdır. Denklem 3.50' den da görülebileceği gibi depoya dönüş sıcaklığının depodan çıkış sıcaklığından büyük olacağı durumlarda Q_L değeri negatif olacağından Q_L değeri faydalı ısı gibi denklemde yer alacaktır. Sistemde yardımcı bir enerji kaynağı kullanıldığı için bu mümkündür. Örneğin, su depodan 80 ^oC' de çıkıyor ve yardımcı enerji kaynağında 90^oC' ye kadar ısıtılıyorsa ve bu su kaynatıcıda ısısını eriye verip 83^oC' de depoya dönüyorsa dönüyorsa Q_L değeri negatif bir değer alacak ve formülde faydalı ısı gibi yer alacaktır.

Depo hacmi için çeşitli kaynaklarda bir takım öneriler mevcuttur. Ergül (1991) ve İleri (1995) yaptıkları çalışmalarda, depo hacmini m^2 kolektör yüzey alanı başına 75, 100 ve 150 kg olarak almışlardır. Bazı kaynaklarda bu hacim m^2 kolektör başına 200 kg' a kadar çıkmaktadır. Atmaca 2002, çalışmasından optimum olan tek bir değer alınmıştır. Bu çalışmada, m^2 kolektör yüzey alanı başına 75 kg depo hacmi ile simülasyon yapılmıştır.

3.7.5. Yardımcı Enerji Kaynağı

Sistemin çalışması için referans sıcaklıklar tayin edilmiştir. Referans sıcaklık sistemin çalışması için gerekli minimum sıcaklıktır.

Depodaki su sıcaklığı belli saatlerde bu referans değere ulaşamamaktadır. Bu durumda depo çıkışına yerleştirilen bir yardımcı enerji kaynağı ile su referans sıcaklığa kadar ısıtılıp kaynatıcıya gönderilmektedir. Yardımcı enerji kaynağı ısıl gücü,

$$Q_y = (\dot{m} \cdot c_p)_L \cdot (T_{ref} - T_d) \tag{3.52}$$

denklemiyle bulunmuştur.

3.7.6. Güneşten Yararlanma Oranı FNP

Güneşten yararlanma oranı FNP (the fraction of the total load met by non – purchased energy) şu şekilde ifade edilmiştir (Ergül 1991).

$$FNP = 1 - \frac{Q_y}{Q_L} \tag{3.53}$$

Bu formülde;

Q_y : Yardımcı enerji kaynağı ısıl gücü

Q_L : Depodan kaynatıcıda kullanılmak üzere çekilen enerji

3.8. Sistem Simülasyonu ve Çözümü

Çözüm için Compaq Vısual Fortran 6 programından yararlanılmıştır. Bu program ile dört tip güneş kolektörünün çeşitli parametrelere bağlı olarak başta güneş enerjisinden yararlanma oranı olmak üzere, yardımcı enerji ısıl gücünün, depo sıcaklığının ve diğer birçok parametrenin nasıl değiştiği incelenmiştir. Programda incelenen kolektörlerden tek cam seçici -1 ve tek cam seçici- 2 tiplerinin arasındaki fark kullanılan malzemelerdir. Bu iki kolektör farklı firmalarda kullanılmaktadır. Ayrı iki firmada kullanılmalarından dolayı her ikisinde de kullanılan malzemeler biri birinden farklıdır. Bu farklılıkla kastedilen malzeme ve fiyattır.

3.8.1. Güneş Enerjili Sistemin Modellenmesi

Ek – 1' de verilen algoritmanın işlem basamaklarını maddeler halinde inceleyebiliriz.

a) Buharlaştırıcı, kaynatıcı, yoğuşturucu sıcaklıkları girilmiştir. Bu sıcaklıklar dışında, suyun absorbere, kaynatıcıya ve buharlaştırıcıya giriş sıcaklıkları ile soğutma yükü ve eriyik eşanjörü etkenliği de verilmiştir.

b) Alt programlar yardımıyla fakir ve zengin eriyiğin konsantrasyonları bulunmuştur.

c) Bulunan konsantrasyon değerlerinin birbirine göre durumu kontrol edilmiştir.

d) Kristalizasyon tehlikesi olan noktaların kontrolü yapılarak, alt programlar vasıtasıyla sistem üzerindeki her noktanın özelikleri bulunmuş ve yazdırılmıştır.

e) Soğutma suyu, zengin ve fakir eriyik debileri buldurularak yazdırılmıştır.

f) Sistemin herbir elemanının ısıl gücü ve pompa gücü ile sistemin soğutma tesir katsayısı ve dolaşım oranı değerleri buldurularak yazdırılmıştır.

g) Daha önce sistem elemanlarının modellenmesi kısmında anlatılan, tahmini toplam ısı transfer katsayısı yöntemi kullanılan herbir alt programdan, akışkan debilerine bağlı sıcaklık kontrolleri yapılarak, sistem boyutları hesaplatılmış ve boyutlar yazdırılmıştır.

Güneş enerjili sistemin modellenmesi (Ek – 2) için yapılan simülasyon çalışmasının algoritmasının (Atmaca 2002) işlem basamaklarını maddeler halinde inceleyebiliriz.

a) Programın başında yılın kaçıncı günü olduğu, enlem açısı, güneşlenme süresi, bölgenin deniz seviyesinden yüksekliği, kolektör eğim açısı, çevre sıcaklığı ve toplayıcı alanı girilmiştir.

b) Çeşitli güneş açısı değerleri ve atmosfer dışına, atmosfer içinde yatay ve eğik düzlemlere gelen günlük toplam ışınım değerleri hesaplatılmıştır.

c) Saat 7.00' dan sistemin çalışma saati başlangıcı olan 10.00' a kadar anlık ışınım değerleri, faydalı enerji ve depo sıcaklığı 1' er saatlik periyotlarla hesaplatılmış ve yazdırılmıştır.

d) Saat 10.00' dan sistemin çalışma saatinin sonu olan 18.00' a kadar anlık ışınım değerleri, faydalı enerji, depo sıcaklığı, yardımcı enerji kaynağı ısıl gücü ve kolektör anlık verimleri hesaplatılarak yazdırılmıştır.

Kaynatıcı ısıl gücü Absorpsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik analizi ile modellenmiş ve alt program şeklinde simüle edilmiştir (Atmaca, 2002). Ayrıca kaynatıcı ısıl gücünü bulduran alt programın içinde de eriyik, su ve su buharının özeliklerini bulduran alt programlar kullanılmıştır. Bu akışkanların özelliklerini bulduran formüller Atmaca (2002)' den alınmıştır. Programda kullanılan önemli parametreler Atmaca (2002)' den optimum değerler seçilerek belirlenmiştir. Bu değerler, depo tank hacmi için 3750 kg, kolektör alanı için $50m^2$ ve referans sıcaklık için 90 ºC' dir.

3.8.2. Çalışma Şartlarının Belirlenmesi

Simülasyonlardan elde edilen sonuçlar 4. Bölümde grafik ve tablolar halinde detaylı bir şekilde incelenmiştir. Simülasyonda data olarak girilen çalışma şartları bu bölümde açıklanmaktadır.

Absorpsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik analizi yapılırken buharlaştırıcı su giriş sıcaklığı buharlaşma sıcaklığından 10^oC fazla, yoğuşturucu sıcaklığı absorber su giriş sıcaklığından 15^oC fazla ve kaynama sıcaklığı da kaynatıcı sıcak su giriş sıcaklığının 10^oC altında olduğu kabul edilerek simülasyon sonuçları alınmıştır.

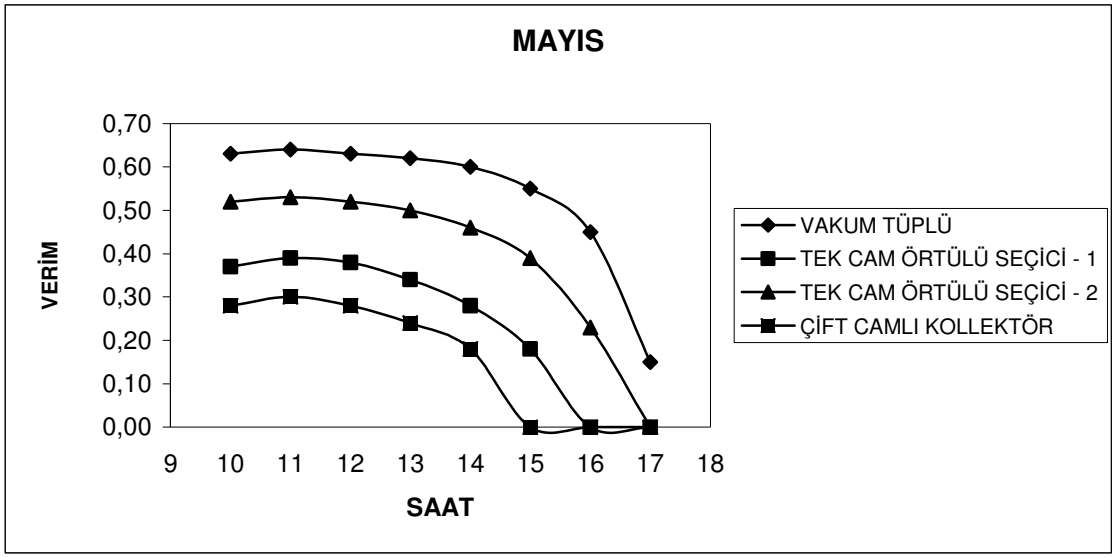
Absorberde, suyun absorberden çıkış sıcaklığının, giriş sıcaklığından 10 ^{o}C fazla olduğu kabul edilerek absorberdeki soğutma suyu debisi bulunmuş ve boyutlandırma yapılmıştır. Simülasyonda, yoğuşturucudaki soğutma suyu debisi 0.3 kg/s, kaynatıcıdaki sıcak su debisi 0.4 kg/s olarak alınmıştır. Buharlaştırıcıda soğutulan suyun debisi, soğutma yükünün sistem üzerindeki etkisi incelenirken, 12 kW' lık soğutma yükünde şart bağıntıları sağlanmadığı için 0.5 kg/s olarak alınmış, diğer incelemeler sırasında 0.4 kg/s olarak alınmıştır.

Güneş enerjili sistemin incelendiği ikinci simülasyon çalışmasında, sonuçlar Antalya ili için alınmıştır. Antalya'nın enlem açısı (e) 36.5^{o}, deniz seviyesinden yüksekliği (Z) 42 m' dir. Antalya için izafi güneşlenme süresi (t/t_o) Mayıs ayından Eylül ayına kadar sırasıyla 0.73, 0.82, 0.86, 0.88 ve 0.83 değerlerini almaktadır. Simülasyonda kolektör eğim açısı 35 ^{o} olarak alınmış, çevre sıcaklığı sürekli olarak 30 ^{o}C kabul edilmiştir.

4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

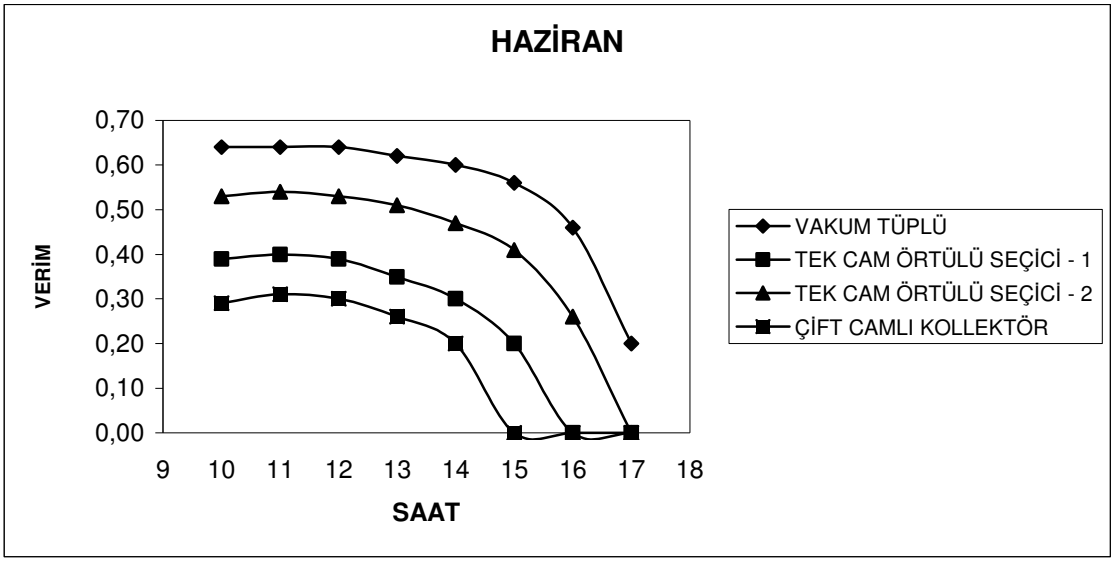
4.1. Anlık Kolektör Veriminin Değişimi

Mayıs ayından Eylül ayına kadar olan zaman dilimi içerisinde elde edilen grafikler incelendiğinde, anlık kolektör verim değerinin vakum tüplü güneş kolektörlerinde en fazla, çift camlı kolektörde ise en az olduğu görülmektedir.



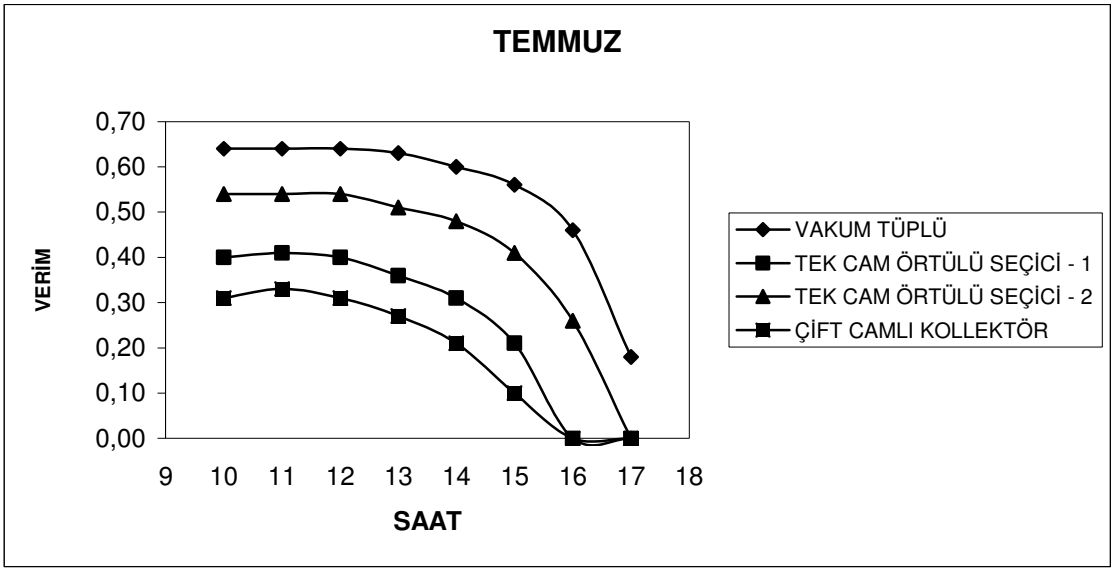
Şekil 4.1. Mayıs ayında belirli saatlerde anlık kolektör veriminin kolektör tipine bağlı olarak değişimi

Şekil 4.1. incelendiğinde Mayıs ayı içerisinde vakum tüplü kolektörlerde saat 13' de anlık kolektör verim değeri 0,62 civarındayken, tek cam örtülü seçici-2' de bu değer 0,48 civarına düşmekte, tek cam örtülü-1' de 0,35 civarında, son olarak da çift camlı kolektörde 0,25 civarındadır.



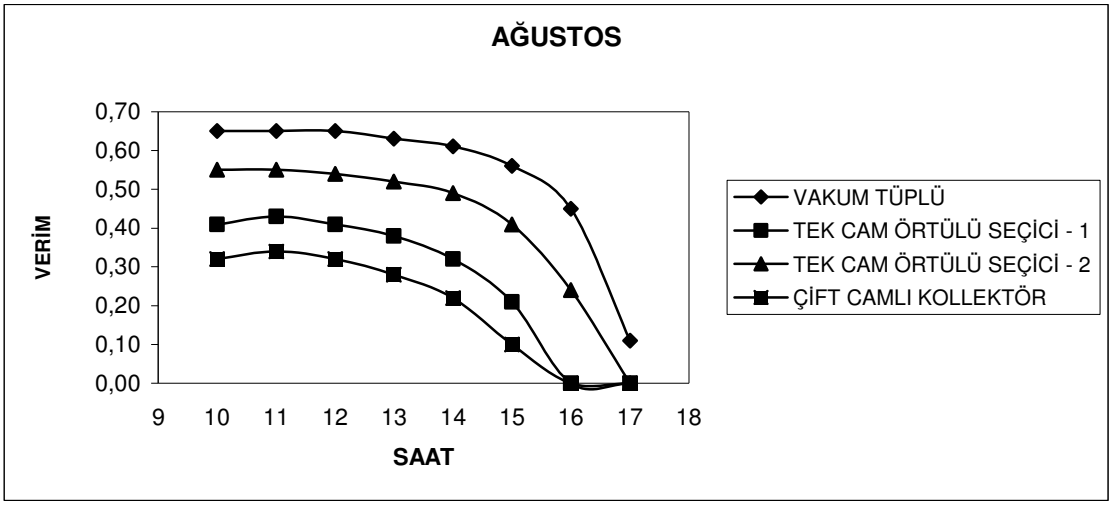
Şekil 4.2. Haziran ayında belirli saatlerde anlık kolektör veriminin kolektör tipine bağlı olarak değişimi

Şekil 4.2. incelendiğinde Haziran ayında vakum tüplü kolektörde saat 13' de anlık verim 0,62 tek cam örtülü seçici – 1'de 0,35 tek cam örtülü seçici-2 'de 0,51 çift camlı kolektörde 0,26 olduğu görülmektedir. Bu değerler Mayıs ayının değerleri ile karşılaştırıldığında verim değerinin artış gösterdiği tespit edilmiştir. Çift camlı kolektörde saat 15, tek cam örtülü seçici -1' de saat 16, tek cam örtülü seçici – 2' de saat 17' den sonra verim elde edemezken vakum tüplü kolektörde saat 17' de bile verim değeri 0,20'dir.



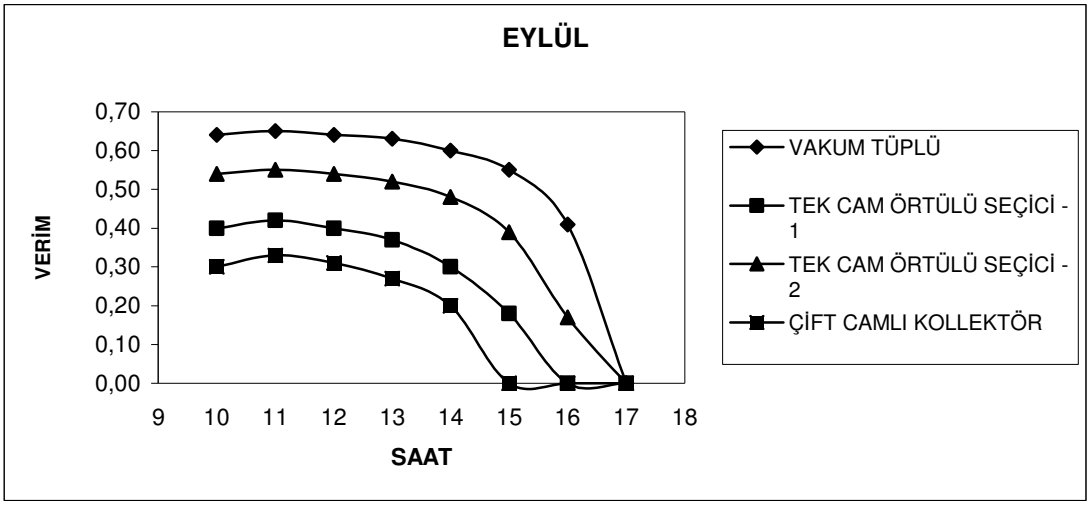
Şekil 4.3. Temmuz ayında belirli saatlerde anlık kolektör veriminin kolektör tipine bağlı olarak değişimi

Şekil 4.3. incelendiğinde Temmuz ayında vakum tüplü kolektörde saat 13' de anlık verim 0,63 tek cam örtülü seçici – 1'de 0,36 tek cam örtülü seçici-2 'de 0,52 çift camlı kolektörde 0,27 olduğu görülmektedir. Bu değerler Haziran ayının değerleri ile karşılaştırıldığında verim değerinin artış gösterdiği tespit edilmiştir. Çift camlı kolektörde saat 16, tek cam örtülü seçici -1' de saat 16, tek cam örtülü seçici – 2' de saat 17' den sonra verim elde edemezken vakum tüplü kolektörde saat 17' de bile verim değeri 0,18'dir. Mayıs ve Haziran ayları baz alındığında, çift camlı kolektörlerden Temmuz ayında daha fazla verim elde edildiği görülmektedir.



Şekil 4.4. Ağustos ayında belirli saatlerde anlık kolektör veriminin kolektör tipine bağlı olarak değişimi

Şekil 4.4. incelendiğinde Ağustos ayında vakum tüplü kolektörde saat 13' de anlık verim 0,63 tek cam örtülü seçici – 1'de 0,38 tek cam örtülü seçici-2 'de 0,52 çift camlı kolektörde 0,28 olduğu görülmektedir. Bu değerler Temmuz ayının değerleri ile karşılaştırıldığında verim, vakum tüplü kolektör ile tek cam örtülü seçici-2' de sabit kalırken diğer kolektör tiplerinde artış göstermiştir. Temmuz ayında olduğu gibi çift camlı kolektörde saat 16, tek cam örtülü seçici -1' de saat 16, tek cam örtülü seçici – 2' de saat 17' den sonra verim elde edemezken vakum tüplü kolektörde saat 17' de bile verim değeri 0,11'dir. Ağustos ayında, vakum tüplü kolektörlerdeki verim değeri, önceki aylara göre kıyaslandığında saat 17' den sonra daha düşük olduğu görülmektedir. Bu düşüş, kolektörün absorbe ettiği güneş ışınımıyla, güneşin kolektör yüzey alanına geldiği açıyla ilgilidir.

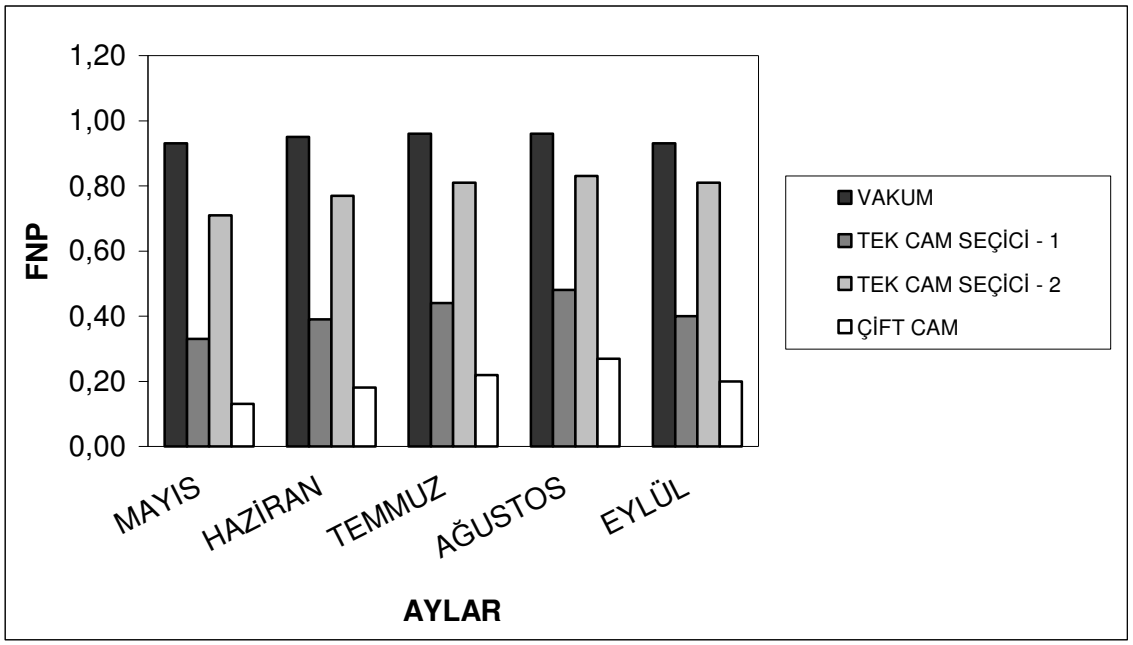


Şekil 4.5. Eylül ayında belirli saatlerde anlık kolektör veriminin kolektör tipine bağlı olarak değişimi

Şekil 4.5. incelendiğinde Eylül ayında vakum tüplü kolektörde saat 13' de anlık verim 0,63 tek cam örtülü seçici – 1'de 0,37 tek cam örtülü seçici-2 'de 0,52 çift camlı kolektörde 0,27 olduğu görülmektedir. Bu değerler göz önüne alındığında saat 13'de Eylül ayında bile vakum tüplü kolektörlerde verim değerinin Ağustos ayına göre sabit kaldığı fakat ilerleyen saatlerde gittikçe düştüğü görülmektedir. Hatta saat 17' den sonra verim elde edemediğimiz tespit edilmiştir. Bu durum diğer kolektör tipleri için de aynıdır.

Sonuç olarak Eylül ayında verim değerindeki bu düşüş güneş ışınımı ile doğru orantılıdır.

4.2. FNP (Güneşten Yararlanma Oranının) Değişimi



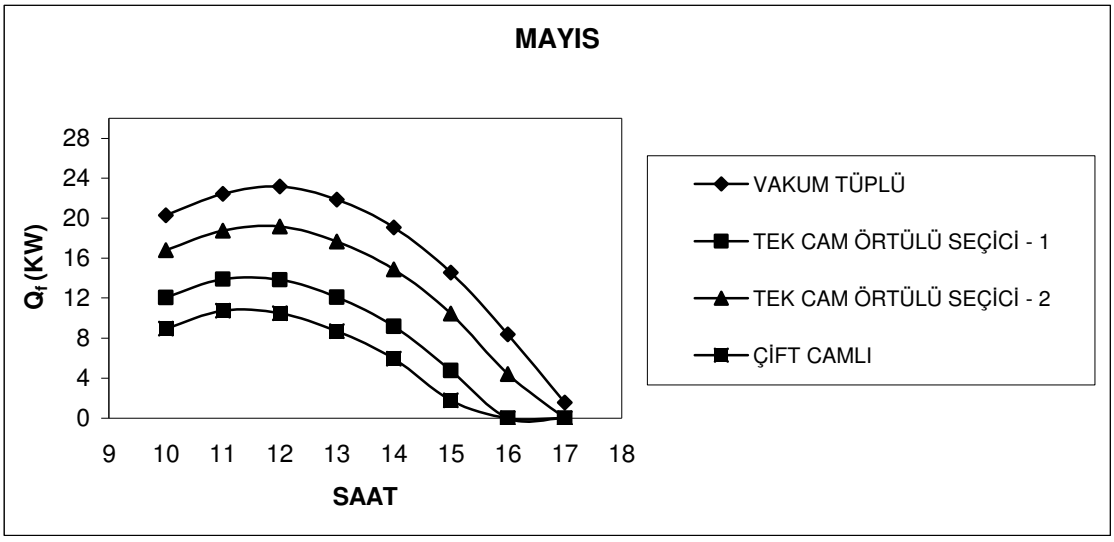
Şekil 4.6. Aylara göre kolektör çeşitlerinde güneş enerjisinden yararlanma oranı FNP değişimi

Şekil 4.6. incelendiğinde değişik dört tip kolektörlerin güneşten yararlanma oranı FNP'nin aylara göre değişimi görülebilmektedir. Vakum tüplü güneş kolektörlerinde daha yüksek FNP değerleri elde edildiği görülmüştür. Haziran ayı incelendiğinde FNP değerinin vakum tüplü kolektörlerde 0,95 civarında, tek cam seçici-2' de 0,77 civarında, tek cam seçici-1'de 0,39 civarında ve son olarak da çift camlı kolektörde yaklaşık 0,18 olduğu görülmektedir. Yüksek verimli kolektörlerde FNP değerinin arttığı görülmüştür. FNP değerinin en yüksek olduğu kolektör, verim değerinin en yüksek olduğu kolektör olan vakum tüplü kolektörlerdir.

$FNP = 1 - \frac{Q_y}{Qkay}$ formülünden ve şekil 4.6.'dan anlaşıldığı üzere vakum tüplü güneş kolektörlerinde yardımcı ısıl güç kaynağı diğer kolektör tiplerine göre daha azdır.

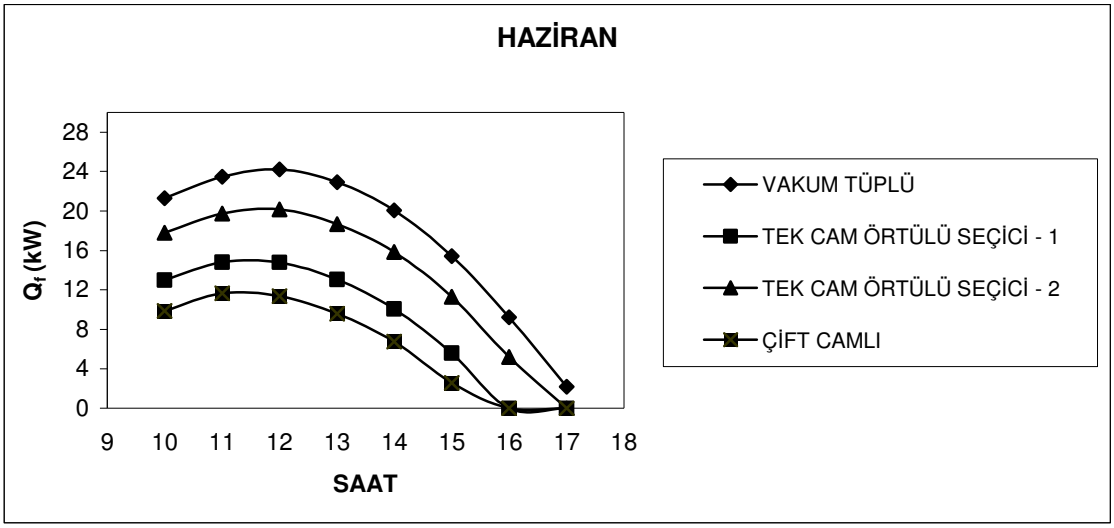
4.3.Faydalı Enerjinin Değişimi

Mayıs ayından Eylül ayına kadar olan zaman dilimi içerisinde elde edilen grafikler incelendiğinde, vakum tüplü güneş kolektörlerinde faydalı enerji değerinin en fazla, çift camlı kolektörde ise en az olduğu görülmektedir. Verimin en fazla olduğu vakum tüplü kolektörlerde, faydalı enerji miktarının da fazla olması beklenen bir durumdur. Elde edilen grafiklerden de verim ve faydalı enerji arasındaki doğru orantı açıkça görülmektedir.



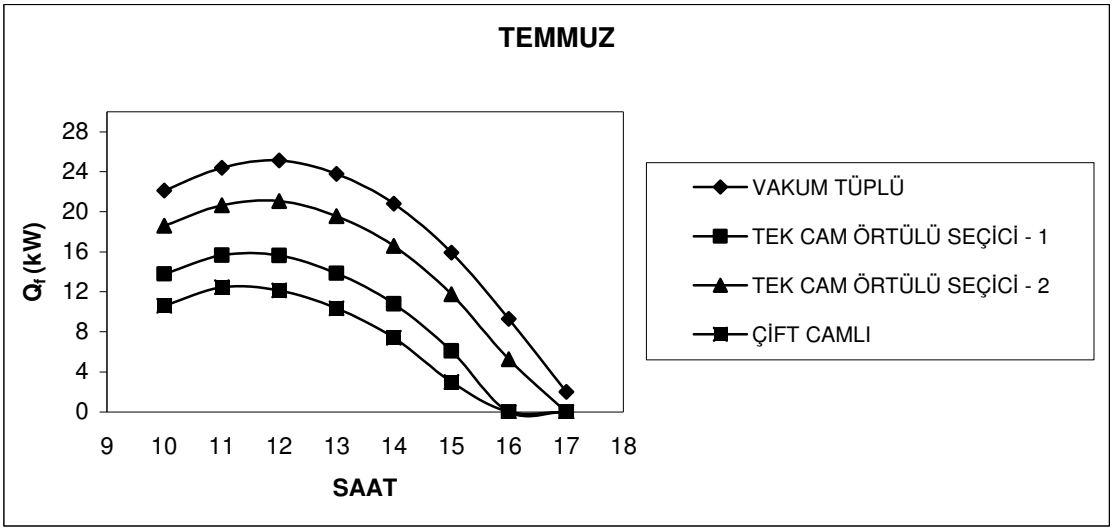
Şekil 4.7. Mayıs ayında belirli saatlerde, kolektörlerde toplanan faydalı enerjinin kolektör tipine göre değişimi

Şekil 4.7. incelendiğinde, Mayıs ayında saat 12' de faydalı enerji değeri vakum tüplü kolektörde yaklaşık 23 kW iken, tek cam örtülü seçici – 2' de bu değer 19 kW civarında, tek cam örtülü seçici – 1' de yaklaşık 14 kW ve son olarak da çift camlı kolektörde 10,5 kW civarındadır.



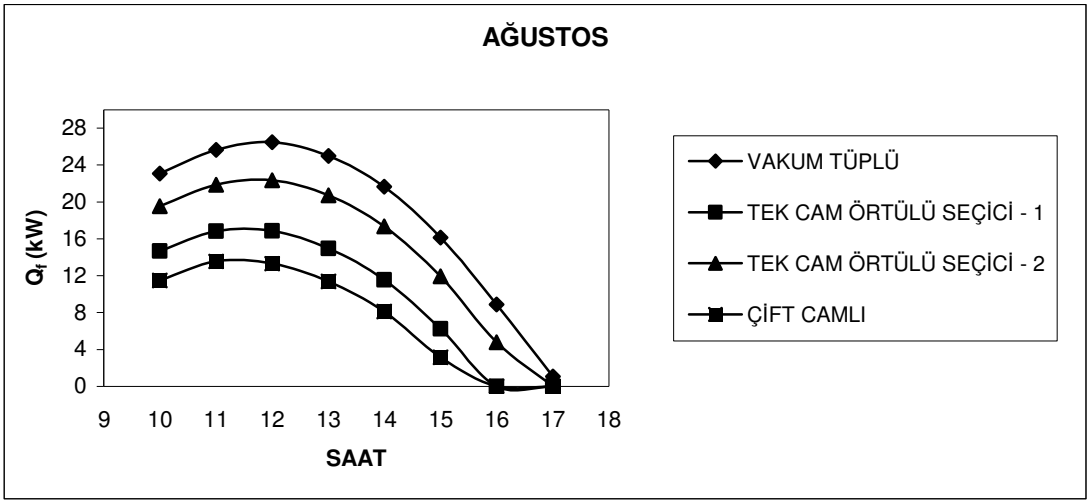
Şekil 4.8. Haziran ayında belirli saatlerde, kolektörlerde toplanan faydalı enerjinin kolektör tipine göre değişimi

Şekil 4.8. incelendiğinde, Haziran ayında saat 12' de faydalı enerji değeri vakum tüplü kolektörde yaklaşık 24 kW iken, tek cam örtülü seçici – 2' de bu değer 20 kW civarında, tek cam örtülü seçici – 1' de yaklaşık 15 kW ve son olarak da çift camlı kolektörde 11,4 kW civarındadır. Haziran ayında elde edilen faydalı enerji değerlerini Mayıs ayı ile karşılaştırdığımızda, güneş ışınımına dolayısıyla verime bağlı olarak, faydalı enerji miktarının Mayıs ayına göre artmış olduğunu belirtebiliriz. Artan verime bağlı olarak artan faydalı enerji miktarı beklenen bir durumdur.



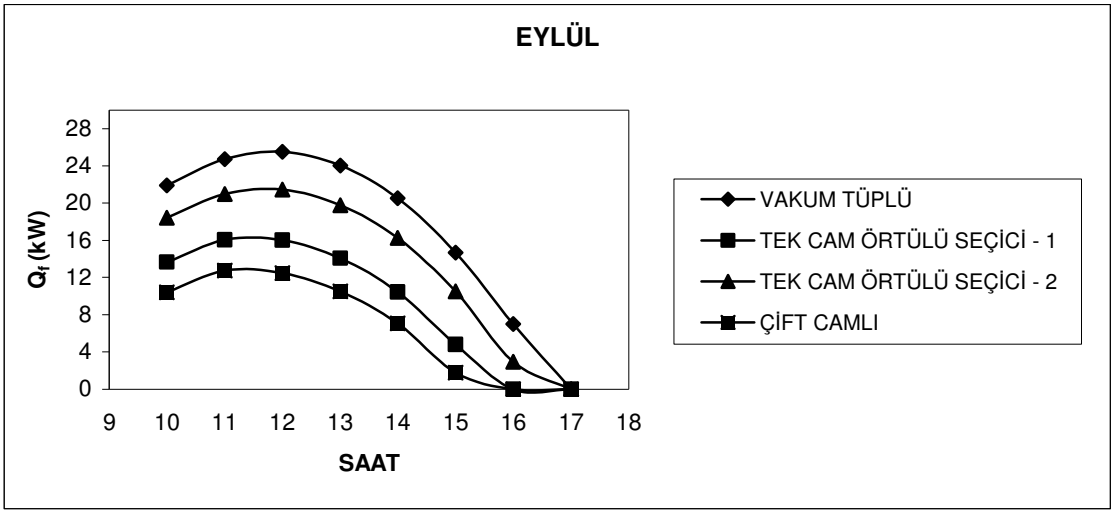
Şekil 4.9. Temmuz ayında belirli saatlerde, kolektörlerde toplanan faydalı enerjinin kolektör tipine göre değişimi

Şekil 4.9. incelendiğinde, Temmuz ayında saat 12' de faydalı enerji değeri vakum tüplü kolektörde yaklaşık 25 kW iken, tek cam örtülü seçici – 2' de bu değer 21 kW civarında, tek cam örtülü seçici – 1' de yaklaşık 15,7 kW ve son olarak da çift camlı kolektörde 12 kW civarındadır. Haziran ayında elde edilen faydalı enerji değerlerini önceki aylara göre karşılaştırdığımızda, güneş ışınımına dolayısıyla verime bağlı olarak, faydalı enerji miktarının artmış olduğunu belirtebiliriz. Artan verime bağlı olarak faydalı enerji miktarı artmıştır. Temmuz ayı grafiğini incelediğimizde, çift camlı kolektör ile tek cam seçici-1' de saat 16'dan sonra, tek cam örtülü – 2'de saat 17'den sonra faydalı enerji elde edilemediği görülmüştür. Buna rağmen vakum tüplü kolektörde saat 17'de bile faydalı enerji miktarı yaklaşık 2kW civarındadır.



Şekil 4.10. Ağustos ayında belirli saatlerde, kolektörlerde toplanan faydalı enerjinin kolektör tipine göre değişimi

Şekil 4.10. incelendiğinde, Ağustos ayında saat 12' de faydalı enerji değeri vakum tüplü kolektörde yaklaşık 26 kW iken, tek cam örtülü seçici – 2' de bu değer 22 kW civarında, tek cam örtülü seçici – 1' de yaklaşık 17 kW ve son olarak da çift camlı kolektörde 13 kW civarındadır. Ağustos ayında elde edilen faydalı enerji değerlerini önceki aylara göre karşılaştırdığımızda, güneş ışınımına dolayısıyla verime bağlı olarak, faydalı enerji miktarının artmış olduğunu belirtebiliriz. Artan verime bağlı olarak faydalı enerji miktarı artmıştır. Ağustos ayı grafiğini incelediğimizde, Temmuz ayında olduğu gibi çift camlı kolektör ile tek cam seçici-1 'de saat 16'dan sonra, tek cam örtülü – 2'de saat 17'den sonra faydalı enerji elde edilemediği görülmüştür. Fakat vakum tüplü kolektörde saat 17 'de faydalı enerji miktarının bir önceki aya göre 2kW 'dan yaklaşık1,5kW' a düştüğü görülmüştür. Bu durumu da Temmuz ayındaki daha yüksek verim değerlerine bağlayabiliriz.

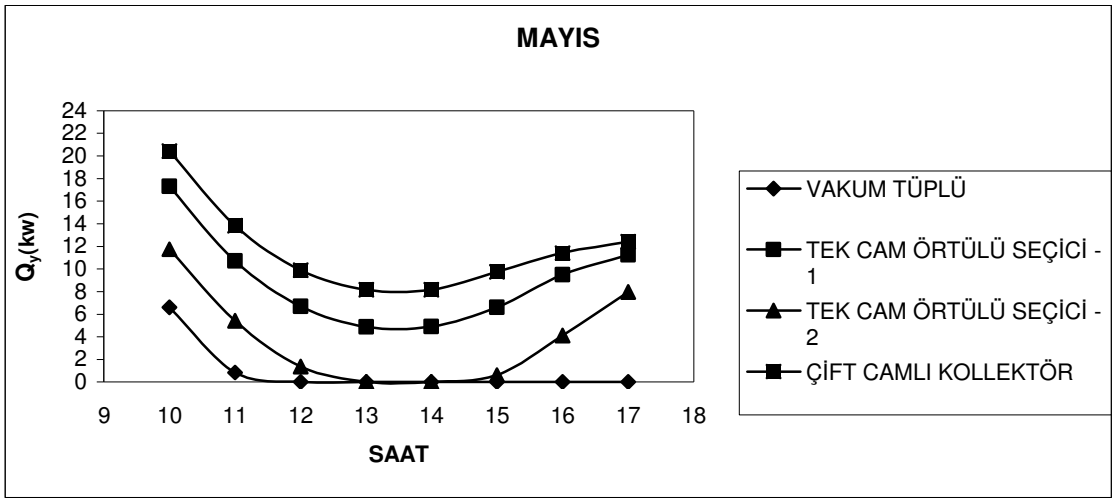


Şekil 4.11. Eylül ayında belirli saatlerde, kolektörlerde toplanan faydalı enerjinin kolektör tipine göre değişimi

Şekil 4.11. incelendiğinde, Eylül ayında saat 12' de faydalı enerji değeri vakum tüplü kolektörde yaklaşık 25 kW iken, tek cam örtülü seçici – 2' de bu değer 21 kW civarında, tek cam örtülü seçici – 1' de yaklaşık 16 kW ve son olarak da çift camlı kolektörde 12 kW civarındadır. Eylül ayında elde edilen faydalı enerji değerlerini önceki aylara göre karşılaştırdığımızda, güneş ışınımına dolayısıyla verime bağlı olarak, faydalı enerji miktarının azalmış olduğunu belirtebiliriz. Azalan verime bağlı olarak faydalı enerji miktarı da azalmıştır. Eylül ayı grafiğini incelediğimizde, Ağustos ayında olduğu gibi çift camlı kolektör ile tek cam seçici-1 'de saat 16'dan sonra, tek cam örtülü – 2 ile vakum tüplü kolektörün saat 17'den sonra faydalı enerji elde edilemediği görülmüştür. Bu durumu da daha önceki aylara göre gittikçe azalan güneş ışınımına ve dolayısıyla azalan verim değerlerine bağlayabiliriz.

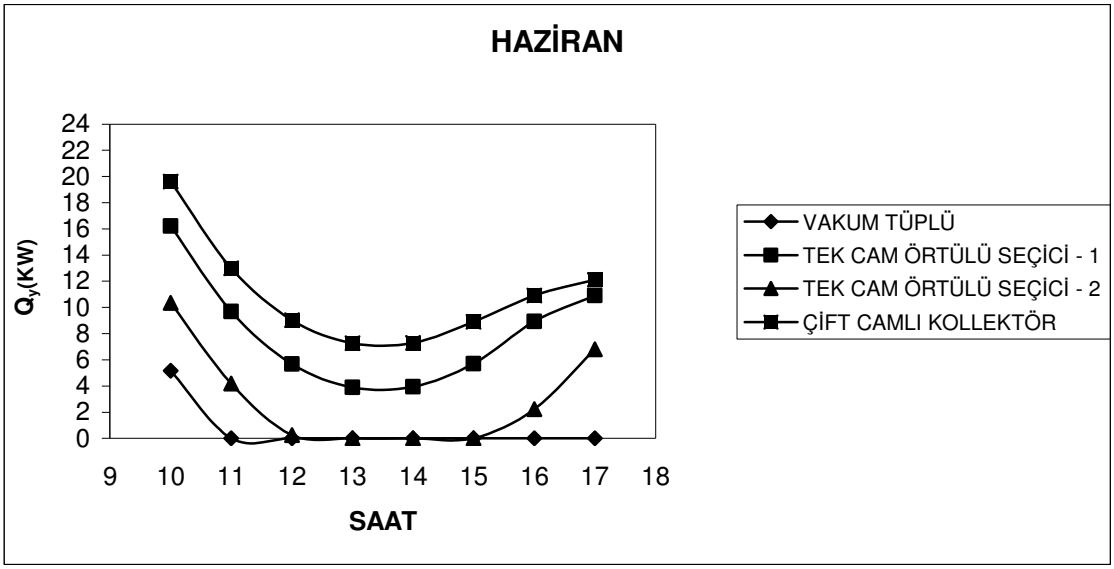
4.4. Kullanılan Yardımcı Enerji Kaynağı Kapasitesi

Mayıs ayından eylül ayına kadar olan zaman dilimi içerisinde, elde edilen grafikler incelendiğinde, yardımcı enerji kaynağı ısıl gücünün, vakum tüplü güneş kolektörlerinde en az, çift camlı kolektörlerde ise an fazla olduğu görülmektedir.



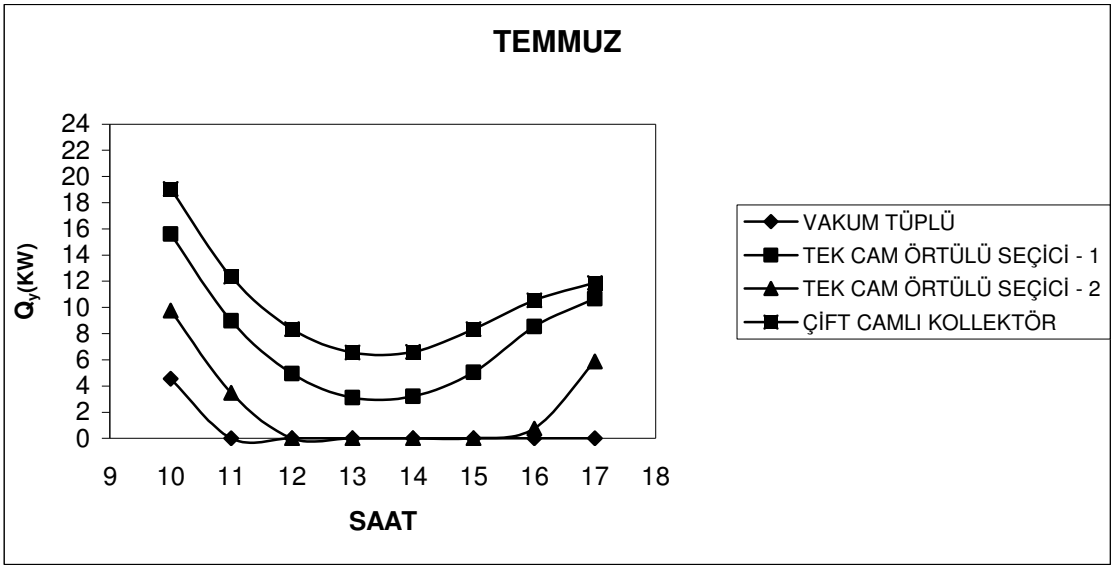
Şekil 4.12. Mayıs ayında belirli saatlere göre, değişik kolektör tipleri için Qy (kullanılan yardımcı enerji kaynağı ısıl gücü) değişimi

Şekil 4.12 incelendiğinde, Mayıs ayında sat 12'de vakum tüplü kolektörde yardımcı enerji kaynağına ihtiyaç yoktur. Tek cam örtülü seçici – 2' de yardımcı enerji kaynağı ısıl gücü yaklaşık 1,4 kW, tek cam örtülü seçici- 1 için yaklaşık 6,7 kW iken son olarak da çift camlı kolektörde 9,9 kW civarındadır. En fazla verim elde edilen vakum tüplü kolektörde, yardımcı enerji kaynağı değerlerinin giderek azalması beklenen bir durumdur. Grafik incelendiğinde, yardımcı enerji kaynağına en fazla ihtiyaç duyan kolektör tipinin çift camlı kolektör olarak görüyoruz. Bunun sebebini çift camlı kolektörlerde elde edilen en az verimle açıklayabiliriz.



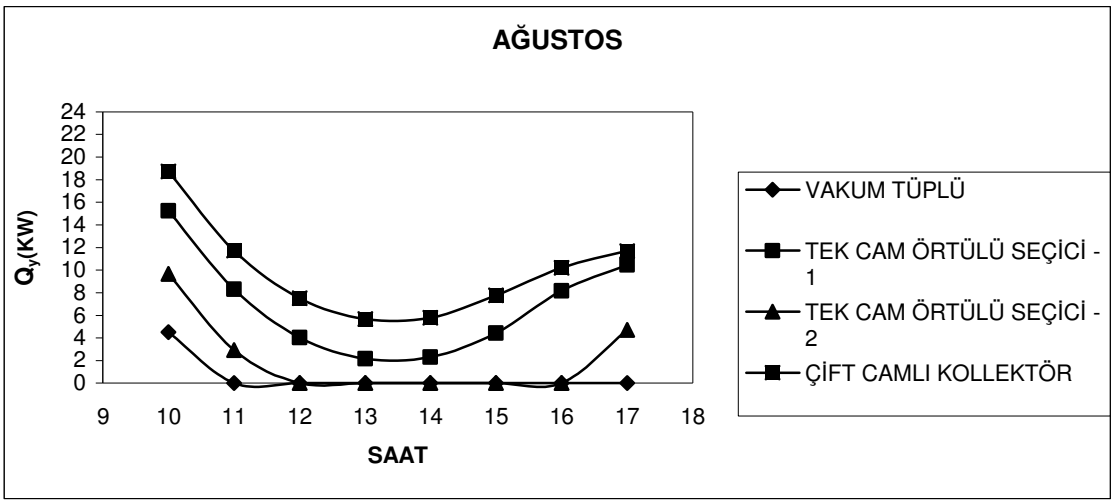
Şekil 4.13. Haziran ayında belirli saatlere göre, değişik kolektör tipleri için Qy (kullanılan yardımcı enerji kaynağı ısıl gücü) değişimi

Şekil 4.13 incelendiğinde, Haziran ayında sat 12'de vakum tüplü kolektörde yardımcı enerji kaynağına ihtiyaç yoktur. Tek cam örtülü seçici – 2' de yardımcı enerji kaynağı ısıl gücü yaklaşık 0,25 kW, tek cam örtülü seçici- 1 için yaklaşık 5,7 kW iken son olarak da çift camlı kolektörde 9 kW civarındadır. Grafik incelendiğinde Mayıs ayına göre yardımcı enerji kaynağı değerinin giderek azaldığı görülmektedir. Bunun sebebini bir önceki aylara göre artan verim değerlerine bağlayabiliriz. Haziran ayında vakum tüplü kolektörde saat 11' den sonra yardımcı enerji kaynağına ihtiyaç yoktur. Bu durum vakum tüplü kolektörlerden, diğer kolektör tiplerine göre maksimum verim elde edilmesinin bir sonucudur.



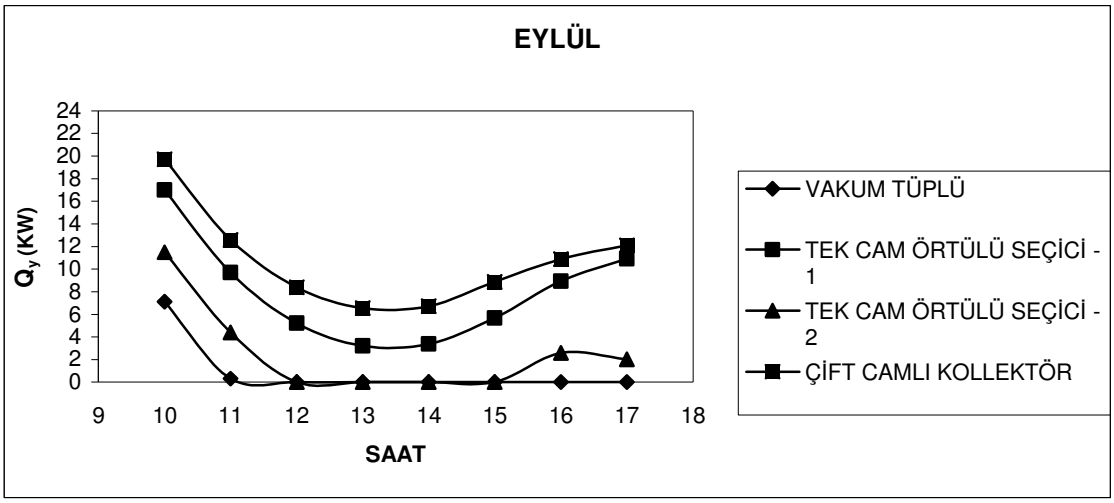
Şekil 4.14. Temmuz ayında belirli saatlere göre, değişik kolektör tipleri için Qy (kullanılan yardımcı enerji kaynağı ısıl gücü) değişimi

Şekil 4.14 incelendiğinde, Temmuz ayında saat 12'de vakum tüplü kolektör ile tek cam örtülü seçici – 2' de yardımcı enerji kaynağına ihtiyaç yoktur. Tek cam örtülü seçici- 1 için yaklaşık 5 kW iken son olarak da çift camlı kolektörde 8 kW civarındadır. Grafik incelendiğinde önceki aylara göre yardımcı enerji kaynağı değerinin giderek azaldığını hatta bu değere vakum tüplü kolektörlerde saat 12'den sonra hiç ihtiyaç olmadığı görülmektedir. Bunun sebebini bir önceki aylara göre artan verim değerlerine bağlayabiliriz. Bu durum verim değeri ile yardımcı enerji kaynağı değeri arasındaki ters orantının bir sonucudur.



Şekil 4.15. Ağustos ayında belirli saatlere göre, değişik kolektör tipleri için Qy (kullanılan yardımcı enerji kaynağı ısıl gücü) değişimi

Şekil 4.15 incelendiğinde, Ağustos ayında saat 12'de vakum tüplü kolektör ile tek cam örtülü seçici – 2' de yardımcı enerji kaynağına ihtiyaç yoktur. Tek cam örtülü seçici- 1 için yaklaşık 4 kW iken son olarak da çift camlı kolektörde 7,5 kW civarındadır. Grafik incelendiğinde önceki aylara göre yardımcı enerji kaynağı değerinin giderek azaldığını hatta bu değere vakum tüplü kolektörlerde daha önceki aylarda olduğu gibi saat 12'den sonra hiç ihtiyaç olmadığı görülmektedir. Bunun sebebini bir önceki aylara göre artan verim değerlerine bağlayabiliriz. Bu durum verim değeri ile yardımcı enerji kaynağı değeri arasındaki ters orantının bir sonucudur.

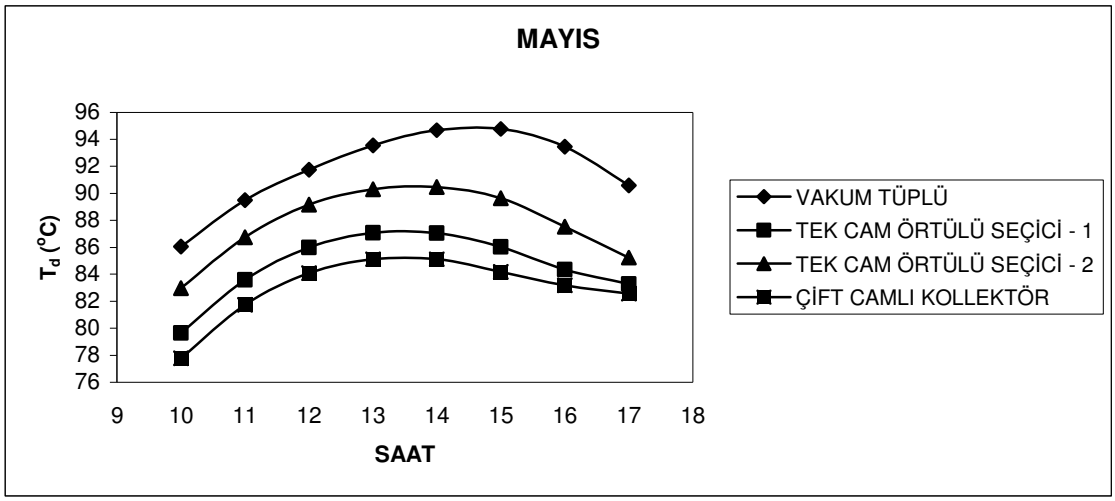


Şekil 4.16. Eylül ayında belirli saatlere göre, değişik kolektör tipleri için Qy (kullanılan yardımcı enerji kaynağı ısıl gücü) değişimi

Şekil 4.16 incelendiğinde, Eylül ayında saat 12'de vakum tüplü kolektör ile tek cam örtülü seçici – 2' de yardımcı enerji kaynağına ihtiyaç yoktur. Tek cam örtülü seçici- 1 için yaklaşık 5,2 kW iken son olarak da çift camlı kolektörde 8,4 kW civarındadır. Grafik incelendiğinde önceki aylara göre yardımcı enerji kaynağı değerinin arttığı görülmektedir. Bunun sebebini bir önceki aylara göre azalan verim değerlerine bağlayabiliriz. Bu durum verim değeri ile yardımcı enerji kaynağı değeri arasındaki ters orantının bir sonucudur.

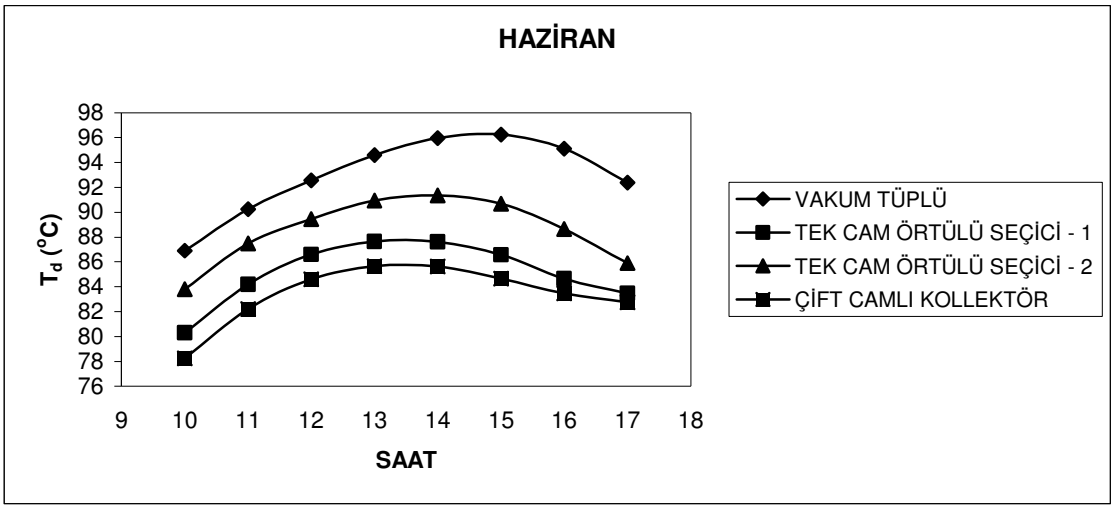
4.5.Depo Sıcaklığının Değişimi

Mayıs ayından Eylül ayına kadar olan zaman dilimi içerisinde elde edilen grafikler incelendiğinde, depo sıcaklığı değerinin vakum tüplü güneş kolektörlerinde en fazla, çift camlı kolektörde ise en az olduğu görülmektedir.



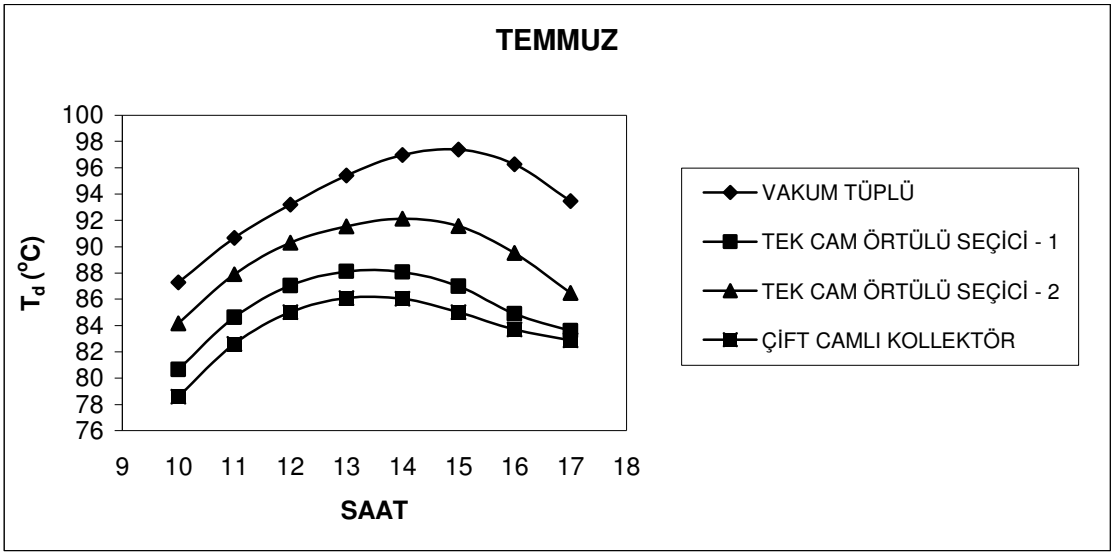
Şekil 4.17. Mayıs ayında, belirli saatlerde depo sıcaklığının kolektör tipine göre değişimi

Şekil 4.17. incelendiğinde, Mayıs ayında saat 12'de vakum tüplü kolektörde depo sıcaklığı yaklaşık 92 ºC, tek cam örtülü seçici – 2'de bu değer 89 ºC civarında, tek cam örtülü seçici- 1 için yaklaşık 86 ºC iken son olarak da çift camlı kolektörde 84 ºC civarındadır. Diğer kolektör tiplerine göre en yüksek verimin elde edildiği vakum tüplü kolektörlerde depo sıcaklığının da en yüksek değerde olması beklenen bir durumdur. Artan verim değeriyle birlikte depo sıcaklığı da doğru orantılı olarak artar.



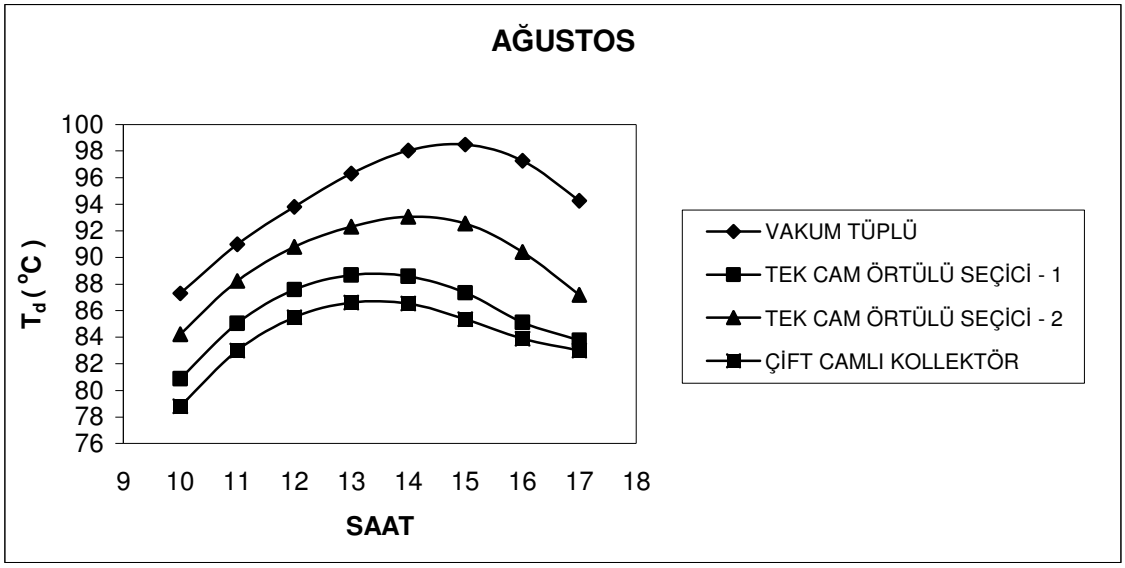
Şekil 4.18. Haziran ayında, belirli saatlerde depo sıcaklığının kolektör tipine göre değişimi

Şekil 4.18. incelendiğinde, Haziran ayında saat 12'de vakum tüplü kolektörde depo sıcaklığı yaklaşık 93 ºC, tek cam örtülü seçici – 2'de bu değer 90 ºC civarında, tek cam örtülü seçici- 1 için yaklaşık 87 ºC iken son olarak da çift camlı kolektörde 85 ºC civarındadır. Elde edilen bu değerleri Mayıs ayı ile karşılaştırdığımızda artan verimle doğru orantılı olarak depo sıcaklığı değerlerinin de arttığı görülmüştür.



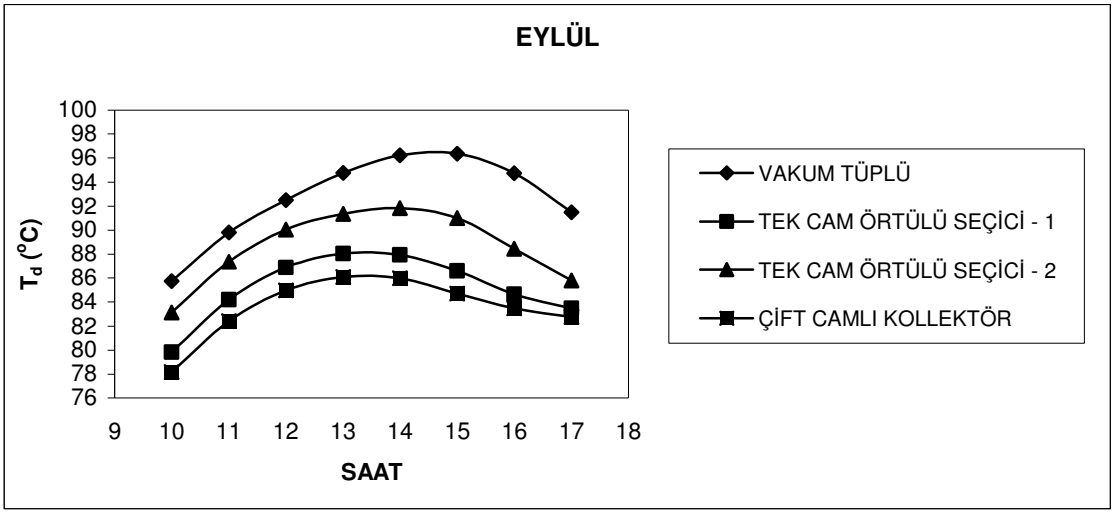
Şekil 4.19. Temmuz ayında, belirli saatlerde depo sıcaklığının kolektör tipine göre değişimi

Şekil 4.19. incelendiğinde, Temmuz ayında saat 12'de vakum tüplü kolektörde depo sıcaklığı yaklaşık 94 ºC, tek cam örtülü seçici – 2'de bu değer 91 ºC civarında, tek cam örtülü seçici- 1 için yaklaşık 88 ºC iken son olarak da çift camlı kolektörde 86 ºC civarındadır. Elde edilen bu değerleri daha önceki aylarda elde edilen değerlerle karşılaştırdığımızda artan verimle doğru orantılı olarak depo sıcaklığı değerlerinin de arttığı görülmüştür. Temmuz ayında depo sıcaklığının maksimum olduğu değer vakum tüplü kolektörde yaklaşık 97 ºC olup bu durum saat 10 'da yaşanmıştır. Minimum depo sıcaklığı değeri ise yaklaşık 79 ºC olup, bu değer çift camlı kolektörlerde ssat 15' de elde edilmiştir.



Şekil 4.20. Ağustos ayında, belirli saatlerde depo sıcaklığının kolektör tipine göre değişimi

Şekil 4.20. incelendiğinde, Ağustos ayında saat 12'de vakum tüplü kolektörde depo sıcaklığı yaklaşık 94,5 ºC, tek cam örtülü seçici – 2'de bu değer 91,5 ºC civarında, tek cam örtülü seçici- 1 için yaklaşık 88,4 ºC iken son olarak da çift camlı kolektörde 86,3 ºC civarındadır. Elde edilen bu değerleri daha önceki aylarda elde edilen değerlerle karşılaştırdığımızda artan verimle doğru orantılı olarak depo sıcaklığı değerlerinin de arttığı görülmüştür. Ağustos ayında depo sıcaklığının maksimum olduğu değer vakum tüplü kolektörde yaklaşık 99 ºC olup bu durum saat 10 'da yaşanmıştır. Minimum depo sıcaklığı değeri ise yaklaşık 79,5 ºC olup, bu değer çift camlı kolektörlerde saat 15'de elde edilmiştir.

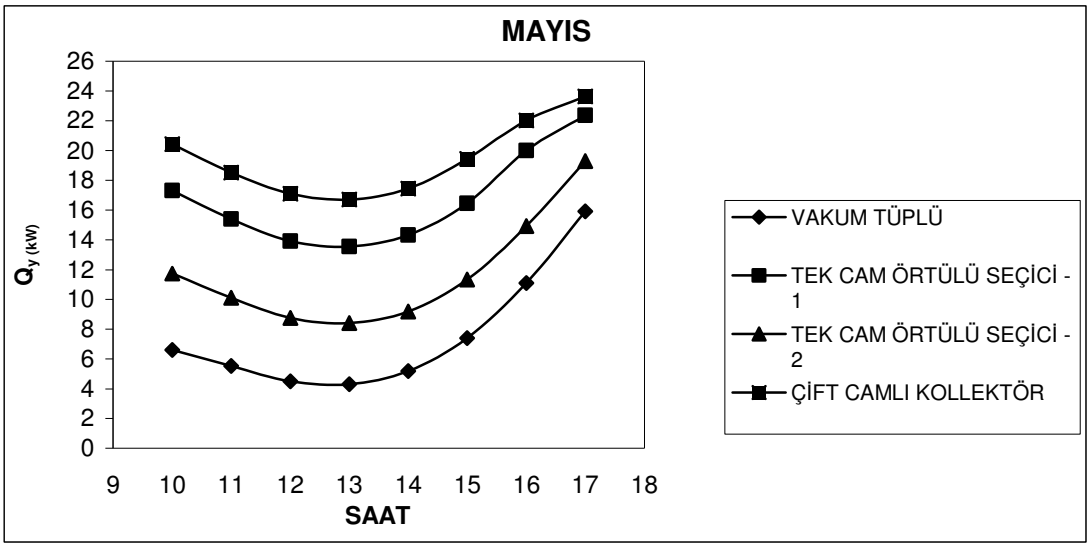


Şekil 4.21. Eylül ayında, belirli saatlerde depo sıcaklığının kolektör tipine göre değişimi

Şekil 4.21. incelendiğinde, Eylül ayında saat 12'de vakum tüplü kolektörde depo sıcaklığı yaklaşık 92 ºC, tek cam örtülü seçici – 2'de bu değer 90 ºC civarında, tek cam örtülü seçici- 1 için yaklaşık 86 ºC iken son olarak da çift camlı kolektörde 85 ºC civarındadır. Elde edilen bu değerleri daha önceki aylarda elde edilen değerlerle karşılaştırdığımızda azalan verimle doğru orantılı olarak depo sıcaklığı değerlerinin de azaldığı görülmüştür. Eylül ayında depo sıcaklığının maksimum olduğu değer vakum tüplü kolektörde yaklaşık 96 ºC olup bu durum saat 10 'da yaşanmıştır. Minimum depo sıcaklığı değeri ise yaklaşık 78 ºC olup, bu değer çift camlı kolektörlerde saat 15'de elde edilmiştir.

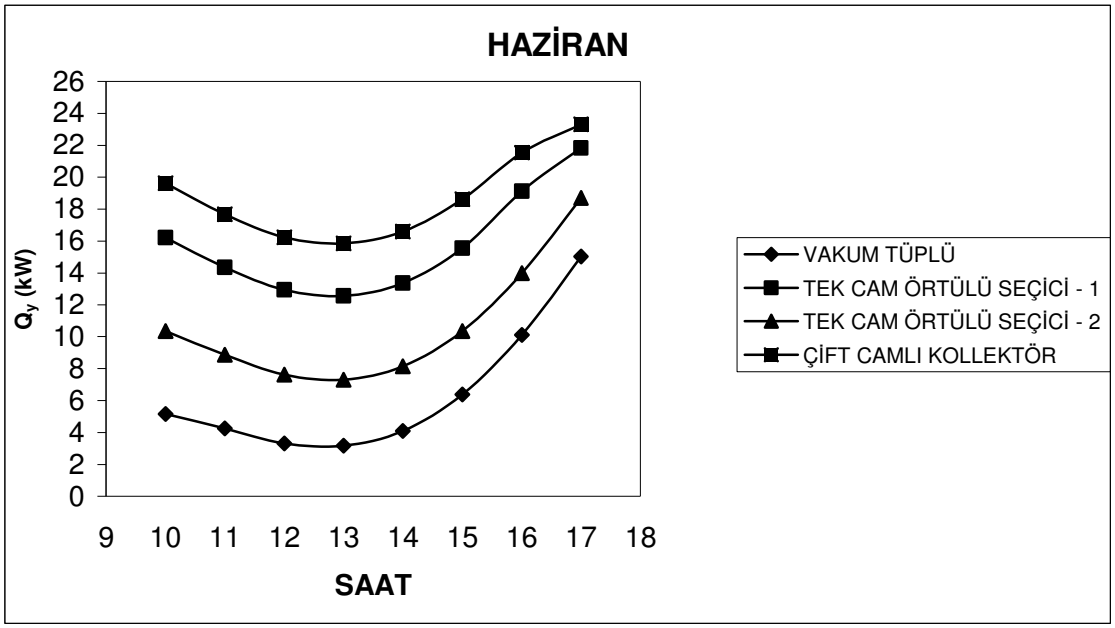
4.6.Soğutma Kapasitesinin Sisteme Etkisinin İncelenmesi

Qbuh değeri 20 kW olarak program yeniden simüle edildiğinde, elde edilen grafiklerden Qbuh değeri 10,5 kW olduğu duruma göre daha fazla yardımcı enerji kaynağı kullanıldığı tespit edilmiştir.



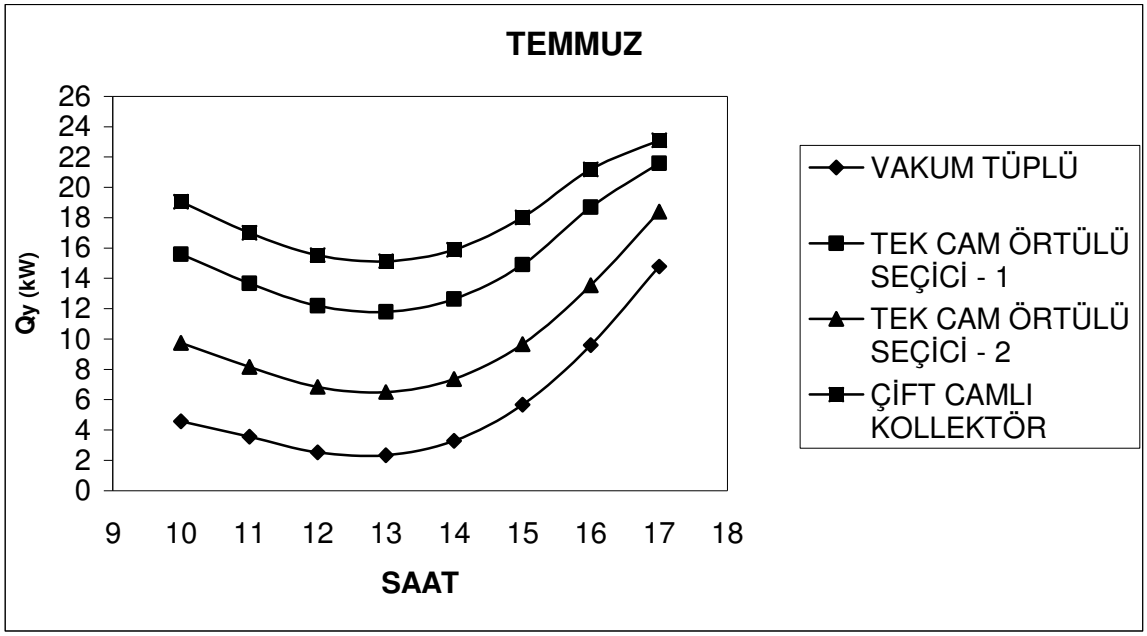
Şekil 4.22. Mayıs ayında belirli saatlere göre, değişik kolektör tipleri için Qy (kullanılan yardımcı enerji kaynağı ısıl gücü) değişimi

Şekil 4.22. incelendiğinde, Mayıs ayında saat 12'de yardımcı enerji kaynağı ısıl gücü ilk duruma göre oldukça fazladır. Vakum tüplü kolektörde bu değer yaklaşık 4,51 kW, tek cam seçici örtülü – 2' de yaklaşık 8,76 kW, tek cam seçici örtülü-1' de 13,93 kW civarında ve son olarak da çift camlı kolektörde yaklaşık 17,09 kW değerindedir.



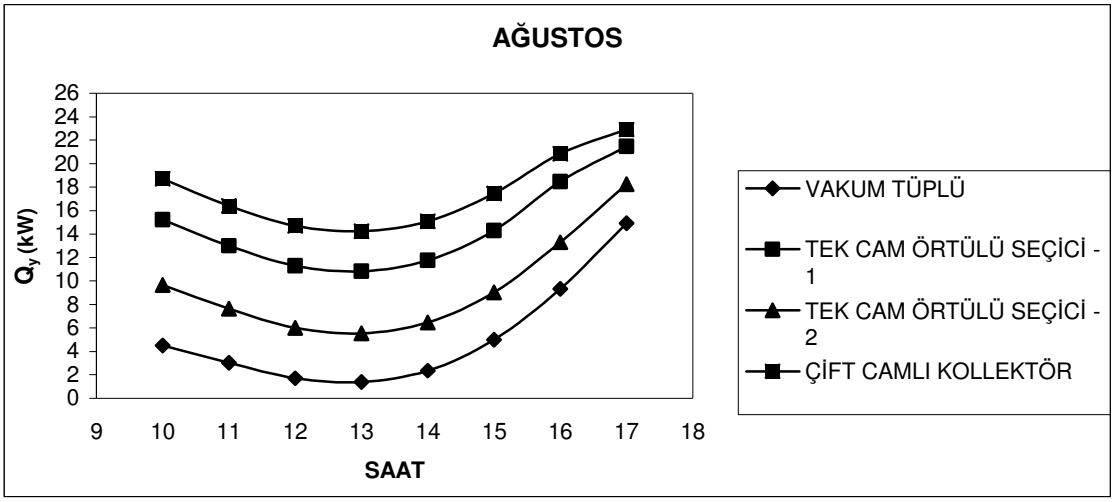
Şekil 4.23. Haziran ayında belirli saatlere göre, değişik kolektör tipleri için Qy (kullanılan yardımcı enerji kaynağı ısıl gücü) değişimi

Şekil 4.23. incelendiğinde, Haziran ayında saat 12'de yardımcı enerji kaynağı ısıl gücü Qbuh değeri 10,5 kW olduğu duruma göre oldukça fazladır. Vakum tüplü kolektörde bu değer yaklaşık 3,3 kW, tek cam seçici örtülü – 2' de yaklaşık 7,6 kW, tek cam seçici örtülü-1' de 13 kW civarında ve son olarak da çift camlı kolektörde yaklaşık 16 kW değerindedir. Şekil 4.13 incelendiğinde (Qbuh değeri 10,5 kW), Haziran ayında saat 12'de vakum tüplü kolektörde yardımcı enerji kaynağına ihtiyaç yoktur. Tek cam örtülü seçici – 2' de yardımcı enerji kaynağı ısıl gücü yaklaşık 0,25 kW, tek cam örtülü seçici- 1 için yaklaşık 5,7 kW iken son olarak da çift camlı kolektörde 9 kW civarındadır.



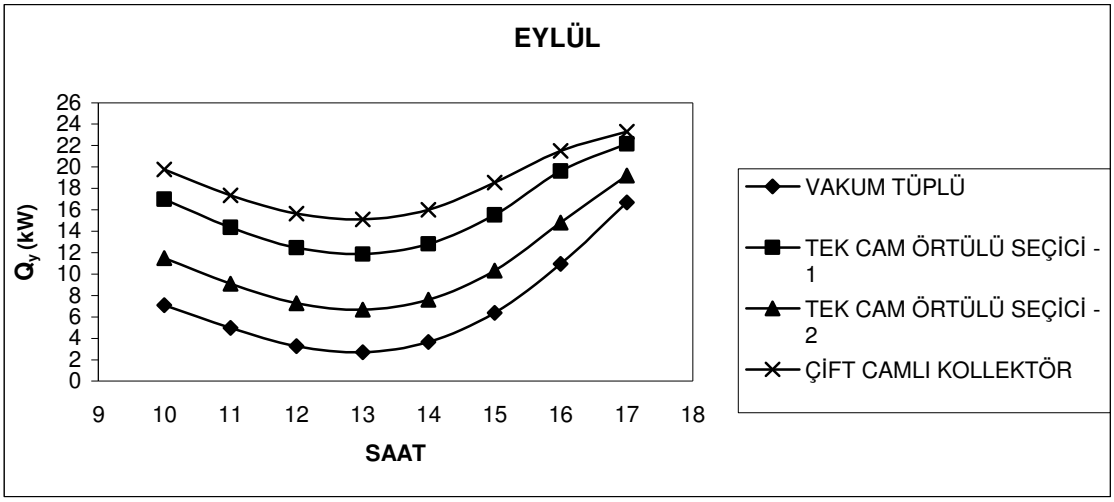
Şekil 4.24. Temmuz ayında belirli saatlere göre, değişik kolektör tipleri için Qy (kullanılan yardımcı enerji kaynağı ısıl gücü) değişimi

Şekil 4.24. incelendiğinde, Temmuz ayında saat 12'de yardımcı enerji kaynağı ısıl gücü Qbuh değeri 10,5 kW olduğu duruma göre oldukça fazladır. Vakum tüplü kolektörde bu değer yaklaşık 2,5 kW, tek cam seçici örtülü – 2' de yaklaşık 7 kW, tek cam seçici örtülü-1' de 12 kW civarında ve son olarak da çift camlı kolektörde yaklaşık 16 kW değerindedir. Şekil 4.14 incelendiğinde, Temmuz ayında saat 12'de vakum tüplü kolektör ile tek cam örtülü seçici – 2' de yardımcı enerji kaynağına ihtiyaç yoktur. Tek cam örtülü seçici- 1 için yaklaşık 5 kW iken son olarak da çift camlı kolektörde 8 kW civarındadır.



Şekil 4.25. Ağustos ayında belirli saatlere göre, değişik kolektör tipleri için Qy (kullanılan yardımcı enerji kaynağı ısıl gücü) değişimi

Şekil 4.25. incelendiğinde, Ağustos ayında saat 12'de yardımcı enerji kaynağı ısıl gücü Qbuh değeri 10,5 kW olduğu duruma göre oldukça fazladır. Vakum tüplü kolektörde bu değer yaklaşık 1,7 kW, tek cam seçici örtülü – 2' de yaklaşık 6 kW, tek cam seçici örtülü-1' de 11 kW civarında ve son olarak da çift camlı kolektörde yaklaşık 15 kW değerindedir. Şekil 4.15 incelendiğinde, Ağustos ayında saat 12'de vakum tüplü kolektör ile tek cam örtülü seçici – 2' de yardımcı enerji kaynağına ihtiyaç yoktur. Tek cam örtülü seçici- 1 için yaklaşık 4 kW iken son olarak da çift camlı kolektörde 7,5 kW civarındadır.



Şekil 4.26. Eylül ayında belirli saatlere göre, değişik kolektör tipleri için Qy (kullanılan yardımcı enerji kaynağı ısıl gücü) değişimi

Şekil 4.26. incelendiğinde, Eylül ayında saat 12'de yardımcı enerji kaynağı ısıl gücü Qbuh değeri 10,5 kW olduğu duruma göre oldukça fazladır. Vakum tüplü kolektörde bu değer yaklaşık 3 kW, tek cam seçici örtülü – 2' de yaklaşık 7 kW, tek cam seçici örtülü-1' de 12 kW civarında ve son olarak da çift camlı kolektörde yaklaşık 15,6 kW değerindedir. Şekil 4.16 incelendiğinde, Eylül ayında saat 12'de vakum tüplü kolektör ile tek cam örtülü seçici – 2' de yardımcı enerji kaynağına ihtiyaç yoktur. Tek cam örtülü seçici- 1 için yaklaşık 5,2 kW iken son olarak da çift camlı kolektörde 8,4 kW civarındadır.

4.7. Tartışma Ve Öneriler

Yapılan çalışmada kolektör tiplerinin sistem performansı üzerine etkisi incelenmiş ve şu sonuçlar elde edilmiştir :

1) LiBr / Su çifti ile çalışan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde en yüksek verim değerini yapılan tüm çalışmayı baz alarak vakum tüplü kolektörlerde elde edebildiğimizi belirtebiliriz. Eylül ayında saat 16:00'da bile vakum tüplü kolektörlerde verim değeri 0,41 gösterirken diğer kolektör tiplerinde verim sadece 0,17 'dir. Bu avantajın yanı sıra en büyük dezavantajında yüksek maliyetler olduğunu söyleyebiliriz.

2) Güneşten yararlanma oranı FNP'nin yine vakum tüplü kolektörlerde 0,96 değerine ulaşırken seçici kolektörlerde 0,80 civarında kaldığını diyagramlarda görebiliriz.
Vakum tüplü kolektörlerde, tüplerin silindir şeklinde olmasından dolayı güneş günün çoğu zamanında tüp yüzeyine dik olarak gelmekte yansıma olayı azalmaktadır. Düz kolektörlerde sadece gün ortasında güneş ışınlarını dik alma şansı vardır. Vakum tüpleri içinde isminden de anlaşıldığı gibi vakum vardır. Bu nedenle tüpün içinde iletimle ve taşınımla kaybolan ısı minimuma indirilmiş olur. Dolayısıyla vakum tüplü kolektörlerin verim değerleri daha yüksek ve bu kolektörlerin kullanıldığı güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sisteminin FNP değerleri daha yüksektir. Bunun sebebi yüksek verime haiz vakum tüplü kolektörlerle daha fazla enerjinin toplanabilmesidir.

3) Faydalı enerjinin de vakum tüplü kolektörlerde Ağustos ayında 26,46 kW değerine ulaştığını diğer kolektör tiplerinde 20 kW civarında olduğunu yukarıdaki diyagramlarda görebiliriz. Verim değerinin en yüksek değerlere çıktığı vakum tüplü kolektörlerde faydalı enerjinin aynı oranda yüksek olması beklenen bir durumdur. Bu durum verim ile faydalı enerji arasındaki doğru orantının bir sonucudur.

4) 4. bölümde elde edilen diyagramlardan görüldüğü üzere vakum tüplü güneş kolektörlerinde yardımcı ısıl güç kaynağı diğer kolektör tiplerine göre daha az hatta bazı durumlarda yardımcı enerji kaynağına hiç ihtiyaç yoktur. En fazla enerjinin toplandığı vakum tüplü kolektörlerde bu durum beklenen bir sonuçtur.

5) Vakum tüplü güneş kolektörlerinde depo sıcaklığı 95 ºC civarındayken diğer tip güneş kolektörlerinde bu değer çok daha düşüktür. Verimin yüksek olması nedeniyle vakum tüplü güneş kolektörlerinde depo sıcaklığı daha yüksektir.

6) Qbuh değeri 10,5 kW yerine 20 kW olduğu durumda grafiklerden de görüldüğü gibi daha fazla enerji kaynağı kullanıldığı tespit edilmiştir.

Sonuç olarak ; LiBr / Su çifti ile çalışan tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminde Mayıs ayından Eylül ayına kadar vakum tüplü güneş kolektörleri diğer kolektör tiplerine göre çok daha avantajlıdır. Elde edilen verimden, güneşten yararlanma oranına kadar tüm parametrelerde yeni teknoloji ürünü olan vakum tüplü kolektörler çok daha avantajlıdır. Gelecekte kullanımının daha da fazla yaygınlaşacağını düşündüğümüz bu kolektör tipinin tek dezavantajı maliyetlerinin fazla oluşudur. Vakum tüplü kolektörlerin maliyeti yaklaşık 900 Euro/ m^2 iken düz yüzeyli kolektörler de bu değer 500 Euro/ m^2' dir. Diğer kolektör tiplerine göre teknolojisinin zorluğu ve kullanılan malzemenin, ekipmanların pahalı oluşu vakum tüplü kolektörlerin diğer dezavantajıdır.

Kapsamlı olarak düşünüldüğünde bu dezavantajın diğer yararların yanında çok da önemli olmadığını fark edebiliriz.

5. KAYNAKLAR

GENCELİ, O. F. 1999. Isı Değiştiricileri. Birsen Yayınevi, İstanbul. 424 s.

DUFFIE, J. A., W. A. BECKMAN. 1980. Solar Engineering of Thermal Processes. A Wiley – Interscience Publication, University of Wisconsin – Madison, p. 326 – 349.

ERGÜL, E. 1991. Simulation of a Solar – Aided R 22 – DEGDME Absorption Heat Pump System. Master' s Thesis, Ankara. p. 109.

KILIÇ, A., A. ÖZTÜRK. 1983. Güneş Enerjisi. Kipaş Dağıtımcılık, İstanbul, 331 s.

KILIÇ, M., A. YİĞİT. 2000. Isı Transferi. Vipaş A.Ş., Bursa. 415 s.

ATMACA, İ. 2002.Güneş Enerjisi Kaynaklı Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Simülasyonu , Bursa.138 s.

KALOGIROU, S. A. 2004.Solar thermal collectors and applications .

TAKTAKOĞLU, K. R., R. T. OĞULATA . 1996. Vakumlu Güneş Kolektörlerde Verimin Tespiti Ve İncelenmesi.

ZHIQIANG, Y., X. ZUQING., Z. JIAN., S. CHANGZHI. 1999. Graded Al-N/ Al Absorbing Surfaces For All- Glass Evacuated Tubular Collectors.

PEUSER, F., K. REMMERS., M. SCHNAUSS. 2002. Solar Thermal Systems Viessmann. 364 s .

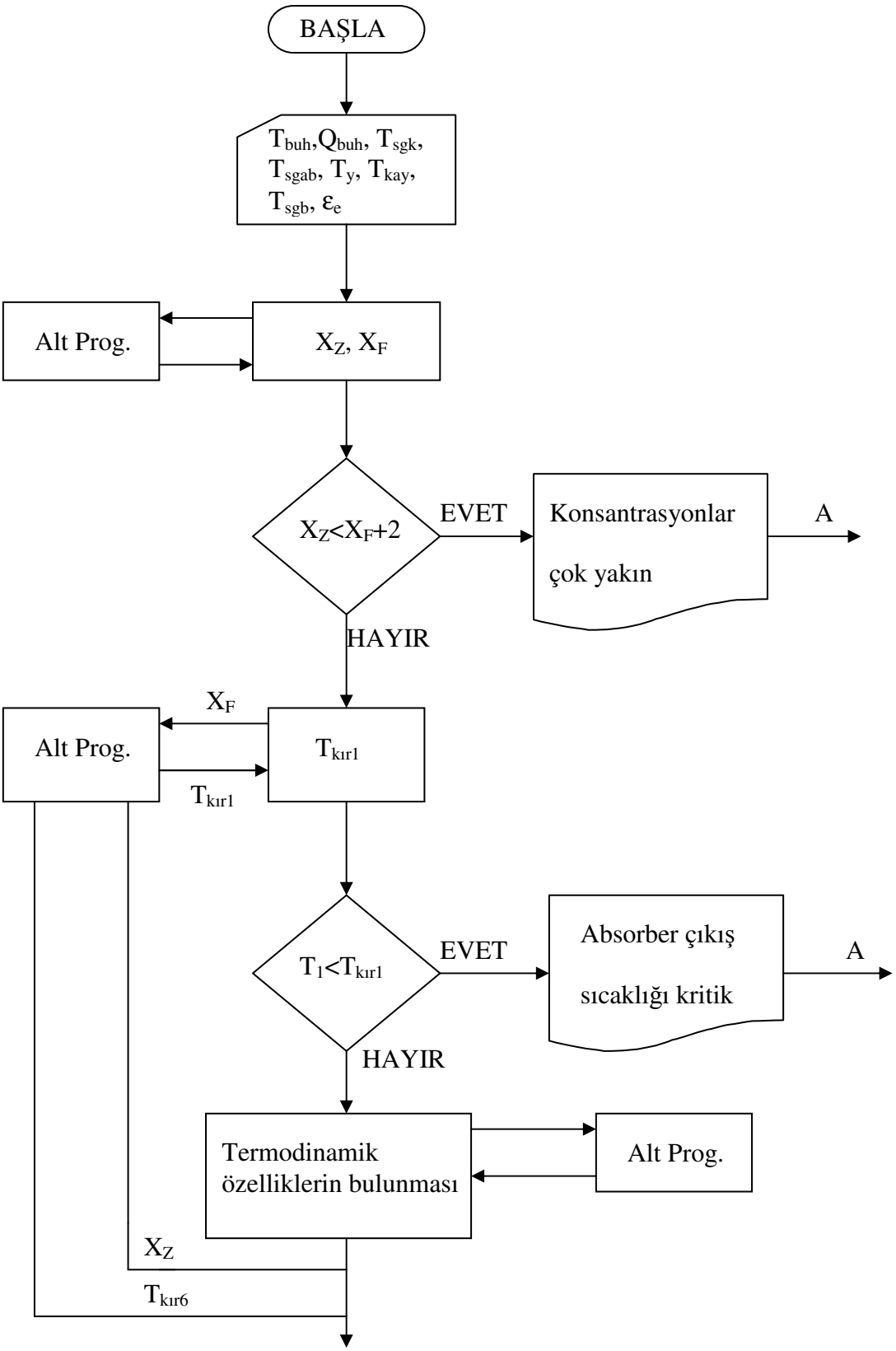
ROBERTS, G.T.1978 . Heat Loss Characterıs tıcs Of An Evacuated Plate- In – Tube Collector.

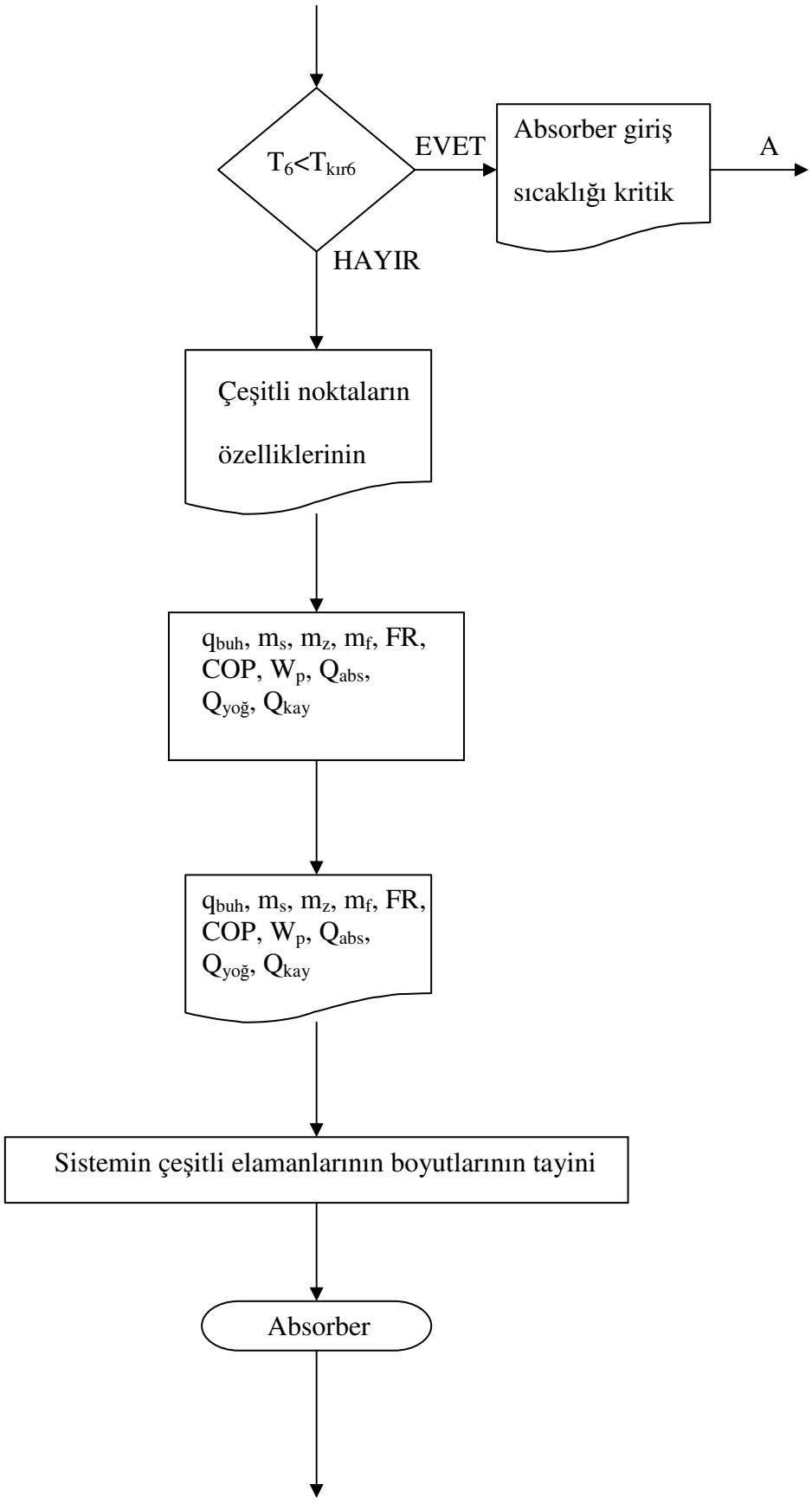
YATTARA, A., Y. ZHU., M.M. ALİ. 2003 . Comparison Between Solar Single – Effect And Single-Effect Double – Lift Absorption Machines .

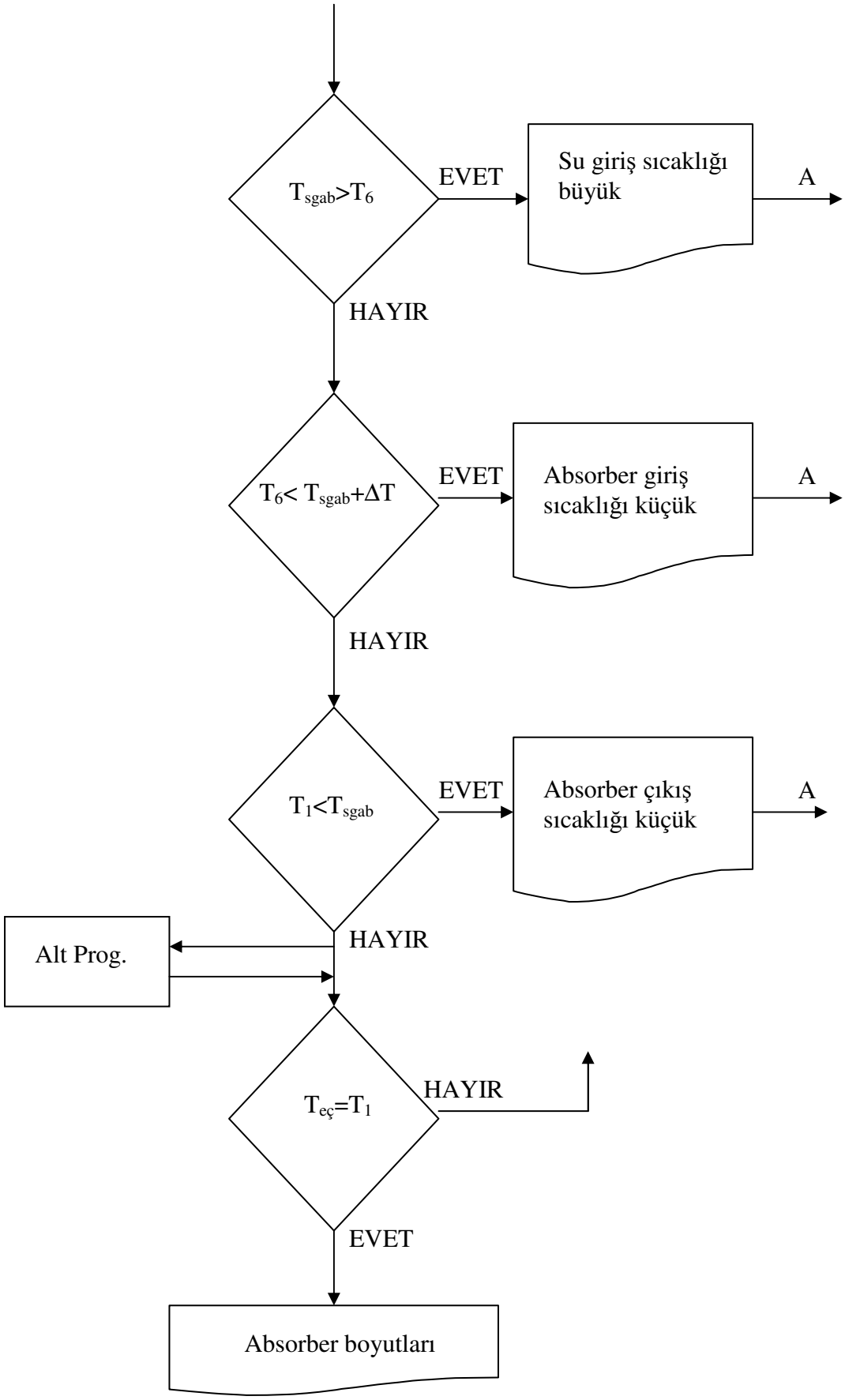
HUANG, B. J. ,V.A. PETRENKO.,I.YA.SAMOFATOV.,N.A. SHCHETININA . 2001. Collector Selectıon For Solar Ejector Cooling System

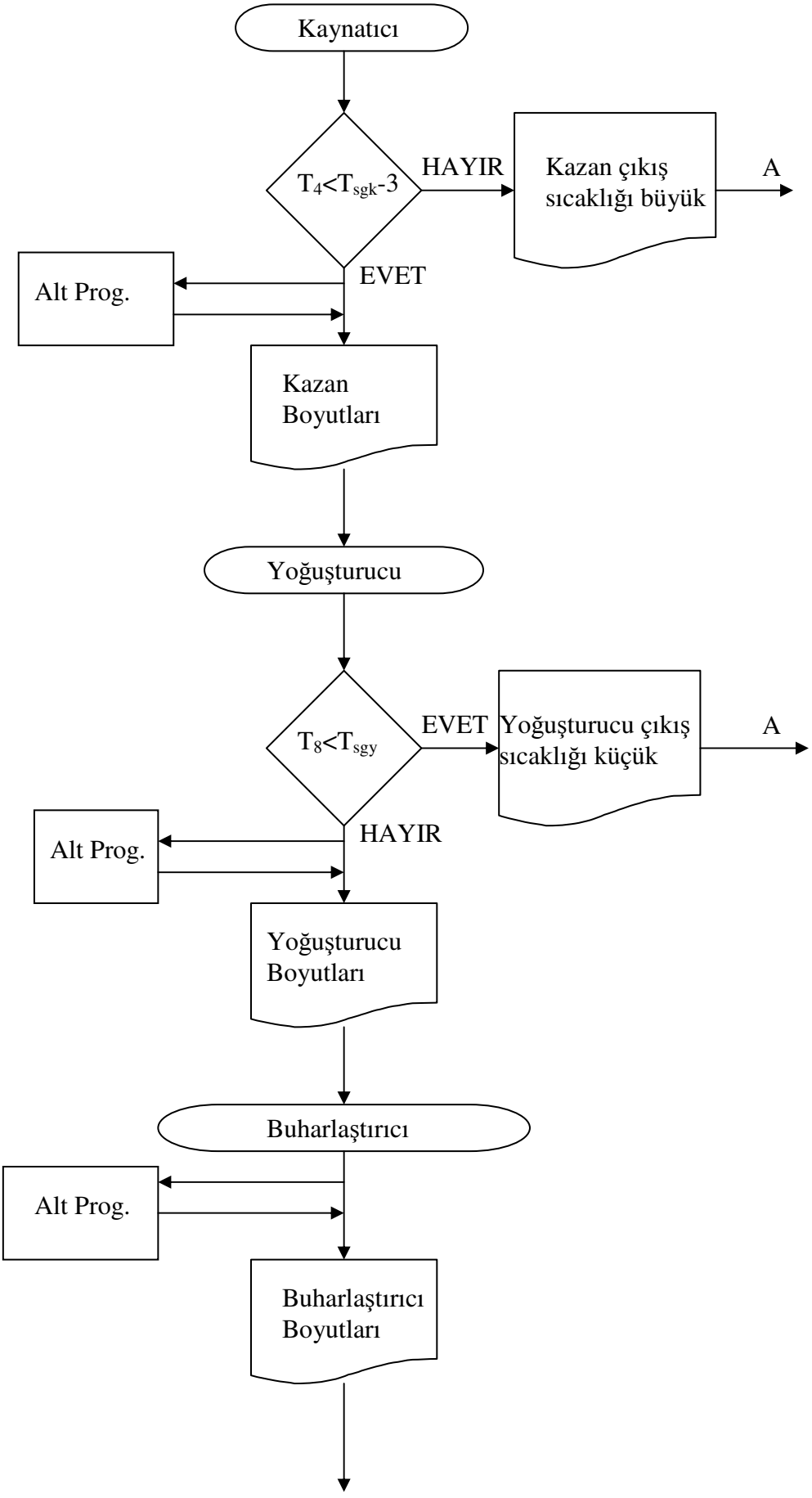
YİĞİT, A., İ. ATMACA. 2002 Güneş Enerjisi Kaynaklı Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Simülasyonu

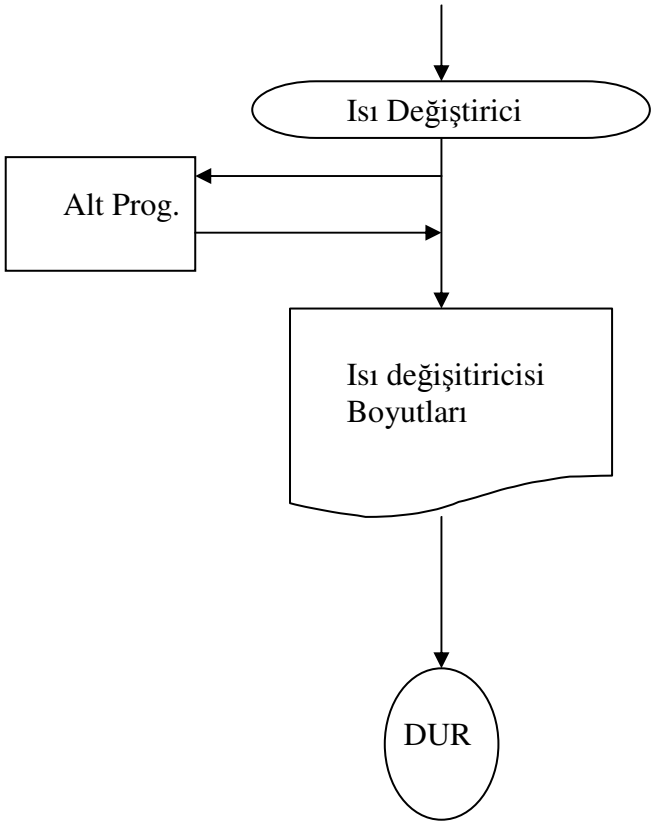
EK – 1 Absorpsiyonlu Soğutma Sistemini Elemanlarının Boyutlarını ve Çalışma Parametrelerini Tesbit Eden Simülasyon Çalışmasının Algoritması



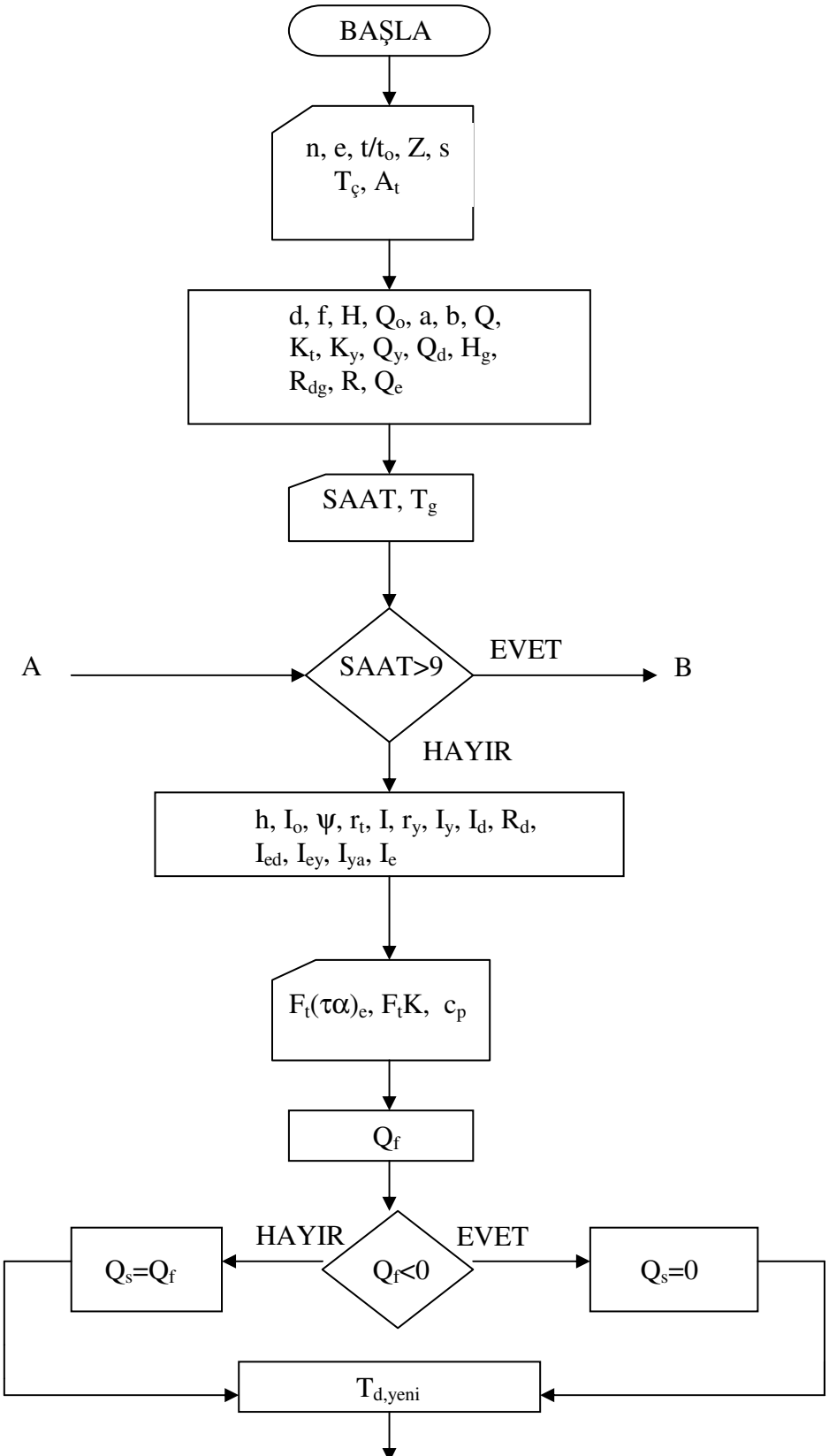

$T_6<T_{kır6}$
EVET
Absorber giriş sıcaklığı kritik
A
HAYIR
Çeşitli noktaların özelliklerinin
q_{buh}, m_s, m_z, m_f, FR, COP, W_p, Q_{abs}, $Q_{yoğ}$, Q_{kay}
q_{buh}, m_s, m_z, m_f, FR, COP, W_p, Q_{abs}, $Q_{yoğ}$, Q_{kay}
Sistemin çeşitli elamanlarının boyutlarının tayini
Absorber

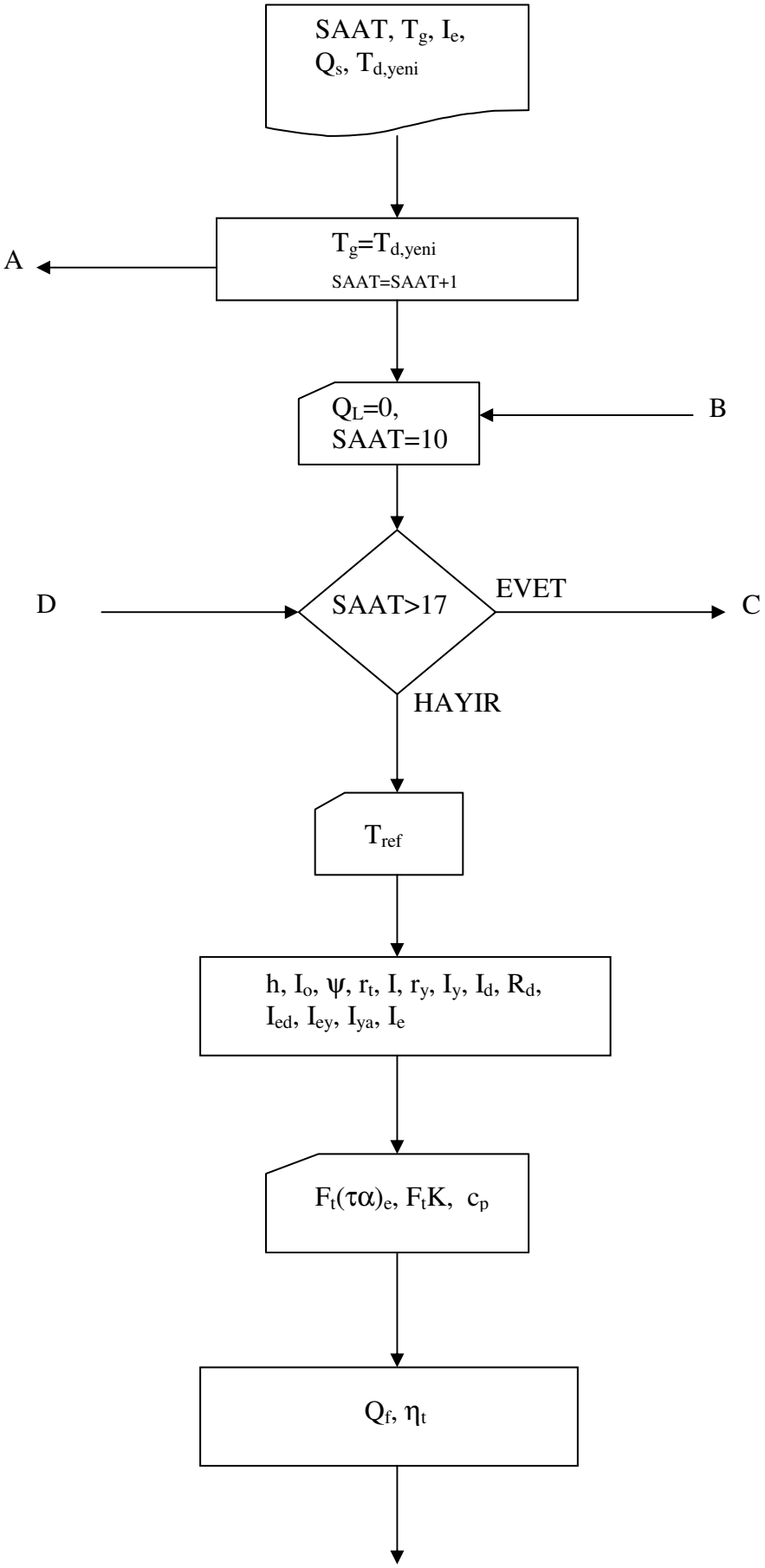

$T_{sgab}>T_6$
EVET
Su giriş sıcaklığı büyük
A
HAYIR
$T_6< T_{sgab}+\Delta T$
EVET
Absorber giriş sıcaklığı küçük
A
HAYIR
$T_1<T_{sgab}$
EVET
Absorber çıkış sıcaklığı küçük
A
HAYIR
Alt Prog.
$T_{eç}=T_1$
HAYIR
EVET
Absorber boyutları

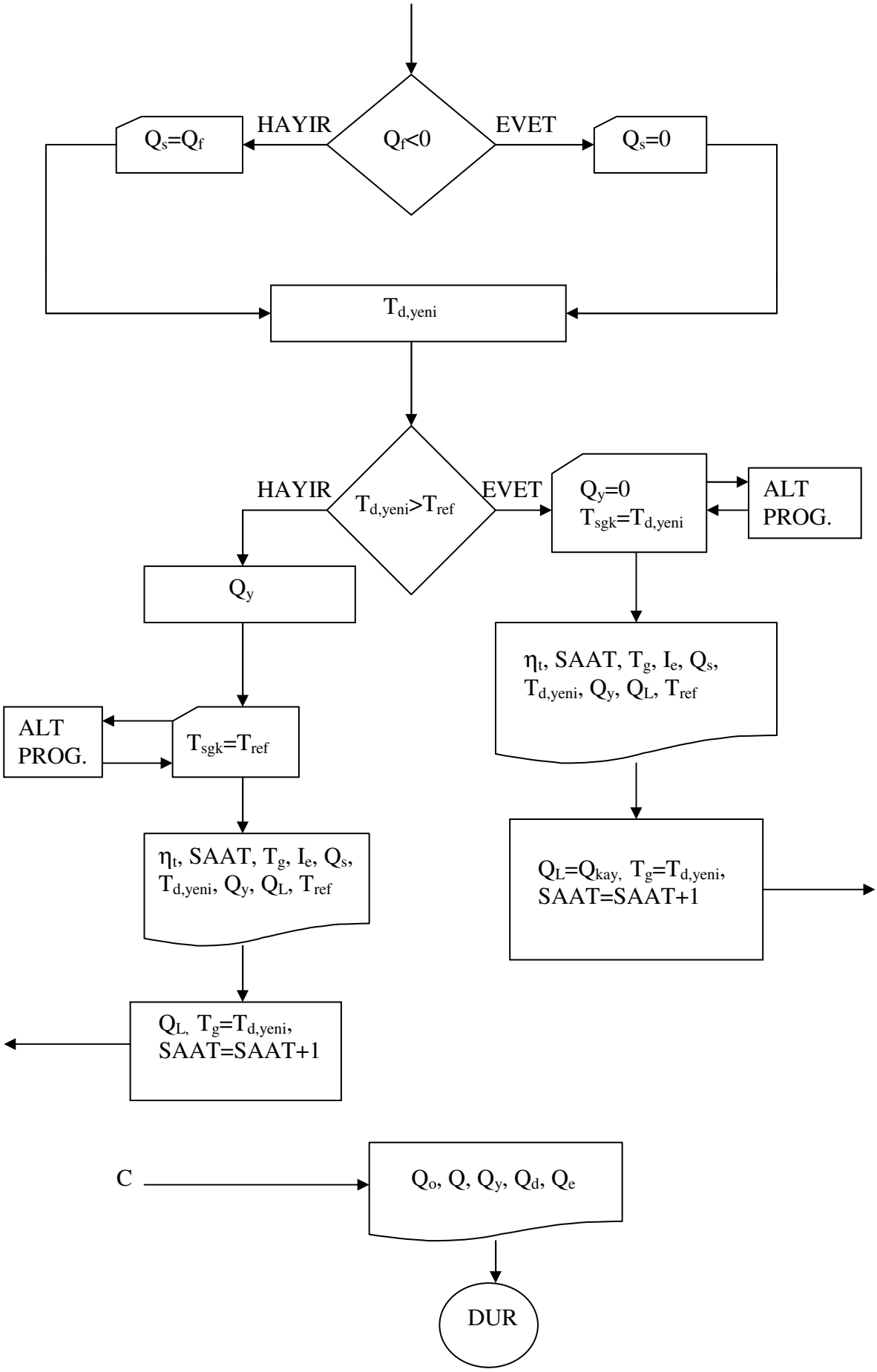

Kaynatıcı
$T_4<T_{sgk}-3$
HAYIR
Kazan çıkış sıcaklığı büyük
A
EVET
Alt Prog.
Kazan Boyutları
Yoğuşturucu
$T_8<T_{sgy}$
EVET
Yoğuşturucu çıkış sıcaklığı küçük
A
HAYIR
Alt Prog.
Yoğuşturucu Boyutları
Buharlaştırıcı
Alt Prog.
Buharlaştırıcı Boyutları


Isı Değiştirici
Alt Prog.
Isı değişitiricisi
Boyutları
DUR

EK – 2 Güneş Enerjisi Hesaplamalarının Yapıldığı Simülasyon Çalışması Algoritması




SAAT, T_g, I_e,
Q_s, $T_{d,yeni}$
$T_g=T_{d,yeni}$
SAAT=SAAT+1
A
$Q_L=0$,
SAAT=10
B
SAAT>17
EVET
C
D
HAYIR
T_{ref}
h, I_o, ψ, r_t, I, r_y, I_y, I_d, R_d,
I_{ed}, I_{ey}, I_{ya}, I_e
$F_t(\tau\alpha)_e$, F_tK, c_p
Q_f, η_t


Q_f<0
HAYIR
$Q_s=Q_f$
EVET
$Q_s=0$
$T_{d,yeni}$
$T_{d,yeni}>T_{ref}$
HAYIR
EVET
$Q_y=0$
$T_{sgk}=T_{d,yeni}$
ALT PROG.
Q_y
η_t, SAAT, T_g, I_e, Q_s, $T_{d,yeni}$, Q_y, Q_L, T_{ref}
ALT PROG.
$T_{sgk}=T_{ref}$
η_t, SAAT, T_g, I_e, Q_s, $T_{d,yeni}$, Q_y, Q_L, T_{ref}
$Q_L=Q_{kay}$, $T_g=T_{d,yeni}$, SAAT=SAAT+1
Q_L, $T_g=T_{d,yeni}$, SAAT=SAAT+1
C
Q_o, Q, Q_y, Q_d, Q_e
DUR

EK – 3 Güneş Enerjisi Hesaplarının Yapıldığı Programın Listesi

```
C--------REFERANS SICAKLIGA GORE KARARSIZ HALDE INCELEME---

      OPEN(UNIT=15,FILE='AAAAA.txt',STATUS='UNKNOWN')
C     GUNES ENERJISI HESAPLAMALARI
C     PRINT*,'YILIN KACINCI GUNU OLDUGUNU GIRINIZ'
C     READ*,N
C     PRINT*,'ENLEM ACISINI GIRINIZ'
C     READ*,E
C     PRINT*,'GUNESLENME SURESINI GIRINIZ'
C     READ*,TTO
C     PRINT*,'DENIZ SEVIYESINDAN YUKSEKLIGI GIRINIZ'
C     READ*,Z
C     PRINT*,'EGIM ACISINI GIRINIZ'
C     READ*,S
C     PRINT*,'TOPLAYICININ TOPLAM ISI KAYIP KATSAYISINI GIRINIZ'
C     READ*,ZK
C     PRINT*,'TOPLAYICI VERIM FAKTORUNU GIRINIZ'
C     READ*,FV
C     PRINT*,'DEBIYI GIRINIZ'
C     READ*,ZM
C     PRINT*,'SU GIRIS SICAKLIGINI GIRINIZ'
C     READ*,TG
C     PRINT*,'CEVRE SICAKLIGINI GIRINIZ'
C     READ*,TCEV
C     PRINT*,'EFEKTIF YUTMA GECIRME KATSAYISINI GIRINIZ'
C     READ*,ZEF
C     PRINT*,'KOLLEKTOR ALANINI GIRINIZ'
C     READ*,ALAN
      DATA N,E,TTO,Z,S,TCEV,ALAN/162,36.5,0.82,42,35,30,50/
      CF=3.1416/180
      ENL=E*CF
      IGS=1353
      D=23.45*SIN(360*(N+284)*CF/365)
      CD=D*CF
      F=1+(0.033*COS(360*N*CF/365))
      H=ACOS(-TAN(CD)*TAN(ENL))
      CH=H*180/3.1416
      QM=(24/3.1416)*IGS*F*SIN(CD)*SIN(ENL)*((3.1416*CH/180)-TAN(H))
      QO=0.003600*QM
      EN=(E-D)*CF
      A=0.103+0.000017*Z+0.198*COS(EN)
```

```
      B=0.533-0.165*COS(EN)
      Q=(A+(B*TTO))*QO
      FKT=Q/QO
      FKY=1-(1.13*FKT)
      QY=Q*FKY
      QD=Q-QY
      ES=(E-S)*CF
      HG=ACOS(-TAN(CD)*TAN(ES))
      CHG=HG*180/3.1416
      RDGI=(COS(ES)*COS(CD)*SIN(HG)+(3.1416/180)*CHG*SIN(ES)*SIN(CD))
      RDGII=(COS(ENL)*COS(CD)*SIN(H)+(3.1416/180)*CH*SIN(ENL)*SIN(CD))
      RDG=RDGI/RDGII
      SS=CF*S
      G=0.2
      RRR=(RDG*QD/Q)+((QY*(1+COS(SS)))/(2*Q))+(G*(1-COS(SS))/2)
      QE=RRR*Q
      TG=75
      SAAT=7
   16 IF (SAAT.GT.9) GO TO 20
      HH=15*(SAAT-12)*CF
      HHH=HH/CF
      CZEN=COS(CD)*COS(ENL)*COS(HH)+SIN(CD)*SIN(ENL)
      IO=IGS*F*CZEN
      FI=EXP(-4*(1-(CABS(HHH)/CH))**2)
      TO=(2*CH)/15
      RT=(3.1416/(4*TO))*(COS(90*CF*HHH/CH)+(2/SQRT(3.1416))*(1-FI))
      I=RT*Q*1000000/3600
      RY=(3.1416/24)*(COS(HH)-COS(H))/(SIN(H)-(3.1416*CH*COS(H)/180))
      IY=RY*QY*1000000/3600
      ID=I-IY
      RDI=COS(ES)*COS(CD)*COS(HH)+SIN(ES)*SIN(CD)
      RDII=COS(ENL)*COS(CD)*COS(HH)+SIN(ENL)*SIN(CD)
      RD=RDI/RDII
      IED=RD*ID
      IEY=IY*(1+COS(SS))/2
      IYA=I*G*(1-COS(SS))/2
      IE=IED+IEY+IYA
      CP=4180
      FRZA=0.70
      FRUL=3.3
      QF=ALAN*(FRZA*IE-FRUL*(TG-TCEV))
      IF (QF.LT.0) THEN
      QS=0
      ELSE
      QS=QF
      END IF
      TSNEW=TG+((3600/(125*ALAN*CP))*(QS-11.1*(TG-TCEV)))
      WRITE(15,*)'SAAT,TG',SAAT,TG
```

```
      WRITE(15,*)'IE,QS,TSNEW',IE,QS,TSNEW
      WRITE(15,*)'-----------------------------------------------------'
      TG=TSNEW
      SAAT=SAAT+1
      GO TO 16
   20 XZ=0
      SAAT=10
   15 IF (SAAT.GT.17) GO TO 19
      TREF=85
      HH=15*(SAAT-12)*CF
      HHH=HH/CF
      CZEN=COS(CD)*COS(ENL)*COS(HH)+SIN(CD)*SIN(ENL)
      IO=IGS*F*CZEN
      FI=EXP(-4*(1-(CABS(HHH)/CH))**2)
      TO=(2*CH)/15
      RT=(3.1416/(4*TO))*(COS(90*CF*HHH/CH)+(2/SQRT(3.1416))*(1-FI))
      I=RT*Q*1000000/3600
      RY=(3.1416/24)*(COS(HH)-COS(H))/(SIN(H)-(3.1416*CH*COS(H)/180))
      IY=RY*QY*1000000/3600
      ID=I-IY
      RDI=COS(ES)*COS(CD)*COS(HH)+SIN(ES)*SIN(CD)
      RDII=COS(ENL)*COS(CD)*COS(HH)+SIN(ENL)*SIN(CD)
      RD=RDI/RDII
      IED=RD*ID
      IEY=IY*(1+COS(SS))/2
      IYA=I*G*(1-COS(SS))/2
      IE=IED+IEY+IYA
      CP=4180
      FRZA=0.70
      FRUL=3.3
      QF=ALAN*(FRZA*IE-FRUL*(TG-TCEV))
      XNC=FRZA-((FRUL*(TG-TCEV))/IE)
      IF (QF.LT.0) THEN
      QS=0
      ELSE
      QS=QF
      END IF
      TSNEW=TG+((3600/(125*ALAN*CP))*(QS-XZ-11.1*(TG-TCEV)))
      IF (TSNEW.GE.TREF) THEN
      QAUX=0
      TSGK=TSNEW+273
      CALL KAZAN(TSGK,QK)
      WRITE(15,*)'XNC',XNC
      WRITE(15,*)'SAAT,TG',SAAT,TG
      WRITE(15,*)'IE,QS,TSNEW',IE,QS,TSNEW
      WRITE(15,*)'QAUX,XZ,TREF',QAUX,XZ,TREF
      WRITE(15,*)'-----------------------------------------------------'
      XZ=QK*1000
```

```
      TG=TSNEW
      SAAT=SAAT+1
      GO TO 15
      ELSE
      QAUX=0.4*CP*(TREF-TSNEW)
      TSGK=TREF+273
      CALL KAZAN(TSGK,QK)
      WRITE(15,*)'XNC',XNC
      WRITE(15,*)'SAAT,TG',SAAT,TG
      WRITE(15,*)'IE,QS,TSNEW',IE,QS,TSNEW
      WRITE(15,*)'QAUX,XZ,TREF',QAUX,XZ,TREF
      WRITE(15,*)'-----------------------------------------------------'
      XZ=(QK*1000)-QAUX
      TG=TSNEW
      SAAT=SAAT+1
      GO TO 15
      END IF
   19 WRITE(15,*)'ATM DISI GUNLUK      QO=',QO
      WRITE(15,*)'YATAY DUZLEME GUNLUK  Q=',Q
      WRITE(15,*)'YATAYA YAYILI        QY=',QY
      WRITE(15,*)'YATAYA DIREKT        QD=',QD
      WRITE(15,*)'EGIK DUZLEME DIREKT  QE=',QE
      STOP
      END
```

TEŞEKKÜR

Yüksek lisansa başlamamdan bu çalışmayı hazırlamama dek bana her konuda destek olan değerli hocam Sayın Prof. Dr. Abdulvahap YİĞİT'e, çalışmalarım esnasında benden desteğini hiçbir zaman esirgemeyen değerli hocam Arş.Gör. İbrahim ATMACA'ya, lisans ve yüksek lisans dönemi boyunca bana her konuda destek olan Arş.Gör. Hüseyin LEKESİZ'e , manevi desteğini her zaman yanımda hissettiğim biricik eşime, her konuda yanımda olan aileme teşekkürlerimi sunuyorum.

ÖZGEÇMİŞ

07.02.1978 yılında Almanya'da doğdu. İlk ve orta öğrenimini Bursa'da tamamladı. 1996 yılında Uludağ Üniversitesi Teknik Bilimler Meslek Yüksek Okulu Doğalgaz Ve Isıtma bölümünde başladığı ön lisans öğrenimini, 1998 yılında birincilikle bitirerek Makine Mühendisliği bölümüne dikey geçiş yaptı. 2001 yılında bu bölümden mezun olarak 2002 yılında yine aynı bölümde yüksek lisans eğitimine başladı. Halen yüksek lisans öğrenimine devam etmektedir.